

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

გური სერგოს ძე შარაშენიძე

ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა ძირითადი კონსტრუქციული და დინამიკური მახასიათებლების ოპტიმიზაცია საიმედოობის ამაღლებისა და რკინიგზაზე მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფისათვის

ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორის სამეცნიერო ხარისხის  
მოსაპოვებლად წარმოდგენილი

დ ი ს ე რ ტ ა ც ი ა

მეცნიერ-კონსულტანტი –  
საქართველოს საინჟინრო  
აკადემიის აკადემიკოსი, ტექნიკის  
მეცნიერებათა დოქტორი,  
პროფესორი ნოდარ დავითაშვილი

თბილისი – 2006

## შინაარსი

შესავალი.

თავი I. ლიტერატურის მიმოხილვა, თემის აქტუალობა  
და კვლევის მიმართულების ჩამოყალიბება.

თავი II. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა კონსტრუირებისა და  
დინამიკური კვლევის თეორიული საფუძვლები.

- 2.1. ვაგონების არსებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების კონსტრუქციული ოპტიმიზაცია.
- 2.2. ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლის მქონე საერთო ამპრავიანი ოპტიმალური სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ანალიზური გამოკვლევა.
- 2.3. ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზი.
- 2.4. მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური მოდელების შექმნის თეორიული წინამძღვარები.

მეორე თავის დასკვნები.

თავი III. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური მოდელები.

- 3.1. ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელები.
- 3.2. ბარბაცა-დგუშოვანი ჯგუფის მქონე ვაგონის დახურულ მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური მოდელები ღრეჩოების გათვალისწინებით.
- 3.3. კარდანულ-რედუქტორული გადაცემის ჰუკის სახსრის დინამიკური

მოდელი ღრეჩობის გათვალისწინებით.

მესამე თავის დასკვნები.

**თავი IV. ვაგონების ღრეჩობიანი მექანიკური გადაცემების ცვლადი დინამიკური პარამეტრების კვლევის მათემატიკური აპარატი.**

4.1. ვაგონების ღრეჩობიანი მექანიკური გადაცემების კინეტიკური ენერჯის განსაზღვრა.

4.2. ღრეჩობიანი მექანიკური გადაცემების დამატებით მოძრაობათა განზოგადოებული ძალების ანალიზური გამოკვლევა.

4.3. ვაგონების მექანიკური გადაცემების სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების ანალიზური გამოკვლევა ღრეჩობის გათვალისწინებით.

4.4 ვაგონების ღრეჩობიანი მექანიკურ გადაცემათა ძირითადი ცვლადი მახასიათებელი პარამეტრების სიზუსტის ანალიზური გამოკვლევა.

მეოთხე თავის დასკვნები.

**თავი V. ვაგონების ღრეჩობიანი მექანიკური გადაცემების დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ფორმალიზაცია.**

5.1. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები.

5.2. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები.

5.3. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები.

მეხუთე თავის დასკვნები.

თავი VI. ვაგონების ღრეჩობიან მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური ანალიზი დარტყმებისა და ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით.

6.1. მექანიკურ გადაცემათა ბერკეტების დრეკადი დეფორმაციების გამოკვლევა.

6.2. მექანიკურ გადაცემათა სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტის განსაზღვრა.

6.3. მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები დრეკადობის გათვალისწინებით.

6.4. ღრეჩობიან სახსრულ შეერთებებში მექანიკური დარტყმების დინამიკური ანალიზი.

მეექვსე თავის დასკვნები.

თავი VII. ვაგონის ღრეჩობიან მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა გამოთვლითი ექსპერიმენტის რეალიზაციის მიხედვით.

7.1. მექანიკურ გადაცემათა სახსრულ შეერთებაში არსებული ღრეჩოს გავლენა დარტყმით მოვლენებზე და რეაქციის ძალების აღძვრის პირობებზე.

7.2. ღრეჩოს და ხახუნის ძალის გავლენა სამუხრუჭე გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკაზე.

7.3. ღრეჩოს, ხახუნისა და გარე ძალების გავლენა სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის პარამეტრების სიზუსტეზე.

7.4. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა გამოკვლევა დრეკადობის გათვალისწინებით.

7.5. ღრეჩოს სიდიდის ოპტიმიზაცია ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა საიმედობის ამაღლებისა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველსაყოფად.

მეშვიდე თავის დასკვნები.

საერთო დასკვნები.

ლიტერატურა.

დანართი.

## შესავალი

ქვეყნის ეკონომიკის განვითარებისა და თავდაცვის უნარიანობის უზრუნველყოფის პრობლემების გადაჭრა პირველ რიგში, სხვა მოთხოვნებთან ერთად დიდადაა დამოკიდებული სარკინიგზო ტრანსპორტის ნორმალურ და გამართულ მუშაობაზე. ამავე დროს 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 ყველა იმ ტექნიკურ საშუალებათა გამოყენება და მობილიზაცია, 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 სამუხრუჭე სისტემა ხასიათდებოდეს სამუხრუჭე 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 სამუხრუჭე სისტემამ უნდა უზრუნველყოს შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობა და დროული დამუხრუჭება. მხოლოდ სამუხრუჭე სისტემების საიმედოობის გაზრდის გზით შესაძლებელია შემადგენლობის მასის გაზრდა და ამასთან გამტარუნარიანობის გაუმჯობესება დღევანდელი მზარდი მოთხოვნების პირობებში.

ვაგონის ავტომატური სამუხრუჭე სისტემა, სხვა შემადგენელ ნაწილებთან ერთად, შეიცავს სამუხრუჭე მექანიკურ ბერკეტულ გადაცემას, რომელიც მოქმედებაში მოდის სამუხრუჭე ცილინდრის საშუალებით და კონსტრუქციულად წარმოადგენს ბერკეტულ სისტემას, დაკავშირებულს ერთმანეთთან სახსრული შეერთებების საშუალებით. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ნებისმიერ კვანძს გააჩნია საკუთარი საპროექტო მონაცემები, მაგრამ ხანგრძლივი ექსპლუატაციის შემდეგ ყველა სახსრულ შეერთებაში ადგილი აქვს გაზრდილ ღრეჩოს წარმოშობას, რომელიც უარყოფითად მოქმედებს გადაცემის საშესრულებო ეფექტიანობაზე. შეერთებებში ღრეჩოს არსებობისას იზრდება სამუხრუჭე მანძილი, სამუხრუჭე დრო და უარესდება გადაცემის დინამიკური მაჩვენებლები. ამ მახასიათებელი პარამეტრების გაუარესება კი თავისთავად ამცირებს შემადგენლობის მოძრაობის უსაფრთხოებისადმი წაყენებულ საექსპლუატაციო პირობებს, რაც დღეისათვის მატარებლის შედარებით გაზრდილი მოძრაობის სიჩქარისას პრაქტიკულად დაუშვებელია.

დღეისათვის ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დაგეგმარება წარმოებს გადაცემის ბერკეტული სისტემის კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის მიხედვით. მხედველობაში არ არის მიღებული ბერკეტების პირველადი ცდომილებანი მათი დამზადების დროს. ის ტექნოლოგიური ღრეჩოები, რაც დაიშვება სისტემის სახსრულ შეერთებებში ბერკეტების აწყობის მიზნით, ექსპლუატაციის დროს სახსრულ შეერთების შიგა და გარე ელემენტების ცვეთის გამო, იძენენ გაზრდილ მნიშვნელობებს, ამიტომ უარესდება მოძრაობის დინამიკური და უსაფრთხოების მაჩვენებლები. სარკინიგზო შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობისა და დინამიკური მაჩვენებლების გაუმჯობესების მიზნით დღის წესრიგში დგება საკითხი, ჩატარდეს ღრმა თეორიული გამოკვლევები არსებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემებისა და მათი შემსრულებელი კვანძების მიმართ, აგრეთვე დამუშავდეს ამ გადაცემების ოპტიმალური ვარიანტები, შეირჩეს ღრეჩოს ის ოპტიმალური ზომები, რომლის დროსაც გადაცემის ძალური და სიზუსტის საექსპლოატაციო მაჩვენებლები მოთავსდებიან დასაშვებ ზღვრებში.

გარდა სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემისა, რომელიც მიეკუთვნება ვაგონის ღია მექანიკურ გადაცემებს, ვაგონის მანქანა-დანადგარები აღჭურვილია დახურული მექანიკური გადაცემებით. დახურულ გადაცემას წარმოადგენს სარკინიგზო შემადგენლობის დიზელის ძრავის მრუდმხრა-ბარბაცა მექანიზმი, ასევე რეფრიჟერატორული ვაგონის მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემა მრუდმხრა-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. აქაც, მუშაობისას ყველა ის ტექნოლოგიური ღრეჩო, რომელიც გათვალისწინებული იყო აწყობისა და მუშაობის მიზნით, განიცდიან გეომეტრიული ზომების ცვლილებას. ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის გაზრდა, იმის გათვალისწინებით, რომ შემსრულებელი მექანიზმი მიეკუთვნება ჩქაროსნულ ციკლურ მექანიკურ გადაცემათა რიცხვს, საგრძნობლად აუარესებს მახასიათებელ დინამიკურ მაჩვენებლებს, ადგილი აქვს ბარბაცას ღუნვით მოვლენას, ხშირად მის გატეხვასაც, რასაც მივყევართ მაცივარი მანქანის გაჩერებისა და სამაცივრო ციკლის ჩაშლის მოვლენამდე.

ვაგონების ღია მექანიკურ გადაცემათა რიცხვს მიეკუთვნება სამუხრუჭე 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 საპროექტო დინამიკური დატვირთვებისა და შესაბამისი ფუნქციონალური სიზუსტის დაცვის მიზნით აუცილებელია ამ გადაცემების დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში გაზრდილი ღრეჩოების, დარტყმებისა და ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით. აუცილებელია შეიქმნას ამ გადაცემების კვლევის ახალი მიმართულება, რომელიც გულისხმობს მექანიკური გადაცემების კონსტრუქციების ოპტიმალური ვარიანტების დამუშავებას, მათი რეალური დინამიკური მოდელების შექმნას, ღრეჩოებითა და ბერკეტების დრეკადობით გამოწვეული დამატებით მოძრაობათა ასახვას მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების საშუალებით. მიღებული დიფერენციალური განტოლებების მანქანური რეალიზება საშუალებას მოგვცემს დადგინდეს ღრეჩოს ოპტიმალური

ზომები გადაცემების საპროექტო დინამიკური და ფუნქციონალური სიზუსტის მაჩვენებლების შენარჩუნებისა და ოპტიმიზაციის მიზნით.

წინამდებარე სადისერტაციო ნაშრომი ემსახურება ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური კვლევის ახალ მიმართულებას, კონსტრუქციული სრულყოფის, დრეჟოების, დარტყმებისა და შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით, რკინიგზაზე მოძრაობის უსაფრთხოების ამაღლების მიზნით.

## თავი I. ლიტერატურის მიმოხილვა, თემის აქტუალობა და კვლევის მიმართულების ჩამოყალიბება

მექანიკის საკითხებით ადამიანი უხსოვარი დროიდან იყო დაინტერესებული, რასაც ადასტურებს იმ მახვილგონივრული და უბრალო მექანიკურ მოწყობილობათა შექმნა, რომლებიც გამოყენებულ იქნა მისი სამეურნეო თუ სამხედრო საქმიანობისათვის. 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 პრობემის გაუმჯობესებით, დღის წესრიგში დააყენა მოძრავი შემადგენლობის ტექნიკური სრულყოფა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფა. ამ მიმართულებით საჭირო გახდა «ვაგონი-ლიანდაგის», როგორც ერთიანი დინამიკური სისტემის თეორიული გამოკვლევა, ვაგონების სხვადასხვა სახის კონსტრუქციების დამუშავება, ვაგონის სამუხრუჭე სისტემებისა და მექანიკურ გადაცემათა სრულყოფა, მგზავრთა კომფორტისა და ვაგონის ძარაზე

დამაგრებული მანქანა-დანადგარების ვიბრაციების გამოკვლევა, ვაგონის სივრცითი მოძრაობის კანონზომიერების დადგენა და ა.შ.

აღსანიშნავია, რომ დღეისათვის ვაგონის ძარის, მისი რომელიმე მექანიკური გადაცემის, ურიკის ან რომელიმე დანადგარის შესახებ მსჯელობენ არა მარტო მისი საპროექტო სიმძლავრეებისა და მაჩვენებლების მიხედვით, არამედ იმ ჯამური რესურსებითაც, რომელიც აუცილებელია მოცემული ერთეულის საიმედო და უმტყუნებო მუშაობისათვის. ეს მიდგომა დიაგნოსტიკური ხასიათისაა და ითვალისწინებს გადაცემების ან დანადგარების მომავალი, ალბათური ხასიათის მტყუნებების დასაწყისშივე აღკვეთას საპროექტო მაჩვენებლების გაანგარიშებების პირველ ეტაპზე. საწყის ეტაპზე გაანგარიშების პროცესში უნდა ჩაიდოს ისეთი მოვლენების გამოკვლევა და მაშველ საშუალებათა დადგენა, რომლებიც ექსპლუატაციის დროს შეძენილ მოვლენებად ითვლებიან და მეტად უარყოფით გავლენას ახდენენ დინამიკურ მაჩვენებლებზე და ფუნქციონალური შესრულების 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 და ა.შ. ასეთივე მიდგომა უნდა განხორციელდეს ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის, რეფრიჟერატორული ვაგონის მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი მექანიზმის, სარეგულირებელი კულისა მექანიზმის და ვაგონქვეშა გენერატორის კარდანული

გადაცემის მიმართაც, რომლებიც მუშაობენ დიდი დინამიკური დატვირთვების თანხლებით და მოეთხოვებათ ნორმალური, უმტყუნებო მუშაობა.

წვეის თანამედროვე საშუალებანი გათვლილია მძიმეწონიანი მოძრავი შემადგენლობის ტარებაზე საშუალო და მაღალი სიჩქარეების პირობებში, ამიტომ ნებისმიერი სახის ვაგონი და მისი შემადგენელი ელემენტები უნდა აკმაყოფილებდეს შესაბამის წაყენებულ მოთხოვნებს. ეს მოთხოვნები ითვალისწინებს ვაგონის და მისი გადაცემების მდგრადობას, რომლებიც აღიძვრებიან მოძრაობის ნებისმიერ მომენტში გრძივი დინამიკური ძალების მოქმედების, ადგილიდან დაძვრის, გაჩერების, მრუდე უბანში მოძრაობის ან ლიანდაგთან ურთიერთქმედების შემთხვევაში. 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.

სარკინიგზო მოძრავი შემადგენლობისა და ვაგონის მოძრაობის ზოგიერთი ფუნდამენტალური საკითხი XIX საუკუნის დასასრულსა და XX საუკუნის დასაწყისში გადაჭრილი იქნა ცნობილ რუს მეცნიერთა მიერ. ნ. პეტროვის, კ. ცეგლინსკის, ა. ხოლოდეცკის, ა. კრილოვის, ს. ტიმოშენკოს, ნ. ჟუკოვსკის და 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 [38,39,40,137,149].

დასაბამი მიეცა ვაგონების კონსტრუქციების ღრმა თეორიულ და ექსპერიმენტულ კვლევებს. ჩამოყალიბდა [36] თეორიული კვლევის ძირითადი მიმართულებანი, დამუშავებული თეორიული მექანიკისა და მასალათა გამძლეობის ძირითადი დებულებების მიხედვით. გაანგარიშებული იქნა არა მარტო ვაგონის მთლიანი ძარა, მისი დინამიკური ცვლადი დატვირთვები გარე ძალების მოქმედების დროს, არამედ მისი ყველა პასუხსაგები კვანძების და უპირატესად სახერხემლო ძელების კონსტრუქციები საიმედოობის პარამეტრების გათვალისწინებით.

რადგან «ვაგონი-ლიანდაგი» ერთიანი დინამიკური სისტემაა, ამიტომ ვაგონების კონსტრუქციების გაუმჯობესება თავისთავად მოითხოვდა სათანადო კვლევების ჩატარებას ლიანდაგისა და ვაგონის ურთიერთქმედების სფეროში, რაც წარმატებით განხორციელდა როგორც თეორიული, ასევე ექსპერიმენტული კვლევების მიხედვით აკადემიკოს ვ. ლაზარიანის შრომებში [102-105]. შეიქმნა ვაგონისა და ლიანდაგის ურთიერთქმედების დინამიკური მოდელი, დამუშავდა ექსპერიმენტული კვლევის მეთოდები, როგორც სტაციონალური, ასევე სამატარებლო გამოცდის პირობებში. საყურადღებოა, რომ აკად. ვ. ლაზარიანის იდეებმა ასახვა პოვა მთელი რიგი მეცნიერების შრომებში.

შეიქმნა შემადგენლობისა და ლიანდაგის ურთიერთქმედების მათემატიკური მოდელები დინამიკური დატვირთვების გამოვლენისა და მათი სრულფასოვანი ანალიზის მიზნით ვაგონის საშუალო და მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობისას. ამავე საკითხებს მიეძღვნა ახლებურად გააზრებული გამოკვლევები და მიღებული შედეგები [38], რომელმაც დასაბამი მისცა გამოკვლევების ახალ სერიას. გამოვლინდა ურიკის ზიგზაგური მოძრაობის პარამეტრები სხვადასხვა სიმრუდის რადიუსის ლიანდაგებში გავლის დროს, აღიწერა და გამოკვლეული იქნა წყვილთვალსა და ლიანდაგს შორის აღძრული რეაქციის ძალები, ჩამოყალიბდა ბორბლის რელსისადმი სრიალის კლასიკურად განსაზღვრული დებულებანი. დამუშავებული იქნა თვლის ინერციის ცენტრის რელსისადმი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები, 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 [28]. საფუძვლიანად იქნა გამოკვეული რელსის მიმართ თვლის დრეკადი სრიალის ჰიპოთეზა, განხილული იქნა სრული დამუხრუჭებისას დინამიკური ძალების განსაზღვრის ახალი მეთოდიკა და რხევითი პროცესები.

დამუშავდა საკითხები [166,79], დაკავშირებული დინამიკის ზოგიერთ პრობლემასა და ბორბლის სრულ გაწონასწორებასთან. დამუშავდა რა გაწონასწორების ახალი ფორმულირება, დასაბამი მიეცა დინამიკური პარამეტრების ზეგავლენით ბორბლის გაწონასწორების სხვადასხვა ინტერპრეტაციას.



ვაგონის კონსტრუქციულ სრულყოფასთან ერთად დამუშავდა ვაგონების დინამიკის ძირითადი საკითხები [39,93,102,163,166]. გამოკვლეულ იქნა ვაგონის შემადგენელი ნაწილების სიხისტე და დამუშავდა დრეკადობის ამოცანები. გამოკვეულ 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, 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 გამოკვეული ბორბლების დინამიკური ზემოქმედება რელსის მიმართ ჯვარედებში ან საისრო გადამყვანებში გავლის დროს, დამუშავდა ურიკისა და წყვილთვალის მდგრადობის კრიტერიუმები, აგრეთვე ბორბლის ბალანსირების თეორია.

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.

ნაშრომთა ღირსებას წარმოადგენს არა მარტო ვაგონის, როგორც ფიზიკური სხეულის დინამიკური გამოკვლევა, არამედ იმ მანქანა-დანადგარების ვიბრაციული დრეკადი რხევების პარამეტრების დადგენა, რომლებიც ვაგონის ძარაზეა მოთავსებული. ეს უპირატესად ვრცელდება სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონების მიმართ. ამასთან ერთად 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.

საინტერესოდ და ღრმა მეცნიერული ჩაწვდომითაა გაშუქებული სატვირთო ვაგონის დინამიკური დატვირთვის პრობლემები [136]. 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 სახეობითა და ვაგონის ძარის მიმართ ამ ტვირთის განლაგების სქემით. ნაჩვენებია თხევადტვირთიანი ვაგონების ფორსირებული, დაჩქარებული გამოკვლევების ჩატარება, რადგან ეს საკითხები ბოლომდე არაა მეცნიერულად გაშუქებული.

სარკინიგზო მოძრავი შემადგენლობის დინამიკა ბევრი მეცნიერის შრომებშია მოცემული. გამოკვლევულია სატვირთო და სამგზავრო ვაგონების სავალი ნაწილების პარამეტრების [45,60,149] მახასიათებელი მნიშვნელობანი მშრალი ხახუნის პირობებში, ურიკისა და ძარის მდგრადობისადმი წაყენებული პირობები, განხილულია რელსისადმი ბორბლის დარტყმის მოვლენები როგორც სწორხაზოვანი მოძრაობისას, ასევე პირაპირებში გავლის დროს. გამოკვლევულია ბორბლისა და რელსის კონტაქტის წერტილში რეაქციის ძალების სიდიდეთა კანონზომიერი გაზნევის სპექტრი და ამ ძალების განსაზღვრის მეთოდები. ვაგონის ძარისა და ურიკის მდგრადობა გამოკვლევულია ურთიერთკავშირში, ასევე გადაწყვეტილია «ვაგონი-ლიანდაგი»-ს ერთიანი მექანიკური სისტემის კვლევის მეთოდიკა.

ნ. ჟოკოვსკის მიერ ადრე შექმნილი და შემდგომ აკად. ვ. ლაზარიანის მიერ მოდერნიზებული მოძრავი შემადგენლობის სქემა წარმოდგენილი იქნა როგორც დრეკადი ღერო გისტერეზისით [25,45,60,116]. ასეთმა სრულყოფილმა მოდელმა საშუალება მისცა ავტორებს წარმოედგინათ დროის მიხედვით მოძრავ შემადგენლობაზე მოქმედი ძალების დინამიკური დატვირთვების ცვლილების გრაფიკები. მოცემულია შემადგენლობის არასტაციონალური მოძრაობის რეჟიმების თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები. აღწერილია

მათემატიკური მოდელები და ალგორითმები, რომლებიც საშუალებას იძლევა საინჟინრო პრაქტიკისათვის მისაღები სიზუსტით გაანგარიშებული იქნას ვაგონზე და შემადგენლობაზე მოქმედი ძალები ადგილიდან დაძვრის, სრული დამუხრუჭების, ლიანდაგის ტეხილი პროფილის გავლის და ვაგონების ურთიერთდაჯახების დროს. აქვე განხილულია შემადგენლობაზე მოქმედი ძალების ფორმირების საკითხი. ნაჩვენებია ძირითად მოქმედ ძალებზე გადაბმულობის ღრეჩობის, ასევე მშთანთქმელი აპარატების მახასიათებლების, სამუხრუჭე მოწყობილობების და ლიანდაგის პროფილის გავლენა. ექსპერიმენტული კვლევების შედეგების მიხედვით შექმნილია მეთოდიკა მშთანთქმელი აპარატების ინტეგრალური პარამეტრების განსაზღვრის მიზნით. შექმნილია უდიდესი მოქმედი ძალების განაწილების ფორმირების სტატისტიკური მოდელები, განხილულია გრძივი ძალებისა და დატვირთვების იმიტაცია ლაბორატორიულ პირობებში.

ამავე შრომებში ა. ლიაპუნოვის მდგრადობის თეორიაზე დაყრდნობით დამუშავებულია მოძრავი შემადგენლობის საანგარიშო მოდელის შერჩევის მეთოდიკა და შექმნილია შესაბამისი მათემატიკური მოდელები. განსაკუთრებული ყურადღება ეთმობა ლიაპუნოვის პირდაპირი მეთოდის გამოყენებას პირველი მიახლოებით შემადგენლობის მდგრადობის საკითხის გადაწყვეტისას. ნაჩვენებია მათემატიკური მოდელის გამარტივების ეფექტური საშუალებანი. ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები ადასტურებენ თეორიული გამოკვლევების კორექტულობას.

მოძრავი შემადგენლობის მრუდე უბნებში მოძრაობისას წარმოშობილი ჰორიზონტალური ძალების გაანგარიშებანი [128,149] ჩატარებულია ლიანდაგის უსწორმასწორობის შემთხვევაში ვაგონების სავალი ნაწილებისა და ლიანდაგის ურთიერთქმედების შემთხვევისათვის. შექმნილია მოძრავი შემადგენლობისა და ვაგონების მოძრაობის მოდელები სხვადასხვა სახის მრუდში გავლის დროს. საბოლოო შედეგების მიღების გამარტივების მიზნით განხილულია მათემატიკური მოდელების გარდაქმნის ხერხები, ასევე განხილულია კონსტრუქციული სქემების რაციონალური შერჩევის სტრუქტურული კვლევები სავალი ნაწილების პარამეტრების ოპტიმიზაციის განზოგადოებული 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 მოძრაობისას დინამიკური კვლევის მათემატიკური აპარატი.

გასული საუკუნის მეორე ნახევარი აღინიშნა სარკინიგზო სამაცივრო-ტექნიკის მზარდი აღმავლობით, რაც გამოწვეული იყო სახალხო მეურნეობისა და მოსახლეობის კვების პროდუქტებით გაზრდილ მოთხოვნილებათა დაკმაყოფილების მიზნით. 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 შემაღენლობის თუ ვაგონის ძირითადი კვლევები [19,64,65,76,98,127] მიმართულია სამაცივრო ციკლის უზრუნველყოფისა და იმ დანადგარების საიმედოობისა და მწარმოებლურობის გაზრდისაკენ, რომლებიც ემსახურებიან რეფრიჟერატორული ვაგონის მუშა კამერებში საჭირო ტემპერატურისა და ტენიანობის შენარჩუნებას.

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 მოგცვა გამოკველეულიყო ვაგონის კედლის თბომდგრადობის მოვლენა სითბური ნაკადის პერიოდული ცვლილებების პირობებში. ჩატარებული იქნა ვაგონის ძარის თბოტექნიკური მაჩვენებლების ექსპერიმენტული გამოკვლევები.

რეფრიჟერატორული ვაგონის სამცივრო დანადგარების ნორმალური მუშაობის უზრუნველყოფის მიზნით შეიქმნა ავტომატური მარეგულირებელი სისტემა და დამუშავდა ავტომატური მართვის საშუალებანი [110]. დამუშავდა სამაცივრო ენერგოდანადგარების დიაგნოსტიკის თანამედროვე მეთოდები და საშუალებანი. ჩამოყალიბდა რეფრიჟერატორული მოძრავი შემადგენლობის ტექნიკური ექსპლუატაციის ორგანიზაციის საფუძვლები, დადგინდა იზოთერმული ვაგონების ექსპლუატაციის შედარებითი ტექნიკურ-ეკონომიური მახასიათებლები.

რეფრიჟერატორული ვაგონის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გაუმჯობესებამ დღის წესრიგში დააყენა შექმნილიყო ამ მაჩვენებლების კონტროლისა და რეგულირების საშუალებანი, დადგენილიყო მაცივარი ენერგოდანადგარების შეკეთების პერიოდები და ტექნიკური ბაზები. ჩამოყალიბდა იზოთერმული ვაგონების მიმდინარე შენახვისა და შეკეთების მწყობრი თეორია [1,120,121,125,150,151], სადაც გამოკვლეული იქნა სამაცივრო დანადგარებისა და მოწყობილებათა ცვეთის საკითხები და კლასიფიკაცია მიეცა მათ ძირითად უწყესივრობებსა და დაზიანებებს. დადგინდა რეფრიჟერატორული მოძრავი შემადგენლობის საქარხნო თუ სადებოო შეკეთების ვადები და შეკეთებათა სახეები. გამოკვლეულ იქნა ყველა ტექნიკური და ორგანიზაციული პრობლემა შეკეთებათშორისი პერიოდის გაზრდის მიზნით. დამუშავდა ღონისძიებათა ერთიანი სისტემა სამაცივრო დანადგარების მომსახურების პერიოდის გაზრდისა და მტყუნებების შესაძლო გამოვლენის აღკვეთის მიზნით. ნაჩვენები იქნა, რომ ღონისძიებათა ერთი ნაწილი უნდა განხორცილდეს სამაცივრო მანქანა-დანადგარების

კონსტრუქციებისა და აგების პროცესში, ხოლო მეორე ნაწილი გულისხმობს მომსახურების სისტემის სრულყოფას, უწყვეტობებისა და მტყუნებების გამოვლენისადმი სიფრთხილის მიზნით. ამ ნაშრომებში მეცნიერულად იქნა დამუშავებული სამაცივრო მანქანა-დანადგარების შეკეთების ტექნოლოგია. დადგინდა იქნა შესაკეთებელ სამუშაოთა მიმდევრობა, თითოეული შესაკეთებელი ოპერაციის შრომატევადობა და თითოეული კვანძის თუ ნაწილის შეკეთების კალენდარული გრაფიკი. ნაჩვენებია იქნა შეკეთებული სამაცივრო ტექნიკის შეკეთების ხარისხისადმი ტექნიკური კონტროლის ჩატარების აუცილებლობა. შეიქმნა მკაცრად არგუმენტირებული ტექნიკური უსაფრთხოების ნორმები სამაცივრო დანადგარების შეკეთებისა და ექსპლუატაციის პროცესებისათვის.

ნებისმიერი სახის ვაგონი დამუხრუჭებისა და მოძრაობის უსაფრთხო მოძრაობის მიზნით აღჭურვილია ავტომატური მუხრუჭებით, რომელიც თავის შემადგენლობაში შეიცავს სამუხრუჭე მოწყობილობას და სამუხრუჭე ბერკეტულ გადაცემას. მუხრუჭების ძირითადი სახეები, კონსტრუქცია და მისი თითოეული კვანძის გამოკვლევა [2,4,95,96,100,1001] წარმოდგენილია თვალსაჩინო მეცნიერთა შრომებში. ამ გამოკვლევებში ჩამოყალიბებულია ძირითადი ცნებები და განზოგადოებულია მოქმედი ძალები დამუხრუჭების პროცესის მოვლენისადმი მთლიანობაში. კლასიფიცირებულია ავტომატური სამუხრუჭე სისტემები და ნაჩვენებია ძირითად სამუხრუჭე მოწყობილობათა რაციონალური განლაგება სხვადასხვა სახის ვაგონის ან ლოკომოტივისათვის. დამუშავებულია და გამოკვლეული სამუხრუჭე ცილიდრიდან სამუხრუჭე 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. მოძრაობის უსაფრთხოების თვალსაზრისით მკვლევართა ამ შრომებში დიდი მნიშვნელობა ენიჭება სამუხრუჭე აპარატურის და მოწყობილობის შერჩევას საიმედობის მაჩვენებელთა მიხედვით. დამუშავებულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სახეები სატვირთო, სამგზავრო ვაგონებისა და ლოკომოტივებისათვის. მოცემულია ამ გადაცემების მრავალრიცხოვანი სქემები ვაგონის ან ლოკომოტივის ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ცალმხრივი ან ორმხრივი დაწოლით. დადგენილია სამუხრუჭე ცილინდრიდან ჭოკის მიერ განვითარებული სამუხრუჭე ძალის გადაცემის ფორმულა, მაგრამ ამასთან ერთად არ არის გამოკვლეული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კინემატიკა, სინთეზის ამოცანა და დინამიკური მოვლენები სამუხრუჭე პერიოდის განმავლობაში გარდამავალი ან სტაციონარული მოძრაობის პირობებისათვის. ამავე ნაშრომებში დამუშავებულია სამუხრუჭე ხელსაწყოების საიმედობის საკითხები, მათი შეკეთების ორგანიზაცია და სახეები, განსაზღვრულია შეკეთების ვადები და დასახულია ღონისძიებანი ამ ვადების გაზრდის მიზნით.

სამუხრუჭე სისტემების მომსახურების ვადისა და საიმედობის გაზრდისათვის დამუშავებულ იქნა მუხრუჭების მოვლისა და მართვის ძირითადი საკითხები, ჩამოყალიბდა ვაგონებისა და ლოკომოტივების

ავტომუხრუჭებით სარგებლობისა და მართვის თავისებურებანი მძიმე კლიმატური და ზამთრის პირობებისათვის.

ჩატარებული იქნა ვაგონებისა და ლოკომოტივების სამუხრუჭე სისტემების მეცნიერულ დონეზე აყვანილი სამუხრუჭე გაანგარიშებანი [51,80] შემადგენლობის მთლიანი სისტემის პირობებში ძირითადი მოქმედი ძალების მხედველობაში მიღებით. წარმოდგენილი იქნა შემადგენლობაში მოქმედი გრძივი ძალების როლი ერთიანი სამუხრუჭე ძალის ფორმირების საქმეში.

ავტომუხრუჭების ძირითადი საექსპლუატაციო და ტექნიკური პარამეტრები, საიმედობისა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფის მიზნით, გათვალისწინებული იქნა საპროექტო და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების დადგენისა და კვლევის საწყის ეტაპზე [81,145,154]. გამოკვლევულ იქნა რა მოსალოდნელი ალბათური ხასიათის დინამიკური დატვირთვები მოძრაობისას, დადგინდა პროექტირებისათვის აუცილებელი პირობები, რაც ითვალისწინებს კონსტრუქციის გარკვეულ კინეტოსტატიკურ და დინამიკურ მარაგს. ასევე, გამოკვლევული და დასაბუთებული იქნა ავტომუხრუჭების საექსპლოატაციო პირობები, მოვლისა და დიაგნოსტიკისადმი წაყენებული მოთხოვნები.

სერიოზული გამოკვლევები განხორციელდა ვაგონის დანადგარებისა და მათი კვანძების საიმედობის გაზრდის მიზნით. ეს შეიძლება პირველ რიგში ითქვას რეფრიჟერატორული ვაგონის სამაცივრო დანადგარებისა და მათ შორის კომპრესორების მუშაობის შესახებ [120,150,151]. გამოკვლევულ იქნა გამოყენებულ სამაცივრო დგუშიან კომპრესორთა კონსტრუქციული საიმედობის 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. ეს გამოკვლევა ჩატარებულია კინეტოსტატიკის ამოცანის გადაწყვეტის დონეზე. სრული დინამიკური ანალიზი და გამოკვლევა 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.

დინამიკური დატვირთვების ხშირი და ამავე დროს მყისი ცვალებადობის თვალსაზრისით გამოირჩევა სამგზავრო ვაგონების ვაგონქვეშა გენერატორის ამპრავი სისტემის კარდანული გადაცემა ორი ჰუკის სახსრით. ნაშრომში დასაბუთებულია ამპრავი რედუქტორულ-კარდანული გადაცემის სხვადასხვა მოდერნიზებული სისტემების გამოყენების პერსპექტივები და მოცემულია მკაცრად ჩამოყალიბებული მითითებანი გადაცემის შეკეთების ორგანიზაციისა და ტექნიკური აღჭურვილობის შესახებ. მინიშნებულია, რომ ჰუკის სახსარი

მიეკუთვნება სფერულ მექანიზმთა კლასს და მის მიმართ გამართლებულია კვლევის ის საშუალებანი, რაც გამოყენებულია ზოგადად სფერული მექანიზმების მიმართ.

როგორც აღინიშნა, ნებისმიერი სახის ვაგონი აღჭურვილია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემით, რომელიც ვაგონის სახეობის მიხედვით შეიძლება შესრულდეს ბორბალზე სამუხრუჭე 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 სამუხრუჭე ძალებით. ანალოგიურად, რეფრიჟერატორული ვაგონის მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელ გადაცემას წარმოადგენს მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი, რომელიც აგრეთვე ბერკეტული სისტემაა მასზედ მოდებული ამძრავი და სასარგებლო წინაღობის ძალებით. ვაგონქვეშა გენერატორის კარდანული გადაცემაც მექანიკური სისტემაა კარდანის ღერძითა და ორი სფერული ჰუკის სახსრით. ცხადია, ამ მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა საიმედობის ამაღლებისა და მოძრაობის უსაფრთხოების დაცვის მიზნით უნდა შესრულდეს სახსროვანი მექანიზმების დინამიკური კვლევის გამოცდილების გამოყენებით, ამიტომ ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ღრეჩობისა და ღეროების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით უნდა ითვალისწინებდეს მიღწეულ შედეგებს კვლევის ამ სფეროში სახსროვანი სისტემების მიმართ.

სახსროვანი ბრტყელი მექანიზმების დინამიკა მრავალი მეცნიერის შრომებშია გამოკვლეული. ამ მხრივ ყურადსაღებია დინამიკური გამოკვლევები ხახუნისა [3,12,17,18] 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. მოცემული ძალური დატვირთვების შემთხვევისათვის [31,67] გადაწყდა მექანიზმების დინამიკური პროექტირების ამოცანა, ჩატარდა სივრცითი მრუხმხარა-ბარბაცა მექანიზმის სინთეზი.

დიდი ყურადღება მიექცა რთული სახსროვანი სისტემების კვლევას [58,59,77] ცვლადი დინამიკური დატვირთვების გათვალისწინებით მოძრაობის გარდამავალი და დამყარებული რეჟიმების პირობებში. დამუშავდა მანქანური აგრეგატების დინამიკის თეორიული საფუძვლები. დინამიკის ამოცანა ორი თავისუფლების ხარისხის მქონე მექანიზმებისათვის განხილულ იქნა [118], როგორც ფიზიკური მატერიალური წერტილის დინამიკა, ჩამოყალიბდა ბრტყელი მექანიზმების დინამიკის ამოცანების კვლევის ანალიზები მეთოდი [119], რომელმაც ასახვა პოვა სხვადასხვა სახის მექანიზმების დინამიკური კვლევების პროცესში. გამოკვლეულ იქნა სხვადასხვა სახის მექანიზმების ბარბაცას, როგორც ყველაზე მეტად დატვირთული რგოლის მოძრაობის მდგრადობის საკითხები [160,162,163], გადაწყდა მდგრადობის ამოცანა ვაგონის ძარის, როგორც ერთმასიანი ხისტი

დეროს მიმართ, ერთმაგი და ორმაგი რესორული ჩამოკიდების დროს. ამასთან გამოკვლეული იქნა ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ძირითადი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობისათვის. ჩატარდა ცალმხრივი და ორმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების ანალიზი [179,182,183], განისაზღვრა ამ სისტემების ძირითადი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები.

განხილული კვლევების ანალიზის მიხედვით 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, ბერკეტების პირველადი ცდომილებანი, სახსრულ შეერთებებში ცვეთის ზეგავლენა და სხვა მიზეზები, რომლებიც დიდ დინამიკურ ზემოქმედებას ახდენს როგორც ბერკეტების მოძრაობის ხასიათსა და საიმედოობაზე, ასევე სახსრული შეერთებების დინამიკაზეც. 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 არსებული 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. ამ დროს წარმოშობილი მყისი რეაქციის ძალა ათეულჯერ აჭარბებს რეაქციის ძალის საპროექტო მნიშვნელობას. თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის ცვალებადობა ღრეჩოს არეში [9,10,24,71] 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.

განხილული შრომების ანალიზის შედეგად 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; რომლებშიც დადგენილი იქნა [9,20,21,24,94,167] კონტაქტური მოძრაობის ხასიათი და კატეგორიები, სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტები განხილული იქნა როგორც სხვადასხვა მასების მქონე ორი ფიზიკური სხეული. ჩამოყალიბებული იქნა დარტყმის თეორია. გამოკვლევული იქნა ძირითადი პრობლემური საკითხები ხახუნისა და ცვეთის ურთიერთდამოკიდებულების შესახებ. სახსრულ შეერთებებში მშრალი

და ზღვრული ხახუნის გათვალისწინებით შეიქმნა მოხახუნე ზედაპირების დაშლისა და ცვეთის სახეობების კლასიფიკაცია. დარტყმების, როგორც ორი ფიზიკური სხეულის ურთიერთდაჯახების პროცესის გამოკვლევას მიეძღვნა შრომები [87,108,122], რომლებშიც დარტყმების თეორიის საფუძველზე გამოკვეული იქნა ორი ან რამდენიმე ურთიერთდამჯახებელი სხეულის ფორმის გავლენა ამ სხეულების სიჩქარის აღდგენის კოეფიციენტზე. რიგ ნაშრომებში [108,112] 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.

გამოკვლევათა შედეგების მიხედვით [27,29,31,32] შესაძლებელი გახდა ბრტყელი მექანიზმების სისტემების დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით. ამავე ნაშრომებში დამუშავდა ბერკეტული მექანიზმების სიზუსტის თეორია, რომელიც წარმატებით იქნა შემდგომში გამოყენებული მოძრავი ბერკეტული სისტემის გამომავალი პარამეტრების კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის დასადგენად.

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 [8,10,15,52,53, 84,86,133,141,175]. 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 (იგულისხმება შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა ღრეჩოს არეში) 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 განზოგადოებული შესაბამისი ხაზოვანი ან კუთხური კოორდინატების საშუალებით. დინამიკური მოდელი ითვალისწინებს ღრეჩოს არსებობის გამო მოძრავი სისტემის თითოეული ბერკეტის დამატებით მოძრაობას, რომელიც აღიწერება შესაბამისი განზოგადოებული კოორდინატის მიხედვით ბერკეტის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით.

შედარებით მარტივი რეალური დინამიკური მოდელი დამუშავდა [112,113] იმის გათვალისწინებით, რომ ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტს გააჩნიათ საკუთარი მოძრაობის ენერგია. დინამიკური მოდელის აგების პრინციპად მიჩნეული იქნა ამ ელემენტის ურთიერთდარტყმითი ენერგიის 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.

კიდევ ერთი განსხვავებული დინამიკური მოდელი [68,69,71], 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 ღრეჩობიან სახსრულ შეერთებებში აღძრული რექაციისა და ხახუნის ძალები მოძრავი სისტემის გეომეტრიულ და დინამიკურ პარამეტრებთან უშუალო კავშირში.

როგორც ცნობილია, სახსრულ შეერთებებში არსებული გაზრდილი ღრეჩო მოძრავი ბერკეტული სისტემის დამატებით მოძრაობათა პირველწყაროა. ამიტომ ნაშრომებში [17,18,77] ეს სისტემები განხილულ იქნა როგორც ცვლადი სტრუქტურის მქონე სისტემები და ჩატარდა ღრმა დინამიკური გამოკვლევები. კვლევის შედეგები დინამიკური რეალური პარამეტრების მნიშვნელობათა დადგენის გზით განხორციელდა მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენითა და ამოხსნით, რისთვისაც გამოყენებული იქნა ლანგრანჟის მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება.

დინამიკური მოდელის თავისებური ინტერპრეტაცია გამოვლინდა [86,87,88] სახსრული შეერთების ელემენტების ურთიერთდარტყმების

სიჩქარის კოეფიციენტის აღდგენის მოვლენის პრობლემების გადაჭრისას.

შეიქმნა მოძრავი ბერკეტული მექანიზმების დინამიკური მოდელები და ჩატარდა შესაბამისი კინემატიკური და დინამიკური [26,27,84,85] 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.

შედარებით გვიან დამუშავებული იქნა ღრეჩოებიანი ბრტყელი მექანიზმების უფრო სრულყოფილი მოდელი [132,133,134,169], რომელიც გამოყენებული იქნა ბრტყელი სახსროვანი ღრეჩოებიანი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის. შეიქმნა ცნება «რეალური» და «იდეალური» მექანიზმის შესახებ, რომელთაგან პირველი მიაწინებს მექანიზმს 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, დადგინდა მოძრავ კოორდინატთა სისტემების გამოყენების საკითხი ღრეჩოებიან შეერთებებში განზოგადოებული კოორდინატებისა და შესაბამისად ბერკეტების

შესაძლო დამატებით მოძრაობათა გამოკვლევისათვის. დალამბერის პრინციპისა და ლაგრანჟეს მეორე რიგი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების საფუძველზე 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 მრუხმხარა-ბარბაცა ღრეჩოიანი სახსრული შეერთებისათვის. გამოვლინდა შეერთების შიგა ელემენტის თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის ხასიათი, რეაქციების განაწილების სპექტრი მრუდმხარას მობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის და ა.შ.

ზოგიერთ ნაშრომში [29,83] მოცემული იქნა შესაბამისი დინამიკური მოდელის მიხედვით მოძრავი სისტემის ღრეჩოიანი არაწრფივი ელემენტის დინამიკური გამოკვლევა. ჩატარდა ღრეჩოების გათვალისწინებით მექანიზმის კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის პრაქტიკული გაანაგარიშებანი.

მოხდა ღრეჩოიანი სისტემების თეორიულ-ექსპერიმენტული [8] გამოკვლევა საკისრის შეზეთვის გარეშე. აქედან დასაბამი მიეცა ასეთი ხასიათის გამოკვლევებს. ნაჩვენები იქნა აუცილებლობა დინამიკური კვლევების ჩატარებისა მბრუნავი ნაწილების შეზეთვისა და შეზეთვის გარეშე, ხახუნის სხვადასხვა სახისა და კოეფიციენტის პირობებში,

მოხაზუნე ზედაპირების დამუშავების, ხარისხისა და სხვა ფაქტორების გათვალისწინებით.

შეიქმნა ახალი მიმართულება [30,32,33,34] 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.

დინამიკური და კინემატიკური ცდომილების შესახებ [84,85,132], გამოწვეული ღრეჩოების არსებობით სახსრულ შეერთებებში, ჩამოყალიბდა განმსაზღვრელი ფაქტორები და მოხდა მათი გამოკვლევა. ყურადღება მიექცა დინამიკურ ზემოქმედებას არა მარტო ღრეჩოს არეში, არამედ გარე ძალთა ცვლილებასაც სისტემის მიმართ.

ნაშრომებში [99,144] გამოკვლეულ იქნა ღრეჩოებიანი და იდეალური მექანიკური ბერკეტული სისტემების კინემატიკის, დინამიკის და სიზუსტის ძირითადი საკითხები. დამუშავდა კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის საკითხები, როცა სისტემის შემადგენელი ბერკეტები აბსოლუტურად ხისტია.

სიზუსტის საკითხები ღრეჩოების გათვალისწინებით სახსრულ შეერთებებში დამუშავებულ იქნა ნაშრომებში [67,69,71]. განსაზღვრულ იქნა ბრტყელი მექანიკური სისტემის კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტე, დამუშავდა კვლევის მათემატიკური მოდელი. საძიებელი

პარამეტრების დადგენა განხორციელებული იქნა სისტემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების ამოხსნის შედეგად.

დამუშავდა [26,27] სისტემების დინამიკური სიზუსტის ამოცანები იმ შემთხვევებისათვის, როცა ბერკეტების მდებარეობანი აღიწერება დიფერენციალური განტოლებებით. კვლევის ეს მეთოდი გავრცელებულ იქნა მექანიკური და ელექტრული სისტემების მიმართ.

ბრტყელი, სფერული და სივრცითი სახსროვანი სისტემების კვლევას ღრეჩოების გათვალისწინებით სახსრულ შეერთებებში მიემღვნა ქართველ მეცნიერთა შრომები [53,54,57,164,175,176,178]. გამოკვლეულია ამ სისტემების გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები, განსაზღვრულია ამ პარამეტრების სიზუსტე. გადაწყვეტილია სფერული და ბრტყელი ღრეჩოებიანი მექანიზმების დინამიკის ამოცანები. დამუშავებულია რიგი სისტემების დინამიკური მოდელები ღრეჩოების გათვალისწინებით. შექმნილია კვლევის კომპლექსური პროგრამა სფერული და ბრტყელი მექანიზმების მახასიათებელი პარამეტრების გაანაგარიშების მიზნით, რისთვისაც წინასწარ შედგენილია დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები.

ღრეჩოებიანი სახსროვანი სისტემების გამოკვლევა წარმოუდგენელია ამ სისტემების დამატებით მოძრაობათა ამსახავი დიფერენციალური არაწრფივი განტოლებების ამოხსნის გარეშე. ამისათვის გამოყენებულ იქნა თანამედროვე მაღალსიჩქარიანი ელექტროგამომთვლელი მანქანები. დამუშავდა შესაბამისი ამოხსნის რიცხვითი ინტეგრირების მეთოდები, რომლის გამოყენებითაც გადაწყდა [13,16,35,92,109,111,114,130,132,158,159,164,168] ღრეჩოებიანი

სისტემების კინემატიკისა და დინამიკის მნიშვნელოვანი ამოცანები. დამუშავდა მოდელირების საკითხები რთული სისტემების მიმართ, ჩამოყალიბდა მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის რიცხვითი მეთოდები. დიდი ყურადღება მიექცა მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების რიცხვითი ინტეგრირების ცდომილების დადგენას.

მოცემულ შრომებში განხილულია რა ღრეჩოებიანი სისტემების კვლევის საკითხები მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შედეგების მიხედვით, მხედველობაშია მიღებული რეაქციისა და ხახუნის ძალები და სისტემაზე მოქმედი ყველა გარე ძალა. ამდენად გამომავალი პარამეტრების მაჩვენებლების დადგენა და შესაბამისად სიზუსტის ამოცანის გადაწყვეტა წარმოადგენს კვლევისადმი კომპლექსურ მიდგომას, მით უმეტეს რომ გამოთვლითი ტექნიკის შესაძლებლობა გამორიცხავს მოცემული სისტემის ან კვლევის მათემატიკური აპარატის რაიმე გამარტივებას, რაც აუცილებლად გამოიწვევდა შედეგების რეალობის დარღვევას.

განხილული სამუშაოების ანალიზი ცხადყოფს, რომ მთელი რიგი გამოკვლევებისა ღრეჩოებიანი სახსოვარი სისტემების კინემატიკური და დინამიკური მაჩვენებლების გამოვლენის მიმართ სრულიად ესადაგება ვაგონების ღია თუ დახურული მექანიკურ გადაცემათა დინამიკის ამოცანების გადაწყვეტას. აქედან გამომდინარე შეიძლება დავასკვნათ, რომ ვაგონების ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის ვაგონქვეშა გენერატორის კარდანული გადაცემის ჰუკის სახსრის და მაცივარი მანქანის კომპრესორის შესმრულებელი მექანიზმის დინამიკური გამოკვლევა ღრეჩოების გათვალისწინებით წარმოადგენს კვლევის

ახალი მიმართულების და ზოგადად სატრანსპორტო მექანიკის მეტად აქტუალურ ამოცანას.

მოდრავი სახსროვანი სისტემების დინამიკის სრულფასოვანი კვლევის მიზნით გარდა ღრეჩოების ზემოქმედებისა მხედველობაში უნდა იყოს მიღებული შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის მოვლენაც. მაღალი სიჩქარის მქონე გადაცემებში ან გადაცემებში დიდი დინამიკური დატვირთვებით, როგორსაც წარმოადგენს ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა, ჰუკის სახსარი და მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი, ადგილი აქვს შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის მოვლენებს, ამიტომ სასურველი და აუცილებელია რეალური დინამიკური გამომავალი პარამეტრების გამოვლენის მიზნით დინამიკური გამოკვლევა ჩატარდეს დრეკადობის მხედველობაში მიღებით. ეს ამოცანა მეტად აქტუალურია სისტემის ფუნქციონალური სიზუსტის უზრუნველყოფის, ბერკეტების რხევათა შემცირებისა და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გაუმჯობესების მიზნით.

სხვადასხვა სახის მექანიზმების და სისტემების დინამიკური კვლევის მეთოდები ასახულია მკვლევართა ნაშრომებში [3,5,6,12,17,21,37,40,41,46,47, 56,60,78,91,105,115,155,163]. ცხადია, ეს ჩამონათვალი არის შრომათა არასრული ნუსხა, რომლებშიც განხილულია დინამიკის ძირითადი საკითხები.

მექანიზმების და მოძრავი ბერკეტული სისტემების დინამიკური გამოკვლევა დრეკადობის გათვალისწინებით [7,11,42,50,70] პირველ რიგში გულისხმობს სწორად სქემატიზირებული დინამიკური მოდელის შედგენას, რომელიც უნდა ასახავდეს ბერკეტების დრეკადობის



მოვლენის, ასევე სისტემის ინერციული, გეომეტრიული და დისიპატიურ თვისებებსაც. ამ ფაქტორების მხედველობაში მიღებით ჩატარებულია დინამიკური კვლევები და მოცემულია დრეკადბერკეტისანი მექანიზმების დინამიკის საკითხების გადაწყვეტის მეთოდები. განხილულია ბრტყელი მექანიზმებისათვის ბერკეტების მასებისა და დრეკადი ელემენტების ერთობლივი სინთეზის ამოცანა, გადაწყვეტილია კომპლექსური დინამიკური ამოცანა მრავალრგოლა მექანიზმის მიმართ ღრეჩობისა და დრეკადი ბერკეტების დეფორმაციების გათვალისწინებით.

საყურადღებოა ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით რამდენიმე თავისუფლების ხარისხის მქონე ღია კინემატიკური ჯაჭვის დინამიკური გამოკვლევა [47,140] მანიპულიატორებისათვის. ჰარმონიული კოეფიციენტების ზემოქმედების მეთოდების გამოყენებით შექმნილია მანიპულიატორული რობოტების ამძრავი მექანიზმების დინამიკური მოდელები დრეკადი ბერკეტებით და მიღებულია დამოკიდებულებანი, რომელიც ასახავს ფუნქციონალურ კავშირს დინამიკურ პარამეტრებსა და სიმტკიცის მახასიათებლებს შორის. გამოკვლეულია სივრცითი სისტემების შემსრულებელი ორგანოების პოზიციების სიზუსტისა და ბერკეტების დრეკადობის მახასიათებლების ურთიერთდამოკიდებულების საკითხი დამყოლობის კოეფიციენტისა და სხვა დინამიკური პარამეტრების კომბინაციით გარდამავალი და სტაციონარული მოძრაობის პირობებში.

დრეკადრგოლებიანი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის გამოყენებულია ვარიაციული პრინციპი [148,160,170,174], როცა მექანიზმის

კოორდინატების რიცხვი დაიყვანება ერთი წერტილის კოორდინატზე და შეიძლება უმეტესი რაოდენობის ბერკეტის დრეკადობის გათვალისწინება. ახსნილია მოვლენა, როცა აუცილებელია დინამიკური კვლევისას მხედველობაში მიღებულ იქნას მცირე წონის რგოლის დრეკადობა. ამ დროს ტარდება კინეტოდრეკადდინამიკური ანალიზი, რომლის დროსაც ბარბაცას მოძრაობის მდგრადობის განსაზღვრისათვის გამოყენებულია ალგუნებადობის მეთოდი. ამ მეთოდის გამოყენება განპირობებულია მრუდმხარასა და ბარბაცას სიგრძეთა მცირე ფარდობით.

შედგენილია ბარბაცას მოძრაობის არაწრფივი დიფერენციალური განტოლებები, რომლებიც ასახავენ მის გრძივ და განივ რხევებს ბარბაცას დრეკადობის მხედველობაში მიღებით. საბოლოო შედეგების ცხადი სახით წარმოჩენისათვის დიფერენციალური განტოლებების სისტემა ცნობილი მეთოდების გამოყენებით გარდაქმნილია ჩვეულებრივი დიფერენციალური განტოლების სისტემად, რომლის გადაწყვეტა მოცემულია რიცხვითი ინტეგრების მეთოდების გამოყენებით.

მექანიზმის დინამიკური ანალიზის ჩატარების შემდეგ გამოვლენილია დინამიკური ფაქტორები, რომელიც მოქმედებს სისტემების სიმტკიცეზე. მიღებულია გამოსახულებანი, რომლის საშუალებით განსაზღვრულია ბარბაცას ინერციის ძალა მისი ნებისმიერი წერტილის მიმართ და ჩატარებულია მისი განივი და გრძივი რხევების გამოკვლევა, რომელიც საშუალებას იძლევა განისაზღვროს ბარბაცას დეფორმაციები გრძივი და განივი კვეთების მიხედვით. განსაზღვრულია მრუდმხარას კრიტიკული სიჩქარე,

რომლის დროსაც მოსალოდნელია დაიწყოს ბარბაცას რეზონანსული მოვლენები.

ზოგიერთ ამოცანებში დრეკადი ბერკეტების მიხედვით [37,82,87,88] მიიღება არაწრფივი სისტემები, რომლის ამოხსნა დაკავშირებულია რთული მათემატიკური აპარატის გამოყენებასთან. ამოცანა კიდევ უფრო რთულია, თუ კვლევის დინამიკური მოდელი არაოპტიმალურია სქემისა და ძალთა სისტემის შერჩევის თვალსაზრისით. ნაშრომებში შერჩეულია კვლევის რაციონალური მათემატიკური აპარატი და სქემა რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით.

გარდამავალი პროცესების დინამიკა მანქანის რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით და ბრტყელი ოთხრგოლა მექანიზმის დინამიკა დრეკადი რგოლებით გამოკვეულია [88,89] მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შედეგად იმ მოდელის მიხედვით, როცა მანქანა წარმოდგენილია დრეკადი ელემენტებით შეერთებული დისკრეტული მასების ჯაჭვის საშუალებით. დიფერენციალური განტოლებების შედგენისა და ამოხსნისას გათვალისწინებულია ყველა გარეშე მოქმედი ძალა და მომენტები. ოთხრგოლა მექანიზმის კვლევისას დრეკადი რგოლების ამოცანის სირთულე აიხსნება რგოლის მასის განაწილებით მთელ მის სიგრძეზე, ამიტომ ამოცანის გამარტივების მიზნით შემოთავაზებულია რგოლის მასების განაწილება სიმეტრიულად სამ წერტილში.

მექანიზმების დინამიკური გამოკვლევა რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით მოითხოვს იმ ზოგადი დრეკადი რხევების პროცესების შესწავლის [21,23], რომელიც აუცილებელია პრაქტიკული

საინჟინრო ამოცანების გადაწყვეტისას, ამ ტიპის ამოცანებში იგულისხმება წრფივი და არაწრფივი რხევები, დრეკადი სისტემის დინამიკური მდგრადობა, დრეკადი სისტემის შემთხვევითი, ალბათური რხევები და ა.შ.

საინჟინრო ამოცანების წარმატებით გადაწყვეტაში, რომელიც დაკავშირებულია დრეკადი ღეროების ღუნვასა და გრეხასთან ან ორგანოზომილებიან მთლიან დრეკად ელემენტებთან, დიდი როლი მიუძღვის გამოკვლევას [142]. მასში გამოკვლეულია სხვადასხვა ბრუნვითი ან მოძრავი სისტემების დაძაბულ-დეფორმირებული მდგომარეობა და რხევები. ნაშრომში გადმოცემული დრეკადობის თეორიის პოსტულატები წარმოადგენენ შემდგომი შესაბამისი დინამიკური კვლევების საფუძველს.

მანქანის დინამიკის ამოცანების გადაწყვეტისას შეიქმნა კვლევის ახალი მეთოდები [90,126], რომელმაც გასაქანი მისცა ახალი მანქანებისა და მექანიზმების დაგეგმარებას. ღეროვანი სისტემების შესწავლისას გამოყენებული იქნა გადაადგილების [152,153], დეფორმაციის და შერეული მეთოდები. ამ მეთოდების მოდიფიკაციად ბერკეტული სისტემების კვლევისას შეიძლება ჩაითვალოს სასრული ელემენტების მეთოდი, რომელიც წარმატებით გამოიყენება დღეისათვის. მანქანების დინამიკის კვლევისას დრეკადი ელემენტების მიხედვით დიდი მნიშვნელობა აქვს დრეკადობის [90,91,106] თეორიის მორგების ამოცანას კვლევის ობიექტისადმი, რადგან მოქმედი ძალების დინამიკური ზემოქმედება ყოველთვის ატარებს ცვლად ხასიათს.

გარდა თეორიული კვლევებისა დრეკადრგოლიანი სისტემების დინამიკური პარამეტრები შეიძლება განსაზღვრულ იქნას ექსპერიმენტის საშუალებითაც [7,129]. მიღებულია შედეგები, რომლებიც ასახავენ ბრტყელი მექანიზმების დინამიკას, როცა სისტემაზე არ მოქმედებს გარე ძალები და მხედველობაშია მიღებული მხოლოდ მექანიზმის საკუთარი ინერციის ძალები.

ბრტყელი მექანიზმებისა და სისტემების დრეკადი ღეროების დინამიკური დატვირთვა და დრეკადი რხევის ხასიათი დამოკიდებულია სისტემაზე მოქმედი ძალების სიდიდეზე, მათი განლაგების პარამეტრებზე სისტემების მიმართ და მოქმედების დროზე. კვლევის შედეგად დინამიკური პარამეტრების ნორმალიზაციის მიზნით შესაძლებელია მოიძებნოს ამ ძალების ოპტიმალური შერჩევის გზა.

ჩატარებული მიმოხილვის შედეგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ დინამიკური გამოკვლევები ჩატარებულია უპირატესად დრეკადრგოლიანი ბრტყელი მექანიზმებისა და სისტემების მიმართ, ნაწილობრივ ასეთი კვლევები განხორციელებულია ღია კინემატიკური ჯაჭვების მიმართაც, როცა მისი მოდელი წარმოდგენილია დრეკადი ელემენტებით შეკავშირებული დისკრეტული მასების სახით. კვლევების მიზნით გამოყენებულია გადაადგილების მეთოდი, დეფორმაციისა და შერეული მეთოდები [178]. სასრული ელემენტების, მატრიცული და ინტეგრალური მეთოდები, ვარიაციული, საწყისი პარამეტრების, გადაადგილების ვექტორის, ექსპერიმენტული მეთოდები წარმატებით გამოიყენება დღეისათვის ნებისმიერი დრეკადრგოლებიანი მექანიზმებისა და სისტემების კვლევისათვის.

რაც შეეხება რკინიგზის ვაგონების მექანიკური გადაცემების მიმართ წაყენებულ მოთხოვნებს, რომელიც ითვალისწინებს საიმედოობისა და უსაფრთხო მოძრაობის ამაღლებას, 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.

შეიძლება დავასკვნათ, რომ ვაგონების მექანიკური გადაცემის დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოებისა და შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით წარმოადგენს მეტად აქტუალურ, და ამავე დროს პრობლემატურ საკითხს გადაცემათა საიმედოობის უზრუნველყოფისა და რკინიგზაზე მოძრაობის უსაფრთხოების ამაღლების მიზნით.

დასმული ამოცანის გადაწყვეტის მიზნით თბილისის ელექტროვაგონშემკეთებელ ქარხანაში, თბილისის სავაგონო დეპოში და

სამტრედიის სავაგონო დეპოში მოხდა სათანადო დაკვირვებანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებზე. გაზომვების ჩატარების შემდეგ აღმოჩნდა სახსრულ შეერთებათა გაზრდილი ცვეთები და შესაბამისად გაზრდილი ღრეჩოები. ხშირად ადგილი ქონდა ბოჭკოვანი მილისების დაზიანებას და ჩატეხვასაც კი. ცხადია, გაზრდილი ღრეჩოები და ჩამსხვრეული მილისები შედეგია იმ ცვეთებისა და დიდი დინამიკური დატვირთვებისა, რომლებიც წარმოიშვებიან ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის ზრდის შესაბამისად. თუ ამ საკითხს მივუდგებით სისტემის გამომავალი პარამეტრების კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის თვალსაზრისით, შეიძლება დავასკვნათ, რომ ღრეჩოთა ეს გაზრდილი მნიშვნელობანი წარმოადგენს მატარებლის სამუხრუჭე მოსამზადებელი და სრული სამუხრუჭე დროის მნიშვნელოვანი სიდიდით გაზრდის ძირითად მიზეზს, აგრეთვე იმ ხახუნის ძალების ზრდის ხელშემწყობ ფაქტორს, რომელიც პროპორციულ დამოკიდებულებაშია ნორმალური რეაქციის მყისიერ ზრდასთან და უარყოფითად მოქმედებს სამუხრუჭე ცილინდრიდან განვითარებული სამუხრუჭე ძალის გადაცემაზე ხუნდების მიმართ.

ზემოთქმულის საფუძველზე სადისერტაციო ნაშრომის ამოცანები და კვლევის მიმართულება შეიძლება ჩამოყალიბდეს ასეთი სახით:

1. ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების კონსტრუქციული ოპტიმიზაცია და კვლევის მათემატიკური აპარატის დამუშავება;
2. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური მოდელების ფორმალიზაცია;

3. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა ცვლადი დინამიკური პარამეტრების და მათი სიზუსტის კვლევის მათემატიკური აპარატის დამუშავება;
4. ვაგონების ღრეჩობიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭე კვანძის დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება;
5. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური ანალიზის ჩატარება ღრეჩობისა და დრეკადობის გათვალისწინებით;
6. მექანიკურ გადაცემათა მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ფორმალიზაცია ღრეჩოსა და დრეკადობის გათვალისწინებით;
7. ღრეჩობიან სახსრულ შეერთებებში მექანიკური დარტყმების ანალიზური გამოკვლევა;
8. მექანიკური გადაცემების გამომავალი პარამეტრების იპტიმიზირება ღრეჩოსა და დრეკადობის გათვალისწინებით, შედგენილი პროგრამული კომპლექსის რეალიზაციის მიხედვით, საიმედოობის ამაღლებისა და რკინიგზაზე მოძრაობის უსაფრთხოების მიზნით.



## თავი II. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა კონსტრუირებისა და დინამიკური კვლევის თეორიული საფუძვლები

ვაგონების მექანიკური გადაცემები საკმაო მრავალფეროვნებით გამოირჩევა. არსებობს ღია მექანიკური გადაცემები, როგორცაა სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემები ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ცალმხრივი და ორმხრივი დაწოლით, ხელით დამუხრუჭების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა, ელექტრომაგნიტური მუხრუჭი და ამასთან ერთად დახურული, ვაგონის დანადგარების მექანიკური გადაცემები, როგორცაა დიზელის ძრავის მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი, მაცივარი მანქანის ან ვაგონის კომპრესორის შემსრულებელი მექანიზმი, ვაგონქვეშა კარდანულ-რედუქტორული გადაცემა და ა.შ. მექანიკური გადაცემები უნდა ხასიათდებოდეს საიმედოობითა და კონსტრუქციული სიმარტივით, ამიტომ დღეისათვის უპირველეს საინჟინრო და კვლევით ამოცანას წარმოადგენს ამ გადაცემების კონსტრუქციული სრულყოფა და ღრმა თეორიული გამოკვლევები რეალური თანმხლები დინამიკური მოვლენების მხედველობაში მიღებით, რაც წარმოუდგენელია განხორციელდეს სახსრულ შეერთებებში გაზრდილი ღრეჩოებისა და შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინების გარეშე.

### 2.1. ვაგონების არსებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების კონსტრუქციული ოპტიმიზაცია

ვაგონების სამუხრუჭე სისტემის საიმედო მუშაობა ძირითადი პირობაა რკინიგზის შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობისათვის.

სამუხრუჭე სისტემა აერთიანებს სამ ძირითად კომპონენტს: ა) მაღალი წნევის შემქმნელი საჰაერო სისტემა, რომლის შემსრულებელ ორგანოს წარმოადგენს სამუხრუჭე ცილინდრი მუშა ჭოკით; ბ) სამუხრუჭე ბერკეტული მექანიკური გადაცემა და გ) სამუხრუჭე ხუნდები. თითოეულ კომპონენტს გააჩნია საკუთარი ძირითადი ტექნიკური მახასიათებელი, როგორცაა შესაბამისად, ჰაერის მაღალი წნევა და მისი სარეგულირო დიაპაზონები, სამუხრუჭე ბერკეტული სისტემის გადაცემის ფარდობა, ხუნდების კონსტრუქციული სახეობა, მასალა და ა.შ. თითოეული კომპონენტის ოპტიმალური ვარიანტის შერჩევა, რაც გამოიხატება მათი ოპტიმალური სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტაში, წარმოადგენს მთლიანი სამუხრუჭე სისტემის საიმედო მუშაობის პირობას.

სამუხრუჭე ძალის გადაცემის თვალსაზრისით ყველაზე პასუხსაგებ ორგანოს წარმოადგენს სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა, რომელიც მოქმედებაში მოდის სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკიდან გადაცემული სამუხრუჭე ძალის საშუალებით. იგი წარმოადგენს ბერკეტული ბრტყელი სისტემების ერთობლიობას, დამთავრებულს სამუხრუჭე ხუნდებით, ვაგონის ბორბალზე ცალმხრივი ან ორმხრივი დაწოლით. ბერკეტების კვეთები წრიული ან მართკუთხედის ფორმისაა, ხოლო სიგრძეები და კვეთის პარამეტრები შერჩეულია (ან შერჩეულ უნდა იქნას) სამუხრუჭე ჭოკის მიერ განვითარებული დაწოლის ძალის მიხედვით, ბერკეტების მღუნავი მომენტებისა და დეფორმაციების გათვალისწინებით.

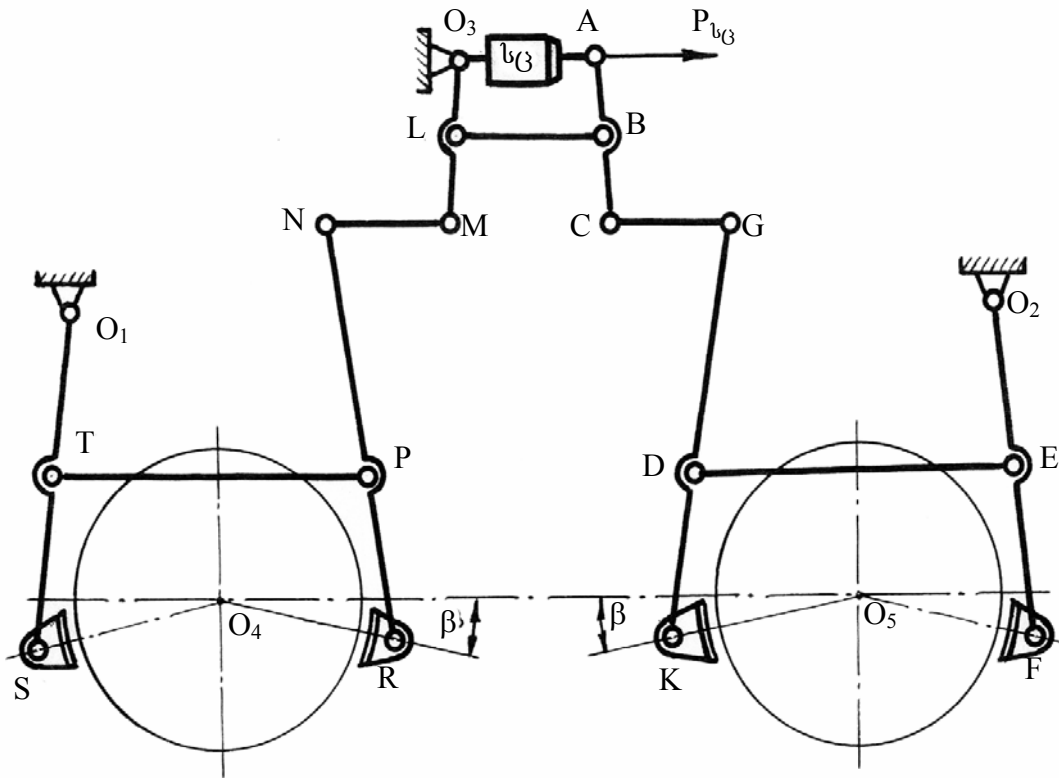
სამგზავრო ვაგონებში გამოყენებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემები ხასიათდებიან კონსტრუქციული სირთულით, ხოლო

სატვირთო ვაგონებში გამოყენებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემები შედარებით მარტივი სისტემებია. თითოეულ მათგანს გააჩნია როგორც დადებითი, ასევე უარყოფითი თვისებები. სამგზავრო ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა აღჭურვილია ხუნდებით ბორბალზე ორმხრივი დაწოლით, ხოლო სატვირთო ვაგონებში გამოყენებულია სამუხრუჭე გადაცემა ხუნდების ცალმხრივი დაწოლით. ხუნდების ორმხრივი დაწოლის შემთხვევაში გამორიცხულია ბორბლის ამომყირავებელი მომენტის არსებობა, გაზრდილია ხახუნის კოეფიციენტი ბორბლის გორვის ზედაპირსა და ხუნდის მუშა ზედაპირს შორის, რაც აუმჯობესებს დამუხრუჭების ეფექტიანობას, დაწოლა თითოეულ ხუნდზე ნაკლებია, რაც ამცირებს ცვეთის ხარისხს ბორბლის გორვისა და ხუნდის მუშა ზედაპირებზე. სამაგიეროდ ორმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ხასიათდება კონსტრუქციული სირთულით, დიდია ბერკეტებისა და ბერკეტშორისი შეერთებების რაოდენობა, 15%-ით დიდია ხუნდისა და ბორბლის გორვის ზედაპირის ტემპერატურა ვიდრე სამუხრუჭე ბერკეტულ გადაცემაში ხუნდის ცალმხრივი დაწოლით.

სატვირთო ვაგონებში გამოყენებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ხუნდის ცალმხრივი დაწოლით მარტივი სისტემაა, ახასიათებს ნაკლები წონა და ხუნდების გახურების ნაკლები ტემპერატურა, მაგრამ ნაკლებია ხუნდების დაწოლის ჯამური ძალა ბორბალზე და ნაკლებია ხახუნის კოეფიციენტი.

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის არსებული სქემა ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი ნახაზის სახით

(ნახ. 2.1).



ნახ. 2.1. ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის არსებული სქემა ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით

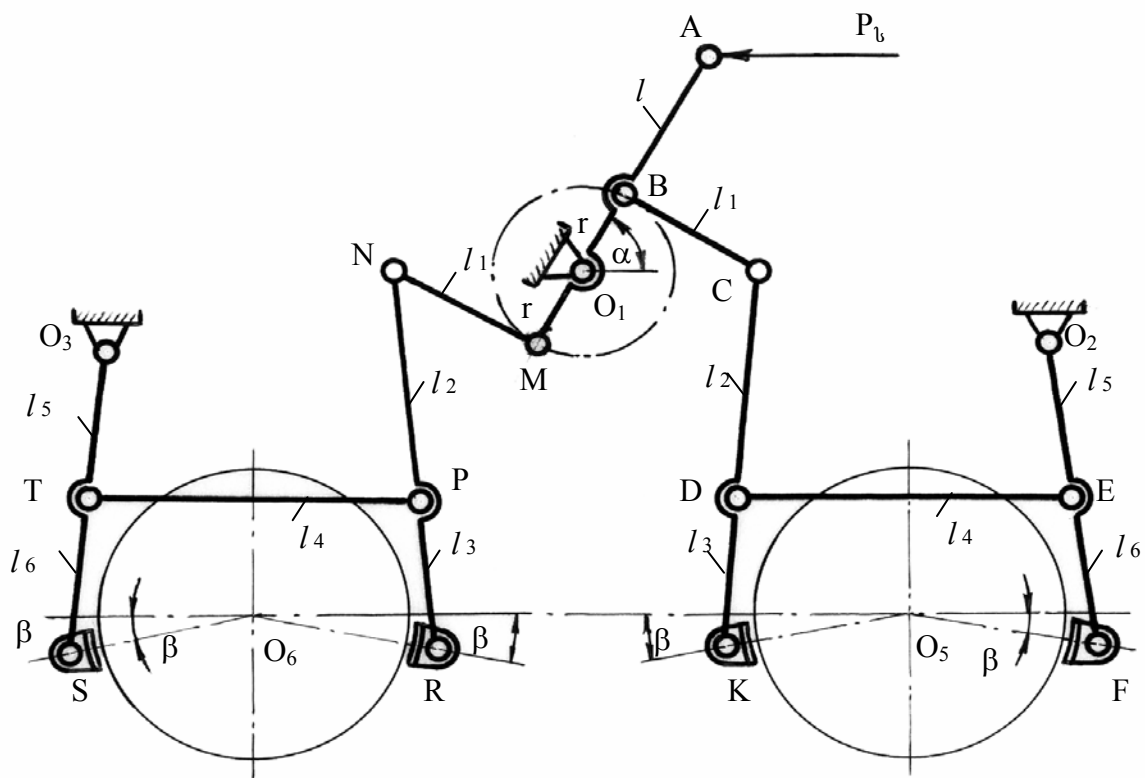
სამუხრუჭე ხუნდებს სამუხრუჭე ძალა სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკის მიერ გადაეცემა LB ბერკეტით ერთმანეთთან სახსრულად დაკავშირებული  $O_3LMNPRSTO_1$  და  $ABCGDKFEO_2$  მექანიზმების საშუალებით შექმნილ პანტოგრაფულ სისტემას. ამ მექანიზმებიდან თითოეული მეორის სარკისებური ასახვაა და ხასიათდება მოქმედების ერთნაირი პრინციპით. ცილინდრის ჭოკის გამოსვლასთან ერთად A წერტილი გადაადგილდება რა მარჯვნივ AC ბერკეტი მობრუნდება B წერტილის გარშემო საათის ისრის მობრუნების მიმართულებით, რაც გამოიწვევს C წერტილის გადაადგილებას მარცხნივ და GK ბერკეტის მობრუნებას D წერტილის გარშემო, რის შემდეგაც K წერტილში

მოთავსებული ხუნდი მიეჭირება ბორბლის გორვის ზედაპირს. ამის შედეგად GK ბერკეტი მობრუნდება K წერტილის გარშემო საათის ისრის საწინააღმდეგო მიმართულებით და მოქმედებაში მოდის DE ბერკეტი, რომლის მარცხნივ გადაადგილება უზრუნველყოფს  $O_2F$  ბერკეტის მობრუნებას  $O_2$  წერტილის მიმართ და F წერტილში მოთავსებული ხუნდის მიჭერას ბორბლის გორვის ზედაპირზე. ანალოგიური პროცესი მიმდინარეობს მეორე ბორბლის მიმართ, როცა B წერტილი გადაადგილდება მარჯვნივ და LB ბერკეტს მოძრაობაში მოყავს  $O_3LMNPRSTO_1$  ბერკეტული სისტემა.

როგორც უკვე აღინიშნა, არსებული ბერკეტული გადაცემა ხასიათდება ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების დიდი რაოდენობით. ცხადია, როგორც კინემატიკური, ასევე დინამიკური სიზუსტის თვალსაზრისით, სასურველია, რომ გადაცემას გააჩნდეს ბერკეტებისა და შეერთებების ის მინიმალური რაოდენობა, რაც საკმარისი იქნება დამუხრუჭების პროცესისათვის. მხედველობაში მისაღებია ის გარემოება, რომ ტექნოლოგიური აკრების მიზნით გადაცემის შეერთებებში თავიდანვე დაშვებულია ტექნოლოგიური ღრეჩოები, რაც შეესაბამება მილისისა და ნახვრეტის დაშვებებს. ხანგრძლივი მუშაობის შემდეგ დაშვებების შესაბამისი გეომეტრიული ზომა შეერთებაში იზრდება, რაც იწვევს საპროექტო ტექნოლოგიური ღრეჩოს ცდომილებას. 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 სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ბერკეტებისა

და სახსრული შეერთებების მინიმალური რაოდენობით, ასევე ღრეჩოს ოპტიმალური გეომეტრიული ზომის შერჩევით.

სადღეისო მოთხოვნების გათვალისწინებით დამუშავებული იქნა ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის რამდენიმე სქემა ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით. ერთ-ერთი მათგანი შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით (ნახ. 2.2).



ნახ. 2.2. ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭე გადაცემა საერთო ამძრავითა და ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ორმხრივი

ნახაზის მიხედვით შემოთავაზებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით წარმოადგენს ორი MNPRSTO<sub>3</sub> და BCDKFEO<sub>2</sub> ბერკეტული სისტემის ერთობლიობას, რომლებიც მოძრაობაში მოდის საერთო AM ამძრავის საშუალებით. თვით AM ამძრავის ბოლო A წერტილში მოდებულია სამუხრუჭე

ცილინდრის ჭოკიდან განვითარებული სამუხრუჭე ძალა. გადაცემის არსებულ სქემასთან (ნახ.2.1) 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 სამუხრუჭე ხუნდის ერთდროული მოქმედება.

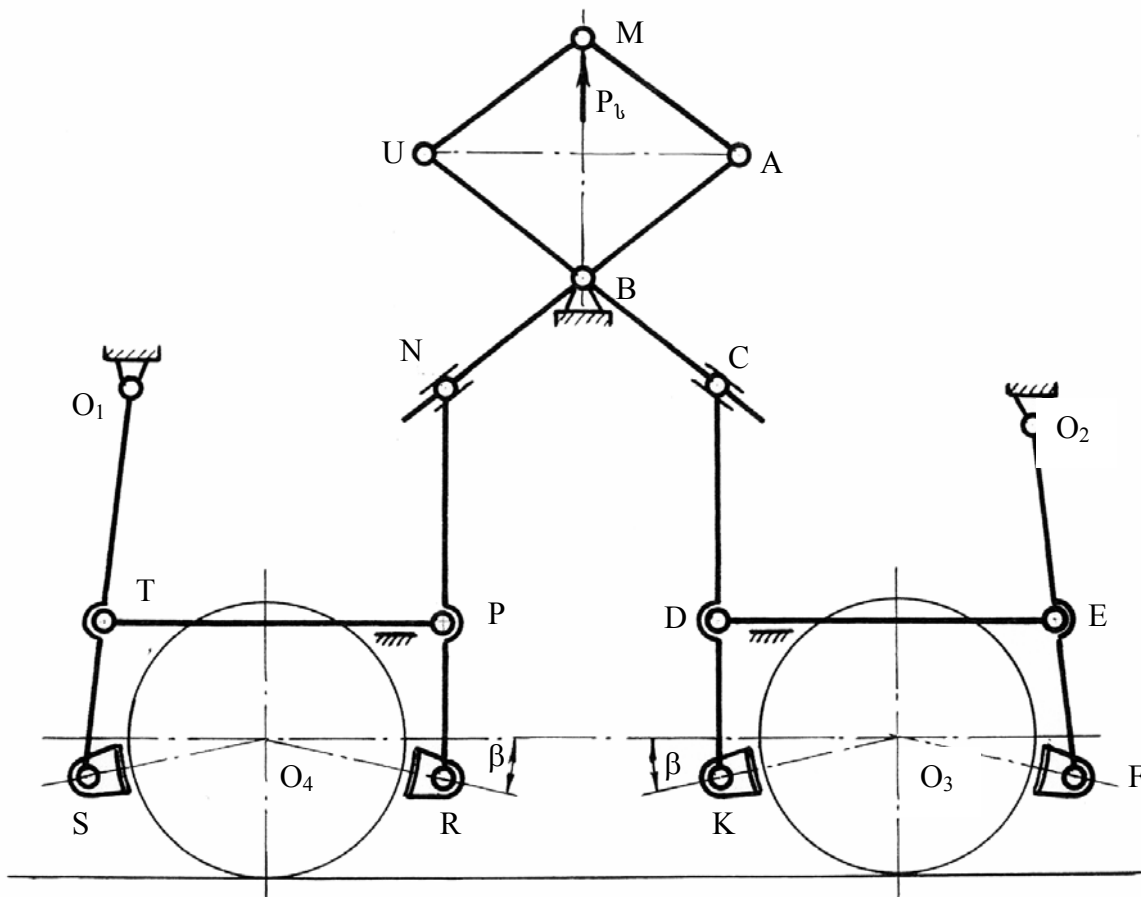
AM ამძრავი ბერკეტი სახსრულადაა ჩამაგრებული ბრუნვის  $O_1$  წერტილში. მისგან ტოლი  $O_1B$  და  $O_1M$  მხრების  $M$  და  $B$  წერტილებში მოდებულია ისევ ერთმანეთის ტოლი  $BC$  და  $MN$  ბერკეტები, რომელთა საშუალებითაც AM ამძრავი ბერკეტის მობრუნებისას შემობრუნდება  $CK$  და  $NR$  ბერკეტები ერთმანეთის საპირისპირო მიმართულებით. დამუხრუჭების დანარჩენი პროცესი სრულდება უკვე აღწერილი დამუხრუჭების მიხედვით არსებული სქემის პირობებში.

დამუშავდა კიდევ ერთი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სქემა ამძრავი ბრტყელი პარალელოგრამითა და ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით (ნახ. 2.3).

ამ სქემის მიხედვით შენარჩუნებულია არსებული ხუნდები ორმხრივი დაწოლით და მასთან მიერთებული  $FO_2$ ,  $KC$ ,  $RN$  და  $SO_1$  ბერკეტები. შეცვლილია ამძრავი გადაცემა – ნაცვლად საერთო ბერკეტული ამძრავისა გამოყენებულია ბრტყელი ABUM პარალელოგრამი, რომლის  $M$  წვეროში მოდებულია სამუხრუჭე ცილინდრიდან განვითარებული სამუხრუჭე ძალა. აქაც გამარტივებულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სქემა –

ბერკეტების რაოდენობა შემცირებულია ერთი ერთეულით, ხოლო შეერთებათა რაოდენობა გახდა ორით ნაკლები.

ბრტყელი პარალელოგრამი გამოირჩევა ერთი თავისებურებით: AB და UB გვერდები გაგრძელებულია ტოლი BC და BN კონსოლური ნაწილებით, ამასთან ერთად ABN და UBC გვერდები სახსრულადაა ჩამაგრებული B საყრდენ წერტილში და შეუძლიათ შემობრუნება ამ



ნახ. 2.3. ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ამპრავი  
ბრტყელი პარალელოგრამითა და ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების  
ორმხრივი დაწოლით

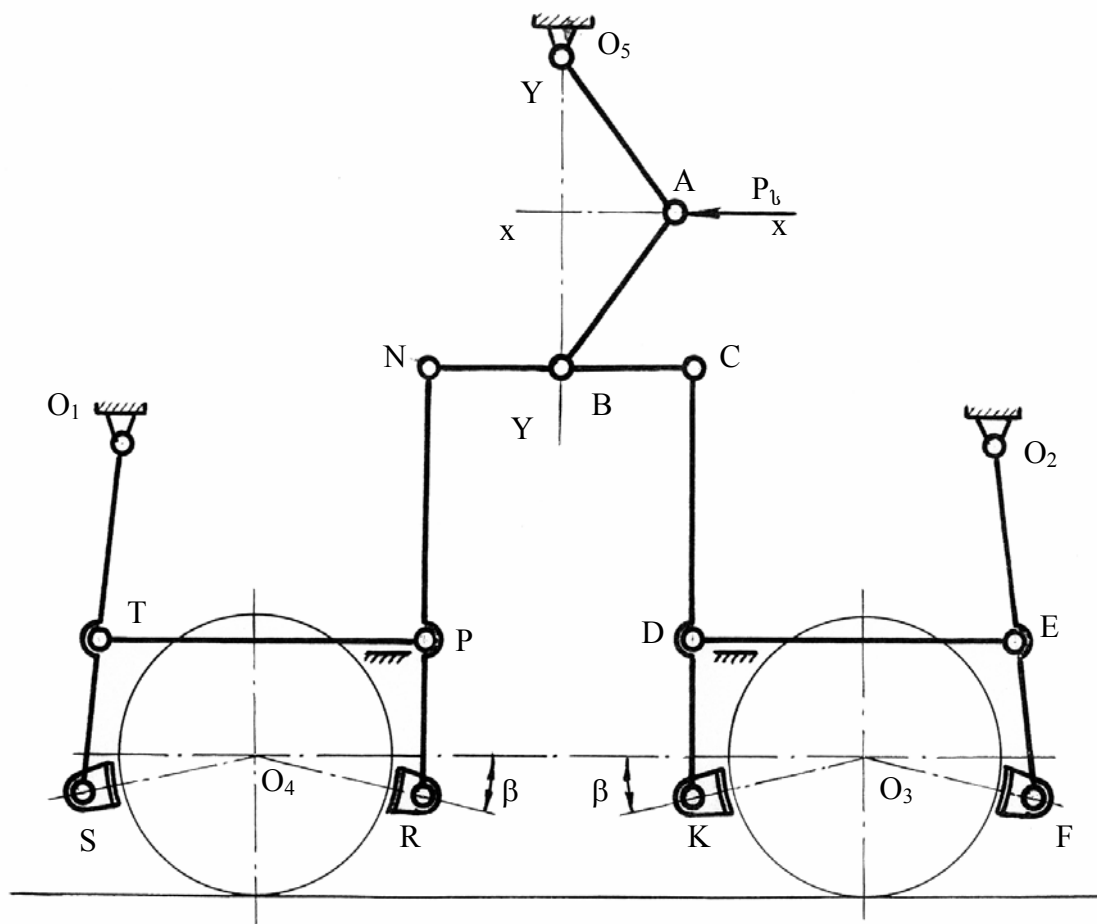
მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის მოქმედების პრინციპი დამყარებულია ABUM პარალელოგრამის M წვეროზე



სამუხრუჭე  $P_6$  ძალის მოქმედებაზე. სამუხრუჭე ძალის მოქმედებისას MA და MU პარალელოგრამის გვერდების გადაადგილების შედეგად დანარჩენი ორი AB და BU გვერდები მოტრიალდებიან ერთმანეთის მიმართ სახსრული B შეერთების გარშემო, რის შედეგადაც ამ გვერდების შესაბამისი კონსოლური BN და BC ნაწილებიც განიცდიან მობრუნებას ერთმანეთის მიმართ. მობრუნებისას BC და BN კონსოლური ნაწილების სიგრძეები თანდათან მცირდებიან, რაც დადებითად მოქმედებს სამუხრუჭე ძალის ზრდის ფაქტორზე. რაც მეტია ფარდობა  $UB:BC$  და  $AB:BN$ , მით მეტია სამუხრუჭე ძალის მნიშვნელობა, ამიტომ მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სინთეზის ამოცანის გადაჭრისას აუცილებლად გათვალისწინებულ უნდა იქნას AN და UC ბერკეტების კონსოლური ნაწილის დეფორმაციები და მოსული დინამიკური დატვირთვების მნიშვნელობანი სრული სამუხრუჭე პროცესის პირობებში.

განხილულ ოპტიმალურ სამუხრუჭე ბერკეტულ გადაცემებს (ნახ. 2.2) და (ნახ. 2.3) გააჩნიათ გარკვეული უპირატესობანი არსებულთან (ნახ. 2.1) შედარებით, რაც გამოიხატება შემადგენელი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების რაოდენობის შემცირებაში. ამასთან რაოდენობის შემცირება თვისობრივად მოქმედებს სამუხრუჭე ძალის გაზრდილი მნიშვნელობის გადაცემაზე და ხმაურის შემცირებაზე – მცირდება სამუხრუჭე ძალის დანაკარგები სახსრულ შეერთებებში ხახუნის დაძლევაზე, მცირდება მუხრუჭის აშვებისას წარმოშობილი ხმაური და ა.შ. გარდა ამისა მოსალოდნელია გარკვეული ეკონომიკური დანახარჯების შემცირება ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლები რაოდენობით დამზადებაზე და ა.შ.

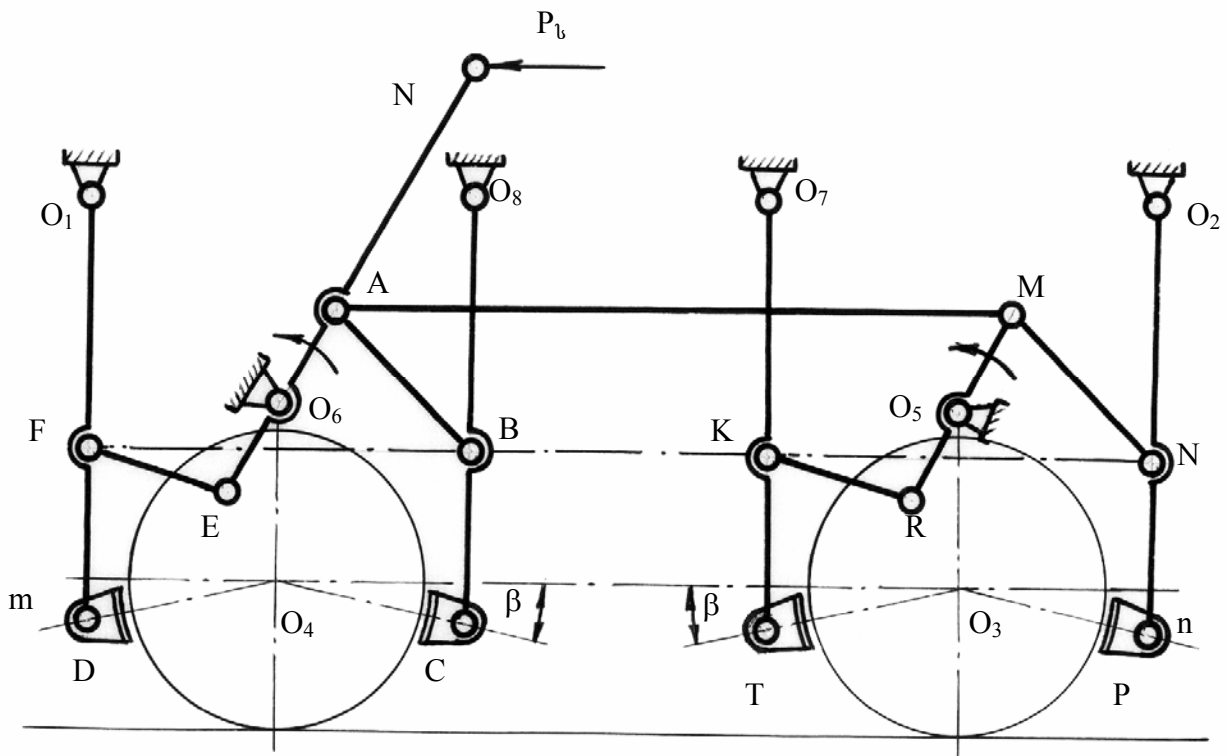
დამუშავებული იქნა აგრეთვე სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის მარტივი კონსტრუქცია სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონებისათვის საერთო მიმართველითა და ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით (ნახ. 2.4). ამ გადაცემაში შენარჩუნებული იქნა ხუნდების დაწოლის ძველი სქემა ხუნდების საკიდების ჩათვლით. ახალ კვანძს ამ გადაცემაში წარმოადგენს ამძრავი  $O_5AB$  მექანიზმი საერთო  $Y-Y$  მიმართველით. სამუხრუჭე  $P_5$  ძალა მოქმედებს  $O_5AB$  მექანიზმის  $A$  სახსრულ შეერთებაში, რის გამოც  $B$  სახსარი გადაადგილდება  $Y-Y$  მიმართველის გასწვრივ. ეს გადაადგილება გამოიწვევს  $NB$  და  $CB$  მხრების ურთიერთგადაადგილებას, რომლის დროსაც  $N$  სახსარი გადაადგილდება მარჯვნივ, ხოლო  $C$  სახსარი კი მარცხნივ. ამ მომენტის შემდეგ სამუხრუჭე პროცესი მიმდინარეობს უკვე განხილული წესით. ახალ კონსტრუქციაში შენარჩუნებულია ხუნდების დაწოლის  $\beta$  კუთხე და საკიდი ბერკეტების შემაერთებელი  $DE$  და  $PT$  საშუალოდ ბერკეტები.



## ნახ. 2.4. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა საერთო მიმართველითა და ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი

არსებულთან შედარებით შემოთავაზებულ გადაცემას (ნახ.2.4) გააჩნია ბერკეტების ერთით ნაკლები რაოდენობა და სახსრული შეერთებებიც აქ სამი ერთეულით ნაკლებია. ერთ ვაგონზე გვექნებოდა ოთხით ნაკლები ბერკეტი და თორმეტით ნაკლები სახსრული შეერთება. განსაკუთრებით აღსანიშნავია ამ გადაცემის ამძრავი კვანძის დამზადების სიმარტივე და ძალის გადაცემის თვალსაზრისით საიმედო ტექნიკური პარამეტრები.

სამგზავრო და რეფრიჟერატორული ვაგონებისათვის დამუშავდა ახალი კონსტრუქცია სამუხრუჭე ბერკეტულ გადაცემისა შეწყვილებული ამძრავითა და ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით (ნახ. 2.5). ეს არის მყარი და მდგრადი კონსტრუქცია, სადაც ხუნდების ყველა  $O_2P$ ,  $O_7T$ ,  $O_8C$  და  $O_1D$  საკიდი სახსრულადაა ჩამაგრებული დგარის მიმართ  $O_2$ ,  $O_7$ ,  $O_8$  და  $O_1$  წერტილებში. სამუხრუჭე გადაცემის ღირსება ძირითადად მდგომარეობს მასში, რომ შესაძლებელია განხორციელდეს გადაცემის საერთო და მისი ნებისმიერი შემადგენელი ელემენტების მკაცრი მათემატიკური ანალიზი. ამას განაპირობებს ნებისმიერი შემადგენელი ბერკეტის მოძრაობის ზუსტი ფუნქციონალური დამოკიდებულება ამძრავი ბერკეტის მოძრაობის კანონთან.



ნახ. 2.5. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა შეწყვილებული ამძრავით და ბორბლებზე სამუხრუჭე ხუნდების ორმხრივი

მოცემული სქემის მიხედვით (ნახ. 2.5) ხუნდების ჩამაგრება, ბორბალზე სამუხრუჭე ძალის გადაცემის  $\beta$  კუთხე და  $\delta$  ღრეჩოს მნიშვნელობა ხუნდისა და ბორბლის გორვის ზედაპირებს შორის შენარჩუნებულია.

სამუხრუჭე გადაცემა მოძრაობაში მოდის  $NE$  საერთო ამძრავის  $N$  ბოლო წერტილზე  $P_s$  სამუხრუჭე ძალის მოქმედებით.  $NE$  საერთო ამძრავი მობრუნდება რა ბრუნვის  $O_6$  ცენტრის მიმართ,  $AM$  საშუალოდ ბერკეტით მოძრაობაში მოიყვანს  $O_5$  სახსრის მიმართ მბრუნავ საერთო  $MR$  ამძრავს.  $MR$  და  $AE$  ამძრავები შეწყვილებული და სიმეტრიულად განლაგებული ბერკეტებია, რომლის ბოლოებიც  $A, E, M$  და  $R$  წერტილებით სახსრულადაა დაკავშირებული ხუნდების  $O_2P, O_7T,$

O<sub>2</sub>C და O<sub>1</sub>D საკიდებთან. NE საერთო ამძრავის მობრუნება P<sub>s</sub> სამუხრუჭე ძალის მოქმედებით რაიმე კუთხით გამოიწვევს შეწყვილებული MR ამძრავის მობრუნებას იგივე კუთხით, ამიტომ MN, RK, AB და EF ბერკეტების მოქმედებით ხუნდების PO<sub>2</sub>, TO<sub>7</sub>, CO<sub>8</sub> და DO<sub>1</sub> საკიდები მობრუნდებიან ერთდროულად ერთნაირი კუთხეებით და ყველა ხუნდი ერთდროულად მიებჯინება ბორბლის გორვის ზედაპირს. ამ გადაცემაში გამორიცხულია რომელიმე ბერკეტის ალბათური მოძრაობა, ყველა მოძრაობა მკაცრ ფუნქციონალურ დამოკიდებულებაშია შეწყვილებული AE და MR ამძრავების მოძრაობის კანონთან და უზრუნველყოფილია D, C, T და P წერტილებში ჩამაგრებული სამუხრუჭე ხუნდების ერთდროული მიჭერა ბორბლის გორვის ზედაპირის მიმართ. სისტემის მდგომარეობა დამუხრუჭების თუ აშვების მომენტისათვის უზრუნველყოფს  $\delta$  ღრეჩოს მუდმივობას, რაც არსებულ სამუხრუჭე სისტემებში ყოველთვის არაა დაცული. მიგვაჩნია, რომ ხმაურის პრობლემა, რომელიც თავს იჩენს დამუხრუჭების პროცესის დასაწყისში და ბოლოს, ყველაზე უფრო ამ გადაცემითაა გადაჭრილი, რასაც განაპირობებს მყარი ფუნქციონალური დამოკიდებულება გადაცემის ბერკეტებსა და ამძრავებს შორის.

