UDC 621.311

SCOPUS CODE 2105

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2021-3-76-82>

მზრუნავი ელექტრული მანქანების ვიზრობალანსირება

შოთა ნემსაძე	ელექტროტექნიკისა და ელექტრონიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 75 E-mail: sh-nemsadze@mail.ru
მერაბი ცეცხლაძე	ელექტროტექნიკისა და ელექტრონიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 75 E-mail: merabi.tsetskhladze@mail.ru
თენგიზ მაისურაძე	ელექტროტექნიკისა და ელექტრონიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 75 E-mail: tengizim@gmail.com

რეცენზენტები:

თ. მუსელიანი, სტუ-ის ენერგეტიკისა და ტელეკომუნიკაციის ფაკულტეტის პროფესორი

E-mail: museliani@yahoo.com

დ. ტურძელაძე, სტუ-ის ენერგეტიკისა და ტელეკომუნიკაციის ფაკულტეტის ასოცირებული პროფესორი

E-mail: turdzeladze59@gmail.com

ანოტაცია. ელექტრული მანქანის მუშაობის ოპტიმალური რეჟიმი გარკვეულ წილად დამოკიდებულია მისი მექანიკური ნაწილების ტექნიკური მდგომარეობაზე. ექსპლოატაციის პირობებში ელექტრული მანქანის როტორში შეიძლება ადგილი ჰქონდეს მზრუნვის ღირძის მიმართ ექსცენტრულად განლაგებული გაუწონასწორებული მასების გაჩენას, რაც თავის მხრივ იწვევს მანქანის საკისრების ნაადრევად მწყობრიდან გამოყვანას და შესაბამისად დინამიკური მახასიათებლების გაუარესებას. აღნიშნულთან დაკავშირებით ნაშრომში

მოცემულია როტორის გაუწონასწორებული მასების ზემოქმედების კომპენსირების მეთოდი, რომლის დროსაც გაზომვის შედეგების მიხედვით ხორციელდება რხევის ამპლიტუდისა და მაკომპენსირებელი ტვირთის დამაგრების კუთხეს შორის დამოკიდებულების ანალიზი. ამ მეთოდის ერთ-ერთი უარყოფითი მხარეა ელექტრული მანქანის მრავალჯერადი გაშვება და ისეთ ცნებების გამოყენება, როგორიცაა ბალანსირების მგრძნობიარობა, მაკორექტირებელი მასის ვექტორი და სხვა.

ნაჩვენებია ელექტრული მანქანის დინამიკური ბალანსირების შედარებით მოქნილი მეთოდი,

რომლის საფუძველია ელექტრული მანქანის ვიბროსიქარის ამპლიტუდის და ვიბროგადაადგილების ფაზის გაზომვა. მოცემულია შესაბამისი ოსცილოგრამები და ანალიზური გამოსახულებები, რომელთა ანალიზით მიღწეულია როტორზე დამატებითი მაკომპენსირებელი ტვირთის დამაგრებით ელექტრული მანქანის ვიბრაციის სრული აღკვეთა.

საკვანძო სიტყვები: ელექტრული მანქანა; ოპტიმალური რეჟიმები; ვიბრაციის ამპლიტუდა; დინამიკური ბალანსირება; მაკომპენსირებელი მასა.

შესავალი

მზრუნავი ელექტრული მანქანების ექსპლუატაციის დროს, განსაკუთრებით კი მათი კაპიტალური შეკეთების შემდეგ როტორში შეიძლება წარმოიქმნას ბრუნვის ღერძის მიმართ ექსცენტრულად განლაგებული გაუწონასწორებელი მასები. ამ დროს ადგილი აქვს ინერციული (ცენტრიდანული) ძალის წარმოქმნას, რომელიც პერიოდული ფუნქცია არის და იწვევს მანქანის რხევით მოძრაობას, ე.ი. მის ვიბრაციას (ძირითადად საკისრების მიმართ რადიალური მიმართულებით). იმისათვის, რომ თავიდან ავიცილოთ საკისრების ნაადრევად მწყობრიდან გამოყვანა და აგრეთვე შეიზღუდოს მანქანის ცალკეული კვანძებისა და დეტალების დინამიკური გადატვირთვა, საჭიროა როტორის გაუწონასწორებული მასების ზემოქმედების კომპენსირება როტორზე დამატებითი ტვირთის დამაგრებით, რაც მთლიანობაში მისი

