

УДК 621.833.6.001

Снижение расхода энергии подъемно-транспортными машинами в цикле «разгон–торможение»

И.В. Леонов

Причины снижения экономичности подъемно-транспортных машин (ПТМ) — колебания скорости и нагрузки, отклонения которых от расчетного оптимального значения и вызывают рост расхода энергии. Другой причиной увеличения потерь энергии ПТМ является процесс принудительного торможения при необходимости их остановки.

В настоящее время появился новый класс грузоподъемных и транспортных машин с гибридными силовыми установками, которые могут производить рекуперацию энергии торможения и снизить за счет этого общий расход энергии. Однако можно указать на новый перспективный метод повышения экономичности ПТМ путем изменения момента переключения в цикле «разгон–торможение», применение которого не требует использования дорогостоящих устройств рекуперации энергии торможения.

Результаты исследований будут полезны при разработке новых ПТМ в конструкторских бюро и на заводах-изготовителях.

Ключевые слова: расход энергии, разгон, торможение, рекуперация энергии.

Reducing energy consumption in material handling machines during acceleration and braking

I.V. Leonov

Speed and load fluctuations in material handling machines (MHMs) increase energy consumption and, therefore, reduce MHM efficiency. Energy is also wasted during forced braking. Currently, a new class of lifting and transport vehicles with hybrid power plants is being developed. Such vehicles can recover energy generated during deceleration and thereby reduce the total energy consumption. Another promising method for increasing MHM efficiency is to change the switching point in the acceleration-deceleration cycle, which does not require expensive regenerative devices. The results of research will be useful in design offices and manufacturing plants when developing new MHMs.

Keywords: energy consumption, acceleration, braking, energy recovery.

Современные подъемно-транспортные машины (ПТМ) и непрограммируемые автоматические манипуляторы работают на неустановившихся режимах с чередованием разгонов и торможений. Как показывает обзор литературы по этой теме исследования методов



ЛЕОНОВ
Игорь Владимирович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

LEONOV
Igor' Vladimirovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

снижения расхода энергии ПТМ как правило проводится в одном направлении — путем развития методов рекуперации энергии торможения [1–3]. Метод рекуперации энергии торможения обладает высокой эффективностью, но повышает стоимость ПТМ за счет применения аккумулирующих устройств различного типа. Однако последние исследования доказывают, что 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 [4]. Применение метода снижения расхода энергии ПТМ путем изменения момента их переключения с разгона на торможение возможно не во всех машинах, а только в таких, в которых между разгоном и торможением не происходит работа на установившемся режиме. Поэтому метод снижения расхода энергии путем изменения момента переключения применим в ПТМ, оснащенных тормозными устройствами с фиксацией остановки рабочего органа в определенном положении [5].

На установившихся режимах, на которых существует однозначная связь между коэффициентом потерь энергии и КПД, в качестве критерия экономичности расхода энергии всегда использовался КПД машины. Исследования неустановившихся режимов ПТМ в МГТУ им. Н.Э. Баумана показали, что для оценки их экономических качеств может быть использован идеализированный цикл «разгон–торможение» [4], в котором цикловой КПД $\eta_{ц}$ однозначно определяется по цикловым параметрам: отношению моментов $M_{дв}$ двигателя и сопротивления $M_{сопр}$ и отношению угловой продолжительности разгона и торможения, определяемому угловой координатой переключения $\varphi_{пер}$ с разгона на торможение:

$$\eta_{ц} = \frac{|M_{сопр}| \varphi_{ц}}{M_{дв} \varphi_{пер}}$$

Анализ выражения циклового КПД идеализированного цикла показывает, что $\eta_{ц}$ зависит от угловой координаты момента переключения $\varphi_{пер}$ с разгона на торможение. Поэтому при де-

терминированной нагрузке, т. е. при известной при проектировании ПТМ нагрузке в процессе эксплуатации, можно произвести оптимальный выбор параметров двигателя и передаточного механизма по цикловому КПД $\eta_{ц}$ как критерию экономичности расхода энергии в идеализированном цикле «разгон — торможение» при допущении постоянного значения приведенных моментов сил и моментов инерции в цикле. Однако необходимо выяснить, справедлива ли эта зависимость и для реального неидеализированного цикла работы ПТМ, в котором моменты двигателя и сопротивления могут и не иметь постоянного значения.

