یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک
بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران

تحلیل تنش دینامیکی شاتون به روش المان محدود

لیلاندرلو[1]*، مریم سلیمی[2]، حسین جوادی کیا [1]

[1]استادیار مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه رازی، کرمانشاه؛ pjavadikia @gmail.com , lnaderloo@gmail.com

[2]دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه رازی، کرمانشاه؛ maryam1993.razi@gmail.com

چکیده

از اجزاء کلیدی مکانیزه کردن عملیات زراعی ، تراکتورها می باشد. ادوات کشاورزی نیازمند توان بالایی برای راه اندازی می باشند . تراکتورها این توان لازم را ، فراهم می کنند . درنتیجه می توان گفت اجزاء موتور تراکتورها ، تحت بارهای بسیاری قرار دارند که سبب ایجاد تنش و شکست اجزاء موتور می شود . بر همین اساس تحقیقاتی در این زمینه انجام شد و نیروهای بیشینه وارد بر اجزاء موتور در دورهای مختلف موتور بدست آمد. سپس شاتون را در محیط Part Design نرم افزار CATIAV5R21 طراحی و مدلسازی کرده و پس از تعیین شرایط مرزی ، اعمال نیروها و تعیین تکیه گاه ها ، در محیط آنالیز نرم افزار کتیا ، قطعه را به دو روش استاتیکی و دینامیکی، تجزیه و تحلیل کردیم .حداکثر تغییر شکل به وجود آمده در حالت استاتیکی و دینامیکی به ترتیب برابر ۱,۸۴ و ۰۰۳+ ۱,۸۳e میلی متر در محل انتهایی سر کوچک شاتون و حداکثر تنش ها در حالت استاتیکی و دینامیکی به ترتیب برابر ۰۰۷+ ۳,۴e و ۰۰۹+ ۳,۴۴e پاسکال بود.از آنالیز مودال برای تعیین فرکانس های طبیعی ، شکل مودها و ضرایب میرایی استفاده می شود .

کلمات کلیدی: شاتون ، **CATIA**، المان محدود

Dynamic Stress Analysis of Shattone by Finite Element Method

Leila Naderloo[1], Maryam Salimi[2], Hossein Javadikia[1]

1Assistant Professor of Mechanical Engineering of Biosystems Department, Razi University, Kermanshah, Iran.

pjavadikia@gmail.com,lnaderloo@gmail.com

2M.Sc. Students of Mechanical Engineering of Biosystems Department, Razi University, Kermanshah, Iran.

maryam1993.salimi@gmail.com

ABSTRACT

Key components of mechanization of agricultural operations are tractors. Agricultural implements require high capacity to launch. As a result, see also that the components of the tractor are under many loads that cause tension and failure of the engine components. Accordingly, Research done on this subject and the maximum forces reached on engine components during different engine periods. Then the Shattone is designed in part design and after determining the boundary conditions ,applying forces, determine the supports in CATIA's software analysis environment, analysis the piece in two static an dynamic ways .

Maximum deformation is statically and dynamically equal magnitude 1.84 &1.83e+003 mm in the end position of the small head of the shaft and maximum stress was statically and dynamically equal magnitude 3.4 e+007&3.44e+009 pa.

Frequency analysis used to determine the natural frequencies and the shape of the modes.

Keywords: ***SHATTONE, CATIA, FINITE ELEMENT METHOD***

مقدمه

تراکتور یکی از مهم ترین ماشین های کشاورزی است که توان لازم برای بسیاری از ادوات را برای عملیاتی همچون خاک ورزی فراهم می کند . کیفیت و دوام قطعات آن از جمله اجزاء موتور نقش بسیار مهمی در استفاده و توسعه ی تراکتور ها دارد ، قطعات دارای کیفیت نامطلوب ، تحت بارگذاری سریع تر می شکنند که موجب کاهش عملکرد و بازده ماشین و توقف عملیات در زمان بهینه می شوند (غلامحسین شاهقلی و همکاران ، ۱۳۹۴).

