Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
т. LXXXVII, 1981 г.

УДК 625.322

ДЕФОРМАЦИЯ ОБРЕЗИНЕННОГО КОЛЕСА ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ ГОРНЫХ МАШИН

Е.М.УЛЬЯНОВ

Тяговые устройства с автоматическим регулированием прижатия ведущих колес к поверхности качения все шире используются в горной промышленности. В данных устройствах применяются ведущие колеса, изготовленные из стали, однако несомненный интерес представляют тяговые устройства, в которых в качестве ведущих используются колеса с обрезиненными бандажами, исследованию которых не уделено еще достаточного внимания. При бетонной или железобетонной поверхности качения применение тяговых устройств с обрезиненными ведущими колесами является единственно возможным.

При передаче на ведущие колеса тяговых устройств вращающего момента появляется горизонтальная реакция на контакте колеса и поверхности качения, которую называют силой сцепления. Величина ее зависит от многих факторов: физико-механических свойств колеса и поверхности качения, величины вертикальной нагрузки и характера ее распределения вдоль площадки контакта, частоты вращения колеса и т.д. Следовательно, работоспособность обрезиненных колес будет определяться теми параметрами, от которых зависит эффективная передача усилий и их допустимая величина.

Общий случай давления между соприкасающимися телами исследовал Г.Герц. Предложенные им расчетные уравнения получены при следующих предпосылках: материалы соприкасающихся тел однородны и изотропны; площадка контакта весьма мала по сравнению с общими размерами поверхностей соприкасающихся тел; нагрузки, приложенные к телам, вызывают в зоне контакта только упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука; силы давления нормальны к поверхности контакта; силами трения на площади контакта пренебрегают. Несомненный интерес представляет решение задачи аналитического определения размеров площадки контакта обрезиненного колеса с поверхностью качения; величины и распределения давления, оказываемого колесом на поверхность качения и передаваемого через площадку контакта; величины сближения тел, обусловленной их деформацией.

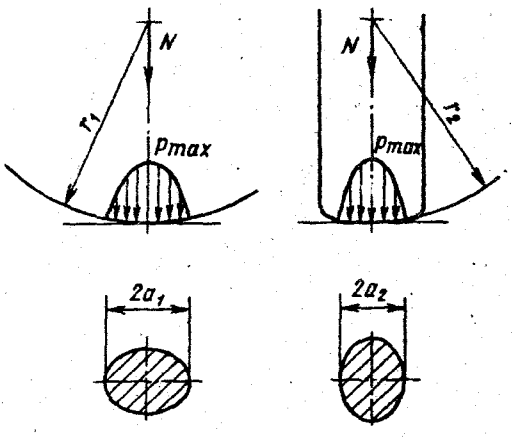

Рис.1. Поверхности колеса различной кривизны

Сила давления обрезиненного колеса на поверхности качения (сталь, бетон) распределяется по площадке контакта в виде эллипса с полуосями a_1 и a_2 (рис.I). При этом действительны следующие зависимости[x]:

$$a_1 = n_{a_1}\sqrt[3]{\frac{3(K_1+K_2)N}{2(1/r_1+1/r_2)}}, \quad (1)$$

$$a_2 = n_{a_2}\sqrt[3]{\frac{3(K_1+K_2)N}{2(1/r_1+1/r_2)}}, \quad (2)$$

где n_{a_1} и n_{a_2} - вспомогательные коэффициенты; K - упругая постоянная соприкасающихся тел, $МПа^{-1}$, $K = I - \mu^2/E$; N - нагрузка на колесо, Н; r_1 - наружный радиус колеса, мм; r_2 - радиус кривизны резинового бандажа колеса, мм; μ - коэффициент Пуассона; E - модуль продольной упругости, МПа.

Наибольшее давление по площадке контакта

$$p_{max} = 1{,}5N/\pi a_1 a_2 . \quad (3)$$

Величина сближения тел, обусловленная их деформацией,

$$\Delta r = \frac{1}{4} n_r \sqrt[3]{\frac{9}{4} N^2 (1/r_1+1/r_2)(K_1+K_2)^2}, \quad (4)$$

где n_r - вспомогательный коэффициент.

Величины K_1 и K_2, определяемые материальными константами μ и E, весьма различны и зависят от материала соприкасающихся тел. В случае контакта обрезиненного колеса с твердой поверхностью качения, что имеет место в тяговых устройствах, поверхность качения можно считать абсолютно жесткой по сравнению с резиновым бандажом колеса. Условно примем $K_2 = 0$; это не вызовет заметной погрешности по сумме K_1+K_2.

С целью упрощения дальнейших расчетов положим $r_1 = r_2 = r$, тогда

$$1/r_1 + 1/r_2 = 2/r . \quad (5)$$

Вспомогательные коэффициенты n_{a_1}, n_{a_2} и n_r зависят от угла θ между плоскостями кривизны r_1 и r_2. При угле $\theta = 90^\circ$ вспомогательные коэффициенты $n_{a_1} = n_{a_2} = I$; $n_r = 2$.

