ISSN 1999-4125 (Print)

ISSN 2949-0642 (Online)

49

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ ENGINEERING TECHNOLOGY

Научная статья УДК 629.017:629.018+629.3.027.3 DOI: 10.26730/1999-4125-2024-3-49-64

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Бокарев Александр Игоревич¹, Дианов Вадим Андреевич¹, Карташов Александр Борисович¹, Арутюнян Георгий Артурович¹, Пашков Дмитрий Алексеевич^{2*}, Дубинкин Семен Дмитриевич²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН» ²Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева

*для корреспонденции: pashkovda@kuzstu.ru

(i) (c)

Информация о статье Поступила: 15 апреля 2024 г.

Одобрена после рецензирования: 29 мая 2024 г.

Принята к публикации: 29 мая 2024 г.

Опубликована: 28 июня 2024 г.

Ключевые слова:

Момент сопротивления повороту; многозвенное моделирование; карьерный самосвал; гидравлическая система; рулевое управление; методика, геометрические параметры

Аннотация. В данной работе авторами статьи затрагиваются вопросы разработки методики определения основных геометрических параметров гидравлической системы рулевого управления карьерного самосвала на базе рационального выбора значения максимального момента сопротивления. Данная величина лежит в основе процесса параметризации системы рулевого управления карьерного самосвала. Ошибочно принятое проектировочное значение может повлиять на функциональность карьерного самосвала в режимах поворота. При недостаточном значении момента наиболее вероятно спроектированный карьерный самосвал будет не в состоянии поворачивать в ряде режимов при эксплуатации, а сильно избыточное значение момента приведет к переразмеренным агрегатам и увеличению массы. Методы математического моделирования и известные эмпирические формулы определения момента не дают однозначных доверительных результатов, поскольку требуют экспериментальной проверки. Проведен анализ формул расчета момента сопротивления повороту. В результате работы разработана методика определения основных геометрических параметров гидравлической системы рулевого управления карьерного самосвала, которая может быть применима на начальных этапах проектирования. Отмечено, что в разработанной методике особую важность играет выбор формулы определения максимального момента сопротивления повороту. Исследования показали, что у карьерных самосвалов с большим положительным плечом обкатки для расчета момента сопротивления может быть использована одна из трех формул, названных известными учеными: формула Б.Н. Белоусова, формула М.И. Лысова и формула А.А. Енаева. Дальнейшие экспериментальные работы по определению момента сопротивления повороту планируются на карьерных самосвалах с различными типами подвесок. Развитие методики направлено на разработку рекомендаций по построению динамической модели рулевого управления с учетом гидравлической модели управления гидроцилиндрами для задач моделирования нагруженности.

Для цитирования: Бокарев А.И., Дианов В.А., Карташов А.Б., Арутюнян Г.А., Пашков Д.А., Дубинкин С.Д. Разработка методики определения основных геометрических параметров гидравлической системы рулевого управления карьерного самосвала // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2024. № 3 (163). С. 49-64. DOI: 10.26730/1999-4125-2024-3-49-64, EDN: FKWVOQ

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации по соглашению от 30.09.2022 г. №075-15-2022-1198 с ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» Комплексной научно-технической программы полного инновационного цикла «Разработка и внедрение комплекса технологий в областях разведки и добычи твердых полезных ископаемых, обеспечения промышленной безопасности, биоремедиации, создания новых продуктов глубокой переработки из угольного сырья при последовательном снижении экологической нагрузки на окружающую среду и рисков для жизни населения» (КНТП «Чистый уголь – Зеленый Кузбасс») в рамках реализации мероприятия «Разработка и создание беспилотного карьерного самосвала челночного типа грузоподъемностью 220 тонн» в части выполнения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Введение

Частной задачей при проектировании рулевого управления карьерного самосвала является определение величины максимального момента сопротивления повороту самосвала, который формирует границу штатной эксплуатации функцию маневренности И карьерного самосвала. Выбор способов расчета момента сопротивления и обоснование его консервативного величины как проектировочного при разработке рулевого управления карьерного самосвала является трудоемкой задачей в условиях отсутствия регламентированных методик, стандартов и верифицированных формул. Особый вклад в направление расчета величин момента сопротивления повороту при проектировании рулевого управления внесли такие ученые и исследователи, как Б.Н. Белоусов, А.А. Полунгян и А.Б. Фоминых [1], Г.А. Смирнов [2], М.И. Лысов [3], Я. Таборек [4], А.А. Енаев [5], Л.Л. Гинцбург [6] и многие другие. Однако большое многообразие эмпирических И полуэмпирических формул расчета момента сопротивления поворота не располагают инженера-исследователя простому к И однозначному выбору. При этом методы математического моделирования для решения этой задачи не дают достоверного результата на начальных этапах проектирования. Даже для детализированных И высокоразвитых математических моделей вопрос достоверности получаемых результатов является острым - на Рис. 1 представлен результат сравнительного анализа влияния двух наиболее востребованных типов моделей шин на величину момента сопротивления.

