

რუსლან დიასამიძე

საზღვაო გემების ამპრაგთა მოთვალთვალე  
სისტემების და ვიბროდამცავი მოწყობილობების  
დინამიკური მოდელირება და კვლევა

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის  
მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი  
თბილისი, 0175, საქართველო  
თვე, 2014 წელი

საავტორო უფლება © 2014 წელი, რუსლან დიასამიძე

# საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

## სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერნი ვადასტურებთ, რომ გავაცანით დიასამიძე რუსლანის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „საზღვაო გემების ამძრავთა მოთვალთვალე სისტემების და ვიბროდამცავი მოწყობილობების დინამიკური მოდელირება და კვლევა“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

თარიღი

ხელმძღვანელი:

ტ.მ.დ., პროფესორი

თამაზ მჭედლიშვილი

---

რეცენზენტი:

ტ.მ.კ.

ემზარ გეგეშიძე

---

რეცენზენტი:

ტ.მ.კ.

ბელა ნავროზაშვილი

---

# საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2014 წელი

ავტორი: დიასამიძე რუსლანი

დასახელება: საზღვაო გემების ამძრავთა მოთვალთვალე სისტემების და ვიბროდამცავი მოწყობილობების დინამიკური მოდელირება და კვლევა

ფაკულტეტი : სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობა

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: თარიღი

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ შემომოყვანილი 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 გემთწამყვანის ძირითად ამოცანას დაკავშირებულს წაყენებული ამოცანის 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 მინდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების ეფექტურობის ამაღლების სამეცნიერო-ტექნიკური ამოცანის აქტუალურობაზე.

მეორეს მხრივ გემის მოძრაობათა მართვის პროცესები გარკვეულ წილად განისაზღვრებიან მართვაში მონაწილე პერსონალის ეფექტური მოქმედებებით. ამ მოქმედებების ხარისხი კი თავის მხრივ გარკვეულ ფუნქციონალურ კავშირშია ადამიანზე მოქმედ გარე ზემოქმედებებთან.

უაღრესად დიდია ვიბრაციის ზეგავლენა საზღვაო გემებზე მომუშავე ადამიანებზე. აქედან გამომდინარე, გემზე მომუშავე ადამიანი-ოპერატორის დაცვა ვიბრაციის მავნე ზემოქმედებისაგან წარმოადგენს მნიშვნელოვან და აქტუალურ პრობლემას.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს გემის კურსის და მდებარეობის მართვის ელექტროჰიდრავლიკური 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 მიმართულია საკვლევი სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობისაკენ. ვიბროდამცავი მოწყობილობების ახალი ეფექტური სქემების, კონსტრუქციების და მათი დინამიკური გამოკვლევის მეთოდების დამუშავება, რომლებიც უზრუნველყოფს გემზე მომუშავე ადამიანი-ოპერატორის დაცვის ხარისხის გაზრდას.

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 მათემატიკური მოდელების აგება როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ელემენტისა;
- 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;

- ვიბროდამცავი მოწყობილობების აგების პრინციპებთან და მათი დინამიკური კვლევის მეთოდებთან დაკავშირებული ნაშრომების მიმოხილვა;
- საქართველოს საზღვაო სანაოსნოს გემებზე გაზომილი ვიბრაციის სპექტრების ანალიზი;
- ცნობილი ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების თავისებურებების გამოვლენა და ვიბრაციის გაზომილი პარამეტრების მიხედვით ახალი ეფექტური სქემების, კონსტრუქციების და კვლევის მეთოდების დამუშავება.

**ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:**

- გემებზე ფუნქციონირებად ელექტროჰიდრავლიკურ სისტემებთან მიმართებაში დინამიკის მათემატიკური მოდელების, მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდში სასურველი პროცესების ფორმირებისა და სინთეზირებადი პარამეტრების ძიების მეთოდის აგების ახალ მეთოდოლოგიურ მიდგომებში;
- შემუშავებულ ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების სქემებისა და კონსტრუქციების აგებისა და გაანგარიშებისათვის საჭირო მეთოდოლოგიურ მიდგომებში და მათემატიკურ კანონზომიერებებში.

**ნაშრომის პრაქტიკულ ღირებულებას** შეადგენს საკვლევი მრავალბმული მრავალრეჟიმული ამძრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდიკები და კვლევის შედეგები, მიმართული განსახილველი ამძრავთა ელექტროჰიდრავლიკური სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ;

- ორიგინალური სახის ვიბროდამცავი მოწყობილობები, მათი შემუშავებისათვის საჭირო კვლევების შედეგები.

**შესავალ ნაწილში** დასაბუთებულია სადისერტაციო ნაშრომის აქტუალურობა, ჩატარებულია საზღვაო გემების მოწყობილობებში გამოყენებული მოთვალთვალე სისტემების ხარისხობრივი ანალიზი.

განხილულია ვიბრაციული ზემოქმედებების ანალიზისათვის საჭირო კანონზომიერებები და თეორიული კვლევის შედეგები, ვიბროდამცავი მოწყობილობების აგების პრინციპები და მეცნიერული მიდგომები.

ნაშრომის ძირითად ნაწილში განხილულია გემის კურსის მართვის ორი სხვადასხვა სტრუქტურის მოთვალთვალე ელექტროჰიდრავლიკური სისტემების ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების დინამიკური მოდელები.

კვლევის შედეგად აგებულია განხილვადი სისტემების დინამიკური მოდელები და დინამიკური სტრუქტურული სქემები.

განაალიზებულია საკვლევი სისტემის მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდოლოგიის ზოგადი ფუნქციონალური სქემის ცალკეული ეტაპები და პროცედურები.

მიღებულია მიახლოებითი ტოლობის განტოლებები და მათი გამოყენებით პარამეტრული სინთეზის რეალიზაციის მათემატიკური კანონზომიერებები. კვლევის მიღებული შედეგების აპრობაციისათვის ჩატარებული იქნა საანგარიშო გამოკვლევები გარკვეული სახის საწყისი

პარამეტრების მქონე სისტემებთან მიმართებაში. მიღებული იქნა რეგულირებადი პარამეტრების საძიებელი მნიშვნელობები. კვლევის შედეგად ნაჩვენებია სინთეზირებადი პროცესების სიახლოვე სასურველ პროცესებთან.

ნაშრომში მოცემულია საზღვაო გემებზე ჩატარებული ვიბრაციული გამოკვლევები.

გემებზე აღძრული ფართოზოლიანი ვიბრაციული ზემოქმედებების ვიბროიზოლაციის მიმართულებით ჩამოყალიბებულია მიზანშეწონილობა და შემოთავაზებულია პასიურ და დინამიკური ჩაქრობის სქემების შეთანწყობაზე აგებული ორიგინალური სახის ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობები.

აგებულია დამყარებული რხევითი მოძრაობების დინამიკის მათემატიკური მოდელები, გააზრებულია შემდგომი კვლევების ამოცანები.

ნაჩვენებია, რომ ოპერატორის ვიბროდაცვის მაღალი ხარისხის მიღებისათვის ეფექტურ საშუალებას დაბალ-სიხშირულ შემაშფოთებელ ზემოქმედებებთან მიმართებაში წარმოადგენენ ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე სისტემებით აღჭურვილი ვიბროდამცავი მოწყობილობები. დინამიკური მახასიათებლების შემდგომი ამაღლების მიზნით შემოთავაზებულია ორიგინალური სახის მოთვალთვალე სისტემის შემცველი ვიბროდამცავი მოწყობილობის სქემა. კვლევის შედეგად მიღებულია შემუშავებული სისტემის მათემატიკური მოდელი, ზოგადი სახით ჩამოყალიბებულია შემდგომი კვლევების მიმართულება.

## Abstract

Vessel course and location control systems that perform a main objective of navigation, connected with given task qualitative criteria for precise and safe navigation, in turn among the vessels automated drives most represents complex multi-contour systems.

The review of drives mentioned systems development and related to this research works demonstrates the urgency of carrying in them analysis and synthesis methods and methodologies of dynamic processes to improve the efficiency of scientific - technical tasks.

On the other hand the vessel movements control processes certainly are defined due effective actions of participating in control personnel. The quality of these activities, in turn was in the functional relation with external impacts on person.

Extremely high is the vibration effects on working on marine vessels people. Therefore, the protection of working on the ship person - operator from detrimental effect of vibration represents an important and urgent problem.

The article aims the development of vessel's course and location control electro-hydraulic systems (drive follow-up systems) models, new layouts, dynamic synthesis methods and methodologies for adjusting complex systems accordingly of preliminary given transition processes based on the application of synthesis known methods and are directed to the studied systems of quality and efficiency. The development of vibroprotective equipment new efficient layouts, structures, and their dynamic research methods to ensure increasing in the quality of protection of working on the vessel person - operator.

To achieve these objectives in the research tasks are included:

- The analysis of current state of drive systems under study, development of their dynamic analysis and synthesis of methods and methodologies and formation of further research aims;
- The construction of studied multi-contour systems mathematical models as a component of synthesis developed method;
- Revealing of developed method main regularities and construction of synthesis algorithms accordingly of given transition processes;
- The research of specific follow-up systems, the revealing of quality and efficiency of developed methods and systems;
- The review of related to vibroprotective equipment design principles and their dynamic research methods;
- The analysis on vessels Georgian of Maritime Navigation vessels measured vibration spectrum;
- The revealing of known vibration insulation devices features and accordingly of vibration measured parameters the development of new effective schemes, structures and research methods.

**The scientific novelty of work is in the following:**

- new methodological approaches for constructing of operating on vessels electro-hydraulic systems the dynamical mathematical models, according to the given transition process in synthesis the method the formation of the desired process parameters and synthesis parameters search methods;
- The required methodological approaches and mathematical regularities for developed vibroprotective devices schemes and structures construction and calculation.

**The practical value of work** consists in the study of multi-linked multi-mode drive systems dynamic analysis and synthesis methods and methodologies and research results, directed towards improving the quality and efficiency of the drive electro-hydraulic systems;

– The results of necessary for development of original vibroprotective equipment researches.

**In the introductory part** is grounded the actuality of thesis, is carried out the qualitative analysis of used in the naval vessels follow-up systems.

The necessary for analysis of vibrational impact regularities and results of theoretical researches, scientific approaches and principles for designing of vibroprotective devices are considered.

In the main part of the work are considered dynamic models of vessel course control two different structures follow-up electro-hydraulic systems separate functional elements.

AS the result of study are constructed the considered system's dynamic models and dynamic structural layouts.

Are analyzed the separate stages and procedures of studied system's given transition processes according to the general methodology for the synthesis of functional scheme.

Are obtained approximation equality equations and due their application the mathematical regularities of parametric synthesis implementation. For the approbation of obtained results were carried out the calculation researches related to having certain initial parameters systems. The desired values of adjustable parameters were obtained. As result of research has shown the proximity of synthesized processes to the desired ones.

In this work are stated the carried out on marine vessels the vibrational studies.

In the direction of vibrational insulation of arise in vessels wide-band vibration impacts is formulated the feasibility and are offered constructed on passive and dynamic damping schemes original vibrational insulation equipment.

Are constructed based on the steady oscillating motions the mathematical models of dynamics, are comprehended further research tasks.

It is shown that for the obtaining of high level of the operator vibrational protection the effective way related to low - frequency disturbing impacts is presented of the equipped with electro-hydraulic follow-up systems vibroprotection devices. In order to further improve the dynamic characteristics is proposed an original containing follow-up system scheme of vibroprotective device. Due the study is obtained a mathematical model of developed system, in the general form are formulated the directions of further studies.



## შინაარსი

შესავალი .....	12
1. ლიტერატურის მიმოხილვა .....	17
1.1. გემებზე გამოყენებული ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე სისტემების მიმოხილვა .....	17
1.2. ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების აგების პრინციპების და მეთოდების ანალიზი .....	29
1.3. მექანიზმებისა და მანქანების პროექტირებისა და დინამიკური კვლევის საკითხების მიმოხილვა .....	43
2. შედეგები და მათი განსჯა .....	53
2.1. ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე სისტემების ფუნქციონალური და სტრუქტურული სქემები .....	53
2.2. საკვლევი სისტემების მათემატიკური მოდელირება და სინთეზისათვის საჭირო გამოსახულებები .....	56
2.3. მათემატიკური მოდელების ანალიზი და სინთეზის ზოგადი საკითხები .....	74
2.4. სინთეზი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით .....	85
2.5. პარამეტრული სინთეზის ამოცანები და გარდამავალი პროცესების ანალიზი .....	94
2.6. ვიბრაციული მახასიათებლების ანალიზი საზღვაო გემებზე .....	101
2.7. დინამიკურად ჩამხშობი ელემენტების შემცველი ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების ახალი სქემები .....	104
2.8. შემუშავებული მოწყობილობების მათემატიკური მოდელირება და ანალიზი .....	113
2.9. აქტიური ვიბროდამცავი მოწყობილობის შემუშავების შესახებ .....	121
3. დასკვნა .....	134
გამოყენებული ლიტერატურა .....	138

## ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1. გემის კურსის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა .....	19
ნახ. 2. სამი პარამეტრის მიხედვით მართვის რეალიზაციის ფუნქციონალური სქემა .....	21
ნახ. 3. ჰიდროამძრავის ფუნქციონალური სტრუქტურული სქემა	23
ნახ. 4. სატუმბო აგრეგატის პრინციპიალური სქემა .....	25
ნახ. 5. რეგულირებადი მიწოდების ტუმბოიანი ჰიდრავლიკური მანქანის სქემა .....	26
ნახ. 6. ძალოვანი მოთვალთვალე სისტემა ტუმბო-ძალოვანი დგუში .....	28
ნახ. 7. ძალოვანი ელექტროამძრავის სქემა .....	29
ნახ. 8. უმარტივესი ვიბროდამცველი სისტემის სქემა .....	34
ნახ. 9. გემის კურსის ელექტროჰიდრავლიკური ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა .....	53
ნახ. 10. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა .....	54
ნახ. 11. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემა .....	56
ნახ. 12. სტრუქტურული სქემა .....	70
ნახ. 13. დრეკადრგოლებიანი ძრავა-მექანიკური ნაწილის სტრუქტურის სქემა .....	76
ნახ. 14. დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის შემცველი მოთვალთვალე სისტემის სტრუქტურული სქემა .....	77
ნახ. 15. $\alpha$ სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა .....	79
ნახ. 16. $\psi$ სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა .....	80
ნახ. 17. დრეკადრგოლებიანი სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა .....	80
ნახ. 18. გარდამავალი პროცესი $\alpha$ სისტემაში .....	97
ნახ. 19. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები $1 - K_{oc\alpha}(z_m), 2 - K_{инт}(z_m), 3 - K_{диф}(z_m)$ .....	98
ნახ. 20. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები $1 - K_{инт}(z_m), 2 - K_{диф}(z_m), 3 - K^*(z_m)$ .....	99

ნახ. 21. სისტემის საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები .....	100
ნახ. 22. გარდამავალი პროცესების მრუდები .....	100
ნახ. 23. გარდამავალი პროცესების მრუდები .....	101
ნახ. 24. ვიბროსაიზოლაციო ბაქანი .....	105
ნახ. 25. ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობის სქემა .....	106
ნახ. 26. ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობის სქემა .....	107
ნახ. 27. სისტემის დინამიკური სტრუქტურული სქემა .....	117
ნახ. 28. სისტემის სტრუქტურული სქემა $F_1(t)$ ზემოქმედების მიმართ .....	119
ნახ. 29. ვიბრაციული ზემოქმედებების მრუდები .....	121
ნახ. 30. აქტიური ვიბროდამცავი მოწყობილობა .....	125
ნახ. 31. მდებარეობის ელექტრული უკუკავშირისანი ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამპრავის პრინციპული სქემა .....	129

## შესავალი

საზღვაო ტრანსპორტის ეკონომიკური ეფექტურობის ამაღლების თანამედროვე ტენდენციები მჭიდროდაა დაკავშირებული სატვირთო და სამგზავრო გადაზიდვების მართვის შემდგომი სრულყოფის საკითხებთან, სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესის – ახალი ტექნიკის, ტექნოლოგიების, სამუშაოთა ორგანიზაციის მოწინავე მეთოდების მიღწევათა ფორსირებულ დანერგვასთან.

თანამედროვე ტექნიკაში ფართო გამოყენება ჰპოვეს, საწარმოო პროცესების მართვის და რეგულირების რთულმა მრავალკონტურიანმა ავტომატიზირებულმა სისტემებმა, რომელთა სტრუქტურული სირთულე განპირობებულია შესასრულებელი ფუნქციების რიცხოვრივი და ხარისხოვრივი მაჩვენებლებით.

ასეთი სისტემების ეფექტური გამოყენება თავის მხრივ ბევრად განისაზღვრება მათი გაანგარიშებისა და პროექტირებისათვის გამოყენებული თეორიების ფუნქციონალური შესაძლებლობებით, რის გამოც მათი შემდგომი სრულყოფა გადასაჭრელი საკითხებისადმი ოპტიმალური მიდგომის თვალსაზრისით, წარმოადგენს საკმაოდ აქტუალურ სამეცნიერო-ტექნიკურ პრობლემას.

ელექტროჰიდრავლიკურმა მოთვალთვალე ამბრავებმა, რომლებიც ხასიათდებიან საკმაოდ მაღალი ენერგეტიკული, დინამიკური და საექსპლუატაციო მახასიათებლებით ელექტრომექანიკურ ამბრავებთან 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 და საიმედოობის მხრივ, პროექტირებისას თხოულობს 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 გემთწამყვანის ძირითად ამოცანას, დაკავშირებულს წაყენებული ამოცანის 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 მინდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების ეფექტურობის ამაღლების სამეცნიერო-ტექნიკური ამოცანის აქტუალურობაზე, რაც წარმოადგენს რთული მრავალბმული, მრავალკონტურიანი სისტემების ოპტიმიზაციური გაანგარიშების ზოგადი პრობლემის შემადგენელ ნაწილს.

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

მეორეს მხრივ გემის მოძრაობათა მართვის პროცესები გარკვეულ წილად განისაზღვრებიან მართვაში მონაწილე პერსონალის ეფექტურ

მოქმედებებით. ამ მოქმედებების ხარისხი კი თავის მხრივ გარკვეულ ფუნქციონალურ კავშირშია ადამიანზე მოქმედ გარე ზემოქმედებებთან.

უაღრესად დიდია ვიბრაციის ზეგავლენა საზღვაო გემებზე მომუშავე ადამიანებზე, რომლებიც იმყოფებიან გემის კორპუსული კონსტრუქციებით ურთიერთდაკავშირებული მანქანებისა და მექანიზმების მიერ აღძრული ფართოხოლიანი სპექტრის მქონე ვიბრაციის ზემოქმედების ქვეშ ხანგრძლივი დროის განმავლობაში. აქედან გამომდინარე, გემზე მომუშავე ადამიანი–ოპერატორის დაცვა ვიბრაციის მავნე ზემოქმედებისაგან წარმოადგენს მნიშვნელოვან და აქტუალურ პრობლემას.

ანალიზის შედეგად დასაბუთებულია, რომ გემის სხვადასხვა ობიექტების ვიბრაციების წარმოქმნა განპირობებულია მრავალი ფაქტორით, რის გამოც პროექტირების ეტაპზე პრაქტიკულად შეუძლებელია ზუსტად განისაზღვროს ვიბრაციული ზემოქმედების სიდიდეები და ხასიათი. აქედან გამომდინარე არ არის გარანტირებული დაპროექტებული ნაკეთობის საჭირო დინამიკური მახასიათებლების მიღება. გარდა ამისა, ექსპლუატაციის პროცესში გემის ობიექტების პარამეტრები იცვლება, მაგალითად, ცვეთის შედეგად, მუშაობის რეჟიმისა და პირობების შეცვლით, რის შედეგადაც შეიძლება აღიძრას ვიბრაციის მაღალი დონეები, მიუხედავად იმისა, რომ წინა პერიოდში ობიექტის დინამიკური მახასიათებლები საკმაოდ დამაკმაყოფილებელი იყო.

ასეთი გარემოება, ერთის მხრივ, მოითხოვს ვიბროდამცავი საშუალებების შექმნას, რომლებიც უზრუნველყოფს ობიექტების ხარისხიან და საიმედო მუშაობას მათი ექსპლუატაციის რეჟიმებში, მეორეს მხრივ კი, განაპირობებს ადამიან–ოპერატორის მარტივი და ეფექტური დაცვის მეთოდებისა და საშუალებების შემუშავებას კონკრეტულ პირობებში გემებზე აღძრული ვიბრაციების სპექტრების ხარისხობრივი და რიცხობრივი მახასიათებლების შესაბამისად.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს გემის კურსის და მდებარეობის მართვის ელექტროჰიდრავლიკური 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 მიმართულია საკვლევი სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობისაკენ. ვიბროდამცავი მოწყობილობების ახალი ეფექტური სქემების, კონსტრუქციების და მათი დინამიკური გამოკვლევის მეთოდების დამუშავება, რომლებიც უზრუნველყოფს გემზე მომუშავე ადამიანი-ოპერატორის დაცვის ხარისხის გაზრდას.

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 მათემატიკური მოდელების აგება როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ელემენტისა;
- შესამუშავებელი მეთოდის ძირითადი კანონზომიერებების გამოვლენა და მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდიკის შემუშავება;
- კონკრეტული მოთვალთვალე სისტემების კვლევა, შემუშავებული მეთოდებისა და სისტემების თავისებურებების და ეფექტურობის ხარისხის გამოვლენა;
- ვიბროდამცავი მოწყობილობების აგების პრინციპებთან და მათი დინამიკური კვლევის მეთოდებთან დაკავშირებული ნაშრომების მიმოხილვა;
- საქართველოს საზღვაო სანაოსნოს გემებზე გაზომილი ვიბრაციის სპექტრების ანალიზი;
- ცნობილი ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების თავისებურებების გამოვლენა და ვიბრაციის გაზომილი პარამეტრების მიხედვით ახალი

ეფექტური სქემების, კონსტრუქციების და კვლევის მეთოდების დამუშავება.

**ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:**

- გემებზე ფუნქციონირებად ელექტროჰიდრავლიკურ სისტემებთან მიმართებაში დინამიკის მათემატიკური მოდელების, მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდში სასურველი პროცესების ფორმირებისა და სინთეზირებადი პარამეტრების ძიების მეთოდის აგების ახალ მეთოდოლოგიურ მიდგომებში;
- შემუშავებულ ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების სქემებისა და კონსტრუქციების აგებისა და გაანგარიშებისათვის საჭირო მეთოდოლოგიურ მიდგომებში და მათემატიკურ კანონზომიერებებში.

**ნაშრომის პრაქტიკულ ღირებულებას** შეადგენს საკვლევი მრავალბმული მრავალრეჟიმული ამძრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდები და კვლევის შედეგები, მიმართული განსახილველი ამძრავთა ელექტროჰიდრავლიკური სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ;

- ორიგინალური სახის ვიბროდამცავი მოწყობილობები, მათი შემუშავებისათვის საჭირო კვლევების შედეგები.

**სამეცნიერო დებულებების**, დასკვნებისა და რეკომენდაციების უტყუარობა უზრუნველყოფილია კვლევების მეცნიერულად დასაბუთებული მეთოდების გამოყენებით.



# 1. ლიტერატურის მიმოხილვა

## 1.1. გემებზე გამოყენებული ელექტროჰიდრაულიკური 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 საშუალებების 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.

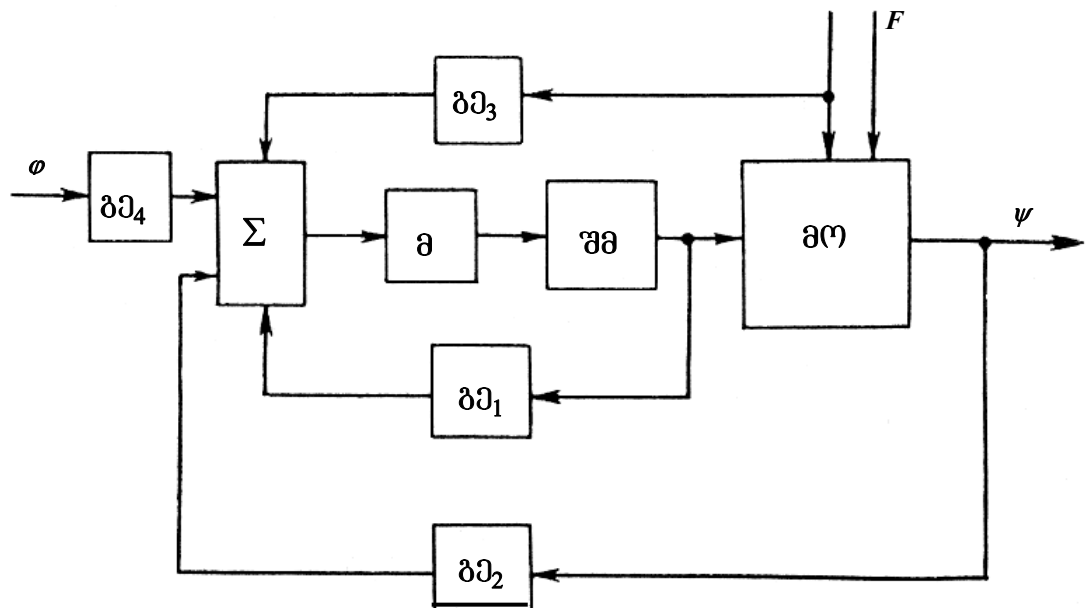
შესაძლოა მუშაობის შემდეგი რეჟიმები:

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;  $\Sigma$  – შემაჯამებელი მოწყობილობა,  $g_{e1}$  – გარდამქმნელი მოწყობილობა საჭის მდებარეობის მიხედვით უკუკავშირის ჯაჭვში;  $g_{m2}$  – გარდამქმნელი მოწყობილობა მთავარი უკუკავშირის ჯაჭვში;  $g_{m3}$  – გარდამქმნელი მოწყობილობა შემაშფოთებელი ზემოქმედების ჯაჭვში;  $g_{m4}$  – გარდამქმნელი მოწყობილობა მოცემული ზემოქმედების ჯაჭვში;  $\varphi$  – შემომავალი ზემოქმედება;  $F$  – გარე შემაშფოთებელი ზემოქმედება.



ნახ. 1. გემის კურსის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

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

ორი გარე ზემოქმედება ცვლის მართვის ობიექტის (გემის) რეჟიმს: მიმწოდებელი ზემოქმედება  $\varphi$ , მოდებული სისტემის შესასვლელზე, და შემაშფოთებელი ზემოქმედება  $F$ , მოდებული მართვის ობიექტზე.

თუ სისტემა მუშაობს საჭის მოთვალთვალე მართვის რეჟიმში მთავარი უკუკავშირი და შეშფოთების 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

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

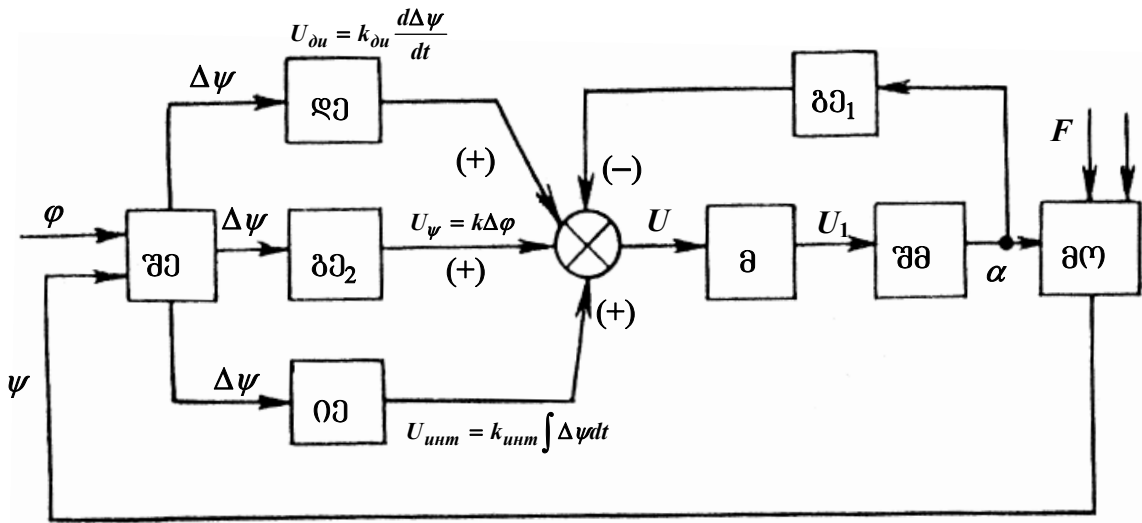
პრაქტიკაში გამოყენება ჰპოვა მართვის სხვადასხვა კანონმა. უმარტივესია პროპორციული მართვა  $\alpha = f(\Delta\psi)$ . მაგრამ სუფთა სახით ეს მართვის კანონი არ გამოიყენება, რადგანაც იგი უმეტეს შემთხვევაში არ აკმაყოფილებს წარდგენილ მოთხოვნებს სისტემის მუშაობის სიზუსტისა და მდგრადობის მხრივ.

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 შეშფოთებების 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;  $m$  – მაძლიერებელი;  $mo$  –

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  $\Sigma$  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 შემოფოთების 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,  $U_{\psi}$  სიგნალი კიდევ შემცირდება სიდიდით.

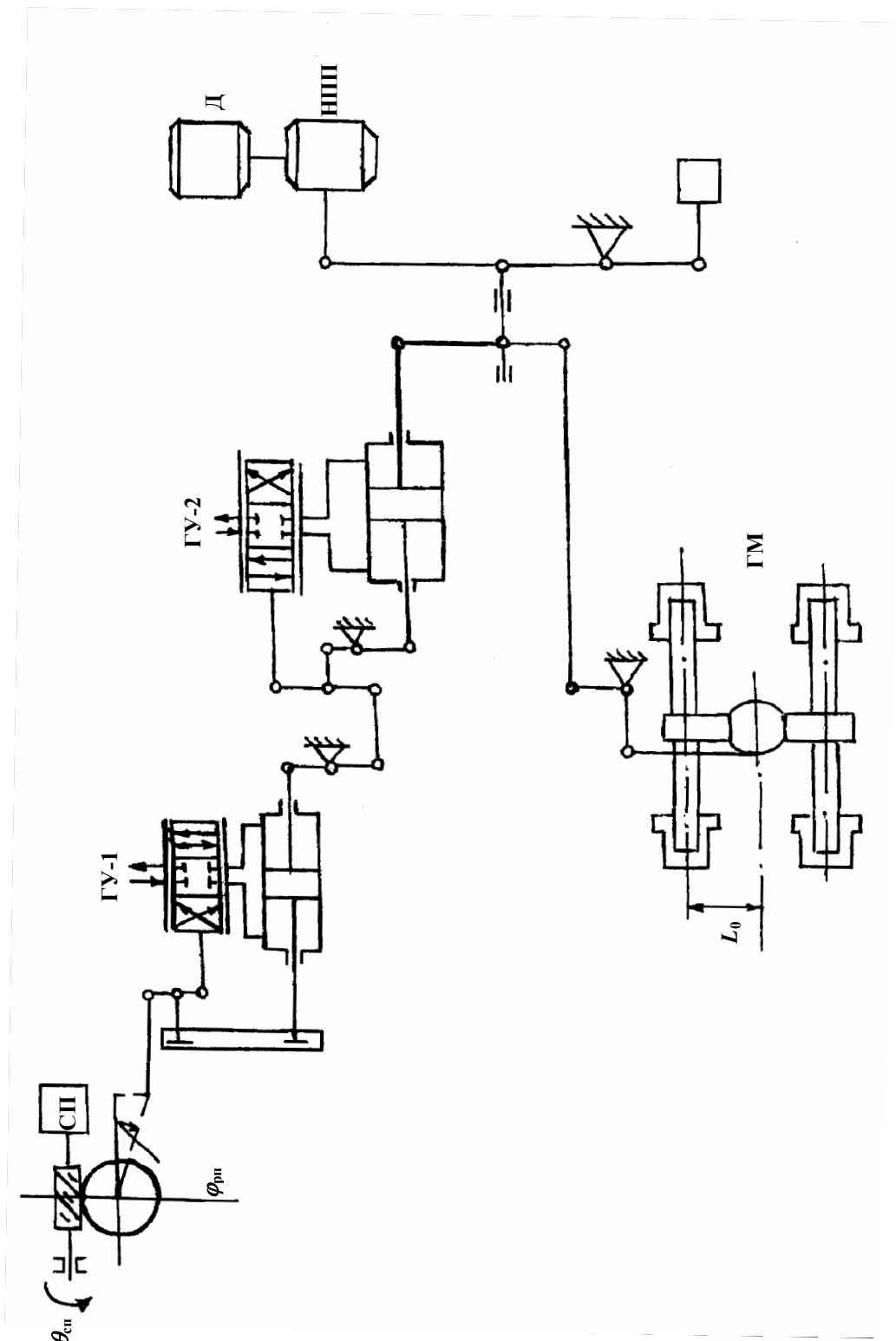
გემის ავტომატიზირებულ ამძრავებში, მათ შორის გემის კურსის მართვის სისტემებში, ფართო გამოყენება ჰპოვეს ელექტროჰიდრავლიკურმა სისტემებმა, რომლებიც მაღალ სიზუსტესთან, სწრაფქმედებასთან და მცირე გაბარიტებთან ერთად იძლევიან როგორც გაზომვების ელექტრული მეთოდების უპირატესობის გამოყენების საშუალებას, გამლიერების და შემავალი სიგნალის გარდაქმნის თვალსაზრისით, ასევე ძალური ჰიდრავლიკური მექანიზმების მეშვეობით ანვითარებენ დიდ ძალებს მუშა ორგანოების ერთეულ ფართობზე [1, 2].

ჰიდრავლიკურმა და ელექტროჰიდრავლიკურმა მოთვალთვალე ამძრავებმა ფართო გამოყენება ჰპოვეს ტექნიკის ბევრ დარგში [1,2].

გემების სისტემებში ყველაზე გავრცელებულებს განეკუთვნებიან ჰიდროამძრავთა სისტემები შემსრულებელი კასკადებით: ცვალებადი წარმოებადობის ტუმბო – ჰიდრავლიკური მანქანის დგუშები და მუდმივი წარმოებადობის ჰიდროტუმბო – დგუში ელექტრული უკუ კავშირით.

ნახ. 3-ზე მოცემულია ჰიდროამძრავის ბლოკ-სქემა, რომელსაც აქვს ორი გამამლიერებელი კასკადი (FY1 და FY2) და ერთი შემსრულებელი. უკანასკნელი შესდგება ცვალებადი მწარმოებლობის ტუმბოსაგან და ჰიდრავლიკური მანქანისაგან.

მოცემულ ნახაზზე  $\theta_{სა}$  არის საჭის სელსინ-მიმღების მობრუნების კუთხე. ეს მობრუნება ჭიახრახნული გადაცემიდან და ბერკეტებიდან იწვევენ მკვეთარას გადაადგილებას პირველი კასკადის გამლიერების



ნახ. 3. ჰიდროამბრავის ფუნქციონალური სტრუქტურული სქემა

მკვეთარულ სისტემაში, რომელიც მართავს ჰიდროცილინდრის დგუშის მოძრაობას. დგუში გადაადგილებისას აბრუნებს მკვეთარას საწყის მდგომარეობაში, რითაც ხორციელდება ხისტი უარყოფითი უკუ-კავშირი მკვეთარასა და ჰიდროცილინდრს შპროს (ГУ-1).

პრინციპულად ანალოგიურ სისტემას წარმოადგენს ჰიდროამძრავი ГУ-2. მისი მკვეთარა იღებს მოძრაობას პირველი გამაძლიერებელი კასკადის ჰიდროცილინდრის დგუშისაგან ბერკეტული გადაცემის საშუალებით, რომელიც განხილულ კასკადში ასრულებს, ასევე შემადარებელი ელემენტის ფუნქციას. ამ ელემენტზე მიდის უკუ კავშირის სიგნალი ჰიდროცილინდრის დგუშიდან დამატებითი ბერკეტული გადაცემის საშუალებით. ასე ამგვარად ორივე გამაძლიერებელი კასკადი ГУ-1 და ГУ-2 გარშემორტყმულია ადგილობრივი უარყოფითი უკუ კავშირებით. გამაძლიერებლის გამომავალი მოძრაობა ГУ-2 მართავს ცვალებადი მწარმოებლობის ტუმბოს ხარჯს, რომელიც აწვდის ზეთს ჰიდრავლიკური მანქანის ძალურ დგუშებზე. ცილინდრების ყვინთები, რომლებიც დაკავშირებულია საჭის ბალერთან მოაბრუნებენ საჭეს. ამასთან ერთად ზოლურები, რომლებიც დაკავშირებულია დიფერენციალური ბერკეტებით საჭის ბალერთან აბრუნებენ მიმმართველ მოწყობილობას საწყის ნეიტრალურ მდგომარეობაში.

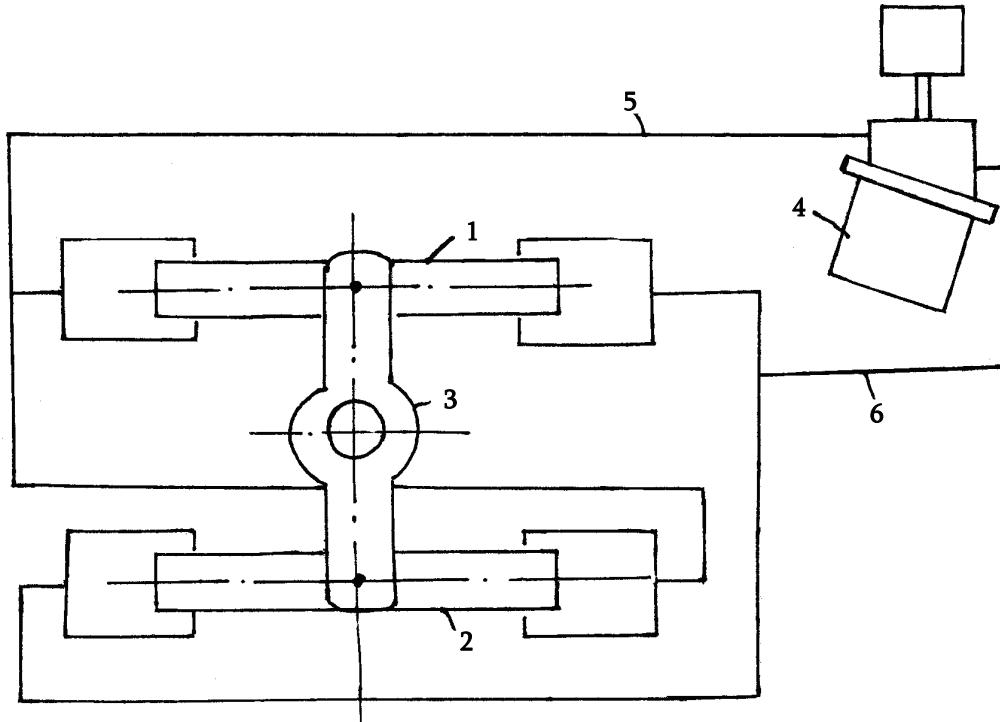
უფრო სრული სქემა ჰიდრავლიკური მანქანისა მოცემულია ნახ. 4.

უკანასკნელი შესდგება: ძალური ჰიდროცილინდრებისაგან ყვინთებად 1 და 2, გადამწოდი მექანიზმისაგან 3 ყვინთიდან საჭის რუმპელზე და ბალერზე, ტუმბოს აგრეგატისაგან, ტუმბოს ამძრავის ელექტროძრავისაგან 4, ჰიდრავლიკური მილგაყვანილობისაგან 5 და 6, რომელიც აერთებს ცვალებადი მწარმოებლობის ტუმბოს ძალურ ჰიდროცილინდრებთან.

სატუმბო აგრეგატი 1, რომელიც მოძრაობაში მოიყვანება ელექტროძრავით, მართვის სიგნალის მიწოდებისას გადატუმბავს მუშა სითხეს მილსადენებით ჰიდრავლიკური მანქანის ცილინდრებში. ტუმბო,

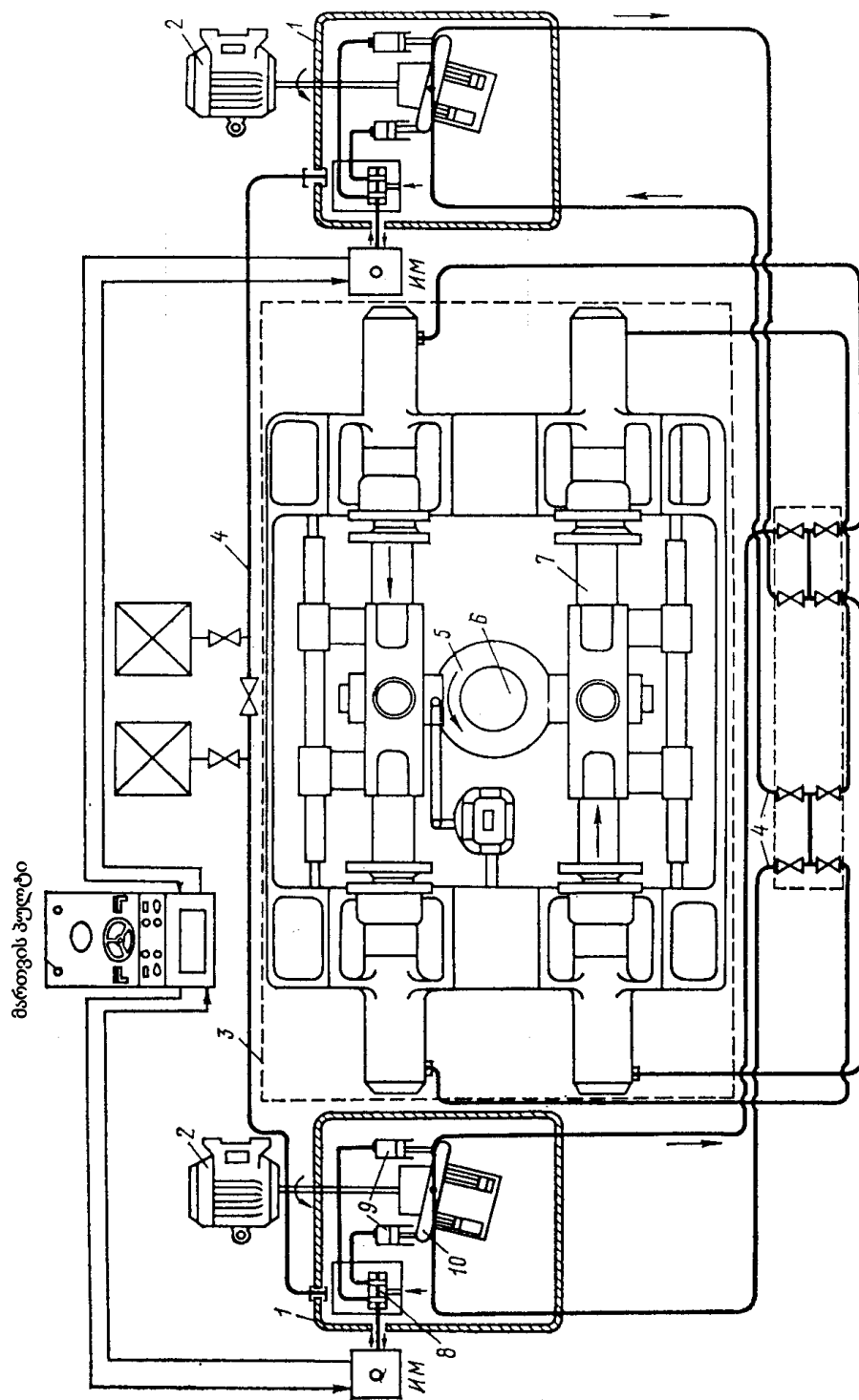


ერთი ცილინდრიდან სითხის გადაქაჩვისას მეორე ცილინდრში, ქმნის უკანასკნელში წნევის სიჭარბეს, რომელიც აამოძრავებს გემის საჭეს.



