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

УДК 621.335.2(088.8)

РАСЧЕТ ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА СПИРАЛЬНО-ЦЕВОЧНОГО ТИПА

Н.П.БОЙЦОВ,
А.Б.НЕЗАМЕТДИНОВ

В ЛГИ ведутся работы по исследованию и созданию новых рабочих органов горных машин с приводом спирально-цевочного типа (рис. I) [I].

Тяговое устройство такого типа включает рабочий орган 3 конической формы, который выполнен со спиралью и смонтирован на перемещающемся вдоль направляющей 6 подъемном сосуде 5, поддерживаемом колесами I и спиральным выступом рабочего органа, который взаимодействует с тяговыми роликами 2, консольно закрепленными на направляющей 6 на расстоянии друг от друга, равном шагу спирали.

Выступ спирали с роликом может иметь как внутреннее (рис. I,а), так и внешнее (рис. I,б) зацепление. Ведущим звеном в тяговом устройстве может быть не только рабочий орган (рис. I,а,б), но и тяговый ролик, имеющий свой привод 4 (рис. I,в,г).

Основными конструктивными параметрами спирально-цевочных тяговых устройств являются диаметр $d_р$ и ширина B тягового ролика; радиус-вектор спирали Архимеда ρ, толщина выступа спирали δ, диаметр рабочего органа тягового устройства $D_т$; минимальное расстояние между осями ролика и рабочего органа A; шаг спирали Архимеда t, угол подъема спирали α

У тяговых устройств такого типа расстояние от средней линии спирального выступа до полюса определяется из уравнения спирали Архимеда [6, с.454–455] $\rho=a\varphi$. Диаметр тягового ролика $d_р$ зависит от тягового усилия T и находится предварительным расчетом диаметра оси ролика d_0 из условия прочности по изгибающим напряжениям:

$$d_0=\sqrt[3]{\frac{Nl}{0{,}1[\sigma_{из}]}}=\sqrt[3]{\frac{Tl}{0{,}1\cos(\alpha+\gamma)[\sigma_{из}]}}$$

