

# ФРИКЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА В ДВУХПОТОЧНЫХ ТРАНСМИССИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

## FRICTIONAL STEERING DEVICES IN TWO-FLOW TRANSMISSIONS OF TRANSPORT CATERPILLAR VEHICLES

**Н.Н. ДЕМИДОВ**, К.Т.Н.  
**Р.Ю. ДОБРЕЦОВ**, К.Т.Н.  
**М.С. МЕДВЕДЕВ**

Санкт-Петербургский политехнический университет  
Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия,  
dr-idpo@yandex.ru

**N.N. DEMIDOV**, PhD in Engineering  
**R.YU. DOBRETSOV**, PhD in Engineering  
**M.S. MEDVEDEV**

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University,  
Saint-Petersburg, Russia, dr-idpo@yandex.ru

Проблема качества управления поворотом является общей для гусеничных машин различного назначения, особенно для быстроходных транспортных машин. Обычно данную проблему решают применением двухпоточной трансмиссии с использованием гидростатической передачи в параллельном потоке мощности с трансформирующим механизмом (центральные или бортовые коробки передач). В статье предложено использовать фрикционный механизм поворота в составе замкнутой (следающей) системы управления как альтернативу гидростатической передаче. Для контроля над усилием сжатия и, соответственно, буксованием дисков фрикционного механизма поворота применяется принцип широтно-импульсной модуляции рабочего давления. Проведена оценка рассеиваемой мощности на буксующем элементе управления фрикционного механизма поворота, установленного в трансмиссии гусеничной машины с бортовыми коробками передач массой 42 тонны. Установлено, что при наиболее вероятном радиусе поворота рассеиваемая мощность не превышает 50 кВт. Кроме того, в работе представлены кинематические схемы одноступенчатого и двухступенчатого фрикционного механизма поворота. Одноступенчатый фрикционный механизм поворота был апробирован на ходовых испытаниях гусеничной машины с бортовыми коробками передач; его применение ограничено одним расчетным радиусом поворота и высокой нагруженностью фрикционных элементов управления. Применение двухступенчатого механизма поворота позволяет снизить износ дисков элементов управления и более плавный поворот, по сравнению с одноступенчатым, но несколько усложняет конструкцию. Также приведена схема двухпоточной трансмиссии с центральной коробкой передач. Ожидается, что мощность рассеиваемая на фрикционном механизме поворота окажется выше, чем при использовании в трансмиссии с бортовыми коробками передач. Таким образом, расчеты и испытания показывают, что фрикционные механизмы поворота способны заменить гидростатическую передачу в механизме поворота гусеничной машины, особенно в условиях плотной компоновки трансмиссионного отделения, где другие варианты пока невозможны.

**Ключевые слова:** гусеничная машина, фрикционный механизм поворота, замкнутая система управления поворотом, буксование, широтно-импульсная модуляция, двухпоточная трансмиссия.

The problem of quality of management of turn is the general for tracked vehicles of different function, especially for high-speed transport vehicles. Usually, this problem is solved application of two-flow transmission with use of hydrostatic gear in a parallel flow of power with the transforming mechanism (the central or onboard gearboxes). In the article is offered to use the frictional steering device as a part of the closed-loop (servo) control system as an alternative to hydrostatic gear. To control over effort of compression and, respectively, slipping of disks of the frictional steering device applies the principle of pulse-width modulation of power pressure. Assessment of power dissipation capability on the slipping element of management of the frictional steering device installed in transmission of the tracked vehicle with onboard gearboxes weighing 42 tons is carried out. It is established that at the most probable turning radius power dissipation capability doesn't exceed 50 kW. Besides, in article kinematic schemes of the one-stage and two-level frictional steering device are provided. The one-stage frictional steering device was tested on ride tests of the tracked vehicle with onboard gearboxes, its application is limited to one rated turning radius and high loading of frictional elements. Use of the two-level steering device will allow to reduce wear of disks of elements of management and smoother turn, in comparison with one-stage, but will complicate a design a little. The scheme of two-line transmission with the central gearbox is also provided. It is expected that the power disseminated on the frictional steering device will be higher, than when using in transmission with onboard gearboxes. Thus, calculations and tests show that frictional steering devices are capable to replace hydrostatic gear in the steering device of the tracked vehicle, especially in the conditions of dense configuration of transmission department where other options are still impossible.

**Keywords:** caterpillar vehicle, frictional steering device, closed-loop control system of steering, slipping, pulse-width modulation, two-flow transmission.

## Введение

Проблема качества управления поворотом (обеспечение наилучшей управляемости при минимуме дополнительных энергозатрат) является общей для гусеничных машин различного назначения. Для транспортных машин, движущихся с большими скоростями, эта проблема стоит более остро. Традиционный путь ее решения – выбор оптимальной для данного транспортного средства конструкции механизма поворота.