ნახ. 4. სატუმბო აგრეგატის პრინციპიალური სქემა.

ნახ. 5-ზე წარმოდგენილია ჰიდრავლიკური მანქანის ნახევრადკონსტრუქციული სქემა. ნახაზზე: ბალერის 1 ჰიდრავლიკური ამძრავი 3, სატუმბავი აგრეგატი 1, ტუმბოს ელექტროამძრავი 2, ჰიდრავლიკური მილსადენი სარქველებიანი კოლოფით 4. ელექტროამძრავის მიერ მოძრაობაში მოყვანილი სატუმბავი აგრეგატი როდესაც შემსრულებელ მექანიზმზე მიეწოდება მართვის სიგნალი მუშა სითხეს ტუმბავს ჰიდრავლიკური მანქანის ცილინდრებში. სითხის გადატუმბვის ერთ-ერთი სავარაუდო მიმართულება (საჭის გადალაგებისას მარცხნივ) ნაჩვენებია ნახაზზე ისრებით. ტუმბო სითხის ამოტუმბვით ერთ-ერთ ცილინდრებიდან და ჩატუმბვით მეორე ცილინდრებში უკანასკნელში ჰქმნის წნევის ნაჭარბს, რომელიც ყვინთა 7-ის გავლით გადაეცემა რუმპელს 5 და ბალერს 6 და იძლევა საჭის მარცხნივ შემობრუნების საშუალებას. ნორმალურ რეჟიმებში ეს გადაადგილება ხორციელდება ერთი ტუმბოთი. მეორე ტუმბო ახორციელებს 100-იან რეზერვს. ჩქარი მანევრირების აუცილებლობისას ცურვისას ვიწრო ადგილებში მუშაობს ორივე ტუმბო.



ნახ. 5. რეგულირებადი მიწოდების ტუმბოიანი ჰიდრაგლიკური მანქანის სქემა

ჰიდრავლიკური ტუმბო შედგება რეგულირებადი მიწოდების ძირითად ტუმბოსაგან, კბილანურ ტუმბოსაგან, მკვეთარებთან კოლოფისაგან, ძალოვან ცილინდრებისაგან, რომლებიც ბერკეტულ გადაცემასთან ერთობლივობაში წარმოადგენენ ტუმბოს ჰიდრავლიკურ გამაძლიერებელს. მართვის სიგნალის შემოსვლისას შემსრულებელი მექანიზმზე ( $\theta_{\text{HM}}$ ) უკანასკნელი გადაადგილებას ჰიდრომაძლიერებლის მკვეთარას 8. ამის შედეგად იხსნება მუშა სითხის მიწოდება ტუმბოს საკიდელას ერთ–ერთ ძალოვან ცილინდრში 9. ამ შემთხვევაში ტუმბოს საკიდელა შემობრუნდება რომელიღაც  $\theta_{\text{HH}}$  კუთხით, რაც წარმოშობს ძირითადი ტუმბოს მიწოდების ცვლილებას. ჰიდრავლიკური მანქანის ძალოვან ცილინდრებში.

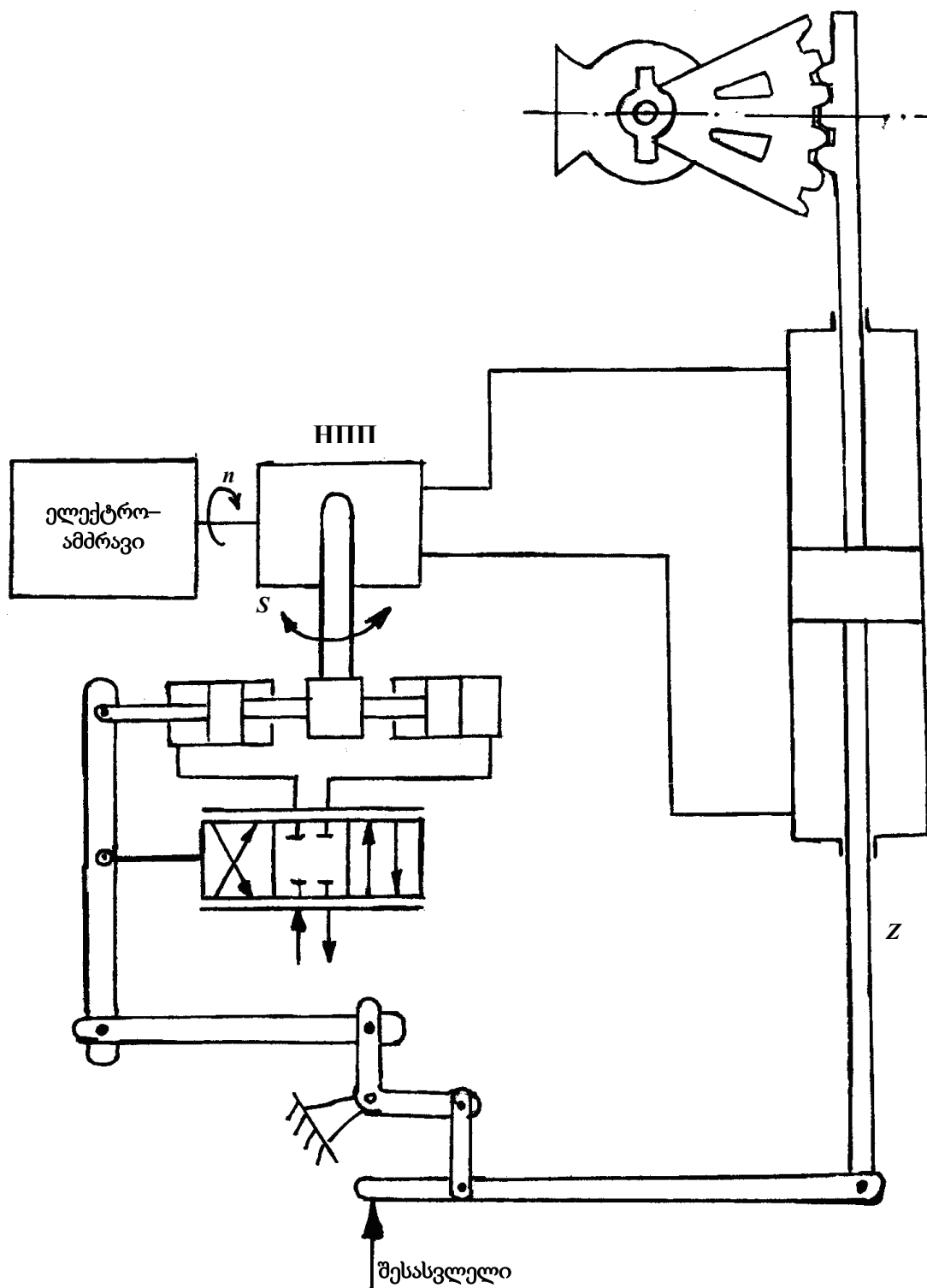
ერთდროულად ბერკეტული გადაცემის მეშვეობით ხორციელდება ხისტი უკუკავშირი. ამის შედეგად მკვეთარა 8–ის გადაადგილება იქნება შემსრულებელი მექანიზმის და ტუმბოს 10 საკიდელას ალგებრული ჯამის ტოლი.

ჰიდრავლიკური ამძრავების სხვა ვარიანტები მოყვანილია ნახ. 6 და 7.

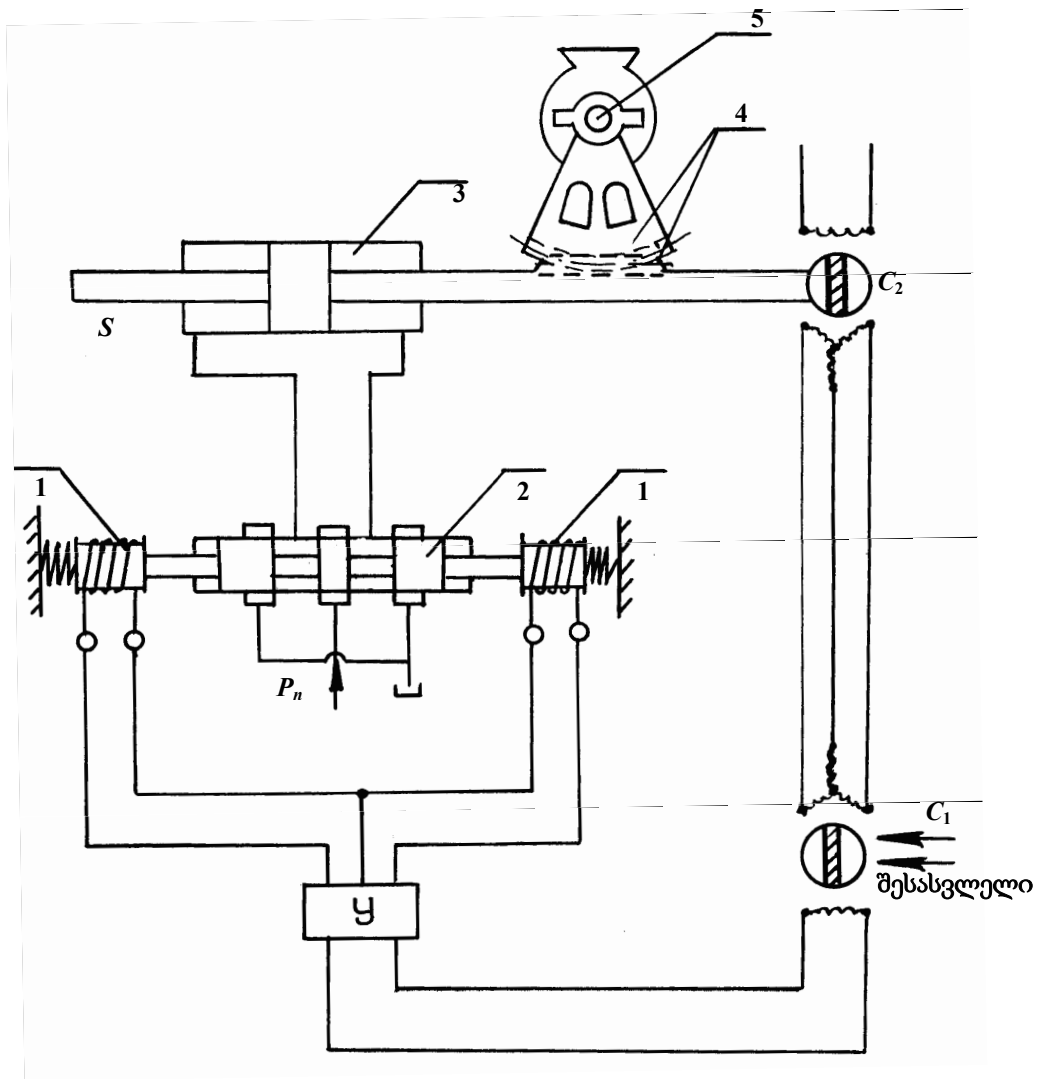
ჰიდროამძრავის სისტემაში მოწყობილობით – ტუმბო ცვალებადი მწარმოებლობით – დგუში, მოყვანილია ნახ. 6–ზე. ტუმბოს მიერ გაცემული ძალური ნაკადის სიმძლავრე გარდაიქმნება წრფივი გადაადგილების მექანიკურ სიმძლავრეში ძალური დგუშის მეშვეობით.

შემუშავებულია ამძრავები, რომლებიც შეიცავენ მუდმივი მწარმოებლობის ტუმბოს და დგუშს საერთო ელექტრული უკუ კავშირით. ასეთი ამძრავის სქემა მოყვანილია ნახ. 7–ზე.

სქემაზე ელექტრული უკუკავშირი რეალიზებულია  $C_1$  და  $C_2$  სელსინების მეშვეობით. შემავალი და გამომავალი სიგნალებს შორის სხვაობა (შეცდომის სიგნალი) ძლიერდება გამაძლიერებლით  $Y$  და შემდეგ სოლენოიდების საშუალებით ზემოქმედებს ოთხხვრელიან მოთვალთვალე მკვეთარაზე 2, რომელიც მართავს მუშა სითხის ჰიდროცილინდრთან მიყვანას. 3 ჰიდროცილინდრის დგუშის ჭოკს გადაცემის მექანიზმის 4 მეშვეობით მოძრაობაში მოჰყავს საჭის ბალერი 5.



ნახ. 6. ძალოვანი მოთვალთვალე სისტემა ტუმბო-ძალოვანი დგუში



ნახ. 7. ძალოვანი ელექტროამბრავის სქემა

ეს სისტემა განსხვავებით სისტემისა – ტუმბო ცვალებადი მწარმოებლობით – ყვინთური ჰიდრავლიკური მანქანის ჰიდროცილინდრი, ხასიათდება მგრძობიარობით და მუშაობის სიზუსტით, რამდენადაც გაჟონვები ცვალებადი მწარმოებლობის ტუმბოში საკმაოდ დიდია.

### 1.2. ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების აგების პრინციპებისა და მეთოდების ანალიზი

ვიბრაციები თანამედროვე წარმოებისა და ტრანსპორტის პირობებში წარმოადგენენ, როგორც წესი, რამოდენიმე ნაირსახეობის რთულ რხევით პროცესებს [8, 9].

გამოყენების ხასიათის მიხედვით დროში, განასხვავებენ დეტერმინირებულ (რეგულარულ), შემთხვევით და იმპულსურ (დარტყმით) პროცესებს. რხევები იწოდება პერიოდულად, თუკი რხევითი სიდიდეების ნებისმიერი მნიშვნელობები მეორდებიან დროის ტოლ მონაკვეთებში. ასეთი რხევების უმარტივეს ნაირსახეობას წარმოადგენენ ჰარმონიული (სინუსოიდალური) რხევები.

რხევებს, რომლებიც წარმოადგენენ ორი ან რამოდენიმე ჰარმონიკის ჯამს, ეწოდება პოლიჰარმონიული რხევები. რთული ჰარმონიული პროცესები შეიძლება წარმოადგენილი იქნეს მარტივი ჰარმონიკების სახით ფურიეს რიგის მეშვეობით.

ტექნიკის ნიმუშების გართულებამ განაპირობა შემთხვევითი რხევების ფართო გავრცელება, რომლის დროსაც შეუძლებელია იწინასწარმეტყველო ცვალებადი პარამეტრის ცვლილება შემდგომ დროის მონაკვეთში. ასეთი რხევები შეიძლება იყოს სტაციონარული (დამყარებული) მიმდინარე რხევადი სიდიდის მუდმივი საშუალო მნიშვნელობის ირგვლივ. ერგოდიკულობის თვისება მდგომარეობს იმაში, რომ შემთხვევითი სტაციონარული პროცესის ცალკეული რეალიზაცია უსასრულო დროის ინტერვალზე სრულიად განსაზღვრავს შემთხვევით პროცესს.

ჰარმონიული და შემთხვევითი პროცესების გრაფიკული გამოსახვა საშუალებას იძლევა ნაჩვენები იყოს როგორც განმსაზღვრელი პარამეტრის პიკური და ეფექტური მნიშვნელობა, ასევე რხევის სიდიდე.

განმსაზღვრელი სიდიდის საშუალო კვადრატული მნიშვნელობა  $T_y$  დროის განმავლობაში, საჭიროა რხევის რაოდენობრივი ენერგეტიკული შეფასებისათვის და მნიშვნელოვნად ახასიათებს მის სახიფათოობას და მავნებლობას დაცული ობიექტებისათვის.

$$u_{C.KB} = \sqrt{\frac{1}{T_y} \int_0^{+T_y} u^2(t) dt}, \quad (1)$$

სადაც  $u(t)$  – ვიბრაციული პროცესი;

$u_{C,KB}$  – მისი საშუალო კვადრატული მნიშვნელობა.

ტექნიკურ ლიტერატურაში და პრაქტიკაში მიღებულია ვიბრაციის შესაფასებელი განმსაზღვრელი სიდიდეები – გადაადგილება, სიჩქარე, აჩქარება – დასახელებული იქნეს შესაბამისად ვიბროგადაადგილებად, ვიბროსიჩქარედ და ვიბროაჩქარებად.

ვიბრაციის ინტენსიურობას ხშირად გამოსახავენ არა ამ სიდიდეების ეფექტური მნიშვნელობებით, არამედ მათი ლოგარითმული დონეებით:

$$L = 20 \lg \frac{u_{C,KB}}{u_0}, \quad (2)$$

სადაც  $u_0$  – განმსაზღვრელი სიდიდის საყრდენი მნიშვნელობაა, შესაბამისი მისი ნულოვანი დონისათვის. ვიბროსიჩქარის საყრდენი მნიშვნელობა არის  $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  მ/წმ, ვიბროაჩქარებისა კი  $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$  მ/წმ<sup>2</sup>.

ვიბრაციის დონის საზომის ლოგარითმული ერთეულს ეწოდება ბელი (ბ), ხოლო მის მეათედ ნაწილს – დეციბელი (დ.ბ).

დონის ზრდა 1 ბ (10 დბ) ნიშნავს პარამეტრის გაზრდას 3,5-ჯერ, ხოლო მომატება 1 დ.ბ –  $10^{0,05} = 1,12$ -ჯერ.

ადამიანზე ვიბრაციული მოქმედების ინტენსიურობა დამოკიდებულია სიხშირეზე. ამიტომაც სიხშირეთა დიაპაზონი მიღებულია დაიყოს მონაკვეთებად (სიხშირეთა ზოლებად) და გამოთვლილი იქნეს ვიბრაციის დონეები ყველა ზოლისათვის ცალ-ცალკე.

ვიბრაციის ჰიგიენური შეფასებისას სიხშირეთა სტანდარტული ზოლის სახით იღებენ ოქტავურ ზოლებს, რომლებისთვისაც მაღალი მოსაზღვე სიხშირეების შეფარდება დაბლებთან ტოლია ორის.

ყოველი ოქტავური ზოლი მიღებულია აღინიშნოს მისი სასაზღვრო სიხშირეების საშუალო გეომეტრიული მნიშვნელობით, რომლებიც განისაზღვრება ფორმულებით:

$$f_{c.ყ} = \sqrt{f_6 f_n} = \sqrt{2 f_n} \approx 1,41 f_n, \quad (3)$$

სადაც  $f_n$  არის ქვედა, ხოლო  $f_6$  – ზედა სასაზღვრო სიხშირე, ჰგ, ამასთან  $f_6 = 2 f_n$ .

აუცილებლობის შემთხვევაში ოქტავურ ზოლებს ყოფენ მესამედ-  
ოქტავურებად, რომელთათვისაც  $f_e = 1,26f_n$ .

ადამიანზე გადაცემის საშუალების მიხედვით ვიბრაციები იყოფა  
ზოგადად და ლოკალურად.

ზოგადი ვიბრაცია გადაეცემა საყრდენი ზედაპირებიდან დამჯდარი  
ან მდგომი ადამიანის სხეულს. იგი ჩაიყოლიებს რხევით პროცესში  
ადამიანის მთელს სხეულს. საყრდენ ზედაპირებიდან ამ შემთხვევაში  
ეხსიან ადამიანის საყრდენი ნაწილები, რომლებიც აღიქვამენ  
კორპუსის სიმძიმეს დამდგარ ან დამჯდარ მდგომარეობაში.

ლოკალური ვიბრაცია გადაეცემა ადამიანს ხელებიდან. ის  
წარმოიშობა ხელის მანქანების გამოყენებისას: სახელურებზე, ბერკეტებზე  
და მანქანებისა და აგრეგატების სხვა მართვის ორგანოებზე.

რხევითი სისტემების მახასიათებლები (ამპლიტუდები, სიხშირეები,  
ძალები) შესაძლებელია შემცირდნენ ან დასაშვებ საზღვრებში შეიზღუდონ  
მექანიზმებისა და მანქანების შესატყვისი დინამიკური მოდელების  
ოპტიმალური პარამეტრების შერჩევის გზით.

სტრუქტურული ოპტიმიზაციის თვალსაზრისით საჭირო მნიშვნელობა  
აქვს შესამუშავებელი მანქანის ამპრაგებისა და მექანიზმების სწორ შერჩევას.

მანქანებისა და აგრეგატების ტექნიკური მდგომარეობა განისაზღვრება  
მათი პროექტირებისა და დამზადების ხარისხით, ექსპლუატაციის  
პირობებით, მომსახურებითა და რემონტით და უშუალოდ ზეგავლენას  
ახდენს მათი ვიბროაქტიურობის დონეზე. შრომის ვიბროუსაფრთხოების  
უზრუნველყოფა საწარმოო მოწყობილობისა და ასევე წარმოების მიერ  
გამომშვებული ტექნიკური მდგომარეობის უზრუნველყოფა უნდა იყოს  
ორგანიზაციული სამუშაოს წინამორბედი. კონსტრუქტორების,  
გამრემონტებლების და ტექნოლოგების ძალისხმევა მიმართული უნდა  
იყოს პირველ რიგში კონტაქტური ვიბრაციის დონეების დაქვეითებისაკენ.

ვიბროაქტიური მოწყობილობების შეცვლა უვიბრაციოზე, საწარმოო  
პროცესების ავტომატიზაცია, დისტანციური მართვის გამოყენება იძლევა



საშუალებას მთლიანად გამოირიცხოს მომუშავეთა კონტაქტი მანქანების მოვიბრირე ზედაპირებთან და უზრუნველყოს შრომის სრული უსაფრთხოება.

იმ შემთხვევებში, როდესაც პარამეტრების ოპტიმალური შერჩევის გზით ვერ ხერხდება რხევის დონის შემცირება, გამოიყენება დამატებითი მოწყობილობები რხევების მავნე მოქმედებისაგან დასაცავად – ვიბროდამცველი სისტემები [8–12].

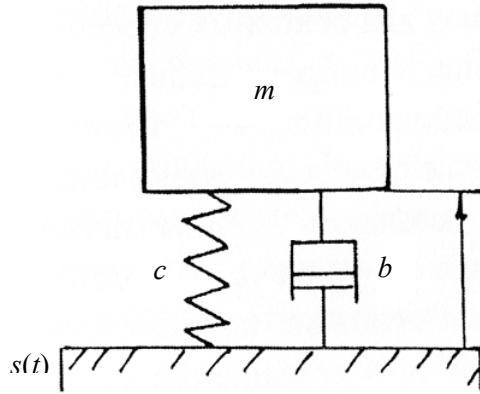
განასხვავებენ დაცვის ორ ძირითად საშუალებას ვიბრაციისაგან: ვიბროჩახშობა და ვიბროიზოლაცია. ვიბროჩახშობა ეფუძნება დამატებითი რხევითი სისტემების მანქანასთან მიერთებაზე, რომელთაც ვიბროჩახშობები ეწოდებათ, ისინი ქმნიან დინამიკურ ზემოქმედებებს, რომლებიც ამცირებენ რხევების დონეს მანქანაში. ვიბროიზოლაცია ეფუძნება საწყისი სისტემის დაყოფაზე ორ ნაწილად და ამ ნაწილების შეერთებაზე ვიბროიზოლატორების მეშვეობით.

ერთი მათგანი წარმოადგენს დასაცველ ობიექტს, ხოლო მეორე – აგზნების წყაროს.

ერთ–ერთ უფრო მარტივ მიდგომას ადამიანი – ოპერატორის დაცვის საკითხში წარმოადგენს პასიური ვიბროდამცველი სისტემების გამოყენება. ვიბროდაცვის ასეთი სისტემები არიან უფრო გავრცელებული სისტემები პრაქტიკაში. ამას ხელს უწყობს მოწყობილობის სიმარტივე და ის, რომ ისინი ექსპლუატაციის პროცესში არ ითხოვენ სპეციალურ მომსახურებას, და ასევე ენერჯის მიწოდებას ნორმალური ფუნქციონირებისათვის.

დინამიკური მოდელი უმარტივესი ვიბროდამცველი სისტემისათვის მოცემულია ნახ. 8. ნახაზზე დასაცველი ობიექტი წარმოადგენილია, როგორც მყარი სხეული მასით  $m$ , ხოლო აგზნების წყაროს წარმოადგენს სადგარი, რომელიც ასრულებს რხევებს  $S(t)$  კანონით. ვიბროიზოლაციის ამოცანა მდგომარეობს დინამიკური შემადგენელის შემცირებაში, რომელიც გადაეცემა დასაცველ ობიექტს.

ვიბროიზოლატორს, მოთავსებულს მანქანასა და საძირკველს შორის აქვს სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტი  $C$  და წინაღობის დაყვანილი კოეფიციენტი  $b$ .



ნახ. 8. უმარტივესი ვიბროდამცველი სისტემის სქემა

სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტი  $C$  განისაზღვრება ვიბროიზოლატორისა და ეკვივალენტური ზამბარის პოტენციური ენერგიების ტოლობის პირობიდან, და ზოგად შემთხვევაში შეიძლება იყოს დაცული ობიექტის გადაადგილების  $y_m$  არაწრფივი ფუნქცია, რომლის ათვლაც ხდება  $F(t)$  მალის მუდმივი შემადგენელის მნიშვნელობიდან.

წინაღობის დაყვანილი კოეფიციენტი  $b$  განისაზღვრება ვიბროიზოლატორში ხახუნზე დახარჯული მუშაობების ტოლობის პირობიდან და ზოგად შემთხვევაში შეიძლება იყოს მდებარეობის  $y$  და სიჩქარის  $\dot{y}$  არაწრფივი ფუნქცია.

მოყვანილი სქემა წარმოადგენს უმარტივესი ერთლერძიანი ვიბროიზოლატორის მოდელს, მაგრამ მისი მეშვეობით შეიძლება ვიფიქროთ პასიური ვიბროიზოლატორების ძირითად მაჩვენებლებზე.

გაწრფივებულ ფორმაში განხილული ერთლერძიანი ვიბრატორის დინამიკა აღიწერება შემდეგი დიფერენციალური განტოლებით:

$$m\ddot{y}_m = b(\dot{y}_0 - \dot{y}_m) + c(y_0 - y_m), \quad (4)$$

სადაც  $y_0$  საძირკველის გადაადგილების აბსოლუტური მნიშვნელობაა.

ლაპლასის გამოსახულებებზე დაყვანისა და  $y_m$  მიმართ ამოხსნის შემდეგ იგი მიიღებს სახეს:

$$y_m(s) = \frac{(b/c)s + 1}{(m/c)s^2 + (b/c)s + 1} y_0(s), \quad (5)$$

აქ:  $b/c$  – დროის მუდმივაა, რომელიც განპირობებულია საკიდარის ბლანტი მახასიათებლებით;  $\sqrt{m/c} = T_m$  – საკიდარის მოძრავი ნაწილების დროის მექანიკური მუდმივა;  $(b/c)\sqrt{m/c} = b/2cT_m = \varepsilon_m$  საკიდარის ფარდობითი დემპფირების კოეფიციენტი. უკანასკნელი განტოლება ჩაიწერება შემდეგი სახით

$$y_m(s) = \frac{T_v s + 1}{T_m^2 s^2 + 2\varepsilon_m T_m s + 1} y_0(s). \quad (6)$$

ამგვარად კავშირი ვიბროდაცვის ობიექტსა და საძირკვლის მდებარეობებს შორის აღიწერება ორი დინამიკური რგოლის რხევის პირველი რიგის დიფერენციალური განტოლებით.

განხილული სისტემის მახასიათებლების ამპლიტუდურ–სიხშირობრივი ანალიზი აჩვენებს, რომ სიხშირეთა ამპლიტუდა, გაცილებით მეტია სიხშირის რეზონანსულ ნახტომზე. ამასთან, რხევის ამპლიტუდა ამ არეში მცირდება რხევების სიხშირეების გაზრდისას.

რეზონანსული ნახტომის ამპლიტუდურ–სიხშირობრივი მახასიათებლების სიხშირეებზე ვიბროდაცვის ობიექტის რხევის ამპლიტუდა გაცილებით აღემატება სადგარის რხევის ამპლიტუდას, ე.ი. ამგზნები ზემოქმედების ამპლიტუდას.

მარტივ პასიურ სისტემებში რესორქვეშა მასის რხევის ამპლიტუდის შემცირება რეზონანსულ სიხშირეებზე მიიღწევა ჰიდროამორტიზატორის წინაღობის გაზრდის გზით, ე.ი. ფარდობითი დემპფირების კოეფიციენტის გაზრდით. მაგრამ, ამ შემთხვევაში რეზონანსული ნახტომის ამპლიტუდის შემცირებას მიყავს რხევის ამპლიტუდის გაზრდამდე რეზონანსშემდეგ არეში, რომელშიც ვიბროდაცვის მარტივი პასიური სისტემები მეტად ეფექტურია.

ეფექტური ვიბროდაცვის სიხშირეთა ზოლის გასაფართოვებლად მარტივ ვიბროდამცველ სისტემებში დემპფერებით, რომელთაც აქვთ წრფივი მახასიათებელი, აუცილებელია რეზონანსული სიხშირის შემცირება.

რეზონანსული სიხშირის მნიშვნელობა  $f_p$  განისაზღვრება რესორქვემა მასით  $m$  და დრეკადი ელემენტის სიხისტით  $c$  :

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{c}}, \quad (7)$$

ამიტომაც რეზონანსული სიხშირე შეიძლება შემცირდეს, თუკი გაიზრდება რესორქვედა მასა სიხისტის შენარჩუნებით ან შემცირდეს დრეკადი ელემენტის სიხისტე რესორქვემა მასის სიდიდის უცვლელად დატოვების შემთხვევაში.

საჭიროა აღინიშნოს, რომ ზემოთ განხილული სქემა არის უმარტივესი და არ ასახავს პასიური ვიბროდაცვითი სისტემების დიდ სტრუქტურულ ნაირსახეობებს, არამედ წარმოადგენს პრინციპიალურ სქემას, რომელიც შეიცავს ელემენტებს პასიური ვიბროდაცვითი სისტემების ნორმალური მუშაობისათვის.

ყველა ვიბროიზოლირებად მოწყობილობებში არის არანაკლებად ერთი დრეკადი და ერთი მადემპფირებელი რგოლი. ხშირად მიზანშეწონილია შეთანწყობა დრეკადობის და მადემპფირებლობის მახასიათებლებისა ერთ ელემენტში.

დრეკადი ელემენტების სახით პასიურ ვიბროდაცვით სისტემებში იყენებენ ფოლადის ზამბარებს, ელემენტებს გავსებულს აირით და სხვადასხვა დრეკად-მადემპფირებელ ელემენტებს, კერძოდ, რეზინას [11, 13-21].

გაცილებით ხშირად დრეკადი ელემენტების სახით იყენებენ დახვეულ ცილინდრულ ზამბარებს, რომლებიც მუშაობენ კუმშვაზე, გაჭიმვაზე და გრეხვაზე. ამ მიზნებისათვის ფართო გამოყენებას ჰპოვებენ მრგვალი და ოთხკუთხედი კვეთის ტორსიონები, უფრო იშვიათად ვიბროდაცვით პასიურ სისტემებში დრეკადი ელემენტების სახით გამოიყენება ბრტყელი ზამბარები, რომლებიც მუშაობენ ღუნვაზე და მათ უწოდებენ ფურცლოვან რესორებს ან უბრალოდ რესორებს.

იმის გამო, რომ პასიური საკიდრების დრეკადი ელემენტები მუშაობენ, როგორც წესი ციკლური კუმშვის პირობებში, სტატიკური

კუმშვის ფონზე, ასეთი ზამბარების მიმართ წარდგენილია მკაცრი მოთხოვნები. პასიური საკიდარების ზამბარებს ამზადებენ ძირითადად ფოლადისაგან 60C2A. ნაკლებად საპასუხისმგებლო შემთხვევებში შეიძლება გამოყენებული იყოს ფოლადი 50C2, ხოლო უფრო საპასუხისმგებლო ზამბარებით მზადდება 65C213A ფოლადისაგან. ზამბარის ციკლური სიმტკიცის ასამაღლებლად ხდება განმტკიცება მოგორვის ან მოპირსალებით.

როგორც ეს ზემოაღნიშნული იყო, რხევითი სისტემის დემპფირების ხარისხი განსაზღვრავს ვიბროდაცვის ხარისხს.

თუკი საკიდარში არ არის ენერჯის გამფანტავი ელემენტები, მაშინ რესორქვეშა მასის აგზნებისას მისი გარდამავალი პროცესი იქნება არაკლებადი.

საქმის არსიდან გამომდინარე ჰიდრავლიკური ამორტიზატორები არიან ჰიდრავლიკური მანქანები, რომლებიც გარდაქმნიან მექანიკურ ენერჯიას ჰიდრავლიკურში მისი შემდგომი გარდასახვით სითბურში. უფრო კონკრეტულად ჰიდრავლიკური ამორტიზატორი წარმოადგენს ტუმბოს, რომლის მუშა კამერები დაკავშირებულია ერთმანეთთან რომელიმე დროსელური მოწყობილობებით ან ელემენტებით, რომლებიც საშუალებას იძლევიან შეიქმნას წნევის სხვაობა მუშა მოცულობებში და შესაბამისად ძალა და მომენტი ამყოლ რგოლზე.

უკანასკნელი განსაზღვრავს ჰიდროიზოლატორის წინაღობის მნიშვნელობას.

ელექტრომაგნიტურ დემპფერში გამოიყენება მადემპფირებელი ურთიერთქმედება მაგნიტურ ველსა და გრიგალურ დენებს შორის, რომელიც აღიძვრება უწყვეტ (მოკლედჩართულ) გამტარობას და მოძრაობს ამ ველში რხევად ობიექტთან ერთად.

რეალურ ვიბროდაცვით სისტემებში ყოველთვის არის კვანძები და ელემენტები, რომლებიც შეიმჩნევა ენერჯის რომელიღაც დისიპაცია, რომელიც უზრუნველყოფს საკუთარი რხევების დემპფირებას.

ენერჯია ნაწილობრივ იფანტება ზამბარებში და სხვადასხვა ელემენტებში, მაგრამ ეს როგორც წესი არასაკმარისია. ამიტომაც, საკუთარი

რხევების დემპფირებისათვის ვიბროდაცვით სისტემებში დგამენ სპეციალურ მადემპფირებელ მოწყობილობებს (დემპფერებს).

პასიური ვიბროდაცვითი სისტემების განვითარების საწყის ეტაპზე იყენებდნენ ფრიქციულ ამორტიზატორებს. მხოლოდ აწმყო დროს ისინი ვიბროდაცვით სისტემებში პრაქტიკულად აღარ გამოიყენება იმის გამო, რომ ხდება მოხახუნე ზედაპირების სწრაფი ცვეთა და ამორტიზატორის მწყობრიდან გამოსვლა.

ჰიდრავლიკური ამორტიზატორები აწმყო დროს არიან უფრო მიღებული ამორტიზატორები უმეტეს პასიურ სისტემებში, როგორც მახასიათებლების თვალსაზრისით, ასევე დამზადებისა და ექსპლუატაციის თვალსაზრისით.

ხშირად მიზანშეწონილია დრეკადობისა და დემპფირების მახასიათებლების შერწყმა ერთ ელემენტში. ეს შესაძლებელია თუკი გამოიყენება პნევმატური, ჰიდრავლიკური, ელექტრომაგნიტური, ელექტროდინამიკური და ა.შ. ელემენტები, რომლებშიც შესაძლებელია მადემპფირებელი და დრეკადი მახასიათებლების მიღება ან დრეკად-მადემპფირებელი მასალების გამოყენებით.

დრეკად-მადემპფირებელი მასალები – ეს არის მასალები, რომელთაც აქვთ მაღალი დრეკადობის მოდული, და დაუშვებენ დიდ დეფორმაციებს და აქვთ მომატებული შინაგანი ენერჯის გაფრქვევა რხევების დროს. დრეკად-მადემპფირებელი მასალების სწორად შერჩევამ შეიძლება მნიშვნელოვნად გაამარტივოს ანტიფიბრაციული მოწყობილობის კონსტრუქცია, იმის გამო რომ საშუალებას იძლევა უგულვებელყოს სპეციალური დემპფერი. ზოგ შემთხვევაში დრეკად-მადემპფირებელი მოწყობილობის სტატიკურ და დინამიკურ მახასიათებლებს გააჩნიათ მნიშვნელოვანი არაწრფივობა, რაც ასევე სასიკეთოდ აისახება მათ მუშაობაზე. დინამიკური სიხისტის კოეფიციენტი  $K_{\text{დინ}}$  ტოლია ნამზადის რხევის დროს ეფექტური სიხისტის შეფარდებისა სტატიკური დატვირთვის სიხისტეზე და შეიძლება უდრიდეს 5–10.

ენერჯის ფარდობითი გაფრქვევა დ.მ.მ-ში მცირეთა დამოკიდებული რხევის სიხშირეზე (დიაპაზონში 1–200 ჰც). ამიტომ დემპფირება

მოსახერხებელია ხასიათდებოდეს ლოგარითმული დეკრემენტით  $\delta$ , რომელიც შეიძლება აღწევდეს 1,5–3,0. ძირითადად  $K$  და  $\delta$  დამოკიდებულია რხევით ამპლიტუდაზე.

დრეკად–მადემპფირებელ მასალებს მიეკუთვნებიან რეზინები, ბოჭკოვანი მასალები, სივრცულად დაწნული მავთულოვანი ბადეები, პლასტმასები და ზოგიერთი კომბინირებული მასალები.

სივრცულად–დაწნული მავთულოვანმა ბადეებმა მიიღეს გავრცელება, როგორც ვიბრომაიზოლაციურმა მასალებმა საყრდენებისათვის. ელემენტებს ამზადებენ უჟანგავი ფოლადისაგან დიამეტრით 0,1–0,6 მმ სპეციალურ საქსოვ მანქანაზე, შემდეგ ახვევენ მრგვალ ბალიშებად და წნეხვენ პრესფორმებში წნევით  $10^7$  ნ/მ<sup>2</sup>.

რეზინი – უნიკალური საინჟინრო მასალაა. მას აქვს მცირე დრეკადობის მოდული და უძლებს დეფორმაციას 1000%–მდე.

წარმოებაში უმეტესად გავრცელებულია ნატურალურ და სინთეტურ კაუჩუკზე დამზადებული რეზინები: ბუტადიენსტიროლოვური; ნიტრილური (CKH-18, CKP-26; CKH-10), პოლიბრონპელევეური (ნაირიტი); ბუტილური (BK) სულკონური.

ნატურალურ კაუჩუკის საფუძველზე დამზადებული რეზინები ხასიათდებიან  $\delta = 0,965 \div 0,7$  შემავსებლის შემცველობაზე დამოკიდებულების მიხედვით.

სინთეტიკურ კაუჩუკზე დამზადებულ რეზინს აქვს დემპფირების უფრო მაღალი მაჩვენებლები ( $\delta = 0,3 \div 1,0$ ). ნიტრილურ კაუჩუკზე დამზადებულ რეზინებს აქვთ მაღალი თბომედეგობა და მაღალი დემპფირება ( $\delta = 0,4 \div 1,2$ ). ნეირიტის საფუძველზე დამზადებულ რეზინებს აქვთ  $\delta = 0,2 \div 0,8$ . ბუტილკაუჩუკზე დამზადებულ რეზინებს კი აქვთ ყველაზე მაღალი დემპფირება ( $\delta = 0,3 \div 3,0$ ).

სიხისტის საანგარიშოდ სარგებლობენ საანგარიშო ფორმულებით [12-16], ასევე გათვლების ნომოგრამებით [14-17].

მოყვანილი ანალიზის რეზულტატებმა ფარდობით დემპფირების კოეფიციენტის გაზრდის საკითხთან დაკავშირებით რეზონანსულ

სიხშირეებზე რხევების მახასიათებლების შესამცირებლად, აჩვენეს უკანასკნელის სისწორე მადემპფირებელი ელემენტებისათვის ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტის წრფივთან მიახლოებისათვის. მაგალითად ჰიდროდემპფერებისათვის.

კომპლექსურ დრეკად–მადემპფირებელი მასალების გამოყენება ზრდის დემპფირებას ვიბრო–იზოლაციის ყველა შემთხვევისათვის, იმიტომ რომ იგი არა მარტო ამცირებს რეზონანსულ და აჩქარებს გარდამავალი პროცესის ჩახშობას, არამედ იმავე დროს არ აუარესებს ვიბროიზოლაციას რეზონანს გარეშე ზონაში, იმის გამო რომ დემპფირებას უმეტეს დრეკად–მადემპფირებელ მასალებში გააჩნია ჰისტერეზისული ხასიათი.

მანქანების ვიბროიზოლაციას, რომელთაც აქვთ მზიდი სისტემის საკმაოდ დიდი სიხისტე, უმეტეს შემთხვევაში ხორციელდება ვიბროიზოლირებადი სადგარის ან სადების დაყენებით. ვიბროიზოლატორების ძირითადი ტექნიკური პარამეტრებია: საკუთარი სიხისტე  $f_z$ ; დემპფერების სიდიდე (ლოგარითმული დეკრემენტი  $\delta$ ); სიხისტეთა შორის ფარდობა სხვადასხვა მიმართულებით  $\left( \eta_x = \frac{C_z}{C_x}; \eta = \frac{C_z}{C_y} \right)$ ; ხისტი ელემენტის ხანგამძლეობა.

გამოიშვება ვიბროიზოლირებადი საყრდენების დიდი მრავალსახეობა, რომლებიც განსხვავდებიან დრეკადი ელემენტის მასალით და კონსტრუქციული ნიშნით [18].

აგრეთვე გამოიყენება რენინო–ლითონური საყრდენები თანაბარ–სიხშირული მახასიათებლით OB31 და OB33 და ხალიჩები KB1 და KB2 [21].

რხევების დონის შესამცირებლად მანქანებში, მათ შორის გემების კონსტრუქციებში, თავისი გამოყენება ჰპოვეს რხევების დინამიკურმა ჩამხშობებმა (ДФК) [23–29]. ჩამხშობების გამოყენება გათვალისწინებულია არა მარტო პროექტირებისა და კონსტრუქციების შექმნის სტადიაში, არამედ იმ შემთხვევებშიც, როდესაც არადამაკმაყოფილებელი დინამიკური თვისებები მოცემული კონსტრუქციისათვის გამოვლენილია უკვე



ექსპლუატაციის პროცესში. ჩამხშობების ღირებულება არის ასევე ის, რომ დამატებითი მასალის შედარებით მცირე დანახარჯებისას ისინი საშუალებას იძლევიან მიღებული იქნეს რხევის დონის შემცირების სასურველი ეფექტი. რხევების ჩამხშობებს ეძღვნება მრავალი ლიტერატურა [30–56].

რხევების დინამიკური ჩამხშობი ეწოდება მოწყობილობას, რომელშიც წარმოიქმნება დაცული კონსტრუქციის რხევების დონის შემამცირებელი ინერციის ძალა.

