

ახალი კონსტრუქციის ვიბრაციული მანქანების  
შექმნა და გამოკვლევა ტექნოლოგიური პროცესების  
ეფექტურობის გაზრდის მიზნით

წულაია ნინო

წარდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის  
მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თბილისი, 0175, საქართველო

ივლისი 2013 წელი

# საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

## სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით წუგია ნინოს მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: **“ახალი კონსრუქციის ვიბრაციული მანქანების შექმნა და გამოკვლევა ტექნოლოგიური პროცესების ეფექტურობის გაზრდის მიზნით”**

და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

“\_\_\_”\_\_\_\_\_” 2013 წ.

ხელმძღვანელი:

ტ.მ.დ., სრული პროფესორი მ. შილაკაძე

---

რეცენზენტები:

1. ტ.მ.დ., სტუ-ს სრული პროფესორი  
თ. მჭედლიშვილი

---

2. ტ.მ.კ., სსიპ რ. დვალის მანქანათა მექანიკის  
ინსტიტუტის უფროსი მეცნ. თანამშრომელი  
მ. თედოშვილი

---

# საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2013 წ.

ავტორი: წულაია ნინო

დასახელება: “ახალი კონსტრუქციის ვიბრაციული მანქანების შექმნა და გამოკვლევა ტექნოლოგიური პროცესების ეფექტურობის გაზრდის მიზნით”

ფაკულტეტი: სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: “——”—————” 2013 წ.

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

დოქტორანტი

ნ. წულაია

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 დაცულ მასალებზე მიჭებულია შესაბამისი ნებართვა (გარდა იმ მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომებისას) და ყველა მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

## რეზიუმე

სამუშაოში წარმოდგენილია ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევების შედეგები ტექნოლოგიური პროცესების ეფექტურობის გაზრდის მიზნით.

შესავალში აღწერილია ვიბრაციული მანქანების სახეები და დანიშნულება, ასევე მათი გამოყენების სფეროები მრეწველობის სხვადასხვა დარგებში. აღნიშნულია ის ნაკლოვანი მხარეებიც, რომლებიც მათ გააჩნიათ და შესაძლებლობები მათი ნაწილობრივ გამოსწორების მიზნით.

ჩამოყალიბებულია შესრულებული სამუშაოს თემის აქტუალობა და ის უპირატესობები, რომლებიც გააჩნია ახალი კონსტრუქციის შემოთავაზებულ სამმასიან ვიბრაციულ მანქანას სხვა ანალოგიური დანიშნულების მანქანებთან შედარებით.

სამუშაოს მიზანში აღნიშნულია, რომ საჭიროა შეიქმნას სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანა, რომელიც წარმოადგენს ახალი კონსტრუქციის რეზონანსულ რეჟიმზე მომუშავე მანქანას და რომელსაც გააჩნია ორი მუშა ორგანო სხვადასხვა მასალის უფრო ეფექტურად ტრანსპორტირებისა და სეპარაციისათვის. გარდა ამისა ნაჩვენებია ის კონსტრუქციული სიახლე, რომელიც საშუალებას იძლევა მინიმალური გავხადოთ ვიბრაციების მავნე გადაცემა გარემოზე.

სამუშაოს მეცნიერულ სიახლეში აქცენტი გაკეთებულია სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევების იმ შემუშავებულ მეთოდებზე, რომლებიც საშუალებას იძლევა მანქანის სიახლე და მისი უპირატესობები სრულად იქნას წარმოჩენილი სხვა ანალოგიური დანიშნულების მანქანებთან შედარებით. მათ შორისაა ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგადი მათემატიკური მოდელით გამოკვლევის მეთოდი, რომელიც ითვალისწინებს ვიბრაციული მანქანის მახასიათებელ პარამეტრებთან ერთად, დრეკად-ბლანტი-პლასტიკური ფორმით წარმოდგენილი სატრანსპორტო ტვირთის სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკურ მახასიათებლებსაც.

აღნიშნულია სამუშაოს მეცნიერული და პრაქტიკული მნიშვნელობაც, რაც მდგომარეობს იმაში, რომ შექმნილია ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ვიბრაციული მანქანა, რომელსაც აქვს ორი მუშა ორგანო და ერთდროულად შეუძლია სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლების მქონე სატრანსპორტო მასალის გადაადგილება ტრანსპორტირების ოპტიმალური სიჩქარეებით. ამავე დროს მანქანა მუშაობს რეზონანსულ რეჟიმში და შედარებით ნაკლებია ენერგომოხმარება, მანქანის საექსპლუატაციო პარამეტრების რეგულირება კი ხდება მარტივად და მდოვრედ.

კვლევების ამოცანების დასმის შემდეგ ჩატარებულია თემასთან დაკავშირებული ლიტერატურის წყაროების მიმოხილვა და ანალიზი. მოყვანილია სხვადასხვა დანიშნულებისა და კონსტრუქციების ვიბრაციული მანქანების აღწერა, მათი ამძრავების კლასიფიკაცია და არსებითი განსხვავებები. ცალკეა გამოკვეთილი სამშენებლო საქმეში გამოყენებული ვიბრაციული მანქანები, რომლებიც ჩართულია სხვა-

დასხვა ტექნოლოგიურ პროცესებში. მეტი ყურადღებაა გამახვილებული ვიბრაციულ რეჟიმში მომუშავე ვიბრაციულ მანქანებზე ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავებით, მათი კონსტრუქციული და საექსპლუატაციო მახასიათებლების უპირატესობის გამო.

თეორიულ ნაწილში შედგენილია სამმასიანი რხევითი სისტემების ზოგადი მათემატიკური მოდელი, რომელიც შემდგომ გამოიყენება კონკრეტული კონსტრუქციის რეალური სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა პროცესების აღწერისათვის.

ასევე თეორიულ ნაწილში შედგენილია განზოგადოებული მათემატიკური მოდელი, რომელიც მოიცავს, როგორც ვიბრაციული მანქანის კონსტრუქციულ პარამეტრებს, ასევე სატრანსპორტო ტვირთის ფიზიკომექანიკურ მახასიათებლებსაც.

ორთავე აღნიშნულ მოდელზე კომპიუტერული მოდელირებით ჩატარებული მრავალრიცხოვანი რიცხობრივი ექსპერიმენტების საფუძველზე მიღებულია შედეგები, რომლებიც სამუშაოში მოყვანილია გრაფიკებისა და ცხრილების სახით.

ექსპერიმენტალურ ნაწილში დეტალურადაა გამოკვლეული სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა რეჟიმები, როგორც უკმ სვლაზე, საკონს-ტრუქციო პარამეტრების რაციონალური სიდიდეების განსაზღვრისათვის, ასევე ტექნოლოგიური დატვირთვებით, მუშა რეჟიმების ოპტიმალური სიდიდეების დასადგენად.

ექსპერიმენტით მიღებული შედეგები სამუშაოში ილუსტრირებულია ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების დიაგრამებისა და ფოტოსურათების სახით.

თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევებით მიღებული შედეგები კარგ ურთიერთ დამოკიდებულებაშია, რაც იძლევა იმის მტკიცების საფუძველს, რომ დასახული ამოცანის შესაბამისად, მიღებულია რეზონანსულ რეჟიმში მომუშავე ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ვიბრაციული მანქანა ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავით, რომელიც მუშაუნარიანია ორი მუშა ორგანოთი სხვადასხვა რეჟიმებში ერთდროული მუშაობის დროს. გარდა ამისა ხასიათდება ვიბრაციის მინიმალური გადაცემით გარე მზიდ კონსტრუქციაზე.

## **Abstract**

In this work, there are represented theoretical and experimental research results of new construction three-mass vibration machine, which are aimed to increase the efficiency of technological processes.

The introduction contains description of vibration machines types and their purpose, as well as the industry fields where these machines are used. This part of work also contains the weaknesses of vibration machines and partially the possibilities for their improvement.

There are defined the importance of the subject, which is researched in this work and also the advantages of represented new construction three-mass vibration machine, comparing them to other machines with similar purpose.

The aim of the work includes the importance of creation three-mass electromagnetic vibration machine, which represents the new construction resonance machine and which has two working bodies for transportation or separation of two different materials. Besides, it shows constructional innovation, which gives us the possibility to minimize harmful vibration influence on the environment.

The scientific innovation of the work is focused on developed methodology of theoretical and experimental research of three-mass vibration machine, which give us the possibility to show the innovation and advantages of the machine, comparing to the machines with similar purpose. This includes the research methods of vibration-technological processes with general mathematical model, which takes into account not only characteristics of vibration machine, but also the physical characteristics of transportation materials.

At the same time, there is defined the scientific and practical importance of the work, which determines that there is created new construction three-mass vibration machine with two working bodies, which can transport different materials with different physical-mechanical characteristics in optimal speed. This machine works in resonance mode that ensures less power consumption and the regulation of machine maintenance can be done in simple and smooth manner.

After definition of research tasks, there are given overview and analysis of materials, concerned with the subject. There are discussed the characteristics of vibration machines with different construction and purpose, the classification and significant differences of their engines. In particular, there are determined vibration machines, which are used in technological processes in construction industry. More attention is paid to vibration machines, which work in resonance mode and have electromagnetic engine due to their advantages of constructional and maintenance characteristics.

In theoretical part of this work, there is created general mathematical model of three-mass vibration systems, which is used then for description of real three-mass vibration machine working processes with particular construction.

Also, theoretical part includes general mathematical model, which describes not only the characteristics of vibration machine itself, but at the same time the physical-mechanical characteristics of transportation materials.

Both models were experimented many times with special computer software and the results of these experiments are represented in form of graphs and tables.

In experimental part of this work, there are given detailed research results of three-mass vibration machine working modes, including the modes with and without load. This determines optimal parameters of working modes.

Results, achieved during the experiments are represented in form of amplitude-frequency diagrams and photos.

The results achieved during the theoretical and experimental research are much closed to each other, that gives us the proof of that we have achieved the goal defined in the work and which can be stated as follows: There was created new construction three-mass vibration machine with electromagnetic engine, which works in resonance mode and it has two working bodies, which can be used in different modes simultaneously. Also, this machine is characterized with minimal harmful vibration influence on external environment.

## შინაარსი

	გვერდი
<b>შესავალი.</b> . . . . .	13
თემის აქტუალობა . . . . .	14
სამუშაოს მიზანი . . . . .	15
სამუშაოს მეცნიერული სიახლე.. . . . .	16
სამუშაოს მეცნიერული და პრაქტიკული მნიშვნელობა . . . . .	16
<b>თავი I. ლიტერატურის მიმოხილვა.</b> . . . . .	18
<b>ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანები.</b> . . . . .	18
1.1. ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების მუშაობის პრინციპი და კლასიფიკაცია . . . . .	18
1.2. ვიბრაციული მანქანების ამძრავები . . . . .	23
1.3. ელექტრომაგნიტური ვიბრატორებისა და ვიბრაციული მანქანების კონსტრუქციები.. . . . .	30
1.4. ვიბრაციული მანქანები მშენებლობაში. . . . .	38
<b>შედგენები და მათი განსჯა.</b> . . . . .	43
<b>თავი II. სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე ვიბრაციული სისტემების თეორიის საფუძვლები.</b> . . . . .	43
2.1. სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე ვიბრაციული სისტემების თავისუფალი რხევები . . . . .	43
2.2. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მათემატიკური მოდელის შედგენა. . . . .	47
2.3. სამასიანი ვიბრაციული მანქანის მათემატიკურ მოდელზე ციფრული ექსპერიმენტის ჩატარება . . . . .	52
2.4. ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგადი მათემატიკური მოდელის შედგენა . . . . .	67
2.5. ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგად მათემატიკურ მოდელზე ციფრული ექსპერიმენტის ჩატარება . . . . .	78
<b>თავი III. ახალი კონსტრუქციის ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოცდა.</b> . . . . .	88
3.1. დრეკადი სისტემის პარამეტრების თეორიული გაანგარიშება.88	
3.2. დრეკადი სისტემის რეალური პარამეტრების განსაზღვრა.. . . . .	95
3.3. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოკვლევა.. . . . .	96
3.4. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მიერ ფხვიერი და ნატეხი მასალების ტრანსპორტირების ექსპერიმენტული გამოცდა . . . . .	109
<b>დასკვნა</b> . . . . .	114
<b>გამოყენებული ლიტერატურა</b> . . . . .	115



## ცხრილების ნუსხა

ცხრილის №	ცხრილის სათაური	გვერდი
№1.	სიხშირის ცვლილების დიაპაზონის და მასების რხევების ამპლიტუდების რიცხვითი მნიშვნელობები. . . . .	99
№2.	მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდების რიცხვითი მნიშვნელობები აგზნების სიხშირის ცვლილების დროს . . . . .	100
№3.	მუშა ორგანოების რხევების სიჩქარეების რიცხვითი მნიშვნელობები აგზნების სიხშირის ცვლილების დროს. . . . .	101
№4.	მუშა ორგანოების რხევების აჩქარებების რიცხვითი მნიშვნელობები აგზნების სიხშირის ცვლილების დროს. . . . .	102
№5.	მუშა ორგანოს რხევების ამპლიტუდები სუბჰარმონიულ რეზონანსულ რეჟიმში. . . . .	104
№6.	მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდების რიცხვითი მნიშვნელობები სპეციალური ბლოკით კვების დროს. . . . .	106
№7.	მუშა ორგანოების რხევების სიჩქარეების რიცხვითი მნიშვნელობები სპეციალური ბლოკით კვების დროს. . . . .	107
№8.	მუშა ორგანოების რხევების აჩქარებების რიცხვითი მნიშვნელობები სპეციალური ბლოკით კვების დროს. . . . .	108

## ნახაზების ნუსხა

ნახაზის №	ნახაზის დასახელება	გვერდი
1.	ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების სახეები. . . . .	20
2.	სატრანსპორტო მასალის გადაადგილების სქემა . . . . .	20
3.	ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავი . . . . .	27
4.	ერთტაქტიანი და ორტაქტიანი ვიბროამძრავები . . . . .	29
5.	ორტაქტიანი ვიბროამძრავის კონსტრუქცია . . . . .	31
6.	ხრახნულ ზამბარებიანი ვიბროამძრავი. . . . .	33
7.	რეზინის დრეკადელემენტებიანი ვიბროამძრავი . . . . .	34
8.	ვიბრობუნკერი . . . . .	37
9.	სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე რხევითი სისტემის საანგარიშო სქემა . . . . .	43
10.	სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის კონსტრუქციული სქემა . . . . .	48
11.	სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოს ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი რეზონანსულ რეჟიმში . . . . .	54
12.	მასების რხევების ოსცილოგრამები . . . . .	55
13.	მუშა ორგანოს რხევების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სიხშირის დიაპაზონის ორივე მხრიდან ცვლილების დროს. . . . .	55
14.	სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ორივე მუშა ორგანოს	

ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები რეზონანსულ რეჟიმში. . . . .	56
15. რხევითი მასების ოსცილოგრამები . . . . .	57
16. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები. . . . .	57
17. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	58
18. ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები . . . . .	58
19. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	59
20. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები განსხვავებული ასიმეტრის დროს . . . . .	59
21. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	60
22. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები ერთიდაიგივე ასიმეტრის დროს. . . . .	60
23. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	61
24. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სიხშირის დიაპაზონის ორივე მხრიდან გავლის დროს. . . . .	61
25. მასების რხევების ოსცილოგრამები . . . . .	62
26. მუშა ორგანოს ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი ღრმა ასიმეტრიის დროს. . . . .	62
27. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	63
28. ერთერთი მასის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სისტემის სხვადასხვა დემპფირების დროს . . . . .	63
29. ორივე მასის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი სისტემის სხვადასხვა დემპფირების დროს . . . . .	64
30. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	64
31. მასების რხევების რეზონანსული გრაფიკები სისტემის დემპფირების განსხვავებული ასიმეტრიის დროს. . . . .	65
32. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	65
33. ერთერთი მასის რეზონანსული რხევების გრაფიკი დემპფირების ღრმა ასიმეტრიის დროს. . . . .	66
34. მასების რხევების ოსცილოგრამები. . . . .	66
35. ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის კონსტრუქციული სქემა. . . . .	67
36. მუშა ორგანოს სივრცეში განლაგების სქემა. . . . .	70
37. სატრანსპორტო ტვირთის რეოლოგიური მოდელი . . . . .	71
38. სატრანსპორტო ტვირთის მუშა ორგანოზე განლაგების საანგარიშო სქემა. . . . .	73
39. ტრანსპორტირების სიჩქარის დამოკიდებულება სატრანსპორტო ტვირთის დრეკადობაზე. . . . .	81
40. სატრანსპორტო ტვირთის გადაადგილების და სიჩქარის ოსცილოგრამები. . . . .	81
41. სატრანსპორტო ტვირთის შინაგანი დემპფირების ცვლილების გავლენა ტრანსპორტირების სიჩქარეზე . . . . .	82
42. გარეშე წინააღმდეგობების გავლენა ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე თავისუფალი ფრენის დროს. . . . .	83
43. ამგზნები ძალის გავლენა ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე. . . . .	83
44. სატრანსპორტო ტვირთის გადაადგილების და სიჩქარის	

ოსცილოგრამები სხვადასხვა ამგზნები ძალის მოქმედების დროს. . . . .	.84
45. სატრანსპორტო ტვირთის გადაადგილების დამოკიდებულება ტვირთის დრეკადობის მახასიათებელზე. . . . .	85
46. სატრანსპორტო ტვირთის მუშა ორგანოზე გადაადგილების ოსცილოგრამები. . . . .	86
47. ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარის დამოკიდებულება მუშა ორგანოს დახრის კუთხეზე. . . . .	87
48. ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარის დამოკიდებულება აგზნების ძალის სიხშირეზე. . . . .	.87
49. ამოჭრილი კონსტრუქციის ზამბარა. . . . .	91
50. ბრტყელრესორული დრეკადი ელემენტების ჩამაგრების კონსტრუქციები . . . . .	,93
51. ბრტყელრესორული დრეკადი ელემენტის საანგარიშო სქემა. . . . .	.94
52. დრეკადი ელემენტის სიხისტის რეალური მახასიათებლების გრაფიკები. . . . .	.95
53. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოკვლევის სქემა. . . . .	97
54. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მასების რხევების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები რეზონანსულ რეჟიმში. . . . .	98
55. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდები აგზნების სიხშირის ზემოდან ქვემოთ ცვლილების დროს. . . . .	.100
56. მუშა ორგანოების რხევების სიჩქარის დამოკიდებულება აგზნების სიხშირის ცვლილებაზე. . . . .	.101
57. მუშა ორგანოების რხევების აჩქარების დამოკიდებულება აგზნების სიხშირის ცვლილებაზე. . . . .	.102
58. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდების გრაფიკი სუბჰარმონიულ რეზონანსულ რეჟიმში. . . . .	.103
59. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდები სპეციალური ბლოკით კვების დროს. . . . .	105
60. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების სიჩქარეები სპეციალური ბლოკით კვების დროს . . . . .	106
61. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების აჩქარებები სპეციალური ბლოკით კვების დროს. . . . .	107

## სურათების ნუსხა

სურათის №	სურათის დასახელება	გვერდი
1.	ვიბრაციული სატკეპნი მანქანა . . . . .	39
2.	სიღრმისეული ვიბრატორი . . . . .	39
3.	ვიბრომოედანი. . . . .	40
4.	მკვებავი ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავით. . . . .	41
5.	სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის გვერდხედი. . . . .	110
6.	სამმასიანი ფიზიკური მოდელის წინხედი. . . . .	111
7.	ერთიდაიგივე მასალის სხვადასხვა მოცულობები . . . . .	111
8.	სხვადასხვა მასალის ტრანსპორტირების პროცესი. . . . .	112
9.	მუშა ორგანოზე გამოსასვლელი სარკმელი . . . . .	112
10.	ნატეხი მასალების სხვადასხვა მოცულობები .. . . . .	113

## შესავალი

მრეწველობის მრავალ დარგში მექანიზაციისა და ავტომატიზაციის დანერგვა, წარმოებაში ახალი ტექნოლოგიური პროცესების შემოტანა, სახალხო მეურნეობის ცალკეული დარგების მუდმივი განვითარება, მოითხოვს ახალი მაღალეფექტური მანქანების შექმნას. ამ მიზნის მიღწევაში მნიშვნელოვანი ადგილი უჭირავს ვიბრაციულ ტექნიკას.

მრეწველობაში ვიბრაციული მანქანების გამოყენებას გააჩნია დაახლოებით ერთნახევარი საუკუნის ისტორია. თავდაპირველად ისინი გამოიყენებოდნენ ფხვიერი მასალების დასაცალკეებლად ნაწილაკების სიდიდის მიხედვით და მხოლოდ მას შემდეგ რაც აღმოჩენილი იქნა გარკვეულ პირობებში მასალის გადაადგილება ვიბრირებად ზედაპირზე დაიწყო ვიბრაციულ-სატრანსპორტო და სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური მანქანების შექმნა.

მრავალფეროვანი მოდიფიკაციის სრულყოფილი ვიბრაციული ამძრავების დამუშავებამ კი განაპირობა ვიბრაციული ტექნიკის როგორც დარგის ჩამოყალიბება და მისი ფართო მასშტაბით გამოყენება მრეწველობის ისეთ დარგებში, როგორცაა მანქანათმშენებლობა, მეტალურგია, ქიმია, სამთო გამამდიდრებელი წარმოება, მშენებლობა, სოფლის მეურნეობა, მედიცინა და სხვა.

ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესები გამოირჩევიან თავიანთი მრავალფეროვნებით და ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან საპირისპირო შედეგებითაც კი. ვიბრაციის გამოყენებით შესაძლებელია მასალების დახარისხება ფრაქციებად და, პირიქით, შეიძლება სხვადასხვა ინგრედიენტების შერევა. ასევე შესაძლებელია მასალების შემჭიდროება ან მათი გაფხვიერება, მყარი სხეულის დანაწევრება ან ცალკეული ნაწილაკების ერთ მთლიან სხეულად შეკვრა.

მრეწველობაში ვიბრაციული ტექნიკის დანერგვა ხელს უწყობს ტექნოლოგიური პროცესების ინტენსიფიკაციას, ზრდის ეკონომიურ ეფექტურობას და აადვილებს ამ პროცესების ავტომატიზაციას. გარდა ამისა ქმნის ხელსაყრელ პირობებს გაზირებული და დამტვერიანებული მასალების გადაადგილებისას, ამარტივებს ჩატვირთვა გადმოტვირთვის

ოპერაციებს, საშუალებას იძლევა ერთმანეთს შევუთავსოთ სხვადასხვა ტექნოლოგიური პროცესები და ა.შ.

ვიბრაციული მანქანების გამოყენების მაღალი ეფექტურობა განპირობებულია, როგორც მუშა პროცესის ხასიათით, რომელიც ხორციელდება მაღალი სიხშირის ცალკეული იმპულსებისა და შედარებით მცირე ამპლიტუდის ჯამური მოქმედების შედეგად, ასევე კონსტრუქციის სიმარტივით, მათი შენახვისა და რემონტის მცირე დანახარჯებით და ასევე მცირე ენერგომომხმარებით.

ვიბროტექნიკის განვითარება ხასიათდება, ერთის მხრივ, ფართო გამოყენების სხვადასხვა ვიბრაციული მანქანების შექმნით და მეორეს მხრივ, კონსტრუქციული გადაწყვეტილებების მრავალფეროვნებით, თითოეული ტიპისთვის.

ვიბრაციული მანქანების პრინციპული მოწყობის თავისებურება, ძირითადად, განისაზღვრება მასში გამოყენებული ვიბრაციული ამძრავის ტიპით. დღეისათვის შედარებით გავრცელებულს წარმოადგენენ ინერციული, ელექტრომაგნიტური, ექსცენტრული, პნევმატიკური და ჰიდრაულიკური ამძრავები.

**თემის აქტუალობა.** თანამედროვე ვიბრაციულ ტექნიკაში ელექტროვიბრაციულ მანქანას ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ადგილი უკავია. იგი წარმატებით გამოიყენება წარმოების თითქმის ყველა დარგში სხვადასხვა ტექნოლოგიური ოპერაციების შესასრულებლად.

ელექტროვიბრაციული მანქანის ძირითადი უპირატესობა სხვა ტიპის ვიბრაციულ მოწყობილობასთან შედარებით იმითაა განპირობებული, რომ მასში ამძრავად გამოყენებულია ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი, რომელშიც სწორხაზოვანი რხევითი მოძრაობა ხორციელდება უშუალოდ, ბრუნვითი მოძრაობის საშუალოდ კინემატიკური რგოლების გარეშე. ამის შედეგად ელექტრომაგნიტურ ამძრავში არ არის მოხახუნე წყვილები, რაც საგრძნობლად აუმჯობესებს მანქანის საექსპლუატაციო პირობებს.

გარდა ამისა, ელექტროვიბრაციულ მანქანაში ადვილად ხორციელდება მუშა რეჟიმების უსაფრთხო ცვლა და ამასთან ერთად მასში მოცემულია ავტომატური და პროგრამული მართვის პრინციპული შესაძლებლობა.

პრაქტიკაში საკმაოდ გავრცელებულ სახეობას წარმოადგენს ერთი ან ორმასიანი ელექტროვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანა. ასეთი ტიპის მანქანა მუშაობს, როგორც რეზონანსულ, ასევე არარეზონანსულ რეჟიმზე. აქვე შევნიშნავთ, რომ რეზონანსულ რეჟიმზე მომუშავე ვიბრაციული მანქანის უპირატესობას შეადგენს ის, რომ მასში ნაკლებია ენერგიის მოხმარების ხარჯი, და, შესაბამისად ნაკლებია ლითონტევადობა. მიუხედავად ამისა ამ კონსტრუქციის მანქანების ნაკლოვან მხარედ შეიძლება ჩაითვალოს ის, რომ მათ გააჩნია ერთი მუშა ორგანო და ვიბრაციის გადაცემა გარემო პირობებზე საკმაოდ მნიშვნელოვანია.

**სამუშაოს მიზანია** შეიქმნას სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანა, რომელიც წარმოადგენს ახალი კონსტრუქციის რეზონანსულ რეჟიმზე მომუშავე მანქანას და რომელსაც გააჩნია ორი მუშა ორგანო. ეს უკანასკნელი იძლევა საშუალებას ერთდროულად მოხდეს ორი სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლების მქონე სატრანსპორტო მასალის გადაადგილება. ამავე დროს, მანქანის პარამეტრების შერჩევით, შესაძლებელია ამ სხვადასხვა მასალის უფრო ეფექტურად ტრანსპორტირება ან სეპარაცია. გარდა ამისა, ორი მასა (მუშა ორგანოები) მიმაგრებულია მესამე მასასთან რაც მანქანის პარამეტრების შერჩევით იძლევა საშუალებას მინიმალური გაგზავნით მთლიანად მანქანის მიერ გარემოზე ვიბრაციის მავნე გადაცემა.

**სადისერტაციო სამუშაოს სტრუქტურა.** სამუშაო შედგება შესავლი-საგან, პრობლემასთან დაკავშირებული გამოკვლევების ანალიზურ მიმოხილვასთან, სამი ძირითადი თავისგან, მიღებული დასკვნებისა და გამოყენებული ლიტერატურისაგან.

კვლევების შესრულება მიმდინარეობდა ოთხი ძირითადი მიმართულებით: სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის რეალური კონსტრუქციული მოდელის დამზადება, სამმასიანი რხევითი სისტემების გაანგარიშების თეორიული საფუძვლების შექმნა, სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის მათემატიკური მოდელირება, გადასაადგილებელი ტვირთის მათემატიკური მოდელირება და სამმასიანი ვიბრომანქანის ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოკვლევა.

### **სამუშაოს მეცნიერული სიახლე:**

1. დამზადებულია ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელი. ფიზიკური მოდელი გამოკვლეულია ექსპერიმენტულად.
2. შედგენილია სამმასიანი რხევითი სისტემების თეორიული გაანგარიშებისთვის საჭირო მათემატიკური გამოსახულებები დიფერენციალური განტოლებების სახით.
3. შემუშავებულია სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევების მეთოდები, რომლებიც იძლევა საშუალებას მანქანის სიახლე და მისი უპირატესობები სხვა ანალოგიური დანიშნულების მანქანებთან შედარებით სრულად იქნას წარმოჩენილი.
4. შედგენილია ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგადი მათემატიკური მოდელი, რომელიც ითვალისწინებს ვიბრაციული მანქანის მახასიათებელ პარამეტრებთან ერთად, დრეკად-ბლანტი-პლასტიკური ფორმით წარმოდგენილი სატრანსპორტო ტვირთის სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკურ მახასიათებლებსაც.

### **სამუშაოს მეცნიერული და პრაქტიკული მნიშვნელობა**

მდგომარეობს იმაში, რომ შექმნილია ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ვიბრაციული მანქანა, რომელსაც აქვს ორი მუშა ორგანო და ერთდროულად შეუძლია სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლების მქონე სატრანსპორტო მასალის გადაადგილება ტრანსპორტირების ოპტიმალური სიჩქარეებით. ამავე დროს მანქანა მუშაობს რეზონანსულ რეჟიმში და შედარებით ნაკლებია ენერგომოსმარება, მანქანის საექსპლუატაციო პარამეტრების რეგულირება კი ხდება მარტივად და მდოვრედ.

განსაკუთრებით აღსანიშნავია ის ფაქტი, რომ მანქანის დაკიდება მზიდ კონსტრუქციაზე ხდება შუალედური მესამე მასის მეშვეობით, რაც საშუალებას იძლევა მინიმუმამდე შევამციროთ ვიბრაციის მავნე ზემოქმედება გარემო პირობებზე და მომსახურე პერსონალზე.

ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანა, რომელიც მუშაობს ვიბრაციულ პრინციპზე, გამოკვლეულია დეტალურად როგორც თეორიულად ასევე ექსპერიმენტულად.



ტულად და მისი მუშაუნარიანობა დადგენილია. შესაძლებელია ასეთი ტიპის მანქანების სამრეწველო ნიმუშების შექმნა და გამოყენება იმ ტექნოლოგიურ პროცესებში სადაც არსებობს მოთხოვნა ასეთი ტიპის კონსტრუქციებზე.

## თავი I. ლიტერატურის მიმოხილვა

### ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანები

#### 1.1. ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების მუშაობის

##### პრინციპი და კლასიფიკაცია

ვიბრაცია (მაღალი სიხშირის რხევა) დიდი ხანია იპყრობს მეცნიერთა და წარმოების მუშაკთა ყურადღებას. ამის ძირითადი მიზეზია ვიბრაციის მავნე მოქმედება. ვიბრაცია იწვევს მასალის სწრაფ დადლილობას და უშუალოდ ემუქრება კონსტრუქციის სიმტკიცეს, გარკვეული პირობების დროს მან შეიძლება გამოიწვიოს მანქანათა ნაწილების, მთელი მანქანებისა და ნაგებობების ნგრევა, სხვა შემთხვევაში ვიბრაცია ხელს უშლის ხელსაწყოებისა და აპარატების ნორმალურ მუშაობას, იწვევს მავნე ფიზიოლოგიურ შეგრძნებას და ა.შ. მეცნიერები და ინჟინრები ქმნიან ეფექტურ საშუალებებს ვიბრაციის მავნე გავლენის მოსასპობად ან შესამცირებლად.

მაგრამ რხევის როლი ტექნიკაში ყოველთვის როდია უარყოფითი. ვიბრაცია ფართოდ გამოიყენება მრავალი სასრგებლო სამუშაოს შესასრულებლად, როგორც არის: დაბეტონება, ფხვიერი მასალის გაცხავენა, გაცრა და დახარისხება, მიწაში ბოდის ჩასმა, სხვადასხვა მასალისა და დეტალის ტრანსპორტირება, საყალიბე მიწის დატკეპნა, ვიბრაციული რეცხვა, ლითონის ვიბრაციული ჭრა და ა.შ.

ამჟამად ტექნიკაში ცნობილია მრავალი სახისა და დანიშნულების ვიბრაციული მანქანა. მისი ძირითადი თავისებურება სხვა ანალოგიური დანიშნულების მოწყობილობასთან შედარებით ისაა, რომ მუშა ორგანოს მოძრაობას განსაზღვრავს არა მისი კინემატიკური კავშირი ამძრავთან, არამედ დინამიკური ფაქტორები—მოძრავი ნაწილების მასებისა და ამგზნები ძალის სიდიდე, დრეკადი ელემენტების სიხისტე და ა.შ.

ვიბრაციულ მანქანაში სამუშაო პროცესი ხორციელდება ცალკეული იმპულსების ერთობლიობის შედეგად. რადგან ასეთი იმპულსების რაოდენობა (რხევის სიხშირე) დიდია, მიიღწევა მაღალი საწარმოო ეფექტი, მიუხედავად იმისა, რომ თითოეული ციკლის დროს სრულდება მცირე მუშაობა.

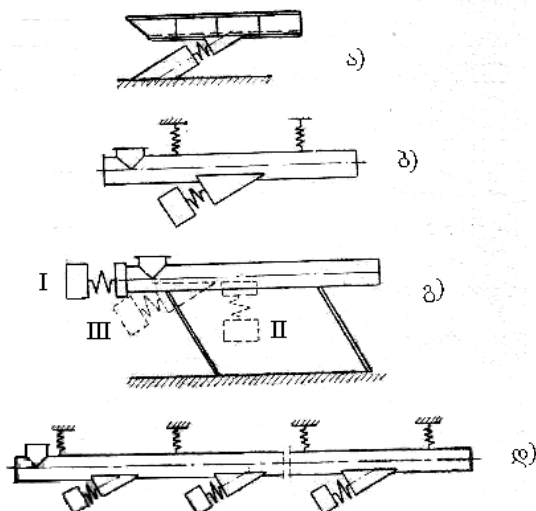
ვიბრაციული მანქანის საწარმოო გამოყენება დაიწყო ჯერ კიდევ გასული საუკუნის დასაწყისში. პირველად ამ მანქანებს მხოლოდ ფხვიერი მასალის გაცხავებისთვის იყენებდნენ. მოგვიანებით, როდესაც შეამჩნიეს, რომ თუნდაც ჰორიზონტალურ მდგომარეობაში მყოფ მერხვე სხეულზე მოთავსებული მასალა გარკვეული პირობების დროს გადაადგილდებოდა მოცემული მიმართულებით, დაიწყო ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების შექმნა და გამოყენება.

ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანა სხვა სატრანსპორტო საშუალებასთან შედარებით ბევრი უპირატესობებით ხასიათდება. კონსტრუქციის სიმარტივესა და ექსპლუატაციის სიადვილესთან ერთად განსაკუთრებით აღსანიშნავია, რომ მტვრიანი, აირგამომყოფი და მაღალი ტემპერატურის მქონე მასალების ტრანსპორტირებისას ვიბროტრანსპორტი ჰერმეტიკობით ერთადერთი ეფექტური საშუალებაა.

ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანა უწყვეტი მოქმედების ტრანსპორტის განსაკუთრებული სახეობაა. სხვა სატრანსპორტო მანქანებისაგან განსხვავებით ვიბრაციულ მანქანაში მასალა განუწყვეტლივ ერთმანეთის მომდევნო მიკრონახტომების სახით გადაადგილდება, რაც გამოწვეულია მერხვე ზედაპირის (მუშა ორგანოს) წინსვლითი-უკუქცევითი მოძრაობით წინ და ზევით, უკან და ძირს. ასეთი მოძრაობის მისაღებად ვიბრაციულ ამძრავს მუშა ორგანოს მიმართ ისე აყენებენ, რომ რხევების მიმართულებამ მასალის გადაადგილების მიმართულებასთან შეადგინოს მახვილი კუთხე 15–25° (ნახ. 1 ა, ბ) [1,2].

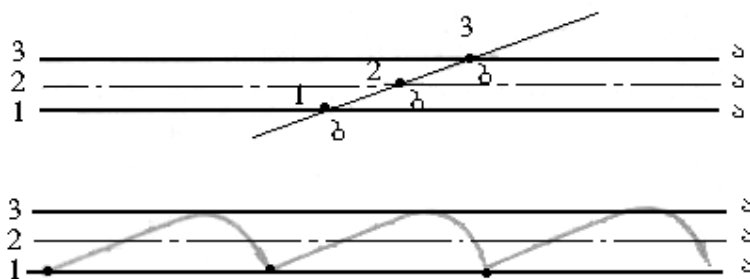
ვიბრაციის გადაცემა კუთხით შეიძლება მიღწეულ იქნას სხვა საშუალებითაც. მაგალითად, რესორებზე მუშა ორგანოს გარკვეული კუთხით დამაგრებით (ნახ. 1 გ). ამ შემთხვევაში მასალის გადაადგილების მიმართულებას განსაზღვრავს ეს კუთხე და არა ამგზნები ძალის მიმართულება, რომელიც შეიძლება ემთხვეოდეს მუშა ორგანოს ღერძს (I), იყოს მისი მართობი (II) ან დრეკადი ელემენტების მართობი (III).

მიკრონახტომების განსახორციელებლად აგრეთვე საჭიროა, რომ მასალის ნაწილაკის აჩქარების ვერტიკალური შემდგენი მეტი იყოს მისი სიმძიმის ძალის აჩქარებაზე. ეს მიიღწევა რხევის სიხშირისა და ამპლიტუდის სათანადო შერჩევით.



ნახ. 1. ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების სახეები

2 ნახაზზე ნაჩვენებია მუშა ზედაპირით მასალის გადაადგილების სქემები. ა-თი აღნიშნულია მერხვეი ზედაპირი, ბ-თი ნებისმიერი წერტილი ამ ზედაპირზე, ინდექსები 1, 2 და 3 აღნიშნავს ზედაპირის ან წერტილის ქვედა, საშუალო და ზედა მდგომარეობებს, შესაბამისად. მრუდები გვიჩვენებს ზედაპირზე მდებარე ნაწილაკის მოძრაობის ტრაექტორიას [3,4].



ნახ. 2. სატრანსპორტო მასალის გადაადგილების სქემა

როგორც სქემიდან ჩანს, ტრანსპორტირებისას მასალა თავისი გზის ნაწილს გადის მუშა ზედაპირთან ერთად. შემდეგ კი სცილდება მას და ასრულებს თავისუფალ მოძრაობას, სანამ იმავე ზედაპირზე დაეცემოდეს. გადაადგილების ხასიათი განისაზღვრება როგორც ვიბრომანქანის მუშაობის რეჟიმით, ისე თვით მასალის თვისებებით.