Считается [1, 2], что с точки зрения обеспечения однозначного соответствия органа управления и величины радиуса поворота, а также плавности изменения радиуса, наилучшим решением является применение многопоточной трансмиссии с использованием гидростатической (гидрообъемной) передачи (ГСП) в параллельном с трансформирующим механизмом потока мощности. В качестве трансформирующего механизма часто используются центральная гидромеханическая коробка передач или бортовые планетарные механические коробки передач. Первый вариант характерен для зарубежных машин. В СССР была создана гусеничная машина с двухпоточной трансмиссией, содержащей бортовые коробки передач.

Основным техническим недостатком такого решения оказалась необходимость обеспечить высокую удельную мощность ГСП. Следствием являются большие давления в передаче. Серийный выпуск агрегатов с потребными характеристиками в СССР оказался на тот момент невозможным. В качестве альтернативы ГСП было предложено использовать фрикционный механизм поворота (ФМП).

Использование ФМП имеет смысл в составе замкнутой (следящей) системы управления. Разработка таких систем велась в Ленинградском политехническом институте (сейчас – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого) для однопоточной трансмиссии с бортовыми коробками передач [3]. Найденные технические решения позволили решить вопрос об обеспечении контроля над буксованием дискового тормоза в составе ФМП и тем самым гарантировать плавность изменения радиуса поворота машины и однозначность соответствия между положением органа управления и величиной радиуса поворота.

## Цель работы

Обосновать перспективность применения ФМП в составе двухпоточной трансмиссии транспортной гусеничной машины.

При этом рассматриваются: принцип контроля над буксованием дисков фрикционного элемента управления; предложенные в ЛПИ (позже – в СПбПУ) технические решения по интеграции ФМП в состав трансмиссии и конкретные схемы ФМП.

## Методы и средства проведения исследований

Принципиальная схема двухпоточной трансмиссии гусеничной машины с бортовыми коробками передач показана на рис. 1. В параллельном потоке мощности, в принципе, может располагаться ГСП (штатный вариант), фрикционное устройство или управляемый электромотор (ЭМ).

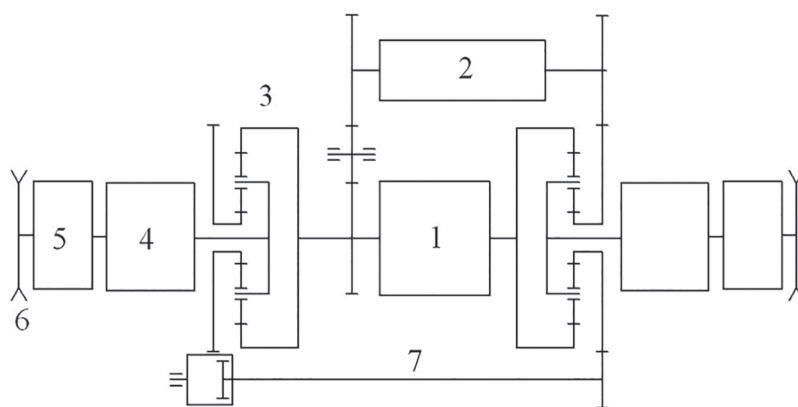


Рис. 1. Схема двухпоточной трансмиссии с бортовыми коробками передач:

1 – двигатель; 2 – ГСП, ФМП или ЭМ; 3 – суммирующий планетарный ряд; 4 – бортовая коробка передач; 5 – бортовая передача; 6 – ведущее колесо борта; 7 – межбортная связь

В режиме прямолинейного движения выходной вал передачи 2 остановлен. Вследствие этого неподвижны солнечные шестерни суммирующих планетарных рядов 3, и эти ряды выполняют роль ступени бортовой передачи.

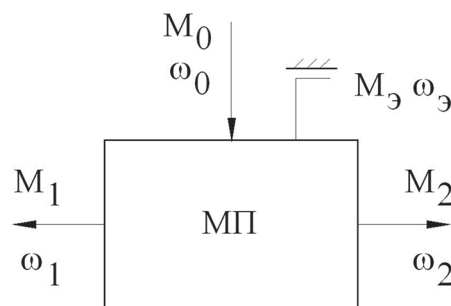
При повороте выходной вал агрегата 2 вращается. Дифференциальная связь между бортами обеспечивается через передачу 7 (ее передаточное число равно  $-1$ ). Потoki мощности от двигателя и агрегата 2 суммируются на планетарных рядах 3. Как следствие, один из бортов становится забегающим, а другой – отстающим, и машина входит в поворот.

Реализовать плавное изменение радиуса поворота и однозначность соответствия положения органа управления (рычаги или штурвал) и величины радиуса можно, применяя следящую систему управления. Параметром, по которому осуществляется обратная связь, является угловая скорость машины или разница угловых скоростей бортов.

При условии сохранения компоновки моторно-трансмиссионного отделения единственной альтернативой гидростатической передаче оказывается фрикционное устройство. При рассмотрении ряда вариантов было предложено скомпоновать фрикционные элементы управления в единый агрегат, получивший название ФМП.

