percentage of seeds in the local varieties is higher than in the introduced ones (with a few exceptions). (Table 2)

Table 3 presents a comparison of the data. The table shows that the range of variation in dry matter, sugars, and acids is significantly greater in the introduced varieties, with the exception of Goghnosho.

Local varieties are significantly inferior in economic terms to varieties such as Italian Vengerka, Renclode, Victoria, and others. However, considering their unpretentiousness, easy adaptation to any environment, resistance to diseases and pests, abundant yield, large reserves of raw materials, high chemical composition of fruits, and fairly good quality and properties of the products produced, we consider it advisable to plant local varieties: Chanchuri - for raw and dried fruit production, as well as for making jam, Damaskhi - for raw use, compote and dried fruit production, and Ghognoshho should be used in canning production for making jam, compote, and various juices.

სტენდზე სატვირთო ავტომობილის საკიდარის ვერტიკალური რხევების მახასიათებლების კვლევა

DOI: https://doi.org/10.52340/agronews.2025.12.08

დავით კბილაშვილი

ტექნიკურ მეცნიერებათა კანდიდატი, ასოცირებული პროფესორი, აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი, ქუთაისი, საქართველო

სოსო თავბერიძე

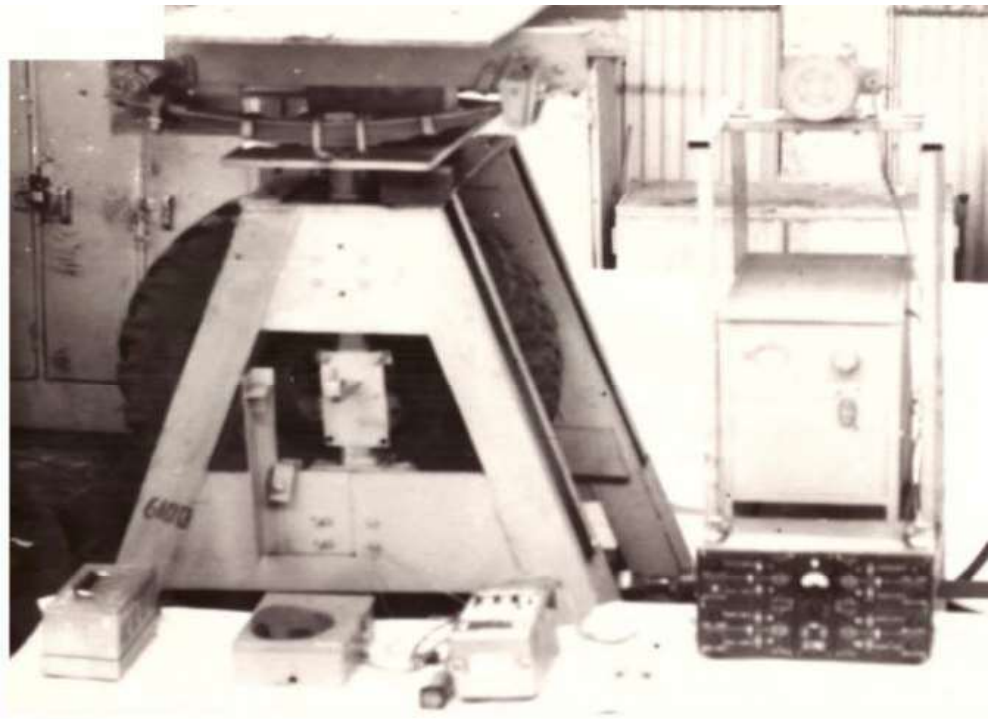
ტექნიკურ მეცნიერებათა კანდიდატი, ასოცირებული პროფესორი, აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი, ქუთაისი, საქართველო

სტატიაში წარმოდგენილია სასტენდო დანადგარზე იმიტირებულ დინამიკურ სისტემაში „პნევმატიკური თვალი - საკიდარი - დარესორებული მასა" მიმდინარე ვერტიკალური რხევების მახასიათებლებზე სატვირთო ავტომობილის პნევმატიკური თვლის სალტის დემპფერების კოეფიციენტის გავლენის შეფასების ექსპერიმენტული და ანალიზური კვლევის შედეგები. აღნიშნული სისტემის მათემატიკური მოდელის შედგენით და მისი ამოხსნით გამოყვანილია დარესორებული მასის ვერტიკალური რხევების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლის გამოსახულება, რომლის გამოყენებით დადგენილია, რომ დარესორებული მასის რხევაზე სალტის დემპფერების კოეფიციენტის სიდიდის ცვლილების გავლენა მკაფიოდაა გამოხატულია მხოლოდ რეზონანსულ სიხშირეთა დიაპაზონებში, სხვა დანარჩენ შემთხვევაში ეს გავლენა უმნიშვნელოა.

