

Заключение.

Финишная обработка, в большинстве случаев, завершают технологический процесс и обеспечивают необходимые технические характеристики поверхностного слоя изделия. Основной проблемой финишной обработки является обеспечение качества поверхностного слоя изделия при большом числе взаимосвязанных факторов, вызывающих формообразование поверхности и необходимую структуру поверхностного слоя.

В работе рассмотрены основные силы в технологической зоне, возникающие при наведении магнитного поля. Составлены уравнения для определения сил взаимодействия зерен МАП в рабочем зазоре, зависящих от геометрических характеристик зерна МАП, при наведении равномерного магнитного поля.

В дальнейшем необходимо вывести математическое описание процесса резания единичным зерном МАП в зависимости от его положения в технологической зоне обработки.

Список литературы: 1. Бессонов С. А. Теоретические основы электротехники. Электромагнитное поле: Учебник. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Гардарики, 2001. – 317 с. 2. Барон Ю. М. Технология абразивной обработки в магнитном поле. - Л.: Машиностроение, 1975 – 128 с. 3. Юнусов Ф.С. Формообразование сложно профильных поверхностей шлифованием. - М.: Машиностроение, 1987. – 248 с. 4. Лебедев В.Я. , Миронов А.М. , Сергеев Л.Е. Магнитно-абразивная обработка Рабочих поверхностей зубчатых колес //Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XIII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 11-16 сентября 2006 г. В 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Т. 2. – 324 с.5. Хейфец М.Л., Кожуро Л.М., Мрочек Ж.А. Процессы самоорганизации при формировании поверхностей.- Гомель: ИММС НАНБ, 1999.- 276 с.

Сдано в редакцию 09.05.07

ОПТИМИЗАЦИЯ СРОКА СЛУЖБЫ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ ПРИ ЗАГРУЗКЕ НАСЫПНОГО ГРУЗА НА КОНВЕЙЕР ЧЕРЕЗ ЗАГРУЗОЧНОЕ УСТРОЙСТВО

Монастырский С.В., Кирия Р.В.
(ИГТМ НАНУ, Днепропетровск, Украина)

In work the problem of optimization of service life of a conveyor tape is solved at loading a bulk cargo on the conveyor through the loading device. It is established, that function of the purpose essentially depends on average speed of movement of a cargo on a trench and physicomechanical properties of a loaded material. Values of speeds of movement of a cargo on a trench and its deterioration are analytically certain and checked up experimentally at influence of a moving material.

Постановка задачи оптимизации срока службы конвейерной ленты следующая: в пункте загрузки на ленту, движущуюся со скоростью v_d , загружается насыпной груз различного гранулометрического состава через загрузочное устройство со скоростью $V_{гр}$ и под углом атаки γ_d . Мелкокусковые фракции загружаются на ленту непрерывно, а крупные куски – с интервалом, изменяющимся по случайному закону. Верхняя обкладка ленты подвергается постоянному износу, интенсивность которого зависит от скорости взаимодействия груза с лентой и его гранулометрического состава. Ресурс

конвейерной ленты до полного износа ее обкладки под действием насыпного груза составляет [1]:

$$T_{л} = \delta_{об.л} / n_{а} \cdot \Delta h, \quad \text{ч} \quad (1)$$

где $T_{л}$ – ресурс конвейерной ленты, ч; $n_{а}$ – количество оборотов ленты в 1 ч., при каждом из которых происходит равномерный линейный износ всей поверхности ленты на величину Δh .

Износ ленты за один оборот определяется согласно [1, 2]:

$$\Delta h = I \cdot S_{тор} \cdot \psi_1, \quad \text{мм/об} \quad (2)$$

где

$S_{тор}$ – путь торможения груза на ленте; I – интенсивность линейного износа ленты; $\psi_1 = \sigma_{реал} / \sigma_{max}$ – коэффициент учитывающий давление груза на ленту; $\sigma_{реал}$, σ_{max} – соответственно реальное и максимально возможное давления, значения которых определяется в [2], Н/м².

Путь торможения определяется из условия равенства кинетической энергии падающего груза работе сил трения при его торможении:

$$S_{тор} = \frac{(V_{л} - V_{сп}^0)^2}{2g(f_{мп} \cos \beta - \sin \beta)}, \quad \text{м} \quad (3)$$

где $V_{сп}^0$ - проекция скорости взаимодействия падающего груза с лентой на плоскость ее движения, м/с; $f_{мп}$ - коэффициент трения груза о ленту; β - угол наклона ленточного конвейера, град.