Для обеспечения контроля над буксованием дисков ФМП применен принцип широтно-импульсной модуляции давления. Он заключается в том, что в гидравлическую систему управления встраивается электромагнитный клапан, работающий в импульсном режиме и подающий жидкость в систему по закону, близкому к прямоугольному. Рабочие частоты находятся в пределах 4–15 Гц. Амплитуда импульсов постоянна, а соотношение периода открытия и закрытия клапана может изменяться. За счет этого в гидросистеме формируется некоторое среднее рабочее давление, величина которого хорошо контролируется. Следствием является контроль над усилием сжатия пакета дисков фрикционного элемента управления, а значит – контроль над буксованием пакета и угловой скоростью выходного вала ФМП. Поскольку в рамках задачи о замене гидростатической передачи на ФМП нас интересует не выходная скорость вала ФМП, а угловая скорость поворота машины, параметром обратной связи остается разность угловых скоростей ведущих колес отстающего и забегающего бортов.

Применение ФМП подразумевает рассеивание некоторой части энергии, получаемой от двигателя. Схематически механизм поворота любой структуры, отвечающий требованиям линейной связи между входными и выходными скоростями (или моментами), может быть представлен, как «черный ящик» (рис. 2). Важно, что мощность, рассеиваемая на буксующем элементе управления, не зависит от структуры механизма, а определяется его внешними параметрами (набором передаточных отношений, определяемых при некоторых наложенных на систему связях) и условиями внешней среды.



**Рис. 2. Схема механизма поворота (МП) с фрикционным регулированием радиуса поворота:**

$M$  и  $\omega$  – моменты и угловые скорости звеньев; индексы: 0 – входное звено, э – буксующий элемент управления, 1 и 2 – выходные звенья

Данный подход применяется при кинематическом и силовом анализе механизма поворота [4], а также при расчетных оценках энергоэффективности таких механизмов [5,6] при работе в составе шасси.

Подробно методика анализа мощностного баланса механизма поворота изложена в статье [4]. Оценим мощность  $N_э$ , рассеиваемую на буксующем элементе управления.

Воспользуемся зависимостью:

$$N_э = (P_1 + u_0 P_2)(V_{1ф} - V_1),$$

где  $P_1$  и  $P_2$  – силы тяги на отстающей и забегающей гусеницах;  $u_0$  – передаточное отношение механизма поворота при остановленном ведущем звене и полностью выключенном элементе управления (для случая бортовых корбков передач  $u_0 = 0$ );  $V_{1ф}$  и  $V_1$  – фиксированная и текущая скорости отстающего борта [4]. Величины сил тяги определяются по традиционным расчетным зависимостям для случая поворота на горизонтальной поверхности без учета скольжения гусениц [1, 2]. В данном случае такое упрощение задачи допустимо. Фиксиро-

ванная скорость отстающего борта рассчитывается по зависимости:

$$V_{1\phi} = V_{\text{пр}} \cdot \frac{\rho_{\phi} - 0,5}{\rho_{\phi} + q_m}, \text{ м/с},$$

где  $V_{\text{пр}}$  – скорость прямолинейного движения до входа в поворот;  $\rho_{\phi}$  – относительный фиксированный радиус поворота;  $q_m$  – кинематический параметр механизма поворота (в рассматриваемом случае  $q_m = 0,5$ ; при этом величины неуправляемого и свободного радиусов поворота совпадают).

Величина  $\rho_{\delta}$  определяется гаммой передаточных чисел:  $\rho_{\phi} = 0,5(u_{\phi} + 1)/(u_{\phi} - 1)$ . Здесь передаточное отношение между бортами есть соотношение передаточных чисел в бортовых коробках на данном режиме поворота:  $u_{\phi} = u_2/u_1$ .

Линейная скорость борта определяется кинематикой поворота [6]

$$V_1 = V_{\text{пр}} \cdot \frac{\rho - 0,5}{\rho + q_m}, \text{ м/с}.$$

Для определения величины относительного радиуса неуправляемого поворота использована зависимость:

$$\rho_n = \left( \frac{\mu_{\max}}{\mu_n} - 0,925 \right) / 0,15,$$

где  $\mu_n = 4q_m \cdot f \cdot B/L$  – величина коэффициента сопротивления повороту, соответствующая режиму неуправляемого поворота [4].

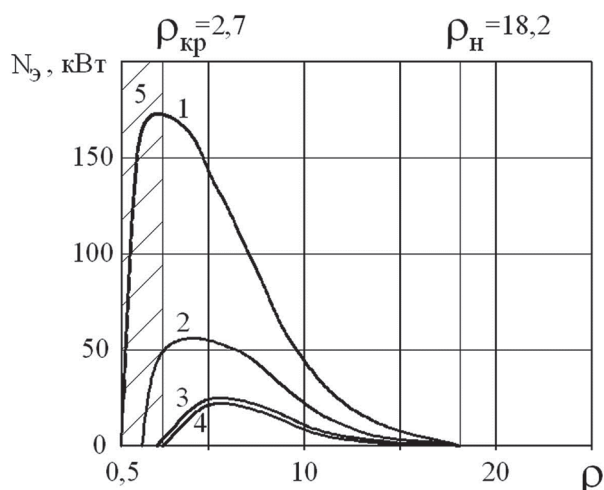
## Результаты анализа и их обсуждение

Расчеты производятся для шасси с бортовыми коробками передач: масса  $m = 42\,000$  кг; длина опорной поверхности и ширина колеи  $L = 4,31$  м и  $B = 2,80$  м; гамма передаточных отношений: 4,378; 2,159; 1,459; 1,000.

