

крутящим моментом на корпусе механизма M_{0i} (рис. 2, стрелками показано изменение коэффициентов K_{p1} и K_{p2} при изменении моментов M_{01} и M_{02}).

Анализ полученных зависимостей показывает, что для обеспечения высоких тягово-сцепных свойств погрузчика в передний мост должен быть установлен дифференциал с постоянным коэффициентом блокировки, а в задний мост — дифференциал с убывающим трением, коэффициент блокировки которого уменьшается с ростом крутящего момента M_0 .

Таким образом, разработанный метод синтеза позволяет в процессе проектирования межколесных дифференциалов обосновать характеристики их блокирующих свойств, обеспечивающие высокие тягово-сцепные свойства машины. В отдельных случаях численные значения характеристик блокирующих свойств могут быть затем уточнены при исследовании поворачиваемости машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. — М., 1987.

УДК 629.114.2

В.С.ВОЙТЕШОНОК

РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА ДЛЯ ПОЛНОПРИВОДНЫХ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ"

В колесных машинах типа 4К4, например в тракторах "Беларусь", для автоматического отключения переднего моста с помощью муфты свободного хода (МСХ) используется конструктивное кинематическое несоответствие 5...8 %, которое сохраняется у существующих конструкций при блокировании МСХ. Однако наиболее экономичным является выполнение полевых работ при отсутствии кинематического несоответствия [1].

На рис. 1 приведена конструктивная схема раздаточной коробки, обеспечивающей расчетное кинематическое несоответствие при включенной МСХ и отсутствие его при блокировании МСХ [2].

В корпусе раздаточной коробки установлен вал 1, к фланцу которого подсоединяется карданный привод переднего моста. На валу 1 размещены зубчатая полумуфта 5 с двумя венцами, а также МСХ, включающая внутреннюю обойму 2, установленную на подшипнике скольжения, заклинивающие ролики и наружную обойму 3. Полумуфта 5 может занимать три положения на шлицевой части вала 1, среднее из которых показано на рисунке. В этом положении меньший венец полумуфты 5 входит в зацепление с зубчатой полумуфтой внутренней обоймы 2, связывая МСХ с валом.

На наружной обойме 3 установлена с возможностью вращения шестерня 7, жестко связанная с зубчатой полумуфтой 6. С этой полумуфтой может входить в зацепление большой венец зубчатой полумуфты 5. Наружная обой-

