

დუნდუა თეიმურაზი

ვაგონების ავტომატური მუხრუჭის ეფექტურობის
ამაღლება სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და
სამუხრუჭო ხუნდების ტექნიკურ-საექსპლუატაციო
მაჩვენებლების გაუმჯობესებით

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი
თბილისი, 0175, საქართველო
თვე, 2013 წელი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერნი ვადასტურებთ, რომ გავაცანით თეიმურაზ დუნდუას მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „ვაგონის ავტომატური მუხრუჭის ეფექტურობის ამაღლება სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და სამუხრუჭო ხუნდების ტექნიკურ-საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გაუმჯობესებით“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის „სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის“ ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოზე მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

თარიღი

ხელმძღვანელი:

ტ.მ.დ., პროფესორი

გ. შარაშენიძე

რეცენზენტები:

1. ტ.მ.კ.

თ. ნათენაძე

2. ტ.მ.დ., პროფესორი

თ. ნატრიაშვილი

ხარისხის უზრუნველყოფის

სამსახურის უფროსი:

ტ.მ.კ., პროფესორი

მ. მოისწრაფიშვილი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2013 წელი

ავტორი: დუნდუა თეიმურაზი

დასახელება: ვაგონის ავტომატური მუხრუჭის ეფექტურობის
ამაღლება სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და
სამუხრუჭო ხუნდების ტექნიკურ-საექსპლუატაციო
მაჩვენებლების გაუმჯობესებით

ფაკულტეტი : სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: თარიღი

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ
ზემომოყვანილი დასახელების დისერტაციის გაცნობის მიზნით მოთხოვნის
შემთხვევაში მისი არაკომერციული მიზნებით კოპირებისა და გავრცელების
უფლება მინიჭებული აქვს საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტს.

ავტორის ხელმოწერა

ავტორი ინარჩუნებს დანარჩენ საგამომცემლო უფლებებს და არც
მთლიანი ნაშრომის და არც მისი ცალკეული კომპონენტების გადაბეჭდვა ან
სხვა რაიმე მეთოდით რეპროდუქცია დაუშვებელია ავტორის წერილობითი
ნებართვის გარეშე.

ავტორი ირწმუნება, რომ ნაშრომში გამოყენებული საავტორო
უფლებებით დაცული მასალებზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა (გარდა
ის მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ სპეციფიურ
მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს მიღებულია
სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა მათგანზე იღებს
პასუხისმგებლობას.

რეზიუმე

რკინიგზის მოძრავი შემადგენლობის და კერძოდ სამგზავრო ვაგონების უმტყუნებო მუშაობა მრავალ ფაქტორზეა დამოკიდებული. ვაგონის უსაფრთხო მოძრაობა განპირობებულია „ვაგონი–ლიანდაგის“ დინამიკური სისტემის დინამიკური მაჩვენებლებით, რომლებიც თავის მხრივ დამოკიდებულია ლიანდაგის პროფილზე, ვაგონის სიმძიმის ცენტრის მდებარეობაზე, სავალი ნაწილის საიმედოობაზე და უთანაბრობათა მნიშვნელობებზე ვაგონის თვლისა და რელსის გორვის ზედაპირებზე. გარდა ამ ფაქტორებისა, აუცილებელ პირობას უსაფრთხო მოძრაობის თვალსაზრისით, მეტად მნიშვნელოვანია ავტომატური მუხრუჭის საიმედო მოქმედება დამუხრუჭების ნებისმიერი რეჟიმისა და ტარების დროს.

ავტომატური მუხრუჭი წარმოადგენს სხვასხვა სახის პნევმატური მოქმედების მოწყობილობათა ერთობლიობას, რომლის ბოლო შემსრულებელ ორგანოს წარმოადგენს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა. იგი მოქმედებაში მოდის სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული სამუხრუჭო ძალის ზემოქმედებით, რის შედეგადაც ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ძალა გადაეცემა გაზრდილი მნიშვნელობით სამუხრუჭო ხუნდებით დაწოლის შედეგად.

არსებობს მრავალი სახის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა თვლის გორვის ზედაპირზე ხუნდების ცალმხრივი ან ორმხრივი დაწოლით. მათგან პირველი გამოყენებულია სატვირთო ვაგონებში, ხოლო მეორე კი ლოკომოტივებში, სამგზავრო, რეფრიჟერატორულ და სხვა სახის სპეციალური დანიშნულების ვაგონებში.

სამგზავრო ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ხასიათდება მოძრავი წევებისა და ვერტიკალური ბერკეტების ან საკიდების, ასევე ბერკეტების სახსრული შეერთებების დიდი რაოდენობით. სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული სამუხრუჭო ძალის გარკვეული რაოდენობა იხარჯება სახსრული შეერთებების ელემენტების ხახუნის ძალის დაძლევაზე. იგი კონსტრუქციულად რთული სისტემაა, ამიტომ მისი დამზადება და აწყობა დაკავშირებულია ზედმეტ ეკონომიკურ დანახარჯებთან. ცნობილ მეცნიერთა მიერ ჩატარებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების სამუხრუჭო გაანგარიშებანი, მაგრამ გაანგარიშებათა მსვლელობისას გათვალისწინებულია გადაცემის მხოლოდ იდეალური პარამეტრები, რაც ექსპლუატაციის შედეგად ვერ ასახავს რეალურ დინამიკურ დატვირთვებს. ექსპლუატაციის დროს იზრდება ის ტექნოლოგიური ღრეჩოები (სახსრული შეერთებების ელემენტების ჩასმის სახეობა), რაც გათვალისწინებულია მხოლოდ გადაცემის აწყობისა და ბერკეტების ურთიერთშემობრუნების მიზნით. გაზრდილი ცვეთების დროს კი იზრდება დინამიკური დატვირთვები, ბერკეტები და წევები განიცდიან გრენას, ღუნვას და ხშირად ჩატეხვასაც კი.

მსგავსი არასასურველი მოვლენების გამორიცხვის მიზნით აუცილებელი გახდა შექმნილიყო გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული

გადაცემა ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლები რაოდენობით, ხოლო შემდგომ საჭიროა ჩატარდეს ამ გადაცემის დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ცვეთების (ღრეჩოების) გათვალისწინებით.

არსებულ პრობლემათა გადაწყვეტისთვის შეიქმნა სამგზავრო ვაგონის ორი სახის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა – საერთო ამძრავიანი და საერთო მიმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა. ჩატარდა საერთოამძრავიანი გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი. შესაბამისად 2 ბერკეტისა და 2 სახსრული შეერთებით ნაკლები რაოდენობით, არსებულთან შედარებით.

რეალური დინამიკური დატვირთვებისა და დამუხრუჭების ეფექტურობის ამაღლების მიზნით შეიქმნა ამ ორი სახის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის და მათი სამუხრუჭო კვანძების დინამიკური მოდელები. ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთება წარმოდგენილი იქნა გარე ელემენტის შესაბამისი წრეხაზის, ხოლო შიგა ელემენტი – წერტილის სახით. თითოეულ სახსრულ შეერთებებში მოდებული იქნა მოძრავი საკოორდინატო სისტემები თავისივე განზოგადებული კოორდინატებით, რის შედეგადაც შესაძლებელი იქნა დაგვეხასიათებინა ღრეჩოებიანი სამუხრუჭო გადაცემის დამატებითი მოძრაობანი. ჩატარდა ამ მოძრაობათა კლასიფიკაცია და დადგინდა იმ დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების რაოდენობა და შედგენის წესი, რაც საჭიროა დამატებით აღძრული დინამიკური დატვირთვების გამოსავლენად და ღრეჩოების იმ დასაშვები დიაპაზონების დასახასიათებლად, რომლებიც უზრუნველყოფენ გადაცემის ნორმალურ მუშაობას და სრულ სამუხრუჭო ეფექტიანობას.

კვლევის მიზნით შერჩეული იქნა სამგზავრო ვაგონის საერთოამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ყველაზე დატვირთულ სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოს გათვალისწინებით. მიღებული იქნა დაშვება იმის შესახებ, რომ გადაცემის ბერკეტები და წევები წარმოადგენენ ღეროებს მასების თანაბარი განაწილებით. დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების შედგენის მიზნით გამოკვლეულ იქნა გადაცემის კინეტიკური ენერგია, განზოგადებული ძალები განზოგადებული კოორდინატების მიხედვით. ასევე რეაქციისა და ხახუნის ძალების ცვალებადობა საერთო ამძრავის შემობრუნების კუთხის, ღრეჩოს სიდიდისა და ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთების ელემენტების ხახუნის კოეფიციენტის გათვალისწინებით. მიღებულია შესაბამისი ანალიზური გამოსახულებანი.

შედგა საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებებში აღძრული კონტაქტური და თავისუფალი მოძრაობებისთვის შესაბამისი განზოგადებული ძალების მიხედვით.

რეალური შედეგების მიღების მიზნით შედგა კვლევის კომპლექსური პროგრამა თავისივე ქვეპროგრამებით. განტოლებათა ამოხსნის მიზნით გამოყენებული იქნა რუნგე-კუტტას ინტეგრების მეთოდი, რისთვისაც მოცემულ განტოლებებს მიეცათ კომის ფორმა. გამოთვლითი ექსპერიმენტის

ჩატარების შემდეგ აღმოჩნდა, რომ მოქმედი დინამიკური ძალების ზრდა პროპორციულ დამოკიდებულებაშია ღრეჩოს გეომეტრიულ მნიშვნელობასთან. გამოვლინდა ხახუნისა და რეაქციის ძალების გავრცელების ზღვრები ღრეჩოსა და ამძრავის მობრუნების კუთხის მიხედვით. დადგენილ იქნა დინამიკური დატვირთვებისა და ღრეჩოს მნიშვნელობათა დასაშვები მნიშვნელობანი, რაც საჭიროა სამუხრუჭო ეფექტიანობის მისაღებად. მოცემული შედეგების მიხედვით გარკვეულ იქნა ღრეჩოს ოპტიმალური მნიშვნელობა. გამომავალი პარამეტრების ფუნქციონალური სიზუსტე აისახა მიღებულ დიაგრამების მიხედვით.

სამგზავრო ვაგონის ავტომატური მუხრუჭის ეფექტიანობის ამალეება დამოკიდებულია არა მარტო სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის, არამედ სამუხრუჭო ხუნდების ტექნიკურ გამართულობაზე და საიმედოობაზე. დღეისათვის ამ ვაგონებში გამოყენებულია კომპოზიციური სამუხრუჭო ხუნდები, რომლებიც სრულყოფილად ვერ აკმაყოფილებენ მათდამი წაყენებულ მოთხოვნებს. ვაგონის ექსპლუატაციისას სამუხრუჭო ხუნდების ძირითად პრობლემას წარმოადგენს ხანგამძლეობის დადგენილ პერიოდში გაზრდილი თანაბარი და ამავე დროს მათი ფრიქციული ზედაპირების სოლისებრი ცვეთები. ამ პრობლემის გამო ხუნდების 30% იცვლება დროზე ადრე.

დადგინდა, რომ დამუხრუჭების ეფექტიანობა დამოკიდებულია ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირისა და სამუხრუჭო ხუნდის მუშა ზედაპირის ცვეთის ხარისხზე, ფრიქციული ზედაპირების მასალაზე და თვით სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის კონსტრუქციაზე.

სადისერტაციო ნაშრომში ჩატარდა თეორიული ხასიათი გამოკვლევები, რომლებიც ითვალისწინებენ სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების გავლენას ვაგონის წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობაზე. დადგენილია ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთების მნიშვნელოვანი ვაგონის გარბენისა და სამუხრუჭო ხუნდების მოქმედების მიხედვით. გამოკვლევულია დამოკიდებულება ვაგონის გარბენისა და სამუხრუჭო ხუნდების მუშაობის ხანგრძლივობის, ასევე ხუნდის ნომინალური და არსებული ტექნიკური მაჩვენებლების მიხედვით. შედეგები ასახულია ცხრილებისა და დიაგრამების სახით.

გამოკვლევული იქნა სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის მაჩვენებლები სტატისტიკური ალბათობის პრინციპის გამოყენებით. განისაზღვრა სამუხრუჭო ხუნდების მტყუნებათა დაჯგუფების მიხედვით დაჯგუფების ინტერვალი, სამუხრუჭო ხუნდების მტყუნებაა სიხშირე და მტყუნებათა ალბათობა სიხშირის მიხედვით. მტყუნებათა ინტენსიობის მიმართ მიღებულია შესაბამისი ანალიზური გამოსახულებანი. მიღებული ანალიზური შედეგები ასახულია ხუნდების უმტყუნებო მუშაობის, მტყუნებათა სიხშირისა და მტყუნებათა ინტენსიურობის ალბათური მნიშვნელობების ვაგონის გარბენასთან დამოკიდებულების დიაგრამების სახით. განსაკუთრებული ყურადღება დაეთმო ხუნდების სოლისებრი ცვეთის მოვლენის გამოკვლევას. შეიქმნა კვლევისათვის აუცილებელი დინამიკური მოდელი, სადაც სამუხრუჭო ძალის განსაზღვრისა და სოლისებრი ცვეთის

სიდიდის დადგენის მიზნით განხილული იქნა ვერტიკალური საკიდის წონასწორობის პირობა, სადაც გათვალისწინებული იქნა ღრეჩოს მნიშვნელობა სახსრულ შეერთებაში. მიღებულია სათანადო ანალიზური გამოსახულებანი.

სადისერტაციო ნაშრომში განსაკუთრებული ყურადღება დაეთმო სამუხრუჭო ხუნდების მასალის შერჩევის ამოცანის გადაწყვეტას ბუნიკის ავტორხევეების გათვალისწინებით. შეიქმნა სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის რელაქსაციური ავტორხევეების საანგარიშო სქემა. მიღებული ანალიზური შედეგების მიხედვით ჩატარებული გამოთვლითი ექსპერიმენტით განისაზღვრა ავტორხევეების პარამეტრების დამოკიდებულება ხუნდის ფრიქციულ მახასიათებლებთან. შედეგები აისახა დიაგრამების სახით. დადგინდა, რომ ასეთი ავტორხევეები უარყოფითად მოქმედებენ ხუნდის კვანძის მუშაობაზე, ხოლო თვით ავტორხევეები დამოკიდებულია თვლის ბრუნვის კუთხურ სიჩქარეზე და ხუნდის ფრიქციული ზედაპირების სახეობაზე. დადგინდა, რომ ხუნდის მასალის შერჩევისას გათვალისწინებული უნდა იქნას ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის კოეფიციენტები და ცვეთამედგობა, ასევე მათი ხახუნის ძალის მნიშვნელობა.

სადისერტაციო ნაშრომში ჩატარებულ გამოკვლევებს დიდი მნიშვნელობა აქვს ვაგონის ავტომატური მუხრუჭის ეფექტურობის ზრდისათვის, ამავე დროს მივიღებთ გარკვეულ ეკონომიკურ ეფექტს.

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 endurance 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 gapes 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.

შინაარსი

შესავალი	17
1. ლიტერატურული მიმოხილვა	25
2. შედეგები და მათი განსჯა	42
2.1. სამგზავრო ვაგონების გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები და მათი ანალიზური გამოკვლევა	42
2.1.1. სამგზავრო ვაგონების სამუხრუჭო სისტემები	42
2.1.2. სამგზავრო ვაგონების არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა	44
2.1.3. სამგზავრო ვაგონების გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები საერთო ამძრავითა და ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით	47
2.1.4. სამგზავრო ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო მიმმართველითა და ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ორმხრივი დაწოლით	50
2.1.5. გაუმჯობესებული საერთო ამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი	52
2.2. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების დინამიკური მოდელები	63
2.2.1. დინამიკური მოდელების შექმნის თეორიული ასპექტები	63
2.2.2. საერთო ამძრავის მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი არატექნოლოგიური ღრეოებით	68
2.2.3. საერთო ამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი	72
2.2.4. გაუმჯობესებული საერთო მიმმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის და მისი სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელები	86
2.2.5. საერთო ამძრავის მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი ერთი ღრეოთი მძიმედ დატვირთულ სახსრულ შეერთებაში	92
2.3. საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ცვლადი რეალური პარამეტრების გაანგარიშება და დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები	96

2.3.1. სამუხრუჭო ბერკეტული საერთოამძრავიანი გადაცემის ცვლადი კინეტიკური ენერგიის განსაზღვრა	96
2.3.2. საერთო ამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის განზოგადებული ძალების გამოკვლევა	99
2.3.3. გაუმჯობესებული საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების განსაზღვრა	101
2.3.4. საერთო ამძრავის მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები	103
2.3.5. საერთოამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო გადაცემის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება	106
2.4. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რეალური დაგეგმარების გამოთვლითი ექსპერიმენტი და კვლევის შედეგები	110
2.4.1. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამოთვლითი ექსპერიმენტი	110
2.4.2. ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში რეაქციისა და ხახუნის ძალების გაანგარიშება გარე მოქმედი ძალების გათვალისწინებით	112
2.4.3. ღრეჩოს მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამომავალი პარამეტრების სიზუსტე გამოთვლითი ექსპერიმენტის შედეგების მიხედვით	119
2.5. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო ხუნდების ტექნიკურ-საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გამოკვლევა	124
2.5.1. სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების გავლენა ვაგონის წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობაზე	124
2.5.2. სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის გამოკვლევა სტატისტიკური ალბათობის პრინციპების გათვალისწინებით ..	131
2.5.3. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოების გავლენა ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრი ცვეთების მოვლენაზე	138
2.5.4. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო მასალის შერჩევის ამოცანა ბუნიკის ავტორხევეების გათვალისწინებით	146
3. დასკვნა	155
გამოყენებული ლიტერატურა	159

ცხრილების ნუსხა

ცხრილი 1. საერთო ამძრავის მქონე ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი სისტემის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია	84
ცხრილი 2. ორმხრივი დაწოლისა და საერთო მიმმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი სისტემის მოძრაობათა კლასიფიკაცია	92
ცხრილი 3. ერთი ღრეჩოს მქონე საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო კვანძის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია	96
ცხრილი 4. სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვალებადობის მაჩვენებლები ნულოვანი ხახუნის პირობებში სხვადასხვა სიდიდის ღრეჩოს შემთხვევაში	115
ცხრილი 5. ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში ხახუნის ძალის ცვალებადობის მაჩვენებლები ნულოვანი ხახუნის $K = 0$ პირობებში ღრეჩოს სხვადასხვა მნიშვნელობებისთვის	116
ცხრილი 6. კომპოზიციური 2TP-11 სახის სამუხრუჭო ხუნდის მინიმალური და არსებული ტექნიკური მაჩვენებლები	126
ცხრილი 7. ვაგონის გარბენისა და თვლის საშუალო ცვეთის დამოკიდებულების პარამეტრები	128
ცხრილი 8. ვაგონის გარბენის დამოკიდებულება თვლის საშუალო ცვეთისა ($n < 7$ მმ) და წყვილთვლის შემოჩარხვის (გამოგორების) შესაბამისი ცვეთის მნიშვნელობასთან ($n > 7$ მმ)	130

ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1. სამგზავრო და რეფრიჟერატორულ ვაგონებში გამოყენებული ავტომატური მუხრუჭის სქემა	43
ნახ. 2. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის არსებული სქემა სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონებისთვის ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით	45
ნახ. 3. ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო ამძრავითა და ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ორმხრივი დაწოლით	48
ნახ. 4. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო მიმართველითა და ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით	51
ნახ. 5. გაუმჯობესებული საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა	53
ნახ. 6. ღრეჩოიანი სახსრული შეერთება ა) თანაბარი ღრეჩოთი ელემენტების კონცენტრული განლაგებისას; ბ) გაორმაგებული ღრეჩოთი ელემენტების კონტაქტური მოძრაობისას და გ) ღრეჩოებით შიგა და გარე ელემენტის ნებისმიერი განლაგებისას	67
ნახ. 7. საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში	69
ნახ. 8. საერთო ამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში	73
ნახ. 9. გაუმჯობესებული საერთო მიმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებაში	87
ნახ. 10. საერთო მიმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი	88
ნახ. 11. საერთო ამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის საანგარიშო დინამიკური მოდელი ღრეჩოთი ერთ სახსრულ შეერთებაში	94
ნახ. 12. საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში ა) რეაქციისა და ბ) ხახუნის ძალების დიაგრამები ნულოვანი ხახუნის, $K=0$ კოეფიციენტის დროს	113

ნახ. 13. რეაქციის ძალების ცვალებადობის გრაფიკები ღრეჩოიანი სახსრის ელემენტების $K=0,01$ ხახუნის კოეფიციენტისთვის	117
ნახ. 14. ხახუნის ძალების ცვალებადობის გრაფიკები ღრეჩოიანი სახსრის ელემენტების ხახუნის $K=0,01$ კოეფიციენტისთვის	118
ნახ. 15. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სიზუსტის დიაგრამები რეაქციის ძალისთვის, როცა $K=0,01$, ხოლო $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ და $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$	122
ნახ. 16. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სიზუსტის დიაგრამები ხახუნის ძალისთვის, როცა $K=0,01$, ხოლო $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ და $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$	123
ნახ. 17. სამუხრუჭო ხუნდების ცვეთების (n) და ვაგონის გარბენის (s) დამოკიდებულების დიაგრამები	127
ნახ. 18. ვაგონის წყვილთვლის ერთ–ერთი თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთა (n) ვაგონის გარბენის (s) მიხედვით ზამთრის პერიოდისათვის	129
ნახ. 19. ვაგონის წყვილთვლის ერთ–ერთი თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთა (n) ვაგონის გარბენის (s) მიხედვით ზაფხულის პერიოდისათვის	129
ნახ. 20. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძი ვაგონის თვლისადმი ხუნდების ორმხრივი განლაგებით	133
ნახ. 21. ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდის უმტყუნებო მუშაობის (P_x), მტყუნებების სიხშირის (F_i) და მტყუნებების ინტენსივობის (H_x) სიდიდეთა ალბათობის ვაგონის გარბენასთან დამოკიდებულების გრაფიკი	136
ნახ. 22. სამუხრუჭო კვანძის სქემა იდეალური გამომავალი პარამეტრებით	140
ნახ. 23. სამუხრუჭო ხუნდის სოლისებრი ცვეთების რეალური საანგარიშო სქემა სახსრული შეერთების ცვეთის გათვალისწინებით	142
ნახ. 24. სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის რელაქსაციური ავტორხევების საანგარიში სქემა	148
ნახ. 25. ხახუნის ძალის ცვლილების გრაფიკი ხუნდის რელაქსაციური ავტორხევების დამყარებისას	153
ნახ. 26. ავტორხევების სიხშირისა და ვაგონის ბრუნვის სიჩქარის ურთიერთდამოკიდებულების გრაფიკი თუჯისა და	

კომპოზიციური მასალისაგან დამზადებული ხუნდების შემთხვევაში	153
ნახ. 27. ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის ძალის ცვლილების მრუდები ხუნდის ორი სახის მასალისათვის	154

შესავალი

სახალხო მეურნეობისა და მოსახლეობის დროული და შეუფერხებელი დაკმაყოფილების მიზნით უპირველეს ამოცანას წარმოადგენს რკინიგზის ტრანსპორტის გამტარუნარიანობისა და გადაზიდვითუნარიანობის შეუფერხებელი და უწყვეტი ზრდა, რაც თავის მხრივ შეუძლებელია სარკინიგზო საშუალებათა ტექნიკური დონის ამაღლებისა და გაუმჯობესების გარეშე. დღის წესრიგში დგება არა მარტო არსებული სალოკომოტივო თუ სავაგონო პარკის შენარჩუნება, არამედ მისი ოპტიმიზაცია, რაც ხელს შეუწყობს სარკინიგზო ტრანსპორტის ტექნიკურ გადაიარაღებასა და შეუფერხებელ უმტყუნებო მუშაობას.

სახალხო მეურნეობის სხვადასხვა დარგის მოთხოვნების დაკმაყოფილების მიზნით სარკინიგზო გადაზიდვებს ემსახურება სამგზავრო, სატვირთო, რეფრიჟერატორული და სპეციალური ვაგონები. დღეისათვის, შედარებით გაზრდილი მოძრაობის სიჩქარეების პირობებში, შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველყოფის მიზნით, აუცილებელია ვაგონის მექანიკური გადაცემები და მათ შორის სხვადასხვა სახის ავტომატური სამუხრუჭო სისტემა ხასიათდებოდეს სამუხრუჭო ოპტიმალური პარამეტრებით. ამ პარამეტრების თვისობრიობა დამოკიდებული არ უნდა იყოს მოძრაობის პირობებზე, კლიმატურ გარემოცვაზე, ტემპერატურულ რეჟიმებზე, რელიეფზე და ასე შემდეგ. ნებისმიერ დროს და ნებისმიერ გარემოში ავტომატურმა სამუხრუჭო სისტემამ უნდა უზრუნველყოს შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობა და დროული დამუხრუჭება. მხოლოდ სამუხრუჭო სისტემების საიმედოობის გაზრდის გზით შესაძლებელია შემადგენლობის მასის გაზრდა და ამასთან გამტარუნარიანობის გაუმჯობესება დღევანდელი მზარდი მოთხოვნების პირობებში.

ვაგონის ავტომატური სამუხრუჭო სისტემა, აუცილებელ მოწყობილობებთან ერთად, შეიცავს სამუხრუჭო მექანიკურ ბერკეტულ გადაცემას, რომელიც მოქმედებაში მოდის სამუხრუჭო ცილინდრის საშუალებით და კონსტრუქციულად წარმოადგენს ბერკეტულ სისტემას,

დაკავშირებულს ერთმანეთთან სახსრული შეერთებების საშუალებით. იგი შესრულების ნებისმიერ შემთხვევაში წარმოადგენს მართი კუთხით განლაგებულ ორ ბრტყელ მექანიზმს – ამძრავსა და შემსრულებელს. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ნებისმიერ კვანძს გააჩნია საკუთარი საპროექტო მონაცემები, მაგრამ ხანგრძლივი ექსპლუატაციის შემდეგ ყველა სახსრულ შეერთებაში ადგილი აქვს გაზრდილ ღრეჩოს წარმოშობას, რომელიც უარყოფითად მოქმედებს გადაცემის ეფექტიანობაზე. შეერთებებში ღრეჩოს არსებობისას იზრდება ვაგონის სამუხრუჭო მანძილი, სამუხრუჭო დრო და უარესდება გადაცემის დინამიკური მაჩვენებლები. ამ მახასიათებელი პარამეტრების გაუარესება კი თავისთავად ამცირებს შემადგენლობის მოძრაობის უსაფრთხოებისადმი წაყენებულ საექსპლუატაციო პირობებს, რაც დღეისათვის დაუშვებელია.

ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დაგეგმარება წარმოებს იდეალური პარამეტრების მქონე გადაცემის ბერკეტული სისტემის კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის მიხედვით. მხედველობაში არის მიღებული მხოლოდ დროს. ის ტექნოლოგიური ღრეჩოები, რაც დაიშვება სისტემის სახსრულ შეერთებებში ბერკეტების აწყობის მიზნით. ექსპლუატაციის სახსრულ შეერთების შიგა და გარე ელემენტების ცვეთის გამო ტექნოლოგიური ღრეჩო იძენს გაზრდილ მნიშვნელობებს, ამიტომ უარესდება მოძრაობის დინამიკური და ფუნქციური სიზუსტის მაჩვენებლები. სარკინიგზო შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობისა და დინამიკური მაჩვენებლების გაუმჯობესების მიზნით დღის წესრიგში დგება საკითხი, დამუშავდეს ამ გადაცემების ოპტიმალური ვარიანტები, შეირჩეს დინამიკური დატვირთვებისა და ღრეჩოს ის ოპტიმალური დიაპაზონები, რომლის დროსაც გადაცემის ძალური და სიზუსტის საექსპლოატაციო მაჩვენებლები მოთავსდებიან დასაშვებ ზღვრებში.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა წარმოადგენს ღია მექანიკურ გადაცემას, რომელიც მუშაობს მძიმე კლიმატური პირობების ქვეშ (ყინვა, ჭუჭყი, გაზეთვა, მექანიკური დაზიანება და ა.შ.) ვაგონის მანქანა-

დანადგარები აღჭურვილია დახურული მექანიკური გადაცემებით. დახურულ გადაცემას წარმოადგენს სარკინიგზო შემადგენლობის დიზელის ძრავის მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი, ასევე რეფრიჟერატორული ვაგონის მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემა მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის სახით. კომპრესორის გამართული მუშაობა, მის მიერ შეწოვილი და გადატანილი მაცივარი აგენტის ორთქლის მოცულობა, რაც აუცილებელია მაცივარი მანქანის ნორმალური მუშაობისა და სამაცივრო ციკლის უზრუნველყოფისათვის, ძირითადად დამოკიდებულია შემსრულებელი მექანიზმის უავარიო, უმტყუნებო მუშაობაზე. მაცივარი მანქანა და მასთან ერთად კომპრესორი, გადასატანი მალფუჭებადი ტვირთის შენახვის სანიტარული მოთხოვნებიდან გამომდინარე, მუშაობს განუწყვეტელი რეჟიმით, ამიტომ კომპრესორის შემსრულებელი მექანიზმი უნდა უზრუნველყოფდეს მუშაობის საიმედოობის ყველა პირობას. ისე, როგორც ყველა მექანიკური ბერკეტული გადაცემა, კომპრესორის შემსრულებელი მექანიზმის მოძრავი ნაწილები ერთმანეთთან დაკავშირებულია სახსრული შეერთებებით.

დღეისათვის დედამიწის უკიდურეს ჩრდილ რაიონებში, რკინიგზის უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველყოფის მიზნით, გეგმარდება ღია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები სატვირთო და სამგზავრო ვაგონებისათვის (კანადა, რუსეთი, შვეცია და ა.შ.). განსაკუთრებული მნიშვნელობა ეძლევა ჩვეულებრივი ხუნდებიანი მუხრუჭების შეცვლას მუხრუჭებით, რომლის დროსაც ბადროსმაგვარი ერთი, ორი, ან სამი რიგი მოთავსებულია წყვილთვალის ღერძზე, ხოლო დამუხრუჭების პროცესი მიმდინარეობს ბადროს ორივე გვერდით ზედაპირზე ბრტყელი სამუხრუჭო ხუნდების ერთდროული დაწოლით. მუხრუჭის ასეთი კონსტრუქცია საიმედოა როგორც ტექნიკური, ასევე საექსპლუატაციო მახასიათებლების მიხედვით ჩვეულებრივ ხუნდებიან მრავალბერკეტიან სამუხრუჭო გადაცემებზე და ამავე დროს გამოიყენება ვაგონის მოძრაობის 160 კგ/სთ სიჩქარით მოძრაობიდან ზევით, 300–400 კგ/ს სიჩქარემდე მოძრაობისას. ამ

დროს გამორიცხულია ვაგონის თვლების გორვის ზედაპირების ცვეთები ხუნდების დაწოლის გამო, რაც ზრდის წყვილთვლის მომსახურების ხანგრძლივობას. საექსპლუატაციო პირობებში მუშაობისას ყველა ის დასაშვები ტექნოლოგიური ღრეჩო, რომელიც გათვალისწინებული იყო აწყობისა და მუშაობის მიზნით, განიცდიან გეომეტრიული ზომების ცვლილებას. რაც საგრძნობლად აუარესებს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ტექნიკურ მახასიათებელ დინამიკურ მაჩვენებლებს, ადგილი აქვს ბერკეტების ღუნვით მოვლენას, ხშირად მისი გატეხვაც, რასაც მივყევართ ვაგონის გაჩერებისა და სადეპოო შეერთების პროცესამდე.

ცნობილია, რომ ვაგონებისთვის განკუთვნილია გეგმიური სადეპოო და საქარხნო შეკეთებები, მაგრამ სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ხშირი მტყუნებების გამო ვაგონი ან ვაგონის ჯგუფი ნაადრევად ხვდება ვაგონშემკეთებელ საწარმოებში, რაც იწვევს ვაგონის გეგმიური მუშაობის ჩაშლას და მის მოცდენას მგზავრების გადაყვანის ან ტვირთების გადატანის თვალსაზრისით.

ვაგონების ღია მექანიკურ გადაცემათა რიცხვს მიეკუთვნება სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მარეგულირებელი ბრტყელი კულისა მექანიზმი და ვაგონქვეშა გენერატორის კარდანულ-რედუქტორული გადაცემის ჰუკის სახსარი. აქედან პირველის საიმედო მუშაობას წაეყენება სიზუსტის დიდი მოთხოვნები, ხოლო მეორე უნდა ხასიათდებოდეს საიმედოობის დიდი მარაგით.

ვაგონების მეტად დატვირთულ მექანიკურ გადაცემებს მიეკუთვნება ვაგონქვეშა გენერატორის კარდანული გადაცემა, რომელიც ბრუნვით მოძრაობას ვაგონის ღერძიდან რედუქტორის გავლით გადასცემს მოტორ-გენერატორს. ბრუნვითი მოძრაობის გადაცემა იწყება ვაგონის მოძრაობის 35-40კმ/სთ სიჩქარემდე მიღწევისას და მიუხედავად სიჩქარის რეგულატორის არსებობისა, ჩართვის მომენტში კარდანული გადაცემა განიცდის მყის დინამიკურ დატვირთვებს. ამ დატვირთვებისა და ხანგრძლივი მუშაობის შემდეგ ჰუკის სახსრის შეერთებანი ხასიათდებიან გაზრდილი ღრეჩოებით,

რაც გაზრდილი დინამიკური დატვირთვების პირველწყაროა.

ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა (სამუხრუჭო ბერკეტული და კულისა მექანიზმი) საპროექტო დინამიკური დატვირთვებისა და შესაბამისი ფუნქციონალური სიზუსტის დაცვის მიზნით აუცილებელი ხდება ამ გადაცემების კონსტრუქციული გაუმჯობესება და დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში გაზრდილი ღრეჩოების გათვალისწინებით. აუცილებელია შეიქმნას ამ გადაცემების კვლევის ახალი მიმართულება, რომელიც გულისხმობს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების კონსტრუქციების ოპტიმალური ვარიანტების დამუშავებას, მათი რეალური დინამიკური მოდელების შექმნას, ღრეჩოებით გამოწვეული დამატებით მოძრაობათა ასახვას მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების საშუალებით. მიღებული დიფერენციალური განტოლებების მიხედვით ჩატარებული გამოთვლითი ექსპერიმენტი საშუალებას მოგვცემს დადგინდეს ღრეჩოს ოპტიმალური ზომები და დასაშვები ზღვრები გადაცემების საპროექტო დინამიკური და ფუნქციონალური სიზუსტის მაჩვენებლების შენარჩუნებისა და ოპტიმიზირების მიზნით.

დასმული ამოცანების გათვალისწინებით შეიქმნა სატრანსპორტო მექანიკის ახალი მიმართულება, რომელიც დამყარებულია ვაგონების ღია სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემათა კონსტრუქციული და დინამიკური მახასიათებლების ოპტიმიზაციაზე, საიმედოობისა და რკინიგზაზე მოძრაობის უსაფრთხოების გაუმჯობესების მიზნით.

დამუშავდა ვაგონების ახალი სახის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების კინემატიკური სქემები და შერჩეულ იქნა გადაცემის კონსტრუქციულად გამარტივებული ოპტიმალური ვარიანტები, რომელთაც გააჩნიათ არსებულ სამუხრუჭო ხუნდების დაწოლის ძალის იგივე პარამეტრები, რაც გააჩნია არსებულ სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემას. ამავე დროს შესაძლებელია ამძრავი საერთო ბერკეტის მხრების სიგრძეთა ვარირებით მიღწეული იქნას გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ეფექტიანობა. დამუშავებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებიდან ნებისმიერი სქემა

ხასიათდება გადამცემი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლები რაოდენობით, ვიდრე არსებული გადაცემები. შეიქმნა საერთო ამპრაჟიანი ახალი ოპტიმალური სამუხრუჭო გადაცემის კვლევის მათემატიკური აპარატი, რომელიც შესაძლებელს ხდის გადაიჭრას რეალური ამოცანა სამუხრუჭო გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური სინთეზის შესახებ. ამ გადაცემის კონსტრუქციული საიმედოობა და სიმარტივე უზრუნველყოფს უსაფრთხო მოძრაობას. ჩატარდა ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ცალმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზი, რომლის მეთოდის შესაძლებელია გამოყენებულ იქნას ნებისმიერი სახის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზისათვის.

შეიქმნა ვაგონების თვალზე ორმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული ღრეჩოებიანი გადაცემის დინამიკური მოდელი, რომლის მიხედვითაც ჩამოყალიბდა გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელი სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების სხვადასხვა მნიშვნელობების გათვალისწინებით. დამუშავდა სარკინიგზო შემადგენლობის კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა და ვაგონქვეშა გენერატორის კარდანული გადაცემის ჰუკის სახსრის დინამიკური მოდელები შესაბამისად სამ და ოთხ შეერთებაში ღრეჩოების გათვალისწინებით. ღრეჩოების არსებობით განპირობებული დამატებითი მოძრაობების ხასიათისა და გაზრდილი რეაქციების გამოვლენის მიზნით შემოღებული იქნა მოძრავი მართკუთხა საკოორდინატო სისტემები და შესაბამისად განზოგადებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატები, რომელთა მიხედვითაც თითოეული დამატებითი მოძრაობისათვის განსაზღვრულ იქნა მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა რაოდენობა. განისაზღვრა ფუნქციონალური დამოკიდებულება განზოგადებულ კუთხურ და ხაზოვან კოორდინატებს შორის.

დამუშავდა ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების ცვლადი დინამიკური პარამეტრების ანალიზური კვლევის მათემატიკური აპარატი. გადაცემის კინეტიკური ენერგია წარმოდგენილი იქნა თითოეული

შემადგენელი ბერკეტის მარტივი ან რთული მოძრაობის კინეტიკური ენერგიების ჯამის სახით. ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში ცვლადი განზოგადებული კოორდინატების არსებობამ განაპირობა რეალური კინეტიკური ენერგიის შესაბამისი ანალიზური გამოსახულების მიღება განზოგადებულ ხაზოვან და კუთხურ კოორდინატებში. ჩატარდა გადაცემათა დამატებითი მოძრაობების შესაბამისი განზოგადებული ძალების გამოკვლევა განზოგადებული დამატებითი კოორდინატების მიხედვით. კლასიკური მექანიკის დებულებებზე დაყრდნობით მიღებული იქნა რეაქციისა და ხახუნის ძალების მნიშვნელობები ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის, განზოგადებული კოორდინატებისა და სახსრის შიგა და გარე ელემენტების მუშა ზედაპირებს შორის არსებული ხახუნის კოეფიციენტების მხედველობაში მიღებით. დამუშავებულ იქნა ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებანი. დიფერენციალური განტოლებათა ფორმალიზაციისას გამოყენებულ იქნა უკვე განსაზღვრული განზოგადებული ძალების, რეაქციისა და ხახუნის ძალების მნიშვნელობანი დამუშავდა დამატებითი მოძრაობების ამსახავი დიფერენციალური განტოლებები ვაგონის მექანიკურ გადაცემათა თავისუფალი, წყვეტილ-კონტაქტური, კონტაქტურ-წყვეტილი და კონტაქტური დამატებითი მოძრაობის შემთხვევისათვის დიფერენციალურ განტოლებათა ფორმირებისას დამუშავდა საკოორდინატო გარდაქმნის ფორმულები თითოეული სახის მოძრაობისათვის ცალ-ცალკე, რომელიც აუცილებელია მიღებული დიფერენციალურ განტოლებათა შემდგომი მანქანური გამოთვლების დროს. დამუშავდა გადასვლის პირობები ერთი სახის დამატებითი მოძრაობიდან მეორეზე გადასვლის მიზნით.

მოძრავი შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობა, სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამართული მუშაობის გარდა, დამოკიდებულია სამუხრუჭო ხუნდების ტექნიკურ მდგომარეობაზე. თვლის გორვის ზედაპირზე ხშირი დაწოლის გამო ცვეთებს განიცდის მისი გორვის ზედაპირი და ხუნდის მუშა ნაწილი. დაწოლისას წარმოიშვება საკუთარი

რხევები, რომლებიც აძლიერებენ ცვეთის პროცესს, რის შედეგადაც საჭირო ხდება თვლის შემოჩარხვა და ხუნდის შეცვლა. ხუნდის ხშირი ცვეთების გამო მათი მომსახურების ვადა მცირდება 30%-ით.

არსებული ფაქტორების გამორიცხვის მიზნით ჩატარებული იქნა ხუნდების გამოკვლევა წყვილთვლის მუშაობის ხანგრძლივობაზე, ჩატარებული იქნა ხუნდების გამოკვლევა სტატისტიკური ალბათობის პრინციპის გამოყენებით, გამოკვლეულ იქნა სოლისებრი ცვეთების მოვლენა და გადაწყდა ხუნდების მასალის შერჩევის ამოცანა ბუნიკის ავტორხვევების გათვალისწინებით.

დადგინდა, რომ ხუნდების ცვეთების შემცირების მიზნით აუცილებელია სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის კონსტრუქციული გაუმჯობესება, რაც მომავალი კვლევების მიზანია.

მიღებული იქნა შედეგები სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა და ხუნდების მუშაობის გაუმჯობესების შესახებ.

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

მექანიკა, როგორც ცნება, ყოვლისმომცველია. იგი აერთიანებს მექანიკის მრავალ დარგს, რომელთა შორის ერთ-ერთი პირველთაგანი სატრანსპორტო მექანიკაა. სატრანსპორტო მექანიკის საკითხებით მეცნიერთა დაინტერესება იწყება XIX საუკუნის პირველი ნახევრიდან და ამ მიმართულებით იმავე საუკუნის მეორე ნახევარში შეიქმნა ბრწყინვალე სამეცნიერო შრომები.

სარკინიგზო ტრანსპორტზე მოთხოვნილების გაზრდამ, რაც გამოწვეული იყო მზარდი ტვირთბრუნვისა და მგზავრთა ნაკადის მომსახურების პირობების გაუმჯობესებით, დღის წესრიგში დააყენა მოძრავი შემადგენლობის ტექნიკური სრულყოფა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფა, საჭირო გახდა ვაგონების სხვადასხვა სახის კონსტრუქციების დამუშავება, ვაგონის სამუხრუჭო და მექანიკურ გადაცემათა სრულყოფა, მგზავრთა კომფორტისა და ვაგონის ძარაზე დამაგრებული მანქანა-დანადგარების ვიბრაციების გამოკვლევა, ვაგონის სივრცითი მოძრაობის კანონზომიერების დადგენა [1], [2], [3].

აღსანიშნავია, რომ დღეისათვის ვაგონის მექანიკური გადაცემის, ურიკის ან რომელიმე დანადგარის შესახებ მსჯელობენ იმ ჯამური რესურსებით, რომელიც აუცილებელია მოცემული ერთეულის საიმედო და უმტყუნებო მუშაობისათვის [4]. ამ მიზნით გაანგარიშების პროცესში უნდა ჩაიდოს ისეთი მოვლენების გამოკვლევა. რომლებიც ექსპლუატაციის დროს ითვლებიან შემენილ მოვლენებად და უარყოფით გავლენას ახდენენ დინამიკურ მაჩვენებლებზე და ფუნქციონალურ სიზუსტეზე. ასეთ მოვლენებად შეიძლება ჩაითვალოს მექანიკური გადაცემების სახსრული შეერთების ელემენტების ცვეთა და ცვეთის შედეგად ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის გაზრდა, ღრეჩოთი გამოწვეული დამანგრეველი რეაქციის ძალები, მეტად დატვირთული ბერკეტებისა და ღეროების ღუნვითი და გრეხითი დეფორმაციები [5], [6]. ასეთივე მიდგომა უნდა

განხორციელდეს ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა და მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი მექანიზმის მიმართაც.

ნებისმიერი სახის ვაგონი და მისი შემადგენელი ელემენტები უნდა აკმაყოფილებდეს შესაბამის წაყენებულ მოთხოვნებს. ეს მოთხოვნები ითვალისწინებს ვაგონის და მისი გადაცემების მდგრადობას, რომლებიც ვლინდება მოძრაობის ნებისმიერ მომენტში გრძივი დინამიკური ძალების მოქმედების, ადგილიდან დაძვრის, გაჩერების, მრუდე უბანში მოძრაობის ან ლიანდაგთან ურთიერთქმედების შემთხვევაში [7]. აქედან გამომდინარე, ვაგონის ან მისი ნებისმიერი მექანიკური გადაცემის დაგეგმარების დროს გათვალისწინებული უნდა იქნას ყველა ის დინამიკური დატვირთვა და გარეშე მოქმედი ძალები, რომლებიც აღიძვრებიან ვაგონის მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობისას დამყარებული ან გარდამავალი რეჟიმების დროს [8], [9].

ვაგონის მოძრაობის საკითხები გადაჭრილი იქნა ცნობილ რუს მეცნიერთა მიერ. ნ. პეტროვის, ვ. ცეგლინსკის, ა. ხოლოდეცკის, ა. კრილოვის, ს. ტიმოშენკოს, ნ. ჟუკოვსკის მიერ. სხვათა შრომებზე აღიზარდა სარკინიგზო მექანიკის საკითხებით დაინტერესებულ მეცნიერთა მომდევნო თაობა. უკვე დაწყებულმა მიმართულებამ მოძრავი შემადგენლობის ტექნიკური დახვეწისა და მოძრაობის ორგანიზაციის უზრუნველყოფისათვის ასახვა პოვა გასული საუკუნის მეორე ნახევრისა და თანამედროვე მეცნიერთა ვ.ლაზარიანის, ა. პოპოვის, ი. ჩელნოკოვის, ნ. ნიკოლსკის, ლ. მანაშკინის, მ.ვერიგოს, ს. ვერშინსკის, ვ. უშკალოვის, მ. სოკოლოვის, ვ. ხუსიდოვის, ვ.შეპეტელნიკოვის, ბ. ალექსიუტკინის და სხვათა შრომებში [10], [11].

დასაბამი მიეცა ვაგონების კონსტრუქციების ღრმა თეორიულ და ექსპერიმენტულ კვლევებს. ჩამოყალიბდა თეორიული კვლევის ძირითადი მიმართულებანი, დამუშავებული თეორიული მექანიკისა და მასალათა გამძლეობის ძირითადი დებულებების მიხედვით [12], [13]. გაანგარიშებული იქნა არა მარტო ვაგონის მთლიანი ძარა, მისი დინამიკური ცვლადი დატვირთვები გარე ძალების მოქმედების დროს, არამედ მისი

ყველა პასუხისმგებლო კვანძების და უპირატესად სახერხემლო ძელების კონსტრუქციები საიმედოობის პარამეტრების გათვალისწინებით.

რადგან „ვაგონი-ლიანდაგი“ ერთიანი დინამიკური სისტემაა, ამიტომ ვაგონების კონსტრუქციების გაუმჯობესება და კვლევების ჩატარება ლიანდაგისა და ვაგონის ურთიერთქმედების სფეროში წარმატებით განხორციელდა აკადემიკოს ვ. ლაზარიანის მიერ. შეიქმნა ვაგონისა და ლიანდაგის ურთიერთქმედების დინამიკური მოდელი, დამუშავდა ექსპერიმენტული კვლევის მეთოდები, როგორც სტაციონალური, ასევე სამატარებლო გამოცდის პირობებში [14].

შეიქმნა შემადგენლობისა და ლიანდაგის ურთიერთქმედების მათემატიკური მოდელები დინამიკური დატვირთვების გამოვლენისა და მათი სრულფასოვანი ანალიზის მიზნით ვაგონის საშუალო და მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობისას. გამოვლინდა ურიკის ზიგზაგური მოძრაობის პარამეტრები სხვადასხვა სიმრუდის რადიუსის ლიანდაგებში გავლის დროს, აღიწერა და გამოკვლეული იქნა წყვილთვალსა და ლიანდაგს შორის აღძრული რეაქციის ძალები, ჩამოყალიბდა თვლის რელსისადმი სრიალის კლასიკურად განსაზღვრული დებულებანი. დამუშავებული იქნა თვლის ინერციის ცენტრის რელსისადმი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები [15], [16], რომელშიც შედის ლიანდაგის კანონზომიერი და შემთხვევითი უთანაბრობანი. ნაჩვენებია, რომ ვაგონის მოძრაობის სიჩქარე პროპორციულ დამოკიდებულებაშია ლიანდაგის დამაბულობასთან. თავისებურად გაშუქდა ვაგონისა და ლიანდაგის ურთიერთქმედების პრობლემები ახლებური მიდგომით. საფუძვლიანად იქნა გამოკვლეული რელსის მიმართ თვლის დრეკადი სრიალის ჰიპოთეზა, განხილული იქნა სრული დამუხრუჭებისას დინამიკური ძალების განსაზღვრის ახალი მეთოდიკა და რხევითი პროცესები.

დამუშავდა დამუშავდა წყვილთვლის გაწონასწორების ახალი თეორია, დასაბამი მიეცა დინამიკური პარამეტრების ზეგავლენით ბორბლის გაწონასწორების სხვადასხვა ინტერპრეტაციას [17].

გამოკვლევულ იქნა ვაგონის შემადგენელი ნაწილების სიხისტე და დამუშავდა დრეკადობის ამოცანები [18], [19]. გამოკვლეულ იქნა ვაგონის, როგორც სივრცითი მოძრაობის მქონე სხეულის, ყველა შესაძლო მოძრაობა სამგანზომილებიან სივრცეში, სათანადოდ იქნა დახასიათებული ეს მოძრაობანი კლასიკური განმარტების დონეზე, შეფასება მიეცა ვაგონის და მისი ნაწილების მოძრაობის თავისუფლების ხარისხს. განხილულ იქნა ლიანდაგის ძირითადი უთანაბრობანი და მრუდე უბნებში ლიანდაგის აგების თავისებურებანი. დინამიკის შესწავლისა და კვლევის მიზნით შეიქმნა ვაგონის დინამიკური და საანგარიშო მოდელები [20], ხოლო მოძრაობის ან რხევის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის მიზნით გამოყენებულ იქნა დალამბერის პრინციპი და მოძრაობის ლაგრანჟეს II რიგის დიფერენციალური განტოლება. გადაწყვეტილი იქნა ერთი და ორი თავისუფლების ხარისხის მქონე სისტემების საკუთარი და იძულებითი რხევები ერთმასიანი სისტემებისათვის შიგა ხახუნის გათვალისწინებით და მის გარეშე. სათანადოდ იქნა გამოკვლეული თვლის დინამიკური ზემოქმედება რელსის მიმართ ჯვარედებში ან საისრო გადამყვანებში გავლის დროს, დამუშავდა ურიკისა და წყვილთვალის მდგრადობის კრიტერიუმები.

ამ ნაშრომებში განსაკუთრებული მნიშვნელობა მიეცა ერთმაგი და ორმაგი რესორული ჩამოკიდების რხევების გამოკვლევას. დამუშავდა იძულებითი რხევების დიფერენციალური განტოლებანი ლიანდაგის უთანაბრობის გათვალისწინებით და მის გარეშე. დადგინდა ამ განტოლებების ამოხსნის მეთოდები. ამ გამოკვლევების საფუძველზე ჩამოყალიბდა დებულება რხევების ჩამქრობების განლაგებისა და რაციონალური გამოყენების მიმართ. ჩამოყალიბებულია ვაგონის, როგორც მექანიკური სისტემის მდგრადობის ზოგადი თეორია. გამოკვლეულ იქნა ვაგონის მდგრადობა ერთმაგი და ორმაგი რესორული ჩამოკიდების შემთხვევებში [21].