Расчетный режим движения машины выбирается на основании статистических данных ОАО «ВНИИ Трансмаш» [5, 7]. Для дальнейших расчетов приняты следующие значения величин: коэффициент сопротивления качению  $f = 0,1$ ; коэффициент сопротивления повороту  $\mu_{\max} = 0,5$ ; относительный радиус поворота  $\rho = 10$ ; скорость движения  $V = 7$  м/с. Понятие относительного радиуса поворота вводится, как  $\rho = R/B$ , где  $R$  – радиус поворота машины, м.

На рис. 3 показаны результаты оценочных расчетов  $N_{\phi}$  для случая поворота машины с бортовыми коробками передач. Из рисунка 3

видно, что в зоне наиболее вероятного радиуса поворота на элементе управления рассеивается мощность, не превышающая 50 кВт. В тяжелых дорожных условиях эта величина приближается к 100 кВт (при повороте на второй передаче).



**Рис. 3. Мощность, рассеиваемая на буксующем элементе управления в трансмиссии гусеничной машины с бортовыми коробками передач при повороте с относительным радиусом меньше  $\rho_n$ :**  
отстающий борт: 1 – остановочный тормоз; 2 – I передача; 3 – II передача; 4 – III передача; 5 – зона заноса машины при скорости 10 м/с;  
забегающий борт: I передача; II передача; III передача; IV – передача

Одним из важных преимуществ двухпоточного варианта трансмиссии (рис. 1) является как раз снижение мощности буксования.

При работе над конструкцией одноступенчатого ФМП решался в первую очередь вопрос замены им ГСП в составе трансмиссии (рис. 1).

ГСП в данной конструкции позволяет бесступенчато регулировать радиус поворота машины в пределах от бесконечности (прямолинейное движение) до 12 м. Главный недостаток данной трансмиссии – при уменьшении радиуса поворота в диапазоне от 25 до 12 м резко возрастает значение крутящего момента, который должен передать гидромотор. Это требует повышения рабочего давления в передаче до 600...800 кг/см<sup>2</sup>. В указанном диапазоне радиусов резко падает объемный КПД передачи, происходит ее перегрев, а требуемый крутящий момент не достигается. В этой ситуации «в помощь» ГМП подключается гидрозамедлитель соответствующего борта (на рис. 3 не показан, выполнен в смежном корпусе с бор-

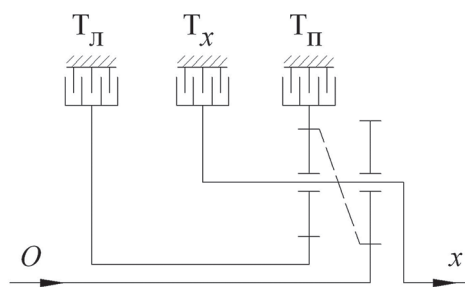


товой коробкой передач). Такое решение также имеет недостатки: повышенное тепловыделение и усложнение системы управления трансмиссией.

Допустимый с точки зрения кинематики такой трансмиссии поворот машины вокруг центра тяжести также невозможно реализовать из-за слишком больших потребных значений давления в передаче.

С целью устранения указанных недостатков предлагается заменить ГСП фрикционным механизмом поворота с управляемым скольжением фрикционного элемента.

Кинематическая схема одноступенчатого ФМП, предложенная в ходе работ по модернизации трансмиссии д.т.н. проф. В.Б. Шеломовым (СПБПУ), показана на рис. 4. Испытаниями и доводкой механизма занималась научная группа кафедры «Колесные и гусеничные машины»: к.т.н. А.П. Григорьев, к.т.н., доц. Н.Н. Демидов и др.



**Рис. 4. Кинематическая схема одноступенчатого ФМП:**

$O$  и  $x$  – ведущее и ведомое звенья;  
 $T_л$  и  $T_п$  – тормоза для поворота налево и направо;  
 $T_x$  – тормоз выходного звена

Механизм включает в себя планетарный четырехзвенник и три фрикционных элемента управления:  $T_x$  – тормоз прямолинейного движения,  $T_п$  и  $T_л$  – тормоза правого и левого поворота. Входной вал  $O$  приводится во вращение от двигателя, выходной вал  $x$  соединен через зубчатую передачу с солнечной шестерней суммирующего ряда одного из бортов.

ФМП по схеме рис. 4 может быть закомпонован в тех же габаритах и с теми же присоединительными размерами, что и ГСП, тогда оба механизма оказываются взаимозаменяемыми. ФМП по существу представляет собой планетарный реверс-редуктор с передаточным отношением  $\pm 2,25$ . Этому при данной конструкции трансмиссии соответствует значение относи-

тельного фиксированного радиуса поворота 8,51.