Уравнение цели для задачи оптимизации ресурса конвейерной ленты имеет вид:

$$\Phi = (V_{л} - V_{сп}^0)^2 \rightarrow \min. \quad (4)$$

Ограничениями в задаче оптимизации срока службы ленты являются:

$$\begin{aligned} q_{min} < q_{сп} < q_{max}; \\ 0.1 < f_{тр} < 0.6; \\ 1 < H < 5, \end{aligned} \quad (5)$$

где q_{min} , q_{max} – минимально и максимально возможные погонные нагрузки, Н/м; $f_{тр}$ – коэффициент трения груза о ленту; H – высота загрузки, м.

Ниже рассмотрен случай оптимизации срока службы конвейерной ленты при загрузке насыпного груза на конвейер через загрузочные устройства прямолинейного (рис.1.) или криволинейного (рис.2.) профиля.

В этом случае, согласно рис.1.,2. и на основании результатов исследований [3,4] проекция скорости взаимодействия груза с лентой на плоскость ее движения определится по следующему алгоритму:

- принимаем в общем виде форму продольного сечения желоба $f(x)$;

используя [3, 4] для определения углов потери связи груза с полотном питателя и угла отрыва ϕ_0 , а также считая, что траектория движения насыпного груза представляет собой параболу, получаем в общем виде уравнение встречи груза с желобом загрузочного устройства:

$$AX^2 + BX + C - f(x) = 0, \quad (6)$$

где $A = -\frac{g}{2V_0^2 \cos^2 \varphi_0}$; $B = -tg \varphi_0 - 2AE$; $E = X_0 + R_0 \sin \varphi_0$;

$C = Y_0 + R_0 \cos \varphi_0 + Etg \varphi_0 + AE^2$;

X_0 и Y_0 - соответственно абсцисса и ордината центра барабана питателя, м;

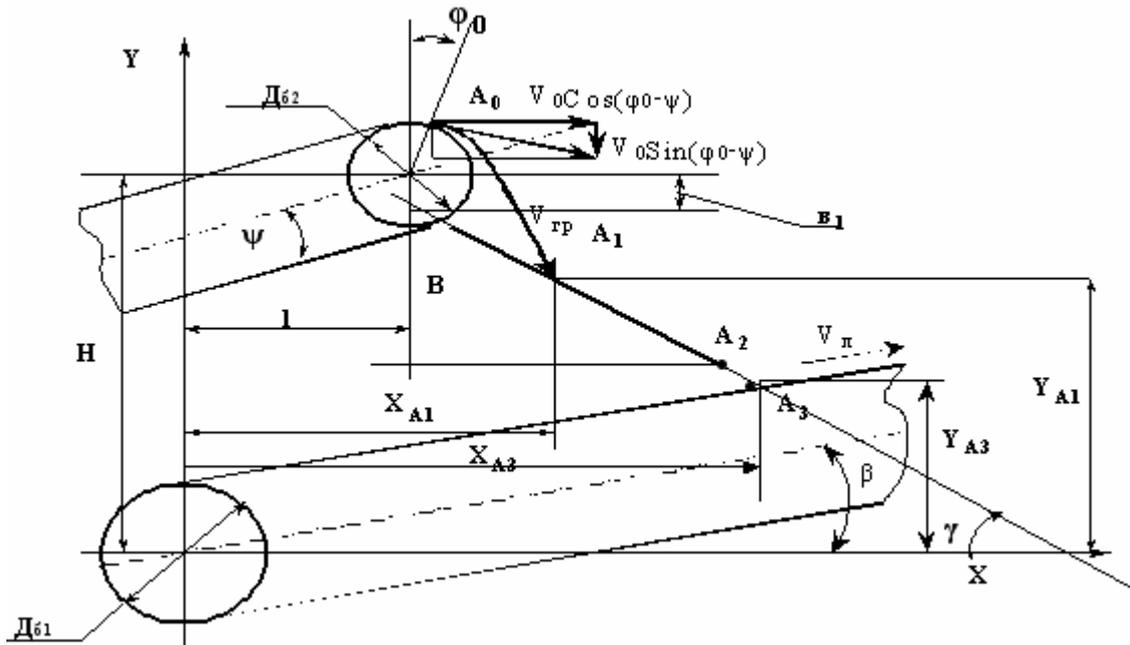


Рис.1. Схема загрузки ленточного конвейера при помощи загрузочного устройства с прямолинейным желобом

