

## شبیه‌سازی و تحلیل رفتار دینامیکی درخت بادام با استفاده از نرم افزار MATLAB

مسعود زابستانی، حسین مبلی، سید سعید محتسبی و رضا علیمردانی

تاریخ دریافت مقاله: ۸۳/۸/۳۰ تاریخ پذیرش مقاله: ۸۴/۸/۲۸

### چکیده

کاربرد تجهیزات برداشت مکانیکی میوه و آجیلیان در کشاورزی مکانیزه به طور روز افزونی اهمیت پیدا می‌کند. اکثر تکاننده‌های درخت به شاخه یا تنه درخت ارتعاش وارد می‌کنند. با تحلیل رفتار دینامیکی، می‌توان تکاننده‌های موجود را برای استفاده در محصولات درختی گوناگون، بدون نیاز به آزمایش‌های متنوع و با حداقل تغییرات، اصلاح کرد. رفتار دینامیکی سیستم‌ها را معمولاً با معادلات دیفرانسیل مدل می‌کنند. در این تحقیق، برای تحلیل و شبیه‌سازی رفتار دینامیکی درخت بادام از جعبه ابزار سیمولینک نرم افزار MATLAB استفاده شد. مدل ریاضی تکاننده و درخت که یک سیستم لنگ و لغزنده است به صورت یک سری معادلات دیفرانسیل رسته یک ارائه و با سیمولینک حل شد. نتایج نشان می‌دهد که (۱) با افزایش بسامد ورودی تکاننده، دامنه و بسامد ارتعاش گیره اتصال به درخت افزایش می‌یابد. (۲) افزایش ضریب سختی تکاننده، باعث بهتر شدن انتقال تکان به تنه درخت و بهبود دامنه ارتعاش می‌شود. (۳) با کاهش ضریب میرایی تکاننده، ارتعاش منتقل شده به درخت دیرتر میرا می‌شود. (۴) با افزایش جرم درخت، دامنه و بسامد ارتعاش وارد بر درخت کاهش می‌یابد. (۵) با افزایش نیروی وارده از بازوی تکاننده درخت، دامنه ارتعاش وارده به درخت افزایش می‌یابد.

### واژه‌های کلیدی

بادام، تکاننده درخت، رفتار دینامیکی، شبیه‌سازی، نرم افزار MATLAB

۱- برگرفته از رساله دکتری گروه مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشکده مهندسی بیوسیستم کشاورزی، پردیس کشاورزی و منابع طبیعی، دانشگاه تهران با عنوان «تعیین مقاومت به ارتعاش میوه بادام و شبیه‌سازی دینامیکی درخت آن»

۲- به ترتیب عضو هیئت علمی بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، مرکز تحقیقات کشاورزی آذربایجان شرقی، نشانی: جاده تبریز، آذرشهر، ۲ کیلومتر بعد از پلیس راه، مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی آذربایجان شرقی، تلفن: ۰۴۱۲۲۶۶۳۹۱۵، دورنگار ۰۴۱۲۲۶۶۲۸۶۶، پیام نگار: zaboolestani@yahoo.com و اعضای هیئت علمی، استادیار، استادیار و دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشکده مهندسی بیوسیستم کشاورزی، پردیس کشاورزی و منابع طبیعی، دانشگاه تهران

## مقدمه

زیادی برای حل معادلات دیفرانسیل و شبیه‌سازی

رفتار دینامیکی سیستم‌ها موجود هستند.

در دسترس بودن زبان‌های ویژه شبیه‌سازی، توانایی‌های محاسباتی گسترده با هزینه رو به کاهش هر محاسبه، و پیشرفت‌هایی در روش‌های شبیه‌سازی، این مبحث را به صورت یکی از رایج‌ترین و پذیرفته‌ترین ابزار تحقیق در عملیات و تحلیل سیستم‌ها در آورده است (Mahloji, 2003).

## - مدل‌سازی ریاضی سیستم‌های دینامیکی

در مطالعه سیستم‌های دینامیکی، ابتدا مدل ریاضی سیستم ارائه می‌شود تا خصوصیات دینامیکی آن تحلیل شود. مدل ریاضی یک سیستم دینامیکی، مجموعه‌ای از معادلات دیفرانسیل است که دینامیک سیستم را به طور دقیق یا با تقریب بالا بیان می‌کند.

باید توجه داشت که ارائه هر مدل ریاضی قابل قبول، قسمت مهمی از یک تجزیه و تحلیل کامل است. مدل‌های ریاضی ممکن است به صورت‌های مختلفی ارائه شوند. بسته به خصوصیات سیستم و شرایط آن، شکل به خصوصی از مدل ریاضی ممکن است مناسب‌تر از مدل‌های دیگر باشد.

در ارائه مدل، باید رابطه مشخصی بین سادگی سیستم و دقت نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل آن برقرار کرد. اگر دقت بسیار بالا مورد نظر نباشد ارائه مدل ساده توصیه می‌شود. در حقیقت، تحلیل‌گر سیستم همیشه باید دنبال ارائه یک مدل ریاضی مناسب با توجه به شرایط موجود سیستم باشد. اما باید توجه داشت که نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل با توجه به دقت مدل ریاضی ارائه شده

کاربرد تجهیزات برداشت مکانیکی میوه و آجیلیان در کشاورزی مکانیزه به طور روز افزونی اهمیت پیدا می‌کند. اکثر تکننده‌های آزمایشی یا تجاری، شاخه درخت یا تنه آن را ارتعاش می‌دهند. بنابراین تجزیه و تحلیل کامل رفتار دینامیکی درختان و استفاده از نتایج آن می‌تواند در طراحی تکننده‌های مکانیکی مفید باشد. با درک بهتر رفتار دینامیکی درخت، می‌توان تکننده‌های موجود را برای کاربردشان در برداشت محصولات درختی گوناگون بدون نیاز به آزمایش‌های وسیع و با حداقل تغییرات اصلاح کرد.

رفتار دینامیکی سیستم‌ها را معمولاً با معادلات دیفرانسیل مدل می‌کنند. روش دیگر مدل کردن هر سیستم، مشاهده رفتار آن در حال کار واقعی یا اجرای آزمایش برای شناسایی آن است.

مدل ریاضی ساده‌ترین مدل سیستم خطی با یک درجه آزادی است که با معادله دیفرانسیل مرتبه دوم با ضرایب ثابت تعریف می‌شود. تعداد زیادی از مسائل و مفاهیم ارتعاشات را می‌توان با مدل‌هایی با یک درجه آزادی با دقت کافی بررسی کرد. تجزیه و تحلیل‌های سیستم‌های خطی آسان‌تر از سیستم‌های غیرخطی است و از این رو اغلب سیستم‌های مهندسی طوری طراحی شده‌اند که رفتار خطی داشته باشند، اگر چه این سیستم ممکن است ایده‌آل نباشد (Thomson, 1998).