დემპფირებული რხევის დინამიკური ჩამხშობები (რ.დ.ჩ.) ახდენენ მნიშვნელოვან გავლენას სისტემაში მიმდინარე გარდამავალ პროცესებზე [54].

ბევრ შრომებში განიხილება საკითხები რ.დ.ჩ-ს. გამოყენების შესახებ სტაციონარული და არასტაციონარული შემთხვევითი ზემოქმედებისას.

დინამიკური ჩამხშობების ნაირსახეობას წარმოადგენენ პასიური დინამიკური ვიბროჩამხშობები.

დინამიკური ვიბროჩამხშობების გამოყენებისას ვიბროდამცველი მოწყობილობების სახით მანქანათმშენებლობაში დაგროვილია რიგი გამოცდილება [23-31]. გემთმშენებლობაში აპრობირებულია პასიური ვიბროჩამხშობების გამოყენება [23-31].

დინამიკური ვიბროჩამხშობების (დ.3.1) შემდგომ განვითარებას წარმოადგენენ მართვადი ვიბროჩამხშობები. დინამიკური ვიბროჩამხშობებს. რომლებიც წარმოადგენენ ვიბროდაცვის ერთ–ერთ ეფექტურ პასიურ საშუალებას, გააჩნიათ მნიშვნელოვანი ნაკლოვანებები, რომლებიც ზღუდავენ მათ პრაქტიკულ გამოყენებას. სისტემის მგრძობიარობით.

დ.ვ.ჩ. სამუშაო სიხშირეების დიაპაზონის გაფართოვება შესაძლებელია მისი სიხშირობრივი აწყობის ავტომატური რეგულირების ხარჯზე და მისი დაყვანა აგზნების სიხშირის შესაბამისად შეიძლება მიღწეული იქნეს ან ვიბროჩამხშობის მასის ცვლილებით ან ობიექტთან კავშირის სიხისტის ცვლილების ხარჯზე.

მართული დინამიკური ვიბროჩამხშობი შესდგება, ჩამხშობის რეაქტიული მასის განმსაზღვრელი მყარი სხეულისაგან, დრეკადი

ელემენტისაგან, რომელიც აერთებს ამ მასას მადემპფირებელ ობიექტთან, და სიხშირობრივი აწყობის მართვის სისტემისაგან, რომელიც შეიცავს შემსრულებელ მოწყობილობას და ავტომატური მართვის მოწყობილობას. შემსრულებელი მოწყობილობა ცვლის მასას ან ვიბროჩამხშობის დრეკადი კავშირის სიხისტეს, ხოლო ავტომატური მმართველი მოწყობილობა ახდენს მმართველი ზემოქმედების ფორმირებას, რომელიც გამომუშავდება შემსრულებელი მოწყობილობით. იყენებენ რიგ შემსრულებელ მოწყობილობას. მაგალითად, სოლუნოიდის ტიპის შემსრულებელ მოწყობილობაში დამატებითი ელექტრომაგნიტური სიხისტე წარმოიშვება მოძრავი მაგნიტის უძრავთან მიმართ გადაადგილებისას, რომელიც არღვევს მაგნიტური ველის სიმეტრიას [41]. შემსრულებელი მოწყობილობის სახით იყენებენ ელექტრომაგნიტურ მოწყობილობებს ჰაერის ღრეჩოს ცვალებადი სიგანით, ე.მ.მ. რეაქტიული მასის სახსრული საკიდით. ე.მ.მ.–ს ბრტყელი ზამბარებით და ე.მ.მ.–ს ცილინდრული პოლუსებით და მემბრანებით.

ძირითადად ვიბროდამცველი პასიური საკიდების ეფექტურობა ვლინდება ამგზნები ზემოქმედების სიხშირეებისას, რომლებიც რამდენიმეჯერ აღემატებიან რეზონანსულ სიხშირეს. მარტივ პასიურ სისტემებში ჰიდროამორტიზატორის არსებობისას რეზონანსულ სიხშირეზე, ეხვევის ამპლიტუდა და მასთან დაკავშირებული აჩქარებები გაცილებით არემატებიან ამგზნები ზემოქმედებების დონეს სადგარზე.

ვიბროდაცვის მაღალი ეფექტურობის უზრუნველსაყოფად ოპერატორზე დაბალსიხშირიანი ამგზნები ზემოქმედებისაგან იქმნება აქტიური ვიბროდამცველი სისტემები.

აქტიური ვიბროდამცველი სისტემები წარმოადგენენ მოთვალთვალე სისტემებს, რომლებიც ახორციელებენ ვიბროდამცავი ობიექტისა და კარკასის მოძრაობას უკუფაზაში მოვიბრირე სადგარის მიმართ.

### 1.3. მექანიზმებისა და მანქანების პროექტირებისა და დინამიკური კვლევის საკითხების მიმოხილვა

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 [57-62] და რ. ფრანკეს [63] ნაშრომებში.

ბრტყელი მექანიზმების სინთეზის საკითხებს და მრავალრგოლიან სახსროვანი მექანიზმების კვლევებს განიხილავენ თავის შრომებში ნ.ი. ლევიტსკი [66, 67] და ს.ა. ჩერკუდინოვი [66].

დ.ს. თავხელიძის, გ.ა. ჯაბუას და ო.ს. ეზიკაშვილის [67, 68] შრომები მიძღვნილია ბრტყელი მექანიზმების კვლევის საკითხებისადმი.

გ.პ. ბარანოვის ნაშრომები [69] მიძღვნილია წინასწარ დასახული პირობების მიხედვით მექანიზმების კვლევისა და პროექტირების საკითხებისადმი, აგრეთვე მრავალსაფეხურიანი კბილანური და რთული პლანეტარული მექანიზმების კინემატიკური კვლევებისადმი.

ს.ნ. კოჟევნიკოვის წიგნში [70] 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. ხინკვას შრომებში [71-73].

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 [74] 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 [75].

ვ.ლ. ბიდერმანის წიგნში [76] გადმოცემულია წრფივი და არაწრფივი მექანიკური სისტემების რხევების თეორიის საფუძვლები და მანქანათმშენებელი კონსტრუქციების დინამიკური გათვლისთვის საერთო მეთოდების გამოყენება.

მ.ფ. დიმენტბერგის ნაშრომში [77] 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 [78] 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 [79] 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 [80]. 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 [81] 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 [82] აღწერილია წრფივი ალგებრული სისტემების ეგმ-ზე ამოხსნის თანამედროვე მეთოდები. ნაშრომები [83-85] მიძღვნილია მანქანებში დინამიკური პროცესების შესწავლისადმი.

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

ამძრავთა მექანიკურ სისტემებში, წარმოქმნილი დინამიკური მოვლენების კვლევათა განსაკუთრებულობის თვალსაზრისით, შესაძლოა მათი, სხვადასხვა მოვლენათა სახის კლასიფიცირება.

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 ენერგიის 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 (ინერციის 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 ენერჯის შენახვის კანონისა, სისტემის კინეტიკური ენერჯის ნამატი 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 ვიპოვიით

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

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

$$m(x) \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d[m(x)]}{dx} \cdot \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = P(x, v, t). \quad (8)$$

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



$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p. \quad (9)$$

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

$$J(\varphi) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{d\varphi} [J(\varphi)] \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = M(\varphi, \omega, t) \dots \quad (10)$$

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

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M. \quad (11)$$

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

დრეკადი სისტემების დინამიკის ამოცანები მდგომარეობს თვისებათა 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 რიგი დამოუკიდებელი სიდიდეებისა (მზომი ხაზობრივი ან კუთხური სიდიდეებით), რომელიც განსაზღვრავს სისტემის მდებარეობას.

თანამედროვე მანქანების ამძრავთა ჯაჭვებში გამოყენებული რეალური მიმყოლი სისტემები, ძირითადად მიეკუთვნებიან რთულ არაწრფივს, გარკვეულ შემთხვევებში კი არასტაციონარულ სისტემებს, რაც მნიშვნელოვნად ართულებს მათი გაანგარიშებისა და დაპროექტების საკითხებს [53, 55, 85, 90-97].

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 [98, 99], 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 სამოდელი მოწყობილობებით და გამომთვლელი მანქანებით.

არაწრფივ სისტემებში პროცესების მიახლოებითი კვლევისთვის ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰარმონიული გაწრფივების და მასთან მონათესავე-მცირე პარამეტრების, ჰარმონიული ბალანსის და სხვა მეთოდებმა [93, 101-104].

არაწრფივი სისტემების მიახლოებითი გათვლის მეთოდები, განხილული ი.ა. ორურკის, ვ.ი. სტანკევიჩის, ი.ი. კრინეცკის და სხვათა შრომებში [101-103], 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.

სამოდელირებელი 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

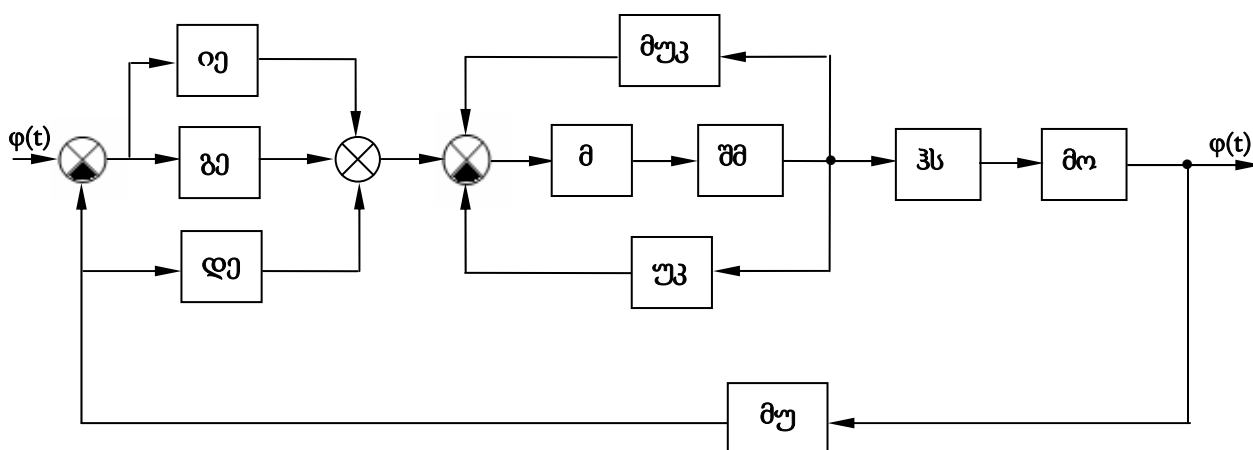
ყველაზე მარტივი გადაწყვეტილების მოძებნა მოითხოვს დროის დიდი რაოდენობის დახარჯვას [104].

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 [105–107].

## 2. შედეგები და მათი განსჯა

### 2.1. ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე სისტემების ფუნქციონალური და სტრუქტურული სქემები

ნახ. 9–ზე მოცემულია მთლიანობაში გემის მართვის ელექტროჰიდრავლიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა, რომელიც შეიცავს გამაძლიერებელი ძალური კასკადის ჰიდრავლიკური ელემენტების გარდა, ასევე მმართველი კასკადების ელექტრულ და ელექტრონულ მოწყობილობებს.



ნახ. 9. გემის კურსის ელექტროჰიდრავლიკური ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

ფუნქციონალურ სქემებზე მოყვანილია:

მო – მოძრავი გემი გარშემორტყმულ სითხესთან ერთად, რომელიც წარმოადგენს რთულ ჰიდროდინამიკურ სისტემას;

$\varphi$  – საჭის სისტემის საჭევარის მობრუნების კუთხე;

$\psi$  – გემის კურსის კუთხე; მუ – მთავარი უკუკავშირის ელემენტი;

გე – გარდამქმნელი ელემენტი, რეალიზებული კურსის ბრუნვადი ტრანსფორმატორით, რომლის შემავალ სიდიდეს წარმოადგენს მოცემული კურსიდან გადახრის კუთხე  $\Delta\psi$ .

უკ – უკუკავშირის ელემენტი, შესრულებული საჭის მბრუნავი ტრანსფორმატორის საფუძველზე.

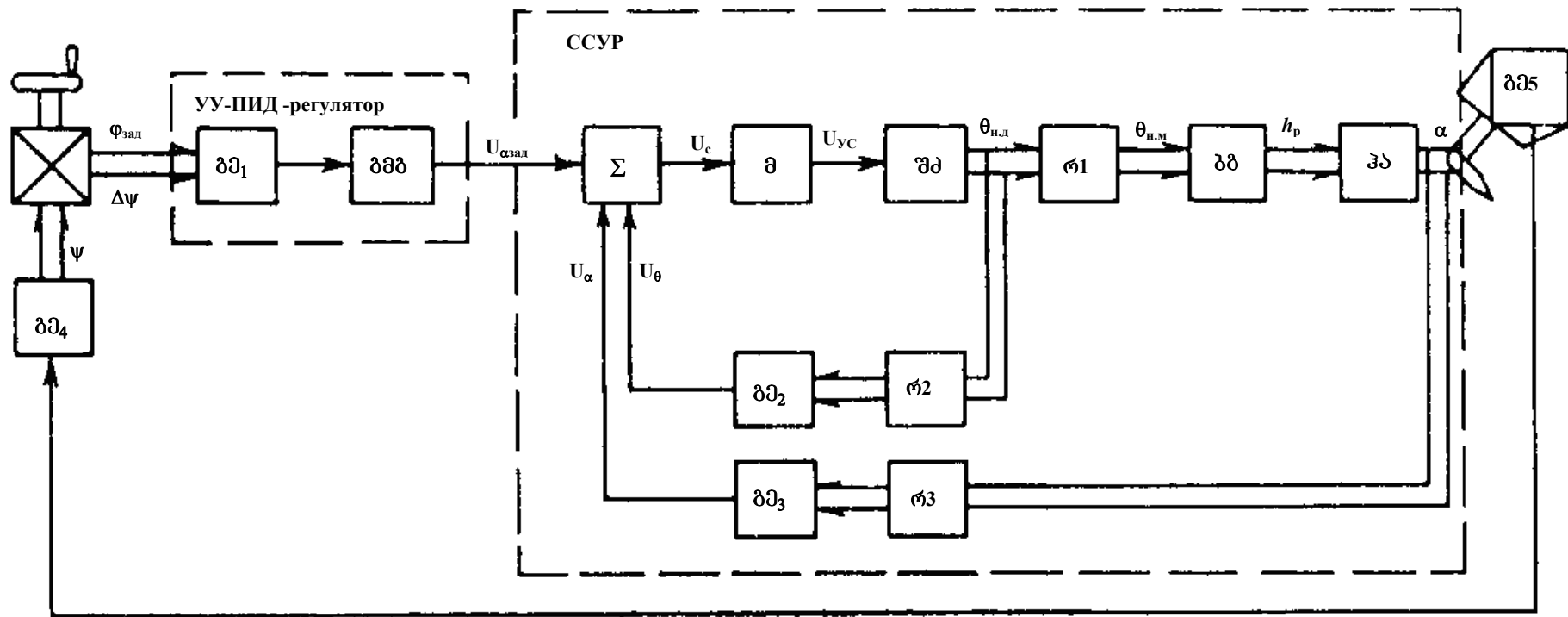
მ – ნახევარგამტარიანი გამაძლიერებელი ელემენტი;

შ.მ – შემსრულებელი მექანიზმი, რომლის შემადგენლობაში შედიან შემსრულებელი ძრავი, დიფერენციალური რედუქტორი და საჭის სელსინგამზომი ელემენტი; მუკ – მოქნილი უკუკავშირი, რეალიზებული საჭის ტახოგენერატორით; იე და დე – შესაბამისად მაინტეგრირებელი და მადიფერენცირებელი ელემენტები. მაინტეგრირებელი ელემენტი შეიძლება შედგებოდეს უკონტაქტო სელსინისაგან, მომუშავე ტრანსფორმატორული რეჟიმში, მაინტეგრირებელი ასინქრონული ძრავისაგან და წრფივად მბრუნავი ტრანსფორმატორისაგან, ხოლო მადიფერენცირებელი ელემენტი დე ასინქრონული ტახოგენერატორისგან, ნახევრადგამტარული გამაძლიერებლისაგან და ძაბვის გამყოფისაგან.

გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის მეორე ვარიანტი მოცემულია ნახ. 10.

ამ სქემაზე გმგ – გამომთვლელი მოწყობილობათა ბლოკი, რომლის ამოცანაც არის სიგნალების მიღება, რომლებიც პროპორციონალურია წარმოებულის და ინტეგრალის კურსის გაუთანხმოებიდან; გე4 და გე5 გარდამქმნელი ელემენტები, რომლებიც ქმნიან სელსინის გამზომ რგოლს, ახორციელებენ უკუკავშირს კურსით გადაცემის კოეფიციენტით, რომელიც ტოლია ერთის; მო – მართული ობიექტი, შ.ე – შემსრულებელი ელექტრონძრავი; ბგ – ბერკეტული გადაცემა; რ<sub>1</sub>, რ<sub>2</sub> და რ<sub>3</sub> – რედუქტორები; მ – ელექტრონული გამაძლიერებლები; მე1 და მე2 სელსინი – ადგილობრივი და უკუკავშირის გადამწოდები; ჰა ჰიდროამძრავი.

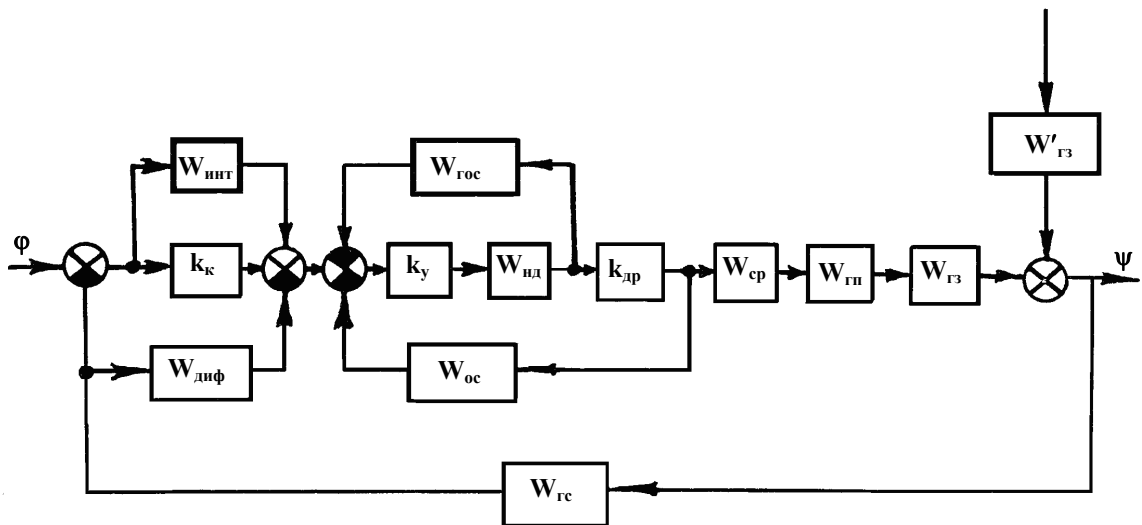
როგორც ზემოთ აღნიშნულია ჰიდროსისტემის ძირითად ელემენტებს წარმოადგენენ ჰიდრაულიკური მკვეთარა და ჰიდროცილინდრი. აღნიშნული სისტემის სტრუქტურული და ფუნქციონალური თავისებურებების ანალიზის თვალსაზრისით.



ნახ. 10. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

## 2.2. საკვლევი სისტემების მათემატიკური მოდელირება და სინთეზისათვის საჭირო გამოსახულებები

საკვლევი სისტემის სტრუქტურული სქემა მოცემულია ნახ. 11-ზე. გარდამქმნელი ელემენტის სახით იყენებენ მბრუნავ ტრანსფორმატორებს – ცვლადი დენის პრეციზიულ ელექტრულ მანქანებს, რომლებიც განკუთვნილია როტორის მობრუნების კუთხის გარდასაქმნელად ძაბვაში.



ნახ. 11. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემა

გადაცემის ფუნქცია წრფივად მბრუნავი ტრანსფორმატორისათვის გემის მოთვალთვალე მართვაში შეიძლება გამოსახული იქნეს ასე:

$$W_{\kappa}(s) = \frac{U_{\kappa}(x)}{\varphi(s)} = k_{\kappa}. \quad (12)$$

ავტომატური სტაბილიზაციის რეჟიმში [2] ნამუშევრის თანახმად ეს გადაცემის ფუნქცია იღებს სახეს

$$W_{\psi}(s) = \frac{U_{\psi}(s)}{\Psi(s)}, \quad (13)$$

სადაც  $U_{\kappa}$  და  $U_{\psi}$  – არის წრფივად მბრუნავი ტრანსფორმატორის გამომავალი ძაბვები;

$\varphi$  და  $\psi$  – შესაბამისად საჭის მობრუნებისა და კურსის მიმღები სენსორის მობრუნების კუთხეები.



ნახევარგამტარიანი გამაძლიერებლის გადაცემის ფუნქცია განისაზღვრება განტოლებიდან

$$U_y(s) = k_y U_c(s) \quad (14)$$

და აქვს სახე

$$W_y(s) = \frac{U_y(s)}{U_c(s)} = k_y \quad (15)$$

სადაც  $U_c$  и  $U_y$  – არის განხილული გამაძლიერებლის შემავალი და გამომავალი ძაბვები.

ასინქრონული ელექტროძრავის დინამიკა განისაზღვრება ფორმულით

$$s(1 + T_{u.g}s)\theta_{ug}(s) = k_{u\partial} U_y(s), \quad (16)$$

სადაც:

$$T_{ug} = \frac{I_u}{\beta}; \quad k_{u\partial} = \frac{k_M}{\beta}; \quad (17)$$

$I_u$  – არის ძრავის ლილვზე მბრუნავი ნაწილების დაყვანილი ინერციის მომენტი;  $\beta$  – მექანიკური მახასიათებლის სიხისტის მოდული

$$k_M = \frac{\partial M}{\partial U_y},$$

$$W_{u\partial} = \frac{d\theta_{ug}}{dt},$$

$\theta_{ug}$  – ძრავის ლილვის მობრუნების კუთხე.

გემის კურსის მართვის ავტომატურ რეჟიმში დროის მუდმივა  $T_{ug}$  გაცილებით ნაკლებია მართვის ობიექტის დროის მუდმივასთან შედარებით, ამიტომ გადაცემის ფუნქცია შეიძლება წარმოდგენილი იყოს გამარტივებული ფორმით, მაინტეგრირებელი რგოლის გადამცემი ფუნქციის სახით

$$W_{u\partial}(s) = \frac{k_{u\partial}}{s}, \quad (18)$$

როდესაც ზოგად შემთხვევაში

$$W_{u\partial}(s) = \frac{k_{u\partial}}{s(1 + T_{u\partial} \cdot s)}. \quad (19)$$

დიფერენციალური რედუქტორის გადამცემი ფუნქცია, რომლის შემავალ სიდიდეს წარმოადგენს შემსრულებელი ძრავის მობრუნების კუთხე  $\theta_{u\theta}$ , ხოლო გამომავალს საჭის გადამწოდის სელსონის მობრუნების კუთხე  $\theta_{cg}$ , გამოისახება დამოკიდებულებით

$$W_{gp}(s) = \frac{\theta_{cg}(s)}{\theta_{ug}(s)} = \frac{1}{i_{gp}} = k_{cp}, \quad (20)$$

სადაც  $i_{g.p}$  – არის რედუქტორის გადაცემის რიცხვი.

საჭის ელემენტის სელსინგანზომის გადამცემ ფუნქციას, შემდგარი სელსინ–გადამწოდისა და სელსინ–მიმღებისაგან, სელსინების დროის მუდმივების უმნიშვნელო სიდიდეების გამო, იყენებენ შემდეგი სახით:

$$W_{cp}(s) = \frac{\theta_{cn}(s)}{\theta_{cg}(s)} = 1, \quad (21)$$

სადაც  $\theta_{cn}$  და  $\theta_{cg}$  – შესაბამისად არიან სელსინ–მიმღებისა და სელსინ გადამწოდის მობრუნების კუთხეები.

მოქნილი უკუ კავშირის სახით გამოიყენება საჭის ტაქოგენერატორი, რომელიც წარმოდგენილია ასინქრონული ელექტროძრავით. შემავალ სიდიდეს წარმოადგენს შემსრულებელი ძრავის მობრუნების კუთხე  $\theta_{ug}$ , ხოლო გამომავალს ძაბვა  $U_{np}$ , რომელიც მობრუნების კუთხის პროპორციულია. განხილული ელემენტის გადამცემ ფუნქციას იყენებენ შემდეგი სახით

$$U_{np}(s) = k_{np} \cdot s,$$

სადაც  $k_{np}$  – საჭის ტაქოგენერატორის გადაცემის კოეფიციენტი.

უკუ კავშირის გადამცემ ფუნქციას მმართველი ზემოქმედებით, წარმოდგენილს საჭის წრფივად მბრუნავი ტრანსფორმატორით, განიხილავენ შემდეგი სახით:

$$W_{oc}(s) = \frac{U_p(s)}{\theta_{ch}(s)} = k_p \cdot k_{oc}, \quad (22)$$

სადაც  $k_p = \frac{S_p}{i_p}$  – არის წრფივად მბრუნავი ტრანსფორმატორის გადაცემის

კოეფიციენტი, როცა  $k_{oc} = 1$ ;

$S$  – წ.მ.ტ. მახასიათებლის დახრილობა;

$i_p$  – საჭის სელსინ-გადამწოდიდან გამოსული გადაცემის რიცხვია;

$k_{oc} = \frac{1}{k}$  – არის უკუ კავშირის კოეფიციენტი საჭის მდებარეობის

მიხედვით;

$k$  – კოეფიციენტია, რომელიც არის მართვის პროპორციულობის დამახასიათებელი, ე.ი. კურსის კუთხის შეფარდება საჭის მობრუნების კუთხესთან  $\frac{\psi}{\alpha}$ .

მაინტეგრირებელი ელემენტი შედგება უკონტაქტო სელსინისაგან, რომელიც მუშაობს ტრანსფორმატორულ რეჟიმში, მაინტეგრირებელი ასინქრონული ძრავისაგან და წრფივი მბრუნავი ტრანსფორმატორისაგან.

ამ მაინტეგრირებელი ელემენტის გადამცემ ფუნქციას განიხილავენ შემდეგი სახით:

$$W_{\text{ინტ}} \frac{U_{\text{ინტ}}(s)}{\varphi(s) - \psi(s)} = \frac{k_{\text{ინტ}}}{S(1 + T_{a.g} s)}, \quad (23)$$

სადაც  $k_{\text{ინტ}} = k_{\text{სტ.}} \cdot k_{a.g} \cdot k_{\text{ЛВТинт}}$ ,

$k_{\text{სტ.}}$ ,  $k_{a.g}$  და  $k_{\text{ЛВТ}}$  – შესაბამისად არის სელსინ ტრანსფორმატორის, ასინქრონული ძრავისა და წრფივი მბრუნავი ტრანსფორმატორის გაძლიერების კოეფიციენტები.

კურსის ავტომატური მართვის რეჟიმში (23) გამოსახულება განიხილება შემდეგი სახით

$$W_{\text{ინტ}}(s) = \frac{k_{\text{ინტ}}}{s}, \quad (24)$$

ე.ი. მიმართული მოქმედების სუფთა მაინტეგრირებელი რგოლის სახით.

მადიფერენცირებელი ელემენტის გადამცემ ფუნქციას, რომელიც წარმოდგენილია ასინქრონული ტახოგენერატორით, ნახევარგამტარიანი გამაძლიერებლით და ძაბვის გამყოფით, განიხილავენ შემდეგი სახით:

$$W_{\text{დიფ}}(s) = \frac{U_{\text{тгк}}(s)}{\psi(s)} = k_{\text{тгк}} \cdot s(1 + T_{ag} s), \quad (25)$$

სადაც  $k_{\text{нк}} = k_{\text{н}} k_{\text{ны}}$  – მადიფერენცირებელი ელემენტის გადაცემის კოეფიციენტი

$$k_{\text{тр}} = \frac{1}{i_{\text{тр}} \cdot k_{a.g}}, \quad (26)$$

$K_{a.g}$  არის ასინქრონული ძრავის გადაცემის კოეფიციენტი ძაბვით;

$i_{\text{н}}$  – კურსის სელსინ–მიმღების კურსის ტაქოგენერატორამდე გადაცემის რიცხვი.  $K_{a.g}$  – ასინქრონული ძრავის გადაცემის კოეფიციენტი მობრუნების კუთხის მიხედვით.

$$k_{\text{ны}} = \frac{U_{\text{трг}}(s)}{U_{a.g}(s)}. \quad (27)$$

იმის გამო, რომ  $T_{a.g} \ll T_{\text{лк}}$  – მართვის ობიექტის დროის მუდმივაზე, მაშინ

$$W_{\text{диф}}(s) = U_{\text{трг}} \cdot s, \quad (28)$$

რაც შეესაბამება მიმართული მოქმედების იდეალური მადიფერენცირებელი ელემენტის გადამცემ ფუნქციას.

მთავარი უკუ კავშირის გადამცემი ფუნქცია, რომელიც შესრულებულია სელსინსაზომი ელემენტით

$$W_{\text{Гх}}(s) = \frac{\psi_{\text{сн}}(s)}{\psi_{\text{сг}}(s)} = 1,$$

სადაც  $\psi_{\text{сн}}$ ,  $\psi_{\text{сг}}$  – შესაბამისად არის სელსინ–მიმღებისა და სელსინ–გადამწოდის მობრუნების კუთხეები.

მოძრავი ხომალდი გარშემორტყმულ სითხესთან ერთად ქმნის რთულ ჰიდროდინამიკურ სისტემას [5, 108–110]. ბრტყელი მოძრაობისას გემის კორპუსზე და საჭეზე მოქმედებენ:

- ძალები და მომენტები, რომლებიც განპირობებულია გემისა და მისი გარემომცველი გარემოს ინერციულობით;
- ჰიდროდინამიკური ძალები და მომენტები, რომლებიც განპირობებულია წყლის სიბლანტით.

გემის სვლის დამახასიათებელ ძირითად პარამეტრებს წარმოადგენენ: დრეიფის –  $\beta$ , კურსის –  $\psi$  და დახრის  $\theta$  – კუთხეები და ასევე კუთხური  $\omega$  და წრფივი  $\nu$  სიჩქარეები.

დრეიფის კუთხე  $\beta$  – ეს არის კუთხე დიამეტრალურ (გრძივ) სიბრტყესა და სიმძიმის ცენტრის წრფივი სიჩქარის მყისიერ მიმართულებას შორის,  $\omega$  – გემის სიმძიმის ცენტრზე, კურსის კუთხე  $\psi$  – დიამეტრალურ სიბრტყესა და  $x_1$  შორის, რომელიც ემთხვევა დიამეტრალურ სიბრტყეს მანევრირების საწყის მომენტში,  $\varphi$  – კუთხე  $x_1$  ღერძსა და გემის სიმძიმის ცენტრის  $\nu$  წრფივი სიჩქარის მიმართულებას შორის.

როგორც გვიჩვენებს გამოკვლევები [109, 110] სვლის სიჩქარის ცვლილებები მანევრირების პროცესში, მცირედ ახდენს გავლენას დრეიფის კუთხეზე  $\beta$  და მოძრაობის ტრაექტორიაზე, დრეიფის კუთხეს და კუთხურ სიჩქარეს განსაზღვრავენ ვარაუდით  $V=const.$  მიღებული დაშვებებისათვის გემის მოძრაობის განტოლება ჰორიზონტალურ სიბრტყეში დაიწერება შემდეგნაირად [109, 110].

$$\frac{d\beta}{d\tau} + q_{21}\beta + h_1 p^2 + r_{21}\bar{\omega} + s_{21}\alpha, \quad (29)$$

$$\frac{d\omega}{d\tau} + q_{31}\beta + r_{31}\bar{\omega} - s_{31}\alpha = 0, \quad (30)$$

სადაც  $\tau = t \frac{V_0}{L}$  – იგანზომილები დროა;

$\nu_0$  – არის სვლის სიჩქარე ცირკულაციაზე გასვლის წინ და ყველა დანარჩენი პარამეტრები აღებულია სამუშაოებიდან [109, 110].

განსაზღვრულ შემთხვევებში ანალიზი უზრუნველსაყოფად თვლიან, რომ კურსიდან გემის მცირე გადახრებისას მოძრაობის კურსიდან ჰორიზონტალურ სიბრტყეში წრფივია დრეიფის კუთხის მიმართ და გემის მოძრაობა აღიწერება წრფივი განტოლებათა სისტემით

$$\left. \begin{aligned} \frac{L}{V_0} \frac{d\beta}{dt} + q_{21}\beta + r_{22}\bar{\omega} + s_{21}\alpha; \\ \frac{L}{V_0} \frac{d\bar{\omega}}{dt} + q_{31}\beta + r_{32}\bar{\omega} + s_{31}\alpha = F(t), \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

სადაც  $F(t)$  არის ამგზნები ზემოქმედება.

გარკვეული მათემატიკური გარდაქმნების შემდეგ (31) განტოლებების საფუძველზე მიღებული იქნა გადამცემი ფუნქციები:

ამგზნები ზემოქმედების მიხედვით

$$W'_{z3}(s) = \frac{\Delta\psi(s)}{F(s)} = \frac{k'_{z3}(1 + T'_{ok}s)}{s(1 + T_{1k}d + T_{2k}s^2)}. \quad (32)$$

საჭის მობრუნების კუთხის მიხედვით

$$W_{z3}(s) = \frac{\Delta\psi(s)}{\alpha(s)} = \frac{k_{z3}(1 + T_{ok}s)}{s(1 + T_{1k}d + T_{2k}s^2)}. \quad (33)$$

ზემოთ ნახსენების ანალოგიურად დავიყვანოთ (31) განტოლებათა სისტემა ერთ განტოლებაზე. ამ მიზნისათვის ამ სისტემის მეორე განტოლებიდან მივიღებთ

$$\beta = \frac{F(t) - \frac{L}{V_0} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - r_{31}\bar{\omega} - s_{31}\varepsilon}{q_{11}}. \quad (34)$$

თუ ამ განტოლებას გავაწარმოებთ, მაშინ

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{\frac{dF(t)}{dt} - \frac{L}{V_0} \frac{d^3\bar{\omega}}{dt} - r_{31} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - s_{31} \frac{d\alpha}{dt}}{q_{31}}. \quad (35)$$

მიღებული გამოსახულების (31)-ის პირველ განტოლებაში ჩასმით მივიღებთ:

$$\begin{aligned} & \frac{L}{V_0} \frac{dF(t)}{dt} - \frac{L^2}{V_0^2} \frac{d^2\omega}{dt} - \frac{L}{V_0} r_{31} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - \frac{L}{V_0} s_{31} \frac{d\alpha}{dt} + q_{21}F(t) - \\ & - \frac{L}{V_0} q_{21} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - r_{31}q_{21}\bar{\omega} - s_{31}q_{21}\alpha + r_{21}q_{31}\bar{\omega} + s_{21}q_{31}\alpha + h_1 \cdot \frac{1}{q_{31}} \cdot \xi^2, \end{aligned} \quad (36)$$

სადაც:

$$\begin{aligned} & T_{2k}\ddot{\psi} + T_{1k}\dot{\psi} + \psi + \left[ F(t) - \frac{L^2}{V_0^2} \ddot{\psi} - r_{31} \frac{L}{V_0} \dot{\psi} - s_{31}\alpha \right]^2 = \\ & = [k_{ok}\alpha + k_{r3}T_{ok}\dot{\alpha}] + [k''_{r3}F(t) + k'_{r3}T_{ok}\dot{F}(t)]; \end{aligned} \quad (37)$$

$$T_{2k} = \frac{L^2}{V_0^2 q}, \quad T_{1k} = \frac{L}{V_0} \frac{r_{31} + q_{21}}{q};$$

$$\frac{L}{V_0} \frac{s_{31}}{-\bar{s}} = T_{\text{ок}};$$

$$T'_{\text{ок}} = \frac{L}{V_0} \frac{1}{q_{21}};$$

$$k_{\text{r3}} = \frac{V_0 \bar{s}}{Lq};$$

$$k'_{\text{r3}} = \frac{V_0 q_{21}}{Lq};$$

$$q = q_{21} \tau_{31} - q_{31} \tau_{21};$$

$$\bar{s} = q_{31} s_{21} - q_{21} s_{31}.$$

არაწრფივი განტოლებებით აღიწერება, ასევე ჰიდრავლიკური გამაძლიერებლები ГУ1 და ГУ2. ზოგად შემთხვევაში – ოთხსვლიანი მოთვალთვალე მკვეთარა – ძალური ჰიდროცილინდრი ორმხრივი ჭოკით აღიწერება დინამიკის განტოლებით:

$$-m\ddot{x} + h\dot{x} + k_{\text{жс}} \dot{x} + \frac{d}{dt} [P_{\text{mp}} \text{sign} \dot{x}] = k_v \cdot k_{\text{жс}} \cdot F(p_n, F, \varepsilon), \quad (38)$$

სადაც  $x$  – არის ჰიდროცილინდრის მოძრავი რგოლის გადაადგილება;  $m$  – გადაადგილებადი ნაწილების მასაა, რომელიც დაიყვანება მოძრავ რგოლზე;  $p_n$  – სითხის წნევა, რომელიც გადაიცემა ტუმბოდან ოთხხვრელიან მკვეთარაზე;  $P_{\text{mp}}$  – მშრალი ხახუნის ძალა;  $F$  – ჰიდროცილინდრის დეგუმის ფართობი,  $h$ ,  $k_{\text{жс}}$  და  $k_v$  – შესაბამისად ბლანტი ხახუნის, სიხისტის და სისტემის გამაძლიერების კოეფიციენტებია:

$$k_{\text{жс}} = \frac{1}{\frac{H}{4E_{\text{и}} F} + \frac{K_{\text{тп}}}{4F^2} + \frac{K_{\text{тп}}}{4}}; \quad (39)$$

$$K_{\text{тп}} = \frac{f l_{\text{тп}}}{E_{\text{тп}}}, \quad (40)$$

$H$  – დეგუმის სვლის სიგრძე;  $E_{\text{и}}$  და  $K_{\text{тп}}$  – სითხისა და ჰიდროცილინდრის კედლების დაყვანილი დრეკადობის მოდულები;  $f$  – მკვეთარასა და ჰიდროცილინდრის შემაერთებელი მილგაყვანილობის კვეთის ფართობია;

$l_{mp}$  – ამ მილსადენების სიგრძე; არაწრფივი ფუნქცია  $(\mathcal{F}(p_n; F, \varepsilon))$  განისაზღვრება ოთხხვერელიანი მკვეთარას ხარჯის მახასიათებლებით;  $\varepsilon$  – მკვეთარას გაღება;  $F$  – ჰიდროცილინდრის დგუშის ფართობი.

პრაქტიკულ სისტემებში იყენებენ მკვეთარებს: „მცირე დადებითი“ „ნულოვანი“ და „უარყოფითი“ გადაფარვით ნულოვან მდებარეობებში.

მკვეთარებისათვის, მცირე დადებითი და ნულოვანი გაღებით, შუალედურ მდებარეობაში სითხის ხარჯი არ უდრის ნულს, იმის გამო, რომ მკვეთარასა და მილისას შორის არსებობს გარკვეული რადიალური ღრეჩო. ეს ერთის მხრივ, ხოლო მეორეს მხრივ – გადაკეტვის ზონაში სითხის დინება არის ლამინარული, ხოლო ღია ღრეჩოების ზონაში – ტურბულენტური. მცირე სიგანის მქონე ღია ღრეჩოების ზონა (150 მკმ) შეადგენს გარდამავალ არეს სითხის მოძრაობის ლამინარულ და ტურბულენტურ რეჟიმებს შორის. ყველაფერ ამას მიყავს საკმაოდ რთულ სახის მქონე დამოკიდებულებამდე  $(\mathcal{F}(p_n; F, \varepsilon))$ –სათვის.

[111] სამუშაოს თანახმად,  $\varepsilon \geq 150$  მკმ შემთხვევისათვის წნევათა სხვაობის არეში  $\frac{P}{p_n} \leq 60\%$ , სადაც  $p$  – არის წნევის სხვაობა ჰიდროცილინდრში

მიღებულია ხარჯის მახასიათებლის შემდეგი ემპირიული განტოლება

$$q = b \cdot 10^3 \left\{ \left[ (4,6 + 0,044\varepsilon_0) - (1,15 + 0,0126\varepsilon_0) - 1,2 \left( \frac{P}{p_n} \right) \right] \varepsilon \sqrt{p_n} - (138,5 + 3,2\varepsilon_0) \frac{P}{\sqrt{p_n}} \right\}, \quad (41)$$

სადაც  $\varepsilon_0$  – მკვეთარას უარყოფითი გაღებაა. ზემოთმოყვანილ ტოლობაში შესული სიდეების განზომილებები:  $b$  – სმ,  $q$  – ლ/წთ;  $\varepsilon_0$  და  $\varepsilon$  – მკმ;  $p$  და  $p_n$  კგ/სმ<sup>2</sup>.

სიჩქარის მახასიათებლის გამოსახულება, მიღებული (41) განტოლებიდან მიიღებს სახეს:

$$(\mathcal{F}(p_n; F, \varepsilon)) = k'_1 k_V \varepsilon - k'_2 k_V \cdot \frac{P}{p_n} \varepsilon \cdot \text{sign} \varepsilon - \left( \frac{P}{p_n} \right)^2 \varepsilon - k'_3 k_V \frac{P}{p_3},$$



სადაც

$$k_v = \frac{\mu \cdot b \sqrt{\frac{g}{\gamma}} p_n}{F}; \quad (42)$$

$\mu$  – ზეთის ხარჯის კოეფიციენტი ხვრელის გამავალ კვეთში;  $g$  – თავისუფალი ვარდნის აჩქარება;  $\gamma$  – მუშა სითხის კუთრი წონა:

$$k'_1 = \frac{(0,766 + 73,4\varepsilon_0)10^3}{\mu \sqrt{\frac{g}{\gamma}}}; \quad (43)$$

$$k'_2 = \frac{(0,191 + 21\varepsilon_0)10^3}{\mu \sqrt{\frac{g}{\gamma}}}; \quad (44)$$

$$k'_1 = \frac{2,31 + 534\varepsilon_0}{3\mu \sqrt{\frac{g}{\gamma}}}. \quad (45)$$

ზემოთმოყვანილ დამოკიდებულებებში

$$F \cdot p = B_2 \ddot{x} + B_1 \dot{x} + |P_{mp}| \text{sign} \dot{x} + R_H(t), \quad (46)$$

სადაც:  $R_H(t)$  – გარეშე სასარგებლო დატვირთვაა;  $B'_1$  – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ზეთსადენებში სითხის ბლანტი ხახუნის დანაკარგს, პროპორციულობის ხარჯისა;  $B'_2$  – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს მილებში სითხის მიერ შექმნილ ინერციულ დატვირთვის დანაკარგს [111, 112]:

$$B_1 = h + B'_1 F, \quad B_2 = m + B'_2 F.$$

მახასიათებლის სიჩქარის განტოლებები გაღებისას  $\varepsilon > 0,15$  მმ დაიწერება სახით:

$$\begin{aligned} \mathcal{F}(p_n; F; \varepsilon) &= \\ &= k_v \sqrt{1 - \frac{1}{p_n F} [B_2 \ddot{x} + B_1 \dot{x} + R(t) + |P_{mp}| \text{sign} \dot{x}] \cdot \text{sign} \varepsilon \cdot \varepsilon(t)}. \end{aligned} \quad (47)$$

მკვეთარასათვის ოთხი ღია ხვრელით შუალედურ მდგომარეობაში, როდესაც მათი სიდიდეები ყველა  $\varepsilon < \varepsilon_0$  –სთვის, სიჩქარის მახასიათებლის განტოლებას აქვს სახე:

$$\mathcal{F}(p_n; F; \varepsilon) = k_v \left[ \sqrt{1 - \frac{1}{p_n F} [B_2 \ddot{x} + B_1 \dot{x} + R(t) + |P_{mp}| \text{sign} \dot{x}]} \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon) - \sqrt{1 - \frac{1}{p_n F} [B_2 \ddot{x} + B_1 \dot{x} + R(t) + |P_{mp}| \text{sign} \dot{x}]} \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon) \right]. \quad (48)$$

ზემოთ განხილული დიფერენციალური განტოლებები აღწერენ ჰიდროგამაძლიერებლის დინამიკას კინემატიკური უკუკავშირების გარეშე.

