

результатирующем поле в рабочем зазоре  $B = (8,7 \dots 10,8) \cdot 10^3$  Гс . Дальнейшее увеличение внешнего поля  $H_c$  вызывает снижение съёма металла./4,5/.

Таким образом, при разработке технологического процесса магнитно-абразивной обработки деталей обладающих магнитной восприимчивостью следует учитывать тот факт, что порошок притянут к полюсным наконечникам и может обрабатывать поверхность детали на начальной стадии намагничивания и на стадии приближения и достижения деталью магнитного насыщения, когда  $H_c$  больше  $H_1$ .

#### Список использованной литературы

1. Парселл Э. Том 2, издательство «Наука» главная редакция физико-математической литературы. Москва 1975, стр. 373-393.
2. Вонсовский С.В. Магнетизм. М.: Наука, 1971. 1031 с.
3. Янус Р.И. О коэффициентах размагничивания ферромагнитных стержней. М.: 1950, с. 402-410.
4. Сакулевич Ф.Ю. Основы магнитно-абразивной обработки. Издательство «Наука и техника», 1981.
5. Сворчевский Н.Я., Федорович Э.Н., Ящерицин П.И. «Эффективность магнитно-абразивной обработки», Минск «Наука и техника» 1991, стр52-53.

УДК 361.632.6

### УДЕЛЬНАЯ ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА МОЙКИ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ

*М.С. Ярмош, А.В. Бельченков – студенты 2 курса БГАТУ  
Научный руководитель – к. т. н., доцент К. В. Сашко*

Удельная энергоёмкость процесса экспериментальной мойки /1/ определяется отношением мощности, затраченной в процессе очистки корнеплодов от загрязнений к единице производительности машины

$$\varepsilon = \frac{\sum N}{Q}$$

где  $\sum N$  – суммарная мощность, расходуемая в процессе мойки, кВт;  
Q – производительность мойки, т/ч.

Мощность, затрачиваемая в процессе мойки корнеплодов, выражается уравнением

$$\sum N = N_c + N_x + N_{тр}$$

где  $N_c$  – мощность, расходуемая на преодоление сил сопротивления продвижению корнеплода в потоке жидкости, кВт;

$N_x$  – мощность, необходима для перемещения корнеплода по ленте шнека к выгрузному окну, кВт;

$N_{тр}$  – мощность, потребляемая на преодоление сил трения в подшипниках, воды о шнек и т.д., кВт.

Значением  $N_{тр}$  можно пренебречь, т.к. они ничтожно малы по сравнению с рассматриваемыми величинами, т. е.  $N_{тр} = 0$ .

Мощность, требуемая на преодоления сил сопротивления тела, обтекаемого потоком жидкости в трубе, выражается через силу лобового сопротивления  $F_x$  этого тела (корнеплода)

$$N_c = F_x \times V_M$$

где  $V_M$  – местная скорость потока, м/с, определяемая как

$$V_M = \frac{K \times V_{ср}}{1 - \tau \times \frac{S_1}{F_0}}$$

Сила лобового сопротивления находится по формуле

$$F_{\text{л}} = C_{\text{л}} \times S_{\text{м}} \times \rho \times \frac{V_{\text{ср}}^2}{2}$$

где  $C_{\text{л}}$  – поправочный коэффициент, учитывающий увеличение скорости;

$\tau$  – поправочный коэффициент;

$F_0$  – площадь сечения кольца,  $\text{м}^2$ , которая составляет

$$F_0 = \pi \times (R_2^2 - R_1^2)$$

где  $R_2$  и  $R_1$  – внешний и внутренний радиусы кольца, м;

$C_{\text{л}}$  – коэффициент лобового сопротивления тела;

$S_{\text{м}}$  – площадь миделева сечения корнеплода,  $\text{м}^2$

$$S_{\text{м}} = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

где  $D$  – диаметр корня, м.

