

ВЛИЯНИЕ ГИДРООБЪЕМНОГО СИЛОВОГО ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Р. А. Шабалин¹,

магистрант,

К. А. Асанбеков²,

доц., канд. техн. наук

И. И. Огнев^{2,3},

доц. канд. техн. наук

¹Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань

²Уральский федеральный университет им. первого президента России Б. Н. Ельцина,

г. Екатеринбург

³Южно-Уральский технологический университет, г. Челябинск

В последние годы в направлении повышения эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин (далее – ТТМ) высокой проходимости наметилась устойчивая тенденция исследований и конструирования электрических и гидрообъемных трансмиссий, позволяющих автоматически управлять распределением мощности двигателя к ведущим колесам в соответствии с условиями взаимодействия с опорной поверхностью. В статье рассмотрена математическая модель описания тягово-скоростных возможностей движения ТТМ с использованием гидрообъемного силового привода ведущих колес, работающего по принципу «чувствительный к нагрузке».

Ключевые слова: гидрообъемный привод, гидрообъемная трансмиссия, тягово-скоростные свойства, регулирование мощности, транспортно-технологические машины.

THE EFFECT OF THE HYDRO-VOLUME POWER DRIVE OF THE DRIVING WHEELS OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES ON TRACTION AND SPEED CHARACTERISTICS

In recent years, in the direction of improving the operational properties of high-cross-country transport and technological machines, there has been a steady trend in the research and design of

electric and hydro-volume transmissions that allow automatically controlling the distribution of engine power to the driving wheels in accordance with the conditions of interaction with the support surface. The article considers a mathematical model for describing the traction and speed capabilities of the movement of a transport and technological machine using a hydro-volume power drive of the driving wheels operating on the principle of «load sensing».

Keywords: *hydraulic volume drive, hydrostatic transmission, traction and speed properties, power regulation, transport and technological machines.*

Повышение эффективности использования транспортно-технологических машин (ТТМ) на дорогах со слабой несущей способностью может быть достигнуто главным образом за счет усовершенствования конструкции автомобиля. Одним из важных предъявляемых требований к совершенствованию конструкции ТТМ является его проходимость. На проходимость ТТМ транспорта, помимо конструкции ходовой части, существенно влияют параметры трансмиссии.

Основными факторами, определяющими влияние трансмиссии на проходимость, являются степень использования колес ТТМ с грунтом, плавность изменения крутящего момента, подводимого к ведущим колесам, затраты мощности на буксование [1].

Ранее было рассмотрено применение гидропривода передних колес ТТМ и составлена принципиальная гидросхема трансмиссии, работающая по принципу «чувствительный к нагрузке».

Для анализа тяговых свойств ТТМ с гидрообъемным приводом, работающим по принципу «чувствительный к нагрузке», составим дифференциальное уравнение прямолинейного движения аналогично уравнению для машины с механической трансмиссией [2]. Исключением будет являться то, что вместо характеристики двигателя $M_d = f(n_d)$ в уравнении будет использоваться характеристика гидромотора $M_{ГМ} = f(n_{ГМ})$. С учетом этого дифференциальное уравнение будет иметь вид

$$\delta_{п.м.} m \frac{dv}{dt} = \frac{M_{ГМ} u_p \eta_p}{R_k} - mg\psi, \quad (1)$$

где $\delta_{п.м.}$ – коэффициент приведенных масс; m – масса машины; v – скорость машины; u_p – передаточное отношение редуктора (если имеется в компоновке трансмиссии); η_p – КПД редуктора; R_k – радиус колеса; ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления.

Крутящий момент на валу гидромотора и потребный расход рабочей жидкости определяются выражениями

$$M_{ГМ} = \frac{q_{ГМ} P \eta_{mh}}{2\pi}, \quad (2)$$

$$Q_{ГМ} = \frac{q_{ГМ} n_{ГМ}}{1000 \eta_v}, \quad (3)$$

где P – номинальное давление в гидросистеме; η_{mh} – механический КПД гидромотора; $q_{ГМ}$ – рабочий объем гидромотора; $n_{ГМ}$ – частота вращения выходного вала гидромотора; η_v – объемный КПД гидромотора.

Известно [3], что величина расхода рабочей жидкости, подводимой к гидромотору, зависит от давления

$$Q_{ГМ} = A C_d \sqrt{\frac{2P}{\rho}}, \quad (4)$$

где A – площадь открытия золотника, определяется конструктивно; C_d – коэффициент расхода, при числе $Re > 4000$ есть величина постоянная, $C_d = 0,632$; ρ – плотность рабочей жидкости.

Решая совместно уравнения (2), (3) и (4), получаем

$$M_{ГМ} = \frac{1000 A C_d \eta_{ГМ}}{2\pi n_{ГМ}} \sqrt{\frac{2P^3}{\rho}}.$$

Тогда окончательно дифференциальное уравнение движения ТТМ примет вид

$$\delta_{п.м.} m \frac{dv}{dt} = \frac{1000 A C_d \eta_{ГМ}}{v} \sqrt{\frac{2P^3}{\rho}} - mg\psi, \quad (5)$$

где $v = 2\pi n_{ГМ} R_k / u_p \eta_p$.

Уравнение (5) не имеет явных решений, поскольку при эксплуатации ТТМ в реальных условиях эксплуатации скорость движения будет зависеть от группы

сил сопротивления, которые непрерывно изменяют свой характер. Экспериментально установлено, что характер изменения дорожного сопротивления подчиняется нормальному закону распределения [4]. Вследствие изменения группы сил сопротивления будет изменяться перепад давления в системе в напорной и сливной магистралях. В предлагаемом гидрообъемном силовом приводе ведущих колес перепад давления ввиду изменения нагрузки на ходовом движителе является сигналом обратной связи для управляющего устройства (насоса). При изменении давления в системе будет изменяться рабочий объем гидронасоса в зависимости:

$$q_H = \frac{1000AC_d}{n_H \eta_v} \sqrt{\frac{2P}{\rho}}, \quad (6)$$

где n_H – частота вращения насоса, регулируемая частотой вращения коленчатого вала двигателя; η_v – объемный КПД насоса.

Математическую модель необходимо апробировать путем проведения экспериментов с уточнением исходных данных, ограничений, допущений.

Таким образом, апробирование позволит получить необходимые результаты в интересах исследования эксплуатационных свойств ТТМ, а именно связанных с опорной проходимостью и тягово-скоростных свойств.

Список литературы

1. *Агейкин Я. С.* Проходимость автомобилей. М. : Машиностроение, 1981. 232 с.
2. *Тарасик В. И.* Теория движения автомобиля : учебник для вузов. СПб. : БХВ-Петербург, 2006. 478 с.
3. *Дорошенко В. А.* Объемный гидро- и пневмопривод : учеб. пособие. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2019. 196 с.
4. Проектирование полноприводных колесных машин : учебник для вузов : в 3 т. Т. 1 / Б. А. Асафьев, Б. Н. Белоусов, Г. И. Гладков и др. ; под ред. А. А. Полуляна. М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 496 с.