Научная статья
УДК 621.226.5

Результаты определения осевых сил, действующих на опоры экспериментального гидротрансформатора

Сергей Алексеевич Ерусланкин
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия
EruslankinSA@mail.ru

Аннотация. В статье представлена методика и результаты экспериментальных исследований параметров гидротрансформатора по определению осевых сил, действующих на опоры гидротрансформаторов с центростремительной турбиной. При проведении эксперимента определены значения осевых сил без разгрузочных отверстий в диске турбинного колеса, выявлено, что осевые силы в данном гидротрансформаторе достигают значительной величины, что может отрицательно сказаться на работоспособности гидротрансформатора. Для уменьшения осевых сил в ступице турбинного колеса гидротрансформатора оценено влияние разгрузочных отверстий, выполненных в диске турбинного колеса, на величину осевых сил, исследования показали, что разгрузочные отверстия значительно снижает величину максимальных осевых сил при этом сохраняются качественные зависимости осевых сил для разных оборотов, давления и температуры. Для каждого из этапов снимались полные контрольные внешние характеристики гидротрансформатора.

Ключевые слова: гидротрансформатор, экспериментальные исследования гидротрансформатора, определение осевых сил, гидродинамическая передача, разгрузочные отверстия.

Для цитирования: Ерусланкин С.А. Результаты определения осевых сил, действующих на опоры экспериментального гидротрансформатора // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. №2 (36).

Original article

The results of determining the axial forces acting on the supports of the experimental torque converter

Sergei A. Eruslankin
Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia
EruslankinSA@mail.ru

Abstract. The article presents the methodology and results of experimental studies of the parameters of the torque converter to determine the axial forces acting on the supports of torque converters with a centripetal turbine. During the experiment, the values of axial forces without discharge holes in the turbine wheel disk were determined, it was revealed that the axial forces in this torque converter reach a significant value, which can negatively affect the performance of the torque converter. To reduce the axial forces in the hub of the turbine wheel of the torque converter, the influence of the discharge holes made in the disk of the turbine wheel on the magnitude of the axial forces was estimated, studies have shown that the discharge holes significantly reduce the magnitude of the maximum axial forces, while maintaining the qualitative dependence of the axial forces for different revolutions, pressure and temperature. For each of the stages, the complete control external characteristics of the torque converter were removed.

Keywords: torque converter, experimental studies of the torque converter, determination of axial forces, hydrodynamic transmission, discharge holes.

For citation: Eruslankin S.A. The results of determining the axial forces acting on the supports of the experimental torque converter. Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura. 2023. №2 (36).

Введение

Организация специализированного производства гидротрансформатора для транспортных средств специального назначения в том числе строительных и дорожных машин требует их унификации как в части конструкции, так и в части технологии изготовления. Наиболее целесообразно подобную унификацию основывать на внедрении параметрических рядов гидротрансформаторов [1, 2]. Внедрение параметрического ряда потребует создание базового образца гидротрансформатора с отработанной конструкцией и рациональной технологией. При обработке конструкции базовой модели большое внимание должно быть уделено конструированию подшипниковых опор, т.к. вместе с уплотнением они, в основном, определяют долговечность гидротрансформатора [4, 5].

При конструировании подшипниковых опор гидротрансформаторов требуется знать величину осевых усилий, действующих на них в различных режимах работы.

Аналитическое определение осевых усилий и способов «разгрузки» с помощью известных в настоящее время методов не дает удовлетворительных результатов, т.к. часто расхождения «теории» и «эксперимента» носят не только количественный, но и качественный характер. Особенно большие расхождения между «теорией» и «экспериментов» имеют место в тормозных режимах работы гидротрансформатора, которые используются на строительных и дорожных машинах. Величина осевых сил зависит не только от геометрии круга циркуляции гидротрансформатора, но и, в значительной степени, от его конструкции (величина неуравновешенной площади, величина «пазух», зазоры между колесами, наличие разгрузочных отверстий и т.д.).

Поэтому представляется целесообразным для каждой конкретной базовой конструкции гидротрансформатора величину осевых сил на опорах определять экспериментально, и при необходимости – вводить «разгрузку».

Методика экспериментальных исследований

В настоящей работе, представлены результаты экспериментальных исследований по определению осевых сил, действующих на опоры гидротрансформаторов с центростремительной турбиной и активным диаметром $Д_a = 340$ мм.

