

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

1. Введение

Максимальное увеличение параметров подвижности является одной из первоочередных задач в разработке и проектировании военных машин. Необходимость ведения боевых действий на открытых пространствах с различными дорожными условиями, обеспечение маневрирования и доставки экипажа с использованием, как дорог общего назначения, так и при их отсутствии, осуществление атаки в условиях сильных разрушений, затоплений и применении противником искусственных препятствий и заграждений, предъявляет ряд специфических требований к трансмиссиям легкобронированной колесной техники. Трансмиссия должна иметь широкий силовой диапазон [1] в сочетании с высоким КПД, достаточную надежность при максимально уменьшенных массогабаритных показателях, быть ремонтпригодной. Применение автоматического управления переключением передач [2] значительно упрощает управление машиной в сложной обстановке общевойскового боя и, одновременно, уменьшает время, необходимое для обучения экипажа. Наиболее полно указанным требованиям отвечает трансмиссия с гидромеханической коробкой передач и автоматическим электронным управлением.

Одним из наиболее сложных компонентов гидромеханической коробки передач является гидродинамический трансформатор крутящего момента.

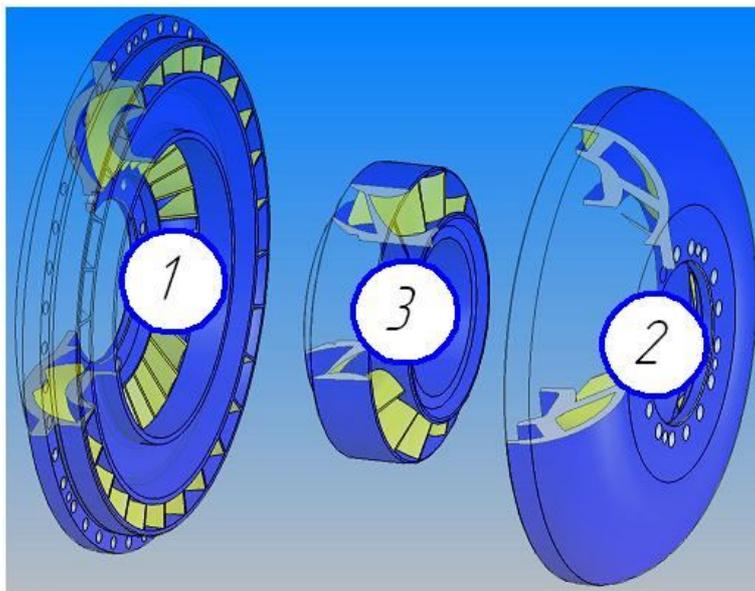


Рисунок 1 – Компьютерные модели разнесенных рабочих колес ГТК-XV ($D_a = 380$ мм) в разрезе:
1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – колесо реактора

Гидротрансформаторы представляют собой гидродинамические машины, способные автоматически преобразовывать крутящий момент двигателя в зависимости от нагрузки на выходном валу.

В настоящее время в гидромеханических трансмиссиях транспортных средств весом до 25 тонн и мощностью двигателя до 500 л.с. наибольшее распространение получили одноступенчатые трехколесные комплексные гидротрансформаторы с активным диаметром порядка 300...400 мм, центробежным насосным колесом, центростремительным турбинным и колесом реактора осевого типа (рис. 1).

2. Математическая модель рабочего процесса гидротрансформатора, основанная на уравнении баланса гидравлической энергии

Наиболее значительный вклад в изучение особенностей динамики потока рабочей жидкости в гидротрансформаторе и развитие теории расчета его внешних и внутренних параметров на основе использования уравнения баланса гидравлической энергии внесли целый ряд авторов в работах [3–13] и др.

