

ბათუმის შოთა რუსთაველის სახელმწიფო უნივერსიტეტი  
ტექნოლოგიური ფაკულტეტი  
აგროტექნოლოგიისა და აგროინჟინერიის დეპარტამენტი

**ფადიკო აბუსელიძე**

**მცირე სიმძლავრიანი სათიბელების მოდერნიზაცია  
ახალი ტიპის მჭრელი აპარატის გამოყენებით**

(სოფლის მეურნეობის დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად  
წარმოდგენილი)

**დ ი ს ე რ ტ ა ც ი ა**

**სამეცნიერო ხელმძღვანელი:**

ტექნიკის აკადემიური დოქტორი,  
ასოცირებული პროფესორი მ. მამულაძე

## სარჩევი

შესავალი	5
თავი I. თიბვის ტექნოლოგიური პროცესები და თიბვის სამუშაო პროცესზე წაყენებული აგროტექნიკური მოთხოვნები, მსოფლიო წამყვანი ფირმების მიერ წარმოებული მცირე მექანიზაციის მიმოხილვა	7
1.1. თიბვის ტექნოლოგიურ პროცესებზე წაყენებული აგროტექნიკური მოთხოვნები	
1.2. მცირე სიმძლავრის სათიბელების დახასიათება	10
თავი II. მსხვილფეხა რქოსანი პირუტყვის (მ.რ.პ) კვება, მცენარეულობანი და საკვების განსაზღვრის მეთოდები	31
2.1. მ.რ.პ. კვებისათვის აუცილებელი ნივთიერებები და მათი მოქმედება ცხოველთა პროდუქტიულობაზე	
2.2. საქართველოს სამთო პირობებში მდელოს ბალახთა თვისებები	40
თავი III. სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას მჭრელი დანების შერჩევა-დასაბუთება	45
3.1. მჭრელი აპარატის კონსტრუქცია, დანების გეომეტრიული ფორმები და ზომები	
3.2. მჭრელი დანების ლაბორატორიულ-ექსპერიმენტალური გამოკვლევა და შედეგების თეორიული და ემპირიული განაწილება.	48
3.3. სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას კონსტრუქცია და მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესი	61

თავი IV. სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატის მჭრელი დანის ღეროსთან ურთიერთზემოქმედების ანალიზი	63
4.1. ღეროს ჭრაზე მოქმედი ფაქტორების დახასიათება	
4.2. ჭრის ღეროს სეგმენტზე მოქმედი ძალები	65
4.3. ჭრის წინააღმდეგობის გამოკვლევა სეგმენტის მოძრაობის შესაბამისად	75
თავი V. მჭრელი აპარატის ძირითადი პარამეტრების გაანგარიშება	82
5.1. ჯაჭვური გადაცემის კონსტრუქცია	
5.2. მჭრელი აპარატის ჯაჭვის ძირითადი პარამეტრების მიმოხილვა	84
5.3. მჭრელი აპარატის ძირითადი პარამეტრების შერჩევა და დასაბუთება	87
5.4. მჭრელი აპარატის მჭრელი ჯაჭვზე მოქმედი ძალების ანგარიში	89
თავი VI. სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას დინამიკური გამოკვლევა	91
6.1. მცირე სიმძლავრის სათიბელას ექვივალენტური საანგარიშო სქემის შედგენა	
6.2. ძრავას მექანიკური მახასიათებლები	93
6.3. მცირე სიმძლავრის სათიბელას დინამიკა სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატით	96
თავი VII . სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას ექსპერიმენტული გამოკვლევა ლაბორატორიული საველე ცდებით	
7.1. თიბვის პროცესზე მოქმედი ძირითადი ფაქტორების გამოკვლევა	102
7.2. ძირითადი ფაქტორების ექსპერიმენტალური გამოკვლევა	104

თავი VIII. სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი სათიბელას ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება	112
8.1. მანქანის საექსპლუატაციო-ეკონომიკური გამოთვლის მეთოდის და ანგარიში	
8.2. ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება	115
ძირითადი დასკვნები	116
გამოყენებული ლიტერატურა	119
დანართები	132

## შესავალი

**თემის აქტუალობა** - გლეხური და ფერმერული მეურნეობების ჩამოყალიბებასთან დაკავშირებით, მნიშვნელოვნად გაიზარდა მოთხოვნა საშუალო და დაბალი სიმძლავრეების ენერგეტიკულ და მცირე ტექნიკურ საშუალებებზე. მეცხოველეობის ფერმების განვითარების პერსპექტივა საქართველოში მიზნად ისახავს გლეხურ და მცირე ფერმერულ მეცხოველეობის ფერმებში ცხოველთა საკვებით მომარაგებას, რადგან საკვების დამზადება არის ერთ-ერთი შრომატევადი საქმე და მიზანშეწონილია გადაიწყვიტოს საკვებწარმოების პრობლემები საქართველოს მთაგორიან პირობებში, სადაც მაღალი სიმძლავრის ტექნიკური საშუალებების გამოყენება შეუძლებელია.

ზემოთ აღნიშნულიდან გამომდინარე უნდა დამუშავდეს მცირე სიმძლავრის ტექნიკური საშუალება მცირეკონტურიან ნაკვეთებში თიბვის ოპერაციის ჩასატარებლად, რომელიც გააუმჯობესებს უხეში საკვების დამზადების პრობლემას ჩვენს ქვეყანაში.

**კვლევის მიზანი და ამოცანები** - სადოქტორო ნაშრომის მიზანია გლეხურ-ფერმერული მეურნეობების პირობების გათვალისწინებით მცირე სიმძლავრის ძრავების ბაზაზე დამუშავდეს მცირე სიმძლავრის სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელა.

- მცირე სიმძლავრის ტექნიკური საშუალებების მიმოხილვა;
- თიბვის ტექნოლოგიური პროცესები და მასზე წაყენებული აგროტექნიკური მოთხოვნები;
- მჭრელი აპარატის კონსტრუქციის დამუშავება და სამუშაო მჭრელი დანების შერჩევა - დასაბუთება ლაბორატორიული წესით.
- ცდით გაზომვის შედეგების თეორიული და ემპირიული განაწილება;
- მჭრელი აპარატის დინამიკა;
- მჭრელი აპარატის ძირითადი პარამეტრების ანგარიში;
- დანის ღეროსთან ურთიერთზემოქმედების ანალიზი;
- მჭრელი აპარატის ძირითადი პარამეტრების გაანგარიშება;

- მანქანის ექსპერიმენტული საველე გამოცდა და თიბვის პროცესზე მოქმედი ფაქტორების ცვალებადობის არეების შერჩევა;

- სათიბელას საექსპლუატაციო - ეკონომიკური ეფექტიანობის ანგარიში.

**კვლევის ობიექტი** - 3,5 კვტ. სიმძლავრის ბენზინის ძრავა, სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი სათიბელას ექსპერიმენტული ნიმუში და ფერდობზე ან სამთო პირობებში არსებული მცირეკონტურიანი ნაკვეთები.

**მეცნიერული სიახლე** - დადგენილი იქნება, მცირე სიმძლავრის ძრავების ბაზაზე, ახალი ტიპის სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატის პარამეტრების გაანგარიშების მეთოდოლოგია, სამთო პირობებში მისი გამოყენების ვარიანტში. გაანგარიშებული იქნება დანის ღეროსთან ურთიერთემოქმედების ანალიზი, დამყარებული იქნება კავშირი მანქანის გადაადგილების სიჩქარეს, მუშა ორგანოს კუთხურ სიჩქარეს, ღეროების რაოდენობასა და მოდების განს შორის, რაც პირდაპირ დამოკიდებულია მანქანა ვმართოთ აგროტექნიკური მოთხოვნების შესაბამისად. დადგენილი იქნება მანქანის საექსპლუატაციო და ტექნიკურ - ეკონომიკური მაჩვენებლები.

**სამუშაოს პრაქტიკული ღირებულება** - შერჩეული პრინციპული სქემის და ჩატარებული თეორიულ-პრაქტიკული კვლევების შედეგების საუძველზე დამუშავდა მცირე მექანიზაციის ტექნიკური საშუალება სამთო პირობებში ან მცირეკონტურიან სათიბებში თიბვის ტექნოლოგიური პროცესის შესასრულებლად.

**სამუშაოს აპრობაცია** - სადოქტორო ნაშრომის ძირითადი შედეგები მოხსენებული იქნა შოთა რუსთაველის სახელმწიფო უნივერსიტეტის აგრარული ტექნოლოგიებისა და ეკოლოგიის ფაკულტეტის სხდომებსა და კონფერენციებზე.

**პუბლიკაცია** - სადოქტორო ნაშრომის მასალები გამოქვეყნებულია 7 სამეცნიერო ნაშრომში, რომელშიც წარმოდგენილია ჩატარებული სამუშაოს ძირითადი შედეგები.

**სამუშაოს მოცულობა** - სადოქტორო ნაშრომი შესდგება შესავალის, 8 თავის, 14 დასკვნის, 175 დასახელების გამოყენებული ლიტერატურის ჩამონათვალისაგან, რომელთა შორის 142 შესრულებულია უცხო ენაზე.

ნაშრომი გადმოცემულია 131 ნაბეჭდ ფურცელზე და შეიცავს 11 ცხრილსა, 30 სურათს (ნახაზს), ასევე 7 დანართისაგან, მათ შორის 1ვიდეო.

## თავი I.

### თიბვის ტექნოლოგიური პროცესები და თიბვის სამუშაო პროცესზე წაყენებული აგროტექნიკური მოთხოვნები, მსოფლიო წამყვანი ფორმების მიერ წარმოებული მცირე მექანიზაციის მიმოხილვა

#### 1.1. თიბვის ტექნოლოგიურ პროცესებზე წაყენებული

##### აგროტექნიკური მოთხოვნები

როგორც ავღნიშნეთ, მეცხოველეობის მტკიცე საკვები ბაზის შექმნა სოფლის მეურნეობის მნიშვნელოვანი დარგის შემდგომი განვითარების უმნიშვნელოვანესი პრობლემაა.

თივის მიღების ძირითადი წყაროა ბუნებრივი და ნათესი ბალახები, საიდანაც დებულობენ ნაშალ და დაწნეხილ თივას, ბალახის ბრიკეტებს, სენაქს, სილოსს. გარდა ამისა მას გადაამუშავებენ მაღალვიტამინოვან საკვებად-ბალახის ფქვილად.

მოსავლის სრულად აღების, მისი ყუათიანობისა და გემოვანი თვისებების მაქსიმალურად შენარჩუნებისათვის აუცილებელია ბალახის აღება საუკეთესო აგროტექნიკურ ვადებში, მოჭრის სიმაღლის სწორად შერჩევა და ბალახის აღების ყველა ოპერაციის დროულად ჩატარება. ამ ამოცანის წარმატებით შესრულებისათვის აუცილებელია ბალახის აღების მეთოდების და ყველა პროცესის მექანიზაციისათვის საჭირო მანქანების სწორად შერჩევა-დანერგვა.

სათიბელასადმი წაყენებული მთავარი აგროტექნიკური მოთხოვნებია: მაქსიმალურად კარგი ხარისხის თივის მიღება და სათიბებში შემდგომი მოსავლიანობის შენარჩუნება, (ანდრეევი1982) ამიტომ ბალახი უნდა მოითიბოს მარცვლოვანების, თავთავებისა და პარკოსნების აკოკრების ან ყვავილობის პერიოდში. ბუნებრივ საველე სათიბებზე ბალახი უნდა მოითიბოს 4-4,5 სმ სიმაღლეზე, ერთი და მრავალწლიანი ბალახები სარწყავ მინდვრებზე-5-6 სმ-ზე, მრავალწლიანი ბალახები ზრდის პირველ წელს - 8-სმ-ზე, ნათიბის აქტივი-6-7 სმ-ზე. გარდა ამისა სათიბელამ ღერო უნდა მოჭრას წყვეტის, დაჭმუჭვნისა და გლეჯის გარეშე. იგი კარგად უნდა ეგუებოდეს მოცემულ რელიეფს, მოთიბულ ბალახს აწყობდეს განათიბში (ნაღვარევში) ან ღვარეულებად ისე, რომ მოთიბული ბალახი არ

მოხვდეს ტრაქტორის ან მანქანის თვლების ქვეშ. ბალახი უნდა მოითიბოს ხარვეზების გარეშე.

შემდგომ უნდა მოხდეს ფოცხვა, აკრება და შრობა (კორახაშვილი 2009:32) (მოსაშვილი 1978:201) ფოცხი მოთიბულ ბალახს უნდა ფოცხავდეს მთლიანად და უხარვეზოდ. ამკრების ნორმალური მუშაობისათვის აუცილებელია, რომ ღვარეულები ერთ სწორ ხაზზე განლაგდეს და მათი სიგანე 1,3 მ-ს არ აღემატებოდეს. განათიბში თივის აქცევა-გადაბრუნებისას მისი ფენის სიმაღლე 2-4-ჯერ უნდა გაიზარდოს. ღვარეულები 180<sup>0</sup>-ით ისე უნდა გადაბრუნდეს, რომ ბალახი არ გაიფანტოს.

ამკრებმა ღვარეული უნდა აილოს უდანაკარგოდ, არ უნდა დააზიანოს მცენარე და არ დაანაგვიანოს თივა მიწით, აგრეთვე უწყვეტად და თანაბრად მიაწოდოს იგი შემდგომ მუშა ორგანოებს.

მსოფლიო პრაქტიკაში ფართოდაა გავრცელებული თივის ერთდროულად წნებისა და ბარდანებად შეკვრის აღების ტექნოლოგია, რომლის დროსაც მკვეთრად მცირდება თივაზე მექანიკური ზემოქმედება და ამინდის გავლენა, იზრდება აღებული თივის ხარისხი, მცირდება დანაკარგები, სამუშაოთა ღირებულება და დაწნეხილი თივა ადვილად სატრანსპორტირებელი და შესანახია.

წნებ-ამკრები ღვარეულებიდან თივას მინიმალური დანაკარგებით უნდა იღებდეს და წნებდეს მას ერთნაირი სიმჭიდროვისა და ზომის ბარდანებად.

მოთიბული ბალახის შრობის პროცესი უნდა მიმდინარეობდეს სწრაფად და თანაბრად. საერთოდ კარიტონისა და ყუათიანი ნივთიერებების დანაკარგების უდიდესი ნაწილი მოდის ბალახის შრობის პროცესზე. კარიტონით მდიდარი მოთიბული ბალახის ფოთლები და ყვავილენი მზეზე რამდენიმე საათის განმავლობაში შრება, ღერო კი-რამდენიმე დღეში, ამიტომ ბევრ რაიონში მოთიბული ბალახის მოფოცხვა, მოთიბვის დღესვე არ შეიძლება. შრობის პროცესში მზის სხივების მოქმედებით კარიტონი იშლება და თივაში მისი შემცველობა მნიშვნელოვნად მცირდება. გარდა ამისა, ზედმეტად გამშრალი ფოთლები მოფოცხვის დროს ტყდება და ცვივა. ბუნებრივი შრობისას შედეგანია ღეროების ტლეჟვა, თიბვის ან ღნობის პროცესში, რის შედეგად მთელი მასა თანაბრად და სწრაფად შრება. შემდგომი ბალახის შრობის პროცესის დაჩქარება შეიძლება მასში



ატმოსფერული ან შემთბარი ჰაერის გაქრევით (კორახაშვილი2009:32)  
(მოსაშვილი1978:201).

გამომდინარე აქედან ბალახის მექანიზირებულად აღება უნდა უზრუნველყოფდეს ყველა სამუშაოს მოკლე ვადაში, 5-7 დღეში ჩატარებას, ასაღები ოპერაციების მინიმალურად შემცირებას და გამორიცხავდეს ხელით შრომის გამოყენებას. მოსავლის აღების სხვადასხვა ეტაპზე გამოყენებულმა მანქანებმა ისე უნდა იმუშაოს, რომ გამორიცხოს მოსავლის დანაკარგები, დანაგვიანება და დაზიანება.

## 1.2. მცირე სიმძლავრის სათიბელების დახასიათება

დღევანდელ პირობებში მომრავლებულ წვრილ ფერმერებს, სოფლად მოსახლეობას, ვისაც თუ კავშირი აქვს მეცხოველეობასთან, უნდა ჰქონდეს საშუალება იმისა, რომ ხელით შრომა შეცვალოს მექანიზირებულად, რათა სამუშაო პროცესი ჩატარდეს სწრაფად და ეფექტურად, ხოლო მეცხოველეობის პროდუქტის წარმოება ერთ-ერთ პრიორიტეტს წარმოადგენს ჩვენს ქვეყანაში, რათა შეიქმნას სამუშაო ადგილები და ტურისტული სეზონისათვის სასოფლო-სამეურნეო ბაზარი მომარაგდეს მეცხოველეობის ახალი ეკოლოგიურად სუფთა პროდუქციით, რაც უპირველეს ყოვლისა დამოკიდებულია მცირე მექანიზაციის დანერგვა-გამოყენებაზე.

მსოფლიო წამყვანი ფირმების მიერ გამოშვებულია სხვასდასხვა ტიპის მცირე სიმძლავრის სათიბელები (მამულაძე2006:198) (სიმა93:) (მახარობლიძე...2000:21), ჩვენში სამთო პირობებში გამოყენების თვალსაზრისით გააჩნიათ დადებითი და აგრეთვე უარყოფითი თვისებებიც. მისი დახასიათება საშუალებას მოგვცემს შევირჩიოთ კონსტრუქციულად ახალი ელემენტები თიბვის სამუშაო პროცესის წარმოებისათვის.

მცირე მოდიფიკაციის სათიბელებისაგან გლეხურ პირობებში მსოფლიო გამოცდილების მიხედვით სათიბელები იყოფიან: მექანიკურ, ხელის, საკიდსა და გადასაადგილებელ კონსტრუქციის მქონე სათიბელებად.

### მექანიკური სათიბელა Husqvarna 540 9649440-01 (ნახ.1.1.).

წარმოებულია შვეციაში, არის უნიკალური ხელის სათიბელა 50 სმ-ზე დაბალი სიმაღლის უხეში საკვების ცელვისათვის (შხვაცაბაია...1982:45) (Басоң1967:167) (სიმა93). იგი შედგება საბურავებისაგან, საჭრელი დანებისაგან და ამძრავი მექანიზმებისაგან. მანქანა იმართება ოპერატორის გადაადგილების საშუალებით, მოძრაობაში მოდის მჭრელი აპარატი და გააჩნია უხმაურო სამუშაო პრინციპი. ჭრის სისტემა დაფუძნებულია Novo Lette კონსტრუქციაზე მბრუნავი დანების საშუალებით. ჭრის სიმაღლე შეადგენს 12-38 მმ, ხოლო დანების რიცხვია 5, წონა 9,1 კგ, თიბვის მოდების სიგანე 40 სმ.



ნახ.1.1.

მექანიკური სათიბელა Husqvarna 540 9649440-01.

### **მექანიკური სათიბელა- Brill Razorcut Premium 33 (ნახ.1.2.)**

დამზადებულია გერმანიაში, არის უხმაურო სწორი ჭრის მანქანა 50სმ-ზე ქვევით უხეში საკვების ცელვისათვის. მჭრელი დანა წარმოადგენს ცილინდრული ფორმის, მილიმეტრი სისქის ალესვის სიზუსტით, რომელიც დამზადებულია სპეციალური გამოცდილი ფოლადისაგან, შესაძლებლობას იძლევა სუფთად აწარმოოს ჭრის პროცესი. ბუჩქებისა და სხვა მძიმე საგნების დაცვისათვის მანქანას გააჩნია ფართო წინა და ავტოწმენდა ზედმეტი მასის დაგროვების წინააღმდეგ. როტაციულ სათიბელებთან შედარებით ის უპირატესობა აქვს, რომ კი არ გლიჯავს ბალახს, არამედ სუფთად ჭრის.

მანქანის კორპუსი დამზადებულია ფოლადისაგან. მისი წონაა 6,9 კგ. თიბვის დოლების განი 33 სმ. მანქანა მუშაობს ოპერატორის გადაადგილების ხარჯზე, სადაც საბურავებიდან ხდება მჭრელი აპარატის აძვრა და სამუშაო პროცესის წარმოება.

### **ხელის ელექტროსათიბელა MTD ET 700 41AC175G678 (ნახ.1.3.)**

ხელის ელექტროსათიბელას დანიშნულებაა ნებისმიერი ტიპის ბალახის ცელვისათვის. სათიბელას გააჩნია ელექტროძრავა, რომელსაც აქვს ორმაგი იზოლირებული გულარი, რომელიც უზრუნველყოფს მის საიმედოობას და ხანგამძლეობას. მანქანას გააჩნია ანტივიბრაციული სისტემა და თვითონ ძრავა განთავსებულია ალუმინის ბლოკში, რათა მისი წონა იყოს ნაკლები და დაიცვას იგი გადახურებისაგან. ძრავას სიმძლავრე შეადგენს 700 ვტ, ხოლო ბრუნთა რიცხვია 7500 ბრ/წთ. სამუშაო მჭრელ ორგანოდ გამოყენებულია კაუჩუკის ბაწარი, რომელიც მუშაობს დიდი სისწრაფით და იძლევა საშუალებას გადაჭრას უხეში საკვების ღეროები. უპირატესობა იმაში განისაზღვრება, რომ სამთო პირობებში დაცულია მისი მჭრელი აპარატი უსაფრთხოებისაგან ხოლო ნაკლოვანი მხარეები ის არის, რომ უფრო დიდი დიამეტრის ღეროების მოჭრის საშუალება არ გააჩნია, მანქანის წონაა 4,5 კგ, ხოლო მწარმოებელი ქვეყანაა-გერმანია.

### **ხელის ელექტროსათიბელა Oleo-Mac TR92E 6002-9002 (ნახ.1.4.)**

განკუთვნილია მცირე კონტურიანი ნაკვეთების ცელვისათვის, სადაც განლაგებულია ხეები ან უხეში საგნები. მანქანა მუშაობს 800 ვტ სიმძლავრის ელექტროძრავაზე. ძრავაზე დაყენებულია სათბობი რელე, რადგან არ მოხდეს ძრავას



 **ТЕХНОСАД**  
магазин садовой техники



ნახ. 1.2.

მექანიკური სათიბელა - Brill Razorcut Premium 33.



ნახ.1.3.

ხელის ელექტროსათიბელა MTD ET 700 41AC175G678.

გადახურება და გააგრძელოს ძრავას მუშაობა საიმედოობითა და ხანგანძობით. მანქანას გააჩნია მცირე წონა და შესაძლებლობას იძლევა ოპერატორმა ჩამოიკიდოს ქამრების საშუალებით რაც ამცირებს ოპერატორის დადლის შესაძლებლობას, მუშაობის ხანგრძლივი პერიოდის განმავლობაში. ძრავა განლაგებულია ზედა ნაწილში და სამუშაო ორგანოსთან დაკავშირებულია პნევმოამძრავიანი სისტემით. ძრავას ბრუნთა რიცხვია 7600ბრ/წთ, მოდების განია 35 სმ, ხოლო წონა შეადგენს 3,5 კგ. მწარმოებელი ქვეყანა - იტალია.

#### **ხელის მოტორიზებული სათიბელა Oleo-Mac Sparta 25613-9109E1 (ნახ.1.5.)**

დანიშნულია 40-სმ სიმაღლეზე ნაკლები ბალახის ცელვისათვის. სათიბელა მუშაობს 1,0 ცხენის ძალის შიგაწვის ძრავაზე, რომლის გადამცემი საკისარი ხისტ ლილვთან ხვდება თვითშეხეთვის პრინციპით და მუშაობის პროცესში გააჩნია დაბალი ვიბრაცია. ძრავის ამუშავება ხდება საწვავის ჰაერთან კარგი ნარევის შესაძლებლობით, რომელსაც გააჩნია სამუშაოს დაწყების წინ ამუშავების მაღალი ეფექტი. მჭრელი აპარატი მუშაობს როტაციულ ტიპზე კაუჩუკის ბაწრის და ლითონის როტაციული მჭრელი დანების საშუალებით. მანქანას გააჩნია ოპერატიული მართვის სისტემა და ჩამოსაკიდი ქამრები თიბვის პროცესის წარმოებისათვის. მანქანის წონაა 6,2 კგ, ხოლო მწარმოებელი ქვეყანაა იტალია.

#### **ხელის მოტორიზებული სათიბელა Stihl ES 38414000112377 (ნახ.1.6.)**

მსოფლიოში განთქმული გერმანული ფირმის სათიბელაა, მისი დანიშნულებაა მცირეკონტურიანი ნაკვეთების ან უსწორმასწორო ფერდობებში ბალახეული კულტურების ცელვა (სიმა93:). მჭრელ აპარატს გააჩნია Auto Cut-ის სისტემის კონსტრუქცია, რომელზედაც დამაგრებულია მჭრელი კაუჩუკის ძაფები და განკუთვნილია 45 სმ-ზე დაბალი სიდიდის 0,2 მმ-მდე დიამეტრის ბალახის ცელვისათვის. მანქანას გააჩნია შიგაწვის ძრავა, რომლიდანაც ხისტი ლილვის საშუალებით ბრუნვა გადაეცემა მჭრელ აპარატს სამუშაო პროცესის წარმოებისთვის, ხოლო ძრავასა და ხისტ ლილვს შორის გადაბმულობის მექანიზმი აუმჯობესებს დინამიკური პროცესების წარმოებას სამუშაო მსვლელობაში, დავიცვათ მანქანა უეცარი გამორთვისაგან. ძრავას სიმძლავრეა 0,9 ცხენის ძალა, ხოლო მისი სამუშაო პროცესი ხდება 2 ტაქტის საშუალებით.

საწვავის ავზის ტევადობა შეადგენს 0,3 ლიტრს, ხოლო წონა 3,9 კგ.





ნახ1.4.

ხელის ელექტროსათიბელა Oleo-Mac TR92E 6002-9002.



ნახ.1.5.

ხელის მოტორიზებული სათიბელა Oleo-Mac Sparta 25613-9109E1.



ნახ.1.6.

ხელის მოტორიზებული სათიბელა Stihl ES 38414000112377.

### **ხელის მოტორიზებული სათიბელა MTD 790 M AST (ნახ.1.7.)**

ხელის მოტორიზებული სათიბელას დანიშნულებაა უფრო დიდი დიამეტრის მქონე და მაღალი სიმაღლის ბალახეული კულტურების ცელვისათვის ([www.texnosad.ru](http://www.texnosad.ru)) ([iso.org/iso/ru/iso.9000](http://iso.org/iso/ru/iso.9000)) ([briggsandsratton.com](http://briggsandsratton.com)). ძრავას უსაფრთხო გამშვებისათვის შიგაწვის ძრავას გააჩნია ცენტრისკენული გადაბმულობის მექანიზმი. მანქანა მუშაობს 1.0 ცხენის ძალის შიგაწვის ძრავაზე, რომელსაც თავისუფალი სვლის პერიოდში გააჩნია უსაფრთხო მუშაობის პრინციპი. რედუქტორის პირდაპირი თვალი ტრიმერის ქვედა ნაწილში ამალღებს მანქანის საიმედოობასა და ხანგამძლეობას.

შიგაწვის ძრავას აძვრა-ამუშავება ხდება სტარტერის საშუალებით, ხოლო ძრავას გააჩნია მაღალი შიდა კომპრესია ორი შიდა დგუშის რგოლის საშუალებით, რომელიც უზრუნველყოფილია Autochoke-ს ავტომატური თანამედროვე სისტემით, რომლის დანიშნულებაა დროულად ამუშავდეს და გათბეს შიგაწვის ძრავა. ამ ტიპის სათიბელას ბაზაზე Trimer-Plus საშუალებით შესაძლებელია კულტივაცია, თოვლის წმენდა და ბუჩქების გაჭრა, რაც იძლევა დამატებითი სამუშაოების შესრულების შესაძლებლობას. მჭრელი აპარატის კონსტრუქცია როტაციულია, ხოლო მჭრელი დანები j-ს მაგვარია და გააჩნია ჭრის საუკეთესო ხარისხი. დანების ზედა ნაწილში განლაგებულია უძრავი ფირფიტა, რომლის დანიშნულებაა ამ ტიპის, დანებმა ღეროები მოიქციოს მათ შორის და აქვს გადაჭრის საუკეთესო საშუალება. სათიბელას გააჩნია ჩამოსაკიდი ქამრები, ხოლო მისი წონა შეადგენს 6,2 კგ. და მწარმოებელი ქვეყანაა-მექსიკა.

### **ხელის მოტორიზებული სათიბელა Caiman VS 256W LUXE (ნახ.1.8.)**

ხელის მოტორიზებული სათიბელა განკუთვნილია 50 სმ-ზე მეტი სიმაღლის ბალახეული კულტურების ცელვისათვის. მანქანას გააჩნია Mitsubishi TU26 წამყვანი ცნობილი ფირმის მიერ წარმოებული მოდელის ძრავა, რომელსაც გააჩნია მუშაობის პერიოდში ხმაურისა და დაბალი ვიბრაციის შესაძლებლობა. შიგაწვის ძრავას დგუშს გააჩნია ორი რგოლი და აქვს შესაძლებლობა გაზარდოს ძრავას სითბოგადაცემა და საექსპლუატაციო სიმძლავრე. მჭრელი აპარატის ზედა ნაწილში განლაგებულია რედუქტორი KAAZ, რომელსაც შეუძლია ბრუნვის მიმართულების შეცვლა უსაფრთხოდ და მსოფლიო რედუქტორებს შორის ლიდერის როლი უჭირავს.



ნახ. 1.7.

ხელის მოტორიზებული სათიბელა MTD 790 M AST.



ნახ. 1.8.

ხელის მოტორიზებული სათიბელა Caiman VS 256W LUXE.

სათიბელას გააჩნია ხელის სამართი უსაფრთხო სისტემები, რომელსაც შეუძლია ძრავის ბრუნთა რიცხვის რეგულირების შესაძლებლობა, გამორიცხულია დროსელის უცარი დაჭერის შესაძლებლობა და ექსტრემალურ პირობებში ან ავარიულ სიტუაციაში ძრავას მომენტალური გაჩერება. ძრავას ტევადობა შეადგენს 25,6სმ<sup>3</sup>, სიმძლავრეა 1,4 კვტ, მუშაობის ტიპი ორტაქტიანია. მჭრელი აპარატის კონსტრუქცია როტაციულია და მასზე დასმულია ნაწრთობი ფოლადისაგან დამზადებული დანები და გააჩნია მაღალი ჭრის შესაძლებლობა. სათიბელას გააჩნია ჩამოსაკიდი ქამრები ოპერატორის სამუშაო პროცესის წარმოებისათვის. სათიბელას წონაა 5,3 კგ ხოლო მწარმოებელი ქვეყანაა-იაპონია.

### **საბურავებიანი სათიბელა Swisher SST 22 625 NA (ნახ.1.9)**

დანიშნულია ჩაწოლილი, 50 - 60 სმ სიმაღლის ბალახეული კულტურების ცელვისათვის. სათიბელა რეკომენდირებულია აგრეთვე გამოყენებული იქნას ქვიან ველებზე, ბუჩქებში, სადაც რკინის დანების მუშაობა შეუძლებელია ([www.texnosad.ru](http://www.texnosad.ru)) ([iso.org/iso/ru/iso.9000](http://iso.org/iso/ru/iso.9000)) ([briggsandsratton.com](http://briggsandsratton.com)). სათიბელა ხელმისაწვდომია ისეთი სამუშაოების წარმოებისათვის სადაც სამუშაო რელიეფი ხელმიუწვდომელია და გააჩნია ხელის მოტორიზებულ სათიბელებთან შედარებით დიდი მოდების განი. სათიბელას სამუშაო მჭრელი აპარატი აღიძვრება შიგაწვის ძრავიდან ჯაჭვური ან ღვედური გადაცემით, რომელიც მუშაობს როტაციულ პრინციპზე, რომლის მჭრელ ორგანოდ გამოიყენება კაუჩუკის ძაფები, რასაც საშუალება აქვს ქვიან ადგილებში თიბვის პროცესი ჩატარდეს უსაფრთხოდ და საიმედოდ. სამუშაო თვლების დიამეტრია 35 სმ, ხოლო მანქანის წონა 38 კგ. ძრავას მოდელია BHS 625 Series, ხოლო მოცულობა 190 სმ<sup>3</sup>, სიმძლავრე 5,5 ცხ.ძალა. მანქანა არის თვითმავალი, რომლის სამუშაო მოდების განია 55 სმ. მწარმოებელი ქვეყანა აშშ.

ანალოგიური მოდიფიკაციის მანქანებია: ST60022Q და ST65022DXQ, რომლებსაც ამზადებენ აშშ და გააჩნიათ ერთნაირი კონსტრუქცია, ასევე სამუშაო პარამეტრები.



ნახ. 1.9.

საბურავებიანი სათიბელა Swisher SST 22 625 NA.



### მაღალმწარმოებადი სათიბელა Triunfo (ნახ.1.10.)

იგი განკუთვნილია ნებისმიერი ბალახეული კულტურების ცელვისათვის. მანქანა შედგება ძრავისაგან, სამართი მოწყობილობისაგან, მჭრელი აპარატისაგან და ორი ერთნაირი, ასევე ერთი განსხვავებული დიამეტრის სიდიდის გადასაადგილებელი თვლებისაგან ([www.agrekulturemashin.com](http://www.agrekulturemashin.com)). სათიბელა გამოიყენება ფერდობზე, გზების პირას, აგრეთვე 10000 მ<sup>2</sup> ტერიტორიის სათიბ-სამოვრებზე ბალახეული კულტურების ცელვისათვის.

მანქანა თვითმავალია და აქვს ერთი წინა გადაცემის სიჩქარე. მანქანაში გამოყენებულია BHS650 ტიპის 5,5 ცხენის ძალის სიმძლავრის შიგაწვის ძრავა, რომლის მოცულობაა 190 სმ<sup>3</sup>. მჭრელი აპარატი აღიძვრება ღვედური გადაცემით, რომელსაც გააჩნია როტაციული ტიპის კონსტრუქცია დასმული ლითონის მჭრელი დანებით. ჭრის სიმაღლე შეადგენს 30-75 მმ, მანქანის წონა 45 კგ, ხოლო მწარმოებელი ქვეყანა პორტუგალია.

### მაღალმწარმოებელი სათიბელა Briggs and strattion (ნახ.1.11.)

დანიშნულია ნებისმიერი ტიპის ბალახეული კულტურების ცელვისათვის (<http://www.briggsandstratton.com/>). მანქანა შედგება ძრავისაგან, მჭრელი აპარატისაგან, გადასაადგილებელი ორი თვალისა და მჭრელი აპარატისაგან. მანქანის ძრავა intek 60, რომელიც მუშაობს შიგაწვის პრინციპზე და სიმძლავრეა 6 ცხენის ძალა. იგი წარმოადგენს უხმაურო სტარტერის აძვრის სისტემას 1200 მოტო რესურსის სიდიდითა და ორი ლიტრი ბენზინის ტევადობით. ძრავიდან მაბრუნნი მომენტი მჭრელ აპარატზე აღიძვრება ღვედური გადაცემით, რომელიც წარმოადგენს როტაციული ტიპის აპარატს მჭრელი ლითონის 4 დანით, რომლის უპირატესობა ისაა, რომ იჭრება ერთჯერადი დარტყმით, არ ხდება დაქუცმაცება და დაყრა.

მანქანა თვითმავალია, ხოლო მისი მართვა ხდება ოპერატორით მანქანის ზედა ნაწილში განლაგებული მართვის ორგანოების საშუალებით. მანქანის წონა 45 კგ-ია, გადაადგილების სიჩქარე 5 კმ/სთ. მწარმოებელი ქვეყანაა - საფრანგეთი.



Powered by  
**HONDA**  
ENGINES

Рекомендуемая  
площадь обработки

**10000 м<sup>2</sup>**

ნახ.1.10.

მალამწარმოებადი სათიბელა Triunfo.

### Двигатель

- Двигатель Briggs & Stratton Intek 60 OHV для профессионального использования
- Моторесурс - 1200 моточасов;
- Вертикальное расположение коленвала
- Бумажный воздушный фильтр
- Праймер подкачки топлива
- Большой топливный бак
- Поддержка по запасным частям

### Масло

Рекомендуется применять масла SAE-30 или выше. Объем картера 0,6 л. Система смазки осуществляется разбрызгиванием. Для трансмиссии рекомендуется применять фирменное масло Rubert.

### Топливо

Бензин Аи-92, емкость бака 2 л.



### Особенности

- Низкий уровень шума
  - Пневмоколеса с сельскохозяйственным протектором
- Усиленная рукоятка
- Аварийная остановка двигателя

Скорость движения агрегата (1 передача вперед) составляет 5 км/ч, что является оптимальной для работы оператора.

Рекомендуемая площадь обработки

**10000 м<sup>2</sup>**

ნახ. 1.11.

მალალმწარმოებელი სათიბელა Briggs and stratton.