Представленные к анализу модели шин



Таблица	1. Известные формулы определения момента сопротивления повороту Кланир formulae for determining the moment of registence to turning			
Nº	Формула и обозначения			
Формул	Формула Б.Н. Белоусова в соответствии с источником [1] – стр. 341			
1	$\begin{split} M_{\text{сопр} \Sigma[1]} &= G_k \cdot f_{\text{сопр}} \cdot a_k + z \cdot G_k \cdot \varphi \cdot a_{\varphi} + \\ &+ m \cdot G_k \cdot a_k \cdot [\delta_0 \cdot (\sin \alpha_{\text{BH}} + \sin \alpha_{\text{BIII}}) + \gamma_0 \cdot (\cos \alpha_{\text{BH}} + \cos \alpha_{\text{BIII}})] \end{split}$ где G _k – вес на колесо, H; a _k – плечо обкатки, м; f _{conp} – коэффициент сопротивления качению; z – число управляемых колес; φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; a _{\varphi} – плечо момента трения скольжения, м; m – число осей (мостов) с управляемыми колесами; δ_0 – угол наклона оси поворота колеса в поперечной плоскости, °; γ_0 – угол наклона оси поворота колеса, °.			
Формула А.С. Литвинова в соответствии с источником [2] – стр. 108				
2	$M_{conp \Sigma[2]} = (K) \cdot G_k \cdot \phi \cdot \frac{\sqrt{F_o}}{2}$ где К – эмпирический коэффициент (0.70.75); G _k – вес на колесо, Н; ϕ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; F _o – площадь отпечатка эллиптической формы, M^2 .			
Формула М.И. Лысова в соответствии с источником [3] – стр. 98				
3	$\begin{split} M_{conp \Sigma[3]} &= G_k \cdot (0.132 \cdot \phi \cdot r_{_H} + f_{conp} \cdot \alpha_k) \\ \text{где } G_k - \text{ вес на колесо, H; } \phi - коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; } \\ r_{_H} - наружный радиус ненагруженного колеса, M2; f_{conp} - коэффициент сопротивления качению; \alpha_k – плечо обкатки, м.$			
Формула Я. Таборека в соответствии с источником [4] – стр. 31				
4	$M_{conp \Sigma[4]} = 0.05 \cdot (G_k \cdot 2) (\frac{h \cdot \phi}{0.2 \cdot 0.7} \cdot \frac{h}{(h + \alpha_k)})$ где G _k – вес на колесо, H; h – ширина шины, м; ϕ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; α_k – плечо обкатки, м.			
Формула А.А. Енаева в соответствии с источником [5] – стр. 11				
5	$M_{conp \Sigma[5]} = \varphi \cdot \frac{\sqrt{\frac{(G_{k} \cdot 2)^{3}}{p_{w}}}}{3}$ гле Gr – вес на колесо. Н: φ – козффициент сцепления колеса с опорной поверхностью:			
1	p_w – давление в шине, атм.			
Формул	а В.Е. Гуха в соответствии с источником [6] – стр. 24			
6	$M_{conp\Sigma[6]} = \phi \cdot \frac{G_{k}^{3/2}}{A_{put}^{1/2}}$			
	где G_k – вес на колесо, H; ϕ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; A_{pm} – эмпирический коэффициент (для обычных шин A_{pm} = 2.1).			

являются ассоциативными с одним физическим объектом (на примере шины производителя Pirelli 255/55R20), однако показывают очень разный результат в отношении момента сопротивления повороту автомобиля - 60% от проектировочного значения момента для модели шины «F-Tire» [7] против 37% от проектировочного значения момента для модели шины «Расејка» [8]. Поскольку получаемые значения моментов совершенно не коррелируют между собой по величине и гистерезису, то результаты сравнительного анализа порождают сомнения И неопределенность в ИХ достоверности. При таком подходе также играет важную роль и режим проведения виртуальных испытаний, характеризующий эксплуатационный случай реализации максимального момента сопротивления повороту, что накладывает ограничения для применимости получаемого результата величины проектировочного. момента качестве в Ошибочно принятое проектировочное значение функциональность может повлиять на карьерного самосвала в режимах поворота. При недостаточном значении момента наиболее вероятно спроектированный карьерный самосвал

51

будет не в состоянии поворачивать в ряде режимов, а сильно избыточное значение момента приведет к переразмеренным агрегатам рулевого управления и увеличению массы. Поскольку методы математического моделирования и известные эмпирические формулы определения момента не дают однозначных доверительных результатов, то требуется экспериментальная проверка и подтверждение консервативности расчетных способов. - формулы А.С. Литвинова [2], М.И. Лысова [3], Я. Таборека [4], А.А. Енаева [5], В.Е. Гуха [6] не учитывают коэффициент сопротивления качению f_{сопр};

- формула Б.Н. Белоусова [1] учитывает углы наклона δ_0 и γ_0 виртуальной оси поворота колеса в поперечной и продольной плоскостях соответственно;

- формула А.С. Литвинова [2] учитывает площадь отпечатка эллиптической формы F₀;

Таблица 2. Основные параметры объекта исследования Table 2. Main parameters of the research object

N⁰	Наименование параметра	Величина
1	Колесная формула	4x4
2	Полная масса	50 000 [кг]
3	Колесная база	5 800 [мм]
4	Колея	2 709 [мм]
5	Тип рамы	лонжеронная
6	Двигатель	дизельный
7	Размерность шин	25-25.00/3.5

Дополнительной проблемой является отсутствие однозначного алгоритма проектировочного расчета основных геометрических параметров системы рулевого управления карьерного самосвала с учетом ассоциативности с кинематической И гидравлической схемами, где требуется учет специфики эксплуатации карьерных самосвалов и ориентирование на тенденцию снижения износа шин за счет правильно принятых проектировочных решений на начальных этапах.

Таким образом, тема разработки методики определения основных геометрических параметров гидравлической системы рулевого управления карьерного самосвала с учетом рационального выбора значения максимального момента сопротивления является актуальной.

Анализ формул расчета момента сопротивления

В настоящее время в литературных источниках [1-6] наблюдается большое разнообразие эмпирических и полуэмпирических формул для расчета величины максимального момента сопротивления повороту на начальных этапах проектирования. В Таблицу 1 сведены наиболее известные формулы, которые подвергаются анализу, и описание к ним.

Особенности:

- все формулы содержат коэффициент сцепления *φ*;

- формула А.А. Енаева [5] учитывает величину давления в шине;

- формулы Б.Н. Белоусова [1], М.И. Лысова [3] и Я. Таборека [4] учитывают плечо обкатки.

