

Анализ двухпоточных передач и выбор рациональной схемы для использования в приводе маховичного аккумулятора энергии транспортной машины

© В.А. Корсунский

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

С помощью предложенной методики проведено сравнение схем двухпоточных передач с одним трехзвенным дифференциальным механизмом и гидрообъемной ветвью, предназначенных для использования в приводе маховичного аккумулятора энергии транспортной машины, которая оснащена комбинированной энергетической установкой, содержащей двигатель внутреннего сгорания и вспомогательный источник энергии. Разработан алгоритм и выполнен расчет потоков мощности двухпоточного привода маховика. Выполнен анализ двухпоточных передач и выбрана рациональная схема для реализации на транспортной машине. Проведена оценка влияния скоростного рабочего диапазона маховичного аккумулятора энергии и величины внутреннего передаточного числа трехзвенного дифференциального механизма на передаваемую гидрообъемно-механическим приводом мощность. Дана оценка влияния ограничения величины передаточного числа гидрообъемной передачи на передаваемую мощность и скоростной диапазон двухпоточного привода.

Ключевые слова: комбинированная энергетическая установка, маховичный аккумулятор энергии, гидрообъемно-механический привод, маховик, рабочий скоростной диапазон, трансмиссия, транспортная машина

Введение. Целесообразность применения комбинированной энергетической установки (КЭУ), использующей в качестве дополнительного источника энергии маховичный аккумулятор энергии (МАЭ), доказана проведенными исследованиями [1–3]. Установлено [4–5], что КЭУ с МАЭ имеют существенный недостаток — зависимость частоты вращения маховика от скоростного режима двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Для его устранения необходимо выполнять привод маховика бесступенчатым и регулируемым [6]. Кроме того, поскольку энергия, высвобождаемая при торможении машины, направляется от ведущих колес к маховику, а при разгоне машины — в обратную сторону, следует обеспечить обратимость передачи [2].

Анализ механической, электрической, гидрокинетической и гидростатической передач показал, что для транспортных машин в качестве привода МАЭ по массогабаритным показателям наиболее подходят электрическая и гидростатическая [2].

Резко переменные условия работы транспортных, в особенности гусеничных машин, вынуждают отдать предпочтение гидрообъем-

ным передачам, которые хорошо переносят перегрузки. Вследствие высокого давления и быстроходности современные гидрообъемные передачи имеют удельную массу $0,2 \dots 0,4$ кг/кВт [3].

Цель настоящего исследования — выбор рациональной схемы двухпоточного привода к маховику на основе анализа возможных схем, что позволит повысить КПД системы, уменьшить ее габаритные размеры и массу и будет способствовать повышению эффективности КЭУ.

Постановка задачи. Привод МАЭ может быть выполнен однопоточным (полнопоточным) или двухпоточным (с разделением потока мощности как минимум по двум ветвям). При использовании однопоточного привода МАЭ весь поток мощности проходит через гидрообъемную передачу. Во втором случае мощность передается как по гидравлической, так и по механической ветвям.

Рассмотрим кинематическую схему однопоточного гидрообъемного привода маховика в составе КЭУ (рис. 1). Гидрообъемный привод *1* устанавливают на входном валу трансмиссии *4* любого типа (ступенчатой или бесступенчатой). В работе [2] показана целесообразность такой компоновки. Энергия от двигателя *2* передается через фрикцион *3* и трансмиссию *4* к ведущим колесам *5* транспортной, в частности гусеничной машины. Поскольку начальная зарядка МАЭ *6* происходит с нулевой частоты вращения, то при вращении входного вала трансмиссии *4* гидрообъемный привод *1* содержит две регулируемые гидромашины, позволяющие отключать маховик от ведущих колес *5* при разгоне машины, в частности при переключении передач в механической трансмиссии.

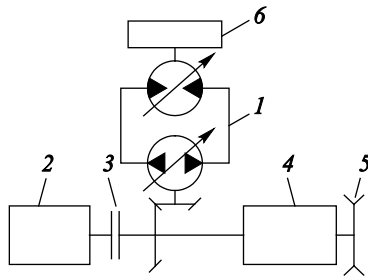


Рис. 1. Кинематическая схема однопоточного гидрообъемного привода маховика в составе КЭУ

Применение двух регулируемых гидромашин хотя и расширяет рабочий скоростной диапазон привода МАЭ, однако увеличиваются габаритные размеры и масса привода. Кроме того, увеличение рабочего скоростного диапазона гидрообъемной передачи снижает среднее значение КПД. Поэтому предположим, что регулируемой являет-

ся только одна гидромашина, соединенная с входным валом трансмиссии 4, а разобщение привода и трансмиссии механического типа в процессе переключения передач осуществляется с помощью элементов трансмиссии (фрикционов коробки передач), например, как указано в работе [5].

