

Научная статья
УДК 621.226.5

Динамический расчет ведущей части системы с гидропередачей с учетом демпфирующих свойств и влияния ведомой части трансмиссии

Сергей Алексеевич Ерусланкин¹, Сергей Владимирович Лядник²,
Никита Васильевич Фофанов³

^{1,2}Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»,
Москва, Россия

³Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

¹EruslankinSA@mail.ru

²S.lyadnik@stankin.ru

³Nekit589@inbox.ru

Аннотация. В статье представлен анализ методов расчета защитных свойств гидротрансформатора, в частности приведен анализ существующих методов учета влияния гидротрансформатора на динамическую систему и выбор оптимальных динамических свойств гидропередачи. Подробно приведен динамический расчет ведущей части системы с гидропередачей с учетом демпфирующих свойств последней и влияния ведомой части трансмиссии. В работе представлены результаты расчета гидромеханической передачи с гидротрансформатором с активным диаметром 340, а также представлены характеристики приведенного коэффициента (и относительного момента инерции) от режима работы гидротрансформатора, от частоты вращения насосного колеса и от частоты вынужденных колебаний. Расчет показал необходимость включения в систему гидропередачи демпфера крутильных колебаний и позволил определить его оптимальные параметры.

Ключевые слова: гидротрансформатор, экспериментальные исследования гидротрансформатора, динамический расчет, гидродинамическая передача, демпфирующие и фильтрующие свойства гидропередачи.

Для цитирования: Ерусланкин С.А., Лядник С.В., Фофанов Н.В. Динамический расчет ведущей части системы с гидропередачей с учетом демпфирующих свойств и влияния ведомой части трансмиссии // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 3 (45).

Original article

Dynamic calculation of the driving part of a hydraulic transmission system taking into account the damping properties and the influence of the driven part of the transmission

Sergei A. Eruslankin¹, Sergei V. Lyadnik², Nikita V. Fofanov³

^{1,2}Moscow State University of Technology «STANKIN», Moscow, Russia

³Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

¹EruslankinSA@mail.ru

²S.lyadnik@stankin.ru

³Nekit589@inbox.ru

Abstract. This article presents an analysis of methods for calculating the protective properties of a torque converter. Specifically, it analyzes existing methods for accounting for the torque converter's influence on a dynamic system and selects optimal dynamic properties for a hydraulic transmission. A detailed dynamic calculation of the driving portion of the system with a hydraulic transmission is presented, taking into account the latter's damping properties and the influence of the driven portion of the transmission. The paper presents the results of calculating a hydromechanical transmission with a torque converter with an active diameter of 340 and presents the characteristics of the reduced coefficient (and relative moment of inertia) depending on the torque converter operating mode, the pump wheel speed, and the forced vibration frequency. The calculation demonstrated the need to include a torsional vibration damper in the hydraulic transmission system and allowed for the determination of its optimal parameters.

Keywords: torque converter, experimental studies of the torque converter, dynamic calculation, hydrodynamic transmission, damping and filtering properties of the hydraulic transmission.

For citation: Eruslankin S.A., Lyadnik S.V., Fofanov N.V. Dynamic calculation of the driving part of a hydraulic transmission system taking into account the damping properties and the influence of the driven part of the transmission. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2025. № 3 (45).

Введение

В настоящее время в большинстве случаев влияние гидротрансформатора на систему, в которой он работает, оценивается его демпфирующими и фидерными свойствами [1, 5]. Однако практика эксплуатации транспортно-технологических машин показала [8], что не всегда

достигается достаточное снижение колебаний нагрузки в узлах силовой установки. Это может привести и зачастую приводит к поломкам некоторых узлов и выхода из строя машины.

За последний период появилось большое количество работ в области исследования демпфирующих и фильтрующих свойств гидропередачи [3, 4, 6, 7], в которых задача исследования рассматривается в различных аспектах и предлагаются оригинальные пути её решения. Основное различие в трактовке задачи лежит в основе выбора критериев оценки демпфирующих свойств гидропередачи. Следует отметить, что такой выбор зачастую определяется задачей, стоящей перед исследователем, а также способом учета влияния гидротрансформатора на систему и методом ее динамического расчета.

Существуют два способа учета влияния гидротрансформатора на параметры крутильной системы [2]: а) с помощью амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) и б) по обратному влиянию ведомой части трансмиссии на ведущую.

