

Поэтому научные изыскания, с целью повышения надежности поддерживающих роликов, являются актуальными и для создаваемых тракторов представляют до сих пор научный и практический интерес.

На этапе расчетно-теоретического обоснования гусеничного хода нового трактора, когда имеются только первоначальные сборочные чертежи, его структурно-параметрическая оптимизация требует получения прогнозной оценки безотказности будущей конструкции методами анализа структурной надежности.

Процедурная схема прогнозирования надежности поддерживающих роlikоопор гусеничного хода включает последовательность этапов, краткое содержание которых представлено на рисунке 1.

Создание конкурентоспособной гусеничной техники в настоящее время невозможно без ресурсного проектирования и динамического анализа в рамках информационной технологии инженерного обоснования проектных решений (САЕ) как составной части САПР данного вида [техники](#).

УДК 631.372:622.232

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ АКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОТОРНОГО ТОРМОЗА-ЗАМЕДЛИТЕЛЯ

Г.А. Таяновский, А.И. Рахлей

Аннотация: В статье приведены основные аналитические выражения закономерностей торможения колесного трактора при работе в сцепе с активным прицепом при использовании моторного тормоза замедлителя.

Ключевые слова: активный тракторный поезд, привод колес прицепа, динамика торможения с моторным тормозом

Рациональное использование тракторных поездов в широком спектре дорожных условий достигается применением прицепов с ведущими мостами. С ростом грузоподъемности тракторных прицепов необходимо обеспечивать требования их безопасной эксплуатации и при торможении. При этом для любой загрузки прицепа и коэффициента сцепления тормозных колес тракторного поезда с опорной поверхностью должно обеспечиваться одинаковое использование сцепного веса, приходящегося на его оси при торможении [1].

Оценочным показателем распределения тормозных сил является соотношение удельных тормозных сил оси и транспортного средства в целом.

$$\gamma = \frac{F_i}{N_i}, \gamma_{T(n)} = \frac{F_{T(n)}}{m_{T(n)}g},$$

где $\gamma_{T(n)}$ - удельные тормозные силы 1-й оси трактора (прицепа); N_i , F_i - нормальная реакция и тормозная сила на 1-й оси тракторного поезда;

$m_{т(п)}$ - масса трактора (прицепа); g - ускорение свободного падения; $F_{т(п)}$ - тормозная сила трактора (прицепа).

Оптимальное распределение тормозных сил по осям предполагает в любых дорожных условиях соблюдение равенства удельных тормозных сил [1]

$$\gamma_i = \gamma_{п} = \gamma_{т}$$

При полном использовании сцепного веса, т.е. при торможении с максимальной эффективностью, будет справедливо следующее равенство:

$$\gamma_i = \gamma_{п} = \gamma_{т} = \nu,$$

где ν - коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.

Реальные тормозные системы тракторов и прицепов, имеют постоянное распределение тормозных сил и не позволяют обеспечить рациональное распределение тормозных сил во всем диапазоне изменения нормальных реакций на осях поезда и коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Это приводит к одновременному блокированию колес тягача и прицепа и наличию усилий сжатия в тягово-сцепном устройстве, что снижает эффективность торможения и ухудшает устойчивость движения тракторного поезда.

При торможении значительных масс большегрузных тракторных поездов актуально снижение энергонагруженности колесных тормозных механизмов за счет вспомогательной тормозной системы (ВТС) - моторного тормоза-замедлителя (двигателя) [2]. Эффективность ВТС определяется по величине замедления тракторного поезда либо по значению угла наклона дороги, на котором моторный тормоз-замедлитель обеспечивает его спуск с постоянной скоростью движения.

Эти параметры можно определить из общего уравнения движения тракторного поезда, в котором поглощение кинетической энергии осуществляется тормозными силами моторного тормоза-замедлителя.