معمولا شاتون ها از مواد چدنی یا از روش متالورژی پودر ساخته می شوند که موجب افزایش عملکرد با حداقل هزینه می شود و فرآیند طراحی آن ها به علت فشارهای وارده ، بسیار پیچیده می باشد(احمد میره ای و همکاران ، ۱۳۸۵). در واقع شاتون آهنگری شده ، حرکت خطی (رفت و برگشتی)پیستون را به حرکت دورانی میل لنگ تبدیل می کند. دسته پیستون را توسط کپه که عضوی از سر بزرگ شاتون است می توانیم از میل لنگ جدا کنیم. مونتاژ کپه توسط دو پیچ می باشد که با گشتاور معینی بسته می شود(کارول ایی گورینگ ، ۱۹۹۲).

راب (۱۹۹۶) نحوه ی طراحی یک شاتون را که در اثر خستگی شکست را ارائه دادند ، انجام آنالیز مودال جهت تعیین فرکانس های طبیعی ، ضروری است . تنش و کرنش های وارده بر قطعه ی مورد نظر در تحلیل خستگی نیز با استفاده از روش المان محدود امکان پذیر است. یکی از روش های مناسب در مسائل غیر خطی اعمال تنش ها ، روش المان محدود می باشد که توسط آن تمامی نقاط بحرانی و غیر بحرانی را نیز برای ما مشخص می کند (سید احمد میره ای و همکاران ، ۱۳۸۵; کاظمی و همکاران ، ۱۳۸۸; علی اسحق بیگی و همکاران) .

در پژوهش های شاهقلی و همکاران نشان داده شد که فیلت های زده شده بر روی میل لنگ بیش از سایر نقاط تحت تنش قرار دارند.

با استفاده از تحلیل استاتیکی و دینامیکی ، نقاط بحرانی شاتون مشخص می شود. ،در ابتدا باید نیرو و تنش های اعمالی وارده بر شاتون که علت شکست شاتون است را شناسایی و محاسبه کرده که نتایج صحیح و قابل اعتمادی بدست بیاید (Khanali,2006).

شاتون ها معمولا به علت بارهای تناوبی بسیاری که به آن وارد شده دچار پدیده ی خستگی و در نهایت شکست می شود . اما در این تحقیق رفتار شاتون را پس از اعمال نیروهای وارده به روش استاتیکی و دینامیکی در نرم افزار کتیا تحلیل کردیم .تنش های ارتعاشی موجب تغییر شکل دائمی قطعه می شود در نتیجه تعیین فرکانس های طبیعی برای تعیین حد تنش امری ضروری است . تنش های ارتعاشی موجب تغییر شکل دائمی قطعه می شود در نتیجه تعیین فرکانس های طبیعی برای تعیین حد تنش امری ضروری است (سید احمد میره ای و همکاران ، ۱۳۸۵) .

مدسازی قطعات و تحلیل آن توسط نرم افزار های قدرتمندی چون کتیا امکان پذیر است (کاظمی و همکاران ، ۱۳۸۸).

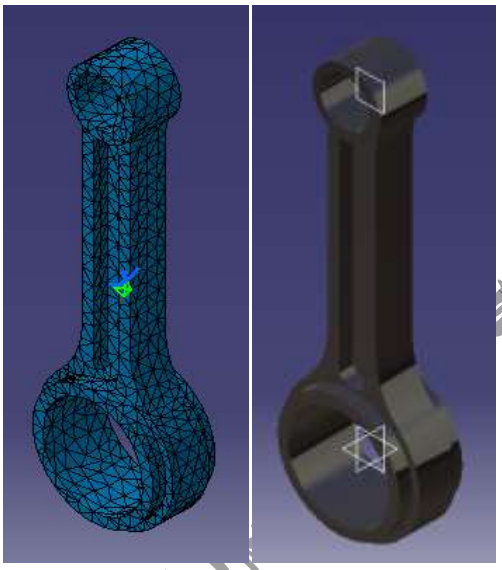
مواد و روش‌ها

در این پژوهش یک شاتون تراکتور رومانی U650مورد مطالعه قرار گرفت. میره ای و همکارانش نیروی وارده به شاتون تراکتور رومانیU650 را با در نظر گرفتن فشار موثر متوسط برابر ۰،۸ مگا پاسکال و در سیلندر و بازده مکانیکی موتور برابر ۰،۷ را در نظر گرفتند . هم چنین مقدار نیروی ماکزیمم را با محاسبه ی مقدار فشار میانگین ۹۵۰۰ نیوتون محاسبه کردند .

