

крышкой 8, закрепленной винтами 9. На крышке 8 приварены кронштейны 10 для закрепления ограничителя на кране. С другого торца в гильзу 1 ввернута регулировочная гайка 11 для поджатия пружины 12.

Ограничитель грузоподъемности крана содержит также направляющий узел, состоящий из диска 13 и кольца 14, соединенных между собой двумя продольными пластинами 15 и 16, при этом продольная пластина 16 снабжена профилированными элементами. Диск 13 имеет центральное отверстие для штока 17. Такое же отверстие под шток 17 выполнено в регулировочной гайке 11. Диск 13 и кольцо 14 имеют диаметрально расположенные выступы 18, входящие в соответствующие им по размерам продольные пазы, выполненные на внутренней поверхности гильзы 1.

Герметичность поршневой камеры ограничителя грузоподъемности крана обеспечивается резиновой прокладкой 19, поджимаемой козырьком 20, который зафиксирован относительно регулировочной гайки 11 двумя винтами 21. Регулировочная гайка 11 от самоотворачивания стопорится контргайкой 22.

Ограничитель грузоподъемности крана работает следующим образом.

Шток микропереключателя 5 в исходном положении штока 17 ограничителя грузоподъемности крана утоплен профилированным элементом пластины 16 направляющего узла. Поднимаемый краном груз вызывает натяжение каната. Сила натяжения воздействует на шток 17, вызывая его перемещение в осевом направлении. Одновременно со штоком 17, преодолевая сопротивление пружины 12, перемещается направляющий узел с профилированными элементами пластины 16 направляющего узла, воздействующими на микропереключатели 4, 5, 6. При подъеме краном минимального груза шток микропереключателя 5 освобождается и в исполнительные органы поступает информация о наличии груза на крюке крана. При дальнейшем перемещении направляющего узла другим профилированным элементом пластины 16 будет утоплен шток микропереключателя 4, при этом в кабине загорается сигнальная лампочка, извещающая о подъеме краном груза, равного 0,8 номинального значения. Воздействие профилированного элемента пластины 16 на шток микропереключателя 6 останавливает работу крана при подъеме груза, равного 1,1 номинала. Диаметрально расположенные выступы 18 перемещаются по соответствующие им по размерам продольным пазам, выполненным на внутренней поверхности гильзы 1, что обеспечивает точное центрирование направляющего узла и надежное воздействие элементов профилированной пластины 16 на соответствующие микропереключатели 4, 5, 6.

При сборке ограничителя грузоподъемности крана в гильзу 1 закладывается пластичная смазка.

Использование ограничителя грузоподъемности крана позволит существенно повысить надежность их работы.

#### Список использованной литературы

- 1 Патент на изобретение РФ №2031075 С1, кл. МПК В66С23/88, 1995.
- 2 Ограничитель грузоподъемности крана : патент 18052 С1 Респ. Беларусь, МПК В 66С 23/88 / К.В. Сашко, Н.Н.Романюк, А.Л.Вольский, П.В. Клавсуть, В.В.Крень ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20111044 ; заявл. 28.07.2011 ; опубл. 28.02.2014 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2014. – № 1. – С. 88–89.
- 3 Ограничитель грузоподъемности крана : патент 8001 У Респ. Беларусь, МПК В66С23/88 / К.В. Сашко, Н.Н. Романюк, А.Л. Вольский, П.В. Клавсуть, В.В. Крень ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u20110611; заявл. 28.07.2011; опубл. 28.02.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 1. – С.232–233.

УДК 62-2

#### АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

*А.Н. Демиденко – студент 3 курса-БГАТУ*

*Научный руководитель – к.т.н., доцент Н.Н. Романюк*

В курсе «Детали машин» ГОСТом регламентирован порядок расчета зубчатых передач, а для расчета цепных передач такого ГОСТа нет.

Над созданием методики расчета цепных передач работали И.И. Мархель, А.Т. Скойбеда, А.А. Готовцев, И.П.Котенок, В.И. Анурьев, С.А. Чернавский и другие. При этом в первую очередь анализировались причины выхода из строя цепных передач. Экспериментальные наблюдения показывают, что основными причинами выхода из строя цепных передач являются:

1. Износ шарниров (за счет ударов при вхождении цепи в зацепление с зубьями звездочки и из-за изнашивания их от трения), приводящий к удлинению цепи и нарушению ее зацепления со звездочками (основной критерий работоспособности для большинства передач). Граничное удлинение цепи по причине износа шарниров не должно превышать 3%, так как нарушается правильность зацепления шарниров цепи и зубьев.

