

С.Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық университетінің 60 жылдығына арналған «Сейфуллин оқулары– 13: дәстүрлерді сақтай отырып, болашақты құру» атты Республикалық ғылыми-теориялық конференциясының материалдары = Материалы Республиканской научно-теоретической конференции «Сейфуллинские чтения – 13: сохраняя традиции, создавая будущее», посвященная 60-летию Казахского агротехнического университета имени С.Сейфуллина. - 2017. - Т.1, Ч.3. - С.54-57

ОЦЕНКА ПРОХОДИМОСТИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Нусунбек Ж.Т., Абдурахимов У.

В работе [1] показано, что специфика нагружения опорных колёс фронтальных погрузчиков консольно приложенной силой не позволяет использовать напрямую известные методы описания криволинейного движения. Сформулирована концепция модели стационарного поворота колесного фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой и консольно приложенной вертикальной силой. Составление модели поворота фронтального погрузчика в работе основано на подходе И.П. Трояновской, развившей идеи Ф.А.Опейко. В основе этого подхода лежит представление о машине, взаимодействие колёс которой с грунтом происходит посредством плоских площадок, составляющих с ним пары с переменными коэффициентами трения. Мгновенные центры скольжения (МЦС) площадок удовлетворяют условиям ортогональности, а их координаты и коэффициенты трения зависят, вообще говоря, от некоторых характеристик движения. Решение систем уравнений полученных в работе позволяет найти координаты МЦС колёс и центра поворота машины и затем все кинематические, силовые и мощностные характеристики движения: радиусы поворота, усилия в контакте колес с грунтом, буксование и скольжение колес, мощность на повороте и др.

Поворотливость погрузчика в работе [2] оценивалась величиной радиуса поворота заднего внутреннего колеса R_{min} , измеряемого от центра поворота машины до центра его опорной площадки и отклонением его (ΔR) от кинематического радиуса R_k , измеренного от точки пересечения линий передней и задней осей до центра той же площадки. Поворотливость погрузчика существенно зависит от его конструктивной схемы, величины груза в ковше и грунта. На разных грунтах наблюдается разное соотношение R_{min} и R_k : на грунте с высокой несущей способностью (бетон) $R_{min} > R_k$ (недостаточная поворотливость), а на грунте с низкой несущей способностью (рыхлый суглинок) $R_{min} < R_k$ (избыточная поворотливость). При отсутствии груза в ковше тяговые усилия на колесах одной оси близки по своим значениям. Наличие груза в ковше приводит к перераспределению весовой

нагрузки и тяговых усилий между колесами. Независимо от ориентации балансира существует некоторое соотношение кинематического несоответствия и массы груза в ковше, при котором суммарные тяговые усилия передней и задней осей выравниваются и, более того, режим движения колёс оси с меньшей суммарной теоретической скоростью может меняться с ведущего на тормозной (рисунок 1).

Таким образом, во всех случаях лучшей является машина с двумя ведущими осями. При схеме управления с одной ведущей осью лучшей в этом смысле оказывается машина, у которой ведущая ось расположена ближе к ковшу.



а - передний балансир



б - задний балансир

Рисунок 1 – Зависимость тяговых усилий Ty колес от кинематического несоответствия k (бетон, груз в ковше 5 т, угол складывания $\gamma=40^\circ$)

Анализ показывает, что для улучшения топливной экономичности автомобиля с гидрообъемной трансмиссией при криволинейном движении по твердой опорной поверхности целесообразно увеличивать тягу на передней

оси до 10% (соответственно уменьшая тягу на задней оси), а также – на внутренних по отношению к центру поворота колесах (до 5%). Такое регулирование незначительно уменьшает угол бокового крена и улучшает параметры стабилизации. Для получения наилучшей управляемости необходимо максимально (до 20-25 %) сместить тягу в сторону задних колес, но при этом для передней управляемой оси повышать тягу на внешнем колесе (до 25%), а на средней и задней – на внутреннем (до 20 и 25 % соответственно).

