

УДК 531.8

## Улучшение энергетических характеристик подъемно-транспортных машин

**Н.Н. Барбашов, И.В. Леонов**

*Увеличение расхода энергии машин на неустановившихся режимах требует создания математических моделей и на их основе выработки рекомендаций по повышению экономичности. Несомненно, что причинами снижения экономичности грузоподъемных машин являются изменения скорости и нагрузки, отклонения которых от оптимального значения и вызывает рост потерь энергии. Другая причина повышения потерь энергии — процесс принудительного торможения машин с потерей кинетической энергии при необходимости их остановки. Разработанная математическая модель позволяет провести моделирование динамических характеристик машин и выработать рекомендации по повышению их экономичности путем выбора оптимального соотношения мощности основного и дополнительного двигателей.*

**Ключевые слова:** грузоподъемные машины, расход энергии, торможение, рекуперация энергии, математическая модель, время разгона, улучшение КПД и экономичности, мощность.

## Improving energy performance of handling machines

**N.N. Barbashov, I.V. Leonov**

*The power consumption growth of handling machines at unsteady operation modes demands for creation of the related mathematical models and on their basis the development of recommendations. Undoubtedly, the reasons to decrease the profitability of handling machines are the changes of speed and loading, which deviation from the optimum value causes a growth of energy losses. The other reason of the energy losses growth is the process of compulsory braking of handling machines with the loss of kinetic energy while retarding. The developed model allows to model characteristics of the machines with hybrid power-plants and to develop recommendations for machines with a flywheel energy accumulator by choosing of the optimum relationship between the powers of the main and additional engines.*

**Keywords:** handling machines, energy consumption, braking, recuperation of energy, mathematical model, time of starting, efficiency improvement, engine power.

Использование гибридной силовой установки, довольно часто применяющейся в автомобилестроении, начинает играть значительную роль и в грузоподъемных машинах. Например, на международной выставке Samoter 2011 компания Merlo представила последнюю экономичную версию своего погрузчика, оснащенного гибридной установкой Merlo Turbofarmer P 41.7 (рис. 1).



**БАРБАШОВ**  
Николай Николаевич  
аспирант



**ЛЕОНОВ**  
Игорь Владимирович  
доктор технических наук,  
профессор  
кафедры «Теория  
механизмов и машин»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)  
е-mail:  
dmit.leonov@gmail.com



Рис. 1. Телескопический погрузчик фирмы Merlo

Погрузчик оснащен дизельным двигателем Kubota мощностью 55 кВт и электродвигателем (мотор-генераторным узлом) мощностью 49 кВт с накопителем электроэнергии на основе блока литиевых батарей. Проведенные испытания экономичности гибридного погрузчика показали, что по сравнению со стандартной конструкцией, эта машина потребляет на 30% меньше топлива. Первые серийные машины уже приступили к работе. Отличительной особенностью нового гибридного погрузчика является возможность использования трех режимов:

- 1) режим работы только на дизельном двигателе;
- 2) использование дизельного двигателя и электрогенератора, работающего для подзарядки батарей;
- 3) режим рекуперации энергии торможения, при котором электрические батареи заряжаются от электродвигателя, работающего в режиме генератора.

Немецкая машиностроительная компания Liebherr разработала гидравлический гибридный привод, предназначенный для портовых кранов. Новая гибридная гидро-пневматическая система Liebherr Pastronic установлена на мобильном кране LHM 550 с рекуперацией энергии. В системе используется дополнительная накопленная энергия, регенерированная во время опускания груза, благодаря которой груз поднимается.

Гидропневматическая система работает от сжатого газа (азота) совместно с гидравлической жидкостью. За счет этого процесс погрузки-выгрузки ускоряется на 30%. Применение рекуперативной системы снизило стоимость крана и на 30% сократило количество вредных выбросов в атмосферу. Наибольшей эффективностью новая гидро-пневматическая система достигает при работе на предельных мощностях. В обычных условиях работы Liebherr Pastronic обеспечивает крану экономию топлива до 30%.

Динамические и экономические качества машинного агрегата (МА) зависят не только от параметров двигателя и рабочей мощности (РМ), но и в значительной степени определяются кинематическими характеристиками соединяющего их передаточного механизма. Экономичные двигатель и РМ при неудачном

