

ბათუმის შოთა რუსთაველის სახელმწიფო უნივერსიტეტი
აგრარული და საინჟინრო ტექნოლოგიების ფაკულტეტი
აგროტექნოლოგიისა და აგროინჟინერიის დეპარტამენტი

ფირუზა ვარშანიძე

ფერდობებზე თხილის მოსავლის კრეფა
მცირე მექანიზაციის ტექნიკური
საშუალებების გამოყენებით

(აგროინჟინერიის დოქტორის აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად წარმოდგენილი)

დისერტაცია

04.15.02. სოფლის მეურნეობის მექანიზაცია

სამეცნიერო ხელმძღვანელები:

ტექნიკის აკადემიური დოქტორი მ. მამულაძე
ტექნიკის აკადემიური დოქტორი რ. მარგალიტაძე

ბათუმი – 2013

სარჩევი

თავი I

თხილის კულტურა და მისი აგროტექნიკა

- 1.1. თხილის ბიოლოგიური თავისებურებები და ზოგიერთი ჯიშის მოკლე დახასიათება ----- 8
- 1.2. თხილის ძირითადი ნაირსახეობები საქართველოში - - - - - 10
- 1.3. თხილის ნაყოფების ფიზიკურ-მექანიკური და აეროდინამიკური თვისებები, რომლებიც განაპირობებს მის მექანიზებულ კრეფას ----- 11
- 1.4. სამამულო და უცხოური წარმოების ხილის საკრეფი აგრეგატების მოკლე მიმოხილვა ----- 15
- 1.5. ხილის საკრეფი აგრეგატისადმი წაყენებული აგროტექნიკური მოთხოვნები -- 28
- 1.6. სოფლის მეურნეობაში პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გამოყენების მიზნით ჩატარებული სამეცნიერო-კვლევითი სამუშაოების მიმოხილვა ----- 29
- 1.7. კვლევის მიზანი და ამოცანები ----- 33

თავი II

თხილის საკრეფი აგრეგატის ტექნოლოგიური

სქემის დასაბუთება

- 2.1. აგრეგატის ტექნოლოგიურ სქემაში პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გამოყენების მიზანშეწონილობის დასაბუთება ----- 35
- 2.2. გრიგალური ვენტილატორის მუშაობის პრინციპი ----- 43
- 2.3. ვენტილატორის მუშა თვალის დეტალების ანგარიში ----- 48

თავი III

თხილის საკრეფი აგრეგატის კონსტრუქციული

თავისებურებები

- 3.1. თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოტრანსპორტიორი გამომტანი მოწყობილობით ----- 58
- 3.2. თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემა გრიგალური ტიპის ვენტილატორით ----- 62

თავი IV

თხილის საკრეფი აგრეგატის დინამიკა

- 4.1. დაყვანილი ინერციის მომენტის გამოთვლა ----- 66
- 4.2. წინაღობის მომენტის მრუდის ჰარმონიული ანალიზი ----- 75

თავი V

თხილის საკრეფი აგრეგატის თეორია და ექსპერიმენტული კვლევა

- 5.1. პნევმოსატრანსპორტო სისტემის ენერგეტიკული კვლევა ----- 78
- 5.2. თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემის აეროდინამიკური პარამეტრების ოპტიმიზაცია მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის დაგეგმვით-86

თავი VI

თხილის საკრეფი აგრეგატის დინამიკის ექსპერიმენტული კვლევა

- 6.1. ექსპერიმენტის ჩატარების მეთოდიკა ----- 98
- 6.2. ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები ----- 103

თავი VII

საველე-ლაბორატორიული გამოცდების შედეგები და

ტექნო-ეკონომიკური მაჩვენებლები

- 7.1. მოკრეფილი თხილის ნაყოფების ხარისხის მაჩვენებლები ----- 114
- 7.2. სამეურნეო-ტექნოლოგიური გამოცდების მაჩვენებლები -----117
- 7.3. ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება ----- 122
- დასკვნა ----- 126
- გამოყენებული ლიტერატურა -----130
- დანართები ----- 138

შესავალი

თემის აქტუალობა - საქართველოს სოფლის მეურნეობის განვითარების ფონზე, დასავლეთ საქართველოს სუბტროპიკული ზონა განსაკუთრებული თავისებურებებით გამოირჩევა.

თავის დროზე მომგებიანი მონოკულტურების ჩაისა და ციტრუსების მზარდმა წარმოებამ, პერმანენტულად განდევნა სოფლად ადრე არსებული ტრადიციული და არატრადიციული დარგები (მეზოსტნეობა, მეხილეობა, მეცხოველეობა და სხვა), რამაც თავისებური გავლენა იქონია რეგიონის მოსახლეობის საქმიანობაზე.

გარდამავალ პერიოდში, ეროვნული მეურნეობის დარგების – მეჩაიეობის და მეციტრუსეობის ეკონომიკის დაცემის პირობებში, დასავლეთ საქართველოს სუბტროპიკულ ზონაში გამოიკვეთა თხილის კულტურის, როგორც მოსახლეობის მთავარი ფულადი შემოსავლების წყაროს, მნიშვნელობა.

თხილის კულტურისადმი ინტერესი, მსოფლიო ბაზარზე მის მიმართ მზარდი მოთხოვნის გამო, საკმაოდ მაღალია. ამან განაპირობა საქართველოს სუბტროპიკულ ზონაში თხილის კულტურის წარმოების მკვეთრი გაფართოება და მეთხილეობის, როგორც დარგის ჩამოყალიბება. 2009-2010 წლებში საქართველოში თხილის წლიური წარმოება 35 ათას ტონას აღემატებოდა. 1 კგ თხილის საშუალო ფასი 2,5 ÷ 3,0 ლარს აღწევდა. პერსპექტივაში ასეთი ფასების (1 კგ - 2,5 ÷ 3,0 ლარი და მეტი, მყიდველობითი უნარის თანამედროვე დონის გათვალისწინებით) შენარჩუნებით მოსალოდნელია საქართველოში თხილის წარმოების 7-8-ჯერ გადიდება [მარგალიტაძე 2008:55; ბიგვავა, ლლონტი, მარგალიტაძე 2010:65; გოგოლაძე 2008:52].

ნებისმიერი ხეხილოვანი კულტურის, მათ შორის თხილის მოსავლის აღების დროს პირველი ოპერაცია არის როგორც ხეზე მყოფი ნაყოფის კრეფა, ასევე ძირს ჩამოცვენილის აკრეფა. ძირითადად, თხილის და თხილისმაგვარი ნაყოფების როგორც ძირს ჩამოცვენილის ასაკრეფად, ისე ხეზე მოსაკრეფად, გამოყენებულია სხვადასხვა სახის პნევმატური და მექანიკური ამკრეფები შესაბამისი სამუშაო ორგანოებით (როტორები, ჯაგრისები, დოლები, შნეკები და სხვა).

თხილის კულტურა სიმწიფის პერიოდის თავისებურების გამო, გამოირჩევა ნაყოფების სწრაფცვენით, ამიტომ ნაყოფის სრული სიმწიფისას თითქმის ნახევარი მოსავალი უკვე ჩამოყრილია ძირს. თხილის ნაყოფის არაერთგვაროვნებით (ნაყოფის სხადასახვა ზომები, ფორმები, მასები, განლაგებები და სხვა) გამოხატული თავისებურებები დიდ გავლენას ახდენს ნაყოფის კრეფის მექანიზაციაზე და შესაბამისი სამუშაო ორგანოების შექმნაზე [ლასარეიშვილი 1982:92].

დღეისათვის, საქართველოს სუბტროპიკულ ზონაში, თხილის კულტურა ითვლება ერთ-ერთ შრომატევად კულტურად, რადგან მისი მოვლა-მოყვანის ყველა ტექნოლოგიური პროცესი ვიწროკონტურიანი ნაკვეთების, გაშენების რელიეფური სირთულის, ფესვთა სისტემის ზედაპირული განლაგების და სხვათა გამო ძირითადად სრულდება ხელით და მექანიზაციის დონე დაბალია. ჩაის, სუბტროპიკული კულტურების და ჩაის მრეწველობის ინსტიტუტის მონაცემებით, ერთი ჰექტარი თხილის პლანტაციის მოვლისა და მოსავლის მოყვანისათვის წელიწადში საჭიროა 902,6 ლარი, აქედან 500 ლარი მხოლოდ თხილის კრეფაზე და მის გარჩევაზე იხარჯება [გოგოლაძე 2008:55].

გარდა ამისა, დასვლეთ საქართველოს სუბტროპიკულ ზონაში, თხილის პლანტაციების ნახევარზე მეტი გაშენების სხვადასხვა სქემით, გაშენებულია ვიწროკონტურიან ნაკვეთებზე და ფერდობებზე, სადაც რელიეფური დახრის კუთხე 10 – 15⁰-ს აღემატება.

წარმოდგენილი მონაცემების საფუძველზე, საჭირო ხდება ფერმერებისათვის თხილის ისეთი საკრეფი აგრეგატის ტექნოლოგიური სქემის შერჩევა-დამუშავება, რომელიც დააკმაყოფილებს შემდეგ მოთხოვნებს: აგრეგატი უნდა იყოს ხელის, რადგან ასეთ ნაკვეთებზე მობილური ტექნიკის გამოყენება შეუძლებელია; ამასთან, უნდა იყოს მოტორიზებული (შიგაწვის ძრავზე მომუშავე), რადგან ელექტროფიცირებული აგრეგატების გამოყენება ეკონომიკური და ორგანიზაციული (ელექტრული ენერჯის სიძვირე, ელექტროქსელების არ არსებობა) ფაქტორების გამო არახელსაყრელია; გარდა ამისა, აგრეგატი ალჭურვილი უნდა იყოს ისეთი სამუშაო ორგანოთი, რომელსაც შეეძლება თხილის ნაყოფის, როგორც ხიდან ჩამოკრეფა, ისე ძირს ჩამოცვენილის აკრეფა.

წარმოდგენილი საკითხის შესწავლისა და ანალიზის საფუძველზე დადგენილია, რომ დღეისათვის მცირე მექანიზაციის ისეთი ტექნიკური საშუალებების ანალოგი, რომელიც უზრუნველყოფს თხილის ნაყოფის კრეფას, სოფლის მეურნეობის სუბტროპიკული ზონის რელიეფური პირობებისათვის, არ არსებობს.

კვლევის მიზანი: სადისერტაციო ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს ფერდობებზე და ტრაქტორისთვის მიუწვდომელ ფართობებში თხილის საკრეფი აგრეგატის სამანქანო ტექნოლოგიის და აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემის კვლევა, აეროდინამიკური და ტექნოლოგიური პარამეტრების გაანგარიშების მეთოდის დამუშავებით.

კვლევის ამოცანები: პნევმოსატრანსპორტო სისტემების თანამედროვე დონის შესწავლა; ახალი კონსტრუქციული გადაწყვეტილებების შერჩევა და შესწავლა; მექანიკური დამცლელი პნევმოსატრანსპორტო სისტემების გაუმჯობესებისათვის პირდაპირი დინების, ახალი, აეროდინამიკური სქემის შესწავლა და შერჩევა; გრიგალური ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებლების დადგენა; გრიგალური ვენტილატორის ოპტიმალური პარამეტრების დადგენა მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის დაგეგმვით; აგრეგატის პირდაპირი დინების პნევმოსატრანსპორტო სისტემის აეროდინამიკური გაანგარიშება; აგრეგატის დინამიკის თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევა; საექსპლუატაციო მაჩვენებლების დადგენის მიზნით ლაბორატორიული და საველე გამოცდების ჩატარება; აგრეგატის ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლების დადგენა და ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება.

კვლევის ობიექტი - კვლევის ობიექტს წარმოადგენს თხილის საკრეფი აგრეგატის ЦАГИ ЦЦС-30 №5-ის ექსპერიმენტული ნიმუში, რომელშიც გამოყენებული იქნა ჩაის საკრეფი მანქანა „საქართველოს“ ჩსნ-13 პვ-ში გამოყენებული სერიული წარმოების გრიგალური ვენტილატორები Ц7-22 და Ц7-24 [Кереселидзе, Хажомия 1982:34].

მეცნიერული სიახლე - სადისერტაციო ნაშრომში დასაბუთებული იქნა ფერდობებზე და ტრაქტორმიუწვდომელ ფართობებზე თხილის კრეფის ახალი სამანქანო ტექნოლოგია; დასაბუთებულია, რომ თხილის საკრეფ ხელის აგრეგატებში, ყველაზე უფრო რაციონალურია პნევმოსატრანსპორტო სისტემების გამოყენება. დამუშავებულია რაციონალური და ტექნოლოგიური პარამეტრების გაანგარიშების მეთოდიკა; ანალიტიკურად განსაზღვრულია მუშა ორგანოს ამძრავის ოპტიმიზაციის მეთოდი, აგრეგატის მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმში

მოდრაობის უთანაბრობის კოეფიციენტის გათვალისწინებით; მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის ოპტიმალური შეთანაწყობა; დამუშავებულია თხილის საკრეფი ხელის აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემის პრინციპული სქემა.

სამუშაოს პრაქტიკული ღირებულება - არსებული ვენტილატორების აეროდინამიკური სქემების შესწავლის შედეგად, დამუშავებული იქნა გრიგალური ტიპის ვენტილატორის მოდერნიზებული ვარიანტი, რომელსაც შეუძლია დაზიანების და გაჭედვის გარეშე გაატაროს თხილის მოკრეფილი მასა.

ტექნოლოგიური და ტექნიკური პარამეტრების დადგენის მიზნით, ჩატარებული იქნა აგრეგატის საველე და ლაბორატორიული გამოცდები. გაანგარიშებული იქნა აგრეგატის გამოყენების ეკონომიკური ეფექტიანობა.

სამუშაოს აპრობაცია – სადისერტაციო ნაშრომის ძირითადი საკითხები და კვლევის შედეგები მოსმენილი და განხილული იქნა შოთა რუსთაველის სახელმწიფო უნივერსიტეტის აგრარული და საინჟინრო ტექნოლოგიების ფაკულტეტის, აგრარული ტექნოლოგიების დეპარტამენტის სხდომაზე (ბათუმი-მწვანე კონცხი, 26.09. 2012).

პუბლიკაცია – სადოქტორო ნაშრომის მასალები გამოქვეყნებულია ექვს სამეცნიერო ნაშრომში, რომელშიც წარმოდგენილია ჩატარებული სამუშაოს ძირითადი შედეგები.

სამუშაოს მოცულობა – სადოქტორო ნაშრომი შედგება შესავლის, შვიდი თავის, დასკვნის, გამოყენებული ლიტერატურის ჩამონათვალისა და დანართისაგან.

ნაშრომი გადმოცემულია 151 კომპიუტერულ ნაბეჭდ ფურცელზე და შეიცავს 20 ცხრილსა და 62 სურათს (ნახაზს).

თავი I

თხილის კულტურა და მისი აგროტექნიკა

1.1. თხილის ბიოლოგიური თავისებურებები და ზოგიერთი

ჯიშის მოკლე დახასიათება

საქართველოში თხილის კულტურა ძველი დროიდან მოდის. ისტორიული ცნობები ადასტურებს, რომ მე-6 საუკუნეში, ადგილობრივი მოსახლეობა, თავიანთ ბაღებში ველური თხილის ჯიშებს ზრდიდა. შემდგომში, საუკუნეების განმავლობაში, ხალხური სელექციის მეშვეობით მიღებული იქნა, ადგილობრივ კლიმატთან ადაპტირებული, თხილის გაუმჯობესებული ჯიშები. ამჟამად საქართველოში რამდენიმე ათეული თხილის აბორიგენული ჯიშია გავრცელებული, მათ შორის შველისყურა, ბერძნულა, ანაკლიური, გულშიშველა, ხაჭაპურა, ნემსა, ცხენის ძუძუ და სხვა. აბორიგენული ქართული თხილი ეკოლოგიურად სუფთაა, რადგან საერთოდ არ გამოიყენება სასუქი. აგრეთვე გააჩნია დაავადებებისადმი მდგრადობა, რის გამოც არ საჭიროებს მცენარეთა დაცვის ქიმიური საშუალებების გამოყენებას. რაც თხილს ხდის კონკურენტუნარიანს ევროპულ და საერთოდ, მსოფლიო ბაზარზე.

ცხიმიანობა მერყეობს 60-დან 70%-მდე. ქართული თხილი მდიდარია სასარგებლო ნივთიერებებით, კალორიულობით 2-3-ჯერ აღემატება პურს, 8-ჯერ რძეს და შოკოლადს. მდიდარია B, B2, C და E ვიტამინებით. 100 გრამ პროდუქტში 618 მგრ. კალიუმი, 354 მგრ. ფოსფორი, 287 მგრ. კალციუმი, 46 მგრ. ციამინი, 4,1 მგრ. რკინა და 9 მგრ. ნიაცინია, რაც გაცილებით აღემატება ბოსტნეულისა და ხორცის შემადგენლობას. აგრეთვე იგი შეიცავს 12% ცილას, 16% ნახშირწყლებს, 6% წყალს და 60%-ზე მეტ ცხიმებს. ნახშირწყლების დაბალი შემცველობის გამო მისი მიღება შეუძლიათ მკაცრ დიეტაზე მყოფ და შაქრიანი დიაბეტით დაავადებულ ადამიანებს. თხილი ცნობილია, როგორც ადამიანის ორგანიზმიდან მავნე ნივთიერებების გამომყვანი. მის შემადგენლობაში, როგორც პორტლენდის ინსტიტუტის მეცნიერებმა დაამტკიცეს, შედის ქიმიური ნივთიერება-ჰაკლიტაკსელი, მსოფლიოში სამედიცინო პრაქტიკაში გავრცელებული სიმსივნის საწინააღმდეგო პრეპარატ "TAXOL" –ის სახით.

თხილი, ფოთოლმცვენი ბუჩქოვანი მცენარეა, იშვიათად გვხვდება ერთვარჯიანი ხეების სახითაც, იგი მიეკუთვნება არყისებრთა ოჯახს. მტკრიანებიანი ყვავილები უყვავილსაფროა და მჭადა ყვავილედადაა შეკრებილი, ბუტკოიანი ყვავილები კვირტშია ჩამალული და გარეთ მხოლოდ დინგები აქვს გამოყოფილი. თითოეული ყვავილის ირგვლივ ვითარდება სამ-სამი ურთიერთშეზრდილი თანაყვავილელი, რომელიც ნაყოფის მომწიფებისას დიდდება და სხვადასხვა ფორმის ნაყოფსაფარს (ბუდეს) ქმნის. ნაყოფი ერთთესლიანი კაკალია [ლასარეიშვილი 1982:34].

გვარი შეიცავს 20-მდე სახეობას, რომელიც გავრცელებულია ევროპის, აზიისა და ჩრდილოეთ ამერიკის ფოთლოვანი ტყეების ზონაში. საქართველოს ტყეებში ზღვის დონიდან 1500-1800 მ-მდე ბუნებრივად იზრდება თხილის ექვსი სახეობა. ჩვეულებრივი თხილის ბუჩქი 8 მ-მდე სიმაღლის ხეა, გავრცელებულია მთელ საქართველოში. იზრდება ქვეტყედ მუხნარებში, ფართოფოთლოვან და წიწვოვან შერეულ ტყეებში, სუბალპურ მეჩხერში. ჩრდილის ამტანი და საკმაოდ ყინვაგამძლეა. ყვავილობს თებერვალ-მარტში, ნაყოფი მწიფდება სექტემბერში. ერთი ბუჩქიდან 3 კგ-ზე მეტი მოსავლის აღება შეიძლება. მრავლდება თესლით, ძირკვისა და ფესვის ამონაყარით, იშვიათად გადაწვევით. ცოცხლობს 70-80 წელს, დეკორატიულია. იყენებენ ფერდობების გასატყიანებლად. ერთ-ორწლიან ღეროს კი იყენებენ წნელად კალათების, გოდრების, ლახტების დასაწნავად.

დათვის თხილა და პონტოური თხილი იზრდება გურიასა და აჭარაში; იმერული თხილი, კოლხური თხილი და კახური თხილი საქართველოს ენდემებია.

1.2. თხილის ძირითადი ნაირსახეობები

საქართველოში

ქართული თხილი. შავი ზღვის სანაპიროზე და კერძოდ, საქართველოში (კოლხეთში) თხილის კულტურის საწყისად მიჩნეულია მესამე-მეოთხე საუკუნე ჩვენს ერამდე. მდიდარი ბუნებრივი პირობების გამო საქართველოში თხილის კულტურული ჯიშების 30-მდე სახეობა გვხვდება. სამრეწველო მნიშვნელობით თხილის კულტურა ძირითადად გავრცელებულია დასავლეთ საქართველოს შავი ზღვის სუბტროპიკულ ზონაში – სამეგრელოსა და აფხაზეთის ვაკეზე, ასევე გურიისა და იმერეთის რეგიონებში (ნახ. 1.1. დანართი 1).

ანაკლიური (ბერძნულა). ადგილობრივი წარმოშობის ქართული კულტივირებული ჯიში, ძირითადად გავრცელებულია დასავლეთ საქართველოს აფხაზეთისა და სამეგრელოს რეგიონების სამრეწველო ფართობებზე (ნახ.1.2 დან. 1).

გულშიშველა. ადგილობრივი წარმოშობის ქართული კულტივირებული ჯიში, მიღებულია ბუნებრივი შეჯვარების შედეგად, გავრცელებულია როგორც აღმოსავლეთ, ისე დასავლეთ საქართველოს მოსავლიან რეგიონებში (ნახ.1.3. დან. 1).

შველისყურა. ადგილობრივი წარმოშობის ქართული კულტივირებული ჯიში, ძირითადად გავრცელებულია გურიის რეგიონში (დას. საქართველო) (ნახ.1.4. დან. 1).

დედოფლისთითა. ქართული კულტივირებული ჯიში, გავრცელებულია ძირითადად იმერეთის რეგიონში (დასავლეთ საქართველო) (ნახ.1.5. დანართი 1).

ლაბორატორიული კვლევის საფუძველზე დადგინდა, რომ საქართველოში მოყვანილი თხილის ნაირსახეობებს მსოფლიოში კალორიულობის უმაღლესი მაჩვენებელი გააჩნია. ჩვეულებრივ, ეს მაჩვენებელი 62-72%-ია, რაც 7-8-ჯერ აღემატება თურქულ, ესპანურ, ბერძნულ და იტალიურ ნაირსახეობებს. [ლასარეიშვილი 1982:62].

საქართველოში თხილის კულტურა გავრცელებულია ძირითადად ქვეყნის დასავლეთ ნაწილში, მცირე რაოდენობით (7%) კი - აღმოსავლეთ ნაწილში (ნახ.1.6. დანართი 1).

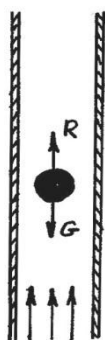
საქართველოს თხილის მრეწველობა წელიწადში 7 ათასიდან 40 ათას ტონამდე გაიზარდა. მისი დიდი ნაწილის ექსპორტი ევროკავშირის ქვეყნებში ხორციელდება [ლასარეიშვილი 1982:62].

**1.3. თხილის ნაყოფების ფიზიკურ-მექანიკური და
აეროდინამიკური თვისებები, რომლებიც განაპირობებს
მის მექანიზებულ კრეფას**

თხილის საკრეფი მანქანის მუშა ორგანოების დაპროექტების დროს, დიდი მნიშვნელობა ენიჭება თხილის მარცვლის აეროდინამიკურ თვისებებს, რაც ითვალისწინებს ნაყოფის კრიტიკული სიჩქარის, ჰაერის ნაკადისადმი თხილის ნაყოფის წინაღობის კოეფიციენტის, მიდელური კვეთის და იალქნიანობის კოეფიციენტის განსაზღვრას [ოშორიძე 1977:35].

თხილის ექსპერიმენტულ საკრეფ მანქანაში გამოყენებულია ჰაერის ნაკადი თხილის ნაყოფის მოგლეჯისა და შემდგომ მისი ტრანსპორტირებისათვის.

თუ თხილის ნაყოფს მოვათავსებთ ჰაერის ვერტიკალურ ჭრილში (ნახ.1.7), მაშინ მასზე იმოქმედებს სიმძიმის ძალა G და ჰაერის ნაკადისადმი წინააღმდეგობის ძალა R .



ნახ. 1.7. ნაყოფზე მოქმედი ძალები

წინააღმდეგობის ძალა განისაზღვრება ფორმულით:

$$R = k \frac{\gamma}{g} F(\beta \pm u) \tag{1.1}$$

სადაც: k არის ჰაერის ნაკადისადმი ნაყოფის წინაღობის კოეფიციენტი;

γ - ჰაერის კუთრი წონა;

g - სიმძიმის ძალის აჩქარება;

F - ნაყოფის მიდალური კვეთი, მ²;

β - ჰაერის ნაკადის სიჩქარე მ/წმ;

u - ნაყოფის გადაადგილების სიჩქარე, მ/წმ.

თუ $G > R$ ნაყოფი იმოძრაავს ქვევით, თუ $G < R$, მაშინ ნაყოფი იმოძრაავს ზევით, ხოლო თუ $R = G$, მაშინ ნაყოფი შეტივტივდება, ე.ი. $u = 0$. ჰაერის ნაკადის

სიჩქარეს, როცა ნაყოფი შეტივტივებულ მდგომარეობაშია, ეწოდება ნაყოფის კრიტიკული სიჩქარე და (1.1) ფორმულა მიიღებს სახეს.

$$v_{\text{კ}} = \sqrt{\frac{G}{k\rho v^2}} \quad (1.2)$$

სადაც:

ρ - არის ჰაერის სიმკვრივე.

(1.1) ფორმულიდან წინააღმდეგობის კოეფიციენტი:

$$k = \frac{G}{\rho F v^2} \quad (1.3)$$

რადგან, თხილი სფეროს მსგავსი ნაყოფია, ამიტომ:

$$k = \frac{2}{3} \frac{\gamma_{\text{ა}} d}{\rho v_{\text{კ}}^2} \quad (1.4)$$

სადაც: d ნაყოფის დიამეტრია;

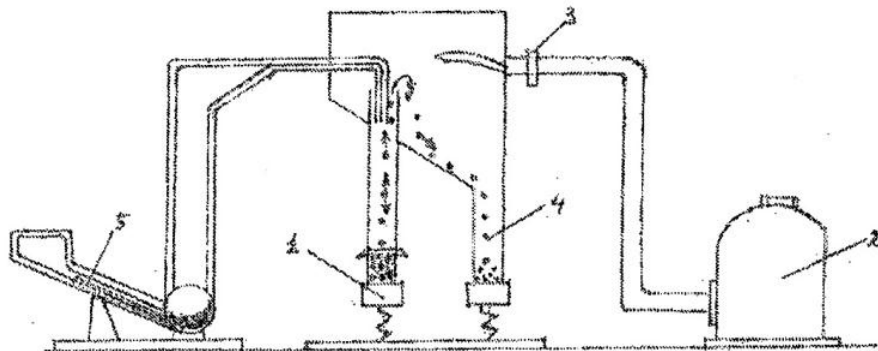
$\gamma_{\text{ა}}$ - მარცვლის კუთრი წონა.

ნაყოფისადმი ჰაერის ნაკადის მიერ მინიჭებული აჩქარება გამოითვლება ფორმულით:

$$i = \frac{R}{m} = k \frac{\gamma}{mg} F v_{\text{კ}}^2 = k_{\text{ს}} v_{\text{კ}}^2 \quad (1.5)$$

სადაც: k არის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი;

$k_{\text{ს}}$ - აფრიანობის კოეფიციენტი.



ნახ.1.8. თხილის აეროდინამიკური თვისებები განმსაზღვრელი დანადგარი.

1-სპეციალური ჭიქა, 2-ჰაერგამწოვი, 3- სარეგულაციო მისაფარი, 4- მიმღები ჭიქა, 5-მანომეტრი

აღნიშნული კოეფიციენტების განსაზღვრისათვის, საჭიროა ვიცოდეთ, კრიტიკული სიჩქარე $v_{კ}$, რომლის სიდიდე განისაზღვრება ლაბორატორიული დანადგარით (ნახ.1.8), რომელიც შედგება: სპეციალური ჭიქის 1, სარეგულაციო მისაფარიანი ჰაერგამწოვის 2, მიმღები ჭიქისა 4 და მანომეტრისაგან 3.

ცდისათვის თხილის ნაყოფები ჩაიყრება სპეციალურ ჭიქაში და იდგმება ვერტიკალური მილის ქვეშ. ჰაერშემწოვის ჩართვის შემდეგ სარეგულაციო მისაფარით მილში ნელ-ნელა უნდა გაიზარდოს ჰაერის სიჩქარე. როცა თხილის ნაყოფი იწყებს ტივტის, ხდება ჩვენების ათვლა მიკრომანომეტრიდან. სიჩქარის შემდგომი მატებისას ნაყოფები გადმოსროლება მიმღებ ჭიქაში მანამ, სანამ მთლიანად არ მოხდება მათი გადმოსვლა. შემდეგ ხდება ნაყოფების აწონვა.

ცდის შედეგები შეიტანება ცხრილში 1.1.

დაკვირვებათა ცხრილი 1.1.

№	მიკრომანომეტრის ჩვენება (მმ)	სინჯის წონა (კგ)	სინჯში ნაყოფის რაოდენობა (V)	ნაყოფის საშუალო დიამეტრი D (მ)	შენიშვნა
1	1,01	0,040	40	0,018	
2	1,07	0,039	41	0,021	
3	1,02	0,041	42	0,020	
4	1,05	0,044	43	0,022	
5	1,00	0,043	45	0,016	

თუ ცნობილია ჰაერის ნაკადის დინამიკური წნევა $h_{ღ}$, მაშინ ჰაერის ნაკადის კრიტიკული სიჩქარე გამოითვლება ფორმულით:

$$h_{ღ} = ChY_{სა} \quad (1.6)$$

$$v_{კ} = 4,04\sqrt{h_{ღ}} \text{ კგ/მ}^3 \quad (1.7)$$

ნაყოფის მიერ მინიჭებული საშუალო აჩქარება:

$$i = 0,01 + 24^2 = 5,7 \text{ მ/წმ.}$$

ცდის მიხედვით განსაზღვრულია თხილის ნაყოფის კრიტიკული სიჩქარე 24 მ/წმ, წინაღობის კოეფიციენტი - 0,18; მიდალური კვეთი - 0,02 მ და აფრიანობის

კოეფიციენტი - 0,02, რაც ხელმისაწვდომს ხდის ვიანგარიშით თხილის საკრეფ აგრეგატში ვენტილატორის ძირითადი სამუშაო პარამეტრები.

5-ჯერ განმეორებული ცდის შედეგები შეტანილია ცხრილში 1.2.

ცხრ. 1.2. თხილის აეროდინამიკური კვლევების შედეგები

№	დინამიკური წნევა ვერცხ.წყლის სვეტი (მმ) $h_{\text{ღ}}$	კრიტიკული სიჩქარე $v_{\text{კ}}$ (მ/წმ)	ნაყოფის საშუალო დიამეტრი D (მ)	წინაღობის კოეფიციენტი k	აფრინობის კოეფიციენტი $k_{\text{ს}}$
1	34	23,5	0,02	0,185	0,036
2	30	22,1	0,018	0,18	0,04
3	37	24,5	0,21	0,187	0,02
4	40	25,5	0,22	0,19	0,01
5	30	25,0	0,019	0,189	0,019
საშუალო	$x=36$ მმ	$x=24$ მ/წმ	$x=0,02$ მ	$x=0,18$	$x=0,02$

1.4. სამამულო და უცხოური წარმოების ხილის საკრეფი

აგრეგატების მოკლე მიმოხილვა

ხილის საკრეფ ტექნიკურ საშუალებებს მიეკუთვნება მიწიდან ნაყოფის ასაკრები მანქანები, ვიბრაციული ხილის საკრეფი მანქანები, მოსავლის უწყეტად საკრეფი მანქანები და სხვადასხვა მცირე ტექნიკური საშუალებები [შხვაცაბაია; ქემოკლიძე; ოშორიძე 1960:32].

როგორც იძულებით, ისე თავისთავად ჩამოცვენილი ნაყოფის ასაკრებად იყენებენ პნევმატიურ, ნემსა და მექანიკურ ამკრებებს, რომლებიც შეიძლება იყოს მისაბმელი, საკიდი ან თვითმავალი.

პნევმატიკური ამკრები. ნაყოფის პნევმატიკური ამკრებებით აკრეფის დროს აღმავალი ჰაერის ნაკადის საბოლოო სიჩქარე ისეთი უნდა იყოს, რომ მაქსიმალურად აკრიფოს მიწაზე დაყრილი ნაყოფი.

პნევმატიკური ამკრებების გამოყენება მრავალ ქვეყანაში სცადეს, ამ ტიპის პირველი მანქანები იყო მოტოასპირატორები.

თვითმავალი და მისაბმელი მოდიფიკაციის კაკლის ასაკრებ მოტოასპირატორებს უშვებენ აშშ-ში. მათ აქვთ მცირე პირმოღების განი და მწარმოებლურობა 9-10 ც/სთ-ში. ამის გამო, მოტოასპირატორები ფართოდ ვერ გავრცელდა.

დიდი მწარმოებლურობის პნევმატიკური ამკრებების შექმნის ცდები უშედეგოდ დამთავრდა, რადგანაც ასეთ მანქანებს სამუშაო პროცესის შესასრულებლად სჭირდება დიდი სიმძლავრე და ნაყოფთან ერთად კრეფს ბევრ ნაგავს, რომლის მოცილება მანქანაში ძალიან გართულებულია.

ამასთან დაკავშირებით, დაიწყო მექანიკურ-პნევმატიკური პრინციპით მოქმედი ასალები მოწყობილობების ფართო გამოყენება. ასეთი პრინციპით მოქმედ მანქანებს აქვს სამი ძირითადი მექანიზმი: ასალები (საგველი) დოლი, პნევმოტრანსპორტიორი და საწმენდი მოწყობილობა .

ამ პრინციპით მუშაობს ამერიკული თვითმავალი ამკრები „ორხარდ 721“. მისი მწარმოებლურობა ვიბრაციული მანქანით იძულებით მოხსნილი ნაყოფის აკრეფისას 12ც/სთ-ს შეადგენს. ამკრებს აქვს პნევმატიკური საწმენი, რომლის წინ მოთავსებულია მრგვალი რეზინისთითებიანი 1,8 მ სიგრძის დოლი. მიწიდან

აკრეფილი ნაყოფი და ნაგავი ხვდება მიმმართველ მილში, რომელიც გრძივი საჩერით ორ ნაწილადაა გაყოფილი. ქვედა ნაწილში დაყენებულია ლენტური ტრანსპორტიორი, ზედაში - კი, რომელიც საქშენიდანაა დაცილებული - ღერძული ვენტილატორი. ჰაერის ნაკადის სიჩქარე ისეა შერჩეული, რომ მსუბუქი მინარევები (ფოთლები, პატარა ტოტები, ბალახი, მტვერი და სხვა) მილის ზედა ნაწილში შეიწოვება და გარეთ გამოიყრება, ხოლო ნაყოფი ხვდება ლენტურ ტრანსპორტიორზე, რომელიც მას მანქანის უკანა ნაწილში დაყენებულ თვითსაყირო ბუნკერს აწვდის. ამკრები აღჭურვილია 65 ც.მ სიმძლავრის შიგაწვის ძრავით.

მექანიკურ-პნევმატიკური პრინციპით მომუშავე ნაყოფის ამკრებებში ჩათრეული ნიადაგის სეპარაციისათვის, ჩვეულებრივ, იყენებენ ცხავებსა და წნეულ დოლებს. მცირე წონის მინარევებს ჰაერით აცილებენ, ხოლო ქვებს, რომლებიც ზომით ნაყოფისაგან არ განსხვავდება, გამოყოფენ ჰაერის ნაკადით დაქანებულ საგორველებზე. ჰაერის ნაკადი ნაყოფს არ აძლევს დაგორების საშუალებას, მაგრამ ქვებს ვერ აკავებს. ამ პრინციპს იყენებენ კაკლის აკრეფისას.

ვაკუუმური შემწოვი ამკრეფი. შემუშავებულია ვაკუუმური შემწოვი როტორული ამკრები. ამკრების მუშაობა მნიშვნელოვნადაა დამოკიდებული ვაკუუმური შემწოვის ოპტიმალურ პარამეტრებზე.

დადგენილია, რომ ვაკუუმური შემწოვები ამკრებ მუშა ორგანოზე ჭადრაკულად უნდა იყოს განლაგებული. განლაგების ბიჯი კი დამოკიდებული უნდა იყოს ასაკრეფი ნაყოფის ზომაზე [შხვაცაბაია; ქემოკლიძე; ოშორიძე 1960:32].

ვაკუუმურშემწოვიანი ამკრების მუშა პროცესი შემდეგნაირად მიმდინარეობს: მწკრივთაშორისებში გადაადგილების დროს, აგრეგატს, შემწოვიანი როტორი მიაქვს მიწაზე ჩამოყრილ ხილთან, შემწოვები შეეხება ნაყოფს, ჩაიჭერს მათ და გადააქვს განივ ტრანსპორტიორებზე, შემდეგ კი - ყუთებში .

ასეთი ამკრებით აკრებილი ნაყოფი არ ზიანდება. მცირე ზომისა და ის ნაყოფები, რომლებიც ყუნწით ზევით აგდია, არ იკრიფება, მაგრამ რადგანაც ხშირად ერთ ნაყოფზე მოდის რამდენიმე შემწოვი, ეს იძლევა ყველა ნაყოფის აკრეფის დიდ გარანტიას.

ნემსა ამკრებები. ნემსა ამკრებებს იყენებენ ჩამოცვენილი თესლოვანი კულტურების ნაყოფის ასაკრებად. ისინი ერთნაირად იღებს მრგვალ, ბრტყელ, მსხლისებრ და სხვა ფორმის ნაყოფს.

ნაყოფის ამკრები მექანიზმი შედგება ნემსებიანი დოლისა და ფირფიტოვანი ნაყოფის სახსნელისაგან. ნემსები ჩამაგრებულია დარეზინებული ღვედისაგან დამზადებულ სახსნელ რგოლებში. დოლს და სახსნელს აყენებენ II-ს მაგვარ ჩარჩოზე, რომელსაც სახსრულად აერთებენ ამკრების ჩარჩოსთან. რელიეფს აკოპირებს ორი საყრდენი საგლუვი. დოლისა და ტრანსპორტიორის ამძრავია შასის წამყვანი თვალი (კონუსური რედუქტორის მეშვეობით). ამკრები მექანიზმი და ტრანსპორტიორის ნაწილი ზემოდან დაფარულია გარშემომდენით, რომელიც ხის ტოტებს დაზიანებისაგან, ნაყოფს კი დოლიდან გადაყრისაგან იცავს.

ნაყოფის აკრეფის პროცესი შემდეგნაირად მიმდინარეობს: აგრეგატის მწკრივთაშორისებში შესვლის დროს ტრაქტორისტი უშვებს ამკრებს მუშა მდგომარეობაში და რთავს დოლისა და ტრანსპორტიორის ამძრავს. ხეების მწკრივის გასწვრივ გადაადგილებისას, ნაყოფი წამოეგება მბრუნავი დოლის ნემსებს, შემდეგ დოლი მაღლა სწევს მათ და ნაყოფს სახსნელს აწვდის. მოხსნილი ნაყოფი სახსნელის ფირფიტებით ჩამოგორდება ტრანსპორტიორზე, რომელიც მათ ტარას გადასცემს.

ნემსა ამკრებებით აკრებილი ხილი შესანახად გამოუსადეგარია, მას იყენებენ ისეთი ხილის მოსაკრეფად, რომლითაც ამზადებენ ღვინოს, ჯემს და სხვა,

ვიბრაციული ხილის საკრეფი მანქანები. ხილის დამრხევ მანქანებს იყენებენ, ვიბრაციის მეთოდით კურკოვანი კულტურების - ქლიავის, გარგარის, ალუბლის, ბლის, ნუშის, კაკლის და სხვ. საკრეფად. მანქანით შეიძლება აგრეთვე სასწრაფო ტექნიკური გადამუშავებისათვის ან სარეალიზაციოდ განკუთვნილი თესლოვანი ხილის კრეფაც.

ვიბრატორის დანიშნულებაა ხის შტამბის რხევა, რომლის სიხშირეთა რაოდენობაც მოსაკრეფი ხილის სახეობაზეა დამოკიდებული. ხიდან ჩამოყრილი ნაყოფი ხვდება დამჭერ მოწყობილობაზე, იქედან გადაგორდება ტრანსპორტიორში, რომელიც მას ტარას აწვდის. ნაყოფს მსუბუქი მინარევებისაგან წმენდს ტრანსპორტიორზე დაყენებული ვენტილატორით შექმნილი ჰაერის ნაკადი. ეს პროცესი იმ მომენტში ხდება, როცა ნაყოფი მოწყდება ტრანსპორტიორის ლენტს.

თანამედროვე პირობებში პალმეტური ბაღების მოშენებამ საჭირო გახადა შესაბამისი ხილის საკრეფი მანქანების გამოყენება, რადგან არსებული მანქანების გამოყენება მცირე მწკრივთაშორისებში, რაც პალმეტური ბაღებისთვის დამახასიათებელია, მოუხერხებელია.

ამჟამად, თითქმის ყველა განვითარებული მეზღობის ქვეყანაში მიმდინარეობს მუშაობა - პრინციპულად ახალი - მოსავლის უწყვეტად საკრეფი მანქანების შესაქმნელად .

მოსავლის უწყვეტად საკრეფი მანქანების მუშაობა ემყარება სამ პრინციპს: ნაყოფების მოწყვეტა მაღალი წნევის ჰაერის დახმარებით; ნაყოფების მოწყვეტა მათზე მუშა ორგანოების უშუალო ზემოქმედებით; ნაყოფების მოწყვეტა ვიბრაციული, ან სხვა ნებისმიერი ხერხით, ამასთან მსხმოიარე ხეების შტამბმა მანქანაში უნდა გაიაროს.

ნაყოფების პნევმატიკური (უკონტაქტი) კრეფისათვის განკუთვნილი მანქანები მსხმოიარე ხის ვარჯზე მოქმედებს პულსაციური ან უწყვეტად ცვლადი (მიმართულების მიხედვით) ჰაერის ნაკადით, რის გამოც ხის ტოტებს ენიჭება რხევითი მოძრაობა და ნაყოფი წყდება.

ცვლადი სიჩქარის ან მიმართულების ჰაერის ნაკადს ქმნის ორი ტიპის მანქანა.

პირველი ტიპის მანქანებს აქვს მოწყობილობა, რომელიც ქმნის პულსაციურ ჰაერის ნაკადს, ამასთან ჰაერის ნაკადი, დროის განსაზღვრულ მონაკვეთში, განუწყვეტლივ გამოდის ვენტილატორის გამოსასვლელი საქმენიდან და ხის ვარჯისაკენ მიემართება. ჰაერის ნაკადის მოქმედების ზონაში მოხვედრილი ტოტები, საწყისი მდგომარეობიდან გადაიხრება ჰაერის ნაკადის სიჩქარის საწინააღმდეგო მიმართულებით. შემდეგ სპეციალური მოწყობილობით ვენტილატორის გამოსასვლელი საქმენი იკეტება და ჰაერის მიწოდება წყდება. ამ დროს ტოტი საწყის მდგომარეობას უბრუნდება. პულსაციური ჰაერის ნაკადის (ჰაერის იმპულსების) მიწოდების პროცესი მრავალჯერ მეორდება, რის გამოც ტოტები ირხევა.

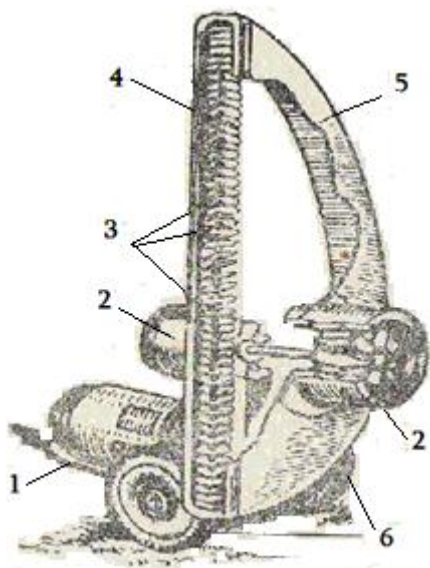
ამასთან, ტოტების რხევის საკუთარი სიხშირე, რაც უფრო ახლოსაა ჰაერის ნაკადის პულსაციის სიხშირესთან, მით უფრო სწრაფად და დიდი ამპლიტუდით ირხევა ტოტები და უფრო მალე და სრულად წყდება ნაყოფი ხეს. პულსაციური

ჰაერის ნაკადის სიხშირე მოსაკრეფი ხილის სახეობის მიხედვით იცვლება 1 - 3 ჰც-ის ფარგლებში.

ასეთი მანქანების საველე პირობებში შესწავლიდან დადგინდა, რომ ჰაერის ნაკადის ხშირი პულსაციის გამო, მნიშვნელოვნად მცირდება მისი სიჩქარე, ეს კი ამცირებს მანქანის მარგი ქმედების კოეფიციენტს.

მეორე ტიპის მანქანაში იცვლება ჰაერის ნაკადის მოქმედების მიმართულება, სიჩქარე კი უცვლელი რჩება.

ამ ტიპის მანქანის მოქმედების პრინციპი განხილულია ამერიკელი გამომგონებლების მიერ შემოთავაზებული მანქანის (სურ.1.9.) მაგალითზე.



