

THEORETICAL ARGUMENTATION OF PARAMETERS OF A WINDROVER STEMS DRIVING AND EVACUATING WORKING PART

ARGUMENTAREA TEORETICĂ A PARAMETRILOR ORGANULUI DE ANTRENARE ȘI EVACUARE A TULPINILOR UNUI VINDROVER

PhD. Eng. Cerempei V.

Institute of Agricultural Machinery "Mecagro" Chisinau / Moldova

E-mail: institut@mecagro.md

Abstract: In order to assure the optimum operating conditions for the combine of harvesting thick stem plants, the constructive and kinematic parameters of windrower part performing the stems cut driving, evacuating and transporting to the feeding apparatus, are explained.

Keywords: windrower, thick stems, driving, evacuating, transporting, constructive and kinematic parameters

INTRODUCTION

Efficiency of operating system of combine designed to thick plants harvesting (corn, sorghum saccharate, sunflower) depends on the quality of a whole series of technological phases. Cutting part parameters are explained in paper [1]. Also, the argumentation of parameters of element performing cut stems driving, evacuating from the row and transporting to the feeding apparatus is of a great importance.

MATERIALS AND METHODS

In order to appropriately cut and securely driving with reduced energy consumption the stem should be cut and completely introduced within the disc driving space before contacting the working surface of driving tooth. When the drum tooth top contacts the stem, the correlation between the combine speed V_{com} and drum angular speed ω_{ant} should meet the following condition: the stem must penetrate the driving space at equal or bigger distance than its diameter, before being touched by the next tooth wall (fig.1). In this case, the combine will run the distance:

Rezumat: Pentru asigurarea condițiilor optime de funcționare a combinei de recoltat plante cu tulpini groase sunt argumentați parametrii constructivi și cinematici ai organului vindroverului, care execută antrenarea, evacuarea din rând și transportarea tulpinilor tăiate către aparatul de alimentare.

Cuvinte cheie: vindrover, tulpini groase, antrenare, evacuare, transportare, parametrii constructivi și cinematici

INTRODUCERE

Eficiența funcționării combinei de recoltat plante cu tulpini groase (porumb, sorg zaharat, floarea soarelui) depinde de calitatea executării a unui șir întreg de faze tehnologice. Parametrii organului de tăiere sunt argumentați în lucrarea [1]. Nu mai puțin importantă este argumentarea parametrilor organului, care execută antrenarea, evacuarea din rând și transportarea tulpinilor tăiate către aparatul de alimentare.

MATERIALE ȘI METODE

Pentru tăierea ireproșabilă și antrenarea sigură cu consum redus de energie este necesar ca tulpina, până a intra în contact cu suprafața de lucru a dintelui de antrenare, să fie tăiată și introdusă complet în spațiul de antrenare al discului. Din momentul contactului vârfului dintelui din tambur cu tulpina, corelația dintre viteza combinei V_{com} și viteza unghiulară a tamburului ω_{ant} trebuie să corespundă următoarei condiții: tulpina pînă să fie atinsă de peretele următorului dinte trebuie să intre în interiorul spațiului de antrenare la distanță egală sau mai mare decât diametrul acesteia (fig.1). În acest caz combina va parcurge distanța:

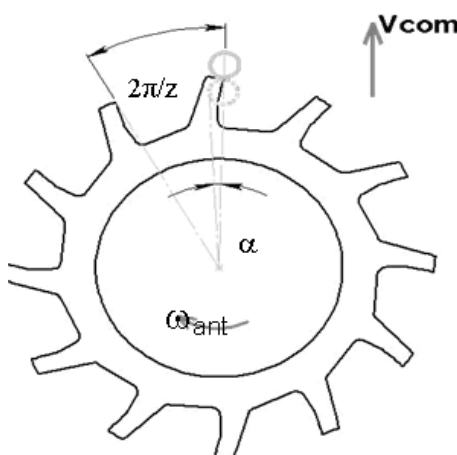


Fig. 1 – Scheme of driving and evacuating the stem from the row

$$S = \hat{l} + d \quad (1)$$

Where:

\hat{i} is the stem curving; d – stem diameter.

For running the distance S , the time period is necessary.

Unde:

\hat{i} este încovoierea tulpinii; d – diametrul tulpinii.

Pentru parcurgerea distanței S este necesară durata de timp:

$$\tau = \frac{S}{V_{com}} = \frac{\hat{i} + d}{V_{com}} \quad (2)$$

Concomitantly, at the same period of time the drum will rotate at angle (fig.1):

Concomitent, în aceeași perioadă de timp tamburul se va roti la unghiul (fig.1):

$$\theta - \alpha = \frac{2\pi}{z} - \arctg \frac{r}{R - r}, \quad (3)$$

where z is the drum teeth number; r – stem radius ; R – drum radius. Then, the time necessary for driving the stem will be equal.

unde z este numărul de dinți ai tamburului; r – raza tulpinii; R – raza tamburului. Atunci perioada de timp necesară pentru antrenarea tulpinii va fi egală:

$$\tau = \frac{\theta - \alpha}{\omega_{ant}} = \left(\frac{2\pi}{z} - \arctg \frac{r}{R - r} \right) / \omega_{ant} = \frac{\hat{i} + d}{V_{com}} \quad (4)$$

As the stem diameter d of corn, sorghum is much smaller than drum diameter ($d_{max} \approx 30...40 \text{ mm} \ll D_{min} \approx 550 \text{ mm}$), and plants stems curving in normal conditions approaches 0 ($\hat{i} \rightarrow 0$), formula (2,4) of time period simplifies:

Deoarece diametrul tulpinii d al porumbului, sorgului este mult mai mic decât diametrul tamburului ($d_{max} \approx 30...40 \text{ mm} \ll D_{min} \approx 550 \text{ mm}$), iar încovoierea tulpinilor plantelor menționate în condițiile normale se apropie de 0 ($\hat{i} \rightarrow 0$), formule (2,4) a duratei de timp se simplifică:

$$\tau = \frac{2\pi}{z\omega_{ant}} \text{ sau } \tau = \frac{d}{V_{com}}, \text{ de unde } \frac{V_{com}}{z\omega_{ant}} = \frac{d}{2\pi} \text{ sau } z\omega_{ant} = \frac{2\pi V_{com}}{d} \quad (5)$$

As a general rule, if the stem is placed between the drum teeth when starting the cutting, the constructive and kinematic parameters ratio should correspond to:

Pentru cazul general, când tulpina în momentul inițierii tăierii se află între dinții tamburului, raportul parametrilor constructivi și cinematici trebuie să corespundă:

$$z\omega_{ant} \leq 2\pi V_{com} / d \quad (6)$$

Immediately after the stem cutting, it is necessary to consecutively perform the following operations: evacuating the stem from the row, moving, reorienting from vertical position to horizontal one and its driving towards the relevant assembly rollers. When running a distance of 1 meter, the combine windrower has to cut plant stems (corn, saccharate sorghum, sunflower etc.) in each row and within the period of time $\tau' = 1/V_{com}$.

Imediat după tăierea tulpinii este necesar de efectuat consecutiv următoarele operațiuni: evacuarea tulpinii din rând, deplasarea, reorientarea din poziția verticală în cea orizontală și antrenarea acesteia către tăvălugii ansamblului respectiv. La parcurgerea distanței de 1 metru liniar vindroverul combinei trebuie să taie m tulpini de plante (porumb, sorg zaharat, floarea-soarelui etc.) în fiecare rând și în perioada de timp $\tau' = 1/V_{com}$.

