

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

თეიმურაზ დუნდუა

ვაზონების ავტომატური მუხრუჭის ევექტურობის
ამაღლება სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და
ხუნდების ტექნიკურ-სამქსკლუატაციო მაჩვენებლების
ბაუმჯობესებით

დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად
წარმოდგენილი დისერტაციის

ავტორ ე ვ ე რ ა ტ ი

თბილისი
2013 წელი

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტში.
სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი.
სარკინიგზო ტრანსპორტის დეპარტამენტი.

სამეცნიერო ხელმძღვანელი: ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი,
სტუ-ს სარკინიგზო ტრანსპორტის
დეპარტამენტის
სრული პროფესორი
გური შარაშენიძე

- რეცენზენტები:
1. ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი
თენგიზ ნათენაძე
 2. ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი,
სსიპ რ. დვალის სახელობის
მანქანათმშენებლობის ინსტიტუტის
დირექტორი, პროფესორი
თამაზ ნატრიაშვილი

დაცვა შედგება _____ წლის „___“ _____, _____ საათზე,
საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და
მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს კოლეგიის
სხდომაზე, კორპუსი _____, აუდიტორია _____.

მისამართი: 0175, თბილისი, კოსტავას 77.

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტუ-ს ბიბლიოთეკაში,
ხოლო ავტორეფერატისა – ფაკულტეტის ვებგვერდზე.

სადისერტაციო საბჭოს მდივანი,

ასოც. პროფესორი _____

რ. ველიჯანაშვილი

სამუშაოს ზოგადი დახასიათება

სამუშაოს აქტუალურობა:

სარკინიგზი მოძრავი შემადგენლობის და მათ შორის სამგზავრო ვაგონის უსაფრთხო მოძრაობა მრავალ ფაქტორზეა დამოკიდებული, რომელთა შორის უმთავრესს წარმოადგენს ვაგონის ავტომატური მუხრუჭის საიმედო და უმტყუნებო მუშაობა.

ავტომატური მუხრუჭის სამუხრუჭო ეფექტი დამოკიდებულია მასში შემავალი მოწყობილობების ტექნიკურ გამართულობაზე. ავტომატური მუხრუჭი უზრუნველყოფს ვაგონის უსაფრთხო მოძრაობას ტარების ან ნებისმიერი რეჟიმით დამუხრუჭებისას, ამიტომ მას წაეყენება განსაკუთრებული მოთხოვნები.

ავტომატური მუხრუჭის განვითარებას თითქმის ორასწლიანი ისტორია აქვს, რომლის განმავლობაშიც იცვლებოდა მისი კონსტრუქციული სახეობანი, მაგრამ განვითარების ნებისმიერ ეტაპზე ხასიათდებოდა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა და ხუნდების კვანძის სხვადასხვა შესრულებით.

დღეისათვის სამგზავრო ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა მეტად რთულია მისი კონსტრუქციული შესრულების მხრივ. განსაკუთრებით აღსანიშნავია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ამძრავი კვანძის რთული კონსტრუქცია. ეს კონსტრუქცია მოითხოვს საგრძნობ გამარტივებას, რომლის დროსაც შენარჩუნებული იქნება და შესაძლებელია გაიზარდოს სამუხრუჭო ხუნდის დაწოლის ძალა ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირისადმი. ეს მეტად აქტუალური საკითხია სამუხრუჭო ძალის გადაცემისა და თვით სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ნაკლები თვითღირებულების თვალსაზრისით. ამ პრობლემის გადაჭრით შესაძლებელია გადაცემის ბერკეტების სახსრული შეერთებების რაოდენობის შემცირება, რითაც შემცირდება სამუხრუჭო ცილინდრიდან სამუხრუჭო ხუნდებამდე სამუხრუჭო ძალის დანაკარგები სახსრულ შეერთებებში ხახუნის ძალების დაძლევაზე.

თანამედროვე ეტაპზე გათვალისწინებული არ არის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კონსტრუქციული გაუმჯობესება და

ექსპლუატაციისას წარმოშობილი მოვლენები (გრესა, ღუნვა, გაბზარვა), რაც წევებისა და ბერკეტების დაზიანებების ძირითადი წყაროა.

დღის წესრიგში დგას გაუმჯობესდეს სამუხრუჭო ხუნდების საიმედო მუშაობის პარამეტრები და გაიზარდოს მისი ხანგამძლეობა. დღეისათვის გამოყენებული კომპოზიციური ხუნდების ტექნიკურ-საექსპლუატაციო მაჩვენებლები გაცილებით უკეთესია, ვიდრე თუჯის ხუნდებისა, მაგრამ მეტად აქტუალურ პრობლემას წარმოადგენს კომპოზიციური ხუნდების მასალის შერჩევის ამოცანა, ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირისა და ხუნდის მუშა ზედაპირის ფრიქციული პარამეტრების დადგენა და ხუნდების საჭირო მარაგის პროგნოზირების ამოცანა. ამ საკითხთა გადაჭრის აუცილებლობა განპირობებულია ხუნდების მუშა ფრიქციული ზედაპირების არათანაბარი ცვეთების დიაპაზონის შემცირების მიზნით. გამოკვლევული არ არის სოლისებრი ცვეთების მოვლენა და მისი აღძვრის ფიზიკური არსი. საყურადღებოა, რომ არათანაბარი და სოლისებრი ცვეთების გამო სამუხრუჭო ხუნდის საექსპლუატაციო ხანგრძლივობა მცირდება 25-30%-ით, რის გამოც იზრდება ვაგონის მოცდენა და დანახარჯები სამუხრუჭო ხუნდის შექმნაზე.

ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გაუმჯობესებისა და სამუხრუჭო ხუნდების გამოკვლევა სადღეისო მოთხოვნების გათვალისწინებით წარმოადგენს მეტად აქტუალურ ამოცანას. ავტომატური მუხრუჭის ეფექტურობის ამაღლებისთვის აუცილებელია განხორციელდეს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა და სამუხრუჭო ხუნდების კომპლექსური გამოკვლევა, რაც ითვალისწინებს რეალურად მოქმედი გარე დინამიკური ძალების ზემოქმედებით იმ ფიზიკურ მოვლენათა დადგენას, რაც აღიძვრება ავტომატური მუხრუჭის ამ ელემენტების ხანგრძლივი ექსპლუატაციის შედეგად. ასეთი კომპლექსური გამოკვლევა აუცილებელია როგორც მოქმედი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და სამუხრუჭო ხუნდების მოდერნიზაციის, ასევე ახალი ვაგონებისა და ავტომატური მუხრუჭის შექმნის თვალსაზრისით.

დისერტაციის მიზანია სამგზავრო ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გაუმჯობესებული ვარიანტების შექმნა, სამუხრუჭო ხუნდების გამოკვლევა ფრიქციულ ზედაპირის სახეობის, ხახუნის კოეფიციენტისა და საკუთარი რხევების გათვალისწინებით. საჭიროა დამუშავდეს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და ხუნდების კვლევის მეთოდიკა და სათანადო გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარების შედეგად დადგინდეს ძირითადი ტექნიკურ-საექსპლუატაციო მაჩვენებლების რეალური მნიშვნელობანი.

დასმული ამოცანების რეალიზირების მიზნით სადისერტაციო ნაშრომში გადაწყვეტილია შემდეგი ძირითადი ამოცანები:

- შექმნილი იქნა სამგზავრო ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო ამძრავითა და გადაცემა საერთო მიმმართველით;

- დამუშავდა საერთოამძრავიანი და საერთომიმმართველიანი გაუმჯობესებული გადაცემების დინამიკური მოდელები;

- ჩატარებული იქნა საერთოამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი ღრეჩობისა და ყველა გარე მოქმედი რეალური ძალების გათვალისწინებით;

- შედგენილ იქნა საერთოამძრავიანი გაუმჯობესებული ღრეჩოიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები და გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარების შემდეგ მიღებული იქნა რეალური გამომავალი პარამეტრების მნიშვნელობანი;

- დამუშავდა სამუხრუჭო ხუნდების ოპტიმიზირების ამოცანები.

სადისერტაციო თემის კვლევის მეთოდიკა დაფუძნებულია გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კვლევის მათემატიკურ აპარატზე, რომელიც შექმნილია კლასიკური მექანიკის პრინციპებისა და დებულებების გათვალისწინებით. სამუხრუჭო ხუნდების მაჩვენებლების ოპტიმიზირების ამოცანის გადაწყვეტისთვის შემუშავებულია შესაბამისი სტატისტიკური ალბათობისა და ხუნდის ავტორხევების კვლევის თეორიული საწყისები, ასევე დაკვირვებათა მეთოდები წლის სხვადასხვა პერიოდისათვის.

