

Подвижность быстроходных и специальных тяговых машин, трансмиссии которых оснащены гидрообъемной передачей.

к.т.н., проф. Крумбольдт Л.Н., Головашкин Ф.П.
МГТУ «МАМИ»

Введение

Первая попытка применения гидрообъемной передачи на самоходной машине была осуществлена в конце XIX столетия. Американец Ч. Мэнли установил ее в трансмиссии автомобиля грузоподъемностью 5 тонн.

Практическое использование гидрообъемной передачи началось в первую мировую войну на английских танках, в трансмиссию которых устанавливалась двухпоточная муфта «Джени Вильямс». Позднее ею компоновались трансмиссии автомобилей и тепловозов. [1]

Применение гидрообъемной передачи на самоходных машинах в те далекие годы было не случайным. Она обладала особыми качествами: бесступенчатым изменением скорости вращения ее выходного звена, свойством реверсивного механизма, не изменяя направления вращения приводного вала регулируемого объемного насоса. Гидрообъемная передача – несаморегулируемая и подчиняется воле водителя. И все же, производство их для транспортных средств было прекращено из-за низких энергетических показателей (низкого КПД и огромной удельной массы – 8,3 кг/кВт).

Потребовался длительный период совершенствования гидравлических машин, чтобы они смогли конкурировать по техническим и эксплуатационным показателям с современными механизмами и агрегатами трансмиссий быстроходных и тяговых специальных машин.

1. Подвижность быстроходных и специальных транспортных средств

Под подвижностью образца (машины) понимается свойство перемещаться по дорогам и местности в условиях заданных ограничений.

В этой формулировке требуется разъяснение только одного – что такое «заданные ограничения». Известно, что каждого типа машин назначаются или задаются предельные условия, в которых машина должна двигаться. Например, сельскохозяйственный трактор и гоночная машина «Формулы 1».

Машины первого типа должны быть в состоянии не только перемещаться в тяжелых дорожно-грунтовых условиях (пахота, культивация, мокрый луг и т.п.), но и работать совместно с навесными и прицепными сельскохозяйственными машинами, составляя машинно-тракторный агрегат (МТА). При этом от них не требуют высоких скоростей движения по хорошим дорогам, способности преодолевать препятствия, совершать многосуточные марши.

Второй тип машин предназначен для движения не просто по хорошим, а по очень хорошим дорогам, имеющим специальный профиль и специальное покрытие, и при этом развивать очень высокую скорость движения.

От машин военного назначения требуют совместить реально несовместимое – по дорогам мчаться со скоростью легкового автомобиля и быть в состоянии двигаться в тяжелых условиях сильно пересеченной местности.

Поэтому для каждого типа машин задаются свои требования, характеризующие условия, в которых машина должна проявлять необходимые показатели подвижности. Это и имеется в виду в формулировке «при заданных ограничениях».

Что же касается боевых бронированных машин, то для них свойство подвижности сложное, оно проявляется в разных условиях по разному.

К составным частям (подсвойствам) подвижности относятся быстроходность, проходимость, маневренность и транспортабельность.

Показателем критерия подвижности боевых бронированных машин является средняя скорость движения V_{cp} по совокупности дорожных условий.

2. Основные конструктивные составные части машины, обеспечивающие подвижность

Подвижность машины обеспечивают три основные системы: силовая установка (двигатель с обслуживающими системами) трансмиссия с приводами управления и ходовая часть.

2.1. Силовые установки современных наземных машин

Источниками энергии современных боевых бронированных и специальных машин, рассматриваемых нами, являются – бензиновые, дизельные и газотурбинные (ГТД) двигатели.

Бензиновые двигатели таких машин постепенно утрачивают свои позиции. Они используются в основном на колесных машинах (автомобили).

Наибольшее распространение на сегодняшний день получили дизельные двигатели, как наиболее экономичные и менее пожароопасные по сравнению с бензиновыми. Увеличивается доля газотурбинных двигателей, которые считаются развивающимся типом источников энергии.

Не рассматривая всех деталей конструкции и работы этих трех типов двигателей достаточно ограничиться полной и универсальной характеристикой, которой является внешняя характеристика, т. е. зависимость мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива от частоты вращения вала при полной подаче топлива, рис. 1а и 1б. При этом не будем строго соблюдать масштаб и величины наносимых на рисунок значений, поскольку нас интересует лишь принципиальный характер изменения этих показателей.

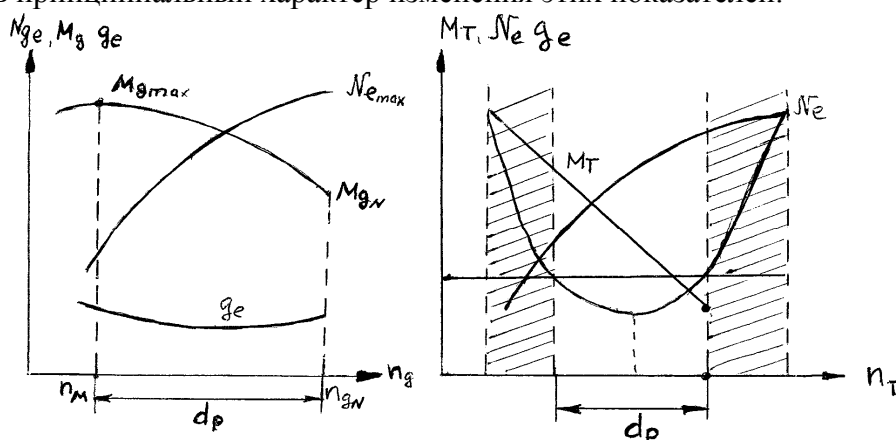


Рис. 1. Внешние характеристики дизельного и газотурбинного двигателей.

На рис. 1 приняты следующие обозначения:

N_e - мощность двигателя, кВт;

M_g - крутящий момент двигателя, Нм;

g_e - удельный расход топлива, г/кВт·ч;

M_T - крутящий момент силовой турбины, Нм;

n_g - частота вращения коленчатого вала дизельного двигателя, мин⁻¹;

n_T - частота вращения силовой турбины ГТД, мин⁻¹ (удобнее пользоваться с⁻¹).

Отношение максимального крутящего момента к моменту при номинальной мощности принято называть коэффициентом приспособляемости двигателя - $K_{ПП}$. Он характеризует способность двигателя приспособляться к условиям движения, т. е. автоматически увеличивать свою нагрузку (по моменту) при возрастании сопротивления движению, соответственно снижая при этом частоту вращения вала n_g (турбины n_T).

$$K_{ПП} = \frac{M_{gmax}}{M_{gN}} \quad (1)$$

Для дизельных двигателей $K_{ПП} = 1,10-1,27$. У ГТД отношение $\frac{M_{Tmax}}{M_{TN}}$ значительно больше. Очевидно, что чем больше коэффициент приспособляемости, тем реже возникает

необходимость в переключении передач в коробке передач трансмиссии и тем выше будет средняя скорость машины V_{cp} . У ГТД этот показатель составляет величину 2,0 – 2,7.

2.2. Необходимость трансмиссии.

Второй системой необходимой для обеспечения подвижности служит трансмиссия.

Но прежде чем рассматривать какие-то технические аспекты трансмиссий, напомним их необходимость.

Запишем условие движения машины:

$$P_{ГР} \geq P_g \geq R_{\Sigma}, \quad (2)$$

где: $P_{ГР}$ - сила тяги по грунту;

P_g - сила тяги по двигателю;

R_{Σ} - суммарное сопротивление движению.

Если нарушена левая часть, т. е. грунт не удерживает гусениц или ведущих колес, то происходит буксование, и машина останавливается.

