

# ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА С УЧЕТОМ РЕЖИМА ПРОТИВОВАЩЕНИЯ ТУРБИННОГО КОЛЕСА В ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

## PLOTTING OF EXTERNAL CHARACTERISTIC OF A TORQUE CONVERTER WITH COUNTER-ROTATING MODE OF TURBINE WHEEL IN DOUBLE-FLOW HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF AN INDUSTRIAL TRACTOR

**М.В. ВЯЗНИКОВ<sup>1</sup>**, к.т.н.

**С.В. ГАЕВ<sup>1</sup>**

**В.М. ШАРИПОВ<sup>2</sup>**, д.т.н.

**Ю.С. ЩЕТИНИН<sup>2</sup>**, к.т.н.

**М.Ю. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ<sup>2</sup>**, к.т.н.

<sup>1</sup> ООО «МИКОНТ», Чебоксары, Россия, mv1532@yandex.ru

<sup>2</sup> Московский политехнический университет, Москва, Россия, trak@mami.ru

**M.V. VYAZNIKOV<sup>1</sup>**, PhD in Engineering

**S.V. GAEV<sup>1</sup>**

**V.M. SHARIPOV<sup>2</sup>**, DSc in Engineering

**YU.S. SHCHETININ<sup>2</sup>**, PhD in Engineering

**M.YU. ESENOVSKIY-LASHKOV<sup>2</sup>**, PhD in Engineering

<sup>1</sup> MIKONT, LLC, Cheboksary, Russia, mv1532@yandex.ru

<sup>2</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, trak@mami.ru

Двухпоточные гидромеханические передачи широко используются в промышленных тракторах и в быстроходных гусеничных машинах. Главным достоинством такой передачи является более высокое значение максимального коэффициента полезного действия по сравнению с однопоточной гидромеханической передачей. Рассмотрена двухпоточная гидромеханическая передача промышленного трактора D8L «Катерпиллар», и приведены результаты ее стендовых экспериментальных исследований. В данной передаче гидротрансформатор в определенном диапазоне изменения частоты вращения ведомого вала работает в режиме противовращения турбинного колеса. В отечественной и зарубежной литературе отсутствуют внешние характеристики гидротрансформаторов с учетом режима его работы с противовращением турбинного колеса. Экспериментально получить такие внешние характеристики гидротрансформатора пока никому не удалось. Это связано со сложностью обеспечения на стенде режима противовращения турбинного колеса гидротрансформатора при его стендовых испытаниях. Такой режим реализуется только в двухпоточной гидромеханической передаче. Однако при ее экспериментальных исследованиях на стенде существующие методики не позволяли построить внешнюю характеристику гидротрансформатора для режима противовращения турбинного колеса. При экспериментальных исследованиях на стенде только гидротрансформатора тоже невозможно обеспечить режим противовращения турбинного колеса. В работе приведена методика построения внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса, если известна внешняя характеристика двухпоточной гидромеханической передачи. Обоснованность и достоверность предлагаемого подхода к построению внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса подтверждена результатами стендовых экспериментальных исследований двухпоточной гидромеханической передачи и гидротрансформатора промышленного трактора D8L «Катерпиллар».

**Ключевые слова:** двухпоточная гидромеханическая передача, гидротрансформатор, внешняя характеристика двухпоточной гидромеханической передачи и гидротрансформатора, режим противовращения турбинного колеса гидротрансформатора.

Double-flow hydromechanical transmissions are widely used in industrial tractors and high-speed tracked vehicles. The main advantage of this transmission is a higher value of the maximum efficiency compared to a single-flow hydromechanical transmission. Considered is the double-flow hydromechanical transmission of the industrial tractor D8L «Caterpillar» and the results of its bench experimental studies are presented. In this transmission, the torque converter operates in a certain rotational speed range of the driven shaft in the counter-rotating mode of the turbine wheel. In the domestic and foreign literature there are no external characteristics of torque converters with the mode of turbine wheel anti-rotation. It was not possible to obtain such external characteristics of the torque converter experimentally so far. This is due to the complexity of providing a test-bench with anti-rotation mode of the turbine wheel of the torque converter. This mode is realized only in a double-flow hydromechanical transmission. However, with its experimental test-bench studies, existing techniques did not allow plotting of an external characteristic of the