ნაშრომის მეცნიერული სიახლე

- გაანალიზებულია არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების საექსპლუატაციო მუშაობის დადებითი და უარყოფითი მხარეები, ასევე თანამედროვე სამეცნიერო გამოკვლევები ამ სფეროში;
- დამუშავებულია გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების სქემები საერთო ამძრავითა და საერთო მიმმართველით;
- შემოთავაზებულია საერთო ამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი;
- შექმნილია გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემათა დინამიკური მოდელები და კვლევის მათემატიკური აპარატი, დინამიკური მოდელების შექმნის თეორიული საფუძვლები;
- გადაწყდა საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებით მოძრაობათა სისტემიზირების ამოცანა;
- ჩატარდა ღრეხოს მქონე გაუმჯობესებული ბერკეტული გადაცემის ცვლადი გამომავალი პარამეტრების ანალიზური გამოკვლევა;
- დამუშავდა საერთოამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები;
- შეიქმნა მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა ამოხსნის კომპლექსური პროგრამა და გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარების შედეგად მიღებული იქნა რეალური დინამიკური პარამეტრები. დადგინდა დასაშვები დიაპაზონები ღრეხოსა და დინამიკური დატვირთვებისათვის;
- დამუშავდა სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების საიმედოობისა და ხანგამძლეობის კვლევის ორიგინალური მეთოდები;
- გამოკვლეულ იქნა სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრი ცვეთების მოვლენა;
- გადაწყდა სამუხრუჭო ხუნდების მასალის შერჩევის ამოცანა ბუნიკის ავტორხევეების გათვალისწინებით.

ნაშრომის მეცნიერული სიახლე მისაღებია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მოდერნიზებისა და ახალი ბერკეტული გადაცემის შექმნის, ასევე სამუხრუჭო ხუნდების ოპტიმალური ვარიანტების დამუშავებისათვის.

დისერტაციის პრაქტიკული ღირებულება

დისერტაციაში დამუშავებული გაუმჯობესებული საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის პრაქტიკული რეალიზაციის პირობებში შესაძლებელია ხუნდზე მოსული დაწოლის ძალის 10%-ით გაზრდა, ხოლო სამუხრუჭო გადაცემის თვითღირებულება შემცირდება 40%-ით, რაც ერთ ვაგონზე შეადგენს 578.0 ლარს. სამუხრუჭო ხუნდების ხანგამძლეობა, სადისერტაციო ნაშრომში ჩატარებული გამოკვლევების მიხედვით შესაძლებელია გაიზარდოს 10%-ით. დამატებითი გამოკვლევების ჩატარებისა და სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის კონსტრუქციული გაუმჯობესების შემდეგ მიღებული შედეგები დიდ გამოყენებას ჰპოვებს პერსპექტივაში.

ნაშრომის აპრობაცია

სადისერტაციო ნაშრომის ძირითადი დებულებანი და შედეგები განხილული და მოხსენებული იქნა:

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სტუდენტთა 79 ღია საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციაზე (2011 წ.).

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის „ვაგონმშენებლობის, სავაგონო მეურნეობისა და სარკინიგზო ტრანსპორტზე გადაზიდვების პროცესების მართვის“ №58 მიმართულებაზე (2010, 2011 წწ.), საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სარკინიგზო ტრანსპორტის დეპარტამენტში (2012, 2013 წწ.).

პუბლიკაცია

დისერტაციის მასალების მიხედვით გამოქვეყნებულია 14 სამეცნიერო ნაშრომი.

ნაშრომის მოცულობა და სტრუქტურა

დისერტაცია შეიცავს რეზიუმეს (ქართულ და ინგლისურ ენებზე), შესავალს, ლიტერატურის მიმოხილვას, შედეგებსა და მათ განსჯას (5 ქვეთავით), დასკვნას, გამოყენებული ლიტერატურის სიას. ნაშრომი

წარმოდგენილია — გვერდზე, მათ შორისაა 27 ნახაზი და 8 ცხრილი.

ნაშრომის მოკლე შინაარსი

სადისერტაციო ნაშრომის რეზიუმეში მოცემულია დასახული ამოცანების შესრულების საფუძველზე მიღებული ძირითადი შედეგები და მათი პრაქტიკული ღირებულება.

შესავალში დასაბუთებულია თემის აქტუალობა და გადმოცემულია სადისერტაციო ნაშრომის ძირითადი არსი.

ლიტერატურის მიმოხილვაში განხილულია სამგზავრო ვაგონების მოძრაობის უსაფრთხოებასთან დაკავშირებული ავტომატური მუხრუჭის განვითარების მოკლე ისტორია. გაანალიზებულია ამ დარგის პირველი მკვლევარების, დიდი მეცნიერების ნ. კ. ჟუკოვსკის, ნ. პ. პეტროვის, ვ. ფ. ეგორჩენკოსა და სხვათა სამეცნიერო ნაშრომები, აგრევე გასული საუკუნის 30-იანი წლებიდან მეცნიერთა ახალი თაობების ღვაწლი ვაგონების სახსრულ-მექანიკური გადაცემების რხევათა თეორიის განვითარების საქმეში.

ავტომატური სამუხრუჭო სისტემების მკვლევართა ნაშრომების ღრმა ანალიზისა და შესაბამისად სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების თანამედროვე სქემების განხილვის შედეგად ჩამოყალიბდა დასკვნა იმის შესახებ, რომ აუცილებელია:

- შეიქმნას სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების მარტივი კონსტრუქციები ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ძალის გადაცემის გაზრდის უნართა და ამასთან ნაკლები თვითღირებულებით;

- დამუშავდეს გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების კვლევის რეალური მათემატიკური აპარატი რეალური საექსპლუატაციო პირობების გათვალისწინებით;

- სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების გაუმჯობესების პარალელურად აუცილებელია ჩატარდეს სამუხრუჭო ხუნდების მუშაობის ანალიზი, გამოკვლეული იქნას მათი არათანაბრი ცვეთების მოვლენის ფიზიკური არსი და დაისახოს შესაბამისი ღონისძიებანი ამ ცვეთების შემცირების თვალსაზრისით.

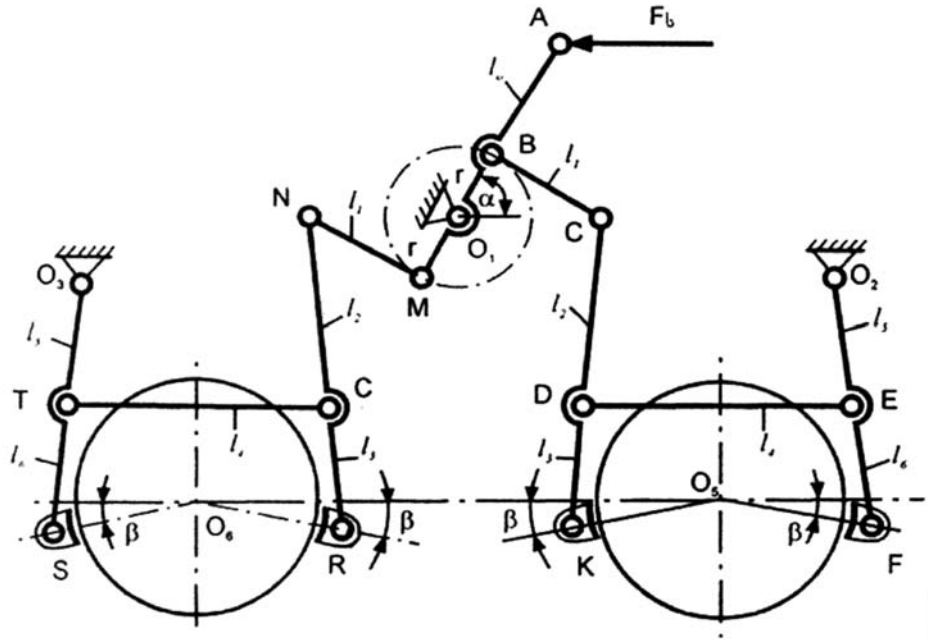
შედეგებისა და მათი განსჯის პირველ ქვეთავში განხილულია სამგზავრო ვაგონებში გამოყენებული ავტომატური მუხრუჭის სქემა და მისი მოქმედების პრინციპი. ჩამოყალიბებულია მტკიცებულება იმის

შესახებ, რომ ვაგონის ეფექტური დამუხრუჭება დამოკიდებულია ავტომატური მუხრუჭის ბოლო ელემენტის – სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის საიმედო მუშაობაზე.

