

УДК 621.83.062.1:622.625.28

И.А.Таран

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет»

ВЗАИМОСВЯЗЬ КРУГОВОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ С ПАРАМЕТРОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ В СЛУЧАЕ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА НА ВХОДЕ

Результатами исследования являются взаимосвязи кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных гидрообъемно-механических коробок передач с параметром регулирования гидрообъемных передач в случаях планетарного механизма на входе. Это необходимо для обоснования структурной и кинематической схем трансмиссий тягово-транспортных машин.

Ключевые слова: *бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, параметр регулирования, циркуляция мощности, планетарный механизм.*

Введение. Трансмиссия тягово-транспортной машины в значительной степени определяет её эксплуатационные качества. В последнее время распространение получили двухпоточные бесступенчатые гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ), которые используются в мировом автомобиле- и тракторостроении, 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 [1] 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. Однако, строгого научного подхода к описанию распределения потоков мощности в двухпоточных ГОМТ на сегодняшний день нет.

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»), которая проводит 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. В НТУ «ХПИ» впервые в Украине создана научная лаборатория проблем бесступенчатых и гибридных трансмиссий.

Еще один мощный научно-производственный центр по разработке бесступенчатых трансмиссий для транспортных средств создан в 2010 году Индустриальной группой «Украинская промышленная энергетическая компания» (ИГ «УПЭК»). Здесь в составе «Объединенного инженерного центра» активно работает «Управление разработок гибридных приводов и бесступенчатых трансмиссий», работающее в тесном творческом контакте с НТУ «ХПИ» и ООО «Украинское бюро трансмиссий и шасси».

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 [2] к важной 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. Автором указанная лемма (о наличии или отсутствии циркуляции в двухпоточных ГОМТ) уточнена и обобщена, однако все же не является строго доказанным утверждением уровня научного положения.

Доказательство указанной леммы проводится в три этапа. На первом этапе [3] 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 ГОМ КП. На втором этапе [4] формализованы регулировочные характеристики ГОМТ и установлена взаимосвязь кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных ГОМ КП с параметром регулирования ГОП в случаях планетарного механизма на выходе.

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

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

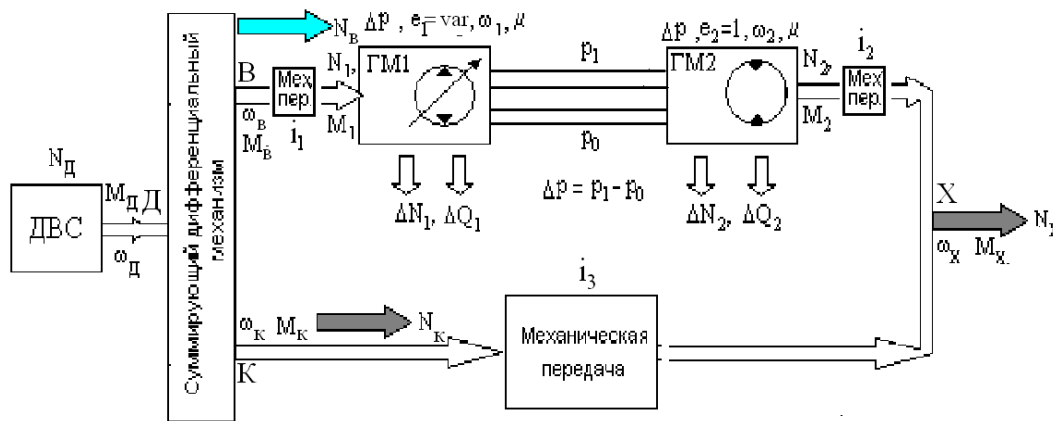


Рис. 1. Функциональная схема двухпоточной бесступенчатой ГОМ КП с планетарным механизмом на входе

На рис. 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 гидромашине; $\Delta Q_1, \Delta Q_2$ – 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_e на звеньях К и В в случае расположения планетарного механизма на входе в двухпоточную ГОМ КП (рис. 1) имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{N_k}{N_e} &= \frac{M_k \omega_k}{M_e \omega_e} = -i'_{ek} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_e} = -i'_{ek} \cdot \frac{\omega_d i_{kx}}{\omega_d i_{ex}} = -i'_{ek} \cdot i_{kx} \cdot i_{xe} \\ &= -i_{xe} \cdot i_{ek} \cdot i_{kx} \cdot \frac{i'_{ek}}{i_{ek}} = -\eta_{ek} \cdot i_{xe} \cdot i_{ek} \cdot i_{kx} = -\eta_{ek} \cdot i_{xekx}; \end{aligned} \tag{1}$$

©И.А.Таран

$$\begin{aligned} \frac{N_e}{N_k} &= -\frac{1}{\eta_{ek} \cdot i_{xe} \cdot i_{ek} \cdot i_{kx}} = -\frac{i_{xk} \cdot i_{ke} \cdot i_{ex} \cdot i_{ek}}{i'_{ek}} = \\ &= -\frac{i_{xk} \cdot i_{ke} \cdot i_{ex} \cdot i'_{ke}}{i_{ke}} = -\eta_{ke} \cdot i_{xk} \cdot i_{ke} \cdot i_{ex} = -\eta_{ke} \cdot i_{xkex}, \end{aligned} \quad (2)$$

где i_{xekx} и i_{xkex} – 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), (2) имеем:

$$\frac{N_k}{N_d} = \frac{\eta_{xe} \cdot \eta_{xk}}{\eta_{xe} - \eta_{xk} \cdot \eta_{ke} \cdot i_{xkex}}. \quad (3)$$

$$\frac{N_e}{N_d} = \frac{\eta_{xk} \cdot \eta_{xe} \cdot \eta_{ke} \cdot i_{xkex}}{\eta_{xk} \cdot \eta_{ke} \cdot i_{xkex} - \eta_{xe}}. \quad (4)$$

Очевидно на основании (3) и (3.65), $N_e / N_k = -\eta_{ke} \cdot i_{xkex}$.