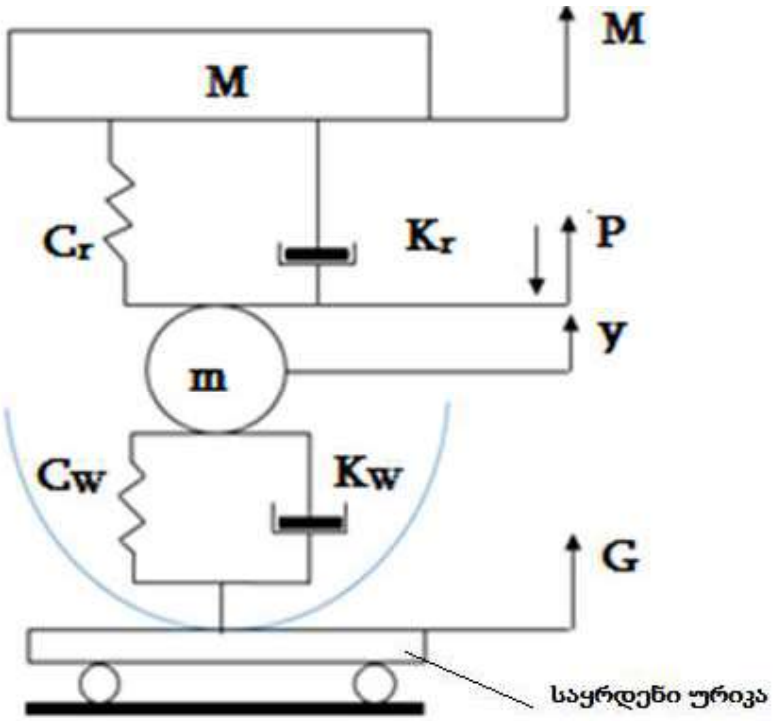
საკვანძო სიტყვები: სიხშირე, ამპლიტუდა, მოდელი, დემპერი

კვლევის მიზანს წარმოადგენს სატვირთო ავტომობილის საკიდარში ვერტიკალური რხევითი დატვირთვების შემცირებისათვის ოპტიმალური დრეკად-მადემპფერებელი მახასიათებლების მქონე სალტის შერჩევა [1]. აქედან გამომდინარე კვლევის საგანს წარმოადგენდა ავტომობილის საკიდარში წარმოქმნილი ვერტიკალური რხევების ანალიზი და მათ მახასიათებლებზე სალტის დემპფერების კოეფიციენტის ცვლილების გავლენის შეფასება.

ექსპერიმენტები ჩატარდა სასტენდო დანადგარზე (ნახ.1), რომელიც საშუალებას იძლევა ინერციული ვიბრატორის გამოყენებით პნევმატიკური თვალზე საყრდენი ურიკის ზედაპირთან კონტაქტში შევქმნათ ვერტიკალური სინუსოიდალური რეაქციის ძალა როგორც მისი ამპლიტუადის, ისე იძულებითი რხევების სიხშირის მნიშვნელობების გარკვეულ დიაპაზონებში ცვლილების უზრუნველყოფით. ავტომობილის საკიდარში წარმოქმნილი ვერტიკალური რხევების მახასიათებლებზე სალტის დემპფერების კოეფიციენტის ცვლილების გავლენის დეტალური შეფასების მიზნით, სტენდზე იმიტირებული დინამიკური სისტემისათვის „პნევმატიკური თვალი-საკიდარი-დარესორებული მასა” (ნახ.2) შედგენილია მათემატიკური მოდელი და სათანადო ანალიზური გარდაქმნების ჩატარებით გამოყვანილია დარესორებული მასის რხევის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლის გამოსახულება.