ნაჩვენებია, რომ არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა გამოირჩევა შემაღლენელი წევების, ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების დიდი რაოდენობით, რაც განაპირობებს მის კონსტრუქციულ სირთულესა და სახსრულ შეერთებებში სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული ძალის საგძნობ დანაკარგებს ხახუნის ძალების დაძლევაზე. მიღებულია მოსაზრება იმის შესახებ, რომ გადაცემის სამუხრუჭო ეფექტის ამაღლების მიზნით აუცილებელია მისი კონსტრუქციული გამარტივება და სათანადო მათემატიკური გამოკვლევა გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტისათვის.

დასმული ამოცანის რეალიზაციის მიზნით სადისერტაციო ნაშრომში შექმნილია გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ორი სახეობა – სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო ამძრავითა და ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ორმხრივი დაწოლით (ნახ. 1), ასევე გადაცემა საერთო მიმმართველითა და თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით.

გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა წარმოადგენს ორი იდენტური $BCDKFEO_2$ და $MNPRSTO_3$ სისტემებისა და AM საერთო ამძრავის ერთობლიობას. სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული ძალა მოდებულია საერთო ამძრავის A სახსარში, ხოლო B და M წერტილებში სახსრულად მიერთებულია BC და MN წევების საშუალებით სრულდება სრული დამუხრუჭების პროცესი, რომლის დროსაც ხდება ჯერ K და R, ხოლო შემდეგ F და S სამუხრუჭო ხუნდების მიჭერა ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირის მიმართ. არსებული გადაცემის ამძრავი რთული სისტემა შეცვლილია მხოლოდ ერთი საერთო AM ამძრავით. განხილული სქემის (ნახ. 1) მიხედვით სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ბერკეტების რაოდენობა არსებულთან შედარებით მცირდება 2 ერთეულით, ხოლო ბრუნვითი სახსრული შეერთებების რაოდენობა – ორი სახსრით.



ნახ. 1. სამგზავრო ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო ამძრავითა და ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ორმხრივი დაწოლით.

გაუმჯობესებულ სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემაში საერთო მიმმართველით რთული ამძრავი შეცვლილია საერთო მიმმართველის გასწვრივ გადაადგილებადი სახსრულად შეერთებული ორი ბერკეტით.

ამავე ქვეთავში ჩატარებულია გაუმჯობესებული საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური გამოკვლევა იდეალური პარამეტრების მიხედვით. დადგენილია თითოეული ბერკეტის მასების S_i ცენტრების გადაადგილების (L_i), ხაზოვანი სიჩქარისა (V_i) და აჩქარების (a_i) მნიშვნელობანი, რაც ზოგადად აღიწერება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} L_i &= (X_{si}^2 + Y_{si}^2)^{1/2}; \\ V_i &= \left(\dot{X}_{si}^2 + \dot{Y}_{si}^2 \right)^{1/2}; \\ a_i &= (\ddot{X}_{si}^2 + \ddot{Y}_{si}^2)^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

სადაც X_{si} და Y_{si} , \dot{X}_{si} და \dot{Y}_{si} , \ddot{X}_{si} და \ddot{Y}_{si} არის შესაბამისად l_i ბერკეტების მასების S_i ცენტრების გადაადგილების, სიჩქარისა და აჩქარების გვერდები საკოორდინატო XOY სისტემის ღერძების მიმართ.

მიღებულია დინამიკური მახასიათებლების ანალიზური გამოსახულება. m_i მასის მქონე ბერკეტისთვის.

საბოლოოდ, გამოკვლეულია იდეალური კინეტიკური ენერგია T , რომელიც შეიცავს გადაცემის იდეალურ მონაცემებს.

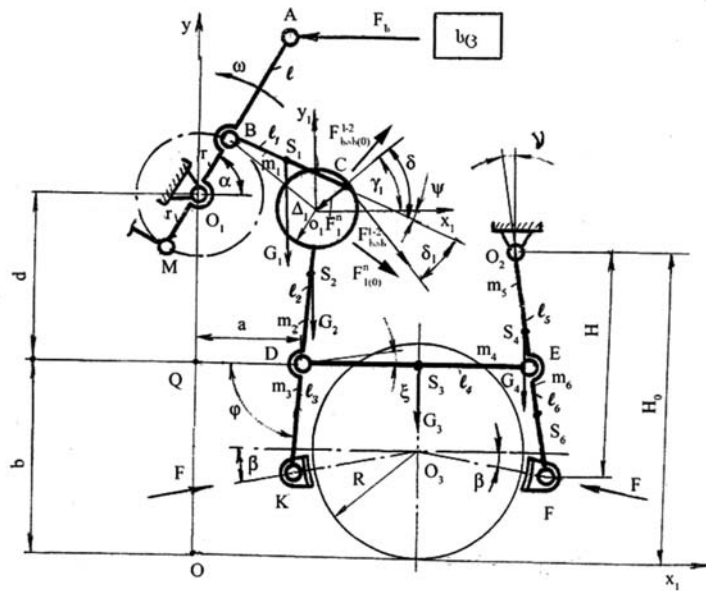
შედგებისა და მათი განსჯის მეორე ქვეთავი ეთმობა რეალურად მოქმედი ძალებისა და სახსრულ შეერთებებში არატექნოლოგიური ღრეჩოების გათვალისწინებით გაუმჯობესებული გადაცემების რეალური დინამიკური მოდელების ფორმალიზაციას. ამ მიზნით დამუშავებულია დინამიკური მოდელების შექმნის თეორიული ასპექტები, რაც, პირველ რიგში, გულისხმობს სახსრული შეერთებების ელემენტების რეალური განლაგების სქემის შემუშავებას. დამუშავებული დაშვებების მიხედვით აუცილებელია ბერკეტები წარმოდგენილი იქნას ერთგვაროვანი ღეროს სახით მასების თანაბარი განაწილებით; ბერკეტების სიმძიმის ცენტრი მასების ერთგვაროვნების გამო ემთხვეოდეს მათ გეომეტრიულ ცენტრებს; სახსრული შეერთების შიგა ელემენტი აღინიშნოს საკონტაქტო წერტილის სახით.

აღნიშნულ დაშვებათა გათვალისწინებით დამუშავებულია საერთო ამძრავიანი და საერთომიმართველიანი გადაცემების, ასევე მათი სამუხრუჭო კვანძების რეალური დინამიკური მოდელები, სახსრებში მოქმედი რეაქციის, ხახუნის, ბერკეტების წონებისა და გარე მოქმედი ძალების გათვალისწინებით. ღრეჩოს არეში შიგა ელემენტის მოძრაობის კონტაქტური და თავისუფალი მოძრაობების განსაზღვრის მიზნით შემოტანილია მოძრავი საკოორდინატო სისტემები განზოგადებული კუთხური γ_i და ხაზოვანი x_i და y_i კოორდინატებით.

ნებისმიერ სახსრულ შეერთებაში Δ_i ღრეჩოთი აღიძვრება სხვადასხვა სიდიდის რეალური დინამიკური დატვირთვები, ბერკეტების ინერციის ძალები და მომენტები, რაც დიდ ზიანს აყენებს გადაცემის საიმედოობას. მიზანშეწონილია გაანგარიშებული იქნას ამ შექმნილ დატვირთვათა მნიშვნელობანი, რაც დაკავშირებულია მეტად რთულ დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემების შედგენასა და მათ ამოხსნასთან, ამიტომ სავსებით საკმარისია შეიქმნას გადაცემის დინამიკური მოდელი ერთი ღრეჩოთი ყველაზე მეტად

დატვირთულ სახსრულ შეერთებაში და დადგინდეს უდიდესი დინამიკური დატვირთვები.

განვიხილათ საერთო ამძრავის მქონე რეალურ დინამიკურ მოდელს ყველაზე დატვირთულ C სახსარში Δ_1 ღრეხოთი (ნახ. 2).



ნახ. 2. გაუმჯობესებული საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი ღრეხოთი ერთ სახსრულ შეერთებაში.

ღრეხოდან 1-2 სახსრული შეერთების ცენტრში მოდებულია მოძრავი x, a, y საკოორდინატო სისტემა კუთხური γ_i და ხაზოვანი x_i, y_i განზოგადებული კოორდინატებით, ასე, რომ დაცულია ძირითადი XOY და ცვლადი საკოორდინატო სისტემის ერთსახელა ღერძების მდებარეობა, ე.ი.

$$\left. \begin{aligned} o_1 x_1 &\parallel OX \\ o_1 y_1 &\parallel OY \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ბერკეტების მასების S_i ცენტრებში მოდებულია G_1, G_2, G_3 და G_4 სიმძიმის ძალები. ამ ნახაზზევე წარმოდგენილია რეალურის შესაბამისი $O_1 B O_1 D K F E O_2$ იდეალური მოდელი $F_{1(0)}^n$ და $F_{b_s b(0)}^{1-2}$ ძალებით პარამეტრების სიზუსტის მნიშვნელობათა დასადგენად.