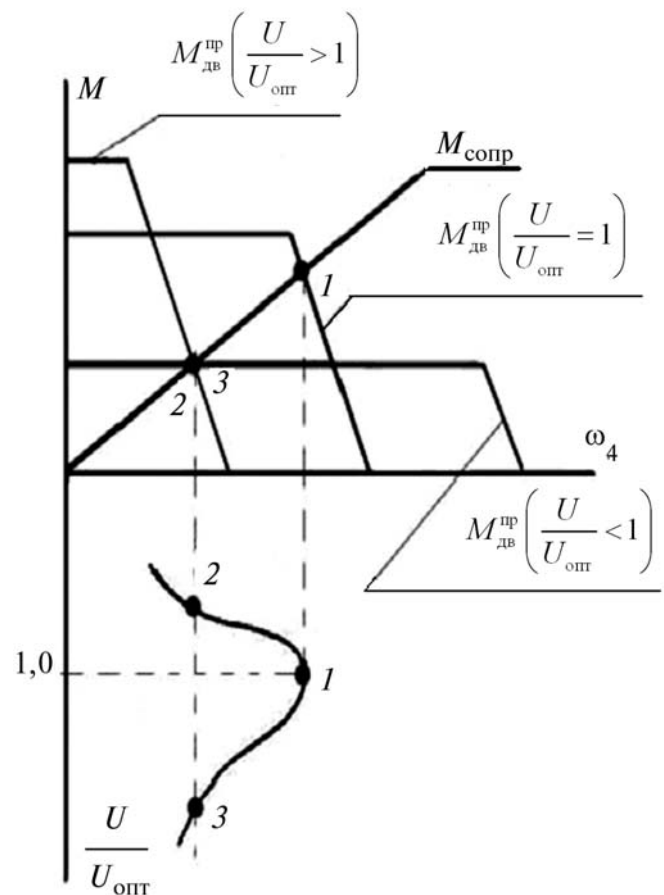


Рис. 2. Приведенные характеристики двигателя к валу рабочей машины и зависимость скорости звена приведения от передаточного отношения редуктора

выборе параметров передаточного механизма, предназначенного для согласования их характеристик, могут и не обеспечить динамического и экономичного МА. Вот почему необходимо рассмотреть вопрос о влиянии характеристик передаточного механизма на параметры установившегося режима работы МА, идеализацией которого является условный равновесный режим с постоянными параметрами  $M = \text{const}$ ,  $\omega = \text{const}$ .

Рассмотрим пример МА (рис. 2) [1] в случае, когда вал двигателя напрямую соединен с рабочим органом, т. е. передаточное отношение редуктора  $U = 1$ . Поэтому равенство  $M_{\Sigma} = 0$  соответствует равенству модулей реальных моментов двигателя и рабочего органа

$$M_{\text{дв}} = |M_{\text{сопр}}|.$$

Такой равновесный режим работы с постоянной скоростью движения может поддерживаться при равенстве нулю суммарного приведенного момента

$$M_{\Sigma} = M_{\text{дв}} + M_{\text{сопр}} = 0$$

в каждый момент времени.

Рассмотрим формирование режима работы МА при изменении нагрузки. Представленный на рис. 2 МА состоит из двигателя и рабочего органа, соединенных редуктором с варьируемым при проектировании, но постоянным в эксплуатации передаточным отношением. Параметры режима работы МА могут быть найдены наложением приведенных статических характеристик двигателя и винта как показано на рис. 2.

При изменении передаточного отношения  $U$  равновесная точка, как точка пересечения характеристик двигателя и РМ, меняет свое положение и на статической характеристике. Если выбрать в качестве звена приведения вал РМ, тогда условие его равновесия можно записать в виде равенства приведенных моментов двигателя  $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}$  и модуля момента сопротивления  $|M_{\text{сопр}}|$  как функций угловых скоростей:

$$|M_{\text{сопр}}(\omega_{\text{р.о}})| = M_{\text{дв}}^{\text{пр}}(\omega_{\text{дв}})U,$$

где  $\omega_{\text{р.о}}$  — скорость рабочего органа машины.

Равновесный режим МА получается как точка пересечения характеристик  $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}$  и  $|M_{\text{сопр}}|$ .

Поскольку приведенный момент двигателя зависит от передаточного отношения, то варьируя его в расчетах  $U = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{р.о}}}$ , можно построить

семейство кривых приведенных к валу РМ движущих моментов в системе координат  $M_{\text{дв}}^{\text{пр}}(\omega_{\text{р.о}})$  (см. рис. 2). Таким образом, приведенная характеристика двигателя к валу РМ получается деформацией реальной его характеристики и по оси абсцисс и по оси ординат. Полученное множество точек 1, 2, 3 равновесных режимов при различных  $U$  может быть перестроено в систему координат  $\omega_{\text{р.о}} = f(U)$ . Поскольку скорость  $\omega_4 = \omega_{\text{р.о}}$  пропорциональна производительности машины, можно определить оптимальное передаточное отношение  $U_{\text{опт}}$ , при котором машина будет работать в режиме максимальной производительности  $\Pi_{\text{max}}$ . Рассмотрим зависимость  $\omega_{\text{р.о}} = f(U)$  (см. рис. 2) и отметим точку 1, в которой отношение  $\frac{U}{U_{\text{опт}}} = 1$ . В этом режиме скорость  $\omega_4$  будет достигать максимального значения, т. е. МА будет обладать максимальной скоростью и производительностью. Отклонение  $U$  от  $U_{\text{опт}}$  в любую сторону вызывает снижение скорости и производительности на установившемся режиме.

Если в качестве звена приведения выбрать вал двигателя, то условие равновесия удобнее рассматривать при изменении его скорости  $\omega_{\text{дв}}$ . Варьируя  $U$ , получим семейство кривых приведенного к валу двигателя момента сопротивления  $M_{\text{сопр}}^{\text{пр}}$ . Точка равновесного режима находится на пересечении реальной характеристики двигателя  $M_{\text{дв}}$  и характеристики приведенного к двигателю модуля момента сопротивления  $|M_{\text{сопр}}^{\text{пр}}|$ . Развиваемая мощность двигателя

$$W_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}}$$

в различных точках совместной работы с потребителем (рабочим органом) с разными  $U$  будет иметь различные значения (см. рис. 2). По-

скольку приведенный к валу двигателя момент сопротивления

$$M_{\text{сопр}}^{\text{пр}} = \frac{M_{\text{сопр}}}{U}$$

зависит от передаточного отношения, то рассматривая это семейство, можно отметить точку 1, соответствующую оптимальному передаточному отношению  $U_{\text{опт}}$ , в которой режим максимальной производительности машины соответствует режиму максимальной мощности двигателя.