Большое распространение получили АЧХ, которые являются универсальными критериями оценки демпфирующих свойств гидропередачи. Универсальность частотных характеристик состоит в том, что они однозначно характеризуют действующие в узлах силовой установки нагрузки при заданных параметрах системы.

АЧХ широко используются в технике при динамических расчетах колебательности систем, однако до последнего времени при исследованиях работы гидродинамических передач на неустановившихся режимах АЧХ находили ограниченное применение.

Существенным достоинством применения АЧХ для динамического расчета систем с гидропередачей является всесторонний учет влияния гидротрансформатора, т.е. помимо демпфирующих и фильтрующих свойств учитываются изменения и других параметров крутильной системы: приведенных момента инерции и жесткости.

Динамический расчет ведущей части системы с гидропередачей с учетом демпфирующих свойств последней и влияния ведомой части трансмиссии

В общем случае крутящие моменты на валах гидротрансформатора записываются в следующем виде:

$$M_1 = M_H + M_{днт} + M_{днр} + M_{м1}; \quad (1)$$

$$M_2 = M_T + M_{днт} - M_{дтр} - M_{м2}; \quad (2)$$

где M_1 и M_2 – крутящие моменты соответственно на ведущем и на ведомом валах гидротрансформатора;

M_H и M_T – гидравлические крутящие моменты соответственно на насосном и турбинном колесах;

$M_{днт}$ – момент дискового трения между насосным и турбинным колесами;

$M_{днр}, M_{дтр}$ – момент дискового трения между насосным и турбинным колесами и колесом реактора;

$M_{м1}, M_{м2}$ – момент трения в подшипниках и уплотнениях на ведущем и ведомом валах. Обычно их величина небольшая и ими будем пренебрегать.

Момент дискового трения можно выразить аналогично крутящим моментом

$$M_d = \lambda_d \rho \omega_d^2 D_a^5, \quad (3)$$

где D_a – активный диаметр гидротрансформатора;

λ_d – коэффициент момента дискового трения.

Угловая скорость жидкости в соответствующих полостях имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \omega_{нт} &= \omega_{днт} = \omega_H (1 - i); \\ \omega_{нр} &= \omega_{днр} = \omega_H; \\ \omega_{тр} &= \omega_{дтр} = \omega_H i. \end{aligned} \quad (4)$$

где ω_H – угловая скорость насосного колеса.

Используя выражения для гидравлических моментов, действующих на рабочие колеса гидropередачи на неустановившихся режимах работы и уравнения (3) и (4), уравнения (1) и (2) можно представить в виде:

$$M_1 = \rho \left[a_n Q \omega_n - b_n Q^2 + m_n \frac{d\omega_n}{dt} - n_n \frac{dQ}{dt} + \lambda_{днт} D_a^5 \omega_n^2 (1-i)^2 + \lambda_{днр} D_a^5 \omega_n^2 \right]; \quad (5)$$

$$M_2 = \rho \left[(a_t i - a_n) \omega_n Q - b_t Q^2 + m_t \frac{d(\omega_n i)}{dt} - n_t \frac{dQ}{dt} - \lambda_{днт} D_a^5 \omega_n^2 (1-i)^2 + \lambda_{дтр} \omega_n^2 i^2 \right] \quad (6)$$

где $a_n, b_n, m_n, n_n, a_t, b_t, m_t, n_t$ – коэффициенты, зависящие от геометрических размеров лопастной системы гидротрансформатора.

Расход в рабочей полости может быть представлен выражением

$$Q = F_Q \omega_n, \quad (7)$$

где

$$F_Q = \frac{-(a_{Qn} + a_{ti}) + \sqrt{(a_{Qn} + a_{Qti})^2 - 4b_Q(l_{Qn} + l_{Qti}i^2)}}{2b_Q}, \quad (8)$$

$a_{Qn}, a_{Qti}, b_{Qti}, l_{Qn}, l_{Qti}, f_{Qнт}$ – постоянные коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров рабочих колес и режима течения жидкости.

Уравнение движения ведомой части трансмиссии в случае приведения моментов инерции ее элементов к турбинному колесу имеет вид:

$$J_2 \frac{d(\omega_n \cdot i)}{dt} = -M_2 - M_c, \quad (9)$$

где M_c – момент технологического сопротивления, приведенный к ведомому валу гидротрансформатора;

J_2 – приведенный момент инерции ведомой части трансмиссии и рабочего органа.

