

Biblid: 0354-9496(2009) 14:4, p.58-63  
UDK: 631.558.1

Naučni rad  
Scientific paper

## UTICAJ FREKVENCIJE VIBRATORA TRAKTORSKOG TRESAČA VOĆA NA OSCILOVANJE I OTKIDANJE PLODOVA

## THE INFLUENCE OF A TRACTOR FRUIT SHAKER'S VIBRATOR FREQUENCY ON THE OSCILLATION AND SEPARATION OF FRUIT SUMMARY

*Veljić M., Mladenović N., Marković D.\**

### REZIME

*Mehanizovano ubiranje plodova koštićavog voća omogućava racionalniji i ekonomski opravdaniji način branja, u odnosu na ručni, koji u okviru proizvodnje voća predstavlja jedan od složenijih zadataka. Udeo radne snage pri mehanizovanom otresanju voća je znatno manji od ručnog branja, a efekti se vide i u vremenskom skraćanju ove operacije. Kod traktorskog tresača voća jedan od glavnih zadataka je izbor parametara vibratora. U radu je analiziran odziv stabla, grana i plodova, kao mehaničkog sistema, na pobudne parametre vibratora. Izvršena je optimizacija oscilovanja grana i plodova, do momenta otkidanja plodova i utvrđeni osnovni parametri koji utiču na efikasnost rada traktorskog tresača voća.*

**Ključne reči:** Traktorski tresač, vibrator, mehanički sistem, oscilovanje, plod.

### SUMMARY

*Mechanized stone fruit harvesting enables more rational and economical harvesting, compared to manual harvesting, which represents one of the more complex tasks within the production framework. The share of labor force in mechanized shaking of fruit is much smaller than with manual picking and the effects can also be observed in the shorter time needed for that operation. For tractor fruit shakers one of the main tasks is the selection of vibrator parameters. This paper analyzes the response of the tree, the branches and the fruit, comprising a mechanical system, to the actuating parameters of the vibrator. An optimization of the oscillation of branches and fruit up to the moment of separation of fruit has been performed, and basic parameters, that influence the work efficiency level of the tractor fruit shaker, were determined.*

---

\* Prof. dr Milan Veljić, [mveljic@mas.bg.ac.rs](mailto:mveljic@mas.bg.ac.rs), prof. dr Nikola Mladenović, [nmladenovic@mas.bg.ac.rs](mailto:nmladenovic@mas.bg.ac.rs), prof. dr Dragan Marković, [dmarkovic@mas.bg.ac.rs](mailto:dmarkovic@mas.bg.ac.rs), Mašinski fakultet, Kraljice Marije 16,

**Key words:** Tractor shaker, vibrator, mechanical system, oscillation, fruit.

## UVOD

Savremen pristup u proizvodnji voća insistira na sve većoj primeni sistema mehanizacije i automatizacije kod većine tehnoloških operacija. Danas u svetu i kod nas pod zasadima koštičavog voća nalaze velike površine, odnosno veliki broj stabala. Proizvodnju voća u Srbiji karakterišu kvalitetne sorte, veliki broj stabala, odnosno površine pod zasadima, kao i visoki prinosi. Broj stabala šljiva u periodu od 2005. do 2008 kreće oko 42 000 000 sa prinosima od 681 10<sup>3</sup> t u 2007 godini, dok se broj stabala višanja kreće u granicama od 970 000 sa prinosom od 100 10<sup>3</sup> t u 2007. godini. Sve ovo ukazuje na potrebu korišćenja tehnološko tehničkih rešenja za trešenje voća. Troškovi ručnog branja voća su visoki zbog angažovanja velikog broja radnika u dužem vremenskom periodu. Oko polovina ukupnih troškova proizvodnje otpada na berbu voća, od čega su 80% troškovi ručne radne snage. Ovaj procenat je veći kod branja sitnog koštičavog voća. Kod mehanizovanog branja voća, traktorskim trescima voća pored smanjenja udela radne snage treba naglasiti da se skraćuje vreme ubiranja, odnosno omogućava da se berba obavi u optimalnom agrotehničkom roku. Za postavljanje ovakvih zahteva potrebno je obezbediti odgovarajući agregat traktor – tresać sa rukovaocima i radnicima koji opslužuju mašinu i manipulaciju sa plodovima, odnosno broj radnika bi trebalo da bude u granicama 4 – 6. Veoma važan zadatak pri rešavanju tehničkih pitanja je obezbediti adekvatnu frekvenciju i amplitudu oscilovanja sistema stablo, grana, peteljka i plod.

