

5. სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობის მაჩვენებლების გაზრდა და მისი ეკონომიკური შეფასება

5.1. თეორიული საფუძვლები მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობაზე გაანგარიშებისათვის

საიმედოობის პრობლემა ძირითადია თანამედროვე ტექნიკისათვის, რომელიც საშუალებას იძლევა კონკურენტუნარიანი იყოს მოცემული ობიექტი მსოფლიო ბაზარზე. აკადემიკოსი ა.ბერგი აღნიშნულის შესახებ წერს [103] "ტექნიკური პროგრესის საკითხებს შორის ყველაზე უფრო მნიშვნელოვანი ამჟამად ხდება საიმედოობის პრობლემა".

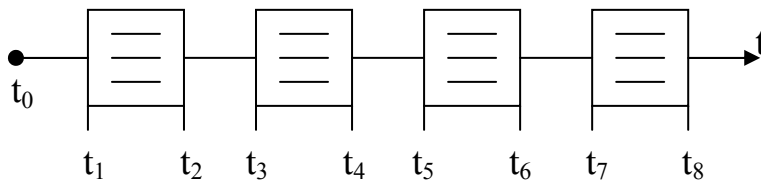
განსაკუთრებული მოთხოვნები წაყენება საიმედოობის მიმართ სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე საავტომობილო ტრანსპორტს და კერძოდ, მსუბუქ ავტომობილებს. აღნიშნული ტექნიკის ძირითად კვანძებსა და დეტალებზე სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მუშაობისას მუდმივად მოქმედებენ ნიშანცვლადი დინამიკური დატვირთვები, ვიბრაციები, რელიეფის ტალღოვანება და დახრილობა, მაღალი ნესტიანობა, აბრაზიული ნაწილაკები და სხვა. ყველა აღნიშნული ფაქტორი განაპირობებს შეუღლებებისა და მუშა დეტალების ინტენსიურ ცვეთას, დაღლილობის შემცირებასა და საბოლოო ჯამში, მანქანების მტყუნებას.

ჩვენს მიერ თ.რუსაძესთან ერთად ჩატარებულმა კვლევებმა გვიჩვენეს [104], რომ მსუბუქ ავტომობილებში მტყუნებათა დიდი ხვედრითი წილი (30...35%) გამოწვეულია მაღალი ვიბრაციების შედეგად.

აღნიშნული ვიბრაციების შემცირება და შესაბამისად საიმედოობის გაზრდა მნიშვნელოვან ეკონომიკურ ეფექტს იძლევა და გარკვეული პროპორციით ტოლფასია ავტომობილების რაოდენობის გაზრდისა ყოველგვარ კაპიტალდაბანდებათა გარეშე [109], ამჟამად შექმნილია მანქანებისა და მოწყობილობების საიმედოობაზე გაანგარიშების ზოგადი თეორია, რომელიც ეყრდნობა ალბათობის თეორიასა და მათემატიკურ სტატისტიკას [109,104,105,106,107,108] ავიაციაში, ავტომატიკაში რადიოელექტრონიკაში კოსმოსურ ტექნიკასა და მანქანათმშენებლობაში

დამუშავებული საიმედოობის მაჩვენებლების გაანგარიშების ზოგადი მეთოდების გამოყენებისას სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკისათვის აუცილებლად საჭიროა გათვალისწინებული იქნეს მისი მუშაობის სპეციფიკური პირობები და რეჟიმები.

მაგალითად, რა რადიოელექტრონიკის ობიექტებში მტყუნებათა სტაციონარული ნაკადი უფრო ადრე იწყება, ხოლო სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე ავტომობილებისათვის ზოგჯერ ეს პროცესი არც კი იწყება, ისე იგზავნება ობიექტი რემონტში. სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობის მაჩვენებლების გაანგარიშებისათვის ჩვენს მიერ გამოყენებული იქნა პროფ.ჯ.კაციტაძის მიერ დამუშავებული მეთოდიკა [103]. აღნიშნული მეთოდიკა, რომლის მიხედვითაც მსუბუქი ავტომობილი შეიძლება განხილული იქნას როგორც რემონტირებადი სისტემა, რომელიც შედგება სხვადასხვა სახით (მიმდევრობით, პარალელურად, შერეულად) შეერთებული ელემენტებისაგან აღნიშნული ელემენტების შეერთების ხასიათის გათვალისწინებით უნდა იქნეს შედგენილი სტურქტურულ-ლოგიკური სქემა და მოხდეს ცალკეული ელემენტების საიმედოობის მიხედვით მთელი მანქანის საიმედოობის ანგარიში.



ნახ. 5.1 სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის ფუნქციონირების სქემა

როგორც სქემიდან ჩანს სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის ფუნქციონირებისათვის შესაძლებელია შემდგი ეტაპები:

$(t_0...t_1)$, $(t_2...t_3)$, $(t_4...t_5)$, $(t_6...t_7)$ -ტექნიკა მუშაუნარიანია.

$(t_1...t_2)$, $(t_3...t_4)$, - ტექნიკა არამუშაუნარიანია, სწარმოებს რეგულირება.

$(t_5...t_6)$, - ტექნიკა არამუშამდგომარეობაშია სწარმოებს ტექნიკური მომსახურება.

$(t_7...t_8)$ - ტექნიკა არამუშამდგომარეობაში სწარმოებს რემონტი.

მოცემული გრაფიკი ითვალისწინებს ტექნიკის მიერ რემონტაშორისო ციკლს და მისი გამოყენებით ვიზუალურად შეიძლება შეფასებული იქნეს ავტომობილის საიმედოობა. კერძოდ, რაც უფრო მოკლეა მონაკვეთები ($t_0...t_1$), ($t_2...t_3$), ($t_4...t_5$) და ($t_6...t_7$) მით უფრო ნაკლებია ტექნიკის უმტყუნობის მაჩვენებლები – უმტყუნო მუშაობის ალბათობა – $P(t)$, მტყუნებათა ინტენსივობა $\lambda(t)$, მტყუნებათა ნაკადის პარამეტრი $\omega(t)$, საშუალო ნამუშავეარი მტყუნებაზე \bar{t} და სხვა. თუ ეს მონაკვეთები გრძელია და იშვიათად გვხვდება მონაკვეთები ($t_1...t_2$), ($t_3...t_4$), ($t_5...t_6$) და ($t_7...t_8$), მაშინ აღნიშნული მაჩვენებლები და შესაბამისად ავტომობილის საიმედოობა მაღალია.

ზოგადად მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობა რთული ფუნქციაა და გამოსახება ასე:

$$\varphi(t) = \varphi(A, B, C, D, E),$$

- $\varphi(t)$ - საიმედოობის ფუნქციაა;
- A- უმტყუნობის მაჩვენებლები;
- B- ხანგამძლეობის მაჩვენებლები;
- C- რემონტვარგისობის მაჩვენებლები;
- D- შენარჩუნებადობის მაჩვენებლები;
- E- საიმედოობის კომპლექსური მაჩვენებლები.

ზემოთაღნიშნული ფუნქციური დამოკიდებულებების ცხადი სახით მიღება მეტად რთული ამოცანაა და ამიტომ საინჟინრო ამოცანების გადაწყვეტის დროს ფასდება ობიექტის საიმედოობის ცალკეული მაჩვენებლები, რომელთა შერჩევა დამოკიდებულია ობიექტის ფუნქციონირებაზე.

ასე, მაგალითად სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე ავტომობილებისათვის ყველაზე მნიშვნელოვანია უმტყუნობის მაჩვენებლები, რადგანაც მათი მოცდენა სასოფლო-სამეურნეო პროდუქციის ზარალს იწვევს.

უმტყუნობის მაჩვენებლებში ყველაზე მნიშვნელოვანია უმტყუნო მუშაობის ალბათობა (უ.მ.ა) - $P(t)$.

აღნიშნული მაჩვენებელი ავტომობილებისათვის ტოლია:

$$P(t) = P_{\text{გბ}}(t) P_{\text{უგბ}}(t)$$

$P_{\text{გა}}(t)$ - არის უმტყუნო მუშაობის ალბათობა ცვეთადი ხასიათის მტყუნების დროს;

$P_{\text{შეც}}(t)$ - იგივე სიდიდე უეცარი მტყუნების დრო, როგორც ცნობილი [104,105] ცვლადი ხასიათის მტყუნების დროს:

$$P(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(t-\bar{t})^2}{2\sigma^2}} dt ,$$

სადაც t - არის ავტომობილის მუშაობის დროს სთ;

\bar{t} - საშუალო ნამუშევარი მტყუნებაზე სთ;

σ - საშუალო კვადრატული გადახრა.

უეცარი მტყუნების დროს:

$$P(t) = \lambda \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\lambda t} dt = e^{-\lambda t} ,$$

λ -მტყუნებათა ინტენსივობაა.

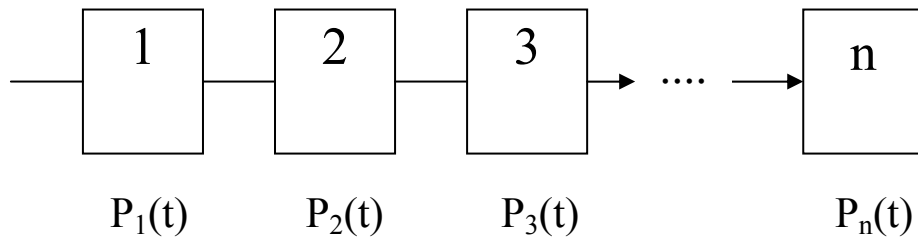
მსუბუქი ავტომობილი რთულ ობიექტს წარმოადგენს, რომელიც შედგება ცალკეული ელემენტებისაგან, რომლებიც ერთმანეთთან რთულ ურთიერთობაში იმყოფებიან. ნებისმიერი ელემენტის მტყუნება მოქმედებს ავტომობილის საიმედოობაზე. ეს ზემოქმედება სხვადასხვა ხასიათისაა იმის და მიხედვით, თუ როგორი სახითაა ერთმანეთთან შეერთებული ელემენტები. ელემენტების შეერთება სამი სახისაა: მიმდევრობითი, პარალელური და შერეული ანუ კომბინირებული. ელემენტების მიმდევრობით შეერთებისას ნებისმიერი ერთი ელემენტის მტყუნება იწვევს მთლიანად ობიექტის მტყუნებას (მაგალითად ძრავი, ჩართვის ქურო და სხვა) (ნახ.5.2).

ასეთი სახის შეერთებისას მთელი ავტომობილის უმა იანგარიშება ფორმულით

$$P(t) = P_1(t), P_2(t), P_3(t) \dots P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t) ,$$

თუ ცალკეული ელემენტები თანაბარი საიმედოობით ხასიათდება, მაშინ მათი მიმდევრობით შეერთებისას:

$$P(t) = P^n(t).$$



ნახ. 5.2 ელემენტების მიმდევრობითი შეერთება

თუ ცალკეული ელემენტების უმტყუნო მუშაობის ალბათობა (უმა) სხვადასხვაა, მაშინ ექსპონენციალური კანონის შემთხვევაში გვექნება

$$P(t) = \prod_{i=1}^n e^{-\lambda_i t} = e^{-\lambda_0 t},$$

სადაც $\lambda_0 = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \dots + \lambda_n$.

ავტომობილის ელემენტების პარალელური შეერთების დროს (ნახ.5.3) ობიექტის მტყუნება ხდება ყველა ელემენტის მტყუნებების დროს, ე.ი. საქმე გვაქვს დარეზერვებასთან. აღნიშნულის მაგალითია ცილინდრების შეერთება ძრავში.

ავტომობილის ელემენტების ასეთი სახის შეერთებისას უმტყუნო მუშაობის ალბათობა ტოლია:

$$P(t) = 1 - Q(t) = 1 - \prod_{i=1}^n Q_i(t) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i(t)),$$

სადაც $Q(t)$ - ავტომობილის მტყუნების ალბათობაა;

$Q_i(t)$ - ცალკეული ელემენტის მტყუნების ალბათობაა;

$P_i(t)$ - ცალკეული ელემენტების უმტყუნო მუშაობის ალბათობაა;

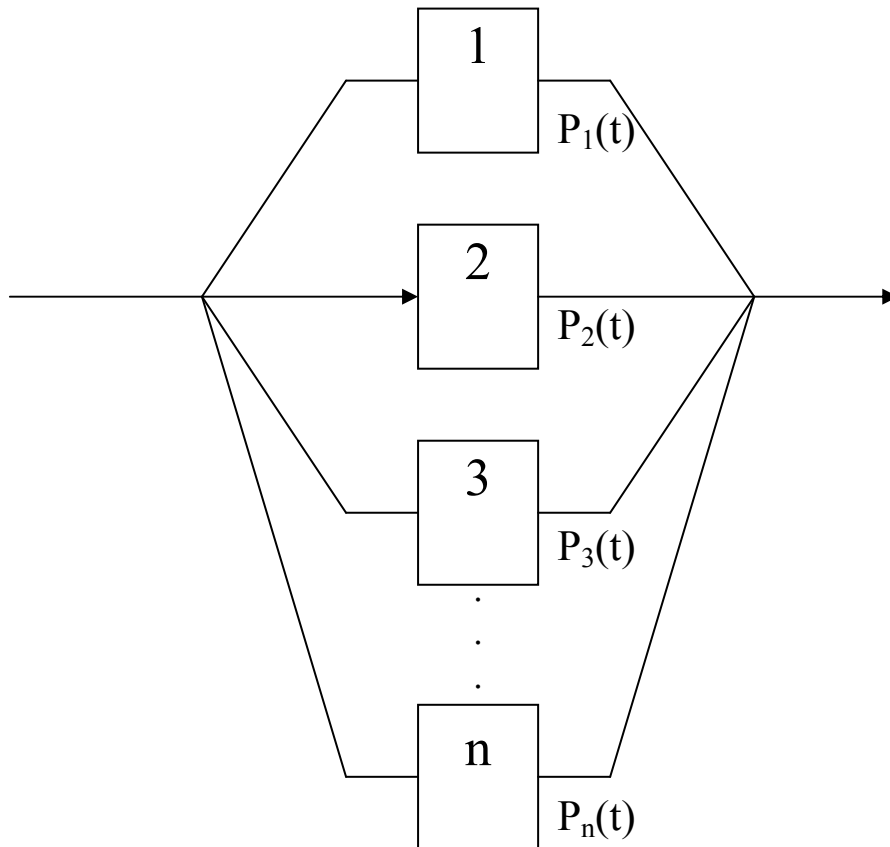
ავტომობილის შერეული შეერთება ზემოთაღნიშნული სქემის კომბინაციას წარმოადგენს და ანალოგიური სახით ხდება უმტყუნო მუშაობის ანგარიში.

მსუბუქ ავტომობილს განათების და სიგნალიზაციის სისტემაში აქვს ქვეფარები და გაბრიტული სასიგნალო ნათურები, რომლებიც პარალელურად არიან ჩართული, ე.ი. ერთი ობიექტის მტყუნება არ იწვევს განათების მტყუნებას და საშუალებას იძლევა გავაგრძელოთ ავტომობილის ექსპლუატაციის ელემენტი მტყუნების აღმოფხვრამდე.

