

ІНЖЕНЕРНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ
ВОЛИНСЬКЕ ОБЛАСНЕ ВІДДІЛЕННЯ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

*Збірник
наукових статей*

Луцьк - 1995

ІНЖЕНЕРНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ
ВОЛИНСЬКЕ ОБЛАСНЕ ВІДДІЛЕННЯ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

*Збірник
наукових статей*

Під редакцією академіка ІАУ,
доктора технічних наук, професора
Г.А. Хайліса

Луцьк - 1995

В даний збірник внесені статті з сільськогосподарської техніки. Приведені закономірності відокремлення плодів при їх механізованому збиранні віброструшуванням, аналіз взаємодії ланок карусельної сушарки, аналіз джерела енергії для сушіння матеріалів, результати дослідів по визначенню фізико-механічних властивостей плодів, стебел льону і інших матеріалів. Викладені досліди висівних апаратів, затискного транспортера, обертача стебел, льонобральних апаратів, стабілізуючих пристроїв. Подані пристрої для завантаження плодів в тару, дані по впливанню пошкоджень яблук на термін їх зберігання, аналіз роботи пристроїв для збирання буряків, аналіз роботи машини для пресування стебел і пристроїв для перевірки ремінних передач.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены закономерности отделения плодов при их механизированной уборке вибροстряхиванием, анализ взаимодействия звеньев карусельной сушилки, анализ источников энергии для сушки материалов, результаты исследований по определению физико-механических свойств плодов, стеблей льна и других материалов. Изложены исследования высевающих аппаратов, зажимного транспортера, оборачивателя стеблей, льнотеребильных аппаратов, стабилизирующих устройств. Представлены устройства для загрузки плодов в тару, данные по влиянию повреждений яблок на сроки их хранения, анализ работы устройств для уборки свеклы, анализ работы машины для прессования стеблей и устройства для проверки ременных передач.

Сборник рассчитан на научных работников.

КИНЕМАТИКА ЗВЕНЬЕВ ВЫГРУЗНОГО УСТРОЙСТВА КАРУСЕЛЬНОЙ СУШИЛКИ

Г.А.Хайлис

д.т.н., проф.

И.С.Драган

к.ф.-м.н., доц.

В.Ф.Дидух

к.т.н., ст.преп.

В карусельной сушилке типа СКМ-I материал для сушки на-
кладывается на крутую платформу, которая во время сушки вра-
щается вместе с материалом. После окончания сушки нижнего слоя
материала в работу включается выгрузное устройство, представ-
ляющее собой бесконечный цепной транспортер со скребками. С
помощью этого устройства производится выгрузка нижнего высох-
шего слоя материала. Работа этого транспортера недостаточно
исследована. Ниже рассматривается кинематика звеньев транспор-
тера во время выгрузки.

Выгрузное устройство вводится в сушильную камеру, в основ-
ном, при вращающейся платформе, хотя в отдельных случаях это
может иметь место при остановленной платформе. Ввиду этого
будем рассматривать движение звеньев устройства относительно
вращающейся платформы.

При работе выгрузного устройства точки скребков описывают
сложные траектории относительно платформы. На рис. 1 представ-
лены вид сверху части сушилки и расположение $O_0 M_0$ скребка
 $O_0 M$ при входе в сушильную камеру вместе с выгрузным устрой-
ством, а также полярные координаты ρ и φ конца M .

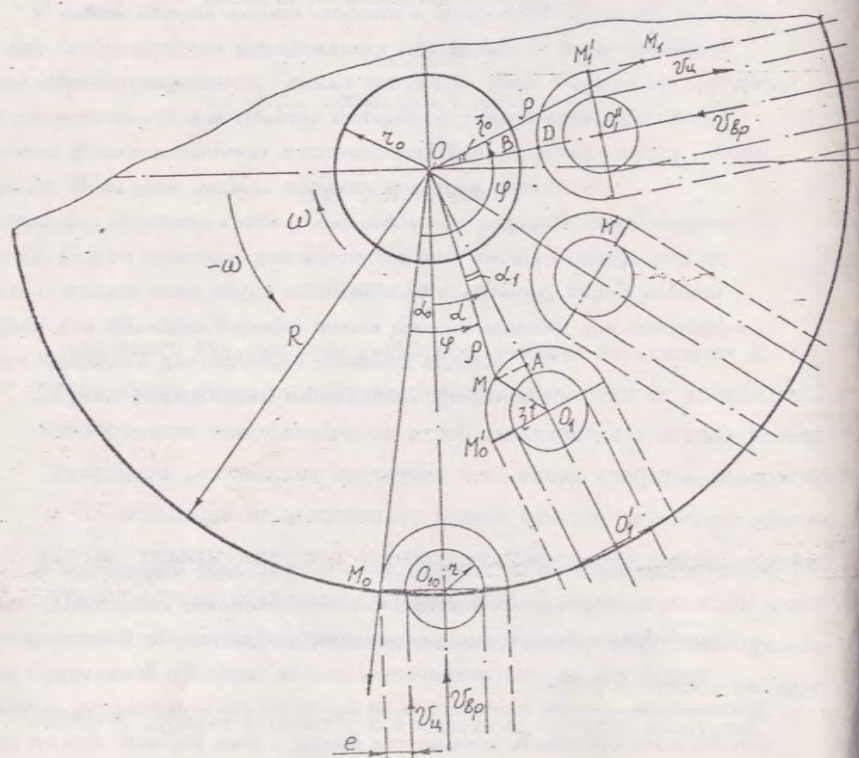


Рис. 1. Положение выгрузного транспортера и его скребка относительно платформы сушилки при вводе в сушильную камеру

скребка в различные моменты времени вплоть до достижения внутреннего ограждения (здесь ρ — полярный радиус, φ — полярный угол, начало координат обозначено O). В начале (при времени t , равном нулю) положение M_0 крайней точки скребка M будет характеризоваться полярными координатами $\rho=R$ и $\varphi=0$, где R — радиус платформы. Полярный угол отсчитывается от полярной оси OM_0 против часовой стрелки. Платформа вращается с угловой скоростью ω .

Применим метод обращения, т.е. дадим всей системе вращения с угловой скоростью, равной ω , но направленной в противоположную сторону (на схеме это направление обозначено $-\omega$). При этом платформа останавливается, выгрузное устройство будет вращаться относительно оси платформы с угловой скоростью $-\omega$, а точки скребков цепи будут совершать сложное движение, состоящее из движения относительно рамы выгрузного устройства со скоростью $v_{\text{ц}}$ (скорость цепи), движения вместе с рамой выгрузного устройства относительно неподвижной оси O системы со скоростью $v_{\text{вп}}$ (скорость ввода) и равномерного вращения вокруг оси O со скоростью $-\omega$.

Ось OM_0 отстоит от линии симметрии выгрузного устройства, проходящей через центр O , на угол α_0 ; начальное положение O_{10} центра звездочки O_1 находится в точке пересечения линии симметрии устройства с перпендикуляром к ней, проведенным через точку M_0 . Угол α поворота оси OO_1 выгрузного устройства равен ωt , где t — время. Угол определяется из равенства $\sin \alpha = \frac{z+e}{R}$, где z — начальный радиус звездочки, e — длина скребка, R — радиус платформы. Расстояние OO_{10} равно $\sqrt{R^2 - (z+e)^2}$ (ниже оно обозначено R_0).

Точка M скребка, переходя из начального положения M_0 в какое-либо новое положение, движется по дуге полуокружности

и одновременно движется по прямой к центру O платформы. Радиус ρ при этом равен $\sqrt{(OO' - O'A)^2 + (AM)^2}$, где O' - положение точки O , если бы скорость v_{sp} была равна нулю, A - проекция точки M на прямую OO' ; $OO' = OO_0 = \sqrt{R^2 - (z+e)^2}$, $O'A = v_{sp}t$, а $O'A = (O'M)\sin\bar{\gamma} = (z+e)\sin\bar{\gamma}$, где $\bar{\gamma}$ - угол поворота скребка вместе с звездочкой вокруг оси O за время t , $\bar{\gamma} = \omega_4 t = \frac{v_4 t}{r}$, где ω_4 - угловая скорость вращения звездочки, $AM = (O'M)\cos\bar{\gamma} = (z+e)\cos\bar{\gamma}$. Тогда

$$\rho = \sqrt{[R^2 - (z+e)^2 - v_{sp}t - (z+e)\sin\frac{v_4 t}{r}]^2 + [(z+e)\cos\frac{v_4 t}{r}]^2}. \quad (1)$$

Угол φ равен $\alpha_0 + \alpha - \alpha_1$, где α_1 - угол AGM , определяемый следующим образом: $\alpha_1 = \arcsin \frac{AM}{\rho}$. Тогда

$$\varphi = \alpha_0 + \omega t - \arcsin \frac{(z+e)\cos\frac{v_4 t}{r}}{\rho}. \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) движения точки M действительны в течение времени t_n^* , при котором точка M , двигаясь по дуге полуокружности оси O , перейдет из положения M_0 или M'_0 в положение M' . Время t_n^* равно $\frac{\pi r}{\omega_4} = \frac{\pi z}{v_4}$. Таким образом, уравнения (1) и (2) справедливы при $0 \leq t \leq \frac{\pi z}{v_4}$. При $t = \frac{\pi z}{v_4} = t_n^*$ точка M окажется в положении M' (рис. 1). Координаты ρ и φ точки M' находятся по (1) и (2), если в них вместо t подставить $\frac{\pi z}{v_4}$. Полученные уравнения справедливы и для точек цепи, характеризующихся тем, что $e=0$.

Цель вместе с точкой M , совершив поворот, будет двигаться к выходу из камеры сушки, при этом выгрузное устройство будет двигаться к центру O сушилки. В некоторый момент

времени t , которое больше t_n^* , точка M окажется в положении M_1 на прямой M'_1M_1 , где M'_1 - положение точки M , соответствующее концу закругления цепи, т.е. времени $t = t_n^*$ (в предыдущем положении выгрузного устройства эта точка обозначена M'_0). В положении M_1 точки M равно $\sqrt{(OO'_1 + M'_1M)^2 + (O'_1M'_1)^2}$; здесь $OO'_1 = OO' - v_{sp}t = \sqrt{R^2 - (z+e)^2} - v_{sp}t$; $M'_1M_1 = v_4(t - t_n^*)$; $O'_1M'_1 = z+e$. Тогда

$$\rho = \sqrt{[R^2 - (z+e)^2 - v_{sp}t + v_4(t - t_n^*)]^2 + (z+e)^2}. \quad (3)$$

В положении M_1 точки M угол φ равен $\alpha_0 + \alpha + \bar{\gamma}_0$, где $\bar{\gamma}_0$ - угол O'_1OM ; $\bar{\gamma}_0$ равна $\arcsin \frac{z+e}{\rho}$. Тогда

$$\varphi = \alpha_0 + \omega t + \arcsin \frac{z+e}{\rho}. \quad (4)$$

В момент выхода точки M , движущейся по линии M'_1M_1 , за пределы камеры сушки $\rho = R$; произойдет это при времени t , равном t_R^* . Для определения t_R^* необходимо в (3) подставить R вместо ρ и t_R^* вместо t . Получится уравнение, решением которого находится $t_R^* = \frac{\pi z}{v_4 - v_{sp}}$. Подставляя полученное значение t_R^* в (4) вместо t , получим угол φ , при котором конец M скребка покидает пределы камеры сушки.

Таким образом, уравнения (3) и (4) справедливы при

$$t_n^* \leq t \leq t_R^* \quad (5)$$

где t_R^* равно:

$$t_R^* = \frac{\pi z}{v_4 - v_{sp}}. \quad (6)$$

Такое время t_R^* будет, если в процессе перехода точки из положения M' в положение на выходе из камеры сушки рамы выгрузного устройства не остановилась, а продолжала двигаться к центру O . Если же центр O_1 звездочки, достигнув какого-то положения, которое обозначим O_1'' (рис. 1), остановился вследствие остановки рамы выгрузного устройства, то время t_R^* складывается из следующих составляющих:

$$t_R^* = t_{R1} + t_{R2}, \quad (7)$$

где t_{R1} - время движения точки M , когда рама выгрузного устройства продолжала двигаться к центру O до остановки;

t_{R2} - время движения точки от момента, когда рама выгрузного устройства остановилась, до момента, когда точка M окажется на окружности радиуса R .

Время t_{R1} равно $t_n^* + \Delta t_R^*$, где Δt_R^* - время прохода центром O_1 звездочки устройства пути от положения, занимаемого при $t = t_n^*$, до ее остановки, характеризующейся тем, что точка O_1 оказывается на расстоянии $z_0 + \Delta + z + e$ от оси O (рис. 1), здесь z_0 - радиус ограждения, Δ - кратчайшее расстояние между ограждением и траекторией конца скребка (расстояние BD на рис. 1). Тогда $\Delta t_R^* = \frac{R_0 - v_n t_n^* - z_0 - \Delta - z - e}{v_{sp}}$, где $R_0 = \sqrt{R^2 - (z + e)^2}$. Подставляя это значение Δt_R^* в равенство $t_{R1} = t_n^* + \Delta t_R^*$, получим:

$$t_{R1} = \frac{R_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_{sp}}. \quad (8)$$

За время Δt_R^* точка M пройдет с цепью от положения M путь, равный $(v_k - v_{sp}) \Delta t_R^* = (v_k - v_{sp}) \frac{R_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_{sp}}$. Точка M' отстоит от окружности радиуса R на расстоянии

$v_{sp} t_n^*$, тогда за время t_{R2} точка M должна пройти в относительном движении путь $v_{sp} t_n^* - (v_k - v_{sp}) \Delta t_R^*$. В таком случае

$$t_{R2} = \frac{v_{sp} t_n^* - (v_k - v_{sp}) \Delta t_R^*}{v_n} = \frac{\pi z}{v_n} - (R_0 - z_0 - z - e - \Delta) \left(\frac{1}{v_{sp}} - \frac{1}{v_n} \right). \quad (9)$$

В соответствии с (7) и с учетом (8) и (9) получим

$$t_R^* = \frac{R_0 + z (\pi - 1) - z_0 - e - \Delta}{v_n}. \quad (10)$$

Для того, чтобы знать, какой формулой из (8) и (10) пользоваться для определения t_R^* , учтем, что время t_{sa} полного цикла выгрузного устройства в сушильную камеру равно $\frac{R_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_{sp}}$. Ввиду этого, если t_R^* по формуле (8) меньше или равно $\frac{R_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_{sp}}$, то следует пользоваться формулой (8), если же t_R^* по формуле (10) больше $\frac{R_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_{sp}}$, то необходимо пользоваться формулой (10).

На цепи установлены скребки на определенном расстоянии друг от друга, которое обозначим δ . Если в точке M_0 находился один скребок, то при движении платформы и цепи через некоторое время t_c , которое равно $\frac{\delta}{v_{sp} + v_k}$, к кромке платформы подойдет следующий скребок, положение конца которого на цепи обозначим N . В начале скребок N занимал положение N_0 (рис. 2), а в момент подхода к платформе он займет положение N_0' ; это будет после того, как выгрузное устройство повернется относительно платформы на угол $|\omega| t_c$. Рассмотрим дальнейшее движение точки N , начиная от положения N_0' после поворота платформы на угол $|\omega| t_c = \omega t'$.

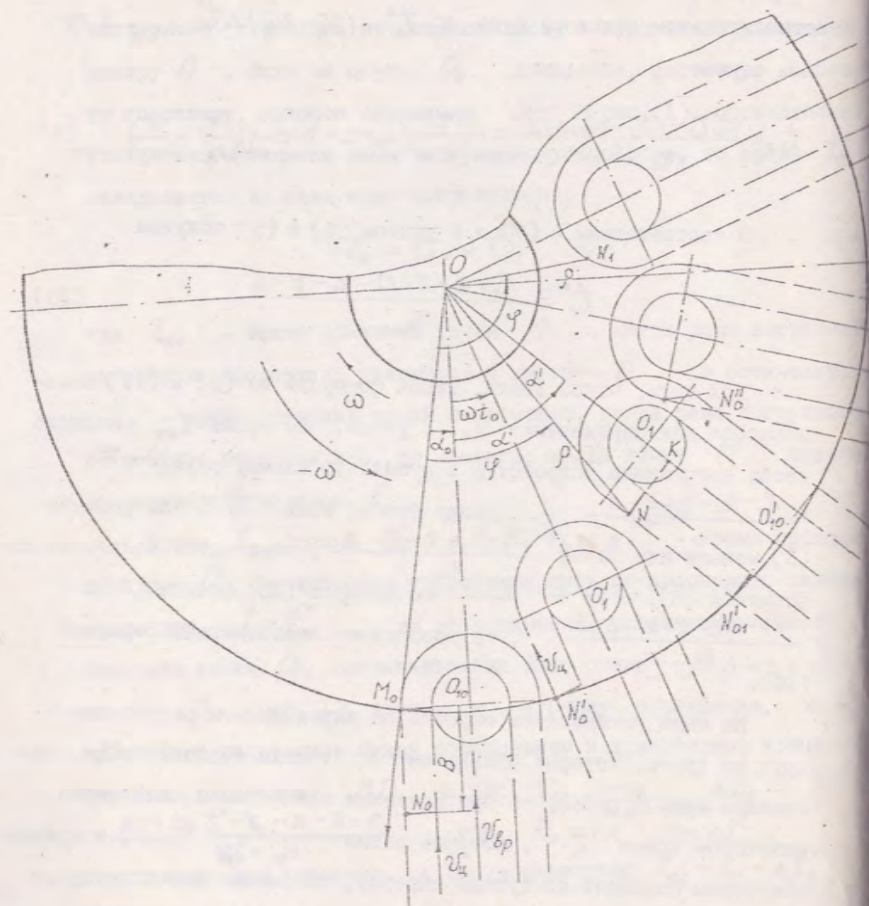


Рис. 2. Схема к определению траектории конца скребка, следующего за первым скребком выгрузного устройства

Начиная от N_0' , точка, двигаясь, займет в некоторый момент времени t положение N . Это положение характеризуется полярными координатами ρ и φ . Ось выгрузного устройства, заняв при этом положение OO_1 , повернулась на угол α , равный ωt и отсчитываемый от радиуса OO_{10} против направления вращения платформы.

Из схемы на рис. 2 видно, что $\rho = \sqrt{(OK)^2 + (z+e)^2}$, где K — проекция точки N на ось OO_1 , $OK = OO_{10}' - O_{10}'K$, где O_{10}' — положение центра звездочки, соответствующее положению N_{01}' конца скребка на окружности платформы. $OO_{10}' = \sqrt{R^2 - (z+e)^2}$, а $O_{10}'K = (v_p + v_u)(t - t_0)$; тогда

$$\rho = \sqrt{[\sqrt{R^2 - (z+e)^2} - (v_p + v_u)(t - t_0)]^2 + (z+e)^2}. \quad (II)$$

Угол φ равен $\alpha_0 + \alpha - \alpha'$, где $\alpha' = \arcsin \frac{z+e}{\rho}$. Тогда

$$\varphi = \alpha_0 + \omega t - \arcsin \frac{z+e}{\rho}. \quad (I2)$$

Уравнения (II) и (I2), характеризующие координаты точки N при входе выгрузного устройства, справедливы при

$$t_0 \leq t \leq t_1, \quad (I3)$$

где t_1 — время, в течение которого точка N проходит вместе с цепью путь от N_0 до начала закругления цепи (N_0'') при ее вращении вместе с звездочкой вокруг оси O_1 .

Время t_1 равно:

$$t_1 = \frac{b}{v_4} \quad (I4)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 &= \sqrt{[R^2 - (z+e)^2 - \beta \frac{v_{ep}}{v_4}]^2 + (z+e)^2}; \\ \varphi_1 &= \alpha_0 + \frac{\beta \omega}{v_4} - \arcsin \frac{z+e}{\rho_1}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Для случая прямолинейного движения точки N с цепью в обратную сторону справедливы ранее установленные для точки M зависимости (3) и (4).

Основной режим работы выгрузного устройства - это работа в положении, когда оно остановилось, не доходя до внутреннего ограждения на расстояние Δ после окончания ввода в камеру. В этом случае, если также, как в предыдущем, применить метод обращения, то движение выгрузного устройства относительно "остановленной" платформы характеризуется поворотом устройства в направлении $- \omega$ на одинаковом расстоянии от оси O платформы (рис. 3), так как устройство дошло до конечного положения и остановилось ($U_p = 0$). Окончание ввода выгрузного

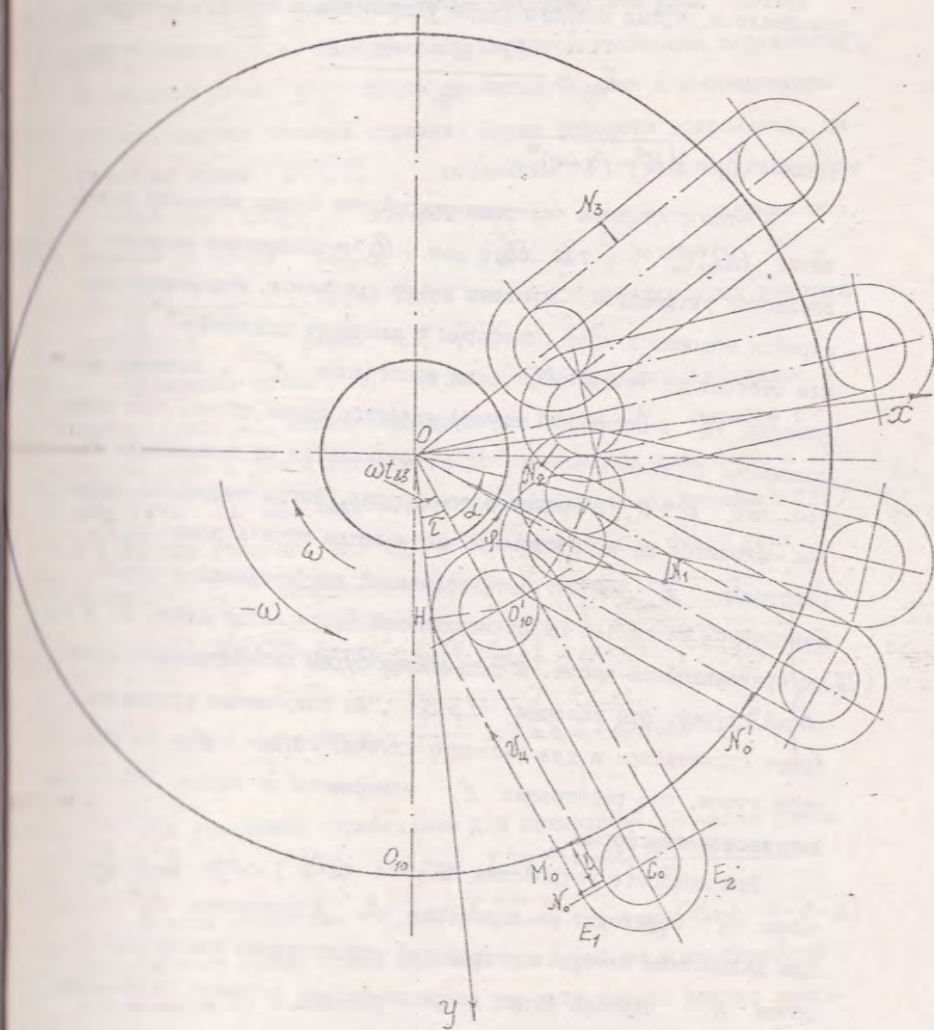


Рис. 3. Схема к определению траектории конца движущегося скребка при основном режиме работы сушилки

устройства в камеру характеризуется поворотом платформы относительно оси OO'_0 на угол ωt_{ab} , где t_{ab} , как уже указывалось, время полного ввода устройства в камеру, равное:

$$t_{ab} = \frac{R_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_{cp}} \quad (16)$$

здесь $R_0 = \sqrt{R^2 - (z+e)^2}$.

В этом состоянии ось рамы устройства будет занимать положение OO'_0C_0 , где O'_0 и C_0 - положения центров звездочек устройства. При этом может оказаться, что очередной скребок подошел к краю платформы и занимает положение M_0 или отстоит от точки M_0 на расстоянии ℓ , занимая положение N_0 . Последний случай является более общим, при этом положение скребка в точке N_0 отличается от положения M_0 тем, что $\ell > 0$, причем в том случае, когда очередной скребок находится на закругленной части ветви цепи в зоне E, E_2 расстояние ℓ может быть величиной значительной и будет измеряться не только по прямолинейной части ветви цепи, но и по ее криволинейной части. В дальнейшем будем рассматривать этот общий случай, при котором $\ell > 0$, но полученные уравнения будут справедливы и для частного случая, когда $\ell = 0$. При этом учтем, что расстояние ℓ измеряется от точки M_0 на окружности платформы.

При повороте устройства на угол $\omega t'_0$, где $t'_0 = \frac{\ell}{v_4}$, точка N переходит из положения N_0 в положение N'_0 . При дальнейшем повороте устройства относительно платформы точка N скребка будет последовательно занимать положения N_1, N_2, N_3 и т.д.

Проведем полярную систему координат с центром O таким

образом, что полярная ось будет проходить через точку H на окружности, по которой движется конец скребка при его вращении вокруг оси O'_0 звездочки таким образом, что угол $OH O'_0$ будет прямым (т.е. полярная ось касается указанной окружности), а полярный угол φ будем отсчитывать, как и в предыдущем случае, против часовой стрелки. Время поворота устройства, начиная от линии OO'_0C_0 обозначим t (т.е. считаем, что в положении OO'_0C_0 оси устройства $t = 0$). Полярная ось отстоит от линии OO'_0C_0 на угол τ , равный $\arcsin \frac{z+e}{R_0+z+e+\Delta}$. Будем также иметь в виду, что угол поворота устройства α равен ωt .

Движение точки N скребка с ветвью цепи, входящей в камеру (рис. 3), аналогично движению точки N скребка с ветвью цепи и рамой выгрузного устройства при вхождении в камеру (рис. 2). Для такого движения справедливы уравнения (II) и (12) при условии, что $v_{cp} = 0$, вместо α_0 будет угол τ , а вместо t_0 подставляется t'_0 , равное $\frac{\ell}{v_4}$:

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \sqrt{[R^2 - (z+e)^2 - v_4(t-t'_0)]^2 + (z+e)^2}; \\ \varphi &= \tau + \alpha + \arcsin \frac{z+e}{\rho} = \tau + \omega t - \arcsin \frac{z+e}{\rho}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Эти уравнения справедливы для прямолинейной части ветви т.е. при $t'_0 \leq t \leq t'_1$, где $t'_1 = t'_0 + \frac{R_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_4}$.

В этом равенстве $R_0 = \sqrt{R^2 - (z+e)^2}$, а $\frac{1}{v_4}(R_0 - z_0 - z - e - \Delta)$ представляет собой время прохождения скребком прямолинейной части ветви от положения N'_0 до закругления ветви; здесь цепь начинает закругляться, вращаясь вместе с звездочкой вокруг ее оси. В положении скребка в начале закругления ветви

координаты ρ_a и φ_a точки N находятся, если в (17) подставить t'_i вместо t ; при этом получим:

$$\left. \begin{aligned} \rho_a &= \sqrt{(z_0 + z + e + \Delta)^2 + (z + e)^2}; \\ \varphi_a &= \tau + \omega t'_i - \arcsin \frac{z + e}{\rho_a}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

При вращении цепи вместе с звездочкой вокруг ее оси движущаяся вместе с ней точка N будет двигаться также, как точка M , когда она занимает положения, начиная от M'_0 и кончая M' (рис. 1). Ввиду этого для точки N справедливы уравнения (1) и (2) при условии, что $v_{\varphi} = 0$; $\sqrt{R^2 - (z + e)^2} - v_{\varphi} t = -z_0 + z + e + \Delta$, а вместо t и α_0 подставляется $(t - t'_i)$ и τ .

Уравнения эти справедливы при угле поворота звездочки от 0 до π , т.е. при $0 \leq \frac{v_{\varphi}}{2}(t - t'_i) \leq \pi$ или при $t'_i \leq t \leq t'_n$ где $t'_n = t'_i + \frac{\pi z}{v_{\varphi}}$. При $t = t'_n = t'_i + \frac{\pi z}{v_{\varphi}}$ точка N будет находиться в конце полуокружности и цепь начнет двигаться в обратную сторону по прямолинейной части ветви.

При прямолинейном движении точки N с цепью относительно рамы выгрузного устройства в обратную сторону справедливы уравнения (3) и (4), но есть разница в том, что $\sqrt{R^2 - (z + e)^2} - v_{\varphi} t = z_0 + z + e + \Delta$, а вместо t_n и α_0 нужно подставить t'_n и τ . С учетом этого получаем следующие уравнения для данного случая:

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \sqrt{[z_0 + z + e + \Delta + v_{\varphi}(t - t'_n)]^2 + (z + e)^2}; \\ \varphi &= \tau + \omega t + \arcsin \frac{z + e}{\rho}. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Уравнения (19) справедливы при $t'_n \leq t \leq t'_r$,

где t'_r — время, в течение которого точка N проходит путь от начала входа в камеру до выхода из нее. Это время равно:

$$t'_r = t'_n + \frac{\rho_0 - z_0 - z - e - \Delta}{v_{\varphi}}, \quad (20)$$

где $\rho_0 = \sqrt{R^2 - (z + e)^2}$.

Полученные уравнения справедливы для любого скребка, входящего в камеру сушки, если под ℓ понимать расстояние от точки M_0 до положения рассматриваемого скребка на цепи, измеренное в обратную сторону от направления движения левой ветви цепи.

Если при пользовании выведенными уравнениями увеличивать каждый раз расстояние ℓ на величину δ , представляющую собой расстояние между скребками, получаем возможность рассчитывать траектории конца каждого очередного скребка.

По полученным зависимостям проведены расчеты и построены траектории концов скребков выгрузного устройства относительно вращающейся платформы при вводе устройства в камеру, после его ввода и после его остановки. Расчеты проведены на ЭМ при следующих условиях: $R_1 = 4,17$ м; $z = 0,932$ м; $z_0 = 0,080$ м; $\Delta = 0,030$ м; $\delta = 0,304$ м; $e = 0,060$ м; $v_{\varphi} = 0,06$ м/с; $v_{\varphi} = 1$ м/с; $\omega = 0,0031$ с⁻¹, т.е. при тех параметрах, которыми характеризуется сушилка СКМ-1. Проведены также расчеты при v_{φ} , равном 0,25, 0,50 и 1,00 м/с, и ω , равном 0,0031 и 0,0062 с⁻¹.

Часть полученных результатов представлена на рис. 4. На рисунке изображен ряд траекторий движения конца скребка относительно платформы. Из представленных данных видно, что вид траектории и их частота расположения существенно зависят от

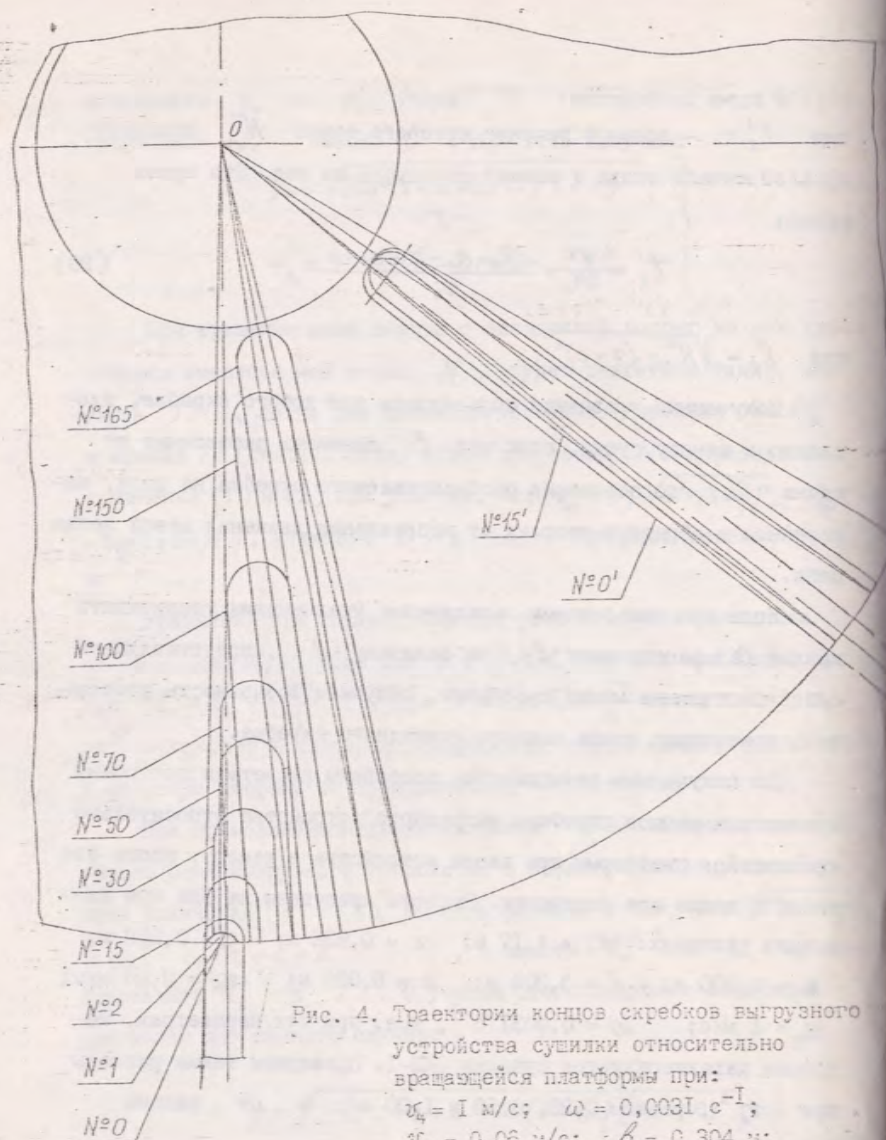


Рис. 4. Траектории концов скребок выгрузного устройства сушилки относительно вращающейся платформы при:
 $v_4 = 1 \text{ м/с}$; $\omega = 0,0031 \text{ с}^{-1}$;
 $v_{ep} = 0,06 \text{ м/с}$; $\delta = 0,304 \text{ м}$;
 N - обозначение номера скребка на цепи
 0, 1, 2, ... 165 - номера скребков на
 цепи; 0 - 15 - номера скребков движу-
 щихся после полного ввода выгрузного
 устройства

скоростей ω , v_{ep} и v_4 и параметра δ ; чем меньше ω и δ , тем ближе располагаются траектории точек следующих друг за другом скребков. Расчеты показывают, что за время полного ввода выгрузного устройства, равного $t_{вв} = 55 \text{ с}$, в сушильную камеру входят 165 скребков; при этом платформа су-
 шилки совершает поворот на $18^\circ 40'$. Ввиду этого, траектории точек скребков практически накладываются одна на другую. На рис. 4 показаны лишь отдельные траектории концов скребков выгрузного устройства сушилки, эти траектории весьма близки. От расположе-
 ния траектории зависят количество захватываемого каждым скреб-
 ком высушенного материала и загрузка скребков. Ввиду этого, нет необходимости в частом расположении скребков на цепи или в
 большой скорости движения цепи выгрузного устройства.

Расстояние c между траекториями соседних скребков, изме-
 ренное по окружности радиуса R , влияет на объем захваченно-
 го каждым скребком высушенного материала. Для определения этого
 расстояния учтем, что промежуток времени Δt_c между входами
 или выходами двух соседних скребков из камеры сушки равен $\frac{\delta}{v_4}$,
 где δ - расстояние между двумя соседними скребками цепи. За
 время Δt_c платформа повернется на угол $\omega \cdot \Delta t_c$. Умножая
 этот угол на R , получим c :

$$c = R \omega \cdot \Delta t_c = \frac{\delta R \omega}{v_4}. \quad (21)$$

При $\delta = 0,304 \text{ м}$, $R = 4,17 \text{ м}$, $\omega = 0,0031 \text{ с}^{-1}$ и
 $v_4 = 1 \text{ м/с}$ расстояние c окажется равным $0,042 \text{ м}$.

Расстояние c должно быть меньше ширины e скребка с
 целью перекрытия. Принимая $c = \xi e$, где ξ - коэффициент,
 равный 0,60-0,65, и составив равенство $\xi e = \frac{\delta R \omega}{v_4}$, полу-
 чим уравнение, решением которого находим зависимость для опре-

деления расстояния δ :

$$\delta = \frac{e v_4 \xi}{R \omega} \quad (22)$$

При $e = 0,06$ м, $v_4 = 1$ м/с, $\xi = 0,6$, $R = 4,17$ м и $\omega = 0,0031$ с⁻¹ расстояние δ окажется равным 2,77 м. В машине СКМ-I $\delta = 0,304$ м, оно слишком мало, о чем выше говорилось.

Если отношение $\frac{R \omega}{v_4}$ обозначить μ и назвать показателем кинематического режима выгрузного устройства, то

$$\delta = \frac{e \xi}{\mu} \quad (23)$$

Мы видим, что чем больше e и меньше μ , тем больше должен быть параметр δ .

Из приведенных данных следует, что для повышения эффективности работы выгрузного устройства сушилки типа СКМ-I необходимо уменьшить скорость движения цепи в два-три раза. Если же биологические свойства высушиваемых сельскохозяйственных материалов позволяют увеличить температуру теплоносителя, а соответственно и скорость сушки материала, то следует увеличивать угловую скорость вращения карусели, не меняя скорости цепи выгрузного устройства. При этом производительность сушки возрастет.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ КОЛЕБАНИЯ ШТАМБА ДЕРЕВА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВИБРОСТРЯХИВАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

Г.А.Хайлис
д.т.н., проф.
З.О.Гошко
аспирант
Р.С.Шевчук
к.т.н., доц.

Вибрационная уборка плодов нашла широкое применение. Для вибрации деревьев применяются различные механизмы, в том числе и вибрострахивающие. В то же время работа этих механизмов мало исследована. Ниже приводится анализ воздействия звеньев вибрострахивающего механизма на штаб дерева.

Схема механизма, обеспечивающего вибрострахивание плодов, представлена на рис. 1. Эксцентрик I с центром A вращается вокруг оси O против часовой стрелки и ведет за собой обойму 2 с корпусом 3 то в одно направление (влево), то в другое направление (вправо). В обойме 2 находится пружина 4, внутри которой проходит шток 5 с плунжером 6 в конце. Другой конец штока 5 соединен с тросом 7, связанным с штабом 8 дерева. На схеме изображен не весь штаб, а его ось O₁C; считаем, что при отсутствии боковой нагрузки ось штаба вертикальна (положение O₁C₀). В обойме 2 расположены упоры 9 и 10, которые не позволяют плунжеру 6 полностью сжать пружину 4 (т.е. перейти в правое положение KL упоров 9 и 10).

В начале при присоединении вибрострахивателя со штабом центр A эксцентрика находится в крайнем правом положении A₀.

Проекции скорости v и ускорения W точки A на оси x_1 и y_1 будут: (при $\omega = \text{const}$):

$$\left. \begin{aligned} v_{x_1} &= \frac{dx_1}{dt} = z\omega \sin \omega t; \\ v_{y_1} &= \frac{dy_1}{dt} = z\omega \cos \omega t. \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} W_{x_1} &= \frac{dv_{x_1}}{dt} = z\omega^2 \cos \omega t; \\ W_{y_1} &= \frac{dv_{y_1}}{dt} = -z\omega^2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\}$$

Определим теперь, какие составляющие силы растягивания больше всего влияют на колебание штаба. Трос 7 действует на штаб в точке D с силой P , которую разлагаем на две составляющие: по горизонтали — P_x и по вертикали — P_y . Составляющая P_x равна $P \cos \varphi$, а P_y равна $P \sin \varphi$, где φ — угол отклонения троса от горизонтали. Из анализа действия механизма видно, что продолжение линии DE троса проходит через точку A , поэтому $\sin \varphi = \frac{A'A}{AD} \approx \frac{y_1}{OD_0}$, где OD_0 — расстояние от оси O до начального положения оси штаба (это положение вертикально). Наибольшее значение $\sin \varphi$ будет при максимальном значении y_1 , — это будет при $y_1 = z$, в это время $x_1 = z$. Тогда

$$\sin \varphi_{\max} \approx \frac{z}{OD_0}.$$

При $OD_0 = 2,5$ м и $z = 0,015$ м $\sin \varphi_{\max} = 0,006$, а $\varphi_{\max} = 0^\circ 20'$. Это весьма малый угол; ввиду этого составляющая P_y мала и не сможет вызвать колебания штаба в вертикальном направлении.

Выведем теперь дифференциальное уравнение колебания штаба. Будем рассматривать штаб как твердое тело, совершающее вращение

вокруг горизонтальной оси, которая проходит через точку O_1 перпендикулярно плоскости чертежа. На штаб действуют возмущающая сила P , восстанавливающая сила T и сила сопротивления воздуха Q . Возникновение силы T объясняется упругостью основания штаба, ввиду чего при принудительном отклонении последнего появляются силы, которые стремятся восстановить его положение.

Как известно из курса теоретической механики, дифференциальное уравнение вращательного движения твердого тела имеет вид:

$$J_z \ddot{\varphi} = \sum m_z(F), \quad (4)$$

где J_z — момент инерции тела относительно оси вращения;

$\ddot{\varphi}$ — угловое ускорение при вращении тела;

$\sum m_z(F)$ — сумма моментов действующих сил относительно оси вращения.

Возмущающая сила P равна силе натяжения троса 7. Если известно удлинение троса Δ_T во время колебания штаба, то

$$P = c_T \Delta_T, \quad (5)$$

где c_T — жесткость троса (сила, необходимая для удлинения троса на одну единицу длины).

Для определения Δ_T учтем, что расстояние OD_0 равно

$$OD_0 + DA' - A'O = h_w \varphi + (DA) \cos \varphi - (x_1 - z),$$

где h_w — высота точки D_0 над уровнем почвы, а φ — угол отклонения штаба. Так как $\cos \varphi \rightarrow 1$, x_1 равно $z(1 - \cos \omega t)$,

то $OD_0 = h_w \varphi + z \cos \omega t + DA$. Обозначив через L_0 расстояние OD_0 , получим:

$$L_0 = h_w \varphi + z \cos \omega t + DA. \quad (6)$$

Если обозначить начальную длину троса (при $P = 0$) через ℓ_T , а расстояние EA от точки A эксцентрика до конца E штока при несжатой пружине (т.е. когда линия MN находится в положении M_0N_0) через ℓ_i , то

$$DA = \ell_T + \Delta_T + EA + \Delta_n = \ell_T + \Delta_T + \ell_i + \Delta_n, \quad (7)$$

где Δ_n — расстояние M_0M (или N_0N), т.е. деформация пружины под действием силы P .

Расстояние Δ_n равно:

$$\Delta_n = \frac{P}{C_n}, \quad (8)$$

где C_n — жесткость пружины (т.е. сила, необходимая для сжатия пружины на одну единицу длины).

Дальнейшие расчеты проведем, считая, что шток 5 и корпус 3 при работе не удлиняются. Тогда на основе (5), (6), (7) и (8) можно получить следующее равенство:

$$L_0 = h_{ш} \varphi + z \cos \omega t + \ell_T + \ell_i + \frac{P}{C_T} + \frac{P}{C_n}, \quad (9)$$

Расстояние L_0 определяется еще исходя из того, что в начале встряхивания центр A совпадает с точкой A_0 (линии OA и AED располагаются по одной прямой), а точка D находится в точке D_0 . Тогда $L_0 = D_0E + EA_{00} + M_0M_i + OA_0$. Так как $D_0E = \ell_T + \Delta_{T0}$, $EA = \ell_i$, $OA_0 = z$, $M_0M_i = N_0N_i = \Delta_{n0}$, где Δ_{n0} — предварительная деформация пружины, а Δ_{T0} — удлинение троса, соответствующее этой предварительной деформации, то

$$L_0 = \ell_T + \Delta_{T0} + \ell_i + z + \Delta_{n0}. \quad (10)$$

Из равенства $C_n \Delta_{n0} = C_T \Delta_{T0}$ находим: $\Delta_{T0} = \frac{C_n}{C_T} \Delta_{n0}$.

Так как левые части равенств (9) и (10) равны, то можно получить следующее уравнение

$$z + \Delta_{n0} + \Delta_{T0} = h_{ш} \varphi + z \cos \omega t + \frac{P}{C_T} + \frac{P}{C_n}, \quad (11)$$

$$P = C_n C_T \frac{z + \Delta_{n0} + \Delta_{T0} - h_{ш} \varphi - z \cos \omega t}{C_n + C_T}. \quad (12)$$

Это уравнение справедливо при таких значениях t и φ , при которых $P \leq P_{max}$, где P_{max} — сила, необходимая для сжатия пружины на величину M_0K (или N_0L), при которой плунжер 6 упирается в упоры 9 и 10. Если обозначить расстояние M_0K через $\Delta_{nл}$, то $P_{max} = C_n \cdot \Delta_{nл}$ и на неравенства

$$C_n C_T \frac{z + \Delta_{n0} + \Delta_{T0} - h_{ш} \varphi - z \cos \omega t}{C_n + C_T} \leq C_n \Delta_{nл} \quad (13)$$

определяется время t , в течение которого движение звеньев механизма происходит при работающей пружине. При

$$C_n C_T \frac{z + \Delta_{n0} + \Delta_{T0} - h_{ш} \varphi - z \cos \omega t}{C_n + C_T} > C_n \Delta_{nл} \quad (14)$$

пружина выключается и механизм работает так, что $AE = \text{const}$.

Если взять предельный случай зависимости (13), когда учитываются только знак равенства, и решить полученное уравнение относительно t , то можно получить значения времени t , при котором пружина то выключается, то включается. Угол φ также, как и $\cos \omega t$, является функцией времени t , ввиду чего можно записать $\varphi = \varphi(t)$; тогда уравнение, решением

которого определяется указанное время t , выйдет следующим образом:

$$h_{ш} \varphi(t) - r(1 - \cos \omega t) + \Delta_{пт} \frac{c_n + c_r}{c_r} - \Delta_{по} - \Delta_{то} = 0. \quad (16)$$

Зависимость $\varphi(t)$ выводится ниже.

Обозначим через t_1 время, при котором пружина выключается, а через t_2 время, при котором пружина включается. Добавим еще один индекс, указывающий номер оборота эксцентрика, тогда $t_{1,1}$ означает время t_1 при первом обороте эксцентрика, а $t_{2,1}$ - это время t_2 при первом обороте эксцентрика; времена $t_{1,2}$ и $t_{2,2}$ будут тогда означать времена t_1 и t_2 при втором обороте эксцентрика. Аналогично устанавливаем, что времена $t_{1,i}$ и $t_{2,i}$ будут временами t_1 и t_2 при i -ом обороте эксцентрика. Из сказанного следует, что

$$t_{1,1} < t_{2,1} < t_{1,2} < t_{2,2} < t_{1,3} < t_{2,3} < t_{1,4} < t_{2,4} < \dots \quad (16)$$

Решением уравнения (15) сначала определяется время $t_{1,1}$, затем $t_{2,1}$, затем $t_{1,2}$, $t_{2,2}$, $t_{1,3}$, $t_{2,3}$ и т.д. Так как один оборот эксцентрика длится $\frac{2\pi}{\omega}$ секунд, то при

$$\left. \begin{aligned} \frac{2\pi}{\omega}(i-1) \leq t \leq t_{1,i}; \\ t_{2,i} \leq t \leq \frac{2\pi}{\omega} i, \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

движение звеньев происходит с работающей пружиной, а при

$$t_{1,i} < t < t_{2,i} \quad (18)$$

звенья механизма работают при выключенной пружине (здесь i - номер оборота эксцентрика).

После того, как сила сжатия пружины P достигла значения P_{max} , сила P , растягивающая трос, будет находиться на (11) при условии, что $\frac{P}{c_n} = \Delta_{пт}$. Тогда

$$P = c_r [r(1 - \cos \omega t) + \Delta_{по} + \Delta_{то} - \Delta_{пт} - h_{ш} \varphi] \quad (19)$$

Таким образом, дифференциальное уравнение (4) необходимо решить для двух случаев: когда P определяется по (12) и когда P определяется по (19).

Восстанавливающая сила T находится, если считать, что сила, необходимая для отклонения штамба, пропорциональна его отступу D, D , равному $h_{ш} \varphi$. Тогда

$$T = -c_w \cdot h_{ш} \cdot \varphi, \quad (20)$$

где c_w - жесткость штамба (т.е. сила, необходимая для отклонения штамба на одну единицу длины).

Знак "-" указывает на то, что сила T направлена противоположно направлению угла φ .

Силу сопротивления воздуха Q будем считать пропорциональной скорости колебания штамба в первой степени. Тогда

$$Q = -k \cdot h_{ш} \cdot \dot{\varphi}, \quad (21)$$

где k - коэффициент пропорциональности, определяется опытным путем и измеряется в кг/с;

$\dot{\varphi}$ - угловая скорость отгиба штамба.

Знак "-" в равенстве (21) указывает на то, что сила Q направлена противоположно направлению скорости $\dot{\varphi}$.

Силы P , T и Q действуют на расстоянии $h_{ш}$ от

оси z , проходящей через точку O_1 перпендикулярно плоскости чертежа. Если это учесть, то уравнение (4) примет вид для случая, когда ρ определяется по (12):

$$\mathcal{I}_z \ddot{\varphi} = c_n c_\tau h_{ш} \frac{z + \Delta_{no} + \Delta_{\tau o} - h_{ш} \varphi - z \cos \omega t}{c_n + c_\tau} - c_{ш} h_{ш}^2 \varphi - \kappa h_{ш}^2 \dot{\varphi}. \quad (28)$$

В случае, когда ρ определяется по (19), уравнение примет вид:

$$\mathcal{I}_z \ddot{\varphi} = c_\tau h_{ш} (z + \Delta_{no} + \Delta_{\tau o} - \Delta_{nr} - h_{ш} \varphi - z \cos \omega t) - c_{ш} h_{ш}^2 \varphi - \kappa h_{ш}^2 \dot{\varphi}. \quad (29)$$

Если произвести преобразования, то эти уравнения приведутся к следующему виду:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + 2n \frac{d\varphi}{dt} + \kappa_1^2 \varphi = A_1 \cos \omega t + B_1; \quad (24)$$

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + 2n \frac{d\varphi}{dt} + \kappa_2^2 \varphi = A_2 \cos \omega t + B_2; \quad (25)$$

где $2n = \frac{\kappa h_{ш}^2}{\mathcal{I}_z};$

$$\kappa_1^2 = h_{ш}^2 \frac{c_{ш} + \frac{c_n c_\tau}{c_n + c_\tau}}{\mathcal{I}_z}; \quad (26)$$

$$\kappa_2^2 = h_{ш}^2 \frac{c_\tau + c_{ш}}{\mathcal{I}_z}; \quad (28)$$

$$A_1 = - \frac{c_n c_\tau h_{ш} z}{\mathcal{I}_z (c_n + c_\tau)}; \quad (29)$$

$$B_1 = \frac{c_n c_\tau h_{ш} (z + \Delta_{no} + \Delta_{\tau o})}{\mathcal{I}_z (c_n + c_\tau)}; \quad (30)$$

$$A_2 = - \frac{c_\tau h_{ш} z}{\mathcal{I}_z}; \quad (31)$$

$$B_2 = \frac{c_\tau h_{ш}}{\mathcal{I}_z} (z + \Delta_{no} + \Delta_{\tau o} - \Delta_{nr}). \quad (32)$$

Мы получили линейные дифференциальные уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами и с правой частью, отличной от нуля [уравнения (24) и (25)]. Решением этих уравнений можно определить закон колебания штампа. Общее решение таких уравнений состоит из общего их решения φ_1 без правой части и частного решения φ_2 всего уравнения. Если воспользоваться литературными данными (Воронков И.М. Курс теоретической механики, М.: Госуд. изд-во физико-матем. литер-ры, 1961, стр. 445-446), то

$$\varphi_1 = \alpha \cdot e^{-nt} \cdot \sin(\kappa_g t + \beta), \quad (33)$$

где α и β — произвольные постоянные, а κ_g равно для уравнения (24) $\sqrt{\kappa_1^2 - n^2}$ и для уравнения (25) $\sqrt{\kappa_2^2 - n^2}$.

Частное решение φ_2 будем искать в форме:
 $\varphi_2 = b \cdot \cos(\omega t + \delta) + c$, где b , δ и c — некоторые постоянные величины, которые подбираются так, чтобы значение тождественно удовлетворяло дифференциальным уравнениям (24) и (25). Для отыскания этих величин продифференцируем дважды представленное равенство:

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = -b \cdot \omega \cdot \sin(\omega t + \delta); \quad \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = -b\omega^2 \cos(\omega t + \delta).$$

Подставляя значения производных и значение φ_2 в уравнение (24), получим:

$$-b\omega^2 \cos(\omega t + \delta) - 2n b \omega \sin(\omega t + \delta) + \kappa_1^2 b \cos(\omega t + \delta) + \kappa_1^2 c = A_1 \cos \omega t + B_1.$$

Если заменить $\omega t + \delta$ на θ , то будем иметь:

$$b(\kappa_1^2 - \omega^2) \cos \theta - 2n b \omega \sin \theta + \kappa_1^2 c = A_1 \cos \theta \cos \delta + A_1 \sin \theta \sin \delta +$$

Так как это равенство должно выполняться тождественно, то коэффициенты при $\sin \theta$ и $\cos \theta$ и свободные члены в левой и правой частях должны быть равны, т.е. должны иметь место равенства:

$$b(\kappa_1^2 - \omega^2) = A_1 \cos \delta; \quad -2n b \omega = A_1 \sin \delta; \quad \kappa_1^2 c = B_1.$$

Из этих уравнений находим:

$$b = \frac{A_1}{\sqrt{(\kappa_1^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}; \quad \operatorname{tg} \delta = -\frac{2n\omega}{\kappa_1^2 - \omega^2}; \quad c = \frac{B_1}{\kappa_1^2} \quad (31)$$

Таковы значения постоянных для уравнения (24). Аналогично можно получить для уравнения (25):

$$b = \frac{A_2}{\sqrt{(\kappa_2^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}; \quad \operatorname{tg} \delta = -\frac{2n\omega}{\kappa_2^2 - \omega^2}; \quad c = \frac{B_2}{\kappa_2^2} \quad (32)$$

Таким образом, общее решение уравнений (24) и (25) будет:

$$\varphi = \alpha \cdot e^{-nt} \cdot \sin(\kappa_g t + \beta) + b \cos(\omega t + \delta) + c, \quad (36)$$

Скорость $\dot{\varphi}$ колебания штампа находится дифференцированием данного уравнения:

$$\dot{\varphi} = \alpha \cdot e^{-nt} [\kappa_g \cos(\kappa_g t + \beta) - n \sin(\kappa_g t + \beta)] - b \omega \sin(\omega t + \delta). \quad (37)$$

В данных уравнениях значения b , δ и c для случая работы механизма с включенной пружиной определяются по (34), а для случая работы механизма с выключенной пружиной определяются по (35).

Постоянные α и β определяются по начальным условиям. При этом ввиду особенностей работы рассматриваемого механизма эти величины придется определять для каждого оборота эксцентрика и каждого режима работы пружины во время этого оборота.

В самом начале, т.е. в начале первого оборота эксцентрика ($i = 1$) при $t = 0$, $\varphi = 0$ и $\dot{\varphi} = 0$. Подставляя эти данные в (36) и (37) для режима работы с включенной пружиной и решая полученные уравнения относительно α и β , находим значения этих величин. Подставляя эти величины в (36) и (37), получим зависимости, устанавливающие закономерности колебания штампа в пределах первого неравенства (17) при $i = 1$.

Подставляя зависимость $\varphi(t)$ по (36) и значения величин $t_{1,1}$ и (16), получаем уравнение, решением которого определяем $t_{1,1}$. Число значений t будет много, из них в соответствии с (16) берется наименьшее. Полученные зависимости $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$ принимаем при $0 < t \leq t_{1,1}$. Подставляя значение $t_{1,1}$ в

данные зависимости, найдем угол φ и угловую скорость $\dot{\varphi}$ для момента времени $t_{1,1}$. Эти величины будут начальными значениями, с помощью которых возможно определение параметров α и β уравнений (36) и (37) для режима работы механизма с выключенной пружиной (параметры эти определяются путем подстановки начальных условий и решения полученных уравнений, о чем выше говорилось). Получив эти параметры и подставляя их в (36) и (37), найдем зависимости, устанавливающие закономерности колебания штамба в пределах неравенства (16) при $i = 1$. Затем определяем время $t_{2,1}$, для чего подставляем зависимость $\varphi(t)$ по (36) и значения величин в (15) и решаем полученное уравнение относительно времени t ; при этом получаем много значений времени, но в соответствии с (16) берем то время, которое больше $t_{1,1}$, но меньше остальных. Это и будет $t_{2,1}$. При этом времени еще действительны полученные зависимости φ и $\dot{\varphi}$. Подставляя это значение $t_{2,1}$ в данные зависимости, получим угол φ и угловую скорость $\dot{\varphi}$ для данного момента времени $t_{2,1}$. Эти величины будут начальными значениями, с помощью которых определяются параметры α и β уравнений (36) и (37) для наступающего режима работы механизма с включенной пружиной (параметры эти определяются путем подстановки начальных условий и решения полученных уравнений, о чем выше говорилось). Получив эти параметры и подставляя их в (36) и (37), найдем зависимости, устанавливающие закономерности колебания штамба в пределах второго неравенства (17) при $i = 1$ до окончания первого оборота и первого неравенства (17) при $i = 2$ в связи с тем, что уже начался второй оборот эксцентрика. Затем определяем время $t_{1,2}$, для чего подставляем полученную зависимость $\varphi(t)$ и значения величин в (15) и решаем полученное уравнение относительно времени t .

при этом получим много значений времени, но в соответствии с (16) берем то время, которое больше $t_{1,1}$ и $t_{2,1}$, но меньше остальных. Это и будет $t_{1,2}$. При этом времени еще действительны полученные зависимости φ и $\dot{\varphi}$. Подставляя полученное значение $t_{1,2}$ в данные зависимости, получим угол φ и угловую скорость $\dot{\varphi}$ для данного момента времени $t_{1,2}$. Эти величины будут начальными значениями, с помощью которых определяются параметры α и β уравнений (36) и (37) для режима работы механизма с выключенной пружиной (как это делается, выше сказано). Получив эти параметры и подставляя их в (36) и (37), найдем зависимости, устанавливающие закономерности колебания штамба в пределах неравенства (18) при $i = 2$. Затем определяем время $t_{2,2}$, для чего подставляем полученную зависимость $\varphi(t)$ и значения величин в (15) и решаем полученное уравнение относительно t ; при этом получим много значений времени, но берем то время, которое больше $t_{1,1}$, $t_{2,1}$, $t_{1,2}$, но меньше остальных. Это и будет $t_{2,2}$. При этом времени еще действительны полученные зависимости φ и $\dot{\varphi}$. Подставляя полученное значение $t_{2,2}$ в данные зависимости, получим угол φ и угловую скорость $\dot{\varphi}$ для данного момента времени $t_{2,2}$. Эти величины будут начальными значениями, с помощью которых определяются параметры α и β уравнений (36) и (37) для наступающего режима работы механизма с включенной пружиной. Определив эти параметры (выше сказано, как это делается) и подставляя их в (36) и (37), найдем зависимости, устанавливающие закономерности колебания штамба в пределах второго неравенства (17) при $i = 2$ до окончания второго оборота и первого неравенства (17) при $i = 3$ в связи с тем, что начался третий оборот эксцентрика.

Как видим, методика использования уравнений (36), (37), (15), (17) и (18) с целью определения закономерности колебания штаба для второго оборота эксцентрика в значительной степени повторяет операции по первому обороту, что же касается последовательности расчетов по третьему, четвертому, пятому и т.д. оборотам эксцентрика, то она почти полностью повторяет последовательность расчетов по второму обороту.

Уравнения (36) и (37), выведенные для общего случая колебания штаба, справедливы и для частных случаев, а именно, когда пружина отсутствует (в этом случае $C_n \rightarrow \infty$) и когда отсутствуют упоры (в этом случае $\Delta_{nm} \rightarrow 2z$).

По представленным зависимостям проведены расчеты и определены закономерности колебания штаба при следующих условиях: $J_z = 300 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C_w = 4 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $C_T = 10^7 \text{ Н/м}$; $C_n = 10^4 \text{ Н/м}$; $\Delta_{no} = 0,003 \text{ м}$; $\Delta_{nm} = 0,005 \text{ м}$; $h_w = 1,8 \text{ м}$; $z = 0,01 \text{ м}$; $\omega = 210 \text{ с}^{-1}$; $K = 0,1 \text{ кг/с}$. Кроме таких расчетов проведены расчеты для частных случаев, когда пружина не выключается, т.е. упоры отсутствуют (в этом случае $\Delta_{nm} > 2z$) и когда пружина заменена жестким недеформируемым телом (в этом случае $C_n \rightarrow \infty$). При $\Delta_{nm} > 2z$ решается только уравнение (24), а κ_2 , A_2 и B_2 не определяются, уравнение это распространяется на весь оборот эксцентрика, для таких условий уравнения (17) учитывать не надо. При $C_n \rightarrow \infty$ решается также одно уравнение (24), κ_2 , A_2 и B_2 не определяются, уравнение это распространяется на весь оборот кривошипа, для таких условий $\kappa_1^2 = \frac{h_w}{J_z} (C_w + C_T)$, $A_1 = -\frac{C_T h_w z}{J_z}$, $B_1 = -\frac{C_T h_w z}{J_z} = -A_1$. Начальные условия были: при $t = 0$, $\varphi = 0$ и $\dot{\varphi} = 0$. Полученные для первого периода и части второго периода колебаний результаты представлены на рис. 2 (длитель-

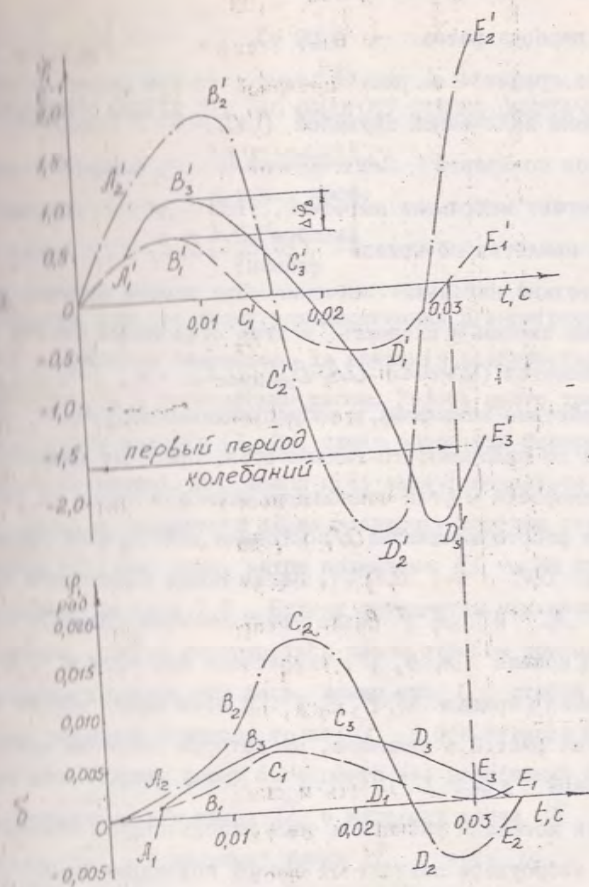


Рис. 2. Изменение угловой скорости колебания (а) и угла отклонения дерева (б) при $J_z = 300 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C_w = 4 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $C_T = 10^7 \text{ Н/м}$; $h_w = 1,8 \text{ м}$; $z = 0,01 \text{ м}$; $\omega = 210 \text{ с}^{-1}$; $K = 0,1 \text{ кг/с}$
 — $\Delta_{nm} > 2z$ (постоянно действующая пружина, упоры отсутствуют);
 — $C_n \rightarrow \infty$ (пружина заменена недеформируемым телом);
 — виброустойчивый режим работы, $C_n = 10^4 \text{ Н/м}$; $\Delta_{no} = 0,003 \text{ м}$; $\Delta_{nm} = 0,005 \text{ м}$

ность периода равна $\sim 0,03$ с).

Из графиков на рис. 2 видно, что при работе механизма с постоянно включенной пружиной ($\Delta_{пт} > 22$) скорость $\dot{\varphi}$ меняется по кривой $OA_1'B_1'C_1'D_1'E_1'$, близкой к синусоиде, и достигает небольших значений, угол φ отклонения штаба меняется по кривой $OA_1B_1C_1D_1E_1$ и также принимает сравнительно небольшие значения. При замене пружины недеформируемым звеном и скорость, и угол отклонения штаба резко увеличиваются (кривые $OA_2'B_2'C_2'D_2E_2'$ и $OA_2B_2C_2D_2E_2$).

Действие механизма в виброотряхивающем режиме, когда его пружина то включена, то выключается, приводит вначале к изменению скорости и угла отклонения штаба в таких же размерах, как при работе механизма с постоянно действующей пружиной (кривые OA_1' и OA_1), затем после выключения пружины (точки A_1' и A_1) резко увеличивается скорость отклонения штаба (кривая $A_1'B_1'$), возрастает при этом и угол его отклонения (кривая $A_1B_1C_1$). В этом виден эффект виброудара; на рис. 2,а величина, на которую возросла скорость, обозначена $\Delta\dot{\varphi}_a$.

Как показали расчеты и опыт использования механизма, эффект виброудара зависит от выбора положения точек A_1' и A_1 , т.е. от времени t , соответствующем положениям этих точек, а также от параметров J_x , $c_{ш}$, $h_{ш}$, z , ω , κ , c_n , $\Delta_{ло}$ и $\Delta_{пт}$. Приращение скорости $\Delta\dot{\varphi}_a$ увеличивается, если точка A_1' (рис. 2,а) окажется на восходящей части кривой $OA_1'B_1'$. Приращение скорости $\Delta\dot{\varphi}_a$ возрастает также с ростом параметров z , ω , $c_{ш}$ и уменьшением c_n , $\Delta_{ло}$, $\Delta_{пт}$.

УДК 62-389.1033

ОПОРЫ ПОД ЧАС ПОВОРОТУ СТЕБЕЛ ОБЕРТАЧЕМ

Г.А.Хайліс
д.т.н., проф.
А.Ю.Горбовий
інженер

Обертання стрічок льону для досягнення рівномірного їх виснаження є важливою операцією. Ця операція відбувається в машинах транспортером з перехресним пасом. Робота цього транспортера досліджена рядом авторів [1, 2], однак опори при повороті стебел не визначені. Вирішення цієї задачі подається нижче.

На рис.1,а подається схема розвороту стрічки стебел. Зі стебел виділимо одне, котре позначимо KL . На стебло діють сили, позначені на рис.1,б. Будучи затиснутим між пасом і притискуваним прутками, стебло повертається разом з пасом довкола точки O , яка знаходиться посередині паса. Центр мас C стебла в загальному випадку розміщений відносно точки O в бік гузирів (через те, що стебло має конусну форму, його центр мас розміщений ближче до гузирів). Проведемо від точки O в напрямку точки K вісь y_1 , а від точки O в напрямку точки L вісь y_2 .

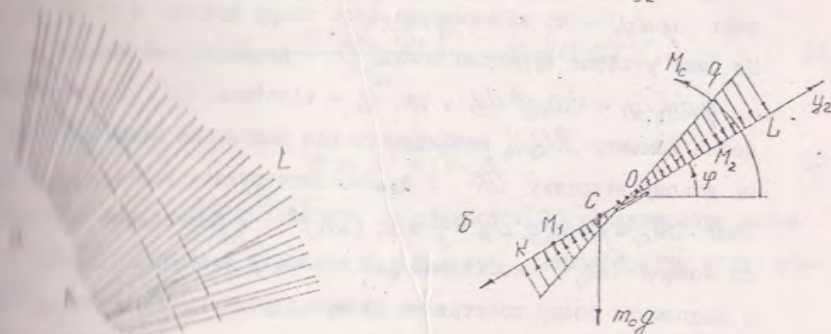


Рис. 1. Схема обертання стрічки льону (а) і сили, що діють на стебло при повороті (б)

Під час повороту стебла довкола точки O стеблові необхідно подолати опір повітря і опір внаслідок дії моменту, який утворюється силою тяжіння стебла $m_c g$ відносно точки O (тут m_c - маса стебла, g - прискорення вільного падіння). Опір повітря під час невеликих швидкостей руху тіла пропорційний швидкості в першій степені.

Під час руху довкола центру O (рис. 1,б) швидкості v окремих точок стебла прямопропорційні відстаням від цих точок до центру O , тобто $v = \omega_c y_1$ (для точок частини OK стебла) і $v = \omega_c y_2$ (для точок частини OL стебла), де ω_c - кутова швидкість обертання стебла. Тоді епюри інтенсивності q опору повітря під час обертання стебла будуть утворювати трикутники (рис. 1,б), а для будь-якої точки E_1 на відріжку OK і точки E_2 на відріжку OL стебла q рівне $k\omega_c y_1$ і $k\omega_c y_2$, де k - коефіцієнт опору. Якщо користуватись літературними даними [3, стор. 272] і застосовувати їх для окремих стебел, тоді можна встановити, що для стебел довжиною 90-100 см і діаметром 1,2-1,3 мм коефіцієнт k знаходиться в границях 0,028-0,032 $\frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$ (або $\frac{\text{кг}}{\text{с}\cdot\text{м}}$).

Виділимо біля точки E_1 елемент довжини стебла dy_1 , тоді $q \cdot dy_1$ - це елементарна сила опору повітря в точці E_1 . Ця сила утворює відносно точки O елементарний момент

$q \cdot dy_1 \cdot y_1 = k\omega_c y_1^2 dy_1$, де y_1 - відстань OE_1 . Для визначення моменту M_{c1} , необхідного для подолання опору повітря на всьому відріжку OK , будемо інтегрувати вираз $k\omega_c y_1^2 dy_1$. Тоді $M_{c1} = \int_0^{OK} k\omega_c y_1^2 dy_1 = \frac{1}{3} k\omega_c (OK)^3$. Аналогічно знаходиться момент M_{c2} , необхідний для повороту частини OL стебла і подолання опору повітря на цьому відріжку: $M_{c2} = \int_0^{OL} k\omega_c y_2^2 dy_2 = \frac{1}{3} k\omega_c (OL)^3$, де dy_2 - елемент довжини стебла

на відріжку OL . Крутий момент M_c , котрий необхідно прикласти до стебла для його повороту і подолання при цьому опору повітря і дії сили $m_c g$, буде рівний: $M_c = M_{c1} + M_{c2} + m_c g a \cos \varphi$, де a - відрізок OC , а φ - кут повороту стебла, починаючи від горизонталі.

В подання рівняння кутова швидкість ω_c рівна $\frac{\varphi_{BA}}{t_{BA}}$, де φ_{BA} - кут повороту паса від точки B до точки A (в радіани), а t_{BA} - час руху паса від точки B до точки A . Час t_{BA} рівний $\frac{L_{BA}}{v_p}$, де L_{BA} - довжина відрізка BA вздовж паса. Тоді

$$\omega_c = \frac{\varphi_{BA} v_p}{L_{BA}} \quad (1)$$

Якщо додати відстані OL і OK , отримаємо l_c , де l_c - довжина стебла; позначимо відношення $\frac{OK}{l_c}$ через β . Цей коефіцієнт характеризується розміщення точки O на стеблі, починаючи від гузиря; при $\beta < 0,5$ точка O знаходиться нижче до гузиря, при $\beta = 0,5$ точка O знаходиться поперечині стебла, а при $\beta > 0,5$ точка O знаходиться вище до верхівки стебла. Тоді $OK = l_c \beta$, а $OL = l_c (1 - \beta)$. В результаті отримаємо наступні вирази для моменту M_c :

$$M_c = \frac{k v_p l_c^3 \varphi_{BA} \xi}{3 L_{BA}} - m_c g a \cos \varphi, \quad (2)$$

$$\xi = \beta^3 + (1 - \beta)^3. \quad (3)$$

Вираз $\frac{k v_p l_c^3 \varphi_{BA} \xi}{3 L_{BA}}$ в рівності (2) характеризує вплив опору повітря, а вираз $-m_c g a \cos \varphi$ характеризує вплив розташування центру мас на момент M_c .

Кут φ в формулі (2) може змінюватись від 0 до π , при $0 \leq \varphi < \frac{\pi}{2}$ $\cos \varphi$ має знак "+", при $\frac{\pi}{2} < \varphi \leq \pi$ $\cos \varphi$ буде мати знак "-". Для відстані a знак "+" буде, якщо центр C є

в такому положенні, що момент сили $m_c g$ відносно точки O діє в бік, протилежний повороту стебла; у випадку, коли цей момент розміщений так, що момент сили $m_c g$ відносно точки O діє в напрямку повороту стебла, тоді знак віддачі буде "-".

В загальному випадку стрічка може містити декілька шарів стебел; позначимо число цих шарів через n . Під час повороту такої стрічки, опір повітря долають тільки стебла першого ряду (які діють на повітря), стебла всіх інших шарів рухаються за ними і не зустрічають опору повітря. Враховуючи це, складова рівності (2) повинна враховувати тільки опір, котрий долають стебла одного ряду.

Для визначення кількості рядів стебел в стрічці необхідно знати кількість стебел i_p на 1 метрі довжини перехресного паса. Воно рівне $\beta i_c \frac{v_m}{v_p}$, де β - ширина захвату комбайна, котрим були вибрані і вкладені у стрічку стебла, i_c - густина стеблостоя (кількість стебел на 1 м² поля до брання), v_m - швидкість руху машини, v_p - швидкість руху перехресного пасу. Якщо поділити i_p на $\frac{1}{d_c}$, де d_c - діаметр стебла в м, тоді отримаємо кількість n рядів стебел в стрічці:

$$n = \frac{i_p \cdot d_c}{1} = \frac{\beta d_c i_c v_m}{v_p} \quad \text{Кількість } n \text{ рівна } 1 \text{ при}$$

$$\frac{\beta d_c i_c v_m}{v_p} = 1, \text{ тобто при } \beta i_c \frac{v_m}{v_p} = \frac{1}{d_c}. \text{ Враховуючи}$$

$$\frac{\beta d_c i_c v_m}{v_p} \leq 1 \quad (4)$$

всі стебла стрічки долають опір повітря, а при

$$\frac{\beta d_c i_c v_m}{v_p} > 1 \quad (5)$$

опір повітря долають стебла одного ряду.

У відповідності з викладеним виходить так, що якщо під-
лягає умові (4), тобто рідке вкладення стебел у стрічці
на пасі, для повороту одного метра довжини стрічки потрібний
момент M , рівний $M_c i_p$. Якщо стрічка льону має грубий шар
стебел, тобто виконується вимога (5), тоді для повороту одного
метра довжини стрічки на перехресному пасі потрібний момент M ,
рівний $\frac{\beta d_c i_c v_m v_p}{3 l_{BA}} \cdot \frac{1}{d_c} - m_c g a \cos \varphi \frac{n}{d_c}$, де $\frac{1}{d_c}$ - кіль-
кість стебел у всіх рядах стрічки довжиною 1 м, вона рівна
 βi_c .