Вопрос однозначности применения какойлибо одной формулы является острым, поскольку решение каждой показывает совершенно неоднозначные результаты при одних и тех же исходных данных для проведения расчетов, что рассматривается в следующем разделе статьи. Для подтверждения консервативности расчетных способов требуется проведение экспериментального исследования определению момента по сопротивления повороту и сравнение полученных данных с теоретически рассчитанными по приведенным формулам из Таблицы 1.

Проведение испытаний

Испытания по определению момента сопротивления повороту проведены на опытном образце самосвала грузоподъемностью 25 тонн. Основные параметры самосвала представлены в Таблице 2.

В представленном к испытанию образце виртуальная ось поворота управляемых колес находится вне зоны отпечатка эллиптической формы внутри колеи – справедливо для большинства кинематических схем карьерных самосвалов. Общий вид объекта исследования представлен на Рис. 2.



При испытаниях колеса не были заторможены, что позволяло колесу в режиме поворота на месте одновременно скользить и обкатываться вокруг виртуальной оси. Отличительной чертой представленного объекта исследования является схема поворота колес мостов вокруг оси поворотного круга. При этом виртуальная ось поворота одного моста является общей для колес левого и правого бортов – плечо обкатки очень велико, поэтому колеса в данной кинематической схеме наиболее вероятно в режиме поворота будут в большей степени незаторможенных колесах. Данный нюанс не гарантированно позволяет распространить получаемые результаты на другие кинематические схемы поворота карьерных момент сегодняшний без самосвалов на тщательной проверки, поскольку неизвестен фактор влияния соотношения степени обкатывания колеса вокруг виртуальной оси и частичного скольжения шины. Программа испытаний заключается в последовательной загрузке грузовой платформы балластом с шагом

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

53



Fig. 4. Block diagram of the algorithm of work according to the method

в 5 тонн на сухом асфальтобетонном покрытии без уклона и определения фактических значений момента сопротивления повороту на каждом состоянии в режиме поворота весовом управляемых колес на месте для обоих мостов. Фактические значения моментов рассчитывались косвенным путем на базе показаний давления, потребного для режима поворота, в гидравлической системе поворотных кругов. На режиме поворота подворачивались одновременно оба моста и потребный момент для проворота мостов получался практически равный, поскольку балласт равномерно догружал оси, что требовалось по условиям испытаний. На Рис. 3 представлены усредненные результаты сравнение с расчетными испытаний И значениями моментов сопротивления повороту в соответствии с формулами, представленными в источниках [1-6].

Полученные результаты графиков Рис. 3 обработаны и сведены в Таблицу 3 для составления общего вывода.

Сравнительный анализ результатов экспериментов и решений формул показывает,

что результаты значений по формулам Я. Таборека [4] и В.Е. Гуха [6] получились значительно ниже экспериментальных. Еще одним важным результатом является то, что градиент характеристик момента сопротивления для всех формул, кроме А.А. Енаева [5], является меньше экспериментального. Таким образом, с грузоподъемности разница между ростом теоретическим значением и экспериментальным для всех формул за исключением формулы А.А. Енаева [5] становится только ниже. На графике Рис. 3 также наложена горизонтальная линия, характеризующая максимальное значение определенного момента. метолом моделирования, которое математического является значительно ниже экспериментального для грузоподъемности выше 11 тонн. В текущей ситуации консервативные результаты в отношении сравнения теоретических значений моментов и экспериментальных дают формулы Б.Н. Белоусова [1], М.И. Лысова [3] и А.А. Енаева [5]. Дальнейшие экспериментальные работы запланированы на других образцах карьерных самосвалов с различными типами направляющих устройств подвесок, чтобы гарантированно подтвердить или опровергнуть текущие результаты для возможности обоснованного распространения результатов.

Методика аналитического расчета основных геометрических параметров системы рулевого управления карьерного самосвала

Блок-схема с иллюстрацией последовательности мероприятий для определения основных геометрических параметров системы рулевого управления карьерного самосвала представлена на Рис. 4.

1. Разработка плоской кинематической схемы рулевого управления

В настоящее время среди карьерных самосвалов существует большое многообразие кинематических схем рулевого управления. Для объяснения основных принципов и наиболее важных проектировочных критериев на Рис. 5 представлена типовая схема, которая широко применяется на самосвалах производства Hitachi, Caterpillar и других крупных производителей карьерной техники [9,10].

При разработке кинематики рулевого управления карьерного самосвала следует уделять особое внимание следующим очень важным факторам:

 плечо обкатки рекомендуется делать как можно больше на базе компоновочных ограничений (чем больше плечо обкатки, тем в большей степени шина при повороте будет обкатываться, нежели скользить – уменьшается износ шин);

– подвеска должна быть спроектирована таким образом, чтобы колея как можно меньше изменялась при ходе колеса (эксплуатационным циклом работы самосвала является погрузкаразгрузка, а вертикальный ход колес большой, поэтому целесообразно уменьшать изменение колеи при ходе колес – уменьшается износ шин, шины в значительной степени испытывают меньшую преднагрузку при цикле погрузки, когда колея увеличивается);

 статические углы развала и схождения рекомендуются нулевые;

 условие минимизации изменения колеи также тесно сопряжено с необходимостью обеспечения отсутствия изменения развала (отсутствие изменения развала в совокупности с минимизацией изменения колеи также позволит шине работать более эффективно с точки зрения обеспечения оптимального пятна контакта – уменьшается износ шин);

 кинематика подвески должна быть спроектирована таким образом, чтобы угол схождения не изменялся в зависимости от вертикального хода колес (обеспечивается положением вектора оси рулевой тяги



(1)

относительно оси качания подвески, при вертикальной оси поворота колес схождение и развал в зависимости от хода колес минимизируются);