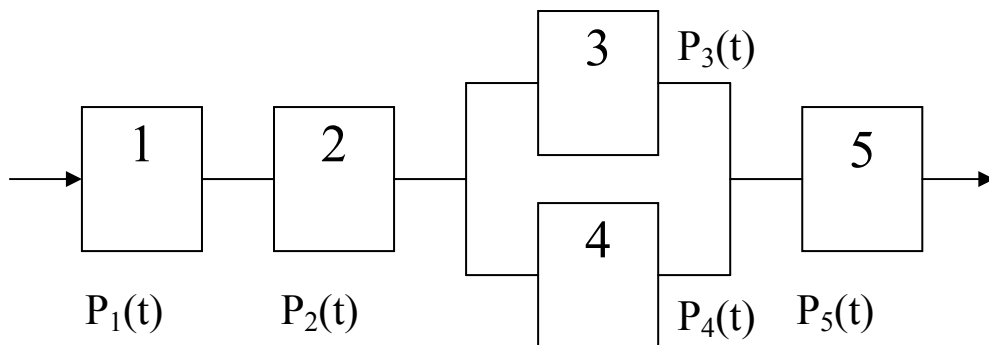
ზემოთ მოყვანილი ფორმულების გამოყენება შეიძლება მსუბუქი ავტომობილის უმტყუნო მუშაობის გაანგარიშებისათვის. მაგალითად, თუ ფეხის მუხრუჭისათვის $P_1(t)=0,98$, ხოლო ხელის მუხრუჭისათვის $P_2(t)=0,95$ მაშინ შეიძლება დავწეროთ

$$Q_1(t)=1- P_1(t)=1-0,98=0,02,$$

$$Q_2(t)=1- P_2(t)=1-0,95=0,05.$$



ნახ. 5.3 ელემენტების პარალელური შეერთების სქემა



ნახ. 5.4 ელემენტების შერეული შეერთების სქემა

მსუბუქი ავტომობილის სამუხრუჭე სისტემის უმტყუნო მუშაობის ალბათობა ტოლი იქნება:

$$P(t)=1- Q(t)$$

$$Q(t)=Q_1(t)Q_2(t)=0,02 \cdot 0,05=0,001$$

$$P(t)=1-0,001=0,999.$$

ბოლოს განვიხილოთ მაგალითი, როდესაც ავტომობილი შედგება სამი მიმდევრობით შეერთებული (1,2,5) და ორი პარალელურად ჩართული (3,4) ელემენტებისაგან (ნახ.5.4) ასეთი ავტომობილის უმტყუნო მუშაობის ალბათობა გაიანგარიშება ფორმულით:

$$P(t)=P_1(t)P_2(t)(1-(1- P_3(t))1-(1(1- P_4(t))P_5(t).$$

ზემოთ აღნიშნული მეთოდის მიხედვით ხდება ნებისმიერი სახით შეერთებული ელემენტებისაგან შემდგარი ავტომობილის უმტყუნო მუშაობის ალბათობის გაანგარიშება.

5.2. სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე

მსუბუქი ავტომობილების საექსპლუატაციო საიმედოობის მაჩვენებლების ანგარიში

როგორც ავლნიშნეთ თანამედროვე საბაზრო ურთიერთობების პირობებში განსაკუთრებული მოთხოვნები აქვთ წაყენებული სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე ავტომობილების საიმედოობას, რათა მსოფლიო ბაზარზე ისინი იყვნენ კონკურენტუნარიანი.

თვლიანი სატარნსპორტო საშუალებების კონსტრუქციის სრულყოფის თვალსაზრისით აუცილებელია გაუმჯობესდეს შემდეგი საექსპლუატაციო მაჩვენებლები: საექსპლუატაციო საიმედოობა, კომფორტულობა, მოძრაობის უსაფრთხოება, წვეთი და სიჩქარითი თვისებები. მსუბუქი ავტომობილების ამ თვისებებზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სალტის ვიბრაციული მახასიათებლები, რომლებიც წარმოქმნიან ძრავისა და ტრანსმისიის მბრუნავი ნაწილების დისბალანსის შედეგად. ვიბრაციის ეფექტური შემცირების ერთ-ერთ გზას

წარმოადგენს ვიბროიზოლაციის უზრუნველყოფა ძარასა და სავალ ნაწილს შორის, რითაც მნიშვნელოვნად იზრდება მანქანის საექსპლუატაციო საიმედოობა.

სასოფლო-სამეურნეო წარმოების მძიმე პირობებში მომუშავე მსუბუქი ავტომობილებისათვის ვიბრაციის ინტენსივობა გაცილებით მაღალია, რაც გამოწვეულია ისეთი ფაქტორებით, როგორცაა მთიანი და ტალღოვანი რელიეფი, დინამიკური დატვირთვები, ნიშანცვლადი დინამიკური დატვირთვები, აბრაზიული ნაწილაკების არსებობა გარემოში, მაღალი ნესტიანობა და სხვა. აღნიშნული ფაქტორების ზემოქმედების შედეგად იზრდება ვიბრაციის ამპლიტუდა, საწვავის ხარჯი, რთულდება მართვადობა, მცირდება სიმძლავრე და საბოლოო ანგარიშით, საექსპლუატაციო საიმედოობა. მსუბუქი ავტომობილების საექსპლუატაციო საიმედოობის გაზრდის მიზნით ჩვენს მიერ პატენტის დონეზე დამუშავებული იქნა მსუბუქი ავტომობილი "მოსკვიჩი 2140"-ის წინა საკიდარის ძარაზე მადემპფირირებელი კვანძი, რომელიც შეიცავს რეზინის შუასადებს, ლითონის საყრდენს, ლითონის ფანჯარას, წინა საკიდარის ფანჯარას და წინა საკიდარის ელემენტს [1]. აღნიშნული კვანძის ლაბორატორიულმა გამოცდებმა გვიჩვენეს, რომ იგი მნიშვნელოვნად ამცირებს რხევის ამპლიტუდას.

იმისათვის, რომ გამოგვეკვლია რხევის ამპლიტუდის შემცირების გავლენა აღნიშნული ავტომობილის საიმედოობის მაჩვენებლებზე ჩვენს მიერ ჩატარებული იქნა საექსპლუატაციო გამოცდები აჭარის რაიონებში, სადაც სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის მუშაობის პირობებში რთულია. ასეთ ობიექტად შერჩეული იყო ხულოს, ხელვაჩაურის და შუახევის რაიონები. დაკვირვებები წარმოებდა 2 წლის (2004-2005წ.წ) განმავლობაში და ავტომობილების საიმედოობის მაჩვენებლების ფიქსირება ხდებოდა სპეციალურ ჟურნალებში, სადაც აღნიშნებოდა მათი ნამუშევარი, მტყუნებათა რიცხვი, მტყუნების აღმოფხვრაზე საჭირო დრო და სხვა მაჩვენებლები. დაკვირვებები ხდებოდა მსუბუქ ავტომობილებზე "მოსკვიჩი 2140" და "ვაზ 2105". ცალ-ცალკე წარმოებდა ჩვენი კვანძის გარეშე და მისი გამოყენებით აღნიშნული ავტომობილების საექსპლუატაციო საიმედოობის მაჩვენებლების განსაზღვრა.

სტატისტიკური მასალის მათემატიკური დამუშავება ხდებოდა პროფ.ჯ.კაციტაძის და პროფ.თ.რუსაძის მიერ დამუშავებული მეთოდის მიხედვით [2,3]. საცდელი ობიექტის რაოდენობა შეადგენდა 50 ავტომობილს.

ინტრვალთა რიცხვის გაანგარიშება ხდებოდა სტერჟესის ფორმულით:

$$k=1+3,2\lg N$$

ამის შემდეგ განისაზღვრებოდა ინტრვალის სიგანე (ბიჯი):

$$h=x_{\max}-x_{\min}/k$$

x_{\max} და x_{\min} - საიმედოობის მაჩვენებლის მაქსიმალური და მინიმალური მნიშვნელობებია. საიმედოობის განაწილების გენერალური მაჩვენებლები განისაზღვრებოდა ფორმულებით:

- საშუალო არითმეტიკული:

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^k x_i w_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k x_i m_i$$

x_i - ინტრვალის საშუალო მნიშვნელობა;

w_i - ემპირიული ალბათობა;

m_i - ემპირიული სიხშირე.

- დისპერსია:

$$D = \sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 w_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 m_i$$

- საშუალო კვადრატული გადახრა: $\sigma = \sqrt{D}$

ვარიაციის კოეფიციენტი: $V=\sigma/x$

ამის შემდეგ განისაზღვრებოდა საიმედოობის შემდეგი მაჩვენებლები:

- მტყუნებათა ინტენსივობა:

$$\lambda=1/x$$

- მტყუნებათა განაწილების ალბათობის სიმკვრივე:

$$f(x)=\lambda e^{-\lambda x}$$

- უმტყუნო მუშაობის ალბათობა:

$$P(x)=1-F(x)$$

სადაც $F(x)$ - განაწილების ინტეგრალური ფუნქციაა და ტოლია:

ნამუშევარი ს ინტერვალი	ინტერვალ ის საშუალო დრო $X_i, სთ$	ფარდობი თი სიხშირე ჭი	განაწილების სიმკრივე		განაწილების ინტეგრალური ფუნქცია		უმტყუნო მუშაობის აღბათობა	
			ემპირიუ ლი	თეორიუ ლი	ემპირიუ ლი	თეორიულ ი	ემპირიუ ლი	თეორიუ ლი
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,000...200	100	$\frac{0,36}{0,37}$	$\frac{28,5}{29,2}$	$\frac{26,3}{27,2}$	$\frac{0,33}{0,30}$	$\frac{0,34}{0,32}$	$\frac{0,67}{0,70}$	$\frac{0,64}{0,68}$
200...400	300	$\frac{0,23}{0,23}$	$\frac{16,2}{17,4}$	$\frac{17,2}{18,8}$	$\frac{0,57}{0,82}$	$\frac{0,51}{0,49}$	$\frac{0,43}{0,48}$	$\frac{0,49}{0,51}$
400...600...	500	$\frac{0,14}{0,14}$	$\frac{12,7}{13,6}$	$\frac{11,6}{12,4}$	$\frac{0,65}{0,62}$	$\frac{0,64}{0,62}$	$\frac{0,35}{0,38}$	$\frac{0,36}{0,38}$
600...800...	700	$\frac{0,12}{0,12}$	$\frac{7,5}{7,8}$	$\frac{8,6}{8,9}$	$\frac{0,88}{0,86}$	$\frac{0,89}{0,80}$	$\frac{0,22}{0,24}$	$\frac{0,11}{0,20}$
800...1000...	900	$\frac{0,08}{0,08}$	$\frac{7,81}{8,2}$	$\frac{7,9}{8,4}$	$\frac{0,90}{0,82}$	$\frac{0,91}{0,85}$	$\frac{0,10}{0,18}$	$\frac{0,09}{0,15}$
1000...1200 ...	1100	$\frac{0,04}{0,05}$	$\frac{5,2}{5,4}$	$\frac{5,2}{5,5}$	$\frac{0,97}{0,93}$	$\frac{0,97}{0,94}$	$\frac{0,03}{0,07}$	$\frac{0,03}{0,06}$
1200...1400 ...	1300	$\frac{0,03}{0,04}$	$\frac{3,1}{3,3}$	$\frac{3,2}{3,4}$	$\frac{1,00}{1,900}$	$\frac{0,98}{0,94}$	$\frac{0,00}{0,00}$	$\frac{0,02}{0,06}$

საექსპლუატაციო საიმედოობის თეორიული და ემპირიული მაჩვენებლები მსუბუქ ავტომობილ «Москвич 2140»-ისათვის

$$F(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) dx = \lambda \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\lambda x} dx = 1 - e^{-\lambda x}$$

ცხრილში მოცემულია საექსპლუატაციო საიმედოობის თეორიული და ემპირიული მაჩვენებლები მსუბუქ ავტომობილ "მოსკვიჩ 2140"-ისათვის, ხოლო ნახ.5.5-ზე კი მათი გრაფიკული ინტერპრეტაცია.

განვსაზღვროთ საიმედოობის განაწილების გენერალური მაჩვენებლები:

- საშუალო ნამუშევარი მტყუნებაზე

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^k w_i x_i = 0,36 \cdot 100 + 0,23 \cdot 300 + 0,14 \cdot 500 + 0,22 \cdot 700 + 0,08 \cdot 900 +$$

$$+0,04 \cdot 1100 + 0,03 \cdot 1300 = 414 \text{ სთ.}$$

- ჩვენი კვანძის გამოყენებისას:

$$\bar{x}_1 = 0,34 \cdot 100 + 0,23 \cdot 300 + 0,14 \cdot 500 + 0,12 \cdot 700 + 0,08 \cdot 900 + 0,05 \cdot 1100 + 0,03 \cdot 1300 = 429 \text{ სთ}$$

- დისპერსია:

$$D = \sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 w_i = (100-414)^2 \cdot 0,36 + (300-414)^2 \cdot 0,23 + (500-414)^2 \cdot 0,14 + (700-414)^2 \cdot 0,12 + (900-414)^2 \cdot 0,08 + (1100-414)^2 \cdot 0,04 + (1300-414)^2 \cdot 0,03 = 110604 \text{ სთ}^2$$

$$D_1 = \sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x}_1)^2 w_{i1} = (100-429)^2 \cdot 0,34 + (300-429)^2 \cdot 0,23 + (500-429)^2 \cdot 0,14 + (700-429)^2 \cdot 0,12 + (900-429)^2 \cdot 0,08 + (1100-429)^2 \cdot 0,04 + (1300-429)^2 \cdot 0,04 = 110604 \text{ სთ}^2$$