Применение одной регулируемой гидромашин в приводе МАЭ обосновано также тем, что при отборе энергии от маховика в процессе движения гусеничной машины достаточно обеспечить рабочий скоростной диапазон привода маховика d_m , равный двум (или трем), т. е. $2 \leq d_m \leq 3$ [5]. Тогда происходит отбор 75 % (или 89 %) начальной (максимальной) энергии от маховика, что вполне достаточно для обычных условий движения, за исключением особых случаев (снабжения энергией потребителей при стоянке машины и др.) [2].

Основным недостатком однопоточного привода МАЭ по сравнению с двухпоточным определен его низкий КПД, а также большие габариты и масса.

Кинематические схемы двухпоточного привода маховика. Для получения более высокого КПД в транспортном машиностроении широко используют передачи с разделением потока мощности. Суммирование или разделение потока мощности происходит, как правило, в дифференциальной передаче, которая может представлять собой планетарный механизм.

Назовем звено трехзвенного дифференциального механизма привода МАЭ, соединенное с валом ДВС, входным, а элемент, соединенный с валом маховика, — выходным. При этом поток мощности будет направлен от двигателя к маховику. При отборе энергии от МАЭ вследствие обратимости гидрообъемной передачи происходит изменение потока мощности, а функции гидромашин меняются на противоположные, т. е. гидронасос становится гидромотором, или наоборот.

Выше было указано, что в гидрообъемном приводе МАЭ достаточно использовать только одну регулируемую гидромашину, тогда возможных схем двухпоточной передачи с одним дифференциальным механизмом будет 12 (рис. 2).

Анализ схем двухпоточной передачи для использования в приводе маховика. Расчет схем выполним по общему методу [7]. Для получения высоких значений КПД в рабочем скоростном диапазоне двухпоточного привода МАЭ необходимо, чтобы мощность N_{Γ} , передаваемая гидравлической ветвью, была как можно меньшей по своему значению.

Обозначим мощность на входном валу двухпоточного привода МАЭ через $N_{\text{вх}}$. Введем начальное ограничение по максимальной мощности $N_{\Gamma \text{ max}}$, передаваемой гидравлической ветвью привода МАЭ, т. е. $|N_{\Gamma \text{ max}}| \leq 0,5N_{\text{вх}}$.

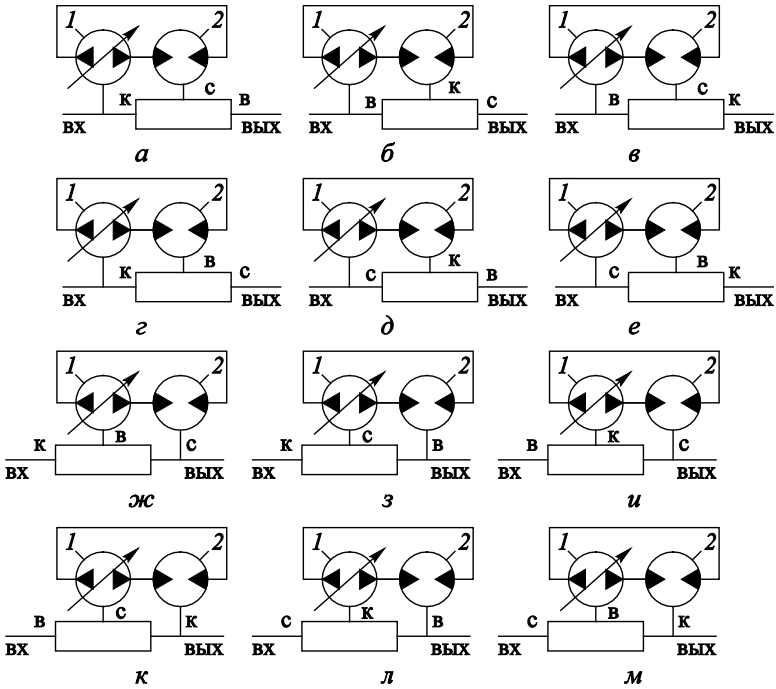


Рис. 2. Варианты включения гидрообъемного привода с одной регулируемой гидромашинной в состав двухпоточной передачи с одним трехзвенным дифференциальным механизмом на выходе (а–е) и входе (ж–м):

в — водило; к — коронная шестерня; с — солнечная шестерня; вх — входной вал; вых — выходной вал; 1 — гидронасос; 2 — гидромотор

Уравнение кинематики для дифференциального механизма запишем [8] в виде

$$(1 - i_{CK})\omega_B = \omega_C - i_{CK}\omega_K, \tag{1}$$

где i_{CK} — внутреннее передаточное число трехзвенного дифференциального механизма; ω_B , ω_C и ω_K — угловые скорости вращения соответственно водила, солнечной и коронной шестерен планетарной передачи.