Цель работы — оценка методов снижения расхода энергии ПТМ и непрограммируемых автоматических манипуляторов без использования аккумулирующих устройств рекуперации энергии торможения путем перераспределения работ внутри цикла движения за счет изменения координаты момента переключения с разгона на торможение. Поскольку окончательные выводы о перспективности этого метода снижения расхода энергии трудно сделать без оценки влияния других параметров ПТМ на его динамические и экономические свойства, то для более наглядного пояснения вопроса рассмотрим примеры широко распространенного в ПТМ гидравлического привода с помощью механизма качающегося цилиндра.

Схема механизма подъема неуравновешенного люка с гидравлическим приводом изображена на рис. 1. Нагрузкой (силой сопротивления) является сила тяжести люка, представляющей собой кривошип механизма качающегося гидроцилиндра. Люк открывается, проходя две стадии: разгон и торможение 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

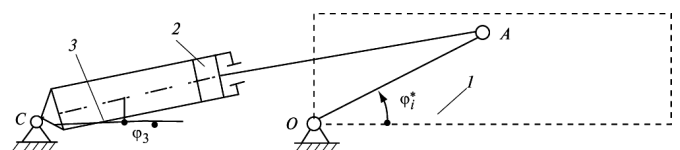


Рис. 1. Схема механизма привода люка:

1 — люк; 2 — поршень; 3 — качающийся цилиндр

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 сразу следует торможение. Эта особенность позволяет построить достаточно простую математическую модель и оценить на ней экономическую эффективность нового метода 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]. Ниже представлен алгоритм расчета динамических показателей и экономической эффективности нового метода снижения расхода энергии 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 $M_{G_1}^{np}$ силы тяжести люка $G_1 = gm_1$ рассчитывается из условия равенства мощностей силы тяжести и ее приведенного момента:

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

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

На зависимости $M_{G_1}^{np}(\varphi_{1л})$, представленной на рис. 2, можно выделить 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 подъему

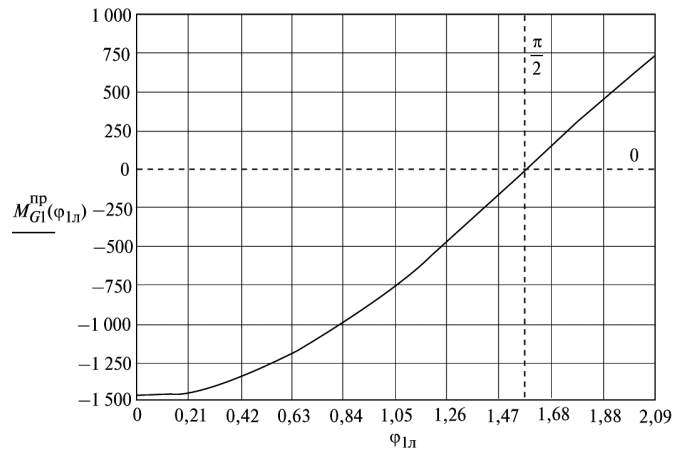


Рис. 2. Зависимость приведенного момента сил тяжести люка от его углового положения

$|M_{G_1}^{np}|_{\max} = gm_1 \ell_{OB}$ при $\varphi_{1л} = 0$. Приведенный момент $M_{G_1}^{np} = 0$ в вертикальном положении люка при $\varphi_{1л} = \pi/2$. Изменение знака момента $M_{G_1}^{np}$ в вертикальном положении люка 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 2. Определить необходимый движущий момент в начальном положении люка.

