

УДК 622.271:622.684

**А.В. Веснин,**

**В.А. Систук**

*Криворожский национальный университет,*

*ул. Пушкина 44, г. Кривой Рог, Украина*

*vladimir.sistuk@yandex.ru*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОЙ МОЩНОСТИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КОМБИНИРОВАННОГО СПОСОБА УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ**

*Определены затраты мощности силовой установки карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией на преодоление внешних сопротивлений, возникающих при комбинированном повороте.*

**Ключевые слова:** карьерный самосвал, коэффициент сцепления, коэффициент сопротивления качению, мощность внешних сопротивлений, комбинированный поворот.

**Постановка проблемы.** Современные глубокие карьеры характеризуются стесненностью рабочего пространства. В дальнейшем горнотехнические условия будут усложняться. В связи с этим, эффективное использование горных машин и механизмов является особенно актуальным. При устоявшейся технологии разработки полезных ископаемых открытым способом и давно сформировавшихся видах погрузочно-доставочного оборудования, возможности дальнейшего уменьшения или создания рабочих площадок на нижних горизонтах в соответствии с габаритами транспортных машин весьма ограничены. В такой ситуации, едва ли не единственным решением выступает повышение эксплуатационных свойств используемых горных машин, прежде всего, улучшение маневренности карьерных самосвалов при их постановке под погрузку. Одним из наиболее эффективных методов решения данной задачи является изменение способа поворота.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Особенности управления электромеханической трансмиссией карьерных самосвалов позволяют реализовать так называемый комбинированный способ поворота: за счет управляемых колес и принудительного вращения ведущих колес, создающего поворачивающий момент, достаточный для уменьшения радиуса поворота. Комбинированный поворот карьерного самосвала используется только при отсутствии перевозимой горной массы и заключается в сочетании максимального угла поворота передних управляемых колес и увеличения отношения угловых скоростей электромотор колес [2, 3]. С точки зрения кинематики и динамики процесса, наиболее близким к комбинированному повороту является бортовой поворот, который получил наибольшее применение на гусеничном ходе [1, 4]. Известно, что при данном способе управления поворотом колесных и гусеничных машин необходимы дополнительные затраты мощности силовой установки на осуществление криволинейного движения с заданным радиусом [1]. Таким образом, мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления перемещению машины на повороте и деформацию грунта (мощность внешних сопротивлений), при кинематическом (за счет колесных опор) и комбинированном повороте требует количественной оценки, которая является одним из критериев эффективности комбинированного поворота и целесообразности его внедрения в качестве дополнительной опции на большегрузных карьерных самосвалах с электромеханической трансмиссией. Исходя из вышесказанного, анализ мощности внешних сопротивлений целесообразно проводить исходя из подходов, принятых в теории движения гусеничных машин

**Постановка задач.** Целью работы является определение необходимых затрат мощности силовой установки карьерного самосвала на преодоление внешних сопротивлений при комбинированном повороте. Для реализации данной цели основными задачами становятся:

- определение зависимости между мощностью дизеля и поворачивающим моментом, необходимым для осуществления силового доворота и равным по величине моменту сопротивления повороту;

- применение математического аппарата теории поворота гусеничных машин для случая комбинированного поворота колесной машины в виде зависимостей каждой составляющей мощностных затрат от внешних факторов;

- анализ полученных зависимостей.

**Материалы и результаты исследования.** Мощность внешних сопротивлений  $N_{вс}$ , состоит из мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивления перемещения  $N_f$  транспортной машины, момента сопротивления повороту  $N_{сп}$ , скольжение ведущих колес  $N_{б-ю}$ , Вт [1]:

$$N_{cm} = \sum_{i=1}^4 N_{fi} + \sum_{i=1}^4 N_{cni} + N_{\delta 3} + N_{ю4},$$

где  $\sum_{i=1}^4 N_{fi}$  - суммарная мощность на преодоление сопротивления перемещения машины принимается

равным сопротивлению прямолинейного движения, Вт;  $\sum_{i=1}^4 N_{cni}$  - суммарная мощность на преодоление момента сопротивления повороту, Вт;  $N_{\delta 3}$  - мощность на преодоление буксования забегающего колеса, Вт;  $N_{ю4}$  - мощность на преодоление скольжения отстающего колеса, Вт.

При комбинированном повороте могут увеличиваться все составляющие суммарной мощности внешних сопротивлений, в том числе, мощность на момент сопротивления поворота с увеличением поворачивающего момента и уменьшения радиуса поворота.

