

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თეა დიასამიძე

გემის კურსის მართვის ავტომატიზებული სისტემის
დინამიკური მოდელირება და სინთეზი მოცემული
გარდამავალი პროცესების მიხედვით

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად

სადოქტორო პროგრამა: მანქანათმცოდნეობა, მანქანათმშენებლობა და
საწარმოო ტექნოლოგიური პროცესები
შიფრი 0408

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თბილისი, 0175, საქართველო

თებერვალი, 2015 წელი

საავტორო უფლება © 2015 წელი, თეა დიასამიძე

თბილისი

2015 წელი

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტში
სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი
საწარმოო ტექნოლოგიური მანქანების და მექატრონიკის დეპარტამენტი

ხელმძღვანელი: ტ.მ.დ., პროფესორი თამაზ მჭედლიშვილი

რეცენზენტები: ტ.მ.კ. ასოც. პროფ. ემზარ გეგეშიძე

ტ.მ.კ. ნუგზარ სულამანიძე

დაცვა შედგება 2015 წლის ” 16 ” თებერვალს, 14⁰⁰ საათზე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და
მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს კოლეგიის
სხდომაზე, კორპუსი I, აუდიტორია 617 გ

მისამართი: 0175, თბილისი, კოსტავას 77.

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტუ-ს ბიბლიოთეკაში,

ხოლო ავტორეფერატისა - ფაკულტეტის ვებგვერდზე

სადისერტაციო საბჭოს მდივანი
ასოცირებული პროფესორი

დავით ბუცხრიკიძე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2015 წელი

ავტორი: დიასამიძე თეა

დასახელება: გემის კურსის მართვის ავტომატიზებული სისტემის
დინამიკური მოდელირება და სინთეზი მოცემული
გარდამავალი პროცესების მიხედვით

ფაკულტეტი : ტრანსპორტისა და მანქანათმშენებლობა

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: თარიღი

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

ავტორის ხელმოწერა

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

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

რეზიუმე

გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემები, რომლებიც ახორციელებენ გემთწაყვანის ძირითად ამოცანას დაკავშირებულს წაყენებული ამოცანისა და მოცემული ხარისხობრივი კრიტერიუმების შესაბამისად გემის ზუსტ და უსაფრთხო მართვასთან, თავის მხრივ გემების ავტომატიზირებულ ამძრავთა შორის წარმოადგენენ უმეტესად რთულ მრავალკონტურიან სისტემებს.

ამძრავთა აღნიშნული სისტემების შემუშავებასა და კვლევასთან დაკავშირებულ ნაშრომთა მიმოხილვა მიგვითითებს მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების ეფექტურობის ამაღლების სამეცნიერო-ტექნიკური ამოცანის აქტუალობაზე, რაც წარმოადგენს რთული მრავალბმული, მრავალკონტურიანი სისტემების ოპტიმიზაციური გაანგარიშების ზოგადი პრობლემის შემადგენელ ნაწილს.

დინამიკური კვლევების მეთოდები და მეთოდიკები მოითხოვენ თავის შემდგომ განვითარებას როგორც რეგულირებადი პარამეტრების ოპტიმალური შეთანწყობის მიზანდასახული ძიების თვალსაზრისით მათი ფუნქციონალური შესაძლებლობების გაფართოების მხრივ, აგრეთვე ახალი სტრუქტურული სქემების გამოვლენის თვალსაზრისით, გამომდინარე სტრუქტურულად რთულ სისტემებში გარდამავალი პროცესების საჭირო ხარისხის მიღების პირობიდან.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს გემის კურსის და მდებარეობის მართვის ელექტრომექანიკური სისტემების (ამძრავთა მოთვალთვალე სისტემების) მოდელების, ახალი სქემების, დინამიკური სინთეზის მეთოდების და მეთოდიკების შემუშავება რეგულირების რთული სისტემების წინასწარ მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ცნობილი მეთოდის გამოყენების საფუძველზე და მიმართული საკვლევო სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

- ამძრავთა საკვლევო სისტემების, მათი დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავების საკითხის თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და შემდგომი კვლევის ამოცანების ფორმირება;
- საკვლევო მრავალკონტურიანი სისტემების ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების მათემატიკური მოდელების ანალიზი და მათ საფუძველზე მთლიანი სისტემების დინამიკური მოდელების შემუშავება მექანიკურ ნაწილში როგორც აბსოლუტურად ხისტი, აგრეთვე დრეკადრგოლებიანი მოდელების გათვალისწინებით;
- შემუშავებული მოდელების გამოყენებით საკვლევ სისტემათა დინამიკური სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებების აგება როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ნაწილისა;

- შესამუშავებელი მეთოდის ძირითადი კანონზომიერებების გამოვლენა და მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ალგორითმების აგება;
- კონკრეტული მოთვალთვალე სისტემების კვლევა. შემუშავებული მეთოდებისა და სისტემების თავისებურებების და ეფექტურობის ხარისხის გამოვლენა.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

- გემებზე ფუნქციონირებად ელექტრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში დინამიკის მათემატიკური მოდელების, მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდში სასურველი პროცესების ფორმირებისა და სინთეზირებადი პარამეტრების ძიების მეთოდების აგების ახალი მეთოდოლოგიურ მიდგომებში.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულება. საკვლევი მრავალრეჟიმული ამძრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდიკები და კვლევის შედეგები, მიმართული გემების განსახილველი ამძრავთა ელექტრომექანიკური სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

შესავალ ნაწილში დასაბუთებულია სადისერტაციო ნაშრომის აქტუალურობა, ჩატარებულია გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემების ზოგადი ფუნქციონალური და კონკრეტული სახის ელექტრო-მექანიკური სისტემების სქემებისა და კონსტრუქციული თავისებურებების მიმოხილვა.

ჩატარებულია განხილვადი დინამიკური სისტემების მოდელირებისა და კვლევის საკითხების მიმოხილვა, კერძოდ გაანალიზებულია როგორც მექანიკური ნაწილის მოდელირება-კვლევისათვის საჭირო მათემატიკური კანონზომიერებები, აგრეთვე მოთვალთვალე ავტომატიზებული ამძრავთა სისტემები აგებისა და კვლევის ძირითადი მეთოდები და მეთოდიკები.

ნაშრომის ძირითად ნაწილში განხილულია ორი სხვადასხვა სტრუქტურის მოთვალთვალე ელექტრომექანიკური სისტემები. გაანალიზებულია ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტები და მათი დინამიკის მათემატიკური მოდელები.

ცალკეული ელემენტების მოდელების გათვალისწინებით აგებულია სისტემათა დინამიკური მოდელები, დინამიკური სტრუქტურული სქემები და გადამცემი ფუნქციები. დინამიკური მოდელირებისას განხილულია სისტემათა ვარიანტები მექანიკური ნაწილის როგორც აბსოლუტურად ხისტი, აგრეთვე დრეკადრგოლებიან ორმასიანი აპროქსიმაციული მოდელების გათვალისწინებით.

განხილულია გაშლილი ფორმით საკვლევი სისტემების მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდოლოგიის ცალკეული ეტაპები და პროცედურები.

მოცემულია დრეკადრგოლებიანი სტრუქტურული სქემების დინამიკური ანალიზის ორიგინალური მეთოდოლოგია შეთანწყობილი სინთეზის მეთოდთან გარდამავალი პროცესების მიხედვით. აგებულია დინამიკის გარდაქმნილი მოდელები და სტრუქტურული სქემები,

რომლებზეც დაყრდნობით ჩამოყალიბებულია გარდამავალ პროცესში რხევითი მდგენელების პარამეტრები ანალიზის მეთოდიკა.

სინთეზის მეთოდოლოგიის რეალიზაციის თვალსაზრისით: შერჩეული იქნა სისტემებისათვის სასურველი პროცესების გამოსახულებები; პირობით და ნორმალურ განტოლებათა სისტემები, ჩაწერილნი სამიებელ პარამეტრებთან მიმართებაში. მოცემულია ნორმალურ განტოლებათა სისტემის ამონახსნების გამოსახულებები. მოცემულია დინამიკურ ანალიზისათვის საჭირო მათემატიკური კანონზომიერებები.

კვლევის ჩამოყალიბებული პროცედურების აპრობაციისათვის ჩატარებული იქნა საინჟინრო გამოკვლევები გარკვეული საწყისი პარამეტრების მქონე სისტემებთან მიმართებაში.

ჩატარებულმა საანგარიშო გამოკვლევებმა გვიჩვენეს საკვლევი სისტემის ინჟინრული სინთეზის შემუშავებული თეორიის პრაქტიკული ეფექტურობა. სასურველ პროცესებთან სიახლოვის მხრივ და აგრეთვე მათი მახასიათებლების შემდგომი სრულყოფის საშუალებების თვალსაზრისით.

Abstract

The ship's course and location control systems that perform the basic tasks of navigation related to accurate and safe handling of vessel accordingly to stated task and qualitative criteria, in turn, the among the ships automated drives represents most complex multi-contour systems.

The review of related to the mentioned drives systems development and research papers demonstrates the topicality of scientific and technological task to improve the effectiveness of carried in them dynamic processes analysis and synthesis methods and techniques that represents an integral part of complex multi-link, multi-contour systems optimization calculation general problem.

The dynamic research methods and methodologies are requiring its further development in terms purposeful search of adjustable parameters optimum matching related to expansion of their functional capacity, as well as revealing new structural schemes, proceeding from obtaining of necessary quality requirements in transition processes of the structurally complex systems.

Thesis aims on the development of ship's course and location control electromechanical systems (drives follow-up systems) models, new layouts, dynamic synthesis methods and techniques accordingly of adjustable complex systems preliminary stated transition processes grounded on synthesis a known method application and directed to the improvement of quality and he effectiveness of systems under study.

To achieve the aim in the research objectives are included:

- analysis of the current state of development of drive systems under study, their dynamic analysis and synthesis methods and techniques and further research goals formation;
- analysis of mathematical models of functional elements of multi-contour systems under study and based on them development of dynamical models of the whole systems developed in mechanical part with absolutely rigid, as well as taking into account the models with elastic links;
- due the application of developed models construction of systems under study dynamic structural schemes, transmission functions and adjustable co-ordinates expressions as an integral part of the synthesis method under development;
- revealing main regularities of method under development and accordingly of stated transition processes construction of synthesis algorithms;
- research of specific follow-up systems. Revealing of developed methods and systems features and degree of efficiency.

The scientific novelty of work lies in:

- new methodological approaches for related to operating in vessels electromechanical systems dynamics of mathematical models, according to the stated transition processes in synthesis method formation of the desired processes and construction of synthesized parameters search methods.

The practical value of work. The methods and methodologies of dynamic analysis and synthesis of multi-mode drive systems under study and results of research directed towards improving the quality and efficiency of the vessels drive electromechanical systems.

In the **introductory part** is grounded the actuality of thesis, are conducted the review of general functional and specific types electro-mechanical systems for ship's course and location control systems, schemes and structural features.

Is conducted a review of the considered dynamic systems modeling and survey issues, in particular are analyzed the mechanical part modeling required for research mathematical patterns as well as automated follow-up drive systems construction and research basic method, and methodologies.

In the **main part** of the work are considered two different structures follow-up electromechanical systems. Are analyzed separate functional elements and their dynamic mathematical models.

By the taking into account separate elements models are constructed dynamic models of systems, dynamic structural schemes and transmission functions. At dynamic modeling are considered variants of systems mechanical part with absolutely rigid, as well as with elastic links two-mass approximation models.

Are studied according the expanded form of the stated transition processes system under study individual stages of the synthesis methodology and procedures.

Is stated original method of dynamic analysis of structural schemes with elastic links matching with synthesis method according to the transition process. Are constructed the dynamics transition models and strukturili schemes, based on that are formulated analysis methods of vibrational parameters component in the transitional process.

For the realization of synthesis methodology have been selected expressions for the system desired processes; conditional and normal simultaneous equations written down related to desired parameters. Are stated the expressions of the normal equations solutions. Are stated the mathematical regularities for dynamic analysis.

For the approbation of procedures was conducted engineering studies related for having some initial parameters systems.

The carried out report studies reveals the practical efficiency of developed theory of engineering synthesis of the system under study. For proximity to the desired processes, as well as for further improvement in terms of their characteristics.

შინაარსი

| | |
|--|-----|
| შესავალი | 12 |
| 1. ლიტერატურის მიმოხილვა | 16 |
| 1.1. გემებზე გამოყენებული ელექტრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების მიმოხილვა | 16 |
| 1.2. დინამიკური სისტემების კვლევის საკითხები..... | 28 |
| 1.2.1. მექანიკური სისტემების კვლევის საკითხები | 28 |
| 1.2.2. ამძრავთა სისტემების კვლევის საკითხები..... | 39 |
| 2. შედეგები და მათი განსჯა | 52 |
| 2.1. ელექტრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების სქემები და გადამცემი ფუნქციების შემუშავება | 52 |
| 2.1.1. საკვლევი სისტემის დინამიკური მოდელირება საჭის მექანიზმის ხისტი მოდელის გათვალისწინებით | 52 |
| 2.1.2. დინამიკური მოდელების და სქემების შემუშავება დრეკადობის გათვალისწინებით საჭის მექანიზმში | 60 |
| 2.2. ზოგადი მიდგომები სინთეზის ამოცანისადმი, გარდაქმნილი სქემებისა და სინთეზის პროცედურების შემუშავება | 80 |
| 2.2.1. მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის ანალიზი | 80 |
| 2.2.2. გარდაქმნილი სქემებისა და სინთეზის პროცედურების შემუშავება | 83 |
| 2.2.3. დრეკადრგოლებიანი სისტემების გარდაქმნილი სქემები და დინამიკური ანალიზის მეთოდოლოგიის შემუშავება | 90 |
| 2.3. რხევითი მდგენელის ანალიზი გარდამავალ პროცესში | 98 |
| 2.4. პარამეტრული სინთეზის ამოცანები და გარდამავალი პროცესების ანალიზი | 104 |
| 3. დასკვნები | 120 |
| გამოყენებული ლიტერატურა | 123 |

ნახაზების ნუსხა

| | |
|---|----|
| ნახ. 1. გემის კურსის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა ... | 18 |
| ნახ. 2. სამი პარამეტრის მიხედვით მართვის რეალიზაციის ფუნქციონალური სქემა | 20 |
| ნახ. 3. ავტომატური რეგულირების სისტემის ბლოკ–სქემა საჭის უნივერსალური ამბრავით | 22 |
| ნახ. 4. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა | 24 |
| ნახ. 5. მუდმივი დენის ელექტროძრავა დამოუკიდებელი აგზნებით | 26 |
| ნახ. 6. გადამცემი მექანიზმი სექტორული გადაცემით | 27 |
| ნახ. 7. მუდმივი დენის გენერატორი | 43 |
| ნახ. 8. RC - ელემენტების ოთხპოლუსა | 44 |
| ნახ. 9. სიხშირული მახასიათებლები | 45 |
| ნახ. 10. წარმოსახვით – სიხშირული მახასიათებლები | 46 |
| ნახ. 11. გარდამავალი პროცესი | 47 |
| ნახ. 12. ოთხპოლუსა | 47 |
| ნახ. 13. ლოგარითმულ–სიხშირული მახასიათებლები | 50 |
| ნახ. 14. ამპლიტუდური გადახრები | 50 |
| ნახ. 15. გემის კურსის ავტომატური მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა | 59 |
| ნახ. 16. დრეკადრგოლებიანი სისტემის სტრუქტურული სქემა | 72 |
| ნახ. 17. მთლიანი სისტემის სტრუქტურული სქემა | 74 |
| ნახ. 18. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა | 75 |
| ნახ. 19. ფუნქციონალური სქემები ა - კურსის მართვის სისტემა; ბ - საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემა | 75 |
| ნახ. 20. გემის კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა | 77 |
| ნახ. 21. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა | 79 |
| ნახ. 22. საჭის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა | 85 |
| ნახ. 23. ელექტრომექანიკური ნაწილის სტრუქტურული სქემა | 91 |
| ნახ. 24. სისტემის სტრუქტურული სქემა | 92 |

| | |
|---|-----|
| ნახ. 25. სიჩქარის კონტურის სტრუქტურული სქემა | 94 |
| ნახ. 26. გამსხვილებული სტრუქტურული სქემა | 95 |
| ნახ. 27. სისტემის სტრუქტურული სქემა | 97 |
| ნახ. 28. გარდამავალი პროცესების მრუდები α -სისტემაში | 116 |
| ნახ. 29. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები: 1 - $K_{\partial\mu\phi}(z_m)$; 2 - $K_n(z_m)$; 3 - $K_{\text{sum}}(z_m)$, 4 - $K_{oc}(z_m)$ | 117 |
| ნახ. 30. სისტემის საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები | 118 |
| ნახ. 31. გარდამავალი პროცესების მრუდები ψ -სისტემაში | 118 |

შესავალი

საზღვაო ტრანსპორტის ეკონომიკური ეფექტურობის ამაღლების თანამედროვე ტენდენციები მჭიდროდაა დაკავშირებული ახალი ტექნიკის და ტექნოლოგიების ფორსირებულ დანერგვასთან.

თავის მხრივ ტექნიკური სრულყოფის საფუძველს შეადგენს საწარმოო პროცესების მექანიზაციისა და ავტომატიზაციისათვის განკუთვნილი ახალი მოწყობილობები და მათი ექსპლუატაციის ახალი ეფექტური ტექნოლოგიური პროცესები.

თანამედროვე გემების, მათი ცალკეული მექანიზმების და მოწყობილობების მუშა პროცესების ავტომატური მართვა წარმოადგენს მათი კონსტრუქციების და ექსპლუატაციური თვისებების სრულყოფის საშუალებას.

გემის ტექნიკური საშუალებების თანამედროვე კომპლექსური მართვის სისტემა თავის მხრივ წარმოადგენს მართვის სისტემით გაერთიანებული ურთიერთდაკავშირებული ლოკალური სისტემების ერთობლიობას.

ელექტრომექანიკურმა მოთვალთვალე ამძრავებმა, რომლებიც ხასიათდებიან საკმაოდ მაღალი ენერგეტიკული, დინამიკური და საექსპლუატაციო მახასიათებლებით ელექტროჰიდრავლიკურ ამძრავებთან ერთად ჰპოვეს ფართო გამოყენება თანამედროვე მანქანების მართვის ავტომატიზირებულ სისტემებში, კერძოდ თანამედროვე გემების, მფრინავი აპარატების და ა.შ. რთულ და საპასუხისმგებლო მართვის სისტემებში.

თანამედროვე დროში ავტომატიზირებულია და ავტომატიზირდებიან პრაქტიკულად ყველა მოწყობილობები, მექანიზმები, ელექტროენერგეტიკის სისტემები, დამხმარე მექანიზმები, გემთწამყვანის სისტემები, საღუბე-მისაბმელი, საბუქსირო და სხვა დანადგარები, რომლებიც შედიან გემის ტექნიკური საშუალებების შემადგენლობაში, იჭრება კომპლექსური ავტომატიზაციის და ტექნიკური საშუალებების მართვის კომპლექსური სისტემების ამოცანები.

გემების სისტემების ავტომატიზაციის ხარისხის ამაღლება, რაც იწვევს ამძრავთა მიერ შესასრულებელ ფუნქციათა გართულებას, სიზუსტის, საიმედოობის მხრივ, პროექტირებისას თხოულობენ უფრო ზუსტ და სრულ გაანგარიშებებს და დაკავშირებულია სხვადასხვა სახის ოპტიმიზაციური ამონახსნების მოძიებასთან შესამუშავებელი სისტემის კონსტრუქციული პარამეტრების და სტრუქტურის შერჩევის არეში.

გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემები, რომლებიც ახორციელებენ გემთწაყვანის ძირითად ამოცანას დაკავშირებულს წაყენებული ამოცანისა და მოცემული ხარისხობრივი კრიტერიუმების შესაბამისად გემის ზუსტ და უსაფრთხო მართვასთან, თავის მხრივ გემების ავტომატიზირებულ ამძრავთა შორის წარმოადგენენ უმეტესად რთულ მრავალკონტურიან სისტემებს.

ამძრავთა აღნიშნული სისტემების შემუშავებასა და კვლევასთან დაკავშირებულ ნაშრომთა მიმოხილვა მიგვითითებს მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების ეფექტურობის ამაღლების სამეცნიერო-ტექნიკური ამოცანის აქტუალობაზე, რაც წარმოადგენს რთული მრავალბმული, მრავალკონტურიანი სისტემების ოპტიმიზაციური გაანგარიშების ზოგადი პრობლემის შემადგენელ ნაწილს.

დინამიკური კვლევების ეს მეთოდები და მეთოდიკები მოითხოვენ თავის შემდგომ განვითარებას როგორც რეგულირებადი პარამეტრების ოპტიმალური შეთანწყობის მიზანდასახული ძიების თვალსაზრისით მათი ფუნქციონალური შესაძლებლობების გაფართოების მხრივ, აგრეთვე ახალი სტრუქტურული სქემების გამოვლენის თვალსაზრისით, გამომდინარე სტრუქტურულად რთულ სისტემებში გარდამავალი პროცესების საჭირო ხარისხის მიღების პირობიდან.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს გემის კურსის და მდებარეობის მართვის ელექტრომექანიკური სისტემების (ამძრავთა მოთვალთვალე სისტემების) მოდელების, ახალი სქემების, დინამიკური სინთეზის მეთოდების და მეთოდიკების შემუშავება რეგულირების რთული სისტემების წინასწარ

მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ცნობილი მეთოდის გამოყენების საფუძველზე და მიმართული საკვლევი სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

- ამძრავთა საკვლევი სისტემების, მათი დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავების საკითხის თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და შემდგომი კვლევის ამოცანების ფორმირება;
- საკვლევი მრავალკონტურიანი სისტემების ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების მათემატიკური მოდელების ანალიზი და მათ საფუძველზე მთლიანი სისტემების დინამიკური მოდელების შემუშავება მექანიკურ ნაწილში როგორც აბსოლუტურად ხისტი, აგრეთვე დრეკადრგოლებიანი მოდელების გათვალისწინებით;
- შემუშავებული მოდელების გამოყენებით საკვლევ სისტემათა დინამიკური სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებების აგება როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ნაწილისა;
- შესამუშავებელი მეთოდის ძირითადი კანონზომიერებების გამოვლენა და მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ალგორითმების აგება;
- კონკრეტული მოთვალთვალე სისტემების კვლევა. შემუშავებული მეთოდებისა და სისტემების თავისებურებების და ეფექტურობის ხარისხის გამოვლენა.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

- გემებზე ფუნქციონირებად ელექტრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში დინამიკის მათემატიკური მოდელების, მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდში სასურველი პროცესების ფორმირებისა და სინთეზირებადი პარამეტრების ძიების მეთოდების აგების ახალი მეთოდოლოგიურ მიდგომებში.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულება. საკვლევი მრავალრეჟიმული ამპრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდიკები და კვლევის შედეგები, მიმართული გემების განსახილველი ამპრავთა ელექტრომექანიკური სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

სამეცნიერო დებულებების, დასკვნებისა და რეკომენდაციების უტყუარობა უზრუნველყოფილია მათემატიკური მოდელირების, რეგულირების რთული სისტემების სტრუქტურული და პარამეტრული სინთეზის მეცნიერულად დასაბუთებული მეთოდების გამოყენებით.

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

1.1. გემებზე გამოყენებული ელექტრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების მიმოხილვა

ტექნიკური საშუალებების ერთობლიობას, რომლებიც ასრულებენ კონკრეტულ ტიპობრივ ფუნქციას, უწოდებენ გემის ტექნიკური საშუალებების ფუნქციონალურ კომპლექსს (ტ.ს.ფ.კ.). უმრავლესად ტ.ს.ფ.კ.–ას აუცილებელ შემადგენელ ელემენტს წარმოადგენენ გემის ავტომატიზირებული ამძრავები (გაა), რომლებიც განახორციელებენ მექანიკური გაძლიერების, (ტ.ს.ფ.კ)–ს შემსრულებელი მექანიზმებისა და ორგანოების პოზიციური გადაადგილებების და მოძრაობების ფუნქციებს. (გ.ა.ა)–ს დაყავთ კონკრეტულ ფიზიკურ შესრულებამდე მართვის სიგნალები და განსაზღვრავენ (ტ.ს.ფ.კ)–ს სტრუქტურასა და ხარისხობრივ მახასიათებლებს, დამოკიდებულებებს გამოყენებული (გ.ა.ა) ტიპის საიმედოობაზე, სწრაფქმედებაზე და სიზუსტეზე [1–2].

ეს განისაზღვრება იმით, რომ გემის მართული ობიექტები (მ.ო.) წარმოადგენენ დინამიკურ სისტემებს, რომელთა მახასიათებლები და პარამეტრების მნიშვნელობები იცვლება გარეშე ზეგავლენის შედეგად. ამ ობიექტებს არ შეუძლიათ შეეწინააღმდეგონ მოცემული ზემოქმედებების გავლენას, რის შედეგადაც წარმოიშვება (გ.ა.ა)–ს გამოყენების აუცილებლობა.

გემის ავტომატიზირებული ამძრავის მართვის სისტემა (მ.ს.გ.ა.ა) არის (გ.ა.ა)–ს შემადგენელი ნაწილი, რომელიც უზრუნველყოფს სიჩქარით მართვას ან მართვას (გ.ა.ა)–ს მოთვალთვალე ამძრავით. განასხვავებენ ავტომატიზაციის ხუთ დონეს, რომელთაგანაც უმაღლესები ითვალისწინებენ ისეთ მართვის ავტომატიზირებულ სისტემებს, რომლებიც აყალიბებენ გემის მართვის ზოგად სტრატეგიას, მთლიანად მთელი გემის სისტემის კომპლექსური ავტომატიზაციის საფუძველზე.

კომპლექსური ავტომატიზაცია ითვალისწინებს გადასვლას ტექნიკური საშუალებების ცალკეული ფუნქციონალური კომპლექსების ავტომატიზაციიდან გემის ტექნიკური საშუალებების მართვის კომპლექსური სისტემების

შექმნისაკენ, რომლებიც აერთიანებს მართვის ლოკალურ სისტემებს ერთ მთლიანში მათი ერთობლივი მუშაობის ოპტიმალური რეჟიმების უზრუნველსაყოფად.

გემის ტექნიკური საშუალებებ ის მართვის კომპლექსური სისტემების აგების საფუძველზე გაცილებით იზრდება გემის ავტომატიზირებულ ამძრავთა როლი.

ავტომატურ სისტემათა შორის აღსანიშნავია გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის სისტემა [1, 2]. გემის მდებარეობისა და კურსის ავტომატური მართვის სისტემის სირთულე და მის თავისებურებები განპირობებულია:

- გემის როგორც მართვის ობიექტის დიდი ინერციულობით;
- აგზნებითი ძალების შემთხვევითი ხასიათით და დროში ცვალებადობით, რომლებიც განპირობებულნი არიან ტალღების ზემოქმედებით გემის კორპუსზე, წყლის დენადობით და ქარის ცვალებადობით;
- გემის კურსის ავტომატური მართვის სისტემის სტრუქტურის შერჩევის შეზღუდულობით, რადგანაც ეს სისტემები თავის სტრუქტურაში მოიცავენ საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემას;
- მუშაობის მრავალრეჟიმულობით;
- დიდი მოთხოვნებით სისტემის საიმედოობის მიმართ.

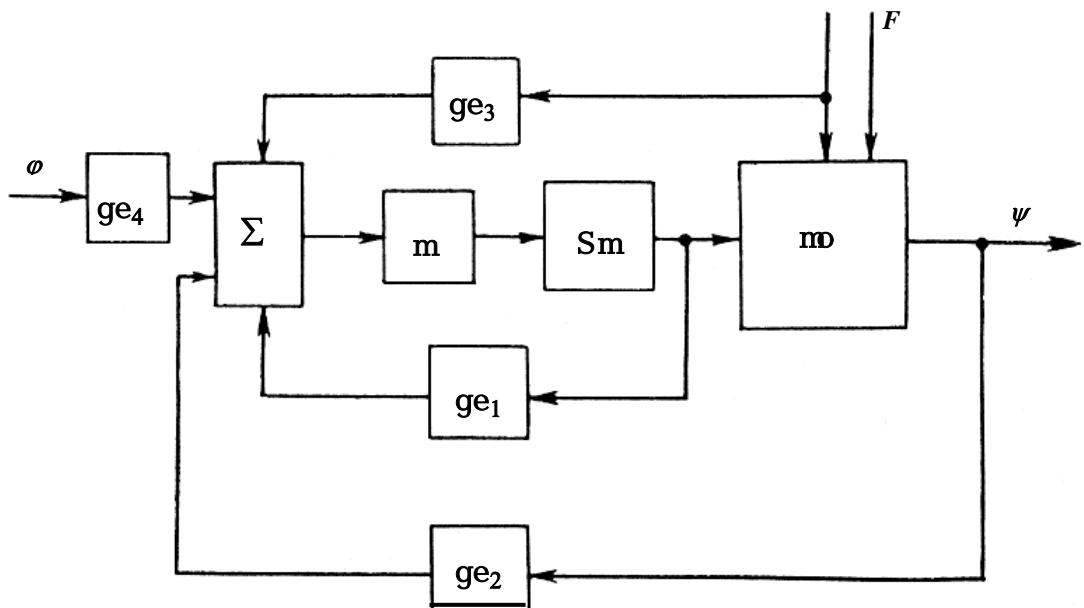
შესაძლოა მუშაობის შემდეგი რეჟიმები:

ავტომატური მართვის რეჟიმი, რომელიც მოიცავს: სტაბილიზაციის რეჟიმს – გემის ავტომატურ შენარჩუნებას კურსზე, – ავტომატური მანევრირების რეჟიმს – გემის მოთვალთვალე მართვას; პროგრამული მართვის რეჟიმს – კურსის ცვლას წინასწარ მოცემული კანონის მიხედვით;

საჭის მოთვალთვალე მართვის რეჟიმი – საჭის მდებარეობის ცვლა, რომელიც ხორციელდება მმართველ ორგანოზე (შტურვალზე) მოცემული ზემოქმედებით.

უაღრესად განზოგადებული სახით გემის კურსის ავტომატური მართვის სისტემა შესაძლოა წარმოდგენილი იქნას ნახ. 1 მოყვანილი ფუნქციონალური სქემით, სადაც მო – მართვის ობიექტი (გემი); შმ –

შემსრულებელი მექანიზმი; m – მამლიერებელი; Σ – შემაჯამებელი მოწყობილობა, ge_1 – გარდამქმნელი მოწყობილობა საჭის მდებარეობის მიხედვით უკუკავშირის ჯაჭვში; ge_2 – გარდამქმნელი მოწყობილობა მთავარი უკუკავშირის ჯაჭვში; ge_3 – გარდამქმნელი მოწყობილობა შემაჯამებელი ზემოქმედების ჯაჭვში; ge_4 – გარდამქმნელი მოწყობილობა მოცემული ზემოქმედების ჯაჭვში; φ – შემომავალი ზემოქმედება; F – გარე შემაჯამებელი ზემოქმედება.



ნახ. 1. გემის კურსის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

გემის კურსის მართვის სისტემა შედგება მართვის ორი კონტურისაგან. საჭის ფრთის მობრუნების კუთხე გემის დიამეტრალურ სიბრტყეში α არის სამართავი სიდიდე. მიმწოდებელი ზემოქმედებაა მოცემული კურსის მიმართ გადახრის კუთხე $(\psi - \varphi)$. თავის მხრივ კუთხე α ასრულებს მიმწოდებელ ზემოქმედებას მართვის მეორე კონტურისათვის, რომლის მართვის ობიექტს წარმოადგენს გემი და სამართავი სიდიდეა კურსის კუთხე ψ .

ორი გარე ზემოქმედება ცვლის მართვის ობიექტის (გემის) რეჟიმს: მიმწოდებელი ზემოქმედება φ , მოდებული სისტემის შესასვლელზე, და შემაჯამებელი ზემოქმედება F , მოდებული მართვის ობიექტზე.

თუ სისტემა მუშაობს საჭის მოთვალთვალე მართვის რეჟიმში მთავარი უკუკავშირი და შემფოთების ჯაჭვის კავშირი გამოირიცხებიან და მართვის ობიექტად ხდება საჭე.

სადღეისოდ გემის კურსის მართვის სისტემები აგებულნი არიან გადახრის პრინციპზე. ამ შემთხვევაში მართვა ხორციელდება ერთდროულად რამდენიმე პარამეტრით, კონკრეტულად კი: კურსის მიმართ გემი გადახრის კუთხით $\Delta\psi$, ამ გადახრის კუთხის წარმოებულით $\frac{d(\Delta\psi)}{dt}$ და ამ კუთხის ინტეგრალით $\int \Delta\psi dt$. ამიტომ ზოგადი სახით მართვის კანონი შეიძლება ჩაიწეროს როგორც

$$\alpha = f\left[\Delta\psi, \frac{d(\Delta\psi)}{dt}, \int \Delta\psi dt\right].$$

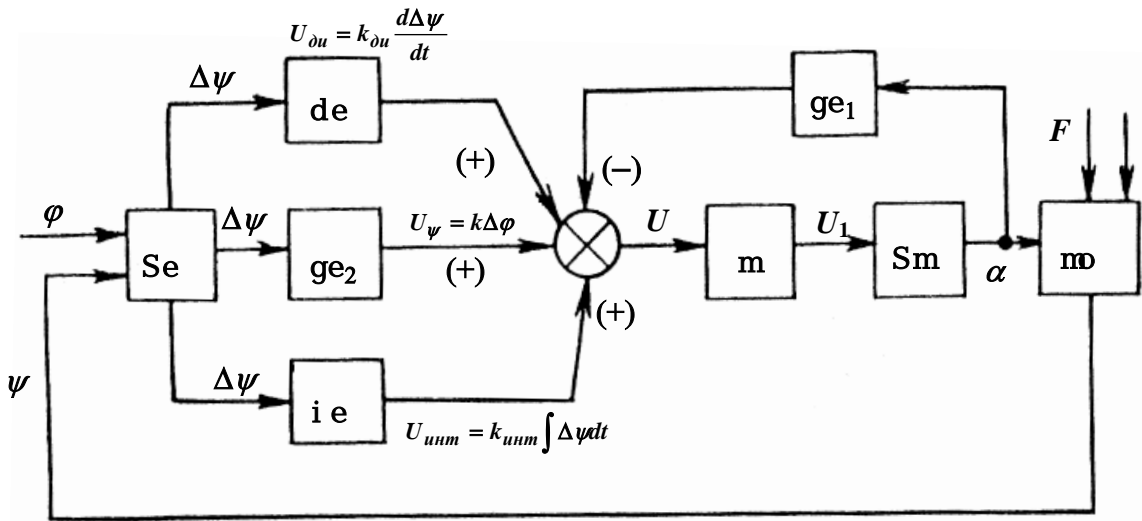
პრაქტიკაში გამოყენება ჰპოვა მართვის სხვადასხვა კანონმა. უმარტივესია პროპორციული მართვა $\alpha = f(\Delta\psi)$. მაგრამ სუფთა სახით ეს მართვის კანონი არ გამოიყენება, რადგანაც იგი უმეტეს შემთხვევაში არ აკმაყოფილებს წარდგენილ მოთხოვნებს სისტემის მუშაობის სიზუსტისა და მდგრადობის მხრივ.

მართვის კანონში კურსიდან გემის გადახრის სიჩქარის $\frac{d(\Delta\psi)}{dt}$ პროპორციული სიგნალის შემოტანა მნიშვნელოვნად ამაღლებს მთლიანი სისტემის სწრაფქმედებას და მდგრადობის მარაგს, საშუალებას იძლევა გავზარდოთ კურსზე გემის დაჭერის დინამიკური სიზუსტე.

მართვის კანონში შემოტანილი მესამე პარამეტრი $\int \Delta\psi dt$ საშუალებას იძლევა შევინარჩუნოთ გემის მოძრაობის მიმართულება მუდმივი შემდგენის მქონე შემფოთებების დროს.

ნახ. 2 მოცემულია ფუნქციონალური სქემა, რომელიც ახორციელებს მართვის კანონს სამი პარამეტრის მიხედვით. სქემაზე შემოტანილია შემდეგი პირობითი აღნიშვნები: $\Delta\psi$ – მოცემული კურსიდან გემის გადახრის კუთხე; $\dot{\psi}$ – შედარების ელემენტი; $\ddot{\psi}$ – მადიფერენცირებული ელემენტი; $\int \psi$ – მაინტეგრირებული ელემენტი; m – მადლიერებელი; mo –

მართვის ობიექტი; გე - გარდამქმნელი ელემენტი (საჭე+წყალი+გემის კორპუსი).



ნახ. 2. სამი პარამეტრის მიხედვით მართვის რეალიზაციის ფუნქციონალური სქემა

გემის გადახრისას მოცემული კურსის მიმართ შემაჯამებელი ელემენტის Σ შესასვლელზე წარმოიშვება ძაბვა, პროპორციული სამი პარამეტრისა:

$$U_{\psi} = k_{\psi} \Delta\psi ;$$

$$U_{du\phi} = k_{du\phi} \frac{d(\Delta\psi)}{dt} ;$$

$$U_{uum} = k_{uum} \int \Delta\psi dt .$$

საჭის გადალაგებისთან ერთდროულად შემაჯამებელ ელემენტზე შემოდის უკუკავშირის სიგნალი, პროპორციული გემის გადალაგების კუთხისა

$$U_p = k_p \alpha .$$

უკუკავშირის U_p სიგნალი ყოველთვის არის მართვის ძირითადი სიგნალის ძაბვის უკუფაზაში. ასეთი მიდგომით გემის კურსის მიმართ გადახრის პროცესში ჯამური ძაბვა U , მაძლიერებლის შესასვლელზე, უდრის

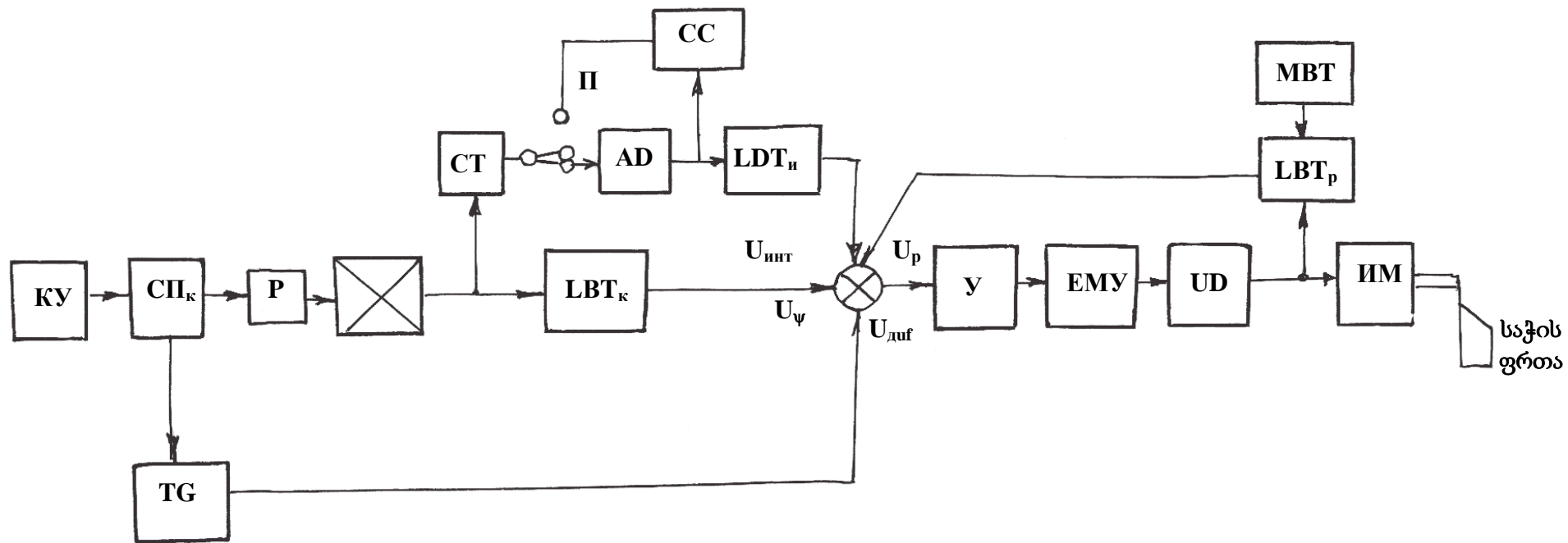
$$U_{\psi} + U_{du\phi} + U_{uum} - U_p .$$

ძაბვის U_{sum} ნიშანი არ არის დამოკიდებული გადახრის მიმართულებაზე ყოველ გარკვეულ მომენტში და განისაზღვრება ასიმეტრიული გადახრების ხასიათით.

თუ რომელიმე შემოფოტების შედეგად გემი ისევე დაიწყებს გადახრას და გემის კუთხური სიჩქარე გაიზრდება ძაბვა $U_{დაფ}$ ასევე გაიზრდება, რაც განაპირობებს საჭის მეორად გადალაგებას. როდესაც გემი გადალაგებული საჭის ზემოქმედებით დაიწყებს მოცემულ კურსზე დაბრუნებას, შეიცვლება $U_{დაფ}$ სიგნალი, U_{ψ} სიგნალი კიდევ შემცირდება სიდიდით.