## MATERIJAL I METOD RADA

Najveće poteškoće za širu primenu mehanizacije, odnosno tresaća voća, pri berbi voća predstavljaju nerešena pitanja koja se odnose na veliki broj različitih sorti, a naročito za različite uzgojne oblike i međuredno i redno rastojanje. Evidentno je da se u sadašnjoj situaciji broj stabala šljiva po hektaru kreće od 160 pa do 500, a u ekstremnim slučajevima za srednje i slabo bujne sorte i do 900, što otežava razvoj univerzalnog tresaća voća.

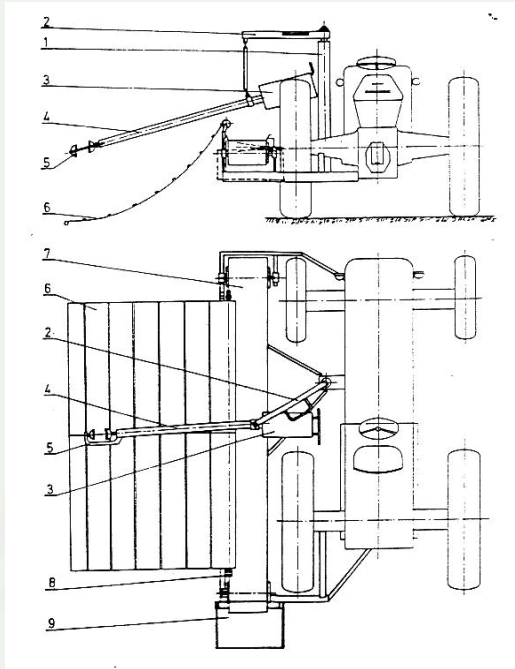
Tresać voća i uređaj za prikupljanje, slika 1., je razvijen na Mašinskom fakultetu u Beogradu, a realizovana u fabrici mašina "Morava" iz Požarevca. Tresać sa vibratorom i uređaj za prikupljanje plodova je bočno postavljen na domaći traktor IMT-539.

Pri osvajanju traktorskog tresaća voća pošlo se od toga da što manji broj radnika bude angažovan u fazama trešenja i manipulacije voća. Ovo znači da je trebalo da se izbegne angažovanje posebnog radnika za rukovanje vibratorom tresaća pa je tu ulogu preuzeo traktorista koji istovremeno i upravlja traktorom. Komande za rukovanje tresaćem nalaze na dohvata ruke traktoristi i pri tome traktorista ima pregled rada pojedinih organa tresaća i uređaja za prikupljanje plodova.

Pri ispitivanju traktorskog tresaća voća frekvencija je bila 15 Hz i amplituda od 0,035 m, shodno proračunu, pa je otrešanje plodova višnja u trajanju od 2 do 5 s bilo oko 95%.

Jedan od posebnih zahteva, pored visokog stepena ispunjavanja agrotehničkih zahteva (da se što manje oštećuju plodovi, da je mali procenat neotresenih plodova, da se može koristiti i za protresanje stabla i glavnih grana, da je moguć širok dijapazon regulisanja položaja hvatača, da je opsluživanje sa što manje radnika, da je što manji uticaj vibraciju na rukovaoca i konstrukciju itd.) je jednostavnost konstrukcije, sa optimalno primenjenim hidrauličnim komponentama, kao bi cena tresaća sa uređajem za prikupljanje, cena održavanja i

eksploatacija bila prihvatljiva odnosno ekonomski opravdana.