ნახ. 1. სასტენდო დანადგარი



ნახ.2. სტენდზე რხევითი სისტემის დინამიკური სქემა

სტენდზე დინამიკური სისტემის „პნევმატიკური თვალი-საკიდარი-დარესორებული მასა" მასების მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას აქვს შემდეგი სახე:

$$\begin{gathered} \ddot{z} + 2h_r(\dot{z} - \dot{y}) + \theta^2(z - y) = 0 \\ \ddot{y} + 2h_w\dot{y} + p^2 y - \frac{2h_r}{\mu}(\dot{z} - \dot{y}) - \frac{\theta^2}{\mu}(z - y) = \frac{P_0}{M} sin\omega t \\ \mu Mg + mg + c_w y + k_w \dot{y} = G \end{gathered} \quad (1),$$

სადაც: z – დარესორებული მასის M ვერტიკალური გადაადგილებაა;

$\dot{z}$ - დარესორებული მასის M ვერტიკალური რხევის სიჩქარეა;

$\ddot{z}$ - დარესორებული მასის M ვერტიკალური რხევის აჩქარებაა;

y – პნევმატიკური თვლის მასის m ვერტიკალური გადაადგილებაა;

$\dot{y}$ - პნევმატიკური თვლის მასის m ვერტიკალური რხევის სიჩქარეა;

$\ddot{y}$ - პნევმატიკური თვლის მასის m ვერტიკალური რხევის აჩქარებაა;

$\theta^2 = \frac{C_r}{M}$ – დარესორებული M მასის საკუთარი რევის სხშირეა;

C_r - საკიდარის სიხისტეა;

$p^2 = \frac{C_w}{m}$ – თვლის მასის m საკუთარი რხევის სიხშირეა;

C_w - პნევმატიკური თვლის ვერტიკალური სიხისტეა;

$2h_r = \frac{K_r}{M}$ – საკიდარის ვერტიკალური დემპფერების ხვედრითი კოეფიციენტია;

K_r - საკიდარის დემპერების კოეფიციენტია;

$2h_w = \frac{K_w}{m}$ –სალტის ველტიკალური დემპფერების ხვედრითი კოეფიციენტია;

K_w - პნევმატიკური თვლის ვერტიკალური დემპერების კოეფიციენტია;

μ - ავტომობილის ღერძებზე დარესორებული მასების განაწილების კოეფიციენტია.

პნევმატიკური თვლის სტენდის საყრდენ ურიკასთან კონტაქტში ვერტიკალური რეაქციის ძალა G ტოლია - დარესორებული მასის წონის Mg, თვლის მასის წონის mg, სალტის დრეკადი $F_{დრ} = c_w y$ და არადრეკადი წინააღმდეგობების $F_{არდრ} = k_w \dot{y}$ ძალების ჯამისა. თუ გავითვალისწინებთ იმას, რომ საკიდარის დრეკადი ელემენტის ვერტიკალური დეფორმაცია არის $X = z - y$, ხოლო სალტის ვერტიკალური დეფორმაციაა $f = y$, ამასთან ერთად განტოლებათა სისტემის ამონახსნს მოვძებნით ტრიგონომეტრული ფუნქციების $X = X_0\,(\omega t - \varphi)$ და $f = f_0\,(\omega t - \psi)$ გამოყენებით (სადაც φ და ψ შესაბამისად თვლის ღერძისა და დარესორებული მასის იძულებითი რევების ფაზათა ძვრებია), მაშინ მივიღებთ სტენდზე დარესორებული მასის ვერტიკალური რხევების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლის შემდეგ გამოსახულებას:

$$Z = \omega^2 \frac{P_0}{m p^2} \sqrt{\frac{p^4 + 4h_w^2}{(a + 2k_r \omega 2h_w)^2 + [b - (\vartheta^2 - \omega^2) 2h_w]^2}} \qquad (2)$$

სადაც კოეფიციენტები:

$$a = \omega^2\left(p^2 - \omega^2\right) - \theta^2\left[p^2 - (1 + \frac{1}{\mu})\omega^2\right],\ b = -2h_r\omega\left[p^2 - (1 + \frac{1}{\mu})\omega^2\right];$$

