

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТЗ-80	55,2	4	КР	25	27	Плоскость	18,25	41
Дифференциал переднего моста МТЗ-82	55,2	4	РП	16	27	Сфера R43,6	16,75	30,25
Т-150К	121,3	4	РП	30	37	Плоскость	23	49,5

10	11	12	13	14	15	16	17	18
22	12	5	20 ⁰	Д	Э	16	44 (д)	35
16	10	4,5	20 ⁰	Ц	П	10	29 (н)	50
26	14	5,5	45 ⁰	Д	Э	18	45 (д)	37

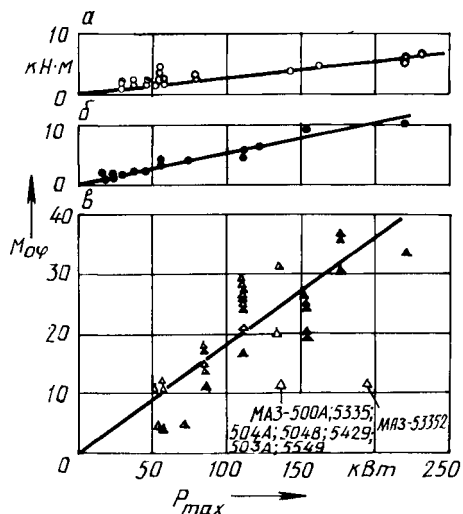


Рис. 1. Зависимость момента по сцеплению $M_{0\phi}$ на корпусе дифференциала от максимальной мощности колесных машин:

а - легковые автомобили 4К2 и 4К4 (○);
 б - колесные тракторы 4К2 и 4К4 (●);
 в - грузовые автомобили 4К2 (Δ),
 4К4, 6К4, 6К6 (▲), автобусы 4К2 и 4К4 (△)

торов занимают промежуточное положение, что объясняется наличием конечных передач.

Однако использование только крутящего момента в качестве единственного параметра недостаточно. Существенное влияние на работоспособность, интенсивность изнашивания и возникновение задигов на деталях механизмов оказывает скорость скольжения их фрикционных поверхностей, которая определяет мощность тепловыделений и температуру в контакте [6]. Поэтому в ходе расчетов и унификации дифференциалов необходимо учитывать их скоростные режимы, которые, как показал анализ, существенно различаются для машин разной мощности и назначения (см. рис. 1). Уменьшенные нагрузки дифференциалов легковых автомобилей и тракторов по сравнению с нагрузками дифференциалов грузовых автомобилей определяются их повышенными скоростными режимами.

Кроме того, как показал анализ по критерию Ирвина, точки (P_{max} ; $M_{0\phi}$) для автомобилей МАЗ, у которых используются конечные передачи, не принадлежат совокупности этих параметров других автомобилей такого же класса мощности, но не имеющих конечных передач (см. рис. 1).

Таким образом, для построения параметрических рядов дифференциалов необходимо учитывать как их нагрузочные, так и скоростные режимы.

ЛИТЕРАТУРА

1. К с е н е в и ч И.П., С о л о н с к и й А.С., В о й ч и н с к и й С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. - Минск: Наука и техника, 1980. - 320 с.
2. В а н ц е в и ч В.В., Л е ф а р о в А.Х. Внутренние силовые процессы в конических четырехсателлитных дифференциалах // Вестн. машиностроения. - 1983. - № 9. - С. 16-18.
3. В а н ц е в и ч В.В. Внутренние процессы двух- и четырехсателлитных дифференциалов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1984. - № 10. - С. 160.
4. Краткий автомобильный справочник. - 9-е изд., перераб. и дополн. - М.: Транспорт, 1982. - 464 с.
5. Т я г о в ы е характеристики сельскохозяйственных тракторов: Альбом-справочник. - М.: Россельхозиздат, 1979. - 240 с.
6. Т р е н и е, изнашивание, смазка: Справочник: В 2 кн.; Кн. 1 / Под ред. И.В. Крагельского и В.В.Алишина. - М.: Машиностроение, 1978. - 400 с.

УДК 631.372:629.114.2(23)

В.С. ВОЙТЕШОНОК (БПИ)

К ВОПРОСУ О КИНЕМАТИКЕ МЕХАНИЗМА СТАБИЛИЗАЦИИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ТРАКТОРА МТЗ-82К

При создании крутосклонного трактора МТЗ-82К с двухсторонним вертикальным перемещением ведущих колес возникла необходимость изменения серийной кабины, увеличения базы трактора на 0,45 м по сравнению с серийным трактором МТЗ-82 и минимальной колеи задних колес на 0,2 м, что связано с конструкцией механизма стабилизации. Необходимость этих изменений отпадает при использовании механизма стабилизации одностороннего типа, реализованного в конструкции модернизированного трактора МТЗ-82К. В [1] проанализированы конструкция и кинематика механизма одностороннего типа, суть работы которого заключается в том, что для стабилизации остова трактора осуществляется перемещение одного колеса при неизменном положении другого. При этом перемещаемым может быть как правое, так и левое колесо в зависимости от направления склона.

