

УДК (UDC) 629.113

ПОТОКИ МОЩНОСТИ В ГИДРОДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОМ ВЫПРЯМИТЕЛЕ  
МОМЕНТА АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ИНЕРЦИОННОЙ  
ПЕРЕДАЧИPOWER FLOWS IN THE HYDRODIFFERENTIAL TORQUE RECTIFIER OF  
THE AUTOMATIC STEPLESS INERTIAL TRANSMISSIONДмитриев С.А., Ковырялова О.А.  
Dmitriev S.A., Kovyryalova O.A.Липецкий государственный технический университет (Липецк, Россия)  
Lipetsk State Technical University (Lipetsk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье рассмотрена работа гидродифференциального выпрямителя инерционного момента. Обоснована возможность и актуальность его применения в автоматических бесступенчатых инерционных передачах. Рассмотрены причины, препятствующие распространению передач инерционного типа. Приведена кинематическая схема автоматического бесступенчатого инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента для городского автобуса ПАЗ-32053, выполненного на базе патента на полезную модель РФ № 119426. Рассмотрена работа инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента на всех характерных режимах работы: стоповом, трансформации момента и динамической муфты. Проанализированы потоки мощности в дифференциальном ряду гидродифференциального выпрямителя момента на каждом из четырех тактов работы в режиме трансформации момента. Представлены потери в гидросистемах корпусного и выходного гидротормозов на указанных режимах работы. Выделена отличительная особенность работы гидродифференциального выпрямителя момента: силовой поток передается только механическим путем. Представлены результаты расчетов потерь на холостых тактах работы в гидросистеме инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента городского автобуса для всех значений передаточных отношений. Выделены наиболее нагруженные режимы работы передачи. Приведено обоснование высокого КПД гидродифференциального выпрямителя момента во всем рабочем диапазоне.

**Ключевые слова:** гидродифференциальный выпрямитель момента, автоматическая инерционная передача, потоки мощности, гидросистема выпрямителя момента.

**Дата принятия к публикации:** 07.03.2019  
**Дата публикации:** 25.03.2019

**Abstract.** The article describes the work of hydrodifferential torque rectifier. The possibility and relevance of its application in automatic stepless inertial transmission is rationalized. This transmission is not widely disseminated due to the low reliability of torque rectifiers, consisting of a variety of designs of one-way clutch with jamming bodies. The use of liquid as a jamming body allows to eliminate this drawback. The kinematic diagram of the automatic stepless inertial hydrodifferential torque converter for a city bus PAZ-32053 made on the basis of a patent for utility model 119426 of the Russian Federation is provided. The work of an inertial hydrodifferential torque converter at all typical modes of operation is addressed: stop mode, transformation of torque and dynamic coupling modes. Power flows in the differential mechanism hydrodifferential torque rectifier on each of the four cycles of operation of the transformation of torque are analyzed. Losses in hydraulic systems of the body and output hydraulic brakes on the specified operating modes are presented. Distinctive feature of the work of hydrodifferential torque rectifier is identified: the power flow is transmitted only by mechanically, hydro-brakes only provide a short circuit to the transmission body supporting units of differential mechanism. The power flow does not flow through them under load, they perceive only the reactive flow, therefore there are no losses inherent in the volumetric hydraulic drive. The results of calculations of losses on idle stroke, hydraulic inertial hydrodifferential torque converter of a city bus for all the gear ratios are presented. The most loaded modes of transmission are identified. The substantiation of the high – up to 0.93 – efficiency hydrodifferential torque rectifier throughout the operating range inertial hydrodifferential torque converter is provided.

**Keywords:** hydrodifferential torque rectifier, automatic inertial transmission, power flows, torque rectifier hydraulic system.

**Date of acceptance for publication:** 07.03.2019  
**Date of publication:** 25.03.2019

**Сведения об авторах:**

**Дмитриев Семен Анатольевич** – старший преподаватель кафедры транспортных средств и техносферной безопасности Липецкого государственного технического университета,  
*e-mail: s9056811074@yandex.ru.*

**Ковырялова Ольга Алексеевна** – студентка кафедры транспортных средств и техносферной безопасности Липецкого государственного технического университета, *e-mail: olga.kov1848@mail.ru.*

**Authors' information:**

**Semen A. Dmitriev** – Senior lecturer of the Department of vehicles and technosphere safety at Lipetsk State Technical University,  
*e-mail: s9056811074@yandex.ru*

**Olga A. Kovyryalova** – student of the Department of vehicles and technosphere safety at Lipetsk State Technical University, *e-mail: olga.kov1848@mail.ru*

## 1. Введение

Одним из актуальных направлений улучшения потребительских и эксплуатационных характеристик транспортных средств является использование автоматических бесступенчатых трансмиссий.