დინამიკური ბალანსირების საშუალებას იძლევა. ამ დროს კომპენსირდება ან მთლიანად ქრება ცენტრიდალური ძალა და შესაბამისად მანქანის ვიბრაცია. მაშასადამე ელექტრული მანქანის დინამიკური ბალანსირების ამოცანა გულისხმობს მაკომპენსირებელი მასის მომენტის ($m_k r_k$) და მისი დამაგრების კუთხის (ψ_t) განსაზღვრას. ამისათვის, იზომება მანქანის საკისრების რადიალური ვიბრაციის ამპლიტუდა. იგულისხმება, რომ მანქანის როტორი არის აბსოლიტურად მყარი სხეული და ბალანსირება ხდება ერთ სიბრტყეში. როტორის ტორცულ ნაწილში ეწყობა სკალა არა უმეტეს 60° -იანი ბიჯით. მაკომპენსირებელი ტვირთი მაგრდება როტორზე აღნიშნული ბიჯით და თვითეულ შემთხვევაში იზომება ვიბრაციული რხევის ამპლიტუდა.

ძირითადი ნაწილი

ცნობილია მეთოდი, რომლის მიხედვითაც გაზომვის შედეგების საფუძველზე იგება გრაფიკი $2A = f(\psi)$, სადაც A არის რხევის ამპლიტუდა, ψ – მაკომპენსირებელი ტვირთის დამაგრების კუთხე. ამ გრაფიკით განისაზღვრება მაკომპენსირებელი მასა m_k და მისი როტორზე დამაგრების კუთხე. საცდელი მაკომპენსირებელი მასის სიდიდე განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით [1]

$$m_{kg} = (0,1 - 0,2) \frac{Gg}{\omega^2 r} \quad (1)$$

სადაც G არის როტორის მასის ნაწილი (ერთ საკისარზე მოსული), კგ; r - საცდელი მაკომპენსირებელი მასის დამაგრების რადიუსი, მ; ω - როტორის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე, რად/წმ; $g = 9,81 \text{ მ/წმ}^2$.

განხილული მეთოდის უარყოფითი მხარეა მანქანის მრავალჯერადი გაშვების აუცილებლობა. იგივე შეიძლება ითქვას სამი გაშვების მეთოდის შესახებ [2]. გარდა ამისა, ექსპერიმენტების შედეგების დამუშავებისას გამოიყენება ისეთი ბუნდოვანი ცნებები, როგორიცაა ბალანსირების მგრძნობიარობა, მაკორექტირებელი მასის ვექტორი და სხვა.

ამ თვალსაზრისით მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ დინამიკური ბალანსირების მეთოდი, დამყარებული მანქანის ვიბროსიჩქარის ამპლიტუდისა და ვიბროგადაადგილების ფაზის გაზომვაზე.

მივიღოთ, რომ მბრუნავი ელექტრული მანქანის როტორი არის ხისტი კონსტრუქცია, ანუ ბრუნვითი მოძრაობაში არის ერთიანი სხეული და მასში წარმოშობილი დებალანსური მასები ბრუნვით მოძრაობაში ქმნის პერიოდულად ცვალებად ინერციულ ძალებს, რომლებიც წარმოშობა როტორის მექანიკურ რხევებს მანქანის საკისრების მიმართ შესაბამის პერპენდიკულარულ სიბრტყეში და მთლიანობაში ელექტრული მანქანის ვიბრაციას. ამგვარად, გვაქვს ერთი თავისუფლების ხარისხის მქონე დინამიკური რხევითი სისტემა როტორი - საკისრები მანქანის უძრავ ნაწილებთან ერთად, პარამეტრებით M, K, G . (ნახ. 1), რომლის მერხვეი სხეულის (როტორის) მასა m ცნობილია. ასევე ცნობილია, რომ ამ სისტემის საკუთარი რხევების სიხშირე, ე.ი. აღმგზნებ ძალასა და შესაბამის გადაადგილებას შორის ძვრის კუთხე არის დიაპაზონში $0 < \varphi < 90^\circ$.

სურ. 1. როტორი - საკისრები სისტემის დინამიკური სქემა

უნდა აღინიშნოს, რომ გრავიტაციული ველის მოქმედების გამო გაჩერებული როტორის პოზიცია ისეთია, რომ მისი პოტენციალური ენერგია მინიმალურია, ხოლო მის საწინააღმდეგო მხარეს – მაქსიმალური. ამ უკანასკნელის მიმართ მანქანის როტორზე დავამაგროთ აღმგზნები – ნიშნული (მუდმივი მაგნიტი), ხოლო სტატორზე - ნიშნულის ინდუქციური კოჭა. სტატორზე დავამაგროთ აგრეთვე ვიბროგადაადგილების სენსორი. მანქანის გაშვების შემდეგ მათ მიერ გენერირებული სიგნალები ორარხიანი ელექტრონული ოსცილოგრაფის ეკრანზე იქნება (სურ. 2), სადაც 1-ლი არის ნიშნულის სიგნალი, 2 – ვიბროგადაადგილების სენსორის სიგნალი, ხოლო X_{1m} – ვიბრაციის ამპლიტუდა.