Δ_1 ღრეხოს არსებობის გამო 1-2 სახსრის შიგა ელემენტი ასრულებს კონტაქტურ ან თავისუფალ მოძრაობას ამ ღრეხოს არეში,

ე.ი. ადგილი აქვს გადაცემის კინემატიკური ჯაჭვის წყვეტისა და კონტაქტის მოვლენებს. ადგილი აქვს გადაცემის კონტაქტურ და თავისუფალ (წყვეტილ) დამატებით მოძრაობების წარმოშობას. დადგენილია, რომ თითოეული დამატებითი მოძრაობა შესაძლებელია აღიწეროს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით. მოცემულია დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია და ამ დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების სახეობანი.

კონტაქტური მოძრაობისას დაცული უნდა იქნას გადაცემის ჩაკეტილობის გეომეტრიული და ძალური პირობები:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 &= \Delta_1^2 \\ F_1^n > 0; F_{b \times b}^{1-2} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

დამატებითი თავისუფალი მოძრაობისათვის კი ეს პირობებია:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 &< \Delta_1^2 \\ F_1^n < 0; F_{b \times b}^{1-2} < 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ამ სისტემის მიხედვით განზოგადებული x_1 და y_1 კოორდინატები განისაზღვრება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \Delta_1 \cos \gamma_1; \\ y_1 &= \Delta_1 \sin \gamma_1, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

რაც ამავე დროს წარმოადგენს კონტაქტურიდან თავისუფალ დამატებით მოძრაობაზე გადასვლის საწყის პირობას. კონტაქტურ მოძრაობაზე გადასვლის პირობა ასეთია:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= \arccos \frac{x_1}{\Delta_1}; \\ \gamma_1 &= \arcsin \frac{y_1}{\Delta_1}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

რეალური დინამიკური მოდელი საშუალებას იძლევა განხორციელდეს გადასვლა ერთი სახის დამატებითი მოძრაობიდან მეორეზე და ჩატარდეს დინამიკური კვლევის უწყვეტი ციკლი.

შედეგებისა და მათი განსჯის მესამე ქვეთავში ჩატარებულია ცვლადი რეალური პარამეტრების გამოკვლევა და დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ფორმირების ამოცანის გადაწყვეტა.

პირველ რიგში, გადაცემის (ნახ. 2) ბერკეტების რთული და მარტივი მოძრაობების, ასევე მოქმედი ძალებისა და ღრეხოს გათვალისწინებით, განსაზღვრულია ამ გადაცემების ცვლადი კინეტიკური ენერჯია.

განზოგადებული ძალების განსაზღვრისთვის განიხილება აქტიურ ძალთა მუშაობა შესაძლო $\delta\gamma_1$, δx_1 და δy_1 ვირტუალურ გადაადგილებებზე. ამ პრინციპის საფუძველზე მიიღება განზოგადებული ძალების მნიშვნელობები Q_{γ_1} , Q_{x_1} და Q_{y_1} .

ღრეხოს მქონე 1-2 სახსრული შეერთების ელემენტების ურთიერთ მოძრაობისას ნორმალური და სახუნის ძალების განსაზღვრის მიზნით ვადგენთ ძალთა მომენტების განტოლებას B სახსრის მიმართ.

მიღებული შედეგების გამოყენებით დამატებითი თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობების დიფერენციური განტოლებების ფორმირებისათვის ვსარგებლობთ ლაგრანჟეს მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლებით. რთული ალგებრული გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ დამატებითი მოძრაობების დიფერენციურ განტოლებებს განზოგადებული კოორდინატების მიმართ:

$$\left[\frac{m_1}{4} + \frac{m_1}{4}(1 + tg^2 \psi) \right] \ddot{x}_1 - \frac{m_1}{4} tg \psi \ddot{y}_1 = A_{x1}. \quad (7)$$

$$\left(\frac{m_1}{4} + \frac{m_1}{12 \cos^2 \psi} + \frac{m_2}{2} \right) \ddot{y}_1 + \frac{m_2}{4} tg \psi \ddot{x}_1 = A_{y1}. \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \left[\frac{m_1}{2} \Delta_1^2 - \frac{m_2}{4} \Delta_1 (\cos \gamma_1 + tg \psi \sin \gamma_1 - \Delta_1 \sin^2 \gamma_1) + \frac{m_1}{4} (\tau \omega \sin \alpha + \right. \\ & \left. + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \ell_2 \dot{\phi} \sin \varphi) \Delta_1 \sin \gamma_1 + f \frac{m_1}{4} \Delta_1 \cos \gamma_1 + \frac{m_1}{12 \cos^2 \psi} \Delta_1 \cos \gamma_1 + \right. \\ & \left. + \frac{m_2}{4} (f - ctg \varphi) (\Delta_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1 tg \psi \sin \gamma_1) + \frac{m_2}{4} (C - \ell_1 \dot{\psi} \sin \psi) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right] \ddot{y}_1 = A_{y1}, \end{aligned} \quad (9)$$

სადაც $f = \tau \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \ell_2 \dot{\phi} \sin \varphi$;

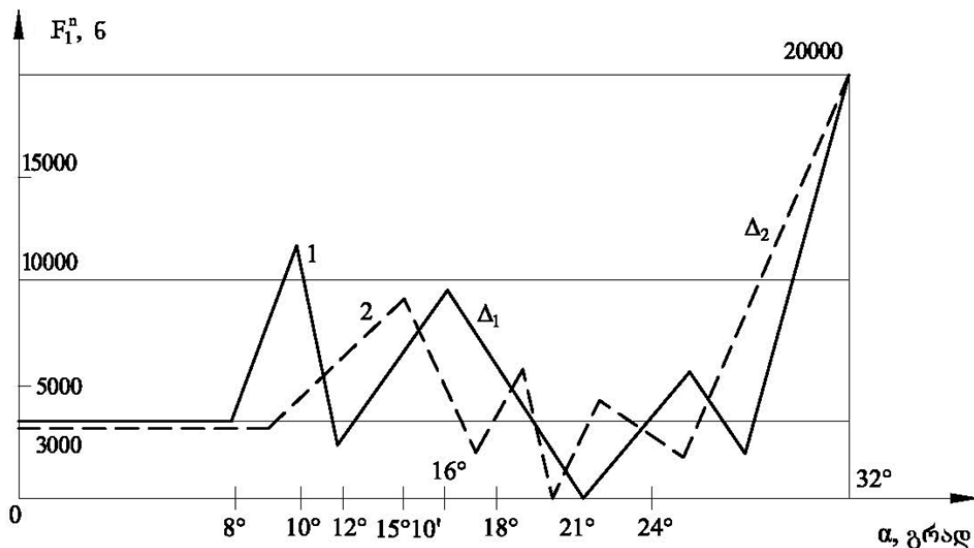
$$C = \ell_2 \dot{\phi} \sin \varphi - \tau \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1,$$

ხოლო A_{x1} , A_{y1} და A_{γ_1} წარმოადგენენ მრავალწევრთა ჯამს განზოგადებული კოორდინატების პირველი რიგის დიფერენციალებითა და გადაცემის გეომეტრიული პარამეტრებით.

შედგებისა და მათი განსჯის მეოთხე ქვეთავი ეთმობა

გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარებასა და კვლევის შედეგების განხილვას. ამ ამოცანათა რეალიზების მიზნით შედგენილია კვლევის კომპლექსური პროგრამა თავისივე ქვეპროგრამებით და ამ განტოლებების ამოსწისთვის გამოყენებული იქნა რუნგე-კუტტას მეთოდი, რომლის მიხედვითაც ამ განტოლებებს მიეცა კოშის ფორმა და ამოიხსნა პირველი რიგის წარმოებულების მიხედვით.

