

Большое значение для формирования основных положений концепции имеет развитие в последние годы сельскохозяйственных машин, преимущественно плугов. Прогресс привел к применению высокопроизводительных полунавесных плугов, которые выполняются оборотными и имеют 12–14 и более корпусов. Они обладают очевидным потенциалом повышения производительности, навесоспособности и др., но они значительно сложнее и дороже. Требования, предъявляемые современными плугами к тракторам, разномасштабны – от простейших прицепных плугов до сложных, требующих автоматических регуляторов.

Если считать, что каждый лемех плуга создает сопротивление около 6 кН, то общая потребная сила тяги трактора составит приблизительно от 70 до 90 кН при скорости движения 9–10 км/ч, для реализации чего с учетом нормального значения тягового КПД порядка 0,78 дизель должен развивать мощность около 280 кВт.

Максимальная же сила тяги трактора при скорости 4,5–5 км/ч, когда буксование движителя приближается к предельно допустимому, будет составлять примерно 140–180 кН,

а масса гусеничного трактора – до 22 т.

Концептуальная ориентация сельскохозяйственного трактора, как модификации гусеничных промышленных тракторов, может быть приложена ко всей гамме, производимой, например, Чебоксарским заводом «Промтрактор». Это может существенным образом облегчить и ускорить создание не одной модели, а семейства конструктивно подобных сельскохозяйственных тракторов разных классов.

Содержание рассматриваемой концепции неизбежно окажет плодотворное влияние на экономические показатели основного производства самих промышленных тракторов, позитивно повлияет на их эксплуатацию, ремонт, обучение водителей и др.

Рассмотренным вопросам сопутствует ряд других не менее важных, из которых целесообразно вычленивать такие, как выбор схемы и конструкции коробки передач, механизма бесступенчатого поворота и им подобные. Эти вопросы важны потому, что имеющаяся сегодня ориентация, в частности, на конструкцию коробки компании John Deere при всех ее достоинствах не в пол-

ной степени учитывает некоторые ее принципиальные недостатки. В данном случае речь идет о чрезмерно больших относительных скоростях вращения дисков в выключенных фрикционных муфтах и их большое количество, что приводит к снижению КПД коробки передач.

Целесообразность применения РАГ и металлической гусеницы напрямую связана с конструкцией коробки передач, так как в данных вариантах должна обеспечиваться разная максимальная транспортная скорость. Это может быть получено путем разработки в составе коробки передач унифицированной с транспортным диапазоном до 40 км/ч при применении РАГ и без него в случае использования металлической гусеницы до 15–18 км/ч.

Особое внимание должно быть уделено конструкции навесной системы. Современные навесные системы с регуляторами могут оказывать влияние не только на глубину пахоты, но и на общую компоновку тракторов, исключая необходимость применения треугольного гусеничного обвода или других нетрадиционных решений, что облегчает унификацию с серийными моделями промышленных тракторов.

УДК 629.113

*С.В. Горюнов, В.М. Шарипов*  
*Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ),*  
*г. Москва*

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

При открытом способе добычи полезных ископаемых широко используются карьерные автосамосвалы, долговечность шин которых существенно зависит от температуры их нагрева.

Эксплуатационные затраты на шины составляют 25–30 % и более от суммы расходов на транспортирование горной массы автосамосвалами. Поэтому увеличение пробега шин имеет важное значение для сокращения этих затрат.

Для современных бескамерных шин критической считается темпе-

ратура 120 °С. При более высоких температурах шина будет разрушаться вследствие снижения прочности корда и его связи с резиной, развития таких дефектов, как отслоения, вздутия протектора и расслоения каркаса [1]. Поэтому расчет и прогнозирование теплового состояния шин карьерных автосамосвалов являются необходимой и актуальной задачей.

Оценка теплового состояния пневматических шин карьерных автосамосвалов проводилось в условиях работы предприятия разрез

«Виноградовский» филиала ОАО «Кузбасская топливная компания». Анализ нагрева шин в процессе эксплуатации производился по 15 автосамосвалам модели БелАЗ-75131. Температурные измерения выполнялись с помощью портативного неконтактного термометра (пирометра) Raytek-МТ6. Результаты обработки экспериментальных исследований приведены на рис. 1.

