

Создание гусеничных транспортеров особо легкой категории по массе на базе узлов и агрегатов автомобилей

к.т.н. Гмыря Н.П., д.т.н. проф. Шарипов В.М., к.т.н. проф. Щетинин Ю.С.,
д.т.н. проф. Денисов А.В., к.т.н. проф. Маринкин А.П., к.т.н. Баулина Е.Е.
Университет машиностроения, НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ
(495) 223-05-23, доб. 1111, trak@mami.ru

Аннотация. Предложены новые схемы механизмов поворота гусеничных машин, выполненные на базе узлов и агрегатов автомобилей. Разработаны математические модели установившегося поворота гусеничных машин с такими механизмами поворота и на их основе методы расчета кинематических параметров, силовой и энергетической нагруженности в элементах схемы с учетом потерь мощности в трансмиссии и ходовой системе. Достоверность математических моделей подтверждена результатами полевых испытаний транспортеров-снегоболотоходов «Вегус» с предложенными схемами механизмов поворота.

Ключевые слова: гусеничная машина, механизм поворота, математическая модель, нагруженность, радиус поворота

Одним из важнейших направлений в развитии производительных сил России является освоение районов Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока и интенсивное использование богатых ресурсов этих регионов.

Решение данной задачи сдерживается отсутствием на больших территориях этой зоны достаточно развитой дорожной сети и чрезвычайно суровыми климатическими условиями. Поэтому на этой территории широкое применение при транспортных перевозках и разведке недр полезных ископаемых в условиях бездорожья получили гусеничные транспортеры, которые по своему конструктивному исполнению приспособлены для эксплуатации в суровых климатических условиях, обладают высокой проходимостью по слабому грунту, снегу, болотам, мелкоколесьям, могут форсировать водные преграды и т. д.

В настоящее время возникла потребность для этих регионов в гусеничных транспортерах особо легкой категории по массе.

Использование традиционных подходов к созданию гусеничных машин (ГМ), когда в конструкции используются оригинальные узлы и детали, приводит к увеличению времени и материальных средств на разработку и серийное производство новых типов ГМ. В данной работе предлагается при разработке ГМ максимально использовать типовые серийно выпускаемые узлы и агрегаты автомобилей, что вызвало необходимость в разработке новых типов механизмов поворота (МП).

Существующие типы МП ГМ не позволяют при разработке их новых конструкций для транспортеров особо легкой категории по массе использовать унифицированные автомобильные узлы и агрегаты [1-9]. В результате в сложившихся в России экономических условиях существенно возрастают затраты времени и средств на создание новых перспективных конструкций ГМ.

Существующие методы выбора параметров и расчета МП ГМ ориентированы только на известные их схемы и не могут быть использованы для принципиально новых схем и конструкций МП [4-6].

Новые схемы МП ГМ, разработанные на базе унифицированных автомобильных узлов и агрегатов, приведены на рисунках 1-6.

В качестве базовых узлов трансмиссии были выбраны узлы автомобилей производства УАЗ и ВАЗ.

В отличие от традиционных схем трансмиссий ГМ здесь в качестве активных используются два моста, причем оба могут быть одновременно ведущими. В управлении поворотом ГМ участвует фрикционное сцепление (в дальнейшем фрикцион поворота *ФП*). Тормоза во время поворота не используются и на схемах они не изображены. Возникающая при повороте рекуперация мощности позволяет снизить потребную на поворот ГМ мощность двигателя.

В предложенных схемах МП наряду с унифицированными узлами используются кулачковые муфты собственной разработки.

При описании принципа работы МП принято, что машина поворачивает направо. При этом под радиусом поворота понимается расстояние от центра поворота до продольной оси, проходящей через центр масс машины. На схемах приняты следующие обозначения: *СА* – силовой агрегат (двигатель); *КП* – коробка передач; *РК* – раздаточная коробка; *Р* – редуктор; *К* – карданная передача; *М_Р* – муфта редуктора (кулачкового типа); *ФП* – фрикцион поворота; *Д* – дифференциал; *ГП₁* – главная передача; *М* – разобщающая муфта (кулачкового типа); *БП* – бортовая передача; *ВК* – ведущее колесо.

На рисунке 1 представлена кинематическая схема трансмиссии ГМ (схема 1), у которой задний мост является основным ведущим, а передний подключается к работе только во время поворота в качестве управляющего.

При прямолинейном движении мощность от силового агрегата *СА* передается через коробку передач *КП*, карданную передачу *К*, главную передачу заднего моста *ГП₂*, замкнутые муфты *М* обоих бортов и бортовые передачи *БП* на ведущие колеса *ВК* и далее на гусеницы. Фрикцион поворота *ФП* выключен. Элементы переднего моста разгружены от передачи крутящего момента.

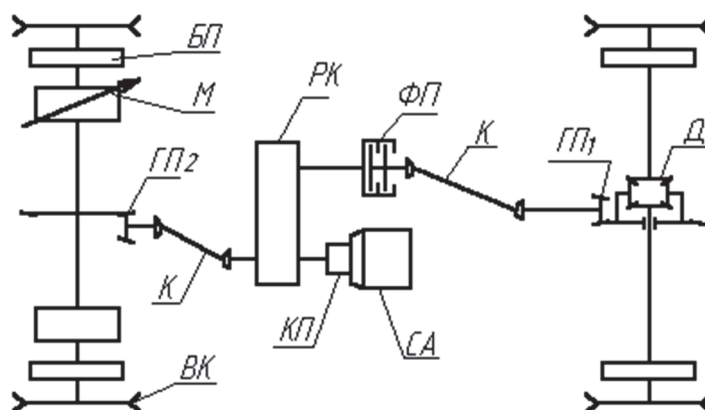


Рисунок 1. Схема 1

При повороте машины выключается муфта *М* одного из бортов и включается фрикцион поворота *ФП*. При использовании *РК* с передаточным числом больше 1 угловая скорость вращения ведущих колес одного из бортов машины остается постоянной и равной угловой скорости при прямолинейном движении, а угловая скорость ведущих колес другого борта уменьшается. При включенном фрикционе *ФП*, когда он прекратил свое буксование, машина будет поворачивать с минимальным фиксированным радиусом, величина которого зависит от общих передаточных чисел приводов передних и задних колес.