დინამიკის განტოლების გაწვრივებული ფორმის მისაღებად ოთხხველიანი მკვეთარას ხარჯის მახასიათებელს განიხილავენ სახით:

$$q = k_{qx} \varepsilon - k_{qp} p, \quad (49)$$

სადაც  $k_{qx}$  და  $k_{qp}$  – რომელიც მაპროქსიმირებული კოეფიციენტებია, რომლებიც მიიღება რეალური ხარჯის მახასიათებლების საფუძველზე. როგორც ეს ნაჩვენებია სამუშაოში [5] და გამომდინარეობს ჩვენს მიერ მოყვანილი წრფივი დამოკიდებულებებიდან, განხილული მკვეთარების მცირე გაღებასთან, პირველ მიახლოებაში

$$k_{qx} \approx \mu b \sqrt{\frac{P_{mn}}{\gamma}}. \quad (50)$$

ასეთ შემთხვევაში ზემოთ მოყვანილი არაწრფივი განტოლებების გაწვრივებულ ფორმას წერენ შემდეგნაირად [5]:

$$(T^2 s^2 + 2l s T s + 1) s x(s) = k_{qx} \varepsilon(s). \quad (51)$$

უკუკავშირით სისტემის ჩაკეტვით მივიღებთ

$$\varepsilon(s) = x_{bx}(s) - k_{oc} x(s). \quad (52)$$

თუკი ვუგულებელყოფთ სითხისა და მილსადენის კედლების დრეკადობას, მაშინ დინამიკის განტოლებები მიიღებს სახეს

$$k_{gp} [B_2 \ddot{x} + (1 + B_1) \dot{x}] s \cdot x(s) = k_{qx} \cdot \varepsilon(s). \quad (53)$$

ან

$$T_1^2 s^2 + 2l s T_1 s + 1 = k_{ry} \varepsilon(s), \quad (54)$$

სადაც:

$$T_1 \sqrt{\frac{B_2}{k_{gx} \cdot k_{oc}}};$$

$$lg = \frac{(1 + B_1)}{2k_{gx} \cdot k_{oc} T_\Gamma},$$

$$k_{ry} = \frac{1}{k_{oc}}.$$

მასის უგულბელებოფის შემთხვევაში ჰიდროგამაძლიერებლის გადამცემ ფუნქციას გამოსახვენ სახით [2]:

$$W_{ry}(s) = \frac{k}{T_{ry}^* s + 1}, \quad (55)$$

სადაც

$$k_{ry} = \frac{1}{k_{oc}}, \quad T_{ry}^* = \frac{1}{k_{oc} \cdot k_{gx}}.$$

ჰიდროტუმბოს და დგუმის სისტემაში ზეთის რაოდენობა, მიწოდებულ დგუმში პროპორციულია ტუმბოს დახრილი ნაწილის გადაადგილებისა ნეიტრალური მდებარეობიდან.

ცნობილია, რომ იმ შემთხვევებისათვის, როდესაც ტუმბოს მუშაობის პროცესში იცვლება დროში მისი ცილინდრული ბლოკის დახრის კუთხე, ტუმბოს მყისიერი მიწოდება განისაზღვრება დამოკიდებულებით

$$Q_H = \frac{q_{H \max} \cdot \omega_H}{2\pi} \dot{\psi}_H + \frac{q_{H \max}}{4} \cdot \frac{d\psi_H}{dt} + \varepsilon_1 f_1(z, \omega_H, \psi_H) + \varepsilon_2 f_2\left(z, \omega_H, \frac{d\psi_H}{dt}\right). \quad (56)$$

სადაც  $\omega_H$  – ტუმბოს ბრუნვის სიჩქარე რადიანი წამში;  $\omega_H = 2\pi n$ ,  $n$  – ტუმბოს ბრუნვის რიცხვი წამში  $q_{H \max} = \frac{\pi d^2}{4} z D \cdot \text{tg} \beta_{\max}$ ,  $d$  – ტუმბოს დგუმის ცილინდრის დიამეტრი;  $z$  – დგუმების რიცხვი;  $\beta_{\max}$  – ცილინდრების ბლოკის მაქსიმალური დახრის კუთხე.

$$\psi_H = \frac{\text{tg} \beta}{\text{tg} \beta_{\max}}, \quad (57)$$

$\beta$  – ცილინდრების ბლოკის დახრის კუთხე  $\varepsilon_1 f_1(z, \omega_H)$  და  $\varepsilon_2 f_2\left(z, \omega_H, \frac{d\psi_H}{dt}\right)$

პერიოდული ფუნქციებია, დამოკიდებული დგუმების რიცხვზე, ტუმბოს

მიმყვანი ლილვის ბრუნვის სიჩქარეზე და ასევე ფარდობით დახრაზე და მისი ცვლილების სიჩქარეზე. ამძრავის დინამიკის ანალიზისას უკანასკნელ ორ შესაკრებს გამორიცხავენ როგორც მეორე ხარისხის სიმცირის სიდიდეებს და იღებენ

$$Q_H = \frac{q_{H \max} \cdot \omega_H}{2\pi} \dot{\psi}_H + \frac{q_{H \max}}{4} \cdot \frac{d\psi_H}{dt}. \quad (58)$$

ზემოთ მოყვანილი დამოკიდებულებები წარმოადგენენ თეორიული მიწოდების გამოსახულებებს, ხოლო ფაქტიური ან ეფექტური მიწოდება, რომელიც ვითარდება ტუმბოსაგან, ნაკლებია თეორიულზე და დამოკიდებულია შიდა გაჟონვებზე ტუმბოში, ასევე ამძრავი ელექტროძრავის სრიალზე, გამოწვეულს გარე დატვირთვის ცვლილებისაგან. მას განსაზღვრავენ ფორმულით

$$Q_{H\text{ფ}} = Q_H - q_{Hym} - q_{ym}(s_{\text{ძბ}}), \quad (59)$$

სადაც  $q_H$  – ტუმბოს შიდა გაჟონვები,  $q_{ym}(s_{\text{ძბ}})$  – მიწოდების შემცირება, დამოკიდებული ამძრავი ელექტროძრავის სრიალზე. პრაქტიკისათვის დასაშვები სიზუსტით იღებენ

$$q_{Hym} = B_H \cdot p_H + q_H^0, \quad (60)$$

სადაც  $B_H$  – გაჟონვების კოეფიციენტი;

$q_H^0$  – უქმი სვლის გაჟონვები [90].

ზემოთმოყვანილი დამოკიდებულებების გათვალისწინებით სისტემის დინამიკის განტოლებები ტუმბო – ჰიდროცილინდრები დაიწერება ასე:

$$m_n \ddot{h}_n + h\dot{x} + k_{\text{ჰც}} \dot{x} + \frac{d}{dt} [P_{mp} \text{sign}\dot{x}] = \frac{k_{\text{ჰც}}}{F} \left( k_{Q\varepsilon} \cdot \psi_H - \frac{q_{H\max}}{4} \dot{\psi}_H - B_H p_H - q_H^0 \right), \quad (61)$$

სადაც  $p_H$  – წნევათა სხვაობა მაღალი და დაბალი წნევის არეებში.

შეიძლება მივიღოთ

$$P_H \approx P_r,$$

სადაც  $P_r$  – წნევის ცვლილებაა ჰიდროცილინდრში.

საკვლევი სისტემის (ნახ. 10) ცალკეული შემადგენელი ელემენტების გაწრფივებული მოდელების გამოყენების საფუძველზე აგებული სტრუქტურული სქემა მოყვანილია ნახ. 12 [113]:

აქ:  $K_{rs} = K_1$  – გარდამქმნელი ელემენტის გაძლიერების კოეფიციენტი;  $W_{yy}$  – მმართველი  $YY$  მოწყობილობის გადამცემი ფუნქცია;  $W_{yc}$  – ნახევარ-გამტარიანი მაძლიერებლის გადამცემი ფუნქცია;  $W_{y\delta}$  – შემსრულებელი ძრავის გადამცემი ფუნქცია;  $W_{p1}$  – მექანიკური რედუქტორის გადამცემი ფუნქცია;  $W_{oc1}$ ,  $W_{oc2}$  და  $W_{oc}$  – უკუკავშირების გადამცემი ფუნქციები;  $W_{pm}$  – ბერკეტული გადაცემის გადამცემი ფუნქცია;  $W_{r3}$  და  $W'_{r3}$  – მართვის ობიექტების მო (გემის) გადამცემი ფუნქციები მმართველი და შემაშფოთებელი ზემოქმედებების მიმართ;  $W_{rc}$  – ჰიდრავლიკური სისტემის გადამცემი ფუნქცია.

მმართველი მოწყობილობის გადამცემი ფუნქცია გამოისახება დამოკიდებულებით

$$W_{yy}(s) = \frac{K_{\text{dof}}s}{T_{\text{dof}}s + 1} + \frac{K_{\text{um}}}{s} + 1, \quad (62)$$

სადაც  $K_{\text{dof}}$ ,  $K_{\text{um}}$  და  $T_{\text{dof}}$  – შესაბამისად მადიფერენცირებელი და მაინტეგრირებელი რგოლების გაძლიერების კოეფიციენტები და მადიფერენცირებელი რგოლის დროის მუდმივა.

ავლნიშნავთ, რომ ყველა ჩამოთვლილი გადამცემი ფუნქციები წარმოადგენენ ლაპლასის გარდაქმნის  $s$  ოპერატორი ფუნქციებს.

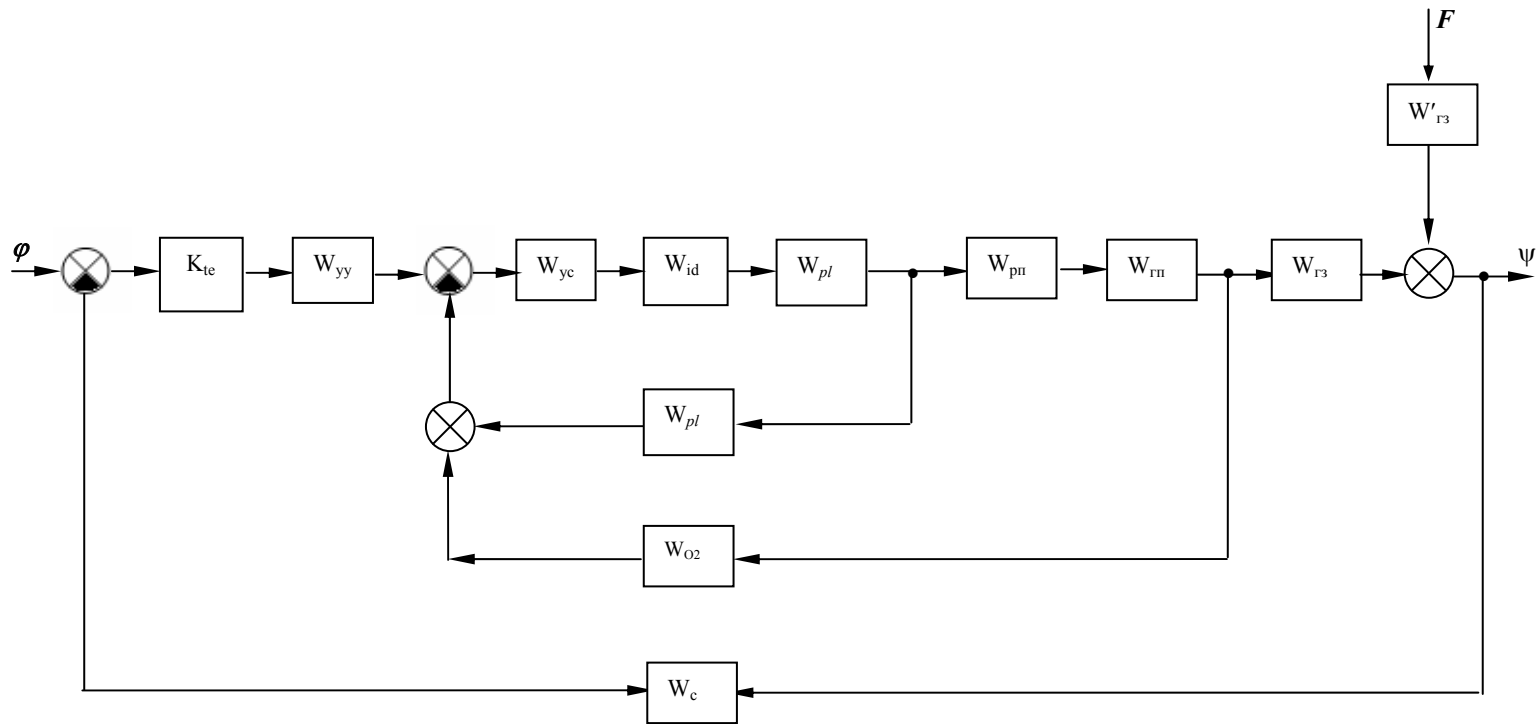
ნაშრომების [1, 114] შესაბამისად

$$W_{yy}(s) = \frac{U_{\text{as}\delta}(s)}{\Delta\psi(s)}; \quad (63)$$

$$W_{yc}(s) = \frac{\theta_{yc}(s)}{U_c(s)}; \quad (64)$$

$$W_{u\delta}(s) = \frac{\theta_{u\delta}}{\theta_{yc}}; \quad (65)$$

$$\Delta\psi(s) = \psi_{\text{as}\delta}(s) - \psi(s), \quad (66)$$



ნახ. 12. სტრუქტურული სქემა

სადაც:  $U_{\alpha\beta\delta}$ ,  $U_c$ ,  $\theta_{yc}$ ,  $\theta_{\mu\delta}$ ,  $\theta_{\mu\alpha}$ ,  $hp$  – შუალედური კოორდინატები;  $\alpha$ ,  $\psi$  და  $\psi_{\alpha\delta}$  – გემის საჭის, გემის კურსის გამომავალ და გემის კურსის შემომავალ კუთხურ მოძრაობათა კოორდინატები.

განხილვადი სისტემა მიეკუთვნება მრავალრეჟიმიანს: მუშაობს გემის საჭის მოთვალთვალე სისტემის რეჟიმებში (CCYP – სისტემა  $\alpha$ ), რომელიც წარმოადგენს  $U_{\alpha\beta\delta}$  და  $\alpha$  კოორდინატების ურთიერთდამაკავშირებელ ჩაკეტილ სისტემას და გემის კურსის მოთვალთვალე მართვის სისტემის რეჟიმებში. მეორე სისტემა აკავშირებს კოორდინატებს  $\psi_{\alpha\delta}$  და  $\psi$ .

საკვლევი  $\psi$  სისტემის პარამეტრული სინთეზის რეალიზაციისათვის ვიყენებთ გაწრფივებული სისტემების სინთეზის გამოყენებით თეორიას მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით [4].

საკვლევი სისტემის სტრუქტურული სქემის ანალიზის საფუძველზე სისტემის რეგულირებადი კოორდინატების გამოსახულებები ზოგადი სახით გამოისახებიან დამოკიდებულებებით:

$$\Psi_y(s) = W_{\psi y}(s)\Psi_\alpha(s); \quad (67)$$

$$\Psi_B(s) = W_{\psi B}(s)F(s), \quad (68)$$

$$\alpha(s) = W_\alpha(s)\Psi_\alpha(s), \quad (69)$$

სადაც  $W_{\psi y}(s)$ ,  $W_{\psi B}(s)$  – შესაბამისად გემის კურსის მართვის სისტემის გადამცემი ფუნქციები მიმწოდებელი და აგზნებადი ზემოქმედებების მიმართ;  $F(s)$  აგზნებადი ზემოქმედების გამოსახულება;  $W_\alpha(s)$  – სისტემის (CCYP) გადამცემი ფუნქცია.

ნაშრომი [114] შესაბამისად

$$W_{\psi y}(s) = \frac{W_{yy}(s)W_\alpha(s)W_{\Gamma_3}(s)}{1 + W_{yy}(s)W_\alpha(s)W_{\Gamma_3}(s)}; \quad (70)$$

$$W_{\psi B}(s) = \frac{W_{\Gamma_3}(s)}{1 + W_{yy}(s)W_\alpha(s)W_{\Gamma_3}(s)}. \quad (71)$$

ზემოთმოყვანილი დამოკიდებულებების გამოყენებით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\Psi_y(s) = \frac{K_1 \left( \frac{K_{um}}{s} + 1 + \frac{K_{\text{du}\phi} s}{T_{\text{du}\phi} s + 1} \right) W_\alpha(s) W_{\Gamma_3}(s)}{1 + K_1 \left( \frac{K_{um}}{s} + 1 + \frac{K_{\text{du}\phi} s}{T_{\text{du}\phi} s + 1} \right) W_\alpha(s) W_{\Gamma_3}(s)}. \quad (72)$$

სისტემა  $\alpha$ -თან მიმართებაში გვექნება

$$W_\alpha(s) = \frac{W_1(s) W_p(s) W_{\Gamma_3}(s)}{1 + W_1(s) W_p(s) W_{\Gamma_n}(s) W_{oc}(s)}. \quad (73)$$

ვითვალისწინებთ რა იმას, რომ მიახლოებით:

$$W_{pn}(s) = K_{pn};$$

$$W_{p1}(s) = K_{p1};$$

$$W_{yc}(s) = K_y;$$

$$W_{oc1}(s) = K_{oc1};$$

$$W_{rn}(s) = \frac{K_{rn}}{s};$$

$$W_{u\theta}(s) = \frac{K_{u\theta}}{s},$$

$$\begin{aligned} W_1(s) &= \frac{K_{yc} \frac{K_{u\theta}}{s} \cdot K_{p1}}{1 + K_{yc} \frac{K_{u\theta}}{s} \cdot K_{p1} K_{oc1}} = \frac{K_{yc} K_{u\theta} K_{p1}}{S + K_{yc} K_{u\theta} K_{p1} K_{oc1}} = \frac{K_c}{S + K_c K_{oc1}}; \\ W_\alpha(s) &= \frac{W_1(s) K_{pn} \frac{K_{rn}}{s}}{1 + W_1(s) K_{pn} \frac{K_{rn}}{s} \cdot K_{oc}} = \frac{W_1(s) K_{pn} K_{rn}}{S + W_1(s) K_{pn} K_{rn} K_{oc}} = \\ &= \frac{\frac{K_c}{S + K_c K_{oc1}} K_{pn} K_{rn}}{S + \frac{K_c}{S + K_c K_{oc1}} K_{pn} K_{rn} \cdot K_{oc}} = \frac{K_\alpha}{S(s + K_c K_{oc1}) + K_\alpha K_{oc}} = \\ &= \frac{K_\alpha}{S^2 + K_c \cdot K_{oc1} s + K_\alpha \cdot K_{oc}}. \end{aligned} \quad (74)$$

$\alpha$  სისტემის სინთეზისას ვარირებად პარამეტრებად იღებენ  $K_\alpha$  და  $K_{oc1}$  და როგორც წესი პარამეტრს  $K_{oc}$  ირჩევენ 1-ის ტოლად [1].

მიღებული  $W_\alpha(s)$  გადამცემი ფუნქციის გამოსახულების გათვალისწინებით შეგვიძლია ჩავწეროთ:



$$\Psi_y(s) = \frac{\left( K_1 \frac{K_{\text{инт}}}{s} + \frac{K_1 K_{\text{диф}} s}{T_{\text{диф}} s + 1} + K_1 \right) W_{\Gamma_3}}{K_{oc\alpha} (T_{\alpha_2} s^2 + T_{\alpha_1} s + 1) + \left( K_1 K_{\text{инт}} K_{oco} \frac{1}{s} + K_1 K_{\text{диф}} K_{oco} \frac{1}{T_{\text{диф}} s + 1} + K_1 K_{oco} \right) W_{\Gamma_3}}, \quad (75)$$

სადაც:

$$\begin{aligned} K_c &= K_{yc} K_{\text{ид}} K_{p1}, \\ K_\alpha &= K_c K_{pn} K_{rn} = K_{yc} K_{p1} K_{pn} K_{rn}. \end{aligned} \quad (76)$$

მნიშვნელისა და მრიცხველის გამრავლებით წევრზე

$$T_{\text{диф}} s^2 + s$$

და ვიღებთ:

$$\begin{aligned} \Psi_y(s) &= \frac{[K_1 K_{\text{инт}} (T_{\text{диф}} s + 1) + K_{\text{диф}} K_1 s^2 + K_1 (T_{\text{диф}} s^2 + s)]}{K_{oc\alpha} (T_{\alpha_2} s^2 + T_{\alpha_1} s + 1) (T_{\text{диф}} s^2 + s) W_{\Gamma_3} + K_{\text{инт}} K_1 K_{oco} (T_{\text{диф}} s + 1) W_{\Gamma_3} +} \\ &\quad + K_{\text{диф}} K_1 K_{oco} W_{\Gamma_3} s^2 + K_1 K_{oco} W_{\Gamma_3} (T_{\text{диф}} s^2 + s)}. \end{aligned} \quad (77)$$

ან

$$\begin{aligned} \Psi_y(s) &= \frac{(K_1 K_{\text{инт}} T_{\text{диф}} s + K_1 K_{\text{инт}} + K_{\text{диф}} K_1 s^2 + K_1 T_{\text{диф}} s^2 + K_1 s) W_{\Gamma_3}(s)}{K_{oc\alpha} L(s) + K_{\text{инт}} K_1 K_{oco} T_{\text{диф}} s W_{\Gamma_3}(s) + K_{\text{инт}} K_1 K_{oco} W_{\Gamma_3}(s) +} \\ &\quad + K_{\text{диф}} W_{\Gamma_3}(s) K_1 K_{oco} s^2 + K_1 K_{oco} T_{\text{диф}} s^2 W_{\Gamma_3}(s) + K_1 K_{oco} s W_{\Gamma_3}(s)} = \frac{M^0(s)}{N^0(s)}. \end{aligned} \quad (78)$$

სადაც

$$W_{\Gamma_3} = \frac{K_{\Gamma_3} (1 + T_{\text{ок}} s)}{s(1 + T_{1к} s + T_{\text{ок}} s^2)} = \frac{W_4(s)}{W_3(s)},$$

$M_0(s)$  და  $N^0(s)$  – სასურველი პროცესი მნიშვნელი და მრიცხველი პოლინომები მაპროექსიმირებელ დამოკიდებულებებში, რომელთა გამოყენებას ვაპირებთ შემდეგში.

### 2.3. მათემატიკური მოდელების ანალიზი და სინთეზის ზოგადი საკითხები

კვლევის შემდეგი ამოცანების განხილვისათვის კიდევ ერთხელ დავახასიათოთ ნახ. 11 მოყვანილი აღნიშვნები.

აქ:  $k_k$  – გარდამქმნელი ელემენტის გადამცემი ფუნქცია, რომელიც შედგება კურსის მბრუნავი ტრანსფორმატორიდან;  $k_y$  – ნახევრადგამტარიანი გამაძლიერებლის გადამცემი ფუნქცია;  $W_{ug}(s)$  – ელექტროძრავის გადამცემი ფუნქცია;  $k_{op}$  – დიფერენციალური რედუქტორის გადამცემი ფუნქცია;  $W_{ch}(s)$  – საჭის სელსინზომი ელემენტის გადამცემი ფუნქცია, რომელიც შედგება სელსინ-გადამწოდისა და სელსინ-მიმღებისაგან

$$W_{rn}(s) = W_{ry1}(s) \cdot W_{rn2}(s) \cdot W_{rm}(s), \quad (79)$$

$W_{ry1}(s)$ ;  $W_{ry2}(s)$  და  $W_{rm}(s)$  – შესაბამისად გადამცემი ფუნქციები ორი გამაძლიერებელი ГY1 და ГY2 შემსრულებელი კასკადების და НПП შემსრულებელი კასკადისაგან.

უკანასკნელი შეიცავს ცვლადი მწარმოებლურობის ტუმბოს და საჭის ამძრავის ბალერის შემსრულებელ ჰიდროცილინდრებს:

$W_{rc}(s)$  და  $W_{oc}(s)$  – ჰიდროსისტემის და მთავარი უკუკავშირის გადამცემი ფუნქცია;

$W_{roc}(s)$  – დრეკადი უკუკავშირის გადამცემი ფუნქციები;

$W_{hnt}(s)$  და  $W_{dnp}(s)$  – განხილვადი სისტემის მაინტეგრირებელი და მადიფერენცირებელი ელემენტ-რეგულატორების გადამცემი ფუნქციები;

$W_{rs}(s)$  და  $W'_{rs}$  – მართვის ობიექტის (გემის) გადამცემი ფუნქციები მმართველი და შემამზოთებელი ზემოქმედებების მიმართ;  $s$  – ლაპლასის ოპერატორი.

განხილვადი სისტემის დინამიკის აღმწერი განტოლებათა სისტემა ჩაიწერება ასე:

$$T_{ad} \frac{\alpha^2 U_{hnt}}{dt^2} + \frac{\alpha U_{hnt}}{dt} = k_{hnt} (\varphi - \psi); \quad (80)$$

$$U_{\kappa} = k_{\kappa}(\varphi - \psi); \quad (81)$$

$$U_{\text{диф}} = k_{\text{д}} T_{\text{ал}} \frac{d^2 \psi}{dt} + k_{\text{д}} \frac{d\psi}{dt}; \quad (82)$$

$$U_{\text{yy}} = U_{\text{инт}} + U_{\text{диф}} + U_{\kappa}; \quad (83)$$

$$U_{\text{с}} = U_{\text{yy}} + U_{\text{тр}} - U_{\text{р}}; \quad (84)$$

$$U_{\text{y}} = k_{\text{y}} U_{\text{с}};$$

$$U_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \theta_{\text{ид}}; \quad (85)$$

$$U_{\text{р}} = K_{\text{ос}} \theta_{\text{сд}};$$

$$T_{2\text{д}} \frac{d\theta_{\text{ид}}}{dt} + T_{1\text{д}} \theta_{\text{ид}} = k_{\text{ид}} U_{\text{y}}; \quad (86)$$

$$\theta_{\text{сд}} = k_{\text{др}} \theta_{\text{ид}}; \quad (87)$$

$$\theta_{\text{сн}} = k_{\text{сн}} \theta_{\text{сд}}; \quad (88)$$

$$T_{2\kappa} T_{3\kappa} \frac{d^3 \alpha}{dt^2} + (T_{2\kappa} + T_{3\kappa}) \frac{d\alpha}{dt} + \alpha = k_{\text{сн}} \theta_{\text{сн}}; \quad (89)$$

$$T_{2\text{л1}} \frac{d^3 \psi}{dt} + T_{1\kappa 1} \frac{d^2 \psi}{dt^2} + \frac{d\psi}{dt} = k_{\text{з3}} T_{\text{ок}} \frac{d\alpha}{dt} + k_{\text{з3}} \alpha + k'_{\text{з3}} T'_{\text{ок}} \frac{dF}{dt} + k'_{\text{з3}} F, \quad (90)$$

სადაც  $U_{\text{инт}}$ ,  $U_{\kappa}$ ,  $U_{\text{диф}}$ ,  $W_{\text{инт}}$ ,  $W_{\kappa}$  და  $W_{\text{диф}}$  რგოლების გამომავალი კოორდინატები;

$U_{\text{тр}}$ ,  $U_{\text{р}}$  და  $U_{\text{с}}$  -  $W_{\text{гос}}$ ,  $W_{\text{ос}}$  და  $k_{\text{y}}$  რგოლების გამომავალი კოორდინატები;

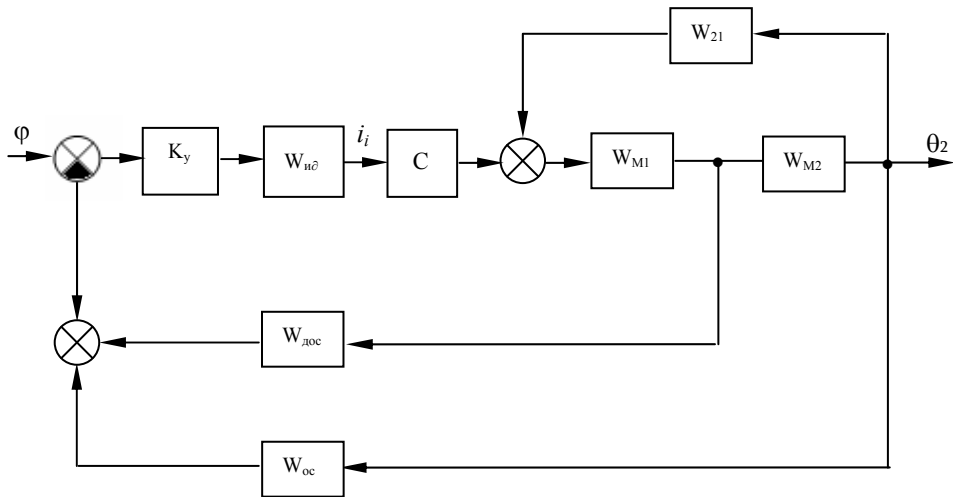
$\theta_{\text{ид}}$ ,  $\theta_{\text{сд}}$ ,  $\theta_{\text{сн}}$  - შესაბამისად  $W_{\text{ид}}$ ,  $k_{\text{сд}}$  და  $W_{\text{сн}}$  რგოლების გამომავალი კუთხური კოორდინატები, როგორც წესი  $k_{\text{сн}} = 1$ .

თუ გავითვალისწინებთ დრეკადობას დიფერენციალური რედუქტორი ელემენტებში შემსრულებელი ელექტროძრავის და რედუქტორის აღმწერი განტოლებები ჩაიწერებინ ასე (ნახ. 13):

$$T_{\text{я}} \frac{di_{\text{я}}}{dt} + i_{\text{я}} = K_{\text{я}} u_{\text{y}} - K_{\text{я}} c \dot{\theta}_1; \quad (91)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_{\text{ид}} + b_{\theta_1} \dot{\theta}_{\text{ид}} + c_{12} \theta_{\text{ид}} = c i_{\text{я}} + b_{12} \dot{\theta}_{\text{сд}} + c_{12} \theta_{\text{сд}}; \quad (92)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_{\text{сд}} + b_{\theta_2} \dot{\theta}_2 + c_{1,2} \theta_2 \dot{\theta}_{\text{сд}} + c_{12} \theta_{\text{ид}}. \quad (93)$$



ნახ. 13. დრეკადრგოლებიანი ძრავა-მექანიკური ნაწილის სტრუქტურის სქემა

შესაბამისად საკვლევი სისტემის სტრუქტურული სქემა მიიღებს სახეს (ნახ. 14)

მოყვანილი სტრუქტურული სქემების მიხედვით შეგვიძლია საკვლევი სისტემის გადამცემი ფუნქციების მიღება მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმებისათვის.

ზოგადი მიდგომით რეგულირებადი კოორდინატების გადამცემი ფუნქციები გამოისახებიან ასე [2]:

$$\psi_3(s) = W_{\psi_3}(s) \cdot \varphi(s), \quad (94)$$

$$\psi_6(s) = W_{\psi_6}(s) \cdot F(s), \quad (95)$$

$$\alpha(s) = W_\alpha(s) \cdot \varphi(s), \quad (96)$$

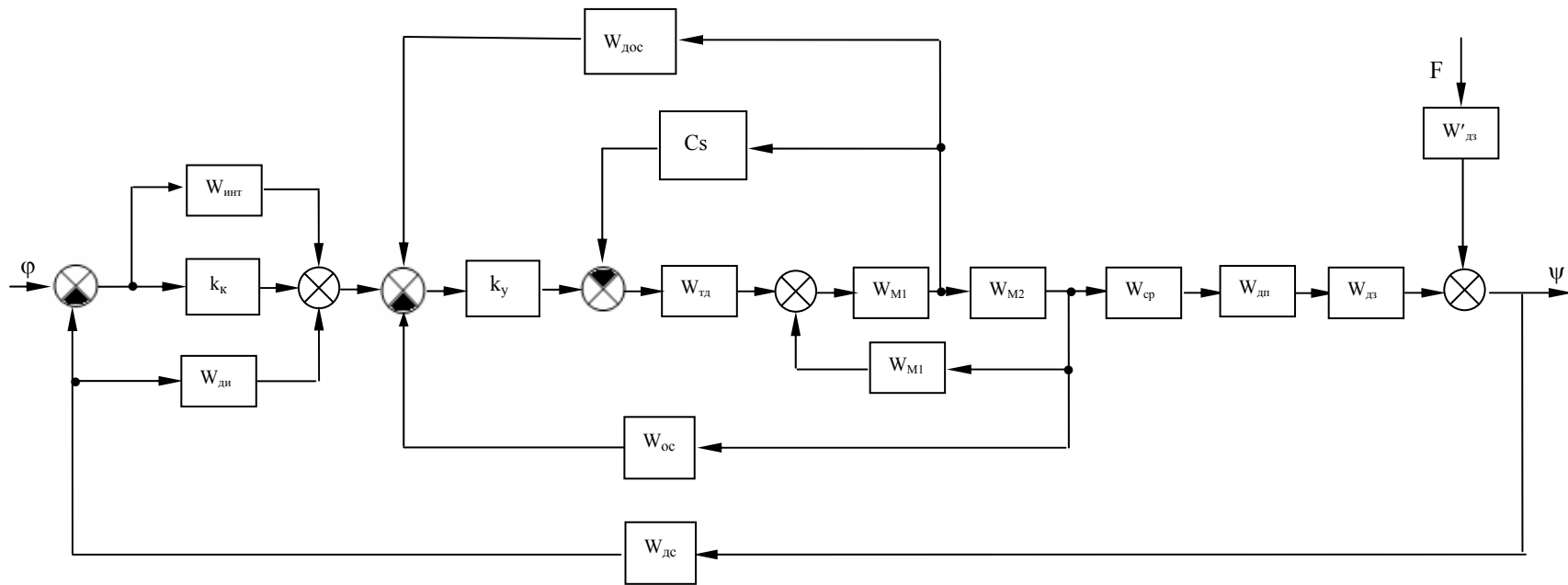
სადაც  $\psi_3(s)$  და  $\psi_6(s)$  –  $\psi$  კოორდინატების გამოსახულებები მმართველი და

შეშფოთვით რეჟიმებში;

$W_{\psi_3}(s)$ ,  $W_{\psi_6}(s)$  – სისტემის შესაბამისი გადამცემი ფუნქციები;

$W_\alpha(s)$  – სისტემის გადამცემი ფუნქცია საჭის მართვის მოთვალთვალე რეჟიმში;

$\alpha(s)$  – საჭის რეგულირებადი კოორდინატის გამოსახულება.



ნახ. 14. დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის შემცველი მოთვალთვალე სისტემის სტრუქტურული სქემა

სტრუქტურულ სქემასთან ნახ. 11 მიმართებაში შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$W_{\psi_3}(s) = \frac{(k_{\kappa} + W_{unm})k_y W_{ud} \cdot W_{cp} \cdot W_{zn} \cdot W_{z3}}{1 + k_y W_{ud} \cdot W_{zoc} + k_y \cdot W_{ud} \cdot k_{dp} \cdot k_p \cdot W_{oc} +} \\ + (k_{\kappa} + W_{unm} + W_{du\phi}) \cdot k_y \cdot W_{ud} \cdot k_{d.p.} \cdot W_{cp} \cdot W_{zn} \cdot W_{z3} \cdot W_{zc}} \quad (97)$$

$$W_{\psi_b}(s) = \frac{W'_{z3} (1 + k_y \cdot W_{ud} \cdot W_{zoc} + k_y \cdot W_{ud} \cdot k_{d.p.} \cdot W_{oc})}{1 + k_y W_{ud} \cdot W_{zoc} + k_y \cdot W_{ud} \cdot k_{dp} \cdot W_{oc} +} \\ + (k_{\kappa} + W_{unm} + W_{du\phi}) \cdot k_y \cdot W_{ud} \cdot k_{dp} \cdot W_{cp} \cdot W_{zn} \cdot W_{z3} \cdot W_{zc}} \quad (98)$$

$$W_{\delta}(s) = \frac{k_{\kappa} \cdot k_y \cdot W_{ud} \cdot k_{dp} \cdot W_{cp} \cdot W_{zn}}{1 + k_y W_{ud} \cdot W_{zoc} + k_y \cdot W_{ud} \cdot k_{dp} \cdot W_{oc}} \quad (99)$$

დრეკადრგოლებიან სისტემასთან მიმართებაში გვექნება:

$$W_M = \frac{W_{M1} W_{M2}}{1 + W_{21} W_{M1} W_{M2}} \quad (100)$$

$$W_C = \frac{W'_{ud} c W_M k_y}{1 + \frac{1}{W_{M2}} W'_{ud} c W_M k_y} \quad (101)$$

$$W_I = \frac{W_c}{1 + W_{oc} W_c - W_{roc} \frac{1}{W_{p2}} W_c} \quad (102)$$

$$W_{\alpha} = W_I W_{cp} W_{rn} \quad (103)$$

გაწრფივებული სისტემების სინთეზის პროცედურებში საწყისი დამოკიდებულებებია

$$\psi_3(\delta) \approx \bar{\psi}_3(\delta), \quad (104)$$

$$\psi_6(\delta) \approx \bar{\psi}_6(\delta), \quad (105)$$

$$\alpha(\delta) \approx \bar{\alpha}(\delta), \quad (106)$$

რომელთა მიმართ ვიყენებთ ინტეგრალურ მიახლოებათა პროცედურებს  $\delta$  წარმოსახვით სიხშირეთა მნიშვნელობათა გარკვეულ არეში.

$\psi_3(\delta)$ ,  $\psi_6(\delta)$  და  $\alpha(\delta)$  – წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლები, რომლებიც აგებულნი არიან  $\psi_3(p)$ ,  $\psi_6(p)$  და  $\alpha(p)$  გამოსახულებათა გამოყენებით.

გემის კურსის მართვის და სტაბილიზაციის რეჟიმებში სინთეზირებადი  $W_{oc}$ ,  $W_{ou\phi}$  და  $W_{um}$ -ს პარამეტრები. საჭის მართვის მოთვალთვალე რეჟიმში კი სინთეზირებადი  $W_{zoc}$  და  $k_y$ .

