

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

მირიან ცოცხალაშვილი

ელმავლის ამძრავის დაურესორებელი მასების შემცირება და
წევის გადაცემის ხანგამძლეობის გაზრდა

დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად
წარდგენილი დისერტაციის

ავტორ ეფერ ატი

თბილისი
2016 წ.

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის

სამთო-გეოლოგიური ფაკულტეტის

სამთო ტექნოლოგიების დეპარტამენტში

ხელმძღვანელები: ასოც. პროფესორი ვ. ზვიადაური
ასოც. პროფესორი გ. თუმანიშვილი

რეცენზენტები: ასოც. პროფესორი ჯ. სანიკიძე
ასოც. პროფესორი ნ. არუდაშვილი

დაცვა შედგება 2016 წლის 9 თებერვალს 15⁰⁰ საათზე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სამთო-გეოლოგიური

ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს კოლეგიის №52

სხდომაზე, III კორპუსი, აუდიტორია 326

მისამართი: 0175, თბილისი, კოსტავას 77

დისერტაციის გაცნობა შესაძლებელია სტუ-ს ბიბლიოთეკაში

ხოლო ავტორეფერატის - სტუ-ს ვებგვერდზე.

სადისერტაციო საბჭოს მდივანი,

ასოცირებული პროფესორი

დ. თევზაძე

შესავალი

თემის აქტუალობა. სხვადასხვა სასარგებლო წიაღისეულის მოპოვების განუწყვეტელი ზრდა საკარიერო ლოკომოტივებისაგან და ტვირთნაკადის მატება მაგისტრალური სატვირთო ელმავლებისაგან მოითხოვს მათი სიმძლავრის და შესაბამისად წევის ძრავების სიმძლავრის ზრდას, რაც იწვევს წევის მექანიკური გადაცემის დიდ დატვირთვას. დიდი მექანიკური დატვირთვა თავის მხრივ განაპირობებს წევის რედუქტორის ნაადრევ დაზიანებას და მწყობრიდან გამოსვლას.

ლოკომოტივების წევის გადაცემის ცვეთა განისაზღვრება კბილების ცვეთის მიხედვით, რაც იზომება საწყისი და საექსპლუატაციო მანძილის გარბენის შემდეგ კბილის სისქეთა სხვაობით. დეპოს და საქარხნო რემონტის დროს ზღვრულად დასაშვები ცვეთის გამო ნაადრევად იწუნებენ კბილანების დაახლოებით 95%-ს და კბილა თვლების თითქმის 60%-ს. თანამედროვე ელმავლის კბილანური გადაცემის ტექნიკური რესურსი უმეტესად შეზღუდულია კბილების ადჰეზიური ცვეთით, აგრეთვე მათი კონტაქტური და ლუნვაზე სიმტკიცით. ამიტომ მნიშვნელოვანია წევის გადაცემის ტექნიკური რესურსის განსაზღვრა ზღვრულად დასაშვები ცვეთის მიხედვით. წევის გადაცემის ხანგამძლეობის გაზრდისათვის საჭიროა ცვეთაზე მოქმედი ძირითადი პარამეტრების გავლენის რაოდენობრივი და ხარისხობრივი შეფასება, რაც აუცილებლად გასათვალისწინებელია გადაცემის პროექტირებისა და გამოცდის ეტაპზე.

საკარიერო და სატვირთო ლოკომოტივებში (რომლებიც ხასიათდებიან მოძრაობის შედარებით დაბალი სიჩქარით) გამოყენებულია ძრავების საყრდენ-ღერძულა ჩამოკიდება (პირველი კლასის ამძრავი), რომლის დროსაც ძრავის კორპუსი ერთი მხრიდან დამაგრებულია წყვილთვალის ღერძზე დაურესორებლად და ღერძს გადაეცემა ძრავის წონის 5/8-მდე ნაწილი, რაც იწვევს თვლის და წევის კბილანური გადაცემის დინამიკური დატვირთვის დამატებით გაზრდას. ამიტომ წევის გადაცემაზე მოქმედი

დინამიკური დატვირთვის შემცირების მიზნით საჭიროა ამძრავის დაურესორებელი მასების შემცირება. ამავე დროს პირველი კლასის მოტორ-დერძული ბუქსის სრიალის საკისრების ხშირი (ინტენსიური) ცვეთა კბილანურ გადაცემაში ცენტრთა შორის მანძილის დარღვევის მიზეზი ხდება, რაც თავის მხრივ გადაცემის მუშაობის პირობებს საგრძნობლად აურესებს და აჩქარებს მის ცვეთას. აღსანიშნავია აგრეთვე გადაცემის მუშაობის პირობების გაუარესება გზის მრუდ უბნებში თვლის გორვის წინაღობის გაზრდის გამო, რაც გამოწვეულია თვალსა და რელსს შორის აღძრული განივი ძალებით და თვლის რელსზე ფარდობითი სრიალის გაზრდით. ყოველივე ეს შესაძლოა გადაცემის მუშაობის მტყუნების მიზეზი გახდეს.

სამუშაოს მიზანი. სამუშაოს მიზანია ელმავლის წევის გადაცემის მუშაობის პირობების და საექსპლუატაციო მახასიათებლების გაუმჯობესება. კერძოდ, გადაცემის მუშაობის ხანგამძლეობის გაზრდა, ვიბრაციებისა და ხმაურის შემცირება. ამ მიზნის მისაღწევად საჭიროა შემდეგი ამოცანების გადაწყვეტა: მუშაობის დროს კბილანური გადაცემის ცენტრთა შორის მანძილის ცვალებადობის შემცირება, კბილანური გადაცემის საანგარიშო მეთოდების სრულყოფა, ჩაჭდევის კრიტერიუმის სრულყოფა, კბილანური გადაცემის მუშაობის უნარიანობაზე გადაცემის კინემატიკური, გეომეტრიული პარამეტრების, და შემზეთი მასალის თვისებების გავლენის გამოკვლევა, კბილანური გადაცემის გაანგარიშების მეთოდის დამუშავება ჩაჭდევაზე გაანგარიშების გათვალისწინებით, ელმავლის სივრცითი რხევითი მოძრაობის უფრო სრულყოფილი მათემატიკური მოდელის დამუშავება და გამოკვლევა, ელმავლის ახალი კონსტრუქციის ამძრავის დამუშავება შემცირებული დაურესორებელი მასებით.

კვლევის ობიექტი და მეთოდები. კვლევის ობიექტს წარმოადგენს საკარიერო და მაგისტრალური სატვირთო ლოკომოტივების მოტორ-დერძული ბლოკი და მისი წევის გადაცემა.

ექსპერიმენტების შედეგების დამუშავებისათვის გამოვიყენეთ მრავალფაქტორიანი რეგრესიული ანალიზი.

ელმავლის ამძრავის შემადგენელ ელემენტებზე დინამიკური დატვირთვების გაანალიზებისათვის გამოვიყენეთ მექანიკური ობიექტების დინამიკური პროცესების კვლევის სისტემური მიდგომის მეთოდი, აგრეთვე მყარი სხეულების მექანიკის კლასიკური მეთოდები და რხევების გამოყენებითი თეორიის ელემენტები.

ნაშრომის ძირითადი შედეგები და მეცნიერული სიახლე. მიღებულია წევის გადაცემის ადჰეზიური ცვეთის და ჩაჭდვის მიმართ მდგრადობის შეფასების გამარტივებული კრიტერიუმი; გამოვლენილია წევის გადაცემის მუშაობის უნარიანობაზე მოქმედი პარამეტრების შედარებით სრულყოფილი რაოდენობრივი და ხარისხობრივი დამოკიდებულება; დამუშავებულია წევის გადაცემის გაანგარიშების შედარებით სრულყოფილი მეთოდი;

დამუშავებულია ამძრავის ახალი კონსტრუქცია სატვირთო და საკარიერო ელმავლებისათვის, რაც მის დინამიკურ მახასიათებლებს საგრძნობლად აუმჯობესებს, ამცირებს მოძრაობისადმი წინააღმდეგობის ძალებს მრუდში მოძრაობის დროს თვლის რელსზე ფარდობითი სრიალის შემცირების ხარჯზე, შედეგად უმჯობესდება გადაცემის მუშაობის პირობები;

შედეგების გამოყენების სფერო. წარმოდგენილი პირველი კლასის ამძრავი მოტორ-დერძული გორვის საკისრებით შესაძლოა გამოყენებული იყოს წევის აგრეგატებში, საკარიერო და მაგისტრალურ ელმავლებში. კბილანური გადაცემის გაანგარიშების მეთოდი და ალგორითმი სამართლიანია გარე მოდების ცილინდრული კბილანური გადაცემების ანგარიშისათვის. ამძრავის ახალი კონსტრუქციის გამოყენება შეიძლება, როგორც საკარიერო, ისე მაგისტრალურ სარკინიგზო ტრანსპორტში.

ცნობები დისერტაციის მოცულობისა და სტრუქტურის შესახებ. სადისერტაციო ნაშრომი შედგება ოთხი თავისაგან, დასკვნებისა და ლიტერატურის ჩამონათვალისაგან. მოცულობა შეადგენს 128 ნაბეჭდ გვერდს, მათ შორის 43 ნახაზს და 15 ცხრილს, ლიტერატურის ჩამონათვალს 91 ერთეული.