Целями работы являлось определение значений осевых сил на различных режимах работы гидротрансформатора, действующих на опоры экспериментального модернизируемого гидротрансформатора с центростремительной турбиной и активным диаметром $Д_a = 340$ мм, а также определение влияния разгрузочных отверстий, выполненных в диске турбинного колеса, на величину осевых сил. Для достижения целей работы разработана методика, в соответствии с которой проводился эксперимент.

Задачами исследований было определение значений осевых сил на различных режимах работы гидротрансформатора.

Стендовые испытания проводятся в два этапа:

1. Определение осевых сил без разгрузочных отверстий в диске турбинного колеса.

2. Определение осевых сил при наличии разгрузочных отверстий в диске турбинного колеса. Для каждого из этапов снимаются полные контрольные внешние характеристики гидротрансформатора при $n_1 = 1500 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

Для каждого этапа предусматривается определение осевых сил на различных режимах работы модернизируемого гидротрансформатора «-0,6 < i < 1,5»; при оборотах ведущего вала гидротрансформатора $n_1 = 1000, 1200,$ и $1500 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$; при давлениях подпитки $P_{\text{подп}} = 2$ и $4 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$; при температурах рабочей жидкости 40 и 80 (°C).

Экспериментальное исследование по определению осевых усилий проводились на модернизируемом гидротрансформаторе П137-1М. Принцип замера осевых усилий был основан на том, что осевое усилие через вал воспринималось упорным шариковым подшипником, связанным с одним из плеч двуплечего обычного рычага [3]. На другое плечо рычага действовало уравновешивающее динамометрическое устройство, предварительно протарированное в кг.

Результаты экспериментальных исследований

Испытания проводились на стенде, представленном на рисунке 1. Стенд состоит из двух балансирных электродвигателей постоянного тока, систем питания пульта управления и контрольно-измерительной аппаратурой. Испытания проводились на масле индустриальное И-20А ГОСТ 20799-2022.

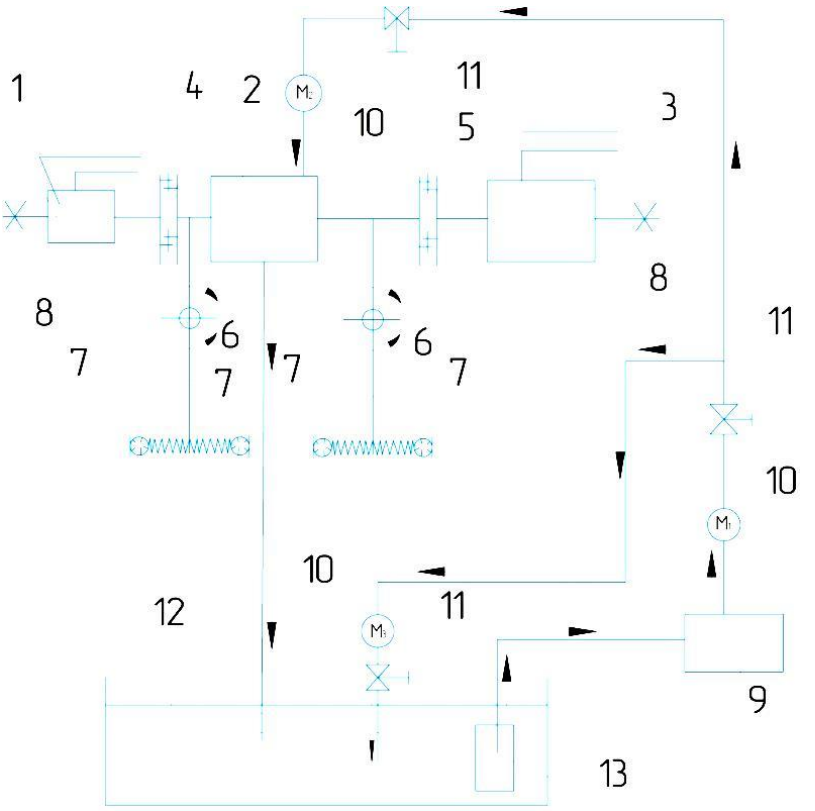

Рис. 1. Принципиальная схема стенда для замены осевых сил
1 – приводная балансирная машина; 2 – экспериментальный гидротрансформатор; 3 – тормозная балансирная машина; 4 – ведущая упругая муфта; 5 – ведомая упругая муфта; 6 – рычаги для замера осевых сил; 7 – индикаторный динамометр; 8 – датчик ТСФУ-1-1; 9 – насосная установка с предохранительным клапаном; 10 – манометр; 11 – водопроводный кран на 3/4"; 12 – масляный бак; 13 – фильтр