სურ. 2. ნიშნულის და ვიბროსენსორის სიგნალების ოსცილოგრამა

ოსცილოგრამის შესაბამისად ინერციული აღმგზნები ძალით გამოწვეული გადაადგილების მყისა და კომპლექსური მნიშვნელობები იქნება:

$$X_1(t) = X_{1m} \sin(\omega t - \xi_1) \Rightarrow \dot{X}_{1m} = X_{1m} e^{-j\xi_1}, \quad (2)$$

ხოლო შესაბამისი ვიბროსიჩქარის მყისა და კომპლექსური მნიშვნელობები

$$v_1(t) = V_{1m} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2} - \xi_1\right) \Rightarrow \dot{V}_{1m} = V_{1m} e^{j(\frac{\pi}{2} - \xi_1)} \quad (3)$$

ასეთი ვიბროგადაადგილება და ვიბროსიჩქარე გამოწვეულია აღმგზნები ძალით, რომლის მყისა და კომპლექსური მნიშვნელობა არის

$$f_1(t) = F_{1m} \sin(\omega t + \psi_1) \Rightarrow \dot{F}_{1m} = F_{1m} e^{j\psi_1}, \quad (4)$$

სადაც $F_{1m} = m_1 r_1 \omega^2$ არის აღმგზნები ძალის ამპლიტუდა; ψ_1 – აღმგზნები ძალის საწყისი ფაზა; m_1 – მბრუნავი მანქანის დებალინსური მასა; r_1 – დებალანსის შესაბამისი რადიუსი; ω – მანქანის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

მანქანის როტორზე ნიშნულთან დავამაგროთ დამატებითი ტვირთი მასით m_2 , რომლის ეკვივალენტური რადიუსი ძრავას ღერძის მიმართ

არის r_2 . ამ შემთხვევაში სისტემის აღმგზნები ძალის კომპლექსური მნიშვნელობა იქნება

$$F'_{1m} = \dot{F}_{1m} + \dot{F}_{2m}, \quad (5)$$

სადაც $\dot{F}_{2m}$ არის დამატებითი ტვირთით გამოწვეული ძალის კომპლექსური მნიშვნელობა, ხოლო მისი მყისა მნიშვნელობა იქნება $f_2(t) = m_2 r_2 \omega^2 \sin(\omega t + \psi_2) = m_2 r_2 \omega^2 \sin(\omega t)$, რადგანაც საცდელი ტვირთი დამაგრებულია ნიშნულთან $\psi_2 = 0$ კუთხით. 4-ე ფორმულით განსაზღვრული აღმგზნები ძალა იწვევს მანქანის ვიბრაციას. შესაბამისი ვიბროგადაადგილება და ვიბროსიჩქარე იქნება

$$X_1(t) = X_{1m} \sin(\omega t - \xi_2) = X_1(t) + X_2(t). \quad (6)$$

$$v_1(t) = V_{1m} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2} - \xi_2\right) = v_1(t) + v_2(t). \quad (7)$$

$X_2(t), v_2(t)$ არის ვიბროგადაადგილების და ვიბროსიჩქარის შემადგენელი ნაწილები, გამოწვეული დამატებითი მასის ბრუნვით. ვიბრაციის ამპლიტუდა X'_{1m} და ფაზა ξ_2 განისაზღვრება ნახ.3-ზე ნაჩვენები ოსცილოგრამიდან.

სურ. 3. მანქანის ვიბრაციის ოსცილოგრამა

ვიბრაციული გადაადგილების $X'_1(t)$ შესაბამისი კომპლექსური ფორმა იქნება

$$X'_{1m} = X'_{1m} e^{-j\xi_2} \quad (8)$$

განვსაზღვროთ დამატებითი მასის ბრუნვით გამოწვეული გადაადგილების კომპონენტი. მივიღოთ, რომ განსახილველი სისტემა წრფივია და