ნახ.1.9. ხილის საკრეფი პნევმატური მანქანის სქემა:
1-ჩარჩო, 2- ვენტილატორი. 3- დისკოები, 4- ლილვი, 5-გარსაცმი, 6-პნევმატური თვლები

პნევმატურთვლებია ჩარჩოზე დაყენებულია ორი ღერძული ვენტილატორი. შემხვედრი ჰაერის ნაკადები ვენტილატორებიდან მიემართება ვერტიკალურ გარსაცმში, რომლის გამოსასვლელ საქშენზე დაყენებული ლილვი. ლილვზე, რომელსაც აბრუნებს ტრაქტორიდან სიმძლავრის ამრთმევი ლილვი, სხვადასხვა კუთხით განლაგებულია დისკოები. დისკოები ბრუნავს ლილვთან ერთად, რის გამოც ჰაერი ძლიერდება (აგრიგალდება). ჰაერის ნაკადის მიმართულების შეცვლის სიხშირე დამოკიდებულია ლილვის ბრუნვის სიხშირეზე. ნაყოფის მოწყვეტის მექანიზმი ისეთივეა, როგორც პირველი ტიპის მანქანებში.

მეორე ტიპის მანქანები, პირველი ტიპის მანქანებზე უფრო ეფექტური და ეკონომიურია. უწყვეტი ჰაერის ნაკადი უფრო ღრმად შედის ხის ვარჯში, უფრო სრულად გამოიყენება მისი ენერგია ტოტების დასარხევად, რის გამოც მოსავალი შედარებით სრულად იკრიფება.

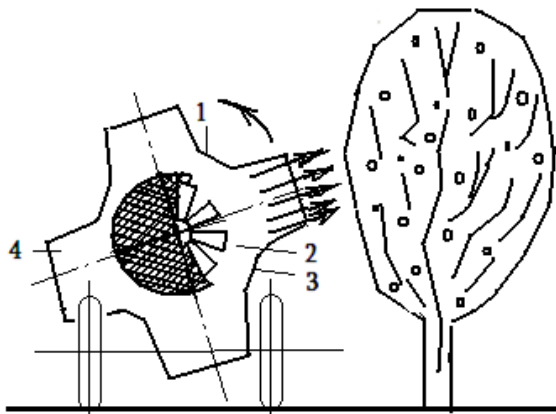
შექმნილია მრავალრიცხოვანი დანადგარი და მანქანის ნიმუში, რომელთა კონსტრუქციული გადაწყვეტა საინტერესო და საჭიროა.

დამზადებულია აგრეთვე ნუმისა და ფისტის საკრეფი პნევმატური მანქანა. მისი საშუალებითაც ნაყოფი ტოტებს სცილდება შემწოვი ჰაერის ნაკადით, რომელიც გადის მუშა ორგანოებში - მილებში. მილები დრეკადი შლანგებით შეერთებულია გაუხშობის ბუნკერთან, რომელიც, თავის მხრივ, ჰერმენტულად უკავშირდება ვენტილატორის შემწოვ მილყელს. კარდანული და სოლღვედური გადაცემის მეშვეობით ვენტილატორის ამძრავია ტრაქტორის სიმძლავრის ამრთმევი ლილვი.

მანქანას ჰკიდებენ 1,4-3,0 ტყ კლასის ტრაქტორზე; მანქანის მასაა 250 კგ-მდე; ვენტილატორი 50 მმ დიამეტრის ბუნიკთან 70 მ/წმ სიჩქარის ჰაერის ნაკადს ქმნის. მანქანა ცვლის 10-12 მუშას და იღებს ნაყოფის 92%-ს.

შექმნილია აგრეთვე პნევმატური მანქანის ორი საცდელი ნიმუში და ჩატარებულია მათი შედარებითი გამოცდა. ორივე მანქანა ვენტილატორული დანადგარია.

ჰსე-90 მანქანაში (ნახ.1.10.) ძირითადად მუშა ორგანოდ გამოყენებულია ღერძული ტიპის 90 000 მ³/სთ. მწარმოებლურობის ვენტილატორი. ჰსე-90 მანქანაში დადგმულია 28 000 მ³/სთ. მწარმოებლურობის ვენტილატორი.



ნახ.1.10. ჰსე-90 მანქანის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესის სქემა: 1-ვენტილატორის ფრთები, 2-სარკმელი, 3- გარსაცმი, 4-საქშენი

ორივე მანქანას ააგრეგატებენ 1,4 ტმ კლასის ტრაქტორზე („ბელარუსი“), მანქანას შეუძლია 4 მ და მეტ მწკრივთაშორისებში მუშაობა.

ჰსე-90 მანქანის თავისებურებაა ის, რომ ვენტილატორის გარსაცმზე დამაგრებულია მბრუნავი საცმი ოთხი გამოსასვლელი საქშენით, რომელთა საშუალებით იქმნება პულსაციური ჰაერის ნაკადი.

ხეების მწკრივის გასწვრივ მანქანის მოძრაობისას, ვენტილატორის ფრთებით დაჭირხნული ჰაერი ხვდება გარსაცმის გვერდითი ზედაპირის სარკმელში. საცმის ბრუნვის დროს ყოველი საქმენი რიგრიგობით გაივლის სარკმელზე და ჰაერის ნაკადს ვარჯზე მიმართავს. როდესაც საქმენი გამოდის სარკმლის ზონიდან, მასში ჰაერის მიწოდება წყდება.

ჰაერის ნაკადის პულსაციის სიხშირე შეიძლება შეიცვალოს ამძრავი ვარსკვლავების შეცვლით.

საქმენის ყოველი მობრუნებისას ჰაერის ნაკადი მოქმედებს ვარჯის ცალკეულ უბანზე, ხოლო მანქანის მწკრივის გასწვრივ მოძრაობისას თანმიმდევრულად შემოიქრევა მთელი ვარჯი. ნაყოფი ტოტებს ძირითადად წყდება რხევის შედეგად წარმოქმნილი ინერციის ძალებით, აგრეთვე ჰაერის ნაკადის უშუალო ზემოქმედებით.

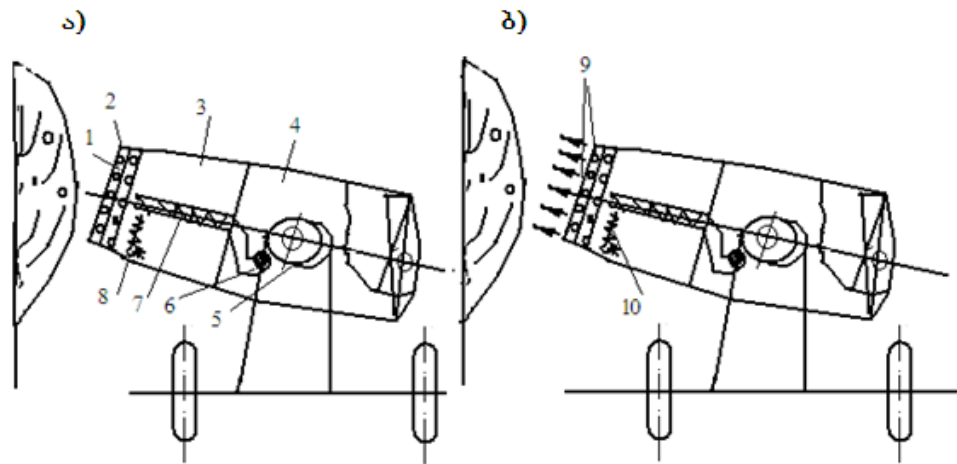
პსე-30 მანქანის (ნახ. 1.11. ა) და ბ) ვენტილატორის გარსაცმზე დამაგრებულია საქმენი, რომლის გამოსასვლელი კვეთი სწორკუთხა ფორმისაა. მანქანაზე გამოცდის პერიოდში გათვალისწინებულ იყო სხვადასხვა ზომის გამოსასვლელი კვეთის (300X300; 400X400; 500X400; 600X400 მმ) ოთხი საცდელი საქმენი, პულსაციური ჰაერის ნაკადის შესაქმნელად გამოიყენეს სწორკუთხა საფრები, რომელთა სიგანე იყო 100 მმ, სიგრძე კი შესაბამისი საქმენი გამოსასვლელი კვეთის სიგრძის ტოლი. 14 მმ დიამეტრის საფრების ღერძები მოთავსებულია ხის სრიალა საკისრებში. მანქანის უკანა ნაწილისაკენ მიმართული ღერძების ბოლოებზე მიდუღებულია მრუდმხარები, რომლებიც შედის ხის ბარბაცას ნახვრეტებში. უკუქცევით-წინსვლით მოძრაობას ბარბაცას ანიჭებს ორმხარა ბერკეტი, რომელიც საცმის გარსაცმზე დამაგრებულ უძრავ ღერძზე ირხევა. ბერკეტის ერთი ბოლო სახსრულადაა დაკავშირებული ბარბაცასთან, რომლის მეორე ბოლოზე დამაგრებულია გორგოლაჭი. გორგოლაჭი მუშტაზე მოგორდება. მუშტა ვარსკვლავასთან უძრავად შეერთებულ დისკოზე მაგრდება.

წყვილი დისკო - ვარსკვლავა თავისუფლადაა ჩამოცმული ვენტილატორის გარსაცმის ლილვზე. ამ წყვილის და აქედან გამომდინარე, მუშტას ბრუნვისას, გორგოლაჭი მასზე მოგორდება და ორმხარა ბერკეტს ღერძის ირგვლივ აბრუნებს,

ბარბაცასთან დაკავშირებული ბერკეტის მხარი გადაადგილებს მას, ეს კი უზრუნველყოფს მრუდმხარების და მათთან ერთად საფრენების მოზრუნებას.

მუშტა ბერკეტის გორგოლაჭზე მანამ მოქმედებს, სანამ საფრები 90°-ით შემობრუნდება. ამ დროს გამოსასვლელი საქმენი ღიაა და ვენტილატორით შექმნილი ჰაერის ნაკადი დაუბრკოლებლად მოქმედებს ხის ვარჯზე (ნახ.1.11. ბ).

ვარსკვლავს შემდგომი მოზრუნებისას გორგოლაჭი ჩამოდის მუშტადან, ორმხარა ბერკეტი ზამბარას ზემოქმედებით უბრუნდება საწყის მდგმარეობას და გადაადგილებს ბარბაცას. ამ დროს მრუდმხარებიც მოზრუნდება, ხურავს საფრებს, რომლებიც კეტავს საქმენის გამოსასვლელ ღრუს და წყვეტს ჰაერის ნაკადის მიწოდებას ხის ვარჯზე (ნახ. 1.11. ა).



ნახ.1.11. 30-მანქანის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესის სქემა

ა) ნაკადის მიუწოდებლად, ბ) ნაკადის მიწოდებით:

1-მრუდმხარები, 2- სრიალა საკისრები, 3-საქმენი, 4-ვენტილატორის გარსაცმი, 5-ვარსკვლავა, 6-მუშტა, 7-ბერკეტი, 8-ბარბაცა, 9-საფრენი, 10-ზამბარები

მუშტიანი დისკოს ბრუნვის სიხშირის შესაბამისად, ჰაერის ნაკადის პულსაციის ცვლა შეიძლება ამძრავი ვარსკვლავების ცვლით. ჰაერის პულსაცია ერთი წუთის განმავლობაში იცვლება 60-400-ის ფარგლებში.

ამ მანქანების ძირითადი ნაკლი არის ის, რომ ვენტილატორები მცირე სიმძლავრისაა და პულსაციური ჰაერის ნაკადის შემქმნელი მექანიზმების კონსტრუქცია არასრულყოფილია. საქმენის გამოსასვლელი კვეთის გადახურვის გამო მცირდება ჰაერის ნაკადის სიჩქარე, რაც მოქმედებს მანქანის მუშაობის საერთო ეფექტურობაზე. დადგენილია, რომ ნაყოფის ეფექტური პნევმატიკური კრეფისათვის საჭიროა 90-100 ც.მ-იანი სიმძლავრის ვენტილატორები. ამასთან, პულსაციური

ზემოქმედების ეფექტი უნდა მივიღოთ მხოლოდ ჰაერის ნაკადის მიმართულების შეცვლით. მოსავლის კრეფის პნევმატური ხერხი განსაკუთრებით მნიშვნელოვანი და შესასწავლია, ვინაიდან, მხოლოდ ამ დროს არის შესაძლებელი უწყვეტი მოქმედების ხილის საკრეფი მანქანების შექმნა, რომლებიც განსაკუთრებით პალმეტური ბაღებისთვისაა აუცილებელი. ამასთან, ნაყოფის საკრეფი სექტორის ოპერატორი, რომელიც მიმართავს ჰაერის ნაკადს სასურველი მიმართულებით, სურვილის მიხედვით შეიძლება შეიზღუდოს, რაც იძლევა ასეთ მანქანებზე მცირე ზომის დამჭერი მოწყობილობების გამოყენების საშუალებას. მოსავლის უკონტაქტო კრეფა ფაქტიურად გამორიცხავს ნაყოფისა და ხის დაზიანებას.

ნაყოფის საკრეფი მანქანები რომელთა ორგანოები ნაყოფზე უშუალოდ ზემოქმედებს. ასეთი მანქანების მუშა ორგანოებია: მოვიბრირე ღეროების ბატარეები; გლუვი ან ხრახნული ლილვაკების ან სეგმენტების ბატარეები; მბრუნავი ან ფრთებიანი შპინდელების ბატარეები; ასაძენძი ან ვიბროსავარცხნი დოლები ელასტიკური თითებით და სხვა. აღნიშნული მუშა ორგანოების გამოყენება შეიძლება როგორც ნაყოფის პოზიციურ, ისე უწყვეტად საკრეფ მანქანაში.

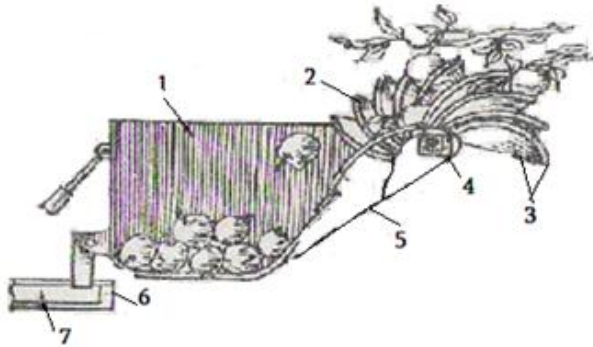
მანქანებში, რომელთა მუშა ორგანოები უშუალოდ მოქმედებს ნაყოფზე, ღეროიანი მუშა ორგანოები ჩამოყრის ნაყოფს მოვიბრირე ღეროებით, ლილვაკებიანი ან სეგმენტებიანი კი - ჩაიჭერს და წყვეტს ნაყოფს მბრუნავი ლილვაკებით ან სეგმენტებით, შპინდელებიანი - ჩამოყრის ნაყოფს ტალღოვანი შვერილებით ან მბრუნავი შპინდელების ფრთებით, ასაჩეჩი - ნაყოფს წყვეტს მბრუნავი დოლის თითებით. ხიდან მოწყვეტილ ნაყოფს იჭერს სპეციალური მოწყობილობები (ან ნაყოფი მიწაზე ცვივა) [შხვაცაბაია; ქემოკლიძე; ოშორიძე 1960:32].

აშშ-ში ბლის, ალუბლის, ატმის, ვაშლის და მსხლის კრეფისას გამოსცადეს რამდენიმე ტიპის ექსპერიმენტული ვიბროსავარცხნი დანადგარი.

მოსავლის უწყვეტად აღებისათვის განკუთვნილი ვიბროსავარცხნი მუშა ორგანო შედგება ვერტიკალურად დაყენებული დოლებისაგან, რომლებსაც აქვს ელასტიური მასალით დაფარული ხის რადიალური თითები. ერთმანეთის თავზე განლაგებული დოლები მუშაობის პროცესში ვერტიკალურ სიბრტყეში ირხევა და თან ჰორიზონტალურ სიბრტყეში ერთი საერთო ღერძის ირგვლივ ბრუნავს. დოლები ხის ვარჯში შედის პარალელოგრამული მექანიზმის მეშვეობით. თითებით

მოწყვეტილი ნაყოფი ხვდება ბუნკერში, შემდეგ კი ტარაში ჩასაწყობი მექანიზმისავე მიემართება. ამ მუშა ორგანოთი ნაყოფს კრეფენ „კედლის“ სახით ფორმირებულ ხეებზე.

პალმეტურ ბაღებში ნაყოფის უწყვეტად საკრეფ მანქანებში შეიძლება გამოყენებული იქნას როტორული ტიპის მუშა ორგანო (ნახ.1.12) როტორი ლილვით, რომელზეც დამაგრებულია მრუდწირული ფორმის ორბოლოიანი ფრთები. როტორი დაყენებულია ბუნკერის წინ გამოწეულ ნაწიბურზე.



ნახ.1.12. როტორული ტიპის

მუშა ორგანო:

- 1-ბუნკერი, 2-როტორი, 3-ფრთები,
- 4-ლილვი, 5-სავარცხელა, 6-ჩარჩო,
- 7-ურიკა

ბუნკერი ზემოდან ღიაა და აქვს სავარცხელი, რომლის ჭრილებშიც ფრთები გადის, როტორის ფრთებისა და სავარცხლის სიმრუდე ისეა შერჩეული, რომ სავარცხელსა და მასში შემავალ ფრთებს შორის კუთხე 90° –ზე ნაკლები არ იყოს. ეს გამორიცხავს ფრთებსა და სავარცხელს შორის ნაყოფის ჩაჭედვას.

ბუნკერი დადგმულია ურიკებიან ჩარჩოზე. ურიკებს ჰიდროცილინდრების საშუალებით შეუძლია ჰორიზონტალურ ჩარჩოს მიმართველ კოჭებში გადაადგილება. ჩარჩო, თავის მხრივ, ენერგეტიკული საშუალების ჩარჩოს ვერტიკალურ დგარებში გადაადგილდება. მუშაობის დროს ენერგეტიკული საშუალება, რომელზეც დამონტაჟებულია როტორიანი ბუნკერი, მიდის ხესთან. აგრეგატის მოძრაობისას როტორის ფრთები წყვეტს ნაყოფს და ბუნკერში გადაისვრის.

აშშ-ში შექმნეს და გამოსცადეს პორტალური ტიპის მანქანის სამი ნიმუში.

პირველი მანქანა შექმნილია მაღალკლირენსკიანი (კლირენსკი 2,1 მ) ტრაქტორის ბაზაზე, რომლის ლიანდია 2,7 მ მოსავლის საკრეფად გამოყენებულია ორი ვერტიკალური დგარი, რომლებსაც აქვს 350 მმ სიგრძის ზამბარული თითები. აგრეგატის მოძრაობის დროს თითები გადაადგილდება როგორც ვერტიკალურად, ისე ჰორიზონტალურად. თითების ვერტიკალური რხევის გამო (სიხშირე 250

ციკლი/წთ), ნაყოფი ტოტებს წყდება, ხოლო ჰორიზონტალური მოძრაობა ხელს უწყობს მანქანის მოძრაობას მწკვრივის გასწვრივ (ტოტები არ ზიანდება).

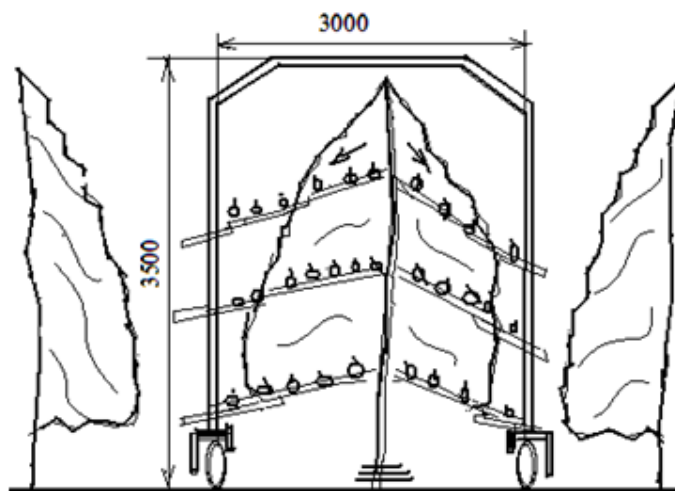
მანქანის დამჭერი ზედაპირი შედგება ორი ნახევრისაგან, რომლებიც დაფარულია 10 მმ სისქის რბილი ელასტიკური მასალით. იგი აგრეგატის უწყვეტი მოძრაობისას შტამპების გატარების საშუალებას იძლევა. დამჭერ ზედაპირზე ჩამოცვენილი ნაყოფი გრძივ ტრანსპორტიორებზე ჩაგორდება. ტრანსპორტიორებს აქვს დაქანებული ნაწილი, საიდანაც ნაყოფი იყრება ჩანგლისებრ მოწყობილობებზე დაწყობილ კონტეინერებში.

ჰოლანდიური პორტალური მანქანის (ნახ. 1.13) ყოველ თვალს, ოთხიდან ცალ-ცალკე, აქვს ჰიდრავლიკური ამძრავი, რომელსაც შეუძლია თითოეულის ან ყველა თვლის ერთად 90°-ით მობრუნება. მანქანის პორტალის მახასიათებლებია: თვლების ბაზა 4,5 მ, ლიანდი 3,1 მ, კლირენსი 2,7 მ.

ყოველი მხრიდან დამჭერად გამოყენებულია სამი იარუსი.

მანქანაზე დაყენებულია ვიბრატორი, რომელიც ხეებს არხევს აგრეგატის მოძრაობის დროს. ხე ჩაიჭრება რეზინის ორ ლენტს შორის (აგრეგატის მოძრაობის გასწვრივ) და მას ორმხრივი მოქმედების ჰიდროცილინდრით მიეჭირება.

რეზინის ლენტები დამონტაჟებულია სპეციალურ ჯაჭვურ კონტურზე, რომლის სიჩქარე შეთანხმებულია აგრეგატის სიჩქარესთან, ე.ი. ხე ირხევა მერხევი სისტემის (ხე და ვიბრატორი) ურთიერთქმედი ელემენტების პრაქტიკულად ნულოვანი სიჩქარის დროს.



ნახ. 1.13. პორტალური ტიპის მანქანის (სამიარუსიანი დამჭერი მოწყობილობის) სქემა

მაგრამ ყველა პალმეტურ ბაღში ხეების სიმაღლე ყოველთვის არაა 3,0 ÷ 3,2 მ-ის ტოლი. არის ბაღები, რომლებშიც ხეთა სიმაღლე 4,7 მ-ს აღწევს. ასეთი ბაღებისათვის მიზანშეწონილი არ არის 5 მ კლირენსის მქონე მანქანების შექმნა. ამასთან დაკავშირებით, პალმეტური ბაღებისათვის უნდა შეიქმნას ისეთი მანქანები, რომლებიც დამოკიდებული იქნება არა ხის სიმაღლეზე, არამედ ვარჯის დიამეტრზე.

პალმეტურ ბაღებში ხილის უწყვეტად კრეფისათვის განკუთვნილი მანქანები, რომლებსაც შეუძლია მსხმოიარე ხეების შტამბის გატარება ისე, რომ (მიწაზე ჩამოცვენილი ნაყოფის სახით) ადგილი არ ჰქონდეს დანაკარგებს, მრავალ ქვეყანაში მუშავდება. მაგალითად, აშშ-ში პატენტით გათვალისწინებულია მოწყობილობა, რომელსაც შეუძლია ხის შტამბის გატარება. იგი დამონტაჟებულია ორ ბაქანზე (დამჭერებზე), რომლებიც მეზობელ მწკრივთაშორისებში მოძრაობს. ამასთან ერთი დამჭერი წამყვანია, მეორე კი - ამყოლი. დამჭერები ერთმანეთთან დაკავშირებულია სპეციალური მაერთებელი წევრებით, რომლებსაც შეუძლია მსხმოიარე ხეების შტამბის გატარება, რადგან თანმიმდევრულად იღება და იხურება. ამასთან, დამჭერები მუდმივად შეკრულია. ბაღებში (4,7 მ სიმაღლის ხეების პალმეტურ ბაღებში) ასეთი ხერხით გავლა, უპორტალო ენერგეტიკული საშუალებების გამოყენების შესაძლებლობას იძლევა.

ნაყოფის ხელით აღების მწარმოებლურობა დიდ ფარგლებში მერყეობს და მნიშვნელოვნადაა დამოკიდებული მოსავლის აღების შერჩეულ ტექნოლოგიასა და სამუშაოთა ორგანიზაციაზე.

მცირე მექანიზაციის საშუალებები მრავალრიცხოვანია: ქვესადგომები, კიბეები, ჩანთები, კალათები, ნაყოფის საკრეფი ბაქნები, ხილის ვიბრატორები და სხვა.

თხილის ასაღები პირველი მანქანის მაკეტური ნიმუში შეიქმნა სერიული ხილის დამრხევი მანქანის ბაზაზე. მანქანის ორიგინალური კვანძია სამუჯრედოვანი სატაცი, რომელსაც აქვს შტანგზე სახსრულად დამაგრებული ორი საგდული. საგდულები სავარცხლისებრია. ამასთან ერთი სავარცხლის კბილები მეორის კილოებში ისე შედის, რომ მათ შორის ღრეჩოები რჩება. ამ სატაცის ძირითადი ნაკლი ისაა, რომ გართულებულია შტამბების უჯრების მიხედვით გაყოფა. მუშაობის

პროცესში ერთ უჯრედში ხვდება რამდენიმე შტამბი, რაც ამცირებს მოსავლის აღების სისრულეს.

შემდგომ შეიქმნა მრავალუჯრედოვანი სატაცი მოწყობილობა, რომლის უჯრედშიც თხილის ბუჩქის შტამბები უკეთ ნაწილდება. ასეთი სატაციით ხიდან კრფდნენ მოსავლის 87%-ს. ორივე სატაცს აყენებდნენ ვსო-25 „სტრელა“ მანქანის მოვიბრირე ჭოკზე. შტამბების დაზიანების თავიდან ასაცილებლად სატაცს ფარავდნენ 12 მმ სისქის ფორიანი რეზინის ორი ფენითა და ბრეზენტით.

ასეთი სატაცების ექსპლუატაციის შედეგად დადგინდა, რომ მოსავლის 95%-ის ასაღებად აუცილებელია რხევის სიხშირე 12 ჰც, ამპლიტუდა 55 მმ, ხოლო 99% მოსავლის ასაღებად რხევის სიხშირე 16 ჰც-ს უნდა აღემატებოდეს. ვსო-25 „სტრელა“ მანქანის ვიბრატორის მუშაობის შესაძლო რეჟიმებმა (სიხშირე 14 ჰც-მდე, ამპლიტუდა 18 მმ) უნდა უზრუნველყოს მოსავლის 81%-მდე აღება.

ყოველივე ამან განაპირობა ახალი სავარცხლისებრი სატაცის შექმნა, რომელიც ორი სექციისაგან შედგება. ყოველი სექცია მოთავსებულია საყრდენზე და აქვს ავტონომიური ვიბრატორი, რომელიც სრიალა საკისრებში დაყენებულ ლილვზე ზის. გარსაცმით დაფარულ ვიბრატორს სპეციალური ქურო რთავს.

სატაცის სავარცხლისებრი სექციების ბუჩქში შეტანის დროს სავარცხლები ვერტიკალურ მდგომარეობაშია. მათი მუშა ზედაპირი დაფარულია ელასტიკური მასალით. შემდეგ სპეციალური საწევებისა და სამართების მეშვეობით სავარცხლები ბუჩქში 90°-ით ბრუნდება და ცალკეულ ვარჯებს ჩაიჭერს კბილებისა და მომიჯნავე სავარცხლის ბრტყელ ნაწილს შორის.

სავარცხლების სექციებს აბრუნებს ორმხარა ბერკეტი, საბრუნო საკისარი და ბურთულა შესახსრება, სატაცების ამძრავია ტრაქტორის სიმძლავრის ამრთმევი ლილვი, სავარცხლები მობრუნდება და ტრაქტორი ბუჩქს სცილდება.

სავარცხლისებრი სატაცი საკმაოდ კარგად შემოეველება მთელ ბუჩქს და ვიბრატორის 12 ჰც რხევის სიხშირისა და 55 მმ ამპლიტუდის დროს უზრუნველყოფს მოსავლის 93-95%-ის აღებას.

აღნიშნული თხილის ბუჩქების დასარხევი მოწყობილობები მუშაობდა ყველაზე მარტივი ტიპის დამჭერ მოწყობილობებთან ერთად. ხის ქვეშ აფენდნენ ბრეზენტს ან იყენებდნენ მანქანის ხელით გადასატან დამჭერ მოწყობილობას.

1.5. ხილის საკრეფი აგრეგატებისადმი წაყენებული

აგროტექნიკური მოთხოვნები

მოსავლის აღების დროს, მექანიზმებისა და მანქანების წარმატებით გამოყენებისათვის აუცილებელია, რომ მანქანები შერჩეული და რეგულირებული იყოს მცენარის აგებულების შესაბამისად.

ამა თუ იმ სასოფლო-სამეურნეო კულტურისა თუ ხეხილის მოსავლის მანქანით აღების შესაძლებლობას განაპირობებს აღების ხერხი, აგრეთვე თვით მცენარის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებები და ბიოლოგიური თავისებურებანი.

მექანიზებული ტექნოლოგიისა და აღების საშუალებების შერჩევას, ითვალისწინებენ კულტურული მცენარეების თუ ხეხილის ბაღების ძირითად ფიზიკურ-მექანიკურ და აგრო-ბიოლოგიურ თვისებებს.

მებაღეობაში ყველაზე დამაბული და პასუხსაგები სამუშაოა მოსავლის აღება. მოსავლის აღებაზე იხარჯება მოსავლის მოყვანაზე დახარჯული შრომის 40-60%-მდე. 1 ჰა ფართობის ბაღში მოსავლის ასაღებად აუცილებელია 200 კაც.სთ-ზე მეტი.

მოსავლის აღებისადმი წაყენებული ძირითადი მოთხოვნებია: მოსავლის უდანაკარგოდ აღება, სასაქონლო ხარისხის მქონე მოსავლის მიღება და პროდუქციის დროული რეალიზაცია.

ნაყოფს იღებენ მაშინ, როცა იგი მიაღწევს მოსაკრეფ სიმწიფეს, დროზე ადრე მოკრეფილი ნაყოფი ხანგრძლივად არ ინახება და არა აქვს კარგი გემოვანი თვისებები. დაგვიანებით მოკრეფისას ხილი მასიურად ცვივა ხიდან და ზიანდება, უარესდება მისი გემოვანი და სასაქონლო თვისებები.

ხილს კრეფენ 4-6 დღის განმავლობაში მშრალ ამინდში. თესლოვან ნაყოფს ხიდან კრეფენ ყუნწთან ერთად. დაბეჭილი, მექანიკურად დაზიანებული და ყუნწმოწყვეტილი ნაყოფი დაბალი ხარისხისაა და უვარგისია ტრანსპორტირებისა და ხანგრძლივად შენახვისათვის. ყურძნის მტევნებს კრეფის დროს ჭრიან მაკრატლით, კრეფის პროცესში მტევნები არ უნდა დაზიანდეს.

ბაღებში ნაყოფის ასაღები მანქანების შექმნა და გამოყენება იმითაა გართულებული, რომ ნაყოფი დაზიანებისადმი მგრძობიარეა და ხის ვარჯშია განლაგებული. გარდა ამისა, ხეებს აქვს სხვადასხვა ფორმისა და ზომის ვარჯი.

**1.6. სოფლის მეურნეობაში პნევმოსატრანსპორტო სისტემის
გამოყენების მიზნით ჩატარებული სამეცნიერო-კვლევითი
სამუშაოების მიმოხილვა**

სოფლის მეურნეობაში პნევმოსატრანსპორტო სისტემები ძირითადად გამოიყენება ისეთ მანქანებში, როგორცაა, მარცვლის და ბამბის ასაღები კომბაინები, ჩაის საკრეფი მანქანები და სხვა. იგი ძირითადად მობილურ და სტაციონალურ დანადგარებში ასრულებს როგორც სატრანსპორტო, ისე სამწმენდ და დამხარისხებელ ფუნქციებს.

პნევმოსატრანსპორტო სისტემების აეროდინამიკური მახასიათებლების დადგენისა და კონსტრუქციული პარამეტრების დადგენა-გაანგარიშებებისათვის, საცდელ-საკონსტრუქტორო სამუშაოების პარალელურად ჩატარებულია მთელი რიგი სამეცნიერო-კვლევითი სამუშაოები.

ა. სმოლდირევის მონოგრაფიაში [Смолдырев 1980:283] მოცემულია იმ გაწეული სამეცნიერო მუშაობის შედეგები, რომლებიც ეხება ჰიდრავლიკური და პნევმატიკური დანადგარების ჰაერგამტარებში ჰაერის და ჰაერნარევი მასალების მოძრაობის კანონზომიერებას. განხილულია ჰიდრავლიკური და პნევმატიკური ტრანსპორტიორების თეორიული საკითხები. წარმოდგენილია სხვადასხვა სახის ფხვიერი მასალების ტრანსპორტიორების გაანგარიშების მეთოდოლოგია.

ი. ურბანის წიგნში [Урбан 1978:83] წარმოდგენილია მრეწველობის თითქმის ყველა დარგისათვის გამოსაყენებელი პნევმატიკური სატრანსპორტო სისტემებისა და კომპლექსების საპროექტო გაანგარიშებები. პოპულარული ფორმით წარმოდგენილია ძირითადი მათემატიკური გაანგარიშებები. წიგნში მოცემულია სხვადასხვა პნევმოსატრანსპორტო სისტემის ტექნიკურ-ეკონომიკური შედარებითი შეფასებები. განხილულია საექსპლუატაციო პირობები და ტექნიკური მომსახურების ნორმატივები.

გ. შხვაცაბაია, გ. ქემოკლიძე, მ. ოშორიძის [შხვაცაბაია; ქემოკლიძე; ოშორიძე: 196:619] წიგნში „სასოფლო-სამეურნეო მანქანები და იარაღები“, განხილულია მარცვალსაწმენდი და მახარისხებელი პნევმოსატრანსპორტო სისტემების პრინციპული სქემები, მოცემულია მათი აეროდინამიკული მახასიათებლების

განგარიშების მეთოდის თეორიული საფუძვლები. წარმოდგენილია ცალკეული კვანძების განგარიშების პრინციპები.

ნ. არტიკოვი, ე. თაჯიევის და ხ. არიფჯანოვის [Артиков, Таджикиев 1976:45; Арифджанов; Автореферат 1982:42] ნაშრომები ეხება ბამბის ასაღები კომბაინის პნევმოსატრანსპორტო სისტემების პრობლემურ საკითხებს. ამ შრომებში მოცემულია სხვადასხვა ტიპის რადიალური ვენტილატორ-სეპერატორის პრინციპული სქემების აღწერა, რომლებშიც ტრანსპორტირებადი მასალების ძირითადი მასა სისტემაში გავლის დროს არ ხვდება მუშა თვლის ფრთებში. შესწავლილია სისტემაში გავლის დროს მუშა თვლისა და სატრანსპორტო ნედლეულის ურთიერთქმედება. მოცემულია პნევმოსატრანსპორტო სისტემის პრინციპულად ახალი ვენტილატორის აეროდინამიკური და ტექნოლოგიური მახასიათებლების კომპლექსური კვლევა. დადგენილია ურთიერთდამოკიდებულება ვენტილატორის აეროდინამიკურ და გეომეტრიულ პარამეტრებს შორის.

სამეცნიერო-კვლევით ანგარიშში ე. ვეტროვი [Ветров 1969:165] ასაბუთებს მდოვრე მიწოდების ჰაერმანაწილებლის ოპტიმალურ პარამეტრებს, ადგენს სამუშაოს სფეროს, აკეთებს ლერწმის ასაღები კომბაინის სპეციალური ვენტილატორის მუშაობის ანალიზს. იძლევა რეკომენდაციას ლერწმის ასაღები კომბაინისათვის ახალი პნევმოსატრანსპორტო სისტემის KTC – 1A გამოყენების თაობაზე. განიხილავს შაქრის ლერწმის დუყების აეროდინამიკურ თვისებებს. მსგავსების თეორიის გამოყენებით და ჩქაროსნული კინოგადაღებით შესწავლილია ფოთლის მოძრაობა ჰაერის ნაკადში გრადიენტის სიჩქარით. დადგენილია უხემდუყებიანი მასის სეპერაციის პროცესი და დადგენილია ჰიდრავლიკური წინაღობები.

ინჟინერ ს. მაუს და ი. კაშევის [May, Кашев 1965:170] მიერ შედგენილ ანგარიშებში გაშუქებულია პნევმოტრანსპორტიორებში ჰაერის წნევის განაწილების თეორიული საკითხები, პნევმოგამტარებში პროდუქტის მოძრაობის დროს „საცობების“ წარმოქმნის პროცესი და მათი გადაწყვეტის პრინციპები; განხილულია ჰაერის ნაკადის წინაღობებში გატარების დროს წნევების კარგვის

განსაზღვრის გრაფიკული მეთოდი; მოყვანილია დაფქვეული მარცვლის ტრანსპორტირების პნევმოდანადგარის გრფიკულ-ანალიზური გაანგარიშება.

ნ. რაშიდოვი [Рашидов 1982:122] განიხილავს ბამბის ბუნკერებში შემჭიდროების პროცესს; ბამბის ასაღები კომბაინის მუშაობის საექსპლუატაციო და ტექნოლოგიურ მაჩვენებლებს სხვადასხვა ტევადობის ბუნკერებში. გადამზიდი სატრანსპორტო საშუალებების რაციონალურად გამოყენების მიზნით, ასაბუთებს ბამბის შემჭიდროების ხარისხს, წარმოადგენს ანალიტიკურ დამოკიდებულებას, რომელიც განსაზღვრავს ბუნკერებში ბამბის შემჭიდროების სახეს.

რ. იდიატულინს [Идиятулин 1982:39] მოცემული აქვს ბამბის ასაღები კომბაინის პნევმოტრანსპორტიორის აეროდინამიკური პარამეტრების კვლევა, სადაც გამოყენებულია ვენტილატორი ელექტრული ამძრავით. აკეთებს ელექტრული და მექანიკური ამძრავებით ვენტილატორების აძვრის მეთოდებს შორის შედარებებს.

გ. წერუაშვილს და მ. ხანთაძეს [Церуашвили, Хантадзе 1974:25] მოჰყავთ მეთოდიკა და კვლევითი სამუშაოების შედეგები სასოფლო-სამეურნეო კულტურების შემსხურებლების აეროდინამიკურ მილში ჰაერის ნაკადის მოძრაობის მოდელირების საკითხებზე.

ლ. ონხანოვამ [Онханова 1981:184] შეისწავლა მარცვლის ტრანსპორტირების პროცესი ჰაერმანაწილებლებსა და კორპუსის კედლებს შორის ჰაერის ნაკადის გავლის დროს. დაადგინა მარცვლის დაცლის მწარმოებლურობის დამოკიდებულება ჰაერის ნაკადის მახასიათებლებზე, მარცვლის ზომებზე და კორპუსის ზედაპირის გეომეტრიულ პარამეტრებზე. შექმნა ახალი ტიპის აეროტრანსპორტიორი და ჩამოაყალიბა მისი გაანგარიშების მეთოდიკა. დაამუშავა აეროტრანსპორტიორის აგროტექნიკური მოთხოვნები.

ო. ანტონენკოს [Антоненко 1981:181] ნაშრომში განსაზღვრულია პნევმოტრანსპორტირების პროცესში წარმოქმნილი სატრანსპორტო მასალის ტექნოლოგიური დაზიანების მიზეზები. წარმოდგენილია დაზიანებულ მასალაზე მოქმედი დატვირთვების საანგარიშო ფორმულები და მათი ინტენსივობის

შემცირების საკითხები. ექსპერიმენტურად შესწავლილია დაზიანებული მასის ურთიერთქმედება პნევმოამძრავის კედლებთან.

1. ჩაის საკრეფ მანქანებში ჩაის ფოთლის ტრანსპორტირების საკითხები განხილულია რ. ლაჟომიას შრომებში [Хажомия 1979:30 სტატიაში Хажомия 1979:20] გაანალიზებულია სერიული ჩაის საკრეფი მანქანის „საქართველო“ პნევმოსატრანსპორტო სისტემის მუშაობის თავისებურებანი. მოყვანილია ახალი, გაუმჯობესებული აეროდინამიკური მახასითებლების მქონე დამცლელი მოწყობილობის გამოცდის შედეგები. აღწერილია ჩაის საკრეფი მანქანის „საქართველო“ პნევმოსატრანსპორტო სისტემის პირდაპირი დინების პნევმოტრანსპორტიორი, რომელიც დაკომპლექტებულია გრიგალური ტიპის ვენტილატორით [Кереселидзе, Насаридзе, Хажомия, Соломахова:1982:12], რომელსაც შეუძლია გაატაროს სატრანსპორტო ნედლეული დაზიანების გარეშე.

პირდაპირი დინების სისტემის პნევმოტრანსპორტიორების სრულყოფის საკითხებზე მიძღვნილი კვლევითი შრომები მეცნიერების შ. კერესელიძე, დ. ნასარიძე, ტ. სალამახოვა, რ. ლაჟომია, ა. წითლაური დაცულია საავტორო უფლებებით.

ამრიგად, ზემოთ წარმოდგენილი სამეცნიერო-კვლევითი შრომების განხილვისა და ანალიზის შედეგად, შეიძლება გაკეთებული იქნას შემდეგი დასკვნა, რომ ჩატარებული საკონსტრუქტორო და საცდელ-საკვლევი სამუშაოების შედეგად შექმნილი პნევმოსატრანსპორტო სისტემები წარმოადგენს კომბინირებულ-პნევმომექანიკურ სისტემებს ზემოთ აღნიშნული ნაკლოვანი მხარეებით.

დღემდე სუფთა პნევმატიკური სისტემის პნევმოსატრანსპორტო სისტემები, რომლებიც შეიძლება გამოყენებული იქნას თხილის საკრეფ აგრეგატში, როგორც მცირე მექანიზაციის სრულყოფილი ტექნიკური საშუალება, არ არსებობს, არ არსებობს სპეციალური სერიული ვენტილატორები, რომელსაც შეუძლია შემწოვი ჰაერის ნაკადით, სისტემაში დაზიანების გარეშე გაატაროს თხილის ნაყოფები სხვა დამატებითი მექანიკური სატრანსპორტო მოწყობილობის გარეშე.

1.7. კვლევის მიზანი და ამოცანები

თხილის საკრეფი აგრეგატის, ისე, როგორც ნებისმიერი სხვა სასოფლო-სამეურნეო დანიშნულების მანქანა-იარაღის აგროტექნიკური და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების შეფასება, პირველ რიგში ხდება მისი მაღალი შრომისუნარიანობით და ცალკეული კვანძებისა და აგრეგატების ტექნიკური ხარისხის დონით.

არსებული თხილის ნაყოფის საკრეფი აგეგატების პნევმოსატრანსპორტო სისტემების ერთ-ერთ ძირითად უარყოფით მხარეს წარმოადგენს, მათში გამოყენებული მექანიკური დამცლელი მექანიზმი, რომელშიც ნაყოფების კონცენტრაციის გამო, ადგილი აქვს აეროდინამიკური მახასიათებლების სისტემატურ ცვალებადობას. ჩატარებული კვლევების საფუძველზე დადგენილია, რომ სისტემის ცოცხალი კვეთის 50%-ით შემცირება იწვევს აგრეგატის მწარმოებლურობის 30%-ით შემცირებას, რაც თავისთავად გამოიწვევს ტექნოლოგიური დანაკარგების ზრდას. ტექნოლოგიური პროცესის დროს ხშირი შეჩერება და აგრეგატის გამორთვა, საბოლოო ჯამში იწვევს აგრეგატის მწარმოებლურობის შემცირებას.

არსებული საკითხების კომპლექსური გადაჭრის ერთ-ერთ გზას წარმოადგენს თხილის საკრეფი აგრეგატის დამუშავება, შემწოვი და დამჭირხნი ჰაერის ნაკადების თანმიმდევრული გამოყენების პნევმოსატრანსპორტო სისტემით, რომელშიც ნაყოფების დაჭერა და კრეფა მოხდება შემწოვი ჰაერის ნაკადის საშუალებით, ხოლო ტრანსპორტირება და ბუნკერში დაცლა – დაწნეული ჰაერის ჭავლით. ასეთი პნევმოსატრანსპორტო სისტემის შექმნის საუკეთესო ვარიანტს წარმოადგენს ისეთი ვენტილატორის გამოყენება, რომელსაც საშუალება ექნება თავისუფლად, დაზიანების გარეშე გაატაროს მაგისტრალში თხილის ნაყოფები. ამ შემთხვევაში აგრეგატის მწარმოებლურობა არ იქნება დამოკიდებული მაგისტრალში თხილის ნაყოფების კონცენტრაციაზე.

სადისერტაციო ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს შემდეგი საკითხების გადაწყვეტა: პნევმოსატრანსპორტო სისტემების თანამედროვე დონის შესწავლა; ახალი კონსტრუქციული გადაწყვეტილებების შერჩევა და შესწავლა; მექანიკური დამცლელი პნევმოსატრანსპორტო სისტემების გაუმჯობესებისათვის პირდაპირი

დინების, ახალი, აეროდინამიკური სქემის შესწავლა და შერჩევა; გრიგალური ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებლების დადგენა; გრიგალური ვენტილატორის ოპტიმალური პარამეტრების დადგენა მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის დაგეგმვით; აგრეგატის პირდაპირი დინების პნევმოტრანსპორტო სისტემის აეროდინამიკური გაანგარიშება; აგრეგატის დინამიკის თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევა; საექსპლუატაციო მაჩვენებლების დადგენის მიზნით ლაბორატორიული და საველე გამოცდების ჩატარება; აგრეგატის ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლების დადგენა და ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება.