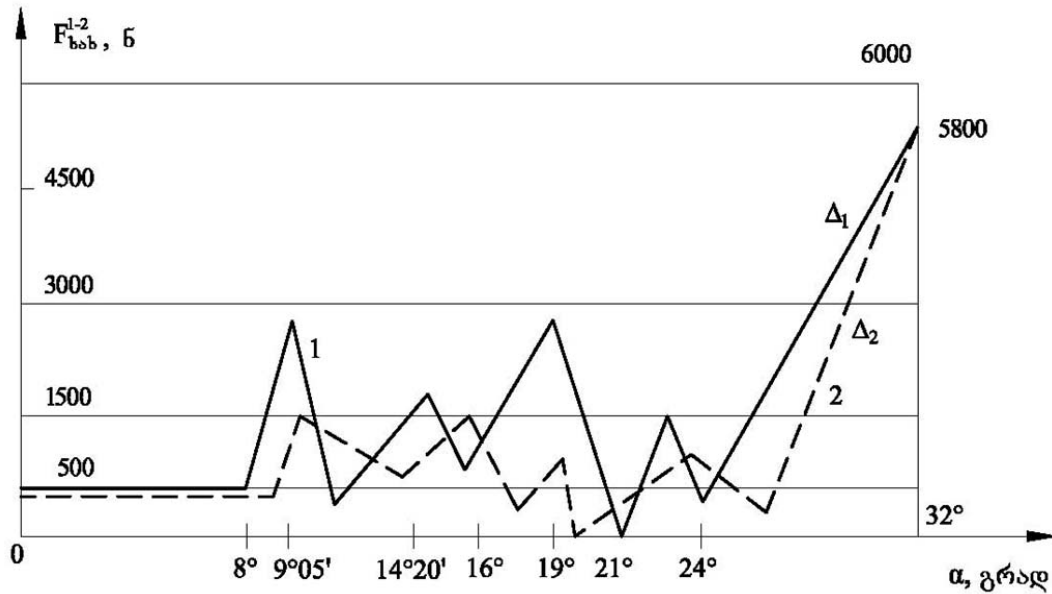
რეაქციის, ხახუნის ძალისა და მათი სიზუსტის გაანგარიშება ჩატარებული იქნა 1-2 სახსრულ შეერთებაში $\Delta_1=45 \cdot 10^{-2}$ მმ, $\Delta_2=30 \cdot 10^{-2}$ მმ ღრეჩობისა და ხახუნის კოეფიციენტების $K=0$ და $K=0.01$ მნიშვნელობებისთვის. დადგენილ იქნა, რომ დიდი ღრეჩოსა და ნულოვანი ხახუნის პირობებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების მნიშვნელობანი რამდენჯერმე აღემატება ნომინალურს იმავე სახსარში შედარებით მცირე ღრეჩოსა და გაზრდილი ხახუნის კოეფიციენტის დროს. რეაქციის ძალის ცვალებადობის გრაფიკი შეიძლება მოცემული იქნას ასეთი სახით (ნახ. 3):



ნახ. 3. რეაქციის ძალების ცვალებადობის გრაფიკები ღრეჩოიანი სახსრის ელემენტების $K = 0.01$ ხახუნის კოეფიციენტისთვის.

მსგავსი მაჩვენებლებით ხასიათდება შესაბამისი ხახუნის ძალის ცვალებადობა იგივე ღრეჩოსა და ხახუნის კოეფიციენტის შემთხვევაში (ნახ. 4), როცა $\Delta_1=45 \cdot 10^{-2}$ მმ (მრუდი 1) და $\Delta_2=30 \cdot 10^{-2}$ მმ (მრუდი 2).

განგარიშებებით დადგინდა, რომ რეაქციისა და ხახუნის ძალების ოპტიმალური შუალედის შენარჩუნებისთვის აუცილებელია ღრეჩოს სიდიდის შემცირება და ხახუნის კოეფიციენტის გაზრდა.



ნახ. 4. ხახუნის ძალების ცვალებადობის გრაფიკები ღრეჩოიანი სახსრის ელემენტების ხახუნის $\kappa = 0.01$ კოეფიციენტისათვის.

გამოთვლითი ექსპერიმენტის ბოლო ეტაპი დაეთმო რეაქციისა და ხახუნის ძალების სდიზუსტის განგარიშებას. აქაც გამოყენებული იქნა ღრეჩოს მნიშვნელობანი $\Delta_1=45 \cdot 10^{-2}$ მმ და $\Delta_2=30 \cdot 10^{-2}$ მმ.

დადგინდა, რომ რეაქციის სიზუსტესა და ღრეჩოს სიდიდეს შორის არსებობს უკუპროპორციული დამოკიდებულება.

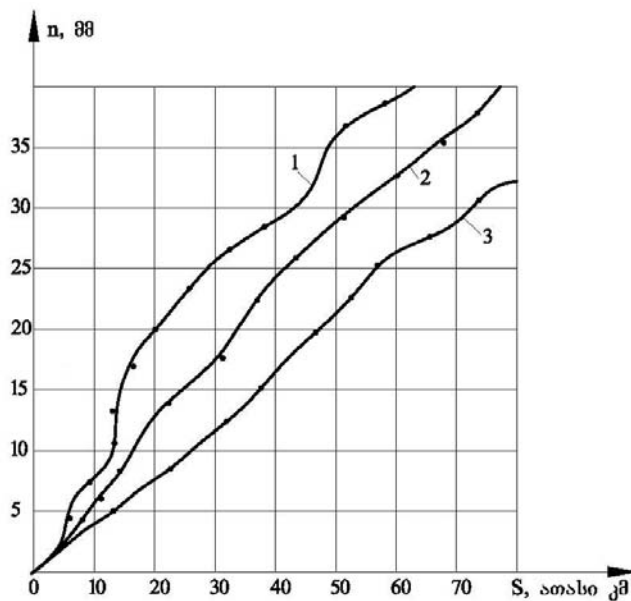
გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარებისას აღებული იქნა ღრეჩოთა სიდიდეების და ხახუნის კოეფიციენტების გარკვეული კომბინაცია. დადგენილ იქნა, რომ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოს გავრცელების დასაშვები დიაპაზონია $20 \cdot 10^{-2} - 30 \cdot 10^{-2}$ მმ, რომლის დროსაც ხახუნის კოეფიციენტის $K=0,01$ მნიშვნელობისათვის, დასაშვები დატვირთვები განლაგდება $11 \cdot 10^2 - 14 \cdot 10^2$ ნ შუალედში, ხოლო ხახუნის კოეფიციენტის გაზრდით ($K=0,02$) დასაშვები დატვირთვები მოთავსდება $6 \cdot 10^2 - 9 \cdot 10^2$ ნ ინტერვალში.

შედგებისა და მათი განსჯის მესხეთე ქვეთავში მოცემულია

სამუხრუჭო ხუნდების ტექნიკურ-საექსპლუატაციო მუშაობის გამოკვლევა. დადგინდა, რომ სამუხრუჭო ხუნდების ცვეთები აიხსნება არა მარტო ხუნდის მასალითა და მისი დამზადების ტექნოლოგიით, არამედ ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირის დამუშავების ხარისხით, მისი უთანაბრობების გავლენით და ამავე დროს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების სახსრულ შეერთებებში არსებული არატექნოლოგიური ღრეჩობით. ამ ღრეჩოთა გავლენით წარმოიშვება გადაცემის განივი რხევები, რაც უარყოფითად მოქმედებს ხუნდის თანაბარ ცვეთაზე.

კომპოზიციური სამუხრუჭო ხუნდის მახასიათებელი პარამეტრების დადგენის მიზნით ჩატარებული იქნა დაკვირვებანი ხუნდის ცვეთების მიმართ ვაგონის გარბენის მიხედვით ზაფხულისა და ზამთრის პერიოდისთვის. გამოვლენილი იქნა ხუნდების არსებული და ნომინალური მანქვნებლები (სიმკვრივე ბრინელის მიხედვით, თვლის გორვის ზედაპირთან ხახუნის კოეფიციენტი, სიმტკიცის ზღვარი კუმშვისას, გეომეტრიული პარამეტრები, მასა და ა.შ.).

დაკვირვებებისა და შემკეთებელი დეპოს სტატისტიკური მონაცემების საფუძველზე გამოკვლეული იქნა დამოკიდებულება ვაგონის გარბენსა და ხუნდების ცვეთებს შორის (ნახ. 5).



ნახ. 5. სამუხრუჭო ხუნდების (n) და ვაგონის გარბენის (S) დამოკიდებულების დიაგრამები.

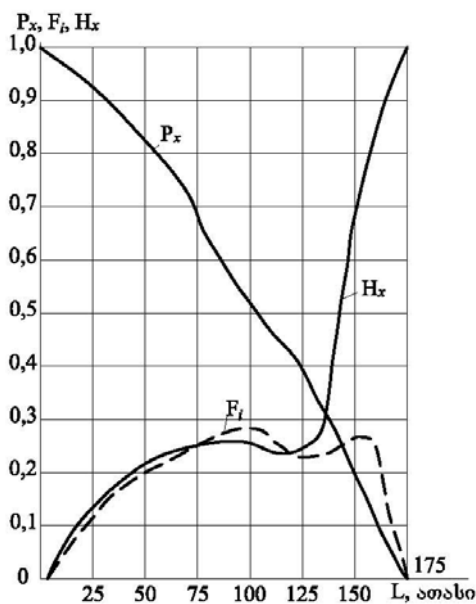
დიაგრამებით 1, 2, 3 ასახულია შესაბამისი ცვეთები თუჯის, კომპოზიტური 8-2-66 და არსებული კომპოზიტური 2TP-11 ტიპის ხუნდებისთვის. საუკეთესო მოქმედებით ხასიათდება არსებული ხუნდი, რომლის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გაუმჯობესება შესაძლებელია მისი მასალის სიმკვრივის, სიმტკიცის ზღვრისა და ცვეთამედეგობის გაზრდით.