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

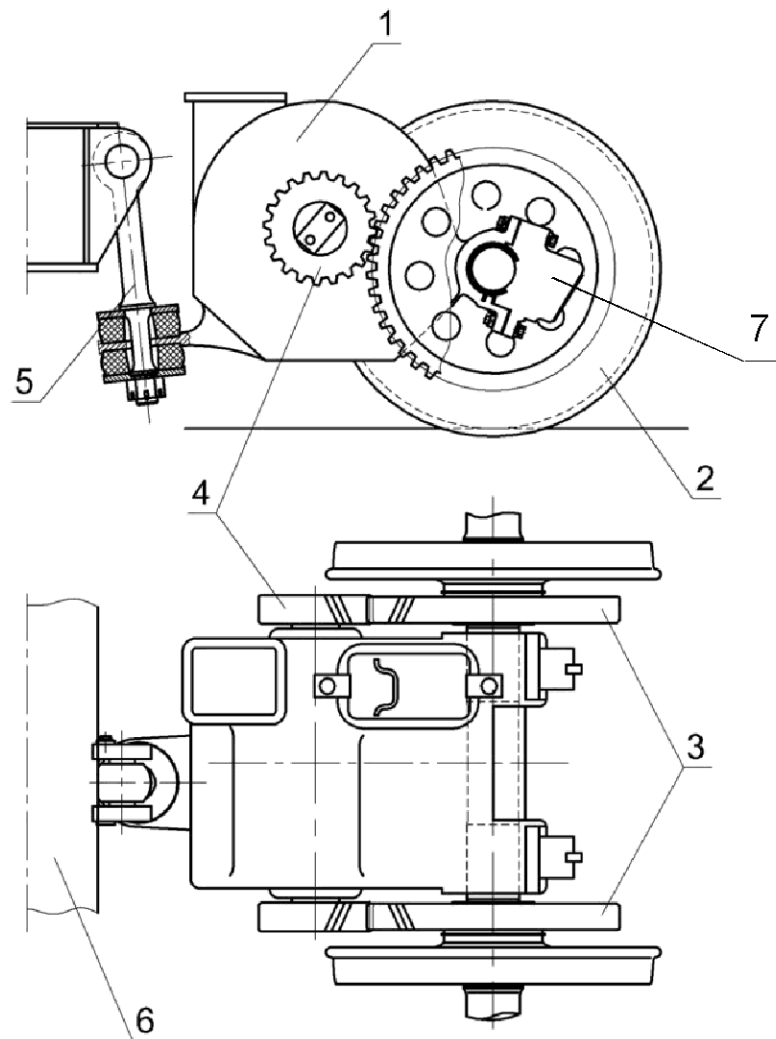
ლიტერატურის მიმოხილვაში ნაჩვენებია საკარიერო და სატვირთო მაგისტრალური ელმავლების ამძრავის მუშაობის პირობები, მათდამი წაყენებული მოთხოვნები ტრიბოტექნიკური, დინამიკური და კონსტრუქციული მახასიათებლების გაუმჯობესების გზები. განხილულია ამძრავის სხვადასხვა კონსტრუქციები: პირველი, მეორე და მესამე კლასის ამძრავი. ნაჩვენებია თითოეული მათგანის დადებითი და ნაკლოვანი მხარეები და გამოყენების სფერო. ეს საკითხები ყველა რკინიგზისათვის აქტუალურია, მსოფლიოს მრავალი მეცნიერის შესწავლის ობიექტს წარმოადგენს და ამ მიმართულებით მრავალი ნაშრომია ცნობილი.

ელმავლების ამძრავების მუშაუნარიანობის და კონსტრუქციების კვლევა-გაუმჯობესებისადმი მრავალი შრომაა ცნობილი. მათ შორის ფართოდ არის ცნობილი ჯ. კალკერის, ჯ. ლოჩის, პ. კარტერის, ს. პორტერის, მ. ვერიგოს, ვ. ლაზარიანის, ი. ბირიუკოვის, ვ. იაკოვლევის, ვ. პოტურაევის, ნ. კუდრიავცევის, აგრეთვე ქართველი მეცნიერების ს. კარიპიდისის, გ. შარაშენიძის, ვ. ზვიადაურის, ი. ქარუმიძის, ვ. მაღალაშვილის და სხვათა შრომები.

პირველი კლასის ამძრავები, თავისი სიმარტივის გამო ფართოდ არის გავრცელებული საკარიერო და სატვირთო მაგისტრალურ ელმავლებში.

ზოგჯერ სამგზავრო ელმავლებშიც პირველი კლასის ამძრავს იყენებენ, თუ მათი მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატება 120 კმ/სთ-ს.

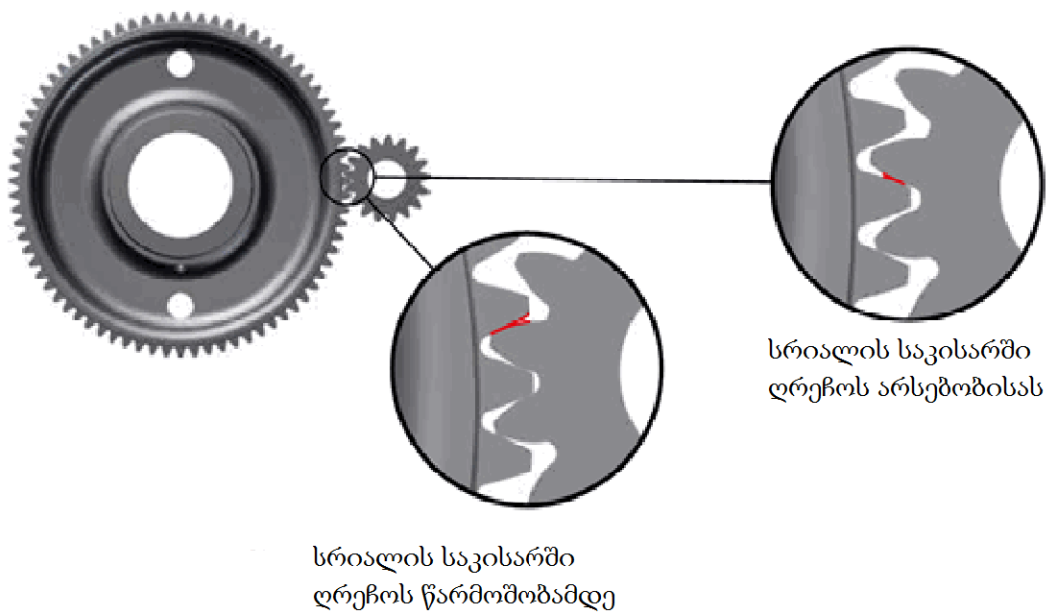
პირველი კლასის ამძრავის კონსტრუქციული თავისებურება გამოიხატება იმაში, რომ ძრავას წონის 5/8-მდე ნაწილი მოტორ-ლერძული საკისრებით დაურესორებლად გადაეცემა წყვილთვალის ღერძს, ხოლო გარკვეული ნაწილი გადაეცემა ურიკის (ძარის) ჩარჩოს და ამგვარად ეს ნაწილი დარესორებულია (ნახ. 1).



ნახ. 1. პირველი კლასის ამძრავი

- 1 - წვეის ძრავა; 2 - წყვილთვალი; 3 - კბილა თვალი; 4 - კბილანა; 5 - წვეის ძრავას ჩამოკიდება; 6 - ურიკის (ძარის) განივი ძელი; 7 - მოტორ-ლერძული ბუქსა.

ამძრავების ამ კლასის დადებითი მხარეა ის, რომ წყვილთვალის ღერძზე მოტორ-ღერძული საკისრებით დამაგრებული წვეის ძრავას კორპუსი რედუქტორის კორპუსის მოვალეობასაც ასრულებს, რაც კბილანურ გადაცემაში ცენტრთა შორის მანძილის შენარჩუნებას უზრუნველყოფს. მოტორ-ღერძული სრიალის საკისრების ცვეთა ასეთი ამძრავის ნაკლოვან მხარეს წარმოადგენს. სრიალის საკისარში წარმოშობილი ღრეჩო იწვევს გადაცემის ცენტრთა შორის მანძილის დარღვევას, მცირდება კბილანური გადაცემის გადახურვის კოეფიციენტი, წვეის ძალის გადაცემა მეტწილად ხდება ერთი წყვილი კბილის შვერების საშუალებით. იზრდება დინამიკური დატვირთვები, კბილებს შორის სრიალი და შესაბამისად მათი ცვეთა, ყოველივე ეს კი ზრდის კბილის მოტეხვის საშიშროებას (ნახ. 2), წარმოიშობა ვიბრაციები და ხმაური.



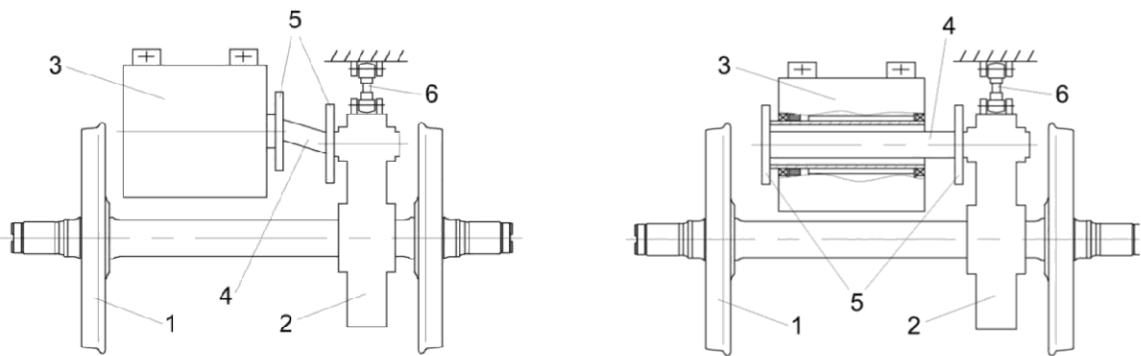
ნახ. 2. სრიალის საკისრების ცვეთის გავლენა კბილანური გადაცემის მოდებზე

კბილანური გადაცემა პირველი კლასის ამძრავებში შეიძლება იყოს ცალმხრივი ან ორმხრივი. ძრავას დიდი სიმძლავრის დროს ჩვეულებრივად ორმხრივ კბილანურ გადაცემას ირჩევენ, ე. ი. კბილა თვლების წყვილს ათავსებენ ღუზის ლილვის როგორც ერთ, ისე მეორე ბოლოზე. საჭიროა

აღინიშნოს, რომ ცალმხრივი კბილანური გადაცემა იწვევს მოტორ-დერძული საკისრების დატვირთვის გაზრდას.

პირველი კლასის ამძრავებისათვის ასევე უარყოფითი მხარეა დაურესორებელი მასები, რადგანაც ლიანდაგის სხვადასხვა სახის უსწორობა კბილა თვლებში იწვევს მნიშვნელოვან ძაბვებს, რომელთა სიდიდეც ღუზის მბრუნავი მასის ინერციის ზრდასთან ერთად მატულობს.

მეორე კლასის ამძრავებში პირველი კლასისაგან განსხვავებით ძრავა მთლიანად დამაგრებულია ელმავლის ურიკის ან ძარის ჩარჩოზე. ამრიგად, მეორე კლასის ამძრავში ძრავა დარესორებულია, ხოლო წევის რედუქტორი ერთი მხრიდან დამაგრებულია წყვილოვალის დერძზე ხოლო მეორე მხრიდან ურიკის (ძარის) ჩარჩოს განივ ძელზე (ნახ. 3). ძრავას ღუზიდან რედუქტორის წამყვან კბილანაზე მომენტის გადაცემა ხდება ტორსიონული ლილვისა და წევის ქუროების გამოყენებით.



