

УДК 629.113

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ СТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Л.А. Румянцев / ФГУП «НАМИ»

В последнее десятилетие основное внимание при производстве гидромеханических передач (ГМП) уделяется снижению потерь мощности, повышению долговечности и обеспечению плавного переключения ступеней, являющемуся основой потребительского спроса.

В эксплуатации главной причиной поломок ГМП является выход из строя многодисковых фрикционных муфт (С) и тормозов (Т) планетарного редуктора. Наблюдаются также случаи выхода из строя игольчатых подшипников сателлитов планетарных рядов из-за высокой частоты вращения n_c сателлитов.

В планетарном редукторе на каждой включённой ступени задействованы обычно два фрикционных элемента (С или Т), а остальные фрикционные диски других ступеней работают в режиме холостого хода с разностью частот вращения \bar{V}_n , то есть проскальзывают.

В статье [1] показано, что при двигателе мощностью $N_e = 600$ л. с. ($n_e = 2100$ мин⁻¹) в планетарном редукторе, разработанном ранее фирмой Allison и применяемом на МЗКТ (рис. 1а), мощность потерь в выключенных фрикционах на ступени U6 превышает 16,4 л. с. при $\bar{V}_n = 5040$ мин⁻¹ в муфте С1 и $n_c = 7200$ мин⁻¹ в планетарном ряду P₂.

На ступени U₅ мощность потерь во фрикционных дисках равна 5,74 л. с. при $\bar{V}_n = 3246$ мин⁻¹ в муфте С1 и $n_c = 4636$ мин⁻¹ (P₂). Из приведённых данных следует, что фрикционная муфта С₁ и планетарный ряд P₂ — наименее надёжные узлы этого редуктора.

Технические показатели планетарного редуктора МЗКТ приведены в табл. 1. На схеме по рис. 1а КПД от зубчатых зацеплений на ступени U₆ равен 0,981, а на ступени U₅ — 0,983.

Условная величина потерь мощности $N_{усл}$ от проскальзывания фрикционных дисков может быть охарактеризована как сумма произведений относительных крутящих моментов $M_{отн}$ на каждой ступени редуктора и относительной частоты проскальзывания дисков потн. В редукторе, изображённом на рис. 1а, на ступенях U₆ и U₅ для выключенного тормоза Т₁ имеем $n_{отн} = 1$ при $M_{отн} = -7,962$. Поэтому основную часть потерь мощности от проскальзывания фрикционных дисков вносит тормоз Т1, включаемый на первой передаче и ступени заднего хода, содержащий восемь фрикционных дисков большого диаметра. Кроме того, в выключенной фрикционной муфте С₁ на ступени U₆ $n_{отн} = -2,4$ при $M_{отн} = 1$, что также вносит значительные потери мощности.

Суммарная условная мощность потерь в редукторе МЗКТ на ступени U₆ равна $\Sigma V_{усл} = 10,362$.

При этом на ступени U_R тормоз Т₁ воспринимает отрицательный реактивный крутящий момент, а на ступени U₁ — положительный. Кроме того, величина относительного крутящего момента, передаваемого тормозом Т₁ на ступени U₁, равна 3,4, что в 2,34 раза меньше, чем на ступени U_R. Поэтому при включении ступени U₁ тормоз Т₁ имеет коэффициент запаса в 2,34 раза выше расчётного, что увеличивает динамические нагрузки при включении ступени U₁.