RESULTS

Evacuation of stems in row. Having in view the request of an operative evacuation of the stems from the row, each tooth of driving-evacuating drum should transport at the most one plant for each row (fig.1). In this case, for evacuating the stems the drum will rotate with an angle which value will be:

REZULTATE

Evacuarea tulpinilor din rând. Având în vedere cerința evacuării operative a tulpinilor din rând, fiecare dinte al tamburului de antrenare-evacuare trebuie să transporte maximum câte o plantă din fiecare rând (fig. 1). În acest caz pentru evacuarea m tulpinilor tamburul se va roti la un unghi, a cărui valoarea integrală va fi:

$$\varphi' = \frac{2\pi}{z} \cdot m \quad (7)$$

where z is the number of teeth on drum disc; m – number of harvested stems in a row at 1 linear meter. For achieving the angle above φ' , the disc needs a similar period of time:

unde z este numărul de dinți pe un disc al tamburului; m – numărul de tulpini recoltate într-un rând la 1 metru liniar. Pentru a parcurge unghiul menționat φ' discul are nevoie de aceeași perioadă de timp:

$$\tau' = \varphi' / \omega_{ant} = 2\pi m / z\omega_{ant} \quad (8)$$

where ω_{ant} is the angular speed of driving drum.

unde ω_{ant} este viteza unghiulară a tamburului de antrenare.

Operative evacuation of stems from the row requires that the drum runs the angle φ within a less period of time than the time necessary for the combine to cross 1 linear meter distance, namely:

$$2\pi m / z\omega_{ant} \leq 1/V_{com}. \quad (9)$$

From inequality (9) results that, for operatively evacuating the stems in row, the drum constructive and kinematic parameters ration should be:

$$z\omega_{ant} \geq 2\pi m V_{com} \quad (10)$$

Respecting both efficient operating conditions of windrower (safely driving the stems to the drum teeth and evacuating them) determines the drum driving parameters as follows:

$$2\pi V_{com} m \leq z\omega_{ant} \leq 2\pi V_{com} / d \quad (11)$$

For efficiently driving the stems requires that the drum teeth pitch (fig.1) be:

$$P = \frac{2\pi(R-r)}{z} \quad \text{and} \quad \text{circular speed of drum}$$

$V = \omega_{ant}(R-r)$ assures the displacement period from a tooth to another contacting the stem within a greater period of time than the necessary for cutting a stem:

$$\frac{2\pi(R-r)}{z} / \omega_{ant}(R-r) \geq \frac{d}{V_{com}}, \text{ from here}$$

Evacuarea operativă a tulpinilor din rând necesită ca tamburul să parcurgă unghiul φ într-o perioadă de timp mai mică, decât cea necesară combinei pentru a traversa distanța de 1 metru liniar, adică:

Din inegalitatea (9) reiese, că pentru evacuarea operativă a tulpinilor din rând raportul parametrilor constructivi și cinematici ai tamburului trebuie să fie:

Respectarea ambelor condiții de funcționare eficientă a vindroverului (antrenarea sigură a tulpinilor de către dinții tamburului și evacuarea operativă a lor din rând) determină parametrii tamburului de antrenare în felul următor:

Condiția antrenării eficiente a tulpinilor impune ca pasul dinților din tambur (fig.1)

$$P = \frac{2\pi(R-r)}{z} \quad \text{și} \quad \text{viteza circulară a tamburului}$$

$V = \omega_{ant}(R-r)$ să asigure durata deplasării de la un dinte până la altul din contact cu tulpina într-o perioadă de timp mai mare decât cea necesară pentru tăierea unei tulpini: $\frac{2\pi(R-r)}{z} / \omega_{ant}(R-r) \geq \frac{d}{V_{com}}$, de aici

$$z\omega_{ant} \leq 2\pi V_{com} / d \quad (12)$$

where R , r represents the drum radius and respectively the stem radius ($r = d/2$).

The last inequality (12) confirms the correctness of formula (11) and allows to set the dimensions of driving space of drum disc.

Stems evacuation and driving. As mentioned before, during the working process, the drum teeth perform a complex movement: they rotate along with the drum with angular speed ω_{ant} and moves with the combine with linear speed V_{com} (fig.2).

Taking into account the recommendations [2], [3], from the scheme shown (fig. 2) can be obtained the equations of displacement of different points of evacuating disc:

unde R , r reprezintă raza tamburului și respectiv a tulpinii ($r = d/2$).

Ultima inegalitate (12) confirmă corectitudinea formulei (11) și permite precizarea dimensiunilor spațiului de antrenare a discului din tambur.

Plenitudinea evacuării și antrenării tulpinilor. După cum s-a menționat anterior, în procesul de lucru dinții tamburului efectuează o mișcare complexă: se rotesc împreună cu tamburul cu viteza unghiulară ω_{ant} și se mișcă consecvent împreună cu combina cu viteza liniară V_{com} (fig.2).

Ținând cont de recomandări [2], [3], din schema prezentată (fig. 2) pot fi obținute ecuațiile deplasării diferitor puncte ale discului de evacuare:

$$\text{the tooth AB: } Y_A = V_{com} \cdot \tau_1 + R \sin \omega_{ant} \tau_1, \quad X_A = R \cos \omega_{ant} \tau_1, \quad (13)$$

$$Y_B = V_{com} \tau_1 + (R-b) \sin \omega_{ant} \tau_1, \quad X_B = (R-b) \cos \omega_{ant} \tau_1 \quad (14)$$

$$\text{the tooth CD: } Y_c = V_{com} \tau_2 + (R-b) \sin \omega_{ant} \tau_2, \quad X_c = (R-b) \cos \omega_{ant} \tau_2 \quad (15)$$

$$Y_D = V_{com} \tau_2 + R \sin \omega_{ant} \tau_2, \quad X_D = R \cos \omega_{ant} \tau_2, \quad (16)$$

where R is the drum radius; b – tooth working width.

Scheme analysis (fig. 2) demonstrates that *efficient and complete evacuation of stems* can be reached when $Y_{A_1} \geq Y_{C_1}$. Taking into consideration the necessity of diminishing the energy consumption, the variant is optimum

unde R este raza tamburului; b – lățimea de lucru a dintelui.

