

УДК 833.06

С. Д. Макаревич

ОСНОВЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРЕЦЕССИОННОГО РЕДУЦИРУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА ЛЕБЕДКИ ДЛЯ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

В статье рассматривается структурная схема лебедки аварийно-спасательных устройств, разработанных на базе планетарной прецессионной передачи с коническими роликами. Определены основные кинематические характеристики и получены формулы для определения передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма, применяемого в предлагаемой лебедке.

В настоящее время подразделениям МЧС Республики Беларусь стоят задачи своевременно ликвидировать чрезвычайные ситуации, при этом необходимо использовать новые методы спасения пострадавших и современное оборудование. Отсутствие отечественных высокотехнологичных разработок в области производства средств спасения вынуждает использовать аварийно-спасательный инструмент иностранного производства, который в связи с отсутствием необходимых валютных средств закупается в ограниченных количествах.

Подъемно-тяговые устройства получили широкое распространение и используются в различных отраслях народного хозяйства и аварийно-спасательных подразделениях не только Республики Беларусь, но и в странах ближнего и дальнего зарубежья. Потребность в данных устройствах увеличивается, т. к. они эксплуатируются не только в строительстве, сельском хозяйстве, автомобильном сервисе, на транспорте, но и аварийно-спасательными подразделениями (АСП) при различных авариях (автоавариях, разборках завалов и разрушений), ликвидации аварий в местах, где ограничен доступ аварийно-спасательных автомобилей и другой специальной автотехники. Однако работников АСП не устраивают существующие конструкции подъемно-тяговых устройств из-за их повышенных массогабаритных показателей, а также из-за низкой эргономической проработки

конструкции устройств. Следовательно, необходимо создавать подъемно-тяговые устройства, удовлетворяющие всем требованиям АСП.

Одним из таких устройств [1] является ручная лебедка, структурная схема которой показана на рис. 1 и 2.

На рис. 1 показана структурная схема нового варианта лебедки. В первом угловом положении эксцентриковой втулки относительно приводного вала, когда наружная поверхность эксцентриковой втулки имеет максимальное значение эксцентриситета относительно его оси вращения, обеспечивается взаимодействие зубчатых венцов барабана с конической частью роликов. На рис. 2 показана структурная схема лебедки во втором угловом положении эксцентриковой втулки, смещенным относительно указанного выше первого положения на угол 180° . В этом случае эксцентриситет наружной поверхности эксцентриковой втулки относительно оси вращения приводного вала отсутствует, что обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана из контактного взаимодействия с коническими роликами.

Лебедка содержит корпус 1, барабан 2 для намотки каната, установленный на эксцентриковом приводном валу 3, причем каждая из реборд барабана имеет зубчатый венец, зубья которого имеют профиль зубьев звездочки цепной передачи, смещенный друг относительно друга на угол $180/z$, где z – число зубьев зубчатого венца реборды барабана.

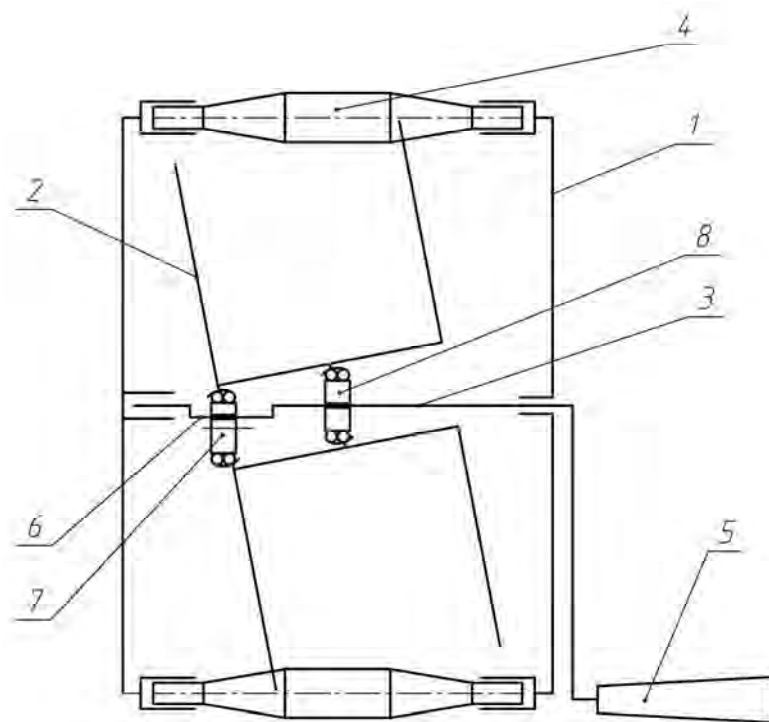


Рис. 1. Структурная схема лебедки передачи с коническими роликами с первым угловым положением эксцентриковой втулки