Решение. Необходимый пусковой движущий момент связан с максимальным значением момента сопротивления подъему в начальном положении $|M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0)|_{\max} = gm_1 \ell_{OB}$, который необходимо преодолеть $M_{дв}^{np} \geq |M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0)|$. Чтобы исключить знак неравенства примем приведенный движущий момент $M_{дв}^{np}$ постоянным и преобразуем его к виду

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

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

Задача 3. Принимая $M_{дв}^{np}$ постоянным, определить суммарный приведенный момент сил движущих и сопротивления на участке разгона.

Решение. Суммарный момент на участке разгона является алгебраической суммой движущей

щего момента и приведенного момента сопротивления силы тяжести люка:

$$M_{\Sigma}(\varphi) = k g m_1 \ell_{OB} - g m_1 \ell_{OB} \cos(\varphi_{1л}).$$

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

Решение. Суммарную работу при разгоне $A_{\Sigma\text{разг}}$ можно определить путем интегрирования суммарного приведенного момента $M_{\Sigma}(\varphi)$ как функции угла переключения:

$$\begin{aligned} A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi) &= \int_{\varphi=0}^{\varphi_{\text{пер}}=\pi/2} M_{\Sigma\text{разг}}(\varphi) d\varphi_1 = \\ &= g m_1 \ell_{OB} \int_{\varphi=0}^{\varphi_{\text{пер}}=\pi/2} [k - \cos \varphi_{1л}] d\varphi_1, \end{aligned}$$

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

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

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

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

Задача 6. Принимая $J_{\Sigma} = 0,5$, определить необходимый момент тормозных сил $M_T(\varphi = \pi)$ для остановки и удержания люка в неподвижном состоянии $\omega(\varphi = \pi) = 0$ в выбранном конечном положении ($\varphi = \pi$).

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

$$M_T(\varphi = \pi) = -M_{G1}(\varphi = \pi) = g m_1 \ell_{OB}.$$

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

Задача 7. Определить необходимую работу торможения $A_T(\varphi = \pi)$ для остановки люка.

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

$$A_T(\varphi = \pi) = -\{g m_1 \ell_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}.$$

Величина этой работы зависит от характера изменения тормозных сил, поэтому в следующей задаче определим необходимую зависимость изменения тормозного момента.

Задача 8. Считая линейной зависимость момента тормозных сил для безударной остановки люка в положении $\varphi = \pi$, определить начальное значение тормозного момента, считая известной конечное значение его из решения задачи 6.

Решение. Для обеспечения безударной остановки люка после его открытия на 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 $M_T(\varphi = \pi/2)$, исходя из необходимой работы торможения

$$A_T(\varphi = \pi) = -\{g m_1 \ell_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\},$$

обеспечивающей остановку $\omega(\varphi = \pi) = 0$ (см. решение задачи 7) и конечного значения момента тормозных сил $M_T(\varphi = \pi) = g m_1 \ell_{OB}$ для обеспечения равенства нулю ускорения движения в конце торможения $\varepsilon_1(\varphi_{\text{конеч}}) = 0$. Поэтому

$$\begin{aligned} A_{\Sigma T}(\varphi = \pi) &= \Delta T_{\text{разг}} + A_T(\varphi = \pi) + \\ &+ A_G(\varphi = \pi) = 0; \\ A_T(\varphi = \pi) &= \int_{\varphi_{\text{пер}}=\pi/2}^{\varphi=\pi} M_T(\varphi) d\varphi_1 = \\ &= -\{g m_1 \ell_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}. \end{aligned}$$

При линейном законе изменения тормозного момента от сил давления путем дросселирования жидкости на выходе из цилиндра работа сил торможения будет представлять площадь трапецевидной эпюры приведенного суммарного момента [3, 4]:

$$A_T(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}} = \pi/2}^{\varphi = \pi} M_T(\varphi) d\varphi_1 = \\ = \left\{ M_T(\varphi_{\text{пер}} = \pi/2) + M_T(\varphi = \pi) \right\} \varphi_T / 2,$$

где $M_T(\varphi = \pi) = gm_1 \ell_{OB}$ — значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi$; $M_T(\varphi_{\text{пер}} = \pi/2) = 2A_T(\varphi = \pi)/\pi/2$ — начальное значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi/2$; $\varphi_T = \pi - \varphi_{\text{пер}} = \pi/2$ — угловой путь торможения.