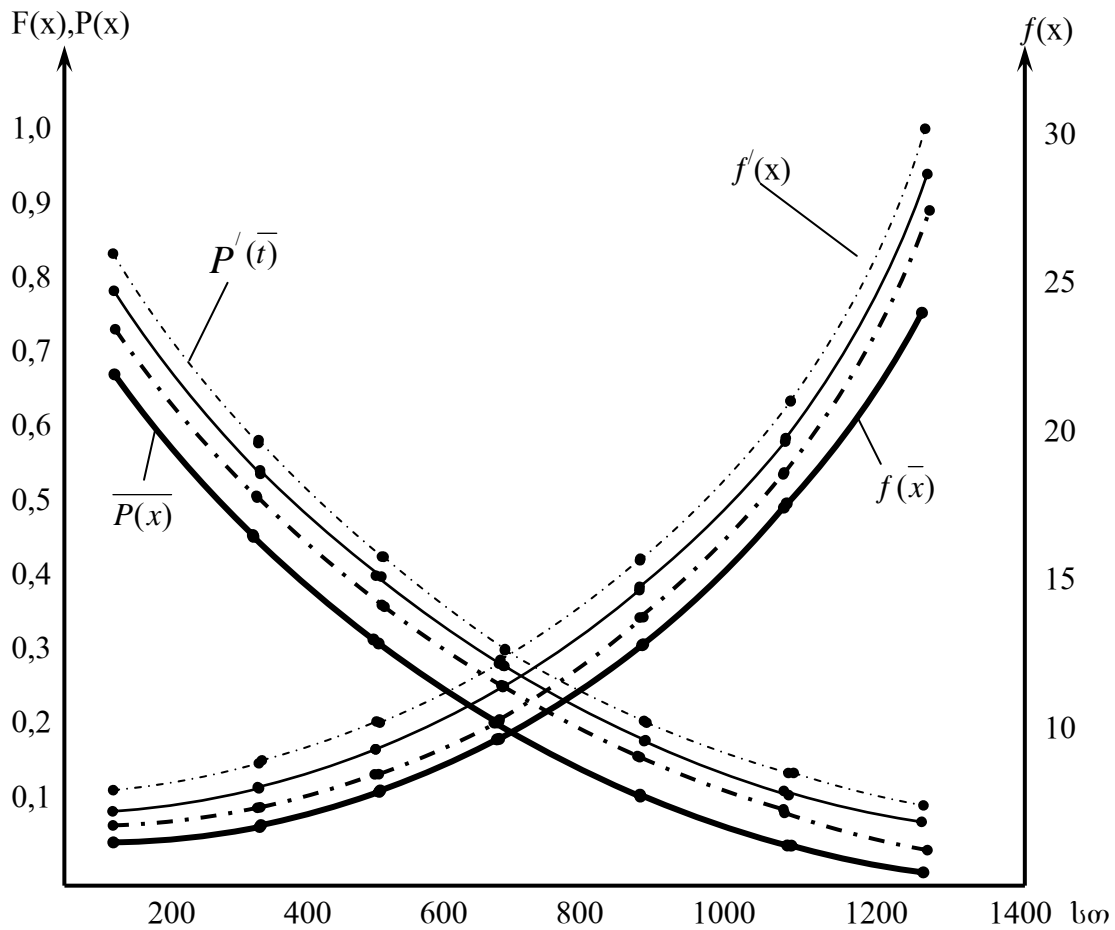
- საშუალო კვადრატული გადახრა:

$$\sigma = \sqrt{D} = \sqrt{110604} = 332,6 \text{ სთ}$$

- ვიბრაციის კოეფიციენტი:

$$v = \frac{\sigma_1}{\bar{x}} = \frac{332,6}{414} = 0,80$$

$$v_1 = \frac{\sigma}{\bar{x}} = \frac{349,2}{429} = 0,81$$



ნახ. 5.5 ავტომობილ «Москвич 2140»-ის საიმედოობის მაჩვენებლების გრაფიკები

თეორიული მრუდები;

ემპირიული მრუდები

მტყუნებათა ინტენსივობა:

$$\lambda \frac{1}{\bar{x}} = \frac{1}{414} 2,4 \cdot 10^{-3} \text{სთ}^{-1}$$

$$\lambda \frac{1}{\bar{x}} = \frac{1}{429} 2,3 \cdot 10^{-3} \text{სთ}^{-1}$$

- მტყუნებათა განაწილების ალბათობის სიმკვრივე:

$$f(x) = \lambda e^{-\lambda x} = 2,4 \cdot 10^{-3} e^{-2,4 \cdot 10^{-3} x}$$

$$f_1(x) = \lambda_1 e^{-\lambda_1 x} = 2,3 \cdot 10^{-3} e^{-2,3 \cdot 10^{-3} x}$$

უმტყუნო მუშაობის ალბათობა:

$$P(x) = 1 - F(x)$$

$$P_1(x) = 1 - F_1(x)$$

სადაც $P(x)$ - არის განაწილების ინტეგრალური ფუნქცია და ტოლია:

$$F(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) dx = \lambda \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\lambda x} dx = 1 - e^{-\lambda x} = 1 - e^{-2,4 \cdot 10^{-3} x}$$

$$F_1(x) = 1 - e^{-2,3 \cdot 10^{-3} x}$$

უმტყუნო მუშაობის ალბათობა:

$$P(x) = 1 - F(x) e^{-2,4 \cdot 10^{-3} x}$$

$$P_1(x) = 1 - F_1(x) e^{-2,3 \cdot 10^{-3} x}$$

როგორც ჩატარებული თეორიული და ექსპერიმენტული ანგარიში გვიჩვენებს, ჩვენს მიერ შემუშავებული მოწყობილობა ამცირებს მსუბუქი ავტომობილის ვერტიკალურ ვიბრაციებს და ზრდის საიმედოობის მაჩვენებლებს 8...10%-ით.

5.4. მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობის გაზრდის

ეკონომიკური ეფექტურობა

როგორც ჩვენმა ჩატარებულმა თეორიულმა და ექსპერიმენტულმა გამოკვლევებმა გვიჩვენეს ჩვენს მიერ დამუშავებული მადემფერირებელი კვანძის გამოყენება მნიშვნელოვნად ამცირებს მსუბუქი ავტომობილების წინა საკიდარის ვერტიკალურ ვიბრაციებს და შესაბამისად ზრდის საიმედოობის ძირითად მაჩვენებლებს 8...10%-ით. ავტომობილის საიმედოობის გაზრდა ერთ-ერთი მძლავრი ეკონომიკური ფაქტორია და როგორც უკვე აღვნიშნეთ, იგი ექვივალენტურია ფაქტიური ავტომობილების რაოდენობის გაზრდისა ყოველგვარ კაპიტალდაბანდებათა გარეშე.

ცნობილია მანქანის საიმედოობის გაზრდის ეკონომიკური ეფექტურობის გაანგარიშების სხვადასხვა მეთოდები [105,108,109] აღნიშნული მეთოდები ითვალისწინებენ წარმოებისა და ექსპლუატაციის სფეროს და იმ გარემოებას, რომ ახალი ტექნიკის დანერგვისას ხდება წარმოების დანახარჯების ზრდა, რაც ბუნებრივი მოვლენაა. ახალი ტექნოლოგიური და კონსტრუქციული გადაწყვეტის დანერგვა დაკავშირებულია განსაზღვრულ დანახარჯებთან მაგრამ წარმოების სფეროში გაზრდილი დანახარჯების გამოსყიდვა სწრაფად ხდება ექსპლუატაციის სფეროში. ამიტომ საიმედოობის გაზრდის ეკონომიკური ეფექტურობა იანგარიშება ფორმულით

$$\Xi = \Xi_{\sigma m} + E_{\text{ექსპ}}$$

სადაც $\Xi_{\sigma m}$ და $E_{\text{ექსპ}}$ - შესაბამისად წარმოებისა და ექსპლუატაციის სფეროებში ეკონომიკური ეფექტურობაა, ლარი.

$$\Xi_{\text{წარ}} = \beta_{\sigma}(C_0 - C_1 + E_{\sigma}(K_0 - K_1)) \text{ ლარი,}$$

β_{σ} - არის მანქანების გამოშვების წლიური პროგრამა, ლარი.

C_0, C_1 - შესაბამისად არჩეული და გადაღებული საიმედოობის მანქანების თვითღირებულება, ლარი.

K_0, K_1 - შესაბამისად წარმოების კაპიტალდაბანდება შეფარდებული წლიურ პროგრამასთან ცალ/ლარი.

K_{σ} - ეფექტურობის ნორმატიული კოეფიციენტი და $K_{\sigma} = 0, 1, \dots, 0, 2$; საქართველოს პირობებისათვის მიღებულია $K_{\sigma} = 0, 15$. წარმოების სფეროში გადიდებული საიმედოობის ობიექტების გამოშვებისას $C_0 > C_1$, $K_1 > K_0$ და $\Xi_{\sigma} < 0$ ე.ი. მას აქვს უარყოფითი ნიშანი. ექსპლუატაციის სფეროში ეკონომიკური ეფექტურობის გაანგარიშებისას უნდა გავითვალისწინოთ ორი გარემოება:

1. მანქანის მწარმოებლურობის მცირეოდენი გაზრდა იძლევა მნიშვნელოვან ეკონომიკურ ეფექტს.
2. საიმედოობის გაზრდისას ადგილი აქვს ეკონომიას, რომელიც გამოწვეულია დანახარჯების მნიშვნელოვანი შემცირებით მანქანების ტექნიკურ მომსახურებასა და რემონტზე. აღნიშნულის გათვალისწინებით ეკონომიკური ეფექტი ექსპლუატაციის სფეროში ტოლია:

$$\text{მექსპ} = \text{მექსპ.გ} + \text{მექსპ.დ}$$

მექსპ.გ - არის წლიური ეკონომიკური ეფექტი, რომელიც შეესაბამება მოცდენების შემცირებას გაზრდილი საიმედოობის მანქანის გამოყენების გამო, ლარი.

მექსპ.დ - არის წლიური ეკონომიკური ეფექტი, რომელიც გამოწვეულია დეტალების შექმნასა და გამოცვლა დანახარჯების შემცირებით, ლარი.

ჩვენს მიერ მოპოვებული და კვლევის შედეგად მიღებული გაანგარიშებების საფუძველზე მსუბუქი ავტომობილ "მოსკვიჩ-2140"-ისათვის ეკონომიკურმა ეფექტმა წარმოების სფეროში შედაგინა ($\beta_{\sigma}=100$ ცალი, $C_0=1,24$ ლარი $C_1=1,36$ ლარი, $E_{\sigma}=0,5$)

$$\text{მ}_{\sigma m} = -2050 \text{ ლარი}$$

ეფექტი უარყოფითია, ე.ი. ადგილი აქვს დანაკარგს.

უარყოფითი ეფექტი გადაიფარება ჩვენს მიერ გაზრდილი საიმედოობის მქონე ავტომობილის ექსპლუატაციის სფეროში გამოყენებისას.

$$\text{მექსპ} = \text{მექსპ.გ} + \text{მექსპ.დ} = 2520 + 1200 = 3720 \text{ ლარი}$$

მთლიანი წლიური ეკონომიკური ეფექტი, რომელიც მიიღება გაზრდილი საიმედოობის ავტომობილების ექსპლუატაციისას ტოლი იქნება

$$\text{მ} = \text{მ}_{\sigma r} + \text{მექსპ} = 3720 - 2050 = 1670 \text{ ლარი}$$

$$\text{მ} = 1670 \text{ ლარი.}$$

5.4. მოკლე დასკვნები მე-5 თავის მიხედვით

1. ავტომობილ "მოსკვიჩ-2140"-ის საექსპლუატაციო საიმედოობის გაზრდის მიზნით ავტორის მიერ პატენტის დონეზე დამუშავებულია წინა საკიდარის მადემპფირებელი კვანძი, რომელიც შეიცავს რეზინის შუასადებს, გამოცდილი იქნა საგზაო პირობებში. მიღებულმა შედეგებმა ექსპერიმენტული და თეორიული ანგარიშებით აჩვენა, რომ ის ამცირებს მსუბუქი ავტომობილის ვერტიკალურ ვიბრაციებს და ზრდის საექსპლუატაციო საიმედოობის მაჩვენებლებს 8...10%-ით.

2. ავტორის მიერ შემოთავაზებული მსუბუქი ავტომობილის წინა დაკიდების მადემპფირებელი კვანძი ზრდის საექსპლუატაციო საიმედოობის მაჩვენებლებს და იწვევს ეკონომიას, 100 ცალი ავტომობილისათვის წლიური ეკონომიკური ეფექტი ტექნიკურ მომსახურეობაზე და რემონტზე შეადგენს 1670 ლარს წელიწადში.

ძირითადი დასკვნები

1. შემოთავაზებულია "სალტე-თვალი" და "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემების მექანიკური ძვრადობის გაანგარიშების მეთოდი, ის საშუალებას იძლევა შეფასდეს პნევმატური სალტეების დინამიკური მახასიათებლების გავლენა ავტომობილის ძარას ვიბრაციაზე და დასახოს მათი შემცირების გზები. სალტეების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების კვლევისათვის გამოყენებული ელექტრომექანიკური ანალოგიების მეთოდით შესწავლილია მასში მიმდინარე ვიბრაციული მოვლენების ფიზიკური არსი. გამოკვლეულია სიხისტისა და მასური პარამეტრების გავლენა სალტის ვიბრაციულ მახასიათებლებზე.
2. დადგენილია, რომ სალტეების მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებლებზე დაბალი (10...30 ჰც) და საშუალო (30...100 ჰც) სიხშირეების ზონაში მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სალტის დინამიკური სიხისტე. მაღალი სიხშირეების ზონაში რხევითი პროცესის ფორმირება განპირობებულია სალტის დაყვანილი მასების სიდიდებით.
3. "სალტე-თვალი" და "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემების პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების ექსპერიმენტული კვლევის ბაზაზე შეფასებულია მათი ვიბროგადამცემი უნარი 10-დან 500 ჰერცამდე სიხშირეთა დიაპაზონში. ავტომობილის დაკიდების მიერ ვიბრაციების გადაცემის შემცირების აუცილებელ მოთხოვნად, პირველ რიგში, უნდა ჩაითვალოს მისი ელემენტების საკუთარი რხევების სიხშირეთა არათანხვედრა პნევმატიკური სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეებთან. შეფასებულია სალტის

- კონსტრუქციული თავისებურებების გავლენა ვიბრაციის გადაცემაზე და დამუშავებულია რეკომენდაციები მათი დონეების შესამცირებლად
4. "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" სისტემის რხევების ანალიზის საფუძველზე მიღებულია დამოკიდებულებები, ავტომობილის სალტეებისა და დაკიდების ელემენტების მექანიკურ ძვრადობებს შორის. მცირე კლასის ავტომობილის ძარას ვიბრაციების დონეების შემცირებისათვის აუცილებელია საკიდარის მექანიკური ძვრადობა იყოს 5-10-ჯერ მაინც უფრო მცირე, ვიდრე სალტის მექანიკური ძვრადობა.
 5. დადგენილია, რომ საკიდარის ზამბარით ავტომობილის ძარაზე გადაცემული ვიბრაციების დონეების მნიშვნელოვანი შემცირება მიიღწევა სპეციალური ვიბროიზოლაციის კვანძის გამოყენებით, რომელიც უზრუნველყოფს რეზინის ელემენტის ეფექტურ მუშაობას კუმშვასა და ძვრაზე. ავტომობილების "МОСКВИЧ"-2140 და BA3-2105-ის და უკანა დაკიდებაში მადემპფირებელი კვანძის გამოყენებათ სიხშირულ დიაპაზონში 50...250ჰც-ით.
 6. საანგარიშო-ექსპერიმენტული კვლევებით დამუშავებულია კონკრეტული რეკომენდაციები პნევმატური სალტის სარბენი ბილიკიდან თვლის ფერსოზე გადაცემული ვიბრაციების დონეების შესამცირებლად. კერძოდ, სალტის დაყვანილი პროცესში მონაწილე მისი დაყვანილი მასის 10...15%, ხოლო რხევით პროცესში მონაწილე მისი დაყვანილი მასის 5...8% შემცირებით ვიბრაციის დონე ფერსოზე მცირდება საშუალოდ 10...20%.
 7. მცირე კლასის მუბუქი ავტომობილების ძარას ვიბრაციის შემცირებისათვის რეკომენდირებულია რადიალური კონსტრუქციის სალტეები, რომლებიც უზრუნველყოფენ საწვავის ხარჯის შემცირებას 3...5%, დინამიკური თვისებების გაუმჯობესების 10...20%, სამუხრუჭო მანძილის შემცირებას 6% და ერთდოულად ავტომობილის მდგრადობისა და მართვადობის გაუმჯობესებას 20...25%-ით
 8. ავტომობილ "მოსკვიჩ-2140"-ის საექსპლუატაციო საიმედოობის გაზრდის მიზნით ავტორის მიერ პატენტის დონეზე დამუშავებულია წინა საკიდარის მადემპფირებელი კვანძი, რომელიც შეიცავს რეზინის შუასადებს, გამოცდილი იქნა საგზაო პირობებში. მიღებულმა შედეგებმა ექსპერიმენტული და თეორიული

ანგარიშებით აჩვენა, რომ ის ამცირებს მსუბუქი ავტომობილის ვერტიკალურ ვიბრაციებს და ზრდის საექსპლუატაციო საიმედოობის მაჩვენებლებს 8...10%-ით.

