

ГОНЧАРОВ И. А., КОШМАН В. И., СОЛОНСКИЙ А. С.,
кандидаты технических наук;

РУБИНШТЕЙН Е. И., ФЕЛЬДМАН И. Н.,
инженеры

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА МТЗ-52

В приводе переднего ведущего моста трактора МТЗ-52, состоящего из раздаточной коробки и карданной передачи с промежуточной опорой, устанавливаются карданные валы, применяемые на автомобиле ГАЗ-69. Схема расположения их на тракторе показана на рис. 1.

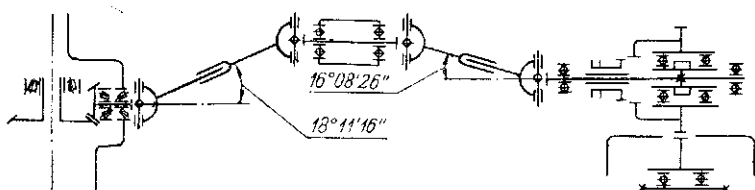


Рис. 1. Схема расположения карданных валов на тракторе.

Основные параметры, определяющие долговечность карданных передач — углы установки, величины передаваемых моментов, характер протекания нагрузок и условия их работы на тракторе МТЗ-52 и автомобиле ГАЗ-69 заметно отличаются. Так, статические углы установки переднего и заднего карданных валов на тракторе составляют соответственно $18^{\circ}11'16''$ и $16^{\circ}08'26''$. Передний карданный вал трактора, кроме того, из-за шарнирного соединения ведущего моста с оловом может изменять в процессе работы угол наклона. На сравниваемом автомобиле эти углы не превышают 7° . Максимальный крутящий момент, передаваемый карданным валом, на тракторе примерно на 20% больше, чем на автомобиле. В отличие от автомобильного передний ведущий мост трактора включается в работу автоматически в тот момент, когда из-за возросшей нагрузки на крюке буксование задних колес достигает 6%. При резком возрастании этой нагрузки включение переднего ведущего моста в работу может сопровождаться ударом.

В процессе эксплуатации тракторов МТЗ-52 были отмечены случаи выхода из строя крестовин и подшипников карданных

шарниров. Это обстоятельство потребовало создания специальной лабораторной установки (рис. 2) с целью выявления причин названных поломок.

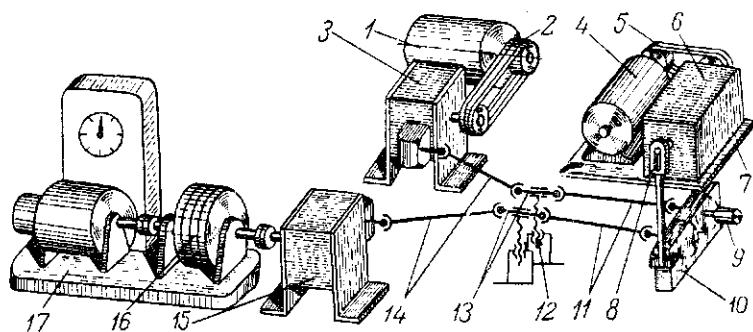


Рис. 2. Установка для испытания карданных валов:

1 и 4 — электродвигатели; 2 — клиноременная передача; 3 и 15 — коробки перемены передач; 5 — клиноременная передача; 6 и 10 — редукторы; 7 — планта; 8 — кривошип; 9 — токосъемник; 11 и 14 — карданные валы; 12 — винтовые стойки; 13 — промежуточные опоры; 16 — маховые массы; 17 — электротормоз.

Стенд состоит из электродвигателя 1, двух пар испытуемых карданных валов 11 и 14 с промежуточными опорами 13, маховых масс 16, имитирующих соответствующий момент инерции трактора, электрического тормоза СТЭУ-28 17, двух коробок перемены передач 3 и 15 (одна из них предназначена для изменения скорости вращения карданных валов, а вторая — для обеспечения скорости вращения тормоза не менее 1200 об/мин) и редуктора 10 для парного замыкания карданных валов. На стенде предусмотрен также вибратор, позволяющий с помощью индивидуального электромотора 4, редуктора 6 и кривошипа 8 изменять величину динамического угла и частоту колебаний карданных валов. Статический угол наклона карданных валов изменяется с помощью винтовых стоек 12.

Длительность стендовых испытаний, соответствующая эксплуатационному времени работы карданного привода, определена по формуле

$$T_{ст. i} = T_{э. i} \left(\frac{M_{э. i}}{M_{ст. i}} \right)^k, \quad (1)$$

где $T_{ст. i}$ и $T_{э. i}$ — время работы при стендовых и эксплуатационных испытаниях на данной передаче;

$M_{ст. i}$ и $M_{э. i}$ — моменты на карданном валу при стендовых и эксплуатационных испытаниях;

k и i — показатель степени и номер включенной передачи.

Мощность двигателя распределяется между передним и задним ведущими мостами пропорционально приходящемуся на них сцепному весу. Для переднего моста

$$N_1 = \frac{G_1}{G_2} \cdot 100 \% = 33,7, \quad (2)$$

где G_1 — вес, приходящийся на передние колеса;
 G_2 — общий вес трактора.