ა

ბ

ნახ. 3. მეორე კლასის ამძრავი

ა) ძრავას ღუზის მასიური ლილვით ბ) ძრავას ღუზის დრუ ლივით

1 - წყვილოვალი; 2 - წევის რედუქტორი; 3 - წევის ძრავა; 4 - ტორსიონული ლილვი; 5 - წევის ქუროები

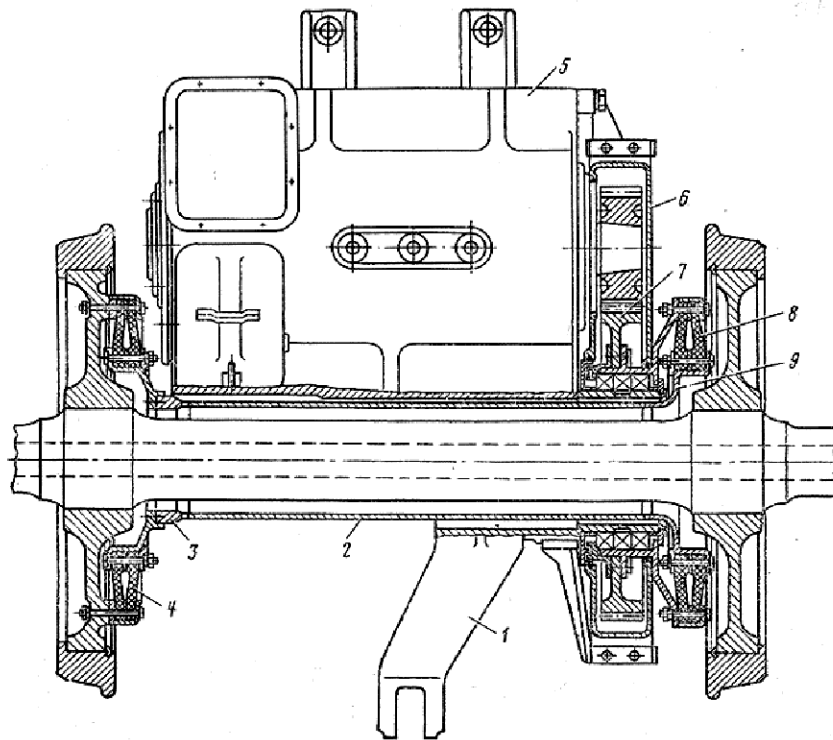
ნახ. 3 ა-ზე გამოსახულ მეორე კლასის ამძრავში მოკლე ტორსიონული ლილვის გამო ძრავასა და რედუქტორის ურთიერთგადაადგილების დროს

წევის ქურობები მუშაობენ დიდი კუთხური გადახრით, რაც მის ელემენტებში იწვევს ძაბვებს და (ან) ცვეთის გაზრდას. ნახ. 3 ბ-ზე გამოსახულია მეორე კლასის ამძრავი, სადაც ტორსიონული ლილვი მდებარეობს წევის ძრავას ღუზის დრუ ლილვში, ხოლო თვით ძრავა წევის ქურობებს შორის არის მოთავსებული. ასეთი კონსტრუქციის შემთხვევაში ქურობების მუშაობის პირობები გაუმჯობესებულია ნახ. 3 ა-სთან შედარებით, რადგან ისინი მუშაობენ მცირე კუთხური გადაადგილებით. ასევე შემცირებულია ძრავას ღუზის ინერციის ძალით გამოწვეული დინამიკური დატვირთვები წევის რედუქტორში, რადგანაც დაგრძელებული ლილვი თვითონ შთანთქმავს გზის უსწორობით გამოწვეულ დამატებით ინერციის ძალებს.

მესამე კლასის ამძრავებში წევის ძრავა წევის რედუქტორიანად ჩამოკიდებულია დარესორებულ ურიკის ან ძარის ჩარჩოზე. წევის რედუქტორის ამჟღად კბილანიდან წყვილთვალზე მგრეხავი მომენტის გადაცემა ხდება დრუ ლილვითა და წევის ქურობის საშუალებით.

იმისათვის, რომ არ მოხდეს ვერტიკალური რხევების დროს წევის რედუქტორის გარსაცმის გაბარიტიდან გამოსვლა, საჭიროა ამჟღად კბილა თვლის და კბილანური გადაცემის გარსაცმის დიამეტრის შემცირება, რაც ასეთი ამძრავის სატვირთო და საკარიერო ელმავლებში გამოყენების შემთხვევაში ართულებს გადაცემის რიცხვის საჭირო თანაფარდობის მიღებას.

გარდა ამისა, მესამე კლასის ამძრავში წევის ქურობები დაყენებულია წევის რედუქტორის შემდეგ, რის შედეგადაც მათ უწევთ გაზრდილი მომენტის გადაცემა, ეს პირობა კი მათ დამატებით დამაბულობას იწვევს. გაზრდილი ძაბვები ქუროს ელემენტებში უარყოფითად მოქმედებს მათ ხანგამძლეობაზე.



ნახ. 4. მესამე კლასის ამძრავი

1-ძრავს საყრდენი ბრჯენი; 2-ღრუ ლილვი; 3, 9-წვეის ქუროს შესაერთებელი მილტუჩები; 4, 8-წვეის ქუროები; 5-წვეის ძრავა; 6-წვეის რედუქტორის გარსაცმი; 7-კბილა თვალის გვირგვინი.

დასკვნები:

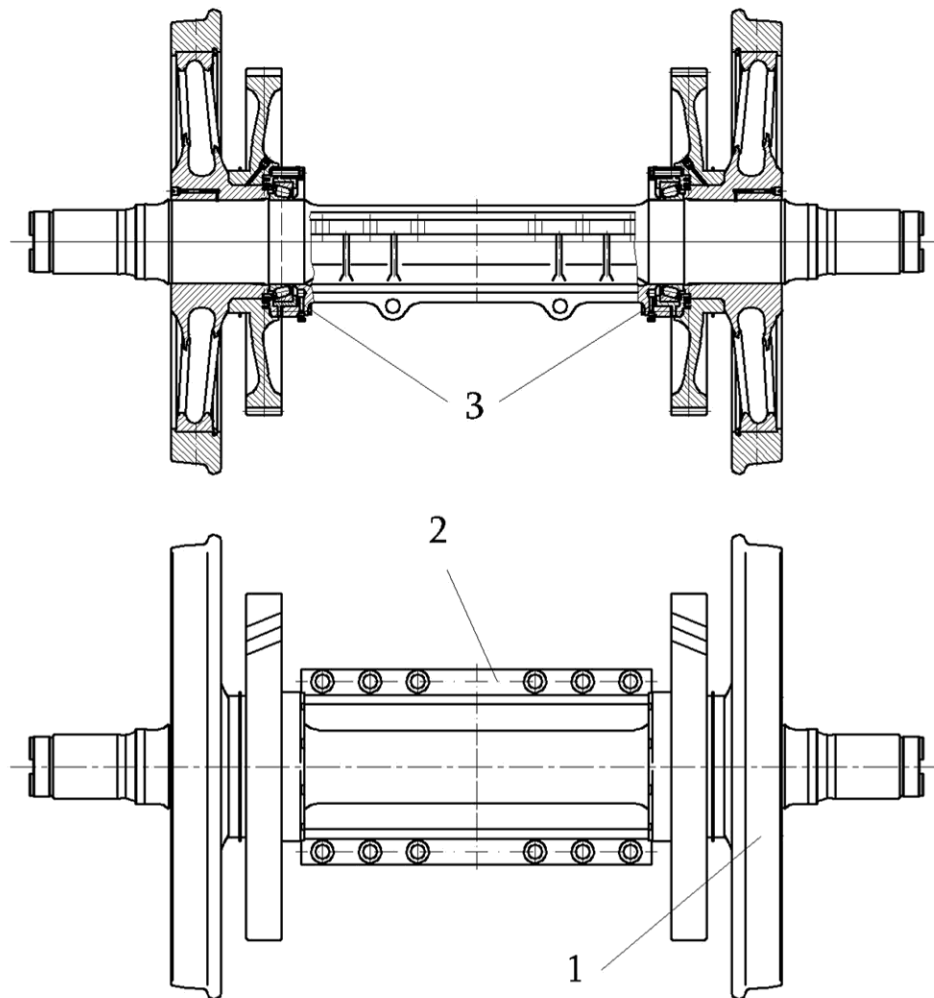
1. მხოლოდ პირველი კლასის ამძრავი იძლევა საშუალებას ძრავიდან სიმძლავრის გადასაცემად მოვაწყოთ ორმხრივი რედუქტორი, რაც მნიშვნელოვანია საკარიერო და სატვირთო მაგისტრალური ელმავლებისათვის საჭირო დიდი წვეის ძალის მისაღებად;
2. პირველი კლასის ამძრავის შემთხვევაში წვეილოვლებს დაურესორებლად გადაეცემა წვეის ძრავის წონის ნაწილი, რაც ზრდის დინამიკურ დატვირთვებს გზის უსწორობების გავლისას, როგორც თვალი-რელსის კონტაქტში, ისე კბილანურ მოდებამში;

3. სრიალის საკისრებიან მოტორ-ლერძულ ბუქსას პირველი კლასის ამძრავში აქვს მუშაობის მცირე რესურსი და მასში ცვეთის შედეგად წარმოიშობა ღრეჩო, რაც კბილანურ გადაცემაში ცენტრთა შორის მანძილის დარღვევის მიზეზი ხდება. ეს კი იწვევს კბილანური გადაცემის დაჩქარებულ ცვეთას და ვადაზე ადრე მწყობრიდან გამოსვლას;
4. კბილანური გადაცემის სიმტკიცეზე გაანგარიშების სტანდარტული მეთოდი ითვალისწინებს ანგარიშს მხოლოდ კონტაქტურ ამტანიანობაზე და კბილის ღუნვაზე. როგორც ზემოთ მოყვანილი დაშვებებიდან და ფორმულებიდან ჩანს, მასში შემაჯავლი მოქმედი პარამეტრების რაოდენობა შეზღუდულია (გათვალისწინებული არ არის მოძრაობის სიჩქარე, შემზეთი მასალის არსებობა და სხვა), რაც უარყოფითად აისახება ანგარიშის შედეგების სიზუსტეზე და კორექტირებას საჭიროებს. დაკვირვებები აჩვენებს, რომ კბილანების დაწუნების ძირითადი მიზეზია მათი ვადაზე ადრე ცვეთა და არა კონტაქტური ამტანიანობის დაკარგვა ან კბილის მოტეხვა. ამიტომ მნიშვნელოვანია კბილანური გადაცემის ცვეთაზე მოქმედი პარამეტრების გამოვლინება, მათი გათვალისწინება გადაცემის პროექტირებისა და გამოცდების ეტაპზე მისი გეომეტრიული პარამეტრების, შემზეთი მასალებისა და ა. შ შერჩევისას და შესაბამისი ანგარიშის მეთოდის დამუშავება;
5. ელმავალი წარმოადგენს რთულ დინამიკურ სისტემას და ანგარიში საჭიროა ასახავდეს მასში მიმდინარე დინამიკურ მოვლენებს დრეკადი და ინერციული ძალების გათვალისწინებით.

