

RESEARCH OF RIGIDITY OF THE FLAT RUBBER SHOCK-ABSORBER AT EXTERNAL AXIAL HARMONIOUS LOADING**PLAKANA GUMIJAS AMORTIZATORA STINGUMA IZPĒTE HARMONISKAS STIEPES-SPIEDES SLODZES GADĪJUMĀ**

Andris Martinovs, assistant professor, Dr.sc.ing.
Riga Technical University, Institute of Mechanics
Rezekne Higher Education Institution
Address: 76 Atbrīvošanas aleja, Rēzekne, LV-4600, Latvia
Phone: +371 28325519, Fax: +371 64625167
E-mail: andris.martinovs@ru.lv

Vladimirs Gonca, professor, Dr.sc.ing.
Riga Technical University, Institute of Mechanics
Address: 6 Ezermalas Street, Riga, LV-1006, Latvia
Phone: +371 67089317, Fax: +371 67089748
E-mail: vladimirs.gonca@rtu.lv

Atslēgas vārdi: gumija, amortizators, uzspiedējspēks, frekvence, stingums

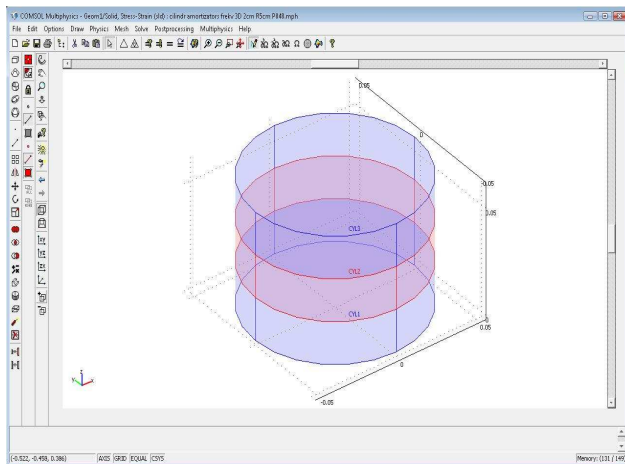
1. Ievads

Gumijas amortizatori ietilpst daudzu mašīnu un iekārtu sastāvā. Konstruējot šīs iekārtas, ir jāprot noteikt amortizatora parametrus (izmērus, gumijas īpašības) konkrētam mehāniskās slodzes gadījumam. Parametru izvēle vienkāršojas, ja ir zināmi amortizatora vispārīgie uzvešanās principi mehāniskās slodzes iedarbībā [1].

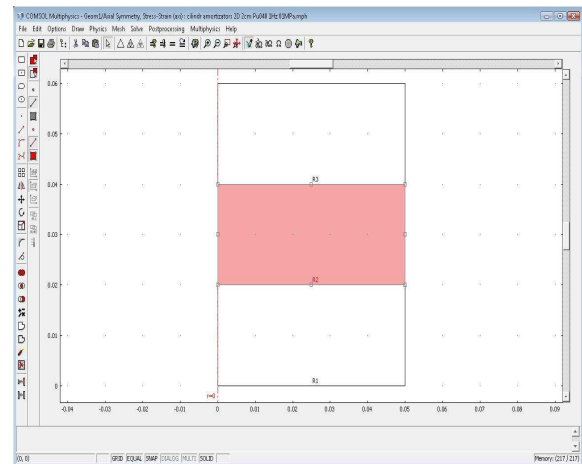
Darba mērķis ir izpētīt plakana gumijas amortizatora stinguma maiņu harmoniskas stiepes-spieDES slodzes gadījumā atkarībā no uzspiedējspēka frekvences, gumijas Puasona koeficienta vērtības un gumijas slāņa biezuma. Lai aprēķinos nevajadzētu ievērot nelineāros efektus, tiek izvēlēta tāda stiepes- spiedes slodze, kuras radītās deformācijas nepārsniedz 10% [1].

2. Metodoloģija

Pētījumi veikti, izmantojot multifizikālo procesu modelēšanas programmu „COMSOL Multiphysics 3.3” [2]. Ģeometrisko modeli veido horizontāls amortizators, kas sastāv no diviem tērauda diskiem ar rādiusu $R=50$ mm un biezumu 20 mm, starp kuriem pievulkanizēts tāda paša rādiusa gumijas slānis, kura biezums $d=20; 10; 5; 2,5$ mm (skatīt 1. attēlu).



