

$$t = \frac{\xi \cdot G}{v \cdot q_{дон}},$$

$$B_{uu} = \frac{t}{f \cdot D + \sqrt{D \cdot u}},$$

где  $t$  - вспомогательная переменная.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев Л.В., Линии И.М.И., Парфенов А.П., Ротенберг В.А. Сельскохозяйственные тракторы на Смитфилдской выставке в 1991 г.// Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1992. - №6. - с. 3-5.
2. Полуэктов Р.А. Динамические модели агроэкосистем. - Л.: Гидрометеиздат, 1991.-312 с.
3. Кацыгин В.В., Чигарев Ю.В. Критерий устойчивости агроэкологических систем// Т1.
4. Орда А.Н. Оценка воздействия многоопорных машин на почву// Оптимальное взаимодействие: Тез. симпозиума по террамеханике с междунар. участием. - Суздаль, 1992. -с. 169-176.
5. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. - М.: Машиностроение, 1972.-184 с.б.
6. Орда А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов// дисс. на соиск. уч. степени д.т.н. - Мн.: 1996.
7. Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. -М.: Агропромиздат, 1988. -240 с.
8. Тракторы. Теория/ В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.С. Атаманов и др.; Под редакцией В.В. Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988.-378 о.
9. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. - Минск: Изд. АСХН БССР, 1960.-228 с.

УДК 621.88.024

А. В. Кузьмин

## ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ШАГОВЫМ ДВИЖЕНИЕМ

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

В работе [1] предложен ряд волновых транспортно- тяговых устройств, основанных на идее волнового способа перемещения деформируемых тел, подобного тому, который мы наблюдаем у некоторых живых существ, например у садовой гусеницы, переносящей свое тело по частям путем прогонки по нему волн деформации. На примере устройства, схема которого изображена на рис. 1, рассмотрим, какова его тяговая способность в сравнении с традиционными способами передвижения транспортных средств, имеющих приводные колеса. Волновой принцип движения выражается в данном случае способностью его главных звеньев к взаимному возвратно-поступательному перемещению, в результате которого меняется расстояние между ними, что символизирует локальную деформацию в устройстве.

Оно состоит из двух звеньев-тележек  $A$  и  $B$ , установленных на колесах и связанного жестко с ними гидроцилиндра и поршня. Звенья могут нести груз. Когда одна пара колес (например тележки  $A$ ), заторможена, то при подаче давления в

гидроцилиндр тележка *Б* придет в движение, переместившись вправо на величину хода поршня.

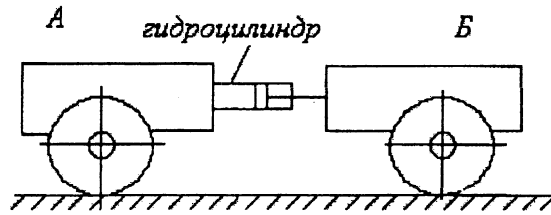


Рис.1. Схема колесно - шагающего транспортного устройства.

При этом за счет сцепления колес с дорогой тележка *А* будет оставаться неподвижной. Затормозив далее колеса тележки *Б* и подав давление в противоположную полость гидроцилиндра мы приведем в движение в том же направлении (то есть вправо) колеса тележки *А*, которые к этому времени должны быть расторможены. Последовательность этих действий обеспечит шаговое движение всего устройства в одном направлении. Таким образом, здесь нет приводных колес, а источником движущей силы является гидроцилиндр (вместо него может быть использована винтовая пара или канатная тяга-полиспаст или кривошипно-ползунный механизм). Главным условием нормальной работы устройства является достаточность силы сцепления заторможенных колес с дорогой. Говоря другими словами, надежность сцепления (то есть отсутствие буксования) зависит от соотношения между силой сцепления и движущей силой, преодолевающей сопротивление движению расторможенных колес.

Поскольку сила сцепления имеет меньшее значение при отсутствии груза, то этот случай примем в качестве расчетного. Обозначим:  $\Delta F$  - сцепной вес при работе устройства без груза, за который принимается часть общего веса устройства, приходящаяся на заторможенные ходовые колеса;  $n$  - общее число ходовых колес (в нашем случае четыре);  $m$  - число затормаживаемых ходовых колес (в нашем случае два);  $M$  - общая масса устройства, кг;  $\varphi$  - коэффициент сцепления колеса с дорогой. Тогда сила сцепления заторможенных колес с дорогой

$$F_{сч} = \Delta F \cdot \varphi.$$

Полагая, что общий вес устройства распределен между тележками поровну, получим

$$\Delta F = \frac{Mgm}{n},$$

где  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .

Чтобы не было пробуксовывания (юза) заторможенных колес с дорогой в период пуска (то есть при подаче давления в гидроцилиндр) сила сцепления должна быть не меньше суммы сил сопротивления движению. В эту сумму входят:

1) сила инерции  $F_{ин}$  поступательно движущегося звена (тележки) устройства то есть либо тележки *А* либо тележки *Б*)

$$F_{ин} = \frac{Mm}{n} a,$$

где  $a$  - ускорение при пуске,  $\text{м/с}^2$ ;

2) сила сопротивления движению  $F_c$  от сил трения в подшипниках перемещаемых (незаторможенных) колес и трения качения этих колес по дороге

(полагаем, что нагрузка на эти колеса такая же, как и нагрузка на заторможенные колеса, т. е. равна сцепному весу)

$$F_c = \Delta F \cdot w,$$

где  $w$  - коэффициент сопротивления движению [2]

$$w = \frac{2\mu + fd}{D}.$$

Здесь  $\mu$  - коэффициент трения качения колеса по дороге,  $m$ ,  $f$  - приведенный коэффициент трения в подшипнике,  $d$  - диаметр цапфы подшипника,  $D$  - наружный диаметр колеса.