2. შედეგები და მათი განსჯა

პირველი კლასის ამძრავის მოტორ-დერძული ბუქსის მოდერნიზება

ზემოთქმულის გათვალისწინებით, ჩვენს მიერ დამუშავებულია ძრავ-დერძული ბუქსის კონსტრუქცია კონუსურგორგოლაჭიანი გორვის საკისრებით, რომლის მუშაობის რესურსი რემონტის გარეშე აღემატება ხუთ მილიონ კილომეტრს და დიდი სიზუსტით ინარჩუნებს კბილანურ გადაცემაში ცენტრთა შორის მანძილს.



ნახ. 5. წვეილთვალზე დამონტაჟებული მოტორ-დერძული ბუქსა კონუსურგორგოლაჭიანი გორვის საკისრებით

- 1 - წვეილთვალი; 2 - მოტორ-დერძული ბუქსის კორპუსი;
- 3 - კონუსურგორგოლაჭიანი გორვის საკისრები.

გორვის საკისრებიანი მოტორ-ლერძული ბუქსა მოითხოვს ნაკლებ ყურადღებას და შრომატევადობას ტექნიკური მომსახურების და შემოწმების დროს, რაც ასევე მნიშვნელოვანია ექსპლუატაციის ხარჯების შემცირებისათვის.

ცხრილი 1.

გორვის საკისრებიანი და სრიალის საკისრებიანი მოტორ-ლერძული ბუქსების მომსახურების შედარება

	სამანევრო	მაგისტრალური	გორვის მოტორ-ლერძული საკისრებით	სრიალის მოტორ-ლერძული საკისრებით
ტმ-2	120 სთ	96-120 სთ	-	მოტორ-ლერძული საკისრების ხუფის ქანჩების დაჭერის მომენტის შემოწმება. ღერძის ზეთის დონის შემოწმება და დამატება
ტმ-3	40 დღე-ღამე	15000 კმ	-	ტმ-2 მოცულობას + ღერძის ზეთის ანალიზი, ფითილის პაკეტის შემოწმება
მრ-1	12 თვე	75000 კმ	მოტორ-ლერძული საკისრების კორპუსის წვეის ძრავას სადგართან შემაერთებელი ქანჭიკების დაჭერის მომენტის შემოწმება	ტმ-3 მოცულობას + ფითილის პაკეტის დამლა შემოწმება, მოტორ-ლერძული საკისრების დიამეტრული ღრეზების გაზომვა
მრ-2	24 თვე	300000 კმ	პლასტიკური შემზებითი მასალის დამატება და მოტორ-ლერძული საკისრების ვიბროდიაგნოსტიკა	მრ-1 მოცულობას + მოტორ-ლერძული საკისრების ხუფის ქანჩების დაჭერის მომენტის შემოწმება
მრ-3	48 თვე	600000 კმ	მოტორ-ლერძული საკისრების შემოწმება. საკისრების შემზებითი მასალის სრული შეცვლა	მრ-2 მოცულობას + ღერძის ზეთის შეცვლა ფითილების პაკეტის გამორეცხვით
-	სეზონური	სეზონური	-	სრიალის მოტორ-ლერძულ საკისრებში ღერძის ზეთის შეცვლა ტექნოლოგიური შეზღვევის რუქის შესაბამისად

გარდა იმისა რომ მოტორ-ლერძულ შეერთებაში გორვის საკისრების გამოყენება ზრდის კბილანური გადაცემის რესურსს, ცხრილიდან ასევე ჩანს მისი მომსახურების სიმარტივე რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს ელექტრო-მაგლის საექსპლუატაციო დანახარჯებს.

კბილანური გადაცემების გაანგარიშების სტანდარტული მეთოდი

ლოკომოტივის წევის გადაცემის ანგარიშის სტანდარტული მეთოდები ითვალისწინებს გადაცემის გაანგარიშებას კონტაქტურ სიმტკიცეზე და კბილის ღუნვაზე (რათა თავიდან იქნეს აცილებული კბილის მოტეხვა). გადაცემის კონტაქტურ სიმტკიცეზე გაანგარიშებას საფუძვლად უდევს

ჰერცის ფორმულა $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{\text{დაყ}}}{\rho_{\text{დაყ}}}}$, რომელიც ითვალისწინებს შემდეგ

დაშვებებს:

1. სხეულები არიან უძრავ მდგომარეობაში;
2. სხეულები არიან აბსოლუტურად მშრალი;
3. არ არის გათვალისწინებული სხეულების მიკროგეომეტრია;
4. სხეულები არიან ერთგვაროვანი და ნახევარსივრცეები.

ჰერცის ფორმულაში q კუთრი დატვირთვაა; $E_{\text{დაყ}}$ და $\rho_{\text{დაყ}}$ - შესაბამისად დაყვანილი დრეკადობის მოდული და დაყვანილი სიმრუდის რადიუსი:

$$E_{\text{დაყ}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}; \quad \frac{1}{\rho_{\text{დაყ}}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2},$$

სადაც: E_1, E_2, r_1, r_2 შესაბამისად ცილინდრების დრეკადობის მოდულები და რადიუსებია.

კბილის ღუნვაზე საანგარიშოდ იყენებენ შემდეგ ფორმულებს:

$$\sigma_F = \frac{F'_t l}{W} - \frac{F'_r}{A} ;$$

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_w m} \leq [\sigma_F],$$

სადაც: F'_t და F'_r შესაბამისად არის F_n ნორმალური ძალის წრიული და რადიალური მდგენელი, W - ღუნვის დროს სახიფათო კვეთის წინააღმდეგობის მომენტი, A - კვეთის ფართობი, Y_F - კბილის ფორმის კოეფიციენტი, F_t - წრიული ძალა; K_F - საანგარიშო დატვირთვის კოეფიციენტი, b_w - კბილის სიგანე, m - მოდების მოდული.

ლოკომოტივების დეპოს პირობებში და საქარხნო რემონტისას კბილანების 95%-ს და კბილა თვლების დაახლოებით 60%-ს ვადაზე ადრე იჭუნებენ არა კბილის მოტეხვის ან კონტაქტური სიმტკიცის დაკარგვის მიზეზით, არამედ მათი ზღვრულად დასაშვები ცვეთის გამო.

კბილანური გადაცემის სხვადასხვა სახის დაზიანებაზე მოქმედი პარამეტრების შეფასება. კბილანური გადაცემის გაანგარიშების ალგორითმის დამუშავება

დახურული კბილანური გადაცემის მუშაობის ნორმალური პირობების უზრუნველყოფა გულისხმობს კბილების კონტაქტის ზონაში მესამე სხეულის არსებობას. კბილების კონტაქტის ზონაში მესამე სხეულის ფორმირების პირობებს ყველაზე სრულად ხახუნის ელასტოჰიდროდინამიკური თეორია აღწერს.

აღნიშნული განტოლებათა სისტემის სხვადასხვა სისრულით გამოყენებით სხვადასხვა ავტორების მიერ სხეულების გორვისა და გორვა-სრიალის პირობებისათვის ზეთის ფენის სისქის საანგარიშო არაერთი ფორმულა იქნა მიღებული. ქვემოთ მოყვანილია ამ ფორმულებით

ნაანგარიშები ზეთის ფენის სისქეები და მათი შედარება შესაბამის ექსპერიმენტულ მონაცემებთან.

ცხრილი 2.

ზეთის ფენის სისქის საანგარიშო სხვადასხვა ფორმულებით მიღებული შედეგების შედარება ექსპერიმენტის მონაცემებთან

ავტორი	ფორმულა	ჯამური გორვის სიჩქარე						
		1	5	10	20	30	50	70
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ერტელი და გრუბინი	$\frac{h}{R} = 1,19 \left[\frac{\mu_0 V_\Sigma \beta}{P} \right]^{\frac{8}{11}} \left[\frac{ER}{P} \right]^{\frac{1}{11}}$	0,44	1,41	2,34	3,89	5,23	7,6	9,7
პეტრუსევიჩი	$h = \frac{\left(\frac{\nu}{100} \frac{V_\Sigma}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{R}{5} \right)^{0,25}}{\left(\frac{a_{bx}}{250} \right)^{0,5} \left(\frac{\sigma_g}{10^4} \right)^{0,4h}}$	0,34	0,98	1,56	2,47	3,24	4,556	5,7
დაისონი და ჰიგინსონი	$\frac{h}{R} = 1,6 \frac{(\beta E)^{0,6} (\mu V_\Sigma / ER)^{0,7}}{(P / ER)^{0,13}}$	0,55	1,7	2,74	4,45	5,9	8,45	10,7
კოდნორი	$h = 2,224 \frac{(\mu_0 V_\Sigma)^{0,75} \beta^{0,6} R^{0,4}}{P^{0,15}}$	0,24	0,82	1,385	2,33	3,16	4,3	6,0
დროზდოვი	$\frac{h}{R} = 4 \left(\frac{\mu_0 V_\Sigma}{P} \right)^{0,7} \left(\frac{P\beta}{R} \right)^{0,6} \left(\frac{\lambda}{\alpha \mu V^2} \right)^{0,5}$	0,45	1,39	2,26	3,67	4,9	6,87	8,8
მური და უილსონი	$\frac{h}{R} = 1,19 \left(\frac{\mu_0 V_\Sigma}{P} \right)^{8/11} \left(\frac{ER}{P} \right)^{1/11} \left(\frac{3,94}{3,94 + V^{0,68}} \right)$	0,44	1,36	2,146	3,2	3,87	4,578	4,85
დროზდოვი-თუმანიშვილი	$\frac{h}{R} = 1,57 \left(\frac{\mu_0 V_\Sigma}{P} \right)^{0,7} \left(\frac{P\beta}{R} \right)^{0,6} \left(\frac{\lambda}{\alpha \mu V^2} \right)^{0,36}$	0,5	1,4	2,4	2,36	2,32	2,25	2,2
თუმანიშვილის ექსპერიმენტები		0,6	1,7	2,6	2,7	2,65	2,6	2,6

ჩაჭდევის აღწერის სხვადასხვა თეორიებიდან ყველა მათგანისათვის ჩაჭდევის წარმოშობის მთავარი პირობა არის მოხახუნე ზედაპირების განმაცალკევებელი ზეთის ფენის დარღვევა და მათ შორის მეტალური ხახუნის წარმოქმნა, რის შედეგადაც იზრდება ზედაპირების შეჭიდულობის ძალები, შესაძლებელია მათი შედუღება ფაქტიური კონტაქტის ადგილებში და განცალკევებისას ზედაპირების ამოგლეჯვა.