Analiza schemei (fig. 2) demonstrează că *antrenarea și evacuarea eficientă și completă* a tulpinilor poate fi în cazul când $Y_{A_1} \geq Y_{C_1}$. Luând în considerație necesitatea minimizării consumului de energie, este optimă varianta

when $Y_{A_1} = Y_{C_1}$. In this case:

când $Y_{A_1} = Y_{C_1}$. În acest caz:

$$\tau_{1=\varphi_1} / \omega_{ant} = \pi / 2\omega_{ant}, \quad (17)$$

$$\tau_2 = \varphi_2 / \omega_{ant} = \left(\frac{\pi}{2} + \frac{2\pi}{z}\right) / \omega_{ant} = \frac{\pi}{2\omega_{ant}} + \frac{2\pi}{z\omega_{ant}} = \frac{\pi z + 4\pi}{2z\omega_{ant}} = \frac{\pi(4+z)}{2z\omega_{ant}} \quad (18)$$

From formulae (13, 15) it follows:

Din formulele (13, 15) urmează:

$$\begin{aligned} Y_{A_1} &= V_{com} \frac{\pi}{2\omega_{ant}} + R \sin \omega_{ant} \frac{\pi}{2\omega_{ant}} = \frac{\pi V_{com}}{2\omega_{ant}} + R, \\ Y_{C_1} &= V_{com} \frac{\pi(4+z)}{2z\omega_{ant}} + (R-b) \sin \omega_{ant} \frac{\pi(4+z)}{2z\omega_{ant}} \\ \frac{\pi V_{com}}{2\omega_{ant}} + R &= \frac{\pi V_{com}(4+z)}{2z\omega_{ant}} + (R-b) \sin \frac{\pi(4+z)}{2z} \end{aligned} \quad (19)$$

Equation (19) describes the ratio between the constructive (R, b, z) and kinematic (V_{com}, ω_{ant}) parameters of windrower in case of safe evacuation of stems in row. After modification the equation (19) has the following form:

Ecuția (19) descrie raportul dintre parametrii constructivi (R, b, z) și cinematici (V_{com}, ω_{ant}) ai vindroverului pentru cazul evacuării sigure a tulpinilor din rând. După modificarea ecuației (19) are următorul conținut:

$$\frac{2\pi V_{com}}{z\omega_{ant}} = R - (R-b) \sin \frac{\pi(4+z)}{2z} = R - (R-b) \sin \left(\frac{2\pi}{z} + \frac{\pi}{2}\right). \quad (19)$$

If we note the angular pitch between the drum disc teeth $\frac{2\pi}{z} = \theta$, then:

Însemnăm pasul unghiular dintre dinții discului tamburului $\frac{2\pi}{z} = \theta$, atunci:

$$\frac{2\pi V_{com}}{z\omega_{ant}} = R - (R-b) \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \text{ sau } \frac{2\pi V_{com}}{\omega_{ant}} = z \cdot \left[R - (R-b) \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \right],$$

$$\frac{V_{com}}{\omega_{ant}} = \frac{R - (R-b) \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right)}{\theta}. \quad (20)$$

From the obtained equations (20) results, that increasing the combine displacement speed V_{com} requires, in case of fixed constructive parameters (z, R, b) a relevant increment of drum angular frequency ω_{ant} . More rationally would be to determine values of parameters z, R, b and speed ω_{ant} , which assures the complete driving and evacuation of stems according to translation speed of combine V_{com} .

Degree of driving the stems in the drum lateral space.

The windrower rotative disc below ensures the stems cutting according to rotation angle φ from 0 to π (fig.2). Rotative drum, placed above the cutting disc, can perform the efficient driving of stems when the angle is narrower ($0 < \varphi < \pi$). This range may be precised by analyzing the scheme of stems driving (fig.3). From the scheme mentioned it results that for driving a stem of d diameter, at a certain moment, it is necessary that the distance between projections on x axis (perpendicular on combine moving direction) of two close teeth tops be bigger than stem diameter:

Din ecuațiile obținute (20) reiese, că majorarea vitezei de deplasare a combinei V_{com} necesită, în cazul parametrilor constructivi fișși (z, R, b) o mărire respectivă a vitezei unghiulare ω_{ant} a tamburului. Mai rațională însă este determinarea valorilor parametrilor z, R, b și a vitezei ω_{ant} , care asigură plenitudinea antrenării și evacuării tulpinilor în diapazonul de lucru al vitezei de translație a combinei V_{com} .

Diapazonul de antrenare a tulpinilor în spațiul lateral al tamburului. La vindrover discul rotativ de jos asigură tăierea tulpinilor în diapazonul unghiului de rotație φ de la 0 până la π (fig.2). Tamburul rotativ, amplasat deasupra discului de tăiere, poate executa antrenarea eficientă a tulpinilor în diapazonul mai îngust al unghiului ($0 < \varphi < \pi$). Acest diapazon poate fi precizat, analizând schema antrenării tulpinilor (fig.3). Din schema menționată reiese, că pentru antrenarea la momentul dat a unei tulpini, care are diametrul d , este necesar ca distanța dintre proiecțiile pe axa x (perpendiculară direcției de mișcare a combinei) vârfurilor a doi dinți vecini să fie mai mare decât diametrul tulpinii:

$$X_{\bar{n}} - X_a = R \cos \left(\omega_{ant} \tau - \frac{2\pi}{z} \right) - R \cos \omega_{ant} \tau \rangle d, \quad \cos(\omega_{ant} \tau - \theta) - \cos \omega_{ant} \tau \rangle \frac{d}{R}$$

$$\text{sau } \cos(\varphi - \theta) - \cos \varphi \rangle \frac{d}{R}. \quad (21)$$

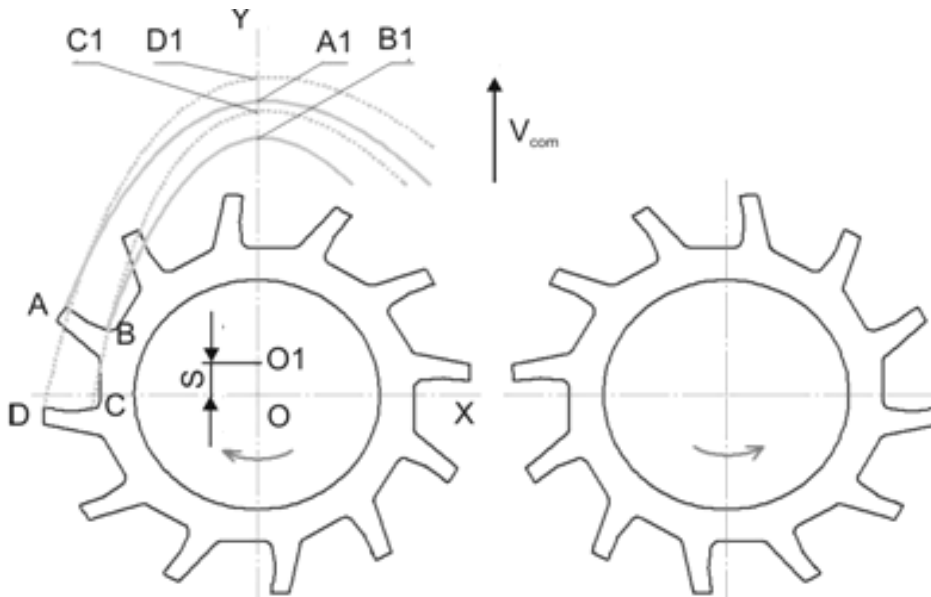


Fig. 2 - Scheme of movement of stem evacuating and driving drum

Knowing the values of stems diameter d , of drum constructive parameters (radius R , angular pitch θ of teeth), can be calculated the angle φ determining the minimum driving conditions of stems, position of lateral and central dividers.

Action of forces acting in stems driving and evacuating. Previous analysis of processes of cutting, driving and evacuating the stems in the windrower was based on kinematic and constructive parameters. For assuring the windrower efficient operation, it is necessary to analyze the forces acting on stems and respectively on windrower working parts (*study of process dynamics*).