– позиционирование шарниров поперечной тяги в горизонтальной плоскости следует находить из принципа Аккермана [11,12]: при полностью вывернутых колесах процент Аккермана рекомендуется положительный и не выше 10% (см. пояснение на Рис. 5), в соответствии с литературой [11,12] процент угла Аккермана находится по формуле (1):

 $\frac{\phi_{\text{внутреннее}}^{\text{факт}} - \phi_{\text{внешнее}}^{\text{факт}}}{\text{и поз } \pi} \times 100\%$

где $\phi^{\varphi_{a \kappa \tau}}_{{}_{B н y т p e h e e}}$ и $\phi^{\varphi_{a \kappa \tau}}_{{}_{B n e u h e e}}$ – фактические углы поворота внутреннего и внешнего колес соответственно для фактической кинематической $\phi_{\scriptscriptstyle{
m BHytpenhee}}^{\scriptscriptstyle{
m идеал}}$ схемы рулевого управления; И *ф*идеал *ф*внутреннее *ф*идеал внешнее углы И поворота внутреннего и внешнего колес соответственно для идеализированной кинематической схемы рулевого управления.

 поскольку рекомендуемая ось поворота является вертикалью, то центры шарниров гидроцилиндров, поперечной тяги следует позиционировать в одной горизонтальной плоскости в качестве проектировочного положения;



A% =



— для проектировочного положения вектор оси гидроцилиндра рекомендуется располагать как касательную к дуге, которую описывает шарнир штока гидроцилиндра при повороте колес (на Рис. 5 показан прямой угол между вектором оси гидроцилиндра и линией, проходящей через центр шарнира штока гидроцилиндра и точкой оси поворота колеса).

Выданные рекомендации имеют значимость в отношении применения для карьерного самосвала при проектировании подвески и рулевого управления согласно типовой схеме с двумя гидроцилиндрами, которые воздействуют указанные поворотный кулак. Bce на решения конструктивные направлены R совокупности на минимизацию уровня износа шин, что так важно для карьерного самосвала.

2. Разработка гидравлической схемы

В карьерном самосвале связь между рулевым колесом и управляемыми колесами гидравлическая [13-15]. Для пояснения режимов работы на Рис. 6 представлена типовая гидравлическая схема с пояснением режимов работы.

Гидравлическая схема осуществляет гидроцилиндры нагнетание давления в пропорционально углу поворота рулевого колеса. При нагнетании давления в поршневую полость одного гидроцилиндра он будет раздвигаться, а при одновременном нагнетании штоковую полость давления в другого будет гидроцилиндра он складываться, следовательно, колеса будут поворачиваться. Именно из-за этого и получается, что гидравлические рукава соединены крест на крест. Без воздействия на рулевое колесо клапан рулевого управления возвращается в

нейтральное положение под воздействием пружины и колеса возвращаются в нейтральное положение.

Для гидравлической схемы, представленной на Рис. 6 «а-в», есть несколько типовых режимов работы: нейтральное положение колес (Рис. 6 «а»), поворот колес направо (Рис. 6 «в»), поворот колес налево (Рис. 6 «в»), поворотный гидроцилиндр компенсирует ударные нагрузки (схема аналогична Рис. 6 «а», для этого случая срабатывают предохранительные перепускные клапаны внутри гидроцилиндров между штоковой и поршневой полостями).

При нахождении рулевого колеса в нейтральном положении (Рис. 6 «а») клапан рулевого управления также находится в нейтральном положении, через него не осуществляется поток жидкости, следовательно, колеса находятся в нейтральном положении.

При повороте рулевого колеса направо (Рис. 6 «б») клапан рулевого управления перемещается таким образом, что открывает поток жидкости в поршневую полость левого гидроцилиндра и штоковую полость правого гидроцилиндра. Одновременно этим с открывается поток сливаемой жидкости из штоковой полости левого гидроцилиндра и поршневой полости правого гидроцилиндра.

При повороте рулевого колеса налево (Рис. 6 «в») клапан рулевого управления перемещается таким образом, что открывает поток жидкости в поршневую полость правого гидроцилиндра и штоковую полость левого гидроцилиндра. Одновременно с этим открывается поток сливаемой жидкости из штоковой полости правого гидроцилиндра и поршневой полости левого гидроцилиндра.

При наезде колеса на неровность меняется положение подвески, а, следовательно, и поворотного рычага, в связи с чем на гидроцилиндр оказывается внешнее воздействие. Один гидроцилиндр под этим внешним воздействием начинает складываться, а другой раскладываться. Из-за этого в штоковых и поршневых камерах меняется лавление. срабатывают предохранительные клапана и гидравлическое масло начинает переливаться из поршневой полости одного гидроцилиндра в штоковую полость другого гидроцилиндра.

Если вертикальное перемещение испытывает только одно из колес, то давление меняется только внутри одного гидроцилиндра. Тогда нет необходимости перепускать жидкость из одного гидроцилиндра в другой, поэтому стоят перепускные клапана, рассчитанные на другое давление, которые позволяют жидкости переливаться из поршневой полости в штоковую внутри одного гидроцилиндра.

3. <u>Определение длин гидравлических</u> <u>цилиндров</u>

На базе принятой кинематической схемы рулевого управления (см. Рис. 5) проводится построение крайних положений для определения максимальной проектировочной длины раскладывания гидроцилиндра L_{\max} и минимальной проектировочной длины складывания гидроцилиндра L_{\min} – расчетная схема представлена на Рис. 7.

