

## ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630\*377.45:629.11.012.552

*В. В. ЛАЗАРЕВ*

Лазарев Виталий Васильевич родился в 1927 г., окончил в 1952 г. Горьковский политехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры механизации лесной промышленности и лесного хозяйства Брянской государственной инженерно-технологической академии. Имеет более 70 печатных трудов в области оптимизации технико-эксплуатационных показателей полноприводных колесных машин.



**ИССЛЕДОВАНИЕ  
ВЛИЯНИЯ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ  
НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ  
ПОЛНОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН**

Приведены результаты теоретического и экспериментального исследования влияния установки избирательного давления воздуха в шинах на распределение крутящего момента по ведущим колесам полноприводных транспортных средств.

The results of the theoretical and experimental studies of the effect of discriminative air pressure setting in tyres on the torque distribution along the driving wheels of full-driven vehicles have been given.

При проектировании колесных транспортных средств практически никогда не удается расположить их центр тяжести таким образом, чтобы вертикальные нагрузки на колеса были одинаковыми в различных условиях эксплуатации (при движении без груза, с частичной нагрузкой или с тягой на крюке). Неравномерное распределение нагрузки при одинаковом давлении воздуха в шинах обуславливает различия в радиусах качения колес. Это является одной из главных причин кинематического рассогласования между элементами движителя и силовой передачи. Неравномерность распределения полного крутящего момен-

та по колесам машин с заблокированным приводом не позволяет полностью использовать потенциальные тяговые возможности колесных транспортных средств. Сопутствующее неравномерному распределению крутящего момента упругое сопротивление элементов силовой передачи приводит к дополнительным диссипативным потерям энергии, особенно при эксплуатации колесных машин на твердых дорогах. В результате увеличивается расход топлива, повышается износ шин, снижается срок службы трансмиссии.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями, проведенными за последние годы, установлено наличие тесной взаимосвязи типа силового привода с характеристиками шин. Величина внутреннего давления воздуха значительно влияет на тангенциальную эластичность и радиальную жесткость шин, коэффициенты сопротивления качению, сцепления и т. д. [2, 3].

Возникает вопрос о возможности использования системы регулирования давления воздуха в шинах (кроме ее основного назначения – обеспечения проходимости в экстремальных дорожных условиях) в качестве устройства, с помощью которого водитель может целенаправленно изменять практически все основные характеристики колесного движителя.

Проведенные в Брянской государственной инженерно-технологической академии теоретические исследования показали, что при эксплуатации полноприводных колесных машин на твердых дорогах избирательное регулирование давления воздуха в шинах является эффективным средством снижения транспортных энергозатрат, повышения срока службы шин и трансмиссии.

Зависимость для определения такого давления воздуха в шинах ( $p_w$ ), при котором обеспечивается заданный (желаемый) закон распределения полного крутящего момента  $M_a$  по ведущим колесам, имеет вид

$$p_{wi} = \frac{-(AC + G_{ki} p_w^* B) \pm \sqrt{(AC + G_{ki} p_w^* B)^2 - 4AG_{ki} p_w^* (BC - k\sqrt{G_{ki}})}}{2A}, \quad (1)$$

где  $A = v G_{ki} p_w^* + \lambda^* (G_{ki} - G_n^*) M_{ki}$ ;

$$B = k \frac{\sqrt{G_{ki}}}{C + p_{i,1}} + \lambda_{ki} M_{ki} - \lambda^* M_{ki} - v p_{i,1};$$

$v, k, \lambda^*, G_n^*, p_w^*$  – константы для данной шины, зависящие от ее конструктивных параметров [3];

$c$  – атмосферное давление;

$\lambda_{ki}$  – тангенциальная эластичность «первого» колеса.

Индекс «1» в формуле (1) присваивают любому колесу движителя, которое при внутреннем давлении воздуха в шине  $p_{w1}$  и вертикальной нагрузке  $G_{k1}$  передает крутящий момент  $M_{k1}$ , а индекс  $i$  – колесу, которое при нагрузке  $G_{ki}$  должно передавать крутящий момент

$$M_{\kappa i} = \frac{\lambda_a}{\lambda_{\kappa i}} M_a + \frac{r_{\kappa i}^0 - r_a^0}{\lambda_{\kappa i}}, \quad (2)$$

где  $\lambda_a$  – обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности движителя;

$\lambda_{\kappa i}$  – тангенциальная эластичность  $i$ -го колеса;

$M_a$  – полный крутящий момент;

$r_{\kappa i}^0$  – радиус качения в ведомом режиме  $i$ -го колеса;

$r_a^0$  – обобщенный радиус качения в ведомом режиме (определяется по методике [3]).

На рисунке представлены результаты расчета по формулам (1), (2) и их сопоставление с экспериментальными данными, полученными совместно с НАМИ, при исследовании нагруженности трансмиссии полноприводного четырехосного автомобиля при  $G_{\kappa 1} = 30\ 650$ ,  $G_{\kappa 2} = 26\ 600$ ,  $G_{\kappa 3} = 15\ 750$ ,  $G_{\kappa 4} = 16\ 500$  Н.