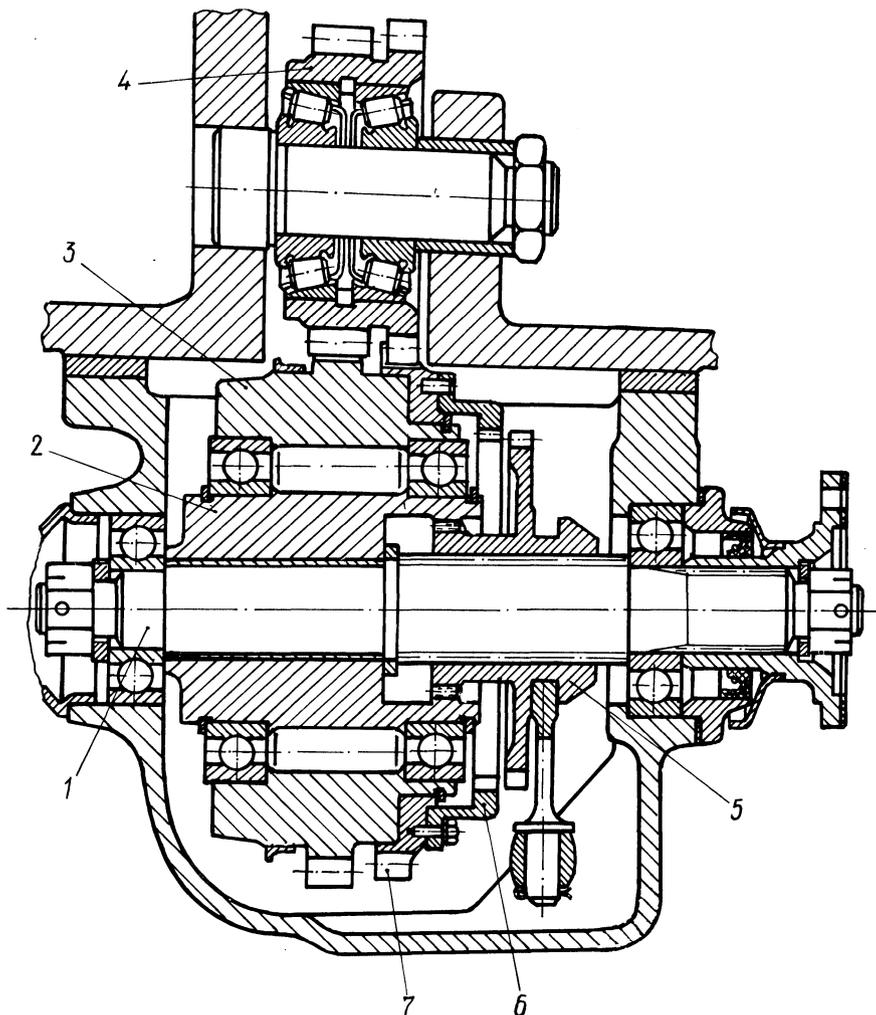


Рис. 1. Конструктивная схема раздаточной коробки

ма 3 МСХ и шестерня 7 входят в зацепление с шестерней 4, имеющей два зубчатых венца с различными числами зубьев и связанной с коробкой передач.

В режимах принудительного отключения, а также включения переднего моста через муфту свободного хода (положение деталей, обеспечивающее последний режим, показано на рис. 1) данная раздаточная коробка работает так же, как и серийная.

При включении переднего моста принудительно зубчатая полушестерня 5 перемещается в крайнее левое положение. При этом она выходит из зацепления с внутренней обоймой 2 и входит в зацепление с полушестерней 6 шестерни 7. Крутящий момент от коробки передач на вал 1 передается посредством шестерен 4 и 7, образующих дополнительный по отношению к паре шестерня

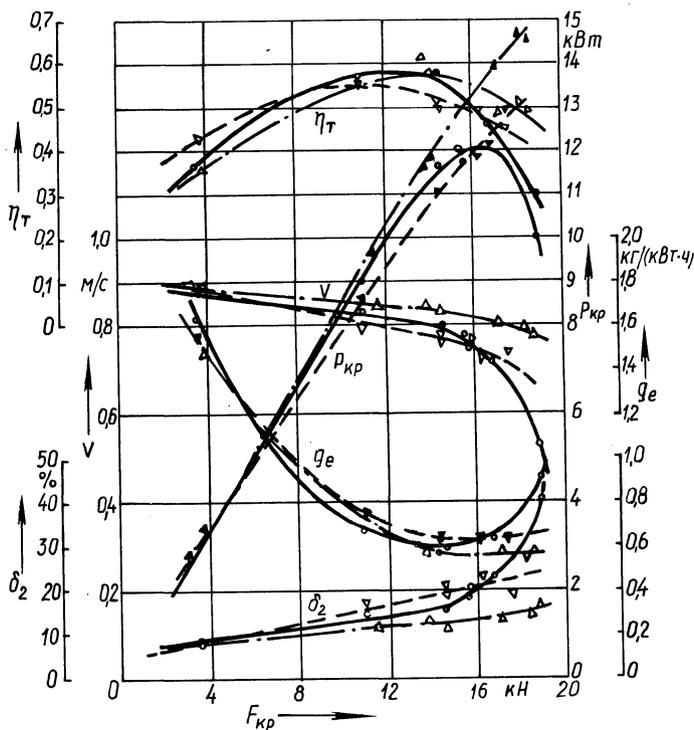


Рис. 2. Тяговая характеристика трактора:
 почвенный фон — поле после уборки картофеля; —○— 4К2, —▽— 4К4 (МСХ),
 —△— 4К4 (принуд.), $F_{кр}$ — крюковое усилие; δ_2 — буксование задних колес;
 g_e — удельный расход топлива; v — скорость; $P_{кр}$ — крюковая мощность; η_t — тяговый КПД

4 — наружная обойма 3 редуктор, который обеспечивает конструктивное кинематическое несоответствие, равное нулю.