შესაბამისად შესაძლებელია სუპერპოზიციის პრინციპის გამოყენება. ამიტომ დამატებითი მასის ბრუნვით გამოწვეული გადაადგილების კომპონენტის კომპლექსური ამპლიტუდა იქნება

$$\begin{aligned}\dot{X}_{2m} &= \dot{X}'_{1m} - \dot{X}_{1m} = X'_{1m}e^{-j\xi_2} - X_{1m}e^{-j\xi_1} = \\ X'_{1m}(\cos\xi_2 - j\sin\xi_2) - X_{1m}(\cos\xi_1 - j\sin\xi_1) &= \\ (X'_{1m}\cos\xi_2 - X_{1m}\cos\xi_1) - & \\ -j(X'_{1m}\sin\xi_2 - X_{1m}\sin\xi_1) &= \\ = X_{2m}e^{-j\xi_2} &\end{aligned}$$

სადაც $\dot{X}_{1m}$ არის დამატებითი ტვირთის გარეშე მოქმედი აღმგზნები ძალით გამოწვეული გადაადგილების კომპლექსური მნიშვნელობა. დამატებითი მასის ბრუნვით გამოწვეული გადაადგილების ამპლიტუდა იქნება

$$\sqrt{(X'_{1m}\cos\xi'_2 - X_{1m}\cos\xi_1)^2 + (X'_{1m}\sin\xi'_2 - X_{1m}\sin\xi_1)^2}, \quad (9)$$

ხოლო ფაზა

$$\xi_2 = \arctg \frac{X'_{1m}\sin\xi'_2 - X_{1m}\sin\xi_1}{X'_{1m}\cos\xi'_2 - X_{1m}\cos\xi_1}. \quad (10)$$

მანქანის მექანიკური იმპედანსი განმარტების თანახმად განისაზღვრება, როგორც აღმგზნები ძალის ფარდობა შესაბამის სიჩქარესთან.

$$\begin{aligned}\underline{Z}_{1m} &= \frac{\dot{F}_{1m}}{\dot{V}_{1m}} = \frac{\dot{F}_{2m}}{\dot{V}_{2m}} = \frac{\dot{F}'_{2m}}{\dot{V}'_{2m}} = \frac{F'_{2m}e^{j0}}{V'_{2m}e^{-j(\frac{\pi}{2}-\xi_2)}} = \\ \frac{F_{2m}}{X_{2m}\omega} e^{j(\xi_2-\frac{\pi}{2})}. &\end{aligned} \quad (11)$$

საწყისი სისტემის აღმგზნები ძალა იქნება

$$\begin{aligned}\dot{F}_{1m} &= \dot{V}_{1m}\underline{Z}_{1m} = X_{1m}\omega e^{j(\frac{\pi}{2}-\xi_1)} \left(\frac{F_{2m}}{X_{2m}\omega} e^{j(\xi_2-\frac{\pi}{2})} \right) = \\ \frac{X_{1m}}{X_{2m}} m_2 r_2 \omega^2 e^{j(\xi_2-\xi_1)} &= F_{1m} e^{j\Psi_1}. \quad (12)\end{aligned}$$

ამგვარად, საწყისი სისტემის დებალანსური მასა განისაზღვრება შემდეგი ტოლობიდან:

$$\frac{X_{1m}}{X_{2m}} m_2 r_2 \omega^2 = m_1 m_1 \omega^2 \Rightarrow m_1 = m_2 \frac{r_2 X_{1m}}{r_1 X_{2m}} \quad (13)$$

აღმგზნები ძალის საწყისი ფაზა იქნება:

$$\Psi_1 = \xi_2 - \xi_1 = \xi_2 - \arctg \frac{X'_{1m}\sin\xi'_2 - X_{1m}\sin\xi_1}{X'_{1m}\cos\xi'_2 - X_{1m}\cos\xi_1} \quad (14)$$

დასკვნა

დასკვნის სახით შეიძლება აღინიშნოს, რომ შემოთავაზებული მეთოდი საშუალებას იძლევა მოვახდინოთ მბრუნავი ელექტრული მანქანის სრული დინამიკური ბალანსირება. ამ მიზნით ორარხიანი ელექტრონული ოსცილოგრაფის და (13), (14) ფორმულების გამოყენებით უნდა განისაზღვროს მანქანის დებალანსური მასის მომენტი, რხევის საწყისი ფაზა და დამატებითი მაკომპენსირებელი ტვირთის მასა, რომლის როტორზე დამაგრებით მიიღწევა მანქანის ვიბრაციის სრული აღკვეთა.

