

видно, что при значениях коэффициента больше  $0,5 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$  увеличение массы приводит к уменьшению общего уровня ускорений, а при значениях менее  $0,5 \text{ кН}$  — к его увеличению, что видно и из расчетов (табл. 2, группа 3). Характер изменения октавных ускорений остается прежним: в первой октавной полосе частот колебаний они увеличиваются, во второй и третьей — уменьшаются. Количественные изменения зависят от параметров подвески. С увеличением жесткости и коэффициента сопротивления они будут меньше.

Учитывая, что обе рассматриваемые характеристики регламентируются (ускорения в октавных полосах частот — ГОСТ 12.2.019–86, ход сиденья — ГОСТ 20062–81), можно сделать вывод, что расчет виброизоляции водителя следует проводить для двух значений его массы — минимальной и максимальной. Для тракторного сиденья эти значения составляют 60 и 120 кг (ГОСТ 20062–81).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутков Г.М. Динамика трактора. — М.: Машиностроение, 1973. — 280 с.

УДК 629.113.2-587

В.В.ВАНЦЕВИЧ, канд.техн.наук (БПИ)

#### ВОПРОСЫ УНИФИКАЦИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

Одним из важнейших направлений развития техники является унификация агрегатов, узлов и деталей, позволяющая на базе специализированного производства существенно повысить качество продукции при одновременном снижении числа ее типоразмеров и себестоимости.

Основной формой унификации является разработка типоразмерных (параметрических) рядов. Такие работы в автотракторостроении ведутся для узлов и деталей двигателей, коробок передач, ведущих мостов. Показана целесообразность унификации по "горизонтали" и "вертикали" [1], т. е. как внутри одного класса изделий, так и между различными классами изделий одного назначения.

Значения конструктивных параметров дифференциалов автомобилей и тракторов, приведенные в табл. 1, создают основу для проведения работ по унификации этих механизмов.

На машинах нашли применение различные конструктивные решения дифференциалов, что можно объяснить сложившимися в той или иной конструкторской организации традициями конструирования.

В четырехсателлитных дифференциалах в качестве водила используется как крестовина, так и отдельные пальцы для каждой пары сателлитов.

Существенно отличаются дифференциалы числом и сочетанием зубьев сателлитов  $z_c$  и полуосевых колес  $z_n$ , а также значениями углов зацеплений  $\alpha$ , модулей  $m$  и другими параметрами зацеплений.

Как видно из табл. 1, нет единого подхода к конструктивному решению поверхностей трения сателлитов о корпус дифференциала (сфера или

плоскость), сателлитов о водило и полуосевых колес о корпус (наличие фрикционных втулок и шайб, канавок и отверстий для смазочного материала).

В дифференциалах применяются различные типы шлицевых соединений полуосевых колес и полуосей, различные способы соединения частей корпуса друг с другом и корпуса с ведомой шестерней главной передачи.

Таким образом, отсутствует общий подход к выбору конструктивных параметров дифференциалов для машин различной мощности и назначения. Часто параметры дифференциалов машин примерно одинаковых по мощности и назначению, также отличаются друг от друга, например автомобилей ВАЗ-2101 и "Москвич", МАЗ-5335 и МоАЗ-6401-9585.

В качестве основы для разработки типоразмерных рядов дифференциалов могут быть использованы следующие положения.

В качестве водила для двухсателлитных дифференциалов необходимо использовать единый палец, а для четырехсателлитных – крестовину. Использование двух отдельных пальцев для четырех сателлитов ведет к их неравномерному нагружению вследствие неизбежных технологических погрешностей.

Как показали исследования [2, 3], внутренние силовые процессы в дифференциалах существенно зависят от сочетания чисел зубьев полуосевых колес  $z_{\text{п}}$  и сателлитов  $z_{\text{с}}$ . Показано, что наиболее рациональным сочетанием является:  $z_{\text{с}}$  – нечетное число, а  $z_{\text{п}}/a$  – дробное ( $a = 2$  или  $4$  – число сателлитов). При этом должно выполняться условие сборки дифференциала, как и любого планетарного механизма.

