Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова, 1983, т.97

УДК 621.335.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ С ГИБКИМ ПРИВОДНЫМ ОРГАНОМ

Н.П.БОЙКО

Строительство и эксплуатация подземных сооружений всегда связаны с использованием подъемных машин. Наибольшее распространение на современных предприятиях получили машины со шкивом трения [4].

Производительность этих машин зависит главным образом от грузоподъемности, скорости и глубины подъема.

Грузоподъемность машин и глубина подъема ограничены прочностными свойствами подъемных канатов [3]. Увеличение скорости подъема также имеет предел вследствие негативного проявления роста динамических усилий.

Для некоторых технологических процессов горного производства, например проходки или ремонта шахтных стволов, необходимы тихоходные подъемные машины, способные поднимать многоэтажные проходческие полки массой более ста тонн. Недостатком таких подъемников является то, что обрыв головных или хвостовых канатов приводит к полной аварии установки, а при больших глубинах разработки полезного ископаемого масса дорогостоящих канатов превышает концевую массу груза.

Увеличение грузоподъемности подъемных машин со шкивом трения может быть достигнуто путем использования замкнутых подъемных канатов в виде приводных органов тягового устройства спирально-девочного типа (ТУСЦ), разработанное Ленинградским горным институтом [1].

Подъемная установка (рис.1, а) содержит грузовую платформу, несущую передаточный механизм в виде ведомого шкива, связанного с редуктором ведущим валом. На выходных валах редукторов смонтированы рабочие органы (ТУСЦ). Ведомый шкив посредством гибкого приводного органа связан с ведущим шкивом стационарного привода, включающего редуктор и электродвигатель. Каждый из рабочих органов выполнен с непрерывными спиралеобразными пазами, взаимодействующими с катками, консольно прикрепленными к направляющей. Противовес или вторая грузовая платформа связаны с первой платформой посредством ведущего шкива, стационарно установленного колеса и запасованного в них гибкого приводного органа.

Подъемная установка может быть создана и без передаточного механизма. При этом гибкий приводной орган запасовывается непосредственно в канатоведущую канавку, выполненную на цилиндрической поверхности рабочего органа.

Передача крутящего момента рабочим органам непосредственно или через ведомые шкивы осуществляется гибким приводным органом (цепь, канат

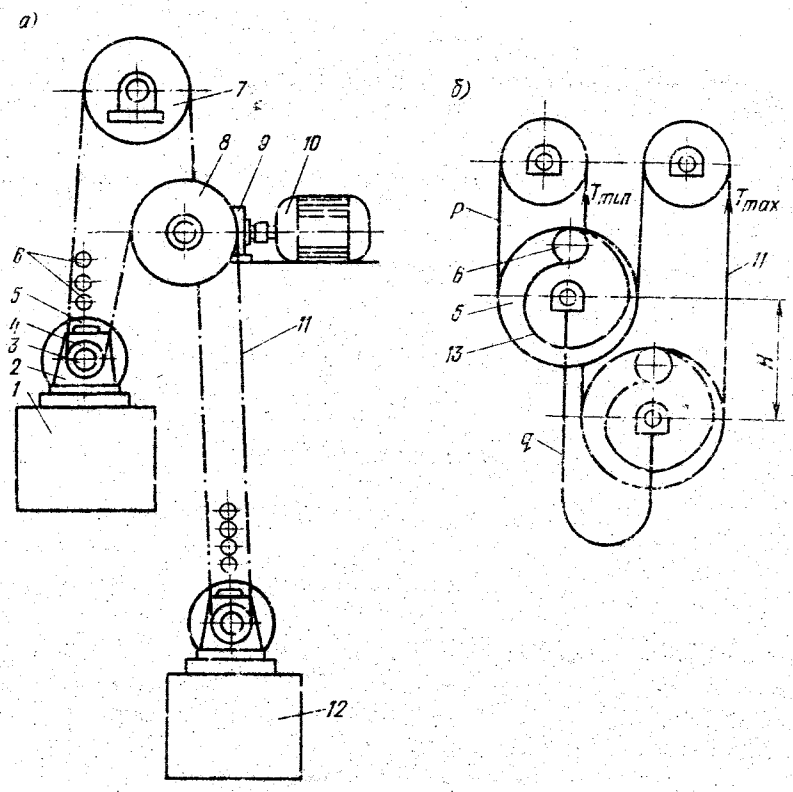


Рис.1. Конструкция подъемной установки с гибким приводным органом (а) и его расчетная схема (б)

1 – грузовая платформа; 2 – редуктор грузовой платформы; 3 – ведущий вал; 4 – ведомый шкив; 5 – рабочий орган; 6 – катки; 7 – стационарно установленное колесо; 8 – ведущий шкив; 9 – стационарный редуктор; 10 – электродвигатель; 11 – гибкий приводной орган; 12 – противовес; 13 – спиралеобразные пазы

приводящимся в движение ведущим шкивом за счет силы трения, возбуждаемой натяжением замкнутых канатов, под действием развивающихся усилий в тяговом устройстве, выполненном в несамотормозящем исполнении. При использовании самотормозящего ТУСЦ гибкий приводной орган создается в виде замкнутых цепей, взаимодействующих с ведущей и ведомой звездочками.