1. attēls. Amortizatora ģeometriskais modelis 3D koordinātu sistēmā



2. attēls. Amortizatora ģeometriskais modelis 2D aksiālās simetrijas koordinātu sistēmā

Tērauda parametri:

blīvums $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$; elastības modulis $E=2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$; Puasona koeficients $\mu=0,33$.

Gumijas parametri:

blīvums $\rho=1150 \text{ kg/m}^3$; elastības modulis $E=1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$;

Puasona koeficients $\mu=0,48; 0,49; 0,495; 0,498$.

Amortizatora apakšējais tērauda disks ir nekustīgi nostiprināts, bet augšējam normāles virzienā pielikts harmonisks stiepes - spiedes spriegums:

$$\sigma = -\sigma_0 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t), \quad (1)$$

kur σ_0 - normālā sprieguma amplitūda;

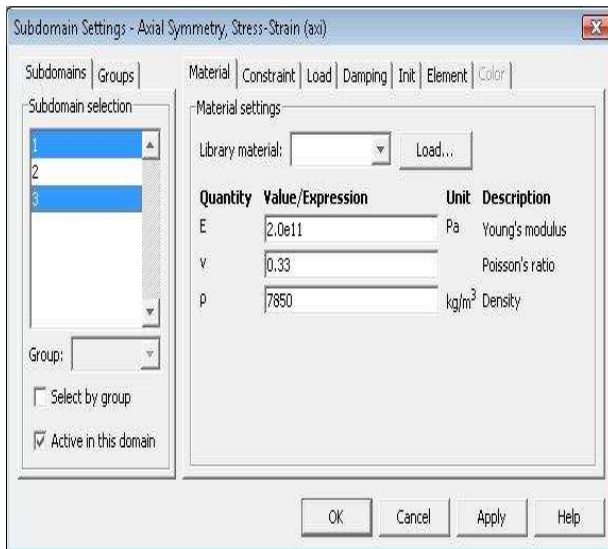
f – uzspiedējspēka frekvence;

t - laiks.

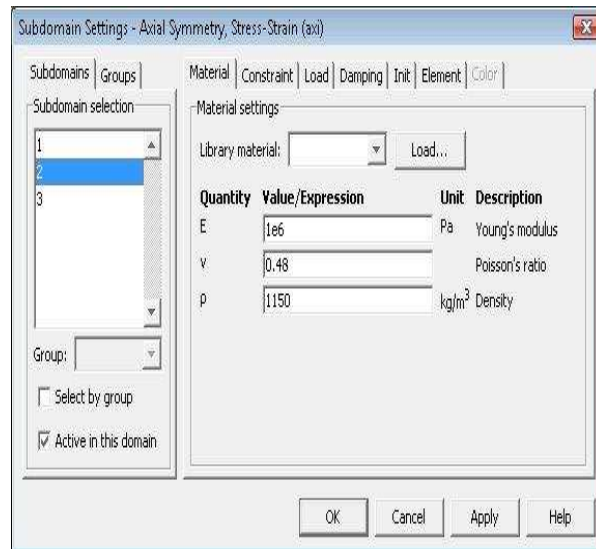
Amortizatora pārvietojumu un spriegumu lauku skaitliskie aprēķini tiek veikti laika intervālam, kas vienāds ar desmit svārstību periodiem; katrā periodā ar vienādu soli izvēloties aptuveni piecdesmit aprēķinu laika momentus. Amortizatora svārstību formu un pašsvārstību frekvenču (neņemot vērā rimšanu) noskaidrošanai tiek pieņemts, ka apakšējā tērauda plate ir nekustīgi nostiprināta, bet augšējā- var pārvietoties tiktāl, cik to atļauj tai apakšā pievulkanizētais gumijas slānis.

Sākotnēji tiek izveidots amortizatora ģeometriskais modelis. Lai samazinātu aprēķinu veikšanai nepieciešamo laiku, šajā gadījumā trīs dimensiju vietā ir izdevīgi izmantot aksiālās simetrijas divu dimensiju koordinātu sistēmu (skatīt 2. attēlu).