Принцип работы ФМП состоит в том, что для плавного регулирования скорости вращения выходного вала  $x$  используется специальная система управления включением тормозов  $T_п$  или  $T_л$ , позволяющая осуществить их регулируемое скольжение с требуемой для заданного радиуса скоростью. Таким образом, основное достоинство ГСП – бесступенчатое регулирование радиуса поворота – в этом случае сохраняется. Вместе с тем, при повороте с радиусами, близкими к расчетному, когда КПД ГСП резко снижается, ФМП работает при малых скоростях скольжения фрикционного элемента управления и его КПД приближается к единице.

Очевидными недостатками ФМП являются нагрев и износ дисков элементов управления. Однако эти явления могут быть сведены к минимуму путем рационального выбора фиксированного радиуса (возможно, не одного, а двух), числа пар трения и рабочего давления в системе управления.

Независимо от номера включенной передачи механизм поворота регулирует радиус поворота машины в пределах от бесконечности (прямолинейное движение) до 23,83 м (фиксированный радиус). При этом на обоих бортах в коробках передач включены одинаковые передачи.

Для поворота с меньшими радиусами необходимо на отстающем борту включить пониженную передачу с большим передаточным отношением. При движении на первой передаче этому режиму соответствует включение на отстающем борту остановочного тормоза, и поворот будет осуществляться вокруг остановленной гусеницы с радиусом 1,4 м независимо от работы ФМП.

На высших передачах в этом режиме вновь возможно изменение радиуса поворота за счет механизма поворота, но в более узком диапазоне. Некоторое расширение диапазона радиусов может быть получено путем поочередного регулирования пробуксовки обоих тормозов поворота ФМП. Например, при повороте вправо на четвертой передаче может быть включена на отстающем борту третья передача. Если при этом включить тормоз  $T_л$ , то радиус поворота составит 10,8 м, при включении тормоза  $T_п$  радиус уменьшается до 5,76 м.

Поворот вокруг центра тяжести невозможен.

При включении пониженной передачи на отстающем борту принципиально возможно и плавное регулирование радиуса от 24,83 м вниз до расчетных значений. Управление при этом осуществляется следующим образом. Сначала следует выключить все элементы управления в ФМП, затем включить пониженную передачу на отстающем борту (например, на правом). После этого плавно останавливать тормоз  $T_{\text{л}}$  до получения расчетного радиуса. Затем отпустить  $T_{\text{л}}$  и останавливать  $T_{\text{п}}$  вновь до получения следующего расчетного радиуса.

Однако такой режим управления может привести к разному ФМП, потому что при включении его элементов управления резко возрастают скорости звеньев. Выполненный кинематический анализ трансмиссии показал, что в момент переключения со штатного режима управления ФМП на режим управления с пониженной передачей на отстающем борту при радиусе 23,83 м скорость левого тормоза в 4,68 превышает скорость входного звена  $\omega_0$ , то есть при  $\omega_0 = 300$  рад/с, угловая скорость тормоза составит 1404 рад/с, или

13400 об/мин. Поэтому такой режим управления вряд ли можно считать приемлемым.

Таким образом, во избежание разного ФМП один из его элементов управления следует всегда держать под контролем, особенно при переключении передач. Так, для поворота с радиусом меньше 23,83 м следует оставить включенным соответствующий тормоз ФМП и включить пониженную передачу на отстающем борту. Машина перейдет на низший фиксированный радиус, хотя и не очень плавно, но зато безопасно для ФМП.

Основным параметром, определяющим работоспособность ФМП, является мощность буксования его элементов управления в повороте. Эта мощность зависит от радиуса поворота и свойств грунта. Расчетные значения мощности буксования тормоза поворота  $T_{\text{п}}$  и  $T_{\text{л}}$  при различных скоростях движения на четвертой передаче, а также мощности на входе ФМП даны в табл. 1 и 2.

Для поворота с радиусами меньше фиксированного  $R < 23,83$  м представляется привлекательной идея использования гидрозамед-

Таблица 1

**Мощность буксования фрикционов ФМП при различных скоростях движения на четвертой передаче, кВт**

| Радиус поворота $R$ , м | Относительный радиус $\rho$ | Скорость движения, м/с |      |      |      |
|-------------------------|-----------------------------|------------------------|------|------|------|
|                         |                             | 13                     | 15   | 17   | 19   |
| 24,0                    | 8,51                        | 0,0                    | 0,0  | 0,0  | 0,0  |
| 28,0                    | 10,00                       | 6,4                    | 11,1 | 18,2 | 27,9 |
| 33,6                    | 12,00                       | 9,3                    | 15,6 | 25,1 | 38,6 |
| 42,0                    | 15,00                       | 9,9                    | 16,3 | 25,4 | 38,2 |
| 84,0                    | 30,00                       | 7,0                    | 10,9 | 16,2 | 23,2 |
| 140,0                   | 50,00                       | 4,6                    | 7,2  | 10,5 | 14,9 |
| 280,0                   | 100,00                      | 2,5                    | 3,9  | 5,6  | 7,9  |
| 560,0                   | 200,00                      | 1,3                    | 2,0  | 2,9  | 4,1  |