4. <u>Расчет максимального момента</u> сопротивления повороту

Текущие результаты показывают, что для карьерных самосвалов с большим положительным плечом обкатки для расчета момента сопротивления может быть использована одна из трех формул, названных известными учеными: формула Б.Н. Белоусова [1], формула М.И. Лысова [3] и формула А.А. Енаева [5]. Математические формулы и описание к ним представлены в Таблице 1. Поскольку выбор формул основан на эксперименте одного карьерного самосвала (малая выборка), то авторами статьи рекомендован учет коэффициента запаса К₃ (применяется в формуле 2) при расчете размеров штоковой и поршневой полостей гидроцилиндров. Также данный коэффициент К₃ учитывает позиционирование гидроцилиндров в других положениях колеса, отличного от проектировочного, когда вектор направления силы гидроцилиндра становится не по касательной к траектории перемещения шарнира штока гидроцилиндра (см. Рис. 5).

5. <u>Расчет размеров штоковой и поршневой</u> полостей гидроцилиндров

На Рис. 8 представлены основные параметры, которые требуется найти.

Исходные данные для расчета представлены в Таблице 4.

Необходимая сила, развиваемая двумя гидроцилиндрами, рассчитывается по формуле (2).

$$F_{\text{общая}} = \frac{2 \cdot M_{\text{сопр}\Sigma}}{H_{\text{u}}} \cdot K_3$$
 (2)

где $K_3 = 1.15 \dots 1.20$ – коэффициент запаса (связано с недостаточной гарантией консервативности применяемых формул расчета максимального момента сопротивления повороту).

Суммарная площадь действия двух гидроцилиндров рассчитывается по формуле (3).

$$S_{\text{общая}} = \frac{F_{\text{общая}}}{P}$$
 (3)

С использованием суммарной площади



действия проводится расчет диаметров поршня и штока. При расчете учитывается, что диаметр штока не может быть очень маленьким, иначе он потеряет устойчивость. Основываясь на геометрических размерах представленных на рынке гидроцилиндров карьерных самосвалов, в первом приближении рекомендуется принять, что диаметр штока в два раза меньше диаметра поршня. Соотношение диаметров поршня и штока отражено в формуле (4) с помощью коэффициента пропорциональности k.

$$d_{\text{поршня}} = d_{\text{штока}} \cdot k, \tag{4}$$

где $d_{\text{поршня}}$ – диаметр поршня, [м]; $d_{\text{штока}}$ – диаметр штока, [м]; k = 2 – коэффициент пропорциональности между диаметрами поршня и штока.

Площадь поршня определяется по выражению (5) с учетом формулы (4).

$$S_{\text{поршня}} = \frac{\pi d_{\text{поршня}}^2}{4} = \frac{\pi [d_{\text{штока}} \cdot k]^2}{4}$$
(5)

Площадь штока определяется по формуле (6).

$$S_{\rm m toka} = \frac{\pi d_{\rm m toka}^2}{4} \tag{6}$$

Суммарная площадь определяется по формуле (7).

$$S_{\text{общая}} = S_{\text{шт.камеры}} + S_{\text{поршня}}$$
 (7)
Площадь штоковой камеры вычисляется

согласно выражению (8).

$$S_{\text{шт.камеры}} = S_{\text{поршня}} - S_{\text{штока}} =$$
(8)
$$\frac{\pi (d_{\text{поршня}}^2 - d_{\text{штока}}^2)}{4}$$

$$= \frac{\pi([d_{\text{штока}} \cdot k]^2 - d_{\text{штока}}^2)}{4}$$

С другой стороны, площадь штоковой камеры может быть представлена выражением (9) с учетом формулы (3) и выражения (5).

$$S_{\text{шт.камеры}} = S_{\text{общая}} - S_{\text{поршня}}$$
(9)
$$= \frac{F_{\text{общая}}}{P} - \frac{\pi [d_{\text{штока}} \cdot k]^2}{4}$$

Таким образом, диаметр штока может быть определен формулой (10) с учетом выражений (8) и (9).

$$d_{\text{штока}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{общая}}}{P \cdot (2 \cdot \pi \cdot k^2 - \pi)}}$$
(10)

Тогда диаметр поршня определяется в соответствии с формулой (4). Допускается округление диаметров штоков и поршня до целых значений согласно ряду стандартной номенклатуры размеров гидроцилиндров по ГОСТ 6540-68. После округления требуется проверка заданных размеров по условию обеспечения требуемой силы $F_{oбщая}$ в соответствии с условием (11).

$$2 \cdot [d_{\text{штока}} \cdot k]^2 - d_{\text{штока}}^2$$
(11)
$$\leq 2 \cdot d_{\text{поршня_ГОСТ}}^2 - d_{\text{штока_ГОСТ}}^2$$

6. Проверка на устойчивость.

Проверку на устойчивость требуется провести для штока гидроцилиндра в полностью разложенном состоянии и для поперечной тяги рулевого управления (см. Рис. 5) в соответствии с литературой [16,17].

Расчет продольного изгиба производится по формуле Эйлера, поскольку шток и тяга рулевого управления считаются условно тонким стержнем. Общая формула продольного изгиба рассчитывается по формуле (12).

$$K_{\Im} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S_{\rm ki}^2} \tag{12}$$

где E – модуль упругости материала, $[H/mm^2]$; I – момент инерции сечения гидроцилиндра или тяги соответственно, $[mm^4]$; S_{ki} – приведенная длина поперечной тяги рулевого управления или гидроцилиндра рулевого соответственно (определяется с учетом коэффициента μ , учитывающего способ закрепления), [mm].

Момент инерции сечения гидроцилиндра или тяги соответственно определяется формулой (13).

$$I = \frac{\pi \cdot d_i^4}{64} \tag{13}$$

где d_i – диаметр поперечной тяги ($d_{\text{тяги}}$ на Рис. 9 «б») или диаметр штока гидроцилиндра ($d_{\text{штока ГОСТ}}$ на Рис. 9 «а») соответственно, [мм].