2. Усталостное разрушение пластин по проушинам основной критерий для быстроходных тяжело нагруженных роликовых цепей, работающих в закрытых картерах с хорошим смазыванием.

3. Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки – распространенная причина выхода из строя цепей, связанная с недостаточно высоким качеством изготовления.

4. Выкрашивание и разрушение роликов.

5. Достижение предельного провисания холостой ветви — один из критериев для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих при отсутствии натяжных устройств и стесненных габаритах.

6. Износ зубьев звездочек.

В соответствии с приведенными причинами выхода цепных передач из строя можно сделать вывод о том, что срок службы передачи чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

Долговечность же цепи в первую очередь зависит от износостойкости шарниров.

При проектировочном расчете авторами предложены формулы для предварительного определения шага цепи [1]:

$$s = 12,8 \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}, \quad (1)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущей звёздочке;  
 $z_1$  – число зубьев ведущей звёздочки.

Шаг цепи (мм) можно выбрать по приближенной формуле [2]:

$$s \geq \left[ \frac{T_1 K_p K_a K_b}{1000 z_1^2 K_c K_d K_e} \left( \frac{z_1}{z_2} \right)^{1/3} \right]^{1/3}, \quad (2)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущем валу, Н·м;  
 $i_p$  – число рядов в цепи.  
 $L_{нз}$  – эквивалентное время работы передачи, ч:

$$L_{нз} = \sum_i \frac{T_i t_i}{T_1} \left( \frac{z_1}{z_i} \right)^{1/3}, \quad (3)$$

где  $t_i$  – продолжительность работы, ч;  $n_i$  – частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ) при действии момента  $T_{i1}$ .

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров, вызванная динамическими нагрузками в передаче.

Динамические нагрузки вызываются неравномерностью движения цепи и ведомой звездочки, технологическими погрешностями, допущенными при изготовлении и монтаже цепи и звездочек. На динамику цепных передач неблагоприятно влияет относительное удлинение цепи в результате изнашивания ее шарнирных соединений. Длина ведущей ветви цепной передачи изменяется также вследствие радиальных биений валов и зубчатых венцов, а также наличия зазоров между ступицей звездочки и валом. В связи с этим погрешности изготовления и монтажа цепных передач должны быть в пределах допускаемых значений.

По этому критерию выполняется проектировочный расчет цепной передачи при использовании среднего давления в шарнире  $p_0$ , [3]

$$s = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_2}{z_1 p_0}}, \quad (4)$$

где  $T_1$  – момент на ведущей звездочке в Н·м,  
 $[p_0]$  – среднее давление в шарнире, МПа;  
 $K_2$  – коэффициент эксплуатации.

Выбор параметров роликовой или втулочной цепи из условия износостойкости ее шарниров, определяется из требуемой геометрической характеристики цепи по формуле [2]

$$\Phi(t) = \frac{1000 K_3}{n_p n_n} = \sqrt{\frac{E s^3}{24 T_1}}. \quad (5)$$

где  $K_3$  – коэффициент эксплуатации:

$$K_3 = K_\varphi K_n,$$

$K_\varphi$  – коэффициент, учитывающий наклон линии центров передачи к горизонту ( $K_\varphi = 1$  при  $\varphi < 45^\circ$ ,  $K_\varphi = 0,15\sqrt{\varphi}$  при  $\varphi \geq 45^\circ$ ;

$K_n$  – коэффициент, учитывающий характер нагрузки;

$P$  – передаваемая мощность, кВт;

$K_8$  – коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил;

$K_2$  – коэффициент срока службы передачи, определяемый по формуле

$$K_2 = 435 \cdot 10^3 K_{\text{ц}} K_{\text{р}} K_{\text{л}} / L_{\text{нз}}, \quad (6)$$

где  $K_{\text{ц}}$  – коэффициент, учитывающий тип цепи:  $K_{\text{ц}} = 0,8$  для цепи типа ПРД,  $K_{\text{ц}} = 1$  для цепей типов ПРЛ, ПВ и ПРИ,  $K_{\text{ц}} = 1,2$  для цепи типа ПР;  $K_{\text{р}}$  – коэффициент рядности цепи: для числа рядов 1, 2, 3 и 4  $K_{\text{р}}$  соответственно равен 1; 0,9; 0,85 и 0,80;

$K_{\text{л}}$  – коэффициент, учитывающий влияние характера смазки.