## სათიბელა Billy Coat BC2403JC (ნახ.1.12.)

სათიბელას დანიშნულებაა მაღალი ზომის უსწორმასწორო ბალახეული კულტურების, ბუჩქების, უხეში ფორმის მწვანე მასის ცელვისათვის (<http://www.briggsandstratton.com/>) ([www.texnosad.ru](http://www.texnosad.ru)) ([iso.org/iso/ru/iso.9000](http://iso.org/iso/ru/iso.9000)) ([briggsandsratton.com](http://briggsandsratton.com)). სათიბელას გააჩნია 4 სვლა. წინა პირველი 1 – 2,9 კმ/სთ, წინა მეორე 2 – 3,8 კმ/სთ, წინა მესამე 3 – 5,9 კმ/სთ, უკანა 4,5 კმ/სთ. სათიბელა შესდგება 41 სმ-ის მქონე ორი თვლისაგან, ძრავისაგან, მჭრელი აპარატისა და მართვის სახელურებისაგან. შიგაწვის ძრავა BSS intek OHV, რომლის სიმძლავრეა 12,5 ცხენის ძალა, მუშაობს ბენზინის საწვავზე ამუშავების სასტარტერო სისტემით. ზემოთ განხილულ სათიბელებთან შედარებით გააჩნია მაღალი მწარმოებლობა და სიმძლავრე, რაც ხელსაყრელია სამთო პირობებში უხეში საკვების დამზადებისათვის.

ძრავიდან ჯაჭვური გადაცემით აღიძვრება მჭრელი როტაციული ტიპის აპარატი, რომელზედაც დასმულია ფოლადის მჭრელი დანები სამუშაო პროცესის წარმოებისათვის.

მჭრელ აპარატს გააჩნია ბალახის შემგროვებელი მოწყობილობა საკვების ღვარეულებად დაწყობისათვის. მანქანის სამუშაო მოდების განია 61 სმ, ხოლო მოცელვის სიმაღლე 30-50 მმ, თიბვის სიმაღლის რეგულირებაა 3 – 5 სმ, მანქანის წონაა 42 კგ, მწარმოებელი ქვეყანაა აშშ.

თუ დავაკვირდებით წარმოდგენილ ხელის მცირე მექანიზაციის ტექნიკურ საშუალებებს ისინი მუშაობენ როტაციული ტიპის სამუშაო პრინციპებზე და გააჩნიათ სწორხაზობრივად მოძრავ სეგმენტებიან აპარატთან შედარებით მაღალი მწარმოებლობა და კონსტრუქციის მცირე წონა, რაც ესოდენ მნიშვნელოვანია, მაგრამ გააჩნიათ მთელი რიგი ნაკლოვანი მხარეებიც.

ჩვენი მიზანია მჭრელი აპარატის კონსტრუქციის გაუმჯობესება სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი აპარატით, რაც შესაძლებლობას მოგვცემს მცირე კონსტრუქციის მანქანებში მისი დანერგვის საშუალებას და გააჩნიათ როტაციულთან შედარებით შემდეგი უპირატესობები:

1. აპარატი უზრუნველყოფს ჭრის სიჩქარის მუდმივობას, სეგმენტის სიმაღლისა და მდებარეობის მიხედვით.



ნახ.1.12.

სათიბელს Billy Goat BC2403JC.

2. მჭრელი აპარატის მჭრელი დანის დახრა ჭრის მთელი ფაზის განმავლობაში უცვლელია, რაც მოქმედებს ჭრის ხარისხზე.

3. აპარატის მჭრელი პირი თანაბრადაა ჭრის მთელი ფაზის განმავლობაში, რაც ქმნის აპარატის მუშაობის ხელსაყრელ პირობებს.

მჭრელი აპარატის კონსტრუქცია შემდეგნაირია:

აპარატს გააჩნია ჩარჩო, ამძრავი ვარსკვლავა, ამყოლი ვარსკვლავა, მჭრელი ჯაჭვი დასმული სეგმენტებით, ხოლო მჭრელი აპარატი საჭიროებს შემდგომ ექსპარიმენტალურ კვლევებს.

## თავი II.

### მსხვილფეხა რქოსანი პირუტყვის (მ.რ.პ) კვება, მცენარეულობანი და საკვების განსაზღვრის მეთოდები

#### 2.1. მ.რ.პ. კვებისათვის აუცილებელი ნივთიერებები და მათი მოქმედება ცხოველთა პროდუქტიულობაზე

კვება, ცხოველთა ზრდა-განვითარების უმნიშვნელოვანესი ფაქტორია, უდიდეს გავლენას ახდენს მათ ჯამრთელობასა და პროდუქტიულობის მაქსიმალურად გამომჟღავნებაზე. პრაქტიკით დადგენილი და დასაბუთებულია, რომ მაღალპროდუქტიული ჯიშები შეიძლება შეიქმნას მხოლოდ სრულფასოვანი და მიზანმიმართული კვების საფუძველზე.

დღევანდელ პირობებში მომრავლებულ წვრილ ფერმერებს, სოფლის მოსახლეობას და ვისაც კი რაიმე კავშირი აქვს მეცხოველეობასთან, უნდა ჰქონდეს ცოდნა ცხოველთა კვების შესახებ; უნდა იცოდნენ მათი კვების სწორი ორგანიზაცია, კვების ნორმები, სხვადასხვა სახის, ასაკის, სქესის ცხოველთა კვება, საკვებთა დამზადების ტექნოლოგიები, ვიტამინების, მინერალური ნივთიერებების მნიშვნელობა, საკვებ საშუალებათა ქიმიური შემადგენლობა და ყუათიანობა.

ცხოველთა კვების სწორი ორგანიზაცია გულისხმობს პირუტყვის სრულად დაკმაყოფილებას ორგანიზმისათვის საჭირო ყველა აუცილებელი საზრდო და მინერალური ნივთიერებებით, ვიტამინებით, ანუ დაბალანსებული საკვები ულუფით (რაციონით) ცხოველების უზრუნველყოფას და წარმოადგენს უმთავრეს და განმსაზღვრელ ფაქტორს ცხოველთა პროდუქტიულობისა, ამასთან საკვების შერჩევაზე დიდად არის დამოკიდებული პროდუქციის ხარისხიც (აგლაძე 1963:78) (ახალაია 1981:136).

თანამედროვე ნორმები ითვალისწინებს ცხოველის ორგანიზმის მოთხოვნილებას ენერგიაზე, საკვებ ერთეულზე, მშრალ ნივთიერებაზე, მონელებად პროტეინზე, ნახშირწყლებზე (სახამებელი, შაქარი), ნედლ ცხიმზე, სუფრის მარილზე, მაკრო და მიკრო ელემენტებზე, კალციუმზე, ფოსფორზე, მაგნიუმზე, კალიუმზე, იოდზე, კაროტინზე, „დ“ და „ე“ ვიტამინებზე, სულ 24

მაჩვენებელზე. დღეისათვის ჩვენ ქვეყანაში ცხოველთა კვების ნორმირება ხდება 6 მაჩვენებლის მიხედვით: საკვები ერთეული, მონელებადი პროტეინი, კალციუმი, ფოსფორი, კაროტინი, სუფრის მარილი. ეს ნორმირება დასაშვებად შეიძლება მივიჩნიოთ, რადგან გლეხურ მეურნეობებში არსებული პირუტყვი პროდუქტიულობით, ცოცხალი მასით, საკვები ბაზის და შენახვის პირობების მიხედვით ვერ პასუხობს კვების ახალი სისტემის გამოყენებას. ხელს უშლის ისიც, რომ დღევანდელ პირობებში სამეცნიერო-კვლევითი ინსტიტუტებიც კი არ არიან უზრუნველყოფილნი მატერიალურ-ტექნიკური ბაზით ახალი რაციონალური კვების სისტემის დასაწერგად (აგლაძე1963:78) (მოსაშვილი1978:44) (Плющенко1976:25).

ცხოველთა ნორმირებული კვების ორგანიზაცია ხდება ცხოველის სახის, ასაკის, ცოცხალი მასის, პროდუქტიულობის მიმართულების (მერძეული, მეხორცეული) და შენახვის პირობების მიხედვით. ამის შემდეგ დგება კვების ნორმა ჯგუფის ერთ საშუალო ცხოველზე, ხოლო რეალურად არსებული საკვები საშუალებებიდან გამომდინარე, დგება ჯგუფისათვის საერთო ულუფა. ულუფის შედგენაში უნდა გავითვალისწინოთ ზონის საკვები ბაზა, მისი განვითარების პერსპექტივები, ბუნებრივი სავარგულების რაოდენობა და ზონაში გავრცელებული ცხოველთა ჯიშები.

**საკვები ერთეული** – არის საკვების კვებითი ღირებულება ანუ საპროდუქციო ღირებულების საერთო საზომი. მის ერთეულად მიჩნეულია 1 კგ საშუალო ხარისხის შვრიის მარცვლის კვებითი ღირებულება (მოსაშვილი1978:44) (ოშორიძე 1985:25).

1კგ საკვები ერთეულის, 1კგ საშუალო ხარისხის შვრიის საპროდუქტო ღირებულებაა 149გ, ცხიმის დაგროვებით, ძროხის ორგანიზმში. მაგალითად 1კგ მდელოს ბალახის ყუათიანობა არის 0,25კგ საკვები ერთეული, იონჯის თივის - 0,49, სიმინდის 1,34კგ.

**მონელებადი პროტეინი** – არის საკვების მშრალი ნივთიერებების ორგანული ნაწილი აზოტოვანი და უაზოტო ნაერთებით. პროტეინის შემადგენლობაშია ცილები და სხვა ქიმიური ნაერთები, რომლებიც შეიცავენ აზოტს. ესენია ე. წ. ამიდები. ცილის იმ რაოდენობას, რომელიც მოინელება ცხოველის ორგანიზმში მონელებადი პროტეინი ეწოდება. პროტეინით მდიდარი საკვები საშუალებებია: თევზის ფქვილი,



მხესუმზირას კოპტონი, ბარდის მარცვალი, სოიო, ბალახის ფქვილი, იონჯის თივა, მთისთივა, მთის სამოვარი და სხვა.

**მინერალური ნივთიერებები** - ცხოველებში წარმოქმნიან ძვლოვან ქსოვილებს და მონაწილეობენ ნივთიერებათა ცვლის მრავალ პროცესში. ცხოველთა ორგანიზმში დაახლოებით 68 ქიმიური ელემენტია, მათგან 47 წარმოადგენს ორგანიზმის მუდმივ შემადგენელ ნაწილს (მოსაშვილი 1978:44.).

ცხოველთა მინერალური მარილების გარეშე კვება იწვევს მათ გარდაუვალ სიკვდილს, მიუხედავად იმისა, რომ მათი მოთხოვნილება შეიძლება ზედმეტადაც კი იყოს დაკმაყოფილებული ენერგიაზე და ორგანულ ნივთიერებებზე (პროტეინი და სხვა).

მინერალური ნივთიერებების ნაკლებობის დროს ცხოველთა ორგანიზმი იწვევს ფუნქციონალურ წველადობის შემცირებას, ხოლო ყოველივე ამის გათვალისწინებით ყურადღება უნდა მიექცეს ულუფაში მინერალური ნივთიერების და ვიტამინების შემცველობას.

**ფოსფორი** - ცხოველებისათვის სასიცოცხლო და უცილებელი ელემენტია. იგი არის სტრუქტურული მასალა სხეულის ქსოვილის ასაშენებლად. მისი მონაწილეობით მიმდინარეობს 10-ზე მეტი სასიცოცხლო ფუნქცია. ასევე სტიმულატორია ყველა სასიცოცხლო უჯრედში საკვების გამოყენების დროს. ულუფაში ფოსფორის უკმარისობა იწვევს ცხოველის საერთო მდგომარეობის გაუარესებას, მადის დაქვეითებას, ძვლების დაავადებას, რაქიტს და სხვა. ქრონიკული უკმარისობის შემთხვევაში ირღვევა ნივთიერებათა ცვლა დაიწყება პროდუქტიულობის დაქვეითება. ფოსფორის უკმარისობის ლიკვიდაციისათვის საჭიროა ფოსფორის შემცველობის გადიდება მცენარეულ საკვებში, კერძოდ ნიადაგში ფოსფოროვანი სასუქების შეტანით.

ფოსფორით მდიდარი მცენარეული საკვებია სოიო, სიმინდი, ხორბალი, მთისთივა, მდელოსთივა, მწვანეიონჯა.

**კალციუმი** - ცხოველის ორგანიზმის მნიშვნელოვანი ელემენტია (მოსაშვილი 1978:62.). ორგანიზმში არსებული კალციუმის 97-99% შედის ძვლებსა და კბილების შემადგენლობაში. დიდ როლს თამაშობს სისხლის შედედებაში და კუნთოვანი ქსოვილების აღზუნებაში. მისი ნაკლებობა ახალგაზრდა ცხოველებში

იწვევს ზრდის შეჩერებას, რაქიტით დაავადებას, სისხლში ეცემა კალციუმის შემცველობა. კალციუმის უკმარისობით გამოწვეული დაავადებები შეიძლება ავიცილოთ ცხოველთა ისეთი საკვებებით როგორცაა: მთისთივა, მზესუმზირას კოპტონი, თევზის ფქვილი და სხვა. ჩვენ ქვეყანაში ცხოველთა საკვებად ჭარბადაა გამოყენებული თივა, ნამჯა, სილოსი, მწვანე მასა და ძირხვენები, ხოლო კონცენტრირებული საკვები მცირე რაოდენობითაა. აღინიშნება ფოსფორის უკმარისობა 20-25% და კალციუმის სიჭარბე 15-20%-ით.

**ვიტამინების** როლი იმდენად დიდია, რომ მათ გარეშე შეუძლებელია ცხოველის ორგანიზმის არსებობა (მოსაშვილი 1978:84.) (ხუციშვილი...1982:231). ცხოველის ორგანიზმში ვიტამინის ნაკლებობის შედეგად გამოიქვანებულ დაავადებას ავიტამინოზი ეწოდება. კაროტინი - ღვიძლში გარდაიქმნება „ა“ ვიტამინად, რომელიც აუცილებელია ყველა სახის და ასაკის ცხოველისათვის. „ა“ ვიტამინის ნაკლებობა იწვევს ლორწოვანი გარსის გადაგვარებას, ინფექციური დაავადებების ზრდის საშიშროებას, სიგამხდრეს, მამრობითი სქესის პირუტყვის სასქესო ჯირკვლების გადაგვარებას და სხვა. „ა“ ვიტამინის ნაკლებობას თავიდან ავიცილებთ, თუ ცხოველთა საკვებად გამოვიყენებთ იონჯას და სამყურას მწვანე მასას, ბალახის ფქვილს, თევზის ქონს, პრეპარატებს და სხვა.

**სუფრის მარილი** – შეიცავს 39,9% ნატრიუმს და 60,1% ქლორს. იგი აუცილებელია ყველა სახის ცხოველისათვის. სუფრის მარილით ცხოველის დაკმაყოფილება აუცილებელია იმდენად, რამდენადაც მცენარეული საკვების უდიდესი ნაწილი ღარიბია ნატრიუმითა და ქლორით, გარდა ამისა იგი აუმჯობესებს საკვების გემოს.

**წყალი**-ცხოველთა ჯანმრთელობისა და პროდუქტიულობისათვის აუცილებელი ნივთიერებაა. წყალი არის გამხსნელი მთელი რიგი ნივთიერებებისა და მნიშვნელოვან როლს ასრულებს ორგანიზმში მიმდინარე პროცესებზე (აგლაძე 1963:78) (მოსაშვილი 1978:44.). მაგალითად, 300 კგ წონის მ.რ.კ. წყლის შემცველობა არის - 61%. ხოლო ღორებში - 44%. სასმელი წყლის ტემპერატურა უნდა იყოს 8-12<sup>0</sup>-ის ფარგლებში. დასაწყურებლად საუკეთესოა გამოვიყენოთ ავტომატური სარწყურებლები, რაც აუმჯობესებს ცხოველთა პროდუქტიულობას. უხარისხო წყლით დაწყურება შეიძლება გახდეს ინფექციური დაავადებების წყარო და მიზეზი

მოწამლვისა. ზედმეტად თბილი წყალი ცუდად კლავს წყურვილს. არაა რეკომენდირებული ცხოველთა დაწყურება ნორჩ ბალახებზე ძოვების შემდეგ. წყლის ნორმები წარმოდგენილია ცხრილის სახით (მოსაშვილი 1978:44.).

ცხრილი 2. 1.

წყლის მოთხოვნილების ნორმები

ცხოველთა ჯგუფი	სულ	ნორმა ერთ სულზე (ლ)		
		მათ შორის		
		დასაწყურებლად	თბილი	შენიშვნა
მეწველი ფურები	100	65	15	ცხელი და მშრალი კლიმატის რაიონებში ნორმები უნდა გაიზარდოს 25 %-ით
უშობლები და ბულები	60	40	5	
ხბოები	20	10	2	
მოზარდი	30	25	2	
ზრდასრული ცხვრები	8	6	2	
მოზარდი	4	3	1	
კერატები	25	10	1	
მაკე ღორები	25	12	4	
მაწოვარი დედა-ღორი	60	20	4	
სარემონტო-მოზარდი	15	6	3,5	
სასუქი ღორი	15	6	4	
ზრდასრული ფრინველი	0,46	0,27	0,1	
მოზარდი	0,31	0,34	0,1	
ზრდასრული ბატი	2,5	1,5	0,2	
მოზარდი	1,8	1,3	0,2	
ზრდასრული იხვი	2,6	1,7	0,2	
მოზარდი	2,1	1,2	0,2	

პირუტყვის ცოცხალი წონის განსაზღვრა

გულმკერდის ირგვლივა	ტანის ირიბი სიგრძე															გულმკერდის ირგვლივა
	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180	185	190	195	
ცოცხალი წონა (კგ)																
125	164															125
130	130															130
135	196	203	213													135
140	216	223	231	241												140
145	232	240	250	259	268											145
150	247	256	266	277	285	296										150
155	264	274	285	295	306	317	328									155
160	282	290	301	313	324	334	347	356								160
165		310	323	339	347	358	370	381	394							165
170			342	355	368	380	396	404	417	431						170
175				374	390	403	417	429	443	457	470					175
180					414	428	443	452	471	486	500	51				180
185						449	464	478	494	508	524	540	525			185
190							492	506	522	538	555	572	585	602		190
195								531	549	566	582	600	615	633	648	195
200									580	597	614	634	649	667	684	200
205										626	644	662	680	699	717	205
210											678	699	716	736	754	210
215												734	751	773	792	215
220													782	804	825	220
225														843	863	225
230															905	230

## მეწველი ფურის ულუფა

საკვების სახეები	დღეში 10 კგ წველადობისას				დღეში 10-20 კგ-მდე წველადობისას			
	ცოცხალი მასა							
	200	300	400	500	200	300	400	500
ბაგურ პერიოდში								
უხეში	40	40	40	39	33	32	30	30
მ.შ. თივა	24	23	24	22	20	19	20	18
წვნიანი	41	42	40	43	44	43	43	40
მ.შ. სილოსი	41	42	40	43	44	40	36	36
ძირხვენეული	-	-	-	-	3	5	7	9
კონცენტრატი	19	18	20	18	20	20	20	21
სამოვრულ პერიოდში								
თივა	5	5	5	5	5	5	5	5
მწვანე ბალახი	85	85	85	85	70	70	70	70
კონცენტრატი	0-10	0-10	0-10	5-10	15-20	15-20	15-20	20-25

## მეწველი ფურის ულუფა 400 კგ. წონით

საკვების დასახელება	ულუფის სტრუქტ. %	საკვების რაოდენობა (კგ)	საკვები ერთეული (კგ)	მონელებადი პროტეინი (გ)	კალციუმი (გ)	ფოსფორი (გ)	სუფრის მარილი (გ)	კაროტინი (გ)
თივა მდელოსი	25	5,4	2,25	254	32,4	11,3	-	81
ნამჯა ხორბლის	10	4,0	0,90	40	17,6	3,1	-	22
სილოსი სიმინდის	44	20	3,96	280	30,0	10,0	0	300
ქატო ხორბლის	15	1,9	1,35	239	3,4	16,9	0	5
კოპტონი მზესუმზირის	3	0,3	0,27	119	1,0	3,0	-	-
იონჯის ფქვილი	3	0,3	0,27	40	4,3	0,9	-	78
ულუფა შეიცავს	100	-	9,0	972	88,7	45,2	-	486
ნორმით ეკუთვნის	-	-	9,0	960	60,0	40,0	60	370
სიჭარბე +	-	-		12	28,7	5,2	-	116

ცხოველთა გამოკვების მნიშვნელოვან ეტაპს წარმოადგენს ულუფის შედგენა (აგლაძე1963). ულუფის შედგენა რთული არ არის. გაანგარიშებისას გათვალისწინებული უნდა იყოს საკვები, მაგრამ საკმაოდ შრომატევადია. ულუფის შედგენისას უნდა გავითვალისწინოთ ფურის ცოცხალი მასა, დღე-ღამური მონაწველი, რძის ცხიმის პროცენტი, კვების ნორმები, რეალურად არსებული საკვები საშუალებების ყუათიანობა და რაოდენობა გარკვეული პერიოდისათვის.

ცოცხალი მასის დასადგენად საჭიროა აწონვა, მაგრამ ყოველი ფურის აწონვა შრომატევადი საქმეა, ამიტომ როცა აწონვის საშუალება არ არის, ცოცხალი მასის დადგენა შეიძლება ცხოველის ზომების მიხედვით. ამისათვის მეტრიანით ვიღებთ ორგანაზომს გულმკერდის ირგვლივ და ტანის ირიბ სიგრძეს. ამ ორი მონაცემის საფუძველზე 1.2 ცხრილის საშუალებით დავადგენთ ფურის ცოცხალ მასას. ეს მასა არის საორიენტაციო, მაგრამ მიუხედავად ამისა ასეთი სიზუსტე რეალურად საკმარისია ფურების კვების ნორმების განსაზღვრისათვის. ულუფა მ.რ.კ.-ისათვის 400 კგ მეწველი ფურისათვის აღნიშნულია ცხრილში 1.3.

როგორც აღვნიშნეთ მწვანე მასას, თივას და სილოსს განსაკუთრებული ადგილი უჭირავს ცხოველთა კვების რაციონში, ამიტომ მისი დამზადება მოითხოვს გარკვეულ შრომატევად საქმიანობას საქართველოს ისეთ რეგიონებში, სადაც განვითარებულია გლეხური ან ფერმერული მეურნეობები მეცხოველეობის დარგში. საკვების დამზადების დროს უნდა ვიცოდეთ, რომ ბალახის შემადგენლობა დამოკიდებულია უპირველეს ყოვლისა კლიმატურ პირობებზე. საქართველოში ბალახის აღების ტექნოლოგიური პროცესი შეგვიძლია დავყოთ ძირითად ზონებად: ბარის, სტეპისებური და მთის ზონა.

## 2.2. საქართველოს სამთო პირობებში მდელოს

### ბალახთა თვისებები

ყველაზე გავრცელებული ტექნოლოგიური სქემა საკვების აღებისათვის მოიცავს შემდეგ ოპერაციებს:

1. თიბვა, გადაბრუნება, ფოცხვა, აკრება.
2. თიბვა, გადაბრუნება, ფოცხვა, დაწნეხვა, პრესის შეგროვება.

ბუნებრივ სათიბებსა და სამოვრებზე მცენარეთა მრავალნაირი სახეობა იზრდება, რომლებიც სხვადასხვა ბოტანიკურ ოჯახს ეკუთვნის, სამეურნეო კვებითი და სხვა თავისებურებასთან დაკავშირებით საწარმოო პრაქტიკაში მიღებულია მათი შემდეგ ოთხ ჯგუფად დაყოფა: ა) მარცვლოვნები, მარცვლოვანთა ოჯახი, ბ) პარკოსნები, პარკოსანთა ოჯახი, გ) ისლისებრნი-შედის ორ ოჯახში-ისლისებრნი და ჭალისებრნი, დ) ნაირბალახეული - ყველა დანარჩენი ბოტანიკური ოჯახებია, მარცვლოვანების, პარკოსნების და ისლისებრის გარდა (აგლაძე1963:78) (მოსაშვილი1978:44.).

ამ ჯგუფებში გაერთიანებულ მცენარეებს აქვთ არაერთნაირი ღირსება, თუმცა საწარმო პრაქტიკაში არაიშვიათად ყველა პარკოსნებს აკუთვნებენ საკვების თვალსაზრისით უფრო ძვირფასს, მარცვლოვნებს-ნაკლებად ძვირფასს, ხოლო ისლისებრთაგან ბალახეულთ დამაკმაყოფილებელს და ცუდს. უნდა აღინიშნოს, რომ მითითებული სამეურნეო ჯგუფების ასეთი საერთო დახასიათება ფრიად მიახლოებითია. ულუფებში არის სახეობები, რომლებიც კვებითი ღირებულების მიხედვით მაღლა დგას არამარტო მარცვლოვანებზე, არამედ ზოგჯერ პარკოსნებზეც კი.

ცალკეული ოჯახის შიგნით ცალკეული საკვები მცენარის სახეობა მაღალი ღირებულებისაა, სხვები ნაკლები ღირებულებისა და მცირეღირებული, ხოლო ზოგიერთი მავნე და შხამიანიც კი. განსაკუთრებით ეს ეხება ნაირბალახოვანთა ჯგუფს, სადაც შედის მრავალი ოჯახი, რომლებიც აერთიანებენ დიდი რაოდენობის სახეობებს, განსხვავებული კვებითი ღირებულებით.

ნაირბალახეულ ჯგუფში ყველა ოჯახის (მარცვლოვანთა, პარკოსანთა და ისლისებრთა გარდა) თავმოყრა დამაკმაყოფილებლად შეიძლება ჩაითვალოს



საქართველოს გარკვეული ზონისათვის, სადაც უწოდებენ ნაირ ბალახეულს, მარცვლოვან - ნაირბალახეულ მცენარეთა ჯგუფს და ა.შ.

ამჟამად კვებითი ღირებულების თვალსაზრისით შესწავლილია 4730 სახეობის მცენარე (ანდრეევი 1982:52), ანუ დაახლოებით მთელ სახეობათა 30%. ბუნებრივ საკვებ სავარგულებზე უფრო მეტად გავრცელებულია მარცვლოვანი ბალახები, დაბლობ ადგილებში - ისლისებური, ხოლო ნაირბალახეულიდან ბალახთდგომში მნიშვნელოვან ადგილს იკავებს რთულ ყვავილოვანები და ნაცარქათამასებრნი. ამ ოჯახებიდან შესწავლილია მაგალითად: მარცვლოვანების 506, პარკოსნების 565, ისლისებრნის 192, რთულ ყვავილოვანთა 583, ნაცარქათამასებრთა 183 სახეობაა. ყველაზე მეტი რაოდენობით საკვების თვალსაზრისით, ამ ოჯახებში კარგი და დამაკმაყოფილებელი მცენარეებია: მარცვლოვანები - 90%, პარკოსნები - 92%, ისლისებრნი - 67%, რთულყვავილოვანი - 54%, ნაცარქათამისებრნი - 72%, ამასთან ერთად ამავე ოჯახებში ყველაზე მცირეა შხამიანი და მავნე ბალახების წილი.

აღნიშნული მონაცემებიდან ჩანს, რომ საკვები მცენარეების შესასწავლი სახეობების რიცხვიდან მეტი რაოდენობა ფრიადი, კარგი და დამაკმაყოფილებელი ჭამადობით მოდის მარცვლოვანთა და პარკოსანთა ოჯახებზე. მცენარეები სხვა ოჯახებიდან თავის კვების თვისებებით განსხვავდებიან დიდი სხვადასხვაობით. ზოგიერთ ოჯახში დიდი რაოდენობა სახეობისა საკვების თვალსაზრისით ძალიან ძვირფასია, რიგი ოჯახები ძვირფას საკვებ მცენარეებთან ერთად შეიცავს მავნე და შხამიანი მცენარეების დიდ პროცენტს (ჯვაროსანთა, მიტიტელასებრთა, ქოლგოსანთა). არის ისეთი ოჯახებიც, რომელშიც საკვების თვალსაზრისით ბევრი მცენარე შხამიანია და მცირე ღირებულების (ბაისებრნი, შროშანისებრნი, ძალღყურძენასებრნი).

განვიხილოთ მეტად გავრცელებული ოჯახების დახასიათება. მათგან ცალკეული სახეობებისა, რომლებსაც აქვთ კვებითი ღირებულება და სათიბების და სამოვრების მცენარეული საფარის მცენარეულობაში მნიშვნელოვანი წილი უკავიათ.

მარცვლოვანი ბალახები-ერთერთი ყველაზე გავრცელებული ოჯახთაგანია და ის შეიცავს 3500-მდე სახეობას. საქართველოში დაახლოებით მათი 500 სახეობაა. მარცვლოვანების ოჯახის წარმომადგენლებს ხშირად განსხვავებულ კლიმატურ

პირობებში დიდი ტერიტორია უკავიათ. მათი როლი ბალახოვანი მცენარეულობის და ჯგუფების შექმნაში ძალიან დიდია და 70%-ზე მეტი უჭირავთ.

შედარებით მთის ზონებში მარცვლოვანების ხვედრითი წონა თანდათან მცირდება, თუმცა ტყის ზონაში ხშირად მარცვლოვანები მნიშვნელოვან ადგილს იჭერენ.

მდინარეთა ჭალებში ზოგიერთი მარცვლოვანი ბალახი, მაგალითად, მხოხავი ჭანგა, მდელოს მელაკუდა, მდელოს თავაქასრა, ჩიტფეტვა, თეთრი ნამიკრეფია, ჭალის მდელოების საერთო ჯამში 50%-ზე ნაკლებს არ შეადგენს. ზოგ შემთხვევაში კი ერთიან მასივებს ქმნიან, რომელიც ერთი სახეობისაგან შედგება. მაგალითად: მელაკუდასაგან შედგება.

სამოვრებისა და თივის შემადგენლობის მარცვლოვანების დიდ უმრავლესობას ცხოველი კარგად ჭამს. ცუდი ჭამადობის და არაჭამადობის მარცვლოვანები მთელი რაოდენობის 10% შეადგენს, აქედან მავნე და შხამიანი 5%-ია. დანარჩენი მარცვლოვანები ეკუთვნის ფრიად, კარგ და დამაკმაყოფილებელ ჭამადებს, მარცვლოვანიდან ბევრი მათგანი შეტანილია კულტურაში.

მეზოფილური მარცვლოვანები ფართოდ არიან გავრცელებული საშუალო ტენიანობის პირობებში, ისინი ძირითადად იზრდება ტყის ზონებში მდელოებზე, მთის რაიონებში და აქვს მაღალი კვებითი ღირებულება.

მეტად გავრცელებული მეზოფილური მარცვლოვანი ბალახებია: მდელოს ტიმოთელა, უფხო შვრიელა, უფესური ჭანგა, მდელოს წივანა, წითელი მწივანა, სათითურა, მაღალი, მრავალ სათიბი და სამოვრის კოინდრები, მდელოს თავაქასრა, მდელოს მელაკუდა, მხოხავი ჭანგა, თეთრი ნამიკრეფია, ციმბირული ელიმუსი.

ჰიგროფილური მარცვლოვანები იზრდება ტენიან მდელოებზე, ჭაობებზე, მდინარე თანაპირებზე, მათი კვებითი ღირებულება შედარებით მცირეა. განსხვავებული თავისებურება არის ის, რომ ისინი მალე უხეშდებიან და ჩვეულებრივ ადრეულ ასაკში—დათავთავებამდე კარგი ჭამადობისა არიან.

ჰიგროფილური მარცვლოვანებიდან უფრო მეტად დამახასიათებელია ლერწმისებრი ჩიტფეტვა, ჩვეულებრივი ლერწამი, წივანას მაგვარი ლერწამის სალამური.

ქსეროფიტურ მარცლოვნებს აქვს ისეთივე თავისებურება, როგორც ეს აღინიშნა მათი დახასიათების დროს–მცენარე მშრალი ადგილსამყოფლისაა და იზრდება ტენის ნაკლებობის პირობებში. ქსეროფიტული მარცლოვნები-სამხრეთის ტიპური მცენარეებია. მეზოფიტურ მარცლოვნებთან შედარებით ისინი ხშირად შეიძლება დახასიათებული იქნან, როგორც მცირე ღირებულების საკვები მცენარეები, განსაკუთრებით ვეგეტაციის გვიან ფაზებში. თუმცა მათ შორისაც მცირე რაოდენობის არ არის მცენარეები მაღალი კვებითი ღირებულებით. ქსეროფიტული მარცლოვნები განვითარების ადრეულ ფაზაში გამოირჩევიან მაღალი კვებითი ღირებულებით, კარგი ჭამადობით, როგორც თივაში, ისე სამოვარზეც. ქსეროფიტული მარცლოვნები შედარებით მცირე მოსავალს იძლევა.

დავახასიათოთ მეტად გავრცელებული მარცლოვანი ბალახების სახეობები.

სამოვრის კოინდარი (ანდრეევი 1982:59) 15-65 სმ სიმაღლის მრავალწლოვანი დაბლარი მეჩხერბუჩქოვანი მარცლოვანია. ინვითარებს დიდი რაოდენობის ფესვთანაურ ფოთლებს, ყვავილები თავთავია. ცხოველი კარგად ჭამს რადგან მწვანე მასა მდიდარია ფოთლებით, აქვს მაღალი კვებითი ღირებულება. იზრდება მხოლოდ რბილი, ტენიანი კლიმატის პირობებში. სამოვრის კოინდრის ფართო გავრცელება სელს უშლის მისი სუსტი გვალვაგამძლეობა და ზამთარგამძლეობა, წყლის დიდი ხნის დატბორვას ვერ უძლებს. იგი იზრდება კარგად მდიდარი ნეშომპალიან თიხნარნიადაგებზე. ცუდად იზრდება მჟავე, მძიმე ნიადაგებზე და ქვიშიანებზე.

სათიბად გამოყენების შემთხვევაში ორგათიბვაში ჰექტარზე 40ც. თივას იძლევა დაბალახთდგარში 3-4 წელზე მეტს ვერ ძლებს.

იგი სამოვრის ძვირფასი მცენარეა, დათესვის წელსავე იძლევა მასის დიდ მოსავალს (40-50ც. მშრალი მასა ჰექტარზე). კარგად უძლებს ნიადაგის ძლიერ დატკეპვნას, ქმნის ხშირ კორდს. ხელსაყრელ პირობებში სამოვარზე კარგად დგას და ძალიან კარგად იტანს გამოვებას მრავალი წლის (25-50) განმავლობაში.

მდელოს თივაქასრა (ანდრეევი 1982:59) (უვნებელი...2005:24) (ახალაია 1981:121) 40-50სმ სიმაღლის მრავალწლოვანი დაბლარიფესურიანი მარცლოვანია. ქმნის ბევრ შემოკლებულ ვეგეტატიურ და ძალიან ცოტა გენერატიულ ყლორტებს. ნიადაგში ფესვი 1 მ. სიღრმეზე ჩადის – ყვავილებისაგველაა, სათიბად გამოყენების დროს იძლევა შედარებით არამცირე მოსავალს (25ც. ჰექტარზე), მაგრამ სამაგიეროდ,

როგორც სამოვრული მცენარე გამოირჩევა მაღალი პროდუქტიულობით და გამოვებისადმი დიდი გამძლეობით. იზრდება სხვადასხვა ბუნებრივ-კლიმატურ ზონაში, უმთავრესად ტყეებში და მთის რაიონებში. ყველაზე უკეთესად იზრდება ტენიან ადგილებზე მდინარისა და ღელეების ბარში ხანმოკლე დატბორებით. ნაკლებმომთხოვნია ნიადაგისადმი, თუმცა მჟავე ნიადაგებს ვერ იტანს. კარგად იტანს მკაცრ ზამთარს, მაღალი ყუათიანობის გამო ყველა სახის ცხოველი ჭამს. ბალახდგარში სამოვარზე ძლებს 50 წლამდე. დროული და რეგულარული გამოვება 12-15 სმ-ს სიმაღლეზე არის ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი პირობა მდელოს თივაქასრის პროდუქტიულობისა და სიცოცხლის ხანგრძლივობისა. მდელოს თივაქასრა, განსხვავდება რა კარგი პროდუქტიულობით და გამოვების ამტანიანობით კულტურული სამოვრების მოწყობის დროს წარმოადგენს ძვირფას კომპონენტს, განსაკუთრებით თეთრ სამყურასთან.