Если нарушена правая часть, т. е. сила сопротивления превосходит силу тяги на ведущих колесах по двигателю, то машина двигаться не может, и двигатель глохнет. Интересен второй случай. Только что установлено, коэффициент приспособляемости даже у ГТД всего $\kappa_{ДР} = 2,0 - 2,7$, а сопротивление движению может изменяться в 10 – 12 раз (например, с бетонного шоссе съезжаем на мокрый луг или стерню). Следовательно, должна быть предусмотрена такая система, которая изменяла бы крутящий момент двигателя в 8 – 10 раз. Эта функция и возлагается на трансмиссию.

Итак, трансмиссия – это совокупность агрегатов и механизмов, предназначенная для передачи энергии двигателя на ведущие колеса движителя и изменения крутящего момента на них и скорости движения машины в более широком диапазоне, чем это может двигатель.

На трансмиссию возлагается еще множество задач, таких как кратковременное отключение двигателя от ведущих колес, осуществление поворотов, замедление и экстренное торможение машины, движение задним ходом и т.п. Поэтому современные трансмиссии представляют собой сложную конструкцию, содержащую следующие основные составные части:

- устройства для соединения и разъединения трансмиссии от двигателя;
- преобразователь крутящего момента;
- механизм поворота;
- бортовые редукторы;
- реверсивный механизм;
- приводы управления.

2.3. Ходовая часть

Ходовая часть современных машин может иметь различное конструктивное исполнение, но наибольшее распространение получили машины с колесными и гусеничными движителями.

Ходовая часть машин военного назначения не должна ограничивать их расчетной средней скорости движения по совокупности дорожных условий, обеспечивая при этом высокую проходимость и необходимую возможность преодоления естественных и искусственных препятствий. Составными частями ходовой части являются система поддрессирования и движитель.

Назначение системы поддрессирования (подвески) состоит в обеспечении удовлетворительного колебательного процесса, позволяющего экипажу нормально выполнять свои функции.

В настоящее время широкое распространение получает пневмогидравлическая подвеска, упругим элементом которой является газ (воздух или азот), причем, в такой подвеске в одном устройстве совмещаются упругий и демпфирующий элементы, что позволяет существенно снизить удельный вес и габариты узлов подвески.

Упругий элемент пневмогидравлической подвески обладает нелинейной характеристикой, рис. 2.

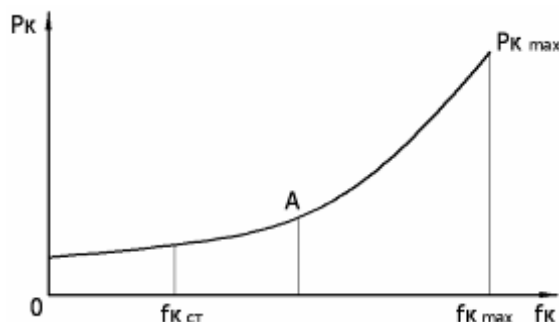


Рис. 2. Нелинейная приведенная характеристика подвески.

У такой подвески модуль жесткости упругого элемента переменный, он увеличивается по мере возрастания деформации рессоры. При малых перемещениях опорного катка (до точки А) подвеска «мягкая», модуль жесткости мал и сравнительно постояен. Это обеспечивает высокую плавность хода машины и соответственно повышение качества и производительности работы экипажа.

Во избежание тряски корпуса мягкая подвеска желательна и при движении по дорогам с мелкими неровностями. При больших перемещениях катка модуль жесткости увеличивается и подвеска становится более жесткой. Это обеспечивает достаточно высокую скорость движения по совокупности дорожных условий без ударов балансиров в ограничители хода.

Наиболее простым конструктивным решением подвески с линейной характеристикой является сочетание мягкой торсионной подвески с мощным пружинным ограничителем хода. На рис. 3 представлена приведенная характеристика такой подвески.

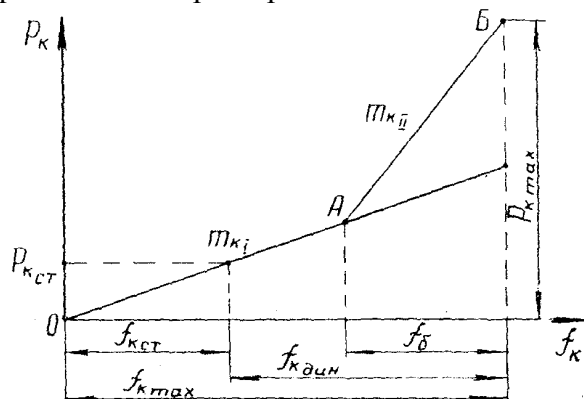


Рис. 3. Приведенная характеристика торсионной подвески с пружинным ограничителем хода.

При малых перемещениях катка (график ОА) работает только торсион, обеспечивая малую жесткость ($m_{кI}$) подвески. На втором участке АБ характеристики вступает в работу буферная пружина, жесткость подвески ($m_{кII}$) резко возрастает, т. к. торсион и буфер работают совместно. Такая подвеска нашла самое широкое распространение на различных образцах быстроходных гусеничных машин.

Другим важным показателем системы поддресоривания, кроме приведенного модуля жесткости, является удельная потенциальная энергия подвески λ , определяемая отношением потенциально й энергии всех рессор и пружинных ограничителей хода к поддресоренной силе тяжести машины (касается подвески, приведенной на рис. 4).

$$\lambda = \frac{n_k m_{кI} f_{к max}^2 + n_b m_{II} f_{б max}^2}{0,9mg} \quad , \text{ м} \quad (2)$$

где: n_k и n_b - число опорных катков и пружинных упоров на один борт корпуса машины;

m_{kl} и m_b - соответственно модуль жесткости торсионного вала и буферной пружины, Н/м;

$f_{k \max}$ - максимальный ход опорного катка, м;

$f_{b \max}$ - максимальная деформация буферной пружины;

m - подрессоренная масса машины;

g - ускорение силы тяжести.

Физически, удельная потенциальная энергия, выраженная в метрах, представляет собой высоту, с которой можно сбросить машину на опорные катки и при этом рессоры подвески сожмутся полностью, а балансиры коснутся ограничителей хода без ударов. Для современных быстроходных гусеничных машин имеющую приведенную характеристику подвески аналогичную приведенной на рис. 4, удельная потенциальная энергия составляет величину $\lambda = 0,75 - 0,9$ м.

Высокая плавность хода достигается переменным модулем жесткости подвески (рис. 2 и 3) и периодом собственных колебаний корпуса машины, который должен быть в пределах 1,2 – 1,55 сек и определяется по зависимости

$$T_{\varphi} = 2\pi \sqrt{\frac{J_y}{m_{\kappa} \sum_{i=1}^n l_i^2}}, \quad (3)$$

где: T_{φ} - период собственных продольных угловых колебаний, сек;

J_y - момент инерции подрессоренных частей машины относительно поперечной оси, проходящей через ее центр тяжести, кг·м²;

l_i - среднее расстояние от центра тяжести машины до осей опорных катков, м.

Удельная потенциальная энергия торсионной подвески и высокая прочность ее торсионных валов, изготовленных из легированной стали и прошедших специальную технологическую обработку (накатка поверхности, заневоливание), определяют живучесть подвески. Последняя оценивается величиной максимального напряжения сдвига (кручения) $[\tau]_{\max} = 1000 - 1100$ МПа.

Второй составной частью ходовой части специальных машин является гусеничный движитель, представляющий совокупность узлов и механизмов, преобразующих вращательное движение выходных валов трансмиссии в поступательное движение машины. Благодаря хорошему сцеплению гусениц с грунтом движитель реализует тяговое усилие для движения машины.

Основными требованиями к гусеничному движителю являются обеспечение высокой проходимости по совокупности дорожных условий и преодоление естественных и искусственных препятствий.

В состав гусеничного движителя входят ведущие колеса, гусеничные цепи, механизмы натяжения гусениц, опорные и поддерживающие катки, направляющие колеса.