حل معادلات دیفرانسیل به صورت تحلیلی بسیار مشکل و وقت‌گیر است به همین دلیل روش‌های حل عددی زیادی توسعه داده شده‌اند. همچنین تکنیک‌ها و نرم‌افزارهای کامپیوتری بسیار

گرفتند. نتایجی که به دست آوردند این بود که در ناحیهٔ بسامدهای نرمال، نسبت‌های بسامد با افزایش میرایی افزایش می‌یابد. با این حال در بسامدهای تقریباً متوسط بین بسامدهای حرکت ارتعاشی نرمال، دامنه با کاهش میرایی کاهش می‌یابد (Fridley & Lorenzen, 1965).

اصول اساسی تکاننده‌های اینرسیایی درخت، انتقال نیروهای ارتعاشی ایجاد شده بر اثر جرم نوسان‌کننده متصل به درخت است. دو منبع عام جهت تحریک عبارت از لنگ- لغزنده و مجموعه جرم نامتعادل هستند. هر دو منبع به طور یکسان به سیستم نیرو وارد می‌کنند. در مکانیزم لنگ- لغزنده، لغزنده به درخت وصل می‌شود به طوری که در این روش، رفت و برگشت سیستم، نیروی محرک را ایجاد می‌کند.

آدریان و فریدلی (Adrian & Fridley, 1965) برای تجزیه و تحلیل سیستم‌های ساده ارتعاشی درخت فرضیاتی را در نظر گرفتند که عبارت‌اند از:

- (۱) سیستم دارای یک درجه آزادی است،
- (۲) نیروی محرک به صورت سینوسی تغییر می‌کند.
- (۳) نیروی بازگرداننده سیستم به حالت اولیه، با جابجایی متناسب است. (۴) میرایی لزج است (نیروی میرایی متناسب با سرعت است) و
- (۵) انرژی توسط تکاننده ذخیره می‌شود. در نهایت، با استفاده از معادلهٔ دیفرانسیل زیر که از قانون دوم نیوتن پیروی می‌کند به تحلیل پرداختند (رابطه شماره ۲).

$$\sum F = ma$$

$$-kx - c \frac{dx}{dt} - m \frac{d^2}{dt^2} (x + r \cos \omega t) = (M - m) \frac{d^2 x}{dt^2}$$

(۲)

برای دینامیک سیستم، قابل اطمینان هستند (Mahloji, 2003).

وانگ (Wang, 1965) قهوه و دم آن را با تیری طره‌دار مدل کرد که دارای جرمی متمرکز در انتهای آن بود. ولی برای ساده‌تر کردن محاسبهٔ بسامد طبیعی، مدل را به صورت سیستمی معادل جرم و فنر توصیف کرد.

فریدلی و لورنزن (Fridley & Lorenzen, 1965) تکان درخت را به صورت کامپیوتری تجزیه و تحلیل کردند. این دو محقق درخت را به صورت تیری مخروطی شکل فرض و جرم خارجی را در امتداد طولش پخش کردند تا میوه‌ها، برگ‌ها و شاخه‌های کوچک روی درخت نیز شبیه‌سازی شود. و برای میرایی، فقط میرایی لزج را در نظر گرفتند و برای بیان معادلهٔ دیفرانسیل ارتعاش آزاد، از رابطهٔ تیموشنکو (رابطه شماره ۱) استفاده کردند:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}) = 0 \quad (1)$$

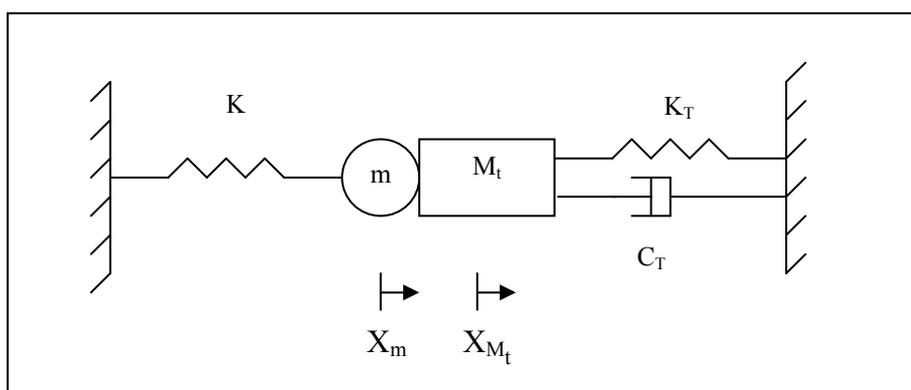
که در آن:

$x$  = فاصله اندازه‌گیری شده تیر از انتهای آن (بر حسب متر)؛  $\rho$  = جرم در واحد طول (بر حسب کیلوگرم)؛  $y$  = تغییر مکان تیر در نقطه  $x$  و در زمان  $t$  (بر حسب متر)؛  $t$  = زمان (بر حسب ثانیه)؛  $E$  = مدول الاستیسیته (بر حسب نیوتن بر متر مربع)؛  $I$  = ممان اینرسی تیر در نقطه  $x$  و در زمان  $t$  (بر حسب متر به توان چهار) است.

هنگام محاسبات، ضریب میرایی ۰/۱۰۷ را در نظر

که در آن:  $x$  = جابه‌جایی لحظه‌ای از موقعیت تعادل (بر حسب متر)؛  $m$  = جرم نامتعادل (بر حسب کیلوگرم)؛  $k$  = سختی فنری (بر حسب نیوتن بر متر)؛  $M$  = جرم کلی سیستم (بر حسب کیلوگرم)؛  $c$  = ضریب میرایی (بر حسب نیوتن ثانیه بر متر)؛  $t$  = زمان (بر حسب ثانیه)؛  $r$  = شعاع خارج از مرکزی (بر حسب متر)؛ و  $\omega$  = بسامد تحریک (بر حسب رادیان بر ثانیه) است.

آبادیایا و همکاران (Upadhyaya et al., 1981) نیز برای تجزیه و تحلیل اعمال ضربه به درخت، آن را به صورت یک سیستم یک درجه آزادی ارائه شده در شکل شماره ۱ فرض کردند.



شکل شماره ۱ - سیستم یک درجه آزادی

و مشخص کردند که این معادله با ریزش میوه و صدمه به میوه همبستگی بهتری نسبت به اختلاف در سطح انرژی آلت ضربه قبل و بعد از ضربه را دارد.