Работоспособность привода с гибкой невесомой и нерастяжимой нитью должна удовлетворять условию Эйлера для предельного соотношения натяжений $T_{max}/T_{min} \leq e^{\varphi\varphi}$ (рис.I, б).

В общем виде максимальные и минимальные натяжения в ветвях замкнутой гибкой нити соответственно

$$T_{max} = (Q_{гр} + Q_c)(f_1 \cos\rho + \sin\rho)\left[1 + f_2 \operatorname{tg}(\alpha + \gamma)\right] \operatorname{tg}(\alpha + \gamma) + pH(f_3 \cos\rho + \sin\rho);$$

$$T_{min} = \left\{(qH + Q_c)(\sin\rho - f_1 \cos\rho)\left[1 - f_2 \operatorname{tg}(\alpha - \gamma)\right] + f_3 qH \cos\rho\right\} \operatorname{tg}(\alpha - \gamma),$$

где $Q_{гр}$ - вес груза; Q_c - вес подъемного сосуда; f_1 - коэффициент трения несущих элементов подъемного сосуда; ρ - угол наклона ствола шахты; f_2 - коэффициент трения боковых направляющих при действии окружного усилия; α - угол подъема спирали рабочего органа; γ - угол трения тягового устройства; p - вес I м приводного каната; H - высота подъ q - вес I м хвостового каната; f_3 - коэффициент трения элементов, несущих приводные и хвостовые канаты.

Для вертикального подъема соответствующие усилия

$$T_{max} = (Q_{гр} + Q_c)\left[1 + f_2 \operatorname{tg}(\alpha+\gamma)\right]\operatorname{tg}(\alpha+\gamma) + pH;$$

$$T_{min} = (qH + Q_c)\left[1 - f_2 \operatorname{tg}(\alpha-\gamma)\right]\operatorname{tg}(\alpha-\gamma).$$

Принимая $\varphi = 1{,}5$; $\phi = 0{,}25$; $\alpha = 6^\circ$; $\gamma = 3^\circ$; $Q_{гр} = 100$ кН; $Q_c = 100$ кН; $p = 0{,}1$ кН; $q = 0{,}1$ кН; $H = 100$ м; $f_1 = f_2 = 0{,}02$; $= 0{,}05$ и учитывая трение при движении сосуда с помощью коэффициента можно сравнить движущие усилия, развиваемые шкивом трения и рабочим о ном. Для периода равномерного хода с равновесными канатами движущее у лие подъемной установки $F = K(T_{max} - T_{min})$. Для подъемной установ со шкивом трения $F_{шт} = 10000K$, а для подъемника с гибким приводным о ном (ГПО) $F_{по} = 2300K$.

Значительная разница величин движущих усилий объясняется тем, ч рабочий орган подъемника с ГПО дает выигрыш в усилии, как винтовой ме низм.

Сравнительный расчет велся для пяти подъемников различной грузоподъемности:

Тип	20М	40М	60М	80М	100М
Грузоподъемность, кН	200	400	600	800	1000
Вес скипа, кН	150	250	350	450	550
Концевой груз, кН	350	650	950	1250	1550

Расчет стальных канатов для подъемной машины со шкивом трения в полняется по формуле $P_к = T/\lambda(\sigma_в/k_{ст} - H)$, где $P_к$ - вес I м подъемного каната; T - концевой груз; $\sigma_в$ - предел прочности прово при растяжении, $\sigma_в = 17 \cdot 10^5$ кН/м^2; H - максимальная длина отвеса к та; λ - коэффициент свивки каната, $\lambda = 1{,}1$; $k_{ст}$ - статический зап прочности грузоподъемного каната, $k_{ст} = 10$ (рис.2, а).

Вес I м приводных канатов (рис.2, а)

$$P_к = \frac{T\left[1 + f_2 \operatorname{tg}(\alpha+\gamma)\right]\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)}{\lambda\sigma_в/k_{ст} - H}; \qquad P_к = \frac{T\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)}{\lambda\sigma_в/k_{ст} - H}.$$

Нагрузка на коренной (несущей) части подъемников для машины со вом трения и подъемника с ГПО соответственно (рис.2, б)

$$R_{шт} = 2Q_c + Q_{гр} + 2p_к H;$$

$$R_{по} = p_к H + (Q_c + Q_{гр})\operatorname{tg}(\alpha+\gamma) + (qH + Q_c)\operatorname{tg}(\alpha-\gamma).$$