ნაშრომთა ღირსებას წარმოადგენს ვაგონის, როგორც ფიზიკური სხეულის დინამიკური გამოკვლევა, იმ მანქანა-დანადგარების ვიბრაციული დრეკადი რხევების პარამეტრების დადგენა, რომლებიც ვაგონის ძარაზეა

მოთავსებული. ეს უპირატესად ვრცელდება სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონების მიმართ. განხილულია და გამოკვლეულია ხმაური და ვიბრაცია სამგზავრო ვაგონებში, როგორც მგზავრების კომფორტის გაუარესების ძირითადი მიზეზი. აქვე გამოკვლეულია ვაგონის გრძივი დინამიკის საკითხები შემადგენლობაში მოძრაობისას და სამანევრო დარტყმების დროს. დიდი ყურადღება აქვს დათმობილი ვაგონების დინამიკის ექსპერიმენტული მეთოდების დამუშავებასა და ვაგონების რხევითი პროცესების მათემატიკური და ფიზიკური მოდელირების საკითხების გამოკვლევას. დამუშავებულია ვაგონების ლაბორატორიული, სტენდური და სამატარებლო გამოცდის მეთოდები. გამოკვლეულია სატვირთო ვაგონის დინამიკური დატვირთვის პრობლემები. გადაწყვეტილია რიგი საკითხებისა სატვირთო ვაგონებითა და ცისტერნებით მყარი და თხევადი ტვირთების გადატანის შემთხვევაში. ნაჩვენებია, რომ ვაგონებზე ტვირთების ზემოქმედების პრობლემა აიხსნება არა მარტო ტვირთის წონით, არამედ ამ ტვირთის ძარის მიმართ განლაგების სქემით. ნაჩვენებია თხევადტვირთიანი ვაგონების ფორსირებული, დაჩქარებული გამოკვლევების ჩატარების აუცილებლობა [22].

სარკინიგზო მოძრავი შემადგენლობის დინამიკა ბევრი მეცნიერის შრომებშია მოცემული. გამოკვლეულია სატვირთო და სამგზავრო ვაგონების სავალი ნაწილების პარამეტრების მახასიათებელი მნიშვნელობანი მშრალი ხახუნის პირობებში, ურიკისა და ძარის მდგრადობისადმი წაყენებული პირობები, განხილულია რელსისადმი ბორბლის დარტყმის მოვლენები როგორც სწორხაზოვანი მოძრაობისას, ასევე პირაპირებში გავლის დროს. გამოკვლეულია ბორბლისა და რელსის კონტაქტის წერტილში რეაქციის ძალების სიდიდეთა კანონზომიერი გაზნევის სპექტრი და ამ ძალების განსაზღვრის მეთოდები. ვაგონის ძარისა და ურიკის მდგრადობა გამოკვლეულია ურთიერთკავშირში, ასევე გადაწყვეტილია „ვაგონი-ლიანდაგი“-ს ერთიანი მექანიკური სისტემის კვლევის მეთოდიკა. შექმნილია მოძრავი შემადგენლობისა და ვაგონების მოძრაობის მოდელები

სხვადასხვა სახის მრუდში გავლის დროს [23]. საბოლოო შედეგების მიღების გამარტივების მიზნით განხილულია მათემატიკური მოდელების გარდაქმნის ხერხები, ასევე განხილულია კონსტრუქციული სქემების რაციონალური შერჩევის სტრუქტურული კვლევები სავალი ნაწილების პარამეტრების ოპტიმიზირების განზოგადებული კრიტერიუმების მიხედვით. გადმოცემულია და დასაბუთებულია ლიანდაგის და ვაგონის ურთიერთქმედების ძალების გავლენა სავალი ნაწილისა და მთლიანად ვაგონის კონსტრუქციაზე განსაკუთრებით მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობის პირობებში. დადგენილია მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობის დინამიკური კვლევის მათემატიკური აპარატი [24].

შეიქმნა რა ახალი სახის რეფრიჟერატორული ვაგონები, დიდი ყურადღება მიექცა მათი დანადგარების და მოწყობილობების მწარმოებლურობისა და საიმედოობის უზრუნველყოფის ამოცანების გადაწყვეტას. შეიქმნა ახალი სამეცნიერო მიმართულება სარკინიგზო სამაცივრო ტრანსპორტის ძირითადი საკითხების გადასაწყვეტად. ამ დროისათვის სამამულო რეფრიჟერატორული შემადგენლობის თუ ვაგონის ძირითადი კვლევები მიმართულია სამაცივრო ციკლის უზრუნველყოფისა და იმ დანადგარების საიმედოობისა და მწარმოებლურობის გაზრდისაკენ, რომლებიც ემსახურებიან რეფრიჟერატორული ვაგონის მუშა კამერებში საჭირო ტემპერატურისა და ტენიანობის შენარჩუნებას [25].

ჩამოყალიბდა კლასიკური თეორია რეფრიჟერატორული ვაგონის სამაცივრო მანქანების მუშაობის თერმოდინამიკური საფუძვლების შესახებ. დამუშავდა გაცივების სისტემების მუშაობის პრინციპები და მოხდა ამ სისტემების კლასიფიკაცია მაცივარი ვაგონების სახეობისა და სამაცივრო დანადგარების მწარმოებლურობის მიხედვით. სამაცივრო აგენტებისა და სიცივემატარებლების ტიპების მიხედვით ჩატარდა სამაცივრო მანქანების კომპრესორების კონსტრუქციების ექსპერიმენტული, თეორიული კვლევები და სითბური გაანგარიშებანი, რომელმაც დასაბამი მისცა მრავალსაფეხურიანი მაცივარი მანქანების შექმნას უფრო დაბალი ტემპერატურის მისაღებად.

ამ შრომებში გამოკველეული იქნა რა სამაცივრო ტექნიკის ძირითადი საკითხები, პარალელურად დადგინდა მაცივარი ვაგონის ძარის თბოტექნიკური მაჩვენებლები სამაცივრო ციკლის ნორმალური წარმართვისა და დაბალი ტემპერატურის მიღების მიზნით. ვაგონის ძარის სითბოგადაცემის კოეფიციენტის დადგენამ საშუალება მოგვცა გამოკველეულიყო ვაგონის კედლის თბომდგრადობის მოვლენა სითბური ნაკადის პერიოდული ცვლილებების პირობებში. ჩატარებული იქნა ვაგონის ძარის თბოტექნიკური მაჩვენებლების ექსპერიმენტული გამოკვლევები.

სამაცივრო დანადგარების ნორმალური მუშაობის უზრუნველყოფის მიზნით შეიქმნა ავტომატური მარეგულირებელი სისტემა და დამუშავდა ავტომატური მართვის საშუალებანი. დამუშავდა სამაცივრო ენერგოდანადგარების დიაგნოსტიკის თანამედროვე მეთოდები და საშუალებანი [26].

დამუხრუჭებისა და მოძრაობის უსაფრთხო მოძრაობის მიზნით ვაგონი აღჭურვილია ავტომატური მუხრუჭებით, რომელიც თავის შემადგენლობაში შეიცავს სამუხრუჭო მოწყობილობას და სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემას. მუხრუჭების ძირითადი სახეები, კონსტრუქცია და მისი თითოეული კვანძის გამოკვლევა წარმოდგენილია თვალსაჩინო მეცნიერთა შრომებში [27], [28]. ამ გამოკვლევებში ჩამოყალიბებულია ძირითადი ცნებები და განზოგადებულია მოქმედი ძალები დამუხრუჭების პროცესის მოვლენისადმი მთლიანობაში. კლასიფიცირებულია ავტომატური სამუხრუჭო სისტემები და ნაჩვენებია ძირითად სამუხრუჭო მოწყობილობათა რაციონალური განლაგება სხვადასხვა სახის ვაგონის ან ლოკომოტივისათვის. დამუშავებულია და გამოკველეული სამუხრუჭო ცილიდრიდან სამუხრუჭო ხუნდებზე დამამუხრუჭებელი ძალის გადაცემის თეორია, გადაცემის სისტემაში ხახუნისა და თვლის რელსთან შეჭიდების კოეფიციენტების გათვალისწინებით. ჩატარებულია ღრმა მეცნიერული კვლევები, რომელიც ასახავს ავტომატური მოქმედების პნევმატური, ელექტროპნევმატური და ელექტრული მუხრუჭის მოქმედების თავისებურებებს და პრინციპებს.

მოდრაობის უსაფრთხოების თვალსაზრისით მკვლევართა ამ შრომებში დიდი მნიშვნელობა ენიჭება სამუხრუჭო აპარატურის და მოწყობილობის შერჩევას საიმედოობის მაჩვენებელთა მიხედვით. დამუშავებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახეები სატვირთო, სამგზავრო ვაგონებისა და ლოკომოტივებისათვის. მოცემულია ამ გადაცემების მრავალრიცხოვანი სქემები ვაგონის ან ლოკომოტივის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ცალმხრივი ან ორმხრივი დაწოლით. დადგენილია სამუხრუჭო ცილინდრიდან ჭოკის მიერ განვითარებული სამუხრუჭო ძალის გადაცემის ფორმულა, მაგრამ ამასთან ერთად არ არის გამოკვლეული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკა, სინთეზის ამოცანა და დინამიკური მოვლენები სამუხრუჭო პერიოდის განმავლობაში გარდამავალი ან სტაციონარული მოძრაობის პირობებისათვის. ამავე ნაშრომებში დამუშავებულია სამუხრუჭო ხელსაწყოების საიმედოობის საკითხები, მათი შეკეთების ორგანიზაცია და სახეები, განსაზღვრულია შეკეთების ვადები და დასახულია ღონისძიებანი ამ ვადების გაზრდის მიზნით.

სამუხრუჭო სისტემების მომსახურების ვადისა და საიმედოობის გაზრდისათვის დამუშავებულია მუხრუჭების მოვლისა და მართვის ძირითადი საკითხები. ჩამოყალიბდა ვაგონებისა და ლოკომოტივების ავტომუხრუჭებით სარგებლობისა და მართვის თავისებურებანი მძიმე კლიმატური და ზამთრის პირობებისათვის [29].

ჩატარებული იქნა ვაგონებისა და ლოკომოტივების სამუხრუჭო სისტემების მეცნიერულ დონეზე აყვანილი სამუხრუჭო გაანგარიშებანი შემადგენლობის მთლიანი სისტემის პირობებში ძირითადი მოქმედი ძალების მხედველობაში მიღებით. წარმოდგენილი იქნა შემადგენლობაში მოქმედი გრძივი ძალების როლი ერთიანი სამუხრუჭო ძალის ფორმირების საქმეში [30].

ძირითადი საექსპლუატაციო და ტექნიკური პარამეტრები, საიმედოობისა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფის მიზნით, გათვალისწინებული იქნა საპროექტო და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების დადგენისა და კვლევის საწყის ეტაპზე. გამოკვლეულ იქნა რა

მოსალოდნელი ალბათური ხასიათის დინამიკური დატვირთვები მოძრაობისას, დადგინდა პროექტირებისათვის აუცილებელი პირობები, რაც ითვალისწინებს კონსტრუქციის გარკვეულ კინეტოსტატიკურ და დინამიკურ მარაგს. ასევე, გამოკვლეული და დასაბუთებული იქნა ავტომუხრუჭების საექსპლოატაციო პირობები, მოვლისა და დიაგნოსტიკისადმი წაყენებული მოთხოვნები [31].

გამოკვლევები განხორციელდა ვაგონის დანადგარებისა და მათი კვანძების საიმედოობის გაზრდის თვალსაზრისით. ეს შეიძლება პირველ რიგში ითქვას რეფრიჟერატორული ვაგონის სამაცივრო დანადგარებისა და მათ შორის კომპრესორების მუშაობის მიმართ. გამოკვლეული იქნა გამოყენებულ სამაცივრო დგუშიან კომპრესორთა კონსტრუქციული საიმედოობის პირობები და მოხდა მათი თბური გაანაგრიშება. მოცემული იქნა ტექნიკური რეკომენდაციები კომპრესორის მუშა კამერაში მავნე მოცულობების შესახებ და აღიწერა დგუშიანი კომპრესორის მუშა პროცესები. რეფრიჟერატორული ვაგონისა და სამაცივრო მანქანის სახეობის მიხედვით მოხდა კომპრესორის ტიპისა და საანგარიშო რეჟიმების დადგენა. განსაკუთრებული ყურადღება მიექცა კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმზე მოქმედი ძალების გამოკვლევას [32]. ყველა მოქმედი ფაქტორისა და მათ შორის სახსრულ შეერთებებში ცვეთის შედეგად წარმოქმნილი ღრეჩოსა და რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით დღეისათვის მოითხოვს მკვლევართა განსაკუთრებულ მხარდაჭერას. დიდი ყურადღება დაეთმო სამაცივრო მანქანის კომპრესორის და განსაკუთრებით შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის ნაწილების შეკეთების პირობებისა და მოთხოვნების დადგენას. დაზუსტდა ყველაზე უფრო დატვირთული რგოლის, ბარბაცას დაზიანებანი და მისი შეკეთების ტექნოლოგია [33].

ვაგონი აღჭურვილია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემით, რომელიც ვაგონის სახეობის მიხედვით შეიძლება შესრულდეს თვალზე სამუხრუჭო ხუნდის ცალმხრივი ან ორმხრივი დაწოლით. ცალმხრივი დაწოლის მქონე

გადაცემა კონსტრუქციულად უფრო მარტივი სისტემაა ორმხრივი დაწოლის მქონე გადაცემასთან შედარებით, მაგრამ ორივე გადაცემა წარმოადგენს ბერკეტულ სისტემას მასზედ მოდებული ამძრავი და სამუხრუჭო ძალებით [34], [35]. ვაგონის მექანიკურ გადაცემათა და მათ შორის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების დინამიკური გამოკვლევა საიმედოობის ამდლებისა და მოძრაობის უსაფრთხოების დაცვის მიზნით უნდა შესრულდეს სახსროვანი მექანიზმების დინამიკური კვლევის გამოცდილების გამოყენებით, ამიტომ ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოებისა და ღეროების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით უნდა ითვალისწინებდეს მიღწეულ შედეგებს კვლევის ამ სფეროში სახსროვანი სისტემების მიმართ [36], [37].

სახსროვანი ბრტყელი მექანიზმების დინამიკა მრავალი მეცნიერის შრომებშია გამოკვლეული. ამ მხრივ ყურადსაღებია დინამიკური გამოკვლევები ხახუნისა და რგოლების ცვლადი მასების გათვალისწინებით. ამავე შრომებში მოცემულია როგორც ერთი, ასევე ორი თავისუფლების ხარისხის მქონე მექანიზმების დინამიკური გამოკვლევა. გადმოცემულია ბრტყელი მექანიზმების დინამიკური კვლევის ზოგადი თეორია და მანქანების დინამიკის ზოგიერთი საკითხი. დამუშავებულია ცვლადმასიანი რგოლების მქონე მექანიზმების დინამიკური კვლევის საფუძვლები [38], [39]. ძალური დატვირთვების შემთხვევისათვის გადაწყდა მექანიზმების დინამიკური პროექტირების ამოცანა, ჩატარდა სივრცითი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის სინთეზი.

დამუშავდა მანქანური აგრეგატების დინამიკის თეორიული საფუძვლები. დინამიკის ამოცანა ორი თავისუფლების ხარისხის მქონე მექანიზმებისათვის განხილულ იქნა, როგორც ფიზიკური მატერიალური წერტილის დინამიკა [40], [41]. ჩამოყალიბდა ბრტყელი მექანიზმების დინამიკის ამოცანების კვლევის ანალიზები მეთოდი, რომელმაც ასახვა ჰპოვა სხვადასხვა სახის მექანიზმების დინამიკური კვლევების პროცესში [42], [43]. გამოკვლეულ იქნა სხვადასხვა სახის მექანიზმების ბარბაცას,

როგორც ყველაზე მეტად დატვირთული რგოლის მოძრაობის მდგრადობის საკითხები, გადაწყდა მდგრადობის ამოცანა ვაგონის ძარის, როგორც ერთმასიანი ხისტი ღეროს მიმართ, ერთმაგი და ორმაგი რესორული ჩამოკიდების დროს. ამასთან გამოკვლეული იქნა ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ძირითადი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობისათვის [44].

კვლევების ანალიზიდან ჩანს, რომ ნებისმიერ შემთხვევაში საკვლევ ობიექტს წარმოადგენს საწყისი საპროექტო მონაცემების მქონე ბერკეტული მექანიკური გადაცემები და კვლევის პროცესში გათვალისწინებული არ არის სისტემაზე მოქმედი ძალების ცვლადი, ალბათური ბუნება, სახსრულ შეერთებებში ცვეთის ზეგავლენა და სხვა მიზეზები, რომლებიც დიდ დინამიკურ ზემოქმედებას ახდენს როგორც ბერკეტების მოძრაობის ხასიათსა და საიმედოობაზე, ასევე სახსრული შეერთებების დინამიკაზე. გათვალისწინებული არ არის მოძრაობის მძიმე რეჟიმი, რომლის დროსაც თითოეული მძიმედ დატვირთული ბერკეტი დეფორმირდება ან ემორჩილება გრეხით მოვლენას, ხოლო სახსრულ შეერთებებში დიდი ცვეთების გამო წარმოიშვება გაზრდილი ღრეჩოები.

სახსრულ შეერთებებში გაზრდილი ღრეჩო უარყოფითად მოქმედებს სისტემის დინამიკაზე. იზრდება რეაქციის ძალების მნიშვნელობანი სახსრულ შეერთებებში, რაც იწვევს ზედმეტ დინამიკურ დატვირთვებს. სახსრულ შეერთების შიგა ელემენტს ეძლევა თავისუფალი მოძრაობის საშუალება გარე ელემენტის მიმართ ღრეჩოს არეში, რაც მთავრდება დარტყმითი მოვლენით გარე ელემენტებისადმი [45]. თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის ცვალებადობა ღრეჩოს არეში დასაბამს აძლევს სისტემის შემადგენელი ბერკეტების დამატებითი მოძრაობების ჩამოყალიბებას. დამატებითი მოძრაობები წარმოადგენენ მზარდი ინერციის ძალების, მომენტების და მყისი რეაქციის ძალების აღძვრის მიზეზს. ღრეჩოს გეომეტრიული ზომების ზრდასთან ერთად ადგილი აქვს დინამიკური დატვირთვების დამანგრეველ მოქმედებას სისტემის სტრუქტურაზე,

რომლის შედეგადაც ადგილი აქვს ვიბრაციას, სისტემის შემადგენელი ელემენტების დაზიანებას, ჩატეხვას და ხშირად სისტემის ჩაშლასაც [46], [47], [48], [49].

შეიძლება დავასკვნათ, რომ ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის ზრდა ძირითადად გაზრდილი ცვეთის შედეგია. ცვეთაზე გავლენას ახდენს სახსრული შეერთების შიგა ელემენტის კონტაქტური მოძრაობაც დარტყმითი მოვლენის შემდეგ გაზრდილი ნორმალური რეაქციის ზემოქმედებით. ამის გამო დიდი ყურადღება მიექცა სახსრულ შეერთებებში კონტაქტისა და ხახუნის მოვლენის საფუძვლიან გამოკვლევებს, დადგენილი იქნა კონტაქტური და თავისუფალი მოძრაობის ხასიათი და კატეგორიები [50], სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტები განხილული იქნა როგორც სხვადასხვა მასების მქონე ორი ფიზიკური სხეული. ჩამოყალიბებული იქნა დარტყმის თეორია. გამოკვლეული იქნა ძირითადი პრობლემური საკითხები ხახუნისა და ცვეთის ურთიერთდამოკიდებულების შესახებ. სახსრულ შეერთებებში მშრალი და სველი ხახუნის გათვალისწინებით შეიქმნა მოხახუნე ზედაპირების დაშლისა და ცვეთის სახეობების კლასიფიკაცია. დარტყმების, როგორც ორი ფიზიკური სხეულის ურთიერთდაჯახების პროცესის გამოკვლევას მიეძღვნა შრომები, რომლებშიც დარტყმების თეორიის საფუძველზე გამოკვეული იქნა ორი ან რამდენიმე ურთიერთდამჯახებელი სხეულის ფორმის გავლენა ამ სხეულების სიჩქარის აღდგენის კოეფიციენტზე. რიგ ნაშრომებში გამოვლენილი იქნა მძიმედ დატვირთული ბარბაცას საკისარში დარტყმითი მოვლენები და შესაბამისად დარტყმის პროცესში წარმოშობილი რეაქციის ძალების მნიშვნელობანი. დადგინდა სწრაფმოქმედი მაღალსიჩქარიანი ციკლური მექანიზმების სახსრულ შეერთებებში დარტყმების ინტენსიობა და განაწილების სპექტრი [51].

გამოკვლევათა შედეგების მიხედვით შესაძლებელი გახდა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით [52], [53], [54], [55]. ამავე ნაშრომებში

დამუშავდა ბერკეტული მექანიზმების სიზუსტის თეორია, რომელიც წარმატებით იქნა შემდგომში გამოყენებული მოძრავი ბერკეტული სისტემის გამომავალი პარამეტრების კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის დასადგენად [56].

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების დინამიკური კვლევისა და სიზუსტის ამოცანების გადაწყვეტისათვის სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით, აუცილებელი გახდა სისტემის რეალური დინამიკური მოდელის შექმნა, რომლის საშუალებითაც შესაძლებელი იქნებოდა სისტემის რეალური კინემატიკური თუ დინამიკური პარამეტრების დადგენა. დამუშავდა დინამიკური მოდელების აგების რამდენიმე ვარიანტი [57]. [58], [59]. ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთება წარმოდგენილი იქნა ორი, დამოუკიდებელი ელემენტის სახით, რომელიც ასრულებს ერთმანეთის მიმართ სრიალით ან თავისუფალ მოძრაობას. ძირითად ამოსავალი პუნქტად მიჩნეულია მოსაზრება იმის შესახებ, რომ მოძრაობისას შეიძლება მოხდეს სისტემის ძალოვანი ჩაკეტილი ჯაჭვის მყისიერი გაწყვეტა ან გეომეტრიული და ძალოვანი კონტაქტი, რომლის დროსაც შიგა ელემენტი სრიალებს გარე ელემენტის შიგა ზედაპირის მიმართ. ცხადია ძალოვანი ჩაკეტილი ჯაჭვის წყვეტის შემდეგ დამყარებულ თავისუფალ მოძრაობას თან ახლავს დარტყმითი მოვლენა გარე ელემენტის მიმართ, ამიტომ დინამიკური მოდელების აგებისას გათვალისწინებულია მყისი ნორმალური რეაქციისა და ხახუნის შესაბამისი ძალების მათემატიკური ასახვა ღრეჩოს არეში მოქმედი განზოგადებული შესაბამისი ხაზოვანი ან კუთხური კოორდინატების საშუალებით. დინამიკური მოდელი ითვალისწინებს ღრეჩოს არსებობის გამო მოძრავი სისტემის თითოეული ბერკეტის დამატებით მოძრაობას, რომელიც აღიწერება შესაბამისი განზოგადებული კოორდინატის მიხედვით ბერკეტის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით [60]. [61].

დინამიკური მოდელის აგების პრინციპად მიჩნეული იქნა ამ ელემენტის ურთიერთდარტყმითი ენერჯის შენახვის პრინციპი. ელემენტები

განხილული იქნა ორ მდგომარეობაში. ორი მდგომარეობის, თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის მონაცვლეობა, ასახული შედარებით მარტივი მათემატიკური ფორმულირებით, წარმოადგენს ამ მოდელის განმასხვავებელ ფაქტორს წინა განხილულ დინამიკურ მოდელებთან შედარებით.

განსხვავებული დინამიკური მოდელი, რომელმაც მიიღო „დარტყმითი წყვილის“ სახელწოდება, დამუშავებული იქნა ამერიკელი მეცნიერების მიერ. ამ მოდელს საფუძვლად დაედო კონტაქტური დამყოლობის ჰერცის მოდელი. მოდელი გამოირჩევა ასახვის მარტივი მათემატიკური აპარატით, რომლის საშუალებითაც შესაძლებელია განისაზღვროს ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში აღძრული რეაქციისა და ხახუნის ძალები მოძრავი სისტემის გეომეტრიულ და დინამიკურ პარამეტრებთან უშუალო კავშირში.

სახსრულ შეერთებებში არსებული გაზრდილი ღრეჩო მოძრავი ბერკეტული სისტემის დამატებით მოძრაობათა პირველწყაროა. ეს სისტემები განხილულ იქნა როგორც ცვლადი სტრუქტურის მქონე სისტემები და ჩატარდა ღრმა დინამიკური გამოკვლევები. კვლევის შედეგები დინამიკური რეალური პარამეტრების მნიშვნელობათა დადგენის გზით, მიღებულ იქნა მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენითა და ამოხსნით, რისთვისაც გამოყენებულ იქნა ლანგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება [62], [63].

შეიქმნა სამუხრუჭო ბერკეტული მექანიზმების დინამიკური მოდელები და ჩატარდა შესაბამისი კინემატიკური და დინამიკური გამოკვლევები ღრეჩოების გათვალისწინებით. მიჩნეული იქნა, რომ სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტს უნდა გააჩნდეს ერთნაირი გეომეტრიული ფორმა, ამავე დროს ბრუნვით სახსრებში ეს ფორმა უნდა იყოს წრიული, ხოლო წინსვლით წყვილში კი პრიზმული ან ცილინდრული. ღრეჩოებიანი მოძრავი სისტემებისათვის ჩამოყალიბდა გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების სიზუსტის ცნება [64], [65], [66].

დამუშავებული იქნა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სრულყოფილი მოდელი. შეიქმნა ცნება „რეალური“ და „იდეალური“ გადაცემების შესახებ,

რომელთაგან პირველი მიანიშნებს გადაცემას მასზედ მოსული ყველა დინამიკური დატვირთვებით და ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში ან ბერკეტების დრეკადი დეფორმაციებით მეორე ცნება შეესაბამება იგივე მექანიზმს ბერკეტების დრეკადობისა და სახსრებში ღრეჩოების გათვალისწინების გარეშე, ე.ი. მექანიზმს საწყისი საპროექტო იდეალური მონაცემებით. მოცემული მოდელის მიხედვით გამოკვლეული იქნა ღრეჩოებიან სახსრებში რეაქციისა და ხახუნის ძალები, ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით დადგინდა მოძრავ კოორდინატთა სისტემების გამოყენების საკითხი ღრეჩოებიან შეერთებებში განზოგადებული კოორდინატებისა და შესაბამისად ბერკეტების შესაძლო დამატებით მოძრაობათა გამოკვლევისათვის [67]. შედგენილი და ამოხსნილი იქნა დამატებით მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები ორ სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოების გათვალისწინებით. მოცემული დინამიკური მოდელისა და მოძრაობის საწყისი პირობების მიხედვით, მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების საფუძველზე შეიქმნა კვლევის პროგრამული კომპლექსი სათანადო ქვეპროგრამებით, რომელთა საშუალებითაც დადგენილ იქნა რეაქციის ნორმალური მდგენელებისა და ხახუნის ძალის მნიშვნელოვანი ბარბაცა ღრეჩოიანი სახსრული შეერთებისათვის [68], [69]. გამოვლინდა შეერთების შიგა ელემენტის თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის ხასიათი, რეაქციების განაწილების სპექტრი მრუდმხარას მობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის და ა.შ.

ნაშრომში [70] მოცემული იქნა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შესაბამისი დინამიკური მოდელის მიხედვით ღრეჩოიანი არაწრფივი ელემენტის დინამიკური გამოკვლევა. ჩატარდა ღრეჩოების გათვალისწინებით მექანიზმის ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში დარტყმითი მოვლენების ანალიზი და გაანგარიშებანი.

შეიქმნა ახალი მიმართულება სიზუსტის არაწრფივი თეორიის შექმნითა და მისი გამოყენებით მექანიზმების დინამიკური სიზუსტის გამოკვლევისათვის. სიზუსტის არაწრფივი თეორიის გამოყენებით

შესაძლებელი გახდა ნებისმიერი სახის ღრეჩოიანი სახსროვანი სისტემის გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის მნიშვნელობათა დადგენა ბერკეტების სხვადასხვა სახის კინემატიკური წყვილებით შეერთების შემთხვევაში. დამუშავდა მეთოდი ღრეჩოებიანი სისტემის ნებისმიერი წერტილის სიჩქარისა და აჩქარების ცდომილებათა განსაზღვრის შესახებ.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების არსებობით გამოწვეული დინამიკური და კინემატიკური ცდომილების შესახებ, ჩამოყალიბდა განმსაზღვრელი ფაქტორები და მოხდა მათი გამოკვლევა. ყურადღება მიექცა დინამიკურ ზემოქმედებას არა მარტო ღრეჩოს არეში, არამედ გარე ძალთა ცვლილებასაც სისტემის მიმართ [71].

ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების მიმართ წაყენებული მოთხოვნები, რომელიც ითვალისწინებს საიმედოობისა და უსაფრთხო მოძრაობის ამაღლებას, დღეისთვის სრულდება მხოლოდ კონსტრუქციული მოდერნიზაციის დონეზე. რკინიგზაზე უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველყოფის მიზნით აუცილებელია განხორციელდეს არსებული გადაცემების დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში გაზრდილი ღრეჩოებისა და შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით ყველა გარე ძალების მოქმედებისას ამ სისტემაზე მუხრუჭის აშვების ან სრული დამუხრუჭების პირობებში. გათვალისწინებული უნდა იყოს ამ ძალების წარმოშობის ხასიათი, სიდიდე და ცვალებადობა დროის მიხედვით. მხოლოდ ამის შემდეგ იქნება შესაძლებელი შეირჩეს გადაცემის როგორც გეომეტრიული, ასევე დინამიკური დატვირთვის მაჩვენებლები, ჩამოყალიბდეს კონსტრუქციული საექსპლუატაციო და საიმედოობის მოთხოვნები, აგრეთვე მოძრაობის უსაფრთხოების ნორმები.

სამუხრუჭო ეფექტიანობის უზრუნველყოფის მიზნით, გარდა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა, დიდი მნიშვნელობა ენიჭება სამუხრუჭო ხუნდების პარამეტრების შენარჩუნებას [72]. ჩატარებულია გამოკვლევები იმ მიმართულებით, რაც პირველ რიგში ეხება კომპოზიციური ხუნდების სახეობის და მიღებულია გარკვეული შედეგები, გამოკვლეულია

კომპოზიციური ხუნდების გავლენა წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობაზე [73], გამოკვლეულია კომპოზიციური ხუნდების სოლისბერი ცვეთების წარმოშობის ფიზიკური არსი [74] და გადაწყვეტილია სამუხრუჭო ხუნდების მასალის შერჩევის ამოცანა [75]. სამუხრუჭო ხუნდების გამოკვლევების მიხედვით შეიქნა აზრი იმის შესახებ, რომ ხუნდების მუშა ზედაპირის ცვეთების შემცირების მიზნით აუცილებელია სამუხრუჭო ხუნდების კვანძის კონსტრუქციული ცვლილება და მისი დინამიკური ანალიზი, რაც საჭიროა განხორციელდეს სერიოზული საკონსტრუქტორო და სამეცნიერო ძიების შედეგად.

შეიძლება დავასკვნათ, რომ სამგზავრო და სხვა ტიპის ვაგონების სრულყოფილი სამუხრუჭო ეფექტიანობის მიღწევისათვის აუცილებელია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების გაუმჯობესებული სახეების შექმნა, მათი დინამიკური გამოკვლევა. ასევე აუცილებლობას წარმოადგენს განხორციელდეს სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების შემდგომი კვლევები და ხუნდების კვანძის კონსტრუქციული ცვლილება ხუნდებისა და თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთების შემცირების თვალსაზრისით.

2. შედეგები და მათი განსჯა

2.1. სამგზავრო ვაგონების გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები და მათი ანალიზური გამოკვლევა

2.1.1. სამგზავრო ვაგონების სამუხრუჭო სისტემები

ვაგონის სამუხრუჭო სისტემის დანიშნულებაა უზრუნველყოს შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობა მისი ნებისმიერი სიჩქარით მოძრაობისას ლიანდაგის სწორ ან მრუდე უბნების გავლის დროს. განასხვავებენ სხვადასხვა ავტომატურ მუხრუჭს, რომელთა მოქმედების პრინციპი საერთოა, მაგრამ განსხვავდებიან ერთმანეთისგან ტექნიკური შესრულებით და სირთულით.

სამგზავრო ვაგონებისთვის გამოყენებულია ავტომატური მუხრუჭი (არაპირდაპირმოქმედი), რომელიც მუშაობს პნევმოავტომატური მოწყობილობებით. არსებობს პირდაპირმოქმედი ავტომატური მუხრუჭებიც, რომლის განსხვავებული ნიშანი არაპირდაპირმოქმედ - ავტომატური მუხრუჭისაგან განისაზღვრება, მხოლოდ ჰაერგამანაწილებელი მემანქანის ონკანის სხვაგვარი აგებულებით,

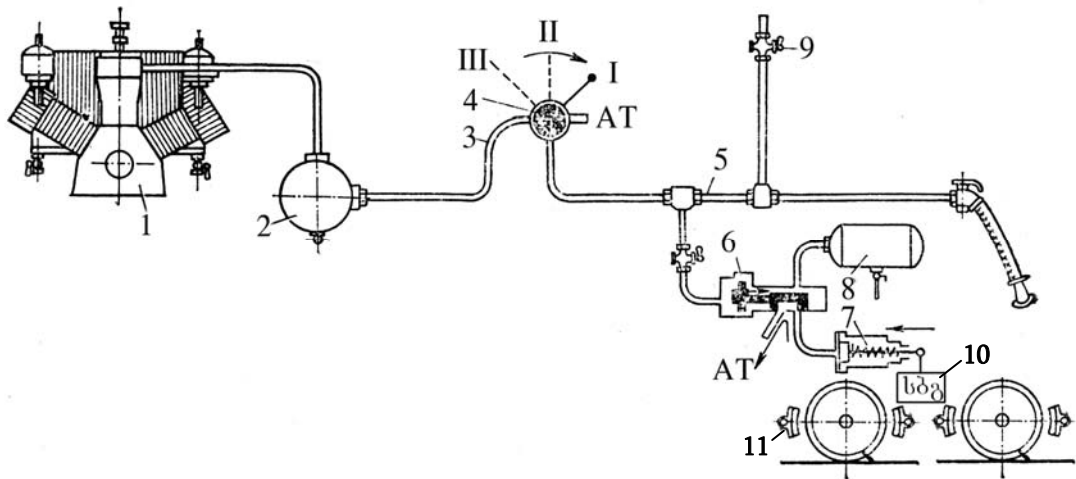
დღეისათვის უპირატესად გამოყენებულია არაპირდაპირი მოქმედების ავტომატური მუხრუჭი, რომლის მოხმარება აუცილებელია სათანადო მითითებებისა და ინსტრუქციების შესაბამისად.

დღეისათვის მოქმედი სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ავტომატური მუხრუჭების სქემა შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი ნახაზის მიხედვით (ნახ. 1), რომელიც თავის მხრივ შეიცავს აუცილებელ მოწყობილობებს ავტოსამუხრუჭო რეჟიმის განხორციელებისათვის.

მოცემულ ნახაზზე პირობითად ნაჩვენებია წყვილთვლების ორი თვალი, რომელთა მიმართაც ხდება სამუხრუჭო ხუნდების დაწოლა მის ორთავე მხარეს.

მოცემული სქემის მიხედვით ვაგონის მოძრაობის დასაწყისში

ავტომუხრუჭი 1 კომპრესორის საშუალებით დაიტენება, რისთვისაც მემანქანის მე-4 ონკანი დგება აშვებულ მდგომარეობაში. ამ დროს ჰაერი მე-2 ძირითადი რეზერვუარიდან მკვებავი მე-3 მაგისტრალისა და მე-4 მემანქანის ონკანის გავლით ხვდება სამუხრუჭე მე-5 მაგისტრალში, ხოლო მე-6 ჰაერგამანაწილებელის გავლით მიეწოდება გარკვეული წნევით დაჭირხნული ჰაერი.



ნახ. 1. სამგზავრო და რეფრიჟერატორულ ვაგონებში გამოყენებული ავტომატური მუხრუჭის სქემა

1 - კომპრესორი; 2 - მთავარი რეზერვუარი; 3 - მკვებავი მაგისტრალი; 4 - მემანქანის ონკანი; 5 - სამუხრუჭო მაგისტრალი; 6 - ჰაერგამანაწილებელი; 7 - სამუხრუჭო ცილინდრი; 8 - სამარაგო რეზერვუარი; 9 - ექსტენული სამუხრუჭო ონკანი; 10 - სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა; 11 - სამუხრუჭო ხუნდები

ვაგონების დამუხრუჭების დროს მემანქანის მე-4 ონკანი გადაყავთ სამუხრუჭო მდგომარეობაში, მკვებავი მე-3 მაგისტრალი გაითიშება, ხოლო მე-5 მაგისტრალით მიეწოდება ჰაერი გარკვეული წნევით, მე-5 მაგისტრალში წნევის შემცირებისას მოქმედებაში მოდის მე-6 ჰაერგამანაწილებელი. გაითიშება სამუხრუჭე ცილინდრი 7 და მოხდება მისი შეერთება მე-8 სამარაგო რეზერვუართან, რომელიც შევსებულია დაწნეხილი ჰაერით. ამ ჰაერის ზემოქმედების შედეგად სამუხრუჭო ცილინდრის დგუში გადაადგილდება და მასთან ერთად გადაადგილდება სამუხრუჭო ცილინდრის ქოკიც. იგი უშუალოდ მოქმედებს მე-10 სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემაზე, რომლის ზემოქმედების შედეგად მე-11 სამუხრუჭო ხუნდები მიეზღინება ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირს ორივე მხრიდან.

უნდა აღინიშნოს, რომ მუხრუჭის ეფექტურობა, რაც გამოიხატება სრული სამუხრუჭო დროის შემცირების და სამუხრუჭო ძალების გაზრდილი მნიშვნელობით გადაცემაზე სამუხრუჭო ხუნდების მიმართ, ავტომუხრუჭის სრული ტექნიკური გამართულობის პირობებშიც კი, დამოკიდებულია სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემის კონსტრუქციულ შესრულებაზე და სამუხრუჭო ხუნდების სახეობის ტექნიკური პარამეტრების ნომინალურ მნიშვნელობაზე.

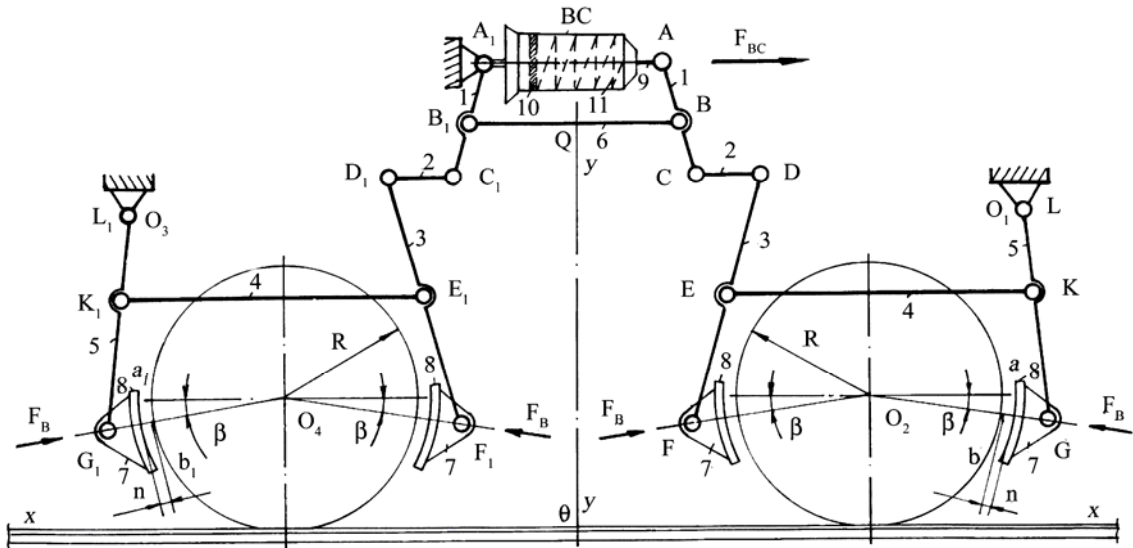
2.1.2. სამგზავრო ვაგონების არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა

როგორც უკვე აღინიშნა ავტომუხრუჭის ეფექტიანობა დამოკიდებულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სახეობაზე და ტექნიკურ გამართულობაზე, ეს ფაქტორი ითვალისწინებს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის, შემადგენელი წევებისა და საკიდების დამზადების ტექნოლოგიას, სადაც გათვალისწინებული უნდა იქნას მათი პირვანდელი გეომეტრიული ცდომილებანი ცვეთებისას სიგრძეების მიხედვით, აგრეთვე საჭიროა დაცული იქნას ამ ელემენტების აწყობის სიზუსტე და სახსრული შეერთებების ღრჩოების მნიშვნელობანი, რაც საჭიროა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის აწყობისთვის.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ნორმალური მუშაობისათვის ასევე საჭიროა დადგინდეს წევებისა და ვერტიკალური ბერკეტების დრეკადობის ის მაჩვენებლები, რაც გამოწვეულია სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის მიერ განვითარებულ $F_{\text{სგ}}$ და ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირზე $F_{\text{ს}}$ -სამუხრუჭო ძალის დაწოლით. ის არის პრობლემატური ამოცანაა, ამიტომ სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კვლევის ამ ეტაპზე არ განიხილება.

არსებობს სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კლასიკური ვარიანტი, რომელიც შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სქემის სახით.

მოცემული სქემის მიხედვით არსებული სამუხრუჭო გადაცემა შედგება შემდეგი ელემენტებისგან: უძრავ სახსარზე მოთავსებულია



ნახ. 2. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის არსებული სქემა სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონებისთვის ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით

სამუხრუჭო ცილინდრი 10 თავისივე ზამბარული სისტემით 11 და ჭოკით 9. AC ბერკეტი წარმოადგენს სისტემის ამძრავ ბერკეტს, რომელიც სახრულადაა დაკავშირებული მე-2 წევასთან. DF და LG ვერტიკალური ბერკეტები ერთმანეთთან დაკავშირებულია მე-4 KE წევის საშუალებებით და ბოლოვდებიან მე-8 სამუხრუჭო ხუნდებით ანალოგიური აგებულობით ხასიათდება არსებული გადაცემის მარჯვენა $L_1G_1F_1D_1C_1$, სისტემაც, რომელიც წარმოადგენს მარჯვენა სისტემის სარკისებურ ასახვას. სამუხრუჭო ხუნდებს და თვლის გორვის ზედაპირს შორის დამორება აღინიშნება n ასოთი, რომლის მნიშვნელობა ოთხივე ხუნდისთვის ერთნაირია. სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის დაწოლის კუთხე თვლის მიმართ აღნიშნულია B ასოთი, რომლის მნიშვნელობა ოთხივე ხუნდისთვის ერთნაირია. სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის დაწოლის ძალაა F_{bc} , ხოლო სამუხრუჭო ხუნდის საწოლის ძალა თვლის გორვის ზედაპირის მიმართ – F_b .

არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მოქმედების პრინციპი მდგომარეობს შემდეგში: სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული F_{bc} ძალის ზემოქმედებით ბერკეტული გადაცემის A სახსარი გადაადგილდება მარჯვნივ, ამ შემთხვევაში B სახსარი უძრავია, რაც გამოიწვევს AC

ბერკეტის შემობრუნებას B წერტილის გარშემო საათის ისრის მოქმედების მიმართულებით. ამის შედეგად C წერტილი გადაადგილდება მარცხნივ და იმის გამო, რომ D წერტილი CD რგოლის ბოლო წერტილია, გადაადგილება მარცხნივ. CD წვეის გადაადგილება მარცხნივ გამოიწვევს D წერტილის გადაადგილებას მარცხნივ, რის გამოც DF საკიდი შემობრუნდება დროებით უძრავი D წერტილის გარშემო. D წერტილის გარშემო შემობრუნების შედეგად მე-8 ხუნდი მიეზღინება ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირს (მე-8 წარმოადგენს სამუხრუჭო კომპოზიციურ ხუნდს, ხოლო მე-7 არის ხუნდის ბუნიკი). თვლის გორვის ზედაპირზე ხუნდის მიჭერის შედეგად, იმის გამო, რომ G წერტილი განიცდის მარცხნივ გადაადგილებას. K წერტილი ხდება უძრავი და D წერტილი გადაადგილდება მარცხნივ. რადგან DF წვეა ხისტი რგოლია, ამიტომ D წერტილთან ერთად გადაადგილდება E წერტილიც. ე.ი. DE წვეა გადაადგილება მარცხნივ. ამიტომ DE წვეის გადაადგილების შედეგად LG ვერტიკალური საკიდი შემობრუნდება მარცხნივ და მე-8 სამუხრუჭო ხუნდი მიეზღინება ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირს. ასეთია მარჯვენა სისტემის მოქმედების პრინციპი, რაც უზრუნველყოფს ხუნდების დაჭერას ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირის მიმართ. სავარაუდოა, რომ F ხუნდი მიეჭიროს გორვის ზედაპირს. ვიდრე G ხუნდი, რაც გამოწვეულია ბერკეტული გადაცემის რგოლების მოძრაობით, მაგრამ ეს მოვლენა სამუხრუჭო ეფექტის საბოლოო შედეგზე გავლენას ვერ მოახდენს, რადგან იგი ხორციელდება დროის მცირე მონაკვეთში.

ასეთივე მიმდევრობით წარმოებს სამუხრუჭო გადაცემის მარცხენა სისტემის მოქმედება, რაც დამყარებულია B წერტილის გადაადგილებაზე მარჯვნივ. ამ დროს C_1 წერტილიც გადაადგილდება მარჯვნივ. გადაადგილება მარჯვნივ C_1D_1 წვეაც, რაც გამოიწვევს D_1 წერტილის შემობრუნებას უძრავი E_1 წერტილის გარშემო, რომლის შედეგადაც F_1 წერტილი გადაადგილდება მარცხნივ და სამუხრუჭო ხუნდები მიეზღინება თვლის გორვის ზედაპირზე. ახლა უკვე F_1 წერტილი ხდება უძრავი, ხოლო

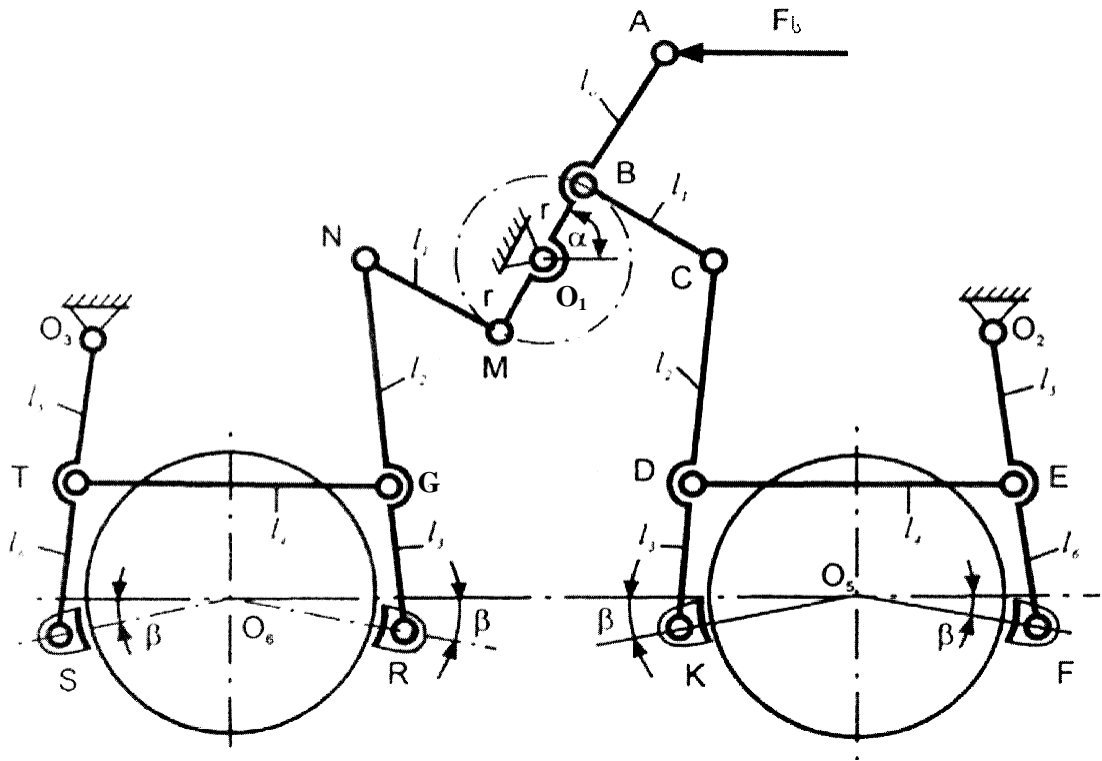
E_1 წერტილი გადაადგილდება მარჯვნივ, რაც გამოიწვევს $K_1 E_1$ წვეის გადაადგილებას მარჯვნივ. იმის გამო, რომ $L_1 G_1$ საკიდი ბრუნავს O_3 წერტილის გარშემო, ამიტომ E_1 წერტილის გადაადგილება მარჯვნივ K_1 წერტილის გადაადგილებას მარჯვნივ, რომლის შედეგადაც სამუხრუჭო ხუნდი მიეზღინება, ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირს.

ასეთია არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მოქმედების პრინციპი, რაც უზრუნველყოფს სამუხრუჭო ხუნდების ორმხრივ დაწოლას ვაგონის თვლების გორვის ზედაპირების მიმართ გარკვეულ F_b ძალით.

2.1.3. სამგზავრო ვაგონების გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები საერთო ამძრავითა და ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით

სამგზავრო ვაგონების განხილული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ხასიათდება ბერკეტებისა და სახსრული შეერთების დიდი რაოდენობით. ცხადია, როგორც კინემატიკური, ასევე დინამიკური სიზუსტის თვალსაზრისით, სასურველია, რომ გადაცემას გააჩნდეს ბერკეტებისა და შეერთებების ის მინიმალური რაოდენობა, რაც საკმარისი იქნება ოპტიმალური დამუხრუჭების პროცესისათვის. მხედველობაში მისაღებია ის გარემოება, რომ ტექნოლოგიური აკრების მიზნით გადაცემის შეერთებებში თავიდანვე დაშვებულია ტექნოლოგიური ღრეჩოები, რაც შეესაბამება მილისისა და ნახვრეტის დაშვებებს. ამასთან ბერკეტების ზომები და ღრეჩოები თავიდანვე ხასიათდება დამზადების პირველადი ცდომილებებით, რაც გადაცემის მუშაობის შემდეგ კიდევ უფრო იზრდება. ცდომილებების ზრდა ღრეჩოს გეომეტრიული ზომების გადიდებასთან ერთად იწვევს რეაქციის ძალებისა და დარტყმითი მოვლენების ზრდას ღრეჩოს არეში, ბერკეტული სისტემის დაზიანებასა და გადაცემის სიზუსტის დარღვევას. აღნიშნულის გამო აუცილებელია შეიქმნას სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების მინიმალური რაოდენობით, ასევე ღრეჩოს ოპტიმალური გეომეტრიული ზომის შერჩევით.

ჩვენს მიერ, სადღეისო მოთხოვნების გათვალისწინებით, დამუშავდა რამდენიმე სქემა სამგზავრო ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით. ერთ-ერთი მათგანი შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით (ნახ. 3).



