

мощностью 110 кВт является автоматической системой непрямого действия, что уменьшает нагрузку на усилительно-преобразующее устройство.

Функциональный анализ АСУ СПП позволяет выделить из системы отдельные ее звенья, оценить степень их влияния на работу системы и трактора в целом, выбрать пути построения передаточных функций составляющих звеньев и связей системы.

УДК 629.113.012

В.П. Бойков, Н.А. Разоренов
(Белорусский политехнический институт)

ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ШИНА КАК ЭЛЕМЕНТ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРИВОДА ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРОВ КЛАССА 9 - 20 кН

Одним из путей повышения тягово-сцепных качеств колесных тракторов является создание модификаций со всеми ведущими колесами. Наиболее перспективны [1] у таких машин механизмы, обеспечивающие автоматическое управление передним ведущим мостом.

В настоящее время на передний ведущий мост тракторов класса 9 - 20 кН устанавливаются колеса с пневматическими шинами различных типоразмеров, которые, как известно, обладают податливостью в нормальном, боковом и тангенциальном направлениях.

Движение машинно-тракторных агрегатов зачастую происходит с колебаниями в продольной и поперечной плоскостях. При этом имеет место значительное перераспределение нормальных нагрузок по осям и колесам трактора, что, в свою очередь, вызывает изменение характеристик пневматических шин (статического радиуса, коэффициентов нормальной и крутильной жесткости и др.). Поэтому чтобы наиболее точно рассчитать системы привода, необходимо учитывать не только указанные характеристики эластичного колеса, но и их изменение.

Статические характеристики шин получают экспериментально на обжимных стендах. При этом жесткостные коэффициенты и величину статического радиуса, полученные при каких-то определенных нормальных нагрузках и давлении, в расчетах принимают как величины постоянные, что снижает качество расчетов.

С целью корректного составления математической модели автоматизированной системы привода переднего ведущего моста трактора необходимо представить изменение вышеуказанных характеристик шин в виде зависимостей, достаточно точно описывающих взаимосвязь упругих деформаций шины с нормальной нагрузкой, давлением воздуха в шине и др.

На основании математической обработки экспериментальных данных по ряду шин, применяемых на передних ведущих колесах тракторов кл. 9 - 20 кН, полученных на стенде по "обжатию" шин Минского тракторного завода, были установлены следующие зависимости: $h_Z = f_1(G_K)$; $\beta = f_2(M)$, где h_Z - нормальный прогиб шины; G_K - нормальная нагрузка колеса; β - угол закрутки шины; M^K - крутящий момент колеса.

Эти зависимости были получены при различном давлении воздуха в шине P_w . Математическая обработка этих данных проводилась с использованием регрессионно-корреляционного анализа [2]. По характеру экспериментальных точек на корреляционном поле выбирался общий вид функции регрессии; определялись точечные оценки коэффициентов регрессии и исследовалась точность их нахождения.

Таблица 1. Уравнения регрессии для нормального прогиба некоторых тракторных шин

Типоразмер	Нормальный прогиб $h_Z \cdot 10^{-3}$, мм	P_w , МПа	G_K , кН	r_c , мм
240 - 508 (9,5/9-20) мод. ВФ-222	$h_Z = -10,2G_K^3 + 318, G_K^2 + 2103G_K + 4833$	0,10	3,0 - 21,0	484,7
	$h_Z = 1,2 G_K^3 - 26,9 G_K^2 + 3704,8 G_K - 547,7$	0,15		
	$h_Z = 0,56 G_K^3 - 19,6 G_K^2 + 3242,1 G_K + 2999$	0,20		
	$h_Z = 0,56 G_K^3 + 20,26 G_K^2 + 2636,9 G_K + 1690$	0,25		
290 - 508 (11,2/10-20) мод. Ф-35	$h_Z = 2,8 G_K^2 + 262,2 G_K + 2642,9$	0,20	3,0 - 21,0	439,5
	$h_Z = -0,5 G_K^3 + 37,6 G_K^2 + 2343,9 G_K + 4140$	0,17		
	$h_Z = -1,2 G_K^2 + 40,8 G_K^2 + 3268,1 G_K + 250$	0,17		
	$h_Z = -4,8 G_K^3 + 137,8 G_K^2 + 3088,6 G_K + 1642,9$	0,11		
	$h_Z = 1,8 G_K^3 - 106,1 G_K^2 + 6647,4 G_K - 6642,6$	0,08		
420-508 (15,5-20) мод. Я-181	$h_Z = 1,3 G_K^3 - 119,3 G_K^2 + 5269 G_K + 1714,1$	0,14	3,0 - 21,0	593
	$h_Z = 3,3 G_K^3 - 173,2 G_K^2 + 7089,9 G_K + 642,8$	0,11		
	$h_Z = 1,56 G_K^3 - 9,2 G_K^2 + 5800 G_K + 6785,6$	0,08		