აქ ჩვენ განვიხილეთ ვიბროტრანსპორტირების უმარტივესი შემთხვევა – ერთეული ნაწილაკის გადაადგილება, როდესაც მასალის თვისებები ყველაზე ნაკლებ გავლენას ახდენს ტრანსპორტირებაზე. რეალურ სისტემაში საქმე გვაქვს ფხვიერი მასალის დიდი მასების გადაადგილებასთან. ამ შემთხვევაში მასალის გადაადგილებაზე მოქმედების მისი წონა, ნაწილაკების ფორმა და ზომები, ტენიანობა, ჰაერგამტარობა, შიგა ხახუნი, ხახუნი ნაწილაკებსა და მუშა ორგანოს შორის, მასალის დრეკადი თვისებები, ფენის სისქე და ა.შ.

აღსანიშნავია ის გარემოებაც, რომ ვიბრაციის დროს ფხვიერი მასალა იძენს სპეციფიკურ თვისებებს: საგრძნობლად მცირდება ხახუნი ერთი მხრივ მასალის ნაწილაკებს შორის, ხოლო მეორე მხრივ მასალასა და მუშა ორგანოს შორის, ფხვიერი მასალა უფრო „დენადი“ ხდება.

ამ მიზეზების გამო ტრანსპორტირების რეჟიმის დადგენა ძირითადად ხდება მოცემულ მასალაზე ჩატარებული ცდების საშუალებით.

ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანა მრავალგვარია. დინამიკური სისტემის პრინციპული მოწყობილობის მიხედვით არჩევენ ერთ, ორ ან მრავალმასიან მანქანებს. 1 ა) ნახაზზე ნაჩვენებია ერთმასიანი ვიბრაციული მკვებავის ერთ-ერთი სქემა. მკვებავი შედგება მუშა ორგანოსა (ღარის) და ელექტრომაგნიტური ვიბრატორისაგან, რომლის ერთი ე.წ. აქტიური მასა შეერთებულია მუშა ორგანოსთან, ხოლო მეორე – რეაქტიული – უძრავ ჩარჩოსთან (ან საძირკველთან). ერთმასიანი ვიბრაციული მანქანა დიდ დინამიკურ დატვირთვას გადასცემს საყრდენ კონსტრუქციას, რადგან მასში ინერციული ძალები გაწონასწორებული არ არის. ამ მიზეზით, მიუხედავად კონსტრუქციული სიმარტივისა, ასეთი მანქანები იშვიათად გამოიყენება.

ყველაზე ფართოდაა გვარცვლებული ორმასიანი ვიბრაციული მანქანები. ორმასიანი კონვეიერი (ნახ. 1 ბ) არის იზოლირებული დინამიკური სისტემა, რომელშიც ვიბრატორის ამგზნები ძალა ერთნაირად გადაეცემა როგორც აქტიურ, ისე რეაქტიულ მასებს. მოძრავი მასები იზოლირებულია საყრდენი კონსტრუქციებისაგან ამორტიზატორების საშუალებით და მათ შედარებით მცირე დინამიკურ დატვირთვებს გადასცემენ.

ამორტიზატორების განლაგების მიხედვით ვიბრაციული მანქანები შეიძლება იყოს დაყრდნობილი (ნახ. 1 ა და გ) ან დაკიდებული (ნახ. 1 ბ და დ). მუშა ორგანოს კონსტრუქციის მიხედვით მანქანა ღია (ნახ. 1 ა) ან დახურული ტიპისაა (ნახ. 1 ბ, გ და დ).

ორმასიანი ვიბრაციული მანქანა არის კონვეიერი, რომელსაც ერთ უწყვეტ მუშა ორგანოზე რამდენიმე ვიბრატორი აქვს დაყენებული (ნახ. 1 დ). მასალის ეფექტურად ტრანსპორტირებისათვის საჭიროა, რომ მუშა ორგანო ირხეოდეს მხოლოდ განსაზღვრული მიმართულებით და არ ხდებოდეს ე.წ. პარაზიტული რხევა. ამ მოთხოვნის შესრულება შეიძლება მუშა ორგანოს სიხისტის გაზრდით და ვიბრატორების დაყენებით ბიჯით, რომელიც არ უნდა აღემატებოდეს გარკვეულ ზღვარს.

ზემოაღნიშნული ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების დანიშნულებაა მასალის გადაადგილება ან ჰორიზონტალური მიმართულებით, ან მცირე დახრილობით. გამოიყენება, აგრეთვე, ვერტიკალური ტრანსპორტიორი. ამ მანქანის მუშა ორგანო არის ღარი, რომელიც განლაგებულია მცირე ასვლის კუთხის მქონე ხრახნული ხაზის გასწვრივ. მუშა ორგანოს გადაეცემა რთული რხევა, რომელიც არის ვერტიკალური ღერძის გარშემო წრიული და ამავე ღერძის გასწვრივ წრფივი რხევების ჯამი. ვერტიკალური ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოს მეშვეობით ტვირთის ტრანსპორტირება ხდება გარკვეული კუთხით ზემოთ.

ყველა ზემოთ ჩამოთვლილ მანქანაში სამუშაო პროცესი ხორციელდება მხოლოდ რხევის მეშვეობით. ამ მანქანებისაგან განსხვავებით გვხვდება კომბინირებული მოწყობილობანი, რომლებშიც ვიბრაცია დამხმარე საშუალებაა მუშაობის ეფექტურობის გაზრდისათვის. მაგალითად შეიძლება მოვიყვანოთ ვიბროპნევმატური კონვეიერი, რკინიგზის მერხევი ბაქნიანი ვაგონების დამცლელი დანადგარი და სხვა.

გარდა ძირითადი სატრანსპორტო საშუალებებისა – ვიბრაციული - კონვეიერებისა, ფართოდ გამოიყენება ე.წ. სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური მოწყობილობანი, რომლებშიც მასალის გადაადგილება შეთავსებულია სხვადასხვა ტექნოლოგიურ პროცესთან (გაცხავება, შრობა, დახარისხება, გაცივება, მტვრისაგან გაწმენდა და სხვა).

სატრანსპორტო მანქანების განსაკუთრებული სახეობებია ვიბრაციული მკვებავი, დოზატორი, დამტკეპნი, ამგზნები ხვიშირიდან მასალის გამოდინების დაჩქარებისათვის და ა.შ.

ვიბრაციული მანქანები ერთმანეთისაგან ძირითადად გამოყენებული ამძრავით განსხვავდება. ვიბრაციული ამძრავი – ვიბრატორი მრავალი სახისაა: ინერციული, ექსცენტრიული, ელექტრომაგნიტური, პნევმატური და ჰიდრაულიკური.

ინერციულია ვიბრატორები, რომელშიც ვიბრაცია გამოწვეულია ერთი ან რამდენიმე გაუწონასწორებელი მასის ბრუნვით. ექსცენტრიულ ვიბრატორში ამძრავის ლილვის ძრობა გარდაიქმნება ბარბაცას რხევით მოძრაობად. პნევმატურ და ჰიდრაულიკურ ვიბრატორებში ამგზნები ძალა წარმოიქმნება დგუშის ან მისი შემცვლელი ელემენტის წინსვლითი–უკუქცევითი მოძრაობის შედეგად.

ელექტრომაგნიტურ ვიბრატორში რხევითი მოძრაობა მიიღება ელექტრომაგნიტით შექმნილი ამგზნები ძალის გავლენით, რომელიც თავის მხრივ წარმოიქმნება მაგნიტის გრაგნილში ცვლადი ან წყვეტილი დენის გავლის შედეგად.

## 1.2. ვიბრაციული მანქანების ამძრავები

ვიბრაციული მანქანის ამძრავთა მრავალფეროვნება და მათი გამოყენების სფეროები განპირობებულია იმ მოთხოვნებით, რომლებიც წაყენება მათ პრინციპულ მოწყობას, კონსტრუქციულ შესრულებასა და საექსპლუატაციო მახასიათებლებს. სახალხო მეურნეობის თითოეულ დარგს ახასიათებს სპეციფიკური თავისებურებები, ამიტომ ვიბროამძრავის ტიპის შერჩევა დაკავშირებულია შესასრულებელი ტექნოლოგიური პროცესების კონკრეტულ პირობებთან. იმის გამო, რომ დღეს არსებული ვიბროამძრავებიდან სრულად არც ერთი არ შეესაბამება მოთხოვნებს, ამიტომ პრაქტიკაში გამოიყენება ვიბრაციული მანქანები სხვადასხვა მოწყობილობისა და კონსტრუქციული შესრულების ამძრავებით. ასეთებია: ელექტრომაგნიტური, ინერციული, ექსცენტრიული, ვიბროდარტყმითი, ჰიდრაულიკური და სხვა ამძრავები.

ვიბრაციულ მანქანში რხევის ამგზნები მუშა ორგანოს ანიჭებს რხევით მოძრაობას, რომლის მეშვეობითაც ხდება შინაგანი და გარე წინაღობათა დაძლევა და სრულდება სასარგებლო მუშაობა.

ინერციულ ამგზნებში რხევის იძულებითი პერიოდული ძალა წარმოიქმნება ერთი ან რამდენიმე გაუწონასწორებელი მასის ბრუნვის შედეგად. მბრუნავი ამგზნები ძალით მოქმედ ამძრავებს მიეკუთვნება დებალანსური ტიპის ამძრავი, რომელშიც მიმართული პერიოდულად ცვალებადი ამგზნები ძალა იქმნება ერთი გაუწონასწორებელი მასით. ამძრავის ასეთივე სახეობას მიეკუთვნება ძრავა-ვიბრატორი, რომელიც წარმოადგენს ძრავს გაუწონასწორებელი როტორით.

ინერციულ ვიბროამძრავში მიმართული ამგზნები ძალის მისაღებად გამოიყენება ორი ხერხი. პირველ შემთხვევაში მოქმედებები ორი არასასურველი მიმართულებით წონასწორდება სიდიდით ტოლი და საპირისპიროდ მიმართული ძალებით, ხოლო მეორე შემთხვევაში გამოიყენება სახსრის თვისებები, გადასცეს ძალა მხოლოდ მისი ღერძის მიმართულების პერპენდიკულარულად. ამგზნები ძალის მიმართულ მოქმედებას უზრუნველყოფს თვითდაბალანსების სახის ვიბროამძრავი, რომელშიც გამოიყენება შეწყვილებული დებალანსები.

ინერციული ვიბროამძრავი კონსტრუქციული მოწყობის მიხედვით შესაძლებელია იყოს მარტივი და თვითდაცენტრებადი. თვითდაცენტრებადი ვიბროამძრავი იმით განსხვავდება, რომ მისი ლილვი მზადდება ექსცენტრულად, რის შედეგადაც თვითდაცენტრების მქონე ვიბრაციული ამძრავის ბრუნვის ცენტრი იმ შემთხვევაში თუ ლილვის ექსცენტრისიტეტი შეესაბამება ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოს რხევის ამპლიტუდას სივრცეში უძრავი რჩება.

როგორც ინერციულ, ისე ექსცენტრიულ ვიბროამძრავს მნიშვნელოვანი ნაკლი აქვს. მუშა ორგანოების მაღალი სიხშირით რხევისას მათში წარმოიქმნება ინერციის დიდი ძალები, რომლებიც გადაეცემა დებალანსების ან ექსცენტრიული ლილვის საკისრებს და იწვევს მათ ვადაზე ადრე მწყობრიდან გამოყვანას. გარდა ამისა, ამპლიტუდისა და სიხშირის რეგულირება ასეთ მანქანაში გაძნელებულია მისი მართვის პროცესის სირთულის გამო. საჭირო ხდება მანქანის გაჩერება და დებალანსების ან ექსცენტრისიტეტის გადაწყობა. გარდა აღნიშნულისა,



ამ სახის ამძრავების მქონე ვიბრაციულ მანქანას ახასიათებს ხანგრძლივი გარდამავალი პროცესი, რომელიც ამ შემთხვევაში დაკავშირებულია არასასურველი რეზონანსული რეჟიმის გავლასთან.

აღნიშნულ ვიბროამძრავთან შედარებით უფრო სრულყოფილია რხევის ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავი წინსვლითი-უკუქცევითი მოქმედებით. ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული ამძრავის შემთხვევაში მანქანის მუშა ორგანო საჭირო რხევით მოძრაობას იღებს უშუალოდ, ყოველგვარი შუალედური ბრუნვის მექანიზმების გარეშე. ამის გამო ელექტრომაგნიტურ ვიბროამძრავში არ არსებობს მოხახუნე კვანძები და შესაბამისად არ მოითხოვს მისი ნაწილების მუდმივ შეზეთვას. ეს უკანასკნელი არგუმენტი მნიშვნელოვნად ზრდის მანქანის უსაფრთხოებას და ამარტივებს მის მომსახურებას. გარდა ამისა, ასეთ მანქანაში ძალზე მოსახერხებელია ელექტრული მეთოდებით რხევების ამპლიტუდის რეგულირება მუშა პროცესის შეწყვეტის გარეშე. ასეთი მანქანები ხასიათდება ენერჯის მცირე მოხმარებით, გაშვების პროცესის სიმარტივით და ავტომატიზაციის ფართო შესაძლებლობებით.

პრაქტიკაში ფართო გავრცელება პოვა ისეთმა ვიბრაციულმა მანქანებმა, რომელთა სტაციონარული მუშა პროცესები ხასიათდება სამი ერთმანეთისგან განსხვავებული რეჟიმით. პირველი მათგანია ვიბრაციული მანქანების კლასი, რომლებშიც ამგზნები ძალის მოქმედების სიხშირე მნიშვნელოვნად ნაკლებია მთლიანი სისტემის საკუთარ სიხშირეზე და ჯერ კიდევ შორია რეზონანსამდე. შესაბამისად, მოშორებულია რეზონანსულ რეჟიმს. ამ რეჟიმით მომუშავე ვიბრაციული მანქანა ნაკლებად ეფექტურია ენერგომოხმარების თვალსაზრისით, მაგრამ მას გარკვეული უპირატესობა აქვს. კერძოდ, ის, რომ საშუალებას იძლევა მანქანა აიწყოს ტექნოლოგიური პროცესებისთვის საჭირო ნებისმიერ სიხშირეზე.

მეორე არის ისეთი ვიბრაციული მანქანების კლასი, რომლებშიც ამგზნების ძალის სიხშირე მეტია სისტემის საკუთარ სიხშირეზე და ისინიც შორს არიან რეზონანსისგან. ასეთი ტიპის ვიბრაციულ მანქანას საჭირო სიხშირეზე აწყობასთან დაკავშირებით იგივე ღირსებები აქვს, რაც წინა შემთხვევაში. თანაც უფრო მომგებიანია ენერგომოხმარების

თვალსაზრისით. მაგრამ გარკვეული ნაკლი მასაც აქვს, კერძოდ ის, რომ სტაციონარულ რხევით რეჟიმზე გასასვლელად აუცილებელი ხდება რეზონანსის გავლა, რაც გარკვეულ სიძნელეებთან არის დაკავშირებული.

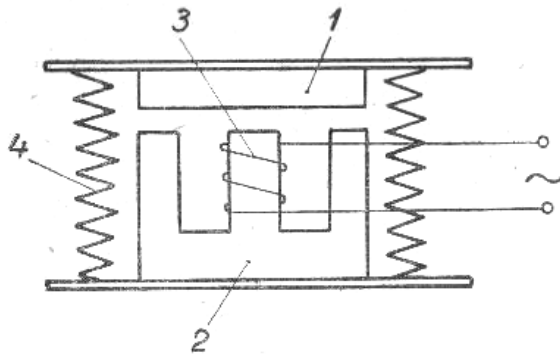
მესამე კლასი რეზონანსული, უფრო სწორად რეზონანსთან ახლო რეჟიმში მომუშავე ვიბრაციული მანქანებია. ამ ტიპის მანქანებს წინაორი კლასის მანქანებთან შედარებით მნიშვნელოვანი უპირატესობები აქვს. რეზონანსული ტიპის ვიბრაციული მანქანის გაშვება დაკავშირებულია მის შეყვანასთან მუშა რეჟიმში, რაც ფაქტობრივად მყისიერად ხდება. ეს მანქანა ხასიათდება ენერჯის გაცილებით ნაკლები მოხმარებით. მისი მუშა რეჟიმი საკმაოდ სტაბილურია, ხოლო მუშა ამპლიტუდების რეგულირება ხდება მარტივად და მდოვრედ.

თანამედროვე ვიბრაციულ ტექნიკაში ელექტროვიბრაციულ მანქანას ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ადგილი უკავია. იგი წარმატებით გამოიყენება წარმოების თითქმის ყველა დარგში ფხვიერი მასალის ტრანსპორტირების, მიწოდებისა და დოზირებისათვის, ხვიმირაში მასალის გაჭედვის თავიდან აცილებისათვის, მასალების დამსხვრევისა და დაფქვისათვის, შესაფუთი მასალების დატკეპნისათვის, ნამზადისა და დეტალების ტრანსპორტირებისათვის მანქანათმშენებლობაში და ა.შ. უნდა აღინიშნოს, რომ ელექტროვიბრაციული მანქანის შესაძლებლობები სრულად ჯერ კიდევ არ არის გამოყენებული.

ელექტროვიბრაციული მანქანის ძირითადი უპირატესობა სხვა ტიპის ვიბრაციულ მოწყობილობასთან შედარებით იმითაა განპირობებულია, რომ მასში ამძრავად გამოყენებულია ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი, რომელშიც სწორხაზოვანი რხევითი მოძრაობა ხორციელდება უშუალოდ, ბრუნვითი მოძრაობის საშუალებდო კინემატიკური რგოლების გარეშე. ამის შედეგად ელექტრომაგნიტურ ამძრავში არ არის მოხახუნე წყვილები, რაც საგრძნობლად აუმჯობესებს მანქანის საექსპლუატაციო პირობებს.

გარდა ამისა, ელექტროვიბრაციულ მანქანაში ადვილად ხორციელდება მუშა რეჟიმების უსაფრთხო ცვლა და ამასთან ერთად მასში მოცემულია ავტომატური და პროგრამული მართვის პრინციპული შესაძლებლობა. ელექტროვიბრაციული მანქანის ამძრავი – ელექტრო-

მაგნიტური ვიბრატორი შედგება ორი ძირითადი ნაწილისაგან: ელექტრომაგნიტისა და დრეკადი სისტემისაგან (ნახ. 3). ელექტრომაგნიტის ღუზა (1) და გულარი (2) აწყობილია ელექტროტექნიკური ფოლადის ფურცლებისაგან. გულარის ფურცლებს უმეტეს შემთხვევაში „П“ ან „H“-ს მაგვარი ფორმა აქვთ, ღუზის ფურცლებს კი – მართკუთხა ფორმა [5,6,7].



ნახ. 3. ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავი

გულარზე მოთავსებული ელექტროგამტარის გრაგნილი (3), ღუზა და გულარი ერთმანეთთან ზამბარების საშუალებითაა დაკავშირებული. ეს ნაწილები შეადგენენ ვიბრატორის ორ ე.წ. აქტიურ და რეაქტიულ მასებს, აქტიური მასა (უმეტეს შემთხვევაში ღუზა და მასზე მიმაგრებული ნაწილები) მაგრდება მუშა ორგანოზე (8).

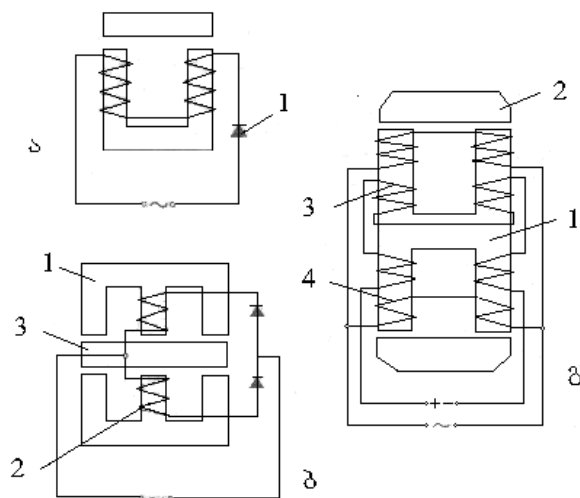
მუშაობის პრინციპის მიხედვით არსებობს ერთტაქტიანი და ორტაქტიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრატორები. ერთტაქტიან ვიბრატორში (ნახ. 3) ღუზის მიზიდვა როგორც ერთ, ისე მეორე მხარეს ხდება მაგნიტის მიზიდულობის ძალით.

ყველაზე მარტივია ე.წ. რეაქტიული ერთტაქტიანი ვიბრატორი, რომლის სქემა მოცემულია 3 ნახაზზე. ელექტრომაგნიტის გრაგნილი ჩაირთვება ცვლადი დენის წრედში. დენის მაქსიმალური მნიშვნელობის დროს ღუზა მიიზიდება მაგნიტით, ხოლო მინიმალური მნიშვნელობის დროს – განიზიდება დრეკადი სისტემის გაველენით, რადგან ცვლადი დენი ერთი პერიოდის განმავლობაში ორჯერ აღწევს თავის მაქსიმალურ მნიშვნელობას (დადებითს და უარყოფითს), ამიტომ მაგნიტის მიზიდულობის ძალა ამავე დროში ორჯერ იცვლება ნულიდან მაქსიმუმამდე და, ამრიგად, ღუზის მიზიდვა-განიზიდვაც ერთი პერიოდის

განმავლობაში ორჯერ ხდება. ამის გამო რეაქტიული ვიბრატორის რხევის სიხშირე მკვებავი დენის სიხშირეზე ორჯერ მეტია. ამრიგად, ვიბრატორის კვებისას ჩვეულებრივი ცვლადი დენის ქსელიდან, რომლის სიხშირეა 50 ჰერცი, რხევათა რიცხვი წამში არის 100.

რხევის დიდი სიხშირის გამო რეაქტიული ვიბრატორის გამოყენება შეზღუდულია. დაბალი სიხშირის მისაღებად ვიბრატორის გრაგნილის წრედში (ნახ. 4 ა) მიმდევრობით რთავენ 1 გამმართველს, რომელიც დენს ატარებს პერიოდის მხოლოდ ერთი ნახევრის განმავლობაში (მხოლოდ ერთი მიმართულებით). ამ შემთხვევაში მაგნიტის მიზიდულობის ძალა პერიოდის განმავლობაში მხოლოდ ერთხელ მიაღწევს მაქსიმალურ მნიშვნელობას და, ამრიგად, გამმართველიანი ვიბრატორის რხევის სიხშირე ქსელის სიხშირის ტოლია, ე.ი. წამში სრულდება 50 რხევა [9,10].

ორტაქტიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი (ნახ. 4 ბ) შედგება ორი გრაგნილებიანი (2) გულარისაგან (1) და საერთო ღუზისაგან (3). გულარები კონსტრუქციულად არიან დაკავშირებული ისე, რომ წარმოადგენდნენ ერთ მასას. ღუზა უკავშირდება გულარებს დრეკადი სისტემის საშუალებით. ვიბრატორის გრაგნილები ჩართულია ცვლადი დენის ქსელში ერთნახევარპერიოდის გამართვის სქემით. ამის გამო ერთი ნახევარპერიოდის განმავლობაში ღუზას მიიზიდავს ერთი გულარი, ხოლო მეორეში – მეორე გულარი. შესაბამისად, რხევის სიხშირე ცვლადი დენის სიხშირის ტოლია.



ნახ. 4. ერთტაქტიანი და ორტაქტიანი ვიბროამძრავები

სხვა ტიპის ორტაქტიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი (ნახ. 4 გ) შედგება „H“-ის მსგავსი ფორმის გულარისაგან (1) და ორი ღუზისაგან (2), რომლებიც ერთმანეთთან ხისტადაა შეერთებული. ღუზები და გულარი ერთმანეთთან დაკავშირებულია რესორების საშუალებით. გულარზე მოთავსებულია მუდმივი (3) და ცვლადი დენის (4) გრაგნილები. მუდმივი და ცვლადი დენების ერთდროული მოქმედების შედეგად გულარში აღიზნება ცვლადი და მუდმივი მაგნიტური ნაკადები. მუდმივი მაგნიტური ნაკადი მაგნიტის თითოეულ ნახევარში მიმართულია ერთი მიმართულებით. პერიოდის ერთი ნახევრის განმავლობაში ცვლადი და მუდმივი მაგნიტური ნაკადები მაგნიტის ერთ ნახევარში ერთმანეთს აბათილებს, მეორეში კი იკრიბება. პერიოდის მეორე ნახევრის დროს სურათი შებრუნებულია. ამის გამო გულარში იქმნება პულსირებული მაგნიტური ნაკადი, რაც იწვევს ვიბრატორის რხევას ქსელის სიხშირით, ე.ი. 3000 რხევით წუთში.

ელექტროვიბრაციული მანქანა ძირითადად რეზონანსულ პრინციპზე მუშაობს, რაც იმით გამოიხატება, რომ დრეკადი სისტემის სიხისტე ისეა შერჩეული, რომ სისტემის რხევის საკუთარი სიხშირე ახლოა ამგზნები ძალის ცვლილების სიხშირესთან. რეზონანსულ რეჟიმზე მუშაობისას მოითხოვება მცირე ამგზნები ძალა და, ე.ი. მცირე სიმძლავრის ვიბრატორი.

რეზონანსულ რეჟიმზე მომუშავე ვიბრატორის ღუზა და გულარი რხევისას ერთმანეთს არ ეხება. გარდა ასეთი ვიბრატორისა იყენებენ აგრეთვე დარტყმითი მოქმედების ვიბრატორს, რომელშიც ღუზასა და გულართან შეერთებული სპეციალური ნაწილები რხევის დროს ერთმანეთს ეჯახება, რითაც მუშა ორგანოს ჰარმონიული რხევის გარდა დამატებით დარტყმით იმპულსებსაც გადასცემენ. ასეთი კომბინირებული, ვიბრაციულ-დარტყმითი ზემოქმედების შედეგად ზოგიერთ შემთხვევაში იზრდება მანქანის ეფექტურობა, მაგალითად, ხვიშირიდან მასალის გადმოყრისას, ზოგიერთი მასალის დატკეპნისას და ა.შ. დარტყმითი მოქმედების ვიბრატორების გამოყენება სატრანსპორტო მანქანის ამძრავად მიზანშეწონილი არ არის, რადგან დარტყმითი ზემოქმედება მოითხოვს მანქანის მუშა ორგანოს სიხისტის გაზრდას, იწვევს დიდ ხმაურს, ზრდის ენერგიის ხარჯს და ა. შ.

ელექტრომაგნიტური ვიბრატორის ერთ-ერთი ძირითადი ნაწილი არის დრეკადი სისტემა. დრეკად ელემენტად თანამედროვე კონსტრუქციის ვიბრაციულ მანქანაში გამოყენებულია ფურცლოვანი რესორები, ხრახნული ზამბარები, ტორსიონები, რეზინისა და აგრეთვე ლითონისა და რეზინის კომბინირებული დრეკადი ელემენტები.

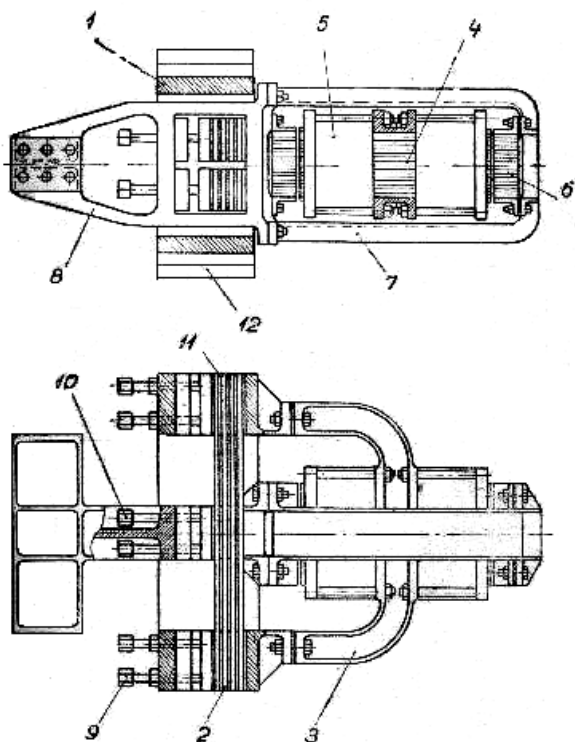
### **1.3. ელექტრომაგნიტური ვიბრატორებისა და ვიბრაციული მანქანების კონსტრუქციები.**

ელექტროვიბრაციული მანქანების კონსტრუქციები მათი დანიშნულებისა და მათ ამძრავებში გამოყენებული დრეკადი ელემენტების მიხედვით საკმაოდ მრავალფეროვანია.

მსოფლიოს მრავალ ქვეყანაში დამუშავებული და ათვისებულია მრავალი ტიპისა და კონსტრუქციის ელექტროვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანა შესაბამისი ელექტრომაგნიტური ვიბრატორული ამძრავით.

ერთ-ერთ ასეთი ტიპის მანქანას წარმოადგენს ორტაქტიანი რეზონანსული ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი, რომელიც დანიშნულია ძირითადად კონვეიერების, მკვებებისა და ცხაგების ამძრავად.

მე-5 ნახაზზე ნაჩვენებია ელექტროვიბრაციული მანქანის ამძრავის კონსტრუქციული სქემა, რომელშიც დრეკად ელემენტად გამოყენებულია რესორების პაკეტი. ფოლადის კორპუსში (1) ბოლოებით ჩამაგრებულია რესორების პაკეტი (2). კორპუსზევე ტრავერსების (3) საშუალებით დამაგრებულია ელექტროვიბრაციული ძრავას სტატორი, რომელიც შედგება გულარისა (4) და ოთხი კოჭასაგან (5). ძრავას ორი ღუზა (6) ერთმანეთთან კავის (7) საშუალებითაა შეერთებული და მაგრდება კრონშტეინზე (8), რომელიც თავის მხრივ დამაგრებულია რესორების შუა ნაწილზე. ამ კრონშტეინის საშუალებით ვიბრატორი უერთდება ვიბრომანქანის მუშა ორგანოს. რესორების მოჭერა კორპუსსა და კრონშტეინში ხორციელდება ჭანჭიკების (9 და 10) საშუალებით [11,12,13].



ნახ. 5. ორტაქტიანი ვიბროამძრავის კონსტრუქცია

რესორებს შორის მათი ჩამაგრების ადგილებში მოთავსებულია შუალედური საფენები (11). ამის გამო რესორები ერთმანეთს ეხება მხოლოდ ჩამაგრების ადგილებში, რაც ამცირებს მათ შორის ხახუნს და რხევის ჩაქრობას, ამავე დროს ხელს უწყობს მათ გაცივებას.

ვიბრატორის აწყობა (რხევის საკუთარი სიხშირის რეგულირება) ხდება რესორების ან სპეციალური მარეგულირებელი ტვირთების (12) რაოდენობის შეცვლით.

ელექტროვიბრაციული ძრავა, რომლის პრინციპული სქემა მოცემულია 4 გ ნახაზზე, შედგება „H“-ის ფორმის გულარისაგან, ხისტად შეერთებული ორი ღუზისაგან და კოჭებისაგან ცვლადი და მუდმივი დენის გრაგნილებით.

მუდმივი დენის სიმძლავრე შეადგენს ცვლადი დენის სიმძლავრის დაახლოებით 10%-ს. მანქანის რხევის ამპლიტუდის (მწარმოებლობის) რეგულირება ადვილად ხორციელდება ამ მცირე სიმძლავრის დენის სიდიდის შეცვლით. სიმძლავრის მაღალი კოეფიციენტი და რხევის ამპლიტუდის რეგულირების ეკონომიკური და მარტივი ხერხი აღწერილ ვიბრატორებს უპირატესობას ანიჭებს სხვა ტიპის ვიბრატორებთან

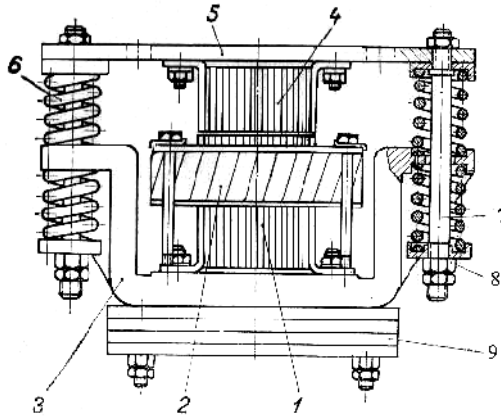
შედარებით. ამ ვიბრატორების ნაკლი ძირითადად კონსტრუქციის სირთულეშია.

ელექტროვიბრაციული მკვებავის დანიშნულებაა ფხვიერი მასალის დოზირებული მიწოდება და ტრანსპორტირება. მკვებავეს ძირითადად ხვიმირის ქვეშ აყენებენ, საიდანაც მასალა ტექნოლოგიური პროცესის შესაბამისად მიეწოდება ამა თუ იმ სახის ტრანსპორტიორს ან მანქანას. დატვირთული ელექტროვიბრაციული მანქანის გაშვება და გაჩერებაც შესაძლებელია. ამიტომ იგი ასრულებს ხვიმირის ჩამკეტის მოვალეობასაც.

ზემოაღწერილ ელექტრომაგნიტურ ვიბრატორებს ახასიათებს საერთო ნაკლი, კერძოდ ის, რომ რესორის ტიპის დრეკად ელემენტში დიდი ენერგია იკარგება. ეს დანაკარგი ძირითადად გამოწვეულია ე.წ. კონსტრუქციული დემფირებით, რაც დაკავშირებულია ხახუნთან, ძირითადად რესორის ჩამაგრების ადგილში. ამ თვალსაზრისით გაცილებით რაციონალურია დრეკად ელემენტად ხრახნული ზამბარების გამოყენება. თანაც, ხრახნულ ზამბარაში გაცილებით უკეთ გამოიყენება მასალის დრეკადი თვისებები. მაგრამ ხისტი ზამბარების დამზადების სირთულის გამო შეზღუდულია დიდი სიმძლავრის ვიბრატორებში მათი გამოყენება.

ხრახნულზამბარებიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრატორის ერთ-ერთ მაგალითად შეიძლება განვიხილოთ კონსტრუქცია, რომელიც ნაჩვენებია 6 ნახაზზე. ელექტრომაგნიტის გულარზე (1), რომელიც აწყობილია „II“-ს ფორმის ელექტროტექნიკური ფოლადის ფურცლებისაგან, მოთავსებულია ორი გრაგნილი (2). გულარი დამაგრებულია საყრდენზე (3), ხოლო ღუზა (4) – ფილაზე (5), რომლის საშუალებითაც ვიბრატორი მაგრდება მუშა ნაწილზე. ღუზა და გულარი ერთმანეთთან შეერთებულია ზამბარების (6) საშუალებით. ზამბარები მოთავსებულია საყრდენის ორივე მხარეს. ღუზასა და გულარს შორის საჰაერო ღრეჩოს რეგულირება ხდება სარჭებისა (7) და ქანჩების (8) საშუალებით. ქანჩების ჩახრახნით ან ამოხრახნით შესაბამისად იკუმშება ან იშლება ზამბარები და იცვლება საჰაერო ღრეჩოს სიდიდე [14,15,16].





ნახ. 6. სრახნულ ზამბარებიანი ვიბროამძრავი

ვიბრატორის რეზონანსულ რეჟიმზე აწყობა ხდება რეაქტიული ნაწილის წონის შეცვლით ტვირთების (9) საშუალებით. ელექტრომაგნიტის კვება ხდება ცვლადი დენის ქსელიდან ერთნახევარპერიოდული გამართვის სქემით.

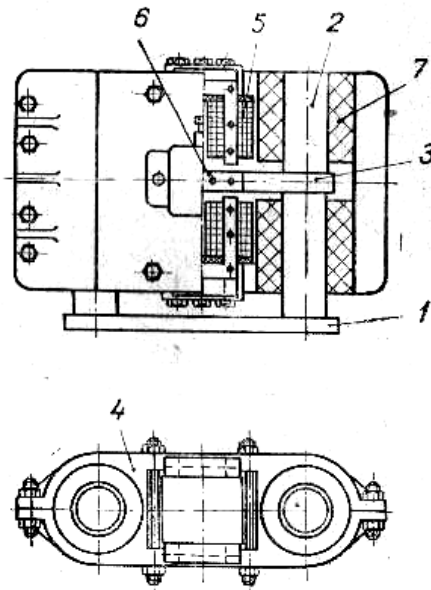
აღნიშნული ვიბრატორი განკუთვნილია ვიბრაციული ტრანსპორტიორის, მკვებავის, ვიბრომაგიდისა და სხვა მრავალი სახის ელექტროვიბრომანქანის ამძრავად. კერძოდ, მისი გამოყენება გათვალისწინებულია აგრესიული ქიმიური ნივთიერებების დამფასოებელ ავტომატში მასალის დატკეპნისათვის. ასეთივე კონსტრუქციული სქემის მიხედვითაა დამუშავებული მცირე სიმძლავრის ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი, რომელიც გამოიყენება ჩაის მწვანე ფოთლის სინესტის მზომ ხელსაწყოში

უკანასკნელ ხანს შეიქმნა ელექტრომაგნიტური ვიბრატორები, რომლებშიც გამოყენებულია რეზინის დრეკადი ელემენტები. რეზინის გამოყენება აუმჯობესებს მანქანის საექსპლუატაციო თვისებებს; კერძოდ, მცირდება მექანიკური ძაბვა ვიბრომანქანის ნაწილებში, ხმაური, დრეკადი ელემენტების ღირებულება, სირთულე მხოლოდ შესაბამისი ხარისხის რეზინის შერჩევაა.

რეზინის დრეკადი ელემენტების მქონე ორტაქტიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი ნაჩვენებია 7 ნახაზზე [14,17,18].

ვიბრატორი შედგება შემდეგი ძირითადი ნაწილებისაგან: ფილისაგან (1), რომლითაც ამძრავი მუშა ორგანოზე მაგრდება, ორი მილისაგან

(2), რომლებიც ხისტადაა შეერთებული ფილასთან და განივასთან (3), თუჯის კორპუსისაგან (4), რომელიც ორი ნახევრისგან შედგება.



ნახ. 7. რეზინის დრეკადი ელემენტებიანი ვიბროამძრავი

კორპუსში ჩამაგრებულია ელექტრომაგნიტის ორი გულარი (5), ხოლო განივაზე - ღუზა (6). ელექტრომაგნიტის კეება წარმოებს 4 ბ ნახაზზე ნაჩვენები სქემის მიხედვით. დრეკადი ელემენტები – რეზინის მილისები (7) – ჩამოცმულია მილებზე (2) და გარე ზედაპირით ჩამაგრებულია კორპუსში (4). რხევის დროს რეზინი მუშაობს ძვრის დეფორმაციაზე.