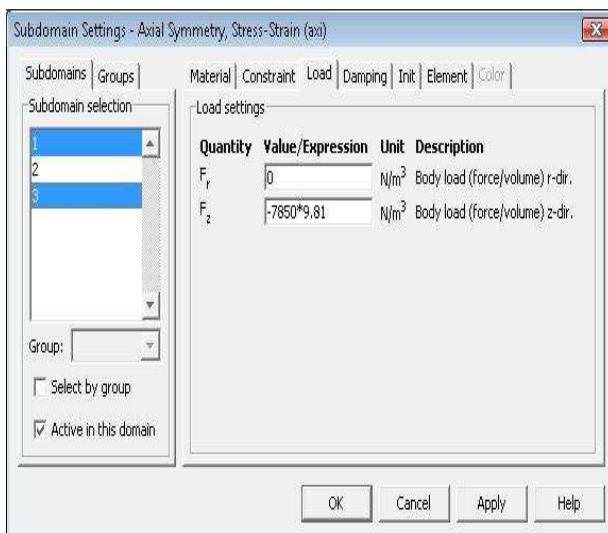
Pirms aprēķinu veikšanas ir jānedefinē amortizatora sastāvā ietilpstošo tērauda disku un gumijas slāņa fizikālie parametri: elastības modulis, Puasona koeficients un blīvums (skatīt 3. un 4. attēlu).



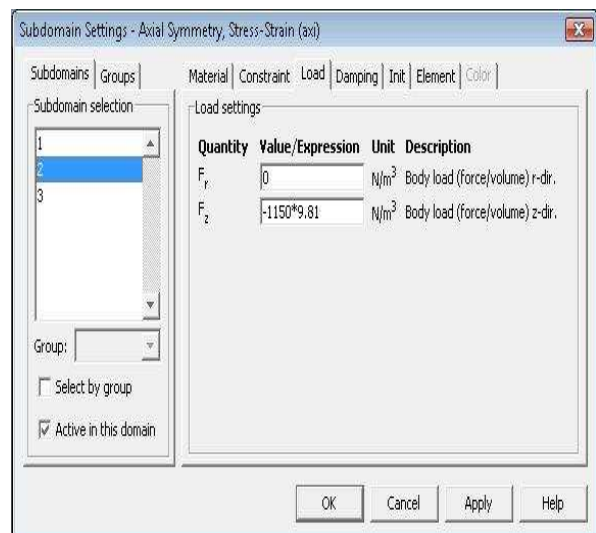
3. attēls. Amortizatora tērauda disku fizikālo parametru uzdošana



4. attēls. Amortizatora gumijas slāņa fizikālo parametru uzdošana



5. attēls. Amortizatora tērauda disku tilpuma spēku uzdošana



6. attēls. Amortizatora gumijas slāņa tilpuma spēku uzdošana

Uz amortizatora slāņiem darbojas smaguma spēks. To uzdod kā tilpuma spēku F_z , kura mērvienība SI sistēmā ir N/m^3 (skatīt 5. un 6. attēlu).

Tilpuma spēks

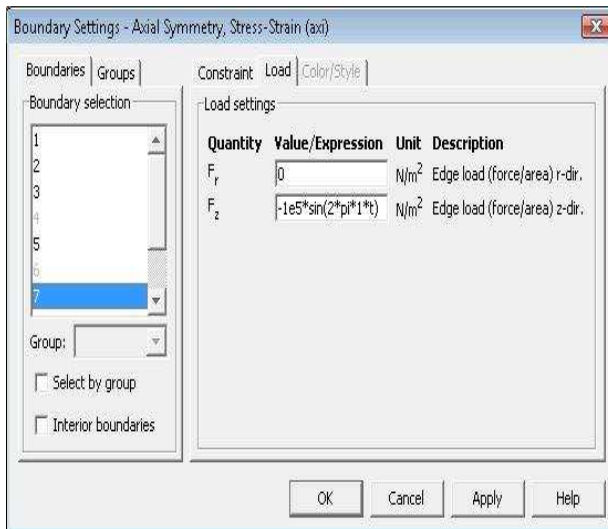
$$F_z = (m \cdot g) / V = \rho \cdot g,$$

kur m - ķermeņa masa;

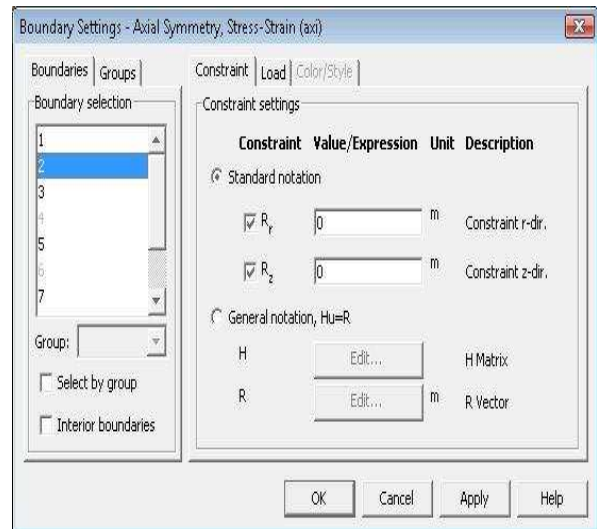
V - tilpums;

$g = 9,81 m/s^2$ - brīvās krišanas paātrinājums.