ნახ. 3 მოყვანილია გემის კურსის მართვის ფუნქციონალური ბლოკ-სქემა, რომელიც შეიძლება იყოს გამოყენებული გემებზე, როგორც საჭის ელექტრომექანიკური, აგრეთვე ელექტროჰიდრავლიკური ამძრავებით. ის ახორციელებს საჭის მოთვალთვალე მოძრაობას და გემის კურსის ავტომატური მართვისას ხორციელდება, როგორც მოცემული კურსის სტაბილიზაცია, აგრეთვე მოთვალთვალე მართვა გემის კურსის გრადუსული შესწორებებით. როგორც საჭის მოთვალთვალე მართვა, აგრეთვე მოცემული კურსის ნებისმიერი ცვლა ხორციელდება საჭევარზე ზემოქმედებით მართვის პოსტზე. ჰიროკომპასის გადამწოდი KY (კურსის მაჩვენებელი) დინქტონულადაა დაკავშირებული კურსის $СП_k$ სელსინ-მიმღებთან, რომელიც გადასცემს სიგნალს მართვის სისტემის ყველა ელემენტს.

ავტომატურ რეჟიმში მუშაობისას გემის ყოველი გადახრა კურსიდან იწვევს კურსის სელსინ-მიმღების მობრუნებას. ეს მობრუნების კუთხე ჭიახრახნული P და მექანიკური დიფერენციალის MD გავლით გადაეცემა კურსის წრფივ მბრუნავ ტრანსფორმატორს KBT_k . LBT_k -ას გრაგნილებთან მოხსნილი ძაბვის სიდიდე გემის კურსიდან გადახრის პროპორციულია კურსის $СП_k$ მიმღებთან მექანიკურად დაკავშირებულია ტაქოგენერატორით TG. მის გრაგნილებიდან მოხსნილი ძაბვა $U_{დიფ}$, პროპორციულია გემის კურსიდან დაშორების კუთხისა. ამის გარდა კურსის მიმღებთან ჭიახრახნული გადამით და მექანიკური დიფერენციალით დაკავშირებულია სელსინ-ტრანსფორმატორულ რეჟიმში. სელსინი CT გამოიყენება მმართველი



ნახ. 3. ავტომატური რეგულირების სისტემის ბლოკ-სქემა
საჭის უნივერსალური ამძრავით

AD ძრავის გრაგნილების კვებისათვის, რომელიც დიდი გადაცემის რიცხვის მქონე რედუქტორით დაკავშირებულია $LBT_{\text{ინტ}}$ -ს ღერძთან.

$LBT_{\text{ინტ}}$ -ის გრაგნილებიდან მოხსნილი ძაბვა $U_{\text{ინტ}}$ პროპორციულია გემის მოცემული კურსის ხაზიდან გადახრათა ჯამური კუთხისა. მაინტეგრირებელი მოწყობილობის ჯაჭვში ჩართულია სელსინი CC_1 , რომელიც მუშაობს ტრანსფორმატორულ რეჟიმში. მისი ღერძი ბრუნავს ძრავიდან AD. ეს სელსინ-ტრანსფორმატორი განპირობებულია LBT_k -ას ღერძის მობრუნებისათვის ნულოვან მდებარეობაში სისტემის გადასვლისას მოთვალთვალე რეჟიმში.

ავტომატურ რეჟიმში მუშაობის დროს CC სელსინ-ტრანსფორმატორის გამავალი ძაბვა გამორთულია Π გადამრთველით. ელემენტებიდან LBT_k , TG , $LBT_{\text{ინტ}}$ მოხსნილი ძაბვები U_{ψ} , $U_{\text{დიფ}}$, $U_{\text{ინტ}}$. ჯამდება და მიეწოდება Y მაძლიერებლის შესასვლელზე. გაძლიერებული სიგნალი მიეწოდება შემსრულებელი UD ძრავის მართვისათვის განპირობებული ელექტრო-მანქანური მაძლიერებლის (EMY) გრაგნილზე. ამის შედეგად ხორციელდება საჭის გადალაგება გემის გადახრის კუთხის მიმართულების საწინააღმდეგოდ. შემსრულებელი ძრავის ლილვთან მიერთებულია საჭის მოცემული კურსის გადამწოდთან, რომელიც შედგება LBT_k და მბრუნავი მასშტაბური MBT ტრანსფორმატორისაგან. შემსრულებელი ძრავის მუშაობისას საჭის გადალაგებასთან ერთდროულად ხორციელდება LBT_k სელსინის ღერძის შემობრუნება. ძაბვა U_p , მოხსნილი LBT_k -ას გრაგნილებიდან წარმოადგენს საჭის მდებარეობს მართვის სისტემის საერთო უკუკავშირის სიგნალს, იგი აგრეთვე მიეწოდება Y მაძლიერებლის შესასვლელზე. ასეთნაირ მაძლიერებელზე მიეწოდება ოთხი სიგნალის ალგებრული ჯამი, რომელიც განსაზღვრავს საჭის სიჩქარესა და მის კუთხეს.

სისტემის მუშაობის ხარისხი იზრდება, როდესაც შემოგვაქვს უკუკავშირის სიგნალი, პროპორციული საჭის ფრთის მობრუნების კუთხისა. ამ დროს სისტემის უკუკავშირის ხაზში არ შემოდინს საჭის მოწყობილობის შემსრულებელი მექანიზმის ღრეჩოები და აგრეთვე ირიცხებიან LBT_p -ის გამოსავალზე პარაზიტული სიგნალები, რომლებიც გამოწვეულნი არიან

პროცესებს. ამ შემთხვევაში მმართველი ზემოქმედებაა საჭის ფრთის α კუთხის გადახრა, რადგანაც გემის შემომამბრუნებელი ჰიდროდინამიკური მომენტი პროპორციულია ამ კუთხისა. მმართველ სიდიდეს ამ შემთხვევაში მიეკუთვნება გემის კურსის კუთხე ψ .

შემდგომ ძირითადი სიგნალის მსვლელობასთან თანამიმდევრობით გამოყოფილია:

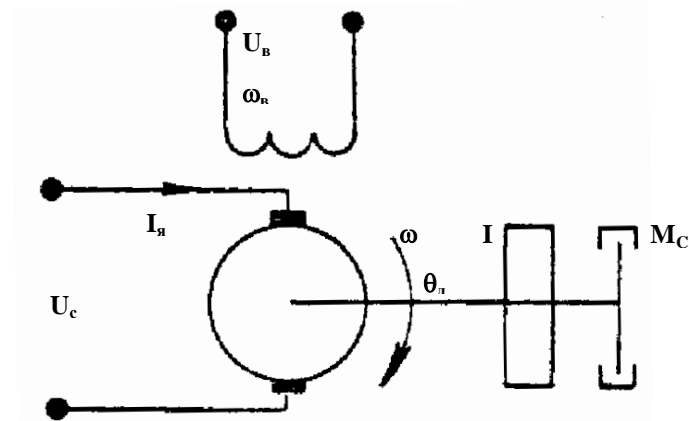
- მთავარი უკუკავშირი ΓC ;
- შედარების ელემენტი ΘC_1 , რომელზედაც შემოდის შემომავალი ზემოქმედება φ და მმართველი სიდიდე ψ უკუკავშირის გავლით;
- შემომავალი ზემოქმედების დენის ძაბვაში გარდამქმნელი ელემენტი $\Pi \Theta$;
- შემადარებელი ელემენტები ΘC_2 და ΘC_3 ;
- გარდამქმნელ-შემაჯამებელი ელემენტი $\Pi C \Theta$;
- პირველი გამაძლიერებელი ელემენტი Y_1 ;
- მეორე გამაძლიერებელი ელემენტი Y_2 ;
- შესრულებული მექანიზმი $ИМ$ მექანიკური გადაცემით საჭის ბალერზე გამოყოფილია უკუკავშირების შემდეგი ელემენტები;
- უკუკავშირი OC მმართველი ზემოქმედების მიმართ;
- დრეკადი უკუკავშირი ΓOC ;
- ხისტი უკუკავშირი $\mathcal{Ж}OC$.

მაკორექტირებელი ელემენტები გამოიმუშავენ დამატებით მმართველ ზემოქმედებებს, რომლებიც პროპორციულნი არიან გემის კურსი გადახრის კუთხის ინტეგრალისა და წარმოებულისა. ნახ. 4: $И\Theta$ - მაინტეგრირებელი ელემენტი; $\Delta \Theta_k$ და $\Delta \Theta_{III}$ - მადიფერენცირებელი ელემენტები.

განხილვად რეგულირების სისტემებში როგორც შემსრულებელი ელემენტები ფართოდ იყენებენ მუდმივი დენის ძრავებს. დამოუკიდებელი აგზნებით, რომელთა ბრუნვის სიჩქარე რეგულირდება ლუზაზე მიწოდებული დენის ძაბვით. ასეთი ძრავები გამოირჩევიან საუკეთესო სარეგულირებელი და დინამიკური მახასიათებლებით.

მუდმივი დენის ძრავები ფართოდ გამოიყენებიან ავტომატური რეგულირების სისტემებში, როგორც ელექტროამძრავის შემსრულებელი

ელემენტები. უფრო ფართოდ ამ სისტემებში გამოიყენებიან მუდმივი დენის ძრავები დამოუკიდებელი აგზნებით, რომელთა ბრუნვები რეგულირდებიან ღუზასთან მოყვანილი ძაბვით, რადგანაც ასეთი ძრავები სხვა ტიპის ძრავებთან შედარებით ხასიათდებიან უკეთესი რეგულირებადი და დინამიკური მახასიათებლებით. ასეთი ძრავის პრინციპიალური სტრუქტურული სქემა მოყვანილია ნახ. 5.



ნახ. 5. მუდმივი დენის ელექტროძრავა დამოუკიდებელი აგზნებით.

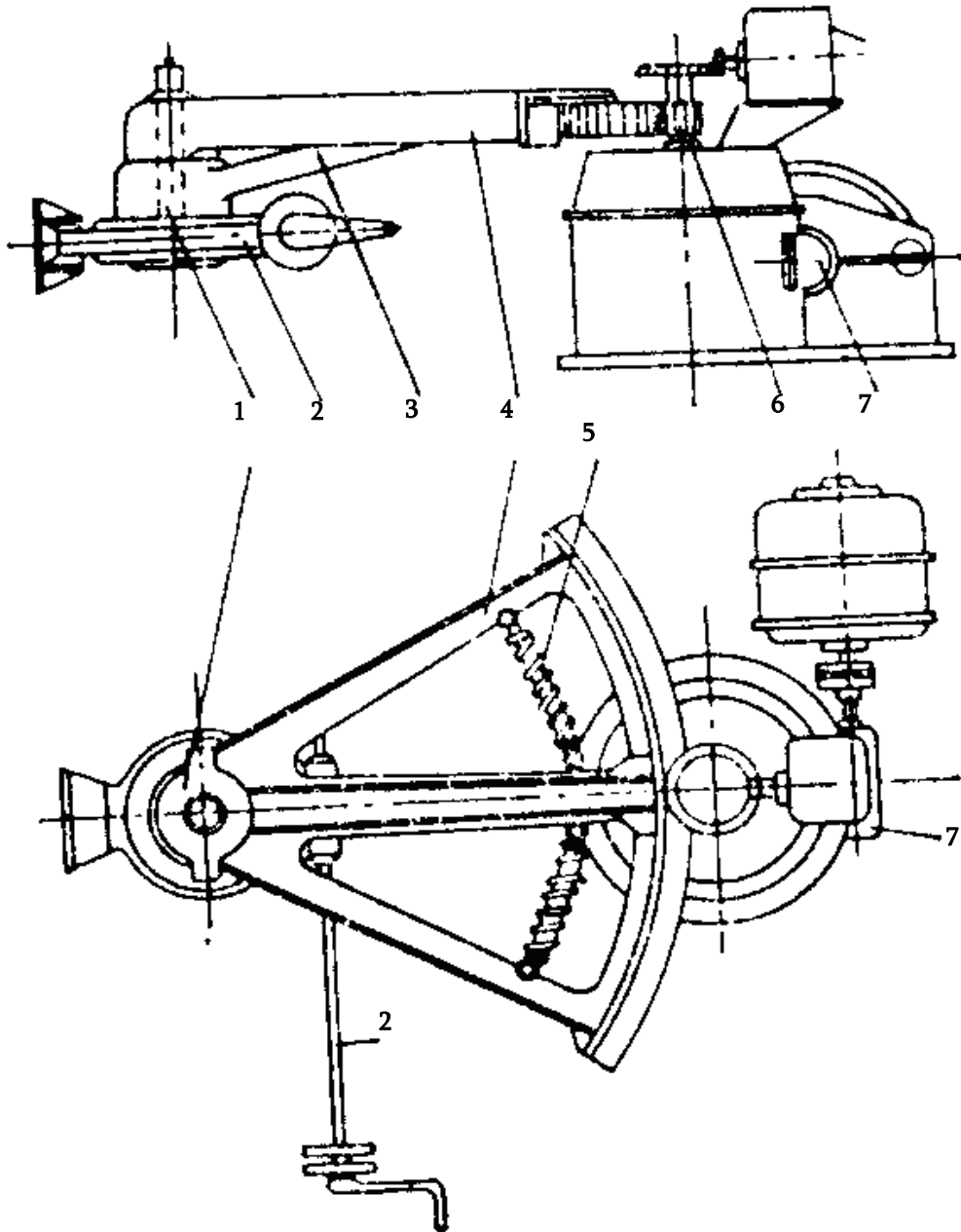
ელექტროძრავას ლილვის მობრუნების კუთხე წარმოადგენს შემსრულებელი ელემენტის გამავალ სიდიდეს და აღინიშნება θ_g . შემავალ სიდიდეს წარმოადგენს ძაბვა U_c , რომელიც მიიღება ელექტროძრავას. აგზნების ხვია მიერთებულია მუდმივი დენის U_B ძაბვის წყაროს, რის შედეგადაც მიიღწევა მანქანის აგზნების ნაკადის მუდმივობა.

ორფაზიანი ასინქრონული ძრავები ფართოდ გამოიყენებიან ავტომატური რეგულირების სისტემებში ელექტრომექანიკური მაკორექტირებელი მაკორექტირებელი მოწყობილობების შემსრულებელი ელემენტების სახით.

ორფაზიანი ძრავების უპირატესობებს მიეკუთვნებიან მუსებისა და კორექტორების არარსებობა, როტორის უმნიშვნელო ინერციის მომენტი, მმართველი სიგნალის სიმარტივე და სტაბილურობა ცვლადი დენის მამლიერებლების დახმარებით.

უაღრესად ფართო გამოყენება მიიღეს თხელკედლიანი ცილინდრის სახით დამზადებულმა მოკლედ ჩართულიან როტორებიანმა ძრავებით.

ძრავას სტატორს გააჩნია ორი ხვია, რომლებიც ჩალაგებულია ისე, რომ მათი მაგნიტური ღერძები ორპოლუსიანი მანქანისათვის იყვნენ ურთიერთპერპენდიკულარნი.



ნახ. 6. გადამცემი მექანიზმი სექტორული გადაცემით

ცვლადი დენის ძრავები, რომლებიც იღებენ კვებას მათთან სიმძლავრის მიმართ თანაზომადი ენერგეტიკული სისტემებიდან, ფართო გამოიყენებიან გემებზე და სტაციონარულ დანადგარებში. ასეთი ელექტროამძრავების მუშაუნარიანობა და მდგრადობა განისაზღვრება სისტემაში მიმდინარე გარდამავალი პროცესების ხასიათით [4].

საჭის მოწყობილობის გადამცემი მექანიზმი ელექტრომექანიკურ ამძრავში ახორციელებს კავშირს საჭესა და შემსრულებელი ძრავს შორის. ერთ-ერთი პირველი გადამცემი იყო ხრახნული გადამცემი მექანიზმი, შემუშავებული ა. ფედორეცკის მიერ. ეს მექანიზმი მოიხსნება როგორც „ფედორეცკის ხრახნული ამძრავი დიფერენციალით“.

გადამცემი მექანიზმის (ნახ. 2) ძირითადი შემადგენელი ნაწილებია: სექტორული კბილანური რუმპელი 4, ჭიახრახნული გადაცემა 7, ხელის მუხრუჭის 2 ჭიახრახნული ბორბლის ლილვზე მყოფი კბილანა თვალი 6, ელექტროძრავა 8. თავისუფლად ჩასმული კბილანური სექტორი დაკავშირებულია ბალერზე 1 მჭიდროდ ჩამოცმულ პირდაპირ რუმპელთან 3 დამცავი 5 ზამბარების მეშვეობით, უკანასკნელი გამიზნულია დარტყმის შერბილებისათვის.

1.2. დინამიკური სისტემების კვლევის საკითხები

მანქანებისა და მექანიზმების, აგრეთვე მათი ამძრავების თეორიულ და ექსპერიმენტულ კვლევებს დრეკადი ტრანსმისიების გათვალისწინებით მიმდევნილი აქვს მეცნიერთა მრავალი პუბლიკაცია დაწყებული XX საუკუნის 70-იანი წლებიდან. სხვადასხვა ნაშრომებში განხილულია დრეკადრგოლებიან ამძრავთა მექანიკური სისტემების საანგარიშო სქემების შედგენა. მოყვანილია ორ და მრავალმასიანი სისტემების დინამიკური მოძრაობის განტოლებები, მოცემულია მექანიკური სისტემების ოპტიმალური პარამეტრების გაანგარიშების მეთოდები ოპტიმიზაციური სინთეზის და დინამიურობის კოეფიციენტის დახმარებით. მთელ რიგ ნაშრომებში ნაჩვენებია ლილვების დრეკადობათა მავნე ზემოქმედება ამძრავების გარდამავალ პროცესებზე .

1.2.1. მექანიკური სისტემების კვლევის საკითხები

ამა თუ იმ დასახული თვისებების დამაკმაყოფილებელი მექანიზმებისა და სამანქანო სისტემების აგების ამოცანის გადაწყვეტა იწყება რაციონალური კინემატიკური სქემის მქონე მექანიზმის ფორმირებით.

მექანიზმების სტრუქტურასთან დაკავშირებული საკითხები პირველად იქნა განხილული ლ.ვ. ასურის და ა.გ. მალიშევის ნაშრომებში. მექანიზმების კლასიფიკაციის შემდგომი განვითარება ასახულია ი.ი. ართობოლევსკის, ვ.ვ. დობროვოლცკის [5-10] და რ. ფრანკეს [11] ნაშრომებში.

ბრტყელი მექანიზმების სინთეზის საკითხებს და მრავალრგოლიან სახსროვანი მექანიზმების კვლევებს განიხილავენ თავის შრომებში ნ.ი. ლევიტსკი [13, 14] და ს.ა. ჩერკუდინოვი [15].

დ.ს. თავხელიძის, გ.ა. ჯაბუას და ო.ს. ეზიკაშვილის [16, 17] შრომები მიძღვნილია ბრტყელი მექანიზმების კვლევის საკითხებისადმი.

გ.პ. ბარანოვის ნაშრომები [18] მიძღვნილია წინასწარ დასახული პირობების მიხედვით მექანიზმების კვლევისა და პროექტირების საკითხებისადმი, აგრეთვე მრავალსაფეხურიანი კბილანური და რთული პლანეტარული მექანიზმების კინემატიკური კვლევებისადმი.

ს.ნ. კოჟევნიკოვის წიგნში [19] შეისწავლება სტრუქტურული და კინემატიკური ანალიზების საკითხები; დგინდება მექანიზმების სტრუქტურა და განისაზღვრება რგოლების ცალკეული წერტილების ტრაექტორიები, გადაადგილებები, სიჩქარეები და აჩქარებები, აგრეთვე რგოლების ზომები წინასწარ დასახული პირობების მიხედვით. განიხილება გარეშე მამოძრავებელი და წინააღმდეგობის ძალების ზემოქმედებით გამოწვეულ რგოლების მოძრაობების განსაზღვრის მეთოდები, მოძრაობის რეგულირების, ინერციის ძალების გაწონასწორების საკითხები და სხვა.

რხევების თეორიის საფუძვლები, თავისუფლების ერთ და მრავალი ხარისხის მქონე მექანიკური სისტემების რხევების თეორია და სისტემის საკუთარი სიხშირის განსაზღვრის მეთოდები განიხილება ს.პ. ტიმოშენკოს, დ.ხ. იანგის, უ. უივერის, ფ.მ. ცზას, ი.ე. მორზეს, პ.ტ. ხინკპას შრომებში [23-22].

ვ.ა. იუდინისა და ლ.ვ. პეტროკასას ნაშრომებში აგრეთვე შემოთავაზებულია მექანიზმების ძალოვანი გათვლის მეთოდები, მანქანების აგრეგატების დინამიკური ანალიზის და სინთეზის ზოგიერთი

საკითხები, რომელთაც მიეკუთვნება პერიოდული რხევების რეგულირება და მანქანების გაწონასწორების ამოცანები.

ვ.ა. კუდინოვის ნაშრომში [23] შემოთავაზებულია ჩარხების დინამიკური ხარისხის მაჩვენებლების სისტემა და მოცემულია ამ მაჩვენებლების მიხედვით ჩარხების შეფასების საკითხები, თეორიული და ექსპერიმენტული ანალიზის ჩატარების საერთო მეთოდიკა.

მიწოდების რაციონალური სიჩქარეები აუცილებელია სიმძლავრის, ტექნოლოგიური წნევების განსაზღვრა, მაღალი ხარისხის და დამუშავების სიზუსტის უზრუნველყოფის პირობების უზრუნველყოფით, ოპტიმალური წარმადობის, გაწყობის მეთოდები და მართვის საკითხები განხილულია ფ.მ. მანჟოსის ნაშრომებში [24].

ვ.ლ. ბიდერმანის წიგნში [25] გადმოცემულია წრფივი და არაწრფივი მექანიკური სისტემების რხევების თეორიის საფუძვლები და მანქანათმშენებელი კონსტრუქციების დინამიკური გათვლისთვის საერთო მეთოდების გამოყენება.

მ.გ. დიმენტბერგის ნაშრომში [26] განხილულია მოძრაობის რამოდენიმე შესაძლებელ რეჟიმში მყოფი არაწრფივი სისტემების რხევების კვლევის საკითხები, მოყვანილია სისტემების ხარისხური და არახარისხური იდენტიფიკაციის მეთოდები რხევითი პროცესების სტატისტიკური ანალიზის საფუძველზე. განხილული საკითხების გადაწყვეტა ხდება ანალიზურად, ელექტრონულ გამომთვლელ მანქანაზე მოდელირების გზით.

ვ.ლ. ვეიცის ნაშრომში [27] მექანიზმის კვანძების არადარტყმითი ურთიერთქმედების ამსახველ დინამიკურ მოდელებთან ერთად, განხილულია დარტყმითი და ვიბროდარტყმითი ტიპის მოდელები. მათ საფუძველზე ჩატარებულია იძულებითი რხევების კომპლექსური კვლევები, რომელიც საშუალებას გვაძლევს აღმოვაჩინოთ თვითდამუხრუჭებადი სისტემებისათვის დამახასიათებელი რიგი ახალი მოვლენებისა. აქვე მოცემულია არაწრფივი დისიპაციური ძალების კვლევები დრეკად რგოლებიანი მექანიზმების დინამიკის ამოცანებში. განხილულია დისიპაციური ძალების კორექტული ეკვივალენტური გაწრფივების საკითხები, აგრეთვე

დამუშავებული მეთოდების გამოყენება თავისუფლების ერთი და მრავალი ხარისხის მქონე სისტემებში რხევების გაანგარიშებისას.

ს.ი. სერგეევის ნაშრომში [28] ძირითადი ყურადღება ექცევა ჰიდრავლიკურ დემპფერებს და ერთი ან რამდენიმე ადგილში თავმოყრილი ბლანტი ხახუნის მქონე წრფივი მექანიკური სისტემების რხევების თეორიული და ექსპერიმენტული მონაცემები ამის შესახებ საკმარისია დემპფერების პროექტირებისათვის ხსენებული მექანიკური სისტემებით აღჭურვილ მანქანებში.

დრეკად-პლასტიკური სხეულების შემთხვევითი რხევები შეისწავლება ვ.ა. პალმოვის ნაშრომებში [29]. სასაზღვრო ამოცანის ამოხსნა იგება გალერკინის მეთოდის ამონახსნით სხეულის თავისუფალი დრეკადი რხევების ფორმების მიხედვით რიგში დაშლის გამოყენებით. აღნიშნულია რხევების სხვადასხვა სიხშირული შემდგენების ურთიერთზემოქმედება.

დინამიკის მრავალი ამოცანის ამოხსნისას მივდივართ ეფექტური მიახლოებითი რიცხვით-ანალიტიკური და რიცხვითი მეთოდების შემუშავების აუცილებლობასთან. ყველაზე უფრო პერსპექტიულს წარმოადგენს თანამედროვე ეგმ-ზე პრაქტიკულად რეალიზებადი ფართო ამოცანების შემცველი რიცხვითი ანალიზური მეთოდები.

ა.პ. კარტაშოვისა და ბ.ლ. როჟდესტვენსკის ნაშრომი [30] ეძღვნება ჩვეულებრივი დიფერენციალური განტოლებების თეორიასა და ძირითად განმარტებებს და ვარიაციული გამოთვლების მარტივ ამოცანებს. მოცემულია აგრეთვე პირველი რიგის კერძო წარმოებულის შემცველი განტოლებების ამოხსნის მახასიათებლების მეთოდები, დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის მიახლოებითი მეთოდები, პერიოდულ კოეფიციენტებიანი დიფერენციალური განტოლებების წრფივი სისტემები.

ამერიკელი სპეციალისტების ჯ. ფორსოტისა და კ. მოლერის გამოყენებით მათემატიკასთან დაკავშირებულ შრომებში [31] აღწერილია წრფივი ალგებრული სისტემების ეგმ-ზე ამოხსნის თანამედროვე მეთოდები. ნაშრომები [32-34] მიძღვნილია მანქანებში დინამიკური პროცესების შესწავლისადმი.

დინამიკური პროცესების მოდელირების და კვლევის საკითხებისადმი მიძღვნილია ნაშრომები [86-89].

დრეკად სისტემებში მანქანის ყველა ელემენტი, რომლებიც გადასცემენ მოძრაობას და იყოლიებენ მანქანის ნაწილებს, მიიჩნევიან დრეკადად; ამასთანავე ელემენტთა დეფორმაცია არ აღემატება სიხისტის ზღვარს, ასეც არის ნარჩენი დეფორმაციები არ გაითვალისწინება. ერთი დრეკადი კავშირის შემთხვევაში სისტემას უწოდებენ ერთკავშირიანს, ორი კავშირის შემთხვევაში – ორკავშირიანს და ა.შ. დრეკად კავშირებს შეიძლება გააჩნდეთ მუდმივი და ცვლადი სიხისტეები. პირველ შემთხვევაში სისტემის რხევითი პროცესებისა და დრეკადი კავშირების განსაზღვრის კვლევისას, დავდივართ როგორც წესი მუდმივ კოეფიციენტიანი წრფივი განტოლების ამოხსნამდე. მეორე შემთხვევაში იგივე მოვლენების კვლევისას დავდივართ არაწრფივი განტოლებების ამოხსნამდე.

სისტემები შეიძლება წარმოდგენილ იქნას შეყურსული მასების სახით დაკავშირებული ხისტი ან დრეკადი რგოლებით, ან კიდევ ელემენტთა განაწილებული მასების სახით. პირველ შემთხვევაში დინამიკის ამოცანათა გადაწყვეტა შეიძლება გამოსახული იქნას ნიუტონის დიფერენციალური განტოლებით (ხისტი კავშირები) ან ლაგრანჟის განტოლებით (დრეკადი კავშირები). გამომდინარე შეყურსულ მასათა რაოდენობიდან სისტემა იწოდება ერთმასიანად, ორმასიანად, სამმასიანად და ა.შ.

განაწილებული მასების შემთხვევაში დრეკადი სისტემის დინამიკის განხილვისას დავდივართ გადაწყვეტილებამდე ე.წ. ტალღურ განტოლებებამდე.

კონსერვატიულ სისტემებს უწოდებენ ისეთ სისტემებს, რომლებშიც მოქმედ ძალებს ან ძალურ მომენტებს გააჩნიათ პოტენციალი. სხვა სიტყვებით, რომ ითქვას კონსერვატიულ სისტემებში პრაქტიკულად არ არსებობს ენერგიის შემოდენა და გადენა.

რაიმე განსაზღვრული ნიშნის მქონე დისიპაციური სისტემები (წამყვანი რგოლის სიჩქარის შენარჩუნება, დროის ფუნქციაში დატვირთვების ცვლილების კანონის შენარჩუნება და სხვ.) ხასიათდებიან

იმით, რომ მოძრაობის პროცესში არსებული ჩამხშობის ან წყაროს ხარჯზე, როგორცაა მაგალითად მოძრავი ცვლადი ძალების მნიშვნელობები, რომელიც დაკავშირებულია ძრავის თვისებებთან, ადგილი აქვს უკუცემას ან ენერჯის შემონაკადს.

კონკრეტული სისტემების დინამიკური ამოცანების გამოყვანა ადვილია, ოღონდ მანქანებისა და მექანიზმების მუშაობის კონკრეტული პირობებისათვის იშვიათად გამოიყენებიან.

წონასწორულს უწოდებენ ისეთ სისტემებს, რომლებიც ნებისმიერ მდგომარეობაში, გარე დატვირთვების არ არსებობისას ინარჩუნებენ წონასწორობას. მაგალითისათვის შეგვიძლია მოვიყვანოთ მექანიზმები ან მანქანები, შედგენილი მხოლოდ მბრუნავი ელემენტებისაგან (ვენტილატორი, სახარატო ჩარხის შპინდელის მბრუნებელი მექანიზმი და სხვ.).

არაწონასწორული სისტემები მხოლოდ ზოგიერთ მდგომარეობაში წონასწორდებიან საკუთარი წონის ძალებით (ექსცენტრული მექანიზმი, მრუდმხარა ბარბაცა და სხვ.).

ხისტი სისტემების დინამიკური ამოცანები მდგომარეობს იმაში, რომ მოცემული ძალებით ან მომენტებით განისაზღვროს სისტემის მოძრაობის კანონი (მდგომარეობა, ნებისმიერი დროის მომენტში სისტემის ყველა წერტილის სიჩქარე და აჩქარება) ან მოცემული მოძრაობის კანონით განისაზღვროს ძალები, რომელთა მოქმედებითაც იგი ხორციელდება.

ხისტი სისტემები მოძრავი დაყვანილი ძალის ზემოქმედების ქვეშ (მომენტი), შეიძლება წარმოდგენილ იქნას ერთი დაყვანილი მასის სახით (ინერჯის მომენტი). ამავე დროს შეიძლება მკაცრად განისაზღვროს მდებარეობა (კოორდინატები), დაყვანილი მასის სიჩქარე და აჩქარება, მოცემულ კოორდინატების ზღვრებში დაყვანილი მასის მოძრაობის დრო, სისტემის დინამიკური დატვირთვების საშუალო დაყვანილი მნიშვნელობები (რხევების გაუთვალისწინებლად).

დაყვანილი ძალები შეიძლება დამოკიდებული იყოს კოორდინატებზე x , სიჩქარე v და დროზე t . დაყვანილი მასის სიდიდე ასევე შესაძლოა იყოს ცვლადი და დამოკიდებული მდებარეობაზე (კოორდინატი x). აღვნიშნოთ

ცვლადი დაყვანილი ძალა $P(x, v, t)$ და დაყვანილი მასა $m(x)$. თანახმად ენერჯიის შენახვის კანონისა, სისტემის კინეტიკური ენერჯიის წამატი ტოლია მოქმედი ძალების ელემენტარული მუშაობისა

$$d\left[\frac{m(x)v^2}{2}\right] = P(x, v, t)dx$$

ან

$$\frac{d}{dx}\left[\frac{m(x)v^2}{2}\right] = P(x, v, t).$$

დიფერენცირებისას ვიპოვიტ

$$\frac{v^2}{2} \cdot \frac{d[m(x)]}{dx} \frac{v dv}{dx} m(x) = P(x, v, t).$$

ან ჩანაცვლებისას $v = \frac{dx}{dt}$ და გარდაქმნისას,

$$m(x) \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d[m(x)]}{dx} \cdot \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = P(x, v, t). \quad (1)$$

მიღებული განტოლება საერთო სახით მათემატიკურ ფორმაში გამოსახავს ნიუტონის მეორე კანონს, სადაც $m(x) = const$ და $P(x, v, t) = const$, იგი მარტივდება და ღებულობს სახეს

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p. \quad (2)$$

თუ დაყვანილი სისტემა წარმოდგენილია მბრუნავი მასის ინერჯიის მომენტის $J(\varphi)$ სახით, დამოკიდებული ბოლო მდებარეობაზე, ხოლო დაყვანილი ძალთა მომენტი M დამოკიდებულია კოორდინატზე φ , კუთხურ სიჩქარეზე $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ და დროზე t , მაშინ ენერჯიის შენახვის კანონის დიფერენციალური განტოლება მიიღებს სახეს:

$$J(\varphi) \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{d\varphi}[J(\varphi)] \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = M(\varphi, \omega, t) \dots \quad (3)$$

ეს განტოლება ანალოგიურია განტოლებისა (8) სადაც $J(\varphi) = const$ და $M(\varphi, \omega, t) = const$ მივიღებთ

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M. \quad (4)$$

გარდა ანალიტიკური მეთოდისა, არსებობს რიგი საშუალებები, ხისტი სისტემებისათვის დინამიკური ამოცანების ამოხსნისათვის, როგორცაა გრაფიკული და გრაფო-ანალიტიკური მეთოდები.

დრეკადი სისტემების დინამიკის ამოცანები მდგომარეობს თავისებოთა ცვლილებების განსაზღვრაში, რგოლების დინამიკური დატვირთვების მაქსიმალურ მნიშვნელობებში, პერიოდებსა და სიხშირულ რხევებში და სისტემის რეზონანსული მდგომარეობის პირობებში. ისევე როგორც ხისტი სისტემებისა, მანქანათა რეალურ სქემებს ცვლიან დაყვანილებით. რიგ შემთხვევებში (შეყურსულ მასათა აშკარა გამოვლინებისას) დაყვანილი სქემა გამოისახება, ერთი ან რამდენიმე თავისუფლების ხარისხის მქონე სისტემის სახით. დაყვანილი მასები, ასევე დრეკადი რგოლების სიხისტეები და მოქმედი გარე ძალები (ასევე მოქმედი), შეიძლება იყვნენ ცვალებადნი, დამოკიდებული მდებარეობაზე, მოძრაობის სიჩქარეზე ან დროზე.

დინამიკური დატვირთვები ყოველთვის არ არიან პირდაპირ კავშირში სისტემის დრეკად რგოლების სიხისტესთან. ყველა მექანიკური სისტემა ფლობს დრეკადობას, ამიტომ არასწორია იმის მტკიცება, რომ ხისტი სისტემის რგოლებზე დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრისათვის საჭირო მყარი სხეულების დინამიკის ფორმულათა გამოყენება და მხოლოდ დრეკადი რგოლებისათვის დრეკადი სისტემის დინამიკის ფორმულებისა.

ორი ან მეტი თავისუფლების ხარისხის მქონე დრეკადი სისტემის დინამიკის ამოცანათა ამოხსნისას, მოხერხებულია მიღებული კოორდინატთა სისტემის გამოყენება. განვრცობილ კოორდინატთა ქვეშ იგულისხმება რიგი დამოუკიდებელი სიდიდეებისა (მზომი ხაზობრივი ან კუთხური სიდიდეებით), რომელიც განსაზღვრავს სისტემის მდებარეობას.

განვრცობილ კოორდინატთა მეშვეობით თანმიმდევრული მცირე გარდაქმნების გზით, თითოეული მათგანიდან შეიძლება მივიღოთ სისტემის ყველა დამოუკიდებელი შესაძლო გადაადგილების ტიპები.

დინამიკური ამოცანების ამოხსნა განვრცობილი კოორდინატებით, ვარაუდობს ასევე სიდიდეების განვრცობას, რომლებიც მოქმედებენ განვრცობილ კოორდინატთა მიმართულებით.

დაუშვათ Φ, Ψ და Θ – განვრცობილი ძალური ფაქტორებია, ხოლო φ, ψ და θ – შესაბამისი კოორდინატები. მაშინ გარე ძალთა ელემენტარული მუშაობა შეიძლება ჩაიწეროს ჯამის სახით.

$$\Phi \delta \varphi + \Psi \delta \psi + \Theta \delta \theta,$$

სადაც $\delta \varphi, \delta \psi, \delta \theta$ და φ, ψ და θ კოორდინატები განუსაზღვრელად მცირე გარდაქმნებია. მატერიალური წერტილი იქნება წონასწორობაში, თუ მოქმედ ძალთა მუშაობა ყოველ გადაადგილებაზე ნულის ტოლია. დრეკად სისტემათა დეფორმაციისას გარე და შიდა (დრეკადი) ძალები ახდენენ ნიშნის მიხედვით საპირისპირო მუშაობას. შესაბამისად, ყოველი შესაძლო გადაადგილებისათვის არსებობს ტოლობა:

$$\Phi \delta \varphi + \Psi \delta \psi + \Theta \delta \theta = \delta \Pi, \quad (5)$$

სადაც Π – შესაბამის გადაადგილებებზე შიდა ძალების ჯამური მუშაობაა (დეფორმირებული სისტემის პოტენციური ენერჯია)

თუ, გამოსახულების (5) დიფერენცირებით, გამოვსახავთ

$$\Phi = \frac{\delta \Pi}{\delta \varphi}, \quad \Psi = \frac{\delta \Pi}{\delta \psi}, \quad \Theta = \frac{\delta \Pi}{\delta \theta}, \quad (6)$$

განტოლება მიიღებს სახეს

$$\delta \Pi = \frac{\delta \Pi}{\delta \varphi} \delta \varphi + \frac{\delta \Pi}{\delta \psi} \delta \psi + \frac{\delta \Pi}{\delta \theta} \delta \theta \quad (7)$$

ტოლობის (7) განხილვისას, შეიძლება გამოტანილ იქნას დასკვნა, რომ პოტენციური ენერჯიიდან პირველი წარმოებული, კოორდინატებზე წარმოადგენს გარე ძალებიდან პირველი ხარისხის ფუნქციას და შესაბამისად პოტენციური ენერჯიის გამოსახულება წარმოადგენს კოორდინატთა მეორე ხარისხის ფუნქციას. უკანასკნელის დამტკიცება შესაძლებელია შემდეგის მიღებით:

$$\varphi = a_1 \Phi; \quad \Psi = a_2 \psi; \quad \theta = a_3 \Theta. \quad (8)$$

(8) ტოლობა სამართლიანია დეფორმაციისა და ძალებს შორის წრფივი დამოკიდებულების დროს (დეფორმაციები წარმოიქმნება დრეკადი

დატვირთვების ზღვრებში) და დამოუკიდებლად მოქმედ ძალთა პირობებში, მათი (6) ფორმულაში ჩასმით და ინტეგრირებით, მივიღებთ:

$$\Pi = b_1 \varphi^2 + C_1; \quad \Pi = b_2 \psi^2 + C_2; \quad \Pi = b_3 \theta^2 + C_3. \quad (9)$$

რაც საჭირო იყო დასამტკიცებლად.

(5) ფორმულის მიხედვით დრეკადი სისტემის პოტენციური ენერჯიის საერთო გამოსახულება იქნება:

$$\Pi = \Phi \varphi + \Psi \psi + \Theta \theta$$

ან (9) გამოსახულების გათვალისწინებით

$$\Pi = A \varphi^2 + B \psi^2 + C \theta^2. \quad (10)$$

მატერიალური წერტილის T კინეტიკური ენერჯია (წერტილოვანი მასის m) შეიძლება გამოსახულ იქნას სიჩქარეთა \dot{x} , \dot{y} და \dot{z} კვადრატებზე, წერტილის წარმოებული მასათა წერტილოვანი ჯამის ნახევრის სახით მიმართული შესაბამის კოორდინატებზე \dot{x} , \dot{y} და \dot{z} :

$$T = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2). \quad (11)$$

განზოგადოებულ კოორდინატებზე გადასვლისას, გამოვსახოთ

$$x = f_1(\varphi, \psi, \theta); \quad y = f_2(\varphi, \psi, \theta); \quad z = f_3(\varphi, \psi, \theta);$$

შესაძლო წერტილთა გადაადგილებები δx , δy და δz განზოგადოებულ კოორდინატთა ცვლილებების $\delta \varphi$ -ს, $\delta \psi$ -ზე მივიღებთ:

$$\delta x = \frac{\partial x}{\partial \varphi} \delta \varphi; \quad \delta y = \frac{\partial y}{\partial \varphi} \delta \varphi; \quad \delta z = \frac{\partial z}{\partial \varphi} \delta \varphi.$$

ნიუტონის კანონისა და შესაძლო გადაადგილებათა პრინციპის თანახმად:

$$m \left(\ddot{x} \frac{\partial x}{\partial \varphi} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial \varphi} + \ddot{z} \frac{\partial z}{\partial \varphi} \right) \delta \varphi = \Phi \delta \varphi, \quad (12)$$

სადაც Φ – განზოგადოებული გარე ძალაა.