ამგვარად, დამუშავებულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების ახალი კონსტრუქციული სახეობანი ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით. ამ სქემების შემდგომი ანალიზისა და სინთეზის ამოცანების გადაწყვეტა შესაძლებელს გახდის მათ პრაქტიკულ გამოყენებას.

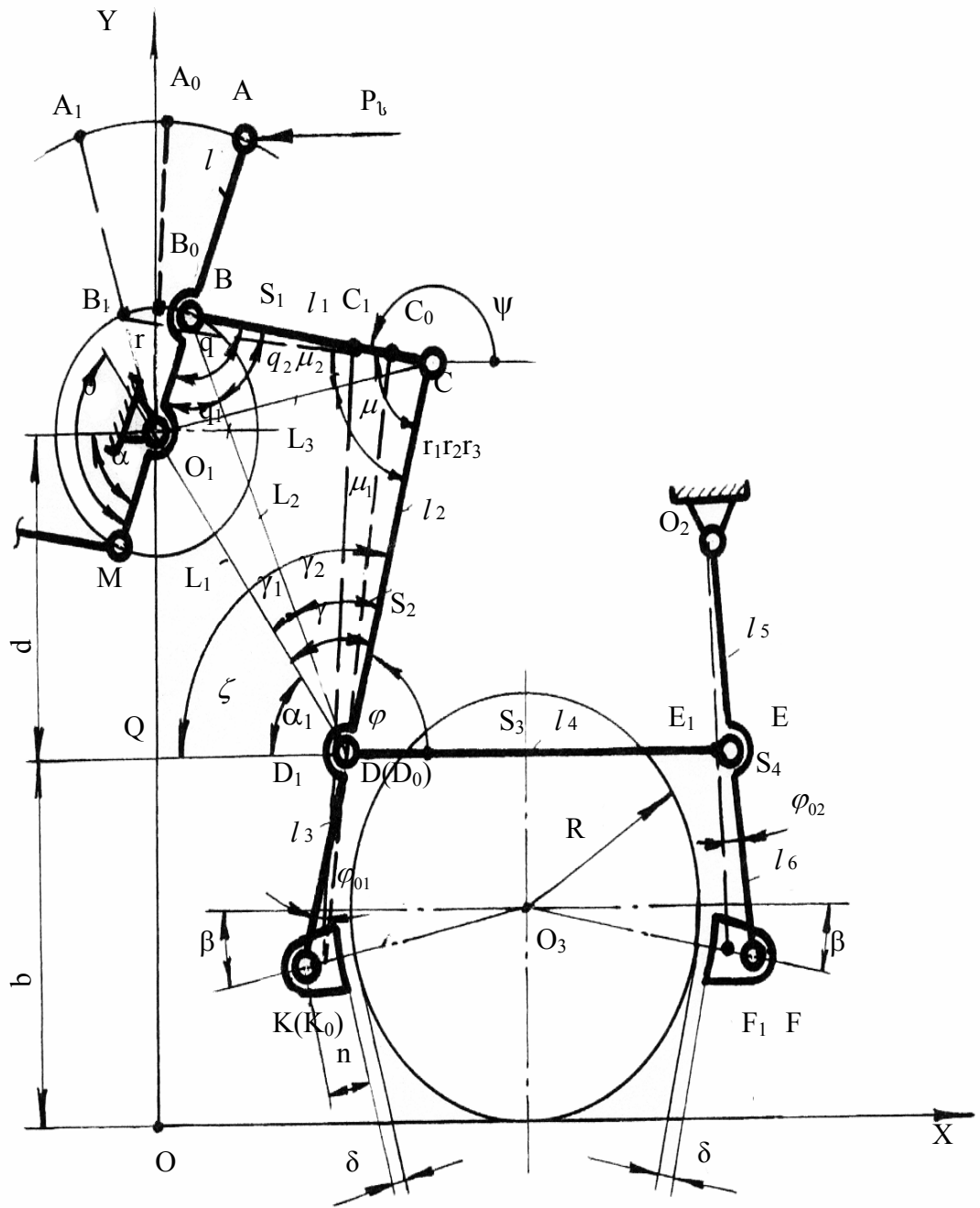
## 2.2. ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლის მქონე საერთო ამძრავიანი ოპტიმალური სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ანალიზური გამოკვლევა

დამუშავებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების და მათ შორის საერთო ამძრავიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კონსტრუქციული სქემა ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით (ნახ. 2.2) შესაძლებელს ხდის ჩავატაროთ ამ გადაცემის სრულყოფილი მათემატიკური ანალიზი და გადავწყვიტოთ შესაბამისი სინთეზის ამოცანა, რაც წინამორბედი გადაცემის მიმართ გარკვეულ სიძნელეებთანაა დაკავშირებული შემადგენელი ბერკეტების მოძრაობის ალბათური ხასიათის გამო. გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური ანალიზის ჩატარების მიზნით გამოვყოთ გადაცემიდან ბერკეტული სისტემა  $O_1BCDKFEO_2$  საერთო ამძრავი AM ბერკეტით და მოვათავსოთ იგი უძრავ მართკუთხა მარჯვენა კოორდინატა XOY სისტემაში (ნახ. 2.6) ისე, რომ საკოორდინატო OX ღერძი გადიოდეს ბორბლის გორვის ზედაპირის მხების მიმართულებით, ხოლო ორდინატა OY ღერძი ემთხვეოდეს ამძრავი AM ბერკეტის ბრუნვის  $O_1$  ცენტრს.

კვლევის გამარტივების მიზნით შემოვიღოთ აღვნიშვნები:  $O_1B=r$ ;  $AB=l$ ;  $BC=l_1$ ;  $CD=l_2$ ;  $DK=l_3$ ;  $DE=l_4$ ;  $O_2E=l_5$ ;  $EF=l_6$ . ცხადია, რომ  $AO_1=r+l$ ;  $CK=l_2+l_3$ ;  $O_2F=l_5+l_6$ ; ასევე, R წარმოადგენს ბორბლის რადიუსს; b-ჰორიზონტალური გადაადგილების მქონე DE რგოლის დაშორებაა მისივე პარალელური OX საკოორდინატო ღერძიდან; a -მანძილი D სახსრული შეერთებიდან ორდინატა OY ღერძამდე სამუხრუჭე გადაცემის აშვების მდგომარეობისათვის;  $\alpha$  - საერთო ამძრავი AM ბერკეტის მობრუნების კუთხე, ათვლილი OX ღერძიდან;  $\varphi$ -

შემსრულებელი მუშა CK საკიდის მობრუნების კუთხე;  $\psi$  - საშუალოდ BC ბარბაცას მობრუნების კუთხე;  $\beta$  - ხუნდით სამუხრუჭე ძალის გადაცემის კუთხე ძალის მიმართულებასა და OX ღერძს შორის;  $P_{\text{სა}}$  სამუხრუჭე ძალა ყოველთვის მიმართულია მოდების K და F წერტილებიდან ბორბლის ცენტრისაკენ;  $\delta$  - ღრეჩოს მნიშვნელობა ხუნდისა და ბორბლის გორვის ზედაპირს შორის, აღებული ბორბლის დიამეტრის გასწვრივ. იგი ბორბლის ორთავე მხარეს ერთნაირია.  $DD_1$  და  $EE_1$  ტოლი გადაადგილებებია შესაბამისად D და E სახსრული შეერთებების მარცხენა მიმართულებით, ანუ DE რგოლის გადაადგილება მარცხნივ. შეიძლება დავწეროთ:

$$DD_1=EE_1=\delta\cos\beta.$$



ნახ. 2.6. საერთო ამპრავიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის  
საანგარიშო

სქემა ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით



მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის მეშვეობით სრული დამუხრუჭების როცესი პირობითად შეიძლება დაიყოს ორ ეტაპად: პირველი ეტაპი – როცა სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკიდან განვითარებული სამუხრუჭე  $P_s$  ძალის საშუალებით  $AO_1$  საერთო ამძრავი შემობრუნდება გარკვეული  $\alpha$  კუთხით, რაც საკმარისია CK საკიდის მობრუნებისათვის  $D$  სახსრის გარშემო ხუნდისა და ბორბლის ზედაპირების შეხებამდე. მოძრაობის დაწყებიდან ამ მომენტამდე  $O_2F$  საკიდი უძრავია და  $D$  სახსარიც ამიტომ არ განიცდის გადაადგილებას. შეხების შემდეგ  $K$  სახსარი დაიჭერს  $K_0$  მდებარეობას, შესაბამისად  $C$  დაიჭერს  $C_0$ -ს,  $B$  გადავა  $B_0$ -ში, ხოლო  $A$  კი  $A_0$ -ში. მეორე ეტაპი – საერთო  $AO_1$  ამძრავის შემობრუნება გრძელდება და უკვე უძრავი  $K$  სახსრის მიმართ CK საკიდის შემობრუნებისას  $D$  სახსარი განიცდის გადაადგილებას  $D_1$  მდებარეობაში და სისტემა დაიჭერს  $A_1B_1C_1D_1K_0$  მდებარეობას. ცხადია, გადაადგილდება DE საშუალო ბერკეტიც და ამასთან ერთად იწყებს შემობრუნებას  $O_2F$  საკიდიც მანამ, სანამ მასთან  $F$  წერტილში მიერთებული ხუნდის მუშა ზედაპირი შეუთავსდებოდეს ბორბლის გორვის ზედაპირს. ხუნდის  $F$  სახსარი დაიჭერს  $F_1$  მდებარეობას, ხოლო  $E$  სახსარი  $E_1$  მდებარეობას. მოძრაობის ასეთი დაყოფა, როგორც აღინიშნა, პირობითია, მაგრამ იგი ამავე დროს აუცილებელია ბერკეტული გადაცემის ფუნდამენტალური ანალიზური გამოკვლევის მიზნით.

მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის საანგარიშო სქემის მიხედვით (ნახ.2.6) ძირითად შემსრულებელ ნაწილს წარმოადგენს  $O_1BCD$  ბრტყელი ბერკეტული მექანიზმი, რომელიც მოძრაობაში მოდის

სამუხრუჭე ცილინდრიდან განვითარებული სამუხრუჭე  $P_s$  ძალის  $A$  წერტილში მოდების შედეგად. ცხადია, რომ  $O_1B$  საერთო ამძრავის მოძრაობის კანონი თავიდანვე მოცემულია, ე.ი.  $\alpha=\alpha(t)$ ;  $\omega=\omega(t)$ . მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ანალიზური კვლევა ითვალისწინებს ბერკეტების მობრუნების კუთხეების, შესაბამისი კუთხური სიჩქარეებისა და აჩქარებების, ბერკეტების სიმძიმის ცენტრების გადაადგილებების, სიჩქარეებისა და აჩქარებების, ინერციის ძალებისა და მომენტების გაანგარიშებას. რეალური დინამიკური პარამეტრების დადგენისათვის აუცილებელია მოვახდინოთ როგორც შეერთებებში არსებული რეაქციისა და ხახუნის ძალების ანალიზური გამოკვლევა, ასევე კინეტიკური ენერჯის მნიშვნელობის დადგენაც.

პირველ რიგში დავადგენთ ბერკეტებს შორის კუთხეების მნიშვნელობებს და  $OX$  ღერძისადმი ბერკეტების მობრუნების კუთხეებს.

სქემის მიხედვით ვწერთ;

$$\gamma=\gamma_1+\gamma_2,$$

ანუ

$$\gamma = \arccos \frac{1}{2L_1L_2}(L_1^2 + L_2^2 - r^2) + \arccos \frac{1}{2L_2l_2}(L_2^2 + l_2^2 - l_1^2), \quad (2.1)$$

სადაც

$$L_1=(a^2+d^2)^{1/2};$$

$$L_2=(L_1^2+r^2-2L_1r \cos \theta)^{1/2};$$

$$\theta=\alpha+\alpha_1;$$

$$\theta=\alpha+\arccos[a/(a^2+d^2)^{1/2}];$$

$$\theta=\alpha+\arccos(aL_1^{-1}).$$

ნახაზიდან შეიძლება დავწეროთ:

$$q = q_1 + q_2,$$

ანუ

$$q = \arccos \frac{1}{2L_2 l_1} (l_1^2 + L_2^2 - l_2^2) + \arccos \frac{1}{2L_2 r} (r^2 + L_2^2 - L_1^2). \quad (2.2)$$

კუთხე  $\mu$ , რომელიც იქმნება BC ბერკეტსა და CD საკიდს შორის, ტოლია:

$$\mu = \mu_1 + \mu_2$$

ანუ

$$\mu = \arccos \frac{1}{2l_1 L_3} (l_1^2 + L_3^2 - r^2) + \arccos \frac{1}{2L_3 l_2} (L_3^2 + l_2^2 - L_1^2), \quad (2.3)$$

სადაც

$$L_3 = (L_1^2 + l_2^2 - 2L_1 l_2 \cos \gamma)^{1/2}.$$

მიღებული გამოსახულებების გათვალისწინებით ვწერთ:

$$\varphi = \pi - \zeta$$

$$\varphi = \pi - (\alpha_1 + \gamma).$$

B წერტილის მიმართ შედგენილი მარტივი იგივეობიდან

$$d + r \sin \alpha = l_1 \sin \psi + l_2 \sin \varphi$$

შეიძლება მივიღოთ BC ბერკეტის დახრის კუთხის მნიშვნელობა OX ღერძისადმი:

$$\psi = \arcsin \frac{1}{l_1} (d + r \sin \alpha - l_2 \sin \varphi). \quad (2.4)$$

ასევე მოცემული საანგარიშო სქემის მიხედვით შეიძლება დაიწეროს:

$$\psi = \varphi + q_2 + \gamma_2.$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ  $K$  სახსრის მდებარეობა სქემის მიხედვით განისაზღვრება შემდეგი ტოლობებით:

$$m=(R+\delta+n)\sin\beta;$$

$$c=(R+\delta+n)\cos\beta,$$

სადაც  $n$  არის მანძილი ხუნდის მუშა ზედაპირიდან  $K$  სახსრის ცენტრამდე, მაშინ  $\varphi$  კუთხე შეიძლება გამოისახოს შემდეგი ტოლობითაც:

$$\sin\varphi = \frac{1}{l_3}(b - R - m),$$

ანუ

$$\sin\varphi = \frac{1}{l_3}[b - R + (R + \delta + n)\sin\beta]. \quad (2.5)$$

(2.5) ტოლობის ძალით (2.4) გამოსახულება მიიღებს სახეს:

$$\sin\psi = \frac{1}{l_1}(d + r\sin\alpha) - \frac{l_2}{l_1 l_3}[b - R + (R + \delta + n)\sin\beta]. \quad (2.6)$$

BCD და  $BO_1D$  სამკუთხედებისათვის BD გვერდი საერთოა, ამიტომ კოსინუსების თეორემიდან გამომდინარე შეიძლება მივიღოთ  $\mu$  კუთხის ახალი მნიშვნელობა შედარებით მარტივი გამოსახულებით:

$$\cos\mu = \frac{1}{2l_1 l_2}(l_1^2 + l_2^2 - r^2 - L_1^2 + 2rL_1 \cos\theta). \quad (2.7)$$

ასევე შეიძლება მივიღოთ  $\gamma$  კუთხის ახალი მნიშვნელობაც:

$$\cos\gamma = \frac{1}{2l_2 L_1}(L_1^2 + l_2^2 - L_3^2). \quad (2.8)$$

შესაბამისად მივიღებთ  $\zeta$  კუთხისათვის ახალ გამოსახულებას:

$$\zeta = \alpha_1 + \gamma,$$

ანუ

$$\zeta = \arccos \frac{a}{L_1} + \arccos \frac{1}{2L_1 l_2} (L_1^2 + l_2^2 - L_3^2). \quad (2.9)$$

DE საშუალო ბერკეტის გადაადგილება OX ღერძის მიმართ გამოსახება  $DD_1$  ან  $EE_1$  მანძილების საშუალებით, რადგან  $DD_1=EE_1$ .

D სახსრის კოორდინატა OX ღერძის მიმართ, ანუ მისი პარალელური გადაადგილება გამოსახება ტოლობით:

$$X_D = r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi.$$

მეორეს მხრივ  $D_1$  წერტილისათვის

$$X_{D_1} = r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi - \delta \cos \beta,$$

სადაც  $\delta \cos \beta = DD_1$ .

$O_2F$  საკიდისა და DE საშუალო ბერკეტის საერთო E სახსრისათვის ვწერთ:

$$X_E = r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + l_4.$$

ასევე  $E_1$  წერტილისათვის შეიძლება დაიწეროს:

$$X_{E_1} = r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + l_4 - \delta \cos \beta,$$

სადაც  $\delta \cos \beta = EE_1$ .

$O_2F$  საკიდის მობრუნების  $\varphi_{02}$  კუთხე სამუხრუჭე ხუნდისა და ბორბლის მუშა ზედაპირების შეთავსების მომენტისათვის განისაზღვრება  $O_2EE_1$  სამკუთხედიდან:

$$(\delta \cos \beta)^2 = 2l_5^2 + 2l_5^2 \cos \varphi_{02}.$$

ამ ტოლობიდან მივიღებთ:

$$\cos \varphi_{02} = 1 - \frac{\delta^2}{2l_5^2} \cos^2 \beta. \quad (2.10)$$

ასევე, მეორე ხუნდისა და ბორბლის მუშა ზედაპირის შეთავსებისას CK საკიდის მობრუნების კუთხე K სახსრის მიმართ გამოსახება ტოლობით:

$$\cos \varphi_{01} = 1 - \frac{\delta^2}{2l_3^2} \cos^2 \beta. \quad (2.11)$$

ამგვარად, განსაზღვრული იქნა ოპტიმალური სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის (ნახ.2.2) ბერკეტების მობრუნების კუთხეები როგორც ურთიერთმიმართ, ასევე უძრავი XOY საკოორდინატო სისტემის OX ღერძის მიმართაც. განსაზღვრულ იქნა საშუალოდ DE ბერკეტის გადაადგილება D და E სახსრების გადაადგილების მიხედვით.

შემდგომი კვლევის მიზნით, რაც ითვალისწინებს მოცემული გადაცემის კინეტიკური ენერჯის გამოკვლევას, ცვლადი დინამიკური პარამეტრების გაანგარიშებას და ბოლოს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენას, აუცილებელია განისაზღვროს რგოლების მასების ცენტრის კოორდინატები, ხაზოვანი სიჩქარეები და აჩქარებები. გადაცემის ბერკეტების მასების ცენტრების i-ური წერტილების ხაზოვანი სიჩქარეების და აჩქარებების მიმართ შეიძლება დაიწეროს ტოლობები:

$$\left. \begin{aligned} v_i &= (\dot{X}_i^2 + \dot{Y}_i^2)^{1/2}; \\ a_i &= (\ddot{X}_i^2 + \ddot{Y}_i^2)^{1/2}, \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

სადაც,  $\dot{X}_i$ ,  $\dot{Y}_i$  არის i-ური წერტილების ხაზოვან სიჩქარეთა გეგმილები OX და

OY საკოორდინატო ღერძებზე;

$\ddot{X}_i, \ddot{Y}_i$  - მოცემული  $i$ -ური წერტილების შესაბამის ხაზოვან აჩქარებათა გეგმილები OX და OY საკოორდინატო ღერძებზე;

შესაბამისი მობრუნების კუთხური სიჩქარეები და აჩქარებები გადაცემის შემადგენელი ბერკეტებისათვის განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულების მიხედვით

$$\left. \begin{aligned} \omega_i &= \dot{\varphi}_i = \frac{d\varphi_i}{dt}; \\ \varepsilon_i &= \ddot{\varphi}_i = \frac{d^2\varphi_i}{dt^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

საერთო AM ამძრავის მობრუნების კუთხური სიჩქარე მობრუნების ნებისმიერი  $\alpha$  კუთხისათვის მუდმივია და იგი ტოლია:

$$\omega = \dot{\alpha}(t) = \frac{d\alpha}{dt} = const.$$

BC ბერკეტისათვის ვწერთ:

$$\omega_1 = \psi(t) = \frac{d\psi}{dt} = \frac{d}{dt}(q_2 - \alpha_1 - \gamma_1).$$

რიგი ალგებრული გარდაქმნებისა და ჩასმების შემდეგ მივიღებთ BC ბერკეტის მობრუნების კუთხური სიჩქარისათვის ასეთ გამოსახულებას:

$$\omega_1 = L_1 L_2^{-2} r \omega \sin \theta [f_1(L_1, L_2, r) - f_2(L_1, L_2, r)], \quad (2.14)$$

სადაც

$$f_1(L_1, L_2, r) = (L_1^2 + L_2^2 - r^2)[(2L_2 r)^2 - (r^2 + L_2^2 - L_1^2)^2]^{-1/2};$$

$$f_2(L_1, L_2, r) = (L_2^2 - L_1^2 + r^2)[(2L_2 L_1)^2 - (L_1^2 + L_2^2 - r^2)^2]^{-1/2}.$$

CK საკიდის მობრუნების კუთხური სიჩქარე

$$\omega_2 = \dot{\varphi}(t) = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d}{dt}[\pi - (\alpha_1 + \gamma)] = \frac{d\gamma_1}{dt} - \frac{d\gamma_2}{dt}.$$

(2.1) ტოლობის გამოყენებით ამ გამოსახულებიდან მივიღებთ:

$$\omega_2 = -\frac{L_1}{L_2} r \omega \sin \theta [f_2(L_1, L_2, r) - f_3(L_1, L_2, l_1, l_2, r)], \quad (2.15)$$

სადაც

$$f_3(L_1, L_2, l_1, l_2, r) = (L_2^2 - l_2^2 - l_1^2)[(2L_2l_2)^2 - (L_2^2 + l_2^2 - l_1^2)]^{-1/2}.$$

O<sub>2</sub>F საკიდის მობრუნების კუთხური სიჩქარე განისაზღვრება (2.10)

ტოლობიდან:

$$\omega_3 = \frac{d}{dt} [\arccos(1 - \frac{\delta^2}{2l_5^2} \cos^2 \beta)].$$

ანუ

$$\omega_3 = f_4(l_5, \delta, \beta) \dot{\beta} \sin \beta, \quad (2.16)$$

სადაც

$$f_4(\delta, l_5, \beta) = -\delta^2 [(2l_5)^2 - (2l_5^2 - \delta^2 \cos^2 \beta)^2]^{-1/2}.$$

ასევე, D სახსრის მიმართ  $l_3$  დაბოლოების კუთხური სიჩქარე შეიძლება განისაზღვროს  $\beta$  კუთხის მიხედვით. ვსარგებლობთ რა (2.11) ფორმულით, ამ შემთხვევისათვის მივიღებთ:

$$\omega_4(\beta) = f_5(\delta, \beta, l_3) \dot{\beta} \sin \beta, \quad (2.17)$$

სადაც

$$f_5(\delta, \beta, l_3) = -\delta^2 [(2l_3)^2 - (2l_3^2 - \delta^2 \cos^2 \beta)^2]^{-1/2}.$$

DE საშუალო ბერკეტის გადაადგილების სიჩქარისათვის ვწერთ:

$$V_D = \dot{X}_D = l_2 \dot{\phi} \sin \phi - l_1 \dot{\psi} \sin \psi - r \omega \sin \alpha. \quad (2.18)$$

შესაბამისად, DD<sub>1</sub> ან EE<sub>1</sub> გადაადგილებების სიჩქარე ტოლია:

$$(DD_1)' = (EE_1)' = V_D(\beta) = V_E(\beta) = -\delta \dot{\beta} \sin \beta. \quad (2.19)$$

გადაცემის ბერკეტების მობრუნების კუთხური აჩქარებების პოვნისათვის ვსარგებლობთ (2.13), (2.14), (2.15), (2.16) და (2.17)



გამოსახულებებით. შესაბამისად BC ბერკეტის მობრუნების კუთხური აჩქარება გამოისახება ფორმულით:

$$\varepsilon_1 = \frac{d^2\psi}{dt^2} ,$$

ანუ

$$\varepsilon_1 = f_6(L_1r, \omega, \theta) f_7(L_1, L_2, r) + f_8(L_1, r, \omega, \theta) \frac{d}{dt} f_7(L_1, L_2, r), \quad (2.20)$$

სადაც

$$f_6(L_1, r, \omega, \theta) = L_1 r \omega^2 \cos \theta ;$$

$$f_7(L_1, L_2, r) = \frac{1}{L_2} [f_1(L_1, L_2, r) - f_2(L_1, L_2, r)];$$

$$f_8(L_1, r, \omega, \theta) = L_1 r \omega \sin \theta .$$

CD საკიდის მობრუნების კუთხური აჩქარება განისაზღვრება (2.15) ფორმულის მიხედვით. გვექნება:

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = & -f_6(L_1, r, \omega, \theta) f_9(L_1, L_2, r, l_1, l_2) - \\ & - f_8(L_1, r, \omega, \theta) \frac{d}{dt} f_9(L_1, L_2, r, l_1, l_2), \end{aligned} \quad (2.21)$$

სადაც

$$f_9 = \frac{1}{L_2} [f_2(L_1, L_2, r) - f_3(L_1, L_2, l_1, l_2, r)].$$

O<sub>2</sub>F საკიდის მობრუნების კუთხური აჩქარების პოვნისათვის ვსარგებლობთ (2.16) ფორმულით. გვექნება:

$$\varepsilon_3(\beta) = f_{10}(\beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta}) f_4(l_5, \delta, \beta) + f_{11}(\beta, \dot{\beta}) \frac{d}{dt} f_4(l_5, \delta, \beta), \quad (2.22)$$

სადაც

$$f_{10}(\beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta}) = \ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta ;$$

$$f_{11}(\beta, \dot{\beta}) = \dot{\beta} \sin \beta .$$

ანალოგიურად D სახსრის მიმართ საკიდის  $l_3$  დაბოლოების შემობრუნების კუთხური აჩქარების მნიშვნელობა განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$\varepsilon_4(\beta) = f_{10}(\beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta})f_5(l_3, \delta, \beta) + f_{11}(\beta, \dot{\beta})\frac{d}{dt}f_5(l_3, \delta, \beta). \quad (2.23)$$

DE საშუალო ბერკეტის გადაადგილების ხაზოვანი აჩქარება გამოითვლება ფორმულით:

$$a_D = a_E = \ddot{X}_D = \sin \varphi(l_2\ddot{\phi} - l_1\ddot{\psi}) + \cos \varphi(l_2\dot{\phi}^2 - l_1\dot{\psi}^2 - r\omega^2 \cos \alpha). \quad (2.24)$$

$\beta$  კუთხის გათვალისწინებით იგივე აჩქარება განისაზღვრება ტოლობით:

$$a_D(\beta) = a_E(\beta) = -\delta(\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta).$$

შემდგომი დინამიკური და კინემატიკური კვლევის მიზნით აუცილებელია განისაზღვროს შემადგენელი ბერკეტების მასების ცენტრის გადაადგილება, სიჩქარე და აჩქარება. ნებისმიერი ბერკეტის მდებარეობა განისაზღვრება მასების ცენტრის  $X_{si}$  და  $Y_{si}$  კოორდინატებით. BC ბერკეტის  $S_1$  მასების ცენტრისათვის გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} X_{s1} &= r \cos a + \frac{l_1}{2} \cos \psi; \\ Y_{s1} &= b + d + r \sin a + \frac{l_1}{2} \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$

CK საკიდისათვის

$$\left. \begin{aligned} X_{s2} &= r \cos a + l_1 \cos \psi - \frac{l_2 + l_3}{2} \cos \varphi; \\ Y_{s2} &= b + d + r \sin a + l_1 \sin \psi - \frac{l_2 + l_3}{2} \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

DE საშუალო ბერკეტის  $S_3$  მასების ცენტრისათვის ვწერთ:

$$X_{s3} = r \cos a + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + \frac{l_4}{2}. \quad (2.27)$$

შედგომ, სამუხრუჭე დროის გაანგარიშებისათვის აუცილებელია განისაზღვროს სახსრული შეერთების გადაადგილების სიჩქარე და აჩქარება. ამ მიზნით ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} X_K &= r \cos a + l_1 \cos \psi - (l_2 + l_3) \cos \varphi; \\ Y_K &= b + d - l_1 \sin \psi - (l_2 + l_3) \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

შეიძლება K სახსრის ორდინატა მოცემული იქნას ამ სახითაც

$$Y_K = b - l_3 \sin \varphi.$$

O<sub>2</sub>F საკიდის მასების S<sub>4</sub> ცენტრისათვის შეიძლება დაიწეროს:

$$\left. \begin{aligned} X_{S_4} &= r \cos a + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + l_4 - \frac{l_5 + l_6}{2} \cos \varphi; \\ Y_{S_4} &= b + l_5 \sin \varphi - \frac{l_5 + l_6}{2} \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2.29)$$

(2.25)-(2.29) ტოლობების მიხედვით შეიძლება ვიპოვოთ ყველა ბერკეტის მასების S<sub>i</sub> ცენტრის ხაზოვანი სიჩქარე. (2.12) ტოლობების ძალით ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} V_{S_1} &= (\dot{X}_{S_1}^2 + \dot{Y}_{S_1}^2)^{1/2}; \\ V_{S_2} &= (\dot{X}_{S_2}^2 + \dot{Y}_{S_2}^2)^{1/2}; \\ V_{S_3} &= \dot{X}_{S_3}; \\ V_{S_4} &= (\dot{X}_{S_4}^2 + \dot{Y}_{S_4}^2)^{1/2}; \\ V_K &= (\dot{X}_K^2 + \dot{Y}_K^2)^{1/2}, \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

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

$$\left.
\begin{aligned}
\dot{X}_{S1} &= -r\omega \sin a - \frac{l_1}{2} \dot{\psi} \sin \psi; \\
\dot{Y}_{S1} &= r\omega \cos a + \frac{l_1}{2} \dot{\psi} \cos \psi; \\
\dot{X}_{S2} &= -r\omega \sin a - l_1 \dot{\psi} \sin \psi + \frac{l_2 + l_3}{2} \dot{\phi} \sin \varphi; \\
\dot{Y}_{S2} &= r\omega \cos a - l_1 \dot{\psi} \sin \psi - \frac{l_2 + l_3}{2} \dot{\phi} \cos \varphi; \\
\dot{X}_{S3} &= -r\omega \sin a - l_1 \dot{\psi} \sin \psi + l_2 \dot{\phi} \sin \varphi; \\
\dot{X}_K &= -r\omega \sin a - l_1 \dot{\psi} \sin \psi + (l_2 + l_3) \dot{\phi} \sin \varphi; \\
\dot{Y}_K &= -l_1 \dot{\psi} \cos \psi - (l_2 + l_3) \dot{\phi} \cos \varphi; \\
\dot{X}_{S4} &= -r\omega \sin a - l_1 \dot{\psi} \cos \psi - \frac{1}{2} (2l_2 - l_5 - l_6) \dot{\phi} \sin \varphi; \\
\dot{Y}_{S4} &= \frac{1}{2} \dot{\phi} \sin \varphi (l_5 - l_6).
\end{aligned}
\right\} \quad (2.31)$$

ბერკეტების მასების  $S_i$  ცენტრების ხაზოვანი აჩქარებები (2.12) ტოლობების ძალით გამოსახება ფორმულით:

$$\left.
\begin{aligned}
a_{S1} &= (\ddot{X}_{S1}^2 + \ddot{Y}_{S1}^2)^{1/2}; \\
a_{S2} &= (\ddot{X}_{S2}^2 + \ddot{Y}_{S2}^2)^{1/2}; \\
a_{S3} &= \ddot{X}_{S3}; \\
a_{S4} &= (\ddot{X}_{S2}^2 + \ddot{Y}_{S2}^2)^{1/2}; \\
a_K &= (\ddot{X}_K^2 + \ddot{Y}_K^2)^{1/2}.
\end{aligned}
\right\} \quad (2.32)$$

(2.32) სისტემაში შემავალი  $\ddot{X}_{S1}$  და  $\ddot{Y}_{S1}$  ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\left.
\begin{aligned}
\ddot{X}_{S1} &= -r\omega^2 \sin a - \frac{l_1}{2}(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi); \\
\ddot{Y}_{S1} &= -r\omega^2 \sin a - \frac{l_1}{2}(\ddot{\psi} \sin \psi - \dot{\psi}^2 \cos \psi); \\
\ddot{X}_{S2} &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) + \frac{l_2 + l_3}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\
\ddot{Y}_{S2} &= -r\omega^2 \sin a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi - \dot{\psi}^2 \cos \psi) + \frac{l_2 + l_3}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\
\ddot{X}_{S3} &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) + l_2(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\
\ddot{X}_K &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) + (l_2 + l_3)(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\
\ddot{Y}_K &= -l_1(\ddot{\psi} \cos \psi - \dot{\psi}^2 \sin \psi) - (l_2 + l_3)(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\
\ddot{X}_{S4} &= -r\omega^2 \cos a - l_1(\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) - l_2(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi) + \\
&+ \frac{l_5 + l_6}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi); \\
\ddot{Y}_{S4} &= l_5(\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) - \frac{l_5 + l_6}{2}(\ddot{\phi} \sin \phi - \dot{\phi}^2 \cos \phi).
\end{aligned}
\right\} (2.33)$$

შემდგომი დინამიკური ანალიზის ჩატარების მიზნით აუცილებელია განისაზღვროს სამუხრუჭე 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

$$F_{o1} = -m_1 a_{S1}; \quad \text{ანუ}$$

$$F_{o1} = -m_1 (\ddot{X}_{S1}^2 + \ddot{Y}_{S1}^2)^{1/2} \quad (2.34)$$

სათანადოდ, CK, DE, O<sub>2</sub>F ბერკეტებისათვის გვექნება:

$$\begin{aligned}
F_{o2} &= -m_2(\ddot{X}_{S2}^2 + \ddot{Y}_{S2}^2)^{1/2} \\
F_{o3} &= -m_3\ddot{X}_{S3} \\
F_{o4} &= -m_4(\ddot{X}_{S4}^2 + \ddot{Y}_{S4}^2)^{1/2}
\end{aligned}
\tag{2.35}$$

ასევე საჭიროა განისაზღვროს ინერციის  $F_i$  ძალის გეგმილები და  $OX$  და  $OY$  საკოორდინაოდ ღერძებზე. ამისათვის ვსარგებლობთ ზოგადი ტოლობებით:

$$\begin{aligned}
F_{o(X)} &= -m_i\ddot{X}_{Si}; \\
F_{o(Y)} &= -m_i\ddot{Y}_{Si}.
\end{aligned}$$

უკანასკნელი ტოლობების გამოყენებით გადაცემის ბერკეტების ინერციის ძალის გეგმილები  $OX$  და  $OY$  ღერძების მიმართ ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\left.
\begin{aligned}
F_{o1(X)} &= -m_1\ddot{X}_{S1}; \\
F_{o1(Y)} &= -m_1\ddot{Y}_{S1}; \\
F_{o2(X)} &= -m_2\ddot{X}_{S2}; \\
F_{o2(Y)} &= -m_2\ddot{Y}_{S2}; \\
F_{o3(X)} &= -m_3\ddot{X}_{S3}; \\
F_{o4(X)} &= -m_4\ddot{X}_{S4}; \\
F_{o4(Y)} &= -m_4\ddot{Y}_{S4},
\end{aligned}
\right\}
\tag{2.36}$$

სადაც  $m_i$  არის შემადგენელი ბერკეტების მასები, ხოლო  $\ddot{X}_{Si}$  და  $\ddot{Y}_{Si}$  განისაზღვრება (2.33) სისტემიდან.

სამუხრუჭე 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 სიმძიმის ცენტრში გამავალი ღერძის მიმართ;

$\phi_i - i$ -ური ბერკეტის მობრუნების კუთხური აჩქარება.

მაშინ უკანასკნელი ფორმულის ძალით BC ბერკეტის, CK და  $O_2F$  საკიდებისათვის ვწერთ შემდეგ ტოლობებს:

$$\begin{aligned} M_1 &= -\frac{m_1}{12} l_1^2 \ddot{\psi}; \\ M_2 &= -\frac{m_2}{12} (l_2 + l_3)^2 \ddot{\phi}; \\ M_4 &= -\frac{m_4}{12} (l_5 + l_6)^2 \ddot{\phi}. \end{aligned} \quad (2.37)$$

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

მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის (ნახ. 2.2) ანალიზური გამოკვლევა შესაძლებელია ჩატარდეს სხვა გზითაც. ამ შემთხვევაში ვსარგებლობთ 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 და უნდა განვსაზღვროთ ფუნქციონალური დამოკიდებულებანი (ნახ. 2.6).

$$\left. \begin{aligned} f(\psi) &= f(\psi)_\alpha; \\ f(\phi) &= f(\phi)_\alpha; \\ f(X_D) &= f(X_D)_\alpha; \\ f(\gamma) &= f(\gamma)_\alpha; \\ f(\xi) &= f(\xi)_\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

ვახდენთ რა ვექტორული  $O_1BCDQO_1$  კონტურის დაგეგმარებას  $XOY$  სისტემის  $OX$  და  $OY$  ღერძებზე, გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ ორ ტოლფას იგივეობას:

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

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

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

$$\cos \varphi = \frac{1}{A^2 + B^2} [-AC \pm B(A^2 + B^2 + C^2)^{1/2}] \quad (2.39)$$

სადაც

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

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

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

(2.39) ტოლობიდან შეიძლება  $\varphi$  კუთხის განსაზღვრა:

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

BC ბერკეტის მობრუნების  $\psi$  კუთხის პოვნის მიზნით მოცემული სქემის მიხედვით (ნახ. 2.6 ვწერთ):

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

საიდანაც მივიღებთ:

$$\cos \psi = \frac{1}{l_1} [l_2 \cos \varphi + (a - r \cos \alpha)]. \quad (2.40)$$

ანუ

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

სადაც

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

მოცემული სქემის (ნახ. 2.6) მიხედვით DE საშუალო ბერკეტი ასრულებს მხოლოდ წინსვლით მოძრაობას OX ღერძის გასწვრივ, მაგრამ სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოს გაჩენის შემთხვევაში ამ ბერკეტმა შეიძლება შეიძინოს ბრუნვითი მოძრაობაც – მოსალოდნელია ბრუნვის



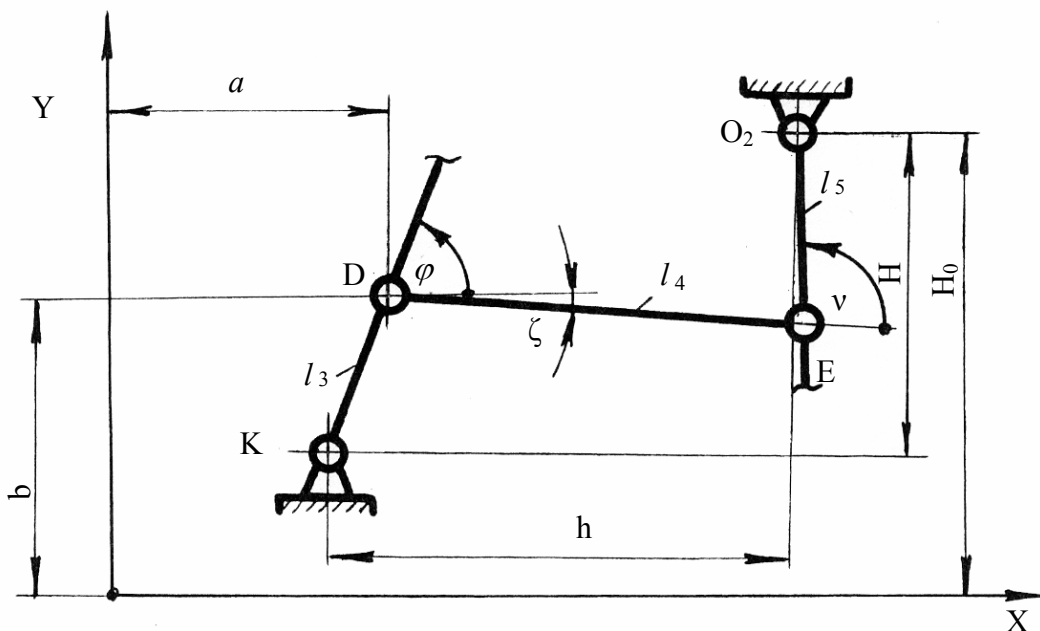
$\xi$  კუთხის არსებობა. გამოდის, რომ გადაცემის  $KDEO_2$  მექანიზმი შეიძლება ხასიათდებოდეს ბერკეტების მობრუნების  $\varphi, \xi, \nu$  კუთხეებით  $OX$  ღერძის მიმართ. რადგან  $DE$  და  $OF$  ბერკეტები მოძრაობაში მოდიან  $CK$  საკიდის  $K$  წერტილში მიერთებული ხუნდის მიჭერის შემდეგ ბორბლის ზედაპირზე, ცხადია, ამ მომენტიდან  $K$  წერტილი შეიძლება მივიჩნიოთ ფიქსირებულად და  $KDEO_2$  სისტემა (ნახ. 2.7) მოდის მოძრაობაში. ამ დროს  $DE$  ბერკეტის მოძრაობას შეიძლება ქონდეს ორი სახე: პირველ შემთხვევაში  $DE$  ასრულებს მხოლოდ გადატანით მოძრაობას და  $KDEO_2$  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:

$$\left. \begin{aligned} \cos \nu &= \frac{1}{l_5} (h - l_4 - l_3 \cos \varphi); \\ \sin \nu &= \frac{1}{l_5} (H - l_3 \sin \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (2.41)$$



ნახ. 2.7. მობრუნების კუთხეების საანგარიშო ჩაკეტილი ვექტორული

ანუ

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

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

მეორე შემთხვევაში, DE ბერკეტის რთული მოძრაობისას, KDEO<sub>2</sub> ჩაკეტილი კონტურის ვექტორული გეგმილები OX და OY ღერძების მიმართ ჩაიწერება შემდეგი განტოლებებით:

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

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

აქედან უნდა განისაზღვროს მობრუნების  $\xi$  და  $v$  კუთხეები. სათანადო ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ ტრიგონომეტრიულ განტოლებას მობრუნების  $v$  კუთხის მიმართ. გვექნება:

$$A_0 \sin v - B_0 \cos v - C_0 = 0, \quad (2.42)$$

სადაც

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

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

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

(2.42) განტოლების საძიებელი ამონახსნია

$$\sin v = \frac{1}{A_0^2 + B_0^2} [A_0 C_0 \pm B_0 (A_0^2 + B_0^2 - C_0^2)^{1/2}] \quad (2.43)$$

ანუ

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

მობრუნების  $\xi$  კუთხის მნიშვნელობა განისაზღვრება განტოლებიდან:

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

საიდანაც, 
$$\sin \xi = \frac{1}{l_4} (D_0 - l_5 \sin \nu), \quad (2.44)$$

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

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

მიღებული შედეგები საშუალებას იძლევა ჩატარდეს გადაცემის დინამიკური გამოკვლევა. ამ მიზნით ვისარგებლოთ ლაგრანჟის მოძრაობის მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლებით:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha, \quad (2.45)$$

სადაც  $T$  არის მოცემული გადაცემის კინეტიკური ენერჯია;

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

$Q_\alpha$  - შესაძლო  $\alpha$  მობრუნების შესაბამისი განზოგადოებული ძალა.

განზოგადოებული ძალა გამოისახება ტოლობით:

$$Q_\alpha = M_\alpha + G_1 V_{S1(\alpha)} + G_2 V_{S2(\alpha)} + G_3 V_{S3(\alpha)} + G_4 V_{S4(\alpha)}, \quad (2.46)$$

სადაც  $V_{si(\alpha)}$  არის  $S_i$  მასების ცენტრების სიჩქარეთა ანალოგები.

თავის მხრივ

$$\left. \begin{aligned}
V_{S1} &= \left[ r^2 \omega^2 + \frac{1}{4} l_1^2 + l_1 r \omega \dot{\psi} \cos(\alpha - \psi) \right]^{1/2}; \\
V_{S2} &= \left[ r^2 \omega^2 + l_1^2 \dot{\psi}^2 + \frac{1}{4} (l_2 + l_3) \dot{\phi}^2 - 2r \omega l_1 \dot{\psi} \cos(\alpha + \psi) - \right. \\
&\quad \left. - r \omega (l_2 + l_3) \dot{\phi} \cos(\alpha - \varphi) + l_1 \dot{\psi} \dot{\phi} (l_2 + l_3) \cos(\psi + \varphi) \right]^{1/2}; \\
V_{S3} &= \left[ r^2 \omega^2 \sin^2 \alpha + 2r \omega \sin \alpha (l_1 \dot{\psi} \sin \psi - l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) + \right. \\
&\quad \left. + l_1 \dot{\psi} \sin \psi (l_1 \dot{\psi} \sin \psi - 2l_2 \dot{\phi} \sin \varphi) + l_2^2 \dot{\phi}^2 \sin \varphi \right]^{1/2}; \\
V_{S4} &= \left[ r^2 \omega^2 \sin^2 \alpha + l_1^2 \dot{\psi}^2 \sin^2 \psi + \frac{1}{4} \dot{\phi}^2 \sin^2 \varphi (2l_2 - l_5 - l_6)^2 + \right. \\
&\quad \left. + 2r \omega l_1 \dot{\psi} \sin \alpha \sin \psi + r \omega \dot{\phi} (2l_2 - l_5 - l_6) \sin \alpha \sin \varphi + \right. \\
&\quad \left. + l_1 \dot{\psi} \dot{\phi} (2l_2 - l_5 - l_6) \sin \psi \sin \varphi + \frac{1}{4} (l_5 - l_6)^2 \dot{\phi}^2 \cos^2 \varphi \right]^{1/2}.
\end{aligned} \right\} \quad (2.47)$$

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის T კინეტიკური ენერგია წარმოადგენს ბერკეტების მოძრაობის კინეტიკურ ენერგიასა და ამიტომ ბერკეტების მოძრაობის სახეობის გათვალისწინებით სრული კინეტიკური ენერგია (ნახ. 2.1) ჩაიწერება ასე:

$$T = \frac{1}{2} \left( I_{(r+l)} \dot{\alpha}^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\psi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_{02} \dot{\phi}^2 \right). \quad (2.48)$$

თუ კი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტის შემდეგ ან გადაცემის კონსტრუქციული პირობიდან გამომდინარე აღმოჩნდება, რომ CD და O<sub>2</sub>F საკიდების მობრუნების კუთხეები არ შეიძლება იყოს ურთიერთტოლი, მაშინ ცხადია DE საშუალო ბერკეტი შეასრულებს როტულ, გადატანით და ბრუნვით მოძრაობას, ხოლო O<sub>2</sub>F საკიდი შემობრუნდება  $\nu$  კუთხით, ე.ი. ადგილი ექნება ტოლობებს:

$$\left. \begin{aligned} V_{S3(\xi)} &= (\dot{X}_{S3(\xi)}^2 + \dot{Y}_{S3(\xi)}^2)^{1/2}; \\ V_{S4(\xi)} &= (\dot{X}_{S4(\xi)}^2 + \dot{Y}_{S4(\xi)}^2)^{1/2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.49)$$

ამ შემთხვევისათვის ვწერთ;

$$\begin{aligned} X_{S3(\xi)} &= r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + \frac{1}{2} l_4 \cos \xi; \\ Y_{S3(\xi)} &= b + d + r \sin \alpha - l_1 \sin \psi - l_2 \sin \varphi - \frac{1}{2} l_4 \sin \xi; \\ X_{S4(v)} &= r \cos \alpha + l_1 \cos \psi - l_2 \cos \varphi + l_4 \cos \xi - \frac{1}{2} (l_5 + l_6) \cos v; \\ Y_{S4(v)} &= b + d + r \sin \alpha - l_1 \sin \psi - l_2 \sin \varphi - l_4 \sin \xi + \\ &\quad + H_0 - \frac{1}{2} (l_5 + l_6) \sin v. \end{aligned} \quad (2.50)$$

აქ უკვე  $\xi$  და  $v$  მობრუნების კუთხეთა მნიშვნელობანი განისაზღვრება (2.43) და (2.44) ფორმულებით. ცხადია,  $S_3$  და  $S_4$  მასების ცენტრების სიჩქარეები განსხვავდებიან (2.47) სისტემაში მოცემული ერთსახელა სიჩქარეებისაგან. ვწერთ:

$$\begin{aligned} V_{S3(\xi)} &= [r^2 \omega^2 + l_1^2 \dot{\psi}^2 + l_2^2 \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{4} l_4^2 \dot{\xi}^2 - 2r\omega l_1 \dot{\psi} \cos(\alpha + \psi) - \\ &\quad - 2r\omega l_2 \dot{\varphi} \cos(\alpha - \varphi) - r\omega l_4 \dot{\xi} \cos(\alpha + \xi) + 2l_1 l_2 \dot{\psi} \dot{\varphi} \cos(\psi + \\ &\quad + \varphi) + l_1 l_4 \dot{\psi} \dot{\xi} \cos(\psi - \xi) + l_2 l_4 \dot{\varphi} \dot{\xi} \cos(\varphi + \xi)]^{1/2}; \end{aligned} \quad (2.51)$$

$$\begin{aligned} V_{S4(v)} &= [r^2 \omega^2 + l_1^2 \dot{\psi}^2 + l_2^2 \dot{\varphi}^2 + l_4^2 \dot{\xi}^2 + \frac{1}{4} (l_5 + l_6)^2 \dot{v}^2 - 2r\omega l_1 \dot{\psi} \cos(\alpha + \\ &\quad + \psi) - 2r\omega l_2 \dot{\varphi} \cos(\alpha - \varphi) - 2r\omega l_4 \dot{\xi} \cos(\alpha + \xi) - r\omega (l_5 + l_6) \dot{v} \times \\ &\quad \times \cos(\alpha - v) + 2l_1 l_2 \dot{\psi} \dot{\varphi} \cos(\psi + \varphi) + 2l_1 l_4 \dot{\psi} \dot{\xi} \cos(\psi - \xi) + \\ &\quad + l_1 (l_5 + l_6) \dot{\psi} \dot{v} \cos(\psi - v) + 2l_1 l_4 \dot{\psi} \dot{\xi} \cos(\psi + \xi) + l_2 (l_5 + l_6) (\varphi - \\ &\quad - v) \dot{\varphi} \dot{v} - l_4 (l_5 + l_6) \dot{\varphi} \dot{\xi} \cos(\xi + v)]^{1/2}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ

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

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

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

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

$$T = \frac{1}{2} (I_{(r+l)} \omega^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\psi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_{S1} \dot{\xi}^2 + I_{02} \dot{v}^2), \quad (2.53)$$

სადაც  $V_{S1}, V_{S2}$  და  $V_{S3}$  სიდიდეები განისაზღვრება შესაბამისად (2.47) სისტემიდან პირველი და მეორე ტოლობებით, ასევე (2.49) სისტემის პირველი ტოლობით. მობრუნების  $\varphi, \psi, \xi$  და  $v$  კუთხეები განისაზღვრება შესაბამისად (2.39), (2.40), (2.43) და (2.44) გამოსახულებით. შესაძლებელია  $\dot{v}$ -ის განსაზღვრისათვის ვისარგებლოთ ასეთი ფორმულით:

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

სადაც  $V_{S4(v)}$  გამოითვლება (2.52) ტოლობით.

ინერციის  $I_{S1}, I_{S2}$  და  $I_{S3}$  მომენტები მასების ცენტრების მიმართ განისაზღვრება (2.37) ტოლობების მიხედვით.

ცხადია განზოგადოებული  $Q_\alpha$  ძალის მნიშვნელობა, გამოსახული (2.46) ტოლობით, არ შეესაბამება კინეტიკური ენერჯის ახალ (2.53) სიდიდეს. მისი ახალი მნიშვნელობის დადგენისათვის საკმარისი და აუცილებელია, რომ (2.46) ტოლობაში  $S_3$  და  $S_4$  მასების ცენტრების

$V_{S3}$  და  $V_{S4}$  სიჩქარეები შევცვალოთ ახალი, (2.51) და (2.52) მნიშვნელობებით. ე.ი.

$$Q_\alpha = M_\alpha + G_1 V_{S1} + G_2 V_{S2} + G_3 V_{S3(\xi)} + G_4 V_{S4(v)}. \quad (2.54)$$

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

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial}{\partial \dot{\alpha}} \frac{1}{2} \left[ I_{(r+l)} \omega^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\psi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + \right. \right. \\ & \left. \left. + m_3 V_{S3}^2 + I_{S3} \dot{\xi}^2 + \left( \frac{(l_5 + l_6)^2}{2} m_4 + I_{S4(v)} \right) \dot{v}^2 \right] \right\} + \\ & + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \alpha} \left[ I_{(r+l)} \omega^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\psi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + \right. \\ & \left. + m_3 V_{S3}^2 + I_{S3} \dot{\xi}^2 + \frac{1}{2} (m_4 (l_5^2 + l_6^2) + I_{S4(v)}) \dot{v}^2 \right] = \\ & = M_\alpha + G_1 V_{S1} + G_2 V_{S2} + G_5 V_{S3(\xi)} + G_4 V_{S4(v)}. \end{aligned} \quad (2.55)$$

ოპტიმალური სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური (2.55) განტოლების საბოლოო სახემდე მიყვანისა და მისი ამოხსნის შემდეგ შეიძლება მივიღოთ გადაცემის ყველა დინამიკური მახასიათებლებისა და კინემატიკური პარამეტრების ზუსტი მნიშვნელობანი საერთო  $AO_1$  ამძრავის მობრუნების ნებისმიერი  $\alpha_i$  კუთხისათვის.

### 2.3 ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლის მქონე

#### სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზი

ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემები გამოიყენება სატვირთო

ვაგონებისათვის. ცნობილია ამ გადაცემების რამდენიმე სახეობა, რომელთა შორის ყველაზე მეტი გავრცელება პოვა სამუხრუჭე გადაცემამ, რომელიც შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი სქემის მიხედვით (ნახ. 2.8).

ამ სქემის მიხედვით ციფრი «1»-ით აღნიშნულია სამუხრუჭე ცილინდრის დგუში, ხოლო AB ბერკეტი ცილინდრის ჭოკია, რომლისგანაც სამუხრუჭე ცილინდრის მიერ განვითარებული  $P_s$  სამუხრუჭე ძალა სამუხრუჭე სისტემას გადაეცემა BD ბერკეტის B წერტილში. BD ბერკეტი სახსრულადაა ჩამაგრებული C წერტილში. BD ბერკეტის მობრუნებისას მობრუნდება EM ბერკეტიც F სახსრის გარშემო, რაც გამოიწვევს N სახსარში ჩამაგრებული სამუხრუჭე ხუნდის მიჭერას ბორბლის ზედაპირზე. ამ სისტემის სრულყოფილი დინამიკური გამოკვლევა უნდა ჩატარდეს სახსრულ შეერთებებში წარმოშობილი ღრეჩოების გათვალისწინებით, რაც მზარდი დინამიკური ზემოქმედების მიზეზია, მაგრამ საწყის ეტაპზე გამოვიკვლევთ იმ მახასიათებელ პარამეტრებს, რომელიც საჭიროა შემდგომი რეალური დინამიკური მახასიათებლების დადგენისათვის. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა მოთავსებულია XOY მართკუთხა საკოორდინატო სისტემაში (ნახ. 2.8). თავიდანვე მოცემულია სამუხრუჭე ცილინდრის დგუშის მოძრაობის კანონი

$$S_A = S_A(t). \quad (2.56)$$

სისტემის ბერკეტების მობრუნების კუთხეების პოვნის მიზნით განვიხილოთ მოცემული სისტემის ჩაკეტილი  $CBAA_1C_1$ ,  $FEDBAA_2F$  და  $LNMEDBAA_2L$  ვექტორული კონტურები. შეგვიძლია მათ მიმართ დავწეროთ:

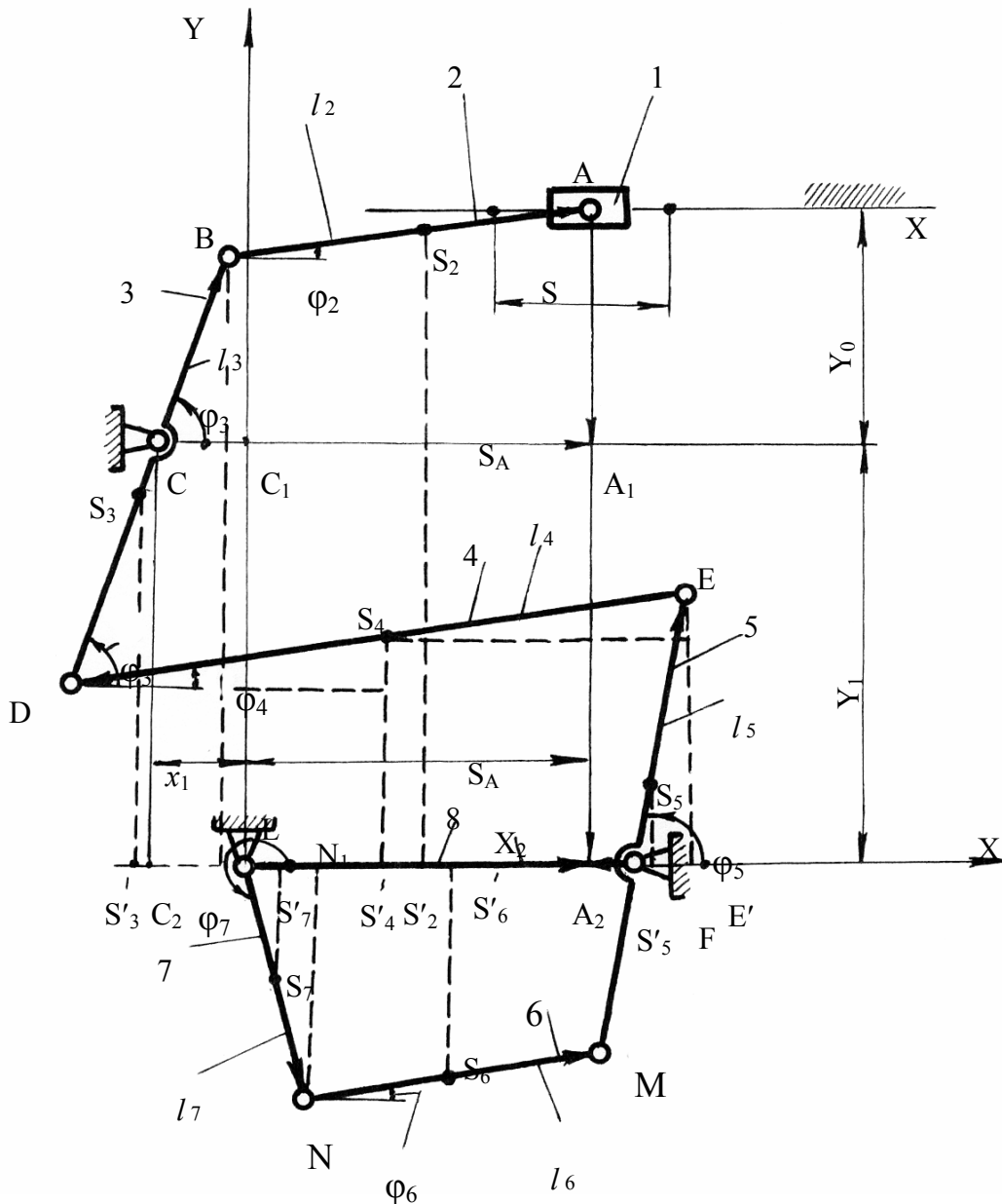


$$\left. \begin{aligned} \overline{CB} + \overline{BA} + \overline{AA_1} &= \overline{CA_1}; \\ \overline{FE} + \overline{ED} + \overline{DB} + \overline{BA} + \overline{AA_2} &= \overline{FA_2}; \\ \overline{LN} + \overline{NM} + \overline{ME} + \overline{ED} + \overline{DB} + \overline{BA} + \overline{AA_2} &= \overline{LA_2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.57)$$

თუ (2.57) სისტემის სამივე განტოლებას ცალ-ცალკე დავაგეგმარებთ საკოორდინატო სისტემის ღერძებზე, მივიღებთ:

$$\begin{aligned} l_{CB} \cos \varphi_3 + l_2 \cos \varphi_2 &= S_A + x_1; \\ l_{CB} \sin \varphi_3 + l_2 \sin \varphi_2 &= Y_0. \end{aligned} \quad (2.58)$$

$$\begin{aligned} l_{FE} \cos \varphi_5 + l_4 \cos \varphi_4 + l_3 \cos \varphi_3 + l_2 \cos \varphi_2 &= x_2 - S_A; \\ l_{FE} \sin \varphi_5 + l_4 \sin \varphi_4 + l_3 \sin \varphi_3 + l_2 \sin \varphi_2 &= Y_0 - Y_1. \end{aligned} \quad (2.59)$$



ნახ. 2.8. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ვაგონის ბორბალზე ხუნდის

$$l_7 \cos \varphi_7 + l_6 \cos \varphi_6 + l_5 \cos \varphi_5 + l_4 \cos \varphi_4 + l_3 \cos \varphi_3 + l_2 \cos \varphi_2 = S_A; \quad (2.60)$$

$$l_7 \sin \varphi_7 + l_6 \sin \varphi_6 + l_5 \sin \varphi_5 + l_4 \sin \varphi_4 + l_3 \sin \varphi_3 + l_2 \sin \varphi_2 = Y_0 + Y_1.$$

უნდა შევნიშნოთ, რომ სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკი გადაადგილდება მხოლოდ ჰორიზონტალურად, OX ღერძის პარალელურად, ამიტომ მისი მობრუნების  $\varphi_2$  კუთხე ნულის ტოლია. ამის გამო (2.58) სისტემიდან მივიღებთ:

$$\cos \varphi_3 = \frac{1}{l_{CB}}(S_A + X_1 - l_2). \quad (2.61)$$

ამოვხსნით რა (2.59) სისტემას  $\varphi_4$  და  $\varphi_5$  მობრუნების კუთხეების მიმართ, ჩასმებისა და ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ:

$$\cos \varphi_4 = \frac{1}{1+B^2}[-A \pm (1-A^2+B^2)^{1/2}] \quad (2.62)$$

$$\text{და} \quad \cos \varphi_5 = \frac{1}{l_{FE}}(X_2 - S_A - l_2 - l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_4), \quad (2.63)$$

სადაც,

$$A = [2l_4(l_2 - X_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)]^{-1} [l_4^2 - l_{FE}^2 + (l_2 - X_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^2 + (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1)^2]$$

$$B = (l_2 - X_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^{-1} (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1).$$

(2.60) სისტემიდან განისაზღვრება მობრუნების  $\varphi_6$  და  $\varphi_7$  კუთხეები, გვექნება:

$$\cos \varphi_6 = \frac{1}{1+D^2}[-C \pm (1-C^2-D^2)^{1/2}]; \quad (2.64)$$

$$\cos \varphi_7 = \frac{1}{l_7} (S_A + l_2 - l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_4 - l_5 \cos \varphi_5 - l_6 \cos \varphi_6), \quad (2.65)$$

სადაც

$$C = [2l_6(l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)]^{-1} [l_6^2 - l_7^2 + (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^2 + (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5)^2];$$

$$D = (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^{-1} \times (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5).$$

სამუხრუჭე გადაცემის შემადგენელი ბერკეტებისა და საკიდების მასების ცენტრების მიმართ ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} X_{S2} &= l_2 / 2 + l_{BC} \cos \varphi_3 - x_1; \\ Y_{S2} &= Y_1 + l_{BC} \sin \varphi_3; \end{aligned} \right\} \quad (2.66)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{S3} &= -(x_1 + l_{CS3} \cos \varphi_3); \\ Y_{S3} &= Y_1 - l_{CS3} \sin \varphi_3; \end{aligned} \right\}; \quad (2.67)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{S4} &= x_2 - (l_{4/2} \cos \varphi_4 - l_{EF} \cos \varphi_5); \\ Y_{S4} &= l_{EF} \sin \varphi_5 - l_{4/2} \sin \varphi_4; \end{aligned} \right\} \quad (2.68)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{S5} &= x_2 + l_{S5F} \cos \varphi_5; \\ Y_{S5} &= l_{S5} \sin \varphi_5; \end{aligned} \right\} \quad (2.69)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{S6} &= l_{6/2} \cos \varphi_6 + l_7 \cos \varphi_7; \\ Y_{S6} &= l_7 \sin \varphi_7 + l_{6/2} \sin \varphi_6; \end{aligned} \right\} \quad (2.70)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{S7} &= l_{7/2} \cos \varphi_7; \\ Y_{S7} &= -l_{7/2} \sin \varphi_7; \end{aligned} \right\} \quad (2.71)$$

$$\left. \begin{aligned} X_N &= l_7 \cos \varphi_7; \\ Y_N &= -l_7 \sin \varphi_7. \end{aligned} \right\} \quad (2.72)$$

გადაცემის ბერკეტების მობრუნების კუთხური სიჩქარეები მიიღება (2.61)-(2.65) ტოლობების დროითი დიფერენცირების შედეგად. გვექნება:

$$\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt} = -\frac{V_{SA}}{l_{CB} \sin \varphi_3} \quad (2.73)$$

$$\omega_4 = \frac{d\varphi_4}{dt} = (\sin \varphi_4 [A + (1 + B^2) \cos \varphi_4])^{-1} \left[ \frac{dA}{dt} (A + \cos \varphi_4) - B \frac{dB}{dt} \sin^2 \varphi_4 \right]; \quad (2.74)$$

$$\omega_5 = \frac{d\varphi_5}{dt} = (l_{FE} \sin \varphi_4)^{-1} (V_A - \omega_3 l_3 \sin \varphi_3 - \omega_4 l_4 \sin \varphi_4); \quad (2.75)$$

$$\omega_6 = \frac{d\varphi_6}{dt} = (\sin \varphi_6 [C + (1 + D^2) \cos \varphi_6])^{-1} \left[ \frac{dC}{dt} (C + \cos \varphi_6) - D \frac{dD}{dt} \sin^2 \varphi_6 \right]; \quad (2.76)$$

$$\begin{aligned} \omega_7 = \frac{d\varphi_7}{dt} = & -(l_7 \sin \varphi_7)^{-1} (V_A + \omega_3 l_3 \sin \varphi_3 + \\ & + \omega_4 l_4 \sin \varphi_4 + \omega_5 l_5 \sin \varphi_5 + \omega_6 l_6 \sin \varphi_6), \end{aligned} \quad (2.77)$$

სადაც

$$V_A = \frac{dS_A}{dt}; \quad (2.78)$$

$$\begin{aligned} \frac{dA}{dt} = & -[2l_4(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)]^{-2} (V_A - \omega_3 l_3 \sin \varphi_3) \times \\ & \times [l_4^2 - l_{FE}^2 + (l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^2 + (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1)^2] + \\ & + [2(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)(V_A - \omega_3 l_3 \sin \varphi_3) + 2(l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - \\ & - Y_1) \omega_3 l_3 \cos \varphi_3] [2l_4(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)]^{-1}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dB}{dt} = & -(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^{-2} (V_A - \omega_3 l_3 \sin \varphi_3) (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1) + \\ & + \omega_3 l_3 \cos \varphi_3 (l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^{-1}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dC}{dt} = & [2l_6(l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)]^{-2} (V_A + \\ & + \omega_3 l_3 \sin \varphi_3 + \omega_4 l_4 \sin \varphi_4 + \omega_5 l_5 \sin \varphi_5) [l_6^2 - l_7^2 + (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + \\ & + \omega_5 l_5 \cos \varphi_5)^2 + (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5)^2] - [2(l_2 - S_A + \\ & + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)(V_A + \omega_3 l_3 \sin \varphi_3 + \omega_4 l_4 \sin \varphi_4 + \omega_5 l_5 \sin \varphi_5) - \\ & - 2(l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5) \times \\ & \times (\omega_3 l_3 \cos \varphi_3 + \omega_4 l_4 \cos \varphi_4 + \omega_5 l_5 \cos \varphi_5)] \times \\ & \times [2l_6(l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)]^{-1}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dD}{dt} = & (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^{-1} (V_A + \\ & + \omega_3 l_3 \sin \varphi_3 + \omega_4 l_4 \sin \varphi_4 + \omega_5 l_5 \sin \varphi_5) \times \\ & \times (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5) + \\ & + (\omega_3 l_3 \cos \varphi_3 + \omega_4 l_4 \cos \varphi_4 + \omega_5 l_5 \cos \varphi_5) \times \\ & \times (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^{-1}. \end{aligned}$$

მასების ცენტრებისა და N წერტილის ხაზოვანი სიჩქარეები გამოითვლება ზოგადი ფორმულის მიხედვით:

$$V_{Si} = (\dot{X}_{Si}^2 + \dot{Y}_{Si}^2)^{1/2}.$$

მცირე გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S2} &= -\omega_3 l_{BC} \sin \varphi_3; \\ \dot{Y}_{S2} &= -\omega_3 l_{BC} \cos \varphi_3; \end{aligned} \right\} \quad (2.79)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S3} &= \omega_3 l_{CS3} \sin \varphi_3; \\ \dot{Y}_{S3} &= -\omega_3 l_{CS3} \cos \varphi_3; \end{aligned} \right\} \quad (2.80)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S4} &= \frac{1}{2} l_4 \omega_4 \sin \varphi_4 - \omega_5 l_{EF} \sin \varphi_5; \\ \dot{Y}_{S4} &= \omega_5 l_{EF} \cos \varphi_5 - \frac{1}{2} l_4 \omega_4 \cos \varphi_4; \end{aligned} \right\} \quad (2.81)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S5} &= -\omega_5 l_{S5F} \sin \varphi_5; \\ \dot{Y}_{S5} &= -\omega_5 l_{S5F} \cos \varphi_5; \end{aligned} \right\} \quad (2.82)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S6} &= -\omega_6 \frac{l_6}{2} \sin \varphi_6 - \omega_7 l_7 \sin \varphi_7; \\ \dot{Y}_{S6} &= \omega_6 \frac{l_6}{2} \cos \varphi_6 - \omega_7 l_7 \cos \varphi_7; \end{aligned} \right\} \quad (2.83)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S7} &= -\omega_7 \frac{l_7}{2} \sin \varphi_7; \\ \dot{Y}_{S7} &= -\omega_7 \frac{l_7}{2} \cos \varphi_7; \end{aligned} \right\} \quad (2.84)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_N &= -\omega_7 l_7 \sin \varphi_7; \\ \dot{Y}_N &= -\omega_7 l_7 \cos \varphi_7. \end{aligned} \right\} \quad (2.85)$$

კუთხური სიჩქარეები  $\omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6$  და  $\omega_7$  შეიძლება გამოვსახოთ ასე:

$$\left. \begin{aligned} \omega_3 &= \frac{d\varphi_3}{dt} = \frac{d\varphi_3}{dS_A} \cdot \frac{dS_A}{dt} = u_{31} V_A; \\ \omega_4 &= u_{41} V_A; \quad \omega_5 = u_{51} V_A; \\ \omega_6 &= u_{61} V_A; \quad \omega_7 = u_{71} V_A, \end{aligned} \right\} \quad (2.86)$$

სადაც  $u_{i1}$  - წარმოადგენს გადაცემის ფარდობას  $i$ -ური ბერკეტიდან პირველ ამძრავ ნაწილზე. იგი წარმოადგენს ბერკეტის მობრუნების კუთხის დიფერენციალის ფარდობას ამძრავის განზოგადოებული კოორდინატის დიფერენციალზე. შეიძლება დაიწეროს:

$$\begin{aligned} u_{31} &= \frac{1}{l_{CB} \sin \varphi_3}; \\ u_{41} &= (\sin \varphi_4 [A + (1 + B^2) \cos \varphi_4])^{-1} \times \\ &\quad \times \left[ \frac{dA}{dS_A} (A + \cos \varphi_4) - B \frac{dB}{dS_A} \sin^2 \varphi_4 \right]; \\ u_{51} &= \frac{1}{l_{EF} \sin \varphi} (u_{31} l_3 \sin \varphi_3 + u_{41} l_4 \sin \varphi_4 - 1); \\ u_{61} &= (\sin \varphi_6 [C + (1 + D^2) \cos \varphi_6])^{-1} \times \\ &\quad \times \left[ \frac{dC}{dS_A} (C + \cos \varphi_6) - D \frac{dD}{dS_A} \sin^2 \varphi_6 \right]; \\ u_{71} &= -(l_7 \sin \varphi_7)^{-1} (1 + u_{31} l_3 \sin \varphi_3 + u_{41} l_4 \sin \varphi_4 + \\ &\quad + u_{51} l_5 \sin \varphi_5 + u_{61} l_6 \sin \varphi_6). \end{aligned} \quad (2.87)$$

თავის მხრივ,

$$\begin{aligned} \frac{dA}{dS_A} = & -[2l_4(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)]^{-2} (1 - U_{31}l_3 \sin \varphi_3) [l_4^2 - l_{EF}^2 + \\ & + (l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^2 + (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1)^2] + \\ & + [2(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)(1 - u_{31}l_3 \sin \varphi_3) + 2(l_3 \sin \varphi_3 - \\ & - Y_0 - Y_1)u_{31}l_3 \cos \varphi_3] [2l_4(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)]^{-1}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dB}{dS_A} = & -(l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^{-2} (1 - u_{31}l_3 \sin \varphi_3) (l_3 \sin \varphi_3 - \\ & - Y_0 - Y_1) + u_{31}l_3 \cos \varphi_3 (l_2 - x_2 + S_A + l_3 \cos \varphi_3)^{-1}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dC}{dS_A} = & [2l_6(l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)]^{-2} (1 + \\ & + u_{31}l_3 \sin \varphi_3 + u_{41}l_4 \sin \varphi_4 + u_{51}l_5 \sin \varphi_5) [l_6^2 - l_7^2 + (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + \\ & + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^2 + (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^2] - \\ & - [2(l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)(1 - u_{31}l_3 \sin \varphi_3 + u_{41}l_4 \sin \varphi_4 + \\ & + u_{51}l_5 \sin \varphi_5) - 2(l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5) \times \\ & \times (u_{31}l_3 \cos \varphi_3 + u_{41}l_4 \cos \varphi_4 + u_{51}l_5 \cos \varphi_5)] \times \\ & \times [2l_6(l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)]^{-1}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dD}{dS_A} = & (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^{-2} \times \\ & \times (1 + u_{31}l_3 \sin \varphi_3 + u_{41}l_4 \sin \varphi_4 + u_{51}l_5 \sin \varphi_5) \times \\ & \times (l_3 \sin \varphi_3 - Y_0 - Y_1 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5) + \\ & + (u_{31}l_3 \cos \varphi_3 + u_{41}l_4 \cos \varphi_4 + u_{51}l_5 \cos \varphi_5) (l_2 - S_A + l_3 \cos \varphi_3 \\ & + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5)^{-1}. \end{aligned}$$

შესაბამისი კუთხური აჩქარებები ბერკეტებისა შეიძლება განისაზღვროს (2.73)-(2.77) ტოლობების დიფერენცირებით დროთი. გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_3 &= \frac{d\omega_3}{dt} = u'_{31} V_A^2 + u_{31} a_A; \\ \varepsilon_4 &= \frac{d\omega_4}{dt} = u'_{41} V_A^2 + u_{41} a_A; \\ \varepsilon_5 &= \frac{d\omega_5}{dt} = u'_{51} V_A^2 + u_{51} a_A; \\ \varepsilon_6 &= \frac{d\omega_6}{dt} = u'_{61} V_A^2 + u_{61} a_A; \\ \varepsilon_7 &= \frac{d\omega_7}{dt} = u'_{71} V_A^2 + u_{71} a_A, \end{aligned} \right\} \quad (2.88)$$

სადაც  $a_A = \frac{dV_A}{dt}$ , ხოლო  $u'_{i1}$  მიიღება (2.87) სისტემის დიფერენცირებით  $S_A$  განზოგადოებული კოორდინატის მიხედვით. გვექნება:

$$u'_{31} = -\frac{u_{31}^2 \cos \varphi_3}{\sin \varphi_3}; \quad (2.89)$$

$$\begin{aligned} u'_{41} &= -(\sin \varphi_4 [A + (1 + B^2) \cos \varphi_4])^{-2} (u_{41} \cos \varphi_4 (A + (1 + B^2) \cos \varphi_4) + \\ &+ \sin \varphi_4 [\frac{dA}{dS_A} + 2B \frac{dB}{dS_A} \cos \varphi_4 - (1 + B^2) u_{41} \sin \varphi_4]) [\frac{dA}{dS_A} (A + \cos \varphi_4) - \\ &- B \frac{dB}{dS_A} \sin^2 \varphi_4] + [\frac{d^2 A}{dS_A^2} (A + \cos \varphi_4) + \frac{dA}{dS_A} (\frac{dA}{dS_A} - u_{41} \sin \varphi_4) - \\ &- (\frac{dB}{dS_A})^2 \sin^2 \varphi_4 - B \frac{d^2 B}{dS_A^2} \sin^2 \varphi_4 - u_{41} B \frac{dB}{dS_A} \sin 2\varphi_4] \times \\ &\times (\sin \varphi_4 [A + (1 + B^2) \cos \varphi_4])^{-1}; \end{aligned} \quad (2.90)$$

$$\begin{aligned} u'_{51} &= (l_{EF} \sin \varphi_5)^{-1} [(u'_{31} l_3 \sin \varphi_3 + u_{31}^2 l_3 \cos \varphi_3 + \\ &+ u'_{41} l_4 \sin \varphi_4 + u_{41}^2 l_4 \cos \varphi_4) - u_{51}^2 l_{EF} \cos \varphi_5]; \end{aligned} \quad (2.91)$$



$$\begin{aligned}
u'_{61} = & -(\sin \varphi_6 [C + (1 + D^2) \cos \varphi_6])^{-2} (u_{61} \cos \varphi_6 (C + (1 + D^2) \cos \varphi_6) + \\
& + \sin \varphi_6 [\frac{dC}{dS_A} + 2D \frac{dD}{dS_A} \cos \varphi_6 - u_{61} \sin \varphi_6 (1 + D^2)]) [\frac{dC}{dS_A} (C + \\
& + \cos \varphi_6) - D \frac{dD}{dS_A} \sin^2 \varphi_6] + [\frac{d^2 C}{dS_A^2} (C + \cos \varphi_6) + \frac{dC}{dS_A} (\frac{dC}{dS_A} - \\
& - u_{61} \sin \varphi_6) - (\frac{dD}{dS_A})^2 \sin^2 \varphi_6 - D \frac{d^2 D}{dS_A^2} \sin^2 \varphi_6 - u_{61} D \frac{dD}{dS_A} \sin 2\varphi_6] \times \\
& \times (\sin \varphi_6 [C + (1 + D^2) \cos \varphi_6])^{-1};
\end{aligned} \tag{2.92}$$

$$\begin{aligned}
u'_{71} = & -(l_7 \sin \varphi_7)^{-1} [(u'_{31} l_3 \sin \varphi_3 + u_{31}^2 l_3 \cos \varphi_3 + \\
& + u'_{41} l_4 \sin \varphi_4 + u_{41}^2 l_4 \cos \varphi_4 + u'_{51} l_5 \sin \varphi_5 + u_{51}^2 l_5 \cos \varphi_5 + \\
& + u'_{61} l_6 \sin \varphi_6 + u_{61}^2 l_6 \cos \varphi_6) - u_{41}^2 l_7 \cos \varphi_7].
\end{aligned} \tag{2.93}$$

გადაცემის ბერკეტების მასების ცენტრის ხაზოვანი აჩქარება გამოითვლება ზოგადი ფორმულის მიხედვით:

$$a_{si} = (\ddot{X}_{si}^2 + \ddot{Y}_{si}^2)^{1/2}.$$

ჩვენი შემთხვევისათვის ფრჩხილებში მოთავსებული აჩქარებათა პროექციების მნიშვნელობანი ჩაიწერება შემდეგი ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned}
\ddot{X}_{S2} &= -l_{BC} (\varepsilon_3 \sin \varphi_3 + \omega_3^2 \cos \varphi_3); \\
\ddot{Y}_{S2} &= l_{BC} (\varepsilon_3 \cos \varphi_3 - \omega_3^2 \sin \varphi_3);
\end{aligned} \right\} \tag{2.94}$$

$$\left. \begin{aligned}
\ddot{X}_{S3} &= l_{CS3} (\varepsilon_3 \sin \varphi_3 + \omega_3^2 \cos \varphi_3) \\
\ddot{Y}_{S3} &= -l_{CS3} (\varepsilon_3 \cos \varphi_3 - \omega_3^2 \sin \varphi_3);
\end{aligned} \right\} \tag{2.95}$$

$$\left. \begin{aligned}
\ddot{X}_{S4} &= \frac{l_4}{2} (\varepsilon_4 \sin \varphi_4 + \omega_4^2 \cos \varphi_4) + l_{EF} (\varepsilon_5 \sin \varphi_5 + \omega_5^2 \cos \varphi_5); \\
\ddot{Y}_{S4} &= l_{EF} (\varepsilon_5 \cos \varphi_5 - \omega_5^2 \sin \varphi_5) - \frac{l_4}{2} (\varepsilon_4 \cos \varphi_4 - \omega_4^2 \sin \varphi_4);
\end{aligned} \right\} \tag{2.96}$$

$$\left. \begin{aligned}
\ddot{X}_{S5} &= -l_{S5F} (\varepsilon_5 \sin \varphi_5 + \omega_5^2 \cos \varphi_5); \\
\ddot{Y}_{S5} &= l_{S5F} (\varepsilon_5 \cos \varphi_5 - \omega_5^2 \sin \varphi_5);
\end{aligned} \right\} \tag{2.97}$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_{S6} &= -\frac{l_6}{2}(\varepsilon_6 \sin \varphi_6 + \omega_6^2 \cos \varphi_6) + l_7(\varepsilon_7 \sin \varphi_7 + \omega_7^2 \cos \varphi_7); \\ \ddot{Y}_{S6} &= \frac{l_6}{2}(\varepsilon_6 \cos \varphi_6 - \omega_6^2 \sin \varphi_6) - l_7(\varepsilon_7 \cos \varphi_7 - \omega_7^2 \sin \varphi_7); \end{aligned} \right\} \quad (2.98)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_{S7} &= -\frac{l_7}{2}(\varepsilon_7 \sin \varphi_7 + \omega_7^2 \cos \varphi_7); \\ \ddot{Y}_{S7} &= \frac{l_7}{2}(\varepsilon_7 \cos \varphi_7 - \omega_7^2 \sin \varphi_7); \end{aligned} \right\} \quad (2.99)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_N &= -l_7(\varepsilon_7 \sin \varphi_7 + \omega_7^2 \cos \varphi_7); \\ \ddot{Y}_N &= -l_7(\varepsilon_7 \cos \varphi_7 - \omega_7^2 \sin \varphi_7). \end{aligned} \right\} \quad (2.100)$$

ჩატარებული ანალიზური გამოკვლევა საშუალებას გვაძლევს გადგინდეს მოცემული სამუხრუჭე გადაცემის მახასიათებელი დინამიკური პარამეტრები. ამ მიზნით ვიყენებთ ისევ მოცემულ სქემას (ნახ. 2.8). სქემის მიხედვით ყველა ბერკეტის და საკიდის მასების  $A, S_2, S_3, \dots, S_7$  ცენტრებში მოდებულია სიმძიმის  $G_1, G_2, G_3, \dots, G_7$ , ასევე ინერციის  $F_1, F_2, F_3, \dots, F_7$ , ძალები და ინერციის წყვილძალის  $M_1, M_2, M_3, \dots, M_7$ , მომენტები. საკიდის  $N$  წერტილში მოდებულია სამუხრუჭე  $F_{\Sigma}$ , ბორბლის წინაღობის  $F_{\Sigma}$  ძალები და ხუნდების საკიდის  $G_{\Sigma}$  სიმძიმის ძალა. დინამიკური კვლევის ჩატარებისათვის უნდა შედგეს მოცემულ სისტემის მოძრაობის განტოლება, რომლის ამოხსნის შემდეგ დადგინდება საძიებელი დინამიკური პარამეტრები განზოგადოებული  $S_A$  გადაადგილების მიხედვით.

სისტემის მოძრაობის განტოლება ლაგრანჟეს მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{S}_A} \right) - \frac{\partial T}{\partial S_A} = F_{\Sigma}, \quad (2.101)$$

სადაც,  $T$  არის სამუხრუჭე სისტემის კინეტიკური ენერგია;

$S_A$  - ამძრავის გადაადგილება;

$F_{\text{ღ}}$  - ამძრავზე მოდებული დაყვანილი ძალა.

დაყვანილი ძალა იგივეა, რაც ყველა მოდებული ძალების სიმძლავრეების ჯამი, ამიტომ ვწერთ:

$$P = (F_{\text{სც}} + G_1)V_A + G_2Vs_2 + G_3Vs_3 + G_4Vs_4 + G_5Vs_5 + G_6Vs_6 + G_7Vs_7 + (G_{\text{საჰ}} + F_{\text{ს}})V_N = F_{\text{ღ}}V_A. \quad (2.102)$$

სათანადო (2.79)-(2.86) ჩასმებისა და ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ (2.102) ტოლობა მიიღებს სახეს:

$$(F_{\text{სც}} + G_1)V_A + G_2u_{31}l_{BC}V_A + G_3u_{31}l_{CS_3}V_A + G_4V_A b_1 + G_5u_{51}l_{S_5F}V_A + G_6b_2V_A + G_7u_{71}\frac{l_7}{2}V_A + (G_{\text{საჰ}} + F_{\text{ს}})u_{71}l_7V_A = F_{\text{ღ}}V_A. \quad (2.103)$$

საბოლოოდ (2.103)-დან მივიღებთ:

$$F_{\text{ღ}} = F_{\text{სც}} + G_1 + G_2a_1 + G_3a_2 + G_4b_1 + G_5a_3 + G_6b_2 + G_7a_4 + (G_{\text{საჰ}} + F_{\text{ს}} + F_{\text{ს}})a_5, \quad (2.104)$$

სადაც  $a_1 = u_{31}l_{BC}$ ;  $a_2 = u_{31}l_{CS_3}$ ;  $a_3 = u_{51}l_{S_5F}$ ;  $a_4 = \frac{l_7}{2}u_{71}$ ;  $a_5 = u_{71}l_7$ ;

$$b_1 = [(u_{41}\frac{l_4}{2}\sin\varphi_4 - u_{51}l_{EF}\sin\varphi_5)^2 + (u_{51}l_{EF}\cos\varphi_5 - u_{41}\frac{l_4}{2}\cos\varphi_4)^2]^{1/2};$$

$$b_2 = [(-u_{61}\frac{l_6}{2}\sin\varphi_6 - u_{71}l_7\sin\varphi_7)^2 + (u_{71}l_7\cos\varphi_7 - u_{61}\frac{l_6}{2}\cos\varphi_6)^2]^{1/2}.$$

რადგან  $u_{31}$ ,  $u_{41}$ , . . . ,  $u_{71}$  გადაცემის ფარდობანი ფუნქციონალურ დამოკიდებულებაშია ამძრავის  $S_A$  გადაადგილებასთან, ამიტომ დაყვანილი  $F_{\text{ღ}}$  ძალაც იქნება დამოკიდებული  $S_A$  განზოგადოებულ კოორდინატზე.

სისტემის ბერკეტებზე მოდებული ინერციის ძალები იანგარიშება ფორმულებით:

$$\begin{aligned} F_{01} &= -m_1 a_A; & F_{02} &= -m_2 a_{S2}; & F_{03} &= -m_3 a_{S3}; & F_{04} &= -m_4 a_{S4}; \\ F_{05} &= -m_5 a_{S5}; & F_{06} &= -m_6 a_{S6}; & F_{07} &= -m_7 a_{S7}; \end{aligned} \quad (2.105)$$

შესაბამისი ინერციის წყვილძალის მომენტები ტოლია:

$$\begin{aligned} M_{02} &= -I_{S2} \varepsilon_2; & M_{03} &= -I_{S3} \varepsilon_3; & M_{04} &= -I_{S4} \varepsilon_4; & M_{04} &= -I_{S4} \varepsilon_4; \\ M_{05} &= -I_{S5} \varepsilon_5; & M_{06} &= -I_{S6} \varepsilon_6; & M_{07} &= -I_{S7} \varepsilon_7; \end{aligned} \quad (2.106)$$

ინერციის ძალების გეგმილები გამოითვლება ფორმულებით:

$$\begin{aligned} F_{01}^x &= F_{01} = -m_1 \ddot{S}_A; & F_{02}^x &= -m_2 \ddot{X}_{S2}; & F_{02}^y &= -m_2 \ddot{Y}_{S2}; \\ F_{03}^x &= -m_3 \ddot{X}_{S3}; & F_{04}^x &= -m_4 \ddot{X}_{S4}; & F_{05}^x &= -m_5 \ddot{X}_{S5}; \\ F_{03}^y &= -m_3 \ddot{Y}_{S3}; & F_{04}^y &= -m_4 \ddot{Y}_{S4}; & F_{05}^y &= -m_5 \ddot{Y}_{S5}; \\ F_{06}^x &= -m_6 \ddot{X}_{S6}; & F_{07}^x &= -m_7 \ddot{X}_{S7}; \\ F_{06}^y &= -m_6 \ddot{Y}_{S6}; & F_{07}^y &= -m_7 \ddot{Y}_{S7}; \end{aligned} \quad (2.107)$$

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კინეტიკური ენერგია იანგარიშება შემდეგი გამოსახულების მიხედვით:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} (m_A \dot{S}_A^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \omega_2^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_{S3} \omega_3^2 + m_4 V_{SA}^2 + \\ &+ I_{S4} \omega_4^2 + m_5 V_{S5}^2 + I_{S5} \omega_5^2 + m_6 V_{S6}^2 + I_{S6} \omega_6^2 + m_7 V_{S7}^2 + I_{S7} \omega_7^2), \end{aligned} \quad (2.108)$$

სადაც  $\omega_2 = 0$ , ამიტომ  $I_{S2} \omega_2^2 = 0$ .

(2.79)-(2.86) ტოლობების ძალით (2.108) გამოსახულება მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \dot{S}_A^2 (m_A + m_2 a_1^2 + m_3 a_2^2 + I_{S3} u_{31}^2 + m_4 b_1^2 + I_{S4} u_{41}^2 + m_5 a_3^2 + \\ &+ I_{S5} u_{51}^2 + m_6 b_2^2 + I_{S6} u_{61}^2 + m_7 a_4^2 + I_{S7} u_{71}^2), \end{aligned} \quad (2.109)$$

ვსაზღვრევთ (2.109) ტოლობაში შემავალი სიდიდეების კერძო და დროით დიფერენციალებს.

$$\frac{dT}{dS_A} = \dot{S}_A^2 \left( m_2 a_1 \frac{da_1}{dS_A} + m_3 a_2 \frac{da_2}{dS_A} + I_{S_3} u_{31} u'_{31} + m_4 b_1 \frac{db_1}{dS_A} + I_{S_4} u_{41} u'_{41} \right. \\ \left. + m_5 a_3 \frac{da_3}{dS_A} + I_{S_5} u_{51} u'_{51} + m_6 b_2 \frac{db_2}{dS_A} + I_{S_6} u_{61} u'_{61} + m_7 a_4 \frac{da_4}{dS_A} + I_{S_7} u_{71} u'_{71} \right);$$

$$\frac{dT}{d\dot{S}_A} = \dot{S}_A (m_A + m_2 a_1^2 + m_3 a_2^2 + I_{S_3} u_{31}^2 + m_4 b_1^2 + I_{S_4} u_{41}^2 + m_5 a_3^2 + \\ + I_{S_5} u_{51}^2 + m_6 b_2^2 + I_{S_6} u_{61}^2 + m_7 a_4^2 + I_{S_7} u_{71}^2);$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{d\dot{S}_A} \right) = \ddot{S}_A (m_A + m_2 a_1^2 + m_3 a_2^2 + I_{S_3} u_{31}^2 + m_4 b_1^2 + I_{S_4} u_{41}^2 + m_5 a_3^2 + \\ + I_{S_5} u_{51}^2 + m_6 b_2^2 + I_{S_6} u_{61}^2 + m_7 a_4^2 + I_{S_7} u_{71}^2) + \\ + \dot{S}_A \left( m_2 a_1 \frac{da_1}{dS_A} + m_2 a_2 \frac{da_2}{dS_A} + I_{S_7} u_{31} u'_{31} + m_4 b_1 \frac{db_1}{dS_A} + I_{S_4} u_{41} u'_{41} + \right. \\ \left. + m_5 a_3 \frac{da_3}{dS_A} + I_{S_5} u_{51} u'_{51} + m_6 b_2 \frac{db_2}{dS_A} + I_{S_6} u_{61} u'_{61} + m_7 a_4 \frac{da_4}{dS_A} + I_{S_7} u_{71} u'_{71} \right).$$

თავის მხრივ ზოგიერთი სიდიდე განისაზღვრება ტოლობებით:

$$\frac{db_1}{dS_A} = \left\{ \left( \frac{u_{41} l_4}{2} \sin \varphi_4 - u_{51} l_{EF} \sin \varphi_5 \right) \left[ \left( u'_{41} \sin \varphi_4 + u_{41}^2 \cos \varphi_4 \right) \frac{l_4}{2} - \right. \right. \\ \left. \left. - \left( u'_{51} \sin \varphi_5 + u_{51}^2 \cos \varphi_5 l_{EF} \right) + \left( u_{51} l_{EF} \cos \varphi_5 - \frac{u_{41} l_4}{2} \cos \varphi_4 \right) \right] \left( u'_{51} \cos \varphi_5 - \right. \right. \\ \left. \left. - u_{51}^2 \sin \varphi_5 l_{EF} \right) - \left( u'_{41} \cos \varphi_4 - u_{41}^2 \sin \varphi_4 \right) \frac{l_4}{2} \right\} \left[ \left( \frac{u_{41} l_4}{2} \sin \varphi_4 - u_{51} l_{EF} \sin \varphi_5 \right)^2 + \right. \\ \left. + \left( u_{51} l_{EF} \cos \varphi_5 - \frac{u_{41} l_4}{2} \cos \varphi_4 \right)^2 \right]^{-1/2}.$$

$$\frac{db_2}{dS_A} = \left\{ \left( \frac{u_{61} l_6}{2} \sin \varphi_6 - u_{71} l_7 \cos \varphi_7 \right) \left[ \left( u'_{61} \sin \varphi_6 + u_{61}^2 \cos \varphi_6 \right) \frac{l_6}{2} + \right. \right.$$

$$\begin{aligned}
& + \left( u'_{71} \sin \varphi_7 + u_{71}^2 \cos \varphi_7 \right) l_7 \Big] + \left( u_{71} l_7 \cos \varphi_7 + \frac{u_{61} l_6}{2} \cos \varphi_6 \right) \times \\
& \times \left[ \left( u'_{71} \cos \varphi_7 - u_{71}^2 \sin \varphi_7 \right) l_7 - \left( u'_{61} \cos \varphi_6 - u_{61}^2 \sin \varphi_6 \right) \frac{l_6}{2} \right] \times \\
& \times \left[ \left( -\frac{u_{61} l_6}{2} \sin \varphi_6 - u_{71} l_7 \sin \varphi_7 \right)^2 + \left( u_{71} l_7 \cos \varphi_7 - \frac{u_{61} l_6}{2} \cos \varphi_6 \right)^2 \right]^{-1/2}.
\end{aligned}$$

ასევე შეიძლება დაიწეროს შემდეგი მნიშვნელობანი:

$$\begin{aligned}
\frac{da_1}{dS_A} &= u'_{31} l_{BC}; & \frac{da_2}{dS_A} &= u'_{31} l_{cs_3}; \\
\frac{da_3}{dS_A} &= u'_{51} l_{S_3 F}; & \frac{da_4}{dS_A} &= \frac{u'_{71} l_7}{2}; & \frac{da_5}{dS_A} &= u'_{71} l_7.
\end{aligned}$$

კინეტიკური ენერჯის (2.109) გამოსახულებაში სათანადო ჩასმებისა და ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მისი ახალი მნიშვნელობის შეტანა ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებაში ამძრავის  $S_A$  გადაადგილების მიმართ (2.101), გვაძლევს მოცემული სისტემის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას:

$$\ddot{S}_A K_1 + \dot{S}_A^2 K_2 = F_{\text{გ}}, \quad (2.110)$$

სადაც

$$\begin{aligned}
K_1 &= m_1 + m_2 a_1^2 + m_3 a_2^2 + I_{S_3} u_{31}^2 + m_4 b_1^2 + I_{S_4} u_{41}^2 + m_5 a_3^2 + \\
& + I_{S_5} u_{51}^2 + m_6 b_2^2 + I_{S_6} u_{61}^2 + m_7 a_4^2 + I_{S_7} u_{71}^2; \\
K_2 &= m_2 a_1 \frac{\partial a_1}{\partial S_A} + m_3 a_2 \frac{\partial a_2}{\partial S_A} + I_{S_3} u_{31} u'_{31} + m_4 b_1 \frac{\partial b_1}{\partial S_A} + I_{S_4} u_{41} u'_{41} + \\
& + m_5 a_3 \frac{\partial a_3}{\partial S_A} + I_{S_5} u_{51} u'_{51} + m_6 b_2 \frac{\partial b_2}{\partial S_A} + I_{S_6} u_{61} u'_{61} + m_7 a_4 \frac{\partial a_4}{\partial S_A} + I_{S_7} u_{71} u'_{71}.
\end{aligned}$$

მიღებული (2.110) განტოლება აღწერს ამძრავის ძირითად მოძრაობას. იგი არაწრფივი მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლებაა  $S_A$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ, რომლის

ამოხსნის შედეგად დადგინდება გადაცემის ყველა დინამიკური პარამეტრის მნიშვნელობა.