В общем случае уравнение баланса гидравлической энергии [3] представляется как разность напоров насосного и турбинного колес, которая равна сумме гидравлических потерь:

$$H_1 - H_2 = \sum h_{nom} . \quad (1)$$

В результате анализа существующих уравнений баланса, изложенных в работах [3–13], было выведено модифицированное уравнение баланса гидравлической энергии [14], в котором был проведен учет влияния особенностей характера и структуры потока. В частности, разработанное уравнение баланса содержит учет конечного числа лопаток для всех рабочих колес, выполнен учет влияния площади потока на меридиональную скорость C_m , введен учет стеснения потока лопатками. В уравнение баланса включена возможность учета прозрачности решеток гидротрансформатора β_{mn} потока $= f(i)$.

В дальнейшем упомянутое уравнение баланса также было дополнено возможностью дифференцированного задания коэффициентов ударных потерь ψ_m для каждого из рабочих колес при наличии соответствующих экспериментальных кривых $\psi_m = f(i)$. Уравнение баланса в окончательном виде:

$$A \cdot \varphi^2 + B \cdot \varphi + C = 0 ; \quad (2)$$

$$A = \frac{-(1-\eta_s^*)}{(\varphi^*)^2} \cdot \left(Kz_n - \varphi^* \cdot \left(\text{ctg} \beta_{21} + \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} \right) \right) - \frac{\psi_1}{2} \cdot \left[\frac{\text{ctg} \beta_{11} \cdot \tau_{11}}{\rho_{11} \cdot B_{11}} + \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{\rho_{11} \cdot B_{23}} \right]^2 - \frac{\psi_2}{2} \cdot \left[\frac{\text{ctg} \beta_{12} \cdot \tau_{12}}{\rho_{12} \cdot B_{12}} - \frac{\text{ctg} \beta_{21}}{\rho_{12}} \right]^2 - \frac{\psi_3}{2} \cdot \left[\frac{\text{ctg} \beta_{13} \cdot \tau_{13}}{\rho_{13} \cdot B_{13}} + \frac{\text{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{\rho_{13} \cdot B_{22}} \right]^2 ; \quad (3)$$

$$B = -\text{ctg} \beta_{21} - \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} + i \cdot \left(\text{ctg} \beta_{21} - \frac{\text{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}} \right) + \psi_1 \cdot \left(\frac{\text{ctg} \beta_{11} \cdot \tau_{11}}{B_{11}} + \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} \right) - \psi_2 \cdot (Kz_n - i) \cdot \left(\frac{\text{ctg} \beta_{12} \cdot \tau_{12}}{\rho_{12} \cdot B_{12}} - \frac{\text{ctg} \beta_{21}}{\rho_{12}} \right) + \psi_3 \cdot \frac{\rho_{22}^2}{\rho_{13}} \cdot i \cdot Kz_m \cdot \left(\frac{\text{ctg} \beta_{13} \cdot \tau_{13}}{\rho_{13} \cdot B_{13}} + \frac{\text{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{\rho_{13} \cdot B_{22}} \right) ; \quad (4)$$

$$C = Kz_n \cdot (1-i) + \rho_{22}^2 \cdot i^2 \cdot Kz_m - \frac{\psi_1}{2} \cdot \rho_{11}^2 - \frac{\psi_2}{2} \cdot [Kz_n - i]^2 - \frac{\psi_3}{2} \cdot \frac{\rho_{22}^4}{\rho_{13}^2} \cdot i^2 \cdot Kz_m^2 . \quad (5)$$

Здесь $B_{mn} = b_{mn}/b_{21}$ – относительная ширина проточной части гидротрансформатора в меридиональном сечении, (см. рис. 3); $\tau_{mn} = \chi_{mn}/\chi_{21}$ – относительная величина стеснения потока лопатками, β_{mn} – угол лопаточной системы гидротрансформатора, ° (см. рис. 2); $\rho_{mn} = r_{mn}/r_{21}$ – относительный радиус положения кромки лопаточной системы гидротрансформатора на средней линии тока, (см. рис. 2); Kz_n, Kz_r, σ_p – коэффициенты учета конечного числа лопаток насосного, турбинного и реакторного колес соответственно; m – обозначение входа или выхода из лопаточной системы гидротрансформатора: 1 – вход, 2 – выход; n – обозначение лопаточной системы: 1 – насосное колесо, 2 – турбинное колесо, 3 – колесо реактора.

