

УДК 621.861:621.833

ПАРАМЕТРЫ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОГО ПОДЪЕМНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЭВАКУАЦИИ ЛЮДЕЙ И ГРУЗОВ

Макаревич С.Д.* , к.т.н., Макаревич Д.М.** , к.т.н., доцент

*Научно-практический центр Могилевского областного УМЧС Республики Беларусь

**Белорусско-Российский университет

e-mail: makarevich-s@mail.ru

Статья посвящена вопросу проведения силового анализа прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами, на базе которого разработана малогабаритная ручная лебедка, используемая в аварийно-спасательном устройстве для эвакуации людей и грузов из глубины. Проведение силового анализа прецессионного редуцирующего механизма необходимо для оптимизации параметров звеньев зацепления по критерию минимума значений сил и реакций опор в контактирующих звеньях и определения значений сил в зацеплении и реакций опор, что позволит произвести прочностные расчеты звеньев прецессионного редуцирующего механизма, включая выбор подшипников. Приведена конструкция малогабаритной ручной лебедки для аварийно-спасательного устройства, ее технические характеристики.

Article is devoted to a question of carrying out the power analysis of the precessional reducing mechanism with conic rollers, on the basis of which the small-sized manual, wick used in the rescue device for evacuation of people and freights from depth, is developed. Carrying out the power analysis of the precession reducing mechanism is necessary for optimization of gearing links parameters by criterion of a minimum of forces values and values of support in contacting links reactions and determination of forces in gearing values and of reactions of support values that will allow to make strength calculations of the precessional reducing mechanism links, including a choice of bearings. The design of the small-sized manual winch for the rescue device and its technical characteristics is given.

(Поступила в редакцию 15 апреля 2013 г.)

ВВЕДЕНИЕ

Подъемно-тяговые устройства получили широкое распространение при проведении аварийно-спасательных работ. Потребность в данных устройствах растет, так как они используются при разборках завалов и разрушений, эвакуации людей с высоты и глубины, автоавариях и других чрезвычайных ситуациях. При проведении аварийно-спасательных работ в условиях чрезвычайных ситуаций применяется грузоподъемная техника, однако ее использование в стесненных условиях может быть затруднено и при необходимости работы под завалами требуются компактные средства.

На рынке предлагаются различные виды аварийно-спасательных компактных устройств. Однако во многих случаях работников аварийно-спасательных подразделений не устраивают существующие конструкции из-за повышенных массогабаритных и стоимостных показателей, а также низких эргономических качеств. Потребность Республики Беларусь в подъемно-тяговых устройствах для проведения аварийно-спасательных работ восполняется за счет их приобретения в странах ближнего и дальнего зарубежья. Однако цена указанных устройств высока и низкое потребительское качество ограничивают их применение.

При проведении силового анализа принято также допущение, согласно которому зацепление прецессионного редуцирующего механизма обеспечивается только одним коническим роликом. Один ролик – это минимально возможное количество роликов, находящихся в зацеплении в рассматриваемой структурной схеме прецессионного редуцирующего механизма. Поэтому определенные в результате силового расчета значения реакций в зацеплении роликов с зубьями барабана будут максимально возможными, гарантирующими проведение расчетов с некоторыми запасами прочности.

Повышение гарантии запаса прочности при определении расчета обеспечивает допущение, согласно которому условие динамического равновесия составляется для положения, когда угол прецессии, т. е. угол, определяющий положение входного вала с наклонным кривошипом (рукоятки), равен нулю. В этом положении зубья сателлита-барабана находятся в полном зацеплении с коническими роликами.

Обратимся к схеме, изображенной на рис. 1. Рассмотрим, воспользовавшись уравнением Даламбера, условия динамического равновесия сателлита-барабана. В точках контакта зубьев сателлита-барабана A с неподвижными коническими роликами возникают реакции X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} . Нижний индекс 2 говорит о том, что общая реакция в контакте точек A и B разложена на подвижные оси координат, связанные с барабаном-сателлитом. Составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике O обозначим X_{O2}, Y_{O2}, Z_{O2} . Составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике D – X_{D2}, Z_{D2} . Силу натяжения каната обозначим символом T и направим ее вдоль оси X_2 . Положение точки K приложения силы T , фиксирующей положение конца каната, определяется координатами y_{K2} и z_{K2} . Согласно принципу Даламбера к действующим активным силам и реакциям связи добавим силы инерции. В нашем случае – это сила инерции, которая вызвана изменением значения скорости подъема груза. Обозначим ее Φ_{K2} и направим по направлению действия силы натяжения троса T . Еще один параметр, который используется при силовом расчете R_p , – это радиус, на котором должны располагаться оси конических роликов от оси вращения входного вала.