Таким чином, для повороту однієї одиниці довжини стрічки
всередині (в даному випадку одного метра довжини) потрібний момент
 M , рівний

$$M = M_0 - a \beta i_c m_c g \frac{v_m}{v_p} \cos \varphi,$$

де M_0 рівний

при виконанні умови (4)

$$M_0 = \frac{\beta i_c \kappa v_m l_c^3 \varphi_{BA} \xi}{3 l_{BA}} \quad (6)$$

при виконанні умови (5)

$$M_0 = \frac{\kappa v_p l_c^3 \varphi_{BA} \xi}{3 d_c l_{BA}} \quad (7)$$

Проведемо вздовж перехресної частини BA паса вісь x
з початком в точці B . Для повороту елемента dx стрічки
всередині потрібний елементарний момент dM рівний:

$$dM = M dx = (M_0 - a \beta i_c m_c g \frac{v_m}{v_p} \cos \varphi) dx. \quad (8)$$

Кут φ в цій рівності залежить від шляху x . Так як
 φ збільшується пропорційно до x , тоді

$$\varphi = \frac{\varphi_{BA}}{l_{BA}} x. \quad (9)$$

Інтегруючи ліву і праву частини рівності (8) з врахуванням (9) і враховуючи ще те, що при зміні x від 0 до x M змінюється від 0 до M , отримаємо:

$$M = M_0 x - \frac{a B i_0 m_c g v_m l_{0A}}{v_p \varphi_{0A}} \sin\left(\frac{\varphi_{0A}}{l_{0A}} x\right),$$

де M_0 визначається згідно (6) і (7).

Таке значення моменту, необхідного для повороту стрічки льону довжиною x . При $x = l_{0A}$, тобто під час повороту стрічки по всій довжині BA вітки паса, необхідне значення M_{0A} цього моменту буде рівне:

$$M_{0A} = M_0 l_{0A} - \frac{a B i_0 m_c g v_m l_{0A}}{v_p \varphi_{0A}} \sin \varphi_{0A},$$

де M_0 - виражається залежностями (6) і (7).

Помноживши момент M_{0A} на кутову швидкість обертання стрічки під час її обертання ω_c , отримаємо потужність, необхідну для подолання опорів в момент повороту (закручування) стрічки. Поділивши цю потужність на швидкість v_p паса, отримаємо значення сили P_3 , необхідної для подолання опорів в час повороту (закручування) стебел:

$$P_3 = M_0 \varphi_{0A} - \frac{a B i_0 m_c g v_m}{v_p} \sin \varphi_{0A}.$$

Для повороту (закручування) не всієї стрічки, а тільки відрізка довжиною x (починаючи від точки B), ця сила P_3 з врахуванням вище сказаного і рівності (I) і (9) рівна:

$$P_3 = M_0 \frac{\varphi_{0A}}{l_{0A}} x - \frac{a B i_0 m_c g v_m}{v_p} \sin\left(\frac{\varphi_{0A}}{l_{0A}} x\right)$$

З отриманих рівностей видно, що при всіх інших рівних ум

... необхідна для подолання опорів в момент повороту стебел, зростає при зростанні стебел, швидкості руху машини і кута повороту стрічки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Льноуборочные машины /Г.А.Хайлис и др. - М.: Машиностроение, 1969. - 232 с.
2. Векланд М.М., Перов Г.А. Обоснование выбора схемы и рабочих органов подборщика-оборачивателя лент льна //Сб.научн.тр. /ИВМЛ. - Торжок. - Выпуск 25. - с. 101-110.
3. Хайлис Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин. Труды Вятского сельскохозяйственного института, выпуск XXVI. Елгавя, 1973. - 178 с.

ОБ ИСКРИВЛЕНИИ СТЕБЛЕЙ ПРИ ИХ ОЧЕСЕ В ЛЬНОКОМБАЙНЕ

Г.А.Хайлис
д.т.н., проф.

Е.А.Обухова
инженер

Ранее проведенными исследованиями [1, 2, 3, 4] установлены основные закономерности искривления зажатых в зажимном транспортере стеблей при их очесе в льнокомбайне. Однако поведение стеблей при неоднократном их очесе мало исследовано. Ниже приводится анализ этого явления.

На рис. 1, а представлена схема взаимного расположения зажимного транспортера и очесывающего барабана с поступательно-круговым движением зубьев, а на рис. 1, б показан вид сверху на часть зажимного транспортера с зажатými между его ремнями стеблями. Барабан содержит диски с зубьями K_1L_1 , K_2L_2 , K_3L_3 и K_4L_4 , которые при вращении дисков с угловой скоростью ω остаются параллельными себе, при этом начала зубьев K_1 , K_2 , K_3 и K_4 движутся по окружности радиуса z с центром в точке O , а концы зубьев L_1 , L_2 , L_3 и L_4 движутся по окружности такого же радиуса с центром в точке O_1 . Зубья поочередно воздействуют на стебельную ленту $E_1E_2AB_1$, которая при этом воздействии изгибается, ввиду чего относительно плоскости зажима E_1E_2 в зажимном транспортере стебли повернутся на угол β . Угол β подбирается таким, чтобы стебли во время очеса благодаря своей упругости не уходились вниз при пронизывании их зубьями, т.е. чтобы было обеспечено их полное пронизывание зубьями; в этом случае очесываемая часть ленты стеблей

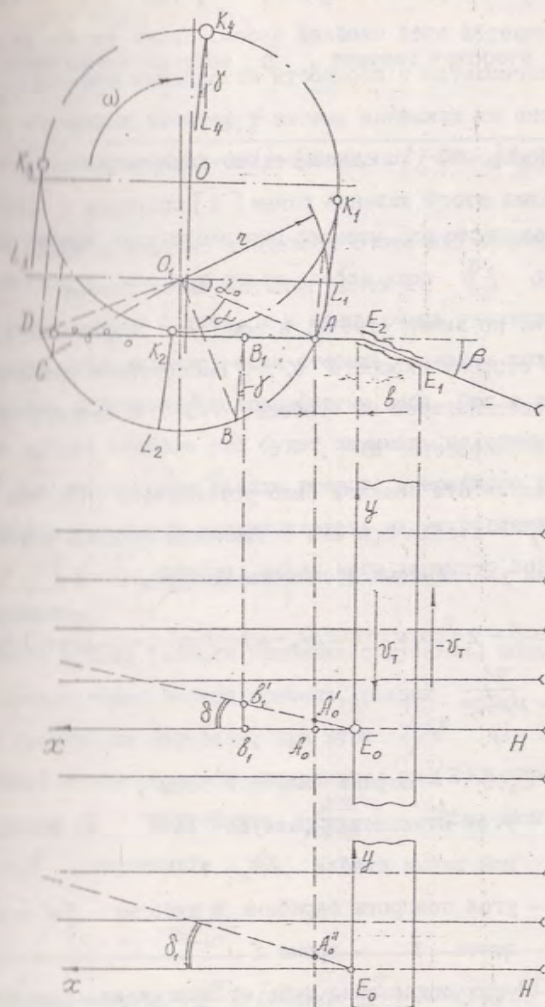


Рис. 1. Взаимодействие зажимного транспортера и зубьев барабана с очесываемыми стеблями: а - вид сбоку; б и в - виды сверху

оказывается на уровне E_2AK_2 , где A — точка, в которой начинается очес стеблей зубом. Кроме изгиба на угол β , стебли изгибаются в плоскости нахождения очесываемой части ленты вследствие их движения вместе с ветвями зажимного транспортера со скоростью v_r относительно движущихся зубьев барабана.

Анализ этого явления ранее [4] проведен с применением метода обращения. Для этого проведена система координат $x E_0 y$ с началом E_0 в конце закатной части стебля HE_0 , ось x направлена по линии стебля, а ось y перпендикулярно и в обратную сторону скорости v_r . Рассмотрено движение точки зуба, которая воздействует на стебель HE_0 в сторону вращения зуба с угловой скоростью ω .

В результате анализа было установлено [4], что координаты точки B_i стебля при его отклонении зубьями характеризуются следующими уравнениями в системе координат $x E_0 y$

$$\left. \begin{aligned} x &= b + r \{ \cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \alpha) - [\sin(\alpha_0 + \alpha) - \sin \alpha_0] \operatorname{tg} \delta \}; \\ y &= v_r t, \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

где $b = E_2A$ — ширина "мертвой зоны";

α_0 — угол отклонения радиуса O_1A от линии, параллельной линии стебля AK_2 ;

α — угол поворота барабана с зубьями ($\alpha = \omega t$, здесь t — время;

δ — угол отклонения зуба от вертикали, т.е. от линии, перпендикулярной стеблю E_2AK_2 .

Уравнения (I) справедливы при $0 \leq t \leq \frac{\pi - 2\alpha_0}{\omega}$.

Было также установлено, что при первом воздействии зуба на

стебель он отклоняется на угол δ , тангенс которого равен:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{y}{x} = \frac{v_r t}{b + r \{ \cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \omega t) - [\sin(\alpha_0 + \omega t) - \sin \alpha_0] \operatorname{tg} \delta \}}. \quad (2)$$

По этим данным были проведены расчеты, по результатам которых установлено, что при очесе стебля угол δ в начале равно возрастает, затем падает, а к концу очеса увеличивается.

Так развивается явление, если стебель, занимая положение $HE_0A_0B_0$, впервые подвергается воздействию зуба. После прохода первого ряда зубьев стебель уже будет занимать положение $HE_0A'_0B'_0$ и при последующем заходе второго очередного ряда зубьев последние уже будут воздействовать на искривленные по таким линиям $HE_0A'_0B'_0$ стебли, ввиду чего характер воздействия несколько меняется.

Второй ряд зубьев (вторая гребенка с зубьями) подойдет к точке A стебля через период времени, равный $\frac{2\pi}{m_r \omega}$, где m_r — число гребней на барабане, при этом $\operatorname{tg} \delta$ для этого стебля в данный момент времени определится по (2), если в это равенство вместо t подставить $\frac{2\pi}{m_r \omega}$. Если данное значение угла δ обозначить δ_1 , то

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\frac{2\pi v_r}{m_r \omega}}{b + r \{ \cos \alpha_0 + \cos(\alpha_0 + \frac{2\pi}{m_r}) - [\sin(\alpha_0 + \frac{2\pi}{m_r}) - \sin \alpha_0] \operatorname{tg} \delta_1 \}}. \quad (3)$$

Второй ряд зубьев будет также действовать, как первый, разница лишь в том, что воздействие производится на стебель с начальным углом отклонения δ_1 . Схематически это показано на рис. 1, в, на нем изображены положения стеблей в начале действия второго ряда зубьев (угол отклонения у них δ_1), а оси x

и y направлены также, как в случае на рис. 1, б.

Как видно из рис. 1, в, второй ряд зубьев начнет воздействовать на верхнюю часть стебля HE_0 в точке A_0'' , отстоящей от оси x на расстоянии $\delta \cdot \operatorname{tg} \delta_1$. В остальном же закономерности движения второго, третьего и других рядов зубьев такие же, как первого ряда. Ввиду этого уравнения движения зубьев второго ряда в принятой системе координат $x E_0 y$ и при условии, что отсчет времени t начинается с момента их соприкосновения с точкой A стебля, будут такие же, как уравнения [1], разница лишь в том, что координата y будет больше на $\delta \cdot \operatorname{tg} \delta_1$. Тогда для второго ряда зубьев будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} x &= \delta + z \{ \cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \omega t) - [\sin(\alpha_0 + \omega t) - \sin \alpha_0] \operatorname{tg} \delta \}; \\ y &= \delta \cdot \operatorname{tg} \delta_1 + v_r \cdot t, \end{aligned} \right\} (4)$$

где δ_1 — начальное значение угла δ для второго ряда зубьев, определяемое по (3).

Тангенс угла δ отклонения стебля при очесе вторым рядом зубьев также будет $\frac{y}{x}$, т.е.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\delta \cdot \operatorname{tg} \delta_1 + v_r t}{\delta + z \{ \cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \omega t) - [\sin(\alpha_0 + \omega t) - \sin \alpha_0] \operatorname{tg} \delta \}}. \quad (5)$$

По формуле (5) с учетом (3) проведены расчеты и составлена таблица I значений δ при $z = 0,3$ м, $\ell_3 = 0,2$ м, $\delta^* = 2^\circ$, $\delta = 0,02$ м, $\alpha_0 = 0,34$ рад, $m_r = 4$, v_r равно 1,4 и 1,7 м/с, ω равно 20 с^{-1} и 30 с^{-1} . По данным табл. I построен график на рис. 2. Из сопоставления ранее полученных данных с данными табл. I и рис. 2 следует, что разница между значениями δ в обоих случаях незначительна.

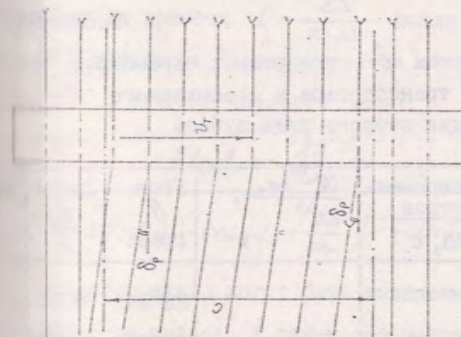


Рис. 3. Подомания зажимаемых стеблей при очесе:
C — зона очеса

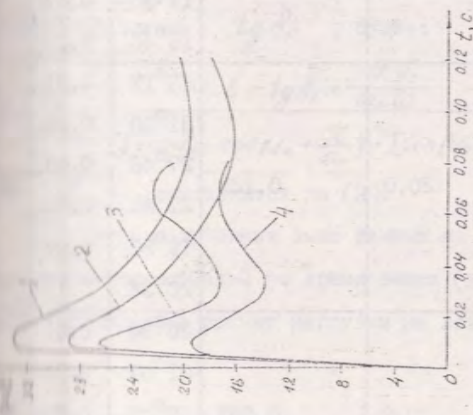


Рис. 2. Зависимость угла δ отклонения стебля при его очесе вторым рядом зубьев с параметрами $z = 0,3$ м; $\ell_3 = 0,2$ м; $\delta^* = 2^\circ$; $\delta = 0,02$ м; $\alpha_0 = 0,34$ рад; $m_r = 4$:

1 — $v_r = 1,7$ м/с;	$\omega = 20,0 \text{ с}^{-1}$;
2 — $v_r = 1,4$ м/с;	$\omega = 20,0 \text{ с}^{-1}$;
3 — $v_r = 1,7$ м/с;	$\omega = 30,0 \text{ с}^{-1}$;
4 — $v_r = 1,4$ м/с;	$\omega = 30,0 \text{ с}^{-1}$.

Таблица I

Значение угла δ' при разных параметрах зажимного транспортера и очесывающего барабана для второго ряда зубьев

Значения постоянных параметров	Значение переменных параметров		$\frac{\pi - 2\alpha_0}{\omega}$, с	Угол δ' , град.	Время t , с	Угол δ , град.
	v_r , м/с	ω , с ⁻¹				
$z = 0,3$ м; $\beta_3 = 0,2$ м; $\delta = 2^\circ$; $\beta = 0,02$ м; $\alpha_0 = 0,34$ рад; $m_r = 4$	1,40	20,0	0,123	28°24	0,01	27°41
				26°21	0,02	
				23°27	0,03	
				18°14	0,06	
				16°32	0,09	
				17°08	0,12	
	30,0	0,063		19°27	0,01	19°11
				16°08	0,02	
				13°49	0,03	
				17°36	0,06	
				16°40	0,08	
	1,70	20,0	0,123	33°17	0,01	32°30
				31°00	0,02	
				27°46	0,03	
				21°48	0,06	
				19°50	0,09	
				20°32	0,12	
		30,0	0,062	26°34	0,01	23°
				21°07	0,02	
				17°45	0,03	
				21°48	0,06	
				20°30	0,08	

Третий ряд зубьев начнет воздействовать на стебли также через период времени $t = \frac{2\pi}{m_r \omega}$ после того, как это начнет делать второй ряд зубьев. К этому времени стебли будут отклонены на угол δ , тангенс которого равен:

$$\delta \operatorname{tg} \delta + \frac{2\pi v_r}{m_r \omega} \cdot \sin \left(\cos \alpha_0 - \cos \left(\alpha_0 + \frac{2\pi}{m_r} \right) - \left[\sin \left(\alpha_0 + \frac{2\pi}{m_r} \right) - \sin \alpha_0 \right] \operatorname{tg} \delta' \right) \quad (6)$$

Из этого могут быть выведены уравнения типа (4) для третьего ряда зубьев, а затем для четвертого ряда и т.д. Но нас больше интересуют значения угла δ' , так как они влияют на величину сил натяжения ремней зажимного транспортера при очесе стеблей. Как уже указывалось, нет большой разницы в значениях угла δ' при первом и втором заходах зубьев, будем также считать, что угол δ' мало меняется на участке AK_2D , тогда для расчетов можно принять то значение угла δ' по формуле (6), которое имеет место в середине зоны AD , т.е. при $t = \frac{\pi}{m_r \omega}$. В этом случае тангенс расчетного угла δ' , который обозначим $\operatorname{tg} \delta_p$, будет:

$$\delta + \operatorname{tg} \delta_p + \frac{\pi v_r}{m_r \omega} \cdot \sin \left(\cos \alpha_0 - \cos \left(\alpha_0 + \frac{\pi}{m_r} \right) - \left[\sin \left(\alpha_0 + \frac{\pi}{m_r} \right) - \sin \alpha_0 \right] \operatorname{tg} \delta' \right) \quad (7)$$

Угол δ_p определится по (3).

Из полученных выше данных на рис. 3 показаны положения отклоненных стеблей во время очеса (вид сверху). По таким данным проводится расчет нагрузки на ветви ремней транспортера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. - М.: Колос, 1980. - 671 с.
2. Хайлис Г.А., Ионовалук Д.М. Розрахунок робочих органів збиральних машин. - Київ, ННМ ВО, 1991. - 200с.
3. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. - Київ: Вид-во УСГА, 1992. - 240 с.
4. Хайлис Г.А., Налобіна О.О. Положення стебел льону в затискному транспортері льонокомбайна при очісуванні. Наукові нотатки (серія технічна), Луцьк, ЛІІ, 1993.

УДК 631.353

О РАБОТЕ ПРИЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ КРИВОЛИНЕЙНЫХ ЛЬНОТЕРЕБИЛЬНЫХ РУЧЬЕВ

Г.А.Хайлис
д.т.н., проф.

С.Ф.Юхимчук
аспирант

В льнотеребильных аппаратах с поперечными криволинейными ручьями установлены прижимные устройства для прижатия стеблей к ремням. Эти устройства обычно представляют собой изогнутые по линии ручья подпружиненные прутки или пластины. По торцам вращающихся роликов аппарата могут быть установлены зубцы с целью обеспечения принудительного перемещения стеблей в зоне действия прижимных устройств. Работа таких устройств мало исследована. Ниже приводится анализ их работы.

На рис. 1 представлена схема части такого устройства. Ведущий ремень 1, двигаясь в направлении стрелки J , ведет за собой шкивы 2 и 3, а также ролик 4, которые вращаются. Между ремнем 1 и шкивами 2 и 3 находятся стебли 5. Стебли расположены также вокруг части ремня, охватывающей ролик 4. Для лучшего прижатия стеблей к ремню устанавливаются подпружиненные прутки или пластины 6, а ролик снабжен по торцам зубьями 7, которые должны принудительно перемещать стебли в зоне нахождения прижимных устройств. Зажим стеблей благодаря действию ремня осуществляется в зонах AB и EC , а прижим стеблей к ремню прутками (пластинами) 6 осуществляется в зоне CD . В зоне BC (прямодлинейный участок) стебли слабо зажаты, в то же время участок этот мал, а в зоне DE , где осуществляется переход

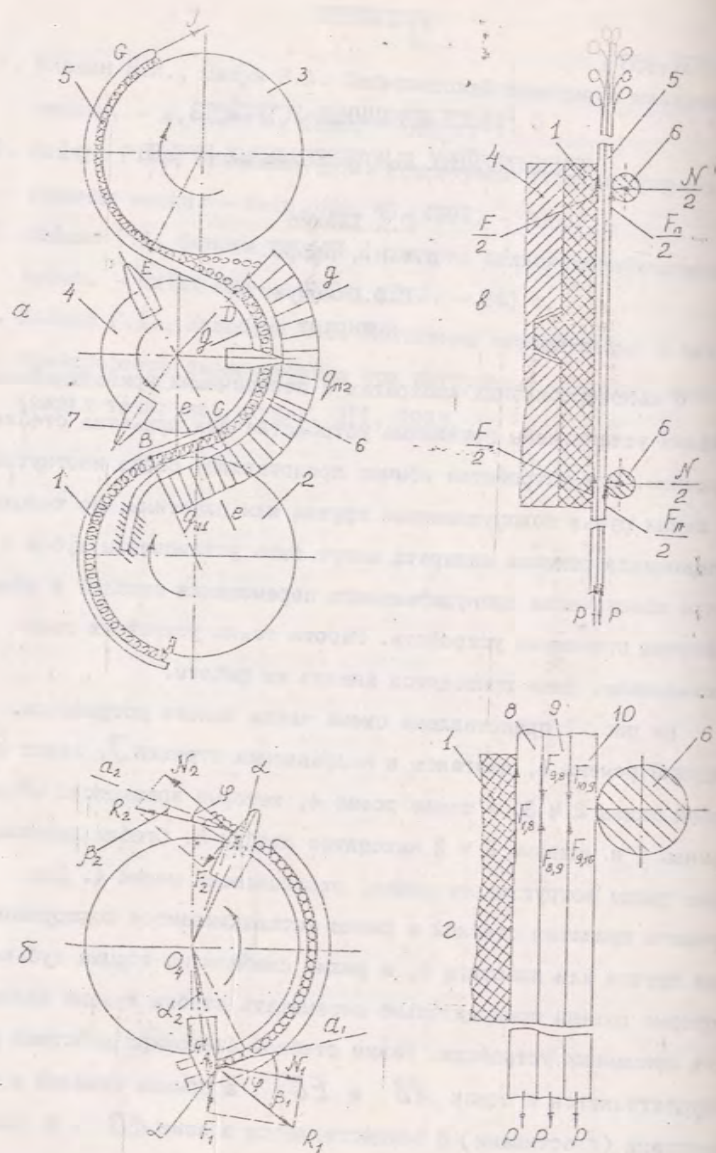


Рис. 1. Схемы к анализу работы лентеребильного аппарата с поперечными криволинейными ручьями

всперевалившихся стеблей в следующую секцию и вхождение новой пары стеблей в зону заката для теребления, стебли практически не прижаты.

Рассмотрим сначала работу зубьев 7. Для этого обратимся к рис. 1, б, на котором представлены начало и окончание воздействия зуба на стебли (точки A_1 и A_2). Кромка зуба отклонена от радиальной линии симметрии зуба на угол α . Зуб в точке A_1 действует на стебли с силой нормального давления N_1 и максимальной силой трения F_1 , направленной противоположно скорости скольжения относительно зуба. Равнодействующая этих сил R_1 отклонена от силы нормального давления на угол трения стебля от поверхности зуба φ . Отклонена эта сила R_1 от направления движения точки A_1 зуба (касательная A_1a_1 к радиальной линии O_1A_1) на угол β_1 , равный: $\beta_1 = \varphi + \alpha_1$, где α_1 - угол между линией действия силы N_1 и линией A_1a_1 . Но $\alpha_1 = \angle O_1A_1F_1 - \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2}$; угол $O_1A_1F_1 = \pi + \alpha + \alpha_2$, где α_2 - угол $A_1O_1A_1'$ между радиальной линией симметрии зуба O_1A_1' и линией O_1A_1 . Тангенс угла α_2 равен $\sim \frac{a}{2+\delta}$, где a - половина ширины зуба в зоне возле точки A_1 , δ - радиус ролика, δ - толщина ремня. Тогда $\alpha_2 \approx \arctg \frac{a}{2+\delta}$.

$$\beta_1 \approx \varphi + \alpha + \arctg \frac{a}{2+\delta}. \quad (1)$$

В точке A_2 зуб действует на стебли с силой нормального давления N_2 и максимальной силой трения F_2 , направленной противоположно скорости скольжения относительно зуба. Равнодействующая этих сил R_2 отклонена от силы нормального давления на угол трения φ . Эта же сила R_2 отклонена от направления движения точки A_2 зуба (касательная A_2a_2 к радиальной

линии O_1A_2) на угол β_2 , равный: $\beta_2 = \varphi - \alpha_3$, где α_3 — угол между линией действия силы N_2 и линией A_2a_2 . Но как линия A_2a_2 перпендикулярна линии A_2O_1 , а сила N_2 перпендикулярна линии зуба (т.е. силе F_2), то $\alpha_3 = \alpha + \alpha_4$, где α_4 — угол между радиальной линией симметрии зуба и линией O_1A_2 . По аналогии с предыдущим $\alpha_4 \approx \arctg \frac{a}{2+\delta}$. Тогда

$$\beta_2 \approx \varphi - \alpha - \arctg \frac{a}{2+\delta}.$$

Для надежного транспортирования стеблей в ручье без их излома необходимо, чтобы углы β_1 и β_2 были близки к нулю. Но как видно из представленных данных у входа в теребильный ручей угол β_1 значителен, а угол β_2 у выхода из теребильного ручья мал. Для уменьшения угла β_1 необходимо уменьшить угол α и ширину зуба; для уменьшения же угла β_2 эти же параметры необходимо несколько увеличить. Одновременно удовлетворить оба требования невозможно. Ввиду этого угол α устанавливается в пределах $10^\circ - 15^\circ$, а вредное действие силы F по излому стеблей при большом угле β_1 может быть значительно снижено, если стебли при своем движении вместе с ремнем будут в зоне BC надежно зажаты между ремнем и прижимными прутками (пластинами) и не смогут быть отогнуты под действием силы R .

Рассмотрим теперь взаимодействие ремня со стеблями и прижимными прутками (пластинами) в зонах BC и CD (рис. 1, в). Для этого проведем сечение $e-e$ в зоне BC на рис. 1, в, а взаимодействие ремня со стеблями и прутками в этом сечении изобразим отдельно на рис. 1, з. На данной схеме ремень 1 движется перпендикулярно плоскости чертежа и увлекает за собой стебли 5, тогда как прутки 6 остаются неподвижными. На каждом стебле со стороны прутков действует сила N , при этом,

если число прутков равно двум (как на рис. 1, в), то каждый пруток действует с силой $\frac{N}{2}$, если же число прутков равно одному, то пруток действует с силой N . Сила N при равномерном расположении стеблей в зоне BC равна $q_{n1} d_c$, где q_{n1} — интенсивность нагрузки прижимного устройства на стебли и ремень вдоль зоны BC , d_c — диаметр стебля. При неравномерном расположении стеблей в зоне BC сила N , действующая на какой-либо стебель, равна $q_{n1} a$, где a — расстояние между серединами пустых промежутков, расположенных по одну и другую сторону от рассматриваемого стебля. Если в прижимном устройстве два прутка (пластины), то q_{n1} представляет собой интенсивность нагрузки обоих прутков, если же действует один пруток (пластина), то q_{n1} будет интенсивностью нагрузки этого одного прутка.

Стебли зажаты в почве и для вытягивания каждого из них требуется преодолеть силу сопротивления выдергиванию, которую обозначим P . Сила P преодолевается благодаря действию вдоль стеблей сил трения между ремнем и стеблями. Если стебли в теребильном ручье (зона BC) однорядный, то сила трения со стороны ремня на стебель F преодолевает силу P , т.е. $F = P$. Если же слой стеблей в ручье многорядный (т.е. имеется несколько рядов стеблей), то сила трения F также преодолевает все силы сопротивления P (на рис. 1, в показаны два ряда стеблей, значит F должна преодолевать сопротивление, равное $2P$), но необходимо для преодоления сил P силы трения передаются от одного ряда стеблей к другим, а точнее от ряда стеблей, примыкающих к ремню, к следующим рядам стеблей. При этом $F = Pn$, где n — число рядов стеблей. Если действует один прижимной

пруток (пластина), то со стороны ремня на стебли действует сила трения F , если же действуют два прижимных прутка (как на рис. I, в), то против каждого прутка действует сила $\frac{F}{2}$. Максимальное значение F_{max} силы F равно при непрерывном и однорядном расположении стеблей в зоне BC:

$$F_{max} = d_c f \varphi_{n1}, \quad (3)$$

где f — коэффициент трения ремня о стебель вдоль последнего.

При редком (прерывном) расположении стеблей в зоне BC сила F_{max} равна:

$$F_{max} = a f \varphi_{n1}. \quad (4)$$

Механизм передачи действия силы трения от одного стебля к другому при многорядовом расположении стеблей в ручье может быть рассмотрен, если проанализировать схему на рис. I, г. На этой схеме представлен в увеличенном виде слой стеблей из трёх рядов 8, 9, 10, сила, действующая со стороны ремня I на граничащий с ним стебель 8, и прижимной прутки 6. Если считать силы P одинаковыми, то для вытягивания стебля 10 стебель 9 должен приложить к нему силу $F_{9,10}$, равную P . При этом стебель 10 действует на стебель 9 с силой $F_{10,9}$, равной $F_{9,10}$ и противоположно направленной. Для вытягивания стебля 9 необходимо, чтобы стебель 8 приложил к нему силу $F_{8,9}$, равную $P + F_{10,9} = 2P$. Стебель 9 при этом действует на стебель 8 с силой $F_{9,8}$, равной $F_{8,9}$ и противоположно направленной (т.е. $2P$). Для вытягивания стебля 8 ремень I должен воздействовать на него с силой $F = F_{1,8}$, равной $2P + F_{9,8} = 3P$. Таким образом, в данном случае $F = 3P$. В общем случае при наличии n рядов стеблей F равно:

$$F = Pn. \quad (5)$$

Максимальные силы трения скольжения между стеблями и о ремень равны:

$$F_{9,10max} = F_{10,9max} = F_{8,9max} = F_{9,8max} = d_c f_0 \varphi_{n1}; \quad (6)$$

$$F_{1,8max} = F_{max} = d_c f \varphi_{n1}, \quad (7)$$

где f_0 — коэффициент трения стебля по стеблю ($f_0 < f$).

Кроме силы F трения ремня о стебель во время его вытягивания из почвы на него будет действовать сила трения прутка F_n (при однорядном расположении стеблей), но из-за того, что консольно закрепленный прутки (пластина) может отогнуться и вместе со стеблем скользнуть относительно ремня, эту силу F_n лучше в расчетах не учитывать, т.е. расчеты проводить на основе равенств (3) и (4), тогда действие силы F_n увеличит надежность действия механизма по вытягиванию стеблей из почвы.

Условие вытягивания стеблей из почвы выражается неравенством:

$$F_{max} \geq Pn. \quad (8)$$

Из (3), (4) и (5) следует, что при прерывном расположении стеблей в зоне BC стебель будет вытянут из почвы, когда

$$\varphi_{n1} \geq \frac{P}{a f_0}. \quad (9)$$

При непрерывном расположении стеблей в зоне BC для вытягивания стебля, примыкающего к прижимному устройству (назовем его стеблем первого ряда, ^{это} стебель 10 на рис. I, г),

требуется интенсивность нагрузки

$$q_{n1} \geq \frac{P}{d_c f_0} \quad (I)$$

Для вытягивания из почвы стебля из второго ряда (стебель 9 на рис. I, г) требуется интенсивность нагрузки

$$q_{n1} \geq \frac{2P}{d_c f_0} \quad (II)$$

Стебель из i -го ряда (i меняется от I до n) будет вытянут из почвы при

$$q_{n1} \geq \frac{P_i}{d_c f_0} \quad (III)$$

Для вытягивания стебля из n -го ряда (на рис. I, г это стебель 8, примыкающий к ремню) требуется интенсивность нагрузки

$$q_{n1} \geq \frac{P_n}{d_c f} \quad (IV)$$

Для рассмотрения взаимодействия ремня со стеблями и прижимным устройством в зоне CD проводим сечение $g-g$ в этой зоне, после чего необходимо изобразить отдельно положение ремня, стеблей и прижимного устройства, а также силы, действующие на стебли. Если это сделать, то получится то же, что изображено на рис. I, в и I, г. Ввиду этого все установленные выше зависимости (3) - (13) для зоны BC справедливы и для зоны CD , если вместо интенсивности q_{n1} подставить интенсивность нагрузки прижимного устройства на стебли и ремень вдоль зоны CD q_{n2} .

Если считать, что полное вытягивание (теребление) стеблей из почвы совершается по длине $ABCD$ ручья, то в каждом ручье вытеребливается тот пучок стеблей, который поступил в

ручьи между носиками двух соседних делителей. При таких условиях только в первом (с полевой стороны) ручье имеет место теребление стеблей по схеме на рис. I, в, когда на комли стеблей действуют силы P , во втором же, третьем и остальных ручьях к ремню будут примыкать вытеребленные в предыдущих ручьях стебли (силы P у них равны нулю), а к прижимному устройству будут примыкать вытеребливаемые в данном ручье стебли. Для таких случаев приведенные выше зависимости (7) и (13) справедливы, если вместо f подставить f_0 .

Число n рядов стеблей в ручье, подлежащих тереблению, в соответствии с вышесказанным равно:

$$n = \frac{B d_c i_0 v_n}{v_p} \quad (14)$$

B - расстояние между носиками двух соседних делителей в м;

d_c - диаметр стебля в м;

i_0 - густота стеблестоя (число стеблей на 1 м² поля);

v_n - скорость движения машины, м/с;

v_p - скорость теребильного ремня, м/с.

Пользуясь приведенными данными, можно рассчитать параметры рассмотренного льнотеребильного аппарата и условия его функционирования.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАВНОДЕЙСТВУЮЩЕЙ СИЛЫ РЕАКЦИИ ПОЧВЫ НА СТАБИЛИЗИРУЮЩИЙ ДИСК

М.В.Усенко

К.Т.Н.

Основным рабочим органом многих устройств для стабилизации направления движения агрегатов как на склонах, так и на равнинах, является свободно вращающийся диск, который погружается в почву, и благодаря ее реакции на диск затрудняется отклонение агрегата от прямолинейного движения [1, 4]. Такое движение агрегата зависит от величины и направления равнодействующей силы реакции почвы на диск. Определим эту равнодействующую.

Будем рассматривать свободно вращающийся диск, основными характеристиками движения которого являются вид траектории, величина и направление скорости наиболее характерной его точки, расположение которой удобнее принимать на лезвии его.

По известной классификации дисков по расположению оси их вращения относительно направления движения агрегата, рассматриваемый нами диск можно отнести к классу повернутое и наклоненное, для которого характерны углы атаки γ и наклона оси к поверхности почвы β_g [3]. Но последний угол связан с углом склона α зависимостью: $\beta_g = -\alpha$. Тогда уравнения, описывающие траекторию точки лезвия диска, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} x &= Vt - r \sin \gamma \sin \alpha \sin \omega t + r \cos \gamma \cos \omega t \\ y &= -r \sin \alpha \cos \gamma \sin \omega t - r \sin \gamma \cos \omega t \\ z &= -r \cos \alpha \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

- где V - скорость передвижения агрегата;
 r - радиус диска;
 γ - угол атаки диска;
 α - угол склона;
 ω - угловая скорость диска;
 ωt - угол поворота диска из начального положения;
 t - время, в течение которого диск перешел из начального положения в конечное.

Абсолютная скорость:

$$V_a = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2} = V \sqrt{1 + \lambda_g^2 - 2\lambda_g(\sin \gamma \sin \alpha \cos \omega t + \cos \gamma \sin \omega t)}, \quad (2)$$

где $\lambda_g = \frac{\omega r}{V}$ - кинематический параметр диска ($\lambda_g \approx 1$).

Направление вектора скорости V_a в пространстве определяют общеизвестные направляющие косинусы.

Радиус диска стабилизирующего устройства определяется по формуле [2]:

$$r \geq \frac{A[(B+1) \pm \sqrt{B+1}]}{B \cos \alpha}, \quad (3)$$

где $A = h + r_n \left(1 + \frac{1}{\sqrt{1 + (\varphi_1 + \varphi_2)^2}}\right);$

$$B = (\varphi_1 + \varphi_2)^2 \frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \alpha};$$

h - глубина хода диска;

r_n - радиус препятствия;

ϕ_1 и ϕ_2 — соответственно коэффициенты трения для растительных остатков о сухую почву и о металл.

Данный диск не предназначен для достижения высокого качества рыхления почвы и большого заглубления в нее, и поэтому радиус кривизны его можно принять достаточно большим (м), что обеспечивает простоту изготовления и позволяет при технических расчетах принять диск плоским.

Для расчета сил, действующих на диск, необходимо установить точки приложения и направление их векторов в пространстве. В данном случае наиболее приемлемым является метод с использованием обобщенных показателей прочности почвы, когда задача сводится к обоснованию точек приложения результирующих сил. Движение пласта заменяется движением частиц, к которым приложена результирующая сила.

Принимаем, что результирующая реакция почвы R_c действует на лезвие диска и приложена в точке C (рис. 1), которая расположена на середине дуги части лезвия, разрезающего пласт; эта середина дуги соответствует углу поворота диска ωt_c , определяемому по формуле:

$$\omega t_c = \alpha_c = \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \arcsin \frac{z \cos \alpha - h}{z \cos \alpha} \quad (4)$$

Проекция x_c точки приложения реакции почвы R_c на диаметре, находящемся в горизонтальной плоскости, определяется из угла α_c : $x_c = z \cos \alpha_c$.

В системе координат xyz движение частицы почвы относительно диска можно записать в виде:

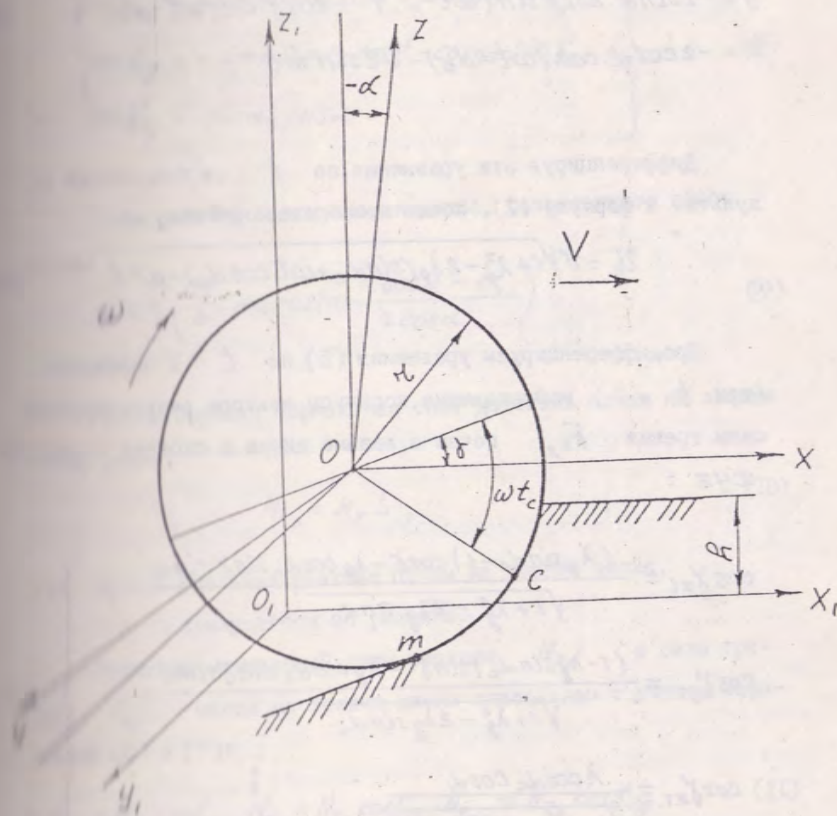


Рис. 1. Схема взаимодействия диска с почвой

$$\left. \begin{aligned} x &= -v t \cos \omega t - z \sin \delta' \sin \alpha \sin(\omega t - \alpha_c) + z \cos(\omega t - \alpha_c) \\ y &= -z \sin \alpha \cos \delta' \sin(\omega t - \alpha_c) - z \sin \delta' \cos(\omega t - \alpha_c) \\ z &= -z \cos \alpha \cos(\omega t - \alpha_c) - v t \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Дифференцируя эти уравнения по t и подставляя результат в формулу (2), после преобразований получим:

$$V_a = v \sqrt{1 + \lambda_g^2 - 2 \lambda_g (\sin \alpha_c + \omega t \cos \alpha_c) + \omega^2 t^2} \quad (6)$$

Продифференцируем уравнения (5) по t и определим (при $t = 0$) направляющие косинусы вектора результирующей силы трения $F_{R\pi}$ почвы о лезвие диска в системе координат xyx :

$$\left. \begin{aligned} \cos \delta'_{xt} &= \frac{(\lambda_g \sin \alpha_c - 1) \cos \delta' - \lambda_g \cos \alpha_c \sin \delta' \sin \alpha}{\sqrt{1 + \lambda_g^2 - 2 \lambda_g \sin \alpha_c}} \\ \cos \delta'_{yt} &= \frac{(1 - \lambda_g \sin \alpha_c) \sin \delta' - \lambda_g \cos \alpha_c \cos \delta' \sin \alpha}{\sqrt{1 + \lambda_g^2 - 2 \lambda_g \sin \alpha_c}} \\ \cos \delta'_{zt} &= \frac{\lambda_g \cos \alpha_c \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda_g^2 - 2 \lambda_g \sin \alpha_c}} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Вектор нормальной силы $N_{R\pi}$ почвы на лезвие диска проходит через ось вращения и, подставляя в формулы (7)

$\lambda_g = \sin \alpha_c$, после преобразований получим направляющие

$$\left. \begin{aligned} \cos \delta'_{xg} &= -\sin \alpha \sin \alpha_c \sin \delta' - \cos \alpha_c \cos \delta' \\ \cos \delta'_{yg} &= -\sin \alpha \sin \alpha_c \cos \delta' - \cos \alpha_c \sin \delta' \\ \cos \delta'_{zg} &= \sin \alpha_c \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Длина рабочей части лезвия диска, разрезающего пласт,

$$L = r \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{z \cos \alpha - h}{z \cos \alpha} \right) \quad (9)$$

Результирующая нормальная сила действия почвы на лезвие диска равна:

$$N_{R\pi} = \kappa_{\pi} L, \quad (10)$$

где κ_{π} — удельная реакция почвы на лезвие диска, движущегося по равнине.

Проекции нормальной силы реакции $N_{R\pi}$ и силы трения $F_{R\pi}$ почвы на лезвие диска определяем с учетом выражений (6) и (7):

$$N_{R_{xt}} = N_{R\pi} \cos \delta'_{xt}; N_{R_{xy}} = N_{R\pi} \cos \delta'_{yg}; N_{R_{xz}} = N_{R\pi} \cos \delta'_{zg}. \quad (11)$$

$$F_{R_{xt}} = N_{R\pi} f \cos \delta'_{xt}; F_{R_{xy}} = N_{R\pi} f \cos \delta'_{yt}; F_{R_{xz}} = N_{R\pi} f \cos \delta'_{zt}, \quad (12)$$

где f — коэффициент трения почвы о фаски лезвия диска.

Кроме силы реакции почвы на лезвие R_{π} диска следует учитывать также силу реакции почвы на плоскость R_{η}

его, так как принятый нами диск не является абсолютно плоским. Обосновать критерии выбора точки приложения силы R_n на поверхность диска сложно. Ввиду небольшой кривизны диска допустим, что сила R_n приложена в той же точке C , что и сила R_p .

Силу R_n определим через фронтальную реакцию R_{px} почвы, действующую в направлении движения диска:

$$R_{px} = q S_n, \quad (13)$$

где q — удельное сопротивление почвы;
 S_n — проекция на поперечно-вертикальную плоскость, площади части диска (сегмент), погруженной в почву.

$$S_n = \left[z^2 \arccos \frac{z-h}{z} - (z-h) \sqrt{z^2 - h^2} \right] \sin \gamma \cos \alpha.$$

Нормальная составляющая N_{Rn} силы R_n с учетом угла склона равна:

$$N_{Rn} = R_{px} \cos \alpha \sin \gamma. \quad (14)$$

Проекция нормальной силы N_{Rn} и силы трения F_{Rn} почвы о диск равны:

$$N_{Rnx} = R_{px} \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha; N_{Rny} = R_{px} \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma; N_{Rnz} = -R_{px} \cos \alpha \sin \gamma \sin \alpha. \quad (15)$$

$$F_{Rnx} = R_{px} f \cos \alpha \sin \gamma \cos \gamma; F_{Rny} = R_{px} f \cos \alpha \sin^2 \gamma; F_{Rnz} = -R_{px} f \sin^2 \gamma \cos \alpha \sin \alpha. \quad (16)$$

Рассмотрим только проекции сил, действующих на диск в горизонтальной плоскости xoy , в которой определяется расстояние между осями колес трактора (мотоблока) и центром диска.

Суммарные проекции сил R_n и R_p определим, используя выражения (11), (12), (15), (16):

$$\left. \begin{aligned} R'_x &= N_{Rnx} + F_{Rnx} + N_{Rpx} + F_{Rpx} = \\ &= R_{px} l (\cos^2 \gamma + f \cos^2 \gamma \tan \alpha) + q S_n (\sin^2 \gamma \cos^2 \alpha + f \cos \alpha \sin \gamma \cos \gamma) \\ R'_y &= N_{Rny} + F_{Rny} + N_{Rpy} + F_{Rpy} = \\ &= R_{px} l (\cos^2 \gamma + f \cos^2 \gamma \tan \alpha) + q S_n (\cos^2 \alpha \sin^2 \gamma \cos \gamma + f \cos^2 \alpha \sin \gamma) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

При работе диска на склоне α на него действует боковая составляющая силы тяжести агрегата $\frac{G}{2} \sin \alpha$. Поскольку одна половина веса действует на агрегатируемую сельскохозяйственную машину, а другая — на стабилизирующее устройство с диском, то приняли, что на диск действует половина веса агрегата $\frac{G}{2}$.

На рис. 2 представлена схема действия реакции почвы на диск, работающий на склоне. В горизонтальной плоскости сила T , возникающая под воздействием боковой составляющей силы тяжести агрегата, имеет вид:

$$T = \cos \alpha \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = \cos \alpha \sqrt{(N_{Rx} - F_{Rx})^2 + (N_{Ry} + F_{Ry})^2} = K_L \sqrt{1 + f^2}, \quad (18)$$

где N_r , F_r — нормальная сила и сила трения величины T ;

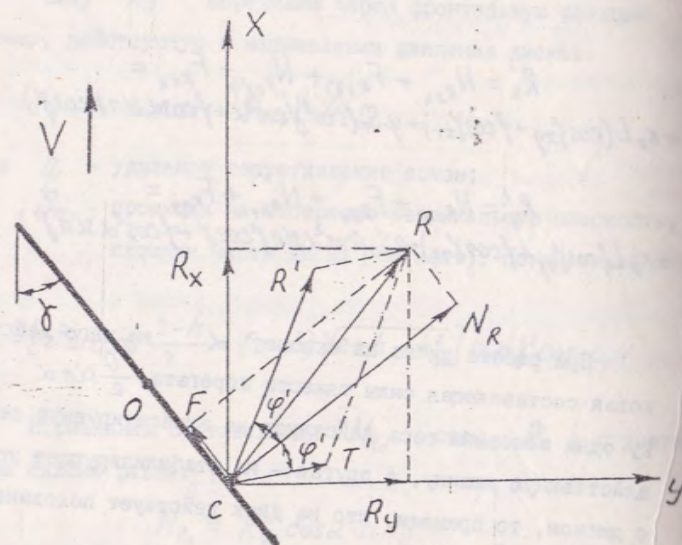


Рис. 2. Схема действия реакции почвы на диск в горизонтальной плоскости

T' — удельная реакция почвы на лезвие диска под воздействием силы T ;

$f = \tan \varphi'$ — коэффициент трения почвы о диск

Результирующая сил реакции почвы R на диск в горизонтальной плоскости с учетом всех сил равна:

$$R = \sqrt{T'^2 + R'^2 + 2T'R' \cos 2\varphi'} \quad (19)$$

Из полученной зависимости следует, что R зависит от T' , возникающей под воздействием боковой составляющей скорости агрегата на склоне, от силы R' — суммарной реакции почвы на лезвие и плоскость диска и угла трения φ' почвы о диск.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бакулян В.К. и др. "Устройство для предотвращения сползания сельскохозяйственных орудий при работе на склонах". А.с. СССР № 1029650, 1983.
2. Гергия В.К. "Обоснование технологической схемы и оптимальных параметров рабочих органов для посадки рассады табака типа Самоун", автореферат канд. диссертации, Ереван, 1987, 20 с.
3. Назаров Э.М. "Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия", М.: Машиностроение, 1983, 142 с.
4. Усвино М.В. и др. "Мотоблок". А.с. СССР № 1491354, 1989.

ІНФОРМАЦІЙНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ВІБРОДІАГНОСТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬБабориґа С.А.
аспірантГордєєв О.Ф.
к.т.н., проф.

Важливу роль в забезпеченні надійної роботи сучасних машин грає усунення причин та передумов до відказів механізмів, пошкодження функціональних частин конструктивних елементів. Для цього необхідно виявляти процеси руйнування матеріалів та деградації параметрів ще на початкових етапах життєвого циклу машин, використовувачи сучасні методи діагностування стану об'єкта та прогнозування його роботоздатності. Одним із можливих способів вирішення перерахованих задач є застосування вібродіагностики як методу отримання інформації про технічний стан виробів на основі аналізу вібраційних полів, які виникають в процесі їх роботи.

Засоби вібродіагностики постійно та інтенсивно розвиваються. Принципово нові можливості з'явилися в результаті впровадження систем мікропроцесорної обробки інформації та цифрової фільтрації перешкод та шумів. Зокрема, стала реальною можливість виділення слабких сигналів окремих елементів в загальному спектрі вібрації машини.

Питанням експериментальних досліджень верстатів, з застосуванням прийомів вібродіагностики, присвячена незначна кількість робіт [1, 7, 8, ...]. Ретельний аналіз результатів цих наукових публікацій дозволяє зробити висновок про необхідність ком-

бінації підходу до вирішення задач діагностики, який передбачає замикання зворотного зв'язку в ланцюжку "розробка - виготовлення - експлуатація", тобто інформація про стан об'єкта, отримана в період його експлуатації повинна бути апріорно для удосконалення базової конструкції шляхом внесення змін та удосконалення її окремих функціональних частин.

Розробка та накопичення даних про результати діагностування та аналізу відказів верстатів проводиться з метою:

- узагальнення даних та наступної оцінки ефективності міжверстатної пошукової роботи по усуненню причин та попередження відказів;
 - накопичення даних по статистиці дефектів (причин відказів) для побудови розподілу відказів по причинах;
 - побудови банків даних про види, причини та механізми відказів для наступного їх використання в якості апріорних даних.
- Формування банків даних доцільно виконувати на основі застосування нових до методів оцінки надійності верстатів для виявлення причин, які знижують їх надійність.
- Методи оцінки надійності верстатів повинні забезпечувати:
- виявлення та усунення характерних причин відказів верстатів за їх вузлів;
 - отримання оцінок їх показників надійності;
 - розробку обґрунтованих рекомендацій по проведенню міроприємств для підвищення безвідказності, довговічності, збереженості та ремонтоздатності верстатів за рахунок попередження відказів, які породжують відкази;
 - виявлення найненадійніших вузлів та комплектуючих елементів, які знижують надійність верстатів;
 - виявлення конструкційних та виробничих недоліків, наслідком яких є недостатня надійність верстатів;

- виявлення порушень правил експлуатації;

- встановлення причин та механізмів відказів.

Розглянемо накопичення даних по статистиці дефектів (причин відказів) для побудови розподілу відказів по причинах.

Накопичення даних по статистиці дефектів роблять на основі аналізу: відказів, які сталися під час випробувань; браку, виявленого на виробництві та на основі рекламаций користувачів. Первинними документами для накопичення даних є класифікатори дефектів, які розробляються на підприємствах у відповідності з діючими документами, та картки відказів, які заповнюються там (на виробництві, при випробуваннях і т.д.), де стався відказ.

Отримані згідно цим документам дані заносять в зведену таблицю або безпосередньо кодують для вводу в пам'ять ЕСМ. За результатами накопичених даних за встановлений строк (наприклад за 1 рік) або за встановлений об'єм інформації (сумарну кількість даних) визначають частість зустрічі даного дефекту та довірчий інтервал цієї оцінки при визначеній довірчій ймовірності.

Частість визначається за формулою [3]:

$$P = \frac{n_i}{n_0},$$

де n_i - число виробів з i -м дефектом;

n_0 - загальне число дефектних виробів (виробів, які відказали).

Довірчий інтервал для даної довірчої ймовірності та в припущенні будь-якого закону розподілу визначається за формулою:

$$\Delta = P_{\Delta} - P_{\Delta},$$

P_{Δ} , P_{Δ} - відповідно верхня та нижня довірча межа ймовірності P .

Біноміальний.

Гарантиється прийняти закон розподілу ймовірностей по біноміальному та довірчу ймовірність різниці 0,9 [3].
Визначені межі довірчого інтервалу можна розраховувати за формулою:

$$P_{\Delta} = P + 1,65 \sqrt{\frac{P(\Delta - P)}{n_0}};$$

$$P_{\Delta} = P - 1,65 \sqrt{\frac{P(\Delta - P)}{n_0}}.$$

Результати розрахунку по формулах можна представити графіком у вигляді розподілу (гістограм) частоті (оцінок ймовірностей) по дефектах (xxxxxxx xxxxxxxx) з вказанням довірчих меж. Для алгебраїчно - у вигляді апроксимації отриманого експериментального розподілу відповідним теоретичним (в цьому випадку використовується закон розподілу та вказуються значення його параметрів).

Розподіл ймовірностей дефекту (xxxxxxx xxxxxxxx) використовується при створенні програм аналізу та оцінці достовірності встановлення причини відказу [2].

Для випадкових виробів, до яких відносяться металорізальні верстати, з великим числом можливих причин відказів (великим числом параметрів, вихід за норми яких є відказом) накопичення даних може здійснюватись також з метою полегшення розпізнавання дефектів по сигналах, які реєструють відповідними приладами.

На заміщення розглянемо накопичення даних для побудови певних апріорних відомостей про види, причини та механізми відказів. В банках доцільно зберігати дані, отримані по результатах викладеного вище накопичення даних та по літературним даним.

Відомості, які закладаються в банки, повинні містити:

- характеристики умов виникнення відказів (зовнішні умови, режими роботи);
- специфіку виробу, який відказав (наявність конструктивно-технологічних дефектів, слідів експлуатаційних впливів тощо);
- апріорні (в тому числі - ймовірнісні) дані про види, причини та механізми відказів;
- характеристику методів та засобів, за допомогою яких встановлюється вид, причина або механізм відказу.

В якості основних класифікаційних признаков поділу інформації рекомендується використати три групи признаков.

Першу групу повинні становити признаки, які характеризують:

- умови зовнішнього впливу на виріб: групу за умовами експлуатації з вимогами діючих ГОСТів; клас силового впливу для кожного виду силового впливу [4, 5]; типову модель навантаження для кожного класу силового впливу [6];
- характеристику впливаючого середовища (наприклад кліматичний вплив);
- конфігурацію виробу (наявність у нього "слабких" місць для силових, кліматичних та ін. впливів);
- характеристику матеріалів та з'єднань, використаних в виробі (в тому числі зварку, пайку).

Другу групу повинні складати параметри, які визначають механізм руйнування. Наприклад для втомленісного руйнування внаслідок вібраційних навантажень необхідно вказати параметри, які визначають умови та механізми зародження та розвитку тріщини, а також руйнування виробу при тріщинотворенні.

Третю групу признаков повинні становити параметри, які визначають:

- основні конструктивні та технологічні властивості виробу

(розміри, геометрія, матеріали, технологія тощо);

- основні функціональні властивості виробу (область застосування, вирішувані задачі, групи і типи у відповідності з діючими ГОСТами);

- довговічність (втомленісна міцність, корозійна стійкість тощо); якщо лімітується граничний строк служби (при дотриманні умов експлуатації).

ЛІТЕРАТУРА

1. Агасян В.А., Мадатов В.Р., Наман Г.А. Выявление источников повышенного шума станков способом вибродиагностики // Станки и инструмент. - 1979. - № 3. - с.11-13.
2. Поршневой В.П., Дубицкий И.Г. Выявление причин отказов РЭА. Под ред. И.Г. Дубицкого. - М.: Радио и связь, 1983.
3. Нурман А.З., Железная И.Л. Акустическая диагностика узлов и блоков РЭА. - М.: Радио и связь, 1984. - 192 с. - ил.
4. Классификация силовых воздействий на машины, как динамических систем: Методические рекомендации. - М.: Госстандарт СССР, 1978.
5. Переломнов В.И., Нурманов Ш.С., Порицкий С.М., Смирнова А.З. И разработке унифицированных моделей процессов силовых воздействий. - Труды ВНИИ ИМАШ: Стандартизация методов расчета и испытаний на прочность в машиностроении, 1978. - Вып. 33.
6. Переломнов В.И., Нурманов Ш.С., Порицкий С.М., Смирнова А.З. Типовые модели режимов нагружения. - Труды ВНИИ ИМАШ: Стандартизация методов расчета и испытаний на прочность в машиностроении, 1978. - Вып. 33.
7. Райдман Л.Г., Бламина А.Я., Дорднер А.С. Исследование вибро-

шумових характеристик вертикально-сверлильного станка

//Металлорежущие станки: Респ.мехвед.науч.-тех.сб. - 1907/

- Вып. 15. - с.3-7.

8. Федоренко И.Г., Даниленко А.В., Погребняк А.П., Кофурба В.В. Вибродиагностика узлов многшпиндельных токарных автоматов //МРС: Респ.мехвед.науч.тех.сб. - 1988. - Вып. 11 - с. 29-35.

В.В. 1988. 11. 29-35. 334.5

МАШИНИ ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ

СТЕБЕЛ ЛЬОНУ В РУЛОНІ

О.А.Пахолон

аспірант

Визначено причини великої трудомісткості льонарства і недостатньої ефективності сучасної механізації робіт при збиранні та реалізації льоносировини в форма її пакування - сніп, який формують і зв'язується невеликим за масою, що негативно впливає на механізацію завантаження продукції, повноті завантаження транспортних засобів та на ефективності використання приміщень. Таким чином, при гострій нестачі робочої сили, збирання льону впроваджені в роботу, робочий сніг і транспорту сучасної сільськогосподарської технології збирання льону сніпами не сприяє ефективному використанню праці та засобів виробництва.

Дослідження показали [1], що цей недолік індустріальної технології виробництва льону-довгунця може бути успішно усунутий при застосуванні машин для формування великих тюків із забезпеченням паралельності стебел льону. Тюки можуть мати циліндричну або прямокутну форму. Класифікація прес-підбирачів для формування великих тюків льону подана на рис. 1 [3].

На даний час всі відомі конструкції рулонних прес-підбирачів можна поділити на два типи: з камерою змінного та постійного об'єму (рис. 2). Слід зазначити, що у прес-підбирачі першого типу тижильні транспортери та робочі органи розташовані паралельно у вигляді одної чи двох систем безмежних ланок або ланцюгових транспортерів, а другого - у вигляді розташованих одного короткого чи декількох коротких транспортерів.

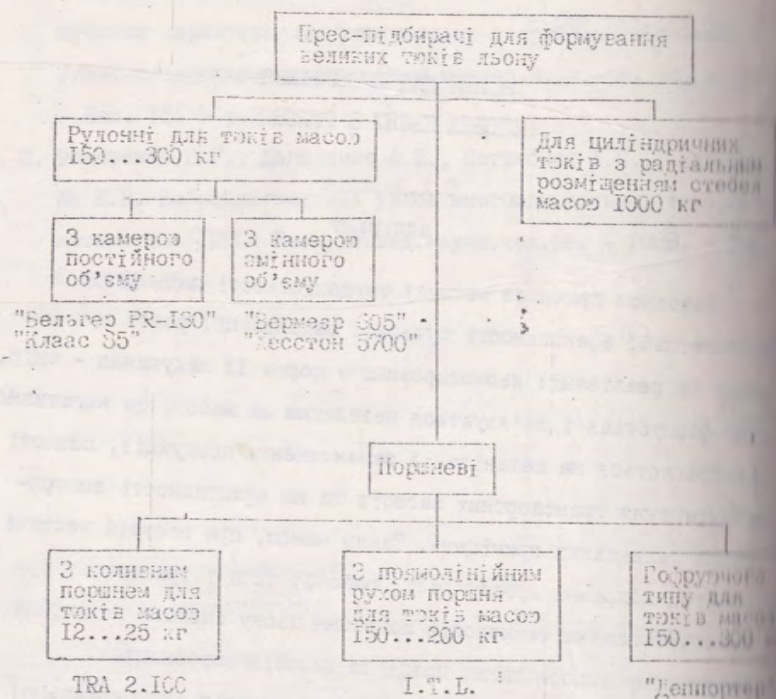


Рис. 1. Класифікація прес-підбирачів для пресування льону

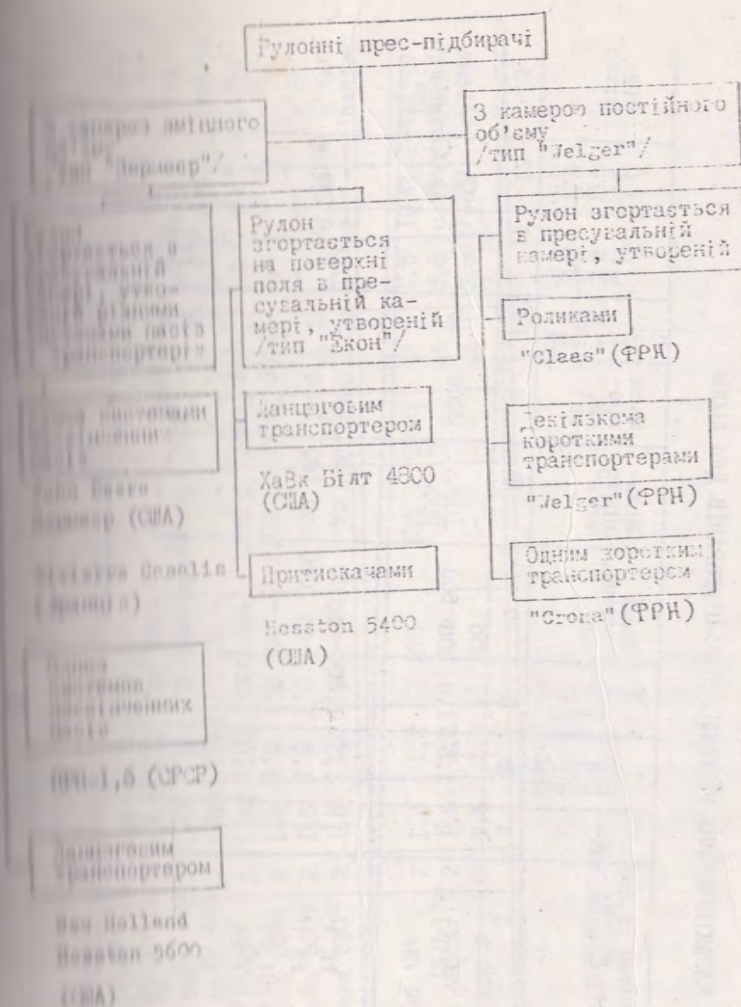


Рис. 2. Класифікація рулонних прес-підбирачів для пресування льону

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА РУЛОНИХ ПРЕС-ЩЕДВІРАЧІВ ДЛЯ ЛЮНУ

Край- Уда	Фирма	Марка, модель	Тип	Давление, кг/см ²	Масса, кг	Масса, кг	Щель- в ступь, кг/м	Масса, пре- се- са, кг	Пол- ное давление, кг/см ²	Давление вниз, кг/см ²	Давление вверх, кг/см ²	Число изменен- ий	Край- Уда
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
СРСР	Завод с.-г. машин им. Фрунзе	ПТИ-1,6	2	1,5	1,4	до 500	100... 200	2000	30	1,6	до 3,00		сплош- ная
ФРН	"Welger"	PR 150	I	1,5	1,25	до 800	до 180	1850	37	1,65	-		сплош-
	"Welger"	PR 180	I	1,5	1,5	до 1000	до 180	1650	47	1,65	1,80		"
	"Claus"	Rollant 85	I	1,6	1,5	-	-	-	-	-	-		"
	"Claus"	Rollant 65	I	1,8	-	-	-	-	-	-	-		"
	"Crosch"	KR 150	I	1,5	-	-	-	-	-	-	-		"
	"Fahr"	CR 700	I	1,8	1,5	до 800	-	-	37	1,9	-		"
	"Sehl"	Гельбейль 1500	2	1,8	1,5	-	-	1700	36	1,5	-		"
	"Sehl"	Гельбейль 580	2	1,8	1,5	-	-	-	-	-	-		"

[illegible]

ИМТ,

Т — о камерою постійного об'єму

2 - з камерою змінного об'єму

Продължителностъ

«Роснефть» - ра/энтру

$\text{mol/L} = \frac{\text{mol}}{\text{L}}$

Под/год -

Для застосування на збиранні льону всі вони створені переважно на базі конструкцій сінозбиральних пресів, які мають властивість відносно низька металомісткість (до 1 т/га-год) та енергоємність (до 15 кВт/га-год) [5]. Це визначило їх повільне застосування і на збиранні льону за кордоном.

Прикладом преса з камерою змінного об'єму є прес-підбирач ПРП-1,6 [7], призначений для підбирання валків сіна (чи соломи) природних та сіяних трав, пресування маси в рулони циліндричної форми з одночасним автоматичним об'ємним регулюванням їх і висантаженням на поле (рис. 3). Для використання його в рулонній технології виробництва льону робочу ширину захвату підбирача зменшили з 1,6 до 1,2 м, а ширину пресувальної камери скоротили з 1,4 до 1,0 м. Швидкість пресування пасів знизили в дев'ять разів. Для покращення якості укладання стебел в рулон у пресувальній камері біля троту (замість п'яти) пасів встановили стінку, а підбирач обладнали тротом. Стінка і троток можуть синхронно пересуватися в поперечному напрямку, що дає можливість регулювати ширину пресувальної камери у випадку збирання високорослого льону [2, 3, 4]. На базі вдосконалень, що внесені в конструкцію рулонного прес-підбирача, розроблений і пройшов державні випробування пристрій ПРП-І для переобладнання ПРП-1,6 для збирання льону [5].

Під час роботи підбирач І захоплює масу з валка і подає її на транспортер-живильник 2. Маса проходить між пасами транспортера 2 та пресувальними пасами 3. Тут здійснюється попереднє ущільнення маси, котра далі подається в петлю 4, утворену пресувальними пасами, під впливом яких маса закручується в рулон. Після початку намотування рулона гідропрес-

с-підбирач І шпигатом встановлює посередині пресувальної камери шпигат підхоплюється стрічкою, що поступає в камеру і рухується разом з нею в рулон. Після заповнення камери шпигат видає сигнал трактористу, який подає сигнал. Агрегат зупиняється і тракторист відкриває задню стінку 5 пресувальної камери, після чого рулон викинується на поле. Задню стінку 6 гідроциліндром 6 подається на місце, фіксується і агрегат аналогічно продовжує підбирання льоносировини.

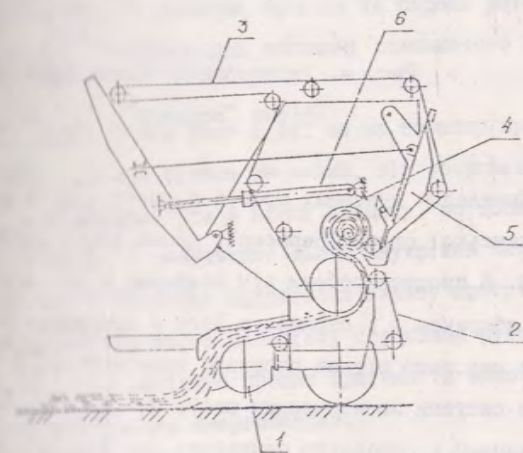


Рис. 3. Технологічна схема прес-підбирача ПРП-1,6

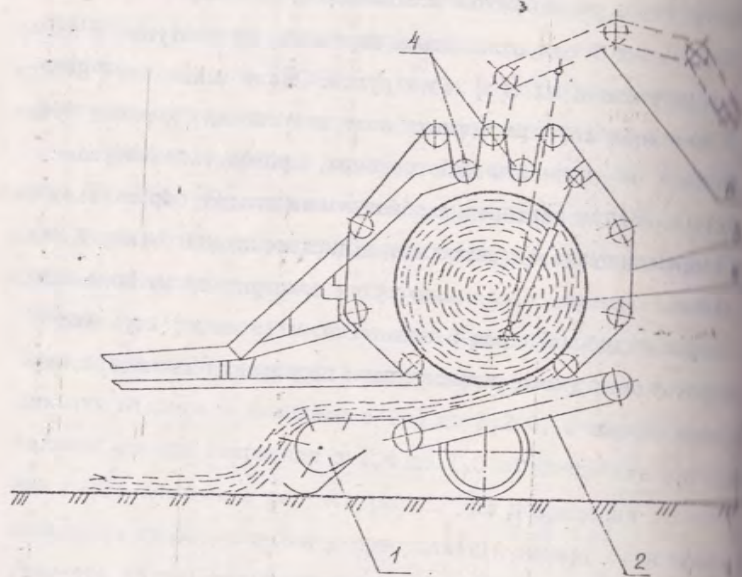


Рис. 4. Технологічна схема прес-підбирача
фірми "Вермеєр"

Прикладом рулонних пресів першого типу є також прес американської фірми "Вермеєр", схема якого показана на рис. 4. В процесі роботи він підбирає валок з поля барабанним підбирачем 1 і спрямовує його в пресувальну камеру, утворену верхньою віткою пасового транспортера 2 і нижньою віткою системи нескінченних пасів 3, що рухаються назустріч один одному з однаковою швидкістю, що й приводить до утворення рулона. Натяжні ролики 4 підпружинені з допомогою пружин, що регулюють щільність пресування і при їх натязі від-

стає більшою камера пресування. По набутті рулоном певного розміру агрегат зупиняють і проводять автоматичне пресування рулона, яке закінчується після прокладання шару 13 шпигату. Після цього гідроциліндрами двосторонньої дії 5 шарнірно підвішена задня стінка 6 піднімається і рулон, продовжуючи рух разом із поздовжнім транспортером, скочується на поле. По закінченні циклу всі механізми прес-підбирача автоматично повертаються у вихідне положення і цикл повторюється. Недоліком цієї моделі є відсутність дататора для контролю трактористом граничного діаметра рулона, що обумовлює момент зупинки преса і византаження рулона. Це ускладнює роботу оператора.

Аналогічними за конструкцією є і преси американських фірм "All Holland" та "John Deere". У першому для подачі і пресування шару матеріалу в рулон пасовий транспортер та паси замінені ланцюгово-планчатими транспортерами, що підвищує надійність і довговічність робочих органів та сприяє усталенню технологічного процесу при збиранні соломистого матеріалу.

Недоліком машин цього типу є те, що на початку процесу пресування, коли діаметр рулона ще малий, він обертається навколо своєї осі швидше, ніж в кінці процесу, по досягненні певного розміру. В результаті цього внутрішня частина рулона швидше від зовнішньої піддається впливу пресувальних сил, а отже щільність шарів матеріалу серцевини рулона більша, ніж зовнішніх. Це погіршує процес сушіння та вимочування, а також вимагає додаткових енергозатрат.

На приклад прес-підбирачів з камерою постійного об'єму можна навести конструкції пресів західно-німецьких фірм

"Welger" та "Claas" [8, 9]. У першому (рис. 5) прес-підбирач на камера виконана у вигляді шести шарнірно зв'язаних між собою коротких пасових транспортерів 3, встановлених таким чином, що робочий простір пресувальної камери у поперечному сеченні являє собою шестикутник.

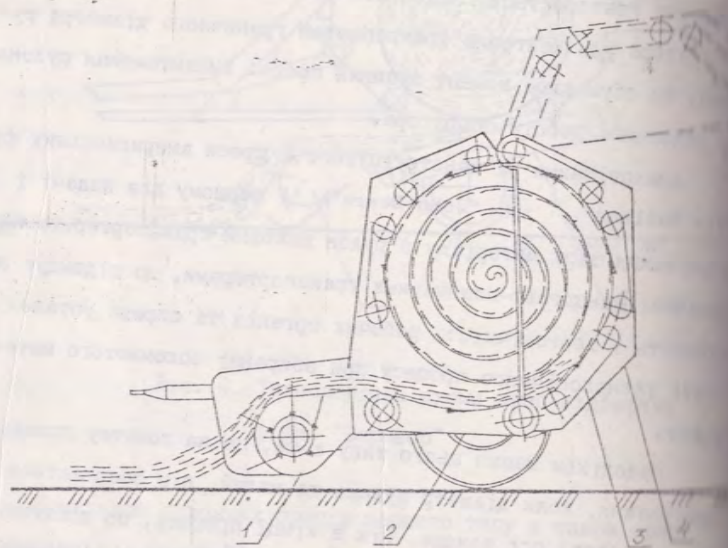


Рис. 5. Технологічна схема прес-підбирача фірми "Welger"

В процесі роботи матеріал, що подається в пресувальну камеру підбирачем 1, зтягується в круговий рух під дією внутрішніх віток транспортера 2. Після заповнення об'єму камери матеріал поступає по дотичній до поверхні рулона, що призводить

до утискання його зовнішніх шарів, а вже пізніше - внутрішніх. В кінці циклу формування рулона відбувається його авто-розмотування, після чого задня стінка 4, що утримує трьома парними транспортерами й шарнірно закріплена на лівій стороні, піднімається й рулон викидається на поле. У прес-підбирачі фірми "Claas" короткі пасові транспортери замінені ведучими роликми, що дозволяє одержати рулони із більш щільним зовнішнім шаром.

Більш щільна поверхня зовнішніх шарів рулона, сформована цими машинами, краще запобігає проникненню всередину атмосферної вологи, а менша щільність центральної частини створює умови для ефективного штучного досушування активними засобами.

Однак при всіх позитивних моментах ці машини мають суттєві недоліки. Річ у тім, що у камері постійного об'єму неможливо забезпечити паралельності стебел льону, що є однією з найважливіших умов пакування. А також між шарами матеріалу не утворюється шпагат, що надзвичайно погіршує умови розмотування рулонів на заводах.

Таким чином, на основі аналізу літературних джерел з цього питання можна зробити висновок, що льонарі поки що не забезпечені рулонними прес-підбирачами, що відповідають більшості вимог. Тому необхідно розробити машини, які б мали складні та довговічні робочі органи, а також мали можливість регулювати зусилля пресування льономатеріалу від центра до периферії.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вайнруб А.И. и др. Индустриальная технология производства льна /А.И.Вайнруб, В.А.Гаубе, Б.С.Петухов. - Л.: Колос, Ленингр. отд.-ние, 1984. - 135 с., ил.
2. Ковалев В.В. Прогрессивная технология уборки и реализации льна //Лен и конопля, 1983, № 2. - с. 34...35.
3. А.с. II06453 СССР. Рулонный прес-подборщик лубяных культур /В.В.Ковалев, В.В.Баранов. - 1984, бюл.изобр. 29.
4. Ковалев В.В., Нетребя А.Г. Комплексная механизация уборки и транспортировки льнотресты. - Информац. листок Укр 100/1983, № 83-0061. - 8 с.
5. Луценко В.М., Тарлецкий А.Г. Машина и оборудование для новой технологии //Лен и конопля, 1984, № 5. - с. 34...35.
6. Льноуборочные машины /Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухарин и др. - М.: Машиностроение, 1985. - 232 с., ил.
7. Осьмак В.Я., Пономаренко А.Ф. Эксплуатация кормоуборочных машин. Справочник. - М.: Агропромиздат, 1990. - 160 с., ил.
8. Проспект фірми "Claas", ФРН, 1994.
9. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Розрахунок робочих органів збиральних машин. Навч. посібник. - К.: НМК ВО, 1991. - 200 с.: іл.

ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ ПОШКОДЖЕНЬ ЯБЛУК НА ТЕРМІН ЇХ ЗБЕРІГАННЯ

В.А.Сай
асистент

Тривалість зберігання яблук в першу чергу залежить від величини пошкоджень. При ручному збиранні яблук основні пошкодження відбуваються при завантаженні яблук в контейнери і їх транспортуванні. При механізованому збиранні яблук основні пошкодження відбуваються при ударі їх в гілки дерев під час падіння і під час падіння при ударі в тверді частини вловлювача, при ударі плода в плід, при перекочуванні по вловлювачі, при затарованні і транспортуванні.