Большими перспективами обладают инерционные трансформаторы вращающего момента, имеющие значительные потенциальные возможности для развития, но малый опыт применения в автомобилестроении, что подтверждает актуальность углубленного исследования данной проблемы с практической и научной точек зрения [1].

Наиболее слабым звеном подобных передач является низкая надежность механизмов свободного хода выпрямителя момента вследствие быстрого выхода из строя тел заклинивания, подвергающихся при работе значительным динамическим нагрузкам. Возможным решением данной проблемы являются гидродифференциальные выпрямители момента, использующие в качестве тела заклинивания жидкость, что позволяет устранить недостатки, связанные с малым ресурсом.

## 2. Постановка задачи

Целью исследования является моделирование рабочего процесса инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента с учетом функционирования гидротормозов выпрямителя момента.

## 3. Объект исследования

Принципиальная схема автоматического бесступенчатого инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего

момента, разработанного для городского автобуса ПАЗ-32053 [3-5] на базе патента на полезную модель РФ № 19426 [6] представлена на рис. 1.

Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента включает в себя два основных узла: инерционный преобразователь момента и гидродифференциальный выпрямитель инерционного момента, в качестве которого используется дифференциальный ряд, опорными звеньями которого поочередно становятся центральные шестерни. Торможение опорных элементов осуществляется объемными гидромашинными, имеющими замкнутые контуры циркуляции с обратными клапанами противоположного действия.

Гидротормоз работает по принципу свободного перетекания жидкости при подаче в разрешенном направлении и запирается потоком при подаче в запрещенном. Для обеспечения бесперебойной работы и отсутствия эффекта кавитации контуры циркуляции каждого гидротормоза подключены к насосу подпитки посредством обратных клапанов. Для заполнения контуров и удаления воздуха в верхней части каждого из них располагается перепускное отверстие, снабженное заглушкой. Реверсирование вращения выходного вала передачи осуществляется переключением обратных клапанов посредством двух гидрораспределителей.

Для повышения эффективности торможения двигателем и обеспечения возможности запуска двигателя с помощью буксировки использован механизм обратной связи. Он состоит из обгонной муфты, соединенной с водилом преобразователя момента и связанной с выходным валом инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента посредством торсиона.

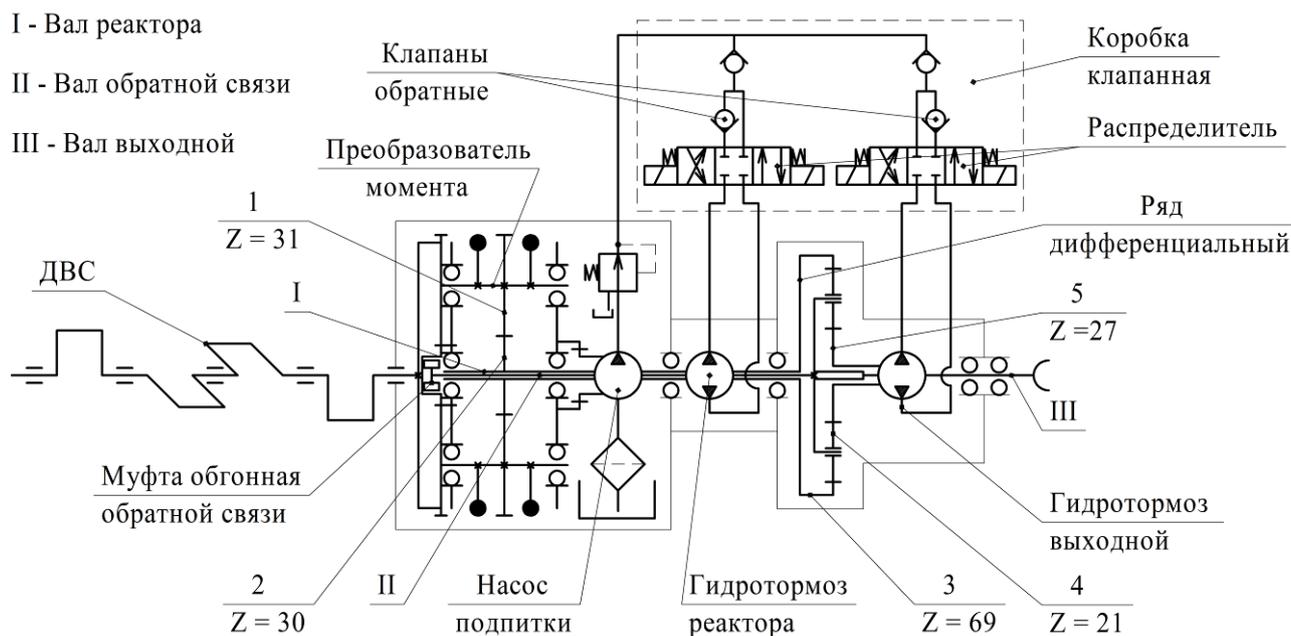


Рис. 1. Принципиальная схема инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента городского автобуса ПАЗ-32053

Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента имеет три характерных режима работы.