Таблица 2. Уравнения регрессии для угла закрутки некоторых тракторных шин

Типоразмер шины	P_w , МПа	G_k , кН	Диапазон M , кН·м	Угол закрутки шины рад $\beta \cdot 10^{-3}$,	P_w , МПа	G_k , кН	Диапазон M , кН·м	Угол закрутки шины рад $\beta \cdot 10^{-3}$,
240-508 (9,5/9-20) мод. ВФ-222	0,10 "	9,1 6,7	0,6 - 1,8 0,6 - 1,4	$\beta = -56,9M^3 + 217,9M^2 - 224,8M + 77$ $\beta = -1,5M^3 + 19,5M^2 - 4,4M + 2,9$	0,15 "	7,9 5,5	0,6 - 1,6 0,6 - 1,4	$\beta = 20M^3 - 50M^2 + 62M - 14$ $\beta = 24M^3 + 10M^2 - 32M + 20$
290-508 (11,2/10-20) мод. Ф-35	0,14 " 0,03 "	10,0 8,0 12,0 10,0	0,6 - 1,8 0,6 - 1,4 0,6 - 2,2 0,6 - 1,8	$\beta = 34,4M^3 - 98,2M^2 + 100M - 26,4$ $\beta = 6,3M^3 + 33M^2 - 49M + 21$ $\beta = 6,5M^3 - 15,9M^2 + 26M - 3$ $\beta = 3M^3 + 5,3M^2 + 1,7M + 3,2$	0,11 " 0,08	10,0 8,0 8,0	0,6 - 1,8 0,6 - 1,4 0,6 - 1,4	$\beta = 22M^3 - 58,5M^2 + 66M - 17$ $\beta = 14,6M^3 + 9M^2 - 23M + 14$ $\beta = 5,5M^3 + 9,6M^2 - 2,5M + 5,2$
420-508 (15,5-20) мод. Я-181	0,11 " "	15,0 12,0 9,0	0,6 - 5,2 0,6 - 5,0 0,6 - 2,4	$\beta = 0,7M^3 - 3,4M^2 + 16,7M - 5,3$ $\beta = 1,7M^3 - 10M^2 + 30M - 11$ $\beta = -9,8M^3 + 32,5M^2 - 64M + 27$	0,08 " "	15,0 12,0 9,0	0,6 - 4,8 0,6 - 4,4 0,6 - 3,8	$\beta = 0,4M^3 - 0,7M^2 + 11,5M - 3$ $\beta = 1,1M^3 - 5,3M^2 + 20M - 5,6$ $\beta = 2,7M^3 - 12,1M^2 + 31M - 10$

Согласно теореме Вейерштрасса [2], любую непрерывную функцию можно приблизить на конечном интервале сколь угодно точно параболлами порядка p . В данной работе в качестве исходной зависимости была принята параболическая зависимость 3-го порядка вида

$$y = a_0 x^3 + a_1 x^2 + a_2 x + a_3,$$

где y - упругие деформации шины ($h_Z; \beta$); x - независимо изменяющиеся параметры (G_k, M и др.).

Нахождение неизвестных коэффициентов $a_0 \dots a_3$ осуществлялось с помощью ЭЦВМ "Наири-К" по специально разработанной программе.

В результате расчета были получены уравнения регрессии для нормальных прогибов тракторных шин некоторых моделей, которые приведены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, зависимость $h_Z = f_1(G_k)$ в рабочем диапазоне нормальных нагрузок при различных давлениях воздуха можно считать близкой к линейной, что упрощает уравнения и расчет коэффициента нормальной жесткости и его зависимости от давления.

Статический радиус шины для различных давлений и нормальных нагрузок определяется по формуле

$$r_{ст} = r_c - [h_Z = f_1(G_k)],$$

где r_c - свободный радиус колеса.

Например, для шины 9,5/9-20 ($p_{wv} = 0,20$ МПа) упрощенное уравнение нормального прогиба запишется в виде $h_Z = 3,24 G_k + 3,0$, а уравнение для статического радиуса при том же давлении будет иметь вид

$$r_{ст} = 484,7 - 3,24 G_k + 3,0.$$

Аналогично проводился расчет крутильной жесткости тракторных шин. Уравнения регрессии для определения угла закрутки от приложенного крутящего момента при различных нормальных нагрузках и давлениях приведены в табл. 2.

Резюме. При расчете механизмов автоматического управления передним ведущим мостом трактора необходимо учитывать изменение жесткостных характеристик шин. Приведенные уравнения регрессии могут быть использованы также при исследовании нагруженности привода и плавности хода трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М., 1972. 2. Герасимович А.И., Матвеева Я.И. Тексты лекций по курсу "Теория вероятностей и математическая статистика", ч. 1. Минск, 1973.

УДК 629.114.2

А.Х. Лефаров, докт.техн.наук,
В.В. Ванцевич, А.В. Гури
(Белорусский политехнический
институт)

БЛОКИРУЮЩИЕСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ – МЕХАНИЗМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Идеальный дифференциал должен удовлетворять требованиям кинематики поворота колесной машины, а также перераспределять тяговые усилия между мостами и колесами в строгом соответствии со сцепными условиями колес с дорогой. Однако механизмов, которые полностью удовлетворяли бы этим требованиям, в настоящее время еще нет. Механизмы, получившие название блокирующихся дифференциалов, выполняют эти функции не совсем полно.

Перераспределение тяговых усилий блокирующимися дифференциалами может возникать при неодинаковых сцепных условиях колес с дорогой, а также при разных путях, проходимых колесами на повороте.

Тяговые усилия между колесами перераспределяются автоматически до определенного их соотношения, которое равно коэффициенту блокировки K и при достижении которого наступает относительное вращение полуосей.

Условия по сцеплению колес с дорогой и разность путей, проходимых ими на повороте, как задающие воздействия на соотношение сил тяги колес (последнее является регулируемой величиной), произвольно определяются во времени. По этой причине блокирующиеся дифференциалы можно отнести к системам автоматического регулирования следящего действия.

Основную группу блокирующих дифференциалов составляют механизмы, работающие по принципу повышенного внутреннего трения. В литературе, как правило, считают, что все эти механизмы идентичны. На самом деле это не совсем так. Подробное изучение свойств этих механизмов показывает, что по