



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГКНТ СССР

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

2

(61) 1586928

(21) 4772876/11

(22) 22.12.89

(46) 23.12.91. Бюл. № 47

(71) Белорусский политехнический институт

(72) А.В.Пронько, В.В.Яцкевич и А.С.Дурманов

(53) 629.113-585.2(088.8)

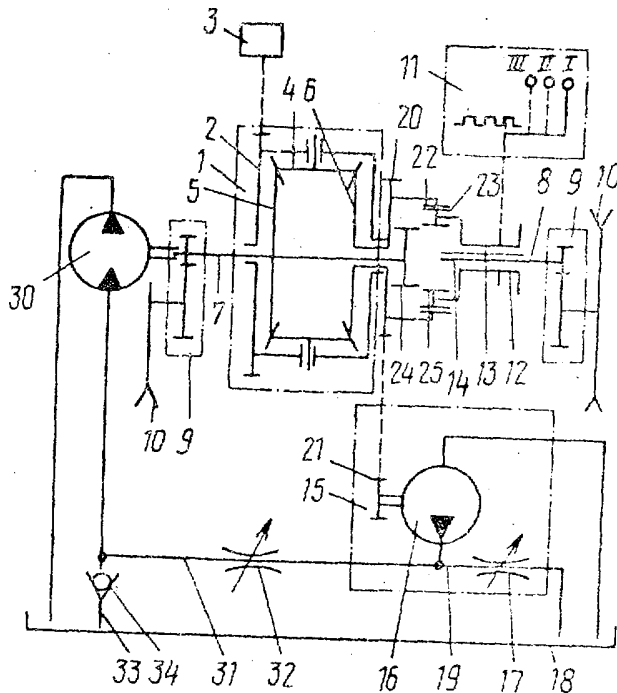
(56) Авторское свидетельство СССР

№ 1586928, кл. В 60 К 17/10, 1988.

(54) ВЕДУЩИЙ МОСТ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

(57) Изобретение относится к транспортному машиностроению, в частности к трансмиссиям транспортных средств с хо-

доуменьшителями. Цель изобретения – повышение экономичности. Ведущий мост содержит межколесный дифференциал 1, в корпусе 2 которого размещены полуосевые шестерни 5 и 6, связанные с полуосями 7 и 8. На полуоси 8 установлен подвижный элемент 12, кинематически связанный с трехпозиционным управляющим механизмом 11. С шестерней 6 кинематически связан насос 16 гидротормоза 15. В напорной магистрали 19 насоса 16 установлен регулируемый дроссель 17, подключенный к гидробаку 18. Режим ходоуменьшения устанавливается при переключении управляющего механизма 11 в третью позицию. При



Фиг.1

(19) SU (11) 1699824A2

этом шестерня 5 связана посредством полуоси 7 с двигателем 10 левого борта, посредством соединительных элементов 24 и 25 – с подвижным элементом 12 и через соединительные элементы 13 и 14 – с полуосью 8 и двигателем 10 правого борта. Шестерня 6 через зубчатую передачу 20–21 связана только с насосом 16. Полуось 7

либо шестерня 5 связана с дополнительной гидромашинной 30, напорная магистраль 31 которой снабжена регулируемым дросселем 32, подключена к магистрали 19 гидротормоза 15 между его насосом и дросселем 17 и связана с гидробаком 18 посредством дополнительной гидролинии 33 с обратным клапаном 34, 4 ил.

Изобретение относится к транспортному машиностроению, в частности к трансмиссиям транспортных средств с ходоуменьшителями, и является усовершенствованием моста по основному авт.св. № 1586928.

Цель изобретения – повышение экономичности работы ведущего моста в режиме ходоуменьшения путем уменьшения потерь мощности на дросселирование рабочей жидкости в гидротормозе.

Указанная цель достигается тем, что ведущий мост снабжен дополнительной гидромашинной, кинематически связанной с второй полуосью и напорная магистраль которой через регулируемый дроссель подключена к напорной магистрали гидротормоза.

На фиг.1 изображена принципиальная схема устройства применительно к ведущему мосту самоходного шасси Т – 16М; на фиг.2 – схема устройства, реализованная в ведущем мосту трактора "Беларусь"; на фиг.3 – зависимости относительной мощности, подводимой к различным звеньям дифференциала и скорости транспортного средства от безразмерных параметров регулирования дросселей 1-го и 2-го поддиапазонов; на фиг.4 – графики баланса мощности на дифференциале ведущего моста в функции относительно скорости движения транспортного средства.