9. ავტორის მიერ შემოთავაზებული მსუბუქი ავტომობილის წინა დაკიდების მადემპფირებელი კვანძი ზრდის საექსპლუატაციო საიმედოობის მაჩვენებლებს და იწვევს ეკონომიას, 100 ცალი ავტომობილისათვის წლიური ეკონომიკური ეფექტი ტექნიკურ მომსახურეობაზე და რემონტზე შეადგენს 1670 ლარს წელიწადში.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. გოგიაშვილი ფ., კახიძე რ. სატვირთო ავტომობილის მძღოლის ვიბროდატვირთულობის შემცირება სავარძლის საკიდარში დრეკადი კვანძის გამოყენების გზით. /ქუთაისის სახელმწიფო ტექნიკური უნივერსიტეტის შრომები. № 6. – 1998. – გვ.99-102.
2. გოგიაშვილი ფ., კახიძე რ. ავტომობილის ქსქ-4540-ის სვლის სიმდოვრის პარამეტრების ექსპერიმენტალური კვლევა სტატისტიკური დინამიკის გამოყენებით. /ქუთაისის სახელმწიფო ტექნიკური უნივერსიტეტის შრომები, № 6.– 1998. – გვ.103-107.
3. ჯ.კაციტაძე. თეორიული საფუძვლები სასოფლო-სამურნეო ტექნიკურ საიმედოობაზე გაანგარიშებისათვის. სსაუ-ის შრომები. თბილისი, 1999. გვ.270-275.
4. რუსაძე თ., ლეჟავა ა., ცირეკიძე გ. და სხვ. ავტომობილის სადატვირთო რეჟიმები და საიმედოობა. ქუთაისი. 1998. – გვ.297 .
5. ჯ.კაციტაძე. მანქანის საიმედოობა და რემონტი. თბილისი, განათლება, 1989. – გვ.192.
6. ლეჟავა მ., რუსაძე თ. საბურავის გავლენის კვლევა მსუბუქი ავტომობილის ვიბროდატვირთულობაზე იმპენდანსის მეთოდის გამოყენებით. პირველი საერთაშორისო სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენციის ”ინტერტრანს-2000” შრომები, ტ.3. – ქუთაისი: ქსტუ, 2000. – გვ. 170-176.
7. რუსაძე თ., ლეჟავა მ. პირველი სისტემის ”ძალა-ძაბვა” ელექტრომექანიკური ანალოგიის გამოყენება ავტომობილების რხევით სისტემების კვლევისას. პირველი საერთაშორისო სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენციის ”ინტერტრანს-2000” შრომები, ტ.3. – ქუთაისი: ქსტუ, 2000. – გვ. 176-181.
8. ლეჟავა მ., მორჩაძე თ., ლოსაბერიძე გ., რუსაძე პ. იმპენდანსის მეთოდის გამოყენება მექანიკური სისტემების რხევების თეორიაში. ქუთაისის ნ. მუსხელიშვილის სახელობის სახელმწიფო ტექნიკური უნივერსიტეტის შრომები, №1(17) – ქუთაისი: 2006. – გვ. 164-167.
9. რუსაძე პ., ლეჟავა მ., ლოსაბერიძე გ., მამულაძე რ. პნევმატური სალტეების მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლების გაანგარიშება. ქუთაისის ნ.

მუსხელიშვილის სახელობის სახელმწიფო ტექნიკური უნივერსიტეტის შრომები, №1(17) – ქუთაისი: 2006. – გვ. 167-173.

10. Андреева-Галанина Е.Ц. Вибрация и ее значение в гигиене труда. – Ленинград, Медгиз, 1956. – 200 с.
11. Амброладзе Б.У. Повышение плавности хода автопоезда в составе автомобиля типа 4x4 и прицепа. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Тбилиси, 1987. – 204 с.
12. Анализ горизонтальных колебаний тела человека. / Б.А. Потемкин и др. //Сборник. Виброизоляция машин и виброзащита человека. Механика, №1. - 1966. - С. 41-47.
13. Анкинович Г.Г., Гусев В.И., Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф. Экспериментальное определение демпфирующих свойств шин низкого давления пневмокатка. /Изв. вузов. Машиностроение. № 8. - Москва, - 1969.
14. Бобохидзе Б.Я. Совершенствование виброзащитных свойств резиновой подвески откидывающейся кабины грузового автомобиля применением воздушного демпфирования. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Тбилиси, ГПИ, 1989. – 210 с.
15. Беленький Ю.Ю., Маричин А.М., Петрович А.М. Влияние вторичного поддрессоривания кабины на виброн нагруженность рабочего места водителя автомобиля. /Влияние вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты: Тез. докл. IV Всесоюзн. симпозиума. – Москва: Наука, 1982. – С.80.
16. Бидерман В.Л. и др. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытание, эксплуатация). – Москва: Гос. науч.-техн. изд-во химической лит-ры, 1963. – 384 с.
17. Балабин И.В., Логунов А.А., Прокопов В.В. Исследование эксплуатационных характеристик низкопрофильных радиальных шин с брекером из металлокорда. /Автомобильная промышленность, № 12. – 1978. – С.17-20.
18. ГОСТ 12.1.012-78. Вибрация. Общие требования безопасности.
19. Гончаров С.А. Исследование продольно-поступательных колебаний грузового автомобиля. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Москва, 1975. – 205 с.
20. Гирке Х.Э. Биодинамическое поведение тела человека. /Механика, № 1. – 1966. – С.41-47.
21. Гнеденко Б.В. и др. Математические методы в теории надежности М.: Наука, 1965. – 524 с.
22. Дербаремдикер А.Д., Бородин Ю.П. Определение жесткости и силы неупругого сопротивления шины в окружном направлении. /Автомобильная промышленность, № 1. – 1970. – С.24-25.
23. Дербаремдикер А.Д., Степанов И.С., Ванелов Ю.А. Исследование систем поддрессоривания сидений водителя в стендовых и дорожных условиях. /В сб.: Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля, вып.6. – Москва: Машиностроение, 1975. – с.154-172.
24. Джохадзе Г.Д. Исследование пневматической подвески автомобиля со ступенчатым пневматическим амортизатором. //Труды Грузинского политехнического ин-та, № 102. – Тбилиси, 1977. – № 102. – С.15-19.
- 21 Джохадзе Г.Д., Гвинерия К.И. Пневматический упругий элемент. А. с. СССР, № 261026, Бюл. № 5. – 1970.
25. Ечеистов Ю.А., Карузин О.И. Методика определения тангенциальной жесткости шин. /Автомобильная промышленность. № 7. – 1961. С.21-22.
26. некоторых его параметров: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Москва, 1969. – 21 с.

27. Жигарев В.П., Хачатуров А.А. Исследование влияния характеристик автомобильного сиденья и его подвески на комфортабельность езды пассажира. /Труды Всесоюз. семинара по подвескам автомобилей. вып.13. – Москва: ОНТИ НАМИ, 1967. – С.40-51.
28. Исследование поддресоривания автомобиля и разработка задней подвески с пневматическими дополнительными рессорами. / Г.Д. Джохадзе, М.Г. Эдилашвили, Г.Г. Арчвадзе, В.Ш. Гавашели В.Ш. и др. //Науч.-техн. отчет ГПИ, МИНВУЗ-а ГССР, № гос. рег. 01821013758. – Тбилиси, 1982. – 72 с.
29. Иорш Ю.М. Виброметрия. – Москва, Машгиз, 1963. – 771 с.
30. Кнороз В.И. и др. Работа автомобильной шины. – Москва, Транспорт, 1976. – 237 с.
31. Качахидзе И.С., Русадзе Т.П., Гогиашвили Ф.Г. Подвеска сиденья водителя с квазиулеевой жесткостью. /Динамика и прочность мобильных машин: Тез. докл. II Республ. науч.-техн. конф. 19 октября 1990 г. – Кутаиси – с.109.
32. Ковалев Ю.Л., Ажмегов В.Ф., Харин В.В. Исследование влияния параметров сиденья на вибронгруженность пассажира. /Автомобильная промышленность. № 8. – 1977. – С.21-22.
33. Лежава М. Повышение эксплуатационной надежности легковых автомобилей, работающих в условиях с/х производства. Груз. ГАУ, Проблемы аграрной науки. Тбилиси, 2006ю
34. Луканин В.Н., Гудцов В.Н., Бочаров Н.Ф. Снижение шума автомобиля. – Москва: Машиностроение, 1981. – 158 с.
35. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – Москва: Машиностроение, 1971.
36. Морозов Б.И. Динамика управляемого движения автомобиля. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Москва, 1973. – 50 с.
37. Михайлов В.Г. Исследование динамических характеристик подушек сидений. – (Рукопись). Деп. в БелНИИНТИ, 27 авг., – № 64. – Минск, 1979. – 12 с.
38. Мицык Б.И. К вопросу выбора параметров пассажирских сидений автобусов. /В сборник: Расчет конструкций, испытания и эксплуатация автобусов и троллейбусов. – Львов, 1971.
39. Международный стандарт. Рег. № ИСО 2631-78. Вибрация, передаваемая человеческому телу. Руководство по оценке воздействия на человека. – М7сква, Изд-во стандартов, 1979. – 20 с.
40. Михайлов В.Г. Исследование системы поддресоривания сиденья водителя грузового автомобиля. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Минск, 1982. – 228 с.
41. Михоин В.М. Управление надежностью машин. М.: Колос, 1981. 285 с.
42. Методика определения экономической эффективности использования новой техники. М.:1988. –32с.
43. Новиков А.Б., Потемкин Б.А. Об одном методе оценки вибрационных воздействий, связанном с понятием биологической дозы вибрации. /Влияние вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты: Тез. докл. III Всесоюзн. симпозиума. – Москва, Наука, 1977. – С.395-400.
44. Нарбаев С.К. Физиолого-гигиеническая оценка влияния вибраций на водителя автосамосвалов при добыче руды. /Гигиена труда и проф. заболеваний, № 5. – 1975. – С.32-35.
45. Общая вибрация и ее влияние на организм человека. /Борщевский И.Я. и др. – Москва, Медгиз, 1963. – 158 с.

46. О нестационарности динамических характеристик тела человека при горизонтальных колебаниях. / Б.А. Потемкин, Р.В. Ротенберг, Г.А. Сафаришвили, В.Н. Сиренко //Сборник: Виброизоляция машин и виброзащита человека-оператора. – Москва: Наука, 1972. – С.25-29.
47. О нелинейных и нестационарных динамических характеристиках тела человека. / К.К. Глухарев и др. /Машиноведение, № 4. – 1972. – – С.52-56.
48. Об эффективности поддрессирования сиденья водителя автомобилей семейства МАЗ-500. /Цимберов П.И., Беленький Ю.Ю., Хромчиков А.В., Маринич А.М. /Автомобильная промышленность, № 10. – 1969. – С.15-18.
49. Определение параметров сидений на основе результатов замеров колебаний кузова автомобиля. / В.Ф. Ажмегов, И.Н. Фокк и др. //Труды ВКЭИ автобуспрома. – Львов, 1976. – С.42-54.
50. Пархилковский И.Г. Спектральная плотность распределения неровностей микропрофиля дорог и колебания автомобиля. /Автомобильная промышленность. № 10. – 1961. – С.25-28.
51. Певзнер Я.М. К расчету вертикальных колебаний автомобиля. /Автомобильная промышленность, № 1. – 1976. – С.21-24.
52. Потемкин Б.А., Фролов К.В. Построение динамической модели тела человека, подверженного действию широкополосных случайных вибраций. /Сборник: Виброизоляция машин и виброзащита человека-оператора. – Москва, Наука, 1973. – С.17-30.
53. Постнов В.А., Калинин В.С., Ростовцев Д.М. Вибрация корабля. – Москва: Машиностроение, 1998. – 248 с.
54. Пархилковский И.Г., Шишкин В.И., Белов С.А. Вопросы оценки эффективности виброзащиты водителя автомобиля. /Автомобильная промышленность. № 8. – 1976. – С.22-24.
55. Пархилковский И.Г., Мусарский Р.А. Синтез оптимальных характеристик поддрессированного сиденья водителя автомобиля. /Труды ГСХИ, т.57. – Горький, 1974. – С.17-30.
56. Пархилковский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. – Москва: Машиностроение, 1978. – 227 с.
57. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Основы расчета и конструирования резиновых торсионных подвесок. /Труды совещания по подвескам. №1. – Москва, 1959. – С.75-78.
58. Проников А.С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. - 520с.
59. Русадзе Т.П. Совершенствование полноприводных автомобилей и автопоездов сельскохозяйственного назначения. Дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03. – Москва, НАМИ, 1991.
60. Русадзе Т.П., Платонов В.Ф., Семенов В.М., Гогитидзе А., Русадзе П.Т. Оптимизация параметров автомобиля. – Батуми: Алиони, 2002. – 320 с.
61. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – Москва, Машиностроение, 1972.
62. Резвяков Е.М., Ильяевич И.А. Снижение уровней шума и вибрации отечественных автомобилей. /Автомобильная промышленность, – №7. - 1981. – С.14-17.
63. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. – Москва: Машгиз, 1960. – 270 с.