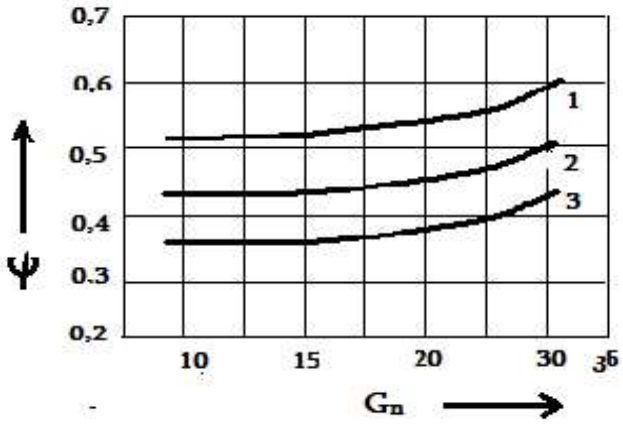
პნევმატიკური თვლის ღერძზე ინერციული ვიბრატორის ზემოქმედით გამოწვეული სინუსოიდალური შემშფოთი ძალა იანგარიშება ფორმულით: $P = P_0\,(\omega t + \varphi)$, სადაც P_0 - ძალის ამპლიდუდაა, ω - ძალის რხევის სიხშირეა; φ - ძალისა და თვლის ღერძის რხევებს შორის ფაზათა ძვრის სიდიდეა.

ამრიგად გამოსახულება (2) საშუალებას იძლევა გარკვეულ მასშტაბში ავაგოთ დარესორებული მასის რხევების აპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელის დიაგრამა და შევაფასოთ სალტის დემპფერების კოეფიციენტის სიდიდის ცვლილების გავლენა დარესორებული მასის ვერტიკალური რხევების ჩახშობის მაჩვენებელზე [2].

სასტენდო პირობებში ექსპერიმენტები ჩატარდა 5,5 ტონა ტვირთამწეობის ავტომობილის სალტზე 370/80-508. მისი დემპერების კოეფიციენტის განსაზღვრა მოხდა ექსპერიმენტული რეზონანსული მრუდის მეთოდის გამოყენებით. ყოველი ახალი ექსპერიმენტის ჩატარებისას სალტეში ჰაერის შიგა წნევის p_w ფიქსირებულ სიდიდეზე ხდებოდა თვალზე ნორმალური სტატიკური დატვირთვის გაზრდა $G_w = 25 \ldots 30$ კნ დიაპაზონში. ანალოგიურად, რეალური საექსპლუატაციო პირობებიდან გამომდინარე შერჩეული იქნა სალტეში ჰაერის შიგა წნევის მნიშვნელობები: $p_w = 0{,}3$ მპა, $p_w = 0{,}4$ მპა და $p_w = 0{,}5$ მპა, ასევე შერჩეული იქნა რეზონანსული სიხშირეების სიდიდეების ცვლილების დიაპაზონები, კერძოდ: დარესორებული მასისათვის ω=1,5...2,5 ჰც, ხოლო დაურესორებელი მასისათვის ω=8...10 ჰც.

სასტენდო გამოცდების შედეგებით მიღებული სალტის ψ ჩახშობის კოეფიციენტის პნევმატიკურ თვალზე მოდებული ნორმალურ (ვერტიკალურ) დატვირთვაზე G_n დამოკიდებულების $\psi(G_n)$ ექსპერიმენტული მრუდის ანალიზი გვიჩვენებს (ნახ.3), რომ თვალზე ნორმალური დატვირთვის დაბალი მნიშვნელობებისას ($G_n = 10 \dots 15$ კნ) სალტის ჩახშობის კოეფიციენტის ψ მნიშვნელობები მცირე სიდიდით იზრდება, რაც გამოწვეულია იმით, რომ რეზონანსულ რხევებში თვლის საყრდენ ზედაპირთან კონტაქტში მონაწილეობს სალტის უფრო მცირე მასა, ვიდრე ნორმალური დატვირთვის მაღალ ($G_n = 25 \dots 30$ კნ) მნიშვნელობებზე.