ნახ. 3. ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო ამძრავითა და ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ორმხრივი დაწოლით

შემოთავაზებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო AM ამძრავითა და ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით ნახაზის მიხედვით წარმოადგენს ორი $MNCRSTO_3$ და $BCDKFEO_2$ ბერკეტული სისტემის ერთობლიობას, რომლებიც მოძრაობაში მოდის საერთო AM ამძრავის საშუალებით. თვით AM ამძრავის ბოლო A სახსარში მოდებულია სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკიდან განვითარებული დაწოლის F_{bc} ძალა. გადაცემის არსებულ სქემასთან (ნახ. 2) შედარებით, ახალ სქემაში ბერკეტების რაოდენობა შემცირდა ორი ერთეულით და სახსრული შეერთებებიც გახდა ორით ნაკლები. გარდა იმისა, რომ მიღებულია კონსტრუქციულად გამარტივებული სქემა, აღსანიშნავია, რომ იგი

ემორჩილება ზუსტ მათემატიკურ ანალიზს. საერთო AM ამძრავის მობრუნებისას მიღწეულია ყველა სამუხრუჭო ხუნდის ერთდროული ზემოქმედება ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირების მიმართ.

AM ამძრავი ბერკეტი სახსრულადაა ჩამაგრებული ბრუნვის უძრავ O_1 სახსარში. მისგან ტოლი O_1B და O_1M მხარების M და B წერტილებში მოდებულია ისევ ერთმანეთის ტოლი BC და MN ბერკეტები, რომელთა საშუალებითაც AM აძრავი ბერკეტის მობრუნებისას CK და NR ბერკეტები შემობრუნდებიან ერთმანეთის მიმართ საპირისპირო მიმართულებით.

საერთო ამძრავისა და თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლის მქონე ოპტიმალური ღრეჩოებიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელის აგებისთვის უნდა გავითვალისწინოთ მოსაზრებანი იმის შესახებ, რომ გადაცემის ყველა რგოლი წარმოადგენს აბსოლუტურად ხისტ ღეროს მასების თანაბარი განაწილებით, ე.ი. ნებისმიერი ბერკეტის სიმძიმის (მასების) ცენტრი ამავე ღეროს წარმოადგენს მის გეომეტრიულ ცენტრს. ამავე ღეროს მხედველობაში მიიღება ის გარემოება, რომ ბრუნვითი კინემატიკური წყვილის (სახსრული შეერთების) შიგა ელემენტი გამოსახულია წერტილის სახით და ამის გამო შეერთებაში არსებული ღრეჩოს სიდიდე უტოლდება გარე ელემენტის შიგა მუშა ზედაპირის რადიუსს. ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკისა და AM საერთო ამძრავის ბოლო A წერტილში, მუდმივი კონტაქტის გამო, დინამიკური მოვლენის კვლევისას, გამოვრიცხავთ ღრეჩოს არსებობას. გამოვრიცხავთ ღრეჩოს არსებობას აგრეთვე O_1 , O_2 და O_3 უძრავ შეერთებებში, რადგან მათ მიმართ შემობრუნდება საკმაო მასის მქონე AM , O_2F და O_3S ბერკეტები, მასთან მიერთებული რგოლების გარკვეული რაოდენობით. ტექნოლოგიური ღრეჩოს შემთხვევაში გამორიცხულია ამ შეერთებების დამატებითი მოძრაობების არსებობის მოვლენა. ასევე უგულვებელყოფთ გაზრდილ ღრეჩოებს ხუნდების ჩამაგრების F, K, R და S სახსრებში, რადგან საკიდებისა და საკიდების დამაკავშირებელი განივი ძელის დიდი მასა გამორიცხავს ამ სახსრულ შეერთებებში დამატებითი მოძრაობების აღძვრის მოვლენას.

2.1.4. სამგზავრო ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო მიმმართველითა და ვაგონის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ორმხრივი დაწოლით

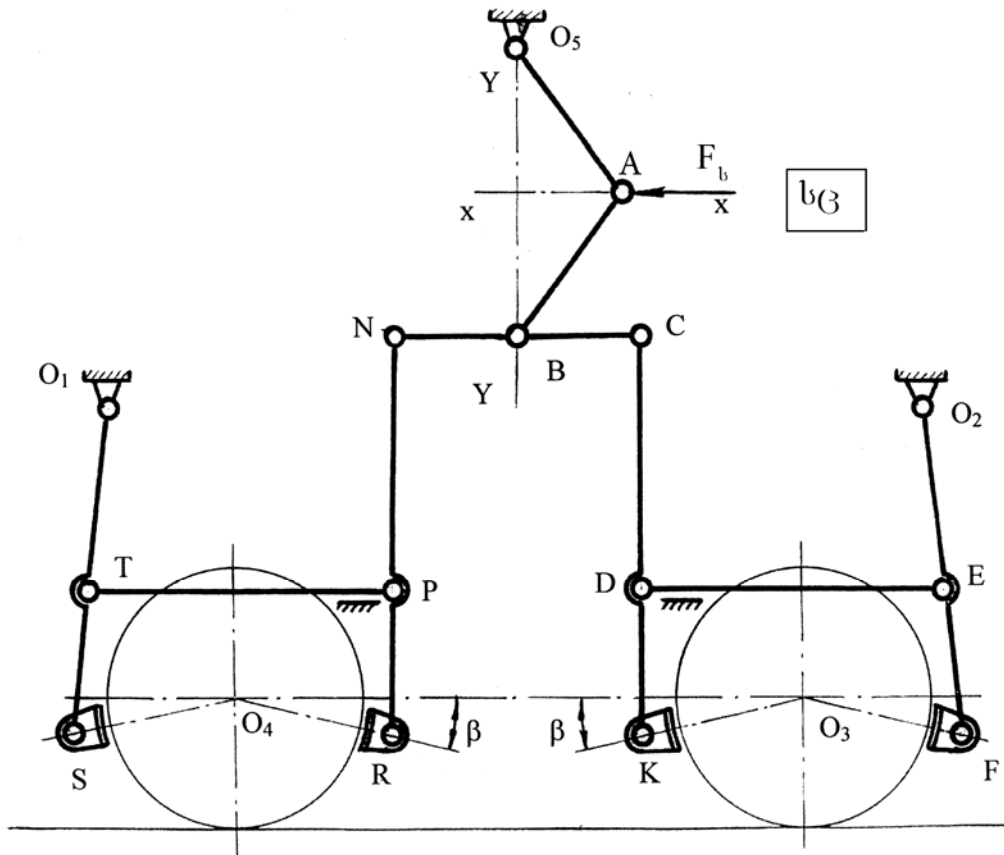
განხილულ ოპტიმალურ სამუხრუჭო გადაცემას (ნახ. 3) გააჩნია გარკვეული უპირატესობანი არსებულთან (ნახ. 2) შედარებით, რაც გამოიხატება შემადგენელი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების რაოდენობის შემცირებაში. ამასთან რაოდენობის შემცირება თვისობრივად მოქმედებს სამუხრუჭო ძალის გაზრდილი მნიშვნელობით გადაცემაზე და ხმაურის შემცირებაზე – მცირდება სამუხრუჭო ძალის დანაკარგები სახსრულ შეერთებებში ხახუნის დაძლევაზე, მცირდება მუხრუჭის აშვებისას წარმოშობილი ხმაური და ა.შ. გარდა ამისა უზრუნველყოფილია გარკვეული ეკონომიკური დანახარჯების შემცირება ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლები რაოდენობით დამზადებაზე, აკრებაზე და ა.შ.

დამუშავებულ იქნა აგრეთვე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მარტივი კონსტრუქცია სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონებისათვის საერთო მიმმართველითა და ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით (ნახ. 4). ამ გადაცემაში შენარჩუნებული იქნა ხუნდების ორმხრივი დაწოლის ძველი სქემა ხუნდების საკიდების ჩათვლით (ნახ. 2).

გადაცემაში ამძრავს წარმოადგენს ამძრავი O_5AB მექანიზმი საერთო $Y-Y$ გამმართველით. დაწოლის $F_{\text{გ}}$ ძალა მოქმედებს O_5AB მექანიზმის A სახსრულ შეერთებაში, რის გამოც B სახსარი გადაადგილდება $Y-Y$ მიმმართველის გასწვრივ. ეს გადაადგილება გამოწვევს NB და CB მხარების ურთიერთგადაადგილებას, რომლის დროსაც N სახსარი გადაადგილდება მარჯვნივ, ხოლო C სახსარი კი მარცხნივ. ამ მომენტის შემდეგ სამუხრუჭო პროცესი მიმდინარეობს უკვე განხილული წესით. ახალ კონსტრუქციაში შენარჩუნებულია ხუნდების დაწოლის B კუთხე და საკიდი ბერკეტების შემაერთებელი DE და PT საშუალოდო ბერკეტები.

სრული დამუხრუჭება ხორციელდება სამუხრუჭო გადაცემის ორი შემსრულებელი O_1TSRPN და O_2EFKDC სისტემის ერთდროული

მოქმედების შედეგად. ეს სისტემები შედგება ერთნაირი რგოლებისა და სახსრული შეერთების ტოლი რაოდენობისაგან, ხოლო სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული ძალა F_b თანაბრად ნაწილდება ორივე სისტემის მიმართ. სრული დამუხრუჭების მომენტისთვის აუცილებელია, რომ ამძრავი O_5AB კვანძის A სახსარი შეუთავსდეს $Y-Y$ მიმართველს, რომლის დროსაც OA და AB რგოლები განლაგება $Y-Y$ მიმართველზე.



ნახ. 4. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა საერთო მიმართველითა და ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით

არსებულთან (ნახ. 2) შედარებით შემოთავაზებულ გადაცემას (ნახ. 4) გააჩნია ბერკეტების ერთით ნაკლები რაოდენობა და სახსრული შეერთებებიც აქ სამი ერთეულით ნაკლებია. ერთ ვაგონზე გვექნება ოთხით ნაკლები ბერკეტი და თორმეტით ნაკლები სახსრული შეერთება. განსაკუთრებით აღსანიშნავია ამ გადაცემის ამძრავი O_5AB კვანძის დამზადების სიიოლე და დაწოლის F_b ძალის გადაცემის თვალსაზრისით საიმედო ტექნიკური პარამეტრები.

მოცემული (ნახ. 4) სამუხრუჭო გადაცემის გამოყენებისას შენარჩუნებული და გაუმჯობესებული უნდა იქნას არსებული სამუხრუჭო გადაცემის (ნახ. 2) ტექნიკური მაჩვენებლები, ამიტომ მოცემული გადაცემის სრულყოფის გაანგარიშების პროცესში გათვალისწინებული უნდა იქნას ყველა საპროექტო მონაცემები, სახსრული შეერთებების ცვეთებით გამოწვეული შეძენილი კინემატიკური და დინამიკური ცვლილებები, რაც საშუალებას მოგვცემს შევინარჩუნოთ და გავაუმჯობესოთ გამომავალი მახასიათებლების კინემატიკური და დინამიკური ფუნქციონალური სიზუსტე. ეს კი შესაძლებელი გახდება მას შემდეგ, რაც დამუშავდება მოცემული საერთო მიმართველიანი ორმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი სახსრულ შეერთებებში ცვეთებით გამოწვეული ღრეჩოების გათვალისწინებით და ჩატარება შესაბამისი გაანგარიშებანი, როგორც მთლიანი გადაცემის, ასევე შემადგენელი შემსრულებელი სისტემების სქემების მიხედვით.

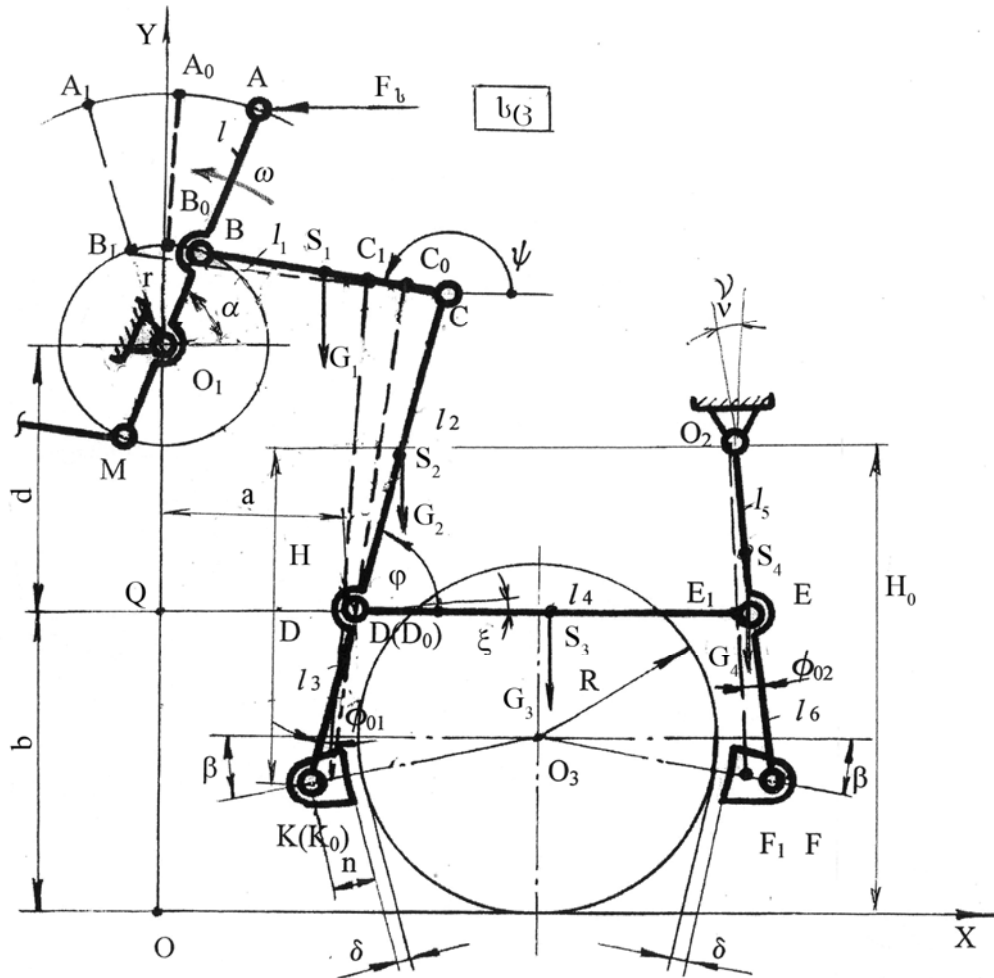
2.1.5. გაუმჯობესებული საერთო ამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი

ანალიზის ჩატარება გულისხმობს განისაზღვროს გაუმჯობესებული გადაცემის ბერკეტების და წევების, აგრეთვე ხუნდის ჩამაგრების წერტილების შესაძლო მოძრაობანი და მათი მობრუნების კუთხეები, რაც აუცილებელია გაუმჯობესებული გადაცემის მოთავსების მიზნით ვაგონის ურიკის ჩარჩოზე. დინამიკური ანალიზი მოიცავს ბერკეტების და წევების მასების ცენტრებში მოდებული ძალების მიხედვით ინერციის ძალების, მომენტებისა და მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისთვის აუცილებელი პარამეტრების დადგენას.

კინეტიკური და დინამიკური ანალიზის ჩატარების მიზნით ვსარგებლობთ ამ გადაცემის საანგარიშო სქემით (ნახ. 5).

მოცემული სქემაზე m_i მასების ცენტრები და აღნიშნულია S_i წერტილები, რაც ამავე დროს ბერკეტების ერთგვაროვნების გამო მათი

გეომეტრიული ცენტრებიცაა. ამ წერტილებში მოღებულია შესაბამისი G_i სიმძიმის ძალები. წევებისა და ბერკეტების მობრუნების კუთხეებია ψ , φ , ξ , ν . განხილულია გადაცემის სამი შესაძლო მდებარეობა დაწოლის F_b ძალის მოქმედებისას A წერტილიდან საშუალოდ A_0 და საბოლოოდ A_1 მდებარეობამდე.



ნახ. 5. გაუმჯობესებული საერთოამრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა

კინემატიკური კვლევის მიზნით აუცილებელია განისაზღვროს შემადგენელი ბერკეტების მასების ცენტრის გადაადგილება, სიჩქარე და აჩქარება. BC ბერკეტის S_i მასების ცენტრისათვის გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} X_{S1} &= r \cos a + \frac{l_1}{2} \cos \psi; \\ Y_{S1} &= b + d + r \sin a + \frac{l_1}{2} \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

CK საკიდისათვის

$$\left. \begin{aligned} X_{S_2} &= r \cos a + l_1 \cos \psi - \frac{l_2 + l_3}{2} \cos \varphi; \\ Y_{S_2} &= b + d + r \sin a + l_1 \sin \psi - \frac{l_2 + l_3}{2} \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

DE საშუალო ბერკეტის S_3 მასების ცენტრისათვის ვწერთ:

$$X_{S_3} = r \cos a + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + \frac{l_4}{2}. \quad (3)$$

K სახსრული შეერთების გადაადგილებისათვის ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} X_K &= r \cos a + l_1 \cos \psi - (l_2 + l_3) \cos \varphi; \\ Y_K &= b + d - l_1 \sin \psi - (l_2 + l_3) \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

O₂F საკიდის მასების S_4 ცენტრისათვის შეიძლება დაიწეროს:

$$\left. \begin{aligned} X_{S_4} &= r \cos a + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + l_4 - \frac{l_5 + l_6}{2} \cos \varphi; \\ Y_{S_4} &= b + l_5 \sin \varphi - \frac{l_5 + l_6}{2} \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

(1)-(5) ტოლობების მიხედვით შეიძლება ვიპოვოთ ყველა ბერკეტის მასების S_i ცენტრის ხაზოვანი სიჩქარე.

$$\left. \begin{aligned} V_{S_1} &= (\dot{X}_{S_1}^2 + \dot{Y}_{S_1}^2)^{1/2}; \\ V_{S_2} &= (\dot{X}_{S_2}^2 + \dot{Y}_{S_2}^2)^{1/2}; \\ V_{S_3} &= \dot{X}_{S_3}; \\ V_{S_4} &= (\dot{X}_{S_4}^2 + \dot{Y}_{S_4}^2)^{1/2}; \\ V_K &= (\dot{X}_K^2 + \dot{Y}_K^2)^{1/2}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

სადაც \dot{X}_i და \dot{Y}_i სიჩქარის გეგმილები იანგარიშება შემდეგი ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S_1} &= -r\omega \sin a - \frac{l_1}{2}\dot{\psi} \sin \psi; \\ \dot{Y}_{S_1} &= r\omega \cos a + \frac{l_1}{2}\dot{\psi} \cos \psi; \\ \dot{X}_{S_2} &= -r\omega \sin a - l_1\dot{\psi} \sin \psi + \frac{l_2 + l_3}{2}\dot{\varphi} \sin \varphi; \\ \dot{Y}_{S_2} &= r\omega \cos a - l_1\dot{\psi} \sin \psi - \frac{l_2 + l_3}{2}\dot{\varphi} \cos \varphi; \\ \dot{X}_{S_3} &= -r\omega \sin a - l_1\dot{\psi} \sin \psi + l_2\dot{\varphi} \sin \varphi; \\ \dot{X}_K &= -r\omega \sin a - l_1\dot{\psi} \sin \psi + (l_2 + l_3)\dot{\varphi} \sin \varphi; \\ \dot{Y}_K &= -l_1\dot{\psi} \cos \psi - (l_2 + l_3)\dot{\varphi} \cos \varphi; \\ \dot{X}_{S_4} &= -r\omega \sin a - l_1\dot{\psi} \cos \psi - \frac{1}{2}(2l_2 - l_5 - l_6)\dot{\varphi} \sin \varphi; \\ \dot{Y}_{S_4} &= \frac{1}{2}\dot{\varphi} \sin \varphi (l_5 - l_6). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ბერკეტების მასების S_i ცენტრების ხაზოვანი აჩქარებები გამოისახება ფორმულებით:

$$\left. \begin{aligned} a_{S1} &= (\ddot{X}_{S1}^2 + \ddot{Y}_{S1}^2)^{1/2}; \\ a_{S2} &= (\ddot{X}_{S2}^2 + \ddot{Y}_{S2}^2)^{1/2}; \\ a_{S3} &= \ddot{X}_{S3}; \\ a_{S4} &= (\ddot{X}_{S2}^2 + \ddot{Y}_{S2}^2)^{1/2}; \\ a_K &= (\ddot{X}_K^2 + \ddot{Y}_K^2)^{1/2}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

(8) სისტემაში შემავალი \ddot{X}_{S1} და \ddot{Y}_{S1} ჩაიწერება გამოსახულებებით:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_{S1} &= -r\omega^2 \sin a - \frac{l_1}{2}(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi); \\ \ddot{Y}_{S1} &= -r\omega^2 \sin a - \frac{l_1}{2}(\ddot{\psi} \sin \psi - \dot{\psi}^2 \cos \psi); \\ \ddot{X}_{S2} &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) + \frac{l_2 + l_3}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\ \ddot{Y}_{S2} &= -r\omega^2 \sin a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi - \dot{\psi}^2 \cos \psi) + \frac{l_2 + l_3}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\ \ddot{X}_{S3} &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) + l_2(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\ \ddot{X}_K &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) + (l_2 + l_3)(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\ \ddot{Y}_K &= -l_1(\ddot{\psi} \cos \psi - \dot{\psi}^2 \sin \psi) - (l_2 + l_3)(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\ \ddot{X}_{S4} &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) - l_2(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi) + \\ &+ \frac{l_5 + l_6}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\ \ddot{Y}_{S4} &= l_5(\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) - \frac{l_5 + l_6}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi - \dot{\phi}^2 \cos \phi). \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

დინამიკური ანალიზის ჩატარების მიზნით აუცილებელია განისაზღვროს სამუხრუჭო გადაცემის ბერკეტების ინერციის ძალები და მომენტები. ბერკეტის ინერციის ძალა ზოგადად ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$F_{oi} = -m_i a_{si},$$

სადაც m_i არის i -ური ბერკეტის მასა;

\vec{a}_{si} – i -ური ბერკეტის მასების ცენტრის აჩქარება.

ბოლო ფორმულის ძალით BC ბერკეტის ინერციის ძალისათვის გვექნება

$$F_{o1} = -m_1 a_{S1};$$

ანუ

$$F_{o1} = -m_1(\ddot{X}_{S1}^2 + \ddot{Y}_{S1}^2)^{1/2}. \quad (10)$$

სათანადოდ, CK, DE, O₂F ბერკეტებისათვის გვექნება:

$$F_{o2} = -m_2(\ddot{X}_{S2}^2 + \ddot{Y}_{S2}^2)^{1/2}$$

$$F_{o3} = -m_3\ddot{X}_{S3}$$

$$F_{o4} = -m_4(\ddot{X}_{S4}^2 + \ddot{Y}_{S4}^2)^{1/2}.$$

გადაცემის ბერკეტების ინერციის ძალის გეგმილები OX და OY ღერძების მიმართ ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\left. \begin{aligned} F_{o1(X)} &= -m_1\ddot{X}_{S1}; \\ F_{o1(Y)} &= -m_1\ddot{Y}_{S1}; \\ F_{o2(X)} &= -m_2\ddot{X}_{S2}; \\ F_{o2(Y)} &= -m_2\ddot{Y}_{S2}; \\ F_{o3(X)} &= -m_3\ddot{X}_{S3}; \\ F_{o4(X)} &= -m_4\ddot{X}_{S4}; \\ F_{o4(Y)} &= -m_4\ddot{Y}_{S4}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

სადაც m_i არის შემადგენელი ბერკეტების მასები, ხოლო \ddot{X}_{Si} და \ddot{Y}_{Si} განისაზღვრება (9) სისტემიდან.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ბერკეტების ინერციის წყვილძალის M_i მომენტი მასების ცენტრის მიმართ განისაზღვრება ზოგადი ფორმულით:

$$M_i = -I_i\ddot{\phi}_i,$$

სადაც I_i არის i -ური ბერკეტის ინერციის მომენტი სიმბოლის ცენტრში გამავალი ღერძის მიმართ;

$\ddot{\phi}_i$ – i -ური ბერკეტის მობრუნების კუთხური აჩქარება.

მაშინ უკანასკნელი ფორმულის ძალით BC ბერკეტის, CK და O₂F საკიდებისათვის ვწერთ შემდეგ ტოლობებს:

$$\begin{aligned} M_1 &= -\frac{m_1}{12}l_1^2\ddot{\psi}; \\ M_2 &= -\frac{m_2}{12}(l_2 + l_3)^2\ddot{\phi}; \\ M_4 &= -\frac{m_4}{12}(l_5 + l_6)^2\ddot{\phi}. \end{aligned} \quad (12)$$

ამგვარად, განსაზღვრულია ყველა მახასიათებელი პარამეტრი გადაცემის კინეტიკური ენერჯის და შემდგომ მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენის მიზნით.

მოცემული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ანალიზური გამოკვლევისათვის საჭიროა განისაზღვროს ბერკეტების მობრუნების კუთხეები ჩაკეტილი ვექტორული კონტურის მეთოდით და წარმოვადგენთ ვექტორული O_1BCDQO_1 მრავალკუთხედის გვერდებს ვექტორების სახით: $DQ = \bar{a}$, $QO_1 = \bar{d}$, $O_1B = \bar{r}$, $BC = \bar{l}_1$ და $CD = \bar{l}_2$. მობრუნების a კუთხე ისევ მუდმივია.

ვახდენთ რა ამ ვექტორული კონტურის დაგეგმარებას XOY სისტემის OX და OY ღერძებზე, გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ ორ ტოლფას იგივეობას:

$$l_1^2 \cos^2 \psi = -(a - 2 \cos \alpha)^2 - 2l_2(a - 2 \sin \alpha) \cos \varphi + l_2^2 \cos^2 \varphi;$$

$$l_1^2 \cos^2 \psi = -(d + r \sin \alpha)^2 - 2l_2(d - r \sin \alpha) \sin \varphi + l_2^2 \sin^2 \varphi.$$

აღგებრული გარდაქმნებისა და ჩასმების შემდეგ ამ განტოლებების ამოხსნა გვაძლევს $\cos \varphi$ ფუნქციის მნიშვნელობას:

$$\cos \varphi = \frac{1}{A^2 + B^2} [-AC \pm B(A^2 + B^2 + C^2)^{1/2}] \quad (13)$$

სადაც

$$A = -2l_2(a - r \cos \alpha);$$

$$B = -2l_2(d + r \sin \alpha);$$

$$C = l_2^2 - l_1^2 + a^2 + d^2 + r^2 + 2r(d \sin \alpha - a \cos \alpha).$$

(13) ტოლობიდან შეიძლება φ კუთხის განსაზღვრა:

$$\varphi = \arccos \frac{1}{A^2 + B^2} [-AC \pm B(A^2 + B^2 + C^2)^{1/2}].$$

BC ბერკეტის მობრუნების ψ კუთხის პოვნის მიზნით მოცემული სქემის მიხედვით, ვწერთ:

$$r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi = a,$$

საიდანაც მივიღებთ:

$$\cos \psi = \frac{1}{l_1} [l_2 \cos \varphi + (a - r \cos \alpha)]. \quad (14)$$

ანუ

$$\psi = \arccos[l_1^{-1}(l_2 \cos \varphi + D)],$$

სადაც

$$D = a - r \cos \alpha.$$

DE ბერკეტის მოძრაობას შეიძლება ქონდეს ორი სახე: პირველ შემთხვევაში DE ასრულებს მხოლოდ გადატანით მოძრაობას და KDEO₂ ჩაკეტილი კონტურის ვექტორული გეგმილები საკოორდინატო ღერძების მიმართ წარმოგვიდგება ასეთი სახით:

$$l_3 \cos \varphi + l_4 + l_5 \cos \nu - h = 0;$$

$$l_3 \sin \varphi + l_5 \sin \nu - H = 0;$$

უკანასკნელი განტოლებებიდან ვპოულობთ:

$$\left. \begin{aligned} \cos \nu &= \frac{1}{l_5} (h - l_4 - l_3 \cos \varphi); \\ \sin \nu &= \frac{1}{l_5} (H - l_3 \sin \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

ანუ

$$\nu = \arccos[l_5^{-1}(h - l_4 - l_3 \cos \varphi)];$$

$$\nu = \arcsin[l_5^{-1}(H - l_3 \sin \varphi)].$$

მეორე შემთხვევაში, DE ბერკეტის რთული მოძრაობისას, KDEO₂ ჩაკეტილი კონტურის ვექტორული გეგმილები OX და OY ღერძების მიმართ ჩაიწერება შემდეგი განტოლებებით:

$$l_3 \cos \varphi + l_4 \cos \xi + l_5 \cos \nu - h = 0;$$

$$l_3 \sin \varphi + l_4 \sin \xi + l_5 \sin \nu + H = 0.$$

აქედან უნდა განისაზღვროს მოზრუნების ξ და ν კუთხეები. სათანადო ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ ტრიგონომეტრიულ განტოლებას მოზრუნების კუთხის მიმართ. გვექნება:

$$A_0 \sin \nu - B_0 \cos \nu - C_0 = 0, \quad (16)$$

სადაც

$$A_0 = 2l_5(H - l_3 \sin \varphi);$$

$$B_0 = 2l_5(h - l_3 \cos \varphi);$$

$$C_0 = l_4^2 - l_5^2 + h^2 - H^2 + l_3^2 \cos 2\varphi - 2l_3(h \cos \varphi + H \sin \varphi).$$

(16) განტოლების საძიებელი ამონახსნია

$$\sin \nu = \frac{1}{A_0^2 + B_0^2} [A_0 C_0 \pm B_0 (A_0^2 + B_0^2 - C_0^2)^{1/2}] \quad (17)$$

ანუ

$$\nu = \arcsin \frac{1}{A_0^2 + B_0^2} [A_0 C_0 \pm B_0 (A_0^2 + B_0^2 - C_0^2)^{1/2}].$$

მობრუნების ξ კუთხის მნიშვნელობა განისაზღვრება განტოლებიდან:

$$l_3 \sin \varphi + l_4 \sin \xi + l_5 \sin \nu = H$$

საიდანაც,

$$\sin \xi = \frac{1}{l_4} (D_0 - l_5 \sin \nu), \quad (18)$$

ან

$$\xi = \arcsin [l_4^{-1} (D_0 - l_5 \sin \nu)],$$

სადაც

$$D_0 = H - l_3 \sin \varphi.$$

მიღებული შედეგების მიხედვით შეიძლება ჩატარდეს გადაცემის დინამიკური გამოკვლევა. ამ მიზნით ვიყენებთ ლაგრანჟეს მოძრაობის მეორე რიგის დიფერენციალურ განტოლებას:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha, \quad (19)$$

სადაც T არის მოცემული გადაცემის კინეტიკური ენერჯია;

$\dot{\alpha}$ -საერთო ამძრავის მობრუნების კუთხური სიჩქარე, იგივე განზოგადოებული კოორდინატა;

Q_α - შესაძლო α მობრუნების შესაბამისი განზოგადებული ძალა.

განზოგადოებული ძალა გამოისახება ტოლობით:

$$Q_\alpha = M_\alpha + G_1 V_{S1(\alpha)} + G_2 V_{S2(\alpha)} + G_3 V_{S3(\alpha)} + G_4 V_{S4(\alpha)}, \quad (20)$$

სადაც $V_{si(\alpha)}$ არის S_i მასების ცენტრების სიჩქარეები. შეიძლება დაიწეროს:

$$\left. \begin{aligned}
V_{S1} &= \left[r^2 \omega^2 + \frac{1}{4} l_1^2 + l_1 r \omega \dot{\psi} \cos(\alpha - \psi) \right]^{1/2}; \\
V_{S2} &= \left[r^2 \omega^2 + l_1^2 \dot{\psi}^2 + \frac{1}{4} (l_2 + l_3) \dot{\phi}^2 - 2r \omega l_1 \dot{\psi} \cos(\alpha + \psi) - \right. \\
&\quad \left. - r \omega (l_2 + l_3) \dot{\phi} \cos(\alpha - \varphi) + l_1 \dot{\psi} \dot{\phi} (l_2 + l_3) \cos(\psi + \varphi) \right]^{1/2}; \\
V_{S3} &= \left[r^2 \omega^2 \sin^2 \alpha + 2r \omega \sin \alpha (l_1 \dot{\psi} \sin \psi - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) + \right. \\
&\quad \left. + l_1 \dot{\psi} \sin \psi (l_1 \dot{\psi} \sin \psi - 2l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) + l_2^2 \dot{\phi}^2 \sin^2 \varphi \right]^{1/2}; \\
V_{S4} &= \left[r^2 \omega^2 \sin^2 \alpha + l_1^2 \dot{\psi}^2 \sin^2 \psi + \frac{1}{4} \dot{\phi}^2 \sin^2 \varphi (2l_2 - l_5 - l_6)^2 + \right. \\
&\quad + 2r \omega l_1 \dot{\psi} \sin \alpha \sin \psi + r \omega \dot{\phi} (2l_2 - l_5 - l_6) \sin \alpha \sin \varphi + \\
&\quad \left. + l_1 \dot{\psi} \dot{\phi} (2l_2 - l_5 - l_6) \sin \psi \sin \varphi + \frac{1}{4} (l_5 - l_6)^2 \dot{\phi}^2 \cos^2 \varphi \right]^{1/2}.
\end{aligned} \right\} \quad (21)$$

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სრული T კინეტიკური ენერგია წარმოადგენს ბერკეტების მოძრაობის კინეტიკურ ენერგიასა და χ -ს. ამიტომ იგი ჩაიწერება ამ სახით:

$$T = \frac{1}{2} (I_{(r+l)} \dot{\alpha}^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\psi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_{02} \dot{\phi}^2). \quad (22)$$

თუ აღმოჩნდება, რომ CD და O₂F საკიდების მოძრუნების კუთხეები არ შეიძლება იყოს ურთიერთტოლი, მაშინ ცხადია DE საშუალო ბერკეტი შეასრულებს რთულ, გადატანით და ბრუნვით მოძრაობას, ხოლო O₂F საკიდი შემობრუნდება კუთხით, ე.ი. ადგილი ექნება ტოლობებს:

$$\left. \begin{aligned}
V_{S3(\xi)} &= (\dot{X}_{S3(\xi)}^2 + \dot{Y}_{S3(\xi)}^2)^{1/2}; \\
V_{S4(\xi)} &= (\dot{X}_{S4(\xi)}^2 + \dot{Y}_{S4(\xi)}^2)^{1/2}.
\end{aligned} \right\} \quad (23)$$

ამ შემთხვევისათვის ვწერთ;

$$\begin{aligned}
X_{S3(\xi)} &= r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + \frac{1}{2} l_4 \cos \xi; \\
Y_{S3(\xi)} &= b + d + r \sin \alpha - l_1 \sin \psi - l_2 \sin \varphi - \frac{1}{2} l_4 \sin \xi; \\
X_{S4(v)} &= r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + l_4 \cos \xi - \frac{1}{2} (l_5 + l_6) \cos v; \\
Y_{S4(v)} &= b + d + r \sin \alpha - l_1 \sin \psi - l_2 \sin \varphi - l_4 \sin \xi + \\
&\quad + H_0 - \frac{1}{2} (l_5 + l_6) \sin v.
\end{aligned} \quad (24)$$

აქ უკვე ξ და ν მობრუნების კუთხეთა მნიშვნელობანი განისაზღვრება (17) და (18) ფორმულებით. ცხადია, S_3 და S_4 მასების ცენტრების სიჩქარეები განსხვავდებიან (21) სისტემაში მოცემული ერთსახელა სიჩქარეებისაგან. ვწერთ:

$$V_{S3(\xi)} = [r^2\omega^2 + l_1^2\dot{\psi}^2 + l_2^2\dot{\phi}^2 + \frac{1}{4}l_4^2\dot{\xi}^2 - 2r\omega l_1\dot{\psi} \cos(\alpha + \psi) - 2r\omega l_2\dot{\phi} \cos(\alpha - \phi) - r\omega l_4\dot{\xi} \cos(\alpha + \xi) + 2l_1l_2\dot{\psi}\dot{\phi} \cos(\psi + \phi) + l_1l_4\dot{\psi}\dot{\xi} \cos(\psi - \xi) + l_2l_4\dot{\phi}\dot{\xi} \cos(\phi + \xi)]^{1/2}; \quad (25)$$

$$V_{S4(\nu)} = [r^2\omega^2 + l_1^2\dot{\psi}^2 + l_2^2\dot{\phi}^2 + l_4^2\dot{\xi}^2 + \frac{1}{4}(l_5 + l_6)^2\dot{\nu}^2 - 2r\omega l_1\dot{\psi} \cos(\alpha + \psi) - 2r\omega l_2\dot{\phi} \cos(\alpha - \phi) - 2r\omega l_4\dot{\xi} \cos(\alpha + \xi) - r\omega(l_5 + l_6)\dot{\nu} \cos(\alpha - \nu) + 2l_1l_2\dot{\psi}\dot{\phi} \cos(\psi + \phi) + 2l_1l_4\dot{\psi}\dot{\xi} \cos(\psi - \xi) + l_1(l_5 + l_6)\dot{\psi}\dot{\nu} \cos(\psi - \nu) + 2l_1l_4\dot{\psi}\dot{\xi} \cos(\psi + \xi) + l_2(l_5 + l_6)(\phi - \nu)\dot{\phi}\dot{\nu} - l_4(l_5 + l_6)\dot{\xi}\dot{\nu} \cos(\xi + \nu)]^{1/2}. \quad (26)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ

$$I_{02} = I_{S4}\dot{\nu}^2 + m_4\left(\frac{l_5 + l_6}{2}\right)^2;$$

$$\dot{\nu}^2 = V_{S4(\nu)}^2 / \left(\frac{l_5 + l_6}{2}\right)^2;$$

$$I_{S4} = \frac{m_4}{12}(l_5 + l_6)^2,$$

მაშინ გადაცემის კინეტიკური ენერგია, როცა $\phi \neq \nu$ და DE საშუალოდ ბერკეტი ასრულებს რთულ მოძრაობას, გამოისახება შემდეგი ტოლობით:

$$T = \frac{1}{2}(I_{(r+l)}\omega^2 + m_1V_{S1}^2 + I_{S1}\dot{\psi}^2 + m_2V_{S2}^2 + I_{S2}\dot{\phi}^2 + m_3V_{S3}^2 + I_{S1}\dot{\xi}^2 + I_{02}\dot{\nu}^2), \quad (27)$$

სადაც V_{S1}, V_{S2} და V_{S3} სიდიდეები განისაზღვრება შესაბამისად (21) სისტემიდან პირველი და მეორე ტოლობებით, ასევე (24) სისტემის პირველი ტოლობით. მობრუნების ϕ, ψ, ξ და ν კუთხეები განისაზღვრება შესაბამისად (13), (14), (17) და (18) გამოსახულებით. შესაძლებელია $\dot{\nu}$ -ის განსაზღვრისათვის ვისარგებლოთ ასეთი ფორმულით:

$$\dot{\nu}^2 = \frac{4}{(l_5 + l_6)^2}V_{S4(\nu)}^2,$$

სადაც $V_{S4(v)}$ გამოითვლება (26) ტოლობით.

ინერციის I_{S1}, I_{S2} და I_{S3} მომენტები მასების ცენტრების მიმართ განისაზღვრება (12) ტოლობების მიხედვით.

ცხადია განზოგადოებული Q_α ძალის მნიშვნელობა, გამოსახული (20) ტოლობით, არ შეესაბამება კინეტიკური ენერჯიის ახალ (27) სიდიდეს. მისი ახალი მნიშვნელობის დადგენისათვის საკმარისი და აუცილებელია, რომ (20) ტოლობაში S_3 და S_4 მასების ცენტრების V_{S3} და V_{S4} სიჩქარეები შევცვალოთ ახალი, (25) და (26) მნიშვნელობებით. ე.ი.

$$Q_\alpha = M_\alpha + G_1 V_{S1} + G_2 V_{S2} + G_3 V_{S3(\xi)} + G_4 V_{S4(v)}. \quad (28)$$

საბოლოოდ, ლაგრანჟეს მოძრაობის მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით მოცემული გადაცემის კვლევის საწყის ეტაპზე, მისი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება ჩაიწერება ასეთი სახით.

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial}{\partial \dot{\alpha}} \frac{1}{2} \left[I_{(r+l)} \omega^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\psi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + \right. \right. \\ & \left. \left. + m_3 V_{S3}^2 + I_{S3} \dot{\xi}^2 + \left(\frac{(l_5 + l_6)^2}{2} m_4 + I_{S4(v)} \right) \dot{v}^2 \right] \right\} + \\ & + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \alpha} \left[I_{(r+l)} \omega^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\psi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + \right. \\ & \left. + m_3 V_{S3}^2 + I_{S3} \dot{\xi}^2 + \frac{1}{2} (m_4 (l_5^2 + l_6^2) + I_{S4(v)}) \dot{v}^2 \right] = \\ & = M_\alpha + G_1 V_{S1} + G_2 V_{S2} + G_3 V_{S3(\xi)} + G_4 V_{S4(v)}. \quad (29) \end{aligned}$$

(29) განტოლების საბოლოო სახემდე მიყვანისა და მისი ამოხსნის შემდეგ შეიძლება მივიღოთ გადაცემის ყველა დინამიკური და კინემატიკური პარამეტრების იდეალური მნიშვნელობანი საერთო ამძრავის მობრუნების ნებისმიერი α_i კუთხისათვის.

2.2. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების დინამიკური მოდელები

2.2.1. დინამიკური მოდელების შექმნის თეორიული ასპექტები

რეალური ძალური და კინემატიკური პარამეტრების დადგენის მიზნით აუცილებელი ხდება ისეთი საანგარიშო რეალური დინამიკური მოდელების შექმნა, სადაც გათვალისწინებული იქნება ხანგრძლივი ექსპლუატაციის შედეგად დიდი ცვლევებით გამოწვეული შექმნილი მოვლენები გაზრდილი ღრეჩოების სახით. მხოლოდ ასეთი მოდელის მიხედვით ჩატარებული გაანგარიშებანი იძლევა გადაცემებში მიმდინარე ფიზიკური მოვლენების რეალურ სურათს.

მექანიკური გადაცემები ვაგონის თითქმის ყველა საპასუხისმგებლო კვანძებშია გამოყენებული და მოძრავი შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობა ან რომელიმე პროცესის წარმართვა დიდადაა დამოკიდებული ამ გადაცემების საიმედო და უმტყუნებო მუშაობაზე.

ვაგონის მექანიკური გადაცემები შეიძლება დაიყოს ღია და დახურულ გადაცემებად. ღია მექანიკური გადაცემა შეიძლება დავინახოთ უშუალოდ, ვიზუალურად, ხოლო დახურული გადაცემები გვევლინება ვაგონის კომპრესორის, დიზელის ძრავის, რეგულატორების ან რედუქტორების კორპუსების შიგნით არეში მომუშავე შესრულებული მექანიკური გადაცემების სისტემების სახით.

ღია და დახურული მექანიკური გადაცემები მუშაობენ სხვადასხვა საექსპლუატაციო რეჟიმში, სხვადასხვა შეზეთვის ხარისხითა და გარემო პირობებით, ამიტომ ამ გადაცემათა გამოკვლევა მოითხოვს განსხვავებულ მიდგომას.

ღია მექანიკური გადაცემის მაგალითად შეიძლება ავიღოთ სხვადასხვა სახის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები ვაგონის თვალზე ხუნდების ორმხრივი ან ცალმხრივი დაწოლით, კარდანულ-რედუქტორული

გადაცემა, ვაგონების ერთმაგი ან ორმაგი რესორული ჩამოკიდება, ავტოგადაბმულობა, კულისა რეგულიატორი და სხვა.

ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული სისტემის საშუალებით განხორციელებული დამუხრუჭების პროცესის ხარისხი, ნებისმიერი რეჟიმით დამუხრუჭებისას, დამოკიდებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამართულობაზე და მის ტექნიკურ მდგომარეობაზე. აქ იგულისხმება გადაცემის ყველა შემადგენელი ბერკეტის, წევის ან საკიდის საპროექტო პარამეტრების შენარჩუნება ბზარების, ჩამონატეხების ან სხვა დაზიანებების გარეშე, ბერკეტების სახსრული შეერთებების შიგა და გარე ელემენტების საპროექტო გეომეტრიული ზომების შენარჩუნება, სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკიდან განვითარებული სამუხრუჭო ძალის გაზრდილი მნიშვნელობით გადაცემა სამუხრუჭო ხუნდის ჩამაგრების წერტილამდე და ა.შ.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის საპროექტო გადაცემის ფარდობა და სიმძლავრე, რომელიც გამოიხატება თვალზე ხუნდიდან გადაცემული სამუხრუჭო ძალით, დამოკიდებულია ბერკეტებისა და საკიდების დამზადებისა და აკრების ტექნოლოგიაზე. დამზადების პროცესშივე გადაცემის ბერკეტს, წევას ან საკიდს გააჩნია პირველადი ცდომილება სიგრძის მიხედვით, რომელიც აკრების შემდეგ, ამ ელემენტთა დიდი რაოდენობის გამო, იძლევა დიდ პირველად ცდომილებას. გარდა აღნიშნულისა, გადაცემის ელემენტების სახსრულ შეერთებებში დასაშვები ტექნოლოგიური ღრეჩოც პირველადი ცდომილების მატარებელია, რომელიც ექსპლუატაციის პირობებში სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტების ცვეთის გამო განიცდის პროპორციულ ზრდას. პირველადი და ღრეჩოს არსებობით შექმნილი საექსპლუატაციო ცდომილებანი საკმაოდ დიდია და უარყოფითად მოქმედებს გადაცემის როგორც კინემატიკურ სიზუსტეზე, ასევე მის დინამიკურ მაჩვენებლებზე. იქმნება სიტუაცია, როცა მექანიკური გადაცემის მუშაობის დროს გაზრდილი ღრეჩოს შემთხვევაში ადგილი აქვს რომელიმე ბერკეტის მწყობრიდან გამოსვლას, რაც გამოიხატება მისი გაღუნვით ან ღერძული გრეხით.

ანალოგიური პროცესები მიმდინარეობს დახურული ტიპის გადაცემებში, რომელთა საპროექტო მონაცემები ფუნდამენტალურადაა დამუშავებული, მაგრამ პირველადი ცდომილებისა და სახსრულ შეერთებებში ელემენტების ცვეთების შესაბამისი გაზრდილი ღრეჩოს არსებობის პირობებში განიცდიან რა დიდ დინამიკურ დატვირთვებს, ხშირად გამოდიან მწყობრიდან. ეს შეიძლება პირველ რიგში ითქვას ვაგონის კომპრესორის მრუდმხარა-ბარბაცა შემსრულებელი მექანიზმის ბარბაცა-დგუშოვანი ჯგუფის მიმართ. მრუდმხარა-ბარბაცას, ბარბაცა-დგუშისა და დგუში-ცილინდრის სახსრულ შეერთებებში არსებული დიდი ღრეჩოს შემთხვევაში იზრდება რეაქციისა და ხახუნის ძალები, ადგილი აქვს შიგა და გარე ელემენტების დარტყმით მოვლენებს, რომლის შედეგადაც ზიანდება შემსრულებელი მექანიზმის ელემენტები. ადგილი აქვს ბარბაცას გალუნვას, გრეხას და ხშირად ჩამსხრევასაც კი, რაც დამატებითი შესაკეთებელი სამუშაოების წინაპირობას წარმოადგენს. ზიანდება არა მარტო ბარბაცა, არამედ დგუშიც, რომელიც იძენს ოვალობას ბარბაცას ბრუნვის სიბრტყეში, მისი და მუშა ცილინდრის ზედაპირები იფარება ნაკაწრებით, ჩაღრმავებებით, რომლებიც მოითხოვენ დამატებით შესაკეთებელ სამუშაოებს.

მსგავსი მოვლენების შეზღუდვის მიზნით აუცილებელი ხდება გამოვიკვლიოთ ღია და დახურულ გადაცემებში მიმდინარე დინამიკური პროცესები. პირველ რიგში ეს ეხება მოცემული მექანიკური გადაცემების კვლევას სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოებისა და დარტყმების, ასევე რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით. ეს არის კომპლექსური ამოცანა, რომლის გადაწყვეტა რამდენიმე ეტაპად შეიძლება დაიყოს. პირველ რიგში აუცილებელია დამუშავდეს ამ გადაცემების დინამიკური მოდელები ყველა მოქმედი ფაქტორის მხედველობაში მიღებით.

მექანიკური გადაცემის დინამიკური მოდელი უნდა ასახავდეს მისი მუშა ნაწილების რეალურ გეომეტრიას მოძრაობისას აღძრული დინამიკური ზემოქმედების პირობებში. ამ დროს აუცილებლად უნდა აიხსნას გადაცემის

სახსრული შეერთებების ღრეჩოს არეში დინამიკური და კინემატიკური მახასიათებლების შესაძლო ცვალებადობის მოვლენა, რითაც საშუალება მოგვეცემა წარმოვადგინოთ ნორმალური რეაქციისა და ხახუნის ძალების განვითარების პროცესი, ასევე გავარკვიოთ დარტყმითი მოვლენების არსი. ამ მიზნით ღრეჩოს არსებობისას სახსრული შეერთებებს შეიძლება გამოვსახოთ შემდეგი სქემის მიხედვით (ნახ. 6).

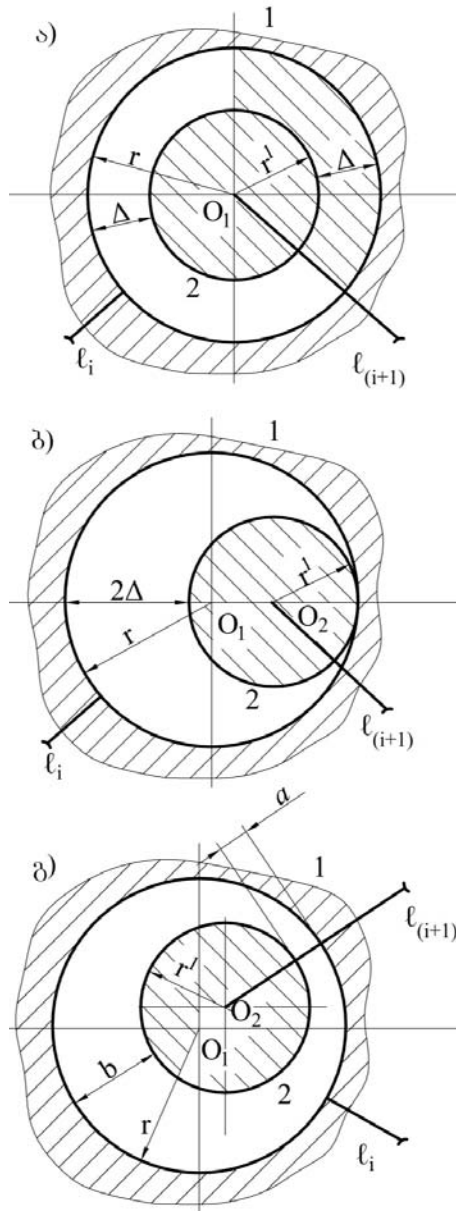
მოცემული სქემის მიხედვით (ნახ. 6) წარმოდგენილი ბრუნვითი სახსრული წყვილი არის l_i და l_{i+1} ბერკეტის მოძრავი შეერთება, რომლის გარე 1 ელემენტი მიერთებულია l_i ბერკეტთან, ხოლო შიგა 2 ელემენტი დაკავშირებულია l_{i+1} ბერკეტთან. როგორც შიგა, ასევე გარე ელემენტები განიცდიან ურთიერთმოზრუნებას თუ l_i და l_{i+1} ბერკეტები მოძრაობენ ერთდროულად, ან შიგა ელემენტი მოზრუნდება გარე ელემენტის მიმართ. სახსრულ შეერთებაში არსებული Δ ღრეჩო წარმოადგენს გარე და შიგა ელემენტების რადიუსთა სხვაობას (ნახ. 6), ე.ი. შეიძლება დაიწეროს:

$$\Delta = r - r'.$$

აქ შესაძლებელია განვიხილოთ რამდენიმე შემთხვევა: ა) როცა სახსრის შიგა და გარე ელემენტები ურთიერთკონცენტრულია (ნახ. 6, ა). ამ დროს ღრეჩოს მნიშვნელობა $\Delta = const$. ბ) როცა შიგა ელემენტი მოძრაობს გარე ელემენტის მიმართ კონტაქტის პირობებში (ნახ. 6, ბ). ამ დროს ღრეჩო მოთავსებულია ღია არეში და მისი მნიშვნელობა უკვე არის 2Δ . ისიც მუდმივი სიდიდეა. გ) როცა შესაძლებელია განხორციელდეს ზოგადი ვარიანტიც (ნახ. 6, გ). ამ შემთხვევაში ღრეჩოიანი სახსრის შიგა და გარე ელემენტების ურთიერთგანლაგება არანორმირებულია, რაც წარმოადგენს ღრეჩოს ზოგად ვარიანტს. ამ დროს გაორმაგებული ღრეჩოს მნიშვნელობა გამოისახება ფორმულით:

$$2\Delta = a + b,$$

სადაც a და b არის მანძილები შიგა და გარე ელემენტების ბრუნვის წერტილში გავლებულ საერთო დიამეტრზე შიგა ელემენტებისა და გარე ელემენტის წრეხაზებს შორის.