При такой форме потери устойчивости коэффициент, учитывающий способ закрепления для гидроцилиндра и поперечной тяги $\mu = 1$. Значения коэффициента μ для других способов закрепления приведены в литературе [16] для гидроцилиндра и в источнике [17] для поперечной тяги.

Приведенная длина определяется формулой (14).

$$S_{\rm ki} = \mu \cdot L_{\rm i} \tag{14}$$

где μ — коэффициент, учитывающий способ закрепления; L_i — длина гидроцилиндра в разложенном состоянии L_{max} (см. Рис. 9 «а») или длина поперечной тяги (см. Рис. 9 «б»).

Гидроцилиндр рулевого управления и поперечная тяга проходят по критерию устойчивость в случае соблюдения условия (15).

$$k_{\rm ycr} = \frac{K_{\Im}}{F_{\rm imax}} \ge 2 \tag{15}$$

где F_{imax} — максимальная нагрузка на шток гидроцилиндра F_{rumax} (см. Рис. 9 «а») или на поперечную тягу F_{rmax} (см. Рис. 9 «б»).

Максимальная нагрузка на шток определяется по формуле (16).

$$F_{\rm rumax} = \frac{F_{\rm o 6iu a \pi}}{2} \tag{16}$$

Максимальную силу на поперечную тягу $F_{\rm rmax}$ рекомендуется определять на базе построения динамической модели и комплексного исследования нагруженности, поскольку максимальная нагрузка на поперечную тягу наиболее вероятно будет не для



режимов, когда в гидроцилиндрах развиваются силы. Для определения максимальные максимальных нагрузок на поперечную тягу рулевого управления следует пользоваться методикой моделирования нагруженности [18], которая специально разработана для применения к карьерным самосвалам. Предположительно максимальная нагрузка на поперечную тягу будет для симметричных режимов нагружения, таких как режим тяги при движении назад, торможение при движении вперед или наезд на бордюр или неровности при движении вперед (режимы, где поперечная тяга работает на сжатие). Минимальный диаметр поперечной тяги и ее материал (учитывается модулем упругости) с учетом известной максимальной силы F_{ттах} определяются на базе соблюдения условия (17).

$$d_{\text{тяги}} \ge \left[\frac{F_{\text{тmax}} \cdot k_{\text{уст}} \cdot \mu^2 \cdot L_{\text{тяги}}^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E}\right]^{1/4}$$
(17)

В блок-схеме на Рис. 4 с иллюстрацией мероприятий последовательности ДЛЯ определения основных геометрических параметров гидравлической системы рулевого управления карьерного самосвала в качестве ссылки отмечаются расчетные мероприятия, такие как математическое моделирование и оценка прочности и долговечности конструкций, а также проведение виртуальных испытаний, которые не являются частью предлагаемой методики, а относятся к другой, связанной с исследованием нагруженности карьерных самосвалов [18].

Выводы

 Разработана методика определения основных геометрических параметров гидравлической системы рулевого управления карьерного самосвала, которая может быть применима на начальных этапах проектирования.

2) В разработанной методике особую важность играет выбор формулы определения максимального момента сопротивления повороту. Текущие результаты показывают, что карьерных самосвалов с лля большим положительным плечом обкатки для расчета сопротивления может момента быть использована одна из трех формул, названных известными учеными: формула Б.Н. Белоусова [1], формула М.И. Лысова [3] и формула А.А. Енаева [5]. Поскольку выбор формул основан на эксперименте одного карьерного самосвала то (малая выборка), авторами статьи рекомендован учет коэффициента запаса $K_3 = 1.15 \dots 1.20$ при расчете размеров штоковой и поршневой полостей гидроцилиндров.

3) Дальнейшие экспериментальные работы определению момента сопротивления по повороту запланированы на других образцах карьерных самосвалов с различными типами направляющих устройств подвесок, чтобы гарантированно подтвердить или опровергнуть текущие результаты для возможности обоснованного распространения результатов и возможной корректировки методики.

4) Дальнейшее развитие методики планируется в направлении разработки рекомендаций по построению динамической модели рулевого управления с учетом гидравлической управления модели гидроцилиндрами для задач моделирования нагруженности (решение вопроса заниженного сопротивления момента повороту в исследования линамической модели) И поведения карьерного самосвала в сборе для удовлетворительных результатов.

Список литературы

1. Афанасьев Б. А., Белоусов Б. Н., Жеглов Л. Ф. [и др.] Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79. В 3 т. Т. 3. Под ред. Полунгяна А. А. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.: ил.

2. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: Учеб. Для студентов машиностроит. Спец. Вузов. 2-е изд., доп. и переб. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.: ил. ISBN 5-21701093-2.

3. Лысов М. И. Рулевые управления автомобилей. М. : «Машиностроение», 1972.

4. Таборек Я. Механика автомобиля. Пер. с англ. – М.: Машгиз, 1960. – 208 с.

5. Енаев А. А. Автомобили. Проектирование и расчет рулевых управлений: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта. Братск : БрГТУ, 2004. 48 с.

6. Гинцбург Л. Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобиля. М. : Машиностроение, 1972.

7. FTire – Flixible Structure Tire Model. Modelization and Parameter Specification. Cosin scientific software AG, Muenchen, Germany. www.cosin.eu.

8. Hans B. Pacejka. Tyre and Vehicle Dynamics. Second edition. 2005. ISBN-13: 980-0-7506-6918-4.

9. Дубинкин Д. М., Аксенов В. В., Пашков Д. А. Тенденции развития беспилотных карьерных самосвалов // Уголь. 2023. № 6(1168). С. 72–79. DOI: 10.18796/0041-5790-2023-6-72-79.

10. Дубинкин Д. М., Пашков Д. А. Импортонезависимость производства беспилотных карьерных самосвалов // Уголь. 2023. № 4(1166). С. 42–48. DOI: 10.18796/0041-5790-2023-4-42-48.