მდელოს მელაკუდა მრავალწლოვანი ფესურიან-მეჩხერბუჩქიანი მარცლოვანია 70-80 სმ. სიმაღლის, ივითარებს დიდი რაოდენობის ფესვთანურ ფოთლებს. ფესვთა სისტემა ნიადაგში აღწევს 80-100 სმ. სიღრმეზე. ყვავილეთი-ცრუ თავთავისაგველია ტიმოთელისაგან განსხვავებით ცილინდრული არ არის, არამედ თავისკენ შევიწროვებულია. მაღალი კვებითი ღირებულების გამო მდელოს მელაკუდას კარგად ჭამს პირუტყვი ჭალის მდელოზე ქმნის წმინდა ბალახთა გარს, თივის მოსავალი ჰექტარზე 20-50 ც. შეადგენს, ღეროს კარგი შეფოთვლის და ფესვთანური ფოთლები ტენიან ნიადაგზე იძლევა უხვ საკვებს. გავრცელებულია ტყის ზონაში და მთებში ცუდად იტანს გვალვას, მაგრამ კარგად იტანს დიდი ხნით დატბორვას (50 დღე) და მკაცრ ზამთარს. სათიბად გამოყენების შემთხვევაში შეიძლება 2-ჯერ გათიბვა, ჰექტარზე 30-40 ცენტნერი საერთო მოსავლით.

მხოხავი ჭანგა მაღლარი ფესურიანი მრავალწლოვანი მარცლოვანი ძლიერ განვითარებული ფესვთა სისტემის მქონე მცენარეა. მშრალზე მდელოებზე 50-80 სმ. სიმაღლეს აღწევს, ხოლო სალექქალაზე 100-120 სმ. და მეტს. სამოვარზე კარგად ჭამს მ.რ.პ. უფრო ნაკლებად ცხვარი და თხა, მაგრამ ყვავილობის შემდეგ მათი ღერო ხდება უხეში და ჭამადობა ცუდია. მხოხავი ჭანგა ყვავილობის დასრულებამდე გათიბული იძლევა კარგ, ნაზ და მაღალყუათიან თივას.

### თავი III.

## სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას მჭრელი დანების შერჩევა-დასაბუთება

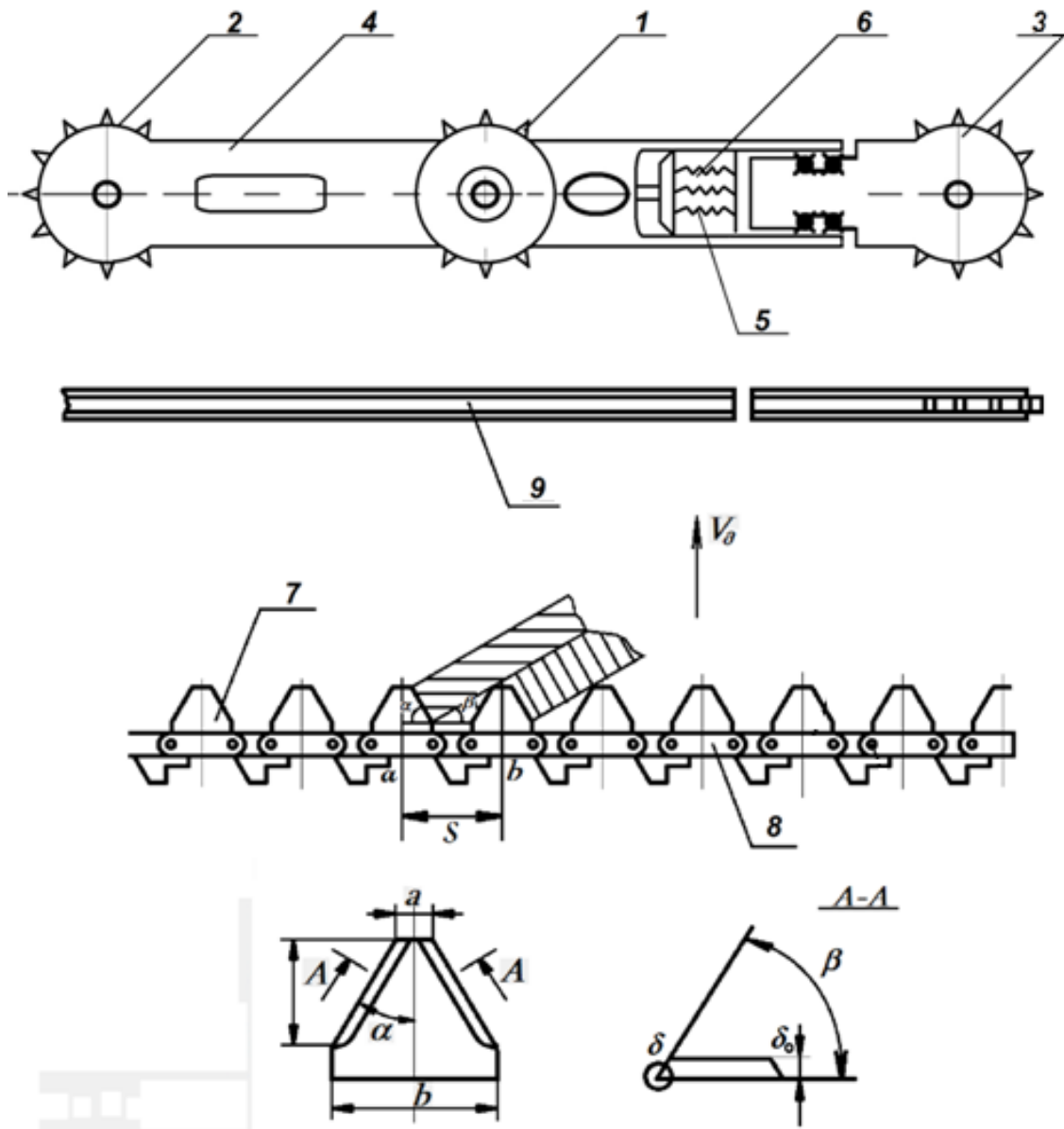
### 3.1. მჭრელი აპარატის კონსტრუქცია, დანების გეომეტრიული ფორმები და ზომები

სათიბელებში ჭრის პროცესის შესასრულებლად გამოიყენება მჭრელი აპარატი, რომელიც ერთ-ერთი საპასუხისმგებლო და მნიშვნელოვანი ნაწილია, რომელზედაც დამოკიდებულია თიბვის უშუალო სამუშაო პროცესი, ხოლო მჭრელი აპარატის კონსტრუქციულ მოქნილობაზეა დამოკიდებული ჭრის ხარისხი და სისუფთავე (მახარობლიძე...2000:52). მსოფლიო წამყვანი ფირმების მიერ წარმოდგენილი მცირე სიმძლავრის მექანიზირებულ სათიბელებში ძირითადად გამოყენებულია როტაციულად მჭრელი აპარატი, რომლის მჭრელი დანები (სეგმენტები), დამზადებულია დოლზე ან მთლიანობაში მბრუნავ აპარატს გააჩნია სამკუთხა სეგმენტისებური ფორმა (Зяблов1964:7) ასეთი ტიპის მჭრელი აპარატები დაყენებულია თანამედროვე ტიპის სასოფლო-სამეურნეო მანქანებზე და გააჩნიათ მაღალი სიჩქარით მუშაობის საშუალება, როცა მანქანა გადაადგილდება გადიდებული სიჩქარით, ხოლო მანქანის გადაადგილებასთან ერთად ბრუნვით მოძრაობას ასრულებს სეგმენტებიანი დისკო, რომელიც ბრუნავს გარკვეული სიჩქარით და ხდება ჭრის (თიბვის) უშუალო სამუშაო პროცესი.

მჭრელი აპარატების მუშაობის დროს გამოკვლევებით დადგინდა ნაკლოვანი მხარეებიც, კერძოდ ამ ტიპის აპარატებს მუშაობის დროს არ გააჩნიათ ჭრის სიჩქარის მუდმივობა, მჭრელი აპარატის მჭრელი პირი ცვალებითად დახრილია ჭრის მთელი ფაზის განმავლობაში და მჭრელი აპარატის მჭრელი პირები არათანაბრად დატვირთული (მახარობლიძე...2000:52) (Alexander ... 1991:47) (Andreas ... 2000:155)

აღნიშნული მჭრელი აპარატის გაუმჯობესების მიზნით, მცირე სიმძლავრის სათიბელებში შევირჩიეთ უსაყრდენო ჭრის ისეთი ნაირსახეობა (Шхвсабя1971:85) (Alzate...2007:409), რომელშიც მჭრელი პირები (სეგმენტები) ჭრის პროცესში ასრულებენ გადატანით სწორხაზობრივ მოძრაობას, და შედგება წამყვანი ვარსკვლავას 1, ამყოლი ვარსკვლავას 2, 3, ჩარჩოსგან 4, ჩარჩოს ბუდისაგან 6,

ჩარჩოში მოძრავი დამცავი ზამბარისაგან 5, დასმული წამყვანი 7 და ამოლი 8 სეგმენტებით (დანებით), ჯაჭვის სამუშაო არხისაგან 9 (ნახ.3.1).



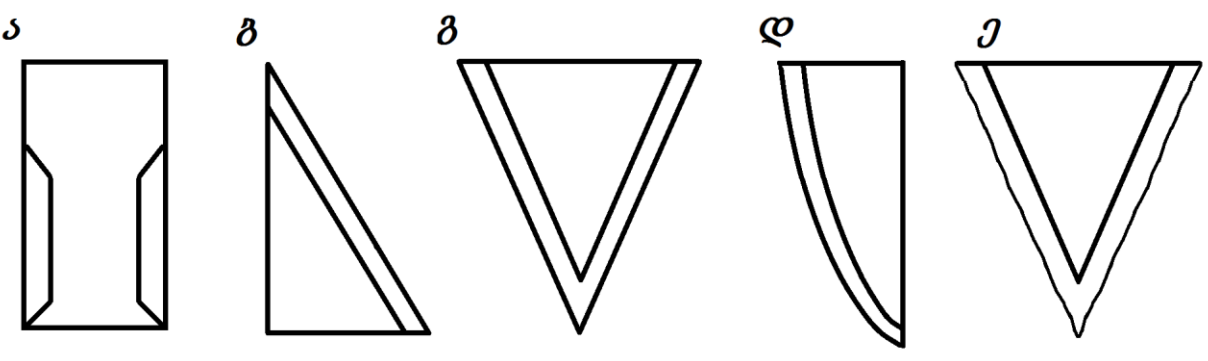
ნახ.3.1. სწორხაზობრივად მოძრავი მჭრელი აპარატი.

მოძრავი ჩარჩოს ბუდეს ბალახეული კულტურების ჩაქედვის თავიდან აცილების მიზნით უკეთდება დამცავი ჩარჩო, რომელიც გამორიცხავს მოძრაობის შეზღუდვის შესაძლებლობებს.

თიბვის სამუშაოს პროცესის ჩატარებისთვის ჭრის სისუფთავის მიზნით ლაბორატორიულად გამოვიკვლიეთ მჭრელი აპარატის ძირითადი პარამეტრები,

კერძოდ სეგმენტების ფორმები, რაოდენობა, მჭრელი აპარატის სიგრძე და მანქანის გადაადგილების სიჩქარე.

ჩამოთვლილი პარამეტრების დადგენა თეორიული მეთოდებით მიახლოებითია, ამიტომ საკითხი გადავწყვიტეთ ექსპერიმენტების ჩატარების გზით, რომლისთვისაც შევირჩიეთ სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტების ფორმები, რის საშუალებითაც ხდება თიბვის უშუალო სამუშაო პროცესი. ნიმუშისთვის შევარჩიეთ მჭრელი სეგმენტები სხვადასხვა კონსტრუქციული პარამეტრებითა და გეომეტრიული ზომებით (ნახ.3.2). მრავალი კვლევების საფუძველზე სათიბელას სეგმენტებს ამზადებენ მაღალლევირებული ფოლადებისაგან (აბუსელიძე...2012:345) . შევარჩიეთ ხუთი ვარიანტი: ა, ბ, გ, დ, ე.



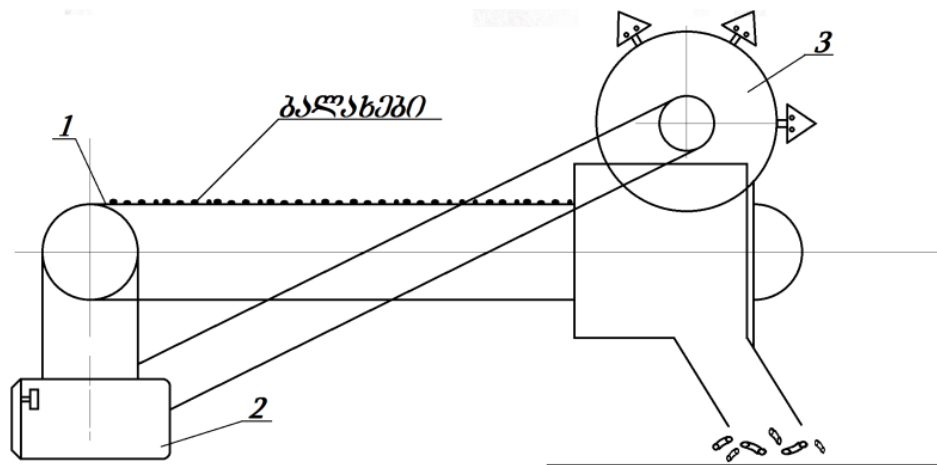
ნახ.3.2.

სეგმენტები დავამზადეთ სისქით  $\delta^0 = 0,013\text{მ}$ , სიგრძით  $h = 0,08\text{მ}$ , სიგანე ჯაჭვზე დამაგრებისათვის  $b = 0,073\text{მ}$ , ალესვის დახრის კუთხე  $\beta = 22^\circ$ , სეგმენტის მჭრელი დანის სისქე  $\delta = 0,0001\text{მ}$  (Махароблиძე1969:297).

მჭრელი აპარატი მუშაობს შემდეგი ტექნოლოგიური სქემით, კერძოდ ძრავიდან მიღებული მახრუნი მომენტი გადაეცემა ამძრავ ვარსკლავას, რომელსაც მოძრავი ჯაჭვის (დასმული სეგმენტებით) საშუალებით მოძრაობაში მოჰყავს ორი ამცოლი ვარსკლავა და კომპლექსში ხდება სამუშაო მჭრელი სეგმენტების სწორხაზობრივად გადაადგილება თიბვის სამუშაო პროცესის შესასრულებლად.

### 3.2. მჭრელი დანების ლაბორატორიულ-ექსპერიმენტალური გამოკვლევა და შედეგების თეორიული და ემპირიული განაწილება

მჭრელი დანების ექსპერიმენტალური გამოკვლევისათვის დამზადებულ სტენდზე, (ნახ.3.3) ხ.რომელსაც გააჩნია ტრანსპორტიორი 1 და მოძრაობს სწორხაზობრივად, დავამაგრეთ ერთნაირი დიამეტრის მდელოს ღეროები - 90 ცალის ოდენობით, ერთნაირი დაშორებით. ტრანსპორტიორის კედელზე დამაგრებულია დოლი ექსპერიმენტული სეგმენტების ჩასამაგრებლად 3, რომელიც აღიძვრება  $25 \text{ წმ}^{-1}$  სიხშირის მუდმივი ბრუნვის მქონე ელექტროძრავიდან 2 ღვედური გადაცემით.



ნახ.3.3. მჭრელი დანების (სეგმენტების) გამოსაცდელი სტენდი.

ექსპერიმენტალური მანქანის ჩართვის მომენტში ჩავრთეთ წამზომი და ტრანსპორტიორის მოძრაობით,  $50 \text{ წმ}$ -ის განმავლობაში მოხდა დამაგრებული ღეროების გადაჭრა, ხოლო შემდგომ მათი გადაყრა სპეციალურ ფანჯარაში. შემდეგ მოვახდინეთ მათი დათვლა. მრავალჯერადი ცდის გამეორების შემთხვევები, დაჭრილი ღეროების დათვლის შედეგები შევითანეთ დაკვირვების ჟურნალში (იხ.დანართი).

ექსპერიმენტების გზით სწრაფი და კარგი შედეგი აჩვენა „ე“ სეგმენტმა, რომელსაც გააჩნია ხერხისებური ზედაპირის ფორმა და ამის შესაბამისად მივიღეთ დაჭრილი ღეროების რაოდენობათა შემდეგი ვარიაციული რიგი: 80, 82, 79, 80, 82, 83,



81, 80, 80, 79, 78, 79, 80, 81, 78, 82, 80, 81, 79, 82, 81, 83, 80, 81, 81, 80, 81, 80, 83, 80, 80, 81, 82, 79, 80, 83, 78.

ამ მონაცემთა საფუძველზე განვსაზღვრეთ ღეროების ძირითადი სტატისტიკური მაჩასიათებლები, ამიტომ გაზომვის შედეგები დავალაგეთ ზრდადობის მიხედვით: 78, 78, 78 - 79, 79, 79, 79, 79 - 80, 80, 80, 80, 80, 80, 80, 80, 80, 80 - 81, 81, 81, 81, 81, 81, 81 - 82, 82, 82, 82 - 83, 83, 83, 83.

ვარიაციული რიგის გამოყენებით, გამოვიკვლიეთ საშუალო არითმეტიკული, კვადრატული გადახრა, ვარიაციის კოეფიციენტი, მოდა, მედინა, საშუალო და ცენტრალური მომენტები (ეზიკაშვილი1991:301) (მანია1962:86) (ოშორიძე1985:65) (ცივაძე ...1987:122).

დადგინდა ღეროს რაოდენობათა ინტერვალის შესაძლო მნიშვნელობები (Бусленко1964:362) (Барзилович1983:376).

გამოვიანგარიშეთ ფართობითი სიხშირე ფორმულით:

$$W_i = \frac{m_i}{N} \quad (3.1)$$

სადაც,  $N$  - არის ექსპერიმენტალური შედეგების საერთო რიცხვი ( $N=37$ ),

$m_i$  - კი ემპირიული სიხშირე (ექსპერიმენტის გამოვლინებათა რაოდენობა ინტერვალში).

ჩავსვით მნიშვნელობები (3.1) ფორმულაში და მონაცემები შევიტანეთ 3.1. ცხრილში.

ცხრილი 3.1.

№	X-ის მნიშვნელობათა ინტერვალი	ემპირიული სიხშირე, $m_i$	ფარდობითი სიხშირე, $W_i$	საშუალო მნიშვნელობა, $X_i$	$X'$	$X' m_i$	$(X')^2 m_i$	$(X')^3 m_i$	$(X')^4 m_i$
1	78,00-78,66	3	0,08	78,3	-2,25	-6,75	15,1	-34,1	76,8
2	79,32-80,98,	5	0,13	78,9	-1,5	-7,5	11,25	-16,8	25,3
3	79,32-80,98	12	0,32	80,1	0	0	0	0	0
4	80,98-81,64	8	0,21	81,31	1,51	12,0	18,2	27,5	41,5
5	81,64-82,40	5	0,13	82,0	2,37	11,85	28,0	66,5	157,7
6	82,40-83,00	4	0,10	82,7	3,25	13,00	42,25	137,3	446,2

$$W_{i(1)} = \frac{3}{37} = 0,08.$$

$$W_{i(2)} = \frac{5}{37} = 0,13.$$

$$W_{i(3)} = \frac{12}{37} = 0,32.$$

$$W_{i(4)} = \frac{8}{37} = 0,21.$$

$$W_{i(5)} = \frac{5}{37} = 0,13.$$

$$W_{i(6)} = \frac{4}{37} = 0,10.$$

ინტერვალებში საშუალო მნიშვნელობა (Акулич1986:318) (Вентцель1969:766)  
იანგარიშება ფორმულით:

$$X_i = \frac{X_0 + X'_i}{2} \quad (3.2)$$

სადაც,  $X_0$  - არის ინტერვალის საწყისი მნიშვნელობა, ხოლო  $X'_i$  - ინტერვალის  
საბოლოო მნიშვნელობა.

შევიტანეთ მნიშვნელობები (3.2) ფორმულაში, მივიღეთ:

$$X_{i(1)} = \frac{78,00 + 78,66}{2} = 78,3.$$

$$X_{i(2)} = \frac{78,66 + 79,32}{2} = 78,9.$$

$$X_{i(3)} = \frac{79,32 + 80,98}{2} = 80,1.$$

$$X_{i(4)} = \frac{80,98 + 81,64}{2} = 81,31.$$

$$X_{i(5)} = \frac{81,64 + 82,40}{2} = 82,0.$$

$$X_{i(6)} = \frac{82,40 + 83,00}{2} = 87,7.$$

მიღებული მნიშვნელობები შევიტანეთ (3.1) ცხრილში.

მომენტის საანგარიშოდ გამოვთვალოთ  $X'$  მნიშვნელობა ფორმულით (3.3)  
(მანია1962:204) (Акулич1986:318) (Вентцель1969:766):

$$X' = \frac{X_i - X_0}{h} \quad (3.3)$$

სადაც,  $X_i$  - არის ინტერვალში საშუალო მნიშვნელობა;

$X_0$  - ინტერვალის მაქსიმალური სიხშირის მნიშვნელობა;

$h$  - ინტერვალის ბიჯი.

ინტერვალის ბიჯი გამოითვლება ფორმულით:

$$h = \frac{X_{max} - X_{min}}{K} \quad (3.4)$$

სადაც,  $X_{max}$  - არის ინტერვალეებში მაქსიმალური სიდიდე;

$X_{min}$  - არის ინტერვალეებში მინიმალური სიდიდე;

$K$  - ინტერვალთა რიცხვი.

ინტერვალთა რიცხვი იანგარიშება ტოლობით:

$$K = 1 + 3,2 \lg N = 1 + 3,2 \lg 37 = 5,8 \approx 6.$$

მაშინ (3.4) ფორმულაში მნიშვნელობების შეტანით მივიღეთ:

$$h = \frac{83,00 - 78,00}{6} = 0,8$$

ინტერვალის მაქსიმალური სიხშირის საშუალო მნიშვნელობა:  $X_0 = 80,1$

მაშინ თითოეული ინტერვალისათვის:

$$X'_{(1)} = \frac{78,3 - 80,1}{0,8} = -2,25$$

$$X'_{(2)} = \frac{78,9 - 80,1}{0,8} = -1,5$$

$$X'_{(3)} = \frac{80,1 - 80,1}{0,8} = 0$$

$$X'_{(4)} = \frac{81,31 - 80,1}{0,8} = 1,51$$

$$X'_{(5)} = \frac{82,0 - 80,1}{0,8} = 2,37$$

$$X'_{(6)} = \frac{82,7 - 80,1}{0,8} = 3,25$$

შევიტანეთ მნიშვნელობები (3.1) ცხრილში.

ვიანგარიშეთ თითოეული ინტერვალისათვის  $X'_i m_i$  მნიშვნელობა:

$$X'_i m_{i(1)} = -2,25 \cdot 3 = -6,75$$

$$X'_i m_{i(2)} = -1,5 \cdot 5 = -7,5$$

$$X'_i m_{i(3)} = 0 \cdot 12 = 0$$

$$X'_i m_{i(4)} = 1,51 \cdot 8 = 12,0$$

$$X'_i m_{i(5)} = 2,37 \cdot 5 = 11,85$$

$$X'_i m_{i(6)} = 3,25 \cdot 3 = 9,75$$

ვიანგარიშეთ  $(X')^2 m_i$  თითოეულ ინტერვალში

$$(X')^2 m_{i(1)} = 15,1$$

$$(X')^2 m_{i(2)} = 11,25$$

$$(X')^2 m_{i(3)} = 0$$

$$(X')^2 m_{i(4)} = 18,2$$

$$(X')^2 m_{i(5)} = 28,0$$

$$(X')^2 m_{i(6)} = 42,25.$$

ვიანგარიშეთ  $(X')^3 m_i$  თითოეულ ინტერვალში

$$(X')^3 m_{i(1)} = (-2,25)^3 \cdot 3 = -34,1$$

$$(X')^3 m_{i(2)} = (-1,5)^3 \cdot 5 = -16,8$$

$$(X')^3 m_{i(3)} = 0 \cdot 12 = 0$$

$$(X')^3 m_{i(4)} = 1,51^3 \cdot 8 = 27,5$$

$$(X')^3 m_{i(5)} = 2,37^3 \cdot 5 = 66,5$$

$$(X')^3 m_{i(6)} = 3,25^3 \cdot 4 = 137,3.$$

მნიშვნელობები შევიტანეთ ცხრილში 3.1.

ვიანგარიშეთ  $(X')^4 m_i$  თითოეულ ინტერვალისათვის. კერძოდ:

$$(X')^4 m_{i(1)} = (-2,25)^4 \cdot 3 = 76,8$$

$$(X')^4 m_{i(2)} = (-1,5)^4 \cdot 5 = 25,3$$

$$(X')^4 m_{i(3)} = 0 \cdot 12 = 0$$

$$(X')^4 m_{i(4)} = 1,51^4 \cdot 8 = 41,5$$

$$(X')^4 m_{i(5)} = 2,37^4 \cdot 5 = 157,7$$

$$(X')^4 m_{i(6)} = 3,25^4 \cdot 4 = 446,2.$$

შევიტანოთ მნიშვნელობები (3.1) ცხრილში.

ცხრილი 3.1-ის საფუძველზე ავაგეთ ღეროების განაწილების მრუდები, ნახ.3.4.

საწყისი მომენტები ვიანგარიშეთ ტოლობებიდან (მანია1962:204) (ცივაძე...1987:152)

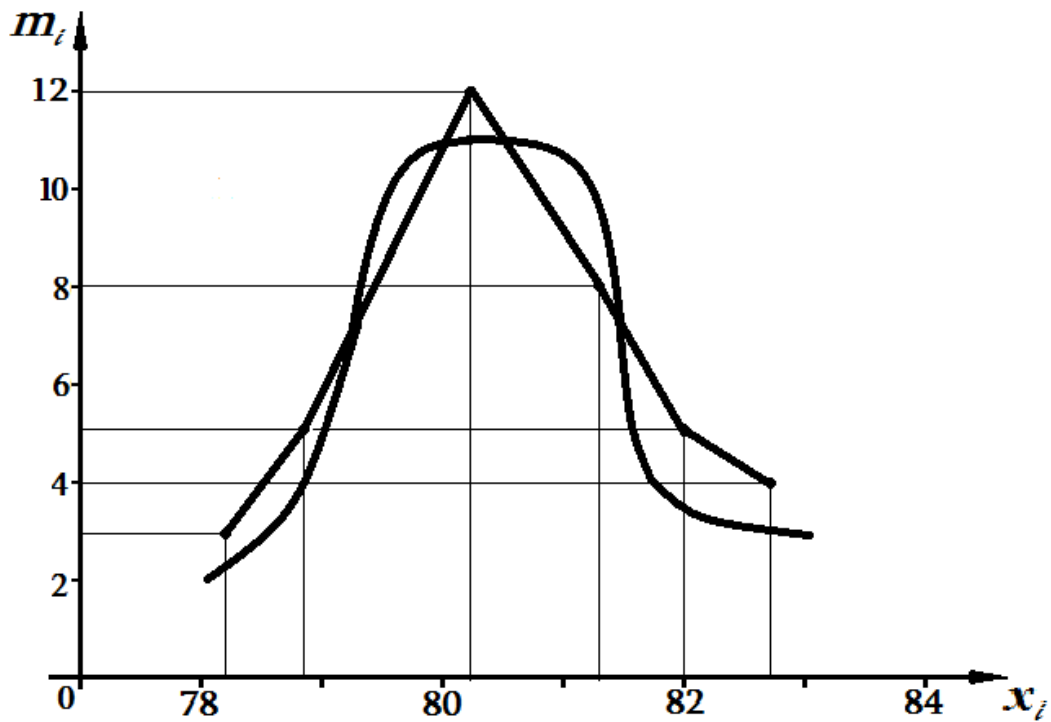
(Андружаев1985:40) (Andreaus ... 2000:155).

$$\gamma_1 = \sum_{i=1}^n X' m_i / N \quad (3.5)$$

$$\gamma_2 = \sum_{i=1}^n (X')^2 m_i / N \quad (3.6)$$

$$\gamma_3 = \sum_{i=1}^n (X')^3 m_i / N \quad (3.7)$$

$$\gamma_4 = \sum_{i=1}^n (X')^4 m_i / N \quad (3.8)$$



ნახ.3.4. ღეროების განაწილებათა მრუდები

ცხრილი 3.2-ის მნიშვნელობების საფუძველზე მივიღებთ:

$$\gamma_1 = \sum_{i=1}^6 X' m_i / N = \frac{-6,75 - 7,5 + 0 + 12,0 + 11,85 + 13}{37} = 0,6.$$

$$\gamma_2 = \sum_{i=1}^6 (X')^2 m_i / N = \frac{15,1 + 11,25 + 0 + 18,2 + 28,0 + 42,25}{37} = 2,8.$$

$$\gamma_3 = \sum_{i=1}^6 (X')^3 m_i / N = \frac{-34,1 - 16,8 + 0 + 27,5 + 66,5 + 137,3}{37} = 4,8.$$

$$\gamma_4 = \sum_{i=1}^6 (X')^4 m_i / N = \frac{76,8 + 25,3 + 41,5 + 157,7 + 446,2}{37} = 20,2.$$

ცენტრალური მომენტები იანგარიშება ტოლობით:

$$\mu_2 = \gamma_2 - \gamma_1^2 = 2,8 - 0,6^2 = 2,8 - 0,36 = 2,44.$$

$$\mu_3 = \gamma_3 - 3\gamma_2\gamma_1 + 2\gamma_1^3 = 4,8 - 3 \cdot 2,8 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,6^3 = 4,8 - 5,04 + 2 \cdot 0,216 = 0,192.$$

$$\begin{aligned} \mu_4 &= \gamma_4 - 4\gamma_3\gamma_1 + 6\gamma_2\gamma_1^2 - 3\gamma_1^4 = 20,2 - 4 \cdot 4,8 \cdot 0,6 + 6 \cdot 2,8 \cdot 0,6^2 - 3 \cdot 0,6^4 = \\ &= 20,2 - 11,52 + 6,048 - 0,3888 = 14,3. \end{aligned}$$

ვიანგარიშეთ ღეროების განაწილების სტატისტიკური მახასიათებლები შემდეგი თანმიმდევრობით:

საშუალო არითმეტიკული:

$$\bar{X} = X_0 + V_1 h = 80,1 + 0,8 \cdot 0,02 = 80,1$$

საშუალო კვადრატული გადახრა:

$$\delta = h\sqrt{\mu_2} = 0,8 \sqrt{2,4} = 0,8 \cdot 1,5 = 1,2.$$

ასიმეტრიის მაჩვენებელი:

$$A = \frac{\mu_3}{\sqrt{\mu_2^3}} = \frac{0,192}{\sqrt{2,4^3}} = \frac{0,192}{3,71} = 0,05.$$

ექსცესის მაჩვენებელი ტოლობით:

$$E = \frac{\mu_4}{\mu_2^2} - 3 = \frac{14,3}{2,44^2} - 3 = \frac{14,3}{5,95} - 3 = -0,5.$$

ვარიაციის კოეფიციენტი ფორმულით:

$$V = \frac{\delta}{\bar{X}} \cdot 100 = \frac{1,2}{80,1} \cdot 100 = 1,4\%.$$

საშუალო მნიშვნელობების საშუალო ცდომილება ტოლობით:

$$\delta_{\bar{X}} = \frac{\delta}{\sqrt{N}} = \frac{1,2}{\sqrt{37}} = \frac{1,2}{6,08} = 0,197.$$

საშუალო მნიშვნელობის გამოკვლევის სიზუსტე კი ტოლობით:

$$\varepsilon = \frac{\delta_{\bar{X}} \cdot 100}{\bar{X}} = \frac{0,197 \cdot 100}{80,1} = 0,2\%.$$

სიზუსტის მაჩვენებლები მიუთითებს შედეგების საიმედოობის, რადგან გამოკვლევის შედეგების საიმედოობა საკმარისია და არ აღემატება 0,05 (5%). ამ შემთხვევაში  $\varepsilon = 0,2\%$ . საიმედოობა უზრუნველყოფილია საკმარისი სიზუსტით.

განსაზღვრული იქნა ღეროების ემპირიული განაწილება ნორმალური განაწილების კანონის შესაბამისად (მანია1962:204). ალბათობის სიმკვრივის ფორმულაში ჩავსვით შესაბამისი სიდიდეები, რამაც საშუალება მოგვცა მიგველო ღეროების ჭრის განაწილების თეორიული კანონის განტოლება ფორმულით (ცივაძე...1987:152) (Андрюжаев1985:40) (Andreaus ... 2000:155):

$$Y = \frac{1}{\delta^2 \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X-\bar{X})^2}{2\delta^2}} = \frac{1}{1,2^2 \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X-80,1)^2}{2 \cdot 1,2^2}}$$

შემოვიტანეთ აღნიშვნა:

$$Y = \frac{Z_t}{\delta} \quad \text{და} \quad t = \frac{X-\bar{X}}{\delta}.$$

ამის საფუძველზე მივიღეთ

$$Z_t = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}}$$

ჭრის თეორიული სიხშირე იანგარიშება ტოლობით:

$$m_x = \frac{N \cdot h}{\delta} \cdot Z_t. \quad (3.9)$$

ხოლო

$$Z_t = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}}. \quad (3.10)$$

სადაც

$$t = \frac{X_i - \bar{X}}{\delta}. \quad (3.11)$$

სადაც,  $X_i$  - არის ინტერვალში საშუალო მნიშვნელობა;

$\bar{X}$  - საშუალო არითმეტიკული.

შევიტანეთ მნიშვნელობები და თითოეული ინტერვალისათვის მივიღეთ:

$$t_1 = \frac{X_{i(1)} - \bar{X}}{\delta} = \frac{78,3 - 80,1}{1,2} = -1,5$$

$$t_2 = \frac{X_{i(2)} - \bar{X}}{\delta} = \frac{78,9 - 80,1}{1,2} = -1,0$$

$$t_3 = \frac{X_{i(3)} - \bar{X}}{\delta} = \frac{80,1 - 80,1}{1,2} = 0$$

$$t_4 = \frac{X_{i(4)} - \bar{X}}{\delta} = \frac{81,31 - 80,1}{1,2} = 1,0$$

$$t_5 = \frac{X_{i(5)} - \bar{X}}{\delta} = \frac{82 - 80,1}{1,2} = 1,5.$$

$$t_6 = \frac{X_{i(6)} - \bar{X}}{\delta} = \frac{82,7 - 80,1}{1,2} = 2,1$$

შევიტანოთ მონაცემები (3.2) ცხრილში.

$$Z_{t_1} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t_1^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(-1,5)^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} e^{-1,1} = \frac{1}{\sqrt{6,25}} e^{-1,1} = 0,4 e^{-1,1} = 0,1379.$$

$$Z_{t_2} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t_2^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(-1)^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{6,25}} e^{-\frac{1}{2}} = 0,4e^{-0,5} = 0,243.$$

$$Z_{t_3} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t_3^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{0^2}{2}} = 0,4e^0 = 0,4.$$

$$Z_{t_4} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t_4^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{6,25}} e^{-\frac{1}{2}} = 0,4e^{-0,5} = 0,243.$$

$$Z_{t_5} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t_5^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1,5^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} e^{-1,1} = \frac{1}{\sqrt{6,25}} e^{-1,1} = 0,4 e^{-1,1} = 0,1379.$$

$$Z_{t_6} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t_6^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{2,1^2}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} e^{-2,2} = \frac{1}{\sqrt{6,25}} e^{-2,2} = 0,4 e^{-2,2} = 0,0449.$$

ცხრილი 3.2.

№	$\bar{X}$ -ის მნიშვნელობა	ინტერვალის საშუალო მნიშვნელობა $X_i$	ემპირიული სიხშირე, $m_i$	$t = \frac{X_i - \bar{X}}{\delta} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}}$	თეორიული სიხშირე $m_x$	
1	78,00 - 78,66	78,3	3	-1,5	0,1379	3,37
2	78,66 - 79,32	78,9	5	-1	0,243	5,9
3	79,32 - 80,98	80,1	12	0	0,4	9,8
4	80,98 - 81,64	81,3	8	1,0	0,243	5,97
5	81,64 - 82,40	82,0	5	1,5	0,1379	3,39
6	82,40 - 83,00	82,7	4	2,1	0,0449	1,104

თეორიული სიხშირის საანგარიშოდ (3.9) ფორმულაში შევიტანოთ მნიშვნელობები და თითოეული ინტერვალისათვის მივიღებთ შემდეგ მნიშვნელობებს:

$$m_{x1} = \frac{N \cdot h}{\delta} \cdot Z_1 = \frac{37 \cdot 0,8}{1,2} \cdot 0,137 = 24,6 \cdot 0,137 = 3,37.$$

$$m_{x2} = \frac{N \cdot h}{\delta} \cdot Z_2 = \frac{37 \cdot 0,8}{1,2} \cdot 0,243 = 5,9.$$

$$m_{x3} = \frac{N \cdot h}{\delta} \cdot Z_3 = \frac{37 \cdot 0,8}{1,2} \cdot 0,4 = 9,8.$$

$$m_{x4} = \frac{N \cdot h}{\delta} \cdot Z_4 = \frac{37 \cdot 0,8}{1,2} \cdot 0,243 = 5,97.$$



$$m_{x5} = \frac{N \cdot h}{\delta} \cdot Z_5 = \frac{37 \cdot 0,8}{1,2} \cdot 0,1379 = 3,39.$$

$$m_{x6} = \frac{N \cdot h}{\delta} \cdot Z_6 = \frac{37 \cdot 0,8}{1,2} \cdot 0,0449 = 1,104.$$

ღეროების მედიანების მნიშვნელობა (ცივაძე...1987:152) (Андружаев1985:40) (Andreas ... 2000:155). იანგარიშება ტოლობით:

$$M_s = L + \frac{h \left( \sum_{i=1}^k \frac{m_i}{2} - W_{\Phi} \right)}{M_{me}} \quad (3.12)$$

სადაც,  $L$  - არის მედიანური ინტერვალის დასაწყისი ( $L = 80,1$ ).