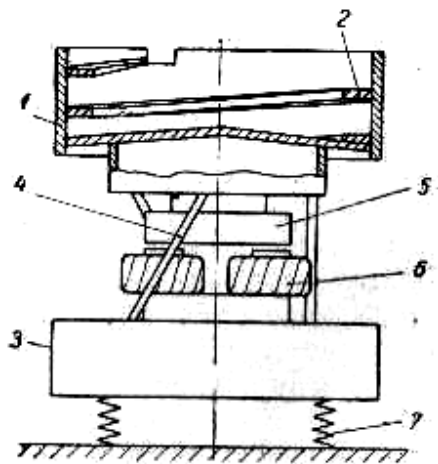
გარდა ზოგადი დანიშნულების ელექტროვიბრაციული მანქანისა, დამუშავებულია სპეციალური კონსტრუქციის მანქანები, რომელთა ამძრავები მტკვრშეულწევი, წყალშეულწევი ან ფეთქებაუსაფრთხოა.

ელექტროვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის განსაკუთრებული სახეობაა ვიბრაციული მკვებავი ხვიმირი (ბუნკერი), რომელიც გამოიყენება ძირითადად მანქანათა და ხელსაწყოთა ნაწილებისა და ნამზადების ავტომატური მიწოდებისათვის სხვადასხვა დანიშნულების ლითონ-დამამუშავებელ ჩარხებზე. ვიბროხვიმირის მუშაობის პრინციპი შემდეგში მდგომარეობს (ნახ. 8). ხვიმირში (1), რომლის შიგა ცილინდრულ ზედაპირზე შექმნილია ხრახნული ღარი (2), ყრიან გადასაადგილებელ მასალას (ნამზადს); ვიბრაციის გავლენით ნამზადები გადაადგილდება

ამ დარზე და გამოდის ხვიმირიდან, საიდანაც ხვდება სათანადო ტრანსპორტიორზე ან უშუალოდ მიეწოდება ჩარხს.

ვიბროხვიმირში მასალის გადაადგილებას საფუძვლად იგივე პრინციპი უდევს, რაც ჩვეულებრივ ვიბრაციულ ტრანსპორტიორს, რადგან ხრახნული დარი შეიძლება წარმოვიდგინოთ, როგორც სწორხაზოვანი მუშა ორგანო, რომელიც ჰორიზონტისადმი დახრილია ხრახნის ასვლის კუთხის ტოლი კუთხით. როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, ხრახნულ დარზე მასალის გადაადგილებისათვის მუშა ორგანოს (ხვიმირს) ეძლევა რთული, ხრახნული რხევითი მოძრაობა, რაც ვერტიკალური და წრიული რხევების ჯამია. ასეთ მოძრაობას ახორციელებენ დრეკადი ელემენტების – რესორების ან თვით ელექტრომაგნიტური ვიბრატორის დაყენებით მუშა ორგანოსადმი გარკვეული კუთხით, უფრო გავრცელებულია პირველი ხერხი. 8 ნახაზზე ნაჩვენებია ასეთი ვიბროხვიმირის კონსტრუქციული სქემა.

ხვიმირი (1) შეერთებულია - ფუძესთან (3) დრეკადი დეროების (4) საშუალებით. მუშა ორგანოზე მიმაგრებულია ელექტრომაგნიტის ღუზა (5), ხოლო ფუძეზე – მისი ხვიებიანი გულარი (6). ვიბროიზოლაციის მიზნით მკვებავი დაყრდნობილია ამორტიზატორებზე (7) [14,19,20].



ნახ. 8. ვიბრობუნკერი

ელექტროვიბრაციულ მკვებავ ხვიმირებს ფართო გამოყენება აქვს მანქანათმშენებლობასა და ხელსაწყოთმშენებლობაში. მათ მრავალი უპირატესობა აქვთ სხვა ტიპის ავტომატურ მკვებავ მოწყობილობებთან შედარებით. ზოგიერთ შემთხვევაში ვიბროხვიმირი ნამზადის ავტომატუ-

რი ჩატვირთვისა და მიწოდების ერთადერთი რაციონალური საშუალებაა. ელექტროვიბრაციული ხვიმირი საგრძნობლად აადვილებს რთული და არასიმეტრიული ფორმის ნამზადის ორიენტაციას, რაც აუცილებელია ჩარხზე მისი ავტომატური მიწოდებისათვის.

ელექტროვიბრაციულ ვერტიკალურ ტრანსპორტიორს მკვებავი ხვიმირისაგან განსხვავებით გაცილებით მაღალი მუშა ორგანო აქვს, რომლის გარე ცილინდრულ ზედაპირზე გაკეთებულია ხრახნული ღარი. ამ ორი ტიპის ვიბრაციული მანქანის მუშაობის პრინციპი კი ანალოგიურია. ვიბრაციული კონვეიერის – ელევატორის გამოყენება ფხვიერი მასალის გადაადგილებისათვის ვერტიკალური მიმართულებით ხშირად უფრო რაციონალურია, ვიდრე სხვა ტიპის, მაგალითად, ციცხვიანი (ჩამჩიანი) ელევატორისა.

ვერტიკალური ვიბროკონვეიერი ხასიათდება მუშა ორგანოს სიმაღლისა და მისი გარე დიამეტრის შეფარდებით. ამ შეფარდებას დაახლოებით 10-მდე იღებენ, ხოლო სიმაღლეს – 6-8 მეტრამდე, როდესაც საჭიროა მეტ სიმაღლეზე ტრანსპორტირება, აწყობენ სატრანსპორტო ხაზს, რომელშიც რამდენიმე ელევატორი შედის.

ელექტროვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების ჯგუფს მიეკუთვნება ხვიმირის ამგზნებები. როგორც ცნობილია, ზოგიერთი ფხვიერი მასალა ხვიმირებში ხშირად იჭედება, ქმნის თაღს, რითაც ხელს უშლის ამა თუ იმ ტექნოლოგიური პროცესის ნორმალურ მიმდინარეობას. ამ მოვლენის თავიდან აცილების მიზნით იყენებენ ვიბრატორებს – ამგზნებებს, რომლებიც მასალას გადასცემენ რხევას, რითაც უზრუნველყოფენ ხვიმირიდან მის უწყვეტ მიწოდებას.

ამგზნებად გამოიყენება როგორც რეზონანსული, ისე დარტყმითი მოქმედების ელექტრომაგნიტური ვიბრატორები. ვიბრატორის კონსტრუქცია, სიმძლავრე და მუშაობის რეჟიმი, აგრეთვე მისი დამაგრების ხერხი, დამოკიდებულია ხვიმირის ფორმასა და ზომებზე, მასალის თვისებებსა და მის მდგომარეობაზე (სინესტე, წებვადობა და სხვა).

ლითონის ხვიმირში ვიბრატორს აყენებენ უშუალოდ მის კედელზე დაახლოებით სიმაღლის 1/4 - ზე ძირიდან. ვიბრატორის მუშაობის დროს ხვიმირის კედელი მოდის რხევით მოძრაობაში, რაც მასალას გადაეცემა.

ბეტონის ხვიმირში, ხოლო ზოგიერთ შემთხვევაში ლითონის ხვიმირშიც ეფექტურობის გაზრდის მიზნით, ვიბრატორს ამაგრებენ ფოლადის სპეციალურ ფურცლებზე, რომლებიც ხვიმირის შიგნითაა მოთავსებული და იზოლირებულია მისგან ამორტიზატორების საშუალებით. ვიბრატორის დამაგრება ფურცელზე ხდება ხვიმირის კედელში გამავალი კონსტრუქციების საშუალებით.

კარგ ეფექტს იძლევა ამგზნები ვიბრატორის მოთავსება ხვიმირში, როდესაც რხევა უშუალოდ გადაეცემა მასალას. ამ შემთხვევაში საგრძნობლად იზრდება ამგზნების მოქმედების ეფექტურობა და მავნე რხევაც ნაკლებად გადაეცემა ხვიმირის მზიდ კონსტრუქციას.

ყველა ზემოთ აღნიშნული, ცხადია, ხასიათდება მუშა პროცესების სპეციფიურობით. მიუხედავად იმისა, რომ აღნიშნული ვიბრაციული მანქანები უმრავლეს შემთხვევაში მუშაობის პრინციპით არ განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან, კერძოდ, წარმოადგენენ ერთ ან ორმასიან რხევით სისტემებს, ინერციული ან ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავით, შესასრულებელი ტექნოლოგიური ოპერაციების სპეციფიკიდან გამომდინარე, საჭიროებენ მათი გარკვეული ტიპების დამზადებას. ეს უკანასკნელი კი განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან როგორც კონსტრუქციულად, ასევე მართვის სქემებით და მუშა რეჟიმებით.

ხშირ შემთხვევაში დაბალი სიხშირის და შედარებით მაღალი ამპლიტუდის მქონე ვიბროამძრავების გამოყენების აუცილებლობა ასევე საჭირო ხდება სხვა ტექნოლოგიურ პროცესებშიც. ასეთ პროცესებს გარდა ზემოთ აღნიშნულისა მიეკუთვნება სამშენებლო ინდუსტრიაში დამსხვრეული ინერტიული მასალების ვიბრაციული ხერხით სხვადასხა ფრაქციებად დახარისხება ან ბეტონის სამშენებლო კონსტრუქციების სხვადასხვა ფორმებში შემჭიდროება-შევისება. ამ პროცესების უფრო ეფექტურად შესრულება შესაძლებელია სწორედ დაბალ სიხშირიანი ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავით. წარმოდგენილ სამუშაოში უპირატესობა ენიჭება დაბალი სიხშირის მქონე ელექტრომაგნიტური ამძრავის მქონე ვიბრაციულ მანქანას, რომელიც ხასიათდება ქსელის სიხშირესთან შედარებით ორჯერ ნაკლები სიხშირით, რაც საშუალებას იძლევა მნიშვნელოვნად გავზარდოთ მუშა ამპლიტუდის სიდიდე. ამ უკანას-

კნელს კი აქვს გადამწყვეტი მნიშვნელობა აღნიშნულ პროცესებში, როგორც პროცესების ინტენსიფიკაციისთვის, ასევე მწარმოებლობის გაზრდის მიზნით. კონსტრუქციული ცვლილება ქსელის სიხშირეზე მომუშავე მანქანებთან შედარებით არ ხასიათდება კონსტრუქციის გართულებით და უფრო მეტად იგი შეეხება მართვის სქემას ან კონფიგურაციის შეცვლას, რაც მნიშვნელოვნად კომპენსირდება ახალი კონსტრუქციის ვიბრაციული მანქანების მაღალი ეფექტურობით.

#### 1.4. ვიბრაციული მანქანები მშენებლობაში

მშენებლობა სახალხო მეურნეობის ის დარგია, სადაც უფრო მეტად გამოიყენება ვიბრაციული მანქანები. დღეს მრავალი სამშენებლო სამუშაოს შესრულება წარმოდგენილია ვიბრაციული მანქანის გარეშე.

ძალიან ფართოდ გამოიყენება მშენებლობაში ვიბრაციული შემამჭიდროებელი მანქანები, ზედაპირული და სიღრმეში მომუშავე ვიბრაციული მოწყობილობები [21,22,23,24].

ზედაპირული შემამჭიდროებელი ვიბრაციული მანქანები გამოიყენება მშენებლობაში საავტომობილო გზის, აეროდრომისა და სხვა ნაგებობის ცემენტ-ბეტონით დაფარვისას, გრუნტისა და ხრეშისაგან შემდგარი ნაყარის, ღორღით დაფარვის, ასფალტობეტონის ნარევისა და ცივი ასფალტის შემჭიდროებისას და ა.შ. ჩამოთვლილი მანქანები ხშირად არა მხოლოდ ამჭიდროებს ნარევს, არამედ წინასწარ ასწორებს, პროფილს ანიჭებს და აწარმოებს საფარის სუფთად მოწყობის სამუშაოსაც. ზედაპირული ვიბრაციული მანქანები წარმოდგენილია: ვიბროფილებით, ვიბროლარტყებით, რომლებიც გამოიყენებიან როგორც დამოუკიდებლად, ისე კომბინირებულ ბეტონის მომპირკეთებელ მანქანებში ვიბრაციული მტკეპნელებისა და ვიბრაციული საგორავების სახით.

ერთერთი ასეთი ტიპის ვიბრაციული სატკეპნი მანქანა ნაჩვენებია 1 სურათზე.



სურ.1. ვიბრაციული სატკეპნი მანქანა

სიღრმისეული ვიბრაციული შემამჭიდროებელი დანადგარი გამოიყენება არმირებულ კონსტრუქციაში ბეტონის ნარევის შესამჭიდროებლად. მძლავრი სიღრმისეული ვიბრატორები გამოიყენება აგრეთვე არაშეკავშირებადი გრუნტების შესამჭიდროებლად. სიღრმისეული შემამჭიდროებელი ვიბრაციული მოწყობილობების რიცხვს მიეკუთვნება ვიბროლეროები (ვიბროგურზები) და მათგან შედგენილი, ე.წ. ვიბრო-პაკეტები, შესამჭიდროებელი სამუშაოების მწარმოებლობის გაზრდის მიზნით.

ერთერთი სიღრმისეული მოქმედების ვიბრატორი ნაჩვენებია სურათ 2-ზე.



სურათი 2. სიღრმისეული ვიბრატორი

სამრეწველო და საცხოვრებელი, ასევე საინჟინრო ნაგებობების მშენებლობაში ფართო გამოყენება პოვა მსხვილი რკინაბეტონის ბლოკებმა. კომბინატებსა ან პოლიგონებზე დამზადებული ბლოკებისა და ცალკეული დეტალების გამოყენება მნიშვნელოვნად ზრდის მშენებლობის ხარისხს და ამცირებს მის დროს. რკინაბეტონის ქარხნების დამზადების ტექნოლოგიური კომპლექსის ერთ-ერთი ძირითადი რგოლია ვიბრომოედნები და ვიბროფორმები (სურათი 3).



სურ. 3. ვიბრომოედანი

მრავალი ჰიდროტექნიკური ნაგებობის, პორტის, სამოქალაქო და სამრეწველო შენობის, გზაგამტარის მშენებლობისას, ასევე ხიდის საყრდენის ფუნდამენტის, ქსელის საკონტაქტო ხაზის საყრდენისა და სხვა მშენებლობის დროს ფართო გამოყენება პოვა ხიმინჯების ჩაღრმავებისა და ამოღების ვიბრაციულმა მეთოდმა.

დღეს მრეწველობაში ჯერ კიდევ ვერ პოვა ფართო გავრცელება ვიბრაციის გამოყენებამ გრუნტისა და მთის ქანის ჭრისა და რღვევის პროცესებში. მიუხედავად იმისა, რომ არსებობს ექსკავატორის რამდენიმე ვარიანტი ვიბრაციულციცხვიანი ან კიდევ ვიბრაციულსოლიანი მაღალი ქანობის ჩამოსამსხვრევად სამშენებლო მასალების ღია წესით მოპოვების დროს, შესაძლებლობები ამ მიმართულებით საკმაოდ მრავალფეროვანია.

სამაგიეროდ სამშენებლო მასალების წარმოების დროს საკმაოდ ფართო გამოყენება პოვა ვიბრაციულმა წისკვილმა. ინერტული მასალის დასამსხვრევად ასევე გამოიყენება ვიბრაციული სამსხვრევი.

მშენებლობაში სხვადასხვა ფხვიერი სამშენებლო მასალის გადასაადგილებლად უკვე ფართოდ გამოიყენება და ასევე ფართო პერსპექტივები აქვს ვიბრაციულ ტრანსპორტს. ვიბრაციული კონვეიერი ამჟამად წარმოდგენილია სახეთა დიდი მრავალფეროვნებით, რომლებიც ერთმანეთისაგან განსხვავდება როგორც პრინციპული მოწყობილობით, ისე კონსტრუქციული შესრულებითა და საექსპლუატაციო შესაძლებლობებით. ვიბრაციული კონვეიერი გამოიყენება ჰორიზონტალური, დახრილი და ვერტიკალური ტრანსპორტირებისთვის. ექსპლუატაციაში განსაკუთრებით ეფექტურია ისეთი სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური ვიბრაციული მანქანები, როგორცაა: კონვეიერ-ცხავეები, კონვეიერ-საშრობები, კონვეიერ-გამაცივებლები, კონვეიერ-შემრევეები და სხვა.



განსაკუთრებით ეფექტურია და ფართოდაა გავრცელებული მრავალფეროვანი დამხმარე ვიბრაციული მოწყობილობები. მათ რიცხვს მიეკუთვნება ვიბრომკვებავი და ვიბროდოზატორი, რომლებიც გამოიყენება ბეტონის და ქვისსამსხვრევე ქარხნებში, განსაკუთრებით მათი ავტომატიზაციის პირობებში, განმტვირთავი ვიბრობაქნიანი ვიბრაციული მოწყობილობები რკინიგზის მშენებლობის დროს და სხვა.

ერთერთი მკვებავის კონსტრუქცია ელექტრომაგნიტური ამძრავით ნაჩვენებია სურათ 4-ზე.



სურათი 4. მკვებავი ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავით

შესრულებული სამუშაოების შესწავლისა და ანალიზის საფუძველზე კვლევის ობიექტად აღებული იქნა ვიბრაციული მკვებავი ორი მუშა ორგანოთი, რომელიც მუშაობს რეზონანსულ რეჟიმში და გააჩნია ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული ამძრავი. აღნიშნული მანქანის, სხვა ანალოგიური დანიშნულების მანქანებთან შედარებით, ეფექტურობის გაზრდის მიზნით, გამოიკვეთა კვლევის შემდეგი ამოცანები:

1. სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის მათემატიკური მოდელის შედგენა და მისი გამოკვლევა, რომლის საფუძველზე მიღებული შედეგები, საშუალებას მოგვცემს თეორიულად დავადასტუროთ წინასწარ დასახული ამოცანები და მოსალოდნელი შედეგები.
2. ვიბრაციული მანქანის სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური პროცესის მათემატიკური მოდელირებით შესწავლა, რომელიც გვიჩვენებს ვიბრაციის პარამეტრებისა და გადასაადგილებელი ტვირთის

სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკური თვისებების გავლენას ტრანსპორტირების სიჩქარეზე.

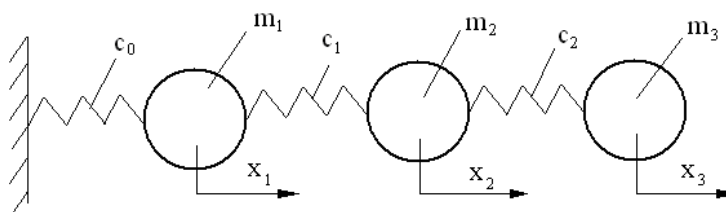
3. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოცდა მუშაობის სხვადასხვა რეზონანსულ რეჟიმებში, რომლებიც შედარებული იქნება თეორიული გამოკვლევების ანალოგიურ შედეგებთან და დაგვიდასტურებს დასმული ამოცანების განხორციელების შესაძლებლობას.

## შედგები და მათი განსჯა

### თავი II. სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე ვიბრაციული სისტემების თეორიის საფუძვლები

#### 2.1. სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე ვიბრაციული სისტემების თავისუფალი რხევები

სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე ვიბრაციული სისტემების მაგალითად განვიხილოთ ნახ. 9-ზე მოყვანილი სქემა. სქემაზე გამოსახულია სისტემა, რომელიც შედგება სამი მყარი მასისაგან, შეერთებული ერთმანეთთან წრფივად დრეკადი ელემენტებით (მაგალითად რესორებით). ავლნიშნოთ მასები  $m_1$ ,  $m_2$  და  $m_3$ -თი, მათი გადაადგილება კი წონასწორობის მდებარეობებიდან ჰორიზონტალური  $x$  ღერძის გასწვრივ, ხახუნის გარეშე,  $x_1$ ,  $x_2$  და  $x_3$ -თი. დრეკადი ელემენტები, რომლითაც მასები ერთმანეთთან არიან დაკავშირებული არის  $c_0$ ,  $c_1$  და  $c_2$  როგორც ეს ნახაზზეა ნაჩვენები.



ნახ. 9. სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე რხევითი სისტემის საანგარიშო სქემა

მოძრაობების განტოლებათა შესადგენად ვიყენებთ ლაგრანჟის მეორე გვარის განტოლებას. რომელსაც აქვს შემდეგი სახე [25,26,27,28]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i \quad (i=1,2,\dots,n), \quad 2.1$$

სადაც  $q$  – განზოგადებული კოორდინატია,  $\dot{q}$  – განზოგადებული სიჩქარეა,  $i$  – განზოგადებული კოორდინატის რიგითი ნომერია,  $n$  – მექანიკური სისტემის თავისუფლების ხარისხია,  $Q$  – განზოგადებული

ძალაა,  $T$  – სისტემის კინეტიკური ენერჯიაა,  $\Pi$  – სისტემის პოტენციური ენერჯიაა,  $t$  – არის დრო.

პირველ რიგში მოვძებნოთ სისტემის კინეტიკური ენერჯია, რომელსაც ექნება შემდეგი სახე:

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2}. \quad 2.2$$

მასების რხევების პროცესში რესორებში ვითარდება  $c_0 x_1$ ,  $c_1(x_2 - x_1)$  და  $c_2(x_3 - x_2)$  ძალები, ამიტომ სისტემის პოტენციური ენერჯია გამოისახება შემდეგნაირად:

$$\Pi = \frac{c_0 x_1^2}{2} + \frac{c_1 (x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{c_2 (x_3 - x_2)^2}{2}. \quad 2.3$$

2.2 და 2.3 ტოლობების ჩასმით ლაგრანჟის განტოლებაში, საბოლოოდ, მივიღებთ მასების მოძრაობათა შემდეგ გიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_0 x_1 - c_1(x_2 - x_1) &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1(x_2 - x_1) - c_2(x_3 - x_2) &= 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_2) &= 0. \end{aligned} \quad 2.4$$

განტოლებათა 2.4 სისტემის გამარტივების მიზნით გავეყოთ მასში შემავალი შესაბამისი განტოლებები  $m_1$ ,  $m_2$  და  $m_3$  მასებზე და შემოვიღოთ აღნიშვნები გადაცემის კოეფიციენტების სახით:

$$\frac{c_0 + c_1}{m_1} = k_{11}; \quad \frac{c_1}{m_1} = k_{12}; \quad \frac{c_1 + c_2}{m_2} = k_{21}; \quad \frac{c_1}{m_2} = k_{22}; \quad \frac{c_2}{m_2} = k_{23}; \quad \frac{c_2}{m_3} = k_{33}.$$

მაშინ 2.4 განტოლებები მიიღებენ შემდეგ სახეს:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + k_{11} x_1 - k_{12} x_2 &= 0; \\ \ddot{x}_2 - k_{21} x_1 + k_{22} x_2 - k_{23} x_3 &= 0; \\ \ddot{x}_3 - k_{33} x_2 + k_{33} x_3 &= 0. \end{aligned} \quad 2.5$$

2.5 განტოლებები წარმოადგენენ დიფერენციალურ განტოლებებს მუდმივი კოეფიციენტებით. ეს განტოლებები შესაძლებელია ამოვხსნათ კერძო ამონახსნებით, რომელთაც აქვთ შემდეგი სახე:

$$\begin{aligned} x_1 &= A \sin(pt + \varphi); \\ x_2 &= B \sin(pt + \varphi); \\ x_3 &= C \sin(pt + \varphi). \end{aligned} \quad 2.6$$

თუ 2.6 ტოლობებს ჩავსვამთ 2.5-ში, მივიღებთ:

$$\begin{aligned} -Ap^2 \sin(pt + \varphi) + Ak_{11} \sin(pt + \varphi) - Bk_{12} \sin(pt + \varphi) &= 0; \\ -Bp^2 \sin(pt + \varphi) - Ak_{21} \sin(pt + \varphi) + Bk_{22} \sin(pt + \varphi) - Ck_{23} \sin(pt + \varphi) &= 0; \\ -Cp^2 \sin(pt + \varphi) - Bk_{33} \sin(pt + \varphi) + Ck_{33} \sin(pt + \varphi) &= 0. \end{aligned} \quad 2.7$$

2.6 განტოლებები დააკმაყოფილებს 2.5 განტოლებათა სისტემას დროის ნებისმიერ მომენტში იმ შემთხვევაში, თუ დაკმაყოფილდება შემდეგი ალგებრული განტოლებები:

$$\begin{aligned} A(k_{11} - p^2) - Bk_{12} &= 0; \\ -Ak_{21} + B(k_{22} - p^2) - Ck_{23} &= 0; \\ -Bk_{33} + C(k_{33} - p^2) &= 0. \end{aligned} \quad 2.8$$

2.8 განტოლებები  $A$ ,  $B$  და  $C$  კოეფიციენტებისათვის მოგვცემს ნულისგან განსხვავებულ ამონახსნს იმ შემთხვევაში თუ 2.7 სისტემის განმსაზღვრელი უდრის ნულს, ანუ:

$$\begin{bmatrix} (k_{11} - p^2) & -k_{12} & 0 \\ -k_{21} & (k_{22} - p^2) & -k_{23} \\ 0 & -k_{33} & (k_{33} - p^2) \end{bmatrix} = 0. \quad 2.9$$

ან კიდევ

$$(k_{11} - p^2)(k_{22} - p^2)(k_{33} - p^2) - (k_{11} - p^2)k_{23}k_{33} - (k_{33} - p^2)k_{12}k_{21} = 0. \quad 2.10$$

გაშლილი სახით 2.10 განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$p^6 - (k_{11} + k_{22} + k_{33})p^4 + [k_{11}(k_{22} + k_{33}) + k_{33}(k_{22} + k_{23}) - k_{12}k_{21}]p^2 - k_{33}[k_{11}(k_{22} - k_{23}) - k_{12}k_{21}] = 0. \quad 2.11$$

2.11 წარმოადგენს კუბურ განტოლებას  $p^2$ -ს მიმართ. შემოვიღოთ აღნიშვნები

$$(k_{11} + k_{22} + k_{33}) = \alpha; \quad [k_{11}(k_{22} + k_{33}) + k_{33}(k_{22} + k_{23}) - k_{12}k_{21}] = \beta;$$

$$k_{33}[k_{11}(k_{22} - k_{23}) - k_{12}k_{21}] = \gamma; \quad p^2 = \xi,$$

მაშინ 2.11 ტოლობა ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$\xi^3 - \alpha\xi^2 + \beta\xi - \gamma = 0. \quad 2.12$$

ეს უკანასკნელი  $\xi$ -ს მიმართ არის კუბური განტოლება და იწოდება სისტემის სიხშირის განტოლებად. მისი ფესვები სისტემის თავისუფლების ხარისხის, ანუ სამის ტოლია. ეს სიხშირეები  $\xi_{1,2,3}$  და განლაგებულნი არიან ზრდის თანმიმდევრობით. განსახილველი სისტემისათვის, რომელიც ასრულებს რხევებს მდგრად მდგომარეობასთან ახლოს ყველა ეს ფესვები ნამდვილი და დადებითია. 2.12-ში შემავალი მუდმივი კოეფიციენტები  $\alpha, \beta, \gamma$  არიან განხილული სისტემის მასებისა და სიხისტეებისაგან შედგენილი სიდიდეები.

2.12 განტოლება ცხადია კვადრატურებში არ ამოიხსნება, მაგრამ თანამედროვე კომპიუტერული ტექნიკისა და მასზე განტოლებების ამოხსნის მრავალფეროვანი მეთოდების არსებობის დროს მისი ამოხსნა და შესაბამისად ფესვების პოვნა სირთულეს არ წარმოადგენს.

ამ პარაგრაფში განვიხილეთ მექანიკური რხევითი სისტემა სამი თავისუფლების ხარისხით, რომელშიც არ მოქმედებდნენ რაიმე სახით წინააღმდეგობის ძალები. ასეთი სისტემები იწოდებიან იდეალურ სისტემებად და ცხადია პრაქტიკაში არ არსებობენ. რეალურად, სიტემებში, ნებისმიერი თავისუფლების ხარისხით, ყოველთვის მოქმედებს წინააღმდეგობის ძალები გარეშე ან შინაგანი ძალების სახით. ასეთი სისტემები რხევების თეორიაში საკმაოდ კარგადაა შესწავლილი ერთი და ორი თავისუფლების ხარისხის მქონე მექანიკური რხევითი სისტემებისთვის. აღნიშნული სისტემების ანლიზის დროს მათში მოყვანილი

დემპფირების გავლენა სისტემის მოძრაობაზე ანალოგიურია განსახილველი სამმასიანი სისტემის მოძრაობაზე დემპფირების გავლენის. ამდენად ყველა გამოყენებული მეთოდები ძალაშია ამ შემთხვევაშიც. პრინციპული განსხვავება ორი და სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე სისტემების შემთხვევებში არ არსებობს. ამიტომ სამმასიანი სისტემის განხილვის დროს შესაძლებელია დემპფირების მახასიათებლები პირდაპირ შემოვიტანოთ გამზადებული სახით მისი სპეციფიკის გათვალისწინებით.

იგივე შეეხება სამი თავისუფლების ხარისხის მქონე სისტემის აგზნებას, გარეშე მოქმედი ძალებით. ესეც ანალოგიურია ორმასიან სისტემაში განხილული მეთოდის.

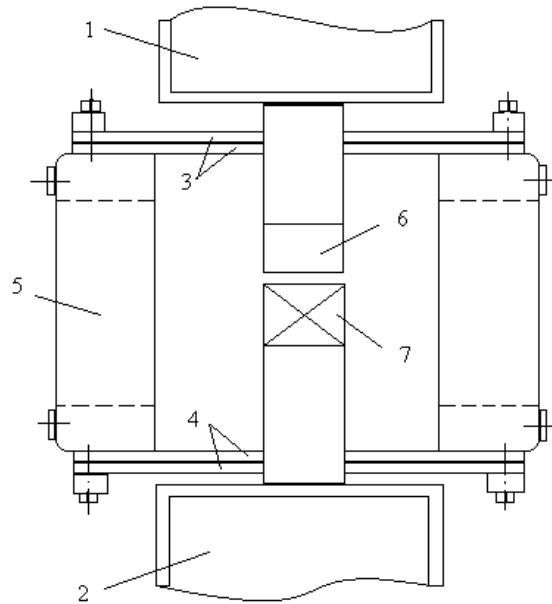
## **2.2. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მათემატიკური მოდელის შედგენა**

ელექტრომაგნიტურ ვიბრაციულ მანქანებში, რომლებიც უმრავლეს შემთხვევაში მუშაობს ძირითად რეზონანსულ რეჟიმში, ზოგ შემთხვევაში საჭირო ხდება დაბალი სიხშირის გენერირება. ეს უკანასკნელი შესაძლებელია არა მხოლოდ დაბალი სიხშირის მართვის სპეციალური სქემის შექმნით, არამედ მანქანის წვევის ძალის შემქმნელი ელექტრომაგნიტის უშუალოდ ჩართვით ცვლადი დენის კვების წრედში, ერთი ნახევარპერიოდისანი გამართვით. ასეთ შემთხვევაში ქსელის სიხშირესთან შედარებით (50 ჰც) დაბალი (ისევე როგორც მაღალი) სიხშირის მიღება შესაძლებელია მანქანის დრეკადი ელემენტის დრმა არაწრფივობის ხარჯზე. ასეთი დრეკადი ელემენტის არსებობის შემთხვევაში შესაძლებელია მოვახდინოთ რხევების გენერირება, ძირითად რეზონანსულ რეჟიმთან ერთად, სუბჰარმონიულ და სუპერჰარმონიულ რეზონანსულ რეჟიმებში.

ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანების მუშა რეჟიმების ეფექტურობის გაზრდა, როგორც დაბალი სიხშირის რხევების, ასევე

ჩვეულებრივი ქსელის სისწორის რეზონანსულ რეჟიმებში, შესაძლებელია პრაქტიკაში გავრცელებული ერთი ან ორმასიანი სისტემიდან სამმასიან სისტემაზე გადასვლით. ასეთ შემთხვევაში ჩნდება საშუალება ერთდროულად გამოყენებული იქნას ორი მუშა ორგანო, რომელთაც შეიძლება ჰქონდეთ ერთნაირი ან განსხვავებული მუშა ამპლიტუდები და შესაბამისად ისინი შეგვიძლია გამოვიყენოთ სხვადასხვა მასალების უფრო ეფექტურად ტრანსპორტირების ან სეპარაციისათვის.

ასეთი ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის სქემა, რომელსაც აქვს არაწრფივი მახასიათებლის მქონე დრეკადი ელემენტები, გამოსახულია ნახ. 10-ზე. იგი შედგება 1 და 2 მუშა ორგანოებისგან, რომლებიც დამაგრებულია 3 და 4 დრეკადი ელემენტების შუაში. დრეკადი ელემენტების ბოლოები კი დამაგრებულია მესამე მასასთან-5. მუშა ორგანოები რხევით მოძრაობებში მოდიან ელექტრომაგნიტით, რომელიც შედგება 6



ნახ. 10. სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის კონსტრუქციული სქემა

დუზისა და 7 გულარისაგან. ელექტრომაგნიტი იკვებება ცვლადი დენის ქსელიდან ერთი ნახევარპერიოდიანი გამართული დენით.

მთლიანად სისტემა იზოლირებულია მზიდი კონსტრუქციისგან მაღალი დემპფირების მქონე ტროსებით (პირობითად ნაჩვენები არაა).



მესამე მასასთან დრეკადი ელემენტების დამაგრების კონსტრუქციას აქვს საშუალება გადაადგილდეს დრეკადი ელემენტის გასწვრივ. შესაბამისად, შესაძლებელია დრეკადი ელემენტის არაწრფივობის ხარისხის რეგულირება. თვით არაწრფივობა იქმნება იმ გარემოებით, რომ რხევის ერთი ნახევარპერიოდის განმავლობაში დრეკადი ელემენტები (რესორები), შეხებაში არიან საყრდენებთან, რომლებიც მოთავსებულია ელემენტის შუა და განაპირა ჩამაგრებებს შორის, ხოლო მეორე ნახევარპერიოდში თავისუფლდებიან მათგან. შესაბამისად, მიუხედავად იმისა, რომ რხევის თითოეულ ნახევარპერიოდში დრეკადი ელემენტი შეიძლება განხილული იქნას როგორც სიხისტის წრფივი მახასიათებლის მქონე, ორ მიმდებარე ნახევარპერიოდში იგი არის არაწრფივი.

წარმოდგენილი კონსტრუქციის სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა რეჟიმების აღმწერი დიფერენციალური განტოლებების შესადგენად ნახ. 9-ზე წარმოდგენილ საანგარიშო სქემაში დავუშვათ, რომ სიხისტე  $c_0=0$ , ხოლო სისტემის დაკიდება მზიდ კონსტრუქციაზე ხორციელდება ერთ-ერთი შუალედი მასის მეშვეობით. ასეთი სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის კინეტიკური, პოტენციური და დემპფირების ენერგიების გამოსახულებებს ექნებათ შემდეგი სახე:

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2} \quad 2.13$$

$$II = \frac{c_1(x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{c_2(x_3 - x_2)^2}{2} \quad 2.14$$

$$\Phi = \frac{h_1(x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{h_2(x_3 - x_2)^2}{2} \quad 2.15$$

ჩავსვათ მიღებული ტოლობები ლაგრანჟის მეორე გვარის 2.1 განტოლებაში და დავუმატოთ მას მარჯვენა მხარეში სისტემის

აგზნება. შესაბამისად, მივიღებთ სამმახიანი ვიბრაციული მანქანის რხევების აღმწერ შემდეგ დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + h_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) &= a\phi^2; \\ m_2 \ddot{x}_2 + h_2(\dot{x}_2 + \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) &= -a\phi^2; \\ m_3 \ddot{x}_3 - h_1(\dot{x}_1 + \dot{x}_3) + h_2(\dot{x}_2 + \dot{x}_3) + c_1(x_3 - x_1) + c_2(x_3 - x_2) &= 0, \end{aligned} \quad 2.16$$

სადაც  $m_1, m_2, m_3$  პირველი, მეორე და მესამე რხევითი მასებია,  $x_1, x_2, x_3$  შესაბამისი მასების გადაადგილებებია,  $h_1, h_2$  სიხქარის პროპორციული წინააღმდეგობის ძალების მახასიათებელი კოეფიციენტებია,  $c_1, c_2$  შესაბამისად პირველი და მეორე მასების დრეკადი ელემენტების სიხისტეებია. 2.16 სისტემის პირველი და მეორე განტოლებების მარჯვენა მხარეში მოთავსებული სიდიდეები არის ელექტრომაგნიტის წვეის ძალა, რომელიც ურთიერთ საწინააღმდეგოა პირველი და მეორე მასებისათვის.

