

УДК 629.114.2.027

**АНАЛИЗ ТОРМОЖЕНИЯ МАШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ**  
**ANALYSIS OF BRAKING OF THE MACHINE USING HYDROSTATIC  
TRANSMISSION**

*Поварехо А.С.*, кандидат технических наук, доцент  
(Белорусский национальный технический университет)

*Pavarekha A.S.*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor  
(Belarusian national technical University)

**Аннотация.** *Целью данной работы является оценка качества торможения мобильной машины, оборудованной гидрообъемной трансмиссией. Для оценки эффективности торможения составлена математическая модель процесса торможения машины, на основании которой проведен расчет по определению статических и динамических характеристик процесса торможения с использованием гидрообъемного привода. Проанализирована нагруженность гидрообъемной передачи.*

**Abstract.** *The aim of this work is to assess the quality of the braking mobile machines equipped with hydrostatic transmission. For assessing the brake performance of the mathematical model of process of braking of the machine on which the holding den, the calculation for the determination of static and dynamic characteristics of braking process using a hydrostatic drive. Analyzed load hydrostatic transmission.*

### **Введение**

Безопасность транспортных средств должна рассматриваться как одно из важнейших эксплуатационных качеств. Отсутствие надежных и эффективных тормозных систем мобильных машин не только сдерживает рост их производительности за счет снижения скоростей движения, но и зачастую приводит к тяжелым дорожно-транспортным происшествиям.

В последнее время на тракторах, специальных дорожных и самоходных сельскохозяйственных машинах все более широкое применение находит гидрообъемный привод ведущих колес, который реализуется на базе регулируемых гидромашин. Наличие в приводе гидромашин с регулируемой производительностью, позволяет использовать гидрообъемный привод в процессе торможения транспортного средства.

Как известно, реализация процесса торможения указанных машин гидрорепердачей может быть осуществлена двумя способами:

- путем увеличения передаточного числа гидрорепердачи

$$u_{\text{гп}} = \frac{V_{\text{гм}} \cdot \eta_{\text{гм}}}{V_{\text{гн}} \cdot \eta_{\text{гн}}} \quad \text{за счет уменьшения рабочего объема насоса,}$$

где  $V_{\text{гм}}$ ,  $V_{\text{гн}}$  – рабочие объемы гидромотора и гидронасоса соответственно;  
 $\eta_{\text{гн}}$ ,  $\eta_{\text{гм}}$  – объемные к.п.д. гидронасоса и гидромотора соответственно.  
 – установкой насоса на нулевую производительность ( $u_{\text{гп}} = \infty$ ) и дросселированием гидравлического потока в цепи гидромотора.

Третий возможный способ торможения заключается в совместном торможении рабочей тормозной системой и гидравлической передачей, которое имеет ряд особенностей и в данной статье не рассматривается.

### Теоретические исследования торможения машины

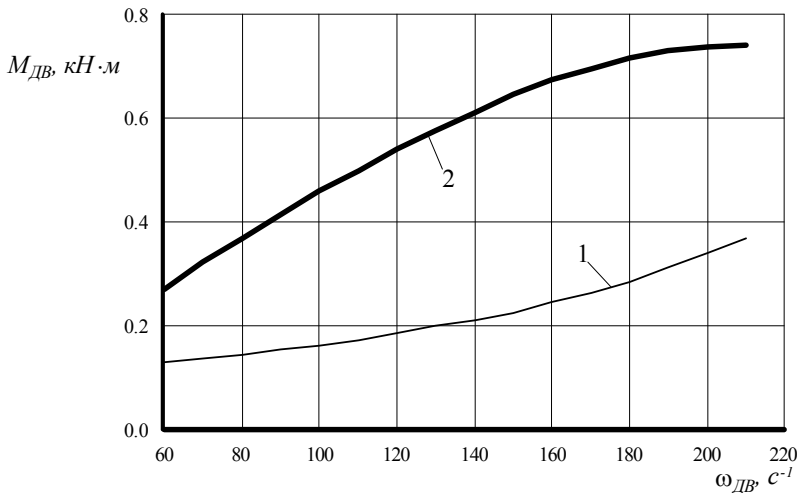
В качестве объекта исследований принята двухосная мобильная машина, оборудованная гидростатической передачей привода основного ведущего моста (передний мост). Гидрообъемная трансмиссия включает регулируемый насос, связанный с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) через согласующий редуктор, и нерегулируемый гидромотор. Гидромотор через диапазонную коробку связан с главной передачей основного ведущего моста, оборудованного тормозными механизмами на входе бортовых редукторов. Гидромашинны имеют одинаковый номинальный объем, равный 89 см<sup>3</sup>; давление подпитки 1,6 МПа; максимальное давление в системе 35 МПа.