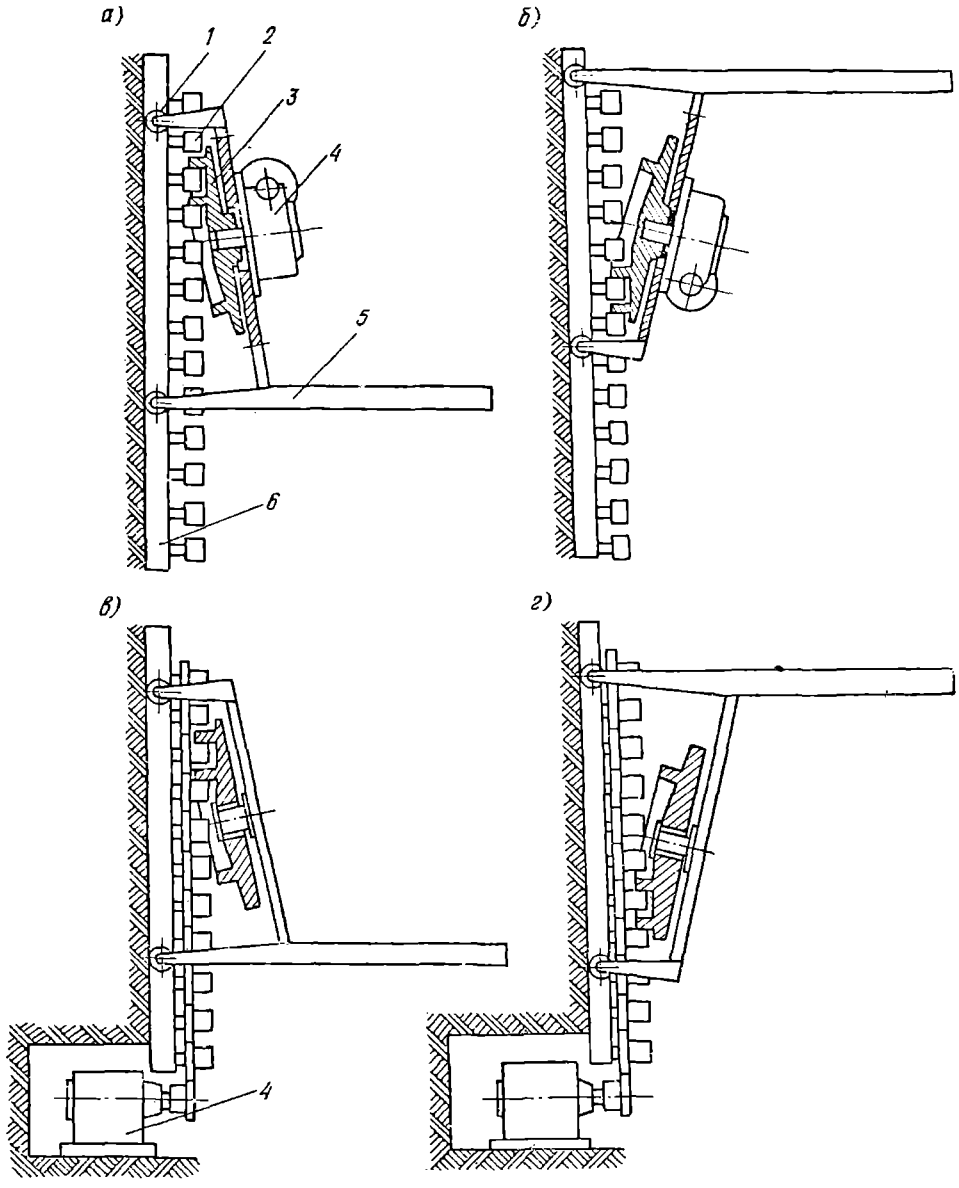


Рис. 1. Схемы тяговых устройств с ведущим звеном: а – рабочий орган с внутренним зацеплением (4 – привод рабочего органа); б – рабочий орган с внешним зацеплением; в – тяговые ролики с внутренним зацеплением (6 – привод тяговых роликов); г – тяговые ролики с внешним зацеплением

где N – нормальное усилие в точке контакта тяговых роликов со спиралью, возникающее под действием окружного усилия рабочего органа; l – расчетная длина оси ролика; $[\sigma_{из}]$ – допустимое напряжение на изгиб; $Tl/\cos(\alpha+\gamma)$ – изгибающий момент силы N , $Tl/\cos(\alpha+\gamma)=M$; γ – угол трения механизма.

Нормальное усилие определяется по методике, изложенной в работе [3].

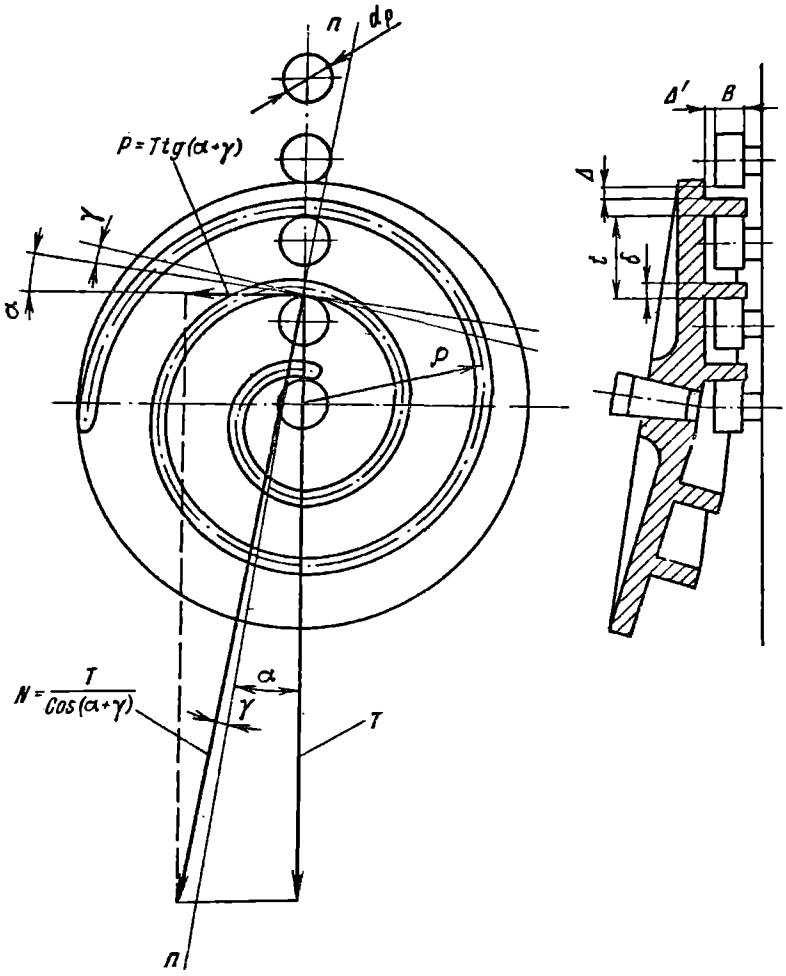


Рис. 2. Расчетная схема тягового устройства

Шаг спирали Архимеда (рис. 2) $t=d_p+\delta+\Delta$ (где Δ – величина зазора). Кроме того, из формулы (I) следует, что $t=2a\pi$, поэтому минимальное значение величины a находим как