Указанное изменение мощности может быть представлено, Вт:

$$\Delta N_{cn} = N_{комсп} - N_{кинсп} = \left( \frac{M_{кр4}}{r_{d3}} - \frac{M_{кр3}}{r_{d4}} \right) \cdot \left( \frac{V_3 - V_4}{2} \right) - \left( \frac{M'_{кр4}}{r_{d3}} - \frac{M'_{кр3}}{r_{d3}} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt},$$

где  $N_{комсп}$ ,  $N_{кинсп}$  - мощность на преодоление момента сопротивления поворота при комбинированном и кинематическом способе управления, соответственно, Вт;  $M_{кр3}$ ,  $M_{кр4}$  - крутящие моменты внешнего и внутреннего к центру поворота колеса при комбинированном повороте, Н·м;  $M'_{кр3}$ ,  $M'_{кр4}$  - крутящие моменты внешнего и внутреннего к центру поворота колеса при кинематическом повороте, Н·м;  $V_3$ ,  $V_4$  - линейные скорости ведущих колес, м/с;  $r_{d3}$ ,  $r_{d4}$  - динамические радиусы ведущих колес, м;  $\gamma'$  - угол поворота передних управляемых колес, град.

При известной угловой скорости внутреннего к центру поворота колеса, Вт:

$$\Delta N_{cn} = \left( \frac{M_{кр4}}{r_{d3}} - \frac{M_{кр3}}{r_{d4}} \right) \cdot \left( V_4 \cdot \frac{(\lambda - 1)}{2} \right) - \left( \frac{M'_{кр3}}{r_{d3}} - \frac{M'_{кр4}}{r_{d3}} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt},$$

где  $\lambda$  - отношение угловых скоростей ведущих колес.

Учитывая проведенные предыдущие исследования [2,3] (рисунок 1), мощность на момент сопротивления повороту в зависимости от коэффициента сцепления опорной поверхности будет представлена, Вт:

$$\Delta N_{cn} = \frac{\left[ \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left( a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right) \right]}{B_2} \cdot \left( \frac{V_3 - V_4}{2} \right) - \left( \frac{M'_{кр4}}{r_d} - \frac{M'_{кр3}}{r_d} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt}, \quad (1)$$

где  $\varphi$  - коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью,  $b_1$  - ширина пятна контакта колеса с опорной поверхностью, м;  $l$  - длина пятна контакта колеса с опорной поверхностью, м;  $m$  - масса самосвала без груза, кг;  $a$ ,  $b$  - координаты центра масс, м;  $L$  - колесная база, м;  $B_2$  - колея задних колес, м;  $x$  - продольная координата элементарной контактной силы, создающей момент сопротивления повороту, м;  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  - углы поворота наружного и внутреннего к центру поворота колеса соответственно, град.

Поскольку при комбинированном повороте уменьшается скорость внутреннего к центру поворота колеса, но увеличивается угловая скорость поворота, затраты мощности на сопротивление перемещению (качению) самосвала будут увеличиваться на величину, Вт:

$$\Delta N_f = \frac{m \cdot g \cdot f}{2 \cdot L} \cdot (a \cdot (V_3' + V_4') + b \cdot (V_1' + V_2') - a \cdot (V_3 + V_4) - b \cdot (V_1 + V_2)), \quad (2)$$

где  $f$  - коэффициент сопротивления качению;  $V_1$ ,  $V_2$  - линейные скорости передних колес, м/с; знак «/» относится к скоростям колес машины при кинематическом повороте.

При сохранении скорости центра масс прямолинейного движения или скорости машины до применения принудительного регулирования угловых скоростей ведущих колес, затраты мощности на перемещение остаются постоянными, и выражением (2) можно пренебречь.

Затраты мощности на буксование внешнего к центру поворота колеса, Вт:

$$\Delta N_{63} = \frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot V_3 \cdot \sigma - \frac{M'_{кр3}}{r_d} \cdot V'_3 \cdot \sigma', \quad (3)$$

где  $\sigma$  – коэффициент буксования (продольного скольжения).