تمام ابعاد شاتون مورد نظر با دقت ۰،۱ میلی متر اندازه گیری کردیم ، در این تحقیق نیز بر اساس نقشه ی داده شده ، شاتون را در محیط Part Design نرم افزار CATIA VR21 مدلسازی کردیم . شاتون واقعی و مدلسازی شده در شکل زیر آمده است . شکل(۱)

یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم (ماشین‌های کشاورزی) و مکانیزاسیون ایران

الف



ب ج

شکل ۱ الف) شاتون واقعی ب) شاتون مدل شده ج) شاتون مش بندی شده

همچنین برای افزایش دقت از المان های با گره بیشتر برای مش بندی استفاده کردیم (سید احمد میره ای وهمکاران ، ۱۳۸۵) . سپس پساز تعیین شرایط مرزی ، اعمال نیروها و تعیین تکیه گاه ها ، در محیط Analysis &Simulation نرم افزار CATIA VR21 قطعه را به روش آنالیزاستاتیکی ، هارمونیک و مودال تجزیه و تحلیل می کنیم.

جدول ۱ مشخصات جنس شاتون (میره ای و همکاران ، ۱۳۸۵)

مشخصه	مقدار
مقاومت کششی (Mpa)	۶۲۱
مقاومت تسلیم (Mpa)	۴۸۳
سختی برینل (H_B)	۲۶۹-۲۲۲
مدول یانگ (Gpa)	۲۰۷
مدول برشی (Gpa)	۲۰۹
نسبت پواسون	۰,۳
چگالی (Mg/m^3)	۷,۷
ضریب اصلاح	۰,۸

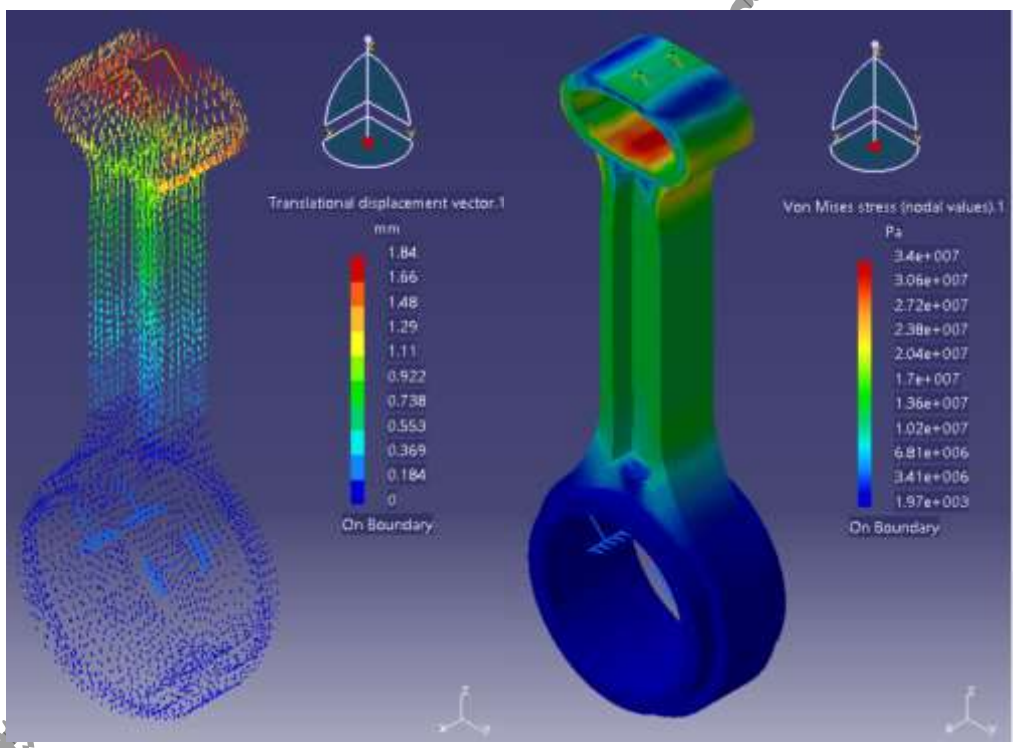
یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران

جدول ۲ مقدار نیروی وارد شده حداکثر با اعمال ۵٪ تغییرات (میره ای و همکاران ، ۱۳۸۵)

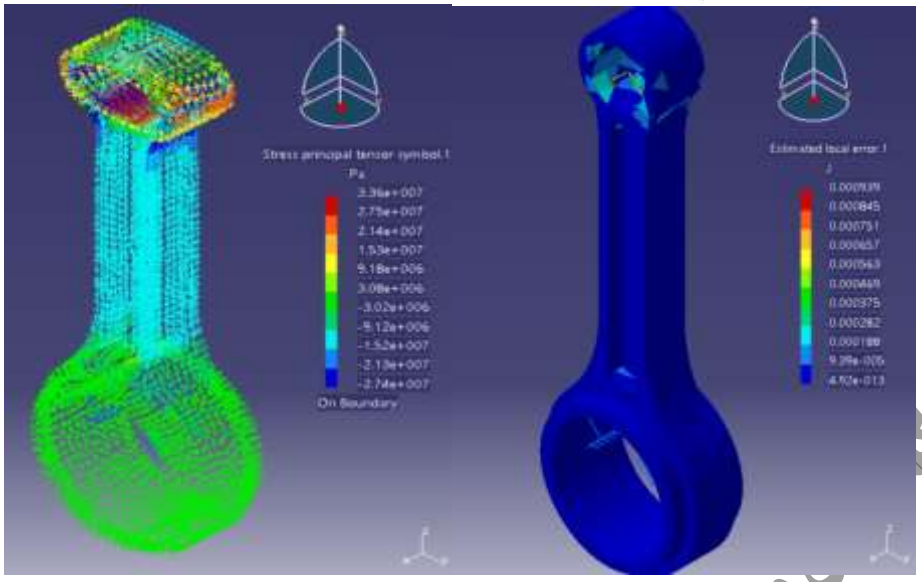
نیروی اعمال شده	کل بار عمودی وارد شده(نیوتن)
اعمال ۵٪	۹۹۷۵
مقدار حداکثر نیروی وارد شده	۹۵۰۰
اعمال ۵-٪	۹۰۲۵

نتایج و بحث

پس از تحلیل و آنالیز با استفاده از نرم افزار کتیا ، نتایج زیر بر اساس مقدار حداکثر نیروی اعمال شده ، با توجه به مقادیر محاسبه شده در پژوهش میره ای و همکاران ، برابر با ۹۹۷۵ نیوتن بود ، انجام شد .میزان حداکثر تنش وون میزز در سرکوچک شاتون برابر با ۳,۴e+۰۰۷ پاسکال ، حداکثر جابه جایی در قسمت سرکوچک شاتون برابر با ۱,۸۴ میلی متر و میزان خطای تخمین زده شده نیز در نزدیکی سر کوچک شاتون برابر با ۰,۰۰۰۹۳۹ ژول ،تانسور تنش و شکل تغییر یافته ی شاتون در آنالیز استاتیکی (با شرایط مرزی و بارگذاری های مشخص) ، در شکل های زیر به صورت کامل آورده شده است .شکل(۲)