ვინაიდან

$$\begin{aligned} \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial \varphi} &= \frac{d}{dt} \left(\dot{x} \frac{\partial x}{\partial \varphi} \right) - \dot{x} \frac{d}{dt} \frac{\partial x}{\partial \varphi}; \\ \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial \varphi} &= \frac{d}{dt} \left(\dot{y} \frac{\partial y}{\partial \varphi} \right) - \dot{y} \frac{d}{dt} \frac{\partial y}{\partial \varphi}; \end{aligned}$$

$$\ddot{z} \frac{\partial z}{\partial \varphi} = \frac{d}{dt} \left(\dot{z} \frac{\partial z}{\partial \varphi} \right) - \dot{z} \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial z}{\partial \varphi};$$

მაშინ განტოლება (12) შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგნაირად:

$$\frac{d}{dt} \left[m \left(\dot{x} \frac{\partial x}{\partial \varphi} + \dot{y} \frac{\partial y}{\partial \varphi} + \dot{z} \frac{\partial z}{\partial \varphi} \right) \right] - m \left(\dot{x} \frac{d}{dt} \frac{\partial x}{\partial \varphi} + \dot{y} \frac{d}{dt} \frac{\partial y}{\partial \varphi} + \dot{z} \frac{d}{dt} \frac{\partial z}{\partial \varphi} \right) = \Phi. \quad (13)$$

(13) განტოლების პირველი წევრი წარმოადგენს დიფერენციალს t -ს კერძო წარმოებულთა კინეტიკური ენერგიიდან განზოგადოებული სიჩქარის φ -ს მიხედვით. ასეც არის $\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \varphi}$. მეორე წევრი გამოიყენება $\frac{\partial T}{\partial \varphi}$ -

თან. თანახმად (6) ფორმულისა $\Phi = \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}$; თუ Φ ეკუთვნის კონსერვატიულ

ძალთა შემადგენლობას, მაშინ მისი ნიშანი იქნება მინუსი. ასე რომ:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 0, \quad (14)$$

და ასევე ანალოგიურად გამოისახება სხვა განზოგადოებული კოორდინატებისათვის:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = 0, \quad (15)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} = 0 \quad (16)$$

და ა.შ. სწორედ ესაა ლანგრანჟის მატერიალური წერტილის მოძრაობის განტოლება.

წერტილთა სისტემის განტოლებისათვის ინარჩუნებენ თავის ფორმას, ხოლო T და Π ქვეშ უნდა ვიგულისხმოთ მთლიანი სისტემის კინეტიკური და პოტენციური ენერგია. თუ სისტემაზე, გარდა კონსერვატიული ძალებისა მოქმედებენ ძალები F_1, F_2, F_3 , მაშინ:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = F_1; \quad (17)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = F_2; \quad (18)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} = F_3 \quad (19)$$

და ა. შ.

1.2.2. ამბრავთა სისტემების კვლევის საკითხები

თანამედროვე მანქანების და აგრეგატების მწარმოებლობის გაზრდა უმეტესწილად ხორციელდება მუშა სიჩქარეების გაზრდის გზით, რაც თავის მხრივ, დღის წესრიგში აყენებს უფრო მაღალი სწრაფქმედების მქონე ამბრავთა სისტემების შექმნის აუცილებლობას.

თანამედროვე მანქანების ამბრავთა ჯაჭვებში გამოყენებული რეალური მიმყოლი სისტემები, ძირითადად მიეკუთვნებიან რთულ არაწრფივს, გარკვეულ შემთხვევებში კი არასტაციონარულ სისტემებს, რაც მნიშვნელოვნად ართულებს მათი გაანგარიშებისა და დაპროექტების საკითხებს [39, 40-47].

თავისუფალი და იძულებითი რხევების ანალიზის მეთოდები, დაფუძნებული ა.მ. ლიაპუნოვის მოძრაობის მდგრადობის შესახებ ფუნდამენტურ თეორიებზე, ფაზური სივრცეების სტრუქტურის გეომეტრიულ აგებასთან დაკავშირებული ტიპოლოგიური მეთოდები, დიფერენციალური განტოლებების ხარისხობრივი თეორიის მეთოდები, მორგებისა, გადამცემი ფუნქციის განსაზღვრებაზე და სისტემების სიხშირით მახასიათებლებზე დაყრდნობილი სხვაობითი მეთოდები და სხვა [48, 49], რომლებიც საშუალებას გვაძლევენ მივიღოთ მკაცრად დასაბუთებული შედეგები, ჩვეულებრივად ძალიან რთულნი არიან დასაპროექტებელი სისტემების სტრუქტურისა და პარამეტრების წინასწარი შერჩევის პროცესში და ინჟინრული გათვლების პრაქტიკაში გამოყენებისათვის. ამიტომ ანალიზის ზუსტ მეთოდებთან ერთად დიდ პრაქტიკულ გამოყენებას იძენენ მიახლოებითი მეთოდები, რომლებიც ხასიათდებიან პარამეტრების წინასწარი შერჩევის პროცესში პრაქტიკული გამოყენების სიმარტივით და ცალკეული სტრუქტურული ელემენტების სისტემების საერთო სტრუქტურულ მთლიანობაში შერწყმაში გამოვლენილი მიდამოების შიგნით პარამეტრების და სტრუქტურის ზუსტი მეთოდების გამოყენებით შემდგომი დაზუსტებით. ამასთან ძალიან ხშირად მეთოდის პრაქტიკული გამოყენების სიმარტივეს უფრო დიდი მნიშვნელობა აქვს, ვიდრე მაღალ

სიზუსტეს. ეს აიხსნება იმით, რომ ნებისმიერი ხარისხის არაწრფივ სისტემებში დინამიკური პროცესების საკმარისად ზუსტი და დეტალური კვლევა (სხვადასხვა საწყის პირობებში და სხვადასხვა გარე ზემოქმედებისას) ახლანდელ დროში შეიძლება განხორციელდეს ელექტრონული სამოდულო მოწყობილობებით და გამომთვლელი მანქანებით.

არაწრფივ სისტემებში პროცესების მიახლოებითი კვლევისთვის ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰარმონიული გაწრფივების და მასთან მონათესავე-მცირე პარამეტრების, ჰარმონიული ბალანსის და სხვა მეთოდებმა [42, 50-54].

არაწრფივი სისტემების მიახლოებითი გათვლის მეთოდები, განხილული ი.ა. ორურკის, ვ.ი. სტანკევიჩის, ი.ი. კრინეცკის და სხვათა შრომებში [50-53], შეიძლება იყვნენ გამოყენებული მონოტონურ პროცესებთან ახლოს გარკვეულად შეზღუდულ კლასში მყოფი არაწრფივი ავტომატური სისტემების კვლევაში, რომელთა არაწრფივი ფუნქციები მოიცავენ ერთ-ორ ერთმნიშვნელოვან უბან-უბან წრფივ მახასიათებლიან არაწრფივ ფუნქციებს. ამასთან ერთად, ხსენებული მეთოდები საშუალებას გვაძლევენ ვაწარმოთ სისტემის გაანგარიშებები, რომელიმე ერთი სისტემის დინამიკური თვისების მახასიათებელი კონკრეტული კრიტერიუმის დაკმაყოფილების პირობიდან.

სამოდულირებელი მოწყობილობების და ეგმ-ის გამოყენება დასაპროექტებელი სისტემების სქემებისა და პარამეტრების არჩევისათვის, დაფუძნებულია მრავალრიცხოვან მოსინჯვებზე შემუშავებული სქემების პარამეტრების სხვადასხვა შეთანწყობისას. რადგანაც სისტემაში შემავალი ელემენტების პარამეტრების შეთანწყობა ძალიან მრავალგვარია, ხოლო სისტემის სტრუქტურული სქემების რიცხვი ძალზე დიდია, ამიტომ ყველაზე მარტივი გადაწყვეტილების მოძებნა მოითხოვს დროის დიდი რაოდენობის დახარჯვას [53].

სტრუქტურულად რთული სისტემების ეფექტურ მეთოდთა შორის, რომლებიც ხასიათდებიან როგორც პარამეტრული, აგრეთვე სტრუქტურული სინთეზის თვალსაზრისით საკმაოდ ფართო შესაძლებლობებით,

წარმოადგენენ სინთეზის ცნობილი მეთოდები მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით. მათ შორის საჭიროა აღინიშნოს რეგულირების წრფივი სისტემების სინთეზის მახასიათებლების გამოყენებაზე [54–56].

თანამედროვე ავტომატიზებული ელექტროამძრავების თეორიასა და პრაქტიკაში უპირატესი მნიშვნელობა ენიჭება დაქვემდებარებული რეგულირების კონტურებიანი ტირისტორული ელექტროამძრავების შექმნას და ფართო დანერგვას სხვადასხვა სამრეწველო დანადგარებზე, როდესაც კი საჭიროა სიჩქარეთა ფართო დიაპაზონში რეგულირება.

[57–58] მოგვყავს მოცემული ამძრავთა სისტემებზე დრეკადი ლილვების გავლენის შესაფასებლად ელექტრომექანიკური კავშირის განზოგადებული კოეფიციენტის ფორმულა:

$$K_{გვ} = \frac{W_{\mu}(P)}{W_{დრ}(P)} \quad (20)$$

სადაც $W_{\mu}(P)$ და $W_{დრ}(P)$ -ამძრავის გადამცემი ფუნქციებია ძრავის ბრუნვის მომენტისა და ამძრავის დრეკადი მომენტის გამოსასვლელი სიგნალებითა და ძრავის ღერძზე დატვირთვის მომენტში შესასვლელი სიგნალის მიხედვით.

ამ ნაშრომის მიხედვით დრეკადობის გათვალისწინება აუცილებელია, თუ:

$$0,2 \leq |K_{გვ}|_{\omega=\omega_{დრ}} < 5. \quad (21)$$

განსაკუთრებულ ინტერესს იწვევს ნაშრომში რეკომენდებული შეფასების სიხშირული კრიტერიუმები. ეს კრიტერიუმები შემუშავებულია ამძრავის გარე კონტურის ლოგარითმულ–სიხშირული მახასიათებლების შედარების საფუძველზე დრეკადი თვისების გათვალისწინებით და მის გარეშე.

სიხშირული მახასიათებლების გაანალიზების შედეგად დადგენილია შემდეგი პირობები, როცა აუცილებელია დრეკადობათა გათვალისწინება:

$$\omega_{გვ} \geq \xi \cdot q \cdot \omega_{დრ}, \text{ თუ } T_{\Sigma 1}^{-1} \geq \omega_{დრ} \quad (22)$$

$$\omega_{გვ} \geq \xi \cdot q \cdot \omega_{დრ}^2 \cdot T_{\Sigma 1}, \text{ თუ } T_{\Sigma 1}^{-1} < \omega_{დრ} \quad (23)$$

სადაც $T_{\Sigma 1}$ - სიჩქარის კონტურის გაუკომპენსირებული დროის მუდმივაა; ω_{Σ} - ლამ-ზე კვეთის სიხშირეა. $\omega_{\text{დრ}}$ - დრეკადი რხევების სიხშირეა. ξ - გრებიტი რხევების ჩაქრობის კოეფიციენტი; q - ძრავისა და ამძრავის ინერციის მომენტების თანაფარდობაა.

მოყვანილი მასალებით ჩანს, რომ თუ არ არის გამოყენებული გრებიტი რხევების ჩასაქრობად სპეციალური კორექციები, სხვაგვარად ქალაქის მკეთებელი მანქანების ამძრავების სწრაფქმედებას აყენებენ შესაძლოზე გაცილებით ნაკლებს. ექსპერიმენტებით დადგენილია, რომ რხევების სიხშირე სხვადასხვა მექანიზმებისათვის შეადგენს $6 \div 12$ ჰც-ს.

დრეკადი თვისებების გავლენის გათვალისწინებაზე მიუთითებენ უცხოელი სპეციალისტებიც. სწრაფქმედების გაზრდის მიზნით შემოთავაზებულია ტაქოგენერატორის გადატანა ძრავის ლილვიდან მექანიზმის მუშა ლილვზე. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ ასეთი გადაადგილება ჯერ ერთი, რომ არ იძლევა სწრაფქმედების საგრძნობ გაზრდას და აგრეთვე ის, რომ ტაქოგენერატორის დაყენება მუშა ლილვზე ხშირად მოუხერხებელი ან შეუძლებელია.

დრეკადი ამძრავის რხევების შესასუსტებლად რეკომენდებულია რეგულატორების შემდეგი კრიტერიუმებით სარგებლობა:

$$\beta_1 = 2\xi^1 \sqrt{q(\omega_{\text{დრ}} T_{\Sigma 1})^2} \beta_1^*; \tau_1 = \frac{2}{\sqrt{q \cdot \omega_{\text{დრ}}}} \quad (24)$$

$$\beta_2 = 4 \cdot T_{\Sigma 2} \sqrt{q} \omega_{\text{დრ}} \beta_2^*; \tau_2 = T_{\Sigma 2}, \quad (25)$$

სადაც β_1^* და β_2^* - შესაბამისად არის ხისტი ამძრავისათვის განსაზღვრული სიჩქარის და დენის რეგულატორების ოპტიმალური დინამიკური გაძლიერების კოეფიციენტები; $T_{\Sigma 2}$ - დენის კონტურის გაუკომპენსირებული დროის მუდმივაა.

(24) და (25) ფორმულები უზრუნველყოფენ ამძრავის სწრაფქმედებას $2,5 \div 3$ წმ. თანამედროვე მოთხოვნები ამ მხრივ კიდევ უფრო მკაცრია ($1 \div 1,5$).

დადგენილია, რომ ძრავისა და ამძრავის ინერციული მასების თანაფარდობისას - $q = 0,2 \div 0,3$ და $T_{\Sigma 1} \leq \frac{1}{\omega_{\text{დრ}}}$ სიჩქარის რეგულატორის გაძლიერების კოეფიციენტი უნდა შეირჩეს შემდეგი ფორმულით:

$$\beta_1 = q^4 \omega_{დრ} T_{\Sigma}^3. \quad (26)$$

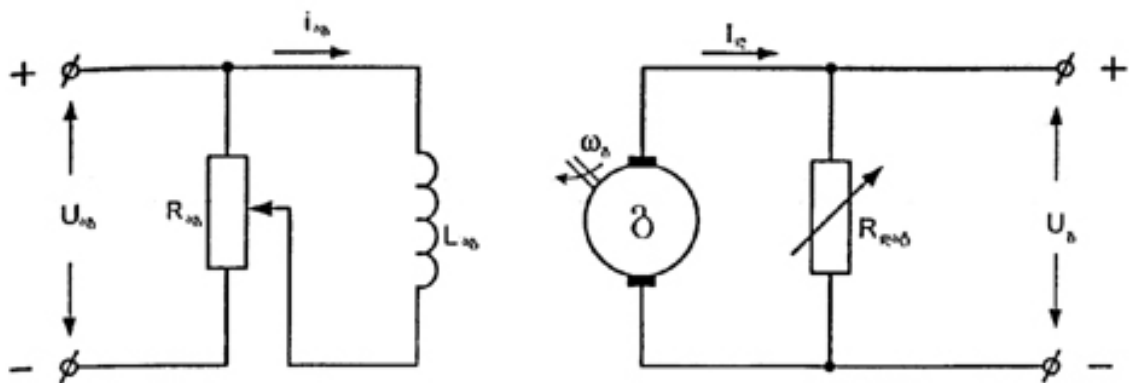
სადაც T_{Σ} – ამძრავის ჯამური მექანიკური დროის მუდმივაა. აღნიშნულია, რომ სწრაფქმედება შეადგენს 2÷3 წამს.

თუ $q < 0,2$, მაშინ (26)–ით აწყობილი რეგულატორი უზრუნველყოფს მონოტორულ გარდამავალ პროცესს ($t_g = 4 \div 5$ წმ).

თუ $q > 0,3$, მაშინ რეკომენდებულია სისტემაში ჩავრთოთ დამატებითი უარყოფითი უკუკავშირი ($\omega_j - \omega_{გქ}$) სიდიდის პროპორციული სიგნალით.

$q < 0,2$ –ის პირობებში გრეხითი რხევების ეფექტური ჩაქრობის მიზნით სისტემაში უნდა შევიყვანოთ მიმდევრობითი ან პარალელური მაკორექტირებელი მოწყობილება.

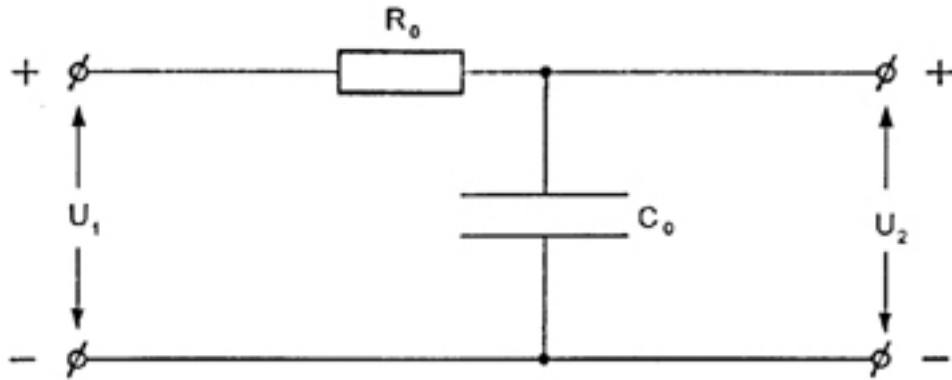
ამძრავთა დინამიკის კვლევის სიხშირული მეთოდების [64-66] მიმოხილვის მხრივ თავდაპირველად განვიხილოთ ამძრავთა ავტომატური სისტემების ტიპური დინამიკური რგოლების დიფერენციალური განტოლებები, გადამცემი ფუნქციები და სიხშირული მახასიათებლები. პირველი რიგის აპერიოდული რგოლის მაგალითებია: მუდმივი დენის გენერატორი (ნახ. 7) და R,C ელემენტებისაგან შედგენილი ოთხპოლუსა (ნახ. 8).



ნახ. 7. მუდმივი დენის გენერატორი

გენერატორის (გ) გადამცემი ფუნქციის მისაღებად თავიდან ვწევთ ძაბვების დიფერენციალურ განტოლებას მისი აგზნების გრაგნილისათვის;

$$U_{აგ} = L_{აგ} \frac{di_{აგ}}{dt} + i_{აგ} R_{აგ}. \quad (27)$$



ნახ. 8. RC - ელემენტების ოთხპოლუსა

თუ ჩავთვლით რომ მანქანის დამაგნიტების მრუდი წრფივია, მაშინ სამართლიანია $E_{\delta} = K_{\delta}(i_{\delta}R_{\delta})$, სადაც E_{δ} -ლუზაში დაინდუქცირებული ე.მ.ძ.-ა, ხოლო K_{δ} - გენერატორის გადაცემის რიცხვია. მაშინ (27)-დან ადვილად მივიღებთ გენერატორის გადამცემ ფუნქციას.

$$W_{\delta}(P) = \frac{E_{\delta}(P)}{U_{\delta}(P)} = \frac{K_{\delta}}{T_{\delta}P+1} \quad (28)$$

სადაც $P = d/dt$ ლაპლასის ოპერატორია, $T_{\delta} = \frac{T_{\delta\delta}}{R_{\delta}}$ გენერატორის აგზნების გრაგნილის ელექტრომაგნიტური დროის მუდმივაა. ნახ. 8-ის მიხედვით გადამცემი ფუნქცია ტოლია:

$$W_0(P) = \frac{U_2(P)}{U_1(P)} = \frac{\frac{1}{C_0P}}{R_0 + \frac{1}{C_0P}} = \frac{1}{T_0P+1}, \quad T_0 = R_0C_0. \quad (29)$$

რგოლების ან სისტემების სიხშირული მახასიათებლების ასაგებად საჭიროა გვექონდეს სიხშირული გადამცემი ფუნქცია რომელიც მიიღება ჩვეულებრივ გადამცემ ფუნქციაში $P = j\omega$ -ს შეტანით. მართლაც (28)-ს მიხედვით გენერატორისათვის გვექნება:

$$W_{\delta}(j\omega) = \frac{K_{\delta}}{jT_{\delta}\omega+1}, \quad (30)$$

სადაც $j = \sqrt{-1}$ და ω -სიმბოლური სიხშირეა.

(30)-დან ამპლიტუდის (მოდულის) და ფაზის (არგუმენტის) გამოსახულებები ტოლი იქნება:

$$A(\omega) = \frac{K_{\beta}}{\sqrt{T_{\beta}^2 \omega^2 + 1}}; \quad (31)$$

$$\Phi(\omega) = -\arctg(T_{\beta} \omega). \quad (32)$$

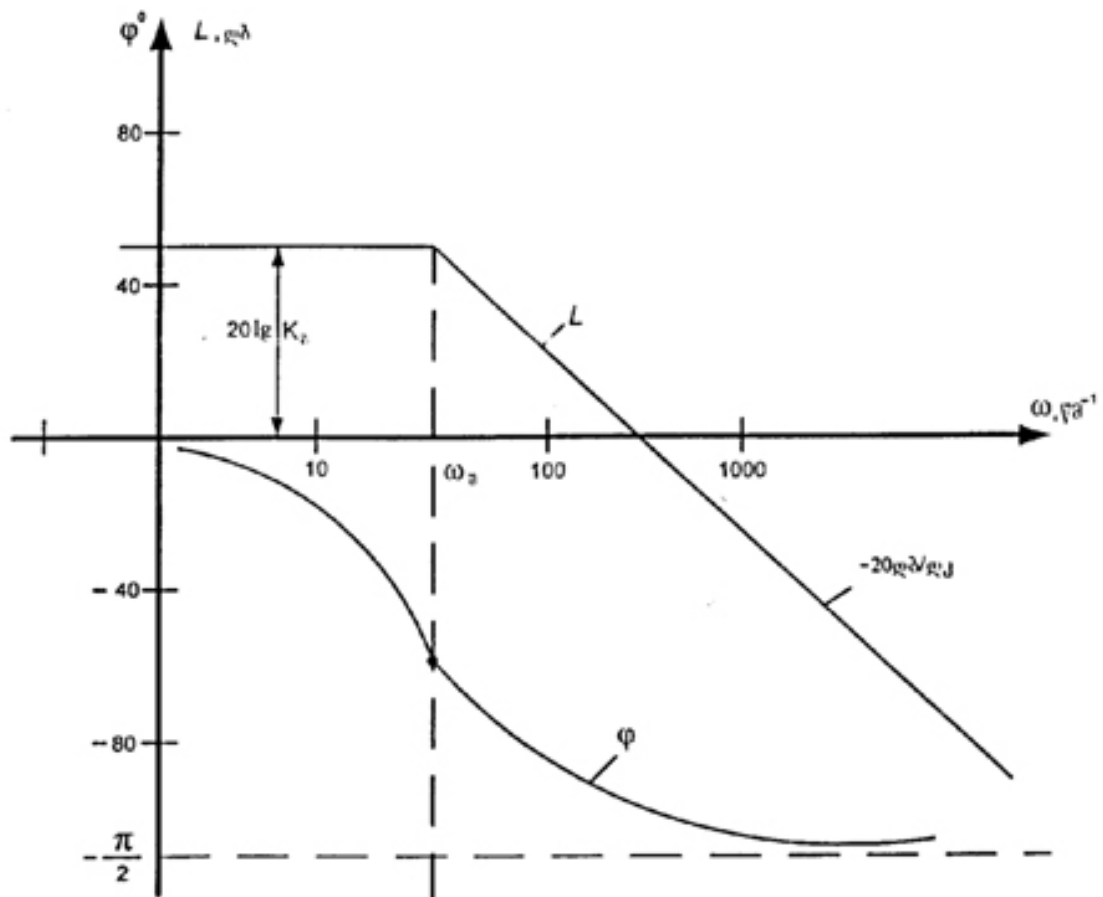
განხილული რგოლის ლოგარითმულ-ამპლიტუდური სიხშირული მახასიათებლის ასაგებად უნდა ვისარგებლოთ გამოსახულებით

$$L(\omega) = 20 \lg \frac{K_{\beta}}{\sqrt{T_{\beta}^2 \omega^2 + 1}} = 20 \lg K_{\beta} - 20 \lg \sqrt{1 + T_{\beta}^2 \omega^2}, \quad (33)$$

რგოლის შეუღლების სიხშირე ტოლია

$$\omega_{\beta} = \frac{1}{T_{\beta}}. \quad (34)$$

პირველი რიგის ამპერიოდული რგოლის ასიმპტოტური ლოგარითმულ-ამპლიტუდური (ლამ) და ფაზურ-სიხშირული მახასიათებლები მოყვანილია ნახ. 9-ზე.



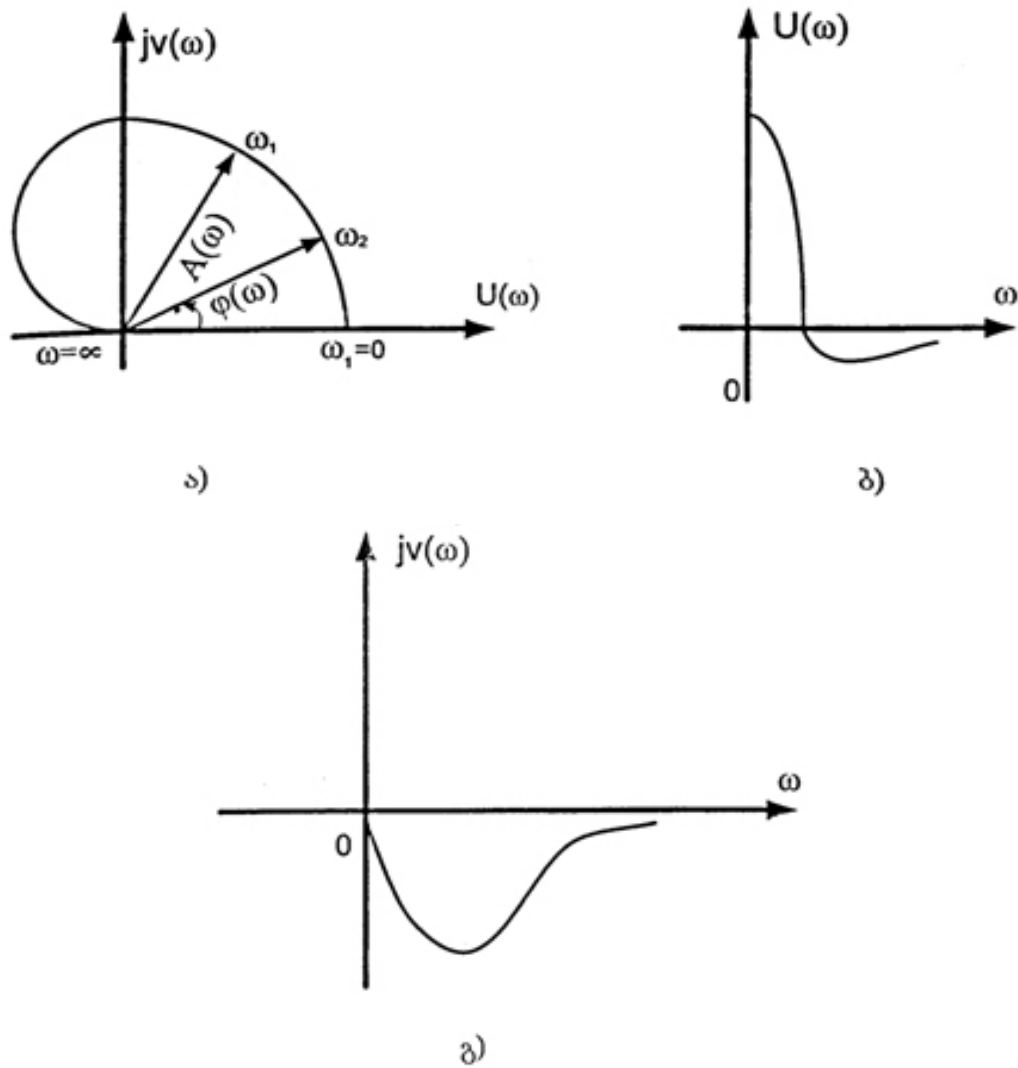
ნახ. 9. სიხშირული მახასიათებლები

ზოგჯერ საჭიროა ვიცოდეთ რგოლის (ან სისტემის) სიხშირული გადამცემი ფუნქციის ნამდვილი და წარმოსახვითი ნაწილები, (30)-ის მიხედვით ისინი შემდეგნაირად გამოისახებიან:

$$U(\omega) = \frac{K_{\beta}}{1+T_{\beta}^2 \omega^2} \quad \text{და}$$

$$V(\omega) = \frac{K_{\beta} T_{\beta} \omega}{1+T_{\beta}^2 \omega^2} \quad (35)$$

(35)-ით აგებული ამპერიოდული რგოლის ამპლიტუდურ ფაზურ სიხშირული მახასიათებელი და ცალ-ცალკე აგებული ნამდვილი და წარმოსახვითი სიხშირული მახასიათებლები ნაჩვენებია ნახ. 10-ზე.



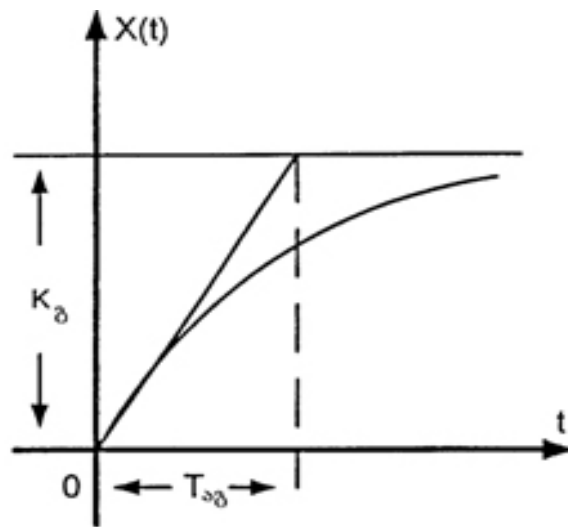
ნახ. 10. წარმოსახვით – სიხშირული მახასიათებლები

I-რიგის ამპერიოდული რგოლის გარდამავალი ფუნქცია წარმოადგენს გამოსავალი სიგნალის რეაქციის შესავალზე ერთეულოვანი ნახტომისებური სიგნალის მიწოდებისას, იგი ტოლია

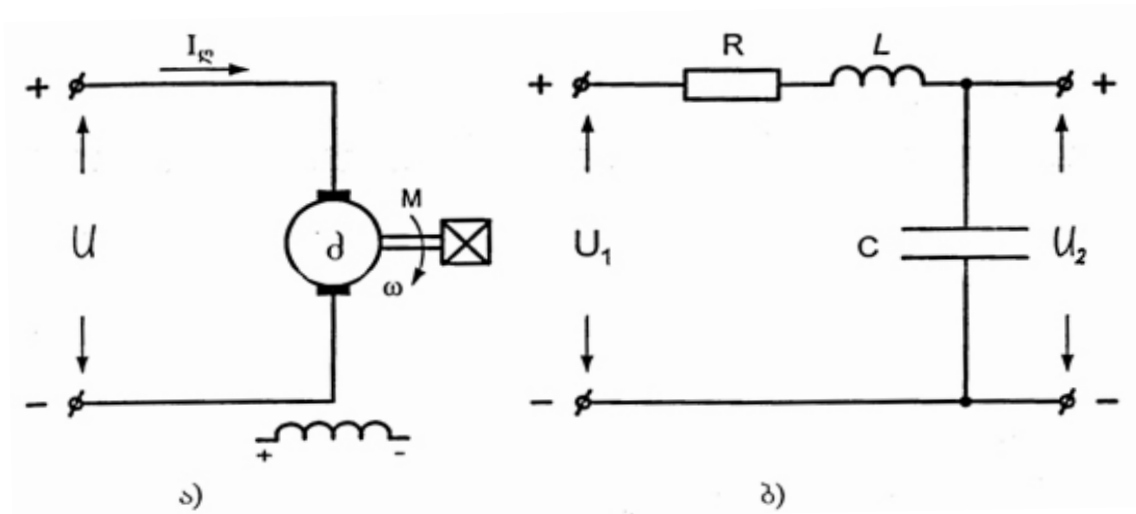
$$X(t)|_{g(t)=1(t)} = K_{\delta}(1 - e^{-\frac{t}{T_{\delta}}}). \quad (36)$$

(36)-ე გრაფიკულად ნაჩვენებია ნახ. 11-ზე, გარდამავალი პროცესის ხანგრძლივობა მიახლოებით ტოლია $t_{\delta} \approx 3T_{\delta}$.

რხევითი რგოლის მაგალითებია მუდმივი დენის პრავა, და R , L ელემენტებისაგან შედგენილი ოთხპოლუსა (ნახ. 12).



ნახ. 11. გარდამავალი პროცესი



ნახ. 12. ოთხპოლუსა

ძრავის გადამცემი ფუნქციის მისაღებად საჭიროა დავწეროთ ძაბვების წონასწორობის განტოლება ღუზის წრედისათვის და ამძრავის მოძრაობის განტოლება:

$$U_{\mathcal{L}} = E_{\mathcal{J}} + L_{\mathcal{L}\mathcal{F}} \frac{dI_{\mathcal{L}}}{dt} + I_{\mathcal{L}} R_{\mathcal{L}}; \quad (37)$$

$$M - M_{\mathcal{L}\mathcal{G}} = J \frac{d\omega}{dt}. \quad (38)$$

სადაც $E_{\mathcal{J}}$ - ძრავის ღუზის გრაგნილში აღძრული ემძ, რომელიც ტოლია

$$E_{\mathcal{J}} = C_{\mathcal{J}} \omega. \quad (39)$$

ω – ძრავის კუთხური სიჩქარეა; $C_{\mathcal{J}}$ – ძრავის ემძ-ის კოეფიციენტი.

$L_{\mathcal{L}\mathcal{F}}$ და $R_{\mathcal{L}\mathcal{F}}$ ღუზის გრაგნილის ინდუქტივობა და აქტიური წინაღობაა; M -ძრავის ბრუნვის მომენტი; $M_{\mathcal{L}\mathcal{G}}$ – მექანიზმის წინაღობის (სტატიკური) მომენტი დაყვანილი ძრავის ღერძზე; J – ამძრავის ინერციის მომენტი. ძრავის მომენტი თავის მხრივ ტოლია

$$M = C_{\mathcal{J}} I_{\mathcal{L}}, \quad (40)$$

(40)-ის ჩასმით (38)-ში და უქმი სვლის რეჟიმის ($M_{\mathcal{L}\mathcal{G}} = 0$) განხილვით მივიღებთ:

$$I_{\mathcal{L}} = \frac{J}{C_{\mathcal{J}}} \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (41)$$

(41)-ის შეტანით და (39)-ის გათვალისწინებით (37)-დან მივიღებთ ძრავის სრულ დიფერენციალურ განტოლებას:

$$T_{\mathcal{L}} T_{\mathcal{J}\mathcal{G}} \frac{d^2}{dt^2} + T_{\mathcal{J}\mathcal{G}} \frac{d\omega}{dt} + \omega = K_{\mathcal{J}} \cdot U_{\mathcal{L}}, \quad (42)$$

სადაც $T_{\mathcal{L}} = \frac{L_{\mathcal{L}\mathcal{F}}}{R_{\mathcal{L}\mathcal{F}}}$ - ძრავის ღუზის წრედის ელექტრომაგნიტური დროის

მუდმივაა; $T_{\mathcal{J}\mathcal{G}} = \frac{J R_{\mathcal{L}\mathcal{F}}}{C_{\mathcal{J}}^2}$ - ამძრავის ელექტრომექანიკური დროის მუდმივაა;

$K_{\mathcal{J}} = 1/C_{\mathcal{J}}$ - ძრავის გადამცემის კოეფიციენტი.

თუ (42)-ში წარმოებულებს შეცვლით შესაბამისი ოპერატორებით მივირებთ ძრავის გადამცემ ფუნქციას:

$$W_j(P) = \frac{\omega(P)}{U_{\text{ფ}}(P)} = \frac{K_j}{T_{\text{ფ}}T_{\text{ფშ}}P^2 + T_{\text{ფშ}}P + 1}. \quad (43)$$

(43)-ს ნორმირებულ სახეში შემდეგნაირად წარმოადგენენ:

$$W(P) = \frac{K}{T^2P^2 + 2\xi TP + 1}, \quad (44)$$

სადაც რხევების ξ - მილევის (დემპფირების) კოეფიციენტი. რაც მეტია ξ , მით ნაკლებია რხევები.

თუ $\xi < 1$, რგოლი ხასიათდება რხევითი დინამიკური პროცესებით.

თუ $\xi \geq 1$ რხევითი რგოლი გადაიქცევა II-რიგის აპერიოდულ რგოლად, პროცესები ხასიათდება რხევების გარეშე.

სიხშირული გადაცემები ფუნქციის მისაღებად (44)-ში P შევცვალოთ $j\omega$ -ით, გვექნება:

$$W(j\omega) = \frac{K}{(1 - T^2\omega^2)^2 + (2\xi T\omega)^2}. \quad (45)$$

(45)-დან მოდული და არგუმენტი გამოისახება შემდეგნაირად:

$$A(\omega) = \frac{K}{\sqrt{(1 - T^2\omega^2)^2 + (2\xi T\omega)^2}}; \quad (46)$$

$$\varphi(\omega) = -\text{arctg} \frac{2\xi T\omega}{1 - T^2\omega^2}. \quad (47)$$

ლამ-ი აიგება შემდეგი ფორმულით:

$$L(\omega) = 20 \lg K - 20 \lg \sqrt{(1 - T^2\omega^2)^2 + (2\xi T\omega)^2}. \quad (48)$$

შეუღლების სიხშირე ტოლია $\omega_{\text{შ}} = \frac{1}{T}$.

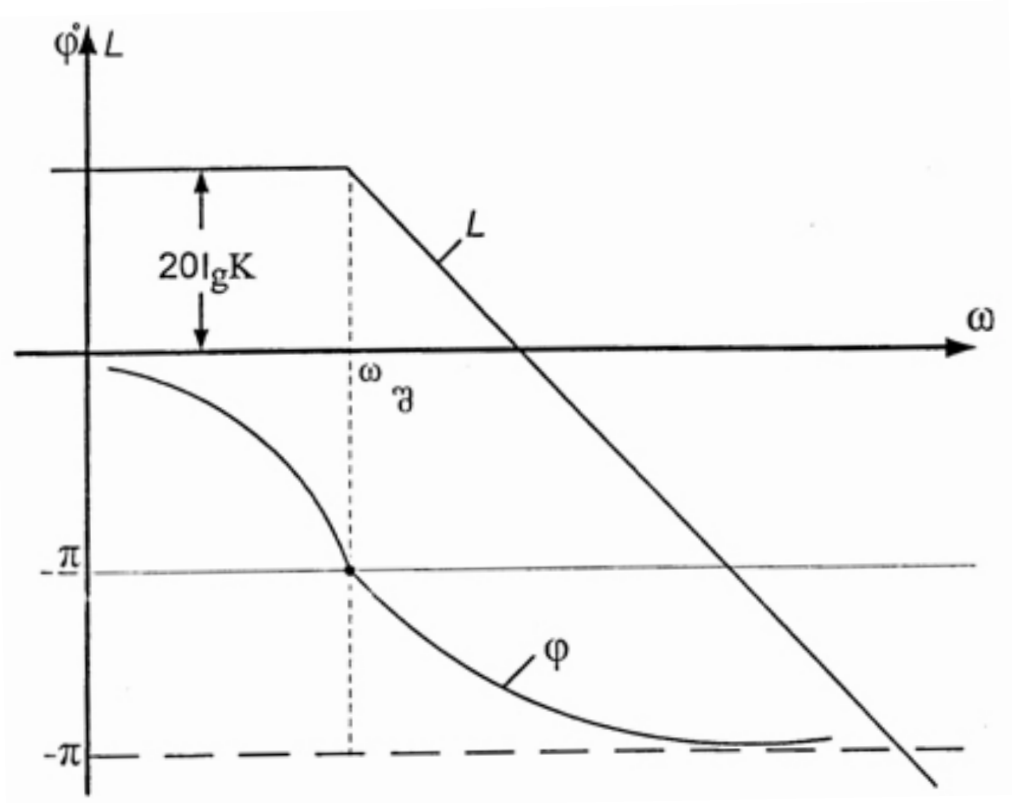
რხევითი რგოლის ასიმპტოტური ლამ აგებულია ნახ. 13-ზე.

ასიმპტოტური ლამ-დან ზუსტი ლამ-ის მისაღებად საჭიროა შესწორების (ნახ. 14) დამატება ასიმპტოტურზე.