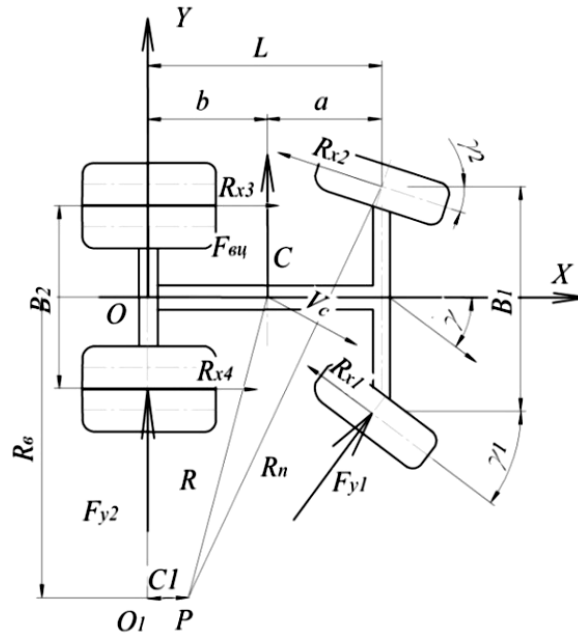


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на колесную машину на повороте:  $R_{xi}$  – продольные силы, Н;  $F_{y1}, F_{y2}$  – боковые силы,  $O_1$  – центр поворота, м;  $P$  – полюс поворота

Затраты мощности на скольжение внутреннего к центру поворота колеса, Вт:

$$\Delta N_{к4} = \frac{M'_{кр4}}{r_d} \cdot (V'_{4\partial} - V'_4) - \frac{M_{кр4}}{r_d} \cdot (V_{4\partial} - V_4), \quad (4)$$

где  $V_{4\partial}, V'_{4\partial}$  – действительные скорости внутреннего к центру поворота колеса при комбинированном и кинематическом повороте, м/с.

Суммарные затраты мощности на комбинированный поворот с (1)-(4), Вт:

$$N_{см} = \frac{\left[ \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left( a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)} \right) \right]}{B_2} \cdot \left( \frac{V_3 - V_4}{2} \right) - \left( \frac{M'_{кр4}}{r_d} - \frac{M'_{кр3}}{r_d} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt} + \dots$$

$$+ \frac{m \cdot g \cdot f}{2 \cdot L} \cdot (a \cdot (V'_3 + V'_4) + b \cdot (V'_1 + V'_2) - a \cdot (V_3 + V_4) - b \cdot (V_1 + V_2)) + \dots \quad (5)$$

$$\frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot V_3 \cdot \sigma - \frac{M'_{кр3}}{r_d} \cdot V'_3 \cdot \sigma' + \frac{M'_{кр4}}{r_d} \cdot (V'_{4\partial} - V'_4) - \frac{M_{кр4}}{r_d} \cdot (V_{4\partial} - V_4).$$

Таким образом, регулированием разности между скоростями ведущих колес (5) карьерных самосвалов с помощью устройств электромеханической трансмиссии и дополнительного оборудования

(блока управления), можно влиять на мощность внешних сопротивлений, которая, в свою очередь, определяется нужными силами тяги (тангенциальными реакциями) в зависимости от коэффициента сцепления опорной поверхности.

Затраты мощности силовой установки на комбинированный поворот карьерного самосвала производства ОАО «Белаз» серии 7513 были определены по каждой составляющей мощности внешних сопротивлений в пакете прикладной и символьной математики MathCAD 15. Установлено, что мощность, затрачиваемая на преодоление момента сопротивления повороту существенно возрастает в случае блокирования внутреннего к центру поворота колеса, а именно с 12,00 кВт при  $\lambda = 1,58$  до 54,00 кВт при заблокированном колесе.

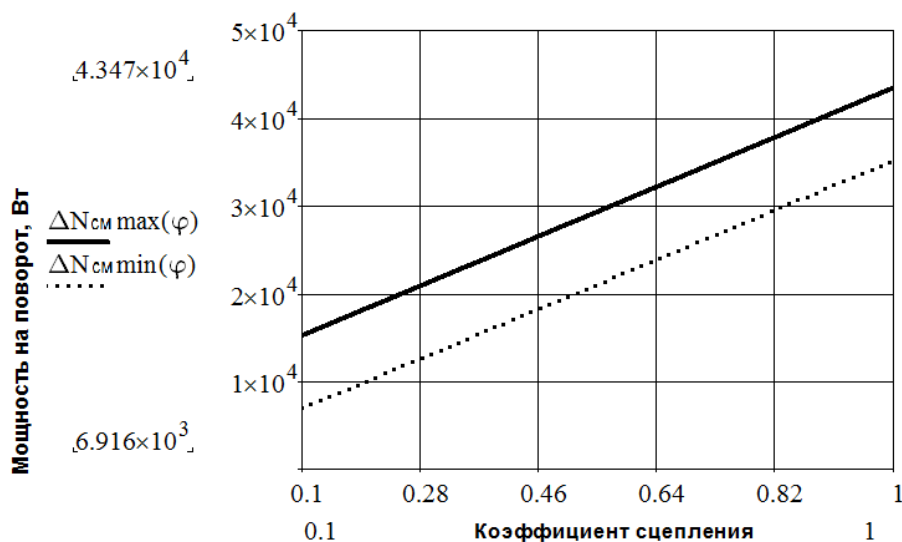


Рисунок 2 – Максимальная  $\Delta N_{см\max}$  и минимальная  $\Delta N_{см\min}$  мощность внешних сопротивлений при комбинированном повороте с  $\lambda = 2,00$  в зависимости от коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью

Для коэффициентов сцепления, характерных для опорных поверхностей на карьерах (0,36-0,65), разница затрат мощности дизеля на сопротивление перемещению между кинематическим и комбинированным поворотом (при отношениях угловых скоростей ведущих колес  $\lambda = 2,00$ ) составляет от 8,30 до 15,20 кВт.

Затраты мощности на сопротивление качению по сравнению с затратами на сопротивление перемещению - от 3,50 до 14,02 кВт при  $\lambda = 2,00$  при изменении коэффициента сопротивления качению от 0,025 до 0,10.

При увеличении коэффициента скольжения ведущих колес до 100% (полное скольжение) затраты мощности силовой установки должны вырасти до 135,42 кВт, при буксовании наружного к центру поворота колеса, и до 65,31 кВт при скольжении внутреннего к центру поворота колеса.

Поскольку коэффициент скольжения ведущих колес находится в пределах 20%, затраты мощности составят не более 14,10 кВт и 7,20 кВт для наружного и внутреннего к центру поворота колеса соответственно.

Существенной составляющей суммарных затрат мощности на комбинированный поворот являются затраты на скольжение ведущих колес, поэтому принято допущение, что максимальная мощность расходуется при предельном коэффициенте буксования (скольжения) ведущих колес (20%), а минимальная - при отсутствии скольжения.

В зависимости от изменения коэффициента сцепления опорной поверхности (рисунок 2) при комбинированном повороте с отношением угловых скоростей ведущих колес равным  $\lambda = 2,00$  при  $\varphi=0,36$  максимальная мощность внешнего сопротивления составляет 24,31 кВт, при  $\varphi = 0,65$  – 29,84 кВт, а минимальная – от 17,42 до 21,10 кВт (рисунок 1), что составляет от 1,7% до 2,5% мощности дизеля самосвала БелАЗ -75131 (1194 кВт).

**Выводы.** 1. Представленная методика аналитических исследований позволяет установить влияние горнотехнических и дорожно-транспортных факторов, таких как коэффициент сопротивления качению, коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью, величины скольжения ведущих колес на затраты мощности силовой установки, и, в конечном итоге, на топливно-экономические показатели работы карьерных самосвалов при различных способах управления поворотом.

2. Полученные числовые значения мощности дизеля карьерного самосвала БелАЗ-7513, затрачиваемой при комбинированном способе управления поворотом, показали, что мощности силовой установки достаточно для выполнения маневра.

3. Основываясь на установленных зависимостях, предоставляется возможность судить о целесообразности применения комбинированного способа поворота на большегрузном автотранспорте в конкретных условиях эксплуатации.

***Библиографический список использованной литературы.***

1. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Забавников Н. А. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.

2. Монастирський Ю.А. Врахування специфіки гірничотехнічних умов роботи автосамоскидів як шлях до підвищення продуктивності кар'єрної техніки / В. О. Сістук, Ю.А. Монастирський, А.В. Веснін // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2012. – С. 82–84.

3. Монастырский Ю.А. Закономерности движения колесной машины на повороте при принудительном регулировании вращения ведущих колес / Ю.А. Монастырский, В.А. Систук // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29. – С. 65–71.

4. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.

*Поступила в редакцию 03.06.2013 г.*

**Веснін А.В., Сістук В.О. Визначення необхідної потужності силової установки кар'єрного самоскида при використанні комбінованого способу управління поворотом**

Визначено витрати потужності силової установки кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією на подолання зовнішніх опорів, що виникають при комбінованому повороті.

**Ключові слова:** кар'єрний самоскид, коефіцієнт зчеплення, коефіцієнт опору коченню, потужність зовнішніх опорів, комбінований поворот.

**Vesnin A.V., Sistuk V.A. Determination of the required engine power of surface truck using a combined method of turn control**

The consumptions of engine power of surface truck with electromechanical transmission to overcome external resistance encountered in the combined turn are identified.

**Keywords:** surface truck, friction coefficient, the coefficient of rolling resistance, the power of external resistance, combined turn.