$$a=d_p+\delta+\Delta/2\pi. \qquad (I)$$

Определим диаметр окружности, которая образуется при вращении максимального рабочего радиуса-вектора спирали ρ_{max} $D=2\rho_{max}$, тогда диаметр тягового органа $D_T=2(\rho_{max}+\delta/2)$, так как технологически спираль вырезана на его конической поверхности.

Чтобы установить минимальное значение диаметра тягового органа $D_{T\,min}$, необходимо найти минимальный угол поворота $\varphi_{вых\,min}$, при котором возможно взаимодействие двух цилиндрических тел с внутренним зацеплением. Из схемы тягового устройства следует, что

$$\frac{1}{2}d_P \leqslant \rho - \frac{\delta}{2} - \frac{\Delta}{2} \leqslant a\varphi_{вых\,min} - \frac{\delta}{2} - \frac{\Delta}{2}$$

Подставляя a из выражения (I), получим $\varphi_{вых\,min} \geqslant \pi$. Минимальный угол входа ролика в зацепление

$$\varphi_{вх\,min} = 2\pi + \pi = 3\pi,$$

откуда

$$\rho_{вых\,min} = a\varphi_{вых\,min} = \frac{1}{2}(d_P + \delta + \Delta);$$

$$\rho_{вх\,min} = a\varphi_{вх\,min} = \frac{3}{2}(d_P + \delta + \Delta)$$

За минимальный рабочий угол, на котором ролик проходит по спирали от начала входа до выхода, принят угол

$$\varphi_{P\,min} = \varphi_{вх\,min} - \varphi_{вых\,min} = 2\pi,$$

тогда с учетом перекрытия x $(0{,}1\div0{,}5)d_p$

$$\varphi_P = 2\pi + arctg\frac{2}{3}\frac{x}{d_P + \delta + \Delta}$$

Тангенс угла перекрытия рабочего угла определим из отношения

$$tg\,\Delta\varphi = \frac{x}{a\varphi_{вх\,min}} = \frac{2}{3}\frac{x}{d_P + \delta + \Delta}$$

Для спирали с n витками

$$tg\,\Delta\varphi = 2x\pi/(d_P + \delta + \Delta)\varphi$$

$$\varphi_P = 2n\pi + arctg\,2x\pi/(d_P + \delta + \Delta)\varphi$$

поэтому

$$D_{T\,вых} = d_P + \delta + \Delta$$

$$D_{T\,вх} = \frac{d_P + \delta + \Delta}{\pi}\left[\pi + 2n\pi + arctg\frac{2x\pi}{d_P + \delta + \Delta} + \delta\right]$$

Зазор Δ между роликом и выступом спирали определяется классом точности изготовления элементов конструкции.

Толщину спирального выступа найдем из условия прочности по изгибающим напряжениям и срезу. Для этого предварительно определим ширину выступа $B+\Delta'$ (где Δ' – зазор между телом рабочего органа и торцевой поверхностью ролика). Зазор Δ' определим как (0,1–0,2) B. Ширину ролика B рассчитаем по контактным напряжениям на усталостную прочность рабочей поверхности [2]:

$$q=\frac{N}{B}=\frac{M_{P_1}(i+1)}{fAB}=\frac{T\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)d_P(i+1)}{2fAB},$$

где q – нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактной линии катков из неметаллических материалов; M_{P_1} – величина расчетного крутящего момента ролика, $M_{P_1}=T\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)d_P$; i – минимальное передаточное отношение фрикционной пары тягового устройства, $i=2\rho_{вых\,min}/d_P$; f – коэффициент сцепления, который вводится в расчет в случае, когда ведущим звеном является тяговый ролик, приводящий в движение рабочий орган силами трения, возбуждаемыми на линии контакта нормальным усилием N (см. рис.1,в); A – минимальное межосевое расстояние.