При испытаниях замерялись и фиксировались следующие параметры:

а) обороты ведущего вала гидротрансформатора – n_1 об/мин,

б) обороты ведомого вала гидротрансформатора – n_2 об/мин,

в) момент на ведущем валу гидротрансформатора – M_1 кгм,

г) момент на ведомом валу гидротрансформатора – M_2 кгм,

д) осевая сила на насосном колесе – $P_н$ (делений),

е) осевая сила на турбинном колесе – $P_т$ (делений),

ж) давление масла на входе в гидротрансформатор – Pподп $\frac{кг}{см^2}$,

и) температура масла – T°С,

По замеренным величинам вычислялись следующие параметры:

а) осевая сила на насосном колесе – Aн кг,

б) осевая сила на турбинном колесе Aт кг,

в) передаточное отношение гидротрансформатора – $i = \frac{n_2}{n_1}$,

г) коэффициент трансформации гидротрансформатора – $К = \frac{М_2}{М_1}$,

д) коэффициент полезного действия – $\eta = k \cdot i$.

По замеренным и вычисленным параметрам были построены графические зависимости Aн, Aт = f(i) при различных n_1, $P_{подп}$ и T°С, представленные на рис. 2, 3, 4 и 5.

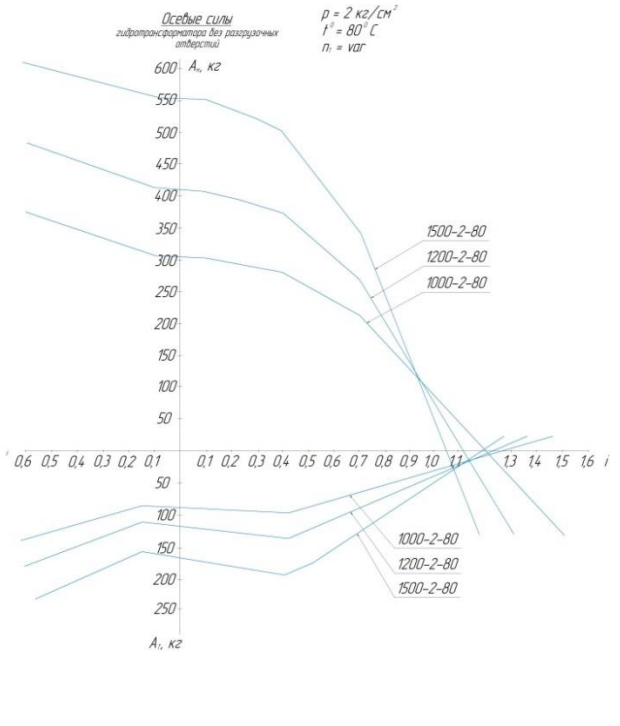

Рис. 2. Осевые силы гидротрансформатора без разгрузочных отверстий,
$P = 2\ \frac{кг^2}{см}$; $t = 80°C$; $n1 = var$

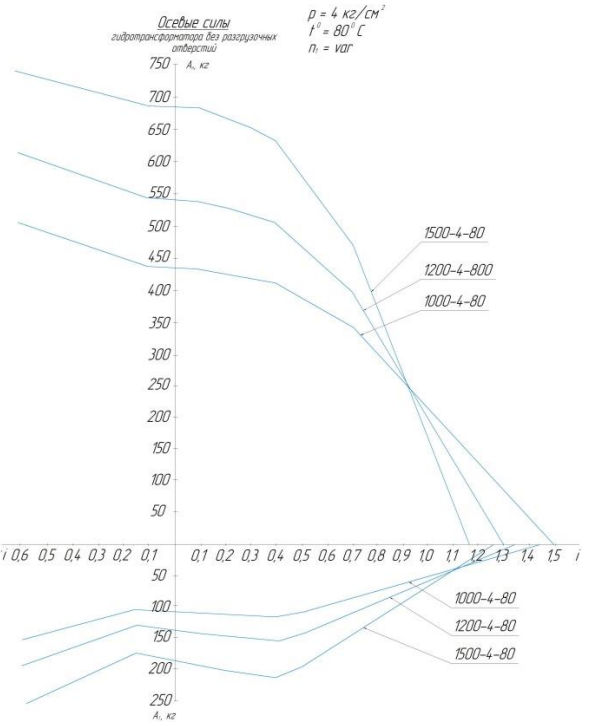

Рис. 3. Осевые силы гидротрансформатора без разгрузочных отверстий,
$P = 4\ \frac{кг^2}{см}$; $t = 80°C$; $n1 = var$