В данном разделе, мы рассмотрели лишь некоторые вопросы обеспечения одного из трех основных свойств специальных быстроходных гусеничных машин – подвижности. Однако, при исследовании и проектировании ходовых частей машин различного назначения, вопросы подвижности необходимо рассматривать в комплексе с другими основными системами, т. к. «двигатель - трансмиссия – движитель» - составляют единую динамическую систему.

3. Гидрообъемные передачи

Гидрообъемные передачи применительно к трансмиссиям рассматриваемых машин выполняются по схеме с замкнутым кругом циркуляции рабочей жидкости. В качестве таковой применяются маловязкие минеральные масла (МГЕ-4А, «РМ» с кинематической вязко-

стью при температуре $t = +50^{\circ}C - 4 - 5$ сСт), средневязкие рабочие жидкости (МГЕ-А, «ВМГЗ», АМГ-10 с кинематической вязкостью при температуре $t = +50^{\circ}C - 10 - 15$ сСт).

Гидравлические машины, составляющие гидрообъемную передачу, входящую в трансмиссию самоходных машин должны быть высокооборотными и работать при высоких давлениях рабочей жидкости (35 – 42 МПа).

Эти качества в наибольшей мере сочетаются в аксиально-поршневых гидравлических машинах, обладающих высоким КПД, таблица 1.

Таблица 1.

Основные данные аксиально-поршневых регулируемых и не регулируемых гидравлических машин

Типо-размер	Рабочий объем, л/об	Давление, МПа		Частота вращения, мин ⁻¹		Мощность, кВт	Крутящий момент номинальный, Нм	Масса, кг		Макс. крутящий момент при давлении 35 МПа, Нм	Установочная мощность, кВт
		Номин.	Макс.	Номин.	Макс.			Регулируемые	Нерегулируемые		
20	0,033	21	35	3800	3800	46	110	44	27,2	161	64,1
21	0,052	21	35	3500	3500	68,5	170	53	34,5	258	94,2
22	0,070	21	35	3200	3200	85	230	61	40,0	339	115,5
23	0,089	21	35	2900	2900	97	294	78	47,2	446	134,0
24	0,119	21	35	2700	2700	122	392	124	70,0	593	167,0
25	0,166	21	35	2400	2400	150	545	163	79,4	828	207,0
26	0,227	21	35	2100	2100	178	750	233	104,3	1133	256,0
27	0,334	21	35	1900	1900	240	1100	268	153,3	1667	331,0
28	0,559	21	35	1800	1800	380	1850	469	310,3	2785	523,0

В конструкцию наиболее распространенной в транспортном машиностроении гидрообъемной передачи (рис. 4), входит регулируемый аксиально-поршневой насос А и такого же типа гидромотор Б. Обе гидравлические машины соединяются между собой гидролиниями 5, образуя замкнутый круг циркуляции рабочей жидкости, с изоляцией нагнетающей полости от всасывающей.

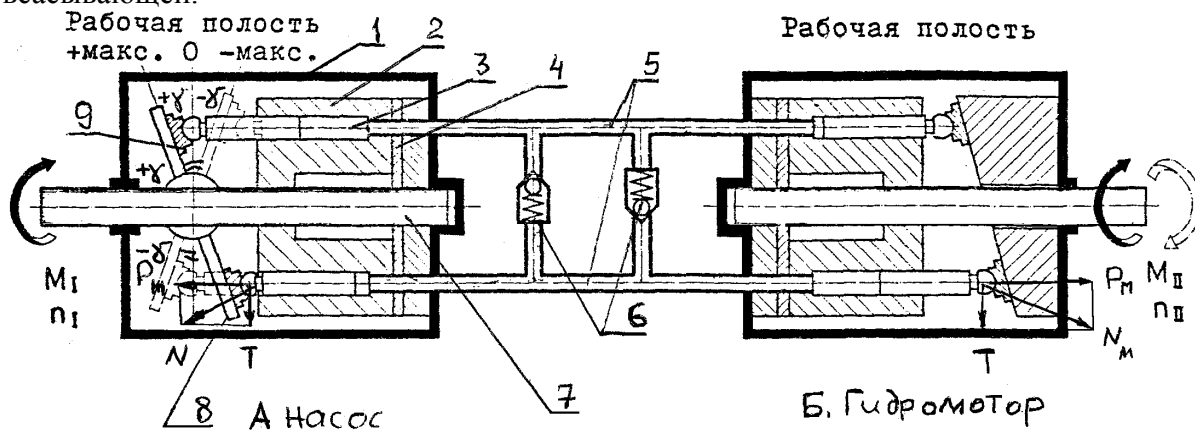


Рис. 4. Гидрообъемная передача с аксиально-поршневыми гидравлическими машинами.

В корпусе 1 насоса на шлицах приводного вала 7 закреплен блок цилиндров 2, в расточках которого установлены поршни 3, опирающиеся на опорные башмаки наклонного диска 8. Они совершают при работе гидрообъемной передачи поступательное движение относительно расточек блока цилиндров, а совместно с ним – вращательное. При этом величина хода поршней может изменяться за счет принудительной установки положения наклонного диска 8.

Исходное положение наклонного диска – вертикальное, перпендикулярное оси приводного вала 7, при котором подача насоса нулевая, исключая поступательное перемещение поршней 3 ($Q_n = 0$).

Максимальное отклонение в обе стороны ограничено и не превышает $\pm 18^\circ$, т.к. крутящий момент гидравлических машин такой конструкции формируется на поршнях 3.

Необходимой составной частью гидравлической машины является распределительное устройство – прецизионная антифрикционная пара – поверхность блока цилиндров 2 и распределительный диск 4 (см. рис. 4 и 5).

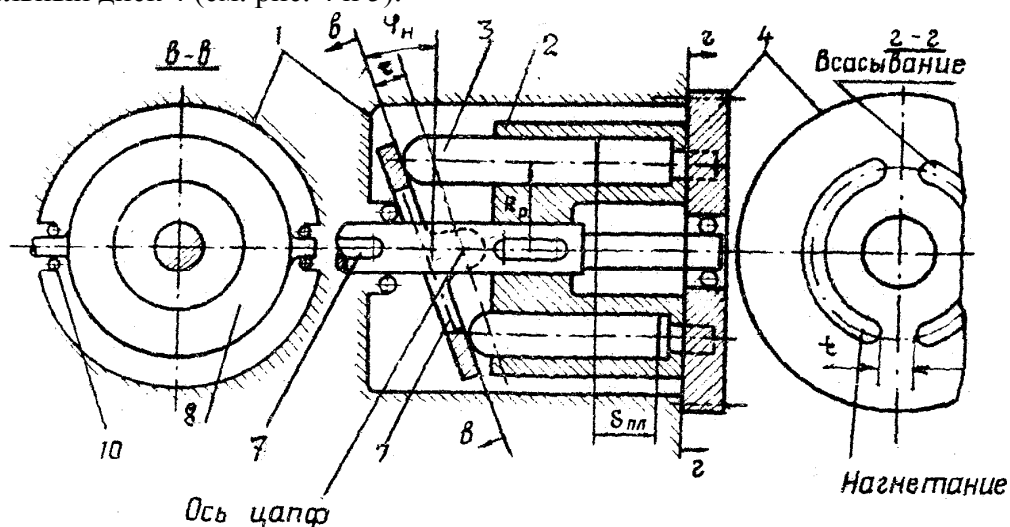


Рис. 5. Наклонный и регулируемый диски регулируемого аксиально-поршневого насоса.

Выход и вход рабочей жидкости в блоке цилиндров осуществляется через проходные окна (по числу расточек под цилиндры), а в распределительном диске через серповидные окна, рис. 5. В этом устройстве осуществляется герметичное отделение нагнетающей полости от всасывающей, благодаря выполнению условия

$$t = (1,1 \dots 1,2)d,$$

где: t – ширина перемычки;

d – ширина проходного окна блока цилиндров (диаметр цилиндра).