ამრიგად, 1. მცირე მექანიზაციის არსებული ტექნიკური საშუალებების მიმოხილვის შედეგად დადგენილი იქნა, რომ საქართველოს სუბტროპიკული ზონის პირობებისათვის, ისეთი ხელის აგრეგატი, რომელიც შეასრულებს თხილის ნაყოფების ხიდან კრეფას და მიწიდან აკრეფას, არ არსებობს. არსებობს მხოლოდ უცხოური წარმოების მობილური მანქანები, რომლებიც მუშაობს ვაკე და მასიურ, სპეციალური გაშენების ფართობებზე. საქართველოში მეთხილეობის, როგორც დარგის, ინტენსიურმა განვითარებამ, დააყენა საკითხი თხილის საკრეფი ისეთი აგრეგატის შექმნის აუცილებლობაზე, რომელიც შეასრულებს თხილის კრეფის მეტად შრომატევად ტექნოლოგიურ პროცესს, სუბტროპიკული ზონის რთულ რელიეფურ პირობებში და მობილური ტექნიკისათვის მიუწვდომელ ფართობებზე.

2. შესწავლილი იქნა თხილის ნაყოფების ფიზიკურ-მექანიკური და აეროდინამიკური თვისებები და დადგენილი იქნა, თხილის საკრეფ აგრეგატში პნევმოტრანსპორტო სისტემის გამოყენების შესაძლებლობა.

თავი II

თხილის საკრეფი აგრეგატის პერსპექტიული ტექნოლოგიური სქემის დასაბუთება

2.1. აგრეგატის ტექნოლოგიურ სქემაში პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გამოყენების მიზანშეწონილობის დასაბუთება

პრაქტიკამ გვიჩვენა, რომ თხილის კრეფის პროცესი გარკვეული სიძნელებით და თავისებურებებით ხასიათდება, რადგან:

- თხილის კულტურა წარმოადგენს ხე-ბუჩქოვან მცენარეს, რომლის სიმაღლე შეადგენს 3-5 მ-ს, ხოლო ზოგჯერ 8 მ-მდეც აღწევს;
- ნაყოფები არაერთგაროვანი და სხვადასხვა ზომის და ფორმისაა;
- თხილის კაკლები ჩასმულია მცენარეულ ბუდეებში (ნაყოფსაფარი), რომლებიც სხვადასხვა ჯიშის თხილისათვის სხვადასხვა სიგრძის და ფორმისაა.

გამომდინარე აქედან, თხილის კრეფისთვის მექანიკური სამუშაო ორგანოს შექმნა და გამოყენება დიდ სირთულეებთან არის დაკავშირებული და თითქმის შეუძლებელი. ამიტომაც, რომ თხილის კრეფა დღემდე ხელით ან მცენარის ბერტყვით ხდება.

საკითხის გადაჭრის ერთ-ერთი გზა არის თხილის დასაბერტყად შემწოვი და დამჭირხნი ჰაერის ნაკადის პნევმოსატრანსპორტო სისტემის დამუშავება და გამოყენება, რითაც თხილის ნაყოფების კრეფა მოხდება ვენტილატორის მიერ შეწოვილი ჰაერის ნაკადის საშუალებით.

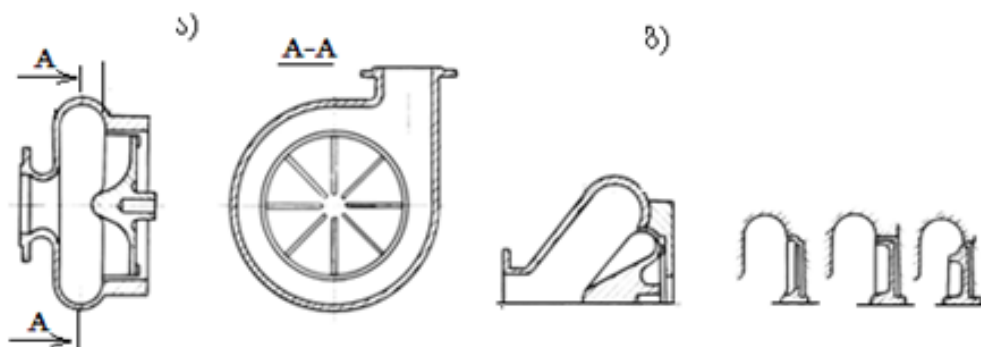
ასეთი სქემის რეალიზაციისათვის, აღებული იქნა კურსი პნევმოსატრანსპორტო სისტემაში გრიგალური ტიპის ცენტრიდანული ვენტილატორების გამოყენებისა [Соломахова 1980:35; Хажомия 1986:175] რომლებიც ძირითადად გამოიყენება ფხვნილისებრი და ბოჭკოვანი მასალების ტრანსპორტირებისათვის. ასეთი ვენტილატორებისათვის მუშაობის ძირითად მახასიათებელ თავისებურებას წარმოადგენს ის, რომ ჰაერის ნაკადის ძირითადი ნაწილი სატრანსპორტო მასალასთან ერთად გაედინება ვენტილატორის კორპუსში მუშა თვლის გვერდის ავლით, რაც ტრანსპორტირების დროს

სატრანსპორტო მასალას იცავს დაზიანებისაგან, ხოლო მუშა თვალს – როგორც დაზიანების, ასევე გაჭედვისაგან.

თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემაში, გრიგალური ტიპის ვენტილატორის შესაძლებელი გამოყენების მიზნით, შესწავლილი იქნა გრიგალური ტიპის ვენტილატორების და ტუმბოების შესახებ არსებული მასალები. აგებული და სავლე-ლაბორატორიულ პირობებში გამოცდილი იქნა როგორც არსებული, ისე სპეციალურად ჩაის საკრეფი მანქანისათვის “საქართველო” შექმნილი გრიგალური ტიპის ვენტილატორი.

ცნობები გრიგალური ტუმბოებისა და ვენტილატორების გამოყენების და მუშაობის შესახებ გვხვდება, როგორც უცხოურ: შვეიცარიულ [Pump for pumping contaminated liquids. 1961]; [Egger Emile. 1961:12]; [Rutschi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen. Schweizerische Bauzeitung. Zurich. 1968], ავსტრიულ [Pump for the liquids with the solid inclusions. 1965]; იაპონურ [The impeller of the fan blower. Vasida Akira. 1967]; ამერიკულ [The centrifugal pump. Iod Tomas. 1967]; გერმანულ [Laushcner G. 1973]; [F. Egger: 1962.] ფრანგულ [Французский патент № 13195773 , Emile Egger G.O.H.G, 1962], ისე სამამულო [Хажомия 1986:175] ლიტერატურაში. განვიხილოთ ზოგიერთი მათგანი.

1962 წელს ფრანგულ ფირმა Emile Egger G.O.H.G.-ზე გაიცა პატენტი [Французский патент № 13195773 . 28.02.62] გრიგალური ტიპის ტუმბოზე, რომლის დანიშნულება იყო მყარი მინარევებიანი სითხეების გადატუმბვა (ნახ.2.1). ის შედგება სხმული კორპუსისაგან, შესასვლელი და გამოსასვლელი ნახვრეტებით და მუშა ბორბლისაგან, რომელსაც გააჩნია დისკზე დამაგრებული ბრტყელი ან ოდნავ მოღუნული ნიჩბები. დისკი შეიძლება იყოს ბრტყელი ცენტრისკენ გარსდენით (ნახ.2.1.ა), ან პროფილური-კონუსური (ნახ.2.1.ბ).

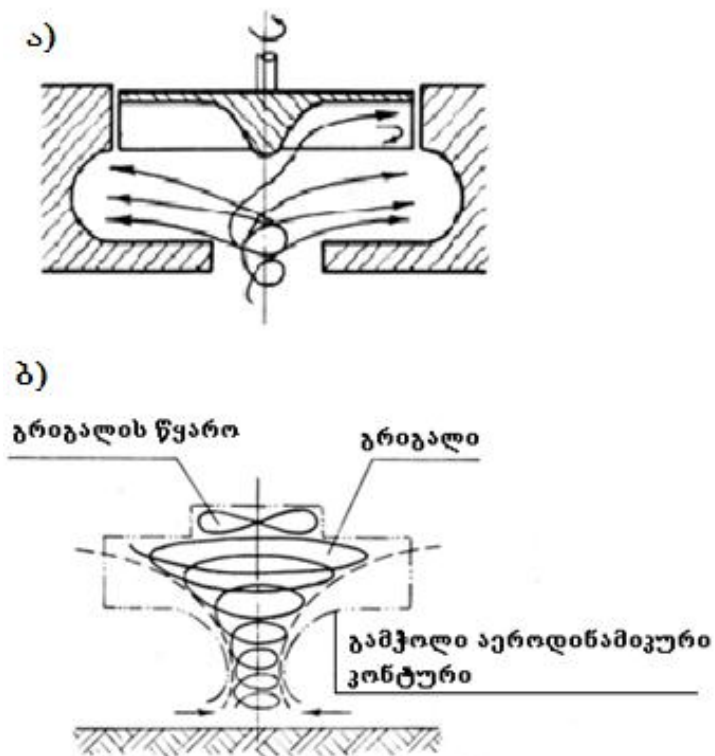


ნახ.2.1. ფირმა *Emille Egger Go. H. G.* გრიგალური ტიპის ტუმბო

გრიგალური დამჭირხნის (ვენტილატორის ან ტუმბოს) მუშაობის პრინციპი, რომელიც დაფუძნებულია მბრუნავი მუშა ბორბლის ენერჯის ინდუქციურ გადაცემაზე ამრევ არეში, მიმდინარეობს შემდეგნაირად:

მუშა ბორბლის ბრუნვისას, კორპუსის შესასვლელ სიბრტყესა და ბორბლის ფრთების სიბრტყეს შორის, წარმოიქმნება წნევათა სხვაობა, რომელიც საკმარისია სითხის ან გაზის კორპუსის შიგნით შესაწოვად. კორპუსიდან გამოსული ჰაერის ნაკადის ნაწილი, მუშა ბორბლის გავლით გადის ცენტრიდანულ ტუმბოში და შემდეგ მიემართება კორპუსის გამოსასვლელ ნახვრეტში. დარჩენილი და ძირითადი ნაკადი კი, კორპუსის შესასვლელი ნახვრეტიდან უშუალოდ ხვდება კორპუსის სპირალურ ნაწილში და პირდაპირ, მუშა თვლის გვერდის ავლით მიემართება კორპუსის გამოსასვლელი ნახვრეტისაკენ.

ჰოლანდიელი ავტორის Blekman G. Enige სტატიაში [Polytechn tigdshz] და БСЭ [БСЭ 1956:23] წარმოდგენილ გრიგალურ ტუმბოში ნაკადის მოძრაობის პრინციპული სქემა მოცემულია ნახ.2.2-ზე.



ნახ. 2.2. გრიგალური ტიპის ტუმბოში ჰაერის ნაკადის მოძრაობის პრინციპული სქემა:

ა) Blekman G. Enige სტატიაში, ბ) БСЭ აღწერით

გრიგალური დამჭირხნის თვალზე, ჰიდრავლიკური წინაღობების შემცირების მიზნით, შესაძლებელია მუშა თვლის დისკი დამზადებული იქნას ამოხნეილი შემხვედრი ნაკადის მიმართ.

აღსანიშნავია, რომ უცხოურ ლიტერატურაში გრიგალური ვენტილატორების აღწერის დროს არ არის მითითებული გაბარიტული ზომები და წნევის სიდიდე, მწარმოებლობა და სომძღავრე, რაც გამორიცხავს სხვადასხვა ვენტილატორების დინამიკური მახასიათებლების და პარამეტრების ერთმანეთთან შედარების შესაძლებლობას. ამიტომ საჭირო ხდება გრიგალური ვენტილატორების აეროდინამიკური მახასიათებლების შესწავლა.

სავარაუდოდ ეს მახასიათებლები (წნევის კოეფიციენტების მიხედვით მწარმოებლობა და მ.ქ.კ.) შეიძლება ახლოს იყოს ჩვეულებრივი ცენტრიდანული ვენტილატორების აეროდინამიკურ მახასიათებლებთან.

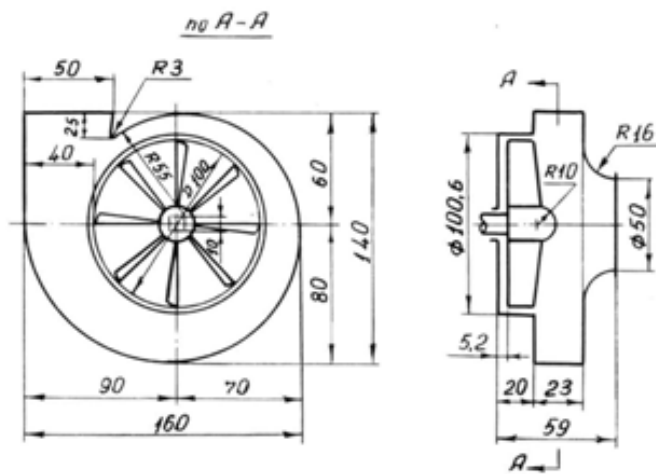
გრიგალური დამჭირხნი, ჩვეულებრივი ცენტრიდანულისაგან განსხვავდება იმით, რომ მისი მუშა თვალი განთავსებულია სპირალური კორპუსის უკან, სპეციალურ სათავსში. ასეთი განთავსება შესაძლებელს ხდის ძირითადად ნაკადმა იმოდრავს კორპუსის შემწოვი ნახვრეტიდან გამოსასვლელ ნახვრეტში, მუშა თვლის გვერდის ავლით.

გრიგალური ვენტილატორების გამოყენება შესაძლებელია ისეთ პნევმოსატრანსპორტო სისტემებში, რომელთა დანიშნულებაა, ისეთი მყარი და ძლიერ გაჭუჭყიანებული მასალების ტრანსპორტირება, რომლებსაც შეუძლია დააზიანოს ან ცვეთა მიაყენოს მუშა თვლის ფრთებს, ან კიდევ ისეთი მასალების ტრანსპორტირება (ხორბალი, მცენარეული მასა და სხვა), რომლებიც ჩვეულებრივ ცენტრიდანულ ვენტილატორებში თვითონ განიცდის დაზიანებებს.

გრიგალური ტიპის ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებლები და ძირითადი პარამეტრები შესწავლილია დოქტორ რ. ლაჟომიას მიერ [Хажомиа 1986:5], რომელმაც დაამუშავა სპეციალური გრიგალური ვენტილატორის აეროდინამიკური სქემა ჩაის საკრეფ მანქანაში „საქართველო“, მოკრეფილი ჩაის ფოთლის ტრანსპორტირებისათვის შემგროვებელ ბუნკერში.

ზემოთ განხილული წყაროების ანალიზის მიხედვით პრიორიტეტულ მიმართულებად შეიძლება ჩათვალოს თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსისტემაში გრიგალური ვენტილატორის გამოყენება.

გრიგალური ვენტილატორის სასურველი აეროდინამიკური სქემის დამუშავების მიზნით პროტოტიპად შერჩეული და შესწავლილი იქნა ЦАГИ-ის გრიგალური ვენტილატორები ЦЦ6-34 და ЦЦ6-34 №4, რომელთა აეროდინამიკური სქემა მოცემულია ნახ. 2.3-ზე და რომელიც შედგება სპირალური კორპუსისაგან, ცენტრალური შესასვლელისა და დისკოსაგან, რომელზეც მიერთებულია მუშა თვალი რადიალური ფრთებით.



ნახ.2.3. ЦАГИ ЦЦ6-34 №4-ის მარკის გრიგალური ტიპის ვენტილატორის აეროდინამიკური სქემა

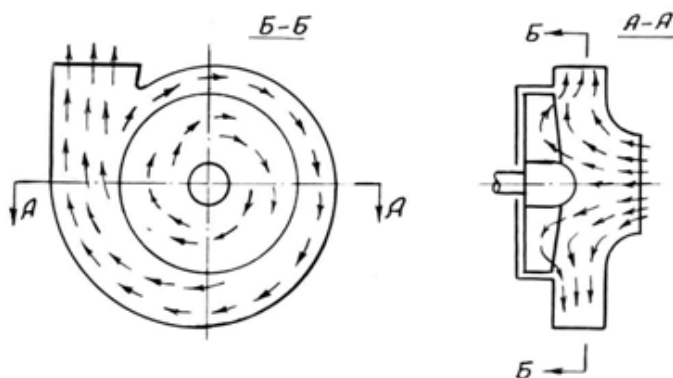
ფრთების წინა წიბოები, რომლებიც მიმართულია ვენტილატორის შესასვლელი ნახვრეტისაკენ, გადაღუნული იქნა წინ, ე.ი. ბორბლის ბრუნვის მიმართულებით, იმის გათვალისწინებით, რომ ეს საშუალებას მისცემს ნაკადის დახვევას და სპირალურ კორპუსში ტანგენციალური მდგენელის ამაღლებას. ეს კი საბოლოო ჯამში გამოიწვევს ვენტილატორის საერთო „გრიგალური“ ეფექტის ამაღლებას.

გრიგალური ვენტილატორის მოდელის კონსტრუქცია საშუალებას იძლევა გამოცდის დროს მომხდარიყო ზოგიერთი პარამეტრის შეცვლა, მაგალითად: თვლის უკანა დისკის ფორმის (ე.ი. გადაღუნული იქნას წინ, თვლის ბრუნვის მიმართულებით), კორპუსის გახსნის ($A=0,2; 0,3; 0,4$), შესასვლელი ნახვრეტის

დიამეტრის ($D=0,35; 0,5; 0,7$) კორპუსის სიგანის მიხედვით ($B=0,5$ -დან $B=0,6$ -მდე), ასევე ფრთების რაოდენობის და სიგანის ცვლილება.

ცდების შედეგები წარმოდგენილი იქნა უგანზომილო ტიპიური აეროდინამიკური მახასიათებლების სახით, რომელზეც მოცემულია დამოკიდებულება სრული \bar{H} და სტატისტიკური $\bar{H}_{სტ}$ შორის და მ.ქ.კ. η და $\eta_{სტ}$ შორის, ასევე მოცემულია წნევა \bar{N} და მწარმოებლობა \bar{Q} .

ვენტილატორის თვალის წინ ნაკადს აქვს სიჩქარის ღერძული და ტანგენციალური მდგენელები, რაც მიუთითებს კორპუსში არსებული ინდუქციური ენერჯის არსებობას და თვალის ცენტრალურ ნაწილში შეიმჩნევა ნაკადის შესვლა, ხოლო მის პერიფერიებში – ნაკადის გამოსვლა. იმის გამო, რომ ვერ მოხერხდა თვალში ნაკადის მიმართულების განსაზღვრა, აგებული იქნა ნაკადის სავარაუდო მიმართულებები, რომლებიც წარმოადგენს პირველ მიახლოებულს ნამდვილთან.



ნახ. 2.4. ЦАГИ СЦ6-34 -ის მარკის გრიგალური ტიპის ვენტილატორში ჰაერის ნაკადის მოძრაობის მიმართულებები

როგორც ნახ. 2.4-დან ჩანს ნაკადი, რომელიც პერიფერიებიდან მოდის, შედის პირდაპირ კორპუსში, ვენტილატორის მუშა თვლის გვერდის ავლით.

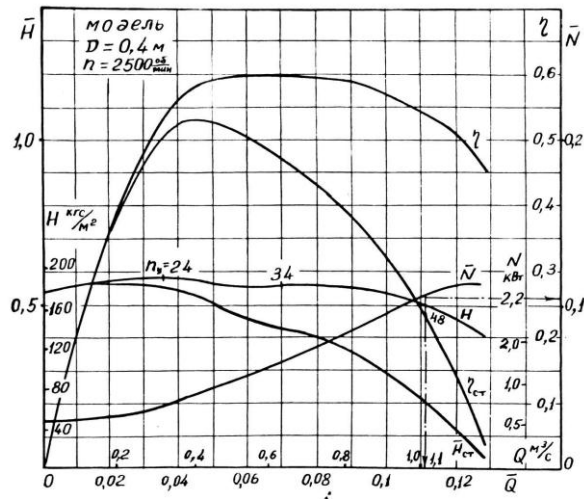
ცდების შედეგად დადგენილი იქნა, რომ \bar{H} , \bar{N} და η -ის მაღალი მაჩვენებლების მიღწევა შესაძლებელია ამოზნექილი დისკის ისეთი მდგომარეობის დროს, როცა თვლის სიგანე მცირეა. თვლის სიგანის შემცირება ამცირებს ვენტილატორის თეორიული და ნამდვილი წნევების მნიშვნელობას.

ფრთების რიცხვის $Z=8$ -დან $Z=2$ -მდე შემცირებით, მცირდება ვენტილატორის აეროდინამიკური პარამეტრები. შემდეგში მიღებული იქნა $Z=8$. წნევების

კოეფიციენტების და მ.ქ.კ. შედარებით მაღალი მნიშვნელობები (როცა $\bar{Q}=0,05-0,08$, მაშინ \bar{H} -ის მაქსიმალური მნიშვნელობა იყო 0,55 და $\eta_{max}=0,59-0,62$) დაფიქსირდა.

ცდების შედეგად დადგინდა, რომ გრიგალური ვენტილატორი, მთელი თავისი ბუნებით წარმოადგენს ცენტრიდანული ვენტილატორების ერთ-ერთ ვარიანტს [Солоахова 1980:4] არასასურველი აეროდინამიკური მახასიათებლებით და გაუარესებული აეროდინამიკური პარამეტრებით. დადგენილი იქნა, გამოცდილი გრიგალური ვენტილატორის აეროდინამიკური პარამეტრები: $\bar{H}=0,55\div 0,56$; $Q=0,07\div 0,08$; $\eta_{max}=0,6\div 0,62$; სწრაფსვლიანობის კოეფიციენტი $n_y=30$, რაც გაცილებით დაბალი მაჩვენებლებია ვიდრე ჩვეულებრივი ცენტრიდანული ვენტილატორებისა.

გამოკვლევების საფუძველზე, თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემისათვის დამზადებული იქნა გრიგალური ვენტილატორის ЦАГИ СЦС -30 №5 საცდელი ვარიანტი, რომლის აეროდინამიკური სქემა მოცემულია ნახ. 2.5-ზე.



ნახ.2.5.ЦАГИСЦС-30 №5 ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებელი

აღნიშნული ვენტილატორის სავლე გამოცდების შედეგად აღმოჩნდა, რომ თხილის კრეფის ტექნოლოგიური პროცესი მიმდინარეობს გარკვეული დაბრკოლებებით, კერძოდ: მოკრეფილი ნაყოფების იმ ნაწილის შეწოვა, რომლებიც ხასიათდება დიდი მასით ე.ი ოთხ და მეტი ბუდიანი ნაყოფები, და

რომელთა რაოდენობა საერთო მასის 40%-ს შეადგენს, არასაკმარისი გრიგალური ეფექტის გამო იჭექება სატრანსპორტო მაგისტრალში, რის შედეგადაც დაბალი ხდება აგრეგატის მწარმოებლურობა.

წარმოქმნილი პრობლემების გადაჭრის მიზნით სამუშაოს მსვლელობის პერიოდში გრიგალური ეფექტის გასაუმჯობესებლად შეიქმნა აეროდინამიკური სქემა, [Кереселидзе, Насаридзе, Хажомия, Соломахова:1982:34] გამოგონებების მიხედვით. ვენტილატორის მუშა თვლის ღერძი დამზადდა გამჭოლი ღერძული არხით, რითაც მიღწეული იქნა ვენტილატორის კორპუსის დაკავშირება ატმოსფეროსთან.

გაუმჯობესებული პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გამოცდის შედეგად გამოვლინდა, რომ თხილის საკრეფ აგრეგატში შემცირდა ადრე არსებული ცუდი გამტარიანობით გამოწვეული შეფერხებები და შესაბამისად გაიზარდა აგრეგატის მწარმოებლურობა.

შემდგომში ჩატარებული იქნა პნევმოტრანსპორტიორის თეორიული აეროდინამიკური გაანგარიშება და ენერგეტიკული წყაროს დინამიკის ექსპერიმენტული კვლევა.

ამრიგად, დასაბუთებული იქნა, რომ თხილის საკრეფ ხელის აგრეგატში ნაყოფების მოსაკრეფად და ტრანსპორტირებისათვის უმჯობესია გამოყენებული იქნას პნევმოსატრანსპორტო სისტემა, როგორც შედარებით საუკეთესო და პერსპექტიული მიმართულება.

ტექნოლოგიური პროცესის ანალიზის საფუძველზე და თხილის ნაყოფების თავისებურებებიდან გამომდინარე, დამუშავებული იქნა პნევმოსატრანსპორტო სისტემა, სადაც გამოყენებულია გრიგალური ტიპის ვენტილატორი, რომლის კორპუსშიც დამატებითი ჰაერის გრიგალური ეფექტის ხარჯზე, თხილისა და ჰაერის მასა მოძრაობს ვენტილატორის მუშა თვალის გვერდის ავლით, რაც გამორიცხავს თხილის ნაყოფების მუშა თვალის ფრთებთან შეხებასა და გაჭედვებს.

2.2. გრიგალური ვენტილატორის მუშაობის პრინციპი

სოფლის მეურნეობაში პნევმოსატრანსპორტო სისტემების გამოყენება ძირითადად ხდება ისეთ მანქანებში, როგორცაა ხორბლის, ბამბის, ჩაის და სხვა მოსავლის ასაღები კომბაინები. იგი ასრულებს როგორც სატრანსპორტო, ისე გაწმენდისა და სეპარაციის ფუნქციებს.

ისეთი შრომატევადი ტექნოლოგიური ოპერაციების შესასრულებლად, როგორცაა თხილის და სხვა კაკლოვანი კულტურების კრეფა და მიწიდან აკრეფა, ყველაზე უფრო მიზანშეწონილად ითვლება პნევმოსატრანსპორტო სისტემაში ისეთი კონსტრუქციის შემწოვი ვენტილატორების გამოყენება, რომელშიც მოკრეფილი მასის ტრანსპორტირება მოხდება მუშა თვალთან შეხების გარეშე და არ მოხდება მოკრეფილი მასის მუშა თვალში გაჭედვა. ასეთ პრინციპზე მომუშავე ვენტილატორებიდან ჩვენს შემთხვევაში მისაღებია გრიგალური ტიპის შემწოვი ვენტილატორის გამოყენება [Хажомия 1979:30].

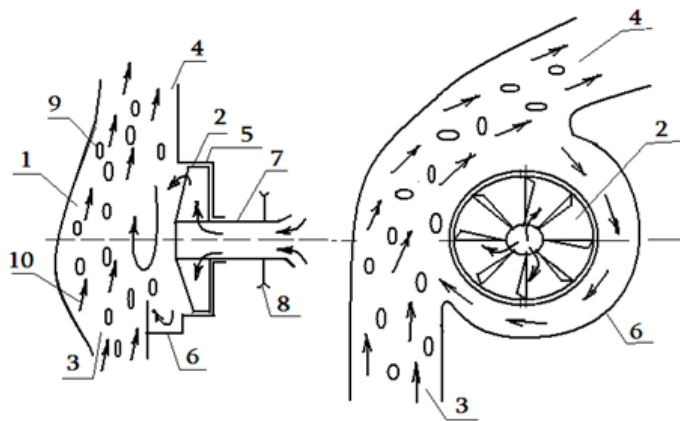
გრიგალური ვენტილატორი გამოიყენება პნევმოსატრანსპორტო სისტემებში ნაფრქვევი მასალების, საწარმოს მცირე სტრუქტურული ნარჩენების, კვების პროდუქტების და სხვათა გადასაქაჩად.

გრიგალური ვენტილატორი ხასათდება იმ თავისებურებით, რომ მისი მუშა თვალი მოთავსებულია კორპუსის ჩაზნექილი უკანა კედლის სპეციალურ ნიშაში და კორპუსის წინა კედელსა და ვენტილატორის თვალს შორის წარმოიქმნება თავისუფალი კამერა, რომელიც არ იკვეთება მოძრავი დეტალებით. [Хажомия: 1979:20].

გამომდინარე აქედან, ჰაერის ნაკადის ძირითადი ნაწილი და მასთან ერთად ტრანსპორტირებადი მასალები, რომლებიც ხვდება ვენტილატორის კორპუსში თავისუფალი კამერის გავლით, შეხებაში არაა თვლის ფრთებთან. ამით ვენტილატორის მუშა თვალი დაცულია ტრანსპორტირებადი მასალებით გაჭედვისა და დაზიანებისაგან. შესაბამისად, მასალების ტრანსპორტირებაც ხდება დაზიანების გარეშე, რაც ძალიან მნიშვნელოვანია განსაზღვრულ შემთხვევებში. პნევმოტრანსპორტიორის გრიგალური ვენტილატორის აეროდინამიკური სქემა მოცემულია ნახ. 2.6–ზე.

ვენტილატორის მუშაობისას, ცილინდრული ნიშის 5 გამოყენებამდე, კორპუსის 1 ძირითადი სპირალური ნაწილის 6 მუშა თვალით 2, წარმოიქმნება ატმოსფერული გრიგალის ანალოგიური, ჰაერის ინტენსიური წრიული დინება, რომელიც შეიწოვება შემშვები კოლექტორით 3 და გამოიტყორცნება გამომფრქვევი მილყელით 4.

შემშვები კოლექტორის ცილინდრული ნიშის ღერძის მიმართ დახრილი და შერეული მდებარეობის გამო, ჰაერის ძირითადი ნაწილი ტრანსპორტირებად მასალებთან ერთად გაივლის ვენტილატორის კორპუსში, ნიშაში დაყენებული მუშა თვლის გვერდის ავლით.



ნახ. 2.6. პნევმოტრანსპორტიორის გრიგალური ვენტილატორი:

- 1- ვენტილატორის კორპუსი, 2-მუშა თვალი, 3-შემშვები კოლექტორი,
- 4-გამომფრქვევი მილყელი, 5-ცილინდრული ნიშა, 6-კორპუსის სპირალური ნაწილი, 7-ფრთიანი ლილვი ნახვრეტით, 8-ამძრავი ბორბალი,
- 9-ტრანსპორტირებადი მასალა, 10-ტრანსპორტირებადი ჰაერი

ვენტილატორის სპირალურ კორპუსში ინტენსიური წრიული დინების შესაქმნელად საჭირო, ნიშაში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობა შედის ნახვრეტის ლილვის არხში უშუალოდ ატმოსფეროდან. ეს შემხვედრი ნაკადი უფრო მეტად ამცირებს ტრანსპორტირებადი მასალების 9 დაზიანების ალბათობას, რომელიც ჰაერის ნაკადთან 10 ერთად ხვდება შემავალ მილყელში 4; აუმჯობესებს ჰაერის მიწოდების პირობებს მუშა თვალზე 2; ახდენს კორპუსის 1 სპირალურ ღრუში 6 ჰაერის ნაკადის წრიული დინების ინტენსივობის ამაღლებას და ამასთან ერთად, ამაღლებს გრიგალური ვენტილატორის მწარმოებლობას.

– გრიგალური ვენტილატორის მუშა მოცულობა ერთკავშირიანია. ეს ნიშნავს, რომ ყოველი შეკრული კონტური, აღებული მოცულობის შიგნით, შეიძლება იყოს დაჭიმული წერტილში, მოცულობის ზღვარის გადაკვეთის გარეშე.

- ცენტრიდანული ვენტილატორის მუშა მოცულობა მრავალკავშირიანია. ჩაკეტილი კონტური, აღებული ფრთების გარშემო მოცულობაში, არ შეიძლება დაიჭიმოს წერტილში ფრთების ზედაპირის გადაკვეთის გარეშე. პრაქტიკულად ეს არის იმის მიზეზი, რომ ტრანსპორტირებადი მასები ჰაერის ნაკადთან ერთად ხვდება ცენტრიდანული ვენტილატორის ფრთებს, ჭედავს მათ (ანუ ამცირებს მიწოდებას და მქკ) და აზიანებს როგორც ვენტილატორის ფრთებს, ასევე ტრანსპორტირებად მასალებს. გრიგალურ ვენტილატორში ასეთი მოვლენა გამორიცხულია.

- გრიგალური ვენტილატორი დასამზადებლად მარტივია და აქვს მეტალის ნაკლები მოცულობა მარგი სიმძლავრის ერთეულზე, ცენტრიდანულთან შედარებით.

გრიგალური ვენტილატორების გამოყენებით ბევრ შემთხვევაში, ვთავისუფლდებით ტრანსპორტირებადი მასალების პნევმოსატრანსპორტო სისტემების სხვადასხვა მოძველებული მოწყობილობის გამოყენებისაგან. [Маргалитадзе: 2011:3].

გრიგალურ ვენტილატორში მუშა თვალის წინა დისკოს უქონლობა და თავისუფალი კამერის არსებობა, შესაძლებელს ხდის ჰაერის გადინებას თვლის ბრუნვის საწინააღმდეგო მიმართულებით, ფრთების ნაწიბურების გავლით (ჰაერი ჩამორჩება თვალს).

მუშა მოცულობის მერიდიანულ კვეთში წარმოიქმნება ჰაერის სიჩქარის გარემომცველი მდგენელების ასიმეტრია, რომელიც შეიძლება გამოვსახოთ უტოლობით:

$$f_s V_u dz > 0 \quad (2.1)$$

სადაც: S – ნაკადის ხაზია მერიდიანულ სიბრტყეში (შემოვლის დადებითი მიმართულება – საათის ისრის საწინააღმდეგო მიმართულებით).

თუ მერიდიანული სიჩქარე ყოველ წერტილში ტოლია ნულის, მაშინ, S აღნიშნავს მერიდიანული სიბრტყის ნებისმიერ ჩაკეტილ კონტურს.

[Маргалитадзе : 2011:3].

ელემენტარული დანახარჯი ცირკულირებადი ელემენტარული ფენის კვეთში:

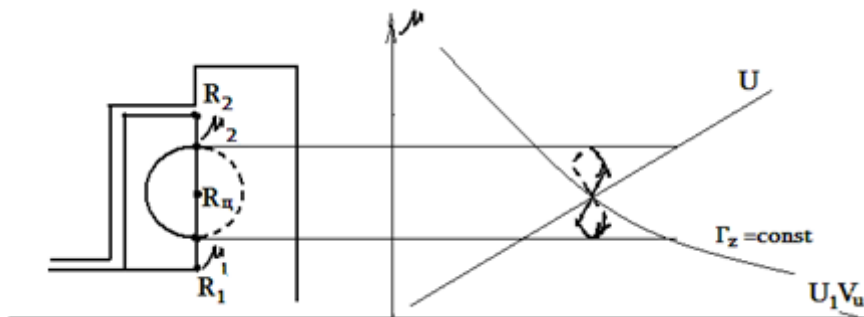
$$\alpha Q = V_m df \quad (2.2)$$

სადაც: df ელემენტარული ფენის განივი კვეთია. ნაწილობრივ ელემენტარული დანახარჯი, გატარებული ფრთების წიბოების სიბრტყის გავლით:

$$dQ = V_m \cos \alpha 2\pi r dz \quad (2.3)$$

α - კუთხეა ღერძის დადებით მიმართულებასა და V_m -ს შორის.

ჯამური დანახარჯი ამ ზედაპირის გავლით ნულის ტოლია, რადგანაც მოცულობის დანარჩენი საზღვრები მყარია. (ნახ.2.7).



ნახ.2.7. ნაკადის გასწვრივ სიჩქარის გარემომცველი მდგენელების გრაფიკი

$$\int_{R_1}^{R_2} dQ = \int_{R_1}^{R_2} V_m 2\pi r dz \cos \alpha = 0 \quad (2.4)$$

ეს ტოლობა შესაძლებელია, რადგანაც $z = R_u$ წერტილში $\cos \alpha$ იცვლის ნიშანს.

წარმოვადგინოთ ზემოთ აღნიშნული ინტეგრალი ჯამის სახით:

$$\int_{R_1}^{R_2} dQ = \int_{R_1}^{R_u} V_m 2\pi r dz \cos \alpha + \int_{R_u}^{R_2} V_m 2\pi r dz \cos \alpha = 0 \quad (2.5)$$

$$\int_{R_1}^{R_u} V_m 2\pi r dz \cos \alpha = - \int_{R_u}^{R_2} V_m 2\pi r dz \cos \alpha \quad (2.6)$$

ეს ტოლობა წარმოადგენს მეორის შემცირებულ ჩანაწერს.

$$\begin{aligned} & - [V_{m_1}^1 r_1^1 \Delta r_1^1 \cos \alpha_1^1 + V_{m_1}'' r_1'' \Delta r_1'' \cos \alpha_1'' + \dots] = \\ & = V_{m_2}^1 r_2^1 \Delta r_2^1 \cos \alpha_2^1 + V_{m_2}'' r_2'' \Delta r_2'' \cos \alpha_2'' + \dots \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$n \rightarrow \infty \quad \Delta r_{max} \rightarrow 0$$

(შტრიხი აღნიშნავს ფარდობას პირველი ფენის, მეორის და სხვა)

მარცხენა და მარჯვენა ნაწილების შესაკრებთა რიცხვი, ყოველთვის ერთი და იგივეა, რადგან სიდიდეები 1 და 2 ინდექსებით შეესაბამება შესაბამისად ერთი და იგივე ფენის დასაწყისსა და ბოლოს.

$$-V_{m_1}^1 r_1^1 \Delta r_1^1 \cos \alpha_1^1 = V_{m_2}^1 r_2^1 \Delta r_2^1 \cos \alpha_2^1 = dQ_{\frac{1}{2\pi}} \quad (2.8)$$

$$-V_{m_1}'' r_1'' \Delta r_1'' \cos \alpha_1'' = V_{m_2}'' r_2'' \Delta r_2'' \cos \alpha_2'' = dQ_{\frac{11}{2\pi}} \quad (2.9)$$

მოცემულია მცირე განმარტება V_m სიჩქარესთან მიმართებაში. ცირკულაციის ცენტრის მდებარეობა ნაკადში განისაზღვრება ისეთნაირად, რომ მოძრაობა მის გარშემო ხდება მინიმალური დანაკარგებით მოცემული ზღვრების პირობებში.

მერიდიანული V_m სიჩქარის ცვლილება ფენის გასწვრივ განისაზღვრება ზღვრული პირობებით. ამავე დროს V_m -ის ყოველგვარი ცვლილება აღნიშნავს კინეტიკური ენერგის ნაწილის ციკლურ გარდაქმნას პოტენციალურის ნაწილად და პირიქით, რასაც თან ახლავს დამატებითი დანაკარგები. ე.ი. ფენის გასწვრივ ნაწილაკების მოძრაობისას დანაკარგების მინიმუმს ადგილი აქვს მაშინ, როცა $V_m = const.$, აქედან გამომდინარე, ცირკულაციის ცენტრს ექნება ისეთი მდგომარეობა, რომლის დროსაც ფენის გასწვრივ $V_m = const.$

$$\text{ე.ი. } V_{m_1}^1 = V_{m_2}^1; \quad (2.10)$$

$$V_{m_1}'' = V_{m_2}'' \quad (2.11)$$

და ა.შ. მაშინ (2.7)-დან გვაქვს:

$$-r_1^1 \Delta r_1^1 \cos \alpha_1^1 = r_2^1 \Delta r_2^1 \cos \alpha_2^1; \quad (2.12)$$

$$-r_1'' \Delta r_1'' \cos \alpha_1'' = V_{m_2}'' r_2'' \Delta r_2'' \cos \alpha_2'' \quad (2.13)$$

და ა.შ. ასეთ შემთხვევაში სამართლიანია ტოლობა:

$$[r_1^1 \Delta r_1^1 \cos \alpha_1^1 + r_1'' \Delta r_1'' \cos \alpha_1'' + \dots] = r_2^1 \Delta r_2^1 \cos \alpha_2^1 + r_2'' \Delta r_2'' \cos \alpha_2'' + \dots \quad (2.14)$$

n - მდგენელებით $\Delta r_{max} \rightarrow 0$

$$\text{ან } \int_{R_1}^{R_{II}} r dz \cos \alpha = - \int_{R_{II}}^{R_2} r dz \cos \alpha \quad (2.15)$$

$$\text{თუ: } \alpha_1^1 = \pi - \alpha_2^1; \quad \alpha_1'' = \pi - \alpha_2''; \quad \text{მაშინ: } R_{II}^2 - R_1^2 = R_2^2 - R_{II}^2; \quad R_{II} = \sqrt{\frac{R_1^2 + R_2^2}{2}} \quad (2.16)$$

2.16. ფორმულის ანალიზის მიხედვით შესაძლებელია საერთო მთავარი დასკვნის გაკეთება. გრიგალური ნაკადის სიჩქარე იზრდება დადებითი მიმართულებით მუშა ბორბლის ყველა ფრთის ნორმალის მიმართ. ამასთან ბრტყელი ფორმის ფრთების მიმართ ზრდა ხდება სწორხაზობრივად, ფრთის სიგრძის მიხედვით, ხოლო მოღუნული ფრთების მიმართ – ექსპონენციალურად.

2.3. ვენტილატორის მუშა თვალის დეტალების ანგარიში

მუშა თვალის სიმტკიცის შეფასებისათვის საჭიროა, დატვირთვების დროს მის დეტალებში არსებული სტატიკური და ცვალებადი დაძაბულობების განსაზღვრა, რომელთა მონაცემების მიღება შესაძლებელია მხოლოდ რთული ექსპერიმენტული ცდების შედეგად, რაც ჩვენს პირობებში შეუძლებელია. ამიტომ ვენტილატორის პარამეტრების შერჩევის დროს, მიზანშეწონილად ჩავთვალეთ, ეს ანგარიში ჩავვეტარებინა მრავალმხრივ გამოცდილი და ექსპერიმენტულად დადგენილი მონაცემების და არსებული მეთოდის საშუალებით.

ამპრავიდან მოსული მბრუნავი მომენტი, ვენტილატორის ღერძზე იტვირთება სტატიკური დაძაბულობით, რომლის მნიშვნელობა შედარებით დაბალია და იანგარიშება მასალათა გამძლეობის ჩვეულებრივი ფორმულების მიხედვით. ცვალებადი დატვირთვები მბრუნავ ღერძზე წარმოიქმნება სიმძიმის ძალის, აეროდინამიკური დატვირთვების და სხვადასხვა ვიბრაციული მოვლენების შედეგად. ასეთი დატვირთვები ღერძზე იწვევს დრეკადი დაძაბულობის წარმოქმნას, რომელიც იცვლება ბრუნვის სიხშირის ცვალებადობასთან ერთად.

ვენტილატორის მუშა დეტალების ანგარიში მიზანშეწონილია ჩატარდეს [Рис 1959:55]. მეთოდის გამოყენებით.

უკანა დისკის ანგარიში. უკანა დისკის მაქსიმალური ტანგენციალური დაძაბულობა σ_{t0} მუდმივი სიდიდეა.

$$\sigma_{t0} = k_c \left(\frac{D_2 n}{10^5} \right)^2 + \varepsilon_3 k_1 \frac{G_n}{\delta} \left(\frac{n}{1000} \right)^2. \quad (2.17)$$

სადაც: G - ფრთების ჯამური წონაა. K_c და K_1 - კოეფიციენტებია, საკუთარი მასის და ფრთების მასის ცენტრიდანული ძალების შემადგენელი დაძაბულობის გათვალისწინებით;

ε_3 - გვერდითი დატვირთვა, მოსული უკანა დისკზე; $\varepsilon_3 = 0,6$.

საწყისი მონაცემები:

$$n = 2500 \text{ ბრ/წთ}; \quad D_2 = 2000 \text{ მმ}; \quad D'_{13} = 1400 \text{ მმ}; \quad D_{03} = 200 \text{ მმ}; \quad \delta = 20 \text{ მმ}. \quad G_n = 120.$$

$\varepsilon = D_0 / D_2 = 0,1$ და $t = D'_{13} / D_2 = 0,7$ მნიშვნელობებისათვის განვსაზღვრავთ კოეფიციენტებს $K_c = 182$ და $K_1 = 36$.

$$\text{მაშინ: } \sigma_{t0} = 182(2 \cdot 0,75)^2 + 0,6 \cdot 36 \frac{120}{20} \cdot 0,75^2 \approx 478 \text{ კგ.ძ/სმ}^2.$$

წინა დისკის ანგარიში. მაქსიმალური ტანგენციალური დამაბულობა σ_{t0} შიგა დიამეტრზე $D = D_{0n}$ შეიძლება განვსაზღვროთ ფირფიტის ანგარიშით. კერძოდ, მუდმივი სისქის ფირფიტის ანგარიშისათვის გამოიყენებენ ფორმულას ან ფორმულებს:

$$\sigma_{t0} = \left(\frac{D_2 n}{10^6} \right)^2 (k'_\omega + k'_{\omega\delta}) + \sigma_{r0} k'_{p0} + \sigma_{r0} k'_{p2} \quad (2.18)$$

$$\sigma_{t2} = \left(\frac{D_2 n}{10^6} \right)^2 (k''_\omega + k''_{\omega\delta}) + \sigma_{r0} k''_{p0} + \sigma_{r0} k''_{p2} \quad (2.19)$$

წინა დისკის მასა ფრთების მთელი მასის 40%-ია.

$$\varepsilon_3 = 0,4.$$

საწყისი მონაცემები:

$$n = 2500 \text{ ბრ/წთ}; \quad D_2 = 2000 \text{ მმ}; \quad D'_{13} = 1400 \text{ მმ}; \quad D_{03} = 1400 \text{ მმ}; \quad \delta_n = 8 \text{ მმ}. \quad G_n = 120.$$

$$\alpha = 30^\circ.$$

$$\varepsilon = \frac{D_{1n}}{D_2} = \frac{1400}{2000} = 0,7 \quad (2.20)$$

$$\text{და } l = \frac{1400}{2000} = 0,7 \quad \text{ვოულობთ } k_c = 200 \text{ მმ}. \quad K_1 = 62$$

$$\text{მაშინ: } \sigma_{t0} = 200(2 \cdot 0,75)^2 + 0,4 \cdot 62 \frac{120}{8} \cdot 0,75^2 \approx 660 \text{ კგ.ძ/სმ}^2.$$

ტანგენციალური დამაბულობის მდგენელს გარე დიამეტრზე განვსაზღვრავთ ფორმულით;

$$\sigma_{t2} = \left(\frac{D_2 n}{10^6} \right)^2 (k''_\omega)(1 + k_{\sigma}) \quad (2.21)$$

სადაც: კოეფიციენტი k_{σ} გვერდითი დატვირთვის გავლენის გათვალისწინებით:

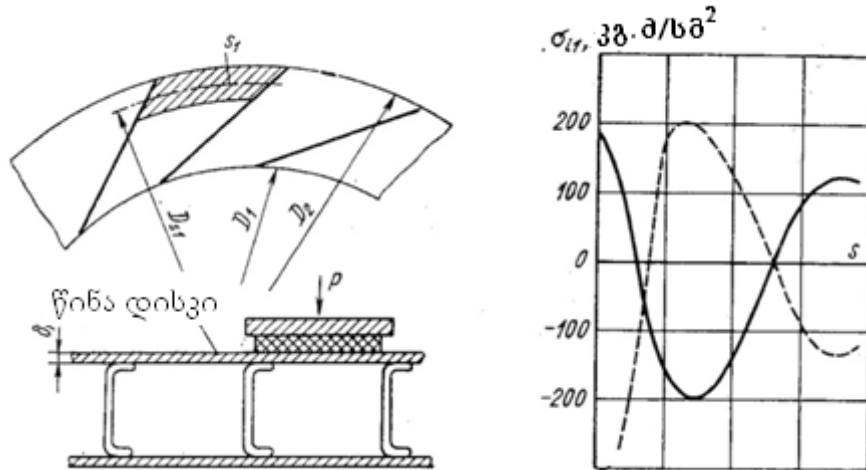
$$k_{\sigma} = \frac{\varepsilon_n G_n}{G_n} = \frac{0,4 \cdot 120}{100} = 0,48 \quad (2.22)$$

(G_n - წინა დისკის წონაა).