При составлении расчетной схемы и математической модели предполагается обратимость гидромашин, т.е. они могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора. Как было указано выше, реализация процесса торможения может быть осуществлена двумя способами: путем увеличения передаточного числа гидропередачи за счет уменьшения рабочего объема насоса; установкой насоса на нулевую производительность и дросселированием гидравлического потока в цепи гидромотора.

Второй способ торможения, связанный с дросселированием гидравлического потока, приводит к значительному энерговыделению в гидропередаче, перегреву рабочей жидкости при длительных торможениях. Кроме того, он предполагает введение в гидропередачу дополнительных управляемых элементов, что усложняет передачу и повышает ее стоимость. Поэтому, как показывает практика, при наличии в объемной гидропередаче регулируемых гидромашин, предпочтительным является реализация первого способа, который и будет рассматриваться далее в работе.

При этом двигатель внутреннего сгорания выступает в качестве тормозного устройства, момент которого обеспечивает замедление вращающихся элементов трансмиссии и поступательно движущихся частей маши-

ны. В данной работе рассматривалась характеристика двигателя, представленная на рисунке 1.



1 – режим холостого хода;  
2 – режим холостого хода с перекрытием выпускного коллектора

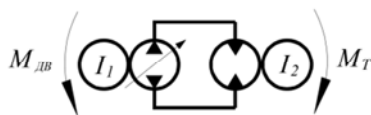
**Рисунок 1** – Тормозная характеристика ДВС

Таким образом, при  $V_{гн} > 0$  гидростатическая передача работает в режиме моторного тормоза-замедлителя. Изменяя передаточное отношение гидропередачи можно управлять эффективностью торможения. Проблемы реализации данного способа при служебных торможениях с постоянным замедлением связаны с необходимостью регулирования передаточного отношения гидропередачи при изменении угловой скорости коленчатого вала ДВС и скорости движения машины. При  $V_{гн} = 0$  торможение машины осуществляется только за счет характеристик гидромотора, так как происходит отсечка гидронасоса, который вращается независимо от гидромотора.

Для оценки эффективности торможения машины можно воспользоваться упрощенной расчетной схемой трансмиссии машины, которая представлена на рисунке 2.

В данной схеме приняты следующие обозначения:  $I_1$ ,  $\omega_1$  – приведенный момент инерции и угловая скорость ДВС, гидронасоса;  $I_2$ ,  $\omega_2$  – приведенные момент инерции гидромотора, основного ведущего моста и колес машины и их угловая скорость;  $M_{ДВ}$  – момент сопротивления приводного

двигателя внутреннего сгорания;  $M_T$  – момент от действия на колеса тормозных сил.



**Рисунок 2** – Расчетная схема трансмиссии при торможении через гидропередачу

Математическая модель в принятых выше обозначениях будет иметь вид

$$I_1 \cdot \dot{\omega}_1 = -M_{ДВ} + \Delta p \cdot V_{гн} \cdot \eta_{м.гн};$$

$$I_2 \cdot \dot{\omega}_2 = \frac{2 \cdot F_{т1} \cdot r_{к1}}{u_{тр} \cdot \eta_{тр}} - \Delta p \cdot V_{гм} \cdot \eta_{м.гм},$$

где  $\eta_{м.гм}$ ,  $\eta_{м.гн}$  – гидромеханические к.п.д. гидромотора и гидронасоса соответственно;  $\Delta p$  – перепад давления на гидромашинах;

$F_{т1}$  – тормозная сила на колесе;

$r_{к1}$  – радиус тормозящегося колеса;

$u_{тр}$ ,  $\eta_{тр}$  – передаточное отношение и к.п.д. трансмиссии соответственно.