სტრუქტურული სქემის (ნახ. 11) და დამოკიდებულებების (98), (104) თანახმად ნაშრომში მოყვანილია გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემები (ნახ. 15, ნახ. 16). ამ ნახაზებზე შემოტანილია აღნიშვნები:

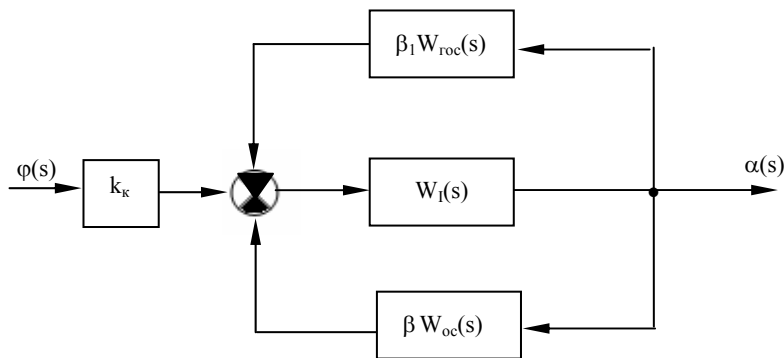
$$\beta = \frac{1}{W_{cp}(s) \cdot W_{zn}(s)}, \quad (107)$$

$$\beta_1 = \frac{1}{k_{op} \cdot W_{cp}(s) \cdot W_{zn}(s)}, \quad (108)$$

$$W_{II}(s) = \frac{k_y \cdot k_{op} \cdot W_{ud}(s) \cdot W_{cp}(s) \cdot W_{zn}(s)}{1 + \beta_2 W_{mzk}(s) \cdot k_y \cdot k_p \cdot W_{ud}(s) \cdot W_{cp}(s) \cdot W_{zn}(s)}, \quad (109)$$

$$\beta_2 = \frac{1}{W_{z3}(s)}, \quad (110)$$

$$W_I(s) = k_u \cdot W_{ud}(s) \cdot k_{op} \cdot W_{cp}(s) \cdot W_{zn}(s). \quad (111)$$



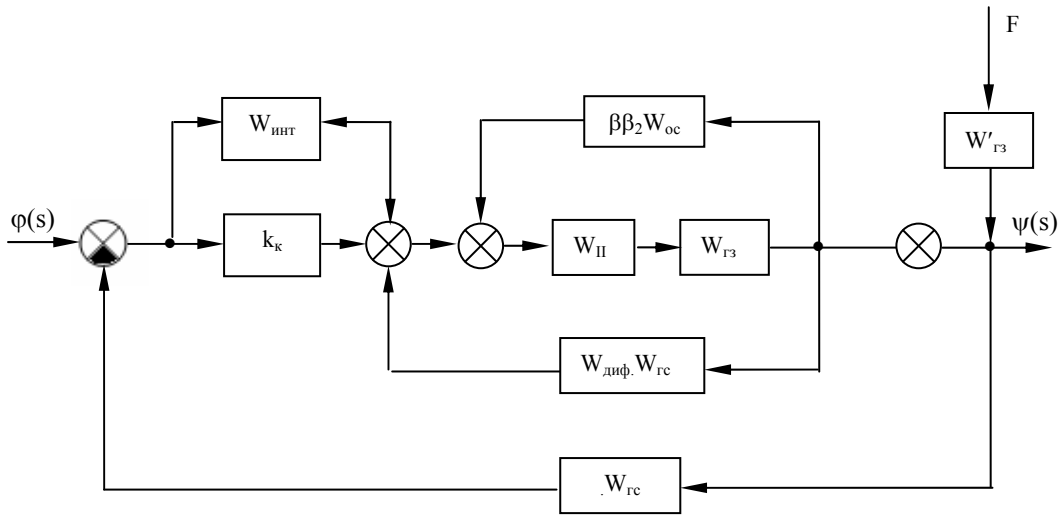
ნახ. 15.  $\alpha$  სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

ამ სტრუქტურულ სქემათა გამოყენებით ვიღებთ კოორდინატა ტოლობის შემდეგ გამოსახულებებს:

$$\psi_3(\delta)_\varepsilon \approx \bar{\psi}_3(\delta), \quad (112)$$

$$\alpha(\delta)_\varepsilon \approx \bar{\alpha}(\delta), \quad (113)$$

$$\alpha(\delta)_\varepsilon = [\varphi_1(\delta) + \beta_1(\delta) \cdot W_{mzp} \cdot \bar{\alpha}(\delta) - \beta(\delta) W_{oc} \cdot \bar{\alpha}(\delta)] \cdot k_y W_I^*(\delta), \quad (114)$$

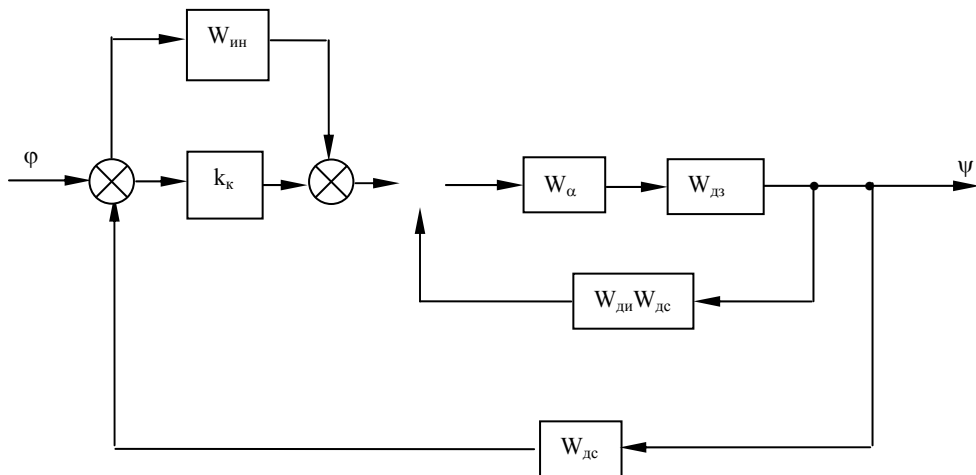


ნახ. 16.  $\psi$  სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

$$\psi_3(\delta)_\varepsilon = \{[\varphi(\delta) - W_{zc} \cdot \bar{\psi}_3(\delta)] \cdot (k_k + W_{инт}) + W_{zc} \cdot W_{mzk} \cdot \bar{\psi}_3(\delta) - W_{oc} \cdot \beta\beta_2 \cdot W_{zc} \cdot \bar{\psi}_3(\delta)\} \cdot W_{II}(\delta) \cdot W_{Г3}(\delta). \quad (115)$$

$$W_I^*(\delta) = W_{uo}(s)k_{cp} \cdot W_{cp}(s) \cdot W_{zn}(s). \quad (116)$$

ნახ. 17 მოყვანილია დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის შემცველი სისტემის გარდაქმნილი დინამიკური სტრუქტურული სქემა



ნახ. 17. დრეკადრგოლებიანი სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

განხილული გადამცემი ფუნქციების გაშლილი სახით გამოსახვისათვის ვითვალისწინებთ შემდეგ ტოლობებს:

$$W_{zoc} = k_2 s;$$



$$W_{oc} = k_{oc};$$

$$W_{u\partial} = \frac{K_z}{T_3 s^3 + T_2 s^2 + T_1 s}; \quad (117)$$

$$W_{uzoc} = \frac{K_z}{T_3 s^3 + T_2 s^2 + (T_1 - 1)s}; \quad (118)$$

$$U_{ex} = (\varphi - \psi) W_{yy};$$

$$W_{zn} = \frac{K_{zn}}{T_{z1} s^2 + T_{z1} s + 1} = \frac{\partial(s)}{\theta_{zn}(s)}; \quad (119)$$

$$W_{z3} = \frac{K_{z3} s + k_{z3}}{T_{2\kappa 1} s^3 + T_{1\kappa 1} s^2 + s}; \quad (120)$$

$$K_{z3} = k_{z3} T_{o\kappa};$$

$$W_{\alpha 1} = \frac{K_{uzoc}}{1 + K_{oc\alpha} \cdot W_{uzoc}} = \frac{K_\partial}{T_3 s^3 + T_2 s^2 + T_{11} s + K_{oc\alpha} K_\partial}. \quad (121)$$

აქ:

$$T_{11} = T_1 - 1;$$

$$W_\alpha = W_{\alpha 1} \cdot W_{zn};$$

$$W_{yy} = \frac{U_{ex}}{\varphi - \psi} = \left( k_\kappa + \frac{k_{uu}}{s} \right) = \frac{k_{uu} + k_\kappa s}{s}; \quad (122)$$

$$\begin{aligned} W_\alpha = W_{\alpha 1} W_{zn} &= \frac{K_\partial}{T_3 s^3 + T_2 s^2 + T_{11} s + K_{oc\alpha} K_\partial} \cdot \frac{k_{zn}}{T_{z2} s^2 + T_{z1} s + 1} = \\ &= \frac{K_\partial K_{zn}}{(T_3 s^3 + T_2 s^2 + T_{11} s + K_{oc\alpha} K_\partial)(T_{z2} s^2 + T_{z1} s + 1)} = \\ &= \frac{K_\partial K_{zn}}{(T_3 s^3 + T_2 s^2 + T_{11} s)(T_{z2} s^2 + T_{z1} s + 1) + (T_{z2} s^2 + T_{z1} s + 1) K_\partial K_{zn} K_{oc\alpha}}. \end{aligned} \quad (123)$$

აქ:  $T_{z1} = T_{2\kappa} T_{3\kappa}$ ,  $T_{z1} = T_{2\kappa} T_{3\kappa}$ .

თუ შემოვიტანთ ახალ აღნიშვნებს შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$W_\alpha = W_{\alpha 1} W_{zn} = \frac{K_\partial K_{zn}}{a_{\alpha 7} s^7 + a_{\alpha 6} s^6 + a_{\alpha 5} s^5 + a_{\alpha 4} s^4 + a_{\alpha 3} s^3 + a_{\alpha 2} s^2 + a_{\alpha 1} s + K_{cn}}; \quad (124)$$

$$W_{\partial zc} = \frac{K_\partial K_{zn}}{a_{\alpha 7} s^7 + a_{\alpha 6} s^6 + a_{\alpha 5} s^5 + a_{\alpha 4} s^4 + a_{\alpha 3} s^3 + a_{\alpha 2} s^2 + a_{\alpha 1^*} s + K_{cn}}, \quad (125)$$

სადაც  $a_{\alpha 1^*} = a_{\alpha 1} + k_{\partial u \phi}$ ;

$$W_{\text{ou}\phi} = k_{\text{ou}\phi} S.$$

ზემოთმოყვანილის გამოყენებით მთლიანი სისტემის გადამცემი ფუნქცია მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned} W_{\psi}(s) &= \frac{W_{yy}(s) \cdot W_{\text{ou}\phi}(s)}{1 + W_{yy}(s)W_{\text{ou}\phi}(s)} = \\ &= \frac{K_{\delta}K_{zn}(k_{um} + k_{\kappa}s)}{a_{\alpha 7}s^8 + a_{\alpha 6}s^7 + a_{\alpha 5}s^6 + a_{\alpha 4}s^5 + a_{\alpha 3}s^4 + a_{\alpha 2}s^3 + a_{\alpha 1}s^3 + \\ &\quad + (K_{\alpha n} + k_{\kappa})s + K_{\alpha n}k_{uum}}. \end{aligned} \quad (126)$$

განხილვადი სისტემისათვის წარმოვადგენთ პირობით ტოლობათა შედგენის ახალ სქემას. ამ სქემის თანახმა  $\psi(s)$  გამოსახულებას ვიღებთ შემდეგი ტოლობის სახით:

$$\begin{aligned} W_{yy}W_{\alpha}W_{z3}[\varphi(s) - \psi(s)] - W_{\text{ou}\phi}W_{z\alpha 3}W_{\alpha}W_{z3} &= \\ = [W_{yy}[\varphi(s) - \psi(s)] - W_{\text{ou}\phi}W_{z\alpha 3}] \cdot W_{\alpha}W_{z3} &\approx \bar{\psi}(s). \end{aligned} \quad (127)$$

გარდაქმნის მეშვეობით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\begin{aligned} \left( k_{\kappa} + \frac{k_{uum}}{s} \right) W_{z3}[\varphi(s) - \psi(s)]K_{\delta}K_{zn} + k_{\text{ou}\phi}s(1 + T_{\alpha\delta}s) + W_{z3}K_{\delta}K_{zn} &\approx \\ \approx [A_{\alpha 1}(s) + K_{\alpha c\alpha}A_{\alpha 1}(s)]\varphi(s), \end{aligned} \quad (128)$$

რადგანაც  $W_{z\alpha} = 1$ .

რადგანაც შემოტანილი აღნიშვნები:

$$A_{\alpha 1}(s) = (T_3s^3 + T_2s^2 + T_{11}s)(T_{z2}s^2 + T_{z2}s + 1); \quad (129)$$

$$A_{\alpha 2}(s) = (T_{z2}s^2 + T_{z2}s + 1)K_{\delta}K_{zn}. \quad (130)$$

შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$W_{\alpha} = \frac{K_{\delta}K_{zn}}{A_{\alpha}(s) + K_{\alpha c\alpha}A_{\alpha 2}(s)}. \quad (131)$$

ჩატარებულმა ანალიზმა გვიჩვენა, რომ საკვლევი  $\psi$  სისტემის გადამცემი ფუნქცია მოიცავს მე-7-ე და მე-8-ე ხარისხის მახასიათებელ განტოლებებს. ამის შედეგად შემოთავაზებული საწყისი პირობითი ტოლობის განტოლებისათვის საჭიროა გამოყენებული სასურველი

პროცესები შესაბამისი ხარისხის მახასიათებელი განტოლებები. ეს განპირობებულია იმით, რომ პირობით განტოლებაში შემოტანილი პარალელური უკუკავშირების, როგორც კონტურულების, აგრეთვე შუალედურების გამომავალი კოორდინატები წარმოადგენენ მაღალი რიგის წარმოებულებს  $\bar{\psi}(t)$  სასურველ კოორდინატიდან. ამიტომ ასეთი სქემისათვის დაუშვებელია სასურველი პროცესის გამოსახულების შემოტანა მეორე რიგის განტოლების ამონახსნის სახით.

სასურველი პროცესის მოცემისათვის შეგვიძლია ვიხელმძღვანელოთ ნაშრომში [120] მოყვანილი ნორმირებული მახასიათებელ განტოლებათა ცხრილებით.

ცხრილებიდან 8.6 და 8.6, ა [120] ვირჩევთ მრუდს N 29 საგნობრივი ფესვებით, გარდამავალი პროცესის ნორმირებული დრო  $t_{H2} = 102$ .

ვირჩევთ ნორმირების კოეფიციენტს  $K_B$ . ამ შემთხვევაში გარდამავალი პროცესის ნამდვილი მნიშვნელობა იქნება

$$t_2 = \frac{t_{H2}}{K_B}.$$

ამ შემთხვევაში მახასიათებელი განტოლების რეალური მნიშვნელობები იქნება:

$$A_6 = K_B A'_6;$$

$$A_5 = K_B^2 A'_5;$$

$$A_4 = K_B^3 A'_4$$

$$A_3 = K_B^4 A'_3;$$

$$A_2 = K_B^5 A'_2$$

$$A_1 = K_B^6 A'_1$$

$$A_0 = K_B^7 A'_0.$$

აქ  $A'_6, \dots, A'_0$  ნორმირებული მახასიათებელი განტოლების კოეფიციენტებია, რომლებსაც ვირჩევთ ცხრილებიდან.

ზემოაღნიშნულის თანახმად სასურველი პროცესის გამოსახულება მიიღებს სახეს

$$\bar{\psi}(s) = \frac{A_0}{s^7 + A_6s^6 + A_5s^5 + A_4s^4 + A_3s^3 + A_2s^2 + A_2s + A_0}. \quad (132)$$

იმ შემთხვევაში თუ ავირჩევთ მე-8-ე ხარისხის განტოლებას შეგვიძლია ვიხელმძღვანელოთ გრეხემ და ლეტროპის განტოლებებით [120].

სასურველი პროცესების გამოსახულებათა შერჩევისათვის შეგვიძლია აგრეთვე ვიხელმძღვანელოთ მეთოდით, რომელიც მოყვანილია ნაშრომში [121]. ამ სასურველ პროცესს უკეთებს ვარიაციას დროის  $z_m$  მასშტაბური კოეფიციენტის სიდიდის ცვლით.  $t_2$  მონაკვეთის სიდიდეს ვსაზღვრავთ არაკორექტირებული სისტემის გარდამავალი პროცესის ანალიზიდან.

ზემოაღნიშნულის თანახმად ერთ-ერთ მიზანშეწონილ მიდგომას ასეთი რთული სისტემების სინთეზში წარმოადგენს სინთეზის მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით [87].

სისტემის ცალკეული დინამიკური რგოლები, როგორც ეს ნაჩვენებია ნაშრომში [1], ხასიათდება დროში სწრაფადმიმდინარე მათი დინამიკაში ფუნქციონირებადი მაჩვენებლებით. ამ შემთხვევაში სისტემას მთლიანად ექნება ფილტრაციის შესაძლებლობა დინამიკური პროცესების მიმართ მის ცალკეულ ელემენტებში, რასაც მიყავს იმაზე, რომ მდგრადობის საკმარისი სიზუსტისა და სისტემის რეგულირების ხარისხის შემთხვევაში, მის ცალკეულ ელემენტებში შეიძლება წარმოიშვას არასასურველი რხევითი პროცესები. ეს მიანიშნებს მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის პროცესის მიზანშეწონილობაზე, რომელიც დაფუძნებულია როგორც ლოკალური, ასევე გლობალური სინთეზის პროცედურების მეთოდების აგების გამოყენებაზე.

ამასთან დაკავშირებით განხილული სისტემის სინთეზის მეთოდიკას გარდამავალი პროცესების მიხედვით ვაგებთ დაქვემდებარებულები რეგულირების შემდეგი სქემით:

1. სისტემის შემადგენელი ელემენტების ლოკალური მათემატიკური მოდელების შედგენა;

2. სისტემის უცვლელი ნაწილის შემადგენელი ელემენტების პარამეტრების სინთეზი მათი ლოკალური მათემატიკური მოდელებით;
3. ლოკალური მოდელებისა და რეზულტატების ხარისხობრივი და რაოდენობრივი ანალიზის საფუძველზე, სინთეზის ჩატარება და ლოკალური მოდელებით დინამიკის გლობალური მოდელების აგება;
4. სისტემის სარეგულირო ნაწილის პარამეტრების სინთეზი გლობალური მოდელების გამოყენების საფუძველზე სისტემის ცალკეული შემადგენელი ელემენტების დინამიკური პროცესები გათვალისწინებით. ამასთან ერთად სინთეზის ცნობილი მეთოდის თანახმად მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით 2 და 4 პუნქტის რეალიზაცია ზოგად შემთხვევაში ითვალისწინებს სინთეზის თანმიმდევრობითი პროცედურების გამოყენებას წრფივი სისტემებიდან - არაწრფივებზე შემდგომი გადასვლით [87].

#### **2.4. სინთეზი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით**

ნაშრომებში [105, 106] 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 [102, 105, 106].

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  $\delta$ -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

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p + b_2 p^3}{a_0 + a_1 p + a_2 p^3 + p^3}; \quad (133)$$

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p}{a_0 + a_1 p + a_2 p^2}. \quad (134)$$

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 საძიებლებს მიეკუთვნებიან სინთეზირებადი სისტემის რეგულირებადი კოორდინატის  $F(p)$  გამოსახულებაში წარმოდგენილი კოეფიციენტები. ზოგადი მიდგომით სინთეზირებადი და სასურველი კოორდინატების გამოსახულებები შესაძლოა ჩაწერილი იქნას ასე:

$$F(p, \sigma_j) = \frac{M(p) + \sum_{j=1}^S \sigma_j M_j(p)}{N(p) + \sum_{j=1}^S \sigma_j N_j(p)} = x(t) \quad (135)$$

და

$$F^\circ(p) = \frac{M^\circ(p)}{N^\circ(p)} = x^\circ(t), \quad (136)$$

სადაც  $M^\circ$ ,  $M$ ,  $N^\circ$  და  $N - p$ , გარკვეული პოლინომები,  $\sigma_j$  – სინთეზირებადი კოეფიციენტები (პარამეტრები).

პროცესების ინტეგრალური მიახლოება

$$(p, \sigma_j) \cong F^\circ(p). \quad (137)$$

გაშლილი სახით მიიღებს სახეს

$$M^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j N_j(p) - N^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j M_j(p) = N^\circ(p) M(p) M^\circ(p) N(p). \quad (138)$$

მიღებული (138) გამოსახულების თანახმად ჩაიწერება პირობითი განტოლებები  $p = \delta$  აპროქსიმაციათა  $l$  კვანძებისათვის.

ნაშრომში [97] რეკომენდირებულია  $\delta_v$  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 [105].

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

ნაშრომებში [105-107] წარმოდგენილია რეგულირების არაწრფივი სისტემების სინთეზის მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით. ამ ნაშრომებში არაწრფივი სისტემების პროცესების სასურველ პროცესებთან ინტეგრალური მიახლოების მათემატიკური აპარატის თვალსაზრისით გამოყენებულია  $\Phi_g$  ფუნქციონალები არაწრფივი რგოლების ამონახსნების მიხედვით [105]

$$\Phi_g = \int_0^{\tau_g} \varphi_g^2[\bar{x}_i(t); \bar{\varepsilon}(t)] at, \quad (139)$$

სადაც  $\bar{\varepsilon}_i(t)$  და  $\bar{x}_i(t)$  – სასურველი პროცესები,  $\varphi_g(t) = 0$  – არაწრფივი დიფერენციალური განტოლებები,  $\tau_g$  – 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 [106] მდგრადობის პირობის შემოტანა რეალიზდება სასურველ პროცესებში შემოტანილი კომპლექსური  $z_m$  – დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციის მეშვეობით, მასთან დაკავშირებით შემავალ და გამომავალ კოორდინატებს განვიხილავთ სახით

$$\left. \begin{array}{l} \bar{x}_i\left(\frac{1}{z_m}, t\right) \\ \bar{\varepsilon}_i\left(\frac{1}{z_m}, t\right) \end{array} \right\} \quad (140)$$

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

წინამდებარე პარაგრაფში მიღებულია შემდგომი კვლევებისათვის საჭირო გადამცემი ფუნქციები და რეგულირებადი კოორდინატების გამოსახულებები. აღნიშნულია, რომ საკვლევი სისტემა არის მრავალრეჟიმიანი.

სისტემა  $\psi$ -ის სინთეზისას ზოგადი მიდგომით რეგულირებად პარამეტრებს მიეკუთვნებიან  $K_1$ ,  $K_{um}$ ,  $K_{\partial\phi}$  და  $K_{oc}$ .

გარკვეულ შემთხვევებში შესაძლო შევიზღუდოთ ამ პარამეტრების ნაწილით. ასე მანევრირების რეჟიმში მრავალ შემთხვევაში ვარირებადად ტოვებენ პარამეტრებს  $K_{\partial\phi}$  და  $K_{oc}$ .

სისტემა  $\psi$ -ს სინთეზისას კოორდინატთა საწყის ტოლობას ვიხილავთ სახით

$$\psi(s) \approx \psi^0(s) = \frac{M^0(sz_m)}{N^0(sz_m)}, \quad (141)$$

სადაც  $z_m$  – დროის მასშტაბური კოეფიციენტი.



ამის შემდეგ გადავდივართ მოყვანილი ტოლობის გავრცობილ გამოსახულებებზე.

ზემოთ მიღებული რეგულირებადი და სასურველი კოორდინატები შორისი საწყისი დამოკიდებულების (§ 2.2) გემის კურსის მართვის რეჟიმში მომუშავე სისტემის გარდაქმნით დავდივართ დამოკიდებულებაზე:

$$\begin{aligned} & [K_{oc\alpha}L(s) + K_{uum}K_1K_{oco}(T_{du\phi}s + 1)W_{z3}(s) + K_{du\phi}K_1K_{oco}(s)W_{z3}s^2 + \\ & + K_1K_{oc\alpha}(T_{du\phi}s^2 + s)W_{z3}]M^0(s) = [K_{uum}K_1(T_{du\phi}s + 1)W_{z3}(s) + \\ & + K_{du\phi}K_1sW_{z3} + K_1(T_{du\phi}s^2 + s)W_{z3}(s)]N^0(s). \end{aligned} \quad (142)$$

თუ შემოვიტანთ აღნიშვნებს:

$$K_1(T_{du\phi}s + 1)W_{z3}(s) = A(s);$$

$$K_1s^2W_{z3}(s) = B(s);$$

$$K_1(T_{du\phi}s + s)W_{z3}(s) = C(s),$$

დამოკიდებულებას (142) ჩაიწერება სახით:

$$\begin{aligned} & [K_{oc\alpha}L(s) + K_{uum}K_{oco}A(s) + K_{du\phi}K_{oco}B(s) + K_{oco}C(s)]M^0(s) = \\ & = [K_{uum}A(s) + K_{du\phi}B(s) + C(s)]N^0(s). \end{aligned} \quad (143)$$

გრდაქმნილი სახით გვექნება:

$$\begin{aligned} & K_{oc\alpha}L(s)M^0(s) + K_{uum}[K_{oco}A(s)M^0(s) - A(s)N^0(s)] + \\ & + K_{du\phi}[K_{oco}B(s)M^0(s) - B_0(s)N^0(s)] + [K_{oco}C(s)M^0(s) - C(s)N^2(s)] = 0. \end{aligned} \quad (144)$$

შემოგვაქვს აღნიშვნები

$$L(s)M^0(s) = \Phi_1(s);$$

$$A(s)[K_{oco}M^0(s) - N^0(s)] = A(s)E(s) = \Phi_2(s);$$

$$B(s)[K_{oco}M^0(s) - N^0(s)] = B(s)F(s) = \Phi_3(s);$$

$$C(s)[-K_{oco}M^0(s) + N^0(s)] = -C(s)E(s) = \Phi_0(s),$$

და ტოლობას (144) იღებს სახეს:

$$\Phi_1(s)K_{oco} + \Phi_2(s) + K_{uum} + \Phi_3(s)K_{du\phi} = \Phi_0(s). \quad (145)$$

მიღებული დამოკიდებულების (145) თანახმად ვწერთ აპროქსიმაციათა  $I$  კვანძების  $\delta = \delta_v$  ( $\delta$  იღებს დადებით საგნობრივ მნიშვნელობებს) მიმართ ვწერთ პირობით განტოლებათა სისტემა [102, 107]

$$K_{oca} \Phi_1(\delta_v) + K_{umt} \Phi_2(\delta_v) + K_{ouf} \Phi_3(\delta_v) = \Phi_0(\delta_v), \quad (146)$$

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

რადგანაც პირობით სიხშირთა მახასიათებლების სხვადასხვა ნაწილების მნიშვნელობა ორიგინალის აღწარმოება სიზუსტის თვალსაზრისით განსხვავებულია, ამიტომ აპროქსიმაციის კვანძები განლაგდებიან არათანაბრად (მეტი სიხშირით  $\delta \rightarrow 0$  არეში) და განტოლებათა სისტემა მარაგდება წონითი კოეფიციენტებით. ნაშრომში [107] რეკომენდებულია აპროქსიმაციების კვანძების განლაგება ისეთი გეომეტრიული პროგრესიის თანახმად

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

რომლის ფუძე  $q$  უდრის ორს.

ამასთან აპროქსიმაციისათვის საჭირო განმსაზღვრელ ნაწილს წარმოადგენს უბანი  $0 \leq \delta \leq \delta_0$ , სადაც  $X^0(\delta_0)$  შეიძლება იყოს გამოსახული  $X^0(\delta)_{\max}$ -ის წილად;  $X^0(\delta_v) = kX^0(\delta)_{\max}$ , სადაც  $k = 0,7 - 0,8$ .

შემდგომ ყოველი პირობითი განტოლება (146) მრავლდება წონით მამრავლზე  $\gamma_v(\delta_v)$ , რომელიც განისაზღვრები შემდეგი ფორმულებით [107]:

$$\begin{aligned} \gamma_v(\delta_v) &= \frac{\theta}{\Omega_v}; \\ \Omega_v &= \frac{\Phi_1(\delta_v) + \Phi_2(\delta_v) + \Phi_3(\delta_v) + \Phi_0(\delta_v)}{4}; \\ \theta &= \frac{\sum_{v=1}^l \Omega_v}{l}, \quad v = 1, \dots, l. \end{aligned}$$

ასეთი საშუალებით მიღებულ განტოლებათა სისტემას ვამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით საძიებელი  $K_{oca}$ ,  $K_{umt}$ ,  $K_{ouf}$  პარამეტრების მიმართ და ვიღებთ

$$\begin{aligned} K_{oca} \sum_v \delta_v^2 \Phi_1^2(\delta_v) + K_{umt} \sum_v \delta_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_2(\delta_v) + K_{ouf} \sum_v \delta_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_3(\delta_v) = \\ = \sum_v \delta_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_1(\delta_v); \end{aligned}$$

$$K_{oca} \sum_v \delta_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_2(\delta_v) + K_{umt} \sum_v \delta_v^2 \Phi_2^2(\delta_v) + K_{ouf} \sum_v \delta_v^2 \Phi_3(\delta_v) \Phi_2(\delta_v) =$$

$$\begin{aligned}
&= \sum_v \delta_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_2(\delta_v); \\
K_{oca} \sum_v \delta_v^2 \Phi_1^2(\delta_v) \Phi_3(\delta_v) + K_{uum} \sum_v \delta_v^2 \Phi_2(\delta_v) \Phi_3(\delta_v) + K_{ou\phi} \sum_v \delta_v^2 \Phi_3^2(\delta_v) &= \\
&= \sum_v \delta_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_3(\delta_v). \tag{147}
\end{aligned}$$

შემოგვაქვს აღნიშვნები:

$$\begin{aligned}
D_{11} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_1^2(\delta_v); \\
D_{12} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_2(\delta_v); \\
D_{13} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_3(\delta_v); \\
D_{23} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_2(\delta_v) \Phi_3(\delta_v); \\
D_{22} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_2^2(\delta_v); \\
D_{33} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_3^2(\delta_v); \\
D_{01} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_1(\delta_v); \\
D_{02} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_2(\delta_v); \\
D_{03} &= \sum_v \delta_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_3(\delta_v),
\end{aligned}$$

და განტოლებათა სისტემა (146) იღებს სახეს:

$$D_{11}K_{oca} + D_{12}K_{uum} + D_{13}K_{ou\phi} = D_{01}; \tag{148}$$

$$D_{12}K_{oca} + D_{22}K_{uum} + D_{23}K_{ou\phi} = D_{02}; \tag{149}$$

$$D_{13}K_{oca} + D_{23}K_{uum} + D_{33}K_{ou\phi} = D_{03}. \tag{150}$$

სისტემის (148)-(149) ამოხსნით უცნობების მიმართ ვიღებთ:

$$K_{oca} = \frac{D_{K_{oca}}}{D},$$

$$K_{uum} = \frac{D_{K_{uum}}}{D},$$

$$K_{ou\phi} = \frac{D_{K_{ou\phi}}}{D},$$

სადაც

$$D_{K_{oc\alpha}} = \begin{vmatrix} D_{01} & D_{12} & D_{13} \\ D_{02} & D_{22} & D_{23} \\ D_{03} & D_{23} & D_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_{K_{\text{uun}}} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{01} & D_{13} \\ D_{12} & D_{02} & D_{23} \\ D_{13} & D_{03} & D_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_{K_{\text{out}}} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{01} \\ D_{12} & D_{22} & D_{02} \\ D_{13} & D_{23} & D_{03} \end{vmatrix},$$

$$D = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{12} & D_{22} & D_{23} \\ D_{13} & D_{23} & D_{33} \end{vmatrix}.$$

ზემოთ მოყვანილი შედეგების შემდგომი გაგრძელების თვალსაზრისით საკვლევი სისტემის გემის კურსზე დაკავების რეჟიმში.

განვიხილოთ პარამეტრული სინთეზის ამოცანა, რომელიც დაკავშირებულია სინთეზირებადი პარამეტრების ახალ შეთანწყობასთან.

ტოლობა (143)-ის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ პარამეტრი  $K_1$  წარმოდგენილია ამ ტოლობის ყველა წევრში გარდა წევრისა  $K_{oc\alpha}L(s)$ .

ამ შემთხვევაში განვიხილავთ რა ფუნქციებს  $A(s)$ ,  $B(s)$  და  $C(s)$  შემდეგი სახით:

$$A(s) = K_1 A_*(s);$$

$$B(s) = K_1 B_*(s);$$

$$C(s) = K_1 C_*(s).$$

გამოსახულებები (145) მიიღებენ სახეს:

$$L(s)M^\circ(s) = \Phi_1(s);$$

$$\Phi_3(s) = K_1 B_*(s)[K_{oc\alpha}M^\circ(s) - N^\circ(s)] = K_1 \Phi_{3*}(s);$$

$$\Phi_2(s) = K_1 A_*(s)[K_{oc\alpha}M^\circ(s) - N^\circ(s)] = K_1 \Phi_{2*}(s);$$

$$\Phi_0(s) = K_1 C_*(s)C_1(s) = K_1 \Phi_{0*}(s). \quad (151)$$

გამოსახულებების (151) გამოყენებით მიღებული საწყისი ტოლობის მარჯვენა ნაწილის  $K_1$ -ზე შეკვეცით, ვიღებთ პირობით განტოლებათა სისტემას [115]:

$$K_{1*} \Phi_{1*}(\delta_v) + K_{\text{инт}} \Phi_{2*}(\delta_v) + K_{\text{диф}} \Phi_{3*}(\delta_v) = \Phi_{0*}(\delta_v), \quad v = 1, \dots, l, \quad (152)$$

სადაც

$$K_{1*} = \frac{K_{oc\alpha}}{K_1},$$

ნორმალურ განტოლებათა სისტემა მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned} D_{11*} K_{1*} + D_{12*} K_{\text{инт}} + D_{13*} K_{\text{диф}} &= D_{01*}; \\ D_{12*} K_{1*} + D_{22*} K_{\text{инт}} + D_{23*} K_{\text{диф}} &= D_{02*}; \\ D_{13*} K_{1*} + D_{22*} K_{\text{инт}} + D_{33*} K_{\text{диф}} &= D_{03*}. \end{aligned} \quad (153)$$

შესაბამისად უკანასკნელი სისტემის ამონახსნი ჩაიწერება ასე:

$$\begin{aligned} K_{1*} &= \frac{D_{1*}}{D_*}; \\ K_{\text{инт}} &= \frac{D_{*инт}}{D_*}; \\ K_{\text{диф}} &= \frac{D_{*диф}}{D_*}. \end{aligned}$$

მანევრირების რეჟიმში ვარირებადად ვირჩევთ პარამეტრებს  $K_{oc\alpha}$  და

$T_{\text{диф}}$ .

ამ შემთხვევაში განტოლებათა სისტემა (142) ჩაიწერება ასე:

$$K_{oc*} \Phi_{1*}(\delta_v) + K_{\text{диф}} \Phi_{3*}(\delta_v) = \Phi_{0*}(\delta_v), \quad (154)$$

სადაც

$$\Phi_{0*}(\delta_v) = \Phi_{0*}(\delta_v) + K_{\text{инт}} \Phi_{2*}(\delta_v).$$

ნორმალურ განტოლებათა სისტემა მიიღებს სახეს:

$$\left. \begin{aligned} D_{11*} K_{1*} + D_{13*} K_{\text{диф}} &= D_{01*}; \\ D_{13*} K_{1*} + D_{33*} K_{\text{диф}} &= D_{03*}. \end{aligned} \right\} \quad (155)$$

სადაც:

$$D_{01}^* = \sum_v \gamma_v^2 [\Phi_{0*}(\delta_v) - K_{\text{инт}} \Phi_{2*}(\delta_v)] \cdot \Phi_{1*}(\delta_v); \quad (146)$$

$$D_{03}^* = \sum_v \gamma_v^2 [\Phi_{0*}(\delta_v) - K_{\text{инт}} \Phi_{2*}(\delta_v)] \cdot \Phi_{3*}(\delta_v). \quad (147)$$

უკანასკნელიდან:

$$K_{oc*} = \frac{D_{1*}^*}{D_*^*};$$

$$K_{\text{диф}} = \frac{D_{\partial}^*}{D_*^*};$$

$$D_{1*}^* = \begin{vmatrix} D_{01}^* & D_{13*}^* \\ D_{03}^* & D_{33*}^* \end{vmatrix} = D_{01}^* D_{33*}^* - D_{03}^* D_{13*}^*,$$

$$D_{1*}^* = \begin{vmatrix} D_{11*}^* & D_{01}^* \\ D_{13*}^* & D_{03}^* \end{vmatrix} = D_{11*}^* D_{03}^* - D_{13*}^* D_{01}^*;$$

$$D_*^* = \begin{vmatrix} D_{11*}^* & D_{13*}^* \\ D_{13*}^* & D_{33*}^* \end{vmatrix} = D_{11*}^* D_{33*}^* - D_{13*}^*.$$

## 2.5. პარამეტრული სინთეზის ამოცანები და გარდამავალი პროცესების ანალიზი

მთლიანი  $\psi$  სისტემის გადამცემი ფუნქცია შეგვიძლია ჩავწეროთ შემდეგი სახით:

$$W_{\psi}(s) = \frac{K_1 \left( \frac{K_{\text{უმ}}}{s} + \frac{K_{\text{დფ}} s}{T_{\text{დფ}} s + 1} + 1 \right) W_{z3}}{K_{oc\alpha} (T_{\alpha 2} s^2 + T_{\alpha 1} s + 1) + K_1 K_{oco} \left( \frac{K_{\text{უმ}}}{s} + \frac{K_{\text{დფ}} s}{T_{\text{დფ}} s + 1} + 1 \right) W_{z3}}, \quad (158)$$

სადაც

$$W_{z3}(s) = \frac{K_{z3} (1 - T_{ok} s)}{s(1 + T_{1\kappa} s + T_{2\kappa} s^2)}. \quad (159)$$

გამლილი სახით გადამცემი ფუნქცია მიიღებს სახეს

$$W_{\psi}(s) = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_7 s^7 + a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_2 s + a_0}, \quad (160)$$

აქ:

$$b_2 = K_{n1} T_{ok} T_{\text{დფ}};$$

$$b_1 = K_{n1} (K_{\text{უმ}} T_{ok} T_{\text{დფ}} + K_{\text{დფ}} T_{ok} T_{\text{დფ}});$$

$$b_0 = K_{n1} K_{\text{უმ}};$$

$$a_7 = K_{oc\alpha} (T_{2\kappa} T_{\text{დფ}} T_{\alpha 2});$$

$$\begin{aligned}
a_6 &= K_{oc\alpha} [(T_{1\kappa} T_{\partial u\phi} + 2T_{2\kappa}) T_{\alpha 2} + T_{2\kappa} T_{\partial u\phi} T_{\alpha 1}]; \\
a_5 &= K_{oc\alpha} [(T_{\partial u\phi} + T_{1\kappa}) T_{\alpha 2} + (T_{1\kappa} + T_{2\kappa}) T_{\alpha 1} + T_{2\kappa} T_{\partial u\phi}]; \\
a_6 &= K_{oc\alpha} [T_{\alpha 2} + (T_{\partial u\phi} + T_{1\kappa}) T_{\alpha 1} + (T_{1\kappa} T_{\partial u\phi} + T_{2\kappa} T_{\text{umm}})] + K_n T_{on} K_{\partial u\phi}; \\
a_3 &= K_{oc\alpha} (T_{\alpha 1} + (T_{\partial u\phi} + T_{1\kappa})) + K_n (K_{\partial u\phi} + T_{ok} T_{\partial u\phi}); \\
a_2 &= K_{oc\alpha} + K_n K_{\text{umm}} T_{ok} T_{\partial u\phi} + K_n T_{\partial u\phi} + K_n T_{ok}; \\
a_1 &= K_n K_{\text{umm}} T_{\partial u\phi} + K_n K_{\partial u\phi} T_{ok} + K_n; \\
a_0 &= K_n K_{\text{umm}}.
\end{aligned}$$

გამოსაკვლევ  $\psi(s)$  სისტემაში მდგრადობის პირობის შემოტანის პროცედურის რეალიზაციისათვის განვიხილავთ სისტემის მახასიათებელ განტოლებას.

იმის გამო, რომ საქმე გვაქვს მე-7-ე ხარისხის მახასიათებელ განტოლებასთან მდგრადობის სინთეზისათვის ვსარგებლობთ უწყვეტი სტაციონარული სისტემის დინამიკური მდგრადობის ანალიზის ცნობილი მეთოდით, კერძოდ [116] სამუშაოში მოყვანილით.

აღნიშნული მეთოდის თანახმად განვიხილავენ დამხმარე პარამეტრებს  $\lambda_i$ , რომლებიც გამოისახებიან დამოკიდებულებებით:

$$\lambda_i = a_{i-1} a_{i+2} / a_i a_{i+1}, \quad i = 2, n-2.$$

ჩვენ შემთხვევაში გვექნება:

$$\lambda_1 = a_0 a_3 / a_1 a_2;$$

$$\lambda_2 = a_1 a_4 / a_2 a_3; \tag{161}$$

$$\lambda_3 = a_2 a_5 / a_3 a_4; \tag{162}$$

$$\lambda_4 = a_3 a_6 / a_4 a_5; \tag{163}$$

$$\lambda_5 = a_4 a_7 / a_5 a_6. \tag{164}$$

საკვლევი სისტემის მდგრადობისათვის საკმარისია, რომ სრულდებოდეს პირობა:

$$\lambda_i < \lambda^* = 0,465, \quad \forall i = \overline{1, n-2};$$

$$\lambda_i + \lambda_{i+1} < \lambda^{**} = 0,89, \quad \forall i = \overline{1, n-3};$$

$$\lambda_i + \lambda_{i+1} + \lambda_{i+2} < 1, \quad \forall i = \overline{1, n-4};$$

$$\lambda_i < (1 - \lambda_{i-1})(1 - \lambda_{i+1}), \quad \forall i = \overline{2, n-3}.$$

გარდამავალი პროცესების აგებისათვის საკვლევ სისტემაში ვიყენებთ გამომავალი  $\psi$  კოორდინატის გამოსახულებას, რომელიც ჩაიწერება ზემოთ მოყვანილი გარდამავალი ფუნქციის საფუძველზე.

გადავდივართ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებლებზე, რისთვისაც  $\psi$  კოორდინატის გამოსახულებაში  $s$  ოპერატორის ნაცვლად შემოგვაქვს არგუმენტი  $j\omega$ , სადაც  $\omega$  – წრიული სიხშირე და  $j$  – წარმოსახვითი ერთიანია. ვიღებთ ამპლიტუდურ ფაზურ მახასიათებელს [97–99]:

$$\begin{aligned} \varphi(j\omega) &= \frac{Q(j\omega)}{P(j\omega)} = \\ &= \frac{-b_2\omega^2 + b_1j\omega + b_0}{-a_7j\omega + a_6\omega^6 + a_5\omega^5 + a_4\omega^4 + a_3\omega^3 - a_2\omega^2 + a_1j\omega + a_0}. \end{aligned} \quad (165)$$

უკანასკნელის გამოყენებით ვაგებთ საკვლევ სისტემის საგნობრივ-სიხშირულ მახასიათებელს

$$U(\omega)R_e[\varphi(j\omega)] = \frac{R_\theta(\omega)R_p(\omega) + I_\theta(\omega)I_p(\omega)}{R_p^2(\omega) + I_p^2(\omega)}, \quad (176)$$

სადაც

$$R_p(\omega) = a_0 - a_2\omega^2 + a_4\omega^4 - a_6\omega^6, \quad (167)$$

$$I_p(\omega) = a_1\omega - a_3\omega^3 + a_5\omega^5 - a_7\omega^7. \quad (168)$$

$\alpha$ -სისტემის სინთეზისათვის ვიყენებთ გადამცემ ფუნქციას

$$W_\alpha(s) = \frac{1}{a_{\alpha 2}s^2 + a_{\alpha 1}s + 1} = \frac{\alpha(s)}{\varphi(s)}. \quad (169)$$

მიღებული გადამცემი ფუნქცია წარმოადგენს რხევადი რგოლის გადამცემ ფუნქციას. ასეთი სისტემის პარამეტრების შერჩევა არ წარმოადგენს სირთულეს. განხილვადი სისტემის პარამეტრებს ვირჩევთ სასურველი პროცესის მიხედვით, რომელთა პარამეტრებს გააჩნიათ შემდეგი მნიშვნელობები

$$T_\alpha = \sqrt[3]{\alpha_{\alpha 12}} = 0,135c;$$



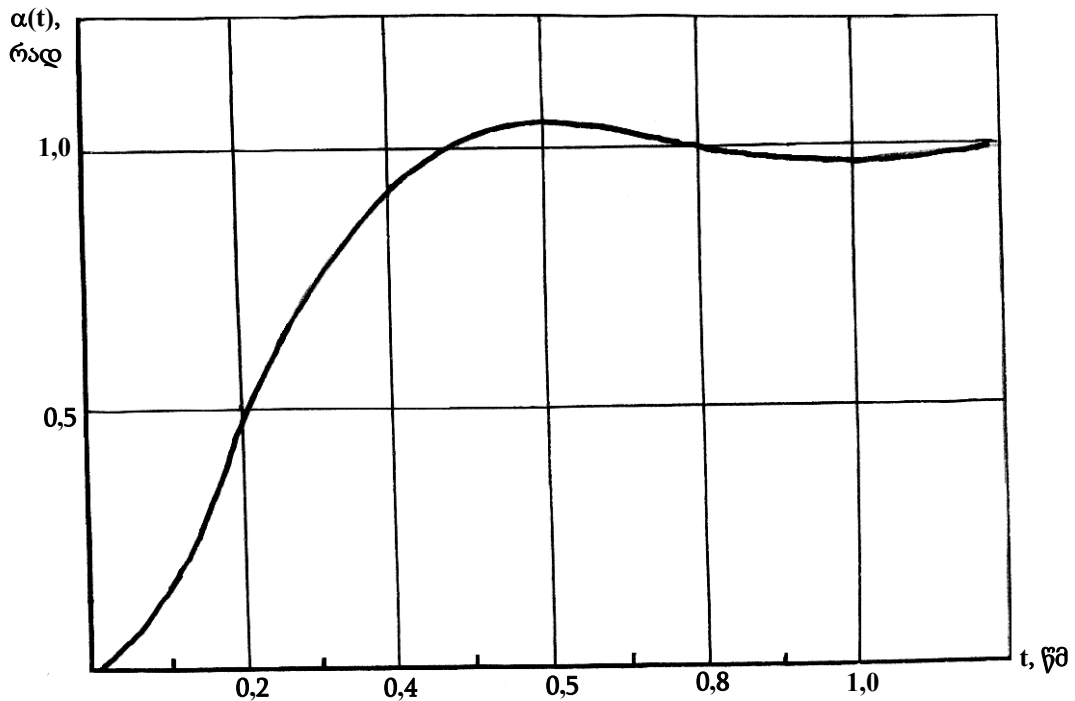
$$\xi_2 = \frac{a_{a1}}{2T} = 0,7 \text{ და } K = 1.$$

ყოველივე აღნიშნული  $\alpha$  სისტემის პარამეტრებში, აისახება შემდეგნაირად:

$$W_{p1} = \frac{1}{i} = \frac{1}{180}; \quad K_{oc2} = 11,2 \frac{\text{მ}}{\text{რად}}; \quad K_{oc\alpha} = 3,00 \frac{\text{მ}}{\text{რად}}; \quad I_{u\delta} = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ H მ წმ}^2;$$

$$K_{yc} = 1100 \frac{1}{\text{წმ}}, \quad K_{u\delta} = 4,0 \frac{\text{რად}}{\text{მ}}, \quad T_{u\delta} = 0,8 \cdot 10^{-2} \text{ წმ}. \quad K_{um} = 0,2 \frac{1}{\text{წმ}}.$$

ნახ. 18 მოყვანილია  $\alpha(t)$  გარდამავალი პროცესის მრუდი



ნახ. 18. გარდამავალი პროცესი  $\alpha$  სისტემაში

$\psi$ -სისტემის სინთეზის პროცედურების ჩატარებისათვის სასურველი პროცესის სახით შერჩეული იქნა ფუნქცია

$$\psi^0(t) = \frac{A_0 \left( \frac{a_{x1}}{2} z_m p + 1 \right)}{a_{x2} z_m^2 p^2 + a_{x1} z_m + 1} = \frac{M^0(p)}{N^0(p)} = A_0 - A_1 e^{-\frac{u_1}{z_m}} + A_2 e^{-\frac{u_2}{z_m}}, \quad (170)$$

სადაც  $p$ -კარსონის ოპერატორი,  $z_m$  დროის მასშტაბური კოეფიციენტი,

$$A_1 = 0,5 A_0.$$

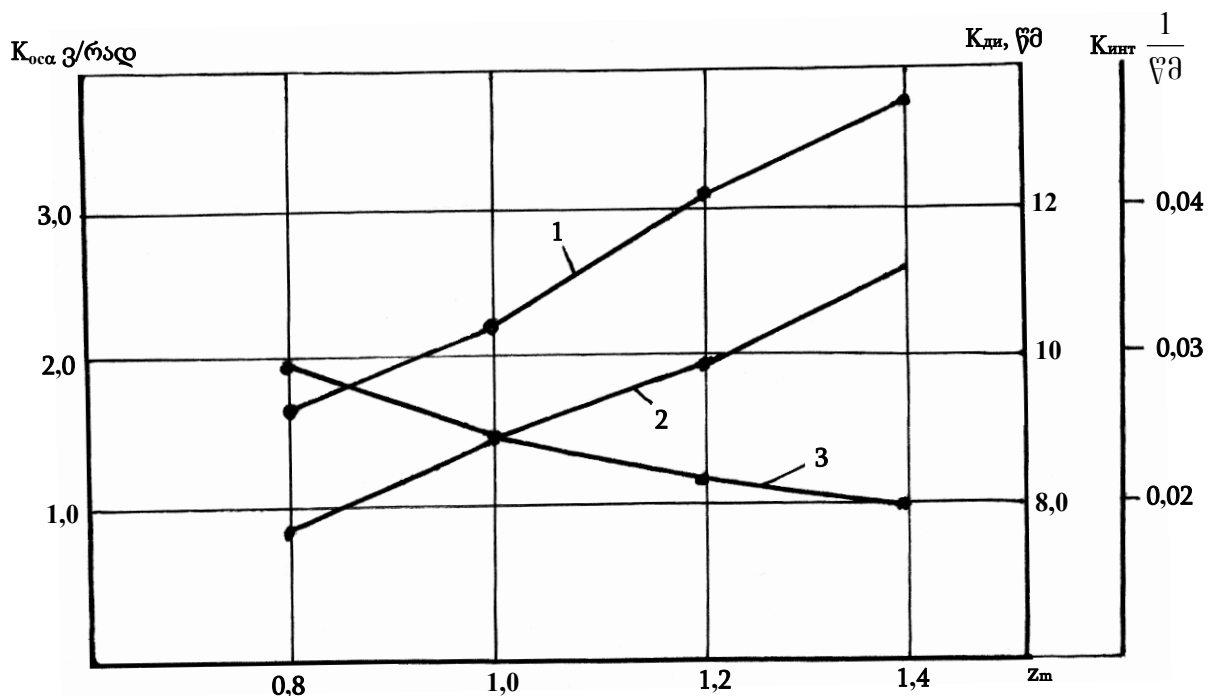
ამასთან ერთად საკვლევ სისტემასთან მიმართებაში არარეგულირებად პარამეტრებად შერჩეული იქნა:  $K_{zs} = 0,100 \text{ წმ}^{-1}$ ,  $T_{ok} = 9,81 \text{ წმ}$ ,  $T_{1k} = 3,31 \text{ წმ}$ ,  $T_2 = 2,86 \text{ წმ}$ .