Выражения (5), (6) и (9) нелинейные относительно входящих в них переменных. В общем виде их решение не может быть получено. Обычно они решаются методами приближенного численного интегрирования, которые, однако, трудоемки, не всегда обеспечивают достаточную точность и затрудняют анализ процесса.

В инженерной практике такие уравнения линеаризируют, в окрестности установившегося режима работы, что существенно упрощает задачу и при малой амплитуде колебаний незначительно влияют на точность полученных результатов [9]. Для решения рассматриваемой в настоящее время задачи также целесообразно применение этого метода.

Исключив расход Q из уравнений (5) и (6) и момент на ведомом валу M_2 из уравнения (9), получим после линеаризации выражение для крутящего момента на ведущей валу M_2 и уравнения движения ведомой части трансмиссии в приращениях:

$$J_2 \frac{d(\omega_H \cdot i)}{dt} = -M_2 - M_c, \quad (10)$$

$$E \frac{d\Delta\omega_H}{dt} + D \frac{d\Delta i}{dt} = -A\Delta\omega_H - B\Delta i; \quad (11)$$

где

$$A_H = 2[(a_H - b_H F_Q)F_Q + \lambda_{днт}(1-i)^2 D_a^5 + \lambda_{днр} D_a^5] \omega_H;$$

$$B_H = \left[(a_H - 2b_H F_Q) \frac{\partial F_Q}{\partial i} - 2\lambda_{днт}(1-i) D_a^5 \right] \omega_H^2;$$

$$E_H = m_H - n_H F_Q;$$

$$B = \left[a_T F_Q + (a_T i - a_H - 2b_T F_Q) \frac{\partial F_Q}{\partial i} + 2\lambda_{днт}(1-i) D_a^5 + 2\lambda_{днр} i D_a^5 \right] \omega_H^2 + \frac{1}{\rho} \frac{\partial M_2}{\partial \omega_H};$$

$$E = m_T i - n_T F_Q + \frac{1}{\rho} J_2 i;$$

$$D = \left(m_T - n_T \frac{\partial F_Q}{\partial i} \right) \omega_H + \frac{1}{\rho} J_2 \omega_H;$$

$$A = 2\{[(a_T i - a_H) - 2b_T F_Q]F_Q - \lambda_{днт}(1-i)^2 D_a^5 + \lambda_{днр} i^2 D_a^5\} \omega_H + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega_H} \right);$$

$$\frac{\partial F_Q}{\partial i} = \left[-\frac{a_{QT}}{2b_Q} + \frac{(a_{QT}^2 - 4b_{QT} l_{QT})i + (a_{QH} a_{QT} - 2b_Q f_{QHT})}{2b_Q \sqrt{(a_{QH} + a_{QT} i) - 4b_Q (l_{QH} + l_{QT} i^2)}} \right].$$

Уравнение (11) определяет функциональную связь между приращением угловой скорости насосного колеса $\Delta\omega_n$ и приращением мгновенного передаточного отношения Δi . Это уравнение не имеет однозначного решения. Частное решение относительно Δi можно получить, задавшись законом изменения $\Delta\omega_n = f(t)$.

Практика показала, что с достаточной степенью точности может быть принят гармонический закон изменения угловой скорости насосного колеса $\Delta\omega_n = W \sin pt$ [8]. В этом случае решение уравнения (11) относительно Δi может быть получено в виде:

$$\Delta i = \frac{-(AB + EDp^2)}{B^2 + D^2p^2} W \sin pt + \frac{AD - BE}{B^2 + D^2p^2} W \cos pt - C \frac{W}{D} e^{-\frac{B}{D}t}; \quad (12)$$

где p – частота установившихся колебаний в системе;

C – постоянная интегрирования;

W – максимальная амплитуда отклонения угловой скорости насосного колеса ω_n от установившегося значения.

