

**В.С. Шевченко, проф., д-р техн. наук., А.В. Королькевич доц., канд. техн. наук.
О.В.Брилевский**

Институт механики и надежности машин НАН Беларуси

Анализ выходных характеристик тракторных гидрообъемных трансмиссий

Приведен анализ и получены тяговые характеристики колесных тракторов с различными гидрообъемными трансмиссиями. Приводятся практические рекомендации по применению гидротрансмиссий на колесных моделях тракторов.

колесные тракторы, гидрообъемная трансмиссия, тяговые характеристики

Применение на тракторах и сельхозмашинах объемных гидропередач для обеспечения главного движения и привода рабочих органов является прогрессивным направлением в современном сельхозмашиностроении. Анализ тенденций развития зарубежного тракторостроения последних лет позволил выявить направление по созданию экономичных конструкций тракторов и сельхозмашин с использованием достижений гидравлики и электроники (фирмы; "БИМА" (Франция), АСЦГ (ФРГ), "Штайер" (Австрия), "Версатайд" (Канада) и др). Обеспечение высокой надежности и долговечности объемной гидропередачи перспективного трактора будет основываться на развитии и разработке новых принципов проектирования и эксплуатации, заключающихся в активном структурном и эксплуатационном обеспечении надежности.

На примере универсально-пропашных колесных тракторов Минского тракторного завода МТЗ-320 и МТЗ-620 покажем особенности оценки и анализа выходных характеристик гидрообъемных трансмиссий (ГОТ).

Основные технические характеристики тракторов МТЗ-320 и МТЗ-620 приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики тракторов

Исходные данные	МТЗ-320	МТЗ-620
Масса трактора M , кг	1900	2800
Расчетное усилие на колеса F , Н	8000	12000
Скорость движения V		
рабочая км/ч	12	12
транспортная км/ч	28	40
Мощность двигателя N , л.с.	40	57
кВт	29	42
Частота вращения вала, об/мин		
двигателя $n_{Дв}$	3000	3000
насоса n_H	3000	3000
Радиус заднего колеса R_k , м	0,465	0,69
Передаточное отношение заднего моста $i_{ЗМ}$	25,8	19,15
К.п.д. шестеренных пар трансмиссии $\eta_{ш}$	0,9	0,9
Гидромеханический к.п.д. гидропередачи η_M	0,9	0,9
Объемный к.п.д. гидропередачи η_o	0,95	0,95
Буксование колес δ	0	0

Основными типовыми схемами гидрообъемных трансмиссий тракторов являются следующие:

1. Регулируемый насос – нерегулируемый гидромотор с понижающим редуктором;
2. Регулируемый насос – нерегулируемые высокомоментные гидромоторы, соединенные с колесами;
3. Регулируемый насос – регулируемый гидромотор с понижающим редуктором или без него;
4. Регулируемый насос – нерегулируемый или регулируемый гидромотор со ступенчатым редуктором;
5. Регулируемый насос – нерегулируемые, частично выключаемые гидромоторы;
6. Два регулируемых насоса – бортовые гидромоторы, позволяющие осуществлять повороты трактора при помощи ОГП.

Выходные характеристики ГОТ с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором получены с учетом предположения автоматического управления регулируемыми гидромашинами, обеспечивающим работу двигателя на постоянном режиме максимальной мощности.

Полный к.п.д. ГОТ рассчитывался по формуле:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{i_k}{i_c} = \eta_o \eta_m \quad (1)$$

Здесь $N_{1,2}, M_{1,2}, \omega_{1,2}$ - соответственно мощность, крутящий момент, угловая скорость ротора насоса и гидромотора; $i_k = \omega_2 / \omega_1$ - кинематическое передаточное отношение; $i_c = M_1 / M_2$ - силовое передаточное отношение; $u_k = \omega_1 / \omega_2$, $u_c = M_2 / M_1$ - соответственно кинематические и силовые передаточные числа; η_m, η_o - соответственно механический и объемный к.п.д.

Подача насоса:

$$Q_1 = q_1 n_1 \eta_{o1}, \quad (2)$$

где n_1 - частота вращения вала насоса;

η_{o1} - объемный к.п.д. насоса.

Перепад рабочего давления

$$p = p_2 - p_1 = \frac{M_1 \eta_{m1}}{0,159 q_1}, \quad (3)$$

где p_2 - давление на выходе насоса;

p_1 - давление на входе в насос; M_1 - крутящий момент на валу насоса;

η_{m1} - механический к.п.д. насоса.

С целью обеспечения необходимого срока службы гидромашин давление и частота вращения обычно разделяются на номинальные каталожные $p_{i,\epsilon}$ и $n_{i,\epsilon}$, максимальные каталожные p_{\max} и n_{\max} . Последние используются в расчетах при определении рабочих объемов гидромашин

Параметры регулирования:

$$\text{насоса } e_1 = \frac{q_1}{q_{1\max}}, \text{ гидромотора } e_2 = \frac{q_2}{q_{2\max}}.$$

Расчетное передаточное отношение трансмиссии

$$i_p = c \frac{e_1}{e_2}, \quad (4)$$

где $c = q_{1\max} / q_{2\max}$.

