

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 629.114.026

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»,
А.С. БОГАЧ, інженер ХКБМ ім. А.А. Морозова (г. Харків)

СРАВНЕНИЕ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА ПЕРЕМАТЫВАНИЕ В ГУСЕНИЧНОМ ОБВОДЕ ТАНКА Т-72 МЕТОДАМИ ЧИСЛЕННОГО И НАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

В статті розглянуто порівняння результатів розрахунків на запропонованій в попередніх публікаціях комплексній функціональній математичній моделі різних варіантів сполучень конструктивних параметрів гусеничного рушія з гумово-металевим шарніром танку Т-72 на предмет витрат потужності на перематывання.

In article comparison of calculations results on the complex functional mathematical model of different variants of design data combinations offered in the previous publications caterpillar mover with rubber-metallic hinge of tank T-72 about capacity losses on a rewinding is considered.

Введение

Одной из основных причин сдерживания роста скорости движения гусеничных машин по шоссейным и грейдерным грунтовым дорогам является низкая эффективность гусеничного движителя, особенно при больших скоростях движения.

Анализ публикаций

Вопросам снижения потерь в гусеничном обводе посвящено большое количество статей, авторских свидетельств и патентов. Наиболее серьезно этой проблемой занимались создатели бронетанковой техники. Можно выделить статьи, посвященные решению или освещению узких проблем [4, 5], и труды, делающие попытку систематизировать сами проблемы и пути их решения [6]. В работах [1–3] были описаны фрагменты создаваемой авторами комплексной функциональной математической модели гусеничного движителя. Моделирование гусеничного движителя и сравнение результатов счета с экспериментом проводилось на исследовательском стенде и на основе натуральных испытаний описанных в [6].

Цель работы

Целью работы является уменьшение потерь мощности на кулоновское и внутреннее трение в элементах ходовой части гусеничной машины путем рационального выбора конструктивных параметров гусеничного движителя по результатам комплексного функционального математического моделирования.

Перечень варьируемых параметров для численного эксперимента

Параметры, которые задаются при проведении расчетов:

- геометрические характеристики ходовой части танка (координаты центров тяжести траков, ведущего колеса, поддерживающих роликов, оси кривошипа направляющего колеса, осей балансиров подвески), радиусы балансиров и кривошипа направляющего колеса;
- массы и моменты инерции для траков и опорных катков, моменты инерции для поддерживающих роликов, направляющего и ведущего колес;
- моменты трения на подшипниках вращающихся элементов ХЧ;
- коэффициенты трения в местах контактов взаимодействующих друг с другом элементов ХЧ;
- коэффициенты жесткости и демпфирования во взаимодействующих элементах;
- номинальный, наружный и внутренний радиусы ведущего колеса, число зубьев на нем, криволинейный профиль зубьев венца ведущего колеса;
- характеристика амортизаторов, в зависимости от скорости перемещения оси вращения опорного катка, связанного с ним;
- упругая характеристика подвески;
- характеристика грунта.

В ходе численного эксперимента варьируемыми параметрами были: коэффициент демпфирования резины, угловая жесткость в соединении траков с пальцами, угол сборки траков, а также угловая скорость перематывания гусеничного обвода.

Анализ потерь на перематывание в гусеничном обводе

Для решения задачи выбора наиболее рационального исполнения ходовой части был проведен численный эксперимент. В качестве параметра сравнения были выбраны значения суммарных затрат мощности на обоих ведущих колесах в зависимости от скорости перематывания гусеничного обвода, а также потери мощности в зацеплении гусениц с венцами ведущих колес и потерь мощности на демпфирование. Результаты расчетов для выбранных параметров предварительного угла сборки шарниров и крутильной жесткости РМШ приведены на рис. 1–3, на которых цифрами обозначены: 1) $\alpha=0^\circ$, $c_{кр}=1860$ Нм/рад; 2) $\alpha=0^\circ$, $c_{кр}=1560$ Нм/рад; 3) $\alpha=0^\circ$, $c_{кр}=1260$ Нм/рад; 4) $\alpha=9^\circ$, $c_{кр}=1860$ Нм/рад; 5) $\alpha=9^\circ$, $c_{кр}=1560$ Нм/рад; 6) $\alpha=9^\circ$, $c_{кр}=1260$ Нм/рад; 7) $\alpha=13^\circ$, $c_{кр}=1860$ Нм/рад; 8) $\alpha=13^\circ$, $c_{кр}=1560$ Нм/рад; 9) $\alpha=13^\circ$, $c_{кр}=1260$ Нм/рад.

По результатам расчетов и сравнения построенных графиков можно сделать следующие выводы:

1. Затраты мощности на ведущих колесах для проворачивания гусеничного обвода изменяются нелинейно с увеличением скорости перематывания и при этом выделяется три периода – для скоростей вращения ω от 0 до 10 с^{-1} затраты мощности возрастают до примерно до $N=50$ кВт, в

диапазоне скоростей $10 - 40 \text{ с}^{-1}$ мощность растет от 50 до 260-270 кВт, и при скоростях $40-50 \text{ с}^{-1}$ мощность возрастает до 330-360 кВт.

2. Угол сборки шарниров и угловая жесткость в соединении траков с пальцами оказывают меньшее влияние на затраты мощности, в сравнении с коэффициентом демпфирования и для рабочих скоростей вращения ($\omega = 20-45 \text{ с}^{-1}$) увеличивают затраты мощности на 30-50 кВт для больших величин коэффициента демпфирования.