for the turbine wheel counter-rotating mode. At experimental test-bench researches of a torque converter only it is also impossible to provide the mode of counter rotation of a turbine wheel. In this paper, a method is given for plotting of external characteristic of a torque converter with turbine wheel anti-rotation mode, if an external characteristic of a double-flow hydromechanical transmission is known. The validity and reliability of the proposed approach to the plotting of the external characteristic of the torque converter with turbine wheel counter rotation mode is confirmed by the results of bench experimental studies of the double-flow hydromechanical transmission and the torque converter of the industrial tractor D8L Caterpillar.

**Keywords:** double-flow hydromechanical transmission, torque converter, external characteristic of double-flow hydromechanical transmission and torque converter, counter-rotating mode of torque converter turbine wheel.

## Введение

При проектировании двухпоточной гидромеханической передачи (ГМП) необходимо располагать внешней характеристикой гидротрансформатора (ГТ) [1–7]. Поскольку в ряде схем двухпоточных ГМП турбинное колесо ГТ вращается в сторону, противоположную вращению насосного колеса (противовращение турбинного колеса), этот фактор необходимо учитывать при построении внешней характеристики двухпоточной ГМП [4–7].

К сожалению, в настоящее время существующие методики теоретических и экспериментальных исследований не позволяют построить внешнюю характеристику ГТ для режима противовращения турбинного колеса. Так, при экспериментальных исследованиях на стенде только ГТ невозможно обеспечить режим противовращения турбинного колеса.

## Цель исследования

Целью исследования является разработка методики построения внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса.

## Материалы и методы исследования

В качестве объекта исследования была выбрана двухпоточная ГМП промышленного трактора

D8L «Катерпиллар». Экспериментальные исследования проводились на стенде (рис. 1), в состав которого входил в качестве привода электродинамометр с измерительным валом, а в качестве нагружающего устройства – индукторный тормоз. В качестве рабочей жидкости в ГМП использовалось масло МГТ ТУ 38.401.220-80, подача которого в ГМП осуществлялась автономной насосной установкой производительностью 140 л/мин, а откачка – автономной насосной установкой производительностью 50 л/мин. При снятии внешних характеристик двухпоточной ГМП и ГТ температура масла на входе в ГМП поддерживалась в диапазоне 75–90 °С.

Для построения внешней характеристики ГТ в ГМП была снята солнечная шестерня и между зубьями сателлитов и эпициклической шестерни были установлены упоры, позволяющие напрямую соединить турбинное колесо с водилом ГМП.

В процессе стендовых испытаний регистрировались и контролировались следующие параметры:

- крутящий момент  $M_{вщ}$  на ведущем и  $M_{вм}$  на ведомом валах двухпоточной ГМП (при снятии внешней характеристики ГТ  $M_{вщ} = M_H$ , а  $M_{вм} = M_T$ , где  $M_H$  и  $M_T$  – крутящий момент, соответственно, на насосном и турбинном колесах ГТ);

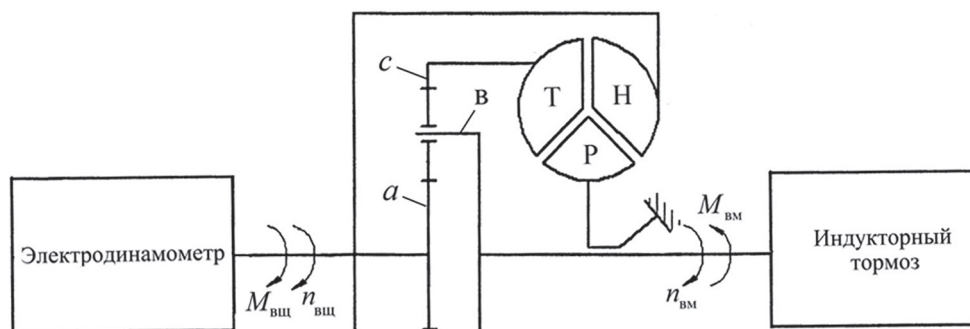


Рис. 1. Кинематическая схема стенда:

$a$  – солнечная шестерня;  $c$  – эпициклическая шестерня;  $в$  – водило;  $Н$  – насосное колесо;  $Т$  – турбинное колесо;  $Р$  – реактор;  $M_{вщ}$  и  $M_{вм}$  – крутящий момент, соответственно, на ведущем и ведомом валах ГМП;  $n_{вщ}$  и  $n_{вм}$  – частота вращения, соответственно, ведущего и ведомого валов ГМП

- частота вращения  $n_{вщ}$  ведущего и  $n_{вм}$  ведомого валов двухпоточной ГМП (при снятии внешней характеристики ГТ  $n_{вщ} = n_n$ , а  $n_{вм} = n_t$ , где  $n_n$  и  $n_t$  – частота вращения, соответственно, насосного и турбинного колес ГТ);
- температура рабочей жидкости на входе в ГМП;
- давление рабочей жидкости на входе и выходе ГМП;
- расход рабочей жидкости на входе и выходе ГМП.

### Результаты и их обсуждение

Результаты экспериментальных исследований двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар» приведены в табл. 1, а ГТ – в табл. 2. Коэффициенты момента  $\lambda_{вщ}$  на ведущем валу двухпоточной ГМП и  $\lambda_n$  на насосном колесе ГТ определялись из выражений [1–4, 7, 8]:

$$\lambda_{вщ} = \frac{M_{вщ}}{\gamma n_{вщ}^2 D^5}; \quad \lambda_n = \frac{M_n}{\gamma n_n^2 D^5},$$

где  $\gamma = 8201,2 \text{ Н/м}^3$  – удельный вес масла;  $D = 0,475 \text{ м}$  – активный диаметр ГТ;  $n_{вщ} = n_n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Коэффициент трансформации  $K_{гмп}$  и КПД  $\eta_{гмп}$  двухпоточной ГМП (табл. 1), а также коэффициент трансформации  $K_{гт}$  и КПД  $\eta_{гт}$  ГТ (табл. 2) определялись из следующих выражений [1–4, 7, 8]:

$$K_{гмп} = M_{вм} / M_{вщ}; \quad \eta_{гмп} = K_{гмп} / u_{гмп};$$

$$K_{гт} = M_t / M_n; \quad \eta_{гт} = K_{гт} / u_{гт}. \quad (1)$$

Для построения внешней характеристики ГТ на всех режимах его работы использовались расчетные зависимости для определения показателей рассматриваемой схемы двухпоточной ГМП (см. рис. 1) [1, 2, 4]:

– кинематическое передаточное число:

$$u_{гмп} = \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} = \frac{1+k}{1+k/u_{гт}}; \quad (2)$$

– силовое передаточное число:

$$\hat{u}_{гмп} = K_{гмп} = \frac{M_{вм}}{M_{вщ}} = \frac{1+k}{1+k/\hat{u}_{гт}} = \frac{1+k}{1+k/K_{гт}}; \quad (3)$$

– коэффициент нагрузки насосного колеса ГТ (учитывает долю крутящего момента, подводимого от ведущего вала ГМП к насосному колесу ГТ):

$$\alpha_n = \frac{M_n}{M_{вщ}} = \frac{k}{\hat{u}_{гт} + k} = \frac{k}{K_{гт} + k}; \quad (4)$$

– коэффициент момента насосного колеса:

$$\lambda_n = \lambda_{вщ} \alpha_n. \quad (5)$$

Здесь  $k$  – характеристика планетарного ряда (по абсолютной величине равна передаточному числу планетарного ряда при остановленном водиле);  $k = Z_c/Z_a$ , где  $Z_c$  и  $Z_a$  – число зубьев, соответственно, эпициклической и солнечной шестерен ряда.

В данной схеме двухпоточной ГМП (см. рис. 1) возможен режим работы, когда турбинное колесо ГТ вращается в сторону противоположную вращению насосного колеса (противовращение турбинного колеса). Этот фактор необходимо учитывать при построении внешней характеристики ГТ.