1. Стоповый режим, при котором ведущие элементы передачи вращаются, а ведомые неподвижны.

Оба гидротормоза неподвижны, так как удерживают от проворачивания опорные звенья дифференциального ряда. Но они поочередно воспринимают импульсы инерционного момента. В гидросистемах периодически возрастает давление пропорционально текущей величине инерционного момента преобразователя момента. В корпусном гидротормозе – в период действия отрицательного импульса, в выходном – положительного.

2. Режим трансформации момента: ведущие и ведомые элементы имеют различные частоты вращения.

Ведомый вал инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента вращается, преодолевая некоторое внешнее сопротивление. Реактор преобразователя момента движется циклически, его рабочий цикл разбит на четыре такта:

первый такт – разгон реактора до скорости ведомых элементов;

второй такт – совместное движение реактора и ведомых элементов;

третий такт – торможение реактора до полной остановки;

четвертый такт – такт неподвижного реактора (выстой реактора).

#### 4. Составление схем потоков мощности в гидродифференциальном выпрямителе момента

Рассмотрим работу гидродифференциального выпрямителя момента и потоки мощности в нем на каждом из рабочих тактов режима трансформации момента, характеризующегося постоянным изменением направления силовых потоков на ведущих, ведомых и опорных элементах дифференциального ряда (рис. 2).

Для удобства отображения потоков мощности в выходном гидротормозе и большей наглядности кинематическая схема гидродифференциального выпрямителя момента будет преобразована – добавится промежуточная передача в его приводе.

Первый такт – разгон реактора (рис. 2, а).

В начале такта реактор неподвижен, так как удерживается от проворачивания связанным с ним корпусным гидротормозом, в гидравлическом контуре которого действует рабочее давление. Машина движется по