Передаточное число повышающего редуктора (в случае тихоходного двигателя) и понижающего (в случае быстроходного двигателя).

$$u_p = \frac{n_{1N}}{n_{1\max}}. \quad (5)$$

С использованием зависимостей $n_{\max} = f(N_{1\max})$ при известных $N_{1\max}$ и n_{1N} принимается решение об установке редуктора.

Максимальный рабочий объем нерегулируемого высокооборотного гидромотора выбираем из условия обеспечения заданного значения коэффициента его быстроходности.

$$q_{2\max}^* = \sqrt[3]{\left(\frac{60000 N_{1\max} \eta_0 \eta_{1M} D_{PH}}{c_{2n} p_{\max}} \right)^3}. \quad (6)$$

Здесь $D_{PH} = \frac{M_{k\max} n_{k\max}}{9560 N_{1\max}}$, $c_n = n_2 \sqrt[3]{q_{\max}}$

Общее передаточное число зубчатых передач гидрообъемной трансмиссии, соединяющих гидромотор с колесами трактора определяется из соотношения

$$u_{\phi.i.} = \frac{n_{1\max} q_{1\max}}{n_{k\max} \eta_{M2}}. \quad (7)$$

Вариант схемы ГОТ с гидромоторами, установленными в колесе трактора предполагает расчет:

а) рабочего объема гидромотора, необходимого для обеспечения максимального крутящего момента

$$q_{2\max}' = \frac{M_{2\max} D_{PH}}{0,159 p_{\max} \eta_{M2}}, \quad (8)$$

б) рабочего объема гидромотора для обеспечения максимальной частоты вращения

$$q_{\max}'' = \left(\frac{c_{2n}^*}{n_{2\max}} \right)^3, \quad (9)$$

в) Анализ удовлетворения $M_{2\max}$ и $n_{2\max}$.

$$\begin{cases} q_{2\max}' \leq q_{2\max}'' & \text{— оба требования удовлетворены} \\ q_{2\max}' > q_{2\max}'' & \text{— оба требования не удовлетворены} \end{cases}$$

Гидрообъемная трансмиссия с регулируемым насосом и гидромотором рассчитывалась по следующей схеме.

По известным $N_{1\max}$ и c_{1n} определялась допустимая частота вращения вала насоса при непосредственном соединении его вала с валом мотора ($e_{qk} = 1$, нагрузочный диапазон D_{PH} обеспечивается только гидромотором от $e_2 = 1$ до $e_{2\min}$).

В соответствии с выходной характеристикой p_{\max} во всем диапазоне n_2 ; Q после достижения n_{2k} - не увеличивается

$$n_{1\max} = \sqrt[3]{\frac{c_{1n}^* p_{\max}}{60000 N_{1\max} \eta_{M1}}}. \quad (10)$$

С использованием приведенных зависимостей, были определены наилучшие тяговые характеристики тракторов $\dot{D} = f(V)$, которые представлены на рисунке 1.