Основними факторами величини пошкоджень плодів є висота падіння, поверхня вдарення, маса плоду і площа вдарення. Площа вдарення в поверхню залежить від форми плоду.

Для визначення тривалості зберігання плодів в залежності від їх пошкодження приймемо такі припущення, що плоди мають форму кулі однакового діаметра. В такому випадку величина пошкоджень буде залежати в основному від висоти падіння яблук і поверхні вдарення.

Досліди проводились для сорту яблук "Кальвіль". За основні поверхні вдарення бралися металічна і дерев'яна поверхні вдарення.

В таблиці 1 приводяться одержані результати при падінні яблук із висот 1,5 м, 1,0 м і 0,5 м.

В результаті обробки експериментальних даних було виявлено, що з'ясування стикання плодів з поверхнею вдарення з'являється на

Таблиця I

Кількість яблук, які почали гнити (чисельник) і повністю згнилих (знаменник) в процентах в кінці терміну зберігання

Висота падіння, м	Матеріал вдариання	Дні зберігання											
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
1,5	дерево	20 0	40 8	55 24	65 24	72 40	84 60	96 72	100 88	100	100	100	100
	метал	24 0	72 8	84 36	92 44	92 60	96 76	100 88	100	100	100	100	100
1,0	дерево	8 0	16 4	48 12	52 20	64 28	80 48	96 60	96 72	100 84	100	100	100
	метал	16 0	36 8	64 28	80 56	80 60	92 76	92 80	96 88	100 92	100	100	100
0,5	дерево	0 0	4 0	12 0	44 0	60 28	68 44	88 56	92 72	96 80	100 92	100	100
	метал	4 0	28 8	52 20	64 28	68 32	72 36	88 48	92 56	100 64	100	100	100

Висота падіння, а потім в цих місцях починається гниття. Зменшення висоти падіння яблук три-чотири дні зберігання яблук збільшується. Також збільшується зберігання в залежності від поверхні вдариання: чим вище поверхня вдариання, тим більший термін зберігання. При падінні яблук із висоти 1,5 м основна частина яблук зберігається в перші 20 днів. При падінні плодів на дерев'яну поверхню за цей термін загнивається 40%, на металічну поверхню 24%. При зменшенні висоти падіння до 1,0 м, а потім до 0,5 м термін зберігання зменшується.

Висновок: висновок з результатів досліджень не дають повної картини розглянутого явища. Крім описаних вище факторів, які впливають на термін зберігання, ще здійснюють вплив такі фактори: температура навколишнього шару плодів в контейнерах або ящиках і температура зберігання.

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ АПАРАТІВ ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ПЛОДІВ В ТАРУ

В.А.Сай
асистент

Завантаження плодів в тару може здійснюватися двома основними способами: пасивним і активним. Сутність пасивного способу полягає в тому, що завантаження плодів здійснюється з допомогою нерухомих пристроїв: похилих площин, лотків та інших різноманітних пристроїв [1, 2, 3]. Основний недолік цього способу - велика кількість пошкодження плодів, так як при цьому швидкість падіння плодів важко піддається керуванню і її величина може перевищувати допустимі, особливо при застосуванні плідоспусків великої довжини.

Сутність активного способу полягає в тому, що підвішування плодів до тари здійснюється трьома основними способами: гравітаційним [7], гравітаційним з гасниками швидкості [3, 5, 8] і керуванням [4].

При гравітаційному способі (рис. 1) плоди спускаються в тару 2, яка встановлена на столі 3 стрічковим транспортером 1. Основний недолік цього способу в тому, що плоди під час падіння набувають великої швидкості, а особливо в початковий період заповнення контейнера. При цьому вони дуже пошкоджуються.

Менші пошкодження отримують плоди при гравітаційному способі з гасниками швидкості. Для цього способу використовуються дві групи пристроїв. До першої групи відносяться пристрої типу 1. В таких пристроях для зменшення швидкості падіння використовують еластичні клапани, вальці, стрічки [3, 8].

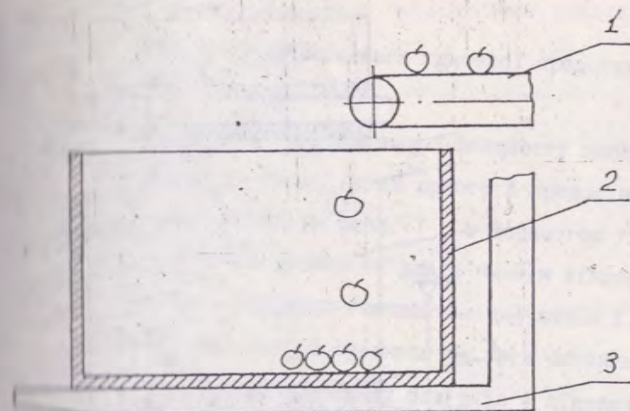


Рис. 1. Принципова схема пристрою для завантаження плодів в тару

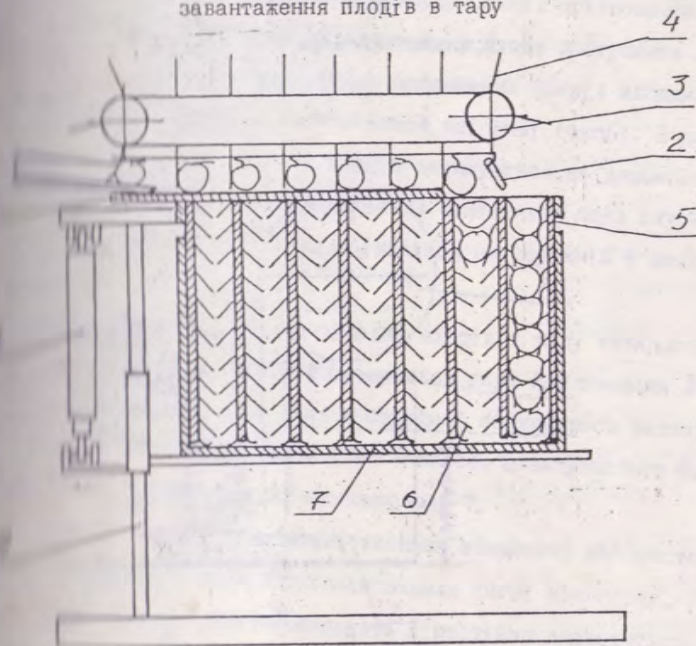


Рис. 2. Принципова схема пристрою для укладки в тару штучних предметів

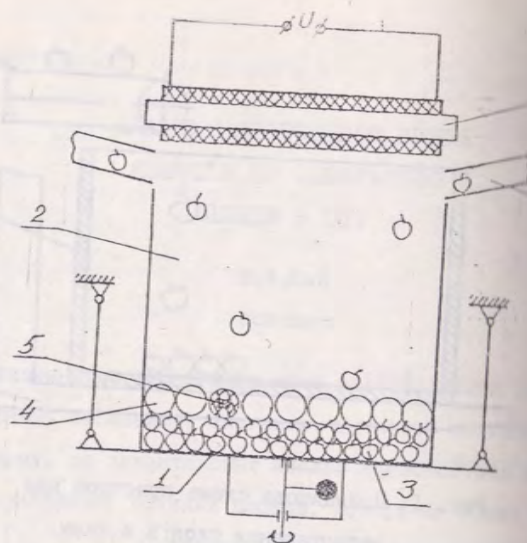


Рис. 3. Принципова схема для укладки плодів в тару

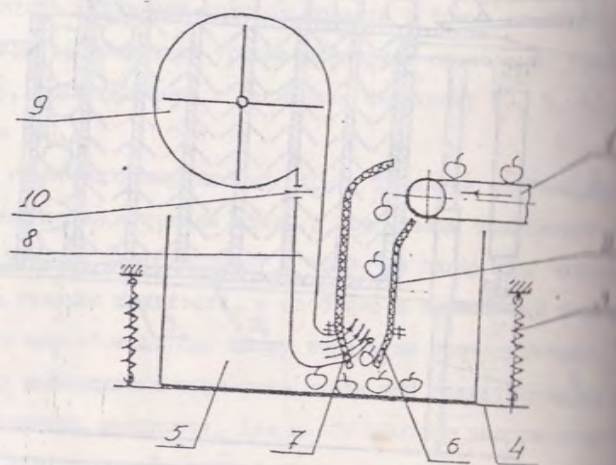


Рис. 4. Принципова схема пневматичного пристрою для укладки плодів в тару

До таких пристроїв відносяться пристрої представлені на рис. 2 і рис. 3.

В пристрої (рис. 2) для зменшення швидкості плодів використовують пружинні пластини. Даний пристрій працює наступним чином. Тара встановлюється на столі 7 і з допомогою гідроциліндра 8 підіймається до дотику її дна з нижнім кінцем секційного орієнтатора 5. Після чого горизонтальний лоток 1 переміщується і закриває всі секції орієнтатора крім останньої. Потім транспортер 3 з допомогою пружинних повідків 4 підхоплює підвешені лотком плоди і перекачує їх до обмежувача 2, який затримує всі плоди. При цьому плоди розподіляються по всій ширині лотка, яка рівна відповідному розміру секції орієнтатора і тари. Після чого обмежувач відводиться і плоди поступають в останню секцію орієнтатора. Після наповнення секції плодами лоток переміщується вперед і заповнюється всі інші секції. В даному пристрої швидкість падіння плодів зменшується за допомогою пружинних пластин 6. Після заповнення контейнера стіл опускається, заповнений контейнер замінюється на порожній і цикл повторюється.

Пристрій (рис. 3) для укладки плодів в тару складається із вібростолу 1, на якому розміщується тара 2 з плодами 3 і електричними парами 4, в яких в середині знаходяться металічні частини 6. Над вібростолом 1 встановлено електромагніт 6. Плоди в тару подаються по плодопроводу 7.

В цьому пристрої в якості гасника швидкості використовують електричні шарики. Оскільки шарики легші ніж плоди, то вони в процесі вібрації впливають і постійно знаходяться над плодами, захищаючи їх від співударення з поступаючими плодами. Плоди, які потрапили на вібруючий шар із електричних шариків,

проходять через нього, наповнюючи тару. Коли тара заповнена на електромагніт подається напруга і еластичні шарики притягуються електромагнітом. Після цього виконується заміна вантажної тари на порожню, виключається напруга на електромагніт і еластичні шарики падають на дно порожнього контейнера, при цьому вантаження плодів повторюється.

Основною перевагою цієї групи пристроїв є менша ступінь пошкодження плодів при завантаженні тари.

До другої групи відносяться пристрої, в яких в якості гальмуючого елемента використовують повітряний потік. Цей пристрій представлено на рис. 4. Він складається із контейнера для подачі плодів, змонтованого на виході із нього плодопровода 2, підпружиненого пружинами 3 стола 4 для тари 5 і пружинного для гальмування руху плодів, виконаного у вигляді закріпленої на плодопроводі кінцевої насадки 6.

В стінці насадки виконано отвір 7, який з'єднано каналом із джерелом стиснутого повітря - нагнітачем вентилятором, повітряний потік регулюється заслінкою 10.

Але значним недоліком таких пристроїв є велика енергоємність.

Найменша кількість пошкоджень плодів буде при керуванні способом спуску плодів в тару 4. При цьому способі плоди спускаються в тару транспортерами різних типів. Серед таких пристроїв заслуговує уваги пристрій, представлений на рис. 5.

Цей пристрій складається із живильного транспортера 1, транспортера 2 з гнучким тяговим елементом 3 і шарнірно прикріпленими до нього ковшами 4 на важелях 5, каретки 6, направляючих каретки 7, механізму 8, що забезпечує зворотньо-поступальний рух каретки, наприклад гідроциліндра з розподільним опором 9 для перегортання ковша і механізму 10 для опускання

пристрій працює наступним чином. Ковші 4 в момент знаходження на живильній вітті транспортера 2 завантажуються плодами, які поступають із живильного транспортера 1. В процесі руху по транспортеру разом з тяговим елементом 3 ковші 4 по координаті 8 впускаються в тару. При зустрічі важіля 5 з опором 9 відбувається розвантаження ковша. При цьому плоди розміщуються в тарі рівномірним шаром завдяки зворотньо-поступовому руху каретки 6. Механізм для опускання тари підтримує постійну температуру розвантажувачем ковшем і шаром укладених плодів.

Основним недоліком таких пристроїв - складність конструкції.

Необхідно тестувати пошук таких пристроїв, які були б простішими і мали високі якісні показники в роботі.

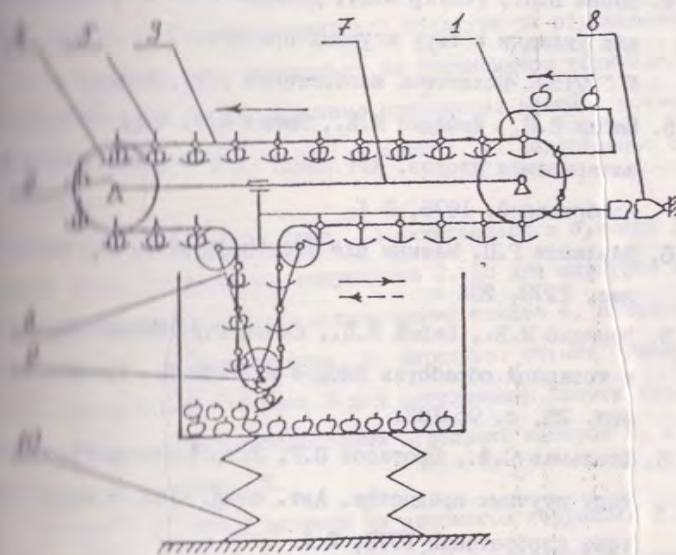


Рис. 5. Принципова схема пристрою для укладання плодів в тару штучних предметів

1. Бабий В.П. Обоснование параметров мобильной плодуборочной платформы - в кн. Пути увеличения производства продукции садоводства и рост его экономической эффективности. К., 1978, с. 87-88.
2. Бабий В.П. Элементы теории рабочего процесса уборки плодов с помощью мобильных платформ. Краткие тезисы доклада второй Всесоюзной конференции молодых ученых по садоводству. Мичуринск, 1976, с. 173-175.
3. Бабий В.П., Демидко М.Е., Цыцив И.В. и др. Устройство для укладки плодов в тару. Авт. свид. СССР № 552245. Бюллетень изобретений 1977, № 12.
4. Бабий В.П., Гонтар М.Е., Демидко П.Т. и др. Устройство для укладки в тару штучных предметов. Авт.свид. СССР № 577153. Бюллетень изобретений 1977, № 39.
5. Бабий В.П., Демидко М.Е., Цыцив М.В. и др. Устройство для затаривания плодов. Авт.свид. СССР № 587041. Бюллетень изобретений, 1978, № 1.
6. Варламов Г.П. Машины для уборки фруктов. М., Машиностроение, 1978, 206 с.
7. Демидко М.Е., Бабий В.П., Сычев Ю.Я. Механизация уборки и товарной обработки плодов и ягод. К., Урожай, 1973, вып. 25, с. 95-102.
8. Штельмах С.Ф., Протасов В.Р. Устройство для укладки в тару штучных предметов. Авт. свид. СССР № 395307. Бюллетень изобретений 1978, № 1.

ШИРОКОЗАХВАТНА ТУКОВА СІВАЛКА

В.Й.Попко,
к.т.н., доцент

Існуючі машини для внесення мінеральних добрив (МВУ-0,5А, МВУ-1), обладнані відцентровими туковисівними апаратами, не забезпечують якісного розподілу матеріалу по площі: коефіцієнт нерівномірності становить 25% і більше. Згідно агрономічних вимог, цей показник при підживленні азотними добривами зернових культур не повинен перевищувати 15%.

На Волинській сільськогосподарській дослідній станції історично тукосівальна сівалка, яка забезпечує основне внесення добрив під різні сільськогосподарські культури та підживлення зернових культур, що вирощуються за інтенсивною технологією. В конструкції машини використано принципово новий туковисівний апарат, придатний для висіву сипких та недостатньо сипких добрив.

Туковисівний апарат (рис. 1) складається з бункера 1 з висхідним дном, обладнаного воружилкою 2. До дна шарнірно прикріплений жолоб 3, в якому встановлений скидач 4, виконаний у вигляді кола з крильчатками. До передньої стінки бункера туком прикріплена заслінка 5 для регулювання висоти висівної щільності. Над скидачем встановлений відбивний козирок 6, а під жолобом 3 - тукопровід 7.

Добрива в бункер за допомогою воружилки 2 висівуються через висівну щілину в жолоб 3 і скидачем 4 викидаються. Відбиваючись від козирка 6, туки розсіваються по полю за допомогою тукопроводів 7 спрямовуються до сошників і заробляються

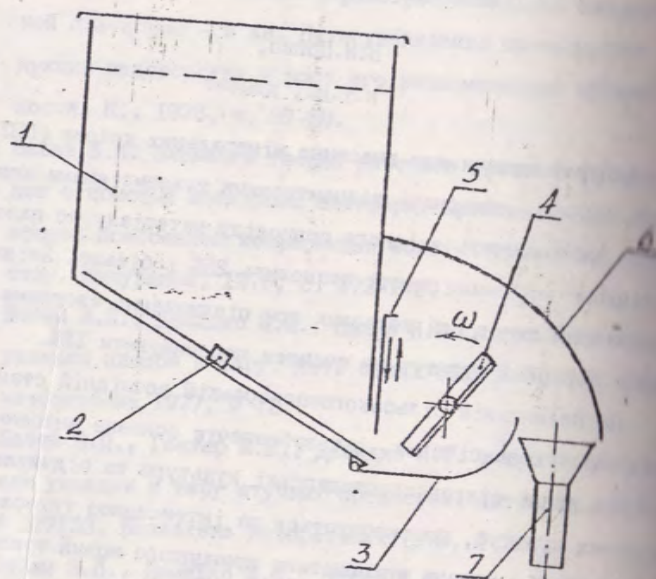


Рис. 1. Туковисівний апарат:

- 1 - бункер; 2 - воронилка;
- 3 - лоток; 4 - скидач;
- 5 - регулююча заслінка;
- 6 - козирок; 7 - тукопровід

і триває. Довга висівка залежить від положення регулюючої заслінки та швидкості руху робочих органів апарата: жолоба та скидача.

Для визначення продуктивності туковисівного апарата проведено лабораторні дослідження з добривами нормальної та підвищеної вологості: аміачна селітра, суперфосфат гранульований, нітроамфоска, калій хлористий порошкоподібний, вапно. Отримано певні закономірності секундної подачі добрив від частоти обертання висівного барабана і ширини висівної щілини (рис. 2).

Аналіз характеристик продуктивності показує, що апарат успішно справляється з висівом як сипких, так і малосипких добрив. При швидкості обертів скидача $2,6 \dots 5,8 \text{ с}^{-1}$ і ширини висівної щілини $25 \dots 70 \text{ мм}$ він забезпечує висів $100 \dots 2070 \text{ кг/га}$ різних добрив: аміачна селітра (вологість $0,13\%$), суперфосфат гранульований (вологість $5,16\%$) і нітроамфоска (вологість $1,00\%$). При використанні малосипких добрив - калій хлористий порошкоподібний (вологість $7,83\%$) і вапно (вологість $7,46\%$) - за певних конструктивних параметрів і режимів роботи продуктивність становить $70 \dots 850 \text{ кг/га}$.

В даному діапазоні зміни частоти обертання залежності $q = f(\omega)$ мають приблизно лінійний характер і описуються рівнянням виду $q = k \cdot \omega$. Кутовий коефіцієнт k залежить від відкриття висівної щілини, що встановлюється регулюючою заслінкою, і сипучості мінеральних добрив. При використанні гранульованого суперфосфату стандартної вологості визначене збільшення частоти обертання бара-скидача супроводжується таким же збільшенням продуктивності апарата. Так, при заданій нормі висіву 820 кг/га ($q = 230 \text{ г/с} \cdot \text{м}$) і збільшенні частоти обертання в 1,5 рази, висів також збільшився в 1,5 рази ($q = 345 \text{ г/с} \cdot \text{м}$). Це означає, що в умовах експлуатації при зміні

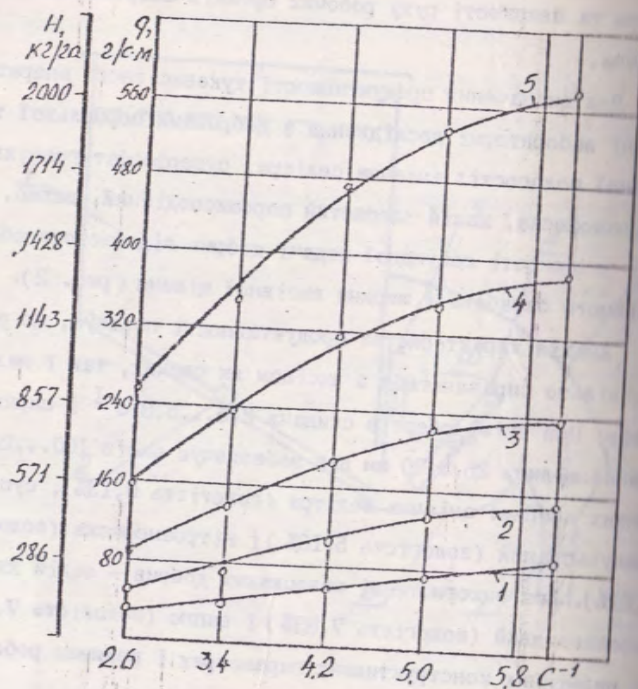


Рис. 2. Залежність продуктивності туковисівного апарату від частоти обертання вала-скидача

1, 2, 3, 4, 5 - ширина висівної щілини, відносно 25, 30, 35, 40, 45 мм

Матеріал - суперфосфат гранульований, вологість 5,16%

виробничій швидкості агрегата доза висіву залишиться незмінною.

Створений туковисівний апарат, його конструктивні параметри і режим роботи використані при розробці конструкції і виготовленні тукової сіялки для поверхневого суцільного внесення мінеральних добрив. Тукова сіялка (рис. 3) складається з трьох секцій: центральної I і двох бокових II, які в робочому положенні встановлюються в одну шеренгу, транспортному - в три шеренги. Привід ворстилок та лотків здійснюється синхронно від валу відбору потужності трактора, а висівних барабанів 5 від II опорно-приводних коліс 3 через механізм передач 4 центральної секції. Бокові секції з'єднані з центральною за допомогою проміжної опори 7, вертикальних А і В та горизонтальних С і Д шарнірів. Таке з'єднання секцій забезпечує незалежне копіювання ними рельєфу поля, надійність приводу механізмів, зручність переміщення машини в транспортне (робоче) положення.

Розроблена тукова сіялка експлуатується в дослідному господарстві "Рокітні" на підживленні зернових культур. При ширині захвату 10,5 м продуктивність її становить 8,5 га/г.

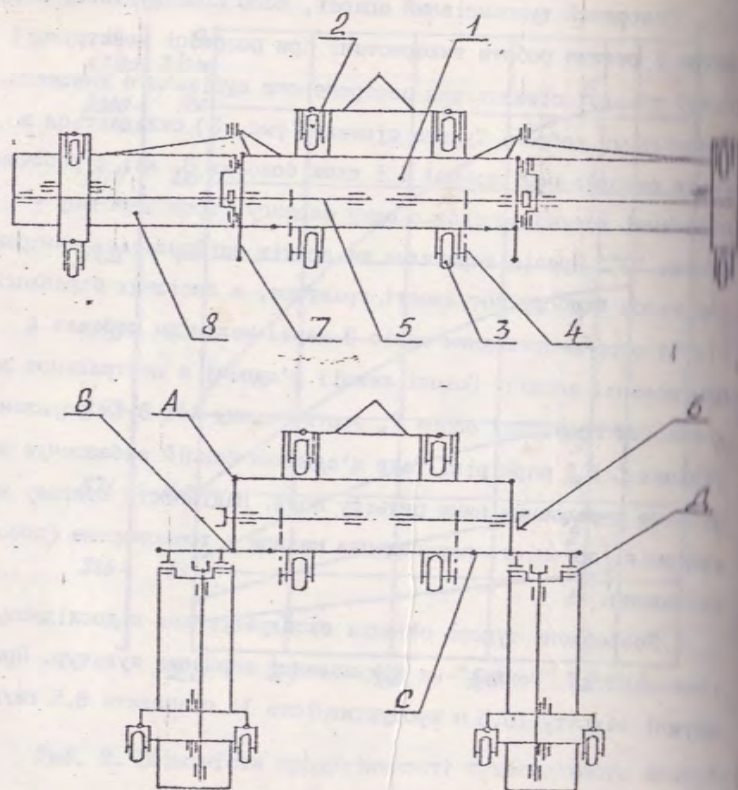


Рис. 3. Схема тукової сівалки

- 1 – центральна секція; 2 – самовстановлююче колесо;
3 – опорно-приводне колесо; 4 – механізм приводу;
5 – вал висівного барабана; 6 – муфта; 7 – проміжна опора;
8 – бокова секція; А, В, С, Д – шарніри

АНАЛІЗ ДЖЕРЕЛ СУШКИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ

В.Ф.Дідух

к.т.н., ст.внкл.

В.М.Подольак

інженер

Збереження врожаю є одним з найважливіших питань с/г. Важливе місце в технологічному процесі по після-збиральній обробці сільськогосподарських матеріалів займає сушка.

Важко дозволити забезпечити збереження зібраного врожаю, уникнути його втрати, а в окремих випадках підвищити якість матеріалу. На загальному по країні тепловому обробітку підлягає 45-60% зібраного врожаю зернових, а в окремих випадках і значно підвищеної вологості весь врожай окремих культур.

На більшій частині господарств України для сушки сільськогосподарських матеріалів використовують шахтні, барабанні та інші спеціального призначення, наприклад такі як СКМ-1, СКМ-100.

Ускладнення агенту сушки для даних сушарок в основному використовують рідке паливо, зріджений газ пропан чи суміш пропану з бутаном, природний газ та електроенергію.

В якості палива для топків, які працюють на рідкому паливі, використовують дизельне паливо, керосин. При цьому його вміст на повинна перевищувати 5 ССТ, а допустимий вміст сірки – 0,2%. Збільшення вмісту сірки веде до забруднення навколишнього середовища. Екологічно чистими можна рахувати

природний газ і електроенергію. Природний газ, який застосовують в сушарках, складається в основному з метану (CH_4), вміст якого 76,7...97,9%; інших вуглеводів 0...21,8, домішок вуглецю 0...0,3; азоту 0...14,5, сірководню 0...0,1%. При значному використанні природного газу, його вартість стає трохи меншою ніж рідкого палива, яке рахується найдешевшим паливом для сушарок. В свою чергу електрична енергія, яка використовується для підігріву повітря, обумовлює грошові затрати в 3-4 рази більші, ніж рідке паливо.

В зв'язку з дефіцитом рідкого палива в багатьох країнах світу проводяться роботи по зменшенню витрат енергії, яка йде на сушку сільськогосподарських матеріалів. Основна увага приділяється економії теплової енергії, що складає 90% всіх енергетичних затрат на сушіння. Розроблені конструкції теплиц, які працюють на твердому паливі, в тому числі на рослинних залишках (солома, стерня качанів кукурудзи та інші).

Витрата енергії на випаровування вологи в значній мірі залежить від початкової і кінцевої вологості матеріалу. В зв'язку з цим потрібно звернути увагу господарств на доцільність збирання матеріалів пониженої вологості. Природно-кліматичні умови країни дозволяють це зробити.

Широкі можливості для економії палива у сільськогосподарській теплоенергетиці являє використання енергії сонця, яка в конкретних умовах визначається числом сонячних годин і інтенсивністю випромінювання. В ясні дні приблизно 65% сонячної енергії, що поступає на землю, являє собою пряме випромінювання (падає від сонця без переломлення), інше 10% розсіяне (дифузне). При наявності хмар вся сонячна енергія являється розсіяною, тому її кількість різко зменшується.

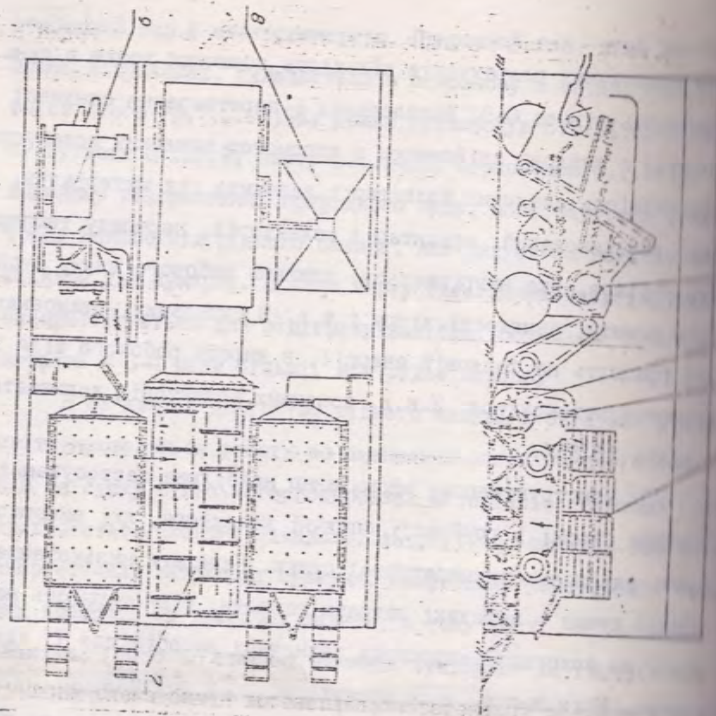
За практичних розрахунків кількість сонячних годин в день складає рівно 6-8. Вловлювання і перетворення сонячної енергії в теплову здійснюють з допомогою сонячних колекторів. Ефективність сонячних колекторів залежить від матеріалів, з яких їх виконаний, орієнтації колекторів, перепаду температур повітря, яке нагрівається, довжини робочого шляху сушильного агента, швидкості вітру і т.д. В сушильних установках, які працюють на сонячній енергії, в якості робочого тіла використовують повітря. К.к.д. сонячних колекторів коливається в межах 15-65%.

На конструктивному оформленні найбільше застосування знайшли плоскі і трубчасті сонячні колектори, які використовують для низькотемпературної сушки. Переваги низькотемпературної сушки - невеликі затрати теплоти, рівномірність матеріалу по вологості, простота технічних засобів для її здійснення. Крім цього, якщо врахувати, що у вентиляторі повітря нагрівається на 1...2°C за рахунок сил тертя, то переваги використання нетрадиційних джерел очевидні.

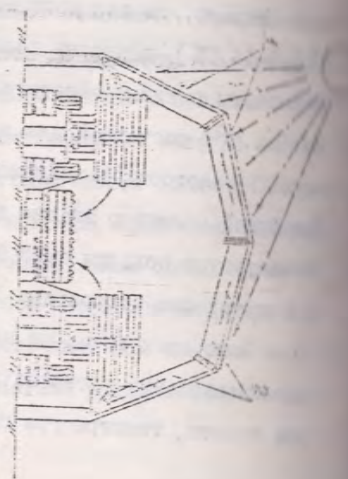
Відомо, що для досягнення кондиційної вологості зерна (12,5-14,0%) відносна вологість в умовах гігроскопічної рівноваги повинна складати 65...70%. Тому підігрів повітря на 6...7°C достатній для зниження навіть 100%-ої його відносної вологості і використання в якості сушильного агента. Плоский колектор згідно досліджень в сонячні дні підвищує температуру повітря на 3,0-4,0°C, знижує вологість 12-15%, в хмарні дні відповідно 1,5-2,0°C і 7-11%.

Але врахувати, що на Україні велику кількість сільськогосподарських матеріалів обробляють лише низькотемпературною сушкою, температура сушильного агента повинна бути не

Рис. 1. Сушильний пункт з використанням сонячної енергії



----- сонячні промені
 ————— рух повітряного середовища
 рух сушильного агента
 рух насіння



температури 40°C , то необхідно в короткі строки вирішити питання організації низькотемпературної сушки.

В цій меті розроблено пункт сушіння льонвороху та інших сільськогосподарських матеріалів з використанням сонячної енергії (рис.1).

Він складається з сонячного колектора (1) вмонтованого в дах приміщення, переобладнаних тракторних причепів (6) для шпильки сушарки, приймального ланцюгово-планчатого транспортера (7), бітера подачі льонвороху (4), колотарки віялки МБ-2,5А (3), бункера для насіння (8), вентиляторів (5), паливного блоку (9), повітропроводів.

В процесі збирання льону, причіп-сушарка агрегується з комбайном. Після заповнення його транспортують на сушильний пункт, де встановлюють у приміщення і з'єднують з ланцюгово-вентиляційною системою. При досягненні кінцевої швидкості, висушений льонворох самосвалом направляється на ланцюгово-планчастий транспортер і далі з допомогою бітера в колотарку-віялку.

Використання запропонованого технологічного процесу забезпечує отримання сушильного агента з допомогою сонячних вентиляторів (в сонячні дні) та паливного блоку у випадку зливи, чи цілодобової експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анастасевич В.И. Сушка зерна. М.: Агропромиздат, 1989.
2. Друнь Г.С., Чижиков А.Г. Тенденции развития технологии и технических средств сушки зерна. М.: ВНИИЗС, 1987.

ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ
ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ

Гевко Р.В.

К.Т.Н.

Основними показниками якості виконання технологічного процесу бурякозбиральною машиною є втрати коренеплодів, їх загальна забрудненість землею і ступінь пошкоджень. Домінуючий вплив на дані показники мають викопуючі пристрої, від роботи яких залежить кількість незикопаних і сильнотравмованих коренеплодів, вміст землі у воросі, що подається на очисник, а зусилля опору від дії викопуваного пласту в значній мірі характеризує енерговитрати машини.

Як відомо [1] основним недоліком дискових викопуючих органів є обривання хвостиків коренеплодів, яке виникає внаслідок розташування сили викопування $P_{\Sigma k}$ під кутом δ до вертикальної осі (рис.1). Необхідною умовою виконання технологічного процесу є:

$$P_{\Sigma k} \cdot \cos \delta \geq m\ddot{z} + P_z + Q$$

де m, Q - відповідно маса і вага коренеплоду, P_z - сила опору коренеплода вертикальному переміщенню.

В процесі перекочування заглиблених в землю дисків, зачіплений ободами коренеплід в момент викопування в ідеальному випадку описує циклоїду. Як видно з рис.2 сила викопування від дії ободу диска P_c направлена по дотичній до циклоїди, а кут нахилу δ сили викопування $P_{\Sigma k} (P_c)$ до вертикалі знаходиться в межах 14...16 град.

З метою зменшення пошкоджень коренеплодів при їх викопуван-

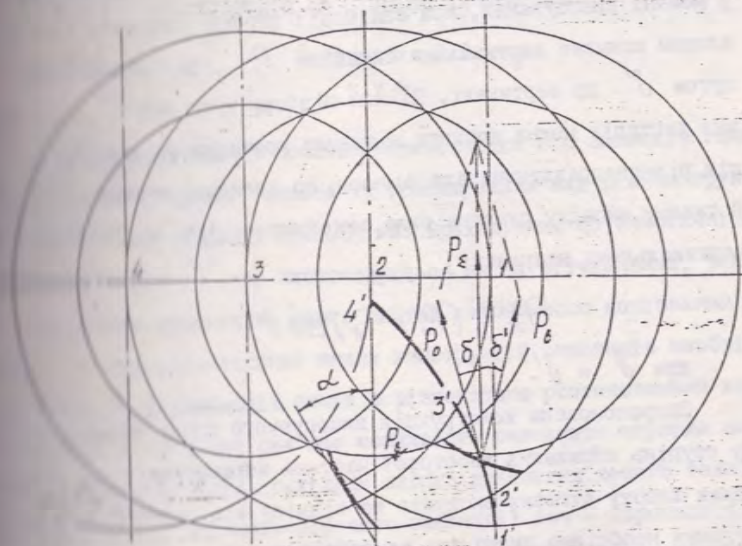


рис. 2

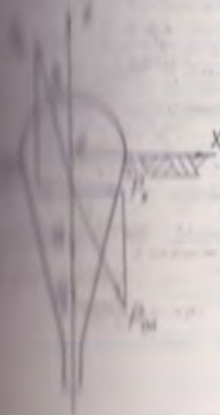


рис. 1



рис. 3

ні, розроблений диск [2], на ободі якого зі сторони робочої поверхні виконані дугові виступи, випукла частина яких повернена в сторону, протилежну до напрямку обертання диска. В момент викопування, при взаємодії дугових виступів з плодом виникає вертикальна складова P_e , розташована під кутом δ' до вертикалі. Шляхом підбору кута нахилу виступів можна досягти напрямку розташувань сил P_o і P_e під різнонаправленими але рівними по величині кутами δ і δ' . В такому випадку сумарна сила викопування буде направлена в вертикальному напрямку:

$$P_z = (P_o + P_e) \cos \delta',$$

при $\delta = \delta'$.

Запропонована конструкція викопувачого диска забезпечить певний ступінь обривання хвостової частини коренеплодів ніж відомої. Однак висоту дугових виступів на відміну від геометрії їх розташування необхідно визначати на основі результатів експериментальних досліджень дисків в реальних умовах експлуатації. При цьому можна стверджувати, що при застосуванні дугових виступів висотою 10...15 мм можливі пошкодження коренів при врізанні дисків в землю, що призведе до корекції кута атаки в меншу сторону, а це в свою чергу однозначно зменшить енерговитрати машини. Аналізуючи вище наведені матеріали можна констатувати, що даний напрямок в розвитку дискових копаців є перспективним і потребує наступних теоретичних і експериментальних досліджень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Погорель Л.В., Татянюк Н.В., Брей В.В. и др. Свеклоуборочные машины. - К.: Техніка, 1983. - 168 с.
2. АС № 1768061 / СССР/. Выкапывающий рабочий орган / Данильченко М.Г., Гевко Р.Б., Мартыненко В.Я. и др. Бюл. №39 от 15.10.1984.

ВЛИВ РІЗНОВИСОКОГО РОЗТАШУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ НА СТУПІНЬ ЇХ ОЧИЩЕННЯ

Мартиненко В.Я.

К.Т.Н.

Ін процес очищення головок коренеплодів від залишків гички впливає висота їх розташування над рівнем ґрунту, яка знаходиться в межах 30...80 мм. Враховуючи, що еластичні очисники (бичі), які застосовуються як на вітчизняних, так і на зарубіжних машинах, не мають систем автономного копіювання кута, то при впровадженні нових конструкцій очисників необхідно врахувати силу взаємодії бичів з різновисоко розташованими коренеплодами. Аналіз цих сил дає можливість визначити ступінь очищення головок буряків, оскільки якість виконання даного технологічного процесу залежить від сили взаємодії бич - коренеплід.

Розрахункова схема бич - коренеплід зображена на рис.1 при наступних допущеннях: бич представлений у вигляді системи з рівномірно розподіленою масою, жорстко з'єднаною із зосередженою масою в одномасовою системою; в робочому діапазоні експлуатації кінцеві характеристики елементів системи приймаються в першому наближенні.

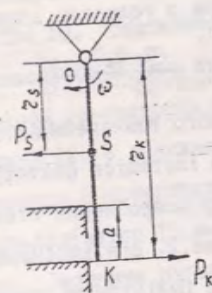


Рис.1

На схемі зображено: а - різниця висот коренів над рівнем ґрунту; S' - точка приведеної маси бича; K - точка взаємодії бича з коренеплодом.

Кінетична енергія бича в точці S' дорівнює:

$$T_s = \frac{\dot{J}_s \omega^2}{2}$$

де J_s - момент інерції в т. S' .

Кінетична енергія бича в точці K дорівнює:

$$T_k = \frac{\dot{J}_k \omega^2}{2}$$

де J_k - момент інерції в т. K .

В процесі взаємодії бича з головкою коренеплоду кінетичні енергії приведеної маси і точки взаємодії зрівноважуються, звідси

$$T_s = T_k; \quad \dot{J}_s \omega^2 / 2 = \dot{J}_k \omega^2 / 2$$

Враховуючи, що $J_s = m_s z_s^2$; $J_k = m_k z_k^2$

$$m_s = m_k z_s^2 / z_k^2$$

Сила взаємодії бича з головкою коренеплоду в т. K дорівнює:

$$P_k = m_k W_k$$

де W_k - прискорення в т. K .

Після проведення перетворень отримаємо формулу для визначення сили взаємодії бича з головкою коренеплоду:

$$P_k = \frac{m_s z_s^2}{z_k^2} \omega^2$$

Для експериментального визначення сили взаємодії бичів з головками коренеплодів з імітацією фактору різновисокого їх розташування відносно ґрунту розроблений стенд, загальний вигляд якого представлений на рис.2. Він виконаний у вигляді рами 1, на якій на осі 2 розташована циліндрична пластина 3, з'єднана з сектором 4.

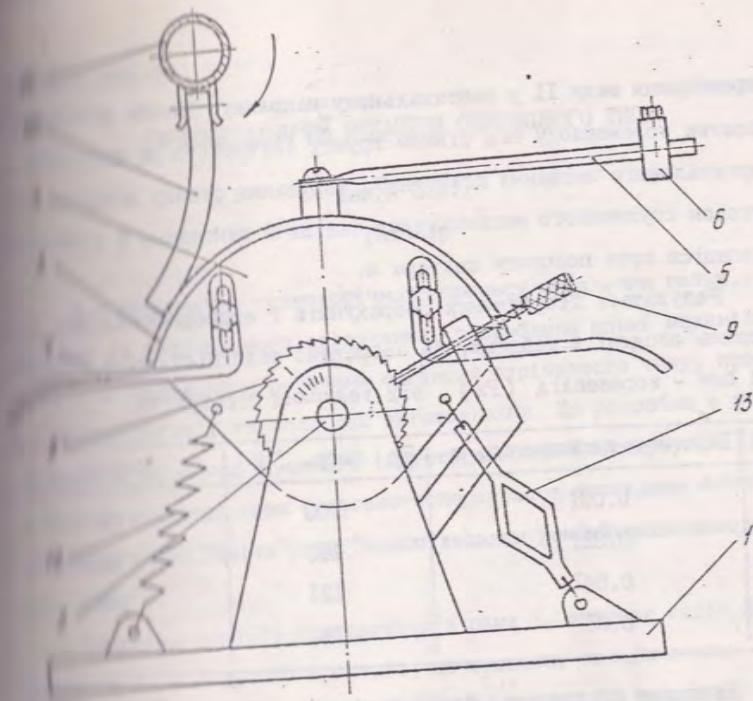


Рис.2

На пластині 3 встановлений вагиль 5 з тарувальним вантом 6. Сектор 4 з'єднаний з імітатором ґрунту 7, а також з храповиком 8, який взаємодіє з фіксатором 9. На секторі 4 зі сторони пластина 10, встановлена на валу 11, закріплена пружина 12. Зусилля цієї пружини зрівноважує стабілізатор 13.

В процесі роботи бич 10, обертаючись відносно валу 11 взаємодіє з циліндричною пластинкою 3, яка імітує головку коренеплоду. При цьому пластина 3 разом із сектором 4 повертається відносно осі 2, розтягуючи пружину 12. В залежності від сили взаємодії сектор 4 разом з храповиком 8 повертається на різні кути і стопорується фіксатором 9. Стабілізатор 13 зменшує коливання від дії пружини при вимірюванні. Величина перекриття регулюється шляхом

переміщення валу II у вертикальному напрямку. Висота розташування головки коренеплоду над рівнем ґрунту імітується за допомогою вертикального зміщення пластин 7. Тарування стенду відбувається методом ступеневого навантаження важіля 5 вантажами 6 з наступною фіксацією кута повороту сектора 4.

Результати теоретичних розрахунків і експериментальних досліджень зведені в таблицю, де зображено залежність сили навантаження дії бич - коренеплід (Рк) від величини перекриття.

№	Величина перекриття, м	Рк теор., Н	Рк експер., Н
1	0,001	100	82
2	0,021	110	90
3	0,042	121	94
4	0,057	130	104

Не повне співпадання результатів теоретичних і експериментальних досліджень можна пояснити прийнятими допущеннями і навантаженням сил тертя у вузлах стенду.

Аналізуючи дані досліджень можна констатувати, що як теоретичні викладки, так і конструкція стенду з методикою проведення досліджень на ньому може бути застосована при дослідженні і науковій конструктивно-експлуатаційних параметрів нових очисних головок коренеплодів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Н.В.Татьянко. Исследование и усовершенствование аппарата для срезания ботвы с корней сахарной свеклы до их выкопки. Автореферат диссертации на соискание степени канд.техн.наук, Харьков, 1967 г.
2. Н.С.Чаленко. Методы и средства измерения силы. Москва. Издательство стандартов, 1991 г.

UDC 631.353.42

ГИЧКОВИДАЛЯЮЧИЙ МЕХАНІЗМ СТІЧКОВОГО ТИПУ

Синій С.В.,

інженер

Для покращення технологічного процесу видалення гички, гички II безкопінного зрізування, розроблено новий механізм гичковидальними робочими органами стрічкового типу, простий за конструкцією і технологією виготовлення. Ця розробка є результатом співпраці Жукського індустріального інституту (ЛіІ) і Волинської державної сільськогосподарської дослідної станції (ВІСД) та Тернопільським комбайновим заводом (ТКЗ).

Механізм (рис.1) складається з рами 1, опорних коліс 2, веденого 3 та ведучого 4 шківів, що охоплені нескінченним еластичним полотном 5 з внутрішніми зачепами. До полотна прикріплені ножі 6, з якими жорстко зв'язані похилі пружні активізуючі пластини (активізатори) 7. Над еластичним полотном розташований циток 8, нахилений у протилежну до напрямку руху механізму сторону. Пружні активізуючі пластини розташовані паралельно до цитка.

Процес гичковидальний механізм стрічкового типу таким чином. При русі його вдовж рядків цукрових буряків 10 еластичне полотно, обертаючись навколо шківів, за допомогою ножів зрізає гичку II, яка, піднімаючись на похилій циток, транспортується активізаторами в зону византаження. Гичка може розкидатись на дібрану частину поля або завантажуватись у транспортні засоби за допомогою транспортера (на рисунку не зображений).

Висновок визначення оптимальних функціонально-експлуатацій-

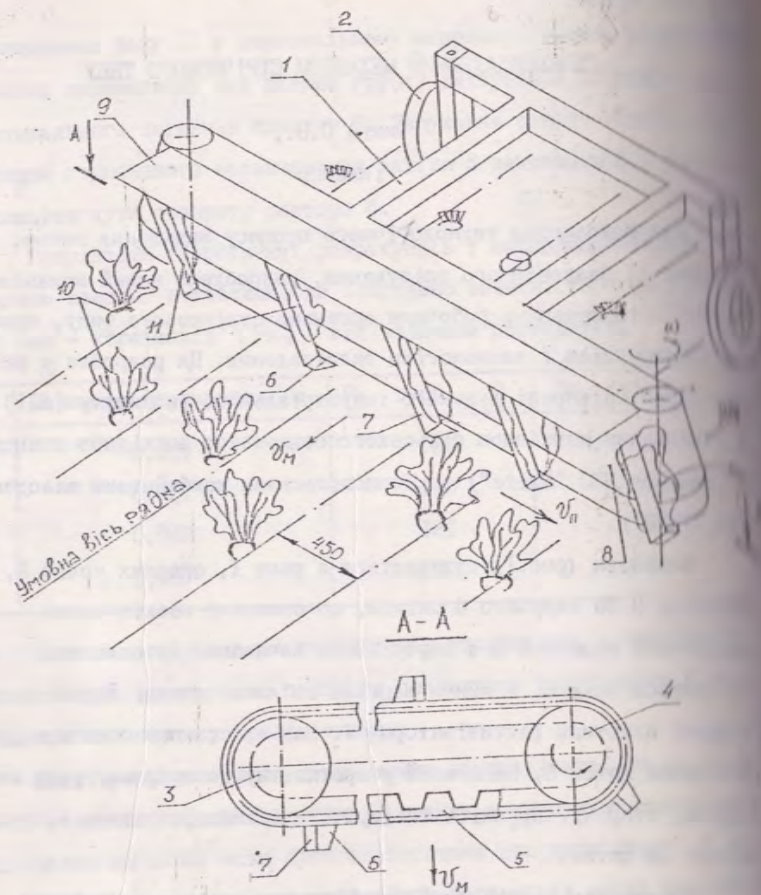


Рис. 1. Схема роботи гичковиделяючого механізму стрічкового типу:

1 - рама; 2 - опорне колесо; 3 і 4 - ведений і ведучий шків; 5 - еластичне полотно; 6 - шків; 7 - активізатор; 8 - щиток; 9 - кашкет; 10 - цукрові буряки; II - зрізана гичка;
 v_n - поступальна швидкість механізму вздовж рядків; v_p - лінійна швидкість еластичного полотна; ω - частота обертання ведучого шківу

На основі характеристик даного механізму на АТ "ТекЗ" розроблено і виготовлено його дослідний зразок, який при роботі в реальних умовах експлуатації забезпечує зміну основних конструктивних і експлуатаційних параметрів. Деякі технічні характеристики даного зразка, що стосуються гичковиделяючого механізму, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Технічні характеристики дослідного зразка гичковиделяючого механізму стрічкового типу

Показник	Значення показника
Артикулна назва	Триточкова навіска на трактор МТЗ-80
Габаритні розміри, мм	1300
довжина	2800
ширина	980
висота	520
Маса, кг	6
Кількість рядків, шт	450
Ширина мітара, мм	300...800
Кількість обертів ведучого шківу, об/хв	3,95...10,55
Лінійна швидкість стрічки, м/с	250, 500
Ширина між ножами, мм	70...80
Відстань між пластинами активізаторів, град.	250, 500
Відстань між активізаторами, мм	80...85
Відстань між щитками, град.	1,5...2,5
Лінійна швидкість, м/с	20...140
Відстань організування гички над стрічкою, мм	

За результатами випробовувань, що проводились на полях дослідного господарства "Україна" Тернопільського району (с.Плотица) встановлено, що механізм забезпечує якісну роботу з буряків.

лено відповідність основних характеристик гнчковидаляючого механізму до технічного завдання.

Враховуючи невисоку металомісткість гнчковидаляючого механізму стрічкового типу (в 1,6...1,8 раза менша ніж базових), конструктивну і технологічну простоту (основні вузли уніфіковані з продукцією АТ "ТекЗ"), можливість модульного агрегування разом з бурякозбиральними машинами, можна зробити висновок, що дана розробка є актуальною і потребує подальших досліджень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями. - Львів: Світ, 1993. - 208 с.
2. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. - Київ: НМК ВО, 1992. - 320 с.

УДК 631.3-55

КОНТРОЛЬ СИЛИ НАТЯГУ У ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

С.В.Синій.
інженер

Необхідною умовою роботи передач з пасами є їх попередній натяг. Вимірвальні засоби, що застосовуються для контролю і встановлення попереднього натягу в механізмах з пасовими передачами, відрізняються різноманітністю принципів вимірювання сили натягу.

При проведенні експериментальних досліджень сільськогосподарських машин часто виникає потреба у виконанні вимірювань сили натягу вручну.

Одним з відомих є принцип визначення на заданій постійній довжині ℓ_n прогину пасу Δ (рис. 1), через який вираховується попередній натяг пасу. При цьому необхідно, щоб виконувалась умова $\ell_n \gg \Delta$, що забезпечує точність вимірювання [2]. Враховуючи необхідність вимірювання натягу пасів з великими значеннями параметрів (товщина каркасу $H_k = 0,01$ м, ширина пасу $B_n = 0,06...0,13$ м), що використовуються у сільськогосподарських машинах, зокрема в транспортерах льонозбиральних і бурякозбиральних машин (ЛК-4А, ТЛН-1,5А, КС-6Б, КС-6В, БМ-6Б), прилади такого типу повинні мати великі габаритні розміри. Це ускладнює можливість доступу до усіх необхідних точок вимірювання. Крім того, не виключені значні похибки вимірювань через складність вимог до їх виконання.

З метою визначення натягу нескінченних пасів транспортерів у статичному стані розроблено і виготовлено портативний

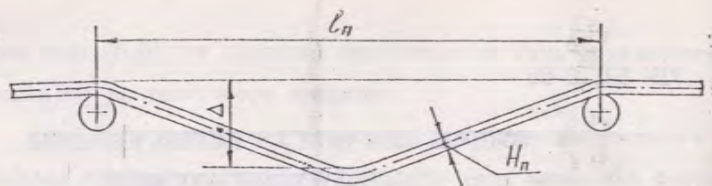


Рис. 1. Схема визначення прогину пасу
 Δ - прогин пасу; H_n - товщина каркасу;
 ℓ_n - задана постійна довжина

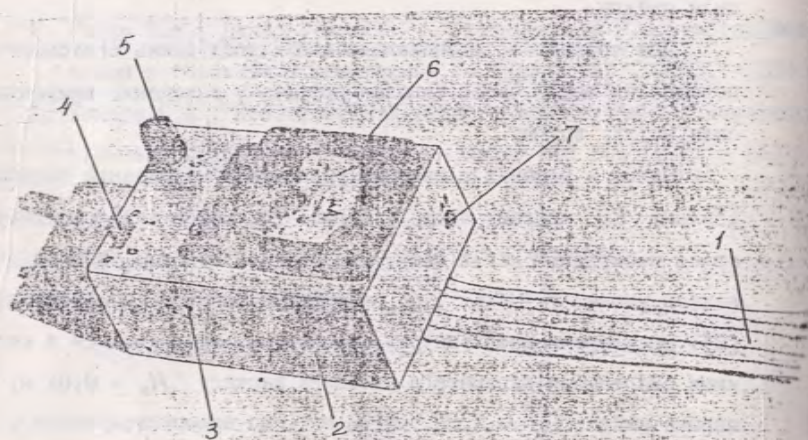


Рис. 2. Зовнішній вигляд приладу для контролю та встановлення попереднього натягу пасу
 1 - датчик; 2 - корпус резисторного пристрою;
 3 і 5 - установка нуля "грубо" і "точно";
 4 - вимикач; 6 - індикатор; 7 - гніздо підключення до блоку живлення

прилад ємнісного типу (рис. 2). Його рекомендується застосовувати для контролю і встановлення попереднього натягу пасів бральних апаратів та затискних транспортерів льонозбиральних машин, а також пасів поздовжніх та поперечних пруткових транспортерів бурякозбиральних машин.

Прилад (рис. 2) складається з датчика 1 ємнісного типу і резисторного пристрою 2 у вигляді вимірвального генератора на транзисторах, зібраного по схемі мультівібраторного моста. Товщина датчика в місці вимірювання - 1,0 мм. Маса приладу 0,3 кг, габарити $250 \times 80 \times 70$ мм. Це дає змогу виконувати вимірювання у важкодоступних для інших приладів місцях пасової передачі, а також визначати закономірність зміни тиску пасу на шків у різних точках їх контакту (ділянка ABC на рис. 3), розглянуту зокрема в [1, 2].

Живлення приладу може бути як від мережі 220 В (через власний блок живлення на 9 В) так і автономне (від вмонтованої в корпус резисторного пристрою малогабаритної батареї типу "Крона"), що дозволяє виконувати вимірювання в лабораторних та польових умовах.

При створенні датчика використано відому властивість регульованого ємнісного конденсатора: при зміні відстані між пластинами змінюється відповідно ємність конденсатора, яка може бути визначена вимірвальним приладом. В запропонованому пристрої ємність вимірюється приладом на напівпровідникових елементах. Повернення пластин конденсатора в початкове положення після зняття навантаження відбувається завдяки пружності елементів датчика.

На рис. 4 зображена схема датчика. Між конденсаторними елементами 1 і 2 знаходиться ізоляційний шар 3, а від зовнішнього середовища вони ізольовані фторопластовою плівкою 4.

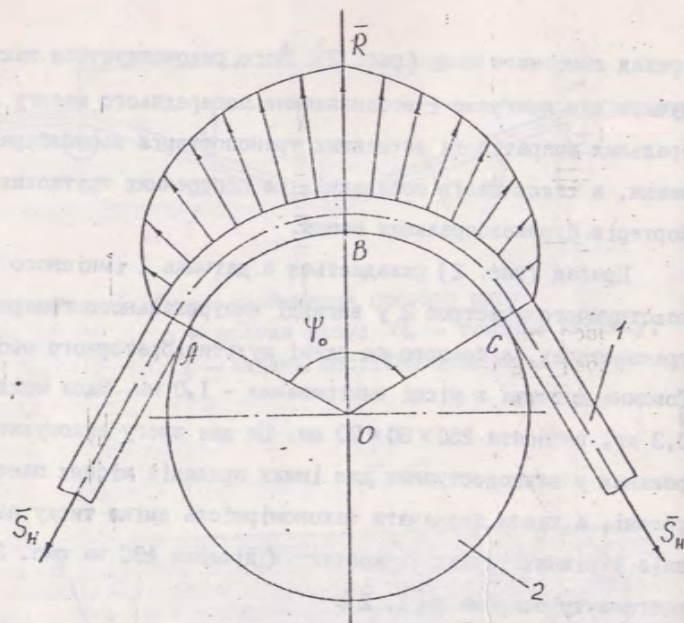


Рис. 3. Схема до визначення сил тиску пасу на обод шківа
1 - пас; 2 - шків; S_n - сила попереднього натягу пасу; R - нормаль реакції шківа;
 ψ_0 - кут охоплення ободу шківа

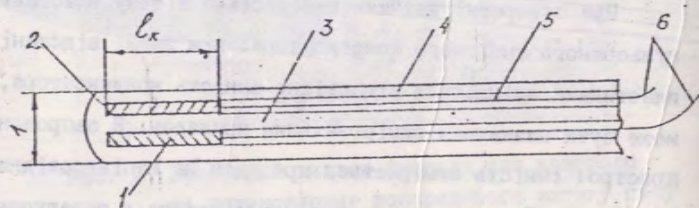


Рис. 4. Схема будови датчика в поздовжньому розрізі
1 і 2 - конденсаторні елементи; 3 - ізоляційний шар; 4 - захисна плівка; 5 - баласт; 6 - виводи до реєструючого пристрою; ℓ_x - довжина конденсаторних елементів

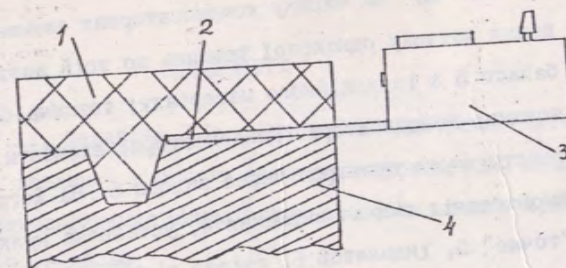


Рис. 5. Схема встановлення датчика при контролі
брального апарату
1 - пас; 2 - датчик; 3 - реєструючий пристрій;
4 - шків

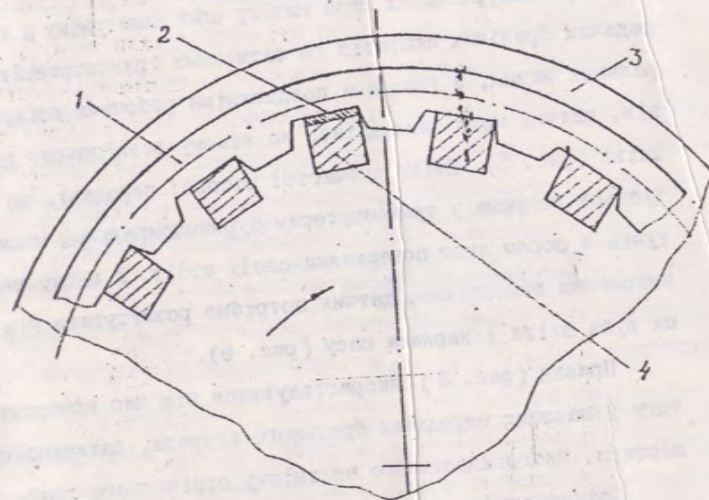


Рис. 6. Схема встановлення датчика при контролі
зубчастої пасової передачі
1 - зубчастий пас; 2 - датчик;
3 і 4 - реборда і зуб шківа

Площа конденсатора обмежена невеликою ділянкою і рівна добутку довжини ℓ_k на ширину конденсаторних елементів 1 і 2. Для надання датчику однакової товщини по всій довжині встановлений баласт 5 з ізоляційного матеріалу; товщина баласту відповідає товщині конденсатора. Конденсаторні елементи приєднуються до резистуючого пристрою через виводи 6. На його корпусі (рис. 2) змонтовані: вмикач живлення 4, установка нуля "грубо" 3 і "точно" 5, індикатор 6, гніздо підключення до блоку живлення.

Для вимірювання натягу датчик вводиться між шківом і пасом (довільна точка дуги АВС на рис. 3) у місці їх контакту. Відхилення стрілки індикатора пропорційне зміні ємності датчика від еталонної ємності C_n . Ця зміна в свою чергу пропорційна зміні натягу пасу від еталонного значення, визначеного при попередньому таруванні.

При вимірюваннях сили натягу або сили тиску у пасових передачах бральних апаратів та затискних транспортерів льонозбиральних машин, з гладкими поздовжніми робочими поверхнями шківів, датчик може закладатись по всьому зовнішньому діаметру шківів (рис. 5). Шківи зубчастої пасової передачі, що використовуються зокрема у транспортерах бурякозбиральних машин, контактують з пасом лише поверхнями своїх зубів. У цьому випадку, для виконання вимірювань, датчик потрібно розміщувати між поверхнями зуба шківів і каркаса пасу (рис. 6).

Прилад (рис. 2) використовувався під час контролю сили натягу у пасових передачах брального апарата, затискного транспортера, гнучовидального механізму стрічкового типу.

Враховуючи широке застосування пасових передач у конструкціях різноманітних сільськогосподарських машин робота над вдосконаленням даного приладу є актуальною і перспективною.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хайлис Г.А., Макарова Г.В., Быков Н.Н. Измерение натяжения ремней и давления в ручьях зажимных устройств. - Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1979, № 9, с. 48-49.
2. Хайлис Г.А. и др. Льноуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1935. - 232 с.

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ГИЧКОВИДАЛЯЮЧОГО МЕХАНІЗМУ СТРІЧКОВОГО ТИПУ

С.В.Синій
аспірант

Г.А.Хайліс
д.т.н., проф.

В зв'язку з особливостями конструкції розробленого гичко-видаляючого механізму стрічкового типу кожна точка еластичного полотна і жорстко прикріплених до нього робочих органів (ножів і активізаторів) здійснює складний рух: переносний поступальний рух разом з рамою гичкозбиральної машини і відносний рух відносно рами машини.

Загальні основи роботи механізмів, подібних до даного за будовою, викладено у відомих роботах, зокрема в [1]. Тому викликає зацікавленість розгляд кінематичних параметрів робочих органів у зв'язку з технологічним процесом видалення гички.

Нехай еластичне полотно рівномірно обертається навколо шківів з центрами обертання в точках O_1 і O_2 (рис. I), які знаходяться на перетині прямих y_1y_1 і y_2y_2 з прямою xx . Причому y_1y_1 і y_2y_2 паралельні між собою та до напрямку руху машини вздовж рядків, а xx — перпендикулярна до них. Позначимо через ω_1 і ω_2 кутові швидкості обертання еластичного полотна з радіусами обертання r_1 і r_2 навколо відповідних центрів O_1 і O_2 . Тоді точками перетину еластичного полотна з прямими y_1y_1 , y_2y_2 та xx будуть відповідно y_1 , y_{11} , y_2 , y_{22} та x_1 , x_2 .

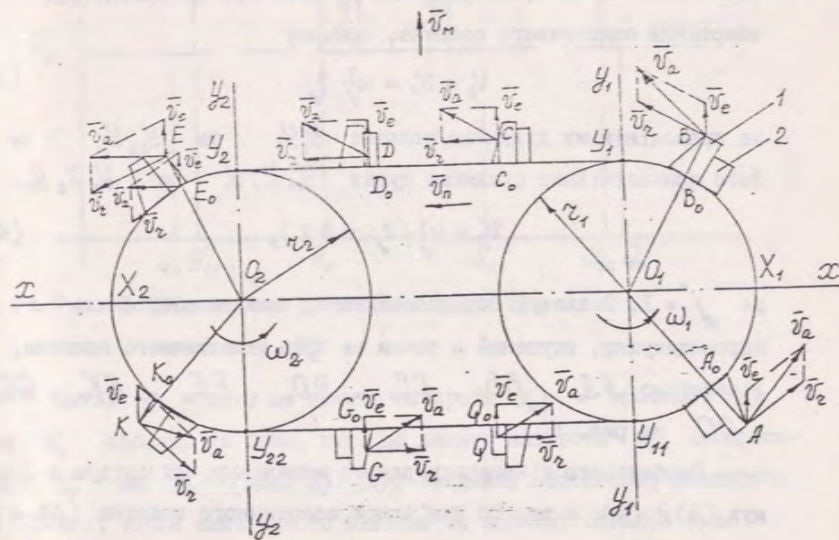


Рис. I. Схема до визначення абсолютної швидкості точки (1 — ніж; 2 — активізатор)

Абсолютна швидкість v_a будь-якої точки еластичного полотна з робочими органами по відношенню до нерухомих рослин (рис. I) в загальному випадку буде геометричною сумою векторів

$$\vec{v}_a = \vec{v}_e + \vec{v}_r, \quad (1)$$

де v_e і v_r — відповідно переносна і відносна швидкості точки.

Оскільки механізм жорстко з'єднаний з рамою машини, то переносна швидкість полотна v_e завжди співпадає з швидкістю машини вздовж рядків

$$\vec{v}_e = \vec{v}_m, \quad (2)$$

а вектор відносної швидкості v_z , як і вектор лінійної швидкості полотна v_n , направлений по дотичній до траєкторії обертання еластичного полотна, причому

$$v_z = v_n = \omega_j \cdot r_j \quad (3)$$

на прямолінійних ділянках полотна $y_1 y_1$ та $y_{22} y_{11}$ і на його криволінійних ділянках дугах $y_{11} x_1 y_1$ та $y_2 x_2 y_{22}$

$$v_z = \omega_j (r_j + \Delta z), \quad (4)$$

де $j = 1, 2$ вказує порядковий номер центра обертання; Δz - перпендикуляр, опущений з точки на вісь еластичного полотна, відповідно AA_0 , BB_0 , CC_0 , DD_0 , EE_0 , KK_0 , GG_0 , QQ_0 на рис. 1.

Особливістю кінематики даного механізму, як слідує з формул (3) і (4), є те, що для точок еластичного полотна ($\Delta z = 0$) у будь-який момент часу $v_z = v_n$, а для точок прикріплених до нього робочих органів ($\Delta z \neq 0$) значення v_z ступенево змінюється в точках y_{11} , y_1 , y_2 , y_{22} , причому різкіше для менших значень r_j і більших $|\Delta z|$ (рис. 2). Тобто, для $v_n = \text{const}$, при зменшенні радіуса шківів та при зростанні віддалі від еластичного полотна до точки робочого органа (AA_0 , BB_0 , CC_0 і т.д. на рис. 1) відносна швидкість точки v_z на криволінійних ділянках обертання збільшується.

Якщо еластичним полотном служить пас, то, за рахунок його деформації в місцях кріплення робочих органів і особливостей набігання (збігання) його на шківів, небажані для роботи гнчково-видалюючого механізму різкі скачки v_z не відбуваються.

Формула (4) справедлива також для точок робочих органів, що кріпляться до шківів.

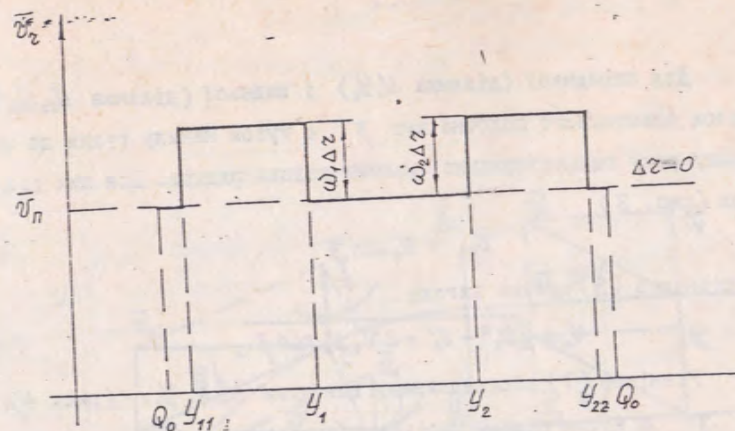


Рис. 2. Схематичне зображення зміни відносної швидкості v_z

Нехай γ - кут, що лежить навпроти v_{z2} - проекції v_z на v_z або, що те саме, кут, що лежить навпроти v_{ze} - проекції v_z на v_e (рис. 3). Тоді величина абсолютної швидкості будь-якої точки еластичного полотна та робочих органів буде

$$v_a = \sqrt{(v_z + v_e)^2 + (v_z \cos \gamma)^2} \quad (5)$$

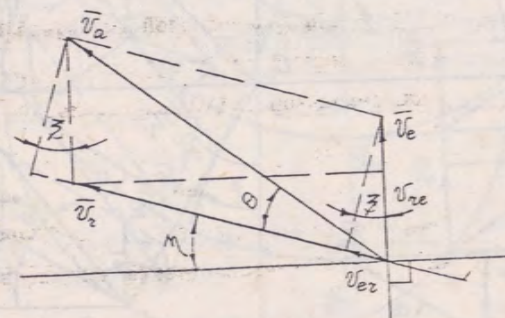


Рис. 3. Схема до визначення v_a на прямолінійних ділянках еластичного полотна

Для передньої (ділянка $y_1 y_2$) і задньої (ділянка $y_{22} y_{11}$) гілок еластичного полотна кут β є кутом нахилу гілки до напрямку руху гнукосбиральної машини вздовж рядків. Для цих ділянок (рис. 3)

$$v_{e2} = v_e \sin \beta \quad (6)$$

і рівність (5) матиме вигляд

$$v_2 = \sqrt{v_2^2 + v_e^2 + 2v_2 v_e \sin \beta}. \quad (7)$$

Рівність (7) справедлива і для дуги $y_1 X_1 y_1$ (рис. 4), де β є кутом нахилу радіуса точки до прямої $y_1 y_1$, паралельної вектору швидкості машини.

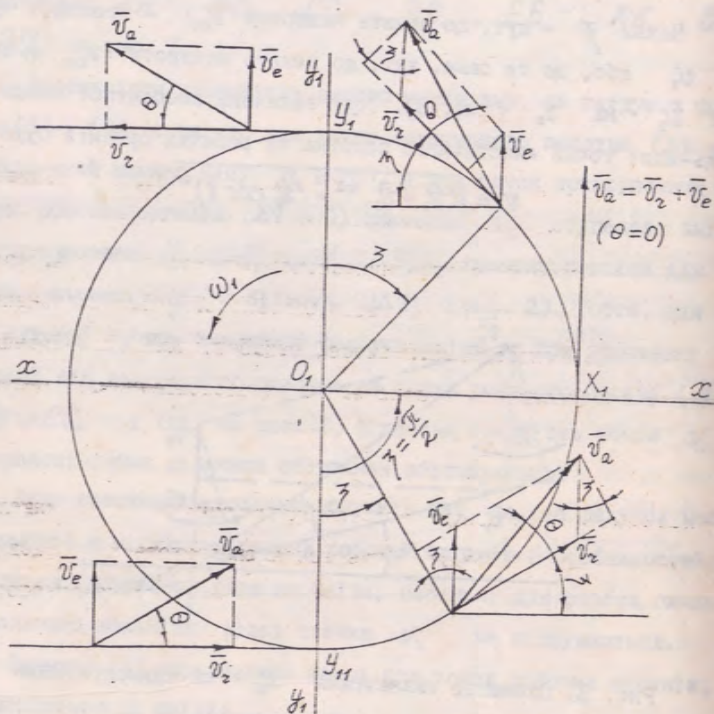


Рис. 4. Схема до визначення v_e на ділянці $y_1 X_1 y_1$

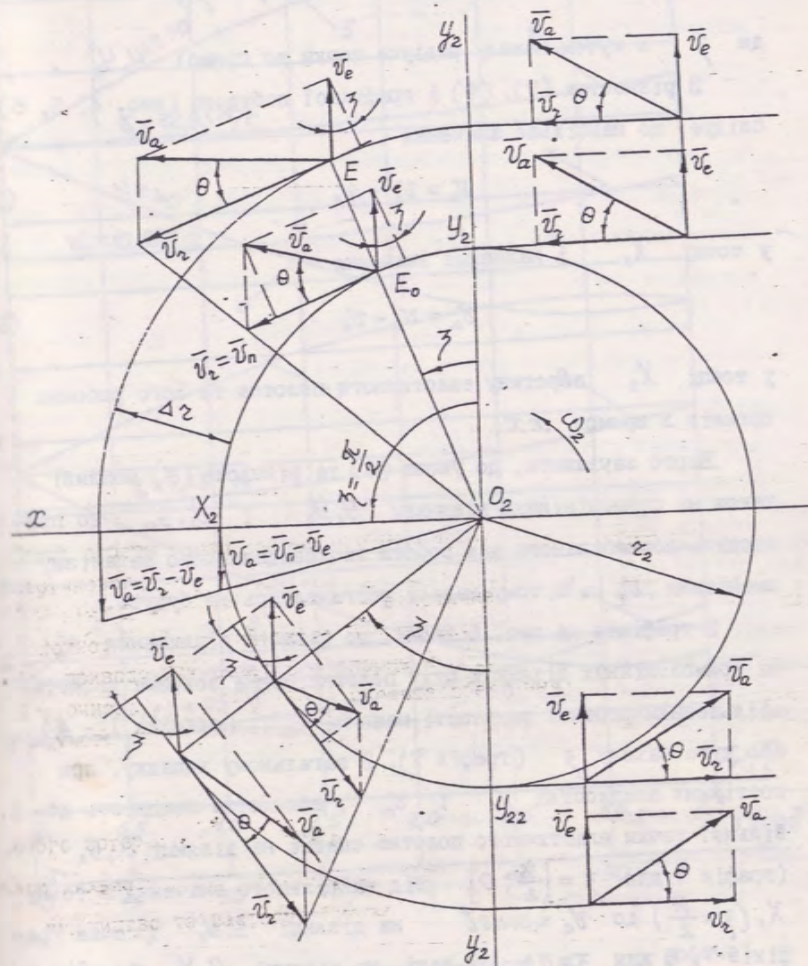


Рис. 5. Схема до визначення швидкостей робочих органів

На ділянці $Y_2 X_2 Y_{22}$ (рис. 5)

$$v_{e2} = -v_e \sin \bar{\gamma},$$

тому

$$v_2 = \sqrt{v_2^2 + v_e^2 - 2v_2 v_e \sin \bar{\gamma}},$$

де $\bar{\gamma}$ є кутом нахилу радіуса точки до прямої $Y_2 Y_{22}$.

З рівностей (7), (9) і графічної побудови (рис. 4, 5, 6) слідує, що найбільше значення

$$v_2 = v_2 + v_e$$

у точці X_1 і найменше значення

$$v_2 = v_2 - v_e$$

у точці X_2 перетину еластичного полотна та його робочих органів з прямою xx .

Варто зауважити, що умова (8) та рівність (9) можливі також на прямолінійних ділянках $Y_1 Y_2$ і $Y_{22} Y_{11}$, що призводить до небаланого для роботи гнчковидалеячого механізму зменшення v_2 , а тому надалі розглядатись не будуть.