Составим систему уравнений динамического равновесия сил, действующих на сателлит-барабан:

$$\sum F_{ix2} = 0$$

$$T + \Phi_{K2} - X_{A2} - X_{O2} + X_{D2} = 0; \quad (1)$$

$$\sum F_{iy2} = 0$$

$$Y_{O2} + Y_{A2} = 0; \quad (2)$$

$$\sum F_{iz2} = 0$$

$$Z_{O2} - Z_{A2} + Z_{D2} = 0; \quad (3)$$

$$\sum M_{ix2} = 0$$

$$Z_{D2} \cdot y_{D2} - Z_{A2} \cdot b - Y_{A2} \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) = 0; \quad (4)$$

$$\sum M_{iy2} = 0$$

$$(\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2} - X_{A2} \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) = 0; \quad (5)$$

$$\sum M_{iz2} = 0$$

$$(\Phi_{K2} + T) \cdot y_{K2} + X_{A2} \cdot b - X_{D2} \cdot y_{D2} = 0. \quad (6)$$

Сократим число неизвестных в системе вышеприведенных уравнений путем установления зависимостей между ними:

$$\Phi_{K2} = \frac{T \cdot a_K}{g}, \quad (7)$$

где a_K – ускорение точки K , которое является также ускорением поднимаемого груза, м/с^2 ;
 g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Ускорение a_K определится путем дифференцирования полученного выражения для определения скорости подъема груза при проведении кинематического анализа

$$V_{zp} = V_K + V_{кол}. \quad (8)$$

Допустим, что конец каната не изменяет свое положение на барабане относительно оси Y_2 , т. е. координата $y_{K2} = const$. Координата z_{K2} , определяющая положение конца каната на барабане относительно оси его вращения, изменяется по закону

$$z_{K2} = \varphi \cdot z'_{K2} \cdot k_{кан}, \quad (9)$$

где z'_{K2} – постоянная координата, определяющая положение конца каната на барабане;

$k_{кан}$ – коэффициент подъема каната, определяющий изменение координаты z_{K2} , вызванное намоткой витков каната друг на друга.

Значение коэффициента $k_{кан}$ зависит от диаметра каната $d_{кан}$, а также от начальной координаты намотки каната z'_{K2} . Формула для расчета $k_{кан}$ имеет вид:

$$k_{кан} = tg \cdot \left(\frac{d_{кан}}{2 \cdot \pi \cdot z'_{K2}} \right). \quad (10)$$

Тогда ускорение точки K , которое является также ускорением поднимаемого груза, определится:

$$a_K = -\omega^2 \cdot \left[\left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \cdot tg \cdot \left(\frac{d_{кан}}{2\pi z'_{K2}} \right) \cdot z'_{K2} + y_{K2} \cdot \sin \theta \cdot \sin \varphi \right]. \quad (11)$$

Проекции X_{A2} , Y_{A2} , Z_{A2} полной реакции R_{A2} в зацеплении роликов с зубьями реборд сателлита-барабана связаны с полной реакцией следующими зависимостями (рис. 2):

$$X_{A2} = R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha; \quad (12)$$

$$Y_{A2} = R_{A2} \cdot \sin \beta; \quad (13)$$

$$Z_{A2} = R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha, \quad (14)$$

где R_{A2} – полная реакция в контактном зацеплении (в точке А), Н;

- α – угол зацепления (т. е. угол между проекцией полной реакции R'_{AY} на плоскость $Z_2O_2X_2$ и осью O_2X_2), град;
- β – угол, определяющий конусность поверхности роликов, входящих в зацепление с зубьями реборд сателлита-барабана, град.