$\varepsilon = D_{0n} / D_2 = 0,7$ მნიშვნელობისათვის განვსაზღვრავთ შემდეგ კოეფიციენტებს:

$$\alpha_t = 0,254; \beta_t = 0,746; \alpha_c = 51; \beta_c = 22 \text{ და } k_{\omega} = \beta_t \alpha_c / \alpha_t - \beta_c \approx 128.$$

$$\text{მივიღებთ: } \sigma_{t2} = (2 \cdot 0,75)^2 \cdot 128(1 + 0,48) = 290 \cdot 1,48 = 430 \text{ კგ.ძ/სმ}^2.$$



ნახ.2.8. წინა დისკის დამაბულობის ეპიურა პერიფერიულ კვეთში
(მთლიანი მრუდი - დამაბულობა შიგა ზედაპირზე,
წყვეტილი მრუდი - დამაბულობა გარე ზედაპირზე)

წინა დისკის გარე დიამეტრის ახლოს ტანგენციალური დამაბულობის დრეკადი მდგენელის განსაზღვრისათვის გამოვიყენებთ ეპიურას (ნახ.2.8). მიღებულს ექსპერიმენტით მოდელზე ($D_2 = 500$ მმ. $z = 16$; $\delta_n = 2$ მმ) მისი განივი დატვირთვისას.

$$\text{მივიღოთ } s = 1$$

დამაბულობას წინა დისკზე განვსაზღვრავთ ფორმულით:

$$\sigma_i = u^2 \frac{\gamma}{g} \sum \frac{D_s}{D_2} \frac{2\sigma_{ns}}{D_2} \sin \alpha_s \bar{\sigma}_{i1} = 78,5^2 \cdot 100^2 \frac{7,8 \cdot 10^{-3}}{980} \cdot \frac{470}{500} \cdot \frac{2,2}{500} \sin 30^\circ \bar{\sigma}_{is} = 1,8 \bar{\sigma}_{is} \quad (2.23)$$

ფარის შიგა ზედაპირზე ფრთებთან ახლოს და ფარის შუა უბნების გარე ზედაპირზე დრეკადი დამაბულობა იკრიბება მჭიმავ მდგენელთან. ფრთების არასამუშაო ზედაპირთან $\sigma_t = 430 + 1,8 \cdot 270 = 915$ კგ.ძ/სმ²; შუა უბანზე $\sigma_t = 430 + 1,8 \cdot 200 = 790$ კგ.ძ/სმ².

ფრთების ანგარიში. ვიწრო ფრთა, შესაბამისად მცირე მრუდით, მოქლონური კონსტრუქციაა. განვიხილოთ ფრთის განივკვეთი შესასვლელი ნაწიბურის მოშორებით. ფრთის კვეთი განისაზღვრება მასზე მოქმედი ცენტრიდანული ძალებით და უკანა ფრთაზე ფრთის ბოლოების გადაადგილებით.

საწყისი მონაცემები:

$$n = 2500 \text{ ბრ/წთ}; \quad D_2 = 2000 \text{ მმ}; \quad D = 1400 \text{ მმ}; \quad R_n = 1800 \text{ მმ}; \quad \beta = 38^\circ; \quad b = 350 \text{ მმ};$$

$$\delta_n = 10 \text{ მმ}; \quad r_{OT6} = 15 \text{ მმ}; \quad b_{OT6} = 15 \text{ მმ};$$

დატვირთვა ცენტრიდანული ძალებისაგან:

$$q = \frac{0,5\gamma}{g} \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \delta_n D \cos \beta = 0,5 \frac{7,8 \cdot 10^{-3}}{980} \left(\frac{\pi \cdot 2500}{30} \right)^2 \cdot 1 \cdot 140 \cdot \cos 38^\circ = 2,65 \text{ კგ.ძ/სმ}^2. \quad (2.24)$$

ფრთების გვერდების ურთიერთშერევის სიდიდეს, σ_r დამაბულობის უგულებელყოფით, ვპოულობთ ფორმულით:

$$\Delta = \frac{\sigma_{ton} - \sigma_{tos}}{2E \cos \beta} \cdot D = \frac{660 - 478}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cos 38^\circ} \cdot 140 = 0,8 \cdot 10^{-2} \text{ სმ}. \quad (2.25)$$

ფრთების გვერდების ჩამაგრების დრეკადობის კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით:

$$k = 0,57 \frac{r_o}{b} + \frac{b_0}{b} = 0,57 \frac{15}{350} + \frac{15}{350} = 0,067 \quad (2.26)$$

ფრთების სიმრუდის მახასიათებელი პარამეტრი:

$$x = \frac{b}{\sqrt{R_n \delta_n}} = \frac{35}{\sqrt{180 \cdot 1}} = 2,6. \quad (2.27)$$

$k = 0,067$ და $x = 2,6$ მნიშვნელობებისათვის მოცემული მრუდიდან ვპოულობთ შემდეგი კოეფიციენტების მნიშვნელობებს:

$$\bar{M}_1 \left(\frac{b}{2} \right) = 0,5; \quad \bar{M}_i(0) = 0,4; \quad \bar{M}_{i\Delta}(0) = 1,4; \quad \bar{s}_2 \left(\frac{b}{2} \right) = 0,11$$

σ_1 დამაბულობას ფრთის საყრდენ და შუა კვეთებში ვღებულობთ ფორმულებით:

$$\sigma_1(0) = \frac{qb^2}{2\delta_n^2} \bar{M}_1(0) + \frac{3E\delta_n\Delta}{b^2} \bar{M}_{i\Delta} = \frac{2,65 \cdot 35^2}{2 \cdot 1} 0,4 + \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 10^{-2}}{35^2} 1,4 = 705 \text{ კგ.ძ/სმ}^2 \quad (2.28)$$

$$\sigma_1\left(\frac{b}{2}\right) = \frac{qb^2}{4\delta_n^2} \bar{M}_1\left(\frac{b}{2}\right) = \frac{2,65 \cdot 35^2}{4 \cdot 1} \cdot 0,5 = 405 \text{ კგ/სმ}^2. \quad (2.29)$$

შუა კვეთში გარშემო დაძაბულობა:

$$\sigma_1\left(\frac{b}{2}\right) = \frac{qb^2}{4\delta_n^2} \left[4\epsilon_2 + \eta \bar{M}_1\left(\frac{b}{2}\right) \right] + \frac{\Delta E}{2R_n} = \frac{2,65 \cdot 35^2}{4 \cdot 1} [4 \cdot 0,11 + 0,3 \cdot 0,5] + \frac{0,8 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^6}{2 \cdot 180} = 405 \text{ კგ.ძ/სმ}^2. \quad (2.30)$$

ბრტყელი ფრთა. მაქსიმალური დაძაბულობის განსაზღვრისათვის გამოიყენება ფორმულა:

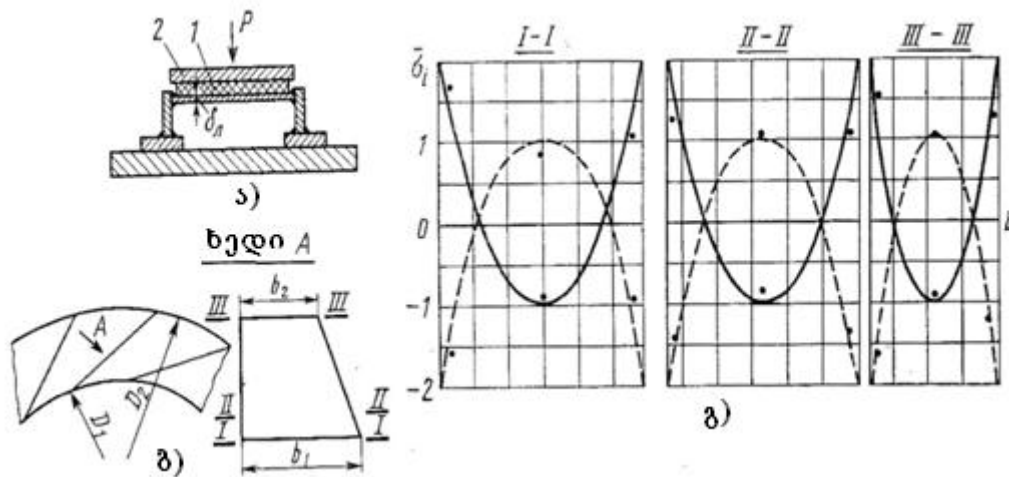
$$\sigma_1(0) = \frac{qb^2}{2\delta_n^2} \frac{1}{1+2k} + \frac{3E\delta_n\Delta}{b^2} \frac{1}{1+6k} = \frac{2,65 \cdot 35^2}{2 \cdot 1} \frac{1}{1,134} + \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 10^{-2}}{35^2} \frac{1}{1,4} = 1448 \text{ კგ.ძ/სმ}^2. \quad (2.31)$$

$$\sigma_1\left(\frac{b}{2}\right) = \frac{qb^2}{4\delta_n^2} \frac{1+6k}{1+2k} = \frac{2,65 \cdot 35^2}{4 \cdot 1} \frac{1,40}{1,134} = 1000 \text{ კგ.ძ/სმ}^2. \quad (2.32)$$

$$\sigma_1(0) = \frac{qb^2}{2\delta_n^2} = 1610 \text{ კგ.ძ/სმ}^2. \quad (2.33)$$

შედულებულ კონსტრუქციაზე ($k=0$) დაძაბულობა:

$$\sigma_1\left(\frac{b}{2}\right) = \frac{qb^2}{4\delta_n^2} = 805 \text{ კგ.ძ/სმ}^2. \quad (2.34)$$



ნახ.2.9. ექსპერიმენტულად მიღებული ბრტყელი ფრთის დაძაბულობა:

- ა) ფრთის თანაბარი დატრთვის მოწყობილობა, ბ) ბრტყელი ფრთა, გ) $\sigma_1(b)$ დამოკიდებულება. 1-რეზინის სადები, 2-მეტალის ფირფიტა

საექსპერიმენტო მონაცემებს. (ნახ.2.9). ამრიგად, ფრთის თუნდაც მცირე სიმრუდეს მივყავართ თავისუფალი ნაწიბურებიდან (შემავალი და გამომავალი) მოშორებულ კვეთებში დაძაბულობის მყისიერ, 2-ჯერ მეტად შემცირებამდე.

ფრთა $x = 6,3$. საწყისი მონაცემები: $n = 500$ ბრ/წთ; $D_2 = 2000$ მმ; $R_n = 1200$ მმ;
 $\beta = 26^\circ$; $b = 720$ მმ; $\delta_n = 12$ მმ; $D_{s1} = 1900$ მმ; $D_{s2} = 1750$ მმ;

დაძაბულობის განსაზღვრისათვის გამოიყენება მოდელზე მიღებული ექსპერიმენტული მონაცემები (ნახ.2.9). [Брук, Матикашвили, Невельсон, Раер, Соломахова. Юдин 1975:385]. დაძაბულობას ნატურალურ ფრთაზე ვპოულობთ ფორმულით:

$$\sigma_i = \sum_s q_{os} \cos \beta_s \bar{\sigma}_{is} \quad (2.35)$$

მოცემული ფრთისათვის საკმარისია გატარდეს მხოლოდ ორი წიბოს დატვირთვა ($s=1$; $s=2$) და სხვა.

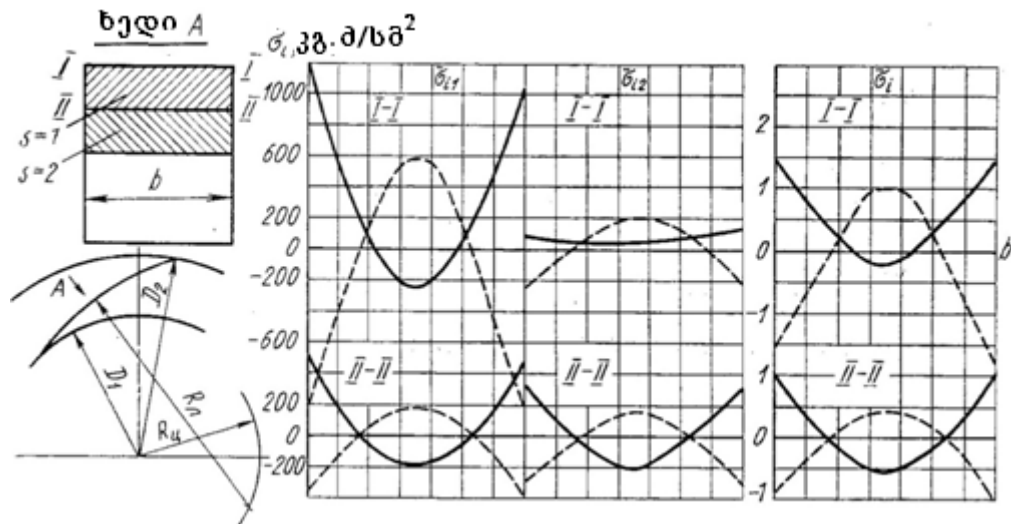
$$q_{01} \cos \beta = \frac{D_{s1}}{D_2} \cdot \frac{2\delta_n}{D_2} u_2^2 \frac{\gamma}{q} \cos \beta = \frac{1900}{2000} \cdot \frac{2 \cdot 12}{2000} 42^2 \cdot 100^2 \frac{7,8 \cdot 10^{-3}}{980} \cdot 0,9 = 1,4 \text{ კგ.ძ/სმ}^2. \quad (2.36)$$

$$q_{02} \cos \beta = 1,3 \text{ კგ.ძ/სმ}^2.$$

$\bar{\sigma}_{is}$ მნიშვნელობას ვპოულობთ ეპიურადან ნახ. 2.10 –ის მიხედვით.

σ_1 სიდიდეები გამოსასვლელ ნაწიბურზე შემდეგია:

ნამზადის სიახლოვეს: $\sigma_1(0) = 1,4 \cdot 1050 + 1,3 \cdot 220 = 1760 \text{ კგ.ძ/სმ}^2$;



ნახ.2.10. ექსპერიმენტულად მიღებული ფრთის დაძაბულობა

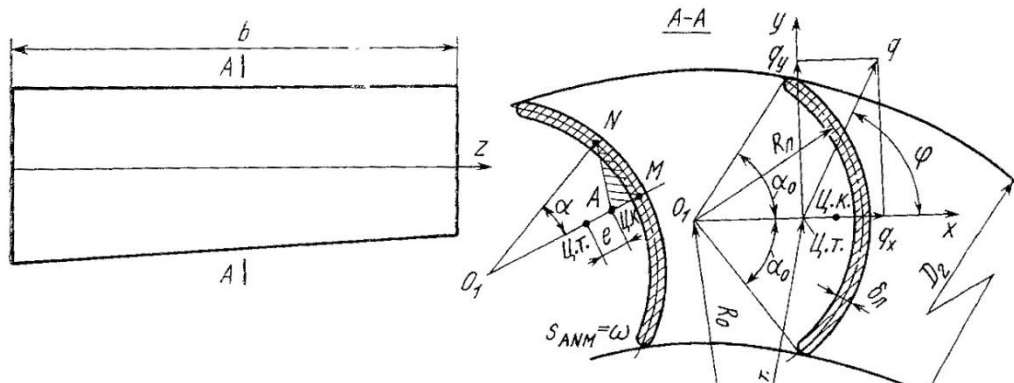
ფრთის შუაში: $\sigma_1\left(\frac{b}{2}\right) = 1,4 \cdot 600 + 1,3 \cdot 200 = 1100 \text{ კგ.ძ/სმ}^2$.

ამოსასვლელი ნაწიბურიდან 200მმ-ის დაშორებით დამაბულობის მნიშვნელობები შემდეგია:

ნამზადის სიახლოვეს: $\sigma_1(0) = 1,4 \cdot 400 + 1,3 \cdot 300 = 950 \text{ კგ.ძ/სმ}^2$;

ფრთის შუაში: $\sigma_1\left(\frac{b}{2}\right) = 1,4 \cdot 200 + 1,3 \cdot 200 = 540 \text{ კგ.ძ/სმ}^2$.

დოლური ტიპის ვენტილატორის ფართო გადაღუნული ფრთები. საწყისი მონაცემები (ნახ. 2.11):



ნახ.2.11. დოლური ტიპის ვენტილატორის ფართო გადაღუნულ ფრთაზე მოქმედი დატვირთვები

$n = 2950 \text{ ბრ/წთ}; R_0 = 25,6 \text{ მმ}; R_n = 3,5 \text{ მმ}; D_2 = 57 \text{ მმ}; D_1 = 46 \text{ მმ}; \delta_n = 0,2 \text{ მმ};$

$b = 16,4 \text{ მმ}; \alpha_0 = 52^\circ$.

ნახ. 2.12. მრუდის მიხედვით $\alpha_0 = 52^\circ$ -დან განვსაზღვრავთ კვეთის გეომეტრიულ მახასიათებლებს [Рис 1959:55]:

$\frac{x_{um}}{R_n} = 0,867; \frac{k_{jx}}{\alpha_0} = 0,469; \frac{k_{jy}}{\alpha_0} = 0,027; k_\ell = 0,219; \lambda = 0,278$.

ვპოულობთ დამხმარე კოეფიციენტების მნიშვნელობებს:

$A_1 = 73,1; A_2 = 172,2; A_3 = 2610; A_\omega = 11,28$.

α კუთხეებისათვის განვსაზღვრავთ კოეფიციენტებს $k_\omega(\alpha)$. σ_s დამაბულობის გაანგარიშება შუა კვეთში ფრთის მუშა ზედაპირზე მოყვანილია ცხრილში 2.1.

α^0	$\frac{R_n + 0,5\delta_n}{R_n} \times$ $\times \cos \alpha$	$(2) - \frac{xLl_n}{R_n}$	k_ω	$\sigma_{zqx} -$ $- A_\omega A_1 \times$ $\times \sin \alpha$	$\sigma_{zqY} -$ $- A_\omega A_1 [3]$	$\sigma_{z\omega} -$ $- A_\omega A_3 k_\omega$	$\sigma_z - [5] +$ $+ [6] + [7]$
1	2	3	4	5	6	7	8
35	0,842	0,026	0,0125	469	-52	369	780
30	0,892	0,024	0,0200	409	48	582	1039
25	0,933	0,069	0,0235	346	1300	684	1160
15	0,985	0,127	0,0195	212	254	567	1031
10	1,010	0,143	0,0140	142	286	407	885

შენიშვნა: კვადრატულ ფრჩხილებში მოცემულია ვერტიკალური სვეტების ნომრები.

მაქსიმალური დაძაბულობა წარმოიქმნება, როცა $\alpha \approx 25^0$ და შეადგენს $\sigma_{s \max} = 1160$ კგ.ძ/სმ².

სექტორიალური ნორმალური დაძაბულობა $\sigma_{z\omega} \approx 684$ კგ.ძ/სმ². ე.ი. მაქსიმალური ჯამურის 60%-ს შეადგენს.

ლილვის ბრუნვის კრიტიკული სიხშირის განსაზღვრა. საწყისი მონაცემები (ნახ.2.12): $l_k = 60$ სმ; $d_k = 16$ სმ; $c_{k1} = 50$ სმ; $d_{k1} = 15$ სმ; $l_n = 200$ სმ; $d_n = 30$ სმ; $c_{n1} = c'_{n1} = 20$ სმ; $d_{n1} = d'_{n1} = 16$ სმ;

$$P_1 = 1500 \text{ კგს; } \theta_{0g} = 7,5 \cdot 10^6 \text{ კგ/სმ}^2.$$

ვპოულობთ:

$$t = \frac{l_n}{l_k} \left(\frac{d_k}{d_n} \right)^4 = \frac{200}{60} \left(\frac{15}{30} \right)^4 = 0,27; \tag{2.37}$$

$$P_2 = M_2 g = 0,5 \frac{\pi d_n^2}{4} l_n \gamma = 55 \tag{2.38}$$

$$k_{dk} = \left(\frac{c_{k1}}{l_k} \right)^3 \left[\left(\frac{d_k}{d_{k1}} \right)^4 - 1 \right] + 1 = 1,17 \tag{2.39}$$

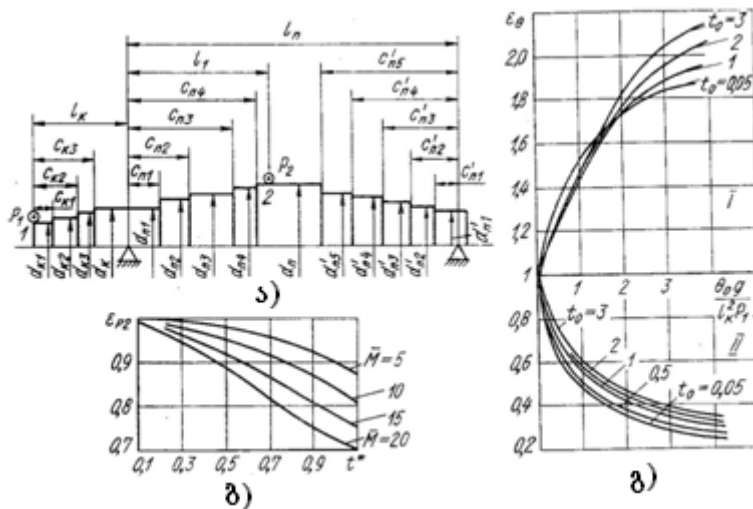
$$k_{dn} = \frac{c_{n1}}{l_n} \left[3 - 3 \frac{c_{n1}}{l_n} + 2 \left(\frac{c_{n1}}{l_n} \right)^2 \right] \left[\left(\frac{d_n}{d_{n1}} \right) - 1 \right] + 1 = 4,02 \tag{2.40}$$

$$t^* = \frac{t}{k_{dk} + tk_{dn}} = \frac{0,27}{1,17 + 0,27 \cdot 4,02} = 0,12 \quad (2.41)$$

$$t_0 = \frac{l_n}{l_k} \left(\frac{d_k}{d_n} \right)^4 k_{dn} = 1,1 \quad (2.42)$$

$$\bar{M} = \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{l_n}{l_k} \right)^2 = \frac{550}{1500} \left(\frac{200}{60} \right)^2 = 4,1 \quad (2.43)$$

$$\frac{\theta_{0g}}{P_1 l_k^2} = \frac{7,5 \cdot 10^6}{1500 \cdot 60^2} = 1,4 \quad (2.44)$$



ნახ. 2.12. ღერძის კრიტიკული ბრუნთა სიხშირის:

ა) საანგარიშო სქემა, ბ) და აგ) დამხმარე მრუდები.

I-პირდაპირი პრეცესია, II -საწინააღმდეგო პრეცესია

$\bar{M} = 4,1$ და $t^* = 0,12$ მნიშვნელობისათვის ნახ. 2.12.ბ)-ზე მოცემული მრუდის

მიხედვით ვპოულობთ: $\varepsilon_{p2} = 0,98$, ხოლო $\frac{\theta_{0g}}{P_1 l_k^2} = 1,4$ და $t_0 = 1,1$

მნიშვნელობისათვის ნახ. 2.12.გ)-ზე მოცემული მრუდის მიხედვით: $\varepsilon_{\theta p} = 1,59$ და

$\varepsilon_{\theta \delta p} = 0,45$.

კრიტიკულ სიჩქარეს განვსაზღვრავთ ფორმულით:

$$n_1 = \frac{60 \varepsilon_{p2} 2 \varepsilon_{\theta}}{2\pi \sqrt{\alpha_{11} \frac{P_1}{g}}} = \frac{166 \cdot 10^3 d_k^2 \varepsilon_{p2} \varepsilon_{\theta}}{\sqrt{P_1 l_k^3 (k_{dk} + k_d n^t)}} \quad (2.45)$$

პირდაპირი პრეცესიისათვის:

$$n_1 = \frac{166 \cdot 10^3 \cdot 15^2 \cdot 0,98 \cdot 1,59}{\sqrt{60^3 \cdot 4500(1,17 + 4,02 \cdot 0,27)}} = 1350 \cdot 1,59 = 2140 \text{ ბრ/წთ.}$$

უკუ პრეცესიისათვის: $n_1 = 610 \text{ ბრ/წთ.}$

ამრიგად: 1. დასაბუთებული იქნა, რომ თხილის საკრეფ ხელის აგრეგატში, ნაყოფების მოსაკრეფად და ტრანსპორტირებისათვის, მიზანშეწონილია, გამოყენებული იქნას პნევმოსატრასპორტო სისტემა, როგორც შედარებით საუკეთესო და პერსპექტიული სისტემა.

2. ტექნოლოგიური პროცესის ანალიზის საფუძველზე და თხილის ნაყოფების თავისებურებებიდან გამომდინარე, დამუშავებულია პნევმოსატრანსპორტო სისტემა, სადაც გამოყენებულია გრიგალური ტიპის ვენტილატორი, რომლის კორპუსშიც დამატებითი ჰაერის გრიგალური ეფექტის ხარჯზე, თხილისა და ჰაერის მასები მოძრაობს ვენტილატორის მუშა თვალის გვერდის ავლით. რაც გამორიცხავს თხილის ნაყოფების თვალის ფრთებთან შეხებასა და შესაბამისად გაჭექვებს.

3. წარმოდგენილი (2.16) ფორმულის ანალიზის მიხედვით დადგენილია, რომ გრიგალური ტიპის ვენტილატორში გრიგალური ნაკადის სიჩქარე იზრდება დადებითი მიმართულებით მუშა თვალის ყველა ფრთის ნორმალის მიმართ. ამასთან, ბრტყელი ფორმის ფრთების მიმართ ზრდა ხდება სწორხაზობრივად, ფრთის სიგრძის მიხედვით, ხოლო მოღუნული ფრთების მიმართ – ექსპონენციალურად.

4. გამოყენებული იქნა ვენტილატორის მუშა ორგანოების გაანგარიშების მეთოდიკა [Брук, Матикашвили, Невельсон, Раер, Соломахова, Юдин 1975:385], რომელიც დამყარებულია ექსპერიმენტალურად მიღებული მონაცემების საფუძველზე და გაანგარიშებული იქნა საცდელი გრიგალური ტიპის ვენტილატორის მუშა ორგანოების პარამეტრები.

თავი III
თხილის საკრეფი აგრეგატის კონსტრუქციული
თავისებურებები

ბათუმის შოთა რუსთაველის სახელმწიფო უნივერსიტეტის აგრარული და საინჟინრო ტექნოლოგიების ფაკულტეტზე დამუშავდა და შეიქმნა ფერდობებზე და ვიწროკონტურიან ფართობებზე გაშენებული თხილის პლანტაციებში, თხილის კრეფისათვის განკუთვნილი მოტორიზირებული ხელის საკრეფი აგრეგატი.

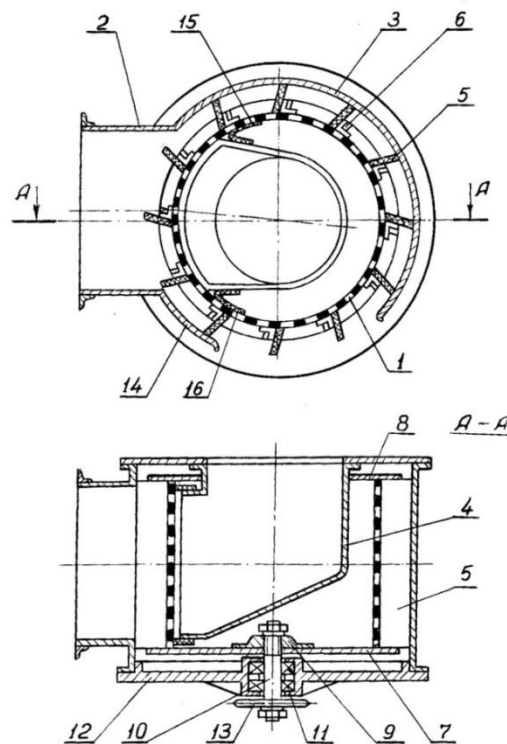
აგრეგატის დაპროექტების დროს განსაკუთრებული ყურადღება მიექცია მცირე მექანიზაციის ისეთი ტექნიკური საშუალების შექმნის აუცილებლობას, რომელიც უზრუნველყოფდა როგორც თხილის ნაყოფების კრეფას ხიდან, ასევე შეძლებდა ჩამოყრილი ნაყოფების მიწიდან აკრეფას, ე.ი. შესაძლებელი ყოფილიყო აგრეგატის გამოყენება, როგორც საკრეფად, ისე ხეების დაბერტყვის შემდეგ ნაყოფების აკრეფისა და შეგროვებისათვის.

აგრეგატის შექმნის აუცილებლობა განაპირობა იმ ფაქტმაც, რომ დღეისათვის არ არსებობს ანალოგი ტექნიკური საშუალებისა, რომელიც შეასრულებს თხილის კრეფის ტექნოლოგიურ ოპერაციას, სუბტროპიკული ზონისათვის დამახასიათებელ რთულ რელიეფურ პირობებში და ვიწროკონტურიან ფართობებზე. არსებობს მხოლოდ უცხოური წარმოების მობილური მძიმე ტექნიკა, რომელიც კრეფს და აგროვებს თხილის ნაყოფს ისეთ მასიურ პლანტაციებში, რომლებიც გაშენებულია ვაკეზე და ტექნიკისათვის მოსახერხებელ ადგილებში.

დისერტაციის პირველი თავის 1.4 და 1.5 პარაგრაფებში განხილული ტექნიკური საშუალებების ტექნოლოგიური ანალიზის საფუძველზე, სუბტროპიკული ზონის თავისებურებებიდან გამომდინარე, თხილის საკრეფ ხელის აგრეგატებში ყველაზე მისაღებ ტექნიკურ გადაწყვეტას წარმოადგენს პნევმოსატრანსპორტო სისტემების გამოყენება.

3.1 თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოტრანსპორტიორი გამომტანი მოწყობილობით

თხილის საკრეფ აგრეგატებში, ერთ-ერთი ისეთი რთული საკითხის გადაწყვეტის მიზნით, როგორცაა მოკრეფილი მასის გამოტანა შემგროვებელ ბუნკერში, დამუშავებული და შექმნილი იქნა თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოტრანსპორტო სისტემა დისკური გამომტანი მოწყობილობით (ნახ. 3.1 და ნახ. 3.2).



ნახ. 3.1. თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოტრანსპორტო
სისტემა დისკური გამომტანი მოწყობილობით:

1-ფრთიანი დოლი, 2-შემსვლელი მილი, 3-მილმაბრა, 4-ჰაერგამტარის მუხლი, 5-ფრთები, 6-წიბოები, 7-დოლის დისკი, 8-რგოლი, 9-მორგვი, 10-ღერძი, 11-საკისარი, 12-სახურავი, 13-ამძრავი ვარსკვლავა, 14-ჰაერის საჩეხი, 15,16 - სარქველები.

მოწყობილობა შედგება ფრთიანი დოლის 1, შემსვლელი მილის 2, მილმაბრასა 3 და ჰაერგამტარის მუხლისაგან 4. დოლის გარეთა მხრიდან განთავსებულია რეზინის ფრთები 5. ფრთების დამაგრება დოლზე ხდება სპეციალური წიბოების 6 მეშვეობით. წიბოები მყარად არის დამაგრებული დოლის დისკზე 7 და რგოლზე 8. რეზინის ფრთების განლაგების გარეთა დიამეტრი ემთხვევა დოლის მილმაბრას.

დოლი დისკის მორგვის საშუალებით ჯდება ღერძზე, რომელიც მილმაბრას სახურავში 12 ჩამაგრებულ ბურთულა საკისარში 11. ღერძის მოპირდაპირე ბოლოზე დამაგრებულია ამრავი ვარსკვლავა 13. შემსვლელი მილის ქვედა კედელში მაგრდება ჰაერის საჩეხი 14, რომლის სიგრძე ემთხვევა რეზინის ფრთების განლაგების ბიჯს. ამით ჰაერის საჩეხი ჰაერგამტარის მუხლზე განლაგებულ სარქველებით 15, 16 უზრუნველყოფს დამცლელ მექანიზმში ჰაერის ჰერმეტიულობას.



ნახ.3.2. პნევმოატრანსპორტო სისტემა დისკური გამომტანი მოწყობილობით

მილის წინა მილტუჩზე მაგრდება ელასტიური შლანგი, რომელიც მიერთებულია თხილის საკრეფი აგრეგატის შემწვავ მოწყობილობასთან. დამცლელი მექანიზმის ჰაერგამტარის მუხლი მიერთებულია ვენტილატორის შემსვლელ ლილვზე (ნახ.3.2).

პნევმოატრანსპორტიორის მუშაობის დროს, ვენტილატორის მიერ შექმნილი ჰაერის ნაკადი წარიტაცებს თხილის ნაყოფებს და ელასტიური შლანგის გავლით მიმართავს ვენტილატორის გამომტანი მოწყობილობის შემსვლელ მილში. შემსვლელი მილის გავლის შემდეგ ნაყოფები ხვდება დოლში და რეზინის ფრთების საშუალებით გადაისროლება აგრეგატის შემგროვებელ ბუნკერში. ნაყოფების გამოტანის პირობების გასაუმჯობესებლად რეზინის ფრთები მცირედ დახრილია უკან, დოლის ბრუნის მიმართულებასთან მიმართებაში.

გამომტანი მოწყობილობის ჰაეროდინამიკური ხარისხის დადგენის მიზნით, ჩატარდა ლაბორატორიული გამოცდები, რომლის მიზანი იყო ჰაერის ნაკადის

სიჩქარის განსაზღვრა. გაზომვები ტარდებოდა ხელის ანემომეტრის საშუალებით, შემწოვი მილის სამ წერტილში, ვენტილატორის მუშა თვალის 1900 ბრ/წთ ბრუნვის დროს. გაზომვების ჯერადობა უდრიდა 3-ს. გაზომვების საშუალო მონაცემები მოცემულია ცხრილში 3.1.

ცხრილი 3.1

	ჰაერის ნაკადის სიჩქარე მ/წმ			საშუალო
	გაზომვების წერტილები			
	1	2	3	
გამომტანი მოწყობილობა	7,6	11,1	12,7	10,4

მიღებული მონაცემები მოწმობს, რომ გამომტანი მოწყობილობის რეზინის ფრთები საკმარისად უზრუნველყოფს ჰაერგამტარის ჰერმეტიულობას.

საექსპლუატაციო მაჩვენებლების დადგენის მიზნით ჩატარებული იქნა ლაბორატორიული და საველე გამოცდები, რომლის დროსაც ხდებოდა ნაყოფების შეწოვის და მისი შემდგომი ტრანსპორტირების შესწავლა. ცდების შედეგად აღმოჩნდა, რომ, როცა თხილის ნაყოფების მიწოდება შემწოვ საქმენში ხდებოდა ცალობით, ვენტილატორის გამომტანი მოწყობილობა თავისუფლად ახორციელებდა მის შეწოვას და ტრანსპორტირებას შემგროვებელ ბუნკერში. ხოლო საველე პირობებში, როცა ნაყოფების კრეფა ხდებოდა ხიდან და აკრეფა მიწიდან, მაშინ გამომტანი მოწყობილობის მუშაუნარიანობა იყო არაღამაკმაყოფილებელი, რადგან გამომტანი მოწყობილობა ვერ უზრუნველყოფდა ნაყოფების ხარისხიან გამოტანას შემწოვი მაგისტრალიდან. ნაყოფები გროვდებოდა დოლში, ხდებოდა ხშირი გაჭედვები და შესაბამისად მცირდებოდა ჰაერის ნაკადის სიჩქარე და აგრეგატის მწარმოებლურობა, ამასთან ხშირი იყო ნაყოფების დაზიანება.

ჩატარებულმა გამოცდებმა აჩვენა, რომ აგრეგატის გამომტანი მექანიზმის მუშაუნარიანობის გაზრდის მიზნით საჭიროა გაიზარდოს, როგორც შემწოვი ზონის ფართობი, ისე გამომტანი მოწყობილობის შემწოვი მილის დიამეტრი.

3.2 თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემა

გრიგალური ტიპის ვენტილატორით

როგორც ექსპერიმენტებმა აჩვენა, ყველა სახის ცენტრიდანულ შემწვოვ ვენტილატორს, რომლებიც შეიძლება გამოყენებული იქნას თხილის საკრეფ აგრეგატებში, ახასიათებს ის ძირითადი ნაკლოვანება, როგორცაა გამომტანი მექანიზმების კომპლექტაციის სირთულე და მეტალოტევადობა, რაც აუარესებს მათ ტექნოლოგიურ და აეროდინამიკურ მახასიათებლებს, განსაკუთრებით, ისეთი არაერთგვაროვანი მასის ტრანსპორტირებისათვის, როგორცაა თხილის ნაყოფები. ნაკლოვან მხარედ შეიძლება ჩაითვალოს აგრეთვე, გამომტანი მოწყობილობის კონსტრუქციული შეუსაბამობა თხილის კრეფის ტექნოლოგიურ პროცესთან, როცა გამომტანი მექანიზმის რეზინის ფრთები უშუალოდ ახდენს ერთდროულად ჰაერის ნაკადის წარმოქმნას და ამასთანავე თხილის ნაყოფების ტრანსპორტირებას.

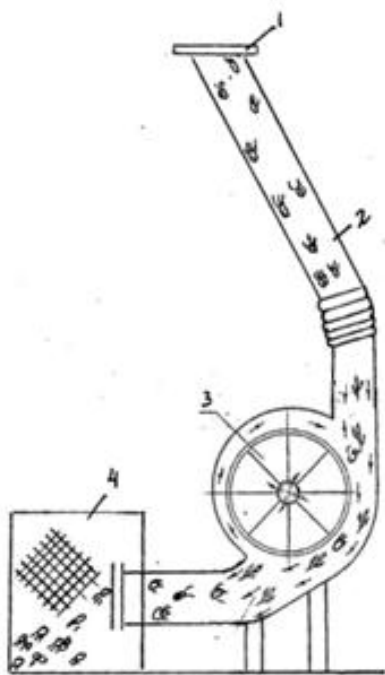
თხილის საკრეფ აგრეგატში პნევმოსატრანსპორტო სისტემის აეროდინამიკური მახასიათებლების გაზრდის მიზნით საჭიროა პნევმოტრანსპორტიორში შემწვოვი და დამჭირხნი ჰაერის ნაკადის თანმიმდევრული გამოყენება, სადაც ნაყოფების ხიდან მოკრეფა და მიწიდან აკრეფა მოხდება ჰაერის შემწვოვი ნაკადის მეშვეობით, ტრანსპორტირება და შემგროვებელ ბუნკერში გადატანა კი – დამჭირხნი ჰაერის ნაკადით, სპეციალური გამომტანი მოწყობილობის გარეშე.



ნახ. 3.3. გრიგალური ტიპის ვენტილატორი

პნევმოტრანსპორტიორის ასეთი სქემის რეალიზაციისათვის, საჭირო გახდა პნევმოსისტემაში ცენტრიდანული გრიგალური ტიპის ვენტილატორის [Соломахова 1980:34] გამოყენება (ნახ.3.3), რომლის ძირითადი დანიშნულება ფხვიერი და ბოჭკოვანი მასალების ტრანსპორტირებაა. აღნიშნული ვენტილატორების დამახასიათებელ ნიშან-თვისებას წარმოადგენს ის, რომ ტრანსპორტირებადი მასალის ძირითადი მასა გაივლის ვენტილატორის კორპუსში და არ ეხება ვენტილატორის მუშა თვალს.

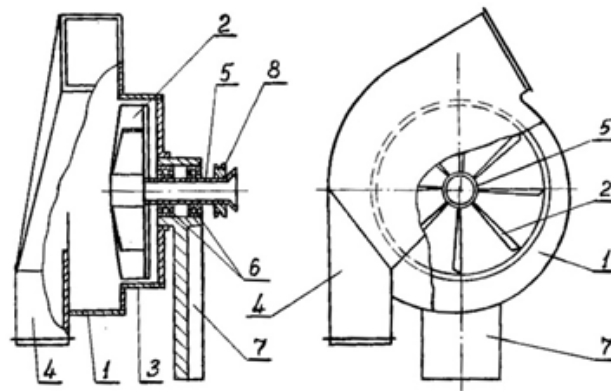
ნახ.3.4-ზე წარმოდგენილია თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოატრანსპორტო სისტემა გრიგალური ტიპის ვენტილატორით, რომლის დანიშნულებაა, რთულ რელიეფურ და ვიწროკონტურიან ნაკვეთებზე გაშენებული თხილის პლანტაციებში, თხილის ნაყოფების კრეფა ხეებიდან და აკრეფა მიწიდან. ის შედგება შემწოვი საქშენის, ელასტიკური გოფირებული შლანგის, გრიგალური ტიპის ცენტრიდანული ვენტილატორის და ნაყოფშემგროვებელი ბუნკერისაგან. ვენტილატორის აძვრა ხდება მცირე გაბარიტიანი შიგაწვის ძრავის ღერძიდან.



ნახ.3.4. თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოატრანსპორტო სისტემა გრიგალური ტიპის ვენტილატორით:
1-შემწოვი საქშენი, 2-ჰაერგამტარი,
3-გრიგალური ვენტილატორი, 4-ბუნკერი

თხილის საკრეფ აგრეგატში გამოყენებული იქნა ჩაის საკრეფი მანქანა „საქართველოს“ ჩსნ-1,3 პვ-ზე გამოყენებული ვენტილატორის მოდიფიკაცია [Хажомия 1979:30]. ვენტილატორი (ნახ. 3.5) შედგება სპირალური კორპუსის 1, მუშა თვალისა 2 და დგარისაგან 7. სპირალური კორპუსის უკანა კედელს აქვს

სპეციალური ნიში 3, რომელშიც განთავსებულია ვენტილატორის მუშა თვალი. კორპუსის წინა კედელს აქვს შემსვლელი კოლექტორი 4, რომელზეც მიერთებულია პნევმოსატრანსპორტო სისტემის ელასტიკური გოფრირებული შლანგი ჰაერგამტარით. მუშა თვალი დამაგრებულია, დგარის ბურთულა საკისარში 6 მრუნავი ღერძის 5 ერთ-ერთ ბოლოზე, ღერძის მეორე ბოლოზე დამაგრებულია ბორბალი 8 ღვედური გადაცემისათვის. ღერძს აქვს გამჭოლი ღერძული არხი, რომელიც აკავშირებს ცილინდრული ნიშის შიგა სივრცეს უშუალოდ ატმოსფეროსთან.



ნახ.3.5. თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გრიგალური ტიპის ვენტილატორი:
 1-კორპუსი, 2-მუშა თვალი, 3-ნიში, 4-შემსვლელი კოლექტორი, 5-ღერძი, 6-საკისარი, 7-დგარი, 8-შკივი.

აგრეგატის პნევმოტრანსპორტიორის მუშაობის დროს, ვენტილატორის მიერ შექმნილი შემწოვი ნაკადი ნაყოფებს მოკრეფს ხიდან, ან აკრეფს მიწიდან და საქშენის საშუალებით წარიტაცებს მათ და ჰაერგამტარის (ელასტიური შლანგის) მეშვეობით მიაწოდებს ვენტილატორის კორპუსის შემსვლელ კოლექტორს.

ვენტილატორის კორპუსის გავლის შემდეგ თხილის ნაყოფები ამავე ვენტილატორის მიერ შექმნილი დამჭირხნი ჰაერის ნაკადის მეშვეობით ჩაიყრება შემგროვებელ ბუნკერში. ამ დროს მუშა თვალის ღერძის გამჭოლი არხიდან, ცილინდრულ ნიშაში მიეწოდება ატმოსფერული ჰაერის ნაკადი, რომელიც უერთდება ვენტილატორის ძირითად ნაკადს, იქმნება გრიგალური ეფექტი, რომელიც ეწინააღმდეგება თხილის ნაყოფების მოხვედრას ვენტილატორის მუშა თვალში და ამით ხდება ნაყოფების დაზიანების თავიდან აცილება.

ნახ.3.6-ზე ნაჩვენებია თხილის საკრეფი აგრეგატი გრიგალური ტიპის ვენტილატორით.