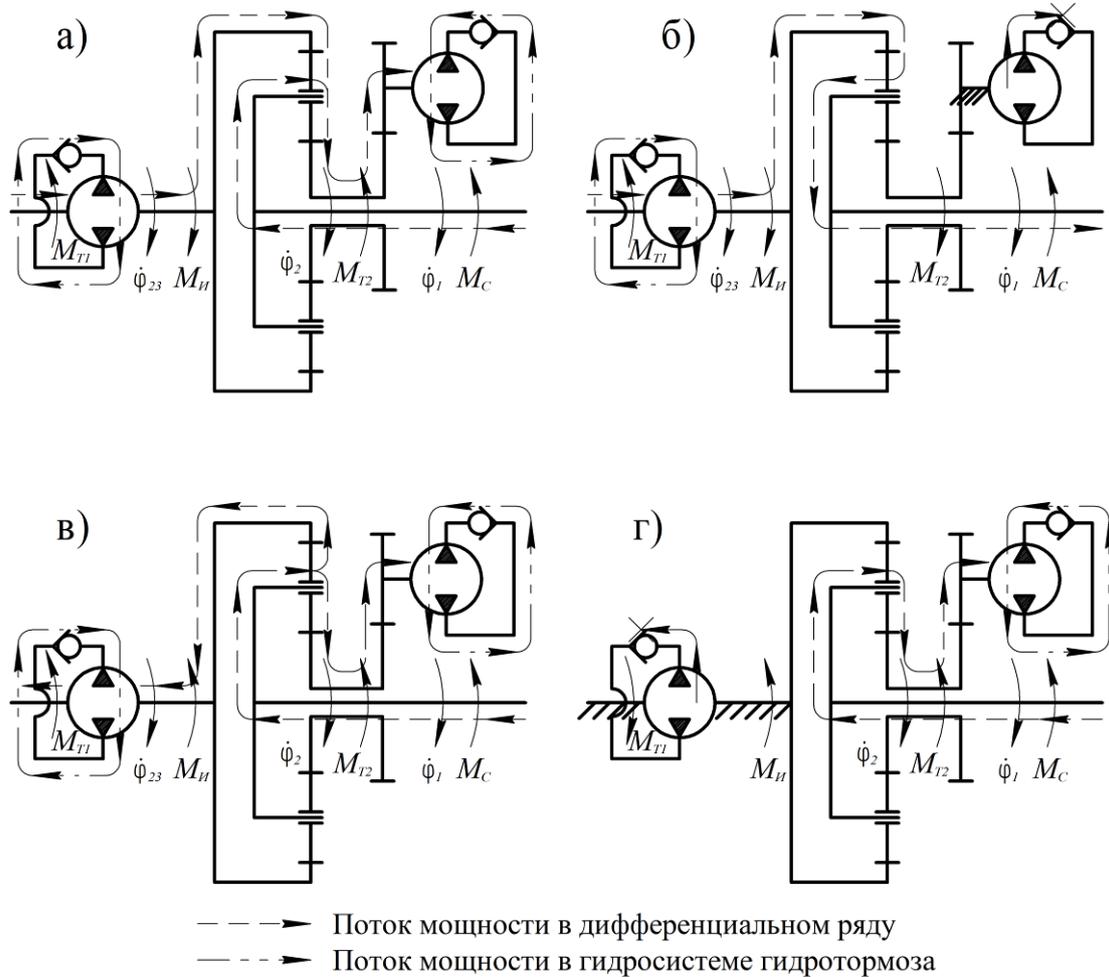


Рис. 2. Схемы потоков мощности в выпрямителе момента

- а) такт разгона реактора; б) такт совместного движения реактора и ведомых элементов;  
 в) такт торможения реактора; г) такт неподвижного реактора;

$M_{T1}$  – момент на валу корпусного гидротормоза;  $\dot{\varphi}_{23}$  – угловая скорость реактора;

$M_{II}$  – инерционный момент преобразователя момента;  $\dot{\varphi}_2$  – угловая скорость опорного звена;

$M_{T2}$  – момент на валу выходного гидротормоза;  $\dot{\varphi}_1$  – угловая скорость выходного вала инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента;

$M_C$  – момент сопротивления на выходном валу инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента

инерции. Следовательно, выходной вал передачи является ведущим элементом, а реактор – опорным. Рабочие органы выходного гидротормоза вхолостую проворачиваются в разрешенном направлении, давление рабочей жидкости незначительно, так как зависит от сопротивления контура системы. Звено дифференциального ряда, связанное с выходным гидротормозом, также вхолостую проворачивается в направлении вращения выходного вала.

Под действием положительного импульса инерционного момента реактор начинает разгоняться. Реактор разобщен с ведомым валом инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента до наступления момента равенства их угловых скоростей. Рабочие органы корпусного гидротормоза начинают проворачиваться в разрешенном направлении, поэтому давление в его контуре резко снижается до величины, соответствующей значению давления подпитки. Затем давление определяется со-

противлением контура свободному прокачиванию рабочей жидкости. Появляется второй силовой поток, направленный от приводного двигателя. Он поступает на звено, связанное с выходным гидротормозом, и заставляет его замедлять вращение. Рабочие органы выходного гидротормоза начинают замедляться, вследствие чего давление рабочей жидкости снижается, затем наступает момент полной остановки, которая происходит при равенстве инерционного момента и момента от вала ведомых частей трансмиссии. Звено становится опорным. Далее вследствие изменения направления действия момента, подводимого к опорному элементу дифференциального ряда, закрывается обратный клапан и происходит нарастание давления в замкнутом контуре выходного гидротормоза.

Второй такт – совместное движение реактора и ведомых элементов (рис. 2, б).

Выходной гидротормоз не допускает проворачивания опорного звена дифференциального ряда в направлении, противоположном вращению выходного вала, так как течению жидкости в гидросистеме препятствует закрытый обратный клапан. Рабочее давление в его гидросистеме изменяется согласно текущей величине инерционного момента преобразователя момента. Поэтому опорное звено остановлено, а реактор через планетарный механизм связан с выходным валом передачи. Силовой поток передается от приводного двигателя на ведомые элементы передачи, которые получают ускорение. В этот период рабочие органы корпусного гидротормоза проворачиваются вхолостую. Скорость истечения жидкости имеет значение, соответствующее режиму работы инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента, и в течение всего такта изменяется незначительно. Сопротивление вращению соответствует сопротивлению замкнутого гидравлического контура. Такт заканчивается с прекращением действия положительного импульса инерционного момента.

Третий такт – торможение реактора (рис. 2, в).

Под действием отрицательного импульса инерционного момента реактор начинает за-

медляться. Машина движется по инерции, от выходного вала передачи поступает силовой поток. Звено, связанное с выходным гидротормозом, начинает вращаться в направлении вращения выходного вала. Рабочие органы выходного гидротормоза, остановленные в начале такта, начинают проворачиваться в разрешенном направлении, поэтому давление в контуре резко снижается до величины, соответствующей значению давления подпитки. Затем давление рабочей жидкости определяется сопротивлением контура ее свободному прокачиванию. Реактор и ведомый вал инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента разобщены. Вращение реактора и связанного с ним корпусного гидротормоза замедляется до полной остановки. Рабочие органы корпусного гидротормоза начинают замедляться, вследствие чего давление рабочей жидкости снижается, затем наступает момент полной остановки. Далее закрывается обратный клапан, и в замкнутом контуре происходит нарастание давления. Такт заканчивается при полной остановке реактора.

