

УДК 621.83.062.1: 622.625.28

И.А. Таран, д-р техн. наук, доц.,
И.Ю. КлименкоГосударственное высшее учебное заведение „Национальный
горный университет“, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: taran_70@mail.ru

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ В СЛУЧАЕ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА НА ВХОДЕ

I.A. Taran, Dr. Sci. (Tech.), Associate Professor,
I.Yu. KlimentkoState Higher Educational Institution “National Mining Univer-
sity”, Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: taran_70@mail.ru

TRANSFER RATIO OF DOUBLE-SPLIT TRANSMISSIONS IN CASE OF PLANETARY GEAR INPUT

Цель. Формализовать регулировочные характеристики гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) и установить взаимосвязь кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных гидрообъемно-механических коробок передач (ГОМ КП) с параметром регулирования гидрообъемной передачи (ГОП) в случае планетарного механизма на входе. Установление закономерностей в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов ГОМ КП в случае установки планетарного механизма (ПМП) на входе.

Методика. Теоретические исследования трансмиссий базируются на основных положениях теории машин и механизмов, теории замкнутых двухпоточных передач.

Результаты. Выявлены взаимосвязи кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных гидрообъемно-механических коробок передач с параметром регулирования гидрообъемных передач в случаях планетарного механизма на входе для обоснования структурной и кинематической схем трансмиссий дизельного трактора. Установлено, что в связи с отсутствием циркуляционной мощности в ГОМ КП, у которых ПМП расположен на входе, такие бесступенчатые коробки передач являются более перспективными. Пример эффективности такого типа ГОМ КП представляет собой семейство трансмиссий Fendt-Vario, которые широко используются на тракторах мощностью от 100 до 287 кВт. Сформулировано положение, что при любой архитектуре ПМП на входе в двухпоточную ГОМ КП передаточное отношение двухпоточной передачи представляет собой нелинейную, гиперболическую зависимость от параметра регулирования, циркуляционной мощности в замкнутом контуре ГОМ КП отсутствуют и ГОП работает только в прямом потоке мощности.

Научная новизна. Исследование распределения циркулирующих, в двухпоточных ГОМТ, мощностей с потерями в гидрообъемных передачах и их КПД, анализ и установление распределения энергии по ветвям двухпоточных ГОМТ в процессе их работы в составе транспортных средств. Доказательство леммы о наличии или отсутствии циркуляции мощности в двухпоточных гидрообъемно-механических коробках передач – основа научного обоснования методологии анализа бесступенчатых ГОМТ во всех возможных режимах работы как на тяговых, так и на транспортных скоростных диапазонах любых транспортных средств, в частности шахтных дизельных тракторов.

Практическая значимость. Заключается в использовании закономерностей формирования и передачи потоков мощности в элементах трансмиссии для обоснования типа трансмиссии, обеспечивающей необходимое тяговое усилие и бесступенчатое регулирование скорости движения дизельного трактора в заданном диапазоне при работе дизельного двигателя с постоянной частотой вращения коленвала, обеспечивающей минимальные выбросы и потребление топлива. Распределение потоков накладывает значительное ограничение на структуру и кинематическую схему двухпоточной бесступенчатой трансмиссии, которая для любого необратимого вариатора должна допускать только параллельные потоки мощности от двигателя до ведущих колес тягово-транспортной машины.

Ключевые слова: дизельный трактор, двухпоточная трансмиссия, анализ, поток мощности, циркуляционные режимы

Введение. Трансмиссия тягово-транспортной машины в значительной степени определяет ее эксплуатационные качества. В последнее время распространение получили двухпоточные бесступенчатые гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ), которые используются в мировом автомобиле- и трак-

торостроении, на железнодорожном транспорте. Наиболее активно указанные трансмиссии используются на сельскохозяйственных тракторах (до 80% современного мирового рынка). Широко используются двухпоточные ГОМТ и в бронетанковой технике, существенно повышая маневренность и эргономичность машин специального назначения.

В ГОМТ мощность от силовой двигательной установки к ведущим колесам передается по двум кинематически связанным между собой ветвям, причем в одной из ветвей находится гидрообъемная передача (ГОП), а в другой – механическая. Характерной особенностью двухпоточных бесступенчатых ГОМТ является наличие в их составе планетарного механизма, на котором суммируются потоки мощности. Известно, что ГОМТ имеют более высокий КПД по сравнению с полнопоточными трансмиссиями, но, в отличие от последних, им присущи режимы циркуляции мощности.