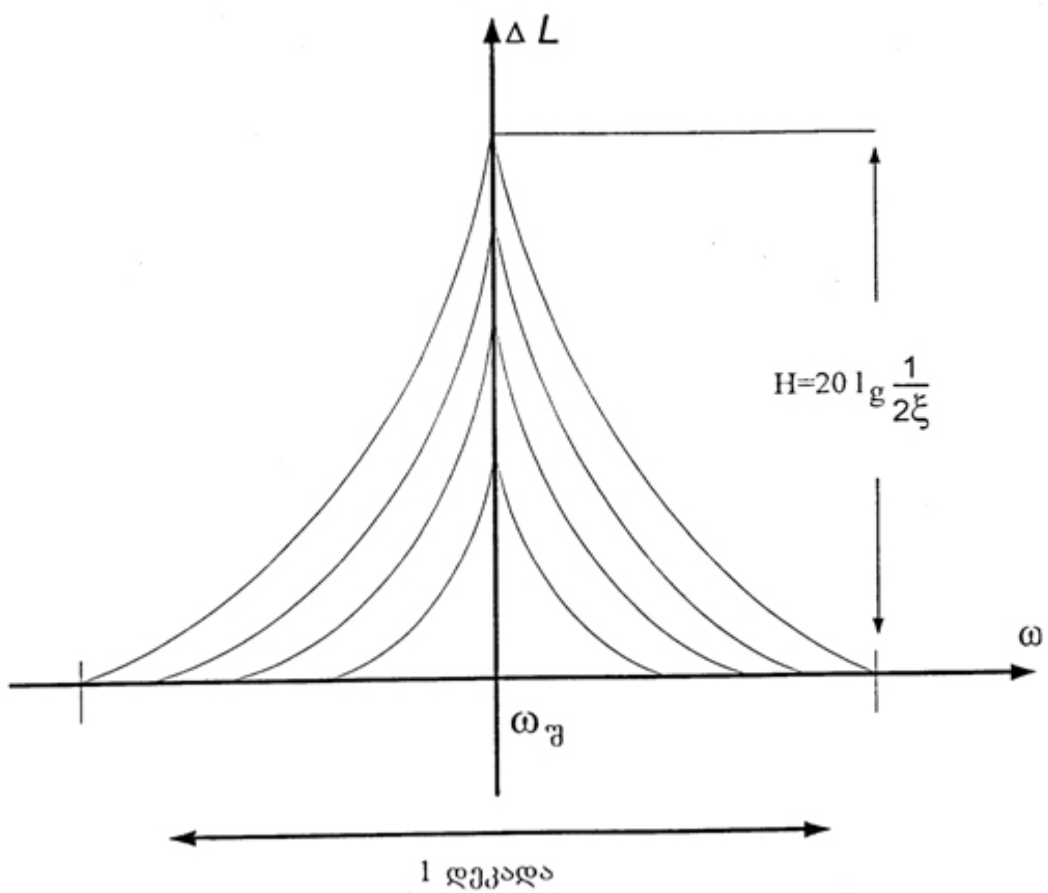
თუ (44)-ში $\xi > 1$, მაშინ გადამცემი ფუნქცია მიიღებს სახეს:

$$W(P) = \frac{K}{(T_1 + 1)(T_2 + 1)}, \quad (49)$$

სადაც $T_1, T_2 = T(\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1})$.



ნახ. 13. ლოგარითულ-სიხშირული მახასიათებლები



ნახ. 14. ამპლიტუდური გადახრები

(49)-ის შესაბამისი სიხშირული გადამცემი ფუნქცია ტოლია:

$$W(j\omega) = \frac{K}{(1+T_1^2)(1+T_2^2\omega^2)}; \quad (50)$$

მოდულისა და არგუმენტის გამოსახულებები შესაბამისად ტოლი იქნება:

$$A(\omega) = \frac{K}{\sqrt{1+T_1^2\omega^2} \cdot \sqrt{1+T_2^2\omega^2}}; \quad (51)$$

$$\varphi(\omega) = -\arctg T_1\omega - \arctg T_2\omega. \quad (52)$$

ლას-ის აგება უნდა შევასრულოთ გამოსახულებით:

$$L(\omega) = 20\lg k - 20\lg\sqrt{1+T_1^2\omega^2} - 20\lg\sqrt{1+T_2^2\omega^2}. \quad (53)$$

ამ შემთხვევაში გვექნება შეუღლების ორი სიხშირე

$$\omega_{\text{შ1}} = \frac{1}{T_1} \quad \text{და} \quad \omega_{\text{შ2}} = \frac{1}{T_2}.$$

2. შედეგები და მათი განსჯა

2.1. ელექტრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების სქემები და გადამცემი ფუნქციების შემუშავება

2.1.1. საკვლევი სისტემის დინამიკური მოდელირება საჭის მექანიზმის ხისტი მოდელის გათვალისწინებით

წარმოდგენილ პარაგრაფში იხილება მართვის სისტემები საჭის ელექტრომექანიკური ამბრავებით.

ერთ-ერთი საკვლევი ელექტრომექანიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა მოყვანილია ნახ. 4 [2].

გარდამქმნელი ელემენტი $\Pi\Xi$ შესდგეს კურსის წრფივი მბრუნავი ЛBT_k ტრანსფორმატორისაგან, რომლის მახასიათებლის დახრილობა იცვლება MBT_k მასშტაბური მბრუნავი ტრანსფორმატორის დახმარებით. ამ ელემენტის შემავალი სიდიდეს შეიძლება წარმოადგენდეს საჭვარის მობრუნების კუთხე φ ან და კურსის კუთხე ψ .

განხილვადი ელემენტის გადამცემი ფუნქციაა

$$W_k(s) = \frac{U_k(s)}{\varphi(s)} = k_k, \quad (54)$$

სადაც

$$k_k = \frac{1}{i_k} S_k.$$

შესაბამისად კურსის კუთხის პროპორციული შემავალი სიდიდისას $\Pi\Xi$ -ს განტოლებას აქვს სახე

$$U_\psi(s) = k_\psi \psi(s), \quad (55)$$

გადამცემი ფუნქცია კიდევ უდრის

$$W_\psi(s) = \frac{U_\psi(s)}{\psi(s)} = k_k. \quad (56)$$

აქ U_k და U_ψ – გარდამქმნელი ელემენტის გამომავალი ძაბვებია; i_k – გადამცემის რიცხვი ЛBT სელსინ–მიმღებიდან ან საჭვარიდან ЛBT_k -მდე; S_k – ЛBT_k -ას მახასიათებლის დახრილობა.

გარდამქმნელ-შემაჯამებელი ელემენტი განტოლებას აქვს სახე

$$(1 + T_2 s) U_{\text{вых}}(s) = k_{\text{ex}} (1 + T_1 s) U_{\text{ex}}(s), \quad (57)$$

სადაც

$$U_{\text{ex}}(s) = U_{\kappa}(s) - U_{\psi}(s) + U_{\text{um}}(s) - U_p(s);$$

$U_{\text{инт}}$ და U_p – შესაბამისად ძაბვა მაინტეგრირებელი ელემენტის გამოსასვლელზე და საჭის მდებარეობის მიმართ ადგილობრივი უკუკავშირის ძაბვა; T_1 და T_2 – დროის მუდმივები.

პირველი Y_1 და მეორე Y_2 მაძლიერებლების განტოლებები აღიწერებიან ასე

$$U_{\text{мг}}(s) = k_{\text{мг}} [U_{\text{вых}}(s) - U_{\text{ж.с.с}}(s) - U_{\text{з.с.с}}(s) - U_{\text{м.к.к}}(s) + U_{\text{м.з.у}}(s)] = k_{\text{мг}} U_c(s), \quad (58)$$

და გადამცემი ფუნქცია უდრის

$$W_{\text{мг}}(s) = k_{\text{мг}}. \quad (59)$$

მეორე მაძლიერებლის გადამცემი ფუნქცია

$$W_{y2}(s) = \frac{k_{\text{мг}}}{(1 + T_y s)(1 + T_q s)}. \quad (60)$$

ავტომატური მართვის რეჟიმში დროის მუდმივები T_d და T_q გაცილებით მცირენი არიან მართვის ობიექტის დროის მუდმივებთან შედარებით, ამიტომ შესაძლოა მათი უგულვებელყოფა.

გამოსახულებაში (60):

$$T_y = \frac{L_y}{R_y}, \quad T_q = \frac{L_q}{R_q} - \text{მართვის გრაგნილის და ელექტრომანქანურ}$$

მაძლიერებლის ЭМГ განივი ჯაჭვის დროის მუდმივები: L_y, L_q, R_y, R_q – შესაბამისი ჯაჭვების ინდუქტიურობები და წინაღობები;

$$k_{\text{мг}} = k_{1y} k'_{2y};$$

k_{1y} – პირველი საფეხურის გაძლიერების კოეფიციენტი; $k'_{2y} = \frac{c_{e2}}{R'_q}$ – მეორე

საფეხურის გაძლიერების კოეფიციენტი შინაგანი უკუკავშირის განმამაგნიტებელი მოქმედების გათვალისწინებით; $R'_q = R_q + c_{e1} k_c$ – მოკლე-შერთული ჯაჭვის ეკვივალენტური წინაღობა; k_x – შინაგანი უკუკავშირის კოეფიციენტი.

შემსრულებელი (ИМ) მექანიზმის შემადგენლობაში შედიან მუდმივი დენის ელექტროძრავები, გადამცემი მექანიზმი და საჭე.

შემსრულებელი მექანიზმი აღიწერება განტოლებებით

$$U_{\text{эМУ}} = I_{\text{я}} R_{\text{я}} + c_e p \theta_g ; \quad (61)$$

$$M_{\text{эз}} = c_m I_{\text{я}} = I p^2 \theta_g , \quad (62)$$

საიდანაც გადამცემი ფუნქციის საჭის ფრთის გადახრის კუთხის მიმართ

$\alpha = \frac{1}{i} \theta_g$ გამოსახება ასე

$$W_g(s) = \frac{\alpha(s)}{U_{\text{эМУ}}(s)} = \frac{\frac{1}{i} k'_g}{s(1+T_m s)} = \frac{k_g}{s(1+T_m s)}, \quad (63)$$

სადაც $k_g = \frac{k'_g}{i} = \frac{1}{c_i}$ – ძრავის გადაცემი კოეფიციენტი; $T_{\text{я}} = \frac{I R_{\text{я}}}{c_m c_e}$ – ძრავას

დროის მუდმივა; p – დიფერენცირების ოპერატორი; c_e და c_m – უკუელექტრომაძრავებელი ძალის და მგრეხი მომენტის კოეფიციენტები:

$I_{\text{я}}$ – ლუზის დენი;

$U_{\text{эУ}}$ – ძაბვა ელექტრომანქანური მაძლიერებლის (ЭМУ) გამოსასვლელზე;

$M_{\text{эп}}$ – მზრუნავი მომენტი;

I – ძრავის და დატვირთვის ჯამური ინერციის მომენტი;

θ_g – გამავალი ცვლადი;

$R_{\text{я}}$ – ლუზის ჯაჭვის აქტიური წინაღობა.

თუ $M_c = c_{\omega} \omega_g \left(c_{\omega} = \frac{M_{\text{снот}}}{\omega_{\text{гнот}}} \right)$ – ხანგრძლივობის კოეფიციენტი, მაშინ

შემსრულებელი მექანიზმის გადამცემი ფუნქცია საჭის კუთხის მიმართ იქნება

$$W_g(s) = \frac{\alpha(s)}{U_{\text{эМУ}}(s)} = \frac{k_g}{s(1+a+T_m s)}, \quad (64)$$

სადაც $a = \frac{c_{\omega} R_{\text{я}}}{c_m c_e}$ – საანგარიშო პარამეტრი, $R_g = \frac{1}{c_e}$.

ასეთი მიდგომით შემსრულებელი მექანიზმი წარმოადგენს მიმართული

მოქმედების მიმდევრობითაც შეერთებულ (აპერიოდულ და მაინტეგრირებელ) რგოლებს.

დიფერენციალურ განტოლებებს, რომლებიც აღწერენ გემის მოძრაობის ელემენტებს მის გამოსვლისას პირდაპირი კურსიდან დამყარებულ ცირკულაციაზე, აქვს შემდეგი სახე [5]:

$$\left. \begin{aligned} p\beta &= a_1\beta + a_2\beta^2 + a_3p\psi + a_4\alpha; \\ p^2\psi &= b_1\beta + b_2p\psi + b_3\alpha, \end{aligned} \right\} \quad (65)$$

სადაც

$$a_1 = -\frac{v_0}{L}q_{21}; \quad b_1 = -\left(\frac{v_0}{L}\right)^2 q_{31};$$

$$a_2 = -\frac{v_0}{L}h_1; \quad b_2 = -\frac{v_0}{L}r_{31};$$

$$a_3 = -r_{21}; \quad b_3 = -\left(\frac{v_0}{L}\right)^2 s_{31};$$

$$a_4 = -\frac{v_0}{L}s_{21},$$

v_0 – სვლის სიჩქარე ცირკულაციაზე გამოსვლისას; სხვა პარამეტრები გადმოღებულია ნაშრომებიდან [2, 69].

განტოლებები (65) არიან არაწრფივები.

ანალიზის გამარტივებისათვის შეიძლება ჩათვალოს, რომ გემის მცირე გადახრებისას გემის მოძრაობა ჰორიზონტალურ სიბრტყეში წრფივია დრეივის კუთხის მიმართ. თუ ამასთან ერთად გავითვალისწინებთ შემაშფოთებელ ზემოქმედებას $F(t)$, მაშინ გემის მოქმედება აღიწერება წრფივი დიფერენციალური განტოლებებით:

$$\left. \begin{aligned} \frac{L}{v_0} \frac{d\psi}{dt} &= \bar{\omega}; \\ \frac{L}{v_0} \frac{d\beta}{dt} + q_{21}\beta + r_{21}\bar{\omega} + s_{21}\alpha &= 0; \\ \frac{L}{v_0} \frac{d\bar{\omega}}{dt} + q_{31}\beta + r_{31}\bar{\omega} + s_{31}\alpha &= F(t). \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

შესაბამისად მართვის ობიექტის გადამცემი ფუნქციის შემაშფოთებელი $F(s)$ ძალის მიმართ მიიღებს სახეს

$$W'_{z3}(s) = \frac{\psi(s)}{F(s)} = \frac{k'_{z3}(1 + T'_{ok}s)}{s(1 + T_{1k}s + T_{2k}s^2)}. \quad (67)$$

გარე $F(s)$ ზემოქმედების არყოფნისას გადაცემის ფუნქცია საჭის გადახრის კუთხის მიმართ გამოისახება ასე

$$W'_{z3}(s) = \frac{\psi'(s)}{\alpha(s)} = \frac{k_{z3}(1+T_{ok}s)}{s(1+T_{1k}s+T_{2k}s^2)}, \quad (68)$$

სადაც

$$\begin{aligned} T_{2k} &= \frac{L^2}{v_0^2} \frac{1}{q}; \\ T_{1k} &= \frac{L}{v_0} \frac{r_{31} + q_{21}}{q}; \\ T_{ok} &= \frac{L}{v_0} \frac{s_{31}}{\bar{s}}; \\ T'_{ok} &= \frac{L}{v_0} \frac{1}{q_{21}}; \\ k_{z3} &= \frac{v_0 \bar{s}}{Lq}; \\ k'_{z3} &= \frac{v_0 q_{21}}{Lq}. \end{aligned} \quad (69)$$

მთავარი უკუკავშირი - სელსინგამზომი ელემენტი - შედგება კურსის სელსინ-გადამწოდისაგან და სელსინ-მიმღებისაგან. სელსინგამზომი ელემენტის შემავალ ელემენტს წარმოადგენენ სელსინ-გადამწოდის მობრუნების კუთხე. θ_{bx} , გამომავალს კი - სელსინ-მიმღების მობრუნების კუთხე θ_{bix} .

სელსინგამზომი ელემენტის განტოლებას აქვს სახე

$$(1+T_n s)\theta_{bix}(s) = \theta_{bx}(s), \quad (70)$$

გადამცემი ფუნქცია კი გამოისახება ასე

$$W_{z.c.}(s) = \frac{\theta_{bix}(s)}{\theta_{bx}(s)} = \frac{1}{1+T_n s}. \quad (71)$$

სელსინ-მიმღების დროის მუდმივა მნიშვნელოვნად მცირეა ძრავას დროის მუდმივასთან შედარებით და ამიტომ იგი შეიძლება იყოს უგულველყოფილი. ამ შემთხვევაში სელსინგამზომი ელემენტის გადაცემი ფუნქცია უდრის

$$W_{z.c.}(s) = \frac{\theta_{\theta_{bx}}(s)}{\theta_{\theta_x}(s)} = 1. \quad (72)$$

მაინტეგრირებელი ელემენტის შემადგენლობაში შედის წრფივი მზრუნავი ტრანსფორმატორი $\text{ЛБТ}_{\text{ИHT}}$, ელექტრულად დაკავშირებული ძრავასთან დიდი გადამცემი რიცხვის მქონე რედუქტორით, შემავალი ძაბვა შემოდის გარდამქმნელ-შემაჯამებელი ელემენტის შესასვლელზე.

განხილვადი ელემენტი აღიწერება განტოლებით

$$s(1 + T_{ag}s)U_{uum}(s) = k_{uum}[\varphi(s) - \psi(s)], \quad (73)$$

და გადამცემი ფუნქცია კიდევ იღებს სახეს

$$W_{uum}(s) = \frac{U_{uum}(s)}{\varphi_k(s) - \psi(s)} = \frac{k_{uum}}{s(1 + T_{ag}s)}, \quad (74)$$

სადაც $k_{uum} = k_1 k_{ag} k_{mn} k_2$ – მაინტეგრირებელი ელემენტის გაძლიერების კოეფიციენტი;

k_1 – ЛБТ_1 -ის მახასიათებლის დახრილობა;

$k_{mn} = \frac{1}{i}$ – რედუქტორის გადამცემის კოეფიციენტი;

i – რედუქტორის გადამცემის რიცხვი;

k_2 – ЛБТ_2 -ის მახასიათებლის დახრილობა;

T_{ag} – ძრავას დროის მუდმივა.

მადიფერენცირებელი ელემენტი (ДЭк) წარმოადგენს კურსის ТГ_k ტაქოგენერატორს. ტაქოგენერატორის

$$U_{mzk}(s) = k_{mzk}s\psi(s). \quad (75)$$

და გადამცემი ფუნქციაა

$$W_{mzk}(s) = \frac{U_{mzk}(s)}{\psi(s)} = k_{mzk}s, \quad (76)$$

სადაც $U_{\text{ТГк}}$ – ტაქოგენერატორის გამავალი ძაბვა;

$k_{mzk} = \frac{s_{mzk}k}{i_{mzk}}$ – ტაქოგენერატორის გადამცემი კოეფიციენტი;

$i_{\text{ТГк}}$ – კურსის სელსინ-მიმღების გადამცემის რიცხვი რაქოგენერატორისადმი;

$s_{\text{ТГк}}$ – ტაქოგენერატორის მახასიათებლის დახრილობა;

k – დამყოფის კოეფიციენტი, რომლისაგან ძაბვა შემოდის MY-ს გრაგნილზე.

უკუკავშირი (OC) მმართველი ზემოქმედების მიმართ ხორციელდება ЛБТ_p საჭის მბრუნავი ტრანსფორმატორით. უკანასკნელის გადამცემი ფუნქციაა

$$W_{oc}(s) = \frac{U_p(s)}{\alpha(s)} = k_p k_{oc}, \quad (77)$$

სადაც U_p – ЛБТ_p-ის გამავალი ძაბვაა;

$$k_p = \frac{S_p}{i_p} - \text{ЛБТ}_p\text{-ის გადამცემი კოეფიციენტი, როდესაც } k_{oc}=1; i_p -$$

გადაცემის რიცხვი საჭის ბალერიდან ЛБТ_p-ისკენ; S_p – ЛБТ_p-ის მახასიათებლის დახრილობა; $k_{oc} = \frac{1}{k}$ – ϕ -სისტემის შესასვლელზე დაყვანილი უკუკავშირის კოეფიციენტი; k – კოეფიციენტი, რომელიც ასაცავს მართვის პროპორციულობას, ე.ი. ψ კუთხის ფარდობას საჭის მობრუნების α კუთხესთან.

ხისტი უკუკავშირის (ЖОС) ელემენტის განტოლებას წარმოადგენს

$$(1 + T_{жос})U_{жос}(s) = k_{жос}U_{эмы}(s), \quad (78)$$

და გადამცემი ფუნქცია უდრის

$$W_{жос}(s) = \frac{U_{жос}(s)}{U_{эмы}(s)} = \frac{k_{жос}}{1 + T_{жос}s}. \quad (79)$$

მოქნილი უკუკავშირის (ГОС) განტოლებაა

$$(1 + T_{zoc}s)U_{zoc}(s) = T_{zoc}sU_{эмы}(s).$$

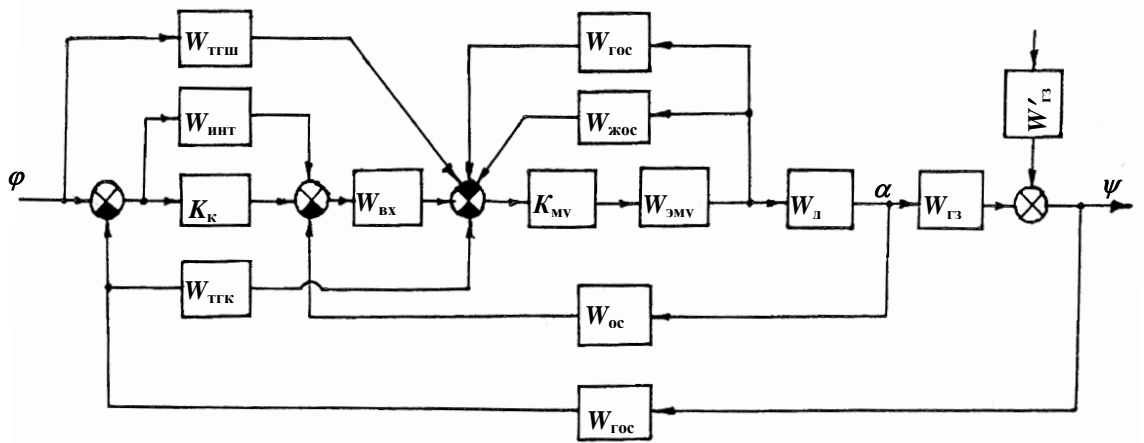
რადგანაც $T_{zoc} \ll 1$, ამიტომ განსახილველი ელემენტის გადამცემი

ფუნქცია შეგვიძლია გამოვსახოთ ასე

$$W_{uoc}(s) = \frac{U_{zoc}(s)}{U_{эмы}(s)} = T_{zoc}s. \quad (80)$$

გემის კურსის ავტომატური მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა მოცემულია ნახ. 15 სისტემის მუშაობისას საჭის მართვის რეჟიმში ნახაზიდან ამოსაღებია ელემენტები $W_{z2}(s)$, $W_{zс}(s)$, $W_{uHM}(s)$, $W_{m2K}(s)$.

სტრუქტურული სქემის გამოყენებით ვიღებთ მართვის მთლიანი სისტემის გადამცემ ფუნქციებს.



ნახ. 15. გემის კურსის ავტომატური მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა

გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის გადამცემი ფუნქციები შესაბამისად მმართველი ($\Phi_3(s)$) და შემამოთხლებელი $\Phi_6(s)$ ზემოქმედებების მიმართ გამოსახებიან შესაბამისად შემდეგი დამოკიდებულებებით:

$$\Phi_3(s) = \frac{\psi(s)}{\varphi(s)} = \frac{[W_{mzu}(s) + W_2(s)]W_4(s)}{1 + W_4(s)W_{m\kappa}(s) \cdot W_{zc}(s) + W_2(s)W_4(s)W_{zc}(s)};$$

$$\Phi_6(s) = \frac{\psi(s)}{F(s)} = \frac{W'_{z3}(s)}{1 + W_4(s)W_{m\kappa}(s) \cdot W_{zc}(s) + W_2(s)W_4(s)W_{zc}(s)}, \quad (81)$$

სადაც

$$W_4(s) = \frac{W_3(s)W_g(s)W_{z3}(s)}{1 + W_3(s)W_g(s)W_{o2}(s)};$$

$$W_{o2}(s) = W_{ex}(s)W_{oc}(s);$$

$$\Phi_3(s) = \frac{k_{.my} W_{\text{ЭМВ}}(s)}{1 + k_{.my} W_{\text{ЭМВ}}(s)W_{oc}(s)};$$

$$W_{o1}(s) = W_{zoc}(s) + W_{жoc}(s);$$

$$W_2(s) = W_1(s)W_{ex}(s);$$

$$W_1(s) = k_{\kappa} + W_{um}(s).$$

ანალოგიურად სისტემის გადამცემი ფუნქცია საჭის მართვის რეჟიმში გამოსახება დამოკიდებულებით

$$\Phi_{\alpha}(s) = \frac{\alpha(s)}{\varphi(s)} = \frac{k_{\kappa} W_{ex}(s)k_{.my} W_{\text{ЭМВ}}(s)W_g(s)}{1 + k_{.my} W_{\text{ЭМВ}}(s)[W_{zoc}(s) + W_{жoc}(s)] + W_{ex}(s)k_{.my} W_{\text{ЭМВ}}(s)W_g(s)W_{oc}(s)}. \quad (82)$$

2.1.2. დინამიკური მოდელების და სქემების შემუშავება დრეკადობის გათვალისწინებით საჭის მექანიზმში

ამძრავთა სისტემების კვლევისას, როგორც ეს იყო ნაჩვენები ზევით საქმე გვაქვს მექანიკურ ტრანსმისიებთან [70–72].

კვლევებისათვის მიზანშეწონილია მანქანათა სქემების მოყვანა დაყვანილი სახით. მანქანათა კონსტრუქციიდან და კვლევის მიზნიდან გამომდინარე მოცემული გათვლითი სქემები შეიცავენ ერთ მასას ან ერთმანეთთან დრეკადი რგოლებით დაკავშირებულ რამოდენიმე მასათა სისტემას (ორი, სამი, ხანდახან ოთხიც) ან ნაწილდებიან განსაზღვრულ მონაკვეთთა ზღვრებში.

დაყვანილი მასათა სიდიდე შეიძლება იყოს როგორც მუდმივი ასევე ცვლადი. საერთოდ დრეკადი რგოლების სიხისტე და შიდა ძალები (მამოძრავებელი და წინაღობის ძალები) წარმოადგენენ ცვლად სიდიდეებს, რომლებიც დამოკიდებული არიან სისტემის მდგომარეობასა და წამყვანი ელემენტის სიჩქარეზე. განსხვავებულ შემთხვევებში შიდა ძალები გამოისახება დროის ფუნქციით.

დაყვანის წერტილებს ჩვეულებისამებრ ირჩევენ, მექანიზმთა ძირითადი მასების მდებარეობის ადგილებში. დაყვანილი მასების მნიშვნელობებს, რომლებიც მდებარეობს დრეკადი ელემენტის ერთ მხარეს და რომლისთვისაც განისაზღვრება გათვლითი დატვირთვა, კრებავენ. მაგალითად ერთი წყვილი წამყვანი თვლებისათვის კარდანული გადაცემის გაანგარიშებისათვის ორმასიანი სქემის შედგენისას მასების დაყვანას ახორციელებენ ლილვის ბოლოებზე.

ერთ-ერთი მოყვანილი მასა შესაძლოა შედგებოდეს ძრავში მოძრავი ნაწილების მასათა მოცემული მნიშვნელობებისაგან, მქნევარას მასებისაგან, ლილვებისაგან, სიჩქარის გადაცემათა კოლოფის მოძრავი ელემენტებისაგან; მეორე – მანქანის ძარის მასაზე არსებული ტვირთით მოყვანილი მასების მნიშვნელობებისაგან, წამყვანი თვლებისაგან, ნახევარ ღერძისაგან და ა.შ. კარდანული ლილვის მასა შეიძლება მიჩნეულ იქნას, როგორც ამჟამინდელი მასა.

ამ შემთხვევაში მომდევნო გაანგარიშებები გვაძლევს საშუალებას განვსაზღვროთ შესაძლო უდიდესი დატვირთვა განხილვად ელემენტზე.

მანქანათა გარე დატვირთვებს განეკუთვნება ძალები ან ძალთა მომენტები, რომლებიც წინააღმდეგობას უწევენ მანქანათა მოძრაობას ან ელემენტებს (მაგ. სახარატო ჩარხის მბრუნავი მექანიზმის მიერ დასაძლევ კრის ძალები; მანქანათა მოძრაობისას წარმოქნილი წინაღობის ძალები; საბიძგებელას ბუნიკით ფეჩში ნამზადის ჩატვირთვისას დასაძლევ ხახუნის ძალები და ა.შ.), ასევე მოძრავი ძალები ან მომენტები (რომლებიც წარმოიქმნებიან ელექტროძრავებში მაგნიტური ველიდან, თბურ ძრავებში გაფართოებული გაზის დრეკადი თვისებებიდან და ა.შ.)

განვიხილოთ მექანიზმი, რომელიც შედგება ძრავისა და გადაცემისაგან, სადაც, ძრავი ანვითარებს მბრუნავ მომენტს M ; ლილვები I, II, და III-ის მიერ დასაძლევ დატვირთვები M_{1C} , M_{2C} , M_{3C} ; გადაცემის გადამცემი ფარდობა i_1 , i_2 , i_3 და მარგი ქმედების კოეფიციენტები η_1 , η_2 და η_3 , საჭიროა ყველა ძალთა მომენტები დავიყვანოთ ლილვის III ბოლოებზე. მაშინ მოცემული მომენტი, ლილვის III მარცხენა მხარეს ტოლი იქნება:

$$M_1 = M_3 i_1 i_2 \eta_1 \eta_2 - M_{1C} i_2 \eta_2 - M_{2C}, \quad (83)$$

ხოლო მარჯვნიდან

$$M_2 = M_{3C} / i_3 \eta_3. \quad (84)$$

ლილვისთვის II ანალოგიურად მივიღებთ

$$M_1 = M_2 i_1 \eta_1 - M_{1C}, \quad (85)$$

$$M_2 = M_{3C} / i_2 i_3 \eta_2 \eta_3 + M_{2C} / i_2 \eta_2. \quad (86)$$

თუ გარე ძალები გამოისახება ძალებისა და მომენტების სახით, მაშინ მოყვანილი მნიშვნელობები უნდა გამოისახოს ან ძალის ან მომენტის სახით. ძალთა განსაზღვრა იწარმოება ზემოთ მოყვანილი წესის ანალოგიურად. ძალები მომენტების სახით ან მომენტები ძალთა სახით გამოისახება შესაბამისი რადიუსების დაყვანიდან.

მაგალითად, ძალები W მექანიკური ურიკის გადასაადგილებელი წინაღობის ძალა აუცილებელია მოვიყვანოთ ძრავის ლილვთან და

გამოვსახოთ მომენტის სახით. ამ შემთხვევაში დაყვანის რადიუსი ტოლია წამყვანი თვალის R რადიუსის, ხოლო მოყვანილი მომენტი

$$M_C = WR / i_1 i_2 \eta_1 \eta_2, \quad (87)$$

სადაც, i_1 და i_2 – გადაცემის რიცხვებია;

η_1 და η_2 - გადაცემათა მქვ-ს დამატებული დანაკარგები საყრდენებში.

დინამიკის ამოცანათა ამოხსნისათვის საკვლევი მექანიზმების სქემები უმჯობესია წარმოვიდგინოთ ერთმანეთთან დრეკადი ელემენტებით შეერთებული ცალკეული ელემენტების სახით. აღვნიშნოთ მოქმედი მექანიზმის ელემენტების მასები m_1, m_2, m_3 -ით, ხოლო მათი მოძრაობის სიჩქარე v_1, v_2, v_3 -ით. მასათა დინამიკური დაყვანის პირობას წარმოადგენს დაყვანილ მასათა და ყველა მოქმედი მექანიზმის მასათა, კინეტიკურ ენერჯიათა ტოლობა. თუ მასები დაყავთ გარკვეული v_0 სიჩქარით მოძრავ მასათა მოდების წერტილებში, მაშინ შეიძლება დაიწეროს

$$\frac{m_n v_0^2}{2} = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} + \frac{m_3 v_3^2}{2} + \dots,$$

საიდანაც

$$m_n = m_1 \frac{v_1^2}{v_0^2} + m_2 \frac{v_2^2}{v_0^2} + m_3 \frac{v_3^2}{v_0^2} + \dots,$$

სადაც m_n – მექანიზმის ყველა ელემენტის დაყვანილ მასათა მნიშვნელობაა.

გათვალისწინებით იმისა, რომ

$$\frac{v_1}{v_0} = i_1, \quad \frac{v_2}{v_0} = i_2, \quad \frac{v_3}{v_0} = i_3, \dots,$$

მივიღებთ

$$m_n = m_1 i_1^2 + m_2 i_2^2 + m_3 i_3^2 + \dots$$

ამრიგად, დაყვანილი მასა უდრის დასაყვანი მასების ჯამს გადაცემის ფარდობების კვადრატებზე.

თუ მექანიზმის სქემა შეიცავს მბრუნავ მასებს, მაშინ ცალკეული მასათა ინერციის მომენტების დაყვანა ხორციელდება წინა შემთხვევის შესაბამისად

$$I_n = I_1 i_1^2 + I_2 i_2^2 + I_3 i_3^2 + \dots$$

სადაც I_n – მექანიზმის ყველა ელემენტის მასათა ინერციის მომენტის დაყვანის მნიშვნელობაა;

I_1, I_2, I_3 – მექანიზმის რეალური სქემის ელემენტთა მასათა ინერციის მომენტები;

i_1, i_2, i_3 – შესაბამისი გადაცემათა დამოკიდებულება.

ამასთან დაკავშირებით, მექანიკური ტრანსმისიის ანალიზისა და სინთეზის პროცედურებში ფართოდ გამოიყენება დინამიკური სისტემების გამარტივებული მოდელები, ანუ მოდელები შემცირებული თავისუფლების ხარისხებით. ამასთან, არსებული მრავალმასიანი მოდელიდან გამარტივებულ მოდელებზე გადასვლის კორექტულობა წარმოადგენს საკმარის პირობას კვლევების ჩასატარებლად იმისათვის, რომ განსახილველ სიხშირეთა დიაპაზონში განხორციელდეს შესაბამის სიხშირეთა და რხევათა ფორმების ხარისხობრივად მიახლოება.

შესაბამისად მიღებული დინამიკური კრიტერიუმის მსგავსად, საწყისი მონაცემების სახით ტრანსმისიის გამარტივებისათვის საწყისი სქემიდან შეიძლება მივიღოთ ინერციის ჯამური მომენტის მნიშვნელობა, საკუთარი სიხშირეები და თავისუფალი რხევათა ფორმები. სახე (მწკრივული ან განშტოებული, განშტოებების რაოდენობა, მათი ადგილი) და რიგი (შეყურსული მასების რაოდენობა), გამარტივებული საანგარიშო სქემის, განისაზღვრება საწყისი სქემის სახით, ჩასატარებელი კვლევების მიზნებით და საკვლევ სიხშირეთა დიაპაზონში მოხვედრილი დინამიკური სისტემის საკუთარ სიხშირეთა რხევათა რიცხვით.

განვიხილოთ გამარტივებული საანგარიშო სქემის მატრიცულ ფორმაში ჩაწერილი თავისუფალი რხევების განტოლება:

$$J\ddot{\Phi} + C\dot{\Phi} = 0, \quad (88)$$

სადაც J – სისტემის ინერციის დიაგონალური ($n \times n$) მატრიცა; C – სისტემის სიხისტის სიმეტრიული ($n \times n$) მატრიცა; Φ – კუთხურ კოორდინატთა n – ზომური ვექტორი, რომლის ყოველი კომპონენტი წარმოადგენს მოხვევის

კუთხის i – იური მასის მიმდინარე მნიშვნელობას; n – გამარტივებული საანგარიშო სქემის რიგი.

განტოლების (88) მარცხნიდან გამრავლებით შემობრუნებულ მატრიცაზე J^{-1} , მივიღებთ:

$$\ddot{\Phi} + C\Phi = 0, \quad (89)$$

სადაც: A – განსახილველი დინამიკური სისტემის მატრიცაა, რომელიც შეესაბამება გამარტივებულ საანგარიშო სქემას [8]:

$$A = J^{-1}C. \quad (90)$$

ამასთან, A მატრიცის საკუთარი რიცხვები $\lambda(i=1,2,\dots,n)$ წარმოადგენენ საკუთარ სიხშირეთა ω_i კვადრატებს, ხოლო ყოველ საკუთარ λ_i რიცხვს შეესაბამება საკუთარი ვექტორები μ_i – ω_i სიხშირეზე გამარტივებული საანგარიშო სქემის თავისუფალი რხევათა ფორმები. შესაბამისად, საწყისი საანგარიშო სქემის გამარტივების ამოცანა დაიყვანება ისეთი A მატრიცის პოვნის ამოცანამდე, საიდანაც შემდეგში შესაძლებელი იქნება გამარტივებული საანგარიშო სქემის პარამეტრების განსაზღვრა (შეყურსული მასების, ინერციის მომენტები და დრეკადი კავშირების დამყოლობა).

გამარტივებული და საწყისი საანგარიშო სქემების ინერციის ჯამური მომენტების ტოლობის პირობის შესრულებისას, მათი დაახლოების ხარისხი ფასდება მათი საკუთარ რიცხვთა λ_i და საკუთარ μ_i ვექტორთა კომპონენტების სიახლოვით.

$$A\mu_i = \lambda_i\mu_i. \quad (91)$$

მაშინ, მატრიცათა თეორიის “საუკუნის” განტოლების გამოყენებისას და A მატრიცისათვის ($n \times n$) განზომილების მინიჭებით, ხოლო საკუთარ რიცხვთა სახით λ_i და საკუთარ ვექტორთა μ_i კომპონენტთა სახით საკუთარი რიცხვები $\lambda_{i(\text{საწ.})}$ და საკუთარი ვექტორის კომპონენტები $\mu_{i(\text{საწ.})}$, სადაც $i=1,2,\dots,n$, მივიღებთ განტოლებას A მატრიცის ელემენტთა მიმართ:

$$A\mu_{i(\text{საწ.})} = \lambda_{i(\text{საწ.})}\mu_i. \quad (92)$$

გამარტივებული საანგარიშო სქემის n რიგი ყოველთვის მცირეა საწყის N რიგზე, ამიტომ ვექტორთა კომპონენტთა სახით $\mu_{i(\text{საწ.})}$ გამოიყენება საწყისი საანგარიშო სქემის i -ურ საკუთარ ვექტორთა n კომპონენტები.

უმეტესწილად ზუსტად აპროქსიმირებადი საწყისი საანგარიშო სქემის i -ურ ფორმის რხევათა სახე.

დღეისათვის, მრავალმასიანი მოდელების გამარტივების მეთოდებიდან, შეიძლება გამოვყოთ მეთოდები შემუშავებული ა.პ. ჩერეკოვის, ე.ი. რივინის, ს.ა. კაზაკის და ლ.ა. ბანახის [70-72].

აპროქსიმაციული მოდელების განხილვის საკითხები აგრეთვე განხილულია ნაშრომებში [67, 68, 73, 74].

ამ პარაგრაფში შემოთავაზებულია ორიგინალური თეორიული მიდგომა აპროქსიმაციული მოდელების ასაგებად.

მექანიკური სისტემის შემდგომში (მს), განტოლებათა სისტემა გარე ძალების ზემოქმედების დროს შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$A_*(p)\varphi(t) + f_H(t), \quad (93)$$

სადაც,

$$A_*(p) = I_* p^2 + B_* p + C, \quad (94)$$

P – დიფერენცირების ოპერატორი;

I^* – სისტემის ინერციის მატრიცა;

B^* – ბლანტი წინააღმდეგობის მატრიცა;

A^* – განსახილველი მექანიკური სისტემის მატრიცა;

$\varphi(t)$ – კუთხურ კოორდინატთა ვექტორი;

$q(t)$ – შემავალ ზემოქმედებათა ვექტორი;

$f_H(t)$ – შემაშფოთებელ ზემოქმედებათა ვექტორი.

ფორმულა (94)-ის გათვალისწინებით მს-ის კოორდინატთათვის გადამცემი მატრიცა წარმოჩნდება შემდეგი სახით:

$$\Phi(s) = A_*^{-1}(s) = \frac{1}{A_*(s)} \tilde{A}(s), \quad (95)$$

სადაც $\tilde{A}(s) = [A_{ik}]^T$ აღნიშნულია შემაერთებელი მატრიცა, სადაც A_{ik} , A_* მატრიცის a_{ik} ელემენტის ალგებრული დამატებაა, S – ლაპლასის გარდამქნელი ოპერატორია.

ანალოგიურად ისაზღვრება $\Phi(s)$ გადამცემი მატრიცაც შემაშფოთებელი ზემოქმედებებით მს-ის გამომავალი კოორდინატთათვის.

შესაბამისად, გადამცემ მატრიცას გააჩნია სახე:

$$\Phi(s) = \begin{bmatrix} W_{11}(s) & W_{12}(s) & \dots & W_{1n}(s) \\ W_{21}(s) & W_{22}(s) & \dots & W_{2n}(s) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ W_{n1}(s) & W_{n2}(s) & \dots & W_{nn}(s) \end{bmatrix}. \quad (96)$$

ანალოგიური ჩანაწერი გააჩნია გადამცემ მატრიცასაც $\Phi'(s)$.

ზოგადი სახით:

$$W_{ik}(s) = \frac{\dot{\phi}_i(s)}{G_k(s)}, \quad (97)$$

$$W'_{ik}(s) = \frac{\dot{\phi}'_i(s)}{F_r(s)}, \quad (98)$$

სადაც, $i=1,2,\dots,n$, $k=1,2,\dots,r$, $r=1,2,\dots,m$.

მომავალში ცალკეულ კოორდინატთა დინამიკური მახასიათებლების გამოკვლევისათვის გამოვიყენებთ სახეთა დამოკიდებულებებს.

$$\varphi_k(s) = W_{ik}(s) \cdot G_k(s), \quad (99)$$

სადაც თავის მხრივ

$$W_{ik}(s) = \frac{A_{ik}(s)}{B_{ik}(s)}; \quad (100)$$

$$A_{ik}(s) = \sum_{k=1} a_{ik}(s); \quad (101)$$

$$B_{ik}(s) = \sum_{k=1} b_{ik}(s). \quad (102)$$

ხოლო $a_{ik}(s)$ და $b_{ik}(s)$ – ოპერატიული მრავალწევრი.

შემობრუნებული ფორმით ოპერატორები $A_{ik}(s)$ და $B_{ik}(s)$ შესაძლოა ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} B_{ik}(s) &= b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_2 s^2 + b_1 s + b_0; \\ A_{ik}(s) &= a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_2 s^2 + a_1 s + a_0; \end{aligned} \quad (103)$$

$m=1,2,3,\dots$

$n=1,2,3,\dots$

ბევრ შემთხვევაში საწყისი საანგარიშო სქემიდან, გამარტივებულზე გადასვლისათვის იყენებენ არადემფირებადი საანგარიშო სქემების ანალიზს, შემდეგში (ა.ს.ს) [2,4].