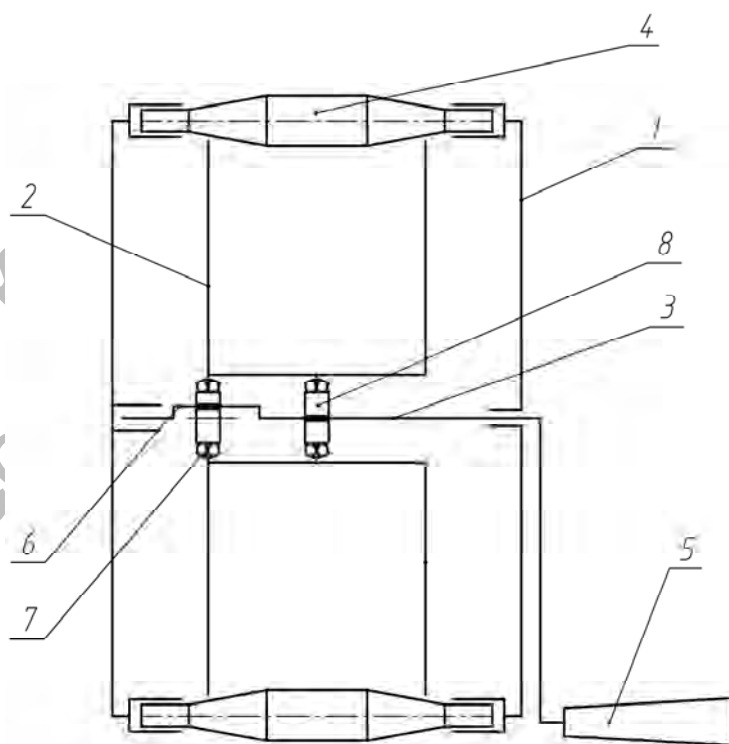


Рис. 2. Структурная схема лебедки прецессионной передачи с коническими роликами со вторым угловым положением эксцентриковой втулки

Каждый из зубчатых венцов реборд барабана установлен с возможностью взаимодействия с роликами 4, контактирующие поверхности которых выполнены коническими с возрастанием диаметра размера ролика к центру барабана лебедки. Ролики 4 равномерно расположены в отверстиях корпуса. Лебедка содержит также рукоятку 5, жестко связанную с приводным валом 3. На наружной эксцентриковой части приводного вала 3 размещена эксцентриковая втулка 6, эксцентриситет которой равен по величине эксцентриситету наружной поверхности эксцентриковой части приводного вала 3. На эксцентриковой втулке 6 и наружной концентричной части приводного вала установлены два сферических подшипника 7 и 8, на наружных поверхностях которых размещен барабан 2.

В первом угловом положении эксцентриковой втулки 6 относительно приводного вала ее наружная поверхность имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала 3, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рис.1).

Лебедка работает следующим образом. Вращение от рукоятки 9 передается на приводной вал 3. В угловом положении эксцентриковой втулки 6 относительно приводного вала 3, когда их эксцентриситеты суммируются, наружная поверхность эксцентриковой втулки 6 имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала 3, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рис. 1). Вращение приводного вала 3, благодаря наличию эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 6 и наличию двух сферических подшипников 7 и 8, обеспечивает колебательные движения барабану 2. Зубчатые венцы, выполненные на ребордах барабана 2, взаимодействуют с кониче-

ской частью роликов 4. Благодаря данному взаимодействию барабан 2 получает вращательное движение вокруг своей оси, что приводит к наматыванию на поверхность барабана 2 закрепленного на нем каната.

При необходимости ускоренной размотки каната с барабана 2 осуществляется поворот на угол 180° втулки 6 на эксцентриковой части приводного вала 3. Равенство эксцентриситетов эксцентриковой втулки 6 и эксцентриковой части приводного вала 3 и расположение их в противофазе обеспечивает отсутствие эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 6 относительно оси вращения приводного вала 3. Отсутствие эксцентриситета обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана 2 с контактного взаимодействия с коническими роликами 4 (см. рис. 2). Таким образом, барабан 2 оказывается свободным от зацепления и намотанный на нем канат может быть ускоренно размотан.