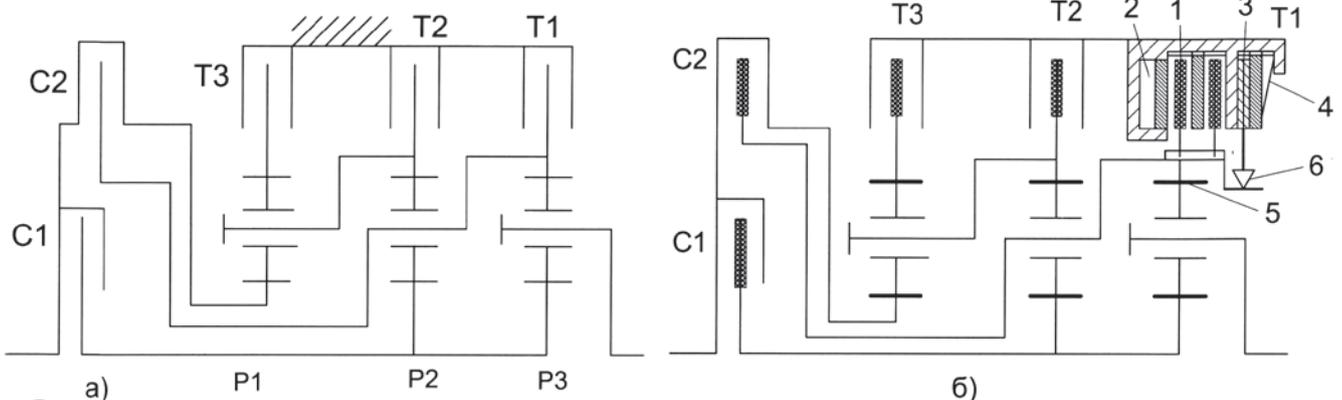


Рисунок 1. Кинематические схемы планетарного редуктора: а — кинематическая схема, применяемая МЗКТ; б — модернизированный вариант планетарного редуктора

Таблица 1

Ступень редуктора	U ₁	U ₂	из	U ₄	U ₅	U ₆	U _R
Передаточное число	4.4	2.2	1.52	1.0	0.74	0.65	-4.95
Включенные фрикционные элементы	C ₁	C ₁	C ₁	C ₁	T ₃	T ₂	T ₁
	T ₁	T ₂	T ₃	C ₂	C ₂	C ₂	T ₃
Относительный крутящий момент на фрикционном элементе	1.0	1.0	0.701	0.227	-0.26	-0.353	-7.962
	3.4	1.2	0.542	0.773	1.144	1.0	1.81

В связи с этим на рис. 1б тормоз Т выполнен состоящим из двух секций. Первая часть тормоза Т содержит фрикционные диски 1, включаемые обычным способом гидроцилиндром 2, вторая — фрикционные диски 3, сжатые диафрагменной пружиной 4 для обеспечения относительного крутящего момента трения $M_{тр} = 4,5$. При этом фрикционные диски 3 соединены с коронной шестерней 5 через муфту свободного хода (МСХ) 6 [2].

Благодаря такому техническому решению при включении ступени заднего хода в работу вступают все фрикционные диски 1 и фрикционные диски 3 через включённую МСХ, обеспечивая требуемый относительный крутящий момент $M_{отн} = -7,962$. Однако при включении ступени U₁ в передаче крутящего момента используется только первая часть тормоза T₁, содержащая фрикционные диски 1. При этом фрикционные диски 3 в передаче крутящего момента не участвуют, так как МСХ находится в режиме свободного хода, поэтому снижаются динамические нагрузки. Условная мощность потерь в редукторе уменьшается на $N_{ysl} = 4,5$, то есть на 43,4 %.

На всех ступенях переднего хода U₂ — U₆ коронная шестерня 5 вращается в положительном направлении, поэтому МСХ находится в режиме свободного хода, а проскальзывать в тормозе T₁ будут только фрикционные диски 1. При этом благодаря включённым фрикционным дискам 1 обеспечивается режим торможения автомобиля двигателем на всех ступенях редуктора.

Нормально замкнутые диафрагменной пружиной фрикционные диски 3 никогда не проскальзывают и, следовательно, не требуют охлаждения.

Поэтому фрикционные диски 3 могут выполняться стальными (без металлокерамики). Число фрикционных дисков 3 можно сократить, повышая силу диафрагменной пружины 4.

Ступень U₁ включается обычным способом. При включении ступени U_R возможно быстрое включение фрикционных дисков 1 гидроцилиндром 2 и последующее включение тормоза T₃.

На рис. 2а приведена кинематическая схема пятиступенчатого планетарного редуктора фирмы Allison, применяемая в основном на грузовых автомобилях в составе ГМП. К основным её отличиям следует отнести большое передаточное число ступени заднего хода U_R = 9,993. Вследствие этого в таком редукторе на тормозе T₁ получается большой относительный крутящий момент $M_{отн} = -10,993$. Поэтому только на ступени U₅ в тормозе T₁ при относительной скорости проскальзывания дисков тормоза $n_{отн} = 1$ условная величина потерь мощности будет равна $N_{ysl} = 10,993$. На схеме по рис. 2а КПД от зубчатых зацеплений на ступени U₅ равен 1. Однако суммарная условная мощность потерь на ступени U₅ равна $\Sigma N_{ysl} = 14,202$, то есть больше, чем в редукторе МЗКТ согласно рис. 1а.

На рис. 2в приведена кинематическая схема по рис. 2а с использованием двухсекционного тормоза T₁ (как в схеме по рис. 1б), обеспечивающего на ступени U₅ снижение потерь мощности от проскальзывания фрикционных дисков тормоза T₁ вдвое при уменьшении динамических нагрузок при включении первой ступени. При этом на ступнях U₂ — U₄ потери мощности также существенно снижаются.