ამასთან მრავალმასიანი საანგარიშო სქემიდან გამარტივებულ სქემაზე გადასვლა განისაზღვრება, როგორც საკმარისი პირობა კვლევების საწარმოებლად არა მარტო განსახილველ დიაპაზონში თავისუფალ რხევათა ფორმების და შესაბამის საკუთარ სიხშირეთა განსაზღვრა ხარისხობრივი მიახლოების გზით, არამედ საწყისი და გამარტივებული სქემათა ინერციის ჯამური მომენტებისაც.

ზოგადი სახით n -საზომი დრეკად-ინერციული სისტემა აღიწერება მატრიცული განტოლებით.

$$I\ddot{\varphi} + C\varphi = 0, \quad (104)$$

სადაც I და C – ინერციული და დრეკადი მატრიცაა.

ტოლობა (104) შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\ddot{\varphi} + A^* \varphi = 0, \quad (105)$$

სადაც

$$A^* = I^{-1}C. \quad (106)$$

მატრიცის A საკუთარი რიცხვები $\lambda_i (i=1,2,\dots,n)$ წარმოადგენენ საკუთარ სიხშირეთა ω_i კვადრატებს, ხოლო ყოველი λ_i -ის შეესაბამება საკუთარი ვექტორები μ_i – ω_i სიხშირეზე თავისუფალ რხევათა ფორმები.

ანალოგიურია მატრიცის საკუთარი რიცხვებიც

$$A_\Phi = I + A^*. \quad (107)$$

ასევე წარმოადგენენ საკუთარ სიხშირეთა კვადრატებს, რომლებსაც შეესაბამება ზოგიერთი საკუთარი ვექტორები.

ცნობილია, რომ დინამიკური დატვირთვების სტრუქტურაში ყველაზე ხშირად გადამწყვეტია კერძო ამონახსნის ჯამი და მთავარი სიხშირის მოდული. მთავარ სიხშირედ იწოდება ის, რომელსაც გააჩნია ყველაზე დიდი ამპლიტუდა და არაა აუცილებელი იყოს უმდაბლესი. ორმასიანი და სამმასიანი გამარტივებული სქემები იძლევიან საკმაოდ სარწმუნო წარმოდგენას მთავარ სიხშირულ სიდიდეებზე.

ტოლობის პირობის შესრულებისას გამარტივებული და საწყისი საანგარიშო სქემების ჯამური ინერციის მომენტების შედარებისას, ფასდება გამარტივებული საანგარიშო სქემის საკუთარი λ_i რიცხვები და საკუთარ

ვექტორთა კომპონენტები μ_i საწყისი საანგარიშო სქემის შესაბამისი საკუთარ რიცხვთა და საკუთარ ვექტორთა კომპონენტების სიახლოვე (რიცხოზრევი).

თუ განვიხილავთ მატრიცულ სისტემას, როდესაც $q(t)$ და $f_H(t)$ წარმოადგენენ რეგულარულ ფუნქციებს (საფეხურიანი, სიჩქარული, ჰარმონიული ან ექსპონენციალურ ზემოქმედებიანი), მაშინ გარდამავალი პროცესების თავისუფალი მდგენელები განისაზღვრებიან თავისუფალ რხევათა განტოლებებით [2].

ცალკეულ კონკრეტულ კოორდინატთა დინამიკური მახასიათებლების განსაზღვრისას, ვიყენებთ დამოკიდებულების ცნობილ სახეს:

$$\varphi_k = W_k(s)q_{bxk}(s), \quad (108)$$

სადაც $q_{bxk}(s)$ – შემავალი კოორდინატია,

$\varphi_k - k$ -ური გამომავალი კოორდინატი.

არადემფირებული საანგარიშო სქემისას გვექნება:

$$W_k(s) = \frac{A_k(s)}{B_k(s)}. \quad (109)$$

შემობრუნებული ფორმის პირობებში ა.ს.ს-ის დროს, ოპერატორი (104) მიიღებს სახეს:

$$B_k(s) = b_{2m}s^{2m} + b_{2m-2}s^{2m-2} + \dots + b_2s^2 + b_0; \quad (110)$$

$$A_k(s) = a_{2n}s^{2n} + a_{2n-2}s^{2n-2} + \dots + a_2s^2 + a_0. \quad (111)$$

$$m = 1, 2, \dots$$

$$n = 1, 2, \dots$$

ცნობილი გამოკვლევების თანახმად, რთული დინამიკური სისტემების მიახლოებითი აგების ამოხსნისათვის ერთ-ერთ ეფექტურ მიდგომად ითვლება წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების გამოყენება [51].

$\varphi(t)$ და $\varphi(p)$ პროცესის წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლებს უწოდებენ ფუნქციას, რომელიც მიიღება $\varphi(t)$ არგუმენტისათვის რიგი არსებითი მნიშვნელობების $p=\delta$ მინიჭების შედეგად [51].

ამავე [51] ნაშრომში ნაჩვენებია, რომ თუ $\varphi(p)$ გამოსახულების მიხედვით მინიჭებულია მახასიათებლის $\varphi(\delta)$ მნიშვნელობა, არსებითად

დადებითი ნახევარღერძის მცირე მონაკვეთის ყველა წერტილში, ცალსახად განისაზღვრება $\varphi(t)$ ორიგინალი, როდესაც $0 \leq t \leq \infty$.

ამავე შრომებში მელინის პირდაპირი გარდაქმნის გამოყენების საფუძველზე დადგენილია ანალიტიკური დამოკიდებულება ორიგინალ $\varphi(t)$ და იმ მნიშვნელობათა ერთობლიობას შორის, რომლებიც ღებულობენ გამოსახულებას $\varphi(\delta)$ დადებით ნახევარღერძზე δ (არა განსაკუთრებულ წერტილებში), რაც გამომდინარეობს მთელ მარჯვენა ნახევარსიბრტყეზე, პლიუს ხაზი $p=k+j\omega$ ($k=\text{const}$; $-\infty \leq \omega \leq \infty$), ფუნქციის $F(\delta)$ ანალიტიკური გაგრძელების ერთიანობიდან. ნაშრომში [6] მელინის გარდაქმნის საფუძველზე მიღებულია ერთმნიშვნელოვანი ანალიტიკური ურთიერთკავშირი ორიგინალ $\varphi(t)$ -სა და $F(\delta)$ მნიშვნელობათა ერთობლიობას შორის, რომლებიც დადებით ნახევარღერძზე δ ღებულობენ გამოსახულებას. ეს ურთიერთკავშირი გამოისახება ფორმულით:

$$f(t) = -\frac{1}{4\pi^2} \int_{k-j\infty}^{k+j\infty} \left\{ \int_{c-j\infty}^{c+j\infty} \left[\int_0^{\infty} F(\delta) \delta^{s-1} d\delta \right] p^{-s} ds \right\} \frac{e^{pt}}{p} dt. \quad (112)$$

სადაც, s – მელინის გარდაქმნებში დამხმარე კომპლექსური ცვლადია [51]

საერთო შემთხვევაში აღწერილი მეთოდი იძლევა საშუალებას აიგოს აპროქსიმაციები რთული სისტემის ამოხსნისათვის, როგორცაა (11). ამავე დროს აპროქსიმაციის სიზუსტიდან გამომდინარე არსებობს საკმაოდ მნიშვნელოვანი შეზღუდვები.

ნაშრომში [51] მიღებულია ფორმულები, წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების ცდომილებათა ფუნქციებში და ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებლებში, ორიგინალის ცდომილებისათვის.

მიღებული დამოკიდებულებების ანალიზმა გვიჩვენა, რომ იმ შემთხვევაში როცა $\theta \leq \frac{\pi}{10}$ (ძლიერი რხევათა სისტემა), სადაც θ – კომპლექსურ სიბრტყეზე განლაგებული ნახევარღერძების $F(p)$ სფეროს შემზღუდველი კუთხეა, წარმოსახვით სიხშირეთა აპროქსიმაციის ცდომილება ამპლიტუდურ-ფაზური სიხშირის მახასიათებლების მიხედვით, 1%-ით შეესაბამება ორიგინალის განსაზღვრას, მოდულის მიხედვით აპროქსიმაციის ცდომილება მიიღება ზღვრებში 10-12%.

შემდგომი კვლევები უკავშირდება ერთეულოვანი გარეგანი ზემოქმედებებისას მექანიკური სისტემის გამომავალი კოორდინატების გამოსახულებათა ანალიზის საფუძველზე საანგარიშო სქემის გამარტივებას. აქედან გამომდინარე მომავალში ვიოპერირებთ ფუნქციებით:

$$\varphi_{k*}(s^2) = \frac{B(s^2)}{A(s^2)}. \quad (113)$$

განხილვაში ახალი ოპერატორის $s_* = s^2$ შემოტანით [73], ვწერთ მოდიფიცირებულ გამოსახულებას:

$$\varphi_{k*}(s_*) = \frac{B(s_*)}{A(s_*)}, \quad (114)$$

რომელიც თავის მხრივ წარმოადგენს ექსპონენციალურ მიღევად მდგენელებიანი გარდამავალი პროცესების მქონე სისტემის გარდამავალი ფუნქციის ანალოგს. ამასთან დაკავშირებით შეიძლება აღინიშნოს, რომ ნაშრომში [51] მოყვანილი კვლევების თანახმად, შეზღუდული კუთხის მქონე $\theta \leq 20^\circ$, პოლუსებიანი გამოსახულებისათვის, წარმოსახვით და ამპლიტუდურ-ფაზური სიხშირული მახასიათებლებით ორიგინალის სიზუსტის განსაზღვრა პრაქტიკულად ერთი რიგისაა [51], ხოლო პოლუსებიანი სისტემისათვის, შეზღუდული კუთხით $\pi/10$, ამავე ნაშრომში [51] მიღებულია დამოკიდებულება:

$$\varphi(t) \leq \frac{3}{\pi} \varepsilon_m, \quad (115)$$

სადაც ε_m – წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების ცდომილების მაქსიმალური მნიშვნელობაა.

ტოლობის (114) გამოყენებით გადავდივართ წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებულ მახასიათებლებზე, რომელთაც ვღებულობთ S^* არგუმენტისათვის რიგი არსებითი მნიშვნელობების $S^* = \delta$ მინიჭებით, რომლებიც თავის მხრივ წარმოადგენენ ექსპონენციალურ-მიღევადი პროცესებიანი სისტემის მახასიათებლების ანალოგს [73].

ასეთი მახასიათებლებისთვის ორიგინალის განსაზღვრის სიზუსტე საკმაოდ მაღალია, ორიგინალისა და მახასიათებლების ცდომილება თითქმის ტოლია.

თუ განსახილველ აპროქსიმაციაში, აპროქსიმირების სახით ვიყენებთ გამოსახულებას მიღებულს დამოკიდებულებებიდან:

$$\ddot{\varphi} + A_{apr} \varphi = 0.$$

მაშინ A_{apr} – შესაძლოა განისაზღვროს საკუთარ რიცხვთა და საკუთარ ვექტორთა μ_i სიახლოვის საფუძველზე, ამასთან განსაზღვრულ კოორდინატებზე გამოსახულების ოპერირებისას (გადამცემი მატრიცის კონკრეტული მდგენელების Φ განხილვისას) გამოსათვლელ აპროქსიმაციებს ვირჩევთ საწყისი სისტემის რხევათა ფორმებიდან და საკუთარი სიხშირეებიდან, რომლებიც იქნებიან მთავარი მოცემული კოორდინატისათვის (მოცემული მს კავშირისათვის).

შეგვიძლია დავასკნათ, რომ მოდიფიცირებული წარმოსახვითი მახასიათებლების გარდამავალი პროცესების ინტეგრალური მიახლოების პროცედურებში გამოყენებამ გვიჩვენა, რომ ორიგინალისა და აპროქსიმაციული მახასიათებლების განსაზღვრის ცდომილება, ღებულობს თანაბარ მნიშვნელობებს, რაც მიუთითებს შემოთავაზებული მეთოდის სტრუქტურულად რთული ამძრავთა მრავალმასიანი სისტემის აპროქსიმაციული მოდელის აგების საკმაოდ მაღალ ეფექტურობაზე.

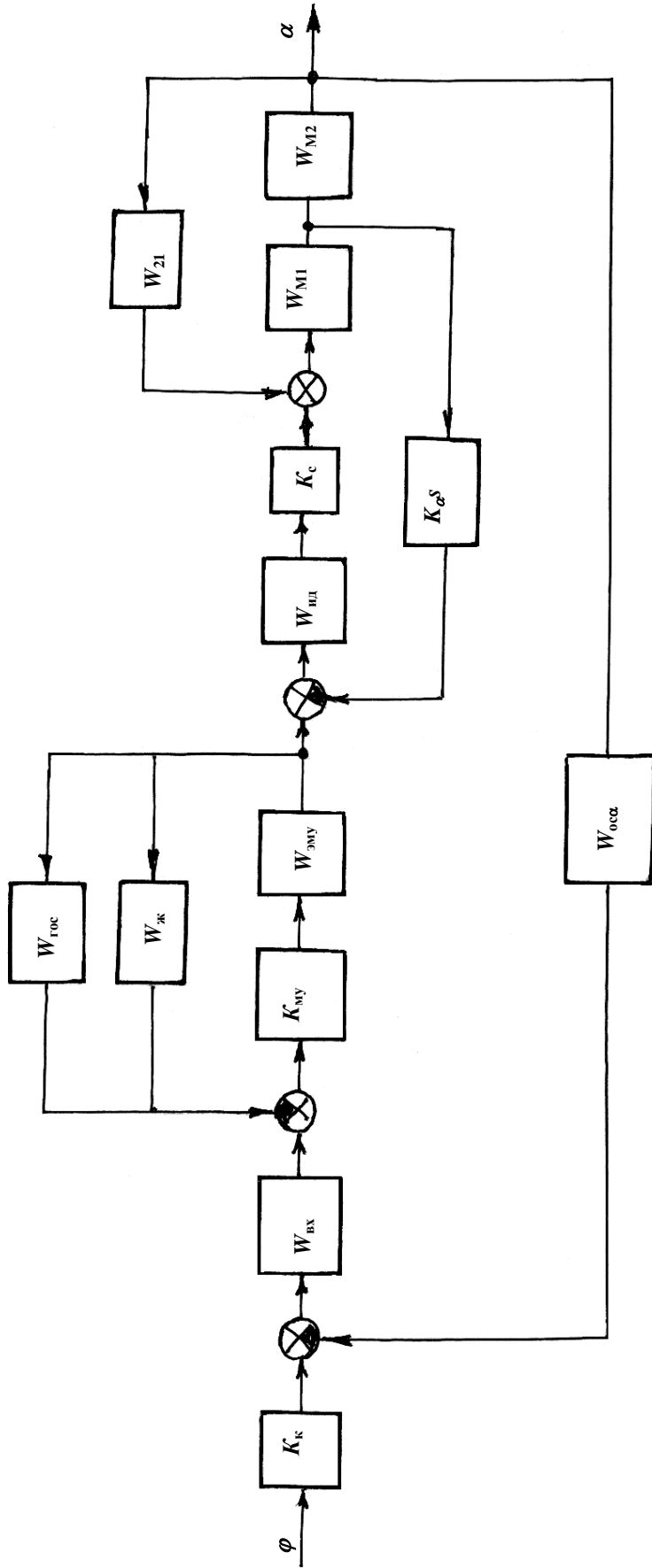
თუ განვიხილავ დრეკადობას საჭის მექანიზმში ზემოთ განხილული საჭის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა გამოისახება ასე (ნახ. 16)

ამ სქემაზე დრეკადრგოლებიანი მექანიზმი აპროქსიმირებულია ორმასიანი სტრუქტურით. აღნიშნულთან დაკავშირებით შემსრულებელი ძრავის და საჭის მექანიზმის აღმწერი განტოლებები ჩაიწერებიან ასე [75–76]:

$$\begin{aligned} T_{\alpha} \frac{d i_{\alpha}}{dt} + i_{\alpha} + K_{\alpha} U_{\alpha} - K_{\alpha} \alpha \\ I_1 \ddot{\alpha}_1 + b_{\alpha 1} \dot{\alpha}_1 + c_{12} \alpha_1 = K_c i_{\alpha} + b_{12} \dot{\alpha} + c_{12} \alpha, \\ I_2 \ddot{\alpha} + b_{\alpha 2} \dot{\alpha} + c_{12} \alpha = b_{12} \dot{\alpha}_1 + c_{12} \alpha_1 \end{aligned} \quad (116)$$

სადაც: I_1 და I_2 – ორმასიანი სისტემის დაყვანილი ინერციის მომენტები, $b_{\alpha 1}, b_{\alpha 2}$ და b_{12} – დემპფირების კოეფიციენტები, c_{12} – კუთხური სიხისტის კოეფიციენტი, T_{α} და K_{α} – ელექტროძრავას დინამიკური განტოლების შემადგენელი პარამეტრები; c – უკუელექტრომომძრავებელი მასის კოეფიციენტი:

$$K_c = C \cdot i_p.$$



ნახ. 16. დრეკადრეგოლებიანი სისტემის სტრუქტურული სქემა

შესაბამისად საკვლევი ψ სისტემის სტრუქტურული სქემა მიიღებს სახეს (ნახ. 17).

ნახ. 18 მოყვანილია α -სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა.

სადაც:

$$W_I(s) = \frac{k_{em} W_{\alpha my}}{1 + (W_{zoc} + W_{\alpha oc}) k_{\alpha m} \cdot W_{emy}}. \quad (117)$$

ამ სქემის გამოყენებით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$W_\alpha(s) = \frac{\alpha(s)}{\varphi_1(s)} = \frac{W_I(s) \cdot W_{II}(s)}{1 + W_{oc}(s) W_I(s) W_{II}(s)}, \quad (118)$$

სადაც:

$$W_{II}(s) = \frac{W_g(s) W_m(s)}{1 + W_g(s) W_m(s) \cdot \frac{K_\alpha s}{W_{m2}(s)}};$$

$$W_m(s) = \frac{W_{m1}(s) \cdot W_{m2}(s)}{1 - W_{21}(s) \cdot W_{m1}(s) W_{m2}(s)};$$

$$K_g(s) = \frac{K_g}{T_g s + 1};$$

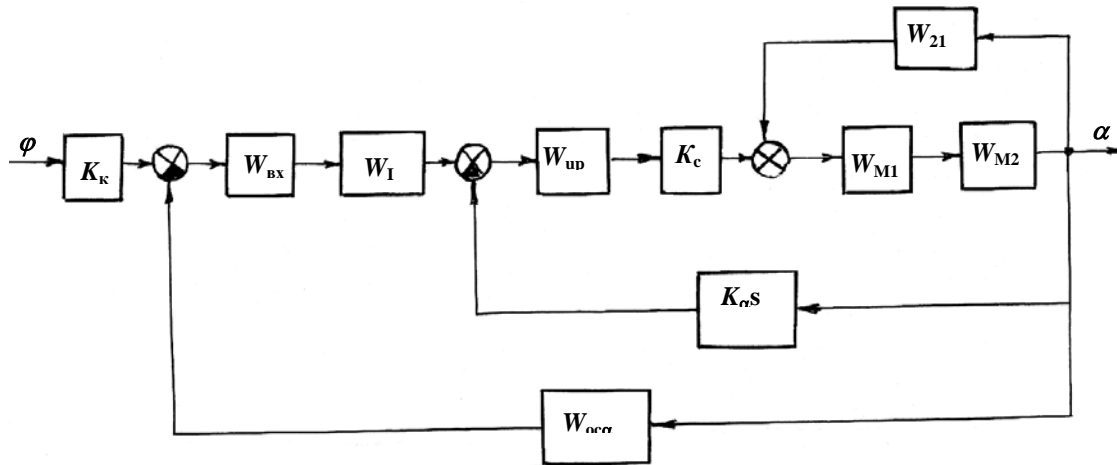
$$W_{m1}(s) = \frac{K_c}{I_1 s^2 + b_{\alpha 1} s + c_{12}};$$

$$W_{m2}(s) = \frac{b_{12} s + c_{12}}{I_2 s^2 + b_{\alpha 2} s + c_{12}},$$

$$W_{21}(s) = b_{12} s + c_{12}.$$

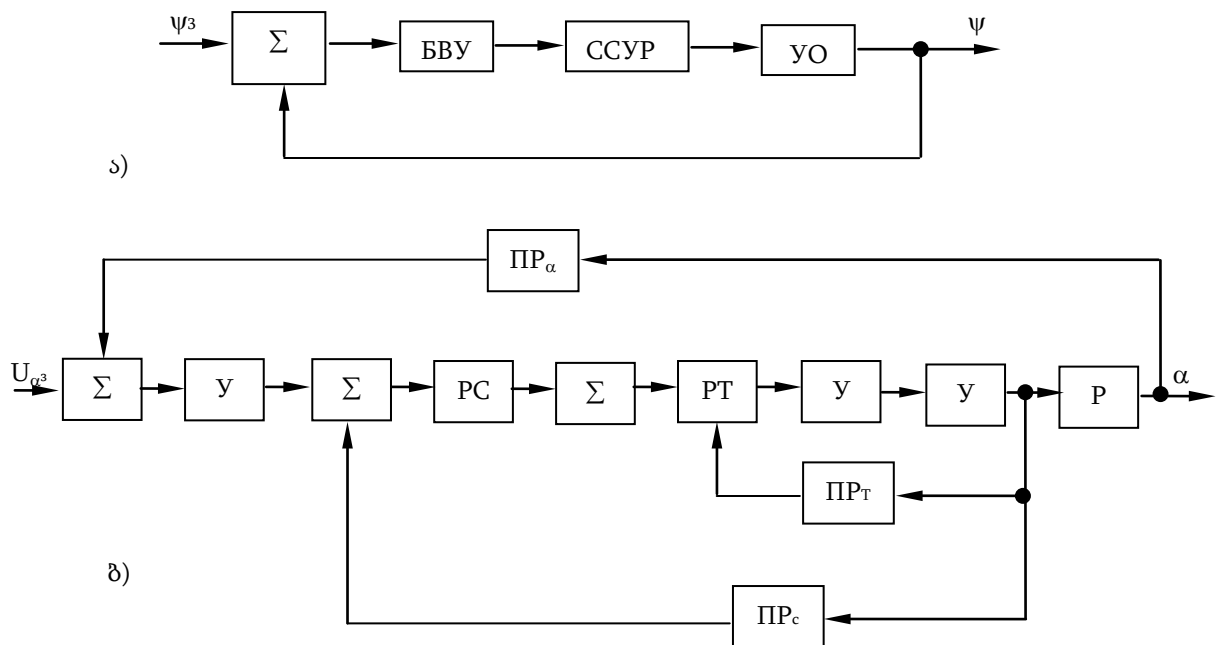
ნახ. 19 მოყვანილია მეორე სახის ელექტრომექანიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა [1].

აქ: БУ – გამომთვლელი მოწყობილობების ბლოკი, რომელიც წარმოადგენს მუდმივი დენის მამლიერებლებზე რეალიზებული მადიფერენცირებელ, გამამლიერებელ და მაინტეგრირებელ რგოლებს აგებულ ПИД - რეგულატორს; Σ – მაჯამებელი მოწყობილობა; ССУР – (სისტემა α) გემის საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემა; УО – მოძრავი გემი; У – მამლიერებელი მოწყობილობა; РС – სიჩქარის რეგულატორი; РТ –



ნახ. 18. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

დენის რეგულატორი; $Y\Pi$ – მაძლიერებელ-გარდამქმნელი მოწყობილობა; $ИД$ – შემსრულებელი ძრავა; P – საჭის მექანიზმი; ΠP_T და ΠP_c – დენისა და სიჩქარის კონტურთა გარდამქმნელი მოწყობილობები; ψ და α – შესაბამისად გემის კურსის კუთხე და საჭის გადაწყობის კუთხე; $\psi_{\text{зад}}$ – ψ კუთხის შემომავალი მნიშვნელობა $U_{\alpha \text{ зад}}$ – α სისტემაში შემომავალი ძაბვა.



ნახ. 19. ფუნქციონალური სქემები

ა - კურსის მართვის სისტემა; ბ - საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემა

მთლიანი სისტემის სტრუქტურული სქემა საჭის მექანიზმის ორმასიანი დინამიკური მოდელის გათვალისწინებით მოყვანილია ნახ. 20. სადაც: W_{nuo} , W_{pm} , $W_{\phi 1}$, W_n , W_{no} , W_{m1} , W_{m2} , W_{ocm} , W_{z3} და W_{ocm} – შესაბამისად – რეგულატორის, დენის რეგულატორის Φ ფილტრია, ტირის გარდამქმნელის, შემსრულებელი ძრავის, საჭის მექანიზმის (W_{m1} , W_{m2} , W_{ocm}). მართვის ობიექტის (ჰიდრორგოლის); K_n – მაძლიერებლის გაძლიერების კოეფიციენტი; $K_{e,s}$ და $K_{c,s}$ – უკუკავშირების გაძლიერების კოეფიციენტები ელექტრომამოძრავებელი ძალის და სიჩქარის კონტურის მიმართ; K_T – დენის მიმართ უკუკავშირის გადამცემი კოეფიციენტი; აქ: $W'_{z3}(s)$ – გემის (ჰიდრორგოლის) გადამცემი ფუნქცია შემაშფოთებელი ზემოქმედების მიმართ;

$K_{du\phi}$, K_{sum} , K_{uz} – შესაბამისად მაღიფერენცირებული, მაინტეგრირებული და მაძლიერებელი რგოლების გაძლიერების კოეფიციენტები; K_δ და $K_{\phi 2}$, K_ϕ და $T_{\phi 1}$, K_n და T_n – შესაბამისად გაძლიერების კოეფიციენტები და დროის მუდმივები შემსრულებელი ძრავის, ფილტრის Φ_1 და ტირისტორული გარდამქმნელის.

s – ლაპლასის ოპერატორი.

გაშლილი სახით გვაქვს:

$$W_{nuo}(s) = K_{du\phi}s + K_n + \frac{K_{akm}}{s};$$

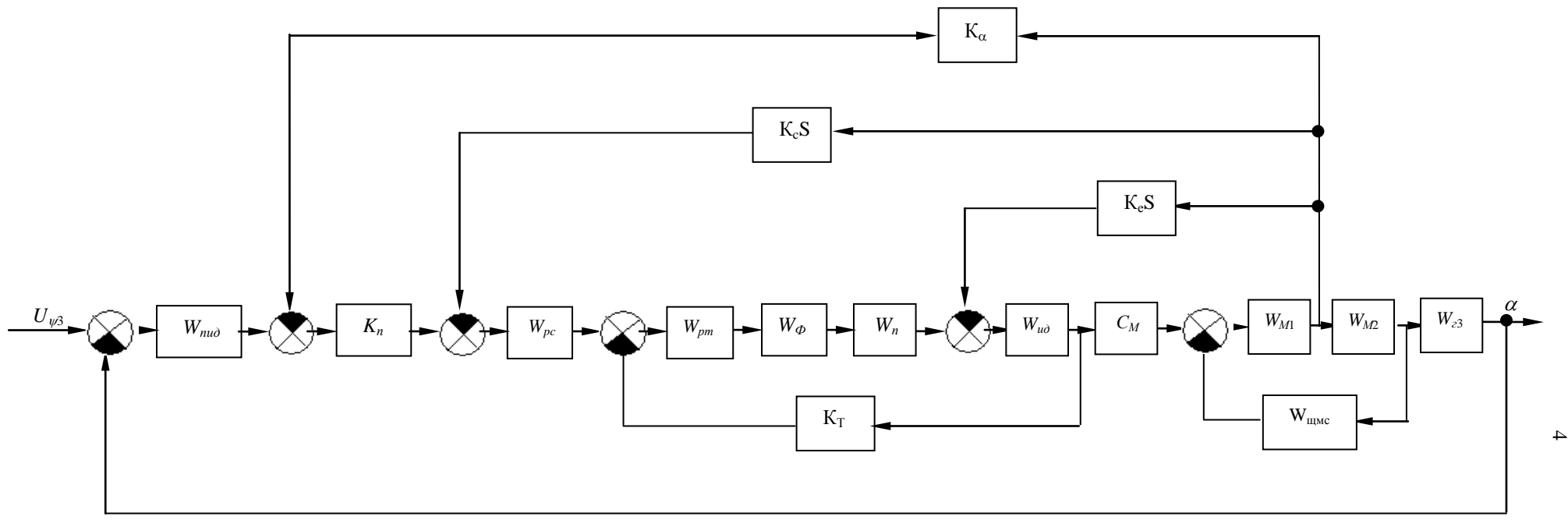
$$W_{uz}(s) = \frac{1}{(T_{\phi 2}s + 1)K_{\phi 2}} = \frac{K_\delta}{T_\delta s + 1};$$

$$W_{\phi 1}(s) = \frac{K_y}{(T_{\phi 1}s + 1)K_{\phi 1}} = \frac{K_\phi}{T_{\phi 1}s + 1};$$

$$W_n(s) = \frac{K_n}{T_n s + 1}.$$

$$W_{m1}(s) = \frac{1}{I_1 s^2 + (b_1 + b_{12})s + C_{12}}; \quad (119)$$

$$W_{m2}(s) = \frac{1}{I_2 s^2 + (b_2 + b_{12})s + C_{12}}; \quad (120)$$



4

ნახ. 20. გემის კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა

$$W_{ocM}(s) = b_{12}s + C_{12}; \quad (121)$$

$$W_{z3}(s) = \frac{K_{z3}(1+T_{ok}s)}{s(1+T_{1k}s+T_{2k}s^2)}; \quad (122)$$

$$W'_{z3}(s) = \frac{K'_{z3}(1+T'_{ok}s)}{s(1+T_{1k}s+T_{2k}s^2)}, \quad (123)$$

$$K_g = \frac{1}{K_{\phi 2}}. \quad (124)$$

საჭის მექანიზმის დრეკადი ორმასიანი მოდელის განხილვისას შემსრულებელი ძრავის და მექანიზმის დინამიკის განტოლებები ჩაიწერებინ ასე [71-73]:

$$I_1\ddot{\phi}_1 + b_1\dot{\phi}_1 + b_{12}\dot{\phi}_1 + c_{12}\phi_1 = M_{\delta\delta} + b_{12}\dot{\phi}_2 + c_{12}\phi_2; \quad (125)$$

$$I_2\ddot{\phi}_2 + b_2\dot{\phi}_2 + b_{12}\dot{\phi}_2 + c_{12}\phi_2 = b_{12}\phi_1 + b_{12}\dot{\phi}; \quad (126)$$

$$M_{\delta\delta} = C_M i_a; \quad (127)$$

$$U_a = K_{\phi 2}(1+T_{\phi 2})I_a + E, \quad (128)$$

სადაც:

$$E = K_e s \alpha, \quad T_{\phi 2} = (L_{\phi 2} + L_{\delta\delta}) / R_{\phi 2} + R_{\delta\delta};$$

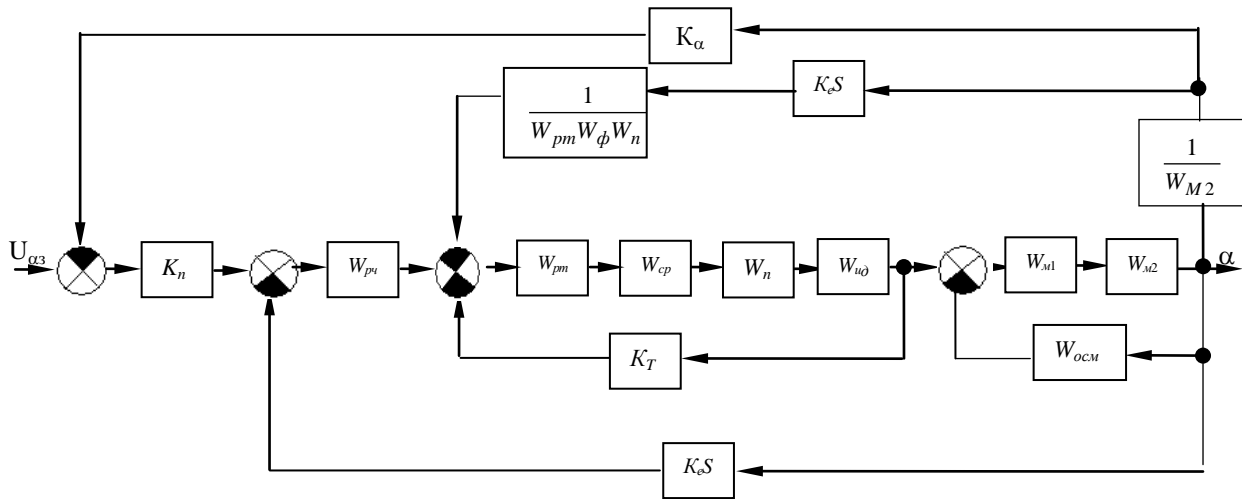
$K_{\phi 2} = R_{\phi 2} + R_{\delta\delta}$; $R_{\phi 2}$ და $R_{\delta\delta}$ - ფილტრის $\Phi 2$ და ძრავას აქტიური წინაღობები; $L_{\phi 2}$ და $L_{\delta\delta}$ - ფილტრისა და ძრავას ინდუქტიურობები [77].

I_1 და I_2 - საჭის მექანიზმის დრეკადი ორმასიანი მოდელის დაყვანილი ინერციის მომენტები; c_{12} და b_{12} - დრეკადი მასათაშორისი კავშირის სიხისტისა და ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტები; b_1 და b_2 - ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტები მბრუნავ შესახსრებაში; C_M - მუდმივა მოძრაობის მომენტის მიმართ; $K_e = \frac{30C_e i_0}{\pi}$; i_0 - გადაცემის რიცხვი შემსრულებელი ძრავადან საჭემდის; i_a - ძაბვა ლუზის ჯაჭვში; U_a - ძაბვა ლუზის ჯაჭვში; C_e - უკუელექტრომომძრავებელი ძალის კოეფიციენტი; ϕ_1 და ϕ_2 - კუთხურ მოძრაობათა კოორდინატები; $M_{\delta\delta}$ - შემსრულებელი ძრავას მიერ განვითარებადი მომენტი.

დრეკადი მექანიკური ნაწილის არსებობამ შესაძლოა გამოიწვიოს რხევადი მდგენელების არსებობა გარდამავალ პროცესებში, მაგრამ გემის

კურსის მართვის მთლიან სისტემაში ეს მდგენელები, როგორც წესი განიციდან ფილტრაციას მთლიანი სისტემის სტრუქტურულ კავშირებში.

ნახ. 21 მოყვანილია სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა.



ნახ. 21. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

ნახაზებზე 20 და 21 მოყვანილია სტრუქტურული სქემების თანახმად გემის კურსის მართვის სისტემის (ψ სისტემის) გადამცემი ფუნქცია შესაძლოა წარმოვიდგინოთ სახით:

$$W_\psi(s) = \frac{W_{nu0} W_\alpha W_{z3}}{1 + W_{nu0} W_\alpha W_{z3}}, \quad (129)$$

აქ

$$W_\alpha(s) = \frac{K_n W_{ae}(s)}{1 + K_{oc} \frac{1}{W_{M2}} W_{ae}(s) K_n}; \quad (130)$$

$$W_{ae}(s) = \frac{K_{pc} W_{ae}}{1 + K_c s \frac{1}{W_{M2}} W_{pc} W_{ae}}; \quad (131)$$

$$W_{ae}(s) = \frac{W_{km} W_{me}}{1 + \frac{1}{W_{M2}} W_{ace}}; \quad (132)$$

$W_{km}(s)$ და W_{pc} – შესაბამისად დენის და სიჩქარის ჩაკეტილი კონტურების გადამცემი ფუნქციები; K_{oc} – უკუკავშირის კოეფიციენტი; $W_\alpha(s)$ – საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემის გადამცემი ფუნქცია.

$W_{\psi}(s)$ ფუნქცია შესაძლოა წარმოვიდგინოთ სახის:

$$W_{\psi}(s) = \frac{W_{nu0} W_{z3} K_n W_{ac}(s)}{\left(1 + K_{oc} \frac{W_{ac}}{W_{M2}}\right) + W_{nu0} K_n W_{ae} \cdot W_{z3}}. \quad (133)$$

ჩატარებული კვლევების თანახმად მიღებულია საწყისი კანონზომიერებები შემდგომი დინამიკური კვლევებისათვის, რომელთა ძირითადი პრინციპებია განხილული ნაშრომებში [78-79].

2.2. ზოგადი მიდგომები სინთეზის ამოცანისადმი, გარდაქმნილი სქემების და სინთეზის პროცედურების შემუშავება

წინა პარაგრაფში მოყვანილი დინამიკური მოდელების და გადამცემი ფუნქციების ანალიზი გვიჩვენებს ასეთ სისტემათა დინამიკური სინთეზის ამოცანების გადაჭრისათვის მიზანშეწონილია მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის გამოყენება.

2.2.1. მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის ანალიზი

ნაშრომებში [53, 55] წარმოდგენილია სინთეზის მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით, რომელიც აგებულია წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების გამოყენებაზე.

ამ მახასიათებელთა გამოყენების საფუძველს წარმოადგენს ის გარემოება, რომ მახასიათებლების საკმაოდ ზუსტი დამთხვევას სიხშირეთა მნიშვნელოვან არეში შეესაბამება ორიგინალების დამთხვევა [54-56, 80].

ორიგინალის $f(t)$ წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებელს მივიღებთ თუ $F(p) \doteq f(t)$ გამოსახულების არგუმენტს, სადაც p – ლაპლასის ოპერატორია, მოვანიჭებთ რიგ საგნობრივ $p = \delta$, მნიშვნელობებს და δ -ს განვიხილავთ წარმოსახვით სიხშირედ $\omega = -j\delta$.

წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების სიახლოვის პირობიდან გამომდინარე ორიგინალების სიახლოვის პრინციპზე არის აგებული ორიგინალების მიახლოებითი განსაზღვრის მეთოდი.

წარმოსახვით სიხშირეთა მათემატიკური მახასიათებლები ზოგადი მიდგომით აიგებიან განუსაზღვრელი a_i და b_i კოეფიციენტების შემცველი შემდეგი სახის გამოსახულება გამოყენების ბაზაზე

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p + b_2 p^3}{a_0 + a_1 p + a_2 p^3 + p^3}; \quad (134)$$

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p}{a_0 + a_1 p + a_2 p^2}. \quad (135)$$

ეს მახასიათებლები პირველ რიგში უნდა ითვალისწინებდნენ მახასიათებლების $F^\circ(o)$ და $F^\circ(\sim)$ ზღვრულ მნიშვნელობებს.

სინთეზის პერიოდში a_i და b_i კოეფიციენტები არიან მოცემულნი და სამიელებს მიეკუთვნებიან სინთეზირებადი სისტემის რეგულირებადი კოორდინატის $F(p)$ გამოსახულებაში წარმოდგენილი კოეფიციენტები. ზოგადი მიდგომით სინთეზირებადი და სასურველი კოორდინატების გამოსახულებები შესაძლოა ჩაწერილი იქნას ასე:

$$F(p, \sigma_j) = \frac{M(p) + \sum_{j=1}^s \sigma_j M_j(p)}{N(p) + \sum_{j=1}^s \sigma_j N_j(p)} = x(t) \quad (136)$$

და

$$F^\circ(p) = \frac{M^\circ(p)}{N^\circ(p)} = x^\circ(t), \quad (137)$$

სადაც M° , M , N° და $N - p$, გარკვეული პოლინომები, σ_j – სინთეზირებადი კოეფიციენტები (პარამეტრები).

პროცესების ინტეგრალური მიახლოება

$$(p, \sigma_j) \cong F^\circ(p). \quad (138)$$

გამოიღოს სახით მიიღებს სახეს

$$M^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j N_j(p) - N^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j M_j(p) = N^\circ(p) M(p) M^\circ(p) N(p). \quad (139)$$

მიღებული (139) გამოსახულების თანახმად ჩაიწერება პირობითი განტოლებები $p = \delta$ აპროქსიმაციათა l კვანძებისათვის.

ნაშრომში [53] რეკომენდირებულია δ_v სიხშირეთა განთავსება მოცემული გეომეტრიული პროგრესიის

$$\delta_v = \delta_0 q^{-v}, \quad v = 0, \dots, k-1.$$

თანახმად, რომლის მნიშვნელი $q = 2$.

შემდგომ პირობითი განტოლებები მრავლდება $\lambda_v(\delta_v)$ ნამრავლზე.

ამ ნამრავლების (წონითი კოეფიციენტების) განსაზღვრისათვის საჭირო თეორიული მიდგომები და მათემატიკური გამოსახულებები აგრეთვე მოყვანილია ნაშრომში [54].

წარმოსახვით სიხშირეთა გამოყენებაზე დაფუძნებული სინთეზის მეთოდის ეტაპს წარმოადგენს გაანგარიშებებით სინთეზირებადი სისტემის დინამიკური მდგრადობის დამაკმაყოფილებელი პირობის შემოტანა ხორციელდება ორი ვარირებადი პარამეტრის ვარიაციის მეშვეობით.