На рисунке 2 изображена кинематическая схема трансмиссии ГМ с мостами, оба из которых могут быть ведущими при прямолинейном движении, а в режиме поворота передний мост становится и управляющим (схема 2). От предыдущей схемы она отличается тем, что в приводе переднего моста дополнительно используется двухступенчатый редуктор *Р* с прямой и понижающей передачами. Прямая передача в редукторе обеспечивается включением кулачковой муфты редуктора *М_Р* при выключенном фрикционе *ФП*. Включение фрикциона *ФП* при выключенной муфте *М_Р* приводит к работе редуктора на понижающей ступени.

При прямолинейном движении включены обе муфты *М* заднего моста и прямая передача в редукторе *Р* (фрикцион поворота *ФП* выключен). Общие передаточные числа от коробки передач к передним и задним колесам должны быть одинаковыми.

При повороте машины выключается муфта *М* отстающего борта, выключается кулачковая муфта редуктора *М_Р* и включается фрикцион поворота *ФП*.

В остальном работа схемы аналогична выше рассмотренному примеру.

На рисунке 3 представлена кинематическая схема трансмиссии (схема 3) с двумя одинаковыми мостами, конструктивно подобными заднему мосту для схемы 2. Как и в схеме 2, в приводе переднего моста используется двухступенчатый редуктор *Р* с прямой и понижаю-

щей передачами.

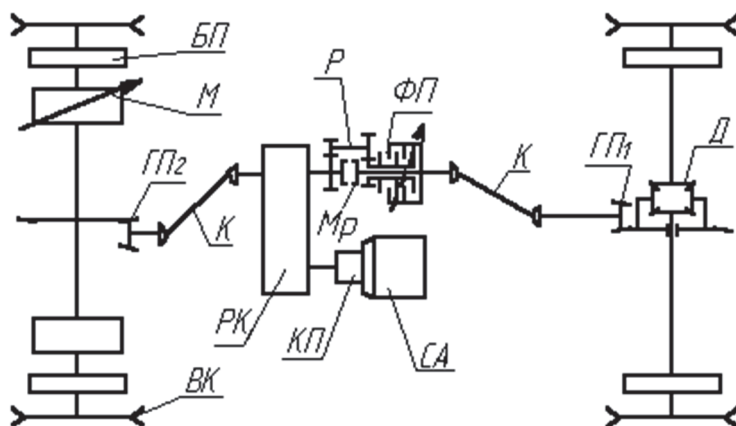


Рисунок 2. Схема 2

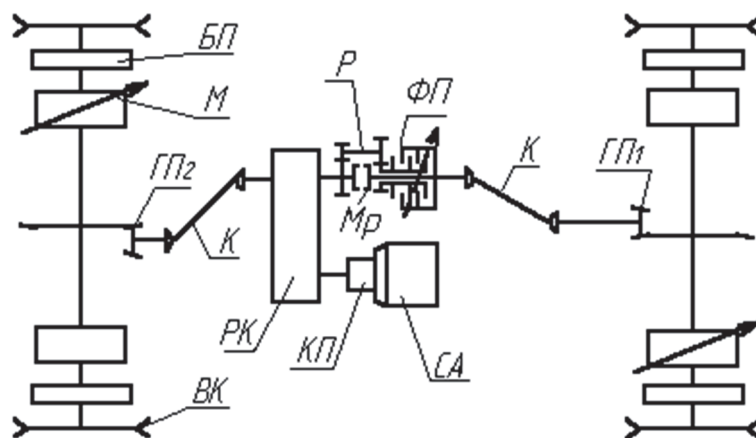


Рисунок 3. Схема 3

При прямолинейном движении все четыре муфты *М* включены, в редукторе включена прямая передача, фрикцион поворота *ФП* выключен.

Для поворота машины необходимо выключить муфту *М* заднего моста отстающего борта, муфту *М* переднего моста забегающего борта, муфту редуктора *Мр* и включить фрикцион поворота *ФП*. В результате в редукторе *Р* включается пониженная передача, угловая скорость переднего ведущего колеса отстающего борта уменьшается, и машина осуществляет поворот. При отсутствии буксования фрикциона поворота *ФП* машина поворачивает с минимальным радиусом.