Из-за высокого передаточного числа ступени заднего хода перед включением ступени U_R водитель — для предотвращения дёргания и неуправляемого движения транспортного средства — должен притормаживать автомобиль на время перехода гидротрансформатора в стоповый режим работы, равное приблизительно 0,5–0,8 секунды.

К недостаткам кинематической схемы по рис. 2а следует также отнести высокие относительные ско-

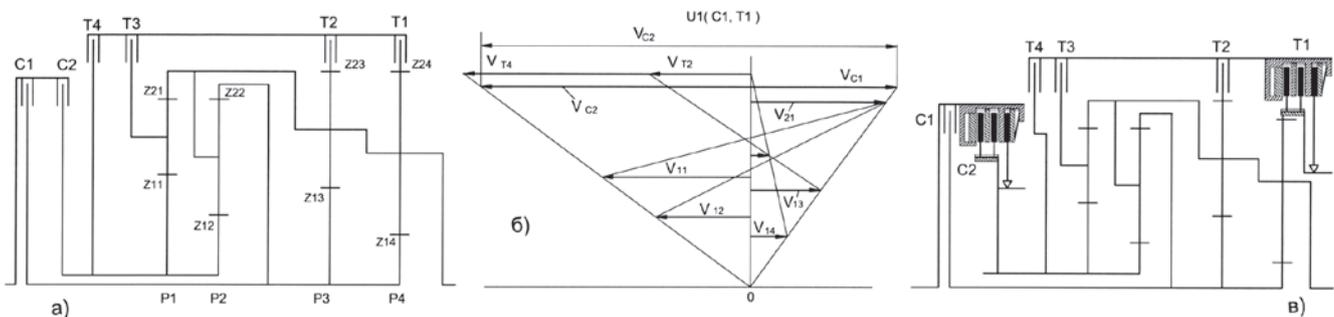


Рисунок 2. Кинематическая схема планетарного редуктора Allison: а — кинематическая схема, применяемая МЗКТ; б — план скоростей звеньев редуктора; в — модернизированный вариант редуктора

Таблица 2

Ступень редуктора	U_1	U_2	из	U_4	U_5	U_R
Передачное число	5.180	3.190	2.019	1.380	1.000	-9.993
Ступень редуктора	U_1	U_2	из	U_4	U_5	U_R
Передачное число	5.180	3.190	2.019	1.380	1.000	-9.993
Включаемые фрикционные элементы	C_1	C_1	C_1	C_1	C_1	T_1
	T_1	T_2	t_3	T_4	C_2	C_2
Относительный крутящий момент на фрикционных элементах	1.000	1.000	1.000	1.000	0.725	-10.993
	4.180	2.190	1.019	0.380	0.275	1.000
Относит. скорость скольжен. в С2	2.929	2.492	1.832	1.000	0.0	0.0
Включаемые фрикционные элементы	C_1	C_1	C_1	C_1	C_1	T_1
	T_1	T_2	t_3	T_4	C_2	C_2
Относительный крутящий момент на фрикционных элементах	1.000	1.000	1.000	1.000	0.725	-10.993
	4.180	2.190	1.019	0.380	0.275	1.000
Относит. скорость скольжен. в С2	2.929	2.492	1.832	1.000	0.0	0.0

рости проскальзывания фрикционных дисков муфты C_2 на ступенях $U_2 - U_6$, приведённые в табл. 2.

На рис. 26 представлен план окружных скоростей звеньев редуктора на ступени U_1 . На плане скоростей видно, что окружная скорость VC_2 фрикционных дисков муфты C_2 направлена в противоположную сторону относительно скорости приводимой от двигателя муфты C_1 и больше её в 2,93 раза, то есть соответствует расчётной величине, приведённой в табл. 2. По мере переключения на ступени $U_2 - U_3$ отрицательная относительная скорость муфты C_2 уменьшается. А на ступени U_4 $VC_2 = -1$, так как включён тормоз T_4 . При этом на ступени U_5 муфта C_2 переходит в тяговый режим совместно с муфтой C_1 .

В связи с этим фрикционная муфта C_2 также может быть выполнена сдвоенной по типу тормоза T_1 . Отличие заключается только в том, что МСХ должна работать в режиме свободного хода, когда фрикционные диски муфты C_2 вращаются в сторону, противоположную направлению вращения двигателя. При включении ступени U_5 все фрикционные диски муфты C_2 участвуют в передаче расчётного относительного крутящего момента $M_{\text{отн}} = 0,275$. Поэтому момент трения фрикционных дисков, сжатых диафрагменной пружиной, не должен превышать $M_{\text{тр}} = 0,15$.