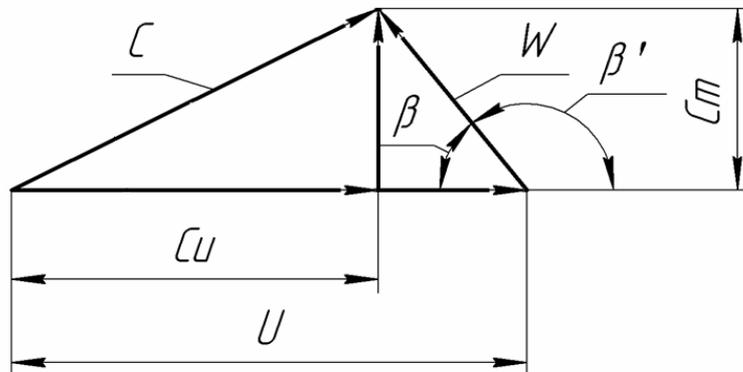


Рисунок 2 – Треугольник скорости

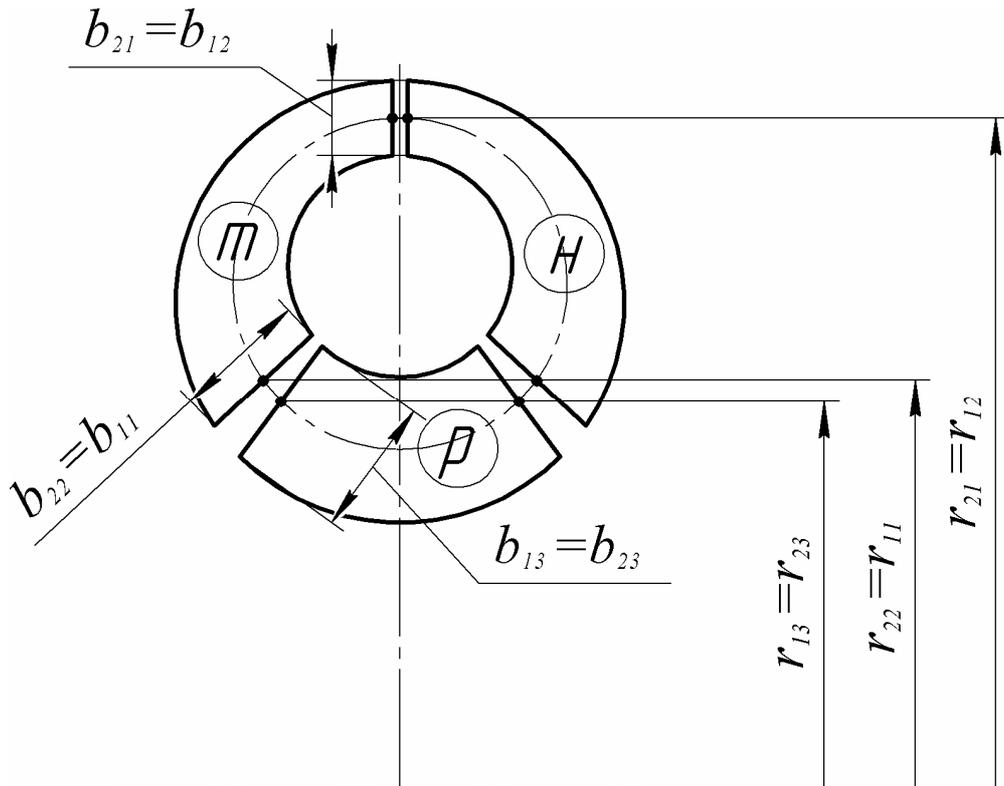


Рисунок 3 – Расположение радиусов и ширины канала вдоль средней линии тока в проточной части ГТР