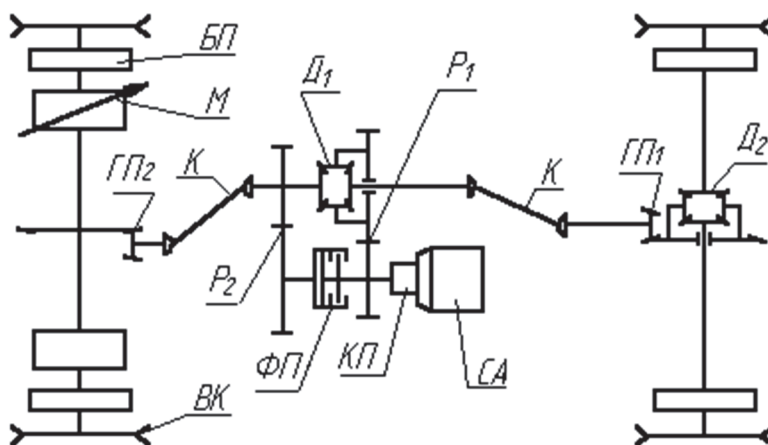


Рисунок 4. Схема 4

На рисунке 4 изображена кинематическая схема трансмиссии ГМ с двумя мостами, оба из которых являются ведущими при прямолинейном движении (схема 4). Задний мост конструктивно аналогичен задним мостам в предыдущих примерах. Передний мост имеет меж-

колесный симметричный дифференциал D_2 , а передний и задний мосты связаны симметричным межмостовым дифференциалом D_1 . Редуктор P_1 соединяет выходной вал коробки передач с корпусом дифференциала D_1 , а редуктор P_2 – с приводом заднего моста. Передаточное число редуктора P_1 больше передаточного числа редуктора P_2 .

При прямолинейном движении машины обе муфты M включены, фрикцион поворота $\Phi П$ выключен. Мощность от двигателя к ведущим мостам подводится через редуктор P_1 и дифференциал D_1 .

Для поворота машины выключается муфта M отстающего борта и включается фрикцион поворота $\Phi П$. Угловая скорость привода заднего моста в этом случае увеличится, а угловая скорость привода переднего моста уменьшится на ту же величину. Это приведет к увеличению скорости забегающей гусеницы и уменьшению скорости отстающей.

Кинематическая схема трансмиссии, с постоянно включенным передним ведущим мостом и подключаемым во время поворота задним мостом (схема 5), изображена на рисунке 5.

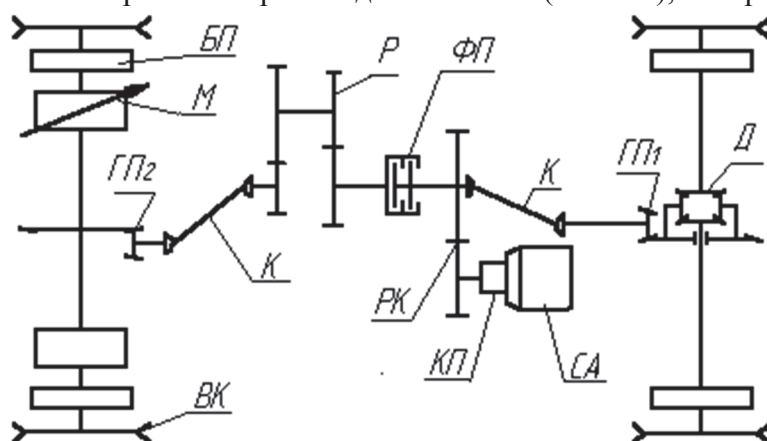


Рисунок 5. Схема 5

Здесь передний и задний мосты конструктивно не отличаются от мостов схемы 4. В приводе заднего моста установлены фрикцион поворота $\Phi П$ и редуктор P .

При прямолинейном движении машины включены обе кулачковые муфты M заднего моста, а фрикцион поворота $\Phi П$ выключен.

При повороте выключается муфта M одного из бортов и включается фрикцион поворота $\Phi П$. В зависимости от передаточного числа редуктора скорость гусеницы того борта, где включена муфта M , увеличится или уменьшится. Дифференциал D обеспечит уменьшение или увеличение на ту же величину скорости другой гусеницы, и машина будет поворачивать, сохраняя скорость прямолинейного движения.

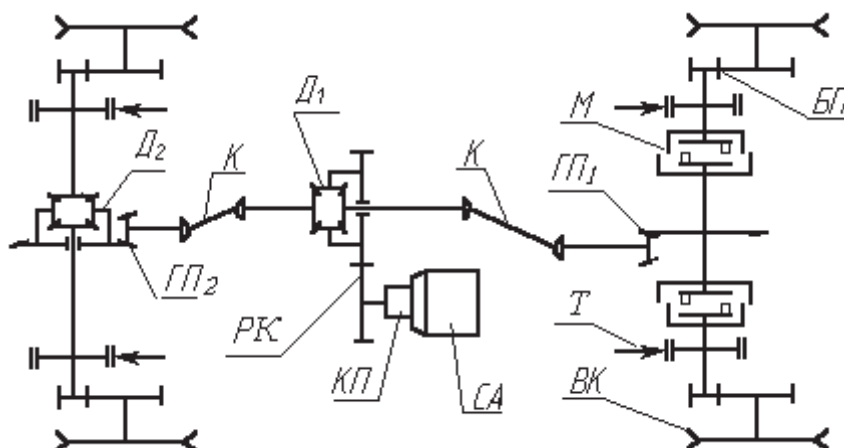


Рисунок 6. Схема 6

На схеме, представленной на рисунке 6 (схема 6), отсутствует фрикцион поворота, а управление поворотом машины осуществляется тормозами T . При прямолинейном движении

машины обе муфты M переднего моста включены. Мощность от двигателя через коробку передач $KП$ и раздаточную коробку $РК$ подводится к простому симметричному межосевому дифференциалу $Д_1$, где она распределяется между передним и задним ведущими мостами. Жесткая кинематическая связь левого и правого колес переднего моста обеспечивает равенство их угловых скоростей и устойчивое прямолинейное движение машины.