$V_{\text{ср}}$  – средняя скорость потока жидкости, м/с

$$V_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{0,00 \times L \times g \times (\rho_k - \rho)}{C_{\text{л}} \times \rho}}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления перемещению корнеплода, определяется из условия

$$N_{\text{л}} = M_{\text{тр}} \times \omega$$

где  $M_{\text{тр}}$  – момент трения, возникающий при движении корнеплода,

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{трл}} + M_{\text{трк}}$$

где  $M_{\text{трл}}$  – момент, возникающий от трения корня по ленте шнека,  $\text{Н} \times \text{м}$ ;

$$M_{\text{трл}} = F_{\text{трл}} \times R_{\text{т}}$$

где  $F_{\text{трл}}$  – сила трения корня о поверхность витка, Н;

$$F_{\text{трл}} = f_1 \times m \times g \times \sin \alpha,$$

где  $f_1$  – коэффициент трения корня о поверхность витка шнека;

$m$  – масса корня, кг,

$$m = \frac{1}{12} \times \pi D^2 \times L \times \rho_k$$

где  $L$  – длина корнеплода, м;

$R_{\text{т}}$  – текущий радиус от центра вращения до центра тяжести корнеплода, м.

$M_{\text{трк}}$  – момент, возникающий от трения корня о поверхность кожура шнека

$$M_{\text{трк}} = F_{\text{трк}} \times R_{\text{ш}}$$

где  $F_{\text{трк}}$  – сила трения между корнем и кожухом шнека, Н

$$F_{\text{трк}} = f_2 \times m \times \omega^2 \times R_{\text{ш}} \times \sin \alpha$$

где  $f_2$  – коэффициент трения корня о поверхность кожура шнека;

$R_{\text{ш}}$  – радиус шнека, м;

$\alpha$  – угол подъема спирали шнека, град.

Силы  $F_{\text{трл}}$  и  $F_{\text{трк}}$  стремятся удержать корнеплод на витке шнека и увлечь его во вращательное движение. Тогда при  $R_{\text{т}} \rightarrow R_{\text{ш}}$ , мощность  $N_{\text{л}}$  определяется по выражению

$$N_{\text{л}} = \frac{1}{12} \times \pi \times \rho_k \times D^2 \times L \times R_{\text{ш}} \times \omega \times \sin \alpha \times (f_1 \times g + f_2 \times R_{\text{ш}} \times \omega^2)$$

Удельная энергоёмкость процесса мойки корнеплодов при  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  составит:

$$\begin{aligned} \varphi = & \left[ 0,123 \pi D^2 \times C_{\text{л}} \times \rho \times \frac{K \times \sqrt{\frac{0,00 \times L \times g \times (\rho_k - \rho)}{C_{\text{л}} \times \rho}}}{1 - \tau \times \frac{D^2}{4(R_2^2 - R_1^2)}} + 0,0028 \pi^2 D^2 L \right. \\ & \left. \times \rho_k R_{\text{ш}} \sin \alpha (f_1 g + 0,001 \pi^2 n^2 f_2 \times R_{\text{ш}}) \right] / \\ & \left[ 0,9 \pi (D_0^2 - d_0^2) \times K \times \sqrt{\frac{0,00 \times L \times g \times (\rho_k - \rho)}{C_{\text{л}} \times \rho}} \times \rho_k \times K_1 \right. \\ & \left. \times K_2 \right] \end{aligned}$$

где  $K_1$  – коэффициент заполнения камеры мойки;

$K_2$  – коэффициент, учитывающий неравномерность загрузки корнеплодов в мойку.

Полученные теоретические предпосылки могут быть использованы для обоснования границ областей изменения факторов при проведении экспериментальных исследований, а также в методике расчета конструктивных и кинематических параметров моек аналогичного типа.

#### Список использованной литературы

1. Короткин В.М. Совершенствование очистки корнеклубнеплодов струйной мойкой. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Горки, 1986 г.
2. Основы механизации животноводства. /Под ред.В.К. Гриба. – Мн.: Ураджай, 1979 г.
3. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. – Л.: Колос, 1978 г.