Таблица 2

**Мощность на входе в ФМП при различных скоростях движения на четвертой передаче, кВт**

| Радиус поворота $R$ , м | Относительный радиус $\rho$ | Скорость движения, м/с |       |       |       |
|-------------------------|-----------------------------|------------------------|-------|-------|-------|
|                         |                             | 13                     | 15    | 17    | 19    |
| 24,0                    | 8,51                        | 58,0                   | 103,0 | 167,7 | 262,5 |
| 28,0                    | 10,00                       | 43,3                   | 74,6  | 122,4 | 187,8 |
| 33,6                    | 12,00                       | 32,0                   | 53,9  | 86,3  | 132,9 |
| 42,0                    | 15,00                       | 22,9                   | 37,7  | 58,8  | 88,4  |
| 84,0                    | 30,00                       | 9,7                    | 15,2  | 22,6  | 32,4  |
| 140,0                   | 50,00                       | 5,6                    | 8,7   | 12,7  | 17,9  |
| 280,0                   | 100,00                      | 2,8                    | 4,2   | 6,2   | 8,6   |
| 560,0                   | 200,00                      | 1,4                    | 2,1   | 3,1   | 4,3   |

лителя на отстающем борту с выключением всех элементов управления ФМП. Поскольку в этом случае через ФМП поток мощности не проходит, механизм поворота работает как простой дифференциал. Однако в случае недозаполнения гидрозамедлителя такой режим работы может привести к перегреву и разрушению ФМП.

Увеличение ресурса ФМП может быть достигнуто за счет применения двухступенчатого механизма, позволяющего получить два расчетных радиуса поворота и оптимизировать распределение работы буксования между элементами управления.

Для определения передаточного числа первой ступени задается величина  $\rho_{\phi 1}$  фиксированного относительного радиуса поворота. При решении задачи оптимизации разбивки передаточных чисел ступеней ФМП, исходя из опыта, полученного при разработке одноступенчатого ФМП, было задано  $\rho_{\phi 1} = 4,0$ . Этому соответствует значение передаточного числа первой ступени  $i_{\text{ФМП1}} = 1,507$ .

Для определения  $\rho_{\phi 2}$  рассматривается диапазон изменения относительных радиусов от  $\rho_{\text{кр1}}$  (относительный радиус поворота, ограничивающий область частичного заноса) до  $\rho_{\text{св}}$  (относительный радиус свободного поворота). В ходе расчетов использовался метод случайного перебора. Для каждой ступени определялась величина  $N_{\phi}^* = N_{\phi} \cdot f(\rho)$  (кВт), где  $f(\rho)$  – плотность вероятности поворота машины с заданным относительным радиусом [5].

Критерием оптимизации является локальный минимум функционала

$$G(\rho_{\phi 1}, \rho_{\phi 2}) = \int_{\rho_{\phi 1}}^{\rho_{\phi 2}} N_{\phi 1}^* d\rho + \int_{\rho_{\phi 2}}^{\rho_{\text{св}}} N_{\phi 2}^* d\rho \rightarrow \min,$$

где  $N_{\phi 1}^*$  и  $N_{\phi 2}^*$  – величины, определяемые отдельно для первой и второй ступеней ФМП. Локальный минимум имеет место при значении параметра  $\rho_{\phi 2} = 12,1$ . Этой величине соответствует значение  $i_{\text{ФМП2}} = 7,605$ .

Из нескольких рассмотренных схем механизмов, позволяющих обеспечить необходимые режимы работы, был выбран вариант, позволяющий реализовать принцип контроля над буксованием дисков элементов управления, компактный и достаточно простой для реализации. Схема двухступенчатого ФМП с планетарным реверсом показана на рис. 5.

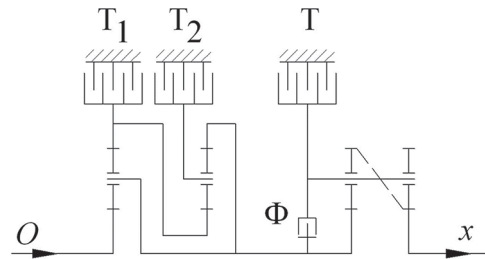


Рис. 5. Кинематическая схема двухступенчатого ФМП с планетарным реверсом:

O и x – ведущее и ведомое звенья; T<sub>1</sub> и T<sub>2</sub> – тормоза первой и второй ступеней; T и Φ – тормоз и фрикцион реверса

Планетарный редуктор ФМП с двумя тормозными элементами управления T<sub>1</sub> и T<sub>2</sub> реализует два режима работы. Направление вращения выходного вала можно изменять путем включения в схеме планетарного механизма реверса тормоза T или блокирующего фрикциона Φ с гидростатическим управлением.

Тормоза T<sub>1</sub> и T<sub>2</sub> при получении радиусов поворота больших расчетного работают в режиме управляемого буксования дисков.

Ожидаемые недостатки двухступенчатого ФМП по сравнению с одноступенчатым:

- увеличение числа деталей (следовательно, усложнение конструкции, снижение надежности, рост стоимости изделия и др.);
- большие сложности при компоновке ФМП в габаритах ГСП (хотя, по первичной оценке, варианты конкурентоспособны).