სტატისტიკურ მასალაზე დაყრდნობით დამუშავებულია ცხრილური მონაცემები ვაგონის გარბენის მიხედვით თვლის საშუალო ცვეთისა და სამუხრუჭო ხუნდის მასალის მიმართ.

ამავე ქვეთავში გამოკვლეულია სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის ამოცანა სტატისტიკური ალბათობის პრინციპების გამოყენებით. საიმედოობის მაჩვენებლის დადგენა მეტად აქტუალური ამოცანაა, რადგან გამოყენებული ხუნდების 30% კარგავს თავის ტექნიკურ შესაძლებლობას და იცვლება საექსპლუატაციო ვადის მხოლოდ 55-60%-ის გასვლის შემდეგ.

ხუნდების საიმედოობას განსაზღვრავს ხუნდების მტყუნებების სისწირობით, მტყუნებების ინტენსივობითა და გამართული, უმტყუნებო მუშაობის ალბათობით დროში. ამ პარამეტრების დადგენის მიზნით გამოყენებული გვაქვს კვლევის ალბათური სტატისტიკის მეთოდი. მიღებულია ანალიზური გამოსახულებანი, რომელთა საშუალებით შეიძლება ჩატარდეს სამუხრუჭო ხუნდების ძირითადი მახასიათებელი პარამეტრების გაანგარიშება. შედეგების მიხედვით ხუნდების მახასიათებელი პარამეტრების ალბათური დამოკიდებულება ვაგონის გარბენასთან შეიძლება აისახოს შემდეგი დიაგრამებით (ნახ. 6).

სადისერტაციო ნაშრომში ჩამოყალიბებულია მოსაზრება სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრი ცვეთების აღძვრის შესახებ. ეს ცვეთები არავითარ კანონზომიერებას არ ემორჩილება და ყველაზე მაგნეა ხუნდის დაზიანების თვალსაზრისით მისი სიგრძის მიხედვით. ხუნდის საწყისი და საბოლოო ნაწილების ცვეთების სხვაობამ ამ დროს შეიძლება მიაღწიოს 15-20 მმ-ს, რომლის შედეგადაც აუცილებელია სამუხრუჭო ხუნდის შეცვლა.



ნახ. 6. ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდის უმტყუნებო მუშაობის (P_x), მტყუნებების სისწირის (F_b) და მტყუნებების ინტენსივობის (H_x) სიდიდეთა ალბათობის ვაგონის გარბენასთან დამოკიდებულების გრაფიკი.

სადისერტაციო ნაშრომში სოლისებრი ცვეთების ფიზიკური არსის გამოკვლევის მიზნით განხილულია სამუხრუჭო კვანძის სქემა მეტად დატვირთულ სახსრულ შეერთებაში და არატექნოლოგიური ღრეჩოები. დამუშავებულია სამუხრუჭო ხუნდის დაწოლის სქემა ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირისადმი.

მიღებულია ამ ცვეთების აღძვრის ძირითადი ძალების ანალიზური გამოსახულებანი. დადგინდა, რომ სოლისებრი ცვეთის სიდიდე დამოკიდებულია შეერთების ღრეჩოს გეომეტრიულ ზომასთან, ხოლო უფრო ზუსტი შედეგების მიღწევის მიზნით შესაძლებელია ორი და მეტი რაოდენობის ღრეჩოს განხილვა.

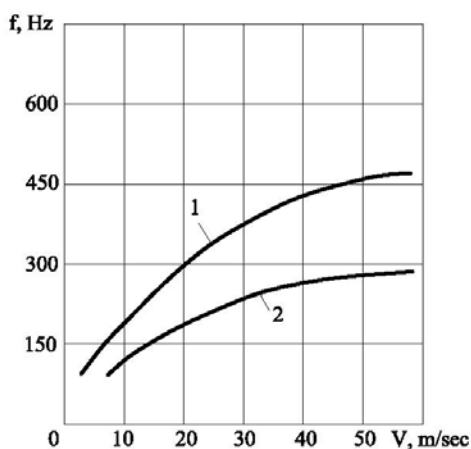
რკინიგზის მოძრაობის შემადგენლობის სინქარის ზრდასთან ერთად ხუნდისა და თვლის ფრიკციულ მასალას წაყენება განსაკუთრებული მოთხოვნები მათი ცვეთამედგობის მიმართა. ამის გამო სამუხრუჭო ხუნდის მასალის შერჩევას განსაკუთრებული მნიშვნელობა აქვს.

დადგინდა, რომ სამუხრუჭო კვანძის მუშაობაზე დიდ გავლენას ახდენს დამუხრუჭების პროცესში აღძრული მექანიკური რეალაქსაციური ავტორხეგები.

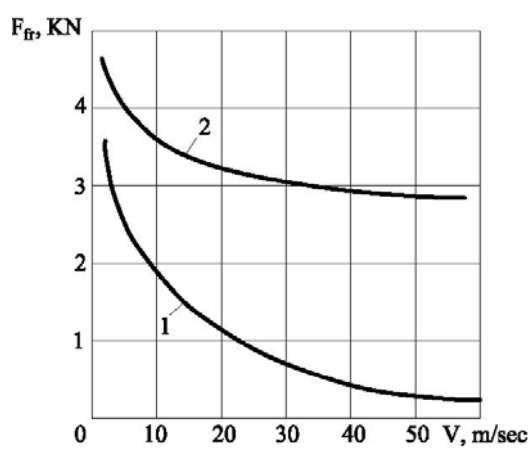
ავტორხევეების ასახვის მიზნით განხილულ იქნა საკიდის გრძივი დრეკადობის მოვლენა დამუხრუჭების დროს. შედგა ავტორხევეების განტოლება. დადგინდა სამუხრუჭო ხუნდისა და ბუნიკის წონასწორობისთვის აუცილებელი ხახუნის მნიშვნელობანი, ასევე ხუნდისა და ბუნიკის სტატიკური გადაადგილება. განისაზღვრა ავტორხევის ამპლიტუდა.

კვლევის ანალიზური შედეგების მიხედვით დადგინდა რეალაქსაციური ავტორხევეების პარამეტრების დამოკიდებულება სამუხრუჭო ხუნდის ფრიქციულ მახასიათებლებთან.

დადგინდა ავტორხევის სიხშირისა და ვაგონის თვლის ბრუნვის სიჩქარის ფუნქციონალური დამოკიდებულება (ნახ. 7), ასევე ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის ძალის ცვლილება ხუნდის ორი სახის მასალისთვის (ნახ. 8). აღმოჩნდა, რომ ვაგონის 30-35 მ/წმ სიჩქარით მოძრაობისას თუჯის ხუნდის რხევის სიხშირე განისაზღვრება 450-460 ჰც-ით, ხოლო კომპოზიტურისა კი 150-250 ჰც-ით.



ნახ. 7. ავტორხევის სიხშირისა და ვაგონის თვლის ბრუნვის სიჩქარის ურთიერთდამოკიდებულების გარაფიკი თუჯისა (მრუდი 1) და კომპოზიტური ხუნდისათვის (მრუდი 2).



ნახ. 8. ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის ძალის ცვლილების მრუდები ხუნდის ორი სახის მასალისთვის.

დადგინდა, რომ ავტორხევეების სიდიდე დამოკიდებულია თვლის ბრუნვის სიჩქარეზე, ხუნდისა და თვლის ფრიქციული ზედაპირების

გვარობაზე, სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის კონსტრუქციულ თვისებებზე და საკიდის სიხისტის მაჩვენებლებზე. ხუნდის მასალის შერჩევასა აუცილებლად უნდა იქნას გათვალისწინებული ფრიქციული ზედაპირის ხახუნის კოეფიციენტები და ცვეთამედეგობა, ასევე ურთიერთშემხები მასალების ხახუნის ძალის სისწირეთა მნიშვნელობები.

ნაშრომში ჩამოყალიბდა შემდეგი ძირითადი დასკვნები:

1. ჩატარებულმა ანალიზმა, რომელიც ითვალისწინებს გამოჩენილ მეცნიერთა და რკინიგზის სპეციალისტების ნაშრომების განხილვას ვაგონის უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველყოფის, ავტომატური სამუხრუჭო სისტემისა და სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის საიმედოობის შესახებ, აუცილებელი გახდა დაგეგმუშაგებინა სამგზავრო ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გაუმჯობესებული სქემები და მოგვეხდინა მათი კინემატიკური და დინამიკური გამოკვლევა სამუხრუჭო ხუნდის ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირისადმი არსებული დაწოლის ძალის შენარჩუნებითა და ამ ძალის გაუმჯობესებით, ასევე მოგვეხდინა სამუხრუჭო კომპოზიტური ხუნდების ცვეთების დადგენა და ზოგიერთი პარამეტრის ექსპერიმენტული გამოკვლევა ჩატარებულ დაკვირვებათა საფუძველზე.