Испытания трактора с механизмом стабилизации такого типа показали, что в процессе опускания и подъема колеса имеет место некоторое изменение скорости движения, особенно заметное на низших передачах. Поскольку указанное вертикальное перемещение колеса всегда имеет место при поворотах трактора на склоне, возникла необходимость дополнительных исследований

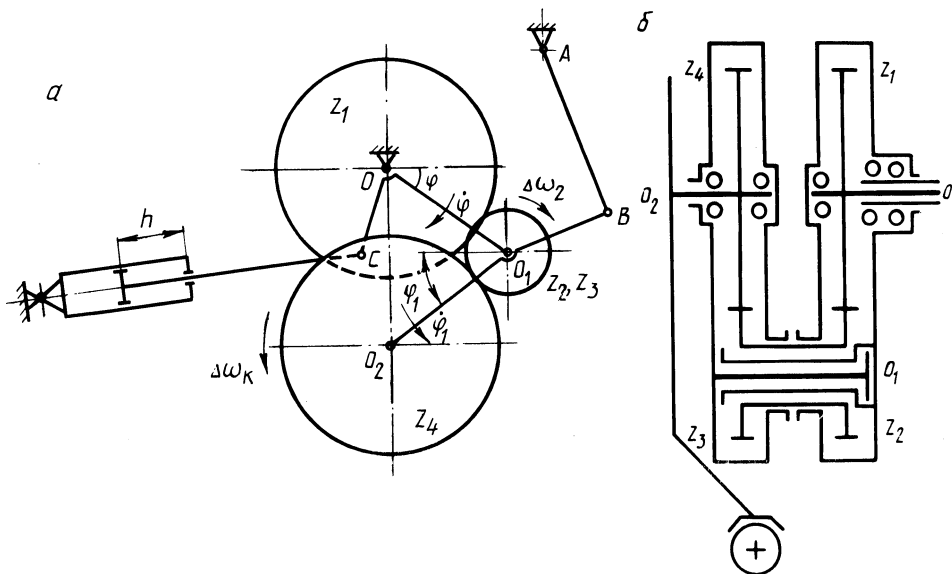


Рис. 1. Кинематическая схема механизма стабилизации (а) и привода заднего ведущего колеса трактора (б)

кинематики механизма стабилизации. В данной работе проведено исследование влияния вертикального перемещения колеса на его угловую скорость.

Опускание и подъем каждого ведущего колеса осуществляются самостоятельным многозвенным механизмом (рис. 1, а), приводимым в движение гидроцилиндром. Звенья COO_1 и AB механизма вращаются вокруг осей соответственно O и A , неподвижных относительно корпуса трактора. Звено BO_1O_2 совершает плоскопараллельное движение, включающее поступательное перемещение вместе с центром O_1 и поворот вокруг этого центра. На оси O установлено зубчатое колесо Z_1 , связанное с трансмиссией трактора. От колеса Z_1 к ведущему колесу трактора крутящий момент передается с помощью зубчатых колес Z_2, Z_3 , вращающихся на оси O_1 , и колеса Z_4 , связанного общим валом с ведущим колесом (рис. 1, б).

При включении системы стабилизации поршень гидроцилиндра, перемещаясь от исходного положения на h (см. рис. 1, а), поворачивает звено COO_1 на угол φ с угловой скоростью $\dot{\varphi}$. Зубчатое колесо Z_2 обкатывается вокруг колеса Z_1 , что вызывает изменение угловой скорости вращения колеса Z_2 :

$$\begin{aligned} \Delta \omega_2 &= v_{O_1} / (d_2 / 2) = [\dot{\varphi} m (Z_1 + Z_2) / 2] / (m Z_2 / 2) = \\ &= \dot{\varphi} (Z_1 + Z_2) / Z_2, \end{aligned}$$

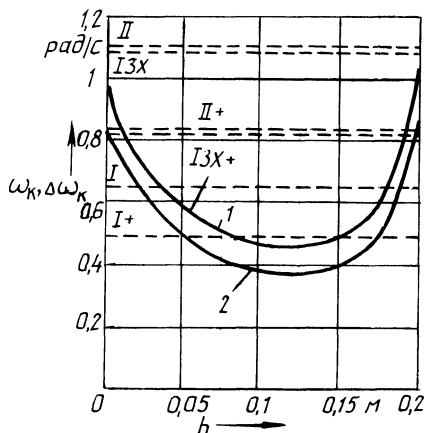
где v_{O_1} — линейная скорость перемещения центра O_1 ; d_2 — делительный диаметр зубчатого колеса Z_2 ; m — модуль.