Mīnusa zīme pirms F_z skaitliskās vērtības ir tāpēc, ka tilpuma spēks darbojas pretēji vertikālajai z asij.

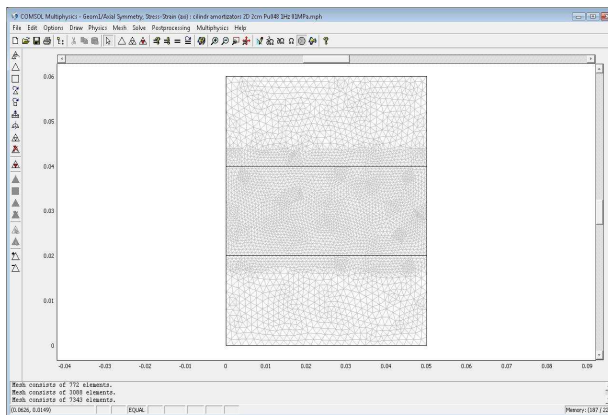


7. attēls. Spriegumu robežnosacījumu uzdošana amortizatora augšējai virsmai (7)

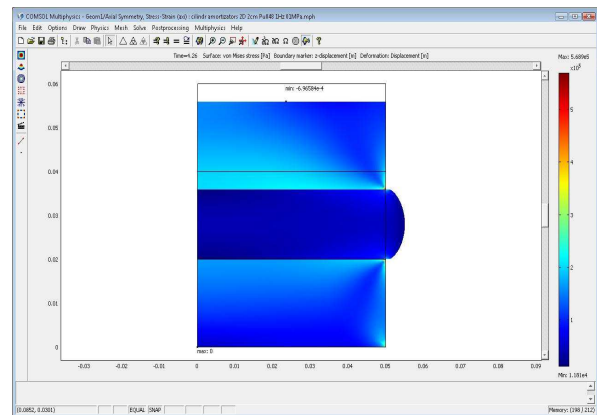


8. attēls. Pārvietojumu robežnosacījumu uzdošana amortizatora apakšējai virsmai (2)

Uzdosim robežnosacījumus: amortizatora augšējam tērauda diskam vertikālajā virzienā ir pielikts harmonisks mehāniskais spriegums $-1 \cdot 10^5 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)$ (7. attēlā), bet apakšējais tērauda disks ir nostiprināts nekustīgi (8. attēlā).

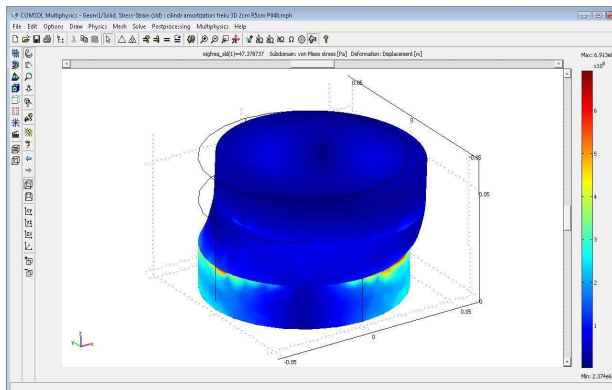


9. attēls. Amortizatora sadalīšana galīgajos elementos; galīgo elementu skaits 7343

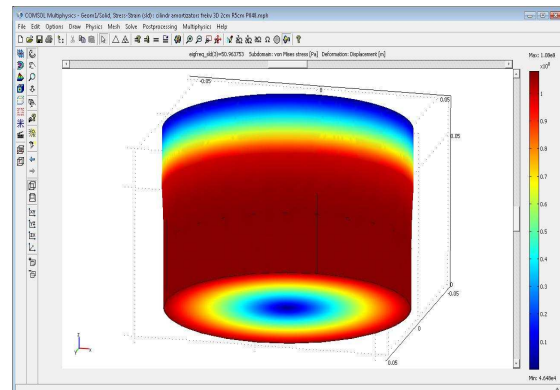


10. attēls. Amortizatora (R=50mm; d=20mm; E=1 MPa; $\mu=0,48$; f=1 Hz; $\sigma_0=0,1$ MPa) mehānisko spriegumu lauks (Pa) laika momentā t=4,26 s; augšējās virsmas pārvietojuma z ass virzienā maksimālā vērtība $\Delta=0,697$ mm

Amortizators tiek sadalīts galīgos elementos. Tā kā deformācijai daudz vairāk ir pakļauts gumijas slānis, tad šajā slānī un tā tuvumā tiek veidots biežāks galīgo elementu tīkls nekā pārējā tērauda plašu daļā (skatīt 9. attēlu).