В связи с повышением доли транспортной работы, приходящейся на автомобили с полноприводными трансмиссиями, актуальными становятся вопросы выбора параметров привода с целью улучшения эксплуатационных характеристик автомобиля. Очевидно, что автоматизация систем автомобиля влечет за собой задачи создания управляющих алгоритмов, отвечающих различным условиям эксплуатации. В отношении трансмиссии алгоритмизация выбора параметров, характеризующих специфику привода, может быть использована как для задания статически предустановленных настроек традиционных механических трансмиссий, так и для создания динамических законов управления «гибким индивидуальным приводом».

Исследования бесступенчатых передач показали, что их КПД меньше, чем у ступенчатых механических передач и имеет максимум в узком диапазоне регулирования. Преимущество бесступенчатых передач состоит в плавном изменении передаточного отношения и постоянном подводе мощности к колесам автомобиля. Однако более низкий, чем у трансмиссии с постоянным зацеплением, КПД заставляет искать наиболее благоприятные с точки зрения топливной экономичности режимы работы. Обычно параметры бесступенчатой передачи подбираются таким образом, чтобы обеспечивать наибольший КПД в условиях основного режима нагружения – для автомобиля в качестве такого режима может быть принято движение по ровной дороге с номинальной скоростью.

Традиционно, для автомобилей повышенной проходимости первичной задачей считается улучшение тяговых возможностей, при этом допускается некоторое ухудшение ряда характеристик, например, поворачиваемости транспортного средства при применении заблокированного привода, повышенного негативного воздействия на грунт и т.д. Возможности полноприводных трансмиссий с индивидуальным подводом мощности к ведущим колесам позволяют выбирать параметры управления ими таким образом, чтобы сместить приоритет в сторону тех или иных эксплуатационных показателей.

Анализ криволинейного движения колесного фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой, нагруженного консольно приложенной вертикальной силой, показал, что оно сопровождается перераспределением нагрузок на колёса (у анализируемого погрузчика пяти-семикратное различие), порождающим изменение наложенных на него кинематических связей. Независимо от величины груза в ковше на бетоне наблюдается

недостаточная поворотливость ($R_{min} > R_k$), а на рыхлом суглинке - избыточная ($R_{min} < R_k$). При отсутствии груза в ковше тяговые усилия колёс при любом баланси́ре близки. При $m = 5$ т на рыхлом суглинке различие тяговых усилий колёс достигает: при заднем баланси́ре - 2,3, при переднем - 4,3 раза. На бетоне это различие достигает 40%. При некоторых сочетаниях углов складывания и кинематического несоответствия режим движения колёс оси с меньшей суммарной теоретической скоростью меняется с ведущего на тормозной.

Также анализ многочисленных исследований в области управляемости колесных машин позволяет сделать вывод о том, что оптимальная поворотливость, устойчивость и управляемость обеспечиваются при равенстве углов увода всех колес.

Таким образом результаты данного анализа согласуются с результатами исследования авторов легковых автомобилей.

Список литературы

1 Позин Б.М., Трояновская И.П., Вершинский Л.В. Особенности поворота фронтального погрузчика на базе колесной шарнирно-сочлененной машины // Вестник ИжГТУ. — Ижевск: изд-во ИжГТУ. Вып. 4(36), 2007.- с. 17-21.

2 Позин Б.М., Трояновская И.П., Вершинский Л.В. и др. Влияние конструктивной схемы колесного фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой на эффективность его работы // Строительные и дорожные машины, №5, 2008.- с. 31-33.

3 Беленков Ю.А., Некрасов Б.Б., Фатеев И.В. «Определение КПД объемной гидропередачи». М., «Автомобильная промышленность», № 8, 1975,-с. 16-18.

4 Yonezawa, N, Kashiwazaki, K, Kosuge, K, Hirata, Y, etc. Car transportation system grasping two drive wheels // IEEE International Conference on Robotics and Automation ICRA, 2012, 4086-4091 p.

5 Darguzis A, Ligonnet F, Pilkauskas K, Investigation of vehicle's dynamics in crossing vertical obstacles // Transport Means - Proceedings of the International Conference, 2010, 228 p.

6 Городецкий К.И. «Механический КПД объемных гидромашин». М.: «Вестник машиностроения», № 7, 1977.- с. 11-13.