Наблюдения показывают, что дифференциалы со сферической опорной поверхностью более работоспособны. Одной из причин этого является то, что через сферический контакт передается часть нагрузки от корпуса к сателлитам, что несколько разгружает водило.

Унификацию дифференциалов необходимо осуществлять с учетом их нагруженности. Важным ее критерием является, как известно, максимальный момент  $M_{0\varphi}$  на корпусе дифференциала, определяемый силой сцепления колес с дорогой и принимаемый в большинстве случаев за расчетный. Значения этих моментов, рассчитанные по данным [4, 5] при коэффициенте сцепления 0,7, возрастают с увеличением максимальной мощности  $P_{\text{max}}$  и массы машин (рис. 1).

Как показал анализ, полученные зависимости близки к линейным (коэффициенты корреляции составили 0,78...0,98):

$$M_{0\varphi} = bP_{\text{max}} \quad \text{или} \quad P_{\text{max}} = cM_{0\varphi}, \quad (1)$$

где  $b$ ,  $c$  – коэффициенты пропорциональности: для легковых автомобилей 4К2 и 4К4  $b = 0,027$  и  $c = 36,74$ ; для колесных сельскохозяйственных тракторов 4К2 и 4К4  $b = 0,05$  и  $c = 19,99$ ; для грузовых автомобилей 4К2, 4К4, 6К4, 6К6 (кроме автомобилей МАЗ) и автобусов 4К2 и 4К4  $b = 0,18$  и  $c = 5,56$ ;  $P_{\text{max}}$  – максимальная мощность двигателя, кВт;  $M_{0\varphi}$  – максимальный момент на корпусе, кН·м.

Сравнение полученных зависимостей показывает, что дифференциалы колесных машин примерно одинаковой мощности, но различного назначения имеют разные нагрузки. Наименьшую нагрузку имеют дифференциалы легковых автомобилей, наибольшую – грузовых. Нагрузки дифференциалов трак-