$M_{me}$  - არის სიხშირე, რომელიც იმყოფება მედიანურ ინტერვალში ( $M_{me} = 9$ ),

$W_{\Phi}$  - დაგროვილი ფარდობითი სიხშირეა, როცა  $W_{\Phi} \leq \frac{37}{2} = 18$ . შევიტანეთ

მნიშვნელობები (3.12) ფორმულაში და მივიღეთ:

$$\sum_{i=1}^6 \frac{m_i}{2} = \frac{3 + 5 + 12 + 8 + 5 + 4}{2} = 18,5.$$

$$M_s = 80,1 + \frac{0,8 \cdot (18,5 - 18)}{9} = 80,14.$$

მოდალური ჭრა ვიანგარიშეთ ფორმულით:

$$M_0 = \bar{X} + 3(M_s - \bar{X})$$

$$M_0 = 80,1 + 3(80,14 - 80,1) = 80,22.$$

ვიანგარიშეთ განაწილების თეორიული და ემპირიული (Львовский1982:224) მრუდების შეთანხმება კოლმოგოროვის კრიტერიუმით (კრიტერიუმი  $P(h)$ ). ვიანგარიშეთ დაგროვილი ფარდობითი სიხშირეების მნიშვნელობები ყველა ინტერვალისათვის:

$$W_{\Phi 1} = 0,08$$

$$W_{\Phi 2} = 0,08 + 0,13 = 0,21$$

$$W_{\Phi 3} = 0,21 + 0,32 = 0,53$$

$$W_{\Phi 4} = 0,53 + 0,21 = 0,74$$

$$W_{\Phi 5} = 0,74 + 0,13 = 0,87$$

$$W_{\Phi 6} = 0,87 + 0,10 = 0,97.$$

მნიშვნელობები შევიტანოთ ცხრილში 3.3.

განვსაზღვრეთ განაწილების ინტეგრალური ფუნქცია ფორმულით:

$$F_{\varphi}(X) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2}\phi(t) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2}\phi\left(\frac{X_i - \bar{X}}{\delta}\right) \quad (3.13)$$

$$\phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (3.14)$$

ეს მნიშვნელობა იანგარიშება ლაპლასის ფუნქციის მიხედვით (მანია1962:204)

$$\phi(t)_1 = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} \int_0^{-1,5} e^{-\frac{(-1,5)^2}{2}} dt = -0,8726.$$

$$\phi(t)_2 = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} \int_0^{-1} e^{-\frac{(-1)^2}{2}} dt = -0,7523.$$

$$\phi(t)_3 = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} \int_0^0 e^{-\frac{0^2}{2}} dt = 0,050.$$

$$\phi(t)_4 = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} \int_0^1 e^{-\frac{1^2}{2}} dt = 0,7523.$$

$$\phi(t)_5 = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} \int_0^{1,5} e^{-\frac{1,5^2}{2}} dt = 0,826.$$

$$\phi(t)_6 = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 3,14}} \int_0^{2,1} e^{-\frac{2,1^2}{2}} dt = 0,9654.$$

შევიტანეთ მნიშვნელობები ცხრილში 3.3. და ვიანგარიშეთ  $\frac{1}{2}\phi(t)$  და

თითოეული ინტერვალისათვის, მივიღეთ:

$$\frac{1}{2}\phi(t)_1 = \frac{-0,8726}{2} = -0,4363;$$

$$\frac{1}{2}\phi(t)_2 = \frac{-0,7523}{2} = -0,37615;$$

$$\frac{1}{2}\phi(t)_3 = \frac{0,050}{2} = 0,025;$$

$$\frac{1}{2}\phi(t)_4 = \frac{0,7523}{2} = 0,37615;$$

$$\frac{1}{2}\phi(t)_5 = \frac{0,8726}{2} = 0,4363;$$

$$\frac{1}{2}\phi(t)_6 = \frac{0,9654}{2} = 0,4827.$$

შევიტანეთ მნიშვნელობები ცხრილში 3.3 და ვიანგარიშეთ  $F_{\varphi}(X)$ -ის მნიშვნელობები თითოეულ ინტერვალზე:

$$F_{\varphi}(X) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2}\phi(t)$$

$$F_{\Phi}(X)_1 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot (-0,8726) = 0,0637$$

$$F_{\Phi}(X)_2 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot (-0,7523) = 0,1238$$

$$F_{\Phi}(X)_3 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0,050 = 0,525$$

$$F_{\Phi}(X)_4 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0,7523 = 0,87615$$

$$F_{\Phi}(X)_5 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0,823 = 0,9115$$

$$F_{\Phi}(X)_6 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0,9654 = 0,9827.$$

ვიანგარიშეთ განაწილების ინტეგრალური ფუნქციიდან, დაგროვილი ფარდობითი სიხშირიდან მაქსიმალური გადახრა  $D_{max}$ , ხოლო გადახრა  $D$  თითოეული ინტერვალისათვის მივიღეთ:

$$D_1 = W_{\Phi 1} - F_{\Phi}(X)_1 = 0,08 - 0,0637 = 0,01.$$

$$D_2 = W_{\Phi 2} - F_{\Phi}(X)_2 = 0,21 - 0,1238 = 0,08.$$

$$D_3 = W_{\Phi 3} - F_{\Phi}(X)_3 = 0,53 - 0,525 = 0,005.$$

$$D_4 = W_{\Phi 4} - F_{\Phi}(X)_4 = 0,74 - 0,87615 = -0,13651.$$

$$D_5 = W_{\Phi 5} - F_{\Phi}(X)_5 = 0,87 - 0,9115 = -0,0415.$$

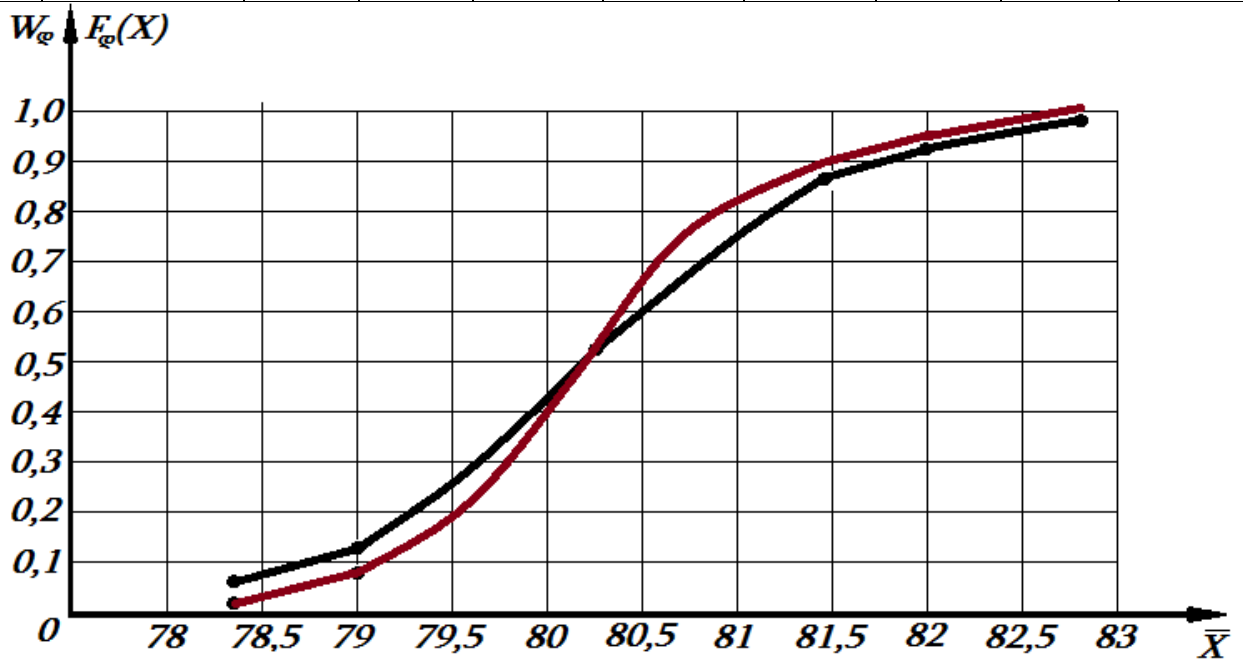
$$D_6 = W_{\Phi 6} - F_{\Phi}(X)_6 = 0,97 - 0,9827 = -0,0127.$$

შევიტანეთ მნიშვნელობები ცხრილში და ავაგეთ ფუნქციის დამოკიდებულების გრაფიკის ნახაზი (ნახ.3.5.).

ცხრილი 3.3

№	X-ის მნიშვნელობათა ინტერვალი	ინტერვალის საშუალო მნიშვნელობა, $X_i$	ფარდობითი სიხშირე, $W_i$	დაგროვილი ფარდობითი სიხშირე, $W_{\Phi}$	$t = \frac{X_i - \bar{X}}{\delta}$	$\phi(t)$	$\frac{1}{2}\phi(t)$	$D_{\Phi} = W_{\Phi} - F_{\Phi}(X)_i$	
1	78,00 - 78,66	78,3	0,08	0,08	-1,5	-0,8726	-0,4363	0,0637	0,01
2	78,66 - 79,32	78,9	0,13	0,21	-1	-0,7523	-0,3762	0,1238	0,08
3	79,32 - 80,98	80,1	0,32	0,53	0	0,050	0,025	0,525	0,005
4	80,98 - 81,64	81,3	0,21	0,74	1,0	0,7523	0,37615	0,8762	-0,1365

5	81,64 – 82,40	82,0	0,13	0,87	1,5	0,8723	0,4115	0,9115	-0,0415
6	82,40 – 83,00	82,7	0,10	0,97	2,1	0,9654	0,4827	0,9827	-0,0127



ნახ. 3.5. განაწილების თეორიული და ემპირიული მრუდები.

ნანაფფფ

განვიხილეთ გადახრათა მნიშვნელობები და დავინახეთ, რომ ყველაზე მეტი გადახრის მნიშვნელობა ტოლია  $D_{max} = 0,13651$ , მაშინ კოლმოგოროვის კრიტერიუმის თანახმად (Андружаев1985:40) (Hofmann2009:42) (Khrennikov2009:32) (Kolmogorov 1950:51) (Kolmogorov...1965:12).

$$\lambda = D_{max} \sqrt{N} = D_{max} \sqrt{37} = 0,13651 \cdot 6,1 = 0,8327.$$

კოლმოგოროვის ცხრილის მიხედვით კი  $\lambda = 0,8327$ , სიდიდეს შეესაბამება ალბათობა  $\lambda \approx 0,8$ , ანუ  $P(\lambda) = 1,0 = 100\%$ .

ამით შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ ემპირიული განაწილება ეთანხმება თეორიულ განაწილებას. ჩატარებული სამუშაოს შემდეგ დადგენილია მჭრელი სამუშაო სეგმენტის სისქე  $\delta_0 = 0,013\text{მ}$ , სეგმენტის სიმაღლე  $h = 0,08\text{მ}$ , სიგანე  $b = 0,073\text{მ}$ , ალესვის კუთხე  $\beta = 22^\circ$ , სეგმენტის დანის სისქე  $\delta = 0,0001\text{მ}$ .

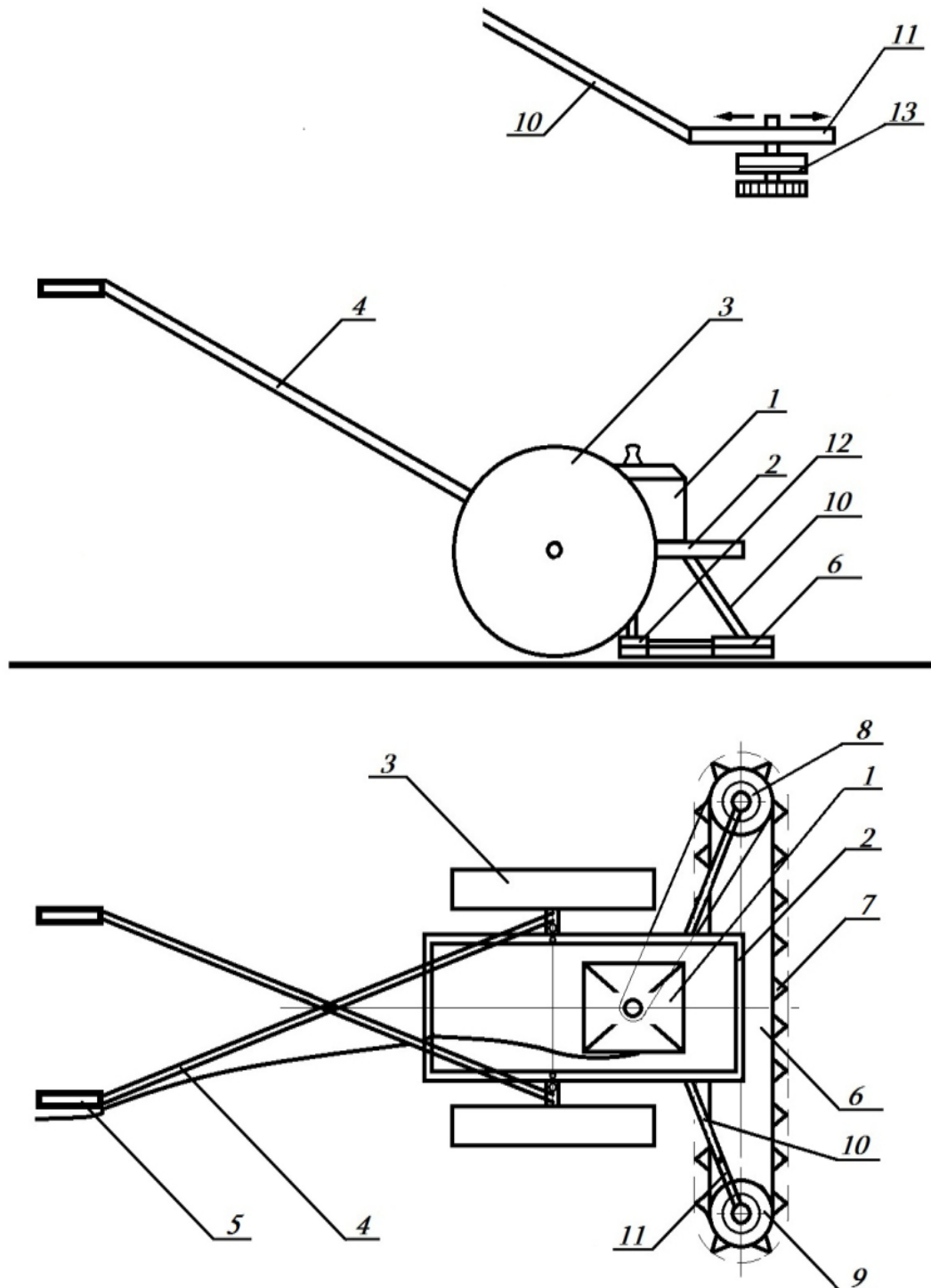
### 3.3. სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას კონსტრუქცია და მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესი

სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელა შესდგება შემდეგი ნაწილებისაგან: ძრავასაგან 1, ჩარჩოსაგან 2, რომელზედაც დამაგრებულია ძრავა, გადასაადგილებელი თვლებისაგან 3, სამართი სახელურებისაგან 4, სახელურის სამართი მიწყობილობისაგან 5, მჭრელი აპარატისაგან 6, მჭრელი სეგმენტებისაგან 7, ამძრავი ვარსკვლავისებრი დისკოსაგან 8, ამჟღავნებელი ვარსკვლავისებრი დისკოსაგან 9, სამაგრი შტანგებისაგან 10, შტანგებზე დამაგრებული ვარსკვლავის დაჭიმვის ან მიშვებისათვის მარეგულირებელი ხვრეტებისაგან 11 და ამძრავი ქუროსაგან 12 (ნახ.3.6.).

სათიბელა მუშაობს შემდეგი ტექნოლოგიური სქემით: ძრავიდან 1 მაბრუნე მომენტი გადაეცემა ამძრავ ქუროს 12, რომლის დანაც ღვედური გადაცემით მოძრაობას გადასცემს ვარსკვლავს აძვრისთვის საჭირო ქუროს 13 და აღიძვრება წამყვანი ვარსკვლავიანი დისკო 8, ხოლო სეგმენტებიანი ჯაჭვის საშუალებით აღიძვრება ამჟღავნებელი ვარსკვლავებიანი დისკო, რომლის საშუალებითაც სეგმენტები გადაადგილდება სწორხაზობრივად და ასრულებს გადატანით ბრუნვით მოძრაობებს. ჯაჭვის რეგულირებისათვის უძრავ შტანგებზე დამაგრებულია მარეგულირებელი ხვრეტები 11, ღვედისა და ჯაჭვის რეგულირებისათვის. მანქანა გადაადგილდება ოპერატორის მიერ საბურავების (თვლების) 3 საშუალებით, ხოლო ჭრის სიმაღლე რეგულირდება სახელურების აწევით და დაწევით, ნიადაგის კოპირების შესაბამისად. მჭრელი აპარატის სამაგრი შტანგებზე მოთიბული მასის ღვარეულებად დაწყობისათვის გამოიყენება თხელკედლიანი ლითონის ფურცელი, რადგან მოთიბული მასა არ გაიფანტოს და მანქანის გადაადგილებას არ შეექმნას დაბრკოლებები.

სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელა გამოიყენება მცირე კონტურიან ნაკვეთებში მსხვილფეხა რქოსანი პირუტყვის მწვანე მასის

დამზადებისათვის, აგრეთვე ბაღჩეული კულტურების ნაკვეთებში რიგთაშორის ცელვის სამუშაოების ჩატარებისათვის და სხვა.



ნახ.3.6.

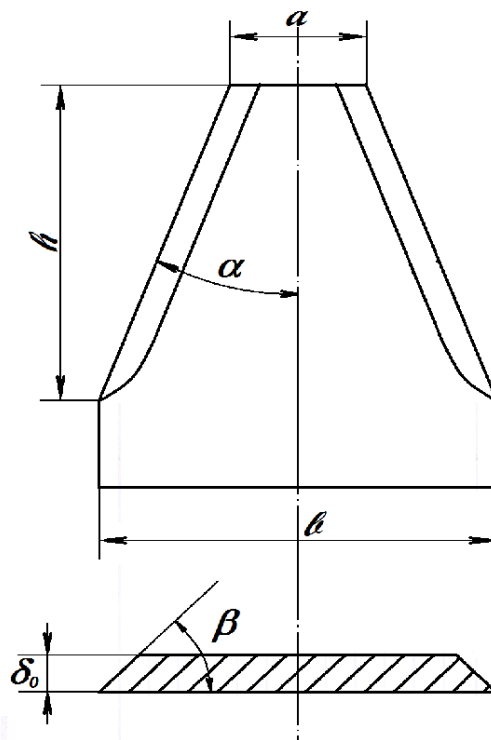
სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელა.

თავი IV.

სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატის მჭრელი დანის ღეროსთან ურთიერთზემოქმედების ანალიზი

#### 4.1. ღეროს ჭრზე მოქმედი ფაქტორების დახასიათება

ბალახეული კულტურების ღეროს ჭრა განისაზღვრება მრავალი ფაქტორებით, რომელიც უშუალოდ კავშირშია მასალის (ღეროს) შემადგენლობასა და გეომეტრიულ ზომებზე. ამიტომ ტექნოლოგიური პროცესის ძირითადი მოთხოვნაა მანქანის მუშაობის შეფასების კრიტერიუმების დაკმაყოფილება, როგორცაა საიმედოობა, ენერგოტევადობა, სწრაფი და ხარისხიანი თიბვის სამუშაო პროცესის წარმოება. წამ პროცესების დასაკმაყოფილებლად და თიბვის ხარისხიანი სამუშაოს ჩასატარებლად საჭიროა მჭრელი აპარატის მჭრელი სეგმენტის მუშაობის ეფექტურობა, რომელიც განისაზღვრება შემდეგი ფაქტორებით: ჭრის სიჩქარე, სეგმენტის ალესვის კუთხე ( $\beta$ ), სეგმენტის დახრის კუთხე ( $\alpha$ ), სეგმენტის დანის სისქე ( $\delta$ ), სეგმენტის სისქე ( $\delta_0$ ).



ნახ. 4.1.

### სეგმენტის ძირითადი პარამეტრები.

ჭრის სიჩქარე განიხილება, როგორც დანის სიჩქარე ღეროს ჭრის პროცესში მისი ჭრის მიმართულებით, რაზეც დამოკიდებულია უშუალოდ მანქანის მწარმოებლობა და ჭრის ენერგოტევადობა, აგრეთვე მანქანის ტექნიკურ-ეკონომიკური შეფასება (ციკოლია1995:52).

მრავალი კვლევებით (აბუსელიძე...2012:345) (Вантцель1972:551) დადგენილია, რომ ჭრის სიჩქარის გადიდებით შეიძლება შემცირდეს ჭრის ენერგოტევადობა და შემცირებით კი პირიქით, ენერგოტევადობის გადიდება. ამის საფუძვლოვანი შესწავლა, უნდა აღინიშნოს, რომ დღემდე ღიაა, მაგრამ შეიძლება ითქვას, რომ ჭრის სიჩქარის გაზრდით იზრდება ჭრის სისუფთავის პროცესი.

სეგმენტის ალესვის კუთხე  $\beta$  - (ნახ.4.1.) დასაბუთებულია მრავალ ნაშრომებში და განისაზღვრება შემდეგი დამოკიდებულებით (Вантцель1972:551) (Желиговский1940:27):

$$P = Kb(1 + f^2 + 2f \tan \beta) \frac{\beta^2}{2} \sin \beta \quad (4.1)$$

კრიტიკული ძალის დამოკიდებულება ( $P_{კრ}$ ) ალესვის კუთხესთან გამოითვლება ფორმულით (Мельников1973:40) (Махароблиძე1969:297):

$$P_{კრ} = P_{კრ} + \cot \beta \quad (4.2)$$

დანის დახრის კუთხის გადიდებით მცირდება ჭრის ძალა (Резник1966:151) (Резник1972:311), მაგრამ მეტი დახრილობის შემთხვევაში ჭრა შეიძლება გაუარესდეს და მოხდეს გადასაჭრელი ღეროების ასხლეტა და წინ გადახრა, ხოლო დანის სისქეზეა დამოკიდებული ( $\delta$ ) დანის მოქმედება ღეროზე, რაც იგი ჭრის სისუფთავეზე გარკვეულ ზეგავლენას ახდენს. 14მ/წმ სიჩქარით ჭრის შემთხვევაში ჭრა  $A$  განისაზღვრება შემდეგი ფაქტორით (Резник1966:151) (Резник1972:311)  $A = K\sqrt{\delta}$ .

სადაც,  $K$  - კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია მასალის შემადგენლობაზე.

თანამედროვე მანქანებში მრავალი ექსპერიმენტული კვლევების (Резник1972:311) (современные...1995:20) საფუძველზე სეგმენტის სისქედ მიღებულია  $\delta_0 = 3$  მმ.



## 4.2. ჭრის დროს სეგმენტზე მოქმედი ძალები

ჭრის პროცესში განსაკუთრებული ყურადღება ენიჭება წინააღმდეგობის ძალებს, რომელიც პირდაპირ დამოკიდებულებაშია მასალის ფიზიკურ-მექანიკურ თვისებებზე. ამ ძალების განხილვის გარეშე შეუძლებელია შესწავლილი იქნას ჭრის პროცესი, აგრეთვე ენერგეტიკული და ოპტიმალური ძალური რეჟიმების განსაზღვრა (Резник1966:151) (Резник1972:311) (современные...1995:20).

ღეროს შემადგენლობა განისაზღვრება დრეკადობით, სიბლანტით და მდგრადობით. ხოლო ჭრის დროს ღერო დეფორმაციას განიცდის, როცა დანა შედის შეხებაში  $\delta$  წერტილში (ნახ.4.2) და ამ დროს ხდება ღეროს გადახრა, რომელიც დამოკიდებულია თვით ღეროს ნაირსახეობაზე. ღეროს ძირითადი ფაქტორებია: საწყისი და საბოლოო დრეკადობა -  $E_1$ ,  $E_2$  და სიბლანტე  $Z$ . ისინი ერთმანეთთან დაკავშირებულია განტოლებით:

$$\frac{\eta}{E_1} \cdot \frac{d\delta}{dt} + \left(1 + \frac{E_2}{E_1}\right) \delta = E_2 \varepsilon + \eta \frac{dz}{dt} . \quad (4.3)$$

სადაც,  $\delta$  - დამაბულობა;

$t$  - დატვირთვის დრო;

$\varepsilon$  - დეფორმაცია.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{v}{\ell} \quad (4.4)$$

სადაც,  $v$  - ღეროს დეფორმაციის სიჩქარე;

$\ell$  - დეფორმაციის საწყისი სიგრძე.

მაშინ

$$\frac{\eta v}{E_1 \ell} \cdot \frac{d\delta}{d\varepsilon} + \left(1 + \frac{E_2}{E_1}\right) \delta = E_2 \varepsilon + \frac{\eta v}{\ell} . \quad (4.5)$$

თუ  $\varepsilon = 0$  და  $\delta = 0$ , ამ შემთხვევაში მივიღებთ დამოკიდებულებას [47]:

$$\delta = \frac{E_1}{E_1 + E_2} \left[ E_2 \varepsilon + \eta \frac{v}{\ell} \left( \frac{E_1}{E_1 + E_2} - 1 \right) \left( \exp \left( - \frac{E_1 + E_2}{\eta v} \right) - 1 \right) \right] \quad (4.6)$$

მასალის გაყოფა (გაჭრა) ორ ნაწილად დანის მოქმედებით წარმოადგენს შეხებას ბოლო ჭრის პროცესამდე, რომლის დროსაც დანა მოქმედებს ღეროზე და ღერო თავის მხრივ წარმოშობს წინააღმდეგობის ძალებს, ხოლო დანის შემდგომი ზემოქმედების დაძლევის შემდეგ სრულდება უშუალოდ ჭრის პროცესი (Драздов1961:143) (Резник1966:151).

დანის ღეროზე ზემოქმედების აღწერისათვის გამოვიყენეთ მართკუთხა სამგანზომილებიანი სისტემა  $OXYZ$ .  $OXYZ$  ღერძზე (ნახ.4.2.) გამოვსახეთ ღეროს ცილინდრული დიამეტრის ფორმა  $d$ , რომლის სიდიდე ავღნიშნეთ  $dy$ , რომელიც განთავსებულია  $OX$  ღერძის მიმართ. დანის სიჩქარე  $V$ -არის ჭრის ბოლომდე მუდმივი (Крагелский1955:196) (Листопад1982) და ღეროს გადახრა ამ შემთხვევისათვის ყველა მიმართულებით გამოისახება (4.5) ფორმულით.

დანაზე მოქმედებს შემდეგი ძალები: მასალის წინააღმდეგობის  $P_1$ - ძალა, რომლის მიმართულებაა  $OX$  ღერძის გასწვრივ, ჭრის ზონაში  $P_2$  - ღეროს დეფორმაციის წინააღმდეგობის ძალაა,  $\varphi_2$  - ხახუნის კუთხე,  $P_3$ - დანის ძირში მოქმედი ხახუნის წინააღმდეგობის ძალა დახრის  $\varphi_3$  კუთხით და ნორმალთ  $P_3$ . ძალისა და ღეროს დეფორმაციის წინააღმდეგობის ძალებს შორის არსებობს შემდეგი დამოკიდებულება:

$$P_3 = P_2 \frac{\cos(\varphi_2 + \beta')}{\cos \varphi_3}. \quad (4.7)$$

სადაც,  $\beta'$  - არის ალესვის კუთხის პროექცია და გამოითვლება ტოლობით:

$$\beta' = \text{arcctg}(\tan \beta \cos \alpha)$$

სადაც,  $\beta$  - არის სეგმენტის ალესვის კუთხე;

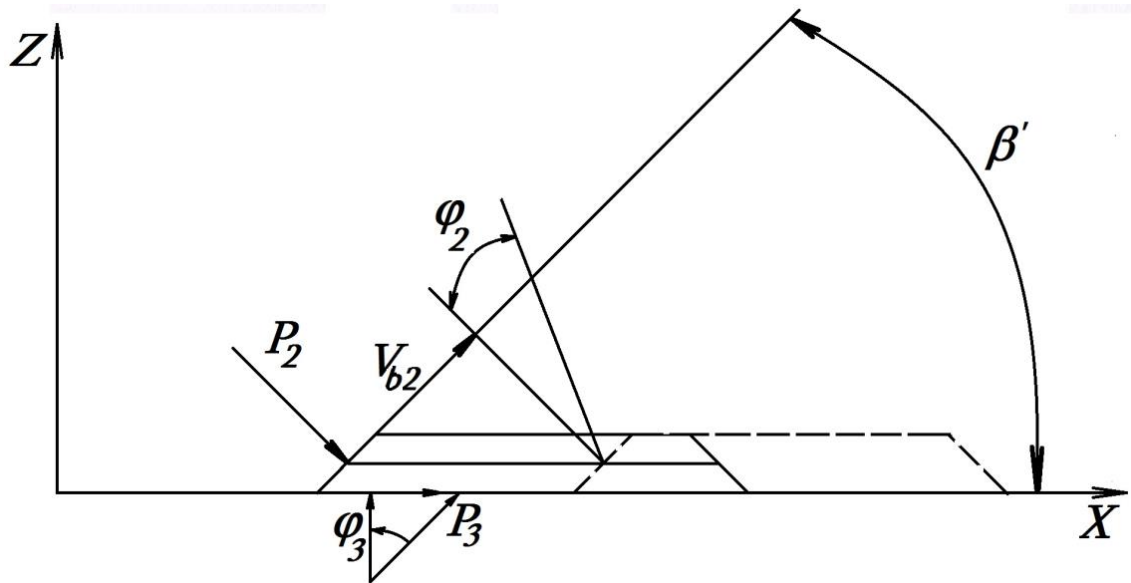
$\alpha$  - დანის დახრის კუთხე.

ხახუნის კუთხეები ( $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ) ღეროს შემადგენლობიდან გამომდინარე დამოკიდებულია ხახუნის კოეფიციენტზე და დადგენილია, რომ ხახუნის კოეფიციენტი დამოკიდებულია ზედაპირის ხახუნის სიჩქარეზე  $V_5$  (Резник1972:311) (современные...1995:20).

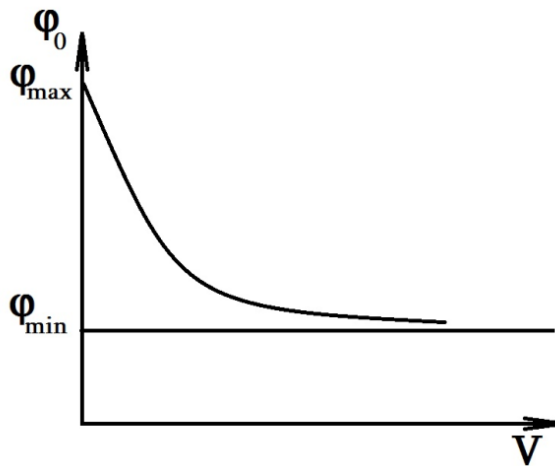
დაბალი სიჩქარის შემთხვევაში ხახუნის კუთხე არის მაქსიმალური  $\varphi_{max}$ , ხოლო მაღალი სიჩქარის შემთხვევაში მინიმალური  $\varphi_{min}$ , რომელიც ჩანს გრაფიკულ გამოსახულებაზე (ნახ.4.4).

ამის საფუძველზე ხახუნის კუთხე  $\varphi$  გამოითვლება ფორმულით:





ნახ 4.3 სეგმენტზე მოქმედი ძალები.



ნახ.4.4.

ხახუნის კუთხის სიჩქარეზე დამოკიდებულების გრაფიკი.

სადაც,  $n = \frac{\varphi_{min}}{\varphi_{max}}$ .

$\xi$  - არის კოეფიციენტი, რომელიც დამოკიდებულია ღეროს ფიზიკურ-მექანიკურ თვისებებზე.

გეომეტრიულად შეიძლება (ნახ.4.2.) და (ნახ.4.3.)-ის მიხედვით ვიანგარიშოთ ხახუნის სიჩქარე დანის ღეროსთან შეხების დროს ფორმულით:

$$V_{b1} = V(\sin \alpha - \tan \varphi_1 \cdot \cos \alpha) \quad (4.10)$$

დანის მოქმედების ზონაში:

$$V_{\delta 2} = V \left( \cos \beta \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \varphi_1} - \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \frac{\sin \beta \cos \alpha}{\cos \varphi_1} \right) \quad (4.11)$$

დანის კედლისათვის:

$$V_{\delta 3} = V \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_1} = V_x .$$

სადაც,  $V_x$  - არის მასალის დეფორმაციის სიჩქარე.