Sl. 1. Šematki prikaz tresaća voća "Morava"  
1-vertikalni nosač-stib; 2- obrtni horizontalni nosač; 3- vibrator; 4-strela; 5- hvatač;

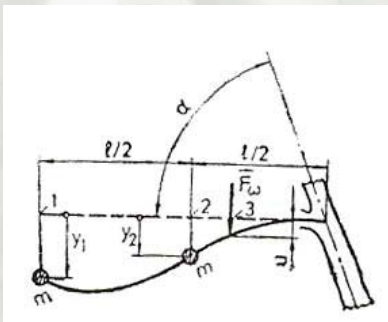
6-sabirno platno; 7-horizontalni transporter; 8-ramska konstrukcija; 9- platforma za gajbe

Fig. 1. Schematic presentation of fruit shaker "Morava"

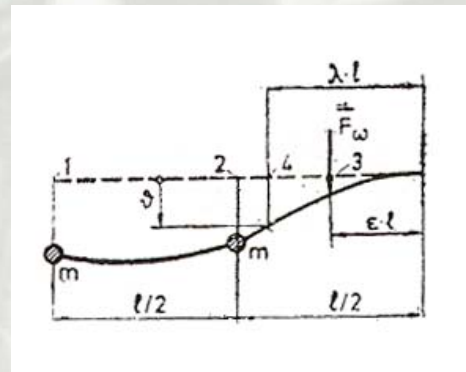
1-vertucal support-pillar; 2- rotational horizontal support; 3-Vibrator; 4-boom; 5-catcher; 6- collecting canvas; 7- horizontal transport; 8-frame structure; 9- platform for palet

## REZULTATI ISTRAŽIVANJA I DISKUSIJA

U radu će biti korišćen mehanički model detaljno opisan u literaturi [1] i [2]. Mehanički model grane aproksimirane konzolom sa jednom koncentrisanom masom na njenom slobodnom kraju [1] dalje je unapređen modelom sa dve jednake koncentrisane mase, locirane na polovini grane i slobodnom kraju [2]. Mehanički model grane sa dve koncentrisane mase prikazan je na sl.2.



Sl.2. Shematski prikaz grane stabla  
Fig.2. Schematic view of tree branch



Sl.3. Položaj težišta ploda  
Fig.3. Fruit position

Smatra se da je grana približno konstantnog kružnog poprečnog preseka, konstantne krutosti, pri čemu je nagib grane prema stablu određen uglom  $\alpha$ . Na osnovu pretpostavki, izloženih u [1] i [2], diferencijalne jednačine kretanja tačaka 1, 2 i 3 mogu se napisati u obliku:

$$\begin{aligned} y_1 + m\ddot{y}_1\alpha_{11} + m\ddot{y}_2\alpha_{12} - F_\omega\alpha_{13} &= 0, \\ y_2 + m\ddot{y}_1\alpha_{21} + m\ddot{y}_2\alpha_{22} - F_\omega\alpha_{23} &= 0, \\ u + m\ddot{y}_1\alpha_{31} + m\ddot{y}_2\alpha_{32} - F_\omega\alpha_{33} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

gde su  $\alpha_{ij}$  ( $i, j = 1, 2, 3$ ) uticajni koeficijenti konzole, imajući pri tome u vidu da je  $\alpha_{ij} = \alpha_{ji}$ . U jednačinama (1) veličina  $F_\omega$  označava prinudnu silu na mestu dejstva čeljusti uređaja za mehanizovano ubiranje ploda, dok je  $m$  polovina ukupne mase grane i ploda.