Нерегулируемый гидромотор (рис. 5), односторонний с насосом, имеет те же составные части и размеры. Отличием является опорный диск, поверхность которого наклонена на максимальный угол 18° .

Защита деталей гидравлических машин гидрообъемной передачи обеспечивается предохранительными клапанами 6, которые настраиваются на давление рабочей жидкости, равное 42 МПа.

Общая гидравлическая система включает также систему подпитки, обеспечивающую создание напора во всасывающей гидролинии. Система подпитки объединена с системой охлаждения и имеет автономный источник энергии – шестеренный насос, предохранительный и обратные клапаны, через которые рабочая жидкость нагнетается во всасывающую магистраль круга циркуляции.

Изменение производительности насоса А (рис. 5), осуществляется поворотом наклонного диска 8 при максимальной частоте вращения приводного вала 7 блока цилиндров 2. Именно в этом режиме реализуется высокий объемный КПД гидравлической машины. На рис. 5 при вращении приводного вала, указанного стрелкой, нижняя гидролиния 5 становится нагнетающей, а верхняя – всасывающей. Насос преобразует механическую энергию двигателя в гидравлическую. В гидромоторе эта работа превращается обратно в механическую, в процессе которой формируется крутящий момент, снимаемый с его вала.

Теоретическая производительность (подача) регулируемого насоса Q_n определяется из зависимости

$$Q_n = e_n V_{он} n_{n \max}, \quad (4)$$

где: $V_{он}$ - рабочий объем насоса – его подача за один оборот приводного вала, см³/об (л/об, м³/об);

n_{nmax} - максимальная частота вращения приводного вала блока цилиндров, об/мин;

e_n - параметр регулирования рабочим объемом насоса.

$$e_n = \frac{V_n}{V_{он}}, \quad (5)$$

где: V_n - текущий объем насоса см³/об (л/об, м³/об).

Текущий объем регулируемого реверсированного насоса изменяется в пределах $-V_{он} \leq -V_n \leq 0 \leq +V_n \leq +V_{он}$, следовательно, и параметр регулирования e_n изменяется в пределах

$$-1,0 \leq -e_n \leq 0 \leq +e_n \leq +1,0 \quad (6)$$

Согласно (4) и (5), не изменяя направления вращения приводного вала блока цилиндров, рис. 5 можно изменить направления вращения вала гидромотора.

При установке такой гидрообъемной передачи в трансмиссию самоходной машины не потребуются специальных механизмов и агрегатов для обеспечения заднего и длительного холостого ходов.

В полнопоточных гидрообъемных передачах возможны три варианта регулирования скорости вращения вала выходного звена, которым является вал гидромотора:

1) в гидрообъемной передаче с регулируемым насосом и нерегулируемым реверсивным гидромотором, рис. 5;

2) в гидрообъемной передаче с нерегулируемым насосом и реверсивным регулируемым гидромотором;

3) в гидрообъемной передаче с регулируемыми гидравлическими машинами.

Все три варианта гидрообъемных передач обладают жесткими механическими характеристиками, представляющими собой математическую зависимость мощности N_G и крутящего момента гидромотора M_G от частоты вращения его вала - n_G , $N_G = f(n_G)$, $M_G = f(n_G)$.

3.1. Установочная мощность

Установочная мощность $N_{Густ}$ - это показатель, по которому выбирается гидрообъемная передача, состоящая из однотипных по рабочему объему гидравлических машин.

Эта величина определяется произведением максимального крутящего момента, действующего на вал гидравлической машины, на ее максимальную угловую скорость.

Например, для гидромоторов

$$N_{Густ} = M_{Gmax} \omega_{zmax} = V_{оз} \frac{\Delta p_{max} \cdot n_{zmax}}{60}, \text{кВт} \quad (81)$$

где: M_{Gmax} - максимальный крутящий момент, снимаемый с вала гидромотора, Нм;

ω_{zmax} , n_{zmax} - соответственно максимальные угловая скорость, 1/с и частота вращения вала гидромотора, мин⁻¹.

По максимальной частоте вращения вала гидромотора определяется максимальная скорость проектируемой машины с гидрообъемной трансмиссией, а по максимальному крутящему моменту - ее максимальное тяговое усилие, соответствующее максимальному рабочему давлению жидкости - Δp_{max} .

Установочная мощность ни в коем случае не может быть исходной величиной для выбора двигателя, в противном случае он всегда будет работать с недогрузкой.

4. Полнопоточные гидрообъемные передачи в трансмиссиях специальных машин

Гидрообъемные передачи получили наиболее широкое распространение в тракторо-

строении и в сельскохозяйственных машинах. Не смотря на более низкий КПД (примерно на 10 %) по сравнению с механическими трансмиссиями тракторов, они обеспечивают более высокую производительность в результате увеличения загрузки двигателя, облегчения управления трактором (нет трудоемких операций, связанных с управлением муфтой сцепления и коробкой передач) и обеспечения лучшей маневренности, что влечет уменьшение затрат времени на повороты. При установке на тракторе МТЗ-50 гидрообъемной трансмиссии вместо механической коэффициент загрузки двигателя увеличился на пахоте от 0,827 до 0,854, на уборке картофеля от 0,791 до 0,947, а посеве зерна от 0,626 до 0,765. В результате этого производительность трактора увеличилась на пахоте, дисковании, культивации и посеве на 6 – 18%, при скашивании трав и зерновых культур на 16 – 18%, на уборке кукурузы, свеклы, картофеля и перевозки грузов на 18 – 30%. Затраты времени на повороты трактора уменьшились на 30 – 35 %. [1]

В результате проведенных фирмой «Интернэшнл Харверстер» (США) сравнительных испытаний универсально-пропашного трактора класса 1,4 с гидрообъемной и механической трансмиссиями выявлено, что гидрообъемная трансмиссия (ГОТ) увеличивает производительность трактора на подборе и брикетировании сена на 28,9%, на погрузочных работах до 24,9%, на заготовке фуража до 25,4% и на пахоте до 7,4%. [1]

Большинство серийно выпускаемых ГОТ тракторов имеет ручное управление, при котором не представляется возможным использовать двигатель на оптимальных режимах работы. Но гидрообъемная передача – несаморегулируемая, легко поддается автоматизации управления. При установке на трактор вместо гидрообъемной трансмиссии с ручным управлением ГОТ с автоматическим управлением, по данным И.Н. Серебрякова, производительности машинно-тракторного агрегата (МТА) на культивации кукурузы повышается на 23%, а расход топлива снижается на 18,3%. [1].

4.1. Гидрообъемные трансмиссии тракторов

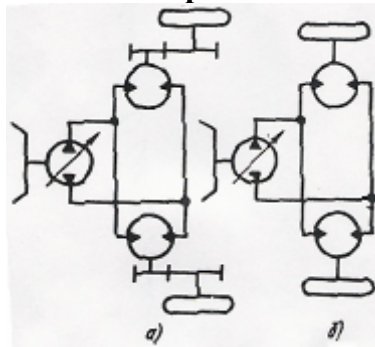


Рис. 6. Гидрообъемная трансмиссия трактора: а) с одноступенчатой гидромеханической передачей; б) с гидродинамической передачей.

На рис. 6 б показана гидрообъемная трансмиссия трактора, содержащая всего три гидравлические машины: регулируемый высокооборотный насос и два нерегулируемых высокомоментных, низкооборотных реверсивных гидромотора, встроенных в ведущие колеса движителя трактора.