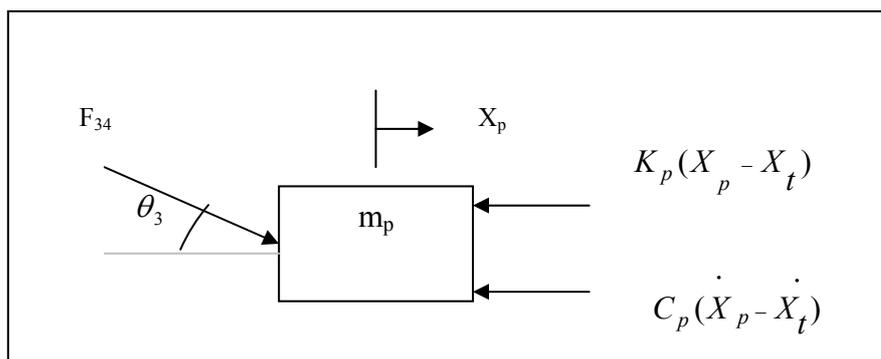
گالیلی و همکاران (Galili et al., 1999) اثر متقابل درخت-تکاننده را با مدل‌سازی یک درخت زیتون و یک تکاننده با ویژگی‌های متغیر و شبیه‌سازی عمل برداشت مکانیکی آن مطالعه کردند. این محققان روشی ایجاد کردند که خصوصیات مکانیکی و انتقال انرژی را که تابعی از تک تک درختان بود در مدت شتاب‌دهی تکاننده در سطح ارتعاش پایین معرفی کنند و سپس ویژگی‌های تکاننده (جرم خارج از مرکز، ثابت‌های فنر و میرایی) را به درخت

نتایج به دست آمده به صورت زیر است:

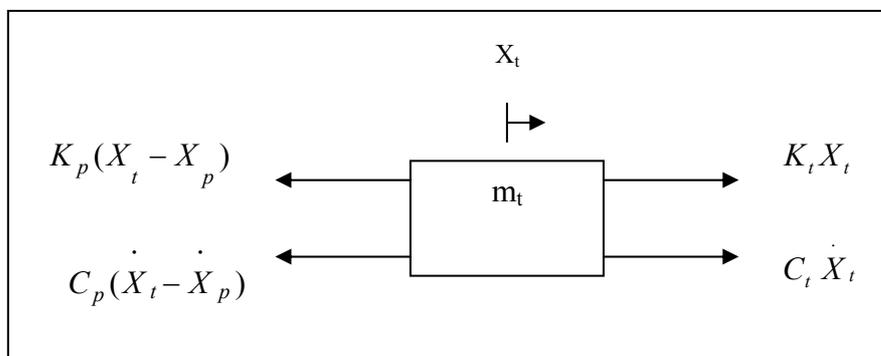
- مدل یک درجه آزادی مذکور می‌تواند حرکت یک نقطه مفروض روی تنه درخت یا عضو الاستیکی را وقتی بر اثر یک جرم در حال حرکت ضربه می‌خورد تشریح کند.
- موقعی که درخت یا یک عضو الاستیکی با پاندول یا جرم سنگین تحت ضربه‌های مختلف قرار می‌گیرد، این مدل می‌تواند ضربات مذکور را مدل‌سازی کند.
- این مدل روش ساده و تقریبی نحوه تعیین پارامترهای دینامیکی درخت را ارائه می‌دهد.
- تخمین انرژی انتقال یافته به درخت را به سبب ضربه بهبود بخشیده و معادله‌ای به دست آورده



در شکل ۲ (الف) و ۲ (ب):  
 بر متر؛  $F_{34}$  = نیروی وارده از بازوی تکاننده به  
 درخت (بر حسب نیوتن)؛  $\theta_3$  = زاویه اعمال نیرو؛  
 $n$  = نسبت طول بازوی لغزنده به شعاع لنگی؛  $m$  =  
 نسبت فاصله نقطه مفروض  $p$  روی میله ۳ تا مفصل  
 ۲۳ به طول میله ۳؛  $d$  = فاصله نقطه مفروض  $p$  روی  
 میله ۳ تا مفصل ۲۳؛  $R$  = شعاع لنگی (بر حسب  
 متر)؛  $l$  = طول بازوی لغزنده (بر حسب متر) است.  
 دیاگرام آزاد جرم  $m_p$  به صورت شکل شماره ۳ است  
 (Zabolestani, 2004)  
 و نیروهای وارد به جرم  $m_t$  به صورت شکل شماره ۴  
 هستند:



شکل شماره ۳- دیاگرام آزاد جرم لغزنده  $m_p$



شکل شماره ۴- دیاگرام آزاد جرم درخت  $m_t$

در این صورت معادلات حاکم بر  $m_p$  و  $m_t$  به شرح رابطه‌های شماره ۴ و ۵ هستند:

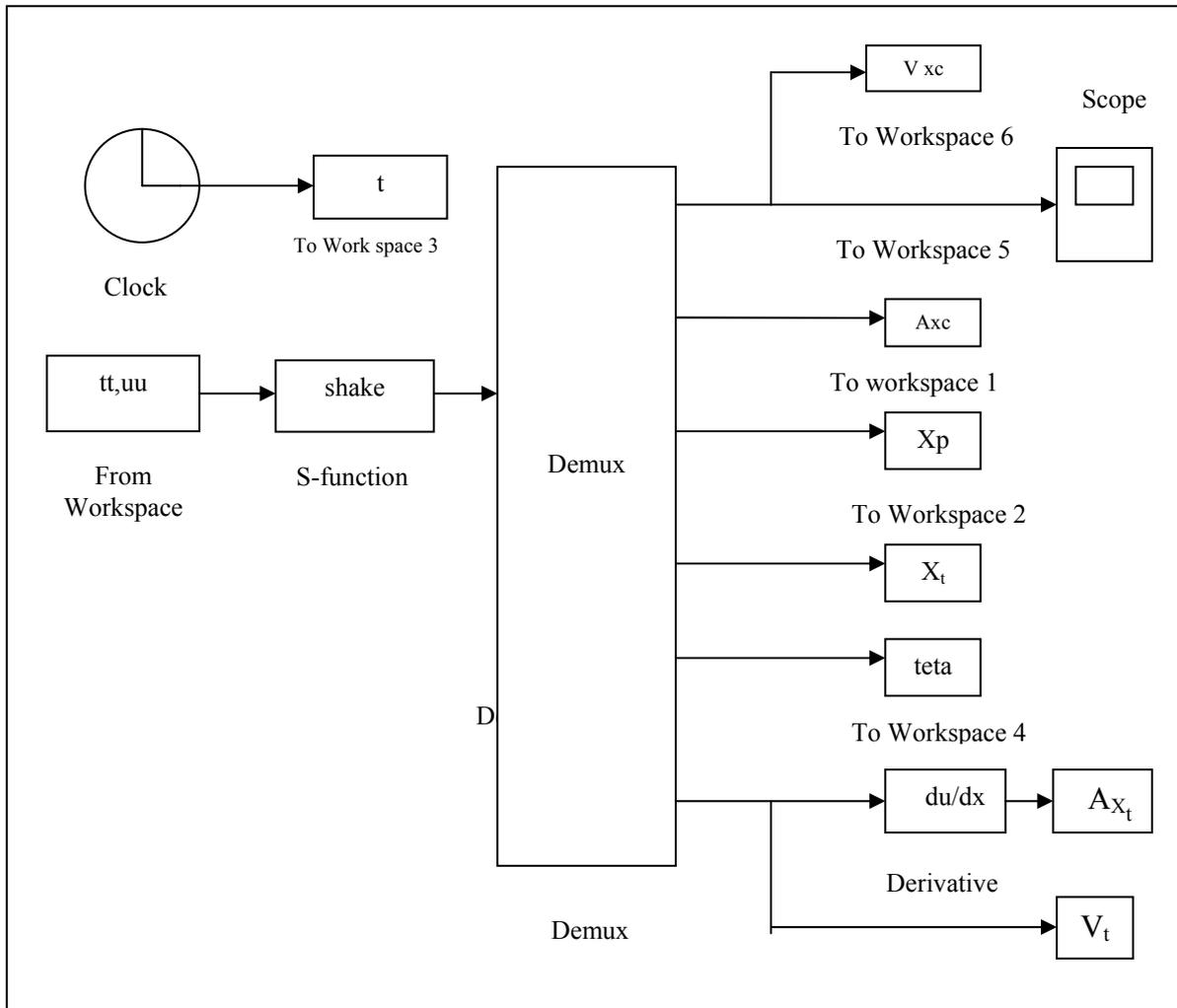
$$m_p \frac{d^2 X_p}{dt^2} = -K_p(X_p - X_t) - C_p(\dot{X}_p - \dot{X}_t) + F_{34} \cos \theta_3 \quad (4)$$