Учитывая, что $\Delta\omega_n = W \sin pt$, $\frac{d\Delta\omega_n}{dt} = W \cos pt$, а $e^{-\frac{B}{D}t}$ стремится к нулю при $t \rightarrow \infty$, можно для установившихся колебаний в трансмиссии записать:

$$\Delta i = \frac{-(AB + EDp^2)}{B^2 + D^2p^2} \Delta\omega_n + \frac{AD - BE}{B^2 + D^2p^2} \frac{d\Delta\omega_n}{dt}. \quad (13)$$

Уравнение (13) представляет собой стационарную часть общего решения (12) уравнения (11) [10].

Дифференцируя по t уравнение (13), получим:

$$\frac{d\Delta i}{dt} = \frac{(BE - AD)p^2}{B^2 + D^2p^2} \Delta\omega_n - \frac{AB + EDp^2}{B^2 + D^2p^2} \frac{d\Delta\omega_n}{dt}. \quad (14)$$

Подставляя в уравнение (10) выражения (13) и (14) для Δi и $\frac{d\Delta i}{dt}$ можно получить выражение для приращения гидравлического момента насосного колеса в виде:

$$\Delta M_H = K_H^{\text{пр}} \Delta \omega_H + J_{\text{HT}}^{\text{пр}} \frac{d\Delta \omega_H}{dt}; \quad (15)$$

где

$$K_H^{\text{пр}} = \rho \left[\frac{(BED_H - ADD_H - EDB_H)p^2 - ABB_H}{B^2 + D^2 p^2} + A_H \right] \quad (16)$$

$$J_{\text{HT}}^{\text{пр}} = \rho \left[\frac{ADB_H - ABD_H - BEB_H - EDD_H p^2}{B^2 + D^2 p^2} + E_H \right] \quad (17)$$

Практическое определение полученных величин, ввиду сложности расчетов, предпочтительно вести на персональном компьютере (ПК). Такой расчет был проведен для гидромеханической передачи с гидротрансформаторов ЛГ-3АМ с активным диаметром $D_a = 340$ мм. Некоторые полученные результаты представлены на графиках рисунках 1 и 2.

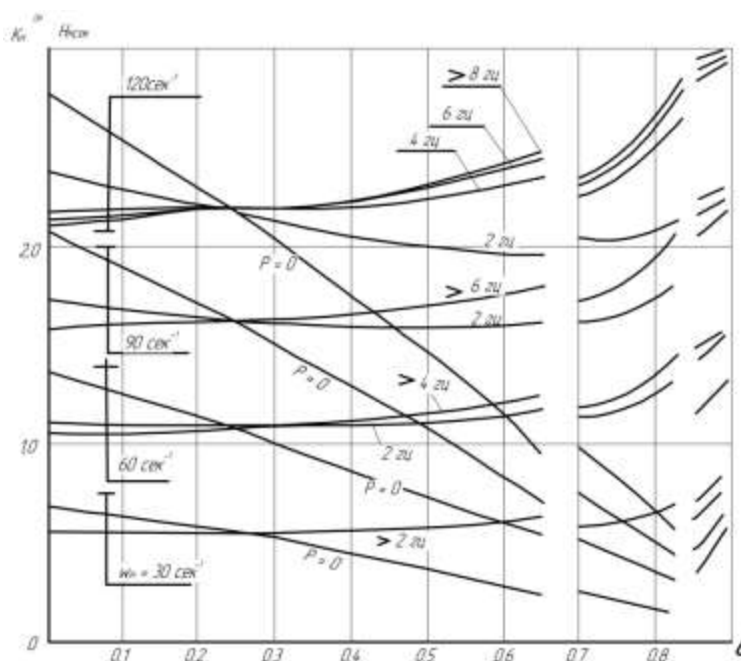


Рис. 1. Характеристики приведенного коэффициента от режима работы гидротрансформатора i от частоты вращения насосного колеса ω_H и от частоты вынужденных колебаний p

