

УДК 621.83.062.1: 622.625.28

И.А. Таран, д-р техн. наук, доцент

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет»

пр. К. Маркса, 19, г. Днепрпетровск, Украина, 49005

taran_70@mail.ru

ОПИСАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОВ МОЩНОСТИ В ДВУХПОТОЧНЫХ ГОМТ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

На конкретном примере двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с планетарным механизмом передач на выходе, потенциально возможной для использования в дизелевозах, показано распределение потоков мощности в гидрообъемно-механической коробке передач с учетом потерь и КПД в гидрообъемной передаче, а также взаимосвязь основных рабочих параметров

Ключевые слова: *дизелевоз, трансмиссия, поток мощности, циркуляционные режимы/*

Постановка проблемы. Эффективность работы рельсового транспорта шахт определяется техническим совершенством средств тяги, наиболее перспективные из которых – дизелевозы. Силовые установки дизелевозов – тепловые двигатели, не в состоянии обеспечить изменение параметров потока механической энергии в пределах, требуемых для выполнения различных тяговых и маневровых работ. Регулирование силовых и скоростных параметров потока механической энергии в дизельных двигателях нерационально, так как расширение диапазона регулирования связано со значительным расходом топлива и увеличением выхлопа в шахтную атмосферу. Для этих целей применяют преобразующе-передающую систему – трансмиссию. Являясь сложным многорежимным агрегатом, она требует тщательного исследования с целью определения конструктивных параметров, обеспечивающих надежность конструкции, высокий КПД и соответствие технических характеристик трансмиссии функциональному предназначению транспортного средства.

Анализ последних исследований и публикаций. Передача энергии от входного вала к выходному с различной степенью трансформации момента в каждом из них позволяет создавать более совершенные трансмиссии и расширяет возможности их применения. Однако, двухпоточные трансмиссии могут допускать циркуляционные режимы, т.е. обратные потоки мощности через вариатор, что существенно снижает их функциональность. Анализ тенденций в применении ступенчатых механических и бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) на транспортных средствах повышенной проходимости, тракторах и комбайнах, дорожно-строительных машинах, на тяговом электротранспорте; достоинств и недостатков таких трансмиссий, позволяет научно обоснованно подойти к постановке задачи о степени эффективности использования бесступенчатых трансмиссий в шахтных дизель-поездах. Работы [1-9], посвящены фундаментальным исследованиям по проблемам структурного и параметрического синтеза двухпоточных ГОМТ, а также расчетно-теоретическому обоснованию и проектированию ГОМТ для тракторов, автомобилей и дизелевозов, основам моделирования бесступенчатых ГОМТ, разработке схем бесступенчатых трансмиссий, их математическому моделированию. Однако, строгого научного подхода к описанию распределения потоков мощности в двухпоточных ГОМТ на сегодняшний день нет.

Постановка задачи. Циркуляция мощности в двухпоточных трансмиссиях выдвигает задачу установления закономерностей распределения потоков мощности, т.к. это накладывает значительное ограничение на тип используемого вариатора, структуру и кинематическую схему такой трансмиссии.

Материалы и результаты исследований. Установление закономерностей распределения потоков мощности проводится в три этапа. На первом этапе установлена взаимосвязь кругового передаточного числа замкнутого контура с учетом потерь и КПД в гидрообъемных передачах с характером изменения потоков мощности в ГОМТ и выявлены закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов гидрообъемно-механических коробок передач (ГОМ КП) [10]. Для класса двухпоточных бесступенчатых ГОМ КП с планетарным механизмом на выходе (рисунок 1) существует три возможных режима работы ГОМТ, которые описываются полученными выражениями:

$$\frac{N_k}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП}^{+1}}{\eta_{ГОП}^{+1} - i_{оквд}} \quad \frac{N_в}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП}^{+1} \cdot i_{оквд}}{i_{оквд} - \eta_{ГОП}^{+1}}, \quad (1)$$

где $i_{оквд}$ и $i_{оквд}$ – круговые передаточные отношения замкнутого контура.

На рисунке 1 выделены звенья Д, К, В замкнутого контура двухпоточной ГОМ 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 гидромашин ГМ2 – редуктор с передаточным отношением i_2, i_3 – передаточное отношение механической передачи ($i_3=0$).