თუ სისტემის სამივე განტოლებას გავყოფთ შესაბამის მასებზე და შემოვიღებთ აღნიშვნებს, მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + 2n_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + \omega_1^2(x_1 - x_3) &= a_1\phi^2; \\ \ddot{x}_2 + 2n_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \omega_2^2(x_2 - x_3) &= -a_2\phi^2; \\ \ddot{x}_3 + 2n_{31}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + 2n_{32}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \omega_{31}^2(x_1 - x_3) + \omega_{32}^2(x_2 - x_3) &= 0, \end{aligned} \quad 2.17$$

სადაც

$$\begin{aligned} 2n_1 &= \frac{h_1}{m_1}, & 2n_2 &= \frac{h_2}{m_2}, & 2n_{31} &= \frac{h_1}{m_3}, & 2n_{32} &= \frac{h_2}{m_3}, & \omega_1^2 &= \frac{c_1}{m_1}, & \omega_2^2 &= \frac{c_2}{m_2}, \\ \omega_{31}^2 &= \frac{c_1}{m_3}, & \omega_{32}^2 &= \frac{c_2}{m_3}, & a_1 &= \frac{a}{m_1}, & a_2 &= \frac{a}{m_2}. \end{aligned}$$

როგორც აღნიშნეთ ორ მომიჯნავე ნახევარპერიოდში განსხვავებულია დრეკადი სისტემების სიხისტეები. ასევე განსხვავებუ-

ლია მათი დემპფირების მახასიათებლებიც. თუ 2.17 განტოლებათა სისტემას ჩავწერთ ნახევარპერიოდების მიხედვით, იგი მიიღებს შემდეგ სახეს:

პირველ ნახევარპერიოდში

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + 2n_1' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + \omega_1^{2'} (x_1' - x_3') &= a_1 \phi^2; \\ \ddot{x}_2 + 2n_2' \left( \dot{x}_2 + \dot{x}_3 \right) + \omega_2^{2'} (x_2' + x_3') &= -a_2 \phi^2; \\ \ddot{x}_3 + 2n_{31}' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + 2n_{32}' \left( \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \right) + \omega_{31}^{2'} (x_1' - x_3') + \omega_{32}^{2'} (x_2' - x_3') &= 0. \end{aligned} \quad 2.18$$

მეორე ნახევარპერიოდში

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + 2n_1'' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + \omega_1^{2''} (x_1'' - x_3'') &= a_1 \phi^2; \\ \ddot{x}_2 + 2n_2'' \left( \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \right) + \omega_2^{2''} (x_2'' - x_3'') &= -a_2 \phi^2; \\ \ddot{x}_3 + 2n_{31}'' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + 2n_{32}'' \left( \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \right) + \omega_{31}^{2''} (x_1'' - x_3'') + \omega_{32}^{2''} (x_2'' - x_3'') &= 0. \end{aligned} \quad 2.19$$

2.18 და 2.19 განტოლებათა სისტემების ამოხსნის დროს მათი შერწყმის პირობებია:  $x_1 = x_1'$ , როდესაც  $x_1 > 0$  და  $x_1 = x_1''$ , როდესაც  $x_1 < 0$ . ხოლო  $x_2 = x_2'$ , როდესაც  $x_2 > 0$  და  $x_2 = x_2''$ , როდესაც  $x_2 < 0$ . მიუხედავად იმისა, რომ ორ მიმდებარე ნახევარპერიოდში დრეკადი ელემენტების სიხისტეები და შესაბამისად სიხშირეები არის სხვადასხვა, რხევების დროს მასებს გააჩნიათ ერთი საკუთარი ციკლური სიხშირე, რომლებიც უდრის  $\omega_1 = \frac{\omega_1' + \omega_1''}{2}$  და  $\omega_2 = \frac{\omega_2' + \omega_2''}{2}$ .

სამმასიანი ელექტროვიბრაციული მანქანა ორმასიანთან შედარებით ხასიათდება რიგი უპირატესობებით. მუშა ორგანოების მასები და დრეკადი ელემენტები შეიძლება შევარჩიოთ ისე, რომ ისინი იყვნენ ტოლი. ასეთ შემთხვევაში მესამე მასა, რომლითაც ხდება მთლიანი სისტემის დაკიდება, მზიდ კონსტრუქციაზე, ხდება პრაქტიკულად

უძრავი. შესაბამისად, მუშა ორგანოების რხევების დროს მავნე რხევების გადაცემა გარემოზე მინიმალურია. გარდა ამისა, არის შესაძლებელი შეირჩეს სხვადასხვა მასები და დრეკადი ელემენტები, შესაბამისად მასების სიხშირეები, რაც საშუალებას იძლევა შეირჩეს რეზონანსული რეჟიმების სხვადასხვა კომბინაციები.

### 2.3. სამასიანი ვიბრაციული მანქანის მათემატიკურ მოდელზე ციფრული ექსპერიმენტის ჩატარება

სამასიანი ელექტროვიბრაციული მანქანის მუშა რეჟიმების აღმწერი დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემა, რომელიც წარმოადგენს ამ მანქანის მათემატიკურ მოდელს, გამოისახება 2.17-ით.

განტოლებათა სისტემის მარჯვენა მხარეში მოთავსებული  $\phi^2$  წარმოადგენს ვიბრაციული მანქანის ელექტრომაგნიტის წვევის ძალით გამოწვეულ აღზნებას. ამ სისტემის მათემატიკური მოდელირების გამარტივების მიზით შესაძლებელია მაგნიტური ნაკადის აღმწერი დიფერენციალური განტოლება შეიცვალოს ერთი წევრით, ანუ 2.17-ის მარჯვენა ნაწილში დარჩეს მხოლოდ ძირითადი რეზონანსის გამომწვევი მთავარი წევრი  $\frac{b^2}{\omega^2}$  [29].

აღნიშნულის გამო სისტემაში რხევების მიმდებარე ნახევარპერიოდებში დემპფირების მახასიათებლებისა და დრეკადი კავშირების არასიმეტრიულობის გათვალისწინებით საკვლევი მოდელი მიიღებს შემდეგ სახეს:

პირველ ნახევარპერიოდში

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + 2n_1' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + \omega_1^{2'} (x_1 - x_3) &= a \frac{b^2}{\omega^2} \sin^2 \omega t; \\ \ddot{x}_2 + 2n_2' \left( \dot{x}_2 + \dot{x}_3 \right) + \omega_2^{2'} (x_2 + x_3) &= -a \frac{b^2}{\omega^2} \sin^2 \omega t; \\ \ddot{x}_3 + 2n_{31}' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + 2n_{32}' \left( \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \right) + \omega_{31}^{2'} (x_1 - x_3) + \omega_{32}^{2'} (x_2 - x_3) &= 0. \end{aligned} \quad 2.20$$

მეორე ნახევარპერიოდში

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + 2n_1'' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + \omega_1^{2''} (x_1'' - x_3'') &= a \frac{b^2}{\omega^2} \sin^2 \omega t; \\ \ddot{x}_2 + 2n_2'' \left( \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \right) + \omega_2^{2''} (x_2'' - x_3'') &= -a \frac{b^2}{\omega^2} \sin^2 \omega t; \\ \ddot{x}_3 + 2n_{31}'' \left( \dot{x}_1 - \dot{x}_3 \right) + 2n_{32}'' \left( \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \right) + \omega_{31}^{2''} (x_1'' - x_3'') + \omega_{32}^{2''} (x_2'' - x_3'') &= 0. \end{aligned} \quad 2.21$$

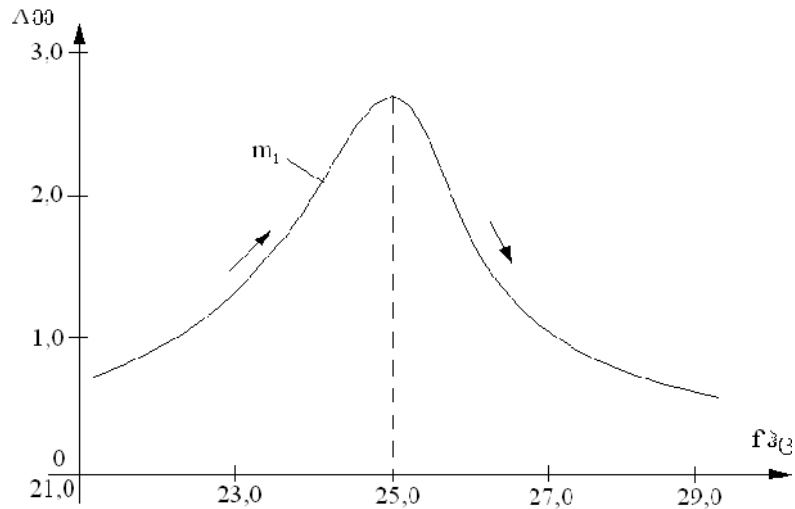
მათემატიკურ მოდელში შესაყვანი სიდიდეების რეალურთან მიახლოებული რიცხობრივი მნიშვნელობების ცვლილებათა დიაპაზონები შემდეგია:

$$\begin{aligned} m_1 = 9; \quad m_2 = 12; \quad m_3 = 10; \quad h_1 = 3 - 20; \quad h_2 = 3 - 20; \quad 2n_1 = \frac{h_1}{m_1}; \\ 2n_2 = \frac{h_2}{m_2}; \quad 2n_{31} = 2n_1 \frac{m_1}{m_3}; \quad 2n_{32} = 2n_2 \frac{m_2}{m_3}; \quad \omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1} = 20 - 30; \\ \omega = 20 - 30; \quad \omega_2^2 = \frac{k_2}{m_2} = 20 - 30; \quad \omega_{31}^2 = \omega_1^2 \frac{m_1}{m_3}; \quad \omega_{32}^2 = \omega_2^2 \frac{m_2}{m_3}; \\ a = 100; \quad b = 200. \end{aligned}$$

მასების რხევების რეზონანსული ამპლიტუდების მაქსიმალური მნიშვნელობები შეზღუდულია ელექტრომაგნიტის საჰაერო დრეწოთი, რომელიც ტოლია 3 მმ-ის.

ქვემოთ მოყვანილია მოდელირების შედეგად მიღებული სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა რეჟიმების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების გრაფიკები და შესაბამისი ოსცილოგრამები. მოდელირება შესრულებულია პერსონალურ კომპიუტერზე C++Builder-ის სპეციალური პროგრამით.

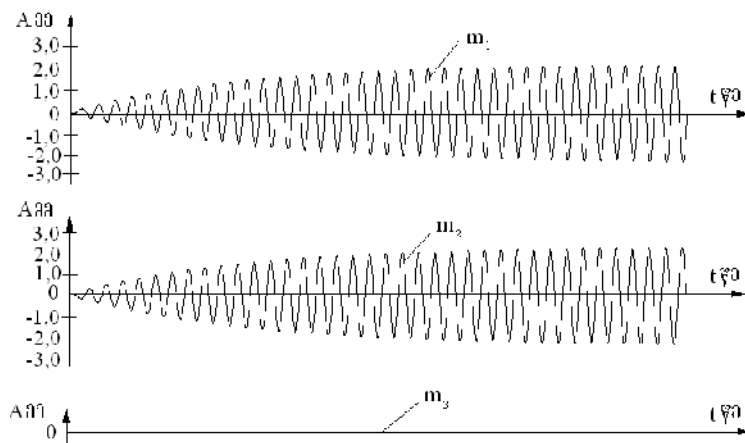
ნახ 11-ზე ნაჩვენებია ვიბრაციული მანქანის მუშა რხევების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი რეზონანსულ რეჟიმში. ამ შემთხვევაში მანქანის დრეკადი ელემენტები აღებულია სიმეტრიული და ერთმანეთის ტოლი, შესაბამისად ტოლია მათი საკუთარი სიხშირეები.



ნახ. 11. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოს ამპლიტუდურ-სისწირული მახასიათებელი რეზონანსულ რეჟიმში  
 $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  ჰც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$

ასევე ტოლია დემპფირების მახასიათებლებიც. აგზნების ძალის სისწირის ცვლილების დიაპაზონია 21.0 – 29.0 ჰც. დიაპაზონის გაულა ხდება დაბალი სისწირიდან მაღლისკენ, რაც ნახაზზე ისრებითაა ნაჩვენები. განხილულ შემთხვევაში ორთავე მასის რხევების ამპლიტუდები ტოლია, ხოლო მაქსიმალური რეზონანსული ამპლიტუდები შეესაბამება აგზნების ძალის სისწირეს 25 ჰც-ზე.

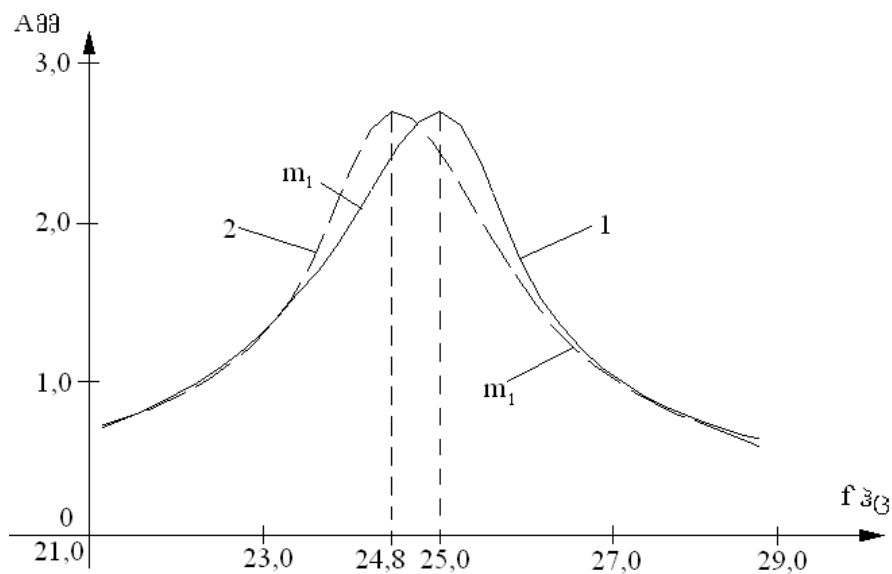
ნახ. 12-ზე ნაჩვენებია სამივე მასის რხევების ოსცილოგრამები მანქანის გაშვებიდან რხევების დამყარებულ რეჟიმებამდე.  $m_1$ - პირველი მასაა,  $m_2$  – მეორე მასა, ხოლო  $m_3$ – მესამე მასა. აგზნების ძალის სისწირე  $f_3 = 25$  ჰც.



ნახ. 12. მასების რხევების ოსცილოგრამები

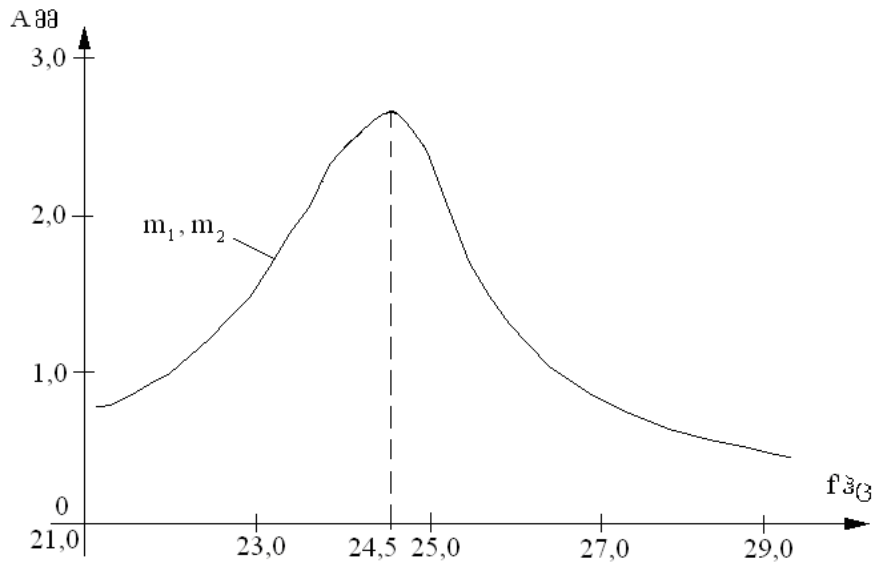
ოსცილოგრამებიდან ჩანს, რომ მესამე მასის რხევები ნულის ტოლია, ანუ იგი სივრცეში არის უძრავი.

შერჩეული იგივე პარამეტრებისათვის მოვახდინეთ აგზნების ძალის სიხშირის დიაპაზონის ცვალებადობა ორთავე მხრიდან, ანუ სიხშირის ქვედა ზღვარიდან ზედამდე და პირიქით. შედეგი ნაჩვენებია ნახ. 13-ზე. გრაფიკი აგებულია მხოლოდ ერთი  $m_1$  მასისთვის. გრაფიკიდან ჩანს, რომ მაქსიმალური რეზონანსული ამპლიტუდები ორივე შემთხვევაში არის განსხვავებული. ასეთი განსხვავება ახასიათებს არაწრფივ სისტემებს. ამ შემთხვევაში არაწრფივობა გამოწვეულია აგზნების ძალის არაწრფივობით, რადგან იგი განტოლებაში შედის კვადრატული დამოკიდებულებით.



ნახ. 13. მუშა ორგანოს რხევების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სიხშირის დიაპაზონის ორივე მხრიდან ცვლილების დროს  $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  ჰც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$

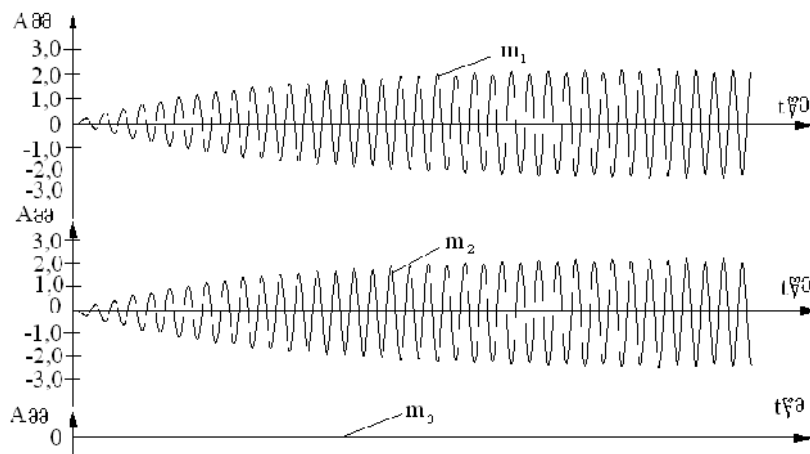
შევიტანოთ ასიმეტრია პირველი და მეორე მასების დრეკად ელემენტებში, კერძოდ  $f_1' = 25$  ჰც,  $f_1'' = 24$  ჰც,  $f_2' = 25$  ჰც,  $f_2'' = 24$  ჰც, ხოლო დემპფირების მახასიათებლები დავტოვოთ იგივე, ანუ  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$ . შედეგი ნაჩვენებია ნახ. 14-ზე. მიუხედავად განსხვავებისა ციკლურ სიხშირეებში ორთავე მასის ამპლიტუდები ერთნაირია. შეიცვალა მხოლოდ რეზონანსული სიხშირე.



ნახ. 14. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ორივე მუშა ორგანოს ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები რეზონანსულ რეჟიმში

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ თითოეული მასის რხევის საკუთარი სიხშირე წარმოადგენს მათი ციკლური სიხშირეების საშუალო არითმეტიკულს, ხოლო მთლიანად სისტემისთვის რეზონანსული სიხშირე არის ორთავეს შუალედი მნიშვნელობა.

ამ რეჟიმის შესაბამისი ოსცილოგრამები ნაჩვენებია ნახ. 15-ზე. აქაც მიუხედავად მასების ციკლური სიხშირეების განსხვავებისა მთლიანად სისტემა რჩება სიმეტრიული და მესამე მასის რხევებს ამ შემთხვევაშიც ადგილი არა აქვს. ამგზნები ძალის სიხშირე  $f_s = 24,5$  ჰც.

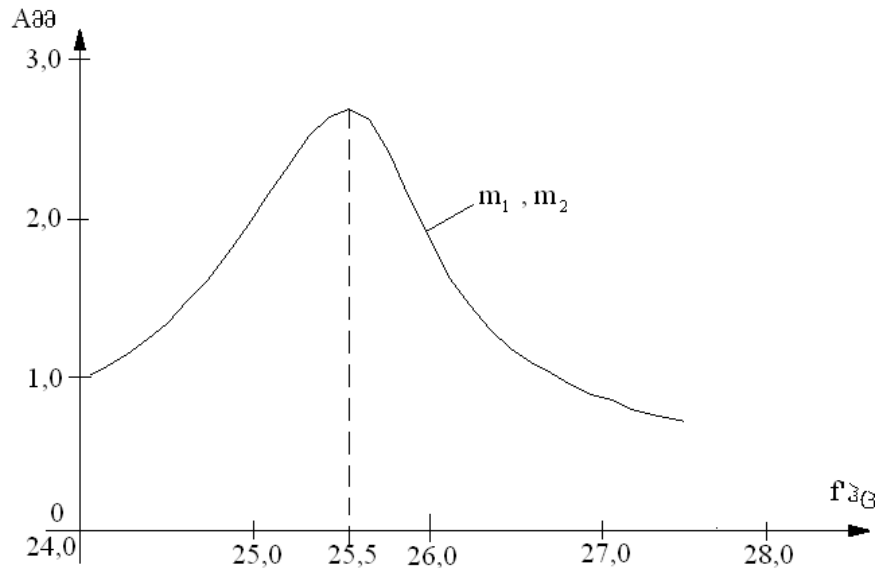


ნახ. 15. რხევითი მასების ოსცილოგრამები

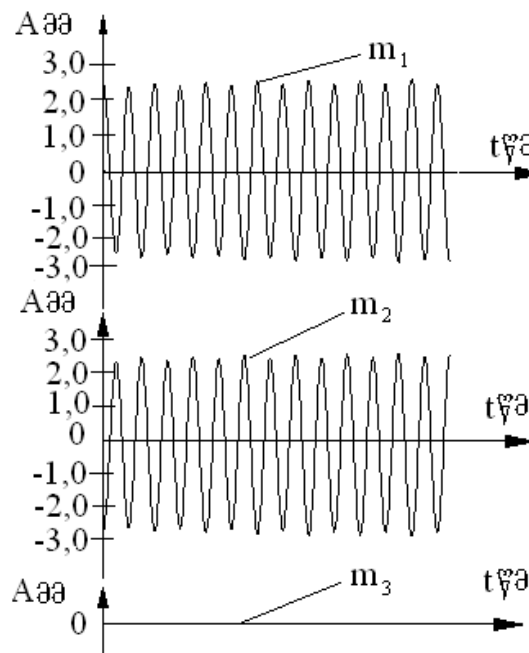
ნახაზებზე 16 და 17 ნაჩვენებია წინა შემთხვევის ანალოგიური, მხოლოდ ამ შემთხვევაში ციკლური სიხშირეები გადახრილია უფრო



მაღალი სიხშირისკენ. შესაბამისად რეზონანსული სიხშირის ამპლიტუდებიც დაძრულია უფრო მაღალი სიხშირისკენ. რხევის პარამეტრები ნახევნებია ნახაზების ქვემოთ.



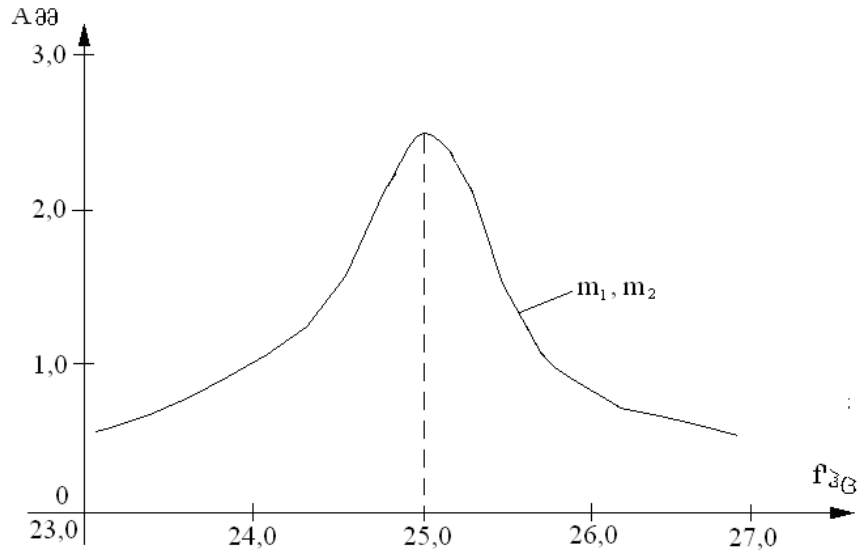
ნახ. 16. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები  
 $f_1' = 25$  ჰც,  $f_1'' = 26$  ჰც,  $f_2' = 25$  ჰც,  $f_2'' = 26$  ჰც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$



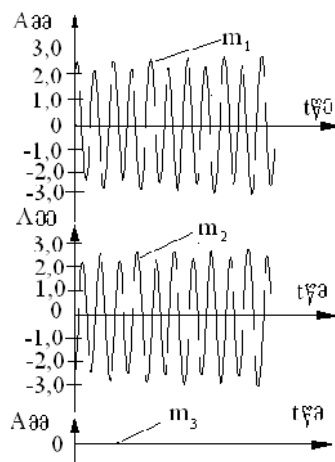
ნახ. 17. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_s = 25,5$  ჰც

თუ კიდევ უფრო გავზრდით ციკლური სიხშირეების ასიმეტრიას, სისტემის რეზონანსულ სიხშირესთან დაკავშირებით ზემოთაღნიშნული

მსჯელობა აქაც ძალაში რჩება. სახელდობრ, იგი არის ყველა სისშირეების ჯამის შუალედი. განსხვავება წინა შემთხვევებთან შედარებით გამოიხატება იმაში, რომ ვიწროვდება რეზონანსული პიკი. ეს შემთხვევა ნაჩვენებია ნახ. 18-ზე. იქვეა ნაჩვენები სისტემის სისშირის და დემპფირების მახასიათებლები.



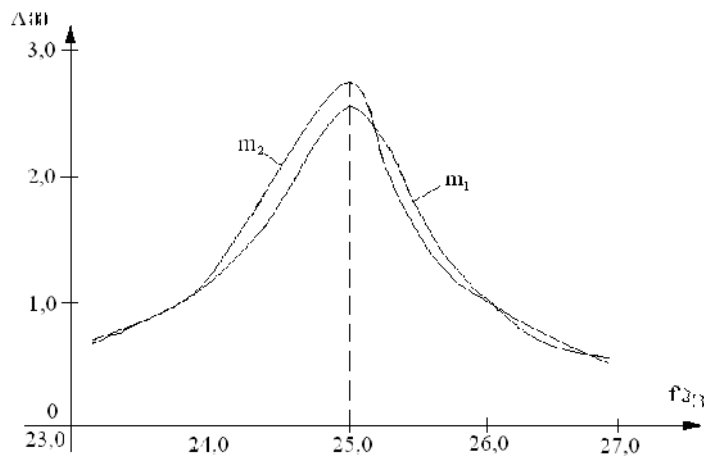
ნახ. 18. ამპლიტუდურ-სისშირული მახასიათებლები  
 $f_1' = 23$  კვც,  $f_1'' = 27$  კვც,  $f_2' = 23$  კვც,  $f_2'' = 27$  კვც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$   
 ნახ. 19-ზე კი ნაჩვენებია მასების რხევების ოსცილოგრამები.



ნახ. 19. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_s = 25,0$  კვც

აქამდე განვიხილეთ ასიმეტრიის შემთხვევები, როდესაც ციკლური ასიმეტრია ორთავე მასისათვის იყო ერთნაირი. ესლა განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც ციკლური ასიმეტრია ერთერთი მასისათვის არის განსხვავებული. ამ შემთხვევის გრაფიკული მაგალითი მოყვანილია ნახ.

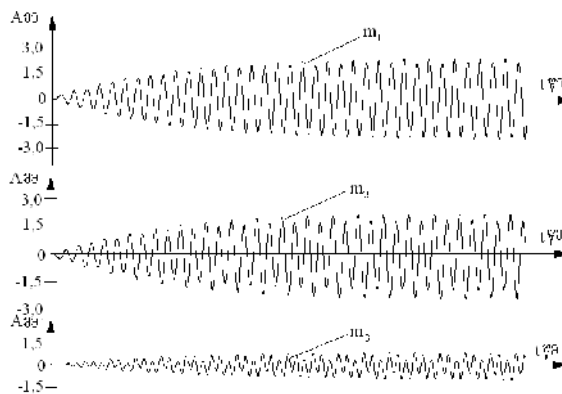
20-ზე. საინტერესოა, რომ ამ შემთხვევაში ისევ გვაქვს ერთი რეზონანსული სიხშირე, ხოლო მასების ამპლიტუდები განსხვავებულია. ამავე დროს რხევებს იწვევს მესამე მასაც. აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ ყველა ზემოთ განხილულ შემთხვევაში აგზნების ძალა იყო ერთნაირი. ამ უკანასკნელში კი მასების დაახლოებით იგივე რხევების ამპლიტუდების მისაღებად საჭიროა 20%-ით ნაკლები აგზნების ძალა.



ნახ. 20. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები განსხვავებული ასიმეტრიის დროს  
 $f_1' = 25$  ჰც,  $f_1'' = 25$  ჰც,  $f_2' = 23$  ჰც,  $f_2'' = 27$  ჰც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$

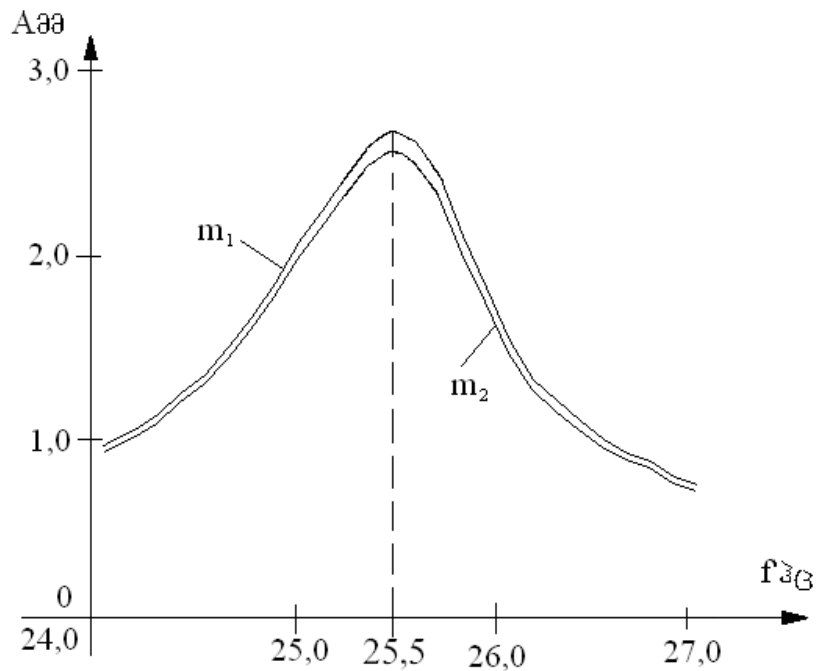
მასების შესაბამისი რხევების ოსცილოგრამები მოყვანილია ნახ.

21-ზე.



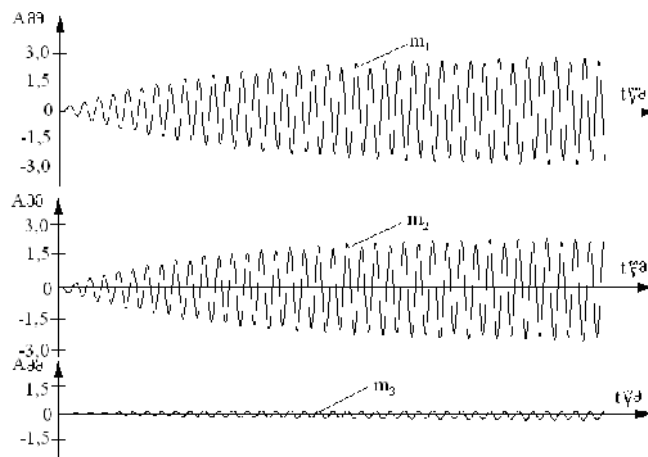
ნახ. 21. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_s = 25,0$  ჰც

ამ შემთხვევის ანალოგიურია ნახ. 22-ზე მოყვანილი გრაფიკი, სადაც ციკლური ასიმეტრიები ორთავე მასისთვის არის ერთმანეთისგან განსხვავებული. ამ უკანასკნელში ამპლიტუდებს შორის სხვაობა და მესამე მასის რხევა შედარებით ნაკლებადაა გამოხატული.



ნახ. 22. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები ერთიდაიგივე ასიმეტრის დროს  
 $f_1' = 24$  კც,  $f_1'' = 26$  კც,  $f_2' = 25$  კც,  $f_2'' = 27$  კც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$

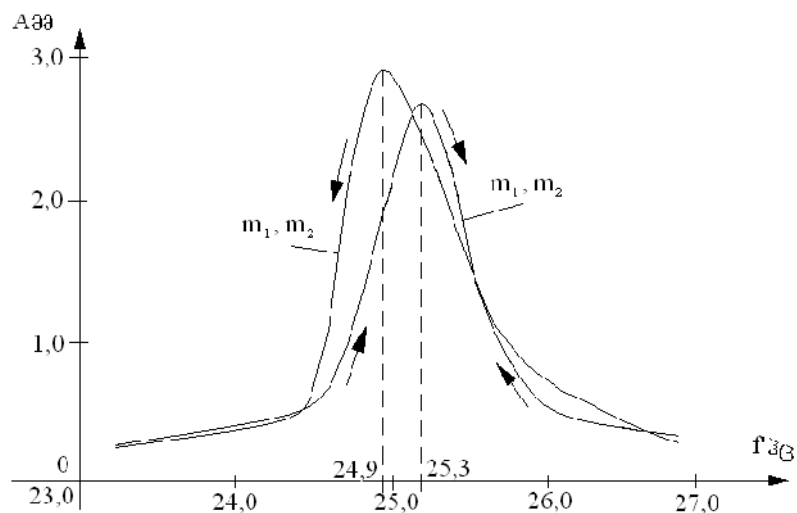
აქაც რეჟიმის შესაბამისი მასების რხევების ოსცილოგრამები მოცემულია ნახ. 23-ზე.



ნახ. 23. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_s = 25,5$  კც

განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც ორთავე მასას აქვს სიხშირეების ერთიდაიგივე, მხოლოდ უფრო დრმა, ასიმეტრიულობა, ნახ. 24. ეს შემთხვევა ანალოგიურია ნახ. 18-ზე წარმოდგენილი შემთხვევის იმ განსხვავებით, რომ რეზონანსული ამპლიტუდების პიკი კიდევ უფრო ვიწროვდება, ხოლო აგზნების ძალის სიდიდე, საკაერო დრეჩოთი შეზღუდვის პირობებში, 60%-ით ნაკლებია მის საწყის სიდიდესთან

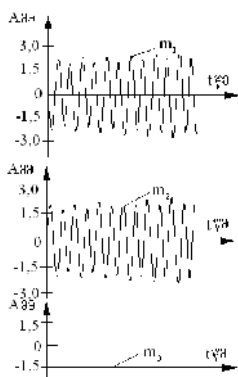
შედარებით. ამავე დროს სისტემის არაწრფიეობა კიდევ უფრო მეტად იკვეთება რასაც უჩვენებს აგზნების ძალის სიხშირის დიაპაზონის ცვალებადობა ქვემოდან და ზემოდან. ნახაზზე ეს ცვლილება ნაჩვენებია ისრებით. პიკური ამპლიტუდების შესაბამის სიხშირეებს შორის განსხვავება მეტია ვიდრე ეს იყო ნახ. 13-ზე. აქვეა ნაჩვენები ამ



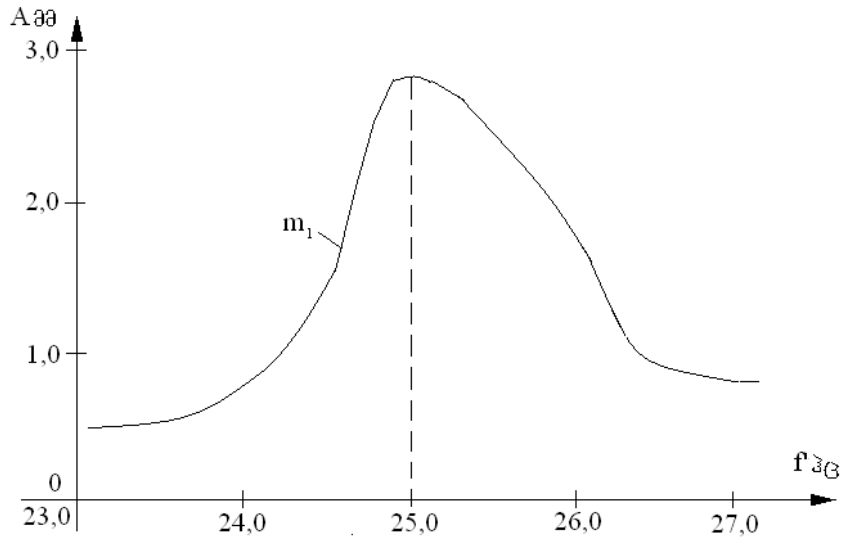
ნახ. 24. მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სიხშირის დიაპაზონის ორივე მხრიდან გავლის დროს  $f_1' = 22$  კც,  $f_1'' = 28$  კც,  $f_2' = 22$  კც,  $f_2'' = 28$  კც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5$

რეჟიმის შესაბამისი ოსცილოგრამები, ნახ. 25.

თუ კიდევ უფრო გავზრდით მასების ციკლურ ასიმეტრიებს ისე, რომ ორთავე მასისთვის ასიმეტრიები იყოს ტოლი, რეზონანსულ სიხშირესთან ამპლიტუდების პიკები კიდევ უფრო ვიწროვდება, ხოლო თვით ამპლიტუდების საჭაერო დრეწოში შესანარჩუნებლად საჭირო ხდება გაცილებით მეტი დამპფირების მახასიათებლების შეტანა, ნახ. 26.

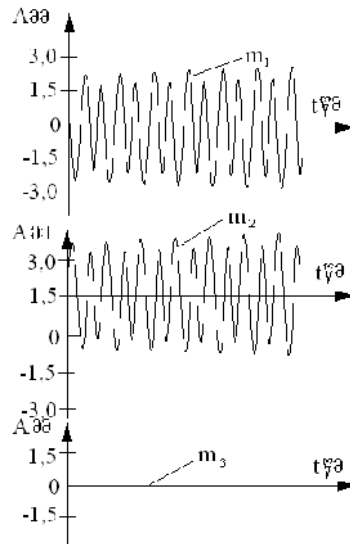


ნახ. 25. მასების რხევების ოსცილოგრამები  $f_s = 25,3$  კც



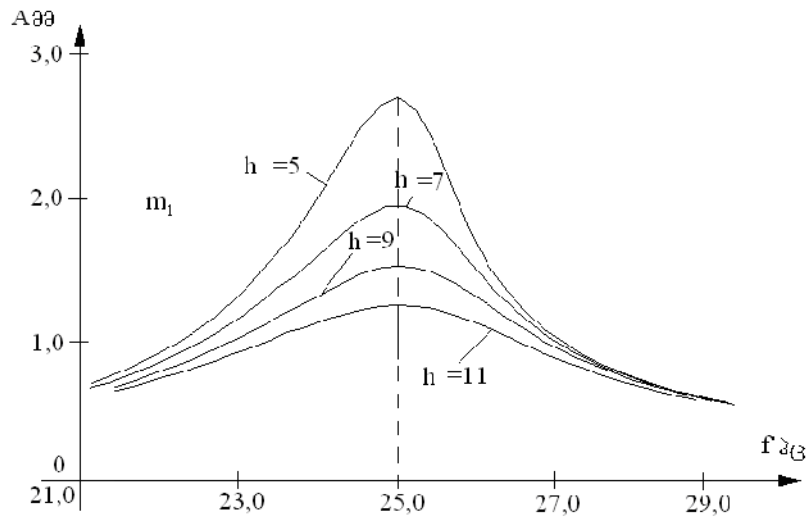
ნახ. 26. მუშა ორგანოს ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი დრმა ასიმეტრიის დროს  
 $f_1' = 20$  ჰც,  $f_1'' = 30$  ჰც,  $f_2' = 20$  ჰც,  $f_2'' = 30$  ჰც;  $h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 13$

ნახ. 27-ზე ნახვენებია აღნიშნული რეჟიმის შესაბამისი მასების რხევების ოსცილოგრამები.



