УДК 621.114.2.235

ВЫБОР СХЕМ И РАСЧЕТ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Инж. БРИЛЕВСКИЙ О. В., канд. техн. наук СТЕЦКО А. П., докт. техн. наук ШЕВЧЕНКО В. С.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Применение гидростатической трансмиссии (ГСТ) на мобильных машинах – одно из прогрессивных направлений в современном машиностроении, а именно в коммунальной, дорожно-строительной, подъемно-транспортной, лесозаготовительной, тракторной и сельскохозяйственной технике [1, 2]. При использовании ГСТ можно добиваться устойчивой работы в широком диапазоне чисел оборотов, начиная с самых малых. Гидростатические трансмиссии позволяют наиболее простым способом реализовать бесступенчатое регулирование скорости, в том числе автоматическое. Применение ГСТ на мобильных машинах дает возможность с наибольшей эффективностью использовать мощность двигателя, уменьшая при этом расход топлива. При улучшении динамических свойств машины последняя становится более маневренной и подвижной. Гидростатическая трансмиссия позволяет сделать ведущим любое колесо или любую комбинацию колес, расширяет возможности компоновочных решений.

На этапе проектирования мобильной машины с гидростатической трансмиссией возникает задача выбора схемного решения для ГСТ, типа и размера гидромашин. Как максимально использовать мощность двигателя мобильной машины и получить наилучшие тяговые характеристики при высоком КПД ГСТ?

Современные гидростатические трансмиссии содержат регулирующие механизмы и клапаны, которые ограничивают максимальное давление жидкости и/или управляют гидромашинами. Эти регуляторы ограничивают подачу жидкости к гидромотору буксующего колеса и повышают давление, увеличивая тем самым силу тяги мобильной машины. В гидромоторе имеется клапан, осуществляющий охлаждение и обновление рабочей жидкости.

При реверсировании, а также при движении самоходной машины по инерции или на спуске всасывающая линия выполняет функции напорной, а напорная – всасывающей. Максимальное давление в системе ограничивается буксованием ведущих колес, т. е. определяется силой сцепления колес с грунтом.

Основное требование, предъявляемое к гидростатической трансмиссии, – минимальное число гидравлических элементов, через которые проходит поток жидкости под максимальным давлением, так как эти элементы имеют значительные размеры и массу.

Насос гидростатической трансмиссии включает систему подпитки, обеспечивающую создание подпора во всасывающей линии для устранения кавитации и, следовательно, для повышения частоты вращения насоса и уменьшения проходных сечений его каналов.

По данным фирмы «Секмафер» (Франция), подача насоса подпитки должна составлять 12–15 % максимальной подачи насоса ОГП. Такая подача компенсирует утечки в передаче и обеспечивает прохождение через охладительный клапан гидромотора определенного количества жидкости.

Для очистки жидкости ГСТ применяется напорный фильтр тонкой очистки, установленный на выходе из насоса подпитки в основной насос. В обводном канале фильтра устанавливают переливной клапан, обеспечивающий подачу жидкости в линию подпитки при засорившемся фильтре.

При помощи регуляторов на гидромашинах обеспечивается определенная последователь-

ность управления насосом и гидромотором: сначала от нуля до максимального значения увеличивается рабочий объем насоса, после чего при постоянном максимальном рабочем объеме насоса производится уменьшение рабочего объема гидромотора.

Особенности анализа функциональных характеристик ГСТ рассмотрим на примере погрузчиков малого класса грузоподъемностью 1,5 т и приведем пример выбора принципиальной схемы гидростатической трансмиссии и способ получения оптимальной тяговой характеристики и высокого КПД.

Основные параметры погрузчика:

- масса без груза, кг: 5350;
- двигатель внутреннего сгорания: Д-243;
- мощность двигателя, кВт: 60;
- частота вращения, 1/с (об/мин): 36,67 (2200);
- радиус колеса погрузчика, м: 0,49;
- передаточное отношение от заднего моста к колесу: 1;
- передаточное отношение заднего моста: 14,76.

При проектировании классического погрузчика грузоподъемностью 1,5 т с гидростатической трансмиссией были рассмотрены две основные типичные для данного класса принципиальные гидравлические схемы:

- регулируемый насос, регулируемый гидромотор (рис. 1);

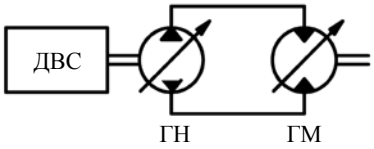

Рис. 1. Схема принципиальная гидростатической трансмиссии погрузчика без коробки передач

- регулируемый насос, регулируемый гидромотор и последовательно подключенная к валу гидромотора двухскоростная коробка передач (КП) (рис. 2).