თუ გავითვალისწინებთ:  $\operatorname{tg} \varphi = 0,02\varphi$  (Резник1972:311) (современные...1995:20)

(Махароблидзе1969:297), მაშინ (4.8) (4.9) ფორმულების გათვალისწინებით მივიღეთ:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = & \left[ 1 + \xi V \sin \alpha \right. \\ & + 0,02\xi n \varphi_{max} V \cos \alpha \\ & - \left. \left[ (1 + \xi V \sin \alpha + 0,02\xi n \varphi_{max} V \cos \alpha)^2 \right. \right. \\ & - 0,08 \cos \alpha \xi V \varphi_{max} X (n \xi V \sin \alpha + 1) \left. \left. \right]^{\frac{1}{2}} \right. \\ & \cdot (0,04 \cos \alpha \xi V)^{-1} \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & \left[ 1 + \xi V \cos \beta' \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_1} + 0,02\xi \varphi_{max} V \cdot \frac{\sin \beta \cos \alpha}{\cos \varphi_1} - \left[ (1 + \xi V \cos \beta' \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_1} \right. \right. \\ & + 0,02\xi n \varphi_{max} V \cdot \frac{\sin \beta \cos \alpha}{\cos \varphi_1}) - 0,08\xi V \varphi_{max} \\ & \cdot \left. \left. \frac{\sin \beta' \cos \alpha}{\cos \varphi_1} (n \xi V \cos \beta' \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_1} + 1) \right] \right]^{\frac{1}{2}} \\ & \cdot \left( 0,04 \frac{\sin \beta \cos \alpha}{\cos \varphi_1} \xi V \right)^{-1} \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\varphi_3 = \varphi_{max} \left[ n + (1 - n) \left( 1 + \xi V \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_1} \right)^{-1} \right]. \quad (4.14)$$

თუ განვიხილავთ ყველა ძალების პროექციას  $OX$  ღერძის მიმართ, მივიღებთ ჭრის წინააღმდეგობას  $OX$  ღერძის მიმართულებით, რომელიც იანგარიშება ტოლობით:

$$P_x = P_1 + P_2 (\sin(\varphi_2 + \beta') + \cos(\varphi_2 + \beta') \operatorname{tg} \varphi_3).$$

თუ დავუშვებთ, რომ დანის მოძრაობისას  $OX$  ღერძის მიმართულებით ღეროსთან შეხების დასაწყისში  $X_1$  მოქმედების დროს  $P_1$  მიაღწევს კრიტიკულ მნიშვნელობას და ჭრის ბოლომდე რჩება მუდმივი, ხოლო ჭრის დაწყება  $X_1$  ფაზაში წარმოშობს ღეროს ზემოქმედებას დანის ჭრის ზონასა და კედლებზე, ამოტომ ჰორიზონტალური მდგენელი ძალა  $P_2$  წარმოშობს ბოლო  $A$  წერტილს. ამ დროს წარმოიქმნება  $M_1$  და  $M_2$  ძალის მომენტი და  $X_2$  ფაზაში  $M_1 = M_2$ , ხოლო  $P_2$  ძალა კი განისაზღვრება  $M_2$  მომენტით. ამის მიხედვით ჭრის პროცესის წარმოსახვისათვის

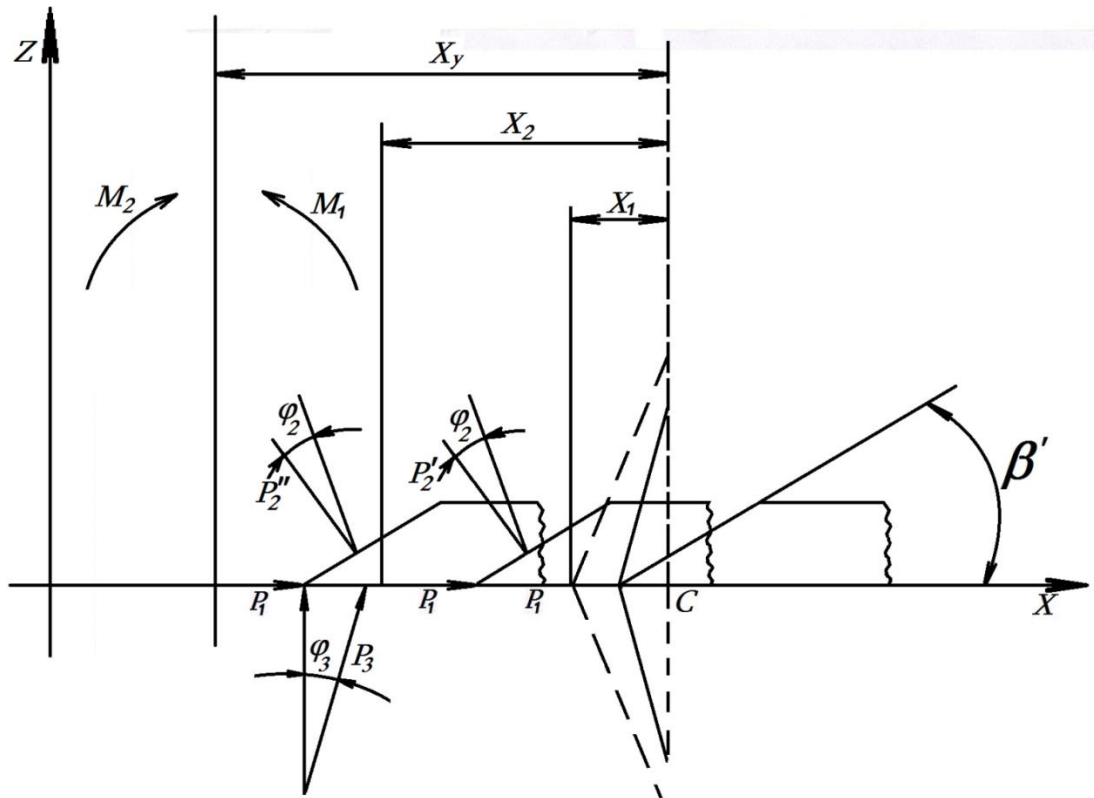
დანის ზემოქმედება ღეროზე დავყოთ სამ ეტაპად: პირველი ეტაპი  $X_1$ , მეორე  $(X_2 - X_1)$ , მესამე  $(X_y - X_1)$ . ამ ფაზებში  $P_X$  შესაბამისად მივიღეთ:  $P_{X1}$ ,  $P_{X2}$ ,  $P_{X3}$  (Мельников1973:40) (Махаробლიძე1969:297):

$$P_{X1} = P_1 \quad (4.15)$$

$$P_{X2} = P_1 + P_2'(\sin(\varphi_2 + \beta') + \cos(\varphi_2 + \beta') \tan \varphi_3) \quad (4.16)$$

$$P_{X3} = P_1 + P_2''(\sin(\varphi_2 + \beta') + \cos(\varphi_2 + \beta') \tan \varphi_3) \quad (4.17)$$

განვიხილეთ ღეროს წინააღმდეგობა დანის ჭრის დროს, კერძოდ წარმოვადგინეთ  $OXY$  კოორდინატა სისტემაში დანის გადაადგილება  $OX$  ღერძის მიმართ (ნახ. 4.5), რომელიც მოქმედებს  $|AC| = Xy$  სიგრძის ზონაში მდებარე ღეროზე.



ნახ. 4.5. დანის გადაადგილების დროს მასზე მოქმედი ძალები.



$$X = \sqrt{yd - d^2} - \left( \frac{1}{2} - \operatorname{tg} \varphi_1 \sqrt{Ld \cos \alpha - L^2 \cos^2 \alpha} - L \cos \alpha \right) \cos \varphi_1 - (y - y_1) \operatorname{tg} \varphi_1. \quad (4.19)$$

როგორც ნახაზიდან ჩანს, დანა დატვირთულია  $|SS_1|$  ნაწილში და დავამყარეთ ამ ნაწილსა და დანის გადაადგილებას -  $L$  შორის დამოკიდებულება.

კვლევებით მიღებულია (Вангер1973:501) (Мельников1972:199), რომ ნახ.4.6 მიხედვით:

$$y_1 = \frac{d}{2} - \left( \frac{d}{2} - L \cos \alpha \right) \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \sqrt{4d \cos \alpha - L^2 \cos^2 \alpha} \quad (4.20)$$

$$y_2 = \frac{d}{2} - \left( \frac{d}{2} - L \cos \alpha \right) \sin \varphi_1 + \cos \varphi_1 \sqrt{4d \cos \alpha - L^2 \cos^2 \alpha} \quad (4.21)$$

$OX$  ღერძის მიმართ განლაგებული ღერძი  $y = \frac{d}{2}$ , გავანაწილეთ  $F_1$ ,  $F_2$  და  $F_3$  ნაწილებად ელიფსების სახით, შემდეგი ფუნქციონალური დამოკიდებულებით:  $X_1 = f_1(y)$ ,  $X_2 = f_2(y)$ . დანაზე ამ დროს იმოქმედებს ჭრის წინააღმდეგობის შემდეგი ძალები:  $P_{X1}$ ,  $P_{X2}$  და  $P_{X3}$  (ნახ.4.7) (Мельников1973:40), (Резник1966:151).

დანის გადაადგილება  $OX$  ღერძზე იქნება:  $L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4$ .

$L_1$  - მანძილზე გადაადგილების დროს დანაზე მოქმედებს ძალა:

$$P_{L1} = \int_{y_1}^{y_2} P_{X1} dy. \quad (4.22)$$

$L_2 - L_1$  უბანზე:

$$P_{L2} = P_{L1} = \int_{y_1}^{y_2} P_{X1} dy + \int_{y_3}^{y_4} P_{X2} dy + \int_{y_4}^{y_2} P_{X1} dy. \quad (4.23)$$

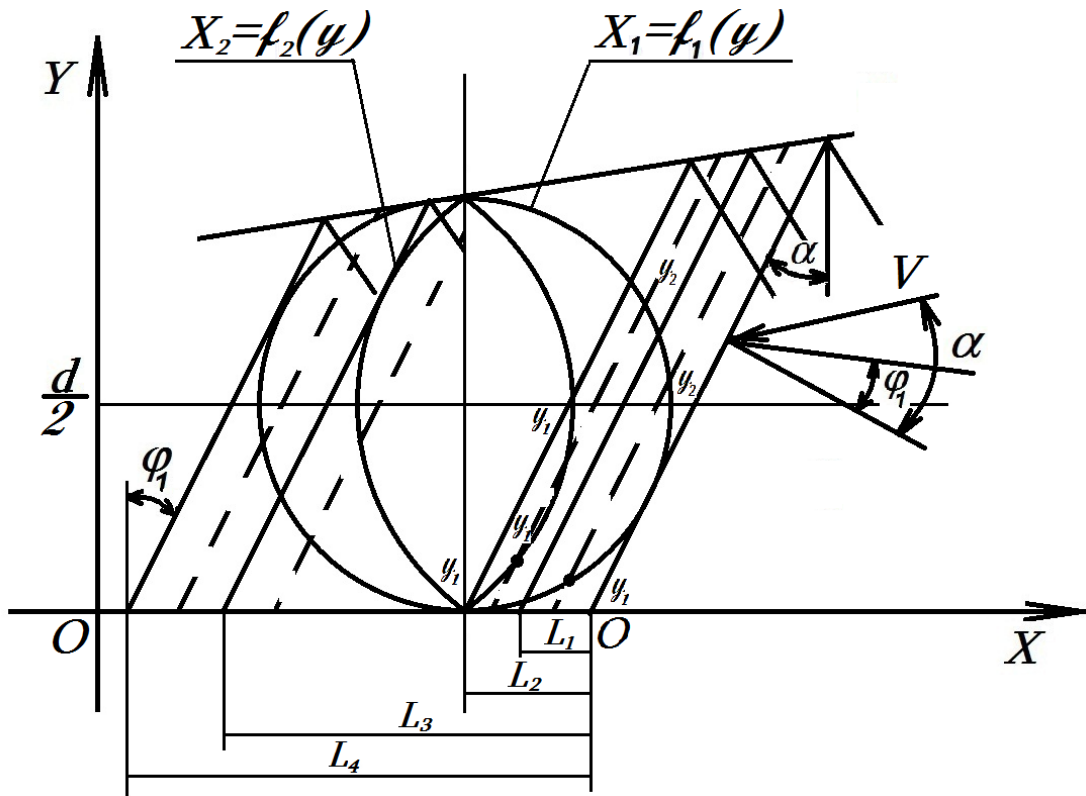
$L_3 - L_1$  უბანზე:

$$P_{L3} = P_{L1} = \int_{y_1}^{y_5} P_{X3} dy + \int_{y_{58}}^{y_4} P_{X2} dy + \int_{y_4}^{y_2} P_{X1} dy. \quad (4.24)$$

$L_4 - L_3$  უბანზე:

$$P_{L4} = \int_{y_1}^{y_2} P_{X3} dy. \quad (4.25)$$





ნახ.4.7.

ღეროს განაწილება  $F_1$ ,  $F_2$  და  $F_3$  ელიფსებით.

ჭრის წინააღმდეგობის ძალების  $P_{X1}$ ,  $P_{X2}$ ,  $P_{X3}$  და  $P_{X4}$ -ის პროექციები  $OX$  ღერძზე ( $P_{L1}$ ,  $P_{L2}$ ,  $P_{L3}$  და  $P_{L4}$ ) შეადგენს  $(\alpha - \varphi_1)$  კუთხეს, ხოლო ამის შემდეგ განვსაზღვრეთ ჭრის წინააღმდეგობა სეგმენტის დანის ჭრის ღეროს, ფორმულით:

$$P_{\text{ჭრ}} = \cos(\alpha - \varphi_1) \begin{cases} P_{L1}; L \in (0, L_1) \\ P_{L2}; L \in (L_1, L_2) \\ P_{L3}; L \in (L_2, L_3) \\ P_{L4}; L \in (L_3, L_4) \end{cases} \quad (4.26)$$

დანის მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალა (Резник1966:151) განისაზღვრება ტოლობით:

$$A_{\text{ჭრ}} = \int_0^{L_4} P_{\text{ჭრ}} dL. \quad (4.27)$$

ჩავსვით მნიშვნელობები (4.27) ფორმულაში და მივიღებთ:

$$A_{\text{ჭრ}} = \cos(\alpha - \varphi_1) \left( \int_0^{L_1} P_{L1} dL + \int_{L_1}^{L_2} P_{L2} dL + \int_{L_2}^{L_3} P_{L3} dL + \int_{L_3}^{L_4} P_{L4} dL \right). \quad (4.28)$$

დავადგინეთ ინტერვალის საზღვრები შემდეგნაირდ: ნახაზი 4.7 საშუალებით ჩანს, რომ  $L_1 = L_2$ , მაშინ  $y_3 = y_4$ . ჩატარებული კვლევების საფუძველზე (Мельников1973:40), მივიღებთ გამოსახლებას:

$$L_1 = \left\{ \frac{16K}{d^2} (2(1 + \sin \varphi_1) - \cos(\text{tn } \varphi_1 + \cos \varphi_1)) - \left[ \frac{256}{d^4} (2(1 + \sin \varphi_1) - \cos(\text{tn } \varphi_1 + \cos \varphi_1))^2 - \frac{128}{d^3} (1 + \sin \varphi_1) \cos^2 \alpha \left( \frac{4^x}{d} - \text{tn } \varphi_1 \right)^2 - \frac{8K(\sin \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1)}{\cos \varphi_1} \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \frac{d_3}{64K \cos^2 \alpha (1 + \sin \varphi_1)} \quad (4.29)$$

თუ  $L_1 = L_2$ ;  $y_1 = 0$  მაშინ

$$0,5d - (0,5d - L_2 \cos \alpha) \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \sqrt{L_2 d \cos \alpha - L_2^2 \cos^2 \alpha} = 0 \quad (4.30)$$

მაშინ

$$L_2 = \frac{d(1 - \sin \varphi_1)}{2 \cos \alpha} \quad (4.31)$$

თუ  $L = L_3$ ;  $y = d$  და

$$\frac{d}{2} - \left( \frac{d}{2} - L_3 \cos \alpha \right) \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 \sqrt{L_3 d \cos \alpha - L_3^2 \cos^2 \alpha} = d. \quad (4.32)$$

მაშინ

$$L_3 = \frac{d(1 + \sin \varphi_1)}{2 \cos \alpha} \quad (4.33)$$

ნახ. 4.7. - დან მივიღებთ:

$$L_4 = \frac{d}{2 \cos \alpha} \quad (4.34)$$

კოეფიციენტი  $K$  დამოკიდებულია ღეროს დეფორმაციაზე და იანგარიშება ტოლობით:

$$K = \frac{d}{2} - \frac{\sqrt{(a - cb - 1)^2 - 2c^2 bd - 4} - (a - cb - 1)}{c^2 b - \frac{1}{2} d}; \quad (4.35)$$

სადაც:

$$a = \frac{E_1 E_2 Z_0}{(E_1 + E_2) \delta \sigma_p^0} \quad (4.36)$$

$$b = \frac{E_1 \eta V_x Z_0}{(E_1 + E_2) \delta \sigma_p^0} \left( \frac{E_2}{E_1 + E_2} - 1 \right) \quad (4.37)$$

$$c = \frac{E_1 + E_2}{\eta V_x} \quad (4.38)$$

სადაც,  $V_x$  - არის დანის სიჩქარის მდგენელი.

### 4.3. ჭრის წინააღმდეგობის გამოკვლევა სეგმენტის მოძრაობის შესაბამისად

(4.31, 4.32, 4.33, 4.34) ფორმულები, შესაბამისად საშუალებას გვაძლევს განვსაზღვროთ ჭრის ძალა დანის გადაადგილების დროს შიგნით. გაანგარიშებისას გათვალისწინებული იქნა დროს ფიზიკურ-მექანიკური თვისებები და ტექნოლოგიური ფაქტორები.

დროს ფიზიკურ - მექანიკური თვისებებში შედის შემდეგი ფაქტორები:  $E_1$  - დროს საწყისი დრეკადობა,  $E_2$  - დროს საბოლოო დრეკადობა,  $\eta$  - დროს სიბლანტე,  $\sigma_p$  - დროს დაძაბულობა,  $\xi$  - დროს შემადგენლობის კოეფიციენტი,  $n$  - მინიმალური და მაქსიმალური ხახუნის კუთხის ფარდობა,  $z_0$  - დროს სიგრძე,  $\varphi_{max}$  - ხახუნის კუთხის მაქსიმალური მნიშვნელობა.

ჭრის პროცესის ტექნოლოგიური ფაქტორებში ითვლება:  $V$  - დანის გადაადგილების სიჩქარე,  $d$  - ღეროს დიამეტრი,  $\delta$  - დანის სისქე,  $\alpha$  - სეგმენტის დახრის კუთხე,  $\beta$  - დანის ალესვის კუთხე.

ექსპერიმენტი ჩავატარეთ მდელოს ბალახზე და დადგინდა ღეროს შემადგენლობა, კერძოდ დეფორმირებული ნაწილის სიგრძე ვერტიკალური მიმართულებით.

ექსპერიმენტული კვლევების შედეგად  $Z_0 = 0,06\sqrt{d} = 0,06 \cdot 8 = 0,48\text{მ.}$ , ხოლო ხახუნის მაქსიმალური კუთხე -  $\varphi_{max} = 37^\circ$ .

ღეროს ჭრის პროცესში გათვალისწინებული უნდა იქნეს ზრდის ხანგრძლივობა, ტენიანობა და სხვა აგროტექნიკური ღონისძიებები (გამხოშვილი...1987:41) (Мельников1969:20).

კვლევების შედეგად (გამხოშვილი...1987:41) (Мельников1969:20) დადგენილია მდელოს ბალახის შემადგენლობა, შემდეგი არგუმენტებით:

$$E_1 = 9,98 \cdot 10^{85}/\text{მ}^2, \quad E_2 = 6,40 \cdot 10^{85}/\text{მ}^2.$$

$$\eta = 3,5 \cdot 10^{65} \cdot \text{სმ}/\text{მ}^2, \quad \xi = 5,2, \quad n = 0,3, \quad \sigma_p = 0,4 \cdot 10^{85}/\text{მ}^2,$$

$$\varphi_{min} = 8,1^\circ, \quad \varphi_{max} = 34^\circ.$$

გავიანგარიშეთ ჭრის წინააღმდეგობა, როცა დანის სიჩქარე შეადგენს შესაბამისად:  $V_x = 17, 19, 22, 24 \text{ მ/წმ}$ . ტექნოლოგიური პროცესებიდან გამომდინარე სეგმენტის დანის სისქე  $\delta = 0,0001 \text{ მ}$ , დახრა  $\alpha = 27^\circ$ , ალესვა  $\beta = 22^\circ$ . ხოლო მდელოს ღეროს დიამეტრების გაზომვით მივიღეთ შემდეგი რიგი: 0,002მ; 0,003მ; 0,004მ; 0,005მ; 0,008მ; 0,007მ; 0,010მ; 0,020მ; 0,025მ; 0,015მ.

სიდიდეების დალაგებით მივიღებთ: 0,002; 0,003; 0,004; 0,005; 0,007; 0,008; 0,01; 0,015; 0,020; 0,025.

გაზომვების შედეგების საშუალო არითმეტიკული იქნება:

$$\bar{h} = 0,009\text{მ}, \quad d = 0,009\text{მ}.$$

$$\left. \begin{array}{l} V = \frac{178}{\sqrt{8}}, \quad A_{ჭრ} = ? \\ V = 19\text{მ/წმ}, \quad A_{ჭრ} = ? \\ V = 21\text{მ/წმ}, \quad A_{ჭრ} = ? \\ V = 23\text{მ/წმ}, \quad A_{ჭრ} = ? \end{array} \right\} \begin{array}{l} d = 0,009 \text{ მ} \\ \delta = 0,0001\text{მ} \\ \alpha = 27^\circ \\ \beta = 22^\circ \end{array}$$

დავადგინეთ ტექნოლოგიური პროცესების შესაძლო მნიშვნელობები:

$$d = 0,002; 0,008; 0,016; 0,024. \quad (0,002 - 0,024)\text{მ}.$$

$$\begin{aligned} \alpha &= 9^{\circ}; 20^{\circ}; 31^{\circ}; 42^{\circ}. && (9^{\circ} - 42^{\circ}) \\ \beta &= 10^{\circ}; 22^{\circ}; 34^{\circ}; 46^{\circ}. && (10^{\circ} - 46^{\circ}) \\ V &= 17, 19, 21, 23. && (17 - 23) \text{ მ/წმ.} \end{aligned}$$

ვიანგარიშეთ ხახუნის კუთხეები  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  ფორმულებით:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \left[ 1 + \xi \sin \alpha + 0,02\xi n \varphi_{max} V \cos \alpha \right. \\ &\quad - \left. \left( (1 + \xi V \sin \alpha + 0,02\xi n \varphi_{max} V \cos \alpha)^2 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - 0,08 \cos \alpha \xi V \varphi_{max} (n \xi V \sin \alpha + 1) \right)^{\frac{1}{2}} \right] (0,04 \cos \alpha \xi V)^{-1} \\ &= \left[ 1 + 5,2 \cdot 17 \right. \\ &\quad \cdot \sin 27^{\circ} + 0,02 \cdot 5,2 \cdot 0,3 \cdot 34 \cdot 17 \\ &\quad \cdot \cos 27^{\circ} \\ &\quad \left. - \left( (1 + 5,2 \cdot 17 \cdot \sin 27^{\circ} + 0,02 \cdot 5,2 \cdot 0,3 \cdot 34 \cdot 17 \cos 27^{\circ})^2 - 0,8 \cos 27^{\circ} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \cdot 5,2 \cdot 17 \cdot 34 \cdot (0,3 \cdot 5,2 \cdot 17 \cdot \sin 27^{\circ} + 1) \right)^{\frac{1}{2}} (0,04 \cdot \cos 27^{\circ} \cdot 5,2 \cdot 17)^{-1} \right] \\ &= \left[ 1 + 35,3 + 16,2 - \left( (1 + 35,3 + 16,2)^2 - 216,4(10,6 + 1) \right)^{\frac{1}{2}} \right] \cdot 3,1^{-1} \\ &= 52,5 - (2756 - 2510,2)^{\frac{1}{2}} = (52,5 - \sqrt{246}) \cdot \frac{1}{3,1} = \frac{52,5 - 15,8}{3,1} = 11,8^{\circ} \\ &\approx 12^{\circ}. \end{aligned}$$

როცა  $V = 17 \text{ მ/წმ}$ , მაშინ (4.31) ფორმულაში მნიშვნელობების შეტანით მივიღებთ:

$$\begin{aligned} L_1 &= \left\{ \frac{16K}{d^2} (2(1 + \sin \varphi_1) - \cos \alpha (\tan \varphi_1 + \cos \varphi_1))^2 \right. \\ &\quad - \left[ \frac{256K}{d^4} (2(1 + \sin \varphi_1) - \cos(\tan \varphi_1 + \cos \varphi_1))^2 \right. \\ &\quad \left. - \frac{128}{d^3} (1 + \sin \varphi_1) \cos^2 \alpha \right. \\ &\quad \left. \cdot \left( \left( \frac{4}{d} - \tan \varphi_1 \right)^2 - \frac{8K(\sin \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1)}{\cos \varphi_1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \left. \right\} \frac{d^3}{64K \cos^2 \alpha (1 + \sin \varphi_1)} \\ &= \left\{ \frac{16K}{0,009^2} (2(1 + \sin 12^{\circ}) - \cos 27^{\circ} (\tan 12^{\circ} + \cos 12^{\circ}))^2 \right. \\ &\quad - \left[ \frac{256K}{0,009^4} (2(1 + \sin 12^{\circ}) - \cos 27^{\circ} (\tan 12^{\circ} + \cos 12^{\circ}))^2 \right. \\ &\quad \left. - \frac{128K}{0,009^3} (1 + \sin 12^{\circ}) \cos^2 27^{\circ} \right. \\ &\quad \left. \cdot \left( \left( \frac{4K}{0,009} - \tan 12^{\circ} \right)^2 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{8K(\sin 12^{\circ} - \sin^2 12^{\circ})}{\cos 12^{\circ}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \left. \right\} \frac{0,009^3}{64K \cos^2 27^{\circ} (1 + \sin 12^{\circ})}; \end{aligned}$$

$$K = \frac{d}{2} - \frac{\sqrt{(a - c \cdot b - 1)^2 + 2c^2bd - 4} - (a - c \cdot b - 1)}{c^2b - \frac{1}{2}d};$$

$$a = \frac{E_1 E_2 Z_0}{(E_1 + E_2) \delta \sigma_p^0} = \frac{9,98 \cdot 10^8 \cdot 6,4 \cdot 10^8 \cdot 0,4}{(9,98 \cdot 10^8 + 6,4 \cdot 10^8) \cdot 0,001 \cdot 0,4 \cdot 10^8} = \frac{9,98 \cdot 6,4 \cdot 10^4 \cdot 0,4}{16,3 \cdot 10^8}$$

$$= \frac{25,3}{163000} = 0,0001.$$

$$b = \frac{E_1 \eta V_x Z_0}{(E_1 + E_2) \delta \sigma_p^0} \cdot \left( \frac{E_2}{E_1 + E_2} - 1 \right)$$

$$= \frac{9,98 \cdot 10^8 \cdot 3,5 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 0,4}{(9,98 \cdot 10^8 + 6,4 \cdot 10^8) 0,0001 \cdot 0,4 \cdot 10^8} \cdot \left( \frac{6,4 \cdot 10^8}{9,98 \cdot 10^8 + 6,4 \cdot 10^8} - 1 \right)$$

$$= 0,0002$$

$$c = \frac{E_1 + E_2}{\eta V_x} = \frac{9,98 \cdot 10^8 + 6,4 \cdot 10^8}{3,5 \cdot 10^6 \cdot 0,5} = \frac{1630}{0,0001} = 0,27.$$

$$\begin{aligned}
L_1 &= \left\{ \frac{16 \cdot 0,004}{0,009^2} (2(1 + \sin 12^\circ) - \cos 27^\circ (\tan 12^\circ + \cos 12^\circ))^2 \right. \\
&\quad - \left[ \frac{256 \cdot 0,004}{0,009^4} (2(1 + \sin 12^\circ) - \cos 27^\circ (\tan 12^\circ + \cos 12^\circ))^2 \right. \\
&\quad - \frac{128 \cdot 0,004}{0,009^3} (1 + \sin 12^\circ) \cos^2 27^\circ \\
&\quad \cdot \left. \left. \left( \frac{4 \cdot 0,004}{0,009} - \tan 12^\circ \right)^2 \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - \frac{8 \cdot 0,004 (\sin 12^\circ - \sin^2 12^\circ)}{\cos 12^\circ} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{0,009^3}{64 \cdot 0,004 \cos^2 27^\circ (1 + \sin 12^\circ)} \right\} \\
&= \left\{ 800(2(1 + 0,2) - 0,2(0,2 + 0,9))^2 \right. \\
&\quad - \left[ 31,6 \cdot 10^7 (2(1 + 0,2) - 0,8(0,2 + 0,9))^2 \right. \\
&\quad - \frac{128 \cdot 0,004}{0,009^3} (1 \\
&\quad + 0,2) 0,8^2 \cdot \left. \left. \left( \frac{4 \cdot 0,004}{0,009} - 0,2 \right)^2 \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - \frac{8 \cdot 0,004 (0,9 - 0,2^2)}{\cos 12^\circ} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{0,009^3}{64 \cdot 0,004 \cdot 0,8^2 (1 + 0,2)} \right\} \\
&= \left\{ 1360 \right. \\
&\quad - \left. \left[ 31,6 \cdot 10^5 - 170 \cdot \frac{1}{10^4} \cdot 1,2 \cdot (2,3 - 0,002) \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \frac{0,009^3}{64 \cdot 0,004 \cdot 0,8^2 (1 + 0,2)} \\
&= \left\{ 1360 - \left[ 31,6 \cdot 10^5 - 170 \cdot \frac{1}{10^4} \cdot 1,2 \cdot (2,3 - 0,002) \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \cdot 0,1 \\
&= (1360 - \sqrt{1849600}) \cdot 0,1 = (1360 - 1359,2) \cdot 0,1 = 0,002;
\end{aligned}$$

$$L_2 = \frac{0,009(1 - \sin 12^\circ)}{2 \cos 27^\circ} = \frac{0,009(1 - 0,2)}{2 \cdot 0,8} = 0,004;$$

$$L_3 = \frac{0,009(1 + \sin 12^\circ)}{2 \cos 27^\circ} = \frac{0,009(1 + 0,2)}{2 \cdot 0,8} = 0,006;$$

$$L_4 = \frac{0,009}{\cos 27^\circ} = \frac{0,009}{0,8} = 0,011;$$

ფორმულიდან:

$$P_{L_1} = \int_{y_1}^{y_2} P_{x_1} dy$$

$$y_c = \frac{d}{2} - \left( \frac{d}{2} - L \cos \alpha \right) \cdot \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \sqrt{4 \cdot d \cos \alpha - L^2 \cos^2 \alpha}$$

$$y_1 = \frac{0,009}{2} - \left( \frac{0,009}{2} - 0,02 \cdot 0,8 \right) \cdot 0,2 - 0,9 \sqrt{4 \cdot 0,009 \cdot 0,8 - 0,02^2 \cdot 0,8^2}$$

$$= 0,004 - 0,0024 - 0,9 \sqrt{0,2 - 0,00025} = 0,004 + 0,0024 - 0,9 \sqrt{0,1}$$

$$= 0,006 - 0,9 \cdot 0,4 = -0,294;$$

$$y_2 = \frac{0,009}{2} - \left( \frac{0,009}{2} - 0,02 \cdot 0,8 \right) \cdot 0,2 + 0,9 \sqrt{4 \cdot 0,009 \cdot 0,8 - 0,02^2 \cdot 0,8^2} = 0,004 + 0,0024 + 0,9 \sqrt{0,1}$$

$$= 0,006 + 0,9 \cdot 0,4 = 0,3;$$

$$y_3 = \left( \left( \frac{4 \cdot 0,004}{0,009} - 0,2 \right) - \sqrt{\left( \frac{4 \cdot 0,004}{0,009} - 0,2 \right)^2 - \frac{16 \cdot 0,004}{0,009^2} \cdot 0,002} \right) \frac{0,009^2}{8 \cdot 0,004}$$

$$= \left( (1,7 - 0,2) - \sqrt{2,25 - 800 \cdot 0,002} \right) \cdot 0,002 = 0,001;$$

$$y_4 = (1,5 + 1,6) \cdot 0,002 = 0,006;$$

$$y_4 = \left( \left( \frac{4 \cdot 0,004}{0,009} - 0,2 \right) + \sqrt{\left( \frac{4 \cdot 0,004}{0,009} - 0,2 \right)^2 - \frac{16 \cdot 0,004}{0,009^2} \cdot 0,004} \right) \frac{0,009^2}{8 \cdot 0,004}$$

$$= \left( (1,7 + 0,2) + \sqrt{2,25 - 0,2^2} \right) \cdot 0,3 = (1,9 + 1,6) \cdot 0,3 = 1,05;$$

$P_{L_1} = \int_{-0,2}^{0,3} P_{x1} dy$  – სიდიდის გაინტეგრალების შემდეგ, მივიღეთ:

$$P_{x1} = \frac{E_1 Z_0}{E_1 + E_2} \left[ E_2 \cdot \frac{x}{x_y} + \frac{\eta V_x}{x_y} \cdot \left( \frac{E_2}{E_1 + E_2} - 1 \right) \left( \exp\left( -\frac{E_1 - E_2}{\eta V_x} x \right) - 1 \right) \right] dy$$

$$= \frac{9,9 \cdot 10^8 \cdot 0,4}{9,9 \cdot 10^8 + 6,4 \cdot 10^8} \left[ 6,4 \cdot 10^8 \cdot \frac{x}{x_y} + \frac{3,5 \cdot 10^6}{0,01} - 1 \cdot \left( \exp(-4,6 \cdot 10^6) \right) \right] dy$$

$$= \frac{3,9}{16,3 \cdot 10^8} (0,1 \cdot 10^8 + 1,7 \cdot 10^8) \left( \exp(-4,6 \cdot 10^6) \right) dy = \frac{13,04 \cdot 10^8}{16,3 \cdot 10^8} = 0,8.$$

$$P_{x2} = 0,2 + 0,2(\sin(\varphi_2 + \beta) + \cos(\varphi_2 + \beta) \operatorname{tg} \varphi_3)$$

$$P_{x3} = 0,2 + 0,4(\sin(\varphi_2 + \beta) + \cos(\varphi_2 + \beta) \operatorname{tg} \varphi_3)$$

მაშინ:

$$P_{L_1} = 0,8 \text{ ნ.მ.}$$

$$P_{L_2} = 0,8 + P_{x2} + 0,8 \text{ ნ.მ.}$$

$$P_{L_3} = 0,8 + P_{x2} + P_{x3} + 0,8 \text{ ნ.მ.}$$

შევიტანეთ მნიშვნელობები და მივიღეთ:



$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \left\{ 1 + 5,2 \cdot 17 \cdot \cos 22^\circ \frac{\cos 27^\circ}{\cos 12^\circ} + 0,02 \cdot 5,2 \cdot 0,3 \cdot 34^0 \cdot 17 \cdot \sin 22^\circ \frac{\cos 27^\circ}{\cos 12^\circ} \right. \\ &\quad - \left[ \left( 1 + 5,2 \cdot 17 \cdot \cos 22^\circ \frac{\cos 27^\circ}{\cos 12^\circ} + 0,02 \cdot 5,2 \cdot 0,3 \cdot 34^0 \cdot 17 \cdot \sin 22^\circ \frac{\cos 27^\circ}{\cos 12^\circ} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. - 0,08 \cdot 1,7 \cdot 34 \cdot \sin 22^\circ \frac{\cos 27^\circ}{\cos 12^\circ} \cdot \left( 0,3 \cdot 5,2 \cdot 17 \cdot \cos 22^\circ \frac{\cos 27^\circ}{\cos 12^\circ} + 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \left. \right\} \\ &\quad \cdot \left( 0,04 \cdot 5,2 \cdot 17 \cdot \sin 22^\circ \frac{\cos 27^\circ}{\cos 12^\circ} \right)^{-1} \\ &= \left\{ 1 + 70,0 + 4,8 - [(1 + 70,7 + 0,1)^2 - 64,1 \cdot (21,2 + 1)]^{\frac{1}{2}} \right\} \cdot 0,9^{-1} \\ &= 76,5 - [5155 - 1423]^{\frac{1}{2}} \cdot 0,9^{-1} = (76,5 - 60,9) \cdot \frac{1}{0,9} = 17,3 \approx 17^0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varphi_3 &= \varphi_{max} \left[ n + (1 - n) \left( 1 + \xi V \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_1} \right)^{-1} \right] = 34 \left[ 0,3 + (1 - 0,3) \cdot \left( 1 + 5,2 \cdot \frac{0,8}{0,9} \right)^{-1} \right] \\ &= 34 \cdot 0,3 = 10,5 \approx 10^0. \end{aligned}$$

$$P_{x2} = 0,8 + 0,8(\sin(17^0 + 22^0) + \cos(17^0 + 22^0)\text{tg}10^0) = 0,8 + 0,8(0,6 + 0,7 \cdot 0,1) = 1,3.$$

$$P_{x3} = 0,8 + 0,4(\sin(17^0 + 22^0) + \cos(17^0 + 22^0)\text{tg}10^0) = 0,8 + 0,4(0,6 + 0,7 \cdot 0,1) = 1,4.$$

$$P_{L2} = 0,8 + 1,3 + 0,8 = 2,9 \text{ ბ.}$$

$$P_{L3} = 0,8 + 0,4 + 1,4 = 2,6 \text{ ბ.}$$

$$P_{L1} = 1,2 \text{ ბ.}$$

მაშინ

$$P_{ჭრ} = 0,8 + 2,9 + 2,6 + 1,2 = 7,5 \text{ ბ.}$$

და ჭრის ენერგია დანის მოძრაობის  $L$  ეტაპზე მიახლოებით იქნება:

$$A_{ჭრ} = \cos(\alpha - \varphi_1) \cdot 7,5 = \cos(27^0 + 12^0) \cdot 7,5 = 6,7 \text{ ჯოული.}$$

$L_2$  ეტაპზე:

$$A_{ჭრ} = \cos(\alpha - \varphi_1) \cdot 7,5 \text{ ჯოული.}$$

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \left\{ 1 + 5,2 \cdot 19 \cdot \sin 27^\circ + 0,02 \cdot 5,2 \cdot 0,3 \cdot 34^0 \cdot 19 \cdot \cos 27^\circ \right. \\ &\quad - \left( (1 + 5,2 \cdot 19 \cdot \sin 27^\circ + 0,02 \cdot 5,2 \cdot 0,3 \cdot 34^0 \cdot 19 \cdot \cos 27^\circ)^2 - 0,08 \cdot \cos 27^\circ \right. \\ &\quad \left. \cdot 5,2 \cdot 34^0 \cdot 19 \cdot (0,3 - 5,2 \cdot 19 \cdot \sin 27^\circ + 1) \right)^2 \left. \right\} \cdot (0,04 \cdot 5,2 \cdot 19 \cdot \cos 27^\circ)^{-1} \\ &= \left\{ 1 + 39,5 + 16,1 - [(1 + 39,5 + 16,1)^2 - 214 \cdot (23,7 + 1)]^{\frac{1}{2}} \right\} \cdot 3,1^{-1} \\ &= 56,6 - [3169 - 1070]^{\frac{1}{2}} \cdot 3,1^{-1} = 10^0. \end{aligned}$$

ხოლო

$$A_{ჭრ} = \cos(27^0 - 10^0) \cdot 7,5 = 6,9 \text{ ჯოული;}$$

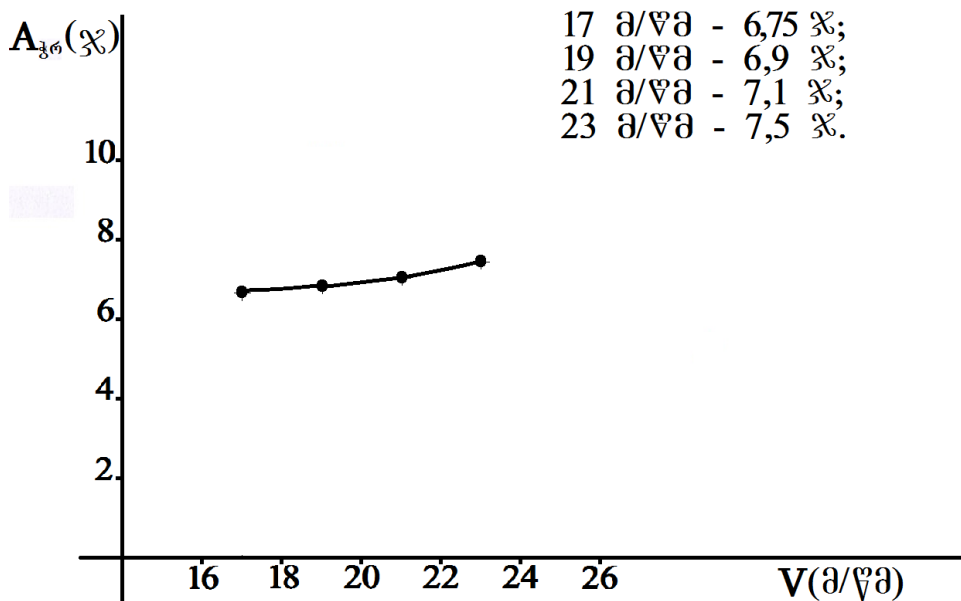
როცა  $V = 21\text{მ/წმ}$  და  $\varphi_1 = 9^\circ$ ,

$$A_{\text{ჭრ}} = \cos(27^\circ - 9^\circ) \cdot 7,5 = 7,1 \text{ ჯოული};$$

როცა  $V = 23\text{მ/წმ}$  და  $\varphi_1 = 9^\circ$ ,

$$A_{\text{ჭრ}} = 7,5 \text{ ჯოული};$$

ავაგეთ სიჩქარის  $V$  და ჭრის ენერგოტევალობას  $A_{\text{ჭრ}}$  შორის დამოკიდებულების გრაფიკი (ნახ.4.8.):



ნახ.4.8.