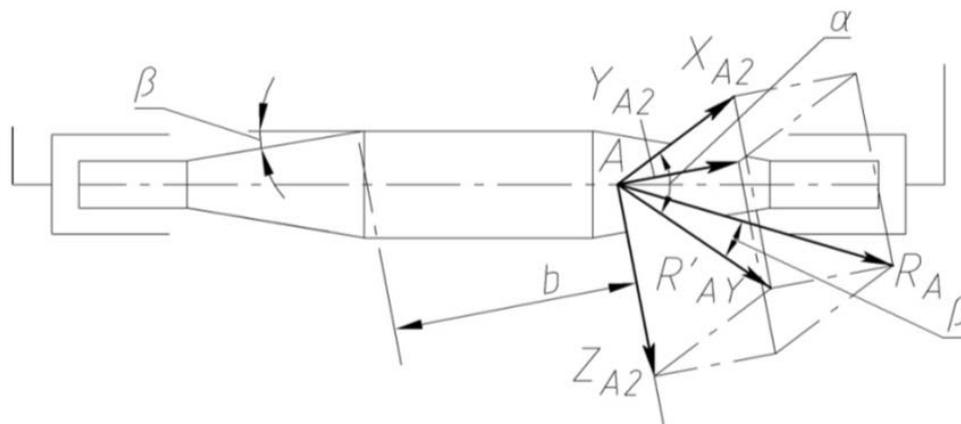


Рисунок 2 – К определению взаимосвязи проекций с полной реакцией в зацеплении редуцирующего прецессионного механизма

Рассмотрим равновесие входного вала с рукояткой. Для этого обратимся к структурной схеме с нанесенной на ней активными силами и реакциями связи, которая представлена на рис. 3.

На схеме изображены активная сила F , приложенная к рукоятке, длина которой равна l , реакции в опорных подшипниках K и L , обозначенные X_{M1} , Y_{M1} , Z_{M1} и X_{L1} , Z_{L1} .

На схеме изображены также реакции в опорных подшипниках O и D – это реакции X_{O2} , Y_{O2} , Z_{O2} и X_{D2} , Z_{D2} .

Данные реакции уже использовались при составлении уравнений равновесия системы сил, действующих на сателлит-барабан. Однако в отличие от схемы сил, изображенной на рис. 1, на схеме сил (рис. 3) указанные выше реакции имеют противоположное направление.

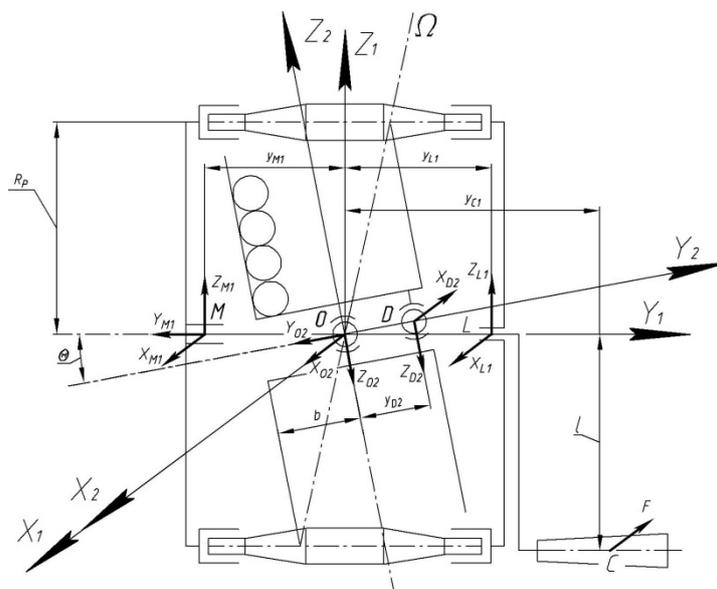


Рисунок 3 – Схема прецессионного редуцирующего механизма, предназначенная для проведения анализа на основе рассмотрения силового равновесия входного вала

Отличительным моментом от ранее составленных условий равновесия является то, что уравнения равновесия входного вала составлены относительно неподвижной системы координат, связанной с осями $O X_1 Y_1 Z_1$:

$$\sum F_{ix1} = 0$$

$$X_{M1} + X_{L1} + X_{O2} - X_{D2} - F = 0; \quad (15)$$

$$\sum F_{iy1} = 0$$

$$-Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \sin \theta - Y_{M1} = 0; \quad (16)$$

$$\sum F_{iz1} = 0$$

$$-Z_{D2} \cdot \cos \theta - Z_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{M1} + Z_{L1} - Y_{O2} \cdot \sin \theta = 0; \quad (17)$$

$$\sum M_{ix1} = 0$$

$$-Z_{D2} \cdot y_{D2} + Z_{L1} \cdot y_{L1} - Z_{M1} \cdot y_{M1} = 0; \quad (18)$$

$$\sum M_{iy1} = 0$$

$$F \cdot l - X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \sin \theta = 0; \quad (19)$$

$$\sum M_{iz1} = 0$$

$$X_{M1} \cdot y_{M1} - X_{L1} \cdot y_{L1} + X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \cos \theta + F \cdot y_{C1} = 0. \quad (20)$$

Таким образом, получена система, состоящая из 12 уравнений.