Коэффициент скорости равен:

$$\varphi = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} \quad (6)$$

Определение меридиональной скорости проводится по уравнению:

$$Cm_{mn} = \varphi \cdot U_{mn}, \quad (7)$$

где $Cm_{mn} = \varphi \cdot U_{mn}$

Значение расхода:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_{21} \cdot b_{21} \cdot Cm_{21}. \quad (8)$$

К основным параметрам внешней характеристики гидротрансформатора, которые определяют его совместную работу с двигателем и трансмиссией транспортного средства, относят:

– значения моментов на насосном M_1 , турбинном M_2 и реакторном M_3 колесах:

$$M_1 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[Kz_n - \varphi_{21} \left(\rho_{21} \operatorname{ctg} \beta_{21} + \frac{\operatorname{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{zP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} \right) \right]; \quad (9)$$

$$M_2 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[-Kz_n + \rho_{22}^2 i Kz_m + \varphi_{21} \cdot \left(\operatorname{ctg} \beta_{21} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}} \right) \right]; \quad (10)$$

$$M_3 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[-\rho_{22}^2 i K z_m + \varphi_{21} \left(\frac{\text{ctg} \beta_{23} \sigma_{zP} \tau_{23}}{B_{23}} + \frac{\text{ctg} \beta_{22} \tau_{22}}{B_{22}} \right) \right]; \quad (11)$$

– коэффициент трансформации:

$$K = -\frac{\overline{\Delta \Gamma_2}}{\overline{\Delta \Gamma_1}}, \quad (12)$$

где безразмерные разности циркуляций насосного $\overline{\Delta \Gamma_1}$ и турбинного колес $\overline{\Delta \Gamma_2}$ соответственно равны:

$$\overline{\Delta \Gamma_1} = K z_n - \varphi_{21} \cdot \left(\rho_{21} \text{ctg} \beta_{21} + \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{zP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} \right); \quad (13)$$

$$\overline{\Delta \Gamma_2} = -K z_n + \rho_{22}^2 i K z_m + \varphi_{21} \cdot \left(\text{ctg} \beta_{21} - \frac{\text{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}} \right); \quad (14)$$

– коэффициент полезного действия гидротрансформатора:

$$\eta = K \cdot i, \quad (15)$$

где i – передаточное отношение гидротрансформатора:

$$i = \frac{n_2}{n_1}, \quad (16)$$

где n_1 – частота вращения насосного колеса, мин⁻¹; n_2 – частота вращения турбинного колеса, мин⁻¹;

– коэффициент прозрачности Π :

$$\Pi = \frac{M_{10}}{M_{1.m}}, \quad (17)$$

где M_{10} – момент насосного колеса на пусковом режиме, Нм; $M_{1.m}$ – момент насосного колеса на муфтовом режиме, Нм.

Уравнение баланса и уравнения для расчета основных параметров внешней характеристики (9–17) представляют собой математическую модель рабочего процесса гидротрансформатора.

Адекватность расчета предложенной математической модели была верифицирована путем сравнения полученных теоретических внешних характеристик с экспериментальными данными, полученными для гидротрансформатора с активным диаметром $Da = 380$ мм.

Поскольку полученные экспериментальные внешние характеристики определены для механических значений моментов M_1 и M_2 (т.е. с учетом механических и объемных потерь), для их сравнения с гидравлическими моментами математической модели они были соответствующим образом пересчитаны по зависимостям, приведенным в [8].

Экспериментальная внешняя характеристика была определена в диапазоне передаточного отношения $i = 0,45–0,9$ при оборотах насосного колеса $n_1 = 1700$ об/мин.

В результате сравнения теоретических и экспериментальных данных получено средние расхождения: для $M_1 = -0,52$ % и $M_2 = -3,31$ %, для значений гидравлического КПД η_r и коэффициента трансформации $K = 2,7$ % (рис. 4).

Экспериментальные исследования гидротрансформатора проведены на стендовом оборудовании опытно-производственной базы КП ХКБМ им. А.А. Морозова.