Задача 9. После переключения давлений в цилиндре происходит торможение люка, гашение скорости и достигнутой при разгоне кинетической энергии до нуля моментом тормозных сил по линейной зависимости. Определить зависимость углового ускорения при торможении $\varepsilon_1(\varphi) = M_T(\varphi) / J_\Sigma$ и тем самым проверить выполнение условий безударного останова при $\varphi = \pi$: $\omega(\varphi = \pi) = 0$, $\varepsilon_1(\varphi = \pi) = 0$.

Решение. Приняв линейной зависимость тормозного момента от угла поворота (см. задачу 8), определим необходимое для безударного останова значение фактора торможения k_T (фактор торможения представляет коэффициент пропорциональности, определяющий изменение тормозных сил в процессе торможения):

$$M_T(\varphi) = M_T(\varphi = \pi/2) - k_T(\varphi - \varphi_{\text{пер}}),$$

где $k_T = \{M_T(\varphi = \pi/2) - M_T(\varphi = \pi)/(\varphi - \pi/2)\}$ — фактор торможения.

Определив зависимость $M_T(\varphi)$, построим зависимость угловой скорости и углового ускорения при торможении $\varepsilon_T(\varphi) = M_T(\varphi)/J_\Sigma$ и проверим выполнения условий «безударного» останова при $\varphi = \pi$:

$$M_T(\varphi = \pi) = -M_C(\varphi = \pi); M_\Sigma(\varphi = \pi) = 0; \\ \omega(\varphi = \pi) = 0; \varepsilon(\varphi = \pi) = 0.$$

Расчетные формулы имеют вид

$$\omega_{\text{разг}}(\varphi) = \{(\omega_{\text{разг}})_{\text{max}} - 2A_T(\varphi)/J_\Sigma\}^{1/2} = 0; \\ \varepsilon_T(\varphi) = M_{\Sigma T}(\varphi)/J_\Sigma.$$

Задача 10. Определить время разгона и время движения в цикле «разгон — торможение»

$$\varphi_{\text{ц}} = \varphi_{\text{разг}} + \varphi_T.$$

Решение. Решение целесообразно проводить на ЭВМ, например, используя систему Mathcad [6].

Время разгона и торможения можно определить интегрированием обратной функции закона движения $1/\omega(\varphi_1)$ по углу [3, 4]:

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

Время цикла движения

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{разг}} + t_T.$$

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

Решение. Для торможения люка мощность двигателя не используется, поэтому цикловой КПД равен отношению работ

$$\eta_{\text{ц}} = A_{\text{п}} / A_{\text{дв. разг}}$$

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

Средняя развиваемая двигателем мощность $W_{\text{ср}}$ 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:

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

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

Анализ результатов моделирования. Построение зависимостей параметров ПТМ от углового момента переключения с разгона на торможение осуществлялось по приведенным выше выражениям путем моделирования в системе Mathcad [6]. 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) показана на рис. 3. В обоих случаях цикловой КПД снижается при увеличении угла переключения, что объясняется повышением скорости в конце разгона и кинетической энергии перед торможением и, как следствие, рост потерь энергии при торможении.