სიჩქარესა და ჭრის ენერგოტევალობას შორის დამოკიდებულების გრაფიკი.

თავი V.

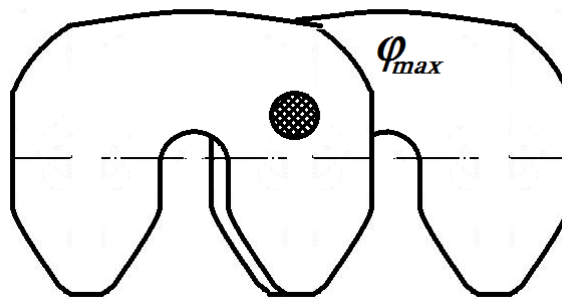
### მჭრელი აპარატის ძირითადი პარამეტრების გაანგარიშება

#### 5.1. ჯაჭვური გადაცემის კონსტრუქცია

სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატის ძირითად ნაწილს წარმოადგენს მჭრელი ჯაჭვი, რომლის უშუალო მოვალეობაა შეასრულოს თიბვის სამუშაო პროცესი. მჭრელი ჯაჭვები, როგორც მოგეხსენებათ ასრულებს წამყვანი და ამყობი ვარსკვლავებს მგრეხი მომენტის გადასაცემად, რადგან სეგმენტების

სწორხაზობრივად გადაადგილებისათვის საკმაო მანძილია საჭირო, თვით მანქანის კონსტრუქციის მოდების განის მიხედვით.

მჭრელი აპარატის გეომეტრიული ღერძები ურთიერთპარალელურია და დიდი სისწრაფით მოძრაობის დროს მჭრელი აპარატის ჯაჭვი ჩასმულია ჩარჩოში (ნახ.5.1.), რის საშუალებითაც მცირდება ხმაური, შესაძლებელია შეზეთვა და უსაფრთხოება გარანტირებულია. სათიბელაში გამოყენებულია კბილებიანი ჯაჭვი, რომლის ჩასოლვის კუთხე შეადგენს  $60^{\circ}$ -ს და მისი გამოყენება შესაძლებელია  $V=35\text{მ/წმ}$  სიჩქარის დროსაც. ჯაჭვის შემობრუნების მაქსიმალური კუთხე კი  $\varphi_{max}$  შეადგენს  $30^{\circ}$ .



ნახ.5.1.

მჭრელი აპარატის ჯაჭვის კონსტრუქცია

მჭრელი აპარატის წამყვანი და ამყობი ვარსკვლავები დამზადებულია საშუალო ნახშირბადოვანი ლეგირებული 40, 45, 40X, 50T2 ფოლადებისაგან HRC40...50 სისაღებდ დაცემენტება. 15, 20, 15X ფოლადისაგან თერმული დამუშავებით HRC50...60 სისაღებდ (კაციტაძე1989:185) (კეჩხუაშვილი1998).

თანამედროვე ტექნოლოგიაში იყენებენ ვარსკვლავებსა და ჯაჭვებს პლასტმასისაგან (დიოროპლასტი ან ფულკოლანი), რომლის წონა შედარებით დაბალია, გააჩნიათ უხმაურო მუშაობის პრინციპი დიდ სიჩქარეზე მუშაობის დროს, და წარმოადგენს შემდგომი კვლევებისა და შესწავლის საფუძველს.

## 5.2. მჭრელი აპარატის ჯაჭვის ძირითადი პარამეტრების მიმოხილვა

ჯაჭვური გადაცემის ძირითად დამახასიათებელ პარამეტრს წარმოადგენს სიმპლავრე (ეზიკაშვილი1991:254) (Артемьев1973:70) (Капланович1988:366), რომელიც გამოითვლება ტოლობით:

$$P = F_t \cdot V$$

სადაც,  $F_t$  - არის გადასაცემი წრიული ძალა,  $V$  - ჯაჭვის სიჩქარე, ხოლო გადაცემის ძირითადი პარამეტრებია ჯაჭვის სიჩქარე და ვარსკვლავას ბრუნვის სიხშირე. ამ პარამეტრებს შორის არსებობს მათემატიკური დამოკიდებულება:

$$V = \frac{nZP_{\text{ჯაჭ}}}{60 \cdot 1000}$$

სადაც,  $Z$  - არის ვარსკვლავას კბილთა რიცხვი,

$P_{\text{ჯაჭ}}$  - ჯაჭვის ბიჯი, მანძილი ჯაჭვის ორ მეზობელ კბილს შორის (მმ),

$n$  - ვარსკვლავას ბრუნვის სიხშირე ( $\text{წთ}^{-1}$ ), რაზეც უშუალოდაა დამოკიდებული მჭრელი აპარატის ცვეთა, ხმაური და დინამიკური დატვირთვები.

ჯაჭვური გადაცემის ექსპლუატაციის პერიოდში მის მოძრაობას განსაზღვრავს მისი იმ სახსრის მოძრაობა, რომელიც მოდებაში შედის წამყვანი ვარსკვლავას კბილთან. ჯაჭვის თითოეულ რგოლს მოძრაობაში მოჰყავს ჯაჭვის ვარსკვლავას ერთ კუთხურ ბიჯზე შემობრუნების შუალედში, რის გამოც ჯაჭვის სიჩქარე ვარსკვლავას თანაბარი ბრუნვის პირობებში მუდმივი არ იქნება. ჯაჭვის სიჩქარე მაქსიმალური იქნება, როცა ჯაჭვის სახსარში გავლებული ვარსკვლავას რადიუსი ჯაჭვის წამყვანი შტოს მართობი იქნება, ვარსკვლავას ნებისმიერი კუთხური მდებარეობის დროს, როდესაც ჯაჭვის წამყვანი სახსარი შემობრუნებულია მისი წამყვანი შტოს მართობიდან  $\alpha$  კუთხით.

ჯაჭვის სიჩქარე გამოითვლება ტოლობით:

$$V = \omega_1 R_1 \cos \alpha.$$

სადაც,  $\omega_1$  - არის წამყვანი ვარსკვლავას კუთხური სიჩქარე;

$R_1$  - წამყვანი ვარსკვლავას სახსრების განლაგების წრეხაზის რადიუსი.

მიმყოლი ვარსკვლავას კუთხური სიჩქარე გამოითვლება ტოლობით:

$$\omega_2 = \frac{V}{R_2 \cos \beta}.$$

სადაც,  $R_2$  - არის მიმყოლი ვარსკვლავას საწყისი წრეხაზის რადიუსი.

$\beta$  - სახსარის მობრუნების კუთხე, რომელიც იცვლება 0-დან  $\frac{180^\circ}{Z_2}$  -მდე.

ხოლო ჯაჭვური გადაცემის მყისი ფარდობა განისაზღვრება ტოლობით:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}.$$

ამის საფუძველზე შეიძლება ვთქვათ, რომ გადაცემის ფარდობა არის ცვალებადი, ე.ი. რაც მეტია ვარსკვლავების რიცხვი, მით ნაკლებია გადაცემის მოძრაობის უთანაბრობა.

ჯაჭვზე მოქმედი დინამიკური დატვირთვების მოსასპობად ჯაჭვის სიჩქარე არ უნდა აღემატებოდეს დასაშვებ მაქსიმალურს, რომელიც იანგარიშება ტოლობით:

$$V_{max} = C_0 \sqrt{\frac{Z}{P_{ჯაჭ}}}$$

სადაც,  $C_0$  - არის კოეფიციენტი ( $C_0 = 10$ ),

$P_{ჯაჭ}$  - ჯაჭვის ბიჯი,

$Z$  - ამჟამინდელი ვარსკვლავის ბრუნთა რიცხვი.

გადაცემის ფარდობა იანგარიშება ტოლობით:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

ცენტრთაშორის მანძილი არის ვარსკვლავებს შორის მინიმალური დასაშვები მანძილი (Желиговский 1940:27). გაიანგარიშება ტოლობით:

$$\alpha_{min} = \frac{(d\alpha_1 + d\alpha_2)}{2 + (30 \dots 50)}$$

პრაქტიკულად  $\alpha = (30 \dots 50)P_{ჯაჭ}$

ჯაჭვების რგოლების რიცხვი -  $Z_{ჯაჭ}$  იანგარიშება ტოლობით (ეზიკაშვილი 1991:159):

$$Z_{ჯაჭ} = \frac{2\alpha}{P_{ჯაჭ}} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{P_{ჯაჭ}}{\alpha}$$

ხოლო ცენტრთაშორის მანძილის დაზუსტება ხდება ტოლობით:

$$\alpha = \frac{P_{ჯაჭ}}{4} \left[ Z_{ჯაჭ} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( Z_{ჯაჭ} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

ჯაჭვის სიგრძე განისაზღვრება ფორმულით:

$$l = Z_{ჯაჭ} \cdot P_{ჯაჭ}$$

ვარსკვლავის მინიმალური კბილთა რიცხვი - რომლის სიდიდე კბილებიანი ჯაჭვებისათვის შეადგენს 13-ს.

### 5.3. მჭრელი აპარატის ძირითადი პარამეტრების

#### შერჩევა და დასაბუთება

წამყოლი ვარსკვლავს ბრუნვის სიხშირე, მანქანის ძრავას შესაბამისად ტექნიკურ მონაცემებიდან (Желиговский 1940:27) (Комаристов 1976:105) შეადგენს  $n_1 = 3000 \text{წთ}^{-1}$ , რადგან მათი  $R_1$  და  $R_2$  სიდიდეები ტოლია და გადაცემის ფარდობა ტოლი იქნება:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 1$$

სტანდარტებიდან გამომდინარე (ISO) ([www.iso.org/iso/ru/iso\\_9000](http://www.iso.org/iso/ru/iso_9000)) წამყვანი ვარსკვლავას კბილთა რიცხვი 35, გადაცემის ფარდობით 1-ზე გათვალისწინებით მიმყოლი ვარსკვლავას კბილთა რიცხვი იქნება:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{35}{35} = 1.$$

სტანდარტებიდან გამომდინარე ჯაჭვის ბიჯი  $3000\text{წთ}^{-1}$  ბრუნვის შემთხვევაში შეადგენს  $P_{\text{ჯაჭ}} = 12,70$  მმ.

$P_{\text{ჯაჭ}} = 12,70$  მმ-ის შემთხვევაში სტანდარტებში ჯაჭვის სიგანეა  $B = 15$  მმ, ხოლო  $S$  - სახსრი სსაყრდენი ზედაპირის პროექციის ფართობი იანგარიშება ტოლობით

$$S = d \cdot \ell = 0,7 \cdot 0,3 = 0,21(\text{მმ}).$$

ჯაჭვის სიჩქარე:

$$V = \frac{n_1 Z_1 P_{\text{ჯაჭ}}}{60 \cdot 1000} = \frac{35 \cdot 3000 \cdot 12,70}{60 \cdot 1000} = \frac{1333500}{60000} = 22,2\text{მ/წმ}.$$

გადაცემის წრიული ძალა [54] იანგარიშება ტოლობით:

$$F_t = \frac{P_1}{V} \text{ნ.}$$

სადაც,  $P_1$  - არის სიმძლავრე, ( $P_1 = 3$  კვტ).

მაშინ:

$$F_t = \frac{3}{22,2} = 0,13 \text{ ნ.}$$

ცენტრთაშორის მანძილი იანგარიშება:

$$\alpha = 30 \cdot P_{\text{ჯაჭ}} = 30 \cdot 12,70 = 381\text{მმ}.$$

დასაშვები წრიული ძალის სიდიდე

$$[F_t] = S[P]$$

სადაც,  $P$  - არის დასაშვები კუთხური წევა და სტანდარტით  $P = 18,5$ .

მაშინ

$$[F_t] = 0,21 \cdot 18,5 = 3,86.$$

ჯაჭვის რგოლის რიცხვი:

$$Z_{\text{ჯაჭ}} = \frac{2\alpha}{P_{\text{ჯაჭ}}} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{P_{\text{ჯაჭ}}}{\alpha} = \frac{2 \cdot 38,1}{12,7} + \frac{35 + 35}{2} + \left(\frac{35 - 35}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{12,7}{38,1} = 41.$$

ჯაჭვის სიგრძე იანგარიშება ტოლობით:



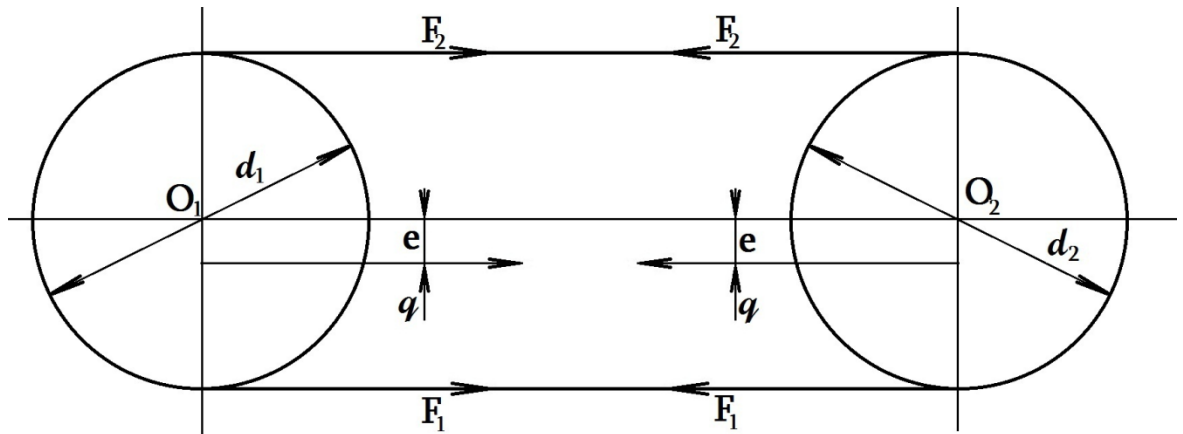
$$\ell = Z_{\text{ჯაჭ}} \cdot P_{\text{ჯაჭ}} = 41 \cdot 12,7 = 520 = 0,5\text{მ.}$$

#### 5.4. მჭრელი აპარატის მჭრელი ჯაჭვზე მოქმედი ძალების ანგარიში

ჯაჭვური გადაცემის დროს (ნახ.5.2.) მოქმედებს წამყვანი შტოს დაჭიმულობა  $F_1$  და მომყოლი შტოს დაჭიმულობა  $F_2$ ,  $F_t$  - წრიული ძალა,  $F_0$  - ჯაჭვის წინასწარი დაჭიმულობის ძალა,  $F_v$  - ცენტრიდანული ძალებისაგან გამოწვეული დამატებითი

დაჭიმულობა ჯაჭვის შტოებში და განისაზღვრება ფორმულიდან (ეზიკაშვილი1991:254):

$$F_1 - F_2 = F_t.$$



ნახ.5.2.

ჯაჭვური გადაცემის დინამიკური პროცესები

ხოლო

$$F_V = q V^2.$$

სადაც,  $q$  - არის ჯაჭვის სიგრძის ერთეულის მასა;

$V$  - წრიული სიჩქარე.

ჯაჭვური გადაცემის შემთხვევაში,  $F_0$  წინასწარი დაჭიმულობის ძალას განსაზღვრავენ, როგორც ჯაჭვის თავისუფალი შტოს სიმძიმის ძალისაგან გამოწვეულ დაჭიმულობას, ტოლობით:

$$F_0 = K_f \alpha g q.$$

სადაც,  $\alpha$  - ჯაჭვის თავისუფალი შტოს სიგრძეა (ცენტრთაშორის მანძილი);

$g$  - სიმძიმის ძალის აჩქარება;

$K_f$  - დაკიდების კოეფიციენტი,  $K_f = 0,01$ .

მაშინ

$$F_0 = 0,01 \cdot 38,1 \cdot 9,8 \cdot 0,01 = 0,036.$$

$$F_V = 0,01 \cdot 22,2^2 = 4,96.$$

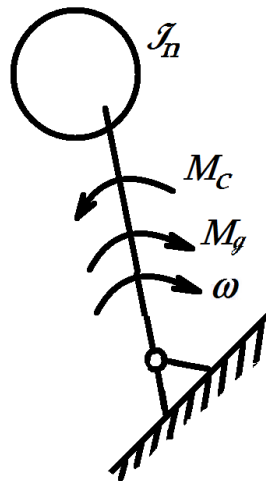
თავი VI.

სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას  
დინამიკური გამოკვლევა

## 6.1. მცირე სიმძლავრის სათიბელას ეკვივალენტური საანგარიშო სქემის შედგენა

სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის თვალსაზრისით, კერძოდ მცირე სიმძლავრის სათიბელაში შეგვიძლია განვიხილოთ სისტემა, როგორც ძრავა, გადამცემი მექანიზმი და სამუშაო ორგანო, რომელშიც შედის ღვედური გადაცემა, მუფთა და სხვა, რომლის მოძრაობის აღწერა შესაძლებელია დიფერენციალური განტოლებების შედგენის გზით, რაც წარმოადგენს სიმძლავრის და ამის თავიდან აცილების მიზნით დინამიკური პროცესების შესწავლისათვის განვიხილოთ ეკვივალენტური აძვრის საანგარიშო სქემა (Andrianov2003:1169) (Araki1985:1466) (Araki1986:4334), რომელიც წარმოადგენს გამოსაკვლევ მანქანის დინამიკურ მოდელს.

დინამიკურ მოდელის გამოსაკვლევისათვის შევირჩიეთ ხაზური, გრაფიკული და ექსპერიმენტალური მეთოდები საკვლევ მანქანის დეტალების ინერციის მომენტებზე და საანგარიშო სქემად გამოვიყენეთ შიგაწვის ძრავას მუხლა ლილვთან საანგარიშო გადაცემის ერთეული, რომელიც გამოისახება შემდეგი სქემით (ნახ.6.1.):



ნახ. 6 .1 ეკვივალენტური საანგარიშო სქემა.

სქემაზე დინამიკური პროცესებისათვის შეგვიძლია განვიხილოთ მცირე სიმძლავრის სათიბელას შემთხვევაში შემდეგი ძირითადი პარამეტრები: ინერციის

მომენტი  $J_n$ , ძრავას მომენტი  $M_g$ , წინააღმდეგობის მომენტი  $M_c$  და დრო  $t$   
(Antunes2006:660) (Antunes1990:127) (Antunes1992:23).

## 6.2. ძრავას მექანიკური მახასიათებლები

საანგარიშო სქემის წარმოდგენისათვის ხელსაყრელია ლაგრანჟის მეთოდის გამოყენება განზოგადოებული პარამეტრების დიფერენციალური განტოლებების მიხედვით. მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების მისაღებად შევადგინეთ გამოსახულება კინეტიკური და პოტენციური ენერგია ეგრეთწოდებული რელეას ფუნქციის მიხედვით (Araki1989:73), სადაც ლაგრანჟის II რიგის ფორმულას აქვს შემდეგი სახე:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{dq_i} \right) - \frac{dT}{dq_i} + \frac{d\Pi}{dq_i} + \frac{d\Phi}{dq_i} = Q_i \quad (6.1)$$

სადაც,  $q_i$  - არის საძიებელი კოორდინატი;

$\Pi$  - სისტემის მთლიანი კინეტიკური და პოტენციური ენერგია;

$\Phi$  - ენერგიის გაბნევის ფუნქცია;

$Q_i$  - საძიებელი ძალა.

ჩვენი სქემის შემთხვევაში (ნახ. 6.1) დინამიკური პროცესის გამოკვლევისათვის მივიღეთ შემდეგ ტოლობა:

$$J_{(\varphi)} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \frac{dJ_{(z)}}{dt} = M_g(\omega) - M_c(\varphi, \omega, t) \quad (6.2)$$

სადაც,  $\omega$  - არის რგოლის კუთხური სიჩქარე;

$M_g(\omega)$  - ძრავის მომენტი ძრავის დახასიათების მიხედვით;

$M_c(\varphi, \omega, t)$  - წინააღმდეგობის მომენტი  $(\varphi, \omega, t)$  პარამეტრების

დამოკიდებულებაზე.

$t$  - დრო.

(6.2) ფორმულა გამარტივების მიხედვით ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$J_{(\varphi)} \omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{(z)}}{d\varphi} = M_g(\omega) - M_c(\varphi, \omega, t) \quad (6.3)$$

სათიბელებში (6.3) ფორმულა შეგვიძლია წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით:

$$J\omega \frac{d\omega}{d\varphi} = M_g(\omega) - M_c(\varphi, \omega, t) \quad (6.4)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_g(\omega) - M_c(\varphi, \omega, t) \quad (6.5)$$

ჩვენს შემთხვევაში მექანიკური ამძრავისათვის გამოყენებულია შიგაწვის ძრავა, აგრეთვე შესაძლებელია გამოყენებული იქნას ელექტროძრავაც (Lowe 2004:153).

შიგაწვის ძრავისათვის მარეგულირებელი სიდიდე ხასიათდება დამოკიდებულებით:  $M_g = f(\omega)$  და წარმოდგება პირდაპირ ხაზოვანი გამოსახულებით:

$$M_g = A - B\omega \quad (6.6)$$

სადაც,  $A$  და  $B$  არიან კოეფიციენტები და განისაზღვრებიან მექანიკური მახასიათებლების მრუდებიდან, კერძოდ:

$$A = \frac{M_{max}\omega_H - M_H\omega_M}{\omega_H - \omega_M} \quad (6.7)$$

$$B = \frac{M_{max} - M_H}{\omega_H - \omega_M} \quad (6.8)$$

სადაც,  $M_{max}$  - არის ძრავას მაქსიმალური მომენტი;

$M_H$  - არის ძრავას მინიმალური მაბრუნე მომენტი;

$\omega_M, \omega_H$  - არის ძრავას მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარეები მაქსიმალური და მინიმალური მაბრუნე მომენტების შემთხვევაში;

მექანიკური მრუდების დახასიათებისათვის შესაძლებელია გამოვიყენოთ პარაბოლური ტოლობები შემდეგი სახით:

$$M_g = A - B\omega^2 \quad (6.9)$$

სადაც,

$$A = \frac{M_{max}\omega_H^2 - M_H\omega_M^2}{\omega_H^2 - \omega_M^2} \quad (6.10)$$

$$B = \frac{M_{max} - M_H}{\omega_H^2 - \omega_M^2} \quad (6.11)$$

ლაგრანჟის II ტიპის დიფერენციალური ფორმულა საერთოდ შეიძლება ითქვას, რომ არახაზობრივია, რომლის ამოცანის გადაწყვეტაც წარმოადგენს მიახლოებით გრაფიკული მეთოდების საშუალებით (Quiza2009:173) Scheffer2003:973), ამიტომ ამოცანის გადაწყვეტა მცირე ტექნიკურ საშუალებებში შეუძლებელია. ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი მეთოდი ამ ამოცანის გადაჭრისათვის წარმოადგენს - კვადრატების მეთოდი, რომლის საშუალებით შეიძლება დადგინდეს პარამეტრების ოპტიმალური მნიშვნელობები. სასოფლო-სამეურნეო მანქანების კლასიფიკაცია აჩვენებს, რომ წინააღმდეგობის მომენტი სამუშაო ორგანოზე, კონსტრუქციის მიუხედავად დებულობენ მუდმივ სიდიდეს, რომელიც დამოკიდებულია მობრუნების კუთხეზე წამყვანი მექანიზმის პერიოდულობის კანონის საშუალებით. სწორხაზობრივად

მოდრავ სეგმენტებიან მჭრელ აპარატს გააჩნია მუდმივი ინერციის მომენტი, ხოლო იგი იცვლება მობრუნების კუთხის მიხედვით. ამ მომენტისათვის დიფერენციალური განტოლებები ამოიხსნება კვადრატების მეთოდით (Araki1985:1211) (Araki1985:1466) (Araki1986:4334), მაგრამ გააჩნია რთული ამოხსნის პირობა. ამ მეთოდის განმარტება შეიძლება მცირე სიდიდეების გამორიცხვის მეთოდით. ამ მიზნით ზემოთ აღნიშნული გამოსახულება შეიძლება დაიწეროს შემდეგნაირად:

$$J(\varphi)\omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} = M_g(\omega) - M_c(\varphi) \quad (6.12)$$

შიგაწვის ძრავებისათვის დიფერენციალური განტოლება შესაძლებელია ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$J(\varphi)\omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} = A - B\omega^2 - M_c(\varphi) \quad (6.13)$$

გავყოთ მისი ყველა ნაწილი  $J(\varphi)\omega$  -ზე, მივიღებთ:

$$\frac{d\omega}{d\varphi} + f + \frac{q(\varphi)}{\omega} = 0 \quad (6.14)$$

$$f(\varphi) = \frac{\frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} + B}{J(\varphi)} \quad (6.15)$$

$$q(\varphi) = \frac{M_c(\varphi) - A}{J(\varphi)} \quad (6.16)$$

შემოვიღოთ აღნიშვნა  $\omega^2 = U$ , მაშინ (6.14) განტოლება ბერნულის პირველი რიგის მიხედვით მიიღებს სახეს [127];

$$\frac{dU}{d\varphi} + 2f(\varphi) \cdot U = -2q(\varphi) \quad (6.17)$$

საიდანაც

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\exp\left[-2 \int_0^\varphi f(\varphi) d(\varphi)\right] \left\{ C - 2 \int_0^\varphi q(\varphi) \exp\left[2 \int_0^\varphi f(\varphi) d(\varphi)\right] d\varphi \right\}}; \quad (6.18)$$

ხოლო კუთხური აჩქარება იანგარიშება ტოლობით:

$$\varepsilon(\varphi) = \frac{d\omega(\varphi)}{dt} = \omega(\varphi) \frac{d\omega(\varphi)}{d\varphi}$$

საიდანაც, (6.18) ფორმულის მეშვეობით მივიღებთ:

$$\varepsilon(\varphi) = -\left[ f(\varphi) \exp\left[-2 \int_0^\varphi f(\varphi) d(\varphi)\right] \left[ C - 2 \int_0^\varphi q(\varphi) \exp\left[2 \int_0^\varphi f(\varphi) d(\varphi)\right] q(\varphi) \right] \right]; \quad (6.19)$$



### 6.3 მცირე სიმძლავრის სათიბელას დინამიკა სწორხაზობრივად მოძრავი

#### სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატით

რადგან ასეთი მანქანებისათვის ინერციის მომენტი მუდმივი სიდიდეა, ზემოთ აღნიშნული ფორმულების (6.15) და (6.16) თანახმად გვაქვს:

$$\left. \begin{aligned} f(\varphi) &= \frac{B}{J} \\ q(\varphi) &= \frac{M_c(\varphi) - A}{J} \end{aligned} \right\} \quad (6.20)$$

განვიხილეთ შემთხვევა, როცა დავუშვით, რომ  $M_c(\varphi) = M_c = \text{const.}$   $t=0$  საწყისი პერიოდისათვის, ხოლო  $\omega = \omega_0$ , მაშინ კუთხური სიჩქარე (6.18) მიიღებს სახეს:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\exp\left[-2\frac{B\varphi}{J}\right] \left\{ \omega_0^2 - \frac{2(M_c - A)}{J} \int_0^\varphi \exp\left[\frac{2B\varphi}{J}\right] d\varphi \right\}} \quad (6.21)$$

აქედან

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\exp\left[-2\frac{B\varphi}{J}\right] \left\{ \omega_0^2 - \frac{M_c - A}{J} \left[ \exp\left(\frac{2B\varphi}{J}\right) - 1 \right] \right\}} \quad (6.22)$$

ან

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\omega_0^2 \exp\left[-\frac{B\varphi}{J}\right] \left\{ \omega_0 - \frac{2(M_c - A)}{J} \int_0^\varphi \exp\left[\frac{2B\varphi}{J}\right] d\varphi \right\}}, \quad (6.23)$$

თეორიულად მოძრაობა შეწყდება, როცა  $\varphi \rightarrow \infty$ , ამიტომ კუთხური სიჩქარე სიჩქარის დაწყებიდან განისაზღვრება ტოლობით:

$$\omega = \sqrt{\frac{A - M_c}{B}} \quad (6.24)$$

წინააღმდეგობის  $M_c(\varphi)$  მომენტს აქვს რთული სახე, ამიტომ ფურიეს რიგის მიხედვით  $M_c(\varphi)$  წარმოვადგინეთ შემდეგი სახით:

$$M_c(\varphi) = \frac{a}{2} + \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi) \quad (6.25)$$

სადაც,  $a_0, a_n, b_n$  ( $n = 1, 2, \dots, m$ ) მუდმივი სიდიდეებია და განისაზღვრება ფორმულის ჰარმონიული ანალიზის საფუძველზე, კერძოდ:

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{T} \int_0^T M_c(\varphi) d\varphi \\ a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T M_c(\varphi) \cos n\varphi d\varphi \\ b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T M_c(\varphi) \sin n\varphi d\varphi \end{aligned} \right\} \quad (6.26)$$

სადაც,  $T$  - არის პერიოდი,  $T = \frac{2\pi}{\omega}$ .

აქედან გამომდინარე (6.16) ფორმულა მივიღეთ შემდეგი სახით:

$$q(\varphi) = \frac{1}{j} \left[ \frac{a_0}{2} - A + \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi) \right] \quad (6.27)$$

საწყისი პირობის თანახმად, როცა  $t = 0$ ,  $\omega = \omega_0$  მაშინ:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\exp\left[-\frac{2B\varphi}{j}\right] \left\{ \omega_0^2 - \frac{2}{j} \int_0^\varphi \left[ \frac{d_0}{2} - A + \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi) \right] \cdot \exp\left(\frac{2B\varphi}{j}\right) d\varphi \right\}} \quad (6.28)$$

მცირე გარდაქმნების საფუძველზე მივიღეთ კუთხური სიჩქარის საანგარიშო ფორმულა შემდეგი სახით:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\left[ \omega_0^2 + \frac{d_0 - 2A}{2B} + \frac{2}{j} \sum_{n=1}^m \frac{\frac{2a_n B}{j} - b_n n}{\left(\frac{2B}{j}\right)^2 + n^2} \right] \cdot \exp\left[-\frac{2B\varphi}{j}\right] - \frac{d_0 - 2A}{2B} - \frac{2}{j} \sum_{n=1}^m \frac{\left(\frac{2a_n B}{j} - b_n n\right) \cos\varphi + \left(\frac{2B}{j} + a_n n\right) \sin n\varphi}{\left(\frac{2B}{j}\right)^2 + n^2}} \quad (6.29)$$

სიჩქარის მინიჭების დროს

$$\lim_{\varphi \rightarrow \infty} \exp\left[-\frac{2B\varphi}{j}\right] = 0$$

და (6.29) ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\frac{2A - d_0}{2B} - \frac{2}{j} \sum_{n=1}^m \frac{\left(\frac{2a_n B}{j} - b_n n\right) \cos n\varphi + \left(\frac{2b_n B}{j} + a_n n\right) \sin n\varphi}{\left(\frac{2B}{j}\right)^2 + n^2}} \quad (6.30)$$

(6.19) ფორმულა გარდაქმნის შემდეგ მოგვცემს კუთხური სიჩქარის აჩქარების ფორმულას საკვლევი მანქანისათვის.

კერძოდ:

$$\varepsilon(\varphi) = -\frac{B}{J} \left\{ \left[ \omega_0^2 + \frac{d_0 - 2A}{2B} + \frac{2}{J} \sum_{n=1}^m \frac{\frac{2a_n B}{J} - b_n n}{\left(\frac{2B}{J}\right)^2 + n^2} \right] \cdot \exp\left[-\frac{2B\varphi}{J}\right] - \frac{d_0 - 2A}{2B} - \frac{2}{J} \sum_{n=1}^m \frac{\left(\frac{2a_n B}{J} - b_n\right) \cos n\varphi + \left(\frac{2b_n B}{J} + a_n n\right) \sin n\varphi}{\left(\frac{2B}{J}\right)^2 + n^2} \right\} - \frac{1}{J} \left[ \frac{a_0}{2} - A + \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi) \right] \quad (6.31)$$

ან

$$\varepsilon(\varphi) = \frac{2B}{J^2} \sum_{n=1}^m \frac{\left(\frac{2a_n B}{J} - b_n n\right) \cos n\varphi + \left(\frac{2b_n B}{J} + a_n n\right) \sin n\varphi}{\left(\frac{2B}{J}\right)^2 + n^2} - \frac{1}{J} \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi) \quad (6.32)$$

ექსპერიმენტული მნიშვნელობის განსაზღვრისათვის (6.30) ფორმულა შეგვიძლია წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით:

$$\left. \begin{aligned} \frac{2a_n B}{J} - b_n n &= Z_n \sin \alpha n \\ \frac{2b_n B}{J} + a_n n &= Z_n \cos \alpha n \end{aligned} \right\} \quad (6.33)$$

სადაც:

$$Z_n = \frac{\sqrt{(a_n^2 + b_n^2)(4B^2 + n^2 J^2)}}{J} \quad (6.34)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2a_n B - b_n n J}{2b_n B + b_n n J} \quad (6.35)$$

ამ შემთხვევის გათვალისწინებით (6.30) ფორმულამ მიიღო შედარებით მარტივი სახე:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\frac{2A - a_0}{2B} - 2 \sum_{n=1}^m \frac{\sqrt{a_n^2 + b_n^2}}{4B^2 + n^2 J^2}} \cdot \sin(n\varphi + \alpha_n); \quad (6.36)$$

ფორმულიდან ჩანს, რომ კუთხური სიჩქარე მიაღწევს მაქსიმუმს, როცა  $n\varphi + \alpha_n = \frac{3\pi}{2}$ , ხოლო მინიმალურს კი  $n\varphi + \alpha_n = \frac{\pi}{2}$ , ამის მიხედვით:

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{2A - a_0}{B} + 2 \sum_{n=1}^m \frac{\sqrt{a_n^2 + b_n^2}}{4B^2 + n^2 J^2}} \quad (6.37)$$

$$\omega_{min} = \sqrt{\frac{2A - a_0}{B} - 2 \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2 + b_n^2}{4B^2 + n^2 J^2}}} \quad (6.38)$$

ხარისხიანი ტექნოლოგიური პროცესის წარმოებისათვის, აგრეთვე მანქანის ვიბრაციის შემცირებისათვის (Araki...1985:1466) (Araki...1985:1211) (Araki...1986:4334) აუცილებლად საჭიროა წამყვანი ობიექტი უნდა პასუხობდეს შესაბამის ნორმებს, კერძოდ ვიბრაციის შემცირება შესაძლებელია ამძრავი ინერციის მომენტის სწორი შერჩევით ან აუცილებლობიდან გამომდინარე დამატებითი წონის დამატებით. სიჩქარის ცვალებადობის დიაპაზონი განისაზღვრება უსწორმასწორობის კოეფიციენტით, ფორმულით:

$$\delta = \frac{2(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega_{max} + \omega_{min}} \quad (6.39)$$

(6.37), (6.38) და (6.39) ფორმულების გათვალისწინებითა და გარდაქმნით, მივიღებთ:

$$\delta = \frac{\frac{2A - a_0^2}{2B^2} - \sqrt{\frac{2A - a_0^2}{2B^2} - 4 \left( \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2 + b_n^2}{4B^2 + n^2 J^2}} \right)^2}}{\sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2 + b_n^2}{4B^2 + n^2 J^2}}} \quad (6.40)$$

ფურიეს რიგის მიხედვით როცა  $n \rightarrow \infty$ , მაშინ

$$\left( \frac{nJ}{2B} \right)^2 \geq 1,$$

და (6.40) ფორმულა შეგვიძლია წარმოვადგინეთ შემდეგი უტოლობით, კერძოდ უნდა აკმაყოფილებდეს პირობას:

$$J \geq \frac{B((\delta^2) + 4) \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2 + b_n^2}{n^2}}}{(\delta)(2A - a_0)} \quad (6.41)$$

თუ ჩავთვლით, რომ  $\frac{\delta^2}{4} \approx 0$ , მაშინ მივითვებთ:

$$J \geq \frac{4B \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2 + b_n^2}{n^2}}}{|\delta|(2A - a_0)} \quad (6.42)$$

სათიბელაში გამოყენებულია შიგაწვის ძრავა - Двухтактная-2, რომლის პარამეტრებია: ძრავას მაქსიმუმი მაბრუნე მომენტი  $M_{max} = 3500$ ზრ/წთ, ნომინალური კი  $M_N = 3200$ ზრ/წთ.

მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარეებია  $\omega_M = 6200 \text{წმ}^{-1}$ , ხოლო  $\omega_H = 6000 \text{წმ}^{-1}$ ,  
 სიმძლავრე სამუშაო პროცესში  $N = 3,68$  კვტ

$$A = \frac{M_{max} \cdot \omega_H - M_N \cdot \omega_H}{\omega_H + \omega_M} = \frac{3500 \cdot 6000 - 3200 \cdot 6000}{6000 - 6200} = 147,5$$

$$B = \frac{3500 - 3200}{6000 - 6200} = \frac{300}{-200} = -1,5;$$

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T M_c(\varphi, d\varphi)$$

სადაც

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2 \cdot 3,14}{6100} = 0,001,$$

$$a_0 = \frac{1}{0,001} \int_0^{0,001} M_c(\varphi, d\varphi) = 7500.$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T M_c(\varphi, \cos n\varphi d\varphi) = \frac{2}{0,001} \int_0^{0,001} M_c(\varphi, \cos n\varphi d\varphi) = 7200.$$

$\omega_{max}$  შეიძლება გავიანგარიშოთ ტოლობით:

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot 147,5 - 7500}{2 \cdot (-1,5)}} + 2 \sqrt{\frac{7200^2 + b_n^2}{4 \cdot (-1,5) + 1^2 J^2}}$$

$$J = 2\pi \int_0^R R^3 dr = \frac{\pi R^4}{2} = \frac{3,14 R^4}{2};$$

$R$  - მუხლა ლილვის რადიუსია და  $R = 0,02$ მ.

მაშინ

$$J = \frac{3,14 \cdot 0,02^4}{2} = 0,03;$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T M_c(\varphi) \sin n\varphi d\varphi = 7100.$$

მაშინ მნიშვნელობების ჩასმით მივიღეთ:

$$\omega_{max} \approx 6500 \text{წმ}^{-1}.$$

შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარე  $\omega_{min} = 6200 \text{წმ}^{-1}$ .

ხოლო

$$\frac{B((\delta^2) + 4) \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a n^2 + b n^2}{n^2}}}{(\delta)(2A - a_0)} - \text{ის გაანგარიშებისათვის}$$

$$\delta = \frac{2(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega_{max} + \omega_{min}} = \frac{2(6500 - 6200)}{6500 + 6200} = \frac{600}{12700} = 0,04.$$

ტოლობის მარცხენა მხარე ტოლი იქნება 0,015-ისა რაც ფურიეს რიგის თანახმად, ინერციის მომენტი მოცემული მანქანისათვის  $J = 0,03$ , ხოლო  $0,03 > 0,015$ .

თავი VII.

სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელას ექსპერიმენტული  
გამოკვლევა ლაბორატორიული საველე ცდებით

## 7.1. თიბვის პროცესზე მოქმედი ძირითადი ფაქტორების გამოკვლევა

მანქანის ექსპერიმენტული გამოკვლევის მიზანი იყო ჩაგვეტარებინა ლაბორატორიული და საველე გამოცდები, რათა დაგვედგინა მანქანის მუშაობისათვის საჭირო ოპტიმალური რეჟიმები, თიბვის ტექნოლოგიური პროცესების გათვალისწინებით.

მანქანის ძირითადი პარამეტრების ოპტიმიზაცია ნიშნავს, თიბვის ტექნოლოგიურ პროცესზე მოქმედი ფაქტორების კონსტრუქციული და საექსპლუატაციო პარამეტრების დადგენას, რაც ესოდენ მნიშვნელოვანია სამუშაო პროცესის წარმოებისათვის. ამ ამოცანის გადაწყვეტისათვის საჭიროდ ჩაითვალა გამოყენებულიყო მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტების დაგეგმვის მეთოდი.

ჩავატარეთ ექსპერიმენტები, თუ რა ფაქტორები მოქმედებენ მანქანის მუშაობის დროს უშუალოდ თიბვის სამუშაო პროცესზე და შემდგომ დადგინდა მანქანის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გავლენა მანქანის მიერ შესრულებულ სამუშაოზე.

ტექნოლოგიური პროცესის ოპტიმიზაცია ითვალისწინებს აგრეთვე ისეთ პროცესს, რომლის დროსაც სამუშაო უნდა განხორციელდეს ენერჯისა და ძალის ნაკლები დანახარჯებით. ამ ამოცანის გადაწყვეტა არის თეორიულად ძალიან ძნელი, ამიტომ მისი განხილვა ვაწარმოეთ ექსპერიმენტალური მეთოდის საშუალებით.

დასმული ამოცანის გადაწყვეტა, როგორც ავღნიშნეთ შესაძლებელი გახდა მრავალფაქტორიანი მათემატიკური დაგეგმვის მეთოდით (Борвков 1972:75), რის საფუძველზეც ხდება მათემატიკური მოდელირების მიახლოება.

მათემატიკური მოდელირების შემადგენლობის განხილვა მოიცავს შემდეგ ოპერაციებს (Борвков 1972:75) :

1. ჭრის ტექნოლოგიური პროცესის შესწავლა;
2. ოპტიმალური პარამეტრების აღება და მასზე მოქმედი ფაქტორების ვარირება;
3. ექსპერიმენტალური დაგეგმვის მათემატიკური მოდელირება;
4. ადეკვატურობის შემოწმება.

თიბვის ოპერაციის შესრულებაზე კი უშუალოდ მოქმედებს შემდეგი ძირითადი ფაქტორები:

1. მანქანის გადაადგილების სიჩქარე  $V_a$  ;
2. მჭრელი აპარატის კუთხური სიჩქარე  $\omega$  ;
3. ღეროების რაოდენობა 0,5 მეტრზე;
4. მოდების განი - B .

ამ ელემენტების შერჩევით მოხდება დასმული ამოცანის გადაწყვეტა თიბვის სამუშაო პროცესის დროს, რადგან ოპერაცია დამოკიდებულია ზევით განხილულ ფაქტორებზე.

გამოკვლევები ჩავატარეთ შემდეგი ზონებით:

1. ძირითადი ანუ ნულოვანი ზონა (0);
2. მაღალი დონის ფაქტორი (+1);
3. დაბალი დონის ფაქტორი (-1);
4. უმაღლესი დონის ფაქტორი (+2);
5. უდაბლესი დონის ფაქტორი (+2).

## 7.2. ძირითადი ფაქტორების ექსპერიმენტალური გამოკვლევა



თიზვის პროცესის ოპტიმიზაციისათვის ავიღეთ მანქანის სიჩქარის დამოკიდებულება შემდეგი პარამეტრების მიმართ  $\gamma = (\omega, N, B)$  და ავაგეთ მოცემული დამოკიდებულების გრაფიკები ცალკე-ცალკე:

სიჩქარის დამოკიდებულება კუთხურ სიჩქარესთან - სწორხაზობრივად მოძრავი სემენტებიანი აპარატისათვის კუთხური სიჩქარე იანგარიშება ტოლობით (Карпенко1986:154):

$$\omega = \frac{V_{\text{აპარატ}} - V_a}{r} \quad (7.1)$$

სადაც,  $V_{\text{აპარატ}}$  - არის მჭრელი აპარატის სამუშაო სიჩქარე,  $V_{\text{აპარატ}} = 22,2\text{მ/წმ}$ .

$V_a$  - მანქანის მაქსიმალური სიჩქარე.

$r$  - წამყვანი და ამყვანი ვარსკვლავების საშუალო რადიუსი, ავიღეთ  $r = 0,2\text{მ}$ .

გაზომვებისა და ცდების საშუალებით დავადგინეთ, რომ 0,5 მეტრი სიგრძის მანძილის გაცელვას სათიბელამ მოახდომა 3-6 წმ, მოსავლის მეჩხერიანობის შესაბამისად, მაშინ სამუშაო სიჩქარე შეგვიძლია ვიანგარიშოთ მოსაზრებით:

$$V_a = 0,3 \text{ მ/წმ, ხოლო } r = 0,2 \text{ მ.}$$

შევიტანეთ მნიშვნელობები (7.1) ფორმულაში, მივიღებთ:

$$\omega = \frac{22,2 - 0,3}{0,2} = 81\text{წმ}^{-1}.$$

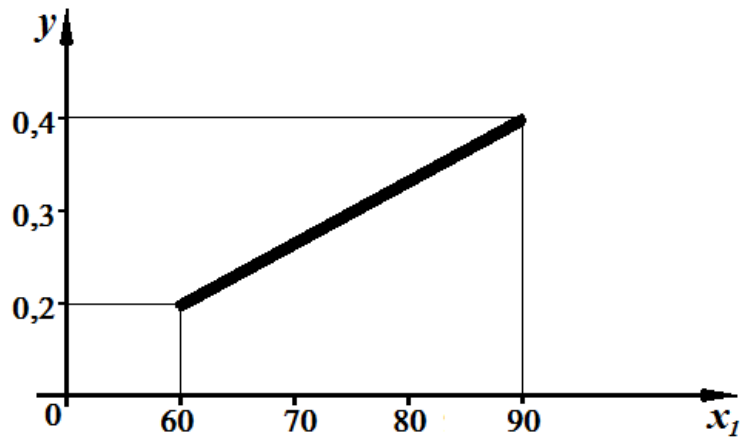
ავაგეთ კუთხურ სიჩქარესთან დამოკიდებულების გრაფიკი სავსე მონაცემების დაკვირვების საფუძველზე.

ექსპერიმენტი ჩავატარეთ უმცირესი კვადრატების გამოყენების მეთოდით. კერძოდ უმცირესი კვადრატების მეთოდით ექსპერიმენტი ითვალისწინებს გამოკვლევას შემდეგი ფორმულით [34]:

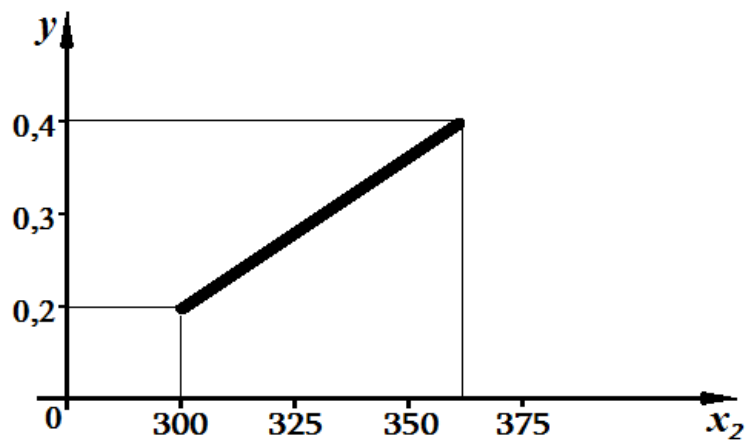
$$S = \sum_{K=1}^n [Y_K - f(x)]^2; \quad (7.2)$$

სადაც,  $Y_K$  - არის ექსპერიმენტალური ფუნქცია;

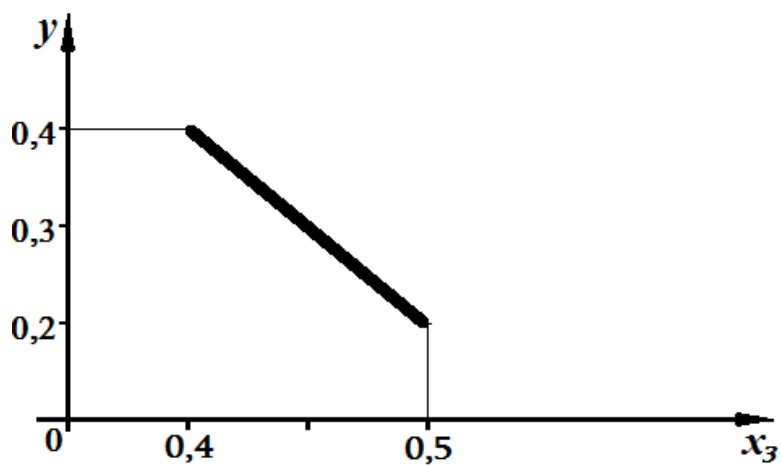
$f(x)$  - საძიებელი ფუნქცია.



ნახ 7.1. მოჭრილი ღეროების დამოკიდებულება გაცელვის სიგრძესთან.



ნახ 7.2. მოდების განის დამოკიდებულება გაცელვის სიგრძესთან.



ნახ. 7.3. სიჩქარის დამოკიდებულების გრაფიკები  $\omega$ ,  $N$  და  $B$  პარამეტრების მიმართ.

ვარიანების ინტერვალის წარმოდგინოთ 7.1. ცხრილით:

ცხრილი 7.1.

ფაქტორები		მანქანის გადაადგილების სიჩქარე, მ/წმ.	აპარატის კუთხური სიჩქარე, წმ <sup>-1</sup> .	ღეროების რაოდენობა I მ-ში, ცალი.	მოდებიდ განი, მ.	კოდირებული ღონის მნიშვნელობა
აღნიშვნა	რეალური	$V_0$	$\epsilon$	$N$	$B$	
	კოდირებული	$y$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	
ფაქტორების რეალური ღონე	ზედა ღონე	0,4	90	350	0,5	+1
	ძირითადი ღონე	0,3	80	325	0,45	0
	ქვედა ღონე	0,2	70	300	0,75	-1
	ვარიანების ინტერვალის	0,1	10	25	0,05	

ამ ფუნქციებს შორის გამოკვლევების საფუძველზე არსებობს შემდეგი დამოკიდებულება:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 \quad (7.3)$$

ჩვენი ამოცანის მდგომარეობა გახლდათ ის, რომ გაგვეგო  $b_0, b_1, b_2, b_3$  მუდმივი სიდიდეების მნიშვნელობები.

თუ გავითვალისწინებთ (7.2) ფორმულას, მაშინ (7.3) ფორმულა შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგნაირად:

$$S = \sum [Y - (b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3)]^2 \rightarrow \min.$$

ამოცანის გადაწყვეტისათვის  $b_0, b_1, b_2, b_3$ -ის მიმართ განტოლებების წარმოდგინება გავუტოლეთ ნულს და მივიღებთ შემდეგ მნიშვნელობებს:

$$\begin{cases} \frac{d}{db_1} = 2 \sum \{-x_1[Y - (b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3)]\} = 0 \\ \frac{d}{db_2} = 2 \sum \{-x_2[Y - (b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3)]\} = 0 \\ \frac{d}{db_3} = 2 \sum \{-x_3[Y - (b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3)]\} = 0 \\ \frac{d}{db_4} = 2 \sum \{-x_4[Y - (b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3)]\} = 0 \end{cases} \quad (7.4)$$

მოცემული განტოლებათა სისტემა გავამარტივეთ და მივიღებთ:

$$\begin{cases} \sum Yx_1 - b_1 \sum x_1^2 - b_2 \sum x_1x_2 - b_3 \sum x_1x_3 - b_0 \sum x_1 = 0 \\ \sum Yx_2 - b_1 \sum x_1x_2 - b_2 \sum x_2^2 - b_3 \sum x_2x_3 - b_0 \sum x_2 = 0 \\ \sum Yx_3 - b_1 \sum x_1x_3 - b_2 \sum x_2x_3 - b_3 \sum x_3^2 - b_0 \sum x_3 = 0 \\ \sum Y - b_1 \sum x_1 - b_2 \sum x_2 - b_3 \sum x_3 - nb_0 = 0 \end{cases} \quad (7.5)$$

სადაც,  $n$  - არის გამოცდათა რიცხვი,  $n = 9$ .

ექსპერიმენტთა დაგეგმვის მატრიცა წარმოვადგინოთ 7.2 ცხრილის სახით:

ცხრილი 7.2.

№	ექსპერიმენტთა დაგეგმვის მატრიცა				მატრიცის მნიშვნელობები			
	Y	$x_1$	$x_2$	$x_3$	Y	$x_{1i}$	$x_{2i}$	$x_{3i}$
1	0	-1	+1	+1	0,30	71	312	0,47
2	+1	0	-1	-1	0,35	82	340	0,42
3	+1	+1	0	+1	0,36	87	321	0,46
4	-1	+1	0	-1	0,25	83	327	0,43
5	0	-1	0	0	0,31	77	305	0,44
6	-1	-1	+1	+1	0,22	76	341	0,47
7	-1	+1	-1	-1	0,26	84	324	0,41
8	+1	0	+1	+1	0,33	81	335	0,49
9	0	-1	+1	+1	0,29	78	318	0,46

ვიანგარიშით  $\{(Y, Yx_1, Yx_2, Yx_3, x_1^2, x_2^2, x_3^2, x_1x_2, x_1x_3, x_2x_3, )\}$  მნიშვნელობები და შევიტანოთ ცხრილში 7.3.

ცხრილის მნიშვნელობები შევიტანეთ (7.5) ფორმულაში, რის საფუძველზეც მივიღეთ შემდეგი განტოლებათა სისტემა:

$$\begin{cases} 57629 + 719b_0 - 213 = 0 \\ 233575b_1 + 2923b_2 + 1313b_3 + 2923b_0 - 866 = 0 \\ 323b_1 + 1313b_2 + 1,8b_3 + 4,05b_0 - 11 = 0 \\ 719b_1 + 2923b_2 + 4,05b_3 + 9b_0 - 2 = 0 \end{cases} \quad (7.6)$$

ამ განტოლების ამოხსნისათვის საჭიროდ ჩავთვალოთ გამოგვეყენებინა მიახლოებითი გამოთვლის წესი (Барзилович1983:376), რაც მდგომარეობს იმაში, რომ გამოვრიცხეთ უმცირესი სიდიდის მნიშვნელობები და მივიღეთ შემდეგი განტოლებათა სისტემა

დაშვარე მნიშვნელობების სიდიდეები

N <sup>o</sup>	Y	$x_{1i}$	$x_{2i}$	$x_{3i}$	$x_{1i}x_{2i}$	$x_{1i}x_{3i}$	$x_{2i}x_{3i}$	$x_{1i}^2$	$x_{2i}^2$	$x_{3i}^2$	$Y_i x_{1i}$	$Y_i x_{2i}$	$Y_i x_{3i}$	Y
1	0,30	71	312	0,47	22152	33,37	146,6	5041	97344	0,22	21,3	93,6	0,14	0,22
2	0,35	82	340	0,42	27880	34,44	142,8	6724	115600	0,17	28,7	119	0,14	0,26
3	0,36	87	321	0,46	27927	40,02	147,66	7569	103041	0,21	31,2	115,5	0,16	0,29
4	0,25	83	327	0,43	27141	35,69	140,6	6889	106929	0,18	20,7	81,75	0,10	0,30
5	0,31	77	305	0,44	23485	33,88	134,2	5929	93025	0,19	23,8	94,55	0,13	0,31
6	0,22	76	341	0,47	25916	35,72	160,2	5776	116281	0,22	16,72	75,02	0,10	0,33
7	0,26	84	324	0,41	27216	34,44	132,8	7056	104976	0,16	21,84	84,24	0,10	
8	0,33	81	335	0,48	27135	39,69	164,1	6561	112225	0,24	26,73	110,55	0,16	
9	0,29	78	318	0,46	24804	35,88	146,2	6084	101124	0,21	22,62	92,22	0,13	
10	0,88	243	977	1,36	79074	110,01	443,18	19701	318325	0,61	71,19	286,96	0,39	
11	2,67	719	2923	4,05	233575	323,13	1313,9	57629	950545	1,80	213,73	866,39	1,16	

$$\begin{cases} -175946b_1 + 230652b_2 - 990b_3 - 213 = 0 \\ 233252b_1 + 1610b_2 + 1311b_3 - 877 = 0 \\ -396b_1 - 1610b_2 - 22b_3 - 13 = 0 \end{cases} \quad (7.7)$$

აღნიშნულ სისტემაშიც გამოვრიცხეთ უმცირესი სიდიდის მნიშვნელობები, მივიღებთ:

$$\begin{cases} 57306b_1 + 2322b_2 - 1090 = 0 \\ -176342b_1 + 229042b_2 - 226 = 0 \end{cases}$$

აქედან:

$$\begin{cases} b_1 = \frac{1090 - 232262b_2}{57306} \\ -\frac{176342}{57306}(1090 - 232262b_2) + 22904 - 226 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} b_1 = \frac{1090 - 232262b_2}{57306} \\ b_2 = 0,006 \end{cases}$$

$$\begin{cases} b_1 = -0,005 \\ b_2 = 0,006 \end{cases}$$

მაშინ  $b_0$ - იქნება  $b_0 = -182,6$ , ხოლო  $b_3 = 2,06$ .

შევიტანეთ მნიშვნელობები (7.3) ფორმულაში, მივიღებთ

$$Y = -182,6 - 0,005x_1 + 0,006x_2 + 2,06x_3; \quad (7.8)$$

შევამოწმეთ ჰიპოტეზის ადეკვატურობა ფიშერის ცნობილი ფორმულებით. კერძოდ ცენტრალური დაგეგმვის მატრიცა ხორციელდება კვადრატების რიცხვით და იანგარიშება ფორმულით (Барзилович1983:376):

$$SS_E = \sum_{U=1}^{n_0} (Y_{OU} - \bar{Y}_O)^2 \quad (7.9)$$

სადაც,  $n_0$  - ცენტრში დაგეგმვის რაოდენობა ( $n_0 = 3$ );

$Y_{OU}$  - არის ფუნქციის მნიშვნელობა  $U$  გამოცდის ცენტრში ( $Y_{OU} = 0,94$ );

$\bar{Y}_O$  - არის ცენტრალური ფუნქციის საშუალო მნიშვნელობა გამოცდის ცენტრში ( $\bar{Y}_O = 0,31$ ).

მაშინ

$$SS_E = (0,94 - 0,31)^2 = 0,3.$$

ნარჩენი კვადრატების რიცხვი იანგარიშება ფორმულით (Барзилович1983:376):

$$SS_E = \sum_{U=1}^N (\bar{Y}_U - Y_U)^2 \quad (7.10)$$

სადაც,  $\overline{Y_U}$  - არის ფუნქციის ექსპერიმენტალური მნიშვნელობა  $U$  გამოცდაში  $\overline{Y_U} = 1,5$ .

კვადრატების რიცხვი (Артемьев 1973:70) იანგარიშება ტოლობით:

$$SS_{LF} = SS_R - SS_E$$

მნიშვნელობების შეტანით მივიღეთ:

$$SS_R = (2,6 - 1,5)^2 = 1,2$$

$$SS_{LF} = 1,2 - 0,3 = 0,9$$

ფიშერის კრიტერიუმი იანგარიშება ტოლობით:

$$F = \frac{SS_{LF} \cdot f_E}{SS_E \cdot f_{LF}} \quad (7.11)$$

სადაც,  $f_E = 3 - 1 = 2$ ,

ხოლო

$$f_{LF} = 9 - \frac{1}{2}(2 + 3)(3 + 1) - (3 - 1) = 3$$

$$F = \frac{0,9 \cdot 2}{0,3 \cdot 3} = \frac{1,8}{0,9} = 2,0$$

მიღებული მნიშვნელობა უტოლდება ცხრილის მნიშვნელობებს 7%-დონით (Гнеденко1965:524). ამ პირობის საფუძველზე ექსპერიმენტული შედეგები საიმედოა 93%-ით. (7.8) განტოლებას ფაქტორების ნატურალური მნიშვნელობებისათვის ექნება შემდეგი სახე:

$$Y = -182,6 - 0,005W + 0,006N + 2,06B.$$

მიღებული დამოკიდებულება იძლევა საშუალებას განისაზღვროს მანქანის სამუშაო სიჩქარე, მისაღები რეჟიმის გამომავალი კონკრეტული მნიშვნელობებისათვის.

რეგრესული კოეფიციენტები  $b_0 = -18,26$ ;  $b_1 = 0,005$ ;  $b_2 = 0,0002$ ;  $b_3 = 41,2$  მნიშვნელობებისათვის ვიანგარიშეთ.  $Y$ -ის მნიშვნელობა შევიტანეთ 7.4 ცხრილში.

ცდობ №	Y	$b_0 = -18,26; b_1 = 0,005; b_2 = 0,0002; b_3 = 41,2$		
		$Y_1$	$\Delta(x_1 + x_2 + x_3)$	$\Delta(x_1 + x_2 + x_3)^2$
1	0,30	1,1	-0,8	0,6
2	0,35	1	-0,6	0,3
3	0,36	0,6	-0,2	0,04
4	0,25	-0,6	0,8	0,6
5	0,31	-0,1	0,4	0,1
6	0,22	1,7	1,4	1,9
7	0,26	1,4	1,6	2,5
8	0,33	1,9	-1,5	2,2
9	0,29	0,6	0,8	0,6



## თავი VIII.

### სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი სათიბელას ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება

#### 8.1. მანქანის საექსპლუატაციო-ეკონომიკური გამოთვლის მეთოდика და ანგარიში

მანქანის ეკონომიკური მაჩვენებლების გაანგარიშებისათვის საჭიროა ვიანგარიშოთ მისი მწარმოებლობა საათში, სეზონში და ცვლაში (ციკლია1995:42) (Власов1982:35) (Косагев1978:240) ფორმულებით:

$$W_{\text{სთ}} = 0,1BV_{\phi}, \text{ ჰა/სთ.} \quad (8.1)$$

$$W_{\text{ცვ}} = W_{\text{სთ}}T\tau, \text{ ჰა/ცვ.} \quad (8.2)$$

$$W_{\text{სეზ}} = W_{\text{ცვ}}mK, \text{ ჰა/სეზ.} \quad (8.3)$$

სადაც,  $B$  - არის მანქანის მოდების განი ( $B = 0,50\text{მ}$ );

$T$  - დღის სამუშაო საათები ( $T = 7\text{სთ.}$ );

$\tau$  - დროის გამოყენების კოეფიციენტი ( $\tau$  - სათიბელასათვის შეადგენს 0,8-ს) (Вознесенский1979:187);

$m$  - დღე-ღამეში ცვლათა რაოდენობა ( $m = 1,25$ );

$K$  - სამუშაო დღეების რაოდენობა დროის განმავლობაში ( $K = 14$  (Вознесенский1979:65)).

შევიტანოთ მნიშვნელობები (8.1) (8.2) (8.3) ფორმულებში, სადაც მივიღებთ:

$$W_{\text{სთ}} = 0,1 \cdot 0,5 \cdot 9 = 0,45 \text{ ჰა/სთ.}$$

$$W_{\text{ცვ}} = 0,45 \cdot 7 \cdot 0,8 = 2,52 \text{ ჰა/ცვ.}$$

$$W_{\text{სეზ}} = 2,25 \cdot 1,25 \cdot 14 = 44,1 \text{ ჰა/სეზ.}$$

შესრულებული სამუშაოს თვითღირებულება პირდაპირი დანახარჯებით იანგარიშება ტოლობით:

$$Y = S + A + R + C \quad (8.4)$$

სადაც,  $S$  - მუშის ხელფასის ღირებულებაა, ლარი/ჰა-ზე;

$A$  - მანქანის ამორტიზაციის ფასი, ლარი/ჰა-ზე;

$R$  - მანქანის რემონტის ღირებულების ფასი, ლარი/ჰა-ზე;

C - საწვავის ღირებულება, ლარი/ჰა-ზე.

დანახარჯი, მუშის ხელფასზე, იანგარიშება ტოლობით:

$$S = \frac{\sum n_i f_i}{W_{\text{სთ}}}, \quad \frac{\text{ლარი}}{\text{ჰა}}. \quad (8.5)$$

სადაც,  $n_i$  - მუშის რაოდენობა, ჰა-ზე ( $n_i = 1$ );

$f_i$  - მუშის საათური ანაზღაურება ( $f_i = 2$ ლარი).

$W_{\text{სთ}}$  - 0,45ჰა/სთ.

მნიშვნელობების შეტანით (8.5) ტოლობაში მივიღეთ:

$$S = \frac{1 \cdot 2}{0,45} = \frac{2}{0,45} = 4,4 \approx 4 \text{ლარი}. \quad (8.6)$$

ამორტიზაციის ანარიცხები იანგარიშება ტოლობით:

$$A = \frac{E_{\theta} \cdot \alpha_{\theta}}{100W_{\text{ცვ}}}. \quad (8.7)$$

სადაც,  $E_{\theta}$  - არის მანქანის სავარაუდო ღირებულება ( $E_{\theta} = 400$ ლარი);

$\alpha_{\theta}$  - მანქანის ამორტიზაციის ანარიცხები %-ით (ცხრილებით  $\alpha_{\theta} = 2\%$ ,

(Барэилович 1983:139)).

შევიტანეთ მნიშვნელობები ფორმულაში და მივიღეთ:

$$A = \frac{400 \cdot 2}{100 \cdot 2,52} = \frac{800}{252} = 3,1 \text{ლარი/ჰა}.$$

სარემონტო ანარიცხები იანგარიშება ტოლობით:

$$R_{\theta} = \frac{E_{\theta} \cdot Z_{\theta}}{100W_{\text{ცვ}}}. \quad (8.8)$$

სადაც,  $E_{\theta} = 400$ ლ;

$Z_{\theta}$  - სასოფო-სამეურნეო მანქანის რემონტის ანარიცხები, იანგარიშება

(Барэилович 1983:139) ცხრილებით და ტოლია  $Z_{\theta} = 5\%$ .

$$R_{\theta} = \frac{400 \cdot 5}{100 \cdot 2,52} = 7,9 \text{ლარი/ჰა}.$$

საწვავის ღირებულება იანგარიშება ტოლობით:

$$C = \frac{N \cdot g \cdot \mu \cdot b \text{ სთ}}{W_{\text{სთ}}}, \quad \frac{\text{ჰა}}{\text{ჰა}}. \quad (8.9)$$

სადაც,  $N$  - არის ძრავას სიმძლავრე, კვ.ტ, ( $N = 3,5$ კვ.ტ).

$g$  - საწვავის რაოდენობა სამუშაო პროცესის დროს, სთ, ( $g = 0,4$ კგ).

$\mu$  - საწვავის ღირებულება ( $\mu = 2,10$  ლარი).

$b$  - მინდვრის სამუშაოებში ძრავას გამოყენების კოეფიციენტი

( $b = 0,8$ ). (Зяблов 1964:76)

შევიტანოთ მნიშვნელობები (8.9) ფორმულაში, მვიღებთ:

$$C = \frac{3,5 \cdot 0,4 \cdot 2,1 \cdot 0,8}{0,45} = 5,2 \approx 5 \text{ლარი.}$$

მიღებული მნიშვნელობები შევიტანოთ (8.4) ფორმულაში

$$Y = 4 + 3,1 + 7,9 + 5 = 20 \text{ლარი.}$$

## 8.2. ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება

მანქანის ეკონომიკური ეფექტიანობა იანგარიშება ტოლობით:

$$\varepsilon = (Y_{\delta} - Y_{\theta})W_{\text{სთ}} + K(\mu_{\theta} \alpha - \mu_{\theta})n \quad (8.10)$$

სადაც,  $Y_{\delta}$  - არის ხელით შრომის დანახარჯი;

$Y_{\theta}$  - მანქანის მუშაობის დროს დახარჯული თანხა ( $Y_{\theta} = 17$ ლ.)

$K$  - ეკონომიკური ეფექტიანობის კოეფიციენტი, ცხრილიდან (Зяблов 1964:76)  $K = 0,2$ .

$\mu_{\theta}$  - საბალანსო ღირებულება (ხელით შრომაზე  $\mu_{\theta} = 0$ ).

ამიტომ 8.10 ფორმულაში  $K(\mu_{\theta} \alpha - \mu_{\theta})n$  მივიღოთ უმნიშვნელოდ, რადგან ნოლის ტოლია  $K(\mu_{\theta} \alpha - \mu_{\theta})n = 0$ .

ფორმულა (8.10) მიიღებს სახეს:

$$\varepsilon = (Y_{\delta} - Y_{\theta})W_{\text{სთ}}. \quad (8.11)$$

სამთო პირობებში ექსპერიმენტით მივიღეთ, რომ ერთ მუშას შეუძლია 1 საათში შეასრულოს  $Y_{\text{მუშ}} = 0,013$ ა/სთ. სამუშაო.

მაშინ 7 საათიანი სამუშაოს დროს

$$Y_{\text{მუშ}} = 7 \cdot 0,01 = 0,073 \text{ა/სთ},$$

ხოლო ანაზღაურება დღეში იქნება

$$7 \cdot 2 = 14 \text{ ლარი.}$$

ჰექტარზე მუშის მიერ ჩატარებული სამუშაოს ანაზღაურება იქნება

$$Y_{\text{მუშ}} = 14 \cdot \chi. \quad (8.12)$$

სადაც,  $\chi$  - არის დღეების რაოდენობა, რომელსაც მოანდომებს მუშა 13ა-ს სამუშაოს შესასრულებლად.

$$\chi = \frac{1}{0,07} = 14,2 \approx 15 \text{ დღე.}$$

შევიტანეთ მნიშვნელობა (8.12) ფორმულაში, მივიღებთ:

$$Y_{\text{მუშ}} = 14 \cdot 15 = 210 \text{ ლარი.}$$

(8.11) ფორმულის თანახმად:

$$\varepsilon = (Y_{\delta} - Y_{\theta})W_{\text{სთ}} = (210 - 17)2,5 = 482,5 \text{ ლარი.}$$

ამრიგად, ეკონომიურმა ეფექტიანობამ ხელით შრომისაგან შედარებით, 13ა-ზე შეადგინა 482,5 ლარი.

## ძირითადი დასკვნები

მცირე სიმძლავრის სწორხაზობრივად მოძრავი სათიბელას მიერ სამთო პირობებში საკვების დამზადებისათვის, თიბვის ტექნოლოგიური პროცესის კვლევის საფუძველზე შესაძლებელია შემდეგი დასკვნების გაკეთება:

1. დღეისათვის საქართველოში ჩატარებულმა რეფორმებმა და სოფლის მეურნეობის დარგის მხარდაჭერამ განაპირობა სასოფლო-სამეურნეო სავარგულების სრულად გამოყენების შესაძლებლობის პერსპექტივები, საიდანაც სამთო პირობებში, არსებული მსოფლიო ფირმების მიერ გამოშვებული მცირე სიმძლავრის სათიბელები მთლად ვერ პასუხობენ თიბვის სრულ აგროტექნიკურ მოთხოვნილებებს, აქედან გამომდინარე დადგა დღის წესრიგში გაუმჯობესებული და დანერგილი იქნას მცირე სიმძლავრის სათიბელა, რომელიც გადაჭრის აღნიშნულ პრობლემას.

2. ლიტერატურული მასალებისა და სათიბელათა მსოფლიო მოდელების ანალიზის საფუძველზე შესწავლილია სერიული გამოშვების სათიბელები და მათი მუშაობის თავისებურებები. შესწავლილი იქნა საქართველოს მდებლად ბალახთა თავისებურებები ღეროს დიამეტრებით, რის შესაბამისად პლასტიკური ტიპის მჭრელმა აპარატებმა თიბვის სრული სამუშაო პროცესი ვერ შეასრულა ხარისხიანად და უდანაკარგოდ.

3. წარმოდგენილი საკითხის შესწავლისა და ანალიზის საფუძველზე დადგენილია, რომ დღეისათვის მცირე მექანიზაციის ისეთი ტექნიკური საშუალებების ანალოგი, რომელიც უზრუნველყოფს უხეში საკვების დამზადებას, სოფლის მეურნეობის სუბტროპიკული და მთიანი მდებლად ზონის რელიეფური პირობებისათვის, არ არსებობს.

4. სადისერტაციო ნაშრომის კვლევის მიზანი იყო ხელის მოტორიზებული სათიბელას რაციონალური სამანქანო ტექნოლოგიის და სამუშაო ორგანოს დასაბუთება, ტექნიკური და ტექნოლოგიური პარამეტრების გაანგარიშების მეთოდის დამუშავებით.