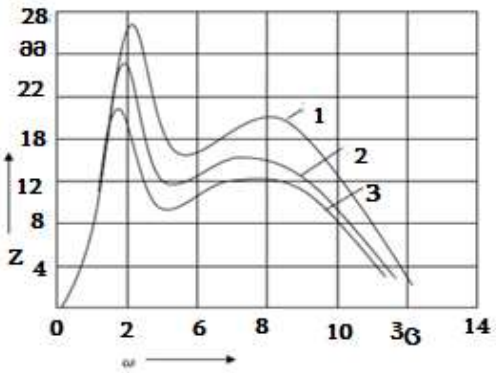
ამიტომ ამ შემთხვევაში სალტის დეფორმირებისას ადგილი აქვს შიგა ხახუნით გამოწვეული შედარებით მცირე სიდიდის არადრეკადი ძალის წარმოქმნის პროცესს. თვალზე ვერტიკალური დატვირთვის $G_w = 15$-დან $G_w = 30$ კნ–მდე გაზრდისას სალტის ჩახშობის კოეფიციენტი საშუალოდ იზრდება 1,25-ჯერ, ამასთან ეს განსხვავება უფრო მკაფიოდ ვლინდება სალტში ჰაერის შიგა წნევის p_w შემცირების შემთხვევაში. ასე მაგალითად, როცა თვალზე ნორმალური დატვირთვაა $G_n = 25$ კნ და სალტეში ჰაერის შიგა წნევა მცირდება $p_w = 0,5$ მპა-დან $p_w = 0,3$ მპა-მდე, მაშინ სალტის ჩახშობის კოეფიციენტის სიდიდე იზრდება საშუალოდ 30...32%-ით. სალტის დეპფერების მახასიათებელის ცვლილების ეს შედეგები გათვალისწინებული იქნა დარესორებული მასის რეზონანსული რხევების ანალიზის დროს [3].



ნახ.3. სალტის ψ ჩახშობის კოეფიციენტის პნევმატიკურ თვალზე მოქმედ ნორმალურ სტატიკურ დატვირთვაზე G_n დამოკიდებულების დიგრამა, როდესაც სალტეში ჰაერის შიგა წნევის მპა (მეგაპასკალი) სიდიდე ტოლია: 1-$p_w = 0,3$; 2- $p_w = 0,4$; 3 - $p_w = 0,5$ მპა.

კვლევის შემდეგ ამოცანას წარმოადგენდა დარესორებული მასის რეზონანსულ რხევებზე სალტის დემპერების მახასიათებლის გავლენის შეფასება. ამ ამოცანის გადაწყვეტისათვის, პნევმატიკური თვალის ნორმალური დატვირთვის $G_n = 25,5$ კნ და სალტეში ჰაერის შიგა წნევის ზემოთ მოყვანილ მნიშვნელობებზე სასტენდო გამოცდებით განსაზღვრული სალტის დემპფერების კოეფიციენტების სიდიდეების გათვალისწინებით და მე-2 ფორ-

მულის გამოყენებით ჩატარებული გაანგარიშებების შედეგებით აგებული იქნა დარესორებული მასის რხევის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელების დიაგრამები (ნახ.4).



ნახ.4. დარესორებული მასის რხევის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი.
1-$p_w = 0,5$ მპა; 2- $p_w = 0,4$ მპა; 3- $p_w = 0,3$ მპა.

როგორც დიაგრამიდან ჩანს (ნახ.4) სალტეში ჰარის წნევის $p_w = 0,5$ მპა-დან $p_w = 0,3$ მპა-მდე შემცირებით მიღებული სალტის დემპერების მახასიათებლის სიდიდის გაზრდის შედეგად დარესორებული მასების რეზონანსული რხევების ამპლიტუდები მცირდება საშუალოდ 18...20 %-ით. ეს შედეგი იძლევა იმის დასკვნას, რომ სალტის დემპერების თვისება საკმაოდ მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს დარესორებული მასების რეზონანსულ რხევებზე. ამ ფაქტორის გათვალისწინება შეიძლება გამოყენებული იქნეს საუკეთესო დემპერების მახასიათებლის მქონე სალტეებისის შერჩევისას.

კვლევის შედეგების მიხედვით შეიძლება გაკეთდეს შემდეგი დასკვნები:

1. ექსპერიმენტული კვლების შედეგებით დადგენილია, რომ სალტის დემპფერების კოეფიციენტის სიდიდეები იცვლება ფართო დიაპაზონში და ძირითადად დამოკიდებულია ავტომობილი პნევმატიკურ თვალზე ნორმალური დატვირთვისა და სალტეში ჰარის შიგა წნევის სიდიდეებზე. ასე მაგალითად, სალტეში ჰაერის შიგა წნევის 0,2 მპა-ით შემცირებისას დემპფერების კოეფიციენტი იზრდება 30...32 %-ით. ანალოგიურად პნევმატიკურ თვალზე ნორმალური დატვირთვის 2-ჯერ გაზრდის შემთხვევაში სალტის დემპერების კოეფიცენტი საშუალოდ იზრდება საშუალოდ 1,25-ჯერ;