As previously mentioned, during the working process the combine moves with the translation speed V_{com} , and windrower working parts co-axially placed, rotate at different speed: lower cutting disc – by speed ω_t , upper drum with discs for stems evacuating – by speed ω_{ant} .

Previous calculations based on formula (11) demonstrate that drum linear rotation speed will be up to 5m/s [5]. Therefore, cutting speed value ($V_t \geq 30$ m/s) is much higher than driving speed value ($V_t \gg V_{ant}$).

The complex operating process of windrower consists in following stages:

a) *cutting* (stem is subjected to cutting disc action and, in certain cases, during a short period of time, to lower driving disc; in this stage, the stem remains connected to the root);

Cunoscând valorile diametrului tulpinilor d , ale parametrilor constructivi ai tamburului (raza R , pasul unghiular θ al dinților), se poate calcula unghiul φ care determină condiții minime de antrenare a tulpinilor, poziția divizorilor laterali și a celui central.

Acțiunea forțelor în procesul de antrenare și evacuare a tulpinilor. Analiza precedentă a proceselor de tăiere, antrenare și evacuare a tulpinilor în vindrover a fost bazată pe parametrii cinematici și constructivi. Pentru asigurarea funcționării eficiente a vindroverului este necesară analiza forțelor, care acționează asupra tulpinii și respectiv asupra organelor de lucru ale vindroverului (*studiul dinamicii procesului*).

După cum s-a menționat anterior, în procesul de lucru combina se deplasează cu viteza de translație V_{com} , iar organele de lucru ale vindroverului amplasate coaxial execută mișcare de rotație cu diferite viteze: discul inferior de tăiere – cu viteza ω_t , tamburul superior cu discuri pentru antrenarea și evacuarea tulpinilor – cu viteza ω_{ant} .

Calculul prealabil în baza formulei (11) demonstrează, că viteza liniară de rotație a tamburului va fi de până la 5m/s [5]. Prin urmare, valoarea vitezei de tăiere ($V_t \geq 30$ m/s) este mult mai mare decât cea a vitezei de antrenare ($V_t \gg V_{ant}$).

După cum reiese din descrierea modelului fizic, procesul complex de funcționare a vindroverului constă din următoarele etape:

a) *tăierea* (tulpina este supusă acțiunii discului de tăiere și, în unele cazuri pe o perioadă scurtă, dintelui discului inferior de antrenare; la etapa aceasta tulpina rămâne în legătură cu rădăcina);

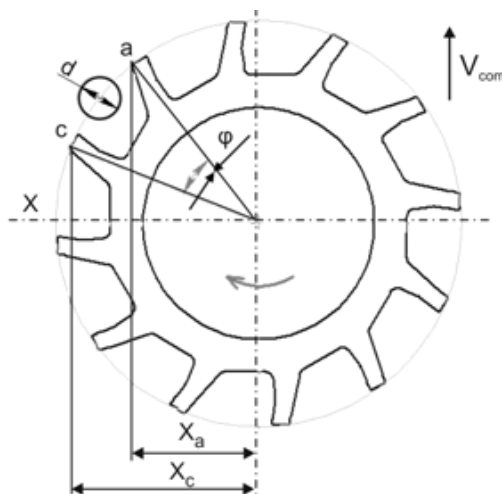


Fig.3 - Scheme of stem lateral driving to the drum teeth

b) *driving* (the cut stem is placed in inner space between the drum teeth and is driven by cutting disc and drum teeth);

c) *evacuation* (the stem is in the same space as teeth and is subdued to drum teeth).

As the first stage, practically does not influence the driving-evacuating process, we shall analyze the forces applied to stem in the following two stages. The stem, immediately after the cutting is in vertical position within the space between the drum (fig.4) and is subjected to action of following forces: gravity force $P(P = mg)$, force of stem friction on the cutting disc towards the rotation movement $F_1(F_1 = f_1P)$, force of inertia $F_{i2}(F_{i2} = ma_2)$, determined by combine translation movement by speed V_{com} . Under these forces action the stem begins a complex movement: simultaneously, towards the cutting disc rotation and rotation pin. As a result, the reactive forces appear: respectively, inertia forces $F_{i1}(F_{i1} = ma_1)$ and friction forces $F_2(F_2 = f_1P)$. After initiating the stem movement, subjected to force F_1 the centrifugal force appears F_{cf}^t , ($F_{cf}^t = m\omega_{pt}^2R$). Angular speed ω_{pt} of stem foot is the same as the cutting disc speed (in terms of direction) ω_t , but ω_{pt} has a smaller value, which depends on the friction coefficient f_1 . Ratio of forces F_{cf}^t și F_{i2} determines the direction and value of friction force F_2 , which is always inversely to the stem movement direction and maintains its position.

If projecting the forces above on axes X,Y the following results will be obtained:

$$\text{axa } X \rightarrow F_1 = F_{i1}, \quad f_1mg = ma_1, \quad f_1g = a_1, \quad (22)$$

axY → at first stage

$$F_{i2} = F_2 + F_{cf}^t, \quad ma_2 = f_1mg + m\omega_{pt}^2R, \quad a_2 = f_1g + \omega_{pt}^2R,$$

axY → at final stage may be (if)

$$F_{i2} + F_2 = F_{cf}^t, \quad ma_2 + f_1mg = m\omega_{pt}^2R; \quad a_2 + f_1g = \omega_{pt}^2R, \quad \omega_{pt}^2R = a_2 + a_1, \quad (23)$$

where m is stem mass, g – acceleration of natural fall; a_1, a_2 – acceleration of stem towards the circular direction

b) *antrenarea* (tulpina tăiată se află în spațiul interior între dinții tamburului de antrenare și este acționată de discul de tăiere și dinții tamburului);

c) *evacuarea* (tulpina se află în același spațiu și sub acțiunea preponderentă a dinților tamburului).

Deoarece prima etapă practic nu influențează asupra procesului de antrenare-evacuare, vom analiza forțele aplicate asupra tulpinii în următoarele două etape. Tulpina imediat după tăiere se află în poziția verticală în spațiul dintre dinții tamburului (fig.4) și este supusă acțiunii următoarelor forțe: gravitațională $P(P = mg)$, de frecare a piciorului tulpinii pe discul de tăiere în direcția rotației $F_1(F_1 = f_1P)$, de inerție $F_{i2}(F_{i2} = ma_2)$, cauzată de mișcarea de translație a combinei cu viteza V_{com} . Sub acțiunea acestor forțe tulpina începe o mișcare complexă: simultan în direcția rotației discului de tăiere și spre axa de rotație. Drept rezultat apar forțele reactive: respectiv de inerție $F_{i1}(F_{i1} = ma_1)$ și de frecare $F_2(F_2 = f_1P)$. După inițierea deplasării tulpinii sub acțiunea forței F_1 apare forța centrifugală F_{cf}^t , ($F_{cf}^t = m\omega_{pt}^2R$). Viteza unghiulară ω_{pt} a piciorului tulpinii coincide după direcție cu viteza discului de tăiere ω_t , însă ω_{pt} are o valoare mai mică, care depinde de

coeficientul de frecare f_1 . Raportul forțelor F_{cf}^t și F_{i2} determină direcția și valoarea forței de frecare F_2 , care totdeauna este îndreptată împotriva direcției de mișcare a tulpinii și servește pentru menținerea poziției acesteia.