$$m_t \frac{d^2 X_t}{dt^2} = -K_p(X_t - X_p) - C_p(\dot{X}_t - \dot{X}_p) - K_t X_t - C_t \dot{X}_t \quad (5)$$

**شبیه‌سازی سیستم تکاننده و درخت**

شبیه‌سازی می‌شود. نمودار بلوکی طراحی شده برای شبیه‌سازی تکان درخت در شکل شماره ۵ مشاهده می‌شود. نمودار بلوکی طراحی شده برای شبیه‌سازی تکان درخت شامل بلوک‌های زیر است:

در بخش قبلی، معادلات ریاضی غیرخطی حاکم بر رفتار دینامیکی درخت ذکر گردید. در این بخش به کمک جعبه ابزار سیمولینک نرم افزار MATLAB، رفتار دینامیکی درخت و تکاننده



شکل شماره ۵- محیط شبیه‌سازی دینامیکی درخت و تکاننده

تا بردارهای خروجی را در فضای کاری ذخیره کنند.

- ترسیم نمودارها در حین شبیه‌سازی<sup>۵</sup>: که در واقع به صورت on line نمودارها را رسم می‌کند و می‌توان مقیاس آنها را کنترل کرد تا خارج از محدوده نیفتند و در واقع می‌توان از ابتدا و بدون از دست دادن زمان آنها را تصحیح کرد.

### - تبدیل معادلات به شکل قابل حل در سیمولینک

برای اینکه معادلات ارائه شده به منظور توصیف رفتار دینامیکی درخت و تکاننده در سیمولینک قابل حل شوند، معادلات دیفرانسیل رسته دو با تغییر متغیر به دو معادله رسته یک تبدیل می‌شوند. به این شکل که با فرض رابطه شماره ۶:

$$\begin{aligned} X_3 &= X_t & X_1 &= X_p \\ X_2 &= \dot{X}_p = \dot{X}_1 \\ X_4 &= \dot{X}_3 = \dot{X}_t \end{aligned} \quad (6)$$

متغیرهای  $X_1$  تا  $X_4$  متغیرهای حالت سیستم و به ترتیب، جابه‌جایی لغزنده، سرعت حرکت آن، جابه‌جایی تنه درخت، و سرعت حرکت آن هستند. با توجه به روابط بالا می‌توان معادلات حرکت را که دو معادله رسته دو هستند با چهار معادله رسته یک (رابطه‌های شماره ۷ تا ۱۰) بیان کرد:

- ساعت<sup>۱</sup>: زمان جاری شبیه‌سازی را در هر مرحله از شبیه‌سازی در خروجی نشان می‌دهد. اجرای یک شبیه‌سازی با این بلوک باز، سرعت شبیه‌سازی را پایین می‌آورد. در هر صورت برای رسم منحنی‌ها بر حسب زمان ضروری است.

- تابع سیستمی<sup>۲</sup>: تابع سیستمی مورد استفاده در این شبیه‌سازی توصیف برنامه‌ریزی شده رفتار دینامیکی (معادلات ریاضی) سیستم تکاننده درخت است که به زبان MATLAB نوشته شده است. در زمان شبیه‌سازی این بلوک در هر لحظه به کمک پرچم‌های رابط بین محیط سیمولینک و تابع (برنامه) MATLAB با بخش‌های مختلف برنامه شامل مقادیر اولیه متغیرها، مشتق‌گیری و تولید خروجی‌ها ارتباط برقرار می‌کند.

- تجزیه یک سیگنال برداری به سیگنال‌های خروجی<sup>۳</sup>: از این بلوک برای تجزیه سیگنال‌های خروجی بلوک تابع سیستمی که به این بلوک وارد می‌شود استفاده شده است. در واقع هر یک از متغیرهای حالت سیستم یا پارامترهایی را که در فرآیند شبیه‌سازی دخالت دارند می‌توان پس از مشخص کردن در برنامه تابع سیستمی، با تنظیم تعداد خروجی‌ها در این بلوک، به عنوان سیگنال خروجی تجزیه، مشاهده و ضبط کرد.

- نوشتن اطلاعات در یک ماتریس در فضای کاری<sup>۴</sup>: به تعداد بردارهای تجزیه شده در بلوک تجزیه سیگنال از این بلوک‌ها استفاده می‌شود

$$X_t = b \cos \theta_2 + r \cos \theta_3 \quad (15) \quad \dot{X}_1 = X_2 \quad (7)$$

که در آن:  
 $\theta_3$  = زاویه میله رابط و افق و  $b$  = فاصله مفصل‌های  
 ۱۲ و ۱۴ است.

$$\dot{X}_2 = \frac{1}{m_p} (-K_p (X_1 - X_3) - C_p (X_2 - X_4) + F_{34} \cos \theta_3) \quad (8)$$

$$V_C = -b \omega_2 \sin \theta_2 - r \omega_3 \sin \theta_3 \quad (16) \quad \dot{X}_3 = X_4 \quad (9)$$

$$A_C = -b(\omega_2^2 \cos \theta_2 + \alpha_2 \sin \theta_2) - r(\omega_3^2 \cos \theta_3 + \alpha_3 \sin \theta_3) \quad (17) \quad \dot{X}_4 = \frac{1}{m_t} (-K_p (X_3 - X_1) - C_p (X_4 - X_2) - K_t X_3 - C_p X_4) \quad (10)$$

شبیه‌سازی مدل‌های سیمولینک درگیر  
 انتگرال‌گیری عددی مجموعه‌ای از معادلات  
 دیفرانسیل است.

