

НОВАЯ ТОРМОЗНАЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ СИСТЕМА ПОГРУЗЧИКА

Канд. техн. наук, проф. ЩЕМЕЛЕВ А. М., асп. ШИБЕКО А. С.

Могилевский государственный технический университет

При торможении кинетическая энергия движения, поглощаемая тормозами, обычно превращается в теплоту и полезно не используется. Для снижения расхода топлива целесообразно накапливать энергию торможения и использовать ее при разгоне или выполнении рабочих операций, входящих в цикл работы машины. Это особенно актуально для машин, часто работающих в режиме «разгон–торможение»: погрузчики, коммунальные машины, городской транспорт. Цель может быть достигнута торможением гидронасосом, осуществляющим закачку гидравлической жидкости в гидропневмоаккумулятор. Накопленная жидкость в моменты перегрузки двигателя осуществляет его «подкрутку» гидромотором, приводящимся в движение жидкостью, которая находится в гидропневмоаккумуляторе, что обеспечивает снижение мощности, затрачиваемой на работу машины, а значит, и уменьшение расхода топлива.

В качестве осуществляющего торможение гидронасоса целесообразно использовать насос аксиально-поршневого типа, место установки которого должно удовлетворять следующим условиям:

- частота вращения вала не должна превышать максимальную частоту вращения вала гидронасоса, осуществляющего торможение;
- крутящий момент от вала насоса должен передаваться к движителю посредством постоянной и жесткой кинематической связи;
- гидронасос должен работать только в рабочем режиме работы погрузчика, когда наиболее часты торможения и разгоны;
- наличие свободного конца приводного вала;
- наличие свободного места для установки насоса.

Согласно приведенным выше условиям наиболее приемлемое место установки гидронасоса, обеспечивающего рекуперативное торможение, для кинематической схемы погрузчика ТО-18Б показано на рис. 1.

При торможении машины классическим методом, т. е. когда замедление достигается с помощью дисковых или колодочных тормозов, происходит погашение сил инерции силами трения, возникающими между колодкой и тормозным диском (барабаном). Чтобы наиболее точно определить момент, необходимый для торможения машины согласно требованиям ГОСТ Р ИСО 3450–99 (Тормозные системы колесных машин: Требования к эффективности и методы испытаний), надо установить моменты, возникающие при торможении погрузчика. Определив моменты инерции вращательно движущихся элементов трансмиссии (валы, шестерни, полуоси, диски, колеса), моменты инерции от поступательно движущейся массы машины, моменты инерции от сил сопротивления перемещению машины и предварительно задавшись конкретным значением момента торможения, создаваемого гидронасосом, находим путь торможения. Затем, сравнивая этот путь с допустимым и повторяя расчет, подбираем точное значение момента, создаваемое тормозящим гидронасосом.

Момент инерции вращательно движущегося элемента трансмиссии определяется по формуле [1, с. 235]

$$I_i = m_i \rho_i^2,$$

где m_i – масса i -го элемента трансмиссии; ρ_i – инерционный радиус этого элемента.

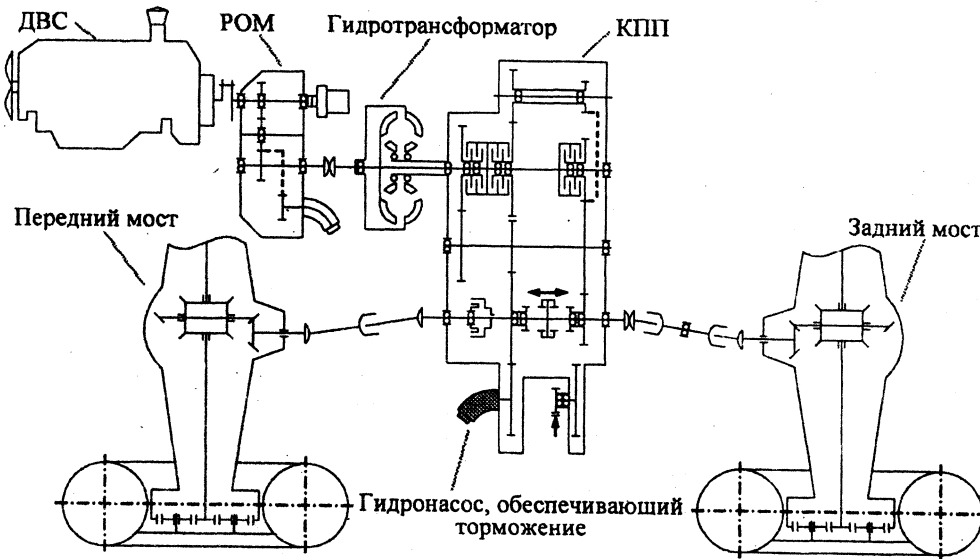


Рис. 1. Кинематическая схема погрузчика ТО-18Б

Инерционный момент i -го элемента

$$M_i = I_i \varepsilon_i,$$

где $\varepsilon_i = \frac{d\omega_i}{dt}$ – угловое замедление i -го элемента;

та; $d\omega_i = \frac{dv}{r_c} \prod_{x=i}^z u_x$ – изменение угловой скорости i -го элемента за промежуток времени dt ; dv – то же поступательной скорости машины за промежуток времени dt ; r_c – силовой радиус колеса движителя машины.