Ведущий мост транспортного средства (фиг.1) содержит установленный в картере межколесный дифференциал 1, корпус 2 которого кинематически связан с двигателем 3. Сателлиты 4 зацепляются с полуосевыми шестернями 5 и 6, полуоси 7 и 8 посредством бортовых передач 9 связаны с двигателями 10. Ведущий мост снабжен управляющим механизмом 11, кинематически связанным с подвижным элементом 12. Последний размещен на полуоси 8 и снабжен соединительными элементами (шлицами) 13 для связи с

соединительными элементами (шлицами) 14 полуоси 8. Ведущий мост снабжен гидротормозом 15, состоящим из насоса 16 постоянного объема, регулируемого дросселя 17 и гидробака 18. Регулируемый дроссель 17 установлен в напорной магистрали 19 насоса 16. Полуосевая шестерня 6 установлена с возможностью свободного вращения относительно соответствующей ей полуоси 8 и снабжена зубчатым венцом 20, зацепляющимся с зубчатым венцом 21, закрепленным на валу насоса 16. Кроме того, полуосевая шестерня 6 снабжена соединительными элементами (зубьями-шлицами внутреннего зацепления) 22 для связи с соединительными элементами (зубьями наружного зацепления) 23 подвижного элемента 12. Полуось 7 снабжена соединительными элементами-шлицами (зубьями наружного зацепления) 24 для связи с соединительными элементами (зубьями-шлицами внутреннего зацепления) 25, выполненными на подвижном элементе 12.

Управляющий механизм 11 выполнен трехпозиционным. В первой позиции (фиг.1) зубья 22 полуосевой шестерни 6 зацепляются с зубьями 23 подвижного элемента 12. Последний посредством шлицев 13, зацепляющихся со шлицами 14, связан с полуосью 8.

Таким образом, в первой позиции управляющего механизма 11 полуосевая шестерня 6 жестко связана с полуосью 8.

Во второй позиции зубья 23 подвижного элемента 12 зацепляются с зубьями 22 полуосевой шестерни 6, а зубья 25 – с зубьями 24 полуоси 7. Подвижный элемент 12 посредством шлицевого соединения 13–14 жестко связан с полуосью 8. В результате обеспечивается жесткая связь между обеими полуосями 7 и 8, а также между полуосевыми шестернями 5 и 6.

В третьей позиции зубья 25 подвижного элемента 12 зацепляются с зубьями 24 полуоси 7, зубья 22 и 23 разомкнуты. Подвиж-

ный элемент 12 связан с полуосью 3 шлицевым соединением 13-14. При этом обе полуоси 7 и 8 жестко связаны с полуосевой шестерней 5, а полуосевая шестерня 6 пол-
учает возможность свободного вращения относительно полуоси 8.

В устройстве по фиг.2 полуосевые шестерни 5 и 6 дифференциала 1 связаны с полуосями 7 и 8 движителей 10 посредством конечных передач. Последние включают в себя два вала-шестерни 26 и 27, зацепляющихся с полуосевыми шестернями 28 и 29. Полуоси 7 и 8 снабжены шлицами 24 и 14 соответственно. Подвижный элемент 12 представляет собой зубчатую полумуфту с внутренними шлицами 25 для связи с наружными шлицами 14 и 24 соответственно полуосей 8 и 7. Полуосевая шестерня 29, расположенная со стороны гидротормоза 15, установлена на полуоси 8 свободно и снабжена зубьями 22 для связи с зубьями 23 подвижного элемента 12. В ведущем мосту по фиг.1 полуось 7 жестко связана с дополнительной гидромашинной 30. В устройстве по фиг.2 дополнительная гидромашинная 30 связана с полуосевой шестерней 5 дифференциала 1 посредством вала-шестерни 26. В напорной магистрали 31 гидромашинной 30 установлен регулируемый дроссель 32. Напорная магистраль 31 дополнительной гидромашинной 30 подключена к напорной магистрали 19 гидротормоза 15 между насосом 16 и дросселем 17. Напорная магистраль 31 связана с гидробаком 18 посредством гидролинии 33 с обратным клапаном 34. Гидролиния 33 подключена к напорной магистрали 31 между гидромашинной 30 и дросселем 32, а обратный клапан 34 установлен с проводимостью в сторону гидромашинной 30.

В ведущем мосту самоходного шасси Т-16М (фиг.1) насос 16 гидротормоза 15 установлен на задней стенке корпуса трансмиссии, а дополнительная гидромашинная 30 - на корпусе бортовой передачи 9 и может быть связана с полуосью 7 либо с хвостовиком бокового ВОМ, который выполнен за одно целое с осью движителя 10.

В ведущем мосту трактора "Беларусь" (фиг.2) насос 16 и гидромашинная 30 установлены на корпусах главного тормоза левого 35 и правого 36 движителей 10 соответственно.

Валы гидромашин 16 и 30 установлены в отверстия валов-шестерен 27 и 26 соответственно, что делает их легкодоступными и легкоъемными.

Мост работает следующим образом.

Крутящий момент от двигателя 3 подается к корпусу 2 межколесного дифференциала 1. Вращение от корпуса 2 через сателлиты 4 передается на полуосевые шестерни 5 и 6 дифференциала 1. Частота вращения движителей 10 определяется режимом работы устройства.

1. Режим дифференциального привода движителей.

Управляющий механизм 11 установлен в позицию I. В устройстве по фиг.1 вращение от полуосевой шестерни 5 передается на жестко связанную с ней полуось 7 и через левую бортовую передачу 9 на движитель 10.

Вращение от полуосевой шестерни 6 через зубья 22 и 23 передается на подвижный элемент 12, от него через шлицы 13 и 14 на полуось 8 и через правую бортовую передачу 9 на движитель 10 правого борта. Зубчатый венец 20 полуосевой шестерни 6 приводит во вращение шестерню 21 и вал насоса 16 гидротормоза 15. Насос 16 всасывает рабочую жидкость из бака 18 и подает в напорную магистраль 19.