При расчете передачи с металлическим рабочим органом и тяговым роликом минимальное межосевое расстояние находим из условия прочности для цилиндрических передач [5] Если ролик взаимодействует с выпуклой поверхностью спирали (внешнее зацепление)

$$\sigma_K=0{,}418\sqrt{\frac{TE}{B\cos(\alpha+\gamma)}\,\frac{R_1+R_2}{R_1R_2}}\leqslant[\sigma]_K,$$

при взаимодействии с вогнутой поверхностью спирали (внутреннее зацепление)

$$\sigma_K=0{,}418\sqrt{\frac{TE}{B\cos(\alpha+\gamma)}\,\frac{R_2-R_1}{R_1R_2}}\leqslant[\sigma]_K,$$

где R_1 – радиус ролика, $R_1=d_P/2$; R_2 – радиус кривизны спирали, $R_2=\sqrt{\rho^2-a^2}=a\sqrt{\varphi^2-1}$, при $\varphi_{вых\,min}=\pi$ радиус $R_2=2{,}96\,a=0{,}472(d_P+\delta+\Delta)$.

Введем в расчет величину $\psi_A=B/A$, тогда расстояние A для различных типов ведущего звена можно найти так: для тягового ролика (внешнее зацепление)

$$A=\left[\frac{(d_P+\delta+\Delta)\varphi}{\pi d_P}+1\right]\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}418}{[\sigma]_K}\right)^2\frac{E_{ПР}T\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)d_P\pi}{f\psi_A 2(d_P+\delta+\Delta)\varphi}} \qquad (2)$$

для рабочего органа (внешнее зацепление)

$$A=\left(\frac{0{,}418}{[\sigma]_K}\right)^2\frac{2TE_{ПР}[(d_P+\delta+\Delta)\sqrt{\varphi^2-1}+\pi d_P]}{\psi_A\cos(\alpha+\gamma)d_P(d_P+\delta+\Delta)\sqrt{\varphi^2-1}} \qquad (3)$$

для тягового ролика (внутреннее зацепление)

$$A=\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}418}{[\sigma]_к}\right)^2\frac{E_{пр}T\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)\left[(d_р+\delta+\Delta)\varphi+\pi d_р\right]^2\left[(d_р+\delta+\Delta)\varphi-\pi d_р\right]}{2f\psi_A(d_р+\delta+\Delta)d_р\pi^2\varphi}}\ ; \qquad (4)$$

для рабочего органа (внутреннее зацепление)

$$A=\left(\frac{0{,}418}{[\sigma]_к}\right)^2\frac{2TE_{пр}\left[(d_р+\delta+\Delta)\sqrt{\varphi^2-1}-\pi d_р\right]}{\psi_A\cos(\alpha+\gamma)d_р(d_р+\delta+\Delta)\sqrt{\varphi^2-1}} \qquad (5)$$

Примем условно расчетную длину спирали равной $d_р$; тогда толщину выступа δ найдем из условия прочности по касательным напряжениям на срез:

$$\tau_{ср}=\frac{N}{F}=[\tau_{ср}],$$

где F - площадь срезаемой поверхности, $F=d_р\delta$; $[\tau_{ср}]$ - допустимое напряжение на срез материала выступа.

Определим толщину выступа спирали:

$$\delta=\frac{N}{d_р[\tau_{ср}]}=\frac{T}{d_р[\tau_{ср}]\cos(\alpha+\gamma)}$$

Проверим толщину выступа δ' по нормальным напряжениям на изгиб. Для этого предварительно вычислим межосевое расстояние A подстановкой значения δ в формулы (2)-(5), а ширину ролика определим как расчетную длину консоли выступа $B=\psi_A A$, тогда

$$\sigma_{из}=\frac{M_и}{W}=\frac{N\frac{B+\Delta}{2}}{d_р(\delta')^2}=\frac{3T(B+\Delta')}{\cos(\alpha+\gamma)d_р(\delta')^2}\leqslant[\sigma_{из}],$$

где W - момент сопротивления поперечного сечения расчетного элемента спирали, $W=d_р(\delta')^2/6$, откуда

$$\delta'=\sqrt{\frac{3T(B+\Delta')}{\cos(\alpha+\gamma)d_р[\sigma_{из}]}}\geqslant\delta.$$