ჩაჭდევაზე ანგარიშის სხვადასხვა მეთოდებია ცნობილი, რომელთა შორის პოპულარულია თბურ (ბლოკი, ნიშანი, დროზდოვი და სხვა) და ელასტოჰიდროდინამიკურ (ერთელი, გრუბინი, პეტრუსევიჩი, დაუსონი და სხვა) მოვლენებზე დამყარებული ანგარიშის მეთოდები. ჩაჭდევაზე გაანგარიშებისათვის ზეთის ფენის სისქის საანგარიშო ფორმულების არაერთი (წარუმატებელი) მცდელობაა ცნობილი. კონტაქტის ზონაში თბური და სასაზღვრო მოვლენების გაუთვალისწინებლობა ასეთი მცდელობების ძირითად ნაკლოვანებებს წარმოადგენს.

ჩვენს მიერ მიღებულ ანგარიშის მეთოდს საფუძვლად დაედო დროზდოვი-თუმანიშვილის მიერ დამუშავებული გორვა-სრიალის პირობებში მომუშავე სხეულების ჩაჭდევაზე გაანგარიშების მეთოდი. მიღებულ ჩაჭდევის კრიტერიუმს აქვს სახე:

$$K_1 \cdot V_{\Sigma_0}^a \cdot V_{\text{სრ}}^b \cdot P_{\text{გრძ}}^c \cdot \mu_0^d \cdot R_{\text{დაყ}}^e \cdot \left(\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2} \right)^{\nu} \leq 1 \quad (1),$$

სადაც: $K_1 = K \cdot \beta^{\xi} \cdot \lambda^{\eta} \cdot \alpha^i \cdot a^j \cdot E_{\text{დაყ}}^n$, K და e დგინდება ექსპერიმენტების შედეგების გამოყენებით, V_{Σ_0} გორვის ჯამური სიჩქარეა, $V_{\text{სრ}}$ – სხეულების სრიალის სიჩქარე, $P_{\text{გრძ}}$ – გრძივი დატვირთვა, μ_0 – ნომინალურ პირობებში შემზეთი მასალის დინამიკური სიბლანტე, $R_{\text{დაყ}}$ – დაყვანილი სიმრუდის რადიუსი, Ra_1 და Ra_2 – სხეულების მოხახუნე ზედაპირების უსწორმასწორობების საშუალო არითმეტიკული გადახრები ჩაჭდევამდე, β – ზეთის სიბლანტის პიეზოკოეფიციენტი, λ – ზეთის სითბოგამტარობის

კოეფიციენტი, α – ზეთის სიბლანტის თბური კოეფიციენტი, $E_{დაყ}$ – დაყვანილი დრეკადობის მოდული.

აღსანიშნავია, რომ წარმოდგენილი ფორმულა შეიცავს გეომეტრიულ, კინემატიკურ და სხვა პარამეტრებს, მაგრამ არ ითვალისწინებს ჩაჭდევის პროცესზე გადაცემის ისეთი პარამეტრების გავლენას, როგორცაა მოდული, კბილთა რიცხვი, წრიული სიჩქარე და სხვა. აღნიშნულის გათვალისწინებისათვის გამოყენებული იქნა გერმანელი მეცნიერის შაუერჰამერის მიერ კბილანური გადაცემის ჩაჭდევის პროცესის კვლევის ექსპერიმენტების შედეგები. ქვემოთ მოცემულია ექსპერიმენტებში გამოყენებული კბილანური გადაცემების, შემზეთი მასალებისა და მუშაობის რეჟიმების ამსახველი ინფორმაცია:

ცხრილი 3.

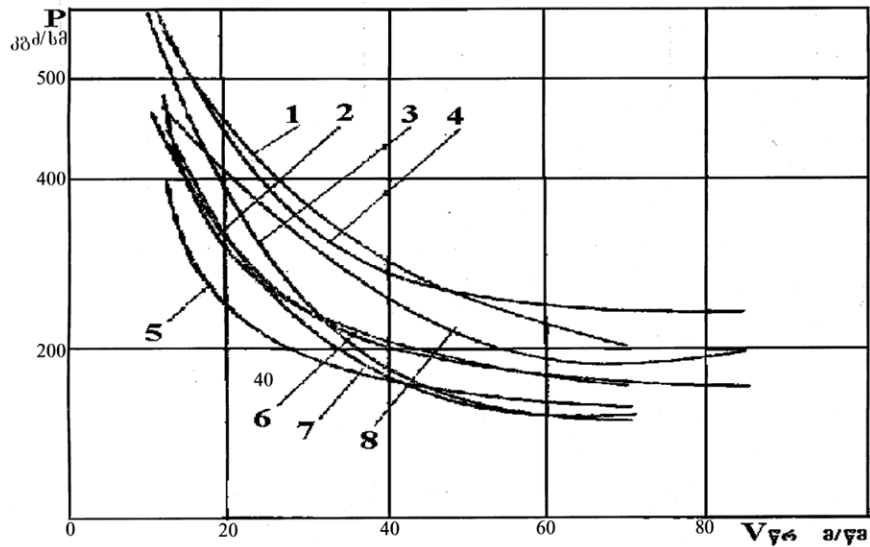
ექსპერიმენტებში გამოყენებული კბილანური გადაცემების პარამეტრები

აღნიშნვა	112	113
კბილთა რიცხვი Z_1/Z_2	28/28	21/21
გადაცემის რიცხვი	1	1
გადაცემის მოდული m , მმ	4,5	6,0
კბილის სიგანე b , მმ	10	10
ცენტრთა შორის მანძილი a_w , მმ	126	126
მოდების კუთხე α_{tw} , °	20	20
გადახურვის კოეფიციენტი ε	1,638	1,569

ცხრილი 4.

ექსპერიმენტებში გამოყენებული ზეთის პარამეტრები

	ზეთის სიბლანტე მოცემულ ტემპერატურაზე, სსტ		
t °C	20	50	100
Hydro 36-20	178	34,1	6,95
G 60	359	59.0	10.3



ნახ. 6. ექსპერიმენტების შედეგად მიღებული დატვირთვის წრიულ სიჩქარეზე დამოკიდებულების მრუდები

ცხრილი 5.

გადაცემების მუშა ტემპერატურები სხვადასხვა ზეთის დროს

მრუდების ნომერი	გადაცემის აღნიშვნა	გამოყენებული ზეთი	ტემპერატურა °C
1	112	Hydro 36-20	80
2	112	Hydro 36-20	100
3	112	G 60	100
4	112	G 60	80
5	113	Hydro 36-20	100
6	113	Hydro 36-20	80
7	113	G 60	100
8	113	G 60	80

ექსპერიმენტული კვლევების შედეგების დამუშავებისათვის გამოყენებული იქნა მრავალფაქტორიანი რეგრესიული ანალიზი, რითაც მიღებული იქნა შემდეგი დამოკიდებულებები:

$$P_{გრძ} \leq 1742 \frac{v^{0,225} \times (z_1 + z_2)^{0,7}}{V_{წრ}^{0,84} \times m^{1,4} \times Ra^{0,4}} \quad (2);$$

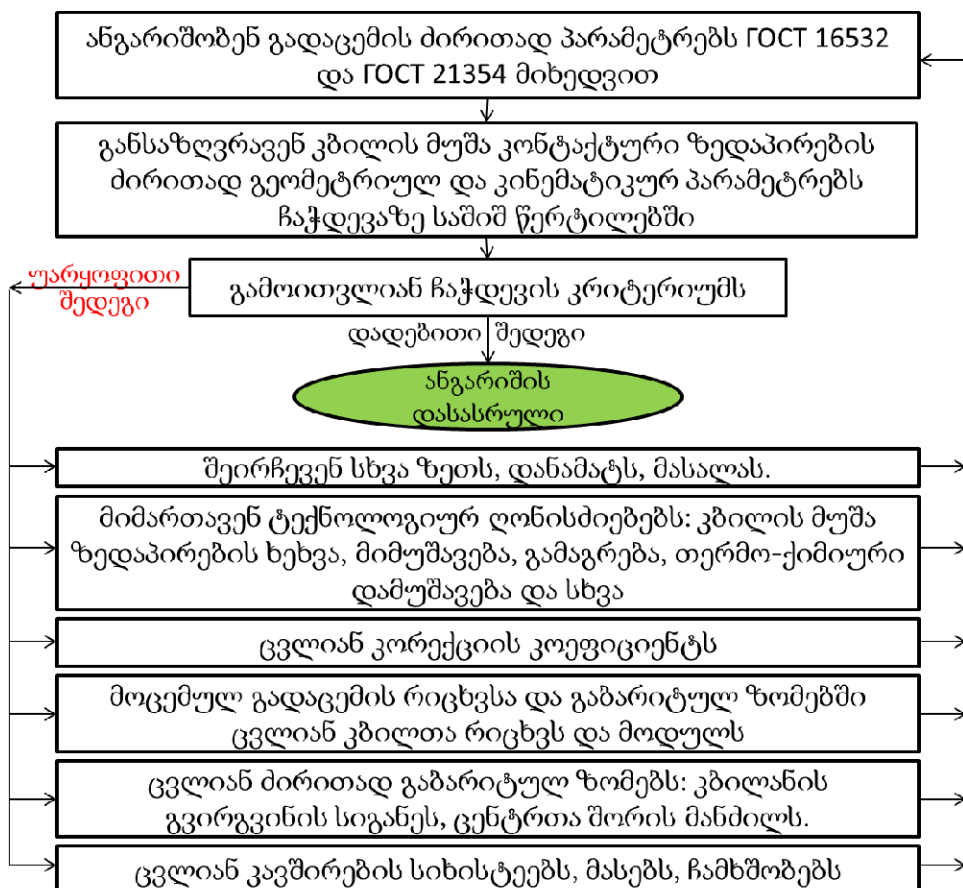
$$m \leq 799 \frac{v^{0,161} (z_1 + z_2)^{0,5}}{V_{\text{წრ}}^{0,6} \times P_{\text{გრძ}}^{0,71} \times Ra^{0,29}} \quad (3),$$

სადაც: m არის მოდული, v – ზეთის კინემატიკური სიბლანტე, $(z_1 + z_2)$ - კბილანების ჯამური კბილთა რიცხვი, $V_{\text{წრ}}$ – წრიული სიჩქარე, $P_{\text{გრძ}}$ – გრძივი დატვირთვა, Ra – მიკროგეომეტრია.