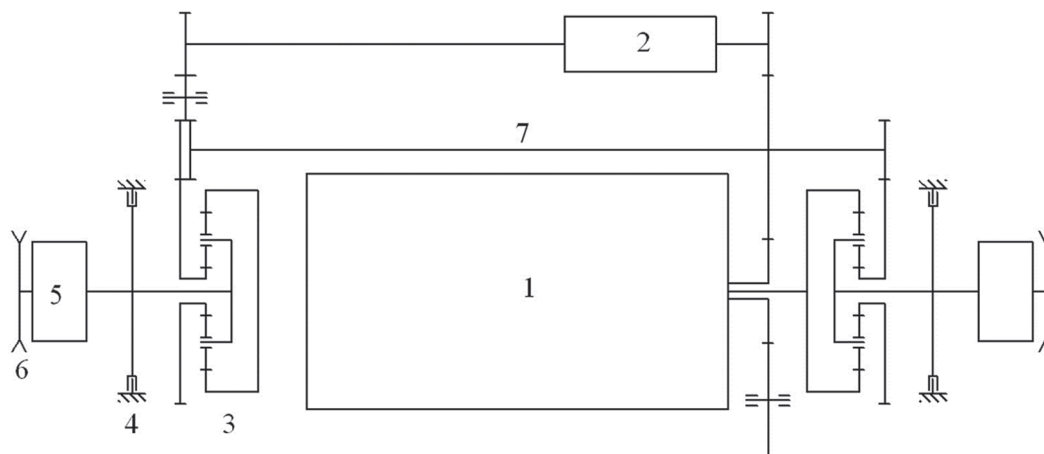
Сравнительные достоинства двухступенчатого ФМП:

- меньший ожидаемый износ дисков элементов управления;
- отсутствие скачкообразных переходов (рывков) радиуса поворота при переключении элементов управления.

Алгоритмы управления, элементная база схемы управления для обоих вариантов ФМП с точки зрения сложности, надежности и стоимости материальной части существенно различаться не будут.

Принцип замены ГСП фрикционным механизмом распространяется и на случай трансмиссии с центральной коробкой передач (рис. 6).

Нагрузки на ГСП при такой схеме включения увеличиваются по сравнению с решением, показанным на рис. 1. Это обусловит увеличение габаритов ГСП. В принципе, в габари-



**Рис. 6. Схема двухпоточной трансмиссии с центральной коробкой передач:**

1 – центральная коробка передач; 2 – ГСП, ФМП или ЭМ; 3 – суммирующий планетарный ряд; 4 – остановочный тормоз борта; 5 – бортовая передача; 6 – ведущее колесо борта; 7 – межбортная связь

тах ГСП в этом случае может быть реализован трехступенчатый ФМП. Первая ступень будет позволять осуществить поворот машины вокруг центра тяжести ( $\rho_{\phi 1} = 0$ ). По аналогии с двухступенчатым ФМП вторая ступень обеспечивает поворот с относительным радиусом  $\rho_{\phi 2} = 4$ . При выборе значения  $\rho_{\phi 3}$  можно применить описанный выше принцип минимизации функционала  $G(0, 4, \rho_{\phi 3}) \rightarrow \min$ .

Представляется, что в случае применения схемы с центральной коробкой передач (рис. 6), мощность буксования элемента управления ФМП увеличится по сравнению с конструкцией, использующей бортовые коробки передач.

Для обеих схем значение  $u_0 = -1$ . Таким образом, для одной и той же машины при одних и тех же внешних условиях

$$N_{\phi} = f(\omega_{\phi 1} - \omega_1) = f(u_{\phi}).$$

Действительно:  $\omega_{\phi 1} = 2\omega_{\text{пр}}/(u_{\phi} + 1)$ . Следовательно, с ростом  $u_{\phi}$  скорость скольжения при неизменной скорости борта будет падать, а мощность буксования уменьшаться.

Для схемы с бортовыми коробками передач:

$$u_{\phi} = \frac{u_{\text{ФМП}}^* - k}{-u_{\text{ФМП}}^* - k},$$

где  $u_{\text{ФМП}}^*$  – передаточное число ступени ФМП, приведенное к солнечной шестерне суммирующего ряда (с учетом передаточных чисел зубчатых передач параллельного потока мощности);

$k < 1$  – кинематический параметр суммирующего ряда.

При наличии центральной коробки передач

$$u_{\phi} = \frac{u_{\text{ФМП}}^* - k u_{\text{КП}}}{-u_{\text{ФМП}}^* - k u_{\text{КП}}},$$

где  $u_{\text{КП}}$  – передаточное число коробки передач.

В реальной трансмиссии для этих случаев величины  $u_{\text{ФМП}}^*$  будут различаться, но для сравнения вариантов полагаем данные величины равными. При таком предположении при  $u_{\text{КП}} = 1$  (прямая передача) расчетные формулы для определения величины  $u_{\phi}$  для обоих вариантов трансмиссии совпадут. В прочих же случаях с ростом  $u_{\text{КП}}$  величина  $u_{\phi}$  будет снижаться. А значит, на низших передачах при схеме с центральной коробкой передач мощность буксования на элементе управления ФМП будет расти, и агрегат будет работать в более тяжелых условиях.