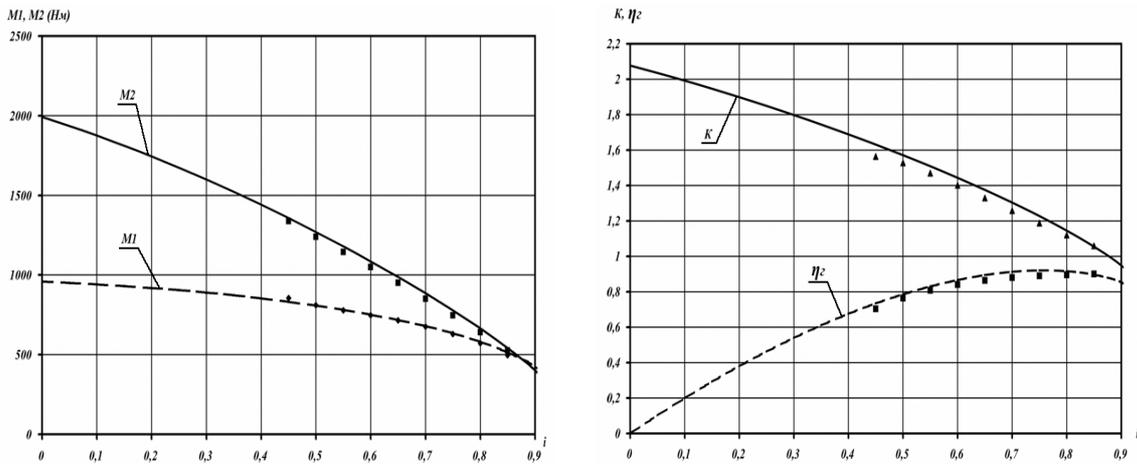


Рисунок 4 – Сравнение теоретических внешних характеристик гидротрансформатора, полученных по математической модели (сплошные линии), с экспериментальными данными (нанесены в виде точек)

3. Изучение влияния температуры рабочей жидкости на полный КПД гидротрансформатора

В гидротрансформаторах транспортных машин средняя температура рабочей жидкости изменяется в достаточно широких пределах, а также в связи с недостаточной освещенностью данного вопроса в технической литературе, определенный практический интерес представляет изучение (в т.ч. экспериментальное) влияния температуры рабочей жидкости на полный КПД гидротрансформатора $\eta_{\text{гтр}}$.

На переходных режимах работы гидротрансформатора, имеющих место при эксплуатации транспортного средства, температура рабочей жидкости изменяется в пределах $t_{\text{вых}} = +20 \dots +120$ °С. Поэтому, для определения влияния температуры рабочей жидкости на параметры внешней характеристики гидротрансформатора, в частности на величину КПД, целесообразно использовать программы вычислительной гидродинамики (CFD), основанные на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, либо проводить экспериментальное моделирование, что представляется более приемлемым.

Известно, что с увеличением температуры рабочей жидкости уменьшается ее вязкость, и как следствие происходит уменьшение величины гидравлических потерь пропорциональных квадрату скорости, что в свою очередь приводит к увеличению полного КПД гидротрансформатора.

Было проведено экспериментальное исследование внешней характеристики гидротрансформатора для двух фиксированных значений передаточного отношения $i = 0,33$ и $i = 0,49$.

Масляные каналы гидротрансформатора, предназначенные для подвода охлажденной рабочей жидкости и ее отвода на охлаждение были подключены к маслосистеме стенда. Шестеренный насос стендового комплекса обеспечивал расход охлаждающей рабочей жидкости через гидротрансформатор $Q = 68$ л/мин. Частота вращения насосного колеса составляла 1400 мин⁻¹. В качестве рабочей жидкости использовалось масло марки МТ-8п, полный объем рабочей жидкости в гидросистеме стенда составлял 300 л.

Первоначально, при передаточном отношении $i = 0,49$ проводился нагрев рабочей жидкости в гидротрансформаторе и стендовой гидросистеме с одновременным фиксированием основных параметров внешней характеристики. В дальнейшем, при достижении максимально допустимой для стендового оборудования температуры проводился переход на режим работы гидротрансформатора $i = 0,33$ и осуществлялось принудительное водяное охлаждение основного маслобака стенда с одновременным фиксированием основных параметров.