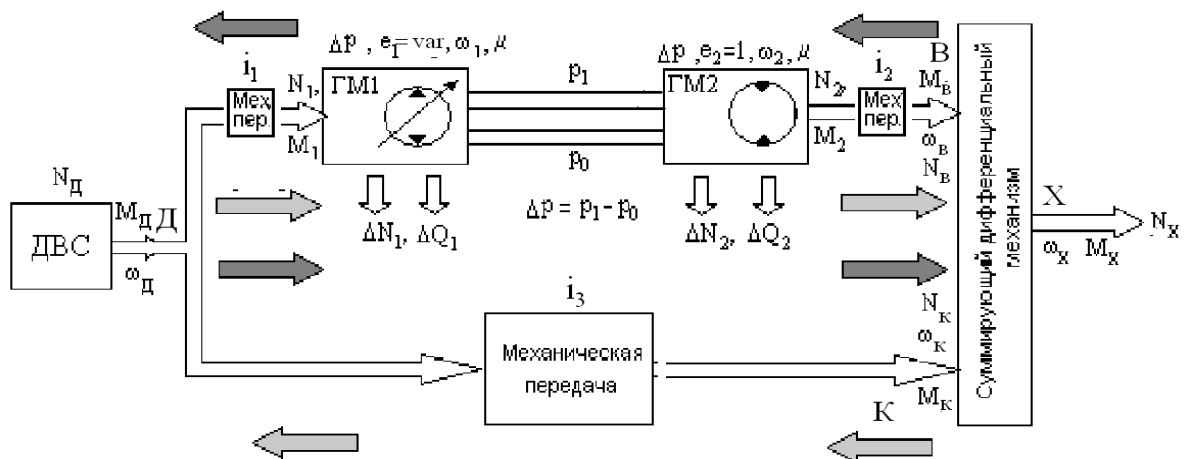


Рисунок 1 – Функциональная схема бесступенчатой ГОМ КП с планетарным механизмом на выходе

На втором этапе формализованы регулировочные характеристики ГОМТ. Под регулировочной характеристикой (РХ) бесступенчатых ГОМТ транспортных машин, в частности шахтных дизелевозов, понимается зависимость относительного параметра e регулирования гидрообъемной передачи (ГОП) от скорости движения машины V . Существует две общепринятые разновидности «пилообразных» РХ для бесступенчатых ГОМТ. Первый тип РХ проходит через нуль – назовем такую характеристику нулевой или реверсивной и обозначим как РХ (0). Второй тип РХ начинается при $V=0$ и/или $e=\pm 1$. Назовем такую РХ нереверсивной и обозначим как РХ (± 1).

На третьем этапе установлены взаимосвязи кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных ГОМ КП с параметром регулирования ГОП в случаях планетарного механизма на выходе и на входе.

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 выходе, которая потенциально может быть использована в дизелевозах.

Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры приведены на рисунке 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 Т при выключенном фрикционе Ф. При этом переход с переднего на задний ход и обратно (реверс) осуществляется сменой знака параметра регулирования e ГОП.

К особенностям работы такой ГОМТ относится то, что на первом диапазоне трансмиссия работает как полнопоточная с относительно невысоким общим КПД, который регламентируется КПД ГОП. Второй скоростной диапазон обеспечивается включением фрикциона Ф и отключением тормоза Т (рисунок 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_2 и ω_4 вне зависимости от угловой скорости коленчатого вала ДВС.