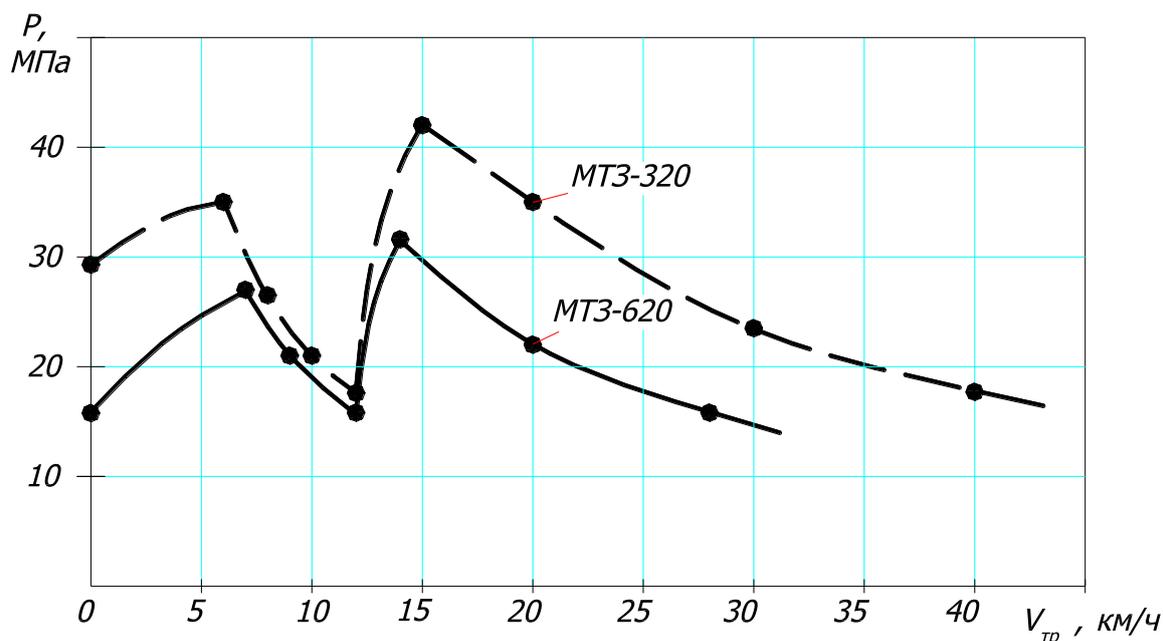


Рисунок 1 – Тяговые характеристики тракторов моделей МТЗ-320 и МТЗ-620 оснащенных ГОТ с последовательным редуктором, с рабочим объемом гидромашин 35 и 45 см³ соответственно.

Характер зависимостей моментов на валу гидромотора $M = f(V)$ аналогичен характеру зависимостей $\dot{D} = f(V)$, представленных на рисунке 1.

Тяговые характеристики трактора МТЗ-320 $\dot{D} = f(V)$, оснащенной ГОТ двумя регулируемы гидромашинами, представлены на рисунке 2.

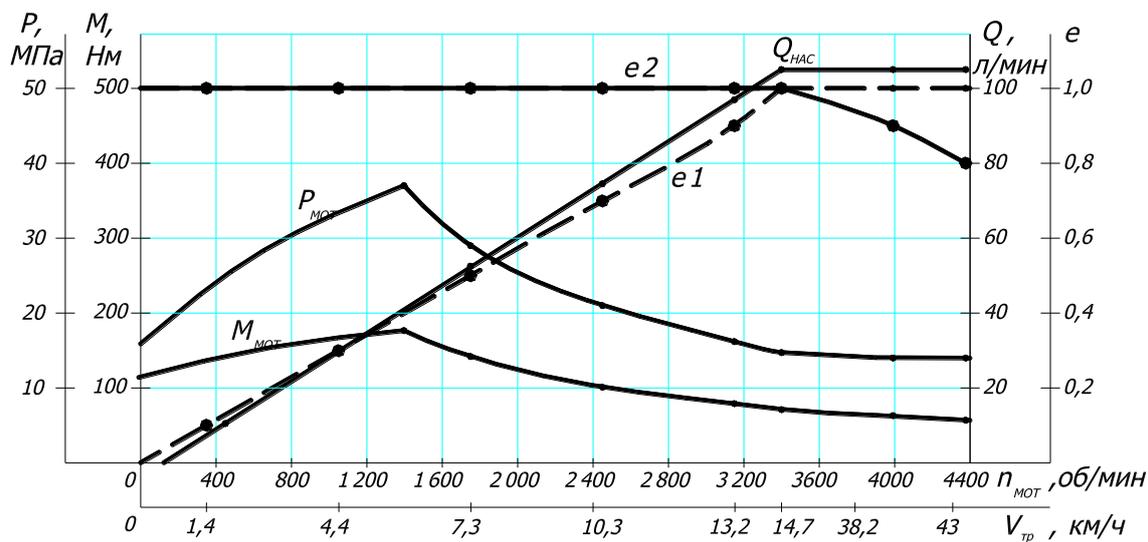


Рисунок 2 – Тяговые характеристики трактора модели МТЗ-320 оснащенных классической ГОТ с рабочим объемом гидромашин 35.

Характер зависимостей тяговых характеристик трактора модели МТЗ-620 с гидрообъемной трансмиссией, имеющей последовательный редуктор - аналогичен представленным на рисунке 2.

В ходе выполнения расчета были определены оптимальные характеристики гидромашин для тракторов моделей МТЗ-320 и МТЗ-620, получены тяговые характеристики для различных схем ГОТ.

Полученные выходные характеристики показывают, что использование ГОТ с двумя регулируемы гидромашинами является оптимальным вариантом для этих моделей тракторов. С гидрообъемной трансмиссией движение трактора становится более плавным в широком диапазоне скоростей, эффективно используется мощность двигателя, улучшаются динамические свойства и повышается надежность трактора.

Список литературы

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин.: М.: Машиностроение, 1988.– 244с.
2. Н.В. Богдан, П.Н. Кишкевич, В.С. Шевченко. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин, Минск: “Ураджай”, 2001.– 395с.
3. В.С.Шевченко проф., д.т.н., В.И.Пилипенко, А.В.Королькевич доц., к.т.н., О.В.Брилевский Особенности применения гидрообъемных трансмиссий на универсально-пропашных колесных тракторах. Материалы V НПК, КНТУ, г.Кировоград, 2005г.

Дається аналіз і приводяться тягові характеристики колісних тракторів з різноманітними гідротрансмісіями. Наведені практичні рекомендації по застосуванню гедротрансмісій на конкретних моделях тракторів.

The analysis and operating characteristics of wheeled tractors with various hydraulic transmission arrives are give. The practical recommendations of use hydraulic transmissions on real models of tractors are discuss.

Получено 25.09.05