Постановка проблемы. Существенным отличием двухпоточных бесступенчатых ГОМТ от ступенчатых двухпоточных механических трансмиссий является то, что потери в гидрообъемной передаче (ГОП) и ее КПД существенно зависят от режима работы трансмиссии, что влияет на величину как параллельных потоков мощности, так и циркуляционных. Циркуляция мощности в двухпоточных трансмиссиях выдвигает задачу установления закономерностей распределения потоков мощности, т. к. это накладывает значительное ограничение на структуру и кинематическую схему такой трансмиссии.

Анализ последних достижений и публикаций. Созданием бесступенчатых трансмиссий для транспортных средств в Украине активно занимаются на кафедре „Автомобиле- и тракторостроения“ Национального технического университета „Харьковский политехнический институт“ (НТУ „ХПИ“), где проводятся фундаментальные исследования по проблемам структурного и параметрического синтеза двухпоточных ГОМТ и гибридных трансмиссий, а также расчетно-теоретическое обоснование и проектирование ГОМТ для тракторов и автомобилей. Еще один мощный научно-производственный центр по разработке бесступенчатых трансмиссий для транспортных средств создан в 2010 году Индустриальной группой „Украинская промышленная энергетическая компания“. Здесь в тесном творческом контакте с НТУ „ХПИ“ и ООО „Украинское бюро трансмиссий и шасси“ работает „Управление разработок гибридных приводов и бесступенчатых трансмиссий“.

Наиболее известными в этой области являются работы проф. В.Б. Самородова, посвященные фундаментальным основам моделирования работы бесступенчатых ГОМТ, разработке схем бесступенчатых трансмиссий, их математическому моделированию; приводится анализ результатов моделирования работы транспортно-тяговых машин, оснащенных такими трансмиссиями. Многолетний опыт работы и анализ большого числа ГОМТ привел авторов работы [1] к закономерности, сформулированной в виде леммы, связывающей параметр регулирования e ГОП, линейную скорость V движения тягово-транспортной машины с наличием или отсутствием циркуляционных режимов мощности в трансмиссиях.

Доказательство указанной леммы проводится в три этапа. На первом этапе [2] установлена взаимо-

связь кругового передаточного числа замкнутого контура с учетом потерь и КПД в гидрообъемных передачах с характером изменения потоков мощности в ГОМТ, выявлены закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов ГОМТ КП. На втором и третьем этапах формализованы регулировочные характеристики ГОМТ и установлена взаимосвязь кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных ГОМТ КП с параметром регулирования ГОП в случаях планетарного механизма на выходе.

Цель работы – установление взаимосвязи кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных ГОМТ КП с параметром регулирования ГОП в случаях планетарного механизма на входе.

Изложение основного материала. Функциональная схема двухпоточной бесступенчатой ГОМТ КП с планетарным механизмом на входе представлена на рис. 1.

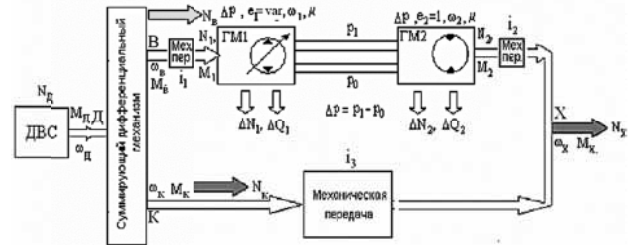


Рис. 1. Функциональная схема двухпоточной бесступенчатой ГОМТ КП с планетарным механизмом на входе

На рис. 1 выделены звенья D , K , B замкнутого контура двухпоточной ГОМТ КП и введены обозначения: N_1, M_1 и N_2, M_2 – мощности и моменты на валах ГМ1 и ГМ2; ω_d, N_d, M_d и ω_x, N_x, M_x – угловые скорости, мощности и моменты на валу ДВС и выходном валу; $\Delta N_1, \Delta N_2$ – суммарные гидромеханические потери на гидромашинах; $\Delta Q_1, \Delta Q_2$ – суммарные объемные потери; p_0, p_1 – давление нагрузки и подпитки соответственно; μ – средний коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости. Стрелки одинакового цвета указывают три возможных направления потоков мощности в двухпоточной ГОМТ. В дальнейшем, для описания угловых скоростей ω , параметров регулирования e , потерь и КПД η , первый индекс „1“ будет относиться к регулируемой гидромашине (ГМ1), индекс „2“ – к нерегулируемой гидромашине (ГМ2). Перепад рабочего давления Δp для обеих гидромашин примем одинаковым. Как правило, перед регулируемой гидромашинной ГМ1 ставится согласующий редуктор с передаточным отношением i_1 , а после нерегулируемой гидромашинной ГМ2 – редуктор с передаточным отношением i_2 , i_3 – передаточное отношение механической передачи ($i_3=0$).