#### 2.4. მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური მოდელების შექმნის თეორიული წინამძღვარები

ვაგონი მეტად რთული აგებულებისაა. იგი შეიცავს სხვადასხვა სახის და დანიშნულების კვანძებს და დანადგარებს, რომელთა საშუალებითაც ხორციელდება აუცილებელი თბური, სამაცივრო, საკონდიციო, ელექტრული, სავენტილაციო, სამუხრუჭე და სხვა პროცესები. ამასთან ამ პროცესების მართვა ავტომატიზირებულია და წარმოებს დისტანციური ჩარევით, ხოლო პროცესების ნორმალური წარმართვისათვის დიდი მნიშვნელობა ენიჭება ამ სისტემების მექანიკურ გადაცემებს.

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 მექანიკური გადაცემის მაგალითად შეიძლება ავიღოთ სხვადასხვა სახის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემები ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი ან ცალმხრივი დაწოლით. კარდანულ-რედუქტორული გადაცემა, ვაგონების ერთმაგი ან ორმაგი რესორული ჩამოკიდება, ავტოგადაბმულობა და სხვა.

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

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის საპროექტო გადაცემის ფარდობა და სიმძლავრე, რომელიც გამოიხატება ბორბალზე ხუნდიდან გადაცემული სამუხრუჭე ძალით, დამოკიდებულია ბერკეტებისა და საკიდების დამზადებისა და აკრების ტექნოლოგიაზე. დამზადების პროცესშივე გადაცემის ბერკეტს, ტრიანგელს 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 შეერთების შიგა და გარე ელემენტების ცვეთის გამო განიცდის პროპორციულ ზრდას. პირველადი და ღრეჩოს არსებობით შექმნილი ცდომილება საკმაოდ დიდია და უარყოფითად მოქმედებს გადაცემის როგორც მექანიკურ სიზუსტეზე, ასევე მის დინამიკურ მაჩვენებლებზე. ხშირია მოვლენა, როცა მექანიკური გადაცემის მუშაობის დროს შეერთებების 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 გაზრდილი ღრეჩოს არსებობის პირობებში განიცდიან რა დიდ დინამიკურ დატვირთვებს, ხშირად გამოდიან მწყობრიდან. ეს შეიძლება პირველ რიგში ითქვას კომპრესორის ბრუდმხარა-ბარბაცა შემსრულებელი მექანიზმის ბარბაცა-დგუმის ჯგუფის მიმართ. მრუდმხარა-ბარბაცას, ბარბაცა-დგუმისა და დგუმი-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 გაღუნვას, გრეხას და ხშირად გატეხვასაც კი, რაც დამატებითი სარემონტო სამუშაოების წინაპირობას

წარმოადგენს. ზიანდება არა მარტო ბარბაცა, არამედ დგუშიც, რომელიც იძენს ოვალურ ფორმას ბარბაცას ბრუნვის სიბრტყეში, მისი და მუშა ცილინდრის ზედაპირები იფარება ნაკაწრებით, ჩაღრმავებებით, რომლებიც მოითხოვენ დამატებით სარემონტო სამუშაოებს.

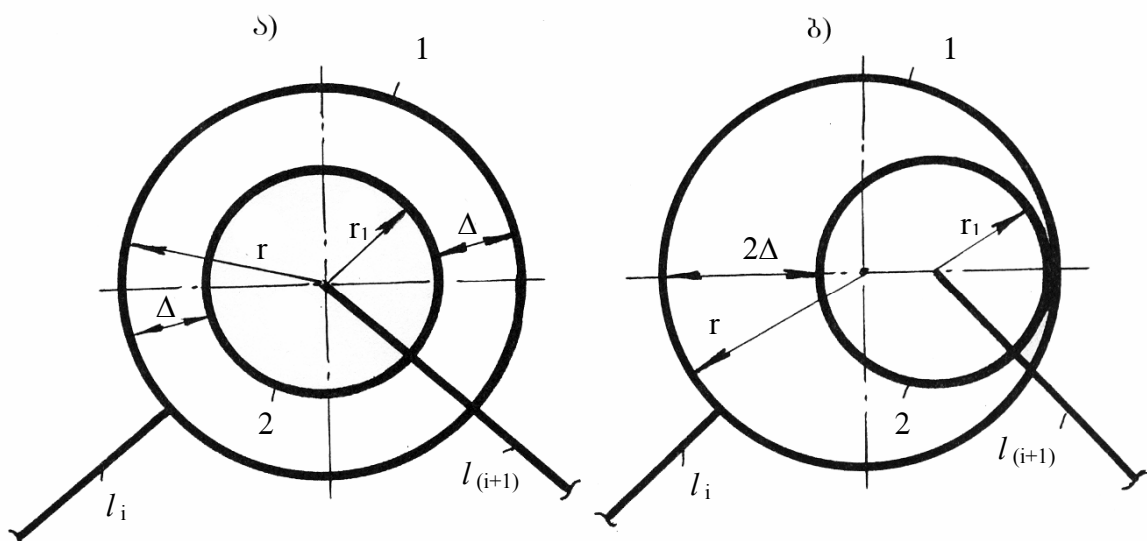
მსგავსი მოვლენების შეზღუდვის მიზნით აუცილებელი ხდება გამოვიკვლიოთ ღია და დახურული გადაცემების შეერთებებში მიმდინარე დინამიკური პროცესები ყველა რეალური მოქმედი ფაქტორის მხედველობაში მიღებით. პირველ რიგში ეს ეხება მოცემული მექანიკური გადაცემების კვლევას სახსრულ შეერთებებში ღრეჩობისა და დარტყმების, ასევე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

მექანიკური გადაცემის დინამიკური მოდელი უნდა ასახავდეს გადაცემის მუშა ნაწილების რეალურ გეომეტრიას დინამიკური ზემოქმედების პირობებში. უნდა აისახოს სახსრული შეერთებების ღრეჩოს არეში დინამიკური და კინემატიკური მახასიათებლების შესაძლო განვითარების მოვლენა, რითაც საშუალება მოგვეცემა წარმოვადგინოთ ნორმალური რეაქციისა და ხახუნის ძალების განვითარების პროცესი, ასევე ავხსნათ დარტყმითი მოვლენების არსი. ამ მიზნით ღრეჩოს არსებობისას სახსრული შეერთებანი შეიძლება გამოვსახოთ შემდეგი სქემის მიხედვით (ნახ. 2.9).

მოცემული სქემის მიხედვით (ნახ. 2.9) წარმოდგენილი სახსრული შეერთება არის  $l_i$  და  $l_{i+1}$  ბერკეტის მოძრავი შეერთება, რომლის გარე ელემენტი 1 მიერთებულია  $l_i$  ბერკეტთან, ხოლო შიგა ელემენტი დაკავშირებულია  $l_{i+1}$  ბერკეტთან. როგორც შიგა, ასევე გარე ელემენტები განიცდიან უერთიერთობზუნებას თუ  $l_i$  და  $l_{i+1}$  ბერკეტები მოძრაობენ ერთდროულად, ან შიგა ელემენტი მოზრუნდება გარე ელემენტის მიმართ  $l_i$  ბერკეტის უძრაობის შემთხვევაში. სახსრულ შეერთებაში არსებული  $\Delta$  ღრეჩო წარმოადგენს გარე და შიგა ელემენტების რადიუსთა სხვაობას (ნახ. 2.9), ე.ი. შეიძლება დაიწეროს:

$$\Delta = r - r_1. \quad (2.111)$$

$\Delta$  ღრეჩო არსებობს შეერთების გარე ელემენტის შიგა ზედაპირსა და შიგა ელემენტის გარე ზედაპირის შორის შეერთების მთლიან წრეხაზზე (ნახ.2.9,ა), ან შეიძლება ურთიერთფარდობითი გადაადგილებისას განვიხილოთ ასეთი სახითაც (ნახ.2.9,ბ). ანალიზური კვლევისა და გაანგარიშებების დროს უმჯობესია გამოვიყენოთ შეერთების ასახვის პირველი ვარიანტი.



ნახ. 2.9. სახსრული შეერთება ა) თანაბარი ღრეჩოთი, ელემენტების კონცენტრული განლაგებისას და ბ) ღრეჩოთი ელემენტების კონტაქტური მოძრაობისას

დინამიკური მოდელის შექმნისას გათვალისწინებულ უნდა იქნას გადაცემის შემადგენელი ბერკეტების გეომეტრიული კონფიგურაცია და მასების სიგრძეზე განაწილების საკითხი. ამოცანის გამარტივების მიზნით მივიღებთ, რომ გადაცემის ღეროები ერთგვაროვანია მასების თანაბარი განაწილებით. კვლევის პირველ ეტაპზე მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენისას მივიჩნევთ, რომ ბერკეტები აბსოლუტურად ხისტი სხეულებია, ხოლო კვლევის მომდევნო ეტაპზე შეიძლება განვიხილოთ იგივე ამოცანა ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით. ორივე შემთხვევაში გადაცემის დინამიკური მოდელი უნდა იყოს ერთნაირი.

გადაცემის დინამიკური მოდელი უნდა ითვალისწინებდეს სახსრულ შეერთებაში შიგა და გარე ელემენტების ურთიერთდარტყმების მოვლენას. ამ მიზნით გამოვიყენებთ არადრეკადი დარტყმის კლასიკურ თეორიას, რომლის მიხედვითაც ურთიერთდარტყმის სიჩქარის ნორმალური მდგენელის აღდგენის კოეფიციენტი უდრის ნულს. ამ შემთხვევაში დინამიკური მოდელი უნდა იყოს იგივე, რაც წინა პირობების გათვალისწინებისას. ე.ი. დინამიკური მოდელი უნდა ასახავდეს ყველა იმ შესაძლო მოვლენათა რეალობას, რაც გადაწყვეტს დინამიკური მახასიათებლების დადგენას დამატებითი პირობების გათვალისწინებით.

ამგვარად, განხილულია მექანიკურ გადაცემათა რეალური დინამიკური მოდელის აგების ყველა წინაპირობა სახსრულ

შეერთებებში ღრეჩოსა და დარტყმების, აგრეთვე გადაცემების შემადგენელი ბერკეტების სიხისტისა და დრეკადობის გათვალისწინებით.

### მეორე თავის დასკვნები

1. დამუშავდა ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ახალი კონსტრუქციები. შეიქმნა ამ გადაცემის ოპტიმალური ვარიანტი შემადგენელი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლები რაოდენობით არსებულთან შედარებით.
2. ბორბალზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლის მქონე საერთო ამძრავიანი ოპტიმალური სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კვლევისათვის გამოყენებულმა ანალიზურმა აპარატმა საშუალება მოგვცა მიგველო ძირითადი გამომავალი პარამეტრების ამსახველი ანალიზური გამოსახულებანი.
3. ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზის ამოცანის გადაწყვეტით მიღებულია ამ გადაცემის ყველა პარამეტრის რეალური მნიშვნელობა.
4. ვაგონის მექანიკურ გადაცემათა რეალური დინამიკური მოდელების შექმნის მიზნით დამუშავებულია თეორული საფუძვლები, რომლებიც განაპირობებენ ბერკეტული გადაცემის დინამიკურ გამოკვლევებს ღრეჩოების, ბერკეტების დრეკადობისა და ღრეჩოებიან შეერთებებში დარტყმების გათვალისწინებით.

### თავი III. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური მოდელების ფორმალიზაცია

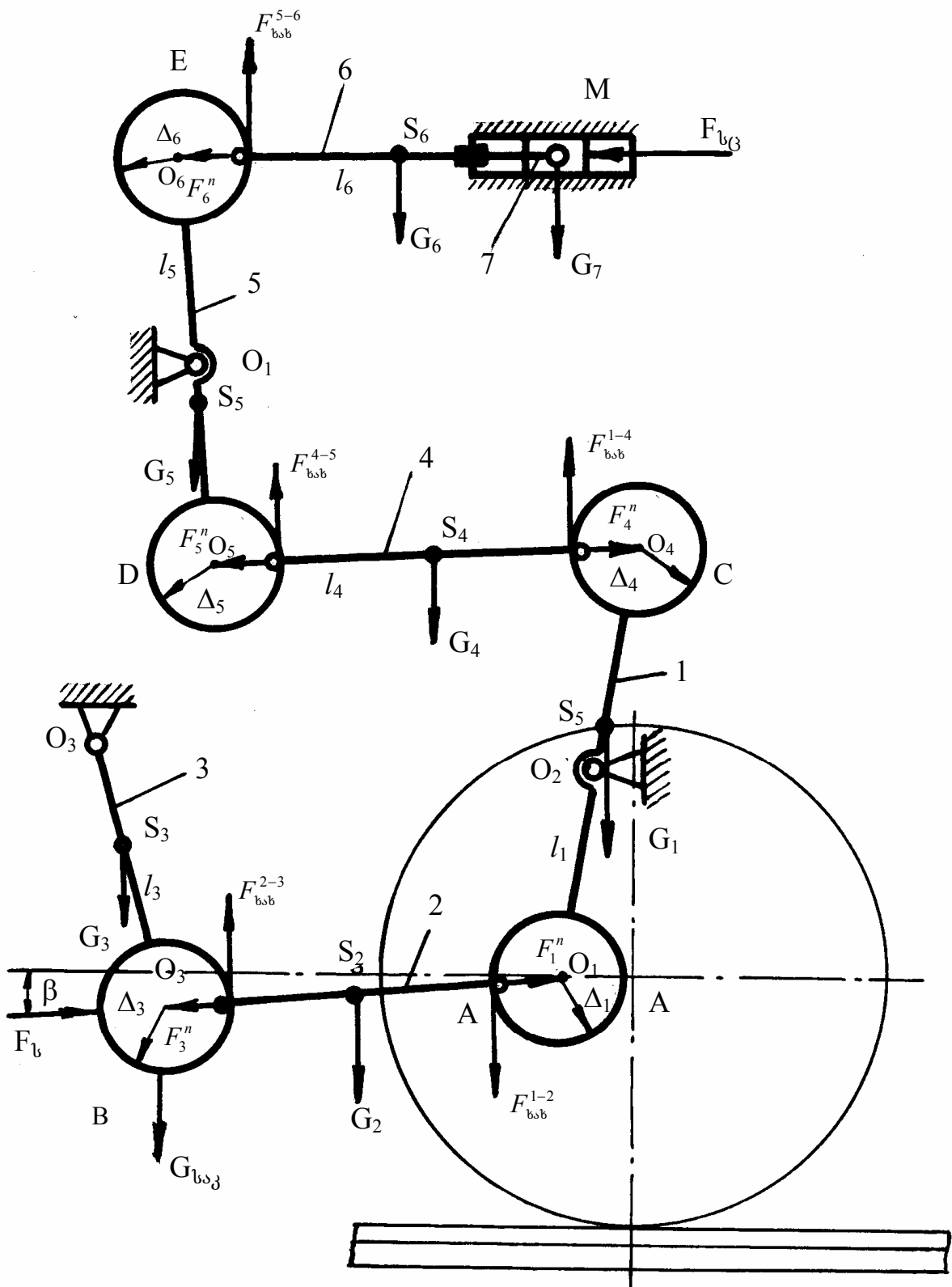
#### 3.1. ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელები

დინამიკური მოდელის შექმნის მიზნით ვისარგებლოთ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემით ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლით, რომლის დინამიკური ანალიზი ჩატარებული იქნა მეორე თავში. მივიჩნით, რომ გადაცემა «იდეალურია», თუ იგი მოცემულია ღრეჩოების გარეშე, ხოლო «რეალურია», თუ იგი წარმოდგენილია ღრეჩოების თანხლებით.

განვიხილოთ მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული  $\text{MEO}_1\text{DCO}_2\text{ABO}_3$  გადაცემა (ნახ. 3.1) ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლით და ამასთან ყველა სახსრულ შეერთებაში, გარდა  $O_1$ ,  $O_2$  და  $O_3$ -ისა,  $\Delta_1, \Delta_6, \Delta_3, \Delta_4$  და  $\Delta_5$  ღრეჩოებით. შესაძლოა ეს ღრეჩოები იყოს ტოლი ან განსხვავდებოდნენ ერთმანეთისაგან.

მოცემულ შემთხვევაში გადაცემის ყველა ბერკეტი წარმოადგენს აბსოლუტურად ხისტ ღეროს, რომელიც ერთგვაროვანია და ხასიათდება მასების თანაბარი განაწილებით. ამის გამო ბერკეტის მასების ცენტრი იმავე დროს წარმოადგენს მის გეომეტრიულ ცენტრს, ამიტომ ბერკეტების სიმძიმის ანუ მასების ცენტრი მდებარეობს ბერკეტების შუა წერტილებში და აღნიშნულია შესაბამისად  $S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_6$  და  $S_7$  ასოებით. ამ წერტილებში მოდებულია ბერკეტების სიმძიმის

$G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6$  და  $G_7$  ძალები. ბერკეტები აღნიშნულია  $l_2, l_3, l_4, l_5$ , და  $l_6$  სიგრძეებით.  $l_6$  წარმოადგენს სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკს, რომელიც მოძრაობაში მოდის სამუხრუჭე ცილინდრის დგუმის დაწოლის შედეგად და  $F_{ს8}$  სამუხრუჭე ძალას გადასცემს მთელ სისტემას.



ნახ. 3.1. ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური მოდელი სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით



ბერკეტებისა და ღრეჩოების არათანმიმდევრული რიგითი აღნიშვნა განპირობებულია იმ მოსაზრებით, რომ შემდგომი დინამიკური კვლევისას ვსარგებლობთ შემსრულებელი  $O_2ABO_3$  კვანძით, რომლის ბერკეტები და ღრეჩოები აღნიშნულია მიომდევრობით 1, 2 და 3.

გადაცემის ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთების შიგა ელემენტი გამოსახულია წერტილის სახით და განიხილება ყველა სახსარში კონტაქტის შემთხვევა. კონტაქტის წერტილში აღძრული რეაქციის ძალის ნორმალური  $F_i^n$  მდგენელები მოდებულია ამავე წერტილში და მიმართულია სახსრული შეერთების ცენტრისაკენ, ხოლო ტანგენციალური მდგენელი ანუ ხახუნის  $F_{\text{ხხ}}^{i-(i+1)}$  მოდებულია კონტაქტის წერტილში და მიმართულია გარე ელემენტებისადმი შიგა ელემენტის ბრუნვის საწინააღმდეგო მიმართულებით. გადაცემის B სახსარში მოდებულია ხუნდისა და საკიდის ჯამური  $G_{\text{საკ}}$  წონა, აგრეთვე გადაცემიდან განვითარებული  $F_{\text{ს}}$  დასამუხრუჭებელი ძალა.

გადაცემის სახსრულ შეერთებებში არსებული  $\Delta_i$  ღრეჩოების არსებობა განაპირობებს ბერკეტების დამატებითი მოძრაობების წარმოშობას. სახსრის შიგა ელემენტის თავისუფალი ან კონტაქტური მოძრაობის პირობებში გადაცემას შეიძლება მიენიჭოს ათამდე თავისუფლების ხარისხი, რომლის დროსაც მაქსიმალურად იზრდება რეაქციისა და ხახუნის ძალები. გადაცემის დამატებითი მოძრაობანი ამ დროს შეიძლება აღიწეროს 127 მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით, რომელთა ამოხსნაც პრაქტიკულად შეუძლებელია. ამ მოძრაობათა კლასიფიკაცია მოცემულია ცხრილში (ცხრ. 3.1), სადაც გამოყენებულია შემდეგი აღნიშვნები:  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, \gamma_5$  შესაბამისად 1-2, 2-3, 1-4, 4-5 და 5-6

სახსრულ შეერთებებში კონტაქტის წერტილების განზოგადებული კუთხური კოორდინატებია;  $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, y_4, x_4, x_5$  და  $y_5$  – იგივე წერტილების განზოგადოებული ხაზოვანი კოორდინატები;  $\nabla$  – წყვეტა;  $\kappa$  – კონტაქტი. კონტაქტისა ( $\kappa$ ) და წყვეტის ( $\nabla$ ) წერტილების ერთდროული მონაცვლეობა ხუთივე ღრეჩობიან სახსრულ შეერთებებში წარმოშობს კონტაქტურ, თავისუფალ ან კონტაქტურ-წყვეტილი და წყვეტილ-კონტაქტური სახის დამატებით მოძრაობებს, რომელთა კლასიფიკაცია მოცემულია შემდეგი სახით (ცხრ. 3.1).

### ცხრილი 3.1

#### ღრეჩობიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია

დამატებით მოძრ-ის სახეობა	ერთდროული კონტაქტი და წყვეტა სახსრულ შეერთებებში					განზოგადებული დამატებითი კოორდინატები
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	
I	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, \gamma_5$
II	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$\nabla$	$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, x_5, \gamma_5$
III	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$\nabla$	$\nabla$	$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, x_4, y_4, x_5, \gamma_5$
IV	$\kappa$	$\kappa$	$\nabla$	$\nabla$	$\nabla$	$\gamma_1, \gamma_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, \gamma_5$
V	$\kappa$	$\nabla$	$\nabla$	$\nabla$	$\nabla$	$\gamma_1, x_2, \gamma_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, \gamma_5$
VI	$\nabla$	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$x_1, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, \gamma_5$
VII	$\nabla$	$\nabla$	$\kappa$	$\kappa$	$\kappa$	$x_1, y_1, x_2, y_2, \gamma_3, \gamma_4, \gamma_5$
VIII	$\nabla$	$\nabla$	$\nabla$	$\kappa$	$\kappa$	$x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, \gamma_4, \gamma_5$
IX	$\nabla$	$\nabla$	$\nabla$	$\nabla$	$\kappa$	$x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, \gamma_4, \gamma_5$
X	$\kappa$	$\nabla$	$\kappa$	$\nabla$	$\kappa$	$\gamma_1, x_2, y_2, \gamma_3, x_4, y_4, \gamma_5$
XI	$\nabla$	$\kappa$	$\nabla$	$\kappa$	$\nabla$	$x_1, y_1, \gamma_2, x_3, y_3, \gamma_4, x_5, y_5$
XII	$\kappa$	$\kappa$	$\nabla$	$\kappa$	$\nabla$	$\gamma_1, \gamma_2, x_3, y_3, \gamma_4, x_5, y_5$

XIII	კ	კ	ფ	კ	კ	$\gamma_1, \gamma_2, x_3, y_3, \gamma_4, y_5$
XIV	ფ	ფ	კ	ფ	ფ	$x_1, y_1, x_2, y_2, \gamma_3, x_4, y_4, x_5, y_5$
XV	ფ	კ	კ	კ	ფ	$x_1, y_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, x_5, y_5$
XVI	კ	ფ	ფ	ფ	კ	$\gamma_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4, \gamma_5$
XVII	ფ	ფ	ფ	ფ	ფ	$x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, y_5$

როგორც ცნობილია, სამუხრუჭე ბერკეტულ გადაცემას სამუხრუჭე ძალა გადაეცემა სამუხრუჭე ცილინდრისაგან სამუხრუჭე ჭოკის საშუალებით. ეს ძალა, სამუხრუჭე ბერკეტული სისტემის გადაცემის ფარდობის მეოხებით, გაზრდილი მნიშვნელობითაა მოდებული სამუხრუჭე ხუნდზე. ყველაზე დიდ დინამიკური დატვირთვას სამუხრუჭე პროცესის განხორციელებისას განიცდის გადაცემის ბოლო კვანძი  $O_2ABO_3$ , რომლის სახსრულ შეერთებაში აღძრული რეაქციები  $F_1^n$  და  $F_3^n$  გაცილებით მეტია, ვიდრე სხვა შეერთებაში არსებული  $F_6^n$ ,  $F_5^n$  ან  $F_4^n$  რეაქციები. ამის გამო სახსრულ შეერთებებში აღძრული რეაქციის ძალებისა და სხვა დინამიკური დატვირთვების მაქსიმალური მნიშვნელობის დადგენისათვის აუცილებელი და საკმარისია, რომ გამოკვლეულ იქნას გადაცემის მხოლოდ შემსრულებელი  $O_2ABO_3$  კვანძის დინამიკა, რაც გავრცელდება გადაცემის დანარჩენ ნაწილზეც.

გამოვყოთ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სქემიდან (ნახ. 3.1) შემსრულებელი კვანძი  $O_2ABO_3$  ღრეჩოებით 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში. უძრავ მართკუთხა  $XO_2Y$  საკოორდინატო სისტემაში მოხდეს მისი მობრუნება და სარკისებრი ასახვა ისე, რომ ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის  $O_2$  ბრუნვის ცენტრი დაემთხვევა საკოორდინატო სისტემის

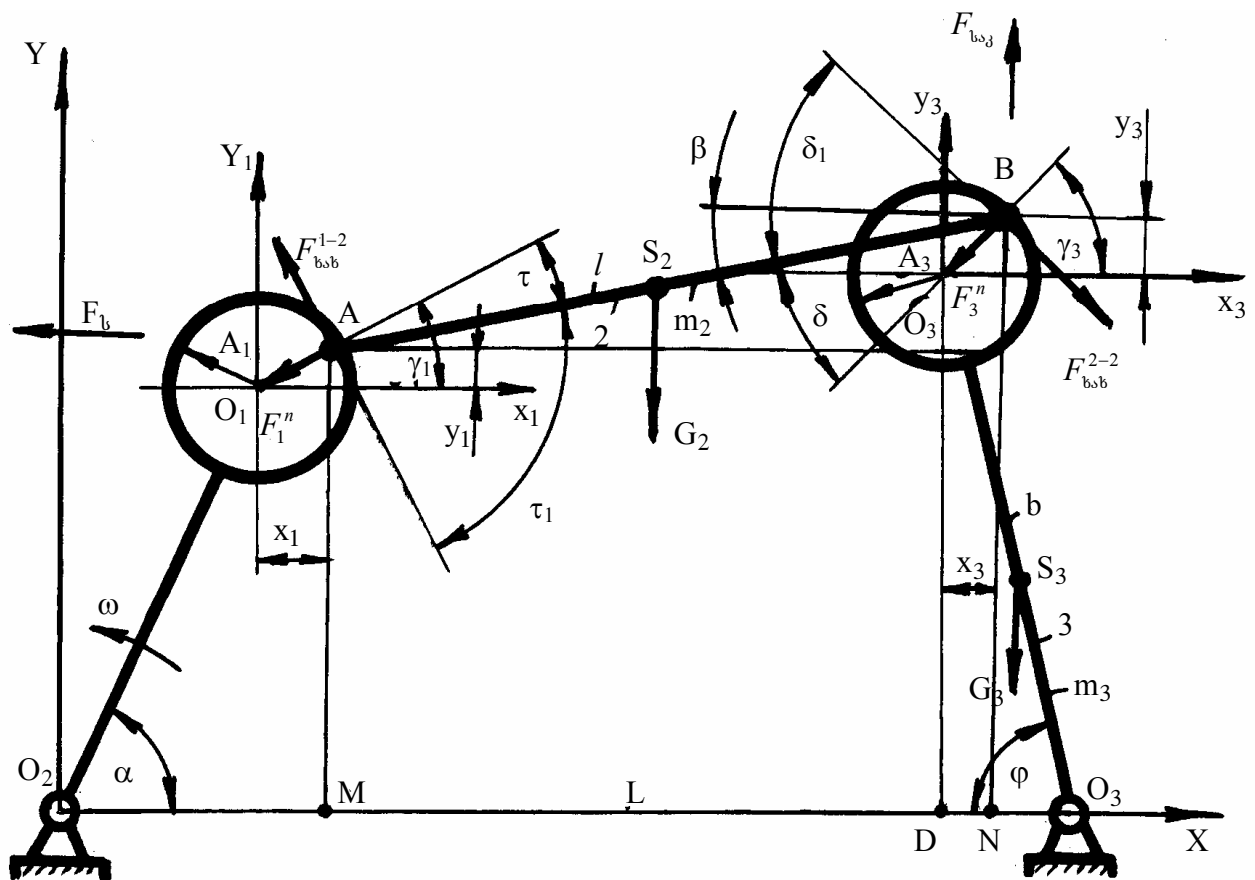
სათავეს, ხოლო  $O_3B$  საკიდის  $O_3$  ბრუნვის ცენტრი მოთავსდეს  $O_2X$  საკოორდინატო ღერძზე (ნახ. 3.2).

ამოცანის განზოგადების მიზნით მივიჩნევთ, რომ  $O_2A$  ამძრავი ასრულებს ბრუნვით მოძრაობას  $O_2$  წერტილის გარშემო. რეალურად მისი მობრუნების მნიშვნელობა  $75^0 \leq \alpha \leq 100^0$ , ამასთან იგი თავიდანვე განსაზღვრულია

$$\alpha = \alpha(t). \quad (3.1)$$

სახსრულ 1-2 და 2-3 შეერთებებში მოცემული  $\Delta_1$  და  $\Delta_3$  ღრეჩოს გეომეტრიული ზომა ტოლია გარე და შიგა ელემენტების რადიუსთა სხვაობისა, ე.ი.

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 &= \rho_1 - \rho'_1; \\ \Delta_2 &= \rho_2 - \rho'_2. \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$



### ნახ. 3.2. სამუხრუჭე გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელი

იმის გამო, რომ შემდგომი ანალიზური კვლევებისა და გაანგარიშებების გამარტივების მიზნით, რაც შედეგებზე გავლენას ვერ მოახდენს, ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში შიგა ელემენტი აღნიშნული გვაქვს A და B წერტილების სახით, ამიტომ  $\rho'_1 = \rho'_2 = 0$  და (3.2) ტოლობებიდან ცხადი ხდება, რომ  $\Delta_1 = \rho_1$ , ასევე  $\Delta_2 = \rho_2$ , სადაც  $\rho_1$  და  $\rho_2$  შეერთებების გარე ელემენტების რადიუსებია.

შიგა ელემენტების დამატებითი მოძრაობების ხასიათის გარკვევის მიზნით ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთებების ცენტრებში მოდებულია დამატებითი მოძრავი საკოორდინატო  $x_1, y_1$  და  $x_3, y_3$  სისტემები ისე, რომ ამ სისტემებისა და ძირითადი უძრავი  $XO_2Y$  სისტემის ერთსახელა საკოორდინატო ღერძები იყოს ურთიერთპარალელური. მოძრავი საკოორდინატო სისტემების დახმარებით შესაძლებელია განისაზღვროს ელემენტების კონტაქტის წერტილების მდებარეობა  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$  კუთხური კოორდინატებით, ხოლო სხვა შემთხვევაში დამატებითი ხაზოვანი  $x_1, y_1, x_3$  და  $y_3$  კოორდინატებით. რეაქციის ნორმალური  $F_1''$  და  $F_3''$  მდგენელები მოდებულია სახსრის ელემენტების კონტაქტის A და B წერტილებში და მიმართული არიან შეერთების  $o_1$  და  $o_3$  ცენტრებისკენ. შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{1-2}$  და  $F_{\text{სახ}}^{2-3}$  ძალები მოდებულია იმავე A და B წერტილებში რეაქციის ნორმალური მდგენელების მართობულად და მიმართულია სახსრის გარე ელემენტისადმი შიგა ელემენტის მობრუნების საწინააღმდეგო მიმართულებით.

დამოკიდებულება ხახუნის ძალასა და რეაქციის ნორმალურ მდგენელს შორის გამოისახება კლასიკური ტოლობით:

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{ახ}}^{1-2} &= -F_1^n (K_{\text{ახ}1} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ახ}2} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ახ}3} \dot{\gamma}_1^2) \\ F_{\text{ახ}}^{2-3} &= -F_3^n (K_{\text{ახ}1} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ახ}2} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ახ}3} \dot{\gamma}_3^2) \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

სადაც  $\dot{\gamma}_1$  არის შიგა ელემენტის ანუ ჩვენს შემთხვევაში კონტაქტის A წერტილის ფარდობითი შემობრუნების კუთხური სიჩქარე გარე ელემენტების მიმართ;

$\dot{\gamma}_3$  - იგივე ფარდობითი მოძრაობის კუთხური სიჩქარე;

$K_{\text{ახ}1}$  - მშრალი ხახუნის კოეფიციენტი;

$K_{\text{ახ}2}$  - სველი ხახუნის კოეფიციენტი;

$K_{\text{ახ}3}$  - კვადრატული ხახუნის კოეფიციენტი.

რეაქციის ნორმალური მდგენელები AB ბერკეტთან ადგენენ შესაბამისად  $\tau$  და  $\sigma$  კუთხეებს, ხოლო ხახუნის ძალები კი  $\tau_1$  და  $\sigma_1$  კუთხეებს. ამძრავის  $\alpha$  კუთხით მობრუნების შესაბამისი კუთხე  $O_3B$  ბერკეტისათვის არის  $\varphi$  კუთხე. AB საშუალო ბერკეტი დახრილია  $OX$  საკოორდინატო ღერძისადმი  $\beta$  კუთხით. კონტაქტის A და B წერტილების შემობრუნების კუთხეებია  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$ .  $O_3B$  ბერკეტის ბოლოზე მოქმედებს საკიდის  $P_{\text{სკ}}$  ძალა, რომელშიც შედის ხუნდების წონაც, ხოლო  $O_2A$  ამძრავის ბოლოზე მოქმედებს სამუხრუჭე  $F_{\text{ს}}$  ძალა.

ღრეჩოებიან 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში მოსალოდნელია როგორც კონტაქტური, ასევე წყვეტილი მოძრაობა, ამიტომ წარმოდგენილი შემსრულებელი კვანძის თავისუფლების ხარისხი შეიძლება გაიზარდოს ორიდან ოთხამდე. იმის მიხედვით, თუ როგორი მონაცვლეობაა ღრეჩოებიან შეერთებებში წყვეტილი და კონტაქტური

მოძრაობისა, შეიძლება განვასხვავოთ დამატებითი მოძრაობების შემდეგი ოთხი კატეგორია:

I სახე – კკ (კონტაქტი-კონტაქტი). დამატებითი მოძრაობა ამ შემთხვევაში იწოდება როგორც კონტაქტური მოძრაობა, რადგან ორივე სახსრულ შეერთებაში წარმოიშვება კონტაქტი შიგა ელემენტის გარე ზედაპირსა და გარე ელემენტის შიგა ზედაპირს შორის. დამატებითი კონტაქტური მოძრაობა განისაზღვრება ორი განზოგადოებული კუთხური  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$  კოორდინატებით. კონტაქტური მოძრაობის ხასიათი და დინამიური მაჩვენებლები იცვლება ღრეჩოს არეში მოქმედი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{1-2}$ ,  $F_{\text{სახ}}^{2-3}$  და ნორმალური რეაქციის  $F_1^n$  და  $F_3^n$  ძალების მოქმედების შედეგად.

II სახე – წკ (წყვეტილ-კონტაქტური). დამატებითი მოძრაობის ეს წყვეტილ-კონტაქტური ბუნება ხასიათდება 1-2 შეერთების შიგა ელემენტის წყვეტილი ანუ თავისუფალი მოძრაობით ღრეჩოს არეში და ერთდროულად კონტაქტური მოძრაობით 2-3 შეერთებაში. დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობა განისაზღვრება  $x_1, y_1$  და  $\gamma_3$  ხაზოვანი და კუთხური განზოგადოებული კოორდინატებით. ამ მოძრაობისას ხახუნისა და რეაქციის ძალები ცვლილებას განიცდიან მხოლოდ 2-3 შეერთებაში.

III სახე – კწ (კონტაქტურ-წყვეტილი). დამატებითი მოძრაობის კონტაქტურ-წყვეტილი ხასიათი აიხსნება კონტაქტური მოძრაობით 1-2 სახსრულ შეერთებაში და ერთდროულად თავისუფალი მოძრაობით 2-3 შეერთებაში. ეს დამატებითი მოძრაობა განისაზღვრება  $\gamma_1$  კუთხური და  $x_3, y_3$  ხაზოვანი განზოგადოებული კოორდინატებით. მოძრაობაზე

გავლენას ახდენს 1-2 შეერთებაში არსებული ხახუნისა და რეაქციის ძალები.

IV სახე – წწ (წყვეტილ-წყვეტილი ანუ თავისუფალი). თავისუფალი მოძრაობა ხასიათდება 1-2 და 2-3 შეერთებების ღრეჩოს არეში შიგა ელემენტების თავისუფალი მოძრაობით. ამ დროს ხახუნისა და რეაქციის ძალები გავლენას ვერ ახდენენ მოძრაობის ხასიათზე, ისინი ნულის ტოლია. მოძრაობაზე ზემოქმედებას ახდენს ბერკეტების ინერციის ძალები და სიმძიმე. დამატებითი მოძრაობის ეს სახე განისაზღვრება ხაზოვანი  $x_1, y_1, x_3$  და  $y_3$  განზოგადოებული კოორდინატებით.

დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია შემსრულებელი კვანძისათვის შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი ცხრილის მიხედვით (ცხრ. 3.2).

დამატებით მოძრაობათა ანალიზი და კლასიფიკაცია საშუალებას იძლევა დავასკვნათ, რომ შემსრულებელი მექანიზმის დინამიკური მახასიათებელი პარამეტრების დადგენის მიზნით აუცილებელია შედგეს და ამოიხსნას დამატებითი მოძრაობების ამსახავი თორმეტი დიფერენციალური განტოლება განზოგადოებული ცვლადი კოორდინატების მიმართ.

დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების შედგენისათვის აუცილებელია დავადგინოთ გადასვლის პირობები ერთი სახის მოძრაობიდან მეორეში.



ცხრილი 3.2

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია

დამატებითი მოძრაობის სახეობა	ერთდროული კონტაქტი და წყვეტა სახსრულ შეერთებებში		განზოგადოებული დამატებითი კოორდინატები	დიფერენციალურ განტოლებათა რაოდენობა
	1-2	2-3		
I	კ	კ	$\gamma_1, \gamma_3$	2
II	წ	კ	$x_1, x_2, \gamma_3$	3
III	კ	წ	$\gamma_1, x_3, y_3$	3
IV	წ	წ	$x_1, y_1, x_3, y_3$	4

კონტაქტურიდან თავისუფალ მოძრაობაზე გადასვლისას ვსარგებლობთ ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} x_i &= \Delta_i \cos \gamma_i; \\ y_i &= \Delta_i \sin \gamma_i; \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

სადაც  $\gamma_i$  არის კონტაქტის წერტილის კუთხური კოორდინატა წყვეტის მოვლენის დასაწყისში.

(3.4) ტოლობების დიფერენცირებით მივიღებთ გადასვლის კიდევ ერთ პირობას  $i$ -ური სახსრული შეერთებისათვის. გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_i &= -\Delta_i \dot{\gamma}_i \sin \gamma_i; \\ \dot{y}_i &= \Delta_i \dot{\gamma}_i \cos \gamma_i; \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

სადაც  $\gamma_i$  არის კონტაქტის წერტილის მობრუნების კუთხური სიჩქარე წყვეტის მოვლენის დასაწყისში.

თავისუფალიდან კონტაქტურ მოძრაობაზე გადასვლისას ვსარგებლობთ საწყისი პირობებით  $\gamma_i$ -ის მიმართ. ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_i &= \arccos \frac{x_i^k}{\Delta_i}, \text{ როცა } y_i^k \geq 0; \\ \gamma_i &= 2\pi - \arccos \frac{x_i^k}{\Delta_i}, \text{ როცა } y_i^k < 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

სადაც  $x_i^k$  და  $y_i^k$  არის წერტილის კოორდინატები ღრეჩოს არეში, როცა მოხდა კონტაქტის აღდგენა.

ზოგადად ღრეჩოს არეში შიგა ელემენტი ხასიათდება თავისუფალი მოძრაობით, თუ დაცულია შემდეგი უტოლობა

$$x_i^2 + y_i^2 < \Delta_i^2. \quad (3.7)$$

მოძრაობა კონტაქტურია თუ დაცულია ტოლობა:

$$x_i^2 + y_i^2 = \Delta_i^2. \quad (3.8)$$

შემდგომი დინამიკური კვლევის მიზნით აუცილებელია განისაზღვროს შემსრულებელი  $O_2ABO_3$  კვანძის კინემატიკური პარამეტრები. ეს ეხება როგორც იდეალურ  $O_2O_1O_3O_3$  შემსრულებელ გადაცემას, ასევე  $O_2ABO_3$  შესაბამის რეალურ შემსრულებელ გადაცემასაც.

იდეალური  $O_2O_1O_3O_3$  გადაცემის მახასიათებელი კინემატიკური პარამეტრები შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი გამოსახულებების მიხედვით:

$$\cos \beta_{(oq)} = (1 + B^2)^{-1} \left[ -A \pm B \sqrt{1 - (A^2 - B^2)} \right]; \quad (3.9)$$

$$\cos \varphi_{(oq)} = \frac{1}{b} (r \cos \alpha + l \cos \beta_{(oq)} - L); \quad (3.10)$$

$$X_{S_2(\text{ორ})} = r \cos \alpha + \frac{1}{2} l \cos \beta_{(\text{ორ})}; \quad (3.11)$$

$$Y_{S_2(\text{ორ})} = r \sin \alpha + \frac{1}{2} l \sin \beta_{(\text{ორ})}; \quad (3.12)$$

$$X_{S_3(\text{ორ})} = \frac{1}{2} b \cos \varphi_{(\text{ორ})}; \quad (3.13)$$

$$Y_{S_3(\text{ორ})} = \frac{1}{2} b \sin \varphi_{(\text{ორ})}. \quad (3.14)$$

სადაც

$$A = [2l(L + r \cos \alpha)]^{-1} (r^2 + l^2 - b^2 + L^2 + 2rL \cos \alpha);$$

$$B = r \sin \alpha (L + r \cos \alpha)^{-1}.$$

$b$  -  $O_3O_2$  ბერკეტის (საკიდის) სიგრძეა.

რეალური შესაბამისი  $O_2ABO_3$  შემსრულებელი გადაცემისათვის,  $\Delta_1$  და  $\Delta_3$  ღრეჩობით 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში, კინემატიკური მახასიათებელი პარამეტრები ჩაიწერება შემდეგი ტოლობებით:

$$\cos \beta_{(\text{ორ})} = (1 + b_1^2)^{-1} [-b_2 \pm b_1 \sqrt{1 - (b_2^2 - b_1^2)}]; \quad (3.15)$$

$$\cos \varphi_{(\text{ორ})} = (r \cos \alpha + x_1 + l \cos \beta_{(\text{ორ})} - x_3 - L) b^{-1}; \quad (3.16)$$

$$X_{S_2(\text{ორ})} = r \cos \alpha + x_1 + \frac{1}{2} l \cos \beta_{(\text{ორ})}; \quad (3.17)$$

$$Y_{S_2(\text{ორ})} = r \sin \alpha + \frac{1}{2} l \sin \beta + Y_1; \quad (3.18)$$

$$X_{S_3(\text{ორ})} = L + \frac{1}{2} b \cos \varphi_{(\text{ორ})}; \quad (3.19)$$

$$Y_{S_3(\text{ორ})} = \frac{1}{2} b \sin \varphi_{(\text{ორ})}, \quad (3.20)$$

სადაც

$$b_1 = B = r \sin \alpha (L + r \cos \alpha)^{-1};$$

$$b_2 = K_1 [(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2 + 2K_2(x_1 - x_3) + 2K_3(y_1 - y_3) + K_4].$$

თავის მხრივ

$$K_1 = [2l(L + r \cos \alpha)]^{-1}; \quad K_2 = L + r \cos \alpha;$$

$$K_3 = r \sin \alpha; \quad K_4 = (r^2 + L^2 + b^2 + l^2 + 2rL \cos \alpha)$$

იდეალური  $O_2O_1O_3O_3$  და რეალური  $O_2ABO_3$  შემსრულებელი გადაცემებისათვის კუთხური და ხაზოვანი სიჩქარეები იანგარიშება შემდეგი ტოლობების მიხედვით:

$$\dot{\beta}_{(\text{ოე})} = \omega_{\beta(\text{ოე})} = -\omega \frac{r \sin(\alpha - \varphi)}{l \sin(\beta - \varphi)}; \quad (3.21)$$

$$\dot{\varphi}_{(\text{ოე})} = \omega_{\varphi(\text{ოე})} = \omega \frac{r \sin(\alpha - \varphi)}{b \sin(\varphi - \beta)}; \quad (3.22)$$

$$V_{S_2(\text{ოე})} = \left[ (\dot{X}_{S_2(\text{ოე})})^2 + (\dot{Y}_{S_2(\text{ოე})})^2 \right]^{1/2}; \quad (3.23)$$

$$V_{S_3(\text{ოე})} = \left[ (\dot{X}_{S_3(\text{ოე})})^2 + (\dot{Y}_{S_3(\text{ოე})})^2 \right]; \quad (3.24)$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_{(\text{რ})} = \omega_{\beta(\text{რ})} = & \left[ \sin \beta_{(\text{რ})} (1 + b_1^2) \right]^{-1} \left[ 2b_1 \dot{b}_1 \cos \beta_{(\text{რ})} + 2b_2 \dot{b}_2 \mp \right. \\ & \left. \mp \dot{b}_1 [1 - (b_2^2 - b_1^2)]^{1/2} \mp b_1 [1 - (b_2^2 - b_1^2)]^{1/2} (b_1 \dot{b}_1 - b_2 \dot{b}_2) \right]; \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\dot{\varphi}_{(\text{რ})} = \omega_{\varphi(\text{რ})} = \left[ (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta}_{(\text{რ})} \sin \beta_{(\text{რ})} \right] b^{-1}; \quad (3.26)$$

$$V_{S_2(\text{რ})} = \left[ (\dot{X}_{S_2(\text{რ})})^2 + (\dot{Y}_{S_2(\text{რ})})^2 \right]^{1/2}; \quad (3.27)$$

$$V_{S_3(\text{რ})} = \left[ (\dot{X}_{S_3(\text{რ})})^2 + (\dot{Y}_{S_3(\text{რ})})^2 \right]^{1/2}; \quad (3.28)$$

სადაც

$$\dot{X}_{S_2(\text{ოე})} = -\omega r \sin \alpha - \dot{\beta}_{(\text{ოე})} \frac{l}{2} \sin \beta_{(\text{ოე})};$$

$$\dot{Y}_{S_2(\text{ოე})} = r\omega \cos \alpha + \dot{\beta}_{(\text{ოე})} \frac{l}{2} \cos \beta_{(\text{ოე})};$$

$$\dot{X}_{S_3(\text{ოე})} = -\varphi_{(\text{ოე})} \frac{b}{2} \sin \varphi_{(\text{ოე})};$$

$$\dot{Y}_{S_3(\text{ოე})} = \varphi_{(\text{ოე})} \frac{b}{2} \cos \varphi_{(\text{ოე})};$$

$$\dot{b}_1 = r\omega \cos \alpha (L + r \cos \alpha)^{-1} - r\omega^2 \sin^2 \alpha (L + r \cos \alpha)^{-2};$$

$$\begin{aligned} \dot{b}_2 = & \dot{K}_1 [(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2 + 2K_2(x_1 - x_3) + 2K_3(y_1 - y_3) + K_4] + \\ & + K_1 [2(x_1 - x_3)(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + 2(y_1 - y_3)(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + 2\dot{K}_2(x_1 - x_3) + \\ & + 2K_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + 2\dot{K}_3(y_1 - y_3) + 2K_3(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + \dot{K}_4]; \end{aligned}$$

$$\dot{X}_{S_2(\phi)} = \dot{x}_1 - \omega r \sin \alpha - \frac{1}{2} l \dot{\beta}_{(\phi)} \sin \beta_{(\phi)};$$

$$\dot{Y}_{S_2(\phi)} = \dot{y}_1 + r \omega \cos \alpha + \frac{1}{2} l \dot{\beta}_{(\phi)} \cos \beta_{(\phi)};$$

$$\dot{X}_{S_3(\phi)} = -\frac{1}{2} b \dot{\phi}_{(\phi)} \sin \phi_{(\phi)};$$

$$\dot{Y}_{S_3(\phi)} = \frac{1}{2} b \dot{\phi}_{(\phi)} \cos \phi_{(\phi)}.$$

თავის მხრივ

$$\dot{K}_1 = 2rl\omega \sin \alpha [2l(L + r \cos \alpha)]^{-2};$$

$$\dot{K}_2 = -r\omega \sin \alpha;$$

$$\dot{K}_3 = r\omega \cos \alpha;$$

$$\dot{K}_4 = -2rL\omega \sin \alpha.$$

ამგვარად, განხილული ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის, აგრეთვე მისი შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელი საშუალებას იძლევა დადგინდეს ძირითადი კინემატიკური და დინამიკური მახასიათებლები. მოცემულია დამატებითი მოძრაობების კლასიფიკაცია. განხილული დინამიკური მოდელების საფუძველზე შეიძლება დამუშავდეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ ღრეჩოების სიდიდეების გათვალისწინებით.

### 3.2. ბარბაცა-დგუშიანი ჯგუფის ვაგონის დახურულ მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური მოდელები ღრეჩოების გათვალისწინებით

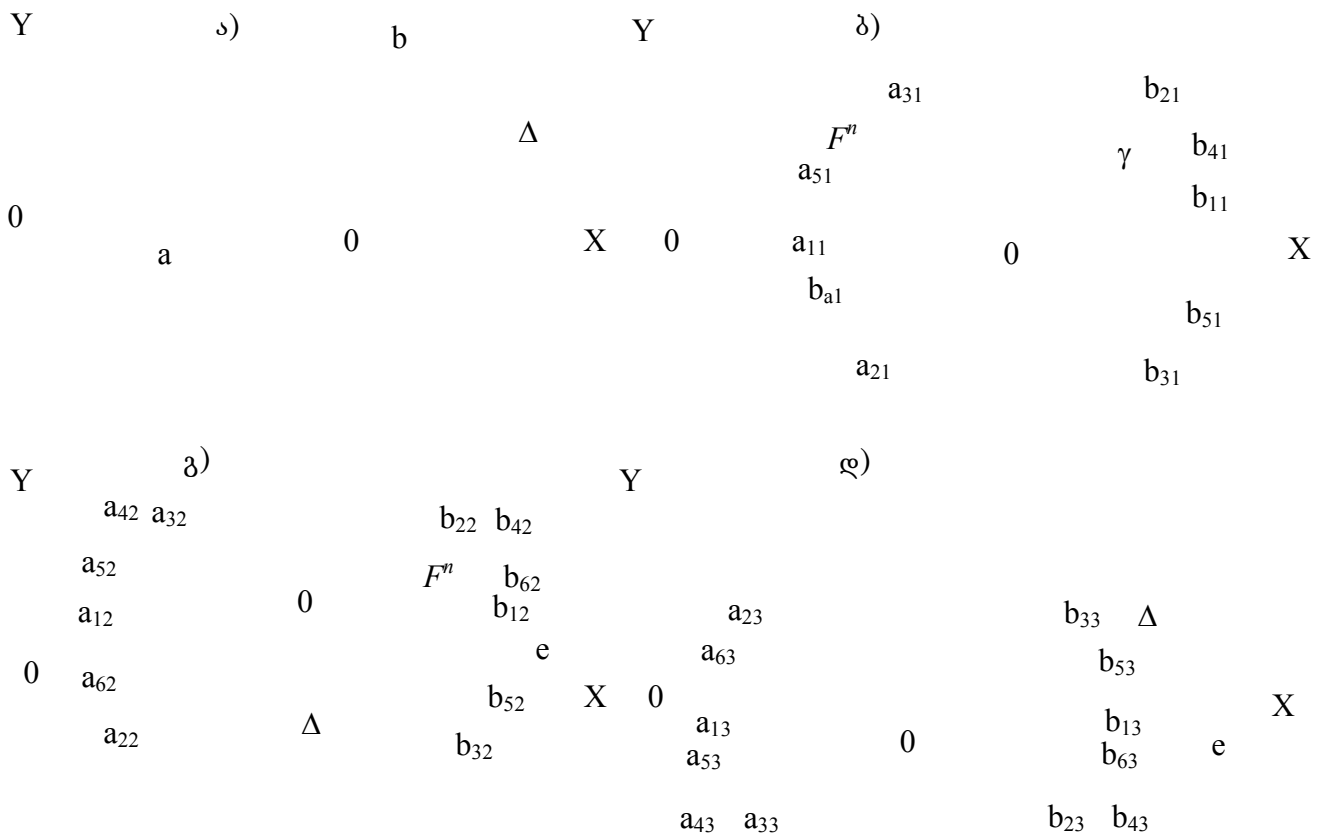
რკინიგზის მოძრავი შემადგენლობა აღჭურვილია სხვადასხვა სახის და სიმძლავრის დანადგარებით, მათ შორის დიზელის ძრავებითა და კომპრესორებით, რომლებიც გამოყენებულია ელმავლებში,

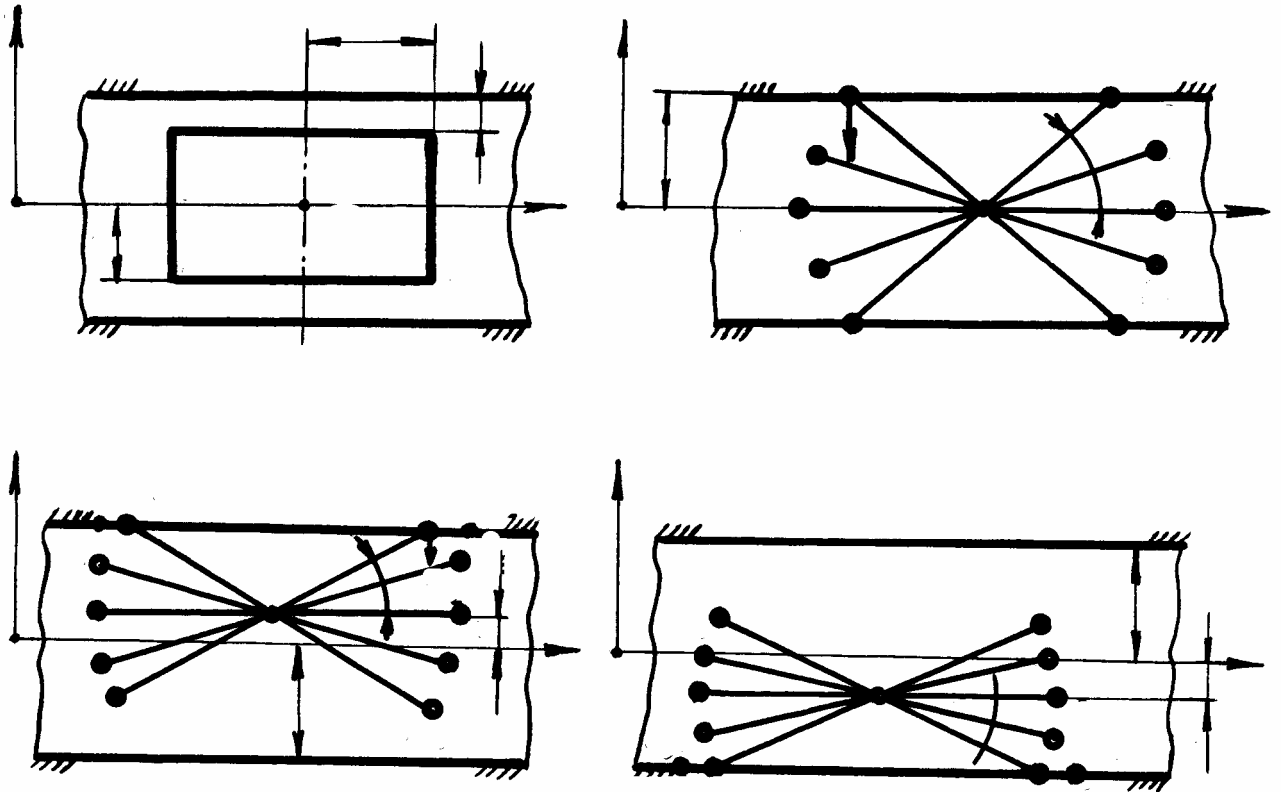
თბომაგვლებში, ელექტრომატარებლებში, ვაგონებში და სხვა სახის სპეციალურ ვაგონებში. კომპრესორი უპირატესად გვხვდება ნებისმიერი ვაგონის ან ლოკომოტივის სამუხრუჭე სისტემებში და რეფრიჟერატორული ვაგონის სამაცივრო მანქანებში. როგორც დიზელის ძრავის, ასევე კომპრესორის შემსრულებელ მუშა ორგანოს წარმოადგენს ბარბაცა-დგუშოვანი ჯგუფის მქონე მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი. დიზელის შემთხვევაში იგი უზრუნველყოფს მუხლა ლილვის მობრუნებას, ხოლო კომპრესორში მისი მოძრაობა უზრუნველყოფილია ელექტროძრავითა და რედუქტორული გადაცემით. ნებისმიერ შემთხვევაში მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი წარმოადგენს დახურულ გადაცემას, რომლის სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოს არსებობისას, ისევე როგორც სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის პირობებში, ადგილი აქვს გაზრდილ დინამიკურ დატვირთვებს, ამიტომ ამ მექანიზმებში ღრეჩოს არსებობისას რეალური დინამიკური მოვლენების კვლევის მიზნით, აუცილებელია შედგეს მათი დინამიკური მოდელი.

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკური მოდელი დიზელის ძრავისათვის ღრეჩოების გათვალისწინებით დამუშავებულ იქნა იმ პირობით, როცა მექანიზმს გააჩნია ცვლადი დეზაქსიალი, ხოლო დგუში წარმოდგენილია მისი გეომეტრიული ფორმის ცვლილების გარეშე [165]. მოცემული მექანიზმის კინემატიკური და დინამიკური კვლევების დროს მოცემული ანალიზური გამოსახულებანი შეიცავს დგუშის გეომეტრიულ პარამეტრებს და საკმაოდ ართულებს საბოლოო შედეგების მიღებას, ამიტომ ამ მოვლენის თავიდან აცილებისა და კვლევის სიმარტივის მიზნით უმჯობესია ბარბაცა-დგუშოვანი ჯგუფის წინსვლითი წყვილის დინამიკური მოდელის დამუშავებისას დგუში

წარმოდგენილი იქნას დგუშის სიგრძის მქონე ხისტი ღეროს სახით მასების თანაბარი განაწილებით.

ბარბაცა-დგუშოვანი ჯგუფის წინსვლითი შეერთება დგუში-ცილინდრი  $\Delta$  ღრეჩოთი წარმოადგენს სისტემას (ნახ. 3.3. ა), რომელშიც დგუშისა და ცილინდრის ღერძები თანხვედება ერთმანეთს და დგუშის გარე მუშა და ცილინდრის შიგა კონცენტრულ ზედაპირებს შორის არსებობს გარკვეული  $\Delta$  ღრეჩო. ღრეჩოს არსებობის გამო დგუში ასრულებს არა მარტო წინსვლით მოძრაობას, არამედ შეუძლია შემობრუნება საკუთარი  $O$  ცენტრის გარშემო ცილინდრის მიმართ, რაღაც  $\gamma$  კუთხით. ე.ი. დგუში ასრულებს რთულ, გადატანით და ბრუნვით მოძრაობებს ერთდროულად. ცილინდრის მიმართ მოძრაობისას შეიძლება განვიხილოთ დგუშის სამი სახის დამატებითი მოძრაობა.





ნახ. 3.3. დეფორმაციის კლასიფიკაცია ცილინდრის მიმართ  $e$  დეზაქსიალის მდებარეობის მიხედვით. ა) შეერთება  $\Delta$  დრეჩოთი; ბ) მოძრაობა, როცა  $e = 0$ ; გ) დეზაქსიალი  $e > 0$ ; დ) დეზაქსიალი  $e < 0$ .

პირველი სახის მოძრაობა (ნახ. 3.3,ბ) – როცა დეფორმაციის გეომეტრიული და იმავე დროს მასების ცენტრი ემთხვევა ცილინდრის  $OX$  ღერძს. ამ შემთხვევაში დეფორმაციას შეუძლია კონტაქტური მოძრაობა  $a_{21}b_{21}$ ,  $a_{31}b_{31}$  მდებარეობაში ყოფნისას, ან თავისუფალი მოძრაობა  $a_{11}b_{11}$ ,  $a_{41}b_{41}$  და  $a_{51}b_{51}$  განლაგებისას. კონტაქტური მოძრაობა წარმართება ორწერტილოვანი კონტაქტით, რომლის დროსაც აღიძვრება  $F^n$  რეაქციისა და  $F_{\text{ხახ}}$  ხახუნის ძალები.

მეორე სახის მოძრაობა (ნახ. 3.3,გ) – როცა დეფორმაციის გეომეტრიული ცენტრი მოძრაობს ცილინდრის  $OX$  ღერძის ცალ მხარეს  $e$  დეზაქსიალით. მაშინ დეფორმაციას შეუძლია შეასრულოს კონტაქტური მოძრაობა  $a_{22}b_{22}$ ,  $a_{32}b_{32}$  მხოლოდ წერტილოვანი კონტაქტით, ან  $a_{42}b_{42}$



მდებარეობაში მსახველის ხაზოვანი კონტაქტით. ცხადია ამ დროს აღიძვრება რეაქციის და ხახუნის ძალები. თავისუფალი მოძრაობისას დგუშმა შეიძლება დაიჭიროს  $a_{12}b_{12}$ ,  $a_{52}b_{52}$  და  $a_{62}b_{62}$  მდებარეობანი.

მესამე სახის მოძრაობა (ნახ. 3.3,დ) – როცა დგუშის გეომეტრიული ცენტრი მოძრაობს ცილინდრის OX ღერძის მეორე მხარეს e დეზაქსიალით. ამ დროს დგუშმა შეიძლება შეასრულოს კონტაქტური მოძრაობა წერტილოვანი კონტაქტით  $a_{23}b_{23}$ ,  $a_{33}b_{33}$  მდებარეობაში ყოფნისას ან კონტაქტური მოძრაობა მსახველის კონტაქტით  $a_{43}b_{43}$ , მდებარეობაში. დგუშის დანარჩენი შესაძლო მდებარეობა  $a_{13}b_{13}$ ,  $a_{53}b_{53}$  და  $a_{63}b_{63}$  ასახავს მის თავისუფალ მოძრაობას  $\Delta$  ღრეჩოს არეში.

განხილული მოძრაობების დროს მათემატიკური გამოთვლების გამარტივების მიზნით დგუში წარმოდგენილია ხისტი ღეროს სახით მასების თანაბარი განაწილებით.

დგუში ასრულებს რა რთულ გადატანით და ბრუნვით მოძრაობას OX ღერძის მიმართ, მოძრაობისას შეუძლია მიიღოს ნებისმიერი მდებარეობა მათემატიკაში ცნობილი ე. წ. ბრუნვითი ჰიპერბოლოიდის მეორე რიგის ზედაპირის შიგა არეში. ბრუნვითი ჰიპერბოლოიდის მეორე რიგის ზედაპირი პირველი სახის მოძრაობისას შემოსაზღვრულია დგუშის მდებარეობის  $a_{21}ob_{31}$  და  $a_{31}ob_{21}$  წირებით (ნახ. 3.3,ბ), მეორე სახის მოძრაობისას შემოიფარგლება  $a_{22}ob_{32}$ , და  $a_{32}ob_{22}$  ტეხილით (ნახ.3.3,გ), ხოლო მესამე სახის მოძრაობისას შემოსაზღვრულია  $a_{23}ob_{33}$  და  $a_{33}ob_{23}$  წირებით (ნახ. 3.3,დ).

დგუშის მოძრაობის მიხედვით ცილინდრის მიმართ,  $e$  დეზაქსიალის სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის, შეიძლება ჩავატაროთ ყველა სახის მოძრაობის მოკლე დინამიკური ანალიზი.

დგუშის პირველი სახის მოძრაობისას, როცა  $e = 0$ .

1.  $a_{11}b_{11}$  - მოძრაობა  $OX$  ღერძის გასწვრივ

$$\left. \begin{aligned} F^n = 0; \quad F_{b,b} = 0; \quad e = 0; \\ x = b; \quad y = 0; \quad \gamma = 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.29)$$

2.  $a_{21}ob_{21}$  - მოძრაობა ორწერტილოვანი კონტაქტით

$$\left. \begin{aligned} F^n = 0; \quad F_{b,b} > 0; \quad e = 0; \\ x < b; \quad y = \Delta; \quad \gamma = \arctg \frac{\Delta}{x}. \end{aligned} \right\} \quad (3.30)$$

3.  $a_{31}ob_{31}$  - მოძრაობა ორწერტილოვან კონტაქტით

$$\left. \begin{aligned} F^n = 0; \quad F_{b,b} > 0; \quad e = 0; \\ x < b; \quad y = \Delta; \quad \gamma = \arctg \frac{\Delta}{x}. \end{aligned} \right\} \quad (3.31)$$

4.  $a_{41}ob_{41}$  - თავისუფალი მოძრაობა

$$\left. \begin{aligned} F^n = 0; \quad F_{b,b} = 0; \quad e = 0; \\ x < b; \quad y < \Delta; \quad \gamma = \arctg \frac{y}{x}. \end{aligned} \right\} \quad (3.32)$$

5.  $a_{51}ob_{51}$  - თავისუფალი მოძრაობა

$$\left. \begin{aligned} F^n = 0; \quad F_{b,b} = 0; \quad e = 0; \\ x < b; \quad y < \Delta; \quad \gamma = \arctg \frac{y}{x}. \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

დგუშის მეორე სახის მოძრაობისათვის, როცა  $e > 0$ .

1.  $a_{12}ob_{12}$  - მოძრაობა  $OX$  ღერძის პარალელურად  $e$  დეზაქსიალით

$$\left. \begin{aligned} F^n = 0; \quad F_{b,b} = 0; \quad e > 0; \\ x = b; \quad y = e; \quad \gamma = 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.34)$$

2.  $a_{22}ob_{22}$  - მოძრაობა ორწერტილოვანი კონტაქტით

$$\left. \begin{array}{l} F^n > 0; \quad F_{b^*b} > 0; \quad e > 0; \\ x < b; \quad y = \Delta; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{\Delta - e}{x}. \end{array} \right\} \quad (3.35)$$

3.  $a_{32}ob_{32}$  - მოძრაობა ორწერტილოვანი კონტაქტით

$$\left. \begin{array}{l} F^n > 0; \quad F_{b^*b} > 0; \quad e > 0; \\ x < b; \quad y < \Delta; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{\Delta - e}{x}. \end{array} \right\} \quad (3.36)$$

4.  $a_{42}ob_{42}$  - მოძრაობა ხაზოვანი კონტაქტით

$$\left. \begin{array}{l} F^n > 0; \quad F_{b^*b} > 0; \quad e > 0; \\ x = b; \quad y = \Delta; \quad \gamma = 0. \end{array} \right\} \quad (3.37)$$

5.  $a_{52}ob_{52}$  - თავისუფალი მოძრაობა

$$\left. \begin{array}{l} F^n = 0; \quad F_{b^*b} = 0; \quad e > 0; \\ x < b; \quad y < \Delta; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{y - e}{x}. \end{array} \right\} \quad (3.38)$$

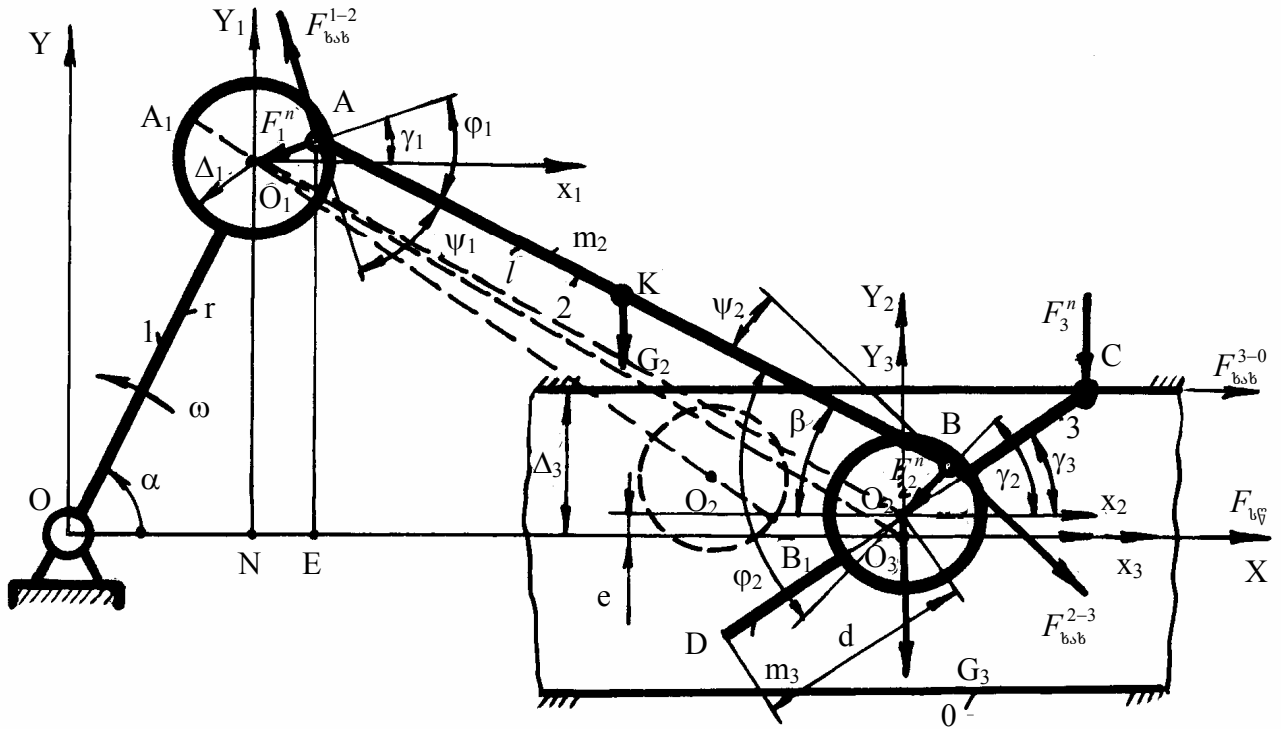
6.  $a_{62}ob_{62}$  - თავისუფალი მოძრაობა

$$\left. \begin{array}{l} F^n = 0; \quad F_{b^*b} = 0; \quad e > 0; \\ x < b; \quad y < \Delta; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{y - e}{x}. \end{array} \right\} \quad (3.39)$$

დგუშის მესამე სახის მოძრაობა (ნახ. 3.3, დ) ხასიათდება იგივე მსგავსი პარამეტრებით, რაც განხილული იქნა მეორე სახის მოძრაობისას. აქაც ფიქსირდება 6 სახის მოძრაობა. მიღებული (3.29)–(3.39) გამოსახულებანი ახასიათებენ რა დგუშის მოძრაობას ცილინდრის მიმართ, ამავე დროს ნაწილობრივ წარმოადგენენ გადასვლის პირობებს ერთი სახის მოძრაობიდან მეორეში.

კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის ძირითადი სქემისა და ღრეჩოებიანი წინსვლითი სახსრული შეერთების უკვე დამუშავებული დინამიკური მოდელის გათვალისწინებით მექანიზმის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით  $\Delta_1, \Delta_2$  და  $\Delta_3$  სამ

სახსრული 1-2, 2-3 და 3-0 შეერთებაში წარმოგვიდგება ასეთი სახით (ნახ. 3.4).



ნახ. 3.4. კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის დინამიკური მოდელი ღრეჩოებით სამ სახსრულ შეერთებაში

სქემის მიხედვით მოდელი მოთავსებულია მართკუთხა კოორდინატა სისტემაში ისე, რომ OA მრუდმხარას ბრუნვის ცენტრი ემთხვევა კოორდინატა სისტემის O სათავეს, ხოლო დგუში გადაადგილდება OX ღერძის გასწვრივ. ბარბაცას მობრუნების კუთხეა  $\beta$ , ხოლო მრუდმხარას მობრუნების კუთხური სიჩქარე მუდმივია

$$\omega = \dot{\alpha}(t) = const. \quad (3.40)$$

დანარჩენი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები მოცემულია ნახაზის აღნიშვნების მიხედვით.

მოდელის (ნახ. 3.4) ძირითად განმასხვავებელ ნიშნად უკვე დამუშავებული [165] დინამიკური მოდელისაგან შეიძლება ჩაითვალოს

$F_{\text{სწ}}$  სასარგებლო წინაღობის ძალის საპირისპირო მოქმედების ხასიათი, მოძრავი  $x_3 O_3 y_3$  საკოორდინატო სისტემის განსხვავებული მოდების წერტილი, დგუშის წარმოდგენა აბსოლუტურად ხისტი DC ბერკეტის სახით და ცვლადი  $e$  დეზაქსიალის ჩათვლა განზოგადოებულ კოორდინატად.

ბერკეტების შეერთებებში კონტაქტის A, B და C წერტილების განზოგადოებული კუთხური  $\gamma_1, \gamma_2$  და  $\gamma_3$ , ასევე ხაზოვანი  $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3$  და  $y_3$  კოორდინატები განსაზღვრავენ მექანიზმის დამატებითი მოძრაობების ხასიათს. ღრეჩოებიანი ბრუნვითი 1-2 და 2-3 შეერთებებისათვის განზოგადოებული კოორდინატები და შესაბამისი კოორდინატების სიჩქარეები განისაზღვრება (3.4), (3.5) და (3.6) გამოსახულებებით, ხოლო დგუში-ცილინდრის შეერთებისათვის შეიძლება დავწეროთ:

$$\begin{aligned}
 x_3 &= (\Delta_3 - e) \operatorname{ctg} \gamma_3; \\
 y_3 &= e + d \sin \gamma_3; \\
 \dot{x}_3 &= (e - \Delta_3) \dot{\gamma}_3 \frac{1}{\sin^2 \gamma_3} - \dot{e} \operatorname{ctg} \gamma_3; \\
 \dot{y}_3 &= \dot{e} + d \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3; \\
 \ddot{x}_3 &= \frac{1}{\sin^2 \gamma_3} [2\dot{e} \dot{\gamma}_3 - (\Delta_3 - e) \ddot{\gamma}_3 + \\
 &+ 2(\Delta_3 - e) \dot{\gamma}_3^2 / \sin \gamma_3] - \ddot{e} \operatorname{ctg} \gamma_3; \\
 \ddot{y}_3 &= \ddot{e} + d(\ddot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3).
 \end{aligned} \tag{3.41}$$

ღრეჩოს არსებობის გამო მოცემული აქსიალური  $O_0 O_3$  იდეალური მექანიზმი გადაიქცევა დეზაქსიალურ OAB მექანიზმად  $e$  დეზაქსიალით. მას შეუძლია მიიღოს მნიშვნელობა 0-დან  $\Delta_3$ -მდე, ე.ი.

$$e = \begin{cases} 0, & \text{თუ } \begin{cases} x_3 = d; \gamma_3 = 0; y_3 = 0; \\ y_3 = \Delta_3; \gamma_3 = \arcsin \frac{\Delta_3}{d}; \end{cases} \\ \Delta_3, & \text{თუ } y_3 = \Delta_3; x_3 = d; \gamma_3 = 0. \end{cases} \tag{3.42}$$

სახსრულ შეერთებებში კონტაქტისა (კ) და წყვეტის (წ) ანუ თავისუფალი მოძრაობის მონაცვლეობის მიხედვით შესაძლებელია განვიხილოთ დამატებითი მოძრაობების შემდეგი სახეები:

I სახე – დამატებითი კონტაქტური მოძრაობა ( $\alpha_1\alpha_2\alpha_3$ ), როცა მოძრაობისას შენარჩუნებულია ერთდროული კონტაქტი 1-2, 2-3, და 3-0 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობა ამ დროს აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით  $\gamma_1, \gamma_2$  და  $\gamma_3$  განზოგადებული კოორდინატებისა და  $e$  დეზაქსიალის მიმართ. მოძრაობაზე დიდ გავლენას ახდენს რეაქციის  $F_1^n, F_2^n, F_3^n$  და შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{1-2}, F_{\text{სახ}}^{2-3}$  და  $F_{\text{სახ}}^{3-0}$  ძალები.

II სახე – კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობა ( $\alpha_1\alpha_2\alpha_3$ ). ამ დროს შენარჩუნებულია ერთდროული კონტაქტი 1-2, 2-3, და წყვეტა 3-0 სახსრულ შეერთებებში. ამ სახის დამატებითი მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით განზოგადებული  $\gamma_1, \gamma_2, x_3, y_3$  კოორდინატებისა და  $e$  დეზაქსიალის მიმართ. მოძრაობის ხასიათზე გავლენას ახდენს, როგორც რეაქციის  $F_1^n, F_2^n$  და შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{1-2}, F_{\text{სახ}}^{2-3}$  ძალები, ასევე დგუშის ინერციის ძალა.

III სახე – კონტაქტურ-წყვეტილ-კონტაქტური ( $\alpha_1\alpha_2\alpha_3$ ), როცა მოძრაობა მიმდინარეობს ერთდროული კონტაქტით 1-2, 3-0 და წყვეტით 2-3 სახსრულ შეერთებებში. ამ დროს დამატებითი მოძრაობა აღიწერება  $\gamma_1, x_2, y_2, \gamma_3$  განზოგადებული კოორდინატებისა და  $e$ -ს მიმართ შედგენილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით. მოძრაობაზე მოქმედებს რეაქციის  $F_1^n, F_3^n$  და შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{1-2}, F_{\text{სახ}}^{2-3}$  ძალები. მხედველობაშია მისაღები ბარბაცას ინერციისა და სიმძიმის ძალების ზემოქმედება.

IV სახე – კონტაქტურ-წყვეტილი ( $\alpha_1 \nabla_2 \nabla_3$ ), რომლის დროსაც მოძრაობა მიმდინარეობს ერთდროული კონტაქტით 1-2 და წყვეტილი 2-3, 3-0 სახსრულ შეერთებებში. დამატებითი მოძრაობა აღიწერება განზოგადოებული  $\gamma_1, x_2, y_2, x_3, y_3$  კოორდინატებისა და  $e$  დეზაქსიალის მიმართ. მოძრაობაზე ზემოქმედებას ახდენს  $F_1^n$  და მისი შესაბამისი  $F_{\text{სახ}}^{1-2}$ , ხახუნის ძალა. ზემოქმედებენ ბარბაცასა და დგუმის ინერციის ძალებიც.

V სახე – წყვეტილ-კონტაქტური ( $\nabla_1 \alpha_2 \alpha_3$ ) დამატებითი მოძრაობა. ამ შემთხვევაში შენარჩუნებულია ერთდროული წყვეტა 1-2 და კონტაქტი 2-3 და 3-0 სახსრულ შეერთებებში. მოძრაობა აღიწერება განზოგადებული  $x_1, y_1, \gamma_2, \gamma_3$  კოორდინატებისა და  $e$  დეზაქსიალის მიმართ. მოძრაობაზე ზემოქმედებს ბარბაცას ინერციის და სიმძიმის ძალები, აგრეთვე რეაქციის  $F_2^n, F_3^n$  და მათი შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{2-3}, F_{\text{სახ}}^{3-0}$  ძალები.

VI სახე – წყვეტილ-კონტაქტური ( $\nabla_1 \nabla_2 \alpha_3$ ), რომლის დროსაც გვაქვს ერთდროული წყვეტა 1-2, 2-3 და კონტაქტი 3-0 სახსრულ შეერთებებში. მოძრაობა აღიწერება განზოგადოებული  $x_1, y_1, x_2, y_2, \gamma_3$  კოორდინატებისა და  $e$  დეზაქსიალის მიმართ შედგენილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით. მოძრაობაზე ზემოქმედებს ბარბაცასა და დგუმის ინერციის ძალები, აგრეთვე  $F_3^n$ , რეაქციისა და შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{3-0}$  ძალები.

VII სახე – წყვეტილ-კონტაქტურ-წყვეტილი ( $\nabla_1 \alpha_2 \nabla_3$ ) დამატებითი მოძრაობა, რომელიც მიმდინარეობს ერთდროული წყვეტით 1-2, 3-0 და კონტაქტით 2-3 სახსრულ შეერთებებში. ასეთი სახის მოძრაობა

აღიწერება განზოგადებული  $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3$  კოორდინატებისა და  $e$  დეზაქსიალის მიმართ შედგენილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით. მოძრაობაზე გავლენას ახდენს რეაქციის  $F_2^n$  და მისი შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{2-3}$  ძალები. მნიშვნელოვანია ბარბაცასა და ცოციას ინერციის და სიმძიმის ძალების ზეგავლენაც.

VIII სახე – წყვეტილი (თავისუფალი) მოძრაობა ( $\mathcal{V}_1 \mathcal{V}_2 \mathcal{V}_3$ ), რომლის დროსაც მყარდება ერთდროული თავისუფალი მოძრაობა სამივე 1-2, 2-3 და 3-0 სახსრულ შეერთებებში. მოძრაობა აღიწერება განზოგადებული  $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3$  კოორდინატებისა და  $e$  დეზაქსიალის მიმართ შედგენილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით. მხედველობაშია მისაღები ბარბაცასა და დგუშის ინერციისა და სიმძიმის ძალები.

დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია სამ სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოების არსებობისას შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი ცხრილის მიხედვით (ცხრ. 3.3.)

ცვლადი  $e$  დეზაქსიალის, როგორც განზოგადებული კოორდინატის მიმართ მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენა თითოეული სახის დამატებითი მოძრაობისათვის ზრდის დინამიკური პარამეტრების განსაზღვრის სიზუსტეს.

ცხრილი 3.3.

**კომპრესორის შემსრულებელი ღრეჩოებიანი გადაცემის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია**

დამატებით მოძრაობის სახე	კონტაქტი და წყვეტა შეერთებებში	განზოგადებული კოორდინატები	დიფერენც. განტ-ის რაოდენობა



	1-2	2-3	3-0		
I	$\mathfrak{P}_1$	$\mathfrak{P}_2$	$\mathfrak{P}_3$	$\gamma_1\gamma_2\gamma_3e$	4
II	$\mathfrak{P}_1$	$\mathfrak{V}_2$	$\mathfrak{V}_3$	$\gamma_1\gamma_2x_3y_3e$	5
III	$\mathfrak{P}_1$	$\mathfrak{V}_2$	$\mathfrak{P}_3$	$\gamma_1x_2y_2\gamma_3e$	5
IV	$\mathfrak{V}_1$	$\mathfrak{P}_2$	$\mathfrak{V}_3$	$\gamma_1x_2y_2x_3y_3e$	6
V	$\mathfrak{V}_1$	$\mathfrak{V}_2$	$\mathfrak{P}_3$	$y_1\gamma_2\gamma_3e$	5
VI	$\mathfrak{V}_1$	$\mathfrak{P}_2$	$\mathfrak{P}_3$	$x_1y_1x_2y_2\gamma_3e$	6
VII	$\mathfrak{V}_1$	$\mathfrak{V}_2$	$\mathfrak{V}_3$	$x_1y_1\gamma_2x_3y_3e$	6
VIII	$\mathfrak{P}_1$	$\mathfrak{P}_2$	$\mathfrak{V}_3$	$x_1y_1x_2y_2x_3y_3e$	7

დამუშავებული დინამიკური მოდელის (ნახ. 3.4) მიხედვით გათვალისწინებულია კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკური გამოკვლევა ბარბაცას დრეკადობის გათვალისწინებით. ბარბაცას დეფორმაციის პირობად მიღებულია მოდელი, რომლის მიხედვითაც ბარბაცას სიმეტრიის ღერძის მიმართულებით მადეფორმირებელი ძალა მოქმედებს 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში კონტაქტური მოძრაობის არსებობისას, ამასთან ერთდროულად ბარბაცა თავისი საკონტაქტო A და B წერტილებით შეთავსებულია  $o_1$  და  $o_2$  ცენტრების შემაერთებელ სწორ ხაზთან. ამ შემთხვევაში A და B წერტილები მიიღებენ ახალ  $A_1$  და  $B_1$  მდებარეობას (ნახ 3.4).

ბარბაცას დრეკადი რხევების გამოკვლევისათვის მრუდმხარას ერთი მობრუნებისას ვსარგებლობთ გამოსახულებით:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -\frac{M}{EI}, \quad (3.43)$$

სადაც  $M$  – ბარბაცას განივ კვეთში ღუნვის მომენტი;

*EI* – დრეკადი ბარბაცას ლუნვითი სიხისტე.

(3.43) გამოსახულება გამოსადეგია აგრეთვე ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ნებისმიერი ბერკეტის დრეკადი რხევების გამოკვლევისათვის.

ამგვარად შედგენილია კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის დინამიკური მოდელი, რომლის მიხედვითაც შესაძლებელია დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების შედგენა ღრეჩოების გათვალისწინებით, გადაიჭრას დრეკადობის გავლენა ცვლად დინამიკურ პარამეტრებზე და დამუშავდეს კომპლექსური პროგრამა ეგმ-ზე გაანგარიშებისათვის.

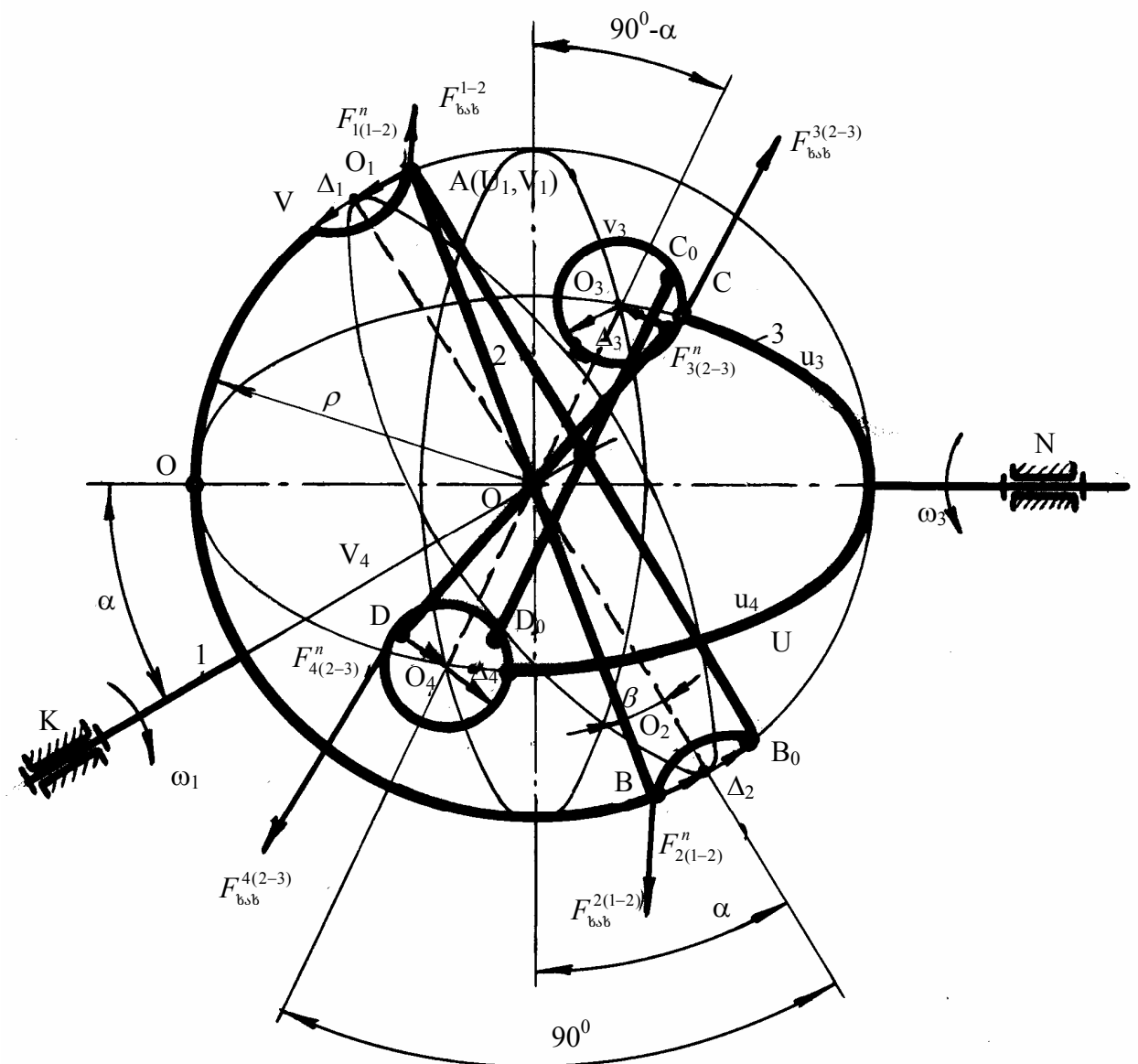
### **3.3. კარდანულ-რედუქტორული გადაცემის ჰუკის სახსრის**

#### **დინამიკური მოდელი ღრეჩოების გათვალისწინებით**

კარდანულ-რედუქტორული გადაცემა ბრუნვით მომენტს გადასცემს მოტორ-გენერატორს, საიდანაც გამომუშავებული ელექტროენერგია მიეწოდება ვაგონის განათებისა და საერთო მოხმარების ხელსაწყოებისათვის. წყვილთვალის ღერძიდან ბრუნვა გადაეცემა რედუქტორს, საიდანაც კარდანული გადაცემის (ჰუკის სახსარი) საშუალებით მოძრაობაში მოდის მოტორ-გენერატორი. ჰუკის სახსარი შედგება ორი ჩანგლისა და მათი სახსრულად შემაერთებული ჯვართავასაგან. ჰუკის სახსარი მუშაობს დიდი დინამიკური დატვირთვებით და ამავე დროს მძიმე კლიმატურ პირობებში, ამიტომ ხშირად გამოდის მწყობრიდან. გაზრდილი ღრეჩოების პირობებში კი დინამიკური დატვირთვები განსაკუთრებით დიდ მნიშვნელობას აღწევს. ამის გამო აქაც აუცილებელია დამუშავდეს ჰუკის სახსარის

დინამიკური მოდელი და დადგინდეს ღრეჩოს ოპტიმალური მნიშვნელობა.

მხედველობაში გვაქვს რა დინამიკური მოდელების აგების გარკვეული გამოცდილება სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემისა და კომპრესორის ძირითადი შემსრულებელი მექანიზმის შემთხვევაში, მოცემული ჰუკის სახსრის დინამიკური მოდელი განხილული დაშვებებისა და პრინციპების თანახმად შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით (ნახ. 3.5).



### ნახ. 3.5. კარდანულ-რედუქტორული გადაცემის ჰუკის სახსრის დინამიკური მოდელი ღრეჩობით ოთხ სახსრულ შეერთებაში

დინამიკური მოდელის მიხედვით როგორც პირველი KAB, ასევე მეორე NCD ჩანგლების ბოლოები წარმოადგენენ ჯვართავასთან სახსრულად დაკავშირებულ სახსრის გარე ელემენტს, ხოლო ჯვართავას ორივე ბოლოსთან შეერთებული სახსრის შიგა ელემენტი გამოსახულია წერტილებით. ჰუკის ოთხივე სახსარში გვაქვს გაზრდილი გეომეტრიული ღრეჩო  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$ ,  $\Delta_3$  და  $\Delta_4$ , რომლებიც განსაზღვრავენ სახსრის დინამიკას.

ჰუკის სახსარი მოთავსებულია გეოგრაფიულ UOV უძრავ სისტემაში. მისი სამივე ელემენტი მოძრაობს სფეროს ზედაპირზე, რომლის რადიუსია  $\rho$ . ჰუკის სახსრის ელემენტებიდან პირველი ამძრავი ჩანგალია, მეორე – ჯვართავა, ხოლო მესამე წარმოადგენს შემსრულებელ ჩანგალს. სახსრულ შეერთებებში მოდებულია რეაქციის და ხახუნის ძალები. 2 ჯვართავას ბრუნვის ცენტრი მდებარეობს ჩანგლების ბრუნვის ღერძების გადაკვეთის ანუ იგივე  $\rho$  რადიუსიანი სფეროს ცენტრში, ამიტომ მისი ოთხივე თითო ჩანგლების ღრეჩობიანი სახსრების გარე ელემენტების მიმართ შეასრულებს ერთნაირ მოძრაობებს. ღრეჩობებში მოქმედებენ შემდეგი რეაქციის ძალები:

$F_{1(1-2)}^n$  – რეაქციის ნორმალური მდგენელი 1 ჩანგლისა და 2 ჯვართავას 1-2 სახსრულ შეერთებაში ჯვართავას ერთ ბოლოში;

$F_{2(1-2)}^n$  – რეაქციის ნორმალური მდგენელი 1 ჩანგლისა და 2 ჯვართავას 1-2 სახსრულ შეერთებაში ჯვართავას მეორე ბოლოში;

$F_{3(2-3)}^n$  – რეაქციის ნორმალური მდგენელი 2 ჯვართავასა და 3 ჩანგლის სახსრულ 2-3 შეერთებაში ჯვართავას მესამე ბოლოში.

$F_{4(2-3)}^n$  – რეაქციის ნორმალური მდგენელი 2 ჯვართავასა და 3 ჩანგლის სახსრულ 2-3 შეერთებაში ჯვართავას მეორე ბოლოში.

რეაქციის ნორმალური მდგენელების მოდების A, B, C და D წერტილებში მოდებულია შესაბამისი ხახუნის ძალები:  $F_{\text{სახ}}^{1(1-2)}$ ,  $F_{\text{სახ}}^{2(1-3)}$ ,  $F_{\text{სახ}}^{3(2-3)}$  და  $F_{\text{სახ}}^{4(2-3)}$ . რეაქციის ნორმალური მდგენელები მიმართულია მოდების წერტილებიდან სახსრის ცენტრისაკენ  $\rho$  რადიუსიანი სფეროს ზედაპირზე  $A_{O_1}$  ქორდის მიმართულებით, ხოლო ხახუნის ძალები მოდებულია იგივე წერტილებში რეაქციის ძალების მართობულად სფეროს ზედაპირზე  $\Delta_1$  რადიუსიანი წრეხაზის მხების მიმართულებით.

რადგან ჩანგლებისა და ჯვართავას მუშა სახსრები მოძრაობენ  $\rho$  რადიუსიანი სფეროს ზედაპირზე, ამიტომ კონტაქტის A, B, C და D წერტილების კოორდინატები გამოისახება ცენტრალური კუთხეებით. კოორდინატები ამ წერტილებისათვის ჩაიწერება ასეთი სახით: A( $u_1, v_1$ ); B ( $u_2, v_2$ ); C ( $u_3, v_3$ ) და D( $u_4, v_4$ ). სფერული ტრიგონომეტრიის ცნობილი დამოკიდებულებების გამოყენებით კოორდინატების მიმართ შეიძლება დავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} tgu_1 &= tg\Delta_1 \cos \gamma_1; \\ \sin v_1 &= \sin \Delta_1 \sin \gamma_1, \end{aligned} \right\} \quad (3.44)$$

საიდანაც

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= arctg(tg\Delta_1 \cos \gamma_1); \\ v_1 &= arcsin(\sin \Delta_1 \sin \gamma_1). \end{aligned} \right\} \quad (3.45)$$

(3.45) სისტემის შემადგენელი ტოლობების დიფერენცირებით დროის მიხედვით მივიღებთ შემდეგ გამოსახულებებს:

$$\left. \begin{aligned} \dot{u}_1 &= -tg\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 / (1 + tg^2 \Delta_1 \cos^2 \gamma_1); \\ \dot{v}_1 &= \sin \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 / (1 - \sin^2 \Delta_1 \sin^2 \gamma_1). \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

(3.46) ტოლობებიდან მივიღებთ:

$$\ddot{u}_i = -\frac{1}{(1 + tg^2 \Delta_i \cos^2 \gamma_i)^2} [tg \Delta_i (\dot{\gamma}_i^2 \cos \gamma_i + \ddot{\gamma}_i \sin \gamma_i) \times (1 + tg^2 \Delta_i \cos^2 \gamma_i) + tg^2 \Delta_i \sin 2\gamma_i \cdot \dot{\gamma}_i^2 \sin \gamma_i]; \quad (3.47)$$

$$\ddot{v}_i = \frac{1}{(1 - \sin^2 \Delta_i \sin^2 \gamma_i)^{3/2}} [\sin \Delta_i (\ddot{\gamma}_i \cos \gamma_i - \dot{\gamma}_i^2 \sin \gamma_i) \times (1 - \sin^2 \Delta_i \sin^2 \gamma_i) + \frac{1}{2} \sin^3 \Delta_i \sin 2\gamma_i \dot{\gamma}_i^2 \cos \gamma_i]. \quad (3.48)$$

ზოგადად  $i$ -ური სახსრული შეერთებისათვის  $\Delta_i$  ღრეჩოს არსებობისას შეიძლება დაიწეროს შემდეგი დამოკიდებულებანი:

$$\left. \begin{aligned} tgu_i &= tg \Delta_i \cos \gamma_i; \\ \sin v_i &= \sin \Delta_i \sin \gamma_i, \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

საიდანაც ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} u_i &= arctg(tg \Delta_i \cos \gamma_i); \\ v_i &= arcsin(\sin \Delta_i \sin \gamma_i). \end{aligned} \right\} \quad (3.50)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{u}_i &= -tg \Delta_i \dot{\gamma}_i \sin \gamma_i / (1 + tg^2 \Delta_i \cos^2 \gamma_i); \\ \dot{v}_i &= \sin \Delta_i \dot{\gamma}_i \cos \gamma_i / (1 - \sin^2 \Delta_i \sin^2 \gamma_i)^{1/2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.51)$$

$$\ddot{u}_i = -\frac{1}{(1 + tg^2 \Delta_i \cos^2 \gamma_i)^2} [tg \Delta_i (\dot{\gamma}_i^2 \cos \gamma_i + \ddot{\gamma}_i \sin \gamma_i) \times (1 + tg^2 \Delta_i \cos^2 \gamma_i) + tg^2 \Delta_i \sin 2\gamma_i \sin \gamma_i \cdot \dot{\gamma}_i^2]; \quad (3.52)$$

$$\ddot{v}_i = \frac{1}{(1 - \sin^2 \Delta_i \sin^2 \gamma_i)^{3/2}} [\sin \Delta_i (\ddot{\gamma}_i \cos \gamma_i - \dot{\gamma}_i^2 \sin \gamma_i) \times (1 - \sin^2 \Delta_i \sin^2 \gamma_i) + \frac{1}{2} \sin^3 \Delta_i \sin 2\gamma_i \dot{\gamma}_i^2 \cos \gamma_i]. \quad (3.53)$$

ჰუკის სახსრის ოთხი სახსრული შეერთება და ამ შეერთებებში მოცემული ღრეჩოები განსაზღვრავენ განზოგადებული კოორდინატების მიხედვით დამატებით მოძრაობებს (ცხრ. 3.4).