ب الف



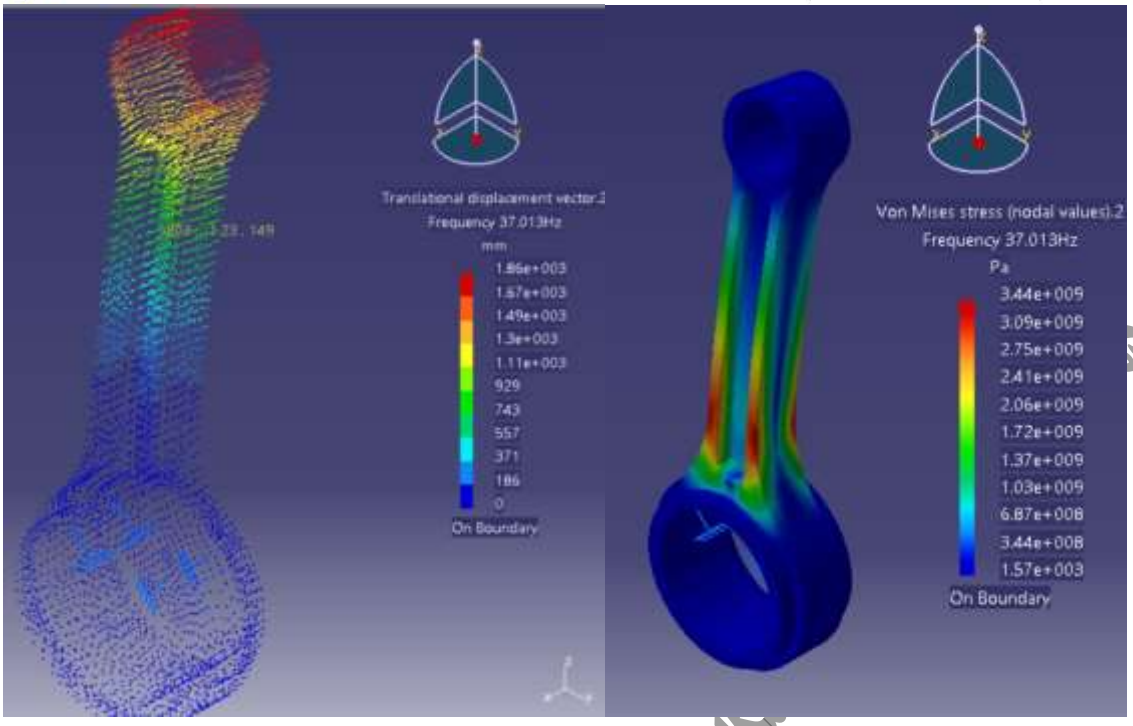
د ج

ه

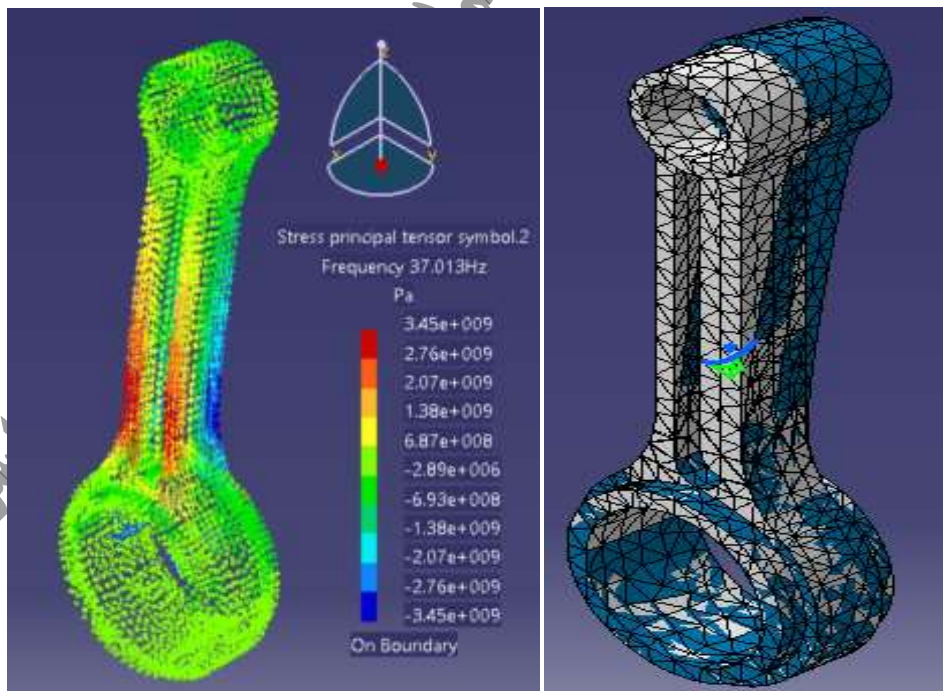
شکل ۲الف) میزان تنش وون میزز ب) میزان جابه جایی ج) میزان خطای تخمین زده شده د) تانسور تنش ه) شکل تغییر شکل شاتون