ნახ. 3.6. თხილის საკრეფი აგრეგატი გრიგალური ტიპის ვენტილატორით

ამრიგად: 1. თხილის კრეფისა და მისი ტრანსპორტირების ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების მიზნით, დასაბუთებული იქნა ყველაზე პერსპექტიული მიმართულება, რომელიც ითვალისწინებს თხილის ნაყოფების ტრანსპორტირების დროს პნევმოტრანსპორტიორში შემწოვი და დამჭირხნი ჰაერის ნაკადის თანმიმდევრულ გამოყენებას, სადაც ნაყოფების ხიდან მოკრეფა და მიწიდან აკრეფა მოხდება ჰაერის შემწოვი ნაკადის მეშვეობით და ტრანსპორტირება და შემგროვებელ ბუნკრში გადატანა კი – დამჭირხნი ჰაერის ნაკადით, სპეციალური გამომტანი მოწყობილობის გარეშე.

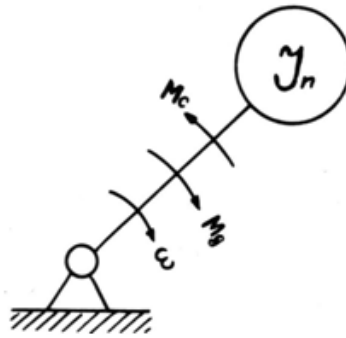
2. თხილის ნაყოფების კრეფის ტექნოლოგიური პროცესის შესწავლისა და ანალიზის საფუძველზე, დამუშავებული იქნა პირდაპირი დინების პნევმოსატრანსპორტი სისტემა, რომელშიც გამოყენებულია გრიგალური ტიპის ვენტილატორი. ასეთი კონსტრუქცია გამორიცხავს ვენტილატორის კორპუსში გავლისას მოკრეფილი თხილის ნაყოფების მუშა თვალის ფრთებში მოხვედრას.

თავი IV

თხილის საკრეფი აგრეგატის დინამიკა

4.1. დაყვანილი ინერციის მომენტის გამოთვლა

თხილის საკრეფ აგრეგატში გამოყენებულია უცხოური ფირმის EPB01 ტიპის მცირე სიმძლავრიანი შიგაწვის ძრავა, რომლის მიერ განვითარებული სიმძლავრის, ამძრავის რგოლის მოძრაობის უთანაბროების კოეფიციენტის და დაყვანილი ინერციის მომენტების განსაზღვრის მიზნით, თხილის აგრეგატი შესაძლებელია წარმოდგენილი იქნას, როგორც აბსოლუტურად მყარი ერთმასიანი სისტემა I_n დაყვანილი ინერციის მომენტით, რომელზეც მოქმედებს დაყვანილი სახის ინერციის მომენტები და რომლებიც იცვლება ნახ. 4.1 მოცემული კანონის შესაბამისად.



ნახ.4.1. ერთმასიანი საანგარიშო სქემა

თხილის საკრეფი აგრეგატის დაყვანილი ინერციის მომენტი არის მუდმივი. ამიტომ მოძრაობის ძირითად საწყის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$I\omega \frac{d\omega}{d\varphi} = M_g(\varphi) - M_c(\varphi) \quad (4.1)$$

სადაც: I -სამუშაო ორგანოს დაყვანილი ინერციის მომენტი ამძრავის ღერძზე;

ω - ძრავის ღერძის კუთხური სიჩქარე;

φ - ძრავის ღერძის მობრუნების კუთხე;

M_g - ძრავის ამძრავი მომენტი;

M_c - ძრავის ღერძზე დაყვანილი წინაღობათა ძალების მომენტი.

შიგაწვის ძრავებისათვის ღერძზე მოსული მომენტის სიდიდე გამოითვლება ფორმულით:

$$M_g = A - B\omega^2 \quad (4.2)$$

A და B კოეფიციენტები განისაზღვრება ძრავის მექანიკური მახასიათებლების მრუდებიდან (ნახ. 4.2):

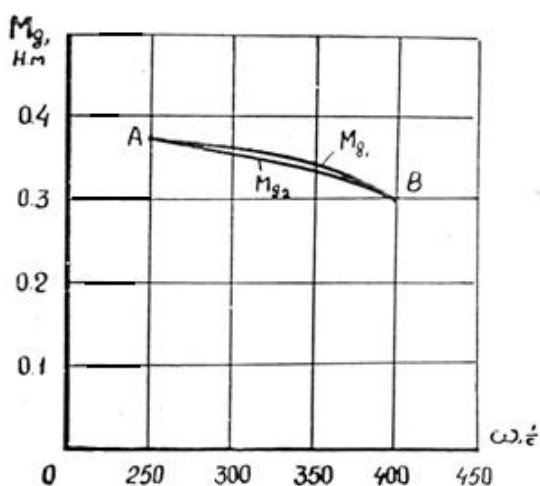
$$A = \frac{M_{max}\omega_n^2 - M_n\omega_{max}^2}{\omega_n^2 - \omega_{max}^2}, \quad (4.3)$$

$$B = \frac{M_{max} - M_n}{\omega_n^2 - \omega_{max}^2} \quad (4.4)$$

სადაც: M_{max} - ძრავის მაქსიმალური მომენტი;

M_n - ძრავის ნომინალური მომენტი ;

ω_{max} , ω_n - ძრავის მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარეებია M_{max} და M_n დროს.



ნახ. 4.2. EPB01 ტიპის შიგაწვის ძრავის მექანიკური მახასიათებელი A-B სამუშაო სიჩქარის ზღვრებში

წარმოდგენილი ძრავას მექანიკური მახასიათებლიდან (ნახ. 4.2) ვიღებთ ორ წერტილს: $M_{max}=0,36$ ნ.მ; $\omega_{max} = 250$ რად/წმ და $M_n = 0,28$ ნ.მ; $\omega_n = 450$ რად/წმ.

მაშინ: (4.3)-ის შესაბამისად გვაქვს:

$$A = \frac{M_{max} - M_n \left(\frac{\omega M}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega M}{\omega_n}\right)^2} = \frac{0,36 - 0,28 \cdot 0,3}{1 - 0,3} = 0,37 \text{ ნ.მ} \quad (4.5)$$

ხოლო (4.4)-ის მიხედვით:

$$B = \frac{M_{max} - M_n}{\omega_n^2 \left[1 - \left(\frac{\omega M}{\omega_n}\right)^2\right]} = \frac{0,36 - 0,28}{450^2 (1 - 0,3)} = 0,5 \cdot 10^{-7} \text{ ნ.მ} \quad (4.6)$$

მიღებულია თხილის საკრეფი აგრეგატის შიგაწვის ძრავის მექანიკური მახასიათებელი:

$$M_g = 0,4 - 0,5 \cdot 10^{-7} \omega^2 \quad (4.7)$$

ცხრილში 4.1 შედარების მიზნით მოცემულია M_{g_1} -ის მნიშვნელობები, რომლებიც მიღებულია (4.7) ფორმულით და M_{g_2} -ის მნიშვნელობები, რომლებიც მიღებულია ექსპერიმენტის შედეგად [Махароблидзе 1978:294; Маргалитадзе 1984:183], $(A - B)$ ზღვრებში.

ცხრილი 4.1

M_g ნ.მ	კუთხური სიხშირე $1/წმ$				
	250	300	350	400	450
M_{g_1}	0,37	0,35	0,34	0,32	0,30
M_{g_2}	0,37	0,36	0,33	0,31	0,3

ცხრილიდან 4.1 და ნახაზი (4.2)-დან ჩანს, რომ თეორიულ M_{g_1} და ექსპერიმენტულ M_{g_2} მნიშვნელობებს შორის პრაქტიკულად არ არის განსხვავება. რაც საშუალებას გვაძლევს შემდგომი პრაქტიკული გაანგარიშებებისათვის ვისარგებლოთ (4.7) ფორმულის შედეგად მიღებული მონაცემებით.

(4.1) ფორმულაში (42) გამოსახულების მონაცემების შეტანით მივიღებთ:

$$I\omega \frac{d\omega}{d\varphi} = A - B\omega^2 - M_{c(\varphi)} \quad (4.8)$$

მიღებული განტოლების ორივე მხარის $I\omega$ -ზე გაყოფით და შემდგომი გარდაქმნით მივიღებთ:

$$\frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{B\omega}{I} + \frac{M_{c(\varphi)} - A}{I\omega} = 0 \quad (4.9)$$

შემოვიტანოთ აღნიშვნები $I = U$, მაშინ განტოლება (4.9) გარდაიქმნება ბერნულის პირველი ხარისხის არაერთგვაროვან ხაზობრივ განტოლებად:

$$\frac{du}{d\varphi} + 2f(\varphi)U = -2q(\varphi), \quad (4.10)$$

სადაც: $f(\varphi) = \frac{B}{U}$;

$$q(\varphi) = \frac{M_{c(\varphi)} - A}{I} \quad (4.11)$$

რომელთა საერთო ამოხსნა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\omega(\varphi) = \exp[-2 \int_0^\varphi f(\varphi) d\varphi] \{ c - 2 \int_0^\varphi q(\varphi) \exp[2 \int_0^\varphi f(\varphi) d\varphi] d\varphi \} \quad (4.12)$$

განვიხილოთ შემთხვევა, როცა მიახლოებით მაინც, ჩავთვლით, რომ სასარგებლო წინაღობა არის მუდმივი.

$$M_{c(\varphi)} = M_c = const \quad (4.13)$$

საწყისი პირობების $t = 0$; $\omega = \omega_0$ შემთხვევაში რგოლის კუთხური სიჩქარის ფორმულა (3.12) მიიღებს სახეს:

$$\omega_\varphi = \sqrt{e^{\frac{2B\varphi}{I}} \left\{ \omega_0^2 - \frac{2(M_c - A)}{I} \int_0^\varphi e^{\frac{2B\varphi}{I}} d\varphi \right\}}, \quad (4.14)$$

აქედან:

$$\omega_\varphi = \sqrt{e^{\frac{2B\varphi}{I}} \left\{ \omega_0^2 - \frac{M_c - A}{B} (e^{\frac{2B\varphi}{I}} - 1) \right\}}. \quad (4.15)$$

ან:

$$\omega_\varphi = \sqrt{\omega_0^2 e^{\frac{2B\varphi}{I}} - \frac{M_c - A}{B} (1 - e^{\frac{2B\varphi}{I}})} \quad (4.16)$$

თეორიულად დამყარებული მოძრაობა მყარდება $y \rightarrow \infty$ დროს. რადგან, საწყისი პირობა დამყარებული მოძრაობის სისტემაზე არ მოქმედებს, ამიტომ დამყარებული მოძრაობა გამოითვლება ფორმულით:

$$\omega = \sqrt{\frac{A - M_c}{B}} \quad (4.17)$$

წინაღობის დაყვანილი მომენტი $M_{c(\varphi)}$ შეიძლება წარმოვიდგინოთ მობრუნების φ კუთხის პერიოდულ ფუნქციად და შეიძლება მისი განშლა ფურიეს რიგის სახით. მუდმივი მნიშვნელობები: a_0 , a_n და b_n ($n = 1, 2, 3 \dots m$) განისაზღვრება ფორმულის ჰარმონიული ანალიზიდან [Турбин 1967:346]; [Турбин, Дроздов 1976:224; Попик 1970:231; Метревели, Махароблидзе, Шеварднадзе 1978:35].

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{T} \int_0^T M_{c(\varphi)} d\varphi \\ a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T M_{c(\varphi)} \cos \varphi d\varphi \\ b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T M_{c(\varphi)} \sin \varphi d\varphi \end{aligned} \quad (4.18)$$

სადაც: T - პერიოდი; $T = \frac{2\pi}{\omega}$.

გამომდინარე აქედან, აღნიშვნები (4.11) ლებულობს შემდეგ სახეს:

$$\omega(\varphi) = \frac{1}{I} \left[\frac{a_0}{2} - A + \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi) \right] \quad (4.19)$$

ფორმულა (4.14)-ის გამოთვლა, როცა $t = 0$; $\omega = \omega_0$ შესაძლებელია შემდეგნაირად:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{e^{\frac{2B\varphi}{I}} \left\{ \omega_0^2 - \frac{2}{I} \int_0^\varphi \frac{a_0}{2} - A + \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi) \right\} e^{\frac{2B\varphi}{I}}} d\varphi \quad (4.20)$$

ზოგიერთი გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ კუთხური სიჩქარის საანგარიშო ფორმულას:

$$\begin{aligned} \omega(\varphi) &= \sqrt{\left[\omega_0^2 + \frac{a_0 - 2A}{2B} + \frac{2}{I} \sum_{n=1}^m \frac{\frac{2a_n - b_n}{I}}{\left(\frac{2B}{I}\right)^2 + n^2} \right] e^{\frac{2B\varphi}{I}} - \frac{a_0 - 2A}{2B}} \rightarrow \\ &\rightarrow -\frac{2}{I} \sum_{n=1}^m \frac{\left(\frac{2a_n B}{I} - b_n n\right) \cos n\varphi + \left(\frac{2b_n B}{I} + a_n n\right) \sin n\varphi}{\left(\frac{2B}{I}\right)^2 + n^2} \end{aligned} \quad (4.21)$$

დამყარებული მოძრაობის რეჟიმისათვის $\lim_{y \rightarrow \infty} e^{-\frac{2B\varphi}{I}} = 0$ და ფორმულა (4.21) გარდაიქმნება:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\frac{2A - a_0}{2B} - \frac{2}{I} \sum_{n=1}^m \frac{\left(\frac{2a_n B}{I} - b_n n\right) \cos n\varphi + \left(\frac{2b_n B}{I} + a_n n\right) \sin n\varphi}{\frac{2a_n B}{I} - b_n n}} \quad (4.22)$$

ამძრავის კუთხური სიჩქარის ექსტრემალური მნიშვნელობების განსაზღვრის მიზნით (4.22) ფორმულიდან ვაკეთებთ შემდეგი სახის დაშვებებს:

$$\begin{aligned} \frac{2a_n B}{I} - b_n n &= Z_n \sin \alpha_n \\ \frac{2b_n B}{I} + a_n n &= Z_n \cos \alpha_n \end{aligned} \quad (4.23)$$

სადაც:
$$Z_n = \frac{\sqrt{(a_n^2 + b_n^2)(4B^2 + n^2 I^2)}}{I}; \quad (4.24)$$

$$\tan \alpha_n = \frac{2a_n B - b_n n I}{2b_n B - a_n n I} \quad (4.25)$$

დამყარებული მოძრაობის დროს კუთხური სიხშირის ექსტრემალური მნიშვნელობის განსაზღვრისათვის ფორმულა (4.21) წარმოვადგინოთ უფრო მოსახერხებელი ფორმით:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\frac{2A - a_0}{2B} - 2 \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2 + b_n^2}{4b^2 + n^2 I^2}} \sin(n\varphi + \alpha_n)} \quad (4.26)$$

ფორმულა (4.26)-დან გასაგებია, რომ კუთხური სიჩქარე აღწევს თავის მაქსიმალურ მნიშვნელობას მაშინ, როცა ფაზური კუთხე $n\varphi + \alpha_n = \frac{3\pi}{2}$, ხოლო მინიმალურს - $n\varphi + \alpha_n = \frac{\pi}{2}$. ამგვარად ექსტრემალურ კუთხურ სიჩქარეს ექნება სახე:

$$\omega_{min}^{max} = \sqrt{\frac{2A-a_0}{2B} \mp 2 \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2+b_n^2}{4b^2+n^2l^2}}} \quad (4.27)$$

თხილის კრეფის ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხიანად წარმართვისათვის და ხელის აგრეგატებში ვიბრაციის შემცირების მიზნით, აუცილებელია ამპრავის სიჩქარე მოქცეული იქნას მოცემულ ზღვრებში. სიჩქარის ცვალებადობა შესაძლებელია შემცირებული იქნას ინერციის მომენტების სწორი შერჩევის გზით, ხოლო საჭიროების შემთხვევაში დამატებითი მასის (მქნევარას) დაყენებით. სიჩქარის ცვლილების დასაშვები დიაპაზონი გამოითვლება სვლის უთანაბრობის კოეფიციენტით:

$$\delta = \frac{2(\omega_{max}-\omega_{min})}{\omega_{max}+\omega_{min}} \quad (4.28)$$

(4.27) ფორმულის მნიშვნელობების ჩასმით (4.28) ფორმულაში მივიღებთ:

$$\delta = \frac{\frac{2A-a_0}{2B} - \sqrt{\frac{(2A-a_0)^2}{2B^2} - 4 \left(\sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2+b_n^2}{4b^2+n^2l^2}} \right)}}{\sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2+b_n^2}{4b^2+n^2l^2}}} \quad (4.29)$$

ოპტიმალური დაყვანილი ინერციის მომენტის I -ის დადგენისათვის ფორმულა (4.29)-ში ვღებულობთ შემდეგ ძირითად შემთხვევებს: პირველი – როცა $\left(\frac{nl}{2B}\right)^2 = 1$. ამ შემთხვევაში I იცვლება მანამ, სანამ არ დაკმაყოფილდება (4.29) ტოლობა; მეორე – როცა $\left(\frac{nl}{2B}\right)^2 \geq 1$. ეს პირობა სამართლიანია, როცა $n \rightarrow \infty$, ე.ი. როცა იღება ფურიეს რიგის რაც შეიძლება მეტი განშლის რიცხვი. ფორმულა (4.29)-დან მიიღება შემდეგი სახის უტოლობა:

$$I \geq \frac{B([\delta]^2+4) \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2+b_n^2}{n^2}}}{[\delta](2A-a_0)} \quad (4.30)$$

ან, თუ გავითვალისწინებთ, რომ $\frac{\delta^2}{4} \approx 0$, მივიღებთ:

$$I \geq \frac{4B \sum_{n=1}^m \sqrt{\frac{a_n^2+b_n^2}{n^2}}}{[\delta](2A-a_0)} \quad (4.31)$$

შემთხვევა, როცა $\left(\frac{nl}{2B}\right)^2 = 1$, წარმოადგენს ნაკლებად სარწმუნოს. წარმოდგენილი სანგარიშო ფორმულა არის საფუძველი ინერციის მომენტის I

სარწმუნო მნიშვნელობის მისაღებად სვლის უთანაბრობის კოეფიციენტის $[\delta]$ -ს საანგარიშოდ.

(4.18) ფორმულებიდან შესაძლებელია განისაზღვროს ფურიეს კოეფიციენტები.

ჩვენს შემთხვევაში წინაღობის მომენტის ცვლილების კანონი წარმოდგენილია მრუდის სახით, სადაც მისი ანალიტიკური გამოსახვა უცნობია. ამიტომ კოეფიციენტების a_0 , a_n და b_n განსაზღვრის ინტეგრირება შეცვლილია საბოლოო შეჯამებით.

ჰარმონიული ანალიზის არითმეტიკული მეთოდის გამოყენების შედეგად მივიღებთ შემდეგ ფორმულებს [Попик 1970:6; Маргалитаძე 1984:67]:

$$a_0 = \frac{1}{m} (y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_m)$$

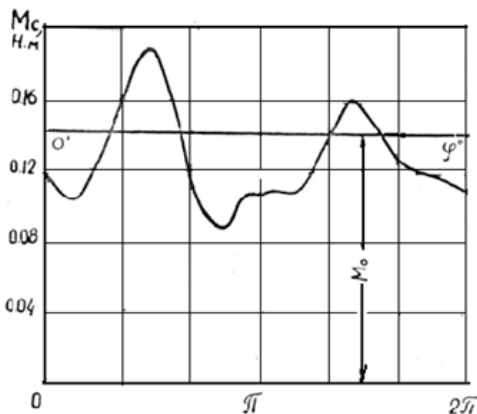
$$a_n = (y_1 \cos 1\Delta x + y_2 \cos 2\Delta x + y_3 \cos 3\Delta x + \dots + y_n \cos nm\Delta x) \quad (4.32)$$

$$b_n = (y_1 \sin 1\Delta x + y_2 \sin 2\Delta x + y_3 \sin 3\Delta x + \dots + y_n \sin nm\Delta x)$$

ძრავის მექანიკური მახასიათებლის (ნახ. 4.2) და წინაღობის მომენტის (ნახ.4.3) გრაფიკული ანალიზის მიხედვით შევირჩიოთ თხილის საკრეფი აგრეგატის დაყვანილი ინერციის მიმენტი.

მექანიკური მახასიათებლის მრუდის საშუალებით განვსაზღვროთ A და B კოეფიციენტები:

$$A = 0,36 \text{ ნ.მ}; \quad B = 0.5 \cdot 10^{-7} \text{ ნ.მ } c^2$$



ნახ.4.3. აგრეგატზე მოქმედი წინაღობების მომენტების მრუდი

(ნახ. 4.3) გრაფიკის $0 \div \varphi$ მონაკვეთის პირობითად 2π -სთან გატოლებით და 24 ნაწილად ($m = 24$) მისი დაყოფით, ვზომავთ ორდინატებს, რომელიც

შეესაზამება შესაბამის წერტილებს. გაზომვის შედეგები და (4.32) ფორმულაში შემავალი კოეფიციენტები, როცა $\Delta x = \frac{2\pi}{24} = 15^\circ$ მოცემულია ცხრილში (დან. 1).

მოცემული მნიშვნელობების ფორმულა (4.32)-ში შეტანით მივიღებთ წინააღობის საშუალო მომენტს a_0 და ფურიეს კოეფიციენტებს:

$$a_0 = \frac{1}{m}(y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_m) = \frac{1}{24}(0,095 + 0,081 + 0,08 + \dots + 0,086) = \frac{1}{24} 3,328 = 0,14 \text{ ნ.მ.}$$

პირველი რიგის ჰარმონიკა:

$$a_1 = \frac{2}{m}[(y_1 \cos(1 \cdot 1\Delta x) + y_2 \cos(1 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \cos(1 \cdot m\Delta x))] = \frac{1}{12}(0,092 + 0,07 + 0,061 + \dots + 0,009) = 0,0121 \text{ ნ.მ.}$$

$$b = \frac{2}{m}[y_1 \sin(1 \cdot 1\Delta x) + y_2 \sin(1 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \sin(1 \cdot m\Delta x)] = \frac{1}{12}(0,025 + 0,04 + 0,061 + \dots + 0,025) = 0,0052 \text{ ნ.მ.}$$

$$M_1 = a_1^2 + b^2 = 0,0121^2 + 0,0052^2 = 0,0131 \text{ ნ.მ.}$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{a_1}{b_1} = \frac{0,0121}{0,0052} = 2,304; \quad \alpha_1 = 66,5^\circ$$

მეორე რიგის ჰარმონიკა:

$$a_2 = \frac{2}{m}[(y_1 \cos(2 \cdot 1\Delta x) + y_2 \cos(2 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \cos(2 \cdot m\Delta x))] = \frac{1}{12}(0,082 + 0,047 + \dots - 0,09) = -0,0024 \text{ ნ.მ.}$$

$$b_2 = \frac{2}{m}[y_1 \sin(2 \cdot 1\Delta x) + y_2 \sin(2 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \sin(2 \cdot m\Delta x)] = \frac{1}{12}(0,047 + 0,07 + \dots - 0,47) = -0,003 \text{ ნ.მ.}$$

$$M_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2} = \sqrt{(-0,0024)^2 + (-0,003)^2} = 0,0038 \text{ ნ.მ.}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{a_2}{b_2} = \frac{-0,0024}{-0,003} = 0,8; \quad \alpha_2 = 38,6^\circ$$

მესამე რიგის ჰარმონიკა:

$$a_3 = \frac{2}{m}[(y_1 \cos(3 \cdot 1\Delta x) + y_2 \cos(3 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \cos(3 \cdot m\Delta x))] = \frac{1}{12}(0,062 + 0,06 + \dots - 0,09) = 0,013 \text{ ნ.მ.}$$

$$b_3 = \frac{2}{m}[y_1 \sin(3 \cdot 1\Delta x) + y_2 \sin(3 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \sin(3 \cdot m\Delta x)] = \frac{1}{12}(0,067 + 0,081 + \dots - 0,067) = 0,008 \text{ ნ.მ.}$$

$$M_3 = \sqrt{a_3^2 + b_3^2} = \sqrt{(0,013)^2 + (0,008)^2} = 0,015 \text{ ნ.მ.}$$

$$\tan \alpha_3 = \frac{a_3}{b_3} = \frac{0,013}{0,008} = 1,62; \quad \alpha_3 = 58,3^\circ$$

მეოთხე რიგის ჰარმონიკა:

$$\begin{aligned} a_4 &= \frac{2}{m} [(y_1 \cos(4 \cdot 1\Delta x) + y_2 \cos(4 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \cos(4m\Delta x))] = \\ &= \frac{1}{12} (0,044 - 0,04 - 0,086 - 0,055 + 0,62 + 0,15 + 0,075 - 0,062 + \\ &+ \dots + 0,09) = 0,014 \text{ მ.მ.} \end{aligned}$$

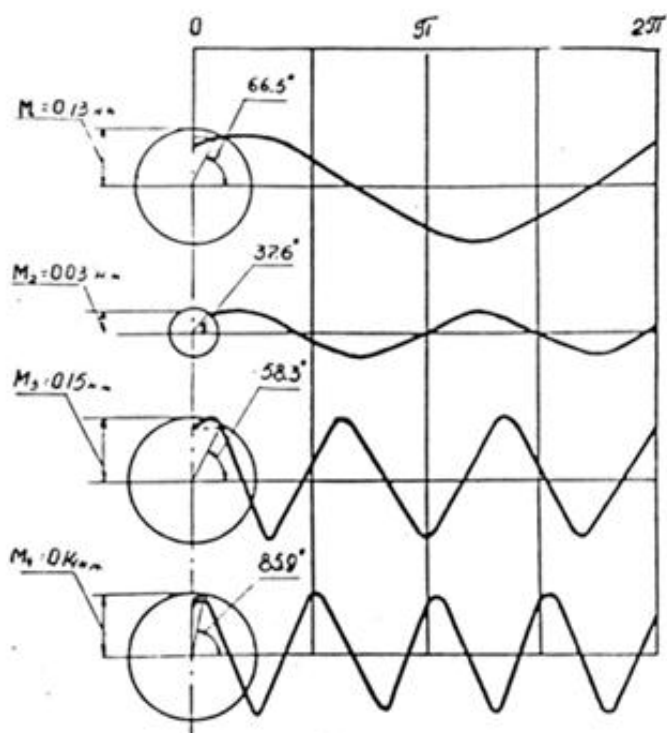
$$\begin{aligned} b_4 &= \frac{2}{m} [y_1 \sin(4 \cdot 1\Delta x) + y_2 \sin(4 \cdot 2\Delta x) + \dots + y_m \sin(4m\Delta x)] = \\ &= \frac{1}{12} (0,082 + 0,07 - 0,09 - 0,108 + 0,13 + 0,108 - 0,06 - \\ &- 0,059 + \dots - 0,082) \text{ მ.მ.} \end{aligned}$$

$$M_3 = \sqrt{a_4^2 + b_4^2} = \sqrt{(-0,014)^2 + (-0,001)^2} = 0,014 \text{ მ.მ.}$$

$$\tan \alpha_3 = \frac{a_3}{b_4} = \frac{0,014}{0,001} = 14; \quad \alpha_2 = 85,9^\circ$$

4.2. წინაღობის მომენტის მრუდის ჰარმონიული ანალიზი

წინაღობის მომენტის ამსახველი მრუდის ჰარმონიული ანალიზი მოცემულია ნახ. 4.4-ზე.



ნახ. 4.4. წინაღობის მომენტის მრუდის ჰარმონიული ანალიზი

წინაღობის მომენტის მრუდის საანგარიშო განტოლებას ექნება დაახლოებით შემდეგი სახე:

$$M_c = a_0 + M_1 \sin(x + \alpha) + M_2 \sin(2x + \alpha) + M_3 \sin(3x + \alpha) + M_4 \sin(4x + \alpha) =$$

$$= 0,14 + 0,013 \sin(x + \alpha) + 0,0038 \sin(2x + \alpha) + 0,015 \sin(3x + \alpha) + 0,014 \sin(4x + \alpha). \quad (4.33)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ $\delta = 0,004$ [Артоболевский И.: 1967], მაშინ განტოლება (4.31) მიიღებს შემდეგ მნიშვნელობას:

$$I \geq \frac{4,14 \cdot 10^{-5} \sqrt{(-0,0028)^2 + 0,0036^2} + \sqrt{\frac{(-0,003)^2 + 0,0038^2}{2^2}}}{0,004 (2 \cdot 4,66 - 0,1027)} = 0,0022 \text{ ნ/მ}^2$$

თხილის საკრეფი აგრეგატის ინერციის მომენტის სასურველი მნიშვნელობის მისაღებად ჩატარებული იქნა ექსპერიმენტები დაყვანილი ინერციის მომენტის გაანგარიშებისათვის.

აგრეგატის კინემატიკური სქემის მიხედვით (უნიფილიარისა და თვითეული კვანძის და დეტალის ინერციის მომენტები) ინერციის მომენტების ექსპერიმენტული განსაზღვრა მოცემულია ცხრილში 4.2.

ცხრილი 4.2

კვანძების და დეტალების დასახელება	№	I განსაზღ. T რხ/წმ	I განსაზღ. T რხ/წმ	I განსაზღ. T რხ/წმ	საშ. T რხ/წმ	ინერციის მომენტი I- ნ/მ ²
ვენტილატორის ინერციის მომენტი	I ₁	20,0	20,8	20,4	20,4	0,0019
მქნევარა	I ₂	0,6	0,4	0,5	0,5	0.000027
მუხლა ლილვი	I ₃	7,6	7,6	7,6	7,6	0,00056
ამძრავი ლილვი	I ₄	5,6	5,6	5,6	5,6	0,00031
მიმყოლი ლილვი	I ₅	5,2	5,0	5,4	5,1	0,00025

განსახილველ აგრეგატში მასები განაწილებულია ორ I და II ლილვზე, რომელთაც გააჩნია სხადასხვა კუთხური სიხშირე. მექანიკის თვალსაზრისით, ამა თუ იმ დეტალის დინამიკური ხასიათი ფასდება არა მასით ან ინერციის მომენტით, არამედ მისი კინეტიკური ენერჯის სიდიდით. დინამიკური თვალსაზრისით მასები ითვლება ექვივალენტურებად, როცა მათი კინეტიკური ენერჯია ერთმანეთის ტოლია.

თხილის საკრეფი აგრეგატის ძრავის ღერძზე დაყვანილი ინერციის მომენტი იანგარიშება ფორმულით.

$$I_{დაყ} = I_4 + I_3 + I_2 + C + \frac{1}{3}(m_2 r_1^2) + (m_1 + \frac{2}{3}m_2)r_1^2 \frac{1}{i^2} \quad (4.34)$$

სადაც: I₁ - ვენტილატორის ინერციის მომენტი;

I₂ - მქნევარას ინერციის მომენტი;

I₃ - მუხლა ლილვის ინერციის მომენტი;

I₄ - ამძრავი ღერძის ინერციის მომენტი;

m₁ - ბარბაცას მასა;

m_2 - დგუშის მასა;

m_3 - ამძრავი ღვედის მასა;

R - შკივის რადიუსი;

r_1 – მრუდხარას რადიუსი;

i - გადაცემათა რიცხვი ძრავის ღერძიდან ვენტილატორამდე.

რიცხვითი მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$I_{დაყ} = 0.0019 + 0,2 \cdot 10^{-5} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{3}(0,08 + 0,015^2 + 0,064 + 0,064 = 0,035 \text{ ნ/მ}^2$$

ამგვარად, თხილის საკრეფი აგრეგატის დაყვანილი ინერციის მომენტი უდრის $I_{დაყ} = 0,035 \text{ ნ/მ}^2$, რაც მთლიანად აკმაყოფილებს პირობებს (4.31).
(დანართი 2)

ამრიგად: 1. შესწავლილია თხილის საკრეფი აგრეგატის ამძრავის ღერძზე დინამიკური პროცესები. გამოყვანილია ძრავის ღერძზე კუთხური სიჩქარის ცვალებადობის და დინამიკური დატვირთვის საანგარიშო ფორმულები.

2. განსაზღვრულია შიგაწვის ძრავის კუთხური სიხშირეების ექსტრემალური მნიშვნელობა და მოძრაობის უთანაბრობის კოეფიციენტის ანალიზური დამოკიდებულება ამძრავი მექანიზმის პარამეტრებზე.

3. უთანაბრობის კოეფიციენტის დასაშვები სიდიდის გათვალისწინებით გამოყვანილია დაყვანილი ინერციის მომენტის ოპტიმალური მნიშვნელობის საანგარიშო ფორმულა.

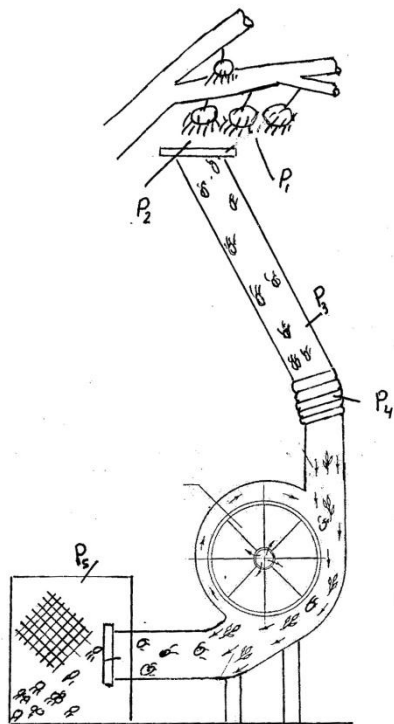
თავი V

თხილის საკრეფი აგრეგატის თეორია და ექსპერიმენტული კვლევა

5.1. პნევმოატრანსპორტო სისტემის ენერგეტიკული კვლევა

ჩატარებული კვლევების საფუძველზე [Артоболевский 1967:720; Мельников, Алешкин, Романишин 1972:325] დადგენილია, რომ თხილისმაგვარი ნაყოფების პნევმოატრანსპორტიორებისათვის, ვერტიკალური ჰაერის ნაკადის სიჩქარე, როცა ნაყოფი იმყოფება გაწონასწორებულ მდგომარეობაში, შეადგენს $V = 5 - 6$ მ/წმ. როცა მხედველობაში ვღებულობთ თხილის ნაყოფების მცენარეზე არათანაბარ განაწილებას, ამ შემთხვევაში საჭირო ხდება ჰაერის სიჩქარის გაზრდა $V = 7 - 8$ მ/წმ-მდე.

თხილი კრეფის ტექნოლოგიური პროცესის გათვალისწინებით, განვიხილოთ პნევმოატრანსპორტიორის აეროდინამიკური გაანგარიშება წარმოდგენილი აეროდინამიკური სქემის მიხედვით, (ნახ. 5.1).



ნახ. 5.1. თხილის საკრეფი აგრეგატის
პნევმოატრანსპორტო
სისტემის აეროდინამიკური სქემა

ბერნულის განტოლების გამოყენებით შეიძლება დავწეროთ:

$$P_V - P_n = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 \quad (5.1)$$

სადაც: P_V - ვენტილატორის მიერ განვითარებული სრული წნევა, პა;

P_n -თხილის ნაყოფების ტრანსპორტირებისათვის საჭირო წნევაა, პა;

$\Delta P_1 - \Delta P_5$ კი - პნევმოსატრანსპორტო სისტემის ცალკეულ უბანზე დაკარგული წნევები, პა.

P_n წნევის გამოთვლისათვის ვსარგებლობთ სიმძლავრის ფორმულით:

$$N = P_n Q \quad (5.2)$$

საიდანაც:

$$P_n = \frac{N}{Q} \quad (5.3)$$

სადაც: $N = Q \cdot S_{\text{ბარ}} \cdot g \cdot H$ - სიმძლავრეა, რომელიც საჭიროა თხილის ნაყოფის მოსაწყვეტად შემწოვ ნახვრეტამდე მანძილზე, ვტ;

Q – ვენტილატორის საანგარიშო მწარმოებლურობა, $0,77 \text{ მ}^3/\text{წმ}$

g – სიმძიმის ძალის აჩქარება, მ/სმ^2

H - ვენტილატორის შემწოვი ნახვრეტის ცენტრიდან მაქსიმალური მანძილი თხილის მცენარემდე. ექსპერიმენტული აგრეგატისთვის $H = 0,08-0,1 \text{ მ}$;

$S_{\text{ბარ}}$ - სატრანსპორტო მაგისტრალში თხილისა და ჰაერის ნარევის კუთრი წონა, რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$S_{\text{ბარ}} = S_r(1 + \mu) \quad (5.4)$$

სადაც: S_r - ნორმალურ ატმოსფერულ პირობებში ჰაერის კუთრი წონაა:

$$S_r = 1,236/\text{მ}^3$$

μ – სატრანსპორტო ნარევის კონცენტრაციის კოეფიციენტი და გამოცდების შედეგების მიხედვით $\mu = 0,05$.

N და $S_{\text{ბარ}}$ მნიშვნელობების საანგარიშო გამოსახულებათა გათვალისწინებით და ფორმულის (4.3) გარდაქმნის შედეგად მივიღეთ:

$$P_n = S_r(1 + \mu)gH \quad (5.5)$$

რიცხვითი მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$P_n = 1,2(1 + 0,05) \cdot 9,8 \cdot 0,09 = 1,11 \text{ პა}$$

ΔP_1 – სიმძლავრის დანაკარგია, გამოწვეული მცენარის აეროდინამიკური ზედაპირის გამო და იანგარიშება ფორმულით:

$$\Delta P_1 = 0,5S_r(V_1^2 - V_0^2) \quad (5.6)$$

სადაც: V_0^2 და V_1^2 – ჰაერის ნაკადის საშუალო სიჩქარეებია მცენარის ზედაპირზე და მცენარის მოშორებით.

რადგან $V_1^2 = 8 \text{ მ/წმ}$ და $V_0^2 = 9,6 \text{ მ/წმ}$,

ვღებულობთ: $\Delta P_1 = 0,5 \cdot 1,2 \cdot (9,6^2 - 8^2) = 16,9$ პა

ΔP_2 – სიმძლავრის დანაკარგია, რომელიც გამოწვეულია შემწოვი მაგისტრალის უშუალო მიახლოებით თხილის მცენარესთან (ნახ. 5.1). და იანგარიშება ფორმულით:

$$\Delta P_2 = 0,5 S_r \left(\frac{Q}{MF} \right)^2 \quad (5.7)$$

სადაც: M - გადაფარვის კოეფიციენტი, $M = 0,9$;

F - შემწოვის ცოცხალი კვეთი, მ²

პნევმოსისტემის შემწოვის ცოცხალი კვეთის გაანგარიშება შესაძლებელია ფორმულით:

$$F = F_1 - F_2 + K \quad (5.8)$$

სადაც: F_1 – შემწოვი ნახვრეტის კვეთის ფართობი, $F_1 = 0,07$ მ²

F_2 – შემწოვი ნახვრეტის მაქსიმალური კვეთის ფართობი, დაფარული ნაყოფის მიერ შეწოვის დროს, $F_2 = 0,02$ მ²

K – კოეფიციენტი, რომელიც განსაზღვრავს შემწოვი ნახვრეტის გადაფარვას თხილის ნაყოფებისაგან, $K = 0,9$.

(5.7) ტოლობის და (5.8) ფორმულის გათვალისწინებით მივიღებთ:

$$\Delta P_2 = 0,5 S_r \left[\frac{Q}{M(F_1 - F_2 + K)} \right]^2 \quad (5.9)$$

რიცხვითი მონაცემების ჩასმით მივიღებთ:

$$\Delta P_2 = 0,5 \cdot 1,2 \left[\frac{0,6}{0,9(0,07 - 0,02 + 0,9)} \right]^2 = 12,9 \text{ პა}$$

ΔP_3 – სიმძლავრის დანაკარგია პნევმოსისტემის ვერტიკალურ მაგისტრალში, ჰაერის ნაკადის და თხილის ნაყოფების გავლის დროს (ნახ. 5.1), რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$\Delta P_3 = \Delta P_{3r} + \Delta P_{3M} \quad (5.10)$$

სადაც: ΔP_{3r} – სიმძლავრის დანაკარგია, ვერტიკალურ მაგისტრალში სუფთა ჰაერის გავლის დროს, პა.

ΔP_{3M} – სიმძლავრის დამატებითი დანაკარგი, რომელიც გამოწვეულია ჰაერთან ერთად თხილის ნაყოფების არსებობით, პა.

სიმძლავრის დანაკარგი ΔP_{3r} შეიძლება განსაზღვრული იქნას ფორმულით:

$$\Delta P_{3r} = 0,5 \xi S_r \left(\frac{Q}{F_{kmin}} \right)^2 \quad (5.11)$$

სადაც: ξ - მაგისტრალის წინაღობის კოეფიციენტი და დამოკიდებულია მაგისტრალის დახრის კუთხე α -ზე, განისაზღვრება ცნობარების მიხედვით და გამოსახულებით:

$$n = \frac{F_{kmin}}{F_{kmax}} \quad (5.12)$$

სადაც: F_{kmin} - მაგისტრალის ყველაზე ვიწრო კვეთის ფართობია, მ²;

F_{kmax} - მაგისტრალის ყველაზე ფართო კვეთის ფართობია, მ²

საექსპერიმენტო აგრეგატისათვის $\alpha = 15^\circ$, $F_{kmin} = 0,05\text{მ}^2$ და $F_{kmax} = 0,07\text{მ}^2$,

მაშინ: $n = \frac{0,05}{0,07} = 0,71$

ინტერპოლიაციის მეთოდით $\xi = 0,0456$ (იხილე დიაგრამა 5.2).

თუ მიღებულ რიცხვით მონაცემებს ჩავსვამთ ფორმულაში (5.11) მივიღებთ:

$$\Delta P_{3r} = 0,5 \xi S_r \left(\frac{Q}{F_{kmin}} \right)^2 \quad (5.13)$$

$$\Delta P_{3r} = 0,5 \cdot 0,0456 \cdot 1,2 \left(\frac{0,51}{0,05} \right)^2 = 2,44 \text{ პა.}$$

სიმძლავრის დანაკარგი ΔP_{3M} შესაძლებელია განისაზღვროს ცნობილი ბერნულის ფორმულით :

$$\Delta P_{3M} = \frac{S_r V_r^2}{2} - \frac{S_{ნარ} V_{ნარ}^2}{2} \quad (5.14)$$

$$\text{ან } \Delta P_{3M} = 0,5 S_r [V_{rk}^2 - (1 + \mu) V_{ნარk}^2] \quad (5.15)$$

სადაც: V_{rk}^2 - მაგისტრალში გაზის (ჰაერის) სიჩქარეა, მ/წმ;

$V_{ნარk}^2$ - ნარევის სიჩქარე, მ/წმ.

სიჩქარეები V_{rk}^2 და $V_{ნარk}^2$ განსაზღვრული იქნა ექსპერიმენტების შედეგად:

შემწოვი მაგისტრალის ზედა ნაწილში დამაგრებული იქნა ვენტილატორი, რომელიც არეგულირებდა ძირითადი ვენტილატორის სამუშაო რეჟიმს, ამავე დროს ხდებოდა ჰაერის ნაკადის სიჩქარეების დადგენა. მაგისტრალის ყველაზე ვიწრო კვეთში $V_{rk} = 15,6$ მ/წმ, ხოლო შესაბამისი $Q = 0,51$ მ³/წმ მწარმოებლურობის დროს $F_{kmin} = 0,5$ მ².

ჰაერის სიჩქარის კონტროლი ხდებოდა ფორმულით:

$$V_K = 1,29 \sqrt{P_{ct}} \quad (5.16)$$

სადაც: P_{ct} - მაგისტრალში სტატიკური წნევა, გაიზომა მიკრომანომეტრით, რომელიც მიმაგრებული იყო F_{kmin} კვეთში.

(5.13) ფორმულაში მონაცემების ჩასმით მივიღებთ:

$$\Delta P_{3M} = 0,5 \cdot 1,2 [15,6 - (1 + 0,045)1,5] = 8,64 \text{ პა}$$

სამეურნეო პირობებში ვენტილატორის მუშაობის რეჟიმის შეუცვლელად და ნარევის კონცენტრაციის კოეფიციენტის შენარჩუნებით, შემწვოვ მაგისტრალში მიეწოდებოდა თხილის ნაყოფები. მიკრომანომეტრით დაფიქსირებული P_{ct} სტატიკური წნევის ცვლილებით და ფორმულა (5.16)-ით განისაზღვრა ნარევის სიჩქარე მაგისტრალში.

$$V_{\text{ნარკ}} = 15,0 \text{ მ/წმ.}$$

ფორმულა (5.10)-ში ფორმულების (5.11) და (5.13) ჩასმით და $\frac{Q}{F_{kmin}} = V_{rk}$ ტოლობის გათვალისწინებით, მივიღებთ:

$$\Delta P_3 = 0,5 S_r [2 V_{rk}^2 - (1 + \mu) V_{\text{ნარკ}}^2] \quad (5.17)$$

ანუ

$$\Delta P_3 = 0,5 \cdot 1,2 \cdot [2 \cdot 15,6^2 - (1 + 0,045) \cdot 15,0^2] = 16,5 \text{ პა.}$$

ΔP_4 – სიმძლავრის დანაკარგია მაგისტრალის გადამსვლელ მუხლში და იანგარიშება ფორმულით:

$$\Delta P_4 = \Delta P_{4r} + \Delta P_{4M} \quad (5.18)$$

სადაც: $\Delta P_{4r} - \Delta P_{4M}$ – სიმძლავრის დანაკარგია მაგისტრალის გადამსვლელ მუხლში შესაბამისად სუფთა ჰაერის და მოკრეფილი მასის გავლის დროს.

სიმძლავრის დანაკარგი სუფთა ჰაერის გავლის დროს ΔP_{4r} იანგარიშება ფორმულით:

$$\Delta P_{4r} = 0,5 \xi_1 S_r V_{rk}^2 \quad (5.19)$$

სადაც: ξ_1 – წინაღობის (ხახუნის) კოეფიციენტი.