Четвертый такт – неподвижный реактор (рис. 2, г).

Реактор удерживается в неподвижном состоянии посредством корпусного гидротормоза, поэтому он является опорным звеном дифференциального ряда. Рабочее давление в его гидросистеме изменяется согласно текущей величине инерционного момента преобразователя момента. Машина движется по инерции, силовой поток поступает с выходного вала передачи на звено, связанное с выходным гидротормозом. Рабочие органы выходного гидротормоза вхолостую проворачиваются в разрешенном направлении, давление рабочей жидкости незначительно и зависит от гидравлического сопротивления контура системы. Такт продолжается до начала действия положительного импульса инерционного момента.

3) Режим динамической муфты: ведущие и ведомые элементы преобразователя момента вращаются как одно целое. Рабочие органы корпусного гидротормоза проворачиваются вхолостую, давление в системе зависит от ее гидравлического сопротивления.

Выходной гидротормоз остановлен, поэтому в его системе действует рабочее давление, изменяющееся в соответствии с текущей величиной передаваемого вращающего момента двигателя.

Таким образом, рабочий такт инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента происходит при полностью остановленном опорном элементе дифференциального ряда. С увеличением передаточного отношения продолжительность совместного движения реактора и ведомых элементов передачи увеличивается, а остальных трех тактов – уменьшается. При работе инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента на режиме динамической муфты происходит только такт совместного движения.

В свою очередь, с увеличением передаточного отношения инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента период свободного истечения жидкости в корпусном гидротормозе увеличивается, а в выходном – уменьшается. Это обусловлено увеличением продолжительности рабочего и сокращением продолжительности холостых циклов. Потери мощности в гидросистеме корпусного гидротормоза на режиме динамической муфты будут наибольшими, так как ней происходит постоянная циркуляция рабочей жидкости при частоте вращения рабочих органов гидромашин, соответствующей частоте вращения коленчатого вала приводного двигателя.

Характерной особенностью гидродифференциального выпрямителя момента является то, что силовой поток передается только механическим путем, а гидротормоза лишь обеспечивают замыкание на корпус передачи опорных звеньев дифференциального ряда. Под нагрузкой в процессе трансформации момента силовой поток через них не протекает, а они воспринимают только реактивный поток (без проворачивания рабочих органов), следовательно, отсутствуют потери, свойственные объемным гидроприводам. Вращение рабочих органов гидромашин имеет место только в одном направлении в режиме свободного прокручивания, при этом КПД зависит только от потерь холостого хо-

да, что, соответственно, повышает общий КПД передачи.

### 5. Составление математической модели потерь в гидросистеме выпрямителя момента

Определение величины потерь мощности рационально проводить для холостых тактов работы инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента [7]. Это объясняется тем, что при срабатывании гидротормоза отсутствует вращение его рабочих органов – возможен лишь поворот на минимальный угол вследствие упругости рабочей жидкости и утечек. Так как частота срабатываний достаточно высока (до 50...60 Гц), а заторможенному состоянию соответствует только часть периода действия одного из импульсов инерционного момента, то процесс крайне скоротечен – занимает не более 0,01...0,02 с. При этом использованные в гидротормозах шестеренные гидроагрегаты отличаются высоким объемным КПД, достигающим величины до 0,98, при механическом КПД - до 0,94 [8]. Следовательно, потерями мощности с утечками при срабатывании гидротормозов допустимо пренебречь.

Потери мощности на холостое прокручивание гидротормозов состоят из гидравлических потерь в гидромашине  $\Delta p_{ГМ}$ , соединительных трубопроводах  $\Delta p_m$ , обратном гидроклапане  $\Delta p_K$  и гидрораспределителе  $\Delta p_P$ . Так как при свободном прокручивании гидромашин отсутствует рабочее давление, при котором обычно определяют механический КПД, этим показателем можно пренебречь.

Таким образом, потери мощности в гидросистеме гидротормозов будут определяться из выражения:

$$N_{XX} = \frac{V \dot{\phi}_z (\Delta p_{ГМ} + \Delta p_m + \Delta p_K + \Delta p_P)}{2\pi},$$

где  $V$  – рабочий объем гидротормоза;  $\dot{\phi}_z$  – угловая скорость ведущей шестерни гидротормоза.