Показатели надежности у предлагаемого варианта лебедки улучшаются, во-первых, за счет использования симметричной схемы нагружения зубчатых реборд барабана лебедки, во-вторых, контакт зубьев происходит с конической частью роликов. Угол конуса роликов подбирается таким образом, чтобы обеспечить полное контактное зацепление. При этом обеспечивается отсутствие кромочного контакта между зубьями реборд барабана и конической поверхностью роликов корпуса, что создает регламентированные условия работы прецессионного зацепления и тем самым повышает ресурс работы редуцирующего механизма, следовательно, лебедки в целом.

Наличие возможности ускоренной размотки каната с барабана у предлагаемого структурного варианта лебедки улучшает такой показатель, как многофункциональность.

Следует также отметить, что профиль зубьев реборд барабана предлагаемой лебедки представляет собой

профиль зубьев звездочки цепной передачи. Этот профиль является высокотехнологичным в изготовлении. Использование высокотехнологичного профиля зубьев зубчатого венца барабана позволяет снизить себестоимость изготовления лебедки в целом.

Снижение себестоимости изготовления образующих лебедки возможно также за счет применения конических роликов. Корпус лебедки, создаваемой на основе предложенной выше схемы, может быть выполнен в виде двух крышек, в отверстиях которых расположены конические ролики. Отсутствие монолитного корпуса позволяет упростить конструкцию лебедки и снизить ее массогабаритные показатели.

Одним из основных эксплуатационных показателей подъемно-тяговых устройств является скорость подъема груза. Указанная скорость во многом определяется передаточным отношением встроенного в лебедку редуцирующего механизма. Для лебедок, используемых для проведения аварийно-спасательных работ, скорость подъема груза должна иметь по возможности максимальное значение. Однако необходимо учитывать, что увеличение скорости подъема груза приводит к снижению грузоподъемности лебедки. Это объясняется тем, что при одинаковой мощности, развиваемой одним человеком при вращении рукоятки, можно увеличить скорость подъема груза, уменьшая при этом грузоподъемность, или наоборот, основываясь на выражении

$$N = \frac{TV}{\eta}, \quad (1)$$

где N – мощность, развиваемая одним человеком при вращении рукоятки; V – скорость подъема груза, м/с; T – грузоподъемность лебедки, кг; η – КПД редуцирующего механизма.

С другой стороны мощность, развиваемая одним человеком при вращении рукоятки, может быть определена

как

$$N = \omega_2 Fl, \quad (2)$$

где F – усилие на рукоятке; l – длина рукоятки; ω_2 – частота вращения рукоятки.

С учетом формулы для определения усилия на рукоятке оно будет иметь вид:

$$F = \frac{TV}{\eta \omega_2 l}. \quad (3)$$

Очень важно, чтобы усилие на рукоятке лебедки не превышало величины, регламентированной нормами.

Однако скорость подъема груза V не является величиной постоянной. При многослойной укладке каната на последних витках его намотки на барабан значение скорости больше, чем при начальной намотке каната. Как видно из выражения (3), требуется приложение дополнительного усилия F , чтобы обеспечить намотку каната на барабан, когда конец каната находится на более удаленном расстоянии от оси его вращения. Кроме этого, сферическое движение барабана также влияет на неравномерность скорости подъема груза, следовательно, и на усилие на рукоятке. Необходимо получить аналитическую зависимость для расчета скорости подъема груза в зависимости от положения конца троса на барабане, а также от положения приводной рукоятки.

На рис. 3 показана кинематическая схема для определения скорости подъема груза.

На рис. 3 приводная рукоятка 1, длина которой равна l , приводит во вращение с угловой скоростью ω_2 входной вал 2, на эксцентриковой части которого размещен сферический подшипник. На наружной поверхности указанного сферического подшипника установлен сателлит 3, реборды которого имеют зубчатые венцы, контактирующие с конической частью роликов 4. Сателлит 3 представляет собой барабан, на котором закреплен канат 5. В точке

пересечения оси входного вала 2 и оси наклонного сателлита 3 (точка O) раз-

мещен второй сферический подшипник.