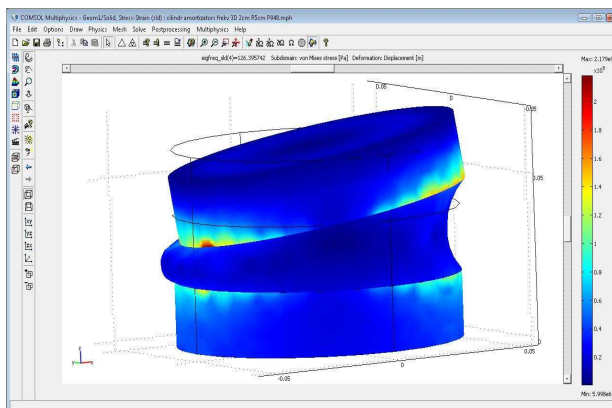
11. attēls Amortizatora 1. un 2. svārstību forma; bīdes svārstības horizontālo x (svārstību forma Nr. 1.) un y (svārstību forma Nr. 2.) asu virzienos



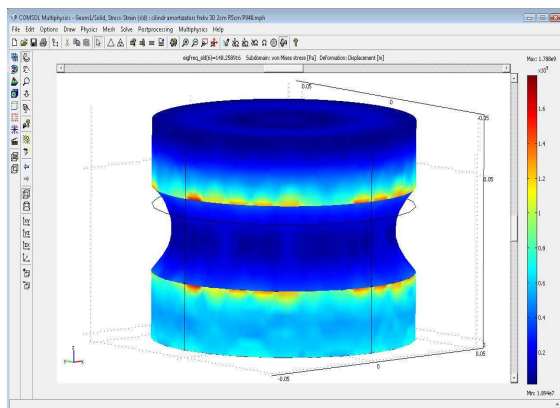
12. attēls. Amortizatora 3. svārstību forma; vērpes svārstības ap vertikālo (amortizatora rotācijas) z asi

Veicot skaitliskos aprēķinus, tiek iegūti amortizatora spriegumu un pārvietojumu lauki (piemērs 10. attēlā), kā arī- amortizatora 3D modelim pirmās astoņas pašsvārstību frekvences (skatīt 1. tabulu) un tām atbilstošās svārstību formas (skatīt 11.- 15. attēlu). Svārstību frekvenču aprēķināšanai 2D modeli nevar izmantot, jo tiek pazaudētas tās frekvences, kas atbilst trešajai dimensijai.

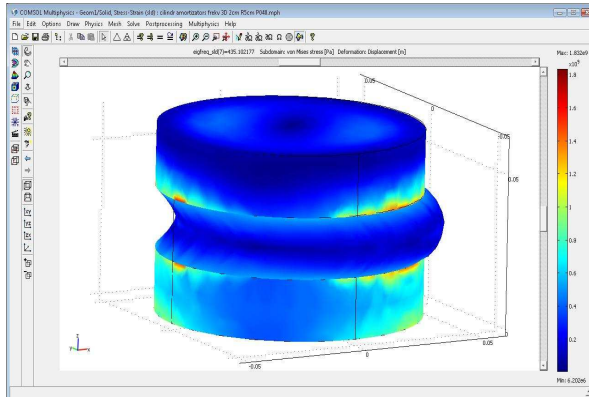
Izanalizējot svārstību formas, tiek konstatēts, ka pašsvārstību frekvence 148 Hz (gumijas slāņa biezums 20 mm) un 708 Hz (gumijas slāņa biezums 2,5 mm) atbilst amortizatora vertikālajai stiepes-spiedes deformācijai, respektīvi, sakrīt ar harmoniskā uzspiedējspēka darbības virzienu. Tātad šajā frekvencē ir jābūt sagaidāmai rezonansei.