Потери на прокачивание жидкости в гидромашине складываются из потерь во всасывающей и нагнетающей магистралях и кана-

лах, связывающих магистрали с рабочими секциями. Общая величина выражается следующей зависимостью:

$$\Delta p_{ГМ} = \frac{\rho V^2 \cdot 2}{2} \left( n_{ш} \frac{\lambda_k \frac{2L_k}{d_k} + 2\zeta'_k}{f_k^2} + \frac{\lambda_m \frac{L_6 + L_n}{d_m} + 2\zeta_{ex}}{f_m^2} \right),$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $n_{ш}$  – число секций гидромашины;  $\lambda_m$  и  $\lambda_k$  – коэффициент сопротивления магистралей и соединительных каналов;  $d_m$  и  $d_k$  – диаметр магистралей и соединительных каналов гидромашины;  $L_6$ ,  $L_n$ ,  $L_k$  – длина нагнетательной, всасывающей магистралей и соединительных каналов гидромашины;  $\zeta'_k$  – коэффициент местных сопротивлений на входе в канал и на выходе в полость;  $\zeta_{ex}$  – коэффициент сопротивления на входе во всасывающую магистраль;  $f_k$  и  $f_m$  – площади сечений магистралей и каналов гидромашины.

Величина потерь в соединительных трубопроводах выражается следующей зависимостью [9]:

$$\Delta p_m = \frac{\rho V^2 \dot{\phi}_2^2}{2f_m^2} \left( \lambda_{cm} \frac{L_{nm} + L_{em}}{d_m} + \zeta_m \right),$$

где  $\lambda_{cm}$  – коэффициент сопротивления соединительных трубопроводов;  $d_m$  – диаметр соединительных трубопроводов;  $L_{nm}$ ,  $L_{em}$  – длина нагнетательного и всасывающего соединительных трубопроводов;  $\zeta_m$  – коэффициент местных потерь на входе в трубопровод и выходе из трубопровода;  $f_m$  – площадь сечений трубопроводов.

В рассматриваемой конструкции гидросистемы гидродифференциального выпрямителя момента использованы обратные гидроклапаны с конусными запорными элементами.

Потери давления в щели обратного гидроклапана с конусным запорным элементом

и на выходе из него в трубопровод выражаются зависимостью [9]:

$$\Delta p_k = \frac{\rho V^2 \dot{\phi}_2}{8\pi^4 \mu_{um}^2 \left( \frac{Re}{Re + Re_k} \right) (d_{cp} h \sin \beta)^2} + \frac{\zeta_{oc} \rho}{2} \left( \frac{2V \dot{\phi}_2}{\pi^2 d_2^2} \right),$$

где  $\mu_{um}$  – коэффициент расхода щели клапана;  $Re_k$  – постоянная коэффициента коррекции параметров режима работы гидроаппарата в зависимости от числа Рейнольдса  $Re$ ;  $d_{cp}$  – средний диаметр затвора клапана;  $h$  – величина открытия клапана;  $\beta$  – угол конусности затвора клапана;  $\zeta_{oc}$  – коэффициент местных потерь на выходе из полости клапана в трубопровод;  $d_2$  – внутренний диаметр корпуса клапана.

Потери в гидрораспределителе в общем виде можно выразить зависимостью [8]:

$$\Delta p_p = \zeta_p \frac{V^2 \dot{\phi}_2^2 \rho}{2f_p^2},$$

где  $\zeta_p$  – суммарный коэффициент местных потерь в гидрораспределителе;  $f_p$  – площадь проходного сечения гидрораспределителя.

С учетом цикличности работы гидротормозов при определении потерь в корпусном гидротормозе в качестве угловой скорости ведущей шестерни принимаем среднюю угловую скорость реактора на тактах разгона, совместного движения и торможения реактора. Для выходного – среднюю угловую скорость опорного звена дифференциального ряда выпрямителя момента на тактах торможения, неподвижного реактора и его разгона.

## 6. Результаты и их анализ

Расчетные значения потерь на холостое проворачивание корпусного и выходного гидротормозов в зависимости от передаточного отношения инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента показаны на рис. 3.