Proiectarea forțelor menționate pe axele X,Y dă următoarele rezultate:

axY → at first stage

axaY → la etapa finală poate fi (în cazul dacă)

unde m este masa tulpinii, g – accelerația de cădere liberă; a_1, a_2 – accelerația tulpinii în direcția circulară și

and respectively to the combine direction; f_1 – coefficient of friction of stem on cutting disc surface; ω_{pt} – angular speed of stem foot on the cutting disc; R – radial coordinate of stem placement.

In the second driving stage the stem foot approaches the rear surface of tooth (fig. 4 b). In this case, the following forces act upon the stem: gravity force P , centrifugal force F_{cf}^{ant} ($F_{cf}^{ant} = m\omega_{ant}^2 R$), friction force of stem foot on the cutting disc F_1, F_2 and tooth rear surface F_3 ($F_3 = f_3 R_1 \cos \alpha$), reactive force R_1 , where ω_{ant} is the angular speed of stem and driving drum, f_3 – coefficient of friction, α – angle between the tooth rear surface and centrifugal speed vector.

Because of friction force F_1 existing when acting the cutting disc, the energy consumed is of a power of:

$$N = F_1 R (\omega_t - \omega_{ant}), \quad (24)$$

where ω_t, ω_{ant} is angular speed of cutting disc and respectively of driving drum.

Reducing energy consumption is possible, if the stem foot will detach from cutting disc surface and support on the lower driving disc. In this case, the centrifugal force F_{cf}^{ant} and friction forces F_3 of upper stem parts act on surface of contact of driving drum teeth.

Following the analyses of schemes (fig. 4) it results that the danger of untimely throwing the stem away from the driving space, comes from centrifugal forces F_{cf}^t (at first stage, when supporting the stem on cutting disc) and F_{cf}^{ant} (at second stage, when the stem is supported on drum). Force F_{cf}^t may have higher values in comparison with force F_{cf}^{ant} because of bigger speed of cutting disc.

Diminishing the negative effect of centrifugal forces can be obtained by the following methods:

- Reducing the friction coefficient f_1 of stem foot on the cutting disc and respectively the angular speed ω_{pt} ;
- Increasing the translation speed of the combine V_{com} and respectively of inertia force F_2 ;
- Maintaining the optimum range of drum rotation speed, drum assuring the vegetal matter efficient evacuation, by avoiding an early pushing out;
- Using on rear surface of lower disc teeth driving particular profile which interromps the stem foot evacuation [2];
- Creating the conditions of going up and supporting the stem foot on rear surface of teeth, by assuring the minimum gap between the lower disc and cutting disc, cutting the faces on rear surface [2];
- Utilization of guiding bars of stems within the driving and evacuating space.

respectiv în direcția deplasării combinei; f_1 – coeficientul de frecare a materialului tulpinii pe suprafața discului de tăiere; ω_{pt} – viteza unghiulară a piciorului tulpinii pe discul de tăiere; R – coordonata radială de amplasare a tulpinii.

În faza a doua de antrenare piciorul tulpinii se apropie de suprafața din spatele dintelui (fig. 4 b). În acest caz asupra tulpinii acționează următoarele forțe: gravitațională P , centrifugală F_{cf}^{ant} ($F_{cf}^{ant} = m\omega_{ant}^2 R$), de frecare a piciorului tulpinii pe discul de tăiere F_1, F_2 și pe suprafața din spatele dintelui F_3 ($F_3 = f_3 R_1 \cos \alpha$), reactivă R_1 , unde ω_{ant} este viteza unghiulară a tulpinii și tamburului de antrenare, f_3 – coeficientul de frecare, α – unghiul dintre suprafața din spate a dintelui și vectorul vitezei centrifugale.

Din cauza existenței forței de frecare F_1 , la acționarea discului de tăiere se consumă energie a cărei putere este:

unde ω_t, ω_{ant} este viteza unghiulară a discului de tăiere și respectiv a tamburului de antrenare.

Reducerea consumului de energie este posibilă, dacă piciorul tulpinii se va desprinde de la suprafața discului de tăiere și se va sprijini pe discul inferior de antrenare. În acest caz asupra tulpinii acționează forța centrifugală F_{cf}^{ant} și forțele de frecare F_3 ale piciorului, părților superioare ale tulpinii pe suprafețele de contact ale dinților tamburului de antrenare.

Din analiza schemelor (fig. 4) reiese, că pericolul expulzării înainte de vreme a tulpinii din spațiul de antrenare provine de la forțele centrifugale F_{cf}^t (la prima etapă în cazul sprijinului tulpinii pe discul de tăiere) și F_{cf}^{ant} (la etapa a doua, când tulpina este sprijinită pe tamburul de antrenare). Forța F_{cf}^t are posibilitatea de a avea valori mai înalte în raport cu forța F_{cf}^{ant} din cauza vitezei mai mari a discului de tăiere.

Minimizarea efectului negativ al forțelor centrifugale poate fi obținută prin următoarele metode:

- reducerea coeficientului de frecare f_1 a piciorului tulpinii pe discul de tăiere și respectiv a vitezei unghiulare ω_{pt} ;
- majorarea vitezei de translație a combinei V_{com} și respectiv a forței de inerție F_2 ;
- menținerea în diapazonul optim a vitezei de rotație a tamburului de antrenare, care asigură antrenarea și evacuarea eficientă a masei vegetale fără expulzarea ei înainte de termen;
- utilizarea pe suprafața din spate a dinților discului inferior de antrenare profilului special, care frânează expulzarea piciorului tulpinii [2];
- crearea condițiilor de urcare și sprijinire a piciorului tulpinii pe suprafața din spate a dintelui prin asigurarea jocului minim dintre discul inferior de antrenare și discul de tăiere, tăierea fațetelor pe suprafața din spate [2];
- utilizarea tijelor de ghidare a tulpinilor în spațiul de antrenare și evacuare.

$$\sin \gamma \geq \cos \gamma \cdot f_1 + f_2 \cdot \sin \gamma \cdot f_1 + f_2 \cdot \cos \gamma$$

$$tg \gamma \geq f_1 + f_1 \cdot f_2 \cdot tg \gamma + f_2, \quad tg \gamma (1 - f_1 \cdot f_2) \geq f_1 + f_2, \quad tg \gamma \geq \frac{f_1 + f_2}{1 - f_1 \cdot f_2}$$

Because $f_1 = tg \varphi_1$, $f_2 = tg \varphi_2$ (φ_1, φ_2 - (friction angles), we obtain:

Deoarece $f_1 = tg \varphi_1$, $f_2 = tg \varphi_2$ (φ_1, φ_2 - unghiuri de frecare), obținem:

$$tg \gamma (1 - tg \varphi_1 \cdot tg \varphi_2) \geq tg \varphi_1 + tg \varphi_2, \quad tg \gamma \geq \frac{tg \varphi_1 + tg \varphi_2}{1 - tg \varphi_1 \cdot tg \varphi_2} = tg(\varphi_1 + \varphi_2), \quad \gamma \geq \varphi_1 + \varphi_2. \quad (28)$$

It results that, for safely driving and moving the stem within the drum with diminished energy consumption, it is necessary that the coefficients of friction f_1, f_2 should be reduced, and angle γ between the working surfaces of guiding bar and permanent drum tooth be higher than $\varphi_1 + \varphi_2$ sum. At the same time, the working width of driving space b_{ant} (fig. 5) should meet the following condition:

De aici reiese că, pentru antrenarea sigură și deplasarea tulpinii în interiorul tamburului cu consum redus de energie, este necesar ca coeficienții de frecare f_1, f_2 să fie micșorați, iar unghiul γ dintre suprafețele de lucru a tijeii de ghidare și a dintelui tamburului permanent să fie mai mare decât suma $\varphi_1 + \varphi_2$. Totodată, lățimea de lucru a spațiului de antrenare b_{ant} (fig. 5) trebuie să corespundă următoarei condiții:

$$b_{ant} \geq 2d_{tulp} + d_{tg}, \quad (29)$$

where d_{tulp} is stem diameter; d_{tg} – diameter of guiding bar.