З графіків на рис. 6 видно, що певного підвищення v_2 на прямолінійних ділянках руху полотна можна зокрема досягти збільшенням робочої швидкості машини v_m (графіки 1-4) або кута нахилу $\bar{\gamma}$ (графік 7). В загальному випадку, при постійних швидкостях v_2 і v_m , абсолютна швидкість довільної точки еластичного полотна спадає на ділянці $X_1 Y_1$ (графік 7 для $\bar{\gamma} = [\frac{\pi}{2}; 0]$ від найбільшого значення в точці X_1 ($\bar{\gamma} = \frac{\pi}{2}$) до $v_2 = \text{const}$ на ділянці $Y_1 Y_2$ (точка графіків 7, 8 для $\bar{\gamma} = 0$) і далі, на ділянці $Y_2 X_2$ (графік 8 для $\bar{\gamma} = [0; \frac{\pi}{2}]$, - до свого найменшого значення в точці X_2 ($\bar{\gamma} = \frac{\pi}{2}$). На ділянці $X_2 Y_{22} Y_{11} X_1$ це повторюється у зво-

(8)

(9)

(IO)

(II)

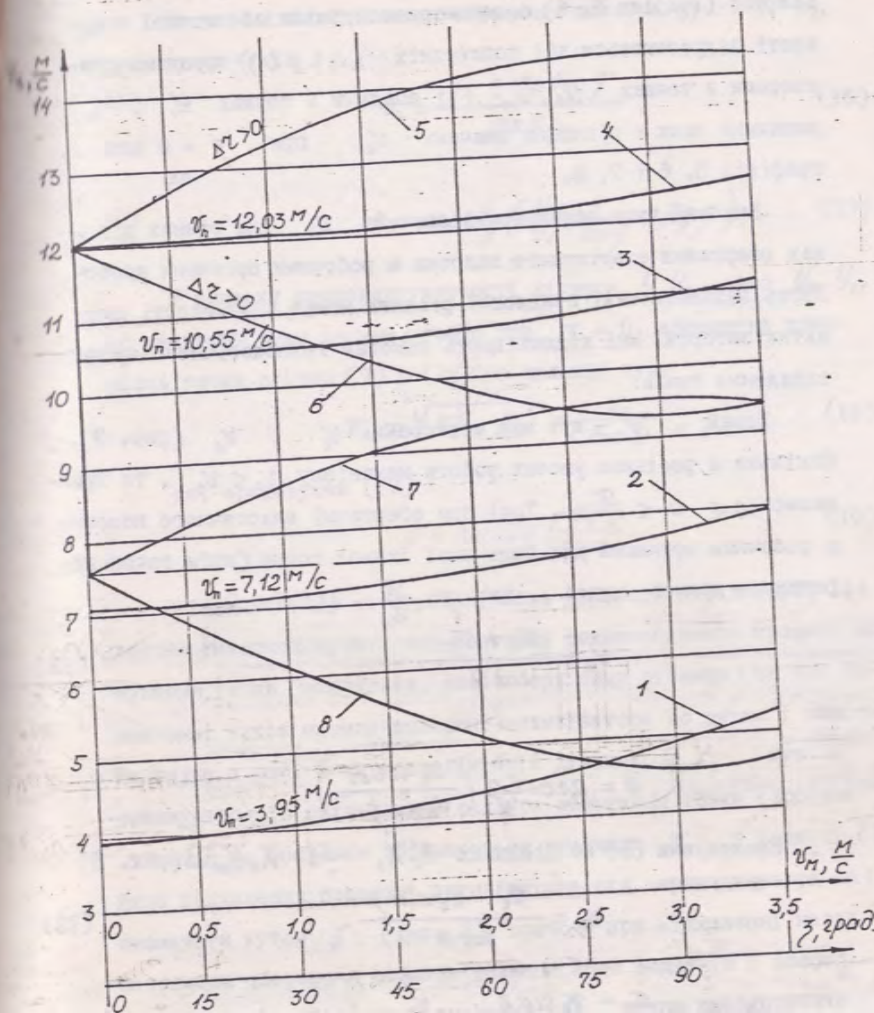


Рис. 6. Залежність абсолютної швидкості v_2 від робочої швидкості машини v_m при $v_e = \text{const}$, $\bar{\gamma} = 0$ (графіки 1-4) і від кута нахилу $\bar{\gamma}$ при $v_{e2} > 0$ (графіки 5, 7) та $v_{e2} < 0$ (графіки 6, 8)

ротньому порядку. Для точки, розміщеної на віддалі Δz від полотна (графіки 5, 6) закономірності зміни абсолютної швидкості відрізняються від попередніх ($\Delta z = 0$) різкими приростами в точках y_2, y_{11} і спадами в точках y_1, y_{22} , величина яких є різницею значень v_a при $\gamma = 0$ для графіків 5, 6 і 7, 8.

Вказані вище особливості значень v_a на різних ділянках обертання еластичного полотна з робочими органами дозволяють задавати такі швидкості різання ножів і швидкості руху активізаторів, які відповідають вимогам технологічного процесу видалення гички.

Нехай θ - кут між векторами v_c і v_a (рис. 3). Оскільки в реальних умовах роботи механізму $v_c < v_2$, то приймемо $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$. Тоді при обертанні еластичного полотна з робочими органами для будь-якої їхньої точки (крім точок перетину з прямою xx , де $\gamma = \frac{\pi}{2}$ і $\theta = 0$)

$$v_a = \frac{v_2 + v_{c2}}{\cos \theta} \quad (12)$$

де

$$\theta = \arccotg \left(\frac{v_2 + v_{c2}}{v_c \cos \gamma} \right).$$

Враховуючи (8) на ділянках $y_2 X_2$ і $X_2 y_{22}$ (рис. 5)

$$v_a = \frac{v_2 - v_c \sin \gamma}{\cos \theta} \quad (13)$$

а

$$\cotg \theta = \frac{v_2 - v_c \sin \gamma}{v_c \cos \gamma} = \frac{v_2}{v_c} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} - \tg \gamma, \quad (14)$$

звідки

$$\theta = \arccotg \left(\frac{v_2}{v_c} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} - \tg \gamma \right). \quad (15)$$

На усіх інших ділянках обертання полотна (рис. 3, 4), враховуючи (6),

$$v_a = \frac{v_2 + v_c \sin \gamma}{\cos \theta}, \quad (16)$$

де

$$\theta = \arccotg \left(\frac{v_2}{v_c} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} + \tg \gamma \right). \quad (17)$$

У випадку перпендикулярності ділянок $y_1 y_2$ або $y_{22} y_{11}$ до напрямку руху машини, тобто при $\gamma = 0$, абсолютна швидкість точки згідно (7) і (16) на ділянці буде

$$v_2 = \sqrt{v_2^2 + v_c^2} = \frac{v_2}{\cos \theta}, \quad (18)$$

де, враховуючи (17)

$$\theta = \arccotg \left(\frac{v_2}{v_c} \right). \quad (19)$$

Рівняння (12) та отримані його часткові випадки (13-19) зручно використовувати при розгляді технологічного процесу зрізування гички (наприклад, для вибору виду різання) та при визначенні кутів нахилу поверхні активізатора до щитка і полотна. Як видно з рис. 5 на криволінійній ділянці $y_2 X_2$ кут θ зменшується із збільшенням радіуса обертання точки (зростає $\Delta z = EE_0$), оскільки збільшується величина v_2 у формулі (15). Якщо відхилення поверхні активізатора від перпендикуляра Δz визначати кутом γ (рис. 7), причому при відхиленні назад за напрямком обертання полотна вважати його додатним і вперед - від'ємним, то збільшуючи значення γ можна прискорювати ($\gamma > 0$) або затримувати ($\gamma < 0$) відрив вороху гички від активізатора. Це пояснюється зміною напрямку v_a , тобто кута θ , для точки E (положення E_1 або E_2 на рис. 7).

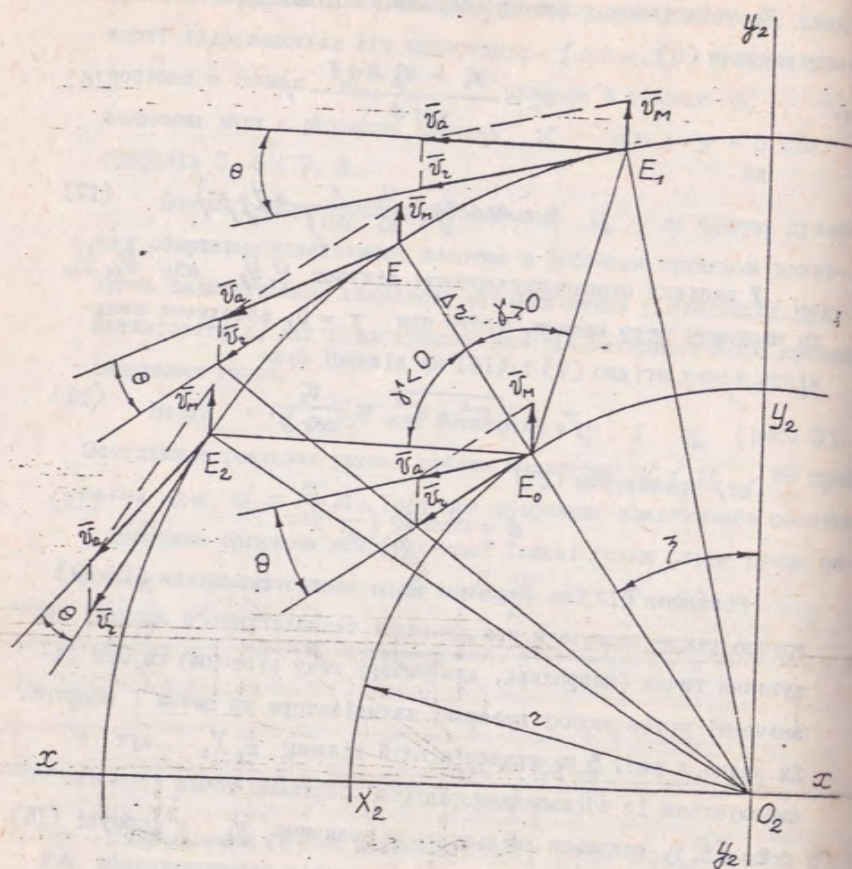


Рис. 7. Схема до визначення кута γ нахилу поверхні активізатора

Визначимо траєкторії руху еластичного полотна з робочими органами відносно рядків рослин. Для цього проведемо систему координат xOy (рис. 8) так, щоб початок координат O співпадав з початковим положенням центра O_1 правого шків (див. рис. 1), осі Ox і Oy - з прямими xx і yy та направлені відповідно вліво, за напрямком руху передньої гілки полотна і вперед, за ходом руху машини.

Розглянемо траєкторію руху точки D , розміщеної на поверхні еластичного полотна (рис. 8). Якщо в початковий момент часу $t_0 = 0$ кут D_0O, X_1 рівний $\bar{\gamma}_0 = \bar{\gamma}_0$, то координати точки D при її обертанні по дузі X_1Y_1 та одночасному переміщенні у напрямку v_m будуть

$$\begin{aligned} x &= -r, \cos(\bar{\gamma}_0 + \omega, t) \\ y &= r, \sin(\bar{\gamma}_0 + \omega, t) + v_m t. \end{aligned} \quad (20)$$

Рівняння (20) справедливі при $\bar{\gamma}_0 \leq \bar{\gamma}_1 \leq \frac{\pi}{2}$, тобто час проходження точкою D траєкторії D_0D_1 ($X_{D_1} = C$) становить

$$t_1 = \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{\gamma}_0}{\omega}. \quad (21)$$

Тоді ордината точки D в положенні D_1

$$y_{D_1} = r_1 + v_m \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{\gamma}_0}{\omega}. \quad (22)$$

На ділянці X_1Y_1 кут $\bar{\gamma}$ (рис. 4) зв'язаний з кутом $\bar{\gamma}_1$ (рис. 8) залежністю

$$\bar{\gamma} = \frac{\pi}{2} - \bar{\gamma}_1 = \frac{\pi}{2} - (\bar{\gamma}_0 + \omega, t). \quad (23)$$

Нехай D_2 - положення точки D на перетині траєкторії її руху з прямою yy (віссю Oy). Ділянка траєкторії D_1D_2 , що відповідає ділянці обертання еластичного по-

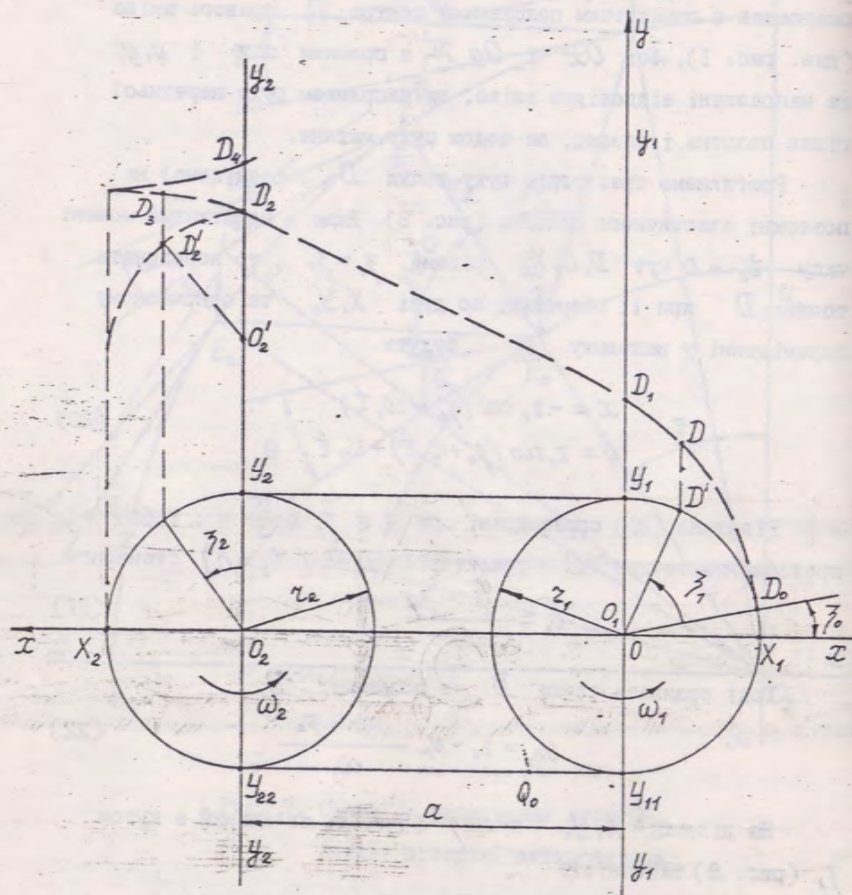


Рис. 8. Схема до визначення траєкторії абсолютного руху точки

лотна y, y_2 , буде прямою, оскільки абсолютний рух точки складається з прямолінійного переносного руху і прямолінійного відносного руху. Координати точки D на цій ділянці будуть

$$\begin{aligned} x &= v_n (t - t_1); \\ y &= y_{D_1} + v_n (t - t_1), \end{aligned} \quad (24)$$

а з урахуванням (21) і (22)

$$\begin{aligned} x &= v_n \left(t - \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_0}{\omega_1} \right); \\ y &= z_1 + v_n t. \end{aligned} \quad (25)$$

Враховуючи, що $y, y_2 = y_{22} y_{11} = 0, O_2 = a$, де a - між-центрова відстань, рівняння (25) для положення D_2 матимуть вигляд

$$\begin{aligned} x_{D_2} &= a; \\ y_{D_2} &= z_1 + a \frac{v_n}{v_n} + v_n \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_0}{\omega_1}, \end{aligned} \quad (26)$$

де час проходження точкою D траєкторії $D_0 D_2$

$$t_2 = \frac{a}{v_n} + \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_0}{\omega_1}. \quad (27)$$

При подальшому русі точка D переміститься з положення D_2 в положення D_3 . При цьому відбудеться її відносне переміщення $D_2 D'_2$ і поступальне переміщення $D_2 D_3$, а рівняння траєкторії руху будуть

$$\begin{aligned} x &= a + z_2 \sin \bar{z}_2; \\ y &= y_{D_2} + z_2 (\cos \bar{z}_2 - 1) + v_n (t - t_2), \end{aligned} \quad (28)$$

де кут обертання шківів з центром O_2 $0 \leq \bar{z}_2 \leq \pi$ і

$$\bar{z}_2 = \omega_2 (t - t_2). \quad (29)$$

Підставивши в (28) значення y_{D_2} , t_2 і $\bar{z}_2$ з (26), (27) і (29) отримаємо

$$\begin{aligned} x &= a + z_2 \sin \left[\omega_2 \left(t - \frac{a}{v_n} - \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_0}{\omega_1} \right) \right]; \\ y &= z_1 + z_2 \left\{ \cos \left[\omega_2 \left(t - \frac{a}{v_n} - \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_0}{\omega_1} \right) \right] - 1 \right\} + v_n t. \end{aligned} \quad (30)$$

Рівняння 30 справедливі на ділянці $D_2 D_4$ руху точки D , що відповідає дузі $y_2 y_{22}$ обертання еластичного полотна зі шківом навколо центра O_2 .

На цій дузі кути нахилу $\bar{z}$ (рис. 5) і $\bar{z}_2$ (рис. 9) зв'язані залежностями

$$\begin{aligned} \bar{z} &= \bar{z}_2 && \text{на ділянці } y_2 x_2 && \text{обертання полотна } (0 \leq \bar{z}_2 \leq \frac{\pi}{2}) \\ \bar{z} &= \pi - \bar{z}_2 && \text{на ділянці } x_2 y_{22} && (\frac{\pi}{2} \leq \bar{z}_2 \leq \pi). \end{aligned}$$

Тобто, на дузі $y_2 x_2 y_{22}$

$$\bar{z} = \arccos |\cos \bar{z}_2|. \quad (31)$$

В зоні сектора $O_2 y_2 x_2 y_{22}$ взаємодія робочих органів з гнучкою припиняється. Тому координати точки D при її русі з еластичним полотном в протилежну сторону розглядатись не будуть.

Траєкторії тих точок робочих органів, що знаходяться на деякій відстані від еластичного полотна ($|\Delta z| \neq 0$) визначаються шляхом підстановки у рівняння (20), (25), (30) замість z_i відповідних $z_i + \Delta z$.

В загальному випадку координати будь-якої точки робочих органів ($|\Delta z| \geq 0$) для ділянки $x_1 y_1$ обертання полотна

$$\begin{aligned} x &= -(z_1 + \Delta z) \cos(\bar{z}_0 + \omega_1 t); \\ y &= (z_1 + \Delta z) \sin(\bar{z}_0 + \omega_1 t) + v_n t, \end{aligned} \quad (32)$$

для $y_1 y_2$ -

$$\begin{aligned} x &= v_n \left(t - \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_1}{\omega_1} \right); \\ y &= z_1 + \Delta z + v_n t, \end{aligned} \quad (33)$$

і для $y_2 y_{22}$ -

$$\begin{aligned} x &= a + (z_2 + \Delta z) \sin \left[\omega_2 \left(t - \frac{a}{v_n} - \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_0}{\omega_1} \right) \right] \\ y &= z_1 - z_2 + (z_2 + \Delta z) \cos \left[\omega_2 \left(t - \frac{a}{v_n} - \frac{\frac{\pi}{2} - \bar{z}_0}{\omega_1} \right) \right] + v_n t. \end{aligned} \quad (34)$$

Таким чином, траєкторії точок еластичного полотна та прикріплених до нього робочих органів при їх взаємодії з гнучкою виражаються в прийнятій системі координат рівняннями (32), (33), (34) причому, як вже згадувалось, кожна пара рівнянь справедлива лише для частини шляху руху полотна. Відповідні абсолютні швидкості точок визначаються рівняннями (7), (9) і (13), (16) з врахуванням (23), (31).

Наведені вище формули можна використати при оптимізації кінематичних і конструктивних параметрів робочих органів гнучководальцяного механізму стрічкового типу.

ЛІТЕРАТУРА

- І. Хайлис Г.А. и др. Лёноуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1985. - 232 с.

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЇ ВИДАЛЕННЯ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

С.В.Синій
інженер

Основними вимогами до видалення гички, як складової частини технології збирання цукрових буряків, є зменшення забрудненості вороху коренеплодів гичкою і пошкоджень коренеплодів (через зрізи, сколи, травми та ін.), а також підвищення надійності технологічного процесу.

Відповідно до ГОСТ 17421-69 вміст зеленої маси у воросі коренеплодів повинен бути не більше 3,0%. Треба сказати, що для розробки і впровадження у виробництво перспективних машин слід орієнтуватися на 1,5%. Згідно ГОСТ 7496-84 допустимою є забрудненість гички землею до 0,5% при використанні її як корму для тварин.

Якщо гичка не використовується на кормові цілі то, залишена на полі, перегниває і служить органічним добривом. Для цього вона при збиранні розкидається, з попереднім подрібненням або без нього, по зібраному полі (ФРН, Франція, Данія, Нідерланди) або у міжряддя (США), після чого заорюється.

Розглянемо технологію видалення гички з невикопаних коренеплодів. Основною ціллю технології є процес видалення гички з поверхні коренеплодів і відведення її за межі області дії викопувальних робочих органів (з зони рядка).

Аналіз літературних джерел, патентної інформації, перспектив провідних фірм-виробників бурякозбиральної техніки

показує, що у сучасній світовій практиці застосовується двостадійне видалення гички. При цьому зрізуванням або вибиванням видаляється основна маса гички (перша стадія), а її залишки і черешки — доочищенням або дообрізуванням головок коренеплодів або їх спільним застосуванням (друга стадія).

Розрізняють видалення гички з копіванням головок коренеплодів (копійюче) або без їх копівання (безкопйрне), тобто з копіванням лише рельєфу поля. Слід зауважити, що для другої стадії, на відміну від першої, властивим є тільки копійюче видалення.

Вибивання основної маси гички виконує зокрема причіпна гичкозбиральна машина Model 40624 (рис. 1) виробництва компанії WIC (США). Гичка видаляється спочатку трьома

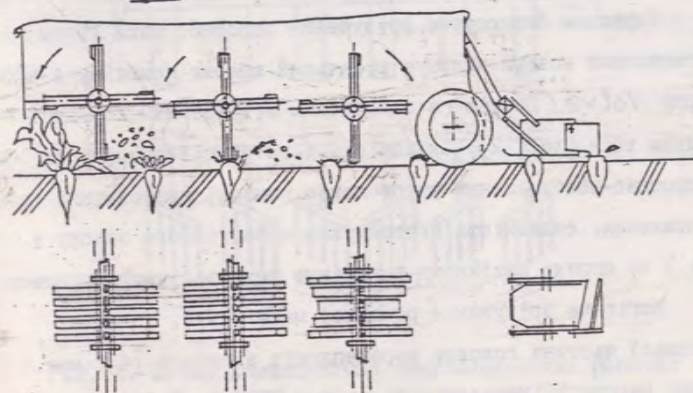


Рис. 1. Схема видалення гички машиною
компанії WIC (США)

послідовно розміщеними роторами з еластичними билами, а потім - пасивними масивними дообрізувачами з лижоподібними копірами і встановленими під кутом до напрямку руху машини ножами. У перших двох роторів усі била однакової довжини і з металічними зубчиками на кінцях, а у третього, який виконує функцію доочисника, - лише ті, що проходять по боках від умовної осьової лінії рядка. При ударі била по гичці зубчики епиваються в неї, а під час його подальшого руху відривають захоплені таким чином листки і черешки, що розкидаються по полі. Робочими органами третього ротора залишки гички відводяться з зони рядка у мікряддя. Пасивні ножі дообрізують лише головки коренеплодів, які розташовані на рівні поверхні ґрунту і вище. Крім того, чим вища врожайність гички і чим менша ширина мікряддя, тим більше видаленої гички залишатиметься в рядку.

Суцільне безкопирне зрізування основної маси гички сегментними ножами виконує різальний апарат комбайну А-500 фірми Volvo (Швеція) з одночасним відведенням вороху шнеком вбік (рис. 2). Складність конструкції апарату із зворотньо-поступальним рухом ножів (значні знакозмінні навантаження, складність підтримування постійного зазору і т.п.) не сприяє надійному виконанню технологічного процесу.

Копіруюче зрізування основної маси гички, точніше верхньої частини головок коренеплодів з гичкою [4], має деякі неусунуті недоліки. За даними ВНІЦ (м.Київ), в середньому по всіх зонах бурякосіяння СНД, відходи в гичку головок коренеплодів складають 3,5% від біологічної врожайності цукрових буряків. Основною причиною є властиве для

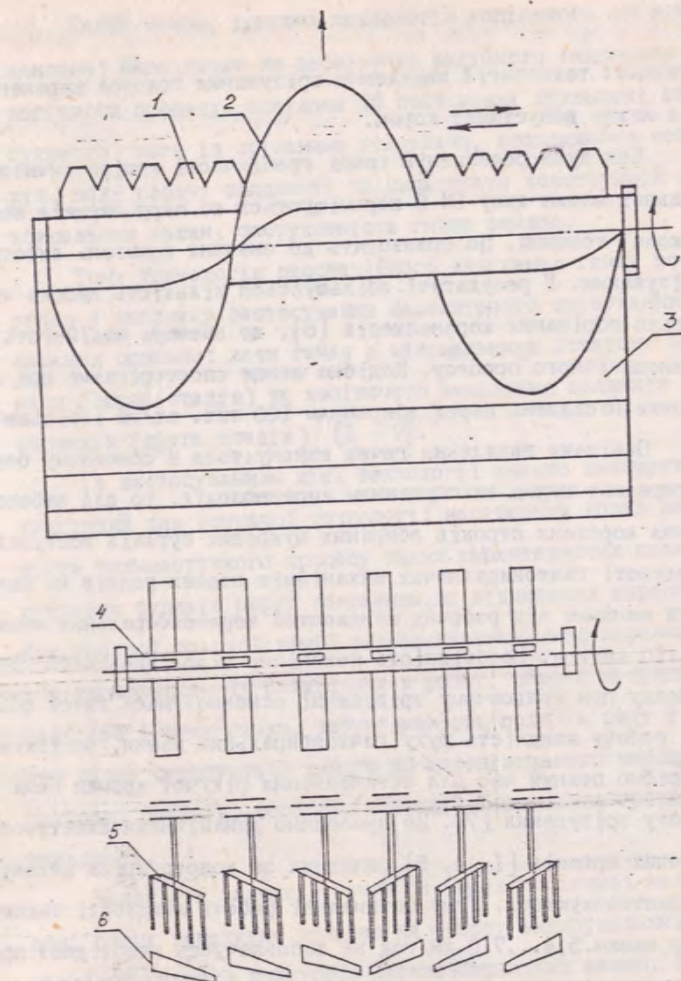


Рис. 2. Схема компоновання гичковидальних робочих органів комбайну А-500 фірми Volvo
1 - сегментний ніж; 2 - шнек; 3 - жолобоподібний циток; 4 - доочисник; 5 - гребінчастий копір; 6 - ніж дообрізувача

існуючої технології видалення зрізування головок коренеплодів нижче допустимої норми.

При дуже розвиненій гичці гребінчасті копії гичкозбиральних машин типу БМ-6 переміщуються по шару листків неоднакової товщини. Це призводить до значних коливань висоти зрізування. У результаті збільшується кількість високо чи низько обрізаних коренеплодів [6], що зменшує надійність технологічного процесу. Подібне явище спостерігаємо при густотах насаджень перед збиранням 120 тис. шт./га і більше [7].

Оскільки видалення гички виконується в основному безпосередньо перед викопуванням коренеплодів, то для забезпечення коротких строків збирання цукрових буряків поступальні швидкості гичковидальних механізмів вздовж рядків не повинні бути меншими від робочих швидкостей коренезбиральних машин - 6...10 км/год. Необхідність механічно відслідковувати кожну головку при копіючому зрізуванні основної маси гички обмежує робочу швидкість руху гичкозбиральних машин, оскільки потрібно певний час для встановлення різучої кромки ножа на висоту зрізування [7]. Це зумовлено динамічними властивостями робочих органів [1, 4, 5] складних за конструкцією механізмів, що застосовуються. Тому оптимальні робочі швидкості такого типу машин 5,4...7,0 км/год не забезпечують необхідної продуктивності збирання гички.

Також, внаслідок біологічних особливостей цукрових буряків та застосування деяких агротехнічних прийомів при їх вирощуванні часто спостерігається розташування головок коренеплодів нижче поверхні ґрунту. Копіювання їх при зрізуванні гички ускладнюється, збільшується забрудненість її землею при збиранні.

Таким чином, існуюча технологія копіючого зрізування основної маси гички не забезпечує надійного виконання технологічного процесу, оскільки їй притаманні підвищені втрати цукристої маси із зрізаними головками, пошкодження коренеплодів, малі робочі швидкості та складність конструкцій гичкозбиральних машин, забрудненість гички землею.

Тому технологія двостадійного видалення гички розвивається у напрямку застосування безкопійного зрізування чи вибивання основної маси гички з мінімальними втратами цукристої маси (перша стадія) та копіючого видалення залишків гички і черешків (друга стадія) [1 - 7].

Із застосуванням цієї технології значно зменшується злаштивий для існуючої технології негативний вплив на надійність технологічного процесу таких характеристик плантації цукрових буряків перед збиранням, як відхилення коренеплодів від умовної осевої лінії рядка, відстань між коренеплодами і рівномірність їх розміщення в рядку, ширина міжрядь, врожайність і стан гички, забур'яненість поля та ряду інших. При цьому спрощуються вимоги до механізованого вирощування цукрових буряків, особливо операцій формування густоти насаджень.

Наявність залишків гички та іншої рослинної маси у зоні рядка негативно впливає на роботу викопувальних і очисних (сепаруючих) пристроїв коренезбиральних машин, збільшуючи забрудненість вороху коренеплодів гичкою і рослинними домішками. Після попереднього видалення основної маси гички копіювання головок лише з її залишками, завдяки контактам копіра безпосередньо з головками, забезпечує зменшення кількості низькообрізаних коренеплодів при використанні дообрі-

зувачів. З другого боку, при безкопінному зрізуванні основної маси гички неминує зростання кількості високообріаних коренеплодів, що підвищує вимоги до надійності їх доочищення. Тому необхідним є пошук нових фрикційних поверхонь, здатних при якісному доочищенні копіювати головки коренеплодів, не пошкоджуючи їх.

У США гичка в основному видаляється гичкоподрібнювачами, а кондиційне дообрізування виконується активними чи пасивними ножами. Властиве для європейських технологій двостадійне зрізування, що часто супроводжується доочищенням, відрізняється малими втратами цукристої маси [1, 3, 4, 6]. Створюються передумови для впровадження таких технологій в Україні. Про це

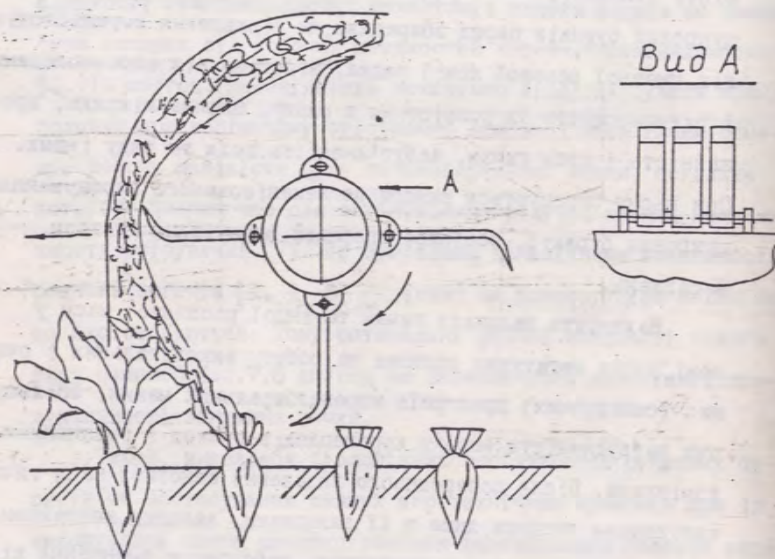


Рис. 3. Схема роботи механізму роторного типу

свідчать дослідження та розробки гичковидальних робочих органів механізмів роторного (рис. 3), шнекового (рис. 4), ротатійного та інших типів [1 - 7].

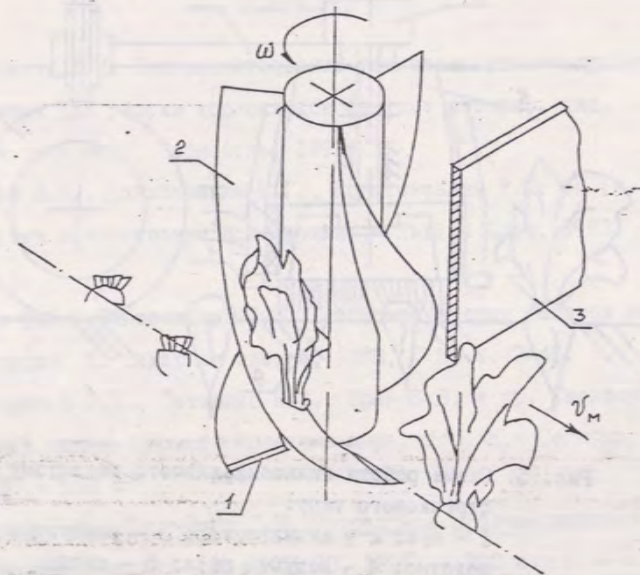


Рис. 4. Схема роботи шнекового робочого органу
1 - ніж; 2 - спіральна навивка; 3 - щиток;
 v_m - поступальна швидкість машини вздовж рядків; ω - частота обертання шнека

Високі потенційні можливості технологій двостадійного видалення можна реалізувати застосуванням гичковидальних механізмів стрічкового типу, робочі органи якого виконують безкопінне зрізування гички, її відведення на зібране поле (чи на живантажувальний транспортер) та копіюче доочищення

головок коренеплодів (рис. 5).

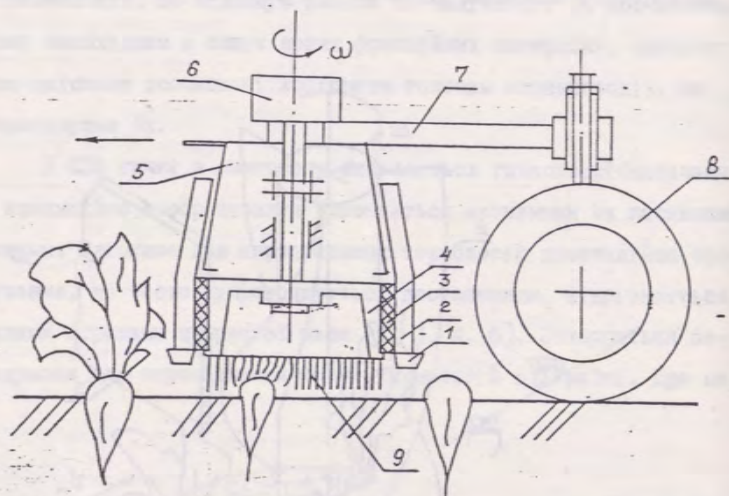


Рис. 5. Схема роботи гичковиделяючого механізму стрічкового типу:

1 - ніж; 2 - активізатор; 3 - еластичне полотно; 4 - ведучий шків; 5 - щиток; 6 - привод; 7 - рама; 8 - опорне колесо; 9 - очисні елементи; ω - частота обертання ведучого шківа

Таким чином, оскільки існуюча технологія видалення гички шляхом копіюючого зрізування верхньої частини головок коренеплодів з гичкою виявила низьку технічну і технологічну ефективність, то виробництво та застосування машин з безкопирним зрізуванням гички та наступним копіючим доочищенням (дообрізуванням) головок коренеплодів забезпечать спрощення конструкції машин, збільшення поступальних швидкостей агрегатів, зменшення втрат цукристої маси і пошкоджень коренеплодів,

тобто збільшення виходу цукру з кожного гектару при менших затратах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки коренеплодов свеклы: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук, Тернопіль, 1993.
2. Гевко В.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями. - Львів: Світ, 1993. - 203 с.
3. Зуев Н.М., Топоровский С.И. Бескопирный срез головок коренеплодов. Ж. Сахарная свекла, 1989, № 6, с.42-45.
4. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В., Врей В.В. и др. Свеклоуборочные машины (Конструирование и расчет). - К.: Техніна, 1993. - 166 с.
5. Хайліс Р.А., Коновалов Д.М. Розрахунок робочих органів збиральних машин. - К.: УМК ВО, 1991. - 200 с.
6. Мелемендик М.М., Трикуш Т.І., Берека П.З. Особливості збирання в Західному Ліссестепу. Ж. Механізація сільського господарства, 1973, № 6, с.16-17.
7. Мелемендик М.М., Вржец М.В., Синій С.В. Статистична динаміка деяких агротехнічних характеристик цукрових буряків /Тези доповідей восьмої науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу/. МО України, ЛІІ. - Луцьк, 1993, с.283.

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВИДОВЖЕННЯ СТЕБЛА ЛЬОНУ ПРИ БРАННІ

О.А.Ужегова

асистент

З метою отримання більшої кількості довгого волокна стебла льону збирають методом брання, тобто витягуванням їх з землі. При бранні нижня частина стебла подовжується. Характер видовження стебел з врахуванням їх деформаційних властивостей досліджений мало. Нижче приводиться аналіз цього явища.

Вид збоку на бральну секцію, яка затискає стебло OA , подано на рис. 1. Секція рухається відносно землі зі швидкістю U_n , а паси рухаються в секції зі швидкістю U_p . На початку затискання в бральному рівчаку стебло займало положення OM_0A_0 . В процесі брання в довільний момент часу воно зайняло положення OMA , а ще через деякий нескінченно малий проміжок часу воно зайняло положення OM_1A_1 . Напочатку, тобто в момент затискання стебла бральним апаратом, його довжина під апаратом була OM_0 , позначимо її ρ_0 . При бранні ця довжина збільшилась і в положенні OA вона стала OM . Позначимо цю довжину ρ . Вона становить $\rho = \rho_0 + \rho_e + \rho_k$, де ρ_e - видовження стебла, яке перейшло з положення OM_0 в положення OM , внаслідок розтягування його силою, яку позначимо P ; ρ_k - видовження стебла за рахунок виходу частини його кореня з ґрунту (повну довжину кореневої частини, яка витягується з землі, позначимо a).

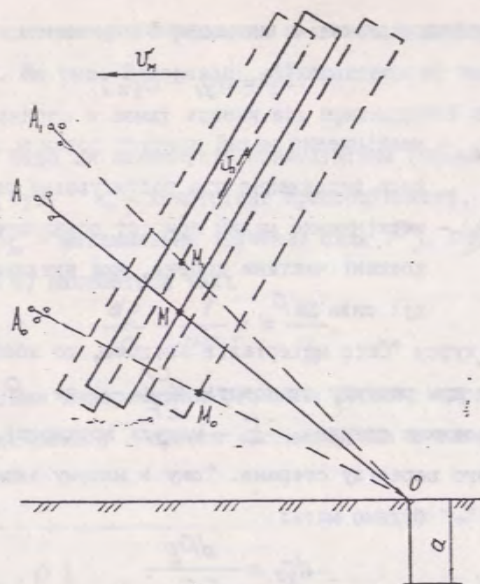


Рис. 1. Схема витягування стебла з ґрунту бральною секцією

Подальші розрахунки проведемо при таких умовах: а) частина стебла, затиснута між пасами, під дією прикладеної сили P не подовжується; б) та частина кореня, яка знаходиться в землі, при дії сили P не подовжується; в) затиснуте в бральному рівчаку стебло не ковзає відносно пасів.

В процесі брання при переході стебла з положення OA в положення OA_1 довжина ρ збільшиться на нескінченно малу величину $d\rho$ і стає OM_1 , це відбувається внаслідок дії сили $P + dP$, де dP - нескінченно малий приріст сили P на ділянці MM_1 , він може бути зі знаком "+" або "-", сила $P + dP$ дорівнює силі, з якою корінь чинить опір виходу з ґрунту.

У відповідності з викладеним отримаємо:

$$d\varrho = d\varrho_e + d\varrho_k, \quad (1)$$

де $d\varrho_e$ - нескінченно малий приріст довжини стебла знаслідок його видовження при розтягуванні силою dP ;

$d\varrho_k$ - нескінченно малий приріст довжини стебла, рівний довжині частини кореня, яка витягується з ґрунту при дії сили dP .

З курсу "Опір матеріалів" відомо, що абсолютне видовження стержня при розтягу становить $\frac{P\ell}{EF}$, де P - діюча сила, ℓ - довжина стержня, E - модуль пружності, F - площа поперечного перерізу стержня. Тому в нашому випадку при dP зі знаком "+" будемо мати:

$$d\varrho_e = \frac{dP\varrho}{EF}. \quad (2)$$

Приріст $d\varrho_k$ залежить від закономірності опору стебла витягуванню. Ця закономірність експериментально досліджена [1, ст.12-13], можливі різні залежності довжини ϱ_k частини кореня, що виходить з ґрунту, від сили P . Таким чином, ϱ_k - функція сили P , тобто $\varrho_k = \varrho_k(P)$. Тоді $d\varrho_k = d[\varrho_k(P)]$ і, відповідно,

$$d\varrho = \frac{dP\varrho}{EF} + d[\varrho_k(P)]. \quad (3)$$

Рівність (3), складена при умові, що dP величина додатня, справедлива і при dP від'ємній, якщо стебло розглядати як пружне тіло. З (3) приходимо до наступного диференціального рівняння, яке характеризує процес видовження стебла при бранні:

$$\frac{d\varrho}{dP} - \frac{1}{EF}\varrho = \frac{d[\varrho_k(P)]}{dP}. \quad (4)$$

Права частина цього рівняння залежить від виду залежності ϱ_k від P . На рис. 2 показані найхарактерніші залежності довжини витягнутого з землі кореня від прикладеної сили P [1, ст.12]. Якщо ця залежність прямолінійна (пряма 1), то $\varrho_k = \kappa_0 P$ (тут κ_0 - коефіцієнт пропорційності, становить $\frac{a}{P_m}$, де P_m - максимальне значення сили P), $d\varrho_k = \kappa_0 dP$ і рівняння (4) запишеться так:

$$\frac{d\varrho}{dP} - \frac{1}{EF}\varrho = \frac{a}{P_m}. \quad (5)$$

Це лінійне диференціальне рівняння першого порядку з постійними коефіцієнтами і з правою частиною, яка є сталою величиною.

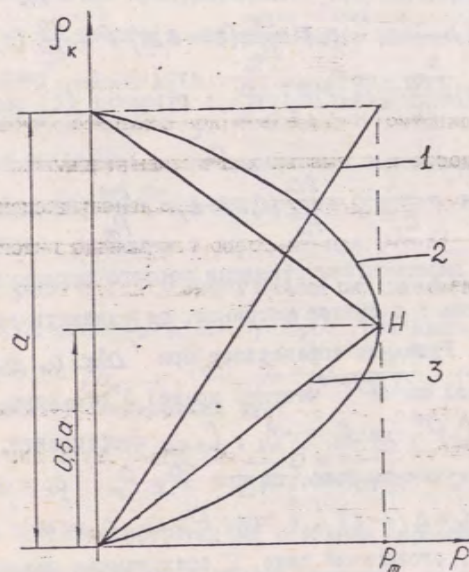


Рис. 2. Найхарактерніші залежності витягнутої частини кореня від прикладеної сили

Якщо залежність $g_k = g_k(P)$ параболічна (крива 2), або спочатку у вигляді наростаючої прямої, а потім у вигляді спадаючої прямої (залежність 3), то окремо розглянемо зростаючу по P та g_k частину і окремо спадаючу по P частину.

Для кривої 2 зростаючої частини $g_k = A_1 + B_1 P + C_1 P^2$, де A_1, B_1, C_1 - сталі величини. При $P = 0$ $g_k = 0$; при $P = 0,5 P_m$, $g_k = \varepsilon a$; при $P = P_m$ $g_k = 0,5 a$, де ε - коефіцієнт, який визначається за дослідними даними (для кривих такого типу, як крива 2, ε знаходиться в межах 0,1 - 0,2). З врахуванням цих даних складаємо три рівняння:

$$0 = A_1 + B_1 \cdot 0 + C_1 \cdot 0^2; \varepsilon a = A_1 + B_1 \cdot 0,5 P_m + C_1 (0,5 P_m)^2; 0,5 a = A_1 + B_1 P_m + C_1 P_m^2.$$

Розв'язавши ці рівняння, знаходимо: $A_1 = 0$; $B_1 = \frac{2a}{P_m} (2\varepsilon - 0,25)$;

$$C_1 = \frac{4a}{P_m^2} (0,25 - \varepsilon). \text{ Тоді } g_k = \frac{2a}{P_m} (2\varepsilon - 0,25) P + \frac{4a}{P_m^2} (0,25 - \varepsilon) P^2, \text{ а}$$

$dg_k = \left[\frac{2a}{P_m} (2\varepsilon - 0,25) + \frac{8a}{P_m^2} (0,25 - \varepsilon) P \right] dP$ і рівняння (4) запишеться так:

$$\frac{dg}{dP} - \frac{1}{EF} g = \frac{8a}{P_m^2} (0,25 - \varepsilon) P + \frac{2a}{P_m} (2\varepsilon - 0,25). \quad (6)$$

Це лінійне диференціальне рівняння першого порядку з постійними коефіцієнтами і з правою частиною, що залежить від аргументу (сила P). Рівняння справедливе при $0 \leq g_k \leq 0,5 a$.

Для спадаючої по P частини кривої 2 підходить рівняння $g_k = A_2 + B_2 P + C_2 P^2$, де A_2, B_2, C_2 - коефіцієнти, які визначаються з врахуванням того, що при $P = P_m$ $g_k = 0,5 a$, при $P = 0,5 P_m$ $g_k = a(1 - \varepsilon)$, а при $P = 0$ $g_k = a$, де

ε - коефіцієнт, оговорений вище. З врахуванням цих даних складаємо три рівняння: $0,5 a = A_2 + B_2 P_m + C_2 P_m^2$; $a(1 - \varepsilon) =$

$$= A_2 + B_2 \cdot 0,5 P_m + C_2 (0,5 P_m)^2; a = A_2 + B_2 \cdot 0 + C_2 \cdot 0^2.$$

Розв'язком цих рівнянь знаходимо: $A_2 = a$; $B_2 = -\frac{2a(2\varepsilon - 0,25)}{P_m}$;

$$C_2 = -\frac{4a(0,25 - \varepsilon)}{P_m^2}.$$

Тоді

$$g_k = a - \frac{2a(2\varepsilon - 0,25)}{P_m} P - \frac{4a(0,25 - \varepsilon)}{P_m^2} P^2; \text{ а } dg_k = -\frac{2a(2\varepsilon - 0,25)}{P_m} - \frac{8a(0,25 - \varepsilon)}{P_m^2} P$$

і рівняння (4) зведеться до такого вигляду:

$$\frac{dg}{dP} - \frac{1}{EF} g = -\frac{8a(0,25 - \varepsilon)}{P_m^2} P - \frac{2a(2\varepsilon - 0,25)}{P_m}. \quad (7)$$

Це лінійне диференціальне рівняння першого порядку з постійними коефіцієнтами та правою частиною, залежною від аргумента.

Рівняння справедливе при $0,5 a \leq g_k \leq a$.

Для залежності 3 для зростаючої частини $g_k = k_1 P$, де k_1 - коефіцієнт пропорційності, він становить $\frac{a}{2 P_m}$. Тоді приходимо до такого ж диференціального рівняння, як (5), різниця лише в тому, що замість $\frac{a}{P_m}$ буде $\frac{a}{2 P_m}$. Це рівняння справедливе при $0 \leq g_k \leq 0,5 a$.

Для спадаючої по P частини залежності 3 підходить рівняння $g_k = A_3 + B_3 P$, де A_3 та B_3 - коефіцієнти, які визначаються виходячи з того, що при $P = P_m$ $g_k = 0,5 a$, а при $P = 0$ $g_k = a$. З врахуванням цих даних складаємо два рівняння $0,5 a = A_3 + B_3 P_m$; $a = A_3 + B_3 \cdot 0$. Розв'язком рівнянь отримаємо: $A_3 = a$; $B_3 = -\frac{a}{2 P_m}$. Тоді $g_k = a - \frac{a P}{2 P_m}$, а $dg_k = -\frac{a}{2 P_m} dP$ і рівняння (4) запишеться так:

$$\frac{dg}{dP} - \frac{1}{EF} g = -\frac{a}{2 P_m}. \quad (8)$$

Це лінійне диференціальне рівняння першого порядку з постійними коефіцієнтами та з правою частиною, що є сталою величиною. Це рівняння справедливе при $0,5 a \leq g_k \leq a$.

Розв'язком диференціальних рівнянь (5), (6), (7) та (8)

встановлюється залежність параметра ρ від сили P та деформційних властивостей стебла при розтягу.

У відповідності з даними курсу математичного аналізу загальний інтеграл такого типу рівнянь, як (5), (6), (7) та (8) знаходиться за формулою [2, ст. 440]:

$$\rho = e^{-\int (-\frac{1}{EF}) dP} [\int K e^{\int (-\frac{1}{EF}) dP} dP + C], \quad (9)$$

де e - основа натуральних логарифмів;

K - вираз в правій частині диференційного рівняння;

C - стала інтегрування.

Обчислимо складові правої частини рівності (9).

$$-\int \frac{1}{EF} dP = \frac{P}{EF}; \int (-\frac{1}{EF}) dP = -\frac{P}{EF}; \int e^{-\frac{P}{EF}} dP = -EF e^{-\frac{P}{EF}}.$$

$$\text{Для рівняння (5)} K = \frac{a}{\rho_m}. \text{ Тоді } \rho = e^{\frac{P}{EF}} \left[\frac{a}{\rho_m} (EF) e^{-\frac{P}{EF}} + C \right] = C e^{\frac{P}{EF}} - \frac{aEF}{\rho_m}.$$

Для визначення сталої C скористаємося початковими умовами: при $P=0$ $\rho = \rho_0$. Підставивши ці дані в приведену рівність та розв'язавши її відносно C , знайдемо $C = \rho_0 + \frac{aEF}{\rho_m}$. Підставивши це значення C в приведену вище рівність, знайдемо залежність довжини ρ від факторів, що впливають на неї, при умові, що ρ залежить від P по прямій I (рис. 2):

$$\rho = (\rho_0 + \frac{aEF}{\rho_m}) e^{\frac{P}{EF}} - \frac{aEF}{\rho_m}. \quad (10)$$

Для рівняння (6), як видно з приведених вище даних, $K = 2C_1 P + B_1$, де B_1 і C_1 знайдені при виводі цього рів-

$$\text{няння. Тоді } \int K e^{\int (-\frac{1}{EF}) dP} dP = \int (2C_1 P + B_1) e^{-\frac{P}{EF}} dP = 2C_1 e^{-\frac{P}{EF}} (EF)^2 \cdot (-\frac{P}{EF} - 1) + B_1 (-EF) e^{-\frac{P}{EF}} = -EF e^{-\frac{P}{EF}} [2C_1 (P + EF) + B_1].$$

$$\text{Залишивши, } \rho = e^{\frac{P}{EF}} \{-EF e^{-\frac{P}{EF}} [2C_1 (P + EF) + B_1] + C\}.$$

Для визначення сталої C скористаємось початковими умовами: при $P=0$ $\rho = \rho_0$. Підставляючи ці дані в приведену рівність та розв'язавши її відносно C , знаходимо $C = \rho_0 + EF(B_1 + 2C_1 EF)$. Підставивши це значення C в приведену вище рівність, знайдемо залежність довжини ρ від факторів, які впливають на неї, при умові, що ρ залежить від P по зростаючій частині кривої 2 (рис. 2):

$$\rho = \rho_0 e^{\frac{P}{EF}} + EF \left\{ \frac{2a}{\rho_m} (2\varepsilon - 0,25) (e^{\frac{P}{EF}} - 1) + \frac{8a}{\rho_m^2} (0,25 - \varepsilon) [EF (e^{\frac{P}{EF}} - 1) - P] \right\}. \quad (11)$$

Для рівняння (7), як видно з приведених вище даних, $K = 2C_2 P + B_2$, де B_2 і C_2 знайдені при виводі рівняння. Рівняння аналізовано і загальний інтеграл рівняння (6) при умові, що $K = 2C_2 P + B_2$. В даному випадку K , що дорівнює $2C_2 P + B_2$ має ту ж структуру, що і в попередньому випадку (різниця лише в індексах біля букв B та C), тому і загальний інтеграл рівняння (7) по аналогії з інтегралом рівняння (6) буде:

$$\rho = e^{\frac{P}{EF}} \{-EF e^{-\frac{P}{EF}} [2C_2 (P + EF) + B_2] + C\}.$$

Для визначення сталої C слід скористатись початковими параметрами, які характеризують положення точки H на рис. 2, а саме: при $P = P_m$ $\rho = \rho_H$, тут ρ_H - значення ρ з формули (11) при $P = P_m$. Підставляючи ці дані по P та ρ в приведену рівність, отримаємо

$$\rho_H = e^{\frac{P_m}{EF}} \{-EF e^{-\frac{P_m}{EF}} [2C_2 (P_m + EF) + B_2] + C\}.$$

Розв'язавши це рівняння відносно C , отримаємо $C = e^{-\frac{P_m}{EF}} \left\{ g_k + EF[2C_2(P_m + EF) + b_2] \right\}$. Підставивши це значення C в приведену вище формулу загального інтеграла, знаходимо залежність довжини ρ від факторів, які впливають на неї, при умові, що ρ_k залежить від ρ по спадаючій частині кривої 2 (рис. 2):

$$\rho = \rho_k e^{\frac{P-P_m}{EF}} + \frac{8aEF}{\rho_m^2} (0,25 - \varepsilon) \left[\rho + EF - (P_m + EF) e^{\frac{P-P_m}{EF}} \right] + \frac{2aEF}{\rho_m} \times (2\varepsilon - 0,25) \times \left(1 - e^{\frac{P-P_m}{EF}} \right). \quad (12)$$

Якщо ρ_k залежить від ρ по зростаючій частині залежності 3 (рис. 2), то диференціальне рівняння, що характеризує процес видовження стебла в процесі брання, буде така ж, як (5), але замість $\frac{a}{\rho_m}$ запишеться $\frac{a}{2\rho_m}$ (що оговорено раніше). Значить і розв'язок такого диференціального рівняння буде таким же, як розв'язок рівняння (5), вираження залежності (10), але в (10) замість $\frac{a}{\rho_m}$ слід записати $\frac{a}{2\rho_m}$. Тоді отримаємо таку залежність довжини ρ від факторів, які впливають на неї, при умові, що ρ_k залежить від ρ по зростаючій частині залежності 3 на рис. 2:

$$\rho = \rho_0 e^{\frac{P}{EF}} + \frac{aEF}{2\rho_m} (e^{\frac{P}{EF}} - 1). \quad (13)$$

Для спадаючої по ρ частини залежності 3 на рис. 2 справедливе диференціальне рівняння (8). Загальний інтеграл цього рівняння буде (9), а $K = -\frac{a}{2\rho_m}$. Тоді $\rho = e^{\frac{P}{EF}} \left[\frac{aEF}{2\rho_m} e^{-\frac{P}{EF}} + C \right]$. Для визначення сталої C скористаємось початковими (граничними) умовами, що характеризують положення точки H на рис. 2, а саме при $\rho = \rho_m$ $\rho = \rho_H$; тут ρ_H - значення ρ з

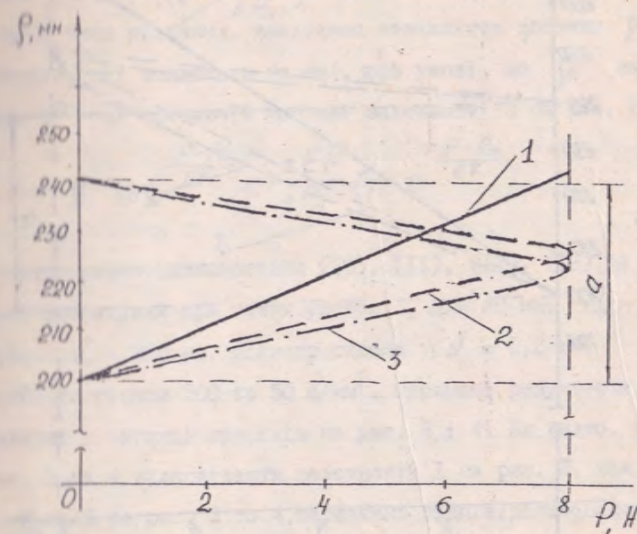


Рис. 3. Зміна довжини стебла під бранною секцією в залежності від закономірності його опору витягуванню при $a = 40$ мм, $P_m = 8$ Н, $\varepsilon = 0,2$, $\rho_0 = 200$ мм, $d' = 1,2$ мм, $E = 500$ Н/мм²; 1, 2 і 3 - криві, що відповідають залежностям 1, 2 і 3 на рис. 2

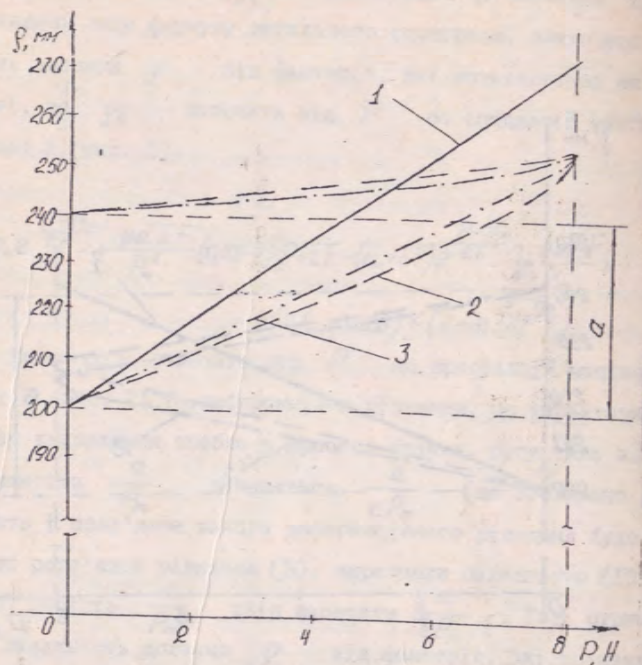


Рис. 4. Зміна довжини стебла під бральною секцією в залежності від закономірності його опору витягуванню при $\alpha = 40$ мм, $P_m = 8$ Н, $\epsilon = 0,2$, $\ell_0 = 200$ мм, $d = 1,2$ мм, $E = 50$ Н/мм²: 1, 2 і 3 - криві, що відповідають залежностям 1, 2 і 3 на рис. 2

формули (13) при $P = P_m$. Підставляючи ці дані по P та ρ в приведену рівність для визначення ρ , отримаємо

$\rho = e^{\frac{P_m}{EF}} \left[\frac{aEF}{2P_m} e^{-\frac{P_m}{EF}} + C \right]$. Розв'язавши це рівняння відносно C , знаходимо $C = e^{-\frac{P_m}{EF}} \left(\rho_n - \frac{aEF}{2P_m} \right)$. Підставивши це значення C в приведену вище рівняння, знаходимо залежність довжини ρ від факторів, які впливають на неї, при умові, що ρ_n залежить від P по спадючій частині залежності 3 на рис. 2:

$$\rho = \rho_n e^{\frac{P-P_m}{EF}} + \frac{aEF}{2P_m} \left(1 - e^{\frac{P-P_m}{EF}} \right). \quad (14)$$

За отриманими залежностями (10), (11), (12), (13) та (14) проведені розрахунки при таких умовах: $\alpha = 40$ мм, $P_m = 8$ Н, $\epsilon = 0,2$, $\ell_0 = 200$ мм, діаметр стебла $d = 1,2$ мм,

E прийнято рівним 500 та 50 Н/мм². Отримані результати представлені у вигляді графіків на рис. 3 і 4. Як видно, криві 1 на рис. 3 та 4 відповідають залежності 1 на рис. 2, так само і криві 2 та 3 на рис. 3 та 4 переважно відповідають залежностям 2 та 3 на рис. 2. Таким чином, з отриманих даних випливає, що зміна довжини стебла під бральною секцією значною мірою відповідає зміні сили P при бранні стебел, разом з тим, чим менше E , тим більше стебло розтягується при витягуванні з землі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хайлис Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин. Труды Великолукского сельскохозяйственного института, Елгава, вып. XXVI, 1973.
2. Вронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. М.: Изд. "Наука", 1964.

ПРО ВЗАЄМНЕ РОЗТАШУВАННЯ ЛАНОК
У БРАЛЬНОМУ АПАРАТІ З ПОПЕРЕЧНИМИ РІВЧАКАМИ

О.А.Ужегова
асистент

Стрічково-дискові апарати широко застосовуються у льонообиральних машинах. При їх проектуванні взаємне розташування ланок встановлюється графічним методом підбору, що пов'язане зі значним об'ємом графічних робіт. Аналітичні методи визначення параметрів, які дають можливість взаємно розмістити ланки, не розроблені. Нижче приводиться методика розрахунку таких параметрів.

На рис.І подана схема стрічково-дискового апарату типу ТЛН-І,5. Апарат має чотири секції, три з них утворені бральним пасом і дисками, покритими гумою, а четверта – бральним пасом та вивідним пасом, причому вивідний пас охоплює шків, діаметр якого разом з його пасом такий же, як діаметр диска, покритого гумою. Зони щільного притискання пасів та дисків $B_1C_1, B_2C_2 \dots B_nC_n$ (тут 1, 2, ... – номер секції, починаючи з польової сторони, а n – число секцій) утворюють бральні потоки, де стебла затиснюються і висмикуються з ґрунту. Стебла направляються у потоки клиноподібними подільниками. Притискні ролики з центрами $O'_1, O'_2, \dots, O'_n$ забезпечують щільне притискання пасів та дисків у зонах $B_1C_1, B_2C_2, \dots, B_nC_n$.

При проектуванні апаратів варто знати, як розмішувати центри дисків, шківів та роликів, їх діаметри, необхідні довжини зон $B_1C_1, B_2C_2, \dots, B_nC_n$, довжини брального та вивідного пасів.

Для визначення цих показників позначимо центри дисків та шківів буквами $O_1, O_2, \dots, O_n$, центр натяжного шківів $O_{н.ш.}$, ведучого

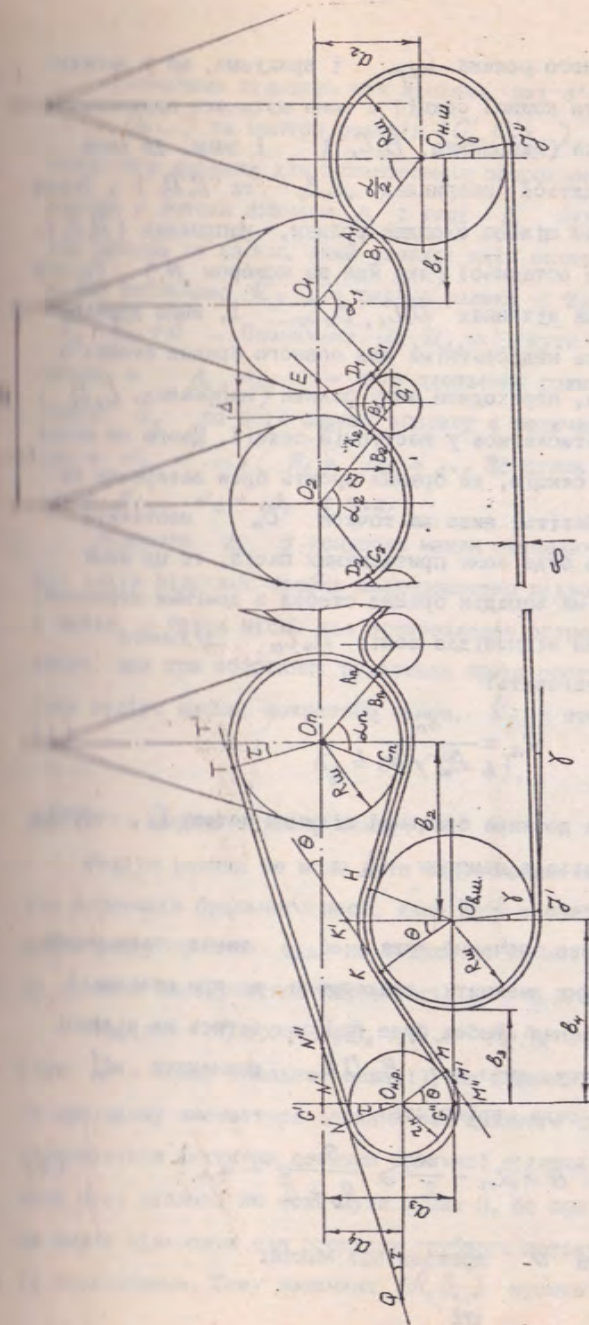


Рис.І. Схема стрічково-дискового брального апарата з поперечними рівчачками

шківа $O_{\delta, ш.}$, натяжного ролика $O_{н.р.}$ і врахуємо, що у загальному випадку навпроти кожної секції є зони щільного притискання пасів чи паса и диска (наприклад, $B_1 C_1$) і зони, де вони сходяться або розходяться (наприклад $A_1 B_1$ та $C_1 D_1$). Також є і такі зони, де пас щільно охоплює ролики, наприклад ($D_1 A_1$). У всіх секціях, крім останньої (яка йде за номером n), брання льону відбувається на ділянках $B_1 C_1, B_2 C_2 \dots$ і, якщо довжини цих ділянок виявились недостатніми для повного брання стебел з ґрунту, то ці стебла, переходячи зону ролика (наприклад, $C_1 D_1, A_2 B_2$) будуть затискатись у наступній секції. Цього не можна сказати про останню секцію, де брання мусить бути завершене на ділянці $B_n C_n$. Навіть, якщо за точкою C_n поставити ролик, напроти якого буде зона притискання пасів, то ця зона необхідна як резерв на випадок брання стебел з довгими кореннями. Тому кут α_n , який відповідає зоні $B_n C_n$ щільного притискання пасів становить:

$$\alpha_n = \frac{S_p}{R_{ш} + \delta}; \quad (1)$$

де S_p - необхідна довжина бральної ділянки потоку [1, ст.75];

$R_{ш}$ - радіус шківа з центром O_n ;

δ - глибина паса.

Якщо розрахункове значення кута α_n виявляється надто великим, то його можна зменшити, враховуючи, що при невеликій відстані HC_n брання стебел буде продовжуватись на ділянці HK . У цьому випадку, якщо кут $B_n O C_n$ позначити α'_n , мусить виконуватись така нерівність:

$$\theta + \alpha_n - \frac{\alpha}{2} \geq \frac{S_p}{R_{ш} + \delta} - \alpha'_n. \quad (2)$$

Розрахунок кута θ приводиться нижче.

Позначимо відстань між лініями, які з'єднують центри дисків ($O_1, O_2 \dots$) та центри роликів ($O'_1, O'_2 \dots$) буквою a , а відстань між дисками для встановлення огорожень дисків та проходу стебел у потоки значком Δ ; тоді Δ буде і відстань між лініями диском та пасом, який охоплює шків останньої секції. Радіус диска позначимо R_d , а радіус ролика - r_p . Врахуємо, що $R_d = R_{ш} + \delta$. Позначимо $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ кути охоплення дисків пасом, а $\beta_1, \beta_2, \dots$ - кути охоплення роликів пасом. Якщо відстань a , по всій ширині апарату є величина постійна, то $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots$, $\beta_1 = \beta_2 = \dots$. Зі схеми видно також, що $\alpha_1 = \beta_1$, $\alpha_2 = \beta_2$ і т.д.

Відстань Δ у існуючих машинах становить 30-60 мм [2, ст.83]. При такій відстані стебла безперешкодно підводяться подільниками у потік, є також місце для встановлення огорожень тієї частини диска, яка при обертанні рухається проти просування потоку стебел. Тому радіус диска, покритого гумом, R_d становить:

$$R_d = 0,5(B - \Delta), \quad (3)$$

де B - ширина захвату секції.

Радіус ролика не може бути надто малим через небезпеку різких перегинів брального пасу, який його охоплює. У існуючих машинах радіус ролика r_p не менший за 90 мм. Тому можна вважати, що повинна виконуватись нерівність: $r_p \geq 90$ мм.

Відрізки $A_1 B_1, A_2 B_2, \dots, A_n B_n$, які позначимо $A_i B_i$ (тут i - номер бральної секції), не повинні бути надто великими, бо при цьому зменшаться довжини зон щільного притискання пасів (зменшиться фактична довжина бральної ділянки); разом з тим довжина цієї ділянки не може бути рівна 0, бо при таких умовах пас не зможе відходити для пропуску грубого потоку стебел і можливе їх пошкодження. Тому величина $(A_i B_i)$ мусить бути 1-2 мм.

Зважаючи на те, що величини $A_1 B_1, A_2 B_2, \dots, A_n B_n$ рівні, то досить розглянути визначення цієї відстані на прикладі другої секції. Як видно зі схеми на рис. 1, $A_2 B_2 = B_2 E - A_2 E$, де лінія $A_2 E$ являє собою продовження відрізка $A_2 B_1$ до перетину у точці E з лінією центрів $O_1, O_2, \dots, O_n$, своєю чергою $B_2 E = R_g \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}$, а $A_2 E = \frac{a_1 - (r_p + \delta) \cos \alpha/2}{\sin \alpha/2}$. Тоді

$$A_2 B_2 = R_g \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - \frac{a_1 - (r_p + \delta) \cos \alpha/2}{\sin \alpha/2} = A_1 B_1. \quad (4)$$

Якщо розглянути відстань від центру O_2 до середини відстані Δ , то отримаємо: $R_g + \frac{\Delta}{2} = R_g \sin \frac{\alpha}{2} + (A_1 B_1) \cos \frac{\alpha}{2} + (r_p + \delta) \sin \frac{\alpha}{2}$. Враховуючи, що $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \beta_1 = \beta_2 = \dots = \alpha$, отримаємо, що

$$R_g + 0,5\Delta = (R_g + r_p + \delta) \sin \frac{\alpha}{2} + (A_1 B_1) \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Розв'язуючи це рівняння відносно α , знайдемо необхідне значення кута при проектуванні механізму. Маємо:

$$(R_g + r_p + \delta) \sqrt{1 - \cos^2 \frac{\alpha}{2}} = R_g + 0,5\Delta - (A_1 B_1) \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Після піднесення до квадрату правої та лівої частин та деяких перетворень отримаємо квадратне рівняння відносно $\cos \frac{\alpha}{2}$:

$$\cos^2 \frac{\alpha}{2} - \frac{2(R_g + 0,5\Delta) \cdot (A_1 B_1)}{(R_g + r_p + \delta)^2 + (A_1 B_1)^2} \cos \frac{\alpha}{2} + \frac{(R_g + 0,5\Delta)^2 - (R_g + r_p + \delta)^2}{(R_g + r_p + \delta)^2 + (A_1 B_1)^2} = 0. \quad (5)$$

Розв'язуючи це рівняння, знаходимо

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{(R_g + 0,5\Delta)(A_1 B_1)}{(R_g + r_p + \delta)^2 + (A_1 B_1)^2} + \frac{\sqrt{(R_g + 0,5\Delta)^2 + (A_1 B_1)^2}}{2[(R_g + r_p + \delta)^2 + (A_1 B_1)^2]} + \frac{(R_g + r_p + \delta)^2 - (R_g + 0,5\Delta)^2}{(R_g + r_p + \delta)^2 + (A_1 B_1)^2}.$$

Враховуючи на те, що $\cos \frac{\alpha}{2} > 0$, перед радикалом слід ставити знак "+".

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{(R_g + 0,5\Delta)(A_1 B_1) + \sqrt{(R_g + 0,5\Delta)^2 + (A_1 B_1)^2} + 2[(R_g + r_p + \delta)^2 + (A_1 B_1)^2] \cdot (2R_g + r_p + \delta) \cdot (r_p + \delta - \frac{\Delta}{2})}{2[(R_g + r_p + \delta)^2 + (A_1 B_1)^2]}. \quad (6)$$

Враховуючи $\cos \frac{\alpha}{2}$ визначимо кут $\frac{\alpha}{2}$ та $\sin \frac{\alpha}{2}$.

Підставляючи у (4) замість $\alpha/2$ отримане вище значення і враховуючи рівняння відносно a_1 , знайдемо вираз для значення a_1 :

$$a_1 = (R_g + r_p + \delta) \cos \frac{\alpha}{2} - (A_1 B_1) \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (7)$$

Визначимо також положення центрів натяжного шківа $O_{н.ш.}$ і ведучого шківа основного браального пасу $O_{б.ш.}$.

Положення центру $O_{н.ш.}$ визначається величинами a_2 (рис. 1):

$$a_2 = (R_g + R_{н.ш.} + \delta) \cos \frac{\alpha}{2} - (A_1 B_1) \sin \frac{\alpha}{2}; \quad (8)$$

$$b_1 = (R_g + R_{н.ш.} + \delta) \cos \frac{\alpha}{2} + (A_1 B_1) \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (9)$$

Положення центру $O_{б.ш.}$ визначається за величинами a_3 (рис. 1):

$$a_3 = 2(R_{н.ш.} + \delta) \cos(\alpha_n - \frac{\alpha}{2}) - (HC_n) \sin(\alpha_n - \frac{\alpha}{2}); \quad (10)$$

$$b_n = 2(R_{н.ш.} + \delta) \sin(\alpha_n - \frac{\alpha}{2}) + (HC_n) \cos(\alpha_n - \frac{\alpha}{2}), \quad (11)$$

де HC_n — довжина прямолинійної частини зони притискання основного та вивідного пасів (у розрахунках цієї величини задається).

Довжина брального паса $L_{\text{браса}}$ обчислюється за формулою:

$$L_{\text{браса}} = (A_i B_i)(2n-1) + R_g \cdot \alpha \cdot (n-1) + (r_p + \delta)(n-1) + S_p + HC_n + (R_w + \delta)(\alpha_n - \frac{\pi}{2} + \gamma') - (R_w + \delta) \lg \gamma' + \frac{\ell_2 + B(n-1) + \ell_1}{\cos \gamma'} + (R_w + \delta) \lg \gamma' + (R_w + \delta)(\alpha - \gamma' + \frac{\pi}{2}),$$

де γ' - кут нахилу веденої гілки $J'J''$ основного брального паса до лінії центрів дисків.

Після перетворень отримаємо:

$$L_{\text{браса}} = (A_i B_i)(2n-1) + (R_g \cdot \alpha + r_p + \delta)(n-1) + S_p + HC_n + \frac{\ell_2 + \ell_1 + B(n-1)}{\cos \gamma'} + (R_w + \delta)(\alpha_n + 2\pi). \quad (11)$$

Кут γ' визначається таким чином:

$$\gamma = \arctg \frac{a_2 - a_1}{\ell_1 + \ell_2 + B(n-1)}. \quad (12)$$

Центр натяжного ролика $O_{n.p.}$ розміщений на відстані a_1 від лінії центрів дисків та відстані ℓ_2 від краю ведучого шківа, обтягнутого бральним пасом. Відстань ℓ_1 по горизонталі між центрами $O_{n.p.}$ та $O_{c.w.}$ буде становити:

$$\ell_1 = \ell_2 + R_w + \delta. \quad (14)$$

Для визначення довжини вивідного паса слід врахувати нахил гілок цього паса. Кути нахилу позначимо τ і θ (рис. I), а τ - це кут нахилу вільної частини NT вивідного паса до лінії центрів дисків.

Пряму, яка з'єднує точки N і T , продовжимо в обидві сторони. Тоді у перетині з лінією центрів дисків отримаємо т. N'' , в перетині з горизонтальною лінією, проведеною через центр $O_{n.p.}$ отримаємо т. Q , в перетині з вертикальною лінією, проведеною через центр $O_{n.p.}$ - отримаємо т. N' , а в перетині з вертикальною лінією, проведеною через центр $O_{c.w.}$ - точку T' .