Таким образом, возможность работы одного и того же двигателя на различных режимах (рис. 3 точки 1, 2 и 3) при одном и том же моменте сопротивления определяется передаточным отношением редуктора или коробки передач МА. Диапазон изменений  $U$  выбирается конструктором при проектировании или оператором в условиях эксплуатации. В качестве примера на рис. 1 показано управление (СУ) от ЭВМ грузового погрузчика, оснащенного автоматической коробкой передач, стратегия выбора передаточного отношения которой определяется водителем путем настройки СУ коробки передач на максимальную экономичность или на предельную скорость движения.

Максимальное КПД двигателя как правило достигается вблизи номинального режима работы максимальной мощности. На рисунке 3 показана точка 5 холостого хода, в которой по-

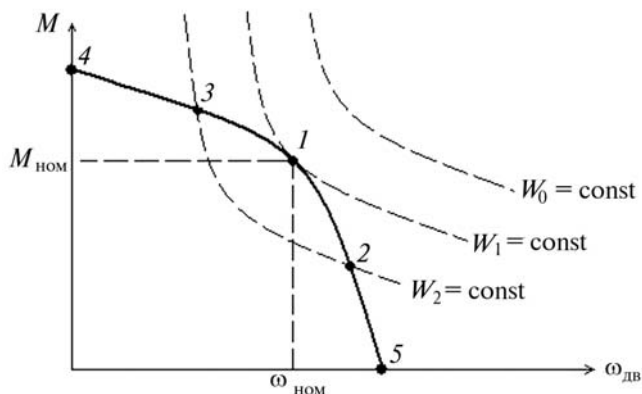


Рис. 3. Механическая характеристика двигателя:

- 1 — режим номинальной мощности; 2 — режим с недогрузкой по мощности и превышением номинальной скорости; 3 — режим с недогрузкой по мощности и превышением номинального момента; 4 — пусковой режим; 5 — режим холостого хода

лезная мощность и КПД равны нулю. В точке 4 скорость вращения вала двигателя равна нулю — это пусковой режим ( $\omega_{\text{дв}} = 0$ ), на котором полезная мощность равна нулю. В этом режиме работы электродвигателя при любом потреблении энергии из сети его КПД равен нулю. Однако двигатель внутреннего сгорания (ДВС) при  $\omega_{\text{дв}} = 0$  работать и создавать полезного крутящего момента не может. В точке 4 рис. 2 в силу равенства нулю полезной мощности динамика этого режима протекает вяло и зависит от значения пускового момента. Часто усугубляется значительными силами сопротивления сухого трения, которые при нулевой относительной скорости звеньев в момент пуска принимают максимальное значение. Поэтому желательно, чтобы двигатель имел высокий пусковой момент. Этому условию отвечает гиперболическая характеристика двигателя постоянной мощности  $W_{\text{дв}}$ :

$$M = \frac{W_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}},$$

близкой к которой обладает двигатель постоянного тока последовательного возбуждения. Однако этот электродвигатель не может рекуперировать энергию при  $M_{\text{кр}} = 0$ , так как при этом его скорость  $\omega$  будет неограниченно возрастать.

На рисунке 3 показана характеристика двигателя в системе координат  $M_{\text{кр}}, \omega_{\text{дв}}$  ( $M_{\text{кр}}$  — крутящий момент,  $\omega_{\text{дв}}$  — скорость вращения вала двигателя), на которую пунктиром нанесены гиперболические кривые постоянной мощности  $W_0 > W_1 > W_2 = W_3$ .

Мощность  $W_0$  не может быть реализована, так как превышает максимальную мощность двигателя и не пересекает характеристику. Точка 1 касания гиперболической кривой постоянной мощности  $W_1$  к характеристике двигателя  $M_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}})$  соответствует использованию номинальной мощности двигателя. Пересечение характеристики  $M_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}})$  и гиперболической кривой в точках 2 и 3 свидетельствует о возможности реализации двух возможных режимов работы двигателя с одинаковой мощно-

стью  $W_2 = W_3 < W_1$ , но с различной экономичностью, уступающей номинальной при  $W_1 = W_{\text{ном}}$ . Причем, в точке 2 двигатель будет недогружен по крутящему моменту и будет работать с повышенной частотой вращения и сниженной экономичностью. В точке 3 двигатель будет работать с более высокой экономичностью, чем в точке 2, но с перегрузкой по крутящему моменту, что в большинстве случаев недопустимо из-за перегрева двигателя при работе на пониженной частоте вращения ( $\omega < \omega_{\text{ном}}$ ).