ნაშრომებში [53-55] წარმოდგენილია რეგულირების არაწრფივი სისტემების სინთეზის მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით. ამ ნაშრომებში არაწრფივი სისტემების პროცესების სასურველ პროცესებთან ინტეგრალური მიახლოების მათემატიკური აპარატის თვალსაზრისით გამოყენებულია Φ_g ფუნქციონალები არაწრფივი რგოლების ამონახსნების მიხედვით [54]

$$\Phi_g = \int_0^{\tau_g} \varphi_g^2[\bar{x}_i(t); \bar{\varepsilon}(t)] dt, \quad (140)$$

სადაც $\bar{\varepsilon}_i(t)$ და $\bar{x}_i(t)$ – სასურველი პროცესები, $\varphi_g(t) = 0$ – არაწრფივი დიფერენციალური განტოლებები, τ_g – დროის ინტერვალები, რომლებზედაც რეალიზდებიან ინტეგრალური მიახლოების პროცესები.

აღნიშნულ ნაშრომებში განხილულია ამოცანები: სასურველი პროცესების მოცემისა, ფუნქციონალური ურთიერთკავშირის განსაზღვრისა სინთეზირებად პარამეტრებსა და სასურველ პროცესებთან შორის, სინთეზირებად სისტემაში მდგრადობის პირობის შემოტანისა.

სინთეზირებადი რეგულირების სისტემის i -ური არაწრფივი რგოლების სასურველ შემავალი $\bar{\varepsilon}(t)$ და გამომავალი $\bar{x}(t)$ კოორდინატების განსაზღვრისათვის არაწრფივ სისტემასთან შესაბამისობაში შემოდის კონკრეტული დროში ფიქსირებული პარამეტრების შემცველი

განსაზღვრული „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემა“. ასეთ მიდგომისას $\bar{\varepsilon}_i(t)$ და $\bar{x}_i(t)$ წარმოადგენენ „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემის“ i -ური რგოლების შემომავალ და გამომავალ კოორდინატებს.

განსახილველ სინთეზის მეთოდში თანახმად ნაშრომისა [55] მდგრადობის პირობის შემოტანა რეალიზდება სასურველ პროცესებში შემოტანილი კომპლექსური z_m – დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციის მეშვეობით, მასთან დაკავშირებით შემავალ და გამომავალ კოორდინატებს განვიხილავთ სახით

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_i\left(\frac{1}{z_m}, t\right) \\ \bar{\varepsilon}_i\left(\frac{1}{z_m}, t\right) \end{aligned} \right\} \quad (141)$$

წარმოდგენილი მეთოდი საშუალებას იძლევა სინთეზის პროცედურის განხორციელების გარდამავალი პროცესების გარკვეული მაჩვენებლების დაკმაყოფილების პირობიდან გამომდინარე მთელი რიგი ზემოქმედებების დროს.

2.2.2. გარდაქმნილი სქემები და სინთეზის პროცედურები

თუ განვიხილავთ მოთვალთვალე სისტემას, რომლის ფუნქციონალური სქემა მოყვანილია ნახ. 4

შეგვიძლია აღვნიშნოთ, რომ ცნობილი გამოკვლევები [2] მიგვითითებენ იმაზე, რომ ოპტიმიზაციისათვის კრიტერიულ პარამეტრებს მიეკუთვნებიან: საჭის მართვის რეჟიმში $k_{\text{жмр}}$, $k_{\text{жос}}$ და $k_{\text{тос}}$ და გემის კურსის ავტომატური მართვის რეჟიმში კი $k_{\text{ос}}$, $k_{\text{инт}}$ და $k_{\text{тк}}$.

ზემოაღნიშნულთან დაკავშირებით საქმე გვაქვს მრავალპარამეტრული სინთეზის ამოცანასთან.

ასეთი სისტემების სინთეზთან მიმართებაში ერთ–ერთ მიზანშეწონილ მიდგომას წარმოადგენს ცნობილი მეთოდი წინასწარ მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით.

აღნიშნული მეთოდის თანახმად პარამეტრების სინთეზის პროცედურაში საწყის დამოკიდებულებებს წარმოადგენენ მიახლოებითი ტოლობები

$$\psi(\delta) \approx \bar{\psi}_3(\delta), \quad (142)$$

$$\psi_\epsilon(\delta) \approx \bar{\psi}_\epsilon(\delta), \quad (143)$$

$$\alpha(\delta) \approx \bar{\alpha}(\delta). \quad (14)$$

აღნიშნული დამოკიდებულებების ინტეგრალური მიახლოება უნდა რეალიზდებოდეს წარმოსახვით სიხშირეთა δ ცვალებადობის გარკვეულ არეში, დამოკიდებულებებში ((142)–(144):

$\psi(\delta)$, $\psi_\epsilon(\delta)$ და $\alpha(\delta)$ – წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლები, აგებულნი კოორდინატთა $\psi(s)$, $\psi_\epsilon(s)$ და $\alpha(s)$ გამოსახულებების მიხედვით; $\bar{\psi}_\epsilon(\delta)$ და $\bar{\alpha}(\delta)$ – წარმოსახვით სიხშირეთა სასურველი მახასიათებლები.

თავის მხრივ:

$$\psi(s) = \Phi(s) \cdot \varphi_{\text{ex}}(s); \quad (145)$$

$$\psi_\epsilon(s) = \Phi_\epsilon(s) \cdot F(s); \quad (146)$$

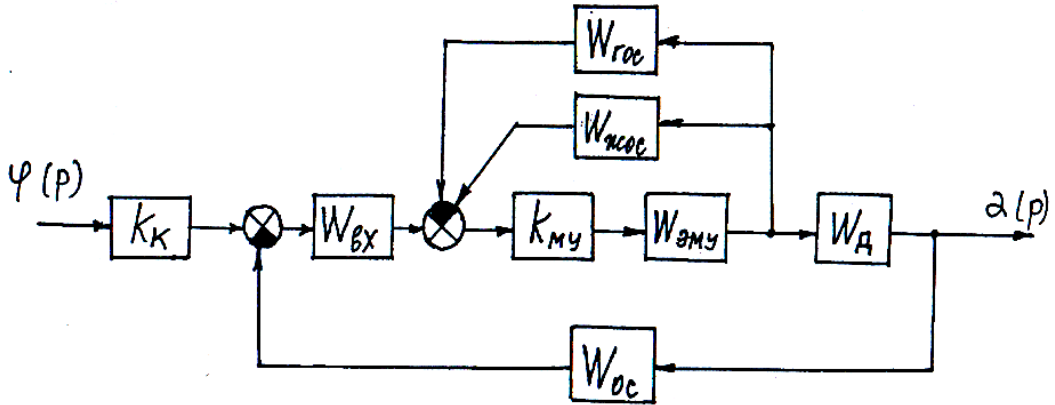
$$\alpha(s) = \Phi_\alpha(s) \cdot \varphi_{\text{ex}}(s). \quad (147)$$

შემდეგ უნდა აღინიშნოს, რომ ერთის მხრივ, როგორც ეს იყო უკვე მითითებული, განსახილველი სისტემა არის მრავალკონტურიანი და მრავალრეჟიმიანი და მეორეს მხრივ სისტემის წარმოდგენილი გადამცემი ფუნქციები წარმოადგენენ მნიშვნელოვან რთულ დამოკიდებულებებს სინთეზირებად პარამეტრებთან მიმართებაში.

განვიხილოთ მექანიკურ ნაწილში ხისტი რგოლებიანი სისტემის პარამეტრების სინთეზი საჭის მოთვალთვალე მართვაში (სისტემა α ნახ. 22). გაშლილი სახით რეგულირებადი და სასურველი კოორდინატების ტოლობა შეგვიძლია ჩავწეროთ შემდეგი სახით:

$$k_{\kappa} W_{\text{ex}}(p) k_{\text{my}} W_{\text{my}}(p) W_g(p) N^\circ(p) = \{1 + k_{\text{my}} W_{\text{my}}(p) [W_{\text{zoc}}(p) + W_{\text{жлс}}(p)] + W_{\text{ex}}(p) k_{\text{my}} W_{\text{my}}(p) W_g(p) W_{\text{oc}}(p)\} M^\circ(p), \quad (148)$$

სადაც



ნახ. 22. საჭის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა

$$\bar{\alpha}(s) = \frac{M^\circ(p)}{N^\circ(p)},$$

p – კარსონის ოპერატორი.

ანდა

$$k_{my} W_{ON}(p) = M^\circ(p) + k_{my} W_{zoc}(p) W_{om1}(p) + k_{my} W_{\beta oc} W_{\beta oc} W_{om1}(p) + k_{my} W_{oc}(p) W_{om2}(p), \quad (149)$$

სადაც

$$W_{ON}(p) = k_K W_g(p) N^\circ(z_m, p) + W_{\beta my}(p),$$

$$W_{om1}(p) = W_{\beta my}(p) M^\circ(z_m, p);$$

$$W_{om3}(p) = W_{\beta x}(p) W_{\beta my}(p) + W_g(p) M^\circ(z_m, p).$$

გამლილი სახით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$k_{my} W_{zoc}(p) = k_{my} T_{zoc} p; \quad (150)$$

$$k_{my} W_{\beta oc}(p) = \frac{k_{my} k_{\beta oc}}{1 + W_{\beta oc} p}; \quad (151)$$

$$k_{my} W_{oc}(p) = k_p k_{my} k_{oc}. \quad (152)$$

უკანასკნელის გათვალისწინებით (149) ჩაიწერება ასე

$$k_{my} W_{ON}(z_{m\alpha}, p) = M^\circ(z_{m\alpha}, p) + k_{my} T_{zoc} p \cdot W_{om1}(z_{m\alpha}, p) + k_{my} k_{\beta oc} \frac{W_{im1}(z_{m\alpha}, p)}{1 + T_{om1} p} + k_{my} k_{zoc} k_p W_{om2}(z_{m\alpha}, p), \quad (153)$$

მიღებული განტოლების თანახმად ვწერთ l პირობით განტოლებას l აპროქსიმაციის $p = \delta_v$ კვანძისათვის

$$k_{my} \Phi_1(z_m, \delta_v) + k_{mzo} \Phi_2(z_m, \delta_v) + k_{m\kappa\lambda} \Phi_3(z_m, \delta_v) + k_{moc} \Phi_4(z_m, \delta_v) = M^\circ(z_m, \delta_v), \quad (154)$$

სადაც

$$k_{mzo} = k_{my} T_{zoc};$$

$$k_{m\kappa\lambda} = k_{my} T_{\kappa\lambda oc};$$

$$k_{moc} = k_{my} T_{zoc};$$

$$\Phi_1(z_m, \delta_v) = W_{ON}(z_m, \delta_v);$$

$$\Phi_2(z_m, \delta_v) = -W_{Om1}(z_m, \delta_v) \delta_v$$

$$\Phi_3(z_m, \delta_v) = -\frac{W_{Om1}(z_m, \delta_v)}{1 + T_{\kappa\lambda oc} \delta_v};$$

$$\Phi_4(z_m, \delta_v) = -k_p W_{Om1}(z_m, \delta_v).$$

ასეთი სახით მიღებულ პირობით განტოლებათა სისტემაში შემოგვაქვს წონითი λ_v კოეფიციენტები და მიღებულ სისტემის გამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით, რის შედეგადაც ვიღებთ ნორმალურ განტოლებათა სისტემას

$$k_{my} D_{11} + k_{mzo} D_{21} + k_{m\kappa\lambda} D_{31} + k_{moc} D_{41} = D_{01}, \quad (155)$$

$$k_{my} D_{12} + k_{mzo} D_{22} + k_{m\kappa\lambda} D_{32} + k_{moc} D_{42} = D_{02}, \quad (156)$$

$$k_{my} D_{13} + k_{mzo} D_{23} + k_{m\kappa\lambda} D_{33} + k_{moc} D_{43} = D_{03}, \quad (157)$$

$$k_{my} D_{14} + k_{mzo} D_{24} + k_{m\kappa\lambda} D_{34} + k_{moc} D_{44} = D_{04}. \quad (158)$$

ყველა D კოეფიციენტები ნაშრომების [78, 79] თანახმად წარმოადგენენ (153) განტოლების კოეფიციენტების ცხად ფუნქციას.

ამ განტოლებათა სისტემის ამოხსნით ვიღებთ k_{my} , $k_{m\Gamma o}$, $k_{m\kappa\lambda}$, k_{moc} და შესაბამისად სინთეზირებადი k_{my} , $k_{\Gamma oc}$, $k_{\kappa\lambda oc}$ და $T_{\Gamma oc}$ პარამეტრების მნიშვნელობებს ფუნქციონალურ კავშირში დროის მასშტაბურ $z_{m\alpha}$ კოეფიციენტთან.

გადავდივართ გემის კურსის მართვის სისტემაზე, რომლის კრიტერიულ პარამეტრებს წარმოადგენენ პარამეტრები k_{oc} , $k_{инт}$ და $k_{тгк}$.

ჩავწერთ $\Phi_3(p)$, ასე

$$\Phi_3(p) = \frac{M_\Phi(p)}{N_\Phi(p)}, \quad (159)$$

სადაც

$$M_\Phi(p) = (1 + T_1 p)(1 + T_{жсгс} p)(1 + T_{лк} p)(k_{ex} k_{umm} k_4 + k_5 p) +$$

$$+ k_4 k_{mшк} p^2 (1 + T_{жсгс} p)(1 + T_{лк} p) = M_{\Phi_u}(p) k_{uzm} + M_{\Phi_o}(p) + M_{\Phi_m}(p) k_{mшк}.$$

$$M_{\Phi_u}(p) = k_{ex} k_4 \frac{(1 + T_1 p)(1 + T_{жсгс} p)(1 + T_{ок} p)}{W_4(p)};$$

$$M_{\Phi_o}(p) = k_5 p \frac{(1 + T_1 p)(1 + T_{жсгс} p)(1 + T_{ок} p)}{W_{41}(p)};$$

$$M_{\Phi_m}(p) = k_4 p^2 (1 + T_2 p)(1 + T_{жсгс} p)(1 + T_{ок} p);$$

$$W_4(p) = (1 + T_1 p)(1 + T_{жсгс} p)(1 + T_{ок} p);$$

$$W_{41}(p) = (1 + T_2 p)(1 + T_{жсгс} p)(1 + T_{ок} p).$$

$$N_\Phi(p) = k_{oc} W_{N\Phi_1}(p) + k_{umm} k_{ex} k_4 W_4(p) + k_{mгк} k_4 p^2 W_{41}(p) + W_{N\Phi_0}(p),$$

$$W_{нф1}(p) = k_{ex} k_{my} k_{эmy} k_g k_p p^2 (1 + T_{1к} p + R_{2к} p)(1 + T_{1p})(1 + T_{жсгс} p).$$

$$W_{нфо} = k_2 p (1 + T_2 p)(1 + T_m p) + k_3 p^2 (1 + T_2 p)(1 + T_{жсгс} p)(1 + T_m p) +$$

$$+ p (1 + T_2 p)(1 + T_{дог} p)(1 + T_{mp} p)(1 + T_y p)(1 + T_q p) + k_5 p W_4(p).$$

ინტეგრალური მიახლოების პირობიდან (142) გამომდინარე შეგვიძლია ჩავწერთ

$$M_\Phi(p) \cdot N^\circ(z_m, p) = N_\Phi(p) \cdot M_3^0(z_m, p), \quad (160)$$

სადაც $M_3^0(z_{m\psi}, p)$ და $N^\circ(z_{m\psi}, p)$ – შესაბამისად სასურველი კოორდინატის მრიცხველი და მნიშვნელი.

გაშლილი სახით გვექნება:

$$[M_{\Phi_u}(p) k_{umm} + M_{\Phi_z}(p) k_{mгк} + M_{\Phi_o}(p)] N_3^0(z_{m\psi}, p) = [W_{нф1}(p) k_{oc} +$$

$$+ W_4(p) k_{ex} k_4 k_{umm} + W_{41}(p) \cdot p^2 k_4 k_{mгк} + Q_{N\Phi\Phi}(p)] M_3^0(z_{m\psi}, p), \quad (161)$$

$$\Phi_{\psi 1}(z_{m\psi}; p)k_{uum} + \Phi_{\psi 2}(z_{m\psi}; p)k_{mz\kappa} + \Phi_{\psi 3}(z_{m\psi}; p)k_{oc} = \Phi_{\psi 0}(z_{m\psi}; p), \quad (162)$$

სადაც

$$\Phi_{\psi 1}(z_{m\psi}; p) = M_{\phi u}(p)N_3^0(z_{m\psi}; p) - W_4(p)k_{\text{ex}}k_4M_3^0(z_{m\psi}; p);$$

$$\Phi_{\psi 2}(z_{m\psi}; p) = M_{\phi m}(p)N_3^0(z_{m\psi}; p) - k_4W_{41}(p)p^2M_3^0(z_{m\psi}; p);$$

$$\Phi_{\psi 3}(z_{m\psi}; p) = -W_{n\phi 1}(p)M_3^0(z_{m\psi}; p);$$

$$\Phi_{\psi 0}(z_{m\psi}; p) = W_{N\phi\phi}(p)M_3^0(z_{m\psi}; p).$$

ცხადი სახით სასურველი კოორდინატები მოცემულია სახით:

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}(z_{m\alpha}, p) &= \frac{M_{\Phi}(z_{m\alpha}, p)}{N_{\Phi}(z_{m\alpha}, p)} = A_{0\alpha} \frac{\frac{a_{1\alpha}}{2} z_{m\alpha} p + 1}{a_{0\alpha} z_{m\alpha}^2 p^2 + a_{1\alpha} z_{m\alpha} p} \doteq \\ &\doteq A_{0\alpha} - \frac{A_{0\alpha}}{2} e^{-\frac{U_{1\alpha}}{z_{m\alpha}}} - \frac{A_{0\alpha}}{2} e^{-\frac{U_{1\alpha}}{z_{m\alpha}}}; \end{aligned} \quad (163)$$

$$\begin{aligned} \bar{\psi}(z_{m\psi}, p) &= \frac{M_3^0(z_{m\psi}, p)}{N_3^0(z_{m\psi}, p)} = A_{0\psi} \frac{\frac{a_{1\psi}}{2} z_{m\psi} p + 1}{a_{0\psi} z_{m\psi}^2 p^2 + a_{1\psi} z_{m\psi} p} \doteq \\ &\doteq A_{0\psi} - \frac{A_{0\psi}}{2} e^{-\frac{U_{1\psi}}{z_{m\psi}}} - \frac{A_{0\psi}}{2} e^{-\frac{U_{1\psi}}{z_{m\psi}}}; \end{aligned} \quad (164)$$

ზემოთმოყვანილიდან გამომდინარე გვექნება:

$$M^0(z_{m\alpha}, p) = \frac{a_{1\alpha}}{2} z_{m\alpha} p + 1.$$

$$N^0(z_{m\alpha}, p) = a_{0\alpha} z_{m\alpha}^2 p^2 + a_{1\alpha} z_{m\alpha} p + 1$$

$$M_3^0(z_{m\psi}, p) = \frac{a_{1\psi}}{2} z_{m\psi} p + 1.$$

$$N_3^0(z_{m\psi}, p) = a_{0\psi} z_{m\psi}^2 p^2 + a_{1\psi} z_{m\psi} p + 1.$$

ტოლობა (154) და (162) ჩაიწერებინა სახით:

$$\begin{aligned} k_{.m\psi} \Phi_1(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) + k_{.mz\kappa} \Phi_2(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) + k_{.m\kappa oc} \Phi_3(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) + \\ + k_{.moc} \Phi_4(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) = M^0(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}); \end{aligned} \quad (165)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{\psi 1}(z_{m\psi}, \delta_{v\psi})k_{uum} + \Phi_{\psi 2}(z_{m\psi}, \delta_{v\psi})k_{mz\kappa} + \Phi_{\psi 3}(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha})k_{oc} = \\ = \Phi_{\psi 0}(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}). \end{aligned} \quad (166)$$

α სისტემის სინთეზი ხორციელდება როდესაც $k_{oc}=1$. ამ შემთხვევაში განტოლება (165) მიიღებს სახე

$$k_{my} \Phi_1(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) + k_{mzo} \Phi_2(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) + k_{m\kappa o} \Phi_3(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) = \Phi_{4\alpha}(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}), \quad (167)$$

სადაც

$$\Phi_{4\alpha}(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) + M^0(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}) - k_{moc} \Phi_4(z_{m\alpha}, \delta_{v\alpha}).$$

გამსხვილებული სახით ვიღებთ

$$\Phi_{\alpha}(s) = \frac{\alpha(s)}{\varphi(s)} = \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_1 s + \varepsilon_2 s^2}{\gamma_0 + \gamma_1 s + \gamma_2 s^2 + \gamma_3 s^3 + \gamma_4 s^4 + \gamma_5 s^5 + \gamma_6 s^6}, \quad (168)$$

სადაც

$$\varepsilon_0 = k_{\kappa} k_{ax} k_{my} k_{\kappa my} k_g;$$

$$\varepsilon_1 = (T_1 + T_{\kappa oc}) \varepsilon_0;$$

$$\varepsilon_2 = T_1 T_{\kappa oc} \varepsilon_0.$$

ψ სისტემისათვის კი

$$\Phi_{\psi}(s) = \frac{a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3}{b_0 + b_1 s + b_2 s^2 + b_3 s^3 + b_4 s^4 + b_5 s^5}. \quad (169)$$

დინამიკური მდგრადობის პირობა α სისტემისათვის გამოისახება დამოკიდებულებით

$$\Delta_{\psi} = a_{\psi 1} \bar{a}_{\psi 2} \bar{\bar{a}}_{\psi 3} \bar{\bar{\bar{a}}}_{\psi 4} \tilde{a}_{\psi 5} > 0, \quad (170)$$

სადაც:

$$a_{\psi 1} = \gamma_4;$$

$$\bar{a}_{\psi 2} = \gamma_3 - \frac{\gamma_2}{\gamma_4};$$

$$\bar{a}_{\psi 4} = \gamma_1 + \frac{\gamma_1}{\gamma_4};$$

$$\bar{\bar{a}}_{\psi 3} = \gamma_2 - a_{\psi 4} \frac{\gamma_4}{a_{\psi 2}};$$

$$\bar{\bar{\bar{a}}}_{\psi 5} = \gamma_0 - \bar{a}_{\psi 6} \frac{a_{\psi 5}}{\bar{a}_{\psi 2}};$$

$$\bar{\bar{\bar{\bar{a}}}}_{\psi 4} = \bar{a}_{\psi 2} - \frac{\bar{a}_{\psi 2}}{\bar{\bar{\bar{a}}}_{\psi 3}} \bar{\bar{\bar{\bar{a}}}}_{\psi 5};$$

$$\tilde{a} = \overline{\overline{a}}_{\psi 5} - \overline{\overline{a}}_{\psi 6} \frac{\overline{\overline{a}}_{\psi 3}}{\overline{\overline{a}}_{\psi 4}};$$

$$\overline{\overline{a}}_{\psi 5} = \gamma_6 - \overline{\overline{a}}_{\psi 6} \frac{\gamma_3}{\overline{\overline{a}}_{\psi 2}}.$$

სისტემა ψ -სათვის კიდევ ვიყენებთ ლიენას-შიპარის პირობას, რომელიც გამოისახება ასე

$$b_0 b_1 b_2 - b_2^2 - b_0^2 b_3 + b_0 b_4 > 0;$$

$$(b_0 b_1 b_2 - b_2^2 - b_0^2 b_3 + b_0 b_4) b_3 - (b_0 b_1^3 - b_0 b_3 - b_1 b_2 + b_4) b_4 > 0, \quad (171)$$

და ერთდროულად $a_1 > 0$, $a_2 > 0$, $a_3 > 0$, $a_4 > 0$, $a_5 > 0$.

2.2.3. დრეკადრგოლებიანი სისტემების გარდაქმნილი სქემები და დინამიკური ანალიზის მეთოდოლოგიის შემუშავება

პარაგრაფში 2.1 განხილული გემის კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემის (ნახ. 19) ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ეს სისტემა პრინციპიალური სახით ანალოგიურია ნაშრომში [85-86] მოყვანილი ელექტრომექანიკური სისტემისა (ნახ. 23), რაც იძლევა საშუალებას ამ სტატიაში მოყვანილი მეთოდოლოგიის მისადაგებისა გემის კურსის მართვის სისტემის ანალიზისადმი.

ამ ნახაზზე:

თანახმად ნახაზებისა 19 და 23 დრეკადი ორმასიანი მექანიკური ნაწილის შემსრულებელ ძრავასთან აღიწერება განტოლებათა სისტემით

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_1 \dot{\phi}_1 + b_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + C_{12} (\phi_1 - \phi_2) = C i_{\alpha}; \quad (172)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + b_2 \dot{\phi}_2 - b_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + C_{12} (\phi_1 - \phi_2) = -M_H; \quad (173)$$

$$L_{\alpha} \frac{d i_{\alpha}}{d t} + R i_{\alpha} = U_{\alpha} - C \dot{\phi}_1. \quad (174)$$

განტოლებათა სისტემას გარდავქმნით სახით

$$I_1 \dot{\phi}_1 + b_1 \phi_1 + b_{12} \Delta \phi_1 + C_{12} \Delta \phi_2 = C i_{\alpha}; \quad (175)$$

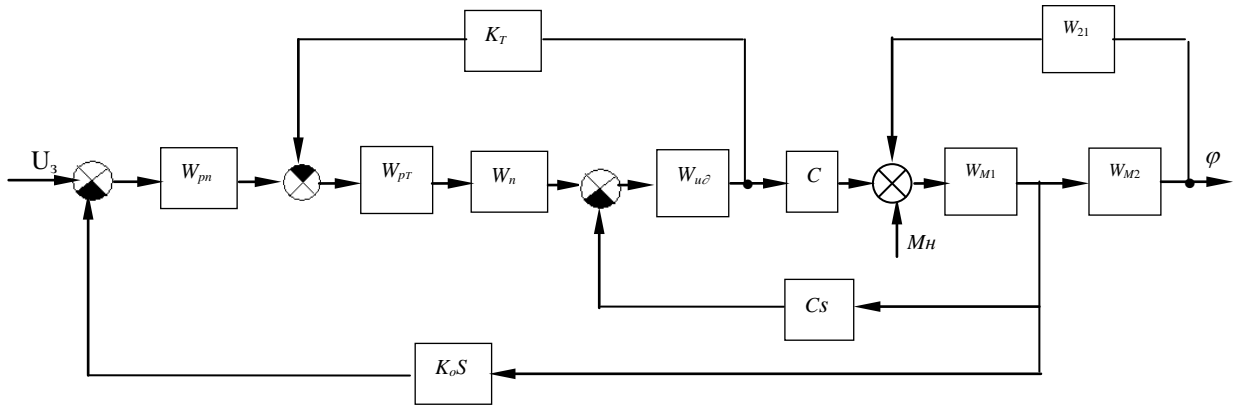
$$I_2 \dot{\phi}_1 - I_2 \Delta \phi_1 + b_2 \phi_1 - b_2 \Delta \phi - b_{12} \Delta \phi - C_{12} \Delta \phi = -M_H; \quad (176)$$

განტოლებათა (175) და (176) შეჯამებით გადავდივართ განტოლებებზე

$$(I_1 + I_2)\ddot{\phi}_1 + (b_1 + b_2)\dot{\phi}_1 = C i_{\alpha} + I_2 \Delta \ddot{\phi} + b_2 \Delta \dot{\phi} - M_H, \quad (177)$$

$$I_2 \Delta \ddot{\phi} + (b_2 + b_{12}) \Delta \dot{\phi} + C_{12} \Delta \phi = I_2 \ddot{\phi}_1 + (b_1 + b_2) \Delta \dot{\phi}_1 + M_H. \quad (178)$$

ზემოთმოყვანილი მასალის შესაბამისად გემის კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა (ნახ. 19) შეგვიძლია წარმოვადგინოთ ნახ. 24 მოყვანილი სახით.



ნახ. 23. ელექტრომექანიკური ნაწილის სტრუქტურული სქემა

ამ ნახაზზე საქმე გვაქვს შიგა ხისტრგოლებიან კონტურთან, რომელიც დაკავშირებულია გარე დრეკადრგოლებიან კონტურთან.

ზოგადი ფორმით შიგა კონტურის სინთეზი სასურველია განვახორციელოთ სქემით: დენის კონტურის პარამეტრებს ვირჩევთ ტექნიკური ოპტიმუმის კრიტერიუმიდან გამომდინარე დაქვემდებარებული რეგულირების მეთოდიდან და შემდგომ ვახორციელებთ სიჩქარისა და მდებარეობის კონტურების პარამეტრების შერჩევას [76, 83, 87].

უკანასკნელის გათვალისწინებით შეგვიძლია ჩავწეროთ

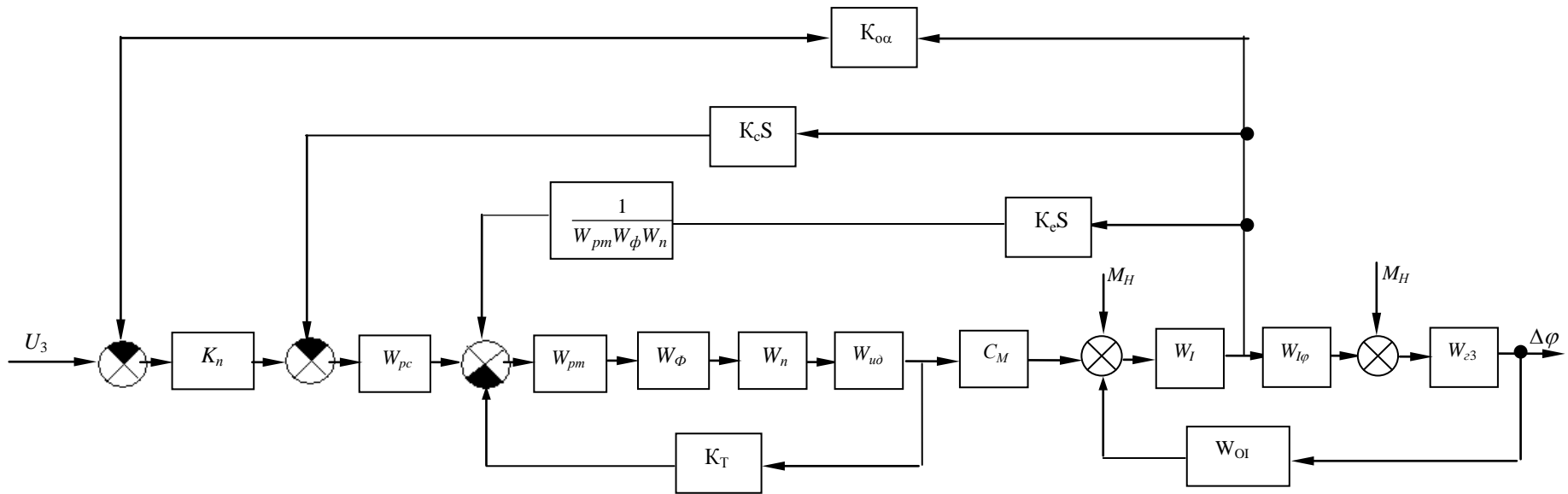
$$W_{kc}(s) = \frac{W_{pc} W_{km} C_M W_{I1}}{1 + K_c W_{pc} W_{km} C_M W_{I1}}, \quad (179)$$

სადაც $W_{I1} = \frac{W_I}{S}$;

$$W_{pc}(s) = K_{pc} \frac{1 + T_{pc}s}{T_{pc}s};$$

$$W_{km}(s) = \frac{1}{K_m} \frac{1}{1 + 2\tau s};$$

$W_{km}(s)$ – დენის ჩაკეტილი კონტურის გადამცემი ფუნქცია;



ნახ. 24. სისტემის სტრუქტურული სქემა

K_c – ტირისტორული გარდამქმნელის დროის მუდმივა.

გამოილი სახით გვექნება

$$W_{kc}(s) = \frac{K_{pc} \frac{1+T_{pc}s}{T_{pc}s} W_{km} C_M W_{I1}}{1 + K_c K_{pc} \frac{1+T_{pc}s}{T_{pc}s} W_{km} C_M W_{I1}}. \quad (180)$$

თავის მხრივ ხისტი რგოლებიანი α სისტემის გადამცემი ფუნქცია მიიღებს სახეს:

$$W_{\alpha 1}(s) = \frac{K_{pn} W_{kc}}{1 + K_{pn} W_{kc}} = \frac{K_{\alpha} \frac{1+T_{pc}s}{T_{pc}s} W_{km} C_M W_{I1}}{1 + K_c K_{\alpha} \frac{1+T_{pc}s}{T_{pc}s} W_{km} C_M W_{I1}}, \quad (181)$$

სადაც: $K_{\alpha} = K_{pn} \cdot K_c$.

თუ სიჩქარის კონტურის გაწყობა განვახორციელებთ დაქვემდებარებული რეგულირების მეთოდის თანახმად, გვექნება

$$W_{kc}(s) \approx \frac{1}{K_c} W_{\tau}(s),$$

სადაც

$$W_{\tau}(s) = \frac{1}{16\tau^2 s^2 + 4\tau s + 1}. \quad (182)$$

გადამცემი ფუნქცია $W_{\alpha 1}(s)$ ჩაიწერება ასე:

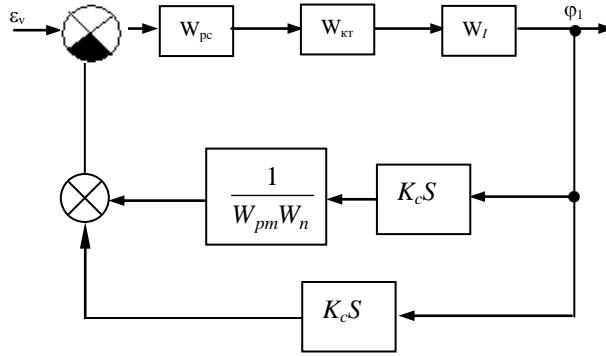
$$W_{\alpha 1}(s) = \frac{\frac{K_{pn}}{K_c} W_{\tau}}{1 + \frac{K_{pn}}{K_c} W_{\tau}}. \quad (183)$$

ნახ. 25 მოცემულია სიჩქარის კონტურის სტრუქტურის სქემა ელექტრომამოძრავებელი ძალის მიმართ უკუკავშირის გათვალისწინებით, რომლის თანახმად:

$$W_{kc}(s) = \frac{K_{pc} W_e C_M W_I}{1 + K_c s W_{pc} W_e C_M W_I}, \quad (184)$$

სადაც

$$W_e(s) = \frac{K_{km}}{1 + K_c s \frac{W_I}{W_{pn} W_n}},$$



ნახ. 25. სიჩქარის კონტურის სტრუქტურული სქემა

აქედან

$$W_{\alpha 1}(s) = \frac{K_{pc} W_{kc}}{1 + K_{pn} W_{kc}} = \frac{K_{pn} W_{pc} W_e C_M W_I}{1 + K_c s W_{pc} W_e C_M W_I + K_{pn} W_{pc} W_e C_M W_I}. \quad (185)$$

შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$W_e(s) = \frac{1}{K_m} \frac{W_{km1}}{1 + K_c s \frac{W_I}{W_{pm} W_n}} = \frac{1}{K_m} W_{kmc}. \quad (186)$$

უკანასკნელის გათვალისწინებით

$$W_{\alpha 1}(s) = \frac{K_{an} W_{pc} W_{kmc} C_M W_I}{1 + K_{ac} W_{pc} W_{kmc} C_M W_I + K_{an} W_{pc} W_{kmc} C_M W_I}, \quad (187)$$

სადაც:

$$K_{an} = \frac{K_{pn}}{K_m};$$

$$K_{ac} = \frac{K_e}{K_m}.$$

ან და გამლილი სახით

$$W_{pc} = K_{pc} \frac{1 + T_{pc} s}{T_{pc} s}$$

დამოკიდებულების გათვალისწინებით შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$W_{\alpha 1}(s) = \frac{K_{an1} \frac{1 + T_{pc} s}{T_{pc} s} W_I}{1 + (K_{ac1} + K_{an1}) \frac{1 + T_{pc} s}{T_{pc} s} W_I}, \quad (188)$$

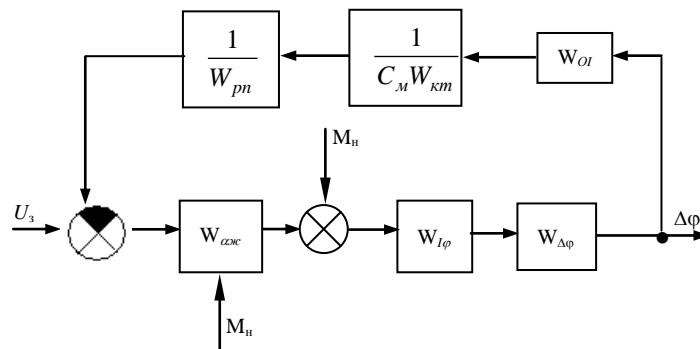
სადაც $W_I(s) = W_{kme} C_M W_I$.

თუ სისტემის α_1 სინთეზის ვახორციელებთ მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით, ვიღებთ საძიებელი პარამეტრების გამოსახულებებს ფუნქციონალურ კავშირში განზოგადოებულ z_m პარამეტრთან, სადაც z_m - არის დროის მასშტაბური კოეფიციენტი.

ნაშრომების [79, 88] და ზემოთმოყვანილი მასალების თანახმად სინთეზის შემდგომი ამოცანა დაკავშირებულია α სისტემის სიხშირული ანალიზთან $W_\alpha(s)$ გადამცემი ფუნქციის გამოყენებით.

ეს გადამცემი ფუნქცია ნახაზის 26 თანახმად ჩაიწერება ასე

$$W_\alpha(s) = \frac{\Psi(s)}{U_3(s)} \frac{W_{\alpha 1} \cdot W_{\Delta\varphi}}{1 + W_{\alpha 1} \cdot W_{\Delta\varphi} \frac{W_{O1}}{W_{pc} C_M W_{kn}}} \quad (189)$$



ნახ. 26. გამსხვილებული სტრუქტურული სქემა

როგორც ზევით იყო აღნიშნული ვაგებთ გარდაქმნილ სიხშირულ (საგნობრივ და წარმოსახვით) მახასიათებლებს

$$U_\alpha(\omega + \lambda) = 0;$$

$$V_\alpha(\omega + \lambda) = 0,$$

სადაც ω და λ - შესაბამისად რხევითი მდგენელის სიხშირე და ჩაქრობის კოეფიციენტი.

სისტემის პარამეტრული სინთეზის თანახმად შეგვიძლია დავსვათ საჭირო (მოცემული) λ და ω პარამეტრების შერჩევის საკითხი ხისტი სისტემის პარამეტრებისა და Z_m პარამეტრის ვარიაციის პროცესთან

დაკავშირებით. შეგვიძლია განვიხილოთ დამატებითი უკუკავშირების რეალიზაციასთან დაკავშირებული საკითხები.

განვიხილოთ საკვლევი სისტემის დინამიკური მახასიათებლების ხარისხობრივი გაუმჯობესების საკითხი, რომელსაც ვახორციელებთ სისტემაში დამატებითი პარალელური მაკორექტირებელი უკუკავშირების შემოტანით მოდალური მართვის თეორიის შესაბამისად.

შემდეგი კვლევების ჩატარებისათვის ვიხილავთ სტრუქტურულ სქემას (ნახ. 27), რომელიც ხასიათდება იმით, რომ სისტემის სტრუქტურაში არსებობენ პარალელური მაკორექტირებელი ხაზები, რომლებიც ნახაზზე არ არის მოცემული.

ნახაზზე: W_{pn} და W_{pr} – შესაბამისად მდებარეობის Π და დენის $\Pi\Pi$ – რეგულატორების გადამცემი ფუნქციები, სხვა აღნიშვნები კი მოცემული იყო წინამორბედ მასალაში.

