

Литература

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобили. (Теория эксплуатационных свойств). М., 1989.
2. Акимов А.П., Медведев В.И. Ротационные рабочие органы-двигатели. М. МГОУ, 2004.

УДК 631.3

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАКТОРНОЙ ТРАНСМИССИИ С УЧЕТОМ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ, РЕАКТИВНЫХ МОМЕНТОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ И ОТБОРА МОЩНОСТИ *Альгин В.Б., Михайлов В.В. (ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»)*

Тяговые свойства двигателей во многом определяют эффективную работу сельскохозяйственной техники. Фактически при экспериментальном исследовании тягово-сцепных свойств трактора приходится оперировать некоторой обобщенной кривой буксования. Вместе с тем, следуя трактовке буксования в нормативных документах, это понятие имеет отношение к отдельно взятому колесу. В основу работы положен метод определения величин буксований каждого ведущего моста полноприводной машины, для которой уже задана обобщенная зависимость буксования машины от крюковой нагрузки. Комплексное решение задачи (квазистатика) получают установлением соотношений между величиной буксования, силовыми и кинематическими факторами. Их определение осуществляется последовательным циклическим решением системы уравнений приложенных сил и реактивных моментов до получения требуемой точности по выбранному параметру.

Введение

Несмотря на возросшее количество публикаций по теории движения полноприводных колесных машин, реализация новых способов движения и управления узлами трансмиссии сдерживается неопределенностью в определении буксования колес. Эксперименты проводятся для ограниченных условий исследований, а аналитические методы громоздки и условны.

Традиционные методы расчета нагрузок в системе полноприводной машины учитывают перераспределение нагрузок по мостам под действием крюковой нагрузки [1] — [3]. Считается, что это основной фактор, а остальными пренебрегают. Однако при более детальном рассмотрении эти факторы оказываются существенными и взаимозависимыми, что не позволяет проводить их расчет прямыми методами, т.е. вычислять их в явном виде. Кроме того, ввиду наметившейся тенденции повышения отбора мощности двигателя для привода ВОМ (в том числе, использование в комбинированных агрегатах активных рабочих органов и повышения при этом тягового к.п.д.), влияние этих факторов может быть весьма значимым.

При проектировании трансмиссий одно из центральных мест занимает оценка тягово-сцепных свойств с последующим расчетом нагрузок и показателей проходимости полноприводных колесных машин. Погрешность при определении буксования, как минимум, может пропорционально отразиться на соотношениях действительной и теоретической скоростей и привести к ошибкам при последующем выборе используемой ступени коробки передач и управлении блокировкой.

При разработке перспективных конструкций оценить работу двигателей в многообразных дорожно-грунтовых условиях получают по аналогам, экспериментально, либо посредством математического моделирования.

Поскольку распределение усилий между мостами ведущих колес трактора носит сложный характер и происходит через замкнутый заблокированный контур, образованный силовой цепью трансмиссии и почвой, то формируемые воздействия не будут однозначно

эквивалентны и пропорциональны сцепным весам вследствие непредсказуемого перетекания силового потока через зоны буксования движителей. Поэтому этап определения значений буксования по ведущим мостам является наиболее важным при проведении дальнейших расчетов.

Методика

Решения (см. схему на рис.1) получают путем представления изменяющихся силовых факторов через переменные (перераспределяемые) сцепные веса $G_{сч1}$ и $G_{сч2}$, которые, в свою очередь, зависят от реактивных моментов, значений буксований мостов δ_1 , δ_2 , коэффициентов сцепления $\varphi_1 = A(\delta_1)$ и $\varphi_2 = A(\delta_2)$, крюковой нагрузки $F_{кр}$, конструктивных параметров множества K (радиусы колес, передаточные числа) и эксплуатационных параметров множества E (взаимодействие движителя с почвой).

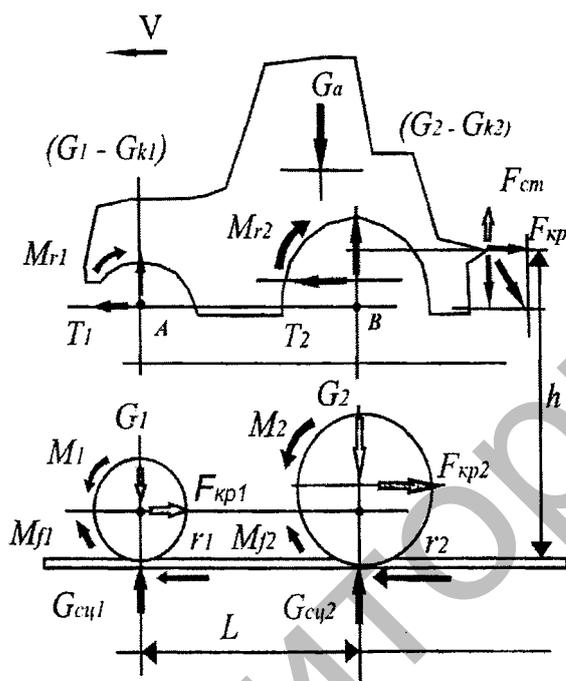


Рисунок 1 – Схема сил и моментов, приложенных к остовам трактора и ведущим мостам полноприводной машины