11. Milliken W. F., Milliken D. L. Race car vehicle dynamic. 1994. ISBN 1-56091-526-9.

12. Harrer M., Pfeffer P. Steering Handbook. 2016. ISBN 978-3-319-05449-0. DOI: 10.1007/978-3-319-05449-0.

13. Рахаев С. М., Газизуллин Р. Л., Карташов А. Б., Дубинкин Д. М., Зеляева Е. А. Выбор нагрузочных режимов на начальных этапах проектирования несущих систем (рам) карьерных самосвалов // Техника и технология горного дела. 2023. № 4(23). С. 41–55. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-41-55.

14. Карташов А. Б., Арутюнян Г. А., Киселев П. И., Зайцев Л. А., Попов И. П., Дубинкин Д. М., Тарасюк И. А. Синтез рациональных параметров систем телескопической подвески и рулевого управления карьерного автосамосвала грузоподъемностью до 240 тонн // Техника и технология горного дела. 2023. №4(23). С. 56–75. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-56-75.

15. Пашков Д. А., Закрасовский Д.И., Дубинкин С.Д. Технические решения автономных карьерных самосвалов // Техника и технология горного дела. 2023. № 3(22). С. 51–70. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-3-51-70.

 Шмитт А. Учебный курс гидравлики.
 Пособие по гидравлике. Режим доступа: https://clck.ru/34J7cV. (Дата обращения: 01.05.2023).
 Вольмир А. С. Устойчивость

деформируемых систем. М. : ГИТТЛ, 1962. 880 с.

18. Дубинкин Д. М., Бокарев А. И. Разработка методики определения нагрузок на силовую структуру карьерных самосвалов // Горное оборудование и электромеханика. 2023. №5 (169). С. 31–44. DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44

© 2024 Авторы. Эта статья доступна по лицензии CreativeCommons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Об авторах:

Бокарев Александр Игоревич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, г. Москва, Российская Федерация, МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»; e-mail: bokarev@bmstu.ru

Дианов Вадим Андреевич – конструктор, г. Москва, Российская Федерация, МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»; e-mail: vadianov@bmstu.ru

Карташов Александр Борисович – кандидат технических наук, директор центра, г. Москва, Российская Федерация, МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»; e-mail: kartashov@bmstu.ru

Арутюнян Георгий Артурович – кандидат технических наук, заместитель директора, г. Москва, Российская Федерация, МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»; e-mail: georgy.arut@bmstu.ru

Пашков Дмитрий Алексеевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, г. Кемерово, Российская Федерация, Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева; e-mail: pashkovda@kuzstu.ru

Дубинкин Семен Дмитриевич – студент КузГТУ, г. Кемерово, Российская Федерация, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева; e-mail: dubinkinsd@kuzstu.ru

Заявленный вклад авторов:

Бокарев Александр Игоревич – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных.

Дианов Вадим Андреевич – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных. Карташов Александр Борисович – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных.

Арутюнян Георгий Артурович – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных. Пашков Дмитрий Алексеевич – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных. Дубинкин Семен Дмитриевич – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Original article

DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY FOR DETERMINING THE MAIN GEOMETRIC PARAMETERS OF THE HYDRAULIC STEERING SYSTEM OF A MINING DUMP TRUCK

Alexander I. Bokarev¹, Vadim A. Dianov¹, Aleksandr B. Kartashov¹, Georgy A. Arutyunyan¹, Dmitry A. Pashkov², Semyon D. Dubinkin²

¹Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN R&D ²T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University

*for correspondence: pashkovda@kuzstu.ru

Abstract.



Article info Received: 15 April 2024

Accepted for publication: 29 May 2024

Accepted: 29 May 2024

Published: 28 June 2024

Keywords:

Turning resistance moment; multi-link modelling; mining dump truck; hydraulic system; steering; methodology; geometrical parameters

In this paper the authors of the article touch upon the issues of development of a methodology for determining the main geometric parameters of the hydraulic steering system of a dump truck on the basis of rational choice of the value of the maximum moment of resistance. This value is the basis of the process of parameterisation of the steering system of a dump truck. The wrongly accepted design value can affect the functionality of the dump truck in turning modes. At insufficient value of the torque most probably the designed dump truck will be unable to turn in a number of modes at operation, and strongly excessive value of the torque will lead to oversized units and increase of mass. Methods of mathematical modelling and known empirical formulas for determining the torque do not give unambiguous confidence results, because they require experimental verification. The formulae for calculating the moment of resistance to turning have been analysed. As a result of the work the methodology of determination of the basic geometrical parameters of the hydraulic steering system of a quarry dump truck is developed, which can be applied at the initial stages of design. It is noted that the choice of the formula for determining the maximum moment of resistance to turning is of particular importance in the developed methodology. The researches have shown that one of three formulas, named by famous scientists: B.N. Belousov's formula, M.I. Lysov's formula and A.A. Yenaev's formula, can be used for calculating the moment of resistance for dump trucks with a large positive shoulder of running-in. Further experimental works on determination of the moment of resistance to turning are planned on dump trucks with different types of suspensions. The development of the methodology is aimed at the development of recommendations for the construction of a dynamic model of steering control taking into account the hydraulic model of hydraulic cylinder control for loading modelling tasks

For citation: Bokarev A.I., Dianov V.A., Kartashov A.B., Arutyunyan G.A., Pashkov D.A., Dubinkin S.D. Development of a methodology for determining the main geometric parameters of the hydraulic steering system of a mining dump truck. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*=Bulletin of the Kuzbass State Technical University. 2024; 3(163):49-64. (In Russ., abstract in Eng.). DOI: 10.26730/1999-4125-2024-3-49-64, EDN: FKWVOQ

Acknowledgements

This work was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of Russian Federation under Agreement N 075-15-2022-1198 dated 30.09.2022 with the T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University on complex scientific and technical program of full innovation cycle «Development and implementation of complex technologies in the areas of exploration and extraction of solid minerals, industrial safety, bioremediation, creation of new deep conversion products from coal raw materials while consistently reducing the environmental impact and risks to human life» (the «Clean Coal – Green Kuzbass» Integrated Scientific and Technical Programme of the Full Innovation Cycle) as part of implementing the project «Development and creation of an unmanned shuttle-type mining dump truck with a payload of 220 tons» in terms of research, development and experimental-design work.