Из проведенных исследований пневматических шин модели 33.00R51 следует, что наиболее интенсивный рост их температур

имеет место в первые 10 ч эксплуатации автосамосвала, а в последующие время температура увеличивается не более чем на 1–3 °С/ч. При работе автосамосвалов происходит переменный разогрев и охлаждение шин в связи с остановками под погрузку и разгрузку, перерывами на обед и пересменку. Шина в основном охлаждается за 10 ч отстоя автосамосвала при температуре окружающего воздуха 20–25 °С. При этом в первые 4 ч работы скорость охлаждения составляет 10–12 °С/ч, а в дальнейшем она снижается в среднем до 5,0–6,7 °С/ч.

К эксплуатационным факторам, оказывающим основное влияние на тепловое состояние шин, относятся: средняя за транспортный цикл радиальная нагрузка на шину; эксплуатационная скорость автосамосвала; температура окружающего воздуха; внутреннее давление воздуха в шине [2–5]. Как известно, ходимость шин при прочих равных условиях зависит от нагрузки и степени соответствия ей значения давления воздуха в шине.

Внутреннее давление и грузоподъемность шины взаимосвязаны. Чем больше нагрузки на шину, тем выше должно быть внутреннее давление, чтобы выдержать эту нагрузку. Хотя шины эксплуатируют в соответствии с данными в каталогах грузоподъемностью, внутренним давлением воздуха, точное значение внутреннего давления должно определяться в каждом отдельном случае эксплуатации шины. Анализ стандартов и каталогов ведущих фирм, производящих пневматические шины, свидетельствует о том, что с увеличением нормы слойности повышают начальное внутреннее давление воздуха в шине. Из дальнейшего анализа видно, что величины внутреннего давления для конкретной нагрузки у фирм отличаются, видимо, они получены расчетными и экспериментальными методами для конкретной конструкции и условий эксплуатации.

В качестве основных факторов, в наибольшей степени определяющих тепловое состояние крупногабаритных шин, выберем три: среднюю за транспортный цикл радиальную нагрузку на шину; эк-

сплуатационную скорость автосамосвала; температуру окружающего воздуха. Эти факторы независимы, универсальны, количественны, имеют физический смысл и легко варьируются. Внутреннее давление в пневматической шине мы рассматривать не будем, так как это полностью управляемый фактор и в настоящее время контролируется при помощи системы контроля давления в пневматической шине «Pressure Pro», представленной на рис. 2.

Особое внимание было уделено тепловому состоянию сдвоенных колес задней оси, так как работа шин сдвоенного колеса имеет свои особенности.

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены регрессионные зависимости исследуемых процессов:

$$t_{шз.о.} = 31,7 + 0,6t_{ср} + 0,148Q_{з.о.}V_{ср.э.};$$

$$t_{шп.о.} = 26,5 + 0,6t_{ср} + 0,172Q_{п.о.}V_{ср.э.},$$

где  $t_{шп.о.}$ ,  $t_{шз.о.}$  – соответственно температура шин передней и задней

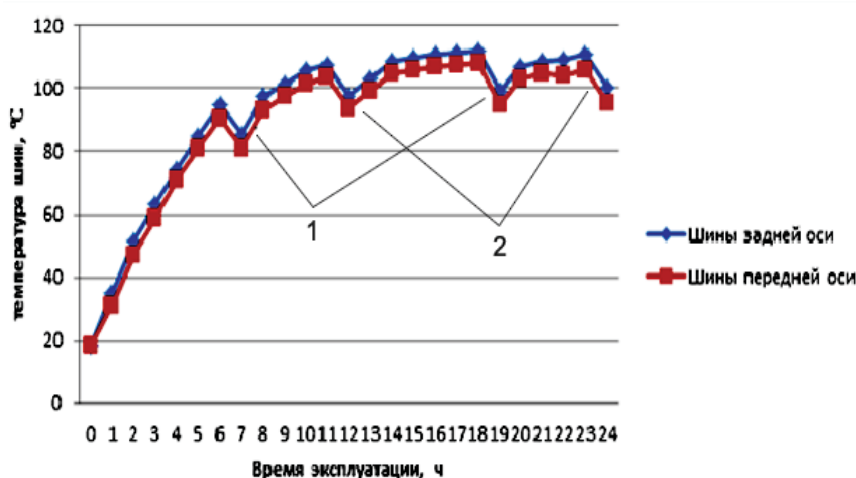


Рис. 1. Динамика нагрева шин в зависимости от времени эксплуатации при скорости движения автосамосвала  $V_{ср} = 17$  км/ч и средней температуре окружающего воздуха  $t_{ср} = 20$  °С:

1 – перерыв на обед; 2 – перерыв на пересменку



Рис. 2. Системы контроля давления в пневматической шине «Pressure Pro»

осей автосамосвала, °С;  $t_{cp}$  – средняя температура окружающего воздуха, °С;  $Q_{п.о.}$ ,  $Q_{з.о.}$  – соответственно средняя эксплуатационная масса, приходящаяся на шины передней и

задней осей автосамосвала, т;  $V_{cp,з}$  – средняя эксплуатационная скорость автосамосвала, км/ч.