Вращение от полуоси 7 передается на вал гидромашинной 30. Рабочая жидкость к последней поступает частично из бака 18 через гидролинию 33, обратный клапан 34 и напорную магистраль 31 (которая в первом режиме движения выполняет функцию всасывающей магистрали), и частично через полностью открытый дроссель 32 от насоса 16. Дроссель 17 также полностью открыт. Давление в напорных магистралях 19 и 31 отсутствует и гидромашинные 16 и 30 не препятствуют вращению полуосевых шестерен 5 и 6.

В ведущем мосту по фиг.2 вращение от полуосевой шестерни 5 передается на вал-шестерню 26. Последняя приводит во вращение полуосевую шестерню 28, жестко связанную с ней полуось 7 и движитель 10 левого борта. Полуосевая шестерня 6 дифференциала 1 и жестко связанная с ней вал-шестерня 27 приводят во вращение полуосевую шестерню 29, свободно установленную на полуоси 8. Зубья 22 шестерни 29, взаимодействуя с зубьями 23 подвижного элемента 12, приводят его во вращение. Так как подвижный элемент 12 посредством шлицевого соединения 25-14 связан с полуосью 8, движитель 10 правого борта вращается синхронно с полуосевой шестерней 29. Дроссели 17 и 32 полностью открыты, тормозной момент на валах гидромашин 16 и 30 отсутствует. В первом режиме движения крутящий момент, подводимый к корпусу 2 дифференциала 1, делится между движителями 10 поровну, а

его величина определяется наименьшим моментом сопротивления качению одного из них.

2. Режим заблокированного привода движителей.

Управляющий механизм 11 переводится в позицию II. В ведущем мосту по фиг.1 вращение от полуосевой шестерни 6 через зубья 22 и 23 передается на подвижный элемент 12 и далее через шлицы 13 и 14 на полуось 8. Через зубья 22 и 24 вращение от полуосевой шестерни 6 передается одновременно на полуось 7. В результате движители 10 правого и левого бортов заблокированы.

В ведущем мосту по фиг.2 шлицы 25 подвижного элемента 12 зацепляются одновременно со шлицами 14 полуоси 8 и шлицами 24 полуоси 7, т.е. они заблокированы. Зубья 23 подвижного элемента 12 при этом зацепляются с зубьями 22 полуосевой шестерни 29. Дроссели 17 и 32 полностью открыты, и давление в напорных магистралях 19 и 31 отсутствует. Крутящий момент на корпусе 2 дифференциала 1 определяется суммой моментов на обоих движителях 10, которые в общем случае не равны.

3. Режим хоодоуменьшения.

Для получения рассматриваемого режима водитель переключает управляющий механизм 11 в позицию III.

Вращение от корпуса 2 дифференциала 1 передается на сателлиты 4, которые воздействуют на полуосевые шестерни 5 и 6. Полуосевая шестерня 5 через полуось 7 связана с движителем 10 левого борта и одновременно посредством зубьев 24 и 25 связана с подвижным элементом 12, через шлицы 13 и 14 (фиг.1), либо шлицы 25 и 14 (фиг.2) с полуосью 8 и движителем 10 правого борта. В результате на полуосевой шестерне 5, которая является ведущей в устройстве, возникает момент сопротивления со стороны движителей 10:

$$M_{\text{сопр}} = \frac{F_k \cdot r_k}{U_{\text{БП}} \cdot \eta_{\text{БП}}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{сопр}}$ – момент сопротивления на ведущей полуосевой шестерне 5 со стороны движителей 10;

F_k – сила сопротивления качению движителей 10;

r_k – радиус качения движителей 10;

$U_{\text{БП}}$ – передаточное отношение между полуосевой шестерней 5 дифференциала 1 и движителями 10 (в устройстве по фиг.1 – это передаточное отношение бортовой передачи 9, в устройстве по фиг.2 – конечных передач, состоящих из звеньев 26–28 и 27–28);

$\eta_{\text{БП}}$ – КПД упомянутой передачи.

Полуосевая шестерня 6 отсоединена от полуоси 8 и кинематически связана с валом насоса 16 гидротормоза 15. В результате на нее действует тормозной момент со стороны насоса 16:

$$M_{\text{торм}} = \frac{V_H \cdot P_H}{2 \pi \cdot U_{\text{ГТ}} \eta_{\text{ГТ}} \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad (2)$$

где $M_{\text{торм}}$ – тормозной момент на управляющей полуосевой шестерне 6 со стороны гидротормоза 15;

V_H – рабочий объем насоса 16;

P_H – давление в напорной магистрали 19;

$U_{\text{ГТ}}$ – передаточное отношение редуктора гидротормоза 15 (в устройстве по фиг.1 – это зубчатая передача 20-21, в устройстве по фиг.2 $U_{\text{ГТ}} = 1$, так как насос 16 связан с полуосевой шестерней 6 без промежуточной передачи);

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД насоса 16;

$\eta_{\text{ГТ}}$ – КПД редуктора гидротормоза 15.