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:

$$\eta_{ex} = \eta_{ГОП} \quad \text{и} \quad \eta_{ke} = \eta_{xk} = 1. \quad (5)$$

Тогда из (3) и (4) получим важные соотношения

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

и

$$\frac{N_e}{N_d} = \frac{i_{xkex}}{\eta_{ГОП} \cdot i_{xkex} - 1}. \quad (7)$$

Проведем анализ классической бесступенчатой двухпоточной ГОМТ с ПМП на входе. Одно из его ведущих звеньев, например водило, связано с коленчатым валом двигателя $\omega_3 = \omega_d$; второе звено, например корона, через согласующий редуктор i_1 , гидромашин $ГМ1$, $ГМ2$ и редуктор i_2 также связано с выходным звеном x : $\omega_x = e \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \omega_e$. Пусть на первом скоростном диапазоне $\omega_1 = \omega_k = \omega_x$, $\omega_2 = \omega_e$, $\omega_3 = \omega_d = const$. Очевидно, что

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

Уравнение Виллиса для ПМП на входе в двухпоточную ГОМ КП:

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

Кинематический параметр ПМП или внутреннее передаточное отношение при этом

$$i_{ke} = \frac{\omega_k}{\omega_e} \Big|_{\omega_x=0} = k.$$

Передаточное отношение ГОМ КП от выходного звена x к двигателю:

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

Для определенности установим условие трогания машины на I диапазоне:

– при $k < 0$ ($i_{ke} < 0$), $\omega_x = 0 \Rightarrow e = 0$;

– при $k > 0$ ($i_{ke} > 0$), $\omega_x = 0 \Rightarrow e = 0$.

Максимальное значение угловой скорости ω_x ведомого звена ГОМ КП достигается

$$\begin{aligned}
 & \text{– при } k < 0, e = 1, \omega_x = \frac{(1-k) \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot 1}{i_1 \cdot i_2 \cdot 1 - k} \cdot \omega_o > 0; \\
 & \text{– при } k > 0 (k > 1), e = -1, \omega_x = \frac{(1-k) \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot (-1)}{i_1 \cdot i_2 \cdot (-1) - k} \cdot \omega_o > 0.
 \end{aligned}$$

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

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

откуда на восходящей РХ(-1) при $\frac{de}{dV} > 0$ внутреннее передаточное отношение ПМП $k < 0$,

$i_{k\delta} = k < 0$, а для нисходящей РХ(+1) при $\frac{de}{dV} < 0 - k > 0, i_{k\delta} = k > 0$.

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

$$\begin{aligned}
 \text{sign}(i_{xk\delta x}) &= \text{sign}(i_{xk} \cdot i_{k\delta} \cdot i_{\delta x}) = \text{sign}(1 \cdot k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot e) = \\
 &= (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) < 0
 \end{aligned} \tag{12}$$

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 $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$.

Выводы

В результате этой расчетно-теоретической работы получены все возможные значения передаточного отношения $i_{x\delta}$ ГОМ КП, внутреннего передаточного отношения $K_i (i = \overline{1,6})$ ПМП, знаков кругового передаточного отношения $i_{\delta k\delta}$ и знаков параметра S для различных состояний планетарного механизма на входе, которые позволяют установить следующие

1. При любой архитектуре ПМП на входе в двухпоточной ГОМ КП передаточное отношение $i_{x\delta}$ представляет собой нелинейную гиперболическую зависимость от параметра регулирования e (см. соотн. (10)). Трогание ШДП происходит при $e = 0$.

2. В первых трех случаях для K_1, K_2 и K_3 угловая скорость ведущего звена ω_x увеличивается с ростом параметра регулирования e от 0 до +1. В последних трех случаях для K_4, K_5 и K_6 угловая скорость ведущего звена ω_x увеличивается с уменьшением параметра регулирования e от 0 до -1.

3. При любой архитектуре ПМП на входе в двухпоточной ГОМ КП при движении машины вперед, то есть при $\frac{d}{dV} \left(\frac{\omega_x}{\omega_o} \right) > 0$, циркуляции мощности в замкнутом контуре ГОМ КП отсутствуют и ГОП работает только в прямом потоке мощности.

4. В связи с отсутствием циркуляций мощности в ГОМ КП, у которых ПМП расположен на входе, такие бесступенчатые коробки передач являются более перспективными. Кроме этого такие ГОМ КП обеспечивают реверсивный переход машины на задний ход без остановки на месте. Примером эффективности такого типа ГОМ КП представляет собой семейство трансмиссий Fendt-Vario, которые широко используются на тракторах мощностью от 100 до 287 кВт.

Таким образом сформулировано **научное положение**: при любой архитектуре ПМП на входе в двухпоточную ГОМ КП передаточное отношение двухпоточной передачи $i_{x\delta}$ 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.

1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др.] – Харьков: ХГАДТУ.– 2001.– 642 с.
2. Самородов В.Б. Уточненная методика определения потерь в планетарных механизмах передач и результаты исследования потоков мощностей в гидрообъемно-механических трансмиссиях / Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Рогов А.В. // Интегрированные технологии и энергосбережение. – Харьков: НТУ “ХПИ”.– 2001. – №. 4. С. 76-83.
3. Таран И.А. Закономерности передачи мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 2.
4. Таран И.А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на выходе / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 3.