На рис. 7 показано экспериментальное «мотор-колесо» МРО-1,6, конструкции «НАТИ». Оно содержит высокомоментный гидромотор с шатунной связью с поршнями и с внутренним эксцентриковым валом. Гидромотор имеет неподвижный блок цилиндров 2, укрепленный на остова трактора и вращающийся эксцентрик 5, вал которого жестко соединен с ободом ведущего колеса. В блоке цилиндров размещены поршни 3 с чугунными уплотнительными кольцами. Усилие от поршней к эксцентрику передается через шатуны с гидравлическими опорами.

Конструкция «мотор-колесо» имеет клапанный распределитель. Рабочий объем гидромотора – 1600 см³/об, номинальное давление – 16 МПа, максимальная частота вращения – 200 об/мин, номинальный крутящий момент – 3700 Нм, масса – 130 кг.

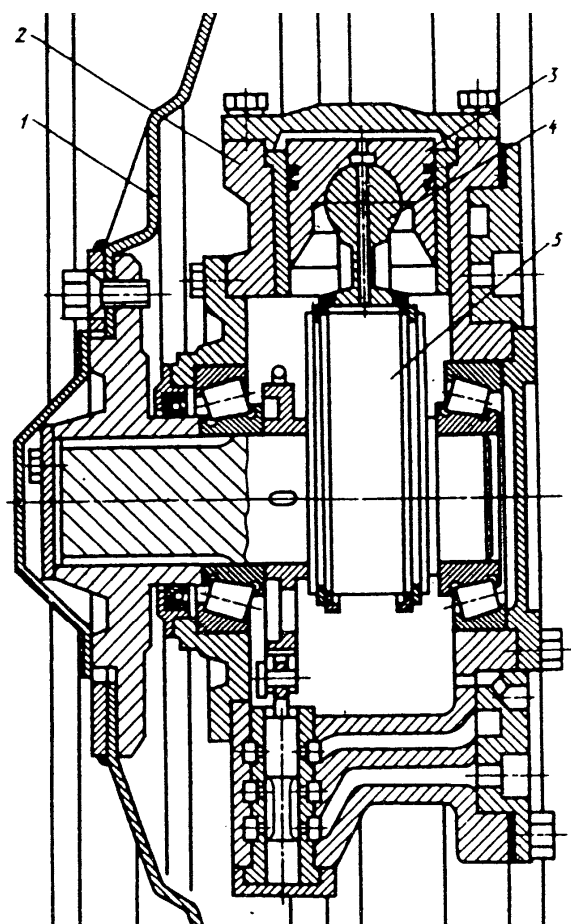


Рис. 7. «Мотор-колесо».

Гидрообъемная трансмиссия, рис. 6 б, не имея привычных механических агрегатов и механизмов, выполняет все функции трансмиссии колесного трактора (см. раздел 2.2.).

Отключение двигателя от ведущих колес движителя и длительный холостой ход осуществляются установкой нулевой позиции насоса ($Q_H = 0$).

Функцию бесступенчатой коробки передач выполняет гидрообъемная трансмиссия, изменяя подачу насоса от $Q_H = 0$ до $Q_H = Q_{H \max}$ при разгоне трактора.

При этом скорость трактора

$$v = 0,377 R_{BK} \frac{e_n V_{он} n_{n \max} \eta_{он} \eta_{ом}}{\kappa_z V_{оз}} \quad (7)$$

где: $n_{n \max}$ - максимальная частота вращения блока цилиндров насоса, мин^{-1} ;

κ_z - число гидроцилиндров;

R_{BK} - радиус ведущего колеса, м.

Нагрузка на ведущих колесах движителя устанавливается автоматически и зависит только от дорожно-грунтовых условий, что и определяет рабочее давление масла в круге его циркуляции при равномерном движении МТА.

Момент на ведущих колесах вычисляется по формуле

$$M_{BK} = \frac{\kappa_z V_{оз} \Delta p}{2\pi} \eta_{мz} \quad (8)$$

Функция реверсивного механизма для движения трактора задним ходом выполняется изменением направления вращения приводных валов гидромоторов регулированием подачи насоса (см. раздел 3)

При повороте трактора, гидрообъемная трансмиссия рис. 6б выполняет функцию межколесного дифференциала. Гидромотор, жестко связанный с внутренним (отстающим) коле-

сом переходит в режим работы насоса и нагнетает совместно с регулируемым насосом рабочую жидкость в гидромотор наружного (забегающего) колеса, скорость которого увеличивается. Машина совершает поворот без юза отстающего и буксования забегающего колес.

На транспортных средствах, оснащенных полнопоточной гидрообъемной трансмиссией остановочные тормоза не предусматриваются. Согласно рис. 6, при экстренном торможении подача насоса резко снижается до нулевой (например, с $Q_H = Q_{H \max}$ до $Q_H = 0$), исключая поступательное движение поршней, и гидромоторы переходят в режим работы насосов. Источником их энергии становится накопленная кинетическая энергия трактора. Срабатывает предохранительный клапан, связанный с нагнетающей полостью при предельном давлении (42 МПа), и вся энергия превращается в тепловую. Машина перемещается по грунту юзом и останавливается.

Тормозная нагрузка на гидрообъемную трансмиссию – огромна.

Тормозной момент

$$M_T = \frac{\kappa_e V_{oz} \Delta p_{пред}}{2\pi} \eta_{me} \eta_{хч}, \quad (9)$$

где: $\Delta p_{пред}$ - предельная величина рабочего давления, МПа;

$\eta_{хч}$ - КПД ходовой части.

Для гидрообъемной трансмиссии с двумя гидромоторами определенное место занимают схемы, в которых для увеличения общего нагрузочного диапазона изменения передаточного числа производится переключением с параллельного соединения на последовательное, что позволяет получить два диапазона регулирования: рабочий и транспортный.

Работа на первом диапазоне (параллельное соединение) описывается формулами (7) и (8).

Движение на втором диапазоне (транспортном) будет описываться зависимостями

$$v = 0,377 R_{BK} \frac{e_n V_{он} n_{n \max} \eta_{он} \eta_{ом}}{V_{оз}}, \quad (10)$$

$$M_{BK} = \frac{V_{оз} \Delta p_{пред}}{2\pi} \eta_{me}. \quad (11)$$

4.2. Гидрообъемная трансмиссия трактора общего назначения трансмиссия трактора общего назначения БИМА-300 (Франция)

Конструкция трансмиссии французского трактора БИМА-300 не содержит привычных механизмов и агрегатов, присущих механическим трансмиссиям. Исключение составляют согласующий редуктор и карданная передача, рис. 8.

Она включает четыре гидрообъемные передачи, кинематически связанные с ведущими колесами. Каждая из них содержит быстроходный регулируемый аксиально-поршневой насос «22 – типоразмера» фирмы «Зауэр» (таблица 1) и нерегулируемый реверсивный высокомоментный двухступенчатый гидромотор 13Н30 «Ройс», встроенный в ведущее колесо.

Согласующий редуктор не только распределяет поток мощности двигателя по гидрообъемным передачам, но и обеспечивает необходимую максимальную частоту вращения приводных валов регулируемых насосов, при которой объемные потери мощности минимальны.

Исходные данные трактора БИМА-300 и его гидрообъемной трансмиссии даны в таблицах 2 и 3. В таблице 3 приведена характеристика отечественного трактора К-701, однотипного по назначению с БИМА-300, но оснащенного механической, без разрыва потока мощности трансмиссией.

Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы скомпонованы в колодочных тормозах, выполняющих функцию стояночных и образуют со своими колесами конструкцию «мотор-колесо».

Рабочий объем гидромоторов изменяется ступенчато за счет отключения части цилин-

дров, в результате чего рабочий объем изменяется с $V_{oz} = 4900$ см³/об на $V_{oz} = 2500$ см³/об. При Отключении всех цилиндров обеспечивается движение трактора накатом.

Режим эксплуатации программируется водителем по максимальной скорости движения в рабочем или транспортном режимах. Фактическая скорость фиксируется педалью.