Отношение мощностей N_k к N_6 на звеньях K и B , в случае расположения планетарного механизма на входе в двухпоточную ГОМ КП (рис. 1), имеет вид

$$\frac{N_k}{N_6} = \frac{M_k \omega_k}{M_6 \omega_6} = -i'_{6k} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_6} = -i'_{6k} \cdot \frac{\omega_2 i_{kx}}{\omega_2 i_{6x}} = -i'_{6k} \cdot i_{kx} \cdot i_{x6} = -i_{x6} \cdot i_{6k} \cdot i_{kx} \cdot \frac{i'_{6k}}{i_{6k}} = -\eta_{6k} \cdot i_{x6} \cdot i_{6k} \cdot i_{kx} = -\eta_{6k} \cdot i_{x6kx} \quad (1)$$

$$\frac{N_6}{N_k} = -\frac{1}{\eta_{6k} \cdot i_{x6} \cdot i_{6k} \cdot i_{kx}} = -\frac{i_{xk} \cdot i_{k6} \cdot i_{6x} \cdot i_{6k}}{i'_{6k}} = -\frac{i_{xk} \cdot i_{k6} \cdot i_{6x} \cdot i'_{k6}}{i_{k6}} = -\eta_{k6} \cdot i_{xk} \cdot i_{k6} \cdot i_{6x} = -\eta_{k6} \cdot i_{xk6x} \quad (2)$$

где i_{x6kx} и i_{xk6x} – круговые передаточные отношения замкнутого контура.

В случае параллельного распределения потоков мощности при отсутствии циркуляции в замкнутом контуре, по аналогии с [4] и с учетом выражений (1) и (2), имеем

$$\frac{N_k}{N_D} = \frac{\eta_{x6} \cdot \eta_{xk}}{\eta_{x6} - \eta_{xk} \cdot \eta_{k6} \cdot i_{xk6x}} \quad (3)$$

$$\frac{N_6}{N_D} = \frac{\eta_{xk} \cdot \eta_{x6} \cdot \eta_{k6} \cdot i_{xk6x}}{\eta_{xk} \cdot \eta_{k6} \cdot i_{xk6x} - \eta_{x6}} \quad (4)$$

Очевидно, на основании (3) и (4),

$$N_6 / N_k = -\eta_{k6} \cdot i_{xk6x}.$$

Учитывая, что при параллельных потоках мощности по обеим ветвям ГОМ КП ГОП работает в прямом потоке мощности, пренебрегая потерями в зубчатых зацеплениях по сравнению с потерями в ГОП и принимая $i_3 = 1$, имеем

$$\eta_{6x} = \eta_{ГОП} \quad \text{и} \quad \eta_{k6} = \eta_{xk} = 1. \quad (5)$$

Тогда из (3) и (4) получим соотношения

$$\frac{N_k}{N_D} = \frac{1}{1 - \eta_{ГОП} \cdot i_{xk6x}} \quad (6)$$

$$\frac{N_6}{N_D} = \frac{i_{xk6x}}{\eta_{ГОП} \cdot i_{xk6x} - 1}. \quad (7)$$

Проведем анализ классической бесступенчатой двухпоточной ГОМТ с ПМП на входе. Одно из его ведущих звеньев, например водило, связано с колечатым валом двигателя $\omega_3 = \omega_0$; второе звено, например корона, через согласующий редуктор i_1 гидромашин $ГМ1$, $ГМ2$ и редуктор i_2 также связано

с выходным звеном x : $\omega_x = e \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \omega_6$. Пусть на первом скоростном диапазоне $\omega_1 = \omega_k = \omega_x$, $\omega_2 = \omega_6$, $\omega_3 = \omega_0 = const$. Очевидно, что

$$\omega_6 = \frac{\omega_x}{e \cdot i_1 \cdot i_2}. \quad (8)$$

Уравнение Виллиса для ПМП на входе в двухпоточную ГОМ КП

$$\frac{\omega_k - \omega_x}{\omega_6 - \omega_x} = k \Rightarrow (1-k) \cdot \omega_0 = \omega_k - k \cdot \omega_6 = \omega_x - k \cdot \frac{\omega_x}{e \cdot i_1 \cdot i_2}. \quad (9)$$

Кинематический параметр ПМП или внутреннее передаточное отношение при этом $i_{k6} = \frac{\omega_k}{\omega_6} \Big|_{\omega_x=0} = k$.