Движение транспортного средства возможно при условии, когда тормозной момент $M_{\text{торм}}$ на управляющей полуосевой шестерне 6 будет равен моменту сопротивления $M_{\text{сопр}}$ со стороны движителей 10 на ведущей полуосевой шестерне 5. В начальный момент регулирования пониженной скорости дроссель 17 гидротормоза 15 полностью открыт. При этом жидкость, поступающая в напорную магистраль 19 от насоса 16, беспрепятственно проходит через дроссель 17 в гидробак 18 и давление P_H в магистрали 19 отсутствует. Тормозной момент $M_{\text{торм}}$ на полуосевой шестерне 6 практически равен нулю:

$$M_{\text{торм}} = 0.$$

Так как в дифференциальном механизме моменты на полуосевых шестернях 5 и 6 всегда равны (за исключением случая, когда механизм заблокирован), то ведущий момент $M_{\text{вед}}$ на шестерне 5 со стороны сателлитов 4 равен нулю. Управляющая полуосевая шестерня 6 при этом вращается с максимальной частотой, равной удвоенной частоте вращения корпуса 2 дифференциала 1, а ведущая полуосевая шестерня 5 неподвижна и скорость транспортного средства равна нулю.

Для начала движения водитель плавно перекрывает дроссель 17. Давление P_H в напорной магистрали 19 гидротормоза 15 возрастает и на управляющей полуосевой шестерне 6 появляется тормозной момент $M_{\text{торм}}$, а на ведущей полуосевой шестерне 5 возникает момент $M_{\text{вед}} = M_{\text{торм}}$. Одновременно возрастает давление в напорной

магистрали 31 гидромашин 30 и на ее выходном валу возникает ведущий момент $M_{вед}$, направленный в ту же сторону, что и ведущий момент $M_{вед}$ на полуосевой шестерне 5 со стороны сателлитов 4 и равный:

$$M'_{вед} = \frac{V_{ГМ} \cdot P_n}{2\pi \cdot \eta_{мех}} \quad (3)$$

где $V_{ГМ}$ – рабочий объем гидромшины 30.

Дроссель 32 на первом этапе регулирования скорости полностью открыт, а обратный клапан 34 препятствует перетеканию рабочей жидкости из напорных магистралей 19 и 31 в гидробак 18.

Таким образом, на ведущей полуосевой шестерне 5 дифференциала 1 в режиме хо-
доуменьшения возникают три крутящих момента: момент сопротивления $M_{сопр}$ со стороны движителей 10, ведущий момент $M_{вед}$ со стороны сателлитов 4 (равный тормозному моменту $M_{торм}$ на шестерне 6) и дополнительный ведущий момент $M_{вед}$ со стороны гидромашин 30. До тех пор, пока выполняется неравенство

$$M_{сопр} > M_{вед} + M'_{вед}, \quad (4)$$

уменьшение проходного отверстия дросселя 17 сопровождается увеличением давления P_n в напорных магистралях 19 и 31, а скорость движения транспортного средства равна нулю. Движение начинается при условии

$$M_{сопр} = M_{вед} + M'_{вед} \quad (5)$$

или, с учетом (1) – (3):

$$\frac{F_k \cdot r_k}{U_{БП} \cdot \eta_{БП}} = \frac{P_n}{2\pi \cdot \eta_{мех}} \left(\frac{V_n}{U_{ГТ} \eta_{ГТ}} + V_{ГМ} \right) \quad (6)$$

При дальнейшем перекрытии дросселя 17 давление P_n остается постоянным, при этом расход рабочей жидкости через дроссель 17 уменьшается, что сопровождается плавным уменьшением частоты вращения управляющей полуосевой шестерни 6 и пропорциональным увеличением частоты вращения ведущей полуосевой шестерни 5 и скорости v транспортного средства.

Выражение баланса мощности на дифференциале следующее:

$$P_{корп} = P_{упр.} + P_{вед}, \quad (7)$$

где $P_{корп}$ – мощность, подводимая к корпусу 2 дифференциала 1;

$P_{упр.}$ – мощность, подводимая к управляющей полуосевой шестерне 6;

$P_{вед}$ – мощность, подводимая к ведущей полуосевой шестерне 5.

$$P_{упр.} = \frac{V_n \cdot P_m \cdot n_n}{\eta_{мех} \cdot \eta_{ГТ} \cdot 6 \cdot 10^4}, \quad (8)$$

где n_n – частота вращения вала насоса 16;

$$P_{вед} = \frac{F_k \cdot r_k \cdot n_{ГМ} \cdot 2\pi}{U_{БП} \cdot 6 \cdot 10^4}$$

$$= \frac{V_{ГМ} \cdot P_n \cdot n_{ГМ}}{\eta_{мех} \cdot 6 \cdot 10^4}, \quad (9)$$

где $n_{ГМ}$ – частота вращения полуосевой шестерни 5 и вала гидромашин 30.