Таблица 1

Результаты экспериментальных исследований двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар»

$1/u_{гмп} = n_{вм}/n_{вщ}$	0	0,144	0,232	0,325	0,403	0,497	0,597	0,701	0,797	0,925	0,975
$M_{вщ}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	1398	1362	1342	1308	1263	1196	1143	1100	1037	803	406
$M_{вм}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	3517	3100	2847	2558	2306	1999	1710	1460	1233	790	331
$\lambda_{вщ} \cdot 10^6, \text{ мин}^2/\text{м}$	3,13	3,05	3,05	2,93	2,83	2,68	2,56	2,46	2,32	1,8	0,91
$K_{гмп}$	2,52	2,28	2,12	1,96	1,83	1,67	1,5	1,33	1,19	0,98	0,82
$\eta_{гмп}$	0	0,33	0,49	0,64	0,74	0,83	0,895	0,93	0,948	0,91	0,8

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований ГТ трактора D8L «Катерпиллар»

$1/u_{гт} = n_t/n_n$	0,067	0,099	0,207	0,295	0,385	0,517	0,683	0,804	0,868	0,93	0,973
$M_n, \text{ Н}\cdot\text{м}$	659	669	693	697	704	721	736	707	653	553	231
$M_t, \text{ Н}\cdot\text{м}$	1990	1933	1739	1572	1418	1220	1000	825	690	519	183
$\lambda_n \cdot 10^6, \text{ мин}^2/\text{м}$	1,476	1,498	1,55	1,56	1,58	1,615	1,65	1,58	1,46	1,24	0,517
$K_{гт}$	3,02	2,89	2,51	2,26	2,01	1,69	1,36	1,17	1,06	0,97	0,79
$\eta_{гт}$	0,202	0,286	0,52	0,667	0,774	0,874	0,929	0,94	0,92	0,902	0,769

Для этого из выражения (2) определим:

$$1/u_{ГТ} = [(1+k)/u_{ГМП} - 1]/k. \quad (6)$$

Тогда, задаваясь величиной  $1/u_{ГМП}$ , из табл. 1 определим соответствующее ей значение  $1/u_{ГТ}$  при заданной величине характеристики  $k$  планетарного ряда. В двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар»  $k = 2,84$ .

Коэффициент трансформации ГТ определим из выражения (3). В результате получим:

$$K_{ГТ} = \frac{k}{(1+k)/K_{ГМП} - 1}. \quad (7)$$

В табл. 3 приведены исходные данные по двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар» и результаты расчетов основных параметров его ГТ. При этом  $1/u_{ГТ}$  определялось по выражению (4),  $K_{ГТ}$  – по выражению (7),  $\alpha_n$  – по выражению (4),  $\lambda_n$  – по выражению (5) и  $\eta_{ГТ}$  – по выражению (1).

Внешняя характеристика ГТ с учетом режима противовращения турбинного колеса,

построенная на основе данных табл. 3, приведена на рис. 2.

Сопоставление расчетных значений внешней характеристики ГТ (см. табл. 3 и рис. 2) с результатами экспериментальных исследований (см. табл. 2) показывает их хорошую сходимость.

Следовательно, предложенная методика может быть использована для построения внешней характеристики ГМ во всем диапазоне его работы, включая и режим противовращения турбинного колеса.

### Заключение

Предложена методика построения внешней характеристики ГТ с учетом режима противовращения турбинного колеса с использованием внешней характеристики двухпоточной ГМП. Достоверность и обоснованность предложенной методики подтверждена результатами стендовых экспериментальных исследований двухпоточной ГМП и ГТ трактора D8L «Катерпиллар».

Таблица 3

Результаты расчета для построения внешней характеристики ГТ трактора D8L «Катерпиллар» на всех режимах его работы

$1/u_{ГМП} = n_{вм}/n_{вц}$	0	0,144	0,232	0,325	0,403	0,497	0,597	0,701	0,797	0,925	0,975
$K_{ГМП}$	2,52	2,28	2,12	1,96	1,83	1,67	1,5	1,33	1,19	0,98	0,82
$\lambda_{вц} \cdot 10^6, \text{ мин}^2/\text{м}$	3,13	3,05	3,05	2,93	2,83	2,68	2,56	2,46	2,32	1,8	0,91
$1/u_{ГТ} = n_{т}/n_{н}$	-0,352	-0,157	-0,038	0,087	0,193	0,32	0,455	0,595	0,726	0,899	0,966
$K_{ГТ}$	4,86	4,15	3,502	2,96	2,59	2,19	1,82	1,505	1,27	0,97	0,75
$\alpha_n$	0,37	0,406	0,45	0,49	0,523	0,565	0,609	0,654	0,69	0,745	0,79
$\lambda_n \cdot 10^6, \text{ мин}^2/\text{м}$	1,16	1,23	1,37	1,44	1,48	1,51	1,56	1,61	1,6	1,34	0,72
$\eta_{ГТ}$	-	-	-	0,26	0,5	0,7	0,83	0,895	0,92	0,897	0,73

