

УДК 622.625.6

**В.А. Будишевский**, канд. техн. наук, проф.,  
**В.О. Гутаревич**, канд. техн. наук, доц.,  
Донецкий национальный технический университет

## **ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ЛОКОМОТИВОВ**

*В работе установлена взаимосвязь между тяговой способностью монорельсового локомотива и параметрами механизма прижатия приводных колес. Даны рекомендации по выбору типа прижимного механизма.*

**монорельс, локомотив, устройство тяговое, колесо приводное, усилие прижатия, устройство прижимное**

### ***Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.***

От предельной массы, определяемой тяговыми свойствами локомотива и прочностью монорельсового пути, главным образом зависит производительность, а следовательно, и эффективность транспортирования. Одними из определяющих факторов, влияющих на тяговую способность монорельсового локомотива, являются усилие прижатия приводных колес к монорельсу, их свойства материала и состояние поверхности качения.

***Анализ исследований и публикаций.*** Анализ работ по созданию монорельсовых дорог позволяет выделить наиболее перспективный вид транспорта, у которого тяговое усилие реализуется автономным тяговым устройством, практически не связанным с наземным оборудованием [1, 2].

Тяговое устройство монорельсового локомотива позволяет реализовать силу тяги и торможения (в некоторой степени) за счет фрикционной связи приводных колес с монорельсом, которые могут располагаться под монорельсом или сбоку. Для шахтных условий, когда требуются значительные усилия прижатия, более предпочтительным является установка с вертикальной осью вращения и принудительным прижимом к вертикальной стенке монорельса по обе стороны. Подобная схема использована в отечественных локомотивах ДМВ-7,2-ДМД [3], а также зарубежных - "Шарф" DZ 66-3", Шарф VZ 43-2-21" (Германия), "Ля-Стефанауз" (Франция), ZL-90 (Польша), LZH-50 (Чехия) [4], где используется электрический, гидравлический или пневматический приводы.

**Постановка задачі.** Цель данной работы заключается в установлении взаимосвязи между тяговой способностью монорельсового локомотива и параметрами его прижимного устройства.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи: составить уравнение, определяющее тяговую способность; установить предельные массы перевозимого монорельсовым локомотивом грузов; дать рекомендации по выбору типа прижимного механизма приводных колес.

При решении поставленных задач приняты следующие допущения:

- поезд рассматривается как материальная точка;
- нормальные нагрузки на приводные колеса не изменяются во времени;
- контакт приводных колес постоянен и их фрикционные свойства неизменны.

**Изложение материала и результаты.** Тяговое усилие на приводных колесах можно найти из выражения

$$F_k = 2M_e U_{np} \eta / D, \quad (1)$$

где  $M_e$  – вращающий момент на валу двигателя в установившемся режиме, кНм;

$\eta$  – коэффициент мощностных потерь;

$U_{np}$  – передаточное число трансмиссии тягового устройства;

$D$  – диаметр приводных колес, м.

Для движения локомотива с постоянной скоростью по прямолинейному участку пути необходимо преодолевать сопротивления движению поезда. При этом максимальное усилие на приводных колесах тягового устройства должно быть

$$F_k^{\max} = (m + m_0)g(W' \cos \beta + \sin \beta) + M_g(W'_l \cos \beta + \sin \beta) + Z_k P W'_k, \quad (2)$$

где  $m$  – масса перевозимого груза, т;

$m_0$  – собственная масса прицепной части поезда, включающая массы контейнеров, поддонов и сцепных тяг, т;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\beta$  – угол наклона монорельса, град;

$M$  – масса локомотива, т;

$W'$  – коэффициент сопротивления движению ходовых колес прицепной части поезда с грузом;

$W'_l$  и  $W'_k$  – коэффициенты сопротивления движению ходовых и приводных колес локомотива соответственно;

$Z_k$  – число пар приводных колес (приводных модулей);

$P$  – суммарное усилие прижатия пары приводных колес, кН.