Поскольку далее рассматривается дифференциальный механизм с отрицательным внутренним передаточным числом i_{CK} , уравнение (1) запишем в виде

$$(1 + k)\omega_B = \omega_C + k\omega_K, \tag{2}$$

где $k = -i_{CK}$ — характеристика планетарного ряда.

Трехзвенные дифференциальные механизмы обычно обеспечивают широкий диапазон изменения k — в пределах $1,33 \leq k \leq 4,0$ [8].

При применении специальных конструктивных мер этот диапазон может быть расширен — $1,0 \leq k \leq 10,0$ [9]. Однако при этом снизится КПД трехзвенного дифференциального механизма, поэтому в дальнейшем будем рассматривать обычные пределы изменения характеристики k .

Умножая обе части уравнения (2) на величину $30/\pi$, получаем приемлемое для анализа выражение в частотах вращения элементов планетарной передачи:

$$(1+k)n_B = n_C + kn_K. \quad (3)$$

Обозначим частоту вращения входного элемента дифференциального механизма через $n_{\text{вх}}$, а частоту вращения выходного элемента $n_{\text{вых}}$ (см. рис. 2).

Если разделить уравнение (3) на $n_{\text{вх}}$, можно получить выражение в относительных частотах вращения элементов планетарной передачи:

$$(1+k)\bar{n}_B = \bar{n}_C + k\bar{n}_K. \quad (4)$$

Примем относительную частоту вращения входного элемента дифференциального механизма $\bar{n}_{\text{вх}} = 1$, а частоту вращения выходного элемента механизма обозначим через \bar{n} .

Допустим, что относительные мощности на входе и выходе равны, т. е. $\bar{N}_{\text{вх}} = \bar{N}_{\text{вых}} = 1$. При этом передача энергии от МАЭ и к нему происходит без потерь энергии. Тогда при $\bar{n}_{\text{вх}} = 1$ относительный крутящий момент на входе дифференциального механизма $\bar{M}_{\text{вх}} = 1$, на выходе — $\bar{M}_{\text{вых}} = 1/\bar{n}$.

Теоретически получается, что при остановленном МАЭ, т. е. при $\bar{n} = 0$, момент на выходном валу двухпоточной передачи $\bar{M}_{\text{вых}} = \infty$. Однако на практике при значениях \bar{n} , близких к нулю, в гидравлической ветви гидрообъемного привода срабатывает предохранительный клапан, препятствующий превышению максимального рабочего давления. Таким образом, при малых значениях \bar{n} (в том числе при $\bar{n} = 0$), выходящих за пределы рабочего скоростного диапазона МАЭ d_M , работа гидрообъемного привода происходит при низких значениях КПД.

Согласно принятым выше обозначениям, выражения относительных частот вращения для схемы, представленной на рис. 2, а, имеют вид

$$\begin{aligned} \bar{n}_C &= \bar{n}_2; \\ \bar{n}_B &= \bar{n}_{\text{вых}} = \bar{n}; \\ \bar{n}_K &= \bar{n}_1 = \bar{n}_{\text{вх}} = 1. \end{aligned} \quad (5)$$

Относительную частоту вращения гидромотора \bar{n}_2 находим из уравнения (4) с учетом выражений (5):

$$\bar{n}_2 = (1 + k)\bar{n} - k. \quad (6)$$

Относительный момент на гидронасосе \bar{M}_1 (при передаче энергии от ДВС к МАЭ) определяется с учетом условия равновесия на входном звене трехзвенного дифференциального механизма из уравнения

$$\bar{M}_{\text{вх}} + \bar{M}_k + \bar{M}_1 = 0, \quad (7)$$

где

$$\bar{M}_k = -\bar{M}_{\text{вБК}} i_{\text{вБК}}^{(c)} = -\bar{M}_{\text{вых}} i_{\text{вБК}}^{(c)} = -\frac{k}{k+1} \frac{1}{\bar{n}}. \quad (8)$$

В выражении (8) $i_{\text{вБК}}^{(c)}$ представляет собой передаточное число от водила к короне (эпициклу) планетарного ряда при остановленной солнечной шестерне.