Ejecting the stems from the drum. Taking into account the forces and speed applied on the stem (fig. 5), as well as the condition that the minimum distance is on axis X, the ejecting plates upper part (cleaning) should be placed at the end of sector II.

We shall analyze the conditions of evacuating the stems from the drum in sector III (fig.5). Forces N_1, N_2, F_1, F_2 , applied on stem in this sector are identical with those from sectors I, II. Projecting the forces above on X,Y axes gives the results:

unde d_{tulp} este diametrul tulpinii; d_{tg} – diametrul tijeii de ghidare.

Expulzarea tulpinilor din tambur. Luând în calcul forțele și vitezele aplicate asupra tulpinii (fig. 5), precum și condiția că distanța minimă dintre două tambururi este pe axa X, începutul plăcilor de expulzare (curățire) trebuie să fie amplasat la terminarea sectorului II.

Vom analiza condițiile expulzării tulpinilor din tambur în sectorul III (fig.5). Forțele N_1, N_2, F_1, F_2 , aplicate asupra tulpinii în acest sector, sunt identice celor din sectoarele I, II. Proiectarea forțelor menționate pe axele X,Y dă următoarele rezultate:

$$\text{axis X} - N_2 \cdot \sin \gamma = F_1 + F_2 \cdot \cos \gamma, \quad \text{axis Y} - N_1 = N_2 \cdot \cos \gamma + F_2 \cdot \sin \gamma$$

Formulae obtained are similar to formulae (26), (27), which allows to conclude: safe stems evacuation is performed if the angle γ between the working surfaces of drum teeth and ejecting plates is bigger than the sum of stem friction coefficients on respective working surfaces ($\gamma \geq \varphi_1 + \varphi_2$).

For increasing the probability of ejecting the stems and vegetal wastes, it is necessary that the length of area where teeth and plates interact be maximum.

Taking into consideration the fact that the angle between the working surfaces of driving teeth and vector of combine translation speed V_{com} changes from 90° when entering the sector III (fig. 5) up to 0° when leaving sector III, the ejecting plates along of area of teeth will be inclined towards the optimum speed vector V_{com} . This will allow to maintain the optimum condition of evacuation (formula 28) and to increase the length of ejecting contact of stems in sector III ($\xi_2 > \xi_1$, fig.5 b). Plates may have right linear or curvilinear shape. For assuring the appropriate evacuation conditions of vegetal matter on the whole length of area where teeth interact with plates, the last ones should be convex.

For ensuring of favorable conditions for vegetal mass expulsion on the entire length of the interaction between the driving teeth and the expulsion plates, the plates shape must be convex. Based on the expulsion scheme of the stalks (Fig. 5) can be calculated the duration of the expulsion:

Formulele obținute coincid cu formulele (26), (27), ceea ce permite să se tragă următoarea concluzie: expulzarea sigură a tulpinilor se efectuează dacă unghiul γ dintre suprafețele de lucru ale dinților tamburului și plăcilor de expulzare va fi mai mare decât suma coeficienților de frecare a tulpinii pe suprafețele de lucru respective ($\gamma \geq \varphi_1 + \varphi_2$).

Pentru majorarea probabilității de expulzare a tulpinilor și resturilor vegetale este necesar ca lungimea zonei de interacțiune a dinților și plăcilor să fie maximal posibilă.

Luând în considerație faptul că unghiul dintre suprafețele de lucru ale dinților de antrenare și vectorul vitezei de translație a combinei V_{com} se schimbă de la 90° la intrare în sectorul III (fig. 5) până la 0° la ieșire din sectorul III, plăcile de expulzare pe lungimea contactului cu dinții de antrenare vor fi înclinate spre vectorul vitezei V_{com} . Aceasta a permite menținerea condiției optime de expulzare (formula 28) și majorarea lungimii contactului de expulzare a tulpinilor în sectorul III ($\xi_2 > \xi_1$, fig.5 b). Plăcile de expulzare pot să aibă forma dreptliniară sau curbilinară.

Pentru asigurarea condițiilor favorabile de expulzare a masei vegetale pe toată lungimea interacțiunii dinților de antrenare și plăcilor ultimele mai bine să fie de forma convexă. În baza schemei de expulzare a tulpinilor (fig. 5) se poate calcula durata expulzării:

$$\tau_{exp} = \frac{\xi}{\omega_{ant}}, \tag{30}$$

from which results the ratio of the expulsion durations for the angles ξ_1, ξ_2 : $\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\xi_1}{\xi_2}$.

Because $\xi_2 > \xi_1$, consequently $\tau_2 > \tau_1$. stalks travel speed across the surface from the front of the driving tooth is equal to:

de unde reiese raportul duratelor de expulzare pentru unghiuri ξ_1, ξ_2 : $\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\xi_1}{\xi_2}$.

Deoarece $\xi_2 > \xi_1$, prin urmare $\tau_2 > \tau_1$. Viteza deplasării tulpinilor de-a lungul suprafeței din fața dintelui de antrenare este egală:

$$V_{exp} = \frac{b_{ant}}{\tau} \tag{31}$$

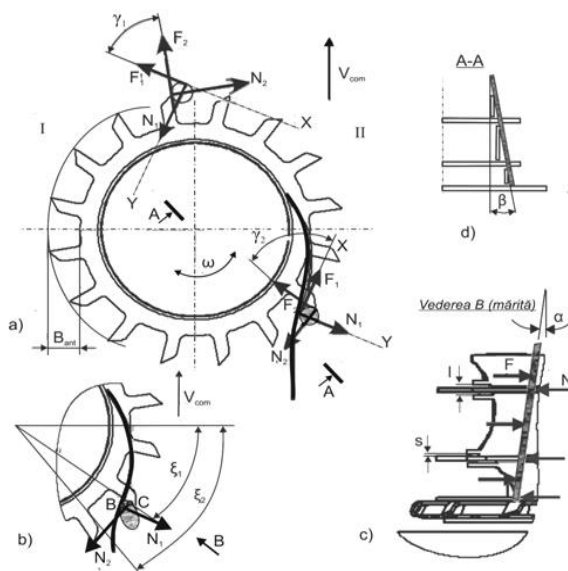


Fig. 5 - The placement scheme of guiding rods of stalks and plates for cleaning the teeth

It is obvious that $V_{exp2} < V_{exp1}$, which for ξ_2 favors the expulsion of the stems.

The geometrical parameters of driving drum in the vertical plane also affect the conditions of evacuation of the stalks.