წინაღობის კოეფიციენტი განისაზღვრება ტოლობით:

$$\xi_1 = A_1 C_1 \xi^1 + \xi_{tp} = A_1 C_1 \xi^1 + (1 + 0,0175 \frac{r}{D_r} \delta) \lambda K_H \quad (5.20)$$

$$\text{მაშინ: } \Delta P_{4r} = 0,5 [A_1 C_1 \xi^1 + (1 + 0,0175 \frac{r}{D_r} \delta) \lambda K_H] S_r V_{rk}^2 \quad (5.21)$$

სადაც: r – გადამსვლელი მუხლის საშუალო რადიუსია.

$$r = \frac{r_0 + r_1}{2} = 0,3 \text{ მ.}$$

$D_r - F_0$ სწორკუთხა კვეთის ჰიდრავლიკური ეკვივალენტური დიამეტრია.

$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi} = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad (5.22)$$

δ – მუხლის მობრუნების კუთხე, $\delta = 75^\circ$

$A_1 C_1 \xi^1 \lambda$ – წინაღობის კოეფიციენტები, შესაბამისად: მუხლის მობრუნების კუთხის, ნაკადის მიმართულების ცვლილების და ხახუნის გათვალისწინებით;

K_H – ხახუნის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს მუხლის კვეთის ფორმას;

წინააღმდეგობის კოეფიციენტების განსაზღვრისათვის ვისარგებლოთ ცნობარის მონაცემებით [Турбин 1967:346]. წინასწარ ვიანგარიშოთ რეინოლდის რიცხვი შემცირებულ კვეთში:

$$Re = \frac{V_{rk} D_r}{\Omega} = \frac{15,6 \cdot 0,162}{1,5} \cdot 10^5 = 1,72 \cdot 10^5 \quad (5.23)$$

სადაც: Ω – ჰაერის სიბლანტეა და უდრის $1,5 \cdot 10^5$ მ²/წმ.

მუხლის მობრუნების კუთხის წინაღობის კოეფიციენტი A_1 , როცა $\delta = 75^\circ$, $A_1 = 0,9$

6-1 დიაგრამისა და „გ“ გრაფიკის მიხედვით [Махароблидзе1978:294].

$$\frac{b}{a} = \frac{0,433}{0,1} = 4,33 \quad C_1 = 0,92$$

წინააღმდეგობის კოეფიციენტი ξ^1 , რომელიც ითვალისწინებს ნაკადის მიმართულების ცვლილებებს, განისაზღვრება 6-6 დიაგრამისა და „ა“ გრაფიკის მიხედვით: $\frac{F_1}{F_0} = \frac{0,0706}{0,0433} = 1,63$; $\xi^1 = 0,38$

ნაკადის ხახუნით გამოწვეული წინააღმდეგობის კოეფიციენტი λ , განისაზღვრება 2-1 დიაგრამისა და „ბ“ გრაფიკის მიხედვით [Махароблидзе 1978:294]. $\lambda = 0,026$.

ხახუნის გამასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს გადამსვლელის მუხლის კვეთის ფორმას განისაზღვრება 2-6 დიაგრამისა და „ა“ გრაფიკის მიხედვით [Махароблидзе1978:294].

$$\frac{b}{a} = \frac{0,1}{0,433} = 2,23 \quad K_H = 1,08$$

(5.21) ფორმულაში რიცხვითი მნიშვნელობების ჩასმით მივიღებთ:

$$\Delta P_{4r} = 0,5 \cdot [0,9 \cdot 0,92 \cdot 0,38 + (1 + 0,0175 \cdot \frac{0,3}{0,162} \cdot 75)] \cdot 1,2 \cdot 15,6^2 = 58,4 \text{ პა.}$$

გადამსვლელის მუხლში წნევის სხვა დამატებითი კარგვა განისაზღვრება გარსტერშტეის ფორმულით:

$$\Delta P_{4m} = \mu K_M \Delta P_{4r} \quad (5.24)$$

სადაც: K_M - თხილის ნაყოფების ხახუნის კოეფიციენტი მუხლის კედლებზე.

ვინაიდან გადამსვლელი მუხლი და სატრანსპორტო მაგისტრალი დამზადებულია ერთი და იგივე მასალისაგან (პლასტმასისაგან), ამიტომ ხახუნის კოეფიციენტი მათთვის იქნება ერთნაირი. როცა ვიცით დამატებითი წნევის დანაკარგი მაგისტრალისთვის, შეიძლება გავიგოთ წნევის დამატებითი დანაკარგი K_M გადამსვლელი მუხლისთვის ფორმულით:

$$\Delta P_{3m} = \mu K_M \Delta P_{3r} \quad (5.25)$$

აქედან:

$$K_M = \frac{1}{\mu} \frac{\Delta P_{3M}}{\Delta P_{3r}} \quad (5.26)$$

თუ გავითვალისწინებთ (5.26), მაშინ ფორმულა (5.21) მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\Delta P_{4m} = \frac{\Delta P_{3m} \Delta P_{4r}}{\Delta P_{3m}} = \frac{2,44 \cdot 58,4}{8,64} = 16,4 \text{ პა} \quad (5.27)$$

ფორმულით (5.18) განვსაზღვროთ გადამსვლელის მუხლში დაკარგული წნევების ჯამური მნიშვნელობა.

$$\Delta P_4 = 58,4 + 16,4 = 74,8 \text{ პა.}$$

ΔP_5 - წნევის დანაკარგი ჰაერის ვენტილატორიდან გამოსვლის დროს, ე.ი. ეკრანის წინაღობის დროს, რასაც ბუნკერში დაგროვილი თხილის მასა უქმნის ჰაერის ნაკადს, გამოითვლება ფორმულით:

$$\Delta P_5 = (1 + \xi_9) \frac{S_{ნაგ} V^2}{2} \quad (5.28)$$

პნევმოტრანსპორტიორის გამომსვლელ კვეთში გვაქვს: $F_0 = F_1 = 0,07\text{მ}^2$,

$$V = 9,6 \text{ მ/წმ}, \quad D_0 = \frac{4F_0}{\pi} = 0,281 \text{ მ.}$$

$$\text{მაშინ: } \Delta P_5 = (1 + \xi_9) \frac{1,26 \cdot 9,6^2}{2} = 58,1(1 + \xi_9) \text{ პა.} \quad (5.29)$$

ეკრანის წინაღობის კოეფიციენტი ξ_9 არის ეკრანსა და გამომსვლელ ნახვრეტს შორის h მანძილის ფუნქცია, შეფარდებული გამომსვლელი ნახვრეტის ჰიდრაულიკურ დიამეტრთან D_0 .

$$\xi_9 = f(h/D_0) \quad (5.30)$$

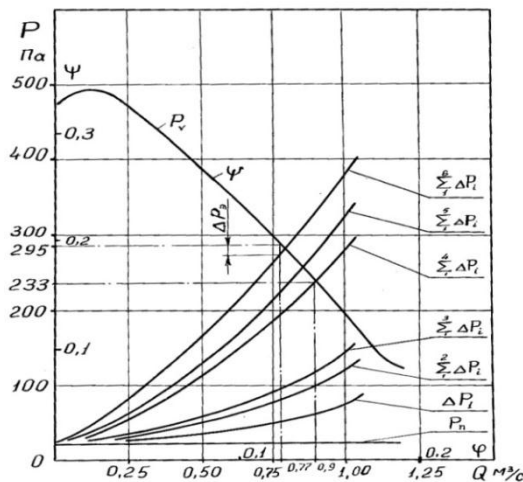
ეს დამოკიდებულება, როცა $\alpha = 0$, და $n = \frac{F_1}{F_0} = 1$ მოცემულია [Идельчик 235]-ის მიხედვით ნახ.5.2-ზე, 11-7 დიაგრამაზე დაყრდნობით [Махароблидзе 1978:294]. იმისათვის რომ დადგენილი იქნას ξ_9 დასაშვები მნიშვნელობა, როცა

შესაძლებელი იქნება მოკრეფილი თხილის ნაყოფების ნორმალური ტრანსპორტირება, საჭიროა შედგენილი იქნას ვენტილატორის მიერ განვითარებული წნევის ხარჯვის ბალანსი.

$$P_v = P_n + \sum_{i=1}^5 \Delta P_i = P_n + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 \leq \Delta P_v(Q_0) \quad (5.31)$$

(5.31) ფორმულაში გამოთვლილი მონაცემების ჩასმით მივიღებთ:

$$P_v = 179,2 + 58,1 \xi_9 \quad (5.32)$$



ნახ.5.2. პნევმოსატრანსპორტო სისტემის აეროდინამიკური წინაღობების ჯამური დიაგრამა

განტოლება (5.31) წარმოდგენილია გრაფიკულად (ნახ.5.2), რომელზეც გამოსახულია ვენტილატორის მახასიათებელი-დამოკიდებულება განვითარებულ სრულ წნევასა და მწარმოებლურობას შორის (გამზომი სკალები P და Q შეესაბამება ბრუნთა რიცხვს $n = 2500$ ბრ/წთ და მუშა თვალის დიამეტრს $D = 0,27$ მ და ზემოთ განხილულ წინაღობათა მრუდები, დამატებული ერთი მეორეზე (მრუდების ასაგებად, რომელთაც გააჩნიათ პარაბოლას ფორმა, გარდა წარმოდგენილი $Q_0 = 0,77$ მ³/წმ და საწყისი ნულოვანი წერტილისა, ჩატარდა ანალოგიური ანგარიში $Q = 0,9$ მ³/წმ, რომელიც დაახლოებით შეესაბამება საექსპლუატაციო პირობებში ჩვეულებრივ სამუშაო რეჟიმს).

ფორმულა (5.32)-დან მაქსიმალური დასაშვები $\xi_9 \leq 0,17$ გამოთვლით და დიაგრამებიდან (ნახ.5.2) გამოითვლება $h/D_0 \geq 0,64$ და შესაბამისად h მანძილის ზღვრული მნიშვნელობა:

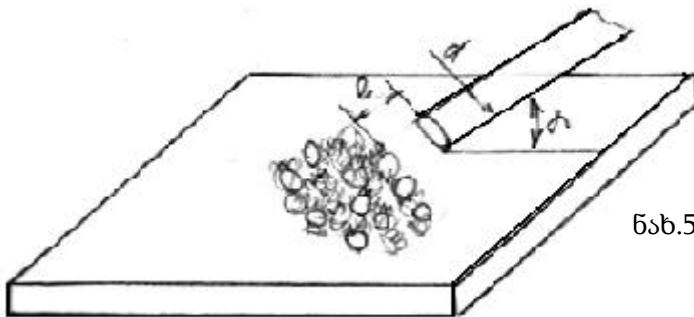
$$h \geq 0,64D_0 = 0,64 \cdot 0,51 = 0,32 \text{ მ.}$$

მიღებული მონაცემი გვიჩვენებს, რომ განსახილველი ვენტილატორი ახდენს შემგროვებელი ბუნკერის მთლიანი მოცულობის მაქსიმალურ გამოყენებას (რაც დადასტურებული იქნა პრაქტიკული დაკვირვებების დროს).

**5.2. თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო
სისტემის აეროდინამიკური პარამეტრების ოპტიმიზაცია
მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის დაგეგმვით**

როგორც წინა თავებში იყო აღნიშნული, რთულ რელიეფურ პირობებში გაშენებულ თხილის პლანტაციებში, ნაყოფის კრეფისათვის დამუშავებული იქნა თხილის ხელით საკრეფი აგრეგატი, პნევმოსატრანსპორტო სისტემის სამუშაო ორგანოთი, სადაც ანალოგიური კვლევების [Хажомия 1986:175] საფუძველზე თხილის ნაყოფების შეწოვა - ტრანსპორტირებისათვის გამოყენებულია ახალი აეროდინამიკური პარამეტრების მქონე გრიგალური ტიპის ვენტილატორი.

წარმოდგენილი ვენტილატორის აეროდინამიკურ მაჩვენებლებზე ცალკეული ფაქტორების გავლენის შესწავლის მიზნით, შედგენილი იქნა ვენტილატორის საგამოცდო პროგრამა. გამოცდის პროგრამა დაფუძნებული იყო პარამეტრების ექსპერიმენტული დაგეგმვის ბოქს-უილსონის მეთოდზე, რომელიც ითვალისწინებს პროცესზე მოქმედი ფაქტორების შერჩევის საფუძველზე [Адлер, Марков, Грановский 1976:276; Вентцель 1969:766], ოპტიმალური პირობების მიღებას.



ნახ.5.3. პარამეტრების ოპტიმიზაციის
საექსპერიმენტო სტენდი

ლაბორატორიულ პირობებში, რეალური საექსპლუატაციო პირობების შექმნის მიზნით, სპეციალურ მართკუთხა კვეთის ფართზე დამაგრებულ, ბალანსირებულ ამძრავზე მიერთებული იქნა საგამოცდო პნევმოსისტემა და საიმიტაციო ეკრანი თხილის სხადასხვა ზომის ნაყოფებით. ვენტილატორზე მიერთებულია ჰაერშემწოვი მაგისტრალი (ნახ. 5.2). ექსპერიმენტის დროს შესაძლებელი იყო შემწოვი მაგისტრალის დიამეტრის, საიმიტაციო წინაღობამდე მანძილის და დახრის კუთხის მნიშვნელობების რეგულირება.

საგამოცდოდ წარმოდგენილია ვენტილატორი ЦАГИ СЦС-30 №5, D=0,27 მ მუშა თვალთ, რომელზეც განთავსებულია ბრუნვის მიმართულებით დახრილი რვა ბრტყელი ფრთა.

იმის გათვალისწინებით, რომ მუშა თვლის ბრუნთა რიცხვის ცვლილება გავლენას ვერ იქონიებს ვენტილატორის აეროდონამიკურ მახასიათებელზე, ოპტიმიზაციის ცვლად ფაქტორებად შერჩეული იქნა შემდეგი ფაქტორები:

χ_1 - შემწოვი მილის დიამეტრი (d); χ_2 - მანძილი შემწოვ ნახვრეტსა და საიმიტაციო ეკრანს შორის (l); χ_3 - შემწოვი მილის დახრის კუთხე საიმიტაციო ეკრანთან (α).

შერჩეული ფაქტორების მიხედვით მოხდა 2^3 ტიპის სრული ფაქტორული ექსპერიმენტის შედგენა.

ოპტიმიზაციის γ პარამეტრად შერჩეული იქნა ვენტილატორის მიერ განვითარებული სიმძლავრე. ე.ი. ვენტილატორის მწარმოებლურობის წარმოებული განვითარებული ჰაერის სრულ წნევაზე. ეს აიხსნება იმით, რომ d, l და α (χ_1, χ_2, χ_3) მნიშვნელობების გაზრდით წინააღმდეგობა შემცირდება და თავისთავად მწარმოებლურობაც გაიზრდება, მაგრამ, ამავე მიზეზით შემცირდება შეწოვილი ჰაერის წნევა ე.ი. ჰაერის ნაკადი ვერ შეასრულებს იმ სამუშაოს, რაც არის გათვალისწინებული და პირიქით მოცემული ფაქტორების (χ_1, χ_2, χ_3) შემცირებით, გაიზრდება წნევა, მაგრამ წინააღმდეგობის გაზრდის შემთხვევაში შემცირდება ვენტილატორის მწარმოებლურობა.

კვლევის მიზნით შერჩეული იქნა მათემატიკური მოდელი პირველი ხარისხის პოლინომის სახით:

$$\gamma = b_0 + b_1\chi_1 + b_2\chi_2 + b_3\chi_3 \quad (5.33)$$

ფაქტორების ნულოვან მნიშვნელობებად აღებული იქნა ის მნიშვნელობები, რომლებიც ადრე საუკეთესო იყო ლაბორატორიულ-საველე გამოცდების დროს:

$$\chi_{1,0} = 100 \text{ (d მმ)}, \quad \chi_{2,0} = 50 \text{ (l მმ)} \quad \text{და} \quad \chi_{3,0} = 30 \text{ (}\alpha^0\text{)}.$$

ამის შემდეგ განსაზღვრული იქნა ფაქტორების განსაზღვრის არეები:

$$\chi_1 = 60 \div 160; \quad \chi_2 = 20 \div 100 \quad \text{და} \quad \chi_3 = 10 \div 30. \quad \text{ვარიაციის ინტერვალი} \quad I_1 = 20 \text{ მმ}, \\ I_2 = 10 \text{ მმ}, \quad I_3 = 3^0.$$

ექსპერიმენტის დაგეგმვის დროს მიღებული ფაქტორების კოდირებული $+1 = \chi_{i.0} + I_i$ მაღალი და $-1 = \chi_{i.0} - I_i$ დაბალი მნიშვნელობები ექსპერიმენტის პირობის შესაბამისად მოცემულია ცხრილში 5.1.

ექსპერიმენტის დაგეგმვის მატრიცა:

ცხრილი 5.1.

№	χ_0	χ_1	χ_2	χ_3	აღნიშვნა
1	+	+	-	-	<i>a</i>
2	+	-	+	-	<i>b</i>
3	+	-	-	-	[1]
4	+	+	+	-	<i>ab</i>
5	+	-	+	+	<i>bc</i>
6	+	+	-	+	<i>ac</i>
7	+	-	-	+	<i>c</i>
8	+	+	+	+	<i>abc</i>

სადაც, ჰორიზონტალური გრაფები შეესაბამება სხვადასხვა ცდების, ხოლო ვერტიკალური – ფაქტორების მნიშვნელობებს.

ექსპერიმენტის დაგეგმვის დროს საჭიროა განისაზღვროს ცდების შედეგების მნიშვნელობა λ და დასაშვები ცდომილება ξ [Адлер, Марков, Грановский 1976:276].

ცდების შედეგების საიმედოობის მნიშვნელობა, რომლის დახმარებითაც დგინდება გასაზომი სიდიდის სარწმუნო ინტერვალი, განისაზღვრება α -ს მაჩვენებლით. ე.ი ალბათობა იმისა, რომ χ ფაქტორის გაზომილი მნიშვნელობა არ გადის $\pm \Delta\chi$ სარწმუნო ზღვრებიდან. ტექნიკური საშუალებების ოპტიმალური პარამეტრების კვლევის დროს უმეტეს შემთხვევაში სხვადასხვა ფაქტორების ერთმანეთზე დამოკიდებულების განსაზღვრის მიზნით, საკმარისია სარწმუნოების ალბათობა იმყოფებოდეს $0,7 \div 0,9$ ზღვრებში. ჩვენს შემთხვევაში ვიღებთ $\lambda = 0,8$. დასაშვები ცდომილება ξ გამოიხატება საშუალო კვადრატული σ გადახრის ნაწილით. ცდომილებათა კლასიკური თეორიის მიხედვით, ერთი და

იგივე მნიშვნელობის რამდენჯერმე გაზომვა საკმარისია $\pm 3\sigma$ ფარგლებში. ვიღებთ $\xi=2$. $\lambda=0,8$. და $\xi=2$ -ს.

ცდების განმეორების აუცილებელი რიცხვის დადგენის დროს ვსარგებლობთ ცხრილით [Мельников, Арешкин, Романишин 1972:136], როცა $\alpha = 0,8$ და $\xi=2$ ვადგენთ ცდების რიცხვს $n = 2$.

ცდების ჩატარების სამუშაო ცხრილი

ცხრილი 5.2.

№	გამეორება	χ_0	χ_1	χ_2	χ_3	γ_1 / γ_2	γ საშ
0	I II	+	10	50	30	$14,4 \cdot 10^{-3}$, $14,3 \cdot 10^{-3}$	$14,5 \cdot 10^{-3}$
1	I II	+	12	40	27	$14,6 \cdot 10^{-3}$, $14,2 \cdot 10^{-3}$	$14,4 \cdot 10^{-3}$
2	I II	+	8	60	27	$13,9 \cdot 10^{-3}$, $14,1 \cdot 10^{-3}$	$14,0 \cdot 10^{-3}$
3	I II	+	8	40	27	$13,5 \cdot 10^{-3}$, $12,9 \cdot 10^{-3}$	$13,5 \cdot 10^{-3}$
4	I II	+	12	60	27	$14,8 \cdot 10^{-3}$, $15,0 \cdot 10^{-3}$	$14,9 \cdot 10^{-3}$
5	I II	+	10	50	30	$12,4 \cdot 10^{-3}$, $11,6 \cdot 10^{-3}$	$12,0 \cdot 10^{-3}$
6	I II	+	10	50	30	$12,1 \cdot 10^{-3}$, $12,3 \cdot 10^{-3}$	$12,2 \cdot 10^{-3}$
7	I II	+	10	50	30	$11,9 \cdot 10^{-3}$, $11,5 \cdot 10^{-3}$	$12,7 \cdot 10^{-3}$
8	I II	+	10	50	30	$13,7 \cdot 10^{-3}$, $13,9 \cdot 10^{-3}$	$13,8 \cdot 10^{-3}$

ცხრილში 5.2 შეტანილია ოპტიმიზაციის პარამეტრების თითოეული გამეორების ცდების ექსპერიმენტული მნიშვნელობები γ_i^I და γ_i^{II} და მნიშვნელობის საშუალო γ_i მონაცემები.

თითოეული ცდის დისპერსია და საშუალო კვადრატული გადახრა იანგარიშება ფორმულით:

$$S_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n - 1} \tag{5.34}$$

$$S_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_1 - \bar{y})^2}{n-1}} \quad (5.35)$$

ცდების დროს შეცდომების გამორიცხვის მიზნით სარგებლობენ სტიუდენტის კრიტერიუმით:

$$t^1 = \frac{y_1 - \bar{y}}{S} \leq t \quad (5.36)$$

S^2 , S და t^1 მნიშვნელობების გამოთვლის შედეგები მოცემულია ცხრილში 5.3.

ცხრილი 5.3.

	γ^1	γ''	$\bar{\gamma}$	$\Delta\gamma$	$(\Delta\gamma)^2$	S_i^2	S_i	t^1 ექსპ
<i>a</i>	14,61.10 ⁻³	14,2.10 ⁻³	14,4.10 ⁻³	0,1.10 ⁻³	0,04.10 ⁻⁶	0,08.10 ⁻⁶	0,28.10 ⁻³	0,703
<i>b</i>	13,9.10 ⁻³	14,1.10 ⁻³	14,0.10 ⁻³	0,1.10 ⁻³	0,01.10 ⁻⁶	0,02.10 ⁻⁶	0,14.10 ⁻³	0,716
[1]	13,5.10 ⁻³	12,9.10 ⁻³	13,2.10 ⁻³	0,3.10 ⁻³	0,09.10 ⁻⁶	0,17.10 ⁻⁶	0,42.10 ⁻³	0,707
<i>ab</i>	14,8.10 ⁻³	15,0.10 ⁻³	14,9.10 ⁻³	0,1.10 ⁻³	0,01.10 ⁻⁶	0,02.10 ⁻⁶	0,15.10 ⁻³	0,696
<i>bc</i>	12,4.10 ⁻³	11,6.10 ⁻³	12,0.10 ⁻³	0,4.10 ⁻³	0,16.10 ⁻⁶	0,32.10 ⁻⁶	0,57.10 ⁻³	0,707
<i>ac</i>	12,1.10 ⁻³	12,3.10 ⁻³	12,2.10 ⁻³	0,1.10 ⁻³	0,01.10 ⁻⁶	0,02.10 ⁻⁶	0,14.10 ⁻³	0,702
<i>c</i>	11,9.10 ⁻³	11,5.10 ⁻³	11,7.10 ⁻³	0,2.10 ⁻³	0,08.10 ⁻⁶	0,08.10 ⁻⁶	0,28.10 ⁻³	0,703
<i>abc</i>	13,7.10 ⁻³	13,9.10 ⁻³	13,8.10 ⁻³	0,1.10 ⁻³	0,01.10 ⁻⁶	0,02.10 ⁻⁶	0,14.10 ⁻³	0,695
$\sum_{i=1}^N (\Delta\gamma_i)^2 = 0,371.10^{-6}$								

ცხრილური მონაცემების მიხედვით, სტიუდენტის კრიტერიუმის დროს [Адлер, Марков, Грановский 1976:276], როცა თავისუფლების ხარისხი $n-1=2-1=1$ და $t=12,71$ აჭარბებს ჩვენს მიერ მიღებულ შედეგს $t_{\max}^1=0,707$, მიუთითებს ჩატარებული ცდების შედეგად მიღებული მონაცემების საიმედოობაზე.

ცალკეული მნიშვნელობების დისპერსიათა გასაშუალოებით, ვღებულობთ მთლიანი ექსპერიმენტის დისპერსიას ან პარამეტრის $S_{[y]}^2$ დისპერსიას, როცა $n=2$.

$$S_{[y]}^2 = \frac{2 \sum_{i=1}^n (Y_1 - \bar{Y})^2}{n} = \frac{2 \cdot 0,371 \cdot 10^{-6}}{8} = 0,093 \cdot 10^{-6} \quad (5.37)$$

ყველა მიღებული ცდის ერთმნიშვნელობა მოწმდება F ფიშერის კრიტერიუმით [Адлер, Марков, Грановский 1976:276], რ. მახარობლიძე 1974:165].

ერთმნიშვნელოვანი დისპერსიის შემთხვევაში:

$$F_{\text{გვს}} = \frac{S_i^2 \max}{S_i^2 \min} < F_{\alpha br} \quad (5.38)$$

ჩვენს შემთხვევაში: $S_i^2 \max = 0,324 \cdot 10^{-6}$ და $S_i^2 \min = 0,02 \cdot 10^{-6}$, $f_1 = f_2 = 1$ თავისუფლების ხარისხის და მნიშვნელობათა დონის 0,05 დროს: $F_{\text{გვს}} = 161$.

(5.38) გამოსახულებაში მნიშვნელობების შეტანის შემდეგ მივიღებთ:

$$F_{\text{გვს}} = \frac{0,324 \cdot 10^{-6}}{0,02 \cdot 10^{-6}} = 16,2 < 161 \quad (5.39)$$

ე.ი. დისპერსია ერთმნიშვნელოვანია.

შერჩეულ მათემატიკურ მოდელში $\gamma = b_0 + b_1 \chi_1 + b_2 \chi_2 + b_3 \chi_3$ კოეფიციენტები b_0 და b_i (სადაც i ფაქტორების ნომრებია $i = 1, 2, 3$) იანგარიშება შემდეგი გამოსახულებებით:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^N \gamma_i}{N}; \quad \text{და} \quad b_i = \frac{\sum_{i=1}^N \gamma_i \chi_i}{N} \quad (5.40)$$

შესაბამისად, როცა $b_0 = 13,29 \cdot 10^{-3}$, $b_1 = 0,55 \cdot 10^{-3}$, $b_2 = 0,39 \cdot 10^{-3}$, $b_3 = 0,85 \cdot 10^{-3}$

მაშინ რეგრესიული განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\gamma = 13,24 \cdot 10^{-3} + 0,55 \cdot 10^{-3} \chi_1 + 0,39 \cdot 10^{-3} \chi_2 + 0,85 \cdot 10^{-3} \chi_3 \quad (5.41)$$

ცნობილია, რომ ექსპერიმენტის დროს მიღებული ოპტიმიზაციის პარამეტრი γ_i და რეგრესიული განტოლებით მიღებული $\bar{\gamma}$ მნიშვნელობა ერთმანეთს არ ემთხვევა. მოცემულ მნიშვნელობათა სხვაობას i წერტილისათვის ეწოდება მნიშვნელობათა შეუსაბამობა და იანგარიშება ფორმულით:

$$\xi_i = \gamma_i - \bar{\gamma}_i = \gamma_i - (b_0 + b_{1i} \chi_{1i} + b_{2i} \chi_{2i} + b_{3i} \chi_{3i}) \quad (5.42)$$

იმისათვის, რომ შეუსაბამობათა რიცხვი იყოს მინიმალური, ვიყენებთ უმცირესი კვადრატების მეთოდს. რომლის მოთხოვნა სრულდება, როცა მინიმალურია შეუსაბამობათა კვადრატების ჯამი და ეწოდება შეუსაბამობათა კვადრატების ნარჩენი ჯამი:

$$U = \sum_{i=1}^n \xi_i^2 = \min \quad (5.43)$$

რომელიც სრულდება, როცა:

$$\frac{dU}{db_0} = 0; \quad \frac{dU}{db_i} = 0; \quad (5.44)$$

$$(i = 1, 2, 3)$$

(5.44) გამოსახულებიდან მიღებული იქნა ფორმულები, რომლებიც განსაზღვრავენ ჩვენს მიერ შერჩეული პოლინომის b_0 და b_i კოეფიციენტებს.

ჩატარებული ცდების დროს გამოთვლილი $y_i - \bar{y}$ და $\sum_{i=1}^n \xi_i^2$ მნიშვნელობები მოცემულია ცხრილში 5.4.

ცხრილი 5.4.

№	1	2	3	4	5	6	7	8
γ_i	14,4.10 ⁻³	14,0.10 ⁻³	13,2.10 ⁻³	14,9.10 ⁻³	12,0.10 ⁻³	12,2.10 ⁻³	11,7.10 ⁻³	13,8.10 ⁻³
$\bar{\gamma}_i$	14,2.10 ⁻³	13,9.10 ⁻³	13,2.10 ⁻³	15,1.10 ⁻³	12,3.10 ⁻³	12,6.10 ⁻³	11,5.10 ⁻³	13,3.10 ⁻³
$\gamma_i - \bar{\gamma}_i$	0,01.10 ⁻⁶	0,1.10 ⁻⁹	1,5.10 ⁻⁹	0,03.10 ⁻⁶	0,1.10 ⁻⁶	0,1.10 ⁻⁶	0,1.10 ⁻⁶	0,2.10 ⁻⁶
$\sum_{i=1}^N \Psi_i^2 = \sum_{i=1}^8 (\gamma_i - \bar{\gamma}_i)^2 = 0,51 \cdot 10^{-6}$								

ცდების რიცხვისა და კოეფიციენტების რიცხვებს შორის სხვაობას, რომლებიც გამოთვლილია ერთმანეთისაგან დამოუკიდებლად, ეწოდება თავისუფლების ხარისხის რიცხვი და ტოლია:

$$f = N - (K + 1) = 8 - (3 + 1) = 4 \quad (5.45)$$

შეუსაბამობათა კვადრატების ნარჩენი ჯამის შეფარდება თავისუფლების ხარისხის რიცხვთან არის დისპერსიის ადეკვატურობა და გამოითვლება ფორმულით:

$$S_{\text{ად}}^2 = \frac{n \sum_{i=1}^n \xi_i^2}{f} = \frac{2 \cdot 0,514 \cdot 10^{-6}}{4} = 0,257 \cdot 10^{-6} \quad (5.46)$$

სადაც: n - ცდების განმეორებების რიცხვია.

მოდელის ადეკვატურობის ჰიპოტეზის დასამტკიცებლად, სტატისტიკაში მიღებულია F ფიშერის კრიტერიუმი.

$$F_{\text{გვს}} = \frac{S_{\text{ად}}^2}{S_y^2} = \frac{0,257 \cdot 10^{-6}}{0,093 \cdot 10^{-6}} = 2,753 \quad (5.47)$$

F კრიტერიუმის ცხრილური მნიშვნელობა $f_1(S_{ad}^2) = 4$ და $f_2(S_{ad}^2) = 1$ ტექნიკაში მიღებული მნიშვნელობათა დონის 5% დროს უდრის 7,7, რაც მეტია $F_{ექს} = 2,753$ და ადასტურებს ადეკვატურობას, ე.ი შეესაბამება შერჩეული მათემატიკური მოდელის მიხედვით ჩატარებულ ექსპერიმენტს.

კოეფიციენტების მნიშვნელობათა შემოწმება შესაძლებელია სარწმუნო ინტერვალის აგებით. სრული ფაქტორული ექსპერიმენტის გამოყენების დროს სარწმუნო ინტერვალი ყველა კოეფიციენტისათვის იქნება ერთი და იგივე. ამისათვის თავდაპირველად ვანგარიშობთ რეგრესიის კოეფიციენტს $S_{b_i}^2$, რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$S_{b_i}^2 = \frac{S_y^2}{N} = \frac{0,093 \cdot 10^{-6}}{8} = 0,012 \cdot 10^{-6} \quad (5.48)$$

ამის შემდეგ ვაგებთ სარწმუნო ინტერვალს:

$$S_{\Delta b_i} = t S_{[b_i]} = \pm 12,71 \cdot 0,012 \cdot 10^{-6} = 0,153 \cdot 10^{-6} \quad (5.49)$$

სადაც: $t = 12,71$ - სტიუდენტის კრიტერიუმის ცხრილური მონაცემია, როცა თავისუფლების ხარისხი არის 1.

რეგრესიის განტოლების ყველა კოეფიციენტი $b_0 = 13,293 \cdot 10^{-6}$, $b_1 = 0,551 \cdot 10^{-6}$, $b_2 = 0,398 \cdot 10^{-6}$, $b_3 = 0,849 \cdot 10^{-6}$, შესაბამისია, რადგან მათი ყველა მნიშვნელობა მეტია სარწმუნო ინტერვალის $\Delta b_i = 0,153 \cdot 10^{-6}$, მნიშვნელობაზე.

მიღებულ რეგრესიის განტოლებაში χ_1, χ_2, χ_3 ფაქტორების მნიშვნელობებს აქვს კოდირებული მნიშვნელობები. ქვემოთ წარმოდგენილი გადამყვანი ფორმულების საშუალებით მივიღებთ ფაქტორების ნამდვილ ნატურალურ მნიშვნელობებს:

$$\chi_1 = \frac{X_1 + X_{1.0}}{I_1} = \frac{d-10}{2}; \quad \chi_2 = \frac{X_2 + X_{2.0}}{I_2} = \frac{l-50}{10}; \quad \chi_3 = \frac{X_3 + X_{3.0}}{I_3} = \frac{\alpha-30}{3} \quad (5.50)$$

მაშინ განტოლება მიიღებს სახეს:

$$y = 13,293 \cdot 10^{-3} + 0,5515 \cdot 10^{-3} \frac{d-100}{2} + 0,398 \cdot 10^{-3} \frac{l-50}{10} + 0,849 \cdot 10^{-3} \frac{\alpha-30}{2}. \quad (5.51)$$

განტოლების გამარტივებით მივიღებთ:

$$y = 17,29 \cdot 10^{-3} + 0,27 \cdot 10^{-3} d + 0,04 \cdot 10^{-3} l - 0,28 \cdot 10^{-3} \alpha \quad (5.52)$$

ოპტიუმის, ანუ ოპტიუმის საჭირო ზღვრის მიღწევა შესაძლებელია მკვეთრი გრადიენტის აღმასვლის მეთოდით ანუ ცდების მინიმალური რიცხვით, რომელიც წარმოადგენს უწყვეტ ერთმნიშვნელოვან φ ფუნქციას არის ვექტორი.

$$\vec{\Delta\varphi} = \frac{d\varphi}{dx_1} \vec{i} + \frac{d\varphi}{dx_2} \vec{j} + \frac{d\varphi}{dx_3} \vec{k} \quad (5.53)$$

სადაც: $d\varphi$ - გრადიენტის აღნიშვნაა;

i, j, k - კოორდინატის ღერძებისკენ მიმართული ერთეული ვექტორები.

გრადიენტის ცალკეული ფუნქციის წარმოებულები ტოლია რეგრესიის კოეფიციენტების:

$$\frac{d\varphi}{d\chi_1} = b_1 = 0,55 \cdot 10^{-3}; \quad \frac{d\varphi}{d\chi_2} = b_2 = 0,395 \cdot 10^{-3}; \quad \frac{d\varphi}{d\chi_3} = b_3 = 0,84 \cdot 10^{-3}$$

გრადიენტის მდგენელების მკვეთრი აღმასვლის მეთოდით ანგარიშის შედეგად მივიღებთ:

$$b_1 I_1 = 0,55 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 1,1 \cdot 10^{-3}$$

$$b_2 I_2 = 0,39 \cdot 10^{-3} \cdot 10 = 3,9 \cdot 10^{-3}$$

$$b_3 I_3 = -0,84 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = -2,54 \cdot 10^{-3}$$

თითოეული ფაქტორისათვის სასურველი შედეგის მიღწევის მიზნით გრადიენტის მდგენელები გავამრავლოთ $1,7 \cdot 10^3$, რადგან ნებისმიერ დადებით რიცხვზე გამრავლება მოგვცემს იმ წერტილებს, რომლებიც მდებარეობს გრადიენტზე:

$$I_1^1 = 1,7 \cdot 10^{-3} b_1 I_1 = 1,87 \approx 2 \text{ მმ};$$

$$I_2^1 = 1,7 \cdot 10^{-3} b_2 I_2 = 6,77 \approx 7 \text{ მმ};$$

$$I_3^1 = 1,7 \cdot 10^{-3} b_3 I_3 = -4,33 \approx -4^0$$

იმ შემთხვევაში, როცა მათემატიკური მოდელი ადეკვატურია, ვიწყებთ იმ ცდების რეალიზაციას, რომელთა მნიშვნელობები (თუნდ ერთი მაინც) გადის ჩატარებული ექსპერიმენტების ზღვრებს გარეთ. გამომდინარე აქედან ვიწყებთ მე-9 ცდიდან.

ფაქტორების მოლეზული პარამეტრები წარმოადგენს პარამეტრების ოპტიმიზაციის შედეგად მიღებულ ოპტიმალურ მნიშვნელობებს, რომელთა შეთანაწყობით მიიღება ტექნოლოგიური პროცესისათვის ვენტილატორის მიერ განვითარებული საჭირო სასარგებლო სიმძლავრე.

მიღებულია პარამეტრის ოპტიმალური მნიშვნელობა, რომელიც შეიძლება ჩაითვალოს საბოლოოდ და ამით შეიძლება ექსპერიმენტის დასრულება, მაგრამ მეტი სიზუსტისათვის საჭიროა გაგრძელდეს ექსპერიმენტი, სადაც ნულოვან პარამეტრებად აღებული იქნება, მიღებული ოპტიმალური პარამეტრი და შესაბამისად მიღებული ფაქტორთა მნიშვნელობები.

თუ მიღებულ მნიშვნელობებს ჩავთვლით ძირითად დონეებად, მაშინ გრადიენტების თანდათანობით მიმატებით მივიღებთ დამატებით მკვეთრი აღმასვლის ცდათა სერიას 9–11, რომელთა მონაცემები მოცემულია ცხრილში 5.5.

ცხრილი 5.5.

დონე	χ_1	χ_2	χ_3	γ
b_i	$0,55 \cdot 10^{-3}$	$0,39 \cdot 10^{-3}$	$-0,84 \cdot 10^{-3}$	
$(b_i) \cdot I$ - ვარიაციის ინტერვალი	$1,10 \cdot 10^{-3}$	$3,98 \cdot 10^{-3}$	$-2,54 \cdot 10^{-3}$	
ბიჯი	2	7	- 4	
ცდები:				
9	12	57	26	$15,57 \cdot 10^{-3}$
10	14	70	22	$14,82 \cdot 10^{-3}$
11	16	80	18	

ცხრილიდან ჩანს, რომ მე-9 ცდის შედეგად მიღებული პარამეტრის მნიშვნელობა მეტია ვიდრე მე-8 ცდისა, ხოლო მე-10 ცდა ნაკლებია მე-9-ზე. ეს იმას ნიშნავს, რომ მე-9 ცდის შედეგი საუკეთესოა და ცდების შემდგომ გაგრძელებას აზრი არ აქვს.

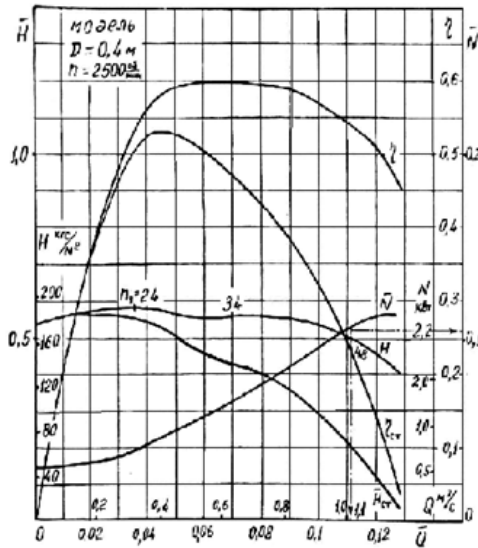
მე-10 ცდის დროს პარამეტრის შემცირება გვიჩვენებს, რომ მე-9 ცდის პირობები საუკეთესოა მთლიანად ჩატარებულ ექსპერიმენტში და ამით შეიძლება ექსპერიმენტების შემდგომი გაგრძელება შეწყვეტილი იქნას, რადგან უკვე მიღწეული იქნა პარამეტრის ოპტიმუმი.

საუკეთესო პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გრიგალური ვენტილატორის სრული აეროდინამიკური მახასიათებელი მოცემულია ნახ 5.3-ზე.

მარგი ქმედების კოეფიციენტს $\eta_{\max} = 0,665$ შეესაბამება შემდეგი პარამეტრები: სრული წნევის კოეფიციენტი $\psi = 1,2$ მწარმოებლურობის კოეფიციენტი $\varphi = 0,055$, სიმძლავრის კოეფიციენტი $\lambda = 0,099$ და სწრაფმავლობის კოეფიციენტი:

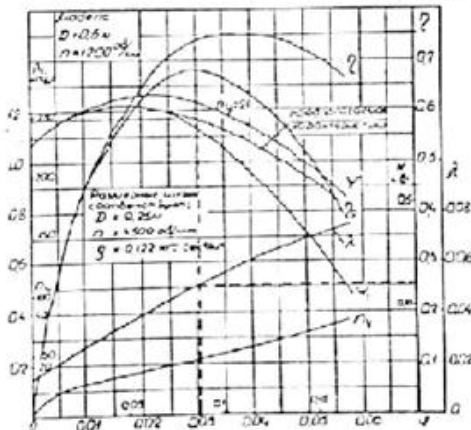
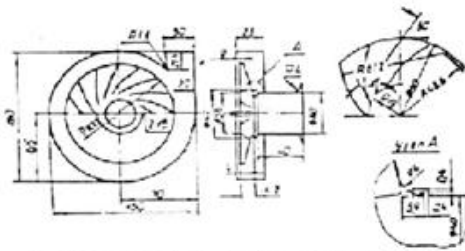
$$n_y = 82 \sqrt{\frac{\psi}{\psi_{12} \sqrt{\psi_{12}}}} = 28 \quad (5.54)$$

ნახაზზე მოცემულია აგრეთვე დანადგარის მახასიათებელი $\psi_{sy} = f(\varphi)$, ე.ი. ვენტილატორის მუშაობის დროს სტატისტიკური წნევის კოეფიციენტის დამოკიდებულება მწარმოებლურობის φ კოეფიციენტზე. მწარმოებლურობის რეჟიმი შეესაბამება სტატისტიკური წნევის კოეფიციენტს: $\varphi_{sy} = 0$.

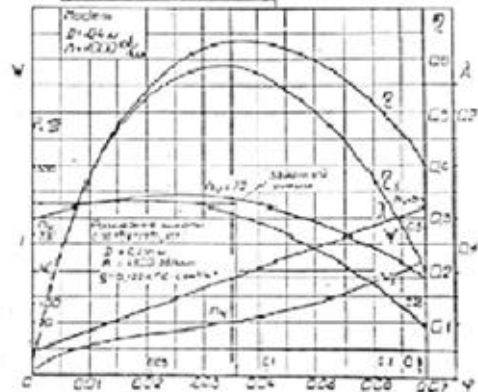
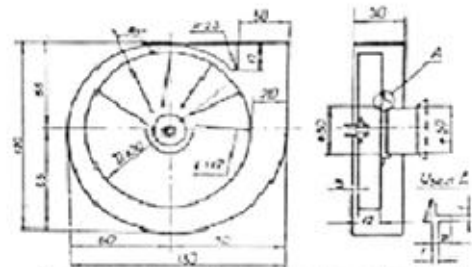


ნახ.5.3 საუკეთესო პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გრიგალური ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებელი

ნახ. 5.3-ზე წარმოდგენილი განზომილებათა სკალები შეესაბამება სამუშაო თვალის დიამეტრს $D = 0,24$ მ. ბრუნვის სამუშაო სიხშირეს $n = 4500$ ბრ/წთ. საჭირო სიმძლავრეს $N = 350$ ვტ.



ნახ.5.4. 47-22 ცენტრიდანული ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებელი



ნახ.5.5. 46-24 ცენტრიდანული ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებელი

პარამეტრების მიღებული მნიშვნელობების მიხედვით მოხდა ვენტილატორების ისეთი სერიული აეროდინამიკური სქემების შერჩევა, რომლებიც შეიძლებოდა გამოყენებული ყოფილიყო თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოატრანსპორტო სისტემაში. მოცემული პარამეტრების უზრუნველყოფა შესაძლებელი აღმოჩნდა ორი ტიპის ცენტრიდანული ვენტილატორით, რომელთა აეროდინამიკური მახასიათებლები მოცემულია ნახაზებზე: 5.4. და 5.5.

ამრიგად: 1. ჩატარებული იქნა თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოატრანსპორტო სისტემის აეროდინამიკური გაანგარიშება, რომლის საფუძველს წარმოადგენს, როგორც საცნობარო მასალა, ასევე ჩატარებული ექსპერიმენტით მიღებული მონაცემები.

2. გამოყვანილი იქნა აგრეგატის მიერ განვითარებული წნევის ბალანსის ანალიტიკური განტოლება, რომელიც ასახავს აგრეგატის მიერ განვითარებულ სრულ და ცალკეულ ელემენტებში დაკარგულ წნევათა დამოკიდებულებას.

3. მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის დაგეგმვის მეთოდის გამოყენებით გამოყვანილი იქნა რეგრესიული განტოლება (5.40), რომელიც ამყარებს დამოკიდებულებას გრიგალური ტიპის ვენტილატორის მიერ განვითარებულ სიმძლავრესა (ოპტიმიზაციის γ პარამეტრი) და ისეთ ცვალებად ფაქტორებს შორის, როგორცაა: χ_1 - შემწოვი მილის დიამეტრი (d); χ_2 - მანძილი შემწოვ ნახვრეტსა და საიმიტაციო ეკრანს შორის (l); χ_3 - შემწოვი მილის დახრის კუთხე საიმიტაციო ეკრანთან (α).