Значения  $\Phi(t)$  приводятся в таблице, из которой в зависимости от требуемого значения  $\Phi(t)$  выбирают подходящую цепь. Входящие в последнюю формулу величины:

Расчёты показывают, что при определении шага цепи по всем этим методам при одинаковых исходных данных конечные результаты значительно отличаются.

Поэтому необходимо проводить проверочные расчеты, в процессе которых определяют коэффициент запаса прочности [1]:

$$s = \frac{Q}{F_t k_d + F_c + F_f}, \quad (7)$$

где Q – разрушающая нагрузка, Н;

$F_t$  – окружная сила;

$k_d$  – динамический коэффициент, указанный выше;

$F_c = qv^2$  – центробежная сила (q – масса 1 м цепи);

$F_f$  – сила от провисания цепи ( $F_f = 9.81k_f qa$ ), Н;

$k_f$  – коэффициент, учитывающий расположение цепи: при горизонтально расположенной цепи  $k_f = 6$ ; при наклонной  $k_f = 1.5$ ; при вертикальной  $k_f = 1$ .

Расчетный коэффициент запаса прочности s должен удовлетворять условию

$$s \geq [s], \quad (8)$$

где [s] – нормативный коэффициент.

К проверочному расчёту так же относится определение долговечности цепи.

Расчет производится исходя из предельно-допустимой величины износа цепи (увеличения ее среднего шага) по следующей формуле [4]:

$$T = \frac{L \cdot [\Delta t] \cdot K_{\text{смаз}} \cdot K_{\text{ср}} \cdot K_{\text{ш}}}{K_{\text{н}} \cdot I_{\text{тр}} \cdot V \cdot P_{\text{ср}} \cdot S_{\text{тр}}}, \quad (9)$$

где L – длина цепного контура, мм;

[Δt] – предельно-допустимое увеличения среднего шага цепи, принимаемое 3...5 %;

$K_{\text{смаз}}, K_{\text{ср}}, K_{\text{ш}}$  – коэффициенты влияния смазки цепи, изнашивающей способности запыленной среды и скорости скольжения в шарнире, определяемые по методике РТМ [4];

$K_{\text{н}}$  – коэффициент характера нагрузки;

$I_{\text{тр}}$  – удельная интенсивность изнашивания цепи,

V – скорость цепи, м/с;

$P_{\text{ср}}$  – средневзвешенное давление в шарнирах цепного контура, МПа;

$S_{\text{тр}}$  – суммарный путь трения в шарнире за один оборот цепного контура, м;

i – номер ветви передачи; n – число ветвей передачи;

$$S_{\text{тр}} = \sum_{i=1}^n S_i$$

$$S_i = \pi d \left( \frac{1}{Z_i} + \frac{1}{Z_{i+1}} \right),$$

$$R_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^n R_i S_i / S_{\text{тр}}$$

(10)

d – диаметр валика цепи, мм;

$Z_i, Z_{i+1}$  – число зубьев звездочек.

Исходя из вышеизложенного можно сделать вывод, что для обеспечения надежной и долговечной работы цепной передачи необходимо последовательно провести предварительный, проектный и проверочный расчеты.

#### Список использованной литературы

- 1 РТМ 23.2.89-83. Расчет и проектирование многоваловых цепных передач сельскохозяйственных машин.
- 2 ОСТ 23.2.54-82. Цепи приводные и транспортерные. Предельные состояния и размеры.
- 3 Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин : справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – Минск : Выш. шк., 1986. – 400с.
- 4 ГОСТ 13568-75. Цепи приводные роликковые и втулочные. Общие технические условия.

УДК 631.361.8:635

## АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ УБОРКИ КОРНЕПЛОДОВ

*И.А. Свирид – студент 5 курса-БГАТУ*

*Научный руководитель – к.т.н., доцент Н.Н.Романюк*

В общем технологическом процессе возделывания корнеплодов уборка урожая является наиболее трудоемкой и затратной операцией. В последнее время падение производства корнеплодов отчасти объясняется отсутствием технических средств для их уборки, и поэтому проблема нехватки техники встает с каждым годом все более остро.

Для уборки корнеплодов требуется в достаточном количестве производительная, но простая, универсальная и недорогая техника. Передовая техника из Западной Европы конструктивно сложна и многозатратна, окупается при условии высокой урожайности корнеплодов и большой сезонной выработки главным образом за счет продления периода уборки, что экономически нецелесообразно, так как при ранних сроках уборки теряется до 30% потенциала урожая. Кроме того, тяжелая корнеплодоуборочная техника массой более 30 т является одной из причин деградации почв [1].