Следовательно,

$$\bar{M}_1 = \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\bar{n}}. \quad (9)$$

Из условия равновесия двух других звеньев дифференциального механизма (см. рис. 2, а) получаем выражение для относительного момента гидромотора \bar{M}_2 :

$$\bar{M}_c + \bar{M}_2 = 0, \quad (10)$$

где

$$\bar{M}_c = -\bar{M}_в i_{\text{вс}}^{(k)} = -\frac{1}{k+1} \frac{1}{\bar{n}}. \quad (11)$$

$$\text{Следовательно, } \bar{M}_2 = \frac{1}{k+1} \frac{1}{\bar{n}}. \quad (12)$$

Относительная мощность, проходящая через гидравлическую ветвь:

$$\bar{N}_\Gamma = \bar{M}_2 \bar{n}_2. \quad (13)$$

С учетом выражений (6) и (12)

$$\bar{N}_\Gamma = 1 - \frac{k}{k+1} \frac{1}{\bar{n}}. \quad (14)$$

Мощность, проходящую через механическую ветвь двухпоточной передачи, можно определить по выражению

$$\bar{N}_M = 1 - \bar{N}_\Gamma. \quad (15)$$

Для схемы, приведенной на рис. 2, а, эту мощность рассчитывают по формуле

$$\bar{N}_M = \frac{k}{k+1} \frac{1}{\bar{n}}. \quad (16)$$

Передаточное число гидрообъемного привода i_T в относительных частотах вращения ее элементов следует определять как отношение

$$i_T = \left| \frac{\bar{n}_2}{\bar{n}_1} \right|. \quad (17)$$

При использовании одной регулируемой гидромашины передачное число i_T ограничено пределами

$$i_T = \left| \frac{\bar{n}_2}{\bar{n}_1} \right| \leq 1. \quad (18)$$

Вследствие этого необходимо также наложить ограничения на величину \bar{n} , а следовательно, и на мощность, реализуемую приводом МАЭ.

Таким образом, с учетом формул (5) и (6) и ограничения по формуле (18), относительную частоту вращения выходного элемента \bar{n} дифференциального механизма можно определить из неравенства

$$\frac{k-1}{k+1} \leq \bar{n} \leq 1. \quad (19)$$

Относительную частоту вращения сателлитов находим после преобразования известной [8] формулы

$$\bar{n}_{ст} = \frac{2}{k+1} (\bar{n}_с - \bar{n}_в). \quad (20)$$

С учетом выражений (5) и (6) формула (20) для схемы, приведенной на рис. 2, а, принимает вид

$$\bar{n}_{ст} = \frac{2k}{k+1} (\bar{n} - 1). \quad (21)$$

Относительная суммарная мощность \bar{N} , передаваемая двухточечным приводом, равна

$$\bar{N} = \bar{N}_M + \bar{N}_T. \quad (22)$$

Подобным образом для остальных схем, приведенных на рис. 2, можно получить выражения, аналогичные формулам (5)–(22).

Зависимости относительных мощностей \bar{N}_M и \bar{N}_T от относительной частоты вращения \bar{n} при переменной величине k для схем с

дифференциальным механизмом на выходе и входе представлены графически (рис. 3). Здесь штриховые линии обозначают границы скоростного рабочего диапазона привода МАЭ d_m , допускаемые ограничением по формуле (18).