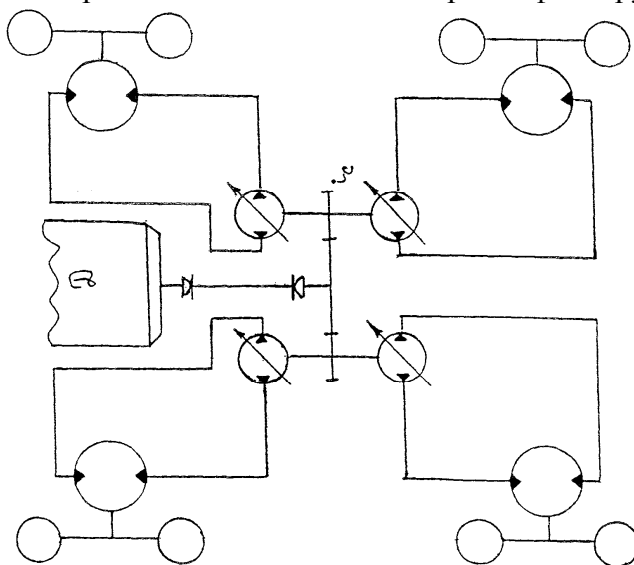


Рис. 8. Гидрообъемная трансмиссия трактора общего назначения БИМА-300.

Таблица 2.

Характеристика тракторов общего назначения БИМА-300 и К-701.

Показатели	Трактор БИМА-300	Трактор К-701
Масса трактора, кг	14550	13500
Двигатель	Дизель ФИАТ-8280	Дизель ЯМЗ-240Б
Номинальная мощность, кВт	220	221
Номинальная частота вращения коленвала ДВС, об/мин	2200	1950
Скорость движения, км/ч:		
рабочий режим	0 ... 15	7,1 ... 13,8
транспортный режим	0 ... 30	19,2 ... 33,8
Двигатель (колесный)	4к46	4к46
Средний КПД трансмиссии	≥0,75	≥0,88

Таблица 3.

Характеристика гидравлических машин гидрообъемной передачи БИМА-300.

Оценочные показатели	Насос 22 ф."Зауэр"	Гидромотор 13Н30 ф. "Ройс"
Установочная мощность, кВт	191,6	225
Макс. скорость вращения, мин ⁻¹	4000	67
Макс. крутящий момент, Нм	46,68	32770
Рабочий объем, см ³ /об	69,8	4900/2500
Макс. давление, МПа	42	42
Масса, кг	55	530

Двухдиапазонная гидрообъемная трансмиссия обеспечивает прогрессивную тяговую характеристику.

Полнопоточная двухдиапазонная гидрообъемная трансмиссия трактора общего назначения БИМА-300 обеспечивает высокие тяговые качества и возможность работы с комплексом навесного оборудования и прицепных сельскохозяйственных машин.

В динамической системе «двигатель-трансмиссия-машина» БИМА-300 не предусмотрены агрегаты, присущие механической трансмиссии, исключены и ходоуменьшитель и ре-

верс-редуктор. Колодочные тормоза предназначены для удержания трактора на подъемах и спусках, хотя конструктивно они могут быть использованы и как остановочные при движении машины накатом.

Однако, суммарная установочная мощность гидрообъемной трансмиссии огромна и составляет 764 кВт, превышая мощность двигателя в 3,47 раза, поэтому реализована быть не может.

4.3. Гидрообъемно-механические трансмиссии

В компоновке тракторов, сельскохозяйственных машин, экскаваторов в конце XX столетия получили широкое распространение гидрообъемно-механические трансмиссии, в состав которых совместно с гидрообъемной передачей вошли известные механизмы и агрегаты, рис. 9.

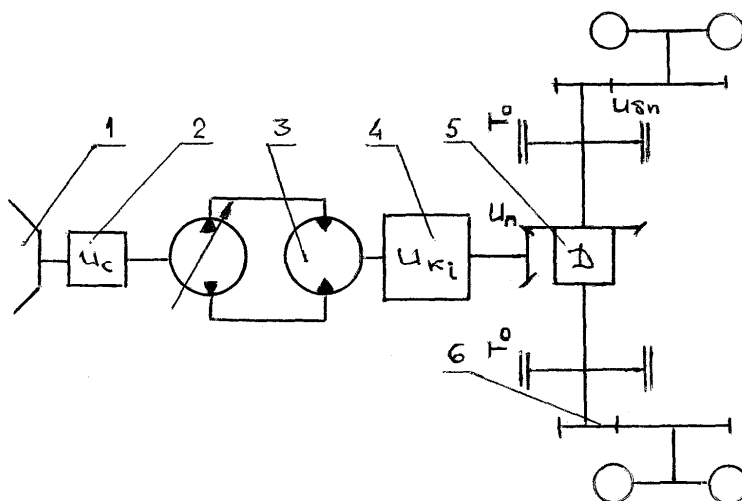


Рис. 9. Гидрообъемно-механическая трансмиссия.

В трансмиссии рис. 9, представлены все привычные агрегаты и механизмы, работающие совместно с гидрообъемной передачей 3.

Согласующий редуктор 2 предусматривается, если частота вращения вала двигателя в номинальном режиме работы отличается от максимальной частоты приводного вала насоса.

Применение коробки передач позволяет расширить диапазон изменения передаточных чисел трансмиссии до $d_m = 9$. Конструктивно она выполняется двух- или трехступенчатой с фрикционным переключением передач, работающих в масле.

Остановочные тормоза T_o используются только для удержания машины на подъемах и спусках. Экстренное и плавное торможение осуществляется гидрообъемной передачей (раздел 4.1., формула 9).

В тракторных трансмиссиях и в трансмиссиях сельскохозяйственных машин установка бортовых передач 6 необходима. Их наличие снижает расчетную нагрузку механизмов и агрегатов, находящихся перед ними.

Рассмотренная трансмиссия применяется на тракторах, сельскохозяйственных машинах (самоходные комбайны «Дон-1500», «Херсонец-200» и косилка-плющилка КСП-5Г).

Низшая передача КП используется в рабочем режиме эксплуатации машины; высшие – в транспортном.

Скорость движения машины v_i определяется зависимостью

$$v_i = 0,377 \frac{n_{gN} e_n V_{он} \eta_{он} \eta_{оз}}{u_c u_{ки} u_{zn} u_{он}} \quad (12)$$

Крутящий момент на ведущих колесах M_{BK_i}

$$M_{BK_i} = \frac{V_{оз} \Delta p}{2\pi} u_{ки} u_{zn} u_{он} \eta_{мэ} \eta_{ки} \eta_{zn} \eta_{он} \eta_{хч} \quad (13)$$

В формулах (32) и (33)

u_c - передаточное число согласующего редуктора;

n_{gN} - номинальная частота вращения коленвала двигателя, мин-1;

u_{ki} - передаточное число КП на i -ой передаче;

u_{en} - передаточное число главной передачи, $u_{en} = 2...5$;

u_{on} - передаточное число бортовой передачи, $u_{on} = 3...5$;

$\eta_{ki}\eta_{en}\eta_{on}\eta_{xc}$ - соответственно КПД коробки передач на i -ой передаче, главной передачи, бортовой передачи и ходовой части.

5. Гидрообъемная передача в двухпоточных трансмиссиях.

Гидрообъемная передача в двухпоточных трансмиссиях, которыми оснащены современные танки (М1А2 «Абрамс», «Леопард» 2А4, «Челленджер», «Леклерк»), боевые машины пехоты («Брэдли» М2, БМП-3, БМД-3), выполняет функцию бесступенчатого механизма поворота.

