

СИНТЕЗ ХАРАКТЕРИСТИК МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ВНЕДОРОЖНЫХ МАШИН

Для повышения тягово-цепных свойств колесных тракторов, машин высокой проходимости, ковшовых погрузчиков и другой внедорожной техники широко применяется привод на все колеса.

Однако переход на полноприводные схемы трансмиссий не исчерпывает возможности повышения тягово-цепных свойств таких машин. Для этой цели в последние годы стали широко применять межколесные дифференциалы повышенного трения, автоматически блокируемые дифференциалы и др. Эти механизмы, как показывают исследования и опыт эксплуатации, при правильном выборе характеристик блокирующих свойств позволяют существенно повысить тягово-цепные свойства машин, не оказывая отрицательного влияния на их поворачиваемость и нагрузочный режим трансмиссии.

В результате исследований конструкций дифференциалов были выявлены различные характеристики их блокирующих свойств [1]. Это объясняется сложившимися традициями конструирования и опытом конструктора, основывающегося на знании особенностей эксплуатации машины, для которой проектируется дифференциал.

Метод, позволяющий объективно подойти к обоснованию характеристик межколесных дифференциалов для внедорожных машин различного назначения и тем более для разных ведущих мостов одной полноприводной машины, в литературе еще не рассматривался.

В данной статье предлагается использовать метод синтеза, позволяющий получить характеристики межколесных дифференциалов, обеспечивающих максимально высокие тягово-цепные свойства внедорожных машин в основных условиях их эксплуатации. Метод основан на определении таких оптимальных законов распределения касательных сил тяги между колесами каждого из мостов, при которых тягово-цепные свойства машины максимальны. Определив эти законы, можно разработать или подобрать из имеющихся такие дифференциалы, характеристики блокирующих свойств которых обеспечивают полученные или близкие к ним значения касательных сил тяги колес.

Рассмотрим использование метода синтеза для определения характеристик межколесных дифференциалов внедорожных машин с блокированным межосевым приводом.

Из уравнения прямолинейного движения машины выразим суммарную касательную силу тяги $F_{\kappa\Sigma}$, необходимую для движения,

$$F_{\kappa\Sigma} = \sum_{i=1}^n F_{\kappa i}^{(n)} = \sum_{i=1}^m F_{f i}^{(n)} + F_{\kappa p} + \sum_{j=1}^l F_j, \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^n F_{\kappa i}^{(n)}$, $\sum_{i=1}^m F_{f i}^{(n)}$ — суммы касательных сил тяги и сил сопротивления

качению колес; n — количество ведущих мостов; m — общее количество ведущих и ведомых мостов (для полноприводных машин $n = m$); один и два штриха обозначают колеса i -го моста соответственно с худшими и лучшими сцепными условиями; $F_{кр}$ — крюковая нагрузка; $\sum_{j=1}^l F_j$ — алгебраическая сумма

проекций сил на продольную ось машины (сила инерции, продольная составляющая веса при движении на подъем, сопротивление воздуха и т.д.).

Касательная сила тяги колеса F_k связана с его буксованием δ зависимостью, вид которой определяется свойствами шин и грунта. В общем случае эту зависимость можно обозначить $F_k = f(\delta)$. Тогда уравнение (1) примет вид

$$\sum_{i=1}^n f_i^{(n)}(\delta_i^{(n)}) = F_{к\Sigma}. \quad (2)$$

Для обеспечения высоких тягово-сцепных свойств машины межколесные дифференциалы должны блокировать колеса моста, т.е. обеспечивать равенство их буксований:

$$\delta'_i = \delta''_i = \delta_i,$$

где δ_i — буксование, отнесенное к центру i -го моста.