Результаты моделирования динамических показателей привода люка представлены на рис. 4. Эти результаты противоречивы, так как описывают изменение времени цикла $T_{\text{ц}}$ (кривая 1 и кривая 2) и времени разгона $T_{\text{разг}}$ (кривая 3 и кривая 4), которое является частью вре-

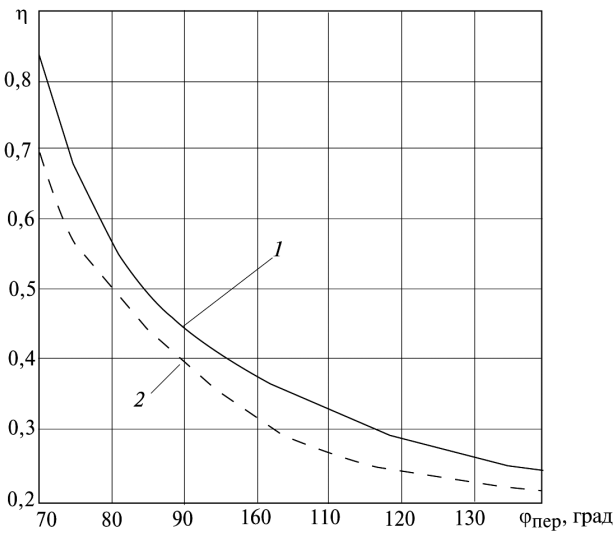


Рис. 3. Зависимость циклового КПД от углового момента переключения при коэффициенте запаса $k = 1,2$ (1) и $k = 1,5$ (2)

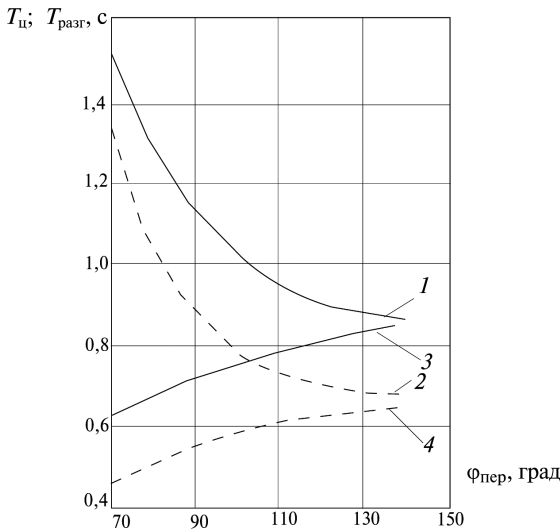


Рис. 4. Зависимости динамических показателей от углового момента переключения:

1, 3 – $k = 1,2$; 2, 4 – $k = 1,5$; — — $T_{ц}$; - - - - $T_{раз}$

мени цикла. Увеличение угла переключения приводит к сокращению времени цикла при одновременном незначительном повышении времени разгона, который производится на увеличивающемся угле разгона. При этом время процесса торможения сокращается за счет повышения потерь энергии. Таким образом, увеличение угла переключения с разгона на торможение обеспечивает интенсификацию процесса работы ПТМ, повышение производительности и рост не только абсолютного расхода энергии, но и снижение циклового КПД.

Результаты моделирования необходимой мощности двигателя гидропривода W (кривая 1) и изменения времени цикла (кривая 2) представлены на рис. 5. Увеличение коэффициента запаса мощности двигателя k , естественно, ве-

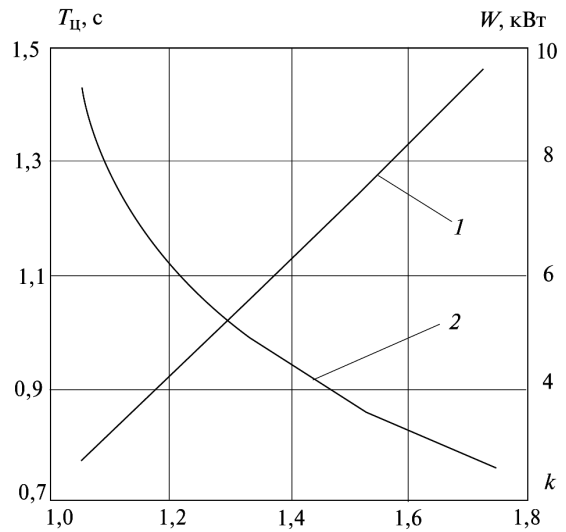


Рис. 5. Зависимость мощности двигателя гидропривода W (1) и изменения времени цикла (2) от коэффициента запаса мощности двигателя

дет к росту его мощности (кривая 1) и улучшению динамических свойств.