ნახ. 6. ღრეჩოიანი სახსრული შეერთება ა) თანაბარი ღრეჩოთი ელემენტების კონცენტრული განლაგებისას; ბ) გაორმაგებული ღრეჩოთი ელემენტების კონტაქტური მოძრაობისას და გ) ღრეჩოებით შიგა და გარე ელემენტის ნებისმიერი განლაგებისას

დინამიკური მოდელის შექმნისას გათვალისწინებული უნდა იქნას გადაცემის შემადგენელი ბერკეტების გეომეტრიული კონფიგურაცია და მასების სიგრძეზე განაწილების საკითხი. ამოცანის გამარტივების მიზნით, რაც საბოლოო შედეგებზე გავლენას ვერ მოახდენს, შეიძლება მივიჩნიოთ, რომ გადაცემის ბერკეტები აბსოლუტურად ხისტია მასების თანაბარი განაწილებით მათ მთლიან სიგრძეზე. ასევე კვლევის პირველ ეტაპზე

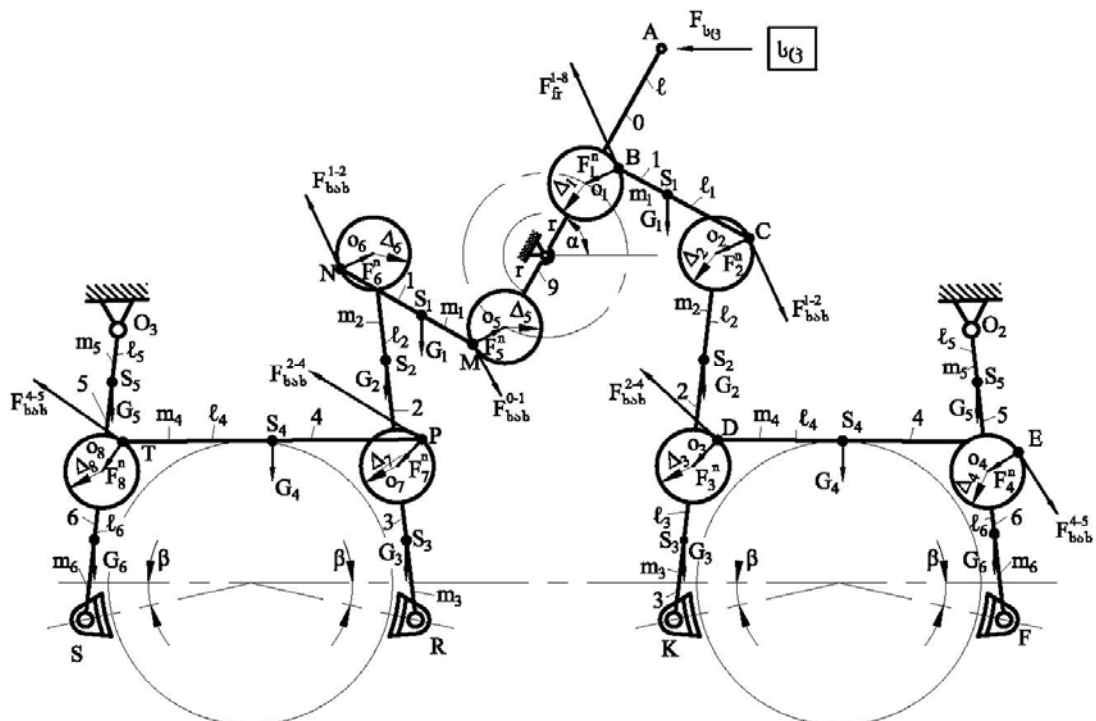
გადაცემების მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენისას გამოვრიცხავთ ბერკეტების დრეკადობისა და ღრეჩობიან შეერთებებში დრეკადი დარტყმის მოვლენებს. კვლევის მომდევნო ეტაპზე შესაძლებელია განვიხილოთ იგივე ამოცანა ბერკეტების დრეკადობისა და სახსრული ელემენტების სხვადასხვა სახის დარტყმების მიხედვით. ორთავე შემთხვევაში გადაცემის დინამიკური მოდელი უნდა იყოს გეომეტრიული წყობით ერთნაირი და ასახავდეს მოვლენის ფიზიკურ არსს გარე მოქმედი ფაქტორების ზემოქმედებისა და სახსრული შეერთებების ელემენტების შესაძლო ურთიერთგადაადგილების გათვალისწინებით.

2.2.2. საერთო ამძრავის მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი არატექნოლოგიური ღრეჩობით

საერთო ამძრავისა და თვალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლის მქონე ოპტიმალური ღრეჩობიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელის აგებისთვის უნდა გავითვალისწინოთ მოსაზრებანი იმის შესახებ, რომ გადაცემის ყველა რგოლი წარმოადგენს აბსოლუტურად ხისტ ღეროს მასების თანაბარი განაწილებით, ე.ი. ნებისმიერი ბერკეტის სიმძიმის (მასების) ცენტრი ამავე დროს წარმოადგენს მის გეომეტრიულ ცენტრს. ამავე დროს მხედველობაში მიიღება ის გარემოება, რომ ბრუნვითი კინემატიკური წყვილის (სახსრული შეერთების) შიგა ელემენტი გამოსახულია წერტილის სახით და ამის გამო შეერთებაში არსებული ღრეჩოს სიდიდე უტოლდება გარე ელემენტის შიგა მუშა ზედაპირის რადიუსს. ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკისა და AM საერთო ამძრავის ბოლო A წერტილში, მუდმივი კონტაქტის გამო, დინამიკური მოდელის შედგენისას, გამოვრიცხავთ ღრეჩოს არსებობას. გამოვრიცხავთ ღრეჩობის არსებობას აგრეთვე O_1, O_2 და O_3 უძრავ შეერთებებში, რადგან მათ მიმართ შემობრუნდება საკმაო მასის მქონე AM , O_2F და O_3S ბერკეტები, მასთან მიერთებული რგოლების გარკვეული

რაოდენობით. ტექნოლოგიური ღრეჩოს შემთხვევაში გამორიცხულია ამ შეერთებების დამატებითი მოძრაობების არსებობის მოვლენა. ასევე უგულვებელყოფთ გაზრდილ ღრეჩოებს ხუნდების ჩამაგრების F , K , R და S სახსრებში, რადგან საკიდებისა და საკიდების დამაკავშირებელი განივი ძელის დიდი მასა გამორიცხავს ამ სახსრულ შეერთებებში დამატებითი მოძრაობების აღძვრის მოვლენას.

ამ მოსაზრებათა გათვალისწინებით საერთო ამძრავიანი ორმხრივი დაწოლის მქონე ღრეჩოებიანი სამუხრუჭო გადაცემის დინამიკური მოდელი შეიძლება მოცემული იქნას შემდეგი სქემის სახით (ნახ. 7).



ნახ. 7. საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში

დინამიკური მოდელის მიხედვით სამუხრუჭო გადაცემის სახსრულ შეერთებებში, რომელთა ცენტრებია $o_1, o_2, o_3, o_4, o_5, o_6, o_7$ და o_8 არსებული ღრეჩოები წარმოდგენილია $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4, \Delta_5, \Delta_6, \Delta_7$ და Δ_8 სიდიდებით, ხოლო თვით ბრუნვითი კინემატიკური წყვილის გარე ელემენტი აღნიშნულია წრეთი და შიგა ელემენტი კი B, C, D, E, M, N, P და T კონტრაქტის წერტილების სახით. იმის გამო, რომ ერთსახელა ბერკეტების სიგრძეები ტოლია

$$\left. \begin{aligned} BO_1 = MO_1; \quad BC = NM; \quad CD = NP; \\ TP = DE; \quad TO_3 = EO_2, \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

ამიტომ სამუხრუჭო გადაცემის ორი ერთნაირი $BCDKFEO_2$ და $MNPRSTO_3$ სისტემების ერთსახელა რგოლები შესაბამისად აღნიშნულია l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 და l_6 ასოებით. ამ რგოლების მასებია m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 და m_6 , ხოლო შესაბამისი მასების S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 და S_6 ცენტრებში მოდებულია G_2, G_3, G_4, G_5 და G_6 სიმძიმის ძალები.

რადგან AM რგოლი წარმოადგენს გადაცემის ორივე სამუხრუჭო სისტემისათვის საერთო ამძრავს, ამიტომ სამუხრუჭო ცილინდრისაგან განვითარებული და ჭოკის საშუალებით A წერტილში გადაცემული $F_{ს6}$ დაწოლის ძალა ერთნაირად გადაეცემა ორთავე სისტემის S, R, K და F სამუხრუჭო ხუნდებს. ამძრავი AM რგოლის α კუთხით მიბრუნებისას ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთებების კონტაქტის წერტილებში იმოქმედებს ნორმალური რეაქციის $F_1^n, F_2^n, F_3^n, F_4^n, F_5^n, F_6^n, F_7^n, F_8^n$ ძალები და შესაბამისი ტანგენციალური რეაქციის შემდგენები ანუ ხახუნის $F_{ს6}^{0-1}, F_{ს6}^{1-2}, F_{ს6}^{2-4}, F_{ს6}^{4-5}, F_{ს6(2)}^{0-1}, F_{ს6(2)}^{1-2}, F_{ს6(2)}^{2-4}$ და $F_{ს6(2)}^{4-5}$ ძალები. ხახუნის ამ ძალებიდან პირველი ოთხი მოდებულია მარჯვენა $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ და Δ_4 ღრეჩოებიანი სისტემის სახსრული შეერთებებში, ხოლო მეხუთე, მეექვსე, მეშვიდე და მერვე – $\Delta_5, \Delta_6, \Delta_7, \Delta_8$ ღრეჩოებიანი მარცხენა სისტემის სახსრულ შეერთებებში.

სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული და საერთო AM ამძრავის ბოლო A სახსარში მოდებული $F_{ს6}$ დაწოლის ძალა თანაბრად გადაეცემა ნებისმიერ ერთსახელა წერტილებს ორთავე სამუხრუჭო სისტემაში. ამავე დროს, სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის დროში თანაბარი გამოსვლის გამო, AM საერთო ამძრავი შემობრუნდება ბრუნვის O_1 ცენტრის მიმართ თანაბარი α კუთხით, ე.ი. α წარმოადგენს დროში თანაბრად ცვლად კუთხეს, ამიტომ შეიძლება ვიგულისხმოთ, რომ მისი შესაბამისი კუთხური სიჩქარე წარმოადგენს მუდმივ სიდიდეს

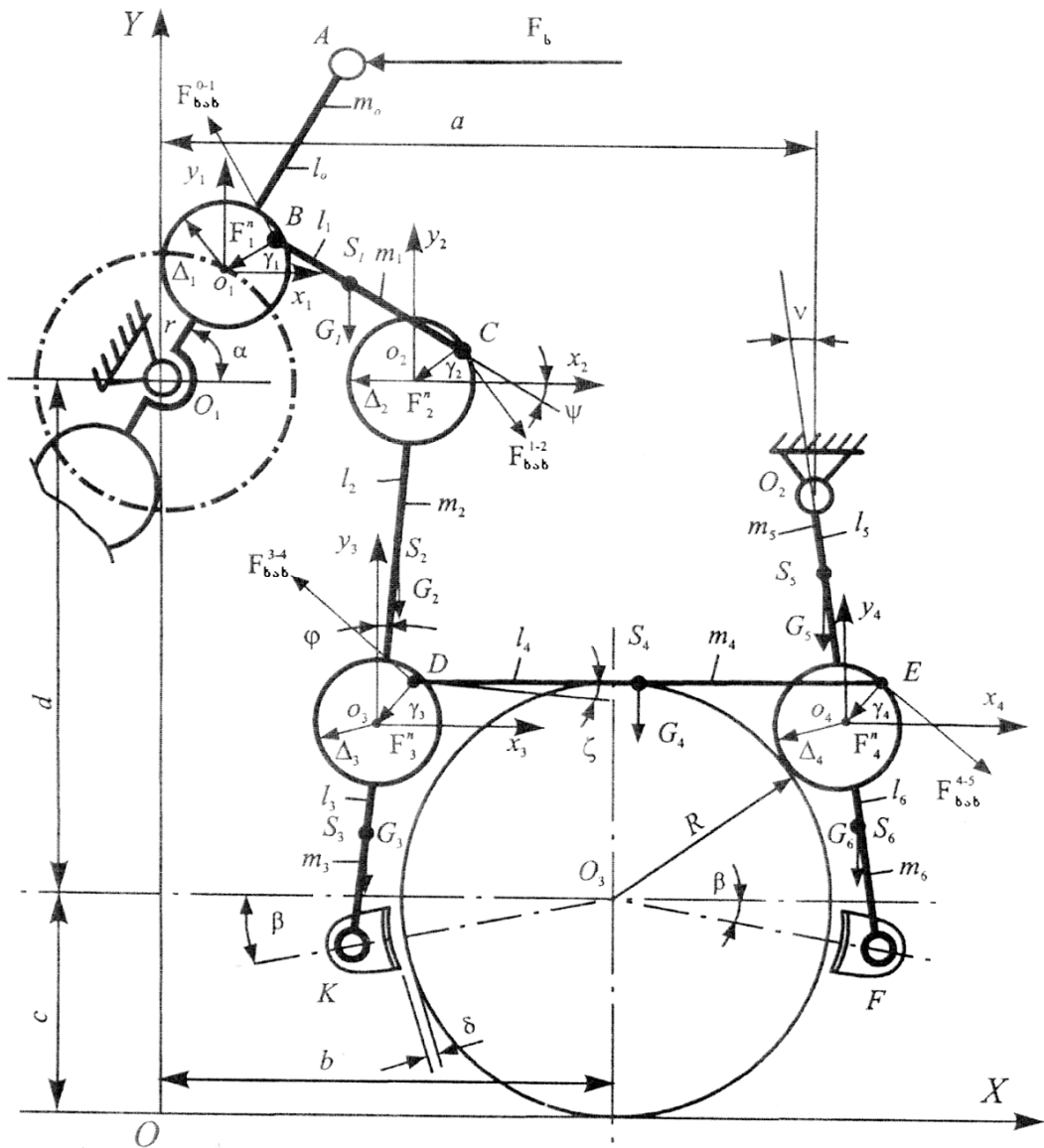
$$\dot{\alpha}(t) = \omega_A = const.$$

ღრეჩოს მქონე სახსრული შეერთების არეში შიგა ელემენტს შეუძლია განახორციელოს თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობა გარე ელემენტის მიმართ. ე.ი. სისტემაში ერთი ღრეჩოიანი სახსრული შეერთების არსებობისას სისტემას ენიჭება. ორი დამატებითი მოძრაობა კონტაქტური და თავისუფალი მოძრაობის სახით. ორი სახსრული ღრეჩოიანი შეერთების შემთხვევაში სისტემაში ჩნდება ოთხი სახის დამატებითი მოძრაობა თავისუფალი, წყვეტილ-კონტაქტური, კონტაქტურ-წყვეტილი და კონტაქტური მოძრაობის სახით. სამი სახსრული შეერთება ღრეჩოებით წარმოქმნის რვა სახის დამატებით მოძრაობას სისტემის მიმართ თავისუფალი, კონტაქტურ-წყვეტილი, წყვეტილ-კონტაქტური, კონტაქტური და თავისუფალ-კონტაქტური დამატებითი მოძრაობების კომბინაციებით. ოთხი ღრეჩოს შემთხვევაში საქმე გვაქვს თექვსმეტი სახის დამატებით მოძრაობასთან სისტემაში და ა.შ. ხუთი ღრეჩოს არსებობისას წარმოიშვება ოცდათორმეტი სახის დამატებით მოძრაობა, ექვსი ღრეჩოს შემთხვევაში აღიძვრება 64 სახის დამატებითი მოძრაობა, შვიდი ღრეჩოს არსებობისას – 128 სახის დამატებითი მოძრაობა, ასევე რვა ღრეჩოს პირობებში, რაც შეესაბამება მოცემულ მოდელს (ნახ. 7), სისტემაში შეიძლება აღიძვრას 256 სახის დამატებითი მოძრაობა. ცხადია, თითოეული დამატებითი მოძრაობის აღწერის მიზნით უნდა შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები, რომელთა ერთობლივი ამოხსნა ეგმ-ის გამოყენებითაც კი მეტად რთულია. აქედან გამომდინარე, მოცემული მოდელის მიხედვით სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური გამოკვლევის მიზნით, საკმარისია განვიხილოთ მხოლოდ გადაცემის მარჯვენა $O_1BCDKFEO_2$ სისტემა, რადგან იგი მარცხენა სისტემის იდენტურია ბერკეტების გეომეტრიული და ძალური მონაცემებით. ცხადია, ამ სისტემის გამოკვლევისას მიღებული შედეგები გავრცელდება მარცხენა სისტემის მახასიათებლების მიმართაც. იმ შემთხვევაში, თუ მარცხენა სისტემის შეერთებებში არსებული ღრეჩოები განსხვავდება მარჯვენა სისტემის ღრეჩოებისაგან გეომეტრიული ზომებით, ე.ი. $\Delta_1 \neq \Delta_5$, $\Delta_2 \neq \Delta_6$,

$\Delta_3 \neq \Delta_7$ და $\Delta_4 \neq \Delta_8$, მაშინ აუცილებელი და საკმარისია, რომ საძიებელი პარამეტრების საანგარიშო ანალიზურ გამოსახულებებში $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ და Δ_4 მნიშვნელობანი თავიდანვე შეიცვალოს შესაბამისად $\Delta_5, \Delta_6, \Delta_7$ და Δ_8 სიდიდეებით და მოხდეს ხელახალი გაანგარიშება. სისტემის დანარჩენი ძალური და გეომეტრიული პარამეტრები არ მოითხოვენ ცვლილების შეტანას.

2.2.3. საერთო ამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი

განვიხილოთ ოპტიმალური სამუხრუჭო ღრეჩოებიანი გადაცემის მარჯვენა შემსრულებელი $O_1BCDKEO_2$ ღრეჩოებიანი სისტემის დინამიკური მოდელი (ნახ. 8) ღრეჩოებით $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ და Δ_4 სახსრულ 0-1, 1-2, 2-4 და 4-5 შეერთებებში. ამ შეერთებათა გარე ელემენტი მოდელის მიხედვით მოცემულია წრეხაზის სახით, რომლის რადიუსი ამ ელემენტის შიგა მუშა ზედაპირის რადიუსის ტოლია, ხოლო სახსრულ შეერთებათა შიგა ელემენტი გამოსახულია კონტაქტის B, C, D და E წერტილების სახით. რგოლების შუაწერტილების ანუ მასების S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 და S_6 ცენტრებში მოდებულია შესაბამისი სიმძიმის G_1, G_2, G_3, G_4, G_5 და G_6 ძალები. BO_1 საერთო ამძრავის, BC ბერკეტის, CK ბერკეტის, DE შემაერთებული რგოლისა და FO_2 საკიდის მობრუნების კუთხეები აღნიშნულია შესაბამისად $\alpha, \psi, \varphi, \xi$ და ν კუთხეებით. ამასთან BO_1 საერთო ამძრავი ასრულებს მხოლოდ ბრუნვით მოძრაობას, BC ბერკეტი რთულ-ბრუნვით და გადატანით მოძრაობას, CK ბერკეტი რთულ-ბრუნვით და გადატანით მოძრაობას C და D სახსრებში Δ_2 და Δ_3 ღრეჩოების არსებობის გამო, FO_2 საკიდი ასრულებს მხოლოდ ბრუნვით მოძრაობას, ხოლო შემაერთებული DE ბერკეტი Δ_3 და Δ_4 ღრეჩოების გამო რთული მოძრაობის მატარებელია – შემობრუნდება ξ კუთხით ნახაზის სიბრტყეში და გადაადგილდება საკოორდინატო OX ღერძის გასწვრივ. ამძრავი BO_1 რგოლის სიგრძე აღნიშნულია r ასოთი, ხოლო შემადგენელი ბერკეტების l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 და l_6 სიგრძეების შესაბამისი მასებია m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 და m_6 .



ნახ. 8. საერთო ამბრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი სისტემა (ნახ. 8) მოთავსებულია უძრავ მართკუთხა XOY საკოორდინატო სისტემაში ისე, რომ საერთო BO_1 ამბრავის ბრუნვის O_1 ცენტრი მდებარეობს OY საკოორდინატო ღერძზე, ხოლო საკოორდინატო OX ღერძი გადის ვაგონის თვლის R რადიუსიანი გორვის ზედაპირის მხები მიმართულებით. b და d სიდიდეები აიღება სქემის მიხედვით. მანძილი თვლის გორვის ზედაპირიდან სამუხრუჭო ხუნდის მუშა ზედაპირამდე აღნიშნულია δ ასოთი. ხუნდის ჩამაგრების სახსრისა და თვლის ცენტრის შემაერთებელი

ხაზის დახრის, ანუ ხუნდით სამუხრუჭო ძალის გადაცემის კუთხე თავისივე ხენტრში გამავალი ჰორიზონტალისადმი შეადგენს β კუთხეს. იგი თვლის ორთავე ხუნდისათვის ერთნაირია.

ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში შიგა ელემენტის გარე ელემენტისადმი შესაძლო მოძრაობათა აღწერის მიზნით თითოეული შეერთების ცენტრებში მოდებულია მოძრავი ცვლადი საკოორდინატო $x_1o_1y_1, x_2o_2y_2, x_3o_3y_3, x_4o_4y_4$ სისტემები ისე, რომ დაცულია ერთსახელა საკოორდინატო ღერძების პარალელობის პირობა

$$\left. \begin{aligned} & o_1x_1 \parallel o_2x_2 \parallel o_3x_3 \parallel o_4x_4 \parallel OX; \\ & o_1y_1 \parallel o_2y_2 \parallel o_3y_3 \parallel o_4y_4 \parallel OY. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

F_1^n, F_2^n, F_3^n და F_4^n ნორმალურ რეაქციებსა და მიმდებარე ბერკეტებს შორის კუთხე აღინიშნება შესაბამისად τ_1, τ_2, τ_3 და τ_4 ასოებით, ხოლო კუთხეები ამავე ღრეჩოებიან შეერთებებში $F_{b \circ b}^{0-1}, F_{b \circ b}^{1-2}, F_{b \circ b}^{2-4}, F_{b \circ b}^{4-5}$ ძალებსა და მიმდებარე ბერკეტებს შორის შესაბამისად $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ და δ_4 ასოებით (ნახაზზე ეს კუთხეები არ არის აღნიშნული).

ცვლადი საკოორდინატო სისტემების საშუალებით შესაძლებელია განისაზღვროს შიგა ელემენტის მდებარეობა გარე ელემენტისადმი γ_i კუთხით კონტაქტური მოძრაობის, ანუ ურთიერთსრიალის (ურთიერთშემობრუნების) შემთხვევაში ან შიგა ელემენტის აღმნიშვნელი წერტილის მდებარეობა Δ_i ღრეჩოს არეში x_i და y_i ხაზოვანი კოორდინატებით. γ_i კუთხურ და x_i, y_i ხაზოვან კოორდინატებს განზოგადებული კოორდინატები ეწოდებათ. თუ შიგა ელემენტის მდებარეობა გარე ელემენტისადმი მოცემულია კუთხური γ_i განზოგადებული კოორდინატით, მაშინ მყარდება შეერთების კონტაქტური მოძრაობა, ხოლო თუ შიგა ელემენტის მდებარეობა განისაზღვრება გარე ელემენტისადმი x_i და y_i ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატებით, მაშინ არსებობს ღრეჩოებიანი შეერთების თავისუფალი ანუ წყვეტილი მოძრაობა. ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში კონტაქტისა და წყვეტის წერტილების განუწყვეტელი

მონაცვლეობა წარმოშობს შემსრულებელი სისტემის დამატებით მოძრაობებს, რომლებიც აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით განზოგადებული კუთხური და ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი სისტემის დინამიკური მოდელის (ნახ. 8) მიხედვით დინამიკური მახასიათებლების გამოკვლევა და მნიშვნელობათა დადგენა შესაძლებელია მხოლოდ ამ მოდელის დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შემდეგ. მოძრაობის ძირითადი განტოლება შესაძლებელია შედგეს ამძრავი რგოლის მობრუნების განზოგადებული α კუთხის მიმართ, მაგრამ სახსრულ შეერთებებში არსებული ღრეჩოების გამო, გარდა ძირითადისა, მხედველობაშია მისაღები სისტემის კინემატიკური ჯაჭვის წყვეტისა და კონტაქტის გამო აღძრული დამატებითი მოძრაობებიც. ამის გამო შემსრულებელი სისტემის მოძრაობის სრულყოფილი გამოკვლევის მიზნით უნდა დადგინდეს დამატებითი მოძრაობათა რაოდენობა და შედგეს დამატებითი მოძრაობის აღმწერი დიფერენციალური განტოლებები. ამ მიზნით, თუ 0-1 ბრუნვით სახსრულ შეერთებაში დამატებით კონტაქტურ მოძრაობას აღვნიშნავთ K_1 ასოთი, ხოლო თავისუფალს კი P_1 -ით, ასევე 1-2, 2-4 და 4-5 შეერთებაში შესაბამისად, K_2 , P_2 , K_3 , P_3 , K_4 და P_4 ასოებით, მაშინ შემსრულებელი სისტემის დამატებით მოძრაობათა სახეები შეიძლება დავახასიათოთ შემდეგი მიმდევრობით:

დამატებითი მოძრაობის I სახე – $K_1 F_6'' K_3 K_4$ (კონტაქტური მოძრაობა). დამატებითი კონტაქტური მოძრაობისას შენარჩუნებულია ერთდროული კონტაქტი ყველა ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$ განზოგადებული კუთხური კოორდინატების მიმართ. დამატებით მოძრაობაზე დიდ გავლენას ახდენს რეაქციის ნორმალური ძალები F_1'' , F_2'' , F_3'' და F_4'' , ასევე შესაბამისი ხახუნის $F_{b\>b}^{0-1}$, $F_{b\>b}^{1-2}$, $F_{b\>b}^{2-4}$ და $F_{b\>b}^{4-5}$ ძალები.

პირველი სახის დამატებითი მოძრაობისათვის უნდა შესრულდეს მოძრაობის განმსაზღვრელი გეომეტრიული და ძალური პირობები.

გეომეტრიული პირობებია:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

ძალური პირობები განისაზღვრება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; F_2^n > 0; F_3^n > 0; F_4^n > 0; \\ F_{\text{bsb}}^{0-1} > 0; F_{\text{bsb}}^{1-2} > 0; F_{\text{bsb}}^{2-4} > 0; \\ F_{\text{bsb}}^{4-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

II სახე – $K_1 K_2 P_3 K_4$ (კონტაქტურ-წყვეტილ-კონტაქტური). ამ დამატებითი მოძრაობის დროს შენარჩუნებულია ერთდროული კონტაქტი 0-1, 1-2, 4-5 სახსრულ შეერთებებში და თავისუფალი მოძრაობა ერთდროულად 2-4 სახსარში. დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები შედგება $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_4$ და კუთხური x_3, y_3 ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სისტემის დინამიკაზე ზემოქმედებას ახდენს რეაქციის ნორმალური F_1^n, F_2^n, F_4^n და შესაბამისი ხახუნის $F_{\text{bsb}}^{0-1}, F_{\text{bsb}}^{1-2}$ და F_{bsb}^{4-5} ძალები.

მეორე სახის დამატებითი მოძრაობისათვის

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; F_2^n > 0; F_3^n = 0; F_4^n > 0; \\ F_{\text{bsb}}^{0-1} > 0; F_{\text{bsb}}^{1-2} > 0; F_{\text{bsb}}^{2-4} = 0; \\ F_{\text{bsb}}^{2-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

III სახე – $K_1 P_2 K_3 K_4$ (კონტაქტურ-წყვეტილ-კონტაქტური). დამატებითი მოძრაობის ეს კატეგორია ხასიათდება ერთდროული კონტაქტით 0-1, 2-4, 4-5 სახსრულ შეერთებებში და თავისუფალი მოძრაობით 1-2 სახსრულ შეერთებაში. ეს დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით $\gamma_1, \gamma_3, \gamma_4$ კუთხური და x_4, y_2 , ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. დამატებითი მოძრაობის დინამიკურ მაჩვენებლებზე გავლენას ახდენს F_1^n, F_3^n, F_4^n ნორმალური რეაქციისა და შესაბამისი $F_{\text{bsb}}^{0-1}, F_{\text{bsb}}^{2-4}$ და F_{bsb}^{4-5} ხახუნის ძალები.

ამ სახის დამატებითი მოძრაობისთვის ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; \quad F_2^n = 0; \quad F_3^n > 0; \quad F_4^n > 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{0-1} > 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{1-2} = 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{2-4} > 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{4-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

IV სახე – $K_1 P_2 P_3 K_4$ (კონტაქტურ-წყვეტილ-კონტაქტური). ეს დამატებითი მოძრაობა ხასიათდება ერთდროული კონტაქტით 0-1, 4-5 სახსრულ შეერთებებში და წყვეტით 1-2, 2-4 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობის აღსაწერად უნდა შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები γ_1, γ_4 კუთხური და x_2, y_2, x_3, y_3 ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სისტემა დინამიკურ ზემოქმედებას განიცდის F_1^n, F_4^n რეაქციის ნორმალური და მისი შესაბამისი $F_{b\bar{s}b}^{0-1}, F_{b\bar{s}b}^{4-5}$, ხახუნის ძალების მიერ.

ამ სახის მოძრაობისთვის:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; \quad F_2^n = 0; \quad F_3^n = 0; \quad F_4^n > 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{0-1} > 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{1-2} = 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{2-4} = 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{4-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

V სახე – $K_1 K_2 K_3 P_4$ (კონტაქტურ-წყვეტილი). დამატებითი მოძრაობის ეს სახეობა ხასიათდება ერთდროული კონტაქტით 0-1, 1-2, 2-4 სახსრულ შეერთებებში და წყვეტით 4-5 შეერთებაში. დამატებითი მოძრაობის აღწერისთვის უნდა შედგეს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები, $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ კუთხური x_4, y_4 და ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. იგრძნობა F_1^n, F_2^n, F_3^n რეაქციის ნორმალური შემდგენისა და შესაბამისი ხახუნის $F_{b\bar{s}b}^{0-1}, F_{b\bar{s}b}^{1-2}, F_{b\bar{s}b}^{2-4}$ ძალების ერთდროული ზემოქმედება მთლიან სამუხრუჭო სისტემაზე.

დამატებითი მოძრაობის ეს სახე ხასიათდება პირობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; \quad F_2^n > 0; \quad F_3^n > 0; \quad F_4^n = 0; \\ F_{b \circ b}^{0-1} > 0; \quad F_{b \circ b}^{1-2} > 0; \quad F_{b \circ b}^{2-4} > 0; \\ F_{b \circ b}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

VI სახე – $K_1 K_2 P_3 P_4$ (კონტაქტურ-წყვეტილი). ეს დამატებითი მოძრაობა მიმდინარეობს ერთდროული კონტაქტით 0-1, 1-2 სახსრულ შეერთებებში და წყვეტით 2-4, 4-5 შეერთებებში. დამატებით მოძრაობას ასახავს დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებები γ_1, γ_2 ხაზოვანი და x_3, y_3, x_4, y_4 ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სამუხრუჭო სისტემაზე ზემოქმედებს რეაქციის F_1^n, F_2^n და შესაბამისი $F_{b \circ b}^{0-1}, F_{b \circ b}^{1-2}$ ხახუნის ძალები.

მოცემული დამატებითი მოძრაობისთვის არსებობის პირობებია:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; \quad F_2^n > 0; \quad F_3^n = 0; \quad F_4^n = 0; \\ F_{b \circ b}^{0-1} > 0; \quad F_{b \circ b}^{1-2} > 0; \quad F_{b \circ b}^{2-4} = 0; \\ F_{b \circ b}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

VII სახე – $K_1 P_2 K_3 P_4$ (კონტაქტურ-წყვეტილ-კონტაქტურ-წყვეტილი). ეს დამატებითი მოძრაობა ხასიათდება ერთდროული კონტაქტით 0-1, 2-4 და წყვეტით შესაბამისად და 1-2, 4-5 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობის აღწერისათვის აუცილებელია შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები γ_1, γ_3 კუთხური და $\gamma_1, \gamma_2, x_3, y_3$ ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სამუხრუჭო სისტემაზე ზემოქმედებას ახდენს F_1^n, F_3^n რეაქციის ნორმალური შემდგენები და შესაბამისი ხახუნის $F_{b \circ b}^{0-1}, F_{b \circ b}^{2-4}$ ძალები.

დამატებითი მოძრაობის განმსაზღვრელი პირობებია:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; F_2^n = 0; F_3^n > 0; F_4^n = 0; \\ F_{b_{sb}}^{0-1} > 0; F_{b_{sb}}^{1-2} = 0; F_{b_{sb}}^{2-4} > 0; \\ F_{b_{sb}}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

VIII სახე – $K_1 P_2 P_3 P_4$ (კონტაქტურ-წყვეტილი). ამ დამატებითი მოძრაობისათვის ერთდროული კონტაქტი 0-1 და წყვეტა 1-2, 2-4, 4-5 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობის აღწერისთვის აუცილებელია შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები γ_1 კუთხური და $x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4$ ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სისტემაზე ზემოქმედებს რეაქციის F_1^n და შესაბამისი $F_{b_{sb}}^{0-1}$ ხახუნის ძალები.

მერვე სახის დამატებითი მოძრაობისთვის გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; F_2^n = 0; F_3^n = 0; F_4^n = 0; \\ F_{b_{sb}}^{0-1} > 0; F_{b_{sb}}^{1-2} = 0; F_{b_{sb}}^{2-4} = 0; \\ F_{b_{sb}}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

IX სახე – $P_1 K_2 K_3 K_4$ (წყვეტილ-კონტაქტური). დამატებითი მოძრაობის ამ კატეგორიისათვის დამახასიათებელია ერთდროული წყვეტა 0-1 და კონტაქტი 1-2, 2-4, 4-5 სახსრულ შეერთებებში. დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები შედგება x_1, y_1 ხაზოვანი და $\gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$ კუთხური განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სისტემაზე ზემოქმედებას ახდენს ნორმალური რეაქციის F_2^n, F_3^n, F_4^n და ასევე შესაბამისი ხახუნის $F_{b_{sb}}^{1-2}, F_{b_{sb}}^{2-4}$ და $F_{b_{sb}}^{4-5}$ ძალები.

მეცხრე სახის მოძრაობისთვის გეომეტრიული და ძალური პირობებია.

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2; x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (48)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; F_2^n > 0; F_3^n > 0; F_4^n > 0; \\ F_{b_{sb}}^{0-1} = 0; F_{b_{sb}}^{1-2} > 0; F_{b_{sb}}^{2-4} > 0; \\ F_{b_{sb}}^{4-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

X სახე – $P_1P_2K_3K_4$ (წყვეტილ-კონტაქტური). ამ დამატებითი მოძრაობისას შენარჩუნებულია ერთდროული წყვეტა 0-1, 1-2 და კონტაქტი 2-4, 4-5 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით x_1, y_1, x_2, y_2 ხაზოვანი და γ_3, γ_4 კუთხური განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სისტემაზე ზემოქმედებს F_3^n, F_4^n რეაქციის ნორმალური შემდგენები და შესაბამისი ხახუნის F_{bsb}^{2-4} და F_{bsb}^{4-5} ძალები.

ამ დამატებითი მოძრაობისთვის გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_2^2; \quad x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2; \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; \quad F_2^n = 0; \quad F_3^n > 0; \quad F_4^n > 0; \\ F_{\text{bsb}}^{0-1} = 0; \quad F_{\text{bsb}}^{1-2} = 0; \quad F_{\text{bsb}}^{2-4} > 0; \\ F_{\text{bsb}}^{4-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

XI სახე – $P_1K_2P_3K_4$ (წყვეტილ-კონტაქტურ-წყვეტილ-კონტაქტური). ეს დამატებითი მოძრაობა ხასიათდება ერთდროული წყვეტით 0-1, 2-4 და კონტაქტით 1-2, 4-5 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებებით აღიწერება დამატებითი მოძრაობანი x_1, y_1, x_3, y_3 და კუთხური γ_2, γ_4 განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სამუხრუჭო სისტემის შეერთებებში ზემოქმედებს ნორმალური ნორმალური რეაქციის F_2^n, F_4^n და შესაბამისი ხახუნის $F_{\text{bsb}}^{1-2}, F_{\text{bsb}}^{4-5}$ ძალები.

ასეთი დამატებითი მოძრაობისთვის სამართლიანია შემდეგი ტოლობები:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_1^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; \quad F_2^n > 0; \quad F_3^n = 0; \quad F_4^n > 0; \\ F_{\text{bsb}}^{0-1} = 0; \quad F_{\text{bsb}}^{1-2} > 0; \quad F_{\text{bsb}}^{2-4} = 0; \\ F_{\text{bsb}}^{4-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

XII სახე – $P_1P_2P_3K_4$ (წყვეტილ-კონტაქტური). ამ დამატებითი მოძრაობის დროს შენარჩუნებულია ერთდროული წყვეტა 0-1, 1-2, 2-4 და

კონტაქტი 4-5 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობის აღწერისათვის აუცილებელია შედგეს დიფერენციალური მოძრაობის განტოლებები განზოგადებული $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3$ ხაზოვანი და γ_4 კუთხური კოორდინატების მიმართ. სამუხრუჭო სისტემაზე მოქმედებს რეაქციის ნორმალური F_4^n შემდგენი მისი შესაბამისი ხახუნის $F_{b_{sb}}^{4-5}$ ძალა.

მეთორმეტე სახის დამატებითი მოძრაობისთვის გეომეტრიული და ძალური განმსაზღვრელი პირობები გამოისახება შემდეგი ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 = \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; \quad F_2^n = 0; \quad F_3^n = 0; \quad F_4^n > 0; \\ F_{b_{sb}}^{0-1} = 0; \quad F_{b_{sb}}^{1-2} = 0; \quad F_{b_{sb}}^{2-4} = 0; \\ F_{b_{sb}}^{4-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (55)$$

XIII სახე – $P_1K_2K_3P_4$ (წყვეტილ-კონტაქტურ-წყვეტილი). ამ მოძრაობის დროს შენარჩუნებულია ერთდროული წყვეტა 0-1, 4-5 და კონტაქტი 1-2, 2-4 შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით x_1, y_1, x_4, y_4 ხაზოვანი და γ_2, γ_3 კუთხური განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სისტემაზე ზემოქმედებს F_2^n , F_4^n რეაქციის ნორმალური შემდგენები და შესაბამისი ხახუნის $F_{b_{sb}}^{1-2}$, $F_{b_{sb}}^{2-4}$ ძალები.

ამ სახის დამატებითი მოძრაობის მახასიათებელი პირობებია:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (56)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; \quad F_2^n > 0; \quad F_3^n > 0; \quad F_4^n = 0; \\ F_{b_{sb}}^{0-1} = 0; \quad F_{b_{sb}}^{1-2} > 0; \quad F_{b_{sb}}^{2-4} > 0; \\ F_{b_{sb}}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (57)$$

XIV სახე – $P_1P_2K_3P_4$ (წყვეტილ-კონტაქტურ). ეს დამატებითი მოძრაობა ხასიათდება ერთდროული წყვეტითა 0-1, 1-2, 4-5 და კონტაქტით 2-4 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობის აღწერის მიზნით აუცილებელია შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური

განტოლებებით $x_1, y_1, x_2, y_2, x_4, y_4$ ხაზოვანი და γ_3 კუთხური განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. სამუხრუჭო სისტემაზე ზემოქმედებას ახდენს ნორმალური რეაქციის F_3^n , შემდგენი და მისი შესაბამისი ხახუნის $F_{\text{ბსბ}}^{2-4}$ ძალა;

ასეთი დამატებითი მოძრაობის არსებობის პირობები გამოისახება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; \quad F_2^n = 0; \quad F_3^n > 0; \quad F_4^n = 0; \\ F_{\text{ბსბ}}^{0-1} = 0; \quad F_{\text{ბსბ}}^{1-2} = 0; \quad F_{\text{ბსბ}}^{2-4} > 0; \\ F_{\text{ბსბ}}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

XV სახე – $P_1 K_2 P_3 P_4$ (წყვეტილ-კონტაქტურ-წყვეტილი). ამ დამატებითი მოძრაობისთვის დამახასიათებელია ერთდროული წყვეტა 0-1, 2-4, 4-5 და კონტაქტი 1-2 სახსრულ შეერთებებში. მოცემული დამატებითი მოძრაობის აღწერისთვის შედგება დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები განზოგადებული $x_1, y_1, x_3, y_3, x_4, y_4$ ხაზოვანი და γ_2 კუთხური კოორდინატის მიმართ. სისტემაზე ზემოქმედებს ნორმალური რეაქციის F_2^n შემდგენი და შესაბამისი ხახუნის $F_{\text{ბსბ}}^{1-2}$ ძალა.

მეთხუთმეტე სახის დამატებითი მოძრაობისთვის არსებობის პირობები ჩაწერება ასეთი გამოსახულებების საშუალებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; \quad F_2^n > 0; \quad F_3^n = 0; \quad F_4^n = 0; \\ F_{\text{ბსბ}}^{0-1} = 0; \quad F_{\text{ბსბ}}^{1-2} > 0; \quad F_{\text{ბსბ}}^{2-4} = 0; \\ F_{\text{ბსბ}}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (61)$$

XVI სახე – $P_1 P_2 P_3 P_4$ (წყვეტილი ანუ თავისუფალი). დამატებითი თავისუფალი სახის მოძრაობის აღწერისთვის უნდა შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები განზოგადებული ხაზოვანი

$x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4$ კოორდინატების მიმართ. სისტემაზე დინამიკური ზემოქმედება ღრეჩოს შიგნით აღძრული ძალებისა ნულის ტოლია.

დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის მახასიათებელი პირობები ჩაიწერება შემდეგი ალგებრული გამოსახულებებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2; \quad x_4^2 + y_4^2 < \Delta_4^2. \end{aligned} \right\} \quad (62)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = F_2^n = F_3^n = F_4^n = 0; \\ F_{b \circ b}^{0-1} = F_{b \circ b}^{1-2} = F_{b \circ b}^{2-4} = F_{b \circ b}^{4-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული ოპტიმალური გადაცემის დინამიკური მახასიათებლების კვლევის მიზნით, უკვე განხილული კლასიფიკაციის შემდეგ, დამატებითი მოძრაობების განზოგადებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატების მიმართ, საჭიროა შედგეს მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებათა სისტემები, რომელთა ერთობლივი ამოხსნის შედეგად ჩატარდება მოცემული სისტემის დინამიკური გამოკვლევა. დიფერენციალური განტოლებების შედგენა წარმოებს ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების საფუძველზე. ამისათვის აუცილებელია განისაზღვროს სისტემის კინეტიკური ენერგია ღრეჩოების გათვალისწინებით და ასევე მოძრაობის განზოგადებული ძალები განზოგადებული ცვლადი ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატების მიხედვით თითოეული დამატებითი მოძრაობისთვის. ამასთან უნდა დადგინდეს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებათა რაოდენობა თითოეული დამატებითი მოძრაობისთვის ცვლადი განზოგადებული კოორდინატების გათვალისწინებით.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი სისტემის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია წყვეტისა და კონტაქტის მონაცვლეობისა და განზოგადებული კოორდინატების მიხედვით, ასევე მოძრაობის ამსახავი დიფერენციალური განტოლებების რაოდენობის ჩვენებით, მოცემულია ცხრილის სახით (ცხრ. 1).

შემსრულებელი სისტემის რომელიმე ღრეჩოიანი სახსრული შეერთების კონტაქტური მოძრაობისას, ცვლადი განზოგადებული

კოორდინატების მხედველობაში მიღებით, დაცული უნდა იყოს შემდეგი ტოლობა

$$x_i^2 + y_i^2 = \Delta_i^2 . \quad (64)$$

ცხრილი 1

საერთო ამძრავის მქონე ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი სისტემის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია

დამატებითი მოძრაობის სახე	კონტაქტი და წყვეტა შეერთებებში				მოძრაობის განმსაზღვრელი განზოგადებული კოორდინატები	განტოლ-ბათა რაოდენობა
	1(0-1)	2(1-2)	3(2-4)	4(4-5)		
1	2	3	4	5	6	7
I	K_1	K_2	K_3	K_4	$\gamma_1 \gamma_2 \gamma_3 \gamma_4$	4
II	K_1	K_2	P_3	K_4	$\gamma_1 \gamma_2 x_3 y_3 \gamma_4$	5
III	K_1	P_2	K_3	K_4	$\gamma_1 x_2 y_2 \gamma_3 \gamma_4$	5
IV	K_1	P_2	P_3	K_4	$\gamma_1 x_2 y_2 x_3 y_3 \gamma_4$	6
V	K_1	K_2	K_3	P_4	$\gamma_1 \gamma_2 \gamma_3 x_4 y_4$	5
VI	K_1	K_2	P_3	P_4	$\gamma_1 \gamma_2 x_3 y_3 x_4 y_4$	6
VII	K_1	P_2	K_3	P_4	$\gamma_1 x_2 y_2 \gamma_3 x_4 y_4$	6
VIII	K_1	P_2	P_3	P_4	$\gamma_1 x_2 y_2 x_3 y_3 x_4 y_4$	7
IX	P_1	K_2	K_3	K_4	$x_1 y_1 \gamma_2 \gamma_3 \gamma_4$	5
X	P_1	P_2	K_3	K_4	$x_1 y_1 x_2 y_2 \gamma_3 \gamma_4$	6
XI	P_1	K_2	P_3	K_4	$x_1 y_1 \gamma_2 x_3 y_3 \gamma_4$	6
XII	P_1	P_2	P_3	K_4	$x_1 y_1 x_2 y_2 x_3 y_3 \gamma_4$	7
XIII	P_1	K_2	K_3	P_4	$x_1 y_1 \gamma_2 \gamma_3 x_4 y_4$	6
XIV	P_1	P_2	K_3	P_4	$x_1 y_1 x_2 y_2 \gamma_3 x_4 y_4$	7
XV	P_1	K_2	P_3	P_4	$x_1 y_1 \gamma_2 x_3 y_3 x_4 y_4$	7
XVI	P_1	P_2	P_3	P_4	$x_1 y_1 x_2 y_2 x_3 y_3 x_4 y_4$	8

(64) ტოლობის დარღვევის შემთხვევაში გამორიცხულია ტოლობის მარცხენა ნაწილის მეტობა მარჯვენა ნაწილთან შედარებით, ხოლო ნაკლებობის დროს იწყება შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა ღრეჩოს არეში, რაც ხასიათდება უტოლობით

$$x_i^2 + y_i^2 < \Delta_i^2 . \quad (65)$$

თავისუფალი მოძრაობისას ღრეჩოს არეში მოძრავი შიგა ელემენტის მდებარეობა განსაზღვრული იქნება x_i და y_i განზოგადებული

კოორდინატებით, ხოლო თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის საწყისი მომენტისათვის

$$x_i = \Delta_i \cos \gamma_i, \quad (66)$$

სადაც γ_i არის თავისუფალ მოძრაობაზე გადასვლის საწყის მომენტში კონტაქტის წერტილის (შიგა ელემენტის) მობრუნების კუთხე გარე ელემენტის მიმართ;

Δ_i – i -ური ღრეჩოს გეომეტრიული ზომა.

ანალოგიურად ვწერთ;

$$y_i = \Delta_i \sin \gamma_i. \quad (67)$$

წყვეტის მომენტში i -ური სახსრისათვის (66) და (67) ტოლობებიდან მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_i &= -\Delta_i \dot{\gamma}_i \sin \gamma_i; \\ \dot{y}_i &= \Delta_i \dot{\gamma}_i \cos \gamma_i, \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

სადაც $\dot{\gamma}_i$ არის კონტაქტის წყვეტის შესაბამისი წერტილის მობრუნების კუთხური სიჩქარე.

(68) ტოლობის დიფერენცირებით მივიღებთ განზოგადებული და ხაზოვანი ცვლადი კოორდინატების აჩქარებებს

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_i &= -\Delta_i \ddot{\gamma}_i \sin \gamma_i - \Delta_i \dot{\gamma}_i^2 \cos \gamma_i; \\ \ddot{y}_i &= \Delta_i \ddot{\gamma}_i \cos \gamma_i - \Delta_i \dot{\gamma}_i^2 \sin \gamma_i, \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

სადაც $\ddot{\gamma}_i$ არის კონტაქტის წყვეტის წერტილის მობრუნების კუთხური აჩქარება.

მოცემული შემსრულებელი სისტემის შემდგომი გაანგარიშებებისას, დინამიკური მოდელის (ნახ. 8) მიხედვით, ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში ხახუნის ძალები გაანგარიშებული იქნება შემდეგი დამოკიდებულებების მიხედვით

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{ბაბ}}^{0-1} &= -F_1^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2); \\ F_{\text{ბაბ}}^{1-2} &= -F_2^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_2^2); \\ F_{\text{ბაბ}}^{2-4} &= -F_3^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2); \\ F_{\text{ბაბ}}^{4-5} &= -F_4^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_4 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_4 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_4^2); \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

სადაც $K_{\text{ბაბ1}}, K_{\text{ბაბ2}}, K_{\text{ბაბ3}}$ არის მშრალი, სველი და კვადრატული ხახუნის კოეფიციენტი;

$F_1^n, F_2^n, F_3^n, F_4^n$ – ნორმალური რეაქციების მნიშვნელობანი შესაბამისად 0-1, 1-2, 2-4 და 4-5 სახსრულ ღრეჩოებიან შეერთებებში.

ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებაში არსებული ხახუნის ძალები ამავე დროს წარმოადგენენ რეაქციის ძალების ტანგენციალურ შემდგენებს. ნორმალურ შემდგენებთან შედარებით ისინი მცირე სიდიდეებია, მაგრამ მნიშვნელოვან ზემოქმედებას ახდენენ სახსრული შეერთების დინამიკაზე, ამიტომ მათი უგულვებელყოფა რეალური დინამიკური გამოკვლევისას მიუღებელია.