64. Ротенберг Р.В., Сиренко В.Н. О колебательных характеристиках человека в связи с изучением системы человек-автомобиль-дорога. /Автомобильная промышленность. – 1972. – № 1. – С.24-26.
65. Ротенберг Р.В., Бурлаченко Н.И. О физиологических критериях плавности хода автомобиля. /Автомобильная промышленность, № 2. – 1966. – С.27-29.
66. Росин Г.С. Энергетический метод оценки действия вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты. /IV Всесоюзн. симпозиум: Тез. докл. – Москва: Наука, 1982. – С.45.
67. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – Москва: Машиностроение, 1972. – 392 с.
68. Русадзе Т.П., Гогиашвили Ф.Г., Морчадзе Т.Ш. Стенд для исследования вибронегруженности подвески и агрегатов трансмиссии автомобиля. /Повышение надежности и долговечности машин и сооружений: Тез. докл. III науч.-техн. конф. 24-26 мая 1988 г. – Запорожье, – С.15.
69. Расчет оптимальных характеристик виброзащиты оператора транспортных и рабочих самоходных машин. / И.Г. Пархиловский, Р.А. Мусарский, В.И. Шишкин, В.П. Грамов //Сборник: Влияние вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты. – Москва: Наука, 1972. – С.568-595.
70. Степанов В.В. Вибрационные характеристики пневматических шин и их влияние на вертикальные вибрации в автомобиле. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Москва, 1983. – 170 с.
71. Сиренко В.Н. К аналитической оценке плавности хода автомобиля с учетом передаточных функций человека. /Автомобильная промышленность, № 2. – 1972. – С.22-24.
72. Самарцев В.Д. Исследование резиновых жгутовых подвесок. /Труды совещания по подвескам. – 1959. – С.219-223.
73. Семенов В.М., Армадеров Р.Г. Динамические нагрузки трансмиссии автомобиля. /Автомобильная промышленность. № 11. – 1959.
74. Семенов В.М., Армадеров Р.Г. Влияние положения ведущего моста на нагрузки в трансмиссии. /Автомобильная промышленность, №1.– 1960.
75. Сиденье для грузового автомобиля. /Автомобильная промышленность США. – 1975. – № 7. – С.17.
76. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля. – Москва, Машиностроение, 1988. – 139 с.
77. Тарасов А.Я. Влияние резонансных изгибных колебаний силового агрегата на поломки картерных деталей. /Автомобильная промышленность. № 3. – 1981. – С.12-15.
78. Трегубов В.А., Литовко Б.М. Виброизолирующая подвеска сиденья оператора. //Сборник: Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. – М: Наука, 1977. – С.69-72.
79. Устименко В.С., Платонов С.В. Вибронегруженность кабины и сиденья водителя с системой вторичного поддрессоривания. /Автомобильная промышленность, № 5. – 1979. –С.17-19.
80. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. – Минск: Высшая школа, 1971. – 318 с.
81. Фрумкин А.К. Теоретическое и экспериментальное исследование динамических нагрузок в колесной машине. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03. – Москва, 1955. – 50 с.

82. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. – Москва, Машиностроение, 1976. – 535 с.
83. Цимберов П.И. Оценка плавности хода автомобиля с учетом влияния колебаний на человека методом электронно-натурного моделирования. /Автомобильная промышленность, № 4. – 1968. – С.8-11.
84. Цимберов П.И. К вопросу оценки упругих характеристик сиденья. /Автомобильная промышленность, № 5. – 1976. – С.29-31.
85. Цимберов П.И., Козменко Ю.А., Беленький Ю.Ю. Анализ эффективности поддрессоривания кабины грузового автомобиля. /Автомобильная промышленность. № 12. – 1973. –С.25-28.
86. Шишкин В.И. Динамические и эргономические исследования и оптимизация характеристик воздействия водителя и автомобиля. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Горький, 1977. – 234 с.
87. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – Москва: Транспорт, 1974. – 328 с.
88. Экспресс-анализ плавности хода экипажа. / Л.В. Гойхман Л.В., А.П. Дроговоз, В.А. Евдокимов, С.Л. Елиман //Влияние вибрации на организм человека: Тез. докл. III Всесоюзн. симпозиума. – Москва: Наука, 1977. – С.420-423.
89. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. – Москва, Машиностроение, 1978. – 131 с.
90. блонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – Москва: Высшая школа, 1975. – 245 с.
91. Янг Г.Е. Система подвески сиденья для вездеходных транспортных средств. /Экспресс-информация. Сельскохозяйственные машины и орудия. № 36. – Москва, 1974.
92. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. Москва: Машиностроение, 1969. – 220 с.
93. Akasaka T. Notes on Dynamics of Tires Report of the faculty of Engineering Chou University, 13-16, N 52, - 1960.
94. Behles F. Federung und Dämpfung unter den Gesichtspunkten der Fahrsicherheit und Komforts. /ATZ, N 5, 1970, - S.179-183.
95. Bakker C.C. Normal Parce and Cangitudinal Force Response to Vertical Axle Motions, / VRLD, Report N 150. - 1968.
96. Barson C.W., Dodd A.M. Vibration characteristics of tyres. //Vibration and noise in motor vehicles. - London, 1972. - P.1-3.
97. Chiesa A., Oberto L. Influence of Tires on Car Vibration Studies with a New Classifacation Method Advaces in Automobile Engineering. N. 3. - 1964.
98. Engine Noise. Excitation, Vibration and Radiation. /Ed. by R.Hicling, M.Kamab. //Proc. Int. Symp., Warren Mich. 11-13 Oct. 1981. - New-York, London: Plenum Press, 1982. - P.179-210.
99. Gordner M.F., Bornes J.L. Transients in linear systems. /Lumped constant systems, N.Y. Wiley, L.Champon. - 1972. - P.208.
100. Gillard P. The body as transmission element between the sources and the passenger compartment. /Unikeller conference 5 th Proceedings. - Milano, 1974. - P.3/1-3/42.
101. Giussoni G., Pecchioli P., Poncini G. Research of the dynamic behaviour of a sedan car body to acoustic comfort. //Int. Symp. Automob. Technol. and Autom. - Vol.2. - Milan, 1984. P.121-145.

102. Henter F. Dyn. Kennzeichen von PKW-Reifen. Wissenschaft, techn. Veröffentlichungen, Automobilen, N. 3. - 1968.
103. Hemingway N.G. Immitance identification. An application to the dynamic modelling of vehicle components. /Int. g. of vehicle design, Vol.6, N 1. - 1985. P.55- 71.
104. John H. Ermittlung der Rerfendampfung eines PKW-Reifens-Wissenschaftliche Zeitschrift der Techaischen Universität Dresden, 17, N 4, 1968. - S.917-922.
105. Kamm W. Deutsche Kraftfahrforshung. 1960. - S.137.
106. Marquard E. Schwing des Strassenfahrzeuges. – Essen: Verlag W., 1952.
107. Mitschke M. Nichtlineare Feder- und Dämpferkennungen im Kraftfahrzeug – ATZ, N 1, - 1969, S.14-21.
108. Mechanics of Pneumatic Tires. Department of Engineering Mechanics University of Michigan USA. - 1971.
109. Vold H., Russel R. Advanced Analysis Methods Improve Modal Test Results. //Sound and Vibration. Idesince Enterprice LTD/ - 1983. N 3. - P.36-40.

დაწართები

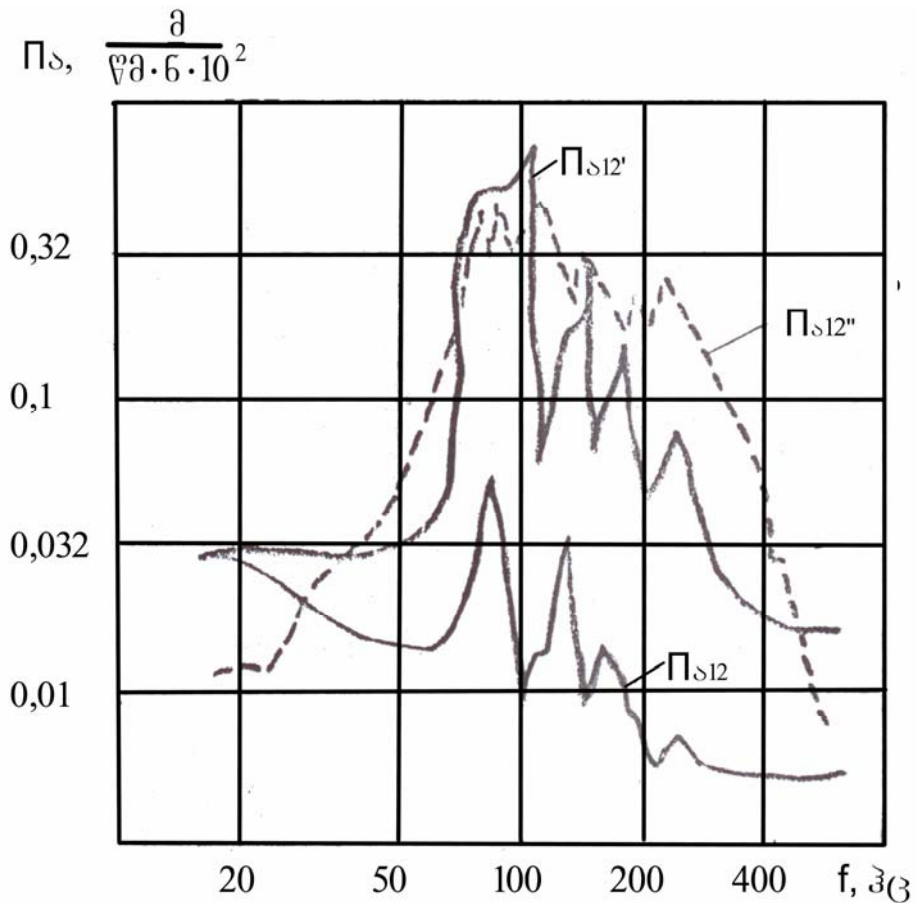
დანართი 1

1. მსუბუქ ავტომობილებში რადიალური სალტების გამოყენებისას ვიბრაციების შემცირებაზე მიმართული რეკომენდაციების დამუშავება
 - 1.1. *აგზნების ზონიდან სალტზე პნევმატიკური სალტის მიერ გადაცემული ვიბრაციების შესამცირებელი რეკომენდაციები*

დამატებით რეკომენდაციად, რომელიც იწვევს ზგერთი სიხშირეების დიაპაზონში გადაცემული ვიბრაციების დონეების შემცირებას, უნდა ჩაითვალოს თვალის ფერსოსთან კონტაქტირებად ბორტის გარე ნაწილში შემცირებული შიგა ხახუნის მქონე რეზინის შუსადების გამოყენება, რომელსაც აქვს 150...200 კგმ/სმ რიგის სალტის მასალასთან ერთნაირი დინამიკური სიხისტის სიდიდე. შემოთავაზებული რეზინის შუსადებით თვალის ფერსოსაგან სალტის ბორტის საკმარისი იზოლაციის შემთხვევაში შეიძლება უზრუნველვყოთ გადაცემული ვიბრაციების მნიშვნელოვანი შემცირება პნევმატიკური სალტის კონსტრუქციული თავისებურებების შეცვლის გარაშე.

პნევმატიკური სალტების რიგი ზომის გარდამავალი მექანიკური ძგრადობების განსაზღვრის პროცესში გამოვლენილი იყო ზოგიერთი კანონზომიერებანი,

რომლებიც დაკავშირებულია თვალზე გადაცემული ვიბრაციების დონეების ზრდასთან პნევმატიკური სალტების საკთარი რხევების ძრითად სიხშირეებზე უფრო მაღალი სიხშირეების ზონაში. მათგანს ძირითადად შეიძლება მივაკუთვნოთ საკვლევი სალტების სარბენი ზოლისა (Π_{s12}) და გვერდულას (Π_{s12}') ზონების რხევითი სიჩქარეების დამთხვევა. უნდა აღინიშნოს, რომ АЗЛК-ს, ГАЗ-ის, ЗАЗ-ის, ВАЗ-ის წარმოების მსუბუქი ავტომობილების სალტებისათვის ეს სიხშირეები მდებარეობს 200...300 ჰც-ზე უფრო მაღლა, მაგრამ 9.35-15 (235-380) ზომის სალტებისათვის თვალზე ვიბრაციების დონეების დამატებითი ზრდა ვლინდება უკვე მიახლოებით 85 ჰც სიხშირეებზე.



ნახ. 1.1 გარდამავალი ძვრადობების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები 9.35-15 ზომის დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტის გვერდულაზე (Π_{s22}'), სარბენ ზოლზე (Π_{s12}), თვალზე (Π_{s12}),

ნახ.1.1-ზე მოყვანილი 9.35-15 ზომის დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტეების გარდამავალი ძვრადობების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები გვიჩვენებს, რომ თვალზე გაზომილი ვიბრაციების ამპლიტუდების მნიშვნელოვანი ზრდა შეიმჩნევა 85, 125, 160, 220 ჰც სიხშირეებზე, სადაც გვერდულას და სარბენი ზოლის ძვრადობები ერთნაირია. ამავე დროს, ანალოგიური ზომის რადიალური კონსტრუქციის სალტეებისათვის, სადაც უფრო მეტ ხარისხადაა გათიშული სალტის სარბენი ზოლისა და მისი გვერდულების ფუნქციები, ვიბრაციების დონეების დამატებით ზრდა აღინიშნება 150 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეებზე, ამასთან, მათ აქვთ გაცილებით უფრო მცირე ამპლიტუდური მნიშვნელობები, ვიდრე დიაგონალურ სალტეებს.

9.35-15 (235-80) ზომის სამამულო და საზღვარგარეთის წარმოების რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეების ვიბრაციული გამოცდების მასალები მოყვანილია HAMI-ს სალტეებისა და თვლების ლაბორატორიის 1979 წლის №183 ტექნიკურ ცნობაში.

1.2. *”მოსკვიჩი”-2140 ავტომობილის ძარაზე სარბენი ზოლიდან წინა საკიდარის ელემენტების მეშვეობით გადაცემული ვიბრაციების შესამცირებელი რეკომენდაციები*

საანგარიშო განტოლებათა ჩატარებულა ანალიზმა და ექსპერიმენტულმა კვლევებმა საშუალება მოგვცა გაგვენსაზღვრა ”მოსკვიჩი”-2140 ავტომობილის წინა საკიდარის ელემენტების ვიბროდატვირთულობის დონეები და დაგვესახა ძარაზე ვიბრაციების გადაცემის შემცირების გზები.

ვიბრაციული თვალსაზრისით ყველაზე დამაბული ელემენტებს უნდა მივაკუთვნოთ ზამბრა, ზედა და ქვედა ბერკეტები, ამორტიზატორი, აგრეთვე წინა საკიდარის კოჭი.

სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში ძარას ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდური მნიშვნელობების შემცირება მიღწეული შეიძლება იქნას წინა საკიდარის ზამბარის ძარასთან კონტაქტის ზონაში სპეციალური მადემპფირებელი კვანძის, რომლის კონსტრუქცია ქვემოთაა მოყვანილი, გამოყენების ხარჯზე.