УДК 621.86

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОГРАНИЧИТЕЛЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ МОСТОВОГО КРАНА

*В.В. Крень – студент 5 курса-БГАТУ,*

*А.В. Волков – студент 3 курса-БГАТУ*

*Научный руководитель – к.т.н., доцент К.В. Сашко*

Крановые металлоконструкции и детали механизмов способны воспринимать расчетные нагрузки, возникающие в процессе нормальной эксплуатации крана. В тех случаях, когда технологический процесс производства работ с применением грузоподъемного крана не исключает его возможную перегрузку, механизм подъема груза крана в соответствии с требованиями Правил по кранам должен быть оборудован ограничителем грузоподъемности.

Ограничитель грузоподъемности представляет собой автоматически действующее устройство, выключающее механизм при попытке поднять груз, масса которого превышает паспортную грузоподъемность крана, и предназначен для предотвращения перегрузки крана, которая может привести к обрыву грузовых канатов, разрушению деталей механизмов и элементов металлоконструкции. Он допускает подъем груза массой не более 25% номинальной грузоподъемности крана, должен обеспечивать точность срабатывания  $\pm 2...3\%$  и не срабатывать при кратковременных ( $< 0,8с$ ) перегрузках.

В современных грузоподъемных кранах преимущественно применяют механические ОГП с упругими элементами в виде пружин или торсионов, уравновешивающих нагрузки от действия силы тяжести перемещаемого груза (датчик нагрузки).

Проведенный патентный поиск показывает, что известен ограничитель грузоподъемности крана, содержащий гильзу, соосно установленный внутри нее подпружиненный шток, связанный своим наружным концом посредством каната с грузоподъемным механизмом, микропереключатели, установленные в полости гильзы с возможностью взаимодействия с профилированным элементом продольной пластины направляющего узла, включающего диск, кольцо и фиксаторы [1].

Его недостатком является низкая надежность, так как при раскачивании груза и сжатии пружины происходит деформация фиксаторов, отклонение от своего рабочего состояния направляющего узла и продольной пластины с профилированными элементами, которая в этом случае не сможет воздействовать на микропереключатели.

На кафедре механики материалов и деталей машин БГАТУ разработана оригинальная конструкция ограничителя грузоподъемности крана [2, 3] (рисунок 1).

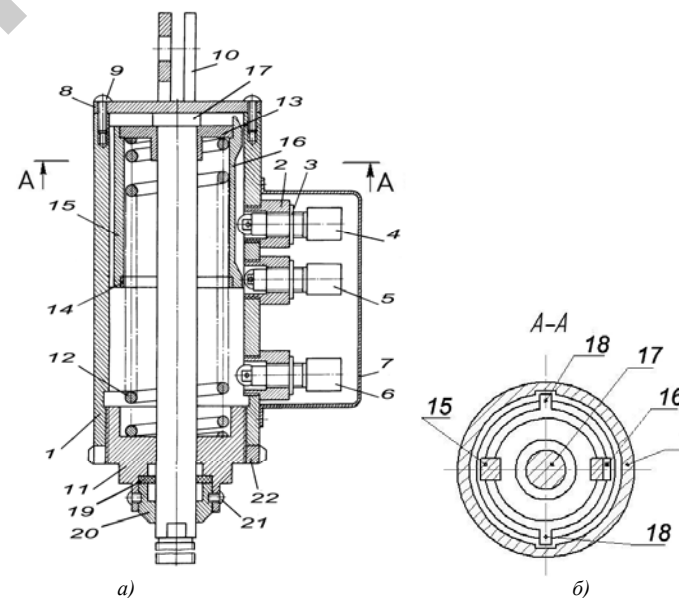


Рис. 1 – Ограничитель грузоподъемности крана

Ограничитель грузоподъемности крана содержит гильзу 1, на которой установлены посредством проставок 2 и контргак 3 три микропереключателя 4, 5, 6 закрытые крышкой 7. С одного торца гильза 1 закрывается