ჰუკის სახსრის დამატებითი მოძრაობების კლასიფიკაცია

დამატებითი მოძრაობის სახე	კონტაქტი და წყვეტა შეერთებებში				განზოგადოებული დამატებითი კოორდინატები
	1(1-2)	2(2-3)	3(1-2)	4(2-3)	
I	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\gamma_1\gamma_2\gamma_3\gamma_4$
II	$\beta_1$	$\beta_2$	$\nabla_3$	$\beta_4$	$\gamma_1\gamma_2u_3v_3\gamma_4$
III	$\beta_1$	$\nabla_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\gamma_1, u_2, v_2, \gamma_3, \gamma_4$
IV	$\beta_1$	$\nabla_2$	$\nabla_3$	$\beta_4$	$\gamma_1, u_2, v_2, u_3, v_3, \gamma_4$
V	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\nabla_4$	$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, u_4, v_4$
VI	$\beta_1$	$\beta_2$	$\nabla_3$	$\nabla_4$	$\gamma_1, \gamma_2, u_3, v_3, u_4, v_4$
VII	$\beta_1$	$\nabla_2$	$\beta_3$	$\nabla_4$	$\gamma_1, u_2, v_2, \gamma_3, u_4, v_4$
VIII	$\beta_1$	$\nabla_2$	$\nabla_3$	$\nabla_4$	$\gamma_1, u_2, v_2, u_3, v_3, u_4, v_4$
IX	$\nabla_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$u_1, v_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$
X	$\nabla_1$	$\nabla_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$u_1, v_1, u_2, v_2, \gamma_3, \gamma_4$
XI	$\nabla_1$	$\beta_2$	$\nabla_3$	$\beta_4$	$u_1, v_1, \gamma_2, u_3, v_3, \gamma_4$
XII	$\nabla_1$	$\nabla_2$	$\nabla_3$	$\beta_4$	$u_1, v_1, u_2, v_2, u_3, v_3, \gamma_4$
XIII	$\nabla_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\nabla_4$	$u_1, v_1, \gamma_2, \gamma_3, u_4, v_4$
XIV	$\nabla_1$	$\nabla_2$	$\beta_3$	$\nabla_4$	$u_1, v_1, u_2, v_2, \gamma_3, u_4, v_4$
XV	$\nabla_1$	$\beta_2$	$\nabla_3$	$\nabla_4$	$u_1, v_1, \gamma_2, u_3, v_3, u_4, v_4$
XVI	$\nabla_1$	$\nabla_2$	$\nabla_3$	$\nabla_4$	$u_1, v_1, u_2, v_2, u_3, v_3, u_4, v_4$

კვლევის შემდგომ ეტაპზე მოცემული ცხრილის მიხედვით განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ შესაძლებელია შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები. მიღებულ განტოლებათა ამოხსნის შემდეგ განისაზღვრება ჰუკის სახსრის დინამიკური მახასიათებლები ღრეჩოების გათვალისწინებით ოთხივე სახსრულ შეერთებაში.

## მესამე თავის დასკვნები

1. დამუშავდა ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის, ამ გადაცემის შემსრულებელი კვანძის, ბარბაცა-დგუშოვანი ჯგუფის მქონე დახურული მექანიკური გადაცემებისა და კარდანულ-რედუქტორული გადაცემის ჰუკის სახსრის დინამიკური მოდელები ბრუნვით და წინსვლით სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით.

2. მექანიკურ გადაცემათა ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში ცვლადი საკოორდინატო სისტემების, ასევე განზოგადოებული კუთხური და ხაზოვანი კოორდინატების შემოტანამ შესაძლებელი გახადა ჩატარებულიყო ამ გადაცემების დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია, რის შედეგადაც დადგინდა ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების აღძვრის პირობები, აგრეთვე ამ მოძრაობათა აღმწერი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების სტრუქტურა და რაოდენობა.

3. საკოორდინატო გარდაქმნის ფორმულების დამუშავებამ განაპირობა ვაგონების ღრეჩოებიანი მექანიკური გადაცემების დამატებით მოძრაობათა საწყისი პირობების დადგენა კონტაქტური და თავისუფალი მოძრაობების აღმწერი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენისა და ამოხსნისათვის სახსრულ შეერთებებში მოქმედი დინამიკური დატვირთვების გამოვლენისა და ოპტიმიზირების მიზნით, რაც უზრუნველყოფს ვაგონის უსაფრთხო მოძრაობას.



თავი IV. ვაგონების ღრეჩოებიანი მექანიკური გადაცემების ცვლადი დინამიკური პარამეტრების კვლევის მათემატიკური აპარატი

4.1. ვაგონების ღრეჩოებიანი მექანიკური გადაცემების კინეტიკური ენერჯის განსაზღვრა

კვლევის ობიექტად მიჩნეული გვაქვს სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლით (ნახ. 3.1.). იმის გამო, რომ ამ გადაცემის ყველაზე დამაბულ უბანს დინამიკური დატვირთვების მიხედვით წარმოადგენს მისი შემსრულებელი კვანძი (ნახ 3.2.), ამიტომ აუცილებელი და საკმარისია მოცემული კვანძის დინამიკური გამოკვლევა, რათა დადგინდეს სამუხრუჭე გადაცემის მაქსიმალური დინამიკური პარამეტრები სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების და ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით. მიღებული შედეგები გავრცელდება გადაცემის დანარჩენი სახსრული შეერთებების ცვლადი დინამიკური მახასიათებლების მიმართაც.

განვიხილოთ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელი (ნახ. 3.2.). მოცემული მოდელის მიხედვით შემსრულებელი კვანძის კინეტიკური ენერჯია, რომელიც აუცილებელია კვანძის მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის, იანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$T_{a_3} = \frac{1}{2} m_2 V_{s_2}^2 + \frac{1}{2} I_{s_2} \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} I_{o_3} \omega_3^2, \quad (4.1)$$

სადაც ტოლობის მარჯვენა გამოსახულების პირველი შესაკრები არის AB საშუალოდ ბერკეტის გადატანითი მოძრაობის კინეტიკური ენერგია, ხოლო მეორე წევრი ამავე ბერკეტის ბრუნვის კინეტიკური ენერგია; მესამე წევრი წარმოადგენს  $O_3O_3$  საკიდის ბრუნვის კინეტიკურ ენერგიას;

$V_{S_2}$  – საშუალოდ AB ბერკეტის მასების  $S_2$  ცენტრის გადატანითი მოძრაობის სიჩქარეა;

$I_{S_2}$  – საშუალოდ AB ბერკეტის მასების  $S_2$  ცენტრის ინერციის მომენტი;

$\dot{\beta}$  – საშუალოდ ბერკეტის მობრუნების კუთხური სიჩქარე;

$I_{O_3}$  –  $O_3O_3$  საკიდის ინერციის მომენტი მისი ბრუნვის ცენტრის მიმართ;

$\omega_3$  –  $O_3O_3$  საკიდის მობრუნების კუთხური სიჩქარე.

ნახაზის მიხედვით

$$V_{S_2}^2 = \dot{X}_{S_2}^2 + \dot{Y}_{S_2}^2, \quad (4.2)$$

სადაც  $X_{S_2}$  და  $Y_{S_2}$  – არის მასების  $S_2$  ცენტრის კოორდინატები XOY უძრავ საკოორდინატო სისტემაში.

ამ პარამეტრების მიმართ შეიძლება დაიწეროს:

$$\left. \begin{aligned} X_{S_2} &= r \cos \alpha + x_1 + \frac{1}{2} l \cos \beta; \\ Y_{S_2} &= b \sin \varphi + y_3 - \frac{1}{2} l \sin \beta, \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

მაშინ (4.3) ტოლობის დიფერენცირება დროთი მოგვცემს:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S_2} &= -r\omega \sin \alpha + \dot{x}_1 - \frac{1}{2} l \dot{\beta} \sin \beta; \\ \dot{Y}_{S_2} &= b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - \frac{1}{2} l \dot{\beta} \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

დინამიკური მოდელის მიხედვით შეიძლება დავწეროთ იგივეობა:

$$r \sin \alpha + y_1 = b \sin \varphi + y_3 - l \sin \beta.$$

ამ ტოლობის დიფერენცირებისა და მცირე ალგებრული გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ  $\dot{\beta}$ -ის მნიშვნელობას:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{l \cos \beta} (b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \dot{\alpha} - \dot{y}_1). \quad (4.5)$$

მაშინ (4.4) და (4.5) ტოლობების გათვალისწინებით საშუალოდ AB ბერკეტის მასების  $S_2$  ცენტრის გადატანითი მოძრაობის  $V_{S_2}$  სიჩქარე გამოისახება შემდეგი ტოლობით:

$$V_{S_2}^2 = A^2 - AB \operatorname{tg} \beta + \frac{1}{4} B^2 (\operatorname{tg}^2 \beta + 1) + C^2 + BC + y_1 (B + 2C + \dot{y}_1), \quad (4.6)$$

სადაც

$$\begin{aligned} A &= \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha; \\ B &= b \dot{\varphi} \cos \varphi - r \omega \cos \alpha + \dot{y}_3 - \dot{y}_1; \\ C &= r \omega \cos \alpha. \end{aligned}$$

ცნობილია, რომ

$$I_{S_2} = \frac{m_2}{12} l^2, \quad (4.7)$$

ხოლო (4.5) ფორმულის მიხედვით

$$\dot{\beta}^2 = \frac{B^2}{l^2 \cos^2 \beta}. \quad (4.8)$$

ასევე შეიძლება დაიწეროს ტოლობა:

$$I_{O_3} = I_{S_3} + m_3 \left( \frac{b}{2} \right)^2$$

$$\text{ანუ} \quad I_{O_3} = \frac{m_3}{12} b^2 + m_3 \frac{b^2}{4} = \frac{m_3 b^2}{3}. \quad (4.9)$$

ნახ. 3.2-დან შეიძლება დაიწეროს:

$$\omega_3^2 = \left( \frac{V_{S_3}^2}{b/2} \right)^2, \quad (4.10)$$

სადაც  $V_{S_3}$  არის  $O_3O_3$  საკიდის მასების  $S_3$  ცენტრის გადატანითი მოძრაობის სიჩქარე

$$V_{S_3}^2 = \dot{X}_{S_3}^2 + \dot{Y}_{S_3}^2. \quad (4.10)$$

მასების  $S_3$  ცენტრის კოორდინატები ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\left. \begin{aligned} X_{S_3} &= r \cos \alpha + x_1 + l \cos \beta - x_3 + \frac{1}{2} b \cos \varphi; \\ Y_{S_3} &= \frac{1}{2} b \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

თუ (4.11) სისტემას გავადიფერენცირებთ დროის მიხედვით და შემოვიტანთ აღნიშვნას

$$L = \dot{x}_1 - r\omega \cos \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3, \quad (4.12)$$

მაშინ (4.10) გამოსახულება (4.11) და (4.12) ტოლობების ძალით მიიღებს სახეს:

$$V_{S_3}^2 = \frac{1}{4} (4L^2 - 4Lb\dot{\varphi} \sin \varphi + b^2\dot{\varphi}^2). \quad (4.13)$$

(4.5) ტოლობიდან განსაზღვრული  $\dot{\varphi}$ -ის მნიშვნელობა ტოლია:

$$\dot{\varphi} = \frac{1}{b \sin \varphi} F \operatorname{tg} \beta, \quad (4.14)$$

სადაც

$$F = r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta. \quad (4.15)$$

(4.14) ტოლობის შეტანა (4.13)-ში მოგვცემს:

$$V_{S_3}^2 = \frac{1}{4} \left( 4L^2 - 4LF \operatorname{tg} \varphi + \frac{F^2}{\cos^2 \varphi} \right). \quad (4.16)$$

(4.6) – (4.10) ტოლობებისა და (4.16) ფორმულის ძალით სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის კინეტიკური ენერგია (4.1) ჩაიწერება შემდეგი გამოსახულებით:

$$T_{\text{თ3}} = \frac{m_2}{2} [A^2 - AB \operatorname{tg} \beta + \frac{B^2}{4} (\operatorname{tg}^2 \beta + 1) + C^2 + BC + \\ + \dot{y}_1 (B + 2C + \dot{y}_1) + \frac{B^2}{12 \cos^2 \beta}] + \frac{m_3}{6} \left( 4L^2 - 4LF \operatorname{tg} \varphi + \frac{F^2}{\cos^2 \varphi} \right). \quad (4.17)$$

(4.15) ტოლობისა და A,B,C აღნიშვნათა მნიშვნელობების გამოყენებით (4.17) კინეტიკური ენერჯიის ფორმულა მცირე ალგებრული გარდაქმნების შედეგად შეიძლება ჩაიწეროს ასეთი სახით:

$$T_{\text{თ3}} = \frac{m_2}{2} \left[ (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha)^2 + r\omega \sin \alpha (b\dot{\phi} \cos \varphi + \right. \\ + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \operatorname{tg} \beta + \frac{1}{4} (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - \\ - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1)^2 (\operatorname{tg}^2 \beta + 1) + r\omega \cos \alpha + (\dot{y}_3 + \\ + b\dot{\phi} \cos \varphi - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 (b\dot{\phi} \cos \varphi + \\ + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) + 2r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 + \frac{1}{12 \cos^2 \beta} \times \\ \left. \times (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1)^2 \right] + \frac{m_3}{6} \left[ 4(\dot{x}_1 - \\ - r\omega \cos \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3)^2 - 4(\dot{x}_1 - r\omega \cos \alpha - \\ - l\dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3)(r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) + \operatorname{tg} \varphi + \right. \\ \left. + \frac{1}{\cos^2 \varphi} (r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta)^2 \right]. \quad (4.18)$$

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კინეტიკური ენერჯიის მიღებული (4.18) ფორმულა შეიცავს ორივე 1-2 და 2-3 ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთებების ყველა განზოგადებულ ხაზოვან  $x_1, x_3, y_1$  და  $y_3$  კოორდინატებს. ამ კოორდინატების მიმართ შედგება მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები ყველა დამატებითი მოძრაობისათვის. კუთხური  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$  განზოგადებული კოორდინატების მიმართ დიფერენციალური განტოლებების შედგენისას კინეტიკური ენერჯიის (4.18) ფორმულა უნდა გარდაიქმნას, რისთვისაც აუცილებელი და

საკმარისია, რომ ხაზოვანი კოორდინატების ნაცვლად შევიტანოთ მათი მნიშვნელობანი, გამოსახული (3.4) და (3.5) ფორმულებით.

მაშინ კინეტიკური ენერჯის ფორმულა სამუხრუჭე ბერკეტული კვანძისათვის კუთხური განზოგადოებული  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$  კოორდინატების გამოყენებით ჩაიწერება შემდეგი გამოსახულებით:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{ზ3}} = & \frac{m_2}{2} \left[ (-\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - r\omega \sin \alpha)^2 + r\omega \sin \alpha \cdot (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \right. \\
 & - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \operatorname{tg} \beta + \frac{1}{4} (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1)^2 \times \\
 & \times (\operatorname{tg}^2 \beta + 1) + r\omega \cos \alpha + (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) r\omega \cos \alpha + \\
 & + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) + 2r\omega \cos \alpha + \\
 & \left. + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \frac{1}{12 \cos^2 \beta} (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \right] + \\
 & + \frac{m_3}{6} \left[ 4(-\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma - r\omega \cos \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3)^2 - 4(-\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma - r\omega \cos \alpha - \right. \\
 & - l\dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + l\dot{\beta} \sin \beta) + \operatorname{tg} \varphi + \\
 & \left. + \frac{1}{\cos^2 \varphi} (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + l\dot{\beta} \sin \beta)^2 \right], \quad (4.19)
 \end{aligned}$$

სადაც (4.14) და (4.15) ტოლობების ძალით

$$\dot{\phi} = \frac{1}{b \sin \varphi} \operatorname{tg} \beta (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \quad (4.20)$$

შემდგომში, მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალურ განტოლებებთან ერთად უნდა შედგეს თითოეული დამატებითი მოძრაობის შესაბამისი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება შემსრულებელი კვანძის ძირითადი მოძრაობის მიმართ. ამისათვის აუცილებელია განისაზღვროს შემსრულებელი ღრეჩოებიანი კვანძის

შესაბამისი იდეალური (ღრეჩოს გარეშე) კვანძის კინეტიკური  $T_{\mathfrak{B}_3}^{\text{ოგ}}$  ენერგია და დაყვანილი  $M_{\mathfrak{g}}$  მომენტი.

ვსარგებლობთ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელით (ნახ. 3.2). მოდელის მიხედვით იდეალური კვანძის კინეტიკური ენერგია შეიძლება ჩაიწეროს ასეთი სახით:

$$T_{\mathfrak{B}_3}^{\text{ოგ}} = \frac{1}{2} I_1 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_2 (V_{S2}^{\text{ოგ}})^2 + \frac{1}{2} I_{S2} (\dot{\beta}_{\text{ოგ}})^2 + \frac{1}{2} m_3 (V_{S3}^{\text{ოგ}})^2 + \frac{1}{2} I_{S3} (\dot{\phi}_{\text{ოგ}})^2, \quad (4.21)$$

სადაც  $I_{si}$  არის ამძრავი, საშუალო და მხრეული ბერკეტების ინერციის მომენტები;

$m_2, m_3$  – შესაბამისად კვანძის საშუალო და მხრეული ბერკეტების მასები.

ნახაზიდან (ნახ. 3.2) შეიძლება დაიწეროს:

$$\dot{\beta}_{\text{ოგ}} = \omega_2^{\text{ოგ}} = u_{21}^{\text{ოგ}} \dot{\alpha}, \quad (4.22)$$

სადაც  $u_{21}^{\text{ოგ}} = r \sin(\alpha - \varphi) [l \sin(\beta - \varphi)]^{-1}$ .

ასევე შეიძლება დაიწეროს:

$$\dot{\phi}_{\text{ოგ}} = \omega_3^{\text{ოგ}} = u_{31}^{\text{ოგ}} \dot{\alpha}, \quad (4.23)$$

სადაც  $u_{31}^{\text{ოგ}} = r \sin(\alpha - \beta) [b \sin(\varphi - \beta)]^{-1}$ .

(4.21) ტოლობაში შემავალი  $V_{S2}^{\text{ოგ}}$  განისაზღვრება ტოლობით

$$(V_{S2}^{\text{ოგ}})^2 = (\dot{X}_{S2}^{\text{ოგ}})^2 + (\dot{Y}_{S2}^{\text{ოგ}})^2. \quad (4.24)$$

ასევე

$$(V_{S3}^{\text{ოგ}})^2 = (\dot{X}_{S3}^{\text{ოგ}})^2 + (\dot{Y}_{S3}^{\text{ოგ}})^2, \quad (4.25)$$

სადაც  $\dot{X}_{S2}^{og}, \dot{Y}_{S2}^{og}$  არის იდეალური სამუხრუჭე კვანძის საშუალოდ AB ბერკეტის მასების  $S_2$  ცენტრის კოორდინატების სიჩქარის გვეგმილები საკოორდინატო  $O_2X$  და  $O_2Y$  ღერძებზე შესაბამისად;

$\dot{X}_{S3}^{og}, \dot{Y}_{S3}^{og}$  – იდეალური კვანძის მხრეულის მასების  $S_3$  ცენტრის კოორდინატების სიჩქარის გვეგმილები საკოორდინატო  $O_2X$  და  $O_2Y$  ღერძებზე შესაბამისად.

მაშინ, თუ გავითვალისწინებთ, რომ ნახაზიდან (ნახ. 3.2)

$$\left. \begin{aligned} X_{S2}^{og} &= r \cos \alpha + \frac{l}{2} \cos \beta^{og}; \\ Y_{S2}^{og} &= r \sin \alpha + \frac{l}{2} \sin \beta^{og}; \end{aligned} \right\} \quad (4.26)$$

ხოლო იმავე ნახაზიდან

$$\left. \begin{aligned} X_{S3}^{og} &= \frac{b}{2} \cos \varphi^{og}; \\ Y_{S3}^{og} &= \frac{b}{2} \sin \varphi^{og}; \end{aligned} \right\} \quad (4.27)$$

მაშინ (4.26) და (4.27) ტოლობების დიფერენცირებით მივიღებთ სისტემას

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S2}^{og} &= -\dot{\alpha} r \sin \alpha - \dot{\beta}^{og} \frac{l}{2} \sin \beta^{og}; \\ \dot{Y}_{S2}^{og} &= \dot{\alpha} r \cos \alpha + \dot{\beta}^{og} \frac{l}{2} \cos \beta^{og}; \\ \dot{X}_{S3}^{og} &= -\dot{\varphi}^{og} \frac{b}{2} \sin \varphi^{og}; \\ \dot{Y}_{S3}^{og} &= \dot{\varphi}^{og} \frac{b}{2} \cos \varphi^{og} \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

(4.28) სისტემის პირველი და მეორე ტოლობების ძალით

$$\begin{aligned} (V_{S2}^{og})^2 &= \dot{\alpha}^2 \left[ \left( -r \sin \alpha - u_{21}^{og} \frac{l}{2} \sin \beta^{og} \right)^2 + \left( r \cos \alpha + u_{21}^{og} \frac{l}{2} \sin \beta^{og} \right)^2 \right] = \\ &= \dot{\alpha}^2 \left[ r^2 + (u_{21}^{og})^2 \frac{l^2}{4} + 2ru_{21}^{og} \frac{l}{2} \cos(\alpha - \beta^{og}) \right]; \end{aligned} \quad (4.29)$$

(4.28) სისტემის მესამე და მეოთხე ტოლობის ძალით



$$(V_{S3}^{og})^2 = \dot{\alpha}^2 \left[ (u_{31}^{og})^2 \frac{b^2}{4} \sin^2 \varphi^{og} + (u_{31}^{og})^2 \frac{b^2}{4} \cos^2 \varphi^{og} \right] = \dot{\alpha}^2 (u_{31}^{og})^2 \frac{b^2}{4}. \quad (4.30)$$

(4.29) და (4.30) ტოლობების გათვალისწინებით კინეტიკური ენერჯიის (4.21) ფორმულა სამუხრუჭე იდეალური  $O_{201}O_3O_3$  კვანძისთვის ჩაიწერება შემდეგი გამოსახულებით.

$$\begin{aligned} T_{\mathfrak{A}_3}^{og} = \frac{1}{2} \left\{ I_1 \dot{\alpha}^2 + m_2 \dot{\alpha}^2 \left[ I_1^2 + \frac{1}{4} (u_{21}^{og})^2 l^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + r l u_{21}^{og} \cos(\alpha - \beta^{og}) \right] + I_{S2} \dot{\alpha}^2 \left[ (r \sin(\alpha - \varphi) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \frac{1}{l} \sin(\beta^{og} - \varphi^{og})^{-1} \right]^2 + m_3 \dot{\alpha}^2 \frac{b^2}{4} (u_{31}^{og})^2 + \right. \\ \left. + I_{S3} \dot{\alpha}^2 (u_{31}^{og})^2 \right\} \end{aligned} \quad (4.31)$$

მცირეოდენი გარდაქმნების შემდეგ უკანასკნელი ტოლობა გვაძლევს

$$\begin{aligned} T_{\mathfrak{A}_3}^{og} = \frac{1}{2} \dot{\alpha}^2 \left\{ I_1 + m_2 \left[ r^2 + \frac{l^2}{4} (u_{21}^{og})^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + r l u_{21}^{og} \cos(\alpha - \beta^{og}) \right] + I_{S2} (u_{31}^{og})^2 + \right. \\ \left. + m_3 \frac{b^2}{4} (u_{31}^{og})^2 \right\} \end{aligned} \quad (4.32)$$

მიღებული (4.31) და (4.32) კინეტიკური ენერჯიის ფორმულები სამუხრუჭე კვანძის იდეალური შემთხვევისათვის შედგენილია ამძრავი  $O_{201}$  ბერკეტის მობრუნების განზოგადოებული  $\alpha$  კუთხის მიმართ, ამიტომ კვლევის შემდგომ ეტაპზე მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენისას ღრეჩოებიანი შესაბამისი კვანძის განზოგადოებული კოორდინატის შემთხვევაში სასურველია შედგეს დამატებით ერთი დიფერენციალური განტოლება იდეალური  $\alpha$  განზოგადოებული მობრუნების კუთხის მიმართ.

სამუხრუჭე იდეალური კვანძის კინეტიკურ ენერგიასთან ერთად აუცილებელია განისაზღვროს მოძრაობის  $M_e$  დაყვანილი მომენტი, რაც საჭიროა მექანიზმის (კვანძის) ძირითადი მოძრაობის კვლევისათვის. იგი შეიძლება განისაზღვროს დაყვანილი სიმძლავრისა და სიმძლავრეთა ჯამის ტოლობიდან. შეიძლება დაიწეროს

$$M_1 \dot{\alpha} + F_A V_A^{\dot{r}} + G_2 V_{S_2}^{\dot{r}} + F_{B_3} V_B^{\dot{r}} + G_3 V_{S_3}^{\dot{r}} = M_g \dot{\alpha}, \quad (4.33)$$

სადაც  $M_1$  არის ამძრავი  $O_2 a_1$  ბერკეტის მამოძრავებელი მომენტი;

$V_A^{\dot{r}}, V_{S_2}^{\dot{r}}, V_B^{\dot{r}}, V_{S_3}^{\dot{r}}$  – ხაზოვანი სიჩქარეები შესაბამისად  $A, S_2, B$  და  $S_3$  წერტილებისათვის რეალური კვანძის დროს.

წერტილთა ხაზოვანი სიჩქარეებისათვის ვწერთ

$$\left. \begin{aligned} V_A^{\dot{r}} &= r \dot{\alpha}; \\ V_{S_2}^{\dot{r}} &= V_{S_2(\alpha)}^{\dot{r}} \dot{\alpha} \\ V_B^{\dot{r}} &= V_{B(\alpha)}^{\dot{r}} \dot{\alpha}; \\ V_{S_3}^{\dot{r}} &= V_{S_3(\alpha)}^{\dot{r}} \dot{\alpha}, \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

სადაც  $V_{S_2(\alpha)}^{\dot{r}}, V_{B(\alpha)}^{\dot{r}}, V_{S_3(\alpha)}^{\dot{r}}$  არის შესაბამის წერტილთა ხაზოვანი სიჩქარეების ანალოგები.

თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ

$$\left. \begin{aligned} l_{S_2}^{\dot{r}} &= \left[ (X_{S_2}^{\dot{r}})^2 + (Y_{S_2}^{\dot{r}})^2 \right]^{1/2}; \\ l_B^{\dot{r}} &= \left[ (X_B^{\dot{r}})^2 + (Y_B^{\dot{r}})^2 \right]^{1/2}; \\ l_{S_3}^{\dot{r}} &= \left[ (X_{S_3}^{\dot{r}})^2 + (Y_{S_3}^{\dot{r}})^2 \right]^{1/2}, \end{aligned} \right\} \quad (4.35)$$

ხოლო მასში შემავალი სიდიდეები განისაზღვრება გამოსახულებებით

$$\left. \begin{aligned} X_{S2}^{\prime} &= r \cos \alpha + \frac{l}{2} \cos \beta^{\prime}; \\ Y_{S2}^{\prime} &= r \sin \alpha + \frac{l}{2} \sin \beta^{\prime} + y_1; \\ X_{S3}^{\prime} &= L - \frac{b}{2} \cos \varphi^{\prime}; \\ Y_{S3}^{\prime} &= \frac{b}{2} \sin \varphi^{\prime}, \end{aligned} \right\} \quad (4.36)$$

მაშინ (4.34) ტოლობის წევრებისათვის მივიღებთ

$$\left. \begin{aligned} V_{S2(\alpha)}^{\prime} &= \frac{1}{l_{S2}^{\prime}} \left[ Y_{S2}^{\prime} \left( r \cos \alpha + u_{21}^{\prime} \frac{l}{2} \cos \beta^{\prime} \right) - \right. \\ &\quad \left. - X_{S2}^{\prime} \left( r \sin \alpha + u_{21}^{\prime} \frac{l}{2} \sin \beta^{\prime} \right) \right]; \\ V_{B(\alpha)}^{\prime} &= \frac{1}{l_B^{\prime}} u_{31}^{\prime} b (Y_B^{\prime} \cos \varphi^{\prime} - X_B^{\prime} \sin \varphi^{\prime}); \\ V_{S3(\alpha)}^{\prime} &= \frac{1}{l_{S3}^{\prime}} \cdot \frac{b}{2} u_{31}^{\prime} (Y_{S3}^{\prime} \cos \varphi^{\prime} - X_{S3}^{\prime} \sin \varphi^{\prime}) \end{aligned} \right\} \quad (4.37)$$

საბოლოოდ (4.34)-(4.37) ტოლობებისა და B წერტილისათვის ცნობილი დამოკიდებულებების მხედველობაში მიღებით

$$\begin{aligned} X_B^{\prime} &= L - b \cos \varphi^{\prime} + x_3; \\ Y_B^{\prime} &= b \sin \varphi^{\prime} + y_3 \end{aligned}$$

(4.33) ტოლობიდან მივიღებთ  $M_e$  სიდიდის განმსაზღვრელ შემდეგ გამოსახულებას

$$\begin{aligned} M_{\text{e}} &= M_1 + F_{\text{v}} r + \frac{G_2}{l_{S2}^{\prime}} \left[ \left( a \sin \alpha + \frac{l}{2} \sin \beta^{\prime} + y_1 \right) \left( r \cos \alpha + \frac{l}{2} u_{21}^{\prime} \cos \beta^{\prime} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \left( x_1 + r \cos \alpha + \frac{l}{2} \cos \beta^{\prime} \right) \left( r \cos \alpha + u_{21}^{\prime} \frac{l}{2} \cos \beta^{\prime} \right) \right] + F_{\text{b3}} \frac{u_{31}^{\prime} b}{l_{13}^{\prime}} \left[ (y_1 + \right. \\ &\quad \left. + b \sin \varphi^{\prime}) \cos \varphi^{\prime} - (L - b \cos \varphi^{\prime} + x_3) \sin \varphi^{\prime} \right] + \frac{b G_3}{l_{S3}^{\prime}} u_{71}^{\prime} (Y_{S3}^{\prime} \cos \varphi^{\prime} - X_{S3}^{\prime} \sin \varphi^{\prime}) \quad (4.38) \end{aligned}$$

(4.38) ფორმულით განისაზღვრება სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის  $M_{\text{e}}$  დაყვანილი მომენტი, რომელიც

ძირითადი მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებაში წარმოადგენს განზოგადოებული  $\alpha$  კოორდინატის შესაბამის განზოგადოებულ ძალას.

(4.38) ფორმულის გამოყენებით შესაძლებელია სამუხრუჭე კვანძის ძირითადი მოძრაობის გამოკვლევა, მაგრამ იმის გამო, რომ კვანძის სახსრულ შეერთებებში დინამიკური დატვირთვები ძირითადად დამოკიდებულია ღრეჩოს მნიშვნელობაზე და ფიქსირდებიან ამძრავი  $O_2O_1$  ბერკეტის ნებისმიერი  $\alpha$  კუთხით მობრუნებისას კვანძის ძირითადი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების გათვალისწინებით, ამიტომ შესაძლებელია კვლევის ამოცანის გამარტივების მიზნით შედგეს ღრეჩოებიანი სისტემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები მხოლოდ განზოგადოებული ცვლადი და კუთხური კოორდინატების მიმართ. ცხადია, მივიჩნევთ, რომ  $\alpha = \alpha(t)$  და  $\frac{d\alpha}{dt} = \omega = const.$

ვაგონის მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის (ნახ.3.4) დინამიკური მოდელის მიხედვით შესაძლებელია გამოვიკვლიოთ ცვლადი კინეტიკური  $T_{\alpha}$  ენერგია, რომლის ცვლადი ხასიათი ამძრავის ნებისმიერი  $\alpha$  კუთხით მობრუნებისას დამოკიდებულია არა მარტო ცვლადი განზოგადოებული  $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, \gamma_1, \gamma_2$  და  $\gamma_3$  კოორდინატების მნიშვნელობაზე, არამედ ცვლადი  $e$  დეზაქსიალის სიდიდეზეც. ამის გამო კინეტიკური ენერგიის დადგენისას უნდა გავითვალისწინოთ ცვლადი  $e$  დეზაქსიალის მნიშვნელობაც. საბოლოოდ კომპრესორის კინეტიკური ენერგია ჩაიწერება ასეთი სახით (იხ. დანართი 1).

ამრიგად, მიღებულია ცვლადი კინეტიკური ენერგიის გამოსახულებანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი

კვანძისათვის. ამ გამოსახულებების საშუალებით შეიძლება შევადგინოთ დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები ხაზოვანი და კუთხური განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ.

#### 4.2. ღრეჩობიანი მექანიკური გადაცემების დამატებით მოძრაობათა განზოგადოებული ძალების ანალიზური გამოკვლევა

მექანიკური გადაცემის განზოგადოებული ძალების გაანგარიშებისას პირველ რიგში უნდა დადგინდეს დამატებითი მოძრაობის განზოგადოებული კოორდინატების რაოდენობა. შემდეგ მივიჩნევთ რა საძიებელი განზოგადოებული ძალის მახასიათებელი კოორდინატის გარდა ყველა კოორდინატებს ფიქსირებულად, განვსაზღვრავთ ამ ძალის მნიშვნელობას. ამისათვის  $i$ -ური განზოგადებული  $q_i$  კოორდინატის შესაბამისი  $Q_i$  ძალის განსაზღვრისათვის გამოვითვლით ყველა აქტიური ძალების მუშაობას განზოგადოებულ  $\delta q_i$  შესაძლო გადაადგილებაზე. ამ დროს სხვა შესაძლო გადაადგილებები  $\delta q_{i+1}, \delta q_{i+2}, \delta q_{i+3}, \dots, \delta q_{i+n}$  ნულის ტოლია, ე.ი.

$$\delta q_{i+1} = \delta q_{i+2} = \delta q_{i+3} = \dots = \delta q_{i+n} = 0.$$

განზოგადოებული ძალები განისაზღვრება თითოეული დამატებითი მოძრაობისათვის ცალ-ცალკე, რადგან ყოველი დამატებითი მოძრაობა განსხვავდება ერთმანეთისაგან განზოგადოებული კოორდინატებით.

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის (ნახ. 3.2) განზოგადოებული ძალების გამოკვლევას ვიწყებთ დამატებითი I სახის კონტაქტური ( $\nabla\nabla$ ) მოძრაობისათვის, რომელიც განისაზღვრება  $\gamma_1$  და  $\gamma_2$  განზოგადოებული კოორდინატებით. განზოგადოებული  $Q_{\gamma_1}^I$  ძალის პოვნისათვის მივიჩნევთ  $\gamma_3$  კოორდინატას ფიქსირებულად და განვიხილავთ სისტემაზე მოქმედი ძალების აქტიურ მუშაობას  $\delta_{\gamma_1}$  ვირტუალურ გადაადგილებაზე. გვექნება:

$$Q_{\gamma_1}^I \delta \gamma_1 = -G_2 \delta Y_{S_2} - G_3 \delta Y_{S_3} + F_{\text{საბ}}^{1-2} \Delta_1 \delta \gamma_1 + P_{\text{საბ}} \delta Y_B - F_{\text{ს}} \delta Y_A, \quad (4.39)$$

(4.39) ტოლობაში შემავალი  $\delta Y_{S_2}$  ვირტუალური გადაადგილება განისაზღვრება შემდეგი ტოლობიდან:

$$Y_{S_2} = \frac{l}{2} \sin \beta + r \sin \alpha + y_1. \quad (4.40)$$

რადგან  $Y_{S_2}$ -ის ცვლილება დამოკიდებულია მხოლოდ  $\beta$  კუთხის ცვლილებაზე, ამიტომ (4.40)-დან ვწერთ:

$$\delta Y_{S_2} = \frac{l}{2} \delta \beta \cos \beta. \quad (4.41)$$

ანალოგიურად მივიღებთ:

$$Y_{S_3} = \frac{b}{2} \sin \varphi \quad \delta Y_{S_3} = \frac{b}{2} \delta \varphi \cos \varphi; \quad (4.42)$$

$$Y_A = r \sin \alpha + \Delta_1 \sin \gamma_1 \quad \delta Y_A = \Delta_1 \delta \gamma_1 \cos \gamma_1; \quad (4.43)$$

$$Y_B = b \sin \varphi + \Delta_3 \sin \gamma_3 \quad \delta Y_B = b \delta \varphi \cos \varphi + \Delta_3 \delta \gamma_3 \cos \gamma_3. \quad (4.44)$$

(ნახ. 3.2)-დან ვწერთ ტოლობებს:

$$\left. \begin{aligned} r \sin \alpha + y_1 &= b \sin \varphi + y_3 - l \sin \beta; \\ L - b \cos \varphi &= r \cos \alpha + x_1 + l \cos \beta - x_3, \end{aligned} \right\} \quad (4.45)$$

რომელიც შეიძლება ჩაიწეროს ასეც:

$$\left. \begin{aligned} r \sin \alpha + \Delta_1 \sin \gamma_1 &= b \sin \varphi + \Delta_3 \sin \gamma_3 - l \sin \beta; \\ L - b \cos \varphi &= r \cos \alpha + \Delta_1 \cos \gamma_1 + l \cos \beta - \Delta_3 \cos \gamma_3. \end{aligned} \right\} \quad (4.46)$$

(4.46)-ის მიხედვით ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 \partial \gamma_1 \cos \gamma_1 &= \partial \varphi b \cos \varphi - \partial \beta l \cos \beta; \\ -b \partial \varphi \sin \varphi &= -\Delta_1 \partial \gamma_1 \sin \gamma_1 - l \partial \beta \sin \beta. \end{aligned} \right\} \quad (4.47)$$

(4.47) სისტემიდან განისაზღვრება  $\partial \beta$  და  $\partial \varphi$  სიდიდეები, გვექნება:

$$\partial \beta = \Delta_1 \partial \gamma_1 \frac{tg \beta \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1}{l(\sin \beta - tg \varphi \cos \beta)}, \quad (4.48)$$

$$\partial \varphi = \Delta_1 \partial \gamma_1 \frac{\sin \gamma_1 - tg \beta \cos \gamma_1}{b(\sin \varphi - tg \beta \cos \varphi)}. \quad (4.49)$$

(4.48) და (4.49) ფორმულების ძალეებით (4.41), (4.42) და (4.44) გამოსახულებანი ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\partial Y_{S_2} = \frac{1}{2} \Delta_1 \partial \gamma_1 \frac{\cos \beta (tg \beta \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1)}{\sin \beta - tg \varphi \cos \beta}, \quad (4.50)$$

$$\partial Y_{S_3} = \frac{1}{2} \Delta_1 \partial \gamma_1 \frac{\cos \varphi (\sin \gamma_1 - tg \beta \cos \gamma_1)}{\sin \varphi - tg \beta \cos \varphi}, \quad (4.51)$$

$$\partial Y_B = \Delta_1 \partial \gamma_1 \frac{\cos \varphi (\sin \gamma_1 - tg \beta \cos \gamma_1)}{\sin \varphi - tg \beta \cos \varphi}. \quad (4.52)$$

მაშინ (4.43) და (4.50)-(4.52) ტოლობების შეტანა (4.39) გამოსახულებაში გვაძლევს საძიებელი განზოგადოებული ძალის მნიშვნელობას:

$$\begin{aligned} Q_{\gamma_1}' &= -\Delta_1 \left[ \frac{G_2}{2} \cdot \frac{\cos \beta (tg \beta \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1)}{\sin \beta - tg \varphi \cos \beta} + \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{G_3}{2} + P_{\text{საკ}} \right) \frac{\cos \varphi (\sin \gamma_1 - tg \beta \cos \gamma_1)}{\sin \varphi - tg \beta \cos \varphi} - F_{\text{v}} \cos \gamma_1 - F_{\text{საბ}}^{(1-2)} \right]. \end{aligned} \quad (4.53)$$

განზოგადოებული  $Q_{\gamma_3}'$  ძალის განსაზღვრისათვის ვთვლით  $\gamma_1$ -ს ფიქსირებულად და ვიხილავთ ყველა აქტიური ძალის მუშაობას  $\partial Y_3$  ვირტუალური გადაადგილების დროს. გვექნება:

$$Q_{\gamma_3}^I \partial \gamma_3 = -G_2 \partial Y_{S_2} - G_3 \partial Y_{S_3} + F_{\text{ბაბ}}^{2-3} \Delta_3 \partial Y_{S_3} + F_{\text{ბ}} \partial Y_A - P_{\text{ბაბ}} \partial Y_B. \quad (4.54)$$

(4.46) ფორმულის მსგავსად მივიღებთ:

$$\Delta_3 \partial Y_{S_3} \cos \gamma_3 - \partial \beta l \cos \beta + \partial \varphi b \cos \varphi = 0;$$

$$2\Delta_3 \partial Y_{S_3} \sin \gamma_3 - \partial \varphi b \sin \varphi = \partial \beta l \sin \beta,$$

საიდანაც მივიღებთ:

$$\partial \beta = \Delta_3 \partial \gamma_3 \frac{2 \sin \gamma_3 - \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_3}{l(\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta)}. \quad (4.55)$$

$$\partial \varphi = \Delta_3 \partial \gamma_3 \frac{\operatorname{tg} \beta \cos \gamma_3 - \sin \gamma_3}{b(\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi)}. \quad (4.56)$$

(4.55) და (4.56) ტოლობების ძალით შეიძლება ჩაიწეროს:

$$\partial Y_{S_2} = \frac{1}{2} \Delta_3 \partial \gamma_3 \cos \beta \frac{2 \sin \gamma_3 + \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_3}{\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta}, \quad (4.57)$$

$$\partial Y_{S_3} = \frac{1}{2} \Delta_3 \partial \gamma_3 \cos \varphi \frac{\cos \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma_3}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi}, \quad (4.58)$$

$$\partial Y_B = \Delta_3 \partial \gamma_3 \cos \varphi \frac{\cos \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma_3}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi}. \quad (4.59)$$

(4.57)-(4.58) ძალით (4.54) ტოლობიდან  $Q_{\gamma_3}^I$  გამოსახება შემდეგი ტოლობით:

$$Q_{\gamma_3}^I = -\Delta_3 \left[ \frac{G_2}{2} \cos \beta \frac{2 \sin \gamma_3 - \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_3}{\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta} + \left( \frac{G_3}{2} + P_{\text{ბაბ}} \right) \cos \varphi \frac{\cos \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma_3}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi} - F_{\text{ბაბ}}^{2-3} \right]. \quad (4.60)$$

II სახის დამატებითი მოძრაობისათვის (წკ) უნდა განვსაზღვროთ  $Q_{x1}^{II}$ ,  $Q_{y1}^{II}$  და  $Q_{\gamma_3}^{II}$  განზოგადოებული ძალები. რადგან 2-3 სახსრულ შეერთებაში გვაქვს კონტაქტი, ამიტომ მისი შესაბამისი ძალა განისაზღვრება (3.60) გამოსახულებით. ე.ი.  $Q_{\gamma_3}^{II} = Q_{\gamma_3}^I$ .



აქტიური ძალების ელემენტარული მუშაობა  $\partial Y_1$  ვირტუალურ გადაადგილებაზე ფიქსირებული  $x_1, x_2$  და  $y_3$ -ის დროს უდრის:

$$Q_{Y_1}'' \partial Y_1 = -G_2 \partial Y_{S_2} - G_3 \partial Y_{S_3} + P_{\text{სა3}} \partial Y_{OB} \quad (4.61)$$

ნახაზიდან ვწერთ იგივეობას:

$$r \sin \alpha + y_1 = b \sin \varphi + \Delta_3 \sin \gamma_3 - l \sin \beta. \quad (4.62)$$

აქედან მივიღებთ:

$$\partial y_1 = -l \cos \beta \partial \beta,$$

საიდანაც

$$\partial \beta = -\frac{\partial y_1}{l \cos \beta} \quad (4.63)$$

ასევე ვწერთ

$$\left. \begin{aligned} \partial Y_{S_2} &= -\frac{1}{2} \partial y_1; \\ \partial Y_{S_3} &= -\partial y_1. \end{aligned} \right\} \quad (4.64)$$

ასევე შეიძლება დაიწეროს

$$\partial Y_B = -\partial y_1. \quad (4.65)$$

(4.64) და (4.65) ტოლობების ძალით (4.61)-დან ვპოულობთ:

$$Q_{y_1}'' = \frac{1}{2} (G_2 + G_3 - 2P_{\text{სა3}}) \quad (4.66)$$

სამუხრუჭე შემსრულებელ კვანძზე მოქმედებს მხოლოდ სიმძიმის ძალები, ამიტომ  $x_1$  კოორდინატის გასწვრივ მუშაობა არ სრულდება და შესაბამისად

$$Q_{x_1}'' = 0. \quad (4.67)$$

III სახის დამატებითი მოძრაობა (პწ) აღინიშნება კონტაქტით 1-2 სახსარში და წყვეტით (2-3)-ში, ამიტომ ამ დროს

$$\left. \begin{aligned} Q_{\gamma_3}^{III} &= Q_{\gamma_1}^I; \\ Q_{x_3}^{III} &= 0; \\ Q_{\gamma_3}^{III} &= \frac{1}{2}(G_2 + G_3 - 2P_{\text{საკ}}) \end{aligned} \right\} \quad (4.68)$$

მეოთხე სახის მოძრაობისათვის (PP) ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} Q_{\gamma_1}^{IV} &= Q_{\gamma_3}^{IV} = \frac{1}{2}(G_2 + G_3 - 2P_{\text{საკ}}); \\ Q_{x_1}^{IV} &= Q_{x_3}^{IV} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.69)$$

ამგვარად, გამოკვლეულია განზოგადოებული ძალების მნიშვნელობები დამატებითი მოძრაობების ოთხივე შემთხვევისათვის, სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ მიღებული გამოსახულებანი შეიცავს ყველა ძალურ და გეომეტრიულ პარამეტრს, რომელიც აუცილებელია დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების შედგენისას.

კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის რვა სახის დამატებითი მოძრაობის შესაბამისი განზოგადოებული ძალები ჩაიწერება ანალიზური გამოსახულებით (იხ. დანართი 2).

#### 4.3. ვაგონების მექანიკური გადაცემების სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების ანალიზური გამოკვლევა ღრეჩოების გათვალისწინებით

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებში რეაქციის და ხახუნის ძალების გამოკვლევას ვახდენთ ყველაზე უფრო დატვირთული შემსრულებელი  $O_2ABO_3$  კვანძის (ნახ. 3.2) მიხედვით. რეაქციის ძალების განსაზღვრისთვის ვსარგებლობთ დალამბერის

წონასწორობის პრინციპით და  $R_1^n$  ნორმალური რეაქციის ძალის განსაზღვრისათვის ვწერთ ძალთა მომენტების განტოლებას B წერტილის მიმართ

$$\begin{aligned}
 & -F_1^n l \sin \tau + F_{b_s b}^{1-2} l \sin \tau_1 + F_o^x \frac{l}{2} \sin \beta + \\
 & + F_o^y \frac{l}{2} \cos \beta + M_o - G_2 \frac{l}{2} \cos \beta + F_v l \sin \beta = 0,
 \end{aligned} \tag{4.70}$$

სადაც ხახუნის  $F_{b_s b}^{1-2}$  ძალის მნიშვნელობა განისაზღვრება (4.71) ტოლობით;  $F_o^x$  და  $F_o^y$  არის AB ბერკეტის ინერციის ძალის გეგმილები საკოორდინატო ღერძების მიმართ

$$\left. \begin{aligned}
 F_o^x &= -m_2 \ddot{X}_{S_2}; \\
 F_o^y &= -m_2 \ddot{Y}_{S_2}.
 \end{aligned} \right\} \tag{4.71}$$

თავის მხრივ  $\ddot{X}_{S_2}$  და  $\ddot{Y}_{S_2}$ , როგორც AB ბერკეტის სიმძიმის  $S_2$  ცენტრის აჩქარების გეგმილები  $O_2X$  და  $O_2Y$  საკოორდინატო ღერძების მიმართ, განისაზღვრება (4.4) სისტემის დიფერენცირებით. ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned}
 \ddot{X}_{S_2} &= -r\omega^2 \cos \alpha + \ddot{x}_1 - \frac{l}{2}(\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta); \\
 \ddot{Y}_{S_2} &= b(\cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) + \ddot{y}_3 - \frac{l}{2}(\ddot{\beta} \cos \beta - \dot{\beta}^2 \sin \beta)
 \end{aligned} \right\} \tag{4.72}$$

ინერციის ძალის  $M_o$  მომენტი B წერტილის მიმართ ტოლია:

$$M_o = -\frac{m_2}{12} l^2 \ddot{\beta} \tag{4.73}$$

AB ბერკეტის მობრუნების კუთხური  $\ddot{\beta}$  კუთხური აჩქარება მოიძებნება შემდეგი იგივეობის ორჯერადი დიფერენცირებით:

$$r \sin \alpha + y_1 = b \sin \varphi + y_3 - l \sin \beta. \tag{4.74}$$

$$\begin{aligned}
 r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 &= b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - l\dot{\beta} \cos \beta; \\
 -r\omega^2 \sin \alpha + \ddot{y}_1 - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + b\ddot{\varphi} \cos \varphi + \ddot{y}_1 - b\dot{\beta}^2 \sin \beta + l\ddot{\beta} \cos \beta,
 \end{aligned}$$

საიდანაც

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{l \cos \beta} (r\omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b\ddot{\varphi} \cos \varphi -$$

$$-b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3). \quad (4.75)$$

(4.75) ფორმულაში შემავალი AB ბერკეტის მობრუნების  $\beta$  კუთხური სიჩქარის მნიშვნელობა განისაზღვრება (4.74) იგივეობის ერთჯერადი დიფერენცირების შედეგად, მივიღებთ:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{l \cos \beta} (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1). \quad (4.76)$$

(4.71), (4.72) და (4.73) ტოლობების შეტანით (4.70) განტოლებაში მივიღებთ გამოსახულებას, საიდანაც რიგი ალგებრული გარდაქმნების შედეგად განისაზღვრება რეაქციის  $F_1^n$  ნორმალური მდგენელის მნიშვნელობა. ვწერთ:

$$\begin{aligned} F_1^n = m_2 \left\{ \frac{1}{6 \cos \beta} (r\omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + \right. \\ \left. + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) + \sin \beta \left[ \ddot{x}_1 - r\omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} \operatorname{tg} \beta (r\omega^2 \sin \alpha - \right. \right. \\ \left. \left. - \ddot{y}_1 + b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{l}{2} \dot{\beta}^2 \cos \beta \right] + \cos \beta [(\ddot{\phi} \cos \varphi - \dot{\phi}^2 \sin \varphi) + \ddot{y}_3 - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} (r\omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \dot{\beta}^2 \sin \beta \right] + g \cos \beta + F_v \sin \beta \left. \right\} / [\sin \tau + \\ + \sin \tau_1 (K_{\text{ბაბ1}} \operatorname{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2)]. \quad (4.77) \end{aligned}$$

რეაქციის  $F_3^n$  ნორმალური მდგენელის განსაზღვრის მიზნით ვწერთ ისევ AB ბერკეტის წონასწორობის განტოლებას მასების  $S_2$  ცენტრის მიმართ. ამ შემთხვევაში მყარდება ფუნქციონალური დამოკიდებულება რეაქციის  $F_3^n$  და  $F_1^n$  ნორმალურ მდგენელებს შორის. წონასწორობის განტოლებას ექნება სახე:

$$-F_1^n \frac{l}{2} \sin \tau + F_{\text{ბაბ}}^{1-2} \frac{l}{2} \sin \tau_1 + F_{\text{ბაბ}}^{2-3} \frac{l}{2} \sin \delta_1 +$$

$$+ F_3^n \frac{l}{2} \sin \delta + M_o - F_{\text{ბაჰ}} \frac{l}{2} \sin \beta + F_i \frac{l}{2} \sin \beta = 0, \quad (4.78)$$

იმის გათვალისწინებით, რომ

$$F_{\text{ბაბ}}^{2-3} = -F_3^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2), \quad (4.79)$$

ხოლო  $M_o = \frac{m_2 l^2}{6} \ddot{\beta}$ , (4.78) მომენტების განტოლებიდან მცირე

ალგებრული გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ რეაქციის ნორმალური მდგენელის მნიშვნელობას (2-3) სახსრულ შეერთებაში. გვექნება:

$$\begin{aligned} F_3^n = & \{F_1^n [\sin \tau - \sin \tau_1 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2)] + F_{\text{ბაჰ}} \frac{l}{2} \sin \tau - \\ & - \frac{l}{2} F_b \sin \beta - \frac{m_2}{6 \cos \beta} (r \omega^2 \sin \alpha - \dot{y}_1 + b \dot{\varphi} \cos \varphi - \\ & - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + l \dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3)\} / [\sin \sigma - \sin \sigma_1 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + \\ & + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2)]. \end{aligned} \quad (4.80)$$

რეაქციის  $F_3^n$  ნორმალური მდგენელი შეიძლება განისაზღვროს ნორმალურ  $F_1^n$  რეაქციასთან კავშირის გარეშე. ამისათვის შედგება AB ბერკეტის წონასწორობის განტოლება A წერტილის მიმართ. ვწერთ:

$$\begin{aligned} & - F_{\text{ბაჰ}} l \sin \beta + F_{\text{ბაბ}}^{2-3} l \sin \delta_1 + F_3^n l \sin \delta + \\ & + G_2 \frac{l}{2} \sin \beta + M_o + F_o^x \frac{l}{2} \sin \beta + F_o^y \frac{l}{2} \cos \beta = 0, \end{aligned} \quad (4.81)$$

(4.79) ტოლობის ძალით (4.81) განტოლებიდან მივიღებთ:

$$\begin{aligned} F_3^n = & \left( G_2 \frac{l}{2} \sin \beta - F_{\text{ბაჰ}} l \sin \beta + M_o + F_o^x \frac{l}{2} \sin \beta + \right. \\ & \left. + F_o^y \frac{l}{2} \cos \beta \right) / \left[ \sin \delta_1 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2) - \sin \delta \right], \end{aligned} \quad (4.82)$$

სადაც უცნობი სიდიდეები განისაზღვრება (4.71) – (4.75) გამოსახულებებით.

ხახუნის ძალა  $i$ -ურ სახსრულ შეერთებაში იანგარიშება ფორმულით

$$F_{\text{ბაბ}}^i = -F_i^n (K_{\text{ბაბ1}} \dot{\gamma}_i + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_i + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_i^2), \quad (4.83)$$

ან უშუალოდ AB რგოლის წონასწორობის მომენტების (4.70) და (4.81) განტოლებებიდან.

1-2 სახსრულ შეერთებაში ხახუნის  $F_{\text{ბაბ}}^{1-2}$  ძალა გამოითვლება (4.70) განტოლებიდან. მივიღებთ:

$$\begin{aligned} F_{\text{ბაბ}}^{1-2} = & (F_{\text{v}} l \sin \beta + G_2 \frac{l}{2} \cos \beta - M_{\text{o}} - F_{\text{o}}^x \frac{l}{2} \sin \beta - \\ & - F_{\text{o}}^y \frac{l}{2} \cos \beta) (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + \\ & + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2) [\sin \tau + \sin \tau_1 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2)]^{-1}. \end{aligned} \quad (4.84)$$

ასევე, AB ბერკეტის წონასწორობის (4.82) განტოლებიდან მივიღებთ (2-3) სახსრულ შეერთებაში ხახუნის  $F_{\text{ბაბ}}^{2-3}$  ძალის ასეთ მნიშვნელობას:

$$\begin{aligned} F_{\text{ბაბ}}^{2-3} = & - \left( G_2 \frac{l}{2} \sin \beta - F_{\text{ბაბ}} l \sin \beta + M_{\text{o}} + F_{\text{o}}^x \frac{l}{2} \sin \beta + \right. \\ & \left. F_{\text{o}}^y \frac{l}{2} \cos \beta \right) (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2) \times \\ & \times [\sin \delta_1 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2) - \sin \delta]^{-1}. \end{aligned} \quad (4.85)$$

შეიძლება დავამყაროთ დამოკიდებულება  $F_{\text{ბაბ}}^{1-2}$  და  $F_{\text{ბაბ}}^{2-3}$  ხახუნის ძალებს შორის. ამისათვის ვსარგებლობთ (4.78) წონასწორობის განტოლებით, საიდანაც ალგებრული გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ ტოლობას, რომელიც ასახავს ფუნქციონალურ დამოკიდებულებას ხახუნის ამ ძალებს შორის. გვექნება:

$$\begin{aligned} F_{\text{ბაბ}}^{1-2} = & \frac{K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2}{\sin \tau + \sin \tau_1 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2)} \{ F_{\text{ბაბ}} \sin \beta - \\ & - F_{\text{v}} \sin \beta + F_{\text{ბაბ}}^{2-3} \left[ \frac{\sin \delta_1 - \sin \delta (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 - K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2)}{K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2} \right] - \\ & - \frac{m_3}{3 \cos \beta} (r \omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b \dot{\phi} \cos \phi - b \dot{\phi}^2 \sin \phi + l \beta^2 \sin \phi - \ddot{y}_3) \}. \end{aligned} \quad (4.86)$$

ამგვარად, მიღებულია რეაქციისა და ხახუნის ძალების მნიშვნელობები 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში სამუხრუჭე

ბერკეტული გადაცემისათვის, ასევე გამოკვლეულია ფუნქციონალური დამოკიდებულებანი რეაქციისა და ხახუნის ძალებს შორის ამავე სახსრულ შეერთებებში.

კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის ღრეჩობიან სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალები ჩაიწერება ასეთი გამოსახულებით (იხ. დანართი 3).

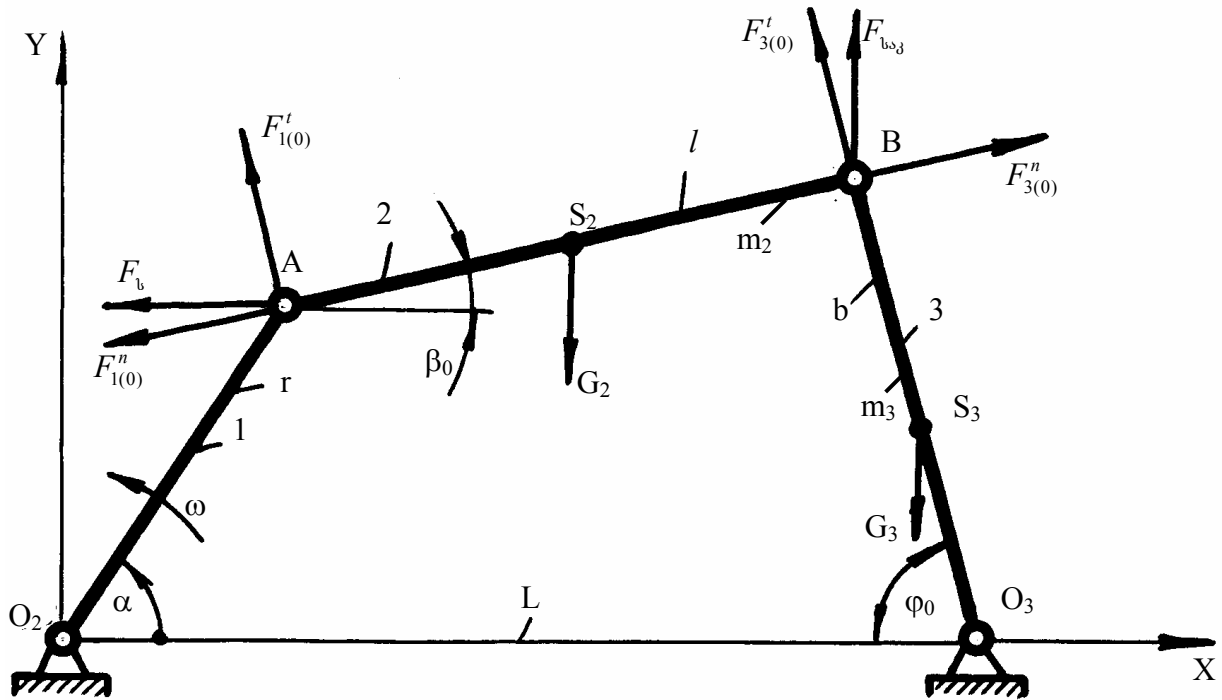
#### 4.4 ვაგონების ღრეჩობიან მექანიკურ გადაცემათა ძირითადი ცვლადი მახასიათებელი პარამეტრების სიზუსტის ანალიზური გამოკვლევა

ვაგონების ღრეჩობიანი მექანიკური გადაცემების სიზუსტეს ვიხილავთ ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის შემსრულებელი კვანძის (ნახ. 3.2) ცვლადი პარამეტრების სიზუსტის მაგალითზე. განვიხილება როგორც ძირითადი დინამიკური პარამეტრების, ასევე კინემატიკური სიზუსტეც.

შემსრულებელი  $O_2ABO_2$  კვანძის 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში არსებული ნორმალური რეაქციისა და ხახუნის ძალები წინა პარაგრაფში იქნა გამოკვლეული. ამ კვანძის ცვლადი პარამეტრების სიზუსტის დადგენისათვის უნდა განვიხილოთ ამ კვანძის შესაბამისი იდეალური (ღრეჩობის გარეშე) დინამიკური მოდელი და მოვახდინოთ პარამეტრების იდეალური მნიშვნელობების განსაზღვრა. პარამეტრების რეალური და იდეალური მნიშვნელობების სხვაობა მოგვცემს სიზუსტის შესაბამის მნიშვნელობებს.

განვიხილოთ იდეალური კვანძის დინამიკური  $O_2ABO_3$  მოდელი (ნახ. 4.1), სადაც  $F_{1(0)}^n, F_{2(0)}^n$  წარმოადგენენ 1-2 და 2-3 სახსრულ

შერთებებში იდეალურ ნორმალურ რეაქციას, ხოლო  $F'_{1(0)}$  და  $F'_{2(0)}$  მათი შესაბამისი რეაქციის ტანგენციალური მდგენელებია. დანარჩენი გეომეტრიული პარამეტრები მოცემულია ნახაზზე.



ნახ. 4.1. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის იდეალური მოდელი

1-2 სახსრულ შერთებებში რეაქციის ტანგენციალური  $F'_{1(0)}$  მდგენელის განსაზღვრისათვის ვწერთ  $AB$  ბარბაცაზე მოქმედი ძალების მომენტების განტოლებას  $B$  წერტილის მიმართ:

$$F'_{1(0)}l + M_o + F_o^x \frac{l}{2} \sin \beta_0 + F_o^y \frac{l}{2} \cos \beta_0 + F_b l \sin \beta_0 - G_2 \frac{l}{2} \cos \beta_0 = 0, \quad (4.87)$$

სადაც თავის მხრივ

$$\left. \begin{aligned} M_o &= -\frac{m_2}{12} l^2 \ddot{\beta}_0; \\ F_o^x &= -m_2 \ddot{X}_{S_2}^0; \\ F_o^y &= -m_2 \ddot{Y}_{S_2}^0. \end{aligned} \right\} \quad (4.88)$$



(4.88) სისტემაში შემავალი პარამეტრები განისაზღვრება ტოლობებით

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_{S_2}^0 &= -r\omega^2 \cos \alpha - \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 - \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0; \\ \ddot{Y}_{S_2}^0 &= -r\omega^2 \sin \alpha + \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \cos \beta_0 - \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0. \end{aligned} \right\} \quad (4.89)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ  $G_2 = m_2 g$ , მაშინ (4.88) და (4.89) ფორმულების ძალით (4.87) ტოლობის გარდაქმნის შედეგად მიღებული გამოსახულებიდან განისაზღვრება რეაქციის  $F_{1(0)}^t$  ტანგენციალური მდგენელი. ვწერთ:

$$\begin{aligned} F_{1(0)}^t &= m_2 g \frac{\cos \beta_0}{2} - F_v \sin \beta_0 + \frac{m_2}{12} l \ddot{\beta}_0 - \\ &- \frac{m_2}{2} \sin \beta_0 \left( r\omega^2 \cos \alpha - \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 - \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0 \right) + \\ &+ \frac{m_2}{2} \cos \beta_0 \left( \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \cos \beta_0 - r\omega^2 \sin \alpha - \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0 \right). \end{aligned} \quad (4.90)$$

ტანგენციალური მდგენელის (4.90) გამოსახულებაში უცნობებია:  $\dot{\beta}_0, \ddot{\beta}_0, \sin \beta_0$  და  $\cos \beta_0$  პარამეტრები. მოცემული სქემიდან (ნახ. 4.1.) ვწერთ იგივეობებს:

$$\left. \begin{aligned} r \sin \alpha + l \sin \beta_0 &= b \sin \varphi_0; \\ r \cos \alpha + l \cos \beta_0 + b \cos \varphi_0 &= L. \end{aligned} \right\} \quad (4.91)$$

ამ ტოლობებიდან მივიღებთ:

$$\cos \beta_0 = \frac{1}{l} (L - b \cos \varphi_0 - r \cos \alpha). \quad (4.92)$$

$$\sin \beta_0 = \frac{1}{l} (b \sin \varphi_0 - r \sin \alpha). \quad (4.93)$$

(4.91) სისტემის პირველი იგივეობის დიფერენცირების შედეგად მიღებული გამოსახულებიდან განისაზღვრება  $\dot{\beta}_0$

$$\dot{\beta}_0 = \frac{1}{l \cos \beta_0} (b \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 - r \omega \cos \alpha). \quad (4.94)$$

(4.91) სისტემის მეორე იგივეობის ორჯერადი დიფერენცირების შედეგად შედგენილი გამოსახულება გვამღევს  $\ddot{\beta}$ -ის ასეთ მნიშვნელობას:

$$\ddot{\beta}_0 = \frac{1}{l \cos \beta_0} (r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0 - b\ddot{\phi}_0 \cos \phi_0 - b\dot{\phi}_0^2 \sin \phi_0). \quad (4.95)$$

კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში აღძრული რეაქციის ტანგენციალური  $F'_{1(0)}$  მდგენელი და შესაბამისი შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელის (ნახ. 3.2) მიხედვით წარმოქმნილი ხახუნის  $F_{\text{სახ}}^{1-2}$  ძალა ერთნაირი სიდიდეებია. ამის გამო რეაქციის ტანგენციალური მდგენელის ანუ ხახუნის ძალის ცდომილება (სიზუსტე) განისაზღვრება რეალური და იდეალური კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში მისი მნიშვნელობების შემდეგი სხვაობით:

$$\Delta F'_1 = F_{\text{სახ}}^{1-2} - F'_{1(0)}. \quad (4.96)$$

(4.77), (4.84) და (4.90) ტოლობების გათვალისწინებით 1-2 სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ტანგენციალური მდგენელის სიზუსტე განისაზღვრება შემდეგი ტოლობით:

$$\begin{aligned} \Delta F'_1 = & -(K_{\text{სახ}1} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{სახ}2} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{სახ}3} \dot{\gamma}_1^2) \times \\ & \times m_2 \left\{ \frac{1}{6 \cos \beta} (r\omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b\ddot{\phi} \cos \phi - b\dot{\phi}^2 \sin \phi + \right. \\ & + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r\omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} \text{tg} \beta (r\omega^2 \sin \alpha - \\ & - \ddot{y}_1 + b\ddot{\phi} \cos \phi - b\dot{\phi}^2 \sin \phi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) - \frac{l}{2} \dot{\beta}^2 \cos \beta] + \\ & + \cos \beta [b(\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) + \ddot{y}_3 - \frac{1}{2} (r\omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + \\ & + b\ddot{\phi} \cos \phi - b\dot{\phi}^2 \sin \phi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) + \frac{1}{2} \dot{\beta}^2 \sin \beta] + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + g \cos \beta + F_i \sin \beta \} [\sin \tau + \sin \tau_1 (K_{\text{bsb1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + \\
& + K_{\text{bsb2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{bsb3}} \dot{\gamma}_1^2)]^{-1} - [m_2 g \frac{\cos \beta_0}{2} - F_i \sin \beta_0 + \\
& + \frac{m_2}{12} l \ddot{\beta}_0 - \frac{m_2}{2} \sin \beta_0 (r \omega^2 \cos \alpha - \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 - \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0) + \\
& + \frac{m_2}{2} \cos \beta_0 (\frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \cos \beta_0 - r \omega^2 \sin \alpha - \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0)]. \quad (4.97)
\end{aligned}$$

იდეალური გადაცემის (ნახ. 4.1.) 1-2 სახსრულ შეერთებაში ნორმალური  $F_{1(0)}^n$  რეაქციის პოვნისათვის ფიქსირებული  $\varphi_0$  კუთხის შემთხვევაში მოვახდინოთ მოქმედი ძალების დაგეგმარება საკოორდინატო ღერძების მიმართ:

$$\left. \begin{aligned}
& -F_v - F_{1(0)}^n \cos \beta_0 - F_{1(0)}^t \sin \beta_0 + F_o^x = 0; \\
& -m_2 g - F_{1(0)}^n \sin \beta_0 + F_{1(0)}^t \cos \beta_0 + F_o^y = 0.
\end{aligned} \right\} \quad (4.98)$$

სისტემის პირველი განტოლებიდან განისაზღვრება  $F_{1(0)}^t$

$$F_{1(0)}^t = F_{1(0)}^n \text{ctg} \beta_0 + \frac{1}{\sin \beta_0} (F_o^x - F_v)$$

ამ მნიშვნელობის შეტანა მეორე განტოლებაში გვაძლევს გამოსახულებას, საიდანაც განსაზღვრული ნორმალური  $F_{1(0)}^n$  რეაქცია ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$F_{1(0)}^n = \cos \beta_0 (F_o^x - F_v) + \sin \beta_0 (F_o^y - m_2 g) \quad (4.99)$$

(4.88) და (4.89) ტოლობების ძალით (4.99) მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned}
F_{1(0)}^n = \cos \beta_0 & \left[ m_2 \left( r \omega^2 \cos \alpha + \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 + \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0 \right) - F_v \right] + \\
& + \sin \beta_0 \left[ m_2 \left( r \omega^2 \sin \alpha - \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \cos \beta_0 + \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0 \right) - m_2 g \right]. \quad (4.100)
\end{aligned}$$

მაშინ 1-2 სახსრულ შეერთებაში ნორმალური რეაქციის სიზუსტე (4.77) და (4.100) ტოლობების ძალით განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულებით:

$$\Delta F_1^n = F_1^n - F_{1(0)}^n$$

ანუ

$$\begin{aligned}
 \Delta F_1^n = m_2 \{ & \frac{1}{6 \cos \beta} (r \omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b \ddot{\phi} \cos \varphi - b \dot{\phi}^2 \sin \varphi + \\
 & + l \dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r \omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} \text{tg} \beta \times \\
 & \times (r \omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b \ddot{\phi} \cos \varphi - b \dot{\phi}^2 \sin \varphi + \\
 & + l \dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) - \frac{l}{2} \dot{\beta}^2 \cos \beta] + \cos \beta [b (\ddot{\phi} \cos \varphi - \dot{\phi}^2 \sin \varphi) + \\
 & + \ddot{y}_3 - \frac{1}{2} (r \omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b \ddot{\phi} \cos \varphi - b \dot{\phi}^2 \sin \varphi + l \dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) + \\
 & + \frac{1}{2} \dot{\beta}^2 \sin \beta] + g \cos \beta + F_t \sin \beta \} [\sin \tau + \sin \tau_1 \times \\
 & \times (K_{\text{b3b1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{b3b2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{b3b3}} \dot{\gamma}_1^2)]^{-1} - \cos \beta_0 [m_2 (r \omega^2 \cos \alpha + \\
 & + \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 + \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0) - F_v] - \sin \beta_0 [m_2 (r \omega^2 \sin \alpha - \\
 & - \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \cos \beta_0 + \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0) - m_2 g].
 \end{aligned} \tag{4.101}$$

მიღებული (4.98) და (4.101) ფორმულები ასახავენ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ტანგენციალური და ნორმალური მდგენელის სიზუსტეს.

შემსრულებელი კვანძის 2-3 სახსრულ შეერთებაში ტანგენციალური რეაქციის მდგენელის განსაზღვრისათვის ვწერთ მომენტების განტოლებას A წერტილის მიმართ

$$\begin{aligned}
 G_2 \frac{1}{2} l \cos \beta_0 - F_{3(0)}' l - F_{\text{b3}} l \cos \beta_0 + M_o + \\
 + F_o^x \frac{l}{2} \sin \beta_0 + F_o^y \frac{l}{2} \cos \beta_0 = 0.
 \end{aligned} \tag{4.102}$$

ამ განტოლებიდან ალგებრული გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ  $F_{3(0)}'$  ტანგენციალური მდგენელის მნიშვნელობას

$$\begin{aligned}
 F_{3(0)}' = \frac{m_2}{2} g \cos \beta_0 - F_{\text{b3}} \cos \beta_0 - \frac{m_2}{12} l \ddot{\beta}_0 - \\
 - \frac{m_2}{2} \ddot{X}_{S_2}^0 \sin \beta_0 - \frac{m_2}{2} \dot{Y}_{S_2}^0 \cos \beta_0.
 \end{aligned} \tag{4.103}$$

მაშინ ტანგენციალური მდგენლის სიზუსტე 2-3 სახსრულ შეერთებაში (4.85) და (4.103) ფორმულის ძალით განისაზღვრება შემდეგი სხვაობის საშუალებით

$$\begin{aligned}
 \Delta F'_3 = F'_{3(0)} - F'_{3(0)} = & -\left(\frac{m_2}{2} g \sin \beta - F_{3(0)} \sin \beta - \frac{m_2}{12} l \ddot{\beta} - \right. \\
 & -\frac{m_2}{2} \ddot{X}_{S_2} \sin \beta - \frac{m_2}{2} \ddot{Y}_{S_2} \cos \beta)(K_{3(0)} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{3(0)} \dot{\gamma}_3 + \\
 & + K_{3(0)} \dot{\gamma}_3^2)[\sin \delta_1 (K_{3(0)} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{3(0)} \dot{\gamma}_3 + K_{3(0)} \dot{\gamma}_3^2) - \\
 & - \sin \delta]^{-1} - \frac{m_2}{2} g \cos \beta_0 + F_{3(0)} \cos \beta_0 + \frac{m_2}{2} l \ddot{\beta}_0 + \\
 & + \frac{m_2}{2} \ddot{X}_{S_2}^0 \sin \beta_0 - \frac{m_2}{2} \ddot{Y}_{S_2}^0 \cos \beta_0.
 \end{aligned} \tag{4.104}$$

2-3 სახსრულ შეერთებაში ნორმალური  $F''_{3(0)}$  რეაქციის განსაზღვრის მიზნით ფიქსირებული  $\alpha$  კუთხისას ვწერთ მოქმედი ძალების გეგმილების განტოლებებს  $O_2X$  და  $O_2Y$  ღერძების მიმართ

$$\left. \begin{aligned}
 -F'_{3(0)} \sin \beta_0 - F''_{3(0)} \cos \beta_0 + F_o^x &= 0; \\
 m_2 g + F_{3(0)} + F'_{3(0)} \cos \beta_0 + F''_{3(0)} \sin \beta_0 + F_o^y &= 0.
 \end{aligned} \right\} \tag{4.105}$$

ამ სისტემის ამოხსნის შედეგად მივიღებთ:

$$\begin{aligned}
 F''_{3(0)} = & (m_2 \ddot{X}_{S_2}^0 \text{ctg} \beta_0 + m_2 \ddot{Y}_{S_2}^0 - m_2 g - F_{3(0)}) \times \\
 & \times (\sin \beta_0 - \cos^2 \beta_0).
 \end{aligned} \tag{4.106}$$

მაშინ 2-3 სახსრულ შეერთებაში ნორმალური რეაქციის სიზუსტე განისაზღვრება (4.82) და (4.106) ტოლობების ძალით შემდეგი გამოსახულებით

$$\begin{aligned}
 \Delta F''_3 = F''_3 - F''_{3(0)} = & \left(\frac{m_2}{2} g \sin \beta - F_{3(0)} \sin \beta - \right. \\
 & -\frac{m_2}{12} l \ddot{\beta} - \frac{m_2}{2} \ddot{X}_{S_2} \sin \beta - \frac{m_2}{2} \ddot{Y}_{S_2} \cos \beta) \times \\
 & \times [\sin \delta_1 (K_{3(0)} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{3(0)} \dot{\gamma}_3 + K_{3(0)} \dot{\gamma}_3^2) - \sin \delta] - \\
 & - (m_2 \text{ctg} \beta_0 \ddot{X}_{S_2}^0 + m_2 \ddot{Y}_{S_2}^0 - m_2 g - F_{3(0)}) \times \\
 & \times (\sin \beta_0 - \cos \beta_0).
 \end{aligned} \tag{4.107}$$

ინერციის ძალების მდგენელების დინამიკური სიზუსტე გამოითვლება (4.72) და (4.89) ფორმულების ძალით შემდეგი ტოლობების მიხედვით:

$$\begin{aligned}\Delta F_o^x &= -m_2(\ddot{X}_{S_2} + \ddot{X}_{S_2}^0); \\ \Delta F_o^y &= -m_2(\ddot{Y}_{S_2} + \ddot{Y}_{S_2}^0)\end{aligned}\quad (4.108)$$

ასევე AB ბერკეტის მობრუნების კუთხური სიჩქარისა და აჩქარებების სიზუსტე განისაზღვრება ტოლობებით:

$$\begin{aligned}\Delta \dot{\beta} &= \dot{\beta} - \dot{\beta}_0 = \frac{1}{l \cos \beta} (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) - \\ &- \frac{1}{l \cos \beta_0} (b\dot{\phi}_0 \cos \varphi_0 - r\omega \cos \alpha);\end{aligned}\quad (4.109)$$

$$\begin{aligned}\Delta \ddot{\beta} &= \ddot{\beta} - \ddot{\beta}_0 = \frac{1}{l \cos \beta} (r\omega^2 \sin \alpha - \ddot{y}_1 + b\ddot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + \\ &+ l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{y}_3) - \frac{1}{l \cos \beta_0} (r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0 - \\ &- b\dot{\phi}_0 \cos \varphi_0 - b\dot{\phi}_0^2 \sin \varphi_0).\end{aligned}\quad (4.110)$$

ამგვარად, გამოკვლეულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური და კინემატიკური პარამეტრების სიზუსტე. კვლევის მეთოდიკა გამოსადეგია გადაცემის დანარჩენი შემადგენელი ბერკეტების მახასიათებელი პარამეტრების სიზუსტის დასადგენად.

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის მიმართ ჩატარებული სიზუსტის კვლევის მეთოდიკა მისაღებია რეფრიჟერატორული ვაგონის მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის ცვლადი პარამეტრების სიზუსტის კვლევისათვის. მიღებულია სათანადო შედეგები (იხ. დანართი 4).

## მეოთხე თავის დასკვნები

1. დამუშავებულია ვაგონის მექანიკურ ღრეჩოებიან გადაცემათა ცვლადი დინამიკური პარამეტრების კვლევის მათემატიკური აპარატი. განსაზღვრულია მექანიკურ გადაცემათა ცვლადი კინეტიკური ენერგია გადაცემაზე მოქმედი ძალებისა და განზოგადოებული კოორდინატების გათვალისწინებით.

2. ჩატარდა ღრეჩოებიან მექანიკურ გადაცემათა დამატებითი მოძრაობების შესაბამისი განზოგადოებული ძალების ანალიზური გამოკვლევა. დამუშავებულია ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების ანალიზური კვლევის მეთოდოლოგია, რაც აუცილებელია მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენისათვის.

3. ვაგონების მექანიკურ ღრეჩოებიან გადაცემათა ძირითადი ცვლადი მახასიათებელი პარამეტრების სიზუსტის ჩატარებული ანალიზური გამოკვლევით მიღებულია გადაცემების პარამეტრების კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის ამსახავი ანალიზური გამოსახულებანი, რომელთა მიხედვით მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შემდეგ განისაზღვრება სახსრულ შეერთებებში არსებული ჭარბი დინამიკური დატვირთვები.

თავი V. ვაგონების ღრეჩოებიანი მექანიკური გადაცემების  
დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური  
განტოლებების ფორმალიზაცია

ვაგონის ღრეჩოებიანი მექანიკური გადაცემების დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების შედგენისათვის ვსარგებლობთ ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით (2.45). მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენას ვახდენთ დამატებითი მოძრაობის განზოგადოებული კუთხური და ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ შესაბამისი განზოგადებული ძალების მხედველობაში მიღებით.

ვაგონების ღრეჩოებიანი მექანიკური გადაცემებიდან პირველ რიგში ვადგენთ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭე კვანძის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებებს.

ჩვენს შემთხვევაში ღრეჩოებიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის (ნახ. 3.2) კინეტიკური ენერგია გამოისახება (4.17) და (4.18) ტოლობით, ხოლო განზოგადოებული კოორდინატები მოდელის მიხედვით არის შემდეგი:  $x_1, y_1, x_3, y_3, \gamma_1$  და  $\gamma_3$ . გადაადგილების ამ ხაზოვანი და კუთხური განზოგადოებული კოორდინატებიდან მიიღება სიჩქარის განზოგადოებული კოორდინატები:  $\dot{x}_1, \dot{x}_3, \dot{y}_1, \dot{y}_3, \dot{\gamma}_1$  და  $\dot{\gamma}_3$ .

პირველ რიგში აუცილებელია განისაზღვროს სამუხრუჭე კვანძის კინეტიკური ენერგიის (4.17) ტოლობაში შემავალი ყველა წევრის კერძო წარმოებულები განზოგადოებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატების მიხედვით (იხ. დანართი 5).



## 5.1. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები

შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელის (ნახ. 3.2) მიხედვით მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენას ვიწყებთ მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობისათვის, რომელიც აღიწერება ხაზოვანი  $x_1$ ,  $y_1$ ,  $x_3$  და  $y_3$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ.

(2.45) ტოლობის მიხედვით მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობისათვის  $x_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ ვწერთ:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\text{მ3}}}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T_{\text{მ3}}}{\partial x_1} = Q_{x_1}^{IV} \quad (5.1)$$

თავის მხრივ, უკვე გამოთვლილი კერძო დიფერენციალთა მნიშვნელობების გამოყენებით, კინეტიკური  $T_{\text{მ3}}$  ენერჯისათვის ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T_{\text{მ3}}}{\partial \dot{x}_1} &= Am_2 - \frac{m_2}{2} B \operatorname{tg} \beta + \frac{4}{3} m_3 L - \frac{2}{3} m_3 F \operatorname{tg} \varphi; \\ \frac{\partial T_{\text{მ3}}}{\partial x_1} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

(5.2) ტოლობის გათვალისწინებით მეოთხე სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება (5.1) განზოგადოებული ძალების (4.69) მნიშვნელობების მიხედვით მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned} & \left( m_2 + \frac{4m_3}{3} \right) \ddot{x}_1 + \left( \frac{m_2}{2} - \frac{2m_3}{3} \right) \operatorname{tg} \beta \ddot{y}_1 - \frac{4m_3}{3} \ddot{x}_3 + \\ & + \left( \frac{2m_3}{3} - \frac{m_2}{2} \right) \operatorname{tg} \beta \ddot{y}_3 = 2m_3 \operatorname{tg} \beta (r\omega^2 \sin \alpha + b\dot{\varphi} \cos \alpha - \\ & - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) + m_2 r \omega^2 \cos \alpha + \frac{m_2}{2} [(r\omega^2 \sin \alpha - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \ddot{\varphi}b \cos \varphi) \operatorname{tg} \beta + \frac{1}{l \cos^3 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - \dot{y}_1 - \\
& -r\omega \cos \alpha)] + \frac{4m_3}{3} (r\omega^2 \cos \alpha - l \cos \beta \dot{\beta}^2) - \frac{2m_3}{3} [(r\omega^2 \sin \alpha + \\
& + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) \operatorname{tg} \beta - (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \beta}]. \quad (5.3)
\end{aligned}$$

ამავე სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის განზოგადოებული  $x_3$  კოორდინატის მიმართ ვწერთ:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial x_3} = Q_{x_3}^{IV}. \quad (5.4)$$

მეხუთე დანართისა და (4.17) ტოლობის მიხედვით ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{x}_3} &= m_3 F \operatorname{tg} \varphi - 2m_3 L; \\
\frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial x_3} &= 0.
\end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

მაშინ (5.4) ტოლობის ძალით და (5.5) სისტემის გამოყენებით მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $x_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\begin{aligned}
2\ddot{x}_3 - 2\ddot{x}_1 - \operatorname{tg} \beta \dot{y}_1 - 3 \operatorname{tg} \beta \dot{y}_3 &= (2\omega^2 \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \cos \beta) \operatorname{tg} \beta - \\
- \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) &- 2[r\omega^2 \cos \alpha + (r\omega^2 \sin \alpha + \\
+ b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) \operatorname{tg} \beta &- l \cos \beta \cdot \dot{\beta}^2]. \quad (5.6)
\end{aligned}$$

მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენის მიზნით  $y_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ, პირველ რიგში ვსაზღვრავთ კინეტიკური ენერჯიის კერძო წარმოებულებს

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial T_{\text{ა3}}}{\partial \dot{y}_1} &= \frac{m_2}{2} \left[ A \operatorname{tg} \beta - \frac{B}{2} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + C - B + \dot{y}_1 - \frac{B}{6 \cos^2 \beta} \right] + \\
&+ \frac{m_3}{6} \left( \frac{2F}{\cos^2 \varphi} - 4L \operatorname{tg} \varphi \right); \\
\frac{\partial T_{\text{ა3}}}{\partial y_1} &= \frac{m_2}{2} \cdot \frac{B}{l \cos^3 \beta_0} \left( A - \frac{1}{2} B \operatorname{tg} \beta \right) - \\
&- \frac{2m_3}{3} L F \frac{1}{b \cos^3 \varphi_0}.
\end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

ცნობილი კერძო დიფერენციალების, (4.69) ტოლობის და (4.17) ფორმულის გათვალისწინებით მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $y_1$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ გამოსახება შემდეგი ტოლობით:

$$\begin{aligned}
&\left( \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \beta + \frac{2m_3}{3 \cos^2 \varphi} \right) \ddot{y}_1 - \\
&- \left( \frac{m_2}{2} \operatorname{tg} \beta - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \right) \ddot{x}_1 - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \ddot{x}_3 - \\
&- \left[ \frac{m_2}{4} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \beta - \frac{2m_3}{3 \cos^2 \varphi} \right] \ddot{y}_3 = \\
&= \frac{m_2}{2} \left\{ \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha \right) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} - r \omega^2 \cos^2 \alpha \operatorname{tg} \beta - \right. \\
&- \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r \omega^2 \sin \alpha \right) \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}{2} + \frac{\dot{\beta} \operatorname{tg} \beta}{\cos^2 \beta} \left( b \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} + \right. \right. \\
&+ \left. \left. \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right) \right] + b \dot{\varphi} \cos \varphi + y_3 - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \frac{1}{6 \cos^2 \beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - \right. \\
&- \left. b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r \omega^2 \sin \alpha \right) + \frac{\sin \beta \cdot \dot{\beta}}{3 \cos^3 \beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + y_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right) \left. \right\} - \\
&- \frac{2m_3}{3} \left[ \left( -r \omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta \cdot N \right) \operatorname{tg} \varphi + \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3 \right) \times \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} \Big] + \frac{m_3}{3 \cos^4 \varphi} \left[ \left( l \cos \beta \cdot N - r \omega^2 \sin \alpha - l \dot{\beta}^2 \sin \beta \right) \cos^2 \varphi + \right. \\
& + 2 \cos \varphi \sin \alpha \cdot \dot{\varphi} \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Big] - \frac{m_2}{2} \left[ \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha \right) \times \right. \\
& \times \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right) \frac{1}{l \cos^3 \beta_0} + \frac{tg \beta}{2 l \cos^3 \beta_0} \times \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \\
& + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \Big) \Big] + \frac{2m_3}{3b \cos \varphi_0} \left( \dot{x}_1 - r \omega \cos \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3 \right) \times \\
& \times \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) + \frac{1}{2} (G_2 + G_3 - 2P_{\text{ბაჯ}}). \tag{5.8}
\end{aligned}$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს განზოგადოებულ  $Q_{y_1}''$  ძალას და დიფერენციალური განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით.

$y_3$  განზოგადოებული ხაზოვანი კოორდინატის მიმართ მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის ვსარგებლობთ უკვე გამოთვლილი კერძო წარმოებულის გამოსახულებით  $y_3$  და  $\dot{y}_3$ -ის მიმართ (იხ. დანართი 5) და ვპოულობთ კინეტიკური ენერჯის კერძო წარმოებულებს  $\dot{y}_3$  და  $y_3$  განზოგადოებული კოორდინატებით. გვექნება:

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial T_{\text{ა3}}}{\partial \dot{y}_3} &= \frac{m_2}{2} \left[ \frac{B}{2} (1 + tg^2 \beta) - tg \beta + C - B + y_1 + \frac{B}{6 \cos^2 \beta} \right] + \\
& + \frac{m_3}{3} \left( 2tg \varphi - \frac{F}{\cos^2 \varphi} \right); \\
\frac{\partial T_{\text{ა3}}}{\partial y_3} &= \frac{m_2}{2} \left( \frac{B^2}{2} tg \beta \frac{1}{l \cos^3 \beta_0} - \frac{AB}{l \cos^3 \beta_0} \right) + \\
& + \frac{2m_3}{3} LF \frac{1}{b \cos^3 \varphi_0}.
\end{aligned} \right\} \tag{5.9}$$

(5.9) წარმოებულისა და (4.69) ტოლობის გამოყენებით მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $y_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{B}_3}}{\partial \dot{y}_3} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{B}_3}}{\partial y_3} = Q_{y_3}^{IV}.$$

აიწერება გამოსახულებით:

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{m_2}{4} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} + \frac{m_3}{3 \cos^4 \varphi} \right] \dot{y}_3 + \left( \frac{2m_3}{3} - \frac{m_2}{2} \operatorname{tg} \beta - \right. \\ & \left. - \frac{2m_3}{3b \cos^3 \varphi_0} \right) \ddot{x}_1 + \left[ \frac{m_2}{2} - \frac{m_2}{4} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} - \frac{m_3}{3 \cos^4 \varphi} \right] \ddot{y}_1 - \operatorname{tg} \varphi \frac{2m_3}{3} \ddot{x}_3 = \\ & = \frac{m_2}{2} \left\{ \left[ (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} - r\omega^2 \cos \alpha \right] - [(b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \right. \\ & \left. + r\omega^2 \sin \alpha) \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}{2} + \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \operatorname{tg} \beta (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \right] + \\ & \left. + r\omega^2 \sin \alpha - \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \alpha) + \frac{\dot{\beta} \sin \beta}{3 \cos^3 \beta} \times \right. \\ & \left. \times (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \right\} - \frac{2m_3}{3} \left[ (-r\omega \cos \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta - \right. \\ & \left. - l\dot{\beta}^2 \cos \beta) \operatorname{tg} \varphi + (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3) \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} \right] + \frac{m_3}{3 \cos^4 \varphi} \times \\ & \times \left[ (l \cos \beta \cdot N - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \sin \beta) - 2(r\omega \cos \alpha + \dot{y} - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \times \right. \\ & \left. \times \dot{\varphi} \cos \varphi \sin \varphi \right] + \frac{m_2}{2} \left[ \frac{\operatorname{tg} \beta}{2l \cos^3 \beta_0} (b \cos \varphi \dot{\varphi} + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1)^2 - \right. \\ & \left. - \frac{1}{l \cos^3 \varphi_0} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha) \right] - \frac{2m_3}{3} \times \\ & \times \left[ (r\omega \sin \alpha + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_1) (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \frac{1}{b \cos^3 \varphi_0} \right] + \\ & \frac{1}{2} (G_2 + G_3 - 2P_{\mathfrak{B}_3}) \end{aligned} \quad (5.10)$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს განზოგადოებულ  $Q_{y_3}^{IV}$  ძალას, რომელიც განისაზღვრება (4.69) ტოლობიდან და დიფერენციალური განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით.

ამგვარად, მიღებულია მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის ამსახავი დიფერენციალური (5.3), (5.6), (5.8) და (5.10)

განტოლებები შესაბამისად  $x_1, x_3, y_1$  და  $y_3$  ხაზოვანი განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ.

მიღებულ დიფერენციალურ განტოლებებში  $tg\beta$  და  $tg\varphi$  სიდიდეები უცნობია. დავადგინოთ მათი მნიშვნელობანი.

ვიცით, რომ  $\beta = \beta_0 + \delta\beta_0$ , ამიტომ შეგიძლია დავწეროთ

$$tg\beta = tg(\beta_0 + \delta\beta_0). \quad (5.11)$$

სადაც  $\beta$  არის რეალური შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას მობრუნების კუთხე;

$\beta_0$  – შესაბამისი იდეალური კვანძის ბარბაცას მობრუნების კუთხე.

თუ (5.11) გამოსახულებას გავშლით ტეილორის მწკრივებად და დავკმაყოფილდებით პირველი ორი წევრით, მივიღებთ:

$$tg(\beta_0 + \delta\beta_0) = tg\beta_0 + \frac{1}{\cos^2 \beta_0} \delta\beta_0. \quad (5.12)$$

ასევე

$$\sin \beta = \sin(\beta_0 + \delta\beta_0) = \sin \beta_0 + \cos \beta_0 \delta\beta_0; \quad (5.13)$$

$$\cos \beta = \cos(\beta_0 + \delta\beta_0) = \cos \beta_0 - \sin \beta_0 \delta\beta_0. \quad (5.14)$$

დინამიკური მოდელის (ნახ. 3.2) მიხედვით შეიძლება დაიწეროს იგივეობა

$$r \sin \alpha + y_1 = b \sin \varphi + y_3 - l \sin \beta_0 - l \cos \beta_0 \delta\beta_0 \quad (5.15)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ  $r \sin \alpha = b \sin \varphi - l \sin \beta_0$ , მაშინ (5.15)

ფორმულიდან მივიღებთ:

$$y_1 - y_3 = -l \cos \beta_0 \delta\beta_0,$$

ანუ

$$\delta\beta_0 = \frac{y_3 - y_1}{l \cos \beta_0}. \quad (5.16)$$

მაშინ (5.12), (5.13) და (5.14) ფორმულები ჩაიწერება ასე:

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \beta_0 + \frac{y_3 - y_1}{l \cos^3 \beta_0}. \quad (5.17)$$

$$\sin \beta = \sin \beta_0 + \frac{1}{l}(y_3 - y_1); \quad (5.18)$$

$$\cos \beta = \cos \beta_0 - \frac{1}{l} \operatorname{tg} \beta_0 (y_3 - y_1). \quad (5.19)$$

$\varphi$  კუთხის ტრიგონომეტრიული ფუნქციებისათვის ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi &= \operatorname{tg} \varphi_0 + \frac{\delta \varphi_0}{\cos^2 \varphi_0}; \\ \sin \varphi &= \sin \varphi_0 + \cos \varphi_0 \delta \varphi_0; \\ \cos \varphi &= \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0 \delta \varphi_0. \end{aligned} \right\} \quad (5.20)$$

თუ (5.15) იგივეობაში მოვახდენთ შემდეგ ჩასმას

$$r \sin \alpha = b \sin \varphi_0 - l \sin \beta_0,$$

მაშინ მცირეოდენი გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ:

$$\delta \varphi_0 = \frac{y_1 - y_3}{b \cos \varphi_0}. \quad (5.21)$$

მაშინ (5.20) სისტემა მიიღებს სახეს:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi &= \operatorname{tg} \varphi_0 + \frac{y_1 - y_3}{b \cos^3 \varphi_0}; \\ \sin \varphi &= \sin \varphi_0 + \frac{1}{l}(y_1 - y_3); \\ \cos \varphi &= \cos \varphi_0 - \frac{1}{l} \operatorname{tg} \varphi_0 (y_1 - y_3). \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

ტრიგონომეტრიულ ფუნქციათა მიღებული (5.17), (5.18), (5.19) და (5.22) მნიშვნელობანი გამოსადეგია მოცემული სამუხრუჭე კვანძის ნებისმიერი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემის შედგენისას.

## 5.2. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები

სამუხრუჭე ბერკეტული კვანძის მესამე სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენას ვახდენთ განზოგადოებული  $\gamma_1, x_3$  და  $y_3$  კოორდინატების მიმართ. ამ დამატებითი მოძრაობის დროს შენარჩუნებულია კონტაქტი 1-2 სახსრულ შეერთებაში და ერთდროულად წყვეტა ანუ თავისუფალი მოძრაობა 2-3 შეერთებაში. ზოგადად, ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით, დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის მესამე სახის განტოლებები შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი ტოლობებით:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial x_3} = Q_{x_3}^{III}. \quad (5.23)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{y}_3} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial y_3} = Q_{y_3}^{III}. \quad (5.24)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{\gamma}_1} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \gamma_1} = Q_{\gamma_1}^{III}. \quad (5.25)$$

ამ განტოლებებში განზოგადოებული  $Q_{x_3}^{III}, Q_{y_3}^{III}$  და  $Q_{\gamma_1}^{III}$  ძალების მნიშვნელობანი აიღება (4.68) სისტემიდან.

მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისას  $x_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ, იმის გამო, რომ 1-2 სახსრულ შეერთებაში კონტაქტური მოძრაობაა, უნდა მოხდეს ხაზოვანი  $x_1$  და  $y_1$  კოორდინატებიდან  $\gamma_1$  კუთხურ კოორდინატაზე გადასვლა. ამისათვის ვსარგებლობთ დინამიკური მოდელის (ნახ. 3.2)



მიხედვით მიღებული გადასვლის შემდეგი გამოსახულებებით, რომელთა საშუალებითაც შეიძლება დახასიათდეს კონტაქტური მოძრაობისას კონტაქტის წერტილის მოძრაობის ფიზიკური ბუნება.

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \Delta_1 \cos \gamma_1; \\ \dot{x}_1 &= -\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1; \\ \ddot{x}_1 &= -\Delta_1 \ddot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1; \\ y_1 &= \Delta_1 \sin \gamma_1; \\ \dot{y}_1 &= \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1; \\ \ddot{y}_1 &= \Delta_1 \ddot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1. \end{aligned} \right\} \quad (5.26)$$

განზოგადოებული  $x_3$  კოორდინატის მიმართ დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის ვსარგებლობთ (5.6) დიფერენციალური განტოლებით, რომელშიც ვახდენთ (5.26) სისტემით გამოსახულ ჩასმებს.