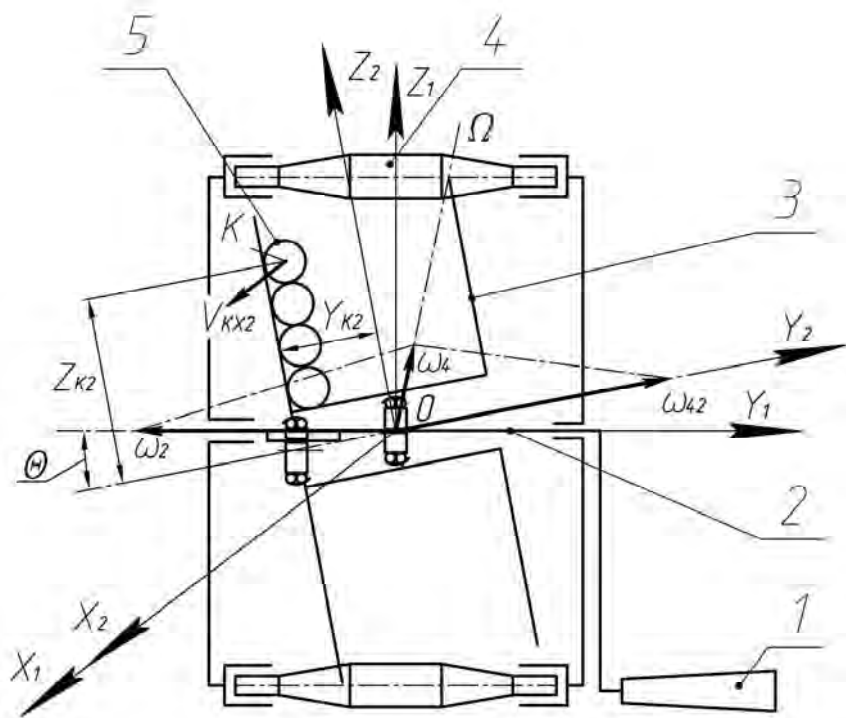


Рис. 3. Условная кинематическая схема для расчета скорости подъема груза лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом

Прямая $O\Omega$ представляет собой мгновенную ось вращения сателлита 4. Учитывая то, что угол между осью вращения входного вала 2 и осью наклонной сателлита 3 обозначен как угол θ (угол нутации), связь между угловой скоростью вращения входного вала 2 ω_2 , угловой скоростью поворота сателлита вокруг мгновенной оси ω_4 , а также угловой скоростью вращения сателлита относительно наклонной оси сателлита 4 ω_{42} входного вала 2 запишется как

$$\vec{\omega}_4 = \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{42}. \quad (4)$$

Проецируя уравнение на подвижные оси координат $OX_2Y_2Z_2$, получим следующее:

$$\omega_{4Y2} = -\omega_2 \cos \theta + \omega_{42};$$

$$\omega_{4Z2} = \omega_2 \sin \theta;$$

$$\omega_{4X2} = 0.$$

Связь между угловыми скоростями ω_2 и ω_{42} в прецессионном редуцирующем механизме

$$\omega_{42} = \omega_2 \frac{z_5}{z_4}, \quad (5)$$

где z_5 – число конических роликов; z_4 – число зубьев каждого из венцов сателлита.

Передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма, применяемого в предлагаемой лебедке, определится по формуле

$$u = \frac{1}{1 - \frac{z_5}{z_4}}. \quad (6)$$

Следовательно,

$$\frac{z_5}{z_4} = 1 - \frac{1}{u}. \quad (7)$$

Тогда

$$\omega_{42} = \omega_2 \left(1 - \frac{1}{u} \right). \quad (8)$$

С учетом этого формулы (7) и (8) примут вид:

$$\begin{aligned} \omega_{4Y2} &= -\omega_2 \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right); \\ \omega_{4Z2} &= \omega_2 (\sin \theta); \\ \omega_{4X2} &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

В соответствии с формулами Эйлера проекции скорости точки тела на подвижные оси координат $OX_2Y_2Z_2$ (например, точки K) при сферическом движении определяются как

$$\begin{aligned} v_{KX2} &= \omega_{4Y2} z_{K2} - \omega_{4Z2} y_{K2}; \\ v_{KY2} &= \omega_{4Z2} x_{K2} - \omega_{4X2} z_{K2}; \\ v_{KZ2} &= \omega_{4X2} y_{K2} - \omega_{4Y2} x_{K2}, \end{aligned} \quad (10)$$

где x_{K2}, y_{K2}, z_{K2} – координаты точки в подвижной системе координат $OX_2Y_2Z_2$.