Инерционный момент i -го элемента, приведенный к колесу движителя машины:

$$M_i^k = n_i M_i \prod_{x=i}^z u_x \eta_x,$$

где n_i – количество i -х элементов; z – количество учитываемых элементов $i_1 + i_2 + \dots + i_z$; u_x – передаточное отношение между i -м и $(i+1)$ -м элементами; η_x – КПД между i -м и $(i+1)$ -м элементами с учетом потерь в подшипниковых опорах.

Суммарный инерционный момент учитываемых элементов, приведенный к колесу движителя машины:

$$M_\Sigma = \sum_{i=1}^z \left(n_i m_i \rho_i^2 \frac{dv}{r_c dt} \prod_{x=i}^z u_x^2 \eta_x \right).$$

Момент сопротивления перекачиванию машины, приведенный к колесу движителя машины:

$$M_n = G(f \pm \cos \alpha) r_c,$$

где G – вес машины; f – коэффициент сопротивления перекачиванию; α – угол уклона дороги.

Момент, затрачиваемый на преодоление гидравлических сопротивлений в картерах трансмиссии, приведенный к колесу движителя машины [2, с.12]:

$$M_r = (2 + 0,09v) Gr_c 10^{-3},$$

где v – текущая скорость машины.

Момент M на валу регулируемого насоса, приведенный к колесу движителя машины:

$$M_n = M \prod_{x=i}^z (u_x \eta_x).$$

Момент от сил инерции поступательного движения, приведенный к колесу движителя машины:

$$M_{пл} = m \frac{dv}{dt} r_c,$$

где m – масса машины.

Уравнение равновесия моментов, вызывающих движение, и моментов, препятствующих движению:

$$M_{\Sigma} + M_{\text{пд}} = M_{\text{н}} + M_{\text{г}} + M_{\text{п}}.$$

Замедление, время и путь торможения машины определим из системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\omega}{dt} = \frac{-M_{\text{н}} - M_{\text{г}} - M_{\text{п}}}{mr_c + \sum_{i=1}^z \frac{n_i m_i \rho_i^2}{r_c} \prod_{x=i}^z (u_x^2 \eta_x)}; \\ \frac{dS}{dt} = \omega. \end{cases}$$

Получим необходимый путь торможения и, следовательно, момент, создаваемый гидронасосом. Мощность, потребную для создания такого момента, можно определить по следующим формулам:

$$N = 2\pi M \frac{dS}{dtr_c} \prod_{x=1}^z u_x; \quad N = pq\eta_{\text{н}} \frac{dS}{dtr_c} \prod_{x=1}^z u_x,$$

где $\frac{dS}{dtr_c} \prod_{x=1}^z u_x$ – угловая скорость вала насоса;

p – давление на выходе из насоса; q – рабочий объем насоса; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса.

Выразим рабочий объем насоса, обеспечивающего торможение машины:

$$q = \frac{2\pi M}{p\eta_{\text{н}}}.$$

По определенному выше рабочему объему подберем конкретную модель гидронасоса.

Для реализации математической модели системы энергосбережения автором разработаны две гидравлические системы, основанные на аккумулировании энергии при торможении и использовании ее при разгоне машины или при работе гидросистемы. Первая – с использованием реверсивного регулируемого гидронасоса, обеспечивающего торможение, и схемы его регулирования. Вторая – с использованием реверсивного нерегулируемого гидронасоса, обеспечивающего торможение, и фрикционной передачи.

Первый вариант энергосберегающей системы торможения (рис. 2) гарантирует торможение

за счет использования реверсивного регулируемого гидронасоса, который приводится в движение от вала трансмиссии и регулируется гидравлической системой (регулятором), приводимой в действие педалью тормоза. Система работает следующим образом: при движении машины без торможения гидронасос 1 небольшим рабочим объемом подает жидкость через регулируемый дроссель 2, находящийся в открытом положении, на слив. В это же время регулируемый гидронасос 3 с большим рабочим объемом, настроенный регулятором 4 на минимальную подачу, подает жидкость через регулятор потока 5, настроенный на минимальную подачу насоса на слив. При нажатии на педаль тормоза 6 проходное сечение дросселя сужается, и давление в напорной линии насоса, ограниченное клапаном 7, начинает расти. Увеличение давления вызовет рост подачи насоса, и поток жидкости, ограниченный регулятором потока, устремится через уравнивающий клапан 8 (обеспечивает постоянство давления в напорной линии гидронасоса независимо от степени зарядки гидропневмоаккумулятора 9) в гидропневмоаккумулятор. После торможения накопленная в гидропневмоаккумуляторе жидкость отдается на подкрутку двигателя при разгоне или на привод рабочего оборудования.