3) сила сопротивления ветра  $F_v$  при динамическом давлении ветра, принимаемом по ГОСТ 1451-77 [2];

4) сила сопротивления от уклона пути,  $F_{укл}$  (составляющая веса устройства),

$$F_{укл} = Mg \cdot \alpha,$$

где  $\alpha$  - уклон (отношение высоты подъема на некоторой базе к этой базе).

Итак, работа без буксования будет обеспечена при условии:

$$\Delta F \cdot \varphi \geq F_{ин} + F_c + F_v + F_{укл}.$$

Для обеспечения надежного сцепления с определенным запасом последнее условие записывают в виде следующего выражения

$$\Delta F \cdot \varphi = k_{сч} (F_{ин} + F_c + F_v + F_{укл}),$$

где  $k_{сч}$  - коэффициент запаса сцепления, зависящий от эксплуатационных требований к транспортному средству; например для грузоподъемных кранов и крановых тележек со стальными колесами, передвигающимися по рельсу, устанавливают минимальное значение  $k_{сч} = 1,2$  при нормальной работе без ветровой нагрузки и  $k_{сч} = 1,1$  при нормальной работе с ветровой нагрузкой. Таким образом, фактический коэффициент запаса сцепления будет равен

$$k_{сч} = \frac{\Delta F \cdot \varphi}{F_{ин} + F_c + F_v + F_{укл}}.$$

Учитывая, что описываемое устройство является низкоскоростным, величину  $F_{ин}$  можно исключить из последнего выражения. Кроме того, в сравнительные расчеты данного устройства и устройства с приводными колесами не следует вводить силы сопротивления от ветровой нагрузки и уклона пути, которые в одинаковой мере влияют на коэффициент  $k_{сч}$  для этих видов устройств. В итоге для колесно - шагающего устройства получим

$$k_{сч} = \frac{\Delta F \cdot \varphi}{F_c} = \frac{Mgm\varphi/n}{Mgmw/n} = \frac{\varphi}{w}.$$

Для устройства с приводными колесами сила сопротивления  $F_c$  определяется по отношению к полному его весу, при этом из величины этой силы необходимо вычесть внутреннее сопротивление в подшипниках приводных колес. Учитывая, однако, что оно намного меньше сопротивления качению колеса по дороге, в расчет его вводить не будем. Поэтому коэффициент запаса сцепления устройства с приводными колесами будет равен

$$k_{сч,пр} = \frac{\Delta F \cdot \varphi}{F_c} = \frac{Mgm\varphi/n}{Mgw} = \frac{\varphi m}{nw} = k_{сч} \frac{m}{n}.$$

Для рассматриваемой схемы с четырьмя колесами получим

$$k_{сч} = 2k_{сч,пр},$$

то есть коэффициент запаса сцепления колесно - шагающего устройства в два раза выше, чем у транспортного средства с двумя приводными колесами.

Для примера выполним расчет устройства с автомобильными колесными шинами при следующих данных: диаметр ходового колеса  $D=0,5$  м, диаметр цапфы подшипника колеса  $d=50$  мм= $0,05$  м, коэффициент трения качения подшипника колеса  $f=0,0025$ ; для движения по мокрой грунтовой дороге примем коэффициент сцепления колес с грунтом  $\varphi = 0,2...0,4$ , коэффициент трения качения по грунту автомобильных колесных шин при нормальном давлении воздуха в них  $\mu = 0,01$  м.

Коэффициент сопротивления движению

$$w = \frac{2\mu + fd}{D} = \frac{2 \cdot 0,01 + 0,0025 \cdot 0,05}{0,5} = 0,04.$$

Коэффициент запаса сцепления для устройства с приводными колесами

$$k_{сч.пр} = \frac{\varphi m}{nw} = \frac{(0,2...0,4) \cdot 2}{4 \cdot 0,04} = 2,5...5.$$

Коэффициент запаса сцепления устройства с шаговым движением

$$k_{сч} = 2k_{сч.пр} = 5...10.$$

Таким образом, с точки зрения тяговой способности преимущества устройства с шаговым движением очевидны. Следует также иметь в виду, что условия сцепления с грунтом затормаживаемых колес описываемого устройства лучше, чем у устройства с приводными колесами. Это связано с тем, что последние при недостаточном сцеплении с грунтом буксуют, выбрасывая его из-под себя и все больше и больше в него углубляясь. Заторможенные же колеса шагового устройства при недостаточном сцеплении перемещаются назад, уплотняя грунт и создавая там дополнительный упор, используемый при последующей попытке движения вперед.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Добролюбов А.И. Скольжение, качение, волна. - М: Наука.1991.-176с. 2. Кузьмин А. В., Марон Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин.- 2-е изд., перераб. и доп.- Мн.; Выщ. шк., 1983.- 350 с., ил.

УДК 621.88.024

А. В. Кузьмин

### О МОДЕЛИРОВАНИИ И НЕКОТОРЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ПОПЕРЕЧНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЛН

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Наиболее удобно анализировать процессы образования и перемещения поперечных механических волн на гибкой нерастяжимой нити. Последний признак - нерастяжимость - говорит о способности нити сопротивляться только растягивающим силам. Из всего многообразия форм волн самой простой является треугольная или близкая к ней форма (например, трапецеидальная).