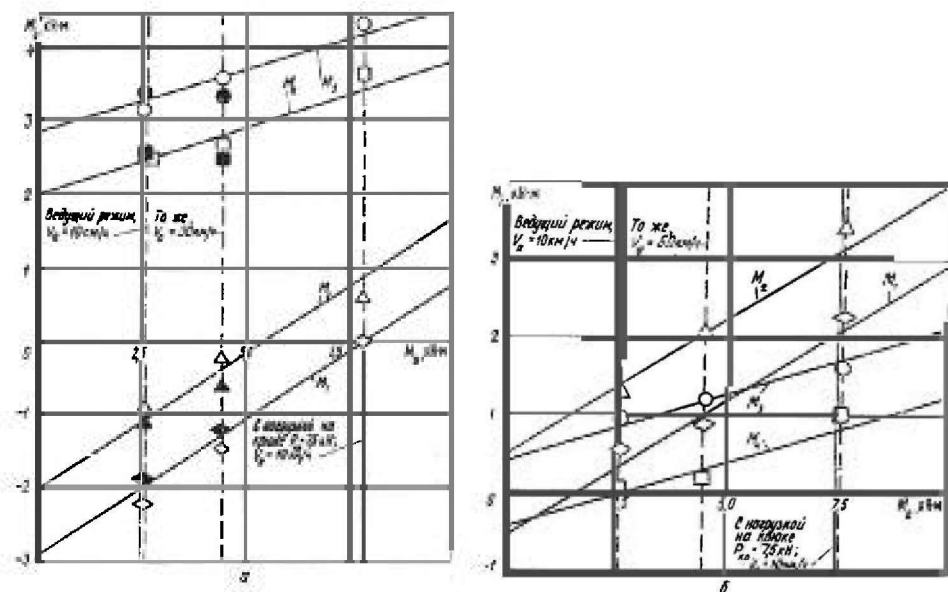
Крутящие моменты измеряли с помощью тензодатчиков, установленных на выходных валах колес одного борта. Электрические сигналы от датчиков через концевые токосъемники ТРАК-4 поступали в интегратор НАМИ (анализатор средних значений измеряемого параметра). Для контроля работы интегратора сигналы от датчиков через тензоусилитель ТА-5 одновременно поступали на осциллограф Н-700.

Экспериментальные и расчетные значения крутящих моментов при движении автомобиля с частичной нагрузкой по дороге с твердым покрытием и одинаковым давлением воздуха в шинах, равном 0,2 МПа, представлены на рис. а.

Значками ( $\diamond$  – первая,  $\Delta$  – вторая,  $\circ$  – третья,  $\square$  – четвертая оси), обозначены удвоенные величины крутящих моментов, замеренные на колесах одного борта, сплошными линиями – их расчетные значения. На рисунке прослеживается неравномерное распределение суммарного крутящего момента  $M_a$  по колесам осей. Практически во всем диапазоне нагрузочных режимов шасси колеса двух передних осей работают в режиме интенсивного торможения, две другие передают крутящий момент, в 2-6 раз превышающий номинальное значение. Очевидно, такое распределение крутящего момента является основной причиной преждевременного износа силового привода и снижения срока службы шин.

На основании расчета по формулам (1) и (2) в целях упрощения реализации различного давления воздуха в шинах колес осей, для случая движения автомобиля с частичной нагрузкой по твердой дороге были приняты следующие значения  $p_{\text{шт}}$ : для колес первой и второй осей – 0,25; третьей и четвертой осей – 0,17 МПа.

Результаты расчета и эксперимента представлены на рис. б. Как следует из рисунка, неравномерность распределения крутящего момента  $M_a$  резко снизилась, и уже при загрузке двигателя, соответствующей скорости движения 6 ... 10 км/ч, в трансмиссии полностью исчезли отрицательные по знаку (тормозные) крутящие моменты. Наличие на



Распределение суммарного крутящего момента между ведущими осями при движении четырехосного автомобиля с частичной нагрузкой по асфальту:  $a - p_{w1} = p_{w2} = p_{w3} = p_{w4} = 0,2$  МПа;  $b - p_{w1} = p_{w2} = 0,25$ ;  $p_{w3} = p_{w4} = 0,17$  МПа; светлый значок – значения, взятые по осциллографу, темный – по интегратору

колесах третьей и четвертой осей незначительной области отрицательных моментов объясняется осреднением принятых значений давлений. Хорошее совпадение опытных и расчетных данных свидетельствует о справедливости полученных зависимостей и возможности их использования для прогнозирования нагруженности трансмиссии колесных машин с заблокированным приводом.

Например, расчетом установлено, что колеса задней оси тракторов К-701М, Т-150К, эксплуатируемых на дорогах с твердым покрытием, при  $p_{w1} = p_{w2} = 0,17$  МПа передают крутящий момент, который в 3-4 раза превышает номинальное значение, а на колесах передней оси становится даже отрицательным. Картина резко улучшается, если  $p_{w2}$  снизить с 0,17 до 0,14 МПа (без изменения  $p_{w1}$ ).

Экономическая целесообразность применения системы регулирования давления воздуха в шинах для оптимизации потока мощности в трансмиссии полноприводных колесных тракторов обуславливается следующим. По статистическим данным доля пробега колесных транспортных средств по дорогам с твердым покрытием составляет не менее 50 ... 70 %. Если условно принять, что половину этой доли составляет эксплуатация при частичной нагрузке, без нее или с тягой на крюке (неравномерное распределение веса по осям), то получается, что примерно 1/3 общего пробега происходит при неблагоприятных условиях, когда в системе опорная поверхность – движитель – силовая передача возникает кинематическое рассогласование и значение крутящего мо-