На рис. 10 представлена структурная схема такой трансмиссии. [2] Ее источником энергии является дизельный или газотурбинный двигатель (танк М1А2 «Абрамс» - США). Эта трансмиссия включает двигатель 1 и механизм передач и поворота (МПП), в состав которого входят гидродинамическая передача 2, разветвляющий вал 3, коробка передач 5, суммирующие планетарные ряды (СПР) 6 и дополнительный привод к солнечным шестерням суммирующих планетарных рядов.

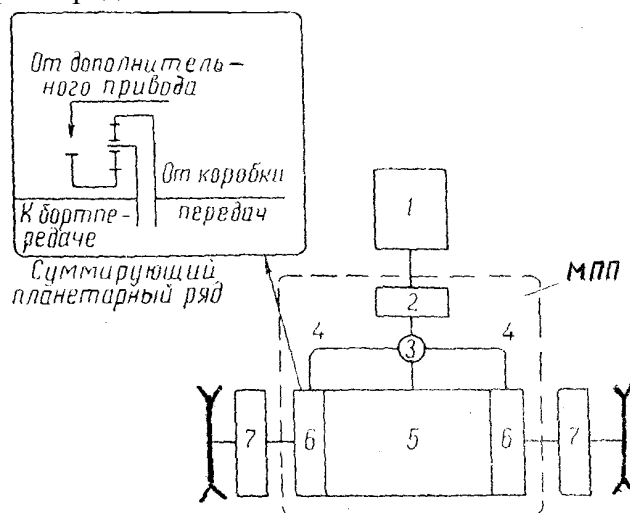


Рис. 10. Структурная схема трансмиссии с механизмом передач и поворота.

В зависимости от характера работы дополнительного привода при прямолинейном движении МПП делятся на:

- однопоточные с остановленными солнечными шестернями СПР (танки М1А2 «Абрамс» - США, «Леопард» 2А4 - Германия, «Челленджер» - Англия, «Леклерк» - Франция, БМП-3, БМД-3 – Россия);
- двухпоточные с одинаковым направлением вращения эпициклов и солнечных шестерен СПР (танк М60А3);
- двухпоточные с противоположным направлением вращения эпициклов и солнечных шестерен СПР – с «циркуляцией потока мощности» (танк «Чифтен» – Англия).

В суммирующих планетарных рядах ведущими звеньями являются – эпициклы, ведомыми – водила, управляемыми – солнечные шестерни.

5.1. Гидромеханическая трансмиссия основного танка М1А2 «Абрамс».

Кинематическая схема трансмиссии танка представлена на рис. 11. Она соответствует структурной схеме.

Источником энергии служит газотурбинный двигатель мощностью 1100 кВт (1500 л.с.),

скомпонованный в едином блоке с двухпоточным МПП.

Механизм передач и поворота включает гидромеханическую передачу 1, согласующий редуктор 2, планетарную коробку передач (ПКП), разветвляющий вал 3, суммирующие планетарные ряды 4 и дополнительный привод к солнечным шестерням СПР. [3], [4]

В однореакторной комплексной передаче 1 предусмотрен блокировочный фрикцион, включаемый на высших передачах ПКП.

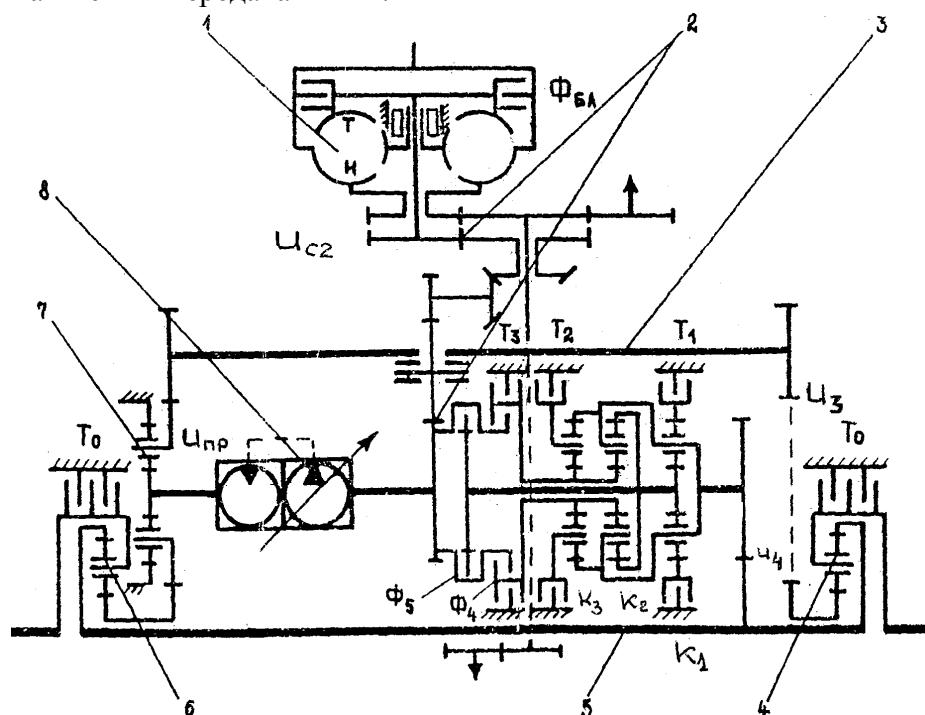


Рис. 11. Двухпоточная гидромеханическая трансмиссия основного танка М1А2 «Абрамс».

Согласующий редуктор 2 кинематически связан с турбинным колесом комплексной гидропередачи и передает поток мощности на планетарную коробку передач (ПКП) и на приводной вал регулируемого насоса гидрообъемной передачи.

Четырехступенчатая планетарная коробка передач с тремя степенями свободы, имеет пять фрикционных устройств управления работающих в масле (три дисковых тормоза T_1 , T_2 и T_3 и два блокировочных фрикциона Φ_4 и Φ_5). Включение выбранной передачи осуществляется двумя фрикционными устройствами. Одновременное включение двух блокировочных фрикционов Φ_4 и Φ_5 обеспечивают прямую передачу.

Эпициклы суммирующих планетарных рядов 4 и 6 являются ведущими звеньями. К ним подводится поток мощности от планетарной коробки передач; водила – ведомые; с них снимается крутящий момент на бортовые редукторы, а следовательно и на ведущие колеса гусеничного движителя. Солнечные шестерни СПР – управляемые. При прямолинейном движении танка они неподвижны и выполняют функцию тормозных звеньев. Работают только при повороте. Параллельный поток мощности к ним подводится от дополнительного привода, в состав которого входят гидрообъемная передача 8, планетарный редуктор 7, разветвляющий вал 3 и цилиндрический редуктор к солнечной шестерне правого СПР. Гидрообъемная передача радиально-поршневого типа, с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором. Ее установочная мощность равна максимальной мощности двигателя «ГТД-1500», которая реализуется при повороте танка с радиусом $R = B/2$ (B – ширина колеи гусеничного движителя) при рабочем давлении масла $\Delta p = 35$ МПа. [3]

Дополнительный привод в составе гидрообъемной передачи 8, планетарного редуктора 7, разветвляющего вала 3 и редуктора к правой солнечной шестерне образуют бесступенчатый механизм поворота, в котором солнечные шестерни СПР вращаются взаимно с равными

угловыми скоростями, но относительно друг друга – в противоположные стороны, соответственно при этом, ускоряя со стороны забегающего борта и замедляя со стороны отстающей гусеницы скорости вращения водил.

Итак, трансмиссия танка «Абрамс» - полнопоточная при прямолинейном движении и двухпоточная при повороте с дифференциальным типом бесступенчатого механизма поворота. [4]

Прямолинейное движение совершается при нулевой производительности насоса гидрообъемной передачи. Вал гидромотора, а, следовательно, и солнечный шестерни СПР жестко заторможены. Насос гидрообъемной передачи вращается вхолостую. Мощность ГТД одним потоком через гидродинамическую передачу, согласующий редуктор, ПКП, эпициклы СПР, бортовые передачи поступает на ведущие колеса движителя.