С учетом последнего равенства уравнение (2) примет вид

$$\sum_{i=1}^n f_i^{(n)}(\delta_i) = F_{к\Sigma}. \quad (3)$$

При заблокированном межосевом приводе буксование δ_i i -го моста связано с буксованием машины δ_a и кинематическим несоответствием m_{ni} этого же моста зависимостью [1]

$$\delta_i = m_{ni} + (1 - m_{ni})\delta_a,$$

с учетом которой уравнение (3) окончательно примет вид

$$\sum_{i=1}^n f_i^{(n)}(m_{ni} + (1 - m_{ni})\delta_a) = F_{к\Sigma}. \quad (4)$$

В случае, например, экспоненциальной зависимости между касательной силой тяги колеса и его буксованием уравнение (4) можно записать в виде

$$\sum_{i=1}^n F_{zi}^{(n)} \varphi_i^{(n)} \{1 - \exp\{-k_i^{(n)}[m_{ni} + (1 - m_{ni})\delta_a]\}\} - F_{к\Sigma} = 0,$$

или

$$\delta_a = -\frac{m_{n1}}{1 - m_{n1}} - \frac{1}{k_1^{(n)}(1 - m_{n1})} \ln\left(1 - \frac{F_{к\Sigma} - A}{F_{z1}^{(n)} \varphi_1^{(n)}}\right), \quad (5)$$

где

$$A = F_{z1}'' \varphi_1'' \left\{ 1 - \exp \left\{ -k_1'' [m_{n1} + (1 - m_{n1}) \delta_a] \right\} \right\} + \\ + \sum_{i=2}^n F_{zi}^{('')} \varphi_i^{('')} \left\{ 1 - \exp \left\{ -k_i^{('')} [m_{ni} + (1 - m_{ni}) \delta_a] \right\} \right\},$$

$F_{zi}^{('')}$ — нормальная реакция колеса; $\varphi_i^{('')}, k_i^{('')}$ — эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств шин и грунта.

Полученное уравнение (4) и его частные преобразования (5) при известных значениях $m_{ni}, F_{zi}^{('')}$ и $F_{\kappa\Sigma}$ могут быть решены относительно δ_a с использованием ЭВМ. Затем по приведенным выше зависимостям рассчитываются буксования колес δ_i и их касательные силы тяги $F_{ki}^{('')}$. Полученные таким образом значения $F_{ki}^{('')}$ обеспечивают максимальные тягово-сцепные свойства машины.

Для характеристики распределения касательных сил тяги между колесами отдельных мостов введем коэффициенты

$$K_{pi} = \frac{F_{ki}''}{F_{ki}'} \quad \text{или} \quad K_{pi}'' = \frac{F_{ki}''}{F_{ki}'' + F_{ki}'} \quad \text{и} \quad K_{pi}' = \frac{F_{ki}'}{F_{ki}'' + F_{ki}'}$$

Коэффициенты распределения касательных сил тяги позволяют синтезировать оптимальные характеристики блокирующих свойств межколесных дифференциалов. Так, в частности, при установке в ведущие мосты дифференциалов повышенного трения их коэффициенты блокировки $K_{di} = F_{ki}''/F_{ki}'$ должны соответствовать коэффициентам распределения касательных сил тяги K_{pi} .

В качестве примера ниже определяются оптимальные характеристики межколесных дифференциалов повышенного трения одноковшового погрузчика 4К4 с заблокированным межосевым приводом. Эти характеристики определялись для процесса набора материалов в ковш, как наиболее энергоемкой составляющей рабочего цикла погрузчика, требующей повышенных тягово-сцепных свойств. При этом в уравнение (5) подставлялись соответствующие значения $F_{zi}^{(')}$, сопротивления грунта перемещению ковша, силы инерции F_j .

При введении в расчет силы инерции и ее изменении уравнения (4) и (5) решаются с учетом последовательного уточнения F_j на каждом расчетном шаге времени τ .

На рис. 1 приведены кривые изменения крутящих моментов M_{01} и M_{02} на корпусах межколесных дифференциалов и коэффициентов K_{p1} и K_{p2} распределения касательных сил тяги между колесами каждого моста при боковом крене погрузчика 5° и на горизонтальной поверхности при неравных сцепных условиях колес левого и правого бортов. Значения M_{01} и M_{02} определялись по рассчитанным касательным силам тяги колес, их радиусам качения в ведомом режиме и передаточному числу колесной передачи.