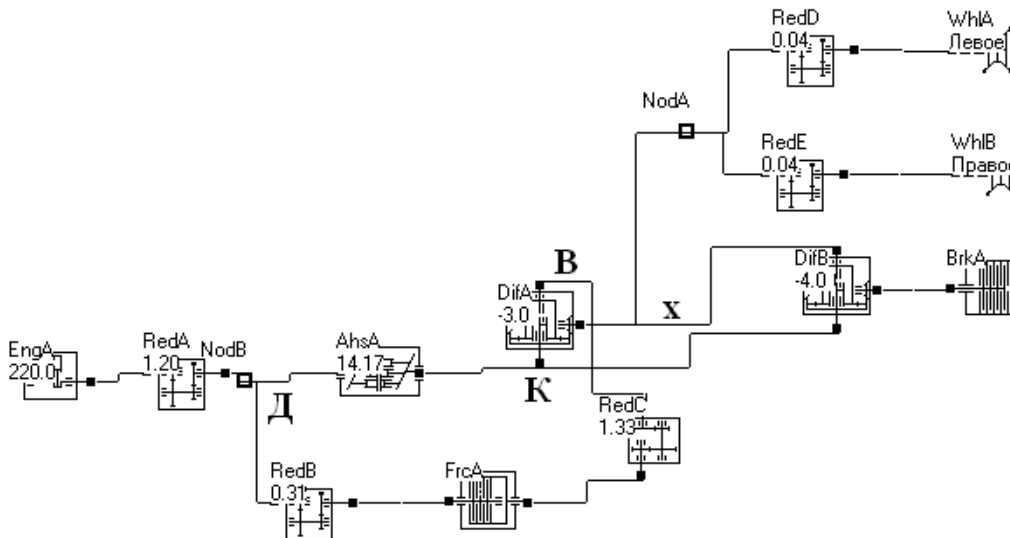


Рисунок 2 – Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры: EngA – двигатель; RedA, RedB, RedC, RedD и RedE – редукторы; AhsA – ГОП; DifA и DifB – планетарные ряды; WhlA и WhlB – ведущие колеса, FrcA – фрикцион (Ф), BrkA – тормоз (Т)

На рисунке 3 приведены результаты исследования, предложенной выше реверсивной двухпоточной бесступенчатой ГОМТ при полной нагрузке – масса состава 50 т.

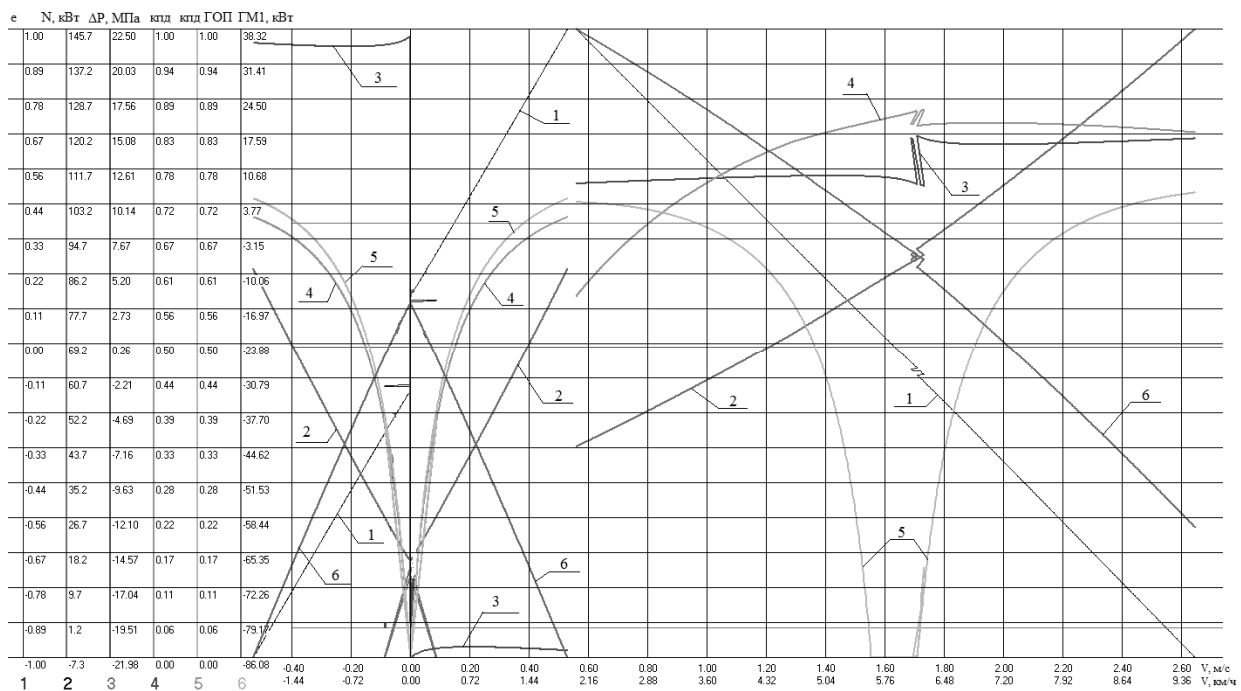


Рисунок 3 – Основные рабочие параметры ГОМТ дизельлокоза при полной нагрузке

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 рисунке 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 рисунке 3 видно, что трогание поезда происходит при $e = 0,14$ (1) и нагрузке двигателя до мощности $N = 16,8$ 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 $V_{max} = 1,8 \text{ км/ч}$ и $e = 1$ (1) нагрузка 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.