پس از انجام آنالیز مودال که یک تحلیل دینامیکی با شرایط مرزی می باشد ، حداکثر تنش های وون میزز در فرکانس ۰۱۲.۳۷ هرتز ، در نزدیکی سر بزرگ شاتون برابر ۳,۴۴e+ ۰۰۹ پاسکال ، حداکثر جابه جایی ها در فرکانس۳۷,۰۱۳ هرتز ، در قسمت سر کوچک شاتون با مقدار ۱,۸e+ ۰۰۳ میلی متر ، تغییر شکل شاتون و تانسور تنش نیز بدست آمد ، که در شکل های زیر آورده شده است .شکل(۳)

یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون (کشاورزی) ایران



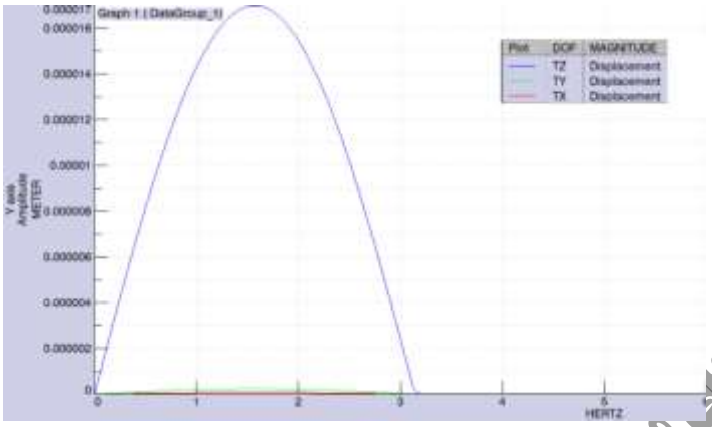
ب الف



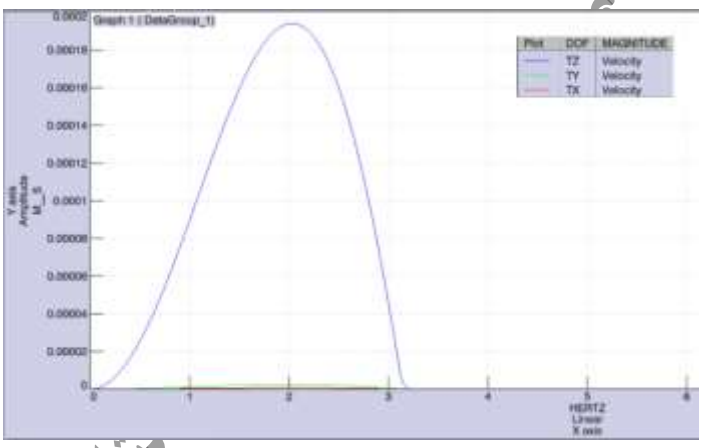
د ج

شکل۳ الف) میزان تنش وون میزز ب) میزان جابه جایی ج) شاتون تغییر شکل یافته د) تانسور تنش