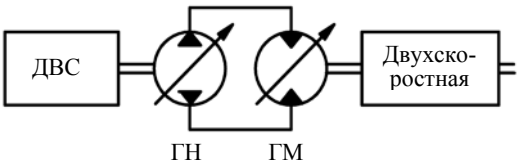

Рис. 2. Схема принципиальная гидростатической трансмиссии погрузчика с двухскоростной коробкой передач

Двигатель внутреннего сгорания ДВС создает крутящий момент и через муфту передает создаваемый момент на вал насоса ГН. При старте двигателя гидромотор ГМ имеет максимальный рабочий объем, насос – минимальный (нулевой), таким образом, трансмиссия не нагружает двигатель. Схемы на рис. 1 и 2 имеют тяговые характеристики, изображенные на рис. 3 и 4. Рис. 3 отображает тяговую характеристику гидростатической трансмиссии без коробки передач, рис. 4 – тяговую характеристику с применением двухскоростной коробки передач.

Рис. 3. Тяговая характеристика гидростатической трансмиссии без коробки передач

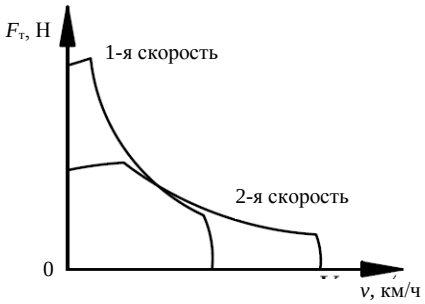

Рис. 4. Тяговая характеристика гидростатической трансмиссии с применением двухскоростной коробки передач

Для обоих предлагаемых вариантов скорость погрузчика регулируется только педалью газа. Вначале скорость погрузчика растет только при увеличении рабочего объема насоса. Рабочий объем гидромотора максимальный и не изменяется. Регулирование скорости погрузчика гидромотором происходит после достижения насосом максимального рабочего объема. При максимальной скорости погрузчика в выбранном режиме движения рабочий объем гидромотора минимален. Для схемы на рис. 1 максимальная транспортная скорость достигается только при минимальном рабочем объеме гид-

ромотора и максимальном объеме насоса. Для схемы на рис. 2 двухскоростная коробка передач позволяет выбрать оператору режим движения погрузчика (транспортный или рабочий). Максимальная скорость любого режима также достигается при минимальном объеме гидромотора и максимальном – насоса. Применение регулируемого гидромотора в гидростатических трансмиссиях увеличивает диапазон регулирования и позволяет использовать более компактные гидромашины. Использование двухскоростной коробки передач, установленной последовательно в гидростатической передаче, позволяет получить следующие преимущества: увеличенный диапазон скоростей; повышенный КПД в области высокой скорости и, следовательно, пониженный расход топлива; меньшие гидроагрегаты и радиатор, а также более низкую стоимость.

В общем случае выбранная принципиальная схема имеет недостатки, к которым относят сложность получения плавного изменения скорости при переключении между режимами движения. Но так как переключение передач планируется производить при остановленном погрузчике, выбираем гидростатическую трансмиссию с последовательно установленной двухскоростной коробкой передач для погрузчика грузоподъемностью 1,5 т.

Двухскоростная коробка передач имеет передаточные числа 3,85 для первой передачи и 1,264 – для второй.

Первая скорость используется в погрузчике для рабочего режима движения с целью достижения максимального тягового усилия $F_т$, вторая – для транспортного режима с целью получения максимальной скорости погрузчика v.