2. სამგზავრო ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ორი სახეობის შექმნამ ცხადყო, რომ ახალი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები საერთო ამძრავითა და საერთო მიმმართველით აკმაყოფილებენ სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს მასში შემავალი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების რაციონალური რაოდენობის შესახებ. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები შეიცავენ ორი ბერკეტითა და შესაბამისად ორი სახსრულ შეერთებით ნაკლებ რაოდენობას არსებულთან შედარებით, რაც უზრუნველყოფს სამუხრუჭო ცილინდრიდან სამუხრუჭო ძალის ნაკლები დანაკარგებით გადაცემას სამუხრუჭო ხუნდების მიმართ. ჩატარებული იქნა საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი შემდგომი სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტის მიზნით.

3. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და მათი სამუხრუჭო კვანძების დინამიკური მოდელების დამუშავებით მიღწეულ იქნა ამ გადაცემების რეალური დინამიკური დატვირთვების გამოვლენის შესაძლებლობა ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში. შემოტანილი იქნა მოძრავი დამატებითი საკოორდინატო სისტემა

განზოგადებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატებით, რომელთაგან პირველის საშუალებით შეიძლება აიხსნას ღრეჩოიან სახსარში შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა, ხოლო მეორეთი კი – კონტაქტური მოძრაობა. შეიქმნა თავისუფალ კონტაქტურ მოძრაობაში და კონტაქტურიდან თავისუფალ მოძრაობაში გადასვლის ფორმულები, დადგინდა ამ გადასვლების საწყისი პირობები გეომეტრიულად და ძალური პარამეტრების, ასევე საერთო ამძრავის მობრუნების კუთხის გათვალისწინებით.

4. საერთოამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რეალური დინამიკური მოდელის მიხედვით ჩატარებულმა ანალიზურმა გამოკვლევებმა საშუალება მოგვცა დაგვედგინა ამ გადაცემის ცვლადი კინეტიკური ენერგია, განზოგადებული ძალები და სახსრულ შეერთებებში აღძრული რეაქციისა და ხახუნის ძლები. დადგინდა, რომ მათი რეალური მნიშვნელობა განსაზღვრულია ღრეჩოს სიდიდისა და გარე მოქმედი ცვლადი დინამიკური ძალების მნიშვნელობათა მიხედვით. დამოკიდებულება რეაქციისა და ხახუნს შორის მოცემული იქნა სათანადო აღგებრული გამოსახულებებით.

5. დამუშავდა ღრეჩოიანი სახსრულ შეერთების ზემოქმედებით აღძრული თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებები საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების დინამიკური მოდელის გამოყენებით. თავისუფალი მოძრაობის აღწერის მიზნით შედგა დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები საერთო ამძრავის მობრუნების კუთხისა და განზოგადებული ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ. გამოყენებული იქნა ცვლადი კინეტიკური ენერგიის, განზოგადებული ძალების, რეაქციისა და ხახუნის ძალების რეალური გამოსახულებანი. დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება შედგენილ იქნა ცვლადი კუთხური განზოგადებული კოორდინატის მიმართ. განტოლებათა შედგენისას გათვალისწინებული იქნა ერთი სახის მოძრაობიდან მეორეზე გადასვლის საწყისი პირობები და საკოორდინატო გადასვლის ფორმულები.

6. შექმნილმა კომპლექსურმა პროგრამამ ამოხსნის რიცხვითი მეთოდების გამოყენებით შესაძლებელი გახადა დამატებით მოძრაობათა ამსახავი მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლებების ერთობლივი ამოხსნა. გამოთვლები ექსპერიმენტის ჩატარებისას გათვალისწინებული იქნა გადასვლის პირობები და მისი გამოყენებით მოძრაობიდან მოძრაობაზე გადასვლის ავტომატიზებული ქვეპროგრამები. მიღებული იქნა შედეგები, რომლის მიხედვითაც დადგინდა იქნა გადაცემაში მიმდინარე რეალური დინამიკური მოვლენები, დადგინდა რეაქციის და ხახუნის ძალების მნიშვნელობანი საერთო ამძრავის მობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის, განისაზღვრა მათი მაქსიმალური და მინიმალური სიდიდეები. დადგინდა იქნა ღრეჩოსა და მოქმედი დინამიკური ძალების დიაპაზონები, რომლებიც დასაშვებია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის უმყუნებო მუშაობისათვის ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში შიგა და გარე ელემენტების ხახუნის კლოეფიციენტების ნულოვანი და ნებისმიერი მნიშვნელობისთვის. მოცემული შედეგები ასახული იქნა გრაფიკების, ცხრილებისა და დიაგრამების სახით. გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარების შედეგად დადგინდა იქნა გადაცემის გამომავალი პარამეტრების სიზუსტე, რაც ამძრავის მობრუნების ნებისმიერი კუთხისთვის აისახა დიაგრამების სახით.

7. ავტომატური მუხრუჭის ეფექტიანობის ამაღლების მიზნით ჩატარებული გამოკვლევებით სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების საიმედოობისა და ხანგამძლეობის მაჩვენებლების უზრუნველყოფისადმი დადგინდა ამ ხუნდების რიგი ტექნიკურ-საექსპლუატაციო მონაცემები, რითაც საბოლოოდ განპირობებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მუშაობის ხარისხი. ანალიზური გამოკვლევებით განსაზღვრული იქნა კომპოზიტური ხუნდების გავლენა ვაგონის წყვილთვლის მუშაობის ხანგძლივობაზე, ჩატარდა სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის გამოკვლევა სტატისტიკური ალბათობის პრინციპების გამოყენებით, დადგინდა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოს გავლენა ხუნდების სოლისებრი ცვეთების მოვლენაზე და გადაწყვეტილ იქნა სამუხრუჭო ხუნდების მასალის შერჩევის ამოცანა ხუნდის ბუნიკის ავტორხევეების გათვალისწინებით. კვლევის საბოლოო შედეგები მოცემული იქნა ანალიზური

გამოსახულებების, ცხრილებისა და დიაგრამების სახით. ზოგიერთი ტექნიკური პარამეტრის გამოკვლევა ჩატარდა ექსპერიმენტული დაკვირვებების საშუალებით. მიღებული შედეგების გამოყენებით მათი საექსპლუატაციო ვადა იზრდება 10%-ით.

8. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სქემის მიხედვით შესაძლებელია ჩატარდეს არსებულის მოდერნიზაცია, რაც ითვალისწინებს ბერკეტული გადაცემის მხოლოდ ამძრავი სისტემის გამარტივებას. დადგინდა, რომ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა უზრუნველყოფს არა მარტო მუხრუჭის ეფექტიანობის ამაღლებას და შესაბამისად მოძრაობის უსაფრთხოებას, არამედ მისი გამოყენებისას მიღებული იქნას საგრძნობი ეკონომიკური ეფექტი. მიახლოებით გაანგარიშების მიხედვით სამგზავრო ვაგონის ერთ ურიკაზე ტექნიკური ეკონომიკური ეფექტი შეადგენს 239 ლარს, ხოლო ვაგონზე – 478 ლარს. გარდა ამისა, გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კვლევის მათემატიკური აპარატი შესაძლებელია გამოყენებულ იქნას სხვა სახის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რეალური დაგეგმარების პროცესში.