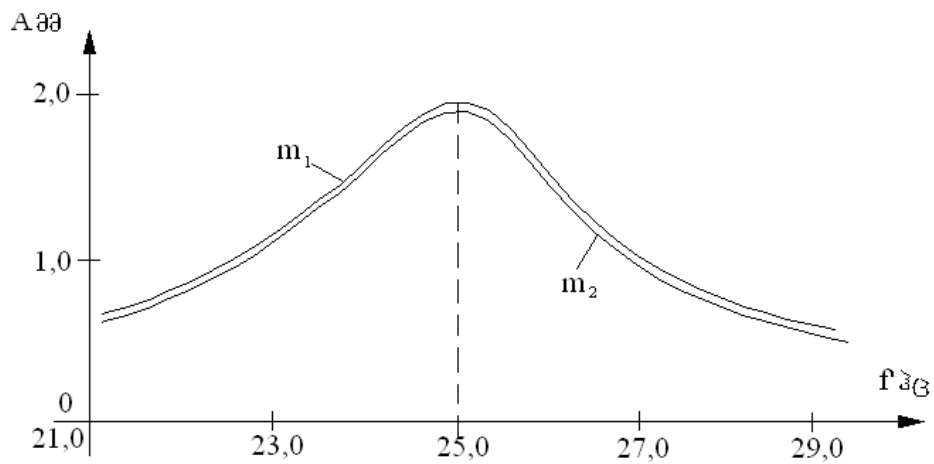
ნახ. 27. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_s = 25,0$  ჰც

მათემატიკურ მოდელში გამოკვლეული იქნა ასევე სისტემის დემფირების გავლენა მასების რხევების ამპლიტუდებზე. ნახ. 28-ზე ნახვენებია ერთერთი მასის რხევების შესაბამისი ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები. იქვე მოყვანილია სისტემის სიხშირისა და დემფირების მახასიათებლები.



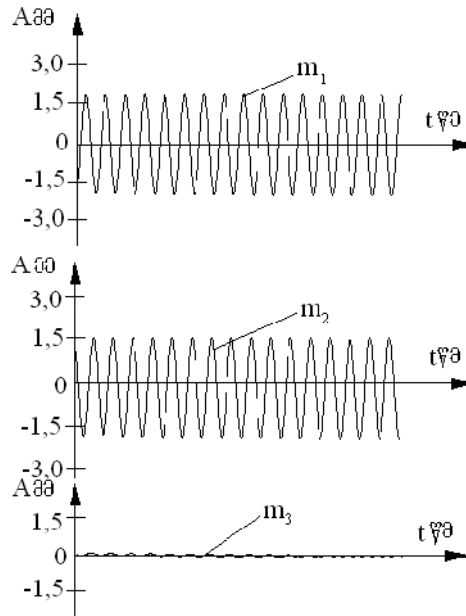
ნახ. 28. ერთერთი მასის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სისტემის სხვადასხვა დემპფირების დროს  
 $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  ჰც;  $h = h_1' = h_1'' = h_2' = h_2'' = 5, 7, 9, 11$

ნახ. 29-ზე ნაჩვენებია სისტემაში ციკლური სიხშირეების სიმეტრიულობის დროს დემპფირების ასიმეტრიულობის შემთხვევა. როგორც გრაფიკიდან ჩანს ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი უფრო მდლოვრე ხდება, მაგრამ საგრძობლად იკლებს მასების რხევების რეზონანსული ამპლიტუდები.



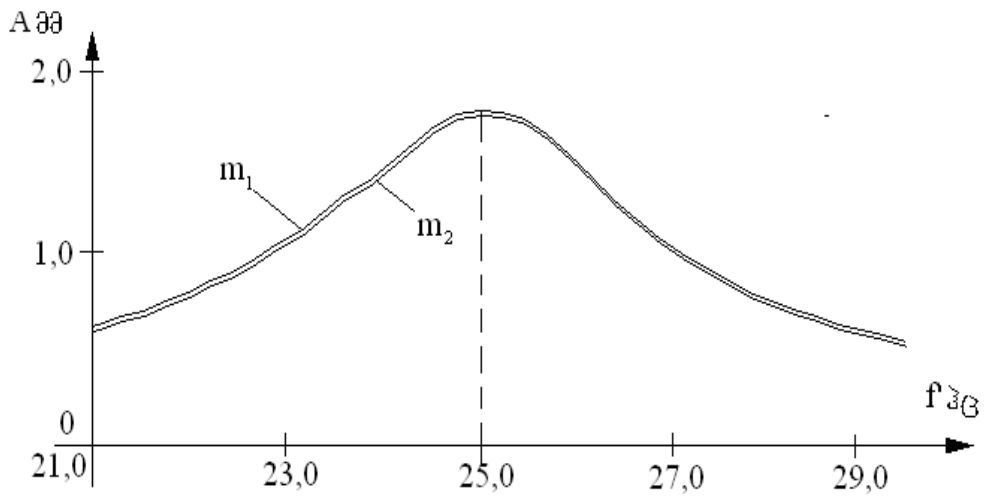
ნახ. 29. ორივე მასის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი სისტემის სხვადასხვა დემპფირების დროს  
 $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  ჰც;  $h_1' = h_1'' = 5, h_2' = h_2'' = 9$

მასების რხევების შესაბამისი ოსცილოგრამები ნაჩვენებია ნახ. 30-ზე



ნახ. 30. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  ჰც;  $h_1' = h_1'' = 5$ ,  $h_2' = h_2'' = 9$ .  $f_s = 25,0$  ჰც

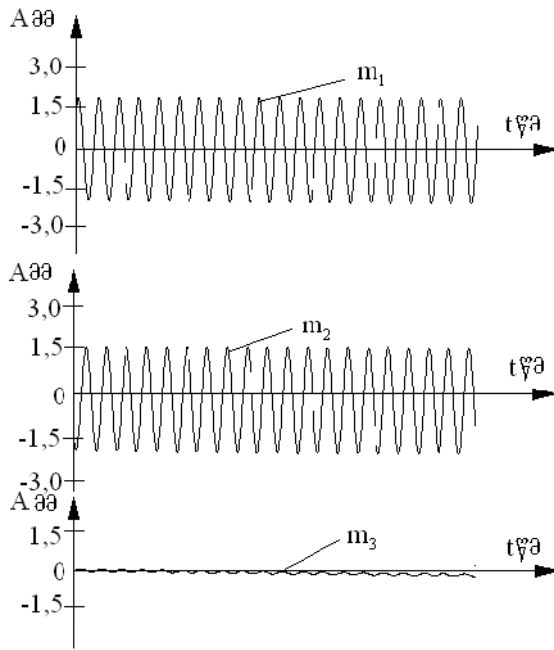
31 გრაფიკზე ნაჩვენებია სისტემაში დემპფირების ასიმეტრიულობა, როდესაც დემპფირების ყველა ციკლური მახასიათებელი არის სხვადასხვა, ხოლო ნახ. 32-ზე ნაჩვენებია მასების რხევების შესაბამისი ოსცილოგრამები.



ნახ. 31. მასების რხევების რეზონანსული გრაფიკები სისტემის დემპფირების განსხვავებული ასიმეტრიის დროს

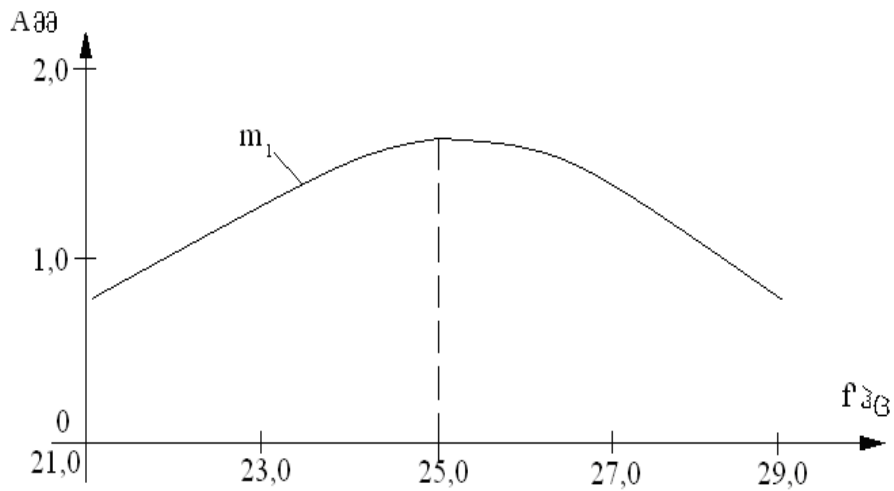
$$f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25 \text{ ჰც}; \quad h_1' = 5, h_1'' = 7, \quad h_2' = 9, h_2'' = 11$$



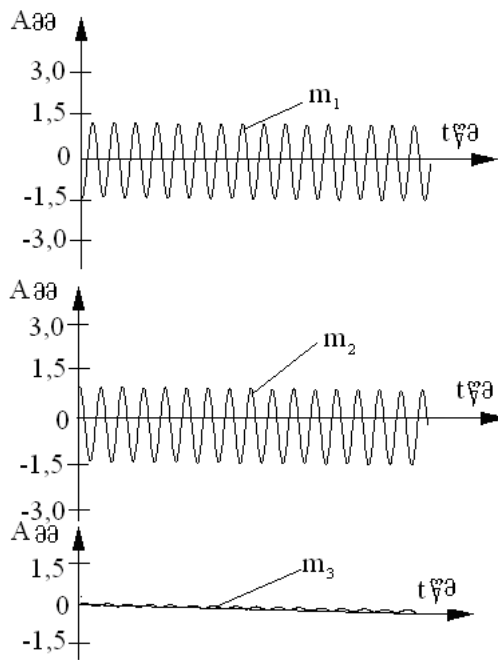


ნახ. 32. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  კც;  $h_1' = 5, h_1'' = 7, h_2' = 9, h_2'' = 11$ .  $f_s = 25,0$  კც

ბოლოს, 33 და 34 გრაფიკებზე ნახვენებია დემპფირების მასასიათებლების უფრო დიდი ასიმეტრიულობა და შესაბამისი ოსცილოგრამები.



ნახ. 33. ერთერთი მასის რეზონანსული რხევების გრაფიკი დემპფირების დროს ასიმეტრიის დროს  
 $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  კც;  $h_1' = 5, h_1'' = 11, h_2' = 13, h_2'' = 17$



ნახ. 34. მასების რხევების ოსცილოგრამები  
 $f_1' = f_1'' = f_2' = f_2'' = 25$  ჰც;  $h_1' = 7, h_1'' = 11, h_2' = 13, h_2'' = 17$ .  $f_s = 25,0$  ჰც

როგორც 33 გრაფიკიდან ჩანს მასების რხევების ამპლიტუდურ-სისშირული მახასიათებელი კიდევ უფრო მდოვრე ხდება.

საჭიროა შევნიშნოთ, რომ ბოლო სამ შემთხვევაში ადგილი აქვს მესამე მასის რხევებსაც. შესაბამისად, მესამე მასის რხევებს იწვევს არა მარტო ციკლური სისშირეების ასიმეტრია, არამედ ციკლური დემპფირების მახასიათებლების ასიმეტრიაც.

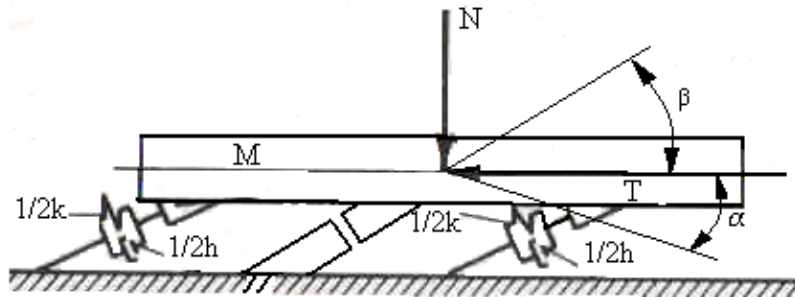
## 2.4. ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგადი მათემატიკური მოდელის შედგენა

ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანა შედგება რხევითი სისტემისაგან, რომელიც მოიცავს მასების გარკვეულ რაოდენობას, დრეკად კავშირებს და ამა თუ იმ სახის ამძრავს.

ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანების საერთო დამახასიათებელ ნიშანს, რომლითაც შესაძლებელია ისინი მივაკუთვნოთ ერთი კატეგორიის მანქანებს, არის ტვირთის გადამადგილებელი მუშა ორგანოს რხევითი მოძრაობები. ამ უკანასკნელის პარამეტრები კი განისაზღვრებიან სისტემის დინამიკური თვისებებით. მანქანის მოძრაობის პარამეტრების განმსაზღვრელ ფაქტორებს წარმოადგენენ გარე დატვირთვა, რხევითი სისტემის მოწყობა, შინაგანი წინააღმდეგობა, და ასევე ამძრავის კინემატიკური და დინამიკური მახასიათებლები.

აღნიშნული კლასიფიკაციიდან გამომდინარე ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანა უნდა აიწყოს შესასრულებელი სამუშაოს გათვალისწინებით, რომელიც განსაზღვრავს დატვირთვებს ტვირთშიდ ორგანოზე.

აღნიშნულის საილუსტრაციოდ ნახ. 35-ზე მოყვანილია ერთი თავისუფლების ხარისხის მქონე მარტივი ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის სქემა, რომელიც შეიცავს  $M$  მასას,  $k$  დრეკად კავშირებს და  $h$  წინააღმდეგობას [30,31].



ნახ. 35. ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის კონსტრუქციული სქემა

რხევით მასაზე, რომელიც მოცემულ შემთხვევაში წარმოადგენს მუშა ორგანოს, სატრანსპორტო ტვირთის მხრიდან მოქმედებს ნორმა-

ლური  $N$  და ტანგენციალური  $T$  დატვირთვები. გარდა ამისა, მუშა ორგანოს გადაადგილებას ეწინააღმდეგება კონსტრუქციის ელემენტებსა და დრეკად კავშირებში შინაგანი წინააღმდეგობები. ეს უკანასკნელი, პირველი მიახლოებით, მიიღება გადაადგილების სიჩქარის პროპორციულად. აღნიშნული დაშვებით მიღებული შესაბამისი უზუსტობები კომპენსირდება წინააღმდეგობის პროპორციულობის კოეფიციენტის შესაბამისი შერჩევით.

მანქანის მუშა ორგანო ზოგადად შესაძლებელია დახრილი იქნას ჰორიზონტთან  $\alpha$  კუთხით, ხოლო მისი ტრაექტორიის  $\beta$  კუთხით დახრა განისაზღვრება დრეკადი სისტემების განლაგებით, ასევე ამძრავის განლაგებითა და ამგზნები ძალის ხასიათით.

თუ ამგზნებ ძალას გამოვსახავთ ზოგადი  $F(t)$  სახით, მაშინ მანქანის მოძრაობის განტოლება იქნება:

$$M \ddot{x} + h \dot{x} + kx = F(t) - N \sin(\alpha + \beta) - T \cos(\alpha + \beta) \quad 2.22$$

ან მცირეოდენი გარდაქმნის შემდეგ

$$\ddot{x} + 2n \dot{x} + p^2 x = \frac{F(t)}{M} - \frac{N}{M} \sin(\alpha + \beta) - \frac{T}{M} \cos(\alpha + \beta). \quad 2.23$$

2.22 განტოლებაში მარცხენა მხარეს პირველი წევრი  $m \ddot{x}$  ახასიათებს რხევადი მასის ინერციის ძალებს, მეორე  $h \dot{x}$  - შინაგანი წინააღმდეგობის ძალებს, ხოლო მესამე  $kx$  - დრეკადი კავშირების აღმდგენ ძალებს. მარჯვენა ნაწილში მეორე და მესამე წევრები წარმოადგენენ გადასაადგილებელი ტვირთიდან გამოწვეულ დატვირთვებს, ხოლო პირველი წევრი არის ამძრავის მიერ განვითარებული ამგზნები ძალა.

დამყარებულ რეჟიმში მანქანის ამძრავი ანიჭებს რხევით მოძრაობებს მუშა ორგანოს და წარმოქმნის ამგზნებ ძალას, რომელიც თავის მხრივ გადალახავს გადასაადგილებელი ტვირთის დატვირთვებს და შინაგან წინააღმდეგობებს, ასევე რხევადი მასების ინერციის ძალებსა

და დრეკადი კავშირების აღმდგენ ძალებს. ამბრავი ასევე უზრუნველყოფს მანქანების რხევადი მასების წინასწარ გაქანებას და ანიჭებს მათ საწყისი კინეტიკური ენერჯის გარკვეულ ნაწილს.

ვიბრაციული მეთოდით ტვირთის ტრანსპორტირება ტვირთმზიდი ორგანოს გასწვრივ ხორციელდება ტვირთის ინერციის ძალებისა და მუშა ორგანოს ზედაპირზე ხახუნის ძალების ხარჯზე. ჰორიზონტალურად ტვირთის მიმართული მოძრაობების განსახორციელებლად აუცილებელია მუშა ორგანოს წინსვლი-უკუქცევითი მოძრაობების დროს ინერციის ძალებისა და ხახუნის ძალების გარკვეული ასიმეტრია. ზოგადად, რაც უფრო მეტია ასიმეტრიის ხარისხი მით უფრო მცირეა (ან სულაც არ არსებობს) ტვირთის გადაადგილების მიმართულების საწინააღმდეგო პერიოდული გადახრები. შესაბამისად ტვირთის გადაადგილების ეფექტურობა გაცილებით მაღალია. ამიტომ, ყოველთვის სასურველია შევარჩიოთ ტრანსპორტირების ისეთი რეჟიმი, როდესაც გამოირიცხება ტვირთის უკუ მოძრაობები და იგი გადაადგილდება მხოლოდ ტრანსპორტირების მიმართულებით.

ცნობილია მუშა ორგანოს გადასაადგილებელ ტვირთზე ასიმეტრიული ზემოქმედების რამოდენიმე ხერხი. ვიბრაციული გადაადგილება შესაძლებელია განხორციელდეს ინერციის ძალების ასიმეტრიით, ხახუნის ძალების ასიმეტრიით და ორთავეს მოქმედებით ერთდროულად.

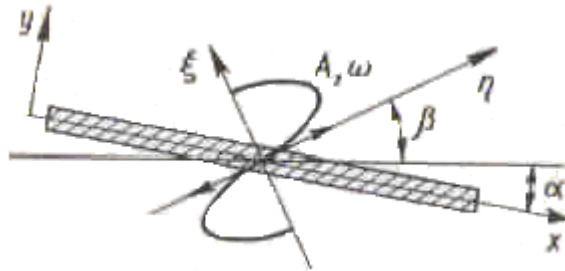
ინერციული ზემოქმედების ასიმეტრია მიიღწევა მუშა ორგანოს სხვადასხვა მიმართულებით მოძრაობისას მასზე სხვადასხვა აჩქარებების მინიჭებით, ხოლო ხახუნის ძალების ასიმეტრია მიიღწევა ტვირთის ნორმალური რეაქციის ძალის ცვლილებით მუშა ორგანოს წინსვლითი-უკუქცევითი მოძრაობების დროს.

უფრო ფართო გამოყენება პოვა ვიბრაციულ-სატრანსპორტო მანქანების ისეთმა სახეებმა, რომლებიც მუშაობენ სწორხაზოვანი ჰარმონიული რხევების რეჟიმში. ასეთი მანქანების მუშა ორგანოები ასრულებენ სწორხაზოვან ჰარმონიულ რხევებს  $\eta$  ღერძის გასწვრივ, მიმართულნი არიან  $\beta$  კუთხით მისი ზედაპირის მიმართ A (მმ) ამპლიტუდით და  $\omega$  წრიული სიხშირით (ჰც). მათი მოძრაობა აღიწერება განტოლებით:

$$\eta = A \sin \omega t.$$

2.24

ზოგად შემთხვევაში, მუშა ორგანო შესაძლებელია განლაგებული იქნას არა პორიზონტალურად, არამედ გარკვეული  $\alpha$  კუთხის დახრით (ნახ. 36).



ნახ. 36. მუშა ორგანოს სივრცეში განლაგების სქემა

იმის გამო, რომ მუშა ორგანოს რხევები წარმოებს მისი გრძივი ღერძის მიმართ გარკვეული კუთხით იგი ასრულებს როგორც გრძივ ასევე განივ გადაადგილებებს შემდეგი კანონზომიერებით:

$$x = A \cos(\alpha + \beta) \sin \omega t;$$

$$y = A \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t.$$

2.25

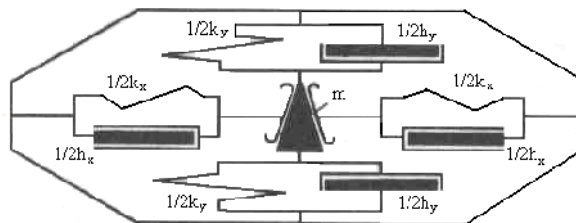
2.25-ში შემავალი შემდგენების ფუნქციები ვიბროტრანსპორტირების პროცესში არის სხვადასხვა. გრძივი შემდგენი უზრუნველყოფს ტვირთის გადაადგილებას მუშა ორგანოს გასწვრივ, ხოლო განივი შემდგენი ითრევს მას მუშა ორგანოს რხევით მოძრაობებში. ამავე დროს ტვირთი ყოველთვის იმყოფება სიმძიმის ძალის მოქმედების ქვეშ. აღნიშნულის შედეგად ხდება ნორმალური რეაქციის ძალის პერიოდული ცვლილება. ტვირთის მუშა ორგანოსთან ხახუნის ძალა, პროპორციულია რეაქციის ნორმალური ძალის და არის, ასევე პერიოდული, მამოძრავებელი ძალა.

საბოლოოდ, ვიბრაციული ტრანსპორტირების ერთერთი ძირითადი განმსაზღვრელი პარამეტრი, სიჩქარე, მუშა ორგანოს სწორხაზოვანი ჰარმონიული რხევების დროს დამოკიდებულია ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის ისეთ პარამეტრებზე, როგორცაა რხევების ამპლი-

ტუდა და სისშირე, ასევე ვიბრაციის კუთხე და მუშა ორგანოს დახრის კუთხე.

როგორც ზემოთმოყვანილი მსჯელობებიდან ჩანს ვიბროტრანსპორტირების სრულფასოვანი ანალიზის ჩასატარებლად საჭირო ხდება სატრანსპორტო ტვირთის შედარებით სრულყოფილი მოდელის გამოყენება. ამ შემთხვევაში მოდელი უნდა აკმაყოფილებდეს შემდეგ ორ პირობას: მან საკმაოდ ხარისხობრივად და საჭირო სიზუსტით უნდა გაუწიოს მოდელირება პროცესებს, რომლებიც მიმდინარეობს რეალური სატრანსპორტო ტვირთების გადაადგილების დროს და უნდა იყოს მაქსიმალურად მარტივი და მოსახერხებელი კვლევებისათვის.

ასეთი მოდელი, რომელიც აკმაყოფილებს ზემოთაღნიშნულ პირობებს არის სატრანსპორტო ტვირთის ერთმასიანი დრეკად-ბლანტი-პლასტიკური მოდელი გამოსახული ნახ. 37-ზე [32].



ნახ. 37. სატრანსპორტო ტვირთის რეოლოგიური მოდელი

სატრანსპორტო ტვირთის  $x$  და  $y$  ღერძების მიმართულებებით სხვადასხვა დეფორმაციული მახასიათებლების მოდელირების შესაძლებლობების მიზნით,  $k_x$  და  $k_y$  სიხისტის მქონე დრეკად ელემენტებთან ერთად გამოიყენება დემპფერების ორი სისტემა. დემპფერი სიბლანტის  $h_y$  კოეფიციენტით ასახავს წინააღმდეგობებს, რომლებიც პროპორციულია  $m$  მასის ტვირთის შრის დეფორმაციების ფარდობითი სიჩქარის, მუშა ორგანოს ზედაპირის პერპენდიკულარულად. დემპფერი სიბლანტის  $h_x$  კოეფიციენტით კი ასახავს წინააღმდეგობებს, რომლებიც პროპორციულია  $m$  მასის ტვირთის შრის დეფორმაციების ფარდობითი სიჩქარის, მუშა ორგანოს ზედაპირის პარალელურად.

ჩამოთვლილი დრეკადი და ბლანტი ელემენტები გამოსახავენ ვიბროტრანსპორტირების პროცესში ტვირთის შრეში მოქმედ შინაგან

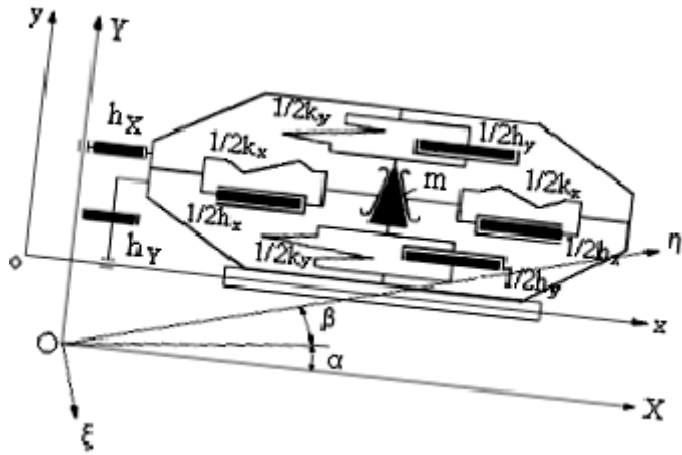
ძალებს. გარდა ამისა ტვირთის შრეზე მოქმედებენ გარეშე ძალები (ძირითადად აეროდინამიკური წინააღმდეგობები), განპირობებული იმ გარემოს არსებობით, რომელშიც ხდება მოძრაობა. ტვირთის შრის გადაადგილების მიმართ წინააღმდეგობის გარეშე ძალები, მუშა ორგანოს ზედაპირის პერპენდიკულარულად, მიიღება მისი ფარდობითი სიჩქარის პროპორციულად. ისინი გამოისახება სიბლანტის  $h_y$  კოეფიციენტის მქონე დემპფერით, რომელიც ნახ. 37-ზე გამოსახულია მოძრავ კოორდინატა სისტემასთან კავშირში. ტვირთის შრის გადაადგილებების მიმართ წინააღმდეგობები, მუშა ორგანოს გასწვრივ, კი მიიღება მისი გადაადგილების აბსოლუტური სიჩქარის პროპორციულად. ისინი გამოსახულია სიბლანტის  $h_x$  კოეფიციენტის მქონე დემპფერით, რომელიც ნახაზზე დაკავშირებულია უძრავ კოორდინატა სისტემასთან.

სატრანსპორტო ტვირთის შრის მოდელში  $k_x$  და  $k_y$  დრეკადი ელემენტების მუშა ორგანოს ზედაპირზე კონტაქტში მშრალი ხახუნის წყვილისა და  $h_x$ ,  $h_y$  და  $h_x$ ,  $h_y$  ბლანტი წინააღმდეგობების სისტემის არსებობა საშუალებას გვაძლევს საკმაო სიზუსტით ჩავატაროთ მოდელირება სატრანსპორტო ტვირთის იმ რელური თვისებებისა, რომლებიც თამაშობს მნიშვნელოვან როლს ვიბროტრანსპორტირების პროცესში.

განვიხილოთ ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის სატრანსპორტო ტვირთის შრის დრეკად-ბლანტი-პლასტიკური მოდელის მუშა ორგანოზე ვიბროტრანსპორტირების ზოგადი შემთხვევა, როდესაც მუშა ორგანო ასრულებს რხევებს  $\beta$  კუთხით და დახრილია ჰორიზონტის მიმართ  $\alpha$  კუთხით (ნახ. 38).

შემოვიღოთ  $xoy$  მოძრავი სწორკუთხა კოორდინატა სისტემა, რომელიც ხისტადაა დაკავშირებული ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის მუშა ორგანოსთან. მოძრავ კოორდინატა სისტემასთან ერთად გამოვიყენოთ ორი უძრავი კოორდინატა სისტემა: 1)  $\eta O\xi$ , რომლის  $\eta$  ღერძი ემთხვევა მუშა ორგანოს რხევების მიმართულებას, სწორხაზოვანი რხევების დროს და 2)  $XOY$ , რომლის ღერძები პარალელურია მოძრავი ღერძების.





ნახ. 38. სატრანსპორტო ტვირთის მუშა ორგანოზე განლაგების საანგარიშო სქემა

მივიღოთ, რომ მუშა ორგანო ასრულებს რხევებს  $\eta = f(\omega t)$  კანონით. მუშა ორგანოს გადაადგილებების  $X$  და  $Y$  გეგმილები უძრავ კოორდინატთა სისტემის ღერძებზე იქნება

$$X = \eta \cos(\alpha + \beta); \quad Y = \eta \sin(\alpha + \beta). \quad 2.26$$

ვიბროტრანსპორტირების პროცესში ტვირთის შრეზე მოქმედებენ: სიმძიმის ძალა  $mg$ , დრეკადი კავშირების  $k_x x$  და  $k_y y$  აღმდგენი ძალები, ბლანტი წინააღმდეგობის ძალები, დეფორმაციის და გადაადგილების აბსოლიტური  $h_x(\dot{X} + \dot{x})$  და ფარდობითი  $h_y \dot{y}$ ,  $h_x \dot{x}$  და  $h_y \dot{y}$  სინქარეების პროპორციული, ასევე მშრალი ხახუნის ძალა  $\mu N^*$ , სადაც  $\mu$  და  $N^*$  - ხახუნის კოეფიციენტი და მუშა ორგანოს ზედაპირზე ტვირთის ნორმალური რეაქციაა. ზოგადად, ვიბროტრანსპორტირების შემთხვევაში, როგორც ცალკეული ასევე მასიური ტვირთების გადაადგილების დროს შესაძლებელია მისი მოძრაობის შემდეგი ეტაპები: მუშა ორგანოსთან კონტაქტის გარეშე თავისუფალი მოძრაობა და მუშა ორგანოსთან კონტაქტში ერთდროული მოძრაობა.

მუშა ორგანოსთან კონტაქტში მოძრაობისას შესაძლოა რეჟიმები, როდესაც ტვირთი სრიალებს სატრანსპორტო ზედაპირზე წინ ან უკან, ან კიდევ, სრიალის არ არსებობის შემთხვევაში, ირევა შრის დრეკადი დეფორმაციების ხარჯზე.

ტვირთის შრის ფარდობითი მოძრაობების განტოლებები დრეკადი დეფორმაციების უბანზე (სრიალის არ არსებობის შემთხვევაში)  $xy$  მოძრავი ღერძების გეგმილებში გამოისახება შემდეგნაირად

$$\begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\ddot{Y} - mg \cos \alpha - h_y \dot{y} - k_y y; \\ m\ddot{x} &= -m\ddot{X} + mg \sin \alpha - h_x \dot{x} - k_x x - h_x (\dot{X} + \dot{x}). \end{aligned} \quad 2.27$$

ტვირთის შრის დრეკადი დეფორმაციის დროს, ძალა, რომელიც ცდილობს დაძრას ტვირთი, განისაზღვრება გამოსახულებით

$$T^* = h_x \dot{x} + k_x x. \quad 2.28$$

ტვირთი არ ისრიალებს მუშა ორგანოს ზედაპირზე იმ პირობებში, როდესაც ეს ძალა აბსოლიტური მნიშვნელობით არ აღემატება სტატიკური ხახუნის ძალის ზღვრულ მნიშვნელობას  $\mu_{st} N^*$ -ს (სადაც  $\mu_{st}$  - ტვირთის მუშა ორგანოსთან ხახუნის სტატიკური კოეფიციენტი). თუ 2.28 გამოსახულების თანახმად მამოძრავებელი ძალა გადააჭარბებს ხახუნის სტატიკურ ძალას, ტვირთი დაიწყებს სრიალს მუშა ორგანოზე.

სრიალის შემთხვევაში ტვირთის შრის გადაადგილება მუშა ორგანოს გასწვრივ აღიწერება შემდეგი განტოლებით

$$m\ddot{x} = -m\ddot{X} + mg \sin \alpha - \text{sign}(\dot{x}) \mu N^* - h_x (\dot{X} + \dot{x}). \quad 2.29$$

განტოლების შედგენის დროს ათვლის საწყისად მიღებულია ტვირთის ის მდგომარეობა, როდესაც დრეკადი ელემენტი დეფორმირებული არაა.

იმის გამო, რომ განტოლებაში შედის კულონის (მშრალი) ხახუნის ძალა, იგი არის არაწრფივი. ტვირთის მოძრაობის ხასიათისგან დამოკიდებულებით, მშრალი ხახუნის ძალა იცვლის თავის მიმართულებას. ამიტომ

$$\text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} +1 & \dot{x} > 0 \\ -1 & \dot{x} < 0 \end{cases} \quad 2.30$$

მშრალი ხახუნის ძალა ასევე იცვლება მუშა ორგანოზე ტვირთის ნორმალური რეაქციის სიდიდის მიხედვით. ნორმალური რეაქციის სიდიდე ერთობლივი მოძრაობის უბანზე განისაზღვრება დრეკადი კავშირების აღმდგენი  $k_y y$  ძალებითა და შრის დეფორმაციის ფარდობითი სიჩქარის პროპორციული წინააღმდეგობის  $h_x \dot{x}$  ძალებით:

$$N^* = k_y y + h_y \dot{y}. \quad 2.31$$

თუ ჩავსვამთ ნორმალური რეაქციის გამოსახულებას 2.28-ში, მივიღებთ მუშა ორგანოზე ტვირთის მოძრაობის განტოლებას  $x$  ღერძის მიმართულებით:

$$m \ddot{x} = -m \ddot{X} + mg \sin \alpha - \text{sign}(\dot{x}) \mu (k_y y + h_y \dot{y}) - h_x (\dot{X} + \dot{x}). \quad 2.32$$

თუ გავყოფთ 2.27 და 2.32 განტოლებებს მასა  $m$ -ზე და მოვახდენთ მცირეოდენ გარდაქმნებს, მივიღებთ განტოლებათა სისტემას, რომელიც აღწერს ტვირთის მოძრაობას შემდეგი მიმართულებებით:

$y$  ღერძის მიმართულებით:

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = -\ddot{Y} - g \cos \alpha; \quad 2.33$$

$x$  ღერძის მიმართულებით:

დრეკადი დეფორმაციის უბანზე

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = -\ddot{X} + g \sin \alpha - 2n_x (\dot{X} + \dot{x}); \quad 2.34$$

და სრიალის უბანზე

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} = -\ddot{X} - 2n_x \dot{X} + g \sin \alpha - \text{sign}(\dot{x}) \mu (p_y^2 y + 2n_y \dot{y}), \quad 2.35$$

სადაც  $p_x$  და  $p_y$  - შესაბამისად  $x$  და  $y$  ღერძების მიმართულებით ტვირთის შრის მოდელის რხევების საკუთარი სიხშირეებია

$$\left( p_x^2 = \frac{k_x}{m}, \quad p_y^2 = \frac{k_y}{m} \right);$$

$n_x$  და  $n_y$  - ტვირთის შრის დეფორმაციის მოდელის წინაგანი წინააღმდეგობების დემპფირების კოეფიციენტებია, შესაბამისად  $x$  და  $y$

$$\text{დერძების მიმართულებით; } \left( 2n_x = \frac{h_x}{m}, \quad 2n_y = \frac{h_y}{m} \right);$$

$n_x$  - დემპფირების კოეფიციენტი, რომელიც განპირობებულია  $x$  მიმართულებით შრის მოდელის გადაადგილების მიმართ გარეშე  $2n_x = \frac{h_x}{m}$  წინააღმდეგობებით.

ტვირთი შეიძლება დარჩეს მუშა ორგანოს ზედაპირზე მანამდე, სანამ ნორმალური რეაქცია არ გახდება ნულის ტოლი. ამიტომ დროის გარკვეულ მომენტში, რომელიც განისაზღვრება

$$k_y y + h_y \dot{y} = 0 \tag{2.36}$$

ტრანსცენდენტული განტოლებით, ტვირთი მოწყდება მუშა ორგანოს ზედაპირს და ასრულებს თავისუფალ ფრენას.

ტვირთის თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას აქვს შემდეგი სახე

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} = -\ddot{Y} - g \cos \alpha; \tag{2.37}$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} = -\ddot{X} + g \sin \alpha - 2n_x (\dot{X} + \dot{x}), \tag{2.38}$$

სადაც  $n_y$  - დემპფირების კოეფიციენტი, რომელიც განპირობებულია შრის მოდელის მოძრაობისადმი გარეშე წინააღმდეგობის ძალებით,  $y$  დერძის მიმართულებით თავისუფალი გადაადგილების უბანზე.

გავაანალიზოთ სატრანსპორტო მასალის ერთმასიანი დრეკად-ბლანტი-პლასტიკური მოდელის შესაძლო გადაადგილებების რეჟიმები და განვსაზღვროთ მოძრაობის ერთი ეტაპიდან მეორეზე გადასვლის კრიტერიუმები.

ტვირთის მოძრაობის ერთი ფაზიდან მეორეზე გადასვლის მომენტები განისაზღვრება შემდეგი ტრანსცენდენტული განტოლებებით.

ერთობლივი მოძრაობიდან თავისუფალზე გადასვლის მომენტი (ტვირთის მოწყვეტა)  $t_0$  განისაზღვრება 2.26 ტრანსცენდენტული განტოლების ამოხსნის შედეგად.