Инерционная сила вращающихся деталей, колес тракторного поезда и трансмиссии трактора может в зависимости от режима движения иметь разный знак и определяется выражением

$$P_{jвр} = \left[\frac{1}{r_{1,2}^2} \left(\frac{J_q i_{тп}^2}{\eta_{т}} + n_1 J_1 \right) + \frac{n_2 J_2}{r_3^2} \right] \frac{dV}{dt}, \quad (1)$$

где J_q , J_1 , J_2 – моменты инерции маховика двигателя совместно с деталями трансмиссии, колес трактора и прицепа; n_i - число колес трактора и прицепа; $i_{тп}$ и $\eta_{т}$ - передаточное число и КПД трансмиссии.

Из уравнения (1) следует, что при установившемся движении инерционные силы равны 0. При замедленном движении тракторного поезда и работе ВТС инерционные силы будут способствовать снижению эффективности торможения, а при ускоренном, наоборот, - увеличению.

Основной силой, препятствующей движению тракторного поезда, является тормозная сила моторного тормоза-замедлителя, которая у существующих ВТС реализуется на задних ведущих колесах тягача. Прицепной состав подтормаживается рабочей тормозной системой, что

приводит при длительном торможении на затяжных спусках к перегреву его тормозных механизмов и, как следствие, быстрому их износу.

Для активных прицепов целесообразно при торможении ВТС тягача подключать ведущий мост прицепа. В этом случае тормозной момент двигателя, распределяясь между ведущими мостами, будет осуществлять подтормаживание прицепа.

Приведенная на рисунке 1 схема тракторного поезда при торможении двигателем с включенным передним мостом прицепа отражает распределение силового потока между мостами трактора и прицепа. Тормозные силы на заднем мосту трактора F_2 и переднем мосту

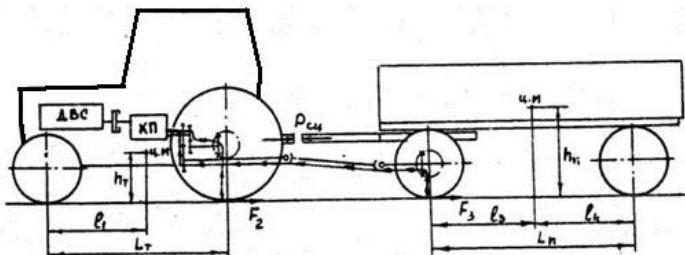


Рисунок 1 - Схема распределения тормозных сил между ведущими мостами тракторного поезда при торможении двигателем

прицепа F_3 определяются из выражений

$$F_2 = \frac{\gamma_2 m_T g l_1}{L_T + \gamma_2 h_T}, \quad (2)$$

$$F_3 = \frac{\gamma_3 m_n g l_4}{L_n + \gamma_3 h_n}, \quad (3)$$

Для автоматического подключения в тяговом режиме колес прицепа при соответствующем буксовании колес тягача между ними конструктивно заложено отрицательное кинематическое несоответствие [1]. Следовательно, реализация тормозного момента двигателя с учетом выражений (2)-(3) будет определяться следующей зависимостью:

$$M_T = M_2 + M_3 = \frac{\gamma_2 m_T g l_1 r_2 \eta_T}{i_{Tp}(L_T + \gamma_2 h_T)} + \frac{\gamma_3 m_n g l_4 \eta_n r_2 i_3}{i_n(L_n - \gamma_3 h_n)(1 - K_{H2})i_2}, \quad (4)$$

где η_T , η_n – КПД трансмиссии трактора и прицепа; i_n – передаточное число от двигателя до передних ведущих колес прицепа; M_2 , M_3 – моменты, приводимые к двигателю от задних колес трактора и ведущих колес прицепа.

Из выражения (4) следует, что на распределение моментов между мостами трактора и прицепа влияет соотношение масс трактора и прицепа, передаточные числа трансмиссии и кинематическое

несоответствие. При этом в зависимости от использования сцепного веса трактора и прицепа будут определяться знак и величина усилия в тягово-сцепном устройстве.