После подстановки в указанную систему взаимосвязей (12), (13) и (14) имеем:

$$-R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha - X_{O2} + X_{D2} + T + \Phi_{K2} = 0; \quad (21)$$

$$R_{A2} \cdot \sin \beta + Y_{O2} = 0; \quad (22)$$

$$-R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha + Z_{D2} + Z_{O2} = 0; \quad (23)$$

$$Z_{D2} \cdot y_{D2} - R_{A2} \cdot \left(\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot b + \sin \beta \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) \right) = 0; \quad (24)$$

$$-R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) + (\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2} = 0; \quad (25)$$

$$R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot b - X_{D2} \cdot y_{D2} + (\Phi_{K2} + T) \cdot y_{K2} = 0; \quad (26)$$

$$X_{M1} - X_{D2} + X_{O2} + X_{L1} - F = 0; \quad (27)$$

$$-Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \cdot \sin \theta - Y_{M1} = 0; \quad (28)$$

$$-Z_{D2} \cdot \cos \theta - Z_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{L1} + Z_{M1} - Y_{O2} \cdot \sin \theta = 0; \quad (29)$$

$$-Z_{D2} \cdot y_{D2} + Z_{L1} \cdot y_{L1} - Z_{M1} \cdot y_{M1} = 0; \quad (30)$$

$$-X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \sin \theta + F \cdot l = 0; \quad (31)$$

$$X_{M1} \cdot y_{M1} - X_{L1} \cdot y_{L1} + X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \cos \theta + F \cdot y_{C1} = 0. \quad (32)$$

Как видно из вышеполученной системы, имеются уравнения с одним неизвестным. Выразив неизвестные, получим зависимости для расчета их значений:

– из (25)

$$R_{A2} = \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right)}; \quad (33)$$

– из (26)

$$X_{D2} = \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot y_{K2} + R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot b}{y_{D2}}; \quad (34)$$

– из (24)

$$Z_{D2} = \frac{R_{A2} \cdot \left(\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot b + \sin \beta \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) \right)}{y_{D2}}; \quad (35)$$

–из (23)

$$Z_{O2} = R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha - Z_{D2}; \quad (36)$$

– из (22)

$$Y_{O2} = -R_{A2} \cdot \sin \beta; \quad (37)$$

– из (21)

$$X_{O2} = -R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha + X_{D2} + T + \Phi_{K2}; \quad (38)$$

– из (31)

$$F = \frac{X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \sin \theta}{l}; \quad (39)$$

– из (32)

$$X_{L1} = -X_{M1} + X_{D2} - X_{O2} + F. \quad (40)$$

Полученное выражение подставим в (27) и выразим X_{L1} :

$$X_{M1} = \frac{F \cdot (y_{L1} - y_{C1}) + X_{D2} \cdot y_{L1} - X_{O2} \cdot y_{L1} - X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \cos \theta}{y_{M1} + y_{L1}}. \quad (41)$$

Подставим X_{M1} в (40) и найдем X_{L1} .

Из (29) выразим Z_{M1} , подставим в (30) и выразим Z_{L1} :

$$Z_{M1} = Z_{D2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \cos \theta + Y_{O2} \cdot \sin \theta - Z_{L1}; \quad (42)$$

$$Z_{L1} = \frac{Z_{D2} \cdot (\cos \theta \cdot y_{M1} + y_{D2}) + Z_{O2} \cdot \cos \theta \cdot y_{M1} + Y_{O2} \cdot \sin \theta \cdot y_{M1}}{y_{M1} + y_{L1}}. \quad (43)$$

Из (28)

$$Y_{M1} = -Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \cdot \sin \theta. \quad (44)$$

Таким образом, из системы в 12 уравнений удалось выразить все неизвестные.