Скорость точки K определяется из

$$V_K = \sqrt{V_{KX2}^2 + V_{KY2}^2 + V_{KZ2}^2}. \quad (11)$$

Учитывая, что $\omega_{4X2} = 0, x_{K2} = 0$, получим $V_K = V_{KX2}$.

Тогда

$$\begin{aligned} v_K &= \omega_{4Y2} z_{K2} - \omega_{4Z2} y_{K2}; \\ v_K &= -\omega_2 \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \times \\ &\times z_{K2} - \omega_2 (\sin \theta) \cdot y_{K2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Скорость V_{sp} подъема груза отличается от полученной выше скорости V_K на величину скорости колебания ка-

ната, вызванного сферическим движением спутника. Указанная скорость колебательного движения каната определится по формуле

$$V_{кол} = \omega_2 y_{K2} \sin \theta \cos \varphi, \quad (13)$$

где φ – угол, фиксирующий угловое положение входного вала (угол прецессии).

Так как направление скорости $V_{кол}$ совпадает с осью X , то формула для определения скорости подъема груза V_{sp} имеет вид:

$$V_{sp} = V_K + V_{кол}, \quad (14)$$

т. е.

$$\begin{aligned} V_{sp} &= -\omega_2 \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \times \\ &\times z_{K2} - \omega_2 (\sin \theta) \cdot y_{K2} + \\ &+ \omega_2 y_{K2} (\sin \theta) \cos \varphi. \end{aligned} \quad (15)$$

Тогда с учетом (15) усилие на рукоятке лебедки определится из выражения

$$F = \frac{T}{\eta l} \left[\left(\left(1 - \frac{1}{u} \right) - \cos \theta \right) \cdot z_{K2} - \left(\sin \theta \right) \cdot y_{K2} (1 - \cos \varphi) \right]. \quad (16)$$

На рис. 4...6 показаны графики зависимости усилия на рукоятке лебедки от угла поворота рукоятки φ и от положения конца каната на барабане (координат z_{K2} и y_{K2}).

Как видно из графиков (см. рис. 4...6), максимальное значение усилия на рукоятке возникает при угловом положении рукоятки, фиксируемым углом $\varphi = 0$. Причем значение усилия на рукоятке возрастает при увеличении координат z_{K2} и y_{K2} . Это говорит о том, что усилие на рукоятке возрастает при положении конца троса на максимальном диаметре намотки на барабан и при его максимальном отклонении от оси симметрии барабана в осевом направлении.

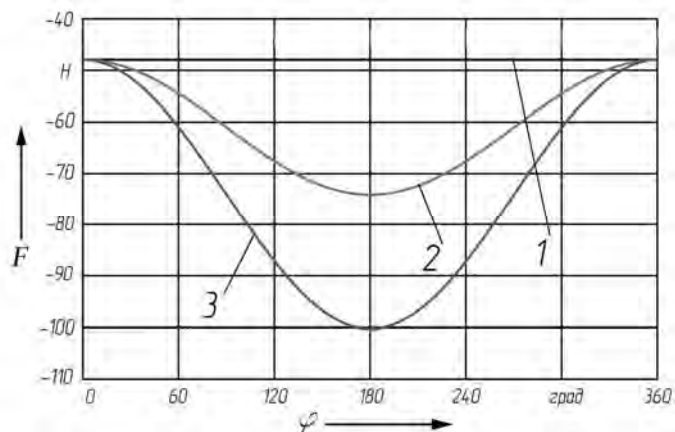


Рис. 4. Зависимость усилия на рукоятке лебедки от углового положения кривошипа при различных положениях конца каната на барабане лебедки: $z_{k2} = 30$ мм; 1 – $y_{k2} = 0$; 2 – $y_{k2} = 10$ мм; 3 – $y_{k2} = 20$ мм