Тем не менее, ФМП остается альтернативой применению ГСП в первую очередь потому, что производство отечественных ГСП с необходимыми характеристиками, способных работать в условиях плотной компоновки моторно-трансмиссионного отделения не налажено. Дальнейший интерес представляет интеграция ФМП в состав двухпоточного механизма поворота с нелинейной зависимостью расчетных радиусов от скорости движения машины (или от частоты вращения выходного вала коробки передач) [8].



## Заключение

1. Положительный опыт испытаний одноступенчатого ФМП подтверждает возможность реализации такого механизма в условиях плотной компоновки трансмиссионного отделения. ФМП, в принципе, способен заменить гидростатическую передачу в составе механизма поворота.

2. Ожидаемым преимуществом многоступенчатых ФМП является увеличение ресурса за счет оптимизации износа пакетов дисковых элементов управления.

3. Рост мощности, проходящей через поток, в котором расположен ФМП, требует перехода от одноступенчатого механизма к многоступенчатому, что позволит при малом увеличении габаритов повысить ресурс дисковых элементов управления.

4. При использовании бортовых коробок передач ожидается, что мощность, рассеиваемая на ФМП, установленном в параллельном потоке мощности, окажется ниже, чем в случае применения трансмиссии с центральной коробкой передач.

## Литература

1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
2. Носов Н.А. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин: Учебник для вузов / под ред. Носова Н.А. Л.: Машиностроение, 1972. 559 с.
3. Галышев Ю.В., Добрецов Р.Ю., Поршневу Г.П., Худорожков С.И. Исследования и разработки ученых СПбГПУ в области оборонной техники (по материалам IX-й международной выставки вооружения, военной техники и боеприпасов) // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Серия «Наука и образование», 2014. № 1. С. 26–32.
4. Шеломов В.Б., Добрецов Р.Ю. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента управления поворотом гусеничной машины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Серия «Наука и образование». 2010. № 2. Т. 2. С. 87–91.
5. Добрецов Р.Ю. Учет энергетических параметров механизмов поворота при комплексной оценке потерь мощности в шасси транспортных гусеничных машин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Серия «Наука и образование», 2011. № 1. С. 122–128.
6. Добрецов Р.Ю. Объективная оценка технических характеристик шасси транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2011. № 2. С. 19–23.

7. Теория и конструкция танка. Т.8. Параметры внешней среды, используемые при расчете танков. М.: Машиностроение, 1987.

8. Демидов Н.Н. и др. Транспортные гусеничные машины: механизмы поворота с нелинейной характеристикой // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции; под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. 1445 с. С. 898–912.

## References

1. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 448 p. (in Russ.).
2. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of caterpillar vehicles]: Textbook for high schools / Nosov N.A., etc. ; Ed. Nosov N.A. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972. 559 p. (in Russ.).
3. Yu.V. Galishev, R.Yu. Dobretsov, G.P. Porshnev, S.I. Hoodorozhkov. Issledovaniya i razrabotki uchenykh SPbGPU v oblasti oboronnoy tekhniki (po materialam IX-j mezhdunarodnoy vystavki vooruzheniya, voennoy tekhniki i boeprispasov) [Research and development of SPbGPU scientists in defense technique (based on the IX international exhibition of arms, military equipment and ammunition)]. Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Seriya Nauka i obrazovanie, 2014, no. 1, pp. 26–32 (in Russ.).
4. Shelomov V.B., Dobretsov R.Yu. Moshchnosti dvigatelya i buksovaniya friktsionnogo elementa upravleniya povorotom gusenichnoy mashiny [Engine power and friction management element slipping power of steering of tracked vehicle]. Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU. Seriya: Nauka i obrazovaniye, 2010, no. 2, vol. 2, pp. 87–91 (in Russ.).
5. Dobretsov R.Yu. Uchet energeticheskikh parametrov mekhanizmov povorota pri kompleksnoy otsenke poter moshchnosti v shassi transportnykh gusenichnykh mashin [Accounting of power parameters of steering devices at a complex loss estimate of power in chassis of transport tracked vehicles]. Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU. Seriya: Nauka i obrazovaniye, 2011, no. 1. pp. 122–128 (in Russ.).
6. Dobretsov, R.Yu. Objektivnaya otsenka tekhnicheskikh kharakteristik shassi transportnykh gusenichnykh mashin [Objective assessment of technical characteristics of the chassis of transport tracked ve-

- hicles]. Traktory i sel'skokhoziaistvennyye mashiny, 2011, no. 2, pp. 19–23 (in Russ.).
7. Teoriya i konstruktsiya tanka. T.8. Parametry vneshney sredy, ispolzuyemyye pri raschete tankov [Theory and design of the tank. Volume 8. Parameters of the environment used in the calculation of tanks.]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1987 (in Russ.)
8. Transportnye gusenichnye mashiny: mekhanizmy povorota s nelinejnoj kharakteristikoj [Transport tracked vehicles: steering devices with nonlinear characteristic]. Demidov N.N., etc. Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: materialy 5-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferentsii. Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. Saint-Petersburg, Polytechnic University Publ., 2016, p. 1445, pp. 898–912 (in Russ.).