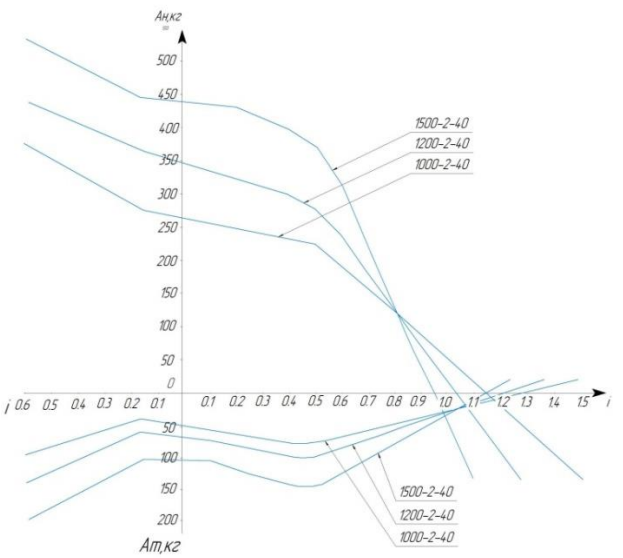

Рис. 4. Осевые силы гидротрансформатора без разгрузочных отверстий,

$P = 2\ \frac{кг^2}{см}$; $t = 40°C$; $n1 = var$

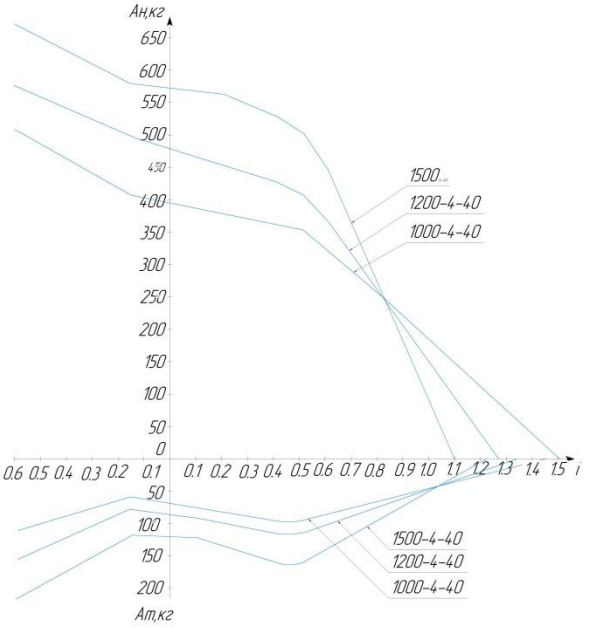

Рис. 5. Осевые силы гидротрансформатора без разгрузочных отверстий,

$P = 4\ \frac{кг^2}{см}$; $t = 40°C$; $n1 = var$

Перед снятием характеристик по каждому из разделов программы экспериментально определялась величина сопротивления $P_{сопр}$ (кг) перемещению валов гидротрансформаторов, которая в дальнейшим учитывалась при вычислении $A_н$ и $A_т$.

Тарировочный график для учета $P_{сопр}$ представлен рис. 6.

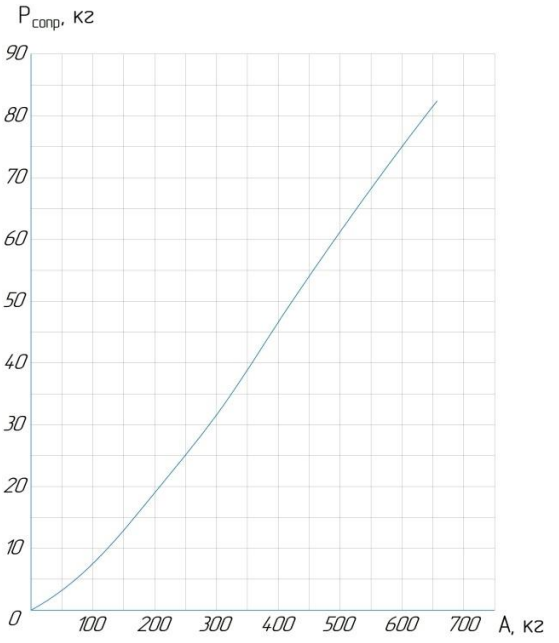

Рис. 6. Тарировочный график

Из графиков на рис. 2, 3, 4 и 5 видно, что осевые силы в значительной степени зависят от давления подпитки и температуры рабочей жидкости.