Передаточное отношение ГОМ КП от выходного звена x к двигателю равно

$$i_{x0} = \frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{1-k}{1-i_1 \cdot i_2 \cdot e} = \frac{(1-k) \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot e}{i_1 \cdot i_2 \cdot e - k}. \quad (10)$$

Для определенности установим условие трогания машины на I диапазоне:

- при $k < 0$ ($i_{k6} < 0$), $\omega_x = 0 \Rightarrow e = 0$;
- при $k > 0$ ($i_{k6} > 0$), $\omega_x = 0 \Rightarrow e = 0$.

Максимальное значение угловой скорости ω_x ведомого звена ГОМ КП достигается:

- при $k < 0$, $e = 1$, $\omega_x = \frac{(1-k) \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot 1}{i_1 \cdot i_2 \cdot 1 - k} \cdot \omega_0 > 0$;
- при $k > 0$ ($k > 1$), $e = -1$;
- $\omega_x = \frac{(1-k) \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot (-1)}{i_1 \cdot i_2 \cdot (-1) - k} \cdot \omega_0 > 0$.

Очевидно, что с ростом ω_x производная $\frac{d}{dV} \left(\frac{\omega_x}{\omega_0} \right) > 0$. С учетом (10) имеем

$$\frac{d}{dV} \left(\frac{\omega_x}{\omega_0} \right) = \frac{k(k-1)}{(i_1 \cdot i_2 \cdot e - k)^2} \cdot \frac{de}{dV} > 0, \quad (11)$$

откуда на восходящей РХ(-1) при $\frac{de}{dV} > 0$ внутреннее передаточное отношение ПМП $k < 0$, $i_{k6} = k < 0$, а для нисходящей РХ(+1) при $\frac{de}{dV} < 0 - k > 0$, $i_{k6} = k > 0$.

Знак кругового передаточного отношения с учетом $i_{xk} = 1$, $i_{ks} = k$, $i_{ax} = i_1 \cdot i_2 \cdot e$

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{xkax}) &= \text{sign}(i_{xk} \cdot i_{ks} \cdot i_{ax}) = \text{sign}(1 \cdot k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot e) = \\ &= (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) < 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Следовательно, в замкнутом контуре ГОМ КП при данном состоянии планетарного механизма на входе во всем диапазоне регулирования ГОМ КП, при $e \in [0; 1]$, отсутствует циркуляция мощности и ГОП работает в прямом потоке мощности. Очевидно, что $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$.

Проиллюстрируем установленные закономерности распределения потоков мощности в ГОП КП с учетом потерь и КПД в гидрообъемной передаче, а также взаимосвязей основных рабочих параметров на конкретном примере двухпоточной бесступенчатой ГОМТ с планетарным механизмом передач (ПМП) на входе, которая потенциально может быть использована в дизелевозах.

Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры приведены на рис. 2. Рабочие параметры исследуются здесь при работе ГОМТ в составе дизелевоза, транспортирующего прицепную часть массой 50 т. Работа дизелевоза на первом реверсивном диапазоне обеспечивается включением тормоза T при выключенном фрикционе Φ . При этом переход с переднего на задний ход и обратно (реверс) осуществляется сменой знака параметра регулирования e ГОП.

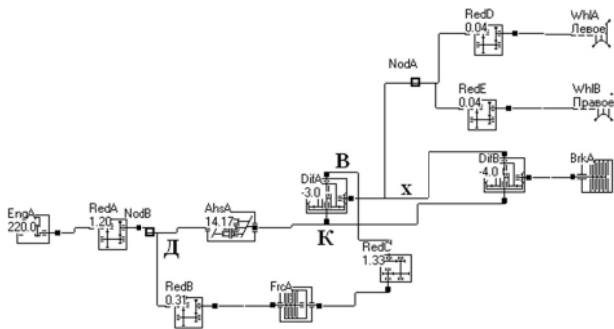


Рис. 2. Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры: EngA – двигатель; RedA, RedB, RedC, RedD и RedE – редукторы; AhsA – ГОП; DifA и DifB – планетарные ряды; WhlA и WhlB – ведущие колеса; FrcA – фрикцион (Φ); BrkA – тормоз (T)

К особенностям работы такой ГОМТ относится то, что на первом диапазоне трансмиссия работает как полнопоточная с относительно невысоким общим КПД, который регламентируется КПД ГОП. Этот недостаток компенсируется значительным эксплуатационным достоинством – возможностью реверса в полнопоточном режиме ГОМТ, переходом с передне-

го хода на задний и наоборот, без остановки ШДП и без переключения передач.