На втором тягово-транспортном диапазоне имеет место нисходящая $PX(+1)$. 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 6 – мощностью, проходящей через ГМ1, которая в этом случае положительна, то есть выходит из регулируемого гидромотора ГМ1, работающего в обратном потоке мощности в режиме циркуляции мощности в замкнутом контуре ДКВД. Выходная мощность из ГМ1 (6) 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 км/ч до 6,1 км/ч в ГОП имеет место так называемая особая зона [3], когда обе гидромашинки 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 ГМ1 (6) соответствует входу мощности на ГМ1, 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 загрузка 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 ШДШ.

Выводы. Приведены результаты установленных взаимосвязей характера изменения циркулирующих в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ мощностей с потерями в гидрообъемных передачах и их КПД. Результаты исследования доказывают, что на нисходящих $PX (+1) i_{кв}$ всегда положительно, а на первой половине скоростного диапазона до пересечения регулировочной характеристики с осью скорости V циркуляция в двухпоточных ГОМ КП с ПМП на выходе всегда имеет место с обратным потоком мощности через ГОП, а на второй половине скоростного диапазона до максимальной скорости на нем имеет место параллельный поток мощности в ГОМ КП и прямой поток мощности через ГОП.

Для иллюстрации распределения энергии, потоков мощности и исследования основных рабочих параметров при работе в составе ШДП подробно рассмотрена ГОМТ дизелевоза. В целом, 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.

Библиографический список использованной литературы

1. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемно-механических трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с.
2. Александров Е.Е. Результаты моделирования разгона и неравномерного поворота гусеничной машины с бортовыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 110. – С. 25 – 33
3. Самородов В.Б. Эффект особых зон при работе гидрообъемно-механических трансмиссий и методология их анализа / В.Б. Самородов, Б.В. Самородов // Автомобильный транспорт. – ХДАТУ. – 2002. – Вып.10. – С. 36-40.
4. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.02 / А.В. Рогов. – Харьков, 2006. – 168 с.
5. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.Б. Самородов [и др.]. – Харьков: ХГАДТУ. – 2001. – 642 с.
6. Деркач О.И. Гидротрансмиссионный блок для железнодорожного транспорта / О.И. Деркач [и др.] // Механика и машиностроение. – 2008. – № 1. – С. 126–130.
7. Таран И.А. Теоретические основы автоматизированного структурного синтеза и технология матричного моделирования трансмиссий / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 11. – С. 46–53.
8. Таран И.А. Методика автоматизированного конструирования трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Уголь Украины. – 2010. – № 12. – С. 23–26.

9. Таран И.А. Результаты автоматизованого аналізу гідрооб'ємномеханічної трансмісії шахтного дизелевоза / И.А. Таран // Управління проектами, системний аналіз і логістика: науковий журнал. – К.:НТУ. – 2010. – Вип. 7. – С. 172 – 177.

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

Поступила в редакцию 04.06.2013 г.

Таран І.О. Опис розподілу потоків потужності в двопотокових ГОМТ тягово-транспортних машин

На конкретному прикладі двопотокової безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії з планетарним механізмом передач на виході, яка є потенційно можливою для використання в дизелевізах, наведено розподіл потоків потужності в гідрооб'ємно-механічній коробці передач з урахуванням втрат і ККД гідрооб'ємної передачі, а також взаємозв'язок основних робочих параметрів.

Ключеві слова: дизелевіз, трансмісія, потік потужності, циркуляційні режими.

Taran I.O. Description of the distribution power path double-split transmission trailer motor vehicles

A specific example of double-split hydrostatic mechanical transmissions with a planetary gear mechanism output, the potential for use in locomotives, shows the distribution of power flows in hydrostatic-mechanical transmission taking into account losses and efficiency of hydrostatic transmission, and the relationship of the main operating parameters.

Keywords: diesel-locomotive, transmission, power path, circulating modes