крюковой нагрузки на сцепном устройстве $F_{кр}$, а буксование более нагруженного ведущего моста δ_2 приравнивают к общему буксованию δ , после чего вычисляют буксование колес переднего моста δ_1 с учетом кинематики и заблокированного привода:

$$\delta_1 = f(K, \delta_2).$$

Для данной формулы конструктивные параметры K представлены значениями радиусов качения r_1 , r_2 и передаточных чисел $u_{м1}$, $u_{м2}$ для каждого ведущего моста.

Признаком завершения расчета является условие, при котором погрешность $\Delta F_{кр}$ между величинами крюковой нагрузки, задаваемой и рассчитанной через найденные значения сцепных весов и соответствующие им коэффициенты сцепления, будет минимальной или меньше некоторой заданной величины Δ :

$$\Delta F_{кр} \cong (\varphi_1 G_{сч1} + \varphi_2 G_{сч2} - f_1 G_{сч1} - f_2 G_{сч2}) - F_{кр} \leq \Delta.$$

При невыполнении названного условия второй и, при необходимости, последующие шаги выполняются с применением процедуры циклического поиска решения при изменении

Тогда значения реактивных моментов переднего (обозначен индексом 1) и заднего (обозначен индексом 2) мостов имеют вид:

$$M_{r1} = f_1(G_{сч1}, \varphi_1, K, E, F_{кр});$$

$$M_{r2} = f_2(G_{сч2}, \varphi_2, K, E, F_{кр}).$$

Горизонтальные тяговые усилия, передаваемые ведущими мостами остову машины:

$$F_{кр1} = f_3(G_{сч1}, \varphi_1, K, E, F_{кр});$$

$$F_{кр2} = f_4(G_{сч2}, \varphi_2, K, E, F_{кр}).$$

Моменты сопротивления качению колес можно представить как:

$$M_{j1} = f_5(G_{сч1}, f_1, K, E, F_{кр});$$

$$M_{j2} = f_6(G_{сч2}, f_2, K, E, F_{кр}).$$

Для задания областей буксований ведущих мостов δ_1 и δ_2 на первом шаге $G_{сч1}$ и $G_{сч2}$ принимают фиксированными и равными статическим нагрузкам. На этом шаге обобщенная величина буксования δ машины определяется по уровню

значения δ_2 на каждом шаге с повторением всех описанных выше вычислений до достижения заданной точности.

Переход к нагрузкам и частотам вращения для известных $G_{сч1}$, $G_{сч2}$, φ_1 , φ_2 , δ_1 и δ_2 производится путем несложных вычислений.

Ниже в таблице 1 представлены некоторые сравнительные результаты расчета традиционным и предлагаемым методом.

Таблица 1 - Результаты расчетов

Параметр	Значения			
Расчетное тяговое усилие на сцепном устройстве, Н	22072	16513	10725	5828
Расчетное тяговое усилие на сцепном устройстве с учетом сопротивления качению, Н	26487	20928	15140	10243
Традиционный метод				
Буксование колес заднего моста, %	не рассчитывается			
Буксование передних колес, %	не рассчитывается			
Касательная сила тяги переднего моста, Н	7135	6150	4836	3493
Касательная сила тяги заднего моста, Н	19352	14777	10304	6751
Предлагаемый метод				
Буксование колес заднего моста, %	12,4	8,0	5,0	3,6
Буксование передних колес, %	7,2	3,0	0,2	0,0
Касательная сила тяги переднего моста, Н	5561	3841	1527	Отключен
Касательная сила тяги заднего моста, Н	19997	16785	13139	10401

Предложенный метод позволяет более детально исследовать работу трансмиссии в заданном диапазоне тяговых сопротивлений и скоростей с оценкой буксования каждого ведущего моста, и, что весьма важно, при установке колес ведущих мостов различных размеров.

Данный метод успешно реализован для классической схемы трактора 4К4 с учетом реактивных моментов, кинематического рассогласования ведущих мостов, различными уровнями отбора мощности на привод ВОМ трактора.