П.Ф.Пашкович дал более полное решение

$$\delta'=\sqrt{\frac{3{,}06T}{\cos(\alpha+\gamma)[\sigma]}}$$

Уточним значение межосевого расстояния: при внешнем зацеплении

$$A'=A+\frac{\delta'-\delta}{2};$$

при внутреннем - $A'=A-\frac{\delta'-\delta}{2}$

Окончательно вычислим диаметр рабочего органа:

$$D_т=2A'+2\delta'+d_р;$$

$$D_т=2A'-d_р.$$

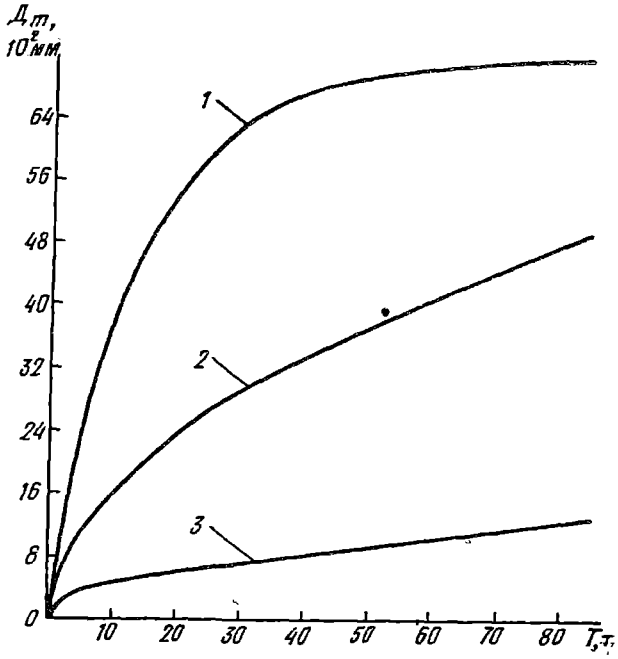


Рис.3. График зависимости $D_т = f(T)$ при $\varphi = 0{,}2$
1 – внешнее зацепление, ведущее звено–ролик; $f = 0{,}1$;
2 – внешнее зацепление, ведущее звено – рабочий орган;
3 – внутреннее зацепление, ведущие звенья – ролик и рабочий орган, $f = 0{,}1$

Изменение $D_т = F(T)$ при различных конструкциях тягового устройства показано на рис. 3.

Нормальное усилие за один оборот изменяется в зависимости от величины угла подъема спирали α, которую можно определить как [4]

$$\alpha = arctg \frac{\sin\varphi + \varphi\cos\varphi}{\cos\varphi - \varphi\sin\varphi}$$

В расчете принимается угол α, соответствующий $\varphi_{вых\,min}$ или $\alpha_{ср}$

$$\alpha_{ср} = \frac{1}{\varphi_р} \int_{\varphi_{вых\,min}}^{\varphi_{вх\,min}} arctg \frac{\sin\varphi + \varphi\cos\varphi}{\cos\varphi - \varphi\sin\varphi} d\varphi.$$

Выводы

I. Расчет основных конструктивных параметров тягового устройства показал, что при внутреннем зацеплении спирали с роликами размеры рабочего органа и транспортной установки удается значительно уменьшить по сравнению с внешним зацеплением, поэтому на сложных участках пути в местах перегиба трассы тяговое устройство необходимо переставлять так, чтобы зацепление спирали с роликами оставалось внутренним. Если осуществление такой операции технически затруднено, то при проектировании рабочего органа расчет ведется из условия внешнего зацепления, что, конечно, отразится на габаритах тягового устройства, однако применение высокопрочных металлов позволит создать еще более компактную и производительную транспортную установку для работы в условиях горных предприятий.

2. Естественно, что с менее постоянной скоростью и наибольшей величиной проскальзывания взаимодействующих элементов работают устройства с ведущими роликами, однако применение их целесообразно в условиях, где трудно осуществить энергопередачу посредством электрических кабелей, шин, шлангов и пр.

3. На базе тяговых устройств спирально–цевочного типа могут быть созданы различные подъемники грузового и грузолюдского назначения, проходческие полки, конвейеры, передвижные бункеры, подающие части горных машин, толкатели, передвижчики путей и другое горное оборудование.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 446442 (СССР). Тяговое устройство / Н.П.Бойцов. Опубл. в Б.И. 1974, № 38.

2. Батурин А.Т., Ицкович Т.М., Панич Б.Б. и др. Детали машин. М., Машиностроение, 1970.

3. Ицкович Т.М., Киселев В.А., Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. М., Машиностроение, 1970.

4. Пискунов П.С. Дифференциальное и интегральное исчисление. М., Наука, 1968, т. 1.

5. Филин А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. М., Наука, 1975, т.1.

6. Kleine Enziklopägie • Mathematik, Leipzig, 1969.