Таким образом при выборе номинальной мощности двигателя  $W_{\text{ном}}$  конструктор закладывает возможность работы МА с различной экономичностью. При выборе двигателя с номинальной мощностью, намного превышающей потребности установившегося режима, конструктор улучшает динамические характеристики МА, но снижает экономичность его работы. Момент двигателя при разгоне в идеализированном цикле затрачивается на преодоление сопротивления движению и обеспечение заданного желаемого ускорения  $\varepsilon_2$  звена привода и времени разгона выходного звена, который можно представить в виде суммы момента сопротивления на установившемся режиме  $M_{\text{сопр}}$  и динамического момента  $M_{\text{дин}}$ , вызывающего ускорение

$$M_{\text{дв}} = |M_{\text{сопр}}| + M_{\text{дин}},$$

где  $M_{\text{дин}} = \varepsilon_2 J_{\text{пр}} = \omega_{\text{ном}} J_{\text{пр}} / \tau_{\text{разг}}$ ;  $J_{\text{пр}}$  — суммарный приведенный момент инерции;  $\tau_{\text{разг}}$  — время разгона выходного звена привода 2 в идеализированном цикле МА до номинальной скорости  $\omega_{\text{ном}}$ . Выражая мощность через моменты, получим удобное приближенное выражение для выбора мощности двигателя в идеализированном цикле «разгон — торможение» с заданными динамическими свойствами через  $\tau_{\text{разг}}$ :

$$W_{\text{дв}} = W_{\text{сопр}} + T_{\text{max}} / \tau_{\text{разг}} / \eta_{\text{мех}},$$

где  $T_{\text{max}}$  — запас кинетической энергии перед торможением,  $T_{\text{max}} = J_{\text{пр}} (\omega_{\text{ном}})^2 / 2$ ;  $\eta_{\text{мех}}$  — механический КПД, учитывающий потери на тре-

ние;  $W_{\text{сопр}}$  — мощность сил сопротивления движению на установившемся режиме.

Представленное выше выражение позволяет выразить коэффициент загрузки двигателя по мощности на установившемся режиме  $K_w$  при выборе его мощности для обеспечения заданных динамических качеств

$$K_w = \eta_{\text{мех}} / (1 + J_{\text{пр}} (\omega_{\text{ном}})^2 / (2\tau_{\text{разг}} W_{\text{сопр}})).$$

При выборе двигателя с недостаточной мощностью происходит его перегрузка и снижение моторесурса. Изменение передаточного отношения  $U$  при неизменной нагрузке РМ вызывает смещение равновесной точки и развиваемой в ней мощности двигателя.

В качестве критерия экономичности при проектировании часто выбирают коэффициент использования номинальной мощности — отношение средней мощности двигателя или развиваемого им момента на расчетном скоростном режиме к соответствующему номинальному или максимальному значению:

$$(k_w)_{\text{экон}} = \frac{(M_{\text{дв}})_{\text{ср}}}{(M_{\text{дв}})_{\text{ном}}}.$$

Как правило, снижение экономичности связано с относительным ростом потерь (тепловых, механических и др.) при снижении коэффициента использования номинальной мощности  $k_w$ . Поэтому при проектировании накладываются ограничения на его допустимые минимальные значения. Повлиять на значения  $k_w$  можно как выбором оптимального передаточного отношения, так и выбором номинальной мощности двигателя. Рассчитанное по статической характеристике оптимальное передаточное отношение  $(U_{\text{экон}})_{\text{опт}}$ , обеспечивающее работу двигателя в экономичной расчетной, точке определяет и соотношение скоростей валов двигателя  $(\omega_{\text{дв}})_{\text{экон}}$  и РМ  $(\omega_{\text{рм}})_{\text{экон}}$  на экономичном режиме:

$$(U_{\text{экон}})_{\text{опт}} = \frac{(\omega_{\text{дв}})_{\text{экон}}}{(\omega_{\text{рм}})_{\text{экон}}}.$$

Передаточное отношение редуктора определяет не только соотношение скоростей, но

и отношение моментов на входном и выходном валах

$$(U_{\text{экон}})_{\text{опт}} = \frac{|M_{\text{сопр}}|}{(M_{\text{дв}})_{\text{экон}}},$$

где  $(U_{\text{экон}})_{\text{опт}}$  — передаточное отношение оптимальное по экономичности расхода энергии двигателя;  $(M_{\text{дв}})_{\text{экон}}$  — нагрузка двигателя в экономичной точке статической характеристики. Поэтому при выборе передаточного отношения МА можно определить и необходимую номинальную мощность двигателя для работы в установившемся режиме

$$W_{\text{ном}} = (M_{\text{дв}})_{\text{ном}} (\omega_{\text{дв}})_{\text{ном}}.$$

При изменении нагрузки РМ машины происходит отклонение от выбранного расчетного режима работы, приводящее, как правило, к снижению экономичности МА. Экономичность снижается меньше, если отклонение от расчетного режима работы происходит по направлению градиента изменения экономичности, определяющего экономическую характеристику МА. Поэтому, оценивая наиболее вероятные режимы работы МА, можно совместить их с областью экономичной работы, например путем изменения передаточного отношения передаточного механизма. Для этого в МА применяют автоматические устройства, например, объединенный регулятор скорости и нагрузки дизель — электрического агрегата тепловоза и т. п.