4. შემდგომში მკვეთრი აღმასვლის მეთოდით მოძებნილი იქნა წარმოდგენილი ფაქტორების ისეთი მნიშვნელობები ($x_1 = 12$ მმ. $x_2 = 70$ მმ და $x_3 = 26^0$), რომლის დროსაც ვენტილატორის მიერ განვითარებული სიმძლავრე აღწევს მაქსიმალურ მნიშვნელობას.

5. პნევმოატრანსპორტო სისტემის პარამეტრების ოპტიმიზაციამ საშუალება მოგვცა თხილი საკრეფი აგრეგატისათვის შეგვერჩია სერიული ვენტილატორები: II7-22 და II7-24 ბრუნთვის სიხშირით $n = 4500$ ბრ/წთ, თვლის დიამეტრით $D = 0,235$ მ და $D = 0,25$ მ სიმძლავრეებით შესაბამისად: $N = 340$ ვტ და $N = 310$ ვტ.

თავი VI

თხილის საკრეფი აგრეგატის თეორია და ექსპერიმენტული კვლევა

6.1. ექსპერიმენტის ჩატარების მეთოდика

ექსპერიმენტული კვლევის მიზანია განისაზღვროს: გარდამავალი რეჟიმების ხასიათი; ამძრავებში ტიპიური საექსპლუატაციო პირობებისათვის მუშა ორგანოების მოქმედი დატვირთვების ცვლილების კანონი.

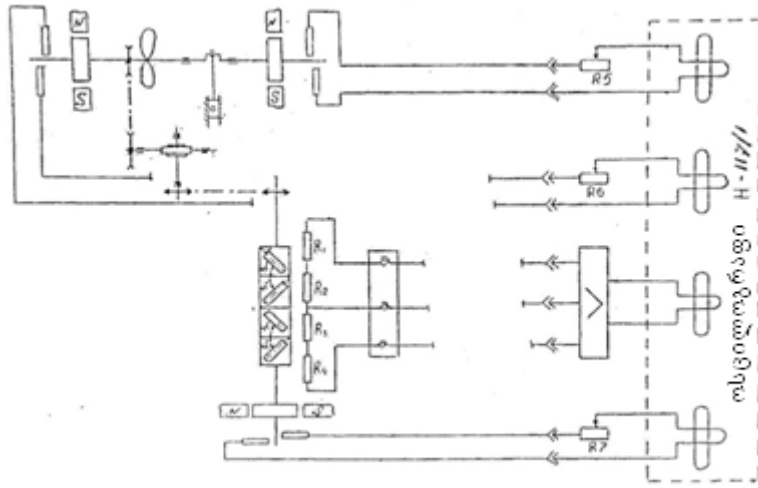
გარდამავალი პროცესების ცვლილების ხასიათი განისაზღვრება ოსცილოგრაფის ლენტზე ჩანაწერის მიხედვით, სადაც ჩაიწერება ძრავას ლილვის და ამძრავი ლილვის მუშა ორგანოების ბრუნთა რიცხვები ამუშავებისას, გაჩერებისას და ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას. ბრუნთა რიცხვის ჩაწერა წარმოებს როგორც უწყვეტი, ასევე წყვეტილ რეჟიმში. მსგავსი დუბლირება შესაძლებლობას იძლევა მარტივად განხორციელდეს ტახოგენერატორის ჩაწერის ტარირება ბრუნთა რიცხვის დენის ძალაზე არასწორხაზობრივი დამოკიდებულებისას.

მოქმედი დატვირთვის ცვლილება მუშა ორგანოების ამძრავებში განისაზღვრა ტენზომეტრირების გზით. ოსცილოგრაფის ლენტზე იწერება დენის ძალის ცვლილება ტენზორეზისტორულ გადამწოდებში, რომლებიც მიმაგრებულია მუშა ორგანოს ამძრავ ლილვზე. დენის ძალის ართმევისას შუალედური რგოლის სახით გამოყენებულია დენამრთმევი ТРАК -6.

გამოკვლევის ობიექტს წარმოადგენს თხილის საკრეფი აპარატის ЦАГИ СЦС-30 №5-ის ექსპერიმენტული ნიმუში. ექსპერიმენტული გამოკვლევა ჩატარდა თხილის საცდელ პლანტაციაში.

დატვირთვების და ბრუნთა რიცხვების გაზომვის ელექტრომექანიკური სქემა მოცემულია ნახ. 6.1-ზე.

ექსპერიმენტის დამუშავება მაბრუნე მომენტების ჩანაწერის მიხედვით ჩატარდა მათემატიკური სტატისტიკის მეთოდით, რადგანაც საექსპლუატაციო პირობებში მუშა ორგანოს ამძრავის დეტალების დატვირთვას აქვს შემთხვევითი ხასიათი.



ნახ. 6.1. თხილის საკრეფი აგრეგატის დატვირთვებისა და ბრუნთა რიცხვის გაზომვის ელექტრომექანიკური სქემა

მაბრუნნი მომენტების შემთხვევითი ცვლილებების სისტემატიზაციის მიზნით, მომენტების მთელი ჩანაწერის ზოლი დაიყო ნულიდან დაწყებული n რაოდენობის თანაბარ, მცირე ΔM ინტერვალებად. ყველა ინტერვალს მიეწერა მომენტის მნიშვნელობა, ორდინატზე მისი საშუალოს ტოლი M_i , შემდეგ დათვლილი იქნა გადაკვეთის წერტილების რაოდენობა სხვადასხვა დონეებზე, სადაც წყდებოდა ჩანაწერის ხაზი. სიხშირე განისაზღვრა ყოველი დონის გადაკვეთის რაოდენობის ფარდობით გადაკვეთების საერთო რაოდენობასთან.

დაკვირვების შედეგად მიღებული სიდიდეების საშუალო არითმეტიკული \bar{M} გამოთვლილი იქნა ფორმულით:

$$\bar{M} = \sum_{i=1}^n M_i \frac{m_i}{N} \quad (6.1)$$

სადაც: m_i - ინტერვალების გადაკვეთის სიხშირეა;

N - გადაკვეთების საერთო რაოდენობა;

n - ინტერვალების რაოდენობა.

\bar{M} მაბრუნნი მომენტების ფანტვის ხარისხი განისაზღვრა საშუალო კვადრატული გადახრით σ , რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n (M_i - \bar{M})^2 \cdot \frac{m_i}{N}} \quad (6.2)$$

ვარიაციების კოეფიციენტის შემთხვევითი სიდიდეების ფანტვის უგანზომილებო რიცხობრივი მახასიათებელი განისაზღვრა დამოკიდებულებით:

$$V = \frac{\sigma}{M} \quad (6.3)$$

დაგროვილი სიხშირე (განაწილების სტატისტიკური ფუნქცია) განისაზღვრა დამოკიდებულებით:

$$F^*(M_i) = \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{N}. \quad (6.4)$$

შემთხვევითი სიდიდეების განაწილების თეორიული კანონი, ჩვენს შემთხვევაში გამოთვლილია ვეიბულის განაწილების კანონის მიხედვით, ფორმულიდან:

$$f(M_i) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \ell^{-\frac{(M_i - \bar{M})^2}{2\sigma^2}}. \quad (6.5)$$

განაწილების თეორიული ფუნქცია (სიხშირის თეორიული დაგროვება) განისაზღვრება ფორმულით:

$$F(M) = \int_{-\infty}^m f(M_i) \cdot dM = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^m \ell^{-\frac{(M_i - \bar{M})^2}{2\sigma^2}} \cdot dM = \Phi^* \left(\frac{m - \bar{M}}{\sigma} \right). \quad (6.6)$$

$F(M)$ ფუნქციის მნიშვნელობა ცნობილი არგუმენტის მიხედვით მოცემულია ცხრილში [Вентцель 1969:766]. ვეიბულის განაწილების ორპარამეტრიანი კანონის მიხედვით, შემთხვევითი კოეფიციენტის განაწილების თეორიული კანონი გამოსახება ფორმულით:

$$f(M) = \frac{b}{a} \left(\frac{M}{a} \right)^{b-1} \cdot \ell^{-\left(\frac{M}{a}\right)^b}, \quad (6.7)$$

განაწილების თეორიული ფუნქცია განისაზღვრება ფორმულით:

$$F(M) = 1 - \ell^{-\left(\frac{M}{a}\right)^b} \quad (6.8)$$

ე.ი. $f(M)$ და $F(M)$ დამოკიდებულია M არგუმენტის და a და b პარამეტრების (კოეფიციენტის) სიდიდეზე.

კოეფიციენტი a და b , ვეიბულის განაწილების კანონის მიხედვით, მოცემულია [Микок, Хастин 1980:32] ცხრილში, V ვარიაციის კოეფიციენტის შესაბამისად. V საანგარიშო მნიშვნელობა განსხვავდება იმ მნიშვნელობებისაგან, რომელიც მოცემულია ცხრილის მარჯვენა გრაფაში. მოცემულ შემთხვევაში

საანგარიშო V -ს შესაბამის b , K_b და C_b მნიშვნელობებს ვპოულობთ ინტერპოლირების გზით.

კოეფიციენტი a განისაზღვრება ტოლობით:

$$a = \frac{\sigma}{C_b}. \quad (6.9)$$

ვაზუსტებთ საშუალო მაბრუნ მომენტს:

$$\bar{M} = a \cdot K_b + M_0 \quad (6.10)$$

$f(M)$ მნიშვნელობა შესაბამისად M_i (ნაწილობრივი i -ური ინტერვალის შუა) და $f(M)$, შესაბამისად M_i^b (ნაწილობრივი i -ური ინტერვალის ზედა ზღვარი), განისაზღვრება [Вентцель 1969:766] ცხრილიდან. თანაც, ნაწილობრივი ინტერვალების საზღვრები აიღება M სიდიდეზე შესწორებით.

ცხრილ 6.2-დან, b და $\frac{M_i}{a_0}$ -ის საშუალებით ვადგენთ $a \cdot f(M)$ ფუნქციის მნიშვნელობას.

თეორიული და სტატისტიკური განაწილებების შესაბამისობის ხარისხი შეფასდა ა.ნ. კოლმოგოროვის კრიტერიუმით შემდეგნაირად: გამოთვლილ იქნა განაწილების სტატისტიკური ფუნქციის $F^*(M_i)$ და შესაბამისი განაწილების თეორიული ფუნქციის სხვაობის მოდულის მაქსიმალური მნიშვნელობა:

$$D = \max[F^*(M_i) - F(M_i)] \quad (6.11)$$

შემდეგ განისაზღვრა სიდიდე:

$$\lambda = D\sqrt{N} \quad (6.12)$$

სადაც:

N - ცდების რაოდენობა; ჩვენს შემთხვევაში ინტერვალების გადაკვეთის საერთო რაოდენობა.

ცხრილიდან [Вентцель 1969:766] გამოთვლილი λ მიხედვით, ვპოულობთ $p(\lambda)$ ალბათობას იმისას, რომ წმინდა შემთხვევითი მიზეზების გამო მაქსიმალური სხვაობა $F^*(M_i)$ -სა და $F(M_i)$ -ს შორის, არაა ნაკლები, ვიდრე ფაქტიური დაკვირვების შედეგი.

თუ $p(\lambda)$ ძალიან მცირეა, განაწილების მიღებულ კანონზე ჰიპოთეზა შეიძლება ჩავთვალოთ როგორც არასწორი; შედარებით მაღალი $p(\lambda)$

მნიშვნელობის დროს კი $-[P(\lambda) > 0,8]$, ის შეიძლება ჩავთვალოთ ცდის შედეგების შესაბამისად.

ექსპერიმენტის დამუშავება ჩატარდა შემდეგი თანმიმდევრობით:

- შედგენილია მუშა ორგანოს ამძრავის ლილვის მაბრუნე მომენტის რიგი განაწილებების ცხრილები, სიხშირის m_i , ცდის ალბათობის (სიხშირე) $\frac{m_i}{N}$ და ცდის ალბათობის დაგროვების (განაწილების ექსპერიმენტული ფუნქცია $\sum \frac{m_i}{N}$

ნაწილობრივი i -ური რიგის ინტერვალით) ჩვენებით;

- მასშტაბის მიხედვით აგებულია ჰისტოგრამა და მაბრუნე მომენტის განაწილების ემპირიული ინტეგრალური ფუნქციის გრაფიკი;

- განისაზღვრა მაბრუნე მომენტის M_i საშუალო მნიშვნელობა, საშუალო კვადრატული გადახრა σ და ვარიაციის V კოეფიციენტი;

- შერჩეულია რესურსის განაწილების თეორიული კანონი, განისაზღვრა მისი პარამეტრები და მნიშვნელობა (ნაწილობრივი ინტერვალისათვის) თეორიული განაწილების დიფერენციალური $f(M)$ და ინტეგრალური $F(M)$ ფუნქციებისა (გამოყენებულია სპეციალური ფუნქციის ცხრილები) [17];

- აგებულია $f(M)$ და $F(M)$ ფუნქციების გრაფიკები, შემოწმდა ა.ნ. კოლმოგოროვის კრიტერიუმით ნორმალური განაწილების ჰიპოტეზა.

6.2. ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები

ნახაზზე 6.2. ნაჩვენებია თხილის საკრეფი აგრეგატის მუშა ორგანოს ამძრავის ოსცილოგრაფული ჩანაწერის ნიმუში, გარდამავალი პროცესის დროს.

ოსცილოგრამაზე მოცემულია შემდეგი აღნიშვნები:

1. ნულოვანი ხაზი მუშა ორგანოს ლილვზე მაბრუნნი მომენტის მრუდის ჩასაწერად.

2. მუშა ორგანოს ამძრავის ლილვის მაბრუნნი მომენტი;

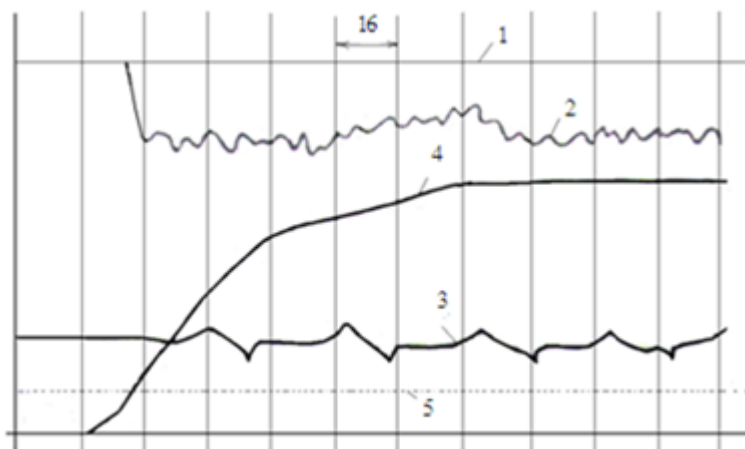
3. მუშა ორგანოს ბრუნთა რიცხვი;

4. მუშა ორგანოს კუთხური სიხშირე;

5. ძრავას ბრუნთა რიცხვი;

6. ნულოვანი ხაზი კუთხური სიხშირის ჩასაწერად.

ოსცილოგრამაზე მკაფიოდ ჩანს მუშა ორგანოს მახასიათებელი გარდამავალი პროცესის და ამუშავების მიმდინარეობისას. ძირითადად, მუშა ორგანოს გაქანების პროცესი გრძელდება $t = 4$ წმ.



ნახ.6.2. გარდამავალი პროცესის ოსცილოგრაფული ჩანაწერი მუშა ორგანოს ამუშავებისას

მუშა ორგანოს ამძრავის ლილვზე წარმოიქმნება მაქსიმალური დრეკადი მომენტი: $M_{\max} = 1,35$ მ.

ცხრილში 6.1. მოცემულია ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავების შედეგები, ამუშავების მომენტში მუშა ორგანოს ლილვზე დრეკადი მომენტის შემთხვევითი ცვლილების შესახებ.

დრეკადი მომენტის სიდიდეების განაწილების მაჩვენებელი ამჟამავეებისას

სიხშირული ინტერვალი M_i^* , ნ.მ.	ინტერვალის შუა M_i , ნ.მ.	სიხშირე m_i მ.	სიხშირე $\frac{m}{N}$	სიხშირის დაგრ. $F^*(M)$	$m_i \cdot M_i$	$M_i - \bar{M}$	$\frac{m_i}{N} (M_i - \bar{M})^2$	$\frac{M_i - \bar{M}}{\sigma}$	განაწილების კანონი $f(M_i)$	სიხშირის თეორ. აგრ. $F(M_i)$	ჰისტოგრამა $f^*(M_i)$
0:0,1	0,5	1	0,008	0,008	0,005	-0,071	0,00004	-0,060	0,1853	0,0023	0,8
0,1:0,2	0,15	1	0,008	0,016	0,015	-0,061	0,0000297	-2,629	0,5431	0,0080	0,8
0,1:0,3	0,25	1	0,008	0,024	0,025	-0,051	0,0000208	-2,198	1,5301	0,0237	0,8
0,3:0,4	0,35	3	0,026	0,050	0,105	-0,041	0,0000437	-1,767	3,5805	0,0604	2,6
0,4:0,5	0,45	9	0,075	0,126	0,405	-0,031	0,000073	-1,336	7,0086	0,1312	7,6
0,5:0,6	0,55	12	0,100	0,226	0,660	-0,021	0,000044	-0,905	11,4698	0,2454	10,0
0,6:0,7	0,65	22	0,184	0,410	1,430	-0,011	0,000022	-0,471	17,3965	0,3977	18,4
0,7:0,8	0,75	18	0,152	0,562	1,35	-0,001	0,0000152	0,043	15,1810	0,5683	15,2
0,8:0,9	0,85	18	0,152	0,714	1,53	0,009	0,000012	0,388	15,9353	0,7257	15,2
0,9:1,0	0,95	15	0,127	0,841	1,425	0,019	0,000045	0,819	12,2845	0,8494	12,7
1,0:1,1	1,05	11	0,092	0,933	1,155	0,029	0,000077	1,250	7,8707	0,9285	9,2
1,1:1,2	1,15	5	0,042	0,975	0,575	0,039	0,000063	1,681	4,1939	0,9703	4,2
1,2:1,3	1,25	3	1,000	0,375	0,375	0,049	0,00006	2,112	1,8577	0,9900	2,5
		119	1,000		9,055						

ცხრილის მეექვსე და მესამე სვეტების შედეგობრივი მონაცემების საშუალებით, (6.1) ფორმულის მიხედვით, განისაზღვრა დრეკადი მომენტის საშუალო არითმეტიკული მნიშვნელობა.

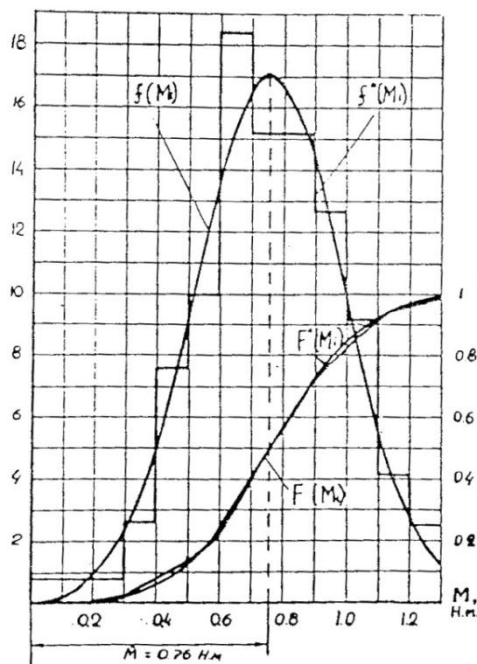
$$\bar{M} = \frac{M_i m_i}{N} = \frac{9.055}{119} = 0,765 \text{ მ.} \quad (6.13)$$

მეცხრე სვეტის შედეგობრივი მონაცემები ფორმულა (6.2)-ის მიხედვით საშუალებას იძლევა განისაზღვროს დრეკადი მომენტის საშუალო მნიშვნელობის გადახრა:

$$\sigma = \sqrt{0.00537} = 0,2325 \text{ მ.} \quad (6.14)$$

V ვარიაციის კოეფიციენტი:

$$V = \frac{0,232}{0,76} = 0,305 \quad (6.15)$$



ნახ.6.3. მბრუნე მომენტის განაწილების კანონი ამუშავებისას

ნახაზზე 6.3. გრაფიკის სახით წარმოდგენილია სტატისტიკის მეთოდით ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავების შედეგები. ნაწილობრივ, მოცემულია ერთობლიობა შემდეგი გრაფიკებისა: განაწილების ჰისტოგრამის ექსპერიმენტული და თეორიული განაწილების კანონის, განაწილების თეორიული ფუნქციისა. ბოლო ორი ფუნქცია აგებულია (6.4) და (6.7) ფორმულების საფუძველზე. ამ ფორმულებისთვის აუცილებელი სიდიდეები მოცემულია ცხრილში 6.2.

დრეკადი მომენტის სიდიდეების განაწილების მაჩვენებელი გაჩერებისას

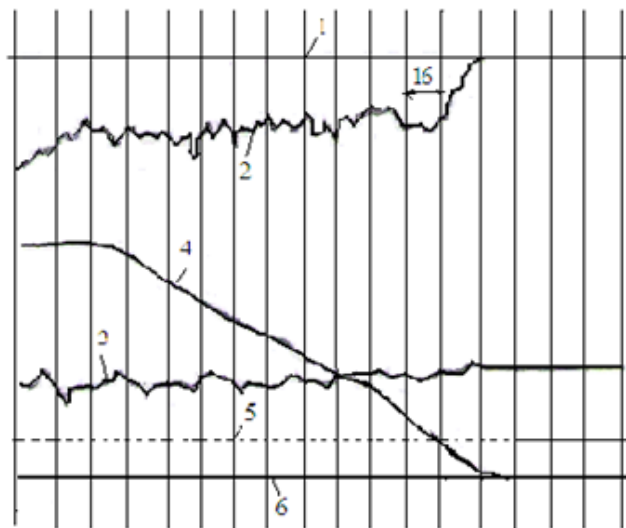
სიხშირული ინტერვალი M_i^* , ნ.მ.	ინტერვალის შუა M_i , ნ.მ.	სიხშირე m_i	სიხშირე $\frac{m_i}{N}$	სიხშირის დაგრ. $F^*(M)$	$m_i \cdot M_i$	$M_i - \bar{M}$	$\frac{m_i}{N} (M_i - \bar{M})^2$	$\frac{M_i - \bar{M}}{\sigma}$	განაწილების კანონი $f(M_i)$	სიხშირის დაგრ. $F(M_i)$	ჰისტოგრამა $f^*(M_i)$
0:0,1	0,05	1	0,008	0,008	- 0,08	- 0,049	0,0000192	- 3,403	0,083	0,0012	0,8
0,1:0,2	0,15	1	0,008	0,016	0,008	- 0,039	0,0000121	- 2,708	0,7014	0,0092	0,8
0,1:0,3	0,25	3	0,025	0,041	0,075	- 0,029	0,000021	- 2,014	3,6736	0,0478	2,5
0,3:0,4	0,35	12	0,100	0,141	0,420	- 0,019	0,000036	- 1,314	11,734	0,1655	10,0
0,4:0,5	0,45	29	0,242	0,383	1,305	- 0,009	0,0000196	- 0,625	22,8611	0,3904	24,2
0,5:0,6	0,55	32	0,267	0,650	1,760	0,001	0,000026	0,069	27,6389	0,6617	26,7
0,6:0,7	0,65	27	0,225	0,875	1,755	0,011	0,00002273	0,764	20,7569	0,8667	22,5
0,7:0,8	0,75	12	0,100	0,975	0,900	0,021	0,000041	1,458	9,5416	0,9645	10,0
0,8:0,9	0,85	3	0,025	1,000	0,255	0,031	0,000024	2,253	2,7500	0,9938	2,5
		120	1,000		6,486						

შემოწმდა ა.ნ. კოლმოგოროვის შემთხვევითი სიდიდის განაწილების კანონის სისწორე. ცხრილიდან 6.1. შეიძლება ვნახოთ მაქსიმალური სხვაობა სტატისტიკურ ფუნქციასა და შესაბამის განაწილების თეორიულ ფუნქციას შორის, ეს უკანასკნელი $M = 0,6\text{ნ.მ}$ დროს ტოლია $D = 0,019$.

ამ შემთხვევაში, იმის გათვალისწინებით, რომ ინტერვალების გადაკვეთის საერთო რაოდენობა $N = 119$, (6.12) ფორმულის მიხედვით გვაქვს დამხმარე სიდიდის შემდეგი მნიშვნელობა:

$$\lambda = 0,019 \cdot \sqrt{119} = 0,21 \quad (6.16)$$

λ -ს გამოთვლილ მნიშვნელობას შეესაბამება ალბათობის მნიშვნელობა $P(\lambda) = 1000$, მაჩვენებელი, საკმაოდ მაღალი ალბათობისა, რომ დრეკადი მომენტის შემთხვევითი სიდიდე მუშა ორგანოს ამუშავებისას ნაწილდება ნორმალური კანონით.



ნახ.6.4. გარდამავალი პროცესის ოსცილოგრაფული ჩანაწერი მუშა ორგანოს გაჩერებისას

ნახაზზე 6.4. მოცემულია ოსცილოგრაფული ჩანაწერი თხილის საკრეფი აპარატის მუშა ორგანოს გაჩერებისას.

ოსცილოგრამაზე მოცემულია შემდეგი აღნიშვნები:

1. ნულოვანი ხაზი მუშა ორგანოს ლილვზე მებრუნნი მომენტის მრუდის ჩასაწერად;
2. მებრუნნი მომენტი ამძრავის ლილვზე;

3. მუშა ორგანოს ბრუნთა რიცხვი;
4. მუშა ორგანოს კუთხური სიხშირე;
5. ძრავას ბრუნთა რიცხვი.

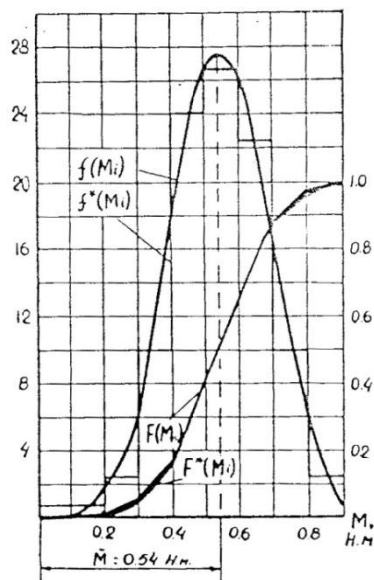
ოსცილოგრამაზე მოცემულია ძრავასა და მუშა ორგანოს გაჩერებისას გარდამავალი პროცესის მიმდინარეობის ხასიათი. ძირითადად, ძრავას გარბენის პროცესი ტოლია $t_{\text{გარ}}=1,2$ წმ. ხოლო მუშა ორგანოს გარბენის პროცესი $t_{\text{გარ}}=0,05$ წმ.

გაჩერებისას მუშა ორგანოს ამძრავის ლილვზე წარმოიქმნება მაქსიმალური დრეკადი მომენტი.

ცხრილში 6.2. მოცემულია გაჩერების მომენტში მუშა ორგანოს ამძრავის ლილვზე დრეკადი მომენტის შემთხვევითი ცვლილების ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავების შედეგები.

ცხრილის მესამე და მეექვსე სვეტის შედეგობრივი მონაცემების გამოყენებით, (6.1) ფორმულის მიხედვით, განისაზღვრა დრეკადი მომენტის საშუალო არითმეტიკული:

$$\bar{M} = \frac{64,86}{120} = 0,545 \text{ მ.} \quad (6.17)$$



ნახ.6.5. მაბრუნე მომენტის განაწილების კანონი გაჩერებისას

მერვე სვეტის შედეგობრივი მონაცემები (6.2) ფორმულის მიხედვით საშუალებას იძლევა გამოვთვალოთ დრეკადი მომენტის საშუალო კვადრატული გადახრა.

$$\sigma = \sqrt{0,002072} = 0,144 \text{ მ.მ.}$$

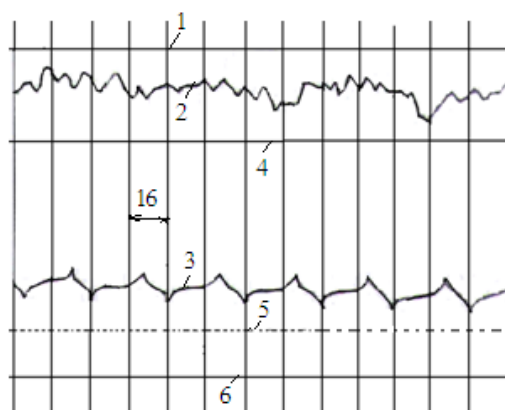
$$V \text{ ვარიაციის კოეფიციენტი: } V = \frac{0,144}{0,54} = 0,267$$

ნახაზზე 6.5. გრაფიკის სახით წარმოდგენილია, სტატისტიკის მეთოდებით ელემენტარული მონაცემების დამუშავების შედეგები, სადაც მოთავსებულია შემდეგი გრაფიკები: განაწილების ჰისტოგრამა, განაწილების ექსპერიმენტული ფუნქცია, განაწილების თეორიული კანონი, განაწილების თეორიული ფუნქცია. ბოლო ორი ფუნქცია აგებულია (6.7) და (6.4) ფორმულების მიხედვით. ამ ფუნქციებისთვის საჭირო მონაცემები მოცემულია ცხრილში 6.2.

შევამოწმოთ, შემთხვევითი სიდიდის განაწილების ნორმალური კანონი ა.ნ. კოლმოგოროვის კრიტერიუმით. ცხრილიდან შეიძლება გავიგოთ მაქსიმალური სხვაობა განაწილების სტატისტიკური ფუნქციისა ($M = 0,4$ ნ.მ-სათვის გვაქვს $D = 0,024$) . ამ შემთხვევაში მხედველობაში მიიღება ინტერვალის გადაკვეთის საერთო რაოდენობა $N = 120$ (6.12) ფორმულის შესაბამისად, მივიღებთ დამხმარე სიდიდის მნიშვნელობას:

$$\lambda = 0,024 \cdot \sqrt{120} = 0,3$$

λ -ს გამოთვლილ მნიშვნელობას შეესაბამება მნიშვნელობა ალბათობის $P(\lambda) = 1,00$, რომელიც გვიჩვენებს, რომ საკმაოდ მაღალი ალბათობით, მუშა ორგანოების დრეკადი მომენტი მუშა ორგანოების გაჩერებისას ნაწილდება ნორმალური კანონით.



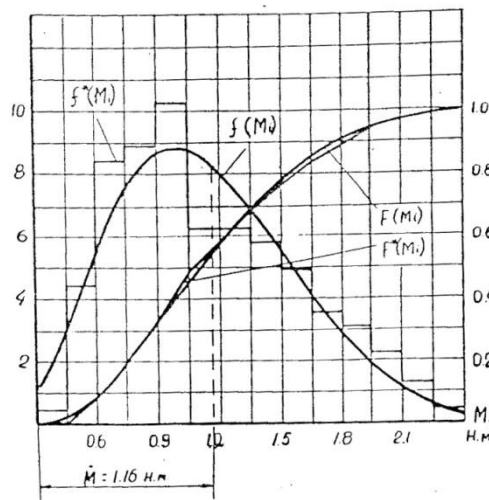
ნახ. 6.6. გარდამავალი პროცესის ოსცილოგრაფული ჩანაწერი ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას

ნახაზზე 6.6. მოცემულია თხილის საკრეფი აპარატის ოსცილოგრაფული ჩანაწერების ნიმუშები გარდამავალი პროცესისა, მუშა ორგანოს მიერ ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას.

ოსცილოგრამაზე მოცემულია შემდეგი აღნიშვნები:

1. ნულოვანი ხაზი მუშა ორგანოს ამძრავის ლილვზე მაბრუნე მომენტის მრუდის ჩასაწერად;
2. მაბრუნე მომენტი ამძრავის ლილვზე;
3. მუშა ორგანოს ბრუნთა რიცხვი;
4. მუშა ორგანოს კუთხური სიხშირე;
5. ძრავას ბრუნთა რიცხვი.

ტექნოლოგიური პროცესის დროს, მუშა ორგანოზე წარმოიქმნება მაქსიმალური დრეკადი მომენტი $M_{\max} = 2,45\text{ მ}$



ნახ.6.7. მაბრუნე მომენტის განაწილების კანონი ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას

ცხრილში 6.3. მოცემულია ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას, მუშა ორგანოს ამძრავის ლილვზე დრეკადი მომენტის შემთხვევითი ცვლილების ექსპერიენტული მონაცემების დამუშავების შედეგები.

ცხრილის მესამე და მეექვსე სვეტის შედეგობრივი მონაცემების გამოყენებით, (6.1) ფორმულის მიხედვით, განისაზღვრა დრეკადი მომენტის საშუალო არითმეტიკული:

$$\bar{M} = \frac{172,72}{149} = 1,16 \text{ ნ.მ.}$$

მერვე სვეტის შედეგობრივი მონაცემებისა და (6.2) ფორმულის მიხედვით გამოვთვალოთ დრეკადი მომენტის საშუალო კვადრატული გადახრა.

$$\sigma = \sqrt{0,001978} = 0,445 \text{ ნ.მ.}$$

ვარიაციის კოეფიციენტი:
$$V = \frac{0,445}{1,16 - 0,03} = 0,517$$

ნახაზზე 6.7. გრაფიკის სახით წარმოდგენილია ელემენტარული მონაცემების დამუშავების შედეგები მათემატიკური სტატისტიკის მეთოდებით, სადაც მოთავსებულია შემდეგი გრაფიკები: განაწილების ჰისტოგრამა, განაწილების ექსპერიმენტალური ფუნქცია, განაწილების თეორიული კანონი, განაწილების თეორიული ფუნქცია. ბოლო ორი ფუნქცია აგებულია (6.6) და (6.4) ფორმულების მიხედვით. ამ ფუნქციებისთვის საჭირო მონაცემები მოცემულია ცხრილში 6.3.

ა. ნ. კოლმოგოროვის კრიტერიუმით ჩატარდა შემთხვევითი სიდიდის განაწილების ნორმალური კანონის სისწორის შემოწმება.

ცხრილიდან 6.3. შესაძლებელია გავიგოთ მაქსიმალური სხვაობა, განაწილების სტატისტიკურ და შესაბამის თეორიულ ფუნქციებს შორის. უკანასკნელი $M = 105$ ნ.მ-სათვის გვაქვს $D = 0,004$ ამ შემთხვევაში, ვითვალისწინებთ რა, რომ გადაკვეთის და ინტერვალების საერთო რაოდენობა $N = 140$, (6.12) ფორმულის მიხედვით, მივიღებთ დამხმარე სიდიდის შემდეგ მნიშვნელობას:

$$\lambda = 0,004 \cdot \sqrt{149} = 0,5$$

λ -ს გამოთვლილ მნიშვნელობას შეესაბამება მნიშვნელობა ალბათობის $P(\lambda) = 0,964$, რომელიც უჩვენებს, რომ საკმაოდ მაღალი ალბათობით მუშა ორგანოების დრეკადი მომენტის შემთხვევითი მნიშვნელობა, მუშა ორგანოების ტექნოლოგიური პროცესის დროს ნაწილდება ვეიბულის კანონით.

ზემოთ მოყვანილი ექსპერიმენტული შედეგები წარმოადგენს თხილის საკრეფი აპარატის დეტალების სიმტკიცის საწყის მონაცემებს.

დრეკადი მომენტის სიდიდეების განაწილების მაჩვენებელი ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას

სიხშირული ინტერვალის დასაწყისი M_i^* , ნ.მ.	ინტერვალის შუა M_i , ნ.მ.	სიხშირე m_i	სიხშირე $\frac{m}{N}$	სიხშირის დაგროვება $F^*(M)$	$m_i \cdot M_i$	$M_i - \bar{M}$	$\frac{m_i}{N} (M_i - \bar{M})^2$	$\frac{M_i - \bar{M}}{\sigma}$	განაწილების კანონი $f(M_i)$	სიხშირის დაგროვება $F(M_i)$	პისტოლეტი $f^*(M_i)$
0,3 – 0,45	0,375	1	0,007	0,007	0,0375	-0,0785	0,00004	0,155	2,000	0,025	0,467
0,45 – 0,6	0,525	10	0,067	0,074	0,525	-0,0635	0,00028	0,309	4,433	0,089	0,467
0,6 – 0,75	0,675	19	0,127	0,201	1,2825	-0,0485	0,00029	0,464	6,784	0,193	8,467
0,75 – 0,9	0,825	20	0,134	0,335	1,65	-0,0335	0,00015	0,619	8,247	0,315	8,933
0,9 – 1,05	0,975	23	0,154	0,489	2,242	-0,0185	0,00005	0,773	8,845	0,448	10,267
1,05 – 1,2	1,125	14	0,1094	0,593	1,570	-0,0035	0,000001	0,928	8,546	0,576	6,267
1,2 – 1,35	1,275	14	0,1094	0,677	1,7,85	1,785	0,00006	1,082	7,639	0,689	6,267
1,35 – 1,5	1,425	13	0,087	0,764	1,8525	0,0265	0,00012	1,237	6,299	0,783	5,800
1,5 – 1,65	1,575	11	0,074	0,838	1,7,325	0,0415	0,00017	1,392	4,845	0,853	4,933
1,65 – 1,8	1,725	8	0,054	0,892	1,3,8	0,0565	0,00024	1,546	3,505	0,910	3,600
1,8 – 1,95	1,875	7	0,047	0,939	1,3,125	0,0715	0,00025	1,701	2,371	0,946	3,133
1,95 – 2,1	2,025	5	0,034	0,973	1,0,125	0,0865	0,00027	1,856	1,536	0,968	2,267
2,1 – 2,25	2,175	3	1,020	0,3993	0,6,525	0,1015	0,000206	2,010	0,938	0,984	1,333
2,25 – 2,4	2,325	1	0,007	1,000	0,2,325	0,1165	0,00009	2,165	0,536	0,991	0,467
		149		1,000	17,2721						

ამრიგად: 1. შესწავლილი იქნა აგრეგატის ამძრავის დინამიკური პროცესები. ძრავის მექანიკური მახასიათებლის და ვენტილატორის დატვირთვის გათვალისწინებით, გამოყვანილია ძრავის ღერძის კუთხური სიჩქარის ცვლილებებისა და დინამიკური დატვირთვების საანგარიშო ფორმულები.

2. განსაზღვრულია ძრავის ღერძის კუთხური სიჩქარეების ექსპერიმენტული მნიშვნელობები და ამძრავი მექანიზმის პარამეტრებზე დამოკიდებული უთანაბრობის კოეფიციენტის ანალიზური დამოკიდებულება.

3. უთანაბრობის კოეფიციენტის გათვალისწინებით გამოყვანილი იქნა ინერციის დაყვანილი მომენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა.

4. ექსპერიმენტების საფუძველზე გამოყვანილია გარდამავალი პროცესების რეალური კანონზომიერება ექსპლუატაციის სხვადასხვა (აძვრის, დამყარებული რეჟიმის, გაჩერების) რეჟიმის დროს.

5. განსაზღვრულია ამძრავის დრეკადი მომენტის შემთხვევითი მნიშვნელობების განაწილების კანონები და ისეთი რიცხობრივი მახასიათებლები, როგორცაა: მათემატიკური მოლოდინი, საშუალო კვადრატული გადახრა და ვარიაციის კოეფიციენტი.

თავი VII

საველე-ლაბორატორიული გამოცდების შედეგები და ტექნო-ეკონომიკური მაჩვენებლები

2010-2011 წლებში ბათუმის შოთა რუსთაველის სახელმწიფო უნივერსიტეტის აგრარული და საინჟინრო ტექნოლოგიების ფაკულტეტის საცდელ-საწარმოო მეურნეობაში ჩატარდა თხილის საკრეფი აგრეგატის საცდელი ნიმუშის საველე-ლაბორატორიული და საწარმო გამოცდები. გამოცდების მიზანი იყო აგრეგატის პარამეტრების შერჩევის სისწორე და საწარმოო პირობებში მისი მრავალმხრივი გამოცდა.

ცდები ჩატარდა 1993 წელს გაშენებულ თხილის პლანტაციებში, სადაც რიგთაშორისი მანძილი შეადგენს 4 მ მცენარეებს შორის მანძილი კი - $2\div 3.5$ მ. გაშენებული პლანტაციის რელიეფური დახრის კუთხე აღემატება 15° . იმის გამო, რომ დღეისათვის არ არსებობს სერიული ან საცდელი თხილის საკრეფი აგრეგატები, რომლებიც გათვალისწინებულია ფერდობებზე სამუშაოდ და შესაძლებელია მათი გამოყენება წვრილ ფერმერულ მეურნეობებში, როგორც მცირე მექანიზაციის ტექნიკური საშუალებებისა, ამიტომ შედარება მოხდა ხელის შრომასთან და ასევე საცდელ ნიმუშთან, მექანიკური დამცლელით.

7.1. მოკრეფილი თხილის ნაყოფების

ხარისხის მაჩვენებლები

მოკრეფილი ნაყოფების ხარისხის დადგენა ხდებოდა ყოველი კრეფის შემდეგ წონითი მეთოდით და შესაბამისად პროცენტული მაჩვენებლების დადგენით.

ანალიზისათვის მოკრეფილი მასიდან იღებოდა სამი ნიმუში, ზედა, შუა და ქვედა ფენებიდან, რომლების ერთმანეთში ირეოდა და ლაბორატორიულ მაგიდაზე ვიზუალურად მოწმებოდა სხვადასხვა შესაძლო დაზიანებების რაოდენობა. ცდების შედეგები მოცემულია ცხრილში 7.1.

ცხრილი 7.1

მოკრეფილი თხილის ნაყოფების მექანიკური ანალიზის მაჩვენებლები:

აგრეგატი	მასა, კგ	დაზიანების სახეები					
		დაზიანებული ნაყოფსაფარი		დაზიანებული ნაყოფი,		დამტვრეული ნაყოფი	
		კგ	%	კგ	%	კგ	%
აგრეგატი გრიგალური ვენტილატორით	10	6, 7	67	1	10	-	-
აგრეგატი მექანიკური დამცლელით	10	8,1	81	3	30	2	20
ხელით კრეფა	10	3,2	32	2,5	25	-	-

ანალიზის შედეგად აღმოჩნდა, რომ მოკრეფილი ნაყოფების დამტვრევის შემთხვევებს გრიგალური ტიპის აგრეგატი და ხელით კრეფის დროს ადგილი არ ჰქონდა, რაც განპირობებულია იმით, რომ ხელით კრეფის დროს ნაყოფები არ განიცდის მექანიკურ ზემოქმედებას და ნაყოფის დამტვრევა გამორიცხულია. ხოლო გრიგალური პნევმოტრანსპორტიორის შემთხვევაში ამის მიზეზს თვითონ

გრიგალური ტიპის ვენტილატორის აეროდინამიკური მახასიათებლები განსაზღვრავს. ასეთი ვენტილატორების მუშაობის ძირითად მახასიათებელ თავისებურებას წარმოადგენს ის, რომ ჰაერის ნაკადის ძირითადი ნაწილი, სატრანსპორტო მასალასთან ერთად, გაედინება ვენტილატორის კორპუსში მუშა თვალის გვერდის ავლით, რომელიც ტრანსპორტირების დროს სატრანსპორტო მასალას იცავს დაზიანებისაგან და მუშა თვალს კი - მასალის როგორც დაზიანებისაგან, ასევე გაჭედვებისაგან.

გრიგალური ვენტილატორისაგან განსხვავებით, აგრეგატის მექანიკური დამცლელის შემთხვევაში, მოკრეფილი მასის ტრანსპორტირება ხდება უშუალოდ ვენტილატორის ფრთების ზემოქმედებით. ნაყოფების ცენტრიდანული ძალით გატყორცნა მაღალი სიჩქარით და თავისთავად ლითონის თამასებთან მექანიკური კონტაქტი, იწვევს მოკრეფილი ნაყოფების გარკვეული პროცენტის (20%) მტვრევას.

ექსპერიმენტის დროს აღინიშნებოდა მოკრეფილი ნაყოფის ნაყოფსაფარის (ჩენჩოს) დიდი რაოდენობით დაზიანება, რაც განპირობებულია მათი აფრიანობის ხარისხის გაზრდით. აგრეგატის, მექანიკური დამცლელით, შემთხვევაში ეს მონაცემები გაცილებით დიდია (81%), შედარებით ნაკლებია გრიგალური ვენტილატორის შემთხვევაში (67%) და შედარებით დაბალია (32%) ხელით კრეფის დროს. ვინაიდან მოკრეფის შემდეგ საჭიროა თხილის ნაყოფების გაწმენდა ნაყოფსაფარისაგან (ჩენჩოსაგან), ამიტომ, აღნიშნული დაზიანება არ შეიძლება ჩაითვალოს აგრეგატის უარყოფით მაჩვენებლად და საჭიროა მისი გამორიცხვა.

თხილის საკრეფი აგრეგატის საველე-ლაბორატორიული კვლევების შედეგებმა აჩვენა პნევმოსატრანსპორტო სისტემაში გრიგალური ტიპის ვენტილატორის გამოყენების დადებითი მხარე.

7.2. სამეურნეო-ტექნოლოგიური გამოცდების მაჩვენებლები

აგრეგატის კონსტრუქციის და ცალკეული კვანძების საიმედოობის განსაზღვრის მიზნით, ჩატარებული იქნა აგრეგატის სამეურნეო-ტექნოლოგიური გამოცდები. გამოცდები ჩატარებული იქნა არსებული GOCT 24055-80-ისა და GOCT 24057-ის მიხედვით. [GOCT 24055-80, GOCT 24057].