რიგი ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $x_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ ჩაიწერება ასეთი გამოსახულებით:

$$\begin{aligned} 2\ddot{x}_3 - 3tg\beta\ddot{y}_3 + (2\Delta_1 \sin \gamma_1 - tg\beta\Delta_1 \cos \gamma_1)\ddot{\gamma}_1 = \\ = (r\omega^2 \sin \alpha - l \cos \beta \cdot N + l\dot{\beta}^2 \sin \beta)tg\beta - \\ - (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - y_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \phi} - \\ - 2(r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 + l \sin \beta \cdot N + tg\beta\Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta}^2 \cos \beta), \end{aligned} \quad (5.27)$$

სადაც  $N$  და  $\dot{\beta}$  გამოისახება ტოლობებით:

$$N = \frac{1}{l \cos \beta} (r\omega^2 \sin \alpha + b\dot{\phi} \cos \phi - b\dot{\phi}^2 \sin \phi + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) \quad (5.28)$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{l \cos \beta} (b\dot{\phi} \cos \phi + \dot{y}_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - r\omega \cos \alpha). \quad (5.29)$$

მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $y_3$  განზოგადოებული კოორდინატის

მიმართ შედგება (5.24) ზოგადი განტოლების მიხედვით. ამისათვის ვსარგებლობთ (5.10) თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით  $y_3$ -ის მიმართ და სათანადო (5.26) ჩასმებით. ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას  $y_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ:

$$\begin{aligned}
& \left[ \frac{m_2(1+tg^2\beta)}{4} + \frac{m_2}{12\cos^2\beta} - \frac{m_3\cos\varphi}{3\cos^4\varphi} \right] \ddot{y}_3 - \\
& - \frac{2m_3}{3} tg\varphi \ddot{x}_3 + \left[ \frac{m_2}{2} (\Delta_1 \sin\gamma_1 tg\beta + \Delta_1 \cos\gamma_1 - \right. \\
& - \Delta_1 \cos\gamma_1 \frac{1+tg^2\beta}{2} - \frac{\Delta_1 \cos\gamma_1}{6\cos^2\beta}) - \frac{2m_3}{3} (\Delta_1 \sin\gamma_1 tg\varphi - \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos\gamma_1 - \Delta_1 \cos\gamma_1 \cos\varphi) \left. \right] \ddot{\gamma}_1 = \\
& = \frac{m_2}{2} \left\{ \left[ \left( r\omega \cos\alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos\gamma_1 \right) tg\beta + \left( r\omega \sin\alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin\gamma_1 \right) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta} \right] - \right. \\
& - \left[ \left( b\dot{\varphi} \cos\varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + r\omega^2 \sin\alpha + \Delta_1 \sin\gamma_1 \dot{\gamma}_1^2 \right) \frac{1+tg^2\beta}{2} + \left( b\dot{\varphi} \cos\varphi + \dot{y}_3 - \right. \right. \\
& - \left. \left. r\omega \cos\alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos\gamma_1 \right) \frac{\dot{\beta} tg\beta}{\cos^2\beta} \right] + r\omega^2 \sin\alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin\gamma_1 - \frac{1}{6\cos^2\beta} \left( b\dot{\varphi} \cos\varphi - \right. \\
& - \left. b\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin\gamma_1 + r\omega^2 \sin\alpha \right) - \frac{\dot{\beta} \sin\beta}{3\cos^3\beta} \left( b\dot{\varphi} \cos\varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos\alpha - \right. \\
& - \left. \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos\gamma_1 \right) \left. \right\} + \frac{2m_3}{3} \left[ \left( r\omega^2 \cos\alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos\gamma_1 + l \sin\beta \cdot \dot{\beta} + l \dot{\beta}^2 \cos\beta \right) tg\varphi - \right. \\
& - \left( r\omega \sin\alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin\gamma_1 + l \dot{\beta}^2 \sin\beta + l \cos\beta \left( N + \frac{\Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin\gamma_1}{l \cos\beta} \right) \right) \cos\varphi + \\
& + 2 \left( r\omega \cos\alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos\gamma_1 - \dot{y}_3 + l \dot{\beta} \cos\beta \right) \dot{\varphi} \sin\varphi \left. \right] + \frac{m_2}{2} \left[ \frac{\sin\beta}{2l \cos 4\beta} \left( b\dot{\varphi} \cos\varphi + \dot{\gamma}_3 - \right. \right. \\
& - \left. \left. r\omega \cos\alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos\gamma_1 \right)^2 + \left( r\omega \sin\alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin\gamma_1 \right) \left( b\dot{\varphi} \cos\varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos\alpha - \right. \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\Delta_1 \cos \gamma_1 \dot{\gamma}_1 \left) \frac{1}{l \cos^3 \beta_0} \right] - \frac{2m_3}{3} \left[ \left( r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta \right) \times \right. \\
& \left. \times \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \frac{1}{B \cos^3 \varphi_0} \right] + \frac{1}{2} (G_2 + G_3 - 2P_{\text{საქ}}) \quad (5.30)
\end{aligned}$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი  $U_{y_3(\vartheta_3)}^{\text{III}}$  შეიცავს დიფერენციალური განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით და ამ სახის მოძრაობის განზოგადოებულ  $Q_{y_3}^{\text{III}}$  ძალას (4.68) სისტემიდან განზოგადოებული  $y_3$  კოორდინატის მიხედვით.

(5.25) ზოგადი დიფერენციალური განტოლების მიხედვით, მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური სახის დიფერენციალური განტოლების შესადგენად  $\gamma_1$  განზოგადოებული კუთხური კოორდინატის მიმართ, ვსარგებლობთ უკვე გამოთვლილი კერძო წარმოებულებით  $\gamma_1$  კუთხური განზოგადოებული კოორდინატისა და ამ კოორდინატის განზოგადოებული  $\dot{\gamma}_1$  სიჩქარის მიმართ.

სათანადო ჩასმებისა და ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მიიღება მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $\gamma_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ:

$$\begin{aligned}
& \left\{ \frac{m_2}{2} [2\Delta_1^2 \sin^2 \gamma_1 + \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \text{tg} \beta + \right. \\
& + \frac{1}{2} \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 (1 + \text{tg}^2 \beta) - r\omega \cos \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1 - 2\Delta_1 \cos^2 \gamma_1 + \\
& + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1] + \frac{4m_3}{3} \Delta_1^2 \sin^2 \gamma_1 + \frac{2m_3}{3} \Delta_1 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \text{tg} \varphi + \\
& + \frac{2m_3}{3} \Delta_1 \cos \gamma_1 \text{tg} \varphi + \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 \} \dot{\gamma}_1 + [m_2 \Delta_1 \cos \gamma_1 - \\
& - \frac{m_2}{4} \Delta_1 \cos \gamma_1 (1 + \text{tg}^2 \beta) + \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} \Delta_1 \cos \gamma_1 - \frac{2m_3}{3} \Delta_1 \sin \gamma_1 \text{tg} \varphi - \\
& - \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} + \frac{1}{2} \Delta_1 \cos \gamma_1 (1 + \text{tg}^2 \beta)] \ddot{y}_3 - \frac{2m_3}{3} (\Delta_1 \cos \gamma_1 \text{tg} \varphi +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + 2\Delta_1 \sin \gamma_1) \ddot{x}_3 = \\
& = -\frac{m_2}{2} \left\{ 2 \left( r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \right) \Delta_1 \sin \gamma_1 + \left( r\omega \sin \alpha + \right. \right. \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left. \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \left[ \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \right. \right. \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \left. \right) \operatorname{tg} \beta + \Delta_1 \sin \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \dot{y}_3 + r\omega^2 \sin \alpha + \right. \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \left. \right) + \Delta_1 \sin \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \left. \right] - \\
& - \left[ \left( r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Delta_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \beta - \left( r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \times \right. \\
& \times \Delta_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \beta + \Delta_1 \cos \gamma_1 \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \left. \right] - \frac{1}{2} \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \right. \\
& + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \left. \right) \Delta_1 \cos \gamma_1 \frac{2\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \operatorname{tg} \beta - \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \right. \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \left. \right) \left( 1 + \operatorname{tg}^2 \beta \right) \Delta_1 \sin \gamma_1 \dot{\gamma}_1 + \Delta_1 \cos \gamma_1 \left( 1 + \operatorname{tg}^2 \beta \right) \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - \right. \\
& - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \left. \right) \left. \right] + r\omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \\
& + r\omega^2 \sin \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + 2 \left[ \left( -\Delta_1^2 \sin \gamma_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 - \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 \right) + \right. \\
& + \Delta_1 \cos \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \sin \gamma_1 \dot{\gamma}_1^2 \right) - \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left( \dot{y}_3 + b \dot{\varphi} \cos \varphi - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) + \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 + 2 \left( r \omega \sin \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1 + r \omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \Big] + \\
& + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r \omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \right) \cos \beta \times \right. \\
& \times \Delta_1 \cos \gamma_1 + \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_3 \cos \beta - \\
& \left. - 2 \sin \beta \cdot \dot{\beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Delta_1 \cos \gamma_1 \right] - \\
& - \frac{4m_3}{3} \left[ \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \sin \gamma_1 \dot{\gamma}_1 + l \dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3 \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \right. \\
& \left. - \left( r \omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 - l \dot{\beta}^2 \cos \beta - l \dot{\beta} \sin \beta \right) \Delta_1 \sin \gamma_1 \right] + \frac{2m_3}{3} \times \\
& \times \left[ \left( -\frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \cos \gamma_1 \dot{\gamma}_1 \operatorname{tg} \varphi \right) \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{y}_3 + \right. \right. \\
& \left. \left. + l \dot{\beta} \cos \beta \right) - \Delta_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi \left( l \dot{\beta} \cos \beta - l \dot{\beta}^2 \sin \beta - r \omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \right) \right] + \\
& \frac{2m_3}{3} \left[ \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3 \right) \left( \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi - \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 \right) \right] + \\
& + \left[ r \omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta + l \dot{\beta}^2 \cos \beta \right] \Delta_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi \Big] - \\
& - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \left[ \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{y}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \left( l \dot{\beta} \cos \beta - l \dot{\beta}^2 \sin \beta - \right. \right. \\
& \left. \left. - r \omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \right) \cos \varphi + \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{y}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \times \right. \\
& \left. \times \dot{\varphi} \sin \varphi \right] + \frac{m_2}{2} \left\{ 2 \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \right. \right. \\
& \left. \left. + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \left( r \omega \sin \alpha \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \beta + \right. \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} \Big) - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \text{tg} \beta \Big] + \\
& + \frac{1}{2} \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (1 + \text{tg}^2 \beta) - \right. \\
& - \left. \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right)^2 2 \text{tg} \beta \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} \right] + \\
& + r \omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \right. \\
& + \left. 2 r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + 3 \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \Delta_1 \sin \gamma_1 + \\
& + \frac{1}{6 \cos^2 \beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \cdot \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \Big\} - \\
& - \frac{4 m_3}{3} \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3 \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \frac{2 m_3}{3} \times \\
& \times \left[ \left( r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \dot{y}_3 - l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \text{tg} \varphi - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (r \omega \sin \alpha + \right. \\
& + \Delta_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3) \text{tg} \varphi + \left. \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3 \right) \times \right. \\
& \times \left. \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{y}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{b \cos^3 \varphi_0} \right] - \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} \left( r \omega \cos \alpha + \right. \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{y}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \Big) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \left[ \frac{G_2}{2} - \frac{\cos \beta (\text{tg} \beta \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1)}{\sin \beta - \text{tg} \varphi \cos \beta} + \right. \\
& \left. - \left( \frac{G_3}{2} + P_{\text{bs}\delta} \right) \frac{\cos \varphi (\sin \gamma_1 - \text{tg} \beta \cos \gamma_1)}{\sin \varphi - \text{tg} \beta \cos \varphi} - F_i \cos \gamma_1 - F_{\text{bsb}}^{(1-2)} \right]. \tag{5.31}
\end{aligned}$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით და ამ მოძრაობის შესაბამის განზოგადოებულ  $Q_{\gamma_1}^{\text{III}}$  ძალას  $\gamma_1$  კოორდინატის მიმართ, განსაზღვრულს (4.68) განზოგადოებულ ძალთა სისტემიდან.

ამგვარად, მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობა სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძისათვის, აღიწერება დამატებითი მოძრაობების (5.27), (5.30) და (5.31) დიფერენციალური განტოლებით შესაბამისად  $x_3$ ,  $y_3$  და  $\gamma_1$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ.

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დროს შენარჩუნებულია კონტაქტი 2-3 სახსრულ შეერთებაში და ერთდროულად წყვეტა ანუ თავისუფალი მოძრაობა 1-2 შეერთებაში. ამიტომ ასეთი სახის მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით ხაზოვანი  $x_1$ ,  $y_1$  და კუთხური  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ.

ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობა შემსრულებელი კვანძისათვის აღიწერება ზოგადი სახის დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების სისტემით

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial x_1} &= Q_{x_1}'' \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial y_1} &= Q_{y_1}'' \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \dot{\gamma}_3} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{A}_3}}{\partial \gamma_3} &= Q_{\gamma_3}'' \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

განზოგადოებული ძალების  $Q_{x_1}''$ ,  $Q_{y_1}''$  და  $Q_{\gamma_3}''$  მნიშვნელობანი განისაზღვრება შესაბამისად (4.67), (4.66) და (4.60) ტოლობებით.

რადგან (5.32) სისტემის მიხედვით მეორე სახის დამატებითი მოძრაობა აღიწერება  $x_1$ ,  $y_1$  და  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ, ამიტომ უნდა მოხდეს  $x_3$  და  $y_3$  ხაზოვანი კოორდინატებიდან  $\gamma_3$  კუთხურ კოორდინატაზე გადასვლა. ამ მიზნით შედგება გადასვლის შემდეგი სისტემა:

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= \Delta_3 \cos \gamma_3; \\ \dot{x}_3 &= -\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3; \\ \ddot{x}_3 &= -\Delta_3 \ddot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3; \\ y_3 &= \Delta_3 \sin \gamma_3; \\ \dot{y}_3 &= \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3; \\ \ddot{y}_3 &= \Delta_3 \ddot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3. \end{aligned} \right\} \quad (5.33)$$

მეორე სახის წყვეტილ-კონტაქტური დამატებითი მოძრაობა  $x_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ შეიძლება აღიწეროს (5.3) განტოლების მიხედვით (5.33) ჩასმების გამოყენების შემდეგ. მაშინ რიგი ალგებრული გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ შემსრულებელი კვანძის მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას  $x_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ (5.32) სისტემის პირველი განტოლების მიხედვით.

$$\begin{aligned} & \left( m_2 + \frac{4m_3}{3} \right) \ddot{x}_1 + \left( \frac{m_2}{2} - \frac{2m_3}{3} \right) \operatorname{tg} \beta \dot{y}_1 + \left[ \left( \frac{2m_3}{3} \Delta_3 \cos \gamma_3 - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{m_2}{2} \Delta_3 \cos \gamma_3 \right) \operatorname{tg} \beta + \frac{4m_3}{3} \Delta_3 \cos \gamma_3 \right] \ddot{\gamma}_3 = m_2 r \omega^2 \cos \alpha + \\ & + \frac{m_2}{2} \left[ (r \omega^2 \sin \alpha - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + b \ddot{\varphi} \cos \varphi) \operatorname{tg} \beta + \right. \\ & \left. + \frac{1}{l \cos^3 \beta} (b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \dot{y}_1 - r \omega \cos \alpha)^2 \right] - \frac{4m_3}{3} \times \\ & \times (\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - l \sin \beta \cdot N - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \\ & - l \dot{\beta}^2 \cos \beta) + \frac{2m_3}{3} \left[ (\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - r \omega^2 \sin \alpha - l \dot{\beta}^2 \sin \beta + \right. \\ & \left. + l \cos \beta \cdot N + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3) \operatorname{tg} \beta + (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \\ & \left. + l \dot{\beta} \cos \beta) \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} \right]. \end{aligned} \quad (5.34)$$

მიღებული დიფერენციალური განტოლება  $x_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ არ შეიცავს განზოგადოებულ ძალას, რადგან  $x_1$ -



ის მიმართ მუშაობა არ სრულდება და (4.67) ტოლობის ძალით იგი ნულის ტოლია.

მეორე სახის დამატებითი კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენას  $y_1$ -ის მიმართ ვახდენთ (5.8) დიფერენციალური განტოლების ბაზაზე მასში (5.33) ჩასმებით. მაშინ, რიგი ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ ამ მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება განზოგადოებული  $y_1$  კოორდინატის მიმართ ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\begin{aligned}
& \left( \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \beta + \frac{2m_3}{3 \cos^2 \varphi} \right) \ddot{y}_1 - \\
& - \left( \frac{m_2}{2} \operatorname{tg} \beta - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \right) \ddot{x}_1 - \left[ \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \Delta_3 \sin \gamma_3 + \frac{m_2}{4} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \times \right. \\
& \times \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \beta \Delta_3 \cos \gamma_3 - \\
& \left. - \frac{2m_3}{3 \cos^2 \varphi} \Delta_3 \cos \gamma \right] \ddot{\gamma}_3 = \frac{m_2}{2} \{ r \omega \cos \alpha \operatorname{tg} \beta - (\dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} + \\
& + \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + r \omega^2 \sin \alpha \frac{1 + \operatorname{tg} \beta}{2} + (b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \right. \\
& \left. \left. + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \operatorname{tg} \beta \right] + r \omega^2 \sin \alpha + b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \\
& \left. + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - r \omega^2 \sin \alpha + b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b \dot{\varphi} \cos \varphi - \right. \\
& \left. - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + r \omega \sin \alpha) - \frac{\dot{\beta} \sin \beta}{3 \cos^3 \beta} (b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \\
& \left. + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \right\} + \frac{2m_3}{3} [(\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r \omega^2 \cos \alpha + \\
& + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - l \sin \beta \cdot N - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - l \dot{\beta}^2 \cos \beta) \operatorname{tg} \varphi + \\
& + (\dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi}] + \frac{m_2}{2} [(\dot{x}_1 - \\
& - r \omega \sin \alpha) (b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \frac{1}{l \cos^3 \beta_0} -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{\operatorname{tg}\beta}{2l\cos^3\beta_0}(b\dot{\varphi}\cos\varphi + \Delta_3\dot{\gamma}_3\cos\gamma_3 - r\omega\cos\alpha - \dot{y}_1) - \frac{2m_3}{3b\cos^3\varphi_0} \times \\
& \times (l\dot{\beta}\cos\beta - r\omega\sin\alpha) + \frac{1}{2}(G_2 + G_3 - 2P_{\mathfrak{A}_3}). \tag{5.35}
\end{aligned}$$

მიღებული (5.35) მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება შეიცავს განზოგადოებული  $y_1$  კოორდინატის შესაბამის განზოგადოებულ  $Q_{y_1}''$  ძალას, გამოსახულს (4.66) ტოლობით.  $N$ -ის მნიშვნელობა აიღება (5.28) ტოლობიდან, ხოლო მოძრაობის ამ სახისათვის  $\dot{\beta}$  ტოლია

$$\dot{\beta} = \frac{1}{l\cos\beta}(b\dot{\varphi}\cos\varphi + \Delta_3\dot{\gamma}_3\cos\gamma_3 + \dot{x}_1 - r\omega\cos\alpha). \tag{5.36}$$

შემსრულებელი კვანძის მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობა  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ აღიწერება (5.32) სისტემის მესამე დიფერენციალური ზოგადი განტოლების მიხედვით. ამ მიზნით ვსარგებლობთ კინეტიკური ენერჯის (4.17) წევრების კერძო წარმოებულების გამოსახულებებით  $\gamma_3$  განზოგადოებული კუთხური და  $\dot{\gamma}_3$  განზოგადოებული კუთხური სიჩქარის კოორდინატების მიხედვით და ამავე დროს (5.33) ჩასმებით.

ზემოთქმულის მხედველობაში მიღებით ალგებრული ჩასმებისა და გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ. გვექნება:

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{m_2}{4}\Delta_3^2\cos^2\gamma_3 + \frac{4m_3}{3}\Delta_3^2\sin^2\gamma_3 + \frac{4m_3}{3}\operatorname{tg}\beta\Delta_3^2\cos\gamma_3\sin\gamma_3 + \right. \\
& + \frac{4m_3}{3}\operatorname{tg}\varphi\Delta_3^2\cos\gamma_3\sin\gamma_3 + \frac{2m_3}{3}\operatorname{tg}\varphi\operatorname{tg}\beta\Delta_3^2\cos^2\gamma_3 - \\
& - \frac{2m_3}{3}\operatorname{tg}\varphi\Delta_3^2\sin^2\gamma_3 + \frac{m_3}{3\cos^3\varphi}\Delta_3^2\cos^2\gamma_3 + \\
& \left. + \frac{m_3}{3\cos^3\varphi}\Delta_3^2\sin\gamma_3\cos\gamma_3\right)\dot{\gamma}_3 + \left(\frac{2m_3}{3}\operatorname{tg}\varphi\Delta_3\cos\gamma_3 + \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{4m_3}{3} \Delta_3 \sin \gamma_3 \ddot{x}_1 + \left( \frac{m_2}{2} \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{m_2}{4} \Delta_3 \sin \gamma_3 - \right. \\
& - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{4m_3}{3} \operatorname{tg} \beta \Delta_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \beta \Delta_3 \cos \gamma_3 + \\
& \left. + \frac{4m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \Delta_3 \sin \gamma_3 - \frac{2m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3 \sin \gamma_3 - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3^2 \sin \gamma_3 \cos \gamma_3 \right) \ddot{y}_1 = \\
& = -\frac{m_2}{2} \Delta_3 \cos \gamma_3 \left\{ \frac{1}{2} \left[ r \omega^2 \sin \alpha - \Delta_3 \sin \gamma_3 \dot{\gamma}_3^2 - \left( b \cos \varphi \dot{\varphi} + \right. \right. \right. \\
& \left. \left. + b \cos \varphi \dot{\varphi} \operatorname{tg}^2 \beta - \beta \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \right) + 2 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \right. \right. \\
& \left. \left. - \dot{y}_1 \right) \operatorname{tg} \beta \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \right] + \left( r \omega^2 \cos \alpha \operatorname{tg} \beta + r \omega \sin \alpha \operatorname{tg} \beta \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \right) + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} \times \\
& \times \left[ \left( r \omega^2 \sin \alpha + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + b \dot{\varphi} \cos \varphi \right) \cos \beta + \right. \\
& \left. 2 \dot{\beta} \sin \beta \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \cos \gamma_3 \dot{\gamma}_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right) \right] + \frac{m_2}{2} \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \times \\
& \times \left[ \frac{1}{2} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \left( \dot{x}_1 - \right. \right. \\
& \left. \left. - r \omega \sin \alpha \right) \operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 + \frac{1}{6 \cos^2 \beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \right. \right. \\
& \left. \left. - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right) \right] - \frac{4m_3}{3} \left[ \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right) \times \right. \\
& \times \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta N - \operatorname{tg} \beta \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \right. \\
& \left. - l \dot{\beta}^2 \cos \beta \right) \Delta_3 \sin \gamma_3 \left] - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \left[ \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r \omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta N - \right. \right. \\
& \left. \left. - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - l \dot{\beta}^2 \cos \beta \right) \Delta_3 \cos \gamma_3 + r \omega \sin \alpha - \dot{x}_1 + l \dot{\beta} \sin \beta - \right. \\
& \left. - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r \omega^2 \sin \alpha - l \dot{\beta}^2 \cos \beta + l \cos \beta N + \right. \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \Big) \Delta_3 \sin \gamma_3 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& \left. + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Big] - \frac{2m_3}{3} \left[ \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right) \Delta_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& \left. + \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \cos \gamma_3 \dot{\gamma}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Delta_3 \sin \gamma_3 \right] \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \times \\
& \times \left[ \left( l \cos \beta N - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - r \omega^2 \sin \alpha - l \dot{\beta}^2 \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) \times \right. \\
& \times \Delta_3 \cos \gamma_3 - \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \cos \varphi + \\
& \left. + 2 \sin \varphi \cdot \dot{\varphi} \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Delta_3 \cos \gamma_3 \right] - \frac{m_2}{2} \times \\
& \times \left\{ \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha \right) \left[ \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - r \omega \cos \alpha - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \dot{y}_1 \right) \times \right. \right. \\
& \times \left( 1 + \operatorname{tg}^2 \beta \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + \frac{1}{2} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right)^2 \frac{\Delta_3 \cos \gamma_3}{b \cos^3 \beta_0} \times \\
& \times \operatorname{tg} \beta - r \omega \cos \alpha \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \dot{y}_1 \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \frac{1}{6 \cos^2 \beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \right. \\
& \left. \left. - r \omega \cos \alpha - \dot{y}_1 \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right] \Big\} - \frac{m_3}{3} \left\{ 4 \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right) \times \right. \\
& \times \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - 2 \left[ \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \operatorname{tg} \varphi + \right. \\
& \left. + \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \cos \gamma_3 \dot{\gamma}_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \operatorname{tg} \varphi - \frac{\Delta_3 \cos \gamma_3}{b \cos^3 \varphi_0} \times \right. \\
& \left. \times \left( \dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - l \dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right) \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \right. \\
& \left. \left. + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \right] + \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left( r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \Big\} - \Delta_3 \left[ \frac{G_2}{2} \cos \beta \times \right. \\
& \left. \times \frac{2 \sin \gamma_3 - \cos \gamma_3 \operatorname{tg} \varphi}{\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta} + \cos \varphi \frac{\cos \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma_3}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi} \left( \frac{G_3}{2} + P_{\text{ბაჰ}} \right) - F_{\text{ბაბ}}^{2-3} \right]. \tag{5.37}
\end{aligned}$$

მიღებული (5.37) მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება, რომელიც ასახავს დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მეორე სახის მოძრაობას  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ, ტოლობის მარჯვენა ნაწილში შეიცავს წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით

და ამ მოძრაობის განზოგადოებულ ძალას, გამოსახულს (4.60) ტოლობით.

ამგვარად, მიღებულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის ამსახველი (5.34), (5.35) და (5.37) დიფერენციალური განტოლებები შესაბამისად  $x_1$ ,  $y_1$  და  $\gamma_3$  განზოგადოებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატების მიმართ. ამ განტოლებების ამოხსნის შემდეგ დადგინდება კვანძზე მოქმედი ყველა დინამიკური დატვირთვა და გამომავალი პარამეტრების ფუნქციონალური სიზუსტე.

### 5.3. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები

მოცემული კვანძის პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობა იმის გამო, რომ ორივე 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში გვაქვს ერთდროული კონტაქტი, აღიწერება  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემით, რომლის ზოგადი სახე ასეთია:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{B}_3}}{\partial \dot{\gamma}_1} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{B}_3}}{\partial \gamma_1} &= Q'_{\gamma_1(\mathfrak{B}_3)} \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{\mathfrak{B}_3}}{\partial \dot{\gamma}_3} \right) - \frac{\partial T_{\mathfrak{B}_3}}{\partial \gamma_3} &= Q'_{\gamma_3(\mathfrak{B}_3)} \end{aligned} \right\} \quad (5.38)$$

სადაც  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატების შესაბამისი  $Q'_{\gamma_1(\mathfrak{B}_3)}$  და  $Q'_{\gamma_3(\mathfrak{B}_3)}$  განზოგადოებული ძალების მნიშვნელობები მოცემულია შესაბამისად (4.53) და (4.60) გამოსახულებებით.

შემსრულებელი კვანძის პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $\gamma_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ შედგება (5.38) სისტემის პირველი ზოგადი დიფერენციალური განტოლების მიხედვით. ამისათვის ვსარგებლობთ უკვე შედგენილი დიფერენციალური (5.31) განტოლებით, ამავე დროს (5.26) და (5.33) კოორდინატთა გარდაქმნის ცნობილი სისტემებით.

მოცემული მოთხოვნების გათვალისწინებით, რიგი ალგებრული ჩასმებისა და გარდაქმნების შედეგად, მივიღებთ პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის ამსახავ დიფერენციალურ განტოლებას  $\gamma_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ. ვწერთ:

$$\begin{aligned}
 & [m_2 \Delta_1^2 \sin^2 \gamma_1 - \frac{m_2}{2} \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + \frac{m_2}{2} \operatorname{tg} \beta \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 - \\
 & - \frac{m_2}{4} \Delta_1^2 \cos \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \frac{m_2}{4} \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \\
 & - \frac{m_2}{2} \Delta_1^2 \cos \gamma_1 + \frac{m_2}{12 \cos^3 \beta} (b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \\
 & - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \sin \gamma_1 \cos \beta + \frac{4m_3}{3} \Delta_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{4m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \times \\
 & \times \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \beta \Delta_1^2 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 + \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 \times \\
 & \times (r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta) - \frac{m_2}{2} r \omega \times \\
 & \times \cos \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1 ] \ddot{\gamma}_1 + [ \frac{m_2}{2} \operatorname{tg} \beta \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - (1 + \\
 & + \operatorname{tg}^2 \beta) \frac{m_2}{4} \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{m_2}{2} \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \\
 & - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{4m_3}{3} \Delta_1 \sin \gamma_1 \Delta_3 \sin \gamma_3 - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \times \\
 & \times \Delta_1 \sin \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 - \\
 & - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} (r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta) \times
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \cos \varphi \Delta_3 \cos \gamma_3] \ddot{\gamma}_3 = -\frac{m_2}{2} \left\{ 2 \left( r \omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Delta_1 \sin \gamma_1 + \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \times \right. \\
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) t g \beta + \Delta_1 \sin \gamma_1 \times \\
& \times \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + r \omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \right) + \\
& + \Delta_1 \sin \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} - \\
& - \left[ \left( r \omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Delta_1 \cos \gamma_1 t g \beta - \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \times \right. \\
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 t g \beta + \Delta_1 \cos \gamma_1 \left( r \omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \left. \right] + \frac{1}{2} \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \right. \\
& + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_1 \cos \gamma_1 \left. \right) \frac{2 \dot{\beta}}{\cos^2 \beta} t g \beta + \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha \right) + \\
& \times \left( 1 + t g^2 \beta \right) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \cos \gamma_1 \left( 1 + t g^2 \beta \right) \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + b \dot{\varphi} \cos \varphi - \right. \\
& \left. - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r \omega^2 \sin \varphi - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \alpha \right) \left. \right] + r \omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + r \omega^2 \sin \alpha \times \\
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - 4 \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + \Delta_1 \cos \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \right. \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + r \omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \left. \right) - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + b \dot{\varphi} \cos \varphi - \right. \\
& - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \left. \right) + 2 \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 + 2 \left( r \omega^2 \sin^2 \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1 + r \omega \cos \alpha \times \right. \\
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left. \right) - \frac{1}{6 \cos^3 \beta} \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + r \omega^2 \sin \alpha + \right. \right. \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \left. \right) \cos \beta \Delta_1 \cos \gamma_1 + 2 \dot{\beta} \sin \beta \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \right. \\
& \left. - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \left. \right] - \frac{4 m_3}{3} \left[ \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right) \times \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \left( r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \cos \gamma_1 \dot{\gamma}_1^2 - l^2 \dot{\beta}^2 \cos \beta \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 \right) \Delta_1 \sin \gamma_1 \Big] + \\
& + \frac{2m_3}{3} \left[ \left( -\frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi \right) \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \right. \\
& \left. \left. + l \dot{\beta} \cos \beta \right) - \Delta_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \right. \right. \\
& \left. \left. + l \cos \beta \left( N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) - l \dot{\beta}^2 \sin \beta \right] - \\
& - \frac{2m_3}{3} \left[ \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta \right) \left( \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 - \right. \right. \\
& \left. \left. - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_3 \operatorname{tg} \varphi \right) - r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 - l \sin \beta \left( N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) - \left( l \dot{\beta}^2 \cos \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 \right) \Delta_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi \right] - \\
& - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \left[ \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \right. \right. \\
& \left. \left. - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + l \cos \beta \left( N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) - \right. \right. \\
& \left. \left. - l \dot{\beta}^2 \sin \beta \cos \varphi + \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \dot{\varphi} \sin \varphi \right] + \\
& + \frac{m_2}{2} \left\{ 2\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \left( r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) - \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \right. \right. \right. \\
& \left. \left. - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \left( r\omega \sin \alpha \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \beta + \right. \right. \\
& \left. \left. + \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1 \frac{\sin \gamma_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} \right) + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left( r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \operatorname{tg} \beta \right] + \\
& + \frac{1}{2} \left[ \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \right. \\
& \left. - \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right)^2 2 \operatorname{tg} \beta \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} \right] + r\omega \cos \alpha \times \\
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \right. \\
& \left. + 2r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 2\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \frac{1}{6 \cos^2 \beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right.
\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
& + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \Big) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \Big\} - \frac{4m_3}{3} \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \right. \\
& - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta \Big) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \frac{2m_3}{3} \left[ - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \times \right. \\
& \times \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) \operatorname{tg} \varphi - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \times \\
& \times \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta \right) \operatorname{tg} \varphi + \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \right. \\
& - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta \Big) \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& + l \dot{\beta} \cos \beta \Big) \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{b \cos^3 \varphi_0} \Big] - \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} \left[ \left( r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \right. \\
& + l \dot{\beta} \cos \beta \Big) \left( - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \Big] - \Delta_1 \left[ \frac{G_2}{2} \cdot \frac{\cos \beta (\operatorname{tg} \beta \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1)}{\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta} + \right. \\
& \left. + \left( \frac{G_3}{2} + P_{\text{ბსბ}} \right) \frac{\cos \varphi (\sin \gamma_1 - \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_1)}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi} - F_{\text{ბ}} \cos \gamma_1 - F_{\text{ბსბ}}^{(1-2)} \right], \tag{5.39}
\end{aligned}$$

სადაც

$$\dot{\beta} = \frac{1}{l \cos \beta} (b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \cos \gamma_3 \dot{\gamma}_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - r\omega \cos \alpha).$$

თუ გავითვალისწინებთ (4.14) ტოლობით გამოსახული  $\dot{\varphi}$ -ის მნიშვნელობას და (4.15) ტოლობას  $F$ -ის მიმართ, მაშინ (4.5) ტოლობით მოცემული კუთხური  $\dot{\beta}$  სიჩქარე შეიძლება ჩაიწეროს ხაზოვანი  $y_1$  და  $y_3$  ან კუთხური  $\gamma_1$  და  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატების საშუალებით.

ხაზოვანი კოორდინატების გამოყენების შემთხვევაში

$$\begin{aligned}
\dot{\beta}_{\text{ბ}} &= [l \operatorname{ctg} \varphi \operatorname{tg} \beta (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3) + \dot{y}_3 - \dot{y}_1 - r\omega \cos \alpha] \times \\
& \times \left( l \cos \beta - \frac{l^2}{b} \operatorname{ctg} \varphi \sin \beta \right)^{-1}. \tag{5.40}
\end{aligned}$$

კუთხური კოორდინატებით სარგებლობისას

$$\begin{aligned}
\dot{\beta}_{\text{ბ}} &= [l \operatorname{ctg} \varphi \operatorname{tg} \beta (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3) + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - r\omega \cos \alpha] \left( l \cos \beta - \frac{l^2}{b} \operatorname{ctg} \varphi \sin \beta \right)^{-1}. \tag{5.41}
\end{aligned}$$

(5.41) შეიძლება ჩაიწეროს უფრო დახვეწილი ფორმით. გვექნება:

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_3 = & (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3)(lctg\phi tg\beta - 1) \times \\ & \times \left( l \cos \beta - \frac{l^2}{b} ctg\phi \sin \beta \right)^{-1}. \end{aligned} \quad (5.42)$$

(5.39) მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების მარჯვენა ნაწილი, შეიცავს განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით და  $\gamma_1$  განზოგადოებული კოორდინატის შესაბამისი  $Q'_{\gamma_1}$  ძალას, რომელიც მოცემულია (4.53) გამოსახულებით.

პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $\gamma_3$  განზოგადოებული ძალის მიმართ აღიწერება (5.38) სისტემის მეორე განტოლების მიხედვით. ამ მიზნით ვსარგებლობთ დიფერენციალური (5.37) განტოლებით, აგრეთვე (5.26) და (5.33) კოორდინატთა გარდაქმნის სისტემებით.

მაშინ პირველი სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $\gamma_3$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} & \left[ -\frac{m_2}{4}(1+tg^2\beta)\Delta_1 \cos \gamma_1 - \frac{m_2}{2}tg\beta\Delta_1 \sin \gamma_1 + \frac{4m_3}{3}tg\beta \times \right. \\ & \times \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{4m_3}{3}\Delta_1 \sin \gamma_1 \Delta_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3}tg\phi tg\beta \times \\ & \times \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{2m_3}{3}tg\phi \Delta_1 \sin \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{2m_3}{3}tg\phi \times \\ & \times \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \sin \gamma_3 - \frac{m_3}{3\cos\phi} \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{m_3}{3\cos\phi} \Delta_1 \sin \gamma_1 \times \\ & \left. \times \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{2m_3}{3}tg\phi \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 \right] \ddot{\gamma}_1 + \left( \frac{m_2}{12\cos^3\beta} \cos \beta \Delta_3 \cos \gamma_3 + \right. \\ & + \frac{4m_3}{3} \Delta_3^2 \sin^2 \gamma_3 + \frac{4m_3}{3}tg\beta \Delta_3^2 \cos \gamma_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3}tg\phi \times \\ & \left. \times \Delta_3^2 \sin \gamma_3 \cos \gamma_3 + \frac{2m_3}{3}tg\phi tg\beta \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 - \frac{2m_3}{3}tg\phi \Delta_3^2 \sin^2 \gamma_3 + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 \cos^2 \varphi + \frac{m_3}{3 \cos \varphi} \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 \Big) \ddot{\gamma}_3 = \\
& = -\frac{m_2}{2} \left\{ \frac{1}{2} \left[ r \omega^2 \sin \alpha + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + b \dot{\varphi} \cos \varphi \right] \times \right. \\
& \times (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + 2 \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \times \\
& \times \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \Big] + \left[ \left( -r \omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \operatorname{tg} \beta + \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \operatorname{tg} \beta \times \right. \\
& \times \frac{\dot{\beta}}{\cos \beta} \Big] - r \omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} \left[ \left( r \omega \sin \alpha - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \times \right. \right. \\
& \times \sin \gamma_3 + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 - b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + b \dot{\varphi} \cos \varphi \Big) \cos \beta + 2 \dot{\beta} \sin \beta \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \\
& \left. + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Big] + \frac{m_2}{2} \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \left[ \frac{1}{2} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \right. \\
& \left. + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + \left( r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \right) \times \\
& \times \operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \frac{1}{6 \cos^2 \beta} \left( b \dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r \omega \cos \alpha - \right. \\
& \left. - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right) \Big] - \frac{4m_3}{3} \left[ \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r \omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta \right) \times \right. \\
& \times \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r \omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta \right) \left( N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \right. \\
& \left. + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) - \left( l \dot{\beta}^2 \cos \beta - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \right) \Delta_3 \sin \gamma_3 \Big] - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg} \varphi \times \\
& \times \left[ \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r \omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta \right) \left( N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{\Delta_3 \sin \gamma_3}{l \cos \beta} \dot{\gamma}_3^2 \right) - \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left( l \dot{\beta}^2 \cos \beta - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \right) \Delta_3 \cos \gamma_3 + r \omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - r \omega^2 \sin \alpha - b \dot{\beta}^2 \sin \beta + l \cos \beta \times \right. \\
& \times \left. \left( N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) \right) \Delta_3 \sin \gamma_3 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \times \\
& \times \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \right) - \frac{2m_3}{3} \left[ \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \right. \right. \\
& - r \omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta \left. \right) \Delta_3 \cos \gamma_3 + \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \right. \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta \left. \right) \Delta_3 \sin \gamma_3 \left. \right] \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \left\{ \left[ \left( \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \right. \right. \right. \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - r \omega^2 \sin \alpha - l \dot{\beta}^2 \sin \beta \left. \right) + l \cos \beta \left( N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \right. \\
& + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \left. \right) \Delta_3 \cos \gamma_3 - \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& + l \dot{\beta} \cos \beta \left. \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \left. \right] \cos^2 \varphi + 2 \dot{\varphi} \sin \varphi \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& + l \dot{\beta} \cos \beta \left. \right) \Delta_3 \cos \gamma_3 \left. \right\} + \frac{m_3}{3} \left\{ 4 \left( -r \omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \times \right. \\
& \times \cos \gamma_3 - 2 \left[ \left( -r \omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \right) \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi + \right. \\
& + \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - l \dot{\beta} \cos \beta \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \left( r \omega \sin \alpha + \right. \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \left. \right) \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& + l \dot{\beta} \cos \beta \left. \right) \left. \right] - \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left( r \omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \right) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \left. \right\} - \Delta_3 \times \\
& \times \left[ \frac{G_2}{2} \cos \beta \frac{2 \sin \gamma_3 - \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_3}{\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta} + \left( \frac{G_3}{2} + P_{\text{ბოკ}} \right) \cos \varphi \frac{\cos \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma_3}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi} - F_{\text{ბოკ}}^{(2-3)} \right], \quad (5.43)
\end{aligned}$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით და  $\gamma_3$ -ის შესაბამის განზოგადოებულ ძალას, გამოსახულს (4.60) ტოლობით.

ნაჩვენები მიმდევრობის მიხედვით შეიძლება შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები კომპრესორის

მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმისთვის. მაგ. დიფერენციალური განტოლებები თავისუფალი მერვე სახის მოძრაობისათვის მიიღებს სახეს (იხ. დანართი 6).

მიღებულ (5.43) დიფერენციალურ განტოლებაში გვხვდება უცნობი  $\beta$  და  $\phi$  მობრუნების კუთხური სიჩქარეები, რომელთაგან პირველი იანგარიშება (5.40), (5.41) ან (5.42) ფორმულებით, ხოლო მეორის მნიშვნელობა უნდა დადგინდეს.

ამ მიზნით, თუ (4.14) გამოსახულებაში შევიტანთ (4.15) ფორმულას, მაშინ (5.40) ტოლობის გათვალისწინებით შემსრულებელი კვანძის  $BO_3$  ბერკეტის (ნახ. 3.2) მობრუნების  $\phi$  კუთხური სიჩქარე ხაზოვანი განზოგადოებული  $y_1$  და  $y_3$  კოორდინატებით იანგარიშება ფორმულით:

$$\begin{aligned} \dot{\phi} = & \frac{1}{\sin \phi} \operatorname{tg} \beta [r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l \cos \beta (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3) \times \\ & \times (l \operatorname{ctg} \phi \operatorname{tg} \beta - 1) (l \cos \beta - \frac{l^2}{b} \operatorname{ctg} \phi \sin \beta)^{-1}]. \end{aligned} \quad (5.44)$$

მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების სტრუქტურულიდან გამომდინარე  $\dot{y}_1$  ან  $\dot{y}_3$  შეიძლება შეიცვალოს  $y_1 = \Delta_1 \sin \gamma_1$  და  $y_3 = \Delta_3 \sin \gamma_3$  მნიშვნელობებით.

ამგვარად, შედგენილია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის ოთხივე სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები, რომელთა ამოხსნა საშუალებას მოგვცემს გავარკვიოთ სახსრულ შეერთებებში წარმოშობილი გაზრდილი რეაქციისა და ხახუნის ძალები, კვანძის სხვა დინამიკური პარამეტრები, დარტყმითი მოვლენებისას წარმოშობილი დიდი დინამიკური დატვირთვები, გამომავალი პარამეტრების დინამიკური

სიზუსტე და ა.შ., რაც საშუალებას იძლევა შევავასოთ ბერკეტული გადაცემის საიმედო მუშაობა ვაგონის მოძრაობის უსაფრთხოების თვალსაზრისით.

### **მეხუთე თავის დასკვნები**

1. მიღებულია ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ღრეჩობიანი სამუხრუჭე კვანძის დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებები თითოეული დამატებითი მოძრაობის განმსაზღვრელი განზოგადოებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატების მიმართ კვანძზე ყველა მოქმედი ძალის გათვალისწინებით.

2. ჩამოყალიბებულია საკოორდინატო გარდაქმნის ზოგადი ფორმულები და პირობები თავისუფალი ან კონტაქტური დამატებითი მოძრაობებისათვის. ისინი გამოსადეგია ნებისმიერი სახის ბერკეტული გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ფორმირების პროცესში.

3. დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შედეგად შესაძლებელია განისაზღვროს სამუხრუჭე კვანძის ღრეჩობიან შეერთებებში დინამიკური დატვირთვები და გადაცემის პარამეტრების სიზუსტის მნიშვნელობები.

თავი VI. ვაგონების ღრეჩოებიან მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური  
ანალიზი დარტყმებისა და ბერკეტების დრეკადობის  
გათვალისწინებით

ვაგონის მექანიკური გადაცემები მუშაობენ დიდი დინამიკური დატვირთვების ზემოქმედებით. ამ ზემოქმედებისას იცვლება დატვირთვების ძალური მახასიათებლები და აღსანიშნავია დროში ცვალებადობაც, რომლის დროსაც ადგილი აქვს ვიბრაციულ მოვლენებს და გადაცემათა შემადგენელი ბერკეტების დეფორმაციას. მოქმედი ძალებისა და დეფორმაციების ზეგავლენით სუსტდება გადაცემის კონტაქტური საიმედოობა, რაც ზემოქმედებას ახდენს როგორც სავალი ნაწილების, ასევე მუშა აგრეგატების ელემენტების სიმტკიცეზე, აუარესებს საექსპლუატაციო მაჩვენებლებს და მოძრაობის უსაფრთხოებისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს.

აღნიშნულის გამო აუცილებელია ჩატარდეს ვაგონის მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა არა მარტო ღრეჩოების გათვალისწინებით ბერკეტების სახსრულ შეერთებებში, არამედ მხედველობაში უნდა იყოს მიღებული თვით ბერკეტის დრეკადობის მოვლენაც, გაანგარიშებული იქნას დეფორმაციის მნიშვნელობები, რაც დახმარებას გაგვიწევს მექანიკურ გადაცემათა ნაწილების რეალური გეომეტრიული პარამეტრების დადგენის საქმეში.

მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა დრეკადობის გათვალისწინებით შეიცავს ისეთი საკითხების გადაწყვეტას, როგორცაა შემადგენელი ნაწილების (ბერკეტების) დრეკადი დეფორმაციის განსაზღვრა ყველა გარეშე მოქმედი ძალების ზემოქმედების

მხედველობაში მიღებით, გადაცემათა სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტის განსაზღვრა, მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება დრეკადობის გათვალისწინებით, დარტყმების ზეგავლენით სახსრულ შეერთებაში აღძრული დრეკადი დეფორმაციის შესწავლა და ა.შ.

ჩვენს შემთხვევაში ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა წარადგენს რთულ მექანიკურ სისტემას გარეშე მოქმედი ძალების სხვადასხვა შესაძლო ზემოქმედებით და დრეკადობის გათვალისწინებით მისი დინამიკური გამოკვლევა ურთულესი ამოცანაა, ამიტომ თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ ამ გადაცემის ყველაზე დატვირთული უბანი მისი შემსრულებელი კვანძია, ამიტომ ჩავატარებთ მხოლოდ ამ კვანძის გამოკვლევას. ცხადია, დრეკადობის გათვალისწინებით შემსრულებული კვანძის დინამიკური გამოკვლევის შედეგები გავრცელდება სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დანარჩენი ბერკეტული სისტემის მიმართაც. აღნიშნული ვრცელდება დახურული მექანიკური გადაცემის, მაგ. მაცივარი მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის დინამიკური კვლევის მიმართ. საწყის ეტაპზე შემოვიფარგლებით მხოლოდ ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური გამოკვლევით ბერკეტების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით.

## 6.1 მექანიკურ გადაცემათა ბერკეტების დრეკადი დეფორმაციების გამოკვლევა

ვაგონის მექანიკური გადაცემების გამოკვლევის მიზნით ჩვენს შემთხვევაში აღებულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა ვაგონის



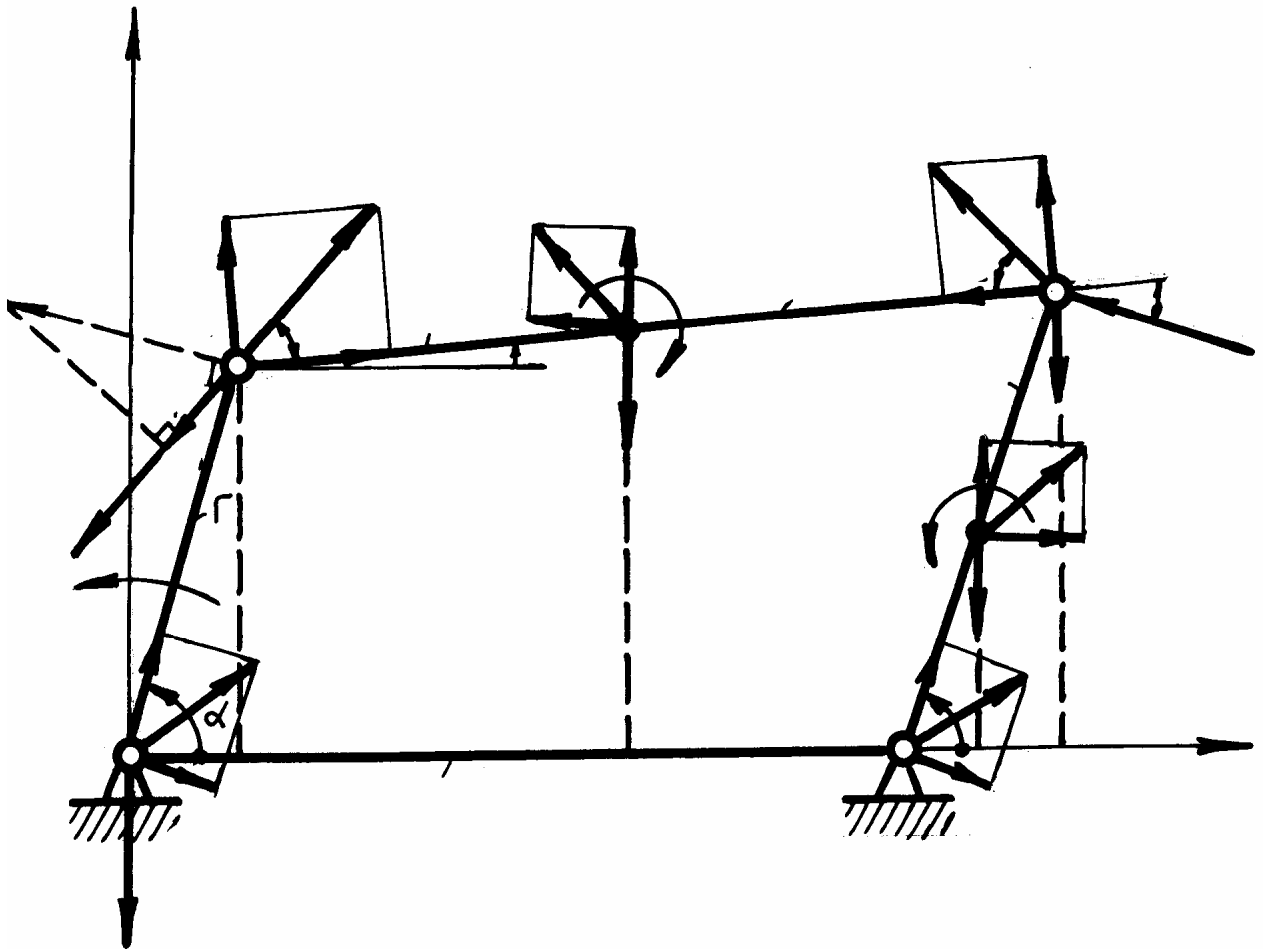
ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლით, ამიტომ დინამიკურ გამოკვლევას ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით ჩავატარებთ მხოლოდ ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის მიმართ. ანალოგიური მიდგომით შეიძლება განხორციელდეს დინამიკური დატვირთვების გამოკვლევა დახურული მექანიკური გადაცემებისათვის შეერთებებში ღრეჩოებისა და რგოლების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით.

ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის (ნახ. 3.2.) დინამიკური კვლევისას დრეკადობის გათვალისწინებით მხედველობაშია მისაღები ის ფაქტი, რომ ძირითადი გადამცემი AB ბერკეტი ერთგვაროვანია მასების თანაბარი განაწილებით და გადაცემის ზემოქმედებისას შეიძლება დაიტვირთოს მადეფორმირებადი გაჭიმვის ან კუმშვის ძალებით. ამავე დროს ამ ბერკეტმა შეიძლება განიცადოს ღუნვა ან გრეხვა, ხოლო  $O_2A$  და  $O_3B$  ბერკეტების ღერძები შეიძლება დაემორჩილოს გრეხვით მოვლენებს. მხედველობაშია მისაღები ისიც, რომ ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტი მობრუნდება მხოლოდ  $\frac{5}{12}\pi \div \frac{5}{9}\pi$  ინტერვალში. ზოგადად მობრუნების  $\alpha$  კუთხის მოძრაობის კანონი შეიძლება მოცემული იქნას გამოსახულებით:

$$\alpha = \alpha(t). \quad (6.1)$$

ბერკეტების დრეკადობის მოვლენის შესწავლის მიზნით განვიხილოთ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძი  $O_2ABO_3$  (ნახ. 6.1) მასზედ მოქმედი ყველა გარე ძალის თანხლებით. შემდგომი დინამიკური კვლევის მიზნით დრეკადობის

გათვალისწინებით აუცილებელია განისაზღვროს ყველა რეაქციის, ინერციის ძალები და ინერციის წყვილძალის მომენტების სიდიდეები.



ნახ. 6.1. სქემა სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური ანალიზისათვის

ჩვენი შემთხვევისათვის, როცა ხახუნის კოეფიციენტი ნულის ტოლია, რეაქციის ძალების ტანგენციალური და ნორმალური მდგენელები განისაზღვრება შემდეგი ფორმულებით.

1-2 სახსრული შეერთებისათვის ვწერთ:

$$\begin{aligned}
 F_{1-2}^n = & (\sin \beta - ctg \varphi \cos \beta)^{-1} [F_{1-2}^t (\cos \beta - \sin \beta ctg \varphi) - \\
 & - G_2 + F_{\sigma 2}^y - G_{\text{საკ}} - G_3 + F_{\sigma 3}^y - F_6 ctg \varphi + \\
 & + F_{\sigma 2}^x \cos \beta ctg \varphi + F_{\sigma 3}^t (\cos \varphi - \sin \varphi ctg \varphi)].
 \end{aligned}
 \tag{6.2}$$

$$F'_{1-2} = \left[ M_{o_2} + \frac{1}{2}(G_2 - F_{o_2}^y) \cos \beta - \frac{1}{2} F_{o_2}^x \sin \beta \right] l^{-1}. \quad (6.3)$$

2-3 სახსრული შეერთებისათვის ვწერთ:

$$F''_{2-3} = \left[ (F'_{2-3} + F'_{1-2}) \sin \beta + (F''_{1-2} - F_{o_2}^x) \cos \beta \right] (\cos \beta)^{-1}. \quad (6.4)$$

$$F'_{2-3} = \left[ F_{\nu} l \sin \beta - l G_{\nu_3} \cos \beta + \frac{1}{2} l \cos \beta (G_2 - F_{o_2}^y) + \frac{1}{2} l \sin \beta F_{o_2}^x - M_{o_2} \right] / l. \quad (6.5)$$

0-3 სახსრული შეერთებისათვის მივიღებთ:

$$F''_{03} = F'_{1-2} (tg \beta \sin \beta - \cos \beta) + F_{o_2}^x tg \beta \cos \beta + F_{\nu} tg \beta \cos \alpha + F_{o_3}^x tg \beta \cos \varphi + F'_{03} (tg \beta \sin \varphi - \cos \varphi) + G_2 - F_{o_2}^y + G_{\nu_3} + G_3 - F_{o_3}^y / (tg \beta \sin \varphi - \cos \varphi). \quad (6.6)$$

$$F'_{03} = \left[ (F_{o_3}^y - G_3) \frac{1}{2} l \cos \varphi - \frac{1}{2} l \sin \varphi F_{n_3}^x - M_{o_3} \right] / b. \quad (6.7)$$

მიღებულ (6.2) – (6.7) ფორმულებში ინერციის ძალები იანგარიშება (2.105) ფორმულებით, რეაქციის ძალების პროექციები (2.107), ხოლო ინერციის ძალების წყვილძალის მომენტები (2.106) გამოსახულებებით.

ჯამური რეაქციები თითოეულ სახსრულ შეერთებაში იანგარიშება ფორმულებით:

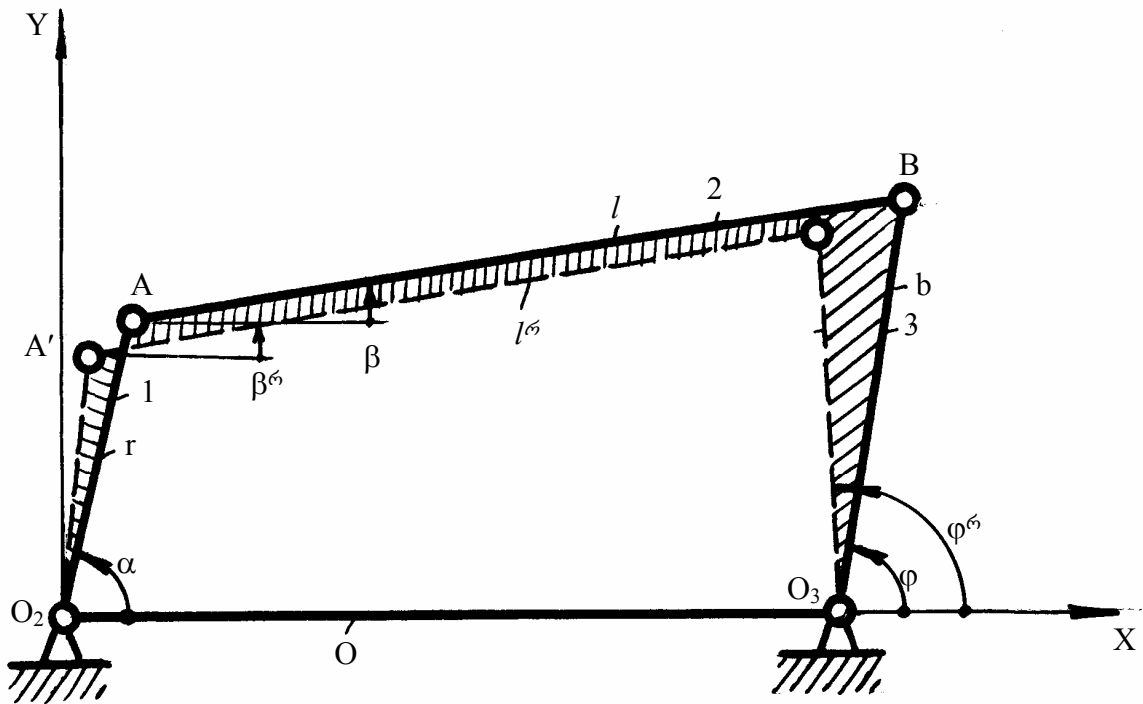
$$F_{1-2} = -F_{2-1} = \left[ (F'_{1-2})^2 + (F''_{1-2})^2 \right]^{1/2}; \quad (6.8)$$

$$F_{2-3} = -F_{3-2} = \left[ (F'_{2-3})^2 + (F''_{2-3})^2 \right]^{1/2}; \quad (6.9)$$

$$F_{0-3} = -F_{3-0} = \left[ (F'_{0-3})^2 + (F''_{0-3})^2 \right]^{1/2}. \quad (6.10)$$

მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი  $O_2ABO_3$  კვანძის (ნახ. 6.1), მაგალითად, AB ბარბაცას (საშუალო ბერკეტის) i-ური მასის დრეკადი დეფორმაციის გამოსაკვლევად j-ური მიმართულების მიხედვით ვსარგებლობთ მორის ფორმულით [135].

განხილული სისტემა ბერკეტების დეფორმაციის გამო მიიღებს შემდეგ სახეს (ნახ. 6.2.), სადაც კონტურით მოცემულია კვანძის იდეალური გეომეტრიული სქემა, ხოლო პუნქტირით ნაჩვენებია მისი მდებარეობა გამოწვეული დეფორმაციის შედეგად.



ნახ. 6.2. შემსრულებელი კვანძის სქემა გარე და შიგა ძალებით გამოწვეული დეფორმაციების შედეგად

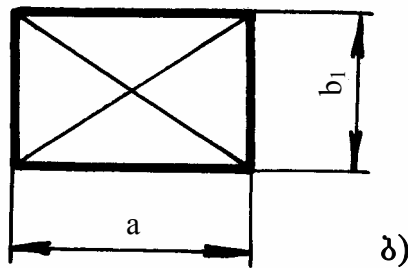
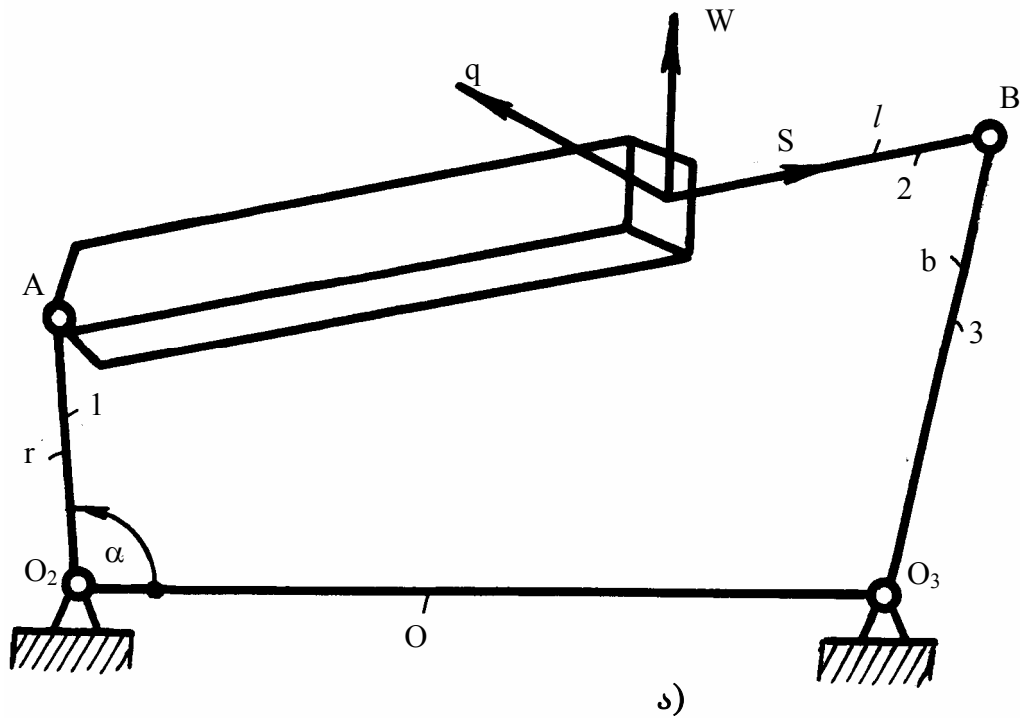
მორის ფორმულა, რომელიც წარმატებით გამოიყენება სამშენებლო მექანიკაში, შეიძლება ჩაწერილ იქნას შემდეგი ტოლობით:

$$\Delta_{ip} = \sum \int \left( \frac{\bar{N}_i N_{\Sigma P}}{EF} + \frac{\bar{M}_i^w M_{\Sigma P}^w}{EI_w} + \frac{\bar{M}_i^q M_{\Sigma P}^q}{EI_q} + \frac{\bar{M}_i^{\beta r} M_{\Sigma P}^{\beta r}}{GI_{\beta r}} + K_w \frac{\bar{Q}_i^w Q_{\Sigma P}^w}{GF} + K_q \frac{\bar{Q}_i^q Q_{\Sigma P}^q}{GF} \right) ds, \quad (6.11)$$

სადაც ტოლობის მარჯვენა ნაწილის პირველი წევრი წარმოადგენს ბარბაცას გრძივი გაჭიმვის ან კუმშვის მახასიათებელ გამოსახულებას; მეორე და მესამე წევრით აღიწერება ბარბაცას ღუნვის მოვლენა, ხოლო

მეოთხე წევრი გამოსახავს გრეხვას. ტოლობის მარჯვენა ნაწილის ბოლო ორი წევრით აღიწერება ბარბაცას განივი კუმშვა-გაჭიმვის დეფორმაცია  $w$  და  $q$  ღერძების მიმართ, როცა ბარბაცას უჭირავს მოცემული მდებარეობა (ნახ. 6.3). მოცემულ (6.11) ფორმულაში გამოყენებულია შემდეგი აღნიშვნები:

$N_i$  არის ერთეული ძალით აღძრული ნორმალური ძალა;  $N_{\Sigma P}$  – გარე ძალების მოქმედებით გამოწვეული ნორმალური ძალების ჯამი, (ნ);  $EF - AB$  ბარბაცას სიხისტე გაჭიმვა-შეკუმშვის პირობებში, (ნ);  $E$  – დრეკადობის მოდული გაჭიმვა-კუმშვისას, (ნ/მ<sup>2</sup>);  $F$  – ბარბაცას განივი კვეთის ფართობი, (მ<sup>2</sup>);  $\bar{M}_i^w$  – ერთეულოვანი ძალის მომენტი ბარბაცას განივი კვეთის მთავარი  $w$  ღერძის მიმართ, (ნმ);  $\bar{M}_{\Sigma P}^w$  – ბარბაცას მთავარი  $w$  ღერძის მიმართ ბარბაცაზე მოქმედი გარე ძალების მომენტების ჯამი, (ნმ);  $M_i^q$  –  $q$  ღერძის მიმართ ერთეულოვანი ძალის მომენტი, (ნმ);  $\bar{M}_{\Sigma P}^q$  – ბარბაცაზე მოქმედი გარე ძალების მომენტების ჯამი  $q$  ღერძის მიმართ, (ნმ);  $EI_q$  – ბარბაცას სიხისტე ღუნვისას  $q$  ღერძის მიმართ, (ნმ<sup>2</sup>);  $EI_w$  – ბარბაცას სიხისტე ღუნვისას  $w$  ღერძის მიმართ, (ნმ<sup>2</sup>);  $I_q$  – განივი კვეთის ინერციის ღერძული მომენტი  $w$  ღერძის მიმართ, (მ<sup>4</sup>);  $\bar{M}_i^{\phi}$  – ერთეულოვანი ძალით გამოწვეული მგრეხავი მომენტი, (ნმ);  $\bar{M}_{\Sigma P}^{\phi}$  – ბარბაცაზე მოქმედი ძალების გრეხითი მომენტების ჯამი, (ნმ);  $GI_{\phi}$  – ბარბაცას განივი კვეთის სიხისტე გრეხისას, (ნმ<sup>2</sup>);  $G$  – დრეკადობის მოდული ძვრისას, (ნმ<sup>2</sup>);  $I_{\phi}$  – ბარბაცას განივი კვეთის ინერციის პოლარული მომენტი, (მ<sup>4</sup>);



ნახ 6.3. შემსრულებელი კვანძის საშუალო ბერკეტის (ბარბაცას) განივი კვეთი

$\bar{Q}_i^W$  და  $\bar{Q}_i^q$  – ერთეულოვანი ზემოქმედებით გამოწვეული ძალვა ბარბაცას განივ კვეთაში შესაბამისად მთავარი  $w$  და  $q$  ღერძების მიმართ;  $Q_{\Sigma P}^W$  და  $Q_{\Sigma P}^q$  – ბარბაცას მადეფორმირებელი განივი ძალების ჯამი მთავარი  $w$  და  $q$  ღერძების მიმართ;  $K_w$  და  $K_q$  – კოეფიციენტები, რომლებიც დამოკიდებულია ბარბაცას განივი კვეთის ფორმაზე,

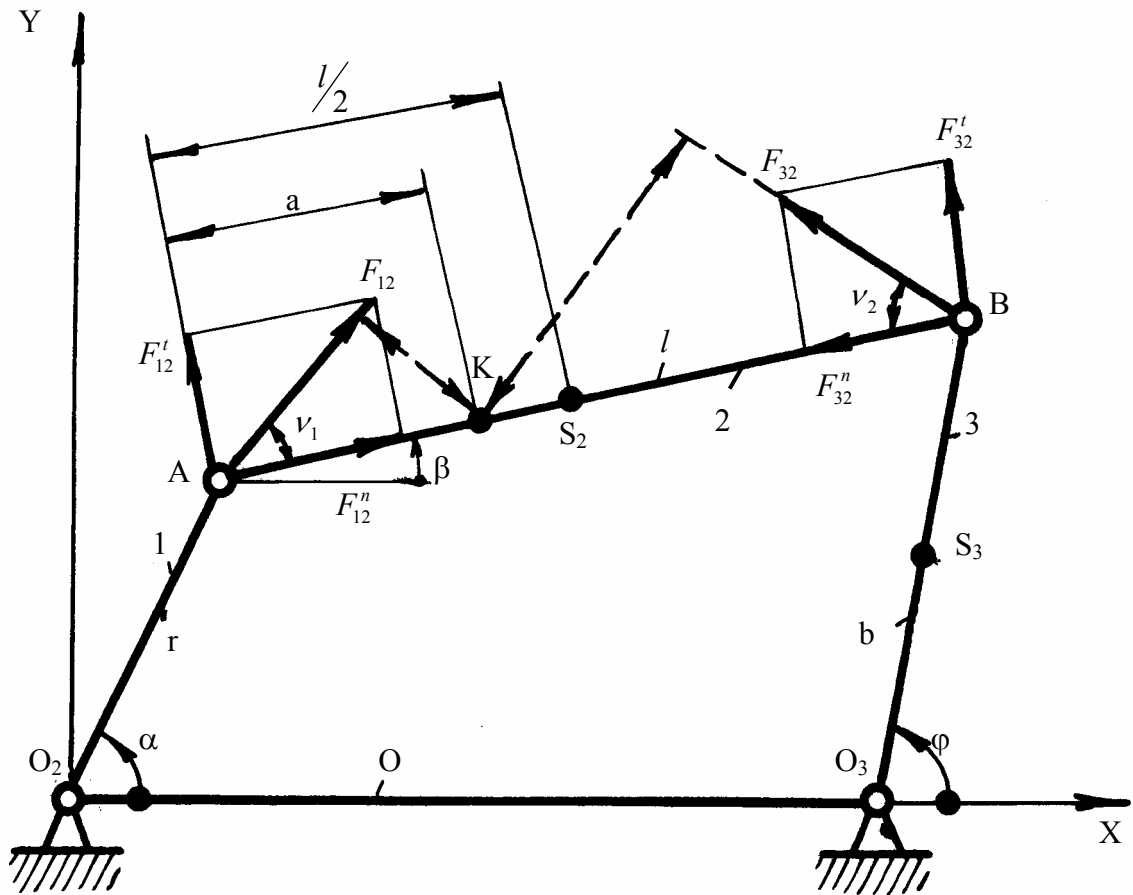
შესაბამისად,  $w$  და  $q$  ღერძების მიმართ. განივი მართკუთხა კვეთის შემთხვევაში  $K_w=K_q=1,2$ ;  $dS$  – ბარბაცას ელემენტარული სიგრძე, (მ).

სქემის მიხედვით მთავარი  $w$  ღერძი მიმართულია ბარბაცას მართობულად;  $S$  ღერძი მიმართულია ბარბაცას ღერძის გასწვრივ, ხოლო  $q$  ღერძი მიმართულია  $W$  და  $S$  ღერძებით შექმნილი სიბრტყის მართობულად. ბარბაცას განივ კვეთს ნახაზის მიხედვით გააჩნია მართკუთხა ფორმა ზომებით  $a \times b$  (ნახ. 6.3,ბ). სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის საშუალოდ  $AB$  ბერკეტს რეალურად აქვს წრიული ფორმა დიამეტრით 42 მმ.

იმის გამო, რომ რეალური შემსრულებელი კვანძის ბერკეტებზე არ მოქმედებს განივი ძალები, ამიტომ მისი რომელიმე ბერკეტის  $i$ -ური მასის დრეკადი დეფორმაციის გამოკვლევისას  $j$ -ური მიმართულებით მხედველობაში არ მივიღებთ განივ ძალებს, რომელთა მიერ გამოწვეული დეფორმაცია იქნება უმნიშვნელო ან ნულის ტოლი. ბარბაცას გრეხითი მომენტიც გაუტოლდება ნულს, რადგან გარე ძალები მოქმედებენ მხოლოდ ბარბაცას მოძრაობის სიბრტყეში. აქედან გამომდინარე, შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას ან ნებისმიერი ბერკეტის დრეკადი დეფორმაციის გამოკვლევისას დავკმაყოფილდებით მხოლოდ მორის (6.11) ფორმულის მარჯვენა ნაწილის პირველი სამი წევრით. ამავე დროს ამ ფორმულის ანალიზის მიხედვით ჩანს, რომ მოცემული შემსრულებელი კვანძი განხილული უნდა იქნას როგორც დატვირთულ, ასევე ერთეულოვან მდგომარეობაში.

შემსრულებელი კვანძის მღუნავი მომენტების და დეფორმაციის სხვა პარამეტრების განსაზღვრისათვის ვსარგებლობთ შემდეგი სქემით (ნახ. 6.4). მღუნავი მომენტებისა და განივი ძალების პოვნის მიზნით

ვიხილავთ AB ბარბაცას რომელიმე კვეთს, განსაზღვრულს A სახსრიდან ნებისმიერი  $a$  კოორდინატით. ამასთან დაცული უნდა იყოს პირობა, რომლის ძალით  $a$  კოორდინატის გეომეტრიული ზომა ნაკლები ან ტოლი უნდა იყოს ბარბაცას  $l$  სიგრძეზე. ვიხილავთ სისტემაზე მოქმედი ძალების მომენტებს  $a$  კოორდინატის ბარბაცას შესაბამისი წერტილის მარცხენა, ხოლო შემდეგ მარჯვენა კვეთების მიმართ. მღუნავი მომენტებისათვის მარცხენა და მარჯვენა კვეთების მიხედვით შეიძლება დაიწეროს ტოლობები:



ნახ. 6.4. შემსრულებელი კვანძის დრეკადი ბარბაცას მღუნავი მომენტებისა და ნორმალური ძალების საანგარიშო სქემა

მარცხენა კვეთისათვის



$$\left. \begin{aligned} M_1^{\partial\zeta} &= F_{1-2} a \sin \nu_1; \\ N_1^{\partial\zeta} &= F_{1-2}^n; \\ M_{1W}^{\partial\zeta} &= F_{1-2} a \sin \nu_1 \sin \beta; \\ M_{1q}^{\partial\zeta} &= F_{1-2} a \sin \nu_1 \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (6.12)$$

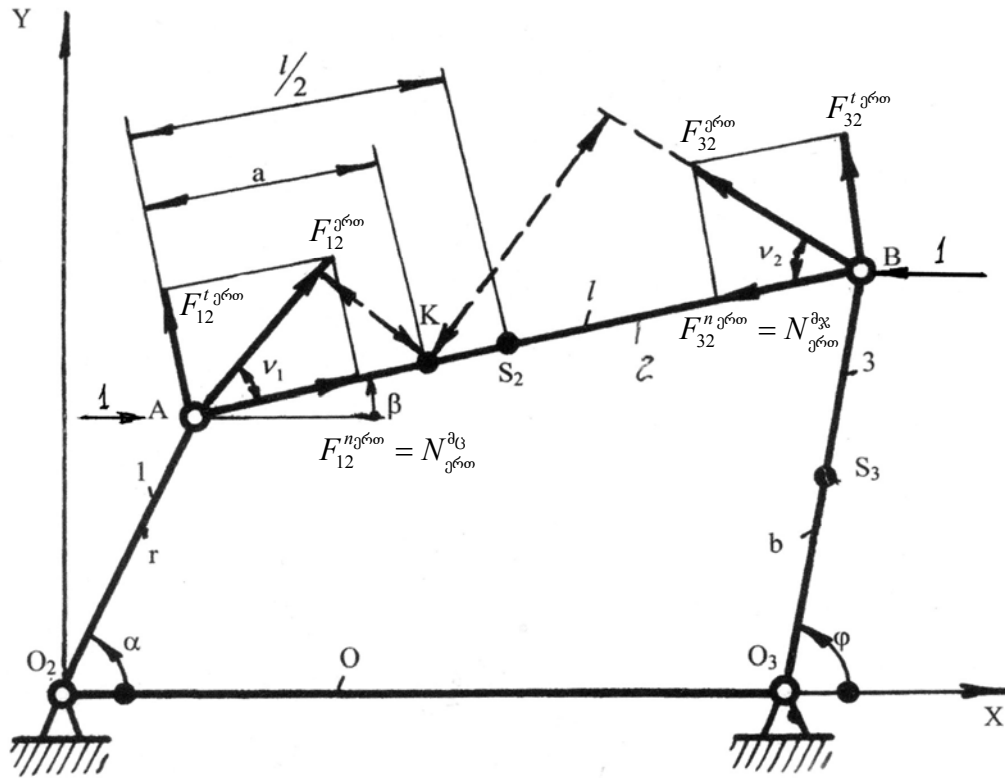
მარჯვენა კვეთისათვის

$$\left. \begin{aligned} M_2^{\partial\zeta} &= F_{2-3} (l - a) \sin \nu_2; \\ N_2^{\partial\zeta} &= F_{2-3}^n; \\ M_{2W}^{\partial\zeta} &= F_{2-3} (l - a) \sin \nu_2 \sin \beta; \\ M_{2q}^{\partial\zeta} &= F_{2-3} (l - a) \sin \nu_2 \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (6.13)$$

(6.12) და (6.13) ტოლობებში  $\nu_1$  და  $\nu_2$  განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულებების მიხედვით

$$\left. \begin{aligned} \nu_1 &= \arctg(F_{1-2}^t / F_{1-2}^n); \\ \nu_2 &= \arctg(F_{2-3}^t / F_{3-2}^n). \end{aligned} \right\} \quad (6.14)$$

ანალოგიურად, ვიხილავთ რა შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას წონასწორობის პირობას, ბარბაცას ერთეულოვანი მდგომარეობის შემთხვევისათვის (ნახ. 6.5) ვწერთ რეაქციებისა და მომენტების მნიშვნელობებს ისევ მარცხენა და მარჯვენა კვეთების მიხედვით.



ნახ. 6.5. შემსრულებელ კვანძში ერთეულოვანი ზემოქმედებით გამოწვეული დეფორმაციის პარამეტრების საანგარიშო სქემა მარცხენა კვეთისათვის

$$\left. \begin{aligned} F_{1-2}^{გრთ} &= \sin \beta / \sin \nu_1; \\ F_{3-2}^{გრთ} &= \sin \beta / \sin \nu_2. \end{aligned} \right\} \quad (6.15)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{გრთ}^{მც} &= a(\sin \beta + F_{1-2}^{გრთ} \sin \nu_1); \\ N_{გრთ}^{მც} &= F_{1-2}^{გრთ} \cos \nu_1 - \cos \beta; \\ M_{გრთW}^{მც} &= a \sin \beta (\sin \beta + F_{1-2}^{გრთ} \sin \nu_1); \\ M_{გრთq}^{მც} &= a \cos \beta (\sin \beta + F_{1-2}^{გრთ} \sin \nu_1). \end{aligned} \right\} \quad (6.16)$$

მარცხენა კვეთისათვის ვსარგებლობთ ისევ (6.15) ტოლობებით, ხოლო დანარჩენი ჩაიწერება ამ სახით:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{ერთ}}^{\text{მკ}} &= (l-a)(\sin \beta + F_{3-2}^{\text{ერთ}} \sin \nu_2) \\ N_{\text{ერთ}}^{\text{მკ}} &= F_{3-2}^{\text{ერთ}} \cos \nu_2 - \cos \beta; \\ M_{\text{ერთ}w}^{\text{მკ}} &= (l-a) \sin \beta (\sin \beta + F_{3-2}^{\text{ერთ}} \sin \nu_2) \\ M_{\text{ერთ}q}^{\text{მკ}} &= (l-a) \cos \beta (\sin \beta + F_{3-2}^{\text{ერთ}} \sin \nu_2) \end{aligned} \right\} \quad (6.17)$$

(6.11) ტოლობით გამოსახული მორის ფორმულა, i-ური მასის j-ური მიმართულებით დრეკადი გადაადგილების განსაზღვრისათვის (6.12)-(6.17) ტოლობების გათვალისწინებით განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულების მიხედვით

$$\begin{aligned} \Delta_{ip} &= \frac{1}{EF} \left[ \int_0^l (N_{\text{ერთ}}^{\text{მც}} N_1^{\text{მც}} + N_{\text{ერთ}}^{\text{მკ}} N_1^{\text{მც}}) dS + \int_0^l (N_{\text{ერთ}}^{\text{მც}} N_2^{\text{მკ}} + N_{\text{ერთ}}^{\text{მკ}} N_2^{\text{მკ}}) dS \right] + \\ &+ \frac{1}{EI_w} \left[ \int_0^l (M_{\text{ერთ}w}^{\text{მც}} M_{1w}^{\text{მც}} + M_{\text{ერთ}w}^{\text{მკ}} M_{1w}^{\text{მც}}) dS + \int_0^l (M_{\text{ერთ}w}^{\text{მც}} M_{2w}^{\text{მკ}} + M_{\text{ერთ}w}^{\text{მკ}} M_{2w}^{\text{მკ}}) dS \right] + \\ &+ \frac{1}{EI_q} \left[ \int_0^l (M_{\text{ერთ}q}^{\text{მც}} M_{1q}^{\text{მც}} + M_{\text{ერთ}q}^{\text{მკ}} M_{1q}^{\text{მც}}) dS + \int_0^l (M_{\text{ერთ}q}^{\text{მც}} M_{2q}^{\text{მკ}} + M_{\text{ერთ}q}^{\text{მკ}} M_{2q}^{\text{მკ}}) dS \right]. \quad (6.18) \end{aligned}$$

საბოლოოდ (6.15)-(6.17) მნიშვნელობების შეტანით (6.18)-ში მივიღებთ:

$$\Delta_{ip} = \frac{a_{1i}}{EF} + \frac{a_{2i} + a_{3i}}{EI_w} + \frac{a_{4i} + a_{5i}}{EI_q}, \quad (6.19)$$

სადაც

$$\begin{aligned} a_{1i} &= (\sin \beta \operatorname{ctg} \nu_1 + \sin \beta \operatorname{ctg} \nu_2 - 2 \cos \beta) [l_i F_{1-2} \cos \nu_1 + (l-l_i) F_{3-2} \cos \nu_2]; \\ a_{2i} &= \cos^2 \beta (\sin \beta + \sin \beta \operatorname{ctg} \nu_1) \left\{ \frac{1}{3} l_i^3 F_{3-2} \sin \nu_1 + F_{3-2} \left[ \frac{l}{2} (l^2 - l_i^2) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{1}{3} (l^3 - l_i^3) \sin \nu_2 \right] \right\}; \\ a_{3i} &= 2 \sin^3 \beta \left[ F_{3-2} \left( \frac{l_i}{2} - \frac{l_i^3}{3} \right) \sin \nu_1 \right] + F_{2-3} \left[ l^2 (l-l_i) - l(l^2 - l_i^2) + \frac{1}{3} (l^3 - l_i^3) \sin \nu_2 \right]; \\ a_{4i} &= 2 \cos^2 \beta \sin \beta \left[ \frac{1}{3} F_{3-2} l_i^3 \sin \nu_1 + F_{3-2} \sin \nu_2 \frac{l}{2} (l^2 - l_i^2) - \frac{l^3 - l_i^3}{3} \right]; \end{aligned}$$

$$a_{s_i} = 2 \cos^2 \beta \sin \beta \left\{ F_{1-2} \sin \nu_1 \left( \frac{1}{2} l_i^2 - \frac{1}{3} l_i^3 \right) + F_{3-2} \sin \nu_2 \left[ l^2 (l - l_i) - l (l^2 - l_i^2) + \frac{1}{3} (l^3 - l_i^3) \right] \right\}.$$

შემსრულებელი კვანძის AB ბარბაცას მთელი  $\ell$  სიგრძე იყოფა  $i=n$  რამდენიმე ნაწილად განივი კვეთის მიხედვით, რითაც განისაზღვრება  $j$ -ური მასის დრეკადი გადაადგილება ბარბაცას დაყოფის ბიჯის მიხედვით. მაგ.  $l_1 = \Delta S$ ;  $l_2 = l_1 + \Delta S$ ;  $l_3 = l_2 + \Delta S$  და ა.შ. თითოეული ბიჯის შემდეგ განისაზღვრება დრეკადი დეფორმაცია. იგი ფუნქციონალურ დამოკიდებულებაშია ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მობრუნების  $\alpha$  კუთხესთან, რომელიც წარმოადგენს დროში თანაბრად ცვლად სიდიდეს ( $\omega_\alpha = const$ ), ამავე დროს ბარბაცას მობრუნების  $\beta$  კუთხესთან და ბარბაცას  $\ell$  სიგრძესთან, რომელსაც გააჩნია ცვალებადობა ბარბაცას მთელ სიგრძეზე დეფორმაციის მოვლენის დროს.

(6.18) ტოლობით განსაზღვრული დეფორმაციის სიდიდის მიხედვით იანგარიშება შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას რეალური სიგრძე. იგი ტოლია

$$l_p = l \pm \Delta_{ip}. \quad (6.20)$$

დეფორმაციის ნაზრდის ალგებრული ნიშანი შეირჩევა ბარბაცას კუმშვის ან გაჭიმვის მოვლენის მიხედვით. კუმშვის დროს იგი აიღება უარყოფითი ნიშნით, ხოლო გაჭიმვისას მიიღებს დადებით მნიშვნელობას. ბარბაცას რეალური სიგრძე დრეკადი დეფორმაციის გათვალისწინებით საშუალებას იძლევა გაანგარიშებული იქნას ბარბაცას მობრუნების  $\beta$  კუთხე და მისგან გამომავალი მობრუნების კუთხური სიჩქარე და აჩქარება. ასევე შეიძლება მიღებულ იქნას  $\varphi$  კუთხის

რეალური მნიშვნელობანი, მასების  $S_2$  და  $S_3$  ცენტრების რეალური მდებარეობანი, სიჩქარე და აჩქარებები, აგრეთვე 1-2, 2-3 და 3-0 სახსრულ შეერთებებში რეაქციის ძალების რეალური  $F_{1-2}^n$ ,  $F_{1-2}^t$ ,  $F_{2-3}^n$ ,  $F_{2-3}^t$ ,  $F_{3-0}^n$ , და  $F_{3-0}^t$ , მნიშვნელობანი.

ზუსტი რეალური პარამეტრების მიღების მიზნით საჭიროა ხელახლა ჩატარდეს ანალოგიური გაანგარიშებები მეორე მიახლოებისათვის. შეიძლება უფრო უზუსტესი მნიშვნელობების მიღებისათვის ჩატარდეს გაანგარიშებანი მესამე მიახლოებით და ა.შ. თანდათანობითი მიახლოების მეთოდით შესაძლებელია გაანგარიშების საჭირო სიზუსტის მიღწევა.

## 6.2. მექანიკურ გადაცემათა სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტის განსაზღვრა

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის გამომავალი პარამეტრების ზუსტი მნიშვნელობების მიღებისათვის ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით აუცილებელია შედგეს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები. ამისათვის საჭიროა განისაზღვროს სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტი. გამოვიკვლიოთ სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტის მნიშვნელობა სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის მაგალითზე.

პირველ რიგში განისაზღვრება  $O_2A$  ამძრავისა და  $O_3B$  მხრეულის ღერძების სიხისტის კუთხური კოეფიციენტები. ჩვენი შემთხვევისათვის შეიძლება დაიწეროს შემდეგი ტოლობები

$$C_1 = \frac{G_1 I_1}{l_1}, \quad (6.21);$$

$$C_3 = \frac{G_2 I_2}{l_2}, \quad (6.22);$$

სადაც  $I_1$  და  $I_2$  არის  $O_2A$  და  $O_3B$  ბერკეტების ინერციის პოლარული მომენტები, ( $\text{მ}^4$ );

$G_1$  და  $G_2$  – ძვრის მოდულები, ( $\text{ნ}/\text{მ}^2$ );

$l_1$  და  $l_2$  –  $O_2A$  და  $O_3B$  ბერკეტების ღერძების მონაკვეთების სიგრძეები, ( $\text{მ}$ ).

შემსრულებელი კვანძის ყველა ბერკეტზე მოქმედებს გარე და შიგა ძალები მხოლოდ ამძრავის ბრუნვის სიბრტყეში, ე.ი. ნახაზის სიბრტყეში, ამიტომ ბარბაცამ შეიძლება მიიღოს კუმშვის, გაჭიმვის ან ღუნვის დეფორმაციები. გრეხვის დეფორმაციის მოვლენა ამის გამო შეიძლება გამოირიცხოს. ბარბაცას სიხისტის ხაზოვანი კოეფიციენტები შესაბამისად გაჭიმვისა და ღუნვის შემთხვევებისათვის, გრეხითი მოვლენის გამორიცხვისას, შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ტოლობების მიხედვით [152]

$$C_2^{33} = \frac{1}{l} E F_1, \quad (6.23);$$

$$C_2^{\omega} = \frac{1}{l} 48 E I_{q\omega}, \quad (6.24);$$

სადაც  $E$  არის დრეკადობის მოდული, ( $\text{ნ}/\text{მ}^2$ );

$F_1$  – ბარბაცას განივი კვეთის ფართობი, ( $\text{მ}^2$ );

$l$  – ბარბაცას სიგრძე, ( $\text{მ}$ );

$I_{q\omega}$  – ბარბაცას განივი კვეთის ინერციის ღერძული მომენტი, ( $\text{მ}^4$ );

$O_2A$  და  $O_3B$  ბერკეტის ღერძების გრების კუთხე დამოკიდებულია როგორც მათი ღერძების მბრუნავ მომენტებზე, ასევე ამ ბერკეტების სიხისტეზეც. ამიტომ შეიძლება დაიწეროს შემდეგი ტოლობები

$$\Delta\alpha = \frac{M_1}{C_1}; \quad (6.25)$$

$$\Delta\varphi = \frac{M_3}{C_3}, \quad (6.26)$$

სადაც  $M_1$  და  $M_3$  არის შემსრულებელი კვანძის  $O_2A$  ამძრავი და  $O_3B$  ბერკეტის მბრუნავი მომენტები;

$C_1$  და  $C_3$  – ამ ბერკეტის შესაბამისი ღერძების სიხისტის კუთხური კოეფიციენტები.

თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ სიხისტის შებრუნებული სიდიდე წარმოადგენს მის დამყოლობას ე.ი. პირველი და მესამე ღერძების დამყოლობის კოეფიციენტი გრების მიმართ ტოლია

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= \frac{1}{C_1}, \quad \left(\frac{1}{6\alpha}\right) \\ e_3 &= \frac{1}{C_2}, \quad \left(\frac{1}{6\alpha}\right) \end{aligned} \right\} \quad (6.27)$$

მაშინ (6.25) და (6.26) ტოლობებით გამოსახული პირველი და მესამე ღერძის გრების კუთხე დამყოლობის გათვალისწინებით განისაზღვრება ტოლობებით

$$\Delta\alpha = M_1 e_1; \quad (6.28)$$

$$\Delta\varphi = M_3 e_3. \quad (6.29)$$

სიხისტის დაყვანილი ანუ ჯამური კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის ვიყენებთ პირობას დაყვანილი რგოლის პოტენციალური ენერჯიისა და დანარჩენი ბერკეტების პოტენციალური ენერჯიის ჯამის ტოლობის შესახებ. დაყვანილ რგოლად შეიძლება

მიღებული იქნას  $O_2A$  ამძრავი ბერკეტი. უნდა გავითვალისწინოთ ის ფაქტიც, რომ სისტემაში გვაქვს როგორც კუთხური, ასევე ხაზოვანი სიხისტის კოეფიციენტები, ამიტომ ჯამური სიხისტის კოეფიციენტის განსაზღვრისას უნდა გავითვალისწინოთ, რომ ჯამური სიხისტის კოეფიციენტი უნდა იყოს ან კუთხური ან ხაზოვანი.

შემსრულებელი კვანძის ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მობრუნების  $\alpha$  კუთხე შესაბამისი ღერძისა და ბარბაცის დეფორმაციების გათვალისწინებით შესაძლებელია გამოისახოს შემდეგი ტოლობით

$$(\Delta\alpha)_1 = \Delta\alpha + \Delta_{ip}u_{12}, \quad (6.30)$$

სადაც  $\Delta_{ip}$  არის  $AB$  ბარბაცის დეფორმაცია გაჭიმვის, კუმშვის და ღუნვის დროს;

$u_{12}$  – გადაცემის ფარდობა ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის ელემენტარული მობრუნების კუთხისა  $A$  წერტილის ელემენტარულ გადაადგილებასთან  $AB$  ბარბაცის დეფორმაციის ანუ  $F_{1-2}$  ძალის მოქმედების მიმართულებით.

შესრულებული კვანძის დაყვანილი სიხისტის განსაზღვრის მიზნით განვიხილავთ  $F_{1-2}$  რეაქციის ძალისა და  $M_1$  მბრუნავი მომენტების მიერ შესრულებული მუშაობის ტოლობის პირობას, რაც აუცილებელია  $O_2A$  ამძრავის წონასწორობისათვის. მაშინ (6.25), (6.26) და (6.30) ფორმულების გამოყენებით სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტის მნიშვნელობა განისაზღვრება ასეთი გამოსახულებით:

$$\frac{1}{C_g} = \frac{1}{C_1} + \left( \frac{1}{C_1^{3/3}} + \frac{1}{C_1^g} \right) \left( \frac{V_A}{rV_{Ai}^t} \right)^2 + \frac{1}{C_3} u_{13}^2, \quad (1/5მ), \quad (6.31)$$

სადაც  $u_{13}$  არის  $O_2A$  და  $O_3B$  ბერკეტის მობრუნების კუთხეთა გადაცემის ფარდობა;



$r$  – ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის სიგრძე;

$V_A$  – ხაზოვანი სიჩქარე  $A$  წერტილისათვის;

$V_{Ai}^t$  – ხაზოვანი სიჩქარის ტანგენციალური მდგენელი  $A$  წერტილის  $i$ -ური ელემენტარული გადაადგილებისათვის.

თავის მხრივ ხაზოვანი სიჩქარეები  $V_A$  და  $V_{Ai}^t$  იანგარიშება შემდეგი გამოსახულებების მიხედვით.

$$V_A = \omega_1 r; \quad (6.32)$$

$$V_{Ai}^t = V_A \sin[\gamma + (\alpha - \beta)] \quad (6.33)$$

სადაც  $\omega_1$  არის ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მობრუნების კუთხური სიჩქარე და იგი მუდმივი სიდიდეა,  $\omega = const$ .

იმის გამო, რომ  $A$  წერტილის ხაზოვანი  $V_A$  და  $V_{Ai}^t$  სიჩქარეები, აგრეთვე  $O_2A$  ბერკეტის მობრუნების კუთხური  $\omega_1$  სიჩქარე დამოკიდებულია ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მობრუნების  $\alpha$  კუთხეზე, რასაც ადასტურებს (6.32) და (6.33) გამოსახულებანი, ამიტომ (6.31) ტოლობით გამოსახული შემსრულებელი კვანძის დაყვანილი სიხისტის კოეფიციენტის მნიშვნელობა დამოკიდებულია  $\alpha$  მობრუნების კუთხის ცვლილებაზე და ამდენად იგი წარმოადგენს ცვლად სიდიდეს  $\alpha$  კუთხის ცვალებადობის მიხედვით.

### 6.3. მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები დრეკადობის გათვალისწინებით

ვაგონის მექანიკურ გადაცემათა და მათ შორის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები დრეკადობის გათვალისწინებით შესაძლებელია შედგეს მას შემდეგ, როცა უკვე განსაზღვრული იქნება

ამ კვანძის დაყვანილი სიხისტის კოეფიციენტი. შედეგების შედარების მიზნით შემსრულებელი კვანძის აბსოლუტურად ხისტი და დრეკადი ღეროების შემთხვევებისათვის, აუცილებელია პირველ რიგში შედგეს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება ძირითადი შემსრულებელი კვანძისათვის, როცა შემადგენელი ღეროები აბსოლუტურად ხისტია თანაბრად განაწილებული მასებით. ამ შემთხვევისათვის კვანძის კინეტიკური ენერგია ჩაიწერება შემდეგი ტოლობით

$$T = \frac{1}{2} (I_1 \omega^2 + m_2 V_{S_2}^2 + I_{S_2} \dot{\beta}^2 + I_{S_2} \dot{\phi}^2), \quad (6.34)$$

სადაც  $I_1$  არის ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის ინერციის მომენტი მისი ბრუნვის  $O_2$  ცენტრის მიმართ, რომელიც ამავე დროს წარმოადგენს მასების ცენტრს;

$V_{S_2}, V_{S_3}$  – საშუალოდ  $AB$  ბერკეტისა და  $BO_3$  მხრეულის მასების  $S_2$  და  $S_3$  ცენტრების სიჩქარეებია;

$\dot{\beta}, \dot{\phi}$  – საშუალოდ და  $BO_3$  ბერკეტის მობრუნების კუთხური სიჩქარეები.

იმის გათვალისწინებით, რომ

$$\left. \begin{aligned} V_{S_2} &= \omega k_1; \\ V_{S_3} &= \dot{\phi} k_2; \\ \dot{\beta} &= \omega u_{21}; \\ \dot{\phi} &= \omega u_{31}. \end{aligned} \right\} \quad (6.35)$$

კინეტიკური ენერჯის (6.34) ფორმულა მიიღებს სახეს

$$T = \frac{1}{2} \omega^2 (I_1 + m_2 k_1^2 + I_{S_2} u_{21}^2 + m_3 k_2^2 + I_{S_3} u_{31}^2), \quad (6.36)$$

სადაც  $u_{21}$  და  $u_{31}$  არის კუთხურ სიჩქარეთა ანალოგები.

თავის მხრივ

$$k_1 = \left[ r^2 + \frac{l^2 u_{21}^2}{4} + r l u_{21} \cos(\alpha - \beta) \right]^{1/2};$$

$$k_2 = \frac{1}{2} b u_{31};$$

$$u_{21} = -r \sin(\alpha - \varphi) / l \sin(\beta - \varphi);$$

$$u_{31} = r \sin(\alpha - \beta) / l \sin(\varphi - \beta).$$

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის ელემენტებზე მოსული განზოგადოებული ძალა განისაზღვრება დაყვანილი მომენტის საშუალებით, რომელიც შეიძლება მოცემულ იქნას შემდეგი ტოლობის სახით

$$M_{\text{გ}} = M_1 + G_2 k_1 + G_3 k_2 + (G_{\text{საკ}} + F_{\text{ს}}) b u_{31}, \quad (6.37)$$

სადაც  $M_1$  არის ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მბრუნავი მომენტი;

$G_{\text{საკ}}$  – საკიდის წონა;

$F_{\text{ს}}$  – შემსრულებელი კვანძის სამუხრუჭე ხუნდზე მოდებული სამუხრუჭე ძალა.

შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენას ვახდენთ ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით. კინეტიკური ენერჯიის კერძო და სრული წარმოებულების განსაზღვრის შემდეგ შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას ექნება ასეთი სახე:

$$\ddot{\alpha} b_1 + \dot{\alpha}^2 b_2 = M_{\text{გ}}. \quad (6.38)$$

მიღებულ (6.38) განტოლებაში

$$b_1 = I_1 + m_2 k_1^2 + I_{S_2} u_{21}^2 + m_3 k_2^2 + I_{S_3} u_{31}^2;$$

$$b_2 = m_2 k_1 \frac{\partial k_1}{\partial \alpha} + I_{S_2} u_{21} \frac{\partial u_{21}}{\partial \alpha} + m_3 k_2 \frac{\partial k_2}{\partial \alpha} + I_{S_3} u_{31} \frac{\partial u_{31}}{\partial \alpha}.$$

თავის მხრივ კერძო წარმოებულები  $\alpha$ -ს მიხედვით შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი გამოსახულებებით

$$\frac{\partial k_1}{\partial \alpha} = \left[ r^2 + \frac{l^2}{4} u_{21}^2 + rl \cos(\alpha - \beta) \right]^{1/2} \left[ \frac{l^2}{4} u_{21} \frac{\partial u_{21}}{\partial \alpha} - \frac{1}{2} rl(1 - u_{21}) \sin(\alpha - \beta) \right];$$

$$\frac{\partial u_{21}}{\partial \alpha} = -[r(1 - u_{31}) \cos(\alpha - \varphi) - u_{21}(u_{21} - u_{31}) \times \\ \times l \cos(\beta - \varphi)] [l \sin(\beta - \varphi)]^{-1} = u'_{21};$$

$$\frac{\partial u_{31}}{\partial \alpha} = [r(1 - u_{21}) \cos(\alpha - \beta) - u_{31}b(u_{31} - u_{21}) \times \\ \times \cos(\varphi - \beta)] [b \sin(\varphi - \beta)]^{-1} = u'_{31};$$

$$\frac{\partial k_2}{\partial \alpha} = \frac{b}{2} \cdot \frac{\partial u_{31}}{\partial \alpha},$$

სადაც  $b$  არის  $O_3B$  ბერკეტის სიგრძე.

(6.38) განტოლება ასახავს შემსრულებელი კვანძის ძირითად მოძრაობას აბსოლუტურად ხისტი ღეროებისა და ამ ღეროების თანაბრად განაწილებული მასების შემთხვევაში დრეკადობის გათვალისწინების გარეშე.

მოცემული შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენის მიზნით ღეროების დრეკადობის გათვალისწინებით წარმოვადგენთ მას ორმასიანი დინამიკური მოდელის სახით ისე, რომ მარცხენა მასას შეადგენდეს ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მბრუნავი მომენტის შემქმნელი ბერკეტული სისტემა, ხოლო მარჯვენა მასის ქვეშ იგულისხმებოდეს შემსრულებელი კვანძის დაყვანილი ღერო. მაშინ სისტემის კინეტიკური და პოტენციალური ენერგიები განისაზღვრება შემდეგი ტოლობების მიხედვით

$$T = \frac{1}{2} (I_{a_3} \dot{\alpha}_{a_3}^2 + I_{\xi} \dot{\alpha}^2); \quad (6.39)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} C_{\xi} (\alpha_{a_3} - \alpha)^2, \quad (6.40)$$

სადაც  $\alpha_{a_3}$  არის მარცხენა მასის მობრუნების კუთხე;

$\alpha$  – მარჯვენა მასის მობრუნების კუთხე, რაც ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მობრუნების კუთხის ტოლია;

$I_{a_3}$  – მარცხენა მასის ინერციის მომენტი;

$I_{\xi}$  – ამძრავი ბერკეტის დაყვანილი ინერციის მომენტი;

$C_{\xi}$  – სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტი;

ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის დაყვანილი ინერციის მომენტი განისაზღვრება ასეთი გამოსახულების მიხედვით

$$I_{\xi} = I_1 + m_2 [u_{21}^2 l / 4 + u_{21} r l \cos(\alpha - \beta) + r^2] + I_{S_2} u_{21}^2 + m_3 u_{31}^2 b^2 / 4 + I_{S_3} u_{31}^2. \quad (6.41)$$

(6.39) ტოლობით გამოსახული კინეტიკური ენერჯის ზოგი წარმოებული, ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებაში გამოყენების მიზნით, განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულებებით.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \alpha_{a_3}} &= 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_{a_3}} &= I_{a_3} \dot{\alpha}_{a_3}; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_{a_3}} \right) &= I_{a_3} \ddot{\alpha}_{a_3}; \\ \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= 0,5 \frac{\partial I_{\xi}}{\partial \alpha} \dot{\alpha}^2; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} &= I_{\xi} \dot{\alpha}; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) &= I_{\xi} \ddot{\alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (6.42)$$

(6.40) პოტენციალური ენერჯისათვის გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_{\partial 3}} &= C_{\xi} (\alpha_{\partial 3} - \alpha) \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} &= -C_{\xi} (\alpha_{\partial 3} - \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (6.43)$$

ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებანი, ბერკეტების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით, შეიძლება ზოგადად წარმოვადგინოთ სისტემის მარცხენა და მარჯვენა ნაწილებისათვის შემდეგი გამოსახულებებით:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_{\partial 3}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha_{\partial 3}} = M_{\partial 3} - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_{\partial 3}}, \quad (6.44)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = M_{\xi} - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}. \quad (6.45)$$

(6.42) და (6.43) ტოლობების ძალით (6.45) მიიღებს სახეს:

$$I_{\partial 3} \ddot{\alpha}_{\partial 3} = M_{\partial 3} - C_{\xi} (\alpha_{\partial 3} - \alpha) \quad (6.46)$$

$$I_{\xi} \ddot{\alpha} + \frac{1}{2} \dot{\alpha}^2 \frac{\partial I_{\xi}}{\partial \alpha} = M_{\xi} + C_{\xi} (\alpha_{\partial 3} - \alpha) \quad (6.47)$$

საბოლოოდ (6.31), (6.32), (6.33) და (6.42) გამოსახულებების მხედველობაში მიღებით (6.46) და (6.47) დიფერენციალური განტოლებები დრეკადობის გათვალისწინებით ჩაიწერება შემდეგი გამოსახულებებით.

$$I_{\partial 3} \ddot{\alpha}_{\partial 3} = M_{\partial 3} - (\alpha_{\partial 3} - \alpha) C_1 + (C_2^{\partial 3 \partial 3} + C_2^{\xi}) \left( \frac{V_A}{r V_{Ai}^t} \right)^2 + C_3 u_{13}^2; \quad (6.48)$$

$$\begin{aligned}
& \left\{ I_1 + m_2 \left[ \frac{1}{4} u_{21}^2 l^2 + r l u_{21} (\alpha - \beta) + r^2 \right] + I_{S_2} u_{21}^2 + \frac{1}{4} m_3 u_{31}^2 b^2 + I_{S_3} u_{31}^2 \right\} \ddot{\alpha} + \\
& + \frac{1}{2} m_2 \left\{ \left[ \frac{1}{2} u_{21} u_{21}' l^2 + r l u_{21}' (\alpha - \beta) - u_{21} (1 - u_{21}) r l \sin(\alpha - \beta) \right] + \right. \\
& \left. + 2 I_{S_2} u_{21} u_{21}' + \frac{1}{2} m_3 u_{31} u_{31}' b^2 + 2 I_{S_3} u_{31} u_{31}' \right\} \dot{\alpha}^2 = M_g + (\alpha_{\text{გ}} - \alpha) [C_1 + \\
& + (C_2^{\text{გაზ}} + C_2^{\text{გ}}) \left( \frac{V_A}{r V_{Ai}'} \right)^2 + C_3 u_{13}^2 ]. \tag{6.49}
\end{aligned}$$

მიღებული (6.48) და (6.49) დიფერენციალური განტოლებებით აისახება შემსრულებელი კვანძის მოძრაობა ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით. ისინი წარმოადგენენ მეორე რიგის დიფერენციალურ არაწრფივ განტოლებებს, რომელთა მანქანური ამოხსნის შედეგების მიხედვით განისაზღვრება შემსრულებელი გადაცემის დინამიკური პარამეტრები და მოძრაობის ძირითადი კანონი დრეკადობის გათვალისწინებით. ამ განტოლებათა სისტემის ამოხსნის შედეგად განისაზღვრება  $\alpha = \alpha(t)$ ,  $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}(t)$  და  $\ddot{\alpha} = \ddot{\alpha}(t)$  მნიშვნელობანი, რომელთა შეტანა (6.19) ფორმულაში და სხვა ტოლობებში გვამძლევს AB ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციის მნიშვნელობის და ძირითადი დინამიკური პარამეტრების მნიშვნელობებს დრეკადობის გათვალისწინებით. თანდათანობითი მიახლოების მეთოდის გამოყენებით შესაძლებელია გამოთვლების ხელახალი ჩატარება, რითაც უფრო იზრდება გამომავალი დინამიკური პარამეტრების სიზუსტე.

მიღებული შედეგები საშუალებას იძლევა შედარებული იქნას დინამიკური პარამეტრების მნიშვნელობანი შემსრულებელი სამუხრუჭე კვანძის იდეალური (ხისტი რგოლებით) და რეალური (დრეკადი რგოლებით) შემთხვევებისათვის.

#### 6.4. ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში მექანიკური დარტყმების დინამიკური ანალიზი

ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა სახსრულ შეერთებებში არსებული ღრეჩოს გამო შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა კონტაქტის აღდგენის მომენტში მთავრდება დარტყმითი მოვლენით. შიგა ელემენტის დარტყმა სახსრული შეერთების გარე ელემენტის მიმართ დამოკიდებულია ამ ელემენტების მუშა ზედაპირების დამუშავების ხარისხზე და მასალის გვარობაზე, რომლის მიხედვითაც შეიძლება ადგილი ქონდეს დრეკად ან არადრეკად დარტყმით მოვლენას. ასეთი დარტყმითი მოვლენები შეიძლება აღძრული იქნას სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებშიც. განვიხილავთ სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში აღძრულ დარტყმით მოვლენებს, რომელიც თავისთავად ვრცელდება ვაგონის ნებისმიერი მექანიკური გადაცემის ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთების მიმართ.

შემსრულებელი კვანძის სახსრულ ღრეჩოებიან შეერთებებში დარტყმების დინამიკური ანალიზის მიზნით ვსარგებლობთ უკვე დამუშავებული დინამიკური მოდელით (ნახ. 3.2), როცა 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში არსებობს  $\Delta_1$  და  $\Delta_3$  ღრეჩოები. შერჩეული გვაქვს სახსრულ ღრეჩოებიან შეერთებებში არადრეკადი დარტყმების მოდელი, როცა შიგა და გარე ელემენტების ურთიერთდარტყმისას



დარტყმის სიჩქარის ნორმალური მდგენელის აღდგენის კოეფიციენტი უდრის ნულს. კვლევისას ვიყენებთ დარტყმების კლასიკურ თეორიას, რომლის მიხედვითაც ნებისმიერი დარტყმა წარმოგვიდგება როგორც სისტემის მოძრაობა ძალიან მცირე დროის განმავლობაში, რომელიც ამ დროის გასვლისას ხასიათდება სიჩქარის მყისიერი დაცემით ნულამდე. დარტყმა ხასიათდება დარტყმითი იმპულსით.

$$S = \int_0^{\tau} F(t)dt, \quad (6.50)$$

სადაც  $F(t)$  არის დარტყმის ძალა;

$\tau$  – დროის უმცირესი მონაკვეთი, რომლის განმავლობაშიც მოხდა დარტყმითი მოვლენა.

არადარტყმითი ხასიათის მქონე ძალების იმპულსები დროის ამ უმცირესი  $\tau$  მონაკვეთისათვის უმნიშვნელოა, ამიტომ ისინი შეიძლება უგულებელვყოთ.

დარტყმის დასაწყისში და ბოლოს წერტილის სიჩქარე აღვნიშნოთ შესაბამისად  $v_i$  და  $v_{i+1}$  ინდექსით. თუ სისტემაზე მოდებულია გარე ძალები, მაშინ მათი ჯამური იმპულსი დარტყმისას და დარტყმის შემდეგ მუდმივი სიდიდეებია და წერტილის სიჩქარეზე გავლენას ვერ ახდენენ.

დარტყმის თეორიიდან გამომდინარე შემსრულებელი კვანძის ბერკეტების მოძრაობის რაოდენობა განიცდის ცვლილებას, მაგრამ ნებისმიერ მომენტში მოძრაობის რაოდენობის ცვლილება ტოლია იმ იმპულსისა, რომლითაც ხასიათდება ბერკეტის სახსრული შეერთება დარტყმის მომენტში.

მოცემული მოდელის მიხედვით (ნახ. 3.2) შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მოძრაობის რაოდენობა დარტყმის დასაწყისში იქნება  $Q_{1i}$ , ხოლო დარტყმის ბოლოს კი  $Q_{1i+1}$ , ასევე 1-2 სახსრულ შეერთებისათვის საშუალოდ  $AB$  ბერკეტის ანუ ბარბაცას მოძრაობის რაოდენობა დარტყმის დასაწყისში აღვნიშნოთ  $Q_{2i}$  ინდექსით, ხოლო დარტყმის ბოლოს კი  $Q_{2i+1}$  გამოსახულებით. ანალოგიურად, 2-3 სახსრული შეერთებისათვის გვექნება მოძრაობის რაოდენობა  $Q_{3i}$  დარტყმის დასაწყისში, ხოლო  $Q_{3i+1}$  – დარტყმის ბოლოს.

დარტყმისა და მოძრაობის რაოდენობის შენახვის თეორიიდან გამომდინარე დარტყმითი მოვლენისათვის შეიძლება დაიწეროს შემდეგი დამოკიდებულებები:

$$\left. \begin{aligned} Q_{1i+1} + Q_{2i+1} &= Q_{1i} + Q_{2i}, \\ Q_{2i+1} + Q_{3i+1} &= Q_{2i} + Q_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.51)$$

თუ შემოვიღებთ აღნიშვნებს:

$$\left. \begin{aligned} m_1' &= m_1; & m_2' &= m_2 \frac{l_{AS_2}}{l}; \\ m_2'' &= m_2 \frac{l_{S_2B}}{l}; & m_3' &= m_3 \frac{l_{S_3B}}{b}, \end{aligned} \right\} \quad (6.52)$$

მაშინ (6.51) ტოლობებში შემავალი შესაკრებები შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი გამოსახულებებით

$$\left. \begin{aligned} Q_{1i} &= m_1' V_{1i}; \\ Q_{2i} &= m_2' V_{2i}; \\ Q_{2i}' &= m_2'' V_{2i}; \\ Q_{3i} &= m_3' V_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.53)$$

ასევე

$$\left. \begin{aligned} Q_{2i+1} &= m_1' V_{1i+1}; \\ Q_{2i+1} &= m_2' V_{2i+1}; \\ Q_{2i+1} &= m_2'' V_{2i+1}; \\ Q_{3i+1} &= m_3' V_{3i+1}. \end{aligned} \right\} \quad (6.54)$$

(6.52)-(6.54) გამოსახულებებში  $m_1'$ ,  $m_2'$  და  $m_3'$  წარმოადგენენ შესაბამისად ამძრავი  $O_2A$ , საშუალოდ  $AB$  და  $O_3B$  ბერკეტების მასებს. ამავე დროს (6.53) და (6.54) სისტემაში  $v_{1i}$  და  $v_{1i+1}$  ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის სიჩქარეა დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ;  $v_{2i}$  და  $v_{2i+1}$  –  $AB$  ბერკეტის სიჩქარე დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ;  $v_{3i}$  და  $v_{3i+1}$   $BO_3$  ბერკეტის სიჩქარე დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ.

(6.53) სისტემის პირველი ორი ტოლობა, იმის მხედველობაში მიღებით, რომ  $Q=mv$ , შეიძლება ჩაიწეროს ასეთი სახით:

$$\left. \begin{aligned} m_1' V_{1i+1} + m_2'' V_{2i+1} &= m_1' V_{1i} + m_2'' V_{2i}; \\ m_2' V_{2i+1} + m_3' V_{3i+1} &= m_2' V_{2i} + m_3' V_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.55)$$

რადგან  $Q_{1i} = Q_{1i+1} = 0$ , ამიტომ (6.55) მიიღებს სახეს:

$$\left. \begin{aligned} m_2'' V_{2i+1} &= m_2'' V_{2i}; \\ m_2' V_{2i+1} + m_3' V_{3i+1} &= m_2' V_{2i} + m_3' V_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.56)$$

თუ (6.56) სისტემის განტოლებებს დავაგეგმარებთ  $XOY$  სისტემის ღერძებზე, მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} m_2'' \dot{x}_{2i+1} &= m_2'' \dot{x}_{2i}; \\ m_2'' \dot{y}_{2i+1} &= m_2'' \dot{y}_{2i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.57)$$

$$\left. \begin{aligned} m_2' \dot{x}_{2i+1} + m_3' \dot{x}_{3i+1} &= m_2' \dot{x}_{2i} + m_3' \dot{x}_{3i}; \\ m_2' \dot{y}_{2i+1} + m_3' \dot{y}_{3i+1} &= m_2' \dot{y}_{2i} + m_3' \dot{y}_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.58)$$

დარტყმის მომენტამდე მოძრავი ბერკეტის მოძრაობის სიჩქარე განისაზღვრება შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შედეგად, ხოლო დარტყმის შემდეგ

მოდრაობის სიჩქარის განსაზღვრა დარტყმითი მოვლენის გამოკვლევის ობიექტია.

დარტყმითი მოვლენა სახსრის შიგა ელემენტისა გარე ელემენტის მიმართ შეიძლება განხორციელდეს ორი ფაზის მიხედვით. პირველი ფაზა წარმოადგენს დატვირთვას, რომელიც იწყება შიგა ელემენტის გარე ელემენტისადმი შეხებიდან მაქსიმალურ დეფორმაციამდე, როცა ფარდობითი სიჩქარე ნულის ტოლია. მეორე ფაზა არის განტვირთვის მოვლენა, დარტყმის მომენტიდან დარტყმითი ძალის საბოლოო გაქრობამდე.

ურთიერთდამრტყმელი ბერკეტების მასების ცენტრების სიჩქარე პირველი ფაზიდან მეორე ფაზაში გადასვლის მომენტამდე განისაზღვრება ფორმულით:

$$V_0 = \frac{m_2' V_{2i}''}{m_2' + m_3'} = \frac{m_2' V_{2i+1}'' + m_3' V_{3i+1}''}{m_2' + m_3'}, \quad (6.59)$$

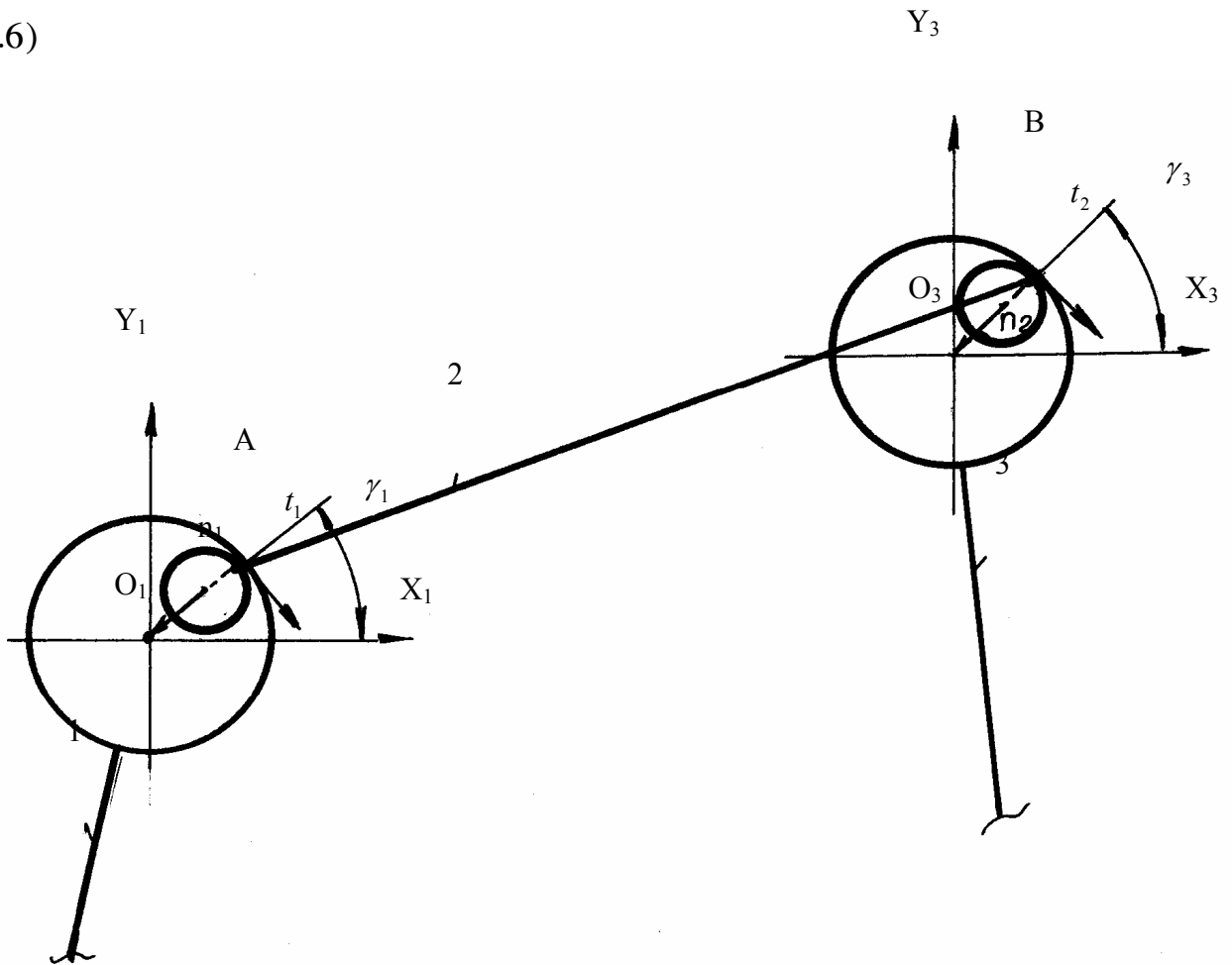
სადაც  $V_{2i}''$  და  $V_{2i+1}''$  არის საშუალოდ AB ბერკეტის მასების ცენტრის სიჩქარის ნორმალური მდგენელი დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ;

$V_{3i+1}''$  –  $O_3B$  ბერკეტის მასების  $S_2$  ცენტრის სიჩქარის ნორმალური მდგენელი დარტყმის შემდეგ.

(6.59) ფორმულა განკუთვნილია 2-3 სახსრული შეერთებისათვის, ხოლო 1-2 სახსრული შეერთებისთვის შეიძლება დაიწეროს ანალოგიური ფორმულა

$$V_0^{1-2} = \frac{m_1' V_{1i}''}{m_1' + m_2'} = \frac{m_1' V_{1i+1}'' + m_2' V_{2i+1}''}{m_1' + m_2'}. \quad (6.60)$$

სიჩქარეთა ნორმალური შემდგენები დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ შესაძლებელია განისაზღვროს შემდეგი სქემის მიხედვით (ნახ. 6.6)



ნახ. 6.6. სიჩქარეთა ნორმალური შემდგენების განსაზღვრის სქემა დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ

1-2 სახსრული შეერთებისათვის მივიღებთ ტოლობებს

$$\left. \begin{aligned} V_{1i}^{n_1} &= \dot{x}_{1i} \cos \gamma_{1i} + \dot{y}_{1i} \sin \gamma_{1i}; \\ V_{1i+1}^{n_1} &= \dot{x}_{1i} \cos \gamma_{1i} + \dot{y}_{1i+1} \sin \gamma_{1i}; \\ V_{2i+1}^{n_1} &= x_{2i+1} \cos \gamma_{1i} + y_{2i+1} \sin \gamma_{1i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.61)$$

2-3 სახსრული შეერთებისათვის ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} V_{2i}^{n_2} &= \dot{x}_{2i} \cos \gamma_{3i} + \dot{y}_{2i} \sin \gamma_{3i}; \\ V_{2i+1}^{n_2} &= \dot{x}_{3i} \cos \gamma_{3i} + \dot{y}_{2i+1} \sin \gamma_{3i}; \\ V_{3i+1}^{n_2} &= \dot{x}_{3i+1} \cos \gamma_{3i} + \dot{y}_{3i+1} \sin \gamma_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.62)$$

1-2 სახსრული შეერთებისათვის  $O_2A$  ბერკეტის მასების ცენტრის სიჩქარე და ამავე დროს  $AB$  საშუალო ბერკეტისა 2-3 სახსრის მიმართ იცვლება  $V_{1i}^{n_1}$  მნიშვნელობიდან  $V_0^{2-3}$  სიდიდემდე და  $V_{2i}^{n_2}$  სიდიდით  $V_0$  -მდე. ამის გამო ნორმალური დარტყმითი იმპულსი  $S_1'$  და  $S_2'$  პირველი ფაზისათვის

$$\left. \begin{aligned} S_1' &= -m_1'(V_0^{1-2} - V_{1i}^{n_1})_b \} \\ S_2' &= -m_2'(V_0 - V_{2i}^{n_2})_b \} \end{aligned} \right\} \quad (6.63)$$

თუ ამ ტოლობებში შევიტანთ (6.59) და (6.60) ტოლობების მარცხენა ნაწილებს, მივიღებთ ნორმალური დარტყმითი იმპულსის მნიშვნელობას დატვირთვის შემთხვევაში

$$\left. \begin{aligned} S_1' &= \frac{m_1' m_2'}{m_1' + m_2'} V_{1i}^{n_1}; \\ S_2' &= \frac{m_2' m_3'}{m_2' + m_3'} V_{2i}^{n_2}. \end{aligned} \right\} \quad (6.64)$$

დარტყმის მეორე ფაზისათვის სიჩქარის ნორმალური მდგენელი იცვლება  $AB$  ბერკეტისათვის  $V_0^{1-2}$ -დან  $V_{2i+1}^{n_1}$  მნიშვნელობამდე და  $V_0$  -დან  $V_{3i+1}^{n_3}$  -მდე. ამ ფაზისათვის ნორმალური იმპულსი განისაზღვრება გამოსახულებებით

$$\left. \begin{aligned} S_1'' &= m_2'(V_{2i+1}^{n_2} - V_0^{1-2})_b \} \\ S_2'' &= m_3'(V_{3i+1}^{n_2} - V_0)_b \} \end{aligned} \right\} \quad (6.65)$$

დარტყმის მეორე ფაზისათვის განტვირთვის პირობებში ნორმალური იმპულსი საბოლოოდ მიიღებს სახეს:

$$\left. \begin{aligned} S_1'' &= \frac{m_1' m_2'}{m_1' + m_2'} (V_{2i+1}^{n_1} - V_{1i+1}^{n_1}) \\ S_2' &= \frac{m_2' m_3'}{m_2' + m_3'} (V_{3i+1}^{n_2} - V_{2i+1}^{n_2}) \end{aligned} \right\} \quad (6.66)$$

1-2 და 2-3 ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთებისათვის გამოითვლება ალდგენის R კოეფიციენტი, რომელიც განისაზღვრება განტვირთვისა და დატვირთვის ნორმალური იმპულსის ფარდობით.

ამ სახსრული შეერთებებისთვის შესაბამისად ვწერთ:

$$R_{1-2} = \frac{1}{V_{1i+1}} (V_{2i+1}^{n_1} - V_{1i+1}^{n_1}) \quad (6.67)$$

$$R_{2-3} = \frac{1}{V_{2i+1}} (V_{3i+1}^{n_2} - V_{2i+1}^{n_2}) \quad (6.68)$$

დარტყმითი მოვლენის დინამიკური ანალიზის დროს შეიძლება ვისარგებლოთ ნიუტონის ჰიპოთეზით, რომლის მიხედვითაც დარტყმისას ალდგენის კოეფიციენტი დამოკიდებულია მხოლოდ ურთიერთდამრტყმელი ელემენტების მასალაზე და არა მასალის ფორმაზე და დარტყმის სიჩქარეზე. სინამდვილეში ალდგენის კოეფიციენტი დამოკიდებულია არა მარტო მასალაზე, არამედ ურთიერთდარტყმის სიჩქარეზე და რეალური სახსრული შეერთების ხარისხზე, ღრეჩოს სიდიდეზე და რეალური სახსრული შეერთებების ცდომილებებზე. თუ დარტყმითი ელემენტები აბსოლიტურად დრეკადია, მაშინ დარტყმის შედეგად წარმოებს სიჩქარის სრული ალდგენა და ალდგენის კოეფიციენტი  $R=1$ . თუ დარტყმა არადრეკადია, მაშინ დარტყმის შემდეგ სიჩქარე ნულის ტოლია და ალდგენის კოეფიციენტი  $R=0$ . რეალური დარტყმითი მოვლენების დროს  $0 \leq R \leq 1$ .

(6.61) და (6.62) ტოლობების შეტანა შესაბამისად (6.67) და (6.68) გამოსახულებებში საბოლოოდ გვაძლევს შემდეგ დამოკიდებულებებს

$$\begin{aligned} & \dot{x}_{2i+1} \cos \gamma_{1i} + \dot{y}_{2i+1} \sin \gamma_{1i} - \dot{x}_{1i+1} \cos \gamma_{1i} - \dot{y}_{1i+1} \sin \gamma_{1i} = \\ & = R(\dot{x}_{1i} \cos \gamma_{1i} + \dot{y}_{1i} \sin \gamma_{1i}); \end{aligned} \quad (6.69)$$

$$\begin{aligned} & \dot{x}_{3i+1} \cos \gamma_{3i} + \dot{y}_{3i+1} \sin \gamma_{3i} - \dot{x}_{2i+1} \cos \gamma_{3i} - \dot{y}_{2i+1} \sin \gamma_{3i} = \\ & = R(\dot{x}_{2i} \cos \gamma_{3i} + \dot{y}_{2i} \sin \gamma_{3i}). \end{aligned} \quad (6.70)$$

დარტყმის სიჩქარის ტანგენციალური მდგენელის განსაზღვრა შეიძლება დარტყმითი ზედაპირის აბსოლუტური სიგლუვის ჰიპოთეზის ან მშრალი ხახუნის ჰიპოთეზის მიხედვით.

დარტყმითი ბერკეტების სიჩქარის განსაზღვრა აბსოლიტურად გლუვი დარტყმითი ზედაპირის ჰიპოთეზის მიხედვით შესაძლებელია შემდეგი მიმდევრობით. ამ დროს დარტყმითი იმპულსი მიმართულია ზედაპირის საერთო ნორმალის მიმართულებით, ამიტომ მოძრაობის რაოდენობის გეგმილები (ნახ. 6.6) ბერკეტებისათვის დარტყმისას არ იცვლება.

მოცემული შემსრულებელი კვანძის (ნახ. 3.2) მიმართ ვწერთ

$$\left. \begin{aligned} m_2'' V_{2i}^{t_1} &= m_2'' V_{2i+1}^{t_1}; \\ m_2' V_{2i}^{t_2} &= m_2' V_{2i+1}^{t_2}. \end{aligned} \right\} \quad (6.71)$$

ანუ სხვაგვარად

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{1i} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{1i} \cos \gamma_{1i} &= \dot{x}_{1i+1} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{1i+1} \cos \gamma_{1i}; \\ \dot{x}_{3i} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{3i} \cos \gamma_{3i} &= \dot{x}_{3i+1} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{3i+1} \cos \gamma_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.72)$$

(6.57), (6.58), (6.69), (6.70) და (6.72) ტოლობების ძალით ვწერთ განტოლებათა შემდეგ სისტემებს:

$$\left. \begin{aligned} m_2'' \dot{x}_{3i+1} &= m_2'' \dot{x}_{3i}; \\ m_2'' \dot{y}_{3i+1} &= m_2'' \dot{y}_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.73)$$

$$\left. \begin{aligned} m_2' \dot{x}_{2i+1} + m_3' \dot{x}_{3i+1} &= m_2' \dot{x}_{2i} + m_3' \dot{x}_{3i}; \\ m_2' \dot{y}_{2i+1} + m_3' \dot{y}_{3i+1} &= m_2' \dot{y}_{2i} + m_3' \dot{y}_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.74)$$



$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{2i+1} \cos \gamma_{1i} + \dot{y}_{2i+1} \sin \gamma_{1i} - \dot{x}_{2i+1} \cos \gamma_{1i} - \\ - \dot{y}_{1i+1} \sin \gamma_{1i} = R(\dot{x}_{1i} \cos \gamma_{1i} + \dot{y}_{1i} \sin \gamma_{1i}); \\ \dot{x}_{3i+1} \cos \gamma_{3i} + \dot{y}_{3i+1} \sin \gamma_{3i} - \dot{x}_{2i+1} \cos \gamma_{3i} - \\ - \dot{y}_{2i+1} \sin \gamma_{3i} = R(\dot{x}_{2i} \cos \gamma_{3i} + \dot{y}_{2i} \sin \gamma_{3i}). \end{aligned} \right\} \quad (6.75)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{1i} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{1i} \cos \gamma_{1i} = \dot{x}_{1i+1} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{1i+1} \cos \gamma_{1i}; \\ \dot{x}_{3i} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{3i} \cos \gamma_{3i} = \dot{x}_{3i+1} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{3i+1} \cos \gamma_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.76)$$

(6.73)-(6.76) სისტემის ამოხსნის შემდეგ განისაზღვრება უცნობი  $\dot{x}_{1i+1}$ ,  $\dot{y}_{1i+1}$ ,  $\dot{x}_{3i+1}$ ,  $\dot{y}_{3i+1}$ ,  $\dot{x}_{2i+1}$ ,  $\dot{y}_{2i+1}$  სიდიდეები. არადრეკადი დარტყმისას, როცა  $R=0$  მიღებული სისტემები შედარებით მარტივდება.

ურთიერთდამრტყმელი ბერკეტების მასების ცენტრების სიჩქარეები დარტყმის შემდეგ შესაძლებელია განისაზღვროს მყისი ხახუნის ჰიპოთეზის მიხედვითაც. ამ შემთხვევაში დარტყმითი იმპულსის ტანგენციალური მდგენელი დამოკიდებული არ არის მის ნორმალურ მდგენელზე და განისაზღვრება  $\lambda$  ფიზიკური მუდმივით, რომელიც დამოკიდებულია ურთიერთდამრტყმელი ზედაპირების მდგომარეობასა და თვისებებზე. ამ დროს სიჩქარის ტანგენციალური მდგენელი დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ განისაზღვრება შესაბამისად შემდეგი ტოლობებით

$$\left. \begin{aligned} V_{2i+1}^{t_1} &= (1 - \lambda) V_{2i}^{t_1}; \\ V_{2i+1}^{t_2} &= (1 - \lambda) V_{2i}^{t_2}; \end{aligned} \right\} \quad (6.77)$$

სადაც  $\lambda$  არის მყისი ხახუნის კოეფიციენტი და  $0 \leq \lambda \leq 1$ .

(6.77) გამოსახულებები შეიძლება ჩაიწეროს ასეთი სახით:

$$\left. \begin{aligned} V_{2i}^{t_1} &= \dot{x}_{2i} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{2i} \cos \gamma_{1i}; \\ V_{2i+1}^{t_1} &= \dot{x}_{2i+1} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{2i+1} \cos \gamma_{1i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.78)$$

$$\left. \begin{aligned} V_{2i}^{t_2} &= \dot{x}_{2i} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{2i} \cos \gamma_{3i}; \\ V_{2i+1}^{t_2} &= \dot{x}_{2i+1} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{2i+1} \cos \gamma_{3i}. \end{aligned} \right\} \quad (6.79)$$

მაშინ (6.77) ჩაიწერება გამოსახულებით:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{2i+1}^{(x_1)} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{2i+1}^{(y_1)} \cos \gamma_{1i} &= (1-\lambda) \times \\ &\times (\dot{x}_{2i}^{(x_1)} \sin \gamma_{1i} - \dot{y}_{2i}^{(y_1)} \cos \gamma_{1i}); \\ \dot{x}_{2i+1}^{(x_3)} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{2i+1}^{(y_3)} \cos \gamma_{3i} &= (1-\lambda) \times \\ &\times (\dot{x}_{2i}^{(x_3)} \sin \gamma_{3i} - \dot{y}_{2i}^{(y_3)} \cos \gamma_{3i}). \end{aligned} \right\} \quad (6.80)$$

მოცემული შემსრულებელი კვანძისთვის განტოლებათა (6.57), (6.58), (6.69), (6.70) და (6.80) სისტემის ამოხსნით მყისი ხახუნის ჰიპოთეზის მიხედვით განისაზღვრება ურთიერთდამრტყმელი ბერკეტების მასების ცენტრების სიჩქარეები დარტყმის შედეგად.

არადრეკადი და აბსოლუტურად დრეკადი დარტყმებისას სიჩქარეთა სიდიდეები შეიძლება მივიღოთ წინა სათანადო სისტემებში შესაბამისად  $R=0$  და  $R=1$  მნიშვნელობების ჩასმის შედეგად.

ნარჩენი დეფორმაციებისა და ურთიერთდამრტყმელი ზედაპირების გახურების შედეგად ადგილი აქვს კინეტიკური ენერჯიის ნაწილობრივ კარგვას. დარტყმისას კინეტიკური ენერჯიის ცვლილება განისაზღვრება დარტყმის დასაწყისში და ბოლოს კინეტიკური ენერჯიის მნიშვნელობათა სხვაობის მიხედვით.

$$\Delta T = T_i - T_{i+1}, \quad (6.81)$$

სადაც

$$T_i = \frac{1}{2} (m_2' V_{2i}^2 + m_3' V_{3i}^2), \quad (6.82)$$

$$T_{i+1} = \frac{1}{2} (m_2' V_{2i+1}^2 + m_3' V_{3i+1}^2), \quad (6.83)$$

თავის მხრივ

$$\left. \begin{aligned} V_{2i}^2 &= \dot{x}_{2i}^2 + \dot{y}_{2i}^2; \\ V_{3i}^2 &= Q; \\ V_{2i+1}^2 &= \dot{x}_{2i+1}^2 + \dot{y}_{2i+1}^2; \\ V_{3i+1}^2 &= \dot{x}_{3i+1}^2 + \dot{y}_{3i+1}^2. \end{aligned} \right\} \quad (6.84)$$

(6.81) და (6.82) გამოსახულებათა მიხედვით კინეტიკური ენერჯის ცვლილება ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\Delta T = \frac{1}{2} [m'_2 (V_{2i}^2 - V_{2i+1}^2) - m'_3 V_{3i+1}^2] \quad (6.85)$$

ამგვარად ჩატარებულია ვაგონის სახსრულ მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური ანალიზი დრეკადობის გათვალისწინებით სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის მაგალითზე. მიღებული შედეგები გავრცელდება სხვა მექანიკური სისტემის მიმართაც. დამუშავებულია სახსრულ შეერთებაში აღძრული დარტყმების ამსახველი განტოლებები დარტყმის ფაზის მიხედვით.

### მეექვსე თავის დასკვნები

1. გამოკვლეულია ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა შემადგენელი ბერკეტების დრეკადი დეფორმაციები სისტემის თავისუფალი და დატვირთული მდგომარეობისათვის.
2. განსაზღვრულია მექანიკურ გადაცემათა სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტი. შედგენილია მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები დრეკადობის გათვალისწინებით.
3. გადაწყვეტილია ღრეჩოს არეში მექანიკური დარტყმების დინამიკური ანალიზის ამოცანა. შექმნილია დარტყმის დინამიკური მოდელი. განხილულია არადრეკადი დარტყმის მოვლენა. დადგენილია დატვირთვისა და განტვირთვის იმპულსების ანალიზური გამოსახულებანი.
4. დრეკადბერკეტებიანი შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შედეგად შეიძლება

დადგინდეს ბერკეტების გეომეტრიული ზომები და კვეთები, რაც სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის მუშაობისას უზრუნველყოფს ვაგონის უსაფრთხო და საიმედო მოძრაობას.

## თავი VII. ვაგონის ღრეჩოებიან მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა გამოთვლითი ექსპერიმენტის რეალიზაციის მიხედვით

ვაგონების ღრეჩოებიანი მექანიკური გადაცემების, სახელდობრ, ვაგონის ბორბალზე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლის მქონე ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის დინამიკის თეორიული კვლევის შედეგების მიხედვით დამუშავებულ იქნა შესაბამისი პროგრამა გამომთვლელ მანქანაზე რეალიზაციის მიზნით. პროგრამა თავისთავად წარმოადგენს კვლევისადმი კომპლექსურ მიდგომას, რომელიც შეიცავს სპეციალურ ქვეპროგრამებს მოცემული გადაცემის დინამიკური პარამეტრების საანგარიშოდ რეალური და იდეალური ვარიანტებისათვის, გადაცემაზე გარე ძალების მოქმედებისა და რეალური დინამიკური და გეომეტრიული მახასიათებლების არსებობის პირობებში. მანქანური გაანგარიშების დროს გათვალისწინებული იქნა ღრეჩოს გეომეტრიული ზომების სხვადასხვა მნიშვნელობანი სახსრულ შეერთებებში, აგრეთვე გარე მოქმედი ძალები, ბერკეტების მასები და სხვადასხვა სახის ხახუნის კოეფიციენტები, გადაცემის შემადგენელი ელემენტების (ბერკეტების) დეფორმაციული მახასიათებლები და პარამეტრები.

### 7.1. მექანიკურ გადაცემათა სახსრულ შეერთებაში არსებული ღრეჩოს გავლენა დარტყმით მოვლენებზე და რეაქციის ძალების აღძვრის პირობებზე

მექანიკურ გადაცემათა სახსრულ შეერთებებში არსებული გაზრდილი ღრეჩო, როგორც ეს საყოველთაოდაა მიღებული, აუარესებს გადაცემის დინამიკას და გავლენას ახდენს გამომავალი პარამეტრების ფუნქციონალურ სიზუსტეზე. ეს შეიძლება ითქვას ვაგონის ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის მიმართაც.

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა (ნახ. 3.1.) წარმოადგენს სახსრულად შეერთებული ბერკეტების ერთობლიობას, რომელიც დამუხრუჭების პროცესის დროს მოძრაობაში მოდის სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკის საშუალებით. სამუხრუჭე ძალა სამუხრუჭე ხუნდს გადაეცემა განსაზღვრული  $\beta$  კუთხით, რომლის მნიშვნელობაზე დიდ გავლენას ახდენს სახსრულ შეერთებებში არსებული  $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_5$  ღრეჩოების სიდიდეები. დამუხრუჭების ან აშვების პროცესის წარმართვისას მოცემული სამუხრუჭე გადაცემის ყველა სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტები განიცდიან ურთიერთგადაადგილებას, რაც გამოიხატება შიგა ელემენტის სრიალით გარე ელემენტის შიგა ზედაპირის მიმართ. ასეთი მოძრაობა კონტაქტურია, რომლის დროსაც მოსრიალე ზედაპირებს შორის წარმოშობილი რეაქციის ძალის მნიშვნელობა დამოკიდებულია ისეთ ცნობილ რეალურ პარამეტრებზე, როგორცაა შესაბამისი ბერკეტების მასები, მათი მასების ცენტრის ინერციის მომენტები და აჩქარებები, მოსრიალე ზედაპირების დამუშავების ხარისხი და შეზეთვის პირობები, ხახუნის კოეფიციენტი და ა.შ. ე.ი. ამ პირობების გათვალისწინებით შესაძლებელია მოხდეს იმ საჭირო რეალური სამუხრუჭე ძალის განსაზღვრა, რომელიც სამუხრუჭე ცილინდრიდან მთელი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის გავლით, ამ სისტემის

მარგი ქმედების კოეფიციენტის გათვალისწინებით, გადაეცემა სამუხრუჭე ხუნდს.

სახსრულ შეერთებაში  $\Delta_i$  ღრეჩოს არსებობა განაპირობებს შიგა ელემენტის მოძრაობის ხასიათს გარე ელემენტის მიმართ. გაზრდილი ღრეჩოს მნიშვნელობა საშუალებას აძლევს სახსრის შიგა ელემენტს შეასრულოს როგორც კონტაქტური, სრიალის სახის მოძრაობა გარე ელემენტის მიმართ, ასევე თავისუფალი მოძრაობა ღრეჩოს არეში. ამ მოძრაობების შედეგად ადგილი აქვს კონტაქტურიდან თავისუფალ მოძრაობაზე გადასვლას, რაც მთავრდება დარტყმითი მოვლენით გარე ელემენტის შიგა ზედაპირის მიმართ. ამ დროს აღძრული რეაქციის ძალა ათეულჯერ და ზოგჯერ მეტადაც კი აღემატება რეაქციის ძალას ვიდრე იდეალური გადაცემის დროს. ამასთან ერთად გაზრდილი ღრეჩოს დროს წარმოშობილი დარტყმითი მოვლენებისა და გაზრდილი რეაქციის ძალების პირობებში ადგილი აქვს დიდ ცვეთებს შიგა ელემენტის გარე და გარე ელემენტის შიგა ზედაპირებისა, რომლის დროსაც უარესდება ზედაპირების დამუშავების ხარისხი, იცვლება ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობა, რაც უფრო ინტენსიურს ხდის მოხახუნე ზედაპირების ცვეთის მოვლენებს.

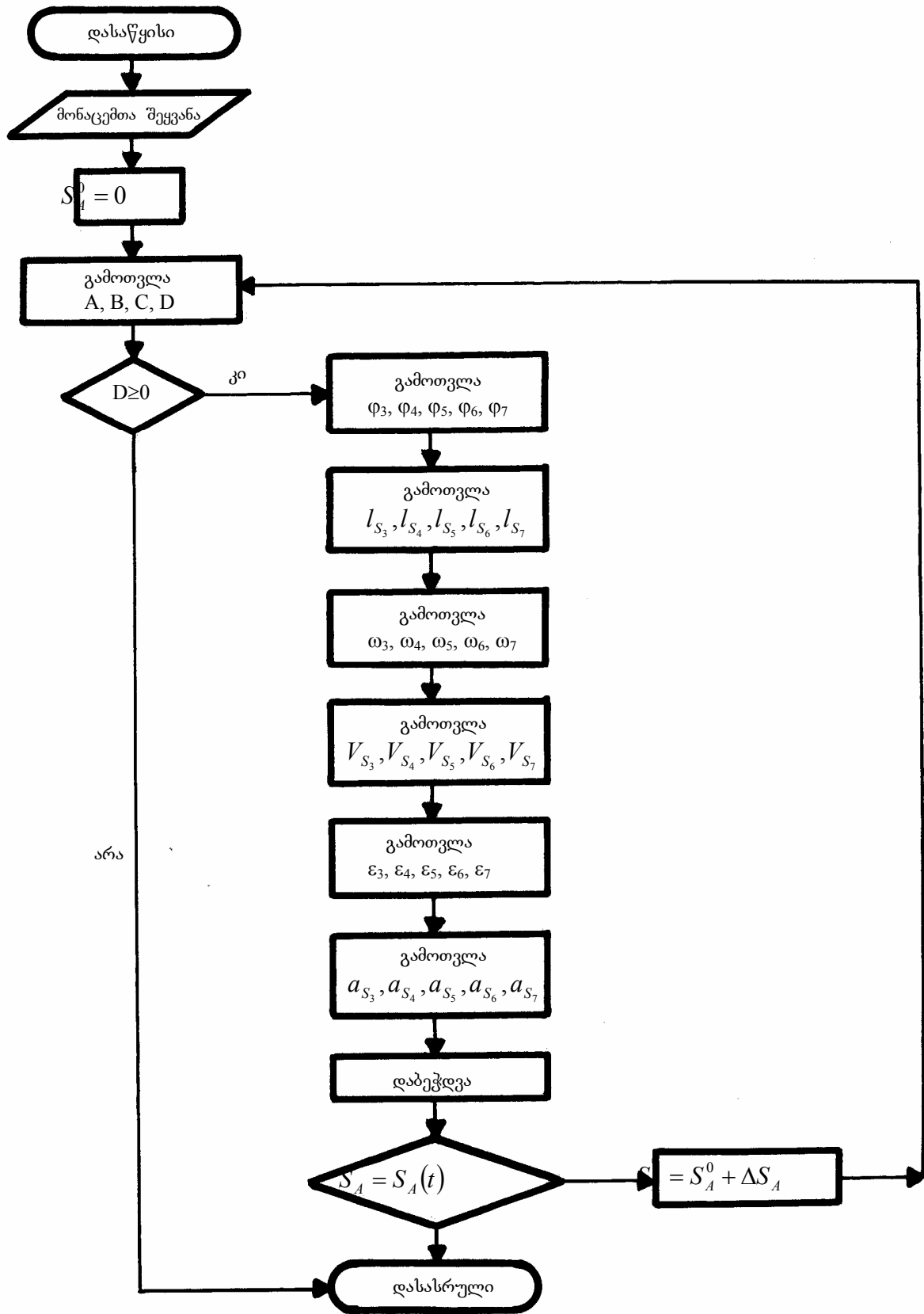
გაზრდილი ცვეთები და შესაბამისად გაზრდილი ღრეჩო განაპირობებს მოძრავი ბერკეტების მობრუნების კუთხური აჩქარებებისა და მასების ცენტრების ინერციის მომენტების მყის ცვლილებებს, რაც უპირველესი მიზეზია ბერკეტის გაღუნვის, გრეხის ან ბზარების გაჩენისა ბერკეტის ზედაპირზე. მსგავს მოვლენებს მივყევართ ბერკეტების არა მარტო დაზიანებამდე, არამედ მათი გატეხვის მოვლენამდეც.

მანქანური გამოთვლებისათვის შედგენილი პროგრამული კომპლექსი ითვალისწინებს არა მარტო ბერკეტული გადაცემის დამატებით მოძრაობათა ამსახველი დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნას და მისი შედეგების მიხედვით გადაცემის დინამიკის გამოკვლევას, არამედ კვლევისათვის საჭირო კინემატიკური პარამეტრების დადგენას სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის უკვე განხილული სქემის მიხედვით (ნახ. 2.8).

მოცემული სქემის მიხედვით სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის გეომეტრიული პარამეტრები შეიძლება ჩაიწეროს ამ სახით:  $x_1=3,70\text{მ}$ ;  $x_2=1,385\text{მ}$ ;  $y_1=0,140\text{მ}$ ;  $y_0=0,270\text{მ}$ ;  $l_2=0,650\text{მ}$ ;  $l_3=0,660\text{მ}$ ;  $l_4=3,365\text{მ}$ ;  $l_5=0,560\text{მ}$ ;  $l_6=1,185\text{მ}$ ;  $l_7=0,360\text{მ}$ ;  $l_{AS2}=0,514\text{მ}$ ;  $l_{EF}=0,400\text{მ}$ ;  $l_{FM}=0,160\text{მ}$ ;  $l_{ES5}=0,515\text{მ}$ ;  $l_{MS6}=0,516\text{მ}$ ;  $l_{NS7}=0,517\text{მ}$ .

ღრეჩობიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური პარამეტრების გასაანგარიშებლად შედგენილი ქვეპროგრამის ბლოკ-სქემის (ნახ.7.1) და მოცემული გეომეტრიული პარამეტრების გამოყენებით განსაზღვრული იქნა სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემადგენელი ბერკეტების მობრუნების  $\varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_7$  კუთხეები; მობრუნების შესაბამისი კუთხური  $\omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6, \omega_7$  სიჩქარეები და კუთხური  $\varepsilon_3, \varepsilon_4, \varepsilon_5, \varepsilon_6, \varepsilon_7$  აჩქარებები; ასევე გაანგარიშებულ იქნა ბერკეტების მასების  $S_3, S_4, S_5, S_6, S_7$  ცენტრების ხაზოვანი  $V_{S_3}, V_{S_4}, V_{S_5}, V_{S_6}, V_{S_7}$





## ნახ. 7.1. სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის ძირითადი

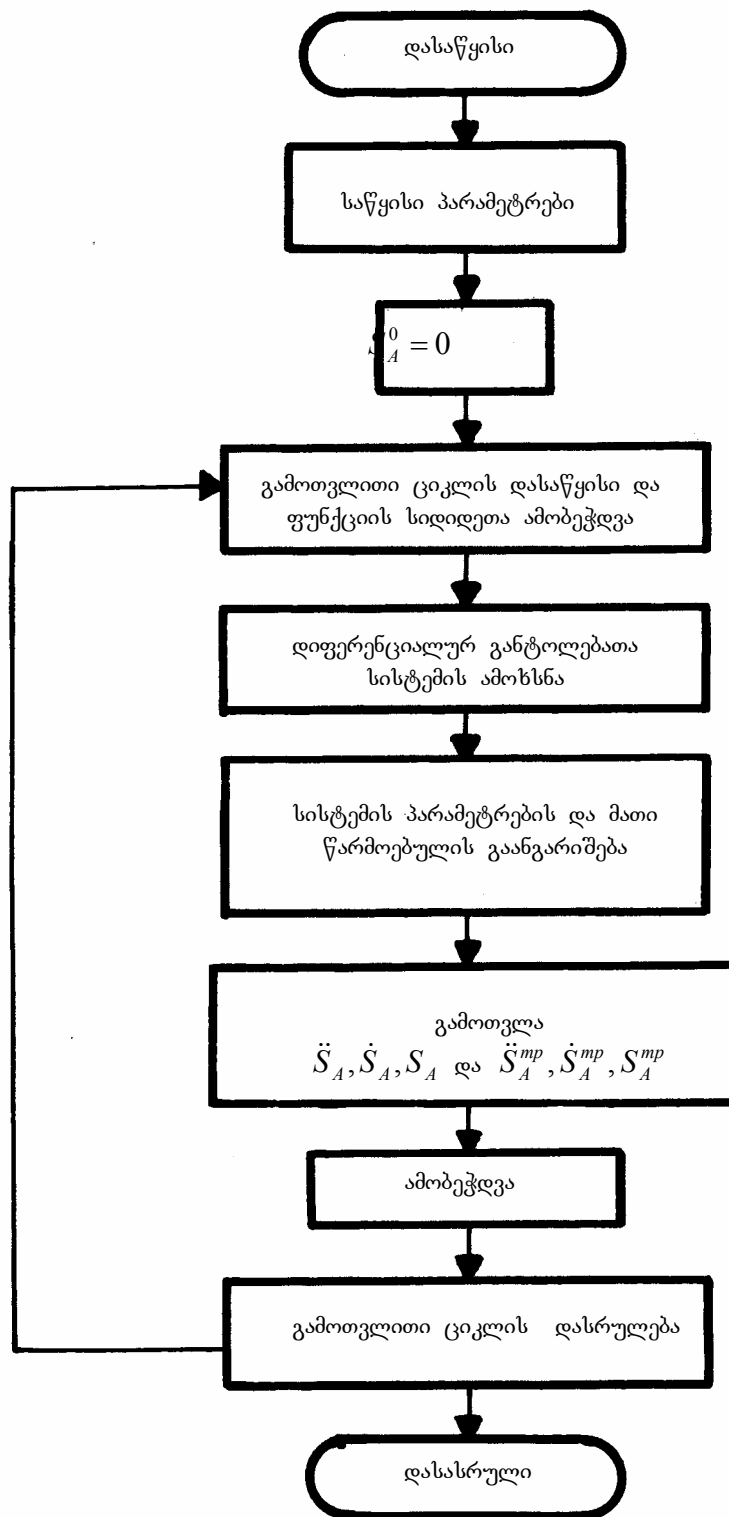
### კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო ქვეპროგრამის ბლოკ-სქემა

სიჩქარეები და შესაბამისი ხაზოვანი  $a_{S_3}$ ,  $a_{S_4}$ ,  $a_{S_5}$ ,  $a_{S_6}$ ,  $a_{S_7}$  აჩქარებები. პარამეტრების ეს მნიშვნელობანი გამოყენებული იქნა გადაცემის შემდგომი დინამიკური კვლევის პროცესში.

ღრეჩოებიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნისა და აქედან გამომდინარე დინამიკური პარამეტრების საანგარიშო ბლოკ-სქემის (ნახ. 7.2) მიხედვით ჩატარდა გადაცემის დინამიკური გამოკვლევა. კვლევის ამ ეტაპზე მხედველობაში იქნა მიღებული ბერკეტების აბსოლუტური სიხისტე, ერთგვაროვნება და გადაცემის შემდეგი ძალური მახასიათებლები:  $m_1=11,5$  კგ;  $m_2=4,3$  კგ;  $m_3=5,82$  კგ;  $m_4=11,85$  კგ;  $m_5=12,7$  კგ;  $m_6=16,5$  კგ;  $m_7=3,3$  კგ;  $G_1=112,7$  ნ;  $G_2=42,1$  ნ;  $G_3=57$  ნ;  $G_4=116$  ნ;  $G_5=124,5$  ნ;  $G_6=161,7$  ნ;  $G_7=32,3$  ნ;  $I_{S_3}=0,2124$  კგმ<sup>2</sup>;  $I_{S_4}=11,182$  კგმ<sup>2</sup>;  $I_{S_5}=0,33189$  კგმ<sup>2</sup>;  $I_{S_6}=1,93081$  კგმ<sup>2</sup>;  $I_{S_7}=0,03564$  კგმ<sup>2</sup>;  $m_{საკ}=75,9$  კგ;  $G_{საკ}=740$  ნ;  $F_b=35000$  ნ.  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ;  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ.

სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი  $O_2ABO_3$  კვანძის (ნახ. 3.2) სახსრულ 1-2 და 2-3 შეერთებებში აღძრული რეაქციის ძალები უდიდესია სხვა სახსრებში არსებულ რეაქციის ძალებზე, ამიტომ მოცემული კვანძის რეალური დინამიკის გამოკვლევა გულისხმობს მთელი გადაცემის დინამიკური სურათის შექმნას. შემსრულებელი კვანძის ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტი, გადაცემის კონსტრუქციული წყობიდან გამომდინარე, სრული დამუხრუჭების ან მუხრუჭის აშვების დროს შემობრუნდება  $24^0$ -ით  $O_2Y$  საკოორდინატო ღერძის მიმართ, ანუ მისი საწყისი მდგომარეობიდან. მოძრაობის

დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნისა და შემდგომი დინამიკური კვლევის მიზნით შერჩეული იქნა ღრეჩოთა სიდიდეები ორივე სახსრული შეერთებისათვის. გაზრდილი ღრეჩო  $20 \cdot 10^{-2}$  მმ და შემცირებული –  $5 \cdot 10^{-2}$  მმ. მანქანური გამოთვლები ჩატარდა ასეთი სახის გადიდებული და შემცირებული ღრეჩოს პირობებში. ორივე შემთხვევაში მივიჩნევთ, რომ სახსრული შეერთებების მოსრიალე ზედაპირების ხახუნის კოეფიციენტი ნულის ტოლია  $K_{\text{ხახ}}=0$ , ხოლო ბერკეტები ერთგვაროვანია და აბსოლუტურად ხისტი.



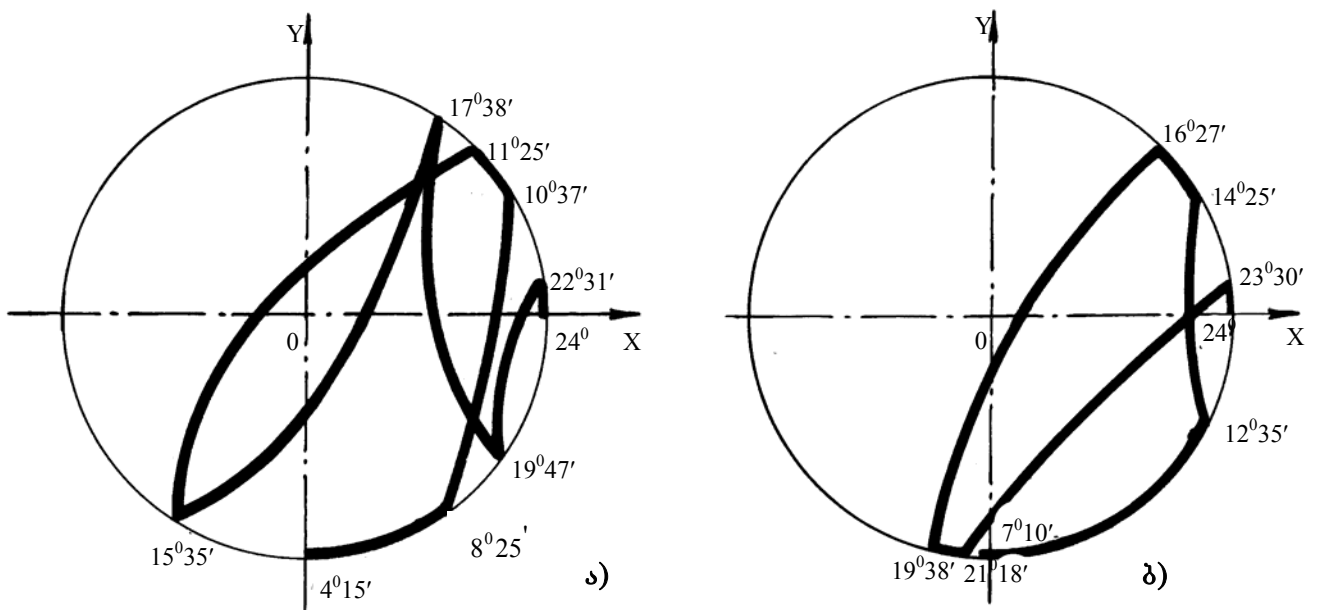
ნახ. 7.2. ღრეჩოვბიანი სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური პარამეტრების საანგარიშო ქვეპროგრამის ბლოკ-სქემა

მანქანური გამოთვლების შედეგად აღმოჩნდა, რომ მოძრაობის დასაწყისში 1-2 სახსრული შეერთების შიგა ელემენტი, როცა  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ, თავისუფლად სრიალებს გარე ელემენტის მიმართ ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის მობრუნებისას  $0^{\circ}$ -დან  $8^{\circ}25'$ -მდე, ე.ი. ამ დროს სრულდება კონტაქტური მოძრაობა, რასაც ახასიათებს რეაქციის გარკვეული მნიშვნელობა მობრუნების ამ ინტერვალში.  $8^{\circ}25'$ -ით მობრუნებისას წყდება კონტაქტური მოძრაობა და იწყება შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა. იგი გრძელდება  $O_2A$  ბერკეტის  $10^{\circ}37'$ -ით მობრუნებამდე. წყდება რა კონტაქტური, იწყება თავისუფალი მოძრაობა, რომელიც მთავრდება დარტყმით. შემდეგ იწყება კონტაქტური მოძრაობა (ნახ. 7.3, ა), შემდეგ ისევ წყვეტა  $11^{\circ}25'$ -ის მობრუნებამდე და თავისუფალი მოძრაობა ღრეჩოს არეში.

წამყვანი ბერკეტის  $15^{\circ}35'$ -ით მობრუნებისას ხდება დარტყმა და იწყება კონტაქტური მოძრაობა, შემდეგ ისევ თავისუფალი მოძრაობა და ისევ კონტაქტი  $17^{\circ}38'$ -ით მობრუნებისას. შემდეგ ისევ თავისუფალი მოძრაობა და დარტყმა  $19^{\circ}47'$  მობრუნებისას. ისევ თავისუფალი მოძრაობა  $19^{\circ}47'$ - $22^{\circ}31'$  ინტერვალში და შემდეგ კონტაქტური მოძრაობა. კონტაქტური მოძრაობის დასაწყისში ყოველთვის ადგილი აქვს დარტყმით მოვლენას.

შიგა ელემენტის მოძრაობა გარე ელემენტის მიმართ იმავე სახსრულ შეერთებაში კარდინალურად იცვლება ღრეჩოს  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობის დროს (ნახ. 7.3, ბ). როგორც ნახაზიდან ჩანს, ღრეჩოს სიდიდის შემცირება დადებითად მოქმედებს სახსრული შეერთების დინამიკაზე, რადგან მცირდება წყვეტისა და კონტაქტის წერტილების რაოდენობა, ე.ი. მცირდება დარტყმებისა და თავისუფალი მოძრაობის რიცხვი, რაც

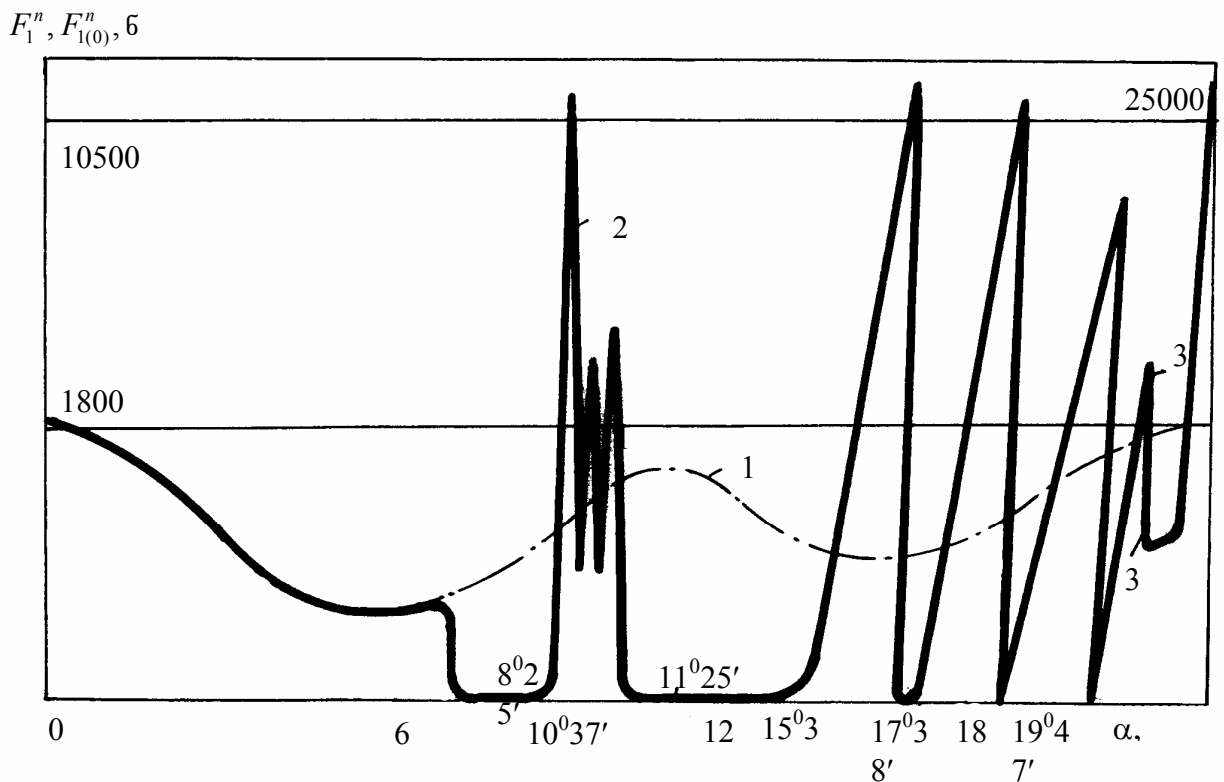
ზრდის კონტაქტური მოძრაობის ინტერვალს. პირველი წყვეტა მოცემული ღრეჩოს პირობებში შეინიშნება ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის  $12^035'$ -ით მობრუნებისას და შემდეგ  $12^035'-14^025'$  ინტერვალში ადგილი აქვს თავისუფალ მოძრაობას. ამძრავი ბერკეტის  $14^0-16^027'$ -ით მობრუნების ინტერვალში ისევ კონტაქტური მოძრაობაა, ხოლო  $16^027'$ -სთვის ხდება წყვეტა და  $16^027'-19^038'$



ნახ. 7.3. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრის შიგა ელემენტის მოძრაობა გარე ელემენტისადმი დამუხრუჭებისას, როცა ა)  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ და ბ)  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ, ხოლო  $K_{ახ} = 0$

ინტერვალში გვაქვს თავისუფალი მოძრაობა.  $19^038'$ -ით მობრუნებისას ადგილი აქვს დარტყმის მოვლენას და  $19^038'-21^018'$  ინტერვალში შენარჩუნებულია კონტაქტური მოძრაობა. მობრუნების  $21^018'-23^030'$  ინტერვალში თავისუფალი მოძრაობას აქვს ადგილი, ხოლო  $23^030'-24^0$  ინტერვალში მყარდება კონტაქტური მოძრაობა. ამძრავი ბერკეტის  $24^0$ -ით მობრუნებისას სრულდება დამუხრუჭების პროცესი.

როგორც მანქანურმა გაანგარიშებებმა გვიჩვენა ყველა თავისუფალი მოძრაობა მთავრდება დარტყმითი მოვლენით გარე ელემენტის მიმართ, რომლის დროსაც წარმოქმნილი დარტყმითი ძალის მნიშვნელობა, გამოხატული რეაქციის ძალის მყისიერი ზრდით, დამანგრეველად მოქმედებს სახსრული შეერთების ელემენტებზე. რეაქციის ძალის ცვლილება 1-2 სახსრულ შეერთებაში  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობისას წარმოდგენილია შემდეგი გრაფიკის (ნახ. 7.4) სახით.



ნახ. 7.4. შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და  $K_{\text{ხახ}}=0$  დროს

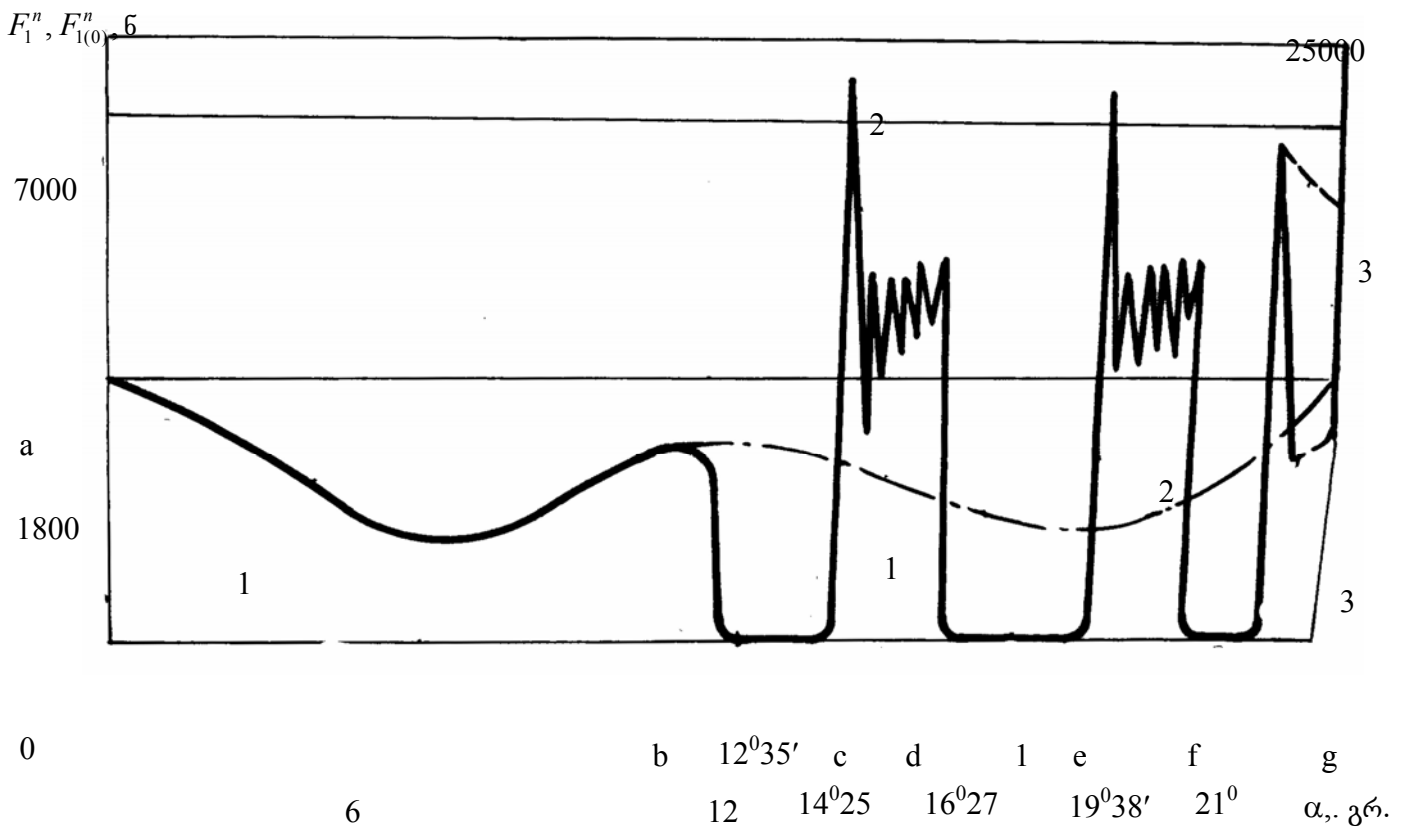
მოცემულ ნახაზზე პირველი მრუდი წარმოადგენს რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკს იდეალური შემსრულებელი კვანძის შემთხვევაში,

როცა  $\Delta=0$ ; მეორე მრუდი ასახავს შემსრულებელი ღრეჩოებიანი კვანძის შემთხვევაში რეაქციის ძალის გავრცელების გრაფიკს, ხოლო 3-3 მრუდი წარმოადგენს ამძრავი ბერკეტის  $23^{\circ}30'$ - $40^{\circ}$  მობრუნების ინტერვალში რეაქციის ძალის ცვლილების შემომვლელ წირს.

გრაფიკიდან ჩანს, რომ ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტის  $8^{\circ}25'$  კუთხით მობრუნებამდე რეაქციის ძალების მნიშვნელობანი იდეალური და რეალური 1-2 სახსრებისათვის ერთმანეთს თანხვდებიან. რეაქციის ძალა 1800 ნ-დან იცვლება ნულამდე და შემდეგ თავისუფალი მოძრაობის ბოლოს პირველი დარტყმისას გარე ელემენტისადმი, რომელიც შეესაბამება ამძრავის  $10^{\circ}37'$  კუთხით მობრუნებას, რეაქციის ძალის მყისი მნიშვნელობა აღწევს 10500 ნ-ს. რეაქციის ძალის ცვლილება წარმოებს 7.3,ა ნახაზის მიხედვით. ძალის მყისიერ ზრდას თან ახლავს კონტაქტური მოძრაობა და შემდეგ ხელახალი თავისუფალი მოძრაობა. ამძრავი ბერკეტის  $24^{\circ}$  მობრუნებას შეესაბამება რეაქციის ძალის ცვლილება 2300 ნ – 1000 ნ დიაპაზონში. ამძრავი ბერკეტის  $24^{\circ}$ -ით მობრუნებისას სამუხრუჭე ძალის გავლენით რეაქციის ძალა აღწევს 25000 ნ-ს.

სულ სხვაგვარად გვესახება რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი 1-2 სახსრულ შეერთებაში ნულოვანი ხახუნისა და  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობისას (ნახ. 7.5). ნახაზზე 1 მრუდი ასახავს რეაქციის ძალის გავრცელებას იდეალურ შესაბამის კვანძში, 2 მრუდი გვიჩვენებს რეაქციებს რეალურ სამუხრუჭე კვანძში, ხოლო 3 მრუდი არის შემომვლელი მრუდი მობრუნების  $24^{\circ}$ -მდე.





ნახ. 7.5. შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი, როცა  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ და  $K_{სახ} = 0$

როგორც გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, ამძრავის შემობრუნების დაწყებიდან  $12^035'$  კუთხით შემობრუნებამდე რეაქციის ძალის მნიშვნელოვანი იდეალური და რეალური 1-2 სახსრულ შეერთებაში ერთმანეთს თანხვდებიან. აქედან იწყება თავისუფალი მოძრაობა (bc უბანი). რეაქციის ძალის მნიშვნელობა თავისუფალი მოძრაობის ბოლოს დარტყმისას აღწევს 7800 ნ-ს. შემდეგი თავისუფალი მოძრაობების ბოლოს (de და fg უბნები), რეაქციის ძალის მნიშვნელობა აღწევს 7500 და 6800 ნ-ს. ბოლოს  $23^030'-24^0$  ინტერვალში რეაქციის ძალა იცვლება 6900-8000 ნ. დიაპაზონში. ამავე დროს კონტაქტური მოძრაობის cd და ef უბნებზე შეინიშნება რეაქციის ძალის ხშირი ცვლილება დადებითი

და უარყოფითი მიმართულებით 2780-1800 ნ დიაპაზონში. ამძრავი ბერკეტის 24<sup>0</sup>-ზე მობრუნებისას სამუხრუჭე ძალა აღწევს თავის მაქსიმალურ მნიშვნელობას და რეაქციის ძალა მყისიერად იზრდება 25000 ნ-მდე.

ძირითადი დინამიკური პარამეტრები, მიღებული მანქანური გამოთვლების შედეგად, ნულოვანი ხახუნის პირობებში, მოცემულია ცხრილში (ცხრ. 7.1).

ცხრილი 7.1

**შემსრულებელი სამუხრუჭე კვანძის ღრეჩოს მახასიათებელი დინამიკური პარამეტრები 1-2 სახსრული შეერთებისათვის**

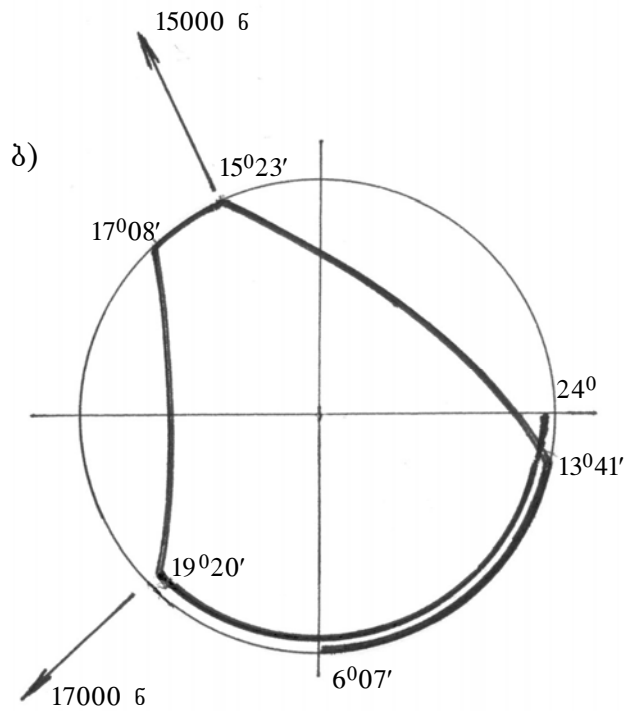
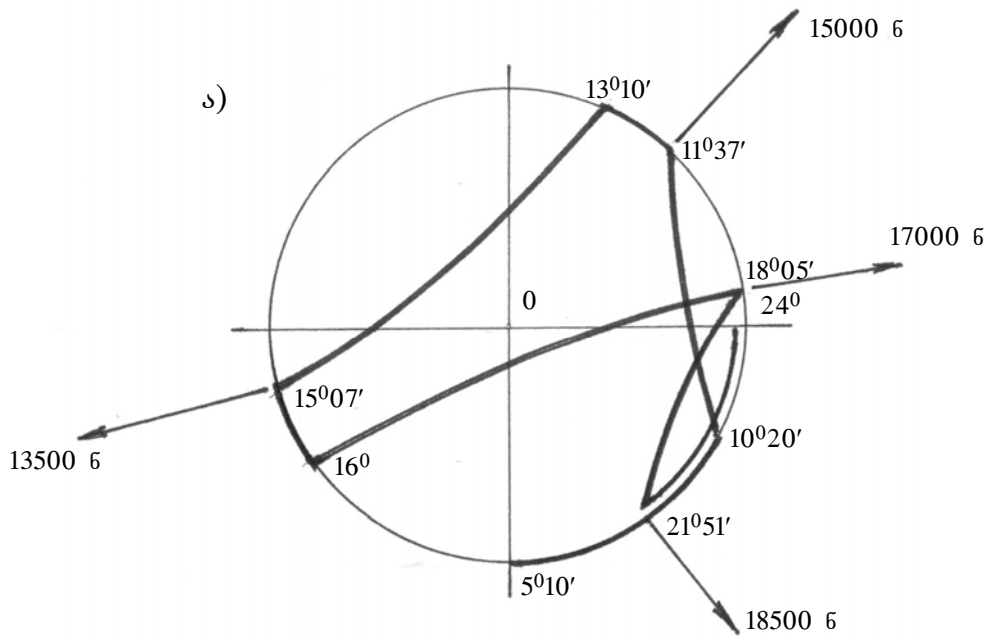
ღრეჩოს სიდიდე	$\Delta=20 \cdot 10^{-2}$ მმ	$\Delta=5 \cdot 10^{-2}$ მმ
მშრალი ხახუნის კოეფიციენტი	$K_{ახხ}=0$	$K_{ახხ}=0$
1. ამძრავი ბერკეტის მობრუნების კუთხეები წყვეტის წერტილებისათვის, გრად.	8 <sup>0</sup> 25', 11 <sup>0</sup> 25', 15 <sup>0</sup> 35', 17 <sup>0</sup> 38', 19 <sup>0</sup> 47'	12 <sup>0</sup> 35', 16 <sup>0</sup> 27', 21 <sup>0</sup> 18'
2. თავისუფალი მოძრაობის ხანგრძლივობა ამძრავის მობრუნების კუთხის მიხედვით, გრად.	2 <sup>0</sup> 87', 4 <sup>0</sup> 10', 2 <sup>0</sup> 03', 2 <sup>0</sup> 09', 2 <sup>0</sup> 44'	1 <sup>0</sup> 50', 3 <sup>0</sup> 11', 2 <sup>0</sup> 12'
3. კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა ამძრავის მობრუნების კუთხის მიხედვით, გრად.	3 <sup>0</sup> 45', 0 <sup>0</sup> 48', 0 <sup>0</sup> , 0 <sup>0</sup> , 1 <sup>0</sup> 29'	5 <sup>0</sup> 25', 2 <sup>0</sup> 02', 0 <sup>0</sup> 30'
4. მაქსიმალური რეაქციის ძალები, 10 <sup>2</sup> ნ	110	78
5. კონტაქტის წერტილის რხევის საშუალო სიხშირე, ჰერცი	114	105
6. შეერთებათა ელემენტების ფარდობითი სიჩქარე კონტაქტური მოძრაობის დროს, მ/წმ	0,0256	0,0213

შეიძლება დავასკვნათ, რომ სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის 1-2 ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში დარტყმების რაოდენობა პირდაპირპროპორციულ დამოკიდებულებაშია ღრეჩოს გეომეტრიულ ზომასთან. გაზრდილი ღრეჩოს შემთხვევაში რეაქციის ძალის მნიშვნელობა 18-20-ჯერ აჭარბებს რეაქციის ძალას, აღძრულს იდეალური კვანძის შემთხვევაში. აღნიშნული გადაცემის შეკეთებათაშორისი პერიოდის გაზრდა და დინამიკის გაუმჯობესება თავისთავად გულისხმობს სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოს მინიმალური ზომების დაცვას, ასევე ელემენტების ცვეთამედეგი მასალების შერჩევას.

ანალოგიური მიმდევრობით იქნა გაანგარიშებული ნულოვანი ხახუნის პირობებში დინამიკური დარტვირთვები და აგებული მოძრაობის დიაგრამები სამუხრუჭე კვანძის 2-3 სახსრული შეერთებისათვის. ღრეჩოს ორი  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ და  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ სიდიდის დროს (ნახ. 7.6).

აღმოჩნდა, რომ 2-3 შეერთებაში  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობისას დამუხრუჭების პროცესის დასაწყისიდან ამძრავი ბერკეტის  $10^0 20'$  კუთხით მობრუნებამდე 2-3 სახსრული შეერთების შიგა ელემენტი სრიალებს გარე ელემენტის მიმართ, ე.ი. ამ შუალედში სრულდება კონტაქტური მოძრაობა. ამძრავი ბერკეტის  $10^0 20'$  კუთხით მობრუნების მომენტისათვის ხდება პირველი წყვეტა და იწყება თავისუფალი მოძრაობა ღრეჩოს არეში, რომელიც მობრუნების  $11^0 37'$  კუთხისათვის მთავრდება დარტყმით გარე ელემენტისადმი (ნახ. 7.6. ა). იწყება კონტაქტური მოძრაობა, რომელიც მთავრდება წყვეტით ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $13^0 10'$  კუთხისათვის. მობრუნების  $13^0 10'$ - $15^0 07'$  დიაპაზონში შიგა ელემენტი ასრულებს თავისუფალ მოძრაობას ღრეჩოს არეში, რომელიც მთავრდება დარტყმით მობრუნების  $15^0 07'$  კუთხის შესაბამისი მომენტისათვის. მობრუნების  $15^0 07'$ -

16<sup>0</sup> შუალედში ისევ კონტაქტური მოძრაობაა, რომელიც მთავრდება წყვეტით მობრუნების 16<sup>0</sup> კუთხისათვის და 16<sup>0</sup>-18<sup>0</sup>05' დიაპაზონში თავისუფალი მოძრაობა აღინიშნება, რომელიც მთავრდება დარტყმით. დარტყმის მომენტში შიგა ელემენტი აისხლიტება გარე ელემენტისადმი და მოძრაობს ღრეჩოს არეში ამძრავი ბერკეტის მობრუნების 21<sup>0</sup>51' კუთხემდე. ამ კუთხის



**ნახ. 7.6. სამუხრუჭე კვანძის 2-3 შეერთებაში შიგა ელემენტის მოძრაობის დიაგრამა და დინამიკური დატვირთვები დამუხრუჭებისას, როცა ა)  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ და ბ)  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ ნულოვანი ხახუნის პირობებში**

შესაბამის მომენტში ხდება მეოთხე დარტყმა გარე ელემენტისადმი, მყარდება კონტაქტური მოძრაობა და გრძელდება ამძრავი ბერკეტის სრული  $24^0$  კუთხით მობრუნებამდე.

შეიძლება აღინიშნოს, რომ პირველი წყვეტის მოვლენა 2-3 შეერთებაში იწყება გაცილებით გვიან, ვიდრე 1-2 სახსრულ შეერთებაში იგივე ღრეჩოს პირობებში. თავისუფალი მოძრაობის რაოდენობა ნაკლებია და კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა და რაოდენობა მეტი, ვიდრე 1-2 შეერთებაში.

ჩატარდა კონტაქტურ და თავისუფალ მოძრაობათა რაოდენობრივი გაანგარიშება 2-3 შეერთებაში  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  ღრეჩოს არსებობისას ისევ ნულოვანი ხახუნის პირობებში (ნახ. 7.6, ბ).

დიაგრამიდან (ნახ. 7.6, ბ) ჩანს, რომ დამუხრუჭების დაწყებიდან ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $0^0-13^041'$  შუალედში შიგა ელემენტი 2-3 შეერთებისა სრიალებს გარე ელემენტის მიმართ, ე.ი. გვაქვს კონტაქტური მოძრაობა. ამ ინტერვალის ბოლოს ხდება პირველი წყვეტა და შიგა ელემენტი ასრულებს თავისუფალ მოძრაობას ღრეჩოს არეში. იგი მთავრდება დარტყმით მობრუნების  $15^023'$  კუთხისათვის და ამის შემდეგ  $15^023'-17^008'$  შუალედში გვაქვს კონტაქტური მოძრაობა. შემდეგ ისევ წყვეტა და  $17^008'-19^020'$  შემობრუნების შუალედისათვის თავისუფალი მოძრაობაა.  $19^020'$  მობრუნების კუთხისათვის ხდება დარტყმა გარე ელემენტის მიმართ და მყარდება კონტაქტური მოძრაობა, რომელიც არსებობს ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $24^0$ -მდე. აქაც აღინიშნება კონტაქტური მოძრაობის უპირატესობა 1-2 შეერთების მიმართ, გვაქვს თავისუფალი მოძრაობის ნაკლები რაოდენობა

და შესაბამისად, დარტყმების სიმცირე, ვიდრე 1-2 შეერთებაში ღრეჩოს იგივე სიდიდის და ნულოვანი ხახუნის პირობებში.

გამოვლინდა რეაქციის ძალების მაქსიმალური მნიშვნელობა  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობისას 2-3 შეერთებაში ნულოვანი ხახუნის დროს (ნახ. 7.6, ა). პირველი დარტყმისას ამძრავი ბერკეტის  $11^{\circ}37'$  კუთხით შემობრუნების დროს რეაქციის ძალის მნიშვნელობამ მიაღწია 15000 ნ-ს, მაშინ როცა მისი შესაბამისი იდეალური მნიშვნელობა არ აღემატებოდა 1200 ნ-ს. მეორე დარტყმის მომენტში, რომელიც შეესაბამება ამძრავის  $15^{\circ}07'$  კუთხით მობრუნებას, მისი მნიშვნელობა განისაზღვრა 13500 ნ-ით, მესამე დარტყმისას მისმა მნიშვნელობამ მიაღწია 17000 ნ-ს, ხოლო მეოთხე დარტყმისას იგი გახდა 18500 ნ. შემდგომ, ამძრავი ბერკეტის  $24^{\circ}$ -ით მობრუნებისას, ე.ი. დამუხრუჭების ბოლო მომენტში იგი 25000 ნიუტონია.

ანალოგიური გავრცელება ახასიათებს რეაქციის ძალას  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობისას 2-3 შეერთებაში (ნახ. 7.6, ბ) ნულოვანი ხახუნის პირობებში. აქ პირველადი დარტყმისას რეაქციის ძალის სიდიდე აღწევს 15000 ნ-ს, ხოლო მეორე დარტყმისას ამძრავი ბერკეტის  $19^{\circ}20'$  კუთხით მობრუნების მომენტში 17000 ნ-ია. შემდგომი კონტაქტური მოძრაობის ბოლოს, რომელიც შეესაბამება ამძრავი ბერკეტის  $24^{\circ}$ -ით მობრუნებას, მისი მნიშვნელობა განისაზღვრება 25000ნ-ით.

საყურადღებოა ის ფაქტი, რომ თუ 1-2 შეერთებაში  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობისას კონტაქტის წერტილის რხევის სიხშირე აღწევდა 114 ჰერცს, ხოლო  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს დროს 105 ჰერცს, აღმოჩნდა, რომ იგივე ღრეჩოების პირობებში 2-3 შეერთებაში ეს რხევის სიხშირე უდრიდა შესაბამისად 101 ჰერცს და 87 ჰერცს. ასევე 1-2 შეერთების ელემენტების ფარდობითი სიჩქარე კონტაქტური მოძრაობის დროს, იგივე ნულოვანი ხახუნის პირობები 2-3 სახსრულ შეერთებაში 0,0256

მ/წმ-დან შემცირდა 0,0197 მ/წმ-მდე  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს დროს, ხოლო  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს პირობებში – 0,0213 მ/წმ-დან 0,0171 მ/წმ-მდე.

## 7.2. ღრეჩოს და ხახუნის ძალის გავლენა სამუხრუჭე გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკაზე

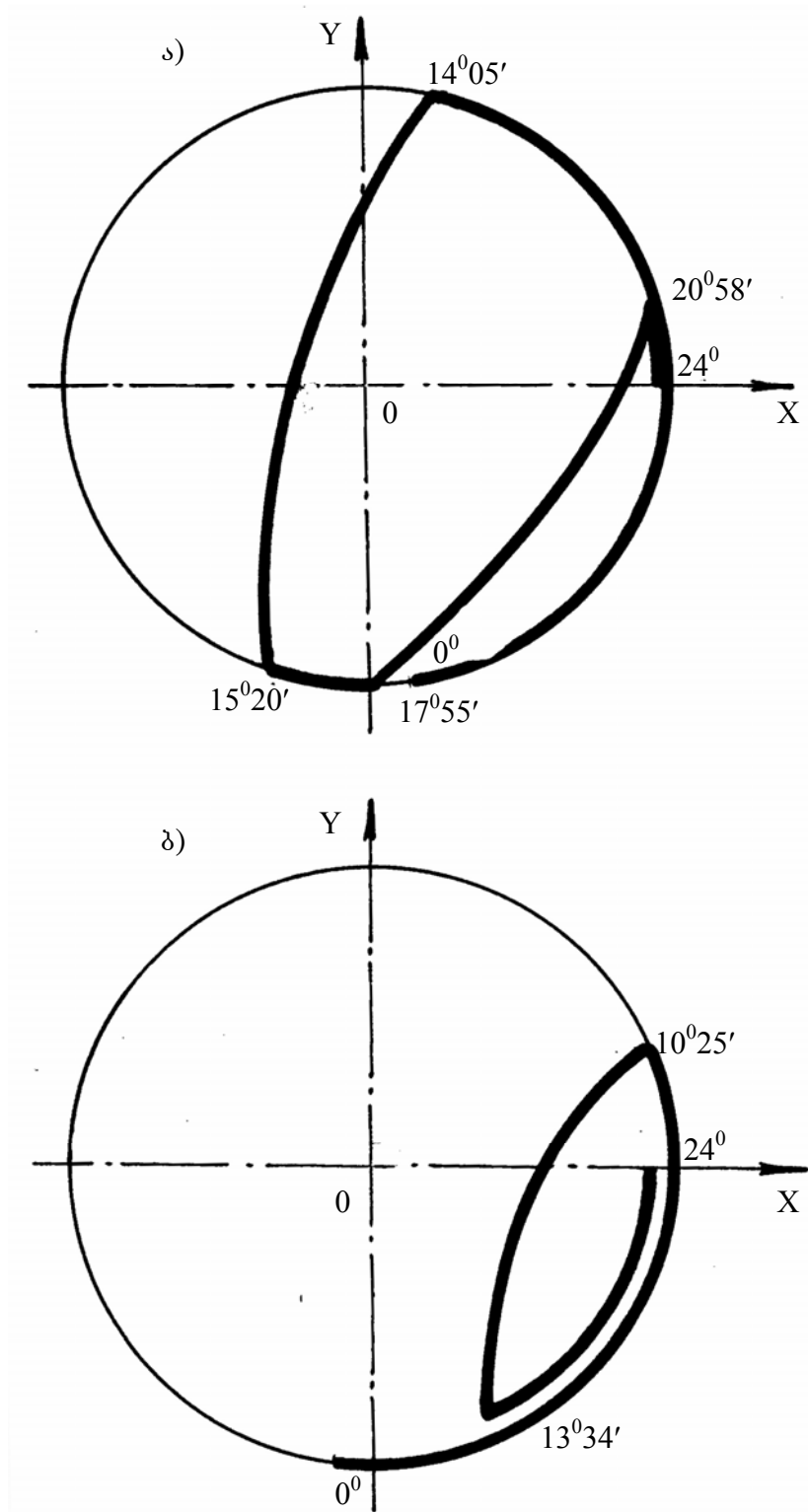
შედგენილი პროგრამა მანქანური გაანგარიშებისთვის ითვალისწინებს ღრეჩოსა და ხახუნის არსებობისას დინამიკური პარამეტრების ერთდროულ გამოკვლევას. ამ მიზნით ვსარგებლობთ სამუხრუჭე გადაცემის ცნობილი პარამეტრებით ღრეჩოს ორი მნიშვნელობისთვის ა)  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ და ბ)  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ. ამასთან ვსარგებლობთ ხახუნის კოეფიციენტების შემდეგი მნიშვნელობებით – მშრალი ხახუნის კოეფიციენტი  $K_{\text{ხახ}_1} = 0,001$ ; სველი ხახუნის კოეფიციენტი  $K_{\text{ხახ}_2} = 0$ ; კვადრატული ხახუნის კოეფიციენტი  $K_{\text{ხახ}_3} = 0$ . მივიჩნევთ, რომ გადაცემის შემსრულებელი კვანძის ბერკეტები აბსოლუტურად ხისტი და ერთგვაროვანია.

მანქანური გამოთვლების შედეგად დადგინდა შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრული შეერთების ღრეჩოს არეში თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობების ბუნება, აგრეთვე შესაბამისი რეაქციის ძალები მოცემული მშრალი ხახუნის არსებობის პირობებში. აღმოჩნდა, რომ მშრალი ხახუნის არსებობისას მცირდება სახსრული შეერთების ღრეჩოს არეში თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობების მონაცვლეობა (ნახ. 7.7), აგრეთვე იგრძნობა კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა თავისუფალთან შედარებით. ამრავი ბერკეტის

მობრუნების  $0^{\circ}$ -  $14^{\circ}05'$  დიაპაზონში (ნახ. 7.7, ა) სახსარში გვაქვს კონტაქტური მოძრაობა, რომლის ბოლოს იწყება შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა, რაც მობრუნების  $15^{\circ}20'$ -თვის მთავრდება დარტყმით გარე ელემენტის მიმართ. მობრუნების  $15^{\circ}20'$ - $17^{\circ}55'$  დიაპაზონში, კონტაქტური მოძრაობაა, რასაც მოსდევს წყვეტა მობრუნების  $17^{\circ}55'$ -თვის და ისევ მყარდება თავისუფალი მოძრაობა. იგი მთავრდება დარტყმით ამძრავის მობრუნების  $20^{\circ}58'$ -თვის და ამის შემდეგ დამუხრუჭების სრული პროცესის ბოლომდე შენარჩუნებულია სახსრის ელემენტების კონტაქტური მოძრაობა. დარტყმების დროს რეაქციის ძალის მნიშვნელობა აღწევს 11000 ნ-ს.