დამატებით მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენისას საჭირო კინეტიკური ენერგია განისაზღვრება ტოლობის მიხედვით:

$$T = T_{BC} + T_{CK} + T_{DE} + T_{O_2F},$$

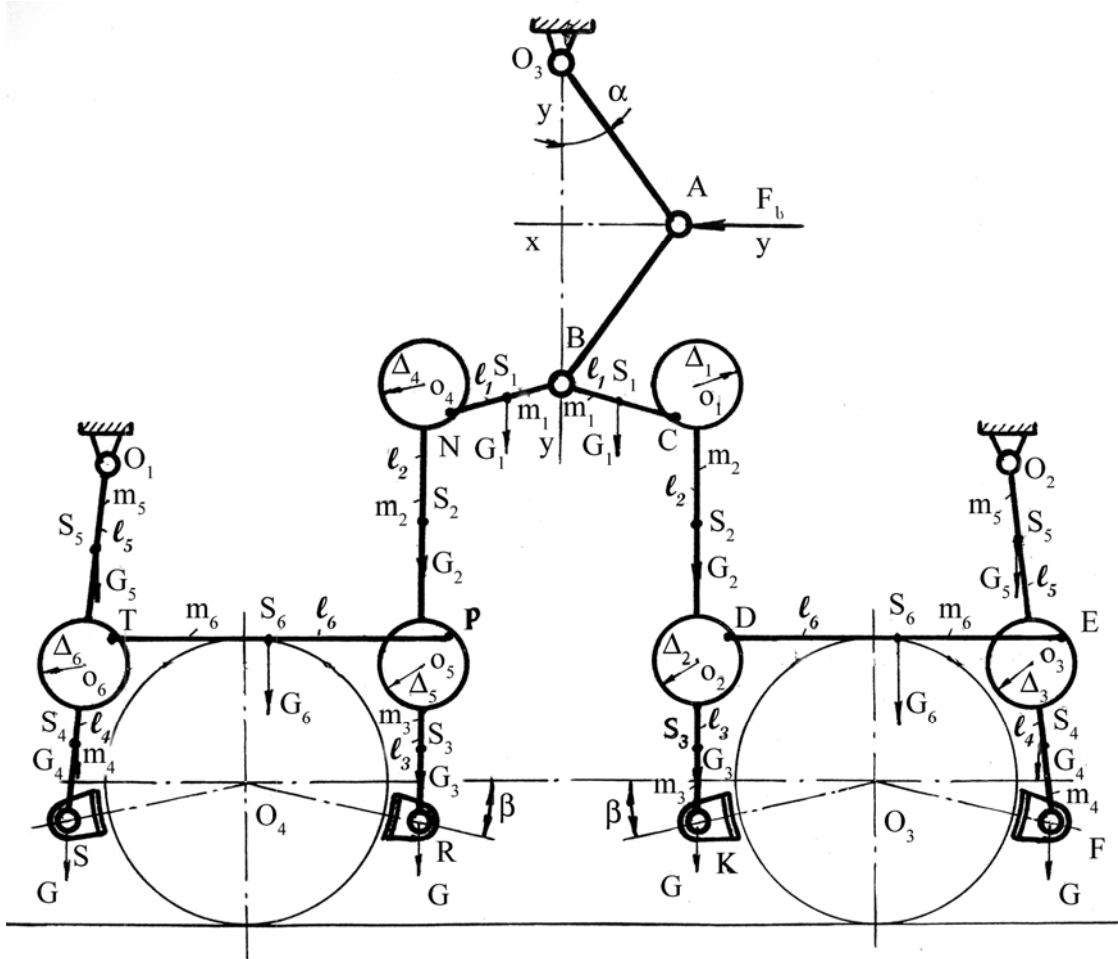
სადაც ტოლობის მარჯვენა ნაწილი წარმოადგენს BC, CK, DE და O₂F ბერკეტების კინეტიკურ ენერგიათა ჯამს.

2.2.4. გაუმჯობესებული საერთო მიმმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის და მისი სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელები

უკვე განხილული დაშვებების მიხედვით საერთო მიმმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სქემით (ნახ. 9).

სქემაზე წარმოდგენილია $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4, \Delta_5$ და Δ_6 ღრეჩოები. A და B შეერთებაში ღრეჩოს არ ვითვალისწინებთ, რადგან იმყოფებიან მუდმივი F_b ძალის ქვეშ. სიმძიმის S_i ცენტრებში მოდემულია G_i ძალები. ღრეჩოებიანი სახსრების ელემენტების კონტაქტისა და წყვეტის პირობებში გადაცემას ენიჭება 64 სახის დამატებითი მოძრაობა. იმის გამო, რომ გადაცემის

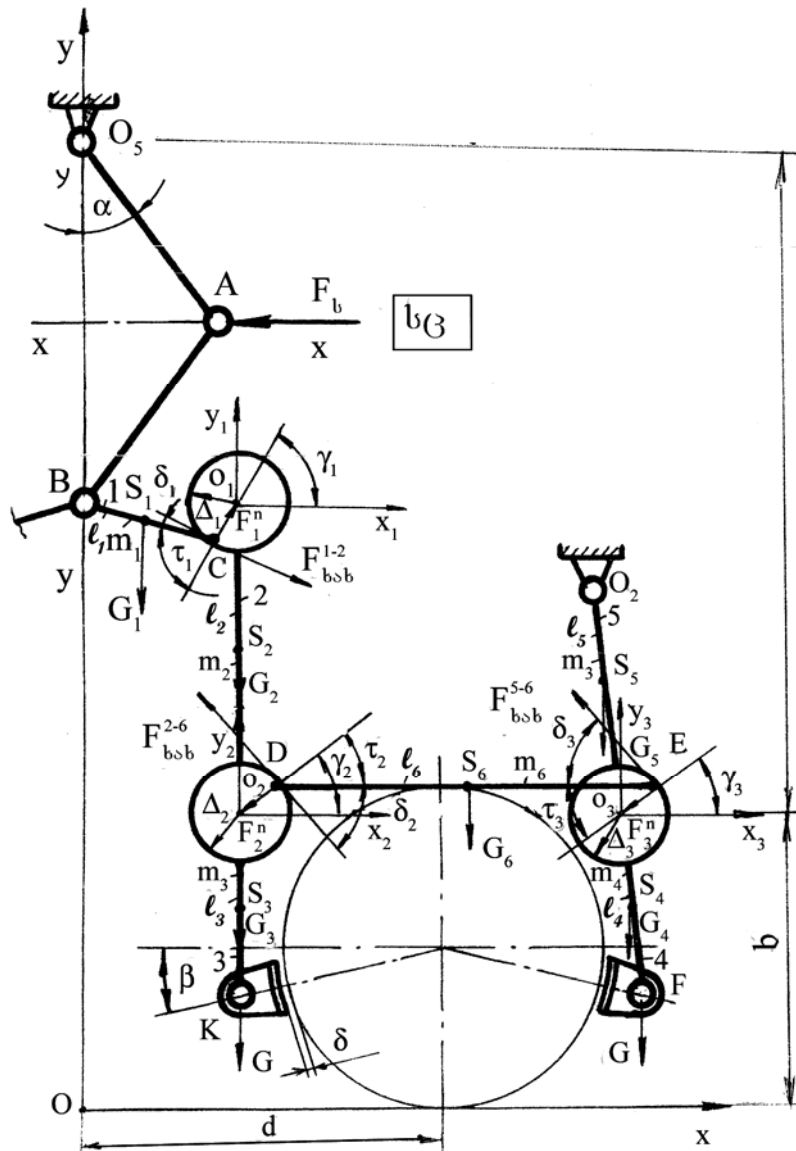
BCDKFEO₂ და BNPRSTO₁ სისტემები იდენტურია, ამიტომ შესაძლებელია განვიხილოთ მხოლოდ პირველის დინამიკური მოდელი (ნახ. 10) საბოლოო შედეგების მიღების მიზნით.



ნახ. 9. გაუმჯობესებული საერთო მიმართველიანი ბერკეტული სამუხრუჭო გადაცემის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებაში

ღრეჩოებიანი 1-2, 2-6 და 6-5 სახსრული შეერთების ბრუნვის o_1 , o_2 და o_3 ცენტრებში მოდებულია მოძრავი ცვლადი ცვლადი $x_1 o_1 y_1$, $x_2 o_2 y_2$ და $x_3 o_3 y_3$ მართკუთხა საკოორდინატო სისტემები, რათა დადგენილი იქნას ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთებების კონტაქტის C, D და E წერტილების მდებარეობანი ცილინდრიდან განვითარებული F_b ძალის დაწოლისა და შესაბამისად $O_3 A$ რგოლის α კუთხით შემობრუნების ნებისმიერი მნიშვნელობისთვის. კონტაქტის წერტილების მდებარეობანი კონტაქტის შემთხვევაში განისაზღვრება კონტაქტის წერტილის γ_i მობრუნების კუთხით გარე

ელემენტის მიმართ, ხოლო თავისუფალი მოძრაობისას განისაზღვრება ხაზოვანი x_i, y_i განზოგადებული კოორდინატებით.



ნახ. 10. საერთო მიმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი

კონტაქტური მოძრაობის შემთხვევაში უნდა სრულდებოდეს გეომეტრიული დამოკიდებულებების პირობა

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 &= \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 &= \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 &= \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

ღრეჩოს არეში შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობისას ეს პირობა ჩაიწერება ასეთი სახით

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2. \end{aligned} \right\}$$

ამ სისტემას გააჩნია დამატებითი რვა სახის მოძრაობა. განვიხილოთ ეს დამატებითი მოძრაობანი.

დამატებითი I სახის მოძრაობა – $K_1 K_2 K_3$ (კონტაქტური). ამ დროს შენარჩუნებულია ერთდროული კონტაქტური მოძრაობა სამივე ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებებში. ამ სახის დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის სამი დიფერენციალური განტოლებით განზოგადებული და კუთხური კოორდინატების მიმართ. კონტაქტური მოძრაობის პირობა აისახება შემდეგი ტოლობებით.

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; F_2^n > 0; F_3^n > 0; \\ F_{b \circ b}^{1-2} > 0; F_{b \circ b}^{2-6} > 0; F_{b \circ b}^{6-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

II სახის მოძრაობა – $K_1 P_2 P_3$ (კონტაქტურ-წყვეტილი). დამატებითი მოძრაობა აღიწერება დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებებით γ_1 კუთხური და x_2, y_2, x_3, y_3 ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ.

ამ დამატებითი მოძრაობისათვის

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; F_2^n = 0; F_3^n = 0; \\ F_{b \circ b}^{1-2} > 0; F_{b \circ b}^{2-6} = 0; F_{b \circ b}^{6-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (75)$$

III სახის მოძრაობა – $K_1 K_2 P_3$ (კონტაქტურ-წყვეტილი). დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით განზოგადებული γ_1, γ_2 კუთხური და x_3, y_3 ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ. ამ სახის კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობის პირობა აისახება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \quad x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (76)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; \quad F_2^n > 0; \quad F_3^n = 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{1-2} > 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{2-6} > 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{6-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (77)$$

IV სახის მოძრაობა – $K_1 P_2 K_3$ (კონტაქტურ-წყვეტილ-კონტაქტური). მოძრაობა აისახება დიფერენციალური განტოლებებით γ_1, γ_3 კუთხური და x_2, y_2 ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ.

ამ დამატებითი მოძრაობისათვის

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (78)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n > 0; \quad F_2^n = 0; \quad F_3^n > 0 \\ F_{b\bar{s}b}^{1-2} > 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{2-6} = 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{6-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (79)$$

V სახის მოძრაობა – $P_1 K_2 K_3$ (წყვეტილ-კონტაქტური). დამატებითი მოძრაობის აღწერისთვის შედგება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები γ_2, γ_3 კუთხური და x_1, y_1 ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. მოძრაობის პირობები ჩაიწერება ამ სახით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (80)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; \quad F_2^n > 0; \quad F_3^n > 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{1-2} = 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{2-6} > 0; \quad F_{b\bar{s}b}^{6-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (81)$$

VI სახის მოძრაობა – $P_1 P_2 K_3$ (წყვეტილ-კონტაქტური). დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით განზოგადებული γ_3 კუთხური და x_1, y_1, x_2, y_2 ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ. დამატებითი მოძრაობის პირობები აისახება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 = \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (82)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; F_2^n = 0; F_3^n > 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{1-2} = 0; F_{b\bar{s}b}^{2-6} = 0; F_{b\bar{s}b}^{6-5} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (83)$$

VII სახის მოძრაობა – $P_1K_2P_3$ (წყვეტილ-კონტაქტურ-წყვეტილი). მოძრაობა აღიწერება დიფერენციალური განტოლებებით x_1, y_1, x_3, y_3 ხაზოვანი და γ_2 კუთხური განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. მოძრაობის პირობა ჩაიწერება ამ სახით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 = \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (84)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = 0; F_2^n > 0; F_3^n = 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{1-2} = 0; F_{b\bar{s}b}^{2-6} > 0; F_{b\bar{s}b}^{6-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (85)$$

VIII სახის მოძრაობა – $P_1P_2P_3$ (წყვეტილი ანუ თავისუფალი). მოძრაობა აღიწერება დიფერენციალური განტოლებით განზოგადებული $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3$ ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ. დამატებითი მოძრაობის პირობა აისახება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \\ x_2^2 + y_2^2 < \Delta_2^2; \\ x_3^2 + y_3^2 < \Delta_3^2. \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1^n = F_2^n = F_3^n = 0; \\ F_{b\bar{s}b}^{1-2} = F_{b\bar{s}b}^{2-6} = F_{b\bar{s}b}^{6-5} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (87)$$

შემსრულებელი სისტემის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი ცხრილის მიხედვით (ცხრ. 2).

კონტაქტური მოძრაობის მომენტში წვეტის შესაბამისი კონტაქტის წერტილის x_i და y_i კოორდინატები გამოითვლება (66), (67) ტოლობებით, ხოლო შესაბამისი სიჩქარეები კი (68) სისტემის მიხედვით. აჩქარებები განისაზღვრება (69) სისტემით.

თავისუფალი მოძრაობიდან კონტაქტურზე გადასვლისას საწყისი პირობა განისაზღვრება (66) და (67) ტოლობებიდან. გვექნება:

ორმხრივი დაწოლისა და საერთო მიმმართველიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი სისტემის მოძრაობათა კლასიფიკაცია

დამატებით მოძრაობის სახე	ერთდროული კონტაქტი და წყვეტა შეერთებებში			მოძრაობის განმსაზღვრელი განზოგადებული კოორდინატები	დიფერენციალურ განტოლებათა რაოდენობა
	1(1-2)	2(2-6)	3(6-5)		
1	2	3	4	6	7
I	K_1	K_2	K_3	$\gamma_1 \gamma_2 \gamma_3$	3
II	K_1	P_2	P_3	$\gamma_1 x_2 y_2 x_3 y_3$	5
III	K_1	K_2	P_3	$\gamma_1 \gamma_2 x_3 y_3$	4
IV	K_1	P_2	K_3	$\gamma_1 x_2 y_2 \gamma_3$	4
V	P_1	K_2	K_3	$x_1 y_1 \gamma_2 \gamma_3$	4
VI	P_1	P_2	K_3	$x_1 y_1 x_2 y_2 \gamma_3$	5
VII	P_1	K_2	P_3	$x_1 y_1 \gamma_2 x_3 y_3$	5
VIII	P_1	P_2	P_3	$x_1 y_1 x_2 y_2 x_3 y_3$	6

$$\left. \begin{aligned} \gamma_i &= \arccos \frac{x_i}{\Delta_i}; \\ \gamma_i &= \arcsin \frac{y_i}{\Delta_i}. \end{aligned} \right\} \quad (88)$$

შემსრულებელი სისტემის კინეტიკური ენერგია უდრის შემადგენელი რგოლების კინეტიკურ ენერგიათა ჯამს და ზოგადი სახით ჩაიწერება შემდეგი ტოლობით

$$T = T_{BC} + T_{CK} + T_{O_2F} + T_{DE} , \quad (89)$$

ამ რგოლებიდან BC და O₂F ასრულებს ბრუნვით მოძრაობას, ხოლო CK და DE რგოლები რთული მოძრაობის მატარებელია 1-2, 2-6 და 6-5 შეერთებებში ღრეჩოების არსებობის გამო.

2.2.5. საერთო ამძრავის მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი ერთი ღრეჩოთი მძიმედ დატვირთულ სახსრულ შეერთებაში

საერთო ამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ხანგრძლივი ექსპლუატაციისა და მძიმე კლიმატური პირობების

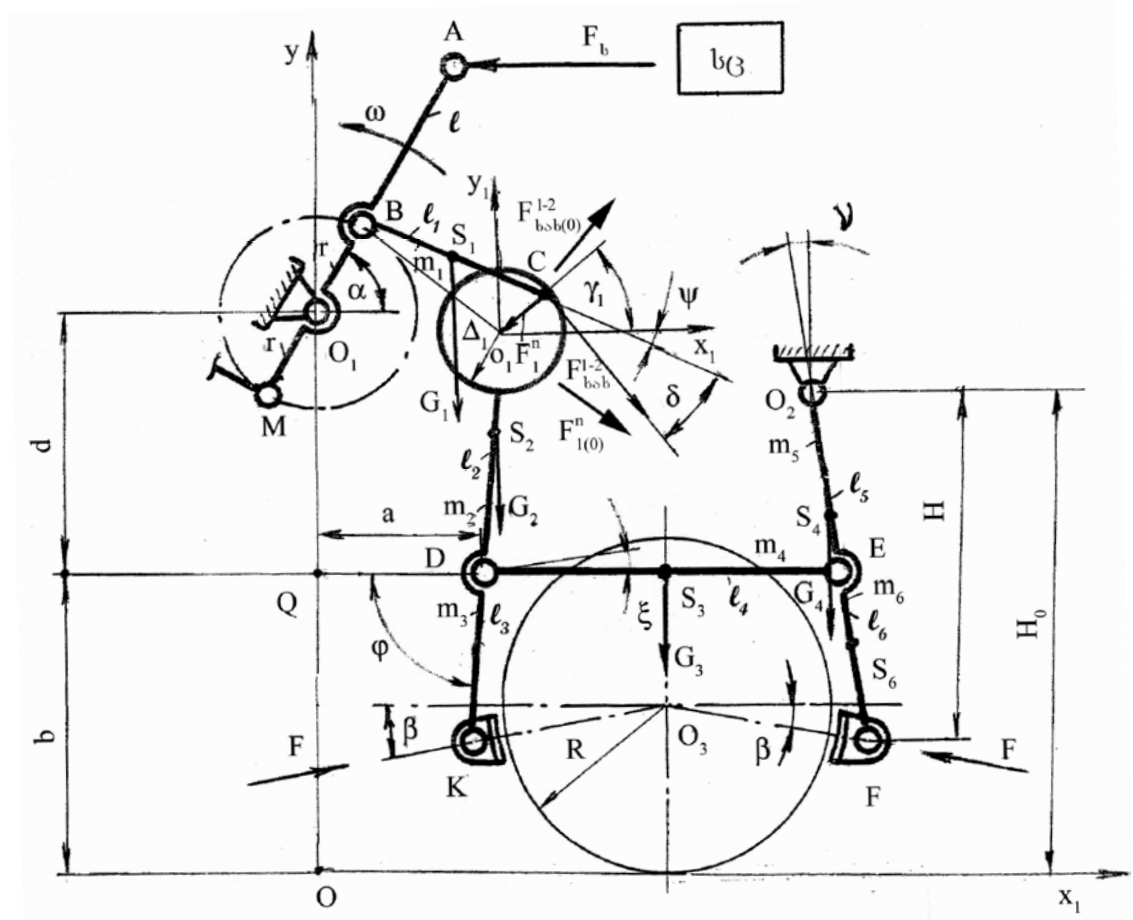
შემთხვევაში იზრდება ტექნოლოგიური ღრეჩოს მნიშვნელობა სახსრულ შეერთებაში. როგორც უკვე აღინიშნა გადაცემის რეალური კინემატიკური და დინამიკური გამომავალი პარამეტრების დადგენის მიზნით საჭიროა შეიქმნას რეალური საანგარიშო დინამიკური მოდელი, რომლის მიხედვით დადგენილი იქნება გაზრდილი ტექნოლოგიური ღრეჩოს პირობებში სახსრულ შეერთებებში რეაქციის, ხახუნისა და ინერციის ძალების რეალური მნიშვნელობანი, ასევე ინერციის მომენტებიც. არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კონსტრუქციოული გამარტივების შემდეგ შეიქმნა მისი გაუმჯობესებული ვარიანტი (ნახ. 3), შესაბამისად მისი დინამიკური მოდელი (ნახ. 7) და სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი (ნახ. 8)

გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებში მოსალოდნელია განსხვავებული დინამიკური დატვირთვები სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული F_{ν} ძალის გადაცემისას სამუხრუჭო ხუნდებად. ცხადია, რომ უდიდესი დინამიკურ ზემოქმედებას განიცდის გადაცემის C სახსრული შეერთება, რადგან მისი მობრუნების შესაბამისად მოქმედებაში მოდის CK და O_2F ვერტიკალური ბერკეტული, ასევე DE წევაც.

რეალური დინამიკური და კინემატიკური გამომავალი პარამეტრების განსაზღვრის მიზნით, გაანგარიშების გამარტივების მიზნით აუცილებელია გამოვიკვლიოთ სამუხრუჭო $BCDKFEO_2$ ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი ღრეჩოთი C სახსრულ შეერთებაში. სამუხრუჭო კვანძის დინამიკური მოდელი ამ შემთხვევაში შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით (ნახ. 11).

ნახაზის მიხედვით სამუხრუჭო კვანძი მოთავსებულია XOY საკოორდინატო სისტემაში სათანადო გეომეტრიული და ძალური პარამეტრების აღნიშვნებით. გაზრდილი Δ_1 ღრეჩო განიხილება 1–2 ბრუნვით სახსრულ შეერთებაში, რომლის ელემენტების კოორდინატის C წერტილში მოქმედებს ნორმალური რეაქციის F_1'' და შესაბამისი ხახუნის

F_{bsb}^{1-2} ძალები. ბერკეტების სიმძიმის S_i ცენტრებში მოდებულია მათი სიმძიმის G_i ძალები.



ნახ. 11. საერთო ამპრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის საანგარიშო დინამიკური მოდელი ღრეჩოთი ერთ სახსრულ შეერთებაში

დაწოლის F_b ძალის ზემოქმედების შედეგად BC ბერკეტმა Δ_1 ღრეჩოს გამო შეიძლება მიიღოს ნებისმიერი მდგომარეობა, შემობრუნდეს ნებისმიერი ψ კუთხით. შესაბამისად C წერტილი (შიგა ელემენტი) შეასრულებს კონტაქტურ მოძრაობას გარე ელემენტის მიმართ, ისე, როგორც სქემაზეა (ნახ. 11) გამოსახული ან იმოდრავებს თავისუფლად Δ_1 ღრეჩოს არეში. ამ მოვლენების დასაფიქსირებლად ამ სახსრული შეერთების O_1 ცენტრში მოდებული მოძრავი x_1, y_1 საკოორდინატო სისტემა, რომლის დროსაც სრულდება პირობები: $o_1 x_1 \parallel OX$ და $o_1 y_1 \parallel OY$. C შიგა ელემენტის კონტაქტური მოძრაობა აისახება γ_1 კუთხური განზოგადებული

კოორდინატის ცვლილების მიხედვით, ხოლო თავისუფალი მოძრაობა კი განზოგადებული ხაზოვანი x_1 და y_1 კოორდინატებით. ე.ი. სამუხრუჭო კვანძს ენიჭება ორი სახის დამატებითი მოძრაობა – კონტაქტური და თავისუფალი (წყვეტილი) სამუხრუჭო კვანძის გამომავალი რეალური პარამეტრების დასადგენად საჭიროა შედგეს ამ დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები. დამატებითი მოძრაობებია:

I სახის დამატებით კონტაქტური (K) მოძრაობა. იგი აღიწერება საკონტაქტო C წერტილის შემობრუნების γ_1 კუთხის დიფერენციალური განტოლებით. მოძრაობაზე გავლენას მოაძენს ნორმალურ რეაქციის F_1^n და შესაბამისი ხახუნის $F_{b,b}^{1-2}$ ძალები. გადაცემის სამუხრუჭო კვანძის ჩაკეტილობის პირობა აისახება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 &= \Delta_1^2; \\ F_1^n &> 0; F_{b,b}^{1-2} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

II სახის დამატებითი თავისუფალი (წყვეტილი) (P) მოძრაობა. ასეთი დამატებითი მოძრაობა აღიწერება განზოგადებული x_1 და y_1 ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ. ნორმალური რეაქციისა და შესაბამისი ხახუნის ძალები ამ დროს ნულის ტოლია. სამუხრუჭო კვანძის თავისუფალი (წყვეტილი) მოძრაობის პირობა ჩაიწერება ასეთი სისტემით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 &< \Delta_1^2; \\ F_1^n &= 0; F_{b,b}^{1-2} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (91)$$

დამოკიდებულება ხახუნისა და ნორმალური რეაქციის ძალებს შორის შეიძლება ჩაიწეროს ასე:

$$F_{b,b}^{1-2} = -F_1^n (K_{b,b1} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{b,b2} \dot{\gamma}_1 + K_{b,b3} \dot{\gamma}_1^2). \quad (92)$$

განზოგადებული კოორდინატები:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \Delta_1 \cos \gamma_1; \\ \dot{x}_1 &= \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1. \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

ამ სისტემის დიფერენცირებით მიიღება განზოგადებული კოორდინატების სიჩქარეთა მნიშვნელოვანი:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_i &= -\Delta_i \dot{\gamma}_i \sin \gamma_i; \\ \dot{y}_i &= \Delta_i \dot{\gamma}_i \cos \gamma_i, \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

თავისუფალი სახის მოძრაობის გადასვლის პირობის კონტაქტურზე ასახავს სისტემა (93), ხოლო პირიქით შემთხვევაში გადასვლის პირობას ექნება სახე:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_i &= \arccos \frac{x_i}{\Delta_i}; \\ \gamma_i &= \arcsin \frac{y_i}{\Delta_i}. \end{aligned} \right\} \quad (95)$$

დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია შეიძლება წარმოვადგინოთ ცხრილის მიხედვით (ცხრ. 3).

ცხრილი 3

ერთი ღრეჩოს მქონე საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო კვანძის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია

დამატებითი მოძრაობის სახე	კონტაქტი და წყვეტა 1–2 სახსრულ შეერთებაში	განზოგადებული კოორდინატები	განტოლებების რაოდენობა
I	K	γ_1	1
II	P	x_1, y_1	2

წარმოდგენილი მოდელის მიხედვით (ნახ. 11) შესაძლებელია ჩატარდეს სამუხრუჭო კვანძის რეალური გამომავალი პარამეტრების დადგენა.

2.3. საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ცვლადი რეალური პარამეტრების გაანგარიშება და დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები

2.3.1. სამუხრუჭო ბერკეტული საერთოამძრავიანი გადაცემის ცვლადი კინეტიკური ენერჯის განსაზღვრა

დინამიკური მოდელი (ნახ. 11) მიხედვით გადაცემის სრული კინეტიკური ენერჯია უდრის შემადგენელი ბერკეტების კინეტიკური ენერჯიების ჯამს, ე.ი.

$$T_{\delta} = T_{BC} + T_{CK} + T_{DE} + T_{O_2F}. \quad (96)$$

ეს ტოლობა ჩაიწერება ამ სახით:

$$T_3 = \frac{1}{2}m_1V_{S_1}^2 + \frac{1}{2}I_{S_1}\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}I_{S_2}\dot{\phi}^2 + \frac{1}{2}m_4V_{S_3}^2 + \frac{1}{2}I_{S_4}\dot{\nu}^2, \quad (97)$$

სადაც V_{S_1} და V_{S_2} BC და DE ბერკეტების სიმძიმის S_1 და S_2 ცენტრების

ხაზობანი სიჩქარეები;

$I_{S_1}, I_{S_2}, I_{S_4}$ – შესაბამისად S_1, S_2 და S_4 სიმძიმის ცენტრების ინერციის

ძალები;

$\dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\nu}$ – BC, CK და O_2F ბერკეტების მობრუნების კუთხური

სიჩქარეები.

ცნობილია, რომ

$$V_{S_1}^2 = \dot{X}_{S_1}^2 + \dot{Y}_{S_2}^2, \quad (98)$$

სადაც X_{S_1} და Y_{S_2} არის სიმძიმის S_1 ცენტრების კოორდინატები XOY

სისტემაში.

შეიძლება დავწეროთ

$$\left. \begin{aligned} X_{S_1} &= r \cos \alpha + \frac{1}{2}l_j \cos \psi; \\ Y_{S_1} &= oo_1 + r \sin \alpha - \frac{1}{2}l_j \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (99)$$

ამ ტოლობათა დიფერენცირებით მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S_1} &= -r\omega \sin \alpha - \frac{1}{2}l_1\dot{\psi} \cos \psi; \\ \dot{Y}_{S_1} &= r\omega \cos \alpha - \frac{1}{2}l_1\dot{\psi} \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (100)$$

$\dot{\psi}$ -ის მნიშვნელობის დადგენისთვის ვწერთ იგივეობას:

$$O_1Q + 2 \sin \alpha - l_1 \sin \psi = l_2 \sin \phi + y_1. \quad (101)$$

აქედან განისაზღვრება $\dot{\psi}$ -ის მნიშვნელობა

$$\dot{\Psi}_y = \frac{1}{l_1 \cos \psi} (r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1 - l_2 \dot{\phi} \cos \phi). \quad (102)$$

ანალოგიურად თუ ჩავწერთ იგივეობას

$$a = l_2 \cos \phi + x_1 = r \cos \alpha + l_2 \cos \psi,$$

მაშინ ამ ტოლობის დიფერენცირებით მივიღებთ

$$-l_2\dot{\phi}\sin\varphi + \dot{x}_1 = -r\omega\sin\alpha - l_1\dot{\psi}\sin\psi, \quad (103)$$

ხოლო

$$\dot{\Psi}_x = \frac{1}{l_1\sin\psi}(l_2\dot{\phi}\sin\varphi - \dot{x}_1 - r\omega\sin\alpha). \quad (104)$$

(103) და (104) ტოლობების მიხედვით (100) სისტემა მიიღებს სახეს:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{s_1} &= \frac{1}{2}(A-C); \\ \dot{Y}_{s_1} &= \frac{1}{2}(B-D), \end{aligned} \right\} \quad (105)$$

სადაც შემოტანილია აღნიშვნები

$$A = r\omega\sin\alpha + \dot{x}_1;$$

$$B = r\omega\cos\alpha - \dot{y}_1;$$

$$C = l_2\dot{\phi}\sin\varphi;$$

$$D = l_2\dot{\phi}\cos\varphi.$$

(105) სისტემის ძალი (98) ტოლობა ჩაიწერება ასეთი სახით

$$V_{s_1}^2 = \frac{1}{2}[(A-C)^2 + (B-D)^2]. \quad (106)$$

ინერციის I_{s_1} ძალა

$$I_{s_1} = \frac{m_1}{12}l_1^2,$$

მაშინ

$$I_{s_1}\dot{\psi}^2 = \frac{m_1}{12\cos^2\psi}(B-D)^2. \quad (107)$$

ანალოგიურად შეიძლება დაიწეროს

$$I_{s_2}\dot{\varphi}^2 = \frac{m_2 + m_3}{12}(l_2 + l_3)^2\dot{\phi}^2. \quad (108)$$

საბოლოოდ მივიღებთ:

$$I_{s_2}\dot{\varphi}^2 = \frac{m_2 + m_3}{12\cos^2\varphi}(D-A)^2; \quad (109)$$

ნახაზის მიხედვით (ნახ. 11)

$$V_{s_3}^2 = \dot{X}_{s_3}^2 + \dot{Y}_{s_3}^2.$$

ანალოგიური მსჯელობით მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S_3} &= (D - A - B - C)^2; \\ \dot{Y}_{S_3} &= (B - A)^2. \end{aligned} \right\} \quad (110)$$

გამოდის რომ

$$V_{S_3}^2 = (D - A - B - C)^2 + (B - A)^2; \quad (111)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ

$$I_{S_4} = \frac{m_5 + m_6}{12} (l_5 + l_6)^2,$$

მაშინ სრული კინეტიკური ენერგია მიღებული შედეგების გათვალისწინებით ჩაიწერება გამოსახულებით:

$$\begin{aligned} T_{\text{კ}} &= \frac{m_1}{8} [(A - C)^2 + (B - D)^2 + \frac{m_1}{24 \cos^2 \psi} (B - D)^2 + \frac{1}{24} (m_2 + m_3) (l_2 + l_3)^2 \dot{\phi}^2 + \\ &+ \frac{m_1}{24 \cos^2 \psi} (B - D)^2 + \frac{1}{24} (m_2 + m_3) (l_2 + l_3)^2 \dot{\phi} + \frac{m_4}{8} (C - A - l_1 \dot{\psi} \sin \psi)^2 + \\ &+ \frac{m_2}{8} [B - C - \operatorname{tg} \psi (C - A)]^2 + \frac{m_5 + m_6}{8} (l_5 + l_6)^2. \end{aligned} \quad (112)$$

სადაც

$$\left. \begin{aligned} \dot{\psi} &= \frac{1}{l_1 \cos \psi} (B - D); \\ \dot{\phi} &= \frac{1}{l_2 \cos \phi} (B - A). \end{aligned} \right\} \quad (113)$$

2.3.2. საერთო ამპრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის განზოგადებული ძალების გამოკვლევა

მოცემული დინამიკური მოდელის (ნახ. 11) მიხედვით გადაცემაზე მოქმედებს სამი განზოგადებული ძალა – Q_{γ_1} , კონტაქტური მოძრაობისას და Q_{x_1} , Q_{y_1} თავისუფალი მოძრაობისას. განზოგადებული ძალის განსაზღვრის მიზნით გამოითვლება აქტიურ ძალთა მუშაობა შესაძლო ვირტუალურ δ_{γ_1} , δ_{x_1} და δ_{y_1} გადაადგილებებზე.

განზოგადებული Q_{γ_1} ძალის მნიშვნელობის დადგენისათვის x_1 და y_1 კოორდინატებს მივიჩნევთ ფიქსირებულად და განვსაზღვრავთ მოქმედი აქტიური ძალების მუშაობას δ_{γ_1} გადაადგილებაზე შეიძლება დავწეროთ:

$$\delta W_{\gamma_1} = Q_{\gamma_1} \delta \gamma_1 = -G_1 \delta Y_{S1} - G_2 \delta Y_{S2} + F_{\text{bsb}}^{1-2} \Delta_1 \delta \gamma_1. \quad (114)$$

(ნახ. 11)–ის მიხედვით

$$Y_{S1} = OO_1 + r \sin \alpha - \frac{1}{2} l_1 \sin \psi.$$

Y_{S1} დამოკიდებულია მხოლოდ ψ კუთხის ცვლილებაზე, ამიტომ

$$\delta Y_{S1} = -\frac{l_1}{2} \delta \psi \cos \psi. \quad (115)$$

ასევე

$$\delta Y_2 = l_2 \delta \varphi \cos \varphi. \quad (116)$$

C წერტილის მიმართ შეიძლება დაიწეროს იგივეობა

$$d + r \sin \alpha - l_1 \sin \psi = l_2 \sin \varphi + y_1. \quad (117)$$

ამ ტოლობის დიფერენცირებით, როცა $y_1 = \Delta_1 \sin \gamma_1$, მივიღებთ

$$\Delta_1 \delta \gamma_1 \cos \gamma_1 = -l_1 \delta \psi \cos \psi,$$

საიდანაც

$$\delta \psi = -\frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l_1 \cos \psi} \delta \gamma_1. \quad (118)$$

ამ ტოლობის შეტანით (115) ფორმულაში მივიღებთ

$$\delta Y_{S1} = \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{2} \delta \gamma_1. \quad (119)$$

ანალოგიური მსჯელობით მივიღებთ, რომ

$$\delta Y_{S2} = -\frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{2} \delta \gamma_1. \quad (120)$$

(119) და (120) ტოლობების ძალით (114) მიიღებს სახეს

$$Q_{\gamma_1} \delta \gamma_1 = -\Delta_1 G_1 \frac{\cos \gamma_1}{2} \delta \gamma_1 + G_2 \frac{\cos \gamma_1}{2} \delta \gamma_1 + F_{\text{bsb}}^{1-2} \Delta_1 \delta \gamma_1.$$

ამ ტოლობიდან მივიღებთ

$$Q_{\gamma_1} = \Delta_1 [(G_2 - G_1) \cos \gamma_1 + F_{\text{bsb}}^{1-2}]. \quad (121)$$

Q_{γ_1} განზოგადებული განსაზღვრის მიზნით განვიხილავთ (117)

ტოლობას. იმის გამო, რომ y_1 განზოგადებული კოორდინატა დამოკიდებულია l_1 და l_2 ბერკეტების მდებარეობაზე, ამიტომ ამ ტოლობიდან მივიღებთ

$$\delta y_1 = -l_1 \delta \psi \cos \psi .$$

აქედან

$$\delta \psi = -\frac{\delta y_1}{l_1 \cos \psi} . \quad (122)$$

(122) მნიშვნელობის შეტანით (115) ფორმულაში, მივიღებთ

$$\delta Y_{s2} = -\frac{\delta y_1}{2} . \quad (123)$$

ასეთივე მსჯელობით მივიღებთ

$$\delta Y_{s3} = -\frac{\delta y_1}{2} , \quad (124)$$

მაშინ (114) ჩაიწერება ამ სახით

$$Q_{y_1} \delta y_1 = \frac{1}{2} (G_1 + G_2) \delta y_1 .$$

აქედან ვწერთ:

$$Q_{y_1} = \frac{1}{2} (G_1 + G_2) . \quad (125)$$

ასეთივე მსჯელობით მივიღებთ:

$$Q_{x_1} = F_b . \quad (126)$$

(121) ტოლობა შეიძლება ჩაიწეროს ასეთი სახითაც:

$$Q_{\gamma_1} = \Delta_1 [(G_2 - G_1) \cos \gamma_1 - F_1^n (K_{b_s b_1} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{b_s b_2} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{b_s b_3} \text{sign} \dot{\gamma}_1^2)] . \quad (127)$$

2.3.3. გაუმჯობესებული საერთო ამძრავის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების განსაზღვრა

რეაქციისა და შესაბამისი ხახუნის ძალების განსაზღვრის მიზნით ვწერთ ძალთა მომენტების განტოლებას B წერტილის მიმართ

$$\begin{aligned} -F_1^n l_1 \sin \gamma_1 + F_{b_s b}^{1-2} l_1 \sin \delta + F_o^x \frac{l_1}{2} \sin \psi - + F_n^x \frac{l}{2} \cos \psi - F_n^y \frac{l_1}{2} \cos \psi + \\ + M_n + G_1 \frac{l_1}{2} \cos \psi - F_b l \sin \alpha = M(B) . \end{aligned} \quad (128)$$

ინერციის ძალის გეგმილები

$$\left. \begin{aligned} F_o^x &= -m_1 \ddot{X}_{S_1} \\ F_o^y &= -m_1 \ddot{Y}_{S_1} \end{aligned} \right\} \quad (129)$$

(100) სისტემის დიფერენცირებით მივიღებთ

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_{S_1} &= r\omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} l_1 (\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) \\ \ddot{Y}_{S_1} &= -r\omega^2 \sin \alpha - \frac{1}{2} l_1 (\ddot{\psi} \cos \psi - \dot{\psi}^2 \sin \psi) \end{aligned} \right\} \quad (130)$$

ინერციის ძალის მომენტი B წერტილის მიმართ

$$M_n = -\frac{m_1}{12} l_1^2 \ddot{\psi} . \quad (131)$$

(101) იგივეობის ორჯერადი დიფერენცირებით მივიღებთ $\ddot{\psi}$ -ის მნიშვნელობას.

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{l_1 \cos \psi} (l_1 \dot{\psi}^2 \sin \psi + l_2 \ddot{\phi} \cos \phi + l_2 \dot{\phi}^2 \sin \phi - r\omega^2 \sin \alpha + \ddot{y}_1) . \quad (132)$$

$\ddot{\psi}$ -ის მნიშვნელობა განისაზღვრება (102) ტოლობის საშუალებით.

(129)–(132) ტოლობების შეტანით (128)–ში და მოკლე ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ რეაქციის ნორმალური F_1^n შემდგენის მნიშვნელობას

$$\begin{aligned} F_1^n &= \left[m_1 r \omega^2 (\cos \alpha - \sin \alpha) - \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi} (\sin \psi - \cos \psi) + \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi}^2 (\cos \psi - \sin \psi) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{m_1}{2} l_1^2 \ddot{\phi} - G_1 \frac{l_1}{2} \cos \psi + \ddot{y}_1 + F_b \sin \alpha \right] \left[(l_1 \sin \gamma_1 - l_1 \sin \delta) (K_{bsb1} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + \right. \\ &\quad \left. + K_{bsb2} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{bsb3} \text{sign} \dot{\gamma}_1^2) \right]^{-1} . \end{aligned} \quad (133)$$

(128) ტოლობიდან (133) გამოსახულების გათვალისწინებით ხახუნის F_{bsb}^{12} ძალა გამოითვლება ფორმულით:

$$F_{bsb}^{1-2} = -F_1^n = (K_{bsb1} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{bsb2} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{bsb3} \text{sign} \dot{\gamma}_1^2) . \quad (134)$$

სადაც F_1^n განისაზღვრება (133) ტოლობით.

2.3.4. საერთო ამძრავის მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები

საერთო ამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამომავალი პარამეტრების განსაზღვრა აუცილებელია გადაცემის საიმედოობის უზრუნველყოფას თვალსაზრისით. ამ ამოცანის განხორციელებისთვის უნდა შედგეს გადაცემის დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებები და მათი ერთობლივი ამოხსნის შედეგად გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარებისას დადგინდება გამომავალი რეალური პარამეტრების მნიშვნელობანი.

დამატებითი მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები შესაძლებელია შედგეს დალამბერის პრინციპის ან ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით. იმის გამო, რომ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა წარმოადგენს ბრუნვითი კინემატიკური წყვილებით დაკავშირებული ღეროების განსაზღვრულ რაოდენობას, ამიტომ ამოცანის გადაწყვეტისას უმჯობესია გამოვიყენოთ ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება, რომელიც ზოგადი სახით ჩაწერება გამოსახულებით:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_{q_i}, \quad (135)$$

სადაც q_i არის განზოგადებული კოორდინატა;

\dot{q}_i – განზოგადებული ული კოორდინატის სიჩქარე;

Q_{q_i} – განზოგადებული ძალა q_i კოორდინატის მიხედვით.

ვსარგებლობთ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო საერთოამძრავიანი ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელით ღრეჩოთი ერთ სახსრულ შეერთებაში (ნახ. 11). ამ სახსარში იქმნება უდიდესი დინამიკური დატვირთვები, რადგან მისი საშუალებით მოქმედებაში მოდის მთლიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ხუნდებზე დაწოლის მიზნით.

როგორც აღინიშნა, ამ სახსარში შეერთების ელემენტების ურთიერთქმედობის განსაზღვრის მიზნით, შემოტანილია ცვლადი x_1, y_1

საკოორდინატო სისტემა განზოგადებული x_1 , y_1 და γ_1 ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატებით.

თავისუფალი მოძრაობა (შიგა ელემენტის ქაოსური მოძრაობა გარე ელემენტის მიმართ) აღიწერება დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით x_1 და y_1 განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. ე.ი. თავისუფალი დამატებითი მოძრაობისას უნდა შედგეს მოძრაობის ორი დიფერენციალური განტოლება:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} &= Q_{x_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_1} &= Q_{y_1}. \end{aligned} \right\} \quad (136)$$

სადაც Q_{x_1} , Q_{y_1} არის განზოგადებული ძალების მნიშვნელობანი განზოგადებული x_1 და y_1 კოორდინატების მიმართ.

განზოგადებული x_1 კოორდინატის მიმართ დიფერენციალური განტოლების შედგენისას (136) სისტემის პირველი განტოლების მიხედვით ვსარგებლობთ კინეტიკური T ენერჯის (112) გამოსახულებით, ხოლო Q_{x_1} და Q_{y_1} განისაზღვრება (125) და (126) ტოლობებით.

x_1 -ის მიმართ დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენის საწყის ეტაპზე აუცილებელია განისაზღვროს კინეტიკური ენერჯის დიფერენციალები x_1 და \dot{x}_1 განზოგადებული გადაადგილებისა და სიჩქარის კოორდინატების მიხედვით. x_1 -ის მიმართ მივიღებთ:

$$\frac{\partial T}{\partial x_1} = 0.$$

\dot{x}_1 -ის მიმართ მიიღება შემდეგი გამოსახულება:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} &= \frac{m_1}{4} (r\omega \sin \alpha + \dot{x}_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) + \frac{m_1}{4} [r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1 - \\ &\quad - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - tg \psi (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r\omega \sin \alpha - \dot{x}_1)] tg \psi - \\ &\quad - \frac{m_2}{4} (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r\omega \sin \alpha - \dot{x}_1 - l_1 \psi \sin \psi). \end{aligned}$$

საბოლოოდ (136) სისტემის პირველი განტოლებისა და ბოლო ტოლობის მიხედვით თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება x_1 განზოგადებული კოორდინატის მიმართ ჩაიწერება ასეთი გამოსახულებით:

$$\left[\frac{m_1}{4} + \frac{m_1}{4}(1 + \operatorname{tg}^2 \psi) \right] \ddot{x}_1 - \frac{m_1}{4} \operatorname{tg} \psi \ddot{y}_1 = A_{x_1}, \quad (137)$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი A_{x_1} გამოისახება ასეთი ტოლობით:

$$\begin{aligned} A_{x_1} = & \frac{m_1}{4} l_2 \dot{\phi} \sin \varphi + \frac{m_1}{4} (r \omega^2 \cos \alpha - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi) + \frac{m_1}{2} (-l_2 \dot{\psi} \sin \varphi \operatorname{tg} \psi - \\ & - \operatorname{tg}^2 \psi l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) - \frac{m_2}{4} \left[\frac{1}{\cos^2 \varphi} (r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - \right. \\ & - a \operatorname{tg} \psi - r \omega^2 \sin \alpha - l_2 \dot{\phi}^2 \cos \varphi - \frac{a}{\cos^2 \psi} - \operatorname{tg}^2 \dot{\phi}^2 \cos \varphi - \\ & \left. - r \omega^2 \cos \alpha) \right] + \frac{m_2}{4} l_2 \dot{\phi} \sin \varphi + \frac{m_2}{4} l_1 \dot{\psi} \sin \psi + \\ & + \frac{m_2}{4} (l_2 \dot{\phi} \cos \varphi - r \omega^2 \cos \alpha - l_1 \dot{\psi}^2 \cos \psi + F_b), \end{aligned}$$

სადაც

$$a = l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r \omega \sin \alpha - \dot{x}_1$$

y_1 -ის მიმართ დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების ფორმირებისთვის საჭიროა დადგინდეს კინეტიკური ენერჯიის კერძო დიფერენციალები y_1 და \dot{y}_1 -ის მიმართ. y_1 -ის მიმართ გვექნება:

$$\frac{\partial T}{\partial y_1} = 0.$$

\dot{y}_1 -ის მიმართ მიიღებთ:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} = & -\frac{m_1}{4} (r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi) - \frac{m_1}{12 \cos^2 \psi} (r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 - \\ & - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi) + \frac{m_2}{4} [r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 - \dot{\phi} \sin \varphi - \operatorname{tg} \psi (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r \omega \sin \alpha - \dot{x}_1)]. \end{aligned}$$

მაშინ (136) სისტემის მეორე განტოლებისა და ბოლო ტოლობის გათვალისწინებით დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება y_1 -ის მიმართ მიიღებს სახეს:

$$\left(\frac{m_1}{4} + \frac{m_1}{12 \cos^2 \psi} + \frac{m_2}{2}\right) \ddot{y}_1 + \frac{m_2}{4} \operatorname{tg} \psi \ddot{x}_1 = A_{y_1}. \quad (138)$$

სადაც (138) დიფერენციალური განტოლების მარჯვენა ნაწილი აისახება ტოლობით:

$$\begin{aligned} A_{y_1} = & \frac{m_1}{4} b + \frac{m_1}{12 \cos^2 \psi} b - \frac{m_1}{6 \cos^3 \psi} \dot{\psi} (r \omega^2 \cos \alpha - \dot{y}_1 - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi) + \\ & + \frac{m_2}{4} \left[-r \omega^2 \sin \alpha - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi - \frac{\dot{\psi}}{\cos^2 \psi} (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - \right. \\ & \left. - r \omega \sin \alpha - \dot{x}_1) - \operatorname{tg} \psi (l_2 \dot{\phi}^2 \cos \varphi + l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r \omega^2 \cos \alpha) \right] + \frac{1}{2} (G_1 + G_2). \end{aligned}$$

სადაც

$$b = -r \omega^2 \sin \alpha - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi + l_2 \dot{\phi} \dot{\psi} \sin \psi.$$

(137) და (138) გამოსახულებანი წარმოადგენს გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებებს განზოგადებული ხაზოვანი x_1 და y_1 კოორდინატების მიმართ.