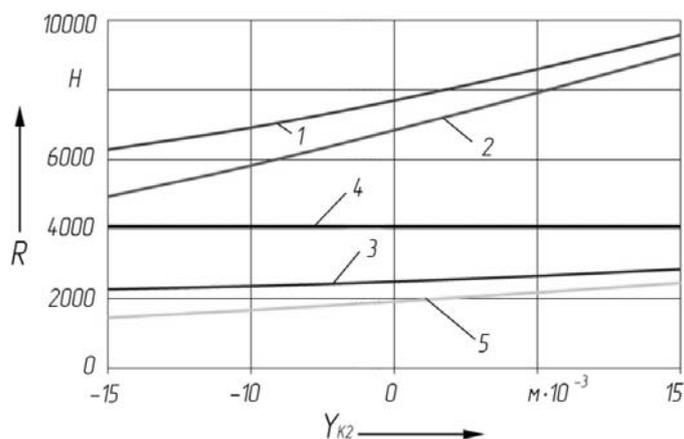
На основе полученных аналитических зависимостей составим графики, позволяющие оценить значения сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах.

Ниже приведены графики (рис. 4-6), отражающие зависимость силы в зацеплении и реакций опорных подшипников, а также усилия на рукоятке от положения каната на барабане и веса поднимаемого груза.

Как видно из графиков на рис. 4 и 5, изменение положения каната на барабане вдоль его оси (изменение параметра Y) несущественно сказывается на значениях реакций и значениях сил в зацеплении.

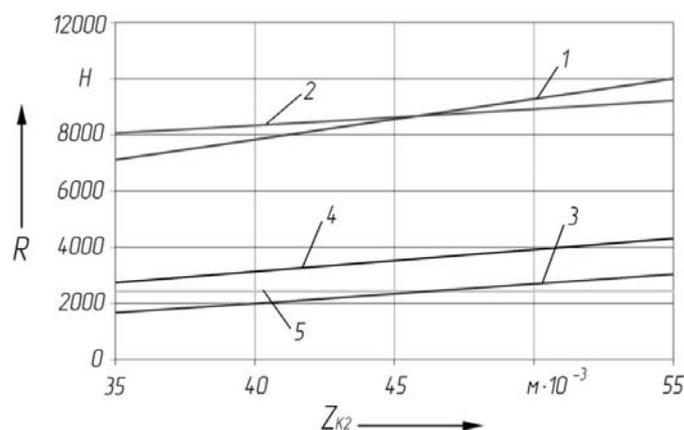
В то же время, чем дальше находится выходной виток каната от оси барабана, тем выше значение реакций в подшипниковых опорах. Причем их рост существенен.

Графики, показанные на рис. 6, позволяют установить влияние веса груза на значения реакций в подшипниковых опорах. Наблюдается пропорциональный рост реакции R_{A2} в зацеплении и реакции в подшипниковой опоре R_{L1} . Рост значений других реакций, а также усилия на рукоятке менее значителен.



1 – реакция R_{D2} ; 2 – реакция R_{O2} ; 3 – реакция R_{L1} ; 4 – сила в зацеплении R_{A2} ; 5 – реакция R_{M1}

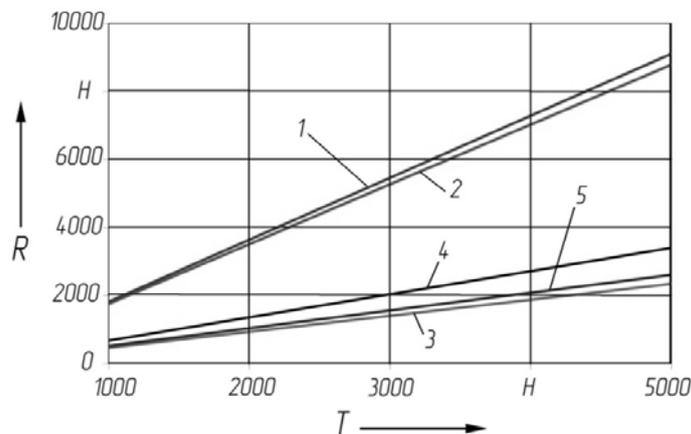
Рисунок 4 – Зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от смещения троса по оси Y при $Z=52$ мм



1 – реакция R_{D2} ; 2 – реакция R_{O2} ; 3 – реакция R_{L1} ; 4 – сила в зацеплении R_{A2} ; 5 – реакция R_{M1}