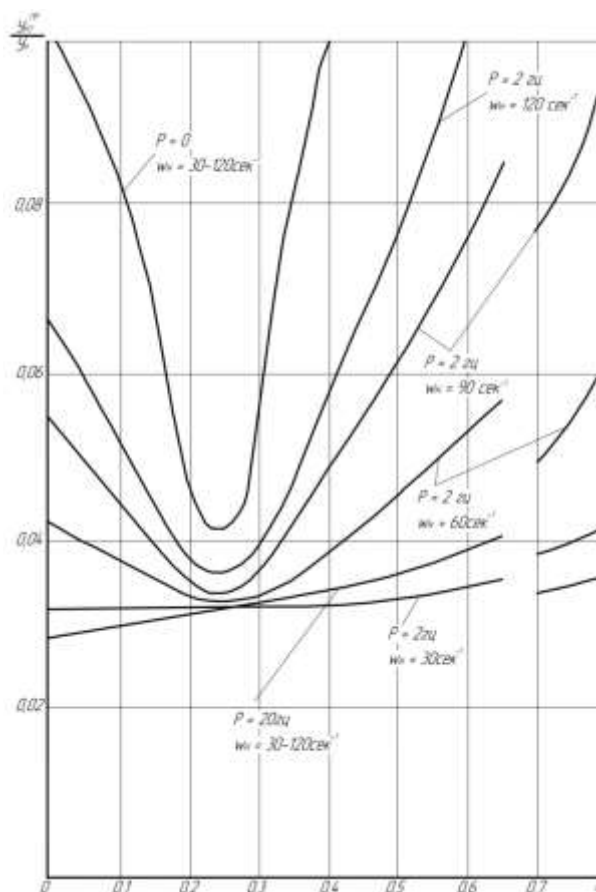


Рис. 2. Характеристики относительного момента инерции $J_{нт}^{пр}$ от режима работы гидротрансформатора i от частоты вращения насосного колеса ω_n и от частоты вынужденных колебаний p

На рисунке 1 представлены характеристики приведенного коэффициента $K_n^{пр}$ от режима работы гидротрансформатора i , от частоты вращения насосного колеса ω_n и от частоты вынужденных колебаний p . На рисунке 2 указаны характеристики относительного момента инерция $J_{нт}^{пр}$ от тех же факторов. Следует обратить внимание, что динамические характеристики меняются в момент перехода с режима ГТ1 на режим ГТ2 и на режим ГМ. Это обстоятельство указывает на возможность появления нелинейных автоколебаний в точках перехода. Расчет колебательного процесса проводился для гидромеханической трансмиссии погрузчика. Расчету подвергалась ведущая часть трансмиссии, включающая в себя двигатель, демпфер крутильных колебаний, карданный вал и насосное колесо. Расчетная схема этой системы представлена на рисунке 3.

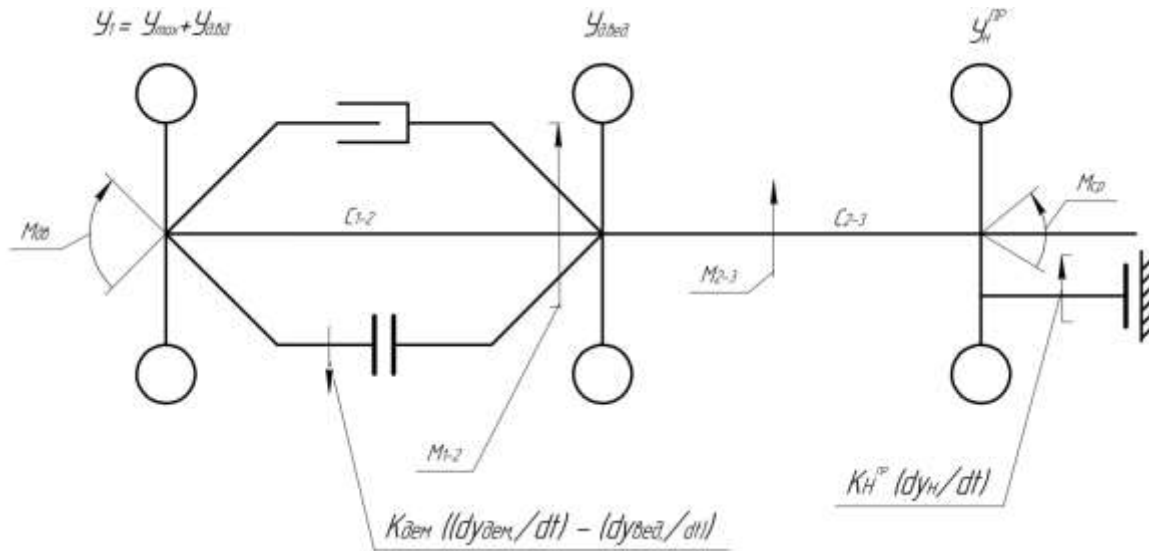


Рис. 3. Расчетная схема ведущей части трансмиссии

Расчет проводился на ПК методом численного интегрирования для следующей системы уравнений.