მიღებული დამოკიდებულება (2) გვიჩვენებს, რომ ჩაჭდვის დატვირთვაზე ყველაზე დიდი გავლენა აქვს გადაცემის მოდულს, წრიულ სიჩქარეს, ჯამურ კბილთა რიცხვს, ხოლო შედარებით ნაკლები გავლენა აქვს მიკროგეომეტრიას და ზეთის სიბლანტეს.

ფორმულა (3) საშუალებას გვაძლევს მოდულის შერჩევის გზით თავიდან ავიცილოთ გადაცემის ჩაჭდვა და ადჰეზიური ცვეთა.

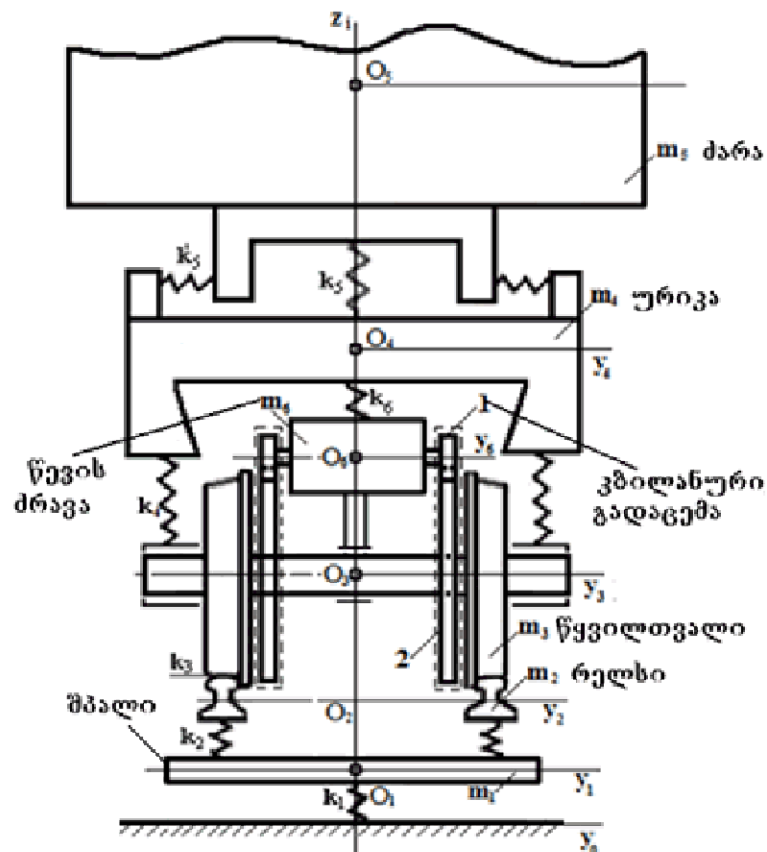
კბილანური გადაცემის გაანგარიშებისათვის დამუშავებული იქნა შემდეგი ალგორითმი:



3. ელმავლის და ლიანდაგის ურთიერთქმედების დინამიკა

ელმავლის ზოგადი დინამიკური მოდელი კბილანურ გადაცემასთან კავშირში

დისერტაციის დინამიკურ ნაწილში განხილულია ელმავლის ამძრავის სივრცითი დინამიკური მოდელი, სადაც ხარისხობრივად შეფასებულია დაურესორებელი მასების უარყოფითი ზეგავლენა ამძრავის შემადგენელ ელემენტებზე. ზოგადი ფორმით დაწერილია მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები შემადგენელი ელემენტებისათვის. მოდელი 6 მასიანია: m_1 - რელსის ქვედა საფუძველი (შპალეთან ერთად), m_2 - რელსები, m_3 - წვეილთვალი, m_4 - ურიკა, m_5 - ძარა, m_6 - წვეის ძრავა.



ნახ. 7. ელმავლის დინამიკური მოდელი პირველი კლასის ამძრავთან ერთად

ელმავლის შემადგენელ მასებს შორის სხვადასხვა ხასიათის კავშირებია: m_1 , m_4 , და m_5 მასებს მხოლოდ დრეკადი კავშირები აქვთ, ხოლო m_2 , m_3 და m_6 , m_3 მასებს აქვთ როგორც დრეკადი კავშირები ისე ინერციულადაც მოქმედებენ ერთმანეთთან.

მასებთან დაკავშირებულ დრეკად ელემენტებს გააჩნიათ შესაბამისი სიხისტეები. k_1 - რელსის ქვედა ფუძის სიხისტე, k_2 - რელსის სიხისტე, k_3 - რელსის და თვალის საკონტაქტო სიხისტე, k_4 - ურიკის წყვილთვალთან დამაკავშირებელი დრეკადი ელემენტების (რესორების) სიხისტე, k_5 - ძარის და ურიკის დამაკავშირებელი დრეკადი ელემენტების (რესორების) სიხისტე, k_6 - ძრავის ურიკაზე საკიდის (ზამზარის) სიხისტე, k_7 - ძრავის და წყვილთვალის კბილანებს შორის კონტაქტური სიხისტე.

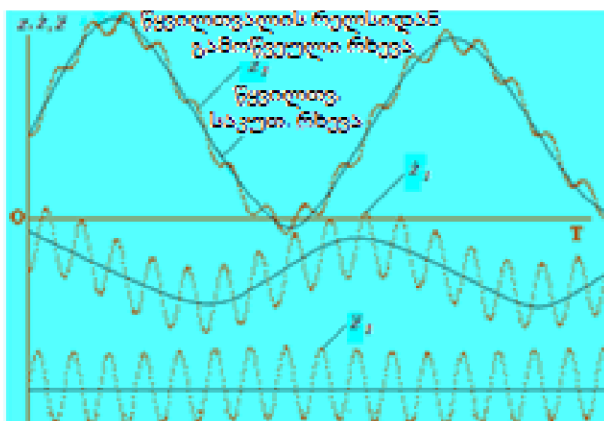
გამოყვანის თანმიმდევრობა და განტოლებათა სრული რაოდენობა მოცემულია სადისერტაციო ნაშრომის ტექსტურ ნაწილში. აქ წარმოდგენილია თითოეული მასის ვერტიკალური რხევების, როგორც უფრო დიდი სიდიდის და გავლენის მქონე რხევების განტოლებები. ამასთან უნდა აღვნიშნოთ, რომ მიღებულია გარკვეული დაშვებები, განტოლებები გამარტივებულია და დაყვანილია წრფივ სახეზე.

აღნიშნულ განტოლებებს აქვს შემდეგი სახე:

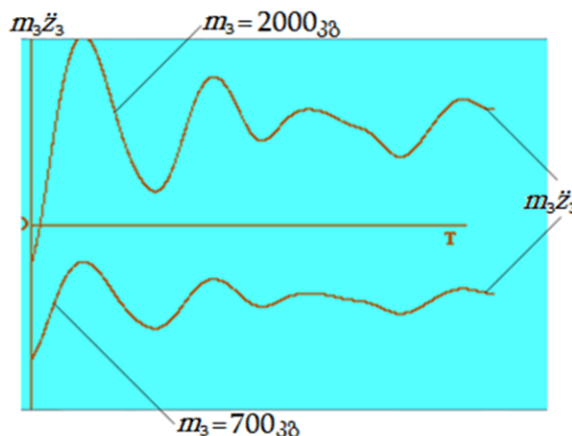
$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 &= (k_{1z} + k_{2z})z_1 - k_{2z}z_2; \\
 (m_2 + m_3) \ddot{z}_2 &= -m_3 \ddot{z}_3 + (k_{2z} + k_{3z})z_2 - k_{2z}z_1 - k_{3z}z_3; \\
 m_3 \ddot{z}_3 &= -m_3(\ddot{z}_2 + \ddot{z}_6) + (k_3 + k_7 + k_4)z_3 - k_3z_2 - k_4z_4 - k_7z_6; \\
 m_4 \ddot{z}_4 &= k_{z4}(z_4 - z_3) + k_{z5}(z_4 - z_5); \\
 m_5 \ddot{z}_5 &= k_{z4}(z_5 - z_4); \\
 m_6 \ddot{z}_6 &= -m_6 \ddot{z}_3 + (k_6 + k_7)z_6 - k_6z_4 - k_7z_3.
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

მე-2 და მე-3 განტოლებებში (4), როგორც ავლინბნეთ, შედიან m_2 , m_3 და m_6 მასების ურთიერთმოქმედი ინერციული ძალები.

ქვემოთ ნაჩვენებია ელმავლის მათემატიკური მოდელის კომპიუტერული ამოხსნით მიღებული ზოგიერთი ოსცილოგრამები: ნახ. 8-ზე ნაჩვენებია წყვილთვალის ვერტიკალური რხევის (z_3 , \dot{z}_3 , \ddot{z}_3) ოსცილოგრამები - საკუთარი რხევის (დაბალი სიხშირის - $\approx 1,2$ ჰც) და რელსის ზემოქმედებით გამოწვეული რხევის (მაღალი სიხშირის 8,7 ჰც); ნახ. 9 - ზე ნაჩვენებია წყვილთვალის ინერციული ძალის ცვლილების ოსცილოგრამები დაურესორებელი (2000 კგ) და დარესორებული (700 კგ) ამძრავით და რხევის ჩახშობით.