5. კვლევები ჩატარდა ხელის მოტორიზებული სათიბელას რაციონალური კინემატიკური სქემის განსასაზღვრად; დასაბუთდა სამუშაო ორგანოს ოპტიმალური სქემა; დამუშავდა უწყვეტი-გადაადგილების პრინციპზე მომუშავე

სეგმენტური სამუშაო ორგანოს საინჟინერო გაანგარიშების მეთოდის და დამზადებული იქნა სათიბელას ექსპერიმენტალური ნიმუში;

6. დასაბუთებული იქნა ფერდობებზე და ტრაქტორისათვის მიუწვდომელ ფართობებზე თივის დამზადების ახალი სამანქანო ტექნოლოგია; დასაბუთებულია, რომ ხელის მოტორიზებულ სათიბელებში ყველაზე უფრო რაციონალურია უწყვეტი-გადაადგილების პრინციპზე მომუშავე სეგმენტური სამუშაო ორგანოს გამოყენება; განსაზღვრულია სამუშაო ორგანოს პარამეტრების გაანგარიშების მეთოდის დასაბუთებულია ხელის მოტორიზებულ სათიბელას და უწყვეტი გადაადგილების პრინციპზე მომუშავე სეგმენტური სამუშაო ორგანოს პრინციპიალური სქემა.

7. შერჩეული პრინციპიალური სქემისა და დამუშავებული გაანგარიშებების მეთოდის საფუძველზე დაპროექტებული და დამზადებული იქნა ხელის მოტორიზებული სათიბელა, რომელიც აგროტექნიკური მოთხოვნების საფუძველზე უზრუნველყოფს უხეში საკვების თივის სამუშაო პროცესს მცირეკონტურიან და ტრაქტორისათვის მიუდგომელი მთიანი რელიეფის სათიბეებში. სათიბელამ გაიარა საველე ტექნოლოგიური გამოცდები და რეკომენდირებულია საცდელი პარტიის დამზადებისათვის.

8. ჩატარებული იქნა კვლევები ძირითადი მჭრელი აპარატის მჭრელ დანებზე და დადგინდა მჭრელი სეგმენტების ძირითადი გეომეტრიული ფორმები და ზომები - სეგმენტის სისქე  $\sigma^0 = 0,01$  მ, სიმაღლე  $h = 0.06-0.08$  მ, სიგანე  $B = 0.05-0.07$  მ, ალესვის კუთხე  $\beta = 22^\circ$  და დანის სისქე  $\sigma = 0,0001$  მ. აღნიშნული პარამეტრების შესაბამისად დამუშავდა სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატის კონსტრუქცია.

9. ექსპერიმენტულ სტენდზე ჩატარებული იქნა მჭრელი დანების ლაბორატორიული კვლევა ღეროების ჭრის დროსთან შესაბამისობაში და დამუშავდა შედეგების ემპირიული და თეორიული განაწილების კრიტერიუმები, საშუალო არითმეტიკული, საშუალო კვადრატული გადახრა, ვარიაციის კოეფიციენტი და სხვა. მიღებული შედეგების საფუძველზე აიგო ექსპერიმენტული და თეორიული განაწილების მრუდები, რაც შეთანხმებულია კოლმოგოროვის კრიტერიუმთან მნიშვნელობით  $\lambda = 0,8327$ . შეიძლება ითქვას, რომ ემპირიული და თეორიული

განაწილება ერთმანეთს ემთხვევა და შესაძლებელია მჭრელი დანების გამოყენება თიხვის სამუშაო პროცესის ჩასატარებლად.

10. აღნიშნული კვლევების საფუძველზე დამუშავდა სათიბელას კონსტრუქცია და მსოფლიო მეცნიერების გამოცდილების საფუძველზე ჩატარდა მჭრელი დანის ღეროსთან ურთიერთზემოქმედების ანალიზი, კერძოდ დადგენილი იქნა ჭრის სიჩქარესა და წინააღმდეგობის ძალას შორის დამოკიდებულება.

11. გაანგარიშებულია, დასაბუთებული და შერჩეულია სწორხაზობრივად მოძრავი მჭრელი აპარატის ჯაჭვის სიჩქარე, გადაცემის ფარდობა, ჯაჭვზე მოქმედი დატვირთვები, რგოლების რიცხვი, აპარატის წამყვანი და ამჟღავნის ვარსკვლავების ფორმები, ზომები და მჭრელ ჯაჭვზე მოქმედი ძალები. გამოკვლეული იქნა სათიბელას დინამიკური პროცესები და ვიბრაცია ინერციის მომენტების გამოყენებით.

12. სავსე ცდებითა და მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტების დაგეგმვის მეთოდით მიღებული იქნა რეგრესიული განტოლება, რომლის საშუალებით დადგენილია მჭრელი დანების მუშაობის ოპტიმალური რეჟიმები სამთო პირობებში მისი გამოყენების თვალსაზრისით.

13. დაკვირვებებისა და კვლევის ანალიზიდან გამომდინარე ახალდანერგილ სათიბელას დღემდე მოქმედ სათიბელებთან შედარებით გააჩნია შემდეგი უპირატესობები - როტაციული სათიბელები ვერ უზრუნველყოფენ ჭრის სიჩქარის მუდმივობას, სეგმენტის სიმაღლისა და მდებარეობის მიხედვით, ხოლო სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი სათიბელა უზრუნველყოფს ჭრის ხარისხის მუდმივობას, მჭრელი აპარატი თანაბრად დატვირთული და დანის დახრის ცვალებადობა ჭრის მთელი პერიოდის განმავლობაში მუდმივია, რაც ამაღლებს სამუშაო პროცესის მწარმოებლობასა და ჭრის სისუფთავს.

14. გაანგარიშებულია მანქანის ეკონომიური ეფექტიანობა ხელით შრომასთან შედარებით რომელმაც ჰექტარზე შეადგინა 482,5 ლარი.

## გამოყენებული ლიტერატურა

1. აბუსელიძე...2012: აბუსელიძე ფ., მამულაძე მ. – „სწორხაზობრივად მოძრავი სეგმენტებიანი მჭრელი აპარატის მჭრელი სეგმენტის გეომეტრიული ფორმისა და ზომის გამოკვლევა“, საქართველოს სოფლის მეურნეუბის მეცნიერებათა აკადემიის სამეცნიერო შრომების კრებული „მომამბე“ - 30.
2. აგლაძე 1963: აგლაძე დ. – „მეცხოველეობის საფუძვლები“. ნაწ. I, II, III. თბილისი.
3. ანდრეევი 1982: ანდრეევი ნ. – „მდელოსა და მინდვრის საკვებწარმოება“. თბილისი
4. ახალაია 1981: ახალაია ა. – „ბალახის ფეკილი“ სახელმწიფო სტანდარტი. თბილისი
5. გაბუნია...2006: გაბუნია ნ., მამულაძე მ. – „ხელის მობრუნებელი როტაციული სათიბელას ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები“. თსუ სამეცნიერო შრომათა კრებული
6. გაბუნია...1998: გაბუნია ნ., თედორეძე ო., აბუსელიძე ფ. - „სადრენაჟე არხისპირა შპალერებზე ჩაის მოვლამოყვანის შრომატევად პროცესთა მექანიზაციის საკითხისათვის“. აგრარულ მეცნიერებათა პრობლემები, კრებული 3. თბილისი
7. გაბუნია...1999: გაბუნია ნ., დარჯანია შ., თედორაძე ო., აბუსელიძე ფ.- „სფერულ კვლებზე გაშენებული ჩაის პლანტაციების აღდგენისა და რეაბილიტაციის ტექნიკური საშუალებები“. სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესი საქართველოს აგროსამრეწველო სექტორის საინჟინრო სფეროში. თბილისი
8. გაბუნია...1999: გაბუნია ნ., ფხაკაძე ნ., დარჯანია შ., ივანიაძე ა, აბუსელიძე ფ.-, მუშა ორგანოები ჩაის ბუჩქის მძიმე სახის გასხვლებისათვის 0,2; 0,6 და 0,14 წევითი კლასის ენერგეტიკული საშუალებების ბაზაზე“. სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესი საქართველოს აგროსამრეწველო სექტორის საინჟინრო სფეროში. თბილისი.
9. გაბუნია...2002: გაბუნია ნ., დარჯანია შ., თედორაძე ო., აბუსელიძე ფ., ფხაკაძე ნ., ოკუჯავა ი., მირიანაშვილი ი. - „მსხვილღეროიანი კულტურების გადასაჭრელი მოწყობილობა“ - საქართველო, ინტელექტუალური საკუთრების ეროვნული ცენტრი „საქპატენტი“. თბილისი.
10. გამხოშვილი...1987: გამხოშვილი რ., ბეჟანიშვილი გ. – „საკვების მომზადების მექანიზაცია“. თბილისი.
11. ეზიკაშვილი 1991: ეზიკაშვილი ო. – „მანქანათა ნაწილები“.



- გამომცემლობა-ტექნიკური უნივერსიტეტი.  
თბილისი
12. ეზიკაშვილი...1984: ეზიკაშვილი ო., ჭელიძე დ.– „მანქანათა ნაწილები“. გამომცემლობა-ტექნიკური უნივერსიტეტი. თბილისი
  13. ზანგალაძე 1999: ზანგალაძე ჯ. – სატყეო მეურნეობის მექანიზაცია. თბილისი
  14. კაციტაძე 1989: კაციტაძე ჯ. - „მანქანების საიმედოობა და რემონტი“. თბილისი
  15. კეჩუაშვილი...1998: კეჩუაშვილი ა., კეჩუაშვილი ო. – „ურთიერთშეცვლადობის საფუძვლები“ თბილისი.
  16. კორახაშვილი 2009: კორახაშვილი ა. - „მემინდვრეობა“ გამომცემლობა „ტექნიკური უნივერსიტეტი-2009“ თბილისი.
  17. მამულაძე 2006: მამულაძე მ. – „ხელის მოტორიზებული როტაციული სათიბელას მჭრელი აპარატის სტატისტიკური მახასიათებლების განსაზღვრა“. სსსუ სამეცნიერო შრომათა კრებული.
  18. მამულაძე...2009: მამულაძე მ., აბუსელიძე ფ., გორგილაძე ლ. - „ხელის მოტორიზებული როტაციული სათიბელას დინამიკა როტაციული სამუშაო ორგანოთი“. საქართველოს სოფლის მეურნეობის მეცნიერებათა აკადემიის სამეცნიერო შრომების კრებული „მოამბე“ - 24. თბილისი.
  19. მამულაძე...2012: მამულაძე მ., აბუსელიძე ფ.–„სწორხაზობრივად მოძრავი მჭრელი აპარატის მჭრელი სეგმენტის ღეროსთან ერთიერთზემოქმედების ანალიზი“. საქართველოს სოფლის მეურნეობის მეცნიერებათა აკადემიის სამეცნიერო შრომების კრებული „მოამბე“-30. თბილისი.
  20. მამულაძე...2012: მამულაძე მ., აბუსელიძე ფ., - „სამთო პირობებში უხეში საკვების დამზადება მცირე მექანიზაციის გამოყენებით“. საქართველოს სოფლის მეურნეობის მეცნიერებათა აკადემიის სამეცნიერო შრომების კრებული „მოამბე“- 31. თბილისი.
  21. მანია 1962: მანია გ. – „ალბათობის თეორიის კურსი“. თბილისი
  22. მახარობლიძე 1997: მახარობლიძე რ. – „საქართველოს აგროსამრეწველო კომპლექსის საინჟინრო სფეროს მომავალი“. თბილისი
  23. მახარობლიძე...2000: მახარობლიძე რ., იაშვილი თ. – „სოფლის მეურნეობის წარმოების მექანიზაციის განვითარების თანამედროვე მსოფლიო

- ტენდენციები“. თბილისი.
24. მოსაშვილი 1978: მოსაშვილი ი. – „მეცხოველეობა“. თბილისი.
25. ოშორიძე 1985: ოშორიძე მ. – „საკვებამღები მანქანების თეორიისა და გაანგარიშების საფუძვლები“, დამხმარე სახელმძღვანელო. სოფლის მეურნეობის სამინისტრო, გამომცემლობა „საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტი“. თბილისი
26. რუხაძე 1975: რუხაძე ა. - „უმაღლესი მათემატიკა“. ტ. II. თბილისი.
27. სიმა 93: სიმა 93, პანოვერი 97. საერთაშორისო სასოფლო-სამეურნეო მანქანათმშენებლობის გამოფენის მასალები.
28. უვნებელი...2005: უვნებელი კვება. სურსათისა და სოფლის მეურნეობის ჯანდაცვის მსოფლიო ორგანიზაციების ერთობლივი სასურსათო სტანდარტების პროგრამა. თბილისი
29. შხვაცაბაია...1982: შხვაცაბაია ზ., ბეჟანიშვილი გ. – „სოფლის მეურნეობის მანქანები“. თბილისი
30. ჩხაიძე...2009: ჩხაიძე ვლ., აბუსელიძე ფ., ბეჟირიშვილი მ. - „გამოყენებითი მექანიკა“. გამომცემლობა „შოთა რუსთაველის სახელმწიფო უნივერსიტეტი“ ბათუმი.
31. ცივაძე ...1987: ცივაძე ა., ყიფიანი თ. და სხვა. -, „ალბათობის თეორიისა და მათემატიკური სტატისტიკის ელემენტები“. სპი-ს გამომცემლობა. თბილისი.
32. ციკოლია 1995: ციკოლია ი. – „მცირე ბიზნესი და მისი ეკონომიკური ეფექტიანობა“. გაზეთი აჭარა. 24 თებერვალი
33. ხუციშვილი...1982: ხუციშვილი ვ, ჯიხაშვილი ა. – „ცხოველთა კვების თავისებურებები“. თბილისი
34. Артемьев 1973: Артемьев Ю. Н. - „Основы надёжности сельскохозяйственной техники“. Издательства „Колос“. Москва.
35. Андрухаев 1985: Андрухаев Х. – „Сборник задач по теории вероятностей“. Издательства „Просвещение“. Москва
36. Анакин 1962: Анакин Н. - „Ремонт сельскохозяйственных машин“. Свердловск
37. Акулич 1986: Акулич Н. Л. - „Математическое программирование в примерах и задачах“. Издательства „Высшая школа“. Москва.
38. Антошкевич 1971: Антошкевич В. -, „Экономическое обоснование новой сельскохозяйственной техники“. Издательства „Экономика“. Москва

39. Борвко 1972: Борвков А. А. - „Теория вероятностей“. Издательства „Наука“. Москва.
40. Босой 1967: Босой Е.С. - Режущие аппараты уборочных машин. Теория и расчёт. Издательства „Машиностроение“. Москва.
41. Байхельт ...1988: Байхельт Ф., Франкен П. - Надёжность техническое обслуживание. Математически подход. Издательства „Радио и связь“ Москва.
42. Бусленко 1964: Бусленко Н. П. Математическое моделирование производственных процессов. М. Наука
43. Барзилович 1983: Барзилович Е. В. Вопросы математической теории надёжности. Издательства „Наука“. Москва.
44. Волков 1973: Волков Г.К. -Зооигиена и вентиляция, санитария в животноводстве. Издательства „Наука“. Москва.
45. Виноградов 1968: Виноградов Г.К. Технология лесочных работ. Лес. пр
46. Василенко 1937: Василенко Н.Ф. Теория режущих аппаратов. ВИСХМ сб.5. Москва
47. Вентцель 1969: Вентцель Е.С. Теория вероятностей. Издательства „Сов. Радио“. Москва.
48. Вентцель 1972: Вентцель Е.С. Исследование операций. Издательства „Сов. Радио“. Москва.
49. Вознесенский 1979: Вознесенский В. Н. Статистические методы планирования эксперимента в технико – экономических исследованиях. Издательства „Мир“. Москва.
50. Вангер 1973: Вангер Г. Основы исследования операций. Перевод с английского. Издательства „Мир“. Москва.
51. Власов 1982: Власов Н. С. Методика экономической оценки сельскохозяйственной техники. Издательства „Колос“. Москва.
52. Гмурман 1977: Гмурман В. Е. Теория вероятностей с математическая статистика. Москва. Высш. шк.
53. Гурин ... 1971: Гурин Ф. и др. Технология автотракторостроения. Москва.
54. Гнеденко ...1965: Гнеденко Б. В, Белиаев Ю. К. и др. - „Математические методы в теорий надёжности“. Издательства „Наука“. Москва.
55. Дроздов 1961: Дроздов Н.Н. Исследование процесса резания трав и зерновых культур режущим аппаратами уборочных сельскохозяйственных машин.М.ЦБТН
56. Длин 1958: Длин А. М. Математическая статистика в технике. Москва
57. Драновский ...1992: Драновский Н. С. и др. Бизнес и менеджер.

- Москва. Азимутцентр.
58. Желиговский 1940: Желиговский В. А. Экспериментальная теория резания лезвьям. Тр. МНМЭСХ. 9. Москва
59. Зяблов 1964: Зяблов В. А. Основы теории технологического процесса резания и режущих аппаратах кормоприготовительных машин. Тр. ВНЭСХ. Т.14. Москва
60. Зовалишин 1982: Зовалишин Ф. Методы исследования его производства. Москва
61. Ивашко 1958: Ивашко А. А. Вопросы теории резания органических материалов Лезвием. Трак. и сель. Маш. Москва
62. Кудрявцев 1980: Кудрявцев В. Детали машин. Издательства „Наука“.Москва
63. Комаристов ...1976: Комаристов Н. В., Дунай С. И. Сельскохозяйственные машины. М. Колос
64. Капланович 1988: Капланович М. Справочник по с.х транспортным работам. Москва
65. Конкин ...1976: Конкин Ю.Н. и др. Экономическое обоснование внедрения мероприятий научно-технического процесса. Москва. Колос
66. Косагев 1978: Косагев Г. Экономическая оценка с.х техники. Москва
67. Карпенко 1985: Карпенко Л.Н. - установки и регулировка сельскохозяйственных машин. М. Колос
68. Карпенко 1986: Карпенко Л. Н. - Экспериментальное исследование режущего аппарата уборочных машин. Москва. СельхозГИЗ
69. Крагелский 1955: Крагелский Н. В. - Коэффициенты трения. Машиностроительной литературы. Москва
70. Кисилев 1982: Кисилев В. А. - Сборник задач и примеров расчётов по курсу деталей машин. Москва
71. Листопад 1980: Листопад Г. Е. - Сельскохозяйственный и мелиоративные машины. Москва.Колос
72. Ломов 1981: Ломов В. И. - Разработка и исследование с. х. орудия с ротором. Диссертация кандидата технических наук. Москва
73. Листопад 1982: Листопад В. Н. - С. х. машины. Москва. Издательства Колос
74. Лышко 1979: Лышко Г. - Топливо-смазочные материалы и технические жидкости. Москва
75. Львовский 1982: Львовский Е. Н. - Статистические методы построения эмпирических формул. Москва. Издательства „Высшая школа“
76. Мельнико 1985: Мельников В. С. - Технологическое оборудование

- животноводческих ферм и комплекса. Ленинград. Издательства „Колос“.
77. Мельнико 1972: Мельников В. С. - Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Москва. Издательства „Колос“.
78. Мельнико 1969: Мельников В. С. – Механизация животноводческих ферм Москва. Издательства „Колос“.
79. Мельников 1973: Мельников В.С. -Теория лезвиям с.х машин. М. Наука
80. Мельников 1985: Мельников В. С. Техническое оборудования для ферм. Ленинград. Издательства „Колос“.
81. Метолников 1991: Метолников М. С. Лесохозяйственные Машины. Москва. Издательства „Экология“.
82. Механизация 1980-1999: Механизация и электрификация сельского хозяйства. Журналы
83. Махароблидзе ...1984: Махароблидзе Реваз, Маргошвили Темур - Установка для исследования процессов среза стеблей растений. А.С. №1235824
84. Махароблидзе 1969: Махароблидзе Реваз - Исследование влияния форм соприкасающихся поверхностей при соударения обсолютно жесткого тела с упругности с. х матерялом. Москва
85. Новиков 1957: Новиков Ю. - Теория и расчёт режущего аппарата для уборки грубостебельных лубяных культур. сб. ВИСХОМ. Выпуск II. Москва
86. Налимова 1982: Налимова В. - Таблицы планов эксперимента для факторных полиномиальных моделей. Справочное издания. Москва. Методика.
87. Плященко ...1976: Плященко С., Хохлова И. - Микроклимат и продуктивность животных. Ленинград. Издательства „Колос“.
88. Прогорелый 1988: Прогорелый Л. - Сельскохозяйственная техника и технология будущего. Киев. Издательства „урожая“.
89. Резник 1966: Резник Н. Е. - Вопросы теорий резания лезвьем. Транспорт ВИСХОМ. Выпуск 55. Москва
90. Резник 1972: Резник Н. Е. - Теория резания лезвием и основных расчёта резуших аппаратов. Москва. Издательства „Машиностроение“.
91. Резник ... 1983: Резник Н. Альябиев Е. Механизация приготовления кормов на животноводческих фермах. Москва.
92. Решетов 1974: Решетов Д. - Детали машин. Москва
93. Современные тенденций мирового сельскохозяйственного машиностроения. Москва

94. Солодовников 1975: Солодовников А.С. Теория вероятностей. Москва. Издательства „Просвещение“
95. Сергеев ... 1975: Сергеев З., Химченко Г. Справочник в сельском хозяйстве. Москва
96. Толгин 1985: Толгин Д. Н. Сельскохозяйственные здания и сооружения. М.Колос
97. Журналы 1996-2000: Журналы-Тракторы и сельхозмашины. Москва. Издательства „Наука“
98. Тедорадзе 1986: Тедорадзе О.М. Ошоридзе М.С. Уборочные машины. Методика дипломных проектов. Тбилиси. Издательства „Мецниереба“.
99. Халанский 1989: Халанский В. Сельскохозяйственные машины. Москва
100. Хованский 1976: Хованский Г.С. Основы номографий. Москва. Издательства „Наука“
101. Шхвацабая ... 1971: Шхвацабая Г. Ошоридзе М. - Сельскохозяйственные машины и орудия. Тбилиси. Издательства „Мецниереба“.
102. Aiba ... 1994: Aiba T., Murata R. - Research on reducing of nonlinear behavior of an impact damper in transient vibration. J. Japan Society for Precision Engineering 60(8).
103. Aiba ... 1995: Aiba T., Murata R., Henmi N., Nakamura Y. - An investigation on variable-attractive-force impact damper and application for controlling cutting vibration in milling process. J. Japan Society for Precision Engineering 61(1).
104. Aidanp ... 1993: Aidanp A. A, J.O. Gupta R. B. Periodic and Chaotic behavior of a threshold-limited two-degree-of-freedom system. J. Sound & Vib. 165(2).
105. Aidanp ... 1994: Aidanp A. A, J.O. Shen H. H. Gupta R. B. Stability and bifurcations of a stationary state for an impact oscillator. Chaos 4 (4).
106. Akl ... 1995: Akl F.A. Butt A. S. Application of Impact Dampers in Vibration Control of Flexible Structures. NASA Johnson Space Center, Washington, DC, p. 15
107. Alabuzhev ... 1989: Alabuzhev P. Gritchkin A. Kim L. Migirenko G. Chon V. Stepanov P. Vibration Protecting and Measuring Systems with Quasi-Zero Stiffness. Hemisphere Publishing Co. New York
108. Alabuzhev ... 1977: Alabuzhev P. Gritchkin A. Stepanov P. Khon V.F.: Studies of vibroprotecting systems with stiffness correction. Physico-Tech Probl Exploitation of Mineral Resources 3
109. Alexander ... 1991: Alexander R. M. Noah S. T. Franck C.G.: Parametric

- identification of a vibratory system with a clearance. Proc. ASME Design Eng Div, Modal Analysis, Modeling, Diagnostics, and Control-Analytical and Experimental 38, 47-57
110. Alighanbari 2002: Alighanbari H. : Aeroelastic response of an airfoil-aileron combination with free-play in aileron hinge. J. Aircraft 39 (4), 711-713
111. Alzate ... 2007: Alzate R. di Bernardo M. Montanaro U. Santini S.: Experimental and numerical verification of bifurcations and chaos in cam-follower impacting systems. Nonlin. Dyn. 50(3), 409-429
112. Amelkin ... 1998: Amelkin V. V. Kalitin B. S.: Ideal two-impact model of the clock with an analytical strongly isochronous oscillator of free oscillations. Appl. Math. Mech (PMM) 62 (1), 92-99 (in Russian)
113. Andreaus ... 2000: Andreaus U. Casini P.: Dynamics of SDOF oscillators wath hysteretic motion-limiting stop. Nonlin. Dyn. 22(2), 155-174
114. Andrianov ... 2003: Andrianov I.V. Awrejcewicz J.: Asymptotic behavior of a system with damping and high power-form nonlinearity. J. Sound & Vib. 267, 1169-1174
115. Antunes ... 2006: Antiones J. F. Visa C. Sauvey C. Abba G.: Approximate analytical model for Hertzian elliptical contact problems. ASME J. Tribology 128, 660-664
116. Antunes ... 1990: Antunes J. Axisa F. Vento M. A.: Experiments on vibro-impact dynamics under fluidelastic instability. In: Proc. ASME Pressure Vessels and Piping Division. Flow-Induced Vibration, New York, NY, PVP, vol. 189, pp. 127-138
117. Antunes ... 1992: Antunes J., Axisa F., Vento M.: Experiments on tube/support interaction with feedback-controlled instability. ASME J.PressureVessels Technology 114(1), 23-32
118. Antunes ... 1992: Antunes J. De Langre E. Vento M. .Axisa F.: Teoretical model for the vibro-impact motions of tube bundles under fluidelastic instability. In: Proc. ASME Pressure Vessels and Piping Division. Cross-Flow Induced Vibration of Cylinder Arrays, 1992, Anaheim, CA, PVP, vol. 242, pp. 135-150
119. Antunes ... 1992: Antunes J. Axisa F. Beaufls B. Guilbaud D.: Coulomb friction modeling in numerical simulations of vibration and wear work rate of multispan tube bundles J. Fluids & Struct. 4, 287-304
120. Antunes ... 1998: Antunes J. Paulino M. Piteau P.: Remote identification of impact fortces on loosely supported

- tubes: Part 2 – Complex vibro-impact motions. *J. Sound & Vib.* 215 (5), 1043-1064
121. Antunes ... 2001: Antunes J. Paulino M. Izquierdo P.: Blind identification of impact forces from multiple remote vibratory measurements. *Int. J. Nonlin. Sci. & Num. Simul.* 2(1), 1-20
122. Aoki ... 1995: Aoki S. Watanabe T.: Forced vibration analysis of cantilever beam with unsymmetrical stop. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen/Trans JSME, Part C* 61 (588), 3190-3195 in Japanese
123. Aoki ... 1998: Aoki S. Watanabe T.: Forced vibration analysis of continuous system with unsymmetrical collision characteristics. *Nonlin. Dyn.* 17 (2), 141-157
124. Aoki ... 2004: Aoki S. Watanabe T.: Practical response analysis of a mass-spring impact system with hysteresis damping. *Nuclear Eng. & Design* 234, 1-9
125. Araki ... 1985: Araki Y. Yokomichi I. Inoue J.: Impact damper with granular materials (2nd report, both sides impact in a vertical oscillating system). *Bulletin JSME* 28 (241), 1466-1472
126. Araki ... 1985: Araki Y. Yuhki Y. Jinnouchi Y.: impact damper with granular materials (3rd Report, Indicial Response). *Bulletin JSME* 28 (240), 1211-1217
127. Araki ... 1986: Araki Y. Yokomichi I. Jinnouchi Y.: impact damper with granular materials (4th report, frequency response in a horizontal system). *Bulletin JSME* 29 (258), 4334-4338
128. Araki ... 1988: Araki Y. Jinnouchi Y. Inoue J.: Impact damper with granular materials. *ASME Pressure Vessels and Piping Div.* 133, 879-893
129. Araki ... 1989: Araki Y. Jinnouchi Y. Inoue J. Yokomichi I.: Indicial response of impact damper with granular material. *Seismic. Eng.* 182, 73-79
130. Araki ... 1992: Araki Y. Jinnouchi Y. Inoue J. Yokomichi I.: Impact damper with granular materials for multibody system. In: *Proc ASME Pressure Vessels and Piping, DOE Facilities Programs, systems Interaction, and Active/Inactive Damping*, vol. 229, pp. 139-145
131. Arnold 1957: Arnold R.N.: Response of an impact vibration absorber to forced vibration. *Actes IX Congress on Appl. Mech., Brussels* 7, 407-418
132. Arnold 1983: Arnold V.I.: *Geometrical Methods in the Theory of Differential Equations.* Springer, Berlin
133. Asfar ... 2005: Asfar K. R. Akour S.N.: Optimization analysis of impact viscous Damper for controlling self-excited



- vibrations. *J. Vib. & Cont.* 11(1), 103-120
134. Astashev ... 1971 Astashev V. K.: On the dynamics of an oscillator impacting against a stop. *Machine Studies* (2)
135. Astashev ... 1998 Astashev V. K. Babitsky V.I.: Ultrasonic cutting as a nonlinear (vibroimpact) process. *Ultrasonics* 36(1-5), 89-96
136. Astashev ... 2007 Astashev V. K. Babitsky V.I.: *Ultrasonic Process and Machines: Dynamics, control and Applicatoins.* Springer, Berlin
137. Astashev ... 2000 Astashev V. K. Babitsky V. I. Kolovsky M: *Dynamicsand ControlMachines.* Springer, Berlin
138. Astashev ... 2001 Astashev V. K. Kruperin V. L.: Experimental research of oscillations of strings, interacting with dot stops. *Doklady Akademi I Nauk* 397 (3), 329-334 (2001a
139. Astashev ... 2001 Astashev V. K. Kruperin V. L.: Experimental investigation of vibrations of strings interacting with point obstacles. *Doklady Physics* 46 (7),522-525
140. Astashev ... 1996 Astashev V. K. Kruperin V. L. Tresvyatskii A. N.: Experimental investigation of synchronization of impacts in distributed systems with parallel impact spairs. *Physics-Doklady* 41 (11), 532
141. Au-Yang 2000: Au-Yang M.K.: Joint and cross acceptance for cross-flow-induced vibration, Part I: Theoretical and finite element formulations. *ASME J. Pressure Vessel Techn* 122, 349-354
142. Au-Yang 2000: Au-Yang M.K.: Joint and cross acceptance for cross-flow-induced vibration, Part I: Carts and pplications. *ASME J. Pressure Vessel Techn* 122, 355-361
143. Allen 1976: Allen E. H. Negative Probabilities and the Uses of Signed Probability Theory, *Philosophy of science*, Vol . 43, No. 1
144. Matsuana ... 1985: Matsuana Y. Matsukudo Z. ta. studies on a trek tope tea bile working machine - Boly and Plush for attacktupe working. machine - z. soc. Adr. mach. japan-1985
145. Mamuladze ... 2010: Mamuladze M., Abuselidze P.- The Measures of improvement of feed base of animal breeding by Using Small Complex mechanization: International Conference, „Modernization of Agriculture in the Conditions of Globalization” Batumi
146. Watson 1982: Watson M - The use of pluming machines for harvesting green mass's. Ha, Q.
147. Chiese ... 1984: Chiese A., Oberto L.- Inflienec of Tires on car vibration studies with a New classification meted advices in automobile engineering. p.3.

148. Bednorz ... 2009: Bednorz A. and Belzig W. On the problem of negative probabilities in time-resolved full counting statistics, 25th International Conference on Low Temperature Physics (LT25), *Journal of Physics*, Conference Series, v. 150, 022005
149. Burgin 2009: Burgin M. *Extended Probabilities: Mathematical Foundations*, Preprint in Physics, math-ph/0912.4767, 18p. (electronic edition: <http://arXiv.org>)
150. Carnap 1950: Carnap R. - *Logical Foundations for Probability*, University Chicago Press, Chicago.
151. Curtright ... 2001: Curtright T. and Zachos C. - Negative Probability and Uncertainty Relations, *Mod. Phys. Lett. A* 16: 2381-2385
152. Han ... 1996: Han Y. D. Hwang W.Y. and Koh I.G. Explicit solutions for negative-probability measures for all entangled states, *Physics Letters A*, v. 221, No. 5, pp. 283-286
153. Haug 2007: Haug E. G.: *Derivatives Models on Models*, John Wiley & Sons, New York
154. Hofmann 2009: Hofmann H.F. How to simulate a universal quantum computer using negative probabilities, *J. Phys. A: Math. Theor.*, v. 42 275304 (9pp)
155. Khrennikov 2009: Khrennikov A. *Interpretations of Probability*, Walter de Gruyter, Berlin/New York,
156. Kolmogorov 1950: Kolmogorov A. N. *Grundbegriffe der Wahrscheinlichkeitsrechnung, Ergebnisse Der Mathematik Foundations of the Theory of Probability*, Chelsea P. C.)
157. Kolmogorov ... 1965: Kolmogorov A. N. and Fomin S.V. *Elements of Function Theory and Functional Analysis*, Nauka, Moscow.
158. Lowe 2004: Lowe D. Machine Learning, Uncertain Information, and the Inevitability of Negative probabilities', *Machine Learning Workshop*, Sheffield, England ([http://videlectures.net/mlws04\\_lowe\\_mluii/](http://videlectures.net/mlws04_lowe_mluii/)) (2004/2007)
159. Mardari 2007: Mardari G.N. Interpreting Negative Probabilities in the Context of Double-Slit Interferometry, in 4th Conference on Foundations of Probability and Physics, Växjö, Sweden, pp. 341-346
160. Youssef 2001: Youssef S. Physics with exotic probability theory, Preprint hep-th/0110253, (electronic edition: <http://arXiv.org>)
161. Quiza ... 2008: Quiza R. Figueira L. Davim JP. Comparing statistical models and artificial neural networks on predicting

- the tool wear in hard machining D2 AISI steel. *Int J Adv Manuf Technol* 37:641-648
162. Singh ... 2007: Singh D. Rao PV. A surface roughness prediction model for haed turning process. *Int J Adv Manuf Technol* 32:1115-1124
163. Davim ... 2007; Davim JP. Figueira L. Comparive evaluation of conventional and wiper ceramic tools on cutting forces, surface roughness, and tool wear in hard turning AISI D2 steel. *Proc Inst Mech Eng B J Eng Manuf* 221: 625-633
164. Basak ... 2007: Basak S. Dixit US. Davim JP. Application of radial basis function neural networks in optimization of hard turning of AISI D2 cold-worked tool steel with a ceramic tool. *Proc Inst Mech Eng B J Eng Manuf* 221:987-998
165. Lajis ... 2008: Lajis MA. Karim ANM. Amin AKMN. Hafiz AMK. Turnad LG. (2008) prediction of tool life in end milling of hardened steel AISI D2. *Eur J Sci Res* 21:592-602
166. Bessey-Breton ... 2006: Bessey-Breton S, poulachon G, Lapujoulade F. Integration of tool geometry in prediction of cutting forces during milling of hard materials. *Proc Inst Mech Eng B J Eng Manuf* 220:579-587
167. Quiza ... 2009: Quiza R. Davim JP. Computational modeling of machining systems. In: Ozel T, Davim JP (cds) *Intelligent machining: modeling and optimization of the machining processes and systems*. London: ISTE,pp 173-213
168. Scheffer ... 2003: Scheffer C, Kratz H, Heyns PS, Klocke F. - Development of a tool wear-monitoring system for hard turning. *Int J Mach Tools manuf* 43:973-985
169. Kothamasu ... 2005: Kothamasu R. Huang S. Vardiun H. - Comparison of Computational intelligence and statistical methods in condition monitoring for haed tuming. *Int J Prod Res* 43:597-610
170. Horng ... 2008: Horng J-T. Chiang K-T. - A grey and fuzzy algorithms integrated approach to the optimization of turning Hadfield steel with A1203/TiC mixed ceramic tool. *J Mater Process Technol* 207:89-97
171. Huang ... 2004: Huang LH. Chen JC. - A fuzzy-nets-based in process surface roughness prediction system in turning operations. *Int J Knowl Based Intell EngSyst* 8:37-44
172. Sun ... 2004: Sun J. Rahman M. Wong YS. Hong GS - Multiclassification of tool wear with support vector machine by manufacturing loss consideration. *Int J*

- Mach Tools Manuf 44:1179-1187
173. Tang 2006: Tang Y. - Optimization strategy in milling process for high speed machining of hardened die/mold steel. J Univ Sci Technol Beijing Miner Metall Mater 13:240-243
174. Stoic ... 2005: Stoic A. Kopac J. Cukor G. - Testing of machinability of mould steel 40CrMnMo7 using genetic algorithm. J Mater Process Technol 164-165:1624-1630
175. Xueping ... 2009: Xueping Z, Erwei G, Liu CR - Optimization of process parameter of residual stresses for hard turned surfaces. J Mater Technol 209:4286-4291