Испытания, проведенные при различных давлениях подпитки, позволяют выделить статические составляющие осевых сил.

Выделив из суммарных осевых сил статические составляющие, мы получим динамические составляющие, которые моделируется при изменениях числа оборотов ведущего вала гидротрансформаторе. При этом, при пересчете динамических составляющих на различные числа оборотов на тяговом режиме работы максимальная погрешность составила для данного эксперимента $8 \div 10\%$. На режимах противовращения наблюдалось более значительное расхождение ($30 \div 40\%$) отношения осевых сил при различных оборотах от квадратичной зависимости.

Экспериментальные исследования показали, что осевые силы в данном гидротрансформаторе достигают значительной величины, что может отрицательно сказаться на работоспособности гидротрансформатора. Для уменьшения осевых сил в ступице турбинного колеса на $\emptyset 63$ было просверлено 8 отверстий $\emptyset 6$ мм (общая площадь разгрузки $f = 2{,}26$ см^2). На рисунках 7, 8, 9, 10 представлены результаты испытаний гидротрансформатора с разгрузочными отверстиями. При этом внешняя характеристика гидротрансформатора не изменилась (рис. 11). В то же время осевые силы значительно снизились, и стал иным характер их изменения на различных режимах работы гидротрансформатора. При этом сохранилась полученные ранее качественные зависимости осевых сил от оборотов n_1, давления подпитки $P_{\text{подп}}$ и температуры рабочей жидкости T°С. Однако, количественные соотношения осевых сил для разных указанных параметров значительно изменились. Так, из рис.7 и 8 видно, что с ростом оборотов «n_1» осевые силы растут не в квадратичной зависимости, причем с увеличением оборотов замедляется «темп» их роста; не подчиняются законам пропорциональности осевые силы на режимах противовращения.

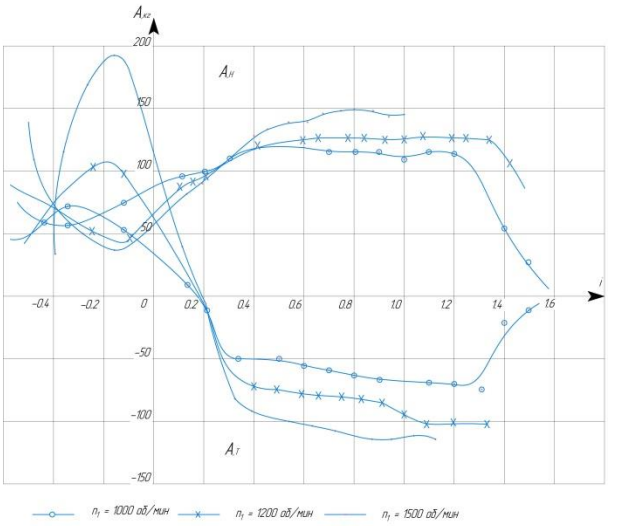

Рис. 7. Осевые силы гидротрансформатора с разгрузочными отверстиями (f=2,26 см^2), $P = 2$ атм; $t = 80$°C

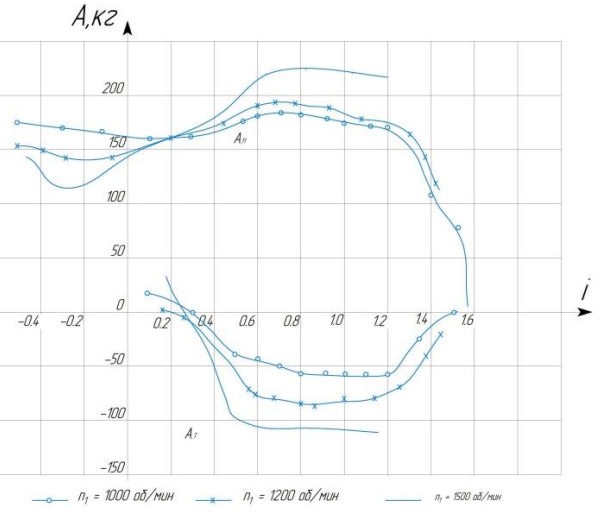

Рис. 8. Осевые силы гидротрансформатора с разгрузочными отверстиями (f=2,26 см^2), $P = 4$ атм; $t = 80$°C