Табл. 1. Геометрические параметры конических дифференциалов

Марка машины	$P_{\text{max}}$ , кВт	Число сателлитов $a$	Водило			Поверхность трения сателлита о корпус	Средний радиус трения торца, мм		Параметры зацеплений					Шлицы полуосевого колеса				
			тип	диаметр шипа, мм	длина шипа в контакте с сателлитом, мм		сателлита о корпус	полуосевого колеса о корпус	$z_{\text{п}}$	$z_{\text{с}}$	внешний окружной модуль	угол зацепления	$\frac{z_{\text{п}}}{a}$	тип	число	наружный (н), делительный (д) диаметры, мм	длина, мм	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
ЛуАЗ-969М	29,4	2	Один палец (ОП)	16	16	Плоскость	13	35,44	17	10	4,5	$22^{\circ}30'$	Дробное (Д)	Сухарное соединение полуосевых зубчатых колес дифференциала с полуосями				
ВАЗ-2101	47	2	ОП	16	17	Сфера $R39$	12,25	22,67	16	10	4	$22^{\circ}30'$	Целое (Ц)	Эвольвентные (Э)	22	23,28 (д)	24	
Москвич 2136, 2138, 2137, 2140	36,8	2	ОП	15,876	15	Сфера $R39$	12,22	21,85	16	10	4,004	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	20	25 (д)	26,12	
ИЖ-2125; Москвич-412ИЭ	55,2	2	ОП	15,876	15	Сфера $R39$	12,22	21,85	16	10	4,004	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	20	25 (д)	26,12	
ГАЗ-24, ГАЗ-14, ГАЗ-3102	69,9 161,8 77,3	2	ОП	20	20	Сфера $R48,5$	15,38	24,5	16	10	5	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	30	30 (д)	37	
ЗИЛ-114	220,6	2	ОП	—	—	Сфера	—	—	15	10	5,567	$20^{\circ}$	Д	—	—	—	—	
УАЗ-451М,452	55,2	4	Раздельные пальцы (РП)	20	20,35	Сфера $R46,22$	14,5	28,5	16	10	5	$22^{\circ}30'$	Ц	Прямобоочные (П)		10	32 (н)	34
ГАЗ-53А	84,6	4	Крестовина (КР)	25	27	Сфера $R68,5$	19,25	40	20	11	5,75	$22^{\circ}30'$	Ц	Трапецидаль-ные (Т)		16	45 (н)	52
ЗИЛ-130,131	110,3	4	КР	28	30	Сфера	21,50	45,5	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	—	—	—	—	
КАЗ-4540	118	4	КР	31	27,5	Сфера $R80,4$	23,5	53	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	Э	16	48 (д)	50	
МАЗ-5335	132,4	4	КР	25	28	Сфера $R66,5$	20,5	42	18	11	6	$22^{\circ}30'$	Д	Э	18	45 (д)	51	
МАЗ-6422	235,4	4	КР	32	29,5	Сфера $R71,5$	24,25	45,13	16	11	7	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	20	50 (д)	62	
МАЗ-7310	386,1	4	КР	25	30	Сфера $R77,5$	20,8	42	22	11	6	$20^{\circ}$	Д	П	10	50 (н)	60	
МоАЗ-6401-9585	139,7	4	КР	37	40	Сфера $R102$	28	56,25	22	11	8	$20^{\circ}$	Д	Э	20	50 (д)	56	
КамАЗ-5320	154,4	4	КР	—	30	Сфера	22	50	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	Э	16	48 (д)	50	
УРАЛ-4320	154,4	4	КР	—	30	Сфера	23	50	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	Э	20	50 (д)	51,5	
КрАЗ-260	220,6	4	КР	—	39	Сфера	26,25	57,5	22	11	8	$20^{\circ}$	Д	Т	16	62,5 (н)	69,5	
БелАЗ-540А	264,8	4	КР	38	48	Сфера $R115$	26,63	8,75	22	11	8	$20^{\circ}$	Д	Э	18	63 (д)	86	
Т-16М	14,7	2	ОП	28	30,5	Сфера $R69$	20,75	37,25	27	18	4	$17^{\circ}30'$	Д	П	6	40 (н)	50	
Т-25А	18,4																	
Т-28Х4М	44,1	3	Сборное из трех пальцев	28	33,1	Плоскость	21,5	—	24	12	6	$20^{\circ}$	—	—	—	—	—	

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 <sup>0</sup>	Д	Э	16	44 (д)	35
16	10	4,5	20 <sup>0</sup>	Ц	П	10	29 (н)	50
26	14	5,5	45 <sup>0</sup>	Д	Э	18	45 (д)	37

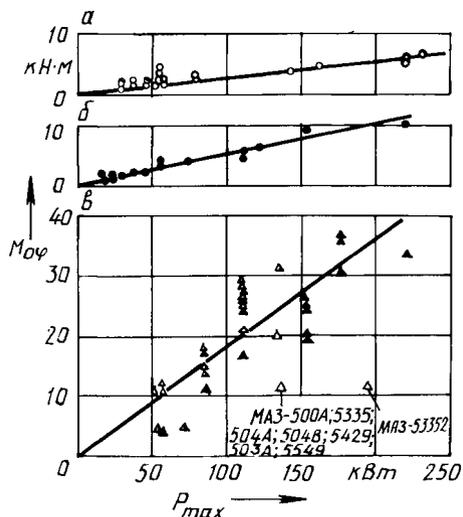


Рис. 1. Зависимость момента по сцеплению  $M_{0\phi}$  на корпусе дифференциала от максимальной мощности колесных машин:

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 задиров 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