2. სტენდზე დინამიკური სისტემის “პნევმატიკური თვალი-საკიდარი-დარესორებული მასა” ვერტიკალური რხევითი პროცესების მათემატიკური მოდელირებით მიღებული დარესორებული მასის რხევის აპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლის გამოსახულება საშუალებას იძლევა ჩავატაროთ და შეფასოთ სალტის დემპერების მახასიათებლის გავლენა დარესორებული მასის ვერტიკალური რხევების მახასიათებლებზე;

3. როგორც ნახ.4-ზე გამოსახული დიაგრამებიდან ჩანს, პნევმატიკური სალტის დემპფერების კოეფიციენტის სიდიდის ცვლილება მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს დარესორებული მასის რეზონანსული რხევის ამპლიტუდის სიდიდეზე. ასე მაგალითად, როდესაც სალტეში ჰაერის წნევა 0,5 მპა-დან მცირდება 0,3 მპა-მდე, მაშინ ამ შემთხვევაში სალტის დემპფერების კოეფიციენტის სიდიდის 30...32 %-ით გაზრდით ხდება დარესორებული მასის რეზონანსული რხევის ამპლიტუდის სიდიდის შემცირება საშუალოდ 18...20 %-ით. აქედან გამომდინარე მცდარია ის მოსაზრება, რომ დარესორებული მასის რე-

ზონანსული რხევების ჩახშობაში უმნიშვნელოა სალტის დემპფერების კოეფიციენტის გავლენა.

ლიტერატურა:

1.Тарасик, В.П. Физические основы процесса демпфирования колебаний в системе подвески автомобиля. Вестник Белорусско-Российского университета. 2019. No. 1(62). P. 62-77. [In Russian: Tarasik, V.P. Physical foundations of the vibration damping process in the vehicle suspension system. Bulletin of the Belarusian-Russian University].
2. J. Périsse. A Study of Radial Vibrations of a Rolling Tyre for Tyre–Road Noise Characterisation. Mechanical Systems and Signal Processing, 16(6):1043–1058, 2002.
3. Рыков, С.П. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Поглощающая способность Системы. Методы. Технологии. 2010. No. 2(6). P. 19-30. [In Russian: Rykov, S.P. & Tarasyuk, V.N. Studies of the output characteristics of pneumatic tires. Absorption capacity. Sistemy. Metody. Tekhnologii].

Study of the characteristics of vertical vibrations of a truck suspension in stden conditions

David Kbilashvili
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Akaki Tsereteli State University, Kutaisi, Georgia
Soso Tavberidze
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Akaki Tsereteli State University, Kutaisi, Georgia

The article presents the results of experimental and analytical research on the influence of the coefficient of spring dampers of a pneumatic axle of a truck on the characteristics of vertical oscillations in the dynamic system "pneumatic eye - suspension - spring mass", which is simulated on a stand. By compiling a mathematical model of the system and solving it, an image of the amplitude-frequency characteristic of vertical oscillations of the spring mass was obtained, using which it was established that the influence of changing the coefficient of spring dampers on the oscillations of the spring mass is clearly manifested only in the resonant frequency ranges, in other cases this influence is insignificant.

Keywords: frequency, amplitude, model, damper

The purpose of the research is to select the optimal elastic-damping characteristics of the tire to reduce vertical oscillatory loads in the suspension of a truck. Therefore, the subject of the study was the analysis of vertical vibrations arising in the suspension of the car and the assessment of the impact of changes in the damping coefficient of the tire on their characteristics.
The experiments were carried out on a stand created by the authors of the article (Fig. 1), which, using an inertial vibrator in contact with the tire and the supporting surface of the bogie, produces a vertical sinusoidal reaction force with a change in both amplitude and frequency in certain ranges. This allows

you to set different modes of vertical oscillations of the simulated dynamic system "pneumatic wheel - -suspension - sprung mass" on the stand.One of the best approaches to research on the effect of change in the magnitude of the tire damping coefficient on vertical oscillations of the sprung weight of the test system is to construct an amplitude-frequency characteristic and then conduct a qualitative and quantitative analysis of the reduction of oscillations. Numerous studies have shown that the amplitude-frequency characteristic provides a clear picture of studying the mechanism for the generation of dangerous resonant oscillations in the vehicle suspension and the impact of changes in the parameters of the elastic-damping elements on them .