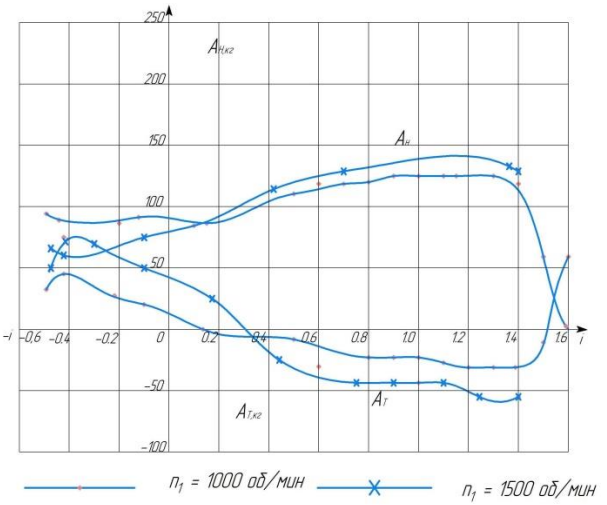

Рис. 9. Осевые силы гидротрансформтора с разгрузочными отверстиями (f = 2,26 см^2), $P = 4$ атм; $t = 40$°C

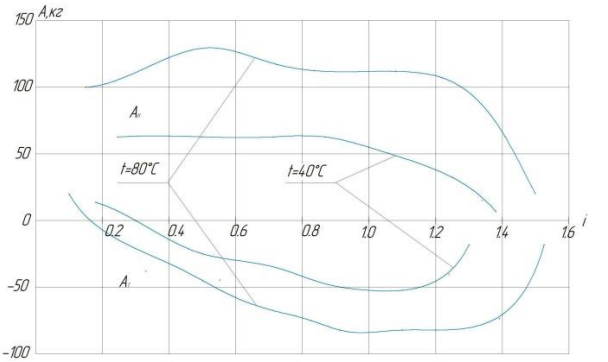

Рис. 10. Влияние рабочей жидкости на осевые силы гидротрансфоматора с отверстиями на турбинном колесе, $n1 = 1000$ об/мин; $P = 2$ атм