თავისუფალი მოძრაობიდან ერთობლივზე გადასვლის მომენტს (ტვირთის ჩამოვარდნა)  $t_n$ - ვპოულობთ ტრანსცენდენტული განტოლებიდან, რომელიც მიიღება ფრენის უბანზე ტვირთის ფარდობითი გადაადგილების ნულთან გატოლების შედეგად:

$$y(t) = 0. \quad 2.39$$

მუშა ორგანოზე სრიალის შემთხვევაში შესაძლებელია მოძრაობა წინ  $(\dot{x} > 0)$  ან უკან  $(\dot{x} < 0)$ . ტვირთის პირდაპირი მოძრაობიდან გაჩერებამდე გადასვლის მომენტი  $t_{+0}$ , ან უკუ მოძრაობის დროს გაჩერებამდე  $t_{-0}$ , მოიძებნება სრიალის უბანზე ტვირთის გადაადგილების ფარდობითი სიჩქარის ნულთან გატოლებით მიღებული ტრანსცენდენტული განტოლების ამოხსნის შედეგად:

$$\dot{x}(t) = 0. \quad 2.40$$

და ბოლოს, სრიალის დაწყების მომენტი წინ  $t_{+0}$  და უკან  $t_{-0}$  მიმართულებებით, განისაზღვრება ტვირთის დამძვრელი ძალის, მისი მუშა ორგანოსთან ხახუნის ძალასთან ტოლობით:

$$k_x x + h_x \dot{x} = \mu(k_y y + h_y \dot{y}). \quad 2.41$$

საბოლოოდ, ზემოთაღნიშნული პირობების გათვალისწინებით მუშა ორგანოზე ტვირთის გადაადგილების ყველა შესაძლო ფაზების აღწერისათვის მივიღებთ შემდეგ დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას:

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = -\ddot{Y} - g \cos \alpha; \quad 2.42$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = -\ddot{X} + g \sin \alpha - 2n_x (\dot{X} + \dot{x}); \quad 2.43$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} = -\ddot{Y} - g \cos \alpha; \quad 2.44$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} = -\ddot{X} + g \sin \alpha - 2n_x (\dot{X} + \dot{x}); \quad 2.45$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} = -\ddot{X} - 2n_x \dot{X} + g \sin \alpha - \text{sign}(\dot{x}) \mu(p_y^2 y + 2n_y \dot{y}). \quad 2.46$$

2.42 – 2.46 წარმოადგენენ ელექტრომაგნიტურ ვიბრაციულ მანქანაში ტექნოლოგიური დატვირთვების აღმწერ დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას. შესაბამისად, იგი წარმოადგენს ამ პროცესის აღმწერ მათემატიკურ მოდელს.  $\omega$  წრიული სიხშირის ცვალებადობით შესაძლებელია მოდელი გამოკვლეული იქნას სხვადასხვა, როგორც დაბალ ასევე მაღალ რხევების სიხშირეებზე. ასევე შესაძლებელია მოდელში გამოკვლეული იქნას სხვადასხვა ფიზიკური მახასიათებლების მქონე სატრანსპორტო მასალების გადაადგილებები.

## 2.5. ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგად მათემატიკურ მოდელზე ციფრული ექსპერიმენტის ჩატარება

წინა პარაგრაფში მოყვანილი გვექონდა ვიბრაციული მანქანის ზოგადი მათემატიკური მოდელი. ეს მოდელი შედგება 2.42 – 2.46 დიფერენციალური განტოლებების სისტემისაგან, რომელიც მუშა ორგანოს მოძრაობებთან ერთად აღწერს ტექნოლოგიურ დატვირთვებს. მოდელს აქვს შემდეგი სახე:

$$\ddot{x}_0 + 2n_x \dot{x}_0 + \omega_0^2 x_0 = -a \frac{b^2}{\omega^2} \cos^2 \omega t. \quad 2.47$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = -\ddot{Y} - g \cos \alpha; \quad 2.48$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = -\ddot{X} + g \sin \alpha - 2n_x (\dot{X} + \dot{x}); \quad 2.49$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} = -\ddot{Y} - g \cos \alpha; \quad 2.50$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} = -\ddot{X} + g \sin \alpha - 2n_x (\dot{X} + \dot{x}); \quad 2.51$$

$$\ddot{x} = -\ddot{X} + g \sin \alpha - \text{sign}(\dot{x}) \mu (p_y^2 y + 2n_y \dot{y}) - 2n_x (\dot{X} + \dot{x}), \quad 2.52$$

სადაც  $X = x_0 \cos(\alpha + \beta); \quad Y = x_0 \sin(\alpha + \beta).$

თუ გავაწარმოებთ X და Y კოორდინატებს დროში

$$\dot{X} = \dot{x}_0 \cos(\alpha + \beta); \quad \ddot{X} = \ddot{x}_0 \cos(\alpha + \beta); \quad \dot{Y} = \dot{x}_0 \sin(\alpha + \beta)$$

და ჩავსვათ ზემოთმოყვანილ სისტემაში, მივიღებთ:

$$\ddot{x}_0 + 2n_x \dot{x}_0 + \omega_0^2 x_0 = -a \frac{b^2}{\omega^2} \cos^2 \omega t. \quad 2.53$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = -\ddot{x}_0 \sin(\alpha + \beta) - g \cos \alpha; \quad 2.54$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = -\ddot{x}_0 \cos(\alpha + \beta) + g \sin \alpha - 2n_x \left( \dot{x}_0 \cos(\alpha + \beta) + \dot{x} \right); \quad 2.55$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} = -\ddot{x}_0 \sin(\alpha + \beta) - g \cos \alpha; \quad 2.56$$

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} = -\ddot{x}_0 \cos(\alpha + \beta) + g \sin \alpha - 2n_x \left( \dot{x}_0 \cos(\alpha + \beta) + \dot{x} \right); \quad 2.57$$

$$\ddot{x} = -\ddot{x}_0 \cos(\alpha + \beta) + g \sin \alpha - \operatorname{sign}(\dot{x}) \mu \left( p_y^2 y + 2n_y \dot{y} \right) - 2n_x \left( \dot{x}_0 \cos(\alpha + \beta) + \dot{x} \right). \quad 2.58$$

2.53–2.58 დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემაში შემავალი სიდიდეები:

$x_0, x, y$  - შესაბამისად, მუშა ორგანოს და მასზე ტექნოლოგიური დატვირთვის ჰორიზონტალური და ვერტიკალური გადაადგილებები;

$2n = \frac{h}{M}, \omega_0^2 = \frac{k}{M}$  - ვიბრაციული მანქანის დემპფირების მახასიათებელი

და საკუთარი წრიული სიხშირეა;

$a, b$  - აგზნების ძალის მახასიათებელი კოეფიციენტებია;

$\omega$  - აგზნების წრიული სიხშირეა;

$2n_x = \frac{h_x}{m}, 2n_y = \frac{h_y}{m}$  - გადასაადგილებელი ტვირთის შინაგანი წინააღმდეგ-

ობები  $x$  და  $y$  მიმართულებებით;

$2n_x = \frac{h_x}{m}, 2n_y = \frac{h_y}{m}$  - ტვირთზე გარემოს მხრიდან მოქმედი წინააღმდეგო-

ბებია;

$m$  - გადასაადგილებელი ტვირთის მასაა;

$p_x^2 = \frac{k_y}{m}, p_y^2 = \frac{k_x}{m}$  - ტვირთის საკუთარი სიხშირეებია;

$\alpha, \beta$  - შესაბამისად მუშა ორგანოს ჰორიზონტის მიმართ და ვიბრაციის მიმართულების ჰორიზონტთან დახრის კუთხეებია;

$g$  - სიმძიმის ძალის აჩქარებაა;

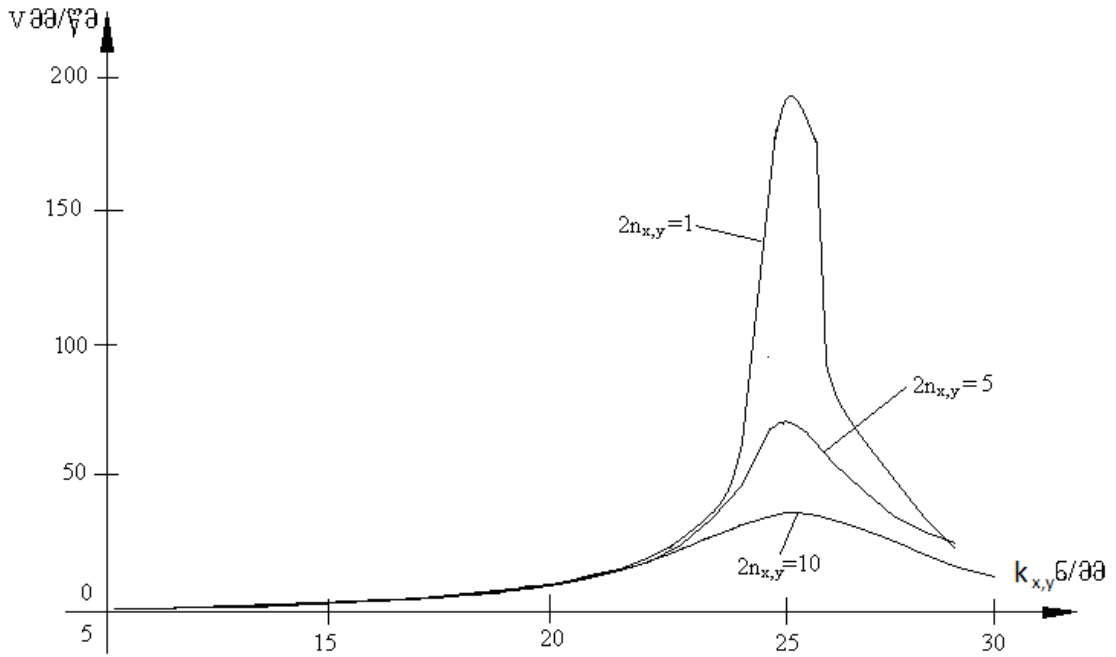
აღნიშნული სიდიდეების რეალურთან მიახლოებული რიცხობრივი მნიშვნელობების ვარირების ზღვრებია:

$$2n = 10, \quad \omega_0 = 95 - 220, \quad a = 10 - 20, \quad b = 20 - 30, \quad \omega = 147 - 167, \\ 2n_x = 1 - 20, \quad 2n_y = 1 - 20, \quad 2n_x = 1 - 5, \quad 2n_y = 1 - 5, \quad m = 10, \\ p_x = 1 - 40, \quad p_y = 1 - 40, \quad \alpha = 10^0 - 20^0, \quad \beta = 15^0 - 25^0, \quad g = 9.81.$$

ქვემოთ მოყვანილ გრაფიკებზე ნაჩვენებია სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ზოგად მათემატიკურ მოდელზე ციფრული ექსპერიმენტების ჩატარების შედეგები. მოდელირება შესრულებულია პერსონალურ კომპიუტერზე C++Builder-ის სპეციალური პროგრამით.

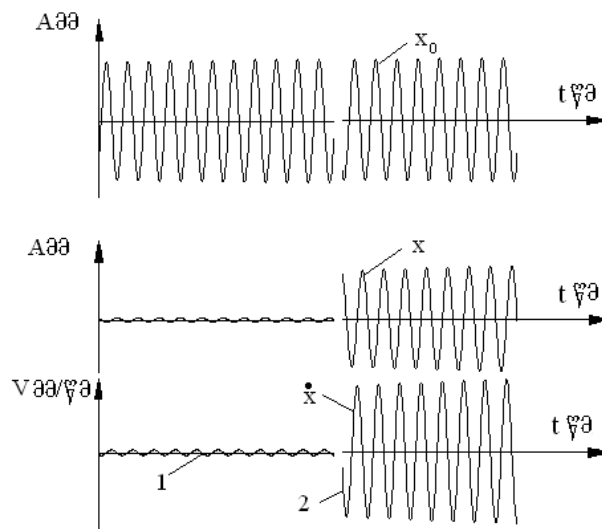
ნახ. 39-ზე ნაჩვენებია გრაფიკი, რომელიც შეესაბამება სატრანსპორტო ტვირთის ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლის, კერძოდ, მისი დრეკადობის მახასიათებლის ფართო დიაპაზონში ცვალებადობის დამოკიდებულებას ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარესთან. აღნიშნული დამოკიდებულება მიღებულია ტვირთის შინაგანი წინააღმდეგობის ძალების სამი სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის, რომლებიც გრაფიკზეა აღნიშნული. ამ შემთხვევაში ვიბრაციული მანქანის ამგზნები ძალის სიდიდე და მისი დრეკადი ელემენტის სიხისტე არიან ფიქსირებული სიდიდეები. გრაფიკიდან ჩანს, რომ ტრანსპორტირების მაქსიმალური სიდიდე მიიღება იმ რეჟიმში, როდესაც ტვირთის სიხისტე (დრეკადობა) ახლოსა მანქანის დრეკადი ელემენტის სიხისტესთან. გრაფიკიდან ასევე ჩანს, რომ ტვირთის შინაგანი წინააღმდეგობის ძალებს მნიშვნელოვანი გავლენა აქვთ მის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე.





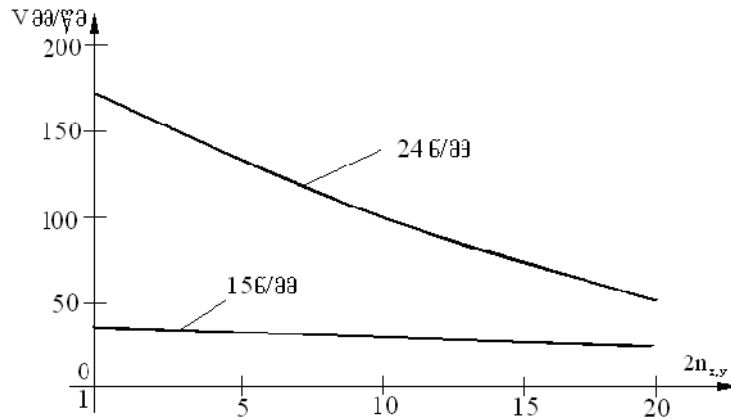
ნახ. 39. ტრანსპორტირების სიჩქარის დამოკიდებულება სატრანსპორტო ტვირთის დრეკადობაზე

ნახ. 40-ზე წარმოდგენილია ოსცილოგრამები, რომლებიც აღებულია ტვირთის დრეკადობის ორი მნიშვნელობისთვის და შეესაბამებიან ტვირთის გადაადგილებისა და სიჩქარის ორ მნიშვნელობას. კერძოდ 1 – როდესაც  $p_x = p_y = 10 \text{ N/mm}$  და 2 -  $p_x = p_y = 25 \text{ N/mm}$ .  $x_0$  - მუშა ორგანოს გადაადგილება,  $x$  - ტვირთის გადაადგილება, ხოლო  $\dot{x}$  - ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეა.



ნახ. 40. სატრანსპორტო ტვირთის გადაადგილების და სიჩქარის ოსცილოგრამები

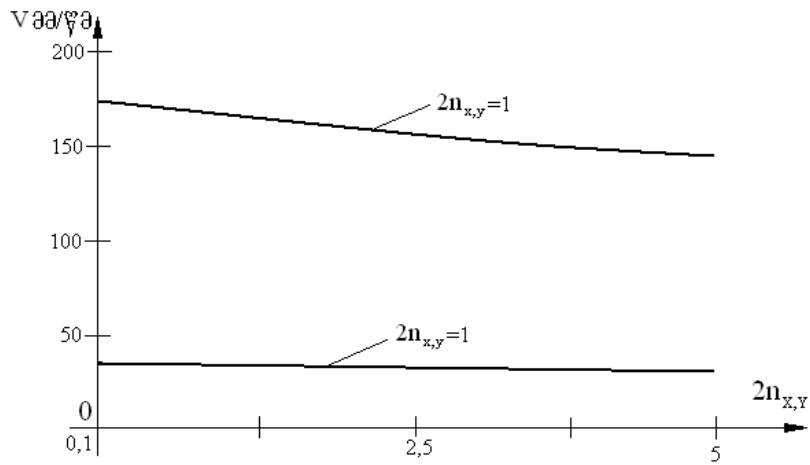
შესწავლილი იქნა ასევე სატრანსპორტო ტვირთის მეორე ფიზიკო-მექანიკური პარამეტრის, შინაგანი დემპფირების გავლენა ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე, ცვლილებათა რეალურ დიაპაზონში. ნახ. 41-ზე მოყვანილია გრაფიკი ტვირთის დრეკადობის



ნახ. 41. სატრანსპორტო ტვირთის შინაგანი დემპფირების ცვლილების გავლენა ტრანსპორტირების სიჩქარეზე

ორი ფიქსირებული მნიშვნელობის დროს ტრანსპორტირების სიჩქარის დამოკიდებულება შინაგანი დემპფირების მახასიათებლების ცვლილებიდან. გრაფიკიდან ჩანს, რომ რეზონანსულ რეჟიმში შინაგანი დემპფირებას მეტი გავლენა აქვს ტრანსპორტირების სიჩქარეზე, ვიდრე არარეზონანსულ რეჟიმში.

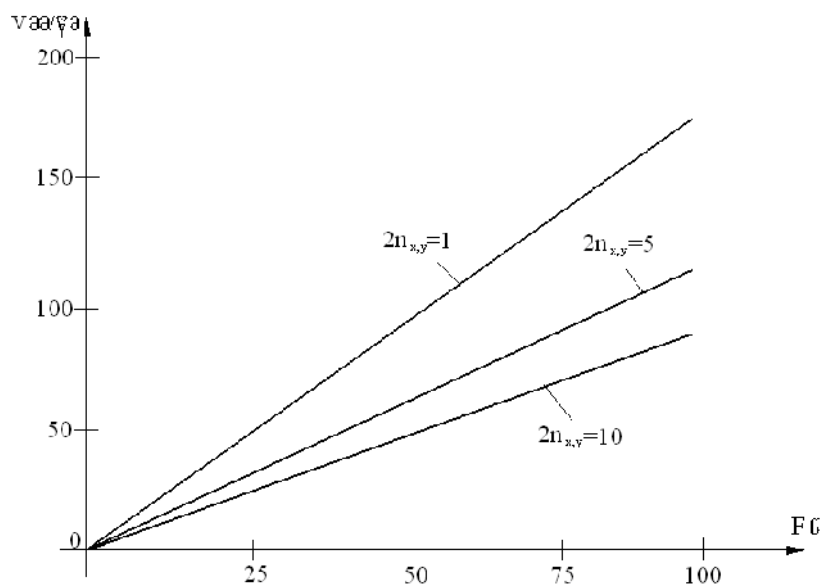
როგორც აღნიშნული გვქონდა ტვირთის მუშა ორგანოსგან მოწყვეტის დროს, ანუ მისი თავისუფალი ფრენის შემთხვევაში, მასზე მოქმედებს მხოლოდ გარეგანი წინააღმდეგობის ძალები. ისინი ტვირთის გადაადგილებების ცალკეულ კონკრეტულ შემთხვევებში თითქმის უცვლელი რჩება, მაგრამ საინტერესოა მათი ცვლილების გავლენის გამოკვლევა ტრანსპორტირების სიჩქარეზე, რაც შეესაბამება ტვირთის ტრანსპორტირებას სხვადასხვა გარემოში. ნახ. 42-ზე ნაჩვენებია სწორედ ამ გავლენის კვლევის შესაბამისი გრაფიკები.



ნახ. 42. გარეშე წინააღმდეგობების გავლენა ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე თავისუფალი ფრენის დროს

როგორც გრაფიკიდან ჩანს გარემოს წინააღმდეგობის ძალებს, ძირითადად ჰაერის წინააღმდეგობას, გაცილებით ნაკლები გავლენა გააჩნიათ ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე, მაგრამ შესაძლოა ზოგიერთ შემთხვევაში ისინი მხედველობაში იქნას მიღებული.

ზოგად მათემატიკურ მოდელში ასევე გამოკვლეული იქნა ამგზნები ძალის ამპლიტუდის გავლენა ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე. შესაბამისი გრაფიკი ნაჩვენებია ნახ. 43-ზე. როგორც მოსალოდნელი იყო ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარე, ამგზნები ძალის ამპლიტუდის ზრდასთან ერთად იზრდება. დამოკიდებულება ამ ორ სიდიდეს შორის კი არის წრფივი.



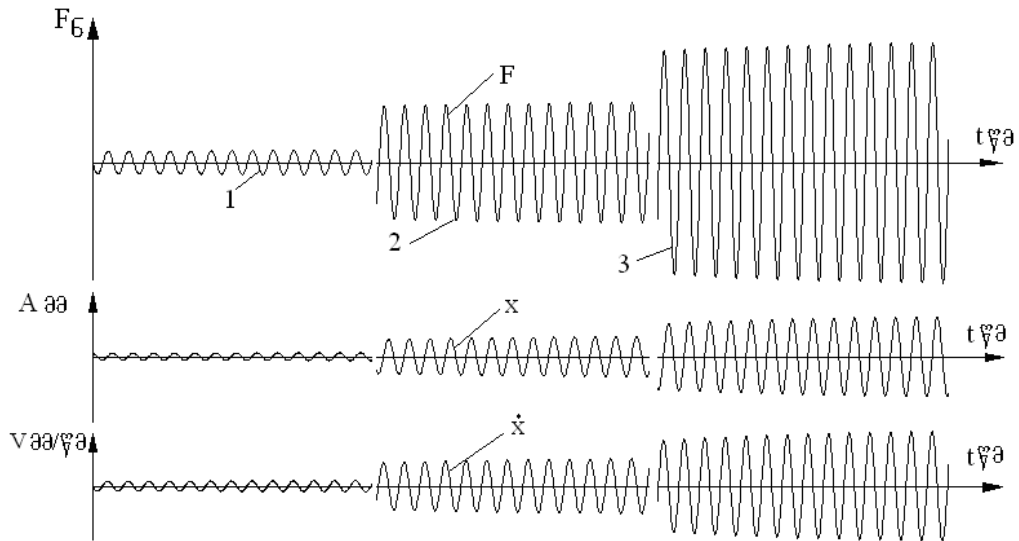
ნახ. 43. ამგზნები ძალის გავლენა ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე

აღნიშნული რეჟიმის შესაბამისი ოსცილოგრამები მოყვანილია ნახ. 44-ზე. ოსცილოგრამები ამოღებულია მოქმედი ძალის

$$F = a \left( \frac{b}{\omega} \cos \omega t \right)^2$$

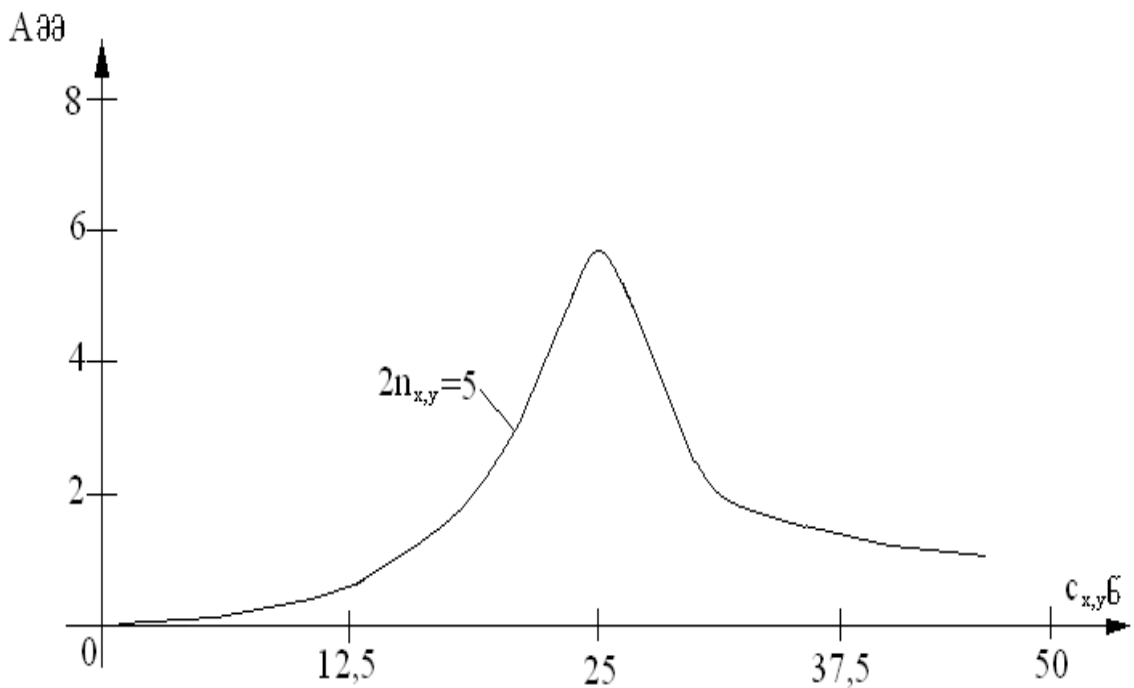
სამი მნიშვნელობისთვის, კერძოდ 1 -  $F = 5$  ნ, 2-  $F = 50$  ნ,

3 -  $F = 100$  ნ.  $x$  და  $\dot{x}$ . შესაბამისად ტვირთის გადაადგილება და სიჩქარე.



ნახ. 44. სატრანსპორტო ტვირთის გადაადგილების და სიჩქარის ოსცილოგრამები სხვადასხვა ამგზნების ძალის მოქმედების დროს

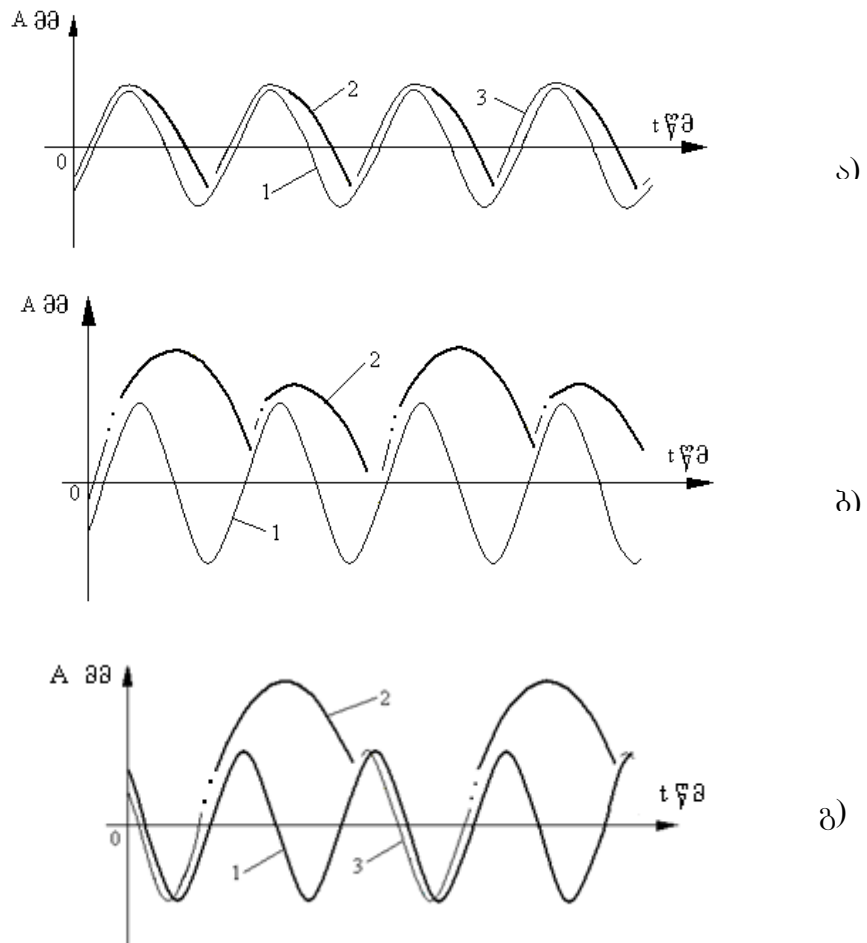
ვიბრაციული-სატრანსპორტო მანქანისთვის ძირითად პარამეტრს წარმოადგენს ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარე, მაგრამ არანაკლებ მნიშვნელოვანია ტვირთის გადაადგილების ამპლიტუდაც, რაც ცხადია უშუალო კავშირშია ტრანსპორტირების სიჩქარესთან. საბოლოო ჯამში სატრანსპორტო სიჩქარის შეფასებისთვის ტვირთის გადაადგილების ამპლიტუდა ვიზუალურად უფრო მოსახერხებელია. ნახ. 45-ზე მოცემულია ტვირთის გადაადგილების ამპლიტუდის დამოკიდებულება ტვირთის დრეკადობის მახასიათებლის ცვლილებისგან. გრაფიკი აგებულია სატრანსპორტო მასალის შინაგანი წინააღმდეგობის ძალის ერთი მნიშვნელობისთვის.



ნახ. 45. სატრანსპორტო ტვირთის გადაადგილების დამოკიდებულება ტვირთის დრეკადობის მახასიათებელზე

გრაფიკიდან ჩანს, რომ ტვირთის მაქსიმალური გადაადგილების ამპლიტუდა არის რეზონანსულ რეჟიმთან ახლოს, ანუ, როდესაც აგზნების ძალის სიხშირე უახლოვდება მასალის დრეკადობის საკუთარ სიხშირეს.

სატრანსპორტო მასალის დროში გადაადგილების ოსცილოგრამები ნაჩვენებია ნახ. 46 ა,ბ,გ-ზე მუშა ორგანოს ამპლიტუდის სამი მნიშვნელობისთვის,  $F = 60$  ნ,  $F = 80$  ნ,  $F = 100$  ნ. 1 მრუდები გამოსახავენ მუშა ორგანოს გადაადგილებას, 2 და 3 – ტვირთის გადაადგილებას. მათ შორის ნახაზებზე შედარებით სქელი მრუდები-2 ახასიათებენ სატრანსპორტო მასალის თავიუფალ ფრენას სივრცეში, ხოლო-3 მრუდები გამოსახავენ მასალისა და მუშა ორგანოს ერთობლივ გადაადგილებას. ნახაზებზე წერტილები ასახავენ ტვირთის მუშა ორგანოსგან მოწყვეტას და მის გადასვლას თავისუფალ ფრენაში.



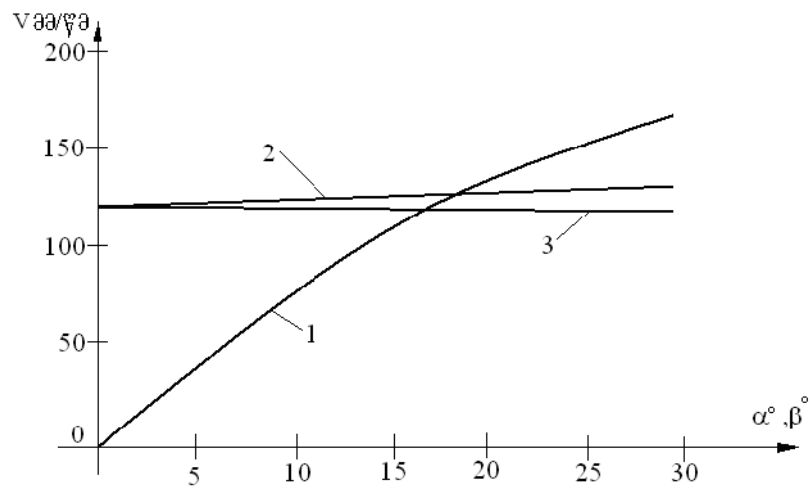
ნახ. 46. სატრანსპორტო ტვირთის მუშა ორგანოზე გადაადგილების ოსცილოგრამები

ზოგადი მათემატიკური მოდელის კვლევის დროს ციფრული ექსპერიმენტები ჩატარებული იქნა ასევე ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოს მიმართ ვიბრაციის გადაცემის კუთხისა და მუშა ორგანოს ჰორიზონტის მიმართ დახრის კუთხეების ცვალებადობის გამოსაგლენად.

ნახ. 47 -ზე ნაჩვენებია გრაფიკები მუშა ორგანოს მიმართ ვიბრაციის კუთხის ( $\beta$ ) და ჰორიზონტის მიმართ თვით მუშა ორგანოს დახრის ( $\alpha$ ) კუთხეების ცვლილებათა გავლენა სატრანსპორტო ტვირთის გადაადგილების სიჩქარეზე.

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, შეიმჩნევა ვიბრაციის მუშა ორგანოზე გადაცემის კუთხის ოპტიმალური მნიშვნელობა სადღაც  $20^0$ -ს ფარგლებში, ხოლო მუშა ორგანოს ჰორიზონტის მიმართ დახრის კუთხის

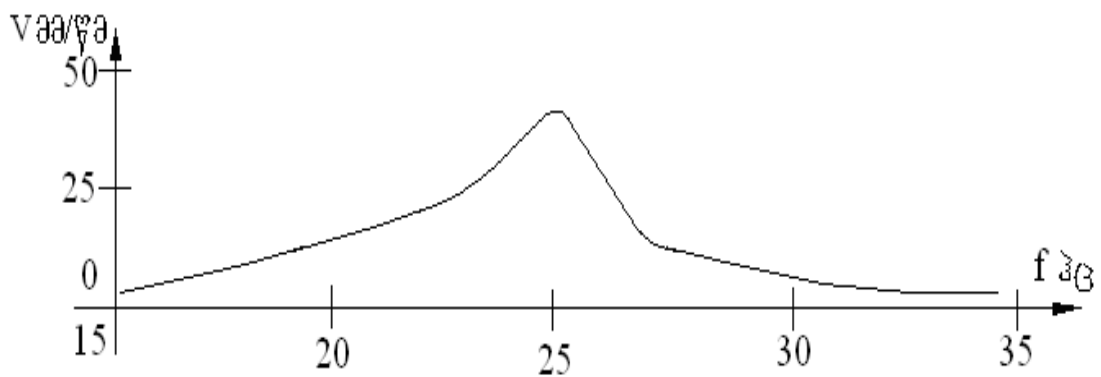
ცვლილების დროს, თუკი იგი არის დადებითი, მართალია შედარებით მცირედ, მაგრამ ზრდის ტრანსპორტირების სიჩქარეს, უარყოფითის



ნახ. 47. ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარის დამოკიდებულება მუშა ორგანოს დახრის კუთხეზე

შემთხვევაში კი ამცირებს მას. ნახაზზე 1 – არის  $\beta$  კუთხის ცვლილების გრაფიკი, 2 და 3 შესაბამისად არის  $\alpha < 0$  და  $\alpha > 0$ .

მოდელში შესწავლილი იქნა ასევე აგზნების ძალის სიხშირის ცვალებადობის გავლენა ტრანსპორტირების სიჩქარეზე. ნახ. 48-ზე ნაჩვენებია სწორედ ეს გავლენა გრაფიკულად. გრაფიკი აგებულია სატრანსპორტო მასალის ფიქსირებული ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლებისთვის. სახელდობრ:  $c_x = c_y = 24$  ნ/მმ,  $2n_{x,y} = 5$ .



ნახ. 48. ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარის დამოკიდებულება აგზნების ძალის სიხშირეზე

### თავი III. ახალი კონსტრუქციების ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოცდა

#### 3.1. დრეკადი სისტემის პარამეტრების თეორიული გაანგარიშება

ვიბრაციულ ტექნიკაში დრეკად სისტემად იწოდება დრეკადი ელემენტების ჯგუფი, რომლებიც გარკვეული სახით განლაგებულია ვიბრაციული მანქანის რხევად მასებს შორის, მათი ფორმისა და შინაარსის მიუხედავად. ვიბრაციულ მანქანებში დრეკადი სისტემები წარმოადგენენ ერთერთ ძირითად კვანძს, რომლებიც გამოიყენება რხევითი მოძრაობების გაძლიერებისა და სტაბილიზაციისათვის.

დრეკად სისტემაში ცალკეული ელემენტები ან ელემენტების სისტემა ერთიანდებიან ერთ მთლიან სისტემაში, რომელსაც გააჩნია სიხისტის ღერძი და რომლის გასწვრივაც მიმართულია შემადგენელი ელემენტების დრეკადი აღმდგენი ძალების ტოლქმედი. დრეკადი ძალების ტოლქმედის ღერძის მიმართულება უთავსდება ვიბროამპრავიდან წამოსული ამგზნები ძალების ღერძის მიმართულებას. ეს საერთო ღერძი კი მიღებულია იწოდოს ვიბრაციის მიმართულებად. გამონაკლისს შეადგენენ ვიბრობუნკერებისა და ვიბროამწეების დრეკადი ელემენტები, სადაც ისინი გამოიყენებიან მუშა ორგანოს მოძრაობის საჭირო ტრაექტორიის მისაღებად. რეზონანსში ან რეზონანსთან ახლოს რეჟიმებში მომუშავე ვიბრაციული მანქანების დრეკადი ელემენტები აწონასწორებენ მანქანების რხევად მასებში აღძრულ ინერციის საკმაოდ დიდ ძალებს. დრეკადი სისტემის დახმარებით ამგზნები ძალის შედარებით სუსტი მექანიკური იმპულსები გარდაიქმნება საკმაოდ დიდ ძალებად, რომლებიც ახდენენ ინტენსიურ ზემოქმედებას მანქანის მუშა ორგანოზე. დრეკადი სისტემების არსებული მრავალი სახეობისა და კონსტრუქციებიდან, შედარებით უფრო ფართო გავრცელება პოვენს სისტემებმა, ცილინდრული ზამბარებით და ბრტყელი რესორებით. დრეკადი სისტემების სხვა სახეები, როგორცაა: ტორსიონული, რგოლური, თეფშისებრი, რეზინის, რეზინომეტალის და სხვა, გამოიყენება შედარებით იშვიათად.



დრეკადი სისტემის დრეკადი თვისებები, უპირველეს ყოვლისა განისაზღვრება მისი სიხისტის კოეფიციენტით. სიხისტის კოეფიციენტი, როგორც ზემოთ გვექონდა აღნიშნული, წარმოადგენს მოქმედი ძალის შეფარდებას შესაბამის დეფორმაციასთან. ვინაიდან აღნიშნულ სიდიდეებს შორის, ცვლილებათა ფართო დიაპაზონში, არ არის წრფივი დამოკიდებულება, ანუ უფრო ზუსტად რომ ვთქვათ დამოკიდებულება არის არაწრფივი, კოეფიციენტიც იქნება არაწრფივი. ზოგადად, სიხისტის კოეფიციენტი ყოველთვის დამოკიდებულია დრეკადი სისტემის დეფორმაციაზე. მაგრამ, დრეკადი სისტემების დეფორმაციების გარკვეულ ზღვრებში, ამ დეფორმაციების გავლენა სისტემის სიხისტეზე, მრავალ პრაქტიკულ შემთხვევაში, საკმაოდ მცირეა. ამიტომ, სიხისტე შეიძლება ჩავთვალოთ დეფორმაციისგან დამოუკიდებელი და წრფივი. ასეთი თვისებების მქონე დრეკადი სისტემები მიღებულია იწოდოს წრფივი სიხისტის მქონე სისტემებად, რაც ნიშნავს, რომ დრეკად სისტემაზე მოქმედ ძალასა და შესაბამის გადაადგილებას შორის დამოკიდებულება არის სწორხაზოვანი, ანუ წრფივი.