Зависимость необходимой мощности двигателя W (кривая 1) от коэффициента запаса мощности k имеет линейный характер и при изменении k в 2 раза необходимая мощность двигателя увеличивается практически в 3 раза (см. рис. 5). Такой непропорциональный рост необходимой мощности двигателя следует объяснить увеличением затрат мощности на сокращение времени движения (кривая 2) и повышением потерь энергии при последующем торможении. Определенная при моделировании зависимость времени T цикла движения (подъема) от коэффициента запаса мощности k двигателя имеет гиперболический характер (см. рис. 5).

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

Выводы

1. Метод повышения экономичности ПТМ посредством изменения момента переключения обладает высокой эффективностью, заключающейся в том, что, при этом одновременно меняются следующие 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, определяющее производительность машин.

Моделирование и оптимизация этих параметров позволяет выбрать наилучший вариант параметров конкретной ПТМ известными методами оптимизации.

2. 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.

3. За счет снижения угла переключения цикловой КПД механизма подъема люка возможно увеличить практически в 2 раза по сравнению с общепринятым переключением с разгона на торможение в вертикальном положении люка. Увеличение КПД следует объяснить уменьшением кинетической энергии системы

в момент переключения и снижением потерь ее при последующем торможении.

Литература

- [1] Юдовский И.Д. Рекуперативный маховичный привод для непрограммируемых автоматических манипуляторов. *Вестник машиностроения*, 1985, № 4, с. 9—11.
- [2] Леонов И.В. *Способ управления механизмом рекуперации энергии торможения и устройство для его осуществления*. Пат. РФ № 2457380, 2012. Бюл. № 17.
- [3] Левитский Н.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Наука, 1979. 420 с.
- [4] Леонов И.В., Леонов Д.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Высшее образование, 2009. 239 с.
- [5] Александров М.П. *Тормоза подъемно-транспортных машин*. Москва, Машиностроение, 1976. 383 с.
- [6] Егорова О.В., Леонов Д.И., Леонов И.В., Павлов Б.И. *Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по ТММ*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 49 с.

References

- [1] Iudovskii I.D. *Rekuperativnyi makhovichnyi privod dlia neprogrammiruemymkh avtomaticheskikh manipuliatorov* [Regenerative flywheel drive for non-programmable automatic manipulators]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 1985, no. 4, pp. 9—11.
- [2] Leonov I.V. *Sposob upravleniia mekhanizmom rekuperatsii energii tormozheniia i ustroistvo dlia ego osushchestvleniia* [A method for controlling the braking energy recovery mechanism and device for its implementation]. Patent RF no. 2457380, 2012.
- [3] Levitskii N.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka publ., 1979. 420 p.
- [4] Leonov I.V., Leonov D.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshee obrazovanie publ., 2009. 239 p.
- [5] Aleksandrov M.P. *Tormoza pod"emno-transportnykh mashin* [Brakes industrial machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 383 p.
- [6] Egorova O.V., Leonov D.I., Leonov I.V., Pavlov B.I. *Primenenie sistemy Mathcad v kursovom proektirovanii po TMM* [Application of Mathcad in the course design by TMM]. Moscow, Bauman Press, 2012. 49 p.

Статья поступила в редакцию 25.06.2013

Информация об авторе

ЛЕОНОВ Игорь Владимирович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: dm_leonov@gmail.com).

Information about the author

LEONOV Igor' Vladimirovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: dm_leonov@gmail.com).