Kretanje tačke 3 na mestu hvataljke zadato je zakonom [3]:

$$u = r\sin(\omega t), \quad (2)$$

pri čemu je  $r$  amplituda prinudnih oscilacija tačke na mestu hvataljke uređaja, dok je  $\omega$  kružna frekvencija prinudnih oscilacija. Dopunski se pretpostavlja da je hvataljka uređaja locirana na rastojanju  $l/4$  od mesta ukleštenja grane. Imajući u vidu relaciju (2), diferencijalne jednačine (1) transformišu se u oblik:

$$\begin{aligned} (1 - \frac{\Delta_1\alpha_{13}}{\Delta})y_1 + \frac{\Delta_2\alpha_{13}}{\Delta}y_2 + m\alpha_{11}\ddot{y}_1 + m\alpha_{12}\ddot{y}_2 &= \frac{\Delta_3\alpha_{13}}{\Delta}r\sin(\omega t), \\ -\frac{\Delta_3\alpha_{23}}{\Delta}y_1 + (1 + \frac{\Delta_2\alpha_{23}}{\Delta})y_2 + m\alpha_{21}\ddot{y}_1 + m\alpha_{22}\ddot{y}_2 &= \frac{\Delta_3\alpha_{23}}{\Delta}r\sin(\omega t), \end{aligned} \quad (3)$$

uz napomenu da su veličine  $\Delta$ ,  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  i  $\Delta_3$  izračunate u [2].

Homogena rešenja sistema jednačina (3), nakon procedure detaljno opisane u [2] postaju:

$$\begin{aligned} y_{1h} &= A_1^{(1)}\cos(k_1t - \beta_1) + A_1^{(2)}\cos(k_2t - \beta_2), \\ y_{2h} &= \eta_{21}^{(1)}A_1^{(1)}\cos(k_1t - \beta_1) + \eta_{21}^{(2)}A_1^{(2)}\cos(k_2t - \beta_2), \end{aligned} \quad (4)$$

gde su  $\eta_{21}^{(1)}$  i  $\eta_{21}^{(2)}$  koeficijenti glavnih oblika oscilovanja.

Partikularna rešenja sistema (4) treba tražiti u obliku harmonijskih funkcija  $y_{1p} = C_1\sin(\omega t)$  i  $y_{2p} = C_2\sin(\omega t)$ , čijom se zamenom u sistem jednačina (4) određuju vrednosti koeficijenata  $C_1$  i  $C_2$ , što i je urađeno u [2].

Sada opšta rešenja sistema (3) glase:

$$\begin{aligned} y_1 &= A_1^{(1)}\cos(k_1t - \beta_1) + A_1^{(2)}\cos(k_2t - \beta_2) + C_1\sin(\omega t), \\ y_2 &= \eta_{21}^{(1)}A_1^{(1)}\cos(k_1t - \beta_1) + \eta_{21}^{(2)}A_1^{(2)}\cos(k_2t - \beta_2) + C_2\sin(\omega t). \end{aligned} \quad (5)$$

Imajući u vidu stanje sistema u početnom trenutku mogu se konačno odrediti konstante  $A_1^{(1)}$ ,  $A_1^{(2)}$ ,  $\beta_1$  i  $\beta_2$ , što je praktično i urađeno u [2].

Pomeranje proizvoljne tačke na rastojanju  $\lambda l$  ( $0 \leq \lambda \leq 1$ ) od mesta ukleštenja izračunava se na osnovu izraza:

$$v = -m\ddot{y}_1\alpha_{14} - m\ddot{y}_2\alpha_{24} + F_\omega\alpha_{34}, \quad (6)$$

pri čemu su uticajni koeficijenti  $\alpha_{14}$ ,  $\alpha_{24}$  i  $\alpha_{34}$  izračunati u [2]. Imajući u vidu jednačine (6), kao i činjenicu da je pobudnu silu  $F_\omega$  moguće izračunati iz sistema (1), pomeranje proizvoljne tačke grane u potpunosti je određeno.