გამოცდების შედეგებმა აჩვენა, რომ საცდელი აგრეგატი, თხილის კრეფის ტექნოლოგიურ პროცესს ასრულებს დამაკმაყოფილებლად. საიმედოობის კოეფიციენტი შეადგენს 0,98. აღნიშნული კოეფიციენტის მაჩვენებლის სიდიდეზე გავლენა იქონია ზოგიერთი სახის შეფერხებებმა. კერძოდ, ადგილი ჰქონდა ერთეულ შემთხვევებს, როცა მოხდა გაჭედვები სატრანსპორტო მაგისტრალში, მაშინ, როცა აგრეგატი მექანიკური დამცლელით საჭიროებდა ხშირ გამორთვებს და ვენტილატორის მუშა თვალის გაწმენდას თხილის ნაყოფებისა და დაქუცმაცებული ფოთლებისაგან. ამიტომ შესადარებელი აგრეგატის საიმედოობის კოეფიციენტმა შეადგინა 0,71.

აგრეგატის მწარმოებლურობის განსაზღვრის მიზნით გამოყენებული იქნა გამოცდის მეთოდის GOCT 24057.

თხილის საკრეფი აგრეგატის მწარმოებლურობის ანგარიში წარმოდგენილია მხოლოდ აგრეგატის გრიგალური ტიპის ვენტილატორის მაგალითზე. ანალოგიურად ტარდება ანგარიში აგრეგატისა მექანიკური დამცლელით, მაგრამ მოცემულია მისი საბოლოო მონაცემები.

ერთი საათის მწარმოებლურობა საექსპლუატაციო და ცვლის დროში იანგარიშება ფორმულით:

$$W_{\text{საექსპ}} = W_0 K_{\text{საექს}}, \quad (7.1)$$

$$W_{\text{ცვლ}} = W_0 K_{\text{ცვლ}} \quad (7.2)$$

სადაც: $W_{\text{საექს}}$, $W_{\text{ცვლ}}$, W_0 - ერთი საათის მწარმოებლურობებია შესაბამისად საექსპლუატაციო, ცვლის და ძირითად დროში, კგ, სთ.

$K_{\text{საექს}}$, $K_{\text{ცვლ}}$ - საექსპლუატაციო, ცვლის და ძირითადი დროის გამოყენების კოეფიციენტებია.

ერთი საათის მწარმოებლურობა ძირითად დროში იანგარიშება ფორმულით:

$$W_0 = \frac{F}{T_0} \quad (7.3)$$

სადაც: F - მანქანის გამომუშავება, 0,8 ჰა;

T_0 - სუფთა სამუშაო დრო, 12 სთ.

$$W_0 = 0,067$$

ერთი საათის მწარმოებლურობა ტექნოლოგიურ დროში იანგარიშება ფორმულით:

$$W_{\text{ტექ}} = W_0 K_{\text{ტექ}} \quad (7.4)$$

სადაც: $K_{\text{ტექ}}$ - ტექნოლოგიური დროის გამოყენების კოეფიციენტი;

$$K_{\text{ტექ}} = \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} - 2 \right)^{-1} \quad (7.5)$$

სამუშაო სვლების კოეფიციენტი (K_1) იანგარიშება ფორმულით:

$$K_1 = \left(1 + \frac{t_{ej} W_0}{0,36 b_0} \right)^{-1} \quad (7.6)$$

სადაც: t_{ej} - გადაადგილების საშუალო დრო j მუშაობაში უდრის 0,008 სთ;

b_0 - მოდების განი (შემწოვის დიამეტრი) = 0,01 მ.

$$K_1 = \left(1 + \frac{0,008 \cdot 0,067}{0,36 \cdot 0,01} \right)^{-1} = 0,99$$

ტექნოლოგიური მომსახურების კოეფიციენტი (K_2) იანგარიშება ფორმულით:

$$K_2 = \left(1 + \frac{T_2}{T_0} \right)^{-1} \quad (7.7)$$

სადაც: T_2 - ტექნიკური მომსახურების კოეფიციენტი უდრის 4.49 სთ;

$$K_2 = \left(1 + \frac{4,49}{12} \right)^{-1} = 0,79$$

ტექნოლოგიური პროცესის საიმედოობის კოეფიციენტი (K_3) იანგარიშება ფორმულით:

$$K_3 = \left(1 + \frac{T_2}{T_0} \right)^{-1} \quad (7.8)$$

სადაც: დრო, რომელიც იხარჯება გაჭედვების გასასუფთავებლად $T_3=0,7$ სთ;

$$K_3 = \left(1 + \frac{0,70}{12} \right)^{-1} = 0,96$$

(6.6), (6.7) და (6.8) ფორმულების მნიშვნელობები შევიტანოთ (6.5) ფორმულაში, მივიღებთ:

$$K_{\text{ტექ}} = \left(\frac{1}{0,99} + \frac{1}{0,79} + \frac{1}{0,96} - 2 \right)^{-1} = 0,77$$

ცვლის დროის კოეფიციენტი $K_{\text{ცვლ}}$ იანგარიშება ფორმულით:

$$K_{\text{ცვლ}} = \left(\frac{1}{K_{\text{ტექ}}} + \frac{1}{K_4} + \frac{1}{K_5} - 2 \right)^{-1} \quad (7.9)$$

დროის რეგლამენტირებული დანახარჯების კოეფიციენტი (K_4) იანგარიშება ფორმულით:

$$K_4 = (1 + \frac{T_4}{T_0})^{-1} \quad (7.10)$$

სადაც: T_4 - დასვენების და პირადი მოთხოვნების დრო, ტოლია 1,77 სთ;

$$K_4 = (1 + \frac{1,77}{12})^{-1} = 0,91$$

ყოველი ცვლის ტექნიკური მომსახურების კოეფიციენტი (K_5) ცდების მონაცემების საფუძველზე ტოლია 0,85;

$$K_{\text{ცვლ}} = (\frac{1}{0,77} + \frac{1}{0,91} + \frac{1}{0,85} - 2)^{-1} = 0,64$$

საექსპლუატაციო დროის გამოყენების კოეფიციენტი ($K_{\text{საექს}}$) გამოითვლება ფორმულით:

$$K_{\text{საექს}} = (\frac{1}{K_{\text{ცვლ}}} + \frac{1}{K_6} - 1)^{-1} \quad (7.11)$$

ტექნიკური მტყუნებების აღმოფხვრის კოეფიციენტი (K_6) იანგარიშება ფორმულით:

$$K_6 = (1 + \frac{T_6}{T})^{-1} \quad (7.12)$$

სადაც: ტექნიკური მტყუნებების აღმოფხვრის დრო, $T_6=2,2$ სთ.

$$K_6 = (1 + \frac{2,2}{12})^{-1} = 0,87$$

$$K_{\text{საექს}} = (\frac{1}{0,69} + \frac{1}{0,87} - 1)^{-1} = 0,62$$

(6.9) და (6.11) ფორმულების გამოყენებით ვანგარიშობთ (7.1) და (7.2):

$$W_{\text{საექს}} = 0,067 \cdot 0,62 = 0,04 \quad \text{ჰა/სთ}$$

$$W_{\text{ცვლ}} = 0,067 \cdot 0,67 = 0,043 \quad \text{ჰა/სთ}$$

აგრეგატის საექსპლუატაციო-ტექნოლოგიური მაჩვენებლები მოცემულია ცხრილში 7.2.

საექსპლუატაციო-ტექნოლოგიური მაჩვენებლები

მაჩვენებლები	აგრეგატი გრიგალური ვენტილატო რით	აგრეგატი მექანიკური დამცლელით	ხელით კრეფა
1	2	3	4
კრეფის დროს პირდაპირი დანაკარგები, %	-	20	-
კრეფის აგროპერიოდი ზონისათვის	ივლისი- სექტემბერი	ივლისი- სექტემბერი	ივლისი- სექტემბერ
მუშაობის კალენდარული პერიოდი	15. 07-15. 09	15. 07-15. 09	15. 07-15. 09
მუშაობის საერთო კალენდარული დღეების რაოდენობა	4	4	4
მოცდენის დღეთა რაოდენობა	-	-	-
სუფთა მუშაობის დრო	12	12	10
მუშა სვლის კოეფიციენტი	1	1	1
მოცდენა ტექნოლოგიური მომსახურებისას, სთ	16	16	20
ბუნკერის დაცლა და მოკრეფილი მასის შენახვა			
ა) შემთხვევათა რაოდენობა	52	-	-
ბ) მოცდენის ხანგრძლივობათა ჯამი, სთ	1,25	56	102
აგრეგატის გადატანა და შემდეგ მცენარეზე გადასვლა			
ა) შემთხვევათა რაოდენობა	100	101	88
ბ) მოცდენის ხანგრძლივობათა ჯამი, სთ	1,23	1,42	1,1
ძრავის საწვავით გამართვა			
ა) შემთხვევათა რაოდენობა	12	12	-
ბ) მოცდენის ხანგრძლივ. ჯამი, სთ	1,0	1,0	-
მოცდენა ტექნოლოგიური პროცესის დარღვევის დროს	0,1	0,3	-
მოცდენა პნევმოსტრანსპორტიორის გაჭედვის დროს			
ა) შემთხვევათა რაოდენობა	3	14	-
ბ) მოცდენის ხანგრძლი. ჯამი, სთ	0,1	1,3	-
ტექნოლოგიური პროცესის საიმედეობის კოეფიციენტი	0,99	0,89	0,99
ტექნოლოგიური დრო, სთ	20,19	25,93	23,81
ტექნოლოგიური პროცესის გამოყენების კოეფიციენტი	0,81	0,77	0,87

ცხრილ (7.2)-ის გაგრძელება

1	2	3	4
ცვლის ტექნიკური მოვლა, სთ	0,8	1,02	-
ნორმატიული შესვენება, სადილი	1,77	1,77	1,77
სადილის დროის გამოყენების კოეფიციენტი	0,73	0,7	0,72
ცვლის დრო, სთ	22,98	28,45	26,31
საექსპლუატაციო დრო	25,18	25,01	25,2
საექსპლუატაციო დროის გამოყენების კოეფიციენტი	0,68	0,67	0,65
შესრულებული სამუშაოს მოცულობა, ჰა(კგ)	0,5 (1250)	0,5(1000)	0,5(1200)
მწარმოებლობა, ჰა/სთ	0,67	0,6	0,26
ა)სუფთა დროში	0,049	0,052	0,021
ბ)ტექნოლოგიურ დროში	0,043	0,047	0,019
გ)ცვლის დროში	0,04	0,04	0,017
დ)საექსპლუატაციო დროში			
საწვავ-საცხების კუთრი ხარჯი, კგ/სთ	0,58	0,58	-

7.3. ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება

ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება ჩატარდა ГOCT 23728-79-ისა და , ГOCT 23730-79-ის შესაბამისად [ГOCT 23728-79, ГOCT 23730-79].

განვიხილოთ გრიგალური ტიპის ვენტილატორიანი თხილის საკრეფი აგრეგატის ეკონომიკური გაანგარიშება. ანალოგიურად ჩატარდა მექანიკურდამცლელიანი პნევმოაგრეგატის გაანგარიშებაც. მონაცემები შეტანილია ცხრილებში 7.3 და 7.4.

აგრეგატის ექსპლუატაციის შრომის საერთო დანახარჯები, (კაც.დღ) იანგარიშება ფორმულით:

$$З_{\text{r}} = З_{\text{Te}} + З_{\text{Tp}} + З_{\text{TII}} \quad (7.1)$$

სადაც: $З_{\text{Te}}$ - საწარმოო პროცესის დროს შრომის დანახარჯები;

$З_{\text{Tp}}$ - ტექნიკური მტყუნების აღმოფხვრისას შრომის დანახარჯები;

$З_{\text{TII}}$ - გეგმიური ტექნიკური მომსახურებისას შრომის დანახარჯები.

აგრეგატის შრომის დანახარჯები ძირითადი საწარმოო პროცესის შესრულების დროს იანგარიშება ფორმულით:

$$З_{\text{Te}} = \frac{Л}{W_{\text{ვლ}}} = \frac{1}{0,043} = 23,2 \quad (7.2)$$

სადაც: $Л$ - საწარმოო პერსონალის რიცხვი;

$W_{\text{ვლ}}$ - აგრეგატის 1 საათი ცვლის დროის მწარმოებლურობა.

ტექნიკური მტყუნებების აღმოფხვრის და გეგმიური ტექნიკური მომსახურების შრომის დანახარჯები იანგარიშება ფორმულით:

$$З_{\text{Tp}}(З_{\text{TII}}) = \frac{\sum Л t}{T_3 \cdot W_{\text{სექს}}} = 3.25 \quad (7.3)$$

სადაც: t - მომსახურებაში დახარჯული დრო, სთ;

T_3 - ნორმატიული ზონალური დატვირთვის დრო.

$W_{\text{სექს}}$ - აგრეგატის ერთი საათი საექსპლუატაციო დროის მწარმოებლურობა.

საერთო წლიური შრომის დანახარჯები აგრეგატის ექსპლუატაციის დროს იანგარიშება ფორმულით:

$$З_{\text{r}}^{\text{წლ}} = З_{\text{r}} \cdot B_3 = 53,0 \cdot 44 = 2332 \quad (7.4)$$

სადაც: B_3 - ახალი მანქანის წლიური ზონალური დატვირთვა, სთ.

ახალი მანქანის წლიური ზონალური დატვირთვა იანგარიშება ფორმულით:

$$B_3 = W_{\text{საექსპ}} \cdot T_3 = 0,043 \cdot 1100 = 44 \quad (7.5)$$

პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები (U) ერთეულ გამომუშავების დროს იანგარიშება ფორმულით:

$$U = 3 + A + R_K + R_T + G = 88,4 + 2,75 + 0,77 + 3,38 = 95 \text{ ლარი.} \quad (7.6)$$

სადაც: 3 - მომსახურე პერსონალის ხელფასი, ლარი;

A - დანახარჯები რენოვაციაზე, ლარი;

R_K - დანახარჯები კაპიტალურ რემონტზე, ლარი;

R_T - მიმდინარე რემონტის და ტექნიკური მომსახურების დანახარჯები, ლარი;

G - დანახარჯები საწვავზე, ლარი.

მომსახურე პერსონალის ხელფასი (3) იანგარიშება ფორმულით:

$$3 = \frac{1}{W_{\text{საექსპ}}} \sum \Pi r_1 = \frac{1}{0,043} 1 \cdot 1,9 = 44.18 \text{ ლარი} \quad (7.7)$$

სადაც: r_1 - ანაზღაურების ნორმა, საათში ;

დანახარჯები რენოვაციაზე (A) იანგარიშება ფორმულით:

$$A = \frac{B a}{T_3 W_{\text{საექსპ}}} = \frac{485 \cdot 0,25}{1100 \cdot 0,043} = 2,75 \quad (7.8)$$

სადაც: B - ახალი აგრეგატის საბალანსო ღირებულება, 485 ლარი (დანართი 3);

a - რენოვაციაზე დარიცხვის კოეფიციენტი. დანახარჯები კაპიტალურ, მიმდინარე რემონტზე და ტექნიკურ მომსახურეობაზე P იანგარიშება ფორმულით:

$$P = \frac{B(R_K + R_T)}{T_n W_{\text{საექსპ}}} = \frac{485 \cdot 0,07}{0,043 \cdot 1100} = 0,77 \quad (7.9)$$

სადაც: R_K და R_T - კაპიტალურ მიმდინარე რემონტზე და ტექნიკურ მომსახურეობაზე დარიცხვის კოეფიციენტებია.

T_n - წლიური ნორმატიული დატვირთვა, სთ.

დანახარჯები საწვავზე და საზეთ-საცხებ მასალებზე (G) იანგარიშება ფორმულით: $G = q U = 23 \cdot 1,8 = 41,4$ (7.10)

სადაც: q - საწვავის და სხვა მასალების ხარჯი, კგ;

U - 1 კგ საწვავის ფასი.

პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები ახალ მანქანზე, წლიური მუშაობის დროს, იანგარიშება ფორმულით:

$$U_{\text{წლ}} = U \cdot b_3 = 95,3 \cdot 44 = 4193,2 \text{ ლარი.} \quad (7.11)$$

აგრეგატის კუთრი კაპიტალდაბანდება (K) იანგარიშება ფორმულით:

$$K = \frac{B}{T_3 W_{\text{საექსპ}}} = \frac{485}{1100 \cdot 0,043} = 11,02 \text{ ლარი.}$$

წლიური სამუშაო მოცულობის კაპიტალდაბანდება K_1 იანგარიშება ფორმულით:

$$K_1 = K \cdot b_3 = 11,2 \cdot 44 = 485,8 \text{ ლარი.} \quad (7.12)$$

საბაზო მანქანის დაყვანილი სახის დანახარჯები $\Pi_{\text{დაყ}}$ იანგარიშება ფორმულით:

$$\Pi_{\text{დაყ}} = \varepsilon \cdot K_1 + U_{\text{წლ}} = 0,15 \cdot 11,2 + 95,3 = 96,9 \text{ ლარი.} \quad (7.13)$$

სადაც: ε – კაპიტალდაბანდების ეფექტურობის კოეფიციენტი $\varepsilon = 0,15$; [2].

ახალი მანქანის წლიური დაყვანილი დანახარჯები $\Pi_{\text{წლ}}$ იანგარიშება ფორმულით:

$$\Pi_{\text{წლ}} = \Pi_{\text{დაყ}} \cdot b_3 = 96,9 \cdot 44 = 4263,6 \text{ ლარი.} \quad (7.14)$$

დროის წლიური ეკონომია ($\varphi_{\text{წლ}}$) ახალი მანქანის ექსპლუატაციის დროს იანგარიშება ფორმულით:

$$\varphi_{\text{წლ}} = Z_{T \text{ საბ}} - Z_{T \text{ ახალი}} = 59,9 - 53,9 = 6 \text{ კაც.სთ} \quad (7.15)$$

სადაც: $Z_{T \text{ საბ}}$, $Z_{T \text{ ახალი}}$ - დროის წლიური დანახარჯებია ახალი და საბაზო მანქანების ექსპლუატაციის დროს.

კაპიტალდაბანდების ეკონომია ($\varphi_{\text{ახალი}}$) ახალი მანქანის ექსპლუატაციის დროს იანგარიშება ფორმულით:

$$\varphi_{\text{ახალი}} = K_{\text{საბ}} - K_{\text{ახალი}} = 487,08 - 484,88 = 2,2 \text{ ლარი.} \quad (7.16)$$

სადაც: $K_{\text{საბ}}$, $K_{\text{ახალი}}$ - ახალი და საბაზო მანქანის წლიური კაპიტალდაბანდებებია.

საექსპლუატაციო დანახარჯების წლიური ეკონომია ($\varphi_{\text{წლ}}$) იანგარიშება ფორმულით: $\varphi_{\text{წლ}} = U_{\text{საბ}} - U_{\text{ახალი}} = 2040,3 - 4193,3 = -2153$ ლარი (7.17)

სადაც: $U_{\text{საბ}}$, $U_{\text{ახალი}}$ - ახალი და საბაზო მანქანების საექსპლუატაციო დანახარჯებია.

ეკონომიკური ეფექტი (ΔU) პროდუქციის ხარისხის და რაოდენობის, ასევე ძირითადი მასალების ხარჯვის ცვლილებებიდან გამომდინარე იანგარიშება ფორმულით: $\Delta U = (C_{საბ} - C_{ახალი}) + (U_{საბ} - U_{ახალი})$ (7.18)

ვინაიდან, თხილის კრეფის დროს მხედველობაში ღებულობენ კრეფის სისრულეს და არა მის ხარისხობრივ მაჩვენებელს, ამიტომ, ჩვენს შემთხვევაში შეიძლება ჩაითვალოს, რომ $\Delta U = 0$.

აგრეგატის წლიური ეკონომიკური ეფექტი $\mathfrak{F}_{წლ}$ საექსპლუატაციო დანახარჯების ცვლილებზე დამოკიდებულებით იანგარიშება ფორმულით:

$$\mathfrak{F}_{წლ} = [(3_{T საბ} - 3_{T ახალი}) + \Delta U] b_3 = (110,76 - 96,95) \cdot 44 = 60 \text{ ლარი.} \quad (7.19)$$

აგრეგატის სალიმიტო ფასი იანგარიშება ფორმულით:

$$\Pi_{წ} = \Pi_{ბ} \cdot \delta = 463 \cdot 0,8 = 37 \text{ ლარი} \quad (7.20)$$

სადაც: $\Pi_{ბ}$ - აგრეგატის საბითუმო ფასი.

δ - მომხმარებლის საგარანტიო კოეფიციენტი უდრის 0,8.

[ГОСТ 23728–79 - ГОСТ 23730–79].

$$\Pi_{ბ} = \left(\frac{\mathfrak{F}_{წლ}}{A+B} + B \right) \frac{1}{m} = \left(\frac{607}{25+0,15} + 485 \right) \frac{1}{1,1} = 460 \text{ ლარი.} \quad (7.21)$$

სადაც: A - ახალი მანქანისათვის რენოვაციის დანახარჯი;

E - კაპიტალდაბანდების ეფექტურობის კოეფიციენტი (აიღება 0,15);

B - ახალი მანქანის საბალანსო ღირებულება;

m - საბითუმო ფასიდან საბალანსო ღირებულებაზე გადამყვანი კოეფიციენტი უდრის 1,1-ს.

ამრიგად: 1. შედარებითმა საველე-ლაბორატორიულმა გამოცდებმა აჩვენა, რომ გრიგალური ტიპის პნევმოტრანსპორტიორით კრეფის დროს ნაყოფების მტვრევა არ ფიქსირდება, მაშინ, როცა პნევმოტრანსპორტიორი მექანიკური დამცლელით აზიანებს ნაყოფის 20%-ს. აღინიშნება ნაყოფსაფარის დაზიანება ყველა სახის კრეფის დროს, რომელიც ძირითად ტექნოლოგიურ პროცესზე გავლენას არ ახდენს და შეიძლება უგულებელგყოთ.

2. გრიგალური ტიპის პნევმოტრანსპორტიორით კრეფის დროს წლიური ეკონომიკური ეფექტი ერთ აგრეგატზე პროტოტიპთან შედარებით შეადგენს 60 ლარს.

საერთო დასკვნა

1. მცირე მექანიზაციის არსებული, ტექნიკური საშუალებების მიმოხილვის შედეგად დადგინდა, რომ საქართველოს სუბტროპიკული ზონის პირობებისათვის არ არსებობს ისეთი ხელის აგრეგატი, რომელიც შეასრულებს თხილის ნაყოფების კრეფას ხიდან და ძირს დაყრილის აკრეფას. არსებობს მხოლოდ უცხოური წარმოების მობილური მანქანები, რომლებიც გამოიყენება მხოლოდ ვაკე და სპეციალური გაშენების ფართობებზე სამუშაოდ.

საქართველოში მეთხილეობის, როგორც დარგის ინტენსიურმა განვითარებამ დააყენა საკითხი თხილის საკრეფი ისეთი აგრეგატის შექმნის აუცილებლობაზე, რომელიც შეასრულებს თხილის კრეფის მეტად შრომატევად ტექნოლოგიურ პროცესს, სუბტროპიკული ზონის რთულ რელიეფურ პირობებში და მობილური ტექნიკისათვის მიუწვდომელ ფართობებზე.

2. თხილის ნაყოფების ფიზიკურ-მექანიკური და აეროდინამიკური თვისებების შესწავლის შემდეგ დადგინდა, თხილის საკრეფ აგრეგატში პნევმოსატრანსპორტო სისტემის გამოყენების შესაძლებლობა.

3. დასაბუთებული იქნა, რომ თხილის საკრეფ ხელის აგრეგატში, ნაყოფების მოსაკრეფად და ტრანსპორტირებისათვის უკეთესი და პერსპექტიულია გამოყენებული იქნას პნევმოსატრანსპორტო სისტემა.

4. ტექნოლოგიური პროცესის ანალიზის საფუძველზე და თხილის ნაყოფების თავისებურებებიდან გამომდინარე, დამუშავებული იქნა პნევმოსატრანსპორტო სისტემა, სადაც გამოყენებულია გრიგალური ტიპის ვენტილატორი, რომლის კორპუსშიც დამატებითი ჰაერის გრიგალური ეფექტის ხარჯზე, თხილისა და ჰაერის მასები მოძრაობს ვენტილატორის მუშა თვალის გვერდის ავლით, რაც გამორიცხავს თხილის ნაყოფების მუშა თვალის ფრთებთან შეხებასა და გაჭედვებს.

5. ანალიზის შედეგად დადგინდა, რომ გრიგალური ტიპის ვენტილატორში გრიგალური ნაკადის სიჩქარე იზრდება დადებითი მიმართულებით მუშა თვალის ყველა ფრთის ნორმალის მიმართ. ამასთან, ბრტყელი ფორმის ფრთების მიმართ ზრდა ხდება სწორხაზობრივად ფრთის სიგრძის მიხედვით, ხოლო მოღუნული ფრთების მიმართ – ექსპონენციალურად.

6. გამოყენებული იქნა ვენტილატორის მუშა ორგანოების გაანგარიშების მეთოდოლოგია, რომელიც დამყარებულია ექსპერიმენტულად მიღებული მონაცემების საფუძველზე და გაანგარიშებული იქნა საცდელი გრიგალური ტიპის ვენტილატორის მუშა ორგანოების პარამეტრები.

7. თხილის კრეფისა და მისი ტრანსპორტირების ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების მიზნით, დასაბუთებული იქნა ყველაზე პერსპექტიული მიმართულება, რომელიც ითვალისწინებს ნაყოფების ტრანსპორტირების დროს, პნევმოტრანსპორტიორში შემწოვი და დამჭირხნი ჰაერის ნაკადის თანმიმდევრულ გამოყენებას, სადაც ნაყოფების ხიდან მოკრეფა და მიწიდან აკრეფა მოხდება ჰაერის შემწოვი ნაკადის მეშვეობით, ტრანსპორტირება და შემგროვებელ ბუნკრში გადატანა კი – დამჭირხნი ჰაერის ნაკადით, სპეციალური გამომტანი მოწყობილობის გარეშე.

8. თხილის ნაყოფების კრეფის ტექნოლოგიური პროცესის შესწავლისა და ანალიზის საფუძველზე, დამუშავებული იქნა პირდაპირი დინების პნევმოტრანსპორტი სისტემა, რომელშიც გამოყენებულია გრიგალური ტიპის ვენტილატორი. ასეთი კონსტრუქცია გამორიცხავს ვენტილატორის კორპუსში გავლისას, მოკრეფილი თხილის ნაყოფების მუშა თვალის ფრთებში მოხვედრას.

9. შესწავლილია თხილის საკრეფი აგრეგატის ამძრავის ღერძზე დინამიკური პროცესები. გამოყვანილია ძრავის ღერძზე კუთხური სიჩქარის ცვალებადობის და დინამიკური დატვირთვის საანგარიშო ფორმულები.

10. განსაზღვრულია შიგაწვის ძრავის კუთხური სიჩქარეების ექსტრემალური მნიშვნელობა და მოძრაობის უთანაბრობის კოეფიციენტის ანალიზური დამოკიდებულება ამძრავი მექანიზმის პარამეტრებზე.

11. უთანაბრობის კოეფიციენტის დასაშვები სიდიდის გათვალისწინებით, გამოყვანილია დაყვანილი სახის ინერციის მომენტის ოპტიმალური მნიშვნელობის საანგარიშო ფორმულა.

12. საცნობარო მასალის და ჩატარებული ექსპერიმენტით მიღებული მონაცემების საფუძველზე, ჩატარებული იქნა თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოტრანსპორტო სისტემის აეროდინამიკური გაანგარიშება.

13. გამოყვანილი იქნა აგრეგატის მიერ განვითარებული წნევის ბალანსის ანალიტიკური განტოლება, რომელიც ასახავს აგრეგატის მიერ განვითარებულ სრულ და ცალკეულ ელემენტებში დაკარგულ წნევათა დამოკიდებულებას.

14. მრავალფაქტორიანი ექსპერიმენტის დაგეგმვის მეთოდიკის გამოყენებით გამოყვანილი იქნა რეგრესიული განტოლება, რომელიც ამყარებს დამოკიდებულებას გრიგალური ტიპის ვენტილატორის მიერ განვითარებულ სიმძლავრესა (ოპტიმიზაციის γ პარამეტრი) და ისეთ ცვალებად ფაქტორებს შორის, როგორცაა: χ_1 - შემწოვი მილის დიამეტრი (d); χ_2 - მანძილი შემწოვ ნახვრეტსა და საიმიტაციო ეკრანს შორის (l); χ_3 - შემწოვი მილის დახრის კუთხე საიმიტაციო ეკრანთან (α).

15. მკვეთრი აღმასვლის მეთოდით მოძებნილი იქნა წარმოდგენილი ფაქტორების ისეთი მნიშვნელობები ($x_1 = 12$ მმ. $x_2 = 70$ მმ და $x_3 = 26^0$), რომლის დროსაც ვენტილატორის მიერ განვითარებული სიმძლავრე აღწევს მაქსიმალურ მნიშვნელობას.

16. პნევმოსატრანსპორტო სისტემის პარამეტრების ოპტიმიზაციამ საშუალება მოგვცა თხილის საკრეფი აგრეგატისათვის შეგვერჩია სერიული ვენტილატორები: II7-22 და II7-24 ბრუნთვის სიხშირით $n = 4500$ ბრ/წთ, თვლის დიამეტრით $D = 0,235$ მ და $D = 0,25$ მ სიმძლავრეებით შესაბამისად: $N = 340$ ვტ და $N = 310$ ვტ.

17. შესწავლილია აგრეგატის ამძრავის დინამიკური პროცესები ძრავის მექანიკური მახასიათებლის და ვენტილატორის დატვირთვის გათვალისწინებით. გამოყვანილია ძრავის ღერძის კუთხური სიჩქარის ცვლილებებისა და დინამიკური დატვირთვების საანგარიშო ფორმულები.

18. განსაზღვრულია ძრავის ღერძის კუთხური სიჩქარეების ექსპერიმენტალური მნიშვნელობები და ამძრავი მექანიზმის პარამეტრებზე დამოკიდებული უთანაბრობის კოეფიციენტის ანალიზური დამოკიდებულება.

19. უთანაბრობის კოეფიციენტის გათვალისწინებით გამოყვანილი იქნა ინერციის დაყვანილი მომენტის ოპტიმალური მნიშვნელობა.

20. ექსპერიმენტების საფუძველზე გამოყვანილია გარდამავალი პროცესების რეალური კანონზომიერება ექსპლუატაციის სხადასხვა (აძვრის, დამყარებული, გაჩერების) რეჟიმის დროს.

21. განსაზღვრულია ამძრავის დრეკადი მომენტის შემთხვევითი მნიშვნელობების განაწილების კანონები და ისეთი რიცხობრივი მახასიათებლები, როგორცაა: მათემატიკური მოლოდინი, საშუალო კვადრატული გადახრა, ვარიაციის კოეფიციენტი.

22. შედარებითმა საველე-ლაბორატორიულმა გამოცდებმა აჩვენა, რომ გრიგალური ტიპის პნევმოტრანსპორტიორით კრეფის დროს ნაყოფების მტვრევა არ ფიქსირდება, მაშინ, როცა პნევმოტრანსპორტიორი მექანიკური დამცლელით აზიანებს ნაყოფის 20%-ს. აღინიშნება ნაყოფსაფარის დაზიანება ყველა სახის კრეფის დროს, რომელიც ძირითად ტექნოლოგიურ პროცესზე გავლენას არ ახდენს და შეიძლება უგულებელვყოთ.

23. გრიგალური ტიპის პნევმოტრანსპორტიორით კრეფის დროს, წლიური ეკონომიკური ეფექტი ერთ აგრეგატზე, პროტოტიპთან შედარებით, შეადგენს 60 ლარს.

გამოყენებული ლიტერატურა:

1. ბიგვავა ... 2010 გვავა ლ., ლლონტი გ., მარგალიტაძე რ. “დასავლეთ საქართველოს სუბტროპიკული ზონის ძირითად სასოფლო-სამეურნეო კულტურათა ეკონომიკური შეფასება“ ჟურნალი „სუბტროპიკული კულტურები“ ოზურგეთი. ანასეული.
2. გოგოლაძე 2008 გოგოლაძე გ, “თხილის პლანტაციების სარეველები და მათ წინააღმდეგ ბრძოლა. სამეცნიერო კონფერენცია „რეგიონები და ქვეყნის სასურსათო უსაფრთხოების უზრუნველყოფა“, გამომცემლობა “მოამბე“, თბილისი.
3. ვარშანიძე 2012 ვარშანიძე ფ, “თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემის თეორიული და ექსპერიმენტალური კვლევა“, “მოამბე“. თბილისი.
4. ვარშანიძე 2013 ვარშანიძე ფ, „თხილის საკრეფი აგრეგატის პნევმოსატრანსპორტო სისტემა გრიგალური ტიპის ვენტილატორით“. „ინოვაციური ტექნოლოგიები და თანამედროვე მასალები“ ჟურნალი 5. ქუთაისი.
5. კერესელიძე... 1982 კერესელიძე შ., ნასარიძე დ. ლაჭომია რ, ჩერენცო ვ. , “ჩაის საკრეფი მანქანის პნევმოტრანსპორტიორიდან ჩაის ფოთლის გამომტანი მოწყობილობა“, გამომცემლობა „მოამბე“, თბილისი.
6. ლასარეიშვილი 1981 ლასარეიშვილი ლ,“ თხილის კულტურის წარმოების მეცნიერული საფუძვლები“, „მოამბე“. თბილისი
7. მამულაძე... 2009 მამულაძე მ., ვარშანიძე ფ., გორგილაძე ლ, “მცირე მექანიზაციის ტექნიკურ საშუალებებში, მჭრელი აპარატის მუშა ორგანოს-კაუჩუკის თითის ურთიერთზემოქმედება ღეროზე, ჩაის ფოთლის მექანიზებულად კრეფის დროს“, გამომცემლობა “მოამბე“, თბილისი.
8. მარგალიტაძე 2008 მარგალიტაძე რ., “ზოგიერთი საკითხები აჭარა-გურიის რეგიონში აგრარული სექტორის განვითარების შესახებ“, გამომცემლობა “მოამბე“, ბათუმი.
9. მარგალიტაძე ... 2011 მარგალიტაძე რ, ვარშანიძე ფ, “ზოგიერთი საკითხები სახელმწიფოებრივი მმართველობის როლის შესახებ სუბტროპიკული სოფლის მეურნეობის მდგრადი განვითარების საქმეში” “საქართველოს და მათ შორის აფხაზეთის აგრარული სექტორის თანამედროვე მდგომარეობა და მისი განვითარების პერსპექტივები“, თბილისი
10. მარგალიტაძე ... 2012 მარგალიტაძე რ., ვარშანიძე ფ., მამულაძე მ “თხილის საკრეფი აგრეგატის დინამიკა“, გამომცემლობა “მოამბე“, თბილისი.
11. მარგალიტაძე ... 2012 მარგალიტაძე რ., ვარშანიძე ფ., მამულაძე მ. “თხილის საკრეფი აგრეგატის სამეურნეო-ტექნოლოგიური

- გამოცდების მაჩვენებლები და ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება”, გამომცემლობა “მოამბე”, თბილისი.
12. მახარობლიძე 1974 მახარობლიძე რ., “ექსპერიმენტების დაგეგმვის თანამედროვე მეთოდები სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის საკითხებზე”, გამომცემლობა “მოამბე”, თბილისი
 13. ოშორიძე 1974 ოშორიძე მ. “მარცვლეულის საწმენდ-სახარისხებელი მანქანების სამუშაო პროცესების გაანგარიშების საფუძვლები”, გამომცემლობა “მოამბე”, თბილისი
 14. ლაჟომია რ... 2012 ლაჟომია რ., მარგალიტაძე რ., ვარშანიძე ფ. “პირდაპირი დინების გრიგალური ვენტილატორი”, გამომცემლობა “მოამბე”, თბილისი
 15. შხვაცაბაია ... 1960 შხვაცაბაია გ., ქემოკლიძე გ., ოშორიძე მ. “სასოფლო-სამეურნეო მანქანები და იარაღები”, გამომცემლობა “მოამბე”, თბილისი.
 16. Адлер... 1976 Адлер Ю., Марков Е., Грановский Ю. “Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий”, Москва.
 17. Антоненко 1981 Антоненко И, “Исследование взаимодействия технодогической цепи со стенками отводов пневмоприводов к условиям целлулозно-бумажного проиьводства, Ленинград
 18. Арифджанов 1982 Арифджанов Х,” Исследование и разработка вентилятора для пневмотранспортирующей системы хлопкоуборочных машин” Автреф.
 19. Артиков ... 1976 Артиков Н., Таджиев , “Вентилятор-сеператор”
 20. Артоболевский 1967 Артоболевский И, “Теория механизмов и машин. -2-е изд, Москва.
 21. Брук ... 1975 Брук А.Д.. Матикашвили Т.И., Невельсон М.И. Раер Г.А. Соломахова Т.С Юдин Е.Я. “Центровежные вентиляторы”, «Машиностроение», Москва.
 22. БСЭ 1956 Государственное научное издательство „Большая советская энциклопедия”, Москва.
 23. Бычков 1962 Бычков А.Г. “О выборе диаметра входа в центробежные вентиляторы и насосы”, издательства Оборонгиз, Москва.
 24. Бычков 1962 Бычков А.Г. “О потерях мощности на трения вращающихся дисков колес центробежных вентиляторов”, Издательства Оборонгиз, Москва
 25. Бычкова 1973 Бычкова Л.А.” Аэродинамические характеристики плоских и радиальных диффузоров с предотрывным турбулентным слоем”, Издательства “Машиностроение”, Москва.
 26. Варламов 1978 Варламов Г.П. “Машины для уборки фруктов”, издательства “Наука”, Москва
 27. Вейснер 1967 Вейснер Ф. ” Обзор методов учнечета конечного числа лопастей в рабочих колесах центробежных насосов”, Издательства “ Мир ”, Москва

28. Вентцель 1969 Вентцель Е. "Теория вероятностей", издательства "Наука", Москва
29. Галимзянов 1969 Галимзянов Ф.Г. "Вентиляторы. Атлас конструкции", Издательства "Машиностроение", Москва.
30. Галимзянов 1969 Галимзянов Ф.Г, "Исследование входных коробок вентиляторов с двухсторонним всасыванием", «Горный журнал» №9
31. Гембаржевский 1970 Гембаржевский М.Я, "Работа ЦАГИ в области развития вентиляторостроения", МДНТП, Москва.
32. Гембаржевский ... 1970 Гембаржевский М.Я, Керстен И.О, "Рекомендации СЭВ по вентиляторам общего назначения. В сб.: Вентиляторы общего и специального назначения", МДНТП, Москва
33. Горлин ...1961 Горлин С.М., Слезингер И.И, "Аэродинамические измерения. Методы и приборы." Издательства "Наука", Москва
34. Дейч ... 1970 Дейч М.Е., Зарянкин А.Е "Газодинамика диффузоров и выхлопных падрубков турбомашин", Издательства "Машиностроение", Ленинград.
35. Ден 1973 Ден Г.Н, "Механика потока в центробежных компрессорах", Издательства «Энергия», Москва.
36. Диденко 1984 Диденко Н.Ф, "Машины для уборки овощей", Издательства "Оборонгиз", Москва.
37. Долгов 2003 Долгов И.А, "Уборочные сельскохозяйственные машины ДГТУ", издательства "Машиностроение", Москва.
38. Леонов ...2008 Леонов И. В., Д. И. Леонов, "Теория машин и механизмов", ISBN
39. Идельчик 1975 Идельчик Е, "Справочник по гидравлическим сопротивлениям", Москва.
40. Идиятулин 1982 Идиятулин Р.Г, "Разработка электрического привода нагревательного пневмотранспортера двухрядной хлопкоуборочной машины, Издательства " ", Ташкент
41. Калинушкин 1975 Калинушкин М, "Вентиляторные устоновки.", издательства "Машиностроение", Москва.
42. Карпенко ... 1983 Карпенко А. Н., Халанский В. М, "Сельскохозяйственные машины", Издательства "Колос", Москва.
43. Карпенко 1985 Карпенко Л.Н, "установки и регулировка сельскохозяйственных машин", Издательства "Колос", Москва.
44. Кереселидзе 1958 Кереселидзе Шота, "Механизация субтропических культур", Издательства " ", Тбилиси.
45. Кереселидзе ... 1982 Кереселидзе Ш., Насаридзе Д., Саламахова Т., Хажомия Р, "Пневмотранспортер чаесборочной машины", А.С. №982577
46. Кереселидзе ... 1982 Кереселидзе Ш., Насаридзе Д., Саламахова Т., Хажомия Р. "Смерчевой вентилятор пневмотранспортера", А.С. № 974960
47. Керстен 1962 Керстен И.О., Ханжонков В.И, "Упрощенные способы аэродинамических испытаний вентиляторов", Издательства

- “Оборонгиз”, Москва.
48. Коваленко 1959 Коваленко В.М., Чебышева К.В “ Регулирование центробежных вентиляторов лопаточными направляющими аппаратами на входе”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 49. Коваленко 1963 Коваленко В.М, “Центробежная двухступенчатая воздуходувка малой бистроходности”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 50. Колесников 1963 КолесниковА.В, Ушаков К.А, “ Исследованиепотерь давления в диффузорных межлопаточних каналах осевых вентиляторов”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 51. Конкин 1978 Конкин Ю.Н. и др, “ Экономическое обоснование внедрения мероприятий научно-технического процесса”, Издательства “Колос ”, Москва.
 52. Коровкин 1963 Коровкин А.Г, “Центробежные вентилятори ЦАГИ большой бистроходности с высоким к.п.д”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 53. Левин ...1962 Левин И.М., Боткачин И.А, “ Димасосы и вентиляторы”, М-Л., Госэнергоиздат.
 54. Лившиц 1966 Лившиц С.П, “Аэродинамика центробежных компрессорных машин”, М.-Л., «Машинастроение
 55. Листопад 1982 Листопад В.Н, “С.х машины”, Издательства “Колос ”, Москва.
 56. Локшин 1963 Локшин И. Л, “Применение результатов испытаний вращющихся круговых решеток и аэродинамическому расчету колес центробежных вентиляторов”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 57. Локшин 1963 Локшин И. Л. Чебышева К.В, “ центробежный двухстороний вентилятор ЦАГИ типа Ц4-97/2.-В”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 58. Ломакин 1966 Ломакин А.А, “Центробежные и осевые насосы”, М.-Л., Машгиз
 59. Ломов 1981 Ломов В.И, “Разработка и исследование с.х орудия с ротором”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 60. Львовский 1982 Львовский Е.Н, “Статистические методы построения эмпирических формул”, Издательства “Высш. школа ”, Москва.
 61. Мазманянц 1962 Мазманянц П.О, “Аэродинамические схемы центробежных вентиляторов высокого давления”, Издательства “Оборонгиз”, Москва.
 62. Маргалитадзе 1984 Маргалитадзе Р , “Обоснование технологии и параметров ротационного рабочего органа ручной чаесборочной машины для сбора чайного листа. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук”, Тбилиси.
 63. Маргалитадзе 2011 Маргалитадзе Р. “Исследование оптимальных параметров пневмо-транспортирующей системы средств малой механизации”, Известия” ГУА. Тбилиси

64. Мау ...1965 Мау С.Л., Кашев И.П., “ Пневматический транспортер зерна и продуктов его переработки за рубежом”, М.: Мех.и автомат. Произв.
65. Махароблидзе 1978 Махароблидзе Р.М, “Динамика и основы расчета оптимальных параметров ручных чаесборочных и подрезочных машин”, Издательства “ Оборонгиз”, Москва.
66. Махароблидзе 1991 Махароблидзе Р.М., “Оптимизация динамических процессов в сельскохозяйственных машинах”, Издательства “Недра”, Москва
67. Микок 1980: Микок Дж, Хастин Н.: 1980: Издательства “Оборонгиз”, Москва.
68. Мельников 1972 Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов, издательства “Колос”, Москва
69. Мельников 1972 Мельников С., Алешкин В., Романишин П., “Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов”, Издательства “Машиностроение”, Ленинград.
70. Метревели 1980 Метревели В., Махароблидзе Р., Шеварднадзе В, “Влияние механической характеристики двигателя на динамику ручных чаеподпезочных и чаесборочных машин”, Издательства “ Недрa ”, Москва.
71. Мольгред 1980 Мольгред А. Е ”Трубопроводный транспортер”, Издательства “ Недрa ”, Москва.
72. Научный отчет ВИСХОМ 1982 “Исследование процесса отделения свободных листьев в воздушном потоке”, Госрегистр УДК 621. 634. 533.67.- Москва.
73. Невельсон 1954 Невельсон М.И, “Центробежные вентиляторы”, М.-Л., Госэнергоиздат
74. Новиков 1982 Новиков Ю.Ф, “Теория и расчёт режущего аппарата для уборки грубостебельных культур”, ВИСХОМ
75. Урбан 1978 Урбан Ю, “Пневматический транспортер”, Издательства “Машиностроение”, Москва.
76. Онханова 1981 Онханова Л.О. “ Исследования процесса пневмотранспортера и обоснование параметров комбинированной установки для аэрации пневматической выгрузки зерна с плоских дниш хранилищ сельскохозяйственного типа”, ВИМ,
77. Пак 1961 Пак В.В “О влиянии количества лопаток рабочего колеса на аэродинамические характеристики центробежных вентиляторов. В. Сб.: Шахтные вентиляторы и вентиляционные установки”, Киев. Изд-во АН УССР
78. Пак 1967 Пак В.В, “Инженерный метод аэродинамического расчета центробежных вентиляторов”, Издательства “ Недрa ”, Москва.
79. Поликовский В.И. Поликовский В.И. “ Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры”, . М.-Л., «Машгиз».