این نرم افزار دارای الگوریتم‌های انتگرال‌گیری  
 عددی متعددی نظیر: رانگ کوتای رسته سه، رانگ  
 کوتای رسته پنج، اولر، گیر و آدامز و  
 لینسیم<sup>۵</sup> است. برای حل معادلات این تحقیق از  
 انتگرال‌گیری به روش رانگ کوتای رسته پنج  
 استفاده شده است.

تعیین زمان شبیه‌سازی نیز یکی از  
 امکاناتی است که سیمولینک در اختیار کاربر  
 قرار می‌دهد. در حین اجرای شبیه‌سازی،  
 سیمولینک، حل‌کننده‌ها و برنامه نوشته شده  
 در MATLAB برای اجرای عملیات با  
 یکدیگر تبادل اطلاعات دارند. این عملیات شامل  
 تعریف شرایط اولیه، مشخصات بلوک و  
 محاسبات مشتقات، حالات گسسته، و  
 خروجی‌هاست.

از حل این معادلات می‌توان سرعت لغزنده  
 $(V_{XC})$ ، شتاب لغزنده  $(A_{XC})$ ، جابه‌جایی لغزنده  
 $(X_p)$ ، و جابه‌جایی تنه درخت  $(X_t)$  را به صورت  
 رابطه‌های شماره ۱۱ تا ۱۷ به دست آورد  
 (Zabolestani, 2004).

$$V_{XC} = -R \omega_2 \left( \sin \theta_2 + \frac{1}{2n} \sin 2\theta_2 \right) \quad (11)$$

که  $\theta_2$  = زاویه بین لنگ و افق است (شکل شماره ۲  
 الف).

$$A_{XC} = -R \omega_2^2 \left( \cos \theta_2 + \frac{1}{n} \cos 2\theta_2 \right) \quad (12)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2 \sqrt{1 - \sin^2 \theta_2}}{\sqrt{n^2 - \sin^2 \theta_2}} \quad (13)$$

$$\alpha_3 = \frac{d \omega_3}{dt} = \frac{\omega_2^2 \sin \theta_2 \cos^2 \theta_2}{\sqrt{(n^2 - \sin 2\theta_2)^3}} - \frac{\omega_2^2 \sin \theta_2}{\sqrt{n^2 - \sin 2\theta_2}} \quad (14)$$

### - قابلیت و توانایی‌های برنامه‌ شبیه‌سازی کامپیوتری ارائه شده

برنامه شبیه‌سازی MATLAB توانایی محاسبه بسامد طبیعی تکاننده و درخت و همچنین نیروی وارده از بازوی تکاننده به درخت و سرعت، شتاب، جابه‌جایی گیره و درخت، و جابه‌جایی زاویه‌ای لنگی را دارد و می‌تواند نمودارهای مربوط به آنها را نسبت به زمان و نسبت به جابه‌جایی زاویه‌ای لنگی رسم کند. از جمله امکانات دیگر برنامه نرم‌افزار شبیه‌سازی سیستم تکاننده- درخت می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- امکان اعمال بسامدها و دامنه‌های ورودی مختلف به تکاننده،
- امکان مشاهده تغییرات پارامترها در حین شبیه‌سازی،
- امکان مشاهده تغییرات پارامترها بعد از اتمام شبیه‌سازی، و
- انتخاب صحیح پارامترها برای طراحی دستگاه تکاننده.

### نتایج و بحث

برای مشاهده رفتار دینامیکی تنه درخت و تکاننده لازم بود برنامه شبیه‌سازی نوشته شده به زبان MATLAB در فضای مناسب شبیه‌سازی در

سیمولینک، اجرا شود. جهت اجرای آن نیاز به داده‌های اولیه‌ای است (جدول شماره ۱) که توسط برنامه از فایل داده‌ها خوانده شود.

برنامه شبیه‌سازی MATLAB بر اساس روابط تعریف شده پس از قرائت داده‌ها می‌تواند مقادیر بسامد طبیعی تکاننده و درخت و همچنین نیروی وارده از بازوی تکاننده به درخت، سرعت و شتاب و جابه‌جایی گیره و درخت، و جابه‌جایی زاویه‌ای را محاسبه و نمودارهای مربوط به آنها را نسبت به زمان و جابه‌جایی زاویه‌ای رسم کند.

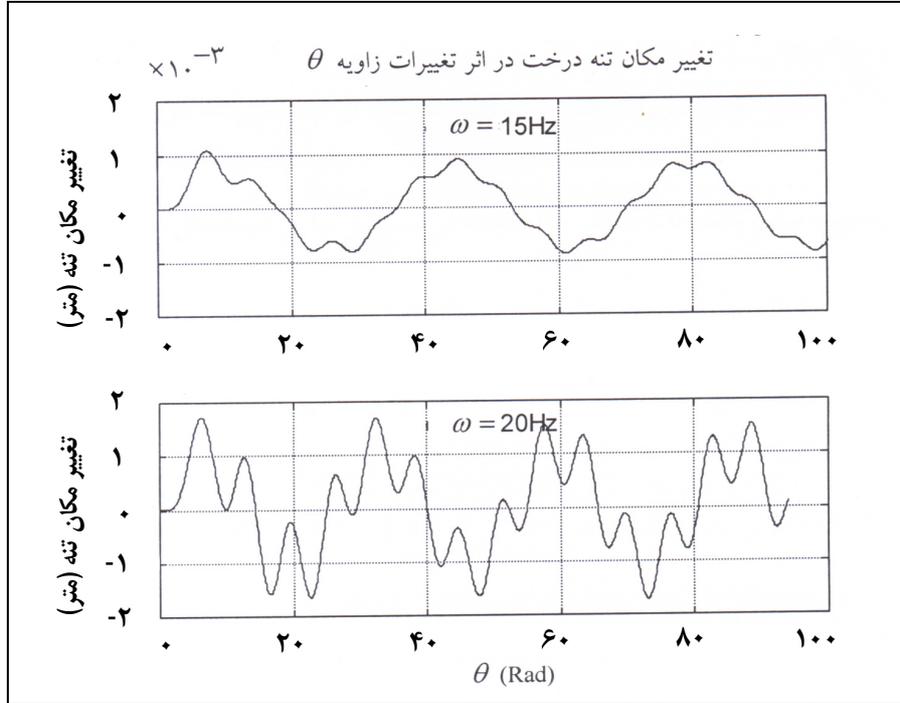
### - بررسی تأثیر تغییرات پارامترهای مختلف سیستم

- نتایج نشان می‌دهد که با افزایش بسامد ورودی، دامنه و بسامد ارتعاش گیره اتصال به درخت (لغزنده)، هردو، افزایش می‌یابد (شکل شماره ۶).
- نتایج همچنین نشان می‌دهد که افزایش ضریب سختی تکاننده  $K_p$ ، باعث بهتر شدن انتقال تکان به تنه درخت می‌شود و دامنه ارتعاش بهبود می‌یابد (شکل شماره ۷). مبللی (Mobli & Tavakoli Hashtjin, 1998) و غلامی مهرآبادی (Gholami Mehrabadi, 1999) هم افزایش ضریب سختی تکاننده را پیشنهاد دادند. گالیلی و همکاران (Galili et al., 1999) نیز به نتیجه مشابهی دست یافتند.