Для определения усилий в тягово-сцепном устройстве составляются уравнения движения каждого звена поезда, из которых при равенстве ускорений трактора и прицепа получим формулу для определения усилия в тягово-сцепном устройстве при жесткой беззазорной сцепке

$$P_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{т}}m_{\text{п}}}{m_{\text{т}}+m_{\text{п}}}(\gamma_{\text{п}} - \gamma_{\text{т}})g. \quad (5)$$

Удельные тормозные силы трактора и прицепа, выраженные через соответствующие удельные тормозные силы их мостов, будут равны

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{т}} &= \frac{l_1\gamma_2}{L_{\text{т}}-h_{\text{т}}\gamma_2}; \\ \gamma_{\text{п}} &= \frac{l_3\gamma_3}{L_{\text{п}}-h_{\text{п}}\gamma_3} \end{aligned} \quad (6)$$

Для решения полученных уравнений необходимо выразить удельные тормозные силы γ_2 и γ_3 через скольжение колес (вследствие кинематической связи заднего моста трактора и переднего моста прицепа).

Взаимосвязь скольжения колес заднего ведущего моста трактора и ведущего моста прицепа при торможении с заблокированным приводом

$$S_3 = \frac{S_2 - K_{H2}}{1 - K_{H2}}.$$

Натурные исследования показали, что при торможении двигателем с увеличением кинематического несоответствия удельные тормозные силы на ведущем мосту прицепа пропорционально возрастают, а на заднем мосту трактора - убывают. Так как эффективность торможения прицепа с увеличением кинематического несоответствия возрастает, а по абсолютной величине выше, чем у трактора, эффективность торможения которого падает, то в тягово-сцепном устройстве действуют усилия растяжения и способствуют устойчивому движению трактора.

Значительное увеличение кинематического несоответствия может привести при торможении двигателем, особенно при груженом прицепе, к возникновению на задних колесах трактора тяговой силы, т.е. его колеса перейдут в ведущий режим. Для исключения этого выбирают рациональную величину кинематического несоответствия путем её регулирования или перераспределяют часть веса прицепа на трактор за счет применения полуприцепов или полунавесных прицепов. Повышение тормозного момента двигателя и увеличение передаточного числа трансмиссии также снижают возможность перехода задних колес трактора в ведущий режим.

Полученные аналитические выражения закономерностей торможения трактора с активным прицепом, при использовании тормоза-замедлителя для обеспечения достаточной динамики их торможения, необходимы при обосновании новых разработок средств активизации тракторных прицепов, эксплуатирующихся в тяжелых условиях движения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория/ В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с
2. Атаманов Ю.Е., Плищ В.Н., Поварехо А.С., Равино В.В., Таяновский Г.А. Моделирование характеристик дизельного двигателя. Минск, БНТУ, [2014. – 134 с.](#)

УДК 629.114.2

К МЕТОДИКЕ ОЦЕНКИ УРОВНЕЙ КОЛЕБАНИЙ ВОДИТЕЛЯ И ПАССАЖИРОВ ТРОЛЛЕЙБУСА

К.О. Артименя, Г.А.Таяновский

Аннотация: Рассмотрен методический подход к оценке уровней колебаний частей тела водителя и пассажиров троллейбуса при виртуальных испытаниях машины на математических моделях.

Троллейбус представляет собой сложную многомерную колебательную динамическую систему. При установившейся средней скорости движения возмущающие воздействия на его колеса от микропрофиля дороги описываются случайными стационарными функциями. Эти воздействия приводят к возникновению, как известно, случайных стационарных низкочастотных колебаний рамы машины, водителя и пассажиров на сиденьях, а также людей, стоящих на полу пассажирского салона. Высокие уровни колебаний неблагоприятно сказываются на здоровье человека, поэтому предельно допустимые значения их ограничиваются законодательно.

При разработке новой машины и подвески ее колес необходимо на этапе выбора параметров общей компоновки, схемы и параметров подвески убедиться в обеспечении допустимых санитарных норм колебаний человека, находящегося в машине. С учетом особенностей планировки пассажирского салона, числа и размещения пассажиров изменится распределение нагрузок на колеса машины, что изменяет картину пространственных колебаний людей в машине. К тому же характер воздействия колебаний на человека, находящегося на сиденье и стоящего на полу салона существенно разнятся. Поэтому в стандартные