Відрізок NT буде становити: $NT = N'T' + NN' - TT'$ або

$$NT = \frac{\ell_2 + \ell_1}{\cos \tau} + (r_n + \delta) \lg \tau - (R_w + \delta) \lg \tau = \frac{\ell_2 + \ell_1 - (R_w - r_n) \sin \tau}{\cos \tau}. \quad (15)$$

Відрізок NT можна записати і таким чином: $NT =$

$$NN'' - QN + N''T \quad \text{або} \quad NT = \frac{a_1}{\sin \tau} - \frac{r_n + \delta}{\lg \tau} + \frac{R_w + \delta}{\lg \tau} = \frac{a_1 + (R_w - r_n) \cos \tau}{\sin \tau}. \quad (16)$$

Порівнюючи праві частини рівнянь (15) та (16) отримаємо

$$\ell_2 + \ell_1 \sin \tau = a_1 \cos \tau + R_w - r_n. \quad (17)$$

Вирахуємо $\sin \tau$ через $\cos \tau$ і перетворимо цей вираз

$$\text{в квадратне рівняння:} \quad \sin^2 \tau + \frac{2a_1(R_w - r_n)}{(\ell_2 + \ell_1)^2 + a_1^2} \cos \tau - \frac{(\ell_2 + \ell_1)^2 - (R_w - r_n)^2}{(\ell_2 + \ell_1)^2 + a_1^2} = 0. \quad (18)$$

Розв'язуючи його відносно $\cos \tau$ з врахуванням того,

$$\cos \tau > 0, \text{ отримаємо:} \quad \cos \tau = \frac{a_1(R_w - r_n) + \sqrt{a_1^2(R_w - r_n)^2 + [(\ell_2 + \ell_1)^2 - (R_w - r_n)^2] \cdot [(\ell_2 + \ell_1)^2 + a_1^2]}}{(\ell_2 + \ell_1)^2 + a_1^2}. \quad (19)$$

Знаючи $\cos \tau$, знайдемо τ і $\lg \tau$.

Кут θ - це кут нахилу прямолінійної частини MK вивідного паса до лінії центрів дисків. Для визначення цього кута проведемо пряму лінію через точки M і K (рис. I). У перетині її з горизонтальною лінією, проведеною через центр $O_{c.w.}$, отримаємо т. M' , а в перетині з вертикальною лінією, проведеною через центр $O_{c.w.}$, отримаємо т. K' , в перетині з вертикальною лінією, проведеною через центр $O_{n.p.}$ - отримаємо т. M'' . У перетині лінії центрів дисків та вертикалі, проведеної через

центр $O_{н.р.}$, отримаємо т. C'' , а у перетині горизонтальної лінії, проведеної через центр $O_{л.ш.}$ з вертикальною лінією, проведеною через центр $O_{н.р.}$, отримаємо т. C'' .

Відрізок $C''M''$ буде становити:

$$C''M'' = \varepsilon_v \operatorname{tg} \theta - K' C_{л.ш.} = \varepsilon_v \operatorname{tg} \theta - \frac{R_w + \delta^l}{\cos \theta} = \frac{\varepsilon_v \sin \theta - R_w - \delta^l}{\cos \theta}. \quad (20)$$

Цей же відрізок $C''M''$ можна подати у такому вигляді:

$$C''M'' = C'M'' - a_3 = C'N' + N'O_{н.р.} + O_{н.р.}M'' - a_3 \quad \text{або}$$

$$C''M'' = a_v - (r_n + \delta) \cos \tau - (r_n + \delta) \sin \tau \operatorname{tg} \tau + \frac{r_n + \delta^l}{\cos \tau} + \frac{r_n + \delta^l}{\cos \theta} - a_3. \quad (21)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (20) та (21), отримуємо після певних перетворень:

$$\frac{\varepsilon_v \sin \theta - R_w - \delta^l}{\cos \theta} = a_v - a_3 + \frac{r_n + \delta^l}{\cos \theta}. \quad (22)$$

Підставляючи у (22) замість $\sin \theta$ $\sqrt{1 - \cos^2 \theta}$, отримаємо після перетворень квадратне рівняння:

$$\cos^2 \theta + \frac{2(a_v - a_3)(R_w + r_n + 2\delta^l)}{\varepsilon_v^2 + (a_v - a_3)^2} \cos \theta + \frac{(R_w + r_n + 2\delta^l)^2 - \varepsilon_v^2}{\varepsilon_v^2 + (a_v - a_3)^2} = 0. \quad (23)$$

Розв'язком рівняння, з врахуванням того, що $\cos \theta > 0$, буде:

$$\cos \theta = \frac{-(a_v - a_3)(R_w + r_n + 2\delta^l) + \sqrt{(a_v - a_3)^2(R_w + r_n + 2\delta^l)^2 + [\varepsilon_v^2 + (a_v - a_3)^2][\varepsilon_v^2 - (R_w + r_n + 2\delta^l)^2]}}{\varepsilon_v^2 + (a_v - a_3)^2}. \quad (24)$$

Довжина вивідного паса $L_{паса}^{\varepsilon}$ визначається за формулою:

$$L_{паса}^{\varepsilon} = HC_n + (R_w + \delta)(\theta + \alpha_n - \frac{\alpha}{2}) + \frac{\varepsilon_v - (R_w + \delta) \sin \theta - (r_n + \delta) \sin \theta}{\cos \theta} + (r_n + \delta) \times (\theta + \pi - \tau) + \frac{\varepsilon_v + \varepsilon_v + (r_n + \delta) \operatorname{tg} \tau - (R_w + \delta) \operatorname{tg} \tau}{\cos \tau} + (R_w + \delta)(\tau + \pi + \alpha_n - \frac{\alpha}{2}). \quad (25)$$

Визначи число секцій n , кути α , α_n , δ , τ , θ , відстані Δ , a_1 , a_2 , a_3 , a_v , b_1 , b_2 , b_3 , b_v , B і $(A_i B_i)$, радіуси R_g , r_n і r_p , можна побудувати взаємне розміщення ланок бральних секцій. Ці дані використовуються також при встановленні границь регулювань натягу пасів.

За отриманими залежностями проведені розрахунки і визначені параметри R_g , R_w , α_n , $\frac{\alpha}{2}$, a_1 , a_2 , b_1 , a_3 , b_2 , δ^l , b_v , $L_{паса}$, τ , θ , $L_{паса}^{\varepsilon}$ при таких вихідних даних $B = 380$ мм, $n = 4$, $(A_i B_i) = 2$ мм, $\Delta = 30$ мм, $\delta^l = 10$ мм, $r_p = 90$ мм, $r_n = 120$ мм, $S_p = 210$ мм, $HC_n = 120$ мм, $a_v = 200$ мм, $b_3 = 200$ мм.

При цьому встановлено, що $R_g = 175$ мм, $R_w = 165$ мм, $\alpha_1 = 1,2$ рад = $68^\circ 45'$, $\frac{\alpha}{2} = 0,7535$ рад = $43^\circ 27'$, $a_1 = 198,22$ мм, $a_2 = 252,6$ мм, $b_1 = 242,2$ мм, $a_3 = 265,7$ мм, $b_2 = 256,5$ мм, $\delta^l = 0,00795$ рад = $00^\circ 28'$, $L_{паса} = 4368,8$ мм, $b_v = 375,0$ мм, $\tau = 0,3747$ рад = $21^\circ 29'$, $\theta = 0,7553$ рад = $43^\circ 18'$, $L_{паса}^{\varepsilon} = 8367,6$ мм.

За цими даними вдалося швидко накреслити бральний апарат з необхідним розміщенням ланок одна відносно одної.

ЛІТЕРАТУРА

1. Лыноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков и др. - М.: Машиностроение, 1985. - 232 с.
2. Хайлис Г.А. Теория и расчет лыноуборочных машин. Труды Великолукского сельскохозяйственного института. Выпуск XXVI. Елгава, 1973. - 333 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ЦЕНТРАЛЬНОГО
ПРОВІДНИКА І ГІЛОК ДЕРЕВ

З.О.Гошко

аспірант

Швидкий ріст об'єму виробництва плодів позинен супроводжуватись подальшим ростом механізації і трудомістких робіт в садівництві, зокрема збирання плодів. Створення нових економічних, високоефективних плодозбиральних машин вимагає наукового підходу, а саме: необхідно знати фізико-механічні властивості дерев (жорсткість, допустимий тиск на кору) і плодів (міцність, вплив навантаження на сортові якості плодів), розміри крони та ін.

Вирішенню одного із цих питань присвячена дана стаття.

Дослідження проводились в Львівській філії Українського науково-дослідного інституту садівництва, на деревах яблуні і сливи, в період збирання врожаю. Використовувались дерева віком 17-20 років з діаметрами штамба 80; 90; ... 180 мм. Визначали, як змінюється жорсткість центрального провідника і скелетних гілок дерев яблуні і сливи із зміною їх діаметра.

Дослідження проводились на експериментальній установці (див. рис. 1). Вона складається з натяжного пристрою і механізму для вимірювання відхилення штамба від положення рівноваги. Натяжний пристрій включає захват, з'єднаний тросом з динамометром, який тросом з'єднаний з гідроциліндром жорстко закріпленим на основі трактора МТЗ-62.

Досліди виконувались наступним чином. Біля штамба досліджуваного дерева зупинявся трактор, виконуючий функції і

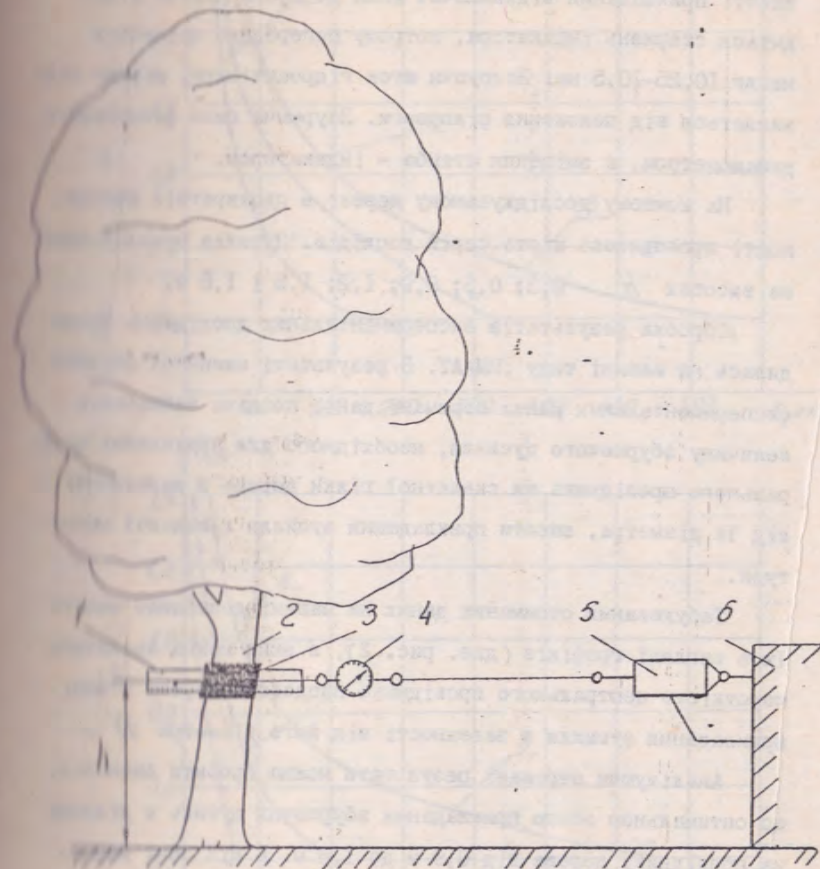


Рис. 1. Принципова схема навантаження дерева при визначенні жорсткості плодових дерев:

1 - індикатор; 2 - штамп; 3 - захват;
4 - динамометр; 5 - натяжний пристрій;
6 - основа трактора; h - висота прикладання навантаження

упора, з прикріпленим до його остова натяжним пристроєм. На висоті прикладання відхиляючої сили до крони дерева підводиться стержень індикатора, котрому попередньо задається натяг 10,25–10,5 мм. Втягнувши шток гідроциліндра, дерево відхиляється від положення рівноваги. Збурююча сила фіксувалась динамометром, а зміщення штаба – індикатором.

На кожному досліджуваному дереві в двохкратній повторності проводилось шість серій дослідів. Зусилля прикладалось на висотах h – 0,3; 0,6; 0,9; 1,2; 1,5 і 1,8 м.

Обробка результатів експериментальних досліджень проводилась на машині типу IBM/AT. В результаті машинної обробки експериментальних даних отримані дані, по яких визначають величину збурюючого зусилля, необхідного для відхилення центрального провідника чи скелетної гілки дерева в залежності від їх діаметра, висоти прикладання зусилля і заданої амплітуди.

Табулювання отриманих даних на машині дозволило подати їх в вигляді графіків (див. рис. 2), з яких можна визначити жорсткість центрального провідника плодового дерева в зоні прикладання зусилля в залежності від його діаметра D .

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що оптимальною зоною прикладання збурюючих зусиль є ділянка на провіднику дерева від 0,9 м до 1,8 м. В цій зоні жорсткість плодових дерев з діаметром штаба до 20 см не перевищує 160 Н/мм, а це значить, що при мінімальних збурюючих зусиллях можна струсити з дерева максимум плодів.

Для штабових вібраторів, висота прикладання зусилля в яких змінюється від 0,2 до 0,6 м, величина збурюючих зусиль зростає в 3–4 рази, для сливи вона коливається в межах 80–260 кН/м, яблуні 320–600 кН/м. А це призводить до того, що

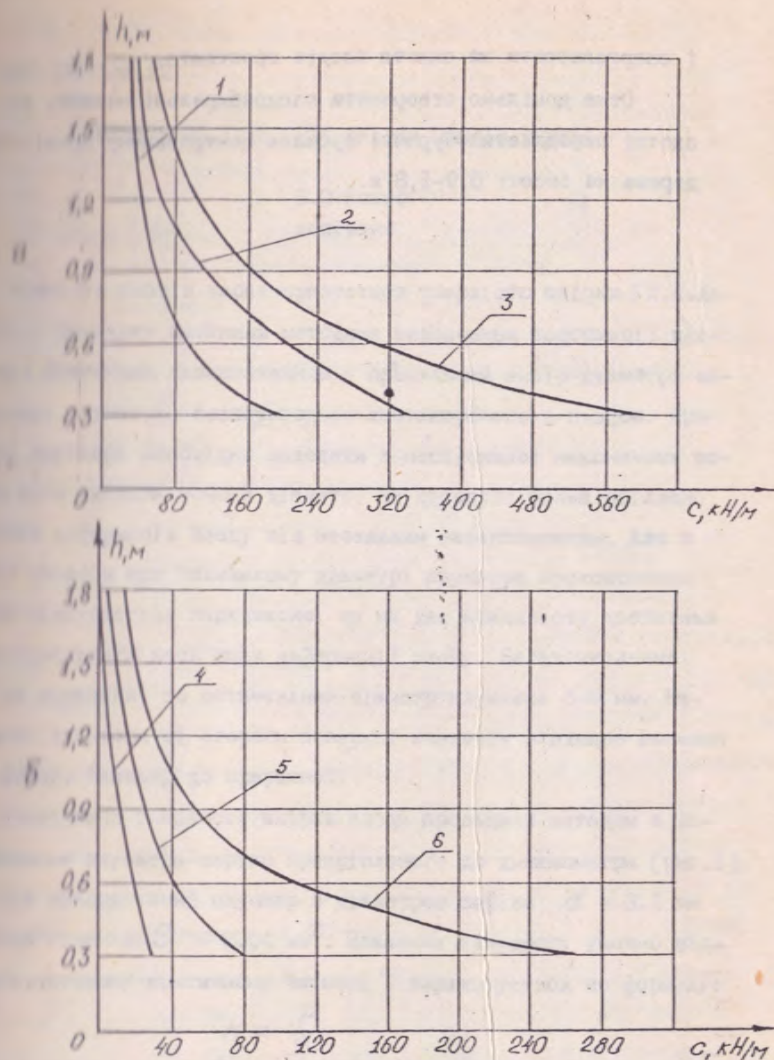


Рис. 2. Графічна залежність жорсткості центрального провідника C від його діаметра D і висоти h прикладання навантаження:

а – яблуня; б – слива;
1 – $D = 0,13$ м; 2 – $D = 0,16$ м; 3 – $D = 0,19$ м;
4 – $D = 0,06$ м; 5 – $D = 0,09$ м; 6 – $D = 0,12$ м

і енергозатрати на зняття плодів зростають.

Отже доцільно створювати плодозбиральні машини, які здатні передавати збурюючі зусилля центральному провіднику дерева на висоті 0,9-1,8 м.

UDN 001.3601634.22

ВИЗНАЧЕННЯ ТВЕРДОСТІ ШКІРКИ ПЛОДІВ ЯБЛУНІ

З.О.Гошко

аспірант

М'якість плодів характеризується твердістю шкірки (Х.А.Хатран). Важливим питанням методики визначення деформації плодів під статичним навантаженням є правильний вибір діаметра навантажувача плунжера, безпосередньо контактуючого з плодом. При виборі плунжера необхідно виходити з наступного: наконечник повинен мати якомога менший діаметр, це дозволяє більш наглядно спостерегти деформацію плоду під невеликим навантаженням. Але з іншої сторони при невеликому діаметрі плунжера проколювання шкірки відбувається передчасно, що не дає можливості достатньо довго прослідити весь цикл деформації плоду. Багаточисленні дослідження показали, що оптимальний діаметр плунжера 3-6 мм. Навантажувач плунжера зі сторони поверхні контакту з плодом повинен мати форму, близьку до сферичної.

Визначення твердості шкірки плода проводили методом з використанням плунжера-шаріка прикріпленого до динамометра (рис.1). Використаний плунжер з діаметром шаріка $d = 3.2$ мм і площи січення $S = 8.04$ мм². Показник твердості умовно відносився до питомому критичному тискові і вираховується по формулі:

$$H = \frac{P}{S}$$

де P - зусилля продавлення шкірки плунжером-шаріком, Н;
 S - площа січення шаріка, мм².

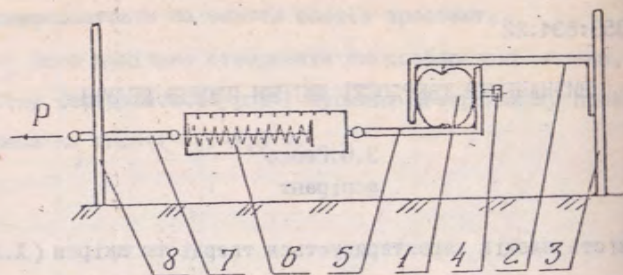


Рис.1. Стенд для визначення зусилля проколу шкірки

I - яблуко, 2 - верхня опорна пластина,
3 - штанга, 4 - плунжер, 5 - нижня опорна
пластина, 6 - динамометр, 7 - натяжний гвинт,
8 - штанга

Продавлювання плода здійснювали в трьох місцях (рис.2): біля основи (місце кріплення плодоніжки), біля суцвіття і на боковій поверхні плоду (екваторі). Твердість плодів визначали в період масового збору на 30 плодах кожного сорту, зібраних з 10 дерев.

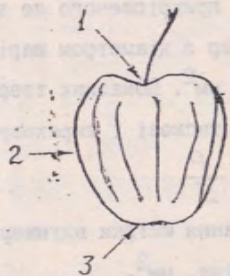


Рис.2. Зони прикладання продавлюючих зусиль

I - біля основи, II - бокова поверхня,
III - біля вершини

Досвіди проводились на плодах осінніх і зимових сортів, які в подальшому йдуть на довгострокове зберігання. Після обробки на НОМ експериментальних даних, середні значення результатів занесені в таблицю I.

Таблиця I

Середня твердість шкірки плодів в залежності від зон прикладання проколюючого зусилля

Сорт	d_1	t_1	d_2	t_2	c_1	h_1	c_2	h_2
Слава переможця	96.89	15.4	97.17	15.5	109.5	17.4	109.2	17.4
Спартан	194.5	30.0	209.5	33.4	203.4	32.4	225.8	35.9
Айдаред	152.5	24.3	146.5	23.3	170.5	27.1	175.6	27.9

d_1 і d_2 - зусилля проколу яблука по екватору, Н;

h_1 і h_2 - твердість шкірки яблук по екватору, Н/мм²;

c_1 - зусилля проколу яблука в зоні чашечки, Н;

c_2 - зусилля проколу яблука в зоні плодоніжки, Н;

h_1 - твердість шкірки яблука в зоні чашечки, Н/мм²;

h_2 - твердість шкірки яблука в зоні плодоніжки, Н.

Результати свідчать, що твердість шкірки в залежності від зони прикладання проколюючого зусилля суттєво не змінюється, цей показник дещо менший на екваторі плодів, а от тип сорту впливає на це в значній мірі. Відповідно твердість шкірки коливається для сортів Слава переможця 15.4-17.4 Н/мм², Спартан - 30-35.9 Н/мм², Айдаред - 23.3-27.9 Н/мм². Згідно отриманих результатів будемо для різних сортових груп криві розподілу зусиль проколу шкірки плодів (рис.3). Отримані результати свідчать, що для довгострокового зберігання плоди осінніх і зимових сортів краще збирати на цілком вірили (в період їх технічної стиглості), тоді вони менше піддаються механічним пошкодженням.

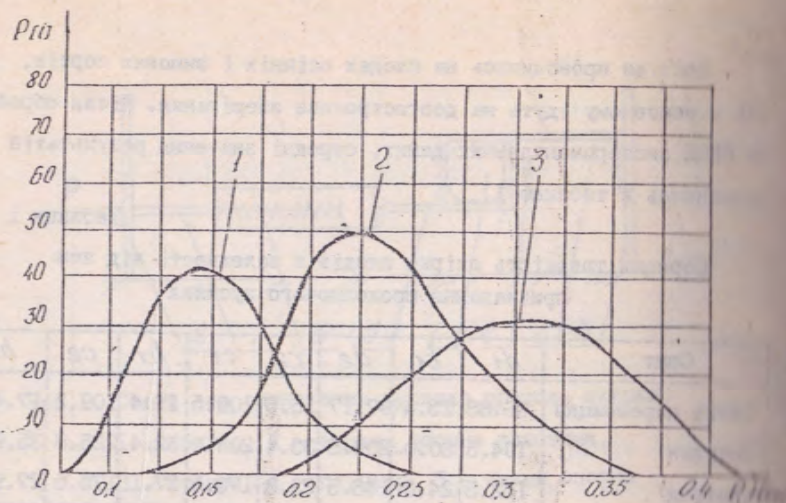


Рис. 3а. Графік розподілу зусиль проколу плодів по екватору: 1 - Слава переможцям, 2 - Айдаред, 3 - Спартан

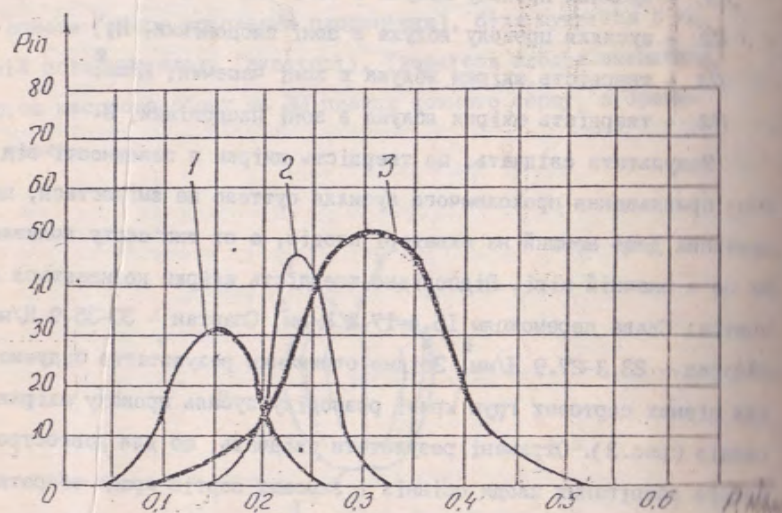


Рис. 3б. Графік розподілу зусиль проколу плодів в зонах плодоніжки і суцвіття: 1 - Слава переможцям, 2 - Айдаред, 3 - Спартан

198 631.3891634.22

СТАТИЧНЕ ЗУСИЛЛЯ ВІДРИВУ ПЛОДОНІЖКИ ВІД ПЛОДУ

З.О.Гошко
аспірант

М.О.Гошко
інженер

Дані серії дослідів проводилась з допомогою пристрою для вимірювання зусилля відриву плодів і лещат. Досліди проводились на 30 плодах кожного сорту. Плоди для дослідів збирали вручну в період технічної стиглості. Плодоніжку кожного плоду попередньо вимірювали (довжина, діаметр), після чого закріплювали в лещатах, а на плід одівали калібрувальне кільце вимірювального пристрою. Зусилля прикладали до плоду до тих пір, поки плід не відділявся від плодоніжки. Зусилля відриву фіксувалось на індикаторі.

Необхідність даних дослідів полягає в тому, що плоди без плодоніжки для довготривалого зберігання не придатні, в зону відриву плодоніжки проникають гнильні бактерії і плоди швидко поріжкються. Отже маючи статичне зусилля відділення плодів від плодоніжки і зусилля відриву плоду від плодоніжки, ми можемо встановити зв'язки плодів першого сорту ми отримаємо, а також мінімальне статичне зусилля для відділення плодів від гілок дерева. Після статистичну обробку даних, будемо криві розподілу.

Криві розподілу отриманих експериментальним шляхом даних відриву плодоніжки від плоду проводимо на рис.1. Середнє зусилля відриву плодоніжки від плоду для сортів: Слава переможцям - 21.00 Н, Спартан - 28.15 Н, Айдаред - 22.5 Н. Отримані результати знаходяться у значних межах від 10 до 50 Н. На зусилля

відриву плодоніжки впливає велика кількість факторів: довжина і діаметр плодоніжки, вологість і стиглість плодів, період збирання та інші. Вплив цих факторів і зумовляє таке коливання отриманих значень.

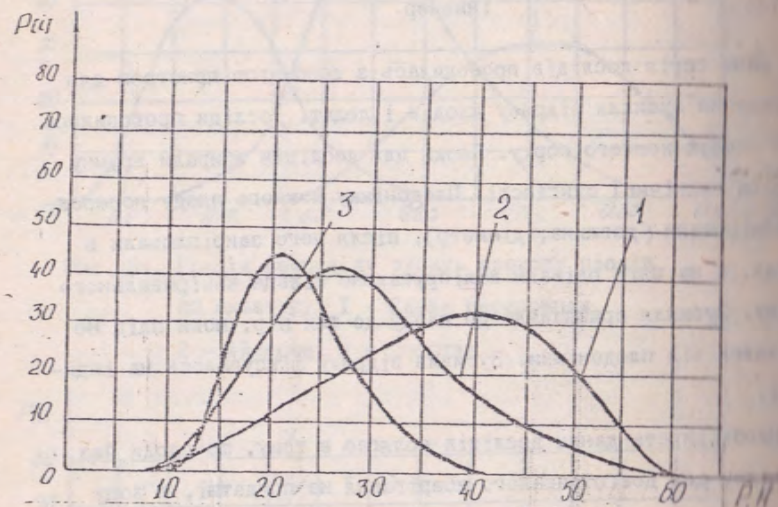


Рис. 1. Графік розподілу зусиль відриву плоду від плодоніжки

1 - Слава переможцям, 2 - Спартан,
3 - Айдаред

УДК 631.350:634.22

ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ МІЦНОСТІ ПЛОДІВ

З.О.Гошко

аспірант

М.О.Гошко

інженер

Дана стаття присвячена вивченню закономірності зміни навантаження в залежності від лінійної деформації плодів. Міцність плодів при статичному стиску визначали з допомогою щільноміра (рис.1).

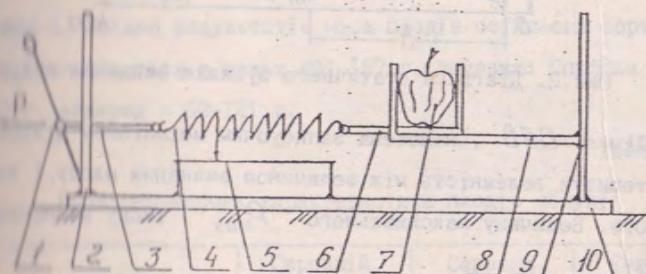


Рис.1. Стелд для визначення статичного зусилля зминання плодів

1 - важіль, 2 і 9 - штанги, 3 - трос,
4 - пружина з самописцем, 5 - стіл,
6 - рухома опора, 7 - яблуко,
8 - нерухома опора, 10 - станина

Щільномір складається з штанги 1, через яку від важіля 3 передавано стискаюче зусилля на пластину-деформатор 2. Між штангою 1 і рухомою опорою деформатора закріплена пружина, вели-

чина стиску пружини залежить від величини прикладеного зусилля і стиснення плоду. Величина лінійної деформації пружини y плоду h записується у вигляді діаграми (рис.2). На осі абсцис записані величини лінійної деформації плоду, а на осі ординат – величина тиску деформатора на плід.

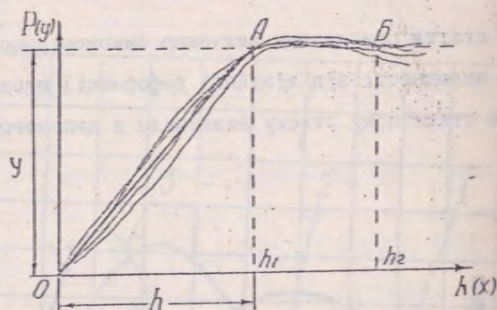


Рис.2. Діаграма статичного зусилля зминання яблук

Лінія OAB , нанесена записуючим механізмом щільноміра, характеризує залежність між величиною зминання плоду і тиском на нього. Величину максимального P_{max} тиску визначимо по формулі:

$$P_{max} = ym$$

де y – максимальне значення ординати (визначаємо з діаграми), мм;

m – масштаб пружини, Н/мм².

При визначенні статичної міцності плодів в ролі деформатора нами була використана плоска пластина з розмірами $60 \times 60 \times 7$ мм. Випробування плоским деформатором відповідає випадку пошкодження плодів стінками контейнера або ящика. Поява тріщин шкірки відповідає руйнівному навантаженню, а всі значення менші від нього вважаються допустимими для плодів, які йдуть на технічну переробку.

Показник статичної міцності плодів, умовно відповідає питомому критичному навантаженню і визначається по формулі:

$$F = \frac{P}{S}$$

де P – зусилля тиску деформатора, Н;

S – площа деформатора, мм².

Плоди для дослідів знімалися вручну з 30 дерев кожного сорту в стадії їх: осінні – споживчої зрілості; зимові – технічної стиглості. Пошкодження плодів, отримане в результаті проведення дослідів, оцінювалось після 3-х денного-зберігання в природніх умовах саду в порівнянні з контрольними плодами.

Обробивши отримані результати на ПЕОМ, заносимо їх в таблицю 1. Згідно результатів маса плодів осіннього сорту є значення і коливається в межах 101-157 г, зимових: Спартан – 88-93 г, Айдаред – 62-121 г.

Таблиця 1

Розмірно-масова характеристика плодів яблуні

Сорт	Середній діаметр плодів, мм	Середня висота плодів, мм	Середня маса плодів, мм
Слава переможцям	63.29	61.33	118.16
Спартан	56.93	45.81	76.22
Айдаред	59.40	49.53	82.61

Провівши аналіз отриманих результатів тарувальних кривих, встановили, що по екватору міцність плодів є меншою ніж по лінії зрізання-плодоніжка. Для сортів Айдаред і Кальвін ці показники відповідно становлять по екватору – 7.8 і 8.5 Н/см², по лінії

суцвіття-плодоніжка - 8.2 і 9.3 Н/см^2 . Статична міцність плоду для окремо взятого сорту коливається в незначних межах: Айдаред - $7.12-8.8 \text{ Н/см}^2$, Кальвін - $7.77-11.9 \text{ Н/см}^2$. Для осіннього сорту Слава переможця цей показник є дещо меншим і коливається в межах $5.43-6.97 \text{ Н/см}^2$, це зумовлене тим, що осінні сорти досягають швидше і відповідно більш чутливі до навантажень.

УДК 631.890.634.22

СТАТИЧНЕ ЗУСИЛЛЯ ВІДРИВУ ЯБЛУК, ДОЗНАНА І ЖОРСТКІСТЬ ПЛОДОНІЖКИ

Р.С.Шевчук

к.т.н., доц.

З.О.Гонко

аспірант

Статичне зусилля відриву плодів визначали на приладі (рис. 1). Зусилля відриву визначали в трьох положеннях напрямку сили відриву по відношенню до осі плодоніжки: під кутом 0° , 45° , 90° (рис. 2).

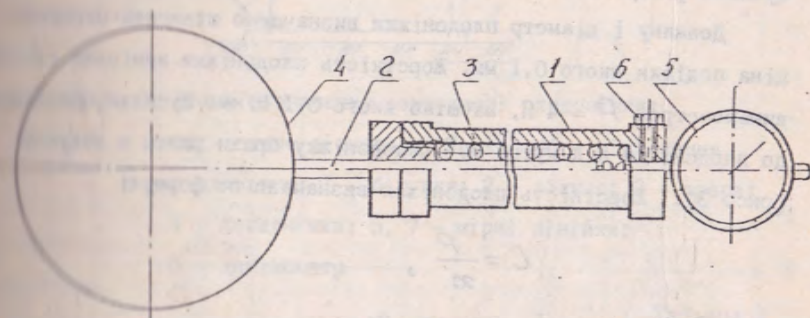


Рис. 1. Пристрій для визначення зусилля відриву плодів:

1 - корпус; 2 - шток; 3 - пружина; 4 - кільце;
5 - індикатор; 6 - стопорний гвинт

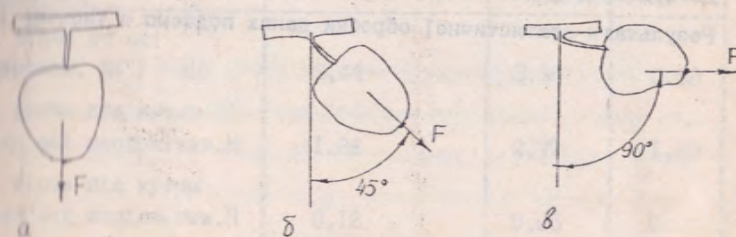


Рис. 2. Схема дії сили відриву плоду

Дослід проводився в 30-кратній повторності для кожного із сортів, при цьому визначали процентну кількість плодів знятих з плодоніжкою, без плодоніжки і з плодушкою.

Методика проведення експерименту полягає в наступному: плід з плодоніжкою асталяють в кільце, в якому зроблений проріз для плодоніжки, з другої сторони кільце жорстко кріпиться до штока. Шток з'єднаний з протарованою пружиною, яка кріпиться в корпусі. Індикатор годинникового типу з'єднаний з кінцем штоку. Прикладаючи зусилля до корпусу, шток під дією зовнішньої сили переміщується, стискаючи пружину і передаючи зусилля на кільце, яке тисне на плід. Коли прикладене зусилля переважає сили зв'язку плоду з плодоніжкою чи плодушкою, відбувається відрив плоду. Прикладене зусилля фіксується на індикаторі.

Довжину і діаметр плодоніжки визначаємо штангель-циркулем, ціна поділки якого 0,1 мм. Жорсткість плодоніжки виміряли тигельним динамометром $P = 4$ Н, масштаб якого 0,1 Н/мм. Зусилля прикладали до плодоніжки під кутом 90° , плодоніжку брали разом з яблуком (рис. 3). Жорсткість плодоніжок визначали по формулі

$$C = \frac{P}{x},$$

де P - відхиляюче зусилля, Н;

x - зміщення плодоніжки від положення рівноваги на рівні

прикладання відхиляючого зусилля, м.

Дослід проводився в 3-кратній повторності для 30 плодів. Результати статистичної обробки даних подаємо в таблиці 1.

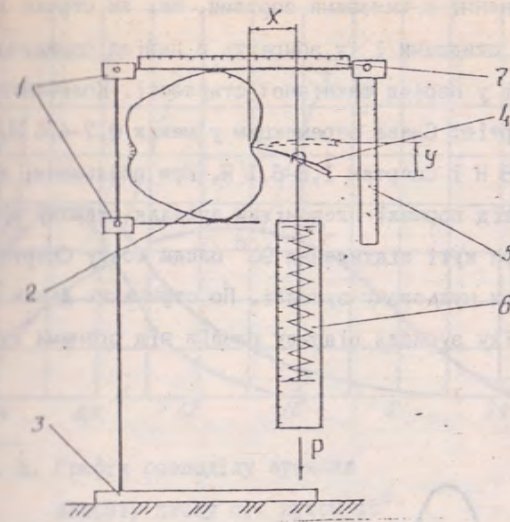


Рис. 3. Схема визначення жорсткості плодоніжки:

x - плече діючого зусилля; y - відхилення плодоніжки; 1 - бігунки; 2 - яблуко; 3 - опора; 4 - плодоніжка; 5, 7 - мірні лінійки; 6 - динамометр

Таблиця 1

Статичне зусилля відриву плодів яблуні

Напрямок дії сили до осі плодоніжки	Сорти		
	Слава переможцям	Айдаред	Спартан
Сила діюча по осі плодоніжки, Н	2,44	3,36	3,53
Сила діюча під кутом 45° до осі плодоніжки, Н	1,24	2,77	1,63
Сила діюча під кутом 90° до осі плодоніжки, Н	0,12	0,65	0

Статичне зусилля відриву плодів осінніх сортів є набагато нижчим у порівнянні з зимовими сортами, так як строки їх дозрівання є значно швидшими і їх збирають в період споживчої стиглості, а зимові у період технічної стиглості. Коливаються ці зусилля для сортів: Слава переможцям у межах 0,7-4,6 Н, Айдаред 1,2-5,8 Н і Спартан 1,5-6,1 Н. При збільшенні кута відхилення плоду від нормалі плодоніжки зусилля відриву різко зменшується, так при куті відхилення 90° плоди сорту Спартан самі відділяються при нульовому зусиллі. По отриманих даних побудовані графіки розподілу зусилля відриву плодів під різними кутами (рис. 4, 5).

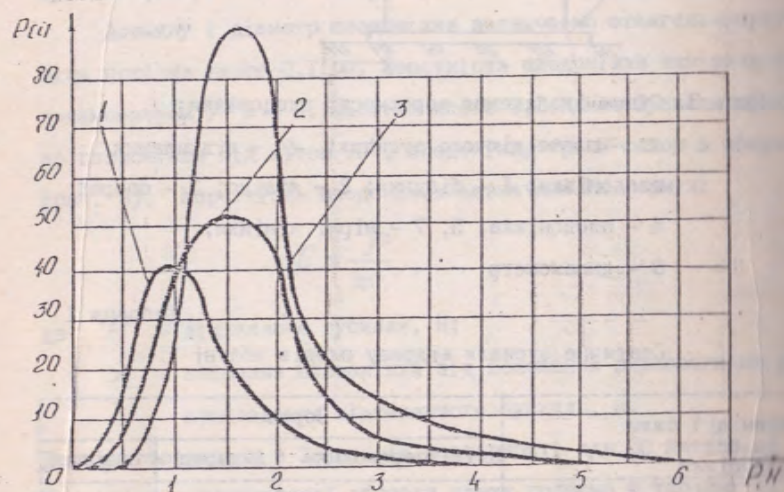


Рис. 4. Статичне зусилля відриву плодів по осі 1 - Слава переможцям, 2 - Спартан, 3 - Айдаред

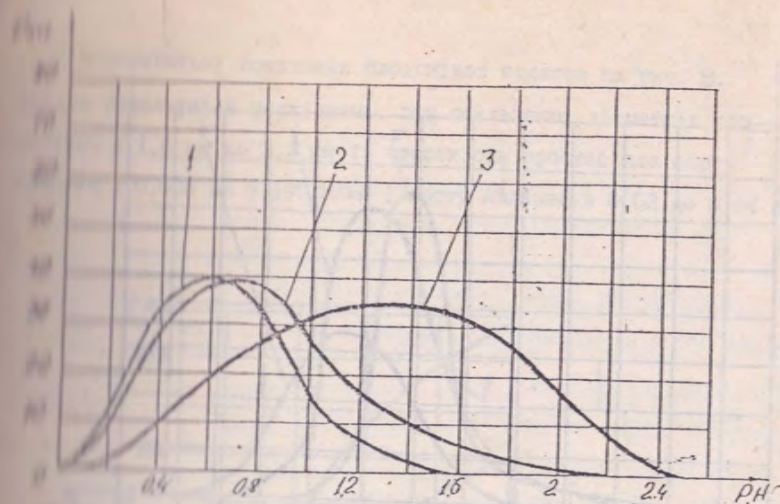


Рис. 5. Графік розподілу зусилля відриву плоду під кутом 45° 1 - Слава переможцям, 2 - Спартан, 3 - Айдаред

Для визначення жорсткості плодоніжок, необхідно знати їх середній діаметр, довжину і зусилля прогину. Згідно отриманих даних побудовані криві розподілу плодоніжок за їх довжиною і діаметрами (рис. 6, 7). Довжини плодоніжок коливаються в незначних межах і для сортів Слава переможцям 17,46 мм, Айдаред 18,63 мм і Спартан 19,23 мм. Середні діаметри вказаних сортів відповідно рівні 2, 1,99 і 2,22 мм. При зростанні діаметру плодоніжки відповідно покращується зв'язок плодоніжки плода з сім'ям, при цьому зростає зусилля відриву, для Айдареду 3,36 Н, для Спартану 3,58 Н, але також зростає і жорсткість плодоніжки, а цей фактор значною мірою впливає на зусилля відриву плоду при різних кутах відхилення. Чим вища жорсткість плодоніжки і більший кут відхилення, тим легше відділяються плоди. Це слід врахувати при проектуванні вібраторів.

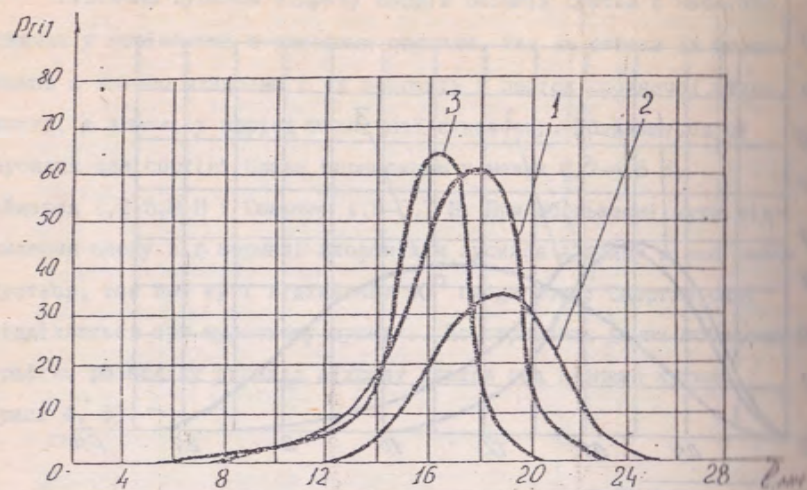


Рис. 6. Графіки розподілу плодоніжок по їхній довжині
1 - Слава переможцям, 2 - Айдаред, 3 - Спартан

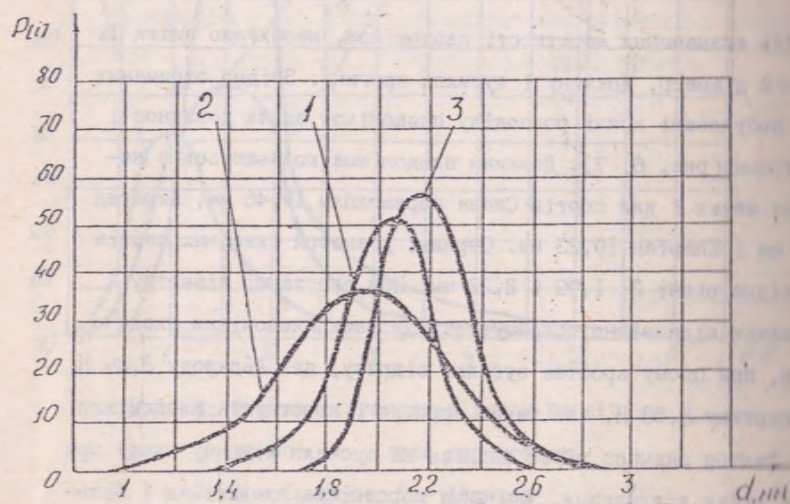


Рис. 7. Графіки розподілу діаметрів плодоніжок
1 - Слава переможцям, 2 - Айдаред, 3 - Спартан

Жорсткісні показники плодоніжок подаємо на рис. 8.
Віслю результати досліджень, при збільшенні діаметрів пло-
доніжок з 1,6 мм до 3,2 мм їх жорсткість зростає для сорту
Спартан з 0,035 до 0,197 Н/мм і сорту Айдаред з 0,02 до 0,14 Н/мм.

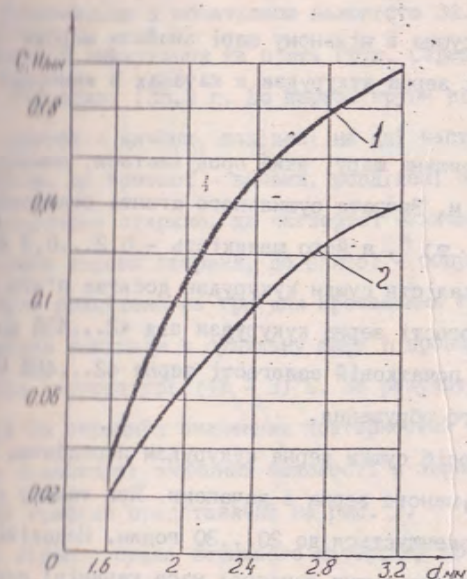


Рис. 8. Жорсткість плодоніжки
1 - Спартан, 2 - Айдаред

ДОСЛІДЖЕННЯ СУШКИ ЗЕРНА КУКУРУДЗИ

С.Г.Мисковець

асистент

Конвективна сушка в щільному шарі знайшла широке використання при сушінні зерна кукурудзи в качанах в камерних сушарках.

При цьому, товщина шару, який продувається, знаходиться в межах 1,5...3,5 м. Витрата сушильного агента становить 500...1000 м³/(год · т), а його швидкість – 0,2...0,3 м/с. У цьому випадку тривалість сушки кукурудзи досягає п'яти діб при зменшенні вологості зерна кукурудзи від 42...45% до 13,0...13,5%. При початковій вологості зерна 42...45% виникають труднощі його обрушення.

Наступний спосіб сушки зерна кукурудзи передбачає одночасне сушіння обрушеного зерна з качанами. При такому способі тривалість сушки зменшується до 20...30 годин. Недоліком є велика нерівномірність сушки основної маси качанів: пересушування однієї частини кукурудзи до 9...11% і недосушування іншої – до 16...18%. Причина такої нерівномірності в різниці скважистості качанів і суміші качанів із зерном, що приводить до утворення зон недосушеної кукурудзи.

Складність сушки обрушеного зерна кукурудзи полягає у великій засміченості зернової маси листям, "волоссям" качанів та іншими домішками, які відрізняються від основної культури за фізико-механічними ознаками. Тому, в даному випадку необхідна попередня очистка. Сушіння обрушеного зерна кукурудзи проводять в шахтних, барабанних сушарках та бункерах активного

вентилювання.

Проведені нами досліді по пошуку шляхів інтенсифікації процесу сушки зерна кукурудзи в качанах показують, що існує резерв зменшення затрат теплової енергії. Досліді проводились в лабораторних умовах. Відібрана партія кукурудзи на зерно сорту Дніпровська з початковою вологістю 34...43% була розділена методом зважування на п'ять груп. Середня маса одного качана становила 135,3 г. До першої групи віднесли цілі качани, до другої – качани, поділені на дві частини перпендикулярно стерню, до третьої – качани, розділені на чотири частини перпендикулярно стерню, до четвертої – качани, розділені на дві частини вздовж стерня, до п'ятої – обрушене зерно. Кожну групу було розділено на три для проведення трьох повторностей.

Качани поміщали в сушильну шафу і проводили висушування зерно при температурі $(45 \pm 3)^{\circ}\text{C}$. За результатами проведених дослідів по середніх значеннях повторностей були побудовані графіки залежності зниження вологості в зернах кукурудзи від часу. Ці графіки представлені на рис. 1.

Як відомо, сушка зернового матеріалу проходить в три періоди: прогріву, постійної швидкості і падаючої швидкості сушки. Графіки показали, що найменший період прогріву обрушеного зерна (20 хвилин) і качанів, розділених на чотири частини (30 хвилин). На прогрів качанів, поділених на дві частини вздовж стерня затрачається 30 хвилин, а качанів, поділених перпендикулярно стерню і цілих – 60 хвилин.

Період постійної швидкості сушки у обрушеного зерна і качанів, поділених на чотири частини триває 5...6 годин, у інших качанів він збільшується на 2...3 години. Відповідно і період падаючої швидкості найменший у вилущеного зерна, качанів, поділених на чотири частини та качанів, поділених навпіл вздовж

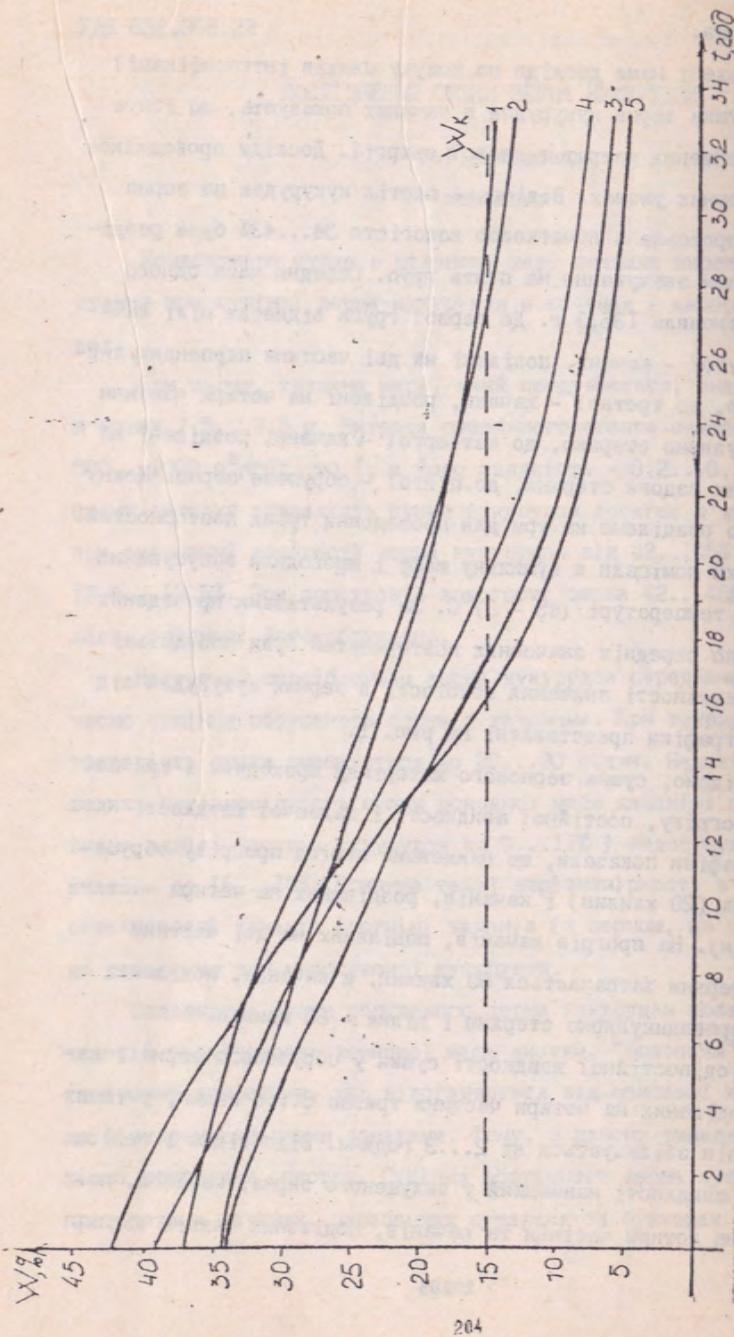


Рис. 1. Графік залежності зниження вологості від часу сушки зерна кукурудзи: 1 - цілий качан;
2 - качан, поділений напів попереду; 3 - качан, поділений на частини
попереду; 4 - качан, поділений на частини попереду; 5 - качан, поділений на частини попереду.

збільшення.

Отже, одним із напрямків інтенсифікації процесу сушки зерна кукурудзи є поділ качанів на частини довжиною близько до діаметра качана, що дозволить сушити його іншими способами, наприклад, протитечею. Після сушки качанів зерно необхідно зберігати.

Література

1. В. П. Атаманович. Сушка зерна. М.: Агропромиздат, 1989.

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ПРИСМОКТУВАННЯ НАСІНИНИ ДО КОМІРЧИНИ ВИСІВНОГО ЕЛЕМЕНТА З НАХИЛЕНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ.

М.С.Шведик

К.т.н., доц.

В.Е.Абрамов

Інженер

О.М.Степанюк

Інженер

Одним з резервів підвищення врожайності зернових колобаша культур є створення оптимальних умов для життєдіяльності рослин, що досягається шляхом їх рівномірного розміщення по площі живлення [1]. Для рівномірного розміщення насіння по площі поля використовують барабанні і дискові пневматичні апарати точного висіву. Певний інтерес викликає пневматичний висівний апарат з нахилоною віссю обертання висівного елемента [2], за рахунок чого досягається одночасний висів насіння в кілька рядків. Принцип роботи такого апарата ґрунтується на створенні всередині барабана і (рис. 1) вакууму під дією якого насіння 2 в забірній камері 3 присмоктується до комірчини 4 і при обертанні барабана виноситься за межі бункера 5 в зону вивантаження. В цей момент валець 6 перекриває канал 7 і вакуум в комірчині зникає, внаслідок чого насіння під дією сили земного тяжіння випадає з комірчини і падає в насіннепровід 8 по якому транспортується до сошника. Але процес роботи такого апарата раніше не досліджувався. При цьому ймовірно те, що суттєві центне заповнення та надійне присмоктування насіння до комірчини і їх транспортування до зони розвантаження забезпечується при достатній силі присмоктування.

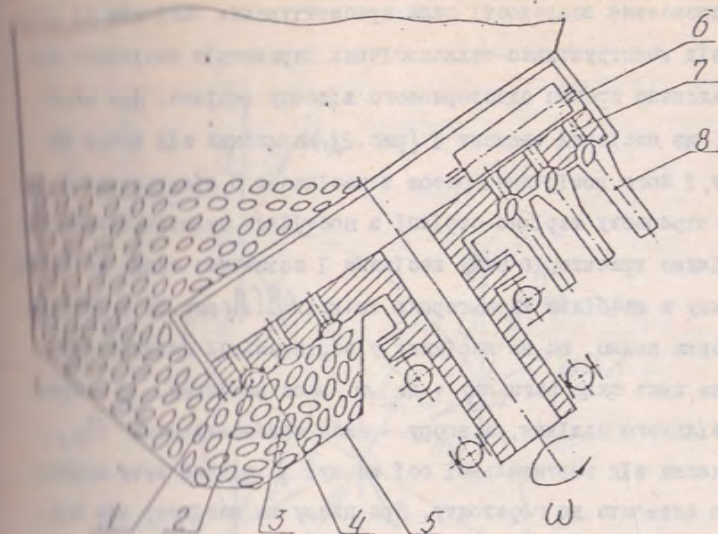


Рис. 1. Схема пневматичного висівного апарата з нахилоною віссю обертання.

1 - барабан, 2 - насіння, 3 - забірня камера, 4 - комірчина, 5 - бункер, 6 - валець, 7 - канал, 8 - насіннепровід.

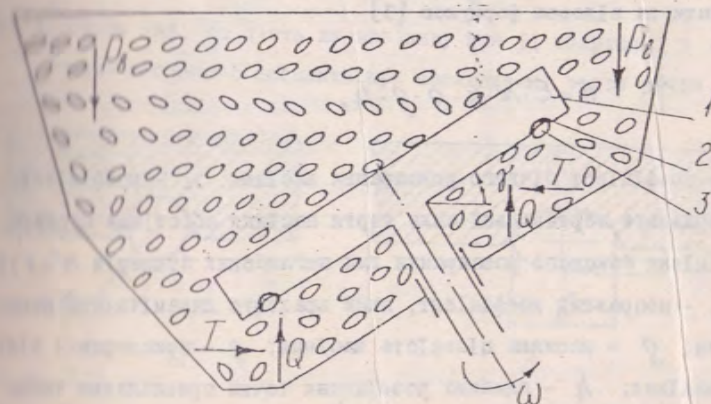


Рис. 2. Схема сил, що діють на насінину в момент входження в комірчину: 1 - висівний елемент, 2 - комірчина, 3 - насіння.

Для встановлення залежності сили присмоктування насіння до юрччини від конструктивно-технологічних параметрів висівного апарата розчленовано процес однозернового відбору насіння. При цьому вважаємо, що висівний елемент 1 (рис. 2) нахилений під кутом до горизонту, і його юрччина 2 разом з насінном 3 обертається в цільному зерновому шарі по стрічці з постійною кутовою швидкістю ω . Виділимо траєкторію руху насіння і позначимо сили, що діють на насінину в найбільш характерних точках $ABCD$ (рис. 3) з приведеного малюнка видно, що на насінину у вертикальній площині діє направлена вниз сила ваги mg - де m - маса насіння, g - прискорення вільного падіння, а вгору - сила присмоктування P_{np} , яка відхилена від вертикальної осі на кут γ рівний куту нахилу висівного елемента до горизонту. При цьому на насінину діє відцентрова сила $m\omega^2 R$ - де m - маса насіння, ω - кутова швидкість обертання барабана, R - радіус траєкторії руху насіння. Крім цих сил на насінину, поміщену в юрччину, діє тиск від бічного розпирання насіння, викликаного вертикальним тиском шару насіння, що міститься в бункері. Значення бічного тиску можна визначити за відомою формулою [3]

$$\sigma = \varepsilon' \cdot n' \cdot k \cdot g \cdot g \cdot h,$$

де ε' - коефіцієнт бічного розпирання насіння, n - коефіцієнт, який враховує вертикальні сили тертя насіння об стінки бункера (коефіцієнт бокового розпирання для неглибоких бункерів $n' = 1$); k_g - поправний коефіцієнт, який враховує динамічність навантаження; g - насипна щільність насіння; g - прискорення вільного падіння; h - глибина розташування точки прикладання тиску під шаром насіння.

При обертанні юрччини насіння сприймає силу тиску

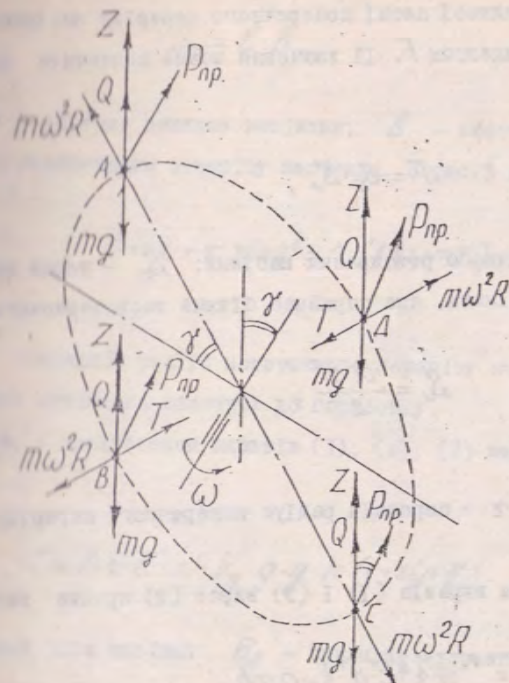


Рис. 3. Схема сил, що діють на насінину при її обертанні в юрччині висівного елемента при проходженні через точки $ABCD$

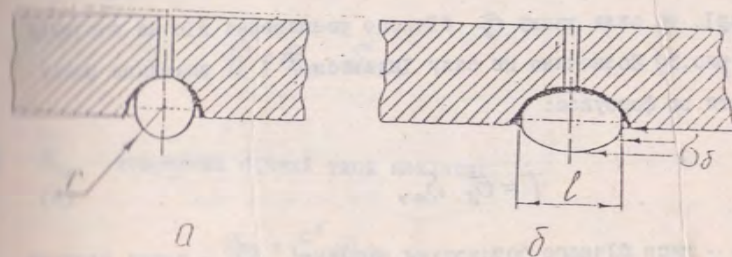


Рис. 4. Схема дії сили тиску σ_{δ} бічного розпирання насіння на лобову поверхню насіння.

від бічного розпирання насіння σ_{δ} - лобовою поверхнею, яка зна-
 тупає над комірчиною (рис. 4) і допускаємо, що її площа не переви-
 щує половини середньої площі поперечного перерізу насінини. По-
 значимо цю силу Індексом F . Її значення можна визначити за форму-
 лою

$$F = \sigma_{\delta} \cdot S_{\delta}, \quad (2)$$

де σ_{δ} - тиск бічного розпирання насіння; S_{δ} - площа попереч-
 ного перерізу насінини, яка сприймає бічний тиск зернового шару

$$S_{\delta} = \frac{\pi r^2}{2}, \quad (3)$$

тут $\pi = 3,14$; r - середній радіус поперечного перерізу насін-
 ини.

З врахуванням виразів (1) і (3) вираз (2) прийме вигляд

$$F = \frac{1}{2} \pi r^2 \varepsilon' n' k_g g g h. \quad (4)$$

Оскільки висівний елемент знаходиться в суцільному зерно-
 вому шарі, то сила тиску σ_{δ} бічного розпирання діє на насінину
 збоку (рис. 3). Позначимо цю силу Індексом T і її значення можна
 визначити за формулою:

$$T = \sigma_{\delta} \cdot S_n, \quad (5)$$

де σ_{δ} - тиск бічного розпирання насіння; S_n - площа вертика-
 льної проєкції бічної поверхні насінини, яка сприймає бічний
 тиск зернового шару:

$$S_n = \ell \cdot b, \quad (6)$$

де ℓ - середня довжина насінини; b - висота вертикальної
 проєкції поперечного перерізу насінини. З рис. 5 видно, що

$$b = r + r \cdot \sin \delta' = r (1 + \sin \delta'), \quad (7)$$

де r - середній радіус поперечного перерізу насінини; δ' -
 кут нахилу висівного елемента до горизонту.

Отже, з врахуванням виразів (1), (6), (7) вираз (5) прийме

$$T = \ell \cdot r \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot k_g \cdot g \cdot g \cdot h (1 + \sin \delta'). \quad (8)$$

Бічний тиск насіння σ_{δ} - викликає вторинний бічний тиск
 $\sigma_{\delta\delta}$, який діє знизу на бічну поверхню насінини і викликає си-
 лу, яку позначимо Індексом Q (рис. 3)

Значення сили Q визначимо за формулою

$$Q = \sigma_{\delta\delta} \cdot S_{n3}, \quad (9)$$

де $\sigma_{\delta\delta}$ - вторинний бічний тиск насіння:

$$\sigma_{\delta\delta} = \varepsilon' \cdot \sigma_{\delta}, \quad (10)$$

де ε' - коефіцієнт бічного розпирання насіння; σ_{δ} - тиск
 бічного розпирання зернового шару;

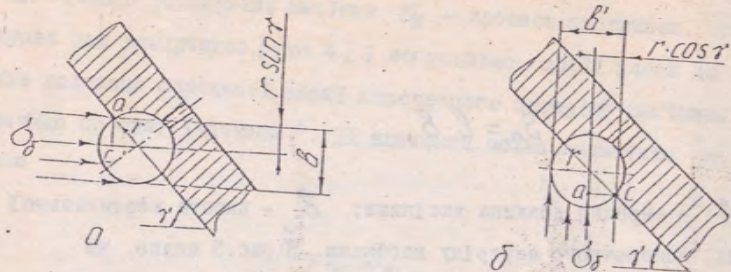


Рис. 5. Схема дії сили тиску $\delta\delta$ бічного розширення насіння на бічну поверхню:

- а) схема до визначення вертикальної проекції поперечного перерізу насінини;
- б) схема до визначення горизонтальної проекції поперечного перерізу насінини.

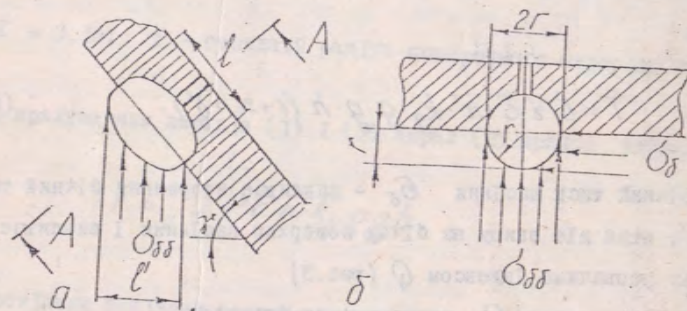


Рис. 6. Схема сприйняття насінини вторинного бічного тиску.

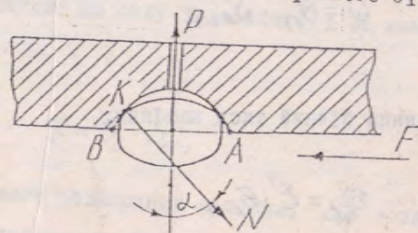


Рис. 7. Схема виникнення нормальної сили N в точці контакту насінини з комірчиною.

S_{n3} - площа горизонтальної проекції поверхні насінини, яка сприймає вторинний бічний тиск насінини:

$$S_{n3} = \ell \cdot b', \quad (11)$$

де ℓ - середня довжина насінини; b' - ширина горизонтальної проекції поперечного перерізу насінини. З рис. 5б видно, що

$$b' = z + z \cos \gamma = z (1 + \cos \gamma). \quad (12)$$

Отже з врахуванням виразів (10), (1), (11) і (12) вираз (9) прийме вигляд:

$$Q = \ell \cdot z (\epsilon')^2 n' k_g \cdot g \cdot g \cdot h (1 + \cos \gamma). \quad (13)$$

В рис. 3 видно, що знайдені сили T і Q притискують насінину до комірчини, а їх рівнодіюча R' викликає силу F' тертя насінини по поверхні комірчини, яка направлена протилежно напрямку руху комірчини. Значення сили тертя F' можна визначити за формулою

$$F' = f \cdot R', \quad (14)$$

де f - коефіцієнт тертя насінини об поверхню комірчини; рівнодіюча сил T і Q , яка визначається за формулою:

$$R' = \sqrt{T^2 + Q^2}. \quad (15)$$

В врахуванні виразів (8), (13) і (15) вираз (14) запишеться так

$$F' = \varphi \sqrt{\ell \cdot r \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot k_g \cdot g \cdot h (1 + \sin^2 \gamma)^2 + \varepsilon' (1 + \cos^2 \gamma)^2} \quad (16)$$

Але ця формула справедлива для визначення сили тертя насінини на поверхні комірчини тільки в точці A (рис. 3) поскільки внаслідок зменшення в точках B і D площі поперечного перерізу насінини, яка сприймає тиск σ_{δ} і $\sigma_{\delta\delta}$, значення сил T і Q в точках B і D . Для цього розглянемо схему дії тисків σ_{δ} і $\sigma_{\delta\delta}$ на поверхню насінини (рис. 6). З врахуванням рис. 6б площа, яка сприймає тиск σ_{δ} , визначається за формулою

$$S_{n1} = r \cdot \ell, \quad (17)$$

де r - середній радіус поперечного перерізу насінини, ℓ - довжина насінини.

Отже силу бічного тиску T в точці B і D згідно формули (5) з врахуванням виразів (1) і (17) можна визначити за такою формулою:

$$T = r \cdot \ell \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot k_g \cdot g \cdot h. \quad (18)$$

Виходячи з рис. 6а і рис. 6б, плоду насінини, яка сприймає вторинний бічний тиск $\sigma_{\delta\delta}$ можна визначити за такою формулою:

$$S_{n2} = \frac{\pi r^2}{2} \cdot \ell, \quad (19)$$

де $\pi = 3,14$; r - середній радіус поперечного перерізу насінини; ℓ - горизонтальна проекція довжини насінини:

$$\ell' = \ell \cdot \cos \gamma, \quad (20)$$

тут ℓ - довжина насінини, γ - кут нахилу висівного елемента

до горизонту.

Отже силу бічного тиску Q в точці B і D згідно формули (9) з врахуванням виразів (10), (1), (19) і (20) можна визначити за такою формулою:

$$Q = \frac{1}{2} \pi r^2 \ell (\varepsilon')^2 n k_g g h \cos \gamma. \quad (21)$$

З врахуванням виразів (14), (15), (18) і (2) сила тертя насінини на поверхні комірчини буде визначатись за такою формулою:

$$F' = \varphi \cdot \ell \cdot r \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot k_g \cdot g \cdot h \cdot \cos \gamma. \quad (21'')$$

Аналіз сил, що діють на насінину (рис. 3) показує, що при обертанні комірчини різко зростає навантаження на штовхачу задньої комірчини (рис. 7), під дією якого виникає рівна по величині але протилежно направлена нормальна сила N . Ця сила для напівсферичної комірчини за даними [4] направлена під кутом α до перпендикуляра опущеного на хорду, що стягує кінцеві точки A і B комірчини. Поскільки задній кінець насінини постійно притискується в точці K до комірчини, а передній може перебувати без навантаження, то в такому випадку виникає нестійке положення і передній кінець насінини відірветься від комірчини. Щоб цього не сталося в пневматичних висівних апаратах насінина утримується в комірчині за рахунок присмоктувальної сили, (рис. 7), яку можна визначити з умов рівноваги сил, що діють на насінину в точках ABC (рис. 8): Для цього проведено через кожну з цих точок систему координат x, y, z і розкладено силу присмоктування P_{np} на дві складові - горизонтальну $P_{np,x}$ і вертикальну $P_{np,z}$ та нормальну силу N_x на три складові: горизонтальну N_x (рис. 8, точка A і точка C) і N_y (точка B і точка D) та вертикальну N_z і визначити їх значення. Напрямок

дії присмоктувальної сили, (рис.8) завжди співпадає з напрямком присмоктувального каналу комірчини, а оскільки присмоктувальний канал комірчини виконано перпендикулярно до основи висхідного елемента, нахиленого до горизонту під кутом γ' , то на основі взаємної перпендикулярності сторін трикутників OA, B , і OC, D , випливає, що кут $A, OB, = \gamma'$. Отже з цих трикутників видно, що

$$P_{npz} = P_{np} \cdot \cos \gamma' \quad (22)$$

$$P_{np, y} = P_{np} \cdot \sin \gamma'. \quad (23)$$

Оскільки нормальна сила N виникає внаслідок притиснення насіння до комірчини під дією сили присмокткування P_{np} , то сила лежить в площині, яка проходить через напрямок сили присмокткування P_{np} . Але оскільки комірчина обертається, то положення цієї площини в точках $ABCD$ відносно осей координатної системи XYZ буде різним.

Точка A (рис.8):

Нормальна сила N діє в тій площині, що і сила присмокткування

і проходить при цьому через вісь OX ; отже ця площина нахилена до вертикалі під кутом γ' .