Diferencijalna jednačina relativnog kretanja ploda, prikazanog na sl.3, ima oblik:

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{R}\varphi = -\frac{\cos\alpha}{R}\ddot{v}, \quad (7)$$

u kojoj veličina  $\varphi$  označava ugao otklona peteljke ploda od vertikale,  $R$  je redukovana dužina peteljke, dok je  $\alpha$  ugao nagiba grane prema stablu. Opšte rešenje diferencijalne jednačine relativnog kretanja ploda (7), može se napisati u obliku:

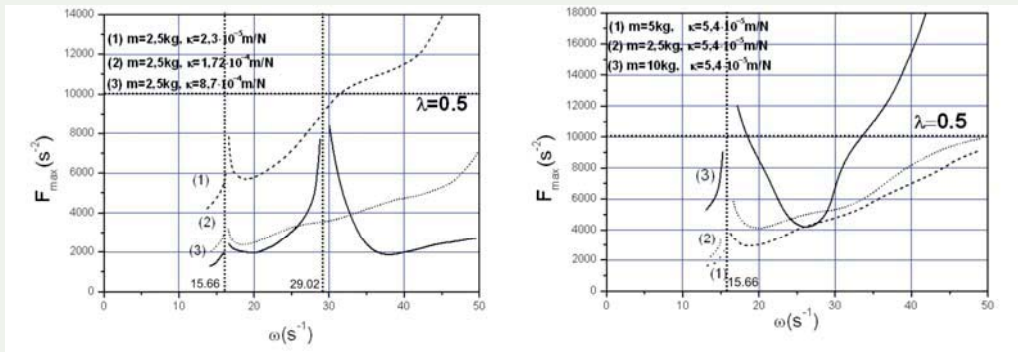
$$\varphi = A\cos\left(\frac{g}{R}t\right) + B\sin\left(\frac{g}{R}t\right) + E_1\sin(k_1t) + E_2\sin(k_2t) + E_3\sin(\omega t), \quad (8)$$

gde su  $E_1, E_2$  i  $E_3$  određeni u radu [2], dok su konstante  $A$  i  $B$  određene na osnovu poznatih početnih uslova.

Kriterijum otkidanja ploda određuje se iz uslova da intenzitet inercijalne sile  $I_p = m_p R \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4}$  nije manji od eksperimentalno određenog intenziteta sile u peteljci  $S$ , tj.  $S \leq m_p R \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4}$ , pri čemu veličina  $m_p$  predstavlja masu ploda. Uvođenjem funkcije  $F = \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4}$ , uz uslov iz literature [4] da je  $S = 0.280N$ , dolazi se do zaključka da vrednost pomenute funkcije mora biti  $F \geq 10^4 s^{-2}$ , da bi došlo do otkidanja ploda.

U cilju verifikacije opisanog mehaničkog modela izveden je proračun maksimalne vrednosti funkcije  $F$ , tj.  $F_{\max} = \max\left[\sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4}\right]$ . Za razliku od rezultata ostvarenih u [1], gde je kriterijum otkidanja bio zadovoljen samo u slučaju kada je plod lociran na kraju grane ( $\lambda = 1$ ), u slučaju modela sa dve koncentrisane mase [2] on je zadovoljen u širem opsegu ( $0.5 \leq \lambda \leq 1$ ). Analizom rezultata modela sa jednom koncentrisanom masom [1] i poboljšanog modela sa dve koncentrisane mase [2], može se doneti zaključak da usloznavanje modela i aproksimacija grane većim brojem koncentrisanih masa dovodi do povećanja tačnosti modela, približavajući ih eksperimentalnim vrednostima.

Vrednosti funkcije  $F_{\max} = \max\left[\sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4}\right]$ , za različite vrednosti fizičkih i geometrijskih veličina ( $m_p, \kappa, \lambda$ ) prikazani su dijagramima na sl.4., u dovoljnom širokom opsegu kružne frekvencije  $\omega$  pobudne sile.