При параллельной работе машин можно управлять коэффициентом использования номинальной мощности отключением, что представляет значительный интерес из-за высокой экономичности и простоты технической осуществимости. Например, возможно выключение части станков на некоторое время и работа оставшихся с полной мощностью и производительностью. Аналогичные принципы применяют при изменении расписания движения транспортных машин и т. п.

Ранее были получены зависимости изменений времени разгона  $\tau_{\text{разг}}$  и КПД в цикле «разгон — торможение» от коэффициента загрузки

двигателя по мощности  $k_w$ . Для оценки взаимосвязи динамических и экономических показателей цикла «разгон — торможение» исключим из рассмотрения  $k_w$  и представим непосредственную связь  $\tau_{\text{разг}}$  и  $\eta_{\text{цикл}}$  при вариации номинальной мощности двигателя, как показано на рис. 3.

Анализ представленных зависимостей экономических и динамических показателей машины, полученных вариацией коэффициента загрузки  $k_w$ , показывает, что снижение номинальной мощности двигателя формально приводит к увеличению коэффициента  $k_w$ . Это вызывает снижение работы двигателя в цикле  $(A_{\text{дв}})_{\text{разг}}$  и запаса кинетической энергии  $T_{\text{разг}}$  на участке разгона  $\varphi_{\text{разг}}$ , что является универсальным приемом повышения КПД цикла  $\eta_{\text{цикл}}$  «разгон — торможение». Однако это же вызывает и увеличение времени разгона  $\tau_{\text{разг}}$  и всего цикла движения. Таким образом анализ зависимостей не дает однозначно ответа на вопрос, какое значение коэффициента загрузки  $k_w$  является оптимальным. Минимизация времени разгона требует чтобы  $k_w = 0$ , при этом и КПД цикла «разгон — торможение»  $\eta_{\text{цикл}} = 0$ . Для минимизации критерия расхода энергии, обратного к цикловому КПД, требуется обеспечить значение  $k_w = 1$ , при котором время разго-

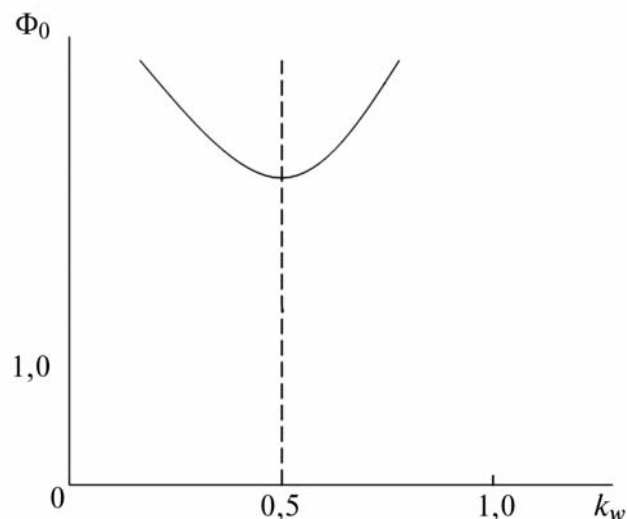


Рис. 4. Зависимость обобщенного критерия оптимальности  $\Phi_0$  от коэффициента загрузки  $k_w$  при различных значениях весовых коэффициентов:

1 —  $c_\tau = 1; c_\eta = 0$ ; 2 —  $c_\tau = 0; c_\eta = 1$ ; 3 —  $c_\tau = c_\eta = 0,5$

на стремится к бесконечности. Таким образом, рекомендации к выбору мощности двигателя МА по этим двум критериям являются противоположными.

Для решения задачи оптимального выбора  $k_w$  и тем самым (при известной мощности сил сопротивления) выбора оптимальной мощности двигателя сформируем обобщенный критерий в виде [1]

$$\Phi_0 = c_\tau \left( \frac{\tau_{\text{разг}}}{\tau_{\text{разг}}^{\text{min}}} \right) + \frac{c_\eta}{\eta_{\text{цикл}}}$$

и проанализируем влияние весовых коэффициентов  $c_\tau$  и  $c_\eta$ , отражающих степень важности критерия и его долю в значении  $\Phi_0$ . Чтобы сделать возможным принципиальное решение задачи, свяжем весовые коэффициенты  $c_\tau$  и  $c_\eta$ , между собой, чтобы ограничить число возможных решений. Для этого примем  $c_\eta = 1 - c_\tau$ . При этом выбор значения одного коэффициента автоматически определяет значение другого, так как их сумма

$$c_\eta + c_\tau = 1.$$

Варьируя значение одного весового коэффициента, а также однозначно связанного с ним другого, мы как бы меняем точку зрения на степень важности критерия быстродействия и экономичности. На рисунке 4 представлены зависимости обобщенного критерия  $\Phi_0$  от коэффициента загрузки  $k_w$  при различных соотношениях весовых коэффициентов: кривая 1 соответствует  $c_\tau = 1$  и  $c_\eta = 0$ , т. е. пренебрежением при расчете мощности двигателя экономическими качествами МА, кривая 2 соответствует  $c_\tau = 0$  и  $c_\eta = 1$ , т. е. пренебрежением при расчете критерием быстродействия. В качестве примера сформирована зависимость обобщенного критерия  $\Phi_0(k_w)$  при одинаковой степени важности критериев динамических и экономических качеств  $c_\eta = c_\tau = 0,5$  (кривая 3). Таким образом при одинаковой степени важности учета динамических и экономических качеств МА оптимальное значение  $(k_w)_{\text{опт}} = 0,5$ .