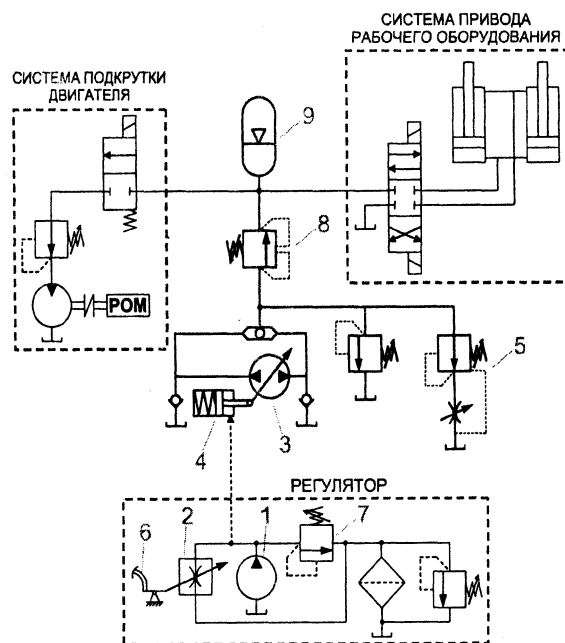


Рис. 2. Гидросхема системы торможения погрузчика с регулируемым гидронасосом

Второй вариант энергосберегающей системы торможения (рис. 3) обеспечивает торможение за счет реверсивного нерегулируемого гидронасоса 1, который приводится в движение от вала 2 трансмиссии и регулируется электромагнитной порошковой муфтой 3, приводимой в действие педалью тормоза. Накопление и отдача энергии происходят, как в первой схеме.

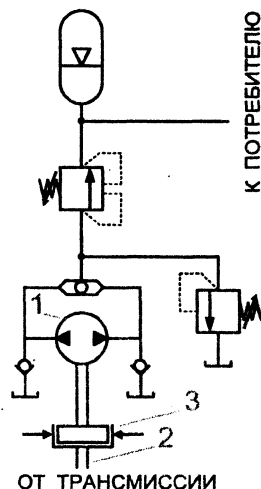


Рис. 3. Гидросхема системы торможения погрузчика с нерегулируемым гидронасосом

В отличие от первого варианта гидросхема, изображенная на рис. 3, более проста, менее громоздка и построена на основе нерегулируемого гидронасоса. Но, тем не менее, на привод электромагнитной порошковой муфты расходуется энергия, и часть ее переходит в теплоту, хотя традиционные тормозные устройства преобразуют в теплоту практически всю энергию торможения.

Еще один вариант торможения – установка высокомоментных гидронасосов в бортовые редукторы движителя. Но это решение представляется не совсем целесообразным, так как каждое колесо необходимо обеспечить собственным гидронасосом, что увеличит стоимость системы, усложнит ее и обеспечит менее равномерный процесс торможения.

По требованиям ГОСТ Р ИСО 3450–99 регламентированный тормозной путь от максимальной рабочей скорости 13 км/ч до полной остановки пневмоколесного фронтального погрузчика ТО-18Б составляет не более 4,72 м. Принимая во внимание этот факт и пользуясь математической моделью, подберем параметры гидронасоса для системы торможения. В дан-

ном случае необходим аксиально-поршневой насос серии 312.25, для привода которого нужно приложить крутящий момент, равный 270 Н·м. Если же проанализировать энергосберегающую систему торможения с помощью приведенной выше математической модели на соответствие требованиям ГОСТ Р ИСО 3450–99, то можно получить зависимости, представленные на рис. 4, которые свидетельствуют о том, что энергосберегающая тормозная система с подобранным насосом соответствует требованиям ГОСТ Р ИСО 3450–99, так как кривая расчетных значений пути торможения расположена ниже линии, соответствующей значениям ГОСТ.

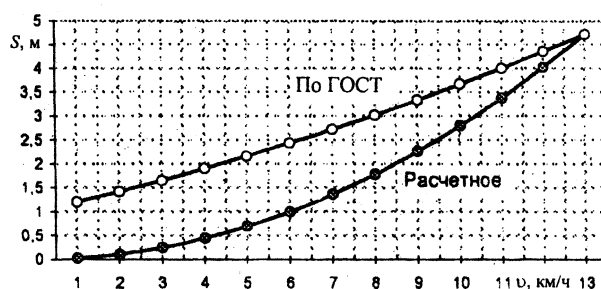


Рис. 4. Зависимость тормозного пути от скорости движения в момент начала торможения при приложении максимального момента на насосе

Разработанные автором технические решения несколько усложняют и удорожают конструкцию машины, но одновременно со снижением энергопотребления за счет экономии топлива способствуют уменьшению себестоимости получаемой продукции, а значит, улучшению экономических показателей погрузчиков.

Предложенная математическая модель и конструкции, построенные на ее основе, могут быть использованы и для других машин, постоянно работающих в режиме «разгон–торможение», например городского транспорта, где имеют место частые торможения и разгоны: на перекрестках, пешеходных переходах, остановках и т. п.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах. – Т. II: Динамика. – 7-е изд., перераб. – М.: Наука, 1985. – 560 с.
2. Иванов В. В., Илларионов В. А. Основы теории автомобиля и трактора: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 1970. – 224 с.