Второй член в выражении (9) представляет собой мощность $P_{вед}$, подводимую дополнительно к полуосевой шестерне 5 со стороны гидромашин 30. При полностью закрытом дросселе 17 частота вращения управляющей полуосевой шестерни 6 и вала насоса 16 минимальны для первого поддиапазона регулирования и определяются двумя факторами – соотношением рабочих объемов V_n и $V_{ГМ}$ гидромашин 16 и 30 соответственно и передаточным числом редуктора гидротормоза 15:

$$n_{вш} = \frac{n_{уш} \cdot V_n}{V_{ГМ} \cdot U_{ГТ}} \cdot \eta_{об.н.} \cdot \eta_{об.ГМ}, \quad (10)$$

где $n_{вш} = n_{ГМ}$ – частота вращения шестерни 5;

$n_{уш} = n_n U_{ГТ}$ – частота вращения шестерни 6;

$\eta_{об.н.}$, $\eta_{об.ГМ}$ – объемные КПД насоса 16 и гидромашин 30 соответственно.

Учитывая, что

$$n_{кор} = \frac{n_{вш} + n_{уш}}{2}$$

выражение (10) запишется в виде

$$n_{вш} = \frac{2n_{кор}}{\left(1 + \frac{V_{ГМ} \cdot U_{ГТ}}{V_n \cdot \eta_{об.н.} \cdot \eta_{об.ГМ}}\right)}, \quad (11)$$

где $n_{кор}$ – частота вращения корпуса 2 дифференциала 1.

Комбинируя различные значения V_n , $V_{ГМ}$ и $U_{ГТ}$, можно получить различную скорость движения транспортного средства в конце первого поддиапазона регулирования и соответственно различную величину потерь мощности в ведущем мосту.

Так, например, если в устройстве по фиг.1 рабочие объемы V_n и $V_{ГМ}$ равны, а передаточное отношение $U_{ГТ}$ зубчатой передачи 20–21 равно 1/3, то частота вращения $n_{уш}$ управляющей полуосевой шестерни 6 в конце первого поддиапазона регулирования скорости будет составлять величину $n_{уш} = n_{вш}/3 \eta_{об.н.} \cdot \eta_{об.ГМ}$, при этом частота вращения шестерни 5 $n_{вш} = 1,5 n_{кор}$. Скорость движения транспортного средства в конце первого поддиапазона будет в 1,5 раза больше скорости, которую имело бы транспортное средство при движении в позициях I и II управляющего механизма 11 на соответствующей передаче в коробке передач. При этом максимальные потери мощности (в момент начала движения) будут меньше приблизительно на 30% по сравнению с ведущим мостом по основному изобретению.

В устройстве по фиг.2 при равенстве рабочих объемов V_H и $V_{ГМ}$ и при $U_{ГТ} = 1$, при полностью закрытом дросселе 17 частота вращения $n_{ш}$ шестерни 6 будет несколько выше частоты вращения n корпуса 2 дифференциала 1, а частота вращения $n_{вш}$ соответственно несколько ниже упомянутой частоты вращения.

Таким образом, в устройстве по фиг.2 скорость транспортного средства в конце первого поддиапазона регулирования будет несколько меньше скорости v_I , v_{II} , v_{III} и т.д., на которых двигалось бы транспортное средство на первой, второй, третьей и т.д. передачах в коробке передач в первом и втором режимах работы ведущего моста. Максимальные потери мощности в этом случае будут снижены приблизительно на 50%.

Перераспределение мощности между звеньями механизма в переом поддиапазоне регулирования происходит следующим образом (фиг.3): по мере закрытия дросселя 17 вначале нелинейно возрастают мощности $P_{корп}$ и $P_{упр}$, а транспортное средство неподвижно ($P_{вед} = 0$ и $V = 0$). Изменение $P_{корп}$ и $P_{упр}$ при неподвижном транспортном средстве показано на фиг.3 штриховыми линиями.

После начала движения по мере перекрытия дросселя 17 мощность $P_{упр}$ линейно уменьшается до величины, определяемой объемами утечками в гидромашине 16 и 30 ($\eta_{об.н.}$ и $\eta_{об.гм}$) при полностью закрытом дросселе 17. Мощность $P_{вед}$ линейно возрастает, а мощность $P_{корп}$ остается постоянной до полного закрытия дросселя 17. Скорость движения транспортного средства v также линейно возрастает до величины, определяемой с использованием выражения (11).

Графики на фиг.3 построены для ведущего моста по фиг.2, у которого $V_H = V_{ГМ}$ и $U_{ГТ} = 1$. Кривые, помеченные индексом 1, построены для I-й передачи в КП, индексом 2 — для II-й передачи и индексом 3 — для III-й передачи. Тонкой штрихпунктирной линией показаны графики изменения мощности $P_{корп}$ и $P_{упр}$ в зависимости от степени закрытия дросселя гидротормоза в устройстве по основному изобретению.

В начале второго поддиапазона регулирования сопротивление потоку жидкости, поступающей от насоса 16 к гидромашине 30, отсутствует (дроссель 32 полностью открыт) и давление P_H перед дросселем 32 и за ним одинаково. Для увеличения скорости движения V водитель начинает плавно перекрывать дроссель 32.

При этом возрастает сопротивление потоку жидкости на дросселе 32 и возникает перепад давления в гидромагистралях 19 насоса 16 и 31 гидромашин 30.