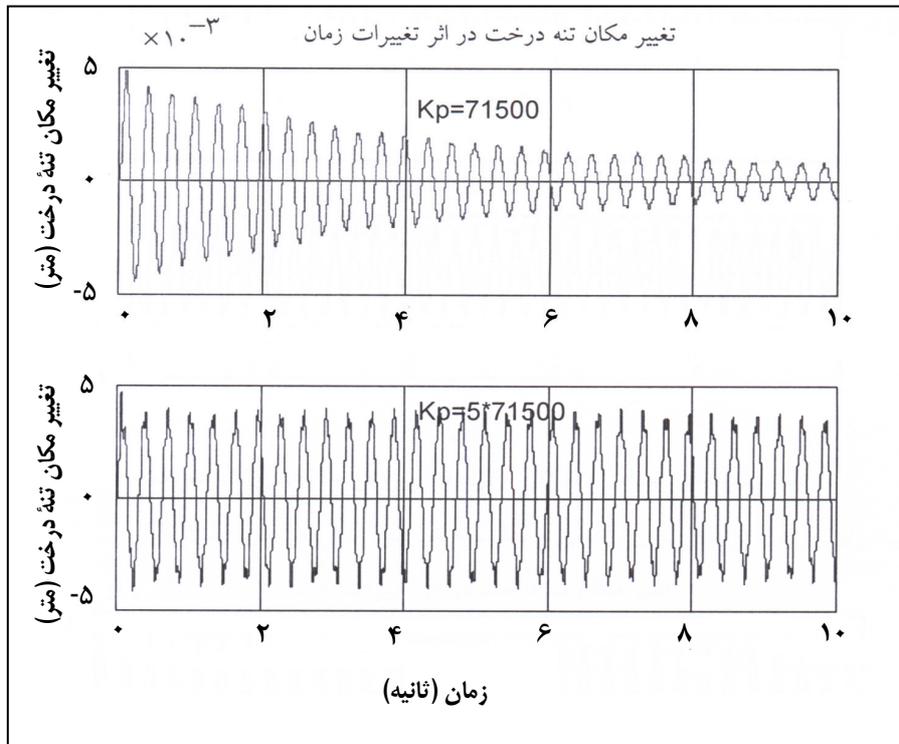
جدول شماره ۱- داده‌های اولیه مورد استفاده در شبیه‌سازی

پارامتر	مقدار	واحد	پارامتر	مقدار	واحد
ضریب سختی تکاننده ( $K_p$ )	۷۱۵۰۰	نیوتن بر متر	شعاع لنگی تکاننده (R)	۰/۰۴	متر
ضریب سختی درخت ( $K_t$ )	۱۶۰۰۰۰	نیوتن بر متر	جرم نوسان کننده تکاننده ( $m_p$ )	۶۴/۳۸	کیلوگرم
ضریب میرایی تکاننده ( $C_p$ )	۸۰۰	نیوتن ثانیه بر متر	جرم درخت ( $m_t$ )	۳۳۲/۸۰	کیلوگرم
ضریب میرایی درخت ( $C_t$ )	۰/۳	نیوتن ثانیه بر متر		۱۵۵	

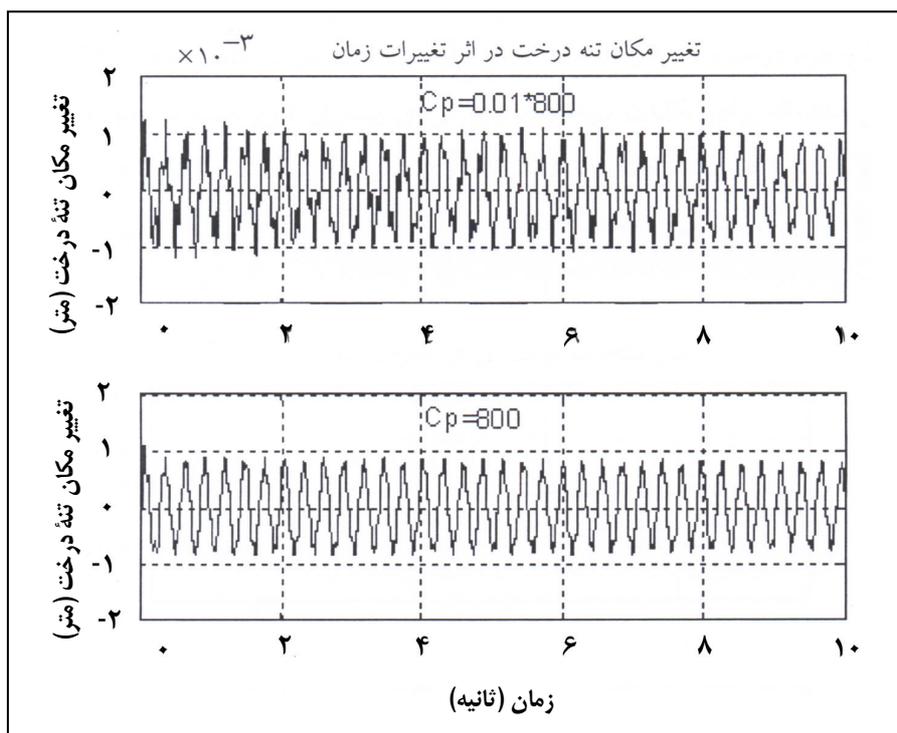
- با کاهش ضریب میرایی تکاننده دامنه ارتعاش منتقل شده به درخت دیرتر میرا می‌شود (شکل شماره ۸).  
 - ضریب میرایی درخت در مقابل نیرویی اعمالی از تکاننده به تنه تأثیر بسیار کمی دارد (شکل شماره ۹).



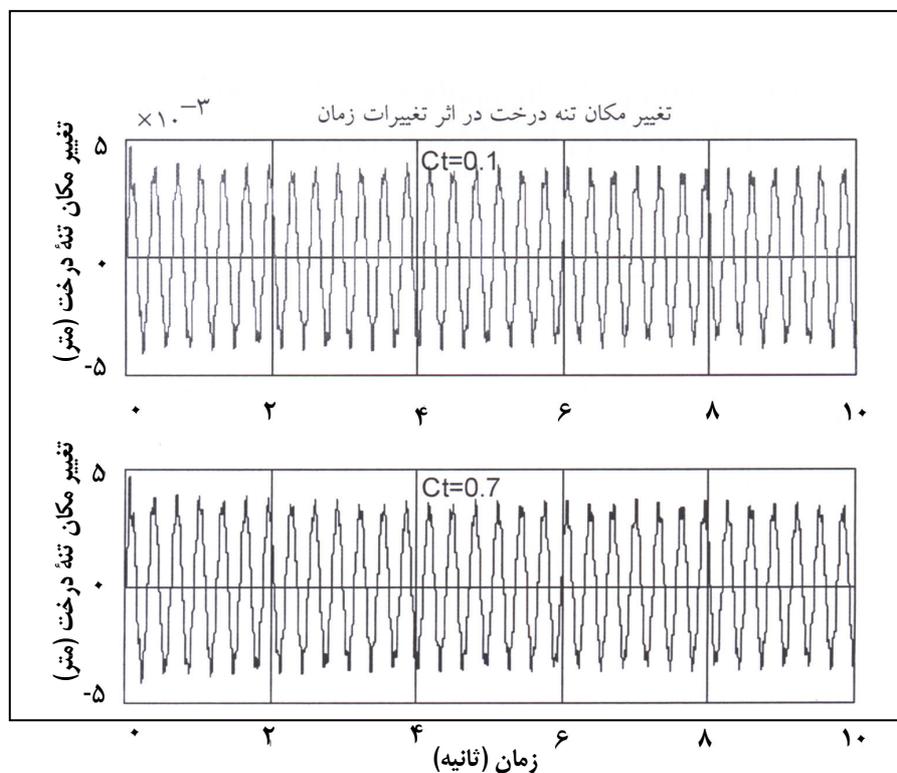
شکل شماره ۶- تأثیر تغییرات بسامد ورودی بر جابه جایی درخت