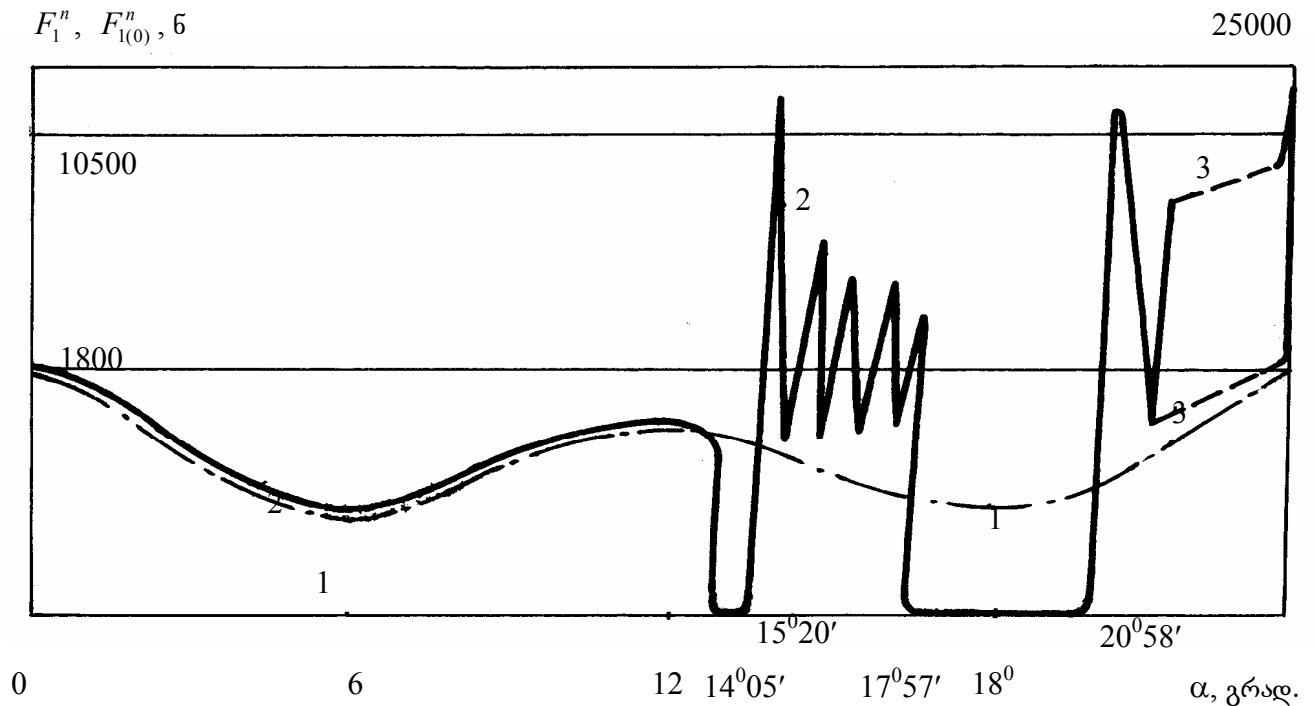
მსგავსი სურათი წარმოგვიდგება იგივე ხახუნის კოეფიციენტის დროს  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობის პირობებში (ნახ. 7.7, ბ). ამძრავი ბერკეტის მობრუნების საწყისი  $0^{\circ}$ - $10^{\circ}25'$  დიაპაზონისათვის ადგილი აქვს კონტაქტურ მოძრაობას, რაც მობრუნების  $10^{\circ}25'$  კუთხისთვის მთავრდება წყვეტის მოვლენით და  $10^{\circ}25'$ - $13^{\circ}34'$  დიაპაზონისთვის მყარდება თავისუფალი მოძრაობა. ამ დიაპაზონის ბოლოს  $13^{\circ}34'$  კუთხით ამძრავის შემობრუნებისას ადგილი აქვს დარტყმით მოვლენას გარე ელემენტის მიმართ, რომლის შედეგადაც  $13^{\circ}34'$ - $24^{\circ}$  ინტერვალში სრული დამუხრუჭების ბოლომდე გრძელდება კონტაქტური მოძრაობა.





ნახ. 7.7. შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრის შიგა ელემენტის მოძრაობის დიაგრამა გარე ელემენტისადმი მშრალი ხახუნის  $K_{ხახ1}=0,001$  კოეფიციენტისა და ღრეზოს ორი ა)  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ და ბ)  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისათვის

რეაქციის ძალის ცვლილებას 1-2 სახსრულ შეერთებაში  $K_{სახ1}=0,001$  კოეფიციენტისა და ღრეჩოს  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისას ასახავს გრაფიკი (ნახ. 7.8), სადაც პუნქტირით მოცემულია ნულოვანი ღრეჩოს დროს შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვლილება, ხოლო კონტურით ასახულია ღრეჩოიან სახსარში რეაქციის ძალის ცვლილების დიაგრამა.

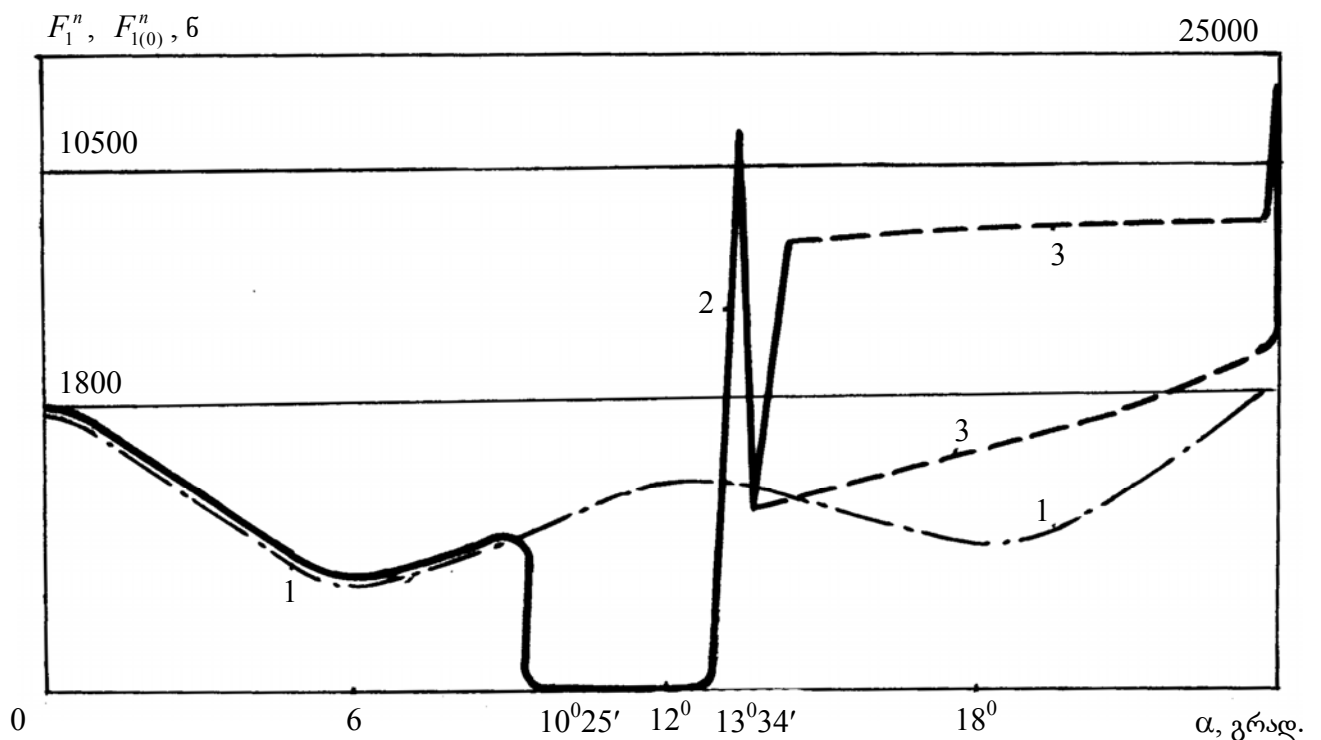


ნახ. 7.8. რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი 1-2 სახსარში ხახუნის  $K_{სახ1}=0,001$  კოეფიციენტისა და  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს შემთხვევაში სრული დამუხრუჭებისას

რეაქციის ცვლილების გრაფიკი (მრუდი 2) აგებულია ნახ. 7.7-ის მიხედვით და ცხადყოფს, რომ შემსრულებელი კვანძის ამძრავი ბერკეტის მობრუნების საწყის  $0^{\circ}$ - $14^{\circ}05'$  დიაპაზონში რეაქციის ძალები იდეალური და ღრეჩოებიანი შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში თანხვდებიან ერთმანეთს. ამ დიაპაზონში რეაქციის ძალა იცვლება 1800 ნ-დან 1000 ნ-მდე. მობრუნების  $14^{\circ}05'$ - $15^{\circ}20'$  შუალედში

თავისუფალი მოძრაობაა, ამიტომ რეაქცია ნულის ტოლია, ხოლო პირველივე დარტყმისას მობრუნების  $15^{\circ}20'$ -სთვის რეაქციის ძალა იზრდება მყისიერად და აღწევს 11000 ნ-მდე. ამას მოყვება რეაქციის მიღევადი უბანი, რომლის დროსაც რეაქციის ძალა იცვლება 5000 ნ – 1000 ნ დიაპაზონში. მორიგი თავისუფალი მოძრაობის შემდეგ ამძრავი ბერკეტის  $20^{\circ}58'$  მობრუნებისას მყარდება კონტაქტური მოძრაობა, რომლის საწყის ფაზაში ადგილი აქვს დარტყმას და რეაქციის ძალის მყის ცვლილებას 10600 ნ-მდე. ამის შემდეგ აღინიშნება რეაქციის ძალის მიღევადობის მოვლენა ცვლილებით 7000ნ – 1500ნ დიაპაზონში და სრული დამუხრუჭების ბოლოს, ამძრავი ბერკეტის  $24^{\circ}$ -ით შემობრუნებისას რეაქციის ძალა აღწევს 25000 ნ-ს.

რეაქციის ძალის ცვლილების განსხვავებული სურათი წარმოგვიდგება ხახუნის იგივე  $K_{ახ1}=0,001$  კოეფიციენტისა და ღრეჩოს  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისთვის (ნახ. 7.9).



**ნახ. 7.9. რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი 1-2 სახსარში ხახუნის  $K_{\text{ხახ1}}=0,001$  კოეფიციენტისა და  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს შემთხვევაში სრული დამუხრუჭებისას**

აქ პუნქტირით აღნიშნულია უღრეჩოო შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსარში რეაქციის ძალის ცვლილება, ხოლო მრუდი 2 ასახავს რეაქციის ცვლილებას იგივე სახსარში ღრეჩოს არსებობისას, მრუდი 3 წარმოადგენს რეაქციის ძალების შემომვლელებს ამძრავის მობრუნების  $14^{\circ}$ - $24^{\circ}$  დიაპაზონში.

როგორც ნახაზიდან ჩანს, რეაქციის ძალის მნიშვნელობანი ამძრავი ბერკეტის მობრუნების საწყის ფაზაში  $0^{\circ}$ - $10^{\circ}25'$  დიაპაზონში უღრეჩოო და ღრეჩოებიანი შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსარში ემთხვევიან ერთმანეთს. ამ დროს იგი იცვლება 1800-დან 1000 ნ-მდე. პირველი თავისუფალი მოძრაობის შემდეგ, ამძრავი ბერკეტის  $13^{\circ}34'$  მობრუნებისთვის ადგილი აქვს დარტყმით მოვლენას გარე ელემენტის მიმართ, რომლის დროსაც რეაქციის ძალა იზრდება მყისიერად და აღწევს 10800 ნ-ს. შემდეგ იგი ეცემა და ამძრავის მობრუნების  $24^{\circ}$ -მდე იცვლება 8000-დან 1200 ნ-მდე. სრული დამუხრუჭების ბოლო მომენტისთვის რეაქციის ძალის მნიშვნელობა იზრდება 25000 ნ-მდე. ცხადია, ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის შემცირება და ამავე დროს ხახუნის არსებობა მოსრიალე შიგა და გარე ელემენტების ზედაპირებს შორის დადებით გავლენას ახდენს სახსრის და საერთოდ კვანძის დინამიკაზე, მცირდება დარტყმითი მოვლენები გარე ელემენტის

მიმართ და შესაბამისა იზრდება კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა. ხახუნის მხედველობაში მიღებით 1-2 სახსრულ შეერთებაში დინამიკური მაჩვენებლები მოიცემა შემდეგი ცხრილის (ცხრ. 7.2) სახით.

შემსრულებელი სამუხრუჭე კვანძის 1-2 სახსრული შეერთების დინამიკური პარამეტრები მშრალი ხახუნისა და ღრეჩოს არსებობისას

ღრეჩოს სიდიდე, მმ	$\Delta=20 \cdot 10^{-2}$ მმ	$\Delta=5 \cdot 10^{-2}$ მმ
ხახუნის კოეფიციენტი	0,001	0,001
1. ამძრავი ბერკეტის მობრუნების კუთხეები წყვეტის წერტილებისთვის, გრად.	14 <sup>0</sup> 05', 17 <sup>0</sup> 55'	10 <sup>0</sup> 25'
2. ამძრავის მობრუნების კუთხეები კონტაქტის წერტილებისთვის, გრად.	15 <sup>0</sup> 20', 20 <sup>0</sup> 58''	13 <sup>0</sup> 34'
3. წყვეტის ხანგრძლივობა ამძრავის მობრუნების მიხედვით, გრად.	1 <sup>0</sup> 15', 3 <sup>0</sup> 03'	3 <sup>0</sup> 09'
4. კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა მობრუნების კუთხის მიხედვით, გრად.	14 <sup>0</sup> 05', 2 <sup>0</sup> 35', 3 <sup>0</sup> 02'	10 <sup>0</sup> 25', 10 <sup>0</sup> 26'
5. მაქსიმალური რეაქციის ძალები, 10 <sup>2</sup> ნ	105	75
6. კონტაქტის წერტილის რხევის საშუალო სიხშირე, ჰერცი	109	93
7. სახსრის ელემენტების ფარდობითი სიჩქარე	0,0241	0,0185

კონტაქტური მოძრაობისას მ/წმ		
--------------------------------	--	--

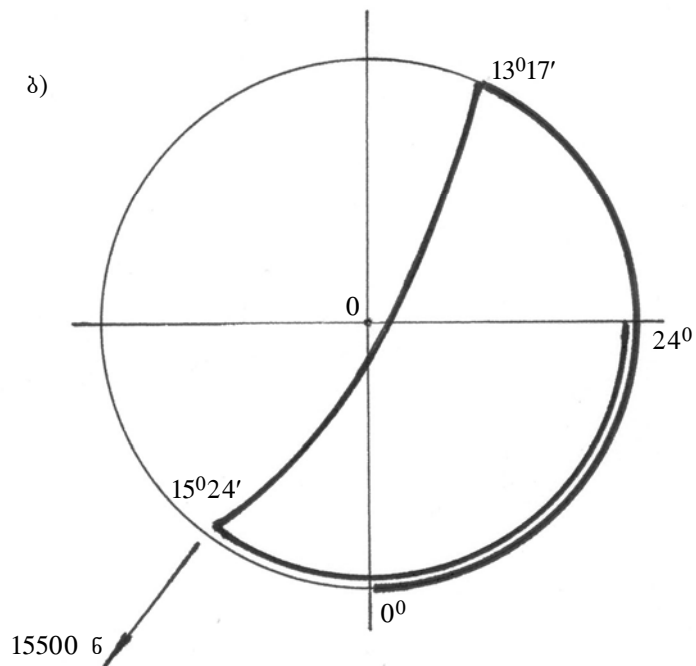
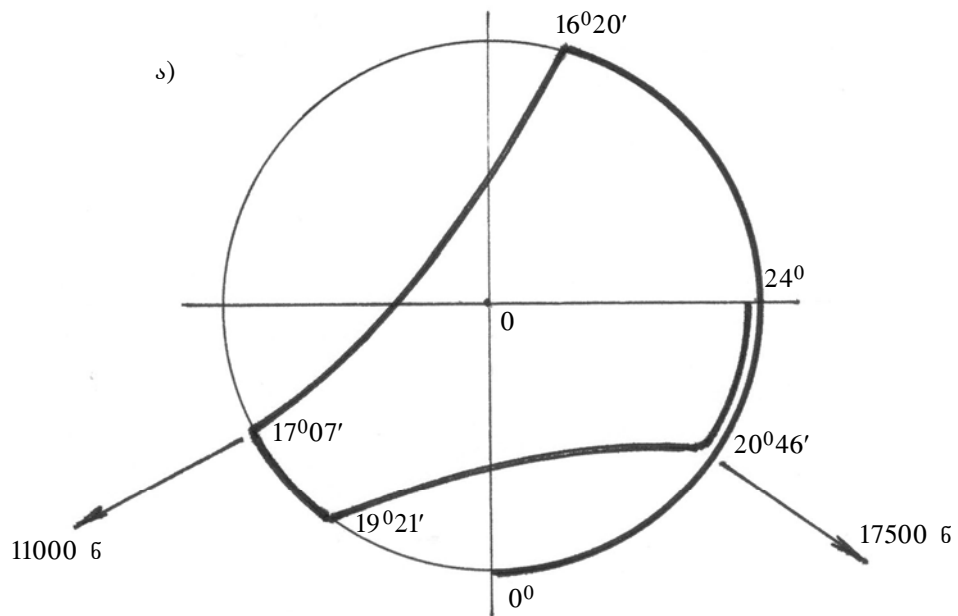
გადმოცემული მასალის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ ღრეჩოს გეომეტრიული ზომების შემცირებასთან ერთად შეერთებების ელემენტებს შორის ხახუნის კოეფიციენტის გათვალისწინება საგრძნობლად აუმჯობესებს გადაცემის დინამიკას. ამცირებს დარტყმითი მოვლენების რაოდენობას, კონტაქტის წერტილების რხევის სიხშირეს და რეაქციის ძალების მნიშვნელობებს.

მსგავსი მოვლენები კინემატიკისა და დინამიკის თვალსაზრისით აღინიშნება სამუხრუჭე კვანძის 2-3 სახსრულ შეერთებებში მშრალი ხახუნის  $K_{\text{ხახ}}=0,001$  კოეფიციენტისა და ღრეჩოს ორი ა)  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ და ბ)  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობებისათვის. მანქანური გაანგარიშებების შედეგები სამუხრუჭე კვანძის 2-3 შეერთებაში შიგა ელემენტის მოძრაობისა და დატვირთვების მიმართ მოცემულია დიაგრამების სახით (ნახ. 7.10).

როგორც ნახაზიდან ჩანს სამუხრუჭე პროცესის დასაწყისიდან ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $16^{\circ}20'$  კუთხემდე სამუხრუჭე კვანძის 2-3 სახსრულ შეერთებაში გვაქვს კონტაქტური მოძრაობა. ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $16^{\circ}20'$  კუთხისათვის მთავრდება კონტაქტური მოძრაობა და ხდება წყვეტა. წყვეტის შემდეგ მობრუნების  $16^{\circ}20'$ - $17^{\circ}07'$  ინტერვალში შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობაა ღრეჩოს არეში, რაც მთავრდება დარტყმით მობრუნების  $17^{\circ}07'$ -სათვის შეერთების გარე

ელემენტის მიმართ. დარტყმის შემდეგ მყარდება კონტაქტური მოძრაობა ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $17^{\circ}07'$ - $19^{\circ}21'$  დიაპაზონისათვის. მობრუნების  $19^{\circ}21'$  კუთხის შესაბამისი მომენტისათვის ხდება განმეორებითი წყვეტა, რასაც მოსდევს შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $19^{\circ}21'$ - $20^{\circ}46'$  ინტერვალისათვის. მობრუნების კუთხის  $20^{\circ}46'$  მნიშვნელობის შესაბამის მომენტში სრულდება მეორე დარტყმა 2-3 შეერთების გარე ელემენტის მიმართ, რომლის შემდეგაც მიმდინარეობს შიგა და გარე ელემენტების კონტაქტური მოძრაობა ამძრავი ბერკეტის  $24^{\circ}$  კუთხით მობრუნების შესაბამის მომენტამდე.





ნახ. 7.10. სამუხრუჭე კვანძის 2-3 შეერთებაში შიგა ელემენტის მოძრაობის და დატვირთვის დიაგრამა ხახუნის  $K_{\text{ხახ1}}=0,001$  კოეფიციენტისა და ღრეჩოს ორი ა)  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ და ბ)  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობებისათვის

გაანგარიშებების მიხედვით დადგინდა, რომ წყვეტის შესაბამისი  $16^020'$  და  $19^021'$  კუთხეებისათვის წყვეტის ხანგრძლივობა უდრის შესაბამისად,  $0^047'$ -ს და  $1^025'$ -ს, ხოლო კონტაქტის წერტილების შესაბამისი კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა არის  $16^020'$ ,  $2^018'$  და  $3^014'$ . გამოდის, რომ კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა დაახლოებით 10-ჯერ მეტია 2-3 შეერთებაში შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობის ხანგრძლივობაზე. ამასთან დადგენილია, რომ კონტაქტის წერტილის რხევის საშუალო სიხშირე არის 96 ჰერცი, ხოლო სახსრის შიგა და გარე ელემენტების ფარდობითი სიჩქარე არ აღემატება კონტაქტური მოძრაობისას  $0,0213$  მ/წმ-ს.

2-3 სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოს  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისათვის შიგა ელემენტის მოძრაობასა და დინამიკურ დატვირთვებს ასახავს შემდეგი დიაგრამა (ნახ. 7.10, ბ). დიაგრამის მიხედვით დამუხრუჭების პროცესის დაწყებისას ამძრავი ბერკეტის  $0^0$ -დან  $13^017'$  კუთხით მობრუნებამდე 2-3 შეერთებაში აღინიშნება შიგა და გარე ელემენტების კონტაქტური მოძრაობა. ამ მოძრაობის დამთავრებისას მობრუნების  $13^017'$  კუთხის შესაბამისი მომენტისათვის ხდება პირველი წყვეტა და იწყება შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა ღრეჩოს არეში, რაც მთავრდება დარტყმით გარე ელემენტის მიმართ ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $15^024'$  კუთხისათვის. ამის შემდეგ მიმდინარეობს შიგა და გარე ელემენტების კონტაქტური მოძრაობა ამძრავი ბერკეტის  $24^0$ -ით მობრუნებამდე, ე.ი. სრული დამუხრუჭების მომენტამდე.

აღმოჩნდა, რომ წყვეტის შესაბამისი  $13^017'$  წერტილისათვის წყვეტის ანუ თავისუფალი მოძრაობის ხანგრძლივობა არ აღემატება  $2^007'$ -ს.

ასევე შეერთების ელემენტების კონტაქტის წერტილების მოძრაობის ხანგრძლივობა არის  $13^{\circ}17'$  და  $8^{\circ}36'$ . ცხადია, ხახუნის  $K_{\text{ახ1}}=0,001$  კოეფიციენტის მხედველობაში მიღებით შეერთებაში  $\Delta=5\cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს არსებობისას კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა დაახლოებით 11-ჯერ მეტია ამავე შეერთებაში თავისუფალი მოძრაობის ხანგრძლივობაზე. გაანგარიშებებით დადგენილია, რომ ამ შეერთებაში მოძრაობის არსებული პირობების შემთხვევაში კონტაქტის წერტილის რხევის საშუალო სიხშირე არის 86 ჰერცი, ხოლო შეერთების ელემენტების ფარდობითი მოძრაობის სიჩქარე კონტაქტური მოძრაობის დროს არ აღემატება 0,0135 მ/წმ-ს.

თუ მოვახდენთ შედარებას 2-3 და 1-2 შეერთებების მიხედვით, დავრწმუნდებით, რომ 2-3 შეერთებაში კონტაქტური მოძრაობის ხანგრძლივობა მნიშვნელოვნად აჭარბებს ხანგრძლივობას 1-2 შეერთებაში. თავისუფალ მოძრაობათა რაოდენობა თანაბარია, მაგრამ 2-3 შეერთებაში თავისუფალი მოძრაობის ხანგრძლივობა გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე 1-2 შეერთებაში.

მანქანური გაანგარიშებებით გამოვლინდა, რომ  $\Delta=20\cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{\text{ახ1}}=0,001$  კოეფიციენტის დროს ამძრავი ბერკეტის  $17^{\circ}07'$  კუთხით შემობრუნებისა და დარტყმის მომენტში (ნახ. 7.10, ა) წარმოშობილი რეაქციის ძალა განისაზღვრება 11000 ნ-ით, მაშინ როცა შესაბამისი იდეალური კვანძის შემთხვევაში ეს პარამეტრი არ აღემატება 1200 ნ-ს. ე.ი. იდეალურთან შედარებით იგი 9-ჯერ მეტია. მომდევნო თავისუფალი მოძრაობის შემდეგ დარტყმითი მოვლენისას ამძრავის შემობრუნების  $20^{\circ}46'$  კუთხისათვის მისი მნიშვნელობა აღწევს 17500 ნ-ს. ამ დროს მისი მნიშვნელობა 10-ჯერ აჭარბებს

შესაბამის მნიშვნელობას იდეალურ შეერთებაში. ბოლოს, სრული დამუხრუჭების დამთავრებისას რეაქცია განისაზღვრება 25000 ნ-ით.

ანალოგიური შედეგები გამოვლინდა 2-3 შეერთებაში  $\Delta=5\cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{ხახ1}=0,001$  კოეფიციენტის არსებობისას (ნახ. 7.10, ბ). დიაგრამიდან ჩანს, რომ შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობის ბოლოს დარტყმითი მოვლენის შედეგად წარმოშობილი რეაქციის ძალის მნიშვნელობა აღწევს 15500 ნ-ს. ეს ძალა დაახლოებით 11-ჯერ მეტია შესაბამის რეაქციის ძალაზე იდეალურ 2-3 შეერთებაში. მომდევნო კონტაქტური მოძრაობისას რეაქციის ძალა ინარჩუნებს თავის ზრდად მნიშვნელობას და დამუხრუჭების პროცესის ბოლოს იგი არის 25000 ნ.

არსებული შედეგების ანალიზი ცხადყოფს, რომ ღრეჩოს სიდიდის შემცირება და ამავე დროს, ხახუნის ძალის არსებობა დადებითად მოქმედებს სამუხრუჭე კვანძის შეერთებების დინამიკაზე.

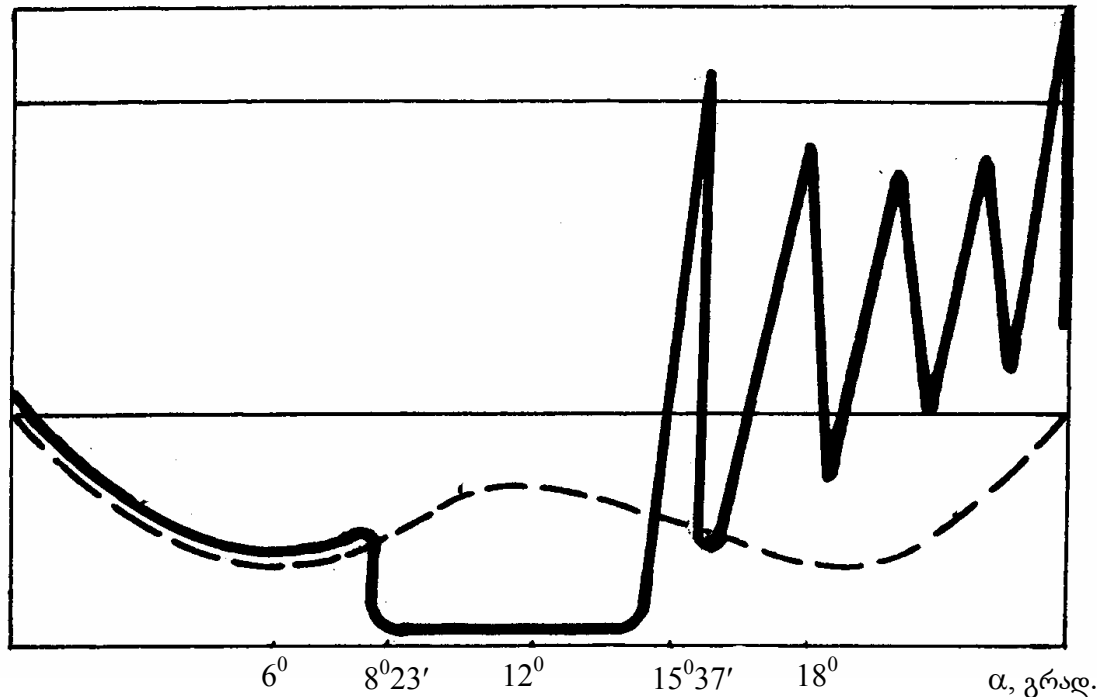
### 7.3. ღრეჩოს, ხახუნისა და გარე ძალების გავლენა სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის პარამეტრების სიზუსტეზე

ვაგონის სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის გამომავალი პარამეტრების სიზუსტის დაცვა ყველაზე მნიშვნელოვანი პირობაა სრული მაქსიმალური სამუხრუჭე ძალის შექმნის თვალსაზრისით. ამიტომ ჩატარებული თეორიული კვლევების საფუძველზე შეიქმნა სპეციალური ქვეპროგრამები ხსენებულ მექანიკურ გადაცემათა

რეალური სიზუსტის პარამეტრების დასადგენად. გათვალისწინებული იქნა ზემოქმედების ყველა ძალური და კინემატიკური პარამეტრები.

გათვლებმა გვიჩვენა, რომ 1-2 სახსრულ შეერთებაში ვაგონის სრული დამუხრუჭების დროს, როცა მშრალი ხახუნის კოეფიციენტი  $K_{\text{ხახ1}}=0,001$ , ღრეჩოს გეომეტრიული ზომა  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ,  $F_{\text{საკ}}=740$  ნ და  $F_{\text{ს}}=25000$  ნ, რეაქციის ძალა იძენს იდეალურიდან განსხვავებულ სხვადასხვა მნიშვნელობებს კვანძის ამძრავი ბერკეტის მობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის. ამ მოვლენას ასახავს რეაქციის  $F_1''$  ძალის ცვლილების გრაფიკი (ნახ. 7.11) ჯამური გარე ძალების, ღრეჩოსა და ხახუნის არსებობისას. გრაფიკზე პუნქტირით აღიწერება იდეალური შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსარში რეაქციის ძალის ცვლილება, ხოლო მრუდი 2 ასახავს რეაქციის ძალის ცვლილებას არსებული ღრეჩოს პირობებში ამძრავი ბერკეტის 24<sup>0</sup>-ით მობრუნების პერიოდში.





ნახ. 7.11. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი ჯამური გარე ძალების,  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{\text{ხახ}}=0,001$  კოეფიციენტის არსებობისას

ამძრავი ბერკეტის შემობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის განვითარებული რეაქციის ცდომილება (სიზუსტე) წარმოადგენს შესაბამის რეაქციათა სხვაობას ღრეჩოიანი და იდეალური შემსრულებელი კვანძისთვის მოცემული მობრუნების კუთხის შემთხვევაში.

გრაფიკი მიგვანიშნებს, რომ შემსრულებელი კვანძის ამძრავი ბერკეტის  $8^{\circ}23'$  კუთხით მობრუნებამდე რეაქციის ძალების მნიშვნელობანი ღრეჩოიან და უღრეჩოო 1-2 სახსრულ შეერთებაში ერთმანეთს. გამოდის, რომ მობრუნების  $0^{\circ}-8^{\circ}23'$  ინტერვალში რეაქციის  $\Delta F_1''$  ცდომილება ანუ სიზუსტე ნულის ტოლია. ინტერვალის ბოლოს იწყება სახსრის შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა

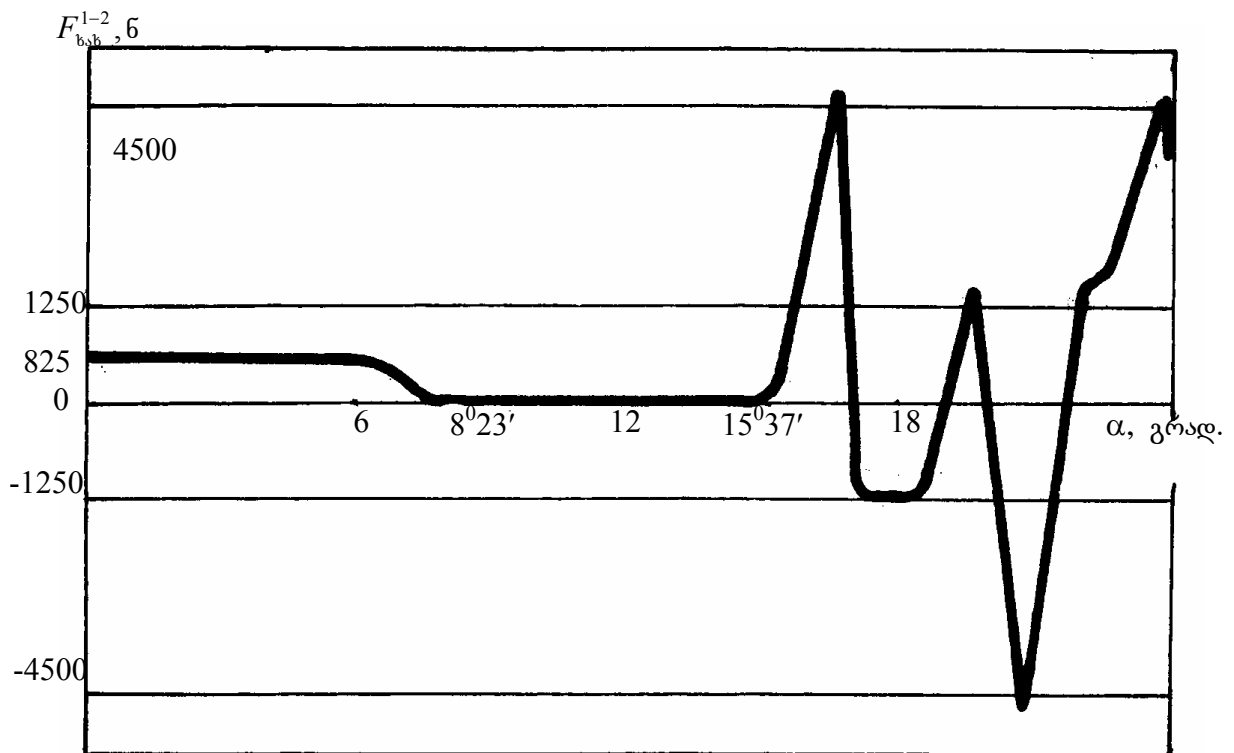
ღრეჩოს არეში. ამძრავი ბერკეტის  $15^{\circ}37'$  კუთხით მობრუნებისას მყარდება კონტაქტური მოძრაობა და რეაქციის ძალა იზრდება მყისიერად პირველი დარტყმითი მოვლენის შემდეგ. ამ დროს რეაქციის ძალის მნიშვნელობა აღწევს 23000 ნ-ს. ამძრავი ბერკეტის შემდგომი მობრუნებისას რეაქციის ძალა იცვლება 20000-8000 ნ-ის ინტერვალში. სრული დამუხრუჭების შემდეგ მუხრუჭის აშვების მომენტიდან ადგილი აქვს 1-2 სახსრული შეერთების შიგა ელემენტის თავისუფალ და კონტაქტურ მოძრაობას გარე ელემენტის მიმართ, მაგრამ ამ დროს რეაქციის ძალის მნიშვნელობა არ განიცდის საგრძნობ ცვლილებას.

ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის ზრდა მშრალი ხახუნის კოეფიციენტის იგივე მნიშვნელობისა და ჯამური გარე ძალების არსებული სიდიდისთვის ხასიათდება გაზრდილი რეაქციის ძალებითა და ხშირი დარტყმებით. გაანგარიშებებით დადგინდა, რომ ღრეჩოს  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისთვის რეაქციის ძალა აღწევს 35000 ნ-ს, ხოლო დარტყმების რიცხვი სახსრულ შეერთებაში იზრდება სამჯერ, ვიდრე  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოს და იგივე მახასიათებელი პარამეტრების შემთხვევაში.

რეაქციის ძალასთან ერთად ცვლილებას განიცდის შესაბამისი ხახუნის ძალა იმავე სახსრულ შეერთებაში. ეს ძალა მოდებულია შიგა და გარე ელემენტების კონტაქტის წერტილში რეაქციის ძალის მართობულად და მიმართულია გარე ელემენტისადმი შიგა ელემენტის ბრუნვითი მოძრაობის საპირისპირო მიმართულებით.

ღრეჩოიან 1-2 სახსრულ შეერთებაში ხახუნის ძალის ცვლილების გრაფიკის (ნახ. 7.12) ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ამძრავი ბერკეტის  $8^{\circ}23'$  კუთხით მობრუნებამდე ხახუნის ძალა იცვლება მდოვრედ.

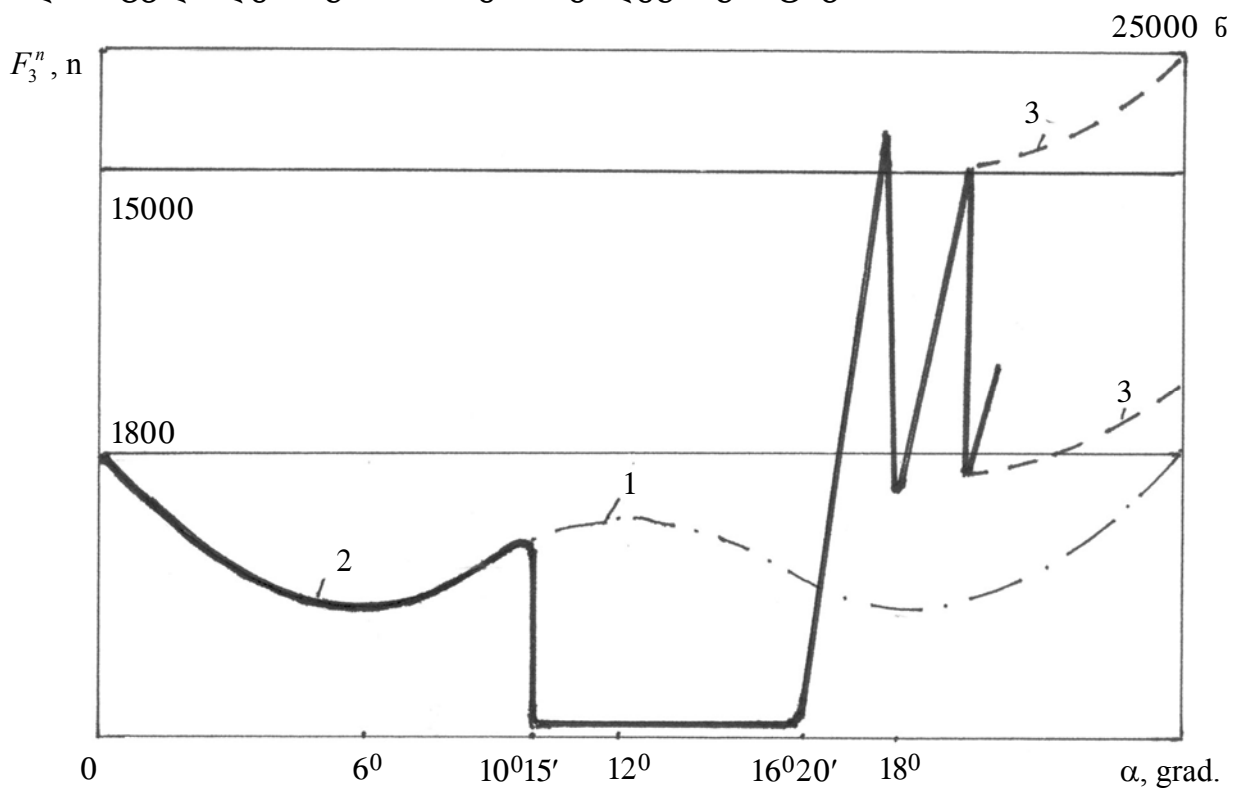
მობრუნების ამ კუთხის შემდეგ რეაქციის ძალა ნულის ტოლია, ამიტომ ხახუნის ძალაც უტოლდება ნულს. მობრუნების  $15^{\circ}37'$  კუთხისთვის ხდება თავისუფალი მოძრაობიდან კონტაქტურზე გადასვლა, რომლის დროსაც იგი აღწევს მის მაქსიმალურ 4500 ნ მნიშვნელობას. შემდეგ იგი ეცემა 1250 ნ-მდე და მუხრუჭის აშვების პარალელურად მისი მნიშვნელობა რეაქციის ძალასთან ერთად ეცემა ნულამდე. გამოთვლებმა გვიჩვენეს, რომ ხახუნის ძალა იზრდება რეაქციის ძალასთან ერთად, შეუძლია მიიღოს როგორც დადებითი, ასევე უარყოფითი მნიშვნელობა ისე, როგორც გრაფიკზეა. ეს ძალა ყოველთვის რამდენჯერმე ნაკლებია რეაქციის ძალაზე, მაგრამ დიდი ღრეჩოს არსებობისას ზემოქმედებას ახდენს გადაცემის დინამიკაზე.



ნახ. 7.12. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის 1-2 სახსრულ შეერთებაში ხახუნის ძალის ცვლილების გრაფიკი ჯამური გარე ძალების,  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{ახ1}=0,001$  კოეფიციენტის არსებობისას



გამოთვლებით დადგენილი იქნა 2-3 სახსრულ შეერთებაში მოქმედი რეაქციის  $F_2^n$  ძალის მნიშვნელობა ამძრავის ბერკეტის ნებისმიერი კუთხით შემობრუნებისას  $0^0-24^0$  დიაპაზონში იმ პირობების გათვალისწინებით, როცა შეერთებაში ღრეჩოს სიდიდე  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ,  $G_{საკ}=740$  ნ,  $F_6=25000$  ნ, ხოლო ხახუნის კოეფიციენტი  $K_{ხახ1}=0,001$ . არსებული პარამეტრების გავლენით 2-3 შეერთებაში რეაქციის  $F_2^n$  ძალის ცვლილება გამოისახება შემდეგი გრაფიკით (ნახ. 7.13).



ნახ. 7.13. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის 2-3 შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვლილების გრაფიკი ჯამური გარე ძალების,  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{ხახ1}=0,001$  კოეფიციენტის არსებობისას.

ნახაზზე პუნქტირით (მრუდი 1) გამოსახულია 2-3 შეერთების შესაბამის იდეალურ შეერთებაში რეაქციის ძალის ცვლილება,

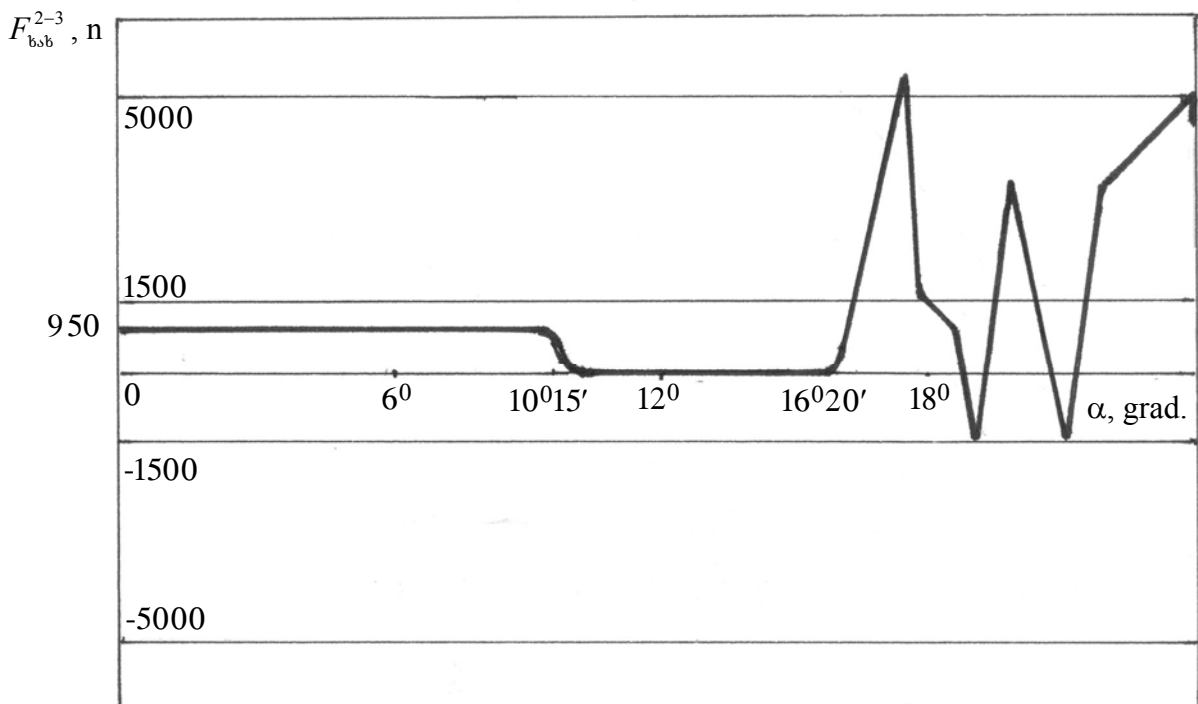
კონტურით (მრუდი 2) წარმოდგენილია 2-3 სახსრულ შეერთებაში  $F_2''$  რეაქციის ცვლილება ღრეჩოს, გარე ძალების და ხახუნის გათვალისწინებით, ხოლო 3-3 შემომვლევით ასახულია  $F_2''$  რეაქციის ძალის ცვლილების დიაპაზონი ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $18^0-24^0$  ინტერვალისთვის. რეაქციის ძალის სიზუსტედ მიღებულია სხვაობა მისივე მნიშვნელობებისა რეალური და იდეალური სამუხრუჭე კვანძის შემთხვევაში.

გრაფიკის (ნახ. 7.13) მიხედვით ჩანს, რომ სამუხრუჭე პროცესის დაწყებისას ამძრავი ბერკეტის  $0^0-10^005'$  მობრუნების შუალედში რეაქციის ძალის მნიშვნელობანი იდეალურიც და რეალური სამუხრუჭე კვანძისათვის ერთმანეთს. ამძრავი ბერკეტის  $10^005'$  კუთხით მობრუნების მომენტში ხდება წყვეტილი მოვლენა და თავისუფალი მოძრაობა შიგა ელემენტისა ღრეჩოს არეში. ამ დროს რეაქციის ძალის მნიშვნელობა ნულის ტოლია. შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობის ბოლო მომენტში, რომელიც შეესაბამება ამძრავი ბერკეტის  $16^020'$  კუთხით მობრუნებას, ხდება დარტყმა გარე ელემენტის მიმართ. ამ დროს წარმოშობილი რეაქციის ძალა აღწევს 1700 ნიუტონს. ამის შემდეგ რეაქციის ძალა მცირდება 1600 ნ-მდე, შემდეგ იცვლება 14000 ნ-1600 ნ დიაპაზონში და სრული დამუხრუჭების ბოლოს აღწევს 25000 ნ-ს. მუხრუჭის აშვების პროცესის დაწყებისას ეცემა 1800 მ-მდე.

განგარიშებანი ჩატარდა იგივე 2-3 შეერთებისათვის გაზრდილი ღრეჩოს  $\Delta=20 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისა, გარე ჯამური ძალებისა და ხახუნის  $K_{\text{ხახ1}}=0,001$  კოეფიციენტის შემთხვევაში. აღმოჩნდა, რომ გაზრდილი ღრეჩოს დროს რეაქციის ძალის მნიშვნელობა აღწევს 30000

ნ-ს და იცვლება 20000-2500 ნ-ის დიაპაზონში. ცხადია, ამ შემთხვევაში ცდომილების ანუ სიზუსტის მნიშვნელობა გაზრდილია.

გამოთვლებმა აჩვენა, რომ 2-3 სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოს  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობის, გარე ჯამური ძალების და ხახუნის  $K_{\text{ხახ}}=0,001$  კოეფიციენტის არსებობისას, გარდა რეაქციის ძალისა, შეერთების შიგა ელემენტის მოძრაობის ხასიათზე და კვანძის დინამიკაზე გავლენას ახდენს ადრული რეაქციის ძალის შესაბამისი ხახუნის ძალა. ხახუნის ძალის ცვლილების გრაფიკი ღრეჩოს, გარე ჯამური ძალებისა და ხახუნის კოეფიციენტის გათვალისწინებით წარმოგვიდგება ასეთი სახით (ნახ. 7.14).



ნახ. 7.14. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის 2-3 შეერთებაში ხახუნის ძალის ცვლილების გრაფიკი ჯამური გარე

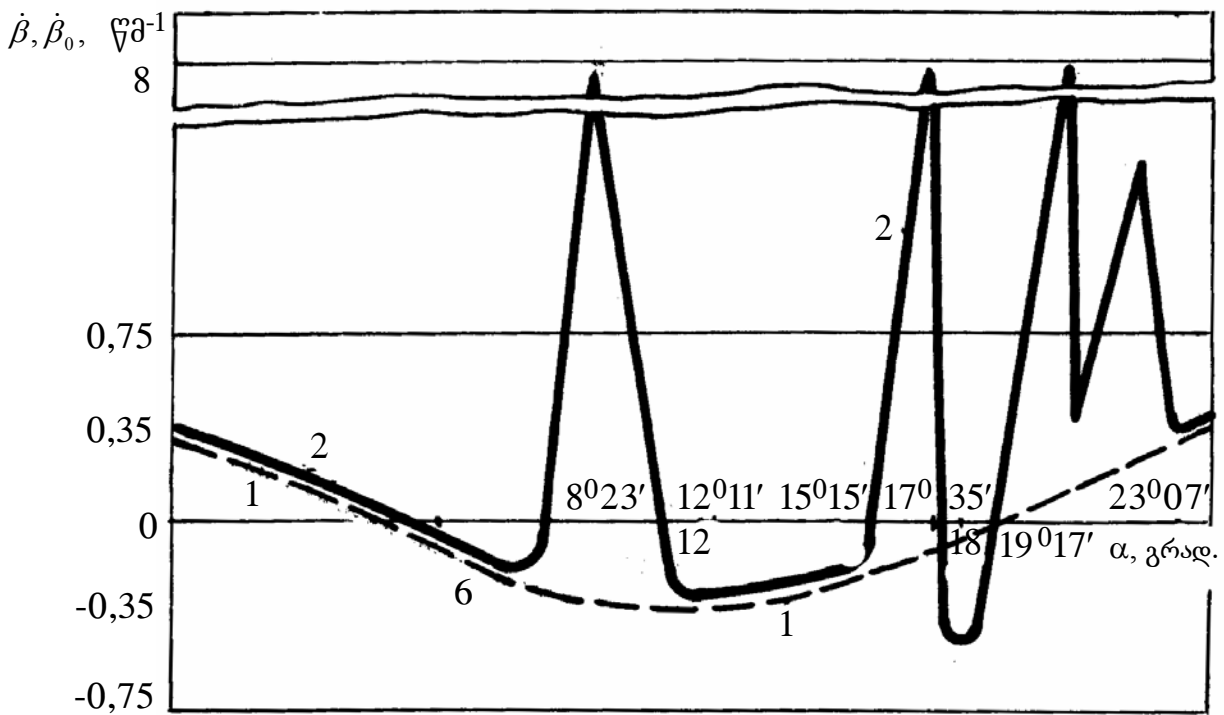
ძალებისა  $\Delta=5\cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{\text{ხახ}}=0,001$   
კოეფიციენტის არსებობისას

გრაფიკის მიხედვით ამძრავი ბერკეტის მობრუნების კუთხის  $0^{\circ}$ - $10^{\circ}05'$  დიპაზონისათვის 2-3 შეერთებაში კონტაქტური მოძრაობაა, ამიტომ რეაქციის ნორმალური მდგენელი  $F_2'' > 0$ . შესაბამისად, ხახუნის ძალა  $F_{\text{ხახ}}^{2-3} > 0$  და იგი გრაფიკზე ნაჩვენებია მდოვრე კონტურით მობრუნების  $10^{\circ}05'$ -მდე. იგი უდრის 950 ნ-ს. ამ დროს ხდება წყვეტა 2-3 შეერთებაში და იწყება თავისუფალი მოძრაობა. იგი გრძელდება ამძრავის  $16^{\circ}20'$  კუთხით მობრუნებამდე, ამიტომ  $10^{\circ}05'$ - შუალედისათვის  $F_2'' = 0$  და შესაბამისად,  $F_{\text{ხახ}}^{2-3} = 0$ . გრაფიკზე ამ მოვლენას შეესაბამება კონტური, რომელიც ამ შუალედში ემთხვევა ნულოვან ღერძს. თავისუფალი მოძრაობა მთავრდება დარტყმით ამძრავის  $16^{\circ}20'$  კუთხით მობრუნების მომენტისათვის, რომლის დროსაც ხახუნის ძალა იზრდება 5000 ნ-მდე. ამის შემდეგ იგი იცვლება 5000 ნ-დან – 1500 ნ-მდე. ღრეჩოს ზრდის პროპორციულად იზრდება რეაქციის ძალა შეერთებაში და ცხადია დიდი ღრეჩოს დროს ხახუნის ძალას ენიჭება გაზრდილი მნიშვნელობა და გარკვეულ ზემოქმედებას ახდენს შერთების დინამიკაზე.

აღსანიშნავია ის ფაქტი, რომ ამძრავი ბერკეტის მობრუნებისას რეაქციის ძალის ცვლილებას 1-2 სახსრულ შეერთებაში მივყავართ კვანძის საშუალოდ ბერკეტის (ბარბაცას) მობრუნების კუთხური სიჩქარის ცვალებადობამდე. სათანადოდ იცვლება მობრუნების კუთხისა და მობრუნების კუთხური აჩქარებების მნიშვნელობანი. ეს გარემოება სამუხრუჭე ძალის გადაცემის თვალსაზრისით არასასურველი მოვლენაა, რომლის დროსაც შეიძლება წარმოიშვას სამუხრუჭე

ხუნდებისა და საკიდების ავტორხევეები. ეს რხევები იწვევს ზედმეტ ცვეთებს როგორც ვაგონის ბორბლის, ასევე ხუნდის ზედაპირზეც.

მოცემული ჯამური გარე ძალების, სახსარში  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{\text{ხახ1}}=0,001$  კოეფიციენტის პირობებში მანქანური გამოთვლების შედეგების მიხედვით აგებულია შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას მობრუნების კუთხური სიჩქარის ცვალებადობის გრაფიკი (ნახ. 7.15).



ნახ. 7.15. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას მობრუნების კუთხური სიჩქარის ცვალებადობის გრაფიკი ჯამური გარე ძალების,  $\Delta=5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსა და ხახუნის  $K_{\text{ხახ1}}=0,001$  კოეფიციენტის არსებობისას

ნახაზზე პუნქტირით გამოსახული 1 მრუდი წარმოადგენს იდეალური სახსრული შეერთებისას ბარბაცას მობრუნების კუთხური სიჩქარის ცვლილებას, ხოლო 2 მრუდი მობრუნების კუთხური სიჩქარის ცვლილების გრაფიკია ღრეჩოს შემთხვევაში.

გრაფიკის მიხედვით ამძრავი ბერკეტის  $8^{\circ}23'$  კუთხით მობრუნებამდე 1 და 2 მრუდების მონაკვეთები ემთხვევიან ერთმანეთს.

ამ უბანზე კუთხური სიჩქარე იცვლება  $0,4\text{წმ}^{-1}$  სიდიდიდან  $-0,27\text{წმ}^{-1}$ -მდე. წამყვანი ბერკეტის  $12^{\circ}11'$  კუთხით მობრუნებისას იგი ეცემა  $-0,25\text{წმ}^{-1}$ -მდე და თითქმის ინარჩუნებს ამ მდგომარეობას ამძრავი ბერკეტის მობრუნების  $15^{\circ}15'$  კუთხისათვის. ამის შემდეგ იგი იღებს  $0,75\text{წმ}^{-1}$  მნიშვნელობას და მყისიერად იზრდება  $7,8\text{წმ}^{-1}$ -მდე. ამძრავი ბერკეტის  $17^{\circ}35'$  კუთხით მობრუნებისას იგი ეცემა  $-0,31\text{წმ}^{-1}$ -მდე და  $19^{\circ}17'$  კუთხით მობრუნებისას აღწევს  $7,2\text{წმ}^{-1}$  მნიშვნელობას. ამძრავი ბერკეტის  $23^{\circ}07'$  კუთხით მობრუნებისას 1 და 2 მრუდები თანხვდებიან ერთმანეთს. ცხადია, 1 და 2 მრუდების გრაფიკული შედარების გზითაც შესაძლებელია ამძრავი ბერკეტის ნებისმიერი მობრუნების კუთხისათვის  $0^{\circ}$ - $24^{\circ}$  ინტერვალში გამოთვლილი იქნას საშუალოდ (ბარბაცას) ბერკეტის მობრუნების კუთხური სიჩქარის მნიშვნელობა და ამ სიჩქარის ცდომილება (სიზუსტე).

შეიძლება დავასკვნათ, რომ სამუხრუჭე გადაცემის გამომავალი პარამეტრების ფუნქციონალური სიზუსტე დამოკიდებულია სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოს გეომეტრიულ ზომაზე, ხახუნის კოეფიციენტზე და გარე ძალების მნიშვნელობებზე. ამას ადასტურებს მანქანური გამოთვლების შედეგები, მოცემული გრაფიკებისა და დიაგრამების სახით.

## 7.4. ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა გამოკვლევა დრეკადობის

### გათვალისწინებით

ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა სისტემები სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის სახით გამოკვლეული იქნა თეორიულად და თეორიული კვლევის შედეგების მიხედვით შედგენილი პროგრამული კომპლექსის მიხედვით გადაცემების შემადგენელი რგოლების ერთგვაროვნებისა და აბსოლუტური სიხისტის გათვალისწინებით. პრაქტიკულად, ამ მექანიკური გადაცემების მძიმე დინამიკურ გარემოში მუშაობის გამო, შემადგენელ ბერკეტებში აღიძვრება მზარდი და დროში ცვალებადი დეფორმაციები, რომელიც უარყოფითად მოქმედებს მექანიკურ გადაცემათა დინამიკაზე. დეფორმაციის არსებობა, განპირობებული ბერკეტების დრეკადობით, ძირითადი პირველწყაროა დამატებითი რხევების წარმოქმნისა, რომლის შედეგადაც მყარდება გადაცემის დინამიკური გადატვირთვა, სუსტდება კონსტრუქციული სიმტკიცე და მუშა ნაწილების საიმედოობა. აქედან გამომდინარე, ჩვენს მიერ მიღებული დინამიკური კვლევის შედეგები მექანიკურ გადაცემათა შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით, აუცილებლად უნდა ყოფილიყო გამოყენებული გადაცემათა რეალური დინამიკური პარამეტრების გასაანგარიშებლად მანქანური გამოთვლების დროს. ამ მიზნით შედგა სპეციალური ქვეპროგრამა მოცემულ გადაცემათა დინამიკური პარამეტრების გასაანგარიშებლად დრეკადობის გათვალისწინებით. იმის გამო, რომ

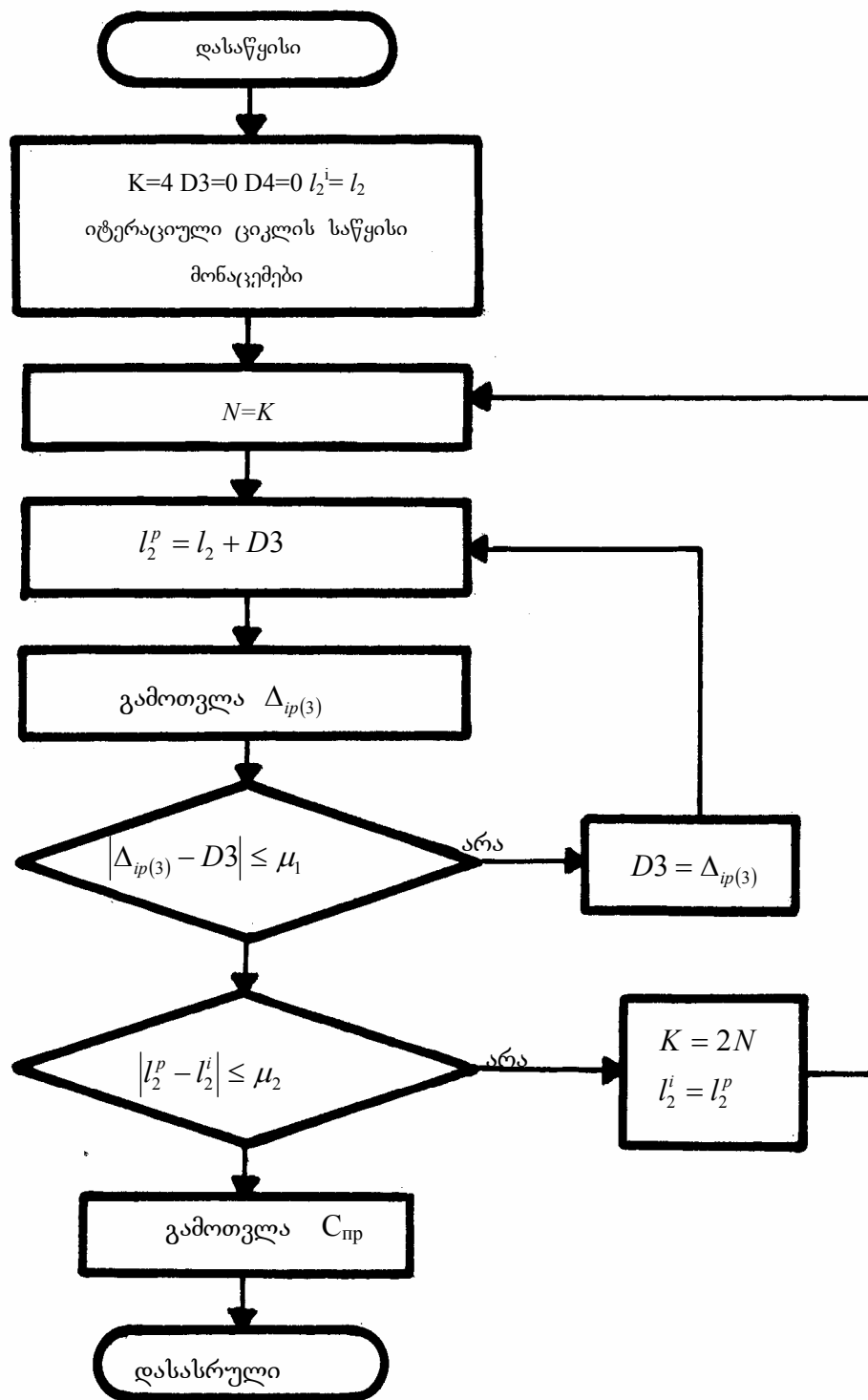
სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სისტემაში ყველაზე დატვირთულ ნაწილს წარმოადგენს შემსრულებელი კვანძი, ამიტომ ძირითადი მანქანური გამოთვლები ჩატარებულ იქნა შესრულებული კვანძის ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციების მიმართ, რაც ბუნებრივია ვრცელდება კვანძისა და მთლიანად გადაცემის შემადგენელ ელემენტებზე.

მანქანური გამოთვლები დრეკადობის გათვალისწინებით ჩატარებულია სპეციალური ქვეპროგრამის მიხედვით (ნახ. 7.16), რომელშიც გათვალისწინებულია შემსრულებელი კვანძის გეომეტრიული და ძალური პარამეტრები კვანძის დინამიკური მოდელის მიხედვით (ნახ. 3.2). შეიძლება დავწეროთ:  $l_1=0,560\text{მ}$ ;  $l_2=1,185\text{მ}$ ;  $l_3=0,360\text{მ}$ ;  $n_1=100 \text{ წმ}^{-1}$  და  $n_1=200 \text{ წმ}^{-1}$ ; ამძრავი  $O_2A$  ბერკეტისთვის ყოველი  $n_1$ -ისთვის გამოითვლება მობრუნების კუთხური სიჩქარე.  $m_1=12,7 \text{ კგ}$ ;  $m_2=16,5 \text{ კგ}$ ;  $m_3=3,3 \text{ კგ}$ ;  $G_1=124,5 \text{ ნ}$ ;  $G_2=161,76 \text{ ნ}$ ;  $G_3=32,3 \text{ ნ}$ ;  $G_{სა3}=740 \text{ ნ}$ ;  $I_{s1}=0,33189 \text{ კგმ}^2$ ;  $I_{s2}=1,931 \text{ კგმ}^2$ ;  $I_{s3}=0,03564 \text{ კგმ}^2$ ;  $\mu_1=10^{-5}$ ;  $\mu_2=10^{-7}$ ; ბარბაცას სიხისტე ლუნვისას  $q$  ღერძის გასწვრივ  $EI_q=253,8 \cdot 10^3 \text{ ნ}\cdot\text{მ}^2$ -ს, ბარბაცას სიხისტე ლუნვისას  $w$  ღერძის გასწვრივ  $EI_w=28,15 \cdot 10^5 \text{ ნ}\cdot\text{მ}^2$ ; ბარბაცას სიხისტე კუმშვა-გაჭიმვისას  $EF_q=0,1265 \cdot 10^{10} \text{ ნ}$ .  $C_1=C_3=3789 \cdot 10^4 \text{ ნ/მ}$ ;  $C_2^{გაჭ} = 5,865 \cdot 10^8 \text{ ნ/მ}$ ;  $C_2^{ლუნ^{(q)}} = 7568 \cdot 10^5 \text{ ნ/მ}$ ;  $C_2^{ლუნ^{(w)}} = 8967 \cdot 10^5 \text{ ნ/მ}$ ;  $\omega_{\alpha 0}=10,5 \text{ წმ}^{-1}$  და  $\omega_{\alpha 0}=21 \text{ წმ}^{-1}$   $C_2^{ლუნ^{(q)}} = 7568 \cdot 10^5 \text{ ნ/მ}$ ;  $T_D=0,02275838 \text{ წმ}$ ;  $\nu=1,5298874 \cdot 10^4 \text{ 1/წ}\cdot\text{მ}$ ;  $I_D=5,73 \text{ კგმ}^2$ .

იმისათვის, რომ მოხდეს დინამიკური პარამეტრების მაჩვენებლების სიზუსტის შეფასება რეალური და იდეალური გადაცემებისთვის,

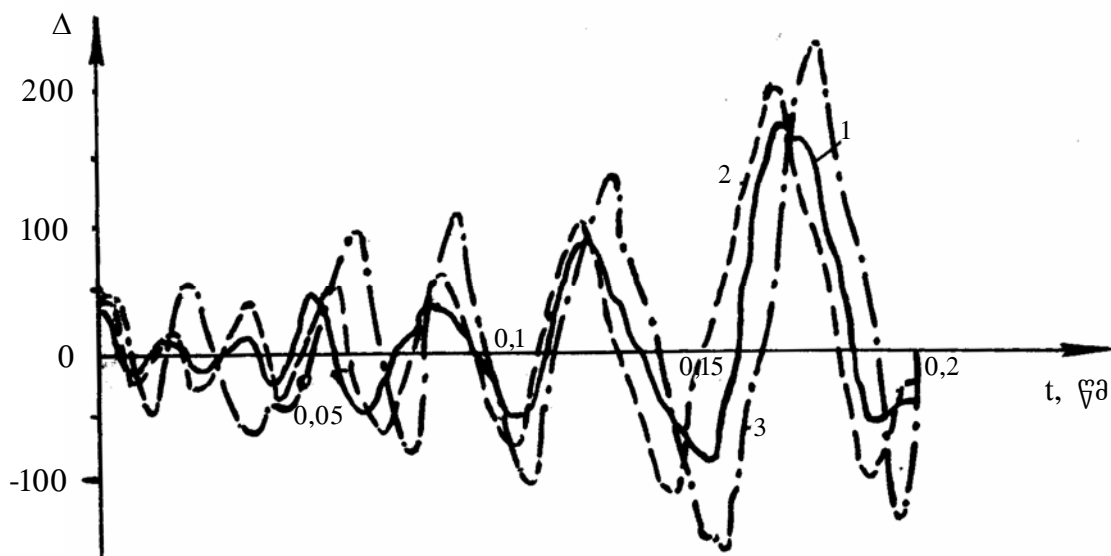


აუცილებელია პირველ რიგში გაანგარიშებულ იქნას ეს მაჩვენებლები იდეალური გადაცემის მიმართ და შემდეგ მოხდეს მათი მინიმალური და მაქსიმალური მნიშვნელობების შედარება.



ნახ. 7.16. მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური პარამეტრების საანგარიშო ბლოკ-სქემა დრეკადობის გათვალისწინებით

შედგენილი ქვეპროგრამის მიხედვით ჩატარებული გაანგარიშებების შედეგად მიღებული იქნა შედეგები ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციის მიმართ. განისაზღვრა ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციები (ნახ. 7.17) ბარბაცას მასების  $S_2$  ცენტრის მიმართ სიხისტის  $C=1$ ;  $C=0,5$  და  $C=0,3$  სხვადასხვა მნიშვნელობებისთვის. მთლიანი კონტური (მრუდი 1) ასახავს დრეკადი დეფორმაციის გავრცელებას ბარბაცას მასების  $S_2$  ცენტრის მიმართ, როცა ბარბაცას სიხისტე  $C=1$ ; პუნქტირით მოცემული გრაფიკი ასახავს (მრუდი 2) დრეკადი დეფორმაციის მნიშვნელობებს ბარბაცას მასების  $S_2$  ცენტრის მიმართ იმ შემთხვევაში, როცა  $C=0,5$ ; გრაფიკი წყვეტილ-წერტილოვანი კონტურით (მრუდი 3) ასახავს ბარბაცას დრეკად



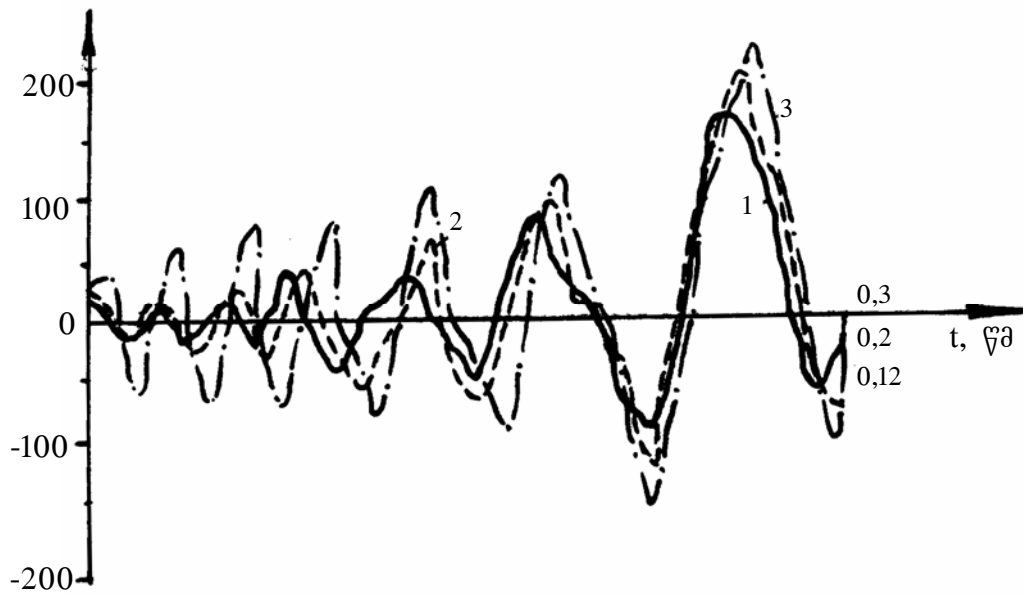
ნახ. 7.17. სამუხრუჭე კვანძის ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციების გრაფიკი მასების ცენტრის მიმართ ბარბაცას სიხისტის  $C=1$ ,  $C=0,5$  და  $C=0,3$  მნიშვნელობებისთვის

დეფორმაციებს  $S_2$  მასების ცენტრის მიმართ სიხისტის  $C=0,3$  მნიშვნელობისთვის. თუ მოვახდენთ გრაფიკების ანალიზს, შეიძლება დავასკვნავთ, რომ ბარბაცას სიხისტის კოეფიციენტის შემცირებით დრეკადი დეფორმაციის მნიშვნელობა შესამჩნევად იზრდება, რომლის დროსაც დრეკადი დეფორმაცია იღებს როგორც დადებითს, ასევე უარყოფით მნიშვნელობებს. ასევე გარე დატვირთვების ცვალებადობა დროითი და ძალური ზემოქმედების მიხედვით საგრძნობლად ცვლის ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციების განაწილებას და მისი ამპლიტუდის მნიშვნელობებს.

გაანგარიშებებმა გვიჩვენა, რომ სამუხრუჭე კვანძის, ბარბაცას დრეკად დეფორმაციაზე გავლენას ახდენს როგორც სიხისტის კოეფიციენტის სიდიდე, ასევე ამძრავის ბრუნთა სიხშირე. მიღებული შედეგების მიხედვით სიხისტის იგივე მაჩვენებლების გათვალისწინებით აგებული იქნა გრაფიკები სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის ამძრავი ბერკეტის ბრუნთა რიცხვის სხვადასხვა მნიშვნელობებისთვის:

ა)  $n=200$  წმ<sup>-1</sup>; ბ)  $n=300$  წმ<sup>-1</sup>; გ)  $n=500$  წმ<sup>-1</sup> (ნახ. 7.18).

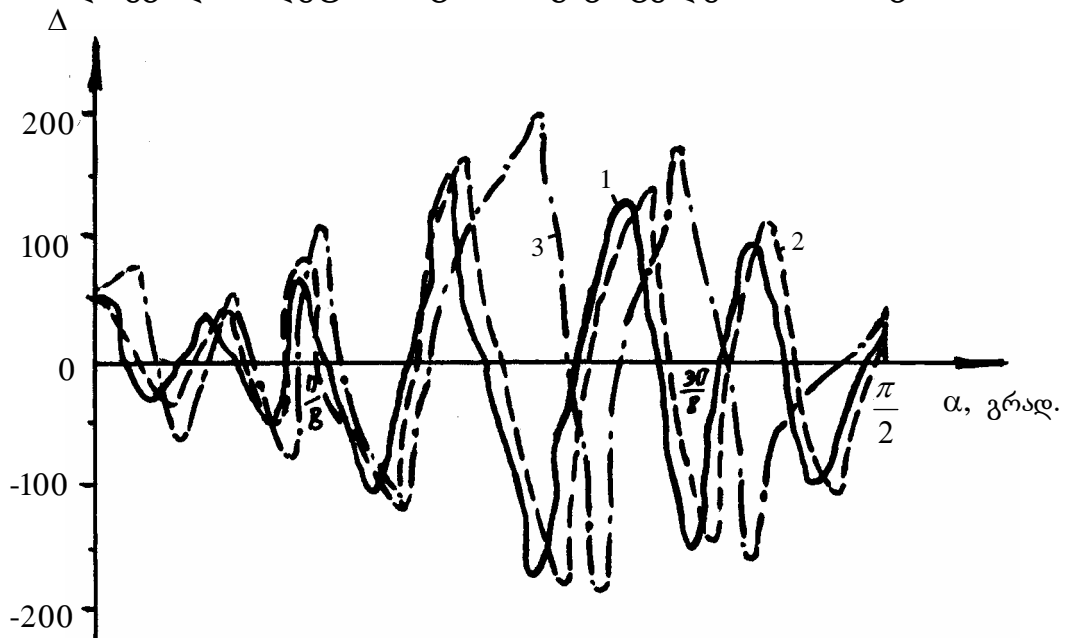
Δ



ნახ. 7.18. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას მასების  $S_2$  ცენტრის მიმართ დრეკადი დეფორმაციების გავრცელების გრაფიკი ამძრავის ბრუნვის სიხშირის სხვადასხვა მნიშვნელობებისთვის

მთლიანი კონტურით გამოსახული 1 მრუდი ასახავს დრეკადი დეფორმაციების მნიშვნელობებს ბარბაცას მასების  $S_2$  ცენტრში მრუდმხარის  $n=200\text{წმ}^{-1}$  ბრუნთა რიცხვის დროს; პუნქტირის გამოსახული 2 მრუდი ასახავს დრეკად დეფორმაციებს იგივე ცენტრში ამძრავის  $n=300\text{წმ}^{-1}$  ბრუნთა რიცხვის შემთხვევაში, ხოლო წყვეტილ წერტილოვანი 3 მრუდით გამოსახულია ბარბაცას დეფორმაციები  $S_2$  მასების ცენტრში ამძრავის  $n=500\text{წმ}^{-1}$  ბრუნთა რიცხვის შემთხვევაში. ამ შემთხვევაშიც გარდა ამძრავის ბრუნთა რიცხვისა ძირითადი მადეფორმირებელი პარამეტრების როლში გვევლინება სიხისტის კოეფიციენტის მნიშვნელობანი, მათი შემცირებით ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციების მნიშვნელობანი შესამჩნევად იზრდება.

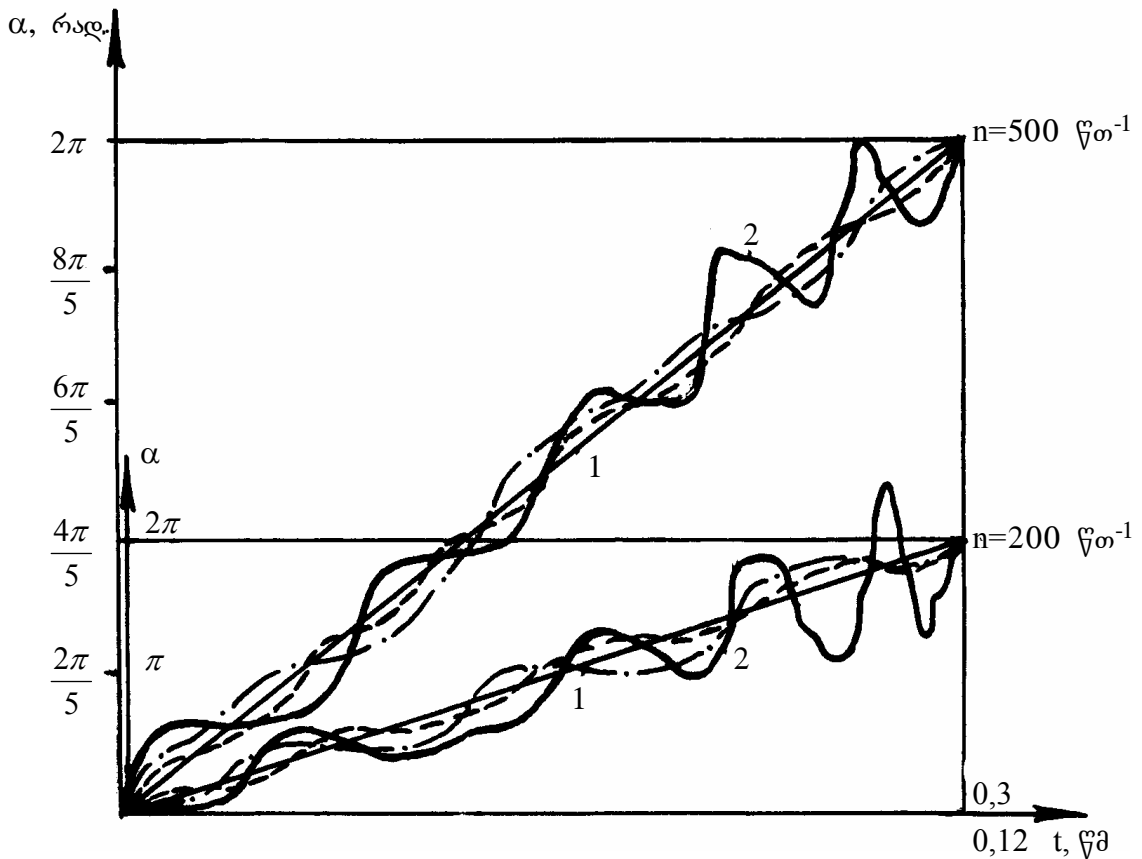
მიღებული გამოთვლითი შედეგების მიხედვით აისახა დამოკიდებულება ბარბაცას სიხისტის კოეფიციენტსა და ამრავი ბერკეტის მობრუნების  $\alpha$  კუთხეს შორის. ამ დამოკიდებულების მიხედვით აგებული იქნა ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციების გრაფიკი (ნახ. 7.19), სადაც კონტურის მქონე 1 მრუდი ასახავს ბარბაცას დრეკად დეფორმაციას ამრავის  $90^\circ$  გრადუსით მობრუნებისა და სიხისტის  $C=1$  კოეფიციენტის დროს. წყვეტილით გამოსახული 2 მრუდით მოცემულია ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციის გავრცელება ამრავის  $0^\circ-90^\circ$



ნახ. 7.19. სამუხრუჭე შემსრულებელი კვანძის ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციების გრაფიკი ამრავის  $0^\circ-90^\circ$  მობრუნების დიაპაზონში სიხისტის კოეფიციენტის სხვადასხვა მნიშვნელობისთვის

მობრუნების ინტერვალში  $C=0,5$  სიხისტის კოეფიციენტის შემთხვევაში, ხოლო 3 მრუდი ასახავს  $0^\circ-90^\circ$  მობრუნების დიაპაზონში ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციის გავრცელებას სიხისტის  $C=0,3$  კოეფიციენტის დროს.

მექანიკურ გადაცემათა რგოლების დრეკადობა გავლენას ახდენს ამძრავი ბერკეტის მობრუნების კუთხის სიდიდეზე. ამას ადასტურებს მანქანური გაანგარიშებების შედეგების მიხედვით შექმნილი გრაფიკი ამძრავის სრული მობრუნების შემთხვევაში (ნახ. 7.20).



ნახ. 7.20. ამძრავის მობრუნების კუთხის ცვალებადობის გრაფიკი ბარბაცას დრეკადობის გათვალისწინებით

აქ კონტურით გამოსახული 1 მრუდი ასახავს სამუხრუჭე იდეალური კვანძის ამძრავის მობრუნების კუთხის ცვლილებას, ხოლო 2 მრუდით გამოსახულია ამძრავის მობრუნების კუთხის ცვლილება ბარბაცას დრეკადი დეფორმაციების გათვალისწინებით. გრაფიკის ანალიზი საშუალებას იძლევა დავასკვნათ, რომ დრეკადობის გათვალისწინებით ამძრავის ორი, განსხვავებული ბრუნთა  $n=200$ წმ<sup>-1</sup> და

$n=500\text{წმ}^{-1}$  რიცხვის შემთხვევაში მისი მობრუნების კუთხის ცვლილება მეტად მკვეთრადაა გამოხატული.

ჩატარებული მანქანური გამოთვლები და მიღებული შედეგების ინტერპრეტაცია საშუალებას იძლევა დავასკვნათ, რომ ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შედეგები რგოლების დრეკადი თვისებების გათვალისწინებით იძლევა ნათელ სურათს გადაცემების რეალური დინამიკის შესახებ. ჩანს, რომ ბერკეტების დრეკადი თვისებები გავლენას ახდენენ არა მარტო გამომავალი დინამიკური პარამეტრების ფუნქციონალურ სიზუსტეზე, არამედ თვით გადაცემის ამძრავის ან ამძრავი ბერკეტის მობრუნების კუთხის ცვალებადობაზეც, ე.ი. რგოლების დრეკადი თვისებები ძირითადად ქმნიან გადაცემების რეალური დინამიკის განზოგადოებულ სურათს.

#### 7.5. ღრეჩოს სიდიდის ოპტიმიზაცია ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა საიმედოობის ამაღლებისა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველსაყოფად

მოცემული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოს სიდიდის ოპტიმიზაციის ამოცანის გადაწყვეტისთვის აუცილებელია განისაზღვროს მატარებლის სამუხრუჭე მანძილი მოძრაობის სიჩქარესთან, სამუხრუჭე ძალასა და გზის პროფილის ელემენტებთან კავშირში. უნდა დადგინდეს დასაშვები საწყისი სიჩქარე სამუხრუჭე საშუალებებთან და ქანობის



პარამეტრებთან კავშირში. გაანგარიშებული უნდა იქნეს სამუხრუჭე კოეფიციენტები მოცემული სიჩქარის, სამუხრუჭე მანძილის და ქანობის გათვალისწინებით. ყოველივე ამასთან ერთად მივიჩნევთ, რომ მატარებლის მასა თავმოყრილია ერთ წერტილში, რომელზედაც მოდებულია სამუხრუჭე ძალა.

მატარებლის მოძრაობის განტოლება ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\xi}{1+\lambda}(f - F_v - \omega_0 - i), \quad (7.1)$$

სადაც  $v$  არის მატარებლის მოძრაობის სიჩქარე;

$t$  - მოძრაობის დრო;

$\xi$  - ხვედრითი ძალით გამოწვეული აჩქარება;

$\gamma$  - მბრუნავი მასების ინერციის კოეფიციენტი;

$f, F_v, \omega_0, i$  - შესაბამისად წევის, სამუხრუჭე ძალის, მატარებლის ხვედრითი წინაღობის და ქანობის წინაღობის ძალებია.

თუ მივიჩნევთ, რომ  $f = 0$ , მაშინ

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{\xi}{1+\gamma}(F_v + \omega_0 + i). \quad (7.2)$$

ამ განტოლების ამოხსნის მიზნით მისი ორივე ნაწილი მრავლდება  $dt/ds$ -ზე და თუ აღვნიშნავთ  $dt/ds = 1/v$ , მივიღებთ:

$$v dv = -\frac{\xi}{1+\gamma}(F_v + \omega_0 + i). \quad (7.3)$$

(7.3) მიიღებს სახეს:

$$\int_{V_n}^{V_{n+1}} dv = \int_{t_n}^{t_{n+1}} (F_v + \omega_0 + i), \quad (7.4)$$

სადაც  $n$  არის განსახილველი ინტერვალის დასაწყისი;

$n+1$  - ინტერვალის დამთავრება.

მაშინ (7.4) ტოლობიდან მივიღებთ სიჩქარის ცვლილებას:

$$\Delta V = \frac{\xi}{1+\gamma}(F_v + \omega_0 + i)\Delta t. \quad (7.5)$$

(7.5) ტოლობის ძალით შეიძლება დავწეროთ:

$$\frac{ds}{dt} = V_n - \frac{\xi}{1+\gamma}(F_v + \omega_0 + i)(t - t_n). \quad (7.6)$$

ამ ტოლობის ინტეგრება  $S_n - S_{n+1}$  ინტერვალში გვაძლევს:

$$\Delta S = V_n \Delta t - \frac{\xi}{1+\gamma}(F_v + \omega_0 + i)\Delta t^2 / 2. \quad (7.7)$$

$\Delta S = S_{n+1} - S_n$  წარმოადგენს სამუხრუჭე გზას, რომელიც უნდა გაიაროს გატარებულმა  $\Delta t$  დროში.

(7.3) ტოლობის ინტეგრებით მივიღებთ სამუხრუჭე გზის ახალ მნიშვნელობას

$$\Delta S = \frac{1}{2}\Delta t(V_n + V_{n+1}). \quad (7.8)$$

ტეხილი პროფილის შემთხვევაში დაყვანილი ქანობი იანგარიშება ფორმულით:

$$i_{\text{საშ}} = \frac{\sum l_i}{L_3}, \quad (7.9)$$

სადაც  $l_i$  არის ქანობების ჯამური რაოდენობა;

$L_3$  - პროფილის სიგრძე.

სამუხრუჭე ცილინდრების ჰაერით შევსებისას ხვედრითი სამუხრუჭე ძალა ტოლია

$$F = F_v \left( \frac{t - t_{\text{ფ}}}{t_{\text{გ}} - t_{\text{ფ}}} \right), \quad (7.10)$$

სადაც  $t_{\text{ფ}}$  არის სამუხრუჭე ტალღის გავრცელების დრო;

$t_{\text{გ}}$  - სამუხრუჭე ცილინდრების შევსების დრო.

ინტერვალში  $t_{\text{ფ}} > t > 0$  (7.5) განტოლების ძალით შეიძლება ჩაიწეროს:

$$V = V_0 - \frac{\xi}{1+\gamma}(\omega_0 + i)t. \quad (7.11)$$

თუ  $t = t_0$ , მაშინ

$$V_\delta = V_0 - \frac{\xi}{1+\gamma}(\omega_0 + i)t_\delta \quad (7.12)$$

რადგან  $dt$  დროის შუალედში მატარებელი გაივლის მანძილს, ამიტომ

$$\int_0^{S_\delta} ds = \int_0^{t_\delta} \left[ V_0 - \frac{\xi}{1+\gamma}(\omega_0 + i)t \right] dt, \quad (7.13)$$

ე.ი.

$$S_\delta = V_0 t_\delta - \frac{\xi}{2(1+\gamma)}(\omega_0 + i)t_\delta^2. \quad (7.14)$$

თუ დროს  $t_y > t > t_\delta$  ადგილი აქვს ტოლობას

$$\int_{V_\delta}^V dV = \int_{t_\delta}^t -\frac{\xi}{1+\gamma} \left( F_\nu \sqrt{\frac{t-t_\delta}{t-t_\alpha}} + \omega_\delta + i \right) dt, \quad (7.15)$$

მაშინ მისი გარდაქმნის შემდეგ მივიღებთ:

$$S_\alpha - S_\delta = V_0(t_\alpha - t_\delta) - \frac{\xi}{1+\gamma} \left[ \frac{4}{15} F_\nu / (t_\alpha - t_\delta)^{1/2} (t_\alpha - t_\delta)^{5/2} + \frac{1}{2}(\omega_0 + i)(t_\alpha^2 + t_\delta^2) \right]. \quad (7.16)$$

ამ გამოსახულებიდან იანგარიშება  $V_\alpha$  სიჩქარის სიდიდე სამუხრუჭე ცილინდრების შევსების დროს და სამუხრუჭე  $S_\alpha$  მანძილი  $t_\alpha$  დროში. გვექნება:

$$V_\alpha = V_0 - \frac{\xi}{1+\gamma} \left[ \frac{2}{3} F_\nu (t_\alpha - t_\delta) + (\omega_0 + i)t_\alpha \right]; \quad (7.17)$$

$$S_\alpha = V_0 t_\alpha - \frac{\xi}{1+\gamma} \left[ \frac{4}{15} F_\nu (t_\alpha - t_\delta)^2 + \frac{1}{2}(\omega_0 + i)t_\alpha^2 \right]. \quad (7.18)$$

საერთო სამუხრუჭე მანძილი

$$S_\nu = S_\alpha + S_\delta, \quad (7.19)$$

სადაც  $S_0$  წარმოადგენს სამუხრუჭე მანძილს  $V_0$  სიჩქარიდან გაჩერებამდე.

სამუხრუჭე მანძილი ასევე ტოლია მოსამზადებელი დროის შესაბამისი  $S_{მოს}$  მანძილისა და  $S_{მამ}$  ნამდვილი მანძილის ჯამისა

$$S_{სრ} = S_{მოს} + S_{მამ}, \quad (7.20)$$

სადაც

$$S_{მოს} = 0,278V_0 t_{მოს}. \quad (7.21)$$

მოსამზადებელი დრო თავის მხრივ გამოითვლება ფორმულით

$$t_{მოს} = 7 - \frac{10i_b}{F_b}, \quad (7.22)$$

სადაც  $i_b$  წარმოადგენს ხვედრით წინაღობას გზის ქანობისაგან, ნ/ტ.

$$S_{მამ} = \sum_{i=1}^n \frac{500(V_a^2 + V_0^2 + 1)}{\xi_1(F_b + \omega_0 + i)}. \quad (7.23)$$

მატარებლის ძირითადი ხვედრითი წინაღობა

$$\omega_0 = (\omega_{0ლ} M_{ლ} + \omega_{03} M_{3.შ}) / (M_{ლ} + M_{3.შ}), \quad (7.24)$$

სადაც ლოკომოტივის ძირითადი ხვედრითი წინაღობა

$$\omega_{0ლ} = 24 + 0,11V + 0,0035V^2. \quad (7.25)$$

ვაგონის ძირითადი ხვედრითი წინაღობა

$$\omega_{0ვაგ} = 7 + \frac{a + V + 0,025V^2}{q_0}, \quad (7.26)$$

სადაც  $q_0$  წარმოადგენს ერთ ღერძზე მოსული ვაგონის მასას.

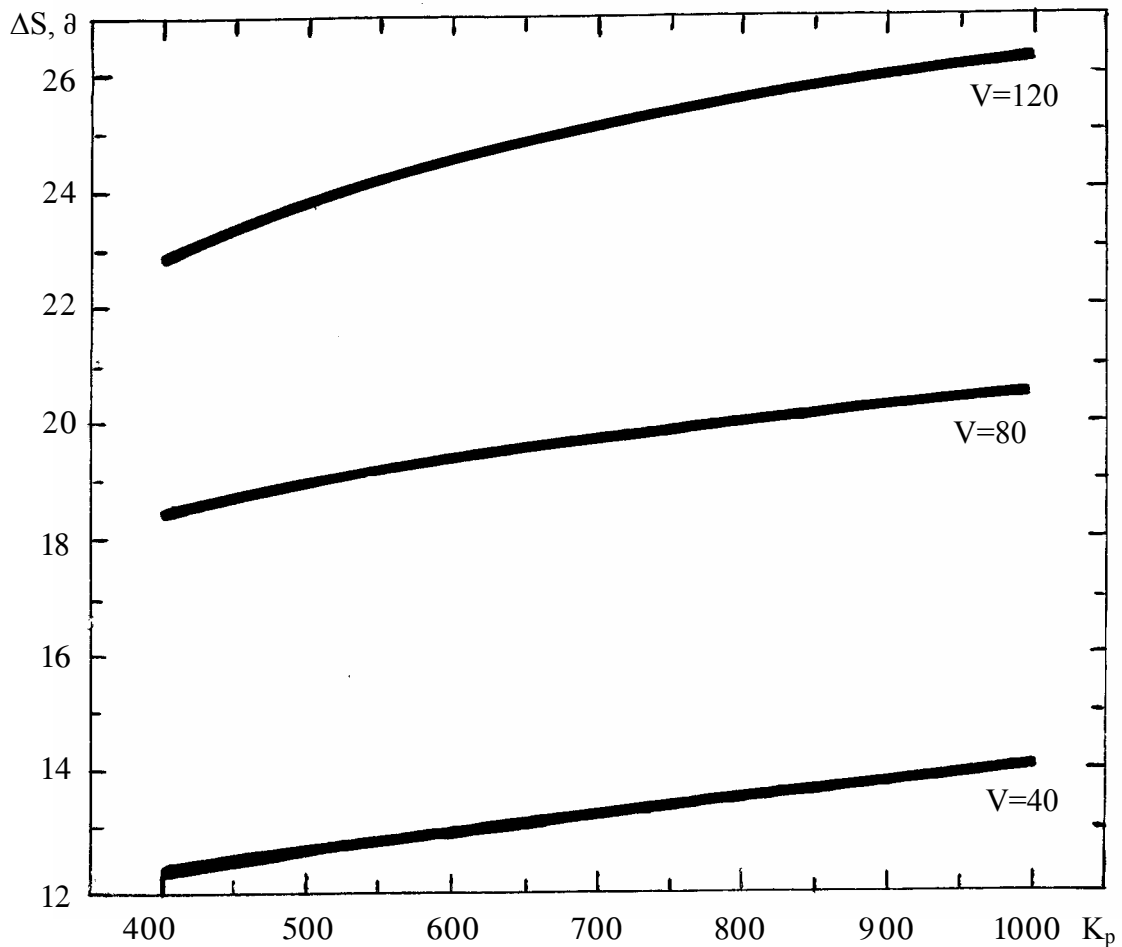
ღრეჩოს სიდიდის დამოკიდებულება სამუხრუჭე ძალაზე შეიძლება მოცემული იქნას შემდეგი დამოკიდებულებით:

$$F_b = \left[ 1 - \left( \frac{0,005}{\Delta} \right)^{3/8} \frac{K_b \Delta}{3000} \cdot \left( \frac{120}{V_0} \right)^{3/2} \right] K_b \frac{270}{m} \cdot \frac{V_0 + 100}{5V_0 + 100}. \quad (7.27)$$

ამ ფორმულის მიხედვით სამუხრუჭე გზის ნომოგრამებში შესაძლებელია მოიძებნოს ღრეჩოს ნებისმიერი მნიშვნელობისათვის შესაბამისი სამუხრუჭე მანძილის მნიშვნელობანი.

შედგენილი პროგრამისა და ქვეპროგრამის მიხედვით ღრეჩოს მნიშვნელობებისათვის განისაზღვრა შესაბამისი სამუხრუჭე მანძილის მნიშვნელოვანი 0,01 მ სიზუსტით. დროის ცვლილების ინტერვალად მიღებული იქნა 2,5 წმ, ღრეჩოს გაზრდილი  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ და მცირე  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობანი. გამოთვლები ჩატარდა ვაგონის მოძრაობის  $V = 40$  კმ/სთ,  $V = 80$  კმ/სთ და  $V = 120$  კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობის პირობებში.

იმ შემთხვევისათვის, როცა ღრეჩო  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ, ვაგონის მოძრაობის სიჩქარის 40 კმ/სთ, 80 კმ/სთ და 120 კმ/სთ მნიშვნელობისთვის სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდის სიჩქარისადმი დამოკიდებულების დიაგრამა მოცემულია გრაფიკების სახით (ნახ. 7.21).

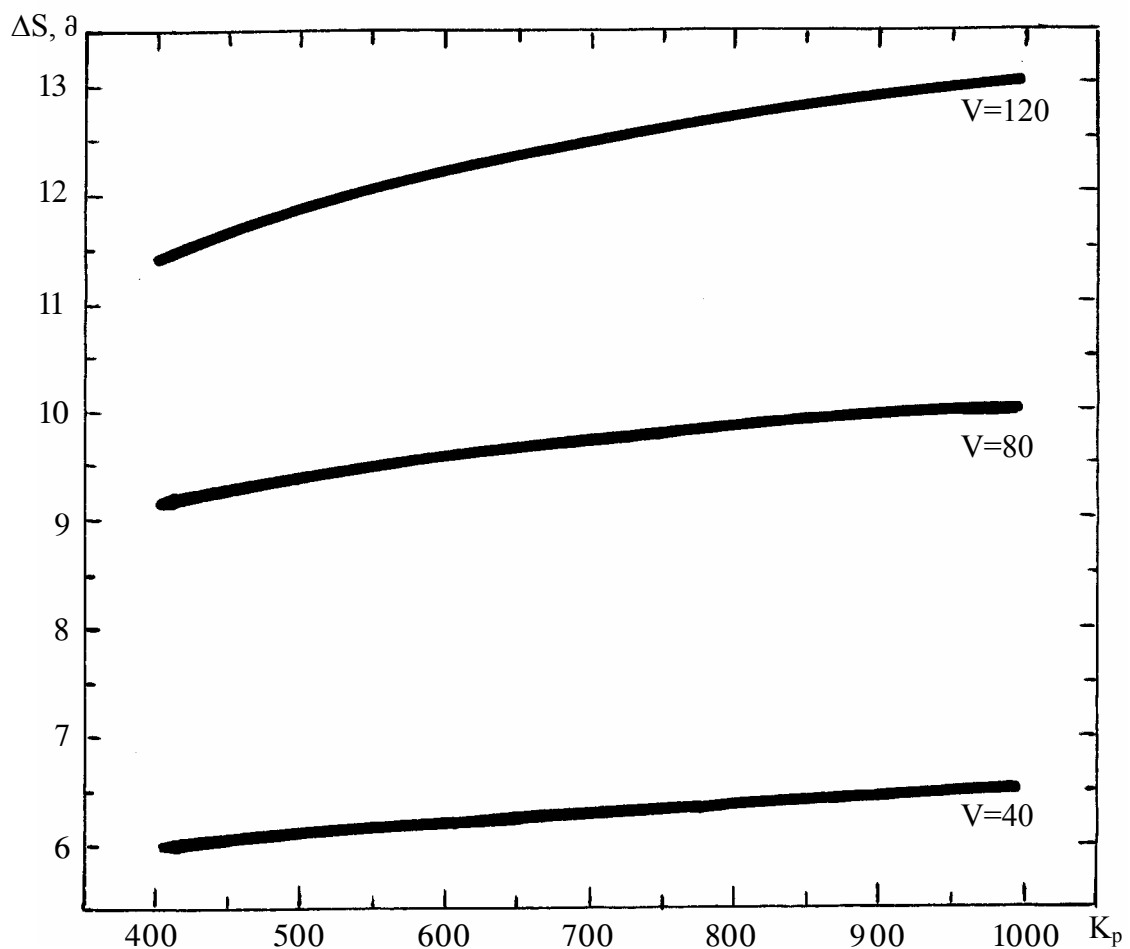


ნახ. 7.21. ღრეჩოს გაზრდილი  $\Delta = 20 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისას  
სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდის მოძრაობის სიჩქარისაგან  
დამოკიდებულების დიაგრამა

გრაფიკების ანალიზი ცხადყოფს, რომ მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით იზრდება ღრეჩოთი გამოწვეული სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდის  $\Delta S$  სიდიდეები. მოძრაობის 40 კმ/სთ, 80 კმ/სთ და 120 კმ/სთ სიჩქარეებისთვის სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდები შესაბამისად ტოლია 12-14 მ; 18-20 მ და 23-27 მ.