Второй скоростной диапазон обеспечивается включением фрикциона Φ и отключением тормоза T (рис. 2). Все множество передаточных отношений трансмиссии (передаточные отношения редукторов и планетарных рядов) выбирается в режиме диалога с ПЭВМ таким образом, чтобы переключение с первого на второй диапазон происходило в момент выравнивания угловых скоростей ω_3 и ω_4 вне зависимости от угловой скорости коленчатого вала ДВС. Рассмотрим работу ГОМ КП на втором двухпоточном диапазоне. При этом

$$\begin{aligned} \omega_6 &= \omega_k; \omega_5 = \omega_6; \omega_7 = \omega_x; \\ \omega_6 &= \omega_0 \cdot i_A \cdot i_1 \cdot i_2; \omega_k = \omega_0 \cdot i_A \cdot e. \end{aligned} \quad (13)$$

В нашем случае кинематика ПМП описывается следующими уравнениями

$$(1 - k_1) \cdot \omega_6 = \omega_k - k_1 \omega_x; \quad (14)$$

$$(1 - k_2) \cdot \omega_x = \omega_k - k_2 \omega_8, \quad (15)$$

где k_1 и k_2 – внутренние передаточные числа 1-го и 2-го планетарных рядов.

Параметр рассматриваемого ПМП

$$i_{ks} = \left. \frac{\omega_x}{\omega_0} \right|_{\omega_1=0} = 1 - k_1. \quad (16)$$

С учетом выражений (13)-(15),

$$\frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{i_A \cdot e - (1 - k_1) \cdot i_A \cdot i_1 \cdot i_2}{k_1}; \quad (17)$$

$$\frac{d}{dV} \left(\frac{\omega_x}{\omega_0} \right) = \frac{i_A}{k_1} \cdot \frac{de}{dV}. \quad (18)$$

Знак кругового передаточного отношения замкнутого контура

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{okao}) &= \text{sign}(i_{ok}) \cdot \text{sign}(i_{ks}) \cdot \text{sign}(i_{ao}) = \\ &= \text{sign}(i_A \cdot e) \cdot \text{sign}[(1 - k_1)] \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) = \\ &= 1 \cdot \text{sign} \left(2 \left[\frac{V - V_{1\min}}{V_{1\max} - V_{1\min}} - \frac{1}{2} \right] \right) \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} \times \\ &\times \text{sign}[(1 - k_1)] \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2). \end{aligned} \quad (19)$$

Очевидно, что на первой половине второго скоростного диапазона, где ГОМ КП работает как двухпоточная, при $e \in [1; 0]$, i_{okao} положительно и $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) < 0$

$$\text{sign}(i_{\text{дквд}}) = 1 \cdot (-1) \cdot (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) = 1. \quad (20)$$

На второй половине второго скоростного диапазона, при $e \in [0; -1]$, $i_{\text{дквд}}$ отрицательно и $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$

$$\text{sign}(i_{\text{дквд}}) = 1 \cdot (+1) \cdot (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) = -1. \quad (21)$$

Таким образом, на втором диапазоне, при $e \in [1; 0]$, ГОМТ работает в режиме циркуляции мощности, когда ГОП находится в обратном потоке мощности. При этом нерегулируемый гидромотор выполняет функции насоса, а регулируемый гидронасос – функции мотора. При $e \in [0; -1]$ ГОМТ работает в режиме параллельных потоков мощности через ГОП и механическую часть трансмиссии. При этом ГОП работает в прямом потоке мощности. На первом полнопоточном реверсивном диапазоне $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$ и никаких циркуляций в контуре нет (контур разомкнут фрикционом Φ).

На рис. 3 приведены результаты исследования предложенной выше реверсивной двухпоточной бесступенчатой ГОМТ при полной нагрузке – масса состава 50 т. На первом скоростном полнопоточном диапазоне коэффициент сцепления принимается равным $f = 0,23$. На втором транспортно-тяговом