В этом случае рекомендуемая мощность двигателя в 2 раза превышает мощность сопротивления РМ  $W_{\text{дв}} = 2W_{\text{сопр}}$ . Выбор других значений

весовых коэффициентов, т. е. иная точка зрения на оптимальное соотношение динамических и экономических показателей цикла «разгон — торможение», естественно, дадут другие рекомендуемые значения  $W_{\text{дв}}$ .

Моделирование экономических показателей идеализированного цикла «разгон — торможение» проведем на примере автопогрузчика с гибридным приводом (см. рис. 1). Кинетическая энергия в конце разгона  $T_{\text{разг}}$  имеет максимальное значение в цикле и равна запасу кинетической энергии в начале торможения:

$$T_{\text{разг}} = T_{\text{max}} = \frac{J_\Sigma^{\text{пр}} \omega_{\text{кон}}^2}{2} = \frac{mV_{\text{кон}}^2}{2},$$

где  $\omega_{\text{кон}} = \omega_{\text{ном}}$ ,  $V_{\text{кон}}$  — значения номинальной скорости вращения звена привода и скорости машины в конце разгона;  $m$  — масса машины;  $J_\Sigma^{\text{пр}}$  — суммарный приведенный момента инерции машины. Часть накопленной кинетической энергии машины при торможении может быть рекуперирована, т. е. аккумулирована и возвращена обратно в виде положительной работы в следующий цикл разгона [2]:

$$T_{\text{акк}} = k_{\text{акк}} \eta_{\text{акк}} T_{\text{разг}},$$

где  $k_{\text{акк}}$  — коэффициент рекуперации, показывающий какая часть кинетической энергии машины возвращается в последующий цикл разгона с потерями, которые оцениваются с помощью КПД трансформации энергии  $\eta_{\text{трансф}}$ ,

$$k_{\text{акк}} = \frac{(A_{\text{рекуп}})_{\text{цикл}}}{T_{\text{разг}}}.$$

Далее будем сравнивать КПД различных циклов «разгон — торможение» с разными параметрами торможения  $k_{\text{торм}} = \frac{M_{\text{торм}}}{M_{\text{дв}}}$  машины,

за счет чего может быть снижены расход энергии и номинальная мощность ДВС. Рассматривая экономичность неустановившегося цикла, целесообразно проводить сравнение его КПД с более экономичным установившимся режимом движения  $\eta_{\text{уст}}$ , который наблюдается между разгоном и торможением. Полезная работа в цикле «разгон — торможение»

$$(A_{\text{полезн}})_{\text{цикл}} = M_{\text{сопр}} (\varphi_{\text{разг}} + \varphi_{\text{торм}}) \eta_{\text{уст}}$$

В расчете примем, что при торможении двигатель отключается, поэтому общая затраченная работа в цикле равна работе двигателей в период разгона:

$$(A_{\text{дв}})_{\text{цикл}} = M_{\Sigma} \varphi_{\text{разг}}$$

КПД машины в идеализированном цикле без рекуперации

$$\eta_{\text{цикл}}^{\text{без рекуп}} = \frac{\eta_{\text{уст}}}{k_{\text{изб}}} \left( 1 + \frac{\varphi_{\text{торм}}}{\varphi_{\text{разг}}} \right),$$

где  $k_{\text{изб}}$  — отношение суммарного момента в процессе разгона к моменту сопротивления на установившемся режиме движения,

$$k_{\text{изб}} = \frac{(M_{\Sigma})_{\text{разг}}}{M_{\text{сопр}}} = 1 + \left( \frac{1}{k_w} \right); k_w — коэффициент использования номинальной мощности двигателя,$$

$$k_w = \frac{M_{\text{сопр}}}{M_{\text{дв. ном}}}$$

Аккумулированная энергия, возвращенная в цикл при разгоне  $(A_{\text{рекуп}})_{\text{ц}}$ , может быть признана полезной, так как повышает КПД цикла «разгон — торможение» на величину  $\Delta\eta_{\text{рекуп}}$  и уменьшает расход топлива ДВС:

$$\eta_{\text{ц}}^{\text{с рекуп}} = \eta_{\text{ц}}^{\text{без рекуп}} + \Delta\eta_{\text{рекуп}},$$

где  $\Delta\eta_{\text{рекуп}} = \frac{A_{\text{рекуп}}}{(A_{\text{затр}})_{\text{ц}}}$  — увеличение КПД цикла за счет рекуперации энергии [3].