13. attēls. Amortizatora 4. un 5. svārstību forma



14. attēls. Amortizatora 6. svārstību forma; stiepes - spiedes svārstības noris vertikālā z ass virzienā; šo svārstību virziens sakrīt ar uzspiedējspēka darbības virzienu



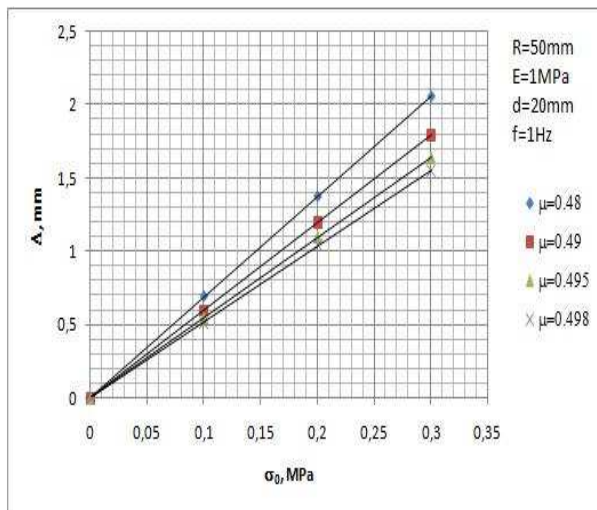
15. attēls. Amortizatora 7. un 8. svārstību forma; svārstības noris horizontālo x un y asu virzienos

1. tabula. Amortizatora ($R=50$ mm, $\mu=0,48$) pašsvārstību frekvences dažādiem gumijas slāņa biezumiem d

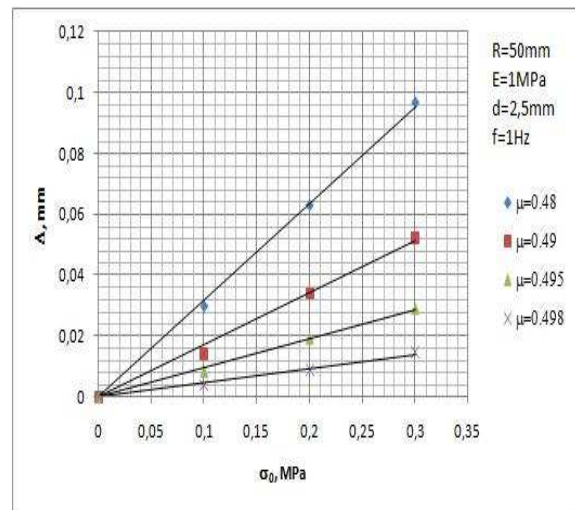
Svārstību formas Nr.	Pašsvārstību frekvence, Hz	
	$d=20$ mm	$d=2,5$ mm
1.	47	146
2.	47	146
3.	51	147
4.	126	657
5.	127	658
6.	148	708
7.	435	3457
8.	436	3458

Rezultāti

Skaitlisko aprēķinu apkopotie rezultāti doti 16.- 18. attēlā.

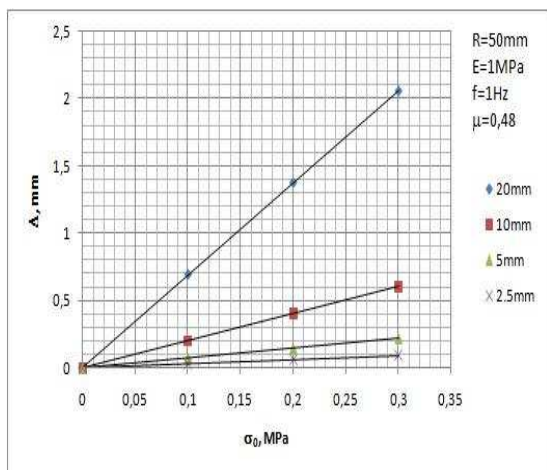


a)

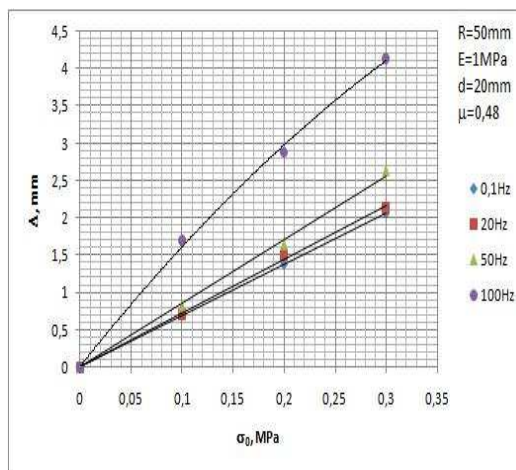


b)