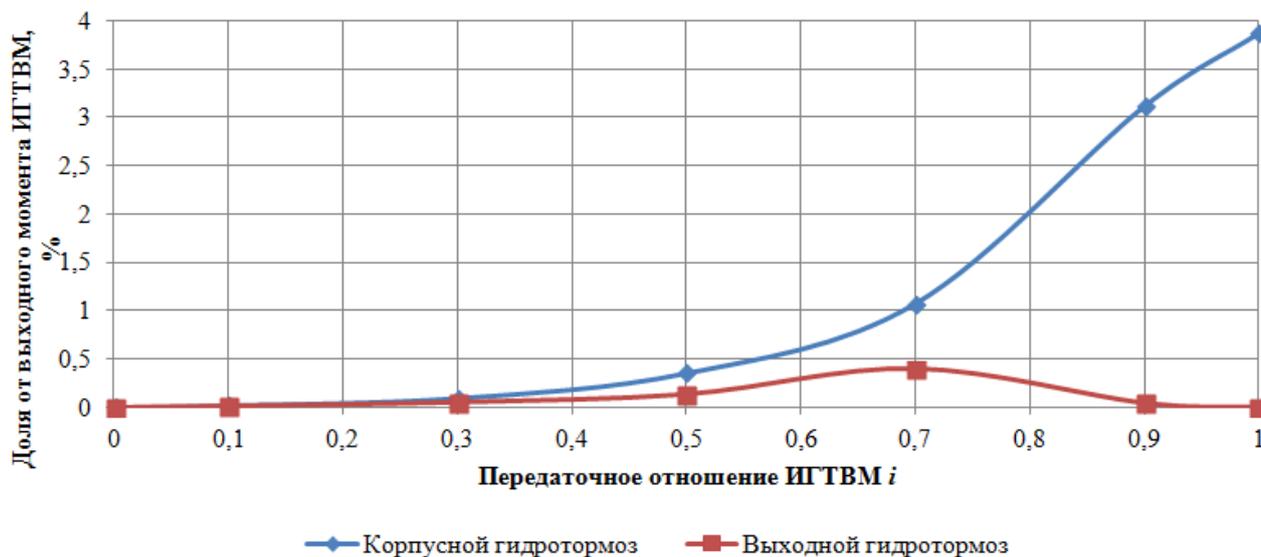


Рис. 3. Средние значения потерь при холостом прокручивании корпусного и выходного гидротормозов

Как видно из графика, величины потерь в гидросистемах при работе передачи в режиме трансформации момента в зоне малых передаточных отношений ( $i = 0..0,3$ ) не превышают значений 0,05% для обоих гидротормозов и увеличиваются при работе в зоне средних передаточных отношений ( $i = 0,3..0,7$ ) до 0,3 % для выходного и 1,0 % для корпусного.

Резкое увеличение потерь в гидросистеме корпусного гидротормоза при одновременном снижении потерь в гидросистеме выходного гидротормоза, происходящее на отрезке между  $i = 0,7$  и  $i = 0,9$  объясняется изменением работы передачи при выходе в режим динамической муфты. Реактор ИГТВМ начинает вращаться без остановки, в связи с чем гидравлические потери в системе корпусного гидротормоза возрастают, так как на этом режиме поток рабочей жидкости движется безостановочно. При этом абсолютная величина выходного момента инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента снижается. Происходит быстрый рост относительных потерь на холостое прокручивание корпусного гидротормоза, которые достигают величин до 3,85 %. Выходной гидротормоз неподвижен, следовательно, потери на холостое прокручивание в нем отсутствуют.

При этом при передаче силового потока от двигателя на такте совместного движения реактора и ведомых элементов передачи величина КПД самого дифференциального ряда гидродифференциального выпрямителя момента для указанной кинематической схемы при ведущей эпициклической шестерне, опорной солнечной шестерне и ведомом водиле в зависимости от величины его параметра планетарного ряда может достигать значений 0,984...0,992 (в рассматриваемой конструкции инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента – 0,989).

Учитывая особенность эксплуатации транспортных средств, можно сделать вывод, что в большинстве случаев, за исключением работы в зоне больших передаточных отношений ( $i = 0,7..1,0$ ) величины потерь в гидродифференциальном выпрямителе момента не превышают таковых в механических ступенчатых коробках передач.

## 7. Заключение

С учетом особенностей функционирования гидротормозов можно сделать вывод, что наибольшие потери в гидросистеме будут наблюдаться при работе в режиме динамической муфты, а при работе в режиме трансформации момента достигнут наи-

больших величин на тактах разгона и торможения реактора. Таким образом, во всем рабочем диапазоне КПД гидродифференциального выпрямителя момента достигает величины примерно 0,93 [10], что вполне сопоставимо с таковой у механических ступен-

чатых передач. При этом инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента обладает внутренним саморегулированием и позволяет автоматически бесступенчато изменять силовой и скоростной факторы.