As mentioned, in the process of expulsion on the stalk act the frictional forces between the working surfaces of the expulsion plates and teeth. For the compensation of these forces on the stalk are applied the normal forces N. Under the action of forces N (fig. 5c) occurs the bending of stalks, whose value can be determined from the strength of materials formula.

Este evident că $V_{exp2} < V_{exp1}$, ceea ce pentru ξ_2 favorizează expulzarea tulpinilor.

Parametrii geometrici ai tamburului de antrenare în planul vertical de asemenea influențează condițiile de evacuare a tulpinilor.

După cum s-a mai menționat, în procesul expulzării asupra tulpinii acționează forțele de frecare cu suprafețele de lucru a plăcilor de expulzare și a dinților. Pentru compensarea acestor forțe asupra tulpinii se aplică forțele normale N. Sub acțiunea forțelor N (fig. 5c) se produce încovoierea tulpinilor, a cărei valoare se poate determina din formula cunoscută în rezistența materialelor

$$\hat{i} = \frac{FIS^2(1 - S/l)^2}{3EI}, \tag{32}$$

where l – is the distance between the expulsion plates; S – clearance between the plate and tooth in the vertical plane; E – the elasticity modulus; I – the moment of inertia of the cross-section of the stalk; F – actuation force.

Minimization of stalk bending is welcomed for its expulsion and it is possible, as demonstrates the formula (32), first of all, by reducing the friction forces and respectively of driving forces F (dependent on the normal forces), of the clearance S and the increase the moment I , that depends on the geometrical parameters of the cross-section of the stalk (for example, for: the round shape – $I = \frac{\pi D^4}{64}$, tubular shape – $I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$, where D, d – the outer diameter and respectively inner of

unde l – este distanța dintre plăcile de expulzare; S – jocul dintre placă și dinte în planul vertical; E – modul de elasticitate; I – momentul de inerție a secțiunii transversale a tulpinii; F – forța de acționare.

Minimizarea încovoierii tulpinii este binevenită pentru expulzarea ei și este posibilă, după cum demonstrează formula (32), în primul rând prin reducerea forțelor de frecare și respectiv a forțelor de acționare F (dependente de forțele normale), jocului S și majorarea momentului I , care depinde de parametrii geometrici ai secțiunii transversale a tulpinii (de exemplu, pentru: forma rotundă – $I = \frac{\pi D^4}{64}$, tubulară – $I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$, unde D, d – diametrul exterior și respectiv interior al secțiunii transversale a tulpinii).

the cross-section of the stalk).

The distance l between the plates influences less the bending of stalk, at the same time with the simultaneous reduction l and S takes place the essential decrease of bending \hat{i} . The minimum value of the clearance S is determined by the technological possibilities of windrover manufacturing. The distance l depends primarily on the thickness δ of the driving teeth, which in its turn is determined by the need to ensure the rigidity of the disk and the exclusion of cutting the stalk ($\delta > \delta_t$ where δ_t is the thickness of the tooth with which it starts cutting the stalks). According to the data [6], the optimal thickness of the blade knife is 0.02 ... 0.04 mm, being allowed 0.1 mm. According to the preliminary results, in order to obtain enough rigidity the minimum thickness of the driving disk must be at least 3 ... 4 mm, that is 30 ... 40 times higher than allowable value for cutting. Therefore, the distance $l \geq \delta_{\min} + S_{\min}$.

As mentioned, at the stage of stalks movement in the sector III (fig.5) it is necessary to concomitantly perform their expulsion from the drum and reorient from the vertical to the horizontal position. Therefore, distance L between the driving teeth (fig. 4) must be enough to assure the change of the stalk position from vertical to the horizontal one. Angle α of inclination of the stalk will depend on the drum geometrical parameters in the following way:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L - d}{h_{\text{ant}}}, \quad (33)$$

where d is the diameter of the stalk, h_{ant} – the height of the stalk driving.

More favorable conditions for the reorientation of stalks provide inclination in the vertical plane of the drum teeth (the angle α , fig. 4b; 5c) and of the expulsion plates (the angle β , fig. 5d). In this case the foot of the stalk comes out faster from the drum and arrives by its lifting between the supplying rollers.

Inclination of surfaces referred improves not only the conditions for the reorientation of stalks, but also for their expulsion because size and the profile of cross section of the stalk in the plane of interaction and plates of the drum teeth and the expulsion plates (fig. 5a,b) change. The round shape of the the cross section (fig. 5a) changes into ellipsoidal (fig. 5b). Therefore, it increases the area of the section and respectively the moment of inertia I , the resistance to bending. Concomitantly changes the position of the points of application of the normal forces N_1 , N_2 (points B,C, fig. 3.13b), favoring the expulsion of stalks.

CONCLUSIONS

1) For ensuring the conditions for qualitative cutting, driving safely and operative evacuation of all of stalks into windrover with the vertical axis of rotation of the working bodies, was established the dependence between the agrotechnical parameters of the stalks (the diameter, the number m to 1 meter in the row), the constructive parameters (the number of teeth of the drum z) and kinematic parameters (combine speed V_{com} , the speed of rotation of the driving drum ω_{ant}). There have been determined the positions of the lateral dividers and of the central one in relation to the driving drum in order to obtain reliable driving of the stalks.

2) The analysis of the forces acting on the stalk in the

Distanța l dintre plăci influențează mai puțin asupra încovoierii tulpinii, totodată cu reducerea simultană l și S are loc diminuarea esențială a încovoierii \hat{i} . Valoarea minimă a jocului S este determinată de posibilități tehnologice de confecționare a vindroverului. Distanța l depinde în primul rând de grosimea δ a dinților de antrenare, care la rândul său este determinată de necesitatea asigurării rigidității discului și excluderii tăierii tulpinii ($\delta > \delta_t$ unde δ_t este grosimea dintelui, cu care se începe tăierea tulpinilor). Conform datelor [6], grosimea optimă a lamei cuțitului este 0,02...0,04 mm, se admite 0,1 mm. Conform rezultatelor prealabile, pentru obținerea rigidității suficiente grosimea minimă a discului de antrenare trebuie să fie de cel puțin 3...4mm, adică de 30...40 ori mai mare decât valoarea admisibilă pentru tăiere. Prin urmare, distanța $l \geq \delta_{\min} + S_{\min}$.

După cum s-a mai menționat, la etapa mișcării tulpinilor în sectorul III (fig.5) este necesară concomitent expulzarea lor din tambur și reorientarea din poziția verticală în cea orizontală. Pentru aceasta distanța L dintre dinții de antrenare (fig. 4) trebuie să fie suficientă pentru asigurarea schimbării poziției tulpinii din verticală în cea orizontală. Unghiul α de înclinare a tulpinii va depinde de parametrii geometrici ai tamburului în felul următor:

unde d este diametrul tulpinii, h_{ant} – înălțimea antrenării tulpinii.

Condiții mai favorabile pentru reorientarea tulpinilor asigură înclinarea în plan vertical a dinților tamburului (unghiul α , fig. 4b; 5c) și plăcilor de expulzare (unghiul β , fig. 5d). În acest caz piciorul tulpinii iese mai repede din tambur și nimereste prin ridicarea sa între tăvălugii de alimentare.