მცირე  $5 \cdot 10^{-2}$  მმ ღრეჩოსთვის ვაგონის მოძრაობის სიჩქარისგან სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდის დამოკიდებულების გრაფიკის (ნახ.

2.22) ანალიზი ცხადყოფს, რომ მოძრაობის 40 კმ/სთ, 80 კმ/სთ და 120 კმ/სთ სიჩქარეების შესაბამისი სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდები შესაბამისად ტოლია 6-6,6 მ; 9-9,6 მ და 11,5-13 მ. ჩანს, რომ ღრეჩოს სიდიდის შემცირებით მცირდება სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდის მნიშვნელობა, ხოლო გაზრდილი ღრეჩოს შემთხვევაში სამუხრუჭე მანძილი იზრდება, რაც უარყოფითად მოქმედებს უსაფრთხო მოძრაობაზე.



7.22. ღრეჩოს შემცირებული  $\Delta = 5 \cdot 10^{-2}$  მმ მნიშვნელობისას სამუხრუჭე მანძილის ნაზრდის მოძრაობის სიჩქარისაგან დამოკიდებულების დიაგრამა

ჩატარებული გამოკვლევები ღრეჩობის, მოქმედი ძალებისა და ბერკეტების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით საშუალებას იძლევა დავასკვნათ, რომ მიღებული შედეგების გამოყენება სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დაგეგმარების პროცესში წარმოადგენს აუცილებელ ფაქტორს გადაცემის პარამეტრების ოპტიმიზირებისა და საბოლოო ჯამში რკინიგზაზე მაღალი სიჩქარეებით უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველსაყოფად.

ანალოგიურად შეიძლება გამოვიკვლიოთ ოპტიმალური ღრეჩოს შესახებ მაცივარი მანქანის კომპრესიის შემსრულებელი გადაცემის შემთხვევაში. აქაც ღრეჩოს გაზრდილი მნიშვნელობა უარყოფითად მოქმედებს გადაცემის დინამიკაზე, მიმართველ მუშა ცილინდრში ადგილი აქვს დარტყმით მოვლენებს და გაზრდილ რეაქციის ძალებს. ამასთან დიდდება მავნე მოცულობა დგუმის ზედაპირსა და კომპრესორის ზედაპირს შორის, რაც აუარესებს კომპრესორის მიერ აგენტის ორთქლის გადატანას და აქედან გამომდინარე მის სიცივისმწარმოებლურობას. ამიტომ საჭიროა ანალიზი გავუკეთოთ მსგავს მოვლენებს და დავსახოთ გზები ღრეჩოს ოპტიმალური ზომის დადგენისთვის.

განვიხილოთ კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის დინამიკური მოდელი (ნახ. 3.4). იმის გამო, რომ ბარბაცას 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებაში არსებობს  $\Delta$  ღრეჩო, ამიტომ ბარბაცას სიგრძედ დგუმის მოძრაობის დროს შეიძლება ავიღოთ  $l+4\Delta$  ან  $l-4\Delta$ . ღრეჩოს გათვალისწინებით დგუმის  $S_e$  გადაადგილებისათვის შეიძლება დაიწეროს:

$$S_e = S_e(\alpha, \Delta). \quad (7.28)$$



დგუშის  $S_e$  სვლას შეიძლება გააჩნდეს  $\delta S_e$  ცდომილება, რომელიც დამოკიდებულია დგუშის სვლის  $S_{e(\max)}$  მაქსიმალურ და  $S_{e(\min)}$  მინიმალურ მნიშვნელობაზე, ამიტომ დგუშის სვლის ცდომილება შეიძლება მოცემული იქნას ასეთი გამოსახულებით:

$$\delta S_e = S_{e(\max)} - S_{e(\min)}. \quad (7.29)$$

დინამიკური მოდელის მიხედვით

$$S_{e(\max)} = (l + 4\Delta)\cos\beta_{\min} - r\cos\alpha, \quad (7.30)$$

სადაც  $\beta_{\min}$  არის ბარბაცას მობრუნების კუთხის უმცირესი მნიშვნელობა.

ასევე, დგუშის მინიმალური სვლა

$$S_{e(\min)} = (l - 4\Delta)\cos\beta_{\max} - r\cos\alpha, \quad (7.31)$$

ბარბაცას მობრუნების კუთხის კოსინუსი

$$\cos\beta = \sqrt{l^2 - M}/l, \quad (7.32)$$

სადაც  $M$ -ის მნიშვნელობა განისაზღვრება ტოლობით

$$M = r^2 \sin^2\alpha. \quad (7.33)$$

მაშინ, იმის გამო, რომ ბარბაცას  $l$  სიგრძეს მოძრაობისას შეუძლია მიიღოს ორი მნიშვნელობა, ამიტომ მისი მობრუნების კუთხის კოსინუსები შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით:

$$\cos\beta_{\max} = \frac{1}{l - 4\Delta} [(l - 4\Delta)^2 - M]^{1/2}; \quad (7.34)$$

$$\cos\beta_{\min} = \frac{1}{l + 4\Delta} [(l + 4\Delta)^2 - M]^{1/2}. \quad (7.35)$$

ამ ტოლობის გათვალისწინებით (7.30) და (7.31) მიიღებს სახეს:

$$S_{e(\max)} = [(l + 4\Delta)^2 - M]^{1/2} - r\cos\alpha; \quad (7.36)$$

$$S_{e(\min)} = [(l - 4\Delta)^2 - M]^{1/2} - r\cos\alpha; \quad (7.37)$$

ამ (7.36) და (7.37) ტოლობების ძალით (7.29) ჩაიწერება ასე:

$$\delta S_e = [(l + 4\Delta)^2 - M]^{1/2} - [(l - 4\Delta)^2 - M]^{1/2}. \quad (7.38)$$

სვლის ამ ცდომილებისთვის შეიძლება დაიწეროს:

$$\delta S_{e(\max)} = S_{e(\max)} - S_e; \quad (7.39)$$

$$\delta S_{e(\min)} = S_e - S_{e(\min)}. \quad (7.40)$$

მოკლე ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ ამ ტოლობებიდან მივიღებთ:

$$\delta S_{e(\max)} = [(l + 4\Delta)^2 - M]^{1/2} - (l^2 - M)^{1/2}; \quad (7.41)$$

$$\delta S_{e(\min)} = (l^2 - M)^{1/2} - [(l - 4\Delta)^2 - M]^{1/2}. \quad (7.42)$$

დგუშის სვლის ცდომილების ან სვლის მაქსიმალური და მინიმალური მნიშვნელობების გამოკვლევისას არ ვითვალისწინებთ მოქმედ დინამიკურ ძალებს, რომლის ზემოქმედების გათვალისწინებით მიღებული გამოსახულებანი მოითხოვენ გარკვეულ კორექტირებას. ცხადია  $\alpha$  კუთხით ნებისმიერი მობრუნებისას ცდომილების ზღვრული მნიშვნელობა ყოველთვის მოთავსდება (7.41) და (7.42) გამოსახულებებით შემოსაზღვრულ არეში.

არსებული  $\Delta$  ღრეჩოს არსებობისას დგუშის სვლის ცდომილება დიდ გავლენას ახდენს ღრეჩოს მნიშვნელობაზე, არსებულს დგუშის ზედაპირსა და სახურავის შიგა ზედაპირს შორის. თუ დასაშვები ღრეჩოს სიდიდე ამ დროს განისაზღვრება  $1,1^{+0,1}$  მმ-ით, შემსრულებელი გადაცემის 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში არსებული ღრეჩოს გამო მან შეიძლება მიიღოს  $0,7^{+1}$  ან  $1,5^{+1}$  მმ მნიშვნელობანი. არც ერთი მათგანი არაა მისაღები ამ ღრეჩოსათვის, რადგან ეს ხელს შეუწყობს მავნე მოცულობის გაზრდას მოცემულ არეში.

$M$  პარამეტრის (7.33) მნიშვნელობის ძალით (7.41) და (7.42) გამოსახულებანი ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\delta S_{e(\max)} = [(l + 4\Delta)^2 - r^2 \sin^2 \alpha]^{1/2} - (l^2 - r^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}; \quad (7.43)$$

$$\delta S_{e(\min)} = (l^2 - r^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} - [(l - 4\Delta)^2 - r^2 \sin^2 \alpha]^{1/2}. \quad (7.44)$$

ამ გამოსახულებით განსაზღვრულია დგუმის სვლის მაქსიმალური და მინიმალური მნიშვნელობანი შემსრულებელი გადაცემის მრუდმხარას მობრუნების ნებისმიერი  $\alpha$  კუთხისათვის გადაცემის 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში არსებული  $\Delta$  ღრეჩოს პირობებში.

კომპრესორის თეორიული სიცივისმწარმოებლურობა დამოკიდებულია დგუმის მიერ დაჭირხნული და გადატანილი მაცივარი აგენტის ორთქლის მოცულობაზე

$$Q = \frac{1}{3,6} V_g q_v, \quad (7.45)$$

სადაც  $V_g$  არის 1 სთ-ის განმავლობაში კომპრესორში ვერტიკალურად ან კუთხით განლაგებული დგუმების მიერ აღწერილი გეომეტრიული მოცულობა, მ<sup>3</sup>/სთ;

$q_v$  - ერთეული მოცულობითი სიცივისმწარმოებლურობა.

რადგან (7.45) გამოსახულების მარჯვენა ნაწილში ცვლად პარამეტრს წარმოადგენს მხოლოდ გეომეტრიული  $V_g$  მოცულობა, ამიტომ კომპრესორის სიცივისმწარმოებლურობის ცვალებადობა განპირობებულია მხოლოდ გეომეტრიული მოცულობითი ცვლილებით.

კომპრესორის დგუმების მიერ აღწერილი გეომეტრიული მოცულობა იანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$V_g = 47,1D^2 \cdot s \cdot n \cdot z, \quad (7.46)$$

სადაც  $D$  არის კომპრესორის ცილინდრის დიამეტრი, მ;

$s$  - დგუმის სვლა, მ;

$n$  - კომპრესორის მრუდმხარას ბრუნვის სიჩქარე, ბრუნი/წთ;

$z$  - ცილინდრების რაოდენობა.

(7.46) ფორმულაში დგუშის  $s$  სვლის მნიშვნელობა გამოითვლება (7.36) და (7.37) ტოლობების საშუალებით. უმჯობესია, თუ ამ ტოლობებში შევიტანთ  $M$ -ის მნიშვნელობას. გვექნება:

$$S_{e(\max)} = [(l + 4\Delta)^2 - r^2 \sin^2 \alpha]^{1/2} - r \cos \alpha; \quad (7.47)$$

$$S_{e(\min)} = [(l - 4\Delta)^2 - r^2 \sin^2 \alpha]^{1/2} - r \cos \alpha. \quad (7.48)$$

იდეალური შემსრულებელი გადაცემისთვის დგუშის სვლა

$$S_e = l \cos \beta - r \cos \alpha \quad (7.49)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ  $l \sin \beta = r \sin \alpha$  (ნახ. 3.4), მაშინ ალგებრული გარდაქმნის შემდეგ (7.49) ტოლობიდან მივიღებთ:

$$S_e = l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha} - r \cos \alpha. \quad (7.50)$$

ამგვარად კომპრესორის დგუშის მიერ აღწერილი გეომეტრიული მოცულობა იდეალური შემთხვევისათვის ტოლია

$$V_g = 47,1 D^2 S_e \cdot n \cdot z. \quad (7.51)$$

$\Delta$  ღრეჩოს არსებობისას შეიძლება დაიწყოს

$$V_{g(\max)} = 47,1 D^2 S_{e(\max)} \cdot n \cdot z; \quad (7.52)$$

$$V_{g(\min)} = 47,1 D^2 S_{e(\min)} \cdot n \cdot z. \quad (7.53)$$

ანუ

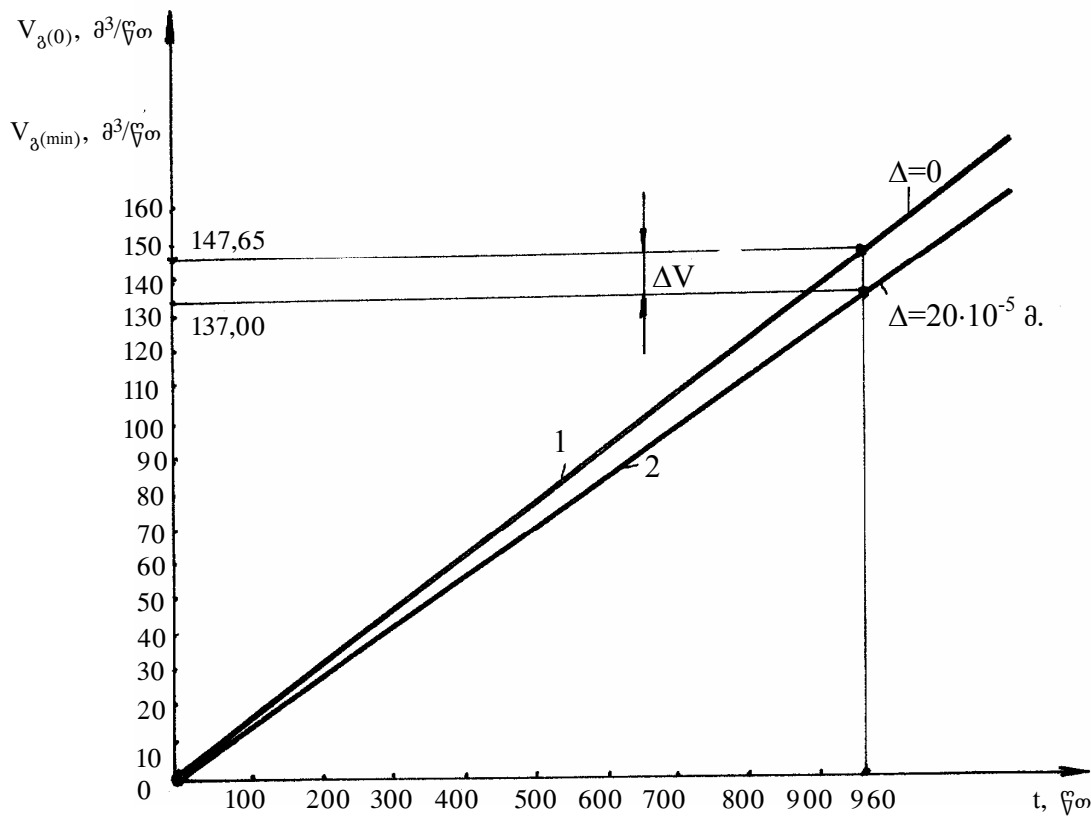
$$V_{g(\max)} = 47,1 D^2 \cdot n \cdot z \left\{ [(l + 4\Delta)^2 - r^2 \sin^2 \alpha]^{1/2} - r \cos \alpha \right\}; \quad (7.54)$$

$$V_{g(\min)} = 47,1 D^2 \cdot n \cdot z \left\{ [(l - 4\Delta)^2 - r^2 \sin^2 \alpha]^{1/2} - r \cos \alpha \right\}; \quad (7.55)$$

მანქანური გამოთვლები ჩატარებული იქნა დგუშების  $V$ -სებრი განლაგების მქონე კომპრესორისთვის, რომლის გეომეტრიული პარამეტრებია: დგუშის სვლა  $S = 0,05$  მ; მრუდმხარას სიგრძე  $r = 0,07$  მ; ბარბაცას სიგრძე  $l = 0,38$  მ; დგუშის დიამეტრი  $D = 0,07$  მ; დგუშების

რაოდენობა  $z=8$ ; მრუდმხარას ბრუნთა რიცხვი ერთ წუთში  $n=960$  ბრ/წთ.

მოცემული პარამეტრების მიხედვით კომპრესორის მიერ გადატანილი მაცივარი აგენტის ორთქლის მოცულობა (7.51) და (7.53) ტოლობების თანახმად, აღიწერება შემდეგი დიაგრამებით (ნახ. 7.23). ნახაზზე პირველი წრფე ასახავს კომპრესორის დგუშის მიერ აღწერილ იდეალურ მოცულობას, როცა  $\Delta=0$ , ხოლო მეორე მრუდით გამოსახულია დგუშის მიერ აღწერილი ორთქლის მოცულობის ცვალებადობა, როცა  $\Delta=20 \cdot 10^{-5}$  მ.



ნახ. 7.23. კომპრესორის მიერ გადატანილი მაცივარი აგენტის ორთქლის მოცულობა იდეალური (პირველი მრუდი) და რეალური  $\Delta=20 \cdot 10^{-5}$  (მეორე მრუდი) ღრეჩოების შემთხვევისათვის.

მანქანურმა გამოთვლებმა აჩვენა, რომ გაზრდილი  $\Delta = 20 \cdot 10^{-5}$  მ ღრეჩოს შემთხვევაში, მრუდმხარას ერთი სრული მობრუნების ბოლო მომენტში კომპრესორის მიერ გადაიტანება  $0,1427 \text{ მ}^3$  მაცივარი აგენტის ორთქლი, ხოლო ღრეჩოს ნულოვანი მნიშვნელობისას იგი  $0,1538 \text{ მ}^3$ -ის ტოლია. ერთი წუთის განმავლობაში გადატანილი ორთქლის მოცულობა შესაბამისად განისაზღვრება  $137,00 \text{ მ}^3$  და  $147,65 \text{ მ}^3$  სიდიდეებით (ნახ. 7.23) ე.ი. კომპრესორის მიერ  $\Delta = 20 \cdot 10^{-5}$  ღრეჩოს არსებობისას ერთი წუთის განმავლობაში გადაიტანება  $\Delta V = V_{\text{გ}} - V_{\text{გ}(\text{min})} = 10,65 \text{ მ}^3$ -ით ნაკლები მაცივარი აგენტის ორთქლი, ვიდრე ნულოვანი ღრეჩოს პირობებში. ერთი საათის მუშაობის ბოლოს ეს მოცულობითი სხვაობა აღწევს  $639,0 \text{ მ}^3$ -ს, ხოლო ერთი დღე-ღამის მუშაობის შემდეგ იგი განისაზღვრება  $15336 \text{ მ}^3$ -ით.

თუ ვისარგებლებთ (7.45) ტოლობით და მოვახდენთ მასში მანქანური გამოთვლების შედეგად მიღებული შედეგების შეტანას, მივიღებთ კომპრესორის სიცივისმწარმოებლურობის ორ მნიშვნელობას ერთი საათით მუშაობისას ნულოვანი და  $\Delta = 20 \cdot 10^{-5}$  ღრეჩოების არსებობისას

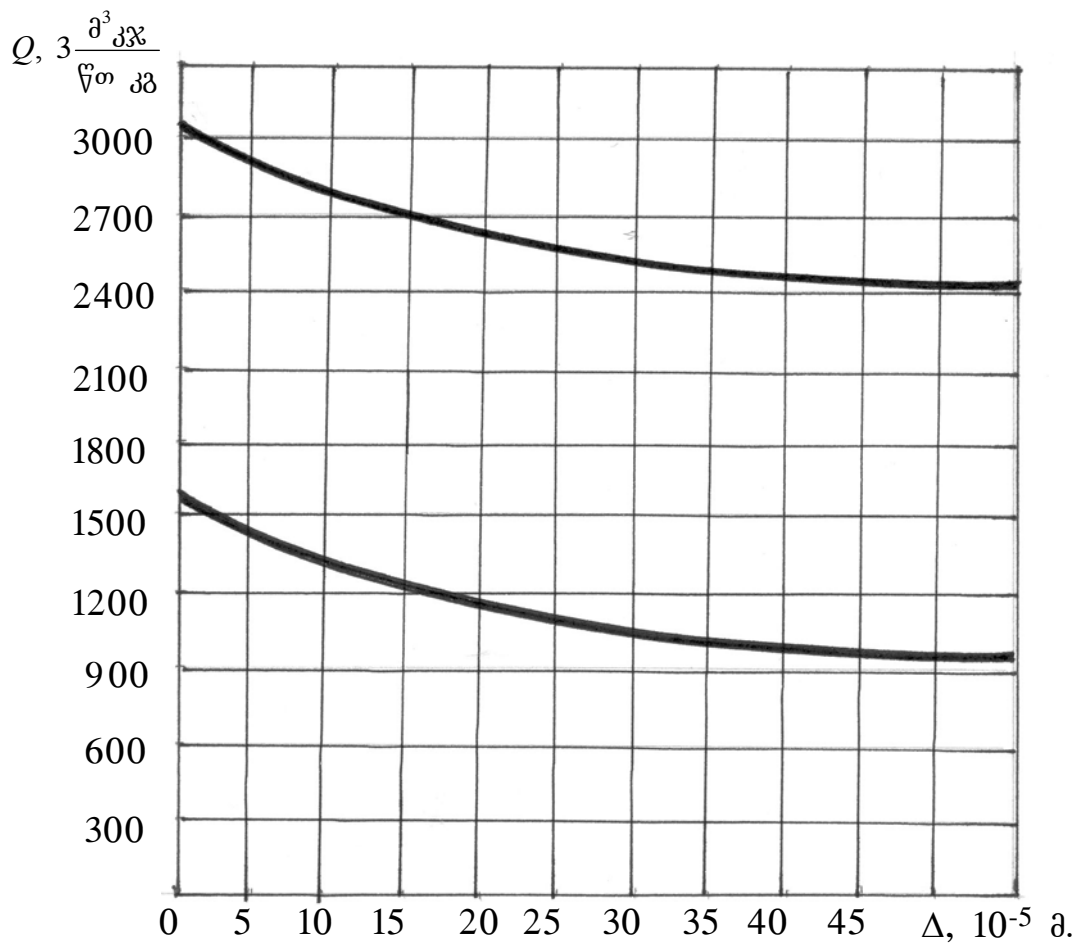
$$Q_1 = \frac{1}{3,6} V_{\text{გ}(0)} q_v; \quad (7.56)$$

$$Q_2 = \frac{1}{3,6} V_{\text{გ}(\text{min})} q_v. \quad (7.57)$$

გამოთვლებით მივიღეთ, რომ  $V_{\text{გ}(0)} = 8900 \text{ მ}^3$ , ხოლო  $V_{\text{გ}(\text{min})} = 8240 \text{ მ}^3$ , ამიტომ (7.56) და (7.57) ტოლობების შედარების შედეგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ  $\Delta = 20 \cdot 10^{-5}$  მ ღრეჩოს არსებობის დროს კომპრესორის საპროექტო სიცივისმწარმოებლურობა ერთი საათით მუშაობისას მცირდება  $183,4 q_v$  სიდიდით, რაც აუარესებს მაცივარი მანქანის

სიცივიმწარმოებლობასა და შესაბამისად პროდუქტის შენახვის პირობებს.

მაცივარი მანქანის სიცივის მწარმოებლობისა და კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის სახსრულ შეერთებებში არსებულ ღრეჩოს ურთიერთდამოკიდებულებას ასახავს გრაფიკი (ნახ. 7.24) მუშაობის ერთი საათის განმავლობაში.



ნახ. 7.24. სიცივის მწარმოებლობისა და ღრეჩოს სიდიდის ურთიერთდამოკიდებულების გრაფიკი მაცივარი მანქანის ერთი საათით მუშაობისას

განგარიშებით დადგენილ იქნა, რომ მოძრავი შემადგენლობისა და მაცივარი მანქანის კომპრესორის საპროექტო წარმადობის შესანარჩუნებლად ღრეჩოს სიდიდე შემსრულებელი გადაცემის სახსრულ შეერთებებში არ უნდა აღემატებოდეს  $3,5 \cdot 10^{-5}$  მ-ს.

### მეშვიდე თავის დასკვნები

1. ჩატარებული დინამიკური გამოკვლევებით ვაგონის მექანიკური ღრეჩოებიანი გადაცემების გამოთვლითი ექსპერიმენტის მიხედვით დადგინდა ღრეჩოს სიდიდის გავლენა დარტყმით მოვლენებსა და რეაქციის ძალის მნიშვნელობაზე. აღმოჩნდა, რომ გაზრდილი ღრეჩოს პირობებში ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში რეაქციისა და ხახუნის ძალები იცვლება მყისიერად, აღწევენ ათჯერ მეტ მნიშვნელობას ნომინალურ მნიშვნელობასთან შედარებით, რაც ამცირებს გადაცემის საიმედობას ექსპლუატაციის პირობებში.

2. გამოკვლევულ იქნა ღრეჩოს, ხახუნისა და გარე ძალების ერთდროული ზეგავლენა მექანიკურ გადაცემათა დინამიკაზე, აგრეთვე გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების სიზუსტეზე.

3. ჩატარდა ვაგონის მექანიკურ გადაცემათა გამომავალი პარამეტრების განგარიშება ბერკეტების დრეკადობის გათვალისწინებით. დადგინდა სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტის გაზრდის აუცილებლობა ბერკეტების დრეკადი დეფორმაციების შემცირების მიზნით. გადაწყდა ღრეჩოს სიდიდის ოპტიმიზაციის ამოცანა ვაგონის მექანიკური ღრეჩოებიანი გადაცემების საიმედობის



ამაღლებისა და რკინიგზაზე მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველსაყოფად.

4. ვაგონის ღრეჩობიანი მექანიკური გადაცემების კვლევის დამუშავებული პროგრამული კომპლექსი და გამოთვლითი ექსპერიმენტის მეთოდოლოგია გამოსადეგია ვაგონის ნებისმიერი მექანიკური გადაცემის პარამეტრების განსაზღვრისათვის ხისტი ან დრეკადი ბერკეტების არსებობისას.

## საერთო დასკვნები

1. შეიქმნა და დამუშავდა სატრანსპორტო მექანიკის ახალი მიმართულება, დამყარებული ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა კონსტრუქციული და დინამიკური მახასიათებლების ოპტიმიზაციაზე, მექანიკურ გადაცემათა საიმედოობისა და რკინიგზაზე მოძრაობის უსაფრთხოების გაუმჯობესების მიზნით.

დამუშავდა ვაგონების ახალი სახის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების კინემატიკური სქემები და შერჩეულ იქნა გადაცემის ოპტიმალური ვარიანტი, რომლის შესახებაც საქპატენტის მიერ მიღებულ იქნა დადებითი გადაწყვეტილება გამოგონებაზე «რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა» AU 2005 8355 Y, ბიულეტენი 1(173), თბილისი, 2005. დამუშავებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემებიდან ნებისმიერი სქემა ხასიათდება გადამცემი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლები რაოდენობით, ვიდრე არსებული გადაცემები. შეიქმნა საერთო ამძრავიანი ახალი ოპტიმალური სამუხრუჭე გადაცემის კვლევის მათემატიკური აპარატი, რომელიც შესაძლებელს ხდის გადაიჭრას რეალური ამოცანა სამუხრუჭე გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური სინთეზის შესახებ. ამ გადაცემის კონსტრუქციული საიმედოობა და სიმარტივე უზრუნველყოფს უსაფრთხო მოძრაობას. ჩატარდა ვაგონის ბორბალზე სამუხრუჭე ხუნდების ცალმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზი, რომლის მეთოდოლოგია შესაძლებელია გამოყენებულ იქნას ნებისმიერი სახის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზისათვის.

2. დამუშავდა ვაგონების სამუხრუჭე ბერკეტული ღრეჩოებიანი გადაცემის დინამიკური მოდელი, რომლის მიხედვითაც ჩამოყალიბდა გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელი სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით. შეიქმნა 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 განზოგადოებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატები, რომელთა მიხედვითაც თითოეული დამატებითი მოძრაობისათვის განსაზღვრულ იქნა მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა რაოდენობა. განისაზღვრა ფუნქციონალური დამოკიდებულება განზოგადოებულ კუთხურ და ხაზოვან კოორდინატებს შორის.

პირველად კლასიკური მექანიკის ისტორიაში აღმოჩენილი იქნა მოვლენა და დამუშავდა ცნება ცვლადი დეზაქსიალის შესახებ. ჩამოყალიბდა ცვლადი დეზაქსიალის არსებობის პირობა.

3. დამუშავდა ვაგონების მექანიკური გადაცემების ცვლადი დინამიკური პარამეტრების ანალიზური კვლევის მათემატიკური აპარატი. კინეტიკური ენერგია წარმოდგენილი იქნა თითოეული შემადგენელი ბერკეტის მარტივი ან რთული მოძრაობის კინეტიკური ენერგიების ჯამის სახით. ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში ცვლადი განზოგადოებული კოორდინატების არსებობამ განაპირობა რეალური

კინეტიკური ენერჯის შესაბამისი ანალიზური გამოსახულების მიღება განზოგადოებულ ხაზოვან და კუთხურ კოორდინატებში. ჩატარდა მექანიკურ გადაცემათა დამატებითი მოძრაობების შესაბამისი განზოგადოებული ძალების გამოკვლევა განზოგადოებული დამატებითი კოორდინატების მიხედვით. კლასიკური მექანიკის დებულებებზე დაყრდნობით მიღებული იქნა რეაქციისა და ხახუნის ძალების მნიშვნელობები ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის, განზოგადოებული კოორდინატებისა და სახსრის შიგა და გარე ელემენტების მუშა ზედაპირებს შორის არსებული ხახუნის კოეფიციენტების მხედველობაში მიღებით.

4. შედგენილი და დამუშავებული იქნა ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებანი. დიფერენციალური განტოლებათა ფორმალიზაციისას გამოყენებულ იქნა უკვე განსაზღვრული განზოგადოებული 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 რეალიზაციის დროს. დამუშავდა გადასვლის პირობები ერთი სახის დამატებითი მოძრაობიდან მეორეზე გადასვლის მიზნით.

5. ჩატარდა ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური ანალიზი რგოლების დრეკადობისა და ღრეჩობიან სახსრულ შეერთებებში დარტყმების გათვალისწინებით. დრეკადი დეფორმაციის დადგენა სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭე კვანძის მიმართ შესაძლებელი გახდა მას შემდეგ, რაც დადგენილი იქნა კვანძზე მოდებული ყველა გარე ძალა, რგოლებზე მოქმედი ინერციის ძალები, მომენტები და სახსრულ შეერთებებში აღძრული გაზრდილი რეაქციის ძალები. დრეკადი დეფორმაციის გამოკვლევისათვის ურთულესი კერძოწარმოებულებიანი დიფერენციალური განტოლებების ნაცვლად მორის ფორმულის გამოყენებამ საშუალება მოგვცა დაგვედგინა დრეკადი გადაადგილება მოძრავი ბერკეტის გასწვრივ, რომლის მიხედვითაც განისაზღვრა მოცემული ბერკეტის ნამდვილი სიგრძე. დრეკადობის გათვალისწინებით მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის მიღებული იქნა შემსრულებელი კვანძის სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტი. აღმოჩნდა, რომ მისი მნიშვნელობა ფუნქციონალურ დამოკიდებულებაშია ბერკეტების მობრუნების კუთხეების გადაცემის ფარდობასა და კვანძის ამძრავი რგოლის მობრუნების განზოგადოებულ კუთხესთან. დამუშავდა შემსრულებელი კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები საშუალოდ ბერკეტის დრეკადობის გათვალისწინებით.

6. დამუშავდა მექანიკური დარტყმების დინამიკური ანალიზის ამოცანა შემსრულებელი კვანძის ღრეჩობიანი სახსრული შეერთებების მიმართ. კვლევისათვის შეიქმნა მექანიკური დარტყმების დინამიკური მოდელი ორი მეზობელი ღრეჩობიანი სახსრული შეერთებისათვის, რომლის დროსაც განხილული იქნა არადრეკადი დარტყმის მოვლენა,

როცა ურთიერთდარტყმის სიჩქარის ნორმალური მდგენელის აღდგენის კოეფიციენტი ნულის ტოლია. განხილული იქნა დარტყმის ორი ფაზა და მიღებული იქნა სათანადო ანალიზური გამოსახულებანი დარტყმის სიჩქარის დახასიათებისათვის დარტყმამდე და დარტყმის შემდეგ. დადგინდა, რომ აღდგენის კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია არა მარტო სახსრული შეერთების მასალაზე და დარტყმის სიჩქარეზე, არამედ შეზეთვის ხარისხსა და სისქეზე, აგრეთვე ამ ელემენტების მუშა ზედაპირების მდგომარეობაზე.

7. დამუშავებულია პროგრამული კომპლექსი ვაგონების ღრეჩობიან მექანიკურ გადაცემათა ძირითადი მახასიათებელი პარამეტრების გამოსათვლელად ეგმ-ზე. გამოთვლითი ექსპერიმენტის პირველ ეტაპზე აღმოჩნდა, რომ გაზრდილი ღრეჩოს არსებობისას ღრეჩოს არეში აღძრული რეაქციის ძალა მნიშვნელოვნად აღემატება მის ნომინალურ მნიშვნელობას. ამასთან, ღრეჩოს არეში ადგილი აქვს კონტაქტური და თავისუფალი მოძრაობის მონაცვლეობას, რაც მთავრდება დარტყმითი მოვლენებით. ღრეჩობის გეომეტრიული ზომის შემცირებით შემცირდა დარტყმების რაოდენობა და შესაბამისად დინამიკური დატვირთვები შეერთებებში, რითაც უმჯობესდება გადაცემის საიმედოობა და ვაგონის უსაფრთხო მოძრაობა. გამოკვლეულია ღრეჩოს, ხახუნისა და გარე ძალების ერთდროული ზეგავლენა შემსრულებელი კვანძის დინამიკაზე. გამოთვლილი იქნა შემსრულებელი კვანძის საშუალოდ ბერკეტის დრეკადი დეფორმაციები სიხისტისა და ამძრავის ბრუნთა სიხშირის სხვადასხვა მნიშვნელობებისათვის, ასევე სიხისტისა და ამძრავის  $90^0$ -მდე მობრუნების სხვადასხვა კუთხეებისათვის. დადგინდა, რომ ბერკეტების

დრეკადობა უშუალოდ დიდ გავლენას ახდენს ამძრავის მობრუნების კუთხის სიდიდეზე.

ჩატარებულია გადაცემის დინამიკური სიზუსტის მანქანური გამოთვლები. გადაწყვეტილია ღრეჩოს სიდიდის ოპტიმიზირების ამოცანა ვაგონის სამუხრუჭე მანძილთან დამოკიდებულებაში სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის საიმედობისა და უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველყოფის მიზნით.

8. სადისერტაციო ნაშრომში მიღებული მეცნიერული შედეგები შეიძლება გამოყენებული იქნას ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა სრულყოფისა და ახალი ღია ან დახურული მექანიკური გადაცემების კონსტრუირების დროს საიმედობის ამაღლებისა და რკინიგზაზე მოძრავი შემადგენლობის უსაფრთხო მოძრაობის უზრუნველყოფისათვის, რაც დაკავშირებულია საგრძნობ ტექნიკურ და ეკონომიურ ეფექტიანობასთან.

## ლიტერატურა

1. Алексеев В.Д., Сорокин Г.Е. Ремонт вагонов. М., "Транспорт", 1973. - 312 с.
2. Албегов Н.А., Фокин М.Д., Ясенцев В.Ф. Электропневматические тормоза. М., "Транспорт", 1971. - 236 с.
3. Абрамов Б.М. Динамика шарнирных механизмов с учётом трения. Харьков: Изд-во Харьк. ун-та, 1960. - 150 с.
4. Автоматические тормоза. Иллюстрированное пособие. Крылов В.И., Клыков Е.В., Ясенцев Ф.М. М.: "Транспорт", 1973. -256 с.
5. Астагиев В.К., Бабицкий В.И. и др. Динамика машин и управление машинами. М.: Машиностроение, 1988. - 240с.
6. Адамия Р.Ш. Динамика машин. Тбилиси: Мецниереба, 1999. - 400 с.
7. Александер Р.Н., Лоуренс К.Л. Экспериментальные исследование динамики механизмов с упругими звеньями // Конструирование и технология машиностроения. Труды АОИМ. М.: Мир, 1974, №1, с. 179-185.
8. Артоболевский И.И., Костицын В.Т., Раевский Н.П. Об одном состоянии вала, вращающегося в подшипнике без смазки с зазором // Изв. АН СССР. ОТН. 1949. №2, с. 168-173.
9. Бабицкий В.И. Теория виброударных систем. М.: Наука, 1978. - 352 с.
10. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором // Машиноведение. 1965, №1, с. 70-77.
11. 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.
12. Барсов Г.А., Безменова Л.В. Теория плоских механизмов и динамика машин. М.: Высшая школа, 1961. - 336 с.
13. Бахвалов Н.С. Численные методы. М., Наука, 1975. – 631 с.
14. Безухов Н.И., Лужин О.В., Колкунов Н.В. Устойчивость и динамика сооружений. М.: Высшая школа, 1987. - 264 с.



15. Бейлин И.Ш. Вейц В.Л. Мартиненко А.М. Вопросы динамики машинного агрегата при учете зазоров в кинематических парах // Машиностроение. 1972. Вып. 19, с. 189-200.
16. Березин И.С., Жидков Н.П. Методы вычисления. Т.2, М.: Физматгиз, 1962. - 639 с.
17. 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.
18. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. М.: Наука. 1967. - 279 с.
19. Бакрадзе Ю.М., Кржимовский В.Е., Скрипкин В.В. Рефрижераторный подвижной состав. М.: Транспорт, 1971. - 327 с.
20. Бидерман В.Л. Теория удара. М.: Машгиз, 1952. - 351 с.
21. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. - 408 с.
22. Бицен К.Б., Граммель Р. Техническая динамика. М. - Л.: Машиностроение. 1950. Том 1. - 300 с., 1952. Том 2. - 630 с.
23. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. М.: Машиностроение, 1979. - 335 с.
24. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Природа контакта между ударяющимися телами. - Сб. "Трение и граничная смазка", 1953, с. 115-141.
25. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда. М.: Транспорт, 1982. - 436с.
26. Быховский М.Л. Основы динамической точности электрических и механических цепей. Изд-во АН СССР, 1958. - 157 с.
27. Быховский М.Л. Точность механизмов, у которых положение звеньев описывается дифференциальными уравнениями. Изв. АН СССР, ОТН. 1947. №1, с. 1455-1512.
28. Бромберг Е.М., Вериги М.Ф. и др. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Трансжелюздат, 1956. - 315 с.

29. Бронштейн Р.Е., Кобринский А.Е. К динамике нелинейного элемента с зазорами. Труды института машиноведения. 1959. Том. 19, вып. 75, с. 31-48.
30. Бруевич Н.Г. Точность механизмов. М.: Гостхиздат, 1946. - 332 с.
31. Бруевич Н.Г. К вопросу о динамическом проектировании механизмов // Техника воздушного флота. 1939, №4, с. 53-63.
32. Бруевич Н.Г., Сергеев В.И. К проблеме точности в теории надежности // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. 1964. №2, с. 78-81.
33. Бруевич Н.Г., Сергеев В.И. Основы нелинейной теории точности механизмов с низшими кинематическими парами // Точность механизмов и автоматизированных измерительных средств. М.: Наука, 1966, с. 3-35.
34. Бруевич Н.Г., Доступов В.И. Метод определения ошибок скоростей и ускорений механизмов. Машиностроение, №3, 1976, с. 27-34.
35. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем. М.: Наука, 1968. - 355 с.
36. Вагоны. Конструкция, теория и расчет. Под редакцией Л.А. Шадура. М.: Транспорт, 1982. - 222 с.
37. Вейц В.Л. Динамика Машиных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. -366с.
38. Вериго М.Ф., Коган А.Л. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. - 560 с.
39. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1978. - 352 с.
40. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. - 360 с.
41. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. Л.: Машиностроение, 1968. - 284 с.
42. Вульфсон И.И. Введение в динамику механизмов с учетом упругости звеньев. Л.: ЛПИ, 1977. - 45 с.
43. Вульфсон И.И. Типовые задачи динамики механизмов с учетом упругости звеньев. Л.: ЛПИ, 1977. - 74 с.

44. Галеев А.У., Першиц Ю.И. Вопросы механики поезда. М.: Трансжелдориздат, 1958. - 232 с.
45. Гарт В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава. Пер. с англ. М.: Транспорт, 1988. - 425 с.
46. Ганиев Р.Ф., Ковальчук П.С. Динамика систем твердых и упругих тел. М.: Наука, 1980. - 208 с.
47. Гогилашвили В.Н., Папалашвили И.Ш. К вопросу устойчивости стационарных режимов движения пространственных механизмов // Труды ГПИ им. В.И. Ленина. "Теория механизмов и машин", №1 (246), Тбилиси 1982, с. 16-20.
48. Голубенко А.Л., Ковель В.А. О математической модели для исследования взаимодействия экипажа и пути при высокоскоростном движении // Труды ВНИИЖТ. 1975. Вып. 542, с. 172-183.
49. Голдстейн Г.М. Классическая механика. Гостехиздат, 1957. - 408 с.
50. Гриффин Дж.Н., Метью Ж.К. Совместный аналитический синтез масс и упругих элементов в плоских механизмах // Труды АОИМ "Конструирование и технология машиностроения". М.: Мир, 1981. №4, с. 33-38.
51. Гребенюк Н.Т., Клыков Е.В. Тормозные расчеты подвижного состава. М.: Транспорт, 1989. - 317 с.
52. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Некоторые вопросы динамического исследования точности сферических механизмов с зазорами // Труды XXVIII Международного научного colloквиума Технического университета г Ильменау (ГДР), Ильменау, 1983. Том 3, с. 157-160.
53. Давитацвили Н.С., Шарашенидзе Г.С., Абайшвили 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.

54. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Исследование сферического и плоского четырехзвенных шарнирных механизмов с учетом зазоров в кинематических парах // Труды ГПИ им. В.И. Ленина "Теория механизмов и машин". Тбилиси. 1982, №1(246), с. 21-27.
55. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Динамическое исследование плоского четырехзвенного шарнирного механизма с зазором // Сообщения АН ГССР. 1981. Том 104. №3, с. 681-684.
56. Давиташвили Н.С. Динамика сферических механизмов. М.: Наука, 1992. - 256 с.
57. Давиташвили Н.С. Основы теории погрешности и точности шарнирно-рычажных механизмов. Тбилиси: Технический университет, 1999. - 386 с.
58. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С., Основы динамического анализа рычажной системы торможения вагонов. Тбилиси: Комитет ИФТоММа Грузии, 2004. - 264 с.
59. 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.
60. Динамика подвижного состава железных дорог. Под ред. Камаева А.А., Камаева В.А. Труды БИТМ-а, 1974, вып. 25. - 210 с.
61. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во АН СССР, 1959. - 248 с.
62. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусанов А.А. Колебания машин. М.: Машиностроение, 1964. - 308 с.
63. Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. М.: Наука, 1982. - 336 с.
64. Демьянков Н.В. Сравнительная характеристика различных систем охлаждения изотермических вагонов. Труды МИИТ-а, вып. 376. М.: 1971. - 45 с.

65. Демьянков Н.В. Холодильные машины и установки. М.: Транспорт, 1976. - 360 с.
66. Дондошанский В.К. Расчеты колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах. М.: - Л.: Машиностроение, 1966. - 368 с.
67. Доронин В.И. Динамический синтез пространственного кривошипно-ползунного механизма // Механика машин. М.: Наука, 1982. Вып. 59, с. 71-78.
68. Дубовски С., Фрейденштейн Ф. Динамический расчёт механических систем с зазорами. Ч. II. Движение систем // Труды АОИМ (Русский перевод), №1, 1971, с. 252-258.
69. Дубовски С., Фрейденштейн Ф. Динамический расчёт механических систем с зазорами. Ч. I. Составления динамической модели // Труды АОИМ (Русский перевод), №1, 1971, с. 247-252.
70. 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.
71. Дубовски С. Описание динамических эффектов, вызванных зазорами в плоских механизмах // Труды АОИМ. 1974, №1, с. 229-236.
72. Демьянков Н.В., Маталасов С.Ф. Хладотранспорт. М.: Транспорт, 1976. -248с.
73. Дьячков А.К. Исследование влияние величины зазора на показатели работы подшипника скольжения. Изд-во АН СССР, 1950. - 213 с.
74. Екимовский И.П. Эксплуатация и техническое обслуживание рефрижераторного подвижного состава. М.: Транспорт, 1983. - 190 с.
75. Жоголев Е.А., Трифонов Н.П. Курс программирования. М.: Наука, 1971. - 400 с.
76. Железнодорожный хладо транспорт. Справочник. М.: Транспорт, 1971.- 303с.

77. Зиновьев В.А., Бессонов А.П. Основы динамики машинных агрегатов. М.: Машиностроение, 1964. - 240 с.
78. Зубов В.А. Аналитическая динамика системы тел. Л.: Изд-во ЛГУ, 1983. - 344 с.
79. Исследование динамики вагонов. Труды ВНИИЖТ. Вып. 307, 1965. - 180с.
80. Иноземцев В.Г., Гребенюк Н.Т. Нормы и методы расчёта автотормозов. М.: Транспорт, 1971. - 261 с.
81. Казаринов В.М., Иноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. М.: Трансжелдориздат, 1961. - 312 с.
82. Кобринский А.Е. Механизмы с упругими связями. М.: Наука, 1964. - 390 с.
83. Кобринский А.Е. Некоторые вопросы практического расчёта на точность механизмов с низшими парами // Труды семинара по ТММ. Том 6, вып. 23, с. 74-89.
84. Кобринский Н.Е. Кинематические ошибки плоских механизмов, вызываемые зазорами в кинематических парах // Изв. АН СССР. ОТН. 1946. №2, с. 291-304.
85. Кобринский Н.Е. Динамические ошибки плоского механизма // Изв. АН СССР. ОТН. 1946. №3, с. 361-370.
86. 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.
87. Кожевников С.Н., Гранаткин Ю.Г. Исследование влияния формы соударяющихся тел на коэффициент восстановления скорости // Теория механизмов и машин. Харьков: Изд-во Харьковского ун-та. 1971, вып. 11, с. 3-7.
88. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев: Наукова думка, 1961. - 160 с.

89. Кожевников С.Н., Кузовков Е.Г. Динамика четырёхзвенных механизмов с учётом упругости звеньев // Теория механизмов и машин. Харьков: Изд-во Харьковского ун-та, 1970. Вып. 9, с. 13-19.
90. Кожешник Я. Динамика машин. М.: Машиностроение. 1961. - 424 с.
91. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. - 296 с.
92. Коплатц Л. Численные методы решения дифференциальных уравнений. Ил. 1953. - 459 с.
93. Котуранов В.П., Хусидов В.Д., Устич П.А., Быков А.И. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. - 238 с.
94. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. - 480 с.
95. Крылов В.И., Крылов В.В. Автоматические тормоза подвижного состава. М.: Транспорт, 1972. - 320 с.
96. Крылов В.И., Клыков Е.В., Ясенцев В.Ф. Тормоза подвижного состава. М.: Транспорт, 1980. - 272 с.
97. Крылов Ю.С., Пирог П.И. и др. Проектирование холодильников., М.: Пищевая промышленность, 1972. - 310 с.
98. Кржимовский В.Е., Скрипкин В.В., Филюнин Г.И. Рефрижераторные секции отечественной постройки. М.: Транспорт, 1983. - 185 с.
99. Крейнин Г.В., Бессонов А.П., Воскресенский В.В. и др. Кинематика, динамика и точность механизмов. Справочник. М.: Машиностроение, 1984. - 224 с.
100. Крылов В.И., Крылов В.В. и др. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава. М.: Транспорт, 1989. - 487 с.
101. Крылов В.И., Крылов В.В. Автоматические тормоза подвижного состава. М.: Транспорт, 1983. - 360 с.
102. Лазарян В.А. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1964. - 252 с.

103. Лазарян В.А. Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог. М.: Трансжелдориздат, 1963. - 215 с.
104. Лазарян В.А. Некоторые современные проблемы динамики транспортных средств. Киев: Наукова думка, 1980. с. 3-43.
105. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств. Избранные труды. Киев: Наукова думка, 1985. - 528 с.
106. Лев А. Математическая теория упругости. М.: ОНТИ. 1935. - 674 с.
107. Левитский Н.И. Колебания в механизмах. М.: Наука, 1988. - 336 с.
108. Луканин В.Н., Гаврилин В.В. К анализу ударных явлений в шатунном подшипнике. Изв. Вузов, Машиностроение, №7, 1971, с. 41-45.
109. Ленский А.Н., Лобода В.М. Моделирование стержневых механизмов на электронных АВМ // Теория механизмов и машин. Вып. 10. Изд-во Харьковского ун-та. 1971, с. 15-25.
110. Макушин Б.В., Либман А.З. Холодильные установки пассажирских вагонов. М.: Транспорт, 1967. - 144 с.
111. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики. М.: Наука, 1977. - 454 с.
112. Мансур, Таунсенд. Спектры и интенсивность ударов в быстродействующих механизмах. Труды АОИМ, №1, 1975, с. 336-343.
113. Мейдема, Мансур. Исследование механизмов с зазорами: Модель трёх форм движения. Труды АОИМ, №4, 1976, с. 174-179.
114. Милн В.Э. Численное решение дифференциальных уравнений. ИЛ, 1955. - 291 с.
115. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика негломных систем. М.: Наука, 1967. - 519 с.
116. Никольский Л.Н. Вопросы исследования надежности и динамики элементов транспортных машин и подвижного состава. Труды БИТМа, 1978, с. 88-89.



117. 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.
118. Овакимян Л.Г. Динамика механизмов с двумя степенями свободы в виде динамики материальной точки // Динамика машин. М.: Машиностроение. 1969, с. 265-276.
119. Овакимов А.Г. Аналитический метод решения задач динамики плоских механизмов. М.: МАИ, 1978. - 82 с.
120. Осадчук Г.И., Фарафонов Е.С. Холодильное оборудование вагонов и кондиционирование воздуха. М.: Транспорт, 1974. - 304 с.
121. Организация и технология ремонта рефрижераторных вагонов. Под. ред. Ю.И. Артеменко, Ю.М. Бакрадзе и др. М.: Транспорт, 1973. - 303 с.
122. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977. - 224 с.
123. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний: М.: Машиностроение, 1966. - 316 с.
124. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихаров К.К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. М.: Машиностроение, 1956, том. 1. - 884 с.
125. Правила деповского ремонта рефрижераторных вагонов. ЦВ/2428, М.: Транспорт, 1966. - 81 с.
126. Раус Э.Дж. Динамика системы твердых тел. М.: Наука, 1983, том 1.-464 с.
127. Рефрижераторные вагоны постройки ГДР. Под ред. Ю.М. Бакрадзе, В.В. Скрипкин и др. М.:Транспорт, 1977. - 272 с.
128. Радченко Н.А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств. Изд-во "Наукова думка", 1988. - 201 с.
129. 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.

130. Светлицкий В.А. Механика стержней. М.: Высшая школа. 1987, часть 1. - 320 с.; часть 2. - 304 с.
131. Сергеев В.И. Некоторые вопросы расчета точности механизмов // Механика машин. М.: Наука, 1968. Вып. 13. с. 21-26.
132. Сергеев В.И., Юдин К.М. Исследование динамики плоских механизмов с зазорами. М.: Наука, 1963. - 112 с.
133. Сергеев В.И., Юдин К.М. Об одной модели механизмов с зазорами // Машиноведение, №5, 1970, с. 28-32.
134. Середа В.Т. Опытное изучение динамики шатунно-кривошипного механизма при больших зазорах в подшипниках шатуна. Труды Харьковского института инженеров ж/д транспорта. Вып. XXVI, 1956, с. 66-79.
135. Смирнов А.Ф., Александров А.В. Строительная механика. Стержневые системы. М.: Стройздат, 1981. - 512 с.
136. Соколов М.М., Хусидов В.Д., Минкин Ю.Г. Динамическая нагруженность вагона. М.: Транспорт, 1981. - 206 с.
137. Соколов М.М., Новарко В.В., Левенсон Г.Ф. и др. Исследование динамики и прочности пассажирских вагонов. М.: Машиностроение, 1976. - 223 с.
138. Спицина Д.Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций. М.: Машиностроение, 1977. - 248 с.
139. Стрелков С.П. Механика. М.: Наука, 1978. - 560 с.
140. Тавхелидзе Д.Д., Мchedlishvili Т.Ф. К вопросу математического описания динамики переходных процессов в пространственных механизмах с упругими звеньями // Сообщения АН ГССР. 1980. Том 99, №1, с. 157-160.
141. Таунсенд, Мансур. Маятниковая модель механизмов с зазорами во вращательных парах. Труды АОИМ, №1, 1975, с. 344-348.
142. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. - 422 с.

143. Терешкин Л.В. Приводы генераторов пассажирских вагонов. М.: Транспорт, 1990. - 152 с.
144. Ткачев С.М. Кинематические ошибки механизмов с зазорами // Вестник машиностроения, 1961, №11, с. 42-46.
145. Триангель рычажной передачи тележек грузовых вагонов. Руководство по ремонту. Р. 01 ПКБ ЦВ-97РК. - 56 с.
146. Уинфри Р.К., Андерсон Э., Гнилка К. Анализ упругих механизмов с зазорами // Труды АОИМ, 1973, №3, с. 30-37.
147. Уинфри Р.К. Динамика механизмов с упругими звеньями // Труды АОИМ. "Конструирование и технология машиностроения". Мир, 1971. №2, с. 222-229.
148. Уинфри Р.К. Динамический анализ механизмов с упругими звеньями посредством приведения координат // Труды АОИМ. "Конструирование и технология машиностроения". М.: Мир, 1971, №2 с. 85-90.
149. Ушкалов В.Ф. Проблемы динамики железнодорожного транспорта. Днепропетровск, 1980. - 160 с.
150. Фарафанов Е.С., Ким Н. Ремонт компрессоров пассажирских вагонов. М.: Транспорт, 1973. - 512 с.
151. Фаерштейн Ю.О., Осадчук Г.И. Ремонт оборудования изотермического подвижного состава. М.: Транспорт, 1979. - 341 с.
152. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1974. - 558 с.
153. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные задачи машинноведения. М.: Машиностроение, 1984. - 224 с.
154. Фокин М.Д., Ясенцев В.Ф. Автотормоза подвижного состава. Альбом. М.: Транспорт, 1981. - 167 с.
155. Хвингия М.В. Основы прикладной теории механических колебаний и динамика машин. Тбилиси: Ганатлеба, 1981. - 456 с.
156. Хеминг Р.В. Численные методы. Пер. с англ. М.: Наука, 1972. - 400 с.

157. Хрущов М.М. Трение и износ в машинах. Сб. VIII, Изд-во АН СССР, 1953, с. 5-21.
158. Хусидов В.Д. Об использовании численных методов в решении задач нелинейных колебаний. Труды МИИТ-а, Вып. 368, 1971, с. 3-17.
159. Хусидов В.Д., Красников В.К. Некоторые результаты применения численного интегрирования при использовании поперечных колебаний стержня. В кн. Проблемы механики наземного транспорта. Днепропетровск, 1977, с. 61-63.
160. Чжу З.Ж., Чжень И. Устойчивость движения шатуна // Труды АОИМ. "Конструирование и технология машиностроения". М.: Мир, 1983, том 106, №4, с. 169-172.
161. Шадур А.А., Челноков И.И., Никольский Л.И. Вагоны. М.: Транспорт, 1980. - 417 с.
162. Шарашенидзе Г.С., Балиашвили А.Я., Шарвашидзе А.М. О некоторых параметрах рычажной тормозной передачи, при увеличенных скоростях движения поездов. Научные труды ГПИ. Сб. "Рост пропускной способности ж/д транспорта, №3 (317), Тбилиси, 1987, с. 38-40.
163. Шарашенидзе Г.С. Динамика вагонов. Тбилиси: Ганатлеба, 2001. - 544 с. (на груз. языке).
164. Шарашенидзе Г.С., Абаишвили В.В. Программный комплекс исследования динамики сферического кривошипно-ползунного механизма с зазорами // Вопросы прикладной механики. Тбилиси: Изд-во Тбилисского ун-та. 1986. вып. 4, с. 59-65.
165. 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.
166. Шепетельников В.А. Об одной особенности уравнивания вагонных колесных пар. Труды МИИТа, вып. 102, 1959, с. 51-58.

167. Швецова Е.М., Крагельский И.В. Классификация видов разрушения поверхностей деталей машин в условиях сухого и граничного трения // Трение и износ в машинах, сб. VIII, Изд-во АН СССР, 1953, с. 18-19.
168. Шура-бура М.Р. Оценки ошибок численного интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений. ПММ, Т.16, Вып. 5, 1952, с. 575-588.
169. Юдин К.М. Динамическое исследование модели механизмов с зазорами // Машиноведение, №2, 1971, с. 58-60.
170. Яшкин Г.М. Динамика кривошипно-шатунного механизма в аналитической форме // Труды Московского заочного полиграфического ин-та. 1959, вып. 7, с. 261-300.
171. Brouniarec C.A., Sandor G.N. Dynamic stability of an elastic parallelogram linkage // Nonlinear Vibrat. Probl. 1971. N12, pp. 315-325.
172. Jeniks H.H., Stephenson I.E., Clayton G.A. Mozland G.W., Lyoh D. The effect of track and vehick parameters' on wheetrail vertical dynamics farces. // Railway Engineering Journal, 1974, v.3. N1. pp. 2-26.
173. Botwright N. Interection of vehicle and track. // Railway Engineering Journal, 1979, v. 8, pp. 31-38.
174. Davidson J.K. Analysis and synthesis of slider-crank mechanism with a flexibly attached slier // J. Mech. 1970. Vol. 5, N12, pp. 315-325.
175. Davitashvili N.S., Scharaschenidze G.S. Zu einigen Fragen der dynamischen Untersuchung eines ebener viergliedrigen beleukgetriebes mit Spiell // wiss. Zeit. Tech. Hoh. Ilmenau. 1982. Bd. 28, H2, pp. 123-133.
176. Davitashvili N.S., Sharashenidze G.S. Dynamic study of a spherical four-bar crank-and-rocter link mechanism with clearances // VII World Congr. of theory of mach. and mech. Sevilla, 1987, Vol.1, pp. 545-548.
177. Davitashvili N.S., Chkhaidze A.V., Sharashenidze G.S., Sharashenidze A.M. The dynamics of the hinger-lever system of breaking of a railcar with one-sided press of shoes with clearances in Kinematic pairs taking supplementary and basic

- motions of system into account // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi, 2003, N1(10), pp. 36-48.
178. 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.
179. 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.
180. Erdman A.G., Sander G.N. Kineto-elastodynamics - a frontier in mechanism design // Mech. Eng. News. 1970. Vol. 27, N4, pp. 135-143.
181. Sharashenidze G. The development ant production of a model of a brake system for motor-vehicle transport // Georgian Symposium for project development and conversion. May 15-18, Tbilisi, 1995, collection of reports, pp. 250-252.
182. 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.
183. 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.
184. Tavkheldze D.S., Davitashvili N.S. Das existenztheorem von Kurbeln in funfgliedrigen Gefennkgetrieben // Wiss. Zetschr. Techn. Univ. Dresden. 1976. Bd. 25, N3, pp. 513-519.

## დანართი 1

კომპრესორის მრუდმხარა-ბარბაცა შემსრულებელი მექანიზმის კინეტიკური ენერგია ხაზოვანი  $x_i$ ,  $y_i$  და  $e$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისას ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{ზ}} = & \frac{m_2}{2} \left[ (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha)^2 + \frac{1}{4} (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 + \dot{y}_2 + \dot{e})^2 + \right. \\
 & + \frac{1}{4} (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{y}_3) \left( \frac{2}{3 \cos^2 \beta} - 1 \right) - \operatorname{tg} \beta (\dot{x}_1 - \\
 & - r\omega \sin \alpha) (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) \left. + \frac{m_3}{2} \{ [\dot{x}_1 - \right. \\
 & - r\omega \sin \alpha - \operatorname{tg} \beta (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - \dot{x}_2]^2 + \\
 & + (\dot{y}_3 - d^{-2} [(\dot{y}_3 - \dot{e})x_3^2 - \dot{x}_3 x_3 (y_3 - e)])^2 + \\
 & \left. + \frac{1}{3} d^{-2} [(\dot{y}_3 - \dot{e})x_3 - \dot{x}_3 (y_3 - e)] \right\}.
 \end{aligned}$$

განზოგადებული  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  და  $e$  კოორდინატების მიმართ დიფერენციალური განტოლების შედგენისას ვსარგებლობთ კინეტიკური ენერგიის ასეთი გამოსახულებით:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{ზ}} = & \frac{m_2}{2} \left[ (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1)^2 + \frac{1}{4} (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \right. \\
 & + \Delta_2 \dot{\gamma}_2 \cos \gamma_2 + \dot{e})^2 + \frac{1}{4} (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_2 \dot{\gamma}_2 \cos \gamma_2 - \dot{e})^2 \times \\
 & \times \left( \frac{2}{3 \cos^2 \beta} - 1 \right) + \operatorname{tg} \beta (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) (r\omega \cos \alpha + \\
 & + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_2 \dot{\gamma}_2 \cos \gamma_2 - \dot{e}) \left. + \frac{m_3}{2} \{ [-r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \right. \\
 & - \operatorname{tg} \beta (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_2 \dot{\gamma}_2 \cos \gamma_2 - \dot{e}) + \Delta_2 \dot{\gamma}_2 \sin \gamma_2 \left. \right]^2 + \\
 & + \left( (\dot{e} + d \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - d^{-2} \cos \gamma_3 [d \dot{\gamma}_3 (\Delta_3 - e)^2 \operatorname{ctg}^2 \gamma_3 - d (\Delta_3 - e) \left( \frac{e}{\sin \gamma_3} \dot{\gamma}_3 - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{\Delta_3}{\sin \gamma_3} \dot{\gamma}_3 - \dot{e} \operatorname{ctg} \gamma_3 \right) \right) \right)^2 \left. + \frac{1}{3} d^{-1} [\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 (\Delta_3 - e) \operatorname{ctg} \gamma_3 - \right.
 \end{aligned}$$

$$-\left[\frac{e}{\sin \gamma_3} \dot{\gamma}_3 - \frac{\Delta_3}{\sin \gamma_3} \dot{\gamma}_3 - \dot{e} \cos \gamma_3\right]$$



## დანართი 2

კომპრესორის მრუდმხარა-ბარბაცა შემსრულებელი მექანიზმის განზოგადოებული ძალები

I სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$Q_{\gamma_1}^I = -\Delta_1 [F_1^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2) - \left( \frac{1}{2} G_2 + Ftg\beta \right) \cos \gamma_1 - F \sin \gamma_1].$$

$$Q_{\gamma_2}^I = -\Delta_2 [F_2^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_2^2) + \frac{3}{2} G_2 \cos \gamma_2 - Ftg\beta \cos \gamma_2 - F \sin \gamma_2].$$

$$Q_{\gamma_3}^I = -\Delta_3 \left[ F_3^n (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2) + \frac{3d}{2} G_3 \cos \gamma_3 + Fd \sin \gamma_3 - tg\beta Fd \cos \gamma_3 \right].$$

II სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$Q_{\gamma_1}^{II} = Q_{\gamma_1}^I;$$

$$Q_{\gamma_2}^{II} = Q_{\gamma_2}^I;$$

$$Q_{x_3}^{II} = F;$$

$$Q_{y_3}^{II} = \Delta_3 (G_3 d \cos \gamma_3 - Ftg\beta \sin \gamma_3).$$

III სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$Q_{\gamma_1}^{III} = Q_{\gamma_1}^I;$$

$$Q_{\gamma_3}^{III} = Q_{\gamma_3}^I;$$

$$Q_{x_2}^{III} = -F;$$

$$Q_{y_2}^{III} = -\frac{1}{2} G_2 + Ftg\beta.$$

IV სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$Q_{\gamma_1}^{IV} = Q_{\gamma_1}^I$$

$$Q_{x_2}^{IV} = F;$$

$$Q_{y_2}^{IV} = -\frac{1}{2} G_2 - Ftg\beta;$$

$$Q_{x_3}^{IV} = -F;$$

$$Q_{y_3}^{IV} = \frac{1}{2} G_2 + Ftg\beta.$$

V სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$\begin{aligned}
Q_{\gamma_2}^V &= Q_{\gamma_2}^I; \\
Q_{\gamma_3}^V &= Q_{\gamma_3}^I; \\
Q_{x_1}^V &= F; \\
Q_{y_1}^V &= -\frac{1}{2}G_2 - Ftg\beta;
\end{aligned}$$

VI სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$\begin{aligned}
Q_{\gamma_3}^{VI} &= Q_{\gamma_3}^I; \\
Q_{x_1}^{VI} &= -F; \\
Q_{y_1}^{VI} &= -\frac{G_2}{2} - Ftg\beta; \\
Q_{x_2}^{VI} &= F; \\
Q_{y_2}^{VI} &= -\frac{1}{2}G_2 - Ftg\beta.
\end{aligned}$$

VII სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$\begin{aligned}
Q_{x_1}^{VII} &= F; \\
Q_{y_1}^{VII} &= -\frac{G_2}{2} - Ftg\beta; \\
Q_{\gamma_2}^{VII} &= Q_{\gamma_2}^I; \\
Q_{x_3}^{VII} &= F; \\
Q_{y_3}^{VII} &= \Delta_3(G_3d \cos \gamma_3 - Ftg\beta \sin \gamma_3).
\end{aligned}$$

VIII სახის დამატებითი მოძრაობისთვის

$$\begin{aligned}
Q_{x_1}^{VIII} &= F; \\
Q_{y_1}^{VIII} &= -\frac{G_2}{2} + Ftg\beta; \\
Q_{x_2}^{VIII} &= -F; \\
Q_{y_2}^{VIII} &= -\frac{G_2}{2} - Ftg\beta; \\
Q_{x_3}^{VIII} &= F; \\
Q_{y_3}^{VIII} &= \Delta_3(G_3d \cos \gamma_3 - Ftg\beta \sin \gamma_3)
\end{aligned}$$

### დანართი 3

კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმის ღრეჩობიან სახსრულ შეერთებებში რეაქციისა და ხახუნის ძალების განსაზღვრა.

1-2 ბრუნვით სახსრულ შეერთებებში ნორმალური  $F_1^n$  რეაქციის ძალის მნიშვნელობა

$$F_1^n = -m_2 \left\{ \frac{1}{6 \cos \beta} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r\omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} \operatorname{tg} \beta (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta + 2g)] \right\} / [\sin 2(\gamma_1 + \beta) + 2 \cos(\gamma_1 + \beta)] \times (K_{\text{ბაბ1}} \operatorname{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2).$$

2-3 სახსრულ შეერთებებში ნორმალური  $F_2^n$  რეაქციის ძალია

$$F_2^n = \frac{m_2}{2} \left\{ \frac{1}{6 \cos \beta} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r\omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) \operatorname{tg} \beta - \frac{l}{2} \dot{\beta}^2 \cos \beta] + \frac{1}{2} (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2 + \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha) \cos \beta - g \cos \beta \right\} / [\sin \varphi_2 - \sin \psi_2 (K_{\text{ბაბ1}} \operatorname{sign} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_2^2)].$$

დამოკიდებულება  $F_1^n$  და  $F_2^n$  რეაქციის ძალებს შორის

$$F_2^n = \{ F_1^n [\sin \psi_1 (K_{\text{ბაბ1}} \operatorname{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2) + \sin \varphi_1] + \frac{m_2}{6 \cos \beta} l (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) \} / [\sin \varphi_2 - \sin \psi_2 (K_{\text{ბაბ1}} \operatorname{sign} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_2^2)]$$

3-0 წინსვლით ღრეჩობიან შეერთებებში ნორმალური  $F_3^n$  რეაქციის ძალა

$$F_3^n (2d \cos \gamma_3) + F_{\text{ბაბ}}^{3-0} (2d \sin \gamma_3) + G_3 (d \cos \gamma_3) + F_{\text{ბაბ}} (d \sin \gamma_3 - e) + M_n + F_n^x (d \sin \gamma_3) + F_n^y (d \cos \gamma_3) = 0.$$

1-2 სახსრულ ღრეზიან შეერთებაში ხახუნის  $F_{\text{ბაბ}}^{1-2}$  ძალა

$$F_{\text{ბაბ}}^{1-2} = (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2) \left\{ \frac{1}{6 \cos \beta} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) + \right. \\ \left. + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r\omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} \text{tg} \beta (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) - \frac{1}{2} l\dot{\beta}^2 \cos \beta] + \right. \\ \left. \frac{1}{2} \cos \beta (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2 + \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + 2g) \right\} [\sin 2\varphi_1 + 2 \cos \varphi_1 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_1^2)]^{-1}.$$

2-3 ღრეზიან სახსრულ შეერთებაში ხახუნის  $F_{\text{ბაბ}}^{2-3}$  ძალა

$$F_{\text{ბაბ}}^{2-3} = (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_2^2) \frac{m_2}{2} \{ (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) \frac{1}{6 \cos \beta} + \\ + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r\omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta) \text{tg} \beta - \frac{l}{2} \dot{\beta}^2 \cos \beta] + \\ + \frac{1}{2} \cos \beta (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2 + \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha) \cos \beta - g \cos \beta \} [\sin \varphi_2 - \sin \psi_2 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_2 + \\ + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_2^2)]^{-1}.$$

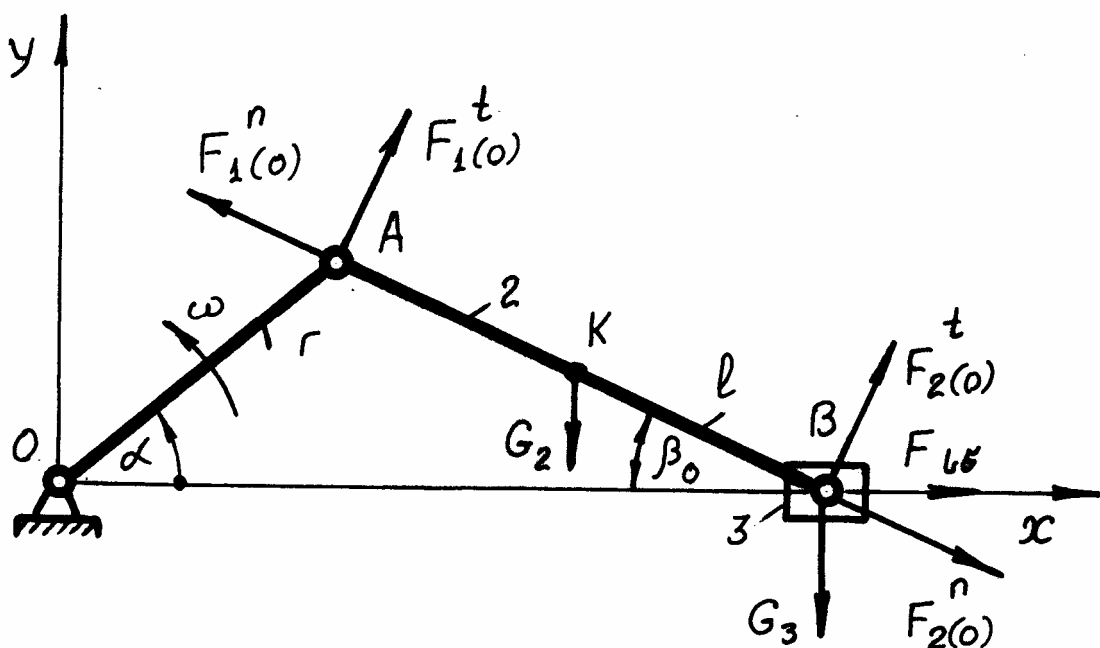
3-0 წინსვლით შეერთებაში  $F_{\text{ბაბ}}^{3-0}$  ხახუნის ძალა

$$F_{\text{ბაბ}}^{3-0} = (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2) \left\{ \frac{m_3 d^2}{12} \ddot{\gamma}_3 - G_3 d \cos \gamma_3 - F_{\gamma\gamma} (d \sin \gamma_3 - e) + \right. \\ \left. + d \sin \gamma_3 [\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2 - r\omega^2 \cos \alpha - \text{tg} \beta (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r\omega^2 \sin \alpha + l\dot{\beta}^2 \sin \beta)] - d \cos \gamma_3 \ddot{e} \right\} \times \\ \times [2d \cos \gamma_3 - 2d \sin \gamma_3 (K_{\text{ბაბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ2}} \dot{\gamma}_3 + K_{\text{ბაბ3}} \dot{\gamma}_3^2)]^{-1}.$$

## დანართი 4

ცვლადი პარამეტრების სიზუსტე კომპრესორის მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმისთვის.

ამოცანის გადაწყვეტის მიზნით ვსარგებლობთ მექანიზმის დინამიკური მოდელითა (ნახ. 3.4) და შესაბამისი იდეალური მოდელით



კომპრესორის შემსრულებელი გადაცემის იდეალური მოდელი

1-2 ღრეჩოიან სახსრულ შეერთებაში რეაქციის ტანგენციალური  $F_1^t$  მდგენელის სიზუსტე

$$\begin{aligned}
\Delta F_1' = & (K_{\text{ბბ1}} \text{sign} \dot{\phi}_1 + K_{\text{ბბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბბ3}} \dot{\gamma}_1^2) m_2 \left\{ \frac{1}{6 \cos \beta} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha + l \dot{\beta}^2 \sin \beta) + \right. \\
& + \sin \beta \left[ \ddot{x}_1 - r \omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} \text{tg} \beta (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha + l \dot{\beta}^2 \sin \beta) - \frac{1}{2} l \dot{\beta}^2 \cos \beta \right] + \\
& \left. + \frac{1}{2} \cos \beta (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2 + \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha + 2g) \right\} [\sin 2\varphi_1 + 2 \cos \varphi_1 (K_{\text{ბბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბბ3}} \dot{\gamma}_1^2)]^{-1} - \\
& - \frac{m_2}{2} \left[ g \cos \beta_0 + \frac{1}{6 \cos \beta_0} (l \dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0 - r \omega^2 \sin \alpha) - \sin \beta_0 \left( r \omega^2 \cos \alpha + \frac{l}{2} \ddot{\beta} \sin \beta_0 + \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0 \right) - \cos \beta_0 \left( r \omega^2 \sin \alpha + \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \cos \beta_0 - \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \sin \beta_0 \right) \right].
\end{aligned}$$

ამავე შეერთებაში ნორმალური  $F_1''$  მდგენელის სიზუსტე

$$\begin{aligned}
\Delta F_1'' = & -m_2 \left\{ \frac{1}{6 \cos \beta} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha + l \dot{\beta}^2 \sin \beta) + \right. \\
& + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r \omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} \text{tg} \beta (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha + \\
& + l \dot{\beta}^2 \sin \beta) - \frac{1}{2} l \dot{\beta}^2 \cos \beta] + \frac{1}{2} \cos \beta (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2 + \ddot{e} + \\
& + r \omega^2 \sin \alpha + 2g) \left. \right\} [\sin 2(\gamma_1 + \beta) + 2 \cos(\gamma_1 + \beta) \times \\
& \times (K_{\text{ბბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბბ2}} \dot{\gamma}_1 + K_{\text{ბბ3}} \dot{\gamma}_1^2)]^{-1} - \{F_{1(0)}' \text{tg} \beta_0 + \\
& + \frac{1}{\cos \beta_0} [m_2 (r \omega^2 \cos \alpha + \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 + \frac{l}{2} \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0) + \\
& + m_3 (r \omega^2 \cos \alpha + l \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 + l \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0) + F_{\text{ვფ}}]\}.
\end{aligned}$$

2-3 ღრეჩიან სახსრულ შეერთებაში რეაქციის  $F_2'$  ტანგენციალური მდგენელის სიზუსტე

$$\begin{aligned}
\Delta F_2' = & (K_{\text{ბბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბბ2}} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბბ3}} \dot{\gamma}_2^2) \frac{m_2}{2} \{ (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha + l \dot{\beta}^2 \sin \beta) \frac{1}{6 \cos \beta} + \\
& + \sin \beta [\ddot{x}_1 - r \omega^2 \cos \alpha - \frac{1}{2} (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 - \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha + l \dot{\beta}^2 \sin \beta) \text{tg} \beta - \frac{l}{2} \dot{\beta}^2 \cos \beta] + \\
& + \frac{1}{2} (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2 + \ddot{e} + r \omega^2 \sin \alpha) \cos \beta - g \cos \beta \} [\sin \varphi_2 - \sin \psi_2 (K_{\text{ბბ1}} \text{sign} \dot{\gamma}_2 + K_{\text{ბბ2}} \dot{\gamma}_2 + \\
& + K_{\text{ბბ3}} \dot{\gamma}_2^2)]^{-1} - \frac{m_2}{2} (g \cos \beta_0 - \frac{m_2}{6} l \ddot{\beta}_0 - \ddot{X}_K^0 \sin \beta_0 - \ddot{Y}_K^0 \cos \beta_0) + F_{\text{ვფ}} \sin \beta_0.
\end{aligned}$$

დგუმის გადაადგილების სიზუსტე

$$\Delta X_{o_3} = x_1 - x_2 + l(\cos \beta - \cos \beta_0);$$

დგუმის გადაადგილების სიჩქარის სიზუსტე

$$\Delta \dot{X}_{O_3} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 - l(\dot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}_0 \sin \beta_0);$$

დგუმის გადაადგილების აჩქარების სიზუსტე

$$\Delta \ddot{X}_{O_3} = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2 - l(\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta + \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 + \dot{\beta}_0^2 \cos \beta_0);$$

## დანართი 5

კინეტიკური ენერჯის (4.17) გამოსახულებაში შემავალი სიდიდეების

კერძო წარმოებულები

$$\frac{dA}{d\dot{x}_1} = \frac{d(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha)}{d\dot{x}_1} = 1;$$

$$\frac{dB}{d\dot{x}_1} = \frac{d(b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3) - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1}{d\dot{x}_1} = 0;$$

$$\frac{dC}{d\dot{x}_1} = \frac{d(r\omega \cos \alpha)}{d\dot{x}_1} = 0;$$

$$\frac{dL}{d\dot{x}_1} = \frac{d(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3)}{d\dot{x}_1} = 1;$$

$$\frac{dF}{d\dot{x}_1} = \frac{d(r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta)}{d\dot{x}_1} = 0;$$

$$\frac{dtg\beta}{d\dot{x}_1} = \frac{d[tg\beta_0 + (y_3 - y_1)/l \cos^3 \beta_0]}{d\dot{x}_1} = 0;$$

$$\frac{dtg\varphi}{d\dot{x}_1} = \frac{d[tg\varphi_0 + (y_1 - y_3)/b \cos^3 \varphi_0]}{d\dot{x}_1} = 0;$$

$$\frac{dA}{dx_1} = 0; \frac{dB}{dx_1} = 0; \frac{dC}{dx_1} = 0; \frac{dL}{dx_1} = 0;$$

$$\frac{dF}{dx_1} = 0; \frac{dtg\beta}{dx_1} = 0; \frac{dtg\varphi}{dx_1} = 0;$$

$$\frac{dA}{d\dot{x}_3} = \frac{dB}{d\dot{x}_3} = \frac{dC}{d\dot{x}_3} = \frac{dF}{d\dot{x}_3} = \frac{dtg\beta}{d\dot{x}_3} = \frac{dtg\varphi}{d\dot{x}_3} = 0;$$

$$\frac{dA}{dx_3} = \frac{dB}{dx_3} = \frac{dC}{dx_3} = \frac{dF}{dx_3} = \frac{dtg\beta}{dx_3} = \frac{dtg\varphi}{dx_3} = 0;$$

$$\frac{dL}{d\dot{x}_3} = 1; \frac{dL}{dx_3} = 0.$$

$$\frac{dA}{d\dot{y}_1} = \frac{dB}{d\dot{y}_1} = \frac{dC}{d\dot{y}_1} = \frac{dL}{d\dot{y}_1} = \frac{dF}{d\dot{y}_1} = \frac{dC}{d\dot{y}_1} =$$

$$= \frac{dC}{d\dot{y}_1} = \frac{dtg\beta}{d\dot{y}_1} = \frac{dtg\varphi}{d\dot{y}_1} = 0; \frac{dB}{d\dot{y}_1} = 1; \frac{dF}{d\dot{y}_1} = 1;$$

$$\frac{dtg\beta}{d\dot{y}_1} = \frac{1}{l \cos^3 \beta_0}; \frac{dtg\varphi}{d\dot{y}_1} = \frac{1}{b \cos^3 \varphi_0}.$$



$$\begin{aligned}\frac{dA}{d\dot{y}_3} &= \frac{dA}{dy_3} = \frac{dB}{dy_3} = \frac{dL}{d\dot{y}_3} = \frac{dL}{dy_3} = \frac{dF}{dy_3} = \frac{dC}{d\dot{y}_3} = \\ &= \frac{dtg\beta}{d\dot{y}_3} = \frac{dtg\varphi}{d\dot{y}_3} = 0; \frac{dB}{d\dot{y}_3} = 1; \frac{dF}{d\dot{y}_3} = 1; \\ \frac{dtg\beta}{dy_3} &= \frac{1}{l \cos^3 \beta_0}; \frac{dtg\varphi}{dy_3} = -\frac{1}{B \cos^3 \varphi_0}.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{dA}{d\dot{\gamma}_1} &= -\Delta_1 \sin \gamma_1; \frac{dB}{d\dot{\gamma}_1} = -\Delta_1 \cos \gamma_1; \frac{dL}{d\dot{\gamma}_1} = -\Delta_1 \sin \gamma_1; \\ \frac{dF}{d\dot{\gamma}_1} &= \Delta_1 \cos \gamma_1; \frac{dtg\beta}{d\dot{\gamma}_1} = 0; \frac{dtg\varphi}{d\dot{\gamma}_1} = 0; \frac{dC}{d\dot{\gamma}_1} = 0;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{dA}{d\gamma_1} &= -\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1; \frac{dB}{d\gamma_1} = \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1; \frac{dL}{d\gamma_1} = -\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1; \\ \frac{dF}{d\gamma_1} &= -\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1; \frac{dtg\beta}{d\gamma_1} = -\frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0}; \\ \frac{dtg\varphi}{d\gamma_1} &= \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \varphi_0}; \frac{dC}{d\gamma_1} = 0;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{dA}{d\dot{\gamma}_3} &= \frac{dA}{d\gamma_3} = 0; \frac{dC}{d\dot{\gamma}_3} = \frac{dC}{d\gamma_3} = 0; \frac{dtg\beta}{d\dot{\gamma}_3} = \frac{dtg\varphi}{d\dot{\gamma}_3} = 0; \\ \frac{dB}{d\dot{\gamma}_3} &= \Delta_3 \cos \gamma_3; \frac{dB}{d\gamma_3} = -\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3; \frac{dL}{d\dot{\gamma}_3} = \Delta_3 \sin \gamma_3;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{dL}{d\gamma_3} &= \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3; \frac{dF}{d\gamma_3} = -\Delta_3 \cos \gamma_3; \frac{dF}{d\gamma_3} = \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3; \\ \frac{dtg\beta}{d\gamma_3} &= \frac{\Delta_3 \cos \gamma_3}{l \cos^3 \beta_0}; \frac{dtg\varphi}{d\gamma_3} = -\frac{\Delta_3 \cos \gamma_3}{l \cos^3 \varphi_0}.\end{aligned}$$

$$\frac{dA}{dt} = \ddot{x}_1 - r\omega^2 \cos \alpha; \frac{dC}{dt} = -r\omega^2 \sin \alpha;$$

$$\frac{dB}{dt} = r\omega^2 \sin \alpha + \ddot{y}_3 - \ddot{y}_1 - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + b\ddot{\varphi} \cos \varphi;$$

$$\frac{dL}{dt} = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_3 - r\omega^2 \cos \alpha - l\ddot{\beta} \sin \beta - l\dot{\beta}^2 \cos \beta;$$

$$\frac{dF}{dt} = \ddot{y}_1 - \ddot{y}_3 - r\omega^2 \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \sin \beta + l\ddot{\beta} \cos \beta;$$

$$\frac{dtg\beta}{dt} = \frac{\dot{\beta}}{l \cos^3 \beta}; \frac{dtg\varphi}{dt} = \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi}.$$

## დანართი 6

ვაგონის კომპრესორის შემსრულებელი ღრეჩობიანი მრუდმხარა-  
ბარბაცა მექანიზმის მერვე სახის თავისუფალი მოძრაობის  
დიფერენციალური განტოლებები

1. მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება  $x_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ

$$\begin{aligned} & (m_2 + m_3)\ddot{x}_1 - \left(\frac{m_2}{2} + m_3\right)tg\beta\dot{y}_1 - m_3\ddot{x}_2 + \left(\frac{m_2}{2}tg\beta + m_3tg\beta + m_3r\omega\cos\alpha\right)\dot{y}_2 + \\ & + m_3\ddot{x}_3 - m_3r\omega\cos\alpha\dot{y}_3 + \left(\frac{m_2}{2} + m_3\right)tg\beta\ddot{e} = m_2r\omega^2\cos\alpha + \frac{m_2\dot{\beta}}{2\cos^2\beta}(r\omega\cos\alpha + \dot{y}_1 - \\ & - \dot{y}_2 - \dot{e}) - \frac{m_2}{2}tg\beta r\omega^2\sin\alpha + m_3r\omega^2\cos\alpha + m_3\frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e} + r\omega\cos\alpha) - \\ & - m_3tg\beta r\omega^2\sin\alpha + m_3r\omega^2\sin\alpha(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + F_{\text{სწ}}. \end{aligned}$$

2.  $y_1$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ

$$\begin{aligned} & \left(\frac{m_2}{4} + m_3tg^2\beta\right)\dot{y}_1 + \left[\frac{m_2}{2} - \frac{m_2}{2} \cdot \frac{1}{6\cos^2\beta} - m_3tg\beta(tg\beta - r\omega\cos\alpha)\right]\dot{y}_2 + m_3tg\beta\dot{x}_2 - \\ & - \frac{m_2}{2} + m_3\right)tg\beta\dot{x}_1 - m_3tg\beta\dot{x}_3 + \left[\frac{m_2}{4}\left(\frac{2}{3\cos^2\beta} - 1\right) + m_3tg\beta r\omega\sin\alpha\right]\dot{y}_3 = \\ & = \frac{m_2}{2}\left[\frac{1}{2}r\omega^2\sin\alpha - \frac{2}{3}\frac{\sin\beta}{\cos^3\beta}\dot{\beta}(r\omega\cos\alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{y}_3) + \frac{1}{2}\left(\frac{2}{3\cos^2\beta} - 1\right)r\omega^2\sin\alpha - \right. \\ & - \frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta}(r\omega\sin\alpha - \dot{x}_1) - tg\beta r\omega^2\cos\alpha] + m_3\left\{\frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta}[\dot{x}_1 - r\omega\sin\alpha - tg\beta(r\omega\cos\alpha + \right. \\ & + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - \dot{x}_2 + \dot{x}_3 + r\omega\cos\alpha(\dot{y}_2 - \dot{y}_3)] - tg\beta r\omega^2\cos\alpha + tg^2\beta r\omega^2\sin\alpha - \\ & \left. - tg\beta\frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta}(r\omega\cos\alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - tg\beta r\omega^2\sin\alpha(\dot{y}_2 - \dot{y}_3)\right\} - \frac{G_2}{2} + F_{\text{სწ}}tg\beta. \end{aligned}$$

3.  $x_2$  განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ

$$\begin{aligned} & m_3\ddot{x}_2 - m_3\ddot{x}_1 + m_3tg\beta\dot{y}_1 - m_3(tg\beta + r\omega\cos\alpha)\dot{y}_2 - m_3\ddot{x}_3 + m_3r\omega\cos\alpha\dot{y}_3 - m_3tg\beta\ddot{e} = \\ & = m_3\left[tg\beta r\omega^2\sin\alpha - r\omega^2\cos\alpha - \frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta}(r\omega\cos\alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - r\omega^2\sin\alpha(\dot{y}_2 - \right. \\ & \left. - \dot{y}_3)\right] - F_{\text{სწ}}. \end{aligned}$$

4. განზოგადოებული  $y_2$  კოორდინატის მიმართ

$$\begin{aligned}
& \left[ m_2 \frac{1}{6 \cos^2 \beta} + m_3 (\operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha)^2 \right] \ddot{y}_2 + \left[ \frac{m_2}{2} \operatorname{tg} \beta + m_3 (\operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha) \right] \ddot{x}_1 + \\
& + \frac{m_2}{6 \cos^2 \beta} \ddot{y}_1 - m_3 (\operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha) \ddot{x}_2 + m_3 (\operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha) \ddot{x}_3 - \left[ \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} + \right. \\
& + m_3 (\operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha) r \omega \cos \alpha \left. \right] \ddot{y}_3 + \left[ \frac{m_2}{4} + m_3 (\operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha) \operatorname{tg} \beta \right] \ddot{e} = \\
& = \frac{m_2}{2} \left[ \frac{1}{2} r \omega^2 \sin \alpha + \frac{2}{3} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{y}_3 + r \omega \cos \alpha) \frac{\sin \beta}{\cos^3 \beta} \dot{\beta} - \left( \frac{1}{3 \cos^2 \beta} - \frac{1}{2} \right) r \omega^2 \sin \alpha + \right. \\
& + \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} (r \omega \sin \alpha - \dot{x}_1) + \operatorname{tg} \beta r \omega^2 \cos \alpha \left. \right] - m_3 [\dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - (\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e} + r \omega \cos \alpha) \operatorname{tg} \beta - \\
& - \dot{x}_2 + \dot{x}_3 + r \omega \cos \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)] \left( \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} - r \omega^2 \sin \alpha \right) - m_3 (\operatorname{tg} \beta + r \omega \cos \alpha) [\operatorname{tg} \beta r \omega^2 \sin \alpha - \\
& - r \omega^2 \cos \alpha - r \omega^2 \sin \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 + \dot{e})] - \frac{G_2}{2} - F_{\text{vff}} \operatorname{tg} \beta.
\end{aligned}$$

5. განზოგადოებული  $x_3$  კოორდინატის მიმართ

$$\begin{aligned}
& [m_3 + m_3 x_3^2 (y_3 - e)^2 d^{-4}] \ddot{x}_3 + m_3 \ddot{x}_1 - \frac{m_3}{2} \operatorname{tg} \beta \ddot{y}_1 - m_3 \ddot{x}_2 + m_3 \left( \frac{\operatorname{tg} \beta}{2} - r \omega \cos \alpha \right) \ddot{y}_2 + \\
& + [m_3 d^{-2} x_3 (y_3 - e) - m_3 d^{-4} x_3^3 (y_3 - e) - m_3 r \omega \cos \alpha] \ddot{y}_3 + \left[ \frac{m_2}{2} \operatorname{tg} \beta + m_3 (y_3 - e) \times \right. \\
& \times d^{-4} x_3^3 \left. \right] \ddot{e} = m_3 [r \omega^2 \cos \alpha + \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - \operatorname{tg} \beta r \omega^2 \sin \alpha + \\
& + r \omega^2 \sin \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)] - m_3 d^{-2} (y_3 - d^{-2}) [(\dot{y}_3 - \dot{e}) x_3^2 - \dot{x}_3 x_3 (y_3 - e)] [\dot{x}_3 (y_3 - e) + \\
& + x_3 (\dot{y}_3 - \dot{e})] + 2 m_3 d^{-4} x_3^2 (y_3 - e) (\dot{y}_3 - \dot{e}) \dot{x}_3 - m_3 d^{-4} x_3 (y_3 - e)^2 \dot{x}_3^2 - m_3 d^{-4} x_3^2 (y_3 - e) \times \\
& \times (\dot{y}_3 - \dot{e}) + \frac{m_3}{6} d^{-2} (\dot{y}_3 - \dot{e}) + m_3 [\dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - \operatorname{tg} \beta (\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e} + r \omega \cos \alpha) - \dot{x}_2 + \\
& + \dot{x}_3 + r \omega \cos \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)] + m_3 (\dot{y}_3 - d^{-2} [(\dot{y}_3 - \dot{e}) x_3^2 - \dot{x}_3 x_3 (y_3 - e)]) d^{-2} (y_3 - e) - \\
& - \frac{m_3}{6} d^{-2} (y_3 - e) + F_{\text{vff}}.
\end{aligned}$$

6. განზოგადოებული  $y_3$  კოორდინატის მიმართ

$$\begin{aligned}
& \left[ \frac{m_2}{4} \left( \frac{2}{3 \cos^2 \beta} - 1 \right) + m_3 r^2 \omega^2 \cos^2 \alpha + m_3 (1 - d^{-2} x_3^2) x_3^2 + m_3 (1 - d^{-2} x_3^2) \right] \ddot{y}_3 - m_3 r \omega \cos \alpha \dot{x}_1 + \\
& + [m_3 r \cos \alpha \operatorname{tg} \beta - \frac{m_2}{4} \left( \frac{2}{3 \cos^2 \beta} - 1 \right)] \ddot{y}_1 + m_3 r \omega \cos \alpha \ddot{x}_2 + \left[ \frac{m_2}{4} \left( \frac{2}{3 \cos^2 \beta} - 1 \right) - \right. \\
& - m_3 \operatorname{tg} \beta r \omega \cos \alpha - m_3 r^2 \omega^2 \cos^2 \alpha \left. \right] \ddot{y}_2 - [m_3 r \omega \cos \alpha + m_3 (1 - d^{-2} x_3^2) d^{-2} (y_3 - e) x_3] \ddot{x}_3 - \\
& - [m_3 r \omega \cos \alpha \operatorname{tg} \beta + m_3 (1 - d^{-2} x_3^2) d^{-2} x_3^2] \ddot{e} = m_2 \frac{\sin \dot{\beta} \cdot \beta}{3 \cos^3 \beta} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{y}_3 + r \omega \cos \alpha) - \\
& - \frac{m_2}{4} \left( \frac{2}{3 \cos^2 \beta} - 1 \right) r \omega^2 \sin \alpha + m_3 r^2 \omega^3 \cos \alpha [\operatorname{tg} \beta \sin \alpha - \sin \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - 1] - \\
& - m_3 r \cos \alpha \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - m_3 r \omega^2 \sin \alpha [\dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - \\
& - \operatorname{tg} \beta (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - \dot{x}_2 + \dot{x}_3 + r \omega \cos \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)] - \\
& - m_3 (1 - x_3^2 d^{-2}) (\dot{y}_3 - \dot{e}) 2 x_3 \dot{x}_3 + m_3 (1 - x_3^2 d^{-2}) d^{-2} (y_3 - e) \dot{x}_3^2 + \\
& + m_3 (1 - d^{-2} x_3^2) d^{-2} \dot{x}_3 x_3 (\dot{y}_3 - \dot{e}) + 2 m_3 (\dot{y}_3 + d^{-2} [(\dot{y}_3 - \dot{e}) x_3^2 - \\
& - \dot{x}_3 x_3 (y_3 - e)]) d^{-2} x_3 \dot{x}_3 - \frac{m_2}{6} d^{-2} \dot{x}_3 - m_3 (\dot{y}_3 - d^{-2} [(\dot{y}_3 - \dot{e}) x_3^2 - \\
& - \dot{x}_3 x_3 (y_3 - e)]) \dot{x}_3 x_3 - \frac{m_3}{6} d^{-2} \dot{x}_3 + \Delta_3 (G_3 d \cos \gamma_3 - F \operatorname{tg} \beta \sin \gamma_3)
\end{aligned}$$

7. განზოგადოებული ცვლადი  $e$  დეზაქსიალის მიმართ

$$\begin{aligned}
& \left[ \frac{m_2}{4} + m_3 (\operatorname{tg}^2 \beta + d^{-4} x_3^4) \right] \ddot{e} + (m_3 - \frac{m_2}{2}) \operatorname{tg} \beta \ddot{x}_1 + (\frac{m_2}{4} - m_3 \operatorname{tg} \beta) \ddot{y}_1 - m_3 \operatorname{tg} \beta \ddot{x}_2 + \\
& + (\frac{m_2}{4} + m_3 \operatorname{tg}^2 \beta + m_3 \operatorname{tg} \beta r \omega \cos \alpha) \ddot{y}_2 + [m_3 d^{-4} x_3^4 (y_3 - e) + m_3 \operatorname{tg} \beta] \ddot{x}_3 - \\
& - m_3 (\operatorname{tg} \beta r \omega \cos \alpha - d^{-2} x_3^2 + d^{-4} x_3^4) \ddot{y}_3 = \frac{m_2}{2} \left[ \frac{1}{2} r \omega^2 \sin \alpha - \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} (r \omega \sin \alpha - \dot{x}_1) - \right. \\
& - \operatorname{tg} \beta r \omega^2 \cos \alpha \left. \right] - \frac{m_3 \dot{\beta}}{\cos^2 \beta} [\dot{x}_1 - r \omega \sin \alpha - \operatorname{tg} \beta (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{e}) - \dot{x}_2 + \dot{x}_3 + \\
& + r \omega \cos \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)] - m_3 \operatorname{tg} \beta + m_3 \operatorname{tg} \beta [r \omega^2 \cos \alpha + \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} (r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \\
& - \dot{e}) - \operatorname{tg} \beta r \omega^2 \sin \alpha + m_3 \operatorname{tg} \beta r \omega^2 \sin \alpha (\dot{y}_2 - \dot{y}_3)] - 2 m_3 d^{-2} x_3 \dot{x}_3 (\dot{y}_3 - d^{-2} [(\dot{y}_3 - \dot{e}) x_3^2 - \\
& - \dot{x}_3 x_3 (y_3 - e)]) m_3 d^{-4} x_3^2 [(\dot{y}_3 - \dot{e}) 2 x_3 \dot{x}_3 - \dot{x}_3^2 (y_3 - e) - \dot{x}_3 x_3 (\dot{y}_3 - \dot{e})] + \frac{m_3}{6} d^{-2} \dot{x}_3 + \\
& + \frac{m_3}{2} \{ 2 (\dot{y}_3 - d^{-2} [(\dot{y}_3 - \dot{e}) x_3^2 - \dot{x}_3 x_3 (y_3 - e)]) \dot{x}_3 x_3 + \frac{1}{3} d^{-2} \dot{x}_3 \}.
\end{aligned}$$