Таким образом, все предложенные схемы трансмиссий отвечают требованиям, предъявляемым к МП ГМ, и позволяют использовать для их изготовления унифицированные автомобильные узлы и агрегаты.

Новизна конструкторских решений предложенных схем трансмиссий для ГМ защищена патентами России.

Кинематические, силовые и энергетические показатели работы любого механизма оцениваются угловыми скоростями ω , крутящими моментами M и мощностями Q в ветвях схемы.

Существуют различные методы определения этих параметров, различающиеся в основном выбором исходных условий, принимаемыми допущениями и формой представления конечных результатов. Однако в основе всех расчетов лежат общие зависимости между силовыми, скоростными и энергетическими показателями, включающими в себя кинематические передаточные числа отдельных элементов и коэффициенты их полезного действия.

Необходимость в разработке новой методики объясняется тем, что известные методики ориентированы на использование ручных методов расчета. В этой связи известные расчетные зависимости представлены в аналитической форме и применительно к конкретным схемам. При использовании в расчетах средств вычислительной техники это нерационально, так как для каждой схемы МП требуется своя математическая модель. Но если такие модели для известных схем МП уже существуют, то для новых схем они должны быть заново разработаны, что представляет довольно сложную задачу, если учесть, что механизмы эти многопоточные. Алгоритм расчета, ориентированный на использование ЭВМ, предполагает последовательное выполнение операций с получением промежуточных результатов, что позволяет контролировать процесс создания модели. Кроме того, для целого ряда схем существуют общие моменты, обусловленные использованием в моделях аналогичных элементов. Это значительно упрощает и создание математических моделей, и отладку программы.

При разработке математических моделей новых схем МП для ГМ использовались следующие положения:

- общая модель объекта включает в себя математические модели таких элементов, как источник энергии, редуктор, фрикционное сцепление, конический простой симметричный дифференциал, карданная передача, ведущее колесо с гусеницей, опорная поверхность (рисунок 7);
- в моделях учитываются потери энергии в зубчатых зацеплениях, в карданной передаче, в зацеплении гусеницы с ведущим колесом, в гусеничной цепи;
- инерционные свойства трансмиссии и буксование движителя не учитываются;
- под радиусом поворота понимается расстояние от центра поворота до продольной оси, проходящей через центр масс машины;
- при сравнительной оценке различных схем МП и при выполнении расчетов на прочность знаки направления крутящих моментов и направление вращения валов механизма не играют существенной роли;
- с учетом предыдущего положения в качестве передаточного числа используется абсолютная величина отношения угловых скоростей;
- источник энергии (рисунок 7,а) имеет неограниченную мощность

$$Q=M \omega,$$

где угловая скорость ω вала известна;

- для элемента типа редуктор (рисунок 7,б) справедливы зависимости:

$$\omega_1 = \omega_2 u_{12}; \quad \omega_2 = \omega_1 / u_{12}; \quad Q_1 = M_1 \omega_1; \quad Q_2 = M_2 \omega_2; \quad Q_2 = Q_1 \eta^{Sing(Q_1)};$$

$$Q_1 = Q_2 \eta^{Sing(-Q_2)}; \quad M_2 = M_1 u_{12} \eta^{Sing(Q_1)}; \quad M_1 = \frac{M_2}{u_{12}} \eta^{Sing(-Q_2)},$$

где: u_{12} – передаточное число редуктора, η – КПД редуктора, $Sing$ – знак числа (принимает значение минус 1 для отрицательного числа, 0 для нуля, плюс 1 для положительного числа). Здесь и далее на рисунках штриховой стрелкой указано выбранное направление потока мощности;

- для элемента типа фрикционное сцепление (рисунок 7,в) справедливы зависимости:

$$M_1 = M_2; \quad Q_1 = M_1 \omega_1; \quad Q_2 = M_2 \omega_2; \quad Q_{bux} = |Q_1 - Q_2| = |M_1 (\omega_1 - \omega_2)|,$$

где Q_{bux} – мощность буксования сцепления;

- элемент типа конический простой симметричный дифференциал изображен на рисунке 7,г. Здесь κ – корпус дифференциала; 1 и 2 – полуоси.