ლიტერატურა

1. Rivlin, L. B. (1956). Installation of large electrical machines. Leningrad: *Energy*. (In Russian);
2. Gemke, R.G. (1989). Malfunctions of electrical machines. Leningrad: *Energy*. (In Russian);
3. Iorish, Yu., Vibrometry, I. (1963). Mechanical engineering. Leningrad: *Energy*. (In Russian);
4. Brown, M., Routani, J., Petyl, D. (2007). Diagnostics and troubleshooting of electrical equipment and control circuits. Moscow: *Dodeka-XXI*. (In Russian).

UDC 621.311

SCOPUS CODE 2105

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2021-3-76-82>

Vibro Balancing of Rotating Electric Vehicles

Shota Nemsadze	Department of Electrical Engineering and Electronics, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 75 M. Kostava str. E-mail: sh-nemsadze@mail.ru
Merab Tsetskhladze	Department of Electrical Engineering and Electronics, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 75 M. Kostava str. E-mail: merabi.tsetskhladze@mail.ru
Tengiz Maisuradze	Department of Electrical Engineering and Electronics, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 75 M. Kostava str. E-mail: tengizim@gmail.com

Reviewers:

T. Museliani, Professor, Faculty of Energy and Telecommunications, GTU

E-mail: museliani@yahoo.com

D. Turdzeladze, Associate Professor, Faculty of Energy and Telecommunications, GTU

E-mail: turdzeladze59@gmail.com

Abstract. The optimal mode of operation of an electric car depends to some extent on the technical condition of its mechanical parts. Under operating conditions, unbalanced masses, eccentrically located in relation to the axis of rotation, may occur in the rotor of an electric car, which, in turn, will lead to premature output of machine bearings and, as a consequence, to a deterioration in dynamic characteristics. In this regard, the paper presents a method of compensating for the impact of unbalanced masses of the rotor, during which the analysis of the relationship between the amplitude of the oscillation and the angle of attachment of the compensating load is performed according to the measurement results. One of the downsides of this method is the multiple launches of the electric car and the use of concepts such as balancing sensitivity, corrective mass and more.

A relatively flexible method of dynamic balancing of an electric car is shown, based on the measurement of the vibration speed amplitude and vibration phase of the electric car. Relevant oscillograms and analytical images are given, the analysis of which achieves complete suppression of electric vehicle vibration by attaching additional compensating load to the rotor.

Key words: balancing; compensating mass; electric car; optimal modes; vibration amplitude.

UDC 621.311

SCOPUS CODE 2105

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2021-3-76-82>

Вибробалансировка вращающихся электромобилей

Шота Немсадзе	Департамент электротехники и электроники, Грузинский технический университет, Грузия, 0160, Тбилиси, ул. М. Костава 75 E-mail: sh-nemsadze@mail.ru
Мераб Цецхладзе	Департамент электротехники и электроники, Грузинский технический университет, Грузия, 0160, Тбилиси, ул. М. Костава 75 E-mail: merabi.tsetskhladze@mail.ru
Тенгиз Маисурадзе	Департамент электротехники и электроники, Грузинский технический университет, Грузия, 0160, Тбилиси, ул. М. Костава 75 E-mail: tengizim@gmail.com

Рецензенты:

Т. Муселиани, профессор факультета энергетики и телекоммуникаций ГТУ

E-mail: museliani@yahoo.com

Д. Турдзеладзе, ассоциированный профессор факультета энергетики и телекоммуникаций ГТУ

E-mail: turdzeladze59@gmail.com

Аннотация. Оптимальный режим работы электромашин в определенной степени зависит от технического состояния его механических частей. В рабочих условиях несбалансированная масса, эксцентрично расположенная относительно оси вращения, может возникнуть в роторе электромашин, что, в свою очередь, приведет к преждевременному выходу подшипников машин и, как следствие, к ухудшению динамических характеристик. В связи с этим в статье представлен метод компенсации воздействия неуравновешенных масс на ротор, при котором по результатам измерений проводится анализ зависимости между амплитудой колебаний и углом приложения компенсирующей нагрузки. Один из недостатков этого метода – многократные запуски электромашин и использование таких понятий, как: балансировочная чувствительность, корректирующий вектор массы и многое другое.

Показан относительно гибкий метод динамической балансировки электромашин, основанный на измерении амплитуды, скорости и фазы вибрации электромашин. Приведены соответствующие осциллограммы и аналитические изображения, при анализе которых достигается полное подавление вибрации электромашин путем приложения к ротору дополнительной компенсирующей нагрузки.

Ключевые слова: амплитуда вибрации; балансировка; компенсирующая масса; оптимальные режимы; электромашин.

განხილვის თარიღი 21.03.2021

შემოსვლის თარიღი 17.05.2021

ხელმოწერილია დასაბეჭდად 29.09.2021