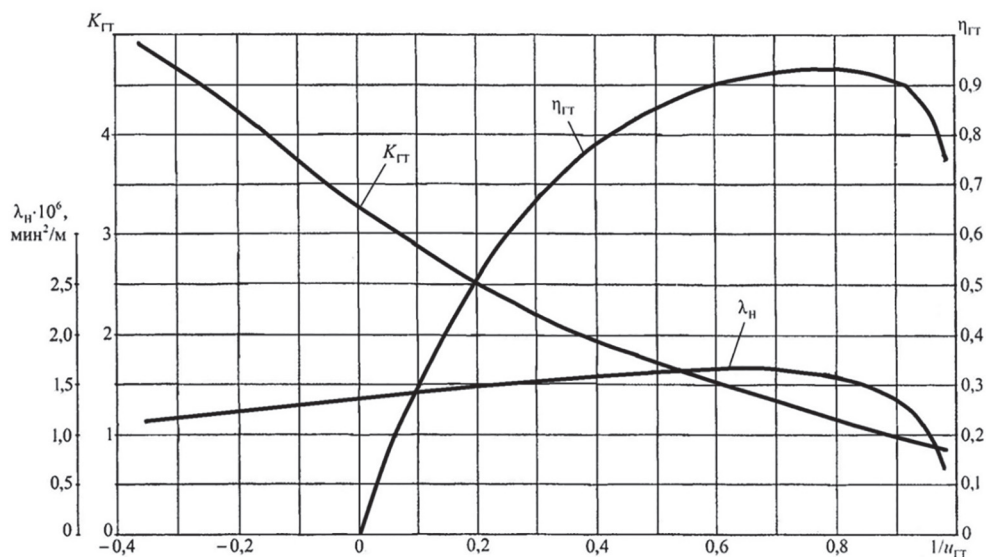


Рис. 2. Внешняя характеристика ГТ

## Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин / Под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
3. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.
4. Шарипов В.М., Котиев Г.О., Щетинин Ю.С., Вязников М.В., Гаев С.В., Розеноер М.Г. К вопросу о выборе параметров двухпоточной гидромеханической передачи для промышленных и лесопромышленных тракторов // Тракторы и сельхозмашины, 2016. № 3. С. 8–14.
5. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Дмитриев М.И. Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 10–15.
6. Шарипов В.М. Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Кинематический анализ работы двухпоточных гидромеханических передач для автомобилей и тракторов // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 12–3. С. 131–138.
7. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Гаев С.В., Трошкин О.В. Силовой анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 35–41.
8. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
2. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of tracked vehicles]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
3. Petrov A.V. Planetarnye i gidromekhanicheskie peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 385 p.
4. Sharipov V.M., Kotiev G.O., Shchetinin Yu.S., Vyaznikov M.V., Gaev S.V., Rozenoer M.G. Selection of parameters for double-flow hydromechanical transmission for industrial and forestry tractors. Traktory i sel'khoz mashiny, 2016. No 3, pp. 8–14 (In Russ.).
5. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Dmitriev M.I. Kinematic analysis of double-flow hydromechanical gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 12, pp. 10–15 (In Russ.).
6. Sharipov V.M. Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Kinematic analysis of operation of double-flow hydromechanical gears for vehicles and tractors. Sovremennye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologiy. 2016. No 12–3, pp. 131–138 (In Russ.).
7. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Gaev S.V., Troshkin O.V. Power analysis of double-flow hydromechanical gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 2, pp. 35–41 (In Russ.).
8. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskie transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydromechanical transmissions of high-speed tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.

## References

1. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.