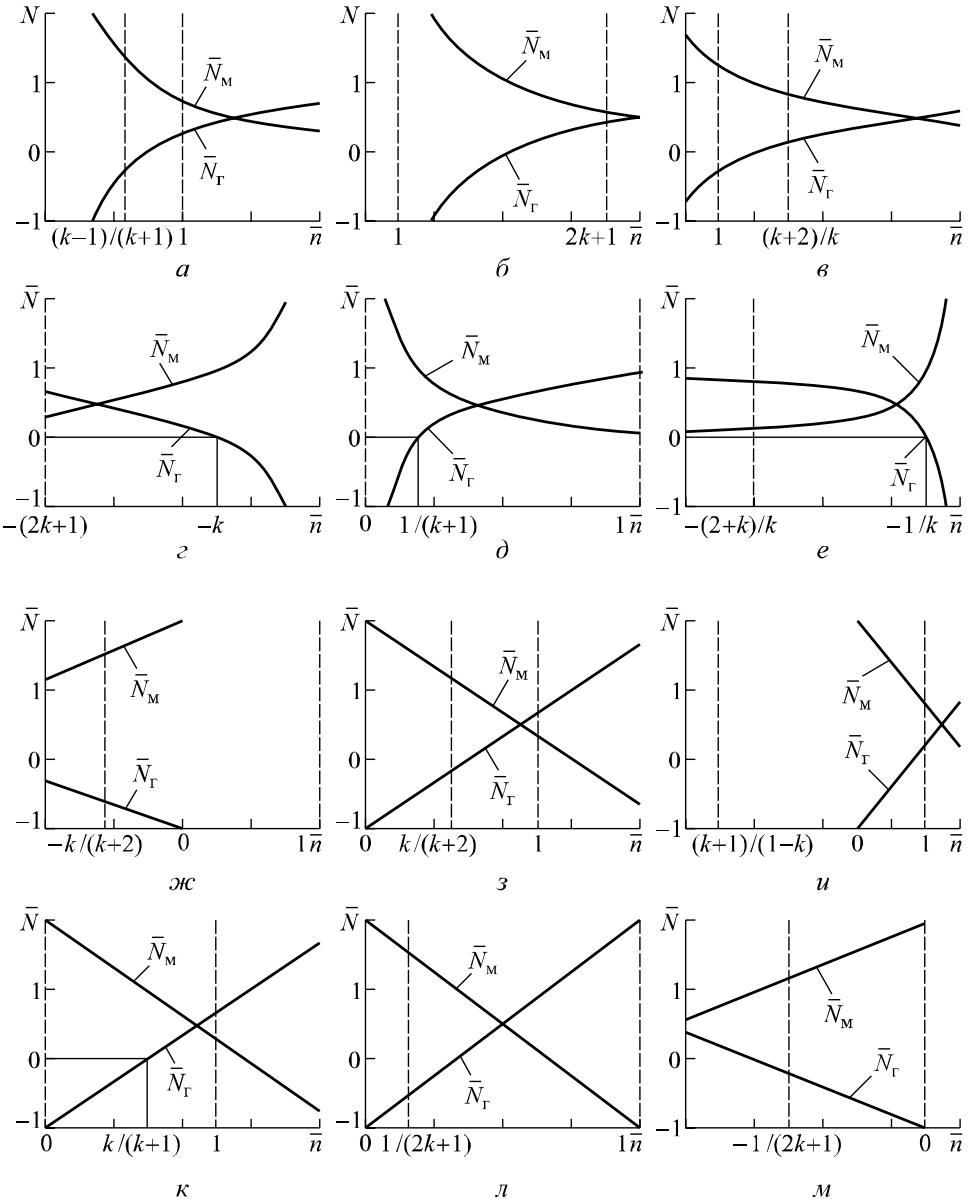


Рис. 3. Зависимости относительных мощностей от относительной частоты вращения при переменной величине характеристики планетарного ряда схем с дифференциальным механизмом на выходе (*a–e*) и входе (*ж–м*)

При $|\bar{N}| > 1$ возникает циркуляция мощности в приводе МАЭ, что приводит к снижению его КПД.

Задавая требуемый скоростной рабочий диапазон МАЭ $1 < d_m \leq 2$ с учетом ограничения гидрообъемного привода по максимальной мощности (например, для $|\bar{N}_r| \leq 0,5$) и варьируя значениями переменной k в интервале $1,5 \leq k \leq 4,0$, можно определить рациональные пределы изменения \bar{n} . Затем в целях повышения общего КПД двухпоточного привода устанавливаются оптимальные границы изменения мощности, проходящей через гидравлическую ветвь двухпоточной передачи.

В частности, для схемы, приведенной на рис. 2, а, принимая пределы изменения $0,5 \leq \bar{n} \leq 1,0$ (т. е. для $d_m = 2$), получаем на основании формулы (18) рациональные пределы изменения $1,5 \leq k \leq 2,0$, при которых мощность, передаваемая гидравлической ветвью привода, будет ограничена величиной $|\bar{N}_r| \leq 0,333$ (рис. 3, а).

Отрицательное значение \bar{N}_r свидетельствует о наличии циркулирующей мощности в приводе МАЭ с перегрузкой его механической ветви. Перегрузка гидрообъемного привода ($|\bar{N}| > 1$) допускается только в очень короткие промежутки времени и ограничена максимальным рабочим давлением $p_{m \max}$ гидравлической ветви, при превышении которого срабатывает предохранительный клапан, что приводит к работе привода на низких значениях КПД [2].

Для всех схем с дифференциальным механизмом на выходе (см. рис. 2) невозможно получить нулевую частоту вращения выходного вала, связанного с МАЭ, при вращении входного элемента привода, связанного с ДВС (см. рис. 1), без перегрузки гидравлической ветви передачи. Это означает, что режим зарядки маховика с нулевой скорости в течение некоторого промежутка времени будет сопровождаться низкими значениями КПД вследствие срабатывания предохранительного клапана гидрообъемного привода.