График нагрева и охлаждения рабочей жидкости для передаточных отношений $i = 0,33$ и $i = 0,49$ представлен на рис. 5.

В результате фиксирования значений полного КПД гидротрансформатора во время нагрева и охлаждения рабочей жидкости, получены данные, представленные на рис. 6.

В случае передаточного отношения $i = 0,49$ прирост температуры составил $\Delta t_{\text{вых}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ соответствовало росту полного КПД гидротрансформатора на 4 %.

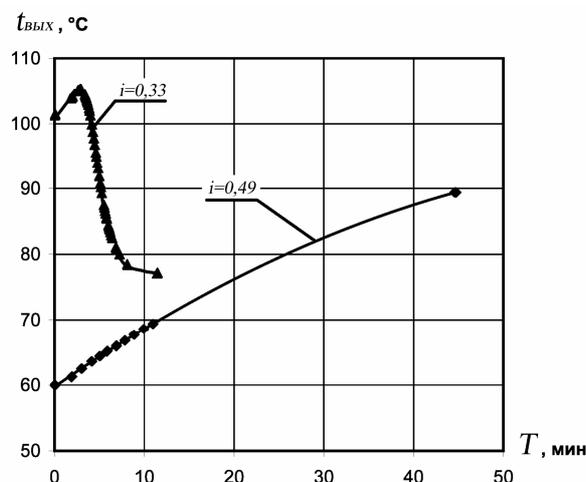


Рисунок 5 – Интенсивность нагрева (при $i = 0,49$) и охлаждения (при $i = 0,33$) рабочей жидкости в гидротрансформаторе

В случае передаточного отношения $i = 0,33$ падение температуры в результате включения принудительного водяного охлаждения маслобака стенда составило $\Delta t_{\text{вых}} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$, что соответствует падению полного КПД гидротрансформатора на 3,4 %.

Таким образом для рассмотренных случаев передаточного отношения i в температурном диапазоне $t_{\text{вых}} = 60 \dots 105 \text{ }^\circ\text{C}$, видно что прирост (падение) температуры на $10 \text{ }^\circ\text{C}$ приведет соответствующему росту (падению) полного КПД $\eta_{\text{гтр}}$ гидротрансформатора на 1,2...1,3 %, при использовании жидкости наиболее распространенного в отечественной практике трансмиссионного масла марки МТ-8п.

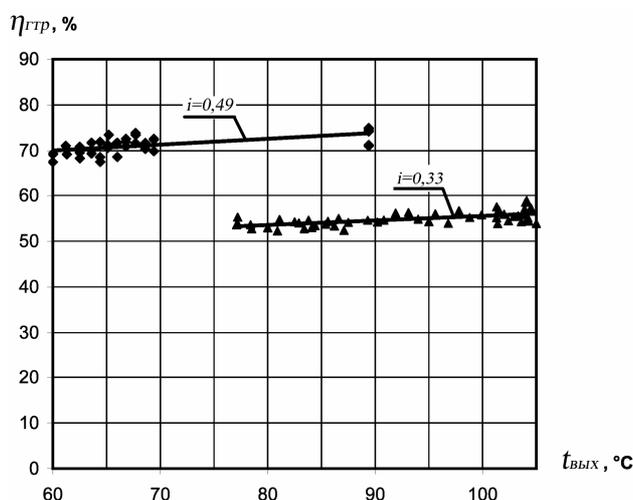


Рисунок 6 – Изменение полного КПД гидротрансформатора на режимах работы $i = 0,33$ и $i = 0,49$ в зависимости от температуры рабочей жидкости

ВЫВОДЫ

1. Разработана усовершенствованная математическая модель рабочего процесса гидротрансформатора, содержащая возможность дополнительного учета особенностей структуры потока в гидротрансформаторе благодаря вводу в расчет дифференцированных коэффициентов ударных потерь ψ_m для каждого из рабочих колес при наличии соответствующих экспериментальных кривых $\psi_m = f(i)$. Математическая модель в качестве исходных данных использует геометрические параметры проточной полости и лопаточных систем гидротрансформатора, и позволяет рассчитывать основные параметры внешней характеристики гидротрансформатора с необходимой точностью;

2. Дана оценка зависимости изменения полного КПД гидротрансформатора от температуры рабочей жидкости – минерального трансмиссионного масла.