При расчете тяговых характеристик ГСТ использовались следующие основные формулы [4]:

$$Q = \frac{qn\eta_0}{1000},$$

где Q – подача насоса (или расход гидромотора), л/мин; q – рабочий объем насоса (гидромотора), см^3; η_0 – объемный КПД насоса (гидромотора);

$$M_{гм} = \frac{q_{гм}\Delta p}{20\pi\eta_{гм}},$$

где $M_{гм}$ – момент на валу гидромотора, Н·м; $q_{гм}$ – рабочий объем гидромотора, см^3; Δp – давление в гидростатической трансмиссии, бар; $\eta_{гм}$ – коэффициент полезного действия гидромотора;

$$v = \frac{n_{гм}602\pi R}{1000i},$$

где v – скорость погрузчика, км/ч; $n_{гм}$ – частота вращения вала гидромотора, об/мин; R – радиус колеса, м; i – суммарное передаточное отношение коробки передач и моста;

$$F = \frac{i\eta_{мп}M_{гм}}{R},$$

где F – сила тяги погрузчика, Н; $\eta_{мп}$ – общий коэффициент полезного действия механической передачи.

Для выбора подходящей схемы ГСТ можно использовать следующие основные правила:

1. Максимальный рабочий объем насоса выбирается соответствующим максимальной мощности двигателя внутреннего сгорания.

2. Рабочий объем насоса выбирают так, чтобы при достижении максимального рабочего объема давление в системе составляло около 220–240 бар. С этого момента гидромотор начинает сокращать свой рабочий объем.

3. Максимальный рабочий объем гидромотора выбираем исходя из требуемого тягового усилия при трогании с места погрузчика. Максимальное тяговое усилие колесных погрузчиков не должно составлять больше 80–90 % его собственного веса без груза, т. е. максимальное тяговое усилие = собственный вес × 0,85.

4. При определении оптимальной скорости погрузчика следует обратить внимание на то, что число оборотов гидромотора не должно превышать допустимых значений. Согласно рекомендациям производителя гидромашин угол наклона поршневого блока гидромотора не должен быть меньше 5°.

Расчет проводился при помощи специализированной расчетной программы FADI 4.2. Авторские права программы принадлежат заводу Brueninghaus Hydromatik в г. Эльхинген (Германия). Программа при расчете использует перечисленные выше формулы и позволяет получить графические тяговые и скоростные ха-

рактеристики мобильной машины, оснащенной гидростатической трансмиссией.

В результате расчета была получена оптимальная схема гидростатической трансмиссии с рабочими объемами насоса 56 см^3 и гидромотора 80 см^3. Насос и гидромотор имеют регулятор, который увеличивает (или уменьшает) рабочий объем гидромашины при увеличении (или уменьшении) частоты вращения гидромашины [3]. Трансмиссия, оснащенная таким регулятором, имеет высокую чувствительность к изменению давления, что обеспечивает хорошие характеристики движения в диапазоне средних и малых скоростей. В указанном диапазоне величина тягового усилия зависит от частоты вращения двигателя внутреннего сгорания, это обеспечивает точное позиционирование погрузчика.

Результаты расчета указанной гидростатической трансмиссии представлены в сводной табл. 1.

На рис. 5 изображены полученная тяговая характеристика ГСТ погрузчика и расчетный КПД для первой и второй передач. Ось *Y* слева – тяговое усилие, кН; ось *X* – скорость, км/ч; ось *Y*, справа – гидравлический коэффициент полезного действия. Зависимость, представляющая первую скорость, построена по точкам 1, 2, 3 и имеет общее передаточное отношение от вала гидромотора к колесу – 56,83. Вторая скорость – это точки 4, 5, 6, общее передаточное отношение – 18,66. Видно, что кривые 1–2–3 и 4–5–6 имеют общий характер. Физический смысл тяговых характеристик рассмотрим на примере первой передачи (кривая 1–2–3):

- при нейтральном положении насоса ДВС работает на холостом ходу. На графике скорость и тяговое усилие равны 0;
- как только оператор нажимает на педаль газа, ДВС начинает увеличивать число оборотов. Насос с регулятором воспринимает повышение частоты вращения двигателя и начинает поднимать давление. При этом сопротивление трения погрузчика еще не преодолено и скорость равна нулю. На графике скорость равна нулю, тяговое усилие находится в диапазоне от 0 до 47,0 кН [3];
- погрузчик преодолевает сопротивление трению и начинает движение. На графике скорость изменяется от 0 до 2,61 км/ч, тяговое усилие находится в диапазоне от 47,0 до 48,29 кН;
- все большее нажатие на педаль газа приводит к повышению частоты вращения ДВС. Насос плавно увеличивает рабочий объем и подачу. Погрузчик начинает разгоняться. На графике (кривая 1–2) скорость увеличивается от 2,61 до 4,68 км/ч, тяговое усилие изменяется от 48,29 до 30,57 кН;
- насос достигает максимального рабочего объема. При этом увеличение частоты вращения ДВС приводит к уменьшению рабочего объема гидромотора с 80 до 26 см^3. На графике (кривая 2–3) скорость увеличивается от 4,68 до 13,75 км/ч, тяговое усилие изменяется от 30,57 до 8,85 кН.