Зарядка МАЭ с нулевой скорости осуществляется, как правило, при длительных перерывах в работе машины или на стоянке [2]. Вероятность работы привода в таком режиме в процессе движения гусеничной машины при разрядке МАЭ мала, поэтому он вполне допустим.

Схемы а и д (см. рис. 2) являются замедляющими, т. е. при любых значениях k относительная частота вращения \bar{n} выходного вала передачи лежит в пределах $0 \leq \bar{n} \leq 1$. Остальные схемы передач с дифференциальным механизмом на выходе относятся к ускоряющим, причем для схем б и г не требуется установка дополнительного ре-

дуктора (мультипликатора) с большим передаточным числом на выходном валу привода МАЭ, например, как указано в работе [3]. Следует отметить, что если по мощностным показателям схемы b и z аналогичны, то по относительным скоростям вращения сателлитов схема z предпочтительнее, поэтому ее можно предложить для практической реализации на транспортных средствах с КЭУ.

В таблице приведены минимальное $\bar{N}_{\Gamma \min}$ и максимальное $\bar{N}_{\Gamma \max}$ значения относительной мощности \bar{N}_{Γ} , проходящей через гидрообъемный привод, а также пределы изменения (\bar{n}_{\min} и \bar{n}_{\max}) частоты вращения \bar{n} при различных значениях k для схем с дифференциальным механизмом на выходе и входе.

Все схемы с дифференциальным механизмом на входе (см. рис. 2) относятся к замедляющим, так как $0 \leq \bar{n} \leq 1$. При этом схемы $ж$, $и$, $к$ и $м$ обеспечивают нулевую частоту вращения \bar{n} выходного вала передачи при вращении входного элемента привода, связанного с ДВС.

Технические параметры для схем с дифференциальным механизмом на выходе и входе*

Схема (по рис. 2)	Характеристика планетарного ряда k	Рабочая скорость привода маховика d_m	Относительная частота вращения \bar{n}		Относительная мощность от гидравлической ветви привода	
			\bar{n}_{\min}	\bar{n}_{\max}	$\bar{N}_{\Gamma \min}$	$\bar{N}_{\Gamma \max}$
a	1,5	2	0,45	0,9	-0,333	0,333
	2		0,5	1,0		
	3,0		0,5	1,0		
b	1,5	2	1,875	3,75	-0,333	0,333
	2		2,25	4,5		
	3,0		2,625	5,25		
	4,0		3,75	7,5		
v	1,5	2	1,166	2,333	-0,429	0,285
	2		1	2		
z	1,5	2	-2,25	-1,125	-0,333	0,333
	2		-3,0	-1,5		
	2,5		-3,75	-1,875		
	3,0		-4,5	-2,25		
	4,0		-6,0	-3,0		
δ	1,5	2	0,3	0,6	-0,333	0,333
	2		0,25	0,5		
	3,0		0,1875	0,375		
	4,0		0,15	0,3		
e	1,5	2	-1,0	-0,5	-0,333	0,333
	2		-0,75	-0,375		
	3,0		-0,5	-0,25		
	4,0		-0,1875	-0,375		

*Серым цветом отмечены рациональные значения величин.

Схема (по рис. 2)	Характеристика планетарного ряда k	Рабочая скорость привода маховика d_m	Относительная ча- стота вращения \bar{n}		Относительная мощность от гидрав- лической ветви при- вода	
			\bar{n}_{\min}	\bar{n}_{\max}	$\bar{N}_{\Gamma \min}$	$\bar{N}_{\Gamma \max}$
<i>жс</i>	1,5	2	-0,4	-0,2	-0,867	-0,732
					Не подходит	
<i>з</i>	1,5	2	0,45	0,9	-0,25	0,5
	2	2	0,5	1,0	-0,25	0,5
	3,0	< 2	Не подходит			
	4,0		Не подходит			
<i>и</i>	1,5	2	0,5	1,0	-0,8	-0,6
					Не подходит	
<i>к</i>	1,5	2	0,45	0,9	-0,25	0,5
	2		0,5	1,0	-0,25	0,5
	3,0	2	0,5	1,0	-0,333	0,333
	4,0	2	0,5	1,0	-0,375	0,25
<i>л</i>	1,5	2	0,266	0,532	-0,333	0,333
	2		0,222	0,444		
	3,0		0,1665	0,333		
	4,0		0,1332	0,2665		
<i>м</i>	1,5	2	-0,25	-0,125	-0,625	-0,8125
					Не подходит	
	2	2	-0,2	-0,1	-0,6	-0,8
				Не подходит		

Из таблицы также следует, что единственной схемой с дифференциальным механизмом на входе, которая полностью отвечает требованиям, предъявляемым к двухпоточному приводу маховика, является схема, приведенная на рис. 2, л.