Кроме этого необходимо, чтобы определяемое из уравнения (2) максимальное усилие на приводных колесах не превышало силу сцепления, которую принято считать равной

$$F_{сц} = \psi P Z_k, \quad (3)$$

где  $\psi$  – коэффициент сцепления приводных колес с монорельсом.

Из (2) и (3) следует, что предельное значение перевозимого груза можно найти по уравнению установившегося режима

$$m = \frac{Z_k P (\psi - W'_k) - g (M (W'_l \cos \beta + \sin \beta) + m_0 (W' \cos \beta + \sin \beta))}{g (W' \cos \beta + \sin \beta)}. \quad (4)$$

Входящие в это уравнение коэффициенты  $\psi$ ,  $W'$ ,  $W'_l$  и  $W'_k$  являются эмпирическими. Рассматривается установившийся режим, поскольку инерционные нагрузки, характерные для неустановившегося режима, незначительны по сравнению с силами статических сопротивлений, что объясняется низкими скоростями движения монорельсовых локомотивов в шахтных условиях.

Полученное уравнение (4) связывает между собой три переменные: допустимую массу груза по условиям сцепления приводных колес с монорельсом, угол наклона монорельсового пути и усилие прижатия приводных колес.

На рис. 1. представлены графики зависимости допустимой массы груза от усилия прижатия одной пары полиуретановых колес приводного модуля, построенные по уравнению (4), в котором приняты следующие значения входящих параметров: масса  $m_0 = 1,2$  т; масса локомотива с одним приводным модулем  $M = 3,500$  т; коэффициенты сопротивления движению  $W' = 0,020$ ,  $W'_l = 0,042$  и  $W'_k = 0,030$ , коэффициент сцепления  $\psi = 0,45$ .

Из графиков видна пропорциональная зависимость между массой поезда и усилием прижатия. С увеличением угла монорельсового пути масса груза резко снижается. Если при угле наклона  $2^\circ$  один приводной модуль обеспечивает провозную способность до 10 т, то при угле  $8^\circ - 2,5^\circ$  т. Увеличение угла наклона монорельса с  $2^\circ$  до  $20^\circ$  приводит к уменьшению массы груза примерно в 10 раз.

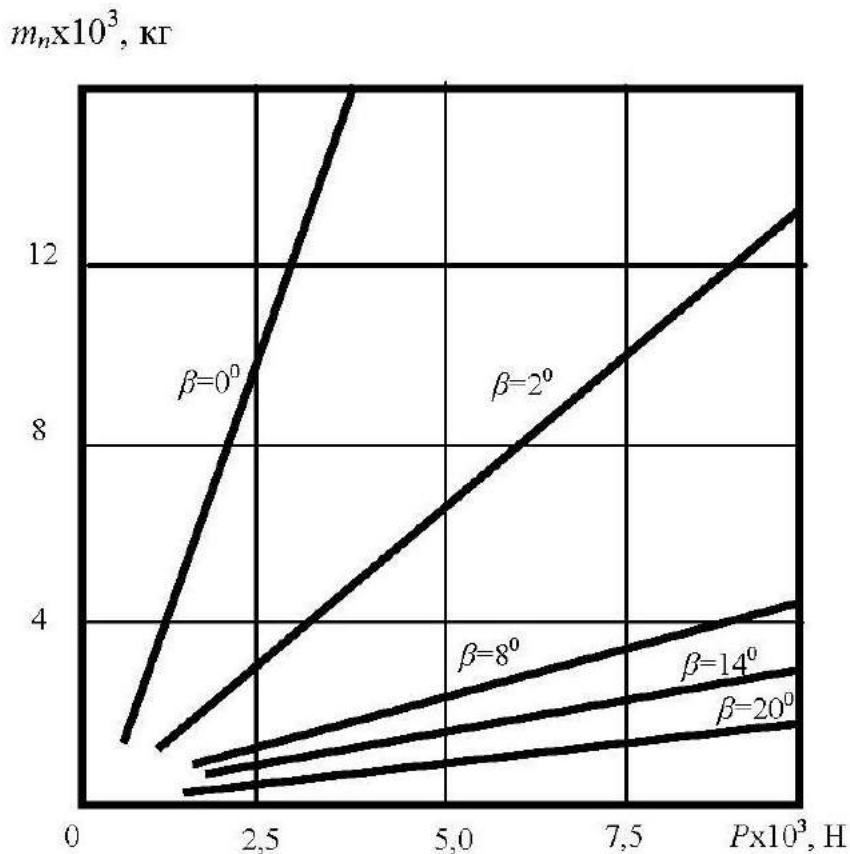


Рисунок 1 – Зависимость допустимой массы перевозимого груза от усилия прижатия приводных колес для разных уклонов пути