5 Тормозной момент $M_{торм}$ на управляющей полуосевой шестерне 6 увеличивается, а ведущий момент $M_{вед}$ со стороны гидромашин 30 уменьшается. При этом сумма рассматриваемых моментов остается постоянной, т.е. остается справедливым соотношение (5). По мере перекрытия дросселя 32 давление в напорной магистрали 19 повышается до величины, которая имела бы место в напорной магистрали гидротормоза по основному изобретению, при равной тяговой нагрузке на движителях 10. Одновременно давление в напорной магистрали 31 гидромашин 30 снижается до атмосферного и составляющая баланса мощности $M_{вед}$ в выражении (5) обращается в нуль. Выражение (5) принимает вид

$$M_{сопр} = M_{вед} \quad (12)$$

20 Таким образом, гидромашин 30 выключается из энергетического баланса устройства и оно становится идентичным устройству по основному изобретению, а именно: насос 16 работает в тормозном режиме, дроссель 32 выполняет функцию дросселя гидротормоза, ведущий момент на шестерне 5 возникает только со стороны сателлитов 4.

30 В рассмотренный промежуток регулирования дросселя 32 скорость v транспортного средства постоянна и равна скорости в конце первого поддиапазона регулирования дросселя 17. Мощность $P_{упр}$ нелинейно возрастает до величины, которая подводится к управляющей полуосевой шестерне ведущего моста по основному изобретению при той же тяговой нагрузке и скорости движения.

45 Мощность $P_{вед}$, подводимая к ведущей полуосевой шестерне 5, остается постоянной, а мощность $P_{корп}$ на корпусе 2 дифференциала 1 нелинейно возрастает (фиг.3). После достижения давления в напорной магистрали 19 упомянутой величины, дальнейшее перекрытие дросселя 32 сопровождается снижением частоты вращения вала насоса 16 и полуосевой шестерни 6, вала насоса 30 и скорость v движения транспортного средства возрастают. Так как при этом количество рабочей жидкости, нагнетаемое насосом 16 через дроссель 32 к гидромашине 30 становится меньшим количества рабочей жидкости, всасываемой последней из магистрали 31, открывается обратный клапан 34. Недостаток рабочей жидкости через магистраль 33 из бака 18

поступает к входу гидромашин 30, и она вхолостую перекачивает рабочую жидкость в гидробак 18. Дальнейшее увеличение скорости v происходит при постоянном давлении P_n в напорной магистрали 19 насоса 16. По мере закрытия дросселя 32 мощность $P_{упр}$ линейно уменьшается, мощность $P_{вед}$ линейно возрастает, а мощность $P_{корп}$ остается постоянной.

При полностью закрытом дросселе 32 частота вращения n_n вала насоса 16 минимальна и определяется только объемными утечками, а частота вращения $n_{гм}$ и $n_{вш}$ максимальна и приблизительно равна удвоенной частоте вращения $n_{кор}$ корпуса 2 дифференциала 1. Описанный порядок работы устройства справедлив для любой передачи в коробке передач, при этом количество диапазонов регулирования скорости определяется количеством передач в КП.

На графиках баланса мощности (фиг.4) площадь, ограниченная прямыми $P_{упр1}$ и $P_{упр2}$ с одной стороны и осью \bar{v} с другой, характеризует количество энергии, подводимой к управляющей полуосевой шестерне 6 предлагаемого устройства в первом и втором поддиапазонах регулирования скорости v , т.е. энергии, затрачиваемой на утечки и дросселирование рабочей жидкости. Указанная площадь заштрихована вертикальной чертой. Потери энергии в устройстве с дополнительной гидромашинной на выходе дифференциального механизма снижены по сравнению с устройством, содержащим один гидротормоз, на величину, которая характеризуется площадью, заштрихованной горизонтальной чертой.

Из графиков по фиг.4, построенных для ведущего моста по фиг.2 ($V_n = V_{гм}$ и $U_{гт} = 1$) следует, что мощность, подводимая к корпусу 2 дифференциала $1P_{кор1}$ в первом поддиапазоне снижена приблизительно в два раза, при этом величина мощности $P_{вед}$, подводимой к двигателям 10, не изменилась в сравнении с ведущим мостом по основному изобретению.

Во втором поддиапазоне регулирования скорости v абсолютные значения и характер изменения мощностей $P_{кор2}$, $P_{вед}$ и $P_{упр2}$ в предлагаемом устройстве такие же, как и в известном.

При увеличении силы сопротивления на двигателях 10 транспортного средства, движущегося с заданной пониженной скоростью, возрастает момент сопротивления $M_{сопр}$ на ведущей полуосевой шестерне 5. Так как движение на пони-

женных скоростях возможно только при выполнении условия (5), увеличиваются ведущие моменты $M_{вед}$ и $M'_{вед}$. Происходит это следующим образом.