Таблица 1

Результаты расчета указанной гидростатической трансмиссии

Рабочие точки	1	2	3	4	5	6
Тяговое усилие F, кН	48,29	30,57	8,85	15,86	10,04	2,91
Скорость погрузчика v, км/ч	2,61	4,68	13,75	7,94	14,24	41,88
Расход Q, л/мин	68	118,1	118,1	68	118,1	118,1
Перепад давления Δp, МПа	40,0	25,5	25,5	40,0	25,5	25,5
Рабочий объем насоса $q_н$, см^3	34,8	56	56	34,8	56	56
КПД гидростатической трансмиссии	0,762	0,865	0,737	0,762	0,865	0,737
Частота вращения мотора $n_{гм}$, 1/с (об/мин)	13,37 (802)	23,97 (1438)	70,5 (4230)	13,37 (802)	23,97 (1438)	70,5 (4230)
Крутящий момент гидромотора $M_{гм}$, Н·м	490	310	90	490	310	90
Передаточное отношение i	56,83	56,83	56,83	18,66	18,66	18,66
Рабочий объем гидромотора $q_{гм}$, см^3	80	80	26	80	80	26
Угол наклона блока гидромотора, град.	25	25	7,9	25	25	7,9

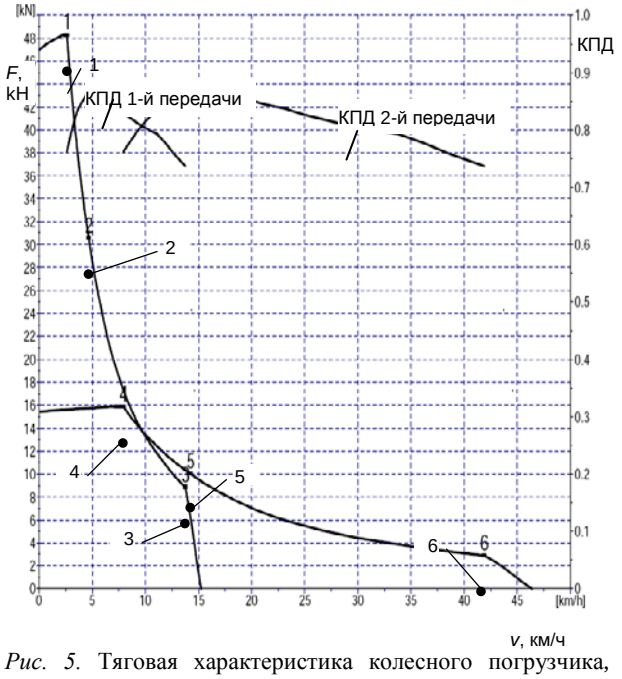

Рис. 5. Тяговая характеристика колесного погрузчика, оснащенного гидростатической трансмиссией, полученная в программе FADI

При увеличении скорости давление снижается, так как ускорение больше не требуется и погрузчик должен лишь преодолевать сопротивление силы трения качения.

В Ы В О Д

Анализ функциональных характеристик ГСТ был использован при расчете погрузчика малого класса грузоподъемностью 1,5 т. В ходе выполнения расчета получены оптимальная характеристика гидростатической трансмиссии, тяговая характеристика и характеристика объемного КПД. Схема гидростатической трансмиссии с выбранными насосом и гидромотором характеризуется высоким КПД, большой силой тяги, высокой скоростью хода.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. **Петров, В. А.** Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 244 с.

2. **Шарангович, А. И.** Анализ принципиальных схем бесступенчатых трансмиссий, выполненных на основе объемной гидропередачи / А. И. Шарангович, О. В. Брилевский // Современные методы проектирования машин / РМСНТ. БНТУ. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – Вып. 2, т. 3. – С. 109.

3. **Комфорт** и простота управления с помощью регулятора DA фирмы Rexroth / RRS 98300/12.03. – 8 с.

4. **RD92003/11.03** Axialkolben-Verstellpumpe A4VG, geschlossener Kreislauf. Elchingen. – Germany. – 52 с.

Поступила 9.07.2007