Более наглядно это показано на графиках зависимости массы от угла наклона монорельсового пути (рис. 2). При построении графиков, кроме коэффициента  $W_k' = 0,015$  для остальных приводных колес, приняты прежние значения входящих параметров. Из рис.2 следует, что с увеличением угла наклона перевозимая масса груза уменьшается при определенных углах она будет равна 0.

Для повышения тяговой способности естественным путем является увеличение усилия прижатия приводных колес. Однако оно имеет допустимый предел для каждого типа приводных колес. Согласно [2], предельное усилие для стального колеса диаметром 300...500 мм равно 40 кН, а для полиуретанового – 10 кН. Поэтому для увеличения массы перевозимого груза или угла транспортирования целесообразно повышать число приводных модулей.

Из рис. 3 следует, что предельный угол одного приводного модуля (при  $m = 4$  т) составляет не более  $4^\circ$ . С увеличением числа модулей до двух, угол достигает  $8^\circ$ , а при увеличении до трех – примерно  $12^\circ$ . Для транспортирования груза по выработкам с углом наклона до  $20^\circ$  необходимо иметь пять модулей. С ростом числа модулей будет возрастать масса локомотива, а это приведет к неизбежному уве-

личению сопротивления движению и к вынужденному снижению массы транспортируемого груза. Поэтому их число ограничено.

$m_n \times 10^3$ , кг

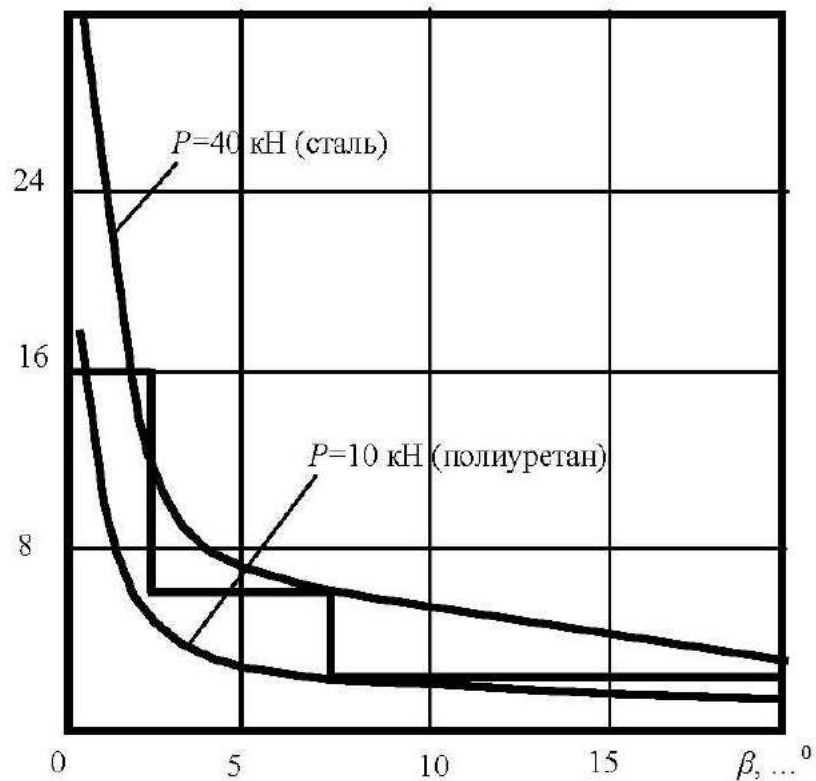


Рисунок 2 – Зависимости допустимой массы перевозимого груза от уклона монорельсового пути для разных типов приводных колес