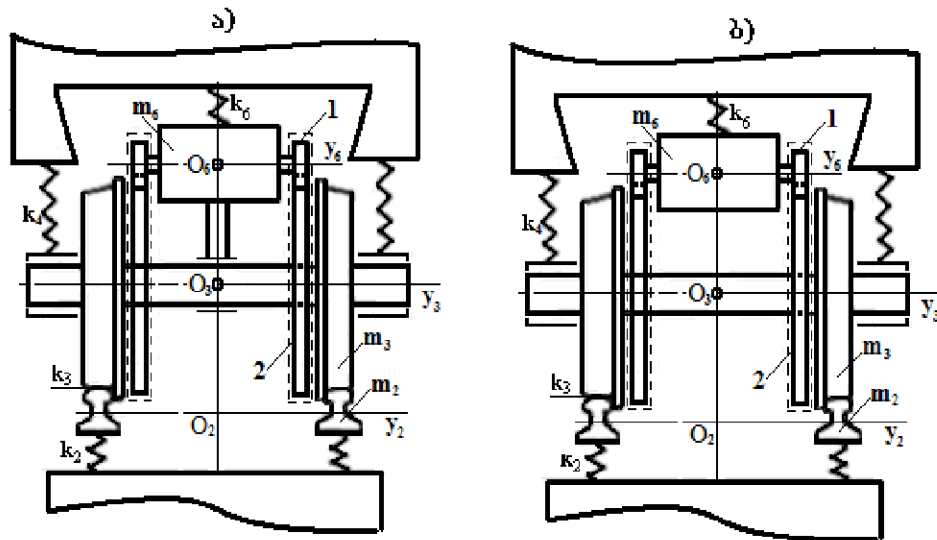
ნახ. 8. წყვილთვალის ვერტიკალური რხევის ოსცილოგრამები



ნახ. 9. თვლის ინერციული ძალების ცვლილების ოსცილოგრამები

დაურესორებელი მასების რელსის დინამიკურ დატვირთვაზე გავლენის კომპიუტერული გამოკვლევა

შედარებითი ანალიზისათვის წარმოდგენილია პირველი კლასის და მოდერნიზებული ამძრავის დინამიკური მოდელები.



ნახ. 10. ელმავლის დინამიკური მოდელები
ა) ძრავას საყრდენ-ლერძულა ჩამოვიდებით ბ) საყრდენ ჩარჩო ჩამოვიდებით

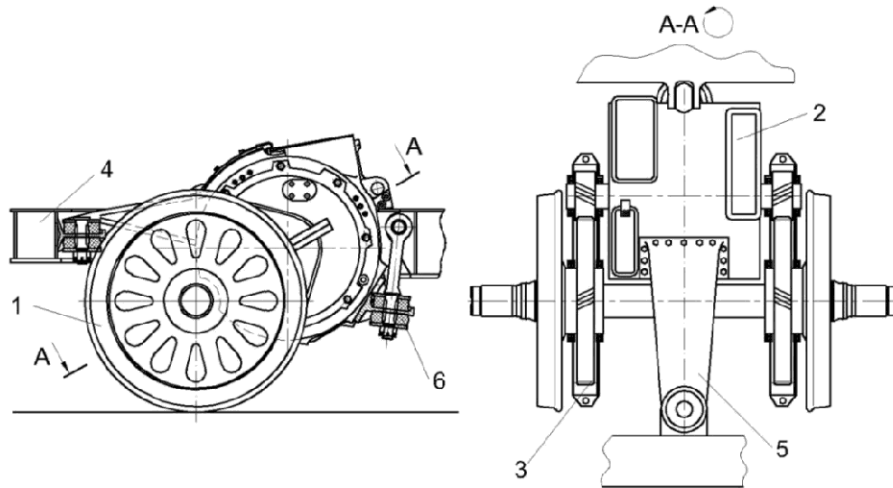
ჩატარდა რიცხვითი ექსპერიმენტი წყვილთვალის მასის სხვადასხვა მნიშვნელობებისათვის. განხილული იქნა ამძრავის რესორული დაკიდების შემთხვევა, შესაბამისად წყვილთვალის მასის შემცირება და პირიქით - წყვილთვალი ამძრავთან ერთად რესორული დაკიდების გარეშე.

ამოხსნის შედეგების მიხედვით, თავისუფალი რხევების პირობებში წყვილთვალის მასის შემცირებით მისი რხევის ამპლიტუდა რჩება იგივე (ერთი და იგივე საწყისი გადახრის პირობებში) ხოლო რხევის სიხშირე და შესაბამისად სიჩქარე და აჩქარება იზრდება.

განსხვავებული სურათია წყვილთვალის და შესაბამისად მთელი სისტემის ერთი და იგივე ამპლიტუდის (ძალის) იძულებითი, ანუ რელსიდან გამოწვეული რხევის პირობებში. ამ შემთხვევაში მასის შემცირებით დინამიკური დატვირთვები საგრძნობლად მცირდება, რაც დადებითად აისახება რელსის და წყვილთვალის ცვეთის ინტენსივობაზე, ასევე ამძრავის კბილანური გადაცემის დინამიკურ დატვირთვებზე.

ამძრავის ახალი კონსტრუქციის დამუშავება

რკინიგზის ლიანდაგზე და თვით ლოკომოტივის ამძრავის კვანძებზე დაურესორბელი მასების უარყოფითი ზეგავლენის შესამცირებლად, ჩვენ დავამუშავეთ ამძრავის ახალი კონსტრუქცია, რომელიც წარმოდგენილია ნახ. 11-ზე.

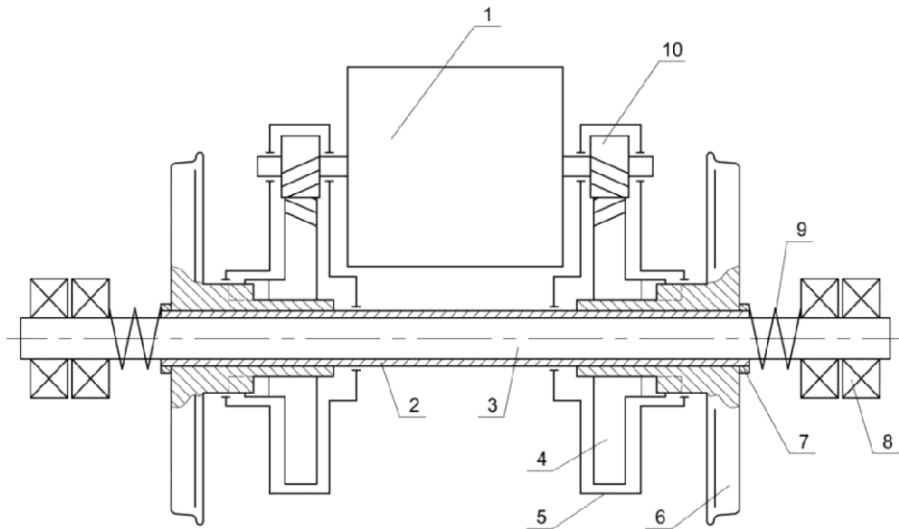


ნახ. 11. ელმავლის მოდერნიზებული ამძრავი

- 1 - წვეილთვალი; 2 - წვეის ძრავა; 3 - წვეის გადაცემა; 4 - ურიკის (ძარის) ჩარჩო;
5 და 6 - წვეის ძრავას ჩამოკიდება.

წარმოდგენილ ამძრავის კონსტრუქციას შეიძლება მივარგოთ ახალი კონსტრუქციის წვეილთვალი, რაც კონსტრუქციის დინამიკურ და ეკონომიურ მაჩვენებელს კიდევ უფრო სრულყოფილს გახდის.

ლოკომოტივის მრუდში მოძრაობისას მრუდის ცენტრიდან დაშორებულ რელსზე მოძრავ თვალს უწევს დიდი მანძილის გავლა მრუდის ცენტრისკენ მდებარე თვალთან შედარებით. ერთ ღერძზე ჭექით დასმული და ერთნაირი კუთხური სიჩქარით მრუნავი თვლები ვერ უზრუნველყოფს გასავლელი მანძილების სხვაობის კომპენსაციას თვლის რელსზე გასრიალების გარეშე, რაც ასევე ზრდის მოძრაობისადმი წინააღმდეგობის ძალას, წვეის რედუქტორის, თვლის და რელსის ცვეთის ინტენსივობას.



ნახ. 12. ახალი კონსტრუქციის წყვილოვანი თვლების მოზრუნების შესაძლებლობით

- 1 - წვეის ძრავა, 2 - მილისა, 3 - წყვილოვანის ღერძი, 4 - კბილა თვლები ნახევარქუროთი, 5 - კბილანური გადაცემის გარსაცმი, 6 - თვლები ნახევარქუროთი, 7 - სამაგრი ქანჩი, 8 - ბუქსის საკისრები, 9 - გამათანაბრებელი ზამზარები, 10 - კბილანები

ელმავლის ახალი ამძრავი პირველი კლასის ამძრავისაგან განსხვავდება იმით, რომ ძრავა მთლიანად დაკიდებულია ურიკის ან ძარის ჩარჩოზე და მასთან ერთად დარესორებულია მთლიანად. ამ მხრივ ის უახლოვდება მეორე კლასის ამძრავს, მაგრამ მეორე კლასის ამძრავისაგან განსხვავებით მას არ გააჩნია დრეკადი შემაერთებელი ქუროები და ღრუ ლილვი, რაც კონსტრუქციის სიმარტივეს წარმოადგენს. წვეის გადაცემაში ცენტრთა შორის მანძილს უზრუნველყოფს კბილანური გადაცემის გარსაცმი. ამძრავს აქვს ორმხრივი კბილანური გადაცემა.

პირველი კლასის ამძრავის შემთხვევაში, ძრავა ნახევრად დაურესორებელია ვერტიკალური მიმართულებით და მთლიანად დაურესორებელია განივი მიმართულებით, რაც ლიანდაგზე უარყოფითად მოქმედებს. შემოთავაზებულ ვარიანტში ძრავა დარესორებულია ვერტიკალური მიმართულებით, ხოლო განივი მიმართულებით დარესორებულია წვეის რედუქტორიც, რაც რელსის ნაკლებ დატვირთვას განაპირობებს.