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \varphi_{дв}}{dt^2} = M_{дв} - M_{1-2} - M_{дем} - K_{дем} \left(\frac{d\varphi_{дв}}{dt} - \frac{d\varphi_{вед}}{dt} \right); \\ J_{д.вед} \frac{d^2 \varphi_{вед}}{dt^2} = M_{1-2} + M_{дем} - M_{2-3} + M_{дв}^{ср}; \\ J_n^{пр} \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} = M_{2-3} - M_{дв}^{ср} - K_{нт} \frac{d\varphi_n}{dt}. \end{cases} \quad (18)$$

где J_1 – суммарный момент инерции движущихся деталей двигателя и ведущей части демпфера крутильных колебаний;

M_{1-2} – упругий момент на демпфере; $M_{1-2} = C_{1-2}(\varphi_{дв} - \varphi_{вед})$

$\varphi_{дем} = \varphi_{дв} - \varphi_{вед}$ – угол закручивания демпфера, равный разности углов поворота вала двигателя и ведомой части демпфера;

$M_{дем}$ – момент трения демпфера, определенный следующим образом:

$$M_{дем} = \begin{cases} +M_{тр} \text{ при } \varphi_{дем} > 0; \frac{d\varphi_{дем}}{dt} \geq 0; \\ -M_{тр} \text{ при } \varphi_{дем} > 0; \frac{d\varphi_{дем}}{dt} < 0; \\ -M_{тр} \text{ при } \varphi_{дем} < 0; \frac{d\varphi_{дем}}{dt} \leq 0; \\ +M_{тр} \text{ при } \varphi_{дем} < 0; \frac{d\varphi_{дем}}{dt} > 0. \end{cases}$$

C_{1-2} – жесткость демпфера крутильных колебаний, определяемая следующим образом:

$$C_{1-2} = \begin{cases} C'_{1-2} & \text{при } \varphi_{\text{дем}} \leq \varphi_{\text{дем}}^{\text{пред}}; \\ C''_{1-2} & \text{при } \varphi_{\text{дем}} > \varphi_{\text{дем}}^{\text{пред}}; \end{cases}$$

$\varphi_{\text{дем}}^{\text{пред}}$ – угол выключения демпфера крутильных колебаний;

$K_{\text{дем}}$ – коэффициент демпфирования демпфера;

$M_{\text{дв}}$ – крутящий момент двигателя, определяемый из выражения:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{дв}}^{\text{ср}} + K_{\text{дв}} \frac{d\varphi_{\text{дв}}}{dt} + M_{\text{дв}}^{\text{ср}} A_3 \sin \omega_3 + M_{\text{дв}}^{\text{ср}} A_6 \sin(\omega_6 t + \varphi_6); \quad (19)$$

$K_{\text{дв}}$ – коэффициент демпфирования двигателя;

A_3 – коэффициент амплитуды третьей гармоники газовых сил;

ω_3 – частота третьей гармоники;

A_6 – коэффициент амплитуды шестой гармоники;

ω_6 – частота шестой гармоники;

φ_6 – фаза шестой гармоники;

$J_{\text{д.вед}}$ – момент инерции ведомой части демпфера.

M_{2-3} – упругий момент на карданном валу;

C_{2-3} – жесткость карданного вала и соединительных муфт;

$\varphi_{\text{н}}$ – угол поворота насосного колоса.

Выводы

Расчет показал, что в данной конкретной гидромеханической передаче демпфирующие свойства гидротрансформатора ЛГ-ЗАМ недостаточны, чтобы избежать больших динамических перегрузок при резонансе. Расчет показал необходимость включения в систему гидропередачи демпфера крутильных колебаний и позволил определить его оптимальные параметры. Результаты расчета хорошо согласуются с экспериментальными данными, расхождение результатов составили в пределах 8%.