شکل شماره ۷- تأثیر تغییرات ضریب سختی تکاننده بر جابه جایی تنه درخت



شکل شماره ۸- تأثیر ضریب میرایی لغزنده بر جابه‌جایی تنه درخت



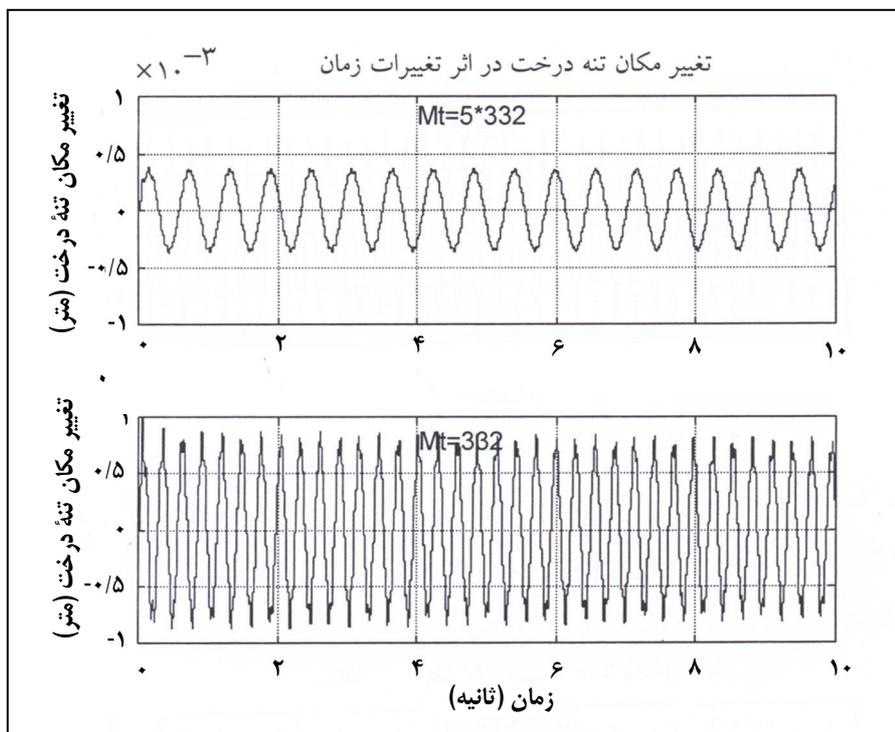
شکل شماره ۹- تأثیر ضریب میرایی درخت بر جابه‌جایی تنه درخت

از بسامد طبیعی لغزنده باشد، چون بسامد طبیعی لغزنده از مقدار  $74/52$  به  $23/56$  رادیان بر ثانیه کاهش یافته است. یادآوری می‌شود که جرم لغزنده از مجموع جرم‌های قطعات سوار شده در ساخت آن و از روی نقشه دقیق طراحی به دست آمده است.

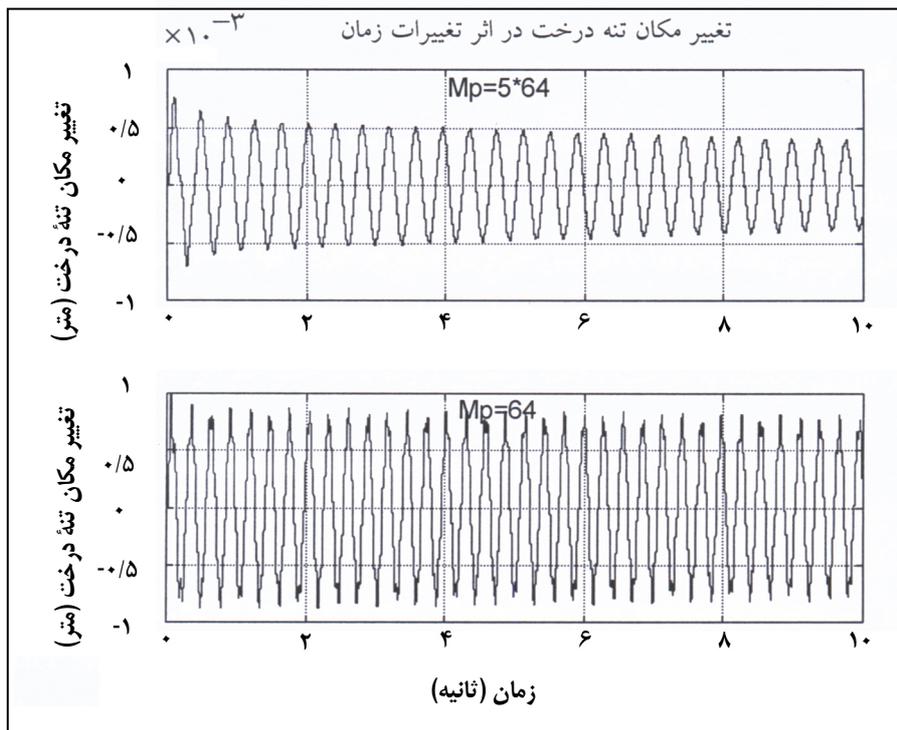
- با افزایش نیروی وارده از بازوی تکاننده درخت، دامنه ارتعاش وارده به درخت هم افزایش می‌یابد (شکل شماره ۱۲) این نیرو با توجه به دور و گشتاور مربوط به لنگی و از روابط دینامیک ماشین محاسبه و انتخاب شده است.

- با افزایش جرم درخت، دامنه و بسامد ارتعاش وارد بر درخت، هر دو، کاهش می‌یابد (شکل شماره ۱۰). این امر نشان می‌دهد که برای تکاندن درختان بزرگ نیروی بیشتری لازم است در صورتی که بسامد لنگ- لغزنده به بسامد طبیعی درخت نزدیک شود نیروی کمتری لازم است. گالیلی و همکاران (Galili et al., 1999) نیز به نتیجه مشابهی دست یافتند.