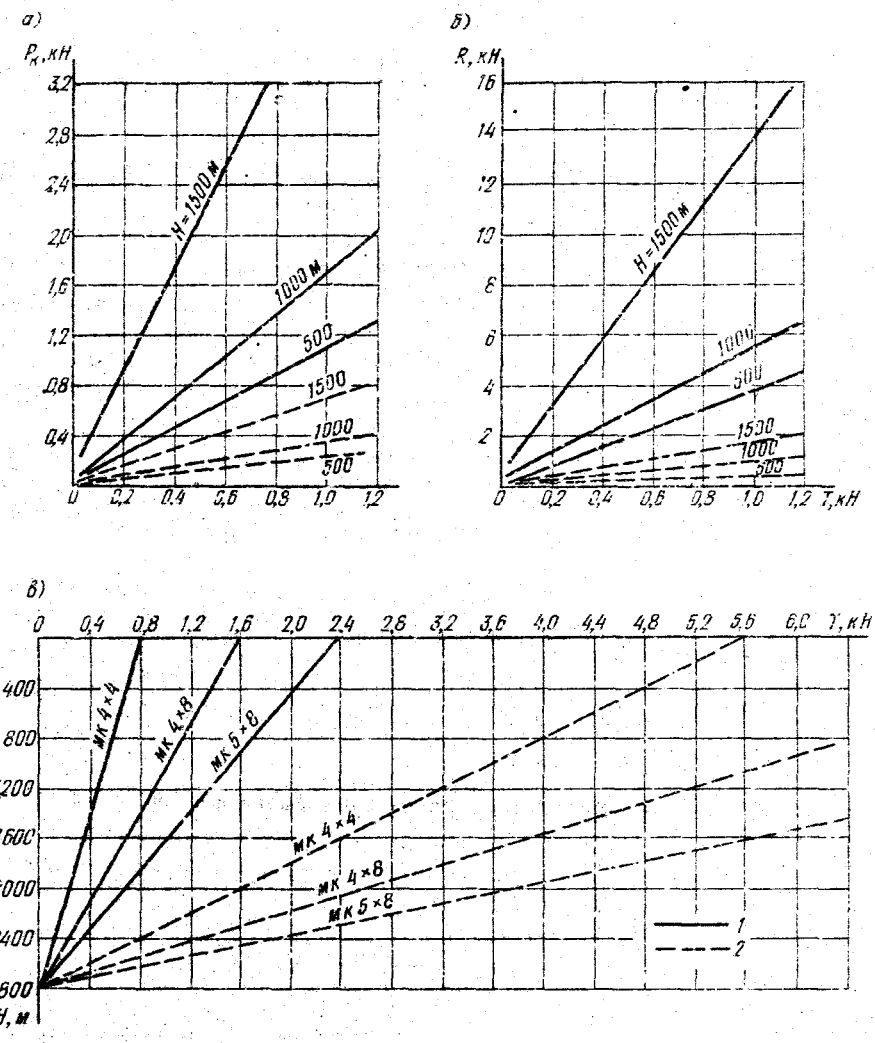


Рис.2. Результаты расчета подъемной установки с ГПО: а и б – зависимость соответственно веса канатов и усилий на концевой части от концевого груза; в – зависимость концевого груза от высоты подъема и типа подъемных машин
1 и 2 – подъемные машины со шкивом трения и ГПО соответственно

Интерес представляет и обратная задача: определение величины концевого груза по известным параметрам типовых подъемных канатов.

Для подъемников со шкивом трения эта задача решена [2]. Применительно к подъемной установке с ГПО расчет концевого груза T для различной глубины подъема ведется по формуле

$$T = p(\lambda\sigma_в / K_{ст} - H) + g(\alpha + \gamma).$$

Результаты расчета (рис.2, в) определяют область применения подъемников с гибким приводным органом, которые развивают движущее усилие значительно большее, чем подъемные машины со шкивом трения. При этом усилия возникающие в приводном органе и несущей части подъемника, сравнительно меньше.

Выводы

1. Создана новая конструкция подъемной установки грузоподъемностью, превышающей существующие подъемные машины со шкивом трения.

2. Вес концевого груза и хвостовых уравновешивающих канатов распределяется на коренной части подъемной установки и армировке ствола шахты, что позволяет уменьшить габариты привода подъемной машины.

3. Вес гибкого приводного органа подъемной установки значительно ниже подъемных канатов, развивающих одинаковое подъемное усилие, при этом нагрузка на коренной части, воспринимающей вес груза и канатов, также сравнительно меньше.

4. Использование гибких приводных органов в приводе ТУСЦ повышает надежность и безопасность в эксплуатации подъемной установки.

5. Подъемная установка с ГПО может найти применение при подъеме железнодорожных вагонов, автосамосвалов типа БЕЛАЗ, бункеров, а также многотонного горного оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 839997 (СССР); А.с. 848465 (СССР).

2. Белый В.Д., Найденко И.С. Шахтные многоканатные подъемные установки. М., Недра, 1966.

3. Верстаков Г.В., Степаков А.Г. Рудничные подъемные установки. Пермь, изд. Пермск. политехническ. ин-та, 1969. Ч. I.

4. Федорова З.М. Рудничные стационарные установки. М., Недра, 1966.