$P$ , кН

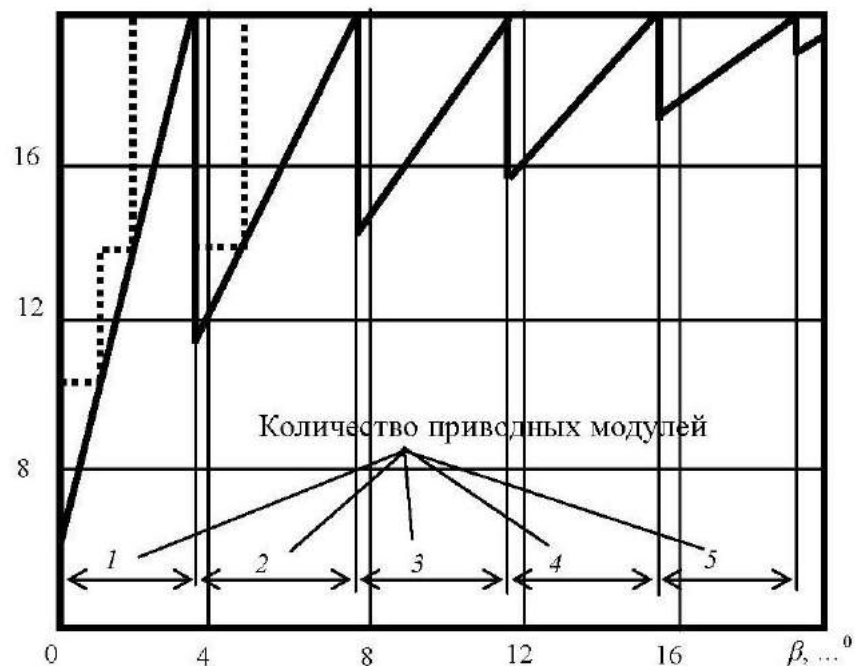


Рисунок 3 – Зависимости усилия прижатия приводных колес от угла наклона монорельсового пути для разного количества приводных модулей

Кроме того, видно, что для одинаковых значений углов наклона усилие  $P$  может быть разным. Так, при угле  $4^\circ$  нижнее значение равно 10 кН, при  $8^\circ$  – 14 кН, а при  $20^\circ$  – около 18 кН. Верхнее значение (для пары приводных колес из полиуретана, равное 20 кН), определяет необходимое число приводных модулей.

Проведем анализ и определим предельное число ступеней провозной способности монорельсовой дороги. Для анализа необходимо знать необходимую мощность тягового устройства, поскольку от этого параметра существенно зависит масса локомотива. Известно, что мощность (кВт) определяется по выражению

$$N = F_{\kappa}^{\max} V / \eta, \quad (5)$$

где  $V$  – скорость движения локомотива, м/с.

Подставив в (5) вместо  $F_{\kappa}$  (2), приняв коэффициенты  $W'$  и  $W'_l$  равными между собой, и  $m_n = m + m_0 + M$ , получим

$$N = \frac{m_n g (W' \cos \beta + \sin \beta) + Z_{\kappa} P W'_k}{\eta}. \quad (6)$$

Полученному уравнению (6) соответствуют графики зависимости необходимой мощности привода для транспортирования грузов от углов наклона монорельсового пути (рис. 4), построенные при  $P = 10$  кН,  $V = 1$  м/с,  $Z_{\kappa} = 1$  и  $\eta = 0,60$ . Из графиков видно, что для движения поезда массой 10 т по выработкам с углами наклона до  $20^\circ$  необходимо иметь мощность привода локомотива 60 кВт, массой 20 т – 120 кВт, а массой 30 т – 180 кВт.

Обычно, чтобы не иметь плохого использования мощности, принимают провозную способность по ступеням: чем больше угол наклона, тем меньше масса груза и ниже ступень провозной способности.