При увеличении $M_{сопр}$ частота вращения полуосевой шестерни 6 и вала насоса 16 пропорционально увеличивается. При этом количество рабочей жидкости, нагнетаемое насосом 16 в гидролинии 19 и 31, увеличивается, а количество рабочей жидкости, потребляемое гидромашинной 30, уменьшается. При движении в первом поддиапазоне регулирования расход на дросселе 17 и давление в гидролиниях 19 и 31 возрастают. На полуосевой шестерне 6 увеличивается тормозной момент $M_{торм}$, а на шестерне 5 – ведущий момент $M'_{вед}$. Транспортное средство продолжает движение с меньшей скоростью, соответствующей повышенной силе сопротивления на двигателях 10. При движении во втором поддиапазоне возрастает расход на дросселе 32 и тормозной момент $M_{торм}$ на шестерне 6. Скорость движения снижается в большей степени, чем в аналогичной ситуации при движении в первом поддиапазоне. Наиболее стабильную скорость движения в режиме ходоуменьшения можно получить в конце первого поддиапазона (дроссель 17 полностью закрыт), либо во втором поддиапазоне при той же скорости движения (горизонтальные участки на графиках скорости по фиг.3).

В этом случае гидролинии 19 и 31 отсоединены от бака 18, а между гидромашинными 16 и 30 установлена гидравлическая связь, допускающая лишь незначительное рассогласование частот вращения их валов, причем указанное рассогласование возникает только из-за объемных утечек в гидромашинных. Для увеличения скорости движения необходимо закрывать дроссель 17 (первый поддиапазон), или дроссель 32 (второй поддиапазон).

Соответственно при уменьшении силы сопротивления на двигателях 10 скорость движения возрастает и для ее уменьшения необходимо открывать дроссель 17 или 32. Это создает неудобства в управлении транспортным средством и снижает качество некоторых технологических операций, требующих постоянной пониженной скорости.

Для кратковременной стабилизации пониженной скорости на транспортном средстве с ведущим мостом по фиг.2 можно использовать главные тормоза 35 и 36, закрепленные на валах-шестернях 26 и 27. Осуществляется это следующим образом.

При кратковременном увеличении тяговой нагрузки на двигателях 10 водитель

подтормаживает главный тормоз 36, в результате чего увеличивается тормозной момент $M_{\text{торм}}$ на управляющей полуосевой шестерне 6 без увеличения частоты ее вращения и давления перед дросселем 17. Таким образом, скорость движения транспортного средства не изменяется. При уменьшении тяговой нагрузки на движителях 10, момент сопротивления $M_{\text{сопр}}$ на полуосевой шестерне 5 снижается. В этом случае водитель подтормаживает главный тормоз 35, увеличивая тем самым $M_{\text{сопр}}$ до прежней величины и сохраняя неизменной скорость движения.

Таким образом, использование главных тормозов ведущего моста для стабилизации скорости упрощает управление транспортным средством, так как отпадает необходимость в частом подрегулировании дросселей 17 и 32.

Соединение ведущей полуосевой шестерни, либо связанной с ней полуоси с дополнительной гидромашинной, напорная магистраль которой снабжена регулируемым дросселем, подключена к напорной магистрали гидротормоза между его насосом и дросселем и связана с гидробаком посредством дополнительной гидролинии с обратным клапаном, подключенной между дополнительной гидромашинной и ее дросселем, а также установка обратного клапана с проводимостью в сторону дополнительной гидромашинной, позволяют повысить экономичность работы ведущего моста в режиме ходоуменьшения за счет того, что момент сопротивления со

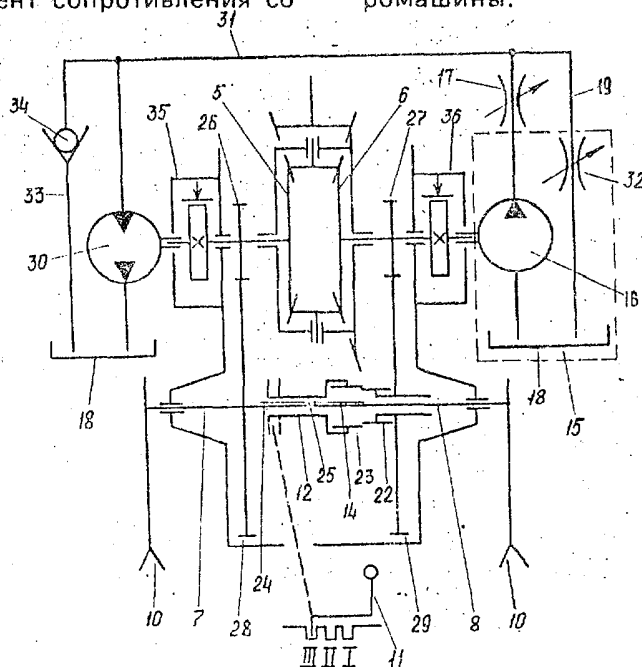
стороны движителей уменьшается на величину момента, возникающего на валу дополнительной гидромашинной. При этом уменьшается величина рабочего давления в гидросистеме ведущего моста, снижаются потери энергии на дросселирование и утечки рабочей жидкости при сохранении величины диапазона регулирования скорости.

Кроме того, ведущий мост с дополнительной гидромашинной, связанной с выходным звеном дифференциала, менее чувствителен к изменениям нагрузки на движителях, что обеспечивает транспортному средству более стабильную скорость в пониженном диапазоне.