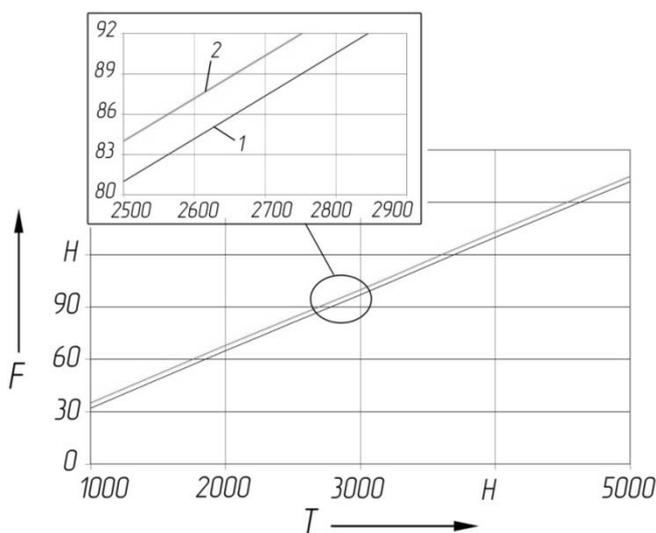
Рисунок 5 – Зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от смещения троса по оси Z при $Y_{K2}=10$ мм

На основе анализа графиков показанных на рис. 7, можно констатировать, что силы инерции, вызванные колебательным движением сателлита-барабана, оказывают незначительное влияние на изменение величины усилия на рукоятке. Изменение усилия составляет не более 2 Н.



1 – реакция R_{D2} ; 2 – реакция R_{O2} ; 3 – реакция R_{M1} ; 4 – сила в зацеплении R_{A2} ; 5 – реакция R_{L1}

Рисунок 6 – Зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от веса груза при $Y=10\text{мм}$, $Z=52\text{мм}$



1 – с учетом силы инерции груза; 2 – без учета силы инерции груза

Рисунок 7 – Зависимость усилия на рукоятке от веса груза

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На базе данной передачи была разработана ручная лебедка, используемая в качестве привода аварийно-спасательного устройства для эвакуации людей и грузов из глубины. К настоящему времени изготовлена опытная партия аварийно-спасательных устройств, которые успешно прошли эксплуатационные испытания и внедрены в подразделениях МЧС Могилевской области, предприятиях ЖКХ, автомобильного транспорта и строительства (рис. 8).



1

2

1 – аварийно-спасательное устройство; 2 – ручные лебедки

Рисунок 8 – Аварийно-спасательное устройство для эвакуации людей и грузов из глубины

Ниже приведены технические характеристики ручной лебедки, разработанной на базе прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами:

грузоподъемность	500 кг
усилие на ручке, не более	160 Н
масса лебедки	6,8 кг
длина наматываемого на барабан каната ($d=5$ мм)	6 м
скорость подъема груза	1,5-3 м/мин.
время полной ускоренной размотки каната	10 с.

ЛИТЕРАТУРА

1. Макаревич, Д.М. Силовой анализ планетарной эксцентриковой передачи типа 2 К-Н / Д.М. Макаревич, П.Н. Громько, С.Д. Макаревич // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2005. – № 7(17). – С. 173-180.
2. Особенности прочностного расчета прецессионной планетарной передачи / П.Н. Громько [и др.] // *Nové smery vo výrobných technológiách : Zborník referátov.* – Prešov, 1999. – S. 409-413.
3. Громько, П.Н. Исследование силовых взаимодействий в контактирующих звеньях планетарных прецессионных передач со снятием вращения на ведомый вал с помощью угловой муфты / П.Н. Громько, А.И. Титенков // Создание и применение высокоэффективных наукоемких ресурсосберегающих технологий, машин и комплексов : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 18-19 апреля 2001 г. / Могилевский гос. техн. ун-т ; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2001. – С. 140.
4. Design intent for 2K-N planetary eccentric transmission efficiency performance increase / P.N. Gromyko [et al.] // of the Technical university of Gabrovo. – 2007. – № 35. – P. 36-38.
5. Громько, П.Н. Силовой анализ различных вариантов прецессионного зацепления / П.Н. Громько, А.А. Стаценко, О.М. Пусков // Создание ресурсосберегающих машин и технологий: тез. докл. Респ. науч.-техн. конф., Могилев, 20-21 мая 1996 г. : в 2 ч. / Могилевский машиностроительный ин-т ; редкол.: В.И. Ходырев [и др.]. – Могилев, 1996. – Ч. 1. – С. 85.