Заключение. Проведен анализ двухпоточных передач с одним трехзвенным дифференциальным механизмом и бесступенчатой ветвью для использования в приводе МАЭ, на основании которого можно сделать нижеследующие выводы.

Схемы б, з-е двухпоточной передачи с одним дифференциальным механизмом на выходе позволяют получить скоростной рабочий диапазон привода, равный двум для всех возможных значений k , что обеспечивает отбор 75 % начальной энергии маховика и передачу через гидрообъемную ветвь не более 1/3 суммарной мощности привода (см. рис. 2).

Для схемы а скоростной рабочий диапазон привода, равный двум, и передачу через гидрообъемную ветвь не более 1/3 суммарной мощности можно получить только для ограниченного интервала значений $1,5 \leq k \leq 2,0$, а для схемы в аналогичный результат получить вообще невозможно для любых значений k .

Схема $л$ с одним трехзвенным дифференциальным механизмом на входе позволяет получить скоростной рабочий диапазон привода, равный двум, для возможных значений $1,5 \leq k \leq 4,0$, что обеспечивает также передачу через гидрообъемную ветвь не более $1/3$ суммарной мощности. При этом схема $к$ позволяет получить такой же результат только для единственного значения $k = 3$.

Схемы с одним трехзвенным дифференциальным механизмом на входе менее пригодны для применения в приводе МАЭ ввиду того, что все они являются замедляющими ($\bar{n} \leq 1$) и имеют линейный характер изменения мощности от относительной частоты вращения привода (общего передаточного числа). Поскольку значения частот вращения маховиков, применяемых на транспортных средствах, достигают $60\,000 \text{ мин}^{-1}$ [10], то для этих схем на выходном валу передачи требуется установка дополнительного редуктора (мультипликатора), что приведет к снижению общего КПД системы и увеличению ее габаритов и массы.

Для схем $б$, $г$ – $е$ и $л$, по сравнению с полученными ранее [3] результатами, установочную мощность привода МАЭ можно увеличить в 1,5 раза без снижения общего КПД двухпоточной передачи.

Поскольку расширение скоростного рабочего диапазона d_m до значений $2 < d_m \leq 3$ для всех приведенных схем сопровождается увеличением доли мощности, проходящей через бесступенчатую ветвь, что приводит к снижению общего КПД привода МАЭ и в конечном счете к увеличению габаритных размеров и массы привода, то для практического применения на транспортной машине верхний предел скоростного рабочего диапазона следует ограничить значением $d_m = 2$.

Приведен алгоритм расчета потоков мощности двухпоточной передачи, формулы и выводы, которые можно использовать без существенных изменений в случае применения в приводе МАЭ электрической передачи вместо гидрообъемной. Для этого в схемах на рис. 2 регулируемую гидромашину следует заменить электродвигателем, а нерегулируемую — генератором, который может быть выполнен также регулируемым.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Джента Д. *Накопители кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем*. Москва, Мир, 1988, 430 с.
- [2] Забавников Н.А., Корсунский В.А., Герасимов А.Н., Иванов С.Ю. *Маховичный аккумулятор энергии транспортных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984, 44 с.

- [3] Корсунский В.А. Анализ динамических качеств транспортной машины с комбинированной энергетической установкой и с гидрообъемной трансмиссией. *Наука и образование*, 2013, № 9. DOI: 10.7463/0913.0602200 (дата обращения 12.01.2017).
- [4] Корсунский В.А. Динамические качества гусеничной машины с комбинированной энергетической установкой и механической трансмиссией при разгоне. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 10. URL: <http://engjournal.ru/articles/983/html> (дата обращения 26.01.2017).
- [5] Забавников Н.А., Корсунский В.А., Герасимов А.Н. *Динамика гусеничной машины с маховичным аккумулятором энергии*. Москва, Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1987, 44 с.
- [6] Корсунский В.А. Об оптимальном управлении гидрообъемно-механическим приводом при разгоне маховика. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация*, 2016, № 2, с. 16–24. DOI: 10.7463/aplts.0216.0837892 (дата обращения 19.01.2017).
- [7] Иванченко П.Н., Савельев Н.М., Шапиро Б.З., Вовк В.Г. *Электромеханические передачи (теория и расчет)*. Москва, Машгиз, 1962, 432 с.
- [8] Красненьков В.И., Вашец А.Д. *Проектирование планетарных механизмов транспортных машин*. Москва, Машиностроение, 1976, 272 с.
- [9] Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. *Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 142 с.
- [10] Hanlon M. Volvo touts mechanical KERS for future road cars (but fails to mention partners Flybrid & Torotrak). *Gizmag.com* 2011, June 1. URL: <http://www.gizmag.com/volvo-touts-mechanical-kers-technology-for-road-cars/18772/> (дата обращения 26.01.2017).