2.3.5. საერთოამძრავიანი გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება

დამატებითი კონტაქტური მოძრაობა განისაზღვრება ღრეჩოიანი სახსრული შეერთების შიგა ელემენტის გარე ელემენტისადმი მობრუნების γ_1 განზოგადებული კუთხური კოორდინატის მიმართ. ამ მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენის მიზნით ხაზოვანი x_1 და y_1 განზოგადებული კოორდინატები უნდა წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} x_1 &= -\Delta_1 \cos \gamma_1; \\ y_1 &= \Delta_1 \sin \gamma_1. \end{aligned}$$

ამ ტოლობათა დიფერენცირებით მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1; \\ \dot{y}_1 &= \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1; \end{aligned}$$

$$\ddot{x}_1 = -\Delta_1(\dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1);$$

$$\ddot{y}_1 = \Delta_1(\dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1).$$

ამ ტოლობათა შეტანით კინეტიკური ენერჯის (112) ფორმულიდან მიიღება კინეტიკური ენერჯის გამოსახულება მხოლოდ კუთხური γ_1 განზოგადებული კოორდინატების მიმართ:

$$\begin{aligned} T(\gamma_1) = & \frac{m_1}{8} [(r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi)^2 + (r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \\ & - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi)^2] + \frac{m_1}{24 \cos^2 \psi} (r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi)^2 + \\ & + \frac{1}{24} (m_2 + m_3)^2 + \frac{m_2}{8} [r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - \\ & - \operatorname{tg} \psi (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1)]^2 + \frac{m_2}{8} (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - \\ & - r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l_1 \dot{\psi} \sin \psi)^2, \end{aligned} \quad (139)$$

სადაც თავის მხრივ

$$\dot{\phi} = l_2 \dot{\phi} \cos \psi - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1$$

$$\dot{\psi} = \frac{1}{l_1 \sin \psi} (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1).$$

დიფერენციალური განტოლების შედგენისას საჭიროა განსაზღვროს $\dot{\phi}$ და $\dot{\psi}$ სიდიდეების დიფერენცირები დროით. მივიღებთ:

$$\ddot{\phi} = l_2 (\ddot{\psi} \cos \psi - \dot{\phi}_2 \dot{\psi} \sin \psi) - r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \cos \alpha - \Delta_1 (\ddot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1);$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{l_1 \sin \gamma_1} [l_2 (\ddot{\phi} \sin \varphi + \dot{\phi}^2 \cos \varphi) + r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 (\ddot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1)] +$$

$$+ (l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \frac{\dot{\psi}}{l_1 \sin \psi} \operatorname{ctg} \psi.$$

კინეტიკური ენერჯის (139) ფორმულის მიხედვით მისი კერძო დიფერენციალი γ_1 განზოგადებული კუთხური კოორდინატით აღიწერება გამოსახულებით:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T(\gamma_1)}{\partial \gamma_1} = & \left[-\frac{m_1}{4} (r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) \Delta_1 \sin \gamma_1 - \right. \\ & \left. - \frac{m_1}{4} (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi) \Delta_1 \sin \gamma_1 - \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{m_1}{12 \cos^2 \psi} \Delta_1 \cos \gamma_1 - \frac{m_2}{4} (r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \\
& - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - ctg \psi)(\Delta_1 \cos \gamma_1 - tg \psi \Delta_1 \sin \gamma_1 - \\
& + \frac{m_2}{8} (c - l_1 \dot{\psi} \sin \psi) \Delta_1 \sin \gamma_1 \Big] \ddot{\gamma}_1, \tag{140}
\end{aligned}$$

სადაც მიღებულია აღნიშვნა

$$c = l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1.$$

კინეტიკური ენერჯის კერძო დიფერენციალი განზოგადებული კუთხური $\dot{\gamma}_1$ სიჩქარის მიხედვით განისაზღვრება ტოლობით:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T(\gamma_1)}{\partial \dot{\gamma}_1} &= \frac{m_1}{4} [2(r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi)(-\Delta_1 \sin \gamma_1) + \\
& + 2(r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi)(-\Delta_1 \cos \gamma_1)] + \\
& + \frac{m_4}{4} \left[(r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - ctg \psi (\Delta_1 \cos \gamma_1 + \right. \\
& \left. + tg \psi \Delta_1 \sin \gamma_1) + \frac{m_4}{4} (c - l_1 \dot{\psi} \sin \psi) \Delta_1 \sin \gamma_1 \right]. \tag{141}
\end{aligned}$$

(140) და (141) ტოლობების გათვალისწინებით კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება, (135) განტოლების მიხედვით, მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned}
& \left[\frac{m_1}{2} \Delta_1^2 - \frac{m_1}{4} \Delta_1 (\cos \gamma_1 + tg \psi \sin \gamma_1 - \Delta_1 \sin^2 \gamma_1) + \frac{m_1}{4} (r\omega \sin \alpha + \right. \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) \Delta_1 \sin \gamma_1 + f \frac{m_1}{4} \Delta_1 \cos \gamma_1 + \\
& + \frac{m}{12 \cos^2 \psi} \Delta_1 \cos \gamma_1 + \frac{m_2}{4} (f - ctg \psi) (\Delta_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1 tg \psi \sin \gamma_1) + \\
& \left. + \frac{m_2}{4} (c - l_1 \dot{\psi} \sin \psi) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right] \ddot{\gamma}_1 = A_{\gamma_1}, \tag{142}
\end{aligned}$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი A_{γ_1} გამოისახება ასეთი ტოლობით:

$$\begin{aligned}
A_{\gamma_1} &= \frac{m_1}{4} [2\Delta_1 \sin \gamma_1 (r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 - h) + \\
& + c \cdot 2\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + 2f\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - 2\Delta_1 \cos \gamma_1 (e + f) -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -2\Delta_1 \cos \gamma_1 (e + l_2 \dot{\psi} \sin \psi) + \frac{m_2}{2} [(\Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 - r\omega^2 \sin \alpha - \\
& - h - \frac{c}{\cos^2 \psi} - \operatorname{tg} \psi (l_2 \dot{\phi}^2 \cos \varphi + l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - r\omega^2 \cos \alpha + \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1) (\Delta_1 \cos \gamma_1 - \operatorname{tg} \psi \Delta_1 \cos \gamma_1) - \frac{m_2}{2} (f - c \cdot \operatorname{tg} \psi) \Delta_1 \dot{\gamma} \cos \gamma_1 - \\
& - \frac{\Delta_1}{\cos^2 \psi} (\sin \gamma_1 - \operatorname{tg} \psi \Delta_1 \dot{\gamma} \cos \gamma_1) - \frac{m_2}{2} (f + l_2 \dot{\phi} \sin \varphi - \\
& - l_1 \dot{\psi} \sin \psi - l_1 \psi^2 \cos \psi) \Delta_1 \sin \gamma_1 - \frac{m_2}{2} (c - l_1 \dot{\psi} \sin \psi) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \\
& - \frac{m_1}{8} (2c \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 + 2f \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) + \frac{m_1}{12 \cos^2 \psi} f \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{m_2}{4} f \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 + \\
& + \frac{m_2}{2} (f - c \cdot \operatorname{tg} \psi) (\Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 - \operatorname{tg} \psi \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1) + \frac{m_2}{8} (c - l_1 \dot{\psi} \sin \psi) \Delta_1 \cos \dot{\gamma}_1 + \\
& + \Delta_1 \left[(G_2 - G_1) \cos \gamma_1 - \frac{m_1 d l_1}{2} \dot{\psi} - \frac{m_1}{2} d \dot{\psi}^2 + \frac{m_2}{2} l_1^2 \dot{\psi} - \right. \\
& \left. - G_1 \frac{l_1}{2} \cos \psi + F_b \sin \alpha \right]. \tag{143}
\end{aligned}$$

თავის მხრივ აღნიშვნათა მნიშვნელობებია:

$$\left. \begin{aligned}
d &= \cos \psi - \sin \psi; \\
e &= -r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \cos \varphi; \\
f &= r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi.
\end{aligned} \right\} \tag{144}$$

მიღებული განტოლებანი (137), (138) და (142) სრულყოფილად ასახავენ სამუხრუჭო გაუმჯობესებული ბერკეტული გადაცემის ყველაზე უფრო დატვირთულ c სახსრულ შეერთებაში თავისუფალი და კონტაქტურ მოძრაობებს. კვლევის კომპლექსური პროგრამის შედგენის შემდეგ გამოთვლითი ექსპერიმენტის შედეგები გამოსახავენ გადაცემის რეალურ გამომავალ პარამეტრებს.

2.4. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რეალური დაგეგმარების გამოთვლითი ექსპერიმენტი და კვლევის შედეგები

2.4.1. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამოთვლითი ექსპერიმენტი

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ოპტიმალური პროექტირების მიზნით აუცილებელია გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარება კომპიუტერული ტექნიკის გამოყენებით, რათა დადგენილ იქნას სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების, რეაქციისა და ხახუნის ძალების დასაშვები მნიშვნელობანი.

დასმული დინამიკური ამოცანა შეიძლება დაიყოს რამდენიმე ეტაპად: ღრეჩოების ზეგავლენის ფიზიკური ზემოქმედებისას მათემატიკური მოდელის ჩამოყალიბება, დინამიკური მოდელის ფორმირება და გამოთვლითი მეთოდის შერჩევა, კვლევის ალგორითმის დამუშავება და ბოლოს მოცემული ალგორითმის კონტროლი. უნდა შეიქმნას სპეციალური ქვეპროგრამული მოდულები ღრეჩოს გარეშე და მისი არსებობისას შედგენილი ალგორითმი უნდა ხასიათდებოდეს ავტომატური მოქმედების პრინციპით შეყვანილი პარამეტრების გათვალისწინებით.

მოცემული სქემის (ნახ. 11) მიხედვით 1–2 სახსრულ შეერთებაში Δ_1 ღრეჩოს არსებობისას გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება შეიძლება წარმოდგენილი იქნას ასეთი სახით:

$$A \cdot \bar{x} = \bar{b}, \quad (145)$$

სადაც \bar{x} არის ამ სახსარში თავისუფალი მოძრაობის ხაზოვანი აჩქარების პარამეტრი და

$$\bar{x} = (\ddot{x}_1, \ddot{y}_1); \quad (146)$$

კონტაქტური მოძრაობისას

$$\bar{x} = (\dot{\gamma}). \quad (147)$$

A მატრიცისა და \bar{b} ვექტორის ელემენტები წარმოადგენენ $x_1, y_1, \gamma_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\gamma}_1, \ddot{x}_1, \ddot{y}_1$ და $\dot{\gamma}_1$ პარამეტრების ფუნქციას.

მანქანური გამოთვლებისას დაცული უნდა იქნას შემდეგი პირობები:

ა) თავისუფალი მოძრაობისათვის

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \\ F_1^n = 0, F_{b_{sb}}^{1-2} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (148)$$

კონტაქტური მოძრაობის დროს

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \\ F_1^n > 0, F_{b_{sb}}^{1-2} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (149)$$

განტოლებათა (135) სისტემის ამოხსნისათვის შეიძლება გამოყენებული იქნას ეილერისა და რუნგე-კუტას მეთოდები. ნებისმიერ შემთხვევაში აუცილებელია (135) სისტემას მიეცეს კოშის ფორმა და ამოხსნას პირველი რიგის წარმოებულის მიხედვით.

ინტეგრების h ბიჯის შეირჩევა ამძრავის α კუთხის შემობრუნების $\Delta\alpha$ ნაზრდის მიხედვით. გაანგარიშებისას მიღებულია $-\Delta\alpha = !!$.

ე.ი. ეილერის მეთოდის გამოყენებისას

$$\left. \begin{aligned} \alpha^{(k+1)} &= \alpha^{(k-1)} + \Delta\alpha \\ \alpha^{(k+1)} &= \alpha^{(k)} + h\dot{\alpha}, \end{aligned} \right\} \quad (150)$$

ამ სისტემიდან მივიღებთ, რომ

$$\Delta\alpha = h \text{ და } h = \alpha / \Delta\alpha . \quad (151)$$

გაანგარიშების მინიმალური დროის მიღწევა შესაძლებელია განმეორებითი გამოთვლების გამორიცხვის გზით თავისუფალი ან კონტაქტური მოძრაობის დროს. ამავე დროს აუცილებელია უგულვებელვყოთ ტრიგონომეტრიული ფუნქციების მრავალჯერადი განსაზღვრის მოვლენა. შესაძლებელია, $\sin \Delta_1$, $\operatorname{tg} \Delta_1$ ფუნქციების შეცვლა Δ_1 -ით, რადგან იგი მცირე სიდიდეა. ცდომილება ამ დროს შეადგენს მხოლოდ მეასიათასედ ნაწილს გამოთვლებისას დამატებით მოძრაობათა გამოთვლითი რეჟიმი ავტომატიზირებულია, რომლის ცვლილების დროს შესაძლებელია დამყარდეს გარდამავალი პროცესი, როცა ნორმალური რეაქციის ძალა რამდენჯერმე იცვლის ალგებრულ ნიშანს. ამ პროცესების რაოდენობის შესამცირებლად შესაძლებელია რეჟიმის გადართვის მომენტის შეყოვნება.

ეს ხდება მაშინ, როცა ინტეგრების N რაოდენობის ბიჯის შემდეგ სრულდება გადასვლის პირობა. თუ $N = 1$, მაშინ გარდამავალი პროცესი არ განიცდის ცვლილებას.

ამგვარად, გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკის ამოცანების გადაწყვეტისას ალგორითმი ითვალისწინებს წრფივი ალგებრული განტოლებების ამოხსნას, ე.ი. დიფერენციალური განტოლება მიიღებს კომის ფორმას. გაანგარიშების სისწრაფე დამოკიდებულია განმეორებითი გამოთვლების შემცირებაზე. ამასთან დამუშავებულია ქვეპროგრამა დინამიკური სიზუსტის განსაზღვრისათვის, რომელიც შეიცავს ამოხსნის ერთი საფეხურიდან მეორეზე გადასვლის ავტომატიზირებულ გადასვლას.

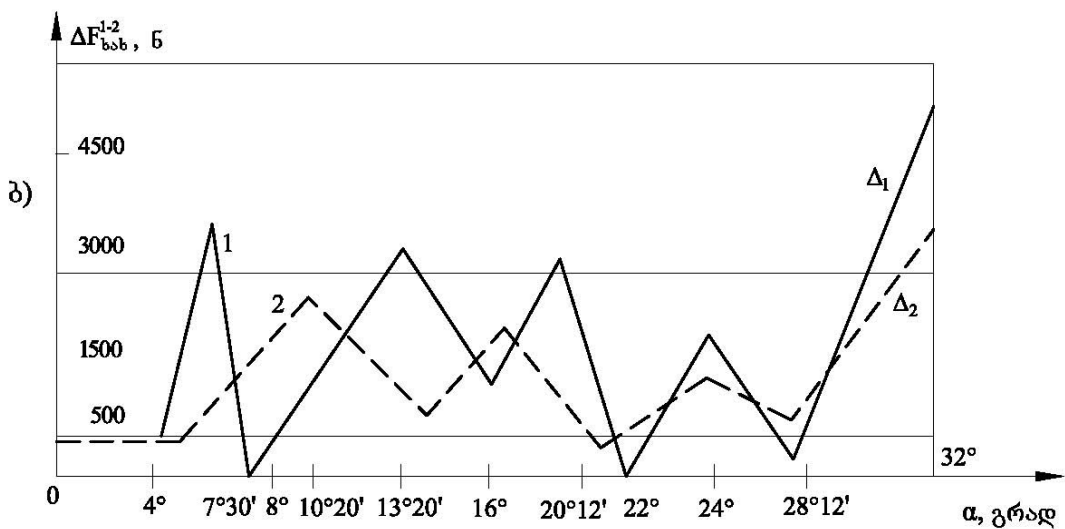
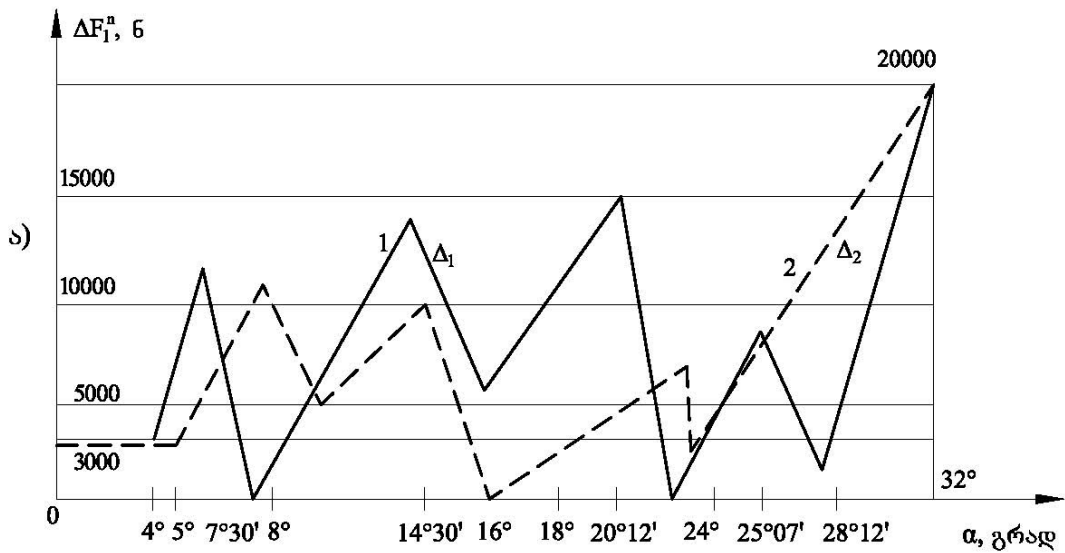
2.4.2. ღრეჩიან სახსრულ შეერთებაში რეაქციისა და ხახუნის ძალების გაანგარიშება გარე მოქმედი ძალების გათვალისწინებით

გამოთვლითი ექსპერიმენტის შედეგების მიხედვით დადგენილ იქნა ღრეჩიან სახსრულ შეერთებაში რეაქციისა და ხახუნის ძალის ცვალებადობის მნიშვნელობანი. ამ სიდიდეთა მაჩვენებლები ნულოვანი ხახუნისა და ღრეჩოს ორი მნიშვნელობისთვის ასახული გრაფიკის სახით (ნახ. 12).

რეაქციის ძალის ცვლილების დიაგრამები (ნახ. 12, ა) ნულოვანი ხახუნისა და ღრეჩოს ორი მნიშვნელობის $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მ, $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მ მიხედვით ასახულია 1 და 2 მრუდების სახით.

გრაფის ანალიზიდან ჩანს, რომ ნულოვანი ხახუნისა და Δ_1 ღრეჩოს შემთხვევაში დამოკიდებულება ამძრავის შემობრუნების კუთხესა და რეაქციის ძალას შორის აისახება 1 მრუდით. ამ შემთხვევაში ამძრავის 4°-ით შემობრუნებამდე რეაქციის ძალის მნიშვნელობანი რეალური და იდეალური გადაცემისათვის თანხვედრა ერთმანეთს. Δ_1 ღრეჩოს არსებობისას (მრუდი 1) საერთო ამძრავის 6°10' კუთხით მობრუნებისას რეაქციის ძალა აღწევს 12000

ნ-ს, ხოლო $7^{\circ}30'$ კუთხით მობრუნებისას სრულდება 1-2 სახსრული ელემენტების წყვეტის მოვლენა, იწყება შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა გარე ელემენტის მიმართ და წყვეტის მომენტში რეაქციის ძალის მნიშვნელობა ეცემა ნულამდე. ეს მაშინ, როცა იდეალური გადაცემისთვის ნომინალური რეაქციის ძალის მნიშვნელობა ეცემა ნულამდე. ეს მაშინ, როცა იდეალური გადაცემისთვის ნომინალური რეაქციის ძალა მხოლოდ 3000 ნ-ის ტოლია (AB წირი). წყვეტის შემდეგ იწყება რა თავისუფალი მოძრაობა, ამძრავის მობრუნების $13^{\circ}02'$ და $20^{\circ}12'$ კუთხის მობრუნებისას მყარდება კონტაქტური მოძრაობა და იგი აღწევს შესაბამისად 14000 და 15000 ნ-ს.



ნახ. 12. საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დრეზიონანს სახსრულ შეერთებაში ა) რეაქციისა და ბ) ხახუნის ძალების დიაგრამები ნულოვანი ხახუნის, $K=0$ კოეფიციენტის დროს

ამძრავის 22°-ით მობრუნებისას სრულდება 1-2 სახსრული შეერთების ელემენტების გარმეორებითი წყვეტა და ისევ იწყება თავისუფალი მოძრაობა ამძრავის 25°7' კუთხით მობრუნებამდე. მყარდება კონტაქტური მოძრაობა და რეაქციის ძალის სიდიდე განისაზღვრება 9000 ნ-ით. კონტაქტური მოძრაობისას მცირდება რეაქციის ძალის მნიშვნელობა 2500 ნ-მდე, ამძრავის 28°12'-ით მობრუნებამდე, ხოლო შემდეგ ამძრავის 32°-ით მობრუნებისას იგი აღწევს 20000 ნ-ს.

ღრეჩოს $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ ნმ მნიშვნელობისათვის რეაქციის ძალის მაქსიმალური მნიშვნელობა მცირდება Δ_1 ღრეჩოსთან შედარებით (მრუდი 2). ამძრავის 5°-ით მობრუნებამდე რეაქციის იდეალური და რეალური მნიშვნელობანი თანხვდება ერთმანეთს, ხოლო მობრუნების 8°-ის დროს რეაქციის ძალა აღწევს 11000 ნ-ს. შემდეგ რეაქციის ძალის მაქსიმალური მნიშვნელობა კონტაქტური მოძრაობისას განისაზღვრება 10000 და 7000 ნ-ით, შესაბამისად ამძრავის 14°30' და მობრუნების საბოლოოდ 32°-ით მობრუნებისას რეაქციის ძალის მნიშვნელობა განისაზღვრება 20000 ნ-ით. აღსანიშნავია, რომ Δ_1 ღრეჩოს შემთხვევაში ორჯერ სრულდება 1-2 სახსრული შეერთების ელემენტების წყვეტის მოვლენა, ე.ი. ადგილი აქვს სახსარში ორჯერ დარტყმას, ხოლო Δ_2 ღრეჩოს პირობებში სრულდება მხოლოდ ერთი დარტყმა. დარტყმათა დიდი რაოდენობა ზრდის დინამიკურ დატვირთვებს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ელემენტებში, ამიტომ ნაკლები დინამიკური დატვირთვებია მოსალოდნელი შემცირებული ღრეჩოს არსებობისას. რეაქციის ძალის ცვლილების პარამეტრები შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით (ცხრ. 4).

განგარიშებების შემდეგ დადგინდა 1-2 სახსრულ შეერთებაში ხახუნის ძალის მნიშვნელობანი ნულოვანი ხახუნისა და ღრეჩოს ორი მნიშვნელობისთვის: $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მმ, $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ (ნახ. 12, ბ). რეაქციის ძალის დიაგრამების მსგავსად აქაც გვაქვს სახსრული შეერთების ორი წყვეტის წერტილი ამძრავის 7°30' და 22° კუთხით შემობრუნებისას. ამძრავის 4°-მდე კუთხით შემობრუნებამდე ხახუნის ძალების მნიშვნელობანი

იდეალური და რეალური გადაცემისთვის ერთნაირია (მრუდი 1). Δ_1 ღრეჩოს არსებობისას ხახუნის ძალის მნიშვნელობა აღწევს 3500 ნ–ს ამძრავის $6^{\circ}10'$ კუთხით შემობრუნებისას, ხოლო შემდგომში მისი მაქსიმალური მნიშვნელოვანი განისაზღვრება 3400, 3300, 2000 და 5800 ნ–ით ამძრავის შემობრუნების $13^{\circ}20'$, $20^{\circ}12'$, 24° და 32° კუთხით შემობრუნებისას.

ცხრილი 4

სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვალებადობის მაჩვენებლები
 ნულოვანი ხახუნის პირობებში სხვადასხვა სიდიდის ღრეჩოს
 შემთხვევაში

ღრეჩოს სიდიდე	$\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2} \text{ მმ}$	$\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2} \text{ მმ}$
1. ამძრავის მობრუნების კუთხეები წყვეტის წერტილებისთვის, გრად.	$7^{\circ}30', 22^{\circ}$	$7^{\circ}30'7^{\circ}30'$
2. თავისუფალი მოძრაობის ხანგრძლივობა ამძრავის მობრუნების კუთხის მიხედვით, გრად.	$6^{\circ}10', 13^{\circ}02'$ $20^{\circ}10', 25^{\circ}7'$	$8^{\circ}, 14^{\circ}35',$ 22°
3. კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა ამძრავის მობრუნების კუთხის მიხედვით, გრად	$6^{\circ}52', 7^{\circ}10',$ $4^{\circ}55'$	$6^{\circ}30', 13^{\circ}30',$ 8°
4. მაქსიმალური რეაქციის ძალები, 10^2 ნ	120, 140 150, 200	110, 100 70, 200
5. კონტაქტის ელემენტების რხევის სიხშირე, ჰც	110	100
6. ელემენტების ფარდობითი სიჩქარე კონტაქტური მოძრაობისას, მ/წმ	0,0371	0,0132

Δ_2 ღრეჩოს შემთხვევაში უმჯობესდება ხახუნის ძალით გამოწვეული დატვირთვები. წყვეტის წერტილები აქაც შეესაბამება დიდი ღრეჩოს შესაბამის მონაცემს (მრუდი 2). $5^{\circ}30'$ და 22° კუთხით შემობრუნებისას იწყება თავისუფალი მოძრაობა, რომელიც შემდეგ გადადის კონტაქტურში. ამძრავის $5^{\circ}30'$, $10^{\circ}20'$, 17° , 24° და 32° კუთხით შემობრუნებისას მაქსიმალური ხახუნი განისაზღვრება შესაბამისად 2700, 2000, 1500 და 3100 ნ–ით.

როგორც ნახაზიდან (ნახ. 12, ბ) ჩანს ხახუნის ძალის სიდიდეზე და მისი ცვალებადობის სიხშირეზე გავლენას ახდენს ღრეჩოს მნიშვნელობანი. ორი სხვადასხვა ღრეჩოსთვის ხახუნის ძალის ცვალებადობის მაჩვენებლები შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით (ცხრ. 5).

ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში ხახუნის რეაქციის ძალის ცვალებადობის მაჩვენებლები ნულოვანი ხახუნის $K = 0$ პირობებში ღრეჩოს სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის

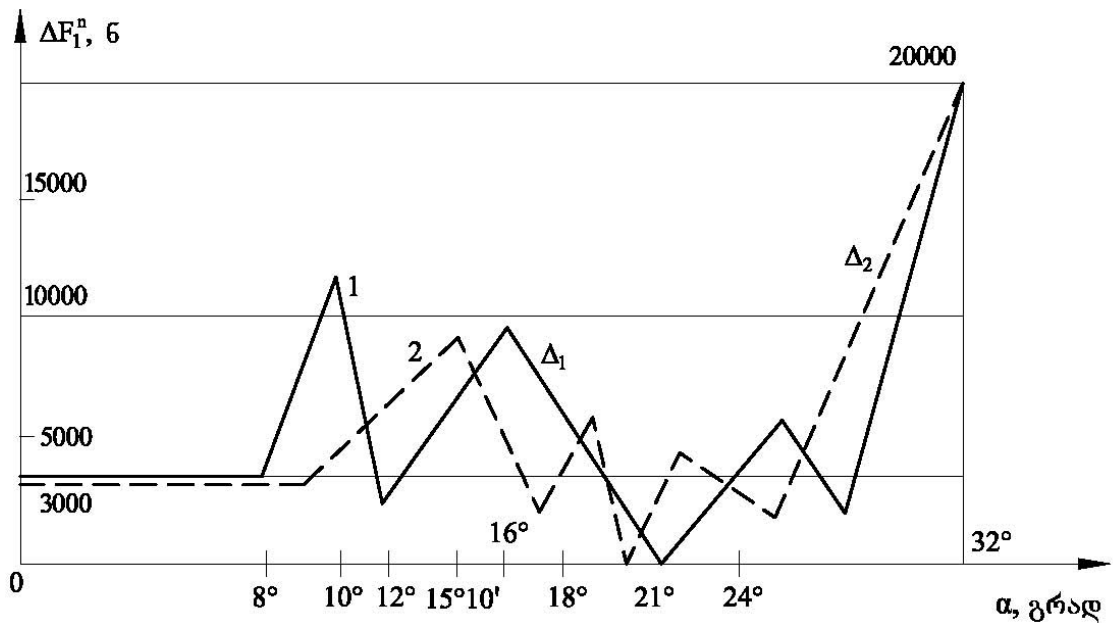
ღრეჩოს სიდიდე	$\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მმ	$\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ
1. ამძრავის მობრუნების კუთხეები წყვეტის წერტილებისთვის, გრად.	7°30', 22°	16°
2. თავისუფალი მოძრაობის ხანგრძლივობა ამძრავის მობრუნების კუთხის მიხედვით, გრად.	3°30', 14°30' 2°00', 8°00'	4°40', 8°0'
3. კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა ამძრავის მობრუნების კუთხის მიხედვით, გრად	4°10', 6°50', 3°50', 4°00'	5°10', 9°50', 2°50', 9°00'
4. მაქსიმალური რეაქციის ძალები, 10 ² ნ	35, 34, 33, 20, 58	27, 20 15
5. კონტაქტის ელემენტების რხევის სიხშირე, ჰც	93	70
6. ელემენტების ფარდობითი სიჩქარე კონტაქტური მოძრაობისას, მ/წმ	0,0252	0,0095

ხახუნის ძალის ცვალებადობის (ცხრ. 5) ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ღრეჩოს სიდიდის შემცირებით მცირდება მაქსიმალური ხახუნის ძალა, კონტაქტის ელემენტების რხევის სიხშირე და სახსრული ღრეჩოიანი შეერთების ელემენტების ფარდობითი სიჩქარე.

შედარებით განსხვავებული გრაფიკებით ხასიათდება რეაქციის ძალის ცვლილება სახსრულ შეერთებაში ხახუნის $K = 0,01$ მნიშვნელობისთვის ორი $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მმ, $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ ღრეჩოს შემთხვევაში. ამძრავის შემობრუნების დაწყებიდან 8°-მდე რეაქციის რეალური და იდეალური სიდიდეები ერთმანეთის ტოლია (ნახ. 13) ღრეჩოს Δ_1 მნიშვნელობისათვის. ამძრავის 10° შემობრუნებისას რეაქციის ძალა იზრდება 11000 ნ-მდე, შემდეგ ხდება 9000 ნ. ხოლო 21°-ით შემობრუნებისას სრულდება ელემენტების წყვეტის მოვლენა. შემობრუნების 25°20' კუთხისთვის რეაქციის მნიშვნელობაა 7000 ნ, ხოლო 32°-ით მობრუნებისას აღწევს 2000 ნ-ს (მრუდი 1).

ღრეჩოს ნაკლები მნიშვნელობისთვის $\Delta_1 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ მცირდება რეაქციის ძალების მაქსიმალური სიდიდეები. ნახაზზე წარმოდგენილი

გრაფიკის მიხედვით (მრუდი 2) რეაქციის იდეალური და რეალური მნიშვნელობანი თანხვდება ერთმანეთს ამძრავის მობრუნების 9° კუთხისთვის. ამძრავის მობრუნების 15°10' კუთხისთვის აღწევს 9000 ნ–ს, ხოლო 18°–ით შემობრუნებისას მისი მაქსიმალური მნიშვნელობაა 7000 ნ. ამძრავის შემობრუნების 19°05' კუთხისათვის სრულდება წყვეტის მოვლენა, ხოლო შემდეგ რეაქციის ძალა ნულოვანი მნიშვნელობიდან იზრდება 6000 ნ–მდე ამძრავის 22° შემობრუნების კუთხისთვის, ამძრავის 32° შემობრუნებისას რეაქციის ძალა აღწევს ისევ 20000 ნ–ს.

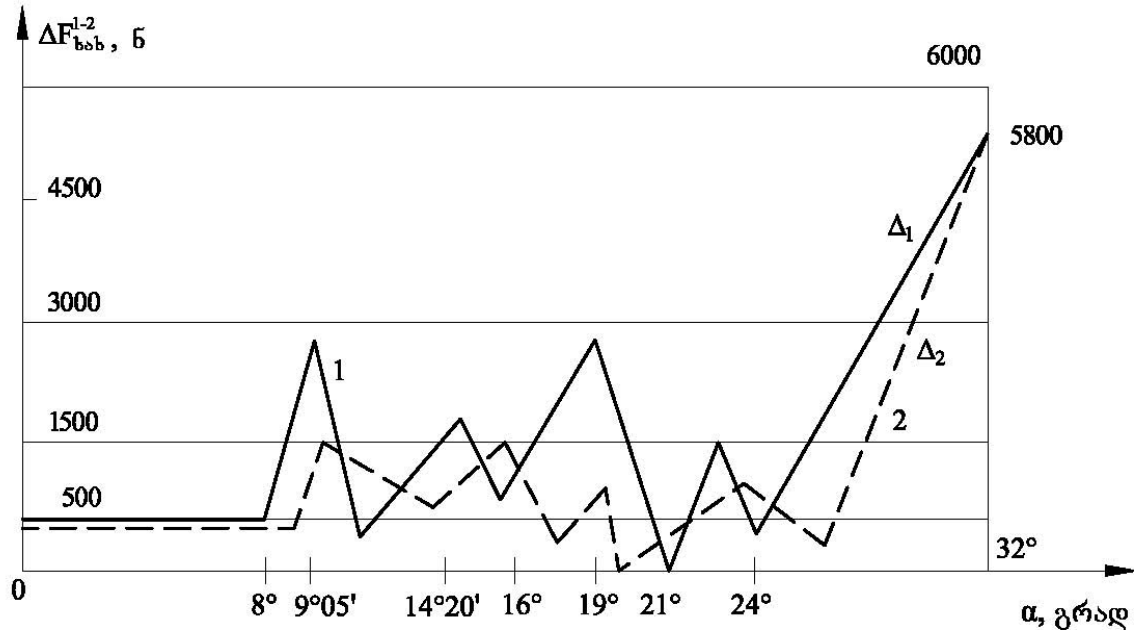


ნახ. 13. რეაქციის ძალების ცვალებადობის გრაფიკული ღრწოიანი სახსრის ელემენტების $K=0,01$ ხახუნის კოეფიციენტისთვის

ხახუნის $K=0,01$ კოეფიციენტის მნიშვნელობისთვის ხახუნის ძალის ცვალებადობის გრაფიკები $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მმ (მრუდი 1) და $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ (მრუდი 2) სიდიდეებისთვის წარმოვიდგება ასეთი სახით (ნახ. 14).

Δ_1 ღრწოს შემთხვევაში ამძრავის 8° კუთხით მობრუნებამდე ხახუნის ძალების იდეალური და რეალური მნიშვნელობანი ემთხვევა ერთმანეთს. შემდეგ ხახუნის ძალა იზრდება 2900 ნ–მდე ამძრავის მობრუნების 9°05' კუთხისთვის, ხოლო შემდეგ მობრუნების 14°20' კუთხისათვის ეცემა 1800 ნ–მდე ამძრავის მობრუნების 18°20' კუთხისთვის ისევ იზრდება 2900 ნ–მდე, ხოლო ამძრავის მობრუნების 21° კუთხისთვის

ხდება პირველი წყვეტა ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში. შემდეგ ხახუნის ძალა იზრდება 1500 ნ-მდე მობრუნების 22° კუთხისთვის, ისევ ეცემა და ბოლოს ამძრავის 32° კუთხით მობრუნებისას იზრდება 5800 ნ-მდე.



ნახ. 14. ხახუნის ძალების ცვალებადობის გრაფიკები ღრეჩოიანი სახსრის ელემენტების ხახუნის $K=0,01$ კოეფიციენტისთვის

Δ_2 ღრეჩოს არსებობისას იგივე $K=0,01$ ხახუნის კოეფიციენტის ხახუნის ძალის ცვალებადობას გამოსახავს გრაფიკი (მრუდი 2). აქ უკვე ხახუნის ძალის რეალური და იდეალური მნიშვნელობანი თანხვდება ერთმანეთს ამძრავის შემობრუნების 9°-მდე. ამ დროს ხახუნის ძალის მნიშვნელობაა 1500 ნ. იგივე სიდიდით ხასიათდება ხახუნის ძალა ამძრავის 16°-ით მობრუნებისას. შემდეგ იგი მცირდება 1300 ნ-მდე ამძრავის 19°-ით მობრუნებისას და ძალის იგივე მნიშვნელობას ინარჩუნებს ამძრავის 24°-ით მობრუნებისას. ამის შემდეგ იგი მცირდება 200 ნ-მდე და ამძრავის 32°-ით შემობრუნებისას აღწევს 5800 ნ-ს.

როგორც გრაფიკებიდან ჩანს ხახუნის კოეფიციენტის მატება საგრძნობლად აუმჯობესებს გადაცემის დინამიკურ მაჩვენებლებს, ხოლო ღრეჩოს სიდიდის შემცირებისას კიდევ უფრო მცირდება ეს მაჩვენებლები.

2.4.3. ღრეჩოს მქონე გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამომავალი პარამეტრების სიზუსტე გამოთვლითი ექსპერიმენტის შედეგების მიხედვით

სამუხრუჭო გაუმჯობესებული ბერკეტული გადაცემის გამომავალი პარამეტრების, როგორებიცაა ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებებში რეაქციის და ხახუნის ძალები, ბერკეტების შემობრუნების კუთხეები, კუთხური სიჩქარეები და აჩქარებები, ფუნქციონალური სიზუსტე გამოითვლება გამომავალი ერთსახელა პარამეტრების რეალური და იდეალურ მნიშვნელობათა სხვაობითი დებულების ძალით შეიძლება დაწეროს:

$$\left. \begin{aligned} \Delta F_1^n &= F_1^n - F_{1(0)}^n; \\ \Delta F_{b_s b}^{1-2} &= F_{b_s b}^{1-2} - F_{b_s b(0)}^{1-2} \end{aligned} \right\} \quad (152)$$

სადაც F_1^n არის რეალური ნორმალური რეაქცია 1-2 ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებაში;

$F_{1(0)}^n$ – ნორმალური რეაქცია იდეალური გადაცემის 1-2 სახსრულ შეერთებაში;

$F_{b_s b}^{1-2}$ – რეალური ხახუნის ძალა ღრეჩოებიან 1-2 სახსრულ შეერთებაში;

$F_{b_s b(0)}^{1-2}$ – იდეალური ხახუნის ძალა იდეალური გადაცემის 1-2 სახსრულ შეერთებაში.

1-2 სახსრულ შეერთებაში იდეალური ხახუნის ძალის განსაზღვრის მიზნით შეიძლება დაიწეროს მოქმედი ძალების მომენტების განტოლება B წერტილის მიმართ. გვექნება

$$\begin{aligned} -F_{b_s b(0)}^{1-2} l_1 + F_{n(0)}^x \frac{l_1}{2} \sin \psi_0 + F_{n(0)}^y \frac{l_1}{2} \cos \psi_0 + G_2 \frac{l_1}{2} \cos \psi_0 - \\ - F_1 l_1 \sin \psi_0 = M(B) = 0, \end{aligned} \quad (153)$$

სადაც ψ_0 არის იდეალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის Bo_1 , ბერკეტის მობრუნების კუთხე.

თავის მხრივ

$$\left. \begin{aligned} F_{n(0)}^x &= -m_1 \ddot{X}_{S1(0)}; \\ F_{n(0)}^y &= -m_1 \ddot{Y}_{S1(0)}, \end{aligned} \right\} \quad (154)$$

სადაც m_1 არის Bo_1 ბერკეტის მასა;

$\ddot{X}_{S1(0)}, \ddot{Y}_{S1(0)} - Bo_1$ ბერკეტის მასების S_1 ცენტრის კოორდინატების აჩქარების გეგმილები XOY სისტემაში.

შეიძლება დავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} X_{S1(0)} &= r \cos \alpha + \frac{l_1}{2} \cos \psi_0; \\ Y_{S1(0)} &= r \sin \alpha + \frac{l_1}{2} \sin \psi_0. \end{aligned} \right\} \quad (155)$$

(155) სისტემის დიფერენცირებით მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S1(0)} &= -r\omega \sin \alpha - \frac{l_1}{2} \dot{\psi}_0 \sin \psi_0; \\ \dot{Y}_{S1(0)} &= r\omega \cos \alpha + \frac{l_1}{2} \dot{\psi}_0 \cos \psi_0. \end{aligned} \right\} \quad (156)$$

ამ სისტემის დიფერენცირების შედეგად მიიღება ტოლობები:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_{S1(0)} &= -r\omega^2 \cos \alpha - \frac{l_1}{2} (\ddot{\psi}_0 \sin \psi_0 + \dot{\psi}_0^2 \cos \psi_0); \\ \ddot{Y}_{S1(0)} &= -r\omega^2 \sin \alpha + \frac{l_1}{2} (\ddot{\psi}_0 \cos \psi_0 - \dot{\psi}_0^2 \sin \psi_0). \end{aligned} \right\} \quad (157)$$

(153) ტოლობებიდან განისაზღვრება ხახუნის ძალის შემცველი წევრი:

$$-F_{bsb(0)}^{1-2} l_1 = F_{n(0)}^x \frac{l_1}{2} \sin \psi_0 + F_{n(0)}^y \frac{l_1}{2} \cos \psi_0 + G_2 \frac{l_1}{2} \cos \psi_0 - F_b l_1 \sin \psi_0. \quad (158)$$

საბოლოოდ (157) სისტემის გათვალისწინებით (158) ტოლობიდან განისაზღვრება იდეალური $F_{bsb(0)}^{1-2}$ ხახუნის ძალა 1-2 სახსრულ შეერთებაში.

$$\begin{aligned} F_{bsb(0)}^{1-2} &= \frac{1}{l_1} \left\{ m_1 \left[r\omega^2 \cos \alpha + \frac{l_1}{2} (\ddot{\psi}_0 \sin \psi_0 + \dot{\psi}_0^2 \cos \psi_0) \right] - \right. \\ &\quad \left. - m_1 \left[-r\omega^2 \sin \alpha + \frac{l_1}{2} (\ddot{\psi}_0 \cos \psi_0 - \dot{\psi}_0^2 \sin \psi_0) \right] + \right. \\ &\quad \left. + G_2 \frac{l_1}{2} \cos \psi_0 - F_b l_1 \sin \psi_0 \right\}. \end{aligned} \quad (159)$$

მაშინ (133) და (159) ტოლობების გათვალისწინებით ხახუნის ძალის ცდომილება (სიზუსტე) F_{bsb}^{1-2} (152) სისტემის მეორე ტოლობის მიხედვით

$$\begin{aligned}
F_{\text{bsb}}^{1-2} = & \left[m_1 r \omega^2 (\cos \alpha - \sin \alpha) - \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi} (\sin \psi - \cos \psi) + \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi}^2 (\cos \psi - \right. \\
& - \sin \psi) + \frac{m_1}{2} l_1^2 \ddot{\psi} - G_1 \frac{l_1}{2} \cos \psi + \ddot{y}_1 + F_{\text{b}} \sin \alpha \left. \right] \left[(l_1 \sin \gamma_1 - \right. \\
& - l_1 \sin \delta) (K_{\text{bsb1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{bsb2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{bsb3}} \dot{\gamma}_1^2) (K_{\text{bsb1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 - \\
& - K_{\text{bsb2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{bsb3}} \dot{\gamma}_1^2) - \frac{1}{l_1} \left\{ m_1 \left[r \omega^2 \cos \alpha + \frac{l_1}{2} (\ddot{\psi}_0 \sin \psi_0 + \dot{\psi}_0^2 \cos \psi_0) \right] - \right. \\
& \left. - m \left[\frac{l_1}{2} (\ddot{\psi}_0 \cos \psi_0 - \dot{\psi}_0^2 \sin \psi_0) - r \omega^2 \sin \alpha \right] + G_1 \frac{l_1}{2} \cos \psi_0 - F_{\text{b}} \sin \psi_0 \right\}. \quad (160)
\end{aligned}$$

სახსრულ 1-2 შეერთებაში რეაქციის $F_{1(0)}^n$ განსაზღვრის მიზნით ვახდენთ BC ბერკეტზე მოქმედი ყველა გარე ძალის დაგეგმილების OY ღერძის მიმართ. ვწერთ:

$$F_{\text{b}} - F_{1(0)}^n l_1 \cos \psi_0 - F_{\text{bsb}(0)}^{1-2} l_1 \sin \psi_0 + F_{n(0)}^x = 0. \quad (161)$$

(161) ტოლობიდან მივიღებთ:

$$F_{1(0)}^n = \frac{1}{l_1 \cos \psi_0} (F_{n(0)}^x - F_{\text{bsb}(0)}^{1-2} - F_{\text{b}}). \quad (162)$$

(133), (134) და (154) ტოლობების ძალით (152) სისტემის პირველი განტოლება მიიღებს სახეს:

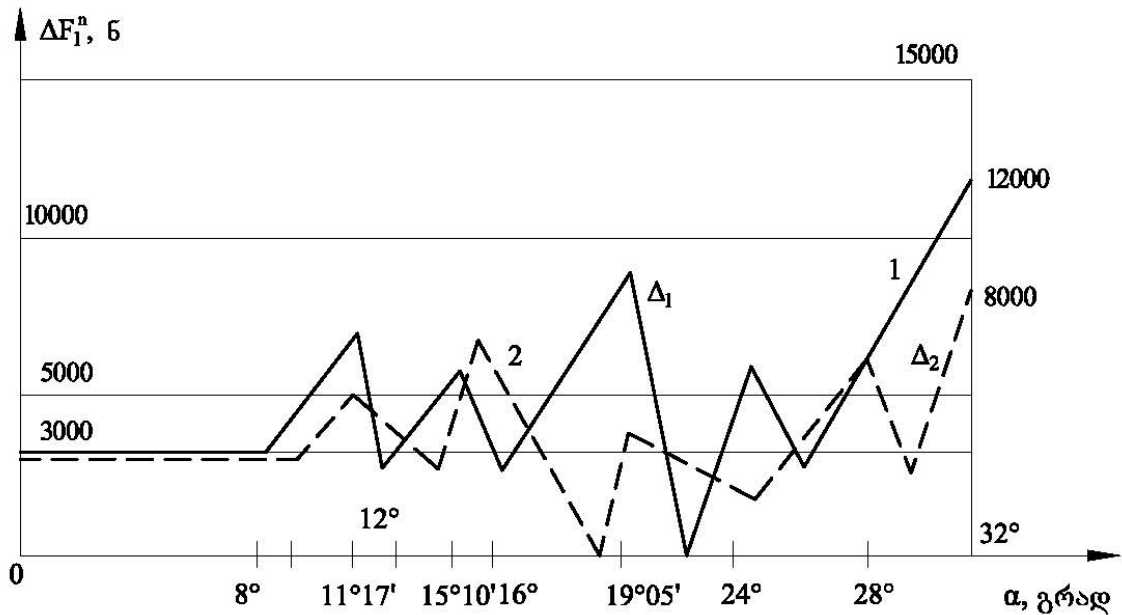
$$\begin{aligned}
\Delta F_1^n = & \left\{ \left[m_1 r \omega^2 (\cos \alpha - \sin \alpha) - \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi} (\sin \psi - \cos \psi) + \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi}^2 (\cos \psi - \right. \right. \\
& - \sin \psi) + \frac{m_1}{2} l_1^2 \ddot{\psi} - G_1 \frac{l_1}{2} \cos \psi + \ddot{y}_1 + F_{\text{b}} \sin \alpha \left. \right] \left[(l_1 \sin \gamma_1 - \right. \\
& - l_1 \sin \delta) (K_{\text{bsb1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{bsb2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{bsb3}} \dot{\gamma}_1^2) \left. \right] - \frac{1}{l_1 \cos \psi_0} (F_{n(0)}^x - \\
& - F_{\text{bsb}(0)}^{1-2} l_1 \sin \psi_0 - F_{\text{b}}), \quad (163)
\end{aligned}$$

სადაც იდეალური ხახუნის $F_{\text{bsb}(0)}^{1-2}$ ძალა განისაზღვრება (149) ტოლობით, ხოლო $F_{n(0)}^x$ კი (144) სისტემის პირველი განტოლებიდან.

(160) და (163) ტოლობების მიხედვით შესაძლებელია განისაზღვროს რეაქციისა და ხახუნის ძალების ცდომილებანი (სიზუსტე) დამუშავებული კომპლექსური პროგრამის მიხედვით.

განგარიშებით დადგინდა, რომ საერთო ამძრავის მობრუნების 8° კუთხისთვის რეაქციის ძალის სიზუსტე განისაზღვრება რეაქციის ძალის ნომინალური მნიშვნელობით, როცა $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მმ, ხოლო ხახუნის კოეფიციენტი $K=0,01$ (ნახ. 15). ამის შემდეგ სიზუსტის მნიშვნელოვანი აღწევს 7000, 6000, 8000, 6000 და ბოლოს 12000 ნ-ს საერთო ამძრავის.

სიზუსტის ამ მნიშვნელობებს (ნახ. 15)–ის მიხედვით შეესაბამება საერთო ამძრავის მობრუნების კუთხეები $11^\circ 17'$, $15^\circ 10'$, $19^\circ 05'$, 24° და 32° Δ_1 ღრეჩოს შემთხვევაში (მრუდი 1).



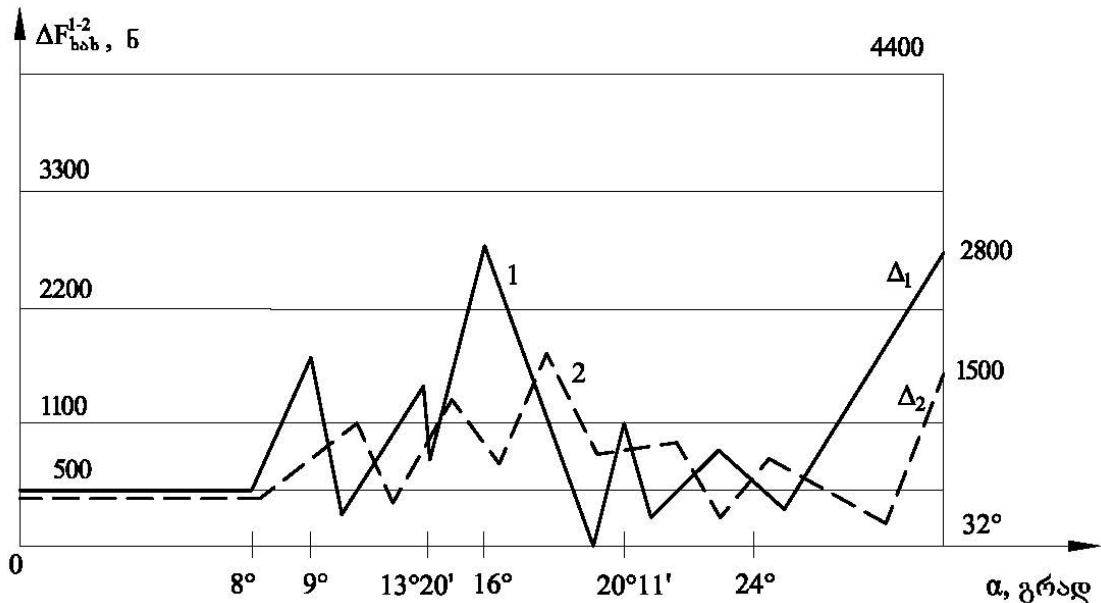
ნახ. 15. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სიზუსტის დიაგრამები რეაქციის ძალისთვის, როცა $K=0,01$, ხოლო $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მმ და $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ

ხახუნის კოეფიციენტის იგივე მნიშვნელობისა და $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ სიდიდისთვის რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი 1–2 სახსრულ შემთხვევაში აისახება მე–2 დიაგრამით.

ღრეჩოს ამ მნიშვნელობისათვის მცირდება სიზუსტის მაჩვენებლები. ამძრავის მობრუნების $9^\circ 05'$ კუთხისათვის ცდომილება ემთხვევა რეაქციის ნომინალურ მნიშვნელობას, ხოლო შემდეგ მობრუნების 12° , $18^\circ 05'$, $21^\circ 17'$, 28° კუთხეებისათვის ცდომილებათა მნიშვნელობანია 5000, 7000, 4000 და 6000 ნ, ხოლო ამძრავის 32° –ით მობრუნებისას ცდომილება აღწევს 8000 ნ–ს.

როგორც გრაფიკიდან (ნახ. 15) ჩანს, ერთი და იგივე ხახუნის კოეფიციენტის დროს რეაქციის ძალის სიზუსტის მაჩვენებლები დამოკიდებულია ღრეჩოს სიდიდეზე. ღრეჩოს სიდიდესა და რეაქციის სიზუსტეს შორის არსებობს პროპორციული დამოკიდებულება.

სახსრულ 1-2 შეერთებაში ხახუნის ძალის ცდომილებას (სიზუსტეს) ასახავს გრაფიკი 16).



ნახ. 16. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სიზუსტის დიაგრამები ხახუნის ძალისთვის, როცა $K=0,01$, ხოლო $\Delta_1 = 45 \cdot 10^{-2}$ მმ და $\Delta_2 = 30 \cdot 10^{-2}$ მმ

ხახუნის ძალის მნიშვნელობა ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში რამდენჯერმე ნაკლებია შესაბამისი რეაქციის ძალის მნიშვნელობაზე, მაგრამ საკმაო გავლენას ახდენს შეერთებისა და ბერკეტების დინამიკაზე. როგორც გრაფიკიდან ჩანს (ნახ. 16) საერთო ამძრავის მობრუნების 8° კუთხისთვის ცდომილება განისაზღვრება ნომინალური ხახუნის ძალის სიდიდით, ხოლო მობრუნების 9° , $13^\circ 20'$, 16° , $20^\circ 11'$, 24° კუთხეებისთვის რეაქციის ძალის ცდომილებანი Δ_1 ღრეჩოს შემთხვევაში (მრუდი 1) განისაზღვრება სიდიდეებით: 1800, 1400, 2900, 1100, 900 ნ. ამძრავის 32° -ით შემობრუნებისას სიზუსტის მნიშვნელობა აღწევს 2800 ნ.