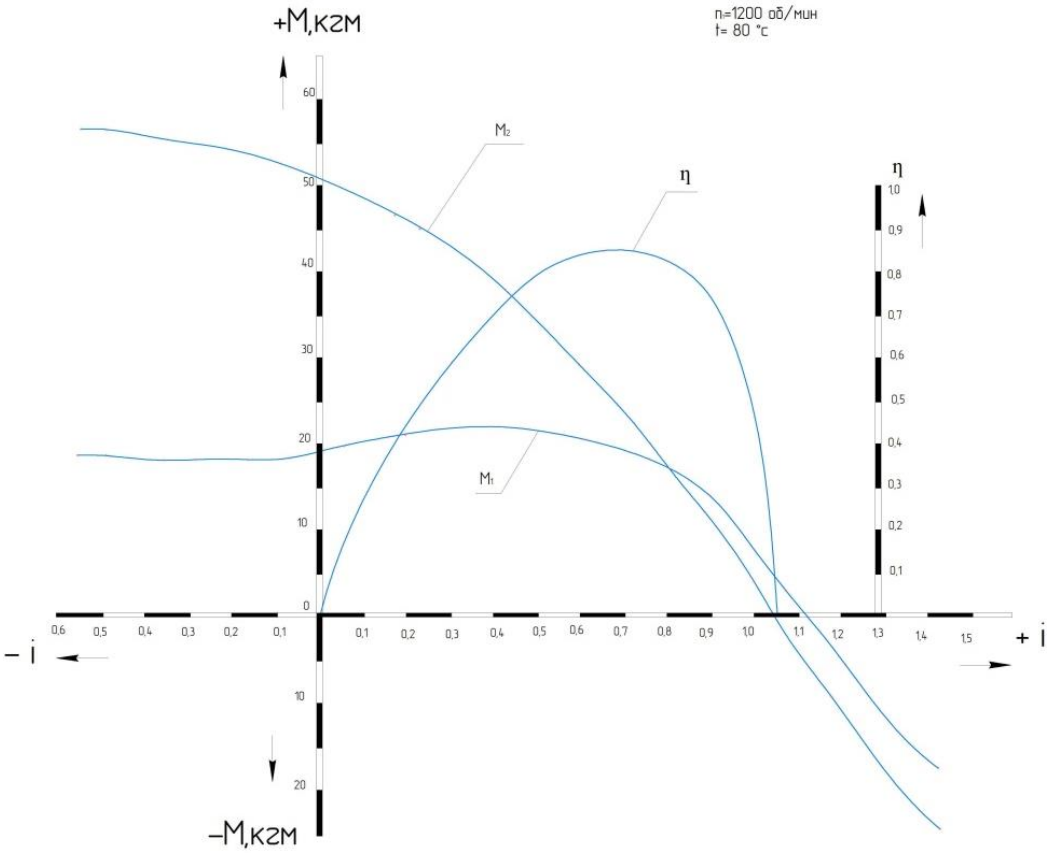

Рис. 11. Внешняя характеристика модернизируемого гидротрансформатора ЛГ-340М

Выводы

Таким образом, по результатам экспериментальных исследований представляется возможным сделать следующие выводы:

1. Для данной конструкции гидротрансформатора осевые усилия на рабочих колесах достигают значительной величины, и поэтому требуется «разгрузка» от осевых сил.

2. Введение разгрузочных отверстий с общей площадью f = 2,26 см^2, выполненных в ступице турбинного колеса, значительно снижает величину максимальных осевых сил ($\approx$ в $3 \div 4$ раза). При этом сохраняются качественные зависимости осевых сил для разных n_1, $P_{\text{подп}}$ и T°C.

3. Разгрузочные отверстия не влияют на внешнюю характеристику гидротрансформатора.

Список источников

1. Ворожцов, О.В. Гидродинамическое нагружающее устройство / О.В. Ворожцов, А.С. Дмитриева // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2022. – № 2. – С. 12-18. – DOI 10.15593/24111678/2022.02.02.
2. Белабенко, Д.С. Моделирование и оценка динамической нагруженности трансмиссии в различных дорожных условиях / Д.С. Белабенко, В.Б. Альгин // Актуальные вопросы машиноведения. – 2021. – Т. 10. – С. 167-171.
3. Лопастные машины и гидродинамические передачи: учеб. пособие / Л.А. Пресняков [и др.]. – М.: филиал ФГУП «ЦЭНКИ»-КБТХМ, 2017. – 220 с.
4. Конструкции транспортных средств специального назначения: Учебное пособие в 2-х частях / А.Н. Громыко, Г.С. Мазлумян, П.О. Скоробогатов, С.А. Ерусланкин. Том Часть 1. – Москва : Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2019. – 268 с.
5. Нарбут А.Н. Гидродинамические передачи : учебник / А.Н. Нарбут. – Москва: Издательство "КноРус", 2013. – 176 с.

References

1. Vorozhcov O.V. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*, 2022, no 2, pp.12-18.
2. Belabenko D.S., Al'gin V.B. *Aktual'nye voprosy mashinovedeniya*, 2021, T. 10, pp.167-171.
3. Presnyakov L.A., Bulanov S.V., Mazlumyan G.S., Trifonova G.O., Trifonova O.I. *Lopastnye mashiny i gidrodinamicheskie peredachi* (Vane machines and hydrodynamic transmissions), Moscow, filial FGUP «CENKI»-KBTHM, 2017, 220 p.
4. Gromyko A.N., Mazlumyan G.S., Skorobogatov P.O., Eruslankin S.A. *Konstrukcii transportnyh sredstv special'nogo naznacheniya* (Special purpose vehicle designs), Moscow, part 1, MADI, 2019, 268 p.
5. Narbut A.N. *Gidrodinamicheskie peredachi* (Hydrodynamic transmissions), Moscow, "KnoRus", 2013, 176 p.

Рецензент: В.В. Буренин, канд. техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторе

Ерусланкин Сергей Алексеевич, канд. техн. наук, ст. преподаватель, МАДИ.

Information about the authors

Eruslankin Sergei A., Ph.D., senior lecturer, MADI.

Статья поступила в редакцию 25.04.2023; одобрена после рецензирования 05.05.2023; принята к публикации 17.05.2023.
The article was submitted 25.04.2023; approved after reviewing 05.05.2023; accepted for publication 17.05.2023.