The design of the test-bench allows for carrying out the pilot studies of the characteristics of vertical oscillations in the real dynamic system of vehicle "pneumatic wheel-suspension-sprung weight". Also, by designing a mathematical model of this system (Fig.2), and by the analytical expression of the amplitude-frequency characteristic of the sprung weight obtained through its use, we can assess the impact of change in the tire damping coefficient on vertical resonant oscillations of the sprung weight. This approach allows us to conduct a comparative analysis of the results of the pilot and analytical studies within a single experiment, as well as to support the level of adequacy of the model.

As mentioned above, resonant oscillations can be established during the experiment by varying the exciting sinusoidal force created by the inertial vibrator. In this case, the vertical displacements of both the pneumatic wheel axis and the sprung weight are recorded at the fixed frequencies of forced sinusoidal oscillation by using a side-wire gage and the oscillating process recording equipment. Experiments were performed for different values of the sprung weight M and the internal air pressure p_w in the tire.

By designing a mathematical model of oscillation of a dynamic system on the test-bench and performing the corresponding analytical transformations, the expression of the amplitude-frequency characteristic of oscillation of the sprung weight was derived. For this, the scheme of an equivalent oscillation system was first drawn and differential equations of weight motion were composed.

The system of differential equations of weight motion is written as:

$$\begin{gathered} \ddot{z} + 2h_r(\dot{z} - \dot{y}) + \theta^2(z - y) = 0 \\ \ddot{y} + 2h_w\dot{y} + p^2 y - \frac{2h_r}{\mu}(\dot{z} - \dot{y}) - \frac{\theta^2}{\mu}(z - y) = \frac{P_0}{M}\sin\omega t \\ \mu Mg + mg + c_w y + k_w \dot{y} = G, \end{gathered} \tag{1}$$

where z –vertical displacement of the sprung weight;

y – vertical displacement of the pneumatic wheel axis;

$\theta^2 = \frac{c_r}{M}$ – c_r- natural oscillation frequency of the sprung weight Mon the elastic element M;

$p^2 = \frac{c_w}{m}$ c_w natural oscillation frequency of the wheel weight m;

$2h_r = \frac{\eta_r}{M}$ – $\eta_r$specific damping factor of the suspension having the inelastic resistance coefficient;

$2h_w = \frac{k_w}{m}$ – $k_w$specific damping factor of tire having the inelastic resistance coefficient;

μ–distribution coefficient of the car's sprung weights.

The vertical reaction force G of the pneumatic wheel when in contact with the surface of the support sledge of the test-bench is equal to the sum of the sprung weight Mg, the weight of the wheelmg, the elastic resistance force of tire$c_w y$ and the non-elastic resistance force $k_w \dot{y}$. If we consider that the

vertical deformation of the elastic element of the suspension is $X = X_0\ (\omega t - \varphi)$, and the vertical deformation of tire is $f = y$, we will also find the solution to the equation system using the trigonometric functions: $X = X_0\ (\omega t - \varphi)$ and $f = f_0\ (\omega t - \psi)$, where φ and ψ are the phase shifts of the forced oscillations of the wheel axis and sprung weight.

Finally, for oscillation of the sprung weight on the test-bench, we shall obtain the following amplitude-frequency characteristic:

$$X = \omega^2 \frac{P_0}{m p^2} \sqrt{\frac{p^4 + 4h_w^2}{(a + 2k_r \omega 2h_w)^2 + [b - (\vartheta^2 - \omega^2) 2h_w]^2}}, \quad (2),$$

where coefficients are as follows:

$$a = \omega^2 (p^2 - \omega^2) - \theta^2 \left[p^2 - \left(1 + \frac{1}{\mu}\right)\omega^2\right],$$

$$b = -2h_r \omega \left[p^2 - (1 + \tfrac{1}{\mu})\omega^2\right].$$

Thus, the expression (2) allows to draw a diagram of the amplitude-frequency characteristic of the sprung weight oscillation to a certain extent, as well as to assess the impact of change in the magnitude of damping coefficient of tire on the value of damping of resonant oscillations.

The experiments were conducted on the tire radial designs of a 5.5-ton capacity truck: 370/R80-508, model HP-56.

When the vertical load applied to the wheel is increasing from $G_w = 15$ [kN] to $G_w = 30$ [kN], the damping coefficient of tire increases on average by 1,25 times, however, this difference is more pronounced when the internal air pressure in the tirep_w decreases. For example, when $G_n = 25$ [kN], and the pressure decreases from $p_w = 0{,}5$ [MPa] to $p_w = 0{,}3$ [MPa], then the value of the tire damping coefficient increases by an average of 30 ... 32%. These result of change in the characteristic of tire damping were taken into account when analyzing resonant oscillations of the sprung weight.