მეორე მნიშვნელოვან ფაქტორს დრეკადი სისტემის გაანგარიშების დროს წარმოადგენს დრეკადი ელემენტების სიმტკიცე. სიმტკიცე განისაზღვრება დეფორმირებადი სხეულის მასალის დასაშვები ძაბვებით.

სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე დგინდება დრეკად სისტემაზე მაქსიმალური დასაშვები დატვირთვა. შემდგომ, სიხისტისა და სიმტკიცის პირობიდან გამომდინარე დგინდება მაქსიმალური დასაშვები დეფორმაცია. დრეკადი სისტემის გაანგარიშების დროს ასევე მხედველობაში უნდა იქნას მიღებული სტატიკური დეფორმაციები, გამოწვეული მასების საკუთარი წონით და დეფორმაციები, გამოწვეული რხევითი მასებისგან ცვალებადი ძალებით. ამავე დროს, თუკი ცვალებადი ძაბვები საკმაოდ მაღალია, იმის გათვალისწინებით, რომ რხევითი სისტემა ექსპლუატაციის პირობებში იქნება ხანგრძლივი ციკლური დატვირთვის რეჟიმში, საჭიროა სისტემა შემოწმდეს ხანგამძლეობაზე, ანუ სისტემა უნდა გაითვალისწინოს დადლილობის სიმტკიცეზე.

მნიშვნელობის მიხედვით თუ შევაფასებთ, დრეკად სისტემაში მესამე მნიშვნელოვან საანგარიშო პარამეტრს წარმოადგენს ამ სის-

ტემის დისიპატიური თვისებები. დისიპაცია, ანუ ენერჯის გაბნევა ვიბრომანქანის რხევით რეჟიმში, ხდება დრეკადი ელემენტის ჩამაგრების კვანძებში კონსტრუქციული ჰისტერეზისით და დეფორმირებადი მასალის შიდამოლეკულური ჰისტერეზისით.

დრეკადი სისტემის დისიპაციის სიდიდე, როგორც ადრე აღვნიშნეთ, ხასიათდება დისიპაციის კოეფიციენტით. სისტემის გაანგარიშების გამარტივების მიზნით ეს კოეფიციენტი მიღებულია მოძრაობის სინქარის პროპორციული, ექვივალენტური სიდიდის შემოტანის ხარჯზე. დრეკადი სისტემა, რომელიც უზრუნველყოფს რხევითი რეჟიმის გაძლიერებასა და სტაბილიზაციას, უნდა ხასიათდებოდეს შედარებით მცირე დისიპატიური თვისებებით. მით უმეტეს ეს შეეხება რეზონანსულ რეჟიმზე აწყობილ ვიბრაციულ მანქანებს, რადგან ეს რეჟიმი განსაკუთრებით მგრძობიარეა დემპფირების მიმართ.

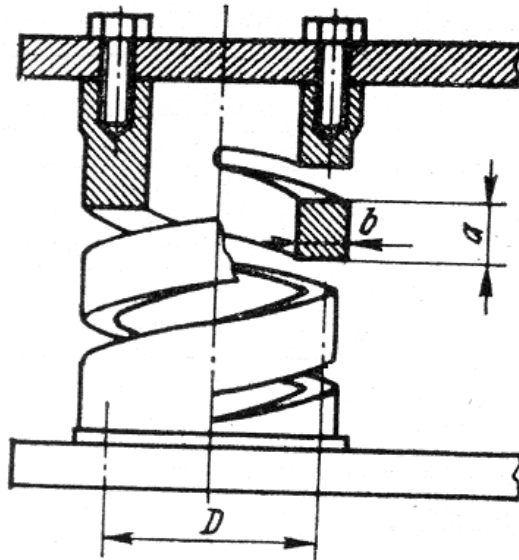
### **ცილინდრული ზამბარების გაანგარიშება**

ცილინდრული ზამბარები მუდმივი ბიჯით საკმაოდ ფართოდ გამოიყენება ვიბრაციულ მანქანებში. ზამბარები არსებობს დახვეული და ამოჭრილი სახის.

დახვეული სახით ხრახნული ცილინდრული ზამბარებიანი დრეკადი ელემენტები ვიბრაციული მანქანების ამძრავებში გამოიყენება მიმდევრობით-პარალელური შეთანწყობით. ცილინდრული ხრახნული ზამბარები იხვევა წრიული, კვადრატული და სწორკუთხოვანი განიგვეთის მქონე ღეროს ან მავთულისაგან. ამძრავების დრეკად ელემენტებში ძირითადად გვხვდება ღეროს წრიული პროფილის მქონე ზამბარები. კვადრატული და სწორკუთხა პროფილის მქონე ზამბარები გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც საჭირო ხდება დიდი სიხისტის მიღება. ზამბარების კონსტრუქცია და მათი დამაგრების სახე დამოკიდებულია დატვირთვის გვარობაზე. დატვირთვის გაგრძელებულ სახეს წარმოადგენს ზამბარის გაჭიმვა-კუმშვა, როდესაც ზამბარა იღებს გრძივ ღერძულ დატვირთვას ორთავე ნიშნით. ზამბარის მასებთან დამაგრება კი ხდება წინასწარი შეკუმშვით ისე, რომ ვიბროამძრავის რხევის მაქსიმალური ამპლიტუდით მუშაობის დროს, არ მოხდეს საყრდენი ზედაპირების მასებისგან მოწყვეტა. დახვეული ცილინდრული ზამბარე-

ბის უარყოფით მხარეს წარმოადგენს ის, რომ თავისუფალ მდგომარეობაში მათი სიმაღლეები და ასევე სიხისტეები საკმაოდ განსხვავებულია სხვადასხვა ზამბარებისთვის. გარდა ამისა, ასეთი ტიპის ზამბარების ნაკლოვან მხარეს შეადგენს ვიბროამძრავის მუშაობის დროს მათი გაზრდილი ხმაური, რაც გამოწვეულია ზამბარის ბოლო ხვიების ერთმანეთზე შეჯახებით, მათი დაბალი ღუნვითი სიხისტის გამო.

აღნიშნული ნაკლოვანებების აღმოსაფხვრელად დახვეული ცილინდრული გაჭიმვა-კუმშვის ზამბარების ნაცვლად ვიბრაციულ მანქანებში გამოიყენება ე.წ. ამოჭრილი კონსტრუქციის ზამბარები. ეს უკანასკნელნი წარმოადგენენ დრუ ცილინდრებს რომელთა კედელში ამოჭრილია გამჭოლი ხრახნული ღრეჩო, ხვიის სწორკუთხოვანი კვეთით. ასეთი კონსტრუქციის წყალობით ზამბარის ბოლო ხვიები წარმოადგენენ მთლიან მილტუჩებს და მათი დამაგრება მასებზე შესაძლებელია ჭანჭიკებით, მილტუჩაში გაკეთებულ ხრახნულ ნახვრეტებში ნახ.



ნახ. 49. ამოჭრილი კონსტრუქციის ზამბარა

ცილინდრული ზამბარების ძირითადი პარამეტრების საინჟინრო გაანგარიშებები ხდება ქვემოთ მოყვანილი ფორმულების საშუალებით. კერძოდ, ზამბარის ღეროს წრიული კვეთის შემთხვევაში  $c$  სიხისტე იანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3i}, \quad 3.1$$

სადაც  $G$  - ზამბარის მასალის ძერის მოდულია,  $d$  - ხვიის კვეთის დიამეტრია,  $D$  - ზამბარის საშუალო დიამეტრია,  $i$  - მუშა ხვიების რიცხვია.

კვადრატული და სწორკუთხოვანი კვეთებისთვის იგივე სიხისტის საანგარიშოდ გამოიყენება შემდეგი გამოსახულებები:

$$c = \frac{Ga^4}{5.56D^3i}; \quad c = \frac{Gb^4}{6D^3i}. \quad 3.2$$

სადაც  $a$  და  $b$  შესაბამისად, ხვიის კვეთის სიგანე და სიმაღლეა ( $a > b$ ).

ზამბარაზე მოქმედი ძალა სამივე კვეთისათვის იანგარიშება შემდეგი გამოსახულებებით:

$$P = \frac{\pi d^3 [\tau]}{8D}; \quad P = 0.42 \frac{a^3 [\tau]}{D}; \quad P = \frac{b^3 [\tau]}{D\zeta}, \quad 3.3$$

სადაც  $\tau$  - გრეხის ძაბვაა,  $\zeta$  - არის  $b/a$  - ზე დამოკიდებული კოეფიციენტი.

ზამბარის ღერძული გადაადგილება (რხევის ამპლიტუდა) შეიძლება გამოვთვალოთ შემდეგი გამოსახულებებით:

$$A = \frac{8FD^3i}{Gd^4}; \quad A = \frac{FD^3i}{Ga^4}; \quad A = \frac{FD^3i}{Gb^4}. \quad 3.4$$

გრეხის ნორმალური ძაბვა ზამბარაში სამივე შემთხვევისთვის იანგარიშება ფორმულებით:

$$\tau = \frac{8HD}{\pi d^3} \cdot \frac{4D + 2d}{4D - 3D}; \quad \tau = 2.4 \frac{HD}{a^3} \cdot \frac{4D + 2d}{4D - 3D}; \quad \tau = \xi \frac{HD}{a^3} \cdot \frac{4D + 2d}{4D - 3D}, \quad 3.5$$

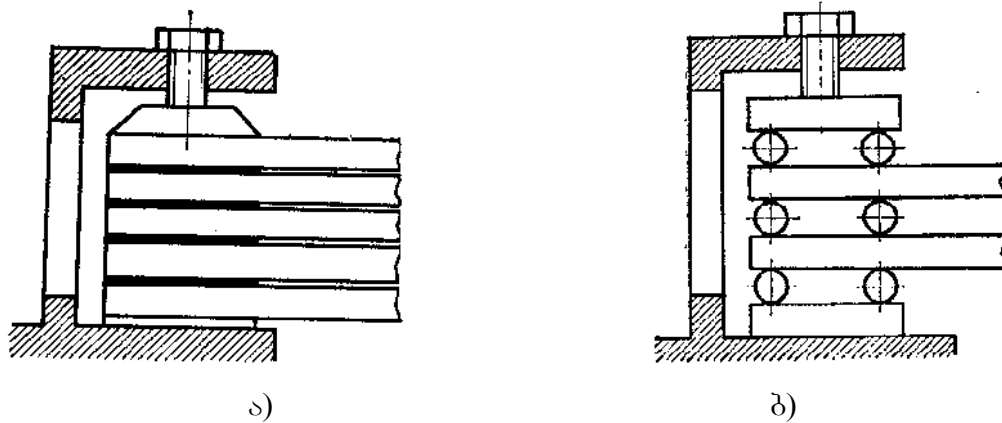
სადაც  $H$  - ზამბარის სიმაღლეა.

### ბრტყელრესორული დრეკადი სისტემის გაანგარიშება

ვიბრაციული მანქანების დრეკად ელემენტებში ფართო გამოყენება ჰპოვა სწორკუთხა განივკვეთის მქონე ბრტყელრესორულმა დრეკადმა სისტემებმა. ეს ფაქტი განაპირობა იმან, რომ გარდა კონსტრუქციული სიმარტივისა, რესორის ღერძული დეფორმაციის დროს, მის განივკვეთში პრაქტიკულად არ მოქმედებს გამჭიმავი ძალები და შესაბამისად არ წარმოიქმნება არასიმეტრიული ძაბვები.

ბრტყელრესორებიანი დრეკადი ელემენტების მქონე სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის კონსტრუქციული სქემა მოყვანილია ნახ. 10-ზე.

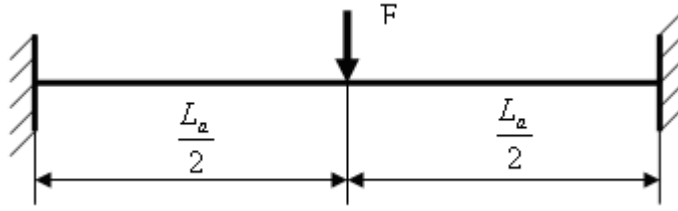
ბრტყელრესორული სისტემა წარმოადგენს ფოლადის ცალკეული რესორების ნაკრებს, რომელიც ბოლოებით არის ჩამაგრებული, ჩამაგრების ბუდეებში. რესორები ერთმანეთისგან განცალკევებულნი არიან შუასაფენებით ან ცილინდრული გორგოლაჭებით. ჩამაგრების ორთავე სახე ნაჩვენებია ნახ. 50 ა) და ბ) – ზე.



ნახ. 50. ბრტყელრესორული დრეკადი ელემენტების ჩამაგრების კონსტრუქციები

პირველ შემთხვევაში საფენები გამორიცხავენ რესორების ერთმანეთთან ხახუნს, შესაბამისად, მათი მუშაობის პროცესში უკეთესი პირობებია რესორების გაგრძელების თვალსაზრისით. მაგრამ რესორსა და საფენს შორის ხახუნის გამო არსებობს ენერგიის საკმაოდ დიდი დანაკარგები. მეორე შემთხვევა გაცილებით უკეთეს პირობებს ქმნის რესორების მუშაობისთვის, რადგან რესორების განცალკევებასთან ერთად ჩამაგრების ადგილებში ხახუნზე ენერგიის დანაკარგები გაცილებით მცირეა. სრიალის ხახუნი ამ შემთხვევაში იცვლება გორვის ხახუნით. ხახუნზე დანაკარგების შემცირებას განსაკუთრებით მნიშვნელობა აქვს რეზონანსულ რეჟიმში მომუშავე ვიბრაციული მანქანებისთვის. გარდა ამისა რესორების ასეთი პაკეტი ზრდის კონსტრუქციის საიმედოებას და საშუალებას იძლევა გაიზარდოს რესორის სისქე და შემცირდეს მათი რიცხვი.

შუასაფენებიანი რესორული დრეკადი სისტემის პარამეტრების გაანგარიშება დაიყვანება ხისტად ჩამაგრებული ერთმანეთიანი ძელის გაანგარიშებაზე. სქემატიურად იგი ნაჩვენებია ნახ. 51 – ზე. ასეთი ძელის განხილვის დროს, მის შუა ნაწილში ჩაღუნვა, სადაც მოდებულია



ნახ. 51. ბრტყელრესორული დრეკადი ელემენტის საანგარიშო სქემა

შეყურსული გარეშე მოქმედი ძალა, იანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$A = \frac{F(L_a \lambda)^3}{192EI}, \quad 3.6$$

სადაც  $F$  - არის გარეშე მოქმედი ამგზნები ძალა,  $L_a$  - არის რესორული პაკეტის თავისუფალი სიგრძე,  $\lambda$  - არის ჩამაგრების კოეფიციენტი და მიიღება 1,2 – 1,05 ზღვრებში,  $E$  - დრეკადობის მოდულია,  $I$  - რესორის განიგვეთის ინერციის მომენტი.

განხილული შემთხვევისთვის რესორული პაკეტის სიხისტე გამოითვლება შემდეგი გამოსახულებით:

$$c = \frac{F}{A} = \frac{192EI}{(L_a \lambda)^3}. \quad 3.7$$

თუ ჩავსვამთ  $I$ -ს მნიშვნელობას, სადაც

$$I = \frac{ba^3n}{12}, \quad 3.8$$

სადაც  $b$  - რესორის სიგანეა,  $a$  - რესორის სისქეა,  $n$  - რესორების რაოდენობაა პაკეტში, მივიღებთ:

$$c = \frac{16Eba^3n}{(L_a \lambda)^3}. \quad 3.9$$

რესორების პაკეტში ძაბვების გამოსათვლელად გამოიყენება შემდეგი გამოსახულება:

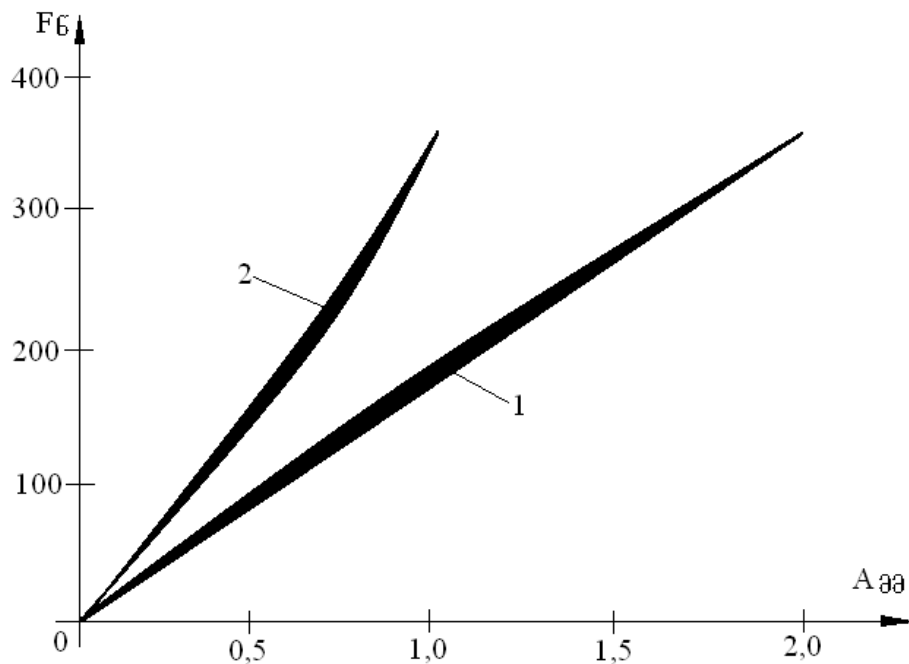
$$\sigma = \frac{12AaE}{(L_a \lambda)^3}. \quad 3.10$$

### 3.2 დრეკადი სისტემის რეალური პარამეტრების განსაზღვრა

ჩატარებული იქნა სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის დრეკადი ელემენტის ექსპერიმენტული გამოკვლევა.

სამმასიანი მანქანის ვიბრატორში დრეკადი ელემენტის ჯამური სიხისტე არის არაწრფივი. არაწრფივობა ამ შემთხვევაში გამოწვეულია, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, სიხისტეების ციკლური არათანაბრობით. ეს ნიშნავს, მასების რხევების ერთ ნახევარპერიოდში სისტემას აქვს ერთი სიხისტე, ხოლო მეორე ნახევარპერიოდში-მეორე.

ერთ-ერთი მუშა ორგანოს დრეკადი ელემენტის სიხისტის მახასიათებლის გრაფიკი ნაჩვენებია ნახ. 52-ზე. ანალოგიური მახასიათებელი მიღებულია მეორე მუშა ორგანოს დრეკადი ელემენტისთვისაც.



ნახ. 52. დრეკადი ელემენტის სიხისტის რეალური მახასიათებლების გრაფიკები

ნახ. 52-დან ჩანს, რომ დრეკად ელემენტს ერთი მიმართულებით და მის საპირისპირო მიმართულებით გააჩნია სხვადასხვა სიხისტე. სიხისტის მახასიათებლები მიღებულია რესორული პაკეტის შემდეგი გეომეტრიული პარამეტრებისთვის: სიგრძე რესორების პაკეტის ჩამაგრებიდან ცალმხრივ საყრდენამდე შეადგენს  $l = 50$  მმ, რესორის

სიგანე  $b = 30$  მმ, რესორის სისქე  $h = 3$  მმ რესორის მთლიანი სიგრძის ნახევარი  $L = 150$  მმ, პაკეტში რესორების რაოდენობა არის 3.

ნახაზიდან ჩანს, რომ პაკეტის სიხისტე საყრდენებით (2) თითქმის ორჯერ მეტია, ვიდრე მათ გარეშე (1). ნახაზიდან ასევე ჩანს, რომ 2 მრუდებს აქვს მოხრილობა მარცხნივ, რაც იმის მაჩვენებელია, რომ საყრდენების გამო დრეკად ელემენტში დატვირთვის ზრდის შესაბამისად იზრდება არაწრფივობა. გარდა ამისა, ორთავე მახასიათებელში ჩანს რესორების პაკეტის არასრულყოფილი დრეკადობა, მარყუჟების სახით (ნახაზზე შავი უბნები). ეს უკანასკნელი ახასიათებს ენერჯის გაბნევას სისტემაში, რაც გამოწვეულია რესორებს შორის ჩამაგრების ადგილებში საფენებთან მათი ხახუნით და თვით რესორებში მასალის შინაგანი ხახუნის ძალებით.

რესორების პაკეტის ზემოთ მოყვანილი გეომეტრიული მახასიათებლებისთვის ციკლური სიხისტეები საყრდენებით და მათ გარეშე შესაბამისად არის  $c_1 = 348$  ნ/მმ და  $c_2 = 180$  ნ/მმ.

ჯამური სიხისტე, რომელიც ვლინდება ვიბრაციული მანქანის მუშაობის დროს არის ამ ორი სიხისტის საშუალო არითმეტიკული, ანუ  $c = 264$  ნ/მმ.

### **3.3. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანების ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოკვლევა**

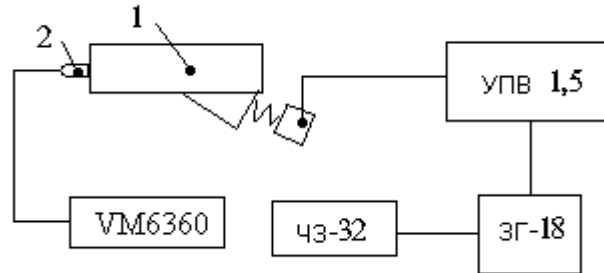
ჩატარებული იქნა ლითონში დამზადებული ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოკვლევები. გამოკვლევების ობიექტს შეადგენდა სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელი.

კვლევების დროს გამოყენებული იქნა შემდეგი ხელსაწყოები: სიხშირის გენერატორი, სიგნალის გამაძლიერებელი, სიხშირის მზომი, ვიბრაციული პარამეტრების გამზომი.

ექსპერიმენტების ჩატარების სქემა ნაჩვენებია ნახ. 53 – ზე. ნახაზზე 1- გამოსაკვლევი ობიექტია, 3Г-33 სიხშირის გენერატორია, УПВ – 1,5



გენერატორიდან გამომავალი სიგნალის გამაძლიერებელია, 43-32 სიხშირის მზომი ხელსაწყოა, VM6360 ვიბრაციული გადაადგილების, სიჩქარისა და აჩქარების მარეგისტრირებელი ხელსაწყოა, 2 – გადამწოლია, ვიბრაციული სიგნალების მოსახსნელად.



ნახ. 53. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის ექსპერიმენტული გამოკვლევის სქემა

ექსპერიმენტები ტარდებოდა შემდეგი თანმიდევრობით. სიხშირის გენერატორიდან გარკვეული სიხშირის გამომავალი სიგნალი შედიოდა სიგნალის გამაძლიერებელში, რომლის გაელის შემდეგ იგი ვიბრაციული მანქანის ელექტრომაგნიტს მიეწოდებოდა კვების სახით. სიხშირის გენერატორიდან გამომავალი სიხშირე კონტროლდებოდა ციფრული სიხშირის მზომი ხელსაწყოთი. ვიბრაციული მანქანიდან, მისი მუშა ორგანოს გადაადგილების, სიჩქარისა და აჩქარების სიგნალები 2 გადამწოდის მეშვეობით რეგისტრირდებოდა ვიბრაციის პარამეტრების გამზომ ხელსაწყოში.

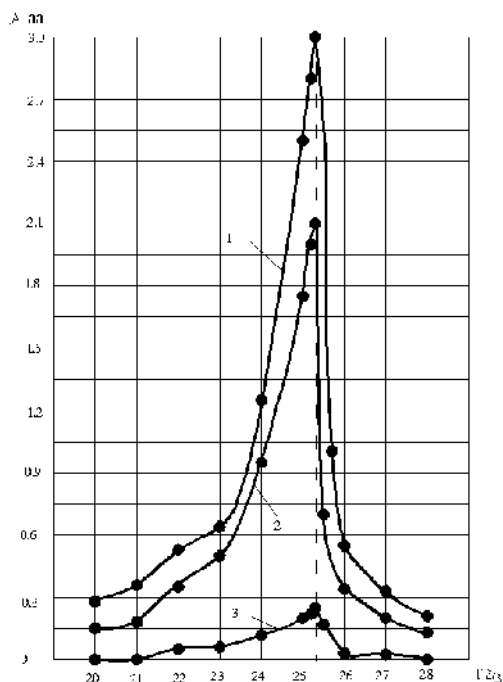
ექსპერიმენტული გამოკვლევების დროს ინტერესის სფეროს შეადგენდა მუშა ორგანოს რხევების რეზონანსული რეჟიმები.

როგორც თეორიულ ნაწილში აღვნიშნეთ სამმასიან ვიბრაციულ მანქანას გააჩნია ორი მუშა ორგანო, შესაბამისი ორი დრეკადი ელემენტით. დრეკადი ელემენტები კი ხასიათდებიან საკმაოდ გამოკვეთილი არაწრფივობით.

ვიბრაციული სიგნალების მოხსნისათვის გადამწოდი ფიქსირდებოდა როგორც ერთ ასევე მეორე მუშა ორგანოზე. მანქანის აგზნების თითოეული სიხშირისთვის ვიბრაციის პარამეტრები (გადაადგილება, სიჩქარე, აჩქარება) რეგისტრირდებოდა ორთავე მუშა ორგანოზე.

ექსპერიმენტული გამოცდების ჩატარების შედეგად მიღებული რაზულტატები გრაფიკებისა და ცხრილების სახით მოცემულია ქვემოთ.

ნახ. 54-ზე ნაჩვენებია ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სამივე მასისათვის, რომელთაგან ორი მუშა ორგანოა, ხოლო მესამე მუშა ორგანოებთან დაკავშირებული მთლიანი მანქანის დაკიდების მასა. აქვეა მოცემული რხევების ამპლიტუდების მნიშვნელობების რიცხოვრივი სიდიდეები.



ნახ. 54. სამმასიანი ვიბრაციულიმანქანის მასების რხევების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები რეზონანსულ რეჟიმში

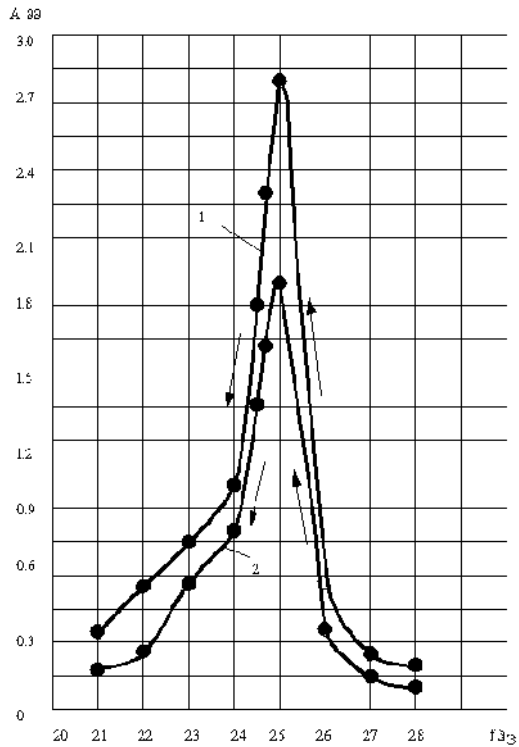
როგორც გრაფიკებიდან ჩანს აგზნების სიხშირის ცვლილების დიაპაზონში 20 ჰერციდან 28 ჰერცამდე მასების რეზონანსული რხევების სიხშირე შეადგენს 25,3 ჰერცს. ამავე დროს მნიშვნელოვანია პიკურ ამპლიტუდებს შორის სხვაობა პირველ და მეორე მასებს შორის. რაც ნიშნავს, რომ ერთიდაიგივე რხევით რეჟიმში მუშა ორგანოებს აქვთ სხვადასხვა ამპლიტუდები. ეს უკანასკნელი მნიშვნელოვანია იმ თვალსაზრისით, რომ დასახული მიზნის შესაბამისად, შესაძლებელია ორი სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკური თვისებების მქონე მასალების ოპტიმალური ტრანსპორტირება.

ცხრილი №1. სისშირის ცვლილების დიაპაზონის და მასების რხევების ამპლიტუდების რიცხვითი მნიშვნელობები

№	სისშირე ჰც	გადაღვილება	გადაღვილება	გადაღვილება
		მმ	მმ	მმ
		1 მასა	2 მასა	3 მასა
1	20.0	0.28	0.15	0.025
2	21.0	0.36	0.18	0.03
3	22.0	0.53	0.35	0.05
4	23.0	0.54	0.50	0.06
5	24.0	1.25	0.95	0.12
6	25.0	2.50	1.75	0.20
7	25.2	2.80	2.00	0.22
8	25.3	3.00	2.10	0.25
9	25.5	1.00	0.70	0.17
10	26.0	0.55	0.34	0.03
11	27.0	0.33	0.20	0.025
12	28.0	0.21	0.13	0.02

რაც შეეხება მესამე მასის რხევებს, თუნდაც რხევების რეზონანსულ რეჟიმში ისინი ძალზე მცირე სიდიდის არიან, მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდებთან შედარებით და შესაბამისად მინიმალურია ვიბრაციის გადაცემა მზიდ კონსტრუქციაზე.

იმის დასტურად, რომ ამ ტიპის მანქანაში დრეკადი სისტემის სიხისტის მახასიათებელი არის არაწრფივი ნახ 55-ზე მოყვანილია ამპლიტუდურ-სისშირული მახასიათებლების გრაფიკები აგზნების სისშირეთა ცვლილების იგივე დიაპაზონში. მხოლოდ ამ შემთხვევაში სისშირე იცვლება მაქსიმუმიდან მინიმუმამდე, ანუ 28 ჰერციდან 20 ჰერცამდე. შესაბამისი რიცხობრივი მონაცემები მოცემულია №2 ცხრილში.



ნახ. 55. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდები აგზნების სიხშირის ზემოდან ქვემოთ ცვლილების დროს

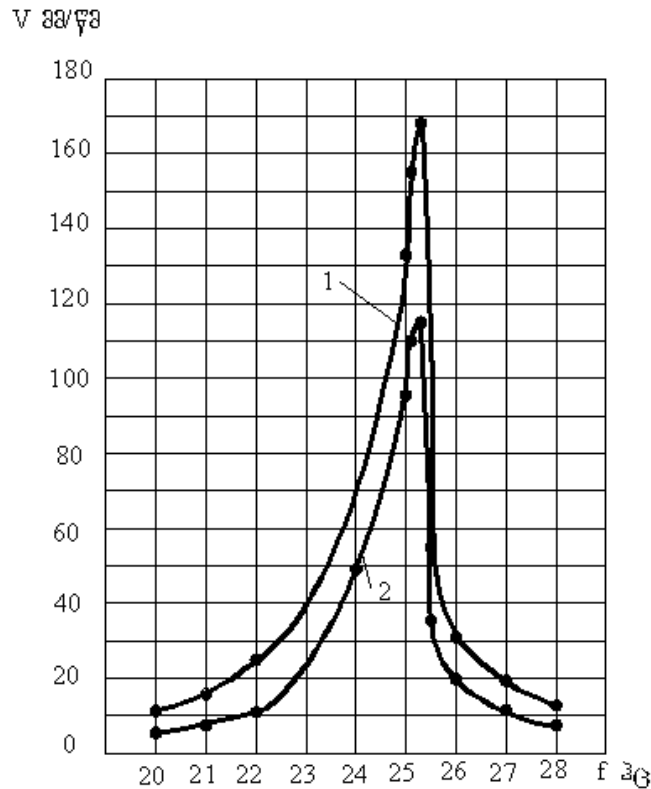
გრაფიკზე სიხშირის ცვალებადობა აღნიშნულია ისრებით. თუ წინა შემთხვევაში სიხშირის მინიმუმიდან მაქსიმუმამდე ცვლილების დროს რეზონანსული სიხშირე შეადგენდა 25,3 ჰერცს, ამ შემთხვევაში რეზონანსული სიხშირეა 25 ჰერცი.

ცხრილი №2. მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდების რიცხვითი მნიშვნელობები აგზნების სიხშირის ცვლილების დროს

№	სიხშირე ჰც	გადადგილება მმ	
		1 მასა	2 მასა
1	28.0	0.20	0.10
2	27.0	0,25	0.15
3	26.0	0,75	0.36
4	25.0	2.80	1.90
5	24.7	2.30	1.62
6	24.5	1.80	1.36
7	24.0	1.00	0.80
8	23.0	0.75	0.56
9	22.0	0.55	0.26
10	21.0	0.34	0.16

მიღებული შედეგები საკმაოდ ახლოსაა სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის თეორიული გამოკვლევებით მიღებულ შედეგებთან.

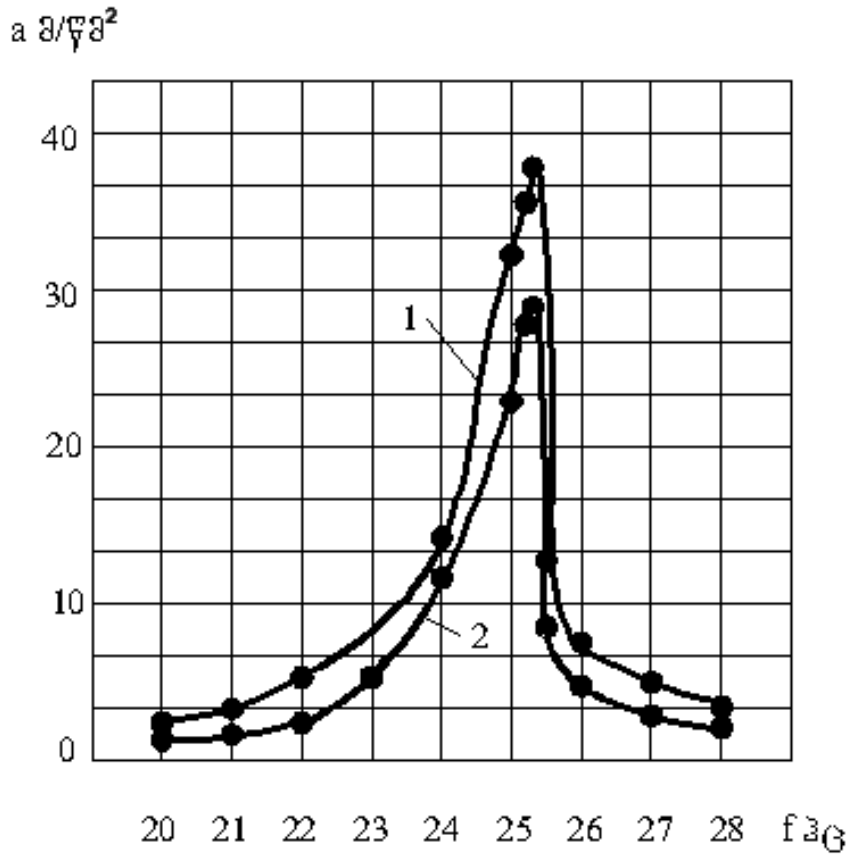
ნახაზებზე 56 და 57 მოცემულია სამმასიანი სისტემის მუშა ორგანოთა სიხარისა და აჩქარების გრაფიკები შესაბამისი რიცხოვრივი მონაცემებით.



ნახ. 56. მუშა ორგანოების რხევების სიხარის და მოკიდებულება აგზნების სიხარის ცვლილებაზე

ცხრილი №3. მუშა ორგანოების რხევების სიხარისების რიცხვითი მნიშვნელობები აგზნების სიხარის ცვლილების დროს

№	სიხარისე ჰც	სიხარისე მმ/წმ	
		1 მასა	2 მასა
1	20.0	11.25	5.5
2	21.0	15.8	7.45
3	22.0	25.0	11.0
4	23.0	40.0	24.0
5	24.0	65.2	49.5
6	25.0	133.0	95.5
7	25.2	155.0	110.0
8	25.3	168.0	115.0
9	25.5	55.0	35.5
10	26.0	31.0	19.8
11	27.0	19.4	11.5
12	28.0	12.8	7.6



ნახ. 57. მუშა ორგანოების რხევების აჩქარების დამოკიდებულება აგზნების სიხშირის ცვლილებაზე

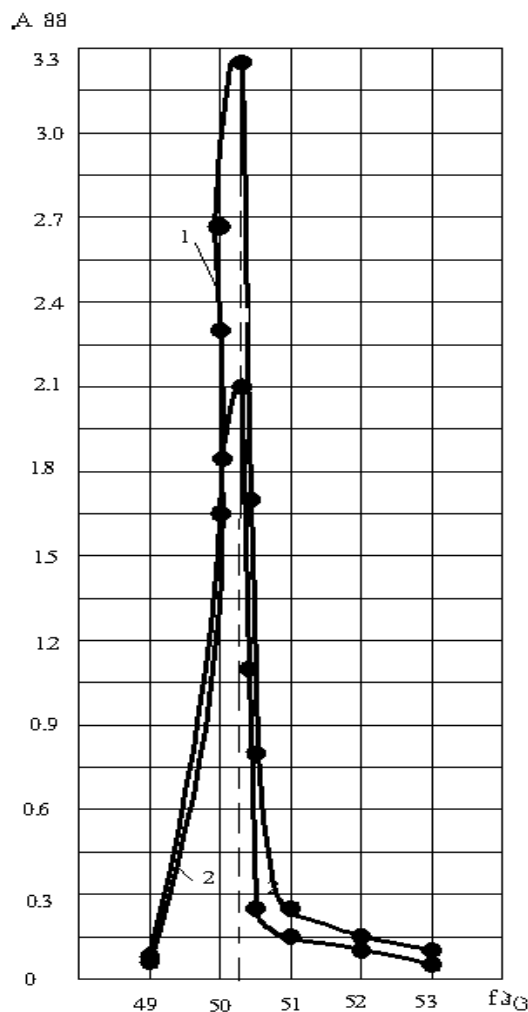
ცხრილი №4. მუშა ორგანოების რხევების აჩქარებების რიცხვითი მნიშვნელობები აგზნების სიხშირის ცვლილების დროს

№	სიხშირე ჰც	აჩქარება მმ/წმ <sup>2</sup>	
		1 მასა	2 მასა
1	20.0	2.2	1.2
2	21.0	3.0	1.5
3	22.0	4.8	2.2
4	23.0	8.3	4.8
5	24.0	12.8	10.5
6	25.0	30.6	20.6
7	25.2	32.0	25.0
8	25.3	34.0	26.0
9	25.5	11.5	7.7
10	26.0	6.8	4.3
11	27.0	4.5	2.6
12	28.0	3.1	1.9

როგორც ავლნიშნეთ სამმასიან ვიბრომანქანაში დრეკადი სისტემები არის არაწრფივი მახასიათებლებით. შესაბამისად მასში შესაძლებელია

ბელია აღიძრას რხევების სუბ და სუპერჰარმონიული რეზონანსული რეჟიმები. ერთერთი ასეთი რეჟიმი, კერძოდ რხევების სუბჰარმონიული რეჟიმი ნაჩვენებია ნახ. 58-ზე ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლის სახით.