Графически это показано на рис.4 в виде ломаной кривой. Из рис. 4 видно, что, используя три ступени провозной способности, можно ограничиться мощностью привода тягового устройства до 60 кВт. Для движения поезда массой 30 т при углах наклона до  $4^\circ$  требуется мощность всего 40 кВт, массой 20 т и при углах наклона до  $8^\circ$  – 50 кВт, а массой 10 т и при углах наклона до  $20^\circ$  – 60 кВт.

Проведем анализ влияния типа прижимного механизма приводных колес на провозную способность. Полученное уравнение (6) позволяет найти потери мощности, связанные с регулированием усилия прижатия  $P$ . Рассмотрим тяговое устройство с постоянным прижи-

мом, когда усилие прижатия не изменяется в зависимости от уклонов пути, и с автоматическим, когда изменяется. За счет того, что усилие прижатия в первом типе выбирается исходя из максимальных углов наклона монорельса, при движении по горизонтальным участкам возникнут дополнительные потери на преодоление сопротивлений движению приводных колес.

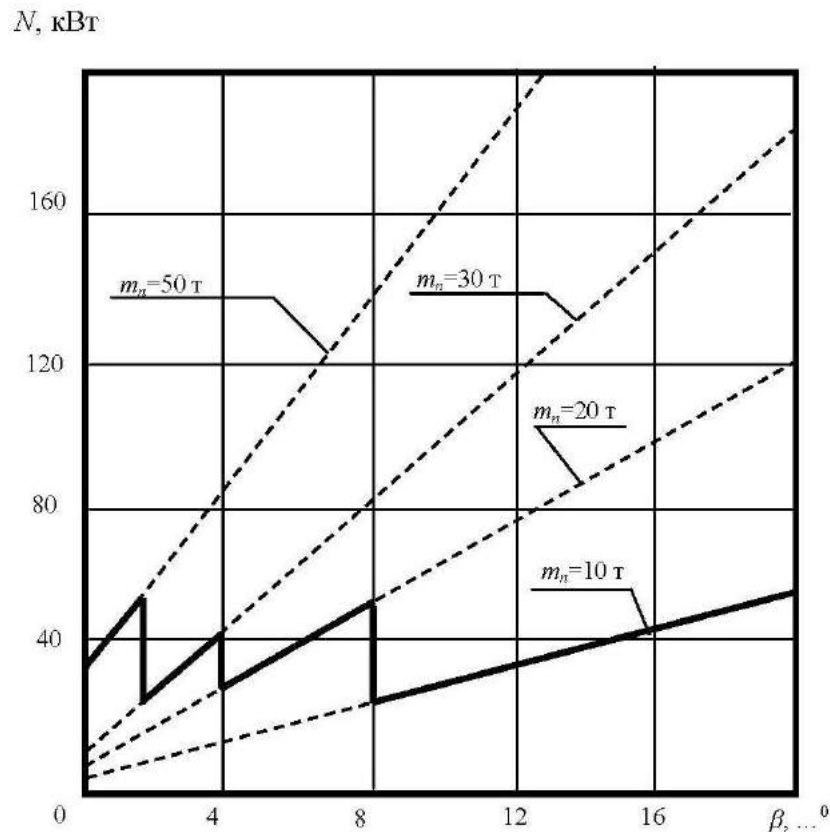


Рисунок 4 – Зависимости необходимой мощности привода тягового устройства от уклона пути для разных масс перевозимого груза

Определим потери мощности, связанные с типом прижимного устройства

$$\Delta N = N_{жс} - N_a, \quad (7)$$

где  $N_a$  - мощность тягового устройства с автоматическим прижатием приводных колес, необходимая для транспортирования груза массой  $m_n$ , т;

$N_{жс}$  - мощность тягового устройства с постоянным прижимом, необходимая для транспортирования груза массой  $m_n$ , т.

С учетом (6), при равных входящих параметрах для локомотивов с различными прижимными механизмами

$$\Delta N = Z_{\kappa} W_{\kappa} V (P_{жс} - P_a) / \eta, \quad (8)$$

где  $P_{жс}$  - усилие прижатия колес с постоянным прижимом, кН;

$P_a$  – усилие прижатия приводных колес с автоматическим прижимом, кН.