Угловая скорость зубчатого колеса Z_4 при этом изменяется на

$$\Delta \omega'_4 = \dot{\varphi} [(Z_1 + Z_2) / Z_2] (Z_3 / Z_4).$$

Рис. 2. Зависимость угловой скорости ведущего колеса ω_k (---) и ее изменения $\Delta\omega_k$ (—) от хода h поршня гидроцилиндра механизма стабилизации:

I, II, I3X – включенная передача (соответственно первая, вторая, первая заднего хода); + – понижающий редуктор включен



За это же время звено BO_1O_2 , поворачиваясь вокруг оси O_1 на угол φ_1 , обкатывает колесо Z_4 по зубчатому колесу Z_3 . Это вызывает дополнительное изменение угловой скорости колеса Z_4 на

$$\Delta\omega_4'' = \dot{\varphi}_1 (Z_3 + Z_4) / Z_4 .$$

Суммарное изменение угловой скорости зубчатого колеса Z_4 , а следовательно, и угловой скорости колеса трактора $\Delta\omega_k$ составляет

$$\Delta\omega_k = \Delta\omega_4' + \Delta\omega_4'' = \dot{\varphi} (Z_1 + Z_2) Z_3 / (Z_2 Z_4) + \dot{\varphi}_1 (Z_3 + Z_4) / Z_4 . \quad (1)$$

При $Z_1 = Z_4$ и $Z_2 = Z_3$, что имеет место у модернизированного трактора МТЗ-82К, формула (1) принимает вид:

$$\Delta\omega_k = (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_1) (Z_1 + Z_2) / Z_1 . \quad (2)$$

Выражения для $\dot{\varphi}$ и $\dot{\varphi}_1$ определяются на основании зависимостей, приведенных в работе [1]. Если трактор движется передним ходом, при перемещении ведущего колеса вниз по склону его угловая скорость вращения увеличивается на $\Delta\omega_k$, при перемещении колеса вверх – уменьшается на $\Delta\omega_k$.

Результаты расчетов по формуле (2) изменения угловой скорости ведущего колеса $\Delta\omega_k$ в зависимости от хода гидроцилиндра приведены на рис. 2. Кривая 1 соответствует перемещению колеса вниз по склону (поток жидкости подается в штоковую полость гидроцилиндра), кривая 2 – перемещению колеса вверх (жидкость подается в бесштоковую полость). Необходимо отметить, что указанное изменение угловой скорости $\Delta\omega_k$ не зависит от передачи, на которой движется трактор.

Штриховыми линиями на рис. 2 нанесены скорости ω_k вращения задних ведущих колес, имеющие место при неработающем механизме стабилизации. Как видно из рисунка, угловая скорость ω_k зависит от включенной передачи. В связи с этим влияние $\Delta\omega_k$ на скорость движения трактора особенно заметно на низших передачах. Так, расчеты показывают, что на первой передаче перемещение колеса вниз по склону сопровождается увеличением скорости

трактора в среднем на 50 %, при перемещении колеса вверх – уменьшается в среднем на 40 %.

Из формулы (2) следует, что снизить $\Delta \omega_k$ можно, уменьшив до возможного по конструктивным соображениям число зубьев Z_2 , соответственно увеличив число зубьев Z_1 . Изменение угловых скоростей $\dot{\phi}$ и $\dot{\phi}_1$, зависящих от размеров звеньев механизма стабилизации, здесь не рассматривается, поскольку размеры звеньев определяют необходимые характеристики процесса стабилизации трактора.

Таким образом, проведенные исследования указывают на значительное изменение угловой скорости заднего ведущего колеса трактора при включении в работу механизма стабилизации, вследствие чего скорость движения трактора изменяется. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании тракторов с подобными механизмами стабилизации, а также при исследовании движения трактора на склоне.

ЛИТЕРАТУРА

1. З а р е ц к и й В.П., З е л е н ы й П.В., Я ц к е в и ч В.В. Анализ механизма автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора // Автотракторостроение. – Минск, 1981. – Вып. 16. – С. 100–103.

УДК 629.114.2.02-585

А.К. ГЕРАСИМОВИЧ (БПИ),
П.А. АМЕЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук (МТЗ),
А.Х. ЛЕФАРОВ, д-р техн. наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА НА ПОВОРОТЕ

Одним из основных параметров, характеризующих распределение тяговых усилий по ведущим мостам колесной машины 4К4 с блокированным межосевым приводом, является кинематическое несоответствие m [3]. В случае нулевого значения кинематического несоответствия при прямолинейном движении оно всегда возникает при криволинейном движении, так как за одинаковые промежутки времени колеса переднего и заднего ведущих мостов проходят разные пути. В связи с этим возникает необходимость установления аналитических зависимостей для определения кинематического несоответствия, возникающего при повороте машины.

При дифференциальном межколесном приводе в обоих мостах полноприводных тракторов типа "Беларусь" кинематическое несоответствие между мостами на повороте определяется по выражению

$$m = 1 - \cos \alpha,$$

где α – средний угол поворота управляемых колес.

В переднем ведущем мосту (ПВМ) тракторов "Беларусь" устанавливается самоблокирующийся дифференциал повышенного трения, который во многих случаях работает в режиме блокированного привода. При таком режиме рабо-