диапазоне $f = 0,09$. Гидрообъемная передача ГСТ-90 на базе отечественных гидромашин аксиально-поршневого типа с рабочим объемом 89 см^3 . На рис. 3 в качестве основных рабочих параметров ГОМТ выбраны: параметр регулирования e (1); мощность загрузки двигателя N (2), перепад рабочего давления в ГОП (3); КПД ГОМТ (4); КПД ГОП (5) и мощность, протекающая через гидромашину ГМ1 (6). Изменение указанных параметров рассматривается в зависимости от скорости движения ШДП. На рис. 3 видно, что трогание поезда происходит при $e = 0,14$ (1) и загрузке двигателя до мощности $N = 16,8 \text{ кВт}$ (2) при давлении в ГОП 22 МПа (3). Очевидно, реверс ГОМТ при этих же параметрах осуществляет трогание для реализации поездом заднего хода. При трогании вперед до максимальной скорости на первом диапазоне $V_{1\text{max}} = 1,8 \text{ км/ч}$ и $e = 1$ (1) загрузка двигателя растет до 87 кВт (2). Мощность, протекающая через ГМ1 (регулируемый гидронасос) растет по модулю от 16 кВт до 86 кВт (6) и на графике отрицательна. Это соответствует принятой условной формализации о том, что мощность, входящая на элемент (на регулируемый гидронасос ГМ1), отрицательна. Давление на первом реверсивном диапазоне составляет по модулю порядка 20–22 МПа (3). Знак давления (3) соответствует той или иной полости в ГОП. Максимальный КПД ГОМТ (4) не превосходит на первом диапазоне 0,7.

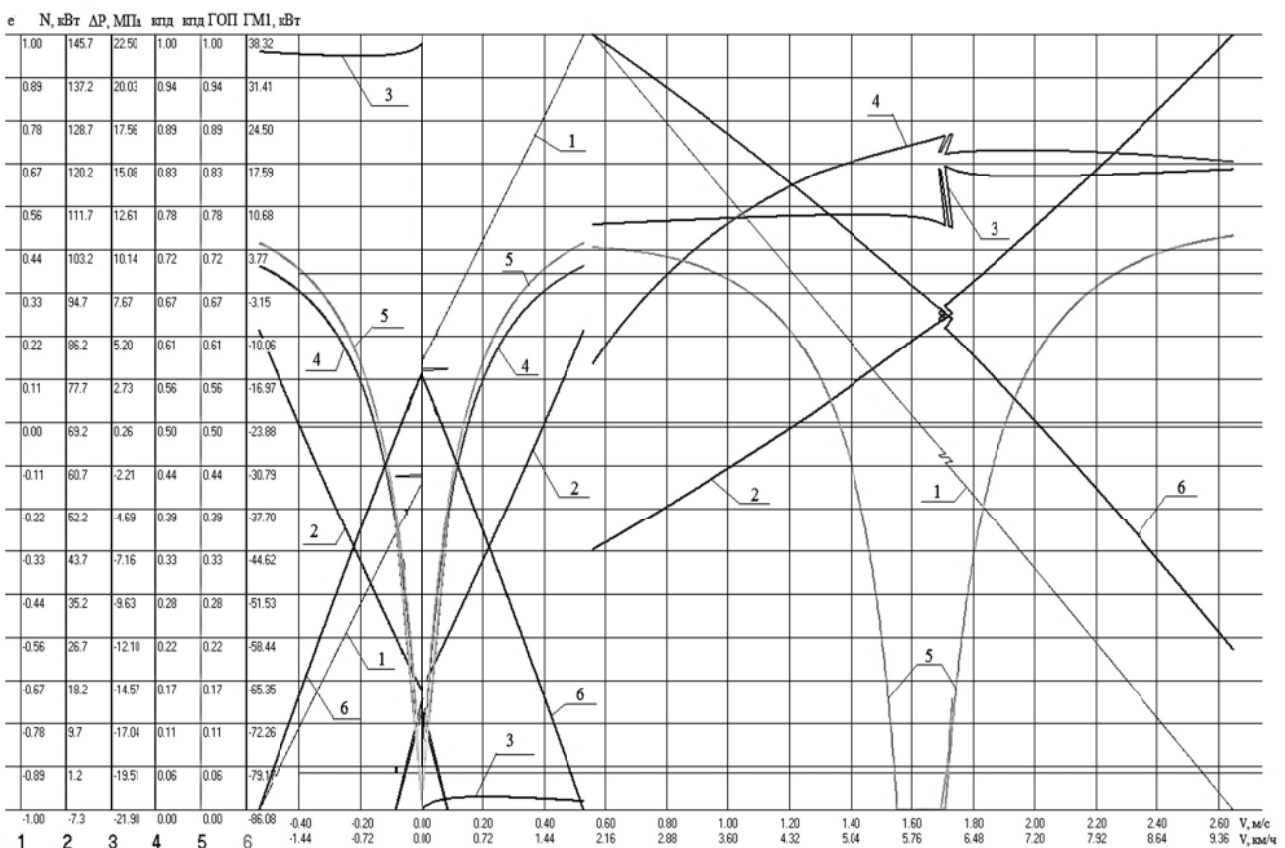


Рис. 3. Основные рабочие параметры ГОМТ ШДП на скоростном и тягово-транспортном диапазонах