16. attēls. Amortizatora augšējā tērauda diska maksimālā pārvietojuma Δ vertikālā virzienā atkarība no spiedes slodzes amplitūdas σ_0 pie dažādām gumijas Puasona koeficienta vērtībām; uzspiedējspēka frekvence 1 Hz; a) gumijas slāņa biezums $d=20$ mm; b) gumijas slāņa biezums $d=2,5$ mm

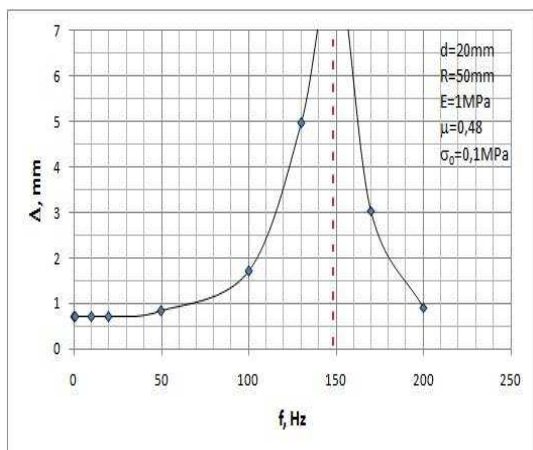


a)

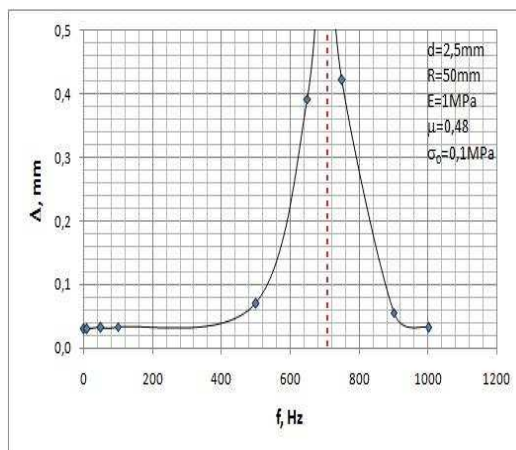


b)

17. attēls. Amortizatora augšējā tērauda diska maksimālā pārvietojuma Δ vertikālā virzienā atkarība no spiedes slodzes amplitūdas σ_0 ; a) pie dažādiem gumijas slāņa biezumiem; uzspiedējspēka frekvence 1 Hz; b) pie dažādām uzspiedējspēka frekvencēm; gumijas slāņa biezums $d=20\text{ mm}$



a)



b)

18. attēls. Frekvenču raksturlīknes. Ar vertikālu raustītu līniju attēlota rezonanses frekvence [a) 148 Hz; b) 708 Hz] svārstību formai, ko raksturo stiepes-spiedes svārstības vertikālā (amortizatora ass) virzienā

Ja uzspiedējspēka frekvence tuvojās rezonanses frekvencei, tad novērojamas spēcīgas amortizatora augšējās tērauda plates svārstību amplitūdas Δ fluktuācijas. Tāpēc aprēķinos (18. attēls) tiek ņemta pirmo desmit svārstību periodu amplitūdu Δ vidējā vērtība.

4. Secinājumi

1. Multifizikālo procesu modelēšanas datorprogramma „COMSOL Multiphysics 3.3” dod iespēju aprēķināt spriegumu un pārvietojumu laukus patvaļīgas formas gumijas amortizatoriem, kā arī noteikt amortizatoru pašsvārstību frekvences un tām atbilstošās svārstību formas.

2. Ar datorprogrammu „COMSOL Multiphysics 3.3” ir iespējams pētīt rezonanses parādību. Uzspiedējspēka frekvencei tuvojoties amortizatora pašsvārstību frekvences vērtībai, amortizatora stingums σ_0/Δ samazinās (skatīt 18. attēlu). Samazinoties amortizatora gumijas slāņa biezumam, attiecīgo svārstību formu pašsvārstību frekvences palielinās (skatīt 1.tabulu).