Δ_2 ღრეჩოსა და ხახუნის კოეფიციენტის იგივე მნიშვნელობისთვის სიზუსტის მნიშვნელობებს ასახავს მრუდი 2. აქაც საერთო ამძრავის 8°

კუთხით მობრუნებაზე ცდომილება განისაზღვრება ნომინალური ხახუნის ძალის მნიშვნელობით. საერთო ამძრავის $11^{\circ}20'$, 14° , $19^{\circ}05'$, 22° , $25^{\circ}10'$ მობრუნებისას შესაბამის ცდომილებებია: 1100, 1200, 1500, 900 და 800 ნ, ხოლო ამძრავის 32° -ით მობრუნებისას მისი მნიშვნელობა აღწევს 1500 ნ-ს. ჩანს, რომ ხახუნის ძალის ცდომილებისა და ღრეჩოს მნიშვნელობას შორის არსებობს პროპორციული დამოკიდებულება.

მიღებული შედეგების ანალიზი საშუალებას იძლევა დავასკვნათ, რომ გადაცემის სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოს დიაპაზონი შეიძლება განისაზღვროს $25 \cdot 10^{-2} - 35 \cdot 10^{-2}$ მმ ინტერვალით, რომლის შესაბამისი დინამიკური დატვირთვები განლაგდება $14 \cdot 10^2 - 15 \cdot 10^2$ ნ შუალედში სახსრულ შეერთებებში ნულოვანი ხახუნის დროს, ხოლო ხახუნის კოეფიციენტის გაზრდით 0,01-მდე დინამიკური დატვირთვების დასაშვები დიაპაზონია $6 \cdot 10^2 - 12 \cdot 10^2$ ნ.

2.5. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა სამუხრუჭო ხუნდის ტექნიკურ-საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გამოკვლევა

2.5.1. სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების გავლენა ვაგონის წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობაზე

ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდი არის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ბოლო ელემენტი, რომლის დანიშნულებაც სამუხრუჭო ცილინდრის მიერ განვითარებული სამუხრუჭო ძალა გაზრდილი მნიშვნელობით გადასცეს ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირს. ძალის გადაცემა თვლის გორვის ზედაპირისადმი წარმოებს ხუნდის დაწოლით, რომლის დროსაც ადგილი აქვს ორი ფრიქციული მუშა ზედაპირის, თვლისა და ხუნდის მოვლენას, რაც განპირობებულია მოხახუნე ფრიქციული ზედაპირების დამუშავების ხარისხით, ხუნდისა და თვლის მასალის სახეობით, გარე კლიმატური პირობებით, თვლისა და ხუნდის ზედაპირების გეომეტრიული უთანაბრობებითა და ა.შ. ამ პირობების

ზემოქმედების შედეგად ზიანდება ვაგონის თვლისა და სამუხრუჭო ხუნდის მუშა ზედაპირები, ჩნდება ღრმულები მათ მუშა ზედაპირებზე, ადგილი აქვს ნაკაწრებს, მეტალურ მინადულს, არათანაბარ ცვეთებს თვლის გორვის ზედაპირზე და ხუნდის სოლისებრ ცვეთებს, რაც ამცირებს როგორც ვაგონის წყვილთვლის, ასევე სამუხრუჭო ხუნდის მუშაობის ხანგრძლივობას წლის ნებისმიერ პერიოდში.

სამუხრუჭო ხუნდის ნომინალური პარამეტრების შენარჩუნებაზე, რაც მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ვაგონის წყვილთვლის მუშაობის ხანგრძლივობაზე, დიდ გავლენას ახდენს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსრული შეერთებების ელემენტების გაზრდილი ცვეთები. ამ ცვეთების გამო სრული დამუხრუჭების პროცესში წარმოიშვება სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რგოლების დრეკადი განივი რხევები, რაც უარყოფითად მოქმედებს როგორც გადაცემის, ასევე სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობაზე, რაც საბოლოო ჯამში აისახება წყვილთვლის დამატებითი ცვეთებითა და მისი მუშაობის ხანგამძლეობის შემცირებით. სახსრული შეერთებების ცვეთების ზეგავლენით იცვლება სამუხრუჭო ხუნდის ავტორხევების ძირითადი პარამეტრები, იზრდება რხევათა ამპლიტუდა და სიხშირე, რაც იწვევს დამატებით ხახუნსა და დარტყმით მოვლენებს თვლის გორვის ზედაპირისადმი.

აღნიშნული მოვლენების მოსალოდნელი ალბათობა, რაც აუცილებელია წყვილთვლის მუშაობის ხანგამძლეობის, სამუხრუჭო გადაცემის ელემენტებისა და სამუხრუჭო ხუნდების რაოდენობის დასადგენად შეკეთების დროს, ნაწილობრივ დადგენილია სტატისტიკური ალბათობის პრინციპებზე დაყრდნობით. მაგრამ ამ მონაცემებით შეუძლებელია განისაზღვროს ხუნდებისა და წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობა, ხუნდის პარამეტრების გავლენა წყვილთვლის გეომეტრიულ მახასიათებლებზე და ა.შ.

ამ მიზნით აუცილებელია ჩატარდეს სამუხრუჭო ხუნდის მუშაობის ანალიზი ვაგონის გარბენის გათვალისწინებით, შეფასდეს წყვილთვლის

მუშაობის ხანგრძლივობის პარამეტრები, რაც შესაძლებელია მხოლოდ დაკვირვებებისა და სტატისტიკური მონაცემების მიხედვით.

კომპოზიციური სამუხრუჭო ხუნდების მახასიათებელი პარამეტრების გაუმჯობესების მიზნით სჭირო გახდა დაკვირვებათა ჩატარება ხუნდის ცვეთის მიმართ ვაგონის გარბენისა და საექსპლუატაციო პერიოდის (ზამთარი) მიხედვით. დაკვირვებები ჩატარებულ იქნა ძირითადად სამი ტიპის 1 – თუჯის; 2 – კომპოზიციური; 8 – 2-66 და 3 – კომპოზიციური, 2TP-11 სამუხრუჭო ხუნდის ტექნიკური პარამეტრების მიხედვით. ამასთან დღეს გამოყენებული კომპოზიციური 2TP-11 ტიპის სამუხრუჭო ხუნდის ტექნიკური მაჩვენებლები მოცემულია ცხრილში (ცხრ. 6).

ცხრილი 6

კომპოზიციური 2TP-11 სახის სამუხრუჭო ხუნდის ნომინალური და არსებული ტექნიკური მაჩვენებლები

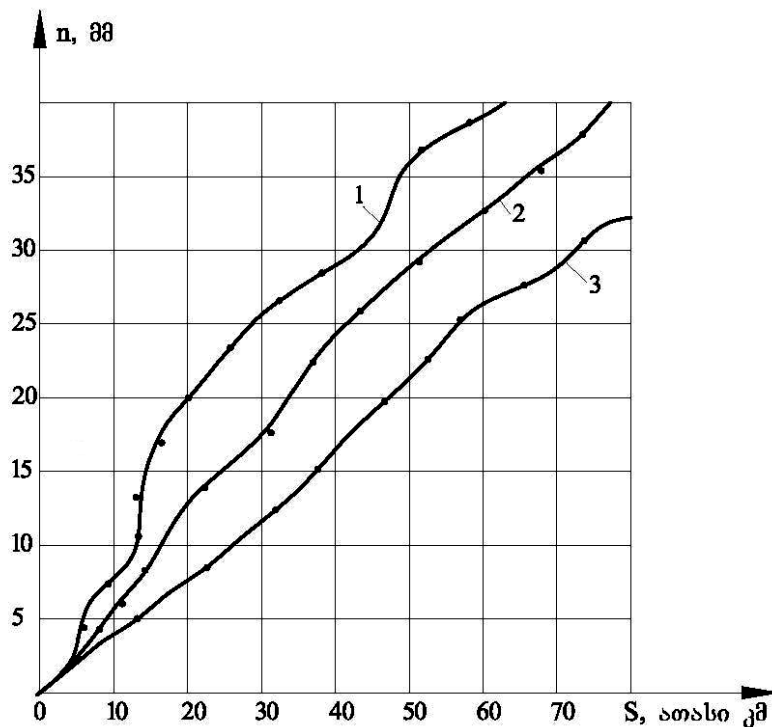
N	სამუხრუჭო ხუნდის ტექნიკური მაჩვენებლები	ნომინალური	არსებული
1	სიმკვრივე ბრინელის მიხედვით HB 16/187, 5/40	1,4±3,0	1,38
2	თვლის გორვის ზედაპირთან ხახუნის კოეფიციენტი (ფლ. 1 ან ფლ. 2)	0,37±0,47	0,39
3	სიმტკიცის ზღვარი კუმშვისას, მპა	>15	20
4	სიგრძე, მმ	330±10	330±10
5	სიგანე, მმ	80±2	80 ⁺³ ₋₁
6	სისქე, მმ	55±5	55 ⁺⁵ ₋₁
7	სიმრუდის რადიუსი, მმ	560	560
8	მასა, გრ	2500	2500
9	პოლიგრამიანი სერტიფიკატი	099	099

დაკვირვებათა ანათვალისა და შემკეთებელი დეპოს ზოგიერი სტატისტიკური მონაცემების საფუძველზე გამოკვლეულია დამოკიდებულება სამივე სახის სამუხრუჭო ხუნდის ცვეთებსა და ვაგონის დაფიქსირებულ გარბენს შორის. ამ დამოკიდებულების გრაფიკები შეიძლება წარმოდგენილ იქნეს ასეთი სახით (ნახ. 17).

მოცემულ გრაფიკებზე 1, 2 და 3 მრუდი შესაბამისად ასახავს თუჯის,

კომპოზიციური 8 – 2-66 და არსებული კომპოზიციური 2TP-11 ხუნდების ცვეთების დამოკიდებულებას ვაგონის გარბენის ერთნაირ მნიშვნელობებთან. მრუდები აგებულია ხუნდების ცვეთების ერთსახელა წერტილების შეერთების გზით. როგორც გრაფიკიდან ჩანს, უკეთესი ტექნიკური მონაცემებით ხასიათდება ხმარებაში 2TP-11 სახეობის კომპოზიციური ხუნდი, რაც დასტურდება შემდეგი ცხრილური მონაცემებით (ცხრ. 7).

მოცემული ხუნდებიდან ყველაზე დიდი ცვეთამედეგობით ხასიათდება კომპოზიციური მყოფი 2TP-11 სამუხრუჭო ხუნდი, ამიტომ ამ ხუნდის სხვა პარამეტრების გაუმჯობესების მცდელობისას აუცილებელია გავითვალისწინოთ მისი ცვეთამედეგობა და შევინარჩუნოთ იგი.



ნახ. 17. სამუხრუჭო ხუნდების ცვეთების (n) და ვაგონის გარბენის (s) დამოკიდებულების დიაგრამები

წყვილთვლის თვლების გორვის ზედაპირები ცვდება რელსის თავის გორვის ზედაპირის მიმართ მოძრაობისას და სამუხრუჭო ხუნდის დაწოლის გამო, დამუხრუჭების პროცესში ან მუხრუჭის მუდმივი მოქმედების დროს.

ჩატარებული დაკვირვებებისა და დეპოს სტატისტიკური მონაცემის

ვაგონის გარბენისა და თვლის საშუალო ცვეთის
დამოკიდებულების პარამეტრები

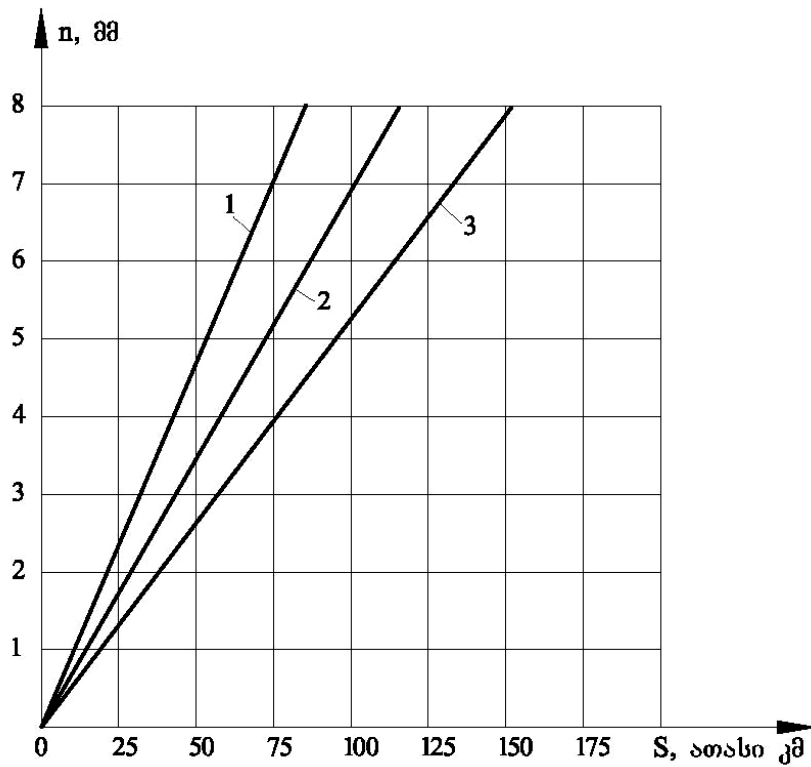
ხუნდების სახეობა	ცვეთა 1000 კმ გარბენზე, n მმ	ცვეთის მნიშვნელობა სამუხრუჭო 1 კმ მანძილზე, n მმ
1. თუჯი	1,1±1,15	0,035±0,038
2. კომპოზიციური 8-2-66	0,70±0,75	0,027±0,029
3. კომპოზიციური 2TP-11	0,20±0,21	0,006±0,007

გამოყენებით აღმონდა, რომ ზამთრის პერიოდში თვლის გორვის ზედაპირი განიცდის მეტ ცვეთებს, ზაფხულის პერიოდთან შედარებით. ეს შეიძლება აიხსნას იმ გარემოებით, რომ ტემპერატურის დაცემისას იზრდება მიწისზედა რკინიგზის ნაგებობების სიმტკიცე, უარესდება მოძრავი შემადგენლობის დინამიკური მახასიათებლები, ამავე დროს იცვლება კომპოზიციური ხუნდის თვისებები, იზრდება იმის შესაძლებლობა, რომ მიიკრას თვლის გორვის ზედაპირიდან მეტალის ნაწილაკები და ა.შ.

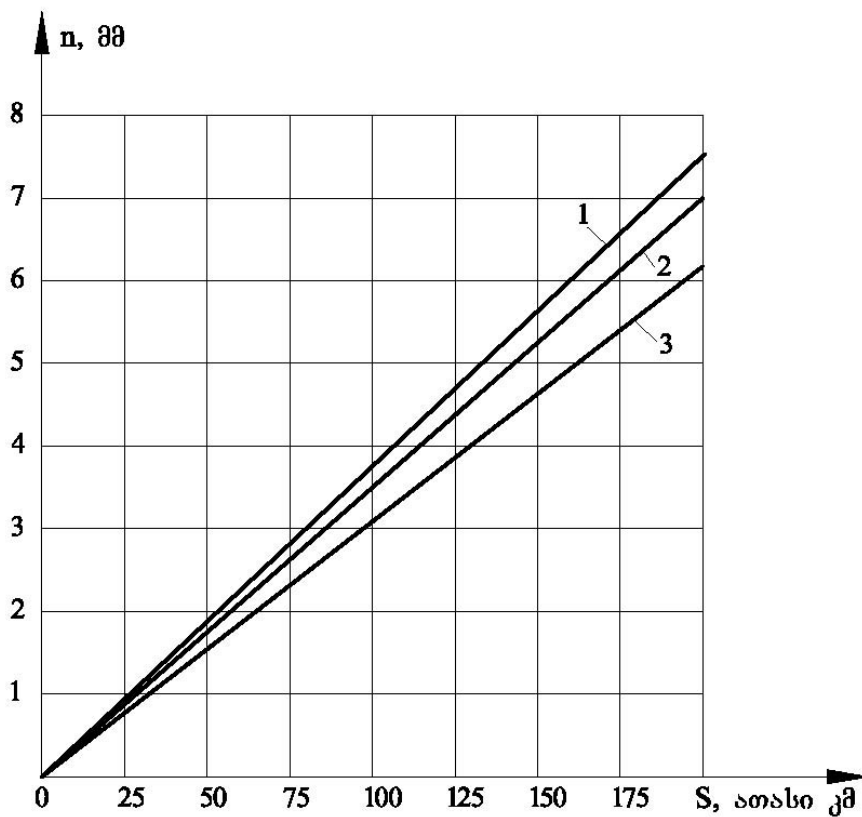
ვაგონის წყვილთვალი, ტექნიკური პირობების თანახმად, ითვლება გამართულ მდგომარეობაში, თუ სხვა პირობებთან ერთად მისი თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთა არ აღემატება 7 მმ-ს. წინააღმდეგ შემთხვევაში წყვილთვალი გამოგორდება და თვლები შემოიჩარხება სპეციალურ სტენდზე გორვის ზედაპირის პროფილის ნორმალიზების მიზნით. დაკვირვებების შედეგად განსაზღვრულ იქნა სამუხრუჭო ხუნდისა და რელსის თავთან ხახუნის ზემოქმედებით ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთის მნიშვნელობა ვაგონის გარბენის მიხედვით ზამთრის პერიოდში. მიღებული შედეგები შეიძლება აისახოს დიაგრამის მიხედვით (ნახ. 18).

დიაგრამების ანალიზი (ნახ. 18) საშუალებას იძლევა დავასკვნათ, რომ უკეთესი საექსპლუატაციო პირობებით ხასიათდება კომპოზიციური 2TP-11.

დაკვირვებების შედეგების მიხედვით ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთებსა და ვაგონის გარბენს შორის დამოკიდებულება ზაფხულის პერიოდისათვის შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი გრაფიკის მიხედვით (ნახ. 19).



ნახ. 18. ვაგონის წყვილთელის ერთ-ერთი თელის გორვის ზედაპირის ცვეთა (n) ვაგონის გარბენის (s) მიხედვით ზამთრის პერიოდისათვის



ნახ. 19. ვაგონის წყვილთელის ერთ-ერთი თელის გორვის ზედაპირის ცვეთა (n) ვაგონის გარბენის (s) მიხედვით ზაფხულის პერიოდისათვის

როგორც ჩანს, ტემპერატურული ზრდის ფაქტორი ამცირებს (ნახ. 19) თვლის გორვის ზედაპირის ცვეთების მნიშვნელობებს და კომპოზიციური 2TP-11 ხუნდის გამოყენება უზრუნველყოფს თვლის გორვის ზედაპირების ნაკლებ ცვეთას სხვა ხუნდებთან შედარებით. ეს ნათლად ჩანს შემდეგი ცხრილის მიხედვით (ცხრ. 8).

ცხრილი 8

ვაგონის გარბენის დამოკიდებულება თვლის საშუალო ცვეთისა ($n < 7$ მმ) და წყვილთვლის შემოჩარხვის (გამოგორების) შესაბამისი ცვეთის მნიშვნელობასთან ($n > 7$ მმ)

ხუნდების სახეობა	თვლის ცვეთა 140000 კმ გარბენის შემდეგ, n მმ	($n > 7$ მმ) ცვეთის შესაბამისი ვაგონის გარბენი, ათასი კმ
1. თუჯი	4,9÷5,1	200,0÷210,0
2. კომპოზიციური 8-2-66	4,7÷4,9	220,0÷250,0
3. კომპოზიციური 2TP-11	3,5÷3,9	300,0÷310,0

მიღებული შედეგების მიხედვით შეიძლება მიახლოებით განისაზღვროს ვაგონის წყვილთვლებისა და სამუხრუჭო ხუნდების ხანგამძლეობის რესურსი, რაც მისი შემდგომი დაკონკრეტების მიზნით უფრო ზუსტ გაანგარიშებებს მოითხოვს.

ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდებისა და წყვილთვლების ცვეთების ანალიზი, ჩატარებული მრავალთვლიანი დაკვირვებებისა და ვაგონშემკვეთებელი დეპოების სტატისტიკური მონაცემების საფუძველზე, წარმოადგენს მასალას, რომლის მიხედვითაც შესაძლებელია დადგინდეს კომპოზიციური ხუნდების გავლენა წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობაზე ამ პროგნოზირებად პარამეტრს ვაგონის გარბენის მნიშვნელობასთან დამოკიდებულებაში. ხუნდებისა და ვაგონის თვლების გორვის ზედაპირების ცვეთების მნიშვნელობათა დადგენა, სხვა მოქმედი ფაქტორებისა და დინამიკური ძალების გათვალისწინებით, არის მეტად რთული და ამავე დროს აუცილებელი კვლევითი ამოცანა ხუნდების მასალის შერჩევისა და სამუხრუჭო კვანძის გაუმჯობესების თვალსაზრისით.

2.5.2. სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის გამოკვლევა სტატისტიკური ალბათობის პრინციპების გათვალისწინებით

ექსპლუატაციისას ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდები განიცდიან ტემპერატურულ, კლიმატურ, მექანიკურ და სხვა სახის ზემოქმედებას, რაც აუარესებს ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირისა და ხუნდის მუშა ზედაპირის ფრიქციულ თვისებებს. ზემოქმედება მრავალგვარია და შეუძლებელია მათი დარეგისტრირება მუშაობის მომენტში. სამუხრუჭო ხუნდების ხანგრძლივი მუშაობისა და შეუცვლელი მოხმარების წესი დაკავშირებულია მუშა ზედაპირების მექანიკურ ცვეთებთან, რაც უქველად წარმოშობს მათი გამოკვლევის აუცილებლობას ცვეთების გავლენის შესახებ ხუნდების საიმედოობაზე, სათანადო ზომების მიღების ხუნდების ხანგამძლეობისა და მომსახურების გაუმჯობესებასთან დაკავშირებით. ეს საკითხები მეტად აქტუალურია, რადგან მუშა სამუხრუჭო ხუნდების 40% კარგავს თავიანთ ტექნიკურ შესაძლებლობებს და იცვლება ახლით საექსპლუატაციო ვადის მხოლოდ 55%-ის გასვლის შემდეგ. სამუხრუჭო ხუნდების ასეთი მტყუნებები დაკავშირებულია დიდ ეკონომიკურ და შრომით დანახარჯებთან, ამიტომ აუცილებელია სამუხრუჭო ხუნდის საიმედოობის უზრუნველყოფა მისი საექსპლუატაციო მახასიათებლის გათვალისწინებით.

ახალი სამუხრუჭო ხუნდის შექმნისას საიმედოობა მიიღწევა (შეფასდება) მისი მახასიათებლების არა რთული მათემატიკური გაანგარიშებების შედეგად, არამედ საექსპლუატაციო და ექსპერიმენტული მონაცემების მიხედვით, რაც საკმარისი არ არის სამუხრუჭო ხუნდის საიმედოობის პარამეტრებით შეფასებებისთვის. საიმედოობა მდგომარეობს სამუხრუჭო ხუნდის თვისებაში – შეინარჩუნოს დადგენილ ზღვრებში დასაშვები საექსპლუატაციო მაჩვენებლები გარკვეული დროის განმავლობაში და არ მოხდეს მტყუნების მიზეზით მისი დროზე ადრე შეცვლა.

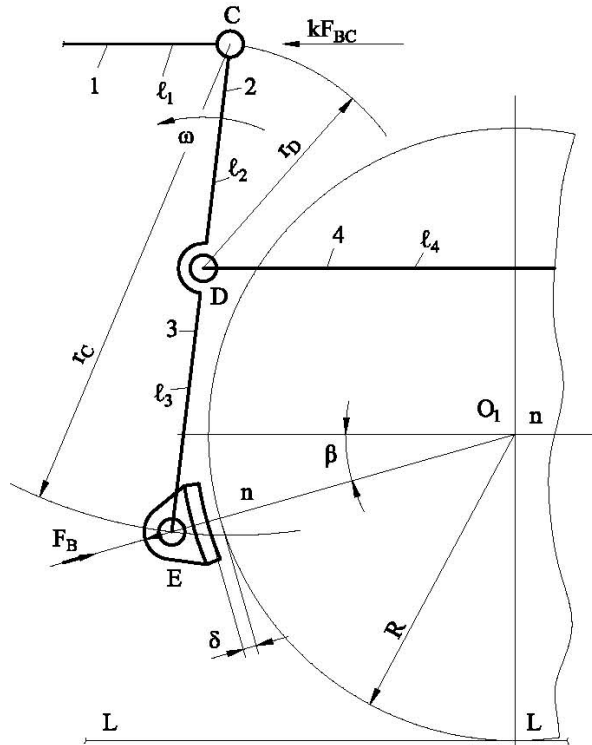
ვაგონი მოძრაობს განსხვავებული საექსპლუატაციო რეჟიმებით,

ამიტომ შეუძლებელია წინასწარ განისაზღვროს როგორ პირობებში მოუწევს მუშაობა ვაგონს ან სამუხრუჭო ხუნდებს, ზუსტად შეფასდეს მისი საიმედოობის მახასიათებლები. ჩატარებულია ვაგონის ელემენტებისა და მისი დანადგარების მექანიკური გადაცემების საექსპლუატაციო მუშაობის ანალიზი, დასახულია ღონისძიება ცვეთების ზემოქმედების შესამცირებლად ელემენტების ხანგამძლეობის ამაღლების მიზნით, მაგრამ ამ ელემენტების საიმედო მუშაობის მახასიათებელი პარამეტრების რაოდენობრივი ზუსტი ანალიზი კვლევის ამ ეტაპისათვის მიუღწეველია. ვაგონის ელემენტებზე და სამუხრუჭო ხუნდებზე მოქმედი დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრა მოძრაობის ნებისმიერ მომენტში დამოკიდებულია რეალური ფაქტორების ზემოქმედების ზუსტ ასახვაზე, მაგრამ საიმედოობის მახასიათებლების განსაზღვრის ცნობილი მეთოდები აღარაა გამოსადეგი ალბათობათა თეორიის ზოგიერთი დებულების გათვალისწინების გარეშე.

ზემოთქმულიდან გამომდინარე, ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის ძირითადი მახასიათებლების კვლევის ცნობილ მეთოდებთან ერთად საჭიროა გამოვიყენოთ ალბათობის თეორიაში მიღებული სტატისტიკური მეთოდი, რომლის საშუალებითაც შესაძლებელია მივიღოთ შესაბამისი დასკვნები სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობისა და საექსპლუატაციო მუშაობის პირობების შესახებ.

სამუხრუჭო ხუნდი E სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსარში მოთავსებული ელემენტია, რომელიც გარკვეული $F_{\text{სგ}}$ ძალით მიეჭირება ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირს. დამუხრუჭების პროცესში (ნახ. 20). სამუხრუჭო ძალა მოქმედებს წირის გასწვრივ, დაწოლის β კუთხით. ეს ძალა სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული $F_{\text{ს}}$ სამუხრუჭო ძალისა და სამუხრუჭო ბერკეტული სისტემის გადაცემის ფარდობის ნამრავლის ტოლია.

მოცემულ შემთხვევაში (ნახ. 20) განიხილება ფრიქციული დამუხრუჭების მოვლენა ხუნდების ორმხრივი განლაგებით ვაგონის თვლისადმი, რაც გამოყენებულია სამგზავრო და სპეციალურ ვაგონებში.



ნახ. 20. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო კვანძი ვაგონის თვლისაღმი ხუნდების ორმხრივი განლაგებით

სამუხრუჭო ხუნდების საექსპლუატაციო დროის გაზრდისას თვლისა და ხუნდის ფრიქციული ზედაპირების ცვეთების გამო ხუნდის საიმედოობა იცვლება (მცირდება). საიმედოობის ცვლილება შეიძლება დახასიათდეს ხუნდების მტყუნებების სიხშირით, მტყუნებების ინტენსივობითა და გამართული, უმტყუნებო მუშაობის ალბათობით დროში. სამუხრუჭო ხუნდების მტყუნებად მიღებულია მისი მდგომარეობა, რომლის დროსაც მას არ შეუძლია შეასრულოს თავისი ძირითადი ფუნქცია და გამოცვლას ექვემდებარება.

როგორც აღვნიშნეთ, ხუნდების მახასიათებელი პარამეტრების დადგენის მიზნით, მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ კვლევის ალბათური სტატისტიკის მეთოდი. ამ მეთოდის მიხედვით პირველ რიგში საჭიროა ჩატარდეს მტყუნებათა დაჯგუფება ვაგონის გარბენის მიხედვით. დაჯგუფების ინტერვალის სიდიდე შესაძლებელია განისაზღვროს ტოლობით:

$$\Delta L = \frac{L_{\max} - L_{\min}}{1 + 3,3 \lg N_0}, \quad (164)$$

სადაც ΔL არის ვაგონის გარბენის ინტერვალი;

L_{\max} – მაქსიმალური გარბენი ხუნდის მტყუნებამდე;

L_{\min} – ვაგონის მინიმალური გარბენი ხუნდის მტყუნებამდე;

N_0 – ცდების რაოდენობა.

შემდგომი გამოთვლების უკეთ ჩატარების მიზნით ვაგონის ნებისმიერი ერთეული x გარბენისათვის ავიღოთ შესაბამისი ΔL ინტერვალი, ე.ი.

$$L = x \cdot \Delta L. \quad (165)$$

ინტერვალის საზღვრები იქნება $L = (0-1); (1-2); (2-3), \dots$, ხოლო შუა ინტერვალისათვის გვექნება:

$$L_{\text{საშ}} = (0,5-1,5); (1,5-2,5); (2,5-3,5), \dots$$

შემდგომ ეტაპზე განისაზღვრება მტყუნებების სიხშირე. იგი გამოისახება ასეთი ფორმულით:

$$F_i = \frac{\Delta n_i}{N_0}, \quad (166)$$

სადაც Δn_i არის ერთეული მტყუნება.

მტყუნების ალბათობა გამოითვლება ტოლობით:

$$Q_x = \frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^i \Delta n_i, \quad (167)$$

სადაც $\sum_{i=1}^i \Delta n_i$ არის მტყუნებების ჯამური მნიშვნელობა.

მტყუნების ალბათობა შეიძლება განისაზღვროს ასეთი ფორმულითაც:

$$Q_x = \sum_{i=1}^i F_i, \quad (168)$$

სადაც F_i განისაზღვრება (166) ტოლობით.

(167) და (168) ტოლობების გამოყენებით მიიღება ერთნაირი შედეგები.

მტყუნებების ალბათობის დადგენის შემდეგ შესაძლებელია განისაზღვროს სამუხრუჭო ხუნდების უმტყუნებო მუშაობის ალბათობა. ვსარგებლობთ ფორმულით:

$$P_x = 1 - Q_x. \quad (169)$$

მტყუნებათა ინტენსივობა თითოეული ინტერვალისათვის იანგარიშება ფორმულით:

$$H_x = \Delta n_i \left[\left(N_0 - \sum_{i=1}^i \Delta n_i \right) \Delta x \right]^{-1}. \quad (170)$$

მოცემული შემთხვევისათვის $\Delta x = 1$.

სამუხრუჭო ხუნდების უმტყუნებო მუშაობის ალბათობა შესაძლებელია განისაზღვროს ასეთი ფორმულის გამოყენებითაც:

$$P'_x = e^{-\sum_{i=1}^i H_x \Delta x}. \quad (171)$$

(169) და (171) ტოლობების გამოყენებით მიიღება ხუნდების უმტყუნებო მუშაობის ალბათობის ერთნაირი მნიშვნელობანი.

სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის ნაპოვნი მაჩვენებლების გარდა აუცილებელია განისაზღვროს ვაგონის გარბენის მათემატიკური ლოდინი, მოვლენის დისპერსია და საშუალო კვადრატული გადახრა.

ვაგონის გარბენის მათემატიკური ლოდინი სამუხრუჭო ხუნდის მტყუნების მოვლენამდე განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$Q_x = \sum_{i=1}^k F_i x_i, \quad (172)$$

სადაც F_i არის მტყუნებების სიხშირე ხუნდისათვის;

x_i – ვაგონის გარბენი ათვლის დაწყებიდან i -ური ინტერვალის შუამდე (ნახევრამდე).

(172) ფორმულის გამოყენებისას $F_i x_i$ ნამრავლის დაჯამება გრძელდება ყველა k ინტერვალისთვის.

დისპერსია გამოიანგარიშება ფორმულით:

$$D_x = \frac{1}{N_0 - 1} N_0 \sum_{i=1}^k (x_i - m_x)^2 F_i, \quad (173)$$

ანუ

$$D_x = \frac{1}{N_0 - 1} N_0 D'_x, \quad (174)$$

სადაც

$$D'_x = \sum_{i=1}^k (x_i - m_x)^2 F_i . \quad (175)$$

საშუალო კვადრატული გადახრა

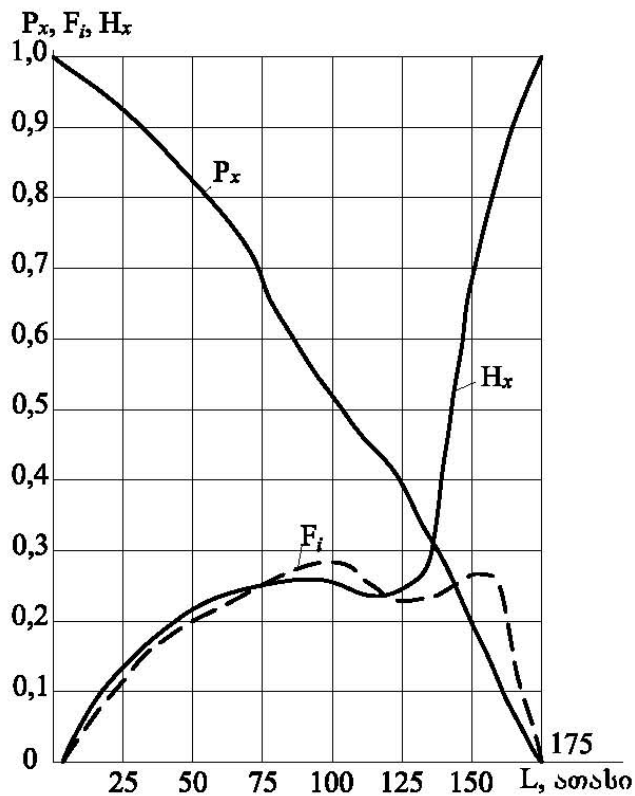
$$\lambda_x = (D_x)^{1/2}, \quad (176)$$

(176) ფორმულის გამოყენებით მიიღება ვაგონის ერთეული გარბენი

$$\delta L = \lambda_x \Delta L, \quad (177)$$

სადაც ΔL არის დაჯგუფების ინტერვალი.

მიღებული ფორმულების გამოყენებით ჩატარებულია სამუხრუჭო ხუნდის საიმედოობის ძირითადი მახასიათებელი პარამეტრების გაანგარიშება. მაგ: თუ მივიღებთ, რომ მტყუნებათა დაჯგუფებისათვის $L_{\max} = 175 \cdot 10^3$ კმ; $L_{\min} = 40 \cdot 10^3$ კმ, $N_0 = 30$ და $K = 11$, მაშინ სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის მახასიათებელი პარამეტრების ალბათობის დამოკიდებულება ვაგონის გარბენასთან შეიძლება აისახოს ასეთი დიაგრამების მიხედვით (ნახ. 21).



ნახ. 21. ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდის უმტყუნებო მუშაობის (P_x), მტყუნებების სიხშირის (F_i) და მტყუნებების ინტენსივობის (H_x) სიდიდეთა ალბათობის ვაგონის გარბენასთან დამოკიდებულების გრაფიკი

სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის მახასიათებლების მნიშვნელობები გარკვეული რაოდენობის ხუნდისათვის მიახლოებითია. გამოთვლების სიზუსტე მცირდება ხუნდების რაოდენობის შემცირებასთან ერთად. სწორი შედეგებისა და დასკვნების მიღების მიზნით აუცილებელია სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობა და გამოთვლების სიზუსტის ხარისხი რაოდენობრივად შეფასდეს. ასეთი შეფასების მიღწევა შესაძლებელია მხოლოდ სანდო ალბათობისა და სანდო საზღვრების საშუალებით, რომელთა მეშვეობით საიმედოობის მიღებულ მახასიათებლებში ალბათობის დასაშვები ცდომილება ნაკლებია η სიდიდეზე, ე.ი.

$$\alpha = P_x(S_{\text{საშ}} - O_x) < \eta, \quad (178)$$

სადაც α არის სანდო ალბათობა;

O_x - მათემატიკური მოლოდინი;

P_x - ხუნდის უმტყუნებო მუშაობის ალბათობა;

$S_{\text{საშ}}$ - ვაგონის საშუალო გარბენი.

(178) გამოსახულებიდან ჩანს, რომ აუცილებელია განისაზღვროს იმისი ალბათობა, რომ მათემატიკური ლოდინის ნამდვილი მნიშვნელობა მოთავსდეს $(S_{\text{საშ}} - \eta)$ -დან $(S_{\text{საშ}} + \eta)$ -მდე ზღვრებს შორის.

სამუხრუჭო ხუნდების მრავალჯერადი გამოცდის შემთხვევაში, როდესაც N_0 -ის რიცხვითი მნიშვნელობა დიდია, α -ს ალბათობა შეიძლება გამოისახოს ლაპლასის ფუნქციის საშუალებით:

$$\alpha = f\left(\frac{\alpha}{\lambda_x} N_0^{1/2}\right) = f(t), \quad (179)$$

სადაც λ_x არის მოცემული განაწილების საშუალო კვადრატული გადახრა;

t - ლაპლასის $f(t)$ ფუნქციის ინტეგრირების ზედა ზღვარი.

თავის მხრივ

$$t = \frac{\alpha}{\lambda_x} N_0^{1/2}. \quad (180)$$

ანუ

$$\pm \alpha = t \frac{\lambda_x}{N_0^{1/2}}. \quad (181)$$

(181) ფორმულა მისაღებია შემთხვევისათვის, როცა $N_0 \geq 30$.

ალბათობის სტატისტიკური მეთოდის გამოყენებით გამოკვლეულ იქნა ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის მახასიათებლები. შესაძლებელი გახდა სამუხრუჭო ხუნდის საიმედოობის შეფასება საექსპლუატაციო და სტენდური გამოცდის პირობებში.

საიმედოობის მახასიათებლების დადგენის შემდეგ შესაძლებელია:

ახალი ხუნდების შექმნისას განისაზღვროს მისი საიმედოობა და აღინიშნოს შესაბამისი მოთხოვნები საიმედოობის შენარჩუნების შესახებ;

დამუშავდეს სამუხრუჭო ხუნდების სასტენდო გამოცდის პირობები სერიული ხუნდების საიმედოობის განსაზღვრის მიზნით;

შეფასდეს არსებული სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობა და მიღებულ იქნეს ზომები მისი დროული ამაღლების შესახებ;

წინასწარ განისაზღვროს სამუხრუჭო ხუნდის ხანგამძლეობა ანუ სამსახურის ვადა და დროული ტექნიკური მომსახურების საშუალებით შენარჩუნებულ იქნეს საიმედოობა საექსპლუატაციო პირობებში;

დაიგეგმოს ახალი სამუხრუჭო ხუნდების წარმოება ზუსტი და დასაბუთებული გაანგარიშების საფუძველზე.

2.5.3. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოების გავლენა ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრი ცვეთების მოვლენაზე

ვაგონის მოძრაობისას ინტენსიურ ცვეთას განიცდის მისი სავალი ნაწილის, კერძოდ თვლების გორვის ზედაპირები და ქიმები ლიანდაგის სწორი და მრუდე უბნების გავლისას. თითოეული ამ ცვეთისათვის არსებობს დასაშვები მნიშვნელობა, რომლის გადაჭარბების შემთხვევაში საჭირო ხდება შესაკეთებელი ოპერაციების ჩატარება. ცვეთები გავლენას ახდენს დამატებითი დინამიკური ძალების მნიშვნელობებზე, ამიტომ პირველ რიგში საჭირო ხდება ცვეთებისა და დინამიკური დეფორმაციების გამომწვევი მიზეზების გამოკვლევა.

ცვეთას განიცდის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გადაცემის სახსრული შეერთებების ელემენტები და სამუხრუჭო ხუნდების მუშა ზედაპირები. ეს მოვლენა საგრძნობლად აუარესებს მოძრავი შემადგენლობის სამუხრუჭო ეფექტს – იზრდება სრული სამუხრუჭო დროისა და სამუხრუჭო გზის მნიშვნელობა, ვადაზე ადრე მწყობრიდან გამოდის სამუხრუჭო ხუნდების უმრავლესობა ფრიქციული ზედაპირების ცვეთებისა და დაზიანებების გამო.

სამუხრუჭო ხუნდების საექსპლუატაციო მუშაობის ხანგრძლივობა დადგენილია თეორიული გამოკვლევებისა და პრაქტიკული ექსპერიმენტების საშუალებით, მაგრამ პრაქტიკაში ხშირია ხუნდების ისეთი დაზიანებანი, რომელიც ჩვეულებრივ კანონზომიერებებს არ ემორჩილება. ამ დაზიანებათა შორის ყველაზე მავნე არის ხუნდის სოლისებრი ცვეთა მისი სიგრძის მიხედვით, რომლის დროსაც ხუნდის საწყისი და ბოლო ნაწილების ცვეთების სხვაობამ შეიძლება მიაღწიოს 15–20 მმ-ს. აქ უკვე საჭირო ხდება ხუნდის შეცვლა, რაც მეტად საზიანოა ეკონომიურობის თვალსაზრისით.

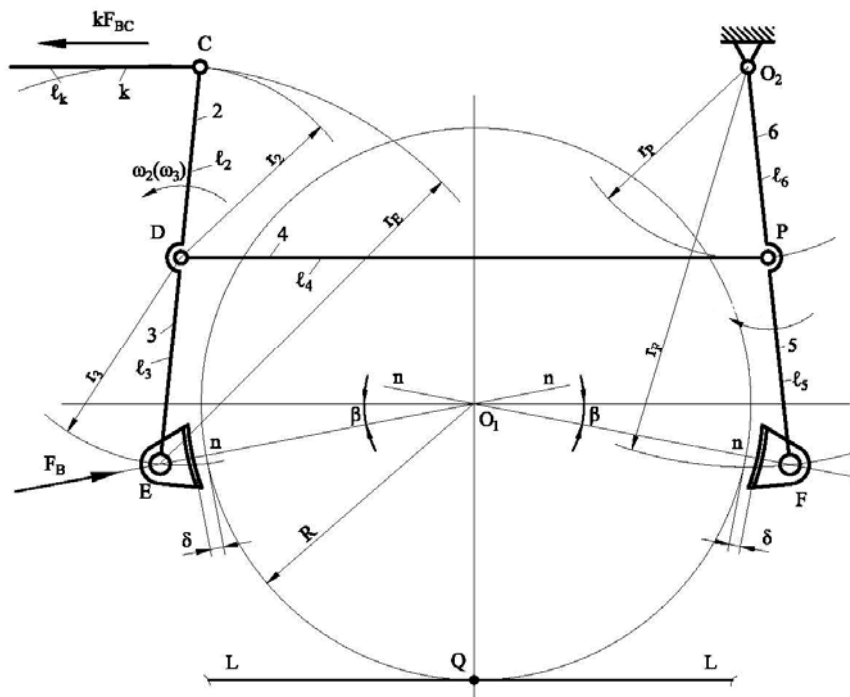
სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის თეორიული გამოკვლევები სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით საშუალებას იძლევა დავასკვნათ, რომ სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრი ცვეთების მოვლენა აიხსნას სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსრული შეერთებების ცვეთების ზემოქმედებით ან სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის კონსტრუქციის შეუსაბამობით. სოლისებრი ცვეთების მოვლენის შესწავლისა და შედეგების აღმოფხვრის მიზნით აუცილებელია გარკვეული სამუშაოების ჩატარება ორივე მიმართულებით.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ოპტიმალური სქემების დამუშავება სახსრული ელემენტების ცვეთების მხედველობაში მიღებით და სათანადო ქცევის პრინციპის ჩამოყალიბებით, სამუხრუჭო ხუნდების ცვეთების ახსნის წინა პირობაა, კვლევის ამ პრინციპების გამოყენება სოლისებრი ცვეთების მოვლენის შესწავლის მიზნით დღეისათვის წარმოადგენს მეტად აქტუალურ ამოცანას. ამ ამოცანის გადაწყვეტა და

სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის ოპტიმალური დაგეგმარება სოლისებრი ცვეთების აღდგენისა და ხუნდის ხანგამძლეობის უზრუნველყოფის აუცილებელი პირობაა.

მოდრავი შემადგენლობა აღჭურვილია სხვადასხვა სახის სამუხრუჭო გადაცემებით, რომლებიც ერთმანეთისაგან განსხვავდება როგორც ამძრავი და საშუალებო მექანიკური გადაცემებით, ასევე სამუხრუჭო კვანძის შესრულებითაც. სამუხრუჭო გადაცემა ბოლოვდება სამუხრუჭო ხუნდის შემსრულებელი კვანძით.

სამუხრუჭო ხუნდის სოლისებრ ცვეთებზე ბერკეტული გადაცემის სახსრული შეერთების ღრეჩოების გავლენის მიზნით განვიხილავთ ვაგონის სამუხრუჭო კვანძის სქემას (ნახ. 22), ხუნდების ვერტიკალური CK და O_2F ბერკეტების, DE წევის, K და F სახსრებში ჩამაგრებული ბუნიკებიანი ხუნდებისა და საშუალებო l_4 წევის სახით.



ნახ. 22. სამუხრუჭო კვანძის სქემა იდეალური გამომავალი პარამეტრებით

მოცემულ სქემაზე ამძრავი სისტემა და სამუხრუჭო ცილინდრი პირობითად არ არის ნაჩვენები, ხოლო კვანძის მოძრაობას განაპირობებს საშუალებო l_4 წევის საშუალებით სამუხრუჭო ცილინდრიდან

განვითარებული KF_b ძალის ზემოქმედება ხუნდის ვერტიკალური CK ბერკეტის საწყის C სახსარზე. K არის სამუხრუჭო ბერკეტული სისტემის გადაცემის ფარდობა C სახსრამდე. ხუნდის ჩამაგრების K წერტილში გადაცემის ფარდობა

$$K_J = K \frac{l_2}{l_3} = \frac{l_{k-2}}{l_{k-1}} \cdot \frac{l_2}{l_3}, \quad (182)$$

სადაც l_2, l_3 არის ვერტიკალური CE ბერკეტის CD და DK ამძრავი და ამყოლი მხრების ზომები; l_{k-1}, l_{k-2} – K წვევის წინა ბერკეტის ამძრავი და ამყოლი მხრები.

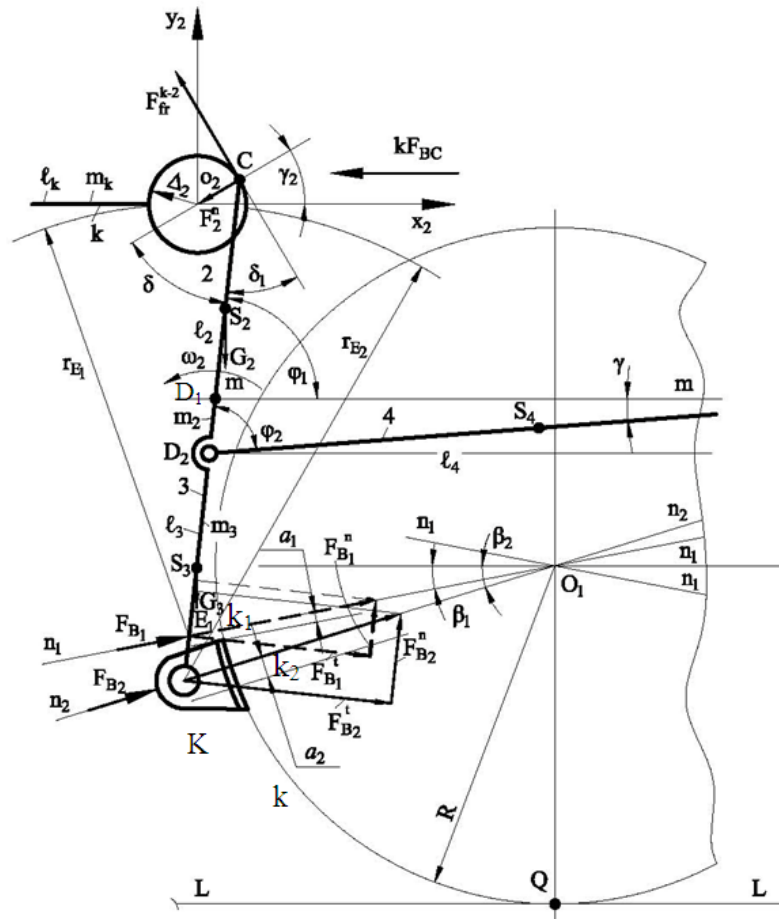
C სახსარში ამძრავი ძალის ზემოქმედებისას D სახსარი უძრავია, ამიტომ DC და DK მხრების C და K სახსრები r_2 და r_3 რადიუსებით შემობრუნდება D სახსრის გარშემო მანამ, სანამ ვაგონის თვლის R რადიუსიანი გორვის წრიდან δ მანძილის დაშორებული ხუნდის მუშა ზედაპირი შეუთავსდება თვლის გორვის ზედაპირს. ამ დროს K სამუხრუჭო ხუნდი ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირზე იმოქმედებს ძალით

$$F_B = K \frac{l_2}{l_3} F_b. \quad (183)$$

შეთავსების შემდეგ K სახსარი ხდება უძრავი და C სახსრის მობრუნება r_k რადიუსით გამოიწვევს D სახსრის გადაადგილებას მარცხნივ, ე.ი. F სახსრის შემობრუნებას r_F რადიუსიან წრეზე. ბერკეტების შემობრუნდება შესაბამისად ω_1 და ω_2 კუთხური სიჩქარეებით.

ოპტიმალური დამუხრუჭების მიზნით სასურველია, რომ ხუნდის მიჭერისას ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირის მიმართ დაცულ იქნეს ხუნდის ვერტიკალური ბერკეტისა და ხუნდზე დაწოლის ძალის მიმართულების პერპენდიკულარულობის პირობა. ამ პირობის შესრულება პრობლემურია თვით გორვის ზედაპირისა და ხუნდის მუშა ზედაპირის, ასევე ბერკეტული გადაცემის სახსრული შეერთებების ელემენტების ცვეთების გამო, რაც საბოლოოდ წარმოშობს სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრ ცვეთებს.

სოლისებრი ცვეთების მოვლენის გამოკვლევის მიზნით განვიხილოთ სამუხრუჭო კვანძის (ნახ. 22) რეალური საანგარიშო სქემა C სახსრულ შეერთებაში ელემენტების ჯამური ცვეთების შესაბამისი Δ_1 ღრეჩოს გათვალისწინებით (ნახ. 23).



ნახ. 23. სამუხრუჭო ხუნდის სოლისებრი ცვეთების რეალური საანგარიშო სქემა სახსრული შეერთების ცვეთის გათვალისწინებით

სქემის (ნახ. 23) მიხედვით l_1 წევისა და CK_2 ბერკეტის კონტაქტის C წერტილში მოქმედებს ნორმალური რეაქციის F_2^n და ხახუნის $F_{b\text{sb}}^{1-2}$ ძალები. ასევე წერტილზე ზემოქმედებს სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული ძალა გაზრდილი KF_{bd} მნიშვნელობით. ნორმალური და ხახუნის ძალები CE_2 ბერკეტთან ადგენს δ და δ_1 კუთხეებს. მხრების სიმძიმის ცენტრებია S_2 და S_3 , სადაც მოდებულია სიმძიმის G_2 და G_3 ძალები. მხრების მასებია m_2 და m_3 .

ღრეჩოს არსებობისას ვერტიკალური ბერკეტი დაიჭერს CD_2E_2 მდებარეობას, ხოლო C სახსარში ნომინალური ტექნოლოგიური ღრეჩოს დროს კი CD_1E_1 მდებარეობას. ტექნოლოგიური ღრეჩოს დროს K_1 სახსარში იმოქმედებს დაწოლის F_{B_1} ძალა, რომელიც მიმართულია $n-n$ წირის გასწვრივ თვლის O_1 ცენტრისაკენ დახრის β კუთხით, ხოლო Δ_1 ღრეჩოს არსებობისას დაწოლის F_{B_2} ძალა მოქმედებს n_2-n_2 წირის გასწვრივ დახრის β_2 კუთხით თვლის ცენტრისაკენ.