Скорость движения танка v_{Ti} определяется зависимостью

$$v_{Ti} = 0,377 R_{BK} \frac{n_{TN}}{u_z u_{cz} u_{ki} u_{cч} u_{cnp} u_{он}} \quad (12)$$

где: R_{BK} - радиус ведущего колеса гусеничного движителя, м;

n_{TN} - частота вращения тяговой турбины, мин-1;

u_z - кинематическое передаточное гидродинамической передачи (выбирается по внешней характеристике гидродинамической передачи);

u_{cz} - передаточное число согласующего редуктора;

u_{ki} - передаточное число КП на i -ой передаче;

$u_{cч}$ - передаточное число редуктора от ПКП к валу эпициклов;

u_{cnp} - передаточное число СПР при остановленных солнечных шестернях, $u_{cnp} = \frac{1+\kappa}{\kappa}$;

κ - характеристика планетарного ряда СПР, $\kappa = 2,5$;

$u_{он}$ - передаточное число бортового редуктора.

Крутящий момент на ведущих колесах - M_{BK} ,

$$M_{BK} = M_{TN} \hat{u}_z u_{cz} u_{ki} u_{cч} u_{cnp} u_{он} \eta_{cz} \eta_{ki} \eta_{cч} \eta_{cnp} \eta_{он} \eta_{хч} \quad (13)$$

где M_{TN} - крутящий момент ГТД в режиме максимальной мощности, кВт;

\hat{u}_z - силовое передаточное число гидродинамической передачи (определяется по внешней характеристике гидродинамической передачи);

$\eta_{cz} \eta_{ki} \eta_{cч} \eta_{cnp} \eta_{он} \eta_{хч}$ - соответственно КПД согласующего редуктора, ПКП, редуктора на i -ой передаче, СПР, бортовой передачи и ходовой части.

Для осуществления поворота танка, механик-водитель воздействуя на полуштурвал управления поворотом, изменяет параметр регулирования насоса e_n гидрообъемной передачи таким образом, что солнечная шестерня СПР отстающего борта вращается в противоположном направлении по отношению к эпициклу, а солнечная шестерня СПР забегающего борта вращается с той же частотой, но в одинаковом направлении с эпициклом. При этом центр тяжести машины сохраняет скорость прямолинейного движения. Величина расчетных радиусов поворота плавно изменяется от $R = \infty$ до минимального значения на выбранной передаче за счет изменения производительности насоса гидрообъемного привода.

Относительная величина радиусов поворота ρ_i определяется из зависимости

$$\rho_i = \frac{R}{B} = \frac{\kappa \cdot u_g}{2u_{\kappa i} c_{\kappa}} + 0,5 = \frac{\kappa \cdot u_{c2} u_{zon} u_{np} u_{c3}}{2u_{\kappa i} c_{\kappa}} + 0,5 \quad (14)$$

где R - радиус поворота, м;

B - ширина колеи гусеничного движителя, м;

u_{zon} - передаточное число гидрообъемной передачи;

$$u_{zon} = \frac{n_{nmax}}{n_m} = \frac{V_{oz}}{n_{TN} \eta_{он} \eta_{ом}} \cdot \frac{1}{e_n V_{он}} \quad (15)$$

n_{TN} - частота вращения тяговой турбины ГТД, мин-1;

u_{np} - передаточное число планетарного редуктора 7.

$$u_{np} = 1 + \kappa_{np}$$

κ_{np} - характеристика планетарного редуктора 7;

u_{c3} - передаточное число от разветвляющего вала 3 к солнечным шестерням СПР.

Результаты кинематического расчета двухпоточного МПП трансмиссии танка «Абрамс» даны в таблице 4.

Таблица 4.

Передача	I	II	III	IV	з.х. II	з.х. I
Включены	Ф5 Т1	Ф5 Т2	Ф5 Т3	Ф5 Ф4	Ф4 Т1	Ф5 Т2
Передаточное число ПКП	$1 + \kappa_1$	$\frac{1 + \kappa_1 + \kappa_2}{\kappa_2}$	$\frac{1 + \kappa_2}{\kappa_2}$	1	$-\kappa_3$	$1 - \kappa_1 \kappa_2$
	4,5	2,22	1,41	1	-2,03	-7,62
Передаточное число МПП	7,392	3,645	2,315	1,642	-3,317	-12,512
Минимальный радиус поворота Rmin	2,01	3,55	5,3	7,28	3,85	1,39

Прямолинейное движение устойчиво. Наличие в гидромеханической передаче автоматически управляемого блокировочного фрикциона повышает КПД трансмиссии. Включение гидрообъемной передачи в дополнительный привод обеспечивает хорошую управляемость танка при повороте. Высокая установочная мощность гидрообъемной передачи 441 ... 514 кВт компенсируется совершенной конструкцией малогабаритных гидравлических машин большой мощности. [4]

Построенный по зависимостям (12) ... (15) график управляемости рис. 12 показывает широкие возможности бесступенчатого плавного регулирования радиусов поворота танков с гидрообъемными трансмиссиями. [4]

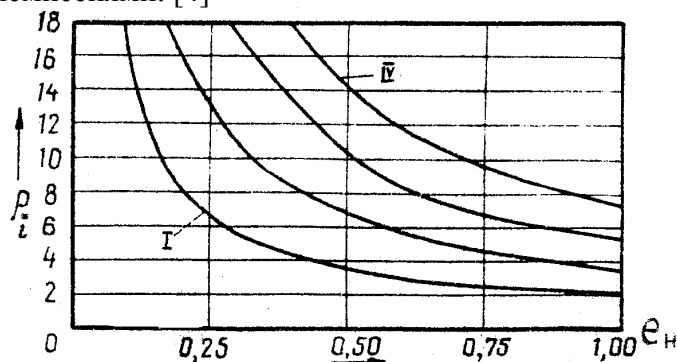


Рис. 12. График бесступенчатого регулирования радиусов поворота танка.

Выводы

1. Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия специальных транспортных средств (тракторы, сельскохозяйственные машины, маневровые тепловозы, экскаваторы), не смотря

на более низкий КПД по сравнению с механическими трансмиссиями обеспечивает более высокую нагрузку двигателя, а следовательно, и более высокую производительность.

2. Использование полнопоточной гидрообъемной трансмиссии с выполнением функции бесступенчатого механизма поворота на быстроходных гусеничных машинах (танк, БМП и др.) не целесообразно из-за огромной перегрузки составных частей трансмиссии. Рабочие давления Δp в круге циркуляции рабочей жидкости может превышать $\Delta p \gg 42$ МПа.

3. Применение бесступенчатого механизма поворота в МПП двухпоточных трансмиссиях обеспечивает значительное повышение средней скорости движения быстроходных гусеничных машин (танки, БМП, тягачи и др.) по совокупности дорожных условий, упрощает конструкцию механизма поворота, исключая в нем фрикционные устройства управления (дисковые тормоза и блокировочные фрикционы).

4. Включение в дополнительный привод гидрообъемной передачи с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором обеспечивает хорошую управляемость гусеничных машин при повороте за счет плавного регулирования величины радиуса поворота.

Литература

1. Петров В.А. «Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин». – М.: «Машиностроение», 1988. – 248 с.: ил.
2. Крумбольдт Л.Н. «Механизмы передач и поворота гусеничных тракторов». – М.: «МАМИ», 1985. – 48 с.: ил.
3. Сафонов Б.С., Солянкин А.Г. «Основные танки и БМП стран НАТО». – М.: Министерство обороны СССР, 1989. – 56 с.: ил.
4. Буров С.С. «Гидрообъемные механизмы поворота танков». - М.: Министерство обороны СССР, 1987. – 56 с.: ил.