REFERENCES

1. Afanasiev B.A., Belousov B.N., Zheglov L.F. [et al.] Design of all-wheel drive wheeled machines: Textbook for universities: P79 In 3 vol. T. 3. Edited by Polungyan A.A. Moscow: Bauman Moscow State Technical University; 2008. 432 p.: ill.

2. Smirnov G.A. Theory of motion of wheeled machines: Textbook for the students of mechanical engineering. Speciality universities. 2nd ed., supplement. and reb. Moscow: Mashinostroenie; 1990. 352 p.: ISBN 5-21701093-2.

3. Lysov M. I. Steering controls of automobiles. M.: Mashinostroenie; 1972.

4. Taborek J. J. Mechanics of vehicles. Cleveland, OH: Penton Publ. Co.; 1957. 188 p.

5. Enaev A.A. Automobiles. Designing and calculation of steering controls: a textbook for the course project fulfilment. Bratsk: BrSTU; 2004. B. Ts.

6. Gintsburg L.L. 'Hydraulic amplifiers of the car steering control' Moscow: Mashinostroenie; 1972.

7. FTire – Flixible Structure Tire Model. Modelisation and Parameter Specification. Cosin scientific software AG, Muenchen, Germany. www.cosin.eu.

8. Hans B. Pacejka. Tyre and Vehicle Dynamics. Second edition. 2005. ISBN-13: 980-0-7506-6918-4.

9. Dubinkin D.M., Aksenov V.V., Pashkov D.A. Development trends of unmanned dump trucks. *Ugol.* 2023; 6(1168):72–79. DOI: 10.18796/0041-5790-2023-6-72-79.

10. Dubinkin D.M., Pashkov D.A. Importindependent production of unmanned dump trucks. *Ugol.* 2023; 4(1166):42–48. DOI: 10.18796/0041-5790-2023-4-42-48. 11. Milliken W. F., Milliken D. L. Race car vehicle dynamic. 1994. ISBN 1-56091-526-9.

12. Harrer M., Pfeffer P. Steering Handbook. 2016. ISBN 978-3-319-05449-0. DOI: 10.1007/978-3-319-05449-0.

13. Rakhaev S.M.; Gazizullin R.L.; Kartashov A.B.; Dubinkin D.M.; Zelyaeva E.A. Selection of loading modes at the initial stages of design of load-bearing systems (frames) of dump trucks. *Technics and technology of mining*. 2023; 4(23):41–55. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-41-55.

14. Kartashov A.B., Arutyunyan G.A., Kiselev P.I., Zaitsev L.A., Popov I.P., Dubinkin D.M., Tarasyuk I.A. Synthesis of the rational parameters of the telescopic suspension and steering systems of the quarry dump truck with carrying capacity up to 240 tonnes. *Technics and technology of mining*. 2023; 4(23):56–75. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-56-75.

15. Pashkov D.A., Zakrasovsky D.I., Dubinkin S.D. Technical solutions of autonomous dump trucks. *Technics and technology of mining*. 2023; 3(22):51–70. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-3-51-70.

16. Schmitt A. Training course in hydraulics. Manual of hydraulics. Access mode: https://clck.ru/34J7cV (Date of access: 01.05.2023).

17. Volmir A.S. Stability of deformable systems. M.: GITTL; 1962.

18. Dubinkin D.M.; Bokarev A.I. Development of a methodology for determining the loads on the force structure of the quarry dump trucks (in Russian). *Mining equipment and electromechanics*. 2023; 5(169):31–44. DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44.

O 2024 CCBY The Authors. This is an article under the license open access (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

The authors declare no conflict of interest.

About the authors:

Alexander I. Bokarev – C. Sc. in Engineering, Senior Researcher, Moscow, Russian Federation, Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN Research Centre; e-mail: bokarev@bmstu.ru.

Vadim A. Dianov – Designer, Moscow, Russian Federation, Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN Research Centre; e-mail: vadianov@bmstu.ru.

Aleksandr B. Kartashov – C. Sc. in Engineering, Director of the Centre, Moscow, Russian Federation, Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN Research Centre; e-mail: kartashov@bmstu.ru.

Georgy A. Arutyunyan – C. Sc. in Engineering, Deputy Director, Moscow, Russian Federation, Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN Research Centre; e-mail: georgy.arut@bmstu.ru.

Dmitry A. Pashkov – C. Sc. in Engineering, Senior Researcher, Kemerovo, Russian Federation, Kuzbass State Technical University named after T.F. Gorbachev. T.F. Gorbachev; e-mail: pashkovda@kuzstu.ru

Semyon D. Dubinkin – student of KuzSTU, Kemerovo, Russian Federation, Kuzbass State Technical University named after T.F. Gorbachev. T.F. Gorbachev; e-mail: dubinkinsd@kuzstu.ru

Contribution of the authors:

Alexander I. Bokarev – setting the research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Vadim A. Dianov – research problem statement, research conceptualisation, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Aleksandr B. Kartashov – research problem statement, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Georgy A. Arutyunyan – research problem statement, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Dmitry A. Pashkov – statement of research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Semyon D. Dubinkin – statement of research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

All authors have read and approved the final manuscript.