Sl.4. Dijagrami zavisnosti  $F_{max}$  od kružne frekvencije  $\omega$   
Fig.4. Diagrams of dependence  $F_{max}$  on the angular frequency  $\omega$

## ZAKLJUČAK

Na osnovu obavljenog istraživanja može se zaključiti da u okviru proizvodnje voća jedan od glavnih zadataka je primena mehanizovanog načina ubiranja primenom traktorskog tresaća voća. Ovo se pre svega odnosi na smanjenje troškova, u odnosu na ručno branje, i skraćivanje agrotehničkog roka, odnosno vremena ubiranja. Prikazana koncepcija traktorskog tresaća voća pored kompaktnosti i jednostavnosti konstrukcije omogućava da traktorista pored upravljanja traktorom obavlja i rukovanje tresaćem. Oscilovanje grana i plodova, pri protresanju vibratorom je razmatran kao mehanički sistem konzole sa dve koncentrisane mase i na osnovu analize dobijenih rezultata može se zaključiti da je poklapanje numeričkog rešenja sa eksperimentalnim podacima, odnosno da se optimalna frekvencija kreće oko 15Hz.

## LITERATURA

- [1.] Veljić, M., Čović, V., Bojanić, Z., Određivanje optimalne frekvencije uređaja za otkidanje plodova, Savremena poljoprivredna tehnika, No.3, Novi Sad, 1983, pp.145-149.
- [2.] Čović, V., Lukačević, M., Veljić, M., Bojanić, Z., Određivanje frekvencije uređaja za mehanizovano ubiranje plodova, TEHNIKA, Mašinstvo 32 (10), Beograd, 1983, pp.1441-1444.
- [3.] Tuguz, M., Vibracioni sjem jabolok trosivim ustroistvom, Mehan. i elektrifikacija soc. Sel. Hoz-va, br. 3, 1980.
- [4.] Bošnjaković, A., Đukić, N., Karadžić, B., Fizičko-mehaničke osobine plodova višanja u vezi sa mehanizovanom berbom potresanjem, Savremena poljoprivredna tehnika, br. 4, Novi Sad, 1980.
- [5.] Veljić M., Živković D., Prilog određivanja ekonomičnosti tresaća voća, 31 JUPITER konferencija, Zlatibor 2005, Zbornik radova, pp 4.33-4.38
- [6.] Živković D. Veljić M., Pozhidaeva V. Determination of economic indicator for mechanized harvesting of plumbs, 7th International conference AMO' 2006, Technical Universitu od Sofija, Sozopol-Bulgarija, pp.104-108.
- [7.] Obradović F., Nikolić R., Teofanović Ž., Strategija razvoja mehanizacije poljoprivredni proizvodnje u svetu i mogućnost primene u našim uslovima, Traktori i pogonske mašine, br. 4 god.10, Novi Sad, Dec.2005. pp. 19-27
- [8.] Lučić Đ., Bošnjak D., Marković K., Korišćenje traktora pri različitom intenzitetu poljoprivredne proizvodnje, Traktori i pogonske mašine, br. 3, god. 6, Novi Sad, Nov. 2001., pp. 7-12
- [9.] Radonjić R., Oscilatorni procesi poljoprivrednih traktora, Traktori i pogonske mašine, br. 3, god. 6, Novi Sad, Nov. 2001., pp. 34-39
- [10.] Đorđević L.J., Đurić S., Gligorijević G., Razvoj mašina, opreme i uređaja namenjenih za primenu u poljoprivredi, vodoprivredi i šumarstvu., Trak. i pog. mašine, br. 3, god. 6, Novi Sad, Nov. 2001., pp. 56-62
- [11.] Novaković D., Mileusnić Z., Eksploatacioni pokazatelji i oblast primene traktora nižih kategorija, Traktori i pogonske mašine, br. 4, god. 2, Dec. 1997, Novi Sad, dec. 1997. pp.35-40

Rad primljen: 12.10.2009.

Rad prihvaćen: 19.10.2009.