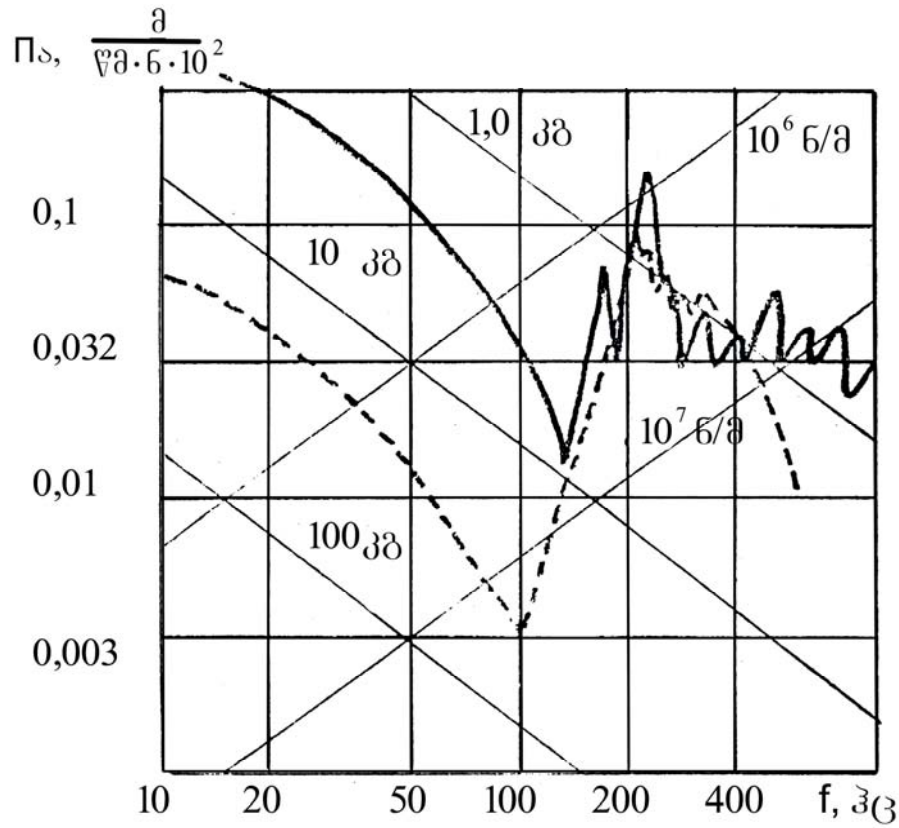
საკიდარის ელემენტებისადმი ძირითად მოთხოვნად შეიძლება ჩაითვალოს ის, რომ არ ჰქონდეს მათი საკუთარი რხევების სიხშირეების დამთხვევა დასაყენებელი პნევმატიკური სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეებთან.

ასე, მაგალითად, "ქვედა ბერკეტი-წინა საკიდარის კოჭი" რხევითი სისტემის, ასევე ქვედა ბერკეტის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობების გაზომვის ნახ.1.2-ზე მოყვანილი შედეგებიდან ჩანს, რომ არსებობს რიგი სიხშირეებისა, რომლებზეც შეინიშნება ვიბროსიჩქარეების ზრდა. ამ სიხშირეთა მინიმალური სიდიდეები 165 და 203 ჰც-ს შედაგენენ.

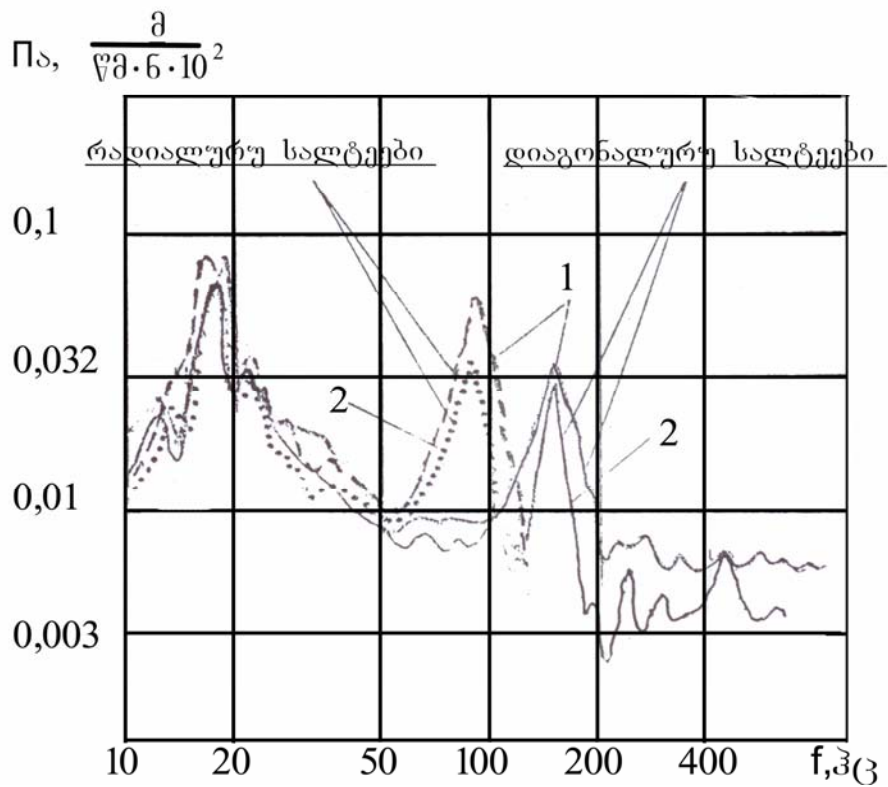
ამავე დროს, როგორც ეს ზემოთ იყო აღნიშნული, 165P13 რადიალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტების საკუთარი რხევების ძირითადი სიხშირეები იმყოფება 90...100 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში, 6.45-13 დიაგონალური კონსტრუქციისა --160...170 ჰც.

ამრიგად, "მოსკვიჩი"-2140 ავტომობილის წინა საკიდარში დიაგონალური კონსტრუქციის სატეების დაყენებისას ვიბრაციების დონეები, რომლებიც გადაეცემა თვალისაგან ვქვედა ბერტკეტის გავლით ძარაზე, ქვედა ბერკეტისა და კოჭის საკუთარი რხევების ზოგიერთი სიხშირეების პნევმატიკური სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეებთან დამთხვევის გამო, მცირდებიან ამ სიხშირეებზე საშუალოდ 10%-ით (ნახ.1.3). რადიალური სალტების დაყენებისას, ქვედა ბერკეტისა და კოჭის საკუთარი რხევების სიხშირეების სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეებთან დიდი გაუთანხმობის გამო, ვიბრაციების დონეები საკუთარი რხევების სიხშირეებზე მცირდებიან მნიშვნელოვნად უფრო მეტი ხარისხით, ე.ი. 50...60%-ით.

დიაგონალური კონსტრუქციის სალტებზე მოძრაობისას გადაცემული ვიბრაციების შესამცირებლად საჭიროა, რომ საკიდარის დეტალებს არ ჰქონდეს საკუთარი რხევების სიხშირეები 120...250 ჰც დიაპაზონში.



ნახ. 12 ავტომობილის «მოსკვიჩი-2140» წინა საკიდარის ელემენტების პირდაპირი მექანიკური ტვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მასსაიათებლები: 1-ქვედა ბერკეტი წინა კოჭი; 2-ცალკე ქვედა ბერკეტი.



ნახ. 13 ავტომობილის «მოსკვიჩი-2140» წინა საკიდარის ელემენტების პირდაპირი მექანიკური ტვრადობის დიაგრამები დიაგონალური სალტის გამოყენებისას.

1.3. BA3-2105 ავტომობილის ძარაზე გზისაგან გადაცემული ვიბრაციების ღონეების

შემცირებაზე მიმართული რეკომენდაციები

ჩატარებული კვლევებისა და BA3-2105 ტიპის მსუბუქი ავტომობილების სალტისაგან ძარაზე ვიბრაციების გადაცემის პროცესის კვლევისადმი მიძღვნილი ანალოგიური სამუშაოების ანალიზის შედეგად აღსანიშნავია შემდეგი მიმართულებები რადიალური სალტების გამოყენებისას ძარაზე გადაცემული ვიბრაციების შემცირების პრობლემის გადასაწყვეტად (HAMII-ს ტექნიკური ანგარიშები №10881, 1979 წლისა და №11015, 1980 წლის).

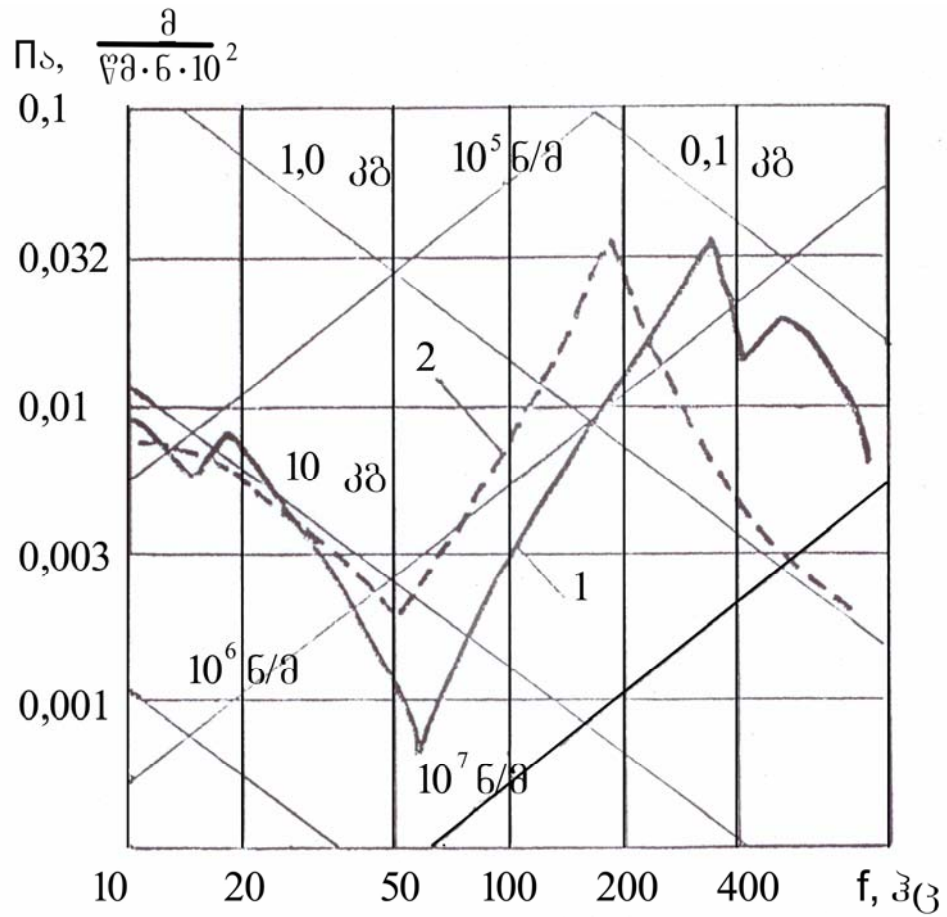
წინა საკიდარზე:

ა) იმის გამო, რომ განსაკუთრებით მცირე კლასის BA3-2105 მსუბუქი ავტომობილის როგორც წინა, ასევე უკანა საკიდარის ზამბარის ამორტიზატორთან დამაგრების ზონაში ძარას მექანიკური ძვრადობა რამდენადმე უფრო მაღალია, ვიდრე ანალოგიური მცირე და საშუალო კლასის მსუბუქი ავტომობილის მექანიკური ძვრადობა, რომელსაც აქვს ზამბარისა და ამორტიზატორის მიმორიგებული დამაგრების ადგილები. მიზანშეწონილად გვესახება ძარაზე ამორტიზატორისა და ზამბარის დამაგრების ადგილების მიმორიგება;

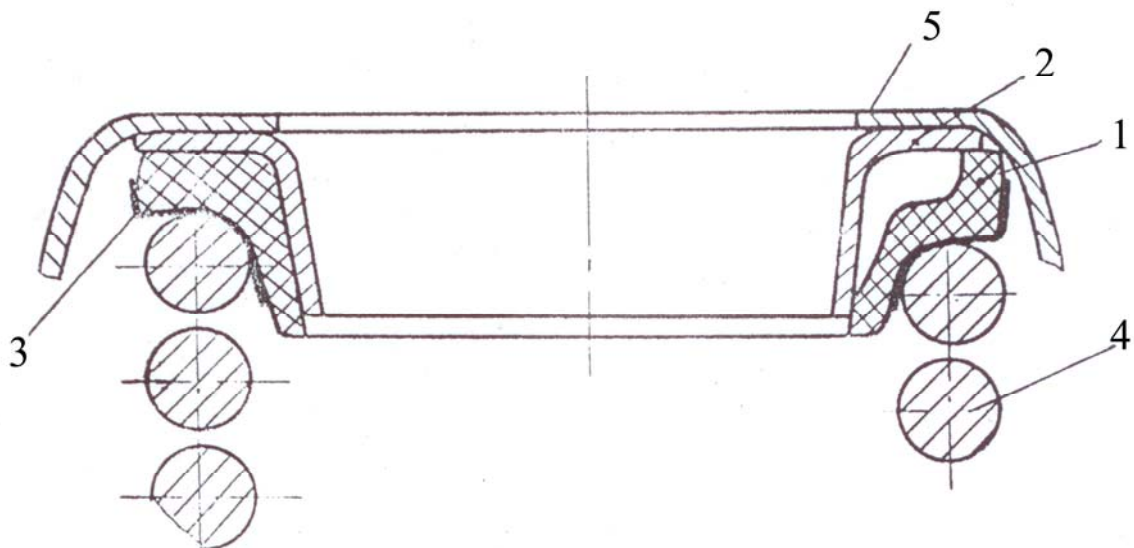
ბ) სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდების აქტიურ ჩახშობას ხელს უწყობს ზამბარის ძარასთან კონტაქტის ზონაში მადემპფირებელი კვანძის შეყვანა, რომელიც ანალოგიურია BA3 ტიპის ავტომობილებზე გამოყენებული კვანძისა;

გ) ტორსიონით გადაცემული ვიბრაციების ჩახშობისათვის, შეიძლება რეკომენდირებული იქნას ვიბრაციების დინამიკური ჩამხობი, რომელიც აწყობილია წინა საკიდარის ძირითადი რეზონანსის, მიახლოებით 50...55 ჰც სიხშირეზე.

უკანა საკიდარზე:



ნახ. 14 სერიული შუსაღების (1) და მადემპფერებელი კვანძის (2) პირდაპირი მექანიკური ტერაღობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მასსიათებლები



ნახ. 15 ავტომობილის «მოსკვიჩი-2140» წინა საკიდარის ძარაზე საცდელმადემპფერებელი კვანძის დაყენება: 1-რეზინის შუსაღები; 2-ლითონის საყრდენი; 3-ლითონის ფანჯარა; 4-წინა საკიდარის ზამზარა; 5-წინა საკიდარის ელემენტი.

ა) წინა საკიდარის ანალოგიურად ძარაზე ამორტიზატორისა და ზამბარის დამაგრების ადგილების მიმორიგება;

ბ) ზამბარის ძარასთან კონტაქტის ზონაში მადემპფირებელი კვანძის შეყვანა;

გ) გარე ბრჯენის გაძლიერება იმისათვის, რომ შემცირდეს ძარას მექანიკური ძვრადობა მისი დამაგრების ზონაში.