Как видно из рис. 1, распределение касательных сил тяги между колесами каждого из мостов наиболее стабильно на горизонтальной поверхности. При работе с боковым креном K_{p1} более стабилен, а K_{p2} существенно изме-

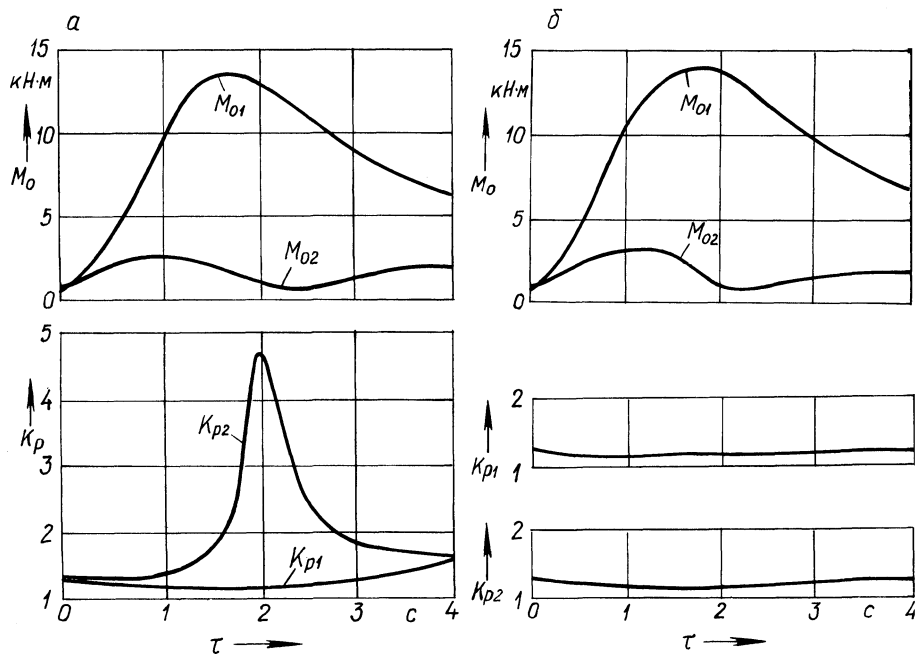


Рис. 1. Крутящие моменты на корпусах дифференциалов и коэффициенты распределения касательных сил тяги между колесами каждого моста погрузчика: а — при поперечном крене 5° ; б — на горизонтальной поверхности и неодинаковы сцепных условиях колес левого и правого бортов

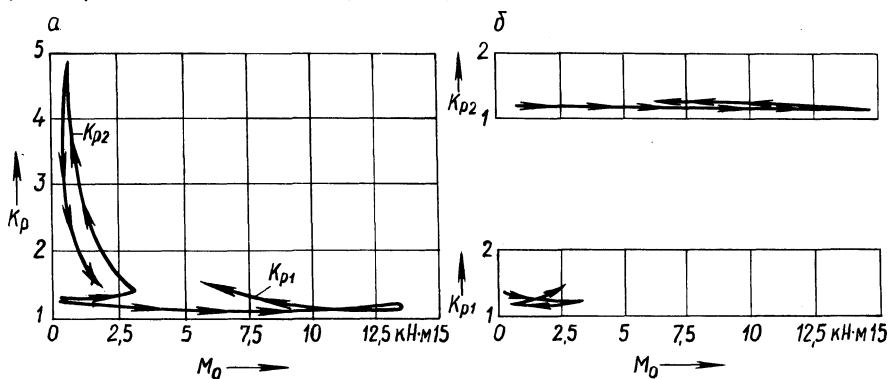


Рис. 2. Зависимость коэффициентов распределения касательных сил тяги между колесами каждого моста от крутящего момента на корпусе дифференциала: а, б — см. пояснения к рис. 1

няется. При этом наибольшее значение K_{p2} имеет место при наименьшем значении тяговой нагрузки заднего моста.

Как показали исследования [1], при разработке дифференциалов повышенного трения целесообразно связывать коэффициент блокировки с

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-