თუ ხუნდის დაწოლის F_{B_1} და F_{B_2} ძალებს დავშლით მათ ნორმალურ და ტანგენციალურ შემდგენებად და განვიხილავთ ტანგენციალური შემდგენების გადაკვეთის K_1 და K_2 წერტილებს თვლის გორვის R რადიუსიან წრესთან, დავრწმუნდებით, რომ გადაკვეთის K_2 წერტილი ძვეს ხუნდის K_2 ცენტრიდან შედარებით დაბლა, ვიდრე K_1 წერტილი და ამავე დროს დაწოლის F'_{B_2} ტანგენციალური ძალა შედარებით მეტია შესაბამის F_{B_1} ტანგენციალურ ძალაზე. გამოდის, რომ Δ_2 ღრეჩოს ზემოქმედების გამო ხუნდის დაწოლის F_{B_2} ძალა მოქმედებს ხუნდის ქვედა ნახევარში F'_{B_1} ტანგენციალური ძალის სახით. ამიტომ ხუნდის ქვედა ნაწილის ცვეთა მეტია, ვიდრე მისი ზედა ნახევრისა.

სქემის მიხედვით (ნახ. 23) ცხადი ხდება, რომ სოლისებრი ცვეთის სიდიდე მით მეტია, რაც მეტია ღრეჩოს მნიშვნელობა 1–2 სახსრულ შეერთებაში, ე.ი. რაც მეტია რეაქციის ნორმალური F_1^n და ტანგენციალური ძალა ანუ ხახუნის ძალა $F_{b.s.b}^{1-2}$. ამ პირობებში შესაძლებელია განისაზღვროს და აუცილებელია დადგინდეს ხუნდის დაწოლის F_{B_2} ძალის მნიშვნელობა, ხოლო შემდეგ შეფასდეს ცვეთების შესაბამისი a_1 და a_2 პარამეტრები.

კვლევის საწყის ეტაპზე განვსაზღვრავთ ხუნდის დაწოლის F_{B_2} ძალის მნიშვნელობას. ამ მიზნით სქემის (ნახ. 23) მიხედვით ვწერთ ხუნდის ვერტიკალური ბერკეტის წონასწორობის განტოლებას. გვექნება

$$M(D_2) = F_{b.s.b}^{1-2} l_1 \sin \delta_1 + F_1^n l_2 \sin \delta + K F_K l_2 \sin \varphi_1 + F_{B_2} l_2 \sin \varphi_1 +$$

$$+ G_3 \frac{l_3}{2} \cos \varphi_1 + G_2 \frac{l_2}{2} \cos \varphi_1 = 0. \quad (184)$$

(184) განტოლებაში ტანგენციალური შემდგენი ანუ ხახუნი $F_{b \cdot b}^{1-2}$ ძალა

$$F_{b \cdot b}^{1-2} = -F_2^n a. \quad (185)$$

თავის მხრივ

$$a = k_{b \cdot b1} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + k_{b \cdot b2} \dot{\gamma}_1 + k_{b \cdot b3} \dot{\gamma}_1^2, \quad (186)$$

სადაც $k_{b \cdot b1}, k_{b \cdot b2}, k_{b \cdot b3}$ არის მშრალი, სველი და კვადრატული ხახუნის კოეფიციენტები.

$\dot{\gamma}_1$ – კონტაქტის C წერტილის მობრუნების კუთხური სიჩქარის განზოგადებული კოორდინატა.

C წერტილის კონტაქტის მდგომარეობას ცვლად x_2, y_2 საკოორდინატო სისტემაში განსაზღვრავს v_2 კუთხური განზოგადებული კოორდინატა, ხოლო ამ შეერთების შიგა ელემენტის (C წერტილის) თავისუფალი მოძრაობა Δ_2 ღრეჩოს არეში განისაზღვრება x_2 და y_2 განზოგადებული კოორდინატებით.

(185) ტოლობის შეტანით (184) განტოლებაში მივიღებთ:

$$F_2^n l_2 (a \sin \delta_1 - \sin \delta) - K F_K l_1 \sin \varphi_1 - \frac{g}{2} \cos \varphi_1 (m_3 l_3 - m_2 l_2) = F_{B_2} l_3 \sin \varphi_1. \quad (187)$$

(187) განტოლებიდან გამოითვლება ხუნდის დაწოლის ძალის მნიშვნელობა.

$$F_{B_2(1)} = |u| \frac{F_2^n}{\sin \varphi_1} (a \sin \delta_1 - \sin \delta_1) - K |u| F_b - \frac{g}{2} \text{ctg} \varphi_1 (m_3 - m_2 |u|), \quad (188)$$

სადაც

$$|u| = \frac{l_2}{l_3}.$$

ხუნდის დაწოლის ძალა F_{B_2} შეუძლება განისაზღვროს ხახუნის $F_{b \cdot b}^{1-2}$ ძალის საშუალებითაც. ამისათვის ვსარგებლობთ ტოლობით:

$$F_2^n = -\frac{1}{a} F_{b \cdot b}^{1-2}. \quad (189)$$

ამ ტოლობის შეტანით (188) გამოსახულებაში მივიღებთ:

$$F_{B_2(2)} = -|u| \frac{F_{b_{sb}}^{1-2}}{\sin \varphi_1} (a \sin \delta_1 - \sin \delta) - K |u| F_b - \frac{g}{2} \operatorname{ctg} \varphi_1 (m_3 - |u| m_2). \quad (190)$$

უკვე ჩატარებული გამოკვლევების მიხედვით, სახსრულ 1-2 შეერთებაში Δ_2 ღრეჩოთი, მოქმედი რეაქციის ნორმალური შემდგენის მნიშვნელობა F_2'' ცნობილია. ამ შემდგენის გათვალისწინებით (188) ტოლობის მიხედვით მივიღებთ ხუნდის დაწოლის ძალის ახალ მნიშვნელობას განზოგადებულ ხაზოვან და კუთხურ კოორდინატებთან კავშირში. გვექნება:

$$\begin{aligned} F_{B_2(2)} = & \frac{|u|}{\sin \varphi_1} (a \sin \delta_1 - \sin \delta) \left[m_1 r \omega^2 (\cos \alpha - \sin \alpha) - \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi} (\sin \psi - \cos \psi) + \right. \\ & + \frac{m_1}{2} l_1 \dot{\psi}^2 (\cos \psi - \sin \psi) + \frac{m_1}{2} l_1^2 \ddot{\psi} - G_1 \frac{l_1}{2} \cos \psi + \ddot{y}_1 + F_b \sin \alpha \left. \right] \left[l_1 \sin \gamma_1 - \right. \\ & - l_1 \sin \delta (K_{b_{sb1}} \operatorname{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{b_{sb2}} \dot{\gamma}_1 + K_{b_{sb3}} \dot{\gamma}_1^2) \left. \right]^{-1} - K |u| F_b - \\ & - |u| (m_2 - m_3) g \operatorname{ctg} \varphi_1. \end{aligned} \quad (191)$$

სადაც ψ არის l_1 წევის მობრუნების კუთხე;

$\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi} - l_1$ წევის მობრუნების კუთხური სიჩქარე და აჩქარება;

y_2 - სახსრულ და 1-2 შეერთებებში ხაზოვანი განზოგადებული კოორდინატა $x_2 o_2 y_2$ მოძრავ საკოორდინატო სისტემაში.

ასევე ცნობილია და გამოკვლეულია ხახუნის $F_{b_{sb}}^{k-2}$ ძალის მნიშვნელობა, რომლის გათვალისწინებით (190) ტოლობა ჩაიწერება ასეთი სახით

$$\begin{aligned} F_{B_2(2)} = & -\frac{|u|}{\sin \varphi_1} (a \sin \delta_1 - \sin \delta) \left\{ m_k \frac{l_k}{6} \ddot{\varphi} + 2 |u| F_{BC} \sin \varphi - m_k g \cos \varphi + \right. \\ & + m_k \left[\ddot{x}_1 - r \omega^2 \cos \alpha - \frac{l_k}{2} \sin \varphi (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi} \cos \varphi) \right] + \\ & + m_k \cos \varphi \left[\ddot{y}_2 + \frac{l_k}{2} (\ddot{\varphi} \cos \alpha - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) \right] \left. \right\} \times (2 \sin \delta - 2 \sin \delta_1 a)^{-1} - \\ & - K |u| F_{BC} - \frac{g}{2} \operatorname{ctg} \varphi_1 (m_2 - |u| m_2). \end{aligned} \quad (192)$$

სამუხრუჭო F_{B_2} ძალის ზუსტი განსაზღვრის მიზნით შემდგომი კვლევების ჩატარებისას გათვალისწინებული უნდა იქნეს ის გარემოება, რომ Δ_2 ღრეჩოს არსებობისას D სახსრული შეერთება (ნახ. 22) D_1 მდებარეობიდან გადაინაცვლებს D_2 მდებარეობაში (ნახ. 23), ე.ი. l_1 სიგრძის მქონე წვევა $m - m$ მოქმედების ხაზიდან მობრუნდება რაღაც V კუთხით და CD ვერტიკალურ ბერკეტთან შეადგენს Φ'_2 კუთხეს. გამოდის რომ გადაადგილებასთან ერთად იცვლება D_2 სახსრის დინამიკური დატვირთვებიც და აუცილებელია ამ დატვირთვების გამოვლენა.

შეიძლება აღინიშნოს, რომ შექმნილია სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებრი ცვეთის საანგარიშო სქემა, სადაც გათვალისწინებულია სახსრულ შეერთებებში არსებული არატექნოლოგიური ღრეჩოები; დადგენილია, რომ სამუხრუჭო ხუნდის სოლისებრი ცვეთების მნიშვნელოვანი ზრდა პროპორციულ დამოკიდებულებაშია შეერთების ღრეჩოს გეომეტრიულ ზომასთან; სოლისებრი ცვეთების ზუსტი განსაზღვრისა და მათი მნიშვნელობის გავრცელების პროგნოზირების მიზნით აუცილებელია რეალურ საანგარიშო სქემაში ორი ან სამი ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთების განხილვა.

2.5.4. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო ხუნდების მასალის შერჩევის ამოცანა ბუნის ავტორხევეების გათვალისწინებით

ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ეს არის ურიკის ჩარჩოზე დამაგრებული ვერტიკალური ბერკეტების, ჰორიზონტალური წვევების, სამუხრუჭო ხუნდების საკიდებისა და დამჭერი ბუნისების ერთობლიობას, რომლის მიზანია შემადგენლობის ეფექტიანი დამუხრუჭება. დამუხრუჭების პროცესი სამუხრუჭო ძალის ზემოქმედებით სამუხრუჭო ხუნდები მიეზღინება ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირს. ამ დროს ხდება ხახუნის ძალის ნახტომისებრი ცვალებადობა, რაც იწვევს თვლისა და ხუნდის ფრიქციულ ზედაპირებზე უთანაბრობათა წარმოქმნას და ავტორხევეების აღძვრას. ავტორხევეების არსებობისას კი უარესდება ფრიქციული კონტაქტი,

რას უარყოფით გავლენას ახდენს სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის დინამიკაზე. ავტორხევეების მიზეზით მცირდება დამუხრუჭების ეფექტი. ამასთან თან ახლავს მუხრუჭების ჭრიალი, რომელიც უსიამოვნოდ მოქმედებს მგზავრების ფსიქიკაზე.

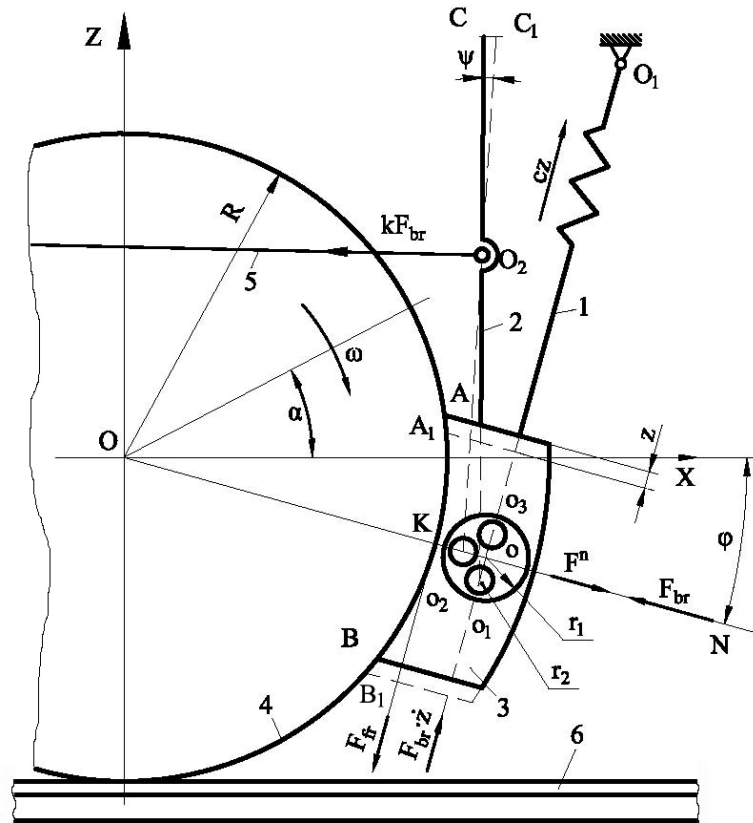
მეტად აქტუალური საკითხია დამუხრუჭების პროცესის ეფექტიანობის უზრუნველყოფა. იგი შეიძლება განხორციელდეს ავტორხევეების შემცირებითა და ფრიქციული ზედაპირების ფუნქციონალური თვისებების გაუმჯობესებით, რისი მიღწევაც წარმოუდგენელია სამუხრუჭო ხუნდის მასალის შერჩევის გარეშე.

რკინიგზის მოძრავი შემადგენლობის სიჩქარის ზრდასთან დაკავშირებით ფრიქციულ მასალებს სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემაში გადაეცემა ახალი და მზარდი მოთხოვნები როგორც ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობისა და სტაბილურობის, ასევე მისი ცვეთამედეგობის მიმართაც. ამის გამო სამუხრუჭო ხუნდის ფრიქციული მასალის შერჩევას განსაკუთრებული მნიშვნელობა აქვს. მშრალი ხახუნის პირობებში მომუშავე ფრიქციული მასალის შერჩევა ან შექმნა შესაძლებელია მხოლოდ იმ ფაქტორების გათვალისწინებით, რაც უშუალოდ იმოქმედებს თვლისა და ხუნდის ურთიერთშემხებ ზედაპირებს შორის ხახუნის პროცესზე.

ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდის მასალის შერჩევისას გათვალისწინებული უნდა იქნას ფრიქციული ზედაპირების ურთიერთქმედების ხახუნის ძალა, ხახუნის კოეფიციენტი, მისი ფუნქციური დამოკიდებულებები მოძრაობის სიჩქარესა და ხუნდის დაწოლის ძალის მიმართ, ასევე ცვეთამედეგობა. ფრიქციული კონტაქტის ანალიზმა დაადასტურა, რომ სამუხრუჭო ხუნდის კვანძსა და მთელი გადაცემის მუშაობაზე საკმაოდ დიდ გავლენას ახდენს დამუხრუჭების პროცესში აღძრული მექანიკური რელაქსაციური ავტორხევეები.

სამუხრუჭო ხუნდის მასალის შერჩევის მიზნით აუცილებელია დამუხრუჭებისას აღძრული რელაქსაციური ავტორხევეების გამოკვლევა და მისი მახასიათებელი პარამეტრების დადგენა როგორც მოძრაობის სიჩქარის, ასევე მასალის შემადგენლობის მიხედვით.

განვიხილოთ სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის რელაქსაციური ავტორხევების საანგარიშო სქემა (ნახ. 24). დამჭერი ბუნჯის კონსტრუქციული განლაგება ხუნდის მიმართ სქემაზე არ არის მოცემული.



ნახ. 24. სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის რელაქსაციური ავტორხევების საანგარიშო სქემა

სქემის მიხედვით, O_1 ბრუნვის ცენტრში სახსრულად მიერთებული საკიდისა (1) და ტრავერსის (2) დამჭერი ვერტიკალური ბერკეტის მობრუნებისას სამუხრუჭო ხუნდი (3) მიებრჯინება R რადიუსის მქონე ვაგონის თვლის (4) AB გორვის ზედაპირს, რომელიც ამავე დროს ხუნდის მუშა ზედაპირიცაა. ხუნდის დახრის კუთხე, რომელიც განსაზღვრული თვლის ჰორიზონტალურ რადიუსსა და ხუნდის დაწოლის ძალის მიმართულებას შორის, აღნიშნულია φ -თი. ვაგონის თვლის შემობრუნების კუთხეა α , ხოლო მობრუნების კუთხური სიჩქარე $\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha}(t) = const.$ ვერტიკალური C_{o_1} ბერკეტის რაიმე ψ კუთხით შემობრუნებისას O_1 საკიდი მობრუნება ისე, რომ ხუნდის მუშა ზედაპირი შეუთავსდება თვლის

გორვის ზედაპირს. ვერტიკალური Co_1 ბერკეტი შეერთებულია ტრავერსთან (ნახაზზე არაა ნაჩვენები) და მათი ერთობლივი გადაადგილება ხდება O_2 სახსარში მიერთებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ჰორიზონტალური წევის (5) საშუალებით.

ავტორხევების რეალური სურათის მისაღებად გათვალისწინებული უნდა იქნეს ცვეთის მოვლენა “ბერკეტი-ტრავერსა” (1-2) სახსრულ შეერთებაში. ბუნიკზე ცვეთის შესაბამისი ღრეჩო გამოსახულია $\Delta = r_1 - r_2$ სხვაობით, სადაც r_1 ხუნდის ნახვრეტის რადიუსია, ხოლო r_2 – ტრავერსის რადიუსი. ტრავერსის ყელის ცენტრის შესაძლო განლაგება ღრეჩოს არეში შეიძლება იყოს ნებისმიერი, მაგალითად: o_1, o_2, o_3 და ა.შ. ყელსა და ნახვრეტს შორის შეიძლება იყოს კონტაქტი ან არ იყოს. განვიხილოთ ის შემთხვევა, როდესაც მათ შორის კონტაქტია და ყელის ცენტრი მდებარეობს o_2 წერტილში, ხოლო ამავე წერტილში მოდებულია ნორმალური რეაქციის F^n ძალა.

რელაქსაციური ავტორხევების ასახვის მიზნით განიხილება საკიდის გრძივი დრეკადობის მოვლენა დამუხრუჭების პროცესისათვის, როცა AB საერთო ფრიქციული ზონა გადაადგილდება A_1B_1 მდებარეობაში. ამ ზონის შუა K წერტილებში მოდებულია ხახუნის F_b ძალა, რომელმაც ხუნდის გადაადგილებისა და გადაადგილების სიჩქარის ცვალებადობის გამო, შეიძლება მიიღოს როგორც დადებითი, ასევე უარყოფითი მნიშვნელობა.

მოცემული რხევითი სისტემის ავტორხევების განტოლება ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$m\ddot{z} + (F_b - F_b)\dot{z} + cz = F_b(v - \dot{z}). \quad (193)$$

სადაც m არის სამუხრუჭო ხუნდის, ხუნდის ბუნიკისა და ნახევარი ტრავერსის მასების ჯამი;

v – K წერტილის სიჩქარე;

c – ხუნდის საკიდის სიხისტე;

z – ხუნდის რხევითი გადაადგილება;

\dot{z} – ხუნდის რხევითი გადაადგილების სიჩქარე;

\ddot{z} – ხუნდის რხევითი გადაადგილება აჩქარება;

F_b – ხუნდისა და თვლის ფრიქციული ზედაპირების მშრალი ხახუნის ძალა;

F_b – სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემით შექმნილი ხუნდის დაწოლის ძალა;

F_6 – ღრეზიან სახსრულ შეერთებაში (1–2) აღძრული კონტაქტური მოძრაობის რეაქციის ნორმალური მომენტი.

ხახუნის F_b ძალა დამოკიდებულია სრიალის ფარდობითი ($v - \dot{z}$) სიჩქარის სიდიდეზე.

სამუხრუჭო ხუნდისა და ბუნიკის წონასწორობის მდგომარეობას შეესაბამება სიჩქარის v_0 საწყისი და ხახუნის $F_{b,0}$ მნიშვნელობანი. ამ დროს ხუნდისა და ბუნიკის სტატიკური გადაადგილება

$$z_0 = \frac{F_{b,0}}{c} . \quad (194)$$

ფარდობითი სიჩქარის მცირე მნიშვნელობის დროს

$$F_b = F_{b,0} + (\dot{F}_{b,0})\dot{z} . \quad (195)$$

გრძივი დრეკადობის ახალი z_1 მნიშვნელობისათვის, როცა $z_1 = z - z_0$, ხოლო ხახუნის ძალა განისაზღვრება ისევ (195) ტოლობით, მაშინ (193) გამოსახულებიდან მივიღებთ

$$m\ddot{z}_1 + (F_b - F_6 - \dot{F}_{b,0})\dot{z}_1 + cz_1 = 0 . \quad (196)$$

რელაქსაციური ავტორხევის დიფერენციალური განტოლება (196) უნდა ითვალისწინებდეს ბუნიკის დაწოლისა და ფრიქციული მშრალი ხახუნის ძალების შემდეგ თანაფარდობებს:

$$\left. \begin{aligned} F_b - \dot{F}_{b,0} > 0; & F_b > \dot{F}_{b,0}; \\ F_b - \dot{F}_{b,0} = 0; & F_b = \dot{F}_{b,0}; \\ F_b - \dot{F}_{b,0} < 0; & F_b < \dot{F}_{b,0}. \end{aligned} \right\} \quad (197)$$

(197) სისტემის პირველი უტოლობის შემთხვევაში ხახუნის ძალა $\dot{F}_{b,0} \rightarrow 0$, ამიტომ რელაქსაციური ავტორხევა მიღევადია; თუ დაცულია მე-2

ტოლობა, მაშინ ავტორხევა ხასიათდება მუდმივი ამპლიტუდით, ხოლო სისტემის მე-3 უტოლობის შესრულებისას ავტორხევა ზრდადია.

ავტორხევის ამპლიტუდის განსაზღვრის მიზნით ხახუნის ძალა (195) ფორმულის მიხედვით წარმოვადგინოთ ტეილორის მწკრივის სახით:

$$F_b = F_{b,0} + \frac{dF_{b,0}}{dv_0} \delta v_0 + \frac{1}{2!} \frac{d^2 F_{b,0}}{dv_0^2} \delta v_0^2 + \frac{1}{3!} \frac{d^3 F_{b,0}}{dv_0^3} \delta v_0^3 + \dots \quad (198)$$

მაშინ z_1 პარამეტრზე გადასვლის შემდეგ შეგვიძლია დავწეროთ:

$$F_b = F_{b,0} - (\dot{F}_{b,0}) \dot{z}_1 + \frac{1}{2!} (\ddot{F}_{b,0}) \dot{z}_1^2 + \frac{1}{3!} (\dddot{F}_{b,0}) \dot{z}_1^3 + \dots \quad (199)$$

(199) ტოლობის გათვალისწინებით ავტორხევის (196) განტოლება ჩაიწერება ასეთი სახით

$$m\ddot{z}_1 + cz_1 + (F_b - F_{b,0} - \dot{F}_{b,0}) \dot{z}_1 - \frac{1}{2!} (\ddot{F}_{b,0}) \dot{z}_1^2 + \frac{1}{3!} (\dddot{F}_{b,0}) \dot{z}_1^3 = 0. \quad (200)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ ხახუნის ძალის ელემენტარული მუშაობა

$$dU = F_b \dot{z}_1 dt. \quad (201)$$

ხოლო ხახუნის ძალა განისაზღვრება (201) ტოლობის მეორე, მესამე და მეხუთე წევრების ჯამით, ამასთან (199) ტოლობის ამონახსნია $z_1 = A \sin pt$, სადაც A ავტორხევის ამპლიტუდაა და δ – ავტორხევის სიხშირე, მაშინ (200) ტოლობიდან მივიღებთ

$$\int_0^{2\pi} \left[(F_b - F_{b,0} - \dot{F}_{b,0}) \cos^2 pt + \frac{1}{2} \ddot{F}_{b,0} A p \cos^3 pt + \frac{1}{6} \dddot{F}_{b,0} A^2 p^2 \cos^4 pt \right] dt = 0. \quad (202)$$

ამ განტოლების ინტეგრების შემდეგ განისაზღვრება ავტორხევის ამპლიტუდის მნიშვნელობა

$$A = \frac{2\sqrt{2}}{p} \left(\frac{\dot{F}_{b,0} - F_b + F^n}{\ddot{F}_{b,0}} \right)^{1/2}. \quad (203)$$

ცხადი ხდება, რომ კონტაქტური მოძრაობის ნორმალური რეაქცია ზრდის ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის ძალის მნიშვნელობას.

თუ ხუნდის დაწოლის ძალა ნულის ტოლია, მაშინ ნორმალური რეაქციაც უტოლდება ნულს და ავტორხევის ამპლიტუდა

$$A = \frac{2\sqrt{2}}{p} \left(\frac{\dot{F}_{b,0}}{\ddot{F}_{b,0}} \right)^{1/2}. \quad (204)$$

ამპლიტუდის ეს მნიშვნელობა შეესაბამება სამუხრუჭო ხუნდისა და ბუნიკის დამყარებული ავტორხევების მოვლენას და იგი სტაციონალურია. გარდამავალი რხევითი პროცესის დროს ამპლიტუდა არასტაციონალურია და იგი შეიძლება გამოკვლეულ იქნას ვან-დერ-პოლის მეთოდით. ამ დროს რელაქსაციური ავტორხევის კანონი აისახება ტოლობით

$$z = A(t) \cos[pt + \alpha_0(t)], \quad (205)$$

სადაც α_0 არის რხევის ფაზა და იგი დროის ფუნქციაა.

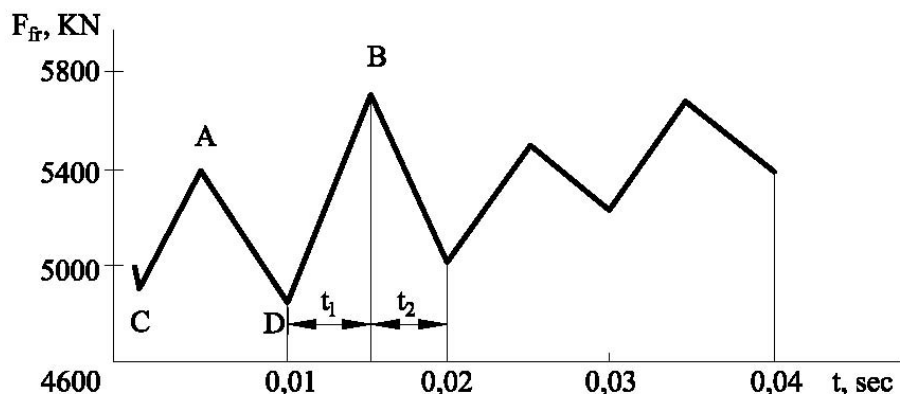
თუ საკიდის დრეკადი გრძივი დეფორმაცია ემთხვევა ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში კონტაქტურ მოძრაობას, როცა საკიდის მიმართულება დროის რაღაც მომენტში გადის ტრავერსის ყელის ცენტრზე, მაშინ ღრეჩოს ზეგავლენა გრძივ დრეკად გადაადგილებაზე გამოისახება სისტემით:

$$\left. \begin{aligned} z_1 + \Delta &= A \sin pt; \\ \dot{z}_1 &= Ap \cos pt - \dot{\Delta}. \end{aligned} \right\} \quad (206)$$

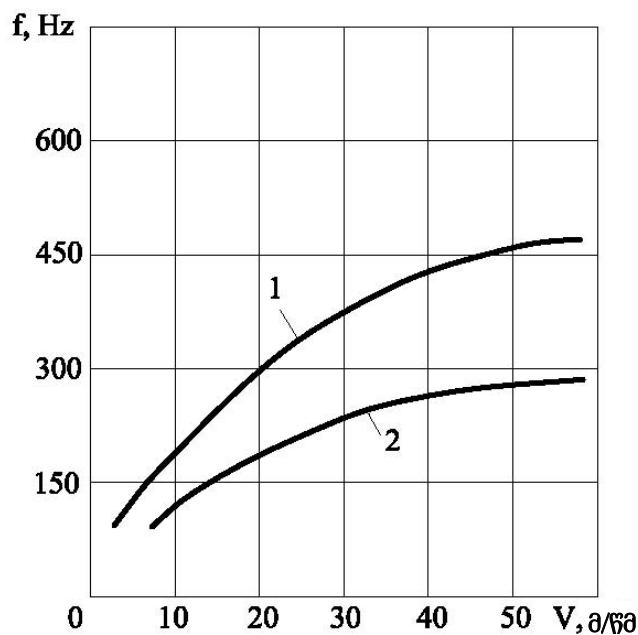
კვლევის ანალიზური შედეგების მიხედვით ჩატარებული გამოთვლითი ექსპერიმენტით დავადგინეთ რელაქსაციური ავტორხევების მახასიათებელი პარამეტრების დამოკიდებულება სამუხრუჭო ხუნდის ფრიქციულ მახასიათებლებთან. დავადგინეთ ისიც, რომ რელაქსაციური ავტორხევების აღძვრისას იწყება ხახუნის ძალის ნახტომისებრი გავრცელება მაქსიმალურიდან მინიმალურ მნიშვნელობამდე (ნახ. 25). ნახაზზე მოცემული გრაფიკის მიხედვით, მაქსიმალურ მნიშვნელობას შეესაბამება A და B წერტილები, ხოლო მინიმალურს კი – C და D, მაგრამ შეინიშნება ისეთი მოვლენაც, როცა ამპლიტუდის მაქსიმალურ მნიშვნელობას შეესაბამება რხევის დაბალი სიხშირე და, პირიქით, ამპლიტუდის მინიმალურ მნიშვნელობას – რხევის მაღალი სიხშირე.

ამ მოვლენაზე წარმოდგენას იძლევა ავტორხევის სიხშირისა და ვაგონის თვლის ბრუნვის ν სიჩქარის ფუნქციონალური ურთიერთ-დამოკიდებულების გრაფიკი (ნახ. 26) თუჯისა და კომპოზიციური მასალისაგან

დამზადებული ხუნდების შემთხვევაში. გრაფიკის მიხედვით შეიძლება დავასკვნათ, რომ ვაგონის თვლის ბრუნვის სიჩქარის 30-35 მ/წმ-მდე



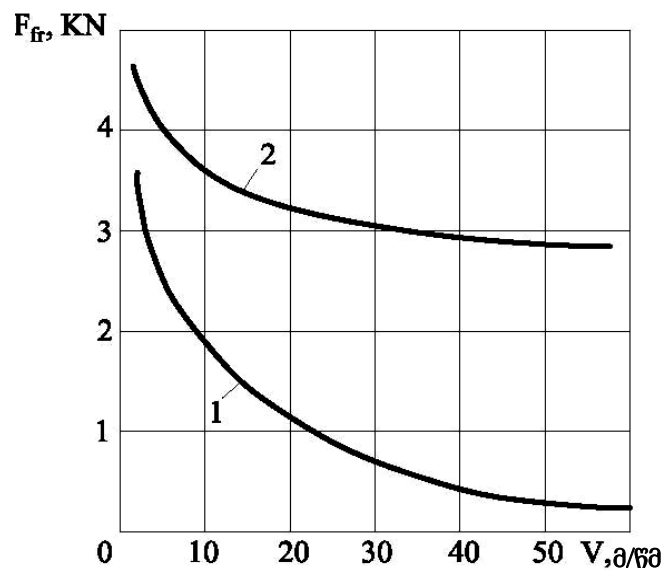
ნახ. 25. ხახუნის ძალის ცვლილების გრაფიკი ხუნდის რელაქსაციური ავტორხეების დამყარებისას



ნახ. 26. ავტორხეების სიხშირისა და ვაგონის ბრუნვის სიჩქარის ურთიერთდამოკიდებულების გრაფიკი თუჯისა და კომპოზიციური მასალისაგან დამზადებული ხუნდების შემთხვევაში

გაზრდით იზრდება ავტორხევის სიხშირე. ამ დროს თუჯის ხუნდის რხევის სიხშირე (მრუდი 1) განისაზღვრება 450-460 ჰც-ით, ხოლო კომპოზიციური ხუნდის რხევის სიხშირე (მრუდი 2) – 150-300 ჰც-ით. სიჩქარის შემდგომი ზრდა (40-45 მ/წმ-ის ზემოთ) უკვე აღარ იწვევს ავტორხევის სიხშირის

ზრდას, რადგან ხახუნის ძალა ხდება მილევადი და თანდათან უახლოვდება ნულს (ნახ. 27). გრაფიკზე 1 და 2 მრუდებით ნაჩვენებია ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის ძალის გავრცელების მნიშვნელობები თუჯისა (მრუდი 1) და კომპოზიციური (მრუდი 2) ხუნდებისათვის ვაგონის თვლის ბრუნვის სიჩქარის სხვადასხვა სიჩქარესთან დამოკიდებულებით. ცხადია, 40-45 მ/წმ სიჩქარემდე ხახუნის ძალის მნიშვნელობა კომპოზიციური ხუნდის შემთხვევაში გაცილებით მეტია, ვიდრე თუჯის ხუნდით სარგებლობისას.



ნახ. 27. ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის ძალის ცვლილების მრუდები ხუნდის ორი სახის მასალისათვის

აქედან გამომდინარე, შეიძლება დავასკვნათ, რომ სამუხრუჭო ხუნდისა და თვლის გორვის ზედაპირების ურთიერთშემობრუნებისას აღიძვრება რელაქსაციური ავტორხევები, რომელიც უარყოფითად მოქმედებს სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის მუშაობაზე; რელაქსაციური ავტორხევები დამოკიდებულია თვლის ბრუნვის სიჩქარეზე, ხუნდისა და თვლის ფრიქციული ზედაპირების გვარობაზე, სამუხრუჭო ხუნდის კვანძის კონსტრუქციულ თვისებებსა და საკიდის სიხისტის მაჩვენებლებზე; ხუნდის მასალის შერჩევასა აუცილებლად უნდა იქნას გათვალისწინებული ფრიქციული ზედაპირების ხახუნის კოეფიციენტები და ცვეთამედეგობა, ასევე ურთიერთშემხები მასალების ხახუნის ძალის სიხშირეთა მნიშვნელობები.

3. დასკვნა

1. ჩატარებულმა ანალიზმა, რომელიც ითვალისწინებს გამოჩენილ მეცნიერთა და რკინიგზის სპეციალისტების ნაშრომების განხილვას ვაგონის უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველყოფის, ავტომატური სამუხრუჭო სისტემისა და სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების საიმედოობის შესახებ, აუცილებელი გახდა დაგვემუშავებინა 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 კომპოზიციური 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 კინემატიკურ 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 მოდებული 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 თავისუფალიდან კონტაქტურ მოძრაობაში და კონტაქტურიდან თავისუფალ მოძრაობაში გადასვლის ფორმულები, დადგინდა ამ გადასვლების საწყისი პირობები გეომეტრიული და ძალური პარამეტრების, 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 ძალები. დადგინდა, რომ მათი რეალური მნიშვნელობა დამოკიდებულია ღრეჩოს სიდიდისა და გარე მოქმედი ცვლადი ძალების პარამეტრებზე. ამ პარამეტრების სათანადო ანალიზური გამოსახულებები, ღრეჩოსა და განზოგადებული კოორდინატების მნიშვნელობათა მიხედვით. დამოკიდებულება რეაქციისა და ხახუნის შორის აღწერილი იქნა სათანადო ალგებრული გამოსახულებებით.

5. დამუშავდა ღრეჩოიან სახსრული შეერთების ზემოქმედებით აღძრული თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები საერთოამძრავიანი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელის გამოყენებით. თავისუფალი მოძრაობის აღწერის მიზნით შედგა დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები საერთო ამძრავის მობრუნების კუთხისა და განზოგადებული ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ. გამოყენებული იქნა უკვე დამუშავებული ცვლადი კინეტიკური ენერჯის, განზოგადებული ძალების, რეაქციისა და ხახუნის ძალების 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. გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარებისას გათვალისწინებული იქნა გადასვლის პირობები და მისი გამოყენებით მოძრაობიდან მოძრაობაზე გადასვლის ავტომატიზირებული ქვეპროგრამები. მიღებული იქნა შედეგები, რომლის მიხედვითაც დადგენილი იქნა გადაცემაში მიმდინარე დინამიკური მოვლენები. დადგინდა რეაქციის და ხახუნის ძალების მნიშვნელობანი საერთო ამძრავის მობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის, განისაზღვრა მათი მაქსიმალური და მინიმალური სიდიდეები. დადგენილ იქნა ღრეჩოსა და მოქმედი დინამიკური ძალების დიაპაზონები, ($F_{\text{ღახ}}^n = 14 \cdot 10^2 - 15 \cdot 10^2$ ნ; $\Delta_{\text{ღახ}} = 25 \cdot 10^{-2} - 35 \cdot 10^{-2}$ მმ), რომლებიც დასაშვებია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის უმტყუნებო მუშაობისთვის ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში შიგა და გარე ელემენტების ხახუნის კოეფიციენტების ნულოვანი და ნებისმიერი მნიშვნელობისთვის. მიღებული შედეგები ასახული იქნა გრაფიკების ცხრილებისა და დიაგრამების სახით. გამოთვლითი ექსპერიმენტის ჩატარების შედეგად დადგენილი 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 მაჩვენებლები, რითაც საბოლოოდ განპირობებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მუშაობის ხარისხი. ანალიზური გამოკვლევებით განსაზღვრული იქნა კომპოზიციური ხუნდების გავლენა ვაგონის წყვილთვლის მუშაობის

ხანგრძლივობაზე, ჩატარდა სამუხრუჭო ხუნდების საიმედოობის გამოკვლევა სტატისტიკური ალგორითმის 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 მხოლოდ ბერკეტული გადაცემის ამძრავი სისტემის შეცვლას საერთოამძრავიანი სისტემით, ასევე შესაძლებელია გამოყენებული იქნას ახალი ავტომატური მუხრუჭის დაგეგმარებისას. დადგინდა, რომ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა უზრუნველყოფს ავტომატური მუხრუჭის ეფექტიანობის ამაღლებას და შესაბამისად მოძრაობის უსაფრთხოებას, არამედ მისი გამოყენებისას მიღებული იქნას საგრძნობი ეკონომიკური ეფექტი. მიახლოებითი გაანგარიშების მიხედვით სმგზავრო 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.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда. М.: Транспорт, 1982. – 436с.
2. Галеев А.У., Першиц Ю.И. Вопросы механики поезда. М.: Трансжелдориздат, 1958. – 232 с.
3. Гарг В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава. Пер. с англ. М.: Транспорт, 1988. – 425 с.
4. Котуранов В.П., Хусидов В.Д., Устич П.А., Быков А.И. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. – 238 с.
5. Мейдема, Мансур. Исследование механизмов с зазорами: Модель трех форм движения. Труды АОИМ, №4, 1976, с.174-179.
6. Сергеев В.И., Юдин К.М. Об одной модели механизмов с зазорами // Машиноведение, №5, 1970, с. 28-32.
7. Лазарян В.А. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1964. – 252 с.
8. Лазарян В.А. Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог. М.: Трансжелдориздат, 1963. – 215 с.
9. Лазарян В.А. Некоторые современные проблемы динамики транспортных средств. Киев: Наукова думка, 1980. с. 3-43.
10. Вагоны. Конструкция, теория и расчет. Под редакцией Л.А. Шадура. М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
11. Вериго М.Ф., Коган А.Л. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. – 560 с.
12. Бруевич Н.Г., Сергеев В.И. К проблеме точности в теории надежности // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. 1964. №2, с. 78-81.
13. Бруевич Н.Г., Сергеев В.И. Некоторые общие вопросы точности и надежности устройств. Сб. «О точности и надежности в автоматизированном машиностроении». Изд-во «Наука», 1965, с. 17-35.
14. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств. Избранные труды. Киев: Наукова думка, 1985. – 528 с.
15. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1978. – 352 с.
16. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
17. Шепетельников В.А. Об одной особенности уравнивания вагонных колесных пар. Труды МИИТа, вып. 102, 1959, с. 51-58.
18. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Основы динамического анализа рычажной системы торможения вагонов. Тбилиси: Комитет ИФТоММа Грузии, 2004. – 264 с.
19. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С., Шарвашидзе А.М. Исследование динамики исполнительного узла торможения тормозной рычажной

- передачи вагона с односторонним нажатием колодок // Проблемы прикладной механики. Тбилиси, 2001, №1(2), с. 32-39.
20. Ушкалов В.Ф. Проблемы динамики железнодорожного транспорта. Днепропетровск, 1980. – 160 с.
 21. Динамика подвижного состава железных дорог. Под ред. Камаева А.А., Камаева В.А. Труды БИТМ-а, 1974, вып. 25. – 210 с.
 22. გ. შარაშვილი. ვაგონების დინამიკა. თბილისი. განათლება. 2001. – 544 გვ.
 23. Никольский Л.Н. Вопросы исследования надежности и динамики элементов транспортных машин и подвижного состава. Труды БИТМа, 1978, с. 88-89.
 24. Бромберг Е.М., Вериго М.Ф. и др. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Трансжелдиздат, 1956, 315 с.
 25. Демьянков Н.В. Холодильные машины и установки. М.: Транспорт, 1976. – 360 с.
 26. Исследование динамики вагонов. Труды ВНИИЖТ. Вып. 307, 1965. – 180с.
 27. Автоматические тормоза. Иллюстрированное пособие. Крылов В.И., Клыков Е.В., Ясенцев Ф.М. М.: "Транспорт", 1973. – 256 с.
 28. Рефрижераторные вагоны постройки ГДР. Под ред. Ю.М. Бакрадзе, В.В. Скрипкин и др. М.:Транспорт, 1977. – 272 с.
 29. Гребенюк Н.Т., Клыков Е.В. Тормозные расчеты подвижного состава. М.: Транспорт, 1989. – 317 с.
 30. Иноземцев В.Г., Гребенюк Н.Т. Нормы и методы расчета автотормозов. М.: Транспорт, 1971. – 261 с.
 31. Казаринов В.М., Иноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. М.: Трансжелдориздат, 1961. – 312 с.
 32. Фарафанов Е.С., Ким Н. Ремонт компрессоров пассажирских вагонов. М.: Транспорт, 1973. – 512 с.
 33. Фаерштейн Ю.О., Осадчук Г.И. Ремонт оборудования изотермического подвижного состава. М.: Транспорт, 1979. – 341 с.
 34. Крылов В.И., Крылов В.В. Автоматические тормоза подвижного состава. М.: Транспорт, 1983. – 360 с.
 35. Фокин М.Д., Ясенцев В.Ф. Автотормоза подвижного состава. Альбом. М.: Транспорт, 1981. – 167 с.
 36. Давиашвили Н.С., Шарашенидзе Г.С, Абаишвили В.В. Динамическое исследование сферического кривошипно-ползунного механизма с учетом зазоров в кинематических парах // Вопросы прикладной механики. Тбилиси: Изд-во Тбилисского университета. 1983. Вып 1, с. 31-62.
 37. Давиашвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Динамическое исследование плоского четырехзвенного шарнирного механизма с зазором // Сообщения АН ГССР. 1981. Том 104. №3, с. 681-684.
 38. Барсов Г.А., Безменова Л.В. Теория плоских механизмов и динамика машин. М.: Высшая школа, 1961. – 336 с.

39. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
40. Банов С. Стационарное движение трехмассового машинного агрегата с упругими звеньями и случайными изменениями момента сопротивления // Изв. вузов. Техническая механика. 1984. Т. 19, №1, с. 127-136.
41. Бессонов А.П., Пономарев В.А. К динамике одной новой схемы механизма с двумя степенями свободы // Научные труды Челябинского политехнического института. 1974. №142, с. 210-214.
42. Овакимян Л.Г. Динамика механизмов с двумя степенями свободы в виде динамики материальной точки // Динамика машин. М.: Машиностроение. 1969, с. 265-276.
43. Нойбауер А., Коен Р., Холл А. Аналитическое исследование динамики упругих рычажных механизмов // Труды АОИМ. Конструирование и технология машиностроения. Сер. В.М. 1966. №3, с. 82-89.
44. Овакимов А.Г. Аналитический метод решения задач динамики плоских механизмов. М.: МАИ, 1978. – 82 с.
45. Бидерман В.Л. Теория удара. М.: Машгиз, 1952. – 351 с.
46. Дубовски С., Фрейденштейн Ф. Динамический расчёт механических систем с зазорами. Ч. II. Движение систем // Труды АОИМ (Русский перевод), №1, 1971, с. 252-258.
47. Дубовски С., Фрейденштейн Ф. Динамический расчёт механических систем с зазорами. Ч. I. Составления динамической модели // Труды АОИМ (Русский перевод), №1, 1971, с. 247-252.
48. Дубовски С., Гарднер А. Расчёт и анализ многозвенных механизмов с упругими звеньями и несколькими зазорами в соединениях // Труды АОИМ (Русский перевод), №1, 1977, с. 57-68.
49. Дубовски С. Описание динамических эффектов, вызванных зазорами в плоских механизмах // Труды АОИМ. 1974, №1, с. 229-236.
50. Кожевников С.Н., Ленский А.Н. Динамическое исследование механизмов с зазорами в кинематических парах // Труды II Всесоюзного совещ. по основным проблемам ТММ: Динамика машин. М.: Машгиз. 1960, с. 85-100.
51. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977. – 224 с.
52. Шарашенидзе Г.С. Кинематика тормозного узла рычажной тормозной передачи вагонов. Научные труды ГПИ. Сб. «Железнодорожный транспорт», № 6(238), Тбилиси, 1981, с. 13-16.
53. Шарашенидзе Г.С., Григорашвили Т.Д., Шарашенидзе С.Г. Анализ динамической точности тормозной рычажной передачи с зазорами грузовых вагонов // Вестник Ростовского гос. университета путей сообщения. Ростов н/д, 2004, № 4, с. 48-51.
54. Шарашенидзе Г.С., Косаревский В.В., Шарашенидзе С.Г. Анализ динамики тормозной передачи вагона с учетом зазоров в шарнирных соединениях // Вестник РГУПС, Ростов н/д, 2005, № 1, с. 42-47.

55. გ. შარაშენიძე, პ. კურტანიძე, ს. შარაშენიძე. ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო ხუნდის სახსრის დინამიკური სიზუსტე ღრეჩოს, ხახუნისა და გარე ძალების ერთდროული მოქმედებისას // საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის შრომების კრებული „მეცნიერება და ტექნოლოგიები“, თბილისი, 2008, N (7-9), გვ. 54-58.
56. Давиташвили Н.С. Основы теории погрешности и точности шарнирно-рычажных механизмов. Тбилиси: Технический университет, 1999. – 386 с.
57. Шарашенидзе Г.С., Шарашенидзе С.Г. Формализация динамической модели и классификация добавочных движений реального кривошипно-ползунного механизма с зазорами // Проблемы прикладной механики. Тбилиси, 2001, №3(4), с. 38-43.
58. Садлер Дж.П. Об аналитической модели с сосредоточенными массами упругого четырехзвенного механизма // Труды АОИМ Конструирование и технология машиностроения. М.: Мир. 1975. №2, с. 157-161
59. Дубовски С. Описание динамических эффектов, вызванных зазорами в одномерных замкнутых системах. Труды АОИМ (русский перевод). № 1, 1974, с. 237-243.
60. გ. შარაშენიძე, ს. შარაშენიძე. ვაგონების დანადგარების შემსრულებელი ღრეჩოებიანი გადაცემების დინამიკა. გამომცემლობა „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, 2007. – 300 გვ.
61. გ. შარაშენიძე. ვაგონებისა და მექანიკური გადაცემების დინამიკა. გამომცემლობა „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, 2009. – 332 გვ.
62. გ. შარაშენიძე, ს. შარაშენიძე, პ. კურტანიძე. ოპტიმალური ბერკეტული გადაცემის დამატებით კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები შეერთებებში ცვეთების გათვალისწინებით // სტუ-ს სამეცნ. შრომები, N 3(481), თბილისი, 2011, გვ. 83-86.
63. Шарашенидзе Г.С., Шарашенидзе С.Г., Дундуа Т.Дж. Влияние зазора на структуру дифференциальных уравнении добавочного движения оптимальной тормозной передачи // Научные труды ГТУ, 2011, № 2(480), Тбилиси, с. 86-91.
64. Sharashenidze G.S., Gelashvili O.G. Principles of development and foundations of dynamical analysis optimal brake leverage systems of passenger carriages // Trans. of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and exposition, November 12-18, 2010, Vancouver, BC, Canada. PN: IMECE 2010-37731.
65. Sharashenidze G.S., Mgebrishvili N.N. Improved system of a braking lever transmission for rail-cars. Reports of ASME RTDE 2008 Conference, 24-25 September, 2008, Chicago, Illinois, USA. Paper number: RTDF 2008-74006.
66. Sharashenidze G.S., Moistrapishvili M.E. Theoretical and applied aspects of new method of forecasting of carriages brake system dynamical precision // Trans. of the ASME RTDF 2011 Intern. Conference. Minneapolis, Minnesota, USA, September 21-22, 2011 PN: RTDF 2011-67004.

67. Davitashvili N.S., Chkhaidze A.V., Sharashenidze G.S., Sharvashidze A.M. Dynamic analysis of a brake system of a railcar taking the clearances in Kinematic pairs and the links elasticity into account // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi, 2003, N2(11), pp. 18-31.
68. Davitashvili N.S., Sharashenidze G.S. An analysis of hinger-lever systems for railcars braking with one-sided and two-sided press of the shoes // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi. 2003, N4 (13), pp. 9-18.
69. Sharashenidze G.S., Sharashenidze S.G. On optimization of a brake lever linkage with two side press of the shoes on a railcar wheel // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi. 2003, N2(11), pp. 39-45.
70. Davitashvili N.S., Sharashenidze G.S. Dynamic analysis of a lever braking system of a railcars taking into account clearances and impacts in kinematics pairs // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi, 2004, N 3(16), pp.7-19.
71. Sharashenidze G.S., Sharashenidze S.G. Optimal brake leverage for railcar wheel with twosided press the shoes and calculation of its characteristic parameters // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi. 2003, N3(12), pp. 28-36.
72. Scott Cumming, Tom McCabe. Brake shoes and Thermal Mechanical shelling. Trans. of ASME 2008 Tech. Conference. Chicago. Ill. USA. 24-25 September, 2008. PN:RTDE 2998-74016.
73. გ. შარაშენიძე, თ. დუნდუა, ა. შარვაშიძე. სამუხრუჭო კომპოზიციური ხუნდების გავლენა ვაგონის წყვილთვლების მუშაობის ხანგრძლივობაზე. სტუ-ის შრომები N 4(482), 2011, გვ. 57-61.
74. გ. შარაშენიძე, ა. შარვაშიძე, თ. დუნდუა, ს. შარაშენიძე. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეზების გავლენა ვაგონის სამუხრუჭო ხუნდების სოლისებური ცვეთების მოვლენაზე. სტუ-ს შრომები, N4 (482), 2011, გვ. 51-56.
75. გ. შარაშენიძე, მ. დოლიძე, ს. შარაშენიძე, თ. დუნდუა. ვაგონის ღრეზებიანი ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭო ხუნდების მასალის შერჩევა ბუნის ავტორხევეების გათვალისწინებით. საქ. მეცნ. აკადემიის შრომები „მეცნიერება და ტექნოლოგიები“, N 1-3, 2010, გვ. 75-80.