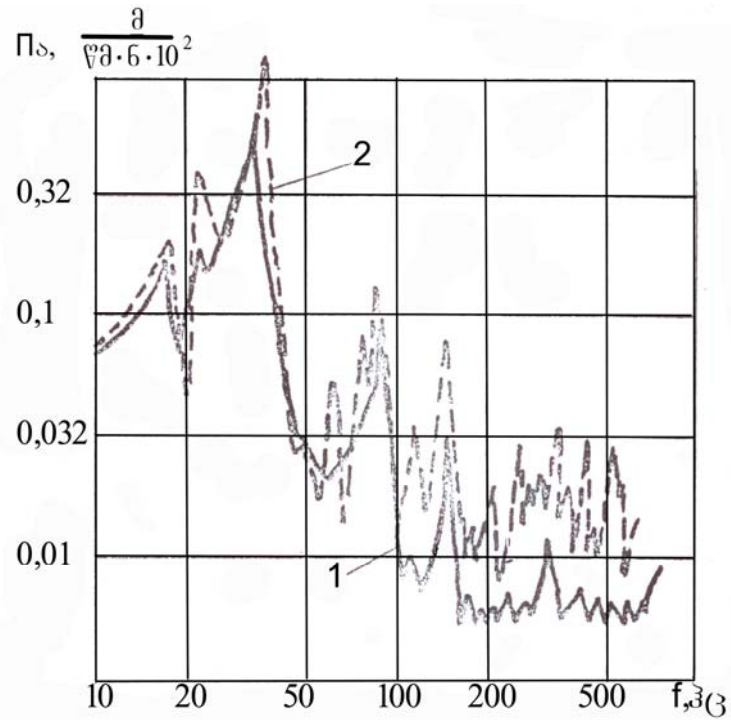
აღნიშნული კვლევებით გათვალისწინებული იყო ზოგიერთი აღნიშნული რეკომენდაციის შესაფასებელი წინასწარი გამოცდები.

ნახ.1.10-ზე წარმოდგენილია სტანდარტული უკანა საკიდარისა და საკიდარის, რომლის ამორტიზატორის და ზამბარას ძარასთან დამაგრების ადგილების დაშორებულია აგრეთვე, მისი ზამბარის ძარასთან კონტაქტის ზონაში შეყვანილია მადემპფირებელი კვანძი, ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები. გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მითითებულმა ცვლილებებმა გამოიწვია რეზონანსის ზონებში ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდების შემცირება 35...40%-ით.

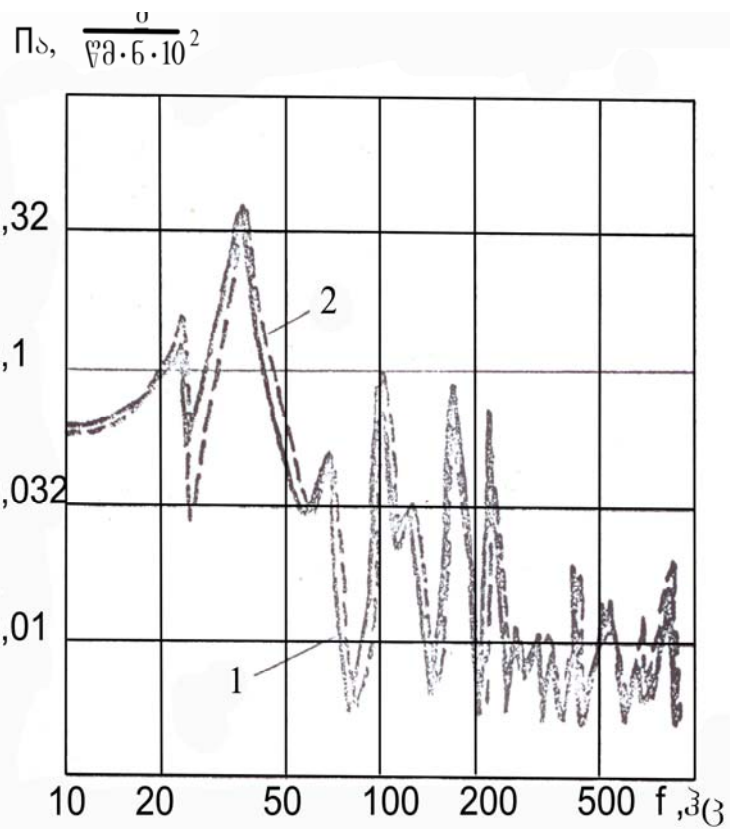
ამორტიზატორის ძარაზე დამაგრების ზონაში დამატებითი რეზინის შუასადების გავლენის განმსაზღვრელი გრაფიკები უკანა საკიდარისათვის. შედარებით ამორტიზატორის ტანდარტულ დამაგრებასთან, მოყვანილია ნახ.1.6-1.7-ზე. გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ დამატებითი რეზინის შუასადები იწვევს ძარას გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის შემცირებას 40...60 ჰც აგზნების სიხშირეების ზონაში საშუალოდ 15...20%-ით.

1.4. საკიდარის ზამბარის ქვეშა მადემპფირებელი კვანძის მექანიკური ძვრადობები და მისი გავლენა "მოსკვიჩი"-2140 და BA3-2105 ავტომობილების ძარაზე ვიბრაციების გადაცემაზე

ვიბრაციების გავრცელების, ასევე საკიდარის ელემენტების მუშაობის პირობების ჩატარებულმა ანალიზურმა და ექსპერიმენტულმა კვლევებმა გვიჩვენა, რომ "მოსკვიჩი" - 2140 ავტომობილის ძარაზე გადაცემული



ნახ. 1.6 «საკიდარის ზამზარა-ტვირთი» სისტემის გარდამავალი ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები: 1-მდებმწვერებელი კვანძით, 2-მდებმწვერებელი კვანძის გარეშე.



ნახ. 1.7 «საკიდარის ზამზარა-ტვირთი» სისტემის გარდამავალი ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები: 1-სერიული შუასადებით, 2-სერიული შუასადების გარეშე.

ექსპერიმენტული სიხშირული მექანიკური ძვრადობები მოყვანილია ნახ.1.4-ზე (მრუდი 1). მოყვანილი მრუდი გვიჩვენებს, რომ 50 ჰც-დან 120 ჰც-მდე სიხშირეთა ზონაში შუასადების მექანიკური ძვრადობები განისაზღვრება დრეკადი თვისებებით და ემორჩილება განტოლებას:

$$\Pi_{a11} = \frac{j\omega}{K},$$

სადაც K – დინამიკური სიხისტეა.

სერიული შუასადების დინამიკური სიხისტე შეადგენს 2.10^6 ნ/მ. მოცემულ შემთხვევაში გადაცემული ვიბრაციების შემცირება შესაძლებელია შუასადების დინამიკური სიხისტის შემცირების ხარჯზე. გარდა ამისა, საჭირო დრეკადი მახასიათებლის უზრუნველყოფისათვის შუასადების კონსტრუქცია ისე უნდა იყოს შესრულებული, რომ მაღალი სიხშირეების ზონაში ის ძვრაზე მუშაობდეს.

ამ პირობების შესრულების მიზნით დამზადდა საცდელი შუასადები ნახ.1.5-ზე მოყვანილი მადემპფირებელი კვანძის სახით. მადემპფირებელი კვანძი შეიცავს მოცულობით რეზინის შუასადებს 1, რომელშიც დაყვანილი მასის და დინამიკური სიხისტის შემცირების მიზნით, მაღალსიხშირეებზე შინაგანი ხახუნის საკმარისი სიდიდის ერთდროული შენარჩუნებისას, დერძული მიმართულებით შესრულებულია რადიალური ღარაკები, თანაბრად განდაგებული მთელს წრეწირზე. საცდელი რეზინის შუასადები დაყენებულია ლითონის საყრდენში 2, რომელიც აფიქსირებს რეზინის შუასადებს შიგა მხრიდან. გარდან რეზინის შუასადები ფიქსირდება ლითონის ფინჯანით 3. ლითონის საყრდენისა და ფინჯანის კედლების სხვადასხვა დახრის კუთხეებით შესრულების ხარჯზე, ავტომობილზე მადემპფირებელი ელემენტის დაყენებისას, ზამბარის მოქმედების შედეგად ხდება რეზინის შუასადების თანაბრი კუმშვა და გადანაცვლება. ამასთან უზრუნველყოფილია რეზინის შუასადების მუშაობა კუმშვაზე და გადანაცვლებაზე, როგორც მცირე ამპლიტუდიანი მაღალსიხშირული რხევებისას, ასევე დიდი დაბალსიხშირული რხევებისას.

მოქმედ წარმოებასთან უნიფიკაციის მიზნით რეზინის შუასადებად და ფინჯნად შეიძლება მივიღოთ BA3-ის მიერ დამზადებული დეტალები №2101-290495 და 2101-290493.

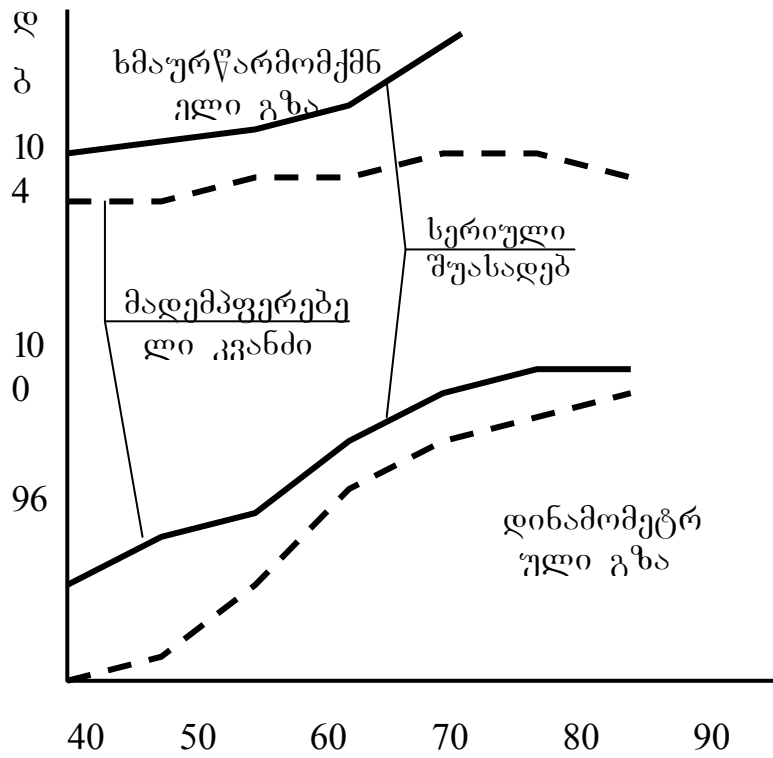
ნახ.1.4-ზე მოყვანილი მექანიკური წერტილოვანი ძვრადობის სიხშირული მახასიათებლები გვიჩვენებს, რომ საცდელ მადემპფირებელ კვანძს აქვს 10⁶ ნ/მ-მდე დადაბლებული დინამიკური სიხისტე.

”საკიდარის ზამზარა-ტვირთი” მადემპფირებელი კვანძით და მის გარეშე რხევითი სისტემის გარდამავალი ძვრადობის გაზომვის შედეგები მოყვანილია ნახ.1.6-ზე. ანალოგიური გაზომვები სერიული შუასადებით და მის გარეშე მოყვანილია ნახ.1.7-ზე. მოყვანილი სიხშირული მახასიათებლების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მადემპფირებელი კვანძი მნიშვნელოვნად უფრო ეფექტურად (1,5...2-ჯერ) ახშობს ზამზარის ვიბრაციების სიდიდეებს საკუთარ რხევათა სიხშირეებზე, ხოლო 1000 ჰც-ზე უფრო მეტ სიხშირეებზე ამცირებს ვიბრაციების საერთო დონეს 40...80%-ით. მადემპფირებელი კვანძის დაყენების შესაძლებლობის უზრუნველსაყოფად დამზადებული იყო ლითონის საყრდენი, რომელიც ფიქსირდებოდა წინა კოჭზე სერიული შუასადების განლაგების ზონაში (ნახ.1.5).

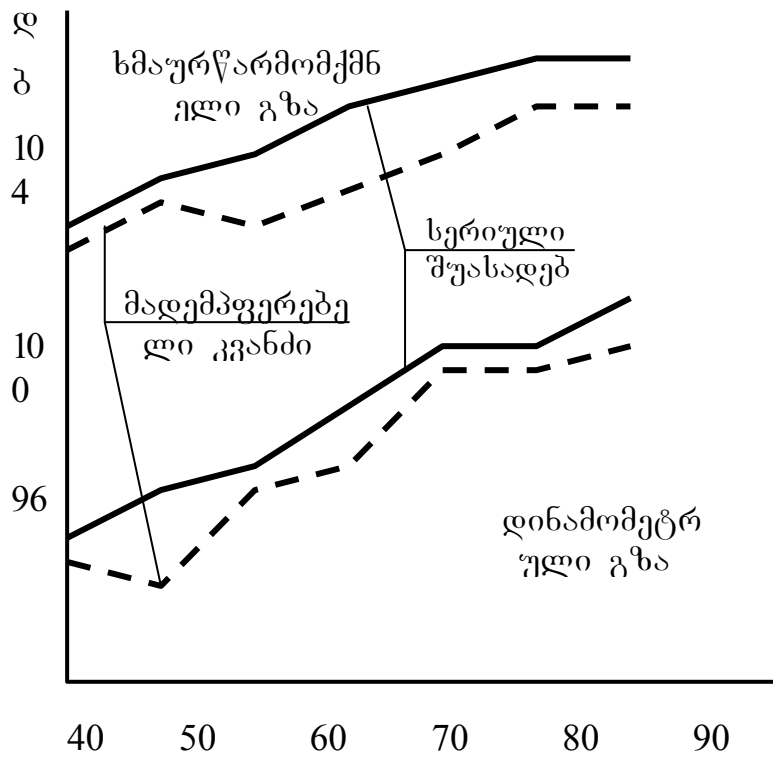
სერიულ წარმოებაში ეს დეტალი, რომელიც მზადდება ტვიფრვით, შეიძლება დავაფიქსიროდ ”მოსკვიჩი“-2140 ავტომობილის წინა კოჭზე წერტილოვანი შედუღებით.

მადემპფირებელი კვანძის მიერ, შედარებით სერიულ შუასადებთან, ვიბრაციების ჩახშობის ეფექტურობის შემოწმებისათვის ჩატარებული იქნა ლაბორატორიულ საგზაო გამოცდები.