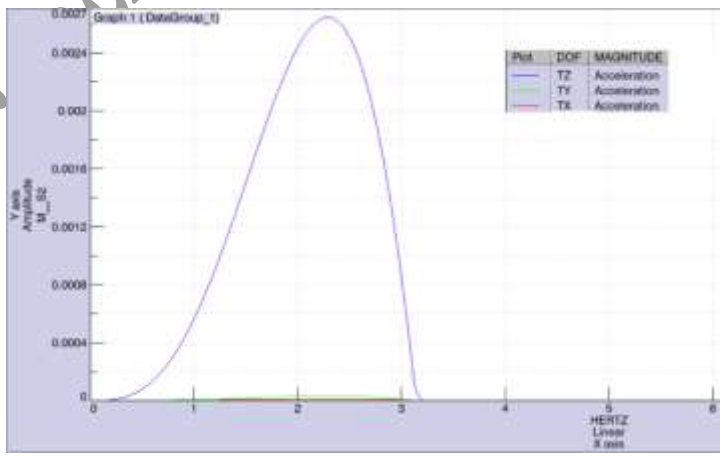
پس از انجام آنالیز استاتیکی و مودال ، بر اساس حداکثر نیروی اعمالی و فرکانس ۳۷,۰۱۳ هرتز ، آنالیز هارمونیک (تحلیل دینامیکی بدون شرایط مرزی) نیز انجام شد و نتایج آن به شرح زیر است ، حداکثر جابه جایی در آنالیز هارمونیک برابر ۰,۰۰۰۰۱۷متر ، حداکثر سرعت برابر ۰,۰۰۲ متر بر ثانیه و حداکثر شتاب برابر ۰,۰۰۲۷ متر بر مجذور ثانیه می باشد .شکل(۴)



الف



ب



ج

شکل ۴ منحنی های الف) جابه جایی ب) سرعت

یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران

نتیجه‌گیری

بیشترین تنش های وارده و حداکثر جابه جایی ها در حالت تحلیل استاتیکی و دینامیکی در شکل های فوق نشان داده شده است . حداکثر تغییر شکل های به وجود آمده در اثر تنش های وارده به محل گره ها در المان ها ، در حالت استاتیکی و دینامیکی به ترتیب برابر ۱.۸۴ و ۰۰۳+ ۱.۸۳e میلی متر ،در محل انتهایی سر کوچک شاتون و حداکثر تنش ها در حالت استاتیکی و دینامیکی ، به ترتیب برابر۰۰۷+ ۳,۴e و ۰۰۹+ ۳,۴۴e پاسکال ، که در آنالیز استاتیکی نزدیک به محل اعمال نیروها و در آنالیز دینامیکی نزدیک به تکیه گاه یا سر بزرگ شاتون بدست آمد. همچنین حداکثر خطای طراحی برابر ۰,۰۰۰۹۳۹ ژول نیز نزدیک به سر کوچک شاتون و نزدیک به محل اعمال نیروهابود .

در آنالیز هارمونیک نیز نشان داده شد که ماکزیمم مقدار جابه جایی ، سرعت و شتاب از لحاظ دینامیکی به ترتیب برابر ۰,۰۰۰۰۱۷متر ، ۰,۰۰۲ متر بر و ۰,۰۰۳۷ متر بر مجذور ثانیه می باشد .

مراجع

1) Mahmoodi, A. (2007). Statistical investigating of MF285 tractor failure, the third student conference of agricultural machinery mechanic, university of Shiraz

2) Mireei, S. & jafari, A. (2006) .Analysis of fatigue connecting road Universal U650 the finite element method in software Ansis new agricultural findings .20(1)1(in Persian)

3) Guring, k. (1991) .Engineering internal combustion (Vol. volume 4, pp. 58-67)(in Persian)

4) Shahgholi, gh.& Irannejad , H. &Fazeli ,S. (2016).Stress analysis and modal crank tractor MF285 finite element method.(in Persian)

5) Kamali, M. & Rashidi, M. & Zamani (2015). Modeling and analysis of mechanical components for tractors, two-wheel cultivator using the finite element method and software solid works simulation

6) Niknam, GH.& Beigi ,A. & Asadi ,M. & Nahvi ,H.(2013).Cyclottizer Soil vibration analysis by finite element method(in Persian).

7) Shahgholi, GH.& Hajimamandi, S. (2015).Modeling the performance of various sub-cutter by finite element method(in Persian).

یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم (ماشین های کشاورزی) و مکانیزاسیون ایران