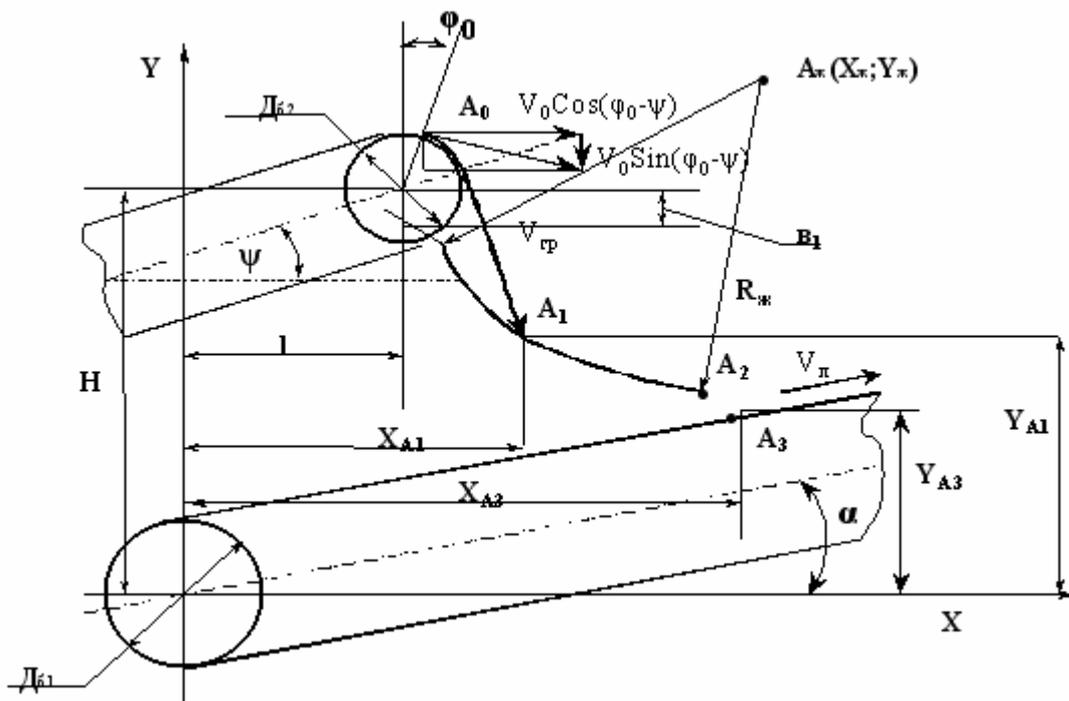


Рис.2. Схема загрузки ленточного конвейера при помощи загрузочного устройства с криволинейным желобом

- определяем скорость насыпного груза в точке его взаимодействия с желобом загрузочного устройства:

$$V_{жвх} = \text{Cos} \gamma_{ж1} \sqrt{V_0^2 \text{Cos}^2 \varphi_0 + (V_0 \text{Sin} \varphi_0 + g \Delta t_{бжс})^2}, \text{ м/с} \quad (7)$$

где

$\gamma_{ж1} = \text{arctg}(2AX_{жвх} + B) - \text{arctg}\left(\frac{df(X_{жвх})}{dx}\right)$ - угол атаки насыпным грузом желоба загрузочного устройства, м; $X_{жвх}$ - абсцисса точки встречи груза с желобом загрузочного устройства, м; V_0 - скорость отрыва груза от барабана питателя, м/с;

$\Delta t_{бжс} = \frac{X_{жвх} - E}{V_0 \text{Cos} \varphi_0}$ - время свободного падения груза до его встречи с желобом загрузочного устройства, с;

- определяем влияние формы желоба загрузочного устройства на изменение скорости куска, при этом желоб представляем в виде ломанной кривой с

длиной i -го звена $ds_i = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} dx$, а взаимосвязь скоростей куска на краях звена

выражаем как:

$$V_{i+1}^2 - V_i^2 = 2g \left(\left(\frac{df(X_i)}{dX} \right) - f_{тржс} \right) (X_{i+1} - X_i), \quad (8)$$

где $f_{тржс}$ - коэффициент трения груза о желоб; X_{i+1} и X_i - соответственно абсциссы концов i -го звена, м.