$\psi$ -სისტემის სინთეზის შემოთავაზებული მეთოდის აპრობაციისათვის ვატარებთ კონკრეტულ საანგარიშო გამოკვლევებს. ამისათვის სასურველი პროცესის საწყის პარამეტრებად იქნა შერჩეული  $u_1 = 0,006 \frac{1}{\text{წმ}}$  და

$u_1 = 0,012 \frac{1}{\text{წმ}}$ . ამასთან ერთად თვით საკვლევ სისტემასთან მიმართებაში

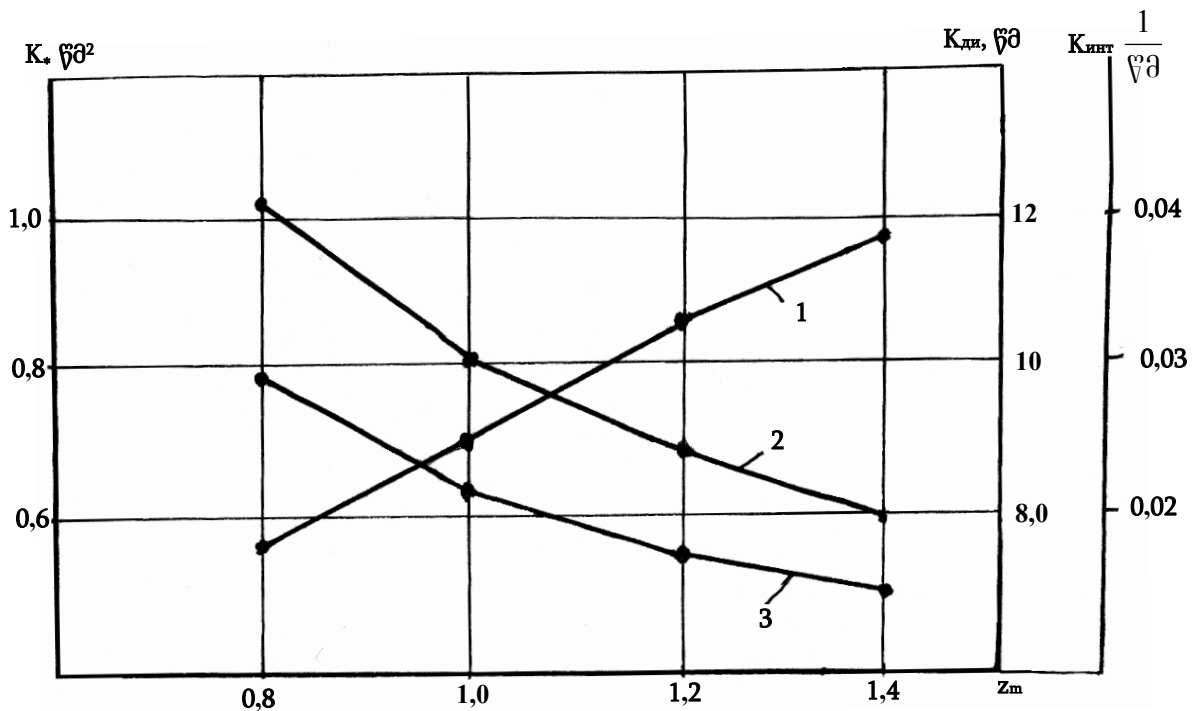
ჰიდრორგოლის არარეგულირებადი პარამეტრების მნიშვნელობები იქნა შერჩეული:  $K_{zs} = 0,104 \text{ წმ}^{-1}$ ,  $T_{ok} = 9,81 \text{ წმ}$ ,  $T_1 = 3,31 \text{ წმ}$ ,  $T_2 = 2,86 \text{ წმ}$ .

ჩატარებული საანგარიშო გამოკვლევების შედეგად ნახ. 19 და 20 მოყვანილია სინთეზირებული პარამეტრების მნიშვნელობები ფუნქციონალურ კავშირში  $z_m$  მასშტაბურ კოეფიციენტთან.



ნახ. 19. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები:  
 1 -  $K_{oca}(z_m)$ , 2 -  $K_{ნიტ}(z_m)$ , 3 -  $K_{დიფ}(z_m)$

საგნობრივი მახასიათებლების გამოყენებით ვაგებთ გარდამავალი პროცესების მრუდებს [97-99]



ნახ. 20. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები:  
 1 –  $K_{инт}(z_m)$ , 2 –  $K^*(z_m)$ , 3 –  $K_{диф}(z_m)$ ,

ნახ. 21 მოყვანილია საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლების მრუდები (მრუდები 1 და 2), რომლებიც შეესაბამებიან სინთეზის პროცედურათა 1 ვარიანტს, როდესაც  $z_m = 0,7$  (მრუდი 1) და  $z_m = 1,0$  (მრუდი 2).

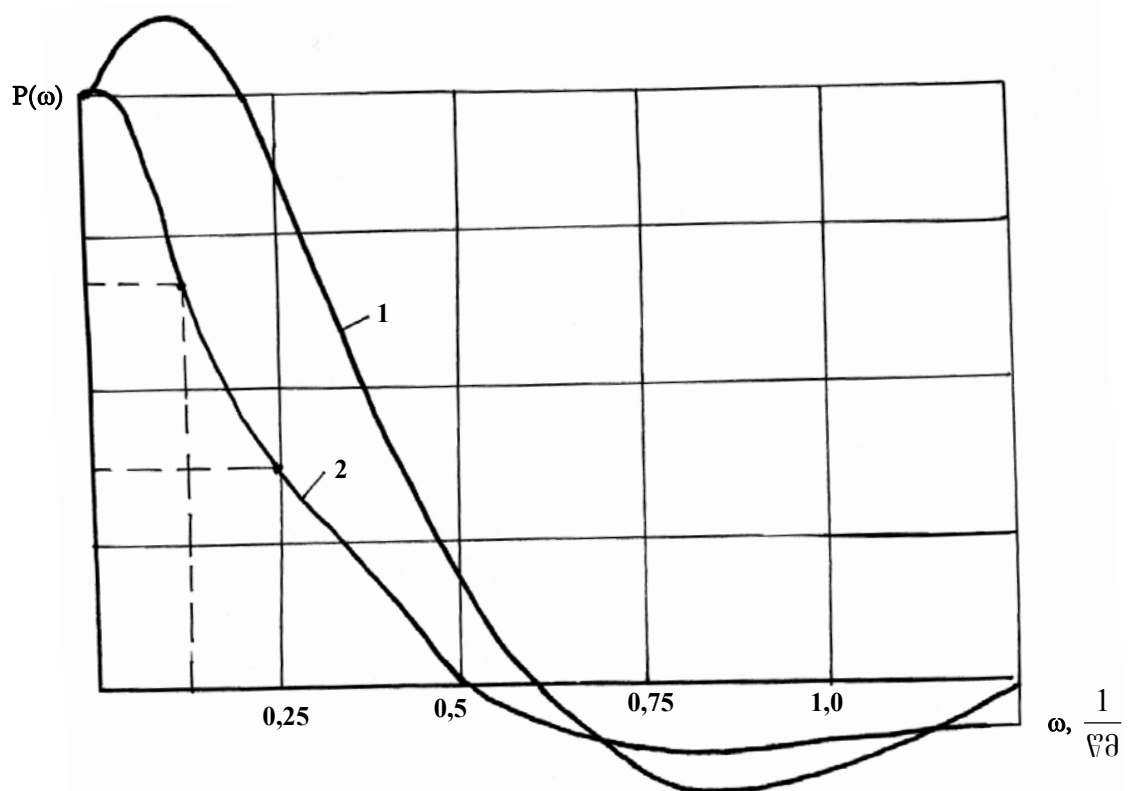
თვით გარდამავალი პროცესების მრუდები კი მოყვანილია ნახ. 22 და 23. ნახ. 22 შეესაბამება 1 ვარიანტის საანგარიშო სქემას ნახ. 23 კი – მეორე სქემას. ნახ. 22 მრუდები 1, 2 და 3 შეესაბამებიან მასშტაბური კოეფიციენტის მნიშვნელობებს: 0,8; 1,0; 1,2. ნახაზზე 17 ანალოგიურად მრუდი 1 შეესაბამება  $z_m = 0,8$  და მრუდი 2 – კი  $z_m = 1,2$ .

დინამიკური მდგრადობის ანალიზთან დაკავშირებით შესაბამისად ნახ. 22 და 23 მოყვანილი პროცესებისათვის, როდესაც  $z_m = 0,6$  კოეფიციენტების თანამიმდევრობები. შესაბამისად აისახებიან მნიშვნელობებით:

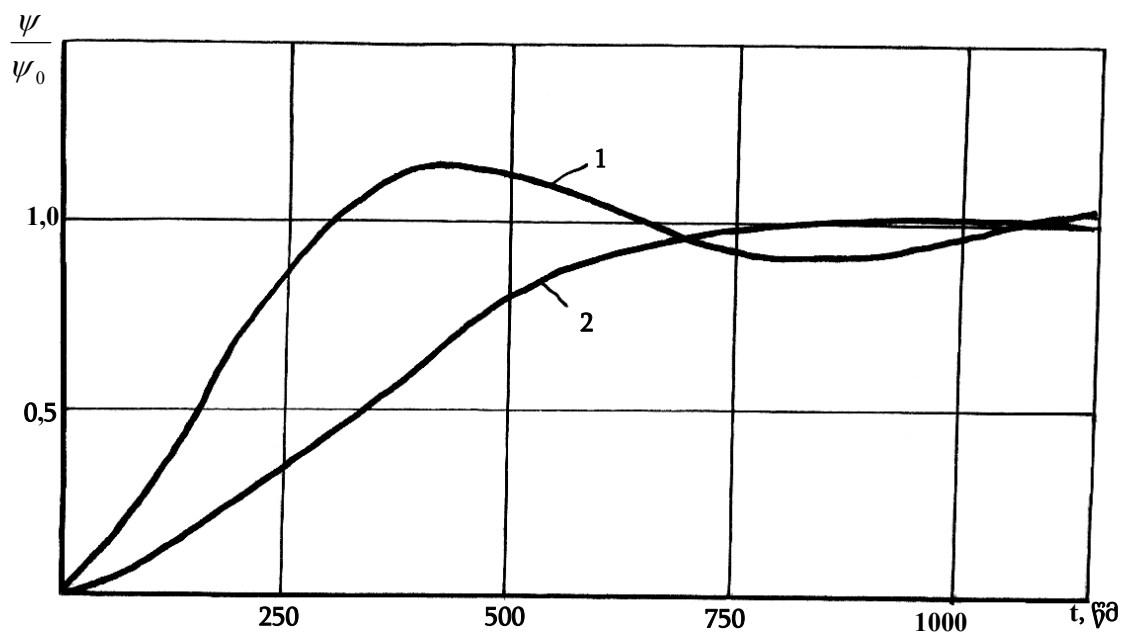
$$\lambda_5 = 0,39, \lambda_4 = 0,34, \lambda_3 = 0,31, \lambda_2 = 0,38, \lambda_1 = 0,454$$

და

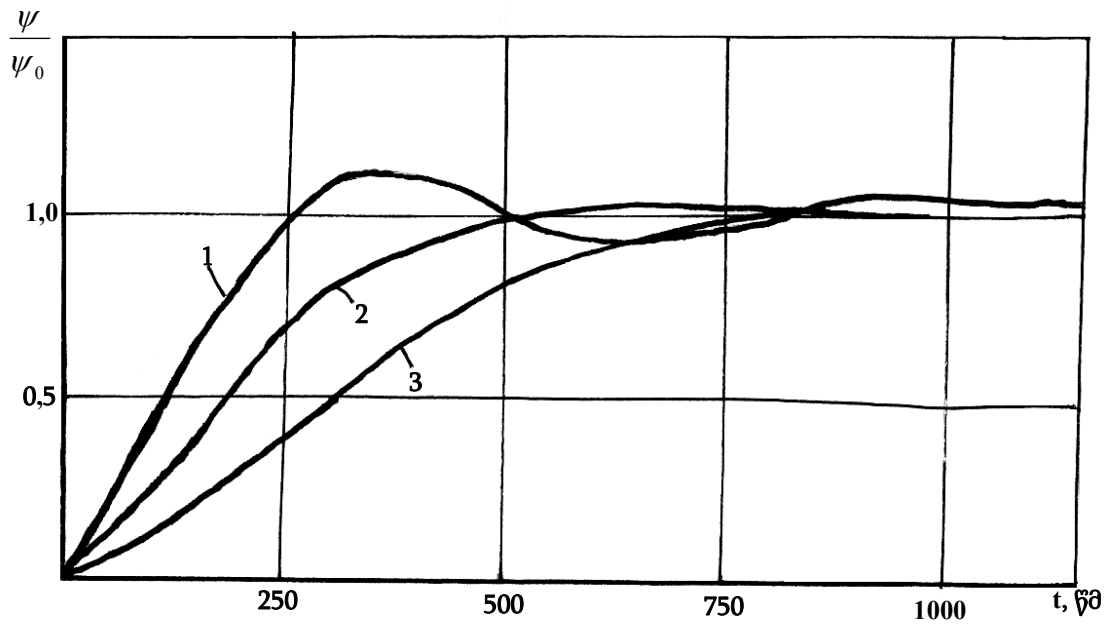
$$\lambda_5 = 0,41, \lambda_4 = 0,36, \lambda_3 = 0,29, \lambda_2 = 0,31, \lambda_1 = 0,429.$$



ნახ. 21. სისტემის საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები



ნახ. 22. გარდამავალი პროცესების მრუდები



ნახ. 23. გარდამავალი პროცესების მრუდები

იმ შემთხვევისათვის კი როდესაც  $z_m = 1,0$ , გვაქვს თანამიმდევრობები:

$$\lambda_5 = 0,21, \lambda_4 = 0,23, \lambda_3 = 0,199, \lambda_2 = 0,218, \lambda_1 = 0,311$$

და

$$\lambda_5 = 0,29, \lambda_4 = 0,26, \lambda_3 = 0,23, \lambda_2 = 0,265, \lambda_1 = 0,298.$$

მოყვანილი მონაცემები მიგვითითებენ სისტემათა მდგრადობაზე.

## 2.6. ვიბრაციული მახასიათებლების ანალიზი საზღვაო გემებზე

ზღვის ტრანსპორტის განვითარებაში მნიშვნელოვან როლს ასრულებს მისი სიჩქარის გაზრდა და ტვირთამწეობა, რომლებშიც საშუალებას იძლევიან არა მხოლოდ ჩქარა იქნეს მიტანილი ტვირთი ამა თუ იმ დაშორებულ პუნქტში, არამედ გაზრდილ იქნეს ტვირთბრუნვა.

გემების სიჩქარისა და ტვირთამწეობის ზრდა თავის მხრივ დაკავშირებულია მათი ენერგოაღჭურვილობის ზრდასთან, ე.ი. მძლავრი ძრავების გამოყენებასთან. რეზულტატში მნიშვნელოვნად გაიზარდა როგორც ხმაურიანობა, ასევე ვიბრაციები გემებზე [117].

თანამედროვე გემი გაჯერებულია მექანიზმებითა და სხვადასხვა ტიპის მოწყობილობებით, რომელთა მუშაობისას შეიძლება აღიძრას ფართო სპექტრის სიხშირის რხევები. ეს რხევები შეიძლება გაჩნდეს მექანიზმებისა და დანადგარების მუშაობის დარღვევის სპეციფიკიდან, მათი კონსტრუქციის არასრულყოფილობისაგან და გაუმართაობისაგან გამომდინარე. ეს რხევები თავის მხრივ შეიძლება იქნენ მომიჯნავე კონსტრუქციების, მოწყობილობებისა და მექანიზმების ვიბრაციების ამგზნებების, ასევე იქნენ ვიბრაციების წყაროები.

გემის კორპუსი წარმოადგენს გარსს, რომელიც გამაგრებულია ძელების ნაკრებით, განივი და გრძივი ტიხრებით.

დიდი ამონაჭრები გემბანზე, დაშენებები, ფუნდამენტები მთავარ და დამხმარე მექანიზმების ქვეშ, სხვადასხვაგვარი შემაგრებები, გადაღობვები და შახტები იწვევენ კონსტრუქციის სირთულეს და დინამიკური ანგარიშების ამომწურავი ანალიზისათვის აუცილებელია ისეთი ტიპის რიცხვითი მეთოდების გამოყენება, როგორცაა სასრულ ელემენტთა მეთოდი [117]. ამასთან ერთად გემთმშენებლობაში ფართოდ იყენებენ დინამიკური გამოთვლების მიახლოებით მეთოდებს, რომლებშიც გემის კონსტრუქციები წარმოდგებიან, როგორც კოჭები, ჩარჩოები, იზოტროპული და ორთოტროპული ფილები და ცილინდრული გარსები.

გემების კონსტრუქციების მიახლოებითი სქემების გამოთვლას საფუძვლად უდევს სტატიკური დატვირთვისას დამოუკიდებელი განსაზღვრის დაშვება ეგრეთ წოდებული კორპუსის საერთო დეფორმაციებისათვის და მისი ელემენტების ადგილობრივი დეფორმაციისას, - გადახურვების, ჩარჩოების, ცალკეული კოჭების, შემონაკერის ფილების. ამასთან საერთოდ მიღებულია დეფორმაციები, რომლებიც შეესაბამებიან მთლიანობაში კორპუსის გადაადგილების ძელურ ფორმებს.

დინამიკის ამოცანებში გამომდინარე ზემოთნახსენები კორპუსის რხევებისა მთლიანად (საერთო ვიბრაცია) მისი კონსტრუქციის ცალკეული

შემადგენლების რხევები (ადგილობრივი ვიბრაცია) შეიძლება განხილული იყოს ცალკეულად. განსაზღვრულ შემთხვევებში ადგილობრივ და საერთო ვიბრაციებს (მაგალითად მაღალსიხშირიანი ვიბრაციებისას) გააჩნიათ მნიშვნელოვანი ბმულობა.

გემების კონსტრუქციების რხევების დამახასიათებელ თავისებურებას წარმოადგენს გემს გარშემორტყმული და ნაკვეთურებში მყოფი სითხის გავლენა. სითხე ამასთან წარმოადგენს არა მხოლოდ გარემოს, რომელშიც აღიძვრება წნევის ინტენსიური ველები, ასევე იგი თამაშობს დინამიკური დატვირთვების წყაროს როლს კორპუსზე გემის მოძრაობის დროს ღელვების პირობებში. მაგრამ ყველა ეს მეთოდები ასე თუ ისე ეფექტურია მხოლოდ დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრისას, და არა ცალკეული ნაწილებისა და ელემენტების ვიბრაციული მოძრაობების განსაზღვრის შემთხვევაში.

გემის კონსტრუქციები ექვემდებარებიან რხევების წარმომქმნელ სამი სახის დატვირთვებს:

1. ტურბინების და მრავალცილინდრიანი ძრავების მუშაობით გამოწვეული დატვირთვები;
2. სანიჩბავი ხრახნების მუშაობით გამოწვეული ვიბრაციული დატვირთვები;
3. გემზე ზღვის ტალღოვნებით გამოწვეული დატვირთვები [117].

გემებზე აღძრული ვიბრაციული მოძრაობები ადამიანის ჯანმრთელობაზე ახდენენ უარყოფით ზემოქმედებას. რხევები სიხშირით 3–5 ჰც იწვევენ სისხლძარღვთა დაავადებებს, 3–დან 11 ჰც–მდე იწვევენ ადამიანის ტანის რეზონანსულ რხევებთან დაკავშირებულ მოშლილობებს და 11–45 ჰც–ის ფარგლებში კი ვიღებთ საშარდი აპარატის ფუნქციონალურ მოშლილობას, უარესდება მხედველობა, წარმოიშვება პირის ღებინება, რხევები 45 ჰც–ის ზემოთ იწვევენ მძიმე ვიბრაციულ დაავადებებს.

ე.ი. გემებზე ვიბრაციის ძირითად წყაროს წარმოადგენენ სანიჩბავი ხრახნები, მთავარი ძრავები და მთავარი ლილვი, აგრეთვე დამხმარე მექანიზმები, ზღვის ტალღოვნება, ყინულის დარტყმები კორპუსზე.

გემი ყოველთვის განიცდის ვიბრაციას სანიჩზე ლილვის ბრუნვის სიხშირესთან შესაბამისი სიხშირით. მისი ძირითადი მიზეზებია – სანიჩზე ხრახნის ჰიდროდინამიკური არაბალანსირება და დამზადების დეფექტები.

სანიჩზე ხრახნზე მოსული დატვირთვის პერიოდული მდგენელი ძირითადად შეიძლება იქნას წარმოდგენილი როგორც  $W_n = n\omega_1$  სიხშირის მრავალჰარმონიული პროცესი. აქ  $n$  – ხრახნის ფრთების რიცხვია.

ყველაზე მეტად ასეთი რხევები ზემოქმედებენ სასაჭე მოწყობილობებზე. ამ შემთხვევაში ვიბრაცია შესაძლოა წააგავდეს ფლატერის ტიპის რხევებს. საჭის გარშემოდენა წყლით შესაძლოა იყოს აგრეთვე გემის კორპუსის რხევათა მიზეზი.

გარკვეული წლების განმავლობაში (1919–1995 წწ.) საქართველოს სანაოსნო გემებზე შემოქმედებითი ჯგუფის მიერ, რომელშიც შედიოდნენ საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის, საკავშირო შრომის დაცვის სამეცნიერო-კვლევითი ინსტიტუტის, საქართველოს საზღვაო სანაოსნოს მუშაკები, ჩატარებული იქნა ვიბრაციის კვლევების მთელი გამა საქართველოს სანაოსნო გემებზე.

ჩატარებული კვლევების მიზანი იყო ვიბრაციული ზემოქმედებების კვლევა, რეკომენდაციების გაცემა და ვიბროდამცავი ტექნიკური საშუალების შემუშავება.

ჩატარებულ გამოკვლევებში გამოყენებული იქნა ვიბრომზომი ხელსაწყოები: ვიბრომეტრი (Роботрон, Германия) და ფირმის „Брюль и Кьер“ დანია.

## **2.7. დინამიკურად ჩამხშობი ელემენტების შემცველი ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობების ახალი სქემები**

წინამორბედ პარაგრაფში მოყვანილი კვლევების შედეგები მიგვითითებს იმაზე, რომ საზღვაო გემებზე აღძრული რხევითი მოძრაობები მიეკუთვნებიან ფართოხოლიან ზემოქმედებებს. გვაქვს როგორც მაღალი, აგრეთვე დაბალი (1,2 და ა.შ. ჰც) სიხშირეები.

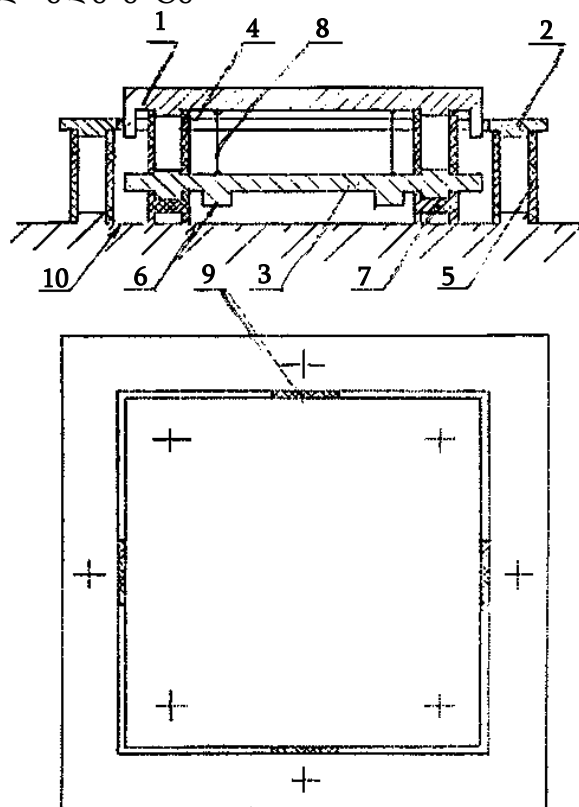


განხილვად პარაგრაფში გთავაზობთ ვიბროდამცავი მოწყობილობების სქემებს, რომლებიც საშუალებას იძლევიან ავიცილოთ ვიბროსიჩქარეთა დაუშვებელი მნიშვნელობები როგორც მაღალ, აგრეთვე დაბალ სიხშირეებზე.

რხევების მაღალ სიხშირეებზე სისტემა მუშაობს როგორც პასიური ვიბროდამცავი, დაბალ სიხშირეებზე კი რხევათა ჩაქრობის ფუნქციას ასრულებენ დინამიკური ჩაქრობის ელემენტები.

ნახ. 24 მოყვანილია ორრგოლიანი ვიბროსაიზოლაციო ბაქნის სქემა, რომელსაც გააჩნია დინამიკური ჩაქრობის ფუნქცია დაბალ სიხშირეებთან მიმართებაში.

მოყვანილ ნახაზზე: 1 – დასაცავი ელემენტი (ამ ელემენტზე ხორციელდება ოპერატორის ბაზირება); 2 – მომიჯნავე ელემენტი, რომელიც ასრულებს რხევათა ჩაქრობის ფუნქციას და მიერთებულია ძირითად მასასთან დრეკადი ელემენტებით. 9

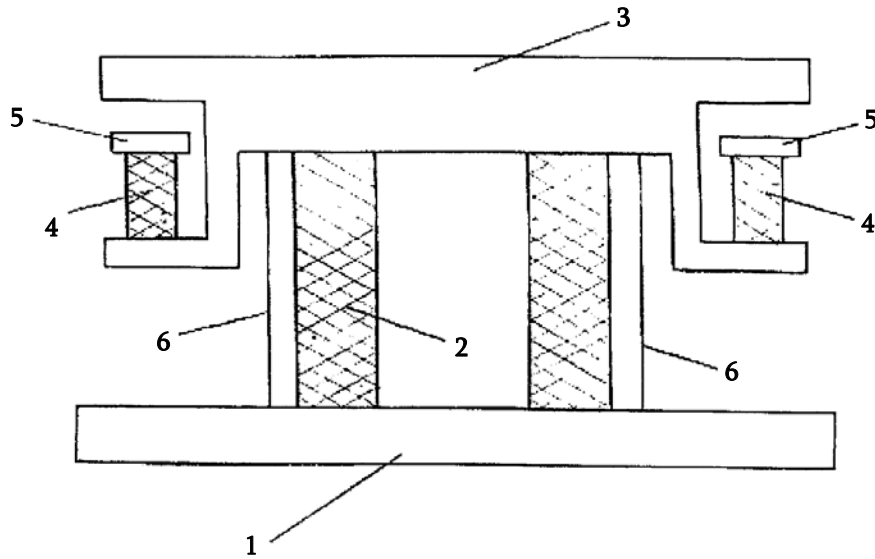


ნახ. 24. ვიბროსაიზოლაციო ბაქანი

ერთდროულად ეს რგოლი დრეკადი ელემენტებით 5 ებჯინება რხევად ფუძეს 10. რგოლი 1 დრეკადი ელემენტებით 4 დაკავშირებულია

შუალედურ რგოლთან – ფილასთან 3, რომელიც თავის მხრივ ეყრდნობა საყრდენ ზედაპირს 10 დრეკადი 7 ელემენტების მეშვეობით. ამასთან ერთად ნახაზზე მოყვანილია დრეკადი ელემენტები 7, 6 – საბჯენი კინტები, 8 – 1 და 3 ფილების ურთიერთდამაკავშირებელი გვარლები.

ნახ. 25 მოყვანილია ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობის შემდგომი სქემა.



ნახ. 25. ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობის სქემა

ეს ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობა შეიცავს საყრდენ ფილას 1, მასზე დაყენებულ დრეკად ვიბროიზოლატორებს 2 და ვიბროსაიზოლაციო ბაქანს 3. ბაქნის გვერდებს პერიმეტრზე აქვს ამონალები, რომლის ქვედა თაროზე, ცენტრიდან თანაბარი დაშორებით დამონტაჟებულია დამატებითი ვიბროიზოლატორებზე 4 დაყენებული ვიბრო-ჩამხშობი ფილა 5. საყრდენი ფილა და ვიბროსაიზოლაციო ბაქანი ერთმანეთთან დაკავშირებულია გვარლებით 6.

მოწყობილობა მუშაობს შემდეგნაირად:

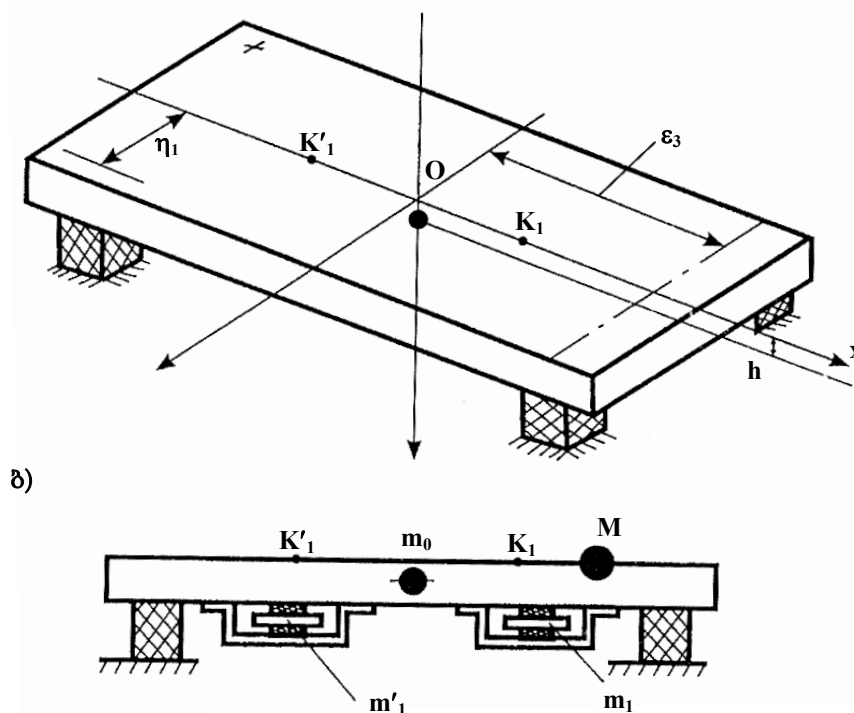
ვიბროსაიზოლაციო ბაქანზე 3 ადამიანის დგომის დროს ბაქანი გადაადგილდება ვერტიკალურად, რაც იწვევს ვიბროიზოლატორების 2 შეკუმშვას, ხოლო დამატებით ვიბროიზოლატორებზე 4 დაყენებული ფილა 5 იწყებს თავისუფალ რხევას, რაც ანეიტრალებს ვერტიკალურ რხევებს.

ბაქნის განთავისუფლების შემდეგ ვიბროიზოლატორები ბრუნდება საწყის პოზიციაში გადაადგილების შემზღუდავი გვარლების საშუალებით.

ზემოაღნიშნულთან ერთად შემუშავებულია – დინამიკური ჩამქრობებიანი ვიბროდამცავი ბაქნის შემდგომი სქემა (ნახ. 26).

ამ ნახაზზე მოყვანილია სივრცითი მოძრაობების დინამიკის მათემატიკური მოდელის აგებისათვის საჭირო საანგარიშო სქემის ელემენტები შევსებული საკვლევ ვიბროდამცავი ბაქნის პრინციპული სტრუქტურული სქემა.

აქ: 1 – საყრდენ ფილასა და საყრდენ ზედაპირს შორის დაყენებული დრეკადი 2 ელემენტებით აღჭურვილი საყრდენი ფილა 1 (ნახ. 26, ა); 3 და 3' – დრეკადი 4 და 4' (ნახ. 26, ბ);  $m_0$  – საყრდენის ფილის მასა;  $M$  – ოპერატორის მასა;  $m'_1$  და  $m''_1$  – ორჩამქრობიანი სქემის ჩამქრობების მასაში.



ნახ. 30. ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობის სქემა

$m_1$  მასის ერთი ჩამქრობის მონტაჟის შემთხვევისას ეს მასა იქნება შერწყმული საყრდენ ფილასთან წერტილში  $O$ , ე.ი. გვექნება ჩამქრობის კვანძის კავშირი საყრდენ ფილასთან ანალოგიური ნაშრომში [117] მოყვანილ სქემასთან.

ვიბრაციული მოძრაობების მათემატიკური მოდელის აგებისათვის განხილვაში შემოტანილია კოორდინატთა ორი სისტემა:

1) უძრავი სისტემა  $Ox_0y_0z_0$ , რომლის საწყისი წერტილი ემთხვევა საყრდენი ფილის სიმძიმის ცენტრს მთლიანი სისტემის სტატიკურ მდგომარეობაში და  $Ox_0z_0$  სიბრტყე კიდევ ემთხვევა საყრდენი ფილის სიმეტრიის ცენტრს. ღერძი  $z_0$  – ვერტიკალურია;

2) საყრდენი ფილის და დინამიკური ჩამქრობების მასებთან ხისტად დაკავშირებული მოძრავი სისტემები  $\varepsilon\eta\xi$ ,  $\varepsilon_1\eta_1\xi_1$ ,  $\varepsilon_{11}, \eta_{11}, \xi_{11}$ , რომელთა საწყისები მოძრაობის დროს ყოველთვის ემთხვევიან ფილის სიმძიმის ცენტრს, ღერძების მიმართულებები კი შერჩეულია ისე, რომ წონასწორულ მდგომარეობაში ისინი შესაბამისად ემთხვევიან  $x_0, y_0$  და  $z_0$  ღერძებს.

განსახილველ სისტემას გააჩნია ექვსი თავისუფლების ხარისხი. განზოგადოებულ კოორდინატებად შერჩეულია საყრდენი ფილის,  $x, y, z$  კოორდინატები და  $\alpha, \beta$  და  $\gamma$  ამ ფილის მობრუნების კუთხეები  $\varepsilon, \beta$  და  $\xi$  კუთხეების მიმართ. ბრუნვის დადებით მიმართულებად მიღებულია საათის ისრის საწინააღმდეგო მოძრაობა.

განსახილველი სისტემის კინეტიკური ენერგია კენიგის თეორემის თანახმად გამოისახება ასე

$$T = \frac{1}{2}m_0\vec{V}_{m_0}^{(0)2} + \frac{1}{2}M\vec{V}_M^{(0)2} + \frac{1}{2}m_1'\vec{V}_{m_1}^{(0)2} + \frac{1}{2}m_0''\vec{V}_{m_{11}}^{(0)2} + \frac{1}{2}\vec{\Omega}_{n_1}\{I_{n_1}\}\vec{\Omega}_{n_1} + \frac{1}{2}\{I_M\}\vec{\Omega}_M^2 + \frac{1}{2}\{I_{m_1}\}\vec{\Omega}_{m_1}^2 + \frac{1}{2}\{I_{m_{11}}\}\{\vec{\Omega}_{m_{11}}\}^2. \quad (171)$$

სადაც  $\vec{V}^{(0)}$ ,  $\vec{V}_M^{(0)}$ ,  $\vec{V}_{m_1}^{(0)}$ ,  $\vec{V}_{m_{11}}^{(0)}$  – შესაბამისი მასათა ცენტრების აბსოლუტურ სიჩქარეთა ვექტორ-სვეტები;  $\vec{\Omega}_{n_1}$ ,  $\vec{\Omega}_M$ ,  $\vec{\Omega}_{m_1}$  და  $\vec{\Omega}_{m_{11}}$  – კუთხური სიჩქარეების ვექტორ-სვეტები კოორდინატთა მოძრავ სვეტებში;  $\{I_M\}$ ,  $\{I_{m_1}\}$  და  $\{I_{m_{11}}\}$  – ინერციის მომენტების მატრიცები;  $\{I_{n_1}\}$  – საყრდენი ფილის ინერციის მომენტი ოპერატორის მასასთან ერთად [122, 123].

ვექტორები  $\vec{V}_{m_0}^{(0)}$ ,  $\vec{V}_M^{(0)}$ ,  $\vec{V}_{m_1}^{(0)}$  და  $\vec{V}_{m_{11}}^{(0)}$  განისაზღვრებიან შესაბამისი მასების კოორდინატთა აბსოლუტურ სისტემაში მდებარეობათა

განმსაზღვრელი რადიუს-ვექტორების  $\vec{r}_{mo}^{(0)}$ ,  $\vec{r}_M^{(0)}$ ,  $\vec{r}_{m_1}^{(0)}$  და  $\vec{r}_{m_{11}}^{(0)}$  დროში დიფერენცირებით.

ამ რადიუს-ვექტორების გამოსახულებათა განსაზღვრისათვის ვხელმძღვანელობთ ნაშრომში [117] წარმოდგენილი მეთოდიკით, რომლის შესაბამისად უძრავ და მოძრავ კოორდინატთა შორის საჭიროა განვალაგოთ დამატებითი კოორდინატთა სისტემები  $xyz$ ,  $x_1y_1z_1$  და  $x_2y_2z_2$ . კოორდინატთა ერთ მოძრავ კუთხურ გადასვლებს უძრავ და მოძრავ კოორდინატთა შორის:

$$\vec{r}_{mo}^{(0)} = (x_{mo}, y_{mo}, z_{mo})^T; \quad (172)$$

$$\vec{r}_M^{(0)} = A + T_{32}T_{21}T_1\vec{r}_M; \quad (173)$$

$$\vec{r}_{m_1}^{(0)} = A + T_{32}T_{21}T_1(\vec{r}_{k1} + A_{km1}); \quad (174)$$

$$\vec{r}_{m_{11}}^{(0)} = A + T_{32}T_{21}T_1(\vec{r}_{k11} + A_{km11}), \quad (175)$$

სადაც  $A$  – გადატანის მატრიცა;

$T_{32}, T_{21}, T_{10}$  – შესაბამისად მოძრავი  $\varepsilon\eta\xi$  სისტემიდან დამატებითში და  $xyz$  ნულოვან სისტემებში მობრუნების მატრიცები:

$$T_{32} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$T_{21} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix};$$

$$T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix},$$

$A_{km1}, A_{km11}$  – მოძრავი  $\varepsilon_{m1}\eta_{m1}\xi_{m1}$  და  $\varepsilon_{m11}\eta_{m11}\xi_{m11}$  სისტემები და კოორდინატთა სისტემაში  $\varepsilon\eta\xi$  გადატანის მატრიცები;

$\vec{r}_{k1}$  და  $\vec{r}_{k2}$  –  $K_1$  და  $K_2$  წერტილების კოორდინატების მოძრავ სისტემაში  $\varepsilon\eta\xi$  განმსაზღვრელი რადიუს-ვექტორები;

$$A_{km1} = \begin{bmatrix} x_{m1} \\ y_{m1} \\ h_{m1} + z_{m1} \end{bmatrix};$$

$$A_{km11} = \begin{bmatrix} x_{m11} \\ y_{m11} \\ h_{m1} + z_{m11} \end{bmatrix};$$

$x_{m1}, y_{m1}, z_{m1}$  და  $x_{m11}, y_{m11}, z_{m11}$  – შესაბამისად ჩამქრობების მასათა ცენტრების წრფივი დრეკადი გადაადგილებების კოორდინატები მათი საწყისი მდებარეობების მიმართ სისტემებში  $\varepsilon_{m1}\eta_{m1}\xi_{m1}$  და  $\varepsilon_{m11}\eta_{m11}\xi_{m11}$ .

$$\vec{r}_{k1} = [\varepsilon_{k1}, 0, 0]^T;$$

$$\vec{r}_{k11} = [\varepsilon_{k2}, 0, 0]^T;$$

$\varepsilon_{k1}$  და  $\varepsilon_{k2} - K_1$  და  $K_2$  წერტილების კოორდინატები  $\varepsilon\eta\xi$  სისტემაში.