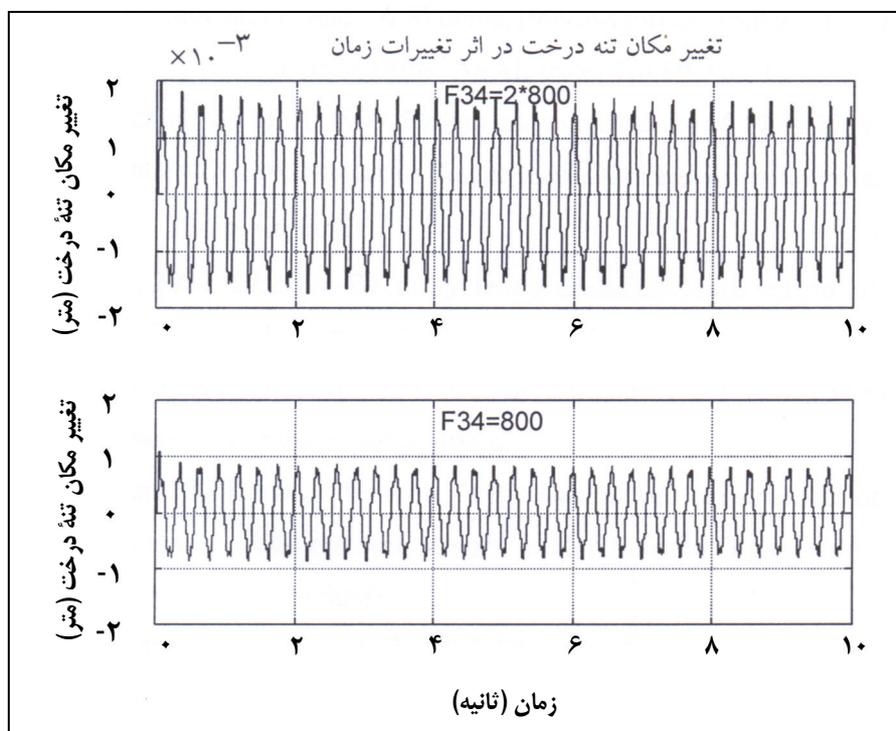
- با افزایش جرم لغزنده، دامنه و بسامد ارتعاش منتقل شده به درخت کاهش می‌یابد (شکل شماره ۱۱). این امر می‌تواند به دلیل دور شدن



شکل شماره ۱۰- تأثیر جرم درخت بر جابه‌جایی تنه درخت



شکل شماره ۱۱- تأثیر جرم لغزنده بر جابه جایی تنه درخت



شکل شماره ۱۲- تأثیر تغییرات نیروی وارده از بازوی تکاننده به درخت بر جابه جایی تنه درخت

**نتیجه‌گیری**

افزایش جرم درخت، هر دو آنها کاهش می‌یابند. شبیه‌سازی سیستم نشان می‌دهد که افزایش همجنین با کاهش ضریب میرایی درخت یا تکاننده، ارتعاش منتقل شده به درخت بهبود تکان به درخت و بهبود دامنه ارتعاش آن می‌شود. با افزایش بسامد ورودی، بسامد و دامنه ارتعاش وارد به درخت، هر دو، افزایش می‌یابد اما با

**مراجع**

- 1-Aderian, P. A. and Fridley, R. B. 1965. Dynamics and design criteria of inertia-type Tree shaker. Trans. of the ASAE. 8(1): 12-14.
- 2-Anon. 1999. CIGR hand book of agricultural engineering. Vol. III: Plant production engineering. Published by ASAE. 632 p.
- 3-Fridley, R. B. and Lorenzen, C. 1965. Computer analysis of tree shaking. Trans. of the ASAE. 8(1): 8-11, 14.
- 4-Galili, N., Rubinstein, D. and Shdema, A. 1999. Adaptive shaker for mechanical harvesting of olives and citrus fruits. ASAE paper No.997061. 13p.
- 5- Gholami Mehrabadi, M. H. 1999. Design and manufacture of pistachio tree shaker, a complementary design. M.SC. Thesis. College of Agriculture. Univ. of Tehran. 154p. (In Farsi).
- 6- Mahloji, H. 2003. Discrete-event system simulation. 3<sup>rd</sup> Ed. Sharif Univ. of Technology. 707 p. (In Farsi).
- 7-Martin, G. H. 1992. Kinematics and dynamics of machines. 3<sup>rd</sup>Ed. McGraw-Hill Co. New York. 493p.
- 8- Mobli, H. and Tavakoli Hashjin, T. 1998. Design and construction of pistachio harvestig machine. Research Report. Iranian Science Organization of Science and Technology. 97p. (In Farsi).
- 9-Shigley, J. E., and Uhcker, J. R. 1995. Theory of machines and mechanisms. Mc Graw-Hill, Inc. 2<sup>nd</sup> Ed. New York, 616-632.
- 10-Thomson, W. T. 1998. Theory of vibration with applications. 5<sup>th</sup> Ed. Prentice-Hall Inc. 524 p.
- 11-Upadhyaya, S. K., Rand, R. H. and Cooke, J. R. 1981. Dynamics of fruit tree trunk impact. Trans. of the ASAE. 24(3): 846-855.
- 12-Wang, J. K. 1965. Mechanical coffee harvesting. Trans. of the ASAE. 8 (3): 400-402, 405.
- 13- Zabolstani, M. 2004. Determination of almond fruit vibratory resistance and It's tree dynamic simulation. Ph. D. Thesis. College of Agriculture. Univ. of Tehran. 151p. (In Farsi)

## **Simulate and Analyze the Dynamic Response of Almond Tree using MATLAB Software**

**M. Zaboletani, H. Mobli, S. S. Mohtasebi and R. Alimardani**

Application of mechanical harvesting equipment is become increasingly important to the fruit and nut crop industries. Most commercial and experimental harvesters apply forced vibration to either a tree limb or its trunk. A better understanding of the response would facilitate application of present harvesting equipment to be used for other tree crops without further extensive experimentations. The modeling of physical systems is usually described by a set of non linear differential equations. The mathematical model of the tree shaker system (slider-crank mechanism) was converted to a set of first order differential equations. In this research, one of MATLAB Software toolbox; SIMULINK, was used to solve the equations and then analyze and simulate the dynamic response of almond tree. The equations were solved by the fifth order Runge-Kouta Method. The result showed that 1) as the shaker frequency increased, the almond tree frequency increased. 2) tree shaking and vibration amplitude improved with reduction in shaker stiffness coefficient 3) the damping of tree decreased with decreasing of tree or shaker damping coefficient 4) tree shaking amplitude and frequency decreased with increasing tree mass (size) and 5) tree vibration amplitude increased with increasing the force of tree shaker clamping.

**Key Words:** Almond, Dynamic Response, MATLAB Software, Shaker, Simulation