პუბლიკაციებში:

1. გ. შარაშენიძე, თ. დუნდუა, ნ. მღებრიშვილი, ს. შარაშენიძე. ვაგონის ღრეხობიანი ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო ხუნდის მასალის შერჩევა ბუნიკის ავტორხევეების გათვალისწინებით // საქ. მეცნ. აკადემიის შრომების კრებული „მეცნიერება და ტექნოლოგიები“, №(1-3), თბილისი, 2010, გვ. 75-80.
2. G. Sharashenidze, L. Balon, P. Kurtanidze, T. Dundua, S. Sharashenidze. About dynamical analysis of existing and optimal brake leverage systems // „Problems of Mechanics“, №1(38), Tbilisi, 2010, pp. 29-38.
3. Г. Шарашенидзе, Т. Дундуа, А. Шарвашидзе, П. Куртанидзе, С. Шарашенидзе. Расчёт некоторых параметров для динамического анализа тормозной рычажной передачи пассажирского вагона // Сб. Научных работ «Транспорт», №1-2 (37-38), Тбилиси, 2010, с. 3-4.
4. Шарашенидзе Г.С., Куртанидзе П.Р, Дундуа Т.Д., Маглакелидзе М., Усанеташвили Г.С., Патурашвили М.Н. Основы формирования дифференциального управления движения механических передач вагонов с учётом нетехнологических зазоров // Сб. научных трудов «Транспорт», Изво ООО «Транспорт», №3-4 (39-40), Тбилиси, 2010, с. 3.
5. გ. შარაშენიძე, პ. კურტანიძე, თ. დუნდუა, ა. შარვაძე, გ. უსანეთაშვილი. რეფრეკტორული და სამგზავრო ვაგონების არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება // საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის სამეცნ. შრომების კრებული „მეცნიერება და ტექნოლოგიები“, №(7-9), თბილისი, 2011, გვ. 87-93.
6. გ. შარაშენიძე, პ. კურტანიძე, თ. დუნდუა, ნ. მღებრიშვილი, ს. შარაშენიძე. ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების ელემენტების საექსპლუატაციო მუშაობის ანალიზი ცვეთების გათვალისწინებით // სტუ-ს სამეცნიერო შრომები, №1(479), თბილისი, 2011, გვ. 78-81.
7. გ. შარაშენიძე, თ. დუნდუა, ა. შარვაშიძე, ს. შარაშენიძე. ვაგონების სამუხრუჭო ხუნდების საიმედობის გამოკვლევა სტატისტიკური

აღბათობის პრინციპების გათვალისწინებით // სტუ-ს სამეცნიერო შრომები, №3(481), თბილისი, 2011, გვ. 60-64.

8. გ. შარაშენიძე, თ. დუნდუა, ა. შერვაშიძე, პ. კურტანიძე, ს. შარაშენიძე. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოების გავლენა ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრი ცვეთების მოვლენაზე // სტუ-ს სამეცნიერო შრომები, №4(482), თბილისი, 2011, გვ. 51-56.
9. Г. Шарашенидзе, А. Ахалбедашвили, Т. Дундуа, Г. Усанеташвили. Вичислительный эксперимент при исследовании динамики оптимальной тормозной рычажной передачи с зазорами // Сб. научных трудов «Транспорт», Изд-во ООО «Транспорт», 2011, №3-4 (43-44), с. 3-5.
10. გ. შარაშენიძე, თ. დუნდუა, პ. კურტანიძე, ს. შარაშენიძე, თ. მოწონელიძე. სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების გავლენა ვაგონის წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობაზე // სტუ-ს სამეცნიერო შრომები, №4(482), თბილისი, 2011, გვ. 57-61.
11. თ. დუნდუა. ვაგონების სამუხრუჭო ხუნდების სახეობანი და საექსპლუატაციო პირობების ანალიზი // სტუდენტთა 79-ე ღია საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენცია, 2011, გვ. 45.
12. გ. შარაშენიძე, ს. შარაშენიძე, თ. დუნდუა, პ. კურტანიძე. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამომავალი პარამეტრების სიზუსტის შესახებ // სტუ-ს სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სამეცნიერო შრომები, №1(26), 2013, გვ. 65-72.
13. Г. Шарашенидзе, С. Шарашенидзе, Т. Дундуа, Г. Усанеташвили, Н. Мгебришвили. Динамический анализ улучшенной тормозной рычажной передачи вагона // Сборник научных трудов «Транспорт». Изд-во ООО «Транспорт», Тбилиси, №1-2 (49-50).
14. Г. Шарашенидзе, С. Шарашенидзе, Т. Дундуа, Г. Усанеташвили, Н. Мгебришвили. Математический аппарат кинематического анализа улучшенной тормозной рычажной передачи вагона // Сборник научных трудов «Транспорт». Изд-во ООО «Транспорт», Тбилиси, №1-2 (49-50).

ABSTRACT

Working of railway rolling stock and passenger carriages are influenced by many factors. Security of the carriage is depended on the “Carriage-Gauge” and by the index of its dynamic, which by itself is depended on the profile of gauge, on the center of gravity, on the reliability of the Carriageway and the importance of unevenness of the wheels and the rails surface. Besides these factors, important one is having the automatic brake in order.

Automatic brake is the complex of the different pneumatic operation of the devices, which the last performer is the transmission of brake lever. It begins to work via brake force developed from the brake cylinder and after the pressing the pads the result is that the brake force is transferred increased to the wheel.

There are different types of brake levers which operate on the surface of the wheel using single-acting or double- acting pressure of the pads. The first is used in the cargos carriage and the second in the locomotive, passenger train and in other special carriages.

The transfer of the brake lever is characterized by the transportable pressure and vertical lever, also by the many hinged connections in the passenger train. Some amount of force developed in the brake cylinder is spent to overcome the friction of the hinged connections. It is complex system and production and fix is connected to the economic expenses. The famous scientists have calculated the transmission of the brake lever, but during the calculation is considered only the ideal parameters, but it isn't close to reality because it didn't take into account the exploitation procedure. During the exploitation is increased the technological gapes (the species of insertion in the hinged connections) there is considered only the process of composition of the levers. After the depreciation there increases the dynamic pressure of the levers and they experience a twist, bend and often even the breaking through.

To exclude such kind of unwilling facts it is necessary to create the transfer of improved brake lever, to decrease the use of the levers and the hinged connections. It is necessary to be conducted the research on this transmission and examined the depreciation in the connections.

To solve these problems was created two types of the transmission of the brake levers in the passenger carriages. General movable brake lever transmission and the general directed brake levers using the double press on pads.

These two models were created to endure the real dynamic pressure and to increase the effectiveness of the brake levers. ---The hinged connections were presented by the external elements of the given circumference and internal elements by the point. In every hinged connection was given the movable coordinate systems with their generalized coordinates. This gave us the chance to characterize gaps brake lever additional moves. There was classified and was established the differentiated equations moves and quantities to set the rules which will help to show the additional pressure and to characterize the possible amount of gaps which ensure the normal transmission and the effectiveness of the brakes.

There was selected for the research improved transmission brake lever of passenger carriage and was the most pressured hinged connection taken into consideration the stalk also. The decision was taken that the transmission levers are the stalks with equally distributed the masses. for the additional move differentiated equations was studied the variable of transmission kinetic energy. Generalized energies by generalized coordinates. Also friction forces changes general starter's turn point, the friction coefficient of the hinged connection elements. There is taken appropriate representations.

To get the real results, there was prepared the complex research program with its sub-projects. For equation solution was used the integration method of Runge-Kutta, for this the equations were given. Experiment showed that the increase of the dynamic forces is proportionally connected with the gap geometric significance.

Was declared the friction's and reaction's forces spread area by the turning point of the gaps and the starter. The results were represented in the dissertation using diagrams and tables. There was taken the size of dynamic pressure and gaps, which are needed for the effective brake lever. The results showed the optimum meaning. Everything was expressed in the diagrams.

The effectiveness of the automatic brake in the passenger carriage is not only depended on the transmission brake lever, but also the arrangement of the technical conditions of the pads. Nowadays in the carriages are used the compositions of brakes, pads and they don't satisfy the demands.

The problems of the pads in the carriage exploitations are the increased equally and at the same time frictional surface with the wedge-shaped coils. 30% of the pads are changed because of this problem before its time comes. The effectiveness of the brake is depended on the surface rolling of the wheel and the degree of depreciation on the surface of the pads, components of the frictional surface and on the knot of the pad.

There was done the theoretical research, which take into account the duration of the carriage work and the pads and brakes. There is declared the depreciation size of the rolling wheel on the surface. Defined the run by and the brakes work duration, also the technical significant. All these are defined by diagrams and tables.

There was studied the pads security using the probability principles. There were declared breaks of the pads, their frequency and probability. The great attention was paid to the stocks wedge-shaped depreciation. Was created the research model and were used the vertical size balance conditions, was taken into consideration the gaps in the hinged connections and were declared relevant representations.

In this work the attention was given to the selection of the pads materials, the way how to solve the problems. Was created the pads knot relaxation auto-oscillation calculation scheme. By the result of the analysis were conducted the calculations and by the experiment was defined the dependence of the auto-oscillation to the stocks frictional meaning. The results were reflected on the diagrams. The result was that this kind of auto-oscillation had negative effect on the working of the stocks knot and itself the auto-oscillation is depended on the speed of the wheel rolling degree, on the wheel and the stocks frictional surface.

There was established that during the selecting stocks, there must be considered In this work have done the research which have the great importance for the increased effectiveness of the carriage automatic brake. At the same time we can get the economic effect if we use the proposed calculations.