კუთხურ სიჩქარეთა ვექტორები  $\vec{\Omega}_n$ ,  $\vec{\Omega}_M$ ,  $\vec{\Omega}_{m1}$  და  $\vec{\Omega}_{m11}$  განისაზღვრებიან გამოსახულებებით

$$\vec{\Omega}_n = [\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}]^T = \vec{\Omega}_m; \quad (176)$$

$$\vec{\Omega}_{m1} = [\dot{\alpha} + \dot{\alpha}_{m1}, \dot{\beta} + \dot{\beta}_{m1}, \dot{\gamma} + \dot{\gamma}_{m1}]^T; \quad (177)$$

$$\vec{\Omega}_{m11} = [\dot{\alpha} + \dot{\alpha}_{m11}, \dot{\beta} + \dot{\beta}_{m11}, \dot{\gamma} + \dot{\gamma}_{m11}]^T, \quad (178)$$

სადაც  $\alpha_{m1}, \alpha_{m11}, \beta_{m1}, \beta_{m11}, \gamma_{m1}, \gamma_{m11}$  – დრეკადი კუთხური მოძრაობები კოორდინატთა სისტემებში  $\varepsilon_{m1}\eta_{m1}\xi_{m1}$  და  $\varepsilon_{m11}\eta_{m11}\xi_{m11}$ .

საკვლევი სისტემის პოტენციური ენერგია განისაზღვრება დამოკიდებულებით

$$\Pi = \Pi_n + \Pi_{m1} + \Pi_{m11},$$

სადაც  $\Pi_n$  – ძირითადი დრეკადი ელემენტების პოტენციური ენერგია, განსაზღვრული რხევების დინამიკური ჩამქრობების დრეკადი ელემენტებით:

$$\Pi_n = \frac{1}{2} \sum_i (C_{xi} \Delta x_i^2 + C_{yi} \Delta y_i^2 + C_{zi} \Delta z_i^2); \quad (179)$$

$$\Pi_{m1} = \frac{1}{2} [(C_{mx} x_{m1}^2 + C_{my} y_{m1}^2 + C_{mz} z_{m1}^2) + (C_{m\alpha} \alpha_{m1}^2 + C_{m1\beta} \beta_{m1}^2 + C_{m1\gamma} \gamma_{m1}^2)]; \quad (180)$$

$$\Pi_{m11} = \frac{1}{2} [(C_{mx} x_{m11}^2 + C_{my} y_{m11}^2 + C_{mz} z_{m11}^2) + (C_{m11\alpha} \alpha_{m11}^2 + C_{m11\beta} \beta_{m11}^2 + C_{m11\gamma} \gamma_{m11}^2)], \quad (181)$$

$i$  – საყრდენი ფილის საყრდენ ზედაპირთან [117] დამაკავშირებელი დრეკადი ელემენტების რიგითი ნომრები;  $\Delta x_i, \Delta y_i$  და  $\Delta z_i$  – დრეკადი

ელემენტების მიმდინარე დეფორმაციები;  $C_x, C_y, C_z$  და  $C_\alpha, C_\beta, C_\gamma$  – ხაზობრივი და კუთხური სიხისტის კოეფიციენტები.

მიმდინარე დეფორმაციები  $i$ -ური ელემენტისა, რომლებიც აკავშირებენ საყრდენ ფილას საყრდენ ზედაპირთან, გაშლილი ფორმით განისაზღვრება ასე [117]

$$\begin{cases} \Delta x_i = r_{Bxi}^{(0)} - r_{oxi} ; \\ \Delta y_i = r_{Byi}^{(0)} - r_{oyi} ; \\ \Delta z_i = r_{Bzi}^{(0)} - r_{ozi} , \end{cases} \quad (182)$$

სადაც  $r_{Bxi}^{(0)}, r_{Byi}^{(0)}, r_{Bzi}^{(0)}$  და  $r_{oxi}, r_{oyi}, r_{ozi}$  .

საყრდენი ფილის საყრდენ ზედაპირებთან შესახსრების დრეკადი ელემენტების საყრდენი  $r_{Bi}^{(0)}$  და  $r_{Boi}^{(0)}$  წერტილების  $B_i$  და  $B_{oi}$  რადიუს-ვექტორების კომპონენტები:

$$r_{Bi}^{(0)} = A + T_{32}T_{21}T_1\vec{r}_{Bi} ; \quad (183)$$

$r_{Bi} - B_i$  წერტილის მოძრავ სისტემაში  $\varepsilon\eta\xi$  განმსაზღვრელი ვექტორ-სვეტი:

$$\vec{r}_{Bi} = [\varepsilon_{Bi}, \eta_{Bi}, \xi_{Bi}]^T ; \quad (184)$$

$$\vec{r}_{Boi} = [x_{Boi}, y_{Boi}, \xi_{Boi}]^T . \quad (185)$$

ლაგრანჟის II რიგის განტოლების გამოყენებით შესაძლოა განტოლებათა არაწრფივი სისტემის ჩაწერა

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0, \\ i = 1, 2, 3 \dots \end{aligned} \quad (186)$$

სადაც  $L = T - \Pi$  ,

$$q_1 = x, \quad q_2 = y, \quad q_3 = z, \quad q_4 = \alpha, \quad q_5 = \beta, \quad q_6 = \gamma ,$$

$$q_7 = x_{m1}, \quad q_8 = y_{m1}, \quad q_9 = z_{m1},$$

$$q_{10} = x_{m11}, \quad q_{11} = y_{m11}, \quad q_{12} = z_{m11},$$

$$q_{13} = \alpha_{m1}, \quad q_{14} = \beta_{m1}, \quad q_{15} = \gamma_{m1},$$

$$q_{16} = \alpha_{m11}, \quad q_{17} = \beta_{m11}, \quad q_{18} = \gamma_{m11} .$$

T და  $\Pi$  გამოსახულებათა ანალიზი გვიჩვენებს, რომ განტოლებათა სისტემა (186) არის არაწრფივი, რაც განისაზღვრება  $\vec{r}_{mio}^{(0)}, \vec{r}_M^{(0)}, \vec{r}_{m1}^{(0)}, \vec{r}_{m11}^{(0)}$  და  $\vec{r}_{Bi}^{(0)}$

ვექტორ–სვეტების ურთიერთკავშირით განზოგადოებულ კოორდინატებთან და ინერციის ცენტრიდანული მომენტების ინერციის  $\{I_{m1}\}$  ტენზორში განპირობებული არაწრფივი კანონზომიერებებით.

გაწრფივების ცნობილი მეთოდების განხორციელებით შეგვიძლია მივიღოთ გაწრფივებული განტოლებათა სისტემა. ამ მიზნისათვის შეგვიძლია ნაშრომში [124] მოყვანილი დამოკიდებულებების გამოყენება, რომელთა მიხედვით  $\vec{r}_M^{(0)}$ ,  $\vec{r}_{m1}^{(0)}$  და  $\vec{r}_{m11}^{(0)}$  ვექტორების კომპონენტები შესაძლოა გამოვსახოთ შემდეგი კანონზომიერებებით:

$$r_{mx}^{(0)} = x - \gamma\eta_m + \varepsilon_m;$$

$$r_{my}^{(0)} = y + \gamma\varepsilon_m;$$

$$r_{mz}^{(0)} = z + \alpha\eta_m - \beta\varepsilon_m;$$

$$r_{m1x}^{(0)} = x + \beta h_{m1} + \varepsilon_{m1} + x_{m1};$$

$$r_{m1y}^{(0)} = y + \gamma\varepsilon_{m1} - \alpha h_{m1} + y_{m1};$$

$$r_{m1z}^{(0)} = z - \beta\varepsilon_{m1} + h_{m1} + z_{m1};$$

$$r_{m11x}^{(0)} = x + \beta h_{m11} + \varepsilon_{m11} + x_{m11};$$

$$r_{m11y}^{(0)} = y + \gamma\varepsilon_{m11} + \alpha h_{m11} + y_{m11};$$

$$r_{m11z}^{(0)} = z - \beta\varepsilon_{m11} + h_{m11} + z_{m11},$$

და  $\Delta x_i, \Delta y_i$  და  $\Delta z_i$  გამოსახულებები იღებენ სახეს:

$$\Delta x_i = x + \beta h_i - \gamma\eta_i - x_{oi};$$

$$\Delta y_i = y + \gamma\varepsilon_i - \alpha h_i - y_{oi};$$

$$\Delta z_i = z + \alpha\eta_i - \beta\varepsilon_i - z_{oi},$$

სადაც  $i$ -დრეკადი ელემენტების რიგითი ნომრები (განხილვადი შემთხვევისათვის  $i = 1, 2, \dots, 4$ );

$x_{oi}, y_{oi}, z_{oi}$  – საყრდენი სიბრტყის წერტილების მოძრაობათა მიმდინარე კოორდინატები.

განტოლებათა გაწრფივებული სისტემა მატრიცული ფორმით მიიღებს სახეს



$$M\{\ddot{q}\} + C\{\dot{q}\} = \{Q\},$$

სადაც  $M$  и და  $K$ –ინერციული მატრიცა და სიხისტის მატრიცა;  $\{Q\}$  – განზოგადოებულ  $\{q\}$  კოორდინატების შესაბამისი განზოგადოებული ძალები. დისიპაციური ფუნქციების გათვალისწინებით განტოლებებში (189) მივიღებთ სისტემას

$$M\{\ddot{q}\} + K\{\dot{q}\} + C\{q\} = \{Q\}, \quad (187)$$

სადაც  $K$ –ბლანტი დემპფირების მატრიცა.

დიფერენცირების  $s = \frac{d}{dt}$  ოპერატორის დახმარებით განტოლებათა

სისტემა მიიღებს სახეს

$$L(s)\{q\} = \{Q\}. \quad (188)$$

განტოლება (188)–ის საფუძველზე ვწერთ

$$\{q\} = L^{-1}\{s\}\{Q\},$$

სადაც  $L^{-1}\{s\}$  – უკუმატრიცა და  $q$  – ვიბრაციულ მოძრაობათა კოორდინატები.

შეგვიძლია აღვნიშნოთ, რომ მოყვანილ ვიბროდამცავ სისტემასთან მიმართებაში ჩატარებული გამოკვლევების შედეგად აგებული იქნა საანგარიშო სქემა, შერჩეული იქნა უძრავი და მოძრავი კოორდინატთა სისტემები, გამოვლენილი იქნა სივრცითი მოძრაობების შემცველი სისტემის დიფერენციალურ განტოლებებზე გადასვლისათვის პოტენციური და კინეტიკური ენერგიების განმსაზღვრელი კანონზომიერებები; ჩაწერილი იქნა ვიბრაციულ მოძრაობათა დინამიკის განტოლებათა სისტემა, შემოთავაზებულია გაწრფივებულ მოდელებზე გადასვლის და ოპერატორის მიერ ათვისებულ ვიბრაციულ მოძრაობათა ანალიზის მეთოდები.

## 2.8. შემუშავებული მოწყობილობების მათემატიკური მოდელირება და ანალიზი

ვიხილავთ სისტემას, რომლის სქემაც მოყვანილია ნახ. 24. ეს ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობა ზოგადი მიდგომით შედგება სამი შეყურსული  $m_{01}$ ,  $m'_0$  და  $m_1$  მასებისაგან, სადაც

$m_{01}$  – რგოლი 3–ის მასა;

$m'_0$  – რგოლი 1–ის მასა;

$m_1$  – ჩამხშობი მასა (რგოლი 2).

განხილვაში შემოგვაქვს განზოგადოებული კოორდინატები:  $z_{01}$  – მასა  $m_{01}$  –ის გადაადგილება;  $z_0 - m'_0$  მასის გადაადგილება და  $z_1 - m_1$  მასის გადაადგილება.

განსახილველი სამმასიანი სისტემის დინამიკა ჩაიწერება ასე

$$\begin{aligned} m_{01}\ddot{z}_{01} + h_0(\dot{z}_{01} - \dot{z}_0) + h_0^0(\dot{z}_{01} - \dot{z}_{00}) + c_0^0(z_{01} - z_{00}) + c_2(z_{01} - z_0) &= 0; \\ m'_0\ddot{z}_0 + h_0(\dot{z}_0 - \dot{z}_{01}) + h_1(\dot{z}_0 - \dot{z}_1) + c_0(z_0 - z_{01}) + c_1(z_0 - z_1) &= 0; \\ m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_0) + c_1^0(z_1 - z_{00}) &= 0, \end{aligned} \quad (189)$$

სადაც  $c_0^0$ ,  $c_0$ ,  $c_1$  და  $c_1^0$  – შესაბამისად რგოლების 7, 4, 9, 5 სიხისტის კოეფიციენტების აპროქსიმაციური მნიშვნელობები;

$h_0^0$ ,  $h_0$ ,  $h_1$  და  $h_1^0$  – ამავე რგოლების ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტები მაპროქსიმირებული კოეფიციენტები.

განზოგადოებული კოორდინატები  $z_{01}$ ,  $z_0$  და  $z_1$  ხასიათდებიან შესაბამისად საწყისი მნიშვნელობებით  $z_{01H}$ ,  $z_{0H}$  და  $z_{1H}$ .

ზემოთმოყვანილი განტოლებათა სისტემა აღწერს სისტემის მოძრაობებს  $x_{01}(t) - z_{00}(t) > \Delta_0$  გადაადგილებათა არეში. ყველა  $x_{01}(t) - z_{00}(t) \leq \Delta_0$  შემთხვევებში განხილვადი მოწყობილობა აღიწერება განტოლებათა სისტემით:

$$\begin{aligned} m'_0\ddot{z}_0 + h_1(\dot{z}_0 - \dot{z}_1) + h_1(\dot{z}_0 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_0 - z_1) + c_0(z_0 - z_{0*1}^*) &= 0; \quad (190) \\ m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_0) + c_1^0(z_1 - z_{00}) &= 0; \end{aligned}$$

სადაც  $z_{0*1} = z_{00} + \Delta z_0$ ;

$\Delta z_0$  – ფილის და ბურტი 6–ის საერთო სისქე. როდესაც ფილაზე დგება ოპერატორი სისტემის დინამიკა აღიწერება განტოლებათა სისტემით (190), რომლებშიც  $m'_0$  შეიცვლება  $M$ -ით, სადაც  $M = M_0 + m'_0$ ,  $M_0$  – ოპერატორის მასა.

აღწეროთ განტოლებათა სისტემა ისეთი ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობასთან მიმართებაში, რომელშიც საქმე გვაქვს  $C_0$  დრეკადი ელემენტების წინასწარ შეკუმშვასთან.

ამ შემთხვევაში პირველ რიგში დრეკადი ელემენტის არაწრფივ მახასიათებელთან დაკავშირებით საქმე გვექნება დრეკადი ელემენტის  $C_0$  სიხისტის ახალ აპროქსიმაციულ მნიშვნელობასთან.

მეორეს მხრივ განტოლებათა სისტემის აღწერისას განხილვაში უნდა იქნას შემოტანილი ახალი პირობები:  $z_0 - z_{01} < \Delta_{C_0}$  და  $z_0 - z_{01} \geq \Delta_{C_0}$ , სადაც  $\Delta_{C_0}$  – დრეკადი ელემენტის წინასწარი შეკუმშვის სიდიდეა.

პირველ შემთხვევაში უკანასკნელი პირობებიდან საკვლევი სისტემის დინამიკა აღიწერება განტოლებათა სისტემებით (189) და (190).

მეორე  $z_0 - z_{01} \geq \Delta_{C_0}$  პირობასთან დაკავშირებით საქმე გვექნება განტოლებათა სისტემებთან:

$$\begin{aligned} & (m'_0 - m_{01})\ddot{z}_{0*} + h_1(\dot{z}_{0*} - \dot{z}_1) + h_0^0(\dot{z}_{0*} - \dot{z}_{00}) + \\ & + c_0^0(z_{01} - z_{00}) + c_1(z_{0*} - z_1) = 0; \\ & m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_{0*}) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_{0*}) + c_1^2(z_1 - z_{00}) = 0; \end{aligned} \quad (191)$$

და

$$\begin{aligned} & m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_{0*1}) + c_1^0(z_1 - z_{00}) = 0; \\ & m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_{0*}) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_{0*}) + c_1^2(z_1 - z_{00}) = 0, \end{aligned} \quad (192)$$

სადაც  $l_\phi$  – შემზღვეველი 8 ტროსების სიგრძეა;

$$z_{0*}^* = z_{00} + \Delta z_0 + l_\phi;$$

$\Delta z_0$  – ფილა 3–ის სისქე პლუს ბურტი 6–ის სიმაღლე.

ან

$$(m'_0 - m_{01})\ddot{z}_{01} + h_1^0(\dot{z}_{01} - \dot{z}_{00}) + h_1(\dot{z}_{01} - \dot{z}_1) + c_1(z_{0*} - z_1) = 0; \quad (193)$$

$$m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_{01}) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_{0*}) + c_1^0(z_1 - z_{00}) = 0; \quad (194)$$

და

$$m_1\ddot{z}_1 + (h_1 + h_1^0)(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_{0*1}) + c_1^0(z_1 - z_{00}) = 0. \quad (195)$$

ყოველივე ზემოაღნიშნულის გათვალისწინებით, მთლიან განტოლებათა სისტემას ყველა განხილული გადასვლის გათვალისწინებით ექნება სახე:

$$\begin{aligned} & \text{როდესაც } z_{01} - z_{00} > \Delta_0 \text{ და } z_0 - z_{01} < \Delta_{C_0}, \\ & m_{01}\ddot{z}_{01} + h_0(\dot{z}_{01} - \dot{z}_0) + h_0^0(\dot{z}_{01} - \dot{z}_{00}) + c_0^0(z_{01} - z_{00}) + c_0(z_{01} - z_0) = 0; \\ & M\ddot{z} + h_0(\dot{z}_0 - \dot{z}_{01}) + h_1(\dot{z}_0 - \dot{z}_1) + c_0(z_0 - z_{01}) + c_1(z_0 - z_1) = 0; \quad (196) \\ & m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_0) + c_1^0(z_1 - z_{00}) = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{როდესაც } z_{01} - z_{00} \leq \Delta_0 \text{ და } z_0 - z_{01} < \Delta_{C_0}, \\ & M\ddot{z}_1 + h_0(\dot{z}_0 - \dot{z}_{00}) + h_1(\dot{z}_0 - \dot{z}_1) + c_1(z_0 - z_1) + c_0(z_0 - z_{0*1}) = 0; \quad (197) \\ & m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_0) + c_1^0(z_1 - z_{00}) = 0; \\ & z_{0*1} = z_{00} + \Delta z_0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{როდესაც } z_{01} - z_{00} > \Delta_0 \text{ და } z_0 - z_{01} \geq \Delta_{C_0}, \\ & (M + m_{01})\ddot{z}_{01} + h_1(\dot{z}_{01} - \dot{z}_1) + h_0^0(\dot{z}_{01} - \dot{z}_{00}) + c_1(z_{0*} - z_1) + c_0^0(z_{01} - z_{00}) = 0; \\ & m_1\ddot{z}_1 + h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_{01}) + h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_{0*}) + c_1^0(z_1 - z_{00}) = 0; \quad (198) \\ & z_{0*} = z_{01} + l_\phi; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{როდესაც } z_{01} - z_{00} \leq \Delta_0 \text{ და } z_0 - z_{01} \geq \Delta_{C_0}, \\ & m_1\ddot{z}_1 + (h_1 + h_1^0)(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00}) + c_1(z_1 - z_{0*1}^*) + c_1^0(z_1 - z_{00}) = 0; \quad (199) \\ & z_{0*1}^* = z_{00}(t) + \Delta z_0 + l_\phi, \end{aligned}$$

სადაც  $M = M_0 + m_0'$ ,  $M_0$  – ოპერატორის მასა.

ჩავწეროთ განტოლებები ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობისათვის, რომელიც აგებულია რხევების „სუფთა“ დინამიკური ჩაქრობის სქემით.

უკანასკნელ სისტემებში მასა  $m_1$ –თან დაკავშირებულ დიფერენციალურ განტოლებებში წევრები  $h_1^0(\dot{z}_1 - \dot{z}_{00})$  და  $c_1^0(z_1 - z_{00})$  უნდა გაუტოლოთ ნულს. ამ შემთხვევაში  $c_1$  და  $h_1$  ელემენტის 5 მახასიათებლებია (თუ ელემენტი 9 გამორიცხულია) ან და ელემენტების 5 და 3 ჯამური მახასიათებლებია (თუ ელემენტი 9 არსებობს).

განხილვადი სისტემის დინამიკა კოორდინატა ნაზრდებში ნულოვანი საწყისი პირობების გათვალისწინებით შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით

$$M\Delta\ddot{z}_0 + (h_0 + h_1)\Delta\dot{z} + (c_0 + c_1)\Delta z_0 = h\Delta\dot{z}_1 + c_1\Delta z_1 + c_0\Delta z_{00} + h_0\Delta\dot{z}_{00}; \quad (200)$$

$$m_1\Delta\ddot{z}_1 + (h_1^0 + h_1)\Delta\dot{z}_1 + (c_1^0 + c_1)\Delta z_1 = h_1\Delta\dot{z}_0 + c_1\Delta z_0 + c_1^0\Delta z_{00} + h_1^0\Delta\dot{z}_{00}. \quad (201)$$

აქ შემავალ ზემოქმედებების ფუნქციებს წარმოადგენენ:

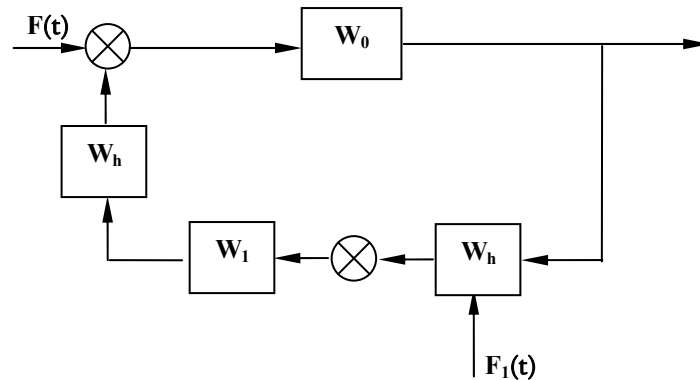
$$F(t) = c_0 z_{0*1}(t) + h_0 \dot{z}_{00}(t) \stackrel{\bullet}{=} W_{hF} \cdot z_{00}(s) \quad (202)$$

და

$$F_1(t) = c_1^0 z_{00}(t) + h_1^0 \dot{z}_{00}(t) \stackrel{\bullet}{=} W_{hF_1} \cdot z_{00}(s). \quad (203)$$

ამ განტოლებათა თანახმად სისტემის დინამიკური სტრუქტურული მოყვანილია ნახ. 27.

ამ ნახაზზე გადამცემი  $W$  ფუნქციების თანახმად მოყვანილია შემდეგი აღნიშვნები:



ნახ. 27. სისტემის დინამიკური სტრუქტურული სქემა

$$W_0(s) = \frac{1}{Ms^2 + (h_0 + h_1)s + c_0 + c_1}; \quad (204)$$

$$W_1(s) = \frac{1}{m s^2 + (h_0 + h_1)s + c_0 + c_1}; \quad (205)$$

$$W_h(s) = h_1 s + c_1; \quad (206)$$

$$\begin{aligned}
W_{\Sigma F}(s) &= \frac{W_0}{1 - W_h^2 W_1 W_0} = \\
&= \frac{W_0(s)}{1 - (h_1 s + c_1)^2 \frac{1}{[m_1 s^2 + (h_1^0 + h_1)s + c_1^0 + c_1][Ms^2 + (h_0 + h_1)s + c_0 + c_1]}} = \\
&= \frac{m_1 s^2 + (h_1^0 + h_1)s + c_1^0 + c_1}{[m_1 s^2 + (h_1^0 + h_1)s + c_1^0 + c_1][Ms^2 + (h_0 + h_1)s + c_0 + c_1] - (h_1 s + c_1)^2}. \quad (207)
\end{aligned}$$

მიღებული გამოსახულების მნიშვნელი შეიძლება ჩაიწეროს ასე:

$$\begin{aligned}
&m_1 Ms^4 + [(h_1^0 + h_1)M + m_1(h_0 + h_1)]s^3 + [M(c_1^0 + c_1) + \\
&+ (h_1^0 + h_1)(h_0 + h_1)m_1(c_0 + c_1) - h_1^2]s^2 + \\
&+ [c_1^0 + c_1)(h_0 + h_1) + (h_1^0 + h_1)(c_0 + c_1) - 2h_1 c_1]s + \\
&+ [c_1^0 + c_1)(c_0 + c_1) - c_1^2] = a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 = \Delta(s), \quad (208)
\end{aligned}$$

სადაც

$$a_4 = m_1 M ; \quad (209)$$

$$a_3 = M(h_1^0 + h_1) + m_1(h_0 + h_1); \quad (210)$$

$$a_2 = M(c_1^0 + c_1) + (h_1^0 + h_1)(h_0 + h_1) + m_1(c_0 + c_1) - h_1^2; \quad (211)$$

$$a_0 = (c_1^0 + c_1)(c_0 + c_1) - c_1^2 = c_1^0(c_0 + c_1) + c_1 c_0; \quad (212)$$

$$a_1 = (c_1^0 + c_1)(h_0 + h_1) + (c_0 + c_1)(h_1^0 + h_1) - 2h_1 c_1. \quad (213)$$

ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი ჩაიწერება ასე:

$$\begin{aligned}
W(w) &= \left| \frac{-m_1 w^2 + (h_1^0 + h_1)jw + (c_1^0 + c_1)}{a_4 w^4 - a_3(jw^3) - a_2 w^2 + a_1 jw + a_0} \right| = \\
&= \sqrt{\frac{[-m_1 w^2 + (c_1^0 + c_1)]^2 + (h_1^0 + h_1)^2}{[a_4 w^4 - a_2 w^2 + a_0]^2 + [-a_3 w^3 + a_1 w]^2}}. \quad (214)
\end{aligned}$$

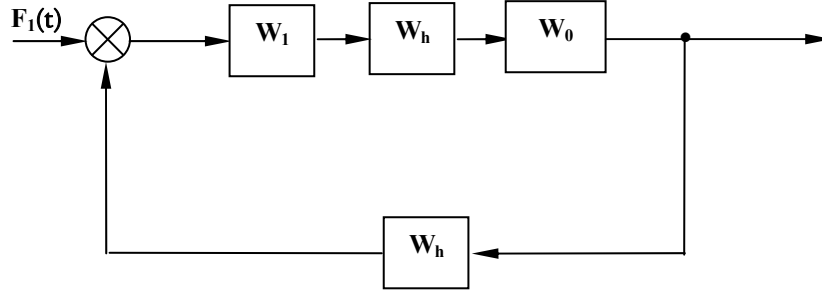
ნახ. 28 მოყვანილი დინამიკური სტრუქტურული სქემა  $F_1(t)$

ზემოქმედებასთან მიმართებაში.

გადამცემი ფუნქცია ასეთი ზემოქმედების მიმართ მიიღებს სახეს:

$$W_{\Sigma F} = \frac{W_1 W_h W_0}{1 - W_h^2 W_1 W_0} = \frac{h_1 s + c_1}{\Delta(s)}. \quad (215)$$

ამპლიტუდური სიხშირული მახასიათებელი გამოისახება ასე:



ნახ. 28. სისტემის სტრუქტურული სქემა  $F_1(t)$  ზემოქმედების მიმართ

$$W(w)_{F_1} = \sqrt{\frac{c_1^2 + h_1^2}{[a_4 w^4 - a_2 w^2 + a_0]^2 + [-a_3 w^3 + a_1 w]^2}}. \quad (216)$$

წარმოდგენილის თანახმად დასაცავი მასის კოორდინატი ლაპლასის გარდაქმნებში განისაზღვრება ასე

$$\Delta z_0(s) = W_{\Sigma F}(s)F(s) + W_{\Sigma F_1}(s)F_1(s), \quad (217)$$

სადაც

$$F(s) = W_{hF}(s) \cdot z_{00}(s); \quad (218)$$

$$F_1(s) = W_{hF_1}(s) \cdot z_{00}(s); \quad (219)$$

აწ

$$\Delta z_0(s) = [W_{\Sigma F}(s) \cdot W_{hF}(s) + W_{\Sigma F_1}(s) \cdot W_{hF_1}(s)] \cdot \Delta z_{00}(s); \quad (220)$$

$$W_{\Sigma F_1}(s) \cdot W_{hF_1}(s) = \frac{h_1 h_1^2 s^2 + (h_1 c_1^0 + h_1^0 c_1) s + c_1 c_1^0}{\Delta(s)}; \quad (221)$$

$$\begin{aligned} W_{\Sigma F}(s) \cdot W_{hF}(s) &= \frac{[m_1 s^2 + (h_1 + h_1^0) s + (c_1^0 + c_1)] \cdot (h_0 s + c_0)}{\Delta(s)} = \\ &= (m_1 h_0 s^3 + [m_1 c_0 + (h_1 + h_1^0) h_0] s^2 + [(c_1^0 + c_1) h_0 + (h_1^0 + h_1) c_0] s + \\ &+ c_0 (c_1^0 + c_1)) (\Delta(s))^{-1}. \end{aligned} \quad (222)$$

უკანასკნელად:

$$\begin{aligned} \frac{z_0(s)}{z_{00}(s)} &= W_{\Sigma}(s) = \\ &= \frac{m_1 h_0 s^3 + [m_1 c_0 + (h_1 + h_1^0) h_0 + h_1 h_1^0] s^2 + [(c_1^0 + c_1) h_0 + c_0 (c_1^0 + c_1)] s + c_0 (c_1^0 + c_1)}{\Delta s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{+(h_1^0 + h_1)c_1 + (h_1c_1^0 + h_1^0c_1)]s + [c_0(c_1^0 + c_1) + c_1c_1^0]}{\Delta(s)} = \\ & = \frac{b_3s^3 + b_2s^2 + b_1s + b_0}{\Delta(s)}, \end{aligned} \quad (223)$$

სადაც

$$b_3 = m_1h_0; \quad (224)$$

$$b_2 = m_1c_0 + (h_1^0 + h_1)h_0 + h_1h_1^0; \quad (225)$$

$$b_1 = (c_1^0 + c_1)h_0 + (h_1^0 + h_1)c_0 + (h_1c_1^0 + h_1c_1); \quad (226)$$

$$b_0 = (c_1^0 + c_1)c_0 + c_1^0c_1.$$

ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლის  $W_\Sigma(jw)$  მოდული განისაზღვრება ასე

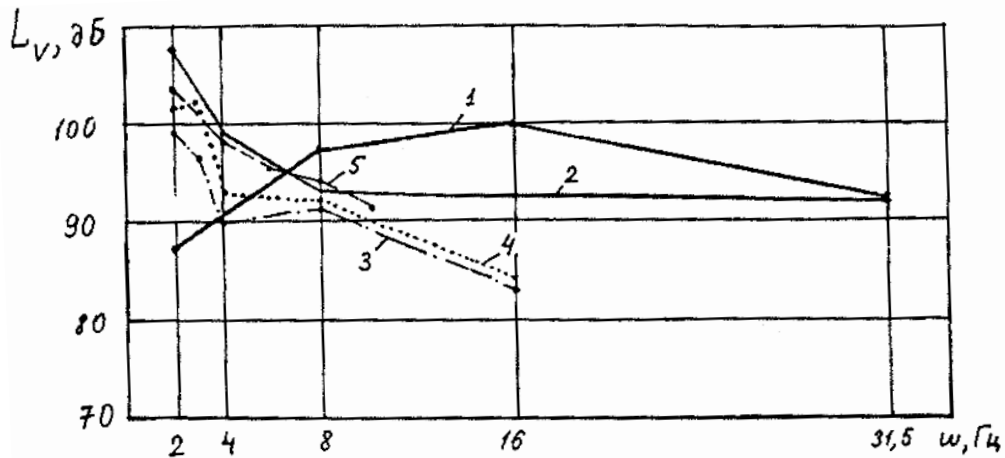
$$\begin{aligned} |W_\Sigma(jw)| = W_\Sigma(w) &= \frac{|Q_\Sigma(jw)|}{|P_\Sigma(jw)|} = \\ &= \frac{\sqrt{[b_0 - b_2w^2]^2 + [b_1w - b_3w^3]^2}}{\sqrt{[a_4w^4 - a_2w^2 + a_0]^2 + [a_1w - a_3w^3]^2}}. \end{aligned} \quad (227)$$

გაშლილი სახით გვექნება

$$\begin{aligned} |Q_\Sigma(jw)| &= \\ &= \frac{\sqrt{\{ -[m_1c_0 + (h_1^0 + h_1)h_0 + h_1h_1^0]w^2 + [(c_1^0 + c_1)c_0 + c_1c_1^0] \}^2 + \\ & \quad + (c_1^0 + c_1)h_0w + (h_1^0 + h_1)c_1w + (h_1c_1^0 + h_1^0c_1)w - m_1h_0w^3}}{|P_\Sigma(jw)|}. \end{aligned} \quad (228)$$

მიღებული გამოსახულებების პრაქტიკული აპრობაციისათვის ჩატარებული იქნა საანგარიშო გამოკვლევები, რომელთა შედეგები მოყვანილია ნახ. 29 [117]. ნახაზზე მრუდით 1 მოცემულია გარე ვიბრაციული ზემოქმედებები. მრუდები 3 და 4 კი ასახავენ გაანგარიშებულ ვიბროსიჩქარებს [117]. მრუდით 2 გამოსახული ვიბროსიჩქარეთა ზღვრული დასაშვები ნორმები.





ნახ. 29. ვიბრაციული ზემოქმედებების მრუდები

## 2.9. აქტიური ვიბროდამცავი მოწყობილობის შემუშავების შესახებ

როგორც ნებისმიერი მოთვალთვალე სისტემები, აქტიური ვიბროდამცავი სისტემები ითხოვენ ფუნქციონირებისათვის ენერჯის მიწოდებას. ეს თავისებურება განმარტავს, რატომ მსგავს სისტემებს უწოდებენ აქტიურს. ამის გარდა, სისტემის აქტიურობა დაკავშირებულია, ასევე ვიბროდაცვის ობიექტის იძულებით გადაადგილებაზე მოვიბრირე სადგართან მიმართებაში, ინფორმაციისა და მართვის სიგნალების საფუძველზე, რომლებიც მას მიეწოდება შესაბამისი გადამწოდებიდან.

მიუხედავად შედარებითი სირთულისა და უფრო მაღალ ღირებულებისა პასიურ სისტემებთან შედარებით, ვიბროდაცვის აქტიურ სისტემებს გააჩნიათ რიგი უპირატესობები. აქტიური სისტემების მეტად მნიშვნელოვან უპირატესობებს პასიურთან შედარებით მიეკუთვნებიან: ოპერატორების დაცვის შესაძლებლობა დაბალსიხშირიანი ამგზნები ზემოქმედებისას; მაღალი სტატიკუტი და დინამიკური სიხისტე, რის გამოც ეს სისტემები პრაქტიკულად არამგრძნობიარეა ვიბროდაცვის ობიექტის წონასთან და დატვირთვებთან, რომლებიც მოქმედებენ ვიბროდაცვითი სისტემების ჩარჩოებზე; ვიბროდაცვითი თვისების განმსაზღვრელი

მახასიათებლების უმნიშვნელო დამოკიდებულება ვიბროდაცვის ობიექტის მასაზე.

აქტიურ ვიბროდამცავ სისტემებს იყენებენ ჩარხმშენებლობაში ჩარხების ვიბროიზოლაციასათვის, რაკეტების მშენებლობაში, სასტარტო მოედნების ვიბროიზოლაციისას, ავიაციაში – მფრინავის სკამის დასაცავად გადატვირთვის დროს [34, 35], გემთმშენებლობაში [27] და სხვა სისტემებში მკაცრი მოთხოვნებით ვიბრაციებზე.

ზოგად შემთხვევაში, ასეთი სისტემების მართვა შეიძლება რეალიზებული იყოს აგზნების კომპენსაციისა და რეგულირებადი სიდიდის გადახრის კომპენსაციის პრინციპზე ან კიდევ ორივე მეთოდის კომბინაციაზე.

აქტიური ვიბროდამცავი სისტემების სქემები იყოფა ელექტროჰიდრაულიკურ, ელექტროდინამიკურ, ჰიდრომექანიკურ და პნევმომექანიკურებად.

ელექტროჰიდრაულიკური სისტემების ძირითად ელემენტებს წარმოადგენენ ჰიდრაულიკური შემსრულებელი მექანიზმები, დროსელური რეგულირებით. სისტემის უკუ კავშირებით სიგნალების აჩქარებისა და ფარდობითი გადაადგილების გადამწოდებიდან მიეწოდება გამაძლიერებელს ელექტრული კვების წყაროთი. გამაძლიერებელი გამოიმუშავებს სიგნალს, რომელიც მართავს მკვეთარას მოძრაობას, ის კი არეგულირებს მუშა სითხის მიწოდებას. მუშა სითხის ნაკადი მკვეთარიდან რეგულირდება აჩქარებით, ფარდობითი სიჩქარით, ფარდობითი გადაადგილებით და ინტეგრალით ფარდობით გადაადგილებიდან. ასეთი სისტემები საშუალებას იძლევიან მიღებული იქნეს საკუთარი სიხშირე, გაცილებით მცირე 1 ჰც–ზე. აბსოლუტური აჩქარების გადამწოდების სახით ფართოდ გამოიყენება აქსელერომეტრები. სისტემების სქემები იგება მართვით გადახრისა და ამგზნები ზემოქმედების მიხედვით.

ელექტროჰიდრაულიკური აქტიური სისტემების უპირატესობის მიუხედავად უკანასკნელებს გააჩნიათ ისეთი უარყოფითი მხარე, როგორცაა სისტემის სირთულე.

აქტიურ ჰიდრომექანიკურ ვიბროდამცავ სისტემებს ახასიათებთ სტრუქტურული სიმარტივე, მაგრამ გააჩნიათ მცირე შესაძლებლობები, ვიდრე ელექტროჰიდრავლიკურ სისტემებს [12, 35].

ვიბროდაცვის აქტიურ ჰიდრომექანიკურ პერსპექტიულ სისტემებს განეკუთვნებიან სისტემები, რომლებიც შეიცავენ აჩქარების ჰიდრომექანიკურ გადამწოდებს და შემადარებელ მოწყობილობებს.

პნევმომექანიკური ვიბროდამცავი სისტემა შეიცავს უკუ კავშირს გადაადგილების მიხედვით, რომელიც მკვეთარების მოწყობილობებიდან მართავს ენერჯის წყაროს მიერ მიწოდებულ აირის ხარჯს. გადაადგილებითი უკუკავშირის არსებობის შედეგად, რომელიც ზემოქმედებს მკვეთარაზე, აგზნების გამომავალი ზემოქმედება არის ფარდობითი გადაადგილების ინტეგრალის ფუნქცია. მართვა გადაადგილების ინტეგრალით შეიძლება იყოს ეფექტური გადაადგილების მიხედვით და გამოიყენება დასაცავი ობიექტის პოზიციონირებისათვის. დაცვის ხარისხი ვიბრაციებისაგან და დარტყმებისაგან განისაზღვრება პასიური პნევმატური სისტემის სიხისტი და დემპფირებით.

დამატებითი მოცულობების გამოყენება საშუალებას იძლევა შემცირდეს სისტემის საკუთარი სიხშირე 0,5–20 ჰც-მდე და შეიძლება უზრუნველყოს მიწოდებული აირის რეზონანსული რხევების საიმედო მართვა პნევმო-ამგზნებში [33, 34].

აქტიური ვიბროდამცავი ელექტროდინამიკური სისტემები მოყვანილია სამუშაოებში [27, 37–40]. ასეთი მოწყობილობების ძალურ მექანიზმს წარმოადგენს ელექტროდინამიკური მოწყობილობა. თუკი რხევების დემპფირების სისტემებში ელექტროდინამიკური გარდამქმნელი ტრანსფორმირებს ვიბრაციის ენერჯიას ელექტრულში, რომელიც შემდეგ გარდაიქმნება სითბოში [38], მაშინ ანტივიბრაციის შექმნისას გამოიყენება სისტემაში აგზნებული ელექტრომაგნიტური ძალა, რომელიც ახდენს უკუ გავლენას დასაცავ ობიექტზე [40, 41]. ასეთი ანტივიბრაციული რხევების გამოყენება ვიბროდამცავ სისტემებს ანიჭებს ახალ შესაძლებლობებს [42].

დასასრულს შეიძლება დადასტურდეს, რომ ჰიდრავლიკური სისტემებს შეუძლიათ განახორციელონ ეფექტური ვიბროდაცვა დაბალ და ინფრაბგერით სიხშირეებზე. ასეთი სისტემების პროექტირებისას მთავარ მოთხოვნას წარმოადგენს მდგრადობის უზრუნველყოფა ყველა სამუშაო დიაპაზონში. ასეთი ტიპის ვიბროდამცველი სისტემის შექმნის ამოცანა დაიყვანება დამატებითი კავშირების შემოტანაზე (მაკორექტირებელი მოწყობილობები) მექანიკური მახასიათებლების გასაუმჯობესებლად [24–41].

პნევმატიკური სისტემები ხასიათდებიან საკუთარი რხევების დაბალი სიხშირეებით და საშუალებას იძლევიან უზრუნველყოფილ იქნეს ეფექტური ვიბროდაცვა რეზონანსის აცილების ხარჯზე. ასეთი ტიპის ამორტიზატორებს აქვთ მცირე გაბარიტები, გადაფარავენ სტატიკური დატვირთვების ცვლილების ფართო დიაპაზონს (არა ნაკლები 5–15–ჯერ), გააჩნიათ კარგი დარტყმადაცვითი თვისებები [24, 41].

ელექტროდინამიკური ვიბროჩამშობები ხასიათდებიან დისტანციური მართვის შესაძლებლობით და სიადვილით, ჩართვის მოხერხებულობით, რადგანაც ავტომატიკის სისტემებში ელექტრომაგნიტური ველი არაინერციულია.

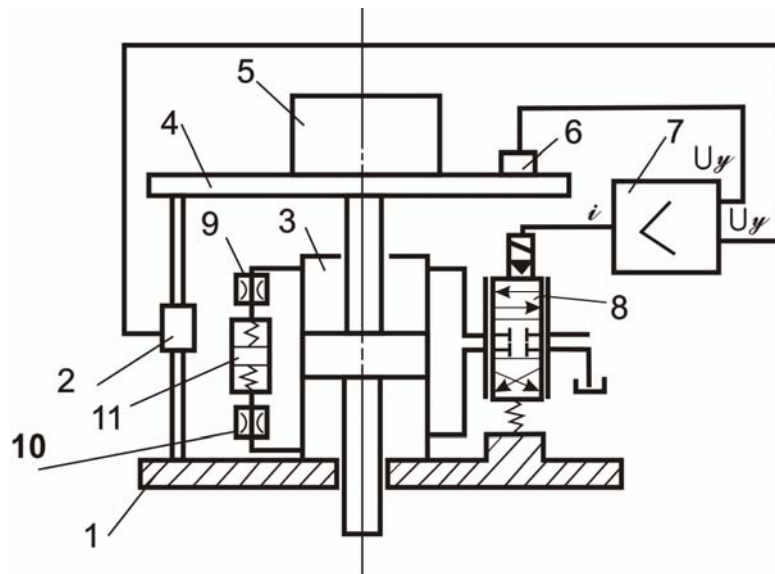
როგორც იყო აღნიშნული აქტიურ ვიბროდამცავ სისტემებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს ელექტროჰიდრავლიკურმა და ჰიდრომექანიკურმა მოთვალთვალე ამძრავებმა [5, 6, 11, 34].