Литература

1. Толстолуцкий В.О. Анализ і параметричний синтез механічних трансмісій сучасних швидкохідних гусеничних машин: Дис. канд. техн. наук: 05.22.02. – Харків, 2007. – 134 с.
2. Александров Е.Е., Стримовский С.В. Особенности проектирования электронной аппаратуры управления для транспортных средств // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 2(41). – 2007. – С. 107–109.
3. Алексапольский Д.Я. Гидродинамические передачи / Дмитрий Яковлевич Алексапольский. – Л.: МашГиз, 1963. – 272 с.
4. Завьялов П.С. Учет прозрачности гидродинамических решеток при расчете внешних характеристик гидротрансформаторов / Завьялов П.С. // Гидравлические машины: Сб. научн. трудов. – К.: Техніка. – 1967. – №1. – С. 143–150.
5. Карцев Л.В. Гидродинамические передачи. Ч.2: Теория и расчет гидродинамических трансформаторов / Лев Васильевич Карцев. – М.: МГТУ, 2000. – 156 с.
6. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи / Анатолий Яковлевич Кочкарев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 336 с.
7. Стесин С.П. Лопастные машины и гидродинамические передачи / С.П. Стесин, Е.А. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
8. Лаптев Ю.Н. Автотракторные гидротрансформаторы / Юрий Николаевич Лаптев. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
9. Ломакин А.А. Центробежные и пропеллерные насосы / Ломакин А.А. – М.–Л.: Машгиз, 1950. – 320 с.
10. Нарбут А.Н. Гидротрансформаторы / Андрей Николаевич Нарбут. – М.: Машиностроение, 1966. – 215 с.
11. Гавриленко Б.А. Гидродинамические муфты и трансформаторы / Б.А. Гавриленко, И.Ф. Семичастнов. – М.: Машиностроение, 1969. – 392 с.
12. Трусов С.М. Автомобильные гидротрансформаторы / Сергей Михайлович Трусов. – М.: Машиностроение, 1977. – 272 с.
13. Хуршудян Г.М. Гидравлические преобразователи крутящего момента / Генрих Мкртичевич Хуршудян. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 267 с.
14. Соловьев В.М., Завьялов П.С., Подвойский Ю.А. «Методика увеличения коэффициента трансформации на пусковом режиме гидротрансформатора», Восточно-европейский журнал передовых технологий, 6/3 (24), 2006 г., с. 62–65.

УДК 62-585.2

Веретенников О.І., Соловйов В.М., Стримовський І.В., Толстолуцький В.О., Кошман В.О., Журавльов С.В.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОТРАНСФОРМАТОРА

У статті представлені основні рівняння розробленої математичної моделі гідротрансформатора, призначеної для розрахунку його основних параметрів зовнішньої характеристики на основі використання геометричних даних лопаткових систем. Виконана оцінка точності розрахунку по запропонованій математичній моделі шляхом порівняння теоретичних і експериментальних даних. Експериментально досліджено вплив температури робочої рідини на повний ККД гідротрансформатора.

Veretennicov A.I., Solovyov V.M., Strimovskiy S.V., Tolstolutskiy V.A., Koshman V.A., Guravlev S.V.

MATHEMATICAL MODEL OF TORQUE CONVERTER WORKING PROCESS

Article contain the main equations of the developed torque converter mathematical model, proposed for calculation of its external characteristic basic parameters based on using blades systems geometrical is presented. The estimation of calculation accuracy the presented mathematical model by comparison theoretical and experimental data is executed. Influence of temperature of working liquid on torque converter full efficiency is experimentally investigated.