Следует отметить, что схема по рис. 2в в момент включения ступени U_5 автоматически обеспечивает наличие перекрытия между переключаемыми ступенями муфтой C_2 с относительным крутящим моментом $M_{\text{тр}}$. Это новое свойство в планетарном редукторе обеспечивается введением двухсекционного фрикционного элемента в муфту C_2 .

На рис. 3 приведена кинематическая схема шести-ступенчатого планетарного редуктора ГМП, разработанная фирмой Allison, с техническими характеристиками фирмы «Ренк», приведёнными в табл. 3.

Планетарный редуктор имеет хорошие передаточные числа ступеней U_1 и U_R .

Фрикционный тормоз T_4 , включаемый на ступени U_6 , имеет $M_{\text{отн}} = -7,736$, что приводит при работе с двигателем мощностью 600 л. с. на ступени U_6 к потерям мощности до 18 л. с. от проскальзывания фрикционных дисков с $\bar{V}_n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ при $n_c = 2100 \text{ мин}^{-1}$.

На ступени U_5 потери мощности от проскальзывания дисков равны 7,08 л. с. при $\bar{V}_n = 1459 \text{ мин}^{-1}$ и $n_c = 1459 \text{ мин}^{-1}$. При этом КПД зубчатых зацеплений на ступени U_6 равен 1, а на ступени U_5 — 0,991.

Суммарная относительная мощность потерь на ступени U_6 равна $\Sigma N_{\text{усл}} = 10,715$.

Благодаря своим положительным свойствам кинематическая схема по рис. 3 применяется в ГМП на передаваемую мощность до 2000 л. с. В частности, в настоящее время БелАЗ проводит доводочные работы по схеме рис. 3 для самосвалов грузоподъёмностью 200 тонн, оборудованных двигателем мощностью 1500 л. с.

В кинематической схеме по рис. 3 ступень заднего хода U_R включается двумя тормозами: T_3 и T_4 . При этом тормоз T_4 , имеющий большую величину $M_{\text{отн}}$, на ступенях переднего хода не используется. Поэтому в отечественном варианте модернизированной схемы по рис. 4 фрикционный тормоз T_4 ликвидирован, а вместо него применена зубчатая муфта 1, управляемая от пневмоцилиндра 2 [3].

Включение ступени U_R происходит при выключенном тормозе T_3 . С помощью тормозка, управляемого цилиндром 4, происходит остановка коронной шестерни 3, после чего зубчатая муфта 1 соединяет коронную шестерню 3 с корпусом редуктора, а затем включается тормоз T_3 .

Весь процесс включения ступени заднего хода по схеме на рис. 4 должен занимать не более 1 секунды. Конструктивно тормозок может быть выполнен радиальным, воздействующим на цилиндрическую поверхность коронной шестерни 3 и т. д. Вариант управления тормозком в схеме по рис. 4 возможен при использовании нового технического решения [4].

Применение зубчатой муфты взамен фрикционного тормоза T_4 позволяет на ступени U_6 уменьшить потери мощности от проскальзывания фрикционных дисков на $N_{\text{усл}} = 7,731$, то есть на 72%. При этом суммарная условная мощность потерь от проскальзывания фрикционных дисков снижается до $\Sigma N_{\text{усл}} = 2,98$, что в 3,8 раза меньше, чем в редукторе МЗКТ. Кроме того, существенно уменьшаются масса планетарного редуктора, момент инерции вращающихся масс и трудоёмкость изготовления.

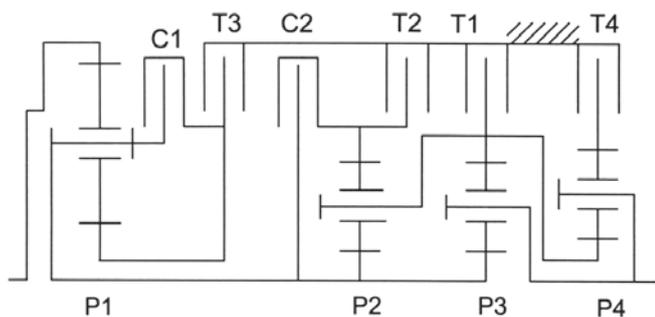


Рисунок 3. Кинематическая схема планетарного редуктора ГМП Ренк

Таблица 3

Ступень редуктора	U_1	U_2	из	U_4	U_5	U_6	U_R
Передающее число	6.32	4.38	3.03	2.09	1.44	1.0	6.31
Включенные фрикционные элементы	T_3	C_1	T_3	C_1	T_3	C_1	T_3
	T_1	T_1	T_2	T_2	C_2	C_2	T_4
Относительный крутящий момент на фрикционном элементе	-0.439	-0.439	-0.439	-0.439	-0.439	-0.439	-0.439
	4.862	-3.38	1.568	1.09	0.75	0.522	-7.731