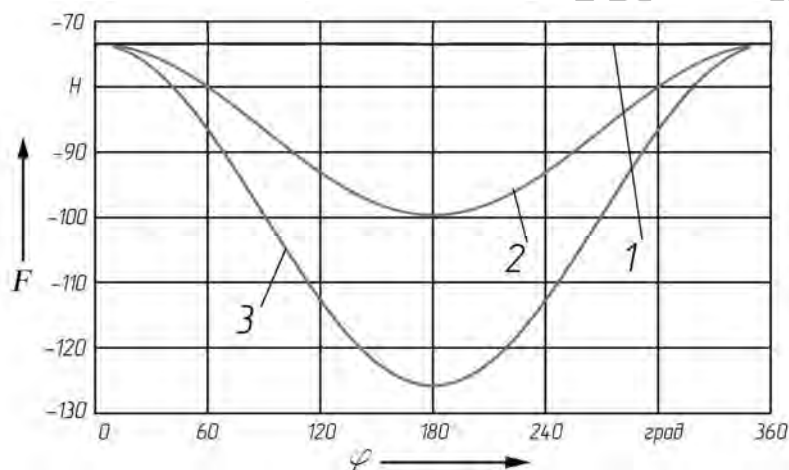


Рис. 5. Зависимость усилия на рукоятке лебедки от углового положения кривошипа при различных положениях конца каната на барабане лебедки: $z_{k2} = 45$ мм; 1 – $y_{k2} = 0$; 2 – $y_{k2} = 10$ мм; 3 – $y_{k2} = 20$ мм

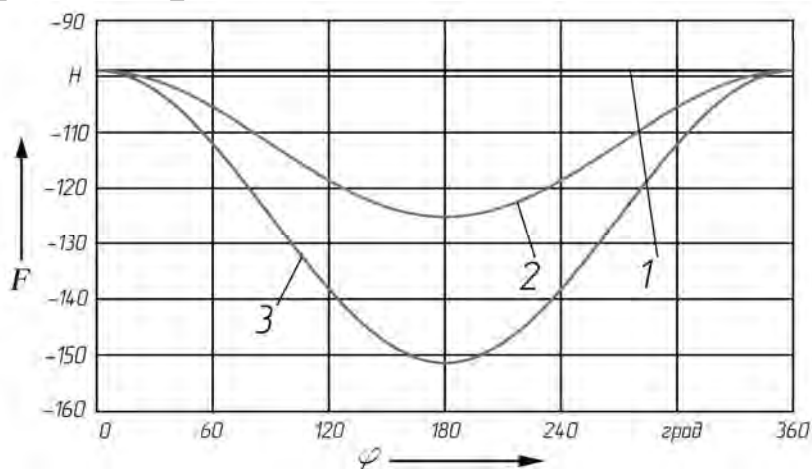


Рис. 6. Зависимость усилия на рукоятке лебедки от углового положения кривошипа при различных положениях конца каната на барабане лебедки: $z_{k2} = 60$ мм; 1 – $y_{k2} = 0$; 2 – $y_{k2} = 10$ мм; 3 – $y_{k2} = 20$ мм

Преобразовав формулу (16), получим выражение для расчета передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма

$$u = -T_{z_{K2}} / [F\eta l + T_{z_{K2}} \cos \theta + T \sin \theta y_{K2} (1 - \cos \varphi) - T_{z_{K2}}]. \quad (17)$$

Учитывая, что максимальное значение усилия на рукоятке возникает при угловом положении рукоятки, определяемом 180° , то окончательно формула для расчета передаточного отношения имеет вид:

$$u = -T_{z_{K2}} / [F\eta l + T_{z_{K2}} \cos \theta + 2T \sin \theta y_{K2} - T_{z_{K2}}]. \quad (18)$$

Формула (18) может быть использована при проектном расчете прецессионного редуцирующего механизма для разрабатываемой лебедки.

Выводы

На основании исследований получен структурный вариант лебедки для аварийно-спасательных устройств, разработанный на базе прецессионных передач с коническими роликами.

Проведены кинематические исследования прецессионной передачи и получена формула для определения передаточного отношения, которая может быть использована при проектном расчете лебедки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 11078 ВУ, МПК F 16 H 1/32, С 1. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громько [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 2006041 ; заявл. 28.04.06 ; опубл. 30.12.07. – 5 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.11.2010

S. D. Makarevich
Fundamentals of the kinematic calculation
of the precession reducing mechanism of
the hoist for life-saving appliances

The paper describes the structural arrangement of the hoist for life-saving equipment developed on the basis of planetary precession transmission with taper rollers. Basic kinematic characteristics are defined and formulas are obtained for determining the gear ratio of the precession reducing mechanism which is used in the developed hoist.