When the vertical load applied to the wheel is increasing from $G_w = 15$kN to$G_w = 30$ kN, the damping coefficient of tire increases on average by 1.25 times, however, this difference is more pronounced when the internal air pressure in the tirep_w decreases. For example, when $G_n = 25$ kN, and the pressure decreases from $p_w = 0{,}5$ MPa to $p_w = 0{,}3$ MPa, then the value of the tire damping coefficient increases by an average of 30 ... 32%. These result of change in the characteristic of tire damping were taken into account when analyzing resonant oscillations of the sprung weight.

To solve this problem, with the above mentioned magnitudes of normal load of the pneumatic wheel$G_n = 25{,}5$ KN and the internal air pressure in the tire, given the values of tire damping coefficients determined by the bench-scale tests and the results of calculations using formula (11), there were constructed the diagrams of the amplitude-frequency characteristics of oscillations of the sprung weight. (Fig.5).

As can be seen from the diagrams in Figure 5, change in the magnitude of the pneumatic tire damping coefficient has a significant impact on the magnitude of the resonant oscillation amplitude of the displaced weight. So for example, when the air pressure in the salt decreases from 0.5 MPa to 0.3 MPa, then in this case by increasing the magnitude of the salt dampers coefficient by 30 ... 32% decreases the amplitude of the resonant oscillation of the sprung weight by an average of 18 ... 20%.

It should also be noted that when using similar 370/R80-508 tire designs and dimensions, models HP-54 and 380/R80-508, model HP-56, the results of the study are not qualitatively different from each other. The difference lies only in quantitative terms, in particular: the impact of tire 370/R80-508,

model HP-54 on the reduction of the resonant amplitude values is relatively lower (almost 12 ... 15%) than in the case of using tire 380 / R80-508, model HP-56.

The experimental and analytical research approaches and results presented in the article allow us to select tire with the best damper properties.

Based on the results of this study, the following conclusions can be made:

1. The results of studies using the experimental resonance curve method show that the values of the tire damping coefficient vary over a wide range and mainly depend on the values of the normal load on the wheel and internal pressure of tire. For example, when internal air pressure in tire is reduced by 2 times, the ratio of dampers increases by 30 ... 32%. Similarly, in the case of a 2-fold increase in the normal load on the pneumatic wheel, the tire damping coefficient increases by an average of 1.25 times;
2. Using the mathematical model of a dynamic system"pneumatic wheel-suspension-sprung weight" on the test-bench, it is possible to assess the impact of change in the magnitude of the tire damping coefficient on resonant oscillations of the wheel and the sprung weight;
3. The results of computational studies have established that the impact of change in the magnitude of the tire damping coefficient on the reduction of resonant oscillations of the sprung weight is significant. For example, when internal air pressure in tire decreases from $p_w = 0{,}5$ Mpa to $p_w = 0{,}3$ Mpa, the increase in the magnitude of damping coefficient by 30 ... 30% leads to a decrease in the amplitude of resonant oscillation of the sprung weight by an average of 18 ... 20%. It would therefore be a mistake to assume that the influence of the properties of the tire demerses is negligible in the suppression of resonant oscillations of the sprung weight;

Development of Tractor Traction Characteristics Using Experimental Methods and Their Application

DOI: https://doi.org/10.52340/agronews.2025.12.05

Emzari Kilasonia
Doctor of Agroengineering, Associate Professor, Akaki Tsereteli State University, Kutaisi, Georgia
Vazha Danelia
Student, Bachelor of Agroengineering, Akaki Tsereteli State University, Kutaisi, Georgia.
Goga Chumburidze, Bachelor of Agroengineering,
Akaki Tsereteli State University, Kutaisi, Georgia.

Tractor traction properties can be determined based on its traction characteristics. The traction characteristic is a graph showing how the tractor's operating parameters vary with drawbar loads, from idle running to full load. The theoretical traction characteristic of a tractor can be constructed based on the engine's load characteristic using graphical-analytical methods.

The development of tractor traction characteristics using experimental methods is carried out through dynamometer testing. Tractor dynamometry is performed on terrain that's representative of field conditions. Along the entire length of the test area, 3 to 5 test plots are designated. Each plot is 100 meters long and spaced no less than 30-50 meters apart from each other (see Fig. 1).