### Список литературы

1. Гребеньков, Д.В. Расчет характеристик инерционного трансформатора вращающего момента / Д.В. Гребеньков // Вестник Липецкого государственного технического университета. – 2018. – № 1 (35). – С. 77-82.
2. Гребеньков, Д.В. Подбор объёмных насосов для гидросистемы инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента / Д.В. Гребеньков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2018. – № 4. – С. 426-431.
3. Баженов, С.П. Инерционная гидродифференциальная автоматическая передача для городского автобуса / С.П. Баженов, С.А. Дмитриев // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 14-17.
4. Дмитриев, С.А. Проектирование бесступенчатой инерционной гидродифференциальной автоматической передачи для городского автобуса категории М<sub>3</sub> / С.А. Дмитриев // Вестник Липецкого государственного технического университета. – 2018. – № 3 (37). – С. 61-69.
5. Дмитриев, С.А. Обоснование применения бесступенчатых автоматических инерционных передач на городских автобусах категории М<sub>3</sub> / С.А. Дмитриев // Инфокоммуникационные и интеллектуальные технологии на транспорте: матер. I Междунар. науч.-практ. конф., 12-13 декабря 2018 г. В 2 т. Т. 2. – Липецк: Изд-во Липецкого государственного технического университета, 2018. – С. 53-57.
6. Автоматический инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента: пат. 119426 Рос. Федерация, МПК F16H 47/04 / С.П. Баженов, П.С. Баженов, С.А. Дмитриев, С.И. Курзяков, А.А. Пещеров; заявитель и патентооб-

### References

1. Grebenkov D.V. A calculation of inertial torque transformer characteristics. *Vestnik Lipeckogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, No. 1 (35), pp. 77-82. (In Russian)
2. Grebenkov D.V. Selection of positive-displacement pumps for hydraulic system inertial gidrodifferential transformer torque. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2018, No. 4, pp. 426-431. (In Russian)
3. Bazhenov S.P., Dmitriev S.A. Inertia hydrodifferential automatic transmission for the city bus. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2012, No. 2, pp. 14-17. (In Russian)
4. Dmitriev S.A. Designing of stepless inertial hydrodifferential automatic transmission for the city bus of M3 category. *Vestnik Lipeckogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, No. 3 (37), pp. 61-69. (In Russian)
5. Dmitriev, S.A. The rationale for the use of inertial stepless automatic transmission on the city buses of category M3. *Infokommunikacionnihe i intellektualnihe tekhnologii na transporte: mater. I Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 12-13 dekabrya 2018 g. V 2 t. T. 2. Lipeck: Izd-vo Lipeckogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, pp. 53-57. (In Russian)
6. Patent RU 119426 MPK F16H 47/04. *Avtomaticheskijj inercionnihyj gidrodifferencialnihyj transformator vrathayuthego momenta* [Automatic inertial hydrodifferential torque converter]. Bazhenov S.P., Bazhenov P.S., Dmitriev S.A., Kurzyakov S.I., Petherov A.A. Declared 06.04.2012. Published 20.08.2012. Bulletin No. 23. (In Russian)
7. Bazhenov S.P., Dmitriev S.A., Zelvnik V.V. Hydraulic torque rectifier inertia automatic transfer city bus. *Gruzovik*, 2012. No. 9,

ладатель ООО ЛОЭЗ «ГИДРОМАШ». – № 2012113591/11; заявл. 06.04.2012; опубл. 20.08.2012, Бюл. № 23. – 2 с.

7. Баженов, С.П. Гидросистемы выпрямителя момента инерционной автоматической передачи городского автобуса / С.П. Баженов, С.А. Дмитриев, В.В. Зельвник // Грузовик. – 2012. – № 9. – С. 8-12.

8. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.

9. Дмитриев, С.А. Потери мощности в выпрямителе момента инерционной гидродифференциальной автоматической передачи городского автобуса / С.А. Дмитриев, В.В. Зельвник // Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров: матер. 77-ой Междунар. науч.-техн. конф. ААИ. Кн. 1. – М.: МГТУ «МАМИ», 2012. – С. 60-66.

10. Гребеньков, Д.В. Гидродифференциальный выпрямитель момента инерционной автоматической передачи мобильных машин / Д.В. Гребеньков // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2017. – №2 (32). – С. 25-30.

pp. 8-12. (In Russian)

8. Bashta T.M. *Obhemnihe nasosih i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem: uchebnik dlya vuzov* [Volumetric pumps and hydraulic motors of hydraulic systems: textbook for universities]. M.: Mashinostroenie, 1974. 606 p. (In Russian)

9. Dmitriev S.A., Zelvnik V.V. Power loss in the torque rectifier of inertia hydrodifferential automatic transmission of the city bus. *Avtomobile- i traktorostroyeniye v Rossii: prioritety razvitiya i podgotovka kadrov: mater. 77-oyj mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. AAI*. Kn. 1. M.: MGTU «MAMI», 2012, pp. 60-66. (In Russian)

10. Grebenkov D.V. The hydrodifferential rectifier of the moment of inertial automatic transmission of mobile machines. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*, 2017, No. 2 (32), pp. 25-30. (In Russian)