При решении данных дифференциальных уравнений следует иметь в виду два возможных режима работы гидропередачи:

– гидравлический поток замкнут, и циркулирует между гидромотором и гидронасосом (учитывая подпитку системы);

– гидравлическая передача работает на клапанах, часть расхода жидкости сливается через перепускные клапана.

В первом случае из взаимосвязи расходов гидромотора и гидронасоса можно получить взаимосвязь угловых скоростей гидромашин, которая имеет вид

$$u_{гн} = \frac{\omega_{гн}}{\omega_{м}} = \frac{V_{м} \cdot \eta_{вм}}{V_{гн} \cdot \eta_{вгн}}.$$

Тогда в приведенных выше уравнениях имеем три неизвестные и три уравнения, решая которые находим  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  и  $\Delta p$ .

Второй случай работы гидросистемы наступает, если подводимый к гидромашинам, в частности гидронасосу, от ДВС крутящий момент вызы-

вайт повышение давления в системе выше максимально допустимого, на которое отрегулированы перепускные клапаны (в рассматриваемом случае это 35 МПа). При этом гидравлический поток от гидромотора разветвляется на две части: одна поступает в гидронасос и уравнивается инерционными составляющими и тормозным моментом ДВС, вторая перепускается между магистралями высокого и низкого давления.

В данном случае система дифференциальных уравнений имеет вид

$$I_1 \cdot \dot{\omega}_1 = -M_{\text{ДВ}} + \Delta p \cdot V_{\text{ГН}} \cdot \eta_{\text{М.ГН.}} ;$$

$$I_2 \cdot \dot{\omega}_2 = \frac{2 \cdot F_{\text{Т1}} \cdot r_{\text{К1}}}{u_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{ТР}}} - \Delta p \cdot V_{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{М.ГМ}} ,$$

где величина  $\Delta p$  определяется настройкой перепускных клапанов.

Максимальный момент, развиваемый гидромотором, который соответствует работе гидросистемы на клапанах, определяется

$$M_{\text{М}} = \frac{V_{\text{М}} \cdot \Delta p_{\text{MAX}}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{М.ГМ}}} .$$

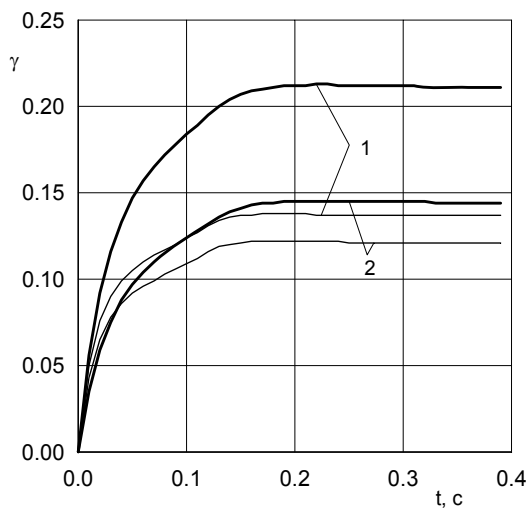
Дополнительно к уравнениям, описывающим динамические процессы в трансмиссии, добавляются дифференциальные уравнения, позволяющие найти распределение нормальных реакций на колесах машины и соответствующие значения тормозных сил [1].

Полученные зависимости тормозного пути машины от начальной скорости движения при торможении показывают, что эффективность торможения машины оказывается ниже нормативных требований. При этом установившиеся значения замедления составляют только 2,2 м/с<sup>2</sup>.