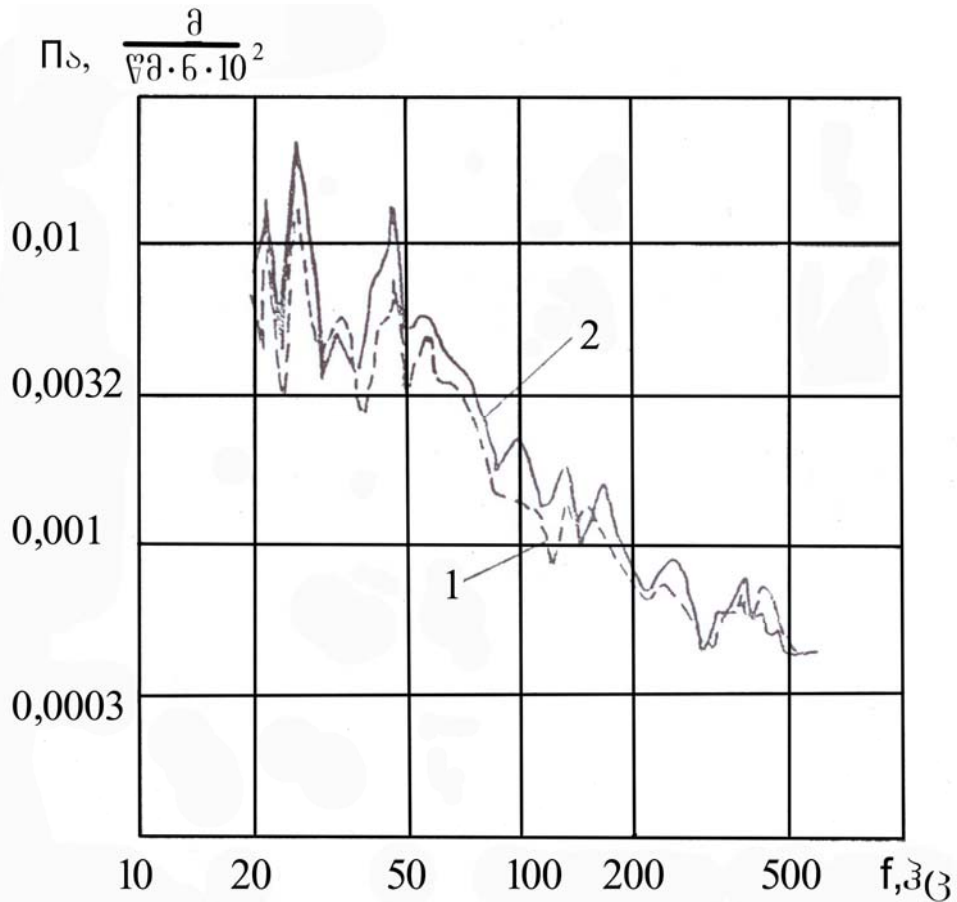
”მოსკვიჩი“-2140 მსუბუქი ავტომობილის ძარას ვერტიკალური ვიბრაციების დონეების ოქტავური სპექტრების ანალიზმა გვიჩვენა მადემპფირებელი კვანძის გამოყენების ეფექტურობა, როგორც M-145



ნახ. 1.8 რადიალური კონსტრუქციის სალტებიანი ავტომობილის წინათვლების შეურესორებული მასების ვიბრაციების დონეები.



ნახ. 1.9 დიაგონალური კონსტრუქციის სალტებიანი ავტომობილის წინათვლების შეურესორებული მასების ვიბრაციების დონეები.



ნახ. 1.10 3A3-968M ავტომობილის უკან საკიდარის გარდამავალი მექანიკური ტერადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები, ამორტიზატორის ძარაზე დამაგრების ზონაში მორგვის დარული ზონის აგზნებისას:

1-მადემპფირებელი კვანძის ზამზარა და ზამზარის ქვემ ამორტიზატორი დაცილებულია ერთმანეთისაგან.

2-სტანდარტული საკიდარი.

მოდელის დიაგონალური კონსტრუქციის სალტებზე, ასევე MU-166 მოდელის რადიალური კონსტრუქციის სალტებზე. მადემპფირებელი კვანძის გამოყენებისას ძარას ვიბრაციების დონეები 50...120 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში დაეცა საშუალოდ 20...25%-ით (HAMII-ის ტექანგარიში №10823 1979 წლისა) (ნახ.1.8.-1.9).

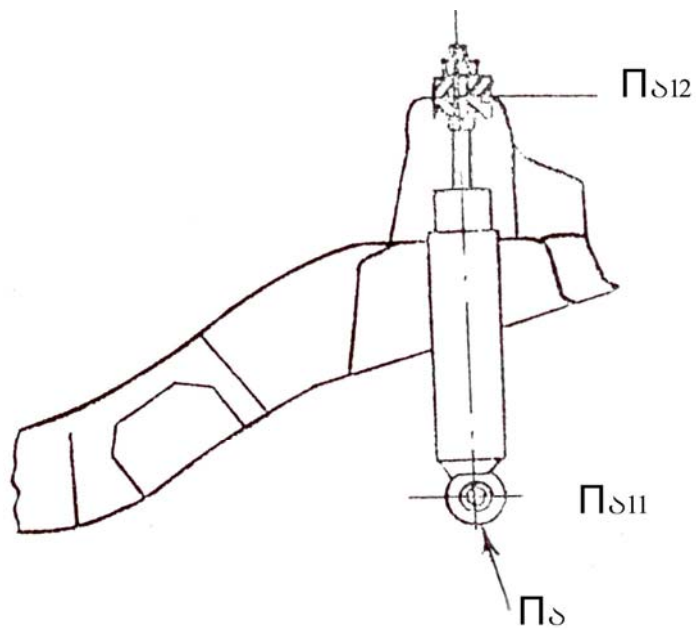
”მოსკვიჩი“-2140 ავტომობილის წინა საკიდარში მადემპფირებელი კვანძის გამოყენების დადებით გამოცდილების გათვალისწინებით დამატებით იქნა

ჩატარებული BA3-2105 ავტომობილზე დამატებით დამუშავებული აღნიშნული კვანძის გამოყენების ეფექტურობის შემოწმება.

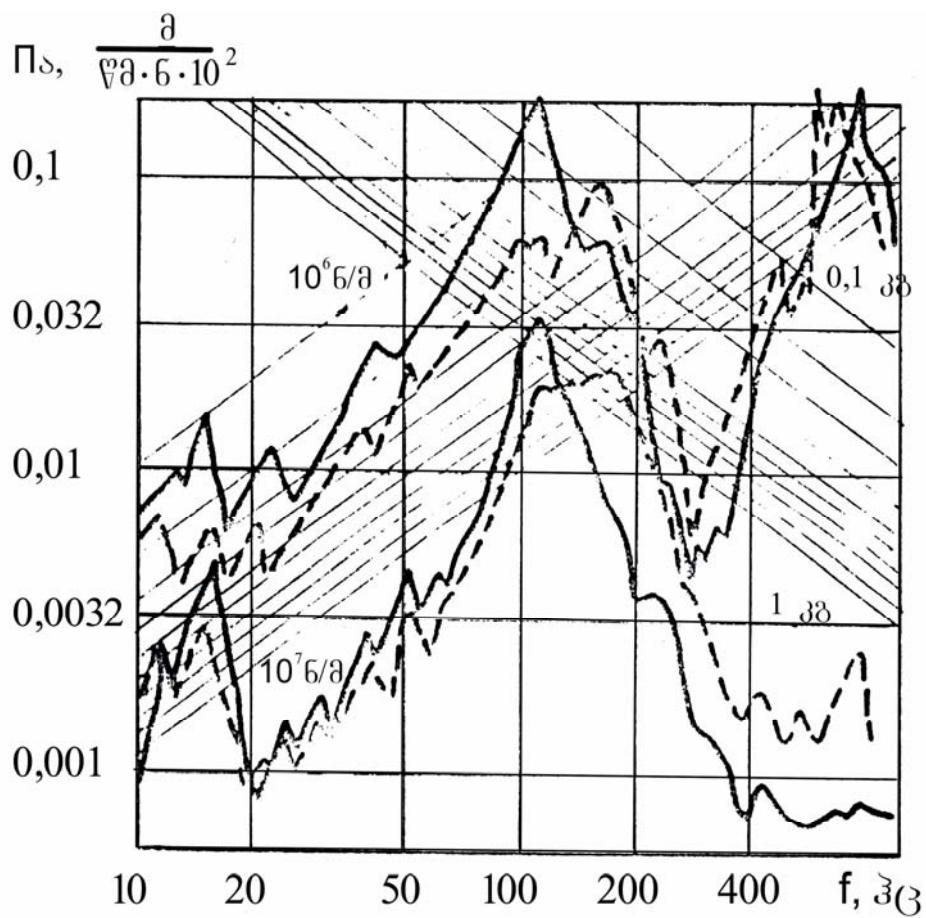
მაგრამ, BA3-2105 ავტომობილის წინა და უკანა საკიდარების ზოგიერთი კონსტრუქციული თავისებურებების გამო, რომლებიც მდგომარეობს იმაში, რომ მათი ზამბარები ჩამაგრებულია ამორტიზატორებში და არ აქვთ უშუალო კონტაქტი ძარასთან, განსაზღვრული იყო ჯამური ზემოქმედება, რომელიც გამოწვეულია ამორტიზატორის და ზამბარის ძარაზე დამაგრების ადგილების გათიშვით ასევე ზამბარის ძარასთან კონტაქტის ზონაში მადემპფირებელი კვანძის შეყვანით. ტექანგარიშში წარმოდგენილი სასტენდო გამოცდების გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ აღნიშნულმა ცვლილებებმა გამოიწვია ვიბროსიჩქარეების დონეების შემცირება რეზონანსის სიხშირეთა ზონებში 35...40%-ით (НАМИ-ის ტექანგარიში №10881,1979 წლის).

1.5. "მოსკვიჩი"-2140 ავტომობილის წინა საკიდარის ამორტიზატორის მექანიკური ძვრადობები

"მოსკვიჩი"-2140 მსუბუქი ავტომობილის წინა საკიდარის ამორტიზატორის მექანიკური ძვრადობების ანალიზურმა გაანგარშებმა და ჩატარებულმა ექსპერიმენტულმა კვლევებმა საშუალება მოგვცა გაგვენსაზღვრა ვიბრაციები, გადაცემული ამორტიზატორიდან წინა კოჭზე. დინამიკური ძალის ამორტიზატორის რხევების აგზნების სქემა მოყვანილია ნახ.1.11-ზე.



ნახ. 1.11 ამორტიზატორის რხევების დინამიკური ძალით აგზნების სქემა.



ნახ. 1.12 «ამორტიზატორი-წინა კოჭი» სისტემის პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები: 1-სტანდარტული სამონტაჟო კვანძებით; 2-სამონტაჟო კვანძებში «ბალიშების» გადიდებული რაოდენობით.

პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ადმიტანსის სიხშირული მახასიათებლების ჩატარებულმა ანალიზმა გვიჩვენა, რომ მასთან ახლო მექანიკურ სისტემას თავმოყრილი პარამეტრებით გააჩნია $0,3\text{კგ}$ დაყვანილი მასა და $h=3\cdot 10^5$ ნ/მ დინამიკური სიხისტე. ამასთან, საკუთარი სიხშირეების სიხშირე შეადგენს დაახლოებით $f=165\text{ჰც}$, რაც ახლოსაა დიაგონალური სალტის რხევათა ძირითად სიხშირეთან. ავტომობილის ძარისაკენ ვიბრაციების გადაცემაზე დიაგონალური ამორტიზატორის გავლენის შესამცირებლად დიაგონალური სალტების რეზონანსის სიხშირეთა ზონებში ამორტიზატორის გავლენის შესამცირებლად საჭიროა ქვედა და ზედა სამონტაჟო კვანძებიანი ამორტიზატორის საკუთარი რხევების სიხშირის გადიდება 300 ჰც-მდე. არსებული კონსტრუქციის ამორტიზატორისას რეკომენდირებული შეიძლება იყო რამდენადმე გადიდებული დინამიკური სიხისტის მქონე ამორტიზატორის შერჩევა, რომლებიც რამდენადმე უფრო დიდი საერთო საკუთარი ვიბროგადაცემისას ამორტიზატორის მეშვეობით უზრუნველყოფენ, საკუთარი რხევების სიხშირეთა დაუმთხვევობის ხარჯზე, სისტემაში "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" გადაცემული ვიბრაციების ნაკლებ სიდიდეებს დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეთა ზონაში. ამორტიზატორის იგივე სიხისტის რეზინის ელემენტების რიცხვის გადიდება იწვევს წერტილოვანი და გარდამავალი ძვრადობის გადიდებას რეზონანსის ზონებში (ნახ.1.12).

"მოსკვიჩი"-2140 ავტომობილის რადიალურ სალტებზე ექსპლუატაციისას ამორტიზატორის რეზინის ელემენტების სიხისტის პარამეტრების ცვლილება არასასურველია, რადგან მათი სიხისტის შემცირება იწვევს საკუთარ რხევათა სიხშირეების შემცირებასა და რეზონანსის ზონებში ვიბროგადაცემის გადიდებას, ხოლო სიხისტის გადიდება გამოიწვევს უფრო დიდ ვიბროგადაცემას სიხშირეთა მთელს დიაპაზონში.

1.6. მოკლე დასკვნები

1. ნაჩვენებია, რომ ძირითად მიმართულებას სალტების ვიბროგადაცემის შემცირების საქმეში წარმოადგენს მისი დაყვანილი მასის შემცირება.
გამოვლენილია სალტის სარბენი ზოლებისა და გვერდულების ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდების დამთხვევის ხარჯზე ვიბროგადაცემის ზრდის სიხშირეთა ზონები.
2. "მოსკვიჩი"-2140 ავტომობილის წინა საკიდარისადმი ძირითად მოთხოვნას, ძარაზე ვიბროგადაცემის შემცირების მხრივ, წარმოადგენს სალტებისა და საკიდარის დეტალების გაუთანხმოება.
3. 3A3-968M ატომობილისათვის ძარაზე ვიბროგადაცემის შემცირება უზრუნვეყოფილია საკიდარების ზამბარებისა და ამორტიზატორების დამაგრების ზონების გაუთანხმოებით, ასევე წინა საკიდარში ვიბრაციების დინამიკური ჩამხშობის შეყვანით.
4. "მოსკვიჩი"-2140 და 3A3-968M ატომობილებისათვის სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში ვიბროგადაცემის შემცირების ეფექტურ საშუალებას წარმოადგენს ზამბარისა და ძარას საყრდენი ელემენტების კონტაქტის ზონაში რეზინის ელემენტიანი მადემპფირებელი კვანძის შეყვანა, რომელიც უზრუნველყოფს მუშაობას კუმშვასა და ძვრაზე.
5. "მოსკვიჩი"-2140 ავტომობილის ძარაზე ვიბრაციების გადაცემაზე ამორტიზატორის გავლენის შემცირება შეიძლება მიღწეული იქნას ამორტიზატორის საკუთარი რხევების სიხშირეთა გადიდებისას მისი ქვედა და ზედა სამონტაჟო კვანძებში რეზინის ელემენტების მასობრივი სიხისტული პარამეტრების ცვლილების ხარჯზე.