3. Zemu uzspiedējspēka frekvenču gadījumā sakarība $\Delta=\Delta(\sigma_0)$ ir lineāra; pieaugot frekvencei, linearitāte pazūd (skatīt 17.b attēlu).
4. Palielinoties gumijas Puasona koeficienta vērtībai un samazinoties gumijas slāņa biezumam, amortizatora stingums σ_0/Δ palielinās (skatīt 16. - 17.a attēlu). Amortizatoriem ar mazu gumijas slāņa biezumu stingums ir ļoti jutīgs pret gumijas Puasona koeficienta izmaiņām, piemēram, Puasona koeficienta vērtībai palielinoties no 0,48 līdz 0,49, amortizatoram ar gumijas slāņa biezumu 2,5 mm, stingums pieaug 1,83 reizes (skatīt 16.b attēlu), bet amortizatoram ar gumijas slāņa biezumu 20 mm, stinguma pieaugums ir tikai 1,15 reizes (skatīt 16.a attēlu).

Literatūra

1. Лавендел Э. Расчет резинотехнических изделий – Машиностроение, Москва, 1976.
2. COMSOL Documentation. COMSOL 3.3. - Help Desk.

Martinovs A., Gonca V. Plakana gumijas amortizatora stinguma izpēte harmoniskas stiepes-spiedes slodzes gadījumā

Ir izstrādāta plakana gumijas amortizatora spriegumu un pārvietojumu lauku, kā arī pašsvārstību frekvenču un tām atbilstošo svārstību formu skaitlisko aprēķinu metodika ar multifizikālo procesu modelēšanas datorprogrammu „COMSOL Multiphysics 3.3”. Balstoties uz to, ir izpētīta amortizatora stinguma σ_0/Δ (kur σ_0 - uzspiedējspēka radītā harmoniska normālā mehāniskā sprieguma amplitūda; Δ - amortizatora kustīgās tērauda plates svārstību amplitūda) atkarība no uzspiedējspēka frekvences, gumijas Puasona koeficienta un gumijas slāņa biezuma. Konstatēts, ka, palielinoties gumijas Puasona koeficienta vērtībai un samazinoties gumijas slāņa biezumam, amortizatora stingums palielinās. Amortizatora ar mazu gumijas slāņa biezumu stingums ir ļoti jutīgs pret gumijas Puasona koeficienta izmaiņām. Zemu uzspiedējspēka frekvenču gadījumā sakarība starp amortizatora kustīgās plates maksimālo pārvietojumu un harmoniskā uzspiedējspēka amplitūdu ir lineāra, palielinoties uzspiedējspēka frekvencei, linearitāte pazūd. Uzspiedējspēka frekvencei tuvojoties amortizatora pašsvārstību frekvences vērtībai, amortizatora stingums samazinās.

Martinovs A., Gonca V. Research of rigidity of the flat rubber shock-absorber at external axial harmonious loading

The technique of numerical definition of distribution of tensions and deformations at harmonious loading and own frequencies of flat rubber shock-absorbers using computer program of modeling multiphysical processes "COMSOL Multiphysics 3.3" is offered. Dependence of rigidity of the shock-absorber on frequency of external axial harmonious loading, the Poisson's ratio and thickness of a rubber layer is researched. It is determined: increasing value of Poisson's ratio of rubber and decreasing thickness of a rubber layer, shock-absorber rigidity increase; changes of values of Poisson's ratio of rubber substantially affect rigidity of shock-absorber with thin rubber layer; in case of low frequencies of external axial harmonious loading exist linear dependence within maximal deformation of moving plate of shock-absorber and amplitude of external force, but in case of high frequencies the dependence is not linear; if frequency of external axial harmonious loading is getting closer to own frequencies of shock-absorber, then rigidity of shock-absorber is decreasing .

Мартынов А., Гонца В. Исследование жесткости плоского резинового амортизатора при гармонической осевой внешней нагрузке

Предложена методика численного определения распределения напряжений и перемещений и собственных частот плоских резиновых амортизаторов с помощью компьютерной программы моделирования мульти физических процессов „COMSOL Multiphysics 3.3”. Исследована зависимость жесткости амортизатора от частоты внешней осевой гармонической нагрузки, коэффициента Пуассона резины и толщины резинового слоя. Показано, что при повышении значения коэффициента Пуассона резины и при уменьшении толщины резинового слоя, жесткость амортизатора увеличивается. Жесткость амортизатора с тонким резиновым слоем очень чувствительна к изменению значения коэффициента Пуассона (близкого к 0,5) резины. Установлено, что при низких частотах внешней осевой гармонической нагрузки имеет место линейная зависимость между максимальной осадкой амортизатора и амплитудой внешней силы. При увеличении частоты внешней осевой гармонической нагрузки линейная зависимость между осадкой амортизатора и амплитудой внешней силы становится нелинейной. При приближении частоты внешней осевой гармонической нагрузки к частоте собственных колебаний амортизатора жесткость амортизатора уменьшается.