На втором тягово-транспортном диапазоне имеет место нисходящая РХ(+1). Уровень давления в ГОП (3) составляет 10–14 МПа и является положительным – произошла смена полостей высокого и низкого давления в ГОП при переходе с первого на второй диапазон. Циркуляция мощности на первой половине второго диапазона иллюстрируется кривой б – мощностью, проходящей через ГМИ, которая в этом случае положительна, то есть выходит из регулируемого гидромотора ГМИ, работающего в обратном потоке мощности в режиме циркуляции мощности в замкнутом контуре ДКВД. Выходная мощность из ГМИ (б) обращается в нуль в точке, когда КПД ГОП (5) обращается в нуль при скорости $V = 5,55$ км/ч. При этом в диапазоне скоростей от 5,55 до 6,1 км/ч в ГОП имеет место так называемая особая зона, когда обе гидромашини работают как гидронасосы, и вся поступающая на ГОП мощность уходит в потери. При $V > 6,1$ км/ч КПД ГОП (5) начинает возрастать от 0 и отрицательная мощность на ГМИ (б) соответствует входу мощности на ГМИ, отсутствию циркуляции мощности в контуре и передаче энергии от двигателя к ведущим колесам параллельными ветвями. Обращает на себя внимание достаточно высокий для бесступенчатых ГОМТ КПД (4) на втором диапазоне, его максимальное значение достигает 0,86–0,87 в диапазоне от 5,5 до 6,5 км/ч. При максимальной скорости движения ШДШ 9,5 км/ч на втором диапазоне нагрузка по двигателю составляет 145,7 кВт (2). Понятно, что с уменьшением массы состава уменьшается и мощность нагрузки на двигатель, что позволяет производить его выбор для использования для различных типов ШДП.

Вывод. Развитие и усовершенствование методик анализа и параметрического синтеза двухпоточных бесступенчатых ГОМТ, а также математического моделирования систем „двигатель – гидрообъемная механическая трансмиссия – тяговый агрегат“ позволит уже на этапе проектирования получить комплексную оценку данной сложной технической системы, оптимизировать конструктивные параметры трансмиссии с целью повышения ее кинематических, силовых и энергетических характеристик, повысить технико-экономические показатели тягового агрегата в целом.

В работе сформулировано положение: при любой архитектуре ПМП на входе в двухпоточную ГОМ КП передаточное отношение двухпоточной передачи i_{xd} представляет собой нелинейную гиперболическую зависимость от параметра регулирования e , циркуляции мощности в замкнутом контуре ГОМ КП отсутствуют и ГОП работает только в прямом потоке мощности.

Для иллюстрации распределения энергии, потоков мощности и исследования основных рабочих параметров при работе в составе ШДП подробно рассмотрена ГОМТ дизелевоза. Отмечая относительно низкий КПД ГОМТ на первом реверсивном диапазоне, следует акцентировать внимание на достаточно высоком КПД ГОМТ на втором тягово-транспортном

диапазоне и возможность использования отечественных гидрообъемных передач типа ГСТ-90, которые обеспечивают приемлемые уровни перепадов давлений и эффективно работают на первом реверсивном диапазоне с переходом с переднего на задний ход без остановки поезда и переключений в ГОМТ.

Список литературы / References

1. Самородов В.Б. Уточненная методика определения потерь в планетарных механизмах передач и результаты исследования потоков мощностей в гидрообъемно-механических трансмиссиях / В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич, А.В. Рогов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2001. – №. 4. С. 76–83.

Samorodov, V.B., Volontsevich, D.O., Rogov, A.V. (2001), “The specified method of determination losses in the planetary mechanisms of transmissions and results of research streams of powers in double-split hydrostatic mechanical transmissions”, *Integrirovannyye tekhnologii i energosberezheniye*, no. 4, NTU “KHPI”, Kharkov, pp. 76–83.

2. Таран И.А. Закономерности передачи мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 2. – С. 69–75.

Taran, I.A. (2012), “Laws of power transmission on branches of double-split hydrostatic mechanical transmissions”, *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, no. 2, pp. 69–75.

Мета. Формалізувати регульовальні характеристики гідрооб’ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) і встановити взаємозв’язок кругового передатного відношення замкнутого контуру двопотокових гідрооб’ємно-механічних коробок передач (ГОМ КП) з параметром регулювання гідрооб’ємної передачі (ГОП) у разі планетарного механізму на вході. Встановлення закономірностей у характері зміни циркуляційних і безциркуляційних режимів роботи у всьому діапазоні робочих режимів ГОМ КП у разі встановлення планетарного механізму (ПМП) на вході.