Статья поступила в редакцию 08.02.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Корсунский В.А. Анализ двухпоточных передач и выбор рациональной схемы для использования в приводе маховичного аккумулятора энергии транспортной машины *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 7.
<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-7-1638>

Корсунский Владимир Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 70 научных работ в области гусеничных машин специального назначения и мобильных роботов. e-mail: vakormgtu@mail.ru

Analysis of double-flow transmissions and selection of a rational design to be used in the flywheel energy storage drive of a vehicle

© V.A. Korsunskiy

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

Using the methodology suggested, we compared double-flow transmission designs with a single three-link differential and a hydrostatic path that are to be used in the flywheel energy storage drive of a vehicle equipped with a combined power plant comprising an internal combustion engine and a secondary power source. We developed an algorithm and calculated power flow parameters for a double-flow flywheel drive. We analysed double-flow transmissions and selected a rational design to be implemented in a vehicle. We estimated the effect that the operating speed range of a flywheel energy storage system and the internal gear ratio of a three-link differential may have on the power transmitted by a hydrostatic mechanical drive. We provide an assessment of how limiting the gear ratio of a hydrostatic transmission may affect the power transmitted and the speed range of a double-flow drive.

Keywords: combined power plant, flywheel energy storage, hydromechanical drive, flywheel, operating speed range, transmission, vehicle

REFERENCES

- [1] Genta G. *Kinetic energy storage: theory and practice of advanced flywheel systems*. London, Butterworths, 1985, 362 p. [In Russ.: Genta G. *Nakopiteli kineticheskoy energii. Teoriya i praktika sovremennykh makhovichnykh sistem*. Moscow, Mir Publ., 1988, 430 p.].
- [2] Zabavnikov N.A., Korsunskiy V.A., Gerasimov A.N., Ivanov S.Yu. *Makhovichnyy akkumulyator energii transportnykh gusenichnykh mashin* [Flywheel energy storage for track-laying vehicles]. Moscow, BMSTU Publ., 1984, 44 p.
- [3] Korsunskiy V.A. *Nauka i obrazovanie — Science and Education*, 2013, no. 9. DOI: 10.7463/0913.0602200 (accessed 12 January, 2017).
- [4] Korsunskiy V.A. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, iss. 10. Available at: <http://engjournal.ru/articles/983/html> (accessed 26 January, 2017).
- [5] Zabavnikov N.A., Korsunskiy V.A., Gerasimov A.N. *Dinamika gusenichnoy mashiny s makhovichnym akkumulyatorom energii* [Dynamics of track-laying vehicles with flywheel energy storage]. Moscow, BMSTU Publ., 1987, 44 p.
- [6] Korsunskiy V.A. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya — Machines and Plants: Design and Exploiting*, 2016, no. 2, pp. 16–24. DOI: 10.7463/aplts.0216.0837892 (accessed 19 January, 2017).
- [7] Ivanchenko P.N., Savelev N.M., Shapiro B.Z., Vovk V.G. *Elektromekhanicheskie peredachi (teoriya i raschet)* [Electromechanical transmissions (theory and calculations)]. Moscow, Mashgiz Publ., 1962, 432 p.
- [8] Krasnenkov V.I., Vashets A.D. *Proektirovanie planetarnykh mekhanizmov transportnykh mashin* [Designing planetary mechanisms for vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 272 p.

- [9] Sharipov V.M., Krumboldt L.N., Marinkin A.P. *Planetarnye korobki peredach kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Planetary gear boxes of wheeled and track-laying vehicles]. Moscow, BMSTU Publ., 2000, 142 p.
- [10] Hanlon M. Volvo touts mechanical KERS for future road cars (but fails to mention partners Flybrid&Torotrak). *Gizmag.com* 2011, June 1. Available at: <http://www.gizmag.com/volvo-touts-mechanical-kers-technology-for-road-cars/18772/> (accessed 26 January, 2017).

Korsunskiy V.A. (b. 1950) graduated from Bauman Moscow Higher Technical School in 1976. Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Multi-purpose Track-laying Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 70 scientific publications in the field of special-purpose track-laying vehicles and mobile robots. e-mail: vakormgtu@mail.ru