При названных допущениях и упрощениях и коэффициенте Пуассона для резины $\mu \approx 0{,}5$ уравнения (I)-(4) примут вид

---

[x] Справочник машиностроителя / Под ред. С.В.Серенсена и Н.Л.Ачеркана. М., Машиностроение, 1951, т.3.

$$a = a_1 = a_2 = 0{,}83\sqrt[3]{\frac{rN}{E_1}}\,; \qquad (6)$$

$$p_{max} = \frac{1{,}5N}{\pi a^2}\,; \qquad (7)$$

$$\Delta r = 0{,}68\sqrt[3]{\frac{N^2}{r E_1^2}}\,. \qquad (8)$$

Уравнения (6)-(8) справедливы при постоянных значениях модуля E_1 лишь при тех условиях, которые положены в основу выводов Г.Герца. Однако в рассматриваемом случае перемещение и деформации резинового бандажа значительны, контуры деформируемого резинового бандажа искажены.

В подобных условиях решение возможно при допущении, что модуль E_1 будет величиной переменной. При этом E_1 зависит не только от механических свойств резины, но и от соотношения между размерами обрезиненного колеса. Как известно, с уменьшением высоты жесткость резинового бандажа несколько возрастает. Это возрастание принято оценивать фактором формы Φ, в качестве которого принимают отношение площадки контакта колеса с поверхностью качания к площади боковой поверхности резинового бандажа колеса.

Для определения модуля упругости E_1 можно использовать формулу, предложенную В.Н.Потураевым[x]

$$E_1 = E_p\,(1 - \xi\,\Phi\,\delta)\,, \qquad (9)$$

где E_p - модуль упругости резины, МПа; ξ - постоянная, зависящая от условий на торцах; δ - постоянная, зависящая от типа резины.

Коэффициент δ существенно зависит от состава резиновой смеси и режима вулканизации деталей. Для ненаполненных резин этот коэффициент бли-

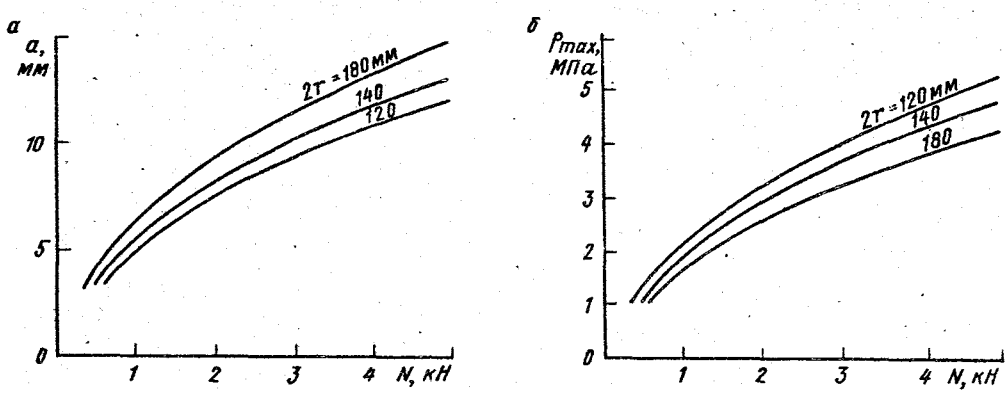

Рис.2. Полуось контакта a (а) и наибольшее напряжение сжатия p_{max} (б) обрезиненного колеса

[x] Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. М., Машиностроение, 1977.

Параметры колес с резиновыми бандажами (b = 40 мм)

Нагрузка на колесо, кН	Радиус колеса r, мм		
	60	70	90
1	5,26 / 2,33	5,82 / 2,15	6,60 / 1,90
2	7,61 / 3,28	8,22 / 3,04	9,31 / 2,68
3	9,31 / 4,02	10,10 / 3,71	11,42 / 3,28
4	10,78 / 4,64	11,68 / 4,29	13,20 / 3,82
5	12,02 / 5,18	13,02 / 4,79	14,72 / 4,24

Примечание. В числителе a, мм; в знаменателе p_{max}, МПа.

зок к нулю, а с увеличением количества наполнителей его значение возрастает. Кроме того, δ зависит от фактора формы деталей. Так, если фактор формы мал ($\Phi \leqslant 0{,}25$), то коэффициент δ близок к единице. С увеличением фактора формы растет и коэффициент δ, достигая значения I,6-2,I и более для факторов формы, превышающих Φ = I,25-I,50.

В том случае, когда резиновый бандаж имеет цилиндрическую наружную поверхность, наибольшее давление p_{max}, величина сближения тел Δr и полуось площадки контакта будут определяться следующими выражениями:

$$p_{max} = \frac{N}{2ab}; \qquad (10)$$

$$\Delta r = r - \sqrt{r^2 - a^2}; \qquad (11)$$

$$a = 1{,}39\sqrt{\frac{rN}{bE_1}}, \qquad (12)$$

где b - ширина резинового бандажа колеса.

Из данных таблицы и зависимостей рис.2 следует, что допустимые напряжения сжатия для рассмотренных колес не превышены, так как график остается в линейной области.

Полученные эмпирические зависимости для приближенного определения площадки контакта и величины сближения тел позволяют определять параметры обрезиненных колес тяговых устройств горных машин.