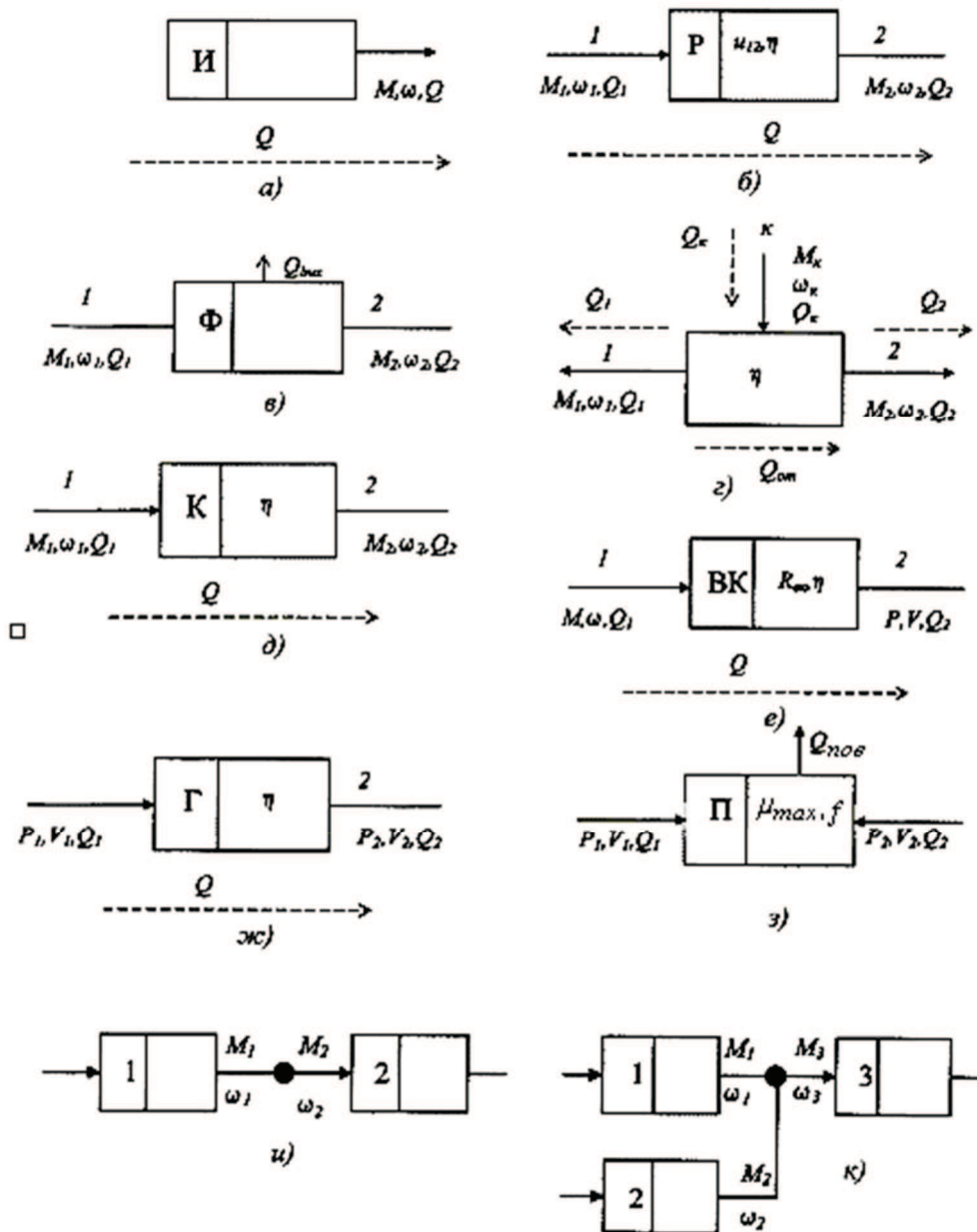


Рисунок 7. Представление различных типов элементов в эквивалентной схеме ГМ: а - источник энергии; б – редуктор; в – фрикционное сцепление; г - дифференциал; д – карданная передача; е – ведущее колесо; ж – гусеница; з – опорная поверхность; и – простой узел схемы; к – сложный узел схемы

Как и в любом трехзвенном дифференциальном механизме, здесь энергия передается как в относительном, так и в переносном движении. Передача энергии в относительном движении сопровождается потерями на трение в зацеплениях зубчатых колес. Это приводит к тому, что крутящие моменты на полуосях симметричного дифференциала при разных их угловых скоростях не равны между собой.

Для рассматриваемого случая

$$M_2 = M_1 \eta^{Sing(Q_{om})},$$

где: Q_{om} – мощность, передаваемая в относительном движении; η – КПД, учитывающий потери в зацеплении двух пар конических шестерен.

Для дифференциала без учета потерь мощности в центральных опорах момент на корпусе

$$M_k = M_1 + M_2,$$

а неизвестные моменты определяются соотношениями:

$$M_k = M_1(1 + \eta^{Sing(Q_{om})}); M_1 = \frac{M_k}{1 + \eta^{Sing(Q_{om})}}; M_2 = M_k - M_1.$$

Элемент типа карданная передача (рис. 7,д) описывается уравнениями:

$$\omega_1 = \omega_2; Q_1 = M_1 \omega_1; Q_2 = M_2 \omega_2; Q_1 = Q_2 \eta^{Sing(-Q_2)}; Q_2 = Q_1 \eta^{Sing(Q_1)};$$

$$M_2 = M_1 \eta^{Sing(Q_1)}; M_1 = M_2 \eta^{Sing(-Q_2)}.$$

Для элемента типа ведущее колесо (рис. 7,е) справедливы соотношения:

$$V = \omega R_{вк}; Q_1 = M \omega; Q_2 = P V; Q_1 = Q_2 \eta^{Sing(-Q_2)}; Q_2 = Q_1 \eta^{Sing(-Q_1)}; P = \frac{M}{R_{вк}} \eta^{Sing(Q_1)};$$

$$M = P R_{вк} \eta^{Sing(-Q_2)}.$$

Элемент типа гусеница (рисунок 7,ж) описывается уравнениями:

$$V_1 = V_2; Q_1 = P_1 V_1; Q_2 = P_2 V_2; Q_1 = Q_2 \eta^{Sing(-Q_2)}; Q_2 = Q_1 \eta^{Sing(Q_1)};$$

$$P_2 = P_1 \eta^{Sing(Q_1)}; P_1 = P_2 \eta^{Sing(-Q_2)}.$$

Элемент типа опорная поверхность (рисунок 7,з) определяет действующие на гусеницу внешние силы и устанавливает связь между скоростями гусениц забегающего и отстающего бортов.