Метод может быть рекомендован к использованию при проектировании многоосных полноприводных машин с колесными и гусеничными движителями.

Данный подход реализован в Excel-расчете параметров нагрузочного режима (квазистатика), позволяющем наряду с определением основных параметров нагрузочного режима обоснованно производить выбор требуемой ступени коробки передач. Этим одновременно достигается приемлемое согласование работы движителей, трансмиссии, привода ВОМ и двигателя. Разработанный Excel-расчет может быть использован и для случаев работы ВОМ с активными рабочими органами.

Заключение

1. Игнорирование реактивных моментов и особенностей кинематики ведущих мостов с заблокированным приводом при расчете нагрузочного режима трактора и его трансмиссии по традиционной методике приводит к существенным погрешностям. Предложенная методика учитывает взаимосвязанный характер основных факторов, определяющих процессы нагружения и буксования при действии внешних сопротивлений, и тем самым дает корректную методическую основу для расчета основных показателей рассматриваемого квазистатического процесса движения и нагружения.
2. Учет реактивных моментов и особенностей кинематики привода играет важную роль при использовании на тракторе колес переднего и заднего ведущих мостов различных размеров. Методика позволяет более точно выделять и оценивать режимы эксплуатации трактора, особенно при делении силового потока между ведущими мостами.
3. Сравнительные расчеты показывают, что для случаев движения трактора с высоким

уровнем крюковой нагрузки (низкий отбор мощности ВОМ) недооценка указанных факторов ведет к завышению расчетной нагрузки примерно на 20% для переднего ведущего моста и к ее занижению на 3... 5 % — для заднего. С увеличением отбора мощности на привод ВОМ и соответственном уменьшении крюковой нагрузки приведенные значения увеличиваются.

Литература

1. Анилович, В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие / Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. — М.: Машиностроение, 1976.— 456 с.
2. Кацыгин, В.В. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для с/х производства/ Кацыгин В.В., Горин Г.С., Зенькович А.А. - Минск: Наука и техника, 1982.
3. Гуськов, А.В. Методика построения потенциальной характеристики колесного трактора 4х4 с отбором мощности через ВОМ/ Гуськов А.В. – В кн.: Современный транспорт и транспортные средства: Проблемы, решения, перспектива. — Мн.: БНТУ, 2007. — С. 49—53.

УДК 621.436.004.67

СОКРАЩЕНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Андруш В.Г. (БГАТУ)

Объектом исследования являются двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238. Полученное уравнение показывает взаимосвязь мощности механических потерь двигателя в конце обкатки с такими факторами, как мощность механических потерь в начале обкатки, температура масла в процессе обкатки и средняя скорость изменения мощности механических потерь. Предложена структурная схема устройства управления режимами стендовой обкатки.

Введение

Двигатели ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод) широко используются в сельскохозяйственной технике.

Производственное объединение «Гомсельмаш» устанавливает на энергетическое средство УЭС-2-280А «Полесье» двигатель ЯМЗ-238БКЗ, на КСК-100АЗ двигатель ЯМЗ-238АМ2-3, «Лидаагромаш» на комбайн «Лида – 1300» двигатель ЯМЗ-236БЕ-10, «Россельмаш» устанавливает на комбайны «Дон-1200» двигатель ЯМЗ-236ДК, на «Дон-1500» – ЯМЗ-238АК, на «Дон – 2600Р» – ЯМЗ-238БК.

Харьковский тракторный завод устанавливает на трактора Т-150К-09, Т-17221 и на Т-181, а Могилевский автозавод при изготовлении трактора МоАЗ-49011 применяет двигатель ЯМЗ-238Б-22.

На Минском ПРУП «Авторемонт» налажено переоборудование под двигатели ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 кормоуборных комбайнов Е-516, Е-517, Е-28012, КСК-100, автомобилей УРАЛ-375, тракторов Т-150 К.

В значительной мере качество двигателей внутреннего сгорания снижается в результате их приработки по различным и неоптимальным режимам.

Время приработки двигателей не должно быть одинаковым даже для одной модели, так как механические свойства поверхностного слоя деталей, чистота поверхности, размеры, значения натягов и зазоров в узлах подвержены статистическим вариациям.

Назначение длительности обкатки в зависимости от исходного технического состояния двигателя позволяет сократить среднее время обкатки, сэкономить топливно-энергетические ресурсы, снизить вредные выбросы в атмосферу.

Исследованию изменения механических потерь в процессе обкатки двигателей хотя и посвящен ряд работ [1,2], однако большинство из них устанавливают зависимость этих потерь без учета влияния величины начальной мощности механических потерь, а если и рассматривают, то только в период холодной обкатки[3]. Поэтому представляет интерес