Из уравнения (8) следует, что потери мощности  $\Delta N$  пропорциональны разности усилий  $P_{ж}$  и  $P_a$ . При максимальном значении этой разности, когда  $P_a$  стремится к нулю, потери мощности для приводного модуля с полиуретановыми колесами составят 0,5 кВт, а для приводного модуля со стальными – 1,0 кВт, что составляет весомую часть необходимой мощности лишь на транспортирование груза по горизонтальным участкам монорельса. При движении по наклонным, с углами  $4^\circ$  и выше потери составляют не более 15 %, а с углами свыше  $8^\circ$  – не более 2 %.

Практически, тяговое устройство с постоянным прижимом, может иметь два или три фиксированных уровня значений усилия прижатия. График зависимости усилия  $P$  от угла наклона  $\beta$  в этом случае представлен в виде ступеней (см. рис.3). Для одного приводного модуля, при угле наклона до  $1^\circ$  усилие прижатия равно 10 кН, при угле до  $2^\circ$  –  $P = 14$  кН, а при углах свыше  $2^\circ$  усилие  $P$  равно допустимому по прочности. При угле наклона более  $4^\circ$ , когда необходимо применять два приводных модуля можно выделить две ступени: при угле наклона до  $5...5,5^\circ$  –  $P = 14$  кН, а при угле свыше  $5,5^\circ$  –  $P = 20$  кН. С дальнейшим увеличением угла наклона  $\beta$ , увеличивается необходимое число приводных модулей, и диапазон изменения усилия прижатия снижается. Возникающие в этом случае потери мощности  $\Delta N$  при движении колес приведены в табл. 1.

Как следует из табл. 1, с увеличением числа ступеней усилия прижатия до трех, при угле наклона  $4^\circ$  потери  $\Delta N$  равны 0,2...0,3 кВт – для полиуретановых колес и 0,45...0,75 кВт – для стальных, что составляет менее 4,7% от установленной мощности  $N$ , необходимой для транспортирования груза массой 4т одним приводным модулем. При углах от  $4^\circ$  и до  $8^\circ$ , когда необходимо иметь два приводных модуля, потери  $\Delta N$  составляют менее 4,9%, а при углах свыше  $8^\circ$  – не более 3,8%. Причем с дальнейшим увеличением угла потери  $\Delta N$  будут уменьшаться.

Отсюда видно, что имея не более трех фиксированных уровней значения усилия прижатия  $P$  при углах наклона до  $8^\circ$  можно обойтись без применения автоматического прижима. При углах наклона свыше  $8^\circ$ , вообще возможно применять жесткое прижимное устройство с постоянным усилием прижатия.



Таблица 1 - Значение потерь мощности, вызванные сопротивлением движения приводных колес

Число приводных модулей	Усилие прижатия, $P_{ж}$ , кН	Разность усилий, $P_{ж} - P_a$ , кН	Потери мощности, $N$ , кН	$\Delta N/N, \%$
Полиуретановые колеса				
1	10	4	0,20	1,3
	14	4	0,20	1,3
2	20	6	0,30	1,9
	14	4	0,40	1,3
3	20	6	0,60	1,9
	20	6	0,90	1,5
Стальные колеса				
1	30	18	0,45	2,8
	50	20	0,50	3,1
2	80	30	0,75	4,7
	50	20	1,00	3,1
3	80	30	1,50	4,9
	80	30	2,25	3,8

Необходимо отметить, что автоматические прижимные механизмы являются более сложными, чем жесткие, и их применение, как правило, приводит к увеличению массы тягового устройства, что неизбежно влечет увеличение сил сопротивлений. Кроме того, как следует из предыдущего, автоматический прижим не обеспечивает существенной экономии расхода энергии и увеличения тягового усилия.

Исходя из полученных уравнений (2) и (8), применение автоматического прижима необходимо при

$$Z_{\kappa} W'_{\kappa} (P_{ж} - P_a) / \eta > M_{ny} g (W' \cos \beta + \sin \beta), \quad (9)$$

где  $M_{ny}$  – масса механизма, обеспечивающего автоматический прижим приводных колес, т.