Методика. Теоретичні дослідження трансмісій базуються на основних положеннях теорії машин і механізмів, теорії замкнутих двопотокових передач.

Результати. Виявлені взаємозв’язки кругового передатного відношення замкнутого контуру двопоточних гідрооб’ємно-механічних коробок передач з параметром регулювання гідрооб’ємних передач у випадках планетарного механізму на вході для обґрунтування структурної та кінематичної схем трансмісій дизелевоза. Встановлено, що у зв’язку з відсутністю циркуляцій потужності в ГОМ КП, в яких ПМП розташований на вході, такі безступінчасті коробки передач є більш перспективними. Приклад ефективності такого типу ГОМ КП являє собою сімейство трансмісій Fendt-Varjo, що широко використовуються на тракторах потужністю від 100 до 287 кВт. Сформульовано положення, що при будь-якій архітектурі

ПМП на вході двопотокових ГОМ КП передавальне відношення передачі являє собою нелінійну, гіперболічну залежність від параметра регулювання, циркуляції потужності в замкнутому контурі ГОМ КП відсутній й ГОП працює тільки у прямому потоці потужності.

Наукова новизна. Дослідження розподілу циркулюючих, у двопотокових безступінчастих ГОМТ, потужностей із втратами в гідрооб'ємних передачах і їх ККД, аналіз і встановлення розподілу енергії за гілками двопотокових ГОМТ у процесі їх роботи у складі транспортних засобів. Доказ леми про наявність або відсутність циркуляції потужності у двопотокових гідрооб'ємно-механічних коробках передач – основа наукового обґрунтування методології аналізу безступінчастих ГОМТ у всіх можливих режимах роботи як на тягових, так і на транспортних швидкісних діапазонах будь-яких транспортних засобів, зокрема шахтних дизелевозів.

Практична значимість. Полягає у використанні закономірностей формування й передачі потоків потужності в елементах трансмісії для обґрунтування типу трансмісії, що забезпечує необхідне тягове зусилля та безступінчасте регулювання швидкості руху дизелевоза в заданому діапазоні при роботі дизельного двигуна з постійною частотою обертання колена, що забезпечує мінімальні викиди та витрати палива. Розподіл потоків накладає значне обмеження на структуру та кінематичну схему двопотокової безступінчастої трансмісії, що для будь-якого необоротного варіатора повинна допускати лише паралельні потоки потужності від двигуна до коліс тягово-транспортної машини.

Ключові слова: дизелевоз, двопотокова трансмісія, аналіз, потік потужності, циркуляційні режими

Purpose. To formalize regulation characteristic of hydrostatic mechanical transmissions and establish interrelation of circular transfer ratio of closed circuit for double-split hydrostatic mechanical transmissions with the characteristic of hydrostatic transmission in case of planetary gear output. It is necessary for establishing the behavior principles of circular and non-circular operating modes in all hydrostatic mechanical transmission operating modes in case of planetary gear output.

Methodology. Theoretical studies of transmissions are based on the key issues of theory of machines and mechanisms and on the theory of closed double-split transmissions.

Findings. The research resulted the interrelation of circular transfer ratio of double-split transmissions with regulation characteristic in case of planetary gear output. It is necessary for justifying the structural and kinematic schemes of a diesel locomotive transmission. Owing to the lack of power circulation in the transmission, wherein planetary mechanism is situated on the entry, such continuously variable transmissions under the research are more advanced.

Originality. We have carried out the analysis of distributing powers circulating in double-split steplessly variable with loss in hydrostatic transmissions and their efficiency, determined relationships in distributing power on branches of double-split hydrostatic mechanical transmissions in the process of their performance as transport means, and strictly demonstrated the lemma concerning availability or absence of circulating power within double-split hydrostatic mechanical transmissions. That is the basis of scientific substantiation of the methodology of steplessly variable double-split hydrostatic mechanical transmissions under any working mode both for traction and transport velocity ranges of any transport means including mine diesel locomotives.

Practical value. Using laws of formation and transfer of power paths within transmission components enables us to substantiate the type of transmission required for necessary moving force and stepless cruise control of diesel locomotives within the given range when diesel engine has constant frequency of crankshaft rotation for minimum discharges and fuel consumption. Distribution of paths limits greatly both structure and kinematic scheme of double-split stepless transmission. For any nonreversible variator it should give only parallel power paths from the engine up to driving wheels of traction and transport machine.

Keywords: diesel locomotive, double-split transmission, analysis, power path, circulating modes

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.І. Самусею. Дата надходження рукопису 11.04.13.