Înclinarea suprafețelor menționate îmbunătățește nu numai condițiile pentru reorientarea tulpinilor, dar și pentru expulzarea lor, deoarece se schimbă mărimea și profilul secțiunii transversale a tulpinii în planul interacționării dinților tamburului și plăcilor de expulzare (fig. 5a,b). Forma rotundă a secțiunii transversale (fig. 5a) se schimbă în elipsoidală (fig. 5b). Prin urmare, se mărește suprafața secțiunii și respectiv momentul de inerție I , rezistența la încovoiere. Concomitent se schimbă poziția punctelor de aplicare a forțelor normale N_1 , N_2 (puncte B,C, fig. 3.13b), favorizând expulzarea tulpinilor.

CONCLUZII

1) Pentru asigurarea condițiilor de tăiere calitativă, antrenare sigură și evacuare operativă a tulpinilor din rând în vindrover cu axa verticală de rotație a organelor de lucru, s-a stabilit dependența dintre parametrii agrotehnici ai tulpinilor (diametrul, numărul m la 1 metru liniar în rând), parametrii constructivi (numărul de dinți ai tamburului z) și cinematici (viteza combinei V_{com} , viteza de rotație a tamburului de antrenare ω_{ant}). Au fost determinate pozițiile divizorilor laterali și a celui central în raport cu tamburul de antrenare cu scopul obținerii antrenării sigure a tulpinilor.

windrover has shown that the danger of untimely expulsion of the stalk from the area of driving comes from the centrifugal forces. Methods are proposed to minimize the negative influence of centrifugal forces. For safely driving and moving of the stalk inside the drum with low energy consumption is required that the coefficients of friction of the stalk on the surfaces of drum teeth f_2 and of guiding bars f_1 to be minimal, and the angle γ between the working surfaces of the guiding bar and of the drum tooth to be permanently greater than the sum $\varphi_1 + \varphi_2$. Also the working width of the driving space (the working length of the driving tooth) must be greater than or equal to the sum of two diameters of stalk and a diameter of the guiding rod.

3) The reliable expulsion of the stalks in the reception chamber is performed, if the angle γ between the the working surfaces of the drum teeth and the expulsion plates is greater than the sum of the coefficients of friction of stalk on the respective working surfaces ($\gamma \geq \varphi_1 + \varphi_2$). For increasing the probability of expulsion of stalks and of vegetal remains it is necessary that the length of the zone of interaction of the teeth and plates to be the maximum possible. The convex shape of the expulsion plate provides favorable conditions for vegetal mass expulsion on the entire length of the interaction of the driving teeth and the plates.

4) The expulsion of stalks from the drum and their reorientation from the vertical to the horizontal position inside the reception chamber depend on the the constructive parameters not only in the horizontal plane but also in the the vertical one (angles of inclination of the drum teeth α and of the expulsion plates β). The angles α and β change the size and the profile of (from round in the ellipsoidal) of the cross section of the stalk in the plane of the drum teeth and plates interaction, changes the position of the points of application of the normal forces, favoring the expulsion of stalks from drum in the reception room of the windrover.

REFERENCES

- [1]. Hăbășescu I., Cerempei V. și alții (2009) - *Energy from biomass: technologies and technical means*, Bons Offices Chisinau Publishing House, pp. 368;
- [2]. Hăbășescu I., Cerempei V., Balaban N., Raicov V. -, *Reaping Machine For Harvesting Of Crops With Thick Stalks*, Patent MD 395;
- [3]. Klepin N., Sakun V. (1980) - *Agricultural and ameliorative machines*, Kolos Publishing House Moscow, pp. 671;
- [4]. Osobov V., Vasiliev G. (1983) - *Machines and units for hay harvesting*, Agricultural Machines, Moscow, p.304;
- [5]. Raikov V. (2011) - *Calculation of cutting and orientation mechanisms of rotor type windrover*, Collection "Technologies And Technical Means For Agriculture" Publishing House Bons Offices Chisinau, pp.146 ÷160;
- [6]. Reznik N. (1975) - *Theory of blade cutting and the bases of cutting devices calculation*, Agricultural Machines, Moscow, p.340.

2) Analiza forțelor care acționează asupra tulpinii în vindrover a demonstrat că pericolul expulzării înainte de vreme a tulpinii din spațiul de antrenare provine de la forțele centrifugale. Sunt propuse metode de minimizare a influenței negative forțelor centrifugale. Pentru antrenarea sigură și deplasarea tulpinii în interiorul tamburului cu consum redus de energie este necesar ca coeficienții de frecare a tulpinii pe suprafețele dinților tamburului f_2 și tijelor de ghidare f_1 să fie minimi, iar unghiul γ dintre suprafețele de lucru tijei de ghidare și a dintelui tamburului să fie permanent mai mare decât suma $\varphi_1 + \varphi_2$. Totodată, lățimea de lucru a spațiului de antrenare (lungimea de lucru a dintelui de antrenare) trebuie să fie mai mare sau egală cu suma a două diametre ale tulpinii și un diametru al tijei de ghidare.

3) Expulzarea sigură a tulpinilor în camera de recepție se efectuează, dacă unghiul γ dintre suprafețele de lucru ale dinților tamburului și plăcilor de expulzare va fi mai mare decât suma coeficienților de frecare a tulpinei pe suprafețele de lucru respective ($\gamma \geq \varphi_1 + \varphi_2$). Pentru majorarea probabilității de expulzare a tulpinilor și resturilor vegetale este necesar ca lungimea zonei de interacțiune a dinților și plăcilor să fie maximal posibilă. Forma convexă a plăcii de expulzare asigură condiții favorabile pentru expulzarea masei vegetale pe toată lungimea interacțiunii dinților de antrenare și plăcilor.

4) Expulzarea tulpinilor din tambur și reorientarea lor din poziția verticală în cea orizontală în camera de recepție depind de parametrii constructivi nu numai în plan orizontal, dar și în cel vertical (unghiurile de înclinare a dinților tamburului α și plăcilor de expulzare β). Unghiurile α și β modifică mărimea și profilul (din rotund în elipsoidal) secțiunii transversale a tulpinii în planul interacționării dinților tamburului și plăcilor de expulzare, schimbă poziția punctelor de aplicare a forțelor normale, favorizând expulzarea tulpinilor din tambur în camera de recepție a vindroverului.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Hăbășescu I., Cerempei V. și alții (2009) - *Energie din biomasă: tehnologii și mijloace tehnice*, Editura Bons Offices Chișinău, 368 p;
- [2]. Hăbășescu I., Cerempei V., Balaban N., Raicov V. -, *Secerătoare pentru recoltarea culturilor cu tulpini groase*, Brevet MD 395;
- [3]. Klepin N., Sakun V. (1980) - *Mașini agricole și ameliorative*, Editura Kolos Moscova, 671p;
- [4]. Osobov V., Vasiliev G. (1983) - *Mașini și echipamente pentru recoltarea fânului*, Mașini Agricole, Moscova, 304p;
- [5]. Raikov V. (2011) - *Calculul mecanismelor de tăiere și orientare ai vindroverului de tip rotor*, Culegere „Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură”, Editura Bons Offices Chișinău, p.146 ÷160;
- [6]. Reznik N. (1975) - *Teoria tăierii cu lamă și bazele calculării aparatelor de tăiere*, Mașini Agricole, Moscova, 340p.