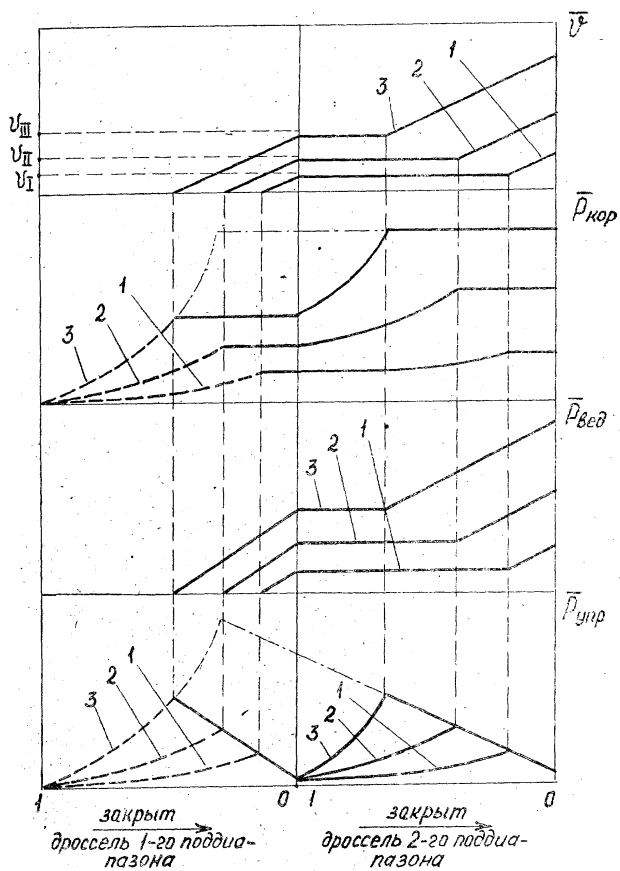
Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Ведущий мост транспортного средства

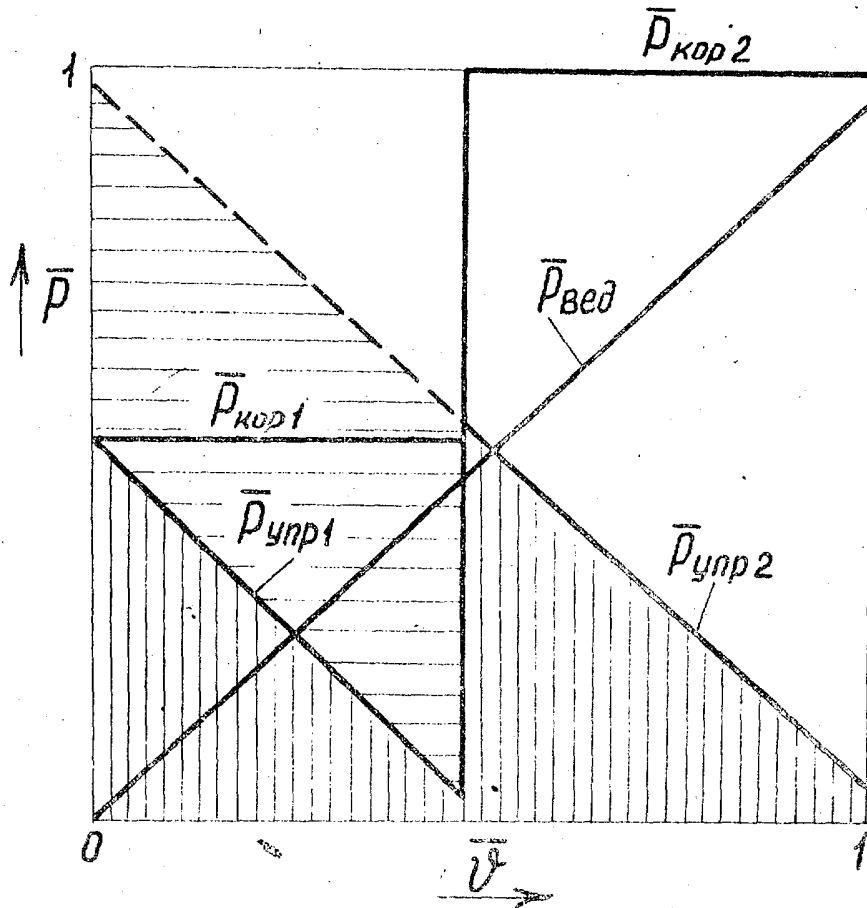
по авт.св. № 1586928, о т л и ч а ю щ и й с я тем, что, с целью повышения экономичности при работе в режиме ходоуменьшения путем снижения потерь на дросселирование рабочей жидкости, он снабжен дополнительной гидромашинной, кинематически связанной со второй полуосью и напорная магистраль которой снабжена регулируемым дросселем, подключена к напорной магистрали гидротормоза между его гидронасосом и дросселем и связана с гидробаком посредством дополнительной гидролинии с обратным клапаном, подключенной между дополнительной гидромашинной и ее дросселем, при этом обратный клапан установлен с проводимостью в сторону дополнительной гидромашинной.



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4

Редактор Е.Папп

Составитель А.Барыков
Техред М.Моргентал

Корректор А.Осауленко

Заказ 4432

Тираж

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., 4/5

Производственно издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул. Гагарина, 101