З трикутника ONN'_z , можна записати, що

$$N_x = N \sin \alpha, \quad (24)$$

$$N_{z'} = N \cos \alpha. \quad (25)$$

Тоді з трикутника ON_z, N випливає, що

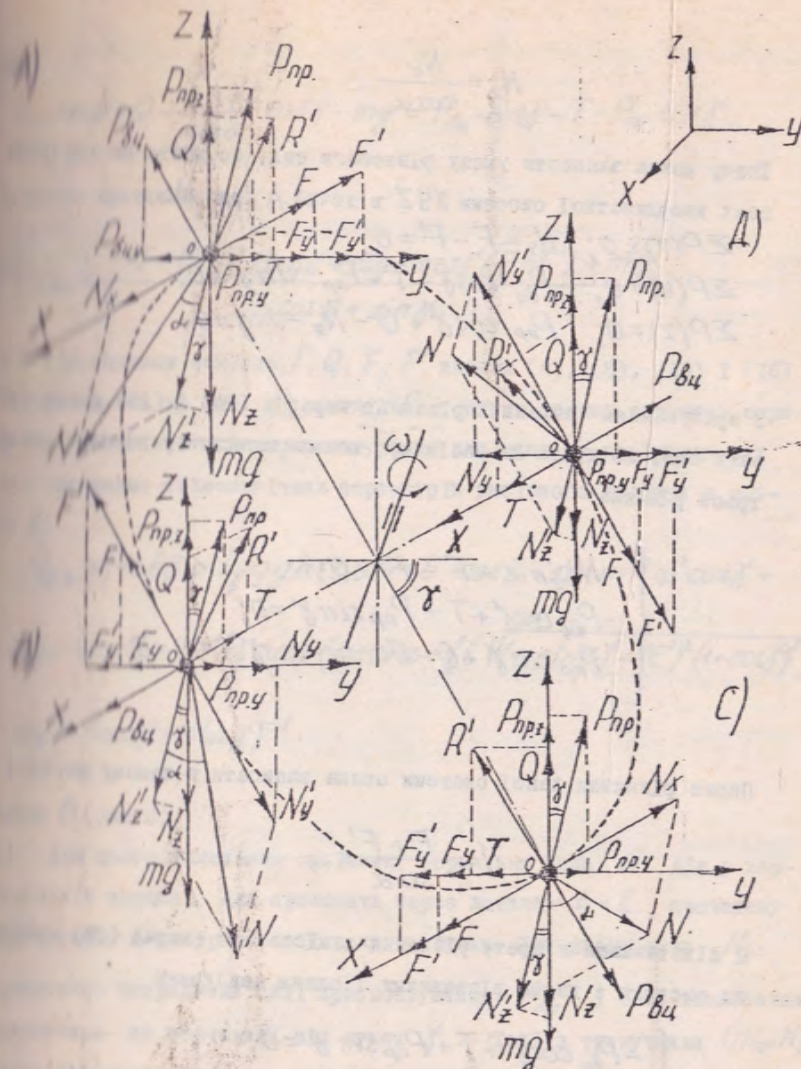


Рис.8. Схема рівноваги сил, що діють на насінину в момент проходження через точки

$$N_z = \frac{N_{z'}}{\cos \alpha} \quad (23)$$

Тепер можна записати умову рівноваги сил, що діють на насінину в осях координатної системи XYZ в точці A (рис.8):

$$\begin{aligned} \Sigma P(x) &= 0; \quad N_x - F - F' = 0; \\ \Sigma P(y) &= 0; \quad -P_{\delta 4} \cdot \cos \delta' + T + P_{np} \cdot \sin \delta' = 0; \\ \Sigma P(z) &= 0; \quad P_{np} \cdot \cos \delta' + Q - N_z - mg = 0. \end{aligned} \quad (24)$$

З врахуванням останніх рівнянь: виразів (24) і (25) умову рівноваги сил, що діють на насінину, можна записати у вигляді системи трьох рівнянь:

$$\begin{cases} N \sin \alpha - F - F' = 0; \\ -P_{\delta 4} \cos \delta' + T + P_{np} \sin \delta' = 0; \\ P_{np} \cos \delta' + Q - N \cos \alpha \cdot \cos \delta' - mg = 0. \end{cases}$$

Перше рівняння даної системи можна записати в такому вигляді

$$N = \frac{F + F'}{\sin \alpha} \quad (26)$$

І підставивши в третє рівняння замість N вираз (26) отримаємо до системи з двома рівняннями і одним невідомим

$$\begin{cases} -P_{\delta 4} \cos \delta' + T + P_{np} \sin \delta' = 0; \\ P_{np} \cos \delta' + Q - \frac{F + F'}{\sin \alpha} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \delta' - mg = 0. \end{cases}$$

Прирівняв дані рівняння отримаємо після деяких спрощень і перетворень рівняння

$$P_{np} \cos \delta' + Q - \frac{F + F'}{\sin \alpha} \cos \delta' - mg = P_{\delta 4} \cos \delta' - T - P_{np} \sin \delta',$$

з якого знайдено, що

$$P_{np} = \frac{-T - Q + P_{\delta 4} \cos \delta' + \operatorname{ctg} \alpha \cos \delta' (F + F') + mg}{\cos \delta' + \sin \delta'}.$$

І підставивши замість T, Q, F, F' вирази (4), (8), (13) і (16) з врахуванням те, що $P_{\delta 4} = m\omega^2 R$, після деяких спрощень отримаємо залежність сили присмокування насінини до комірчини від конструктивно-технологічних параметрів висівного апарата в точці A:

$$P_{np} = \left\{ 2l\epsilon'n'k_g g h (0,5\pi r\epsilon' \cdot \cos \delta' + 1) + mR\omega^2 \cos \delta' + \operatorname{ctg} \alpha \cos \delta' [r\epsilon'n'k_g g h (0,5\pi r + fl\sqrt{(1+\sin \delta')^2 + (\epsilon')^2(1+\cos \delta')^2}) + mg] \right\} \cdot (\cos \delta' + \sin \delta')^{-1}.$$

Точка B (рис.8)

Для цього положення насінини, нормальна сила N діє у вертикальній площині, яка проходить через дотичну $L-L$, проведену через точку O до траєкторії руху насінини. При цьому сила $N_{z'}$, паралельно направлена силі присмокування P_{np} і отже вона також направлена до вертикалі під кутом δ' . Тоді з трикутника $ON_z'N_z$ можна записати, що

$$N_{z'} = N_z \cos \delta'.$$

В трикутника $ON_z'N$ також можна записати, що

$$N_{z'} = N \cos \alpha$$

Прирівнявши праві частини останніх двох рівнянь, знаходимо, що

$$N_z = \frac{N \cos \alpha}{\cos \delta'} \quad (30)$$

На основі взаємперпендикулярності двох сторін трикутника $OP_{np.z} P_{np}$ і $ON_y N_{y'}$ можна записати, що $P_{np.z} OP_{np} = N_y ON_{y'}$ тоді з трикутника $ON_y N_{y'}$ знайдемо, що

$$N_y = N_{y'} \cos \delta', \quad (31)$$

але оскільки $N_{y'} = N_z \cdot N$, то з трикутника $ON_y N_{y'}$ знайдемо, що

$$N_{y'} = N \sin \alpha.$$

Отже підставивши останній вираз в (31) отримаємо, що

$$N_y = N \sin \alpha \cdot \cos \delta'. \quad (32)$$

Оскільки $N_y ON_{y'} = FO F_y$, то

$$F_y = F \cdot \cos \delta'; \quad (33)$$

$$F_y' = F' \cdot \cos \delta'. \quad (34)$$

Отже тепер можна записати умову рівноваги сил, що діють на напісину по осях координатної системи $X'Y'Z'$ в точці B (рис. 8):

$$\sum P(x) = 0; -P_{\delta u} + T = 0;$$

$$\sum P(y) = 0; N_y - F_y' + P_{np.y} = 0;$$

$$\sum P(z) = 0; Q + P_{np.z} - N_z - mg = 0.$$

Вирахувавши останніх рівнянь і виразів (18), (21), (26), (33), (34), (32), (30) і того, що $P_{\delta u} = m\omega^2 R$ умову рівноваги сил, що діють на напісину, можна записати у вигляді системи трьох рівнянь

$$\begin{cases} -m\omega^2 R + 2\ell \mathcal{E}' g g h = 0 \\ N \sin \alpha \cos \delta' - F' \cos \delta' - F \cos \delta' + P_{np} \sin \delta' = 0 \\ \frac{1}{2} \pi r^2 \ell (\mathcal{E}')^2 n' k_g g g h \cos \delta' + P_{np} \cos \delta' - \frac{N \cos \alpha}{\cos \delta'} - mg = 0 \end{cases} \quad (35)$$

Ці три рівняння даної системи можна записати так

$$N = \frac{\cos \delta' (F' + F) - P_{np} \sin \delta'}{\sin \alpha \cdot \cos \delta'},$$

і з врахуванням виразів (4), (14), (15), (18) і (21), воно після відповідних спрощень прийме вигляд

$$N = \frac{\mathcal{E}' n' k_g g g h \left[\frac{1}{2} \pi r^2 + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi r \mathcal{E}' \cos \delta')^2} \right]}{\sin \alpha} - P_{np} \frac{\tan \delta'}{\sin \alpha} \quad (36)$$

Підставивши останній вираз в третє рівняння системи (35) замість N , прийдемо до системи з двома рівняннями і одним невідомим

$$\begin{cases} -m\omega^2 R + 2\ell \mathcal{E}' n' k_g g g h = 0 \\ \frac{1}{2} \pi r^2 \ell (\mathcal{E}')^2 n' k_g g g h \cos \delta' + P_{np} \cos \delta' - mg - \frac{2\ell \mathcal{E}' n' k_g g g h \left[\frac{1}{2} \pi r^2 + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi r \mathcal{E}' \cos \delta')^2} \right]}{\sin \alpha} - P_{np} \frac{\tan \delta'}{\sin \alpha} = 0 \end{cases}$$

Прирівнявши дані рівняння отримаємо

$$\frac{1}{2} \pi r^2 \ell (E')^2 \cdot n' k_g g g h \cdot \cos \delta' + P_{np} \cos \delta' - mg - \frac{r E' n' k_g g g h}{\sin \alpha} \times$$

$$\times \frac{\frac{1}{2} \pi r + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi r E' \cos \delta')^2}}{\sin \alpha} - P_{np} \frac{\tan \delta'}{\sin \alpha} = -m \omega^2 R + r \ell E' n' k_g g g h$$

звідки

$$P_{np} = \frac{1}{\cos \delta' \frac{\tan \delta'}{\sin \alpha}} \left\{ \frac{1}{2} \pi r^2 \ell (E')^2 \cdot n' k_g g g h \cos \delta' - \frac{1}{\sin \alpha} \times \right.$$

$$\times [r E' n' k_g g g h (\frac{1}{2} \pi r + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi r E' \cos \delta')^2}) - m \omega^2 R + r \ell E' n' k_g g g h \}$$

Точка С (рис.8).

При повороті диска на 180° насінина з положення А перейде в положення С і нормальна сила N змінить напрямок дії на 180° , однак, що діють на насінину в точці С визначаються за тими ж формулами, що і для точки А. Отже умова рівноваги сил, що діють на насінину по осях координатної системи XYZ в точці С запишеться так:

$$\sum P(x) = 0; \quad N_x - F - F' = 0;$$

$$\sum P(y) = 0; \quad P_{np,y} + T + P_{\delta y} = 0;$$

$$\sum P(z) = 0; \quad P_{np,z} + Q - mg - N_z = 0.$$

З врахуванням технічних рівнянь і виразів (22), (23), (24), (26) умову рівноваги сил, що діють на насінину, можна записати у вигляді системи трьох рівнянь

$$\begin{cases} N \sin \alpha - F - F' = 0; \\ P_{np} \sin \delta' + T + m \omega^2 R \cos \delta' = 0; \\ P_{np} \cos \delta' + Q - mg - N \cos \alpha \cos \delta' = 0. \end{cases}$$

Перше рівняння даної системи можна записати в такому вигляді:

$$N = \frac{F + F'}{\sin \alpha}, \quad (36)$$

Підставляючи в третє рівняння замість N вираз (36) прийдемо до системи з двома рівняннями і одним невідомим

$$\begin{cases} P_{np} \sin \delta' + T + m \omega^2 R \cos \delta' = 0; \\ P_{np} \cos \delta' + Q - mg - \frac{F + F'}{\sin \alpha} \cos \alpha \cos \delta' = 0, \end{cases}$$

з якої знайдемо, що

$$P_{np} = \frac{-T - m \omega^2 R \cos \delta' - Q + mg + \cot \alpha \cos \delta' (F + F')}{\sin \delta' + \cos \delta'}$$

Підставляючи замість F , F' , T , Q вирази (4), (16), (8) і (13) в вираз для сили P_{np} отримаємо залежність сили присмокування насінини до комірчини від конструктивно-технологічних параметрів насінинного апарата в точці С.

$$P_{np} = \frac{1}{\sin \delta' + \cos \delta'} \left\{ -m \omega^2 R \cos \delta' - r \ell E' n' k_g g g h \times \right.$$

$$\times \left[(1 + \sin \delta' + (E')^2 (1 + \cos \delta')) + mg + \cot \alpha \cos \delta' \cdot r \ell E' n' k_g g g h \times \right.$$

$$\times \left. \left(\frac{1}{2} \pi r + f \ell \sqrt{1 + \sin^2 \delta' + (E')^2 (1 + \cos \delta')^2} \right) \right\}. \quad (39)$$

Точка Д (рис.8).

Умова рівноваги сил, що діють на насінину по осях координатної системи XYZ в точці Д запишеться в такому вигляді:

$$\sum P(x) = 0; \quad T - P_{\delta x} = 0;$$

$$\sum P(y) = 0; \quad -N_y + F \cos \delta' + F' \cos \delta' + P_{np,y} = 0;$$

$$\sum P(z) = 0; \quad P_{np,z} + Q - N_z - mg = 0.$$

З врахуванням останніх рівнянь і виразів (4), (16), (21), (21), (22), (23), (30), (32) умову рівноваги сил, що діють на насінину

можна записати у вигляді системи трьох рівнянь

$$\begin{aligned} -N \sin \alpha \cdot \cos \delta' + z \varepsilon' n' k_g g g h \left[\frac{1}{2} \pi z + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi z \varepsilon' \cos \delta')^2} \right] \times \\ \times \cos \delta' + P_{np} \sin \delta' = 0; \\ P_{np} \cos \delta' + \frac{1}{2} \pi z \ell (\varepsilon')^2 n' k_g g g h \cdot \cos \delta' - N_z - mg = 0; \\ z \ell \varepsilon' n' k_g g g h - m \omega^2 R = 0. \end{aligned} \quad (40)$$

Невідому силу N_z можна визначити з трикутника $ON_z N_z$

$$N_z = N_z' \cdot \cos \delta', \quad (41)$$

але з трикутника ONN_z видно, що

$$N_z' = N_z' \cdot \cos \delta', \quad (42)$$

тоді вираз (39) з врахуванням виразу (40) прийме вигляд

$$N_z = N \cos \alpha \cdot \cos \delta'. \quad (43)$$

Третє рівняння системи (40) з врахуванням виразу (43) можна записати так:

$$N = \frac{P_{np}}{\cos \alpha} + \frac{1}{2} \pi z^2 \ell (\varepsilon')^2 n' k_g g g h \frac{1}{\cos \alpha} - \frac{mg}{\cos \alpha \cdot \cos \delta'}. \quad (44)$$

Підставивши останній вираз замість N в друге рівняння системи (40) отримаємо систему з двома рівняннями і одним невідомим

$$\begin{cases} z \ell \varepsilon' n' k_g g g h - m \omega^2 R = 0; \\ -P_{np} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta' - \frac{1}{2} \pi z^2 \ell (\varepsilon')^2 n' k_g g g h \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta' + mg \operatorname{tg} \alpha + \\ + z \ell \varepsilon' n' k_g g g h \left[\frac{1}{2} \pi z + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi z \varepsilon' \cos \delta')^2} \right] \cos \delta' + P_{np} \sin \delta' = 0 \end{cases}$$

прирівняв дані рівняння отримаємо

$$\begin{aligned} z \ell \varepsilon' n' k_g g g h - m \omega^2 R = -P_{np} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta' - \frac{1}{2} \pi z^2 \ell (\varepsilon')^2 n' k_g g g h \times \\ \times \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta' + mg \operatorname{tg} \alpha + z \ell \varepsilon' n' k_g g g h \left[\frac{1}{2} \pi z + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi z \varepsilon' \cos \delta')^2} \right] \times \\ \times P_{np} \sin \delta' = 0, \end{aligned}$$

звідки

$$\begin{aligned} P_{np} = \frac{1}{\sin \delta' - \operatorname{tg} \alpha \cos \delta'} \left\{ z \ell \varepsilon' n' k_g g g h \left(\ell + \frac{1}{2} \pi z \ell \varepsilon' \operatorname{tg} \alpha \cos \delta' - \right. \right. \\ \left. \left. \left[\frac{1}{2} \pi z + f \ell \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\pi z \varepsilon' \cos \delta')^2} \right] \cos \delta' \right) - m \omega^2 R - mg \operatorname{tg} \alpha \right\}. \end{aligned} \quad (45)$$

Аналіз виразів (29), (36), (39), (45) показує, що сила присмокування насінини до комірчини висівного елемента при послідовному провадженні комірчиною через точки ABC і D по величині буде не однакою і вона залежить як від фізико-механічних властивостей насіння зернових колосових культур ($m, g, f, \varepsilon', \ell, z$) так і від техніко-агрічних (ω, h) і конструктивних (R, α, δ') параметрів висівного апарата. При цьому сила присмокування із збільшенням маси насіння, кутової швидкості обертання висівного елемента, його радіуса та кута нахилу до горизонту, висоти зернового шару насіння в бункері також збільшується. Тому при визначенні теоретичного значення сили присмокування у вирази (29), (36), (39), (45) необхідно підставити їх максимальні значення. Розрахунки показують, що максимальне значення сили присмокування в точках ABC і D становить відповідно: $P_{npA} = 0,035$; $P_{npB} = 0,030$; $P_{npC} = 0,017$; $P_{npD} = 0,030$ Н; що досягається при $m = 0,042 \cdot 10^{-3}$ кг; $\omega = 50$ с $^{-1}$; $R = 0,3$ м; $g = 9,81$ м/с 2 ; $z = 0,0018$ м; $\ell = 0,008$ м; $\varepsilon' = 0,33$; $g = 810$ кг/м 3 ; $n' = 1$; $k_g = 1,61$; $h = 0,5$ м; $\alpha = 25^\circ$; $\pi = 3,14$; $f = 0,55$; $\delta' = 35^\circ$.

ЛІТЕРАТУРА.

1. Погорілий Л.В., Шведик М.С. Обґрунтування агротехнічних вимог щодо точного висіву зернових культур і технічних засобів для його здійснення. Вісник с.-г. науки. - 1992, - №7. - с.90-94.
2. А.с. №1584793 (СССР). Пневматический высевательный аппарат /Исследователи: Н.С., Кравец И.А., Бодяк В.И. - заявлено 01.02.1989, №4409903/30 - 15. - Опубл. в Б.И., №30, 1990.
3. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного посева. Москва. Машиностроение. - 1987. - с.432.
4. Погорелький Л.В., Шведик Н.С. Обоснование параметров пневматического высевательного аппарата точного посева зерновых культур // Техника в сельском хозяйстве. М: - 1993. - №5-6. - с.16-18.

УДК 631.331.85

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ПРИСМОКТУВАННЯ НАСІНИНИ ДО КОМІРЧИННИ КОНІЧНОГО ВИСІВНОГО ЕЛЕМЕНТА З ВЕРТИКАЛЬНОЮ ВІСсю ОБЕРТАННЯ

М.С.Шведик,

кандидат технічних наук

О.М.Степанюк,

інженер

Для здійснення рівномірного висіву насіння вздовж рядка запропоновано значну кількість висівних апаратів [1]. Найбільш перспективними з них для висіву зернових колосових культур є вакуумні апарати барабанного типу, які забезпечують централізований висів. При цьому перевага віддається тим апаратам, які мають просту конструкцію і низьку матеріаломісткість. Таким вимогам найбільш повно задовільняє вакуумний апарат барабанного типу з вертикальною віссю обертання і конічним висівним елементом.

Принцип роботи такого апарата ґрунтується на створенні в середині барабана 1 (рис. 1) вакууму, який проникає через канал 2 комірчини 3 і присмоктує до неї насінину 4. При обертанні барабана 1 насінина виноситься в зону розвантаження, де лопатка 5 перекриває канал 2 і вакуум в комірчині 3 зникає і насінина 4 випадає в насіннєпровід 6. Проте процес заповнення комірчини в такому висівному апараті раніше не досліджувався. Але при цьому ймовірно те, що надійне присмоктування насінини до комірчини і транспортування її до зони розвантаження забезпечується при достатній силі присмоктування.

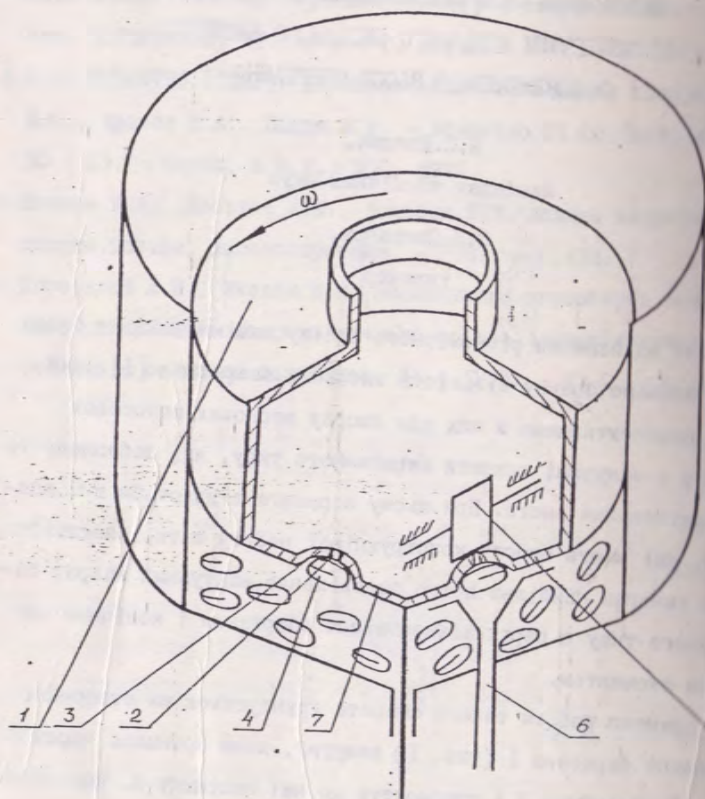


Рис.1. Схема пневматичного апарату з конічним висівним елементом, закріпленим на вертикальній осі:
1-барабан, 2-канал, 3-комірчина, 4-насіння,
5- валець, 6-насінепровід, 7- конічний висівний елемент

Для визначення впливу присмоктувальної сили на насінину розглянемо процес однозернового відбору насіння. При цьому вважаємо, що комірчина І (рис. 2), розміщена на поверхні конічного висівного елемента 2 разом з насінною 3 обертається з кутовим зерновому шарі по стрілці з постійною кутовою швидкістю ω . На насінину в вертикальній площині діє вниз сила ваги mg - де m - маса насінини, g - прискорення вільного падіння; а в горизонтальній - відцентрова сила $P_{\text{в}} = m\omega^2 R$ (тут ω - кутова швидкість обертання барабана, R - радіус обертання комірчини). Крім цих сил на насінину, поміщену в комірчину, діє тиск від бічного розпирання насіння, викликаного вертикальним тиском шару насіння, що знаходиться в бункері. Розглянемо дію бічного тиску насіння більш детально, беручи до уваги те, що його значення можна визначити за відомою формулою [2]

$$\sigma_g = \varepsilon' \cdot n' \cdot K_g \cdot \rho \cdot g \cdot h, \quad (1)$$

де ε' - коефіцієнт бічного розпирання насіння; n' - коефіцієнт, який враховує вертикальні сили тертя насіння об стінки бункера (коефіцієнт бокового розпирання, для неглибоких бункерів $n' = 1$); K_g - поправний коефіцієнт, який враховує динамічність навантаження; ρ - насипна щільність насіння; g - прискорення вільного падіння; h - глибина розміщення точки прикладання тиску під шаром насіння.

При обертанні комірчини насінина сприймає силу тиску σ_g від бічного розпирання насіння лобовою поверхнею, яка виступає над комірчиною, (рис. 3) і допускаємо, що її площа не перевищує площини середньої площі поперечного перерізу насінини. Позначимо цю силу індексом F . Її значення можна знайти за форму-

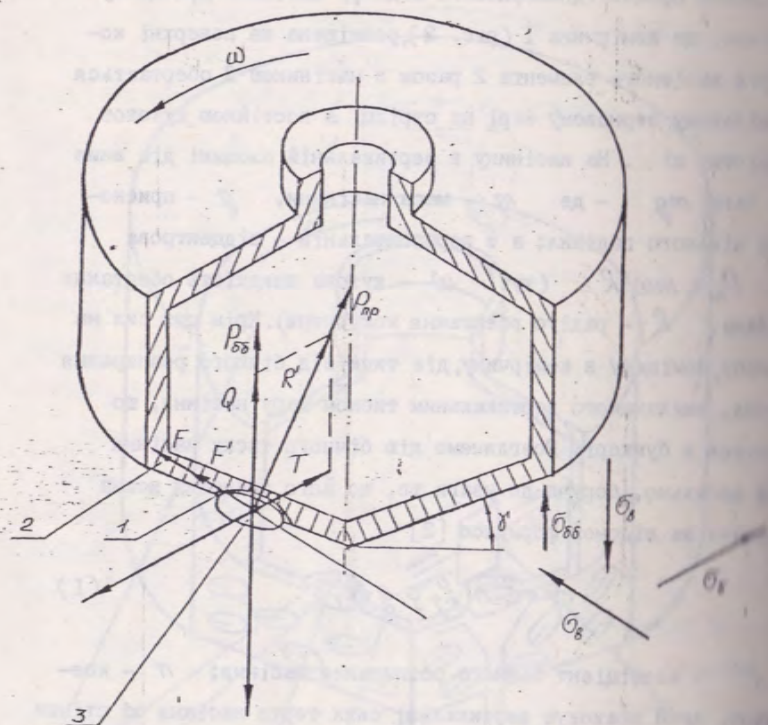


Рис. 2 Схема сил, що діють на насінину при обертанні її разом з комірчиною в суцільному зерновому шарі:

1- комірчина, 2-конічний висівний елемент, 3- насінина

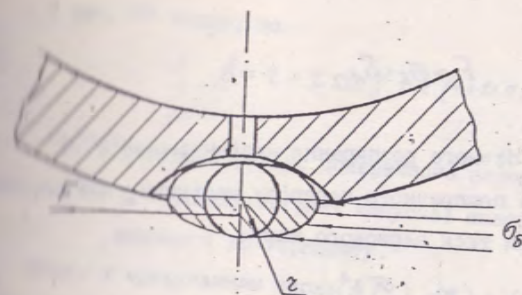


Рис. 3 Схема дії сили тиску σ_s бокового розпирання насіння на лобову поверхню насінини.

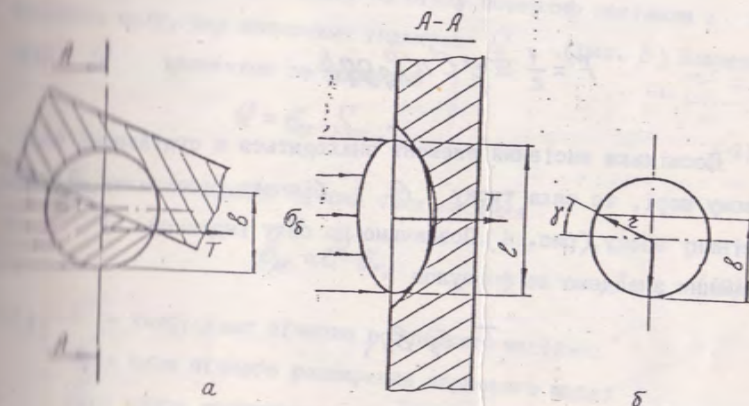


Рис. 4 Схема дії сили тиску σ_s бокового розпирання насіння на бічну поверхню:
а/ поперечний і повздовжній перерізи насінини;
б/ схема до визначення висоти поперечного перерізу насінини по вертикалі

$$F = \sigma_s \cdot S_n, \quad (2)$$

де σ_s - тиск бічного розпирання насіння;
 S_n - площа поперечного перерізу насінини, яка сприймає бічний тиск зернового шару:

$$S_n = \frac{\pi r^2}{2}, \quad (3)$$

тут $\pi = 3,14$; r - середній радіус поперечного перерізу насінини.

З врахуванням виразів (1) і (3) вираз (2) можна записати так

$$F = \frac{1}{2} \pi r^2 \varepsilon' n' K_g g h. \quad (4)$$

Поскілки висівний елемент знаходиться в суцільному зерновому шарі, то сила тиску σ_s бічного розпирання діє на насінину збоку, (рис. 4). Позначимо цю силу індексом T . Її значення знайдемо за формулою

$$T = \sigma_s \cdot S_n, \quad (5)$$

де σ_s - тиск бічного розпирання насіння;
 S_n - площа вертикальної проекції бічної поверхні насінини, яка сприймає бічний тиск зернового шару:

$$S_n = \ell \cdot b, \quad (6)$$

тут ℓ - середня довжина насінини;
 b - висота поперечного перерізу насінини по вертикалі.

З рис. 4б видно, що

$$b = r + r \sin \delta' = r (1 + \sin \delta'), \quad (7)$$

де r - середній радіус поперечного перерізу насінини;
 δ' - кут нахилу твірної конусної поверхні висівного елемента до горизонту.

Отже, з врахуванням виразів (1), (6) і (7) вираз (5) прийме вигляд

$$T = \ell r \varepsilon' n' K_g g h (1 + \sin \delta'). \quad (8)$$

Бічний тиск насіння σ_s викликає вторинний бічний тиск σ_{sz} , який діє знизу на бічну поверхню насінини і викликає силу, яку позначимо індексом Q , (рис. 5). Значення сили Q визначимо за формулою

$$Q = \sigma_{sz} \cdot S_{sz}, \quad (9)$$

де σ_{sz} - вторинний бічний тиск насіння

$$\sigma_{sz} = \varepsilon' \cdot \sigma_s, \quad (10)$$

де ε' - коефіцієнт бічного розпирання насіння;
 σ_s - тиск бічного розпирання зернового шару;
 S_{sz} - площа горизонтальної проекції поверхні насінини, яка сприймає вторинний бічний тиск насіння:

$$S_{sz} = \ell \cdot b', \quad (11)$$

де ℓ - середня довжина насінини;
 b' - ширина поперечного перерізу насінини по горизонталі.

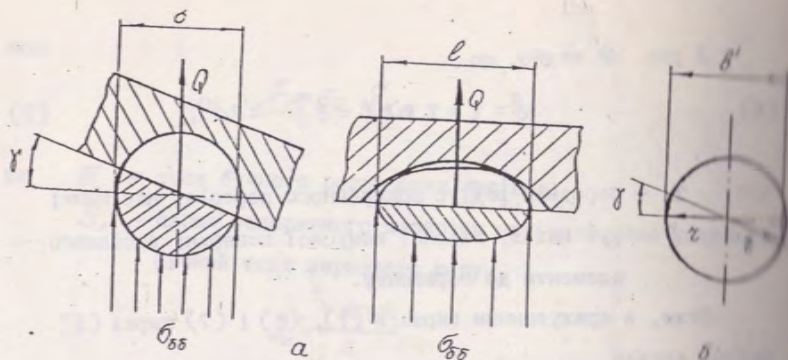


Рис.5 Схема дії сили вторинного бічного тиску $\sigma_{\text{бб}}$ на насінину:
а/ поперечний і повздовжній перерізи насінини;
б/ схема до визначення ширини поперечного перерізу насінини по горизонталі.

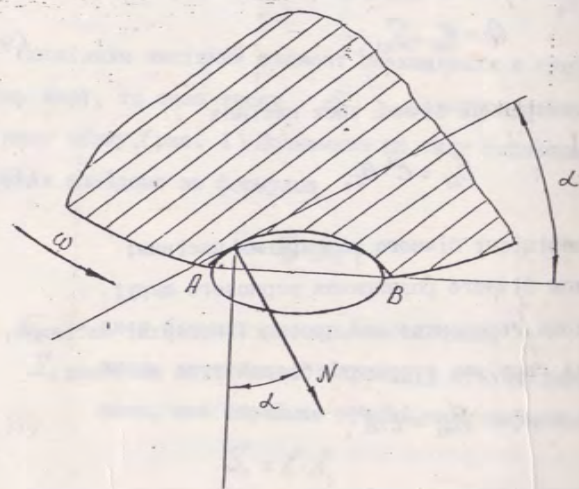


Рис.6 Схема дії нормальної сили N , що виникає в точці контакту насінини з комірчиною.

З рис. 5б видно, що

$$b' = z + z \cos \gamma' = z(1 + \cos \gamma'). \quad (12)$$

Отже з врахуванням виразів (10), (1), (11) і (12) вираз (9) прийняв вигляд

$$Q = l z (\varepsilon')^2 n' K_g g g h (1 + \cos \gamma'). \quad (13)$$

На основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що зовнішні сили T і Q притискують насінину до комірчини і чим сильніше сприяють її утриманню (рис. 2), а їх рівнодіюча R' викликає силу тертя F' насінини по поверхні комірчини, яка направлена протилежно напрямку руху комірчини. Знаючи силу тертя F' можна визначити за формулою

$$F' = f R', \quad (14)$$

де f - коефіцієнт тертя насінини об поверхню комірчини;
 R' - рівнодіюча сил T і Q , яка визначається за формулою

$$R' = \sqrt{T^2 + Q^2}. \quad (15)$$

З врахуванням виразів (8), (13) і (15) вираз (14) остаточно запишеться так

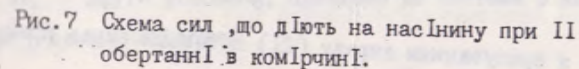
$$F' = f l z \varepsilon' n' K_g g g h \sqrt{(1 + \sin \gamma')^2 + (\varepsilon')^2 (1 + \cos \gamma')^2}. \quad (16)$$

Аналіз сил, що діють на насінину, (рис. 2) показує, що при обертанні комірчини різко зростає навантаження на штовхачу задню стінку B комірчини, (рис. 6) під дією якого виникає різка по величині, але протилежно направлена нормальна сила N . Ця сила для напівсферичної комірчини за даними [3] направлена

Напрямок дії присмоктувальної сили (рис. 7) завжди спадає з напрямком присмоктувального каналу комірчини, а напрямком присмоктувального каналу комірчини виконано перпендикулярно до твірної конусної поверхні $L'L'$ висівного елемента, який нахилена до горизонту під кутом δ' , то на основі взаємної перпендикулярності сторін трикутників OB_1A_1 і OB_1L_1 випливає, що кут $\angle B_1OA_1 = \delta'$. Отже з трикутників OB_1A_1 і OA_1B_2 видно, що

$$\rho_{np.z} = \rho_{np} \cos \gamma'.$$

236



вертикалі під кутом δ .

З трикутника ONN_y можна записати, що

$$N = \frac{N_y}{\sin \alpha}, \quad (19)$$

а з трикутника $ONN_{x'}$

$$N_{x'} = N \cos \alpha. \quad (20)$$

Тоді з трикутника $ON_{x'}N_x$ знайдемо, що

$$N_x = N_{x'} \sin \delta,$$

або з врахуванням виразів (20) і (19) останній вираз прийме вигляд

$$N_x = N \cos \alpha \cdot \sin \delta = \frac{N_y}{\sin \alpha} \cos \alpha \cdot \sin \delta = N_y \sin \delta \cdot \operatorname{ctg} \alpha. \quad (21)$$

Враховуючи, що $N_x = N_{x'} \cdot N_z$, то з трикутника $ON_{x'}N_z$ знайдемо, що

$$N_z = \frac{N_x}{\operatorname{tg} \delta},$$

або з врахуванням виразу (21) останній вираз прийме вигляд

$$N_z = \frac{N_y}{\operatorname{tg} \delta} \sin \delta \operatorname{ctg} \alpha = N_y \cos \delta \operatorname{ctg} \alpha. \quad (22)$$

Тепер розглянемо умову рівноваги сил, що діють на насінину по осях координатної системи $X'Y'Z'$, рис. 7:

$$\begin{aligned} \sum P(x) &= 0; & P_{np,x} + T - N_x - P_{\delta x} &= 0; \\ \sum P(y) &= 0; & N_y - F - F' &= 0; \\ \sum P(z) &= 0; & P_{np,z} + Q - N_z - mg &= 0. \end{aligned}$$

В врахуванням останніх рівнянь умову рівноваги сил, що діють на насінину можна записати у вигляді системи трьох рівнянь

$$\left. \begin{aligned} P_{np,x} + T - N_x - P_{\delta x} &= 0, \\ N_y - F - F' &= 0, \\ P_{np,z} + Q - N_z - mg &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Друге рівняння даної системи можна записати в такому вигляді

$$N_y = F + F',$$

в перше і третє рівняння цієї системи замість $P_{np,x}$ і $P_{np,z}$ та N_x і N_z підставимо їх значення, що виражені виразами відповідно (17), (18) і (21), (22). Тоді система (23) прийме вигляд

$$\left. \begin{aligned} P_{np} \sin \delta + T - N_y \sin \delta \operatorname{ctg} \alpha - P_{\delta x} &= 0, \\ N_y &= F + F', \\ P_{np} \cos \delta + Q - N_y \cos \delta \operatorname{ctg} \alpha - mg &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Підставивши в перше і третє рівняння останньої системи замість N_y друге рівняння, прийдемо до системи з двома рівняннями і одним невідомим

$$\left. \begin{aligned} P_{np} \sin \delta + T - (F + F') \sin \delta \operatorname{ctg} \alpha - P_{\delta x} &= 0, \\ P_{np} \cos \delta + Q - (F + F') \cos \delta \operatorname{ctg} \alpha - mg &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Додавши почленно дані рівняння отримаємо після деяких спрощень і перетворень рівняння

$$P_{np}(\sin\gamma' + \cos\gamma') + T + Q - (F + F') \operatorname{ctg}(\sin\gamma' + \cos\gamma') - P_{\text{вн}} - mg = 0.$$

з якого знайдемо, що

$$P_{np} = (F + F') \operatorname{ctg}\alpha + \frac{P_{\text{вн}} + mg - T - Q}{\sin\gamma' + \cos\gamma'}, \quad (81)$$

або, підставивши замість F , F' , T і Q їх вираження виразами (4), (16), (8) і (13) та враховуючи те, що $P_{\text{вн}} = m\omega^2 R$, після деяких спрощень отримаємо залежність сили присмоктування насінини до комірчини від конструктивно-технологічних параметрів висівного апарата з вертикальною віссю обертання і кінцевим висівним елементом:

$$P_{np} = \frac{z \varepsilon' n' k_g g g h \operatorname{ctg}\alpha \left[\frac{1}{2} \pi z + f \ell \sqrt{(1 + \sin\gamma')^2 + (\varepsilon')^2 (1 + \cos\gamma')^2} \right] + \frac{m(\omega^2 R + g) - \ell z \varepsilon' n' k_g g g h [(1 + \sin\gamma') + \varepsilon' (1 + \cos\gamma')]}{\sin\gamma' + \cos\gamma'}. \quad (82)$$

Аналіз виразу (25) показує, що величина сили присмоктування насінини до комірчини висівного елемента залежить як від фізико-механічних властивостей насіння зернових культур ($m, g, z, \ell, f, \varepsilon$), так і від технологічних параметрів висівного апарата ($\omega, h, R, \alpha, \gamma'$). При цьому сила присмоктування із збільшенням маси насіння, кутової швидкості обертання висівного елемента, його радіуса і висоти зернового шару насіння в бункері також збільшується. Тому при визначенні теоретичного значення сили

присмоктування в вираз (25) необхідно підставляти їх максимальні значення. Розрахунки показують, що максимальне значення сили присмоктування становить 0,031 Н, яке досягається при $m = 0,042 \cdot 10^{-3}$ кг, $\omega = 6$ рад/с, $R = 0,2$ м, $g = 9,81$ м/с², $z = 0,0018$ м, $\ell = 0,008$ м, $\varepsilon' = 0,33$, $n' = 1$, $k_g = 1,61$, $h = 0,5$ м, $\alpha = 25^\circ$, $\pi = 3,14$, $f = 0,55$, $\gamma' = 25^\circ$.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кардашевский С.В. Высевальные устройства посевных машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 175 с.
2. Зенков Р.Л. и др. Машины непрерывного транспорта. - М.: Машиностроение, 1987.
3. Погорелый Л.В., Шведик Н.С. Обоснование параметров пневматического высевального аппарата точного посева зерновых культур // Техника в сельском хозяйстве. М.: - 1993. - № 5-6. - с.16-18.

ПОБУДОВА ЕПЮР ВНУТРІШНІХ ЗУСИЛЬ
ПРИТИСКИХ ПРУТКІВ ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТУ
З ПОПЕРЕЧНИМИ КРИВОЛІНІЙНИМИ РІВЧАКАМИ

С.Ф.Жимчук
аспірант

Розглянемо одну бральну секцію льонобразального апарату з поперечними криволінійними рівчачками (рис. 1). Вона складається із ділянки 1, брального пасу 2, брального шківа 3, ролика 4 і притиских прутків 5. Брання стебел льону проходить по всій довжині кривої FA . Для забезпечення витягування стебел льону на ділянці CA служать притиски прутки 5, що притискають стебла до поверхні брального пасу, який, рухаючись, спричиняє витягування стебел з ґрунту і транспортування їх.

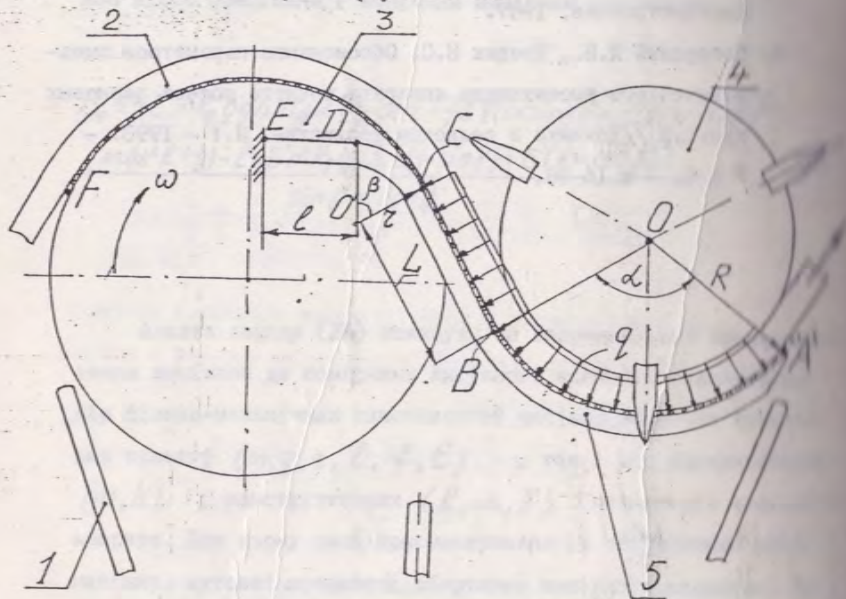


Рис. 1. Схема секції льонобразального апарату з поперечними криволінійними рівчачками

Маючи попередньо відомі геометричні параметри притисного прутка, а саме $R, \alpha, L, \gamma, \beta, \ell$ і рівномірно розподілене навантаження інтенсивністю q , з яким пруток діє на стебла льону, можна побудувати епюри внутрішніх зусиль: поздовжніх N і поперечних Q сил і згинальних моментів M . Для цього ми уявно розіб'ємо пруток AE на ділянки AB, BC, CD, DE і дослідимо кожен з них.

Розглянемо ділянку AB (рис. 2). Тут P_1 - рівнодійна навантаження інтенсивністю

q , прикладеного до дуги AK_1 , якій відповідає кут φ_1 ($0 \leq \varphi_1 \leq \alpha$).

Рівнодійна навантаження

$$P_1(\varphi_1) = q AK_1(\varphi_1) = 2qR \sin \frac{\varphi_1}{2}; \quad (1)$$

$$N_1(\varphi_1) = P_1 \sin \frac{\varphi_1}{2} = qR(1 - \cos \varphi_1); \quad (2)$$

$$Q_1(\varphi_1) = P_1 \cos \frac{\varphi_1}{2} = 2qR \sin \frac{\varphi_1}{2} \cos \frac{\varphi_1}{2} = qR \sin \varphi_1; \quad (3)$$

$$M_1(\varphi_1) = P_1 \frac{AK_1^2}{2} = 2qR^2 \sin^2 \frac{\varphi_1}{2} = qR^2(1 - \cos \varphi_1). \quad (4)$$

Розглянемо ділянку BC (рис. 3). Тут P_2 - рівнодійна навантаження інтенсивністю q , розподіленого на ділянці x_1 ($0 \leq x_1 \leq L$),

$$P_2(x_1) = q x_1; \quad (5)$$

$$N_2 = N_1; \quad (6)$$

$$Q_2(x_1) = Q_1 + P_2(x_1) = Q_1 + q x_1; \quad (7)$$

$$M_2(x_1) = M_1 + P_2(x_1) \frac{x_1}{2} + Q_1 \cdot x_1 = M_1 + \frac{q x_1^2}{2} + Q_1 \cdot x_1. \quad (8)$$

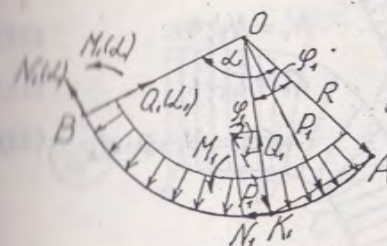


Рис. 2

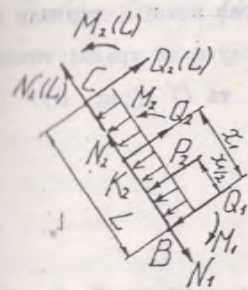


Рис. 3

Розглянемо ділянку CD (рис. 4): $0 \leq \varphi_2 \leq \beta$

$$N_3(\varphi_2) = N_2 \cos \varphi_2 - Q_2 \sin \varphi_2; \quad (9)$$

$$Q_3(\varphi_2) = N_2 \sin \varphi_2 + Q_2 \cos \varphi_2; \quad (10)$$

$$M_3(\varphi_2) = M_2 + N_2 \cdot CH + Q_2 \cdot HK_3 = \\ = M_2 + N_2 r(1 - \cos \varphi_2) + Q_2 r \sin \varphi_2. \quad (11)$$

Рис. 4

Розглянемо ділянку DE (рис. 5): $0 \leq x_2 \leq \ell$

$$N_4 = N_3; \quad (12)$$

$$Q_4 = Q_3; \quad (13)$$

$$M_4(x_2) = M_3 + Q_3 \cdot x_2. \quad (14)$$

Рис. 5

Прийmemo, наприклад, що $R = 53$ мм; $\angle \alpha = 125^\circ$;
 $L = 35$ мм; $r = 50$ мм; $\angle \beta = 45^\circ$; $\ell = 50$ мм, і змінюючи в певних інтервалах значення φ_1 , x_1 , φ_2 , x_2 і підставляючи їх відповідно у формули (2), (3), (4), (6), ..., (14), ми одержимо певні значення N , Q , M , які запишемо в табл. I і по цих даних, відклавши їх через певні інтервали в масштабі по нормалі до осі стержня і сполучивши крайні точки плавною кривою, дістанемо епюри N , Q та M (рис. 6).

Таблиця I

	φ_1		x_1		φ_2		x_2	
	00°	125°	17 мм	35 мм	20°	45°	25 мм	50 мм
N	89g	91g	91g	91g	59g	6g	6g	6g
Q	51g	48g	65g	83g	109g	123g	123g	123g
M	1602g	5294g	6246g	7569g	9255g	11822g	14895g	17967g

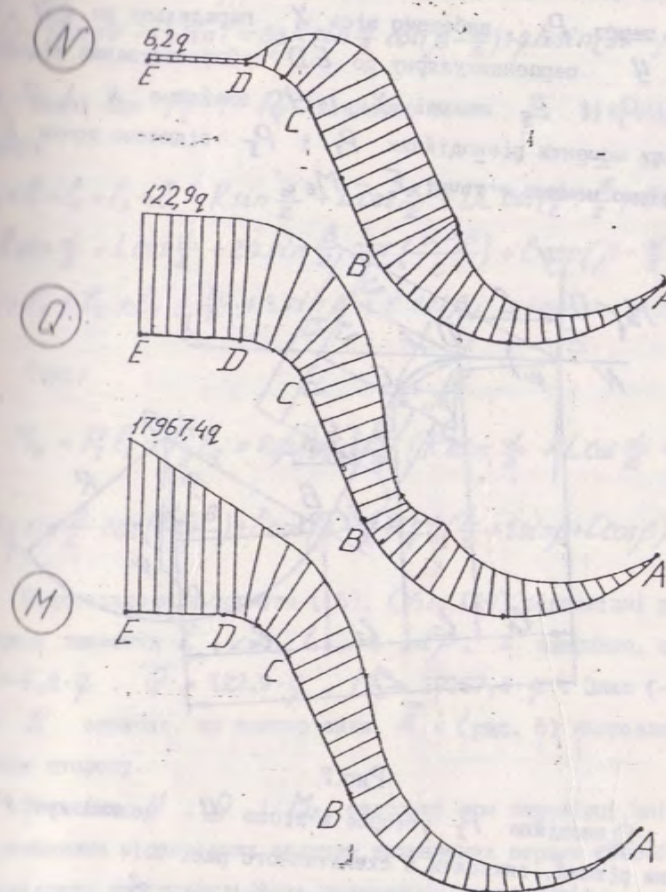


Рис. 6. Епюри внутрішніх зусиль для притискного прутка

Аналізуючи ці епюри, ми бачимо, що найнебезпечніший на-
рези в точці E .

Правильність проведених обчислень можна перевірити зна-
шовши другим способом значення N , Q , M в точці E . Для
цього виразимо відповідно рівномірно розподілене навантаження
ділянки AB через рівнодійну P_I , а навантаження ділянки
 CB через P_{II} , виберемо вісь X паралельну до ED , а
вісь Y перпендикулярну до ED . Спроектувавши відно-
сно P_I і P_{II} на осі X і Y , знайдемо N і Q , а
додавши моменти рівнодійних P_I і P_{II} відносно точки E ,
отримаємо момент в точці E — M_E .

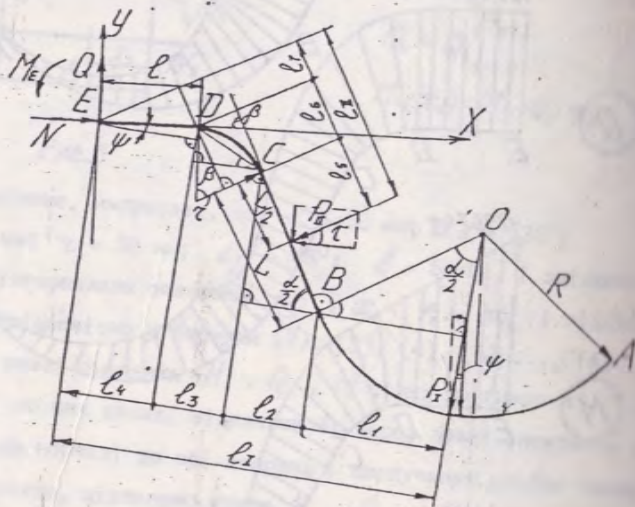


Рис. 7

Рівнодійна P_I утворює з віссю Y деякий кут ψ ,
який рівний, виходячи з схематичного рис. 7:

$$\angle \psi = 180^\circ - (180^\circ - \beta + \frac{\alpha}{2}) = \beta - \frac{\alpha}{2}.$$

Рівнодійна P_{II} утворює з віссю X кут τ рівний:

$$\angle \tau = 90^\circ - \beta.$$

Знаючи з формул (I) і (5), що $P_I = 2qR \sin \frac{\alpha}{2}$ і

$P_{II} = qL$, знайдемо:

$$N = P_I \sin \psi + P_{II} \cos \tau = 2qR \sin \frac{\alpha}{2} \sin(\beta - \frac{\alpha}{2}) + qL \cos(90^\circ - \beta); \quad (15)$$

$$Q = P_I \cos \psi + P_{II} \sin \tau = 2qR \sin \frac{\alpha}{2} \cos(\beta - \frac{\alpha}{2}) + qL \sin(90^\circ - \beta). \quad (16)$$

Плечі сил P_I і P_{II} відносно точки E відповідно

рівні:

$$l_1 = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 = R \sin \frac{\alpha}{2} + L \cos \frac{\alpha}{2} + DC \cos(\frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2}) + ED \cos \psi =$$

$$= R \sin \frac{\alpha}{2} + L \cos \frac{\alpha}{2} + 2r \sin \frac{\beta}{2} \cos(\frac{\alpha - \beta}{2}) + l \cos(\beta - \frac{\alpha}{2});$$

$$l_2 = l_5 + l_6 + l_7 = \frac{L}{2} + r \sin \beta + l \cos \beta.$$

Тоді:

$$M_E = P_I l_1 + P_{II} l_2 = 2qR \sin \frac{\alpha}{2} (R \sin \frac{\alpha}{2} + L \cos \frac{\alpha}{2} +$$

$$+ 2r \sin \frac{\beta}{2} \cos(\frac{\alpha - \beta}{2}) + l \cos(\beta - \frac{\alpha}{2})) + qL (\frac{L}{2} + r \sin \beta + l \cos \beta). \quad (17)$$

Підставляючи в формули (15), (16), (17) відповідні раніше
вибрані значення R , α , L , r , β , l одержимо, що:

$N = -6,2 \cdot q$, $Q = 122,9 \cdot q$, $M_E = 19967,4 \cdot q$. Знак (-)
при N означає, що вектор сили $\vec{N}$ (рис. 6) направлений
в іншу сторону.

Значення N , Q і M_E , одержані при перевірці, співпали
з значеннями відповідних величин, визначених першим способом,
що свідчить про правильність проведених розрахунків.

Маючи формули (2), ..., (4), (6), ..., (14), ми можемо для

яких зазвичай значень геометричних параметрів притискного прутка (а саме $R, \alpha, L, z, \beta, \ell$), знаючи необхідне рівномірно розподілене навантаження інтенсивності q , побудувати епюри внутрішніх зусиль, або по формулах (15), (16), (17) знайти внутрішні зусилля в точці закріплення протилежного прутка. Також з формул (15), (16) і (17) ми, попередньо знаючи внутрішні зусилля в точці E , можемо знайти рівномірно розподілене навантаження інтенсивності q , яке створює прутки на стеблах льону.

ЛІТЕРАТУРА

1. Опір матеріалів: Підручник / Г.С.Писаренко, О.Л.Квітка, Е.С.Уманський, За ред. Г.С.Писаренка. - К.: Вища шк., 1993. - 655 с.: іл. стор. 66-70.

УДК 631.358:633

К РАСЧЕТУ МОЩНОСТИ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ПРИВОДА ЗАЖИМНОГО ТРАНСПОРТЕРА ЛЬНОКОМБАЙНА

Обухова Е.А.
ассистент

В процессе проектирования машин, а также при модернизации уже действующих моделей встает вопрос оценки нагруженности приводов рабочих органов. Для того, чтобы наиболее качественно решить этот вопрос, необходимо провести расчет потребляемой мощности и при этом использовать наиболее полный набор параметров, влияющих на этот показатель.

Мощность, потребляемая для привода зажимного транспортера, ранее определялась. В частности, Быков Н.Н. [1, стр. 56], Хайлис Г.А. [2, стр. 107] приводят формулы для расчета данного показателя.

С учетом ранее проведенных исследований [1; 2] выведена формула для расчета потребной мощности при работе зажимного транспортера:

$$N = U_r \left\{ \frac{2(S_{нв} + S_{гв})[(1 + K_{тн})^{n_v+2} - 1] + \frac{2Q_s}{n}(1 + K_{тн})^{n_v}}{1 + (1 + K_{тн})^{n_v+2}} + \frac{2(S_{нн} + S_{гн})[(1 + K_{тн})^{n_n+2} - 1] + \frac{2Q_s}{n}(1 + K_{тн})^{n_n}}{1 + (1 + K_{тн})^{n_n+2}} \right\} \quad (1)$$

здесь:

U_r - линейная скорость транспортера;

$S_{нв}, S_{нн}$ - сила начального натяжения верхней и нижней ветвей транспортера;

$S'_{гв}, S'_{гн}$ - сила дополнительного натяжения верхнего и нижнего ремней;

Q_s - равнодействующая составляющих сил отрыва семенных коробочек от стеблей в зоне очеса;

$n_г, n_н$ - число роликов на ведущей ветви соответственно верхнего и нижнего ремней;

$K_{тн}$ - коэффициент, учитывающий потери на трение ролика и изгиб ремня.

Формула (I) дает возможность проводить расчет мощности с учетом изгиба ремней и потерь на трение, что не учитывалось в работах [1, 2]. По этой формуле были проведены расчеты. Расчеты проводились при таких исходных данных:

$S_{гв} = 1 \text{ кН}, 2 \text{ кН}, 3 \text{ кН}; S_{гн} = 1 \text{ кН}, 2 \text{ кН}, 3 \text{ кН};$

$S'_{гв} = 0,2 \text{ Н}, 0,4 \text{ Н}; S'_{гн} = 0,2 \text{ Н}, 0,4 \text{ Н};$

$Q_s = 2,3 \text{ Н}, 4 \text{ Н}, 5,7 \text{ Н}; v_r = 1,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \omega = 20 \text{ с}^{-1};$

$n_г = 8; n_н = 9; K_{тн} = 0,02 \pm 0,03;$

Как видим было просчитано множество вариантов (18). По результатам расчетов построены графики. Часть которых представлена на рис. 1.

Из анализа графиков можно сделать следующие выводы:

- 1) потребная мощность привода зажимного транспортера возрастает с ростом отношения $S_{гв}/S_{гн}$
- 2) мощность тем выше, чем больше дополнительные натяжения ремней из-за пропуска стеблей;
- 3) с увеличением сил сопротивления семенных коробочек отрыву мощность растет.

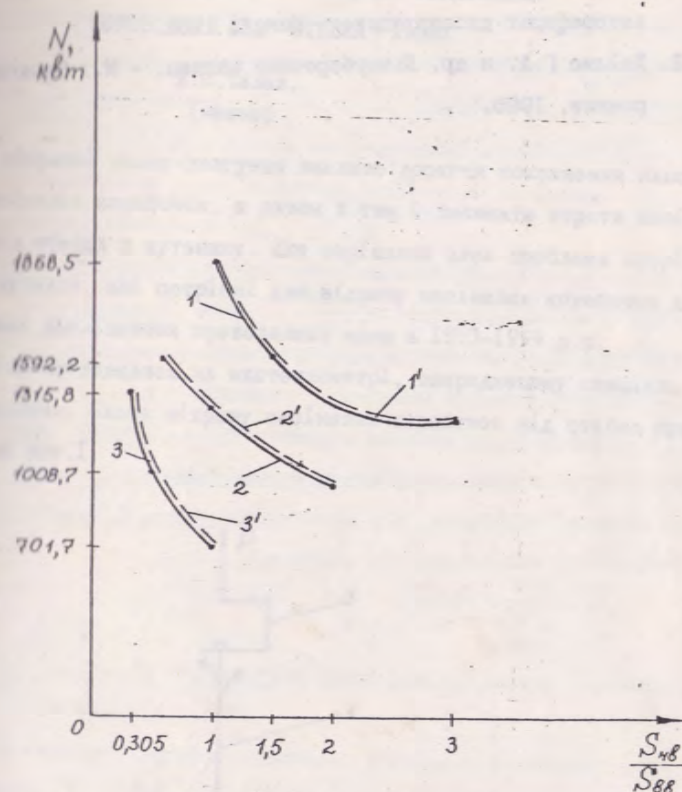


Рис. 1. Зависимость мощности зажимного транспортера льнокомбайна от силы натяжения ремней

1; 1' - $S_{гв} = 3 \text{ кН}; 2; 2' - S_{гв} = 2 \text{ кН};$

3; 3' - $S_{гв} = 1 \text{ кН};$ при этом:

$S'_{гв} = S'_{гн} = 0,2 \text{ кН};$

$Q_s = 2,3 \text{ Н}; Q_s = 5,7 \text{ Н}$ для (1'; 2'; 3')

1. Быков Н.Н. Исследование технологического процесса и устройств для зажима стеблей в льноуборочных комбайнах, автореферат диссертации. - Минск, 1969.
2. Хайлис Г.А. и др. Льноуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1985.

188 633 981.631

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДРИВУ НАСІНЕВИХ КОРОБОЧОК ВІД СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

Л.О.Талах,
Інженер

При збиранні льону-довгунця важливо досягти покращення якості льону насінєвих коробочок, а разом з тим і зменшити втрати насіння і відхід стебел в путанину. Для вирішення цієї проблеми потрібні знати зусилля, які потрібні для відриву насінєвих коробочок від стебел. Такі дослідження проводились нами в 1993-1994 р.р.

Досліди проводились на екстензометрі, спорядженому спеціальним обладнанням. Схема відриву насінєвих коробочок від стебел привадується на рис.1.

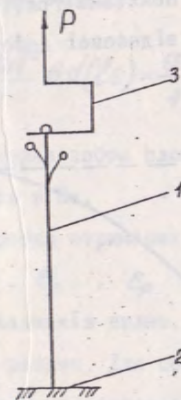


Рис.1. Схема відриву насінєвих коробочок льону:
1 - стебло, 2 та 3 - затиски

Середня частина стебла 1 затискувалась в тисках 2, а з допомогою спеціального захвату 3 насінєва коробочка відривалась.

При проведенні досліджень визначались сила відриву насінних коробочок P і відповідне їй видовження стебла x до повного відриву коробочки. За цими результатами, а також знаючи діаметр квітконіжки та початкову віддаль l між затиском і насінною коробочкою, розраховували відносне видовження стебла ε і умовне напруження σ за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{x}{l}; \\ \sigma &= \frac{4P}{\pi d^2}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Так як стебло льону має трубчасту структуру і істинна площа поперечного перерізу менша $\frac{\pi d^2}{4}$, то напруження σ називається умовним. Відносне видовження ε може бути не тільки у відносних величинах, але і в процентах, тоді $\frac{x}{l}$ множать на 100.

В результаті досліджень отримано багато діаграм відриву коробочок. Узагальнення цих діаграм встановлена загальна закономірність відриву коробочок, яка показана графічно на рис. 2 у вигляді залежності напруження від відносної деформації.

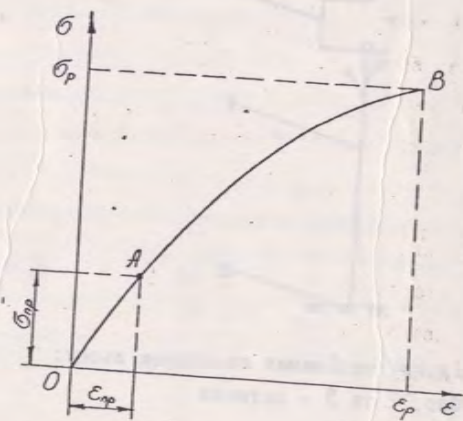


Рис. 2. Діаграма відриву насінних коробочок льону

на початку діаграма має невелику прямолінійну ділянку OA , де σ пропорційне ε . Потім по мірі збільшення навантаження напруження σ збільшується повільніше, ніж ε , хоч були і випадки навпаки. В цілому ж можна рахувати, що із збільшенням ε збільшується і σ . Виходячи з цього і побудована крива AB . В точці B напруження σ і сила P досягають максимальних значень (σ_p та P_p), при яких настає обрив насінних коробочок. Виникає при цьому відносне видовження позначено ε_p , а саме видовження позначено x_p .

Окрім силових факторів необхідно знати роботу на обрив коробочки. Ця робота A рівна $\int P dx$. Для визначення цього інтегралу необхідно мати діаграму обриву коробочки у вигляді залежності сили P від видовження x , тоді площа під цією кривою у визначеному масштабі являє роботу. Можливо також визначити роботу, якщо в діаграмі обриву в координатах "Напруження - відносне видовження" (рис. 2); в цьому випадку

$$A = \int_0^{\varepsilon_p} \frac{\pi d^2}{4} \sigma d(\varepsilon l) = \frac{\pi d^2}{4} l \int_0^{\varepsilon_p} \sigma d\varepsilon = \frac{\pi d^2}{4} l F, \quad (2)$$

де $F = \int_0^{\varepsilon_p} \sigma d\varepsilon$ являє собою площу під кривою на діаграмі обриву (рис. 2) і визначається в Па.

В результаті обробки отриманих діаграм встановлені значення показників P_p , x_p , σ_p , ε_p , ε_{pr} та σ_{pr} показані в табл. I.

Із отриманих показників видно, що на зусилля обриву впливають діаметр та вологість рослин. Для центральних коробочок сила P більша, ніж для бокових коробочок (різниця ця складає від I до IС Н).

Потрібно відмітити, що більшість коробочок відривалась від квітконіжки, але окремі коробочки (5-ІС_р) відривались з квітконіжкою від стебел. Встановлено також, що сила відриву не залежить від діаметра насінної коробочки.

Отримані дані можна використовувати при розрахунку параметрів обчислювального апарату льонозбиральних машин.

Таблиця I

Показники, які характеризують опір наслідних коробочок
при їх відриві від стебел льону

Стан стебел	Діаметр стебел, мм	ρ, H	$\sigma_p, \text{кПа}$	$\sigma_p, \text{кПа}$	$\sigma_p, \text{мм}$	Значення показників	$\sigma_{np}, \text{кПа}$	ε_{np}	A
Свіжовибрані вологість 62-70%	0,7-2,1	7-20	(40-65) 10^3		4,0-9,5	0,018-0,045	(10-15) 10^3	0,006-0,011	0,02-
Свіжовибрані вологість 50-60%	1,2-2,2	7-15	(40-60) 10^3		4,0-9,0	0,015-0,050	(10-12) 10^3	0,005-0,016	0,02-
Підсохші, вологість 40-48%	0,6-2,0	5-10	(20-35) 10^3		3,5-8,6	0,010-0,020	(55-71) 10^3	0,003-0,005	0,01-
Порівняно су- хі, вологість 15-20%	0,7-2,0	2-7	(15-25) 10^3		3,4-8,0	0,010-0,020	(50-64) 10^3	0,003-0,005	0,01-

ЛІТЕРАТУРА

- Хайлино Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. - К.: УСХА, 1992. - 236 с.
- Хайлино Г.А. Механика растительных материалов. - К.: УААН, 1994. - 332 с.

АНАЛІЗ РОБОТИ ШНЕКОВИХ ПРИСТРОЇВ ПРИ ДОБУВАННІ САПРОПЕЛІВ

Г.А.Хайліс
д.т.н., проф.

В.І.Бодак
інженер

В багатьох регіонах України, де є водойми, виявлені великі запаси сапропелів (мулистих донних відкладів), що мають близько 15% органічної речовини в перерахунку на суху масу. Згідно даних Київської геологорозвідувальної експедиції на 233 озерах України виявлено 73,8 млн. тон цієї цінної органічної речовини [1].

В даний час все більшого розповсюдження набирає очищення озер від сапропелів за допомогою шнекових пристроїв.

Машинами зі шнековими робочими органами різних конструкцій сапропелі добувають в Росії, Білорусі, Литві. Однак теоретичний розробок в цій області недостатньо.

Нами розроблено ряд залежностей, за допомогою яких можна вибрати оптимальні розміри та режими роботи шнекових робочих органів при добуванні сапропелів.

Одною з найбільш важливих частин шнекового насоса є конічна камера I (рис. 1). При обертанні конічного гвинта лопаті 3 захоплюють, подрібнюють шар сапропелю і направляють сапропельні частинки вгору. Тут на частинки води та сапропелю діють чотири річкові складові сил тиску на них з боку гвинтових лопатей 3 циліндричної частини гвинта, а також складові сил їх тертя по лопатях, в результаті чого центр маси рідини зміщується вліво,

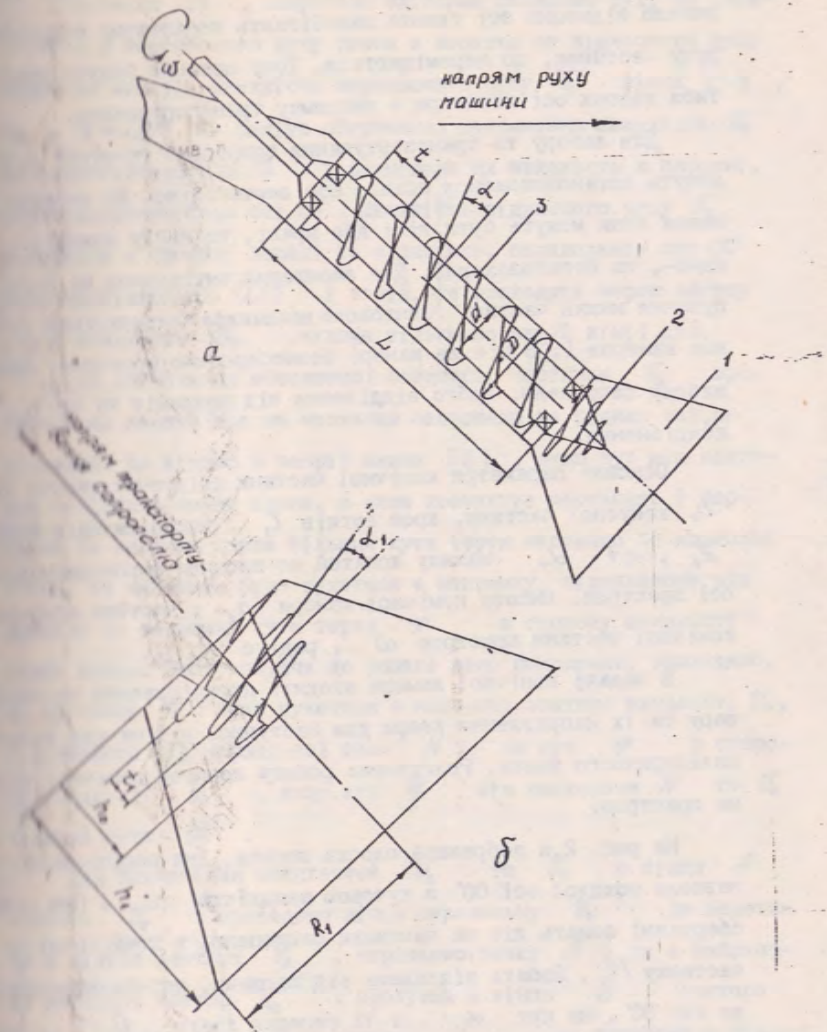


Рис. 1. Схема ґрунтозаборного пристрою шнекового типу:
а – загальний вигляд; б – конічна частина пристрою

Виникаючий при цьому момент сили тяжіння частинок води та сапропелю відносно осі гвинта запобігають подальшому обертотому руху частинок, що переміщуються. Тому останні будуть переміщатися вздовж осі конвеєра в напрямку транспортування.

Для забору та транспортування сапропелю гвинтові конвеєри можуть встановлюватися похило або вертикально. По напрямку навивки вони можуть бути ліві або праві, по числу заходів — одно-, та багатозаходні. Для зменшення змушування на місці добування нижня частина гвинтового конвеєра закривається конічною камерою I. В цій же камері безпосередньо проходить процес забору сапропелю, тобто відділення від покладів та його подрібнення.

Основні параметри конічної частини наступні: висота гвинта h_0 , конусної частини, крок витків t , число заходів лопатей z , кут α , нахилу лопатей до площини перпендикулярної осі пристрою, висота конічної камери h , частота обертання конічної частини пристрою ω , радіус R .

В задачі конічної камери входить перемішування частинок шару та їх направлення вверх для наступної дії на них лопатей циліндричного шнека. Розглянемо роботу лопатей конічної частини пристрою.

На рис. 2,а зображена плоска лопать, яка обертається навколо похилої осі OO' з кутовою швидкістю ω . При цьому обертанні лопать діє на частинки сапропелю, в тому числі на частинку M . Лопать відхилена від площини, перпендикулярної до осі OO' , на кут α , а її середня лінія OM перпендикулярна осі OO' . Кут α незначний (він менший від $\frac{\pi}{2} - \varphi$, де φ — кут тертя частинки по поверхні лопаті).

Частинка M сапропелю здійснює складний рух, що складається з переносного руху разом з лопаттю та відносного руху відносно лопаті. Швидкість переносного руху U_e рівна $\omega \cdot z$, де $z = OM$ — радіус обертання; напрямлена швидкість U_e перпендикулярно OM , розміщена ця швидкість в площині, перпендикулярній до осі OO' . Швидкість відносного руху U_2 розміщена в площині лопаті та в площині, паралельній осі OO' перпендикулярній OM і такій, яка проходить через вектор U_e ; швидкість U_2 відома тільки по своїй лінії дії.

Для визначення абсолютної швидкості частинки U_a врахуємо, що лопать діє на частинки сапропелю та рідини так, як діє клин. Як відомо з теорії клина [2], якщо кут між вектором швидкості точки клина, з якою контактує частинка, і нормаллю до площини клина більший кута тертя частинки по поверхні клина, то частинка буде рухатися в напрямку, відхиленому від нормалі на величину кута тертя φ в сторону швидкості точки клина. Застосовуючи до лопаті дане положення, знаходимо, що частинка M буде рухатися в напрямку вектора швидкості U_a , відхиленого від нормальної сили N на кут φ в сторону швидкості U_e , якщо кут ξ між векторами N та U_e більший кута φ .

Для визначення швидкостей U_2 та U_a з кінця A вектора U_e проведемо лінію паралельну U_2 до перетину з лінією вектора U_a , отримаємо точку B та в вибраному масштабі вектор U_a ; провівши з кінця B вектора U_a лінію, паралельну вектору U_e до перетину з лінією дії вектора U_2 , отримаємо точку C та в вибраному масштабі величину вектора U_2 .

Враховуючи, що вектор N лежить в площині $MAVC$,

знаходимо, що кут між швидкостями v_a та v_e рівний $\xi - \varphi$, де $\xi = 90^\circ - \alpha$, кут $\angle MAB$ рівний α , $AB = MC$, а $BC = MA$. Якщо скористатися теоремою синусів, то

$$\frac{v_e}{\sin [180^\circ - \alpha - (\xi - \varphi)]} = \frac{v_z}{\sin (\xi - \varphi)} = \frac{v_a}{\sin \alpha},$$

звідки (з врахуванням того, що $v_e = \omega z$)

$$\left. \begin{aligned} v_z &= \omega z \frac{\cos (\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}; \\ v_a &= \omega z \frac{\sin \alpha}{\cos \varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

З викладеного слідує, дані залежності справедливі при $\alpha < 90^\circ < \varphi$ кут α при цьому відкладається від площини, перпендикулярної до осі OO' в сторону кінця O' вказаної осі; при такому відкладанні α буде зі знаком "+".

Якщо лопать відхилена від площини перпендикулярної до осі OO' так, що кут відкладається в сторону кінця O осі OO' (рис. 2, б), то кут α буде зі знаком "-", від'ємним отримано і значення швидкості v_a згідно другої формули (1) це означає, що швидкість v_z буде направлена не в сторону кінця O' осі OO' , а в сторону кінця O осі OO' .

З викладеного можна зробити висновок, що бажано на конусній частині шнекового пристрою розміщувати переривчасті лопаті з додатнім та від'ємним значенням кута α . Це дозволить більш інтенсивно руйнувати злежаний сапропель та перемішувати його частинки.

Ми розглянули дію лопаті на окрему частинку сапропелю, її

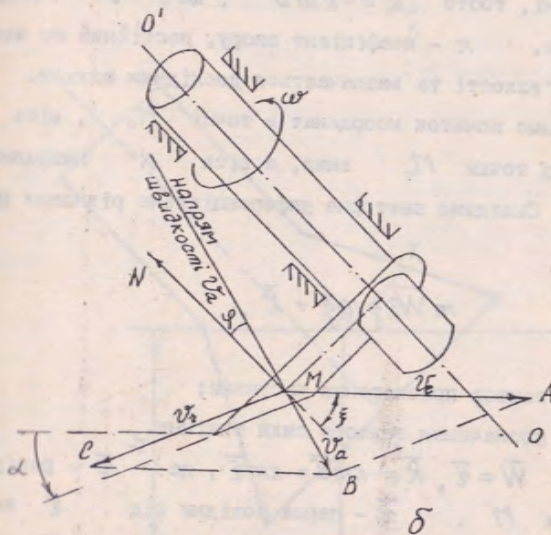
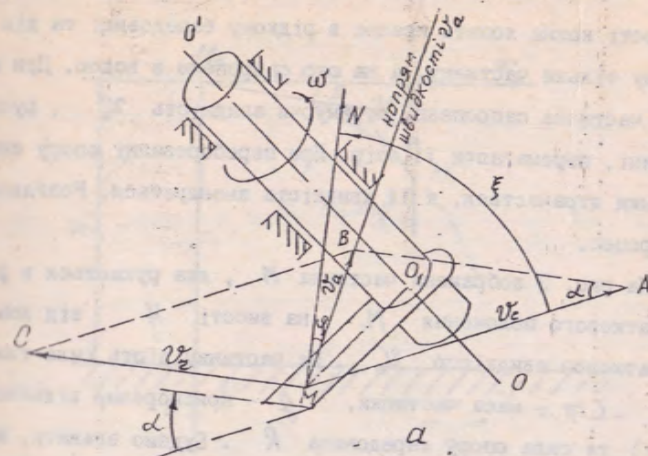


Рис. 2. Схема для визначення швидкості частинки сапропелю при її взаємодії з лопаттю конічної частини пристрою: а - при $\alpha > 0$; б - при $\alpha < 0$

дійсності кожна лопать працює в рідкому середовищі та діє не на одну тільки частинку, а на шар сапропелю з водою. При цьому кожна частинка сапропелю, отримуючи швидкість U_n , рухається в рідині, перемагаючи її опір. При переборюванні опору енергія частинки втрачається, а її швидкість зменшується. Розглянемо цей процес.

На рис. 3 зображена частинка M , яка рухається в рідині з початкового положення M_0 на висоті H від дна озера з початковою швидкістю U_0 . На частинку діють сила тяжіння mg (m — маса частинки, g — прискорення вільного падіння) та сила опору середовища R . Будемо вважати, що сила R прямопропорційна масі частинки та її швидкості в першій степені, тобто $R = -km\bar{v}$, де $\bar{v}$ — швидкість руху частинки, k — коефіцієнт опору, постійний по величині для певної в'язкості та визначається дослідним шляхом.

Розмістимо початок координат в точці M_0 , вісь y направимо від точки M_0 вниз, а вісь x направимо горизонтально. Складемо векторне диференціальне рівняння руху частинки:

$$m\bar{W} = m\bar{g} + \bar{R}, \quad (8)$$

де $\bar{W}$ — вектор прискорення частинки;

$m\bar{g}$ — позначення вектора сили тяжіння.

Так як $\bar{W} = \ddot{\bar{r}}$, $\bar{R} = -km\bar{v} = -km\dot{\bar{r}}$, де $\bar{r}$ — радіус-вектор точки M , $\dot{\bar{r}}$ — перша похідна від $\bar{r}$ по часу (вектор швидкості), $\ddot{\bar{r}}$ — друга похідна від $\bar{r}$ по часу (вектор прискорення), то після скорочення на m отримаємо

$$\ddot{\bar{r}} = \bar{g} - k\dot{\bar{r}}. \quad (9)$$

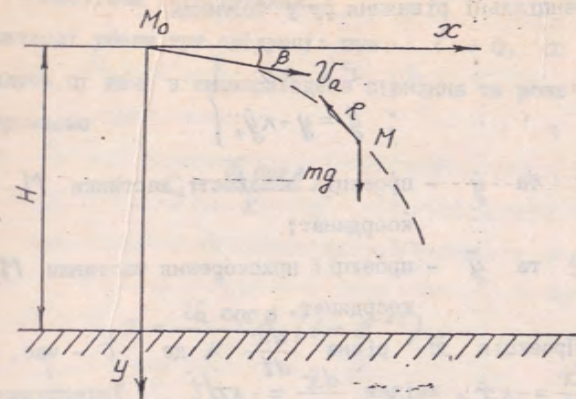


Рис. 3. Схема руху частинки сапропелю в рідині

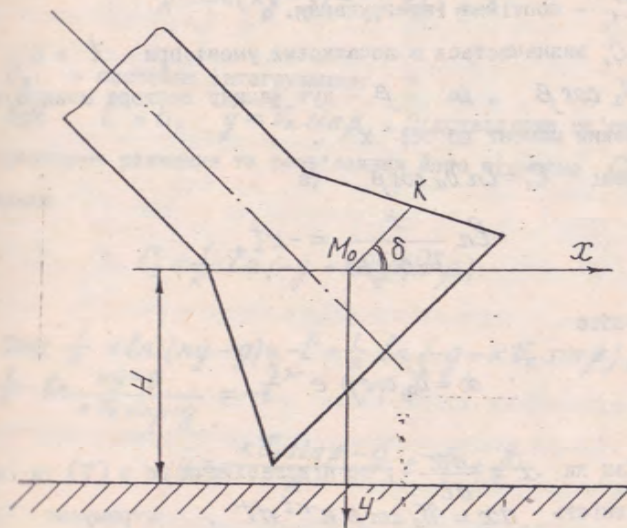


Рис. 4. Схема для визначення параметрів кінчної частини пристрою

Проектуючи цю рівність на осі X та Y , отримаємо диференціальні рівняння руху частинки

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\kappa \dot{x}; \\ \ddot{y} = g - \kappa \dot{y}, \end{cases} \quad (4)$$

де $\dot{x}$ та $\dot{y}$ - проекції швидкості частинки M на осі координат;

$\ddot{x}$ та $\ddot{y}$ - проекції прискорення частинки M на осі координат.