Для случая простейшего поворота, который часто используется при сравнительной оценке механизмов поворота, принимаем, что машина движется без прицепа по горизонтальной площадке, центр масс машины расположен в продольной плоскости над серединой опорных ветвей гусениц, полюсы поворота гусениц лежат на поперечной оси машины, распределение давления по длине гусениц равномерное. Считается, что поворот машины происходит с постоянным радиусом, коэффициент сопротивления боковому сдвигу или повороту гусениц постоянен, ширина гусениц равна нулю, силы инерции не учитываются. В этом случае справедливы зависимости:

$$\rho = \frac{2R}{B}; \mu = \frac{40\mu_{max}}{37 + 3\rho}; M_c = \frac{\mu G L}{4}; P_1 = \frac{G f}{2} - \frac{\mu G L}{4B};$$

$$P_2 = \frac{G f}{2} + \frac{\mu G L}{4B}; P_1 + P_2 = G f.$$

Здесь R – радиус поворота; B – поперечная база машины; ρ – относительный радиус поворота; μ – коэффициент сопротивления повороту; μ_{max} – максимальный коэффициент сопротивления повороту; M_c – момент сопротивления повороту; G – вес машины; L – длина опор-

ной поверхности гусеницы; P_1 и P_2 - силы тяги соответственно для отстающей и забегающей гусеницы, f – коэффициент сопротивления прямолинейному движению.

При отсутствии буксования гусениц

$$V_1 + V_2 = 2 V_c; V_1 = V_2 \frac{\rho - 1}{\rho + 1}; V_2 = V_1 \frac{\rho + 1}{\rho - 1}; R = \frac{V_2 + V_1}{V_2 - V_1} \cdot \frac{B}{2}.$$

Здесь V_1 и V_2 – скорости соответственно отстающей и забегающей гусеницы; V_c – скорость центра масс машины.

Мощность, затрачиваемая на поворот машины вокруг ее центра масс,

$$Q_{\omega} = \frac{(P_2 - P_1)(V_2 - V_1)}{2}.$$

Мощность, затрачиваемая на поступательное перемещение машины,

$$Q_c = \frac{(P_2 + P_1)(V_2 + V_1)}{2}.$$

Тогда суммарная потребная мощность на криволинейное движение (без учета потерь в трансмиссии и ходовой системе)

$$Q_{\text{пов}} = Q_1 + Q_2.$$

Рассмотренные типовые элементы используются при разработке эквивалентной схемы объекта на этапе создания математической модели МП. Эквивалентная схема строится на основе кинематической схемы, на которой обозначены направления потоков мощности для случая, когда все колеса являются ведущими. Каждый агрегат на кинематической схеме заменяется его типовым элементом с учетом направления потока мощности. Соседние элементы схемы соединяются между собой узлами. Узлы могут быть простыми и сложными. Для простого узла схемы (рисунок 7,и) $\omega_1 = \omega_2$, $M_1 = M_2$. Для сложного узла, соединяющего три элемента (рисунок 7,к), $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$, $M_1 + M_2 = M_3$.

Предлагаемая методика позволяет математически описать статическое состояние системы в процессе поворота ГМ с произвольным радиусом и рассчитать основные параметры, определяющие степень загруженности всех агрегатов трансмиссии.

Рассмотрим использование предлагаемой методики на примере МП для схемы 4 (см. рисунок 4). Исходными данными для расчета являются: угловая скорость вала двигателя $\omega_{\text{дв}}$; передаточное число коробки передач $u_{\text{КП}}$; передаточные числа редукторов u_{P1} и u_{P2} ; передаточные числа главных передач $u_{\text{ГПП}}$ и $u_{\text{ГП2}}$; передаточные числа бортовых передач $u_{\text{БП}}$; радиусы ведущих колес $R_{\text{БК}}$; радиус поворота R ; продольная L и поперечная B база машины; ее вес G ; коэффициент сопротивления движению f ; максимальный коэффициент сопротивления повороту μ_{max} ; КПД гусеницы, ведущего колеса, бортовой передачи, дифференциала, карданной передачи, редукторов P_1 и P_2 , коробки передач, главных передач ($\eta_{\text{Г}}$, $\eta_{\text{БК}}$, $\eta_{\text{БП}}$, $\eta_{\text{Д}}$, $\eta_{\text{К}}$, η_{P1} , η_{P2} , $\eta_{\text{КП}}$, $\eta_{\text{ГП1}}$, $\eta_{\text{ГП2}}$).

Эквивалентная схема трансмиссии ГМ для схемы 4 (см. рисунок 4) изображена на рисунке 8. Ветви схемы пронумерованы в произвольном порядке.

На основе эквивалентной схемы и ранее рассмотренного описания ее элементов разработана математическая модель поворота ГМ с данным типом МП.

Для выполнения расчетов с целью определения степени кинематической, силовой и энергетической нагруженности МП при различных вариантах исполнения их схем были разработаны эквивалентные схемы для МП, выполненных по схемам 1, 2, 3, 5 и 6, и их математические модели.

При выполнении расчетов по определению скоростных, силовых и энергетических параметров новых схем МП ГМ была использована разработанная для этой цели компьютерная программа в среде Visual Basic 6.

Программа реализует диалоговый режим общения с пользователем на основе графического интерфейса, обеспечивает контроль корректности ввода данных и принятия решений с использованием подсказок и позволяет выводить результаты в любой удобной для пользователя форме: на экран, на принтер, в файл. Широкое использование в программе стандартных

элементов управления для Windows-приложений и стандартных диалоговых окон значительно упрощает процесс усвоения программы.