განხილვადი სისტემის დინამიკა პარალელური უკუკავშირების და მდებარეობის Π რეგულატორის გათვალისწინებით აღიწერება განტოლებებით

$$T_{dif}\dot{u}_c + u_c = a_{pn2} \cdot \ddot{\varepsilon}_{np} + a_{np1}\dot{\varepsilon}_{np} + a_0\varepsilon_{np}; \quad (190)$$

$$\varepsilon_{np} = u_3 - K_{on}\varphi_2; \quad (191)$$

$$\varepsilon_{pc} = u_c - K_c\dot{\psi}_1 - q(t); \quad (192)$$

$$T_{pc}\dot{u}_{pc} = K_{pc}T_{pc} \cdot \varepsilon_{pc} - K_{pc}\varepsilon_{pc}; \quad (193)$$

$$\varepsilon_{pt} = u_{pc} - K_t i; \quad (194)$$

$$T_{pt}\dot{u}_t = K_{pt}T_{pt}\dot{\varepsilon}_{pt} + K_{pt}\varepsilon_{pt}; \quad (195)$$

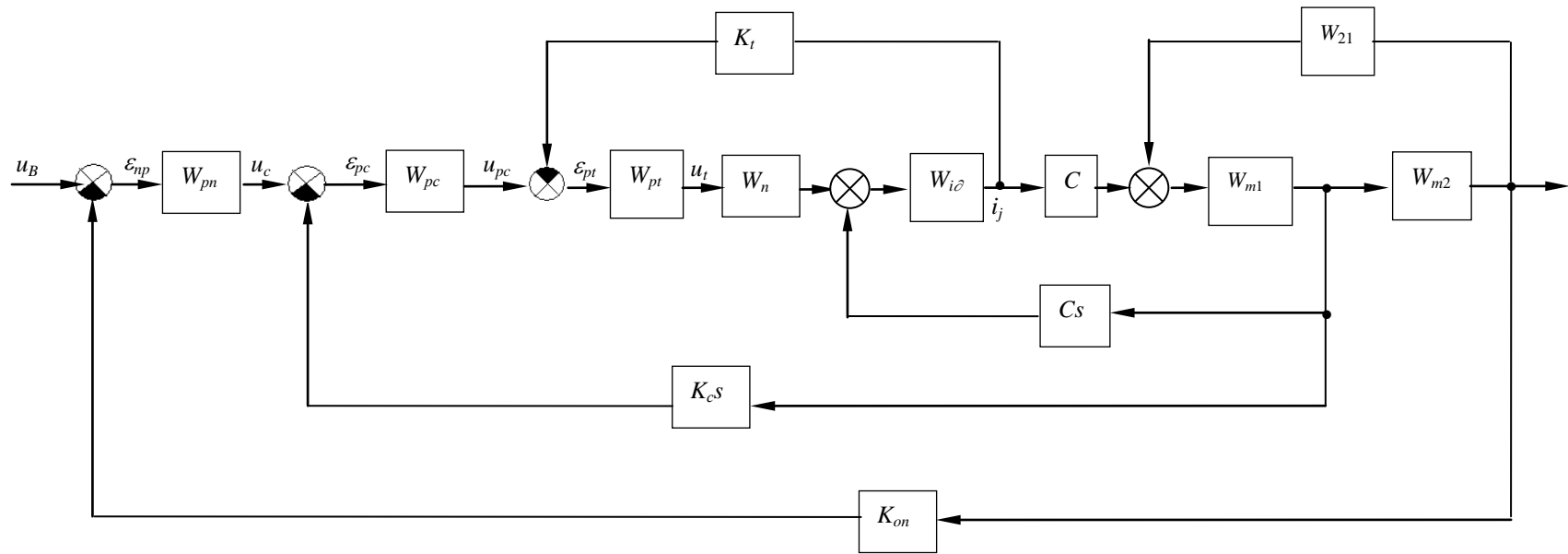
$$T_n\dot{u} + u = K_n u_t; \quad (196)$$

$$T_j \frac{di_a}{dt} + i_j = \frac{1}{R_j} u - \frac{c}{R_j} \dot{\phi} = K_j u - K_k c \dot{\phi}; \quad (197)$$

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_{\phi 1} \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi_1 = C i_a + b_{12} \dot{\phi}_2 + c_{12} \phi_2; \quad (198)$$

$$I_2 \ddot{\phi} + b_{\phi 2} \dot{\phi}_2 + c_{12} \phi_2 = -M_n + b_{12} \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi_1, \quad (199)$$

სადაც $g(t) = \beta_1 s \varphi_2 + \beta_2 s \varphi_1 + \beta_3 \Delta \varphi_n + \beta_4 i_a + B_{++} + \beta_6 u_t$.



ნახ. 27. სისტემის სტრუქტურული სქემა

შემდგომ ნაშრომებში [79, 84] გადაჭრილია გარდამავალი პროცესების მიხედვით, რომელშიც სასურველი გამავალი კოორდინატის თანახმად ისაზღვრება შუალედური კოორდინატების სასურველი მნიშვნელობები და ინტეგრალური მიახლოებების პროცედურების თანახმად ვსაზღვრავთ β_1, \dots, β_6 კოეფიციენტების საჭირო მნიშვნელობებს [79, 84].

2.3. რხევითი მდგენელის ანალიზი გარდამავალ პროცესში

წინამორბედ მასალაში და ნაშრომებში [85, 88] შემოთავაზებულია გარდაქმნილ სტრუქტურულ სქემაში შემოტანილი უკუკავშირის აპროქსიმაციის საკითხი პირველი რიგის სააპროქსიმაციო განტოლებით.

აღნიშნულ ამოცანასთან მიმართებაში თუ სისტემა არ არის შემოფარლული $\dot{\phi}_2$ უკუკავშირით ვხელმძღვანელობთ გადამცემი ფუნქციით:

$$W_{\Delta\phi}(s)_a = \frac{K_a I_a s^2}{(I_2 s^2 + b_{12} s + c_{12})(T_{a1} s + 1) + K_{Ia} s^2}, \quad (200)$$

სადაც K_a – უკუკავშირის გადამცემი კოეფიციენტი შემოთავაზებულ აპროქსიმაციულ ფუნქციაში.

უფრო გამსხვილებული სახით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$W_{\Delta\phi}(s)_a = \frac{K_{Ia} s^2}{A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + A_0}, \quad (201)$$

სადაც: $K_{Ia} = K_2 I_2$;

$$A_3 = I_2 T_{a1};$$

$$A_2 = b_{12} T_{a1} + I_2;$$

$$A_1 = c_{12} T_{a1} + b_{12};$$

$$A_0 = c_{12} + K_{3a}.$$

გადავდივართ სისტემის საგნობრივი და წარმოსახვითი სიხშირული მახასიათებლები გამოსახულებებზე:

$$U(\omega) = \frac{R_Q(\omega)R_p(\omega) + I_Q(\omega)I_p(\omega)}{R_p^2(\omega) + I_p^2(\omega)}; \quad (202)$$

$$V(\omega) = \frac{I_Q(\omega)R_p(\omega) + I_p(\omega)R_Q(\omega)}{R_p^2(\omega) + I_p^2(\omega)}, \quad (203)$$

სადაც:

$$R_Q(\omega) = K_{\phi};$$

$$I_Q(\omega) = 0;$$

$$R_p(\omega) = A_0 - A_2\omega^2;$$

$$I_p(\omega) = A_1\omega - A_3\omega^3.$$

მიღებული დამოკიდებულებების თანახმად შეგვიძლია ვიმსჯელოთ რხევით მდგენელის მაჩვენებლებზე საკვლევ სააპროქსიმაციო სისტემაში [85].

დასმული ამოცანის გადაჭრისათვის შესაძლოა მეორე მიდგომის გამოყენება.

მესამე ხარისხის განტოლება

$$A_3s^3 + A_2s^2 + A_1s + A_0 = 0. \quad (204)$$

როგორც ეს ცნობილია მოიცავს ერთ ექსპონენციალურ კერძო ამონახსნს

$$S_1 = A_u e^{-ut}. \quad (205)$$

ამ კერძო ამონახსნის ჩასმით განტოლებაში (204), მივიღებთ

$$-T^2u^3 - 2GTu^2 - u + 1 = 0, \quad (206)$$

სადაც:

$$T = \sqrt{\frac{A_3}{A_0}};$$

$$2G = \frac{A_2}{\sqrt{A_0A_1}}.$$

ერთი არატრივიალური კერძო ამონახსნის გამოყენებით გამოსახულების

$$S = s_1 \int y dt. \quad (207)$$

ჩასმით განტოლებაში (206) შეგვიძლია საწყისი განტოლებით რიგის შემცირება მისი სიწრფივის ერთგვაროვნების შენაჩუნებით [89].

ჩასმას (207)–ს ვცვლით ორი ჩასმით:

$$S = s_1 z \quad (208)$$

და

$$\dot{z} = y. \quad (209)$$

დამოკიდებულებებზე (208) და (209) დაყრდნობით, მივიღებთ:

$$\dot{S} = \dot{s}_1 z + s_1 \dot{z}; \quad (210)$$

$$\ddot{S} = \ddot{s}_1 z + 2\dot{s}_1 \dot{z} + s_1 \ddot{z}, \quad (211)$$

$$\dddot{S} = \ddot{s}_1 z + 3\dot{s}_1 \dot{z} + 3s_1 \ddot{z} + s_1 \dddot{z}. \quad (212)$$

დამოკიდებულებების (210)–(212) ჩასმით საწყის განტოლებაში (207) გათვალისწინებით, $\dot{z} = y$ ჩასმის განხორციელებით და ნულად არაგარდაქმნად მნიშვნელზე Ae^{-u} შეკვეცის შემდეგ, ვიღებთ შემცირებული რიგის განტოლებას

$$T^2 \ddot{y} + (-3T^2 u + 2\xi T) \dot{y} + (3T^2 u^2 - 4\xi T u + 1)y = 0.$$

ვწერთ მახასიათებელ განტოლებას

$$T^2 s^2 + (-3T^2 u + 2\xi T)s + (3T^2 u^2 - 4\xi T u + 1) = 0.$$

ვსაზღვრავთ კვადრატული სამწევრას ფესვებს:

$$\begin{aligned} S_{12} &= \frac{-(2GT - 3T^2 u) \pm \sqrt{(2GT - 3T^2 u)^2 - 4T^2 (3T^2 u^2 - 4GTu + 1)}}{2T^2} = \\ &= -\frac{2G - 3Tu}{2T} \pm \sqrt{\left(\frac{2G - 3Tu}{2T}\right)^2 - \frac{3Tu^2 - 4GTu + 1}{T^2}} = \\ &= -\left(\frac{G}{T} - 1,5u\right) \pm \sqrt{\left(\frac{G}{T} - 1,5u\right)^2 \left(3u^2 - 4\frac{G}{T}u + \frac{1}{T^2}\right)}. \end{aligned} \quad (213)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც საქმე გვაქვს რხევით მდგენელებთან

$$y = e^{\delta t} (C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t), \quad (214)$$

და პარამეტრები δ და ω განისაზღვრებიან დამოკიდებულებებით:

$$\delta = -\frac{G}{T} + 1,5u \quad (215)$$

და

$$\omega = \sqrt{\left(3u^2 - 4\frac{G}{T}u + \frac{1}{T^2}\right) - \delta^2}. \quad (216)$$

საბოლოო სახით რხევადი მდგენელის ჩახშობის კოეფიციენტი განისაზღვრება დამოკიდებულებით

$$\delta = -(\delta + u) = -\frac{G}{T} - 0,5u. \quad (217)$$

მესამე რიგის განტოლების ანალიზისათვის შეგვიძლია გამოვიყენოთ ნაშრომში [90] მოყვანილი მესამე ხარისხის განტოლების დაშლის მეთოდი.

შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$s^3 + a_1s^2 + a_2s + a_3 = (s + c)(s^2 + b_1s + b_2). \quad (218)$$

უკანასკნელიდან გამომდინარეობს

$$a_1 = c + b_1; \quad a_2 = b_2 + b_1c; \quad a_3 = cb_2. \quad (219)$$

ტოლობის (208) მეორე თანამამრავლის თანახმად გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= -\frac{b}{2} \\ \text{და} \\ \omega^2 &= b_2 - \lambda^2. \end{aligned} \right\} \quad (220)$$

(218) და (220) გამოსახულებების თანახმად [86] გვექნება:

$$\begin{aligned} b_2 + cb_1 &= a_2; \\ c^2 &= (a_1 - b_1)^2, \\ b_1 &= -2\lambda \end{aligned}$$

და ამასთან დაკავშირებით

$$\lambda = -\frac{\Delta n - 1}{2[a_1 + (a_1 + 2\lambda)^2]} = -\frac{a_1a_2 - a_3^2}{2[a_2 - (a_1 - 2\lambda)^2]}, \quad (221)$$

სადაც Δ_{n-1} წარმოადგენს ჰურვიცის მსაზღვრელს.

შემდგომ (219)–ის თანახმად ვიღებთ სიხშირის კვადრატის განმსაზღვრელ ფორმულებს:

$$\left. \begin{aligned} \omega^2 &= a_2 + 2\lambda(a_1 + 2\lambda) - \lambda^2; \\ \omega^2 &= \frac{\Delta_{n-1}}{-2\lambda} - a_1(a_1 + 2\lambda) - \lambda^2. \end{aligned} \right\} \quad (222)$$

აპროქსიმაციულ ფორმულაში T_a და K_a პარამეტრების განსაზღვრა–სათვის ვიყენებთ დამოკიდებულებებს, რომლებსაც ვსაზღვრავთ შემდეგი გადამცემი ფუნქციის ანალიზიდან:

$$W_{oc}(s) = W_{oc\Delta\varphi}(s)W_{\omega\kappa}(s) = W_{\omega\kappa}(s) \frac{W_{OI}(s)}{W_{pn} C_M W_{km}} = \frac{Q_{oc}(s)}{P_{oc}(s)}. \quad (223)$$

გამარტივებული სახით შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$W_{oc\Delta\varphi}(s) = \frac{(1+2\tau s)T_{pc}sI_2s^2}{(1+T_{pc}s)K_p}, \quad (224)$$

სადაც:

$$K_p = \frac{K_{pc} C_M}{K_T};$$

K_{pc} და T_{pc} – სიჩქარის ПИД - რეგულატორის პარამეტრები;

K_T და τ - ტექნიკურ მინიმუმზე გაწყობილი დენის ჩაკეტილი კონტურის პარამეტრები [76].

მოყვანილი დამოკიდებულებების თანახმად ვწერთ:

$$\frac{K_a}{\sqrt{T_a^2\omega^2+1}} = \frac{\sqrt{R_Q^2+I_Q^2}}{\sqrt{R_p^2+I_p^2}} = W_{oc\Delta\varphi}(\omega), \quad (225)$$

$$\arctg T_a \omega \approx \arctg \frac{I_p(\omega)}{R_p(\omega)}. \quad (226)$$

გაშლილი სახით გვაქვს:

$$\begin{aligned} W_{oc}(s) &= \frac{(T_{pc}s+1)K_p(2\tau T_{pc}I_2s^4+T_{pc}I_2s^3)}{(T_{pc}K_p s+1)(2\tau T_{pc}I_2s^4+T_{pc}I_2s^3+T_{pc}K_c s^2+K_p K_c s+1)} = \\ &= \frac{K_p(T_{pc}s+1)(d_1s^4+d_2s^3)}{(\alpha s+1)(e_4s^4+e_3s^3+e_2s^2+e_1s+1)} = \frac{Q_{oc}(s)}{P_{oc}(s)}. \end{aligned} \quad (227)$$

უკანასკნელად ვიღებთ;

$$W_{oc}(s) = \frac{b_{e5}s^5+b_{e4}s^4+b_{e3}s^3}{a_{e5}s^5+a_{e4}s^4+a_{e3}s^3+a_{e2}s^2+a_{e1}s+1}, \quad (228)$$

სადაც:

$$b_{e5} = T_{pc}d_1;$$

$$b_{e4} = d_1 + T_{pc}d_2;$$

$$b_{e3} = d_2;$$

$$a_{e5} = e_4\alpha;$$

$$a_{e4} = e_3\alpha + e_4;$$

$$a_{e3} = \alpha e_2 + e_3;$$

$$a_{e2} = \alpha e_1 + e_2,$$

$$a_{e1} = \alpha + e_1.$$

მიღებული თანახმად:

$$R_Q = b_{e4}\omega^4;$$

$$I_Q = -b_{e3}\omega^3 + b_{e5}\omega^5;$$

$$R_p = 1 - a_{e2}\omega^2 + a_{e4}\omega^4;$$

$$I_p = a_{e1}\omega - a_{e3}\omega^3 + a_{e5}\omega^5.$$

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე:

$$\left. \begin{aligned} \frac{K_a}{\sqrt{T_a^2\omega^2 + 1}} = W_{oc\Delta\phi}(\omega) = \Gamma_1(\omega), \\ T_a\omega = \frac{I_p(\omega)}{R_p(\omega)} = \Gamma_2(\omega). \end{aligned} \right\} \quad (229)$$

განტოლებათა სისტემა (229)–ის თანახმად ვსაზღვრავთ $T_a K_a$ პარამეტრების საწყის მნიშვნელობებს

$$T_a = \frac{\Gamma_2(\omega_*)}{\omega_*} \quad (230)$$

და

$$K_a = \Gamma_1(\omega_*)\sqrt{T_a^2\omega_*^2 + 1}, \quad (231)$$

სადაც ω_* – რხევების სიხშირე, რომელიც განისაზღვრება $W_{\Delta\phi}(s)$ გადამცემი ფუნქციის მახასიათებელ განტოლებიდან. ამ საწყისი მნიშვნელობების გამოყენებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ რხევითი მდგენელის პარამეტრები მიმდევრობითი მიახლოებების მეთოდის სქემაზე დაყრდნობით.

ხისტი კონტურის სინთეზისათვის შეგვიძლია გამოვიყენოთ 2.2 პარაგრაფში მოყვანილი გამოსახულებები.

2.4. პარამეტრული სინთეზის ამოცანები და გარდამავალი პროცესების ანალიზი

კვლევის ობიექტია ნახ. 23 მოყვანილი ელექტრომექანიკური სისტემა ხისტი რგოლებიანი α_1 სისტემის სინთეზის ამოცანას მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით ვიხილავთ, როგორც ეს იყო აღნიშნული, დაქვემდებარებული რეგულირების ელემენტებთან ურთიერთკავშირში.

მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის თანახმად ვწერთ კოორდინატთა საწყის ტოლობას

$$\alpha_1(s) \approx \frac{M_{0\alpha}(z_m s)}{N_{0\alpha}(z_m s)}. \quad (232)$$

ანდა გაშლილი სახით თუ ჩავთვლით, რომ შემომავალი ზემოქმედება ერთეულოვანია

$$\alpha_1(s) = \frac{K_{\alpha 1} W_x}{1 + K_{\alpha 1} W_x} \approx \frac{M_{0\alpha}(z_m s)}{N_{0\alpha}(z_m s)}. \quad (233)$$

აქ

$$\frac{M_{0\alpha}(z_m s)}{N_{0\alpha}(z_m s)} = \alpha_{1\kappa}(s), \quad (234)$$

სადაც $\alpha_{1\kappa}(s)$ – რეალიზაციისათვის საჭირო კოორდინატის გამოსახულება; $M_{0\alpha}$ და $N_{0\alpha}$ – პოლინომები ოპერატორი s – ის მიმართ, რომლებიც წარმოადგენენ სასურველი პროცესის გამოსახულების მრიცხველსა და მნიშვნელს.

დამოკიდებულების (232) გარდაქმნით სახით

$$(1 + K_{\alpha 1} W_x) M_{0\alpha} = K_{\alpha 1} N_{0\alpha}, \quad (235)$$

ან

$$K_{\alpha 1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) = M_{0\alpha}.$$

ახალ აღნიშვნებში შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\Phi_1 K_{\alpha 1} = \Phi_0, \quad (236)$$

სადაც:

$$\Phi_1 = N_{0\alpha} - M_{0\alpha};$$

$$\Phi_0 = M_{0\alpha}.$$

მიღებული გამოსახულების (236) თანახმად ვწერთ ℓ პირობით განტოლებებს ℓ აპროქსიმაციის $\delta = \delta_v$ (δ იღებს დადებით საგნობრივ მნიშვნელობებს) [80–81]

$$K_{\alpha_1} \Phi_1(\delta_1) + \Phi_0(\delta_v); \quad v = 1, \dots, \ell. \quad (237)$$

რადგანაც წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების სხვადასხვა ნაწილების მნიშვნელობა ორიგინალის წარმოსახვის სიზუსტის თანახმად განსხვავებულია განტოლებათა სისტემაში (237) შემოგვაქვს წონითი მამრავლები. ნაშრომში (235) რეკომენდირებულია δ_v განთავსების გეომეტრიული პროგრესიით

$$\delta_v = \delta_0 q^{-v}, \quad v = 0, \dots, \ell - 1,$$

სადაც $q = 2$.

ამ მიდგომით მახასიათებლის განმსაზღვრელ ნაწილს, რომელიც გამოიყენება აპროქსიმაციისას, წარმოადგენს მონაკვეთი $0 \leq \delta \leq \delta_0$, სადაც სასურველი კოორდინატი $X^0(\delta_0)$ შესაძლოა გამოვსახოთ $X^0(\delta)_{\max}$ -ის მონაკვეთებში; $X^0(\delta_v) = kX^0(\delta)_{\max}$. როგორც წესი, $k = 0,2 - 0,3$ და $k = 0,7 - 0,8$ შესაბამისად კლებადი და მზარდი მახასიათებლებისათვის.

შემდგომ ყველა პირობითი განტოლება სისტემიდან (237) მრავლდება მამრავლზე $\gamma_v(\delta_v)$, რომელიც განისაზღვრება ფორმულით [80]:

$$\gamma_v(\delta_v) = \frac{\theta}{\Omega_v};$$

$$\Omega_v = \frac{\Phi_1(\delta_v) + \Phi_2(\delta_v) + \Phi_3(\delta_v) + \Phi_0(\delta_v)}{4};$$

$$\theta = \frac{\sum_{v=1}^{\ell} \Omega_v}{\ell},$$

$$v = 1, \dots, \ell.$$

ასეთი წესით მიღებულ პირობით განტოლებათა სისტემას ვამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით K_{α} პარამეტრის მიმართ.

დავდივართ ნორმალურ განტოლებაზე

$$D_1 K_\alpha = D_0, \quad (238)$$

სადაც:

$$D_1 = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1^2(\delta_v);$$

$$D_0 = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_1(\delta_v).$$

განტოლება (238)–ის ამოხსნით ვიღებთ

$$K_\alpha = \frac{D_0}{D_1}. \quad (239)$$

ნაშრომის [88] თანახმად რეგულირებადი კოორდინატის გამოსახულება შესაძლოა იყოს გამოყენებული სახით

$$W_{\alpha 1}(s) = \frac{K_{cn} W_{pl1}}{1 + K_{ac} W_{pl1} + K_{cn} W_{pl1}}, \quad (240)$$

რომელშიც საძიებელ პარამეტრებად წარმოდგენილია K_{cn} და K_{ac} .

დამოკიდებულება (240) იღებს სახეს:

$$W_{pl1} = W_{pc} W_{kmc} C_M W_I;$$

$$K_{cn} = \frac{K_{pn}}{K_T}; \quad K_{ac} = \frac{K_c}{K_T}.$$

შესაძლოა აგრეთვე განხილული იქნას აგრეთვე უფრო რთული ამოცანა, რომელშიც საწყისი გადამცემი ფუნქციის სახით

$$W_{\alpha 1}(s) = \frac{K_{cn} W_{pl1}}{\frac{1}{W_{pc}} + K_{ac} W_{pl1} + K_{cn} W_{pl1}} = \frac{K_{cn} W_{pl1}}{\frac{T_{pc} s}{1 + W_{pc} s} + K_{ac} W_{pl1} + K_{cn} W_{pl1}}. \quad (241)$$

უკანასკნელის გამოყენებით კოორდინატთა საწყის ტოლობაში (223) ვიღებთ დამოკიდებულებას:

$$K_{cn} W_{pl1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) = \frac{T_{pc} s}{1 + T_{pc} s} M_{0\alpha} + K_{ac} W_{pl1} M_{0\alpha}. \quad (242)$$

ან:

$$K_{cn} (1 + T_{pc} s) W_{pl1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) = T_{pc} s M_{0\alpha} + K_{ac} W_{pl1} M_{0\alpha} (1 + T_{pc} s). \quad (243)$$

უკანასკნელი დამოკიდებულება დაგვყავს სახეზე:

$$K_{cn} W_{pl1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) + K_{ac} T_{pc} s W_{pl1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) = T_{pc} s M_{0\alpha} + K_{ac} W_{pl1} M_{0\alpha}. \quad (244)$$

უფრო გაშლილი სახით გვექნება:

$$\begin{aligned} & K_{an} W_{pl1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) + T_{pc} K_{ac} W_{pl1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) s - \\ & - T_{pc} M_{0\alpha} s - K_{an} W_{pl1} M_{0\alpha} + K_{\alpha 1} T_{pc} W_{pl1} M_{0\alpha} = 0. \end{aligned} \quad (245)$$

ზემოაღნიშნულის გამოყენებით დავდევართ ნორმალურ განტოლებათა სისტემაზე.

უფრო დეტალურად ვიხილავთ ორპარამეტრულ ამოცანას. დამოკიდებულის (229) გამოყენებით შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$K_{an} W_{pl1} (N_{0\alpha} - M_{0\alpha}) - K_{ac} W_{pl1} M_{0\alpha} = M_{0\alpha}. \quad (246)$$

გადავდევართ პირობით განტოლებებზე

$$\begin{aligned} K_{\alpha 1} \Phi_1(\delta_1) + K_{ac} \Phi(\delta_v) &= \Phi_0(\delta_v), \\ v &= 1, \dots, \ell \end{aligned} \quad (247)$$

სადაც:

$$\begin{aligned} \Phi_1(\delta_v) &= W_{pl1}(\delta_v) [N_{0\alpha}(z_m \delta_v) - M_{0\alpha}(z_m \delta_v)]; \\ \Phi_2(\delta_v) &= -W_{pl1}(\delta_v) M_{0\alpha}(z_m \delta_v); \\ \Phi_0(\delta_v) &= M_{0\alpha}(z_m \delta_v). \end{aligned}$$

პირობით განტოლებათა სისტემას როგორც ზევით ვამარაგებთ წონითი კოეფიციენტებით γ , შემდგომ მიღებულ სისტემას ვამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით და გადავდევართ ნორმალურ განტოლებებზე:

$$\left. \begin{aligned} D_{11} K_{\alpha} + D_{12} K_{ac} &= D_{01}; \\ D_{21} K_{\alpha} + D_{22} K_{ac} &= D_{02}; \end{aligned} \right\} \quad (248)$$

სადაც:

$$\begin{aligned} D_{11} &= \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1^2(\delta_v); \\ D_{12} = D_{21} &= \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2(\delta_v) \Phi_1(\delta_v). \end{aligned}$$

განტოლება (248)–ის:

$$K_{an} = \frac{D_{an}}{D}; \quad (249)$$

$$K_{ac} = \frac{D_{ac}}{D}, \quad (250)$$

სადაც:

$$D_{ca} = \begin{vmatrix} D_{01} & D_{12} \\ D_{02} & D_{22} \end{vmatrix} = D_{01}D_{22} - D_{12}D_{02};$$

$$D_{ac} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{01} \\ D_{22} & D_{01} \end{vmatrix} = D_{11}D_{01} - D_{01}D_{21};$$

$$D = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & D_{22} \end{vmatrix} = D_{11}D_{22} - D_{12}D_{21}.$$

გემის კურსის მართვის სისტემის სინთეზისას ვარირებად პარამეტრებად ვიხილავთ ПИД – რეგულატორის პარამეტრებს და სისტემის α უკუკავშირის კოეფიციენტს.

ვწერთ საწყის ტოლობას

$$W_{\psi}(s) \approx W_{\psi\kappa}(s) = \frac{M_{0\psi}(s)}{N_{0\psi}(s)}, \quad (251)$$

სადაც: $W_{\psi\kappa}(s)$ – სასურველი გადამცემი ფუნქცია და $M_{0\psi}(s)$ და $N_{0\psi}(s)$ – სასურველი პროცესის მრიცხველსა და მნიშვნელს, რომლებიც თავის მხრივ წარმოადგენენ s -ის პოლინომებს.

გამოსახულებას (252) გარდაქმნით სახით:

$$\begin{aligned} W_{\text{пид}}(s)W_{\text{г3}}K_nW_{\alpha c}(s) &\approx \\ &\approx \left[1 + K_{0c} \frac{W_{\alpha c}(s)}{W_{m2}(s)} + W_{\text{пид}}(s)K_nW_{\alpha c}(s) \right] \frac{M_{0\psi}(s)}{N_{0\psi}(s)}. \end{aligned} \quad (252)$$

გამსხვილებული სახით

$$W_{\text{пид}}(s)W_{\alpha c}(s)[N_{0\psi}(s) - M_{0\psi}(s)] - K_{0c}W_{\text{г3}}(s)M_{0\psi}(s) = M_{0\psi}(s), \quad (253)$$

სადაც: $W_{\text{пид}}(s) = W_{\text{г3}}(s)K_nW_{\alpha c}(s)$;

$$W_{\text{г3}}(s) = \frac{W_{\alpha c}(s)}{W_{\text{мг}}(s)}.$$

ПИД-რეგულატორის გაშლილი გამოსახულების გამოყენებით, ვიღებთ:

$$K_{\text{н3}}W_{\text{гм}\Sigma}(s) + T_{\text{дуф}}sW_{\text{гм}\Sigma}(s) + K_{\text{умг}}\frac{1}{s}W_{\text{гм}\Sigma}(s) - K_{0c}W_{\text{гн}}(s)M_{0\psi} = M_{0\psi}(s), \quad (254)$$

სადაც

$$W_{\text{гм}\Sigma}(s) = W_{\text{г}\alpha}(s)[N_{0\psi}(s) - M_{0\psi}(s)].$$

მიღებული ტოლობა საჭიროა გემის კურსის მართვის მოთვალთვალე სისტემის პარამეტრული სინთეზის შემდგომი პროცედურების რეალიზაციისათვის.

ხისტი სისტემის სინთეზისათვის ზემოთ მოყვანილ ტოლობაში (222) შეგვიძლია გამოვიყენოთ

$$W_{\alpha}(s) = \frac{1}{I_{\Sigma}} \frac{32\tau^2 s(1-2\tau s)}{64\tau^2 s^2 + 32\tau^2 s^2 + 8\tau s + 1}. \quad (255)$$

სასურველი პროცესის სახით შემოგვაქვს დამოკიდებულება

$$\begin{aligned} \alpha(z_m s) &= \frac{M_{0\alpha}(z_m s)}{N_{0\alpha}(z_m s)} = A_{0\alpha} \frac{\frac{a_{1\alpha}}{2} z_m s + 1}{a_{0\alpha} z_m^2 s^2 + a_{1\alpha} z_m s + 1} \doteq \\ &\doteq A_{0\alpha} - \frac{A_{0\alpha}}{2} e^{-\frac{U_{1\alpha}}{z_m s}} - \frac{A_{0\alpha}}{2} e^{-\frac{U_{2\alpha}}{z_m s}}; \end{aligned} \quad (256)$$

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე გვაქვს:

$$M_{0\alpha}(z_m s) = \frac{a_{1\alpha}}{2} z_m s + 1;$$

$$N_{0\alpha}(z_m s) = a_{0\alpha} z_m^2 s^2 + a_{1\alpha} z_m s + 1.$$

სასურველი მრუდის საწყისი პარამეტრების დადგენისათვის (როდესაც $z_m \alpha = 1,0$) ვხელმძღვანელობთ დაქვემდებარებული რეგულირებისას სინთეზის მეთოდით, რომლის თანახმად დენის ПИ - რეგულატორისა და სიჩქარის ПИД - რეგულატორის პარამეტრების მნიშვნელობები აღებული არიან შესაბამისად გაწყობით ტექნიკურ ოპტიმუმზე და სიმეტრიულ ოპტიმუმზე [76].

ასეთი მეთოდით მიღებული პარამეტრების მნიშვნელობებზე დაყრდნობით ვაგებთ წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების გამოყენებით გარდამავალ მრუდს (224).

პარამეტრების $K_{n\alpha}$, T_{dup} , K_{um} , K_{oc} განსაზღვრისათვის ვიყენებთ დამოკიდებულებას (254). სასურველი პროცესის სახით, როგორც ადრე შერჩეული გვაქვს ფუნქცია:

$$\begin{aligned} \psi_{\text{oc}}(z_m, s) &= \frac{M_{\psi}^0(z_m s)}{N_{\psi}^0(z_m s)} = A_{0\psi} \frac{\frac{a_{1\psi}}{2} z_m \psi s + 1}{a_{0\psi} z_m \psi s^2 + a_{1\psi} z_m \psi s} \doteq \\ &\doteq A_{0\psi} - \frac{A_{0\psi}}{2} e^{\frac{U_{1\psi}}{z_m \psi}} - \frac{A_{0\psi}}{2} e^{\frac{U_{2\psi}}{z_m \psi}}. \end{aligned} \quad (257)$$

ადრე მიღებული დამოკიდებულებების თანახმად გამსხვილებული სახით შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$\Phi_{1\psi} K_{n3} + \Phi_{2\psi} T_{\text{დიფ}} + \Phi_{3\psi} K_{\text{უმც}} + \Phi_{4\psi} K_{oc} = \Phi_{0\psi}, \quad (258)$$

სადაც:

$$\Phi_{1\psi} = W_{\Gamma M \Sigma}(s),$$

$$\Phi_{2\psi} = S W_{\Gamma M \Sigma}(s),$$

$$\Phi_{3\psi} = \frac{W_{TM \Sigma}(s)}{s},$$

$$\Phi_{4\psi} = -W_n(s) M_{O\psi}(z),$$

$$\Phi_{O\psi} = W_{O\psi}(s).$$

შემოგვაქვს განხილვაში წარმოსახვითი სიხშირეები $\delta = j\omega$, წონითი კოეფიციენტები λ_m და ვიხილავთ პირობით განტოლებათა სისტემას [80, 81]

$$\begin{aligned} \lambda_{mv} \Phi_{1\psi}(\delta_v, z_m) K_{n3} + \lambda_{mv} \Phi_{2\psi}(\delta_v, z_m) T_{\text{დიფ}} + \lambda_{mv} \Phi_{3\psi}(\delta_v, z_m) K_{\text{უმც}} + \\ + \lambda_{mv} \Phi_{4\psi}(\delta_v, z_m) K_{oc} = \lambda_{mv} \Phi_0(\delta_v, z_m). \end{aligned} \quad (259)$$

მნიშვნელობებს δ_v და λ_m -თვის გამოვთვლით [80] და [81]

სამუშაოებში მოყვანილი დამოკიდებულებების თანახმად.

ასეთი სახით მიღებულ პირობით განტოლებათა სისტემას დავამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდი და მივიღებთ:

$$D_{11\psi} K_{n3} + D_{12\psi} T_{\text{დიფ}} + D_{13\psi} K_{\text{უმც}} + D_{14\psi} K_{oc} = D_{01\psi}; \quad (260)$$

$$D_{21\psi} K_{n3} + D_{22\psi} T_{\text{დიფ}} + D_{23\psi} K_{\text{უმც}} + D_{24\psi} K_{oc} = D_{02\psi}; \quad (261)$$

$$D_{31\psi} K_{n3} + D_{32\psi} T_{\text{დიფ}} + D_{33\psi} K_{\text{უმც}} + D_{34\psi} K_{oc} = D_{03\psi}; \quad (262)$$

$$D_{41\psi} K_{n3} + D_{42\psi} T_{\text{დიფ}} + D_{43\psi} K_{\text{უმც}} + D_{44\psi} K_{oc} = D_{04\psi}, \quad (263)$$

სადაც:

$$\begin{aligned}
D_{11\psi} &= \sum_v \lambda_{mv}^2 \Phi_{1\psi}^2 ; \\
D_{12\psi} &= \sum_v \lambda_{mv}^2 \Phi_{2\psi} \cdot \Phi_{1\psi} ; \\
D_{13\psi} &= \sum_v \lambda_{mv}^2 \Phi_{3\psi} \Phi_{1\psi} ; \\
D_{14\psi} &= \sum_v \lambda_{mv}^2 \Phi_{4\psi} \Phi_{1\psi} ; \\
D_{21\psi} &= D_{12\psi} ; \\
D_{22\psi} &= \sum_v \lambda_{mv}^2 \Phi_{2\psi}^2 ; \\
D_{23\psi} &= \sum_v \lambda_{mv}^2 \Phi_{3\psi} \Phi_{2\psi} ; \\
D_{24\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{4\psi} \Phi_{2\psi} ; \\
D_{31\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{1\psi} \Phi_{3\psi} = D_{13\psi} ; \\
D_{32\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{2\psi} \Phi_{3\psi} = D_{23\psi} ; \\
D_{33\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{3\psi}^2 ; \\
D_{41\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{4\psi} \Phi_{1\psi} = D_{14\psi} ; \\
D_{42\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{4\psi} \Phi_{2\psi} = D_{24\psi} ; \\
D_{43\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{4\psi} \Phi_{3\psi} = D_{34\psi} , \\
D_{44\psi} &= \sum_v \lambda_m^2 \Phi_{4\psi}^2 .
\end{aligned}$$

მიღებული სისტემის ამოხსნით დავდევართ K_{n3} , K_{um} , $T_{\partial u \phi}$, K_{oc} პარამეტრების მნიშვნელობებზე.

$$K_{n3} = \frac{D_{n3}}{D} ; \quad (264)$$

$$T_{\partial u \phi} = \frac{D_{\partial u \phi}}{D} ; \quad (265)$$

$$K_{um} = \frac{D_{um}}{D} , \quad (266)$$

$$K_{oc} = \frac{D_{oc}}{D}. \quad (267)$$

აქ:

$$D_{11} = \begin{vmatrix} D_{01\psi} & D_{12\psi} & D_{13\psi} & D_{14\psi} \\ D_{02\psi} & D_{22\psi} & D_{23\psi} & D_{24\psi} \\ D_{03\psi} & D_{32\psi} & D_{33\psi} & D_{34\psi} \\ D_{04\psi} & D_{42\psi} & D_{43\psi} & D_{44\psi} \end{vmatrix};$$

$$D_{ou\phi} = \begin{vmatrix} D_{11\psi} & D_{01\psi} & D_{13\psi} & D_{14\psi} \\ D_{21\psi} & D_{02\psi} & D_{23\psi} & D_{24\psi} \\ D_{31\psi} & D_{03\psi} & D_{33\psi} & D_{34\psi} \\ D_{41\psi} & D_{04\psi} & D_{43\psi} & D_{44\psi} \end{vmatrix};$$

$$D_{um} = \begin{vmatrix} D_{11\psi} & D_{12\psi} & D_{01\psi} & D_{14\psi} \\ D_{21\psi} & D_{22\psi} & D_{02\psi} & D_{24\psi} \\ D_{31\psi} & D_{32\psi} & D_{03\psi} & D_{34\psi} \\ D_{41\psi} & D_{42\psi} & D_{04\psi} & D_{44\psi} \end{vmatrix};$$

$$D_{oc} = \begin{vmatrix} D_{11\psi} & D_{12\psi} & D_{13\psi} & D_{01\psi} \\ D_{21\psi} & D_{22\psi} & D_{23\psi} & D_{02\psi} \\ D_{31\psi} & D_{32\psi} & D_{33\psi} & D_{03\psi} \\ D_{41\psi} & D_{42\psi} & D_{43\psi} & D_{04\psi} \end{vmatrix};$$

$$D = \begin{vmatrix} D_{11\psi} & D_{12\psi} & D_{13\psi} & D_{14\psi} \\ D_{21\psi} & D_{22\psi} & D_{23\psi} & D_{24\psi} \\ D_{31\psi} & D_{32\psi} & D_{33\psi} & D_{34\psi} \\ D_{41\psi} & D_{42\psi} & D_{43\psi} & D_{44\psi} \end{vmatrix}.$$

გარდამავალი $\psi(t)$ პროცესის მრუდის აგებისათვის ვიყენებთ გადამცემ ფუნქციას

$$W_{\psi}(s) = \frac{W_{nu\phi} W_{oc} W_{z3}}{1 + W_{nu\phi} W_{oc} W_{z3}}. \quad (258)$$

აქ:

$$W_{oc} = \frac{K_{\alpha 1} W_{\tau c}}{1 + K_{oc} W_{\tau c}}; \quad (269)$$

$$W_{\tau s} = \frac{b_{\tau 1} s + b_{\tau o}}{a_{\tau 3} s^3 + a_{\tau 2} s^2 + a_{\tau 1} s + 1}. \quad (270)$$

$$b_{\tau 1} = \frac{64\tau^3}{I_{\Sigma}};$$

$$b_{\tau 0} = \frac{32\tau^2}{I_{\Sigma}};$$

$$a_{\tau 3} = 64\tau^2;$$

$$a_{\tau 2} = 32\tau^2;$$

$$a_{\tau 1} = 8\tau.$$

აღნიშნულიდან გამომდინარე:

$$W_{\alpha\omega\kappa} = \frac{K_{\alpha 1}(b_{\tau 1}s + b_{\tau 0})}{a_{\tau 3}s^3 + a_{\tau 2}s^2 + (a_{\tau 1} + K_{oc}K_{\alpha 1}b_{\tau 1})s + (1 + K_{oc}K_{\alpha 1}b_{\tau 0})}; \quad (271)$$

$$W_{n\omega}(s) = K_{n\omega} + K_{\omega\mu\phi}s + K_{\omega\mu\mu}\frac{1}{s}; \quad (272)$$

$$W_{n-3} = W_{n\omega}W_{\alpha\omega}W_{\omega\kappa} = \frac{K_{\alpha 1}\left(K_{n\omega} + K_{\omega\mu\phi}s + K_{\omega\mu\mu}\frac{1}{s}\right)(b_{\tau 1}s + b_{\tau 0})}{a_{\tau 3}s^3 + a_{\tau 2}s^2 + a_{x\tau 1}s + a_{x\tau 0}} \times \\ \times \frac{K_{\omega\kappa}(1 + T_{\omega\kappa}s)}{s(1 + T_{1\kappa}s + T_{2\gamma}s^2)} = \frac{K_{\alpha 1}(K_{n\omega}s + K_{\omega\mu\phi}s^2 + K_{\omega\mu\mu})(b_{\tau 1}s + b_{\tau 0})}{s^2(a_{\tau 3}s^3 + a_{\tau 2}s^2 + a_{* \tau 1}s + a_{* \tau 0})(T_{2\kappa}s^2 + T_{1\kappa}s + 1)}. \quad (273)$$

გამსხვილებული სახით

$$W_{n-3} = \frac{B_4s^4 + B_3s^3 + B_2s^2 + B_1s + B_0}{A_7s^7 + A_6s^6 + A_5s^5 + A_4s^4 + A_3s^3 + A_2s^2}, \quad (274)$$

სადაც

$$B_4 = K_{\omega\kappa}B_{3*}T_{\omega\kappa};$$

$$B_3 = K_{\omega\kappa}(B_{2*}T_{\omega\kappa} + B_{3*});$$

$$B_2 = K_{\omega\kappa}(B_{1*}T_{\omega\kappa} + B_{2*});$$

$$B_1 = K_{\omega\kappa}(B_0T_{\omega\kappa} + B_{1*});$$

$$B_0 = K_{\alpha 1}K_{\omega\mu\mu}b_{\tau 0};$$

$$B_{3*} = K_{\alpha 1}K_{\omega\mu\phi}b_{\tau 1};$$

$$B_{2*} = K_{\alpha 1}(K_{n\omega}b_{\tau 1} + K_{\omega\mu\phi}b_{\tau 0});$$

$$B_{1*} = K_{\alpha 1}(K_{\omega\mu\mu}b_{\tau 1} + K_{n\omega}b_{\tau 0});$$

$$A_6 = a_{\tau 2}T_{2\kappa} + a_{\tau 3}T_{1\kappa};$$

$$A_5 = a_{* \tau 1}T_{2\kappa} + a_{\tau 2}T_{1\kappa} + a_{\tau 3};$$

$$A_4 = a_{*τ0}T_{2κ} + a_{*τ1}T_{1κ} + a_{τ2};$$

$$A_3 = a_{*τ0}T_{1κ} + a_{*τ1};$$

$$A_2 = a_{*τ0}.$$

შემდგომ ვიღებთ:

$$\begin{aligned} W_{\psi}(s) &= \frac{W_{n-3}(s)}{1+W_{n-3}(s)} = \\ &= \frac{B_3s^3 + B_2s^2 + B_1s + B_0}{A_7s^7 + A_6s^6 + A_5s^5 + A_4s^4 + A_3s^3 + A_2s^2 + A_1s + B_0}, \end{aligned} \quad (275)$$

სადაც: $A_{4*} = A_4 + B_4;$

$$A_{3*} = A_3 + B_3; \quad A_{2*} = A_2 + B_2;$$

$$A_{1*} = A_1 + B_1.$$

მიღებული გამოსახულებების თანახმად გაგებთ, როგორც საგნობრივ სიხშირულ მახასიათებლებს, აგრეთვე გარდამავალი პროცესების მრუდებს.