Полученные зависимости позволяют прогнозировать допустимые

эксплуатационные скорости и вертикальные нагрузки исходя из критической температуры пневматической шины и температуры окружающего воздуха.

### Библиографический список

1. Истирание резин/ Г.И. Бродский, В.Ф. Евстратов, Н.Л. Сахновий, Л.Д. Слюдииков. М.: Химия, 1957. 240 с.
2. Кнорез В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. 184 с.
3. Гуслицер Р.Л., Глускина Л.С. Зависимость температуры легковых шин от условий движения // Каучук и резина. 1969. № 9. С. 43-45.
4. Мороз Т.Г. Исследование теплового состояния шин 155-13 для автомобилей «Жигули» ВАЗ-2101: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1974. 27 с.
5. Глускина Л.С. Исследование тепловых режимов работы автомобильных шин в дорожных условиях: дис. ... канд. техн. наук. М., 1982. 204 с.

УДК 629.114

*Р.Ю. Добрецов, А.Г. Семенов*

*Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,  
г. Санкт-Петербург*

## ГУСЕНИЦЫ БОЕВЫХ МАШИН ДЛЯ АРКТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ

Освоение Крайнего Севера в последние двадцать пять лет выдвигало на передний план применительно к конструированию гусеничных машин вопросы обеспечения экономичности и экологичности. Последнее подразумевает минимизацию воздействия на окружающую среду, в первую очередь на грунт со слабой несущей способностью и длительным периодом восстановления поврежденного слоя. Предлагаемые нами решения [1–3] в области расчета и конструирования ходовой части транспортной гусеничной машины во многом ориентированы на специфику этих проблем.

Перспектива создания боевой машины для Арктики (а постановка такой задачи обусловлена, в частности, недавним правительственным решением о расширении российского военного присутствия в этой специфической по своим природным условиям географической зоне) делает более актуальными аспекты, типичные для гусеничного шасси военной машины. Проект предполагает разработку платформы «Арктика» на базе шасси сочлененного тягача. При этом основные требования к ходовой части можно сформулировать следующим обра-

зом. Ходовая часть должна обеспечивать максимальную подвижность на глубоком снегу, минимизировать вибрации, возникающие при качении гусеницы и снижающие точность стрельбы, обладать хорошей стойкостью при минном подрыве и малой чувствительностью к поражению осколками и пулями. Кроме того, сохраняются традиционные требования минимизации массы, обеспечения высокой надежности и восстанавливаемости в полевых условиях. Вопросы экономичности и экологичности рассматриваются уже как менее значимые.

Поскольку нормальные нагрузки передаются на грунт в основном через группы по два-три трака гусеничной цепи, находящихся в контакте с опорными катками («активные» участки гусеницы [4]), машина существенно заглубляется в снег. Мелкозвенчатые гусеницы традиционной конструкции являются источником высокочастотных колебаний. Будучи металлическими, они обладают большей погонной массой по сравнению с бесшарнирными резинометаллическими.

Перечисленные особенности побуждают разработчиков жертвовать надежностью, ремонтпри-

годностью и простотой конструкции – на большинстве снегоходных машин применяются именно резинометаллические ленточные гусеницы, обладающие своими недостатками. Так, ненадежность и уязвимость даже при обстреле из стрелкового автоматического оружия делает такие гусеницы малопригодными.

Представляется целесообразным ходовую часть боевого арктического вездехода разрабатывать на основе мелкозвенчатой металлической гусеницы с параллельным шарниром открытого типа. Проведенный ранее применительно к транспортным машинам анализ [1, 5] показал, что преодолеть типичные недостатки такой гусеницы можно без существенного увеличения стоимости конструкции.

Повышение подвижности машины достижимо за счет комплекса мер, направленных на удлинение активных участков гусеницы [6]: перекрытие зазора между траками, разнесение грунтозацепов (эффект неустойчивости траков [1] станет значимым при движении на многолетнем льду, торосах) и др.

Перечисленные меры, дополненные выбором шага гусеницы,