- определяем угол выхода насыпного груза из желоба загрузочного устройства

$$\gamma_{жс2} = \text{arctg}\left(\frac{df(X_{жсх})}{dX}\right), \text{ рад}$$

где $X_{жсх}$ - абсцисса точки выхода груза из желоба загрузочного устройства;

- параметры пересечения траектории свободного падения насыпного груза с движущейся лентой определяются из уравнения:

$$MX^2 + NX + P - tgX - d = 0, \quad (9)$$

где $M = -\frac{g}{2V_{жсх}^2 \text{Cos}^2 \gamma_{жс2}}$; $N = -tg \gamma_{жс2} - 2AE$; $P = Y_{жсх} + X_{жсх} tg \gamma_{жс2} + ME^2$; $V_{жсх}$ и

$Y_{жсх}$ - соответственно скорость м/с и ордината точки схода куска с желоба загрузочного устройства, м;

- определяем проекцию скорости насыпного груза в точке его контакта с движущейся лентой из выражения:

$$V_k = \text{Cos} \gamma_{л} \sqrt{V_{жсх}^2 \text{Cos}^2 \gamma_{жс2} + (V_{жсх} \text{Sin} \gamma_{жс2} + g \Delta t_{жск})^2} \text{ м/с} \quad (10)$$

где $\Delta t_{жск} = \frac{X_l - X_{жсх}}{V_{жсх} \text{Cos} \gamma_{жс2}}$ - время свободного падения груза до его встречи с лентой конвейера, с; X_l - абсцисса точки контакта куска с лентой конвейера, м.

Реализация указанного алгоритма выполнялась численным способом с помощью программного обеспечения, позволяющего практически для любой формы продольного сечения желоба загрузочного устройства определить множество

наилучших вариантов его параметров ($H, L_{ж}, R_{ж}, \varphi_0, \alpha, \beta, V_0, D_{б1}, D_{б2}$), при которых срок службы конвейерной ленты по сравнению с прямоточной загрузкой увеличивается.

Влияние загрузочных устройств прямолинейного и криволинейного профилей на срок службы конвейерной ленты рассматривалось для случаев ее абразивного износа и пробоя насыпным грузом в месте контакта с лентой. Ресурс ленты определяли из выражения (1) с учетом (2), (3) и исходных данных: длина конвейера конвейера 200..600 м, скорость ленты 2 м/с, угол наклона конвейера в пределах $-16^{\circ} \dots 14^{\circ}$, толщина обкладки 0,005 м, а также угла наклона желоба в пределах $40^{\circ} \dots 60^{\circ}$ и коэффициенте трения насыпного груза по желобу $\mu_{тр} = 0,4 \dots 0,6$. Полученные результаты представлены на рис.3.

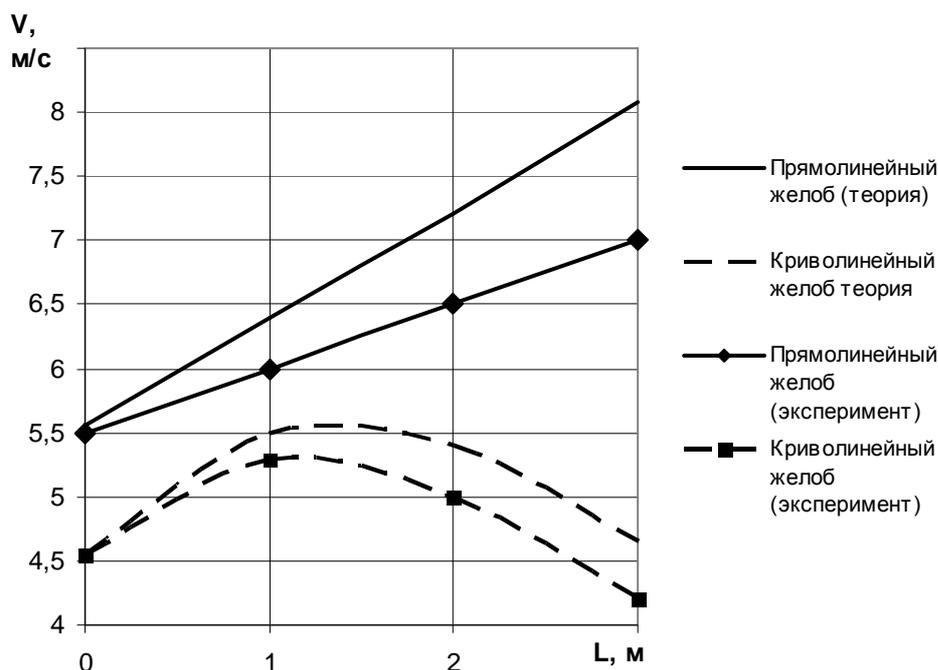


Рис. 3. Изменение скорости груза по длине желоба загрузочного устройства.