Проекція $\ddot{x}$ рівна $\frac{d\dot{x}}{dt}$, де t - час, тоді $\frac{d\dot{x}}{dt} = -\kappa \dot{x}$, звідки $\frac{d\dot{x}}{\dot{x}} = -\kappa dt$. Інтегруючи ліві та праві частини, отримаємо

$$\ln \dot{x} = -\kappa t + C_1, \quad (5)$$

де C_1 - постійна інтегрування.

C_1 визначається з початкових умов: при $t = 0$ $x = V_a \cos \beta$, де β - кут нахилу вектора швидкості в початковий момент до осі X .

Тоді $C_1 = \ln V_a \cos \beta$ та

$$\ln \frac{\dot{x}}{V_a \cos \beta} = -\kappa t, \quad (6)$$

тобто

$$\dot{x} = V_a \cos \beta e^{-\kappa t}. \quad (7)$$

Так як $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$, то підставляючи це в (7) та інтегруючи рівність $dx = V_a \cos \beta e^{-\kappa t} dt$, отримуємо

$$x = -\frac{V_a \cos \beta}{\kappa} e^{-\kappa t} + C_2, \quad (8)$$

де C_2 - постійна інтегрування.

Початкові умови тут такі: при $t = 0$, $x = 0$.

Підставляючи ці дані в вищепризведене рівняння та розв'язавши його, отримаємо

$$C_2 = \frac{V_a \cos \beta}{\kappa}. \quad (9)$$

Тоді

$$x = \frac{V_a \cos \beta}{\kappa} (1 - e^{-\kappa t}). \quad (10)$$

Для розв'язання другого рівняння (4) врахуємо, що $y = \frac{dy}{dt}$, тоді $\frac{dy}{dt} = g - \kappa y$ та $\frac{dy}{-g + \kappa y} = -dt$. Інтегруючи ліву та праву частини, отримаємо

$$\frac{1}{\kappa} \ln(\kappa y - g) = -t + C_3, \quad (11)$$

де C_3 - постійна інтегрування.

При $t = 0$, $y = V_a \sin \beta$. Підставляючи ці дані в вищепризведене рівняння та розв'язавши його відносно C_3 , отримаємо

$$C_3 = \frac{1}{\kappa} \ln(-g + \kappa V_a \sin \beta). \quad (12)$$

Тоді $\frac{1}{\kappa} \ln(\kappa y - g) = -t + \frac{1}{\kappa} \ln(-g + \kappa V_a \sin \beta)$, або $\frac{1}{\kappa} \ln \frac{\kappa y - g}{\kappa V_a \sin \beta - g} = -t$, а

$$y = \frac{\kappa V_a \sin \beta - g}{\kappa} e^{-\kappa t} + \frac{g}{\kappa}. \quad (13)$$

Замінивши в даному рівнянні y на $\frac{dy}{dt}$ отримаємо

$$dy = \frac{\kappa V_a \sin \beta - g}{\kappa} e^{-\kappa t} dt + \frac{g}{\kappa} dt. \quad (14)$$

Інтегруючи цю рівність, отримаємо

$$y = \frac{\kappa V_a \sin \beta - g}{\kappa^2} e^{-\kappa t} + \frac{g}{\kappa} t + C_4, \quad (16)$$

де C_4 - постійна інтегрування.

При $t = 0$, $y = 0$. Підставляючи ці дані в вищепри-
ведене рівняння та розв'язавши його, отримаємо

$$C_4 = -\frac{\kappa V_a \sin \beta - g}{\kappa^2}. \quad (16)$$

Тоді

$$y = \frac{g}{\kappa} t + \frac{\kappa V_a \sin \beta - g}{\kappa^2} (1 - e^{-\kappa t}). \quad (17)$$

Таким чином, частинка рухається у вибраній системі коор-
динат згідно рівнянь (10) та (17), а проекції швидкості частин-
ки на осі координат визначаються залежностями (7) та (13).

Кут β в даних рівняннях додатній, коли він відкладається
від горизонталі за годинниковою стрілкою та швидкість V_a
напрявлена вліво та вниз (рис. 3). Якщо швидкість V_a на-
прявлена вправо та вгору, то кут β буде зі знаком " $-$ ",
він відкладається тоді від горизонталі проти годинникової
стрілки. З викладеного слідує, що рівняння (7), (10), (13)
та (17) вірні і при додатніх значеннях кута β , і при від'єм-
них значеннях цього кута.

Скористаємося отриманим рівнянням для визначення радіуса
конічної камери.

Якщо вісь $M_0 y$ (рис. 3) буде співпадати з краєм лопаті
пристрою з якої зходить частинка сапропелю (рис. 4), то для
кращого перемішування частинок в камері необхідно щоб

$$M_0 K = \frac{R_k - z_A}{\cos \theta}, \quad (18)$$

де $M_0 K$ - відстань від точки M до стінки камери
(рис. 4);

R_k - радіус камери в зоні дії лопатей пристрою;

z_A - радіус лопаті;

θ - кут відхилення осі шнека від вертикалі;

x_{max} - максимальна абсциса траєкторії руху частинки
від краю лопаті до стінки камери.

Через конусність камери може бути випадок, що при
 $\frac{R_k - z_A}{\cos \theta} = x_{max}$ частинка не досягне стінок камери, через
що x_{max} повинне бути більше, ніж $\frac{R_k - z_A}{\cos \theta}$. З іншого
боку, візую конічної частини пристрою $z_A \rightarrow 0$. Згідно
викладеного та враховуючи, що при малому куті $\theta \cos \theta \rightarrow 1$
приходимо до висновку, що справедлива рівність

$$x_{max} = \xi R_k, \quad (19)$$

де ξ - коефіцієнт, рівний 1,2...1,5.

Параметр x_{max} розраховується згідно формули (10)
при відомому часі t , який вираховується шляхом розв'язання
рівняння (17), якщо в це рівняння замість y підставити
відстань H від точки M_0 до дна озера. Тоді

$$R_k = \frac{x_{max}}{\xi}. \quad (20)$$

Висота конічної частини гвинта вибирається згідно положен-
ня, що вона повинна бути значно меншою висоти конічної камери
для того, щоб виключити контакт обертових частин з водою, що
значно зменшить змулення водойми, а також забезпечить добування
сапропелю природньої консистенції.

$$h_0 = \frac{h_1}{K_1};$$

$$K_1 = 4 \dots 5.$$

Кут конусності встановлюється з врахуванням висоти конічної частини та внутрішнього діаметра шнека. Частота обертання конічної частини пристрою така ж, як частота обертання шнека.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бодак В.І. Для добування сапропелю. - Земля і люди України, 1992, № 5, с. 27.
2. Хайлис Г.А. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих машин. Киев. УМК ВО, 1990, с. 25-30.

УДК 631.35:634.7

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНЬ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ЯГОДОВОДСТВА

Г.А.Хайлис
д.т.н., проф.,

А.А.Цымбал
к.т.н.,

Е.И.Крепак
инженер

В создаваемых для ягодоводства машинах для опрыскивания кустов и уборки ягод предлагаются [1] рабочие органы в виде диска с пальцами, причем вращение пальцев с валом вокруг его оси имеет место благодаря их взаимодействию с растениями во время проникновения в куст, при этом пальцы, находящиеся в кроне, поворачиваясь, практически остаются в ней, а остальные пальцы и вал движутся вместе с машиной, отчего и происходит поворот диска с пальцами вокруг своей оси. Ранее [1] проведен анализ этого явления на примере рабочего органа с осью вращения, расположенной горизонтально, однако обоснования к определению скоростей точек пальцев и их углов поворота не были приведены. Ниже приводятся кинематика пальцев рабочих органов с горизонтальной осью вращения, методика определения скорости точек пальцев и их углов поворота.

На рис. 1 приведена схема движущегося активатора и положения пальцев в кусте. Ось O пальца OA движется поступательно в направлении движения машины со скоростью u . В начале, когда ось O пальца оказалась в положении O_0 , конец A пальца касается куста в положении A_0 . По мере

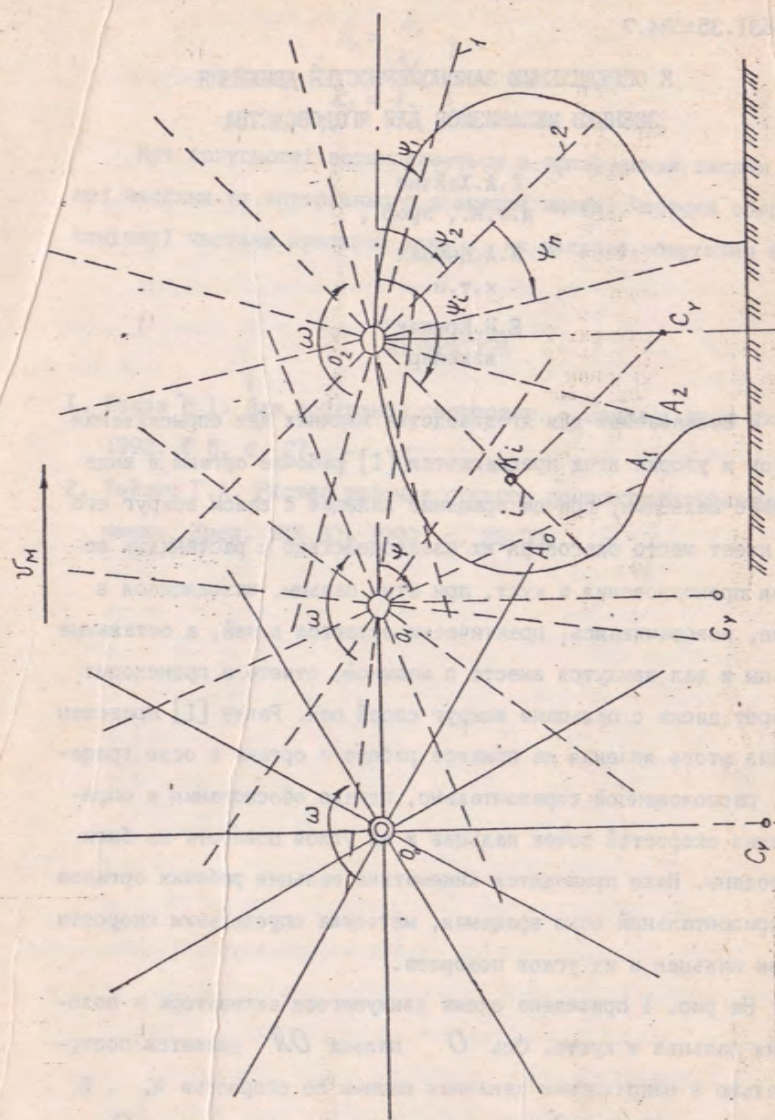


Рис. 1. Положения активатора при его движении и воздействии на крону смородины

движения оси O со скоростью v_M палец поворачивается, углубляясь в куст, при этом увеличивается угол ψ отклонения пальца от горизонтальной оси. На схеме показаны последовательные положения O_0A_0 , O_1A_1 , O_2A_2 одного и того же пальца при движении агрегата и повороте пальцев вследствие действия на них сил реакции ветвей куста.

Это движение пальцев активатора является плоскопараллельным и в каждом положении поворот пальца происходит вокруг мгновенного центра вращения, который обозначим C_v . Характер поворота зависит от положения этого центра C_v . Так как скорость движения точки тела при плоскопараллельном движении прямо пропорциональна расстоянию от точки до центра C_v , то наименьшая скорость будет у той точки рассматриваемого пальца, расстояние от которой до центра C_v перпендикулярно линии пальца. Скорость этой точки направлена по линии пальца.

Положение центра C_v в каждом конкретном случае зависит от соотношения сил, действующих со стороны ветвей на погруженные в куст пальцы, и представляет собой случайное явление.

Если мгновенный центр вращения пальца, который обозначим OA , оказался в точке C_v (рис. 2, а), а точка O в положении O_1 движется со скоростью v_M , то угловая скорость вращения пальца в положении O_1A_1 окажется равной $\frac{v_M}{C_{v1}O_1}$, где $C_{v1}O_1$ — расстояние $C_{v1}O_1$, а скорость v_{H1} какой-либо точки H_1 пальца окажется равной $v_M \frac{C_{v1}H_1}{C_{v1}O_1}$, где $C_{v1}H_1$ — расстояние $C_{v1}H_1$.

Аналогично скорость v_{A1} точки A_1 окажется равной $v_M \frac{C_{v1}A_1}{C_{v1}O_1}$, где $C_{v1}A_1$ — расстояние $C_{v1}A_1$.

Наименьшая скорость будет у той точки K_1 пальца, расстояние $C_{v1}K_1$ от которой до центра C_{v1} перпендикулярно

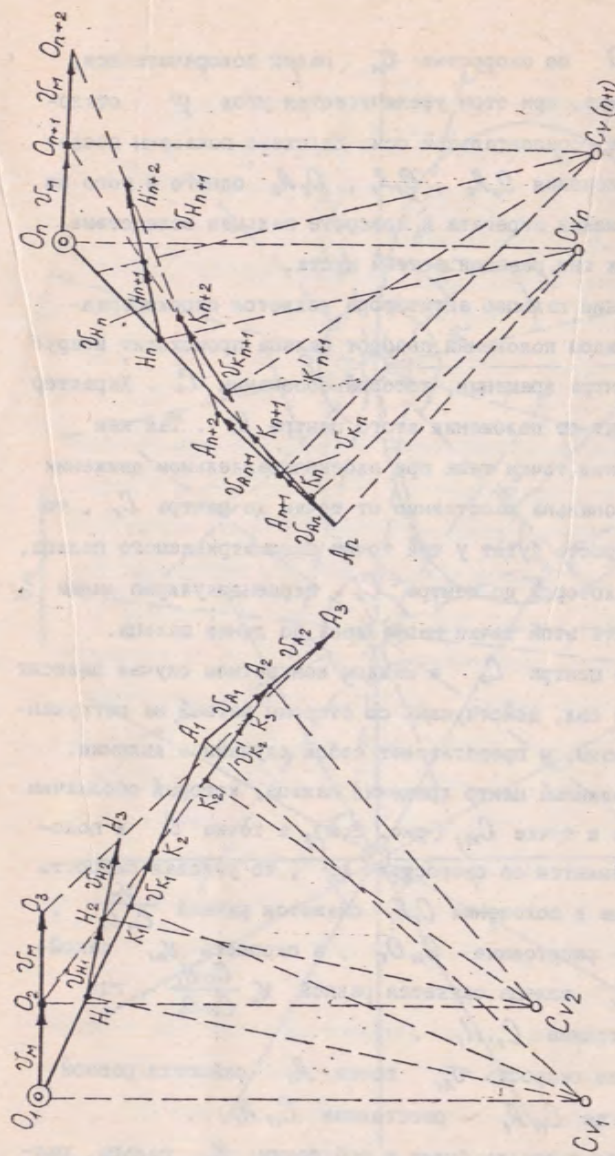


Рис. 2. Скорости точек пальца актигатора при вхождении в куст (а) и выходе из него (б)

линии O_1A_1 . Эта скорость v_{K_1} будет $v_M \frac{C_n K_1}{C_n O_1}$.

В соответствии с изложенным диаграмма скоростей точек пальца будет иметь вид, представленный на рис. 2,а. Ввиду этого можно считать, что через некоторый промежуток времени точка O_1 перейдет в положение O_2 , точка H_1 - в положение H_2 , точка K_1 - в положение K_2 , а точка A_1 - в положение A_2 . Если в новом положении пальца мгновенный центр вращения будет в точке C_{v2} , то при повороте пальца точка O_2 будет по-прежнему перемещаться со скоростью v_M , у точки H_2 скорость будет v_{H_2} , получаемая аналогично скорости v_{H_1} , у точки A_2 скорость будет v_{A_2} , также получаемая аналогично v_{A_1} ; наименьшая скорость будет у точки K_2' , расстояние от которой до центра C_v перпендикулярно линии $O_2H_2K_2A_2$. Обозначим эту скорость $v_{K_2'}$. Таким образом, диаграмма скоростей в новом положении будет представлять собой фигуру $A_2K_2'K_2H_2O_2O_3H_3K_3A_3$, т.е. можно считать, что точки O_2, H_2, K_2' и A_2 перейдут соответственно в положения O_3, H_3, K_3 и A_3 .

В действительности только точка O будет двигаться по прямым O_1O_2 и O_2O_3 , остальные же точки не будут двигаться по ломаным линиям $H_1H_2H_3, K_1K_2, K_2'K_3, A_1A_2A_3$; вместо ломаных линий получатся непрерывные кривые, образуемые описанным выше образом.

Так движется палец при "заглублении" в куст. При выходе из куста (рис. 2,б) закономерности перемещения точек пальца остаются теми же, разница лишь в том, что скорости точек H, K и A будут направлены не только вперед, но и вверх. Диаграммы скоростей точек O, H, K и A пальца при повороте вокруг центров C_{v2} и $C_{v(n+1)}$ в этом случае будут

иметь вид, представленный на рис. 2,б, т.е. можно считать, что точка O из положения O_n перейдет в положения O_{n+1} и O_{n+2} , точки H и A из положений H_n и A_n перейдут соответственно в положения H_{n+1} , H_{n+2} , A_{n+1} и A_{n+2} , а точка K из положения K_n перейдет в положение K_{n+1} , а из положения K'_{n+1} - в положение K_{n+2} . Также, как в предыдущем случае, в действительности вместо ломаных линий $H_n H_{n+1} H_{n+2}$, $K_n K_{n+1}$, $K'_{n+1} K_{n+2}$, $A_n A_{n+1} A_{n+2}$ получатся непрерывные кривые, образуемые тем же образом.

В общем случае скорость v_n точки H окажется равной:

$$v_n = v_n \frac{C_v H}{C_v O}, \quad (I)$$

где $C_v H$ - расстояние $C_v H$; на рис. 2,а в первом положении $C_v H = C_{v1} H_1$, во втором положении $C_v H = C_{v2} H_2$; на рис. 2,б $C_v H$ сначала равняется $C_{v1} H_n$, а затем $C_{v(n+1)} H_{(n+1)}$; $C_v O$ - расстояние $C_v O$; на рис. 2,а в первом положении $C_v O = C_{v1} O_1$, во втором положении $C_v O = C_{v2} O_2$; на рис. 2,б $C_v O$ сначала равняется $C_{v1} O_n$, а затем $C_{v(n+1)} O_{n+1}$.

Скорость v_n точки A будет: $v_n = v_n \frac{C_v A}{C_v O}$ где $C_v A$ - расстояние $C_v A$; на рис. 2,а в первом положении $C_v A = C_{v1} A_1$, во втором положении $C_v A = C_{v2} A_2$; на рис. 2,б $C_v A$ сначала равняется $C_{v1} A_n$, а затем $C_{v(n+1)} A_{n+1}$.

Скорость v_k точки K равна: $v_k = v_n \frac{C_v K}{C_v O}$, где $C_v K$ - расстояние $C_v K$; на рис. 2,а в первом

положении $C_v K = C_{v1} K_1$, во втором положении $C_v K = C_{v2} K_2$; на рис. 2,б $C_v K$ сначала равняется $C_{v1} K_n$, а затем $C_{v(n+1)} K'_{(n+1)}$.

Скорости точек пальца могут быть разложены на составляющие вдоль него и перпендикулярно ему. Составляющие скоростей вдоль пальца представляют собой скорости скольжения точек пальца по растениям куста, вследствие чего имеет место трение пальца о куст. Составляющие скоростей перпендикулярно пальцу представляют собой скорости сжатия и отгиба элементов куста.

Положения точек, обозначенных выше буквой K и скорости которых минимальны, на разных пальцах активатора при одном и том же положении мгновенного центра вращения C_v могут быть определены исходя из того, что линии $C_v K_i$ перпендикулярны линиям OK_i (здесь K_i - положение точки K на i -ом пальце). Для определения положения точек K на пальцах обозначим угол поворота какого либо i -го пальца от передней горизонтальной оси через φ_i (рис. 1), тогда угол поворота первого пальца, если отсчитать его от горизонтальной оси вниз, будет φ_1 , угол поворота второго пальца будет φ_2 и т.д. Угол φ_2 зависит от угла φ_1 по формуле $\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi_n$, где φ_n - угол между пальцами, $\varphi_n = \frac{2\pi}{m}$, здесь m - число пальцев на одном диске; тогда $\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{2\pi}{m}$, а угол φ_i окажется равным: $\varphi_i = \varphi_1 + \frac{2\pi}{m}(i-1)$.

Расстояние OK_i от центра O вращения i -го пальца до точки K на нем будет

$$OK_i = (C_v O) \cos(90^\circ - \varphi_i) = (C_v O) \sin[\varphi_1 + \frac{2\pi}{m}(i-1)].$$

. В соответствии с полученной зависимостью были построены положения точек K при $C_0 < l$, $C_0 = l$ и $C_0 > l$ (l - длина OA пальца). Из полученных данных следует, что при $C_0 \leq l$ кривая, соединяющая точки K на всех пальцах активатора, замкнута, а при $C_0 > l$ эта кривая не замкнута, т.е. на нижних концах пальцев нет таких точек, скорости которых были бы минимальны и совпадали бы с линией пальцев.

Определим теперь зависимость угла φ_i поворота i -го пальца от пути движения центра активатора и других факторов.

Пусть палец $O_i A_i$ из некоторого положения $O_i' A_i'$ под углом φ_i к горизонтальной оси x (рис. 3) повернулся на угол $d\varphi_i$, а точка O из положения O_i' перешла в положение O_i'' и прошла элементарный путь dx (т.е.

$dx = O_i' O_i''$; тогда угол $x O_i'' A_i''$ отклонения пальца окажется равным $\varphi_i + d\varphi_i$. Так как палец $O_i A_i$ совершает плоскопараллельное движение, при котором угол поворота равен углу поворота любой линии плоской фигуры, то угол $O_i' C_i O_i''$ окажется равным $d\varphi_i$. Этот угол из треугольника

$$Q_i' C_\nu Q_i'' \text{ равен:}$$

$$d\varphi_i = \frac{dx}{\rho}, \quad (2)$$

где ρ - расстояние от центра O активатора до мгновенного центра вращения C_v (в данном случае $\rho = C_v O'_1$).

Для определения угла φ_i необходимо интегрировать левую и правую части равенства (2) с учетом того, что при $x = 0$, $\varphi_i = \varphi_{i0}$, а при $x = x_0$ (x_0 - абсцисса точки O) $\varphi_i = \varphi_i$ (текущее значение угла φ_i), т.е. $\varphi_i = \varphi_{i0} + \int_0^{x_0} dx$.

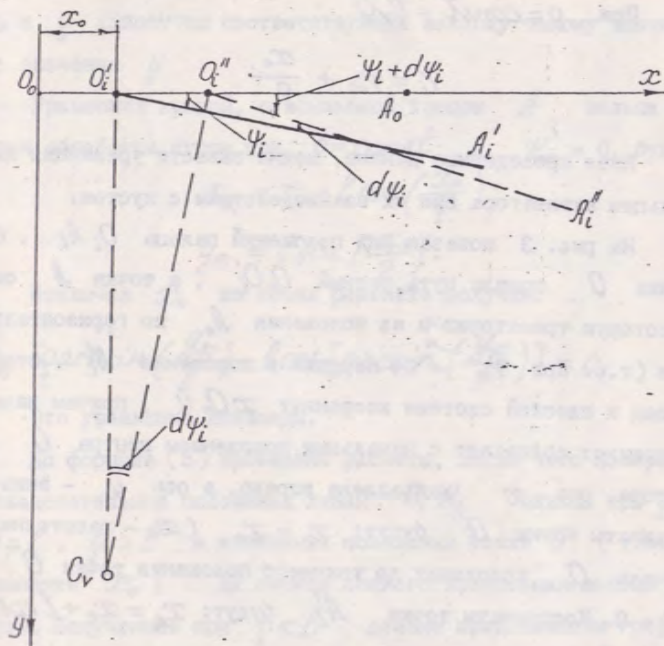


Рис. 3. Схема к определению угла поворота
пальца активатора

В частном случае $\varphi_0 = 0$ (начальное положение пальца горизонтальное) и

$$\psi_i = \int_0^{x_i} \rho^{-1} dx. \quad (3)$$

Зная зависимость расстояния ρ от пути x центра O активатора, подставляя эту зависимость в (3) и решая полученный интеграл, получим зависимость угла φ_i от влияющих на него факторов.

При $g = \text{const} = l_v O$

$$\psi_i = \psi_{i0} + \frac{x_0}{g}. \quad (4)$$

Имея приведенные данные, можно вывести уравнения линий пальцев активатора при их взаимодействии с кустом.

На рис. 3 показан ряд положений пальца $O_i A_i$. Сначала точка O прошла путь, равный $Q_0 O'_i$, а точка A описала некоторую траекторию и из положения A_0 по горизонтальной оси (т.е. при $\psi_{i0} = 0$) перешла в положение A'_i . Относим палец к плоской системе координат $x O_y$, причем начало координат совпадает с начальным положением центра O активатора, ось x направлена вправо, а ось y - вниз. Координаты точки A'_i будут: $x = x_0$ (x_0 - расстояние от начала O_0 координат до текущего положения точки O), а $y = 0$. Координаты точки A_i будут: $x_{Ai} = x_0 + l \cos \psi_i$, $y_{Ai} = l \sin \psi_i$.

Если применить известное из курса аналитической геометрии уравнение прямой, проходящей через две заданные точки, то уравнение линии $O'_i A'_i$ будет $\frac{x - x_0}{x_0 + l \cos \psi_i - x_0} = \frac{y - 0}{l \sin \psi_i - 0}$, откуда с учетом (3):

$$y = (x - x_0) \operatorname{tg} \left[\int g^{-1} dx \right].$$

Таково в общем виде уравнение прямой пальца. В частном случае при $g = \text{const}$

$$y = (x - x_0) \operatorname{tg} \left(\frac{x_0}{g} \right). \quad (5)$$

Это уравнение линии пальца при $\psi_{i0} = 0$ и $g = \text{const}$.

Подставляя в эту зависимость значения x при известных x_0 и g , получим соответствующие каждому такому значению x значения y .

Уравнения кривой, описываемой концом A пальца во время обработки куста при $g = \text{const}$ и $\psi_{i0} = 0$, будут:

$$x_{Ai} = x_0 + l \cos \left(\frac{x_0}{g} \right);$$

$$y_{Ai} = l \sin \left(\frac{x_0}{g} \right).$$

Исключая x_0 из обоих равенств получим:

$$x_{Ai} - g \arcsin \left(\frac{y_{Ai}}{l} \right) - l \cos \left[\arcsin \left(\frac{y_{Ai}}{l} \right) \right] = 0.$$

Это уравнение циклоиды.

По формуле (5) проведены расчеты, после чего построены последовательные положения линий $O_i A_i$ пальца при $g < l$, $g = l$, $g > l$ и изменении положения точки O (т.е. при изменении x_0) за период полного пребывания пальца в кусте. Полученные при $g < l$ данные представлены графически на рис. 4. На рис. 5 показаны лишь положения линий нижних частей пальцев при $g = l$ и при $g > l$ (что нас больше и интересует, так как куст обрабатывают пальцы нижней части активатора). Из графиков видно, что при $g > l$ (рис. 5, 6) длина зоны куста, обрабатываемой одним пальцем, больше, чем при $g \leq l$. Это значит, что при одной и той же скорости движения агрегата один и тот же палец активатора будет находиться в кусте при $g > l$ больше времени, чем при $g \leq l$. При $g < l$ концы пальцев описывают удлинненную циклоиду, а при $g > l$ концы пальцев описывают укороченную циклоиду.

На основе этих данных проведен анализ процесса взаимодействия пальцев с кустом и установлены пути улучшения работы пальцев [1].

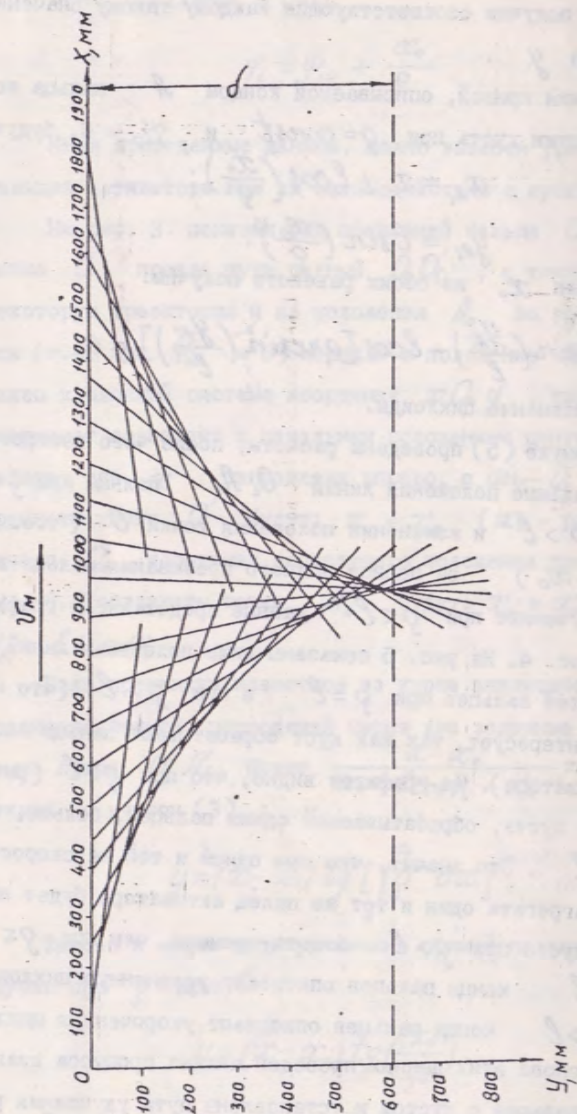


Рис. 4. Последовательные положения линии пальца активатора длиной $l = 800$ мм при $\varphi = 600$ мм

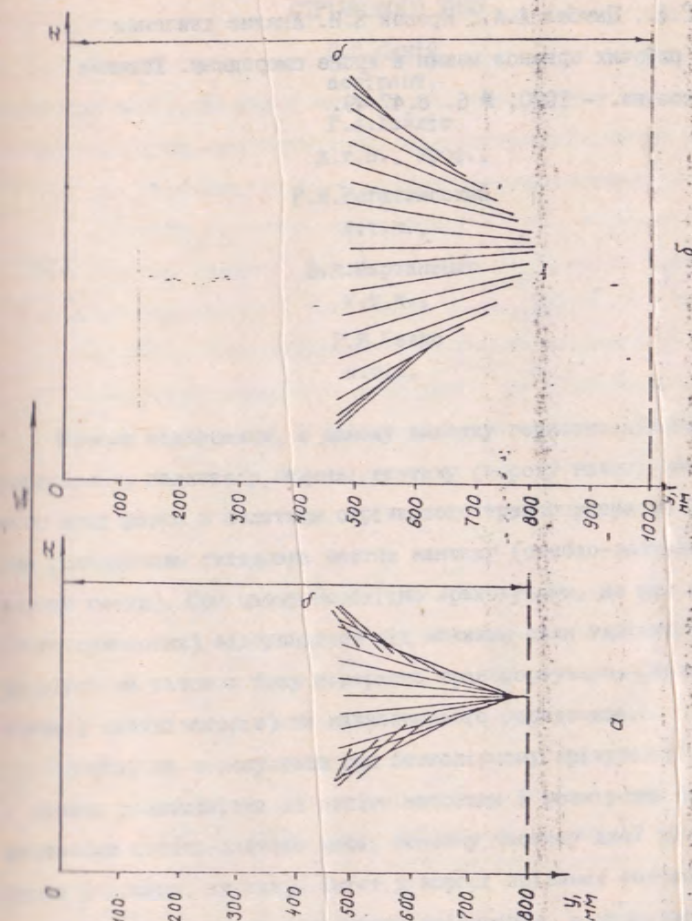


Рис. 5. Последовательные положения нижних частей пальцев активатора длиной $l = 800$ мм при $\varphi = 600$ мм (а) и $\varphi = 1000$ мм (б)

ЛИТЕРАТУРА

- І. Хайлис Г.А., Цымбал А.А., Крепак Е.И. Анализ движения пальцев рабочих органов машин в кроне смородины. Техника в сель.хоз-ве. - 1990, № 6. с.47-49.

УДК 631.356.35

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДВЕДЕННЯ ГИЧКИ ПРИ РОБОТІ ГИЧКОВИДАЛЯЮЧОГО МЕХАНІЗМУ СТРІЧКОВОГО ТИПУ

С.В.Синій
аспірант,

Г.А.Хайліс
д.т.н., проф.,

Р.М.Рогатинський
к.т.н.,

В.Я.Мартиненко
к.т.н.,

Р.В.Гевко
к.т.н.

Процес відведення, в даному випадку горизонтального транспортування, полягає у наданні вантажу (вороху гички) поступального руху разом з полотном стрічкового транспортера та наступним розкиданням складових частин вантажу (стебло-листової маси вороху гички). При цьому необхідно враховувати, що рух вантажу (його складових) відбувається під впливом сили тяжіння і сил, що діють на нього з боку поверхонь транспортування (цитка, полотна і активізаторів) та навколишнього середовища.

Ворох, що отримується при безкопінному зрізуванні гички, є досить різноманітна за своїми масовими і розмірними характеристиками стебло-листа маса, основну частину якої складає гичка (черешки, листки). Вміст у воросі зрізаних головок коренеплодів, що залежить від висоти зрізування, є незначним. Крім того, ворох може містити бур'яни, вміст яких залежить від засміченості ними поля, а в певних випадках - дрібні частинки ґрунту (грудки землі, камінці і т.п.).

Зважаючи на таку неоднорідність складових вороху описати

їх рух аналітичними залежностями практично неможливо без використання відповідних припущень.

Вважатимемо твердим тілом одиничну масу вантажу (гичку, до видаляється активізатором з одного рядка за один робочий хід стрічки), частинки-інградієнти (складові вороху гички) якої розташовані відносно її центру мас незмінно і без кутових переміщень. Тобто, положення довільної частинки-інградієнта (рис. 1) підпорядковується умові

$$\begin{aligned} \Delta_{cj} &= \text{const}; \\ \bar{\omega}_{cj} &= C; \\ \bar{\omega}_{Mj} &= C, \end{aligned} \quad (1)$$

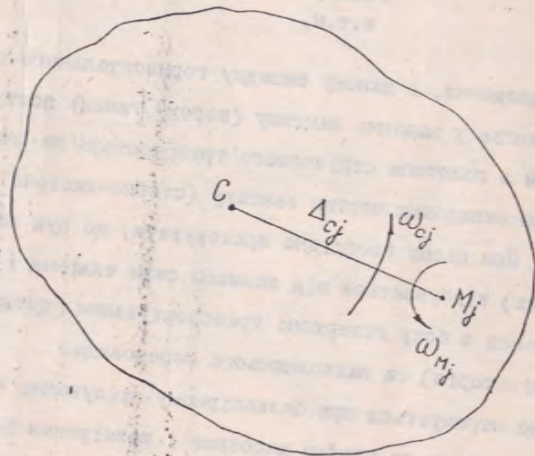


Рис. 1. Схема до визначення розміщення частинки-інградієнта одиничної маси

де $\Delta_{cj} = CM_j$ - відстань від центра мас C одиничної маси вантажу до центру мас M_j частинки-інградієнта;
 ω_{cj} - кутова швидкість обертання частинки-інградієнта відносно центра мас C ;

ω_{cj} - кутова швидкість обертання частинки-інградієнта відносно її центра мас M_j ;

$j = 1, 2, \dots, n$ - визначає обмежену множину частинок-інградієнтів одиничної маси вантажу.

Тоді, прийнявши, що ворох складається з твердих тіл обмежених розмірів, їх рух у першому наближенні можна розглядати як рух частинок, а рух останніх - як рух матеріальних точок [1, 3, 4]. Вивчивши характер руху однієї частинки по поверхнях транспортування виявлені закономірності можна перенести на рух усього вантажу (вороху), розглядаючи його як потік елементарних частинок-інградієнтів і враховуючи їх взаємодію між собою.

Для визначення закономірностей горизонтального транспортування вороху гички доцільно розглядати три послідовні етапи: перший - рух вороху по поверхнях транспортування; другий - кидання вороху (його відрив від поверхонь транспортування); третій - політ вороху після кидання (відриву від поверхонь транспортування).

Основна умова транспортування тіла (вантаж) на першому етапі - наявність сил, що примушують його утримуватись на поверхнях транспортування і переміщатись разом з полотном. В результаті силової взаємодії активізаторів із захоплуваними ними твердими тілами останні рухаються по різних траєкторіях.

Траєкторії складових частин вороху залежать від значення і напрямку діючих на них зовнішніх сил, тобто сил, прикладених з боку інших тіл і силових полів.

Фізичні основи процесу транспортування неможливо вияснити без вивчення характеру руху однієї частинки по поверхнях транспортування.

При розгляді ізольованого руху однієї частинки по поверхнях транспортування необхідно враховувати дві групи зовнішніх

сил: масові та опору середовища. До масових сил, значення яких пропорційні масі частинки, слід віднести силу тяжіння, а також нормальні реакції поверхонь транспортування, сили тертя; до опору середовища – сили, пропорційні опору повітря.

При роботі гичкозбиральної машини стрічкового типу процес горизонтального транспортування гички, як і процес її зрізування, складається із послідовно повторюваних циклів, кожен з яких враховує роботу одного робочого органа (у даному випадку – активізатора). Тому обмежимося розглядом транспортування вороху гички по щитку одним активізатором.

Для цього застосуємо теорію руху матеріальної частинки по шорстких поверхнях, враховуючи принципи динаміки матеріальної точки, викладені зокрема в роботах [1 – 5]. А виявлені таким чином загальні закономірності її руху використаємо для вивчення руху вороху гички при транспортуванні.

Для визначення параметрів транспортування вороху по поверхні щитка під дією активізаторів необхідно визначити силове поле, у якому проходить процес транспортування, з урахуванням основних зовнішніх сил та реакцій щитка і активізаторів. У зв'язку з цим дослідження будемо проводити шляхом складання і наступного аналізу диференціального рівняння руху частинки (матеріальної точки), яке виводиться з умови рівноваги усіх сил, прикладених до неї.

Розглядаючи рух гички припустимо, що частинка масою m переміщається по шорстких поверхнях щитка і активізатора, не відриваючись від них, при поступальному рівномірному русі гичкозбиральної машини зі швидкістю U_m вздовж рядків буряків і при рівномірному русі еластичного полотна вздовж нижнього краю щитка з постійною лінійною швидкістю U_s . Причому щиток нерухомо зв'язаний з машиною.

Для розгляду руху частинки по поверхнях транспортування виберемо декартову систему координат $Oxyz$, початок якої, точка O , лежить на горизонтальній лінії, що співпадає з нижнім краєм щитка. Для випадку плоского виконання поверхні щитка (рис. 2) осі Ox та Oy системи координат доцільно розмістити у площині щитка. Причому вісь Ox розміщується горизонтально і співпадає з напрямком руху еластичного полотна, до якого прикріплені активізатори, вздовж нижнього краю щитка. Вісь Oy направлена вгору, а вісь Oz – перпендикулярно до поверхні щитка. Приймаємо, що система $Oxyz$ нерухомо зв'язана із гичкозбиральною машиною.

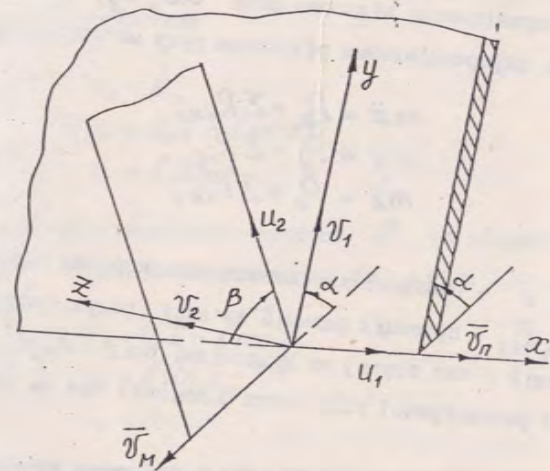


Рис. 2. Схема до виводу рівнянь транспортуючих поверхонь для випадку плоского виконання поверхні щитка

Матеріальна частинка, що переміщується по поверхнях транспортування як по направляючих зв'язках, володіє одним ступенем вільності. Тобто, положення частинки A при без-

відривному русі підпорядковується двом накладеним на неї зв'язкам вигляду

$$f_i(x, y, z, t) = 0 \quad (2)$$

із шорсткими поверхнями щитка ($i = 1$) та активізатора ($i = 2$).

При цьому, оскільки активізатор і щиток однозначно задають кутові параметри φ розміщення частинки в просторі, то

$$\varphi_x = \varphi_y = \varphi_z = \text{const}. \quad (3)$$

Тобто,

$$\dot{\varphi}_x = \dot{\varphi}_y = \dot{\varphi}_z = \ddot{\varphi}_x = \ddot{\varphi}_y = \ddot{\varphi}_z = 0. \quad (4)$$

Тоді рівняння руху частинки включають лише складові по лінійних переміщеннях відносно осей Ox, Oy, Oz і тотожні відомим диференціальним рівнянням руху матеріальної частинки

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= P_x + \sum R_{ix}; \\ m\ddot{y} &= P_y + \sum R_{iy}; \\ m\ddot{z} &= P_z + \sum R_{iz}, \end{aligned} \quad (5)$$

де $\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$ - складові абсолютного прискорення частинки; R_{ix}, R_{iy}, R_{iz} - проекції реакцій зв'язку (результуючих нормальних реакцій і сил тертя) на відповідні осі; P_x, P_y, P_z - проекції результуючої усіх інших зовнішніх сил на відповідні осі.

Для нерухомого відносно вибраної системи координат щитка ($i = 1$), нахиленого під кутом α до горизонту, рівняння поверхні

$$\begin{aligned} x_1 &= u_1; \\ y_1 &= v_1; \\ z_1 &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де u_1 і v_1 - незалежні лінійні параметри (рис. 2), а для

рухомого активізатора ($i = 2$), який переміщується із швидкістю U_n вздовж осі Ox рівняння поверхні

$$\begin{aligned} x_2 &= u_2 \cos \beta + v_2 t; \\ y_2 &= u_2 \sin \beta; \\ z_2 &= v_2, \end{aligned} \quad (7)$$

де u_2 і v_2 - лінійні параметри відповідно по довжині і ширині активізатора; t - час; β - кут нахилу активізатора до осі Ox в площині щитка.

Для матеріальної частинки, що рухається безвідривно по шорстких поверхнях, виберемо незалежний параметр ℓ (рис. 3), який зв'язаний з параметрами поверхонь транспортування u_i і v_i наступними залежностями

$$\begin{aligned} u_2 &= \ell; \\ u_1 &= v_2 t - \ell \cos \beta; \\ v_1 &= \ell \sin \beta. \end{aligned} \quad (8)$$

Рівняння зв'язку координат частинки A із незалежним параметром ℓ отримаємо підставивши (8) в (6):

$$\begin{aligned} x_A &= v_2 t - \ell \cos \beta; \\ y_A &= \ell \sin \beta; \\ z_A &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Рівняння руху частинки, з урахуванням усіх діючих на матеріальну частинку сил, в проекціях на осі системи $Oxyz$, матиме вигляд:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= P_x + N_{x_1} + N_{x_2} + T_{x_1} + T_{x_2}; \\ m\ddot{y} &= P_y + N_{y_1} + N_{y_2} + T_{y_1} + T_{y_2}; \\ m\ddot{z} &= P_z + N_{z_1} + N_{z_2} + T_{z_1} + T_{z_2}, \end{aligned} \quad (10)$$

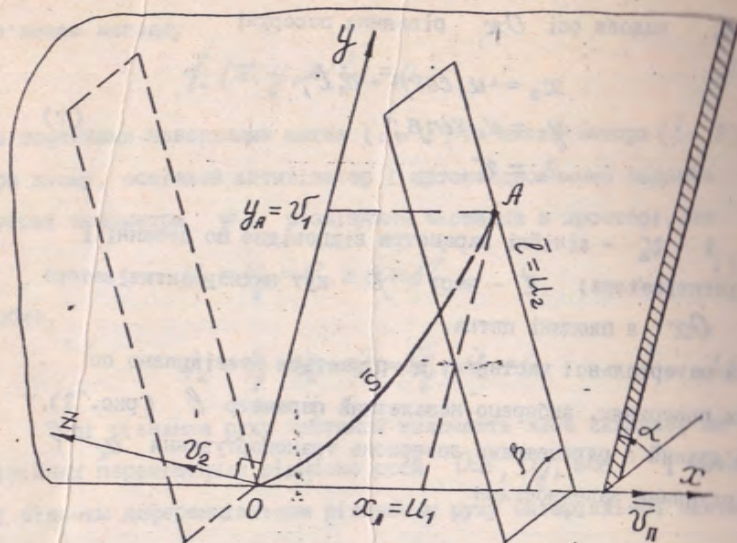


Рис. 3. Схема до виводу координат частинки при транспортуванні

де N_{xi} , N_{yi} , N_{zi} і T_{xi} , T_{yi} , T_{zi} - проекції нормальних реакцій і сил тертя від контактуючих з частинкою поверхонь щитка ($i = 1$) та активізатора ($i = 2$); $\ddot{x}$, $\ddot{y}$, $\ddot{z}$ - складові прискорення частинки; m - маса частинки; P_x , P_y , P_z - проекції прикладених до частинки інших сил (тяжіння, опору середовища і т.п.).

Отже, в даному випадку, рух частинки описується рівняннями Лагранжа першого роду [1].

Нормальні складові реакцій від поверхонь щитка N_1 і активізатора N_2 направлені по векторах нормалей до цих поверхонь, тобто $\bar{N}_i = N_i \cdot \bar{n}_i$. В загальному випадку, для довільних форм поверхонь транспортування (щитка і активізатора),

при безвідривному русі точки рівняння нормалі до i -ої поверхні (рис. 4) буде

$$\bar{n}_i = \cos(n_i, x) \bar{i} + \cos(n_i, y) \bar{j} + \cos(n_i, z) \bar{k}, \quad (II)$$

де

$$\cos(n_i, x) = \begin{vmatrix} \frac{\dot{y}_{ui}}{\dot{s}_{ui}} & \frac{\dot{y}_{vi}}{\dot{s}_{vi}} \\ \frac{\dot{z}_{ui}}{\dot{s}_{ui}} & \frac{\dot{z}_{vi}}{\dot{s}_{vi}} \end{vmatrix};$$

$$\cos(n_i, y) = \begin{vmatrix} \frac{\dot{z}_{ui}}{\dot{s}_{ui}} & \frac{\dot{z}_{vi}}{\dot{s}_{vi}} \\ \frac{\dot{x}_{ui}}{\dot{s}_{ui}} & \frac{\dot{x}_{vi}}{\dot{s}_{vi}} \end{vmatrix};$$

$$\cos(n_i, z) = \begin{vmatrix} \frac{\dot{x}_{ui}}{\dot{s}_{ui}} & \frac{\dot{x}_{vi}}{\dot{s}_{vi}} \\ \frac{\dot{y}_{ui}}{\dot{s}_{ui}} & \frac{\dot{y}_{vi}}{\dot{s}_{vi}} \end{vmatrix}$$

Тут направляючі косинуси нормалі $\cos(n_i, x)$, $\cos(n_i, y)$, $\cos(n_i, z)$ є косинусами кутів між осями координат і напрямком нормалі n_i до i -ої поверхні, описаної незалежними параметрами u_i та v_i , що накладають зв'язки на переміщення частинки. Враховуючи це, рівняння (II) згідно [3] можна записати у такій формі:

$$\bar{n}_i = \begin{vmatrix} \bar{l} & \bar{j} & \bar{k} \\ \dot{x}_{ui} & \dot{y}_{ui} & \dot{z}_{ui} \\ \dot{s}_{ui} & \dot{s}_{vi} & \dot{s}_{wi} \\ \dot{x}_{vi} & \dot{y}_{vi} & \dot{z}_{vi} \\ \dot{s}_{vi} & \dot{s}_{wi} & \dot{s}_{wi} \end{vmatrix} \quad (10)$$

де

$$\dot{x}_{ui} = \frac{\partial x_i}{\partial u_i}; \quad \dot{y}_{ui} = \frac{\partial y_i}{\partial u_i}; \quad \dot{z}_{ui} = \frac{\partial z_i}{\partial u_i};$$

$$|\dot{s}_{ui}| = \sqrt{\dot{x}_{ui}^2 + \dot{y}_{ui}^2 + \dot{z}_{ui}^2};$$

$$\dot{x}_{vi} = \frac{\partial x_i}{\partial v_i}; \quad \dot{y}_{vi} = \frac{\partial y_i}{\partial v_i}; \quad \dot{z}_{vi} = \frac{\partial z_i}{\partial v_i};$$

$$|\dot{s}_{vi}| = \sqrt{\dot{x}_{vi}^2 + \dot{y}_{vi}^2 + \dot{z}_{vi}^2}.$$

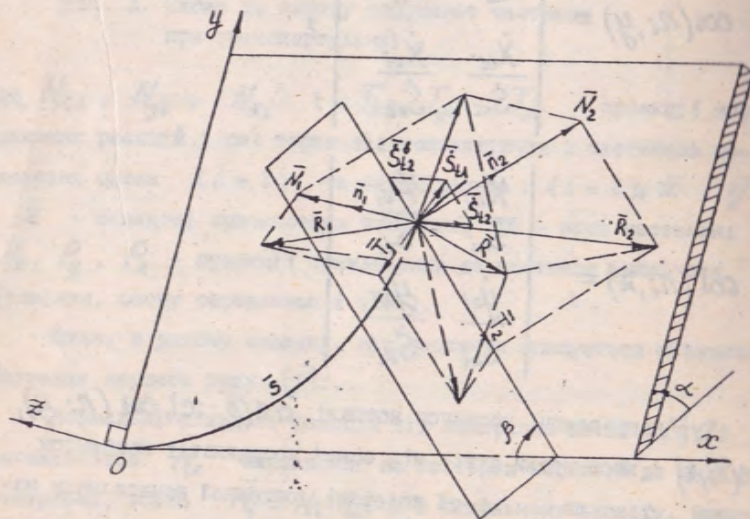


Рис. 4. Розрахункова схема до виводу рівняння руху частинки по поверхнях транспортування

Сили тертя $\bar{T}_i$ пропорційні нормальним реакціям $\bar{N}_i$ та направлені протилежно до векторів відносної швидкості частинки $\bar{S}_{ti}^{\ell}$ відповідних поверхонь транспортування (щитка чи активізатора). В проекціях на осі $Oxyz$

$$T_{xi} = -\mu_i N_i \frac{\dot{x}_{ti}^{\ell}}{|\dot{S}_{ti}^{\ell}|};$$

$$T_{yi} = -\mu_i N_i \frac{\dot{y}_{ti}^{\ell}}{|\dot{S}_{ti}^{\ell}|}; \quad (13)$$

$$T_{zi} = -\mu_i N_i \frac{\dot{z}_{ti}^{\ell}}{|\dot{S}_{ti}^{\ell}|},$$

де, для i -ої поверхні транспортування, μ_i - коефіцієнт тертя частинки по цій поверхні; $\dot{x}_{ti}^{\ell}, \dot{y}_{ti}^{\ell}, \dot{z}_{ti}^{\ell}$ - складові відносної швидкості $\dot{S}_{ti}^{\ell}$, модуль якої

$$|\dot{S}_{ti}^{\ell}| = \sqrt{(\dot{x}_{ti}^{\ell})^2 + (\dot{y}_{ti}^{\ell})^2 + (\dot{z}_{ti}^{\ell})^2}. \quad (14)$$

Відносна швидкість частинки по відношенню до i -ої поверхні транспортування

$$\bar{S}_{ti}^{\ell} = \bar{S}_{tA} - \bar{S}_{ti}, \quad (15)$$

де $\bar{S}_{tA}$ - вектор швидкості частинки вантажу (бороху гички); $\bar{S}_{ti}$ - вектор швидкості відповідних точок щитка і активізатора, контактуючих з частинкою і маючих такий же лінійний параметр ℓ .

Для нерухомого відносно $Oxyz$ щитка ($i = 1$)

$$\dot{\bar{S}}_{ti} = 0; \text{ тобто } \dot{\bar{S}}_{ti}^{\ell} = \dot{\bar{S}}_{ti}^{\ell}. \quad (16)$$

Таким чином, складові відносної швидкості частинки

$$\begin{aligned} \dot{x}_{ti}^{\ell} &= \frac{dx_A}{dt} - \frac{dx_i}{dt}, \\ \dot{y}_{ti}^{\ell} &= \frac{dy_A}{dt} - \frac{dy_i}{dt}, \\ \dot{z}_{ti}^{\ell} &= \frac{dz_A}{dt} - \frac{dz_i}{dt}. \end{aligned} \quad (17)$$

Тому, в рівняннях (13) вирази

$$\begin{aligned} \frac{\dot{x}_{ti}^{\ell}}{\dot{S}_{ti}^{\ell}} &= \cos(\dot{S}_{ti}^{\ell}, x); \\ \frac{\dot{y}_{ti}^{\ell}}{\dot{S}_{ti}^{\ell}} &= \cos(\dot{S}_{ti}^{\ell}, y); \\ \frac{\dot{z}_{ti}^{\ell}}{\dot{S}_{ti}^{\ell}} &= \cos(\dot{S}_{ti}^{\ell}, z) — \end{aligned} \quad (18)$$

косинуси кутів між осями координат і дотичними до траєкторій руху частинки по i -тій поверхні транспортування.

Результуючі нормальних реакцій і сил тертя від контактування з частинкою поверхонь щитка і активізатора будуть

$$\bar{R}_i = \bar{N}_i + \bar{T}_i = N_i (\bar{n}_i + \mu_i \frac{\dot{\bar{S}}_{ti}^{\ell}}{|\dot{\bar{S}}_{ti}^{\ell}|}). \quad (19)$$

Підставивши (19) в (10) отримаємо систему рівнянь з трьома невідомими — лінійним параметром ℓ і результуючими силами реакцій R_i :

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= P_x + a_x N_1 + a_{x2} N_2; \\ m\ddot{y} &= P_y + a_y N_1 + a_{y2} N_2; \\ m\ddot{z} &= P_z + a_z N_1 + a_{z2} N_2, \end{aligned} \quad (20)$$

де коефіцієнти при N_i

$$\begin{aligned} a_{xi} &= \cos(\bar{n}_i, x) - \mu_i \cos(\dot{\bar{S}}_{ti}^{\ell}, x); \\ a_{yi} &= \cos(\bar{n}_i, y) - \mu_i \cos(\dot{\bar{S}}_{ti}^{\ell}, y); \\ a_{zi} &= \cos(\bar{n}_i, z) - \mu_i \cos(\dot{\bar{S}}_{ti}^{\ell}, z), \end{aligned}$$

а враховуючи (12) і (13)

$$\begin{aligned} a_{xi} &= \frac{\dot{y}_{vi} \dot{z}_{vi} - \dot{y}_{vi} \dot{z}_{vi}}{\dot{S}_{vi} \dot{S}_{vi}} - \mu_i \frac{\dot{x}_{ti}^{\ell}}{\dot{S}_{ti}^{\ell}}; \\ a_{yi} &= \frac{\dot{z}_{vi} \dot{x}_{vi} - \dot{z}_{vi} \dot{x}_{vi}}{\dot{S}_{vi} \dot{S}_{vi}} - \mu_i \frac{\dot{y}_{ti}^{\ell}}{\dot{S}_{ti}^{\ell}}; \\ a_{zi} &= \frac{\dot{x}_{vi} \dot{y}_{vi} - \dot{x}_{vi} \dot{y}_{vi}}{\dot{S}_{vi} \dot{S}_{vi}} - \mu_i \frac{\dot{z}_{ti}^{\ell}}{\dot{S}_{ti}^{\ell}}. \end{aligned} \quad (21)$$

Звільнившись від N_1 і N_2 шляхом їх визначення з будь-яких двох рівнянь системи (20) і підстановкою в третє рівняння отримаємо рівняння руху частинки в загальному вигляді для довільних форм поверхонь транспортування, яке можна записати в такому вигляді [3]

$$(m\ddot{x}-P_x) \begin{vmatrix} a_{y1} & a_{y2} \\ a_{x1} & a_{x2} \end{vmatrix} + (m\ddot{y}-P_y) \begin{vmatrix} a_{z1} & a_{z2} \\ a_{x1} & a_{x2} \end{vmatrix} + (m\ddot{z}-P_z) \begin{vmatrix} a_{x1} & a_{x2} \\ a_{y1} & a_{y2} \end{vmatrix} = 0 \quad (20)$$

Враховуючи (8), (9) рівняння (22) в розгорнутій формі є диференціальним рівнянням другого порядку відносно l :

$$F\left(\frac{d^2 l}{dt^2}, \frac{dl}{dt}, l\right) = 0, \quad (21)$$

Враховуючи задані межові значення розв'язок рівняння (21) визначає закон безвідривного руху матеріальної частинки по поверхнях транспортування, аналіз якого дозволяє прослідкувати закономірності руху вороху гички.

Для випадку плоского виконання поверхонь щитка і активізатора швидкості та прискорення частинки знаходимо диференціюванням рівнянь (9)

$$\begin{aligned} \dot{x}_A &= v_n - \frac{dl}{dt} \cos \beta; & \ddot{x}_A &= -\frac{d^2 l}{dt^2} \cos \beta; \\ \dot{y}_A &= \frac{dl}{dt} \sin \beta; & \ddot{y}_A &= \frac{d^2 l}{dt^2} \sin \beta; \\ \dot{z}_A &= 0; & \ddot{z}_A &= 0. \end{aligned} \quad (24)$$

Коефіцієнти a_{xi} , a_{yi} ; a_{zi} отримаємо продиференціювавши рівняння (6), (7) і визначивши з рівнянь (14), (17) з урахуванням (6), (7), (16), (24) відношув швидкість $\dot{S}_{ti}^l$ частинки та її складові, а знайдені значення підставивши у (21).

Матинемо

$$\begin{aligned} a_{x1} &= -\mu_1 \frac{v_n - \dot{l} \cos \beta}{\sqrt{(v_n - \dot{l} \cos \beta)^2 + (\dot{l} \sin \beta)^2}}; \\ a_{y1} &= -\mu_1 \frac{\dot{l} \sin \beta}{\sqrt{(v_n - \dot{l} \cos \beta)^2 + (\dot{l} \sin \beta)^2}}; \\ a_{z1} &= 1; \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} a_{x2} &= \sin \beta + \mu_2 \frac{\dot{l} \cos \beta}{|\dot{l}|} = \sin \beta + \tilde{\mu}_2 \cos \beta; \\ a_{y2} &= \cos \beta - \mu_2 \frac{\dot{l} \sin \beta}{|\dot{l}|} = \cos \beta - \tilde{\mu}_2 \sin \beta; \end{aligned}$$

$$a_{z2} = 0,$$

де

$$\tilde{\mu}_2 = \mu_2 \frac{\dot{l}}{|\dot{l}|}. \quad (26)$$

Враховуючи (25) рівняння (22) запишеться

$$\begin{aligned} &(m\ddot{l} \cos \beta + P_x)(\cos \beta - \tilde{\mu}_2 \sin \beta) + (m\ddot{l} \sin \beta - P_y)(\sin \beta + \tilde{\mu}_2 \cos \beta) - \\ &- P_z \mu_1 \frac{(\dot{l} \cos \beta - v_n)(\cos \beta - \tilde{\mu}_2 \sin \beta) + \dot{l} \sin \beta (\sin \beta + \tilde{\mu}_2 \cos \beta)}{\sqrt{(v_n - \dot{l} \cos \beta)^2 + (\dot{l} \sin \beta)^2}} = 0. \end{aligned} \quad (27)$$

До основних сил, прикладених до частинки, слід віднести сили тяжіння та опору середовища. Сили опору середовища, при постійних швидкостях гичкозбиральної машини v_n вздовж рядків і полотна v_n з активізаторами, відповідно будуть $P_m = P_m(v_n)$ і $P_a = P_a(v_n)$. Сила тяжіння рівна mg , де g - прискорення вільного падіння. Проекції прикладених до частинки сил на осі системи координат $Oxyz$ (рис. 2)

$$\begin{aligned} P_x &= -P_a; \\ P_y &= P_m \cos \alpha - mg \sin \alpha; \\ P_z &= -P_m \sin \alpha - mg \cos \alpha = -(P_m \sin \alpha + mg \cos \alpha). \end{aligned} \quad (28)$$

З урахуванням (28) диференціальне рівняння (27) безвід-
ривного руху частинки по плоских поверхнях транспортування
(щитка і активізатора) після відповідних перетворень матиме
вигляд:

$$\begin{aligned} m \ddot{e} - P_a (\cos \beta - \tilde{\mu}_2 \sin \beta) + (mg \sin \alpha - P_m \cos \alpha) (\sin \beta + \tilde{\mu}_2 \cos \beta) + \\ + \frac{\mu_1 (P_m \sin \alpha + mg \cos \alpha) (\dot{e} - v_n \cos \beta + v_n \tilde{\mu}_2 \sin \beta)}{\sqrt{v_n^2 + \dot{e}^2} - 2v_n \dot{e} \cos \beta} = 0. \end{aligned} \quad (29)$$

Важливим моментом, який потребує подальших досліджень, є
вплив на процес транспортування вороху гички сил опору середо-
вища, що залежать від фізико-механічних властивостей гички та
конструктивних параметрів гичководалаючого механізму стрічкового
типу.

Опір середовища характеризується параметрами середовища,
тіла, потоку і транспортної системи взагалі.

До параметрів середовища відноситься його густина ρ_c .
Зона пропорційна густині повітря і враховує в'язкість гички
та вплив усіх інших факторів на середовище, що чинить опір.
Тобто,

$$\rho_c = \rho_c \rho_n, \quad (30)$$

де ρ_n - густина повітря, $\rho_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$; ρ_c - безроз-
мірний коефіцієнт.

До параметрів тіла відносяться форма, розміри, положення
в потоці, стан поверхні; до параметрів потоку - швидкість і
напрямок у просторі, січення (поперечна площа) струменя, рівно-

мірність. Транспортуюча система характеризується кутом і швид-
кістю введення гички, формою поверхонь транспортування, пара-
метрами додаткових елементів транспортування.

При швидкостях транспортування до 3...4 м/с поведінка
частинки визначається в основному масовими силами.

Із наступним зростанням швидкості транспортування помітним
стає вплив на частинку (ворох гички) сил опору середовища, які
притискають останню до поверхонь транспортування. При цьому
сили опору середовища пропорційні квадратам відповідних швид-
костей переміщення поверхонь щитка v_n та активізатора v_n
і направлені протилежно до їх векторів (рис. 5). Тобто,

$$\begin{aligned} P_m &= k_m v_n^2 m; \\ P_a &= k_a (v_n - \dot{e} \cos \beta)^2 m, \end{aligned} \quad (31)$$

де k_m і k_a - коефіцієнти опору середовища, що приймаються
постійними в процесі транспортування, розмірність яких м^{-1} . За
своєю суттю вони подібні до коефіцієнта парусності [1, 4], що
використовується у розрахунках процесів повітряної сепарації і
т.п. та знаходяться за формулами

$$\begin{aligned} k_m &= k \frac{\rho_c F_m}{m}; \\ k_a &= k \frac{\rho_c F_a}{m}, \end{aligned} \quad (32)$$

де k - безрозмірний коефіцієнт, що відображає вплив усіх не
врахованих явно факторів (форма поверхонь вантажу, шорсткість
поверхонь складових вантажу і т.п.); F_m і F_a - площі проєк-
цій об'єму одиничної маси вантажу на площини, перпендикулярні
до векторів P_m і P_a .

Вважаючи, що F_m і F_a пропорційні об'єму вантажу
 $V = \frac{m}{\gamma}$, де m і γ - відповідно маса і об'ємна вага

$$P_m = K \frac{\sin \alpha}{\beta} v_n^2 m; \quad (30)$$

$$P_a = K \frac{\sin \beta_1}{h} (v_n - \dot{\ell} \cos \beta)^2 m.$$

Підставимо значення (33) в диференціальне рівняння руху частинки (29).

$$m\ddot{\ell} - K \frac{\sin \beta_1}{h} (v_n - \dot{\ell} \cos \beta)^2 m (\cos \beta - \tilde{\mu}_2 \sin \beta) +$$

$$+ m \sin \alpha (g - K \frac{\cos \alpha}{\beta} v_n^2) (\sin \beta + \tilde{\mu}_2 \cos \beta) +$$

$$+ \frac{\mu_1 m (K \frac{\sin^2 \alpha}{\beta} v_n^2 + g \cos \alpha) (\dot{\ell} - v_n \cos \beta + v_n \tilde{\mu}_2 \sin \beta)}{\sqrt{v_n^2 + \dot{\ell}^2 - 2 v_n \dot{\ell} \cos \beta}} = 0. \quad (39)$$

Після спрощення (39) отримаємо

$$\ddot{\ell} - K \frac{\sin \beta_1}{h} (v_n - \dot{\ell} \cos \beta)^2 (\cos \beta - \tilde{\mu}_2 \sin \beta) +$$

$$+ \sin \alpha (g - K \frac{\cos \alpha}{\beta} v_n^2) (\sin \beta + \tilde{\mu}_2 \cos \beta) +$$

$$+ \frac{\mu_1 (K \frac{\sin^2 \alpha}{\beta} v_n^2 + g \cos \alpha) (\dot{\ell} - v_n \cos \beta + v_n \tilde{\mu}_2 \sin \beta)}{\sqrt{v_n^2 + \dot{\ell}^2 - 2 v_n \dot{\ell} \cos \beta}} = 0. \quad (40)$$

Вважаючи, що $v_n = \text{const}$ зробимо заміну

$$\rho = (\dot{\ell} - v_n \cos \beta);$$

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d\dot{\ell}}{dt}. \quad (41)$$

Враховуючи, що

$$v_n - \dot{\ell} \cos \beta = v_n \sin^2 \beta - \rho \cos \beta,$$

рівняння (40) матиме вигляд

$$\dot{\rho} - K \frac{\sin \beta_1}{h} (v_n \sin^2 \beta - \rho \cos \beta)^2 (\cos \beta - \tilde{\mu}_2 \sin \beta) +$$

$$+ \sin \alpha (g - K \frac{\cos \alpha}{\beta} v_n^2) (\sin \beta + \tilde{\mu}_2 \cos \beta) +$$

$$+ \frac{\mu_1 (K \frac{\sin^2 \alpha}{\beta} v_n^2 + g \cos \alpha) (\rho + v_n \tilde{\mu}_2 \sin \beta)}{\sqrt{\rho^2 + v_n \sin^2 \beta}} = 0. \quad (42)$$

Рівняння (42) разом з рівнянням (41) складають систему диференціальних рівнянь, які розв'язуються чисельним методом.

Початкове значення першої похідної параметру ℓ знайдемо виходячи з наступних міркувань. Оскільки v_n - швидкість руху машини вздовж рядків рослин, то швидкість введення гички різної за модулем і протилежна за напрямком. Виходячи з цього та зважаючи на (24) отримаємо наступну залежність (рис. 6)

$$\dot{\ell} = \frac{v_n \cos \alpha}{\sin \beta}. \quad (43)$$

З метою розв'язання чисельним методом системи диференціальних рівнянь (41) і (42) із застосуванням ПЕОМ розроблено пакет програм. Це дозволило прослідкувати вплив кінематичних (v_n , v_n , t , ℓ , S), конструктивних (α , β , β_1 , β , h), механічних (μ_1 , μ_2), аеродинамічних (K) параметрів на процес транспортування (рис. 7 - 18) для визначення найбільш раціонального поєднання конструктивних і технологічних параметрів.

Зважаючи на наведені вище міркування з передбачуваних значень коефіцієнта $K = 0,01 \dots 0,04$ для $v_n = 2,5$ м/с; $v_n = 7,12$ м/с, $\alpha = 35$ град., $\beta = 75$ град., $\beta = 0,03$ м, $h = 0,15$ м, $\mu_1 = \mu_2 = 0,8$ приймається $K = 0,03$ (рис. 7).

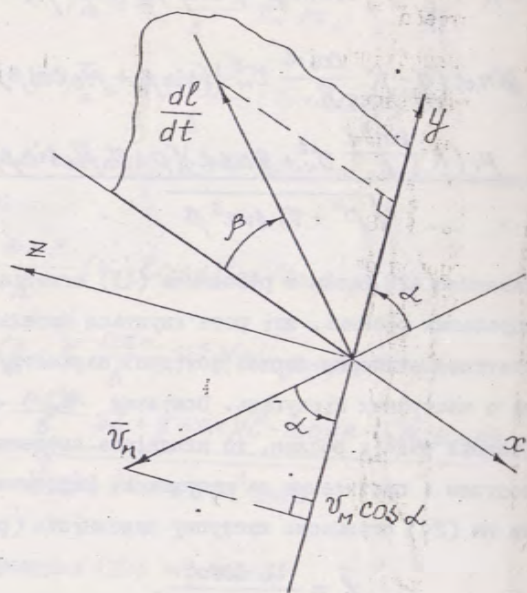


Рис. 6. Схема до визначення швидкості введення частинки

При виборі лінійної швидкості v_n обертання еластичного полотна необхідно враховувати, що робочі органи гичковиделяючого механізму стрічкового типу повинні зрізувати і відводити гичку з усієї ширини захвату машини (при шестирядному виконанні - з 2,7 м) незалежно від значення поступальної швидкості v_n машини вздовж рядків. Як видно із рис. 8, 9 з підвищенням швидкості полотна v_n скорочується час транспортування частинки по поверхні щитка. При цьому зростає довжина ℓ підйому частинки по поверхні активізатора, що також відбувається із збільшенням швидкості машини v_n . Варто зазначити, що із збільшенням v_n зменшується вплив v_n на траєкторію руху вороху.

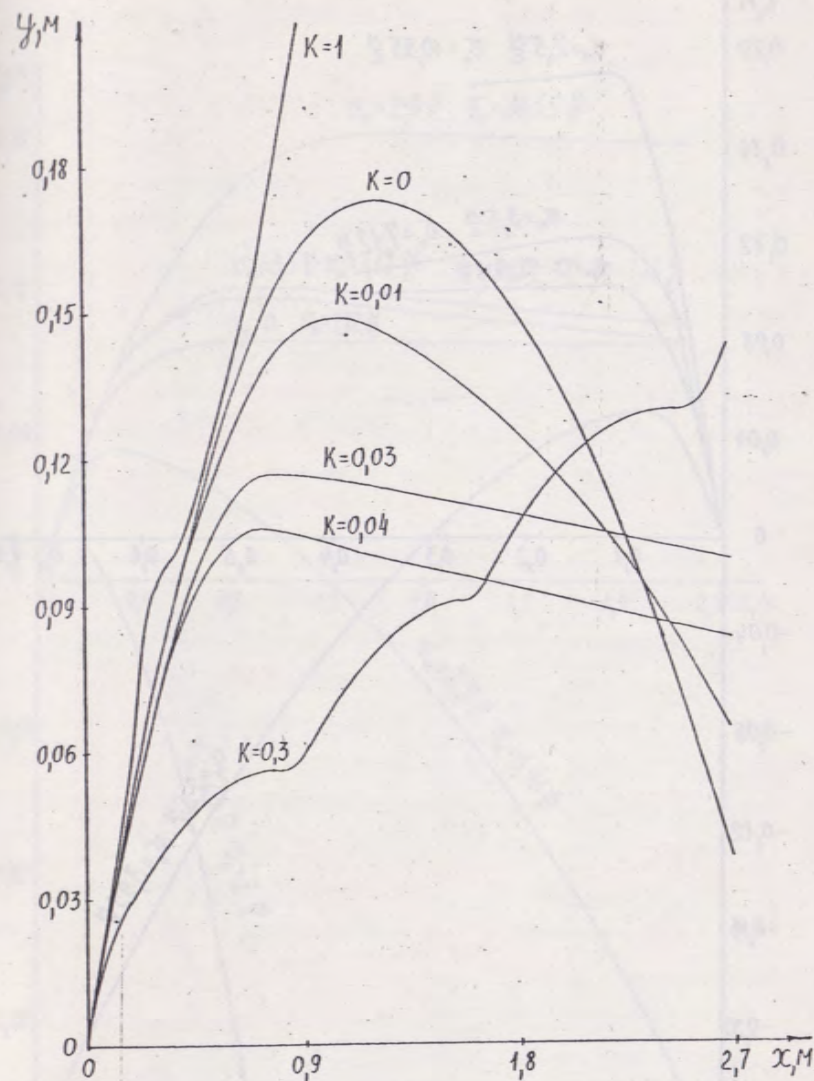


Рис. 7. Графіки розрахункової траєкторії руху частинки при зміні коефіцієнта K

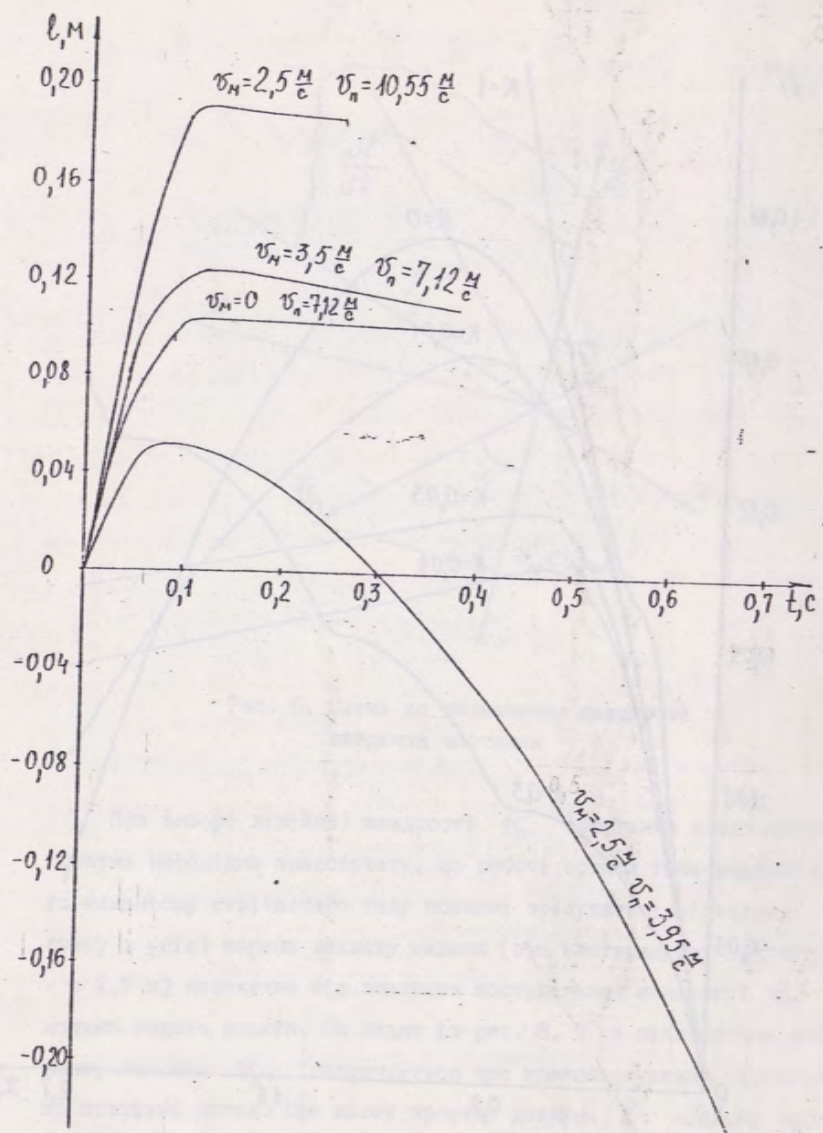


Рис. 8. Вплив швидкостей v_n і v_m на функцію $l(t)$

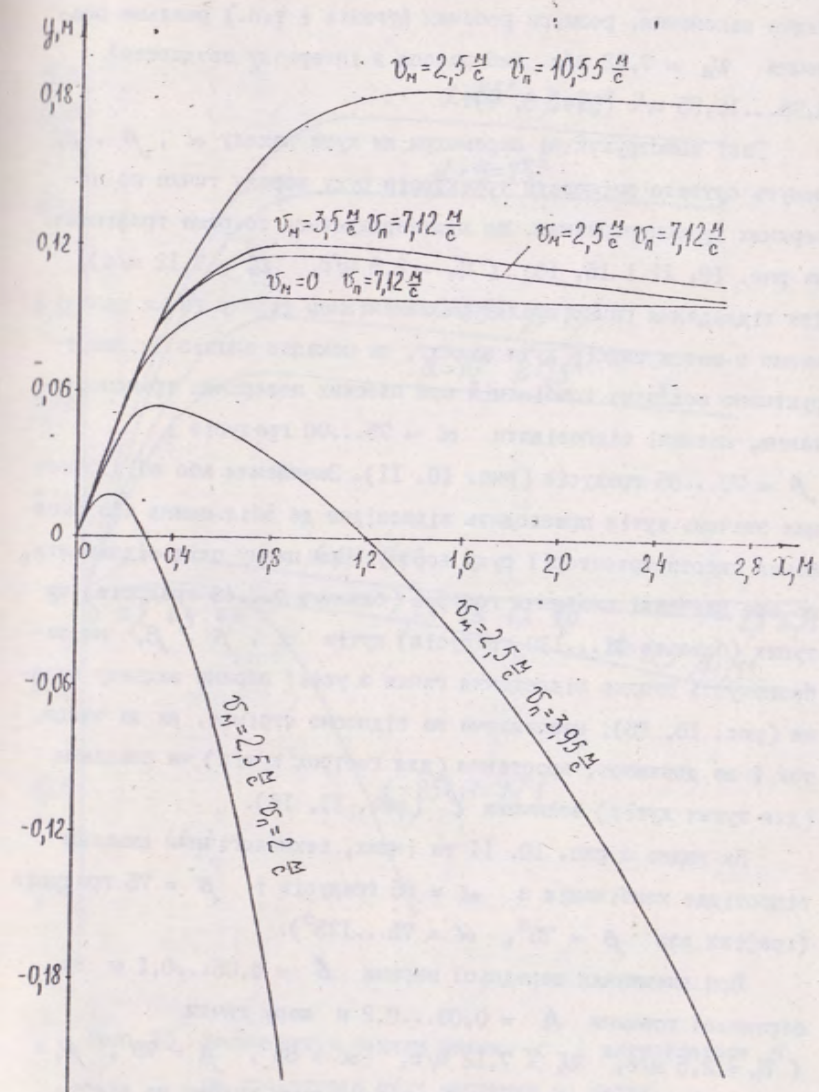


Рис. 9. Вплив v_n і v_m на траєкторію руху частинки

З огляду на це та конструктивні особливості механізму (шестирядне виконання, розміри робочих органів і т.п.) реальне значення $v_n = 7,12$ м/с вибиралося з інтервалу швидкостей 3,95...10,55 м/с (рис. 8, 9).