Некоторые авторы относят к недостаткам схемы по рис. 3 тот факт, что при включении ступеней U_3 и U_5 для создания зоны перекрытия необходимо управлять процессом заполнения гидроцилиндров маслом под давлением сразу двух фрикционных элементов, несмотря на то, что эта задача давно решена, например в работе [5].

На рис. 4 приведён возможный вариант кинематической схемы с использованием в тормозе T_3 двухсекционного фрикционного элемента, так как при включении фрикционной муфты C_1 фрикционные диски тормоза T_3 вращаются в сторону двигателя, а при включении тормоза T_3 на диски действует отрицательный реактивный крутящий момент.

При этом в тормозе T_3 величина относительного крутящего момента, передаваемого секцией с постоянно включёнными диафрагменной пружиной фрикционными дисками, должна быть на уровне $M_{mp} = 0,15-0,2$. Такое конструктивное выполнение обеспечивает при включении ступеней U_3 и U_5 на тормозе T_3 автоматическое получение зоны перекрытия на уровне M_{mp} .

В этой схеме при включении ступени U_1 тормоз T_3 может включаться с некоторым опережением по отношению к включению тормоза T_1 , который и будет определять процесс трогания автомобиля с места.

В кинематической схеме по рис. 4 величина передаточного числа передачи заднего хода не влияет на потери мощности от проскальзывания фрикционных дисков в выключенных ступенях. Поэтому при

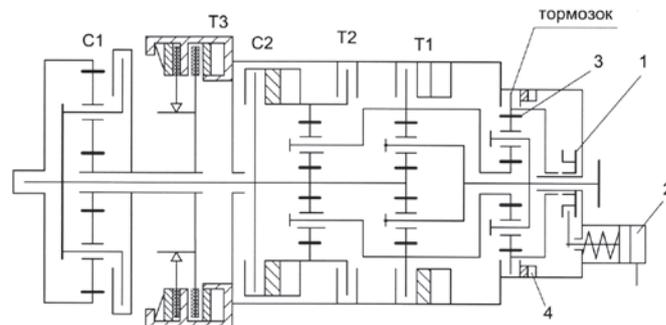


Рисунок 4. Кинематическая схема модернизированного планетарного редуктора Ренк

необходимости передаточное число ступени заднего хода может быть увеличено.

Результаты проведённого анализа показывают, что в известных ступенчатых редукторах есть пути существенного снижения потерь мощности от проскальзывания фрикционных дисков в выключенных тормозах и муфтах.

Следовательно, при разработке новых ГМП ещё на уровне проектной схемы необходимо проводить расчёт условной мощности потерь в выключенных фрикционных муфтах и тормозах ступенчатых редукторов для сравнения с известными аналогами. При этом реальную мощность потерь от проскальзывания фрикционных дисков в выключенных фрикционных муфтах и тормозах ступенчатых редукторов для сравнения с известными аналогами можно ориентировочно оценить по уравнению $N_{\phi} = K_{\phi} \sum N_{\text{усл}}$ (л. с.). Величина $K_{\phi} = 1,5$ соответствует зазору 0,5 мм между парой фрикционных дисков. Отечественная кинематическая схема планетарного редуктора по рис. 4 имеет минимальные потери мощности и уменьшенный момент инерции вращающихся масс, что ведёт к снижению динамических нагрузок при переключениях передач. К преимуществам схемы по рис. 4 следует также отнести уменьшение массы и трудоёмкости изготовления редуктора при низких частотах вращения сателлитов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Румянцев Л. А. Анализ кинематических схем планетарных редукторов гидромеханических передач // Строительные и дорожные машины. — 2013. — № 6.
2. Румянцев Л. А. Планетарная коробка передач: патент на полезную модель № 132515.
3. Румянцев Л. А. Планетарная коробка передач: патент на полезную модель № 123085.
4. Румянцев Л. А. Трансмиссия транспортной машины: патент на полезную модель № 131435.
5. Румянцев Л. А. Автоматическая механическая коробка передач, переключаемая под нагрузкой // Журнал автомобильных инженеров. — 2012. — № 4.