3. Потери мощности в зацеплении гусеницы с венцом ведущего колеса также изменяются нелинейно. Наименьшие затраты мощности в зацеплении гусеницы с ведущим колесом достигаются при угле сборки шарниров 13° . При углах 0° потери возрастают на 15-20%. При углах 9° потери возрастают на 3-8% относительно наименьших значений. Для скоростей вращения ведущего

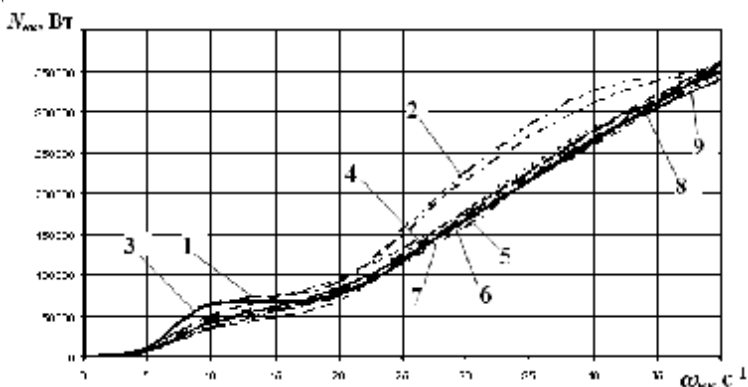


Рис. 1. Зависимость суммарной расчетной мощности на ВК танка Т-72 по результатам численного эксперимента

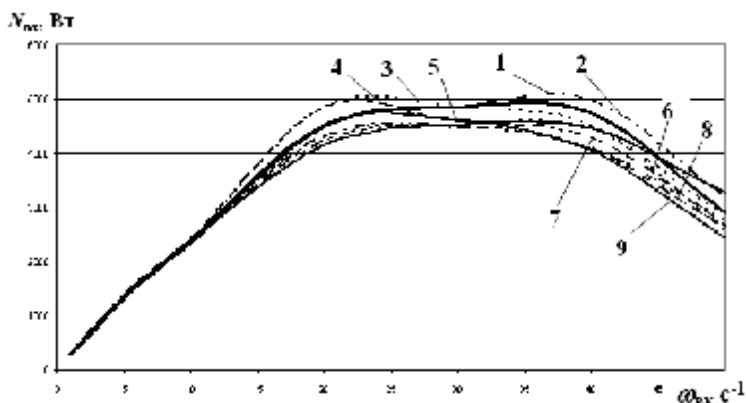


Рис. 2. Зависимость затрат мощности на венцах ВК танка Т-72 по результатам численного эксперимента

$N_{\text{вк}}, \text{Вт}$

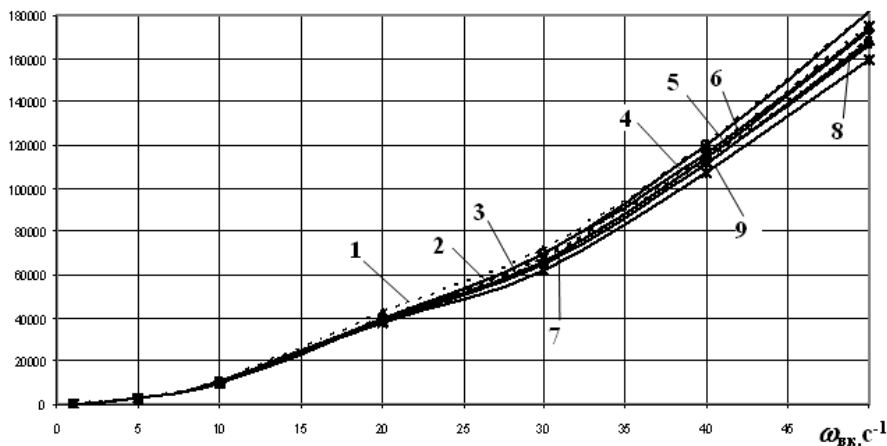


Рис. 3. Зависимость затрат мощности на демпфирование в ходовой части танка Т-72 по результатам численного эксперимента

колёса $\omega > 35\text{--}40\text{с}^{-1}$ происходит общее снижение затрат мощности в связи с влиянием центробежных сил.

4. Минимальные затраты мощности на ведущих колесах при вращении гусеничного движителя обеспечиваются при малых значениях угловой жесткости резины в РМШ траков $c=1260$ Нм/рад, а также угле сборки шарниров 13° . Применительно к серийному танку Т-72 рекомендуется уменьшать величину угловой жесткости резины в РМШ при одновременном увеличении угла предварительной сборки шарниров.

Список литературы: 1. Волонцевич Д.О., Богач А.С. Алгоритм моделирования взаимодействия траков в гусеничной ленте в процессе создания комплексной функциональной математической модели гусеничной машины // *Механика та машинобудування*. – 2002. – №1. – С. 116–119. 2. Волонцевич Д.О., Богач А.С. Алгоритм моделирования взаимодействия гусеничной ленты и ведущего колеса в процессе создания комплексной функциональной математической модели гусеничной машины // *Вестник НТУ "ХПИ"*. – Вып. 10, – Т.3, – Харьков, 2002. – С. 79–84. 3. Волонцевич Д.О., Богач А.С. Алгоритм моделирования взаимодействия траков с цилиндрическими элементами ходовой части в процессе создания комплексной функциональной математической модели гусеничной машины. // *Механика та машинобудування*. – 2003. – №1. – С. 152–159. 4. Колков Е.И., Вереха Ю.Н., Проскуряков В.Б., Стамбровский А.А. Затраты мощности в гусеничном движителе // *Вестник бронетанковой техники*. – 1985. – № 5. – С. 23–26. 5. Колков Е.И. Влияние параметров гусениц на потери мощности в обводе // *Вестник бронетанковой техники*. – 1990. – №4. – С. 45–47. 6. Теория и конструкция танка: в 10 т. / Под ред. П.П. Исакова. – Т.6. – Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 244 с.

Поступила в редколлегию 30.09.10.