Установлено:

- скорость движения насыпного груза на выходе из желоба загрузочного устройства (рис.3) зависит от формы его продольного сечения: увеличивается в 1,5 – 2 раза в прямолинейном и снижается в 1,5 раза в криволинейном по сравнению со скоростью на входе;
- характер изменения теоретических и экспериментальных значений скорости движения груза в желобе – совпадает, абсолютные значения скоростей различаются на 15-20% (рис.3);
- срок службы конвейерной ленты при применении загрузочных устройств увеличивается на 20...30% при прямолинейном желобе и в 1,5...2 раза в криволинейном желобе по сравнению с прямоточной загрузкой. Увеличение угла наклона загрузочного устройства позволяет повысить срок службы ленты в 1,5...1,8 раза (при 60°). При неизменных параметрах загрузочного устройства увеличение угла наклона конвейера до 14° позволяет повысить срок службы ленты в 1,2...1,3 раза.

Список литературы: 1. Полуниин В. Т., Гуленко Г. Н. Эксплуатация мощных конвейеров. – М.: Недра.- 1986. – 343 с. 2. Шпакунов И.А. Исследование основных составляющих коэффициента сопротивления движению ленты на длинных горизонтальных ленточных конвейерах: Автореферат кандидатской дисс.: – М., 1968. – 217 с 3. Монастырский В.Ф. Разработка методов и средств управления надежностью горных машин. //Наука и образование.- №3.- Якутск: из-во СО РАН.- 2001.- С 144-151. 4. Монастырский В.Ф., Монастырский С.В. Научное обоснование исходных данных для определения потребительского качества предприятий АК «АЛРОСА» //Сб. трудов Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы комплексного освоения месторождений полезных ископаемых криолитозоны».- Якутск: из-во СОРАН.- т.3.- 2004 г.-С.175-184.

Сдано в редакцию 07.05.07

ГРАФІЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РІЗАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ ВІДРІЗНИХ ФРЕЗ З РІЗНОНАПРАВЛЕНИМИ ЗУБЦЯМИ І СТРУЖКОВИМИ КАНАВКАМИ ЗМІННОЇ ВИСОТИ

Панчук В.Г., Майданюк С.В. (НТУУ “КПІ”, м. Київ, Україна)

In the article by the use of graphic method there are determined the static geometrics of the cutting part of cutting-off mills with the multi-directional cogs and the filing ditches of variable depth

Вступ. Геометричні параметри різальної частини в досліджуваній точці різальної кромки інструменту характеризуються величинами переднього і заднього кутів, кутом в плані і кутом нахилу різальної кромки. В теоретичних розрахунках процесу різання відрізними фрезами використовуються статичні геометричні параметри у відповідності до визначень ДСТУ 2249-93 [1].

З метою одержання більш раціональної схеми зрізання припуску розроблені конструкції відрізнних фрез з підрізаючими кромками і різнонаправленими зубцями [2, 3].

Теорія розрахунків, з метою оцінки працездатності і оптимізації конструкції, відрізнних фрез з різнонаправленими зубцями і стружковими канавками на даний час відсутня.

Для розробки рекомендацій з вибору конструктивних і геометричних параметрів, а також для визначення раціональної області використання відрізнних фрез заданої конструкції необхідно знати залежності статичних геометричних параметрів різальних зубців від їх конструктивних параметрів.

В даній статті графічним методом розв’язується задача визначення статичних геометричних параметрів відрізнних фрез з різнонаправленими зубцями і стружковими канавками змінної висоти. Графічний метод порівняно з аналітичним [4] дозволяє отримати розрахункові залежності простішої структури і більш наглядного вигляду.

Конструкція відрізнної фрези. Схема різальної частини дискової відрізнної фрези зображена на рис. 1. На кожному зубці фрези задана інструментальна система координат XYZ . За початок координат інструментальної системи координат приймається точка різальної кромки зуба в середньому січенні дискової фрези. Вісь Z лежить на лінії перетину площин P_{vi} і P_{ni} і іде паралельно до осі дискової фрези. Вісь Y розміщена на лінії перетину площин P_{vi} і P_{ci} і направлена перпендикулярно до осі фрези. Вісь X розміщена на лінії перетину площин P_{ni} і P_{ci} і є дотичною до кола, яке