Установлено, что короткое время (около 0,11...0,16 с), перехода гидросистемы на работу через перепускные клапана при высоких скоростях движения увеличивает динамическую нагруженность гидромашин, что снижает долговечность их работы. В отличие от тягового режима, где рекомендуемое время перевода гидронасоса на максимальную подачу 0,8...1,0 с, в тормозном режиме фактически время перехода к максимальным нагрузкам в несколько раз меньше. В частности, при начальной скорости движения 2 м/с время перехода системы на клапана составляет 0,35 с. Кроме того, увеличивается общее время работы гидросистемы на клапанах, что приводит к повышенному нагреву рабочей жидкости и снижению к.п.д. гидropередачи.

Установлено, что короткое время (около 0,11...0,16 с), перехода гидросистемы на работу через перепускные клапана при высоких скоростях движения увеличивает динамическую нагруженность гидромашин, что снижает долговечность их работы. В отличие от тягового режима, где рекомендуемое время перевода гидронасоса на максимальную подачу 0,8...1,0 с, в тормозном режиме фактически время перехода к максимальным нагрузкам в несколько раз меньше. В частности, при начальной скорости движения 2 м/с время перехода системы на клапана составляет 0,35 с. Кроме того, увеличивается общее время работы гидросистемы на клапанах, что приводит к повышенному нагреву рабочей жидкости и снижению к.п.д. гидропередачи.

Анализируя динамические тормозные характеристики (рисунок 3) можно отметить, что время нарастания удельных тормозных сил на колесах тормозного моста составляет около 0,2 с, что аналогично случаю использования рабочей тормозной системы. Однако уровень удельных тормозных сил оказывается ниже аналогичных показателей для рабочей тормозной системы.



**Рисунок 3** – Динамические тормозные характеристики: — машина массой 8000 кг; — машина массой 10700 кг; 1 – удельная тормозная сила ведущего моста; 2 – удельная тормозная сила машины в целом

### Выводы

Таким образом, в результате исследований установлено, что общая эффективность торможения машины с гидрообъемной трансмиссией зависит

от тормозной характеристики двигателя, моментов инерции двигателя и связанных с ним вращающихся элементов.

В целом, при использовании гидрообъемной передачи в качестве рабочей тормозной системы необходимо согласование быстродействия системы управления гидронасосом с характеристиками приводного двигателя.

Короткое время перехода гидросистемы на работу через перепускные клапана увеличивает динамическую нагруженность гидромашин, что снижает долговечность их работы.

### Литература

1. Поварехо, А.С. Исследование распределения моментов в трансмиссиях колесных машин / А.С. Поварехо // Sesja naukowa «Mechanika stosowana», Bydgoszcz, 2000. – S. 193–205.

### УДК 006.06

#### **ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ: ОТ НАЦИОНАЛЬНОГО К ГЛОБАЛЬНОМУ**

#### **TECHNICAL REGULATION OF CONSTRUCTIVE SAFETY OF ROAD VEHICLES IN REPUBLIC OF BELARUS: FROM NATIONALITY TO GLOBAL**

*Сидоров С.А.*, кандидат технических наук, доцент, заведующий Испытательным центром «Белавтосертика» филиала БНТУ «Научно-исследовательская часть»;

*Сонич О.А.*, старший преподаватель, научный сотрудник, заместитель руководителя Органа по сертификации «ПОЛИТЕХ-СЕРТ» филиала БНТУ «Научно-исследовательская часть»

(Белорусский национальный технический университет, г. Минск)

*Sidarau Siarhei*, PhD in Engineering Sciences, Head of the Test center «Belavtosertika» of branch BNTU «Research and Scientific Part»;

*Sonich Oleg*, senior lector, scientist, Deputy head of bureau of certification «POLYTECH-SERT» of branch BNTU «Research and Scientific Part» (Belarusian National Technical University, Minsk)

**Аннотация.** *Статья посвящена вопросам технического регулирования в области безопасности колесных транспортных средств в Республике Беларусь. Описаны тенденции перехода от национальных требований к глобальным.*