Крутящий момент, передаваемый карданными валами, на высших передачах выбирается по двигателю, а на низших — по сцеплению ведущих колес с почвой. При коэффициенте сцепления $\varphi = 0,8$ $M_{э, макс} = 31,8$ кгм.

Форсирование испытаний на созданном стенде осуществлено по крутящему моменту, величина которого определена из условия

$$M_{ст, i} = \gamma_m M_{э, i}, \quad (3)$$

где γ_m — коэффициент увеличения крутящего момента. Его величина на основании опыта стендовых испытаний трансмиссий на МТЗ принята равной 2. Обороты карданных валов сохранены такими же, как и на тракторе.

Время работы карданной передачи в эксплуатации определяется из выражения

$$T_э = \sum_{i=1}^{i=n} T_{э, i}, \quad (4)$$

а соответствующая этому времени длительность стендовых испытаний по формуле

$$T_{ст} = \sum_{i=1}^{i=n} T_{ст, i} = \sum_{i=1}^{i=n} T_{э, i} \left(\frac{M_{э, i}}{M_{ст, i}} \right)^k = \sum_{i=1}^{i=n} T_{э, i} \gamma_m^k, \quad (5)$$

где n — количество передач коробки.

Требуемая эксплуатационная долговечность карданного привода $T_э = 6000$ час. Время работы трактора на каждой передаче $T_{э, i}$ принималось на основании имеющихся статистических данных.

Расчетные показатели форсированных испытаний карданного привода на стенде, полученные при $N_H = 55$ л. с. и $n_H = 1700$ об/мин, приведены в табл. 1.

По разработанной методике испытывались карданные валы ГАЗ-69, установленные на стенде по схеме МТЗ-52.

Таблица 1

Передача	Крутящий момент, передаваемый первичным валом КП к переднему мосту	Крутящий момент на карданном валу	Число оборотов карданного вала	Время работы на передачах $T_{ст. i}$	
	M_{II} кем	M_K кем	n об/мин	%	час.
I	5,34	63,6	126	1,5	6
II	9,08	63,6	214	1,5	6
III	15,3	56,4	426	8,0	34
IV	15,3	46,2	520	25	105
V	15,3	38,8	620	25	105
VI	15,3	33,2	725	15	62
VII	15,3	27,0	890	8	34
VIII	15,3	22,8	1050	8	34
IX	15,3	12,8	1960	8	34

Элементами, лимитирующими долговечность карданного привода, являются его шарниры. Анализ вышедших из строя в эксплуатации элементов шарнира — крестовин и игольчатых подшипников — показал, что характер их износа определяется условиями смазки. В связи с этим на первом этапе лабораторных исследований изучалось влияние смазки на долговечность карданного привода. Опыты проводились с серийными и экспериментальными шарнирами. В отличие от серийных опытные крестовины имели дополнительную полость для смазки, плотно закрытую с двух сторон заглушками.

Сравнительные испытания проведены для двух видов смазки: трансмиссионного автотракторного масла (нигрол) по ГОСТ—542—50 (вязкость 29—32 ССТ при 100°C), применяемого для смазки карданных валов на автомобилях, и автотракторного масла АКш-10 (автол) по ГОСТ—1962—60 (вязкость 10 ССТ при 100°C), применяемого в трансмиссии трактора МТЗ-52.

Испытания серийных шарниров с указанными видами смазки показали, что шарниры, смазанные нигролом и отработавшие на стенде 120 часов (периодичность смазки в эксплуатации), на шипах крестовин и иглоках подшипника практически износа не имели. Те же шарниры, но смазанные автолом, имели заметный осповидный износ шипов и иглолок подшипника, а смазка в них после 120 часов работы полностью отсутствовала. Эти данные позволили установить, что применение автола для смазки шарниров данной конструкции с периодичностью 120 часов не обеспечивает требуемой их долговечности.

Сравнение серийных и опытных шарниров показало преимущества последних. Хотя износ на шипах и иглоках после 120 часов работы в том и другом случае не было обнаружено, однако в опытных шарнирах не наблюдалось износа даже при смазке их автолом. Кроме того, после испытаний количество

оставшегося в шарнирах нагрома было значительно больше, чем автола. Следует, однако, отметить, что опытные крестовины за счет создания в их теле дополнительной полости для накопления смазки показали пониженную прочность.

Проведенными работами установлено, что принятый режим нагрузок позволяет испытывать карданный привод трактора МТЗ-52 при двойном крутящем моменте. Шарниры, отработавшие на стенде полный цикл (420 час.), имели износ, по характеру и величине близкий к имеющему место в условиях эксплуатации. Замечено также, что шипы крестовин и иглы подшипников переднего карданного вала, имеющего больший угол установки, изнашиваются интенсивнее (примерно в 2 раза), чем у заднего.

Экспериментально установлено, что при расчете времени стендовых испытаний карданных валов показатель степени k в формуле (1) может быть принят равным 6.