გადავდივართ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებლებზე, რისთვისაც (267) გამოსახულებაში s ოპერატორის ნაცვლად შემოგვაქვს არგუმენტი $j\omega$, სადაც ω – წრიული სიხშირე და j – წარმოსახვითი ერთიანი.

ვიღებთ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებელს

$$\Psi(j\omega) = \frac{A_{\psi}(j\omega)}{B_{\psi}(j\omega)}. \quad (276)$$

უკანასკნელის გამოყენებით გაგებით სისტემის საგნობრივ-სიხშირულ მახასიათებელს

$$P(\omega) = \text{Re}[x(j\omega)] = \frac{R_A(\omega)R_B(\omega) - I_A(\omega)I_B(\omega)}{R_B^2(\omega) + R_A^2(\omega)}, \quad (277)$$

სადაც:

$$R_A(\omega) = 1 - b_{2\psi}\omega^2;$$

$$I_A(\omega) = b_{1\psi}\omega - b_{3\psi}\omega^3;$$

$$R_B(\omega) = 1 - a_{2\psi}\omega^2 + a_{4\psi}\omega^4 - a_{6\psi}\omega^6;$$

$$I_B(\omega) = a_{2\psi}\omega - a_{3\psi}\omega^3 + a_{5\psi}\omega^5 - a_{7\psi}\omega^7;$$

$R(\omega)$ და $I(\omega)$ – შესაბამისად საგნობრივი და წარმოსახვითი ნაწილებია.

სინთეზის შემოთავაზებული მეთოდის აპრობაციისათვის ვატარებთ კონკრეტულ საანგარიშო გამოკვლევებს. ამისათვის α -სისტემისათვის სასურველი პროცესის საწყის პარამეტრებად იქნა შერჩეული $u_1 = 2$ და $u_2 = y \frac{1}{\nabla \theta}$, ხოლო ψ -სისტემისათვის $u_{1\psi} = 0,02 \frac{1}{\nabla \theta}$, $u_{\psi 2} = 0,04 \frac{1}{\nabla \theta}$.

ამასთან ერთად საკვლევ სისტემასთან მიმართებაში არარეგულირებადი პარამეტრების მნიშვნელობებად იქნა შერჩეული.

$$I_0 = 1,2 \cdot 10^7 \text{ კგმ}^2; R_{os} = 2,58 \text{ ომ}, L_{os} = 5,10^4 \text{ გ}; I_{os} = 2,1 \text{ კგმ}^2; C_e = 0,219;$$

$$C_M = 2,09; T_{\phi 1} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ წმ}; R_{\phi 1} = 2000 \text{ ომ}; K_{\phi 1} = 1,4; i_p = 1240;$$

$$K_n = 7,5; I_2 = 7,8 \text{ კგმ}^2; \beta_{12} = 0,015 \text{ მ/რად წმ}, \tau = 6,7 \text{ მწმ},$$

$$C_{12} = 250 \frac{\text{მმ}}{\text{რად}}; T_M = 1,92 \cdot 10^{-2} \text{ წმ}.$$

დაქვემდებარებული რეგულირების მეთოდის თანახმად მიღებულ იქნა:

$$K_{pm} = 0,1; T_p = 5,57 \text{ მწმ}; K_{pc} = 4,325; T_{pc} = 26,7 \text{ მწმ}; K_n = 57 \text{ წმ}^{-1}.$$

ψ -სისტემის გაანგარიშებისათვის კი შემოტანილი იქნა დამატებითი პარამეტრები:

$$K_{gif} = 9 \text{ წმ}; K_{umm} = 0,02 \text{ წმ}^{-1}; K_{z3} = 0,104 \text{ წმ}^{-1}; T_{ok} = 9,81 \text{ წმ};$$

$$T_{1k} = 3,31 \text{ წმ}; T_{2k} = 2,86 \text{ წმ}, K_{n7} = 3,64 \text{ ვ/რად}.$$

ამ მნიშვნელობათა გამოყენებით რეგულირებადი $\alpha(t)$ და $\psi(t)$ კოორდინატების გამოსახულებები იმ შემთხვევისათვის, როდესაც $z_{m\alpha} = z_{m\psi} = 1,0$ იღებენ სახეს:

$$\psi(s) = \frac{0,256s^3 + 25,6s^2 + 5,82s + 1}{0,12s^7 + 5,95s^6 + 6,6s^5 + 12,5s^4 + 125s^3 + 59,59s^2 + 3,58s + 1}, \quad (278)$$

$$\alpha_r(s) = \frac{0,55s + 1}{0,08s^3 + 0,09s^2 + 1,1s + 1}. \quad (279)$$

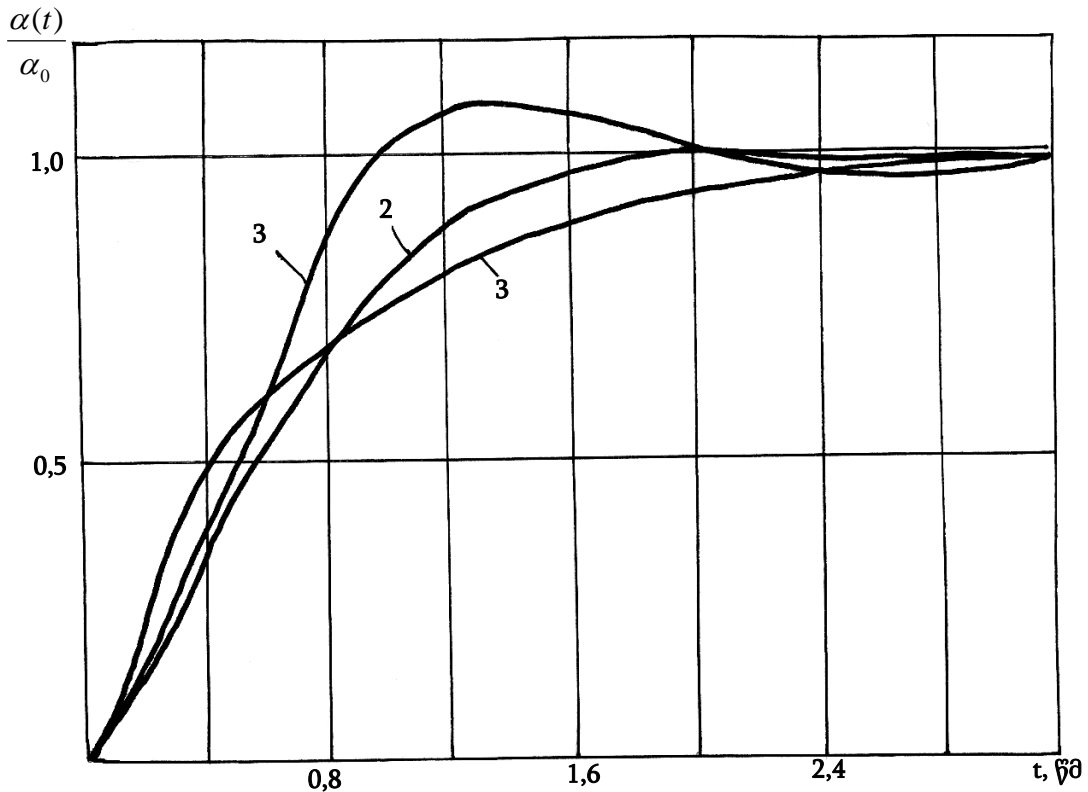
სისტემათა სინთეზის საფუძველზე მიღებული იქნა სინთეზირებადი პარამეტრების მნიშვნელობები და აგებული იქნა გარდამავალი პროცესების მრუდები.

α -სისტემის კვლევებისას მიღებული იქნა სინთეზირებადი პარამეტრების შემდეგი მნიშვნელობები:

$$K_\alpha = 57 \text{ წმ}^{-1}; \text{ როდესაც } z_{m\alpha} = 1,0 \text{ და } K_\alpha = 125 \text{ წმ}^{-1}, \text{ როდესაც } z_{m\alpha} = 0,6.$$

$$\text{აქ } K_\alpha = K_{n\alpha} \cdot K_{\alpha 1}, \text{ სადაც } K_{n\alpha} = 3,65 \text{ ვ/რად და } K_{\alpha 1} = \frac{57}{3,65} = 16,01 \frac{1}{\text{წმ}}.$$

ნახაზზე 28 მოცემულია α -სისტემის გარდამავალი პროცესები, სადაც 1, 2 და 3 მრუდები მიღებული $z_m = 1,0$, $z_m = 0,8$ და $z_m = 0,6$ -ის შესაბამისად



ნახ. 28. გარდამავალი პროცესების მრუდები α -სისტემაში

ψ - სისტემის პარამეტრული სინთეზის შედეგები - სინთეზირებადი პარამეტრების $K_n, T_{\text{ფ}}, K_{\text{უმ}}$ და K_{oc} დამოკიდებულება z_m პარამეტრთან გამოსახულია ნახ. 29.

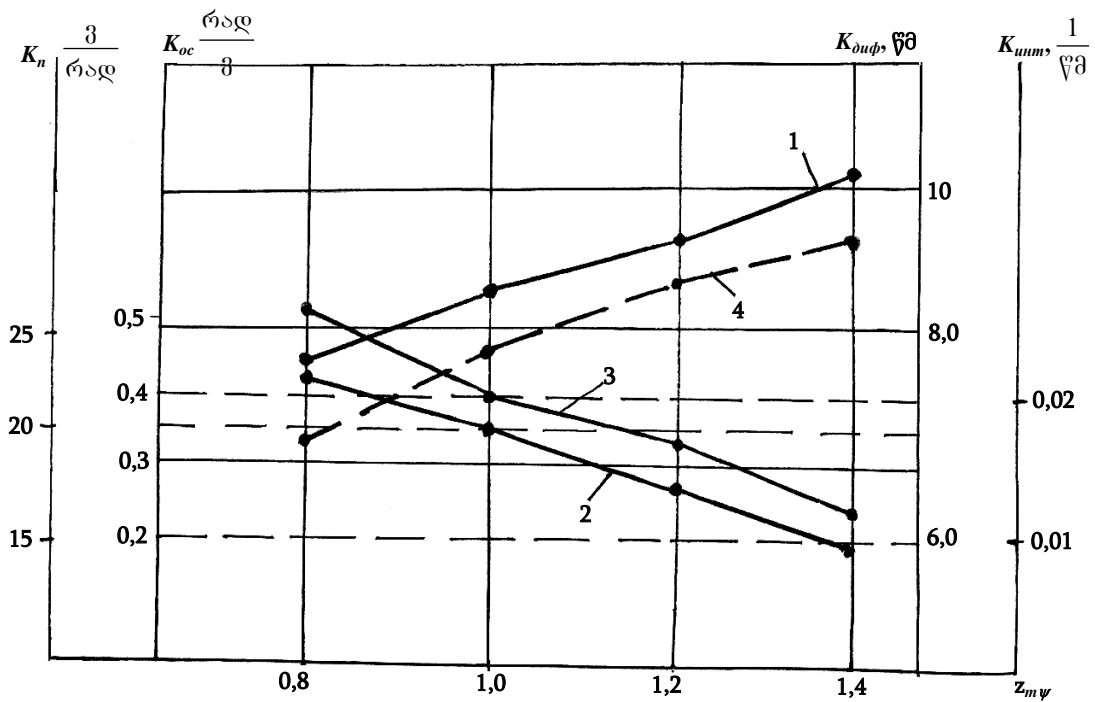
სისტემა ψ -ს დინამიკური მდგრადობის ანალიზისათვის ვიყენებთ λ კოეფიციენტებს [66] ვსაზღვრავთ ფარდობათა თანამიმდევრობას

$$a_{n-2}/a_n; a_{n-3}/a_{n-1}, a_{n-4}/a_{n-2}, \dots, a_1/a_4, a_0/a_2.$$

ვსაზღვრავთ λ კოეფიციენტების მნიშვნელობებს, ანგარიშებმა გვიჩვენეს, რომ $z_m = 1,2$ და $z_m = 0,8$ ყველა λ არის 0,465-ზე ნაკლები, რაც მიგვითითებს იმაზე, რომ სისტემა აღნიშნული პარამეტრებით მდგრადია.

გადავდივართ გარდამავალი მრუდების აგებაზე, საფუძვლად ვიღებთ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებელს

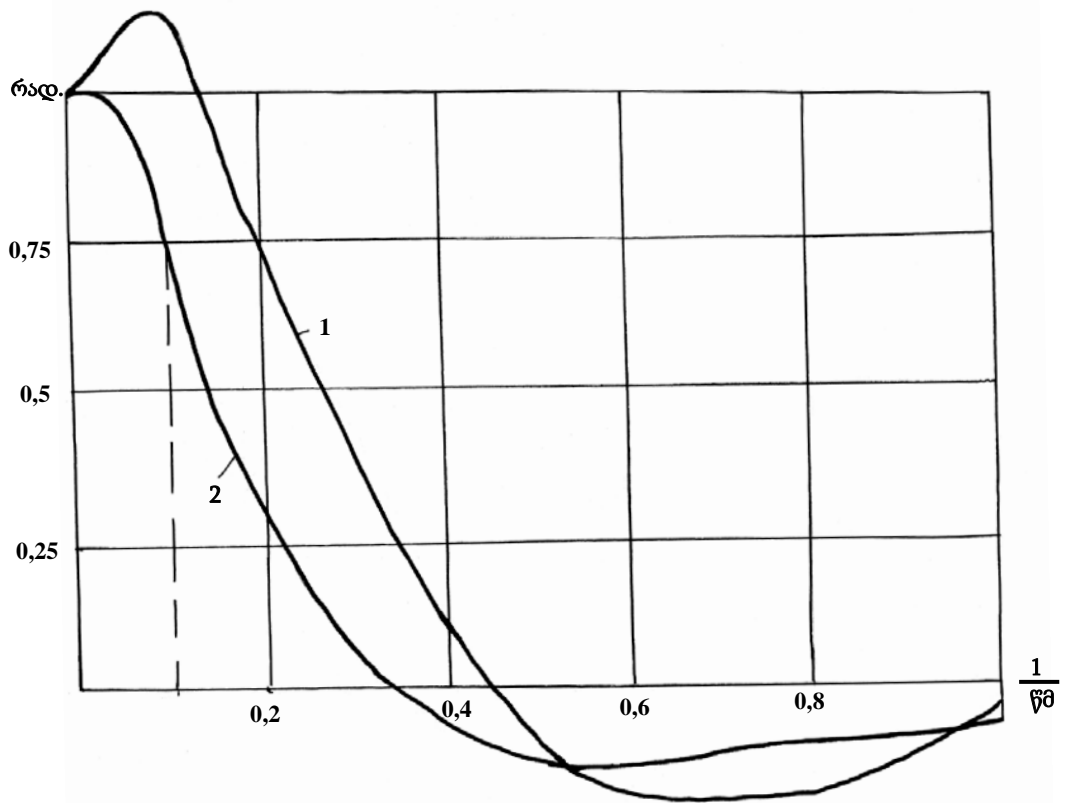
$$\Psi(j\omega) = \frac{0,256(j\omega)^3 + 25,6(j\omega)^2 + 5,82(j\omega) + 1}{0,12(j\omega)^7 + 5,9(j\omega)^6 + 6,6(j\omega)^5 + 12,5(j\omega)^4 + 125(j\omega)^3 + 5,95(j\omega)^2 + 3,58(j\omega) + 1} \quad (280)$$



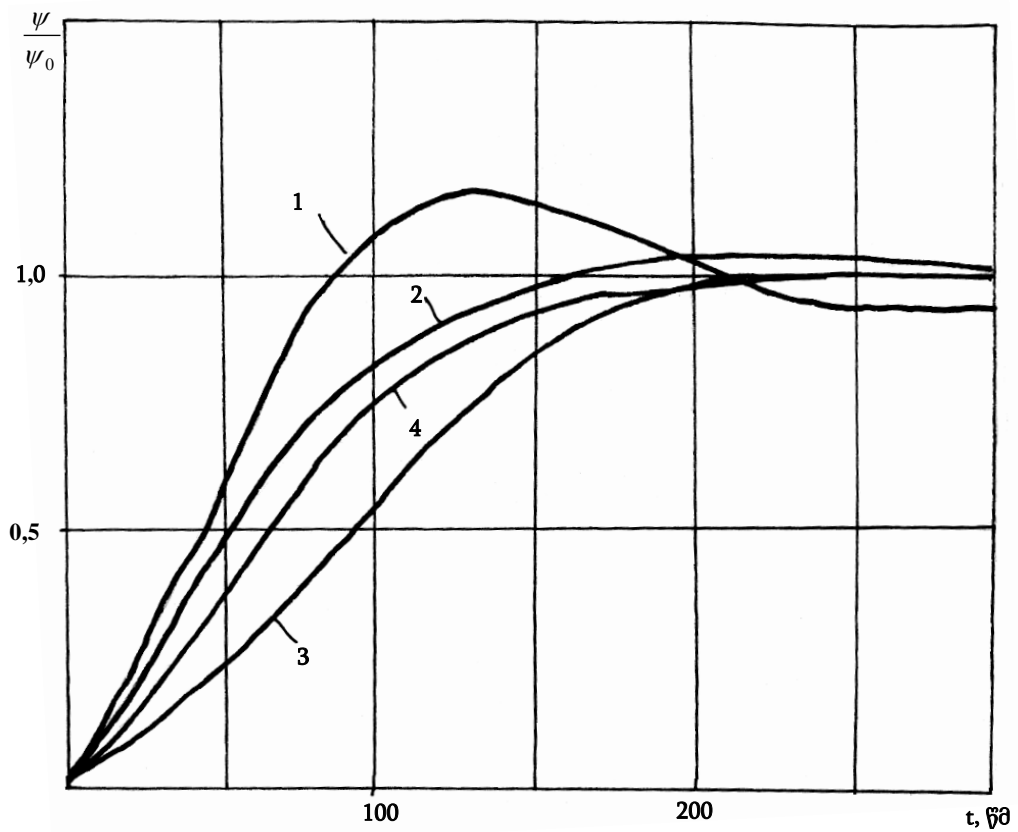
ნახ. 29. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები:
 1 - $K_{out}(z_m)$; 2 - $K_n(z_m)$; 3 - $K_{sum}(z_m)$, 4 - $K_{oc}(z_m)$

ნახ. 30 მოყვანილია საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლების მრუდების 1 და 2, რომლებიც შეესაბამებიან z_m -ის მნიშვნელობებს: $z_m = 0,8$ და $z_m = 1,0$. ნახ. 31 კიდევ მოცემულია გარდამავალი პროცესების მრუდები. აქ მრუდები 1, 2 და 3 შეესაბამებიან z_m -ის მნიშვნელობებს $z_m = 0,8$, $z_m = 1,0$ და 1,2; 4 - სასურველი პროცესის მრუდი.

მოყვანილი გარდამავალი პროცესების მრუდები, ერთის მხრივ გვიჩვენებენ მათ სიახლოვეს სასურველთან და მეორეს მხრივ იმას, რომ მიღებული სინთეზირებადი პარამეტრები გარდამავალი პროცესის მრუდებთან შეთანწყობაში გვაძლევენ სინთეზირებადი პარამეტრების შერჩევის საშუალებას გარდამავალი პროცესების საჭირო მაჩვენებლების მიღების პირობიდან გამომდინარე.



ნახ. 30. სისტემის საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები



ნახ. 31. გარდამავალი პროცესების მრუდები ψ - სისტემაში

დინამიკური მდგრადობის ანალიზთან დაკავშირებით ნახ. 31

მოყვანილი პროცესებისათვის ვიღებთ შემდეგ მნიშვნელობებს:

$$z_m = 0,8; \lambda_5 = 0,29, \lambda_4 = 0,26, \lambda_3 = 0,23, \lambda_2 = 0,29, \lambda_1 = 0,31;$$

$$z_m = 1,0; \lambda_5 = 0,23, \lambda_4 = 0,21, \lambda_3 = 0,189, \lambda_2 = 0,208, \lambda_1 = 0,29,$$

$$z_m = 1,2; \lambda_5 = 0,28, \lambda_4 = 0,184, \lambda_3 = 0,165, \lambda_2 = 0,182, \lambda_1 = 0,249.$$

მოყვანილი მონაცემები მიგვითითებს სისტემათა მდგრადობაზე.

3. დასკვნები

1. გემების მდებარეობისა და კურსის მართვის თანამედროვე ავტომატიზებული სისტემების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ უკანასკნელებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს რთული სტრუქტურის მქონე მრავალრეჟიმიანმა მრავალკონტურიანმა ელექტრომექანიკურმა ამძრავთა სისტემებმა. ასეთი სისტემების გაანგარიშებისა და პროექტირების საკითხები მათი პარამეტრული და სტრუქტურული სინთეზის თვალსაზრისით წარმოადგენენ აქტუალურ სამეცნიერო-ტექნიკურ ამოცანას.
2. საკვლევი რთული მრავალკონტურიანი სისტემების ცალკეული ელემენტების სტრუქტურული აგების, მათი თავისებურებების, დინამიკური მოდელირების, ანალიზისა და სინთეზის საკითხების გადაჭრის თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ამ სისტემათა პროექტირებისა და ექსპლუატაციის ეფექტურობის ამაღლების თვალსაზრისით არსებული მათემატიკური მოდელები, ანალიზისა და დინამიკური სინთეზის მეთოდები და მეთოდნიკები მოითხოვენ მათ შემდგომ განვითარებას.
3. ცნობილი კვლევების ხარისხობრივი და რაოდენობრივი ანალიზი გვიჩვენებს, რომ დინამიკური მოდელირებისა და კვლევების ეფექტურობის ამაღლების თვალსაზრისით საჭიროა სისტემის მრავალმასიან მექანიკურ ნაწილში, არსებული დრეკადი კავშირების გათვალისწინება. უკანასკნელი კი თავის მხრივ დაკავშირებულია მექანიკური ნაწილს მოდელირებისა და კვლევის მეთოდების და მეთოდნიკების შეთანწყობასთან მთლიანი ელექტრომექანიკური სისტემის მოდელირებისა და კვლევის საკითხებთან.
4. საკვლევი სისტემის ცალკეული ელემენტების მათემატიკური მოდელების აგების ძირითადი მიდგომების, შემუშავებული მოდელების და მათი შეთანწყობის საკითხების გათვალისწინებით აგებულია მთლიანი სისტემის დინამიკური მოდელები. მექანიკური ნაწილის მოდელირების საკითხის გადაჭრაში მთლიანი სისტემის სტრუქტურასთან შეთანწყობაში

გამოყენებულია აპროქსიმაციულ მოდელებზე გადასვლის ორიგინალური მეთოდოლოგია, აგებული წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებული მახასიათებლების გამოყენებაზე.

5. შემუშავებული მათემატიკური მოდელებისა და აგრეთვე ცნობილი კვლევების ანალიზი დინამიკური სინთეზის ძირითადი კრიტერიული პარამეტრების გამოვლენის თვალსაზრისით მიგვითითებს საკვლევი სისტემის სინთეზის თეორიის შემუშავების მიზანშეწონილობაზე ცნობილი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის გამოყენების საფუძველზე. დასაბუთებულია სინთეზის აღნიშნული მეთოდის გამოყენება მისი თანაეტაპური მისადაგებით გემის საჭისა და მთლიანობაში გემის კურსის მართვის სისტემებისადმი. შემოთავაზებულია სინთეზის გამოყენებითი თეორიის აგების ზოგადი სქემა, რომელიც მიმართულია ტექნიკური მაჩვენებლების ოპტიმიზაციისკენ.

ჩამოყალიბებულია სინთეზის გამოყენებითი თეორიის აგების ზოგადი სქემა.

6. ლაპლასის (ან კარსონის) გარდაქმნებში ჩაწერილი რეგულირებადი კოორდინატების გამოსახულებების ხარისხობრივი ანალიზის საფუძველზე დასაბუთებულია აგების შესაძლებლობა და აგებულია რეგულირებადი და რეალიზაციისათვის სასურველი კოორდინატების მიახლოებითი ტოლობის მათემატიკური მოდელები ცალკეული მდგენელების ჯამის სახით, რომლებშიც წრფივი მამრავლები (კოეფიციენტების) სახით წარმოდგენილია განსახილველი სისტემის სინთეზირებადი კრიტერიული პარამეტრები. ამის საფუძველზე განხორციელებულია მრავალპარამეტრული სინთეზის პროცედურათა მიმდევრობითი რეალიზაცია შემდეგი სქემით: სამიებელ პარამეტრებთან მიმართებაში წრფივი პირობითი და შემდგომ ნორმალური განტოლებების სისტემების შედგენა, დინამიკური მდგრადობის შემდგომი შემოტანით სასურველი კოორდინატების გამოსახულებებში არგუმენტების სახით არსებული დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციით.

7. მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის თეორიის შემუშავებული ზოგადი სქემის და აგრეთვე რეგულირებადი კოორდინატების სასურველებთან ინტეგრალური მიახლოვების შემადგენელი მათემატიკური მოდელების და პროცედურების გამოყენებით იმავდროული მდგრადობის პირობის შემოტანით აგებულია პარამეტრული სინთეზის ამოცანების ამოხსნის ალგორითმები.

საკვლევი მრავალკონტურიანი სისტემების მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით შემუშავებული სინთეზის თეორიის გარკვეული კანონზომიერებების და უტყუარობის გამოვლენისათვის ნაშრომში რეალიზებულია საკვლევი ელექტრომექანიკური სისტემის საანგარიშო გამოკვლევების გარკვეული წრე.

გაანგარიშების შედეგებმა გვიჩვენეს, რომ შემუშავებული თეორია საშუალებას იძლევა ჩავატაროთ სინთეზირებადი პარამეტრების მიზანდასახული შერჩევა, მიღებული შედეგების რაოდენობრივი და ხარისხობრივი თვალსაზრისით კი – გარდამავალი პროცესები სინთეზირებულ სისტემაში საკმაოდ ახლოს არიან სასურველ პროცესებთან.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Фрейдзон И.Р. Судовые автоматизированные электроприводы и системы. Л.: Судостроение, 1988. – 472 с.
2. Фрейдзон И.Р. Математическое моделирование систем автоматического управления на судах. Л.: Судостроение, 1969.
3. Фрейдзон И.Р. Судовые электромеханизмы. Л.: Судпромгиз, 1968. – 352 с.
4. Басин А.М., Анисимов В.Н. Гидродинамика судна. Л.: Речной транспорт, 1961. 202 с.
5. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1967. – 720 с. с ил.
6. Артоболевский И.И. Анализ и синтез механизмов. – М.: Машгиз, 1960. – 212 с.
7. Артоболевский И.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
8. Артоболевский И.И., Левитский И., Ческудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
9. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 156 с.
10. Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов. – М.: Изд-во А СССР. 1939. – 66 с.
11. Franke R. Eine vergiechende Schalt und Getziebelchre. Neue Wege der. Kinematik Munchen n. Berlin, Oldenburg. 1930.
12. Левитский И. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1979, 252 с.
13. Левитский И. Колебания в механизмах. – М.: 1981. – 276 с.
14. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. Изд. А СССР. 1959.
15. Джабуа Г.А., Езикашвили О.С. Аналитическое определение ускорений звеньев в плоских семизвенных шарнирно-рычажных механизмах. /Труды Грузинского политехнического института им. В.И. Ленина / № 1, 1975, - 174 с.
16. Тавхелидзе Д.С. Исследование плоских пятизвенных механизмов с двумя степенями подвижности. – Тбилиси, изд. Мецниереба, 1972. – 154 с.
17. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
18. Кожевников С.И., Есипенко А.И., Раскин Я.М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1973. – 584 с., с ил.
19. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уйвер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
20. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинка Р.Т. Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
21. Юдин В.А., Петроскас Л.В. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. – Высшая школа, 1971. – 403 с.
22. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: 1967. – 356 с.

23. Манжос Ф.М. Деревообрабатывающее оборудование. Машгиз, 1962 – 575 с.
24. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
25. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
26. Эльгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. М.: Наука, 1969. 424 с.
27. Нелинейные задачи динамики и точности машин / Под ред. В.А. Вейца – П., Изд-во Ленинград, Ун-та, 1983. – 335 с.
28. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. – М.: Физматгиз, 1959. – 407 с.
29. Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел. - М.: Наука, 1976. – 327 с.
30. Карташев А.П. Рождественский Б.Л. Обыкновенные дифференциальные уравнения и основы вариационного исчисления. – М.: Наука, 1980. – 287 с.
31. Вейц В.Л., Коловский М.З., Когура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: 1984. – 352 с., с ил.
32. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – М.: Машгиз, 1989. – 286 с.
33. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
34. Тавхелидзе Д.Д., Кобалава Б.Г. Исследование приводного механизма листоукладывателя с учетом влияния динамических характеристик исполнительной системы. Сб. трудов ГПИ им. В.И. Ленина, 1989. – С.5-7.
35. Тавхелидзе Д.Д., Аль-Марджи А.Л. К вопросу определения собственных чисел шарнирных механизмов методом динамических жесткостей. Сб. трудов ГПИ им. В.И. Ленина, 1989. – С.7-9.
36. თ. მჭედლიშვილი, ი. ელერდაშვილი, ო. გოგავა, კ. გვაზავა. ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრავლიკური მამლიერებლები და ამპრავები. „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, 2008. – 173 გვ.
37. Гогилашвили В.Н., Папалашвили И. Моделирование демпферов при колебании механических цепных систем. – В кн.: Кинематика и динамика механизмов, Научные труды, № 4 (360), Тбилиси, 1990.
38. Гогилашвили В.Н. Обобщенная модель трения в пространственных механических системах. В кн.: Теория механизмов и машин. Сб. научных трудов № 7(264), Тбилиси, 1983.
39. Гидравлический следящий привод / Под ред. В.А. Лешенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с., с ил.
40. Герц Е.В., Кребник Г.В. Расчет пневмоцилиндров. Справочное пособие. Б.К. - М.: Машиностроение, 1975. – 272 с., с ил.
41. Хлыпало Е.И. Нелинейные системы автоматического регулирования (Расчет и проектирование) / Под общ. ред. Е.П. Попова. – Л.: Энергия, Ленинград. от-ие, 1967. – 452 с., ил.
42. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с., ил.

43. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
44. Островский М.Я., Чечурин С.Л. Стационарные модели системы автоматического управления с периодическими параметрами. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 208 с., ил.
45. Виноградов Е.Е., Котченко В.В., Островский М.Я. Расчет линейных периодических нестационарных систем. В кн.: Сложные системы управления. Л. – Изд-во ЛГУ. 1985. Вып. С.С. 122-129.
46. Воронов А.А. Основы теории автоматического регулирования. Часть II. – Л.: Энергия, Ленинград. отделение, 1965. – 208 с., ил.
47. Красовский А.А., Поспелов Г.С. Основы автоматики и технической кибернетики. – М.-Д.: Госэнергоиздат, 1962. – 600 с., ил.
48. Биссекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – 3-ие изд. – М.: Наука, 1975. – 768 с., ил.
49. Нелинейные системы автоматического управления. / Под общ ред. Е.П. Попова. – М.: Машиностроение, 1979. – 568 с., ил.
50. Кринецкий И.И. Расчет нелинейных автоматических систем. – Киев: Техника, 1968. – 312 с., ил.
51. Орурк И.А. Новые методы синтеза нелинейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.-Л.: Наука, 1965. – 208 с., ил.
52. Станкевич В.И. Выбор быстродействия сорвопривода в нелинейной системе регулирования. – Киев: Гостехиздат УССР, 1963. – 168 с., ил.
53. Белов Д.А., Кузин Р.Е. Применение ЭВМ для анализа и синтеза автоматических систем управления. / Под ред. А.В. Етушина. – М.: Энергия, 1979. – 264 с., ил.
54. Анализ и оптимальный синтез на ЭВМ систем управления // Под ред. А.А. Воронова и И.А. Орурка. М.: Наука, 1984. – 344 с.
55. Мчедlishvili Т.Ф., Бокерия Р.А. К синтезу сложных нелинейных систем регулирования. // Металлорежущие станки. Респ. Межведомственный сборник, вып. 10, Киев.: Техника, 1982. – С. 15-19.
56. Мчедlishvili Т.Ф. Некоторые вопросы синтеза многосвязной системы приводов манипуляционного робота. // Гидравлические системы металлорежущих станков и промышленных роботов. Межвузовский сборник научных трудов. Изд-во Мосстанкина, М.: 1985. С. 157-178.
57. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория САР // М., Наука, 1980.
58. Bolton H.R. Energy efficiency improvement in electric motors and drives // Berlin, Springer, 1997.
59. Dochviri J., Beradze N. Modal control of thyristor DC –electric drive by regulation of engines excitiment frow // Bull. Georg. Acad. Sci., 2004, v. 170, N 1, pp. 108-112.
60. Дочвири Д.Н. Оптимизация динамики тиристорного электропривода с упругим звеном по критериям Калмана-Фробениуса // М.: «Электричество», 2005, № 1, с. 26-36.
61. Raatz E. Regelung von antrieben mit elastischer verbindung zur arbeitemashinen // ETZ, 1981, A92, N 4, s. 211-216.

62. Фрер Ф., Орттенбургер Ф. Введение в электронную технику регулирования // Пер. с нем., М. «Энергия», 1971.
63. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления. М.: Наука, 1986. – 616 с.
64. Каргу Л.И., Литвинов А.П., Майборода Л.А. и др. Основы автоматического управления и регулирования. М.: Высш. шк. 1977. 439 с.
65. Петров Б.Н., Соколов Н.И., Липатов А.В. и др. Системы автоматического управления с объектами с переменными параметрами. М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
66. Динамика машин и управление машинами / В.К. Асташев, В.И. Бабицкий, И.И. Вульфсон и др. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
67. Mchedlishvili T., Balamtsarashvili Z. To question of dynamic processes and synthesis in drives mechanical systems // Problems of Mechanism, Tbilisi, 2010, N 1(38), pp. 49-52.
68. Лудченко Е.Ф., Кондрашизин В.Т., Чепуров М.В. Справочник судоводителя. Одесса, Маяк, 1989. – 143 с.
69. Ривин Е.И. Динамика привода станков. М.: Машиностроение, 1966. – 206 с.
70. Банах Л.Я. Упрощение расчетных схем динамических систем. // В кн. Колебания и динамическая прочность элементов машин. М.: Наука, 1976. с. 39-46.
71. Якубович В.А., Старжинский В.М. Параметрический резонанс в нестационарных системах. М.: Наука, 1987. – 328 с.
72. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
73. Mchedlishvili, Navrosashvili B. To question of construction of approximating models for mechanical systems of drives with elastic joint // Problems of Mechanism. Tbilisi, 2008, N 1(30), pp. 62-66.
74. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. М.: Энергия, 1979. – 616 с.
75. Мчедлишвили Т.Ф., Гратиашвили Г.С., Чубинидзе М.Г. К определению параметров аппроксимационных моделей для сложных многомассовых систем // Транспорт и машиностроение, Тбилиси, 2009, № 1, с. 138-145.
76. Михайлов О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов. М.: Энергия, Машиностроение, 1980. – 304 с.
77. Яворский В.Н., Макшанов В.И., Ермалин В.П. Проектирование нелинейных следящих систем с тиристорным управлением исполнительных двигателей. Л.: Энергия, 1978. – 208 с.
78. Мчедлишвили Т.Ф., Романадзе И.А., Диасамидзе Т.А., Чхолария Н.Н. К вопросу оптимизационного синтеза электромеханических следящих приводов по заданным переходным процессам / Труды междунациональной конференции «Basic paradigms in science and technology development for 21st SEMINARY», Тбилиси, 2012, с. 199-204.

79. Мchedlishvili Т.Ф., Marsagishvili В.Т., Diasamidze Т.А., Gviniashvili З.М. К вопросу оптимизационного синтеза электрогидромеханических систем приводов по заданным переходным процессам / Труды межд. конференции. Тбилиси. Техн. университет, 2012. с. 190-195.
80. Ниорадзе Г.Г., Мchedlishvili Т.Ф. К синтезу многосвязной системы приводов манипуляционного робота // Georgian Engineering News, Тбилиси, 2000. с. 68-100.
81. Басин А.М., Анисимов В.Н. Гидродинамика судна. Л.: «Речной транспорт», 1961.
82. Войткунский Я.И., Перщиц Р.Я., Титов Т.А. Справочник по тес. корабля. – Л.: Судпромгиз, 1960.
83. Федяевский К.К., Соболев Г.В. Управляемость корабля. – Л.: Судостроение, 19++.
84. Хрыпало Е.И. Нелинейные системы автоматического регулирования / Под общ. ред. Е.П. Попова, Л.: Энергия, 1967. 532 с.
85. Мchedlishvili Т.Ф. Кирия В.И., Романадзе И.Р., Голетиани Г.С. К вопросу динамики электромеханической системы привода с упругими звеньями в механической части // Сборник научных трудов конференции «Иновационные технологии и материалы» Техн. университет, Тбилиси, 2011, с. 81-86.
86. Диасамидзе Т.А., Романадзе И.Р., Диасамидзе А.А., Диасамидзе Р.Р. К исследованию динамики электромеханической управлением курсом судна / Транспорт и машиностроение, № 1(23), Тбилиси, 2012, с. 101-106.
87. Мchedlishvili Т.Ф. Научные основы и прикладные задачи синтеза нелинейных систем приводов по заданным переходным процессам. Тбилиси, Технический университет, 2008. – 273 с.
88. Диасамидзе Т.А., Тавадзе А.Т., Романадзе И.Р., Диасамидзе М.Р. К вопросу динамики судовой системы электромеханической системы привода руля / Транспорт и машиностроение, № 2(277), Тбилиси, 2013. с.71-77.
89. Mchedlishvili Т., Diasamidze Т., Diasamidze К., Iobadze V., Nakashvili N. On issue of oprimization synthesis of electromechanical Follow – up Drives with elastic couplins in mechanical Part. // Problems of Mechanics, Tbilisi, N 2 (55), 2014, p. 161-166.
90. Огурк И.А. Анализ нелинейных систем применением модифицированного метода припасовывания // Изв. вузов. Электромеханика, 1974. № 6, с. 605-611.
91. Петров Б.Н., Соколов Н.И., Липатов А.В. и др. Системы автоматического управления объектами с переменными параметрами. М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
92. Мchedlishvili Т.Ф. Синтез параметров гидравлических и электрогидравлических систем приводов по заданным законам движения выходных координат // Гидравлические системы, Межв. сб. Москва, 1984, с. 150-158.
93. Островский М.Я., Чечурин С.Л. Стационарные модели систем автоматического управления. Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 208 с.

94. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы. М.: Машиностроение, 1973. 606 с.
95. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. М.: Наука, 1966. – 317 с.
96. Вашаломидзе А.Ю., Чхаидзе Г.А., Мchedlishvili Т.Ф. К исследованию динамической устойчивости периодически нестационарных устойчивости периодически нестационарных систем приводов машин. // Проблемы прикладной механики, № 4(9), Тбилиси, 2002, с. 60-65.
97. ვაშალომიძე ა. პერიოდილად ცვალებადპარამეტრებიანი საჩარხო ამძრავთა სისტემების მოდელებისა, დინამიკური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება / ტ.მ.კ. სამეცნიერო ხარისხის მოსაპოვებლად წარმოდგენილი დისერტაციის ავტორეფერატი. თბილისი, 2006. – 46 გვ.
98. Справочник по теории автоматического управления / Под ред. А.А. Красовского. М.: Наука, 1987. – 565 с.
99. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. М.: Гостехиздат, 1950. – 472 с.
100. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. М.: Наука, 1987. – 304 с.
101. Бонджиорно. Критерии устойчивости нелинейных систем с переменными во времени параметрами через характеристики в области действительных частей // ТИЭР, 1964, т. 52, № 7. с. 886-896.