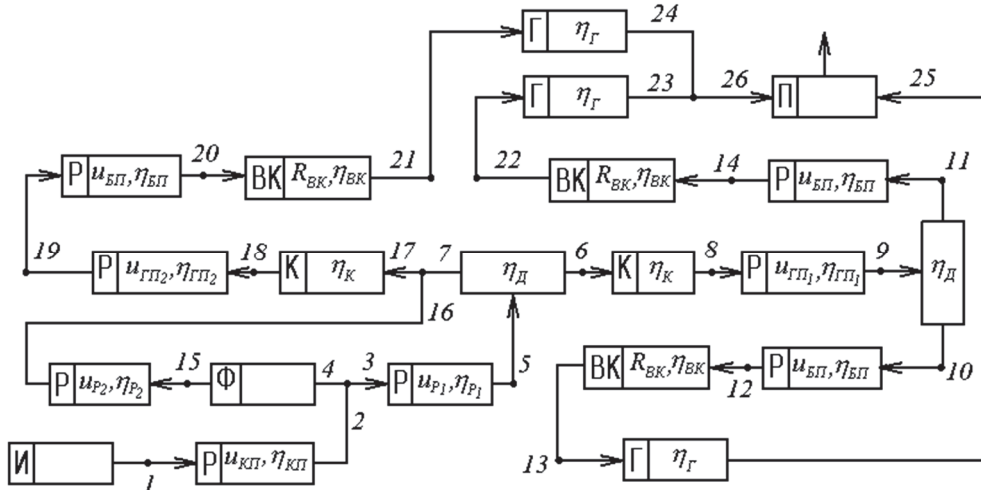


Рисунок 8. Эквивалентная схема трансмиссии ГМ (схема 4)

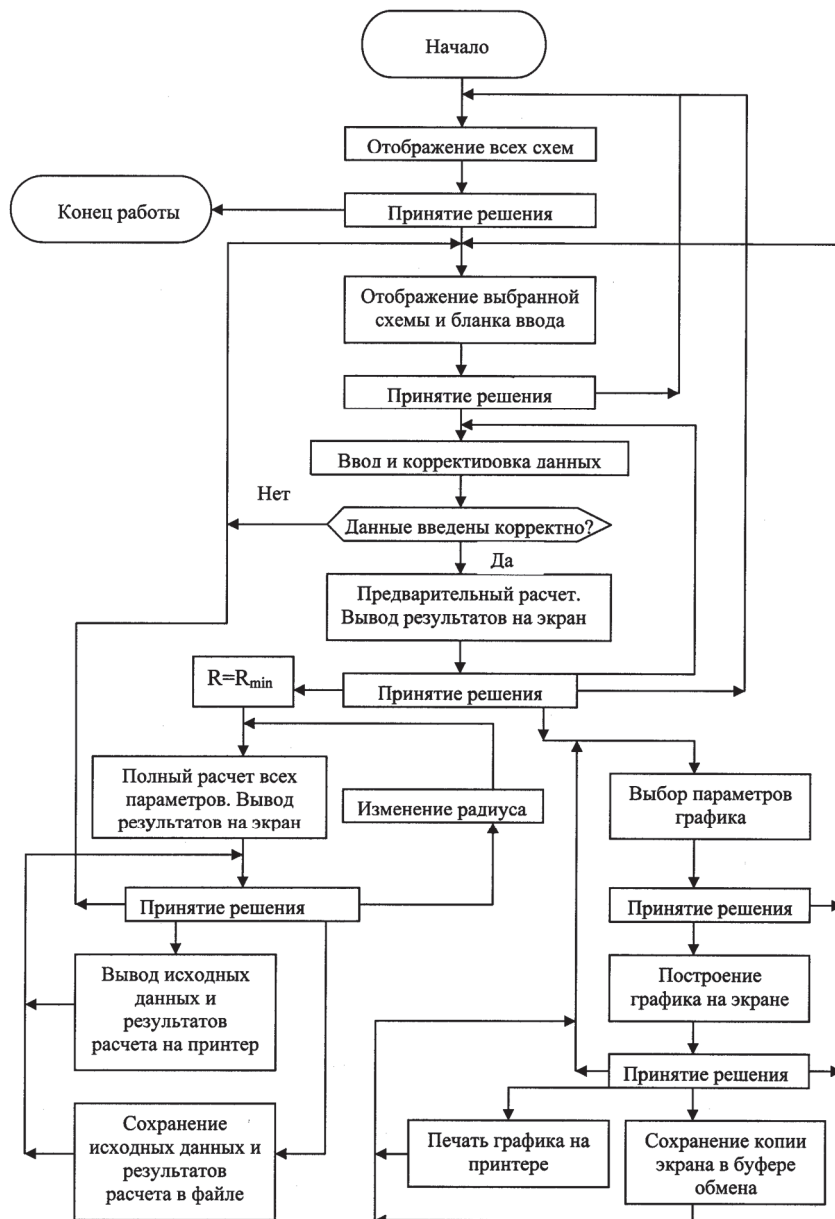


Рисунок 9. Блок-схема программы

В коде программы реализованы математические модели объектов для всех схем МП, описанных выше. Возможности программы и ее структуру поясняет блок-схема, представленная на рисунке 9.

Проведение кинематического анализа ставило своей целью выявление возможностей новых схем МП для обеспечения криволинейного движения машины. Анализ выполнялся применительно к простейшему случаю поворота. В качестве выходных параметров рассматривались относительный радиус поворота ρ машины при полностью включенном фрикционе поворота и относительная скорость $V_{от}$ ее центра масс (по отношению к скорости прямолинейного движения). Эти величины зависят от передаточных чисел агрегатов механизма. Для каждой схемы МП определены диапазоны допустимых и предпочтительных значений передаточных чисел редукторов и раздаточной коробки.

Далее был выполнен кинематический, силовой и энергетический анализ всех предложенных схем трансмиссий ГМ.