Список источников

1. 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. – EDN YYVZFK.
2. Ерусланкин, С. А. Методика определения динамического давления на лопатках колес гидротрансформатора / С. А. Ерусланкин, А. Н. Сова // Двойные технологии. – 2023. – № 4(105). – С. 15-17. – EDN UJENKF.
3. Денисов, Д. М. Динамика процессов в гидротрансформаторе / Д. М. Денисов, М. Ю. Иванов, А. Н. Омаров // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 10. – С. 10-13. – EDN KWUHLA.
4. Разработка алгоритма управления автоматической силовой трансмиссией / В. В. Шаповалов, О. И. Коваленко, И. А. Колодяжный [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 2(90). – С. 180-188. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_2_180. – EDN IIQTMH.
5. Реутов, А. А. Моделирование переключения передач автомобильной трансмиссии с гидротрансформатором / А. А. Реутов // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. – 2022. – № 2(16). – С. 27-38. – DOI 10.30987/2658-6436-2022-2-27-38. – EDN PHLARF.
6. Алексеенко, В. Г. Анализ отказов вариаторов современных легковых автомобилей / В. Г. Алексеенко, В. С. Павлюченко // Ученые заметки ТОГУ. – 2025. – Т. 16, № 2. – С. 176-180. – EDN JCUUGP.
7. Денисов, Д. М. Динамика изменения вязкости масел бесступенчатых трансмиссий / Д. М. Денисов, М. Ю. Иванов, А. А. Белов // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 5. – С. 25-26. – EDN ELNTFU.
8. Тарасик, В. П. Моделирование нагрузочных режимов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала / В. П. Тарасик // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 2(79). – С. 75-86. – DOI 10.24412/2077-8481-2023-2-75-86. – EDN QOERZL.
9. Савенков, Н. В. Аналитическая методика расчета характеристик гидротрансформатора для автомобиля / Н. В. Савенков, А. В. Киреев // Современное промышленное и гражданское строительство. – 2022. – Т. 18, № 1. – С. 37-43. – EDN WALOZO.
10. Ерусланкин, С. А. Результаты определения осевых сил, действующих на опоры экспериментального гидротрансформатора / С. А. Ерусланкин // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2023. – № 2(36). – EDN TRYDMD.

References

1. Belabenko D.S., Al'gin V.B. *Aktual'nye voprosy mashinovedeniya*, 2021, vol. 10, pp. 167-171.
2. Eruslankin S.A. Sova A.N. *Dvojnye tekhnologii*, 2023, no. 4(105), pp. 15-17.
3. Denisov, D.M. Ivanov M.YU., Omarov A.N. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2021, no. 10, pp. 10-13.
4. SHapovalov, V.V., Kovalenko O.I., Kolodyazhnyj I.A., Kruchinin K.A., Ozyabkin A.L. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya*, 2023, no. 2(90), pp. 180-188.
5. Reutov A.A. *Avtomatizatsiya i modelirovanie v proektirovanii i upravlenii*, 2022, no. 2(16), pp. 27-38.
6. Alekseenko V.G., Pavlyuchenko V.S. *Uchenye zametki TOGU*, 2025, vol. 16, no. 2, pp. 176-180.
7. Denisov D.M., Ivanov M. YU., Belov A. A. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2022, no. 5, pp. 25-26.
8. Tarasik V.P. *Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta*, 2023, no. 2(79), pp. 75-86.
9. Savenkov, N.V., Kireev A.V. *Sovremennoe promyshlennoe i grazhdanskoe stroitel'stvo*, 2022, vol. 18, no. 1, pp. 37-43.
10. Eruslankin, S.A. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2023, no. 2(36).

Рецензент: И.И. Сазанов, канд. техн. наук, доцент, ФГАОУ ВО "МГТУ "СТАНКИН"

Информация об авторах

Ерусланкин Сергей Алексеевич, канд. техн. наук, доц., ФГАОУ ВО "МГТУ "СТАНКИН".

Лядник Сергей Владимирович, старший преподаватель, ФГАОУ ВО "МГТУ "СТАНКИН".

Фофанов Никита Васильевич, студент, МАДИ.

Information about the authors

Eruslankin Sergei A., Candidate of Sciences (Technical), associate professor, MSUT "STANKIN".

Lyadnik Sergei V., senior lecturer, MSUT "STANKIN".

Fofanov Nikita V., student, MADI.

Статья поступила в редакцию 12.09.2025; одобрена после рецензирования 24.09.2025; принята к публикации 26.09.2025.

The article was submitted 12.09.2025; approved after reviewing 25.09.2025; accepted for publication 26.09.2025.