Такі конструктивні параметри як кути нахилу α , β , β_1 можуть суттєво змінювати траєкторію руху вороху гички по поверхнях транспортування, що підтверджується зокрема графіками на рис. 10, 11 і 15, 16 ($v_n = 2,5$ м/с, $v_n = 7,12$ м/с). Для відведення гички віддаляючим механізмом вороху гички одночасно з шести рядків кути нахилу, як показав аналіз їх конструктивно можливих комбінацій при плоских поверхнях транспортування, повинні відповідати $\alpha = 75...90$ градусів і $\beta = 70...85$ градусів (рис. 10, 11). Зменшення або збільшення цих значень кутів призводить відповідно до збільшення або зменшення висоти траєкторії руху вороху. При цьому слід відзначити, що вже невеликі значення гострих (близько $0...45$ градусів) чи тупих (близько $91...130$ градусів) кутів α , β , β_1 не забезпечують швидке відведення гички з усієї ширини захвату машини (рис. 10, 15), незважаючи на відносно стрімке, як за часом, так і за довжиною, зростання (для гострих кутів) чи спадання (для тупих кутів) величини ℓ (рис. 11, 16).

Як видно з рис. 10, 11 та інших, технологічним вимогам відповідає комбінація з $\alpha = 85$ градусів і $\beta = 75$ градусів (графіки для $\beta = 75^\circ$, $\alpha = 75...125^\circ$).

При значеннях середньої ширини $b = 0,05...0,1$ м та середньої товщини $h = 0,05...0,2$ м шару гички ($v_n = 2,5$ м/с, $v_n = 7,12$ м/с, $\alpha = 85^\circ$, $\beta = 75^\circ$, $\mu_1 = \mu_2 = 0,8$), значних змін траєкторії руху вороху не відбувається (рис. 12).

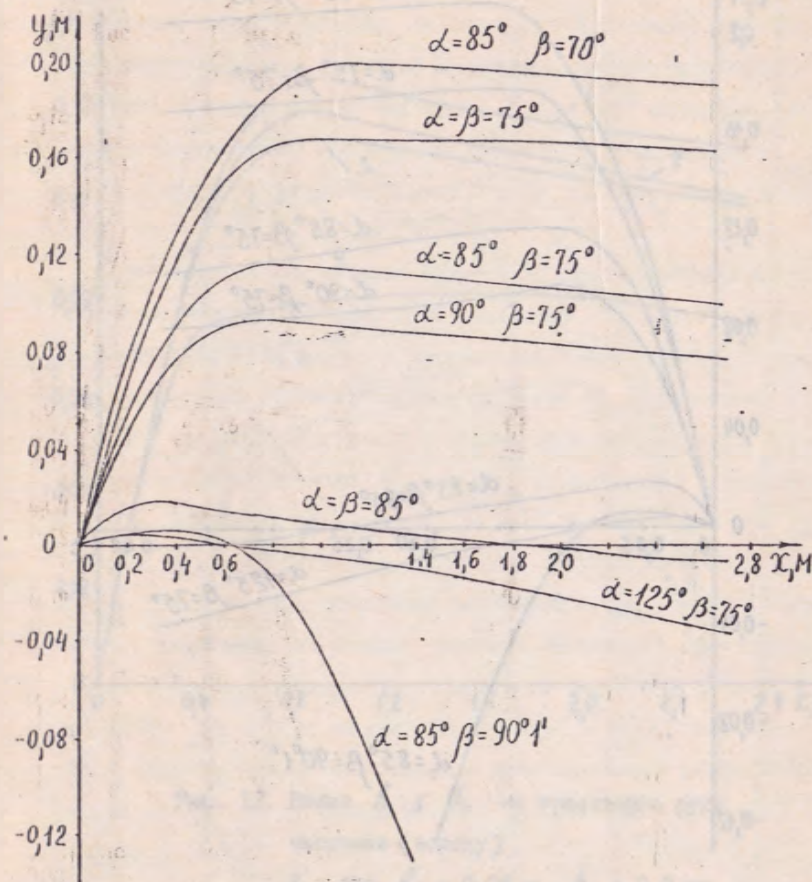


Рис. 10. Вплив кутів нахилу щитка α і активізатора β на траєкторію руху частинки по щитку

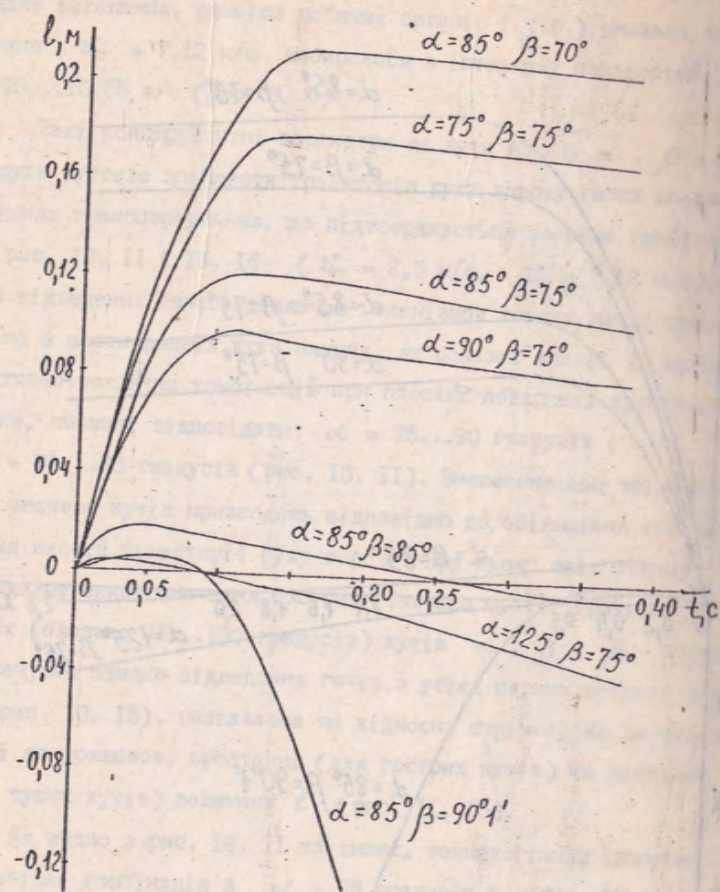


Рис. II. Вплив кутів α і β
(при $v_m = 2,5$ м/с, $v_n = 7,12$ м/с)
на залежність $l(t)$

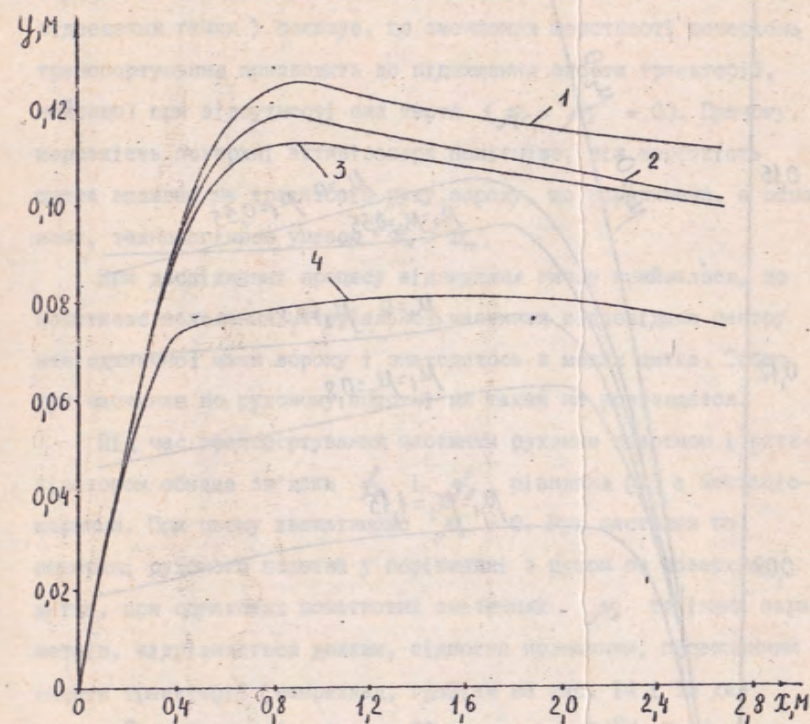


Рис. I2. Вплив b і h на траєкторію руху
частинки (вороху)

- I - при $b = 0,08$ м, $h = 0,2$ м;
- 2 - при $b = 0,1$ м, $h = 0,15$ м;
- 3 - при $b = 0,05$ м, $h = 0,15$ м;
- 4 - при $b = 0,03$ м, $h = 0,05$ м

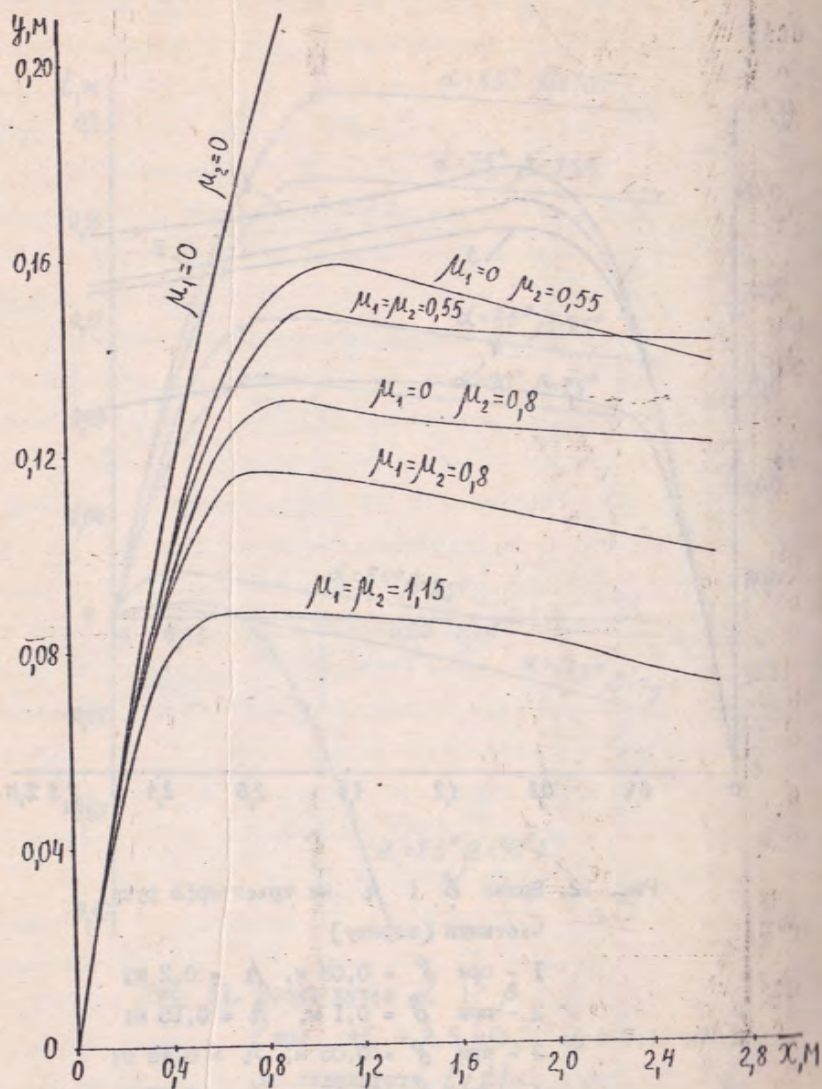


Рис. 13. Вплив механічних параметрів μ_1 і μ_2 на траєкторію руху частинки

Графічна інтерпретація (рис. 13) залежності траєкторії руху вороху від механічних параметрів μ_1 і μ_2 (при сталих значеннях інших розглядуваних вище параметрів, впливаючих на відведення гички) показує, що зменшення шорсткості поверхонь транспортування призводить до підвищення висоти траєкторії, найвищої при відсутності сил тертя ($\mu_1 = \mu_2 = 0$). Причому, шорсткість поверхні активізатора помітніше, ніж шорсткість щитка впливає на траєкторію руху вороху, що спричинено, в основному, технологічною умовою $v_n > v_m$.

При дослідженні процесу відведення гички приймалося, що початкове положення матеріальної частинки відповідало центру мас одиничної маси вороху і знаходилося в межах щитка. Тобто рух частинки по рухомому полотні як такий не розглядався.

Під час транспортування частинки рухомих полотном і активізатором обидва зв'язки f_1 і f_2 рівняння (2) є нестационарними. При цьому вважатимемо $\mu_1 = 0$. Рух частинки по поверхні рухомого полотна у порівнянні з рухом по поверхні щитка, при однакових початкових значеннях μ_2 та інших параметрів, відрізняється деяким, відносно незначним, підвищенням висоти траєкторії (наприклад, графіки на рис. 14 і 10 для $\alpha = 90^\circ$; $\mu_2 = 0,8$, на рис. 13 для $\alpha = 85^\circ$). Тому, враховуючи вплив зв'язків, накладених з боку полотна і активізаторів на рух вороху гички, ширина полотна вибирається з інтервалу $0,1 \dots 0,15$ м.

Як вище згадувалось, малі значення кута нахилу плоскої поверхні активізатора, зокрема $0 < \beta_1 \leq 15$ градусів (рис. 15), не відповідають умовам поставленої задачі через технологічні, конструктивні причини. З другого боку, це накладає обмеження на довжину верхньої грані ножа (нерухомо прикріпленого до полотна), по якій рухається гичка безпосередньо після зрізування, тобто

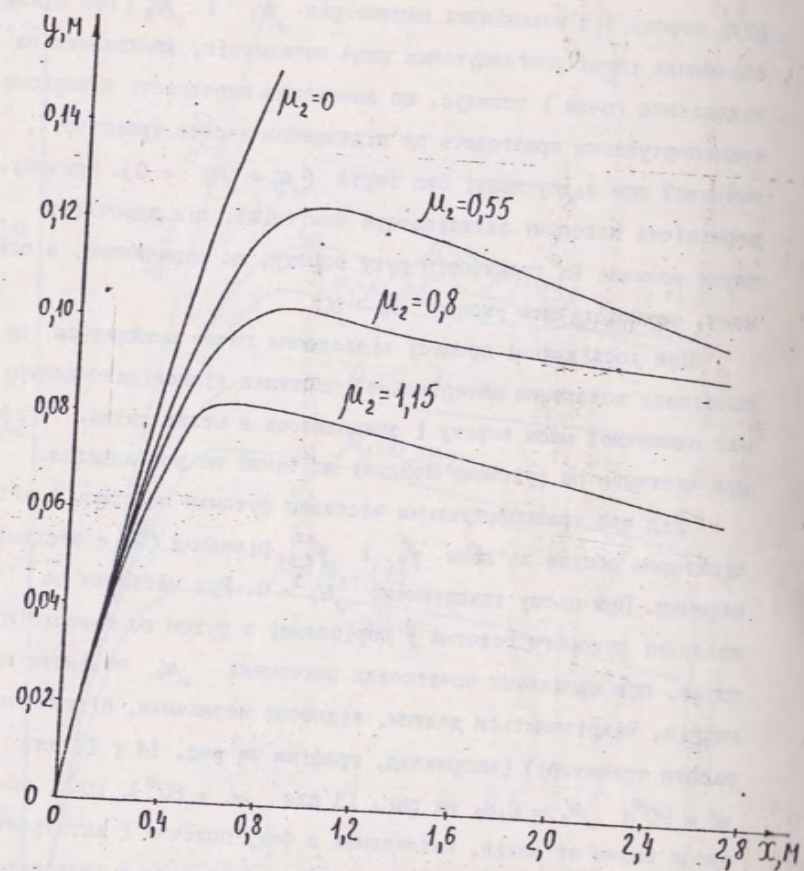


Рис. 14. Вплив шорсткості поверхні активізатора на траєкторію руху частинки по поверхні рухомого полотна ($\alpha = 90^\circ$; $\beta = 75^\circ$)

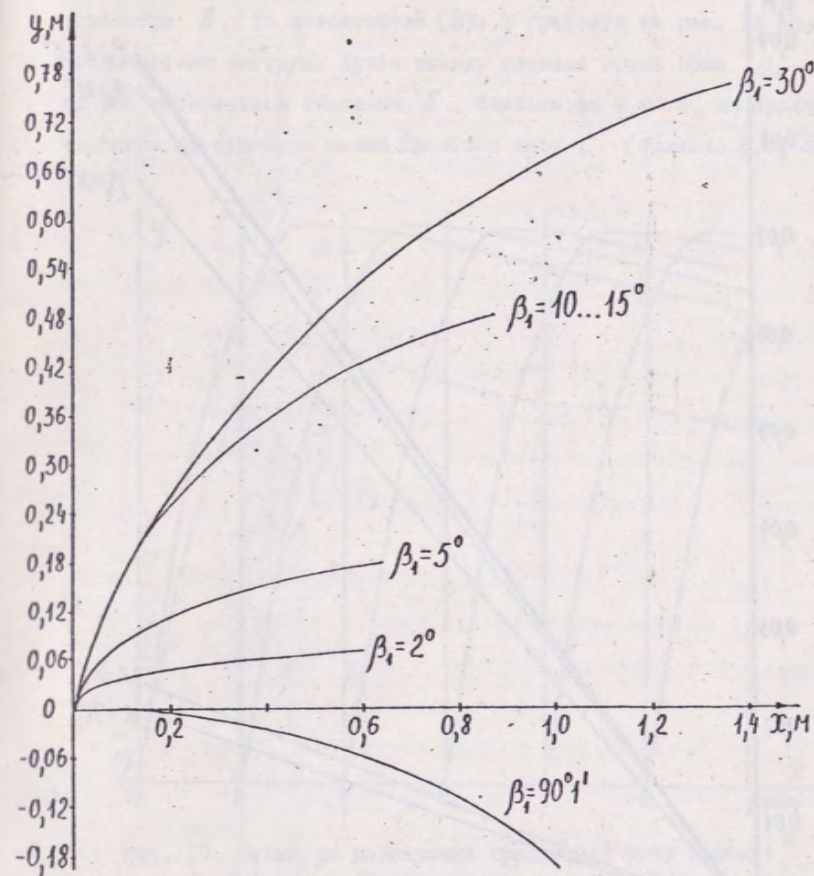


Рис. 15. Вплив параметра β_1 на траєкторію руху частинки по поверхні рухомого полотна при $\alpha = 90^\circ$

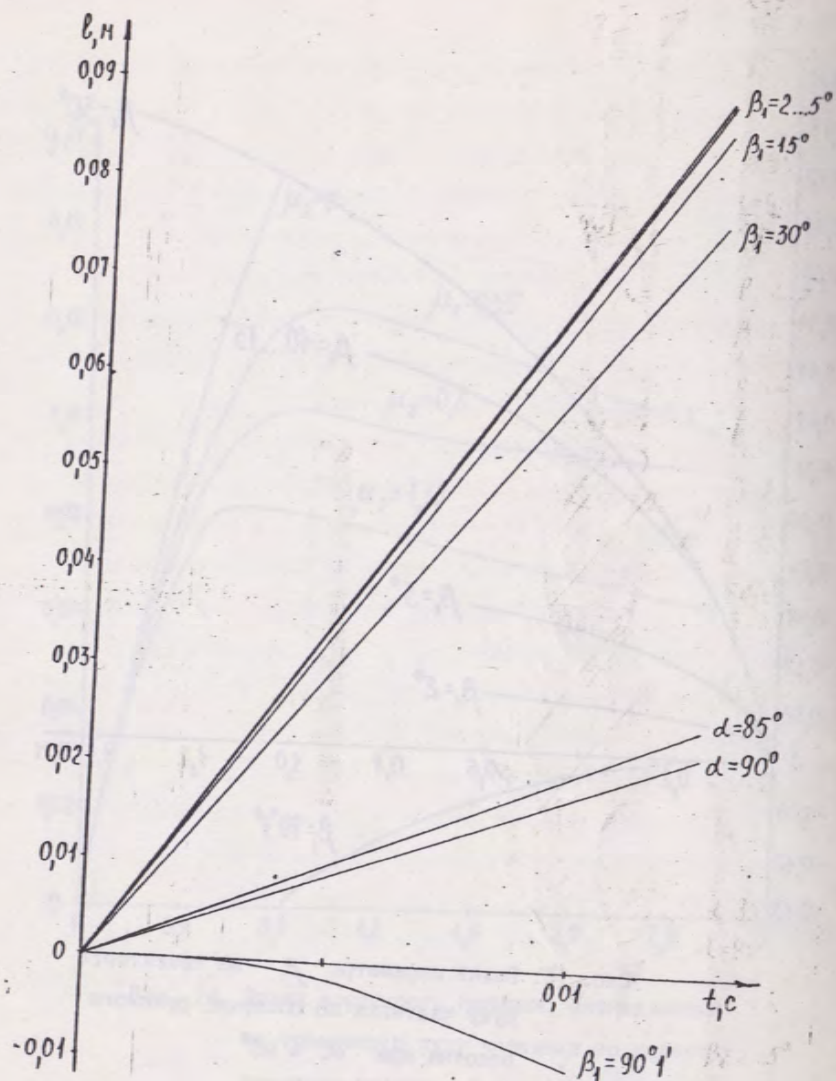


Рис. 16. Залежність l від малих значень часу t при зміні β_1 ($\alpha = 90^\circ$, $\mu_1 = 0$) і α ($\beta = 75^\circ$, $\mu_1 = 0,8$)

параметра l із залежностей (8). З графіків на рис. 16 для технологічно вигідних кутів нахилу плоскої грані ножа β_1 до 15° вибирається значення l , близьке до 0,07 м, що проходить частинка за відносно малий проміжок часу t (близько 0,01 с).

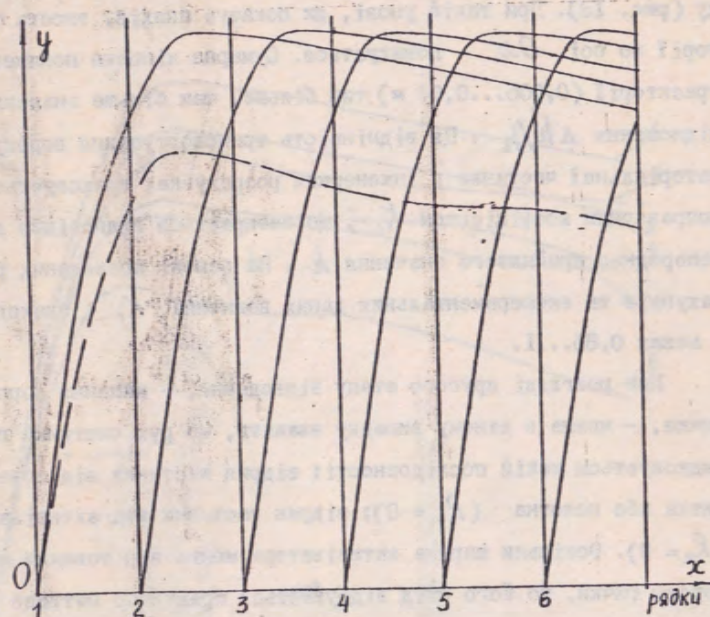


Рис. 17. Схема до визначення траєкторії руху вороху: через одиничні маси (суцільні лінії); з урахуванням по-рядкового приросту функції $h(\Delta h)$ при $\Delta h > 0$ (штрихова лінія)

Аналіз траєкторії руху частинок від різних рядків (рис. 17) показує, що вони перетинаються і розташовані геометрично близько одна від одної. Реально, при розгляді транспортування вороху гички, на кожному рядку одиничні маси накладаються і товщина h шару збільшується на певну величину Δh . В першому наближенні цю задачу можна розв'язати шляхом розбивання зони збирання (ширина якої відповідає ширині захвату машини,

тобто 2,7 м) на шість ділянок (за кількістю рядків) і відповідно розглядати шість окремих задач транспортування, кінцеві параметри кожної з яких є вихідними даними для наступної.

Просліджуємо вплив приросту Δh на траєкторію руху вороху (рис. 13). При такій умові, як показує аналіз, висота траєкторії по осі Ox знижується. Сумарне кінцеве пониження траєкторії (0,005...0,04 м) тим більше, чим більше значення відношення $\Delta h/h$. Ця відмінність транспортування вороху від матеріальної частинки в інженерних розрахунках враховується поправочним коефіцієнтом K_r , що вибирається відповідно до попередньо прийнятого значення h . На основі проведених розрахунків та експериментальних даних величина K_r знаходиться в межах 0,85...1.

При розгляді другого етапу відведення, — кидання вороху гички, — можна в даному випадку вважати, що рух частинки підпорядковується такій послідовності: відрив частинки від поверхні щитка або полотна ($R_1 = 0$); відрив частинки від активізатора ($R_2 = 0$). Оскільки ширина активізатора менша від товщини шару вороху гички, то його схід відбувається практично миттєво (близько 0,01 с) і впливом відцентрових сил при повороті активізатора можна знехтувати. При цьому майже не змінюється напрямку руху частинки. В експериментальних умовах роботи гичковидального механізму стрічкового типу також не спостерігалось значних відхилень траєкторії руху вороху гички, спричинених його киданням.

Розглянемо політ вороху гички після його відриву від поверхонь транспортування. Аналіз вільного польоту частинки достатньо повно проведений в відомих роботах, зокрема [2].

Вважатимемо, як і раніше (див. рівняння (31)), що сила опору середовища (в даному випадку повітря) пропорційна другій

степені швидкості

$$P = K_2 v^2, \quad (44)$$

де v — швидкість польоту вороху гички; K_2 , кг/м — коефіцієнт пропорційності.

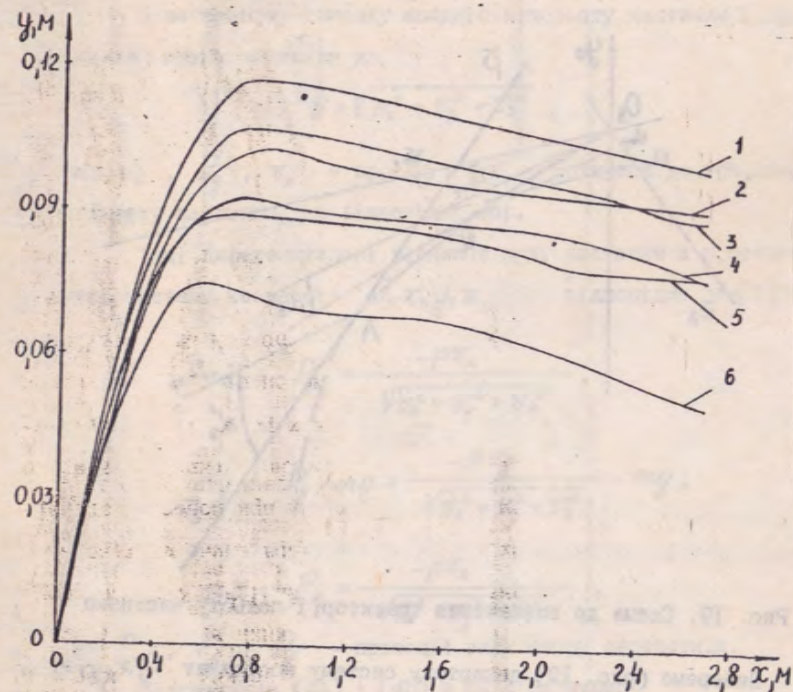


Рис. 18. Вплив приросту Δh на траєкторію руху частинки по щитку ($\alpha = 85^\circ$), — графіки 1 ($h = 0,15$; $\Delta h = 0$), 3 ($h = 0,1$; $\Delta h = 0,03$), 5 ($h = 0,06$; $\Delta h = 0,03$); по рухомому полотні ($\alpha = 90^\circ$), — графіки 2 ($h = 0,15$; $\Delta h = 0$), 4 ($h = 0,1$; $\Delta h = 0,03$), 6 ($h = 0,06$; $\Delta h = 0,03$)

Визначимо траєкторію вільного руху матеріальної частинки (точки) з початковою швидкістю v_0 у нерухомому середовищі. Якщо маса частинки $m = \text{const}$, то діюча на частинку сила тяжіння mg є також постійною величиною на всій траєкторії руху частинки.

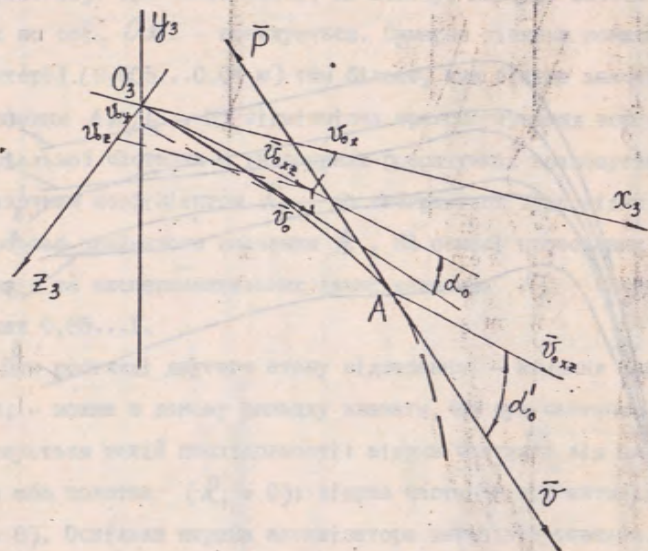


Рис. 19. Схема до визначення траєкторії польоту частинки

Виберемо (рис. 19) декартову систему координат $O_3 x_3 y_3 z_3$, нерухома відносно землі (плантації цукрових буряків), початок якої, точка O_3 , співпадає з положенням частинки A безпосередньо перед відривом від поверхонь транспортування. Напрямок осі $O_3 z_3$ співпадає з напрямком руху гичкозбиральної машини вздовж рядків, осі $O_3 y_3$ - вертикально вгору, а осі $O_3 x_3$ - вліво від машини, на зібране поле. Тобто площина $x_3 O_3 z_3$ розміщена горизонтально, а площини $x_3 O_3 y_3$ і $y_3 O_3 z_3$ - вертикально до землі.

Одним із основних геометричних параметрів, що впливають на дальність польоту бороху гички, є кут нахилу α_0 вектора початкової швидкості v_0 до горизонтальної площини

$x_3 O_3 z_3$ (рис. 19).

В загальному випадку швидкість польоту частинки (бороху гички) можна записати як

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}, \quad (45)$$

де v_x , v_y , v_z - проекції v , дотичної до траєкторії польоту частинки, на відповідні осі.

Тоді диференціальні рівняння руху частинки в проекціях на осі системи координат $O_3 x_3 y_3 z_3$ відповідно до [2] будуть

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -P_x = \frac{-pv_x}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}}; \\ m\ddot{y} &= -P_y - mg = \frac{-pv_y}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}} - mg; \end{aligned} \quad (46)$$

$$m\ddot{z} = -P_z = \frac{-pv_z}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}},$$

де P_x , P_y , P_z - проекції сили опору середовища.

Підставивши (44) і (45) в (46) матимемо

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -K_2 \cdot v \cdot v_x; \\ m\ddot{y} &= -K_2 \cdot v \cdot v_y - mg; \\ m\ddot{z} &= -K_2 \cdot v \cdot v_z, \end{aligned} \quad (47)$$

де

$$v_y = -v \sin \alpha_0. \quad (48)$$

Проаналізувавши початкові умови надіння гички, які відрізняються незначною тривалістю (в межах 0,3 с) та близьким до нуля кутом нахилу α_0 , з метою спрощення кінцевих розрахун-

кових залежностей вважатимемо

$$v \approx \text{const} = \sqrt{v_m^2 + v_n^2}, \quad (49)$$

де $v_m = v_z$ і $v_n = v_x$.

При таких умовах задача зводиться до припущення, що сила опору середовища пропорційна першій степені швидкості. Тобто, рівняння (47) запишуться

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -K_2 v \dot{x}; \\ m\ddot{y} &= -K_2 v \dot{y} - mg; \\ m\ddot{z} &= -K_2 v \dot{z}, \end{aligned} \quad (50)$$

або

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= -K_0 \dot{x}; \\ \ddot{y} &= -K_0 \dot{y} - g; \\ \ddot{z} &= -K_0 \dot{z}, \end{aligned} \quad (51)$$

де

$$K_0 = \frac{K_2 v}{m} \approx \text{const}. \quad (52)$$

Відповідно до [2] розв'язками даної задачі будуть такі рівняння координат траєкторії польоту частинки:

$$x = \frac{v_x}{K_0} (1 - e^{-K_0 t}), \quad (53)$$

де $v_x = v_n$;

$$y = (1 - e^{-K_0 t}) \left(\frac{g}{K_0^2} + \frac{v_y}{K_0} \right) - \frac{gt}{K_0}, \quad (54)$$

де, враховуючи (48) і (49)

$$v_y = -v_0 \sin \alpha_0 \approx 0,$$

тобто

$$y = (1 - e^{-K_0 t}) \frac{g}{K_0^2} - \frac{gt}{K_0}; \quad (55)$$

і

$$z = \frac{v_z}{K_0} (1 - e^{-K_0 t}), \quad (56)$$

де $v_z = v_m$.

Пляхом аналізу теоретичних (залежності (37)) та експериментальних даних знаходимо $K_0 = 0,042 \text{ с}^{-1}$. Підставляючи значення K_0 і часу t в залежності (53 - 56) отримаємо графіки траєкторій руху матеріальної частинки, зображені на рис. 20, 21.

Відмінність розрахунків по залежностях (53 - 56) від даних, отриманих числовими методами без врахування допущення (49), складає від 0% на початку польоту частинки до не більше 5,4% ($\approx 0,12$ м по осі $O_3 x_3$ рис. 20) для максимальної дальності польоту. Це значно менше можливих похибок від неврахованих факторів (вітер, зміна робочих швидкостей і т.п.).

Визначимо можливі траєкторії польоту вороху гички, позначивши через L_3 проекцію на вісь $O_3 x_3$ дальності польоту частинки і побудувавши відрізок $O_3 O'_3$ (рис. 20, 21), що відрізняє початковим положенням частинок на поверхні активізатора безпосередньо перед відривом від нього.

Значення L_3 , як видно з графіків траєкторій (рис. 20), зростає із збільшенням початкової висоти H частинки над рівнем ґрунту і при зменшенні α_0 . Варто зазначити, що висота H обмежується сумою висот: активізатора $|y_{03}|$ та безкопійного зрізування гички. Значення α_0 близьке до нуля і не повинно перевищувати 10° . Його можна визначити аналізуючи траєкторію руху частинки по поверхнях транспортування (рис. 8 - 16, 18).

Межевими значеннями L_3 (рис. 20), враховуючи розмірно-масові характеристики складових вороху та особливості їх руху при відведенні з рядків, можна вважати $L_{3\text{min}} = 0,15 \text{ м}$ і

$L_{3\text{max}} = 2,15 \text{ м}$, що також спостерігалось в реальних умовах.

Завдяки малому часу кидання, конструктивним особливостям поверхонь транспортування (їх взаєморозташуванню, геометричним

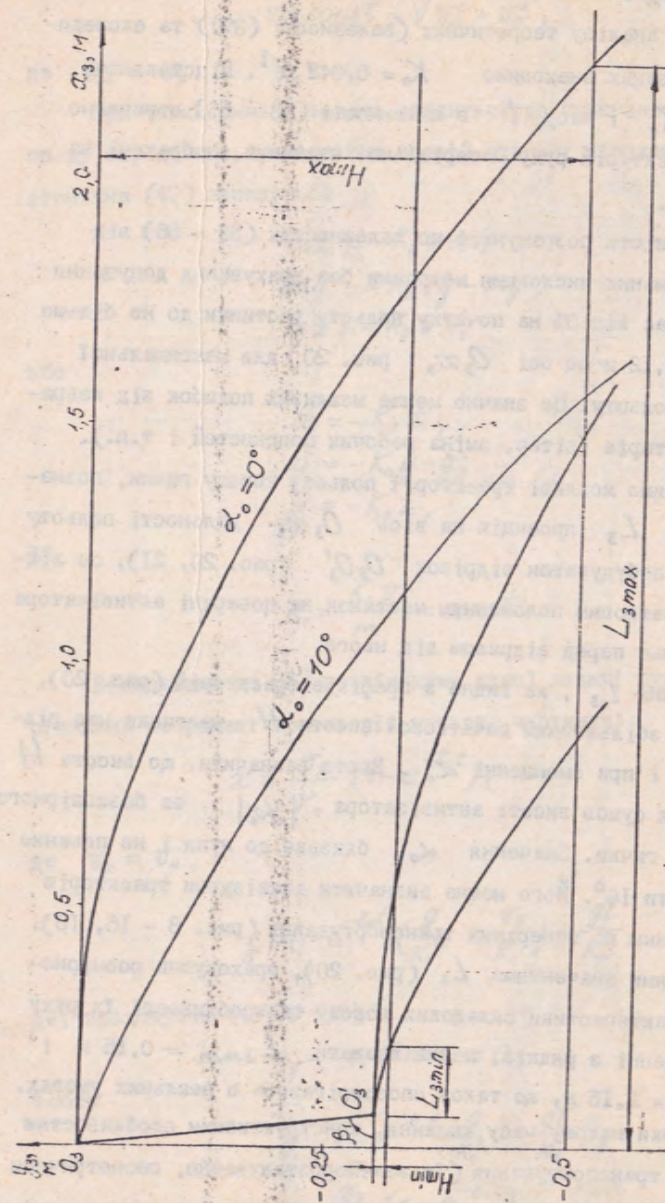


Рис. 20. Траєкторії польоту частинки до її падіння
 H_{max} і H_{min} - відповідно максимальна і мінімальна початкова
 висота частинки над рівнем ґрунту

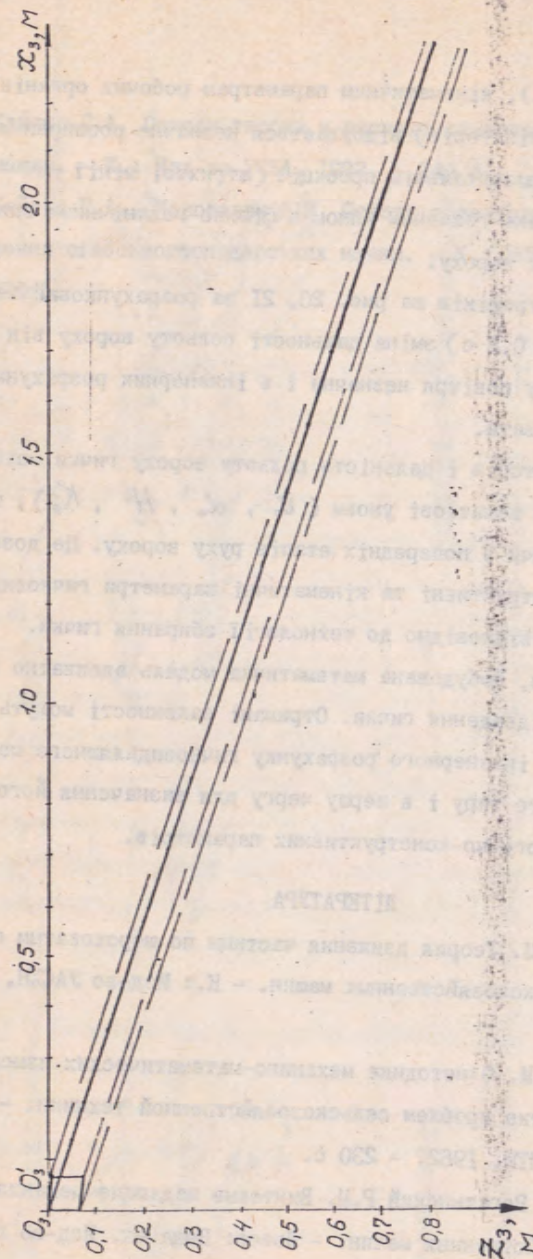


Рис. 21. Траєкторії польоту частинки в проєкціях на горизонтальну площину $O_3 x_3 x_3$

параметрам і т.п.), кінематичним параметрам робочих органів (в першу чергу активізаторів) відбувається незначне розширення потоку вороху в горизонтальній проекції (штрихові лінії на рис. 2I), пов'язане головним чином з фізико-механічними властивостями складових вороху.

Як видно з графіків на рис. 20, 2I за розрахунковий час польоту (в межах 0,3 с) зміна дальності польоту вороху від врахування сил опору повітря незначна і в інженерних розрахунках нею можна знехтувати.

Отже, траєкторію і дальність польоту вороху гички можна визначити знаючи початкові умови (U_0 , α_0 , H , K_0), що шукаються виходячи з попередніх етапів руху вороху. Це дозволяє коректувати конструктивні та кінематичні параметри гичковидального механізму відповідно до технології збирання гички.

Таким чином, побудована математична модель адекватно відтворює процес відведення гички. Отримані залежності можуть бути використані для інженерного розрахунку гичковидального механізму стрічкового типу і в першу чергу для визначення його основних технологічно-конструктивних параметрів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. - К.: Изд-во УАСХН, 1960. - 184 с.
2. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. - М.: Изд-во ГОСНИИ, 1962. - 230 с.
3. Гевко Б.М., Рогатинский Р.М. Винтовые падающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. - 176 с.

4. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. - К.: Изд-во УСХА, 1992. - 240 с.

5. Хайлис Г.А., Коновалюк Д.М. Основы проектирования и исследования сельскохозяйственных машин. - К.: НМК ВО, 1992. - 320 с.

ДО ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАННОГО ОЧИСНИКА

М.М.Хелемендик,
М.В.Вржеш,
кандидати технічних наук

В результаті досліджень встановлено механіко-технологічні закономірності процесу відокремлення залишків гички по межі їх зв'язку з головкою коренеплода і найбільш ефективні прийоми відокремлення – здирання і зачісування [1, 2].

Як один з варіантів реалізації вказаних прийомів Волинською сільськогосподарською дослідною станцією та Луцьким індустріальним інститутом розроблено барабанний очисник [3].

Розглянемо взаємодію відрізка прутка, розташованого на твірній барабана, з головкою коренеплода і залитками гички.

Задача полягає у видаленні залишків гички з поверхні коренеплодів, що мають параметри (рис. 1): d_k – діаметр коренеплода, h – висота головки по відношенню до поверхні ґрунту,

Δ_k – товщина коронки. Видалення виконується барабанним очисником і передбачає його переміщення по поверхні головки коренеплода без її пошкодження, причому зачісування (здирання) залишків гички відбувається за рахунок обертowego руху барабана з кутовою швидкістю ω , а пересування по поверхні головки – внаслідок поступального руху із швидкістю V_n .

Сітчаста поверхня барабана утворюється перехресним розташуванням металевих прутків діаметром d . На протязі всього процесу зачісування залишків гички барабан знаходиться під дією ряду силових факторів (рис. 2): G – вага барабана, P – зусилля стиснення пружини, T – сила тяги, F_i – відцентрова сила

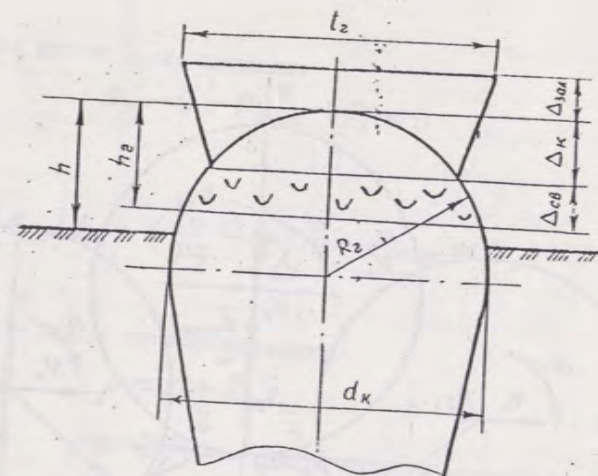


Рис. 1. Параметри головки коренеплода

інерції барабана, F – сила тертя із просковзуванням, S – окружне зусилля на барабані, N – сила реакції з боку ґрунту, N_1 і N_2 – сили реакції по нормалі від поверхні коренеплода.

Для визначення основних параметрів поставимо такі умови. По-перше, в початковій точці контакту K_1 напруження від зіткнення барабану з коренеплодом не повинні перевищувати допустимих динамічних напружень для цукрових буряків [6], причому, зіткнення відбувається тільки за рахунок дії сили тяги T , оскільки дія сил P , G зрівноважується силою реакції N з боку ґрунту.

По-друге, необхідно забезпечити невідірвність барабана в точці K_2 , тобто там, де діє максимальна відцентрова сила інерції F_i . Крім того, в точці K_2 напруження не повинні перевищувати допустимих статичних напружень для цукрових буряків [6], а площі плям контакту A_k обох поверхонь в точках

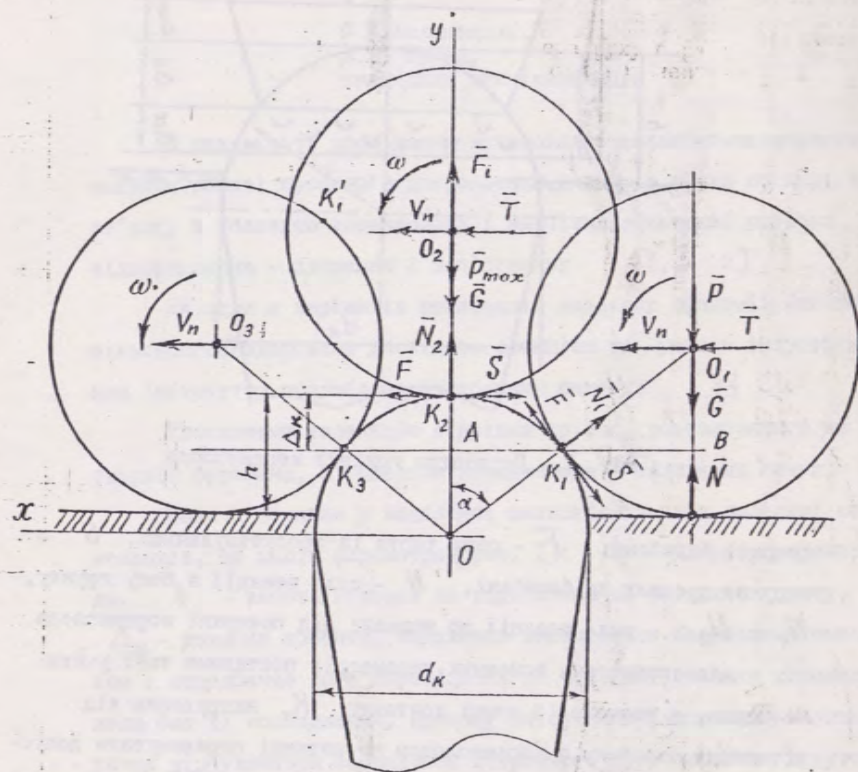


Рис. 2. Розрахункова схема руху барабана очисника по головці коренеплода

K_1, K_2 вважаємо рівнями.

Першу і другу умови реалізували, застосовуючи принцип Даламбера: проектуємо всі сили, включаючи сили інерції, на нормаль, що проходить через точку K_1 , а потім - через точку K_2 . Отримали для першої умови:

$$N_1 = [\sigma_2] A_K = T \sin \alpha. \quad (1)$$

Для другої умови одержали:

$$N_2 - G - P_{max} + F_i = 0 \quad (2)$$

або

$$[\sigma_{cm}] A_K + \left(\frac{V_n^2}{\rho} - g \right) m - P_{max} = 0, \quad (3)$$

де ρ - радіус кривини величиною

$$\rho = r + R, \quad (4)$$

причому, $r = OK_1$ - радіус головки коренеплода, а

$$R = K_1 O_1 - \text{радіус барабана.}$$

По-третє, на ділянці $K_2 K_3$ також необхідно забезпечити невідірвність барабана від поверхні головки коренеплода.

Проаналізуємо фактори, що забезпечують виконання третьої умови. Від точки K_2 , внаслідок руху барабана зі швидкістю V_n , буде відбуватися відрив барабана від поверхні коренеплода. Очевидно, що відриву можна уникнути, якщо дія сил P, G буде забезпечувати контакт аж до точки K_3 , тобто до моменту дотику барабана з поверхнею ґрунту. Таким чином, якщо контакт забезпечується в точці K_3 , то він є і на всій ділянці $K_2 K_3$.

Для реалізації третьої умови визначили час переміщення барабана в напрямку осі OX від точки K_2 :

$$t = (\rho \sin \alpha) / V_n, \quad (5)$$

що відповідає контакту барабана з коренеплодом в точці K_3 . Очевидно, що за цей же проміжок часу барабан під дією ваги і сили стиснення пружини в напрямку осі OY повинен опуститися до контакту з поверхнею ґрунту.

Запишемо диференціальне рівняння руху барабана вздовж осі OY від точки K_2 :

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = -\frac{1}{m} (P_{max} + mg). \quad (6)$$

Двічі проінтегрувавши рівняння (6) по часу, а також врахувавши граничні умови при $t=0$, отримаємо:

$$y = -\frac{1}{m} (P_{max} + mg) \frac{t^2}{2} + \rho. \quad (7)$$

Підставили в рівняння (7) час t з рівняння (5) при $y = r - h$ і після деяких перетворень отримали умову незвідності барабана на ділянці $K_2 K_3$:

$$\left(g \frac{\rho^2 \sin^2 \alpha}{2 V_n^2} - h - R \right) m + \frac{\rho^2 \sin^2 \alpha}{2 V_n^2} P_{max} = 0. \quad (8)$$

Як видно з рисунка, зона гички, що підлягає видаленню, починається від точки K_1 і закінчується в точці K_3 . Оскільки головка коренеплода має сферичну форму, а барабан — циліндричну поверхню, то контакт цих двох тіл в точці K_1 можливий при певному співвідношенні r/R . Із подібності трикутників $\triangle OAK_1$ і $\triangle K_1 O_1 B$ маємо:

$$R = \frac{h - \Delta_K}{1 - \cos \alpha}. \quad (9)$$

Кутову швидкість обертання барабана можна визначити, виходячи з таких міркувань. Розглянемо попередньо його роботу без приводу. В даному випадку барабан перекочується через головку коренеплода, лишаючи на її поверхні сітчастий слід. При цьому точка K_1 на барабані переміститься в положення K'_1 , опишавши дугу довжиною $2\alpha r$ за час $t = (2\rho \sin \alpha) / V_n$. Отже, окружна швидкість барабана дорівнює:

$$V = \frac{\alpha r V_n}{\rho \sin \alpha}, \quad (10)$$

а кутова швидкість обертання

$$\omega = \frac{\alpha r V_n}{R \rho \sin \alpha} \quad (11)$$

Отримана кутова швидкість барабана не забезпечує зчісування гички з поверхні головки, оскільки барабан не має просковзування відносно поверхні головки, а величина просковзування залежить, зокрема, від величини вікон його сітчастої поверхні.

Умову якісного зчісування гички можна забезпечити, ввівши показник кінематичного режиму k , тоді одержимо:

$$\omega = k \frac{\alpha r V_n}{R \rho \sin \alpha}, \quad (12)$$

де $k = 4 \dots 6$ за даними наших експериментів.

Записавши рівняння (1), (3), (8) в систему рівнянь, і, розв'язавши цю систему відносно невідомих A_K , m , P_{max} , отримали:

$$A_K = (T \sin \alpha) / [\epsilon_g], \quad (13)$$

$$m = \frac{-[\epsilon_{cm}] T \sin^3 \alpha \rho^2}{2V_n^2 [\epsilon_g] \left(\frac{\rho \sin \alpha}{2} - h - R \right)}, \quad (14)$$

$$P_{max} = \frac{T \sin \alpha [\epsilon_{cm}] \left(g \frac{\rho^2 \sin^2 \alpha}{2V_n^2} - h - R \right)}{[\epsilon_g] \left(\frac{\rho \sin \alpha}{2} - h - R \right)}. \quad (15)$$

Знаючи площу A_K контакту барабана з поверхнею головки коренеплода, можна визначити діаметр прутків барабана, що утворюють його сітчасту поверхню. Оскільки барабан контактує з поверхнею коренеплода саме таким прутком, то параметр A_K повинен відповідати площі контакту циліндричного прутка з коренеплодом. Використовуючи методику розрахунку параметрів еліптичної плями контакту, запропоновану Лисаренком Г.С. [4] для сферичної і циліндричної поверхонь, визначимо значення великої a і малої b піросей еліпса. Отже, задавшись діаметром прутка і зусиллям стиснення P_{max} контактуючих поверхонь, можна визначити площу еліптичної плями контакту $A = \pi a b$. (16)

При умові, коли $A = A_K$ параметри очисника: радіус барабана, кутова швидкість його обертання, діаметр прутка, маса

барабана, максимальне зусилля стиснення пружини, задогальнюються умови нерушування головки коренеплода і зчісування залишків кори з її поверхні.

Л і т е р а т у р а

1. Погорелый Л.В. Технологические и технические основы совершенствования механизированных процессов уборки сахарной свеклы. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. - К.: 1974, 41 с.
2. Хелемендик Н.М., Павлов О.В., Кралин В.А. Определение рациональных деформаций при отделении ботвы от корней // Механизация и электрификация сел. хоз-ва, 1933, № 1, с. 13-20.
3. А.с. 820704 /СССР/. Устройство для очистки корнеплодов от остатков ботвы /Н.М.Хелемендик, О.В.Павлов, В.А.Кралин и Н.И.Маркович. - Опубл. в Б.И., 1981, № 14.
4. Справочник по сопротивлению материалов /Лисаренко Г.С., Ижовлев А.И., Матвеев В.В. - 2-е изд. - Киев: Наук.думка, 1939, - 736 с.

МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИЛИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ
НА ПРЕДМІТ ВИДАЛЕННЯ ЇЇ З ГОЛОВКИ КОРЕНЕПЛОДА

М.А.Хелемендик,
В.І.Евасюк,
кандидати технічних наук,
А.З.Маткова,
старший викладач,
М.І.Ляда,
ст.науковий співробітник,
С.В.Синій,
аспірант

Черешок листка цукрових буряків являє собою певну конструкцію, створену природою і призначену для зв'язку пластинки листка з тілом коренеплоду.

Основну масу внутрішньої будови черешка складає паренхімна тканина. Сосудисто-волокнисті пучки в паренхімі черешка закладені паралельно контуру нижньої сторони черешка у вигляді ланцюжка. Пучки служать для зв'язку пластинки листка з тілом коренеплоду, а також надають черешку міцність. Отже, вважаємо матеріал черешка композитним матеріалом.

Відомо [1], що черешок листка в поперечному розрізі має трикутну форму. В залежності від того, ближче чи далі від основи виконаний поперечний зріз черешка у листків різних ярусів, черешок неодинаковий по контуру. Біля основи він більш плоский, трапецієвидний (рис. 1, а), по всій довжині - у формі трикутника (рис. 1, б), в молодого листка черешок більш випуклий (рис. 1, в).

Схемою закріплення черешка вважаємо консольне закріплення його на головці коренеплоду.

Для дослідження процесу видалення черешків гички з головок прийняли розрахункову модель матеріалу черешка: матеріал - орто-

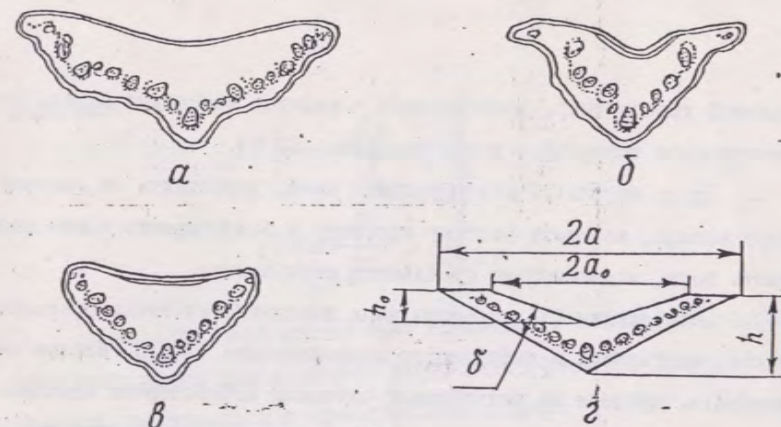


Рис. 1. Схема поперечного перерізу черешка листка

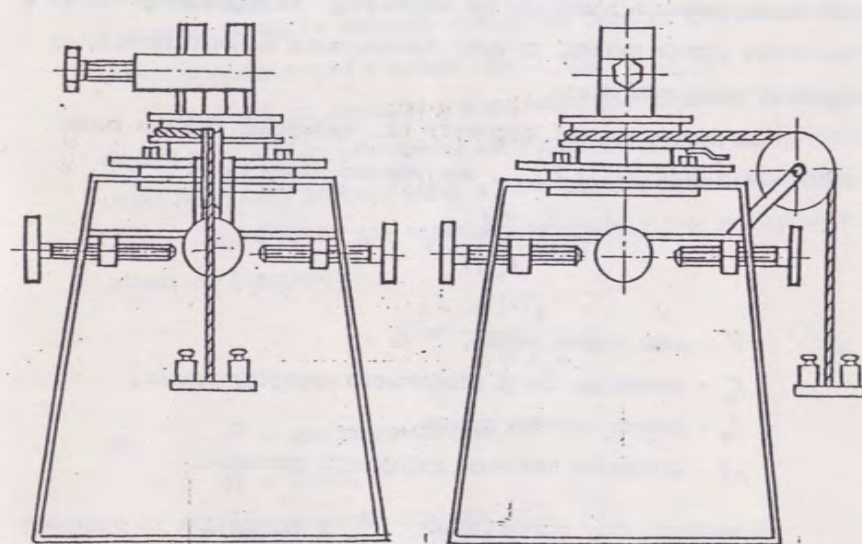


Рис. 2. Схема стану для дослідження черешків гички на кручення

тропний композитний, конструкція - коротка консольна балка, форма поперечного перерізу - трикутник (рис. 1, г).

Групу черешків, які природним чином виростають на головці коренеплода, займають частину простору і безперервним чином заповнюють його, відносно до суцільного середовища.

Дослідження фізико-механічних властивостей гички цукрових буряків, пов'язаних з деформацією відокремлення її від головок коренеплодів, провели на розроблених авторами лабораторних стендах.

Дослідження закономірностей при статичному розтягуванні черешків виконали на екстензометрі.

Стенд для дослідження черешків гички на кручення (рис. 2) містить ферму, оснащену зажимками для кріплення коренеплодів, губки для зажиму черешка, розміщені на обертовому на підшипнику шківі з намотаною міцною ниткою, до якої приєднувався змінний вантаж, та кругової градусної шкали.

Модуль поздовжньої пружності E матеріалу черешка гички визначили з формули [2], яка виражає закон Гука:

$$E = \frac{Pl_0}{F_0 \Delta l}, \quad (1)$$

де

P - сила розтягування,

F_0 - початкова площа поперечного перерізу зразка,

l_0 - робоча частина зразка,

Δl - абсолютна величина деформації зразка.

Визначали силу розтягування P і відповідне їй подовження черешка Δl , а також значення площу поперечного перерізу F_0 і початкову довжину l_0 (точніше, початкову відстань між зажимками), визначили відносне подовження черешка ϵ і напруження σ за

формулами [3]:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon &= \frac{\Delta l}{l_0}; \\ \sigma &= \frac{P}{F} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Внаслідок дослідження була встановлена залежність нормального напруження від відносної деформації (рис. 3). Діаграми, як правило, складаються з прямолінійної ділянки (OA_1 , OA_2 , OA_3), на якій напруження прямопропорційне подовженню черешка, та криволінійної ділянки ($A_1B_1C_1$, $A_2B_2C_2$, $A_3B_3C_3$) на якій деформації зростають швидше, ніж напруження. В кінцевій точці діаграми (C_1 , C_2 , C_3) черешок розривається. В більшості випадків величина напруження розриву дещо менша за нормального напруження (в точках B_1 , B_2 , B_3).

Подібний до діаграми розтягування має характер діаграма зсуву (рис. 4), за абсолютним значенням напруження зсуву дещо менші напружень розтягування, а саме середні значення $\tau \approx 0,46$

Модуль зсуву для матеріалу черешків гички при крученні визначили за формулою:

$$G = \frac{Phl_0}{\Delta \varphi I_K}, \quad (3)$$

де

P - прикладувана сила,

h - плече,

l_0 - відстань між зажимками,

$\Delta \varphi$ - збільшення кута закручування,

I_K - момент інерції площі перерізу черешка.

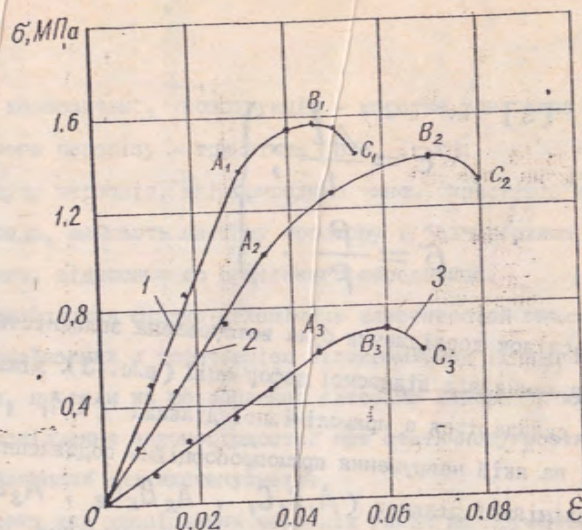


Рис. 3. Діаграми розтягування черешків:
1 - $F_0 = 1,5 \text{ мм}^2$; 2 - $F_0 = 3,5 \text{ мм}^2$;
3 - $F_0 = 10,5 \text{ мм}^2$

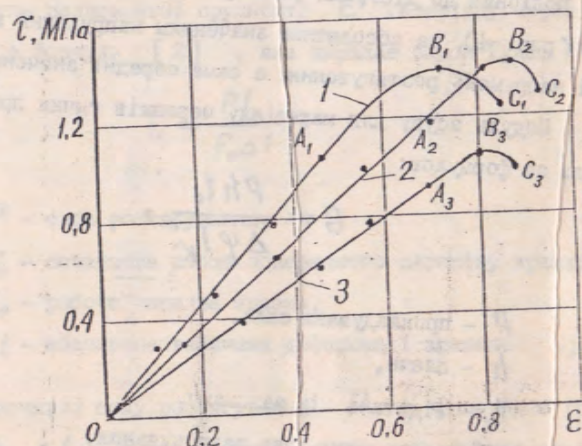


Рис. 4. Діаграми зсуву черешків:
1 - молодого листка $F_0 = 24 \text{ мм}^2$;
2 - $F_0 = 43 \text{ мм}^2$; 3 - $F_0 = 101,25 \text{ мм}^2$

Механічні характеристики черешків гички цукрових буряків подані в таблиці.

Таблиця

механічні характеристики черешків гички цукрових буряків

Показники	Математичне оцінювання	Середньоквадра- тичне відхилення
Модуль поздовжньої пружності матеріалу черешка E , МПа	22,1	10,1
модуль зсуву матеріалу черешка G , МПа	5,5	1,0
Середнє значення нормального напруження розриву σ , МПа	1,41	0,51
Середнє значення дотичного нап- руження зсуву τ , МПа	1,14	0,21
Середнє значення напруження згину σ_{32} , МПа, черешків гички:		
1 і 2 рядів від краю	0,21	0,04
3 і 4 рядів від краю	0,39	0,03
Центральних	0,65	0,03
підв'ялених	0,43	0,00
вологість, %, черешків гички:		
зовнішніх	91,10	0,51
другого ряду	90,09	0,99
центральных	88,07	0,39
відмерлого листа	59,37	3,05

Модуль деформації і міцність черешків залежать від багатьох факторів: віку черешків, місця їх розташування на голові, величини викривлення при рості, вологості, умов вирощування цукрових буряків тощо.

В результаті досліджень встановлено, що напруження згину черешків річки залежить від механічних характеристик матеріалу, а саме модуля поздовжньої пружності та модуля зсуву, геометричної форми поперечного перерізу черешка, величини та напрямку прикладуваного зусилля, віку черешків та місця їх розташування на головці тощо.

Ще один важливий фактор. У зв'язку з тим, що черешок має консольне закріплення (кріплення) на головці коренеплода і має здатність згинатися під дією зусилля згину у значних межах без руйнування, значний інтерес становить величина відстані β від поверхні головки, на якій повинно бути прикладене зусилля згину з тим, щоб черешок зруйнувався і відділився від головки саме по поверхні його зв'язку з норов.

Отже, у загальному вигляді можна записати:

$$\sigma_{max} = f(E, G, F, P, \alpha, \beta), \quad (4)$$

де

F - геометрична характеристика форми поперечного перерізу,

P - прикладуване зусилля,

α - кут між віссю черешка і напрямком зусилля,

β - відстань від поверхні головки до точки прикладування зусилля згину.

Використавши узагальнену теорію коротких балок, розроблену Б.І.Швабиком та Р.І.Глеком [4], запишемо для $\alpha = 90^\circ$:

$$\sigma_{max} = \frac{P\beta}{W_{x(y)}} \left(1 + k \frac{\delta^2}{\beta^2} \frac{E}{G} \right), \quad (5)$$

звідки одержали:

$$\beta_{1(2)} = \frac{\sigma_{max} W_{x(y)}}{P(1 + kM \frac{E}{G})}, \quad (6)$$

де $M = \frac{\delta^2}{\beta^2}$ - відношення, яке задається,
 δ - товщина черешка;

Геометричні характеристики форми поперечного перерізу визначили за формулами:

$$W_x = \frac{I_x}{0,66h}; \quad W_y = \frac{I_y}{0,5a} \quad (7)$$

$$I_x = \frac{ah^3}{36} - \frac{2a_0h_0^3}{4}; \quad I_y = \frac{ha^3}{48} - \frac{h_0a_0^3}{48}, \quad (8)$$

де a і a_0 та h і h_0 - відповідно основа та висота великого і малого трикутників поперечного перерізу черешка.

Розрахунок величини β виконали для черешка розмірами дещо менше середнього.

приймаємо: $a = 0,005$ м, $a_0 = 0,002$ м, $h = 0,005$ м,
 $h_0 = 0,002$ м; $M = 0,03$; $k = 1,2$.

експериментально визначили: $\sigma_{max} = 0,35$; $P = 35$ н;
 $E = 22,1$ МПа; $G = 5,5$ МПа.

В результаті розрахунків визначили: $\beta_1 = 0,019$ м, $\beta_2 = 0,034$ м. Тобто, черешки видаляються при прикладуванні зусилля по осі OX на висоті від нуля до 19 мм, а по осі OY - від нуля до 34 мм.

Отже, для виділення черешків з головки необхідно реалізувати деформацію згину, прикладаючи зусилля до черешка у будь-якій точці на відстані від шпала до 0,019 м від поверхні головки коренеплода.

Л і т е р а т у р а

1. Глезаський І.В. Вирішівництво: Навч. посібник. - К.: Вида. школа, 1991. - с. 320.
2. Дурнал Н.А., Барабан Н.Н., Швайко З.М. Сопротивление материалов: Лаб. работы: Учеб. пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Вида. шк., 1983. - 145 с.
3. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. - Киев: УАЛН. - 1994. - 332 с.
4. Швайко З.М., Глек Р.К. К построению обобщенной теории коротких балок. - Вестн. львов. политехн. ин-та "доклады и научн. сообщення", к 136. львов, "Вида. школа", изд-во при львов. ин-те, 1979. с. 40-44.

З М І С Т

ХАЙЛИС Г.А., ДРАГАН М.С., ДІДУХ В.Ф. Кинематика эреньер ангруженого устройства карусельной сушилки	3
ХАЙЛИС Г.А., ГОШКО З.О., ШЕВЧУК Р.С. Определение закономерностей колебания штамба дерева под действием вибростраживающего механизма	21
ХАЙЛИС Г.А., ГОРБОВИЙ А.Ю. Визначення опорів під час повороту стебел обертачем	39
ХАЙЛИС Г.А., ОБУХОВА Е.А. Об искривлении стеблей при их очесе в льнокомбайне	46
ХАЙЛИС Г.А., КХИМЧУК С.Ф. О работе прижимных устройств криволинейных льнотеребельных ручьев	55
УСЕНКО М.В. Определение равнодействующей силы реакции почвы на стабилизирующий диск	64
БАБОРИГА С.А., ГОРДЕЕВ О.Ф. Інформаційне забезпечення вібродіагностичних досліджень	74
ПАХОЛЖК О.А. Машини для пресування стебел льону в рулони	81
САЙ В.А. Вплив величини пошкоджень яблук на термін їх зберігання	93
САЙ В.А. Аналіз конструктивних рішень апаратів для зафантаження плодів в тару	96
ПОПКО В.Й. Широкозахватна тукова сівалка	103
ДІДУХ В.Ф., ПОДОЛЯК В.М. Аналіз джерел сушки сільськогосподарських матеріалів	109
ГЕВКО Р.Б. Шляхи покращення функціонально- експлуатаційних параметрів дискових копачів	114

МАРТИНЕНКО В.Я. Вплив різновисокого розташування коренеплодів на ступінь їх очищення	117
СИНІЙ С.В. Гичковидалаючий механізм стрічкового типу	121
СИНІЙ С.В. Контроль сили натягу у пасових передачах сільськогосподарських машин	125
СИНІЙ С.В., ХАЙЛІС Г.А. Кінематичний аналіз гичковидалаючого механізму стрічкового типу	132
СИНІЙ С.В. Тенденції розвитку технології видалення гички цукрових буряків	148
УЖЕГОВА О.А. Аналіз процесу видовження стебла льону при бранні	153
УЖЕГОВА О.А. Про взаємне розташування ланок у бральному апараті з поперечними різчачками	170
ГОШКО З.О. Дослідження жорсткості центрального провідника і гілок дерев	180
ГОШКО З.О. Визначення твердості шкірки плодів яблуна	185
ГОШКО З.О. Статичне зусилля відриву плодоніжки від плоду	189
ГОШКО З.О., ГОШКО М.О. Визначення статичної міцності плодів	191
ШЕВЧУК Р.С., ГОШКО З.О. Статичне зусилля відриву яблука, довжина і жорсткість плодоніжки	195
МИСКОВЕЦЬ С.Г. Дослідження сушки зерна кукурудзи	202
ШВЕДИК М.С., АБРАМОВ В.Е., СТЕПАНІК О.М. Визначення сили присмоктування насінини до конічної висівного елемента з нахилом віссю обертання	206
ШВЕДИК М.С., СТЕПАНІК О.М. Визначення сили присмок- тування насінини до конічної висівного	

елемента з вертикальною віссю обертання	227
ЮЗИМЧУК С.Ф. Побудова епюр внутрішніх зусиль притиских прутків льонобрального апарату з поперечними криволінійними різчачками	242
ОБУХОВА Е.А. К розрахунку потужності, необхідної для привода зажимного транспортера льнокомбайна	249
ТАЛАХ Л.О. Результати дослідження відриву насінних коробочок від стебел льону	253
ХАЙЛІС Г.А., БОДАК В.І. Аналіз роботи шнекових пристроїв при добуванні сапропелів	258
ХАЙЛІС Г.А., ЦЕМБАЛ А.А., КРЕПІАК Е.И. К определению закономерностей движения звеньев механизмов для ягодоводства	271
СИНІЙ С.В., ХАЙЛІС Г.А., РОГАТИНЬКИЙ Р.М., МАРТИНЕНКО В.Я., ГЕВКО Р.Б. Дослідження процесу відведення гички при роботі гичковидалаючого механізму стрічкового типу	235
ХЕЛЕМЕНДИК М.М., ВРЖЕЦЬ М.В. До обґрунтування параметрів барабанного очисника	330
ХЕЛЕМЕНДИК М.М., ШВАБ'ЯК В.І., МАТКОВА А.В., ЛЯДА М.І., СИНІЙ С.В. Механічний розрахунок гички цукрових буряків на предмет видалення її з головок коренеплодів	338

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей

Редактор: Г.М.Карманчикова

Підл. до друку 12.07.95. Умовн.друк.л. 15,8. Тираж 150