Энергетический анализ позволяет оценить работу механизма с точки зрения затрат мощности на поворот, распределения потоков мощности в ветвях схемы, степени нагруженности фрикциона поворота. Анализ всех схем проводился применительно к ГМ, имеющей $G=34000$ Н, $B=1,436$ м и $L=2,8$ м, совершающей поворот на сухом грунте ($f=0,07$; $\mu_{max}=0,8$). В качестве постоянных для всех схем внутренних параметров были приняты значения: $R_{BK}=0,192$ м; $u_{КП}=4$; $u_{ГП1}=u_{ГП2}=2,77$; $u_{БП}=1,94$; $\eta_r=0,9$, $\eta_{BK}=0,98$; $\eta_{БП}=0,98$; $\eta_d=0,94$; $\eta_k=0,98$; $\eta_P=\eta_{P1}=\eta_{P2}=0,98$; $\eta_{КП}=0,98$; $\eta_{ГП1}=\eta_{ГП2}=0,97$; $n_{об}=3000$ мин⁻¹. Эти параметры не оказывают влияние на распределение потоков мощности по участкам схемы в зависимости от реализуемого фиксированного радиуса поворота. Для оценки влияния величины фиксированного радиуса поворота на энергетические показатели МП при повороте расчеты проводились для нескольких значений передаточных чисел раздаточной коробки и редукторов из диапазонов предпочтительного применения. Даны рекомендации по выбору типа МП и фиксированных радиусов поворота.

Все приведенные схемы трансмиссий были разработаны, изготовлены и испытаны в реальных условиях эксплуатации. Внешний вид транспортера «Вегус», на котором были реализованы предложенные схемы МП, показан на рисунке 10.



Рисунок 10. Гусеничный транспортер «Вегус»

Эксплуатационные испытания проводились на территории Ханты-Мансийского Автономного Округа. В качестве примера ниже приведены условия и результаты эксплуатационных испытаний ГМ, выполненной по схеме 4 (см. рисунок 4).

Масса перевозимого груза в ходе пробегов находилась в пределах 300...850 кг. При этом скорости движения машины в зависимости от дорожных условий составляли: по снежной целине (глубина покрова 0,8...1,2 м) – 17...20 км/ч; по укатанной снежной дороге – 21...25 км/ч; по зимнику – 40...45 км/ч, а средний расход топлива – 78, 60 и 40 л на 100 км пути соответственно.

Зафиксированный максимальный угол подъема-спуска составлял 30°, а угол крена ма-

шины – 23°.

В ходе испытаний установлено, что конструкция транспортера-снегоболотохода обеспечивает достаточную работоспособность во всем диапазоне дорожных условий и скоростей движения. Изделие показало высокую проходимость по снежной целине, при движении на подъеме и спуске на крутых склонах ручьев, высокую скорость и плавность хода.

Конструкция трансмиссии подтвердила работоспособность кинематической схемы с четырьмя ведущими колесами. Тягово-скоростной диапазон трансмиссии обеспечивает подвижность машины во всех дорожных условиях.

Выводы

1. Предложены новые схемы МП, разработанные на основе серийно выпускаемых агрегатов автомобилей, новизна которых защищена патентами России.
2. Разработана, изготовлена и прошла эксплуатационные и полевые испытания на транспортерах «Вегус» трансмиссия, выполненная по схеме 4 (патент РФ №2233766). В результате установлено, что тягово-скоростной диапазон трансмиссии обеспечивает подвижность машины во всех дорожных условиях. Изделие показало высокую проходимость по снежной целине, при движении на подъеме и спуске на крутых склонах, высокую скорость, плавность хода и маневренность.
3. Разработаны математические модели установившегося поворота ГМ с новыми типами МП и на их основе методы расчета кинематических параметров, силовой и энергетической нагруженности в элементах схемы с учетом потерь мощности в трансмиссии и ходовой системе. Достоверность математических моделей подтверждена результатами полевых испытаний транспортеров-снегоболотоходов «Вегус». Расхождение между результатами расчетов нагруженности элементов трансмиссии и результатами экспериментальных исследований при минимальных радиусах поворота машины не превышает 8,6...12%, а при повороте машины с радиусами больше минимального - 16...18%.

Литература

1. Львов Е.Д. Теория трактора. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
3. Трансмиссии гусеничных и колесных машин/ В.М. Труханов, В.Ф. Зубков, Ю.И. Крыгин, В.О. Желтобрюхов; Под ред. В.М. Труханова. – М.: Машиностроение, 2001. – 736 с.
4. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
5. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
6. Конструирование и расчет гусеничных машин/ Н.А. Носов, В.Д. Гальшев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко; Под ред. Н.А. Носова. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
7. Тракторы. Конструкция/ В.М. Шарипов, Д.В. Апельинский, Л.Х. Арустамов и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 792 с.
8. Устройство тракторов/ В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, А.П. Маринкин и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 320 с.
9. Тракторы и автомобили/ В.М. Шарипов, М.К. Бирюков, Ю.В. Дементьев и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Издательский дом «Спектр», 2010. – 351 с.

Рабочий процесс разгона тракторного агрегата и переключения передач с подвключением фрикционных муфт

д.т.н. проф. Городецкий К.И., Аландеев Е.М., Тимофиевский А.А.,
к.т.н. проф. Парфенов А.П.

Университет машиностроения, ОАО «НИИ стали»
8 (495) 223-05-23, доб. 1527, kg1101@yandex.ru

Аннотация. На примере простого варианта коробки передач проведен анализ