ლიანდაგის უსწორობით გამოწვეული ვერტიკალური რხევების დროს როდესაც წყვილთვალა რელსიდან მიიღებს ვერტიკალურად ზევით მიმართულ ბიძგს, პირველი კლასის ამძრავის შემთხვევაში ღერძზე დამაგრებული ძრავა ეწინააღმდეგება მის გადაადგილებას და ინერციის ძალებით იწვევს მის გადატვირთვას. ჩვენს შემთხვევაში ღერძი თავისუფლად გადაადგილდება ვერტიკალური მიმართულებით.

კბილანური გადაცემის მუშაობის პირობების გაუმჯობესების მიზნით რეკომენდაციის შესაბამისად მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ დრეკადი კბილა თვლები, რომლებიც საშუალებას იძლევა, რომ შემცირდეს დატვირთვები კბილანებზე, რაც ასევე ზრდის კბილანური გადაცემის რესურსს და აუმჯობესებს წმ-ის მუშაობის პირობებს.

დასკვნები

1. დისერტაციაში წარმოდგენილი გორვის საკისრებით მოწყობილი მოტორ-ღერძული ბუქსა, რომელიც გამოიყენება პირველი კლასის ამძრავებში, მნიშვნელოვნად ზრდის კბილანური გადაცემის რესურსს, რადგანაც აღნიშნული კვანძი დიდი სიზუსტით ინარჩუნებს ცენტრთა შორის მანძილს ხუთი მილიონი კილომეტრის გავლის შემდეგაც (ნაცვლად ოთხასი ათასი კილომეტრისა სრიალის საკისრების შემთხვევაში);
2. მოდერნიზებული ჩაჭდვის კრიტერიუმი საშუალებას გვაძლევს, რომ უფრო სრულყოფილად იქნას გათვალისწინებული სხვადასხვა პარამეტრების (გორვის ჯამური სიჩქარე, სრიალის სიჩქარე, გრძივი დატვირთვა, შემზეთი მასალის დინამიკური სიბლანტე, დაყვანილი სიმრუდის რადიუსი, მოხახუნე ზედაპირების მიკროგეომეტრია) გავლენა კბილანური გადაცემის მუშაობის პირობებზე და მუშაობის

რესურსზე, რასაც ანგარიშის არსებული მეთოდები არ ითვალისწინებს;

3. არსებული ანგარიშის მეთოდებისგან განსხვავებით გამოვლენილია კბილანური გადაცემის სხვადასხვა პარამეტრების გავლენა ჩაჭდევის დატვირთვაზე და მოდულოზე, რაც საშუალებას იძლევა, რომ შეფასდეს მოდულის, გრძივი დატვირთვის, გორვის წრიული სიჩქარის, ჯამური კბილთა რიცხვის, ზეთის კინემატიკური სიბლანტის და კბილების მიკროგეომეტრიის გავლენა გადაცემის მუშაუნარიანობაზე;
4. დამუშავდა კბილანური გადაცემის გაანგარიშების მეთოდика, რომელიც ანგარიშის არსებულ მეთოდებთან ერთად ითვალისწინებს გადაცემის ჩაჭდევაზე გაანგარიშებას, ხოლო ალგორითმი საშუალებას იძლევა, რომ შესრულდეს სხვადასხვა ღონისძიებები დადებითი შედეგის მიღწევამდე, რაც კბილანური გადაცემის მუშაობის უნარიანობის გაზრდის შესაძლებლობას იძლევა;
5. დამუშავდა ელმავლის სივრცითი რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელი შემადგენელი ნაწილების დინამიკური ურთიერთქმედების გათვალისწინებით, რაც საშუალებას იძლევა, რომ უფრო სრულყოფილად გამოვიკვლიოთ სისტემის სიხისტეების, დრეკადი ელემენტების და შემადგენელი ელემენტების მასების გავლენა წევის გადაცემის დინამიკურ დატვირთვაზე.
6. დამუშავდა ახალი კონსტრუქციის ამძრავი საკარიერო და სატვირთო ელმავლებისათვის, რომელიც საშუალებას იძლევა, რომ შემცირდეს დაურესორბელი მასები, თვალზე მოქმედი განივი დატვირთვები და მისი გორვის წინაღობა, თვლის რელსზე ფარდობითი სრიალი და თვალი რელსის ურთიერთქმედებისას აღძრული დინამიკური მოვლენები, რაც უშუალოდ აისახება წევის გადაცემის მუშაობის პირობებზე და მუშაობის ხანგრძლივობაზე;

აპრობაცია

სადისერტაციო ნაშრომის ძირითადი საკითხები მოხსენების სახით გაშუქდა სტუ-ს სტუდენტთა 79-ე ღია საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციაზე, თბილისი, 2011; ასევე კოლოკვიუმსა და თემატურ სემინარებზე.

გამოქვეყნებული შრომები:

1. მ. ცოცხალაშვილი. „სამთო მანქანების მძიმედ დატვირთულ კბილანურ გადაცემებში მესამე სხეულის ფორმირების პრობლემები“. სამთო ჟურნალი, №1(26), 2011, გვ. 77;
2. Туманишвили Г., И. Звиадаური В. С., Челидзе М. А., Цоцхალაშვილი М. Ш. «Особенности расчета тяговых зубчатых передач локомотивов». Сборник трудов VIII международной научно-технической конференции, 5-12 декабря 2009, г. Хургада, Египет;
3. G. Tumanishvili, V. Zviadauri, M. Chelidze, M. Tsotskhalashvili. “Analysis of lateral vibration behavior of wheelset in straight track”. Problems of mechanics №1(38), 2010, Tbilisi;
4. G. Tumanishvili, V. Zviadauri, M. Chelidze, M. Tsotskhalashvili. “Influence of various parameters on the scuffing load and module of the gear transmissions”. International Scientific journal “Georgian Scientific News” , 3(7), 2010. P. 15-18.
5. G. Tumanishvili, T. Nadiradze, I. Tumanishvili, M. Tsotskhalashvili. Some damage features of interacting surfaces of wheels and rails. Materials of Internat. Conference “Transport bridge Europe-Asia”, 2014, Tbilisi, p. 136-143.
6. V. Zviadauri, G. Tumanishvili, T. Nadiradze, G. Gogia, M. Tsotskhalashvili. Elaboration of the locomotive spatial vibrations generalized model and dynamical loads on the drive tooth gearing. Materials of Internat. Conference “Transport bridge Europe-Asia”, 2014, Tbilisi, p. 68-75;
7. გ. თუმანიშვილი, ვ. ზვიადაური, მ. ცოცხალაშვილი., ელმავლის წევისუნარიანობის გაზრდა თვალი-რელსის კონტაქტის ზონაში ხახუნის მოდიფიკატორის გამოყენებით, სამთო ჟურნალი, №1 (34), 2015, გვ. 57-60.

Abstract

Decrease of the locomotive drive un-sprung masses and increase of durability of the traction transmission

At present, continuous growth of the fossil extraction as well as development of new fields predetermine operation of the industrial transport including the mine and quarry electric locomotives with increased loads, that has a significant influence on reliability of the locomotives operation and intensity of damage of their units and elements.

The same can be said about mainline electric locomotives. Current trends are to increase the train speed and loading of wheel-sets on the rails, because transported amount of goods increases every year. Georgian railway also participates in the international transportation, as one of the main connecting link between Europe and Asia.

The locomotive drives work in the especially hard conditions. The vibrations and jerks transmitted to the wheel-sets of the first class drives are also transmitted partially un-damped to the traction transmission and motor that makes their working conditions even harder.

The first class drive is used in the quarry and freight mainline locomotives whose motor is fixed by one side on the wheel-set axle through sliding bearings without springs and by another side is hung on the lateral bar of the bogie or frame. For reliable operation and durability of the traction transmission along with other factors, the constancy of the center to center distance is important which, in the first class drives must be ensured by both, the electromotor rotor bearings and the sliding bearings of the motor and wheel-set axle junction. But intensive wear of the sliding bearings and deterioration of the center to center distance worsen working conditions of the gear drive decreasing its working life.

A first class drive developed by the author, whose sliding bearings in the junction of the motor and wheel-set axle are replaced by the rolling bearings first time in the history of the Georgian locomotive building, is described in the work. As a result of this a center to center distance of the gear transmission is retained with the great precision during the whole life-time of the rolling bearings that increases significantly longevity of the traction reducer. By introducing of the rolling bearings longevity of the mentioned motor and wheel-set axle unit is increased about 12 times and exceeds 5 million km (against 400 000 km for the case of the sliding bearings).

The conventional methods of calculation of the gear transmission mean calculation on the contact durability and bending of the tooth, but calculation on the gear-wheel wear is not foreseen there. At the plant and depot repairs they discard ahead of schedule about 60% of the gear-wheels and 95% of the pinions. The main reason of discarding is not a tooth rupture or its damage due to nonsufficient contact durability but is excessive wear. Therefore to increase longevity of the traction transmission it is necessary to carry out qualitative and quantitative estimation of the influence of parameters impacting the wear and to take it into account at designing.

The criterion of scuffing of the gear transmission obtained by Drozdov and Tumanishvili, distinguished by high information content and precision in comparison with the existent criteria, is modified in the work. Along with other parameters this criterion takes into account movement of the contacting bodies, existence of the oil in contact zone, current thermal processes, stability of the boundary layers, and etc.

On the base of multi-factor regressive analysis the influence of the module, total number of teeth, micro-geometry of teeth, oil viscosity and rolling velocity on the scuffing load is ascertained.

Methods of calculation of the gear transmission is elaborated, which foresees both, the conventional method of calculation and method elaborated us; and the algorithm allows us to calculate parameters of the gear transmission and take various measures till obtaining the positive results.

A spatial dynamical model of the locomotive is considered. The results of the numerical experiments carried out on the base of the mentioned equations are given in the thesis.

With decrease of the un-sprung masses inertial (dynamical) loads relative to the rails decrease proportionally. The loads on the drive gear transmission are also decreased that eventually favors increase of durability of both, the wheel-set and rail and the whole drive.

On the base of results of the mentioned numerical experiments we have elaborated up-dated drive of the locomotive, where the motor wholly is fixed on the bar of the sprung bogie or frame. The offered drive differs from the existent second class drives by simplicity of construction. A hollow shaft and traction clutches are not used in it. Besides, the construction elaborated by us, in contrast to existent second class schemes, allows arrangement of a double gear transmission. Decrease of the un-sprung masses has a positive influence on both, the component elements of the drive and the lateral and vertical dynamical loads, that increases its life time.