На величину аккумулируемой энергии при торможении  $T_{\text{акк}}$  должен быть рассчитан накопитель энергии. Необходимая номинальная мощность  $W_{\text{акк}} = W_{\text{эдв}}$  трансформирующих энергию устройств (электродвигателей, генераторов и аккумуляторов) может быть определена по значению аккумулируемой энергии и соответствующему времени разгона или торможения:

$$W_{\text{акк}} = \frac{T_{\text{акк}}}{\tau_{\text{разг}}} = \frac{k_{\text{акк}} T_{\text{разг}} \eta_{\text{трансф}}}{\tau_{\text{разг}}}$$

Сохраняя при расчетах значение суммарной мощности двигателей постоянным, на величину этой мощности аккумулирующих устройств

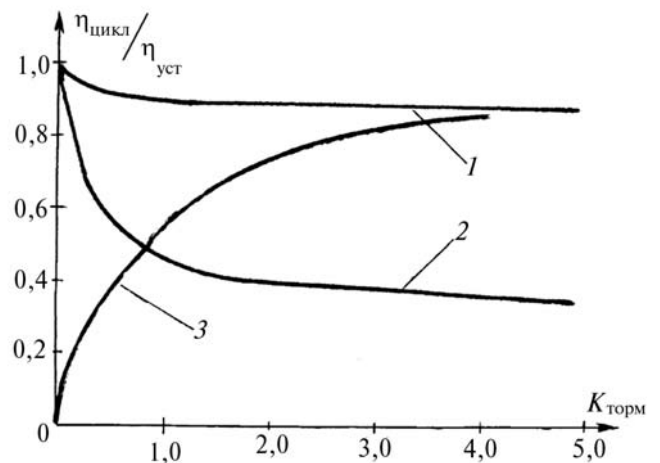


Рис. 5. Зависимости циклового КПД цикла «разгон — торможение» при рекуперации энергии (1), без рекуперации (2) и коэффициент рекуперации (3)

$W_{\text{акк}}$  может быть снижена номинальная мощность ДВС без ущерба для динамических качеств машины:

$$W_{\text{двс}}^{\text{ном}} = W_{\Sigma\text{дв}}^{\text{ном}} - W_{\text{акк}},$$

где  $W_{\Sigma\text{дв}}^{\text{ном}}$  — суммарная номинальная мощность всех двигателей, которая используется во время разгона машины,  $W_{\Sigma\text{дв}}^{\text{ном}} = M_{\Sigma\text{дв}}^{\text{разг}} \omega_{\text{ном}}$ ;  $M_{\Sigma\text{дв}}$  — суммарный момент ДВС и разгонного электродвигателя,  $M_{\Sigma\text{дв}} = M_{\text{двс}} + M_{\text{эдв}}$ , который выбирается исходя из требуемых динамических качеств машины, определяемых временем разгона  $\tau_{\text{разг}}$  до номинальной скорости  $\omega_{\text{кон}} = \omega_{\text{ном}}$  машины,

$$M_{\Sigma\text{дв}} = \frac{\omega_{\text{кон}} J_{\Sigma}}{\tau_{\text{разг}}} + M_{\text{сопр}}$$

Таким образом, снижение номинальной мощности ДВС при той же мощности сил сопротивления движению  $W_{\text{сопр}}$  позволяет увеличить коэффициент его загрузки  $k_w$  на установившемся режиме работы и снизить удельный расход топлива ДВС на величину

$$\Delta g_e = \left( g_{e\text{двс}}^{\text{ном}} \right) \frac{W_{\text{эдв}}}{W_{\text{двс}}},$$

где  $g_{e\text{двс}}^{\text{ном}}$  — удельный расход топлива ДВС на номинальном режиме;  $W_{\text{эдв}}$  и  $W_{\text{двс}}$  — мощность разгонного электродвигателя и ДВС.

По представленной выше математической модели проведены расчеты циклового КПД в цикле движения «разгон — торможение» гиб-



ридного автомобиля, оснащенного ДВС и обратимыми электродвигателями, с параметрами:  $m = 800$  кг,  $V_{\text{кон}} = 80$  км/ч,  $W_{\text{двс}}^{\text{ном}} = 60$  кВт. При моделировании КПД [4] обеспечивается сравнение циклов «разгон — торможение», одинаковых по динамичности с рекуперацией энергии и без нее при варьировании коэффициента  $k_{\text{торм}} = \frac{M_{\text{торм}}}{M_{\text{двс}}}$ , представляющего собой отношение мощностей электрических тормозных устройств и ДВС.

Путем моделирования на ЭВМ была выявлена зависимость КПД неустановившегося цикла «разгон — торможение» (рис. 5) от выбранного режима торможения, определяемого вариацией коэффициента  $k_{\text{торм}}$ .

Таким образом, основные динамические и экономические свойства машины закладываются при выборе мощности и производительности машины в процессе проектирования. Последующие расчеты по критериям прочности и долговечности, как правило, не влияют на динамические качества машины и расход энергии в эксплуатации, если не происходит значительного увеличения подвижных масс. На экономические характеристики МА оказывает влияние ряд факторов, таких как КПД рабочей машины, двигателя и передаточного механизма. Первое условие возможности повышения экономичности машин в процессе проектирования — выбор экономичных двигателя и рабочей машины. Однако это условие является необходимым, но недостаточным, выполнение его обеспечивает только потенциальную возможность повышения экономичности МА. Для практической реализации этой возможности необходимо выполнить совмещение экономичных режимов двигателя и рабочей машины согласованием их характеристик путем выбора оптимальных параметров передаточного механизма.