Расчеты показывают, что при двух-трех уровнях значений усилия прижатия полиуретановых колес, выражение (9) будет справедливо, если масса  $M_{ny}$  равна не более 30 кг – для угла наклона  $4^{\circ}$ , и не более 50 кг – для угла  $8^{\circ}$ , а при двух-трех уровнях усилия прижатия стальных колес – не более 18 кг и 32 кг – соответственно для углов  $4^{\circ}$  и  $8^{\circ}$ .

Как показали приведенные выше исследования, наибольшее влияние на провозную способность и тяговое усилие оказывают ко-

эффицент сцепления и усилие прижатия приводных колес. Коэффициент сопротивления движению приводных колес оказывает менее существенное влияние.

Следует отметить, что при увеличении  $P$ , также увеличивается сопротивление движению. В указанных диапазонах усилия эта зависимость прямо пропорциональна. Наибольшее сопротивление движению составляет не более 12...15 % от предельно допустимого усилия прижатия приводных колес. Отсюда видно, что коэффициент сопротивления движению оказывает менее существенное влияние, чем коэффициент сцепления.

### ***Выводы и направления дальнейших исследований.***

1. Для лучшего использования мощности локомотива, необходимо применять не менее трех уровней усилия прижатия приводных колес к монорельсу, каждый из которых должен соответствовать определенному значению массы груза. Первый уровень при углах наклона до  $4^\circ$ , второй – до  $8^\circ$  и третий – до  $20^\circ$ .

2. Анализ влияния типа прижимного механизма показывает, что при движении тягового устройства по участкам с различными углами наклона достаточно иметь три фиксированных уровня усилия прижатия приводных колес. Возникающие за счет этого потери мощности не превышают 5% от расходуемой.

3. Применение автоматического прижима можно считать целесообразным, если потери мощности при трех уровнях будут существенно превышать потери, вызванные увеличением массы тягового устройства, за счет использования механизмов, обеспечивающих автоматический прижим.

4. Дальнейшие исследования должны быть направлены на получения зависимостей для определения оптимальных параметров прижимных устройств с учетом изменчивости нагрузок на приводные колеса.

### **Список литературы**

1. Проективання та конструювання транспортних і підійомних машин та комплексів / під ред. В.О.Будішевського. – Донецьк: Норд-Пресс, 2009. – 599 с.
2. Петренко О.С. Подвесные рельсовые дороги / О.С. Петренко. – М.: Машиностроение, 1981. – 272 с.
3. Подземный транспорт шахт и рудников / под ред. Г.Я.Пейсаховича, И.П.Ремизова. – М.: Недра, 1985. – 565 с.
4. Ороховский И.И. Монорельсовые дороги с дизельным приводом / И.И.Ороховский, Кулевкин, Г.С. Руденко. – М.: ЦНИЭИуголь, 1980. – 40 с.

***В.О. Будішевській, В.О. Гутаревич. Обґрунтування параметрів притискних пристроїв підвісних монорейкових локомотивів. У роботі встановлено вза-***

*ємозв'язок між тяговою здатністю монорельсового локомотива і параметрами механізму притиснення приводних коліс. Наведені рекомендації з вибору типу притискного механізму.*

**монорейка, локомотив, пристрій тяговий, колесо приводне, зусилля притиснення, пристрій притискний**

***V.Budishevsky, V.Gutarevich. Justification of the Settings of a Clamping Suspended Monorail Locomotive. We defined the connection between the towing capacity of a monorail locomotive and the parameters of the mechanism of pressed driving wheels. Recommendations on the choice of clamping mechanism are given..***

**monorail, locomotive, towing capacity, wheel driving, force pressing, pressing device**

*Стаття надійшла до редколегії 21.10.2010*

*Рецензент: зав. каф. пром. і міського транспорту Східноукр. нац. ун-та  
ім. В.Даля, д-р техн. наук, проф Л.А.Губачева*

© Будишевский В.А., Гутаревич В.О., 2010