Новая раздаточная коробка была изготовлена и подвергнута экспериментальным исследованиям. Расход топлива трактора с такой раздаточной коробкой при движении по полю после уборки картофеля с принудительно включенным передним мостом уменьшился на 2...3 %, а минимальный радиус поворота — на 0,2 м.

На рис. 2 приведена тяговая характеристика трактора для разных режимов включения переднего моста. Она также свидетельствует о преимуществе новой раздаточной коробки. Из графика видно более благоприятное протекание кривых буксования, скорости движения, удельного расхода топлива, крюковой мощности в случае принудительного включения переднего моста. На графике нанесены также кривые указанных параметров для случая, когда трактор работает в режиме 4К2.

Разработанная раздаточная коробка взаимозаменяема с серийной при условии, что в трансмиссии установлена двухвенцовая шестерня 7. Применение этой раздаточной коробки более эффективно на горных модификациях

тракторов "Беларусь", у которых из соображений безопасности при работе на склонах передний мост должен быть включен постоянно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лефаров А.Х., Войтешонок В.С. Об улучшении экономичности тракторов "Беларусь" типа 4К4 // Автотракторостроение. — Мн., 1985. — Вып. 20. — С. 79—82.
2. А.с. 1273275 (СССР). Устройство для привода дополнительного ведущего моста трактора.

УДК 621.372:629.114.2.012.111

А.К.ГЕРАСИМОВИЧ

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ БОКОВОГО ЗАЗОРА В ВЕРХНЕЙ КОНИЧЕСКОЙ ПАРЕ ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА

При эксплуатации тракторов "Беларусь" в ряде случаев выходят из строя зубчатые колеса верхней конической пары колесного редуктора переднего ведущего моста. Наблюдается поломка зубьев полуоси и вертикального вала, выкрошивание зубьев, их предельный износ. Работоспособность деталей трансмиссии и ходовой системы зависит от действующих на них нагрузок. Повышенная энергонасыщенность позволяет трактору работать с большими тяговыми усилиями в зоне высоких рабочих скоростей. Однако повышение скорости движения трактора и тягового усилия ведет к увеличению амплитуды колебания нагрузок, действующих на ходовую систему [1]. Силы и моменты, действующие на зубчатые колеса и корпусные детали, определяются типом агрегируемой сельскохозяйственной машины, технологическим режимом, почвенным фоном и другими факторами. В некоторых случаях указанные выше причины могут вызвать нагрузки на детали, значительно превосходящие средние эксплуатационные. Коэффициент динамичности $k_d = 2...2,5$ [2].

Вертикальная нагрузка, действующая на переднее колесо, вызывает изгибную деформацию корпуса верхней конической пары колесного редуктора переднего ведущего моста. Деформация происходит в сечении корпуса, где момент сопротивления изгибу наименьший. Таким является сечение $B-B$ (рис. 1). Для определения координат центра тяжести сечения (положения нейтральной оси) были рассчитаны инерционные характеристики сечения $B-B$. Расчеты показали, что центр тяжести сечения (точка O) находится на расстоянии 35,3 мм от нижней кромки сечения. Через точку O проходит нейтральная ось и относительно нее при изгибе происходит перемещение деталей колесного редуктора относительно друг друга. Поворот ведомого зубчатого колеса верхней конической пары вместе с колесным редуктором ведет к уменьшению радиального и бокового зазоров. Из рис. 1 видно, что наиболее удаленной от центра O точкой ведомого зубчатого колеса является точка A . Ее перемещение при изгибе можно разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие: h' — в радиальном направлении, h'' — в направлении вершины конусов вдоль зубьев. Изменение бокового зазора при радиальном перемещении зубчатого колеса [3]