При проектировании, как правило, принимается допущение о том, что внешние условия работы одинаковы для всех вариантов проектируемых машин. Это снимает ряд непреодолимых проблем и позволяет сосредоточить усилия проектировщика на решение внутреннего вопроса структурного и параметрического син-

теза МА. Параметрический синтез позволяет осуществить оптимальный выбор и согласование параметров двигателя и рабочей машины между собой на основании предварительной информации об их характеристиках. В связи с этим выбирают номинальный режим работы двигателя МА с соответствующими номинальными, близкими к максимальным, значениями внутренних параметров, таких как давление, температура, скорость вращения и т. п. Таким образом, на номинальном режиме работы КПД и мощность машин оказываются близкими к максимальным значениям. Режим холостого хода машины характеризуется отсутствием полезной мощности двигателя, расход энергии в котором идет на трение, поддержание теплового состояния и скорости вращения. Поэтому КПД машины на холостом ходу равен нулю. Чем ближе к нулевому значению коэффициент загрузки  $k_w$  двигателя, равный отношению эксплуатационной мощности к номинальной, тем более резко возрастает удельный расход энергии или топлива на единицу произведенной работы любым двигателем.

При проектировании часто вводят в рассмотрение не режим работы, а идеализированный цикл работы машины. Например, в Евросоюзе для оценки экологической опасности ДВС, обусловленной наличием токсичных веществ в отходящих газах, вводят в рассмотрение ездовой цикл ДВС, характеризующийся последовательностью работы на режимах разной мощности и скорости вращения.

Повышение экономичности машин в эксплуатации закладываются уже на стадии проектирования, но при проектировании эти принципы не так очевидны и совсем не просты в техническом исполнении. Однако, несмотря на различие проектируемых машин, эти принципы носят универсальный характер:

- 1) если машина работает в неустановившемся режиме с частым чередованием разгона и торможения, то увеличение подвижных масс машины приведет к возрастанию потерь накопленной кинетической энергии и затраченной на нее работы двигателя и, тем самым, к снижению общей экономичности цикла;

2) машины с двигателями нескольких типов, так называемые гибридные, оснащенные ДВС, электродвигателями и устройствами аккумулирования энергии, лишены этих недостатков повышения расхода энергии на неустановившихся режимах работы. Пиковые потребности в развиваемой мощности могут покрываться за счет аккумулированной энергии, а ДВС может не следовать за переходными режимами в других агрегатах и работать в экономичном установившемся режиме;

3) особое внимание следует уделять выбору номинальной мощности двигателя, экономичность которого может непропорционально снижаться при уменьшении потребляемой в условиях эксплуатации мощности. Например, установка в машине ДВС с излишней по сравнению с оптимальной мощностью приведет к перерасходу топлива в эксплуатации даже на установившихся режимах работы. Таким образом, задача обеспечения экономичности машины на стадии проектирования заключается в оптимальном выборе мощности двигателя, оптимальном выборе передаточного механизма между двигателем и рабочим органом машины;

4) добиться снижения установленной номинальной мощности двигателя и снижения расхода энергии можно, применяя накопительные устройства для компенсации пиковых нагрузок. В некоторых случаях можно добиться снижения номинальной мощности двигателя и расхода энергии более эффективным способом, применяя разгружающие устройства для уменьшения пиковых нагрузок;

5) значительные резервы повышения экономичности машин при эксплуатации могут быть реализованы при параллельной работе машин и отключении части их по мере снижения нагрузки;

6) при работе в цикле «разгон — торможение» снижение затраченной в период разгона работы двигателя и потерянной при торможении кинетической энергии путем изменения момента времени переключения с разгона на

торможение является универсальным приемом повышения КПД машины;

7) опыт показывает, что управление с помощью ЭВМ позволяет повысить экономичность машин.

## Выводы

1. КПД цикла «разгон — торможение» с рекуперацией энергии ( $\eta_{\text{ц}}^{\text{рекуп}}$  — кривая 1) почти вдвое выше, чем у цикла без рекуперации ( $\eta_{\text{ц}}^{\text{без рекуп}}$  — кривая 2) (см. рис. 5);

2. КПД цикла без рекуперации повышается при увеличении времени торможения за счет использования накопленной кинетической энергии на преодоление полезного сопротивления и становится максимальным при выбеге машины с  $k_{\text{торм}} = 0$   $\eta_{\text{ц}}^{\text{с рекуп}} = \eta_{\text{ц}}^{\text{без рекуп}}$ .

3. КПД цикла без рекуперации энергии становится низким и постоянным при резких торможениях ( $k_{\text{торм}} \geq 0,5$ ).

4. Применение рекуперации энергии повышает экономичность машин без ухудшения динамических качеств и без снижения производительности.

5. Моделирование выявило возможность уменьшить расчетную номинальную мощность ДВС на 30% путем соответствующего увеличения мощности разгонных электродвигателей и за счет этого снизить расчетный удельный расход топлива ДВС на установившемся режиме движения на 13%.

## Литература

1. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979, 420 с.
2. Гулиа Н.В. Инерция. М.: Наука, 1982. 152 с.
3. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009, 239 с.
4. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Выбор оптимальной мощности двигателя внутреннего сгорания гибридной силовой установки // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. № 4. С. 47–54.

Статья поступила в редакцию 17.09.2012