მოთვალთვალე ამძრავების და მთლიანობაში ვიბროდამცავი სისტემების ეფექტურობა მნიშვნელოვან წილად დაკავშირებულია აღნიშნული ამძრავების მდგრადობასთან, მგრძნობიარობასთან და სწრაფქმედებასთან.

ასეთი მოთვალთვალე ამძრავების დინამიკური თვისებების სრულყოფა შეიძლება მიღწეული იქნას მდგრადობის ხარისხის ამაღლებით მმართველი მკვეთარების მცირე გახსნილობისას. ამ მიზნით ჰიდრავლიკური ნაწილის სტრუქტურაში შესაძლოა გამოყენებული იქნას ამძრავის სქემა მართვის არაწრფივი კანონით, რომელიც მოიცავს ორ ოთხხვერელიან მკვეთარას დამატებით ჰიდროხაზს და მასში ორ მიმდევრობით ჩართულ დროსელს [125].

აღნიშნული ამოცანის ამოხსნის მეორე მიდგომას მიეკუთვნება მაკორექტირებელი ჯაჭვის რეალიზაცია ჰიდრავლიკური წინაღობის და დრეკადი დგუშის სახით, რომელიც უზრუნველყოფს საჭირო დემპფირებას მმართველი მკვეთარას მცირე გახსნილობებისას [6].

ნახ. 30 მოყვანილია ვიბროდაცვის მართვის ელექტროჰიდრავლიკური სისტემა, რომლის ჰიდრავლიკურ ნაწილში შემოტანილია მაკორექტირებელი ჯაჭვი. ეს ჯაჭვი მოიცავს: ფუძეზე 1 დამაგრებულ ჰიდროცილინდრს 3; ელექტროჰიდრავლიკურ მამლიერებელ-გარდამქმნელს 8; ელექტრულ მამლიერებელ-შემაჯამებელს 7; კარკასზე 4 დაყენებულ აქსელერომეტრს 6; მდებარეობის გადამწოდს 2 და მაკორექტირებელ მოწყობილობებს – დგუში 11, დროსელები 9, 10 და ზამბარა 12. ყველა ეს ელემენტები მიერთებულია შემსრულებელ ჰიდროცილინდრთან 3 დამატებითი ჰიდროზახების მეშვეობით. კარკასზე 4 განთავსებულია ვიბროდაცვის ობიექტი 5.



ნახ. 30. აქტიური ვიბროდამცავი მოწყობილობა

ჰიდრავლიკურ ნაწილში ნულოვანი საწყისი გახსნილობის მქონე ოთხხვრელიანი მკვეთარების შემცველი ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე სისტემის დინამიკა აღიწერება განტოლებით:

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + k_{\text{ac}}x = k_{\text{ac}}\mathcal{F}(p_n; p; \varepsilon) - K_F \dot{x}_1, \quad (229)$$

სადაც

$$K_F = k_{\text{жс}} \frac{F_1}{F};$$

$\mathcal{F}(p_n; p; \varepsilon)$  – ოთხხვერელიანი მმართველი მკვეთარას სახარჯო მახასიათებლით განსაზღვრული არაწრფივი დამოკიდებულება;

$F$  და  $F_1$  – შესაბამისად ჰიდროცილინდრების 3 და 11 დგუშების მუშა ზედაპირების ფართობი;

$k_{\text{жс}}$  – ჰიდროსისტემის სიხისტის დაყვანილი კოეფიციენტი;

$m$  – ჰიდროცილინდრზე 3 დაყვანილი მოწყობილობის მოძრავი ნაწილების მასა;

$h$  – ბლანტი დემპფირების კოეფიციენტი;

$p$  – წნევათა სხვაობა ჰიდროცილინდრში 3;

$\varepsilon$  – მმართველი მკვეთარას მიმდინარე გახსნილობა;

$p_n$  – სისტემასთან მიყვანილი წნევა;

$x_1$  – ჰიდროცილინდრის 11 დგუშის კოორდინატი;

$x$  – ჰიდროცილინდრის 3 დგუშის კოორდინატი.

არაწრფივი დამოკიდებულება  $\mathcal{F}(p_n; p; \varepsilon)$  შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ გაწრფივებული ფორმით [5]

$$\mathcal{F}(p_n; p; \varepsilon) \approx K_{\text{v}\varepsilon} \varepsilon - K_{\text{v}p} p;$$

სადაც  $K_{\text{v}\varepsilon} = \frac{k_{Q\varepsilon}}{F};$

$$K_{\text{v}p} = \frac{k_{Qp}}{F},$$

$k_{Q\varepsilon}$  და  $k_{Qp}$  – აპროქსიმაციული მახასიათებლები [5].

კოორდინატების  $x(t)$  და  $\dot{x}(t)$  შორის ურთიერთკავშირის განსაზღვრისათვის ვწერთ მაკორექტირებელ მოწყობილობის 11 დგუშზე მოდებულ ძალთა წონასწორობის განტოლებას

$$F_1(P - 2p_{\text{ფ}}) \equiv m_k \ddot{x}_1 + h_k \dot{x}_1 + k_{np} x_1.$$

ვითვალისწინებთ რა გამოსახულებენს:

$$P = m\ddot{x} + h\dot{x} + |P_{mp}| \operatorname{sign}\dot{x}$$

და

$$P_{\partial p} = k_{\partial p} \dot{x}_1,$$

მივიღებთ

$$m_k \ddot{x}_1 + (2k_{\partial p} + k_k) \dot{x}_1 + k_{np} x_1 = m \ddot{x} + h \dot{x} + |P_{mp}| \operatorname{sign} \dot{x}. \quad (230)$$

აქ:  $m_k$  – ჰიდროცილინდრის 11 დგუმის ჭოკზე დაყვანილი მოძრავი ნაწილების მასა;

$k_{np}$  – ზამზარას სიხისტე;

$k_{\partial p}$  – დროსელების 9 და 10 ხარჯითი კოეფიციენტი;

$k_k$  – ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტი;

$P_{mp}$  – ჰიდროცილინდრის 3 დგუმზე დაყვანილი ხახუნის ძალა;

$P_{\partial p}$  – წნევათა სხვაობა დროსელში.

მნიშველობის  $m_k$ ,  $h_k$ ,  $h$  და აგრეთვე ხახუნის ძალის უგულველყოფით დამოკიდებულება (230) შეგვიძლია ჩავწეროთ ასე:

$$(T_k s + 1)x_1(s) = K_m s^2 \cdot x(s), \quad (231)$$

სადაც

$$T_k = \frac{2k_{\partial p}}{k_{np}};$$

$$K_m = \frac{m}{k_{np}};$$

$s$  – ლაპლასის ოპერატორი.

განტოლება (229)–ის გაწრფივებული ფორმის გამოყენებით

$$(ms^3 + hs^2 + k_{\text{oc}}s)x(s) = k_{\text{oc}}K_{v\varepsilon}\varepsilon - k_{\text{oc}}K_{vp}(B_2s^2 + B_1s)x(s) - K_Fsx_1(s) \quad (232)$$

სისტემის ჰიდრავლიკური ნაწილის დინამიკის განტოლება იღებს სახეს:

$$(A_4s^4 + A_3s^3 + A_2s^2 + A_1s)x(s) = k_{\text{oc}}K_{v\varepsilon}(T_k s + 1)\varepsilon(s), \quad (233)$$

სადაც:

$$A_4 = mT_k;$$

$$A_3 = m + a_2T_k + K_m k_{\text{oc}}K_{v\varepsilon};$$

$$A_2 = a_2 + T_k a_k; \quad a_2 = h; \quad a_1 = k_{\text{oc}}.$$

ჩატარებული კვლევების შედეგად გამოვლენილია ძირითადი კანონზომიერებები და აგებულია შემოთავაზებული მოთვალთვალე

ამძრავის ჰიდრავლიკური ნაწილის ორიგინალური სქემის შემცველი ვიბროდამცავი მოწყობილობის დინამიკის მათემატიკური მოდელი.

ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავები უზრუნველყოფენ ობიექტის მდებარეობის და ელექტრული სიგნალის მართვას შორის პროპორციულ კავშირს. მიღებულია მათი დაყოფა ორ სახედ: ელექტრული უკუკავშირით და ჰიდრომექანიკური უკუკავშირით. ასეთი პირობითი დაყოფა აიხსნება იმით, რომ ხშირად ელექტროჰიდრავლიკურ მოთვალთვალე ამძრავებს აქვთ კომბინირებული უკუკავშირი: ელექტრული და ჰიდრომექანიკური [5].

ჩვეულებრივ ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავები შეიცავენ ჰიდრავლიკურ კვების წყაროს, ელექტრულ მამლიერებელ-შემაჯამებელს, ელექტროჰიდრავლიკურ მამლიერებელს, ჰიდროამძრავსა და უკუკავშირის გადამწოდს. ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის მუშაობა, როგორც წესი განიხილება ობიექტის მართვის გათვალისწინებით, რადგანაც ის ჩვეულებრივ ხშირად განსაზღვრავს ცვალებადი დატვირთვის ხასიათს და ამძრავის მახასიათებლებს. მოთვალთვალე ჰიდროამძრავის სტატიკური და დინამიკური მახასიათებლების ანალიზის გასამარტივებლად ხშირად განიხილავენ ჰიდრავლიკური კვების წყაროს გაჟონვის გარეშე, თუ ეს უკანასკნელი არ ახდენს ამ მახასიათებლებზე მნიშვნელოვან გავლენას.

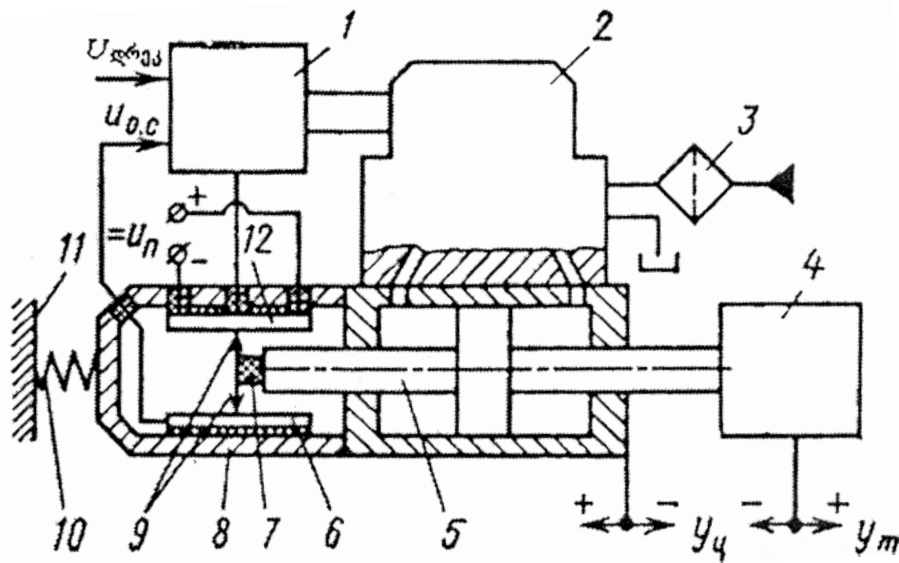
ელექტროჰიდრავლიკურ მოთვალთვალე ამძრავებში ხშირად გამოიყენება ელექტრული უკუკავშირები, რომლებიც საშუალებას იძლევიან მარტივად უზრუნველყონ მოთხოვნილი სტატიკური და დინამიკური მახასიათებლები, მოთხოვნილი მამლიერებლის კოეფიციენტები, ელექტრული სიგნალების მართვის ცვლის ხასიათი და უკუკავშირი.

ელექტრული მოთვალთვალე ამძრავის უმარტივესი სქემა მოყვანილია ნახ. 31.

ის შედგება ელექტრული – შემაჯამებლისაგან (1), ელექტრო-ჰიდრავლიკური მამლიერებლის (2), ჰიდროამძრავის (5) და მდგომარეობის



უარყოფითი უკუკავშირის გადამწოდისაგან, რომელშიც შედის პოტენციომეტრი (12), დენის ჩამრთმევი (6) და ფირფიტა (9). ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის კონსტრუქციის ძირითად ელემენტს წარმოადგენს ფილტრი (3), რომელიც ჩვეულებრივ მაგრდება ან ელექტროჰიდრომაძლიერებლის კორპუსზე ან ჰიდროამძრავის კორპუსზე. ჰიდროცილინდრი (5) მაგრდება სადგარზე (11) ჩვეულებრივ გარდამავალი ცილინდრის (8) საშუალებით, რომელშიც განლაგებულია უკუკავშირის გადამწოდები. ამ შემთხვევაში მდებარეობის უკუკავშირის გადამწოდებად გამოიყენება უკუკავშირის პოტენციომეტრი (12), რომლის ფირფიტა მაგრდება იზოლატორის (7) საშუალებით ჰიდროცილინდრის (5) ჭოკზე. ციფრით (10) აღნიშნულია პირობითი დაყრდნობის სიხისტე.



ნახ. 31. მდებარეობის ელექტრული უკუკავშირიანი ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის პრინციპული სქემა

ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებლის ნაცვლად შეიძლება იყოს გამოყენებული ნებისმიერი ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებელი, რომელიც უზრუნველყოფს პროპორციულობას ჰიდროამძრავის შემსრულებელი ხაზების ხარჯსა და დენის მართვას შორის.

უკუკავშირის გადამწოდად შეიძლება იყოს გამოყენებული არა მარტო პოტენციომეტრი, არამედ ნებისმიერი ცვლადი დენის გადამწოდი,

მაგ. სელსონი, მბრუნავი ტრანფორმატორები და სხვა ინდუქციური და ინდუქციურ მექანიკურ-ელექტრული გარდამქმნელები, რომლებთანაც მუშაობისას გამოიყენება ელექტრული მადლიერებლის – შემაჯამებლის ნაცვლად ცვლადი დენის ფაზურმგრძნობელობითი ელექტრული მადლიერებლები.

ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავი (ნახ. 31) მუშაობს შემდეგნაირად. მართვის სიგნალის  $u_{\text{yup}}$  გაჩენისთანავე ელექტროჰიდრავლიკური გამანაწილებლის გარდაქმნების გრაგნილზე წარმოიქმნება დენი, რომელიც წაანაცვლებს მართვის ელემენტის გამომავალ ჰიდრომადლიერებლის კასკადს და აიძულებს ჰიდროცილინდრის (5) ჭოკმა იმოძრაოს მართვის ობიექტთან (4) ერთად. აქედან გამომდინარე ჭოკის მოძრაობასთან ერთად მოძრაობას იწყებს მათთან ერთად პოტენციომეტრის (12) ფირფიტა (9), რასაც მივყავართ ძაბვის წარმოშობასთან უკუკავშირის  $u_{oc}$  ჯაჭვში. ეს ძაბვა სიდიდის და ძაბვის მართვის ნიშნით შეედრება მადლიერებელ-შემაჯამებელს. რადგანაც ელექტრული მდგომარეობის უკუკავშირი ჩართულია უარყოფითი ნიშნით, და ძაბვის უკუკავშირის გაზრდით შემცირდება გაუთანხმოების სიგნალი  $u_{\text{hx}} = u_{\text{yup}} - u_{oc}$ . როგორც კი ის გაუტოლდება ნულს, ელექტროჰიდროგამანაწილებლის (2) ელემენტები დაიკავებენ ნეიტრალურ მდგომარეობას და ჰიდროცილინდრის ჭოკი მართვის სიგნალის პროპორციულ მდებარეობაში გაჩერდება.

განვიხილოთ ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის მუშაობა ინერციული დატვირთვის და არახისტი საყრდენის გათვალისწინებით. ელექტროჰიდრავლიკური მადლიერებლის მაგივრად შეიძლება გამოყენებული იყოს ელექტროჰიდრავლიკური მადლიერებელი-საქმენი-საფარი-უკუკავშირის გარეშე.

დამატებითი განტოლებები, რომლებიც აღწერენ განსახილველი ჰიდროამძრავის დინამიკას, იქნებიან შემდეგი განტოლებები, რომლებიც ჩაწერილია ოპერატიულ ფორმაში.

უკუკავშირის განტოლება

$$u_{BX}(s) = u_y(s) - u_{oc}(s) . \quad (234)$$

ელექტრული გამამლიერებლის განტოლება

$$u(s) = k_{\gamma} u_{BX}(s) . \quad (235)$$

უკუკავშირის პოტენციომეტრის განტოლება, გამომდინარე პირობიდან, რომ მდგომარეობის გადამწოდის დამაგრება და არახისტი საყრდენის არსებობა ოპერატიულ ფორმაში შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგნაირად:

$$u_{oc}(s) = k_{uy} [Y_m(s) - y_u(s)] . \quad (236)$$

ძალების განტოლებას, არახისტი საყრდენების და ძალების, რომლებიც პროპორციულია დატვირთვის სიჩქარის მოძრაობისა ექნება სახე:

$$c_{o\Pi} y_u = m \frac{d^2 y_m}{dt^2} + k_{py} \frac{dy_m}{dt} . \quad (237)$$

აგრეთვე მკვეთარიანი ჰიდროგამანაწილებელი – ჰიდროცილინდრის სისტემის ხარჯის გაწრფივებულ განტოლებას ექნება სახე:

$$K_{Qx} x - K_{Qp} P = f_{\Pi} \frac{dy_m}{dt} + f_{\Pi} \frac{dy_{\varrho}}{dt} + \frac{V_0}{2E} \frac{dp}{dt} .$$

ოპერატორულ ფორმაზე მიყვანისა და ერთობლივად ამოხსნის შემდეგ, მივიღებთ განტოლებას, რომელიც დინამიკურად აკავშირებს დატვირთვის კოორდინატს და მკვეთარას მდგომარეობას, ინერციული დატვირთვის ხახუნის ძალის გათვალისწინებით

$$y_m(s) = \frac{k_{ux}}{(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1)s} x(s) . \quad (238)$$

აქ

$$k_{ux} = \frac{\frac{k_{Qx}}{f_{\Pi}}}{\frac{k_{Qp} k_{py}}{f_{\Pi}^2} + 1} ,$$

$$T = \sqrt{\frac{m}{\frac{k_{Qp} k_{py}}{f_{\Pi}^2} + 1 \left( \frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{o\Pi}} \right)}} ,$$

$$\xi = \frac{k_{py} \left( \frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{OII}} \right) - \frac{k_{Op} m}{f_{II}^2}}{\sqrt{m \left( \frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{OII}} \right) \left( \frac{k_{Op} k_{py}}{f_{II}^2} + 1 \right)}}.$$

კავშირი ცილინდრისა და დატვირთვის მასის შეფარდებით მდგომარეობასთან შეიძლება მივიღოთ განტოლებიდან (237), რომელიც ოპერატორული ფორმის დაყვანის შემდეგ მიიღებს სახეს:

$$y_u(s) = \left( \frac{m}{c_{OII}} s^2 + \frac{k_{py}}{c_{OII}} \right) y_m(s).$$

მიღებული გამოსახულების ჩასმა განტოლებაში (236) საშუალებას გვაძლევს მივიღოთ უკუკავშირის განტოლება, რომელიც გამოხატულია დატვირთვის კოეფიციენტით:

$$u_{oc}(s) = k_{uy} (T_{on}^2 s^2 + 2\xi_{OII} T_{OII} s + 1) y_m(s), \quad (239)$$

სადაც

$$T_{OII} = \sqrt{\frac{m}{c_{OII}}}; \quad \xi_{OII} = \frac{k_{py}}{2\sqrt{m c_{OII}}}.$$

კონტურში, რომელიც შემოსაზღვრულია უარყოფითი უკუკავშირით, რხევითი რგოლის არსებობას მივყავართ სიჩქარეზე ვარგისიანობის კოეფიციენტის მკვეთრ შემცირებასთან ფაზის და ამპლიტუდის დასაშვებ ზღვრებში, არადატვირთული ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავთან შედარებით, რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს მასით დატვირთული ამძრავის სწრაფქმედებას.

როცა საჭიროა მივიღოთ მასით დატვირთული ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის მაღალი სწრაფქმედება, მაშინ სიჩქარის ვარგისიანობის გაზრდით, გამოიყენება მაკორექტირებელი მოწყობილობა. კორექციის ერთ-ერთ ეფექტურ საშუალებას წარმოადგენს დამატებითი უარყოფითი უკუკავშირის შემოღება ჰიდროძრავის წამყვანი რგოლის აჩქარებით [6].

შემდგომი ამოცანაა – ინტეგრალური მიახლოება პროცესებისა არაწრფივ და გაწრფივებულ სისტემებში. ამ მიზნისათვის ვიყენებთ

ფუნქციონალს განხილვადი სისტემის ჰიდრავლიკური ნაწილის დინამიკის არაწრფივი განტოლების ამონახსნისაგან

$$\Phi = \int_0^r \varphi_n[x(t); \varepsilon(t)], \quad (240)$$

სადაც

$$\varphi_n[x(t); \varepsilon(t)] = \varphi_n(t) = m\ddot{x}_p + h\dot{x} + k_{\kappa}\dot{x} + k_{\kappa}(\mathcal{F}(p_n; p, \bar{\varepsilon}) - k_1\dot{x}_1); \quad (241)$$

$$\mathcal{F}(p_n; p; \bar{\varepsilon}) = \left[ \sqrt{1 - \frac{1}{p_n F} (F_{zu} + B_2\ddot{x} + B_1\dot{x}) \text{sign} \bar{\varepsilon}} \right]; \quad (242)$$

$\bar{x}$  და  $\bar{\varepsilon}$  – არაწრფივი სისტემისათვის შერჩეული „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემის“ კოორდინატები;  $\tau$  – მიახლოებათა დროის ინტერვალი;  $\varepsilon$  – მკვეთრას გახსნილობა;  $k_v$  – გამღიერების კოეფიციენტი სიჩქარის მიმართ.

საკითხის ზოგადი დასმით სინთეზირებად პარამეტრს  $k_v$  ვეძებთ განტოლებიდან

$$\frac{\partial \Phi}{\partial k_v} = 0. \quad (243)$$

ეს განტოლება განშლილი სახით ჩაიწერება ასე

$$\int_0^{\tau - \tau_{\text{sp}}} [m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_{\kappa} \dot{x}_p - (\mathcal{F}(p_n; p; \bar{\varepsilon}) + k_1 \dot{x}_1)] dt = 0. \quad (244)$$

დამოკიდებულების (243) და (244) გამოყენებით გადავდივართ ნორმალურ განტოლებათა სამიებელი  $k_v$  პარამეტრის მნიშვნელობის გამოსათვლელად.

### 3. დასკვნა

1. გემების მდებარეობისა და კურსის მართვის თანამედროვე ავტომატიზებული სისტემების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ უკანასკნელებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს რთული სტრუქტურის მქონე მრავალრეჟიმიანმა მრავალკონტურიანმა ელექტროჰიდრავლიკურმა ამრავთა 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 მეთოდიკები მოითხოვენ მათ შემდგომ განვითარებას.
3. ცალკეული ელემენტების და მთლიანობაში სისტემის მათემატიკური მოდელების ანალიზის საფუძველზე დასაბუთებულია დაქვემდებარებული რეგულირების სქემის გამოყენებაზე დაფუძნებული სინთეზის მეთოდის აგების მიზანშეწონილება, რომელიც ითვალისწინებს სინთეზის მიმდევრობითი პროცედურების რეალიზაციას სისტემის ლოკალური (მდებარეობის მიხედვით ჩაკეტილი ცალკეული ნაწილის) და გლობალური (მთლიანი სისტემის) მოდელებთან მიმართებაში.
4. ნაჩვენებია, რომ სინთეზირებადი პარამეტრების არსებობა მრავალკონტურიანი სისტემის სტრუქტურული სქემის მთელ რიგ პირდაპირ და უკუკონტურებში განაპირობებს რეგულირებადი კოორდინატების გამოსახულებების რთულ დამოკიდებულებებს საძიებელი კოეფიციენტების მიმართ. შემოთავაზებულია გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემები, რომელთა მეშვეობით რეგულირებადი

პარამეტრების გამოსახულებები დაიყვანებიან წრფივ დამოკიდებულე-  
ბამდე საძიებელ პარამეტრებთან. ეს მნიშვნელოვნად ამარტივებს  
ინტეგრალურ მიახლოებათა რეალიზაციას წარმოსახვით სიხშირეთა  
მახასიათებლების გამოყენებით სინთეზის მეთოდში მოცემული  
გარდამავალი პროცესების მიხედვით. შემოთავაზებულია ცალკეული  
მეოდიკებისა და პროცედურების თანამიმდევრობის ზოგადი სინთეზის  
განხილვად მეთოდში.

5. 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  
(კოეფიციენტები) სახით წარმოდგენილია განსახილველი სისტემის  
სინთეზირებადი კრიტერიული პარამეტრები. ამის საფუძველზე  
განხორციელებულია მრავალპარამეტრული სინთეზის პროცედურათა  
მიმდევრობითი რეალიზაცია შემდეგი სქემით: საძიებელ პარამეტრებთან  
მიმართებაში წრფივი პირობითი და შემდგომ ნორმალური განტოლებების  
სისტემების შედგენა, დინამიკური მდგრადობის პირობის შემდგომი  
შემოტანა სასურველი კოორდინატების გამოსახულებებში არგუმენტების  
სახით არსებული დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციით.

6. მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის თეორიის  
შემუშავებული ზოგადი სქემის და აგრეთვე რეგულირებადი  
კოორდინატების სასურველებთან ინტეგრალური მიახლოების  
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 ეფექტურობის და უტყუარობის გამოვლენისათვის ნაშრომში რეალიზებულია საკვლევი ელექტროჰიდრავლიკური 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.

7. წარმოებაში და ტრანსპორტზე ადამიანი-ოპერატორის ვიბრაციიდან დაცვის საკითხის ანალიზიდან გამომდინარეობს, რომ ვიბროდაცვის ცნობილი ხერხებისა და საშუალებების შეთანწყობით დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდების სწორი გამოყენებით ვიბრაციულ ზემოქმედებათა წინასწარ გამოვლენილ სურათებთან შესაბამისობაში შესაძლოა ეფექტური მოწყობილობების შემუშავება.

თავის მხრივ საზღვაო გემებზე ჩატარებული ვიბრაციული გაზომვების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მათი სპექტრი არის ფართოზოლიანი და გემის გარკვეულ სათავსოებში ჭარბობენ დაბალი სიხშირის რხევები.

8. გემებზე აღძრული ფართოზოლიანი ვიბრაციული ზემოქმედებების ვიბროიზოლაციის მიმართულებით ჩამოყალიბებულია მიზანშეწონილობა და შემოთავაზებულია პასიური და დინამიკური ჩაქრობის სქემების შეთანწყობაზე აგებული ორიგინალური სახის ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობები.

ვიბრაციულ მოძრაობათა დინამიკაში ფარდობით მოძრაობათა კინემატიკის ხარისხობრივი ანალიზის საფუძველზე შემოთავაზებულია განზოგადოებულ კოორდინატთა შერჩევის სქემა და აგებულია დამყარებული რხევითი მოძრაობების დინამიკის მათემატიკური მოდელები, გააზრებულია შემდგომი კვლევების ამოცანები.

9. ნაჩვენებია, რომ ოპერატორის ვიბროდაცვის მაღალი ხარისხის მიღებისათვის ეფექტურ საშუალებას დაბალ-სიხშირულ შემაშფოთებელ



ზემოქმედებებთან მიმართებაში წარმოადგენენ ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე სისტემებით აღჭურვილი ვიბროდამცავი მოწყობილობები. დინამიკური მახასიათებლების შემდგომი ამაღლების მიზნით შემოთავაზებულია ორიგინალური სახის მოთვალთვალე სისტემის შემცველი ვიბროდამცავი მოწყობილობის სქემა. კვლევის შედეგად მიღებულია შემუშავებული სისტემის მათემატიკური მოდელი, ზოგადი სახით ჩამოყალიბებულია შემდგომი კვლევების მიმართულება.

## 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. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. М.: Наука, 1996.
4. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / А.И. Баженов, Н.С. Гамынин, В.И. Карев и др.; Под ред. Н.С. Гамынин, В.И. Карев и др.; Под ред. Н.Г. Гаминын. М.: Машиностроение, 1981.
5. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979.
6. Баниста Г.М. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
7. Фрейдзон И.Р. Судовые электромеханизмы. Л.: Судпромгиз, 1988. 256 с.
8. Ивович В.А., Онищенко В.Я. Защита от вибрации в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
9. Пассивная и активная виброзащита судовых механизмов / Божко А.Е., Тапъ А.Ф., Гуров А.П. и др. – Л.: Судостроение, 1987. – 276 с.
10. Детали и механизмы металлорежущих станков / Коллектив авторов под ред. Решетова Д.Н., т. 2. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
11. Чупраков Ю.И. Гидравлические системы защиты человека-оператора от общей вибрации. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
12. Левитский Н.Н. Колебания в механизмах. Уч. пособие для втузов. – М.: Наука, 1988. – 336 с.
13. Ривин Е.И. Динамические характеристики упруго-демпфирующих материалов. В кн.: Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем. Киев, АН УССР, 1968. – 312 с.
14. Davy A.V., Payne A.R. Rubber in engineering practice. Melaren & sons, L. 1964.
15. Соيفер А.М., Бущицкий В.Н. Новый тип цельнометаллических УДМ, их изготовление и применение. В кн.: Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем. Киев, АН УССР, 1968.
16. Вольперт Э.Г. Динамика амортизаторов с нелинейными упругими элементами. – М.: Машиностроение, 1972. – 232 с.
17. Grede Ch.E. Application and design of isobators. В кн.: Shock and vibration handbook, vol. 2, сk. 32, McCrow-Hill, NY – T.L., 1961.
18. Ривин Е.И. Виброизолирующие опоры для установки металлорежущих станков. Ж. Станки и инструмент, 1965, № 8.
19. А.с. СССР № 173547. Виброизолирующая опора. / Ривин Е.И. Оп. в Б.И. № 15, 1965.
20. А.с. СССР № 244022. Резино-металлическая опора. / Ривин Е.И. Оп. в Б.И. № 17, 1969.

21. Ривин Е.И. Виброизоляторы и системы установки оборудования с автоматическим регулированием. – М.: НММаш, 1971. – 232 с.
22. Коренев Б.Г., Резников Л.М. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения. – М.: Наука, 1988. – 30 с.
23. Алексеев А.М., Сборовский А.К. Судовые виброгасители. – М.: Судпромгиз, 1962. – 196 с.
24. Елисеев С.В., Нерубенко Г.П. Динамические гасители колебаний. Новосибирск, Наука, 1982. – 144 с.
25. Snowdon I.C. Vibration and shock in demped mechanical systems – New York; I. Willey and sons, 1968. – 480 p.
26. Гладких П.А. Борьба с шумом и вибрацией в судостроении. – Л.: Судостроение, 1971. – 175 с.
27. Пассивная и активная виброзащита судовых механизмов / Божко А.Е., Галь А.Ф., Гуров А.П. и др. – Л.: Судостроение, 1987. – 176 с.
28. Божко А.Е., Ткаченко В.А. Синтез оптимального управления системой виброзащиты электродинамического типа. Математические методы анализа динамических систем. Харьков, 1980, вып. 4 – с. 87-91.
29. Ильинский В.С. Защита операторов от динамических воздействий. – М.: Энергия, 1980.
30. Галь А.Ф., Гуров А.П., Нерубенко Г.П. Определение структуры и вычисление параметров оптимальной передаточной функции активных динамических виброгасителей. В кн.: Управляемые механические системы. Иркутск, ИПИ, 1979. с. 168-176.
31. А.с. СССР № 593033. Судовой фундамент с виброизолирующей массой / Иоффе И.В., Мазлин В.З., Гольник А.В. и др. Оп. в Б.И. № 6, 1978.
32. Шмаков В.Т. Средство активной виброзащиты. – В кн.: Влияние вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты. М.: Наука, 1974. с. 663-670.
33. Шуберт Д.В., Ружичка Дж.Е. Теоретическое и экспериментальное исследование электродинамических систем. – Труды Американского общества инженеров-механиков, 1969, № 4. с. 64-74.
34. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
35. Calcfterra P.C., Schubert P.W. Active vibration isolation of human subjects from severe dynamic environments. Paper. Amer. Soc. Mech. Eng., 1969, Nvib. – 65, pp. 16.
36. А.с. СССР ; 785977. Оп. в Б.И. № 15, 1967.
37. Генкин М.Д., Русаков А.И., Яблонский В.В. Электродинамические вибраторы. – М.: Машиностроение, 1975. – 194 с.
38. Морозов Б.И., Райхман Р.И. Активная виброзащита с помощью автоматического регулирования. В кн.: Вибрационная техника. М.: 1967, № 2. с. 24-30.
39. Попков В.И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. – Л.: Судостроение, 1974. – 226 с.

40. Кораблев С.С. К теории электродинамического виброгасителя. В кн.: Прикладная механика. 1968, т. 4.
41. Абу-Акилл. Электромагнитный виброгаситель как пассивное или активное устройство. Труды Американского общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения, т. 89, сер. И, № 4, 1967. – с. 166-178.
42. Божко А.Е., Роден И.В. Принцип построения активных виброзащитных электродинамических систем. В кн.: Проблемы машиностроения. Киев, Наукова думка, 1978, вып. 7. с. 41-46.
43. Елисеев С.В. Структурная теория виброзащитных систем. Новосибирск, Наука, 1978. – 222 с. (ГОСТ 12.1.012-78/СТ СЭВ 1932-79 и СТ СЭВ 2602-80) ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности, 10 с.
44. Макаров С.В. Разбор элементов, составляющих боевую силу судов. В кн.: Морской сборник. 1994, № 6. с. 33-106.
45. Ден Гарток Дж.П. Механические колебания. – М.: Физматгиз, 1980. – 580с.
46. Brock I.E. A note on the damped vibration absorber. J. Appl. Mech. – 1964. – v. 13, № 4. P.A. 284.
47. Brock I.E. Theory of the damped dynamic absorber for inertial disturbances // I. Appl. Mech. – 1949. – 116. № 1. – p. 86.
48. Резников Л.М. Оптимизация параметров динамических гасителей колебаний с различными видами сопротивления. Ж. Проблемы прочности. – 1970, № 9. с. 46-51.
49. Wagner H., Ramamurti V., Sastry R.V.R., Hartmann K. Dynamics of stockbridge dampers. – I. Sound and Vibr. – 1973. – v. 30, № 2. – p. 207-220.
50. Бож Д.Б., Пэслей П.Р. Оценка метода фиксированной точки при исследовании колебаний системы с начальным демпфированием. Тр. Амер. общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. – 1963. – т. 85, № 3. с. 13-15.
51. Бурденко А.Ф., Флора В.Ф. Определение оптимальных параметров упруго-вязкого демпфера при наличии затухания главной массы. В кн. Акустика и техника. 1972. Вып. 7. с. 58-62.
52. Брискин У.С., Чернышев В.М. Оптимизация параметров динамических гасителей. Ж. Изв. Вузов, Машиностроение, 1977, № 2, с. 190-192.
53. Климов В.Г. Динамические свойства виброгасителя с упруго-гистерезисной связью между колеблющимися массами. Ж. Известия вузов. Радиофизика, 1970, т. 13, № 4. с. 546-557.
54. Snowdon I.C. Vibration and Shock in damped mechanical systems. New York; I. Willey and sons, 1963. – 486 p.
55. Копелев Ю.Ф., Рябцов О.И. Случайные колебания расточных шпинделей и их демпфирования. Ж. Известия Вузов. Машиностроение. 1972, № 9. с.172-177.

56. Коренев Б.Г., Резников Л.М. О колебаниях конструкций с динамическими гасителями колебаний при стационарных случайных воздействиях. В кн.: Строительная механика и расчет сооружений. 1969, № 4. с. 33-39.
57. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1967. – 720 с. с ил.
58. Артоболевский И.И. Анализ и синтез механизмов. – М.: Машгиз, 1960. – 212 с.
59. Артоболевский И.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
60. Артоболевский И.И., Левитский И., Ческудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
61. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 156 с.
62. Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов. – М.: Изд-во А СССР. 1939. – 66 с.
63. Franke R. Eine vergleichende Schalt und Getriebelehre. Neue Wege der Kinematik Munchen n. Berlin, Oldenburg. 1930.
64. Левитский И. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1979, 252 с.
65. Левитский И. Колебания в механизмах. – М.: 1981. – 276 с.
66. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. Изд. А СССР. 1959.
67. 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.
68. Тавхелидзе Д.С. Исследование плоских пятизвенных механизмов с двумя степенями подвижности. – Тбилиси, изд. Мецниереба, 1972. – 154 с.
69. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
70. Кожевников С.И., Есипенко А.И., Раскин Я.М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1973. – 584 с., с ил.
71. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уйвер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
72. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинка Р.Т. Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
73. Юдин В.А., Петроскас Л.В. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. – Высшая школа, 1971. – 403 с.
74. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: 1967. – 356 с.
75. Манжос Ф.М. Деревообрабатывающее оборудование. Машгиз, 1962 – 575 с.
76. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
77. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.

78. Нелинейные задачи динамики и точности машин / Под ред. В.А. Вейца – П., Изд-во Ленинград, Ун-та, 1983. – 335 с.
79. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. – М.: Физматгиз, 1959. – 407 с.
80. Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел. – М.: Наука, 1976. – 327 с.
81. Карташев А.П. Рождественский Б.Л. Обыкновенные дифференциальные уравнения и основы вариационного исчисления. – М.: Наука, 1980. – 287 с.
82. Вейц В.Л., Коловский М.З., Когура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: 1984. – 352 с., с ил.
83. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – М.: Машгиз, 1989. – 286 с.
84. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
85. 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.
86. 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.
87. თ. მჭედლიძე, ი. ელერდაშვილი, ო. გოგავა, კ. გვაზავა. ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრავლიკური მამლიერებლები და ამპრავები. „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, 2008. – 173 გვ.
88. Гогилашвили В.Н., Папалашвили И. Моделирование демпферов при колебании механических цепных систем. – В кн.: Кинематика и динамика механизмов, Научные труды, № 4 (360), Тбилиси, 1990.
89. Гогилашвили В.Н. Обобщенная модель трения в пространственных механических системах. В кн.: Теория механизмов и машин. Сб. научных трудов № 7(264), Тбилиси, 1983.
90. Гидравлический следящий привод / Под ред. В.А. Лешенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с., с ил.
91. Герц Е.В., Кребник Г.В. Расчет пневмоцилиндров. Справочное пособие. Б.К. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с., с ил.
92. 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.
93. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с., ил.
94. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
95. Островский М.Я., Чечурин С.Л. Стационарные модели системы автоматического управления с периодическими параметрами. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 208 с., ил.
96. 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.

97. Воронов А.А. Основы теории автоматического регулирования. Часть II. – Л.: Энергия, Ленинград. отделение, 1965. – 208 с., ил.
98. Красовский А.А., Поспелов Г.С. Основы автоматики и технической кибернетики. – М.-Д.: Госэнергоиздат, 1962. – 600 с., ил.
99. Биссекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – 3-ие изд. – М.: Наука, 1975. – 768 с., ил.
100. Нелинейные системы автоматического управления. / Под общ ред. Е.П. Попова. – М.: Машиностроение, 1979. – 568 с., ил.
101. Кринецкий И.И. Расчет нелинейных автоматических систем. – Киев: Техника, 1968. – 312 с., ил.
102. Орурк И.А. Новые методы синтеза нелинейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.-Л.: Наука, 1965. – 208 с., ил.
103. Станкевич В.И. Выбор быстродействия сорвопривода в нелинейной системе регулирования. – Киев: Гостехиздат УССР, 1963. – 168 с., ил.
104. 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.
105. Анализ и оптимальный синтез на ЭВМ систем управления // Под ред. А.А. Воронова и И.А. Орурка. М.: Наука, 1984. – 344 с.
106. Мchedlishvili Т.Ф., Бокерия Р.А. К синтезу сложных нелинейных систем регулирования. // Металлорежущие станки. Респ. Межведоственный сборник, вып. 10, Киев.: Техника, 1982. – С. 15-19.
107. Мchedlishvili 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.
108. Басин А.М., Анисимов В.Н. Гидродинамика судна. Л.: «Речной транспорт», 1961.
109. Войткунский Я.И., Перщиц Р.Я., Титов Т.А. Справочник по тес. корабля. – Л.: Судпромгиз, 1960.
110. Федяевский К.К., Соболев Г.В. Управляемость корабля. – Л.: Судостроение, 19++.
111. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М.: Машгиз, 1962. – 356 с.
112. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
113. Т. Mchedlishvili, V. Kiria, K. Amkoladze, R. Diasamidze. On studing of dinamics of electro Hydraulio control systems curse and Position of the Vessel // Problems of mechanics, Tbilisi, N 4(45), 2011. p. 114-117.
114. Ломидзе З.Г., Хведелидзе П.Г., Гегешидзе Э.И. К синтезу системы управления курсом судна // Транспорт, № 2(26), Тбилиси, 2007. с. 16-12.
115. Ниорадзе Г.Г., Мchedlishvili Т.Ф. К синтезу многосвязной системы приводов манипуляционного робота // Georgian Engineering News, Тбилиси, 1999. с. 88-100.

116. Петров Б.Н., Соколов Н.И., Липатов А.В. и др. Системы автоматического управления с объектами с переменными параметрами. М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
117. Мchedlishvili T.F., Sulamanidze N.D., Diasamidze A.A., Diasamidze P.A. Некоторые актуальные задачи и технические решения по защите человека-оператора от вибрации и шума. Тбилиси, Комитет ИФТОММА Грузии, 2009. – 270 с.
118. თ. მჭედლიშვილი, ზ. ბალამწარაშვილი, ხ. ამყოლაძე, რ. დიასამიძე. ვიბროსაიზოლაციო მოწყობილობა. გამოგონებაზე აღწერილობა. №AP 201011758, თბილისი, (45), 2012, 1112, № 24.
119. Лещенко О.Д. Гидропривод с дроссельным управлением. А.С. СССР, №333292. Оп. в Б.И. № 11, 21.03.72.
120. Яворский В.Н., Макшанов В.И., Ермалин В.П. Проектирование нелинейных следящих систем с тиристорным управлением исполнительными двигателем. Л.: Энергия, 1978. – 208 с.
121. Соколов Н.Н. Аналитический метод синтеза линеаризованных систем автоматического регулирования. М.: Машиностроение, 1966. – 328 с.
122. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979. – 102 с.
123. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики. Т. II, М.: Наука, 1969. – 301 с.
124. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. М.-Л.: Машгиз, 1959. – 315 с.
125. А.с. 3392 (СССР). Гидропривод / Т.Ф. Мchedlishvili. Оpubл. в БИ, 1979. № 38.