ვიბრომანქანის რხევების ამ რეჟიმში აგზნების სიხშირე არის 50,4 ჰერცი, მაშინ როდესაც მუშა ორგანოების რხევები სრულდება 25,3 ჰერცის სიხშირით. თუ ძირითად რეზონანსულ რეჟიმში აგზნების სიხშირისა და საკუთარი სიხშირის ფარდობა არის 1 : 1, სუბჰარმონიულ რეჟიმში იგივე სიდიდეებს შორის ფარდობა შეადგენს 2 : 1. რეზონანსული ზონა საკმაოდ ვიწროა და სიხშირის მცირე ცვლილებაც კი იწვევს რხევების ამპლიტუდების მკვეთრ დაცემას, რაც გრაფიკიდანაც კარგად ჩანს. გრაფიკის შესაბამისი რიცხვითი მნიშვნელობები მოყვანილია მე-7 ცხრილში.



ნახ. 58. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდების გრაფიკი სუბჰარმონიულ რეზონანსულ რეჟიმში

ცხრილი №5. მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდები სუბჰარმონიულ რეზონანსულ რეჟიმში

№	სიხშირე ჰც	გადადგილება	გადადგილება
		მმ 1 მასა	მმ 2 მასა
1	49.0	0.80	0.60
2	50.0	2.30	1.65
3	50.2	2.60	1.80
4	50.4	3.25	2.10
5	50.6	1.70	1.10
6	51.0	0.80	0.60
7	52.0	0.50	0.30
8	53.0	0.30	0.20

ყველა ზემოთ მოყვანილი ექსპერიმენტული გამოკვლევების შედეგები მიღებული იქნა ნახ. 53-ზე ნაჩვენები სქემის მიხედვით. აღსანიშნავია ის ფაქტი, რომ სიხშირის გენერატორიდან გამომავალ სიგნალს, რომელიც შემდგომ ძლიერდება და მიეწოდება ვიბრომანქანებს კვების სახით, აქვს რხევების სინუსოიდალური ფორმა. ძირითადად მრეწველობის მრავალ დარგში გამოყენებული ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანების კვება ხორციელდება სწორედ ასეთი ფორმის მქონე ცვალებადი სიგნალით. უმეტეს შემთხვევაში ეს უკანასკნელი განპირობებულია ქსელიდან კვებასთან, რომელშიც ძაბვის და დენის ცვალებადობას აქვს სინუსოიდალური ფორმა.

ჩატარებულმა ექსპერიმენტებმა გვიჩვენა, რომ ენერგეტიკულად უფრო მომგებიანია ძაბვისა და დენის ცვალებადობის სწორკუთხა ფორმა, რომლითაც შემოსაზღვრული ფართობი, ერთი ციკლის განმავლობაში, მეტია სინუსოიდით შემოსაზღვრულ ფართობთან შედარებით. შესაბამისად, ერთიდაიგივე ენერგოდანახარჯების პირობებში რხევით სისტემაში, ამ შემთხვევაში ვიბრომანქანაში, შესაძლებელია მეტი ენერგიის შეტანა ისე, რომ მან გავლენა არ იქონიოს მუშა ორგანოების რხევით რეჟიმებზე, ხოლო ეფექტურობა კი გაიზარდოს.

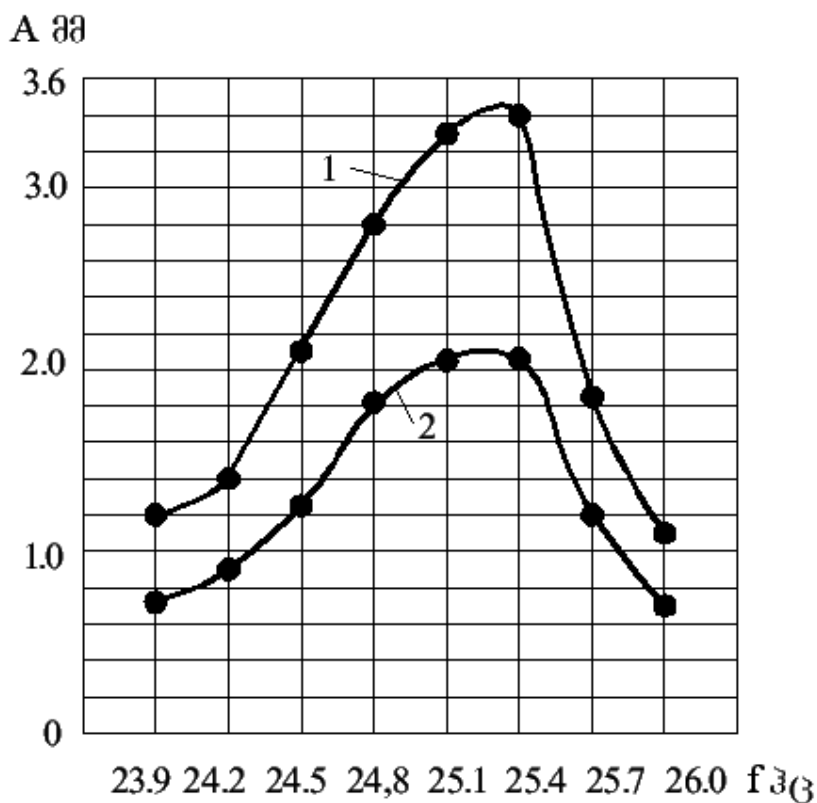
ამ მიზნით დამზადებული იქნა სპეციალურად ვიბრომანქანების მოდელისთვის კვების ბლოკი, რომლის გამომავალ სიგნალს აქვს დენისა და ძაბვის ცვალებადობის სწორკუთხა ფორმა. გარდა ამისა კვების ბლოკს გააჩნია რხევების ამპლიტუდების რეგულირების საშუალება ელექტრომაგნიტის საჰაერო ღრეჩოს ფარგლებში და ასევე



რხევების სიხშირის ცვალებადობის საშუალებაც რეზონანსული სიხშირების მახლობლობაში.

ჩატარებული იქნა ექსპერიმენტული გამოკვლევები სამმასიანი ვიბრაციული მანქანების მოდელზე. ექსპერიმენტული გამოცდის სქემა იგივეა რაც ზემოთ იყო ნაჩვენები იმ განსხვავებით, რომ სიხშირის გენერატორი და გამაძლიერებელი შეიცვალა სპეციალური კვების ბლოკით.

ქვემოთ მოყვანილ გრაფიკებზე ნაჩვენებია სამმასიანი ვიბრომანქანის ექსპერიმენტული გამოცდის შედეგები.



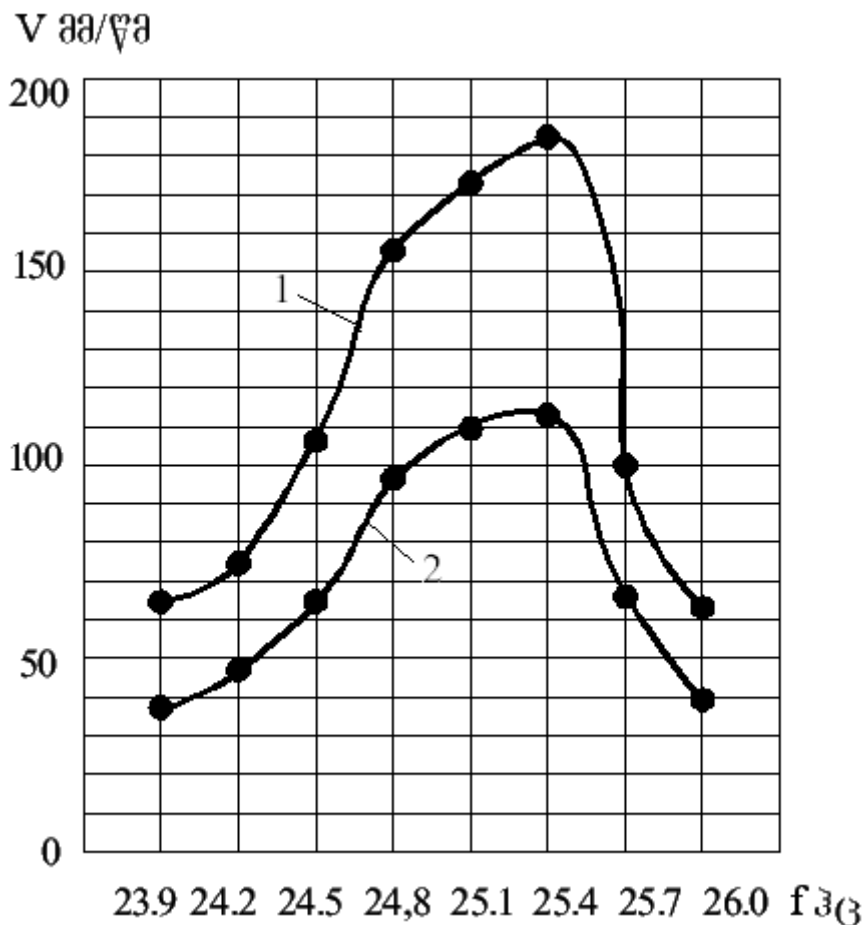
ნახ. 59. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდები სპეციალური ბლოკით კვების დროს

ნახ. 59-ზე ნაჩვენებია სამმასიანი მანქანის მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები რეზონანსთან ახლოს სიხშირეთა ცვლილების გარკვეულ დიაპაზონში. რიცხვითი მნიშვნელობები მოცემულია მე-6 ცხრილში.

ცხრილი №6. მუშა ორგანოების რხევების ამპლიტუდების რიცხობრივი მნიშვნელობები სპეციალური ბლოკით კვების დროს

№	სიხშირე ჰც	გადაღილება მმ	
		1 მასა	2 მასა
1	23.9	1.20	0.72
2	24.2	1.40	0.90
3	24.5	2.10	1.25
4	24.8	2.80	1.82
5	25.1	3.30	2.05
6	25.4	3.40	2.06
7	25.7	1.85	1.20
8	26.0	1.10	0.7

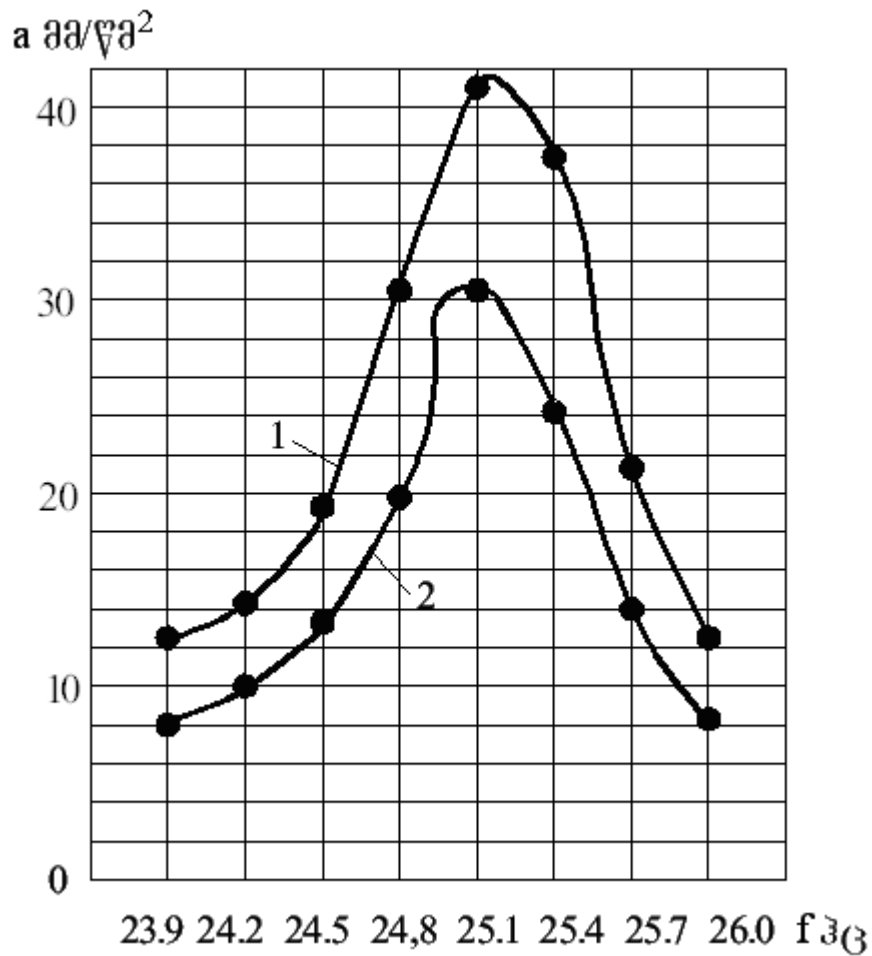
ნახაზებზე 60 და 61 ნაჩვენებია მუშა ორგანოების სიჩქარისა და აჩქარების გრაფიკები სიხშირეთა ცვლილების იგივე დიაპაზონში. იქვეა სიდიდეების რიცხვითი მნიშვნელობები ცხრილების სახით.



ნახ. 60. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების სიჩქარეები სპეციალური ბლოკით კვების დროს

ცხრილი №7. მუშა ორგანოების რხევების სიხარების რიცხობრივი მნიშვნელობები სპეციალური ბლოკით კვების დროს

№	სიშირე ჰც	სიხარე მმ/წმ	
		1 მასა	2 მასა
1	23.9	65.0	37.3
2	24.2	74.5	47.0
3	24.5	106.3	64.8
4	24.8	155.5	96.5
5	25.1	173.0	109.5
6	25.4	185.0	113.0
7	25.7	100.0	66.0
8	26.0	63.0	39.2



ნახ. 61. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოების რხევების აჩქარებები სპეციალური ბლოკით კვების დროს

ცხრილი №8. მუშა ორგანოების რხევების აჩქარებების რიცხობრივი მნიშვნელობები სპეციალური ბლოკით კვების დროს

№	სიხშირე ჰც	აჩქარება	აჩქარება
		მმ/წმ <sup>2</sup>	მმ/წმ <sup>2</sup>
		1 მასა	2 მასა
1	23.9	11.5	8.0
2	24.2	14.3	10.0
3	24.5	19.3	13.3
4	24.8	30.5	19.8
5	25.1	41.0	30.5
6	25.4	37.4	24.2
7	25.7	21.3	14.0
8	26.0	12.5	8.3

სამმასიან ელექტროვიბრაციულ მანქანებზე ჩატარებული ექსპერიმენტული გამოცდების ორი სერიის, რაც მდგომარეობს მათი სინუსოიდალური და სწორკუთხოვანი ფორმის სიგნალებით კვებაში, ანალიზის შედეგად შეიძლება აღვნიშნოთ, რომ მეორე შემთხვევაში მუშა ორგანოების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები, და ასევე მათი სიჩქარეები და აჩქარებები ხასიათდებიან მეტი სიმდოვრით. ნაკლებადაა გამოხატული ამ სიდიდეების მყისიერი, ნახტომისებური ცვლილებები. მანქანა მუშაობს უფრო სტაბილურ რეჟიმებში რხევების ამპლიტუდების მდგრადობის თვალსაზრისით, რაც ცხადია დადებითი მომენტია ტექნოლოგიური დატვირთვების დროს. რაც შეეხება თვით ტექნოლოგიურ დატვირთვებს, რომლებიც შეესაბამებიან სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლების მქონე მასალების მუშა ორგანოებით ტრანსპორტირებას, ისინი ცხადია გარკვეულწილად ცვლიან ვიბრაციული მანქანების საკუთარ სიხშირეს. ამ უკანაკნელმა შესაძლოა გამოიწვიოს მუშა ამპლიტუდების მცირეოდენი ცვლილება, მაგრამ მათი აღდგენა, როგორც უკვე აღნიშნული გვექონდა, შესაძლებელია კვების ბლოკში არსებული აგზნების სიხშირის კორექტირებით.

### 3.4. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მიერ ფხვიერი და ნატეხი მასალების ტრანსპორტირების ექსპერიმენტული გამოცდა

ჩატარებული იქნა ექსპერიმენტული გამოკვლევები სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკურ მოდელზე სატრანსპორტო მასალების დოზირებული მიწოდების განსაზღვრის მიზნით.

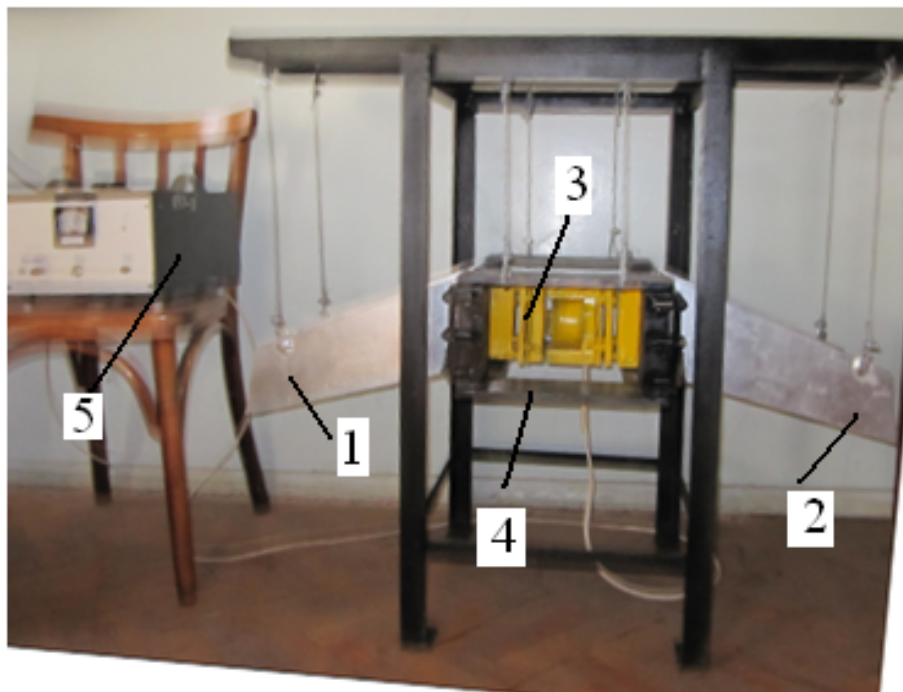
ზოგადად, სატრანსპორტო ფხვიერი მასალების გადაადგილების დროს ვიბრაციული მანქანის მწარმოებლობა დაკავშირებულია მანქანის მუშა ორგანოს ზედაპირზე მასალის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე. 2.5 ქვეთავში ეს საკითხი დეტალურად იქნა გამოკვლეული თეორიულად და გაკეთებული იქნა შესაბამისი დაკვნები. კერძოდ, ტრანსპორტირების სიჩქარე, როგორც აღნიშნული გვექონდა, დამოკიდებულია პირველ რიგში სატრანსპორტო მასალების ფიზიკო-მექანიკურ თვისებებზე, ხოლო ვიბრაციული მანქანის მხრიდან ვიბრაციის სიხშირეზე და გადაადგილების ამპლიტუდაზე. ჩვენს შემთხვევაში და ზოგადად უმრავლეს შემთხვევაში ვიბრაციული მანქანები აწყობილნი არიან ერთ გარკვეულ რეზონანსულ ან არარეზონანსულ სიხშირეზე. შესაბამისად, მასალების სატრანსპორტო სიჩქარის რეგულირება შეიძლება განხორციელდეს მანქანის მუშა ორგანოს ამპლიტუდით. მაშასადამე, გარკვეული კატეგორიის სატრანსპორტო მასალის დოზირებული მიწოდებისთვის საჭირო ხდება მუშა ორგანოს ამპლიტუდის ცვლილება.

მუშა ორგანოს ამპლიტუდის რეგულირებით სატრანსპორტო მასალების დოზირებული მიწოდების დროს მნიშვნელოვანია ტრანსპორტირების პროცესის ქრონომეტრაჟი. მარტივად რომ ვთქვათ, ერთიდაიგივე მოცულობის სხვადასხვა მასალების მისაღებად, მუშა ორგანოს რხევების ფიქსირებული ამპლიტუდის დროს, საჭირო ხდება დროის სხვადასხვა შუალედი. შესაძლებელია ასევე პირიქით, ერთიდაიგივე მოცულობის მისაღებად, ერთიდაიგივე დროის მონაკვეთში, საჭიროა რხევების ამპლიტუდების სხვადასხვა სიდიდეები. როგორც გამოკვლევებმა უჩვენა პრაქტიკულად უფრო მოსახერხებელია მეორე ვარიანტი, რადგან დროის მონაკვეთების ფიქსირების ნაცვლად ამპლიტუდების ფიქსირება უფრო მარტივია, დანაყოფებიანი ნიშბით ამპლიტუდების რეგულირების დროს.

სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის შემთხვევაში ეს საშუალება კიდევ უფრო მარტივია, რადგან გვაქვს ორი მუშა ორგანო და მათ შესაძლებელია მივანიჭოთ სხვადასხვა ამპლიტუდები.

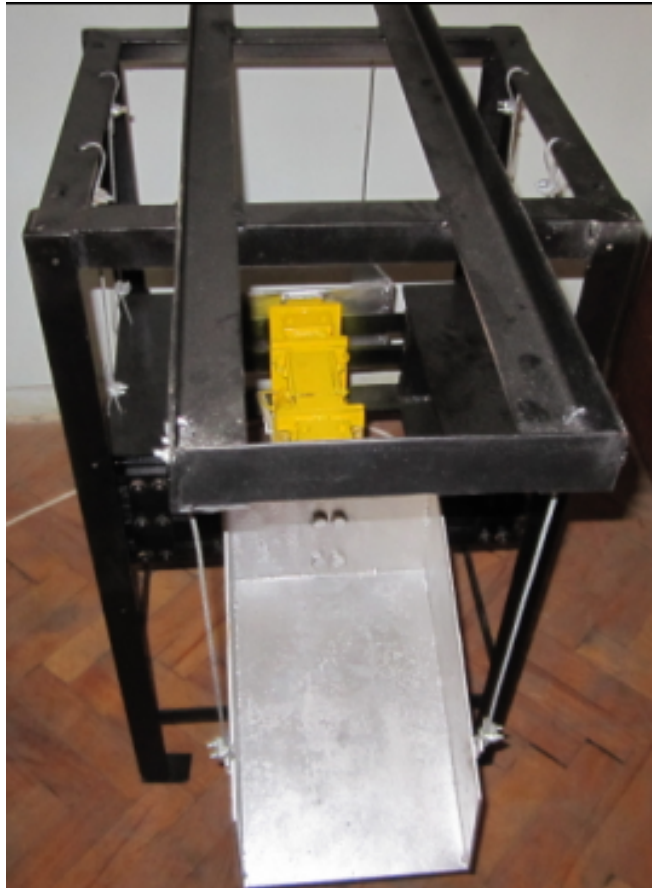
როგორც ზემოთ გვქონდა აღნიშნული ერთდროულად შესაძლებელია ორი სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლების მქონე მასალების ერთდროული ტრანსპორტირება. ამავე დროს საჭიროების მიხედვით შესაძლებელია ამ მასალების როგორც ერთიდაიგივე, ასევე განსხვავებული მოცულობების მიღება დროის ერთიდაიგივე შუალედში. ეს უკანასკნელი მიიღწევა მანქანის საკონსტრუქციო პარამეტრების მარტივად შერჩევის გზით.

ქვემოთ მოყვანილ სურათებზე ნაჩვენებია სამმასიანი ელექტრო-ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის ორი ხედი.



სურ. 5. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელის გვერდხედი

სურათზე 1 – 2 მუშა ორგანოებია, 3 – ვიბრატორია, 4 – მესამე მასაა ხოლო 5 – მართვის სპეციალური ბლოკია.



სურ. 6. სამმასიანი ფიზიკური მოდელის წინხედი

დროის ერთდაიგივე მონაკვეთში ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოთა სხვადასხვა ამპლიტუდებით რხევების შედეგად მიღებული ტრანსპორტირებული ერთდაიგივე მასალის გარკვეული მოცულობები ნაჩვენებია სურათ 7 ა) და ბ)-ზე.



ა)

ბ)

სურ. 7. ერთდაიგივე მასალის სხვადასხვა მოცულობები

ხშირ შემთხვევაში, მაგალითად ბეტონის ხსნარის მოსამზადებლად, საჭირო ხდება ორი ფრაქციის, ცემენტისა და ქვიშის, გარკვეული თანაფარდობით მომზადება. სამმასიან ვიბრაციულ მანქანაში ეს პროცესი ადვილად ხორციელდება მუშა ორგანოების სხვადასხვა სატრანსპორტო სიჩქარის არსებობის გამო. სხვადასხვა მასალების, კერძოდ, ცემენტისა და ქვიშის ტრანსპორტირების პროცესი ნაჩვენებია 8 ა) და ბ) სურათზე.



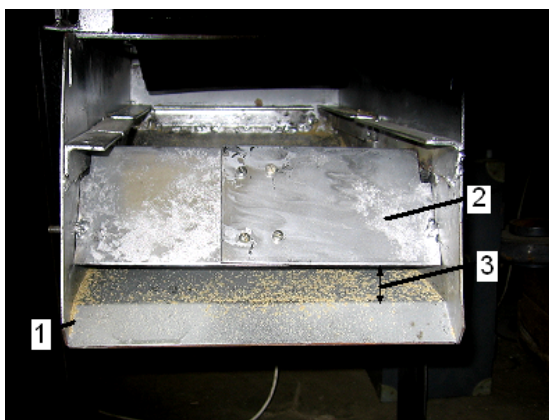
ა)



ბ)

სურ. 8. სხვადასხვა მასალის ტრანსპორტირების პროცესი

კიდევ უფრო მარტივად მასალების დოზირებული მიწოდება მიიღწევა მუშა ორგანოების მცირეოდენი კონსტრუქციული ცვლილებით. კერძოდ, შესაძლებელია მუშა ორგანოს გამოსასვლელზე ხისტად დამაგრდეს ფირფიტა (ფარი), რომელიც ქმნის მუშა ორგანოზე მასალის გამოსავლელ სარკმელს. ეს უკანასკნელი ნაჩვენებია 9 სურათზე.



სურ. 9. მუშა ორგანოზე გამოსასვლელი სარკმელი



სურათზე 1 არის ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანო, 2 მუშა ორგანოზე დამაგრებული ფარი, 3 სატრანსპორტო მასალის გამოსასვლელი სარკმელი.

ამ მეთოდით სატრანსპორტო მასალის დოზირებული მიწოდების უპირატესობა იმაში მდგომარეობს, რომ მასალის გამოსვლა მუშა ორგანოდან ხდება თანაბრად და შესაბამისად, ადვილია საჭირო მოცულობის მასალის მიღება ქრონომეტრით, როგორც მუშა ორგანოს რხევების ამპლიტუდის ცვლილებით, ასევე ფიქსირებული ამპლიტუდის შემთხვევაშიც.

განსაკუთრებით აღსანიშნავია, რომ ფარს აქვს საშუალება დაფიქსირდეს მუშა ორგანოს მიმართ სხვადასხვა სიმაღლეზე, რითაც იცვლება გამოსასვლელი სარკმლის პერიმეტრი. ეს უკანასკნელი კი აუცილებელია სხვადასხვა ფხვიერი მასალებისაგან დოზირებული ნარევის მისაღებად რეგულირების შედარებით ფართე დიაპაზონში.

სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოებით ნატეხი მასლების ტრანსპორტირების შედეგად მიღებული გარკვეული მოცულობები ნაჩვენებია 10 სურათზე.



სურ. 10. ნატეხი მასალების სხვადასხვა მოცულობები

## დასკვნა

1. დამზადებულია ახალი კონსტრუქციის სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის ფიზიკური მოდელი.

2. შედგენილია სამმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის მათემატიკური მოდელი, რომელშიც გათვალისწინებულია მანქანის საანგარიშო პარამეტრები და კონსტრუქციული თავისებურებები.

3. ციფრული ექსპერიმენტების მეთოდით ჩატარებულია ახალი კონსტრუქციის ვიბრაციული მანქანის მათემატიკური მოდელირება და მიღებული შედეგები წარმოდგენილია დიაგრამების და ცხრილების სახით. ექსპერიმენტები ჩატარებულია როგორც საანგარიშო პარამეტრების ცვილილების, ასევე ელექტრომაგნიტის აგზნების ძალის სხვადასხვა მნიშვნელობების დროს მანქანების მუშაობის რეზონანსულ რეჟიმებში.

4. შედგენილია ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგადი მათემატიკური მოდელი, რომელიც ითვალისწინებს ვიბრაციული მანქანის მახასიათებელ პარამეტრებთან ერთად, დრეკად-ბლანტი-პლასტიკური ფორმით წარმოდგენილი სატრანსპორტო ტვირთის სხვადასხვა ფიზიკო-მექანიკურ მახასიათებლებსაც.

5. ჩატარებულია ვიბრაციულ-ტექნოლოგიური პროცესების ზოგად მათემატიკურ მოდელზე ციფრული ექსპერიმენტები და მიღებული შედეგები წარმოდგენილია დიაგრამების სახით. დიაგრამებით ილუსტრირებულია მასალის ფიზიკო-მექანიკური მახასიათებლების გავლენა სატრანსპორტო ტვირთის ტრანსპორტირების სიჩქარეზე.

6. ჩატარებულია სამმასიანი ვიბრაციული მანქანების ფიზიკური მოდელების ექსპერიმენტული გამოკვლევები რეზონანსულ რეჟიმებში აგზნების ძალის სხვადასხვა სიდიდისა და სიხშირის მნიშვნელობების დროს. მიღებული შედეგები წარმოდგენილია ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების დიაგრამების სახით.

7. სამმასიანი ვიბრაციული მანქანის თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევების შედეგებმა უჩვენა მათი კარგი თანხვედრა და დაადასტურა ერთ მანქანაზე ორი მუშა ორგანოს გამოყენების შესაძლებლობა სატრანსპორტო ტექნოლოგიური პროცესების ეფექტურობის გაზრდის მიზნით.

## გამოყენებული ლიტერატურა

1. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. М. 1977. 250 стр.
2. David J. Ewins, Singiresu S. Rao, Simon G. Braun. Encyclopedia of Vibration, Three-Volume Set. Academic Press, 2001. 1645 p.
3. Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники. М., Машиностроение. 1969.384 стр.
4. H. Vasemann. Vibration Problems in Structures: Practical Guidelines. Birkhauser Basel, 2009. 250 p.
5. Хвингия М.В. Динамика и прочность вибрационных машин с электромагнитным возбуждением. М. Машиностроение. 1980. 145 стр.
6. Chelidze. M. Influence of Electromagnetic Disturbing Force on Dynamic Stability of Vibration Machine. Bulletin of the Academy of Sciences of the Georgia. 160, № 2 Tbilisi, 1999. p.p.24-28.
7. Edward S. Electromechanical systems, electric machines, and applied mechatronics, Boca Raton, Fl.: CRC Press, 2000. 782 p.
8. ჭელიძე მ., თედოშვილი მ., გოგავა ა., წულაია ჰ. საქპატენტი. ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი. № 002640 გ.ს.კ. B06B. 1997.
9. წულაია ჰ., წულაია ნ. მექანიკური რხევების თეორია და ვიბრაციული მანქანები. ტექნიკური უნივერსიტეტი. თბილისი, 2010. 178 გვ.
10. Dragi Tiro. Collection of Solved Problems in Vibration. Protea Publishing Company, 2002. 176 p.
11. Вибрации в технике. Том 4. Москва. Машиностроение. 1981. 509 с.
12. Genta G.. Vibration Dynamics and Control (Mechanical Engineering Series). Springer. 880 p.
13. Gorman D. J. and Singhal R., Steady-state response of a cantilever plate subjected to harmonic displacement excitation at the base, *Journal of Sound and Vibration*, 323 (2009). p.p.. 1003-1015.
14. Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А. Вибрационные машины в строительстве. Машгиз. Москва. 1984. 312 стр.
15. S. Graham Kelly. Schaum's Outline of Mechanical Vibrations. McGraw-Hill, 1996. 336 p.

16. Harris' Shock and Vibration Handbook. McGraw-Hill Professional, 2009. 1168 p.
17. Maurice L. Adams. Rotating Machinery Vibration. Marcel Deccer, Kleveland, Ohio. 2000. 376 p.
18. Ralph T. Buscarello. Practical Solutions to Machinery and Maintenance Vibration Problems. Prentice Hall, USA, 2001. 357 p.
19. J. G. S. da Silva. Vibration analysis of footbridges due to vertical human loads. Journal Computers and Structures. V. 85, 21-22, 2007. p.p.1693-1703.
20. Singiresu S. Rao. Mechanical Vibrations. Prentice Hall, 2010. 1104 p.
21. Блехман И.И. Вибрация изменяет законы механик. Природа №11 2003.
22. Brandon C. Gegg, C. Steve Suh, Albert C.J. Luo. Machine Tool Vibrations and Cutting Dynamics. Springer. 2011. 187 p.
23. Den Hartog. J.P.. Mechanical Vibrations. Courier Dover Publications, 1985. 464 p.
24. Herminio A. Magrantay. Modal Identification from Ambient Vibration Measurement: A Technology for Optimization of the Performance of Civil Engineering Structures. Ateneo de Naga. 2003. 337 p.
25. Бидерман. В.Л. Теория механических колебаний. М. 1980. 410 стр.
26. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л., Машиностроение. 1976. 320 стр.
27. Mosher M., Tanner T.. A Numeral Investigation of Combined Shock and Vibration Isolation throught the Semi-Active Control of Magnetorheological Fluid
28. Kalkat M, S. Yildirim and I. Uzmay. "Rotor dynamic Analysis of Rotating machine system using Artificial Neural Network". International Journal of
29. ჭელიძე მ., თედოშვილი მ. დაბალსიხშირული ელექტროვიბრაციული მანქანის დინამიკის კვლევა მათემატიკური მოდელირების საშუალებით. "მართვის და ენერ. პრობ." 8 თბილისი, 2004. 35-37 გვ.
30. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М., Машиностроение. 1972. стр. 325 стр.
31. William T. Thomson. Theory of Vibration with Applications. Prentice Hall, USA, 1997. 534 p.
32. ჭელიძე მ., ელექტრომაგნიტური ამგზნები ძალის გავლენა ვიბრაციული მანქანის დინამიურ მდგრადობაზე160 2 თბილისი, 1999. 17-22 გვ.
33. წულაია ჰ. რხევების გამოყენებითი თეორია. "ტექნიკური უნივერსიტეტი". თბილისი, 2003. 96 გვ.

34. ჭელიძე . მ. ელექტრომაგნიტური ამგზნების რხევითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ერთი ამონახსნის შესახებ, საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის მოამბე, 156 №2. თბილისი, 1997. 13-15 გვ.
35. ხვინგია. მ.. მექანიკური რხევების გამოყენებითი თეორიის საფუძვლები და მანქანათა დინამიკა. თბილისი, განათლება. 1984. 455 გვ.
36. Крюков Б. И. Динамика вибрационных машин. Киев. 1967. 210 стр.
37. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление. М. Высшая школа. 1970. т. II 550с.
38. Тимошенко С.П.. Колебания в инженерном деле. Наука. Москва. 1967. 442 стр.
39. Хвингитя М.В., Ниношвили Б.И. Электромагнитные вибраторы с регулируемой собственной частотой. Тбилиси, Мецნიერება, 1981. 224 стр.
40. Abrate S. Transient response of beams, plates, and shells to impulsive loads, *Proceedings of 2007 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Seattle, Washington, USA, November 2007, p.p. 107-116.
41. Adewasi S.A, B.O.AI. Bedoor."Detection of propagating cracks in rotor using neural networks" Pipe and component Analysis and Diagnosis, 2002, PVP-Vol, 447 p..
- 42Bhatia. K.G.. Foundation sfor Industrial Machines. CRC Press, 2009. 688 p.
43. Blekhman I.I. Vibrational Mechanics.-World Scientific Sinapore at all,2000.509 p.
44. Blekhman I.I., Sperling L. Zum Einfluss eines inneren Freiheitsgrades auf das verhalten eins Pendels mit vibrierender Aufhsngung.-Technische Mechanik, 24, (2004 b). 11p.
- 45Burgemeister. K., Fisher K., Franclin K. Measurement and Prediction of Construction Vibration Affecting Sensitive Laboratories.Melburn, Australia. Acoustics 2011. p.p. 327-341.
46. Chelidze M., Zviadauri V. Generation of Sub Harmonicas Resonance Oscillations and Problems of Their Stabiliti. International Symposium. Riga. 2008. 3p.
47. Eugene I. Rivin. Passive Vibration Isolation. ASME, 2003. 432 p.
48. Grover G.K,"Mechanical Vibrations", Nem Chand &Bros., Roorkee, India, 2003, p.p. 333-345.
49. Hojjat Adeli, Hongjin Kim. Wavelet- Based Vibration Control of Smart Buildings

- and Bridges. CRC Press. India. 238 p.
50. Inman D.J.. Engineering Vibration. Prentice Hall, 2001. 621 p.  
Rotating Machinery 9,2003, p.p. 255-262.  
Dampfer in Parallel with a air Spring. North Tonawanda, New York, 2001. 457 p.
- 51 Nath. Y. and Shukla K. K., Non-linear transient analysis of moderately thick laminated composite plates, *Journal of Sound and Vibration*, 247 (2001) p.p. 509-526.
52. Timar P.L.. Noise and vibration of electrical machines. Technology & Engineering, 1989. 339 p.
53. Suresh C. Arya, Michael O'Neil, George Pincus. Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines. Gulf Publishing Co ,U.S., 1979. 191 p.
- 54 Vance. J., Zeidan F., Murphy B.. Machinery Vibration and Rotordynamics. John Wiley & Sons, Canada. 2010. 419 p.
55. Wowk Victor. Machinery Vibration Aligment. McGraw-Hill Education. New York, USA, 2000. 384 p.
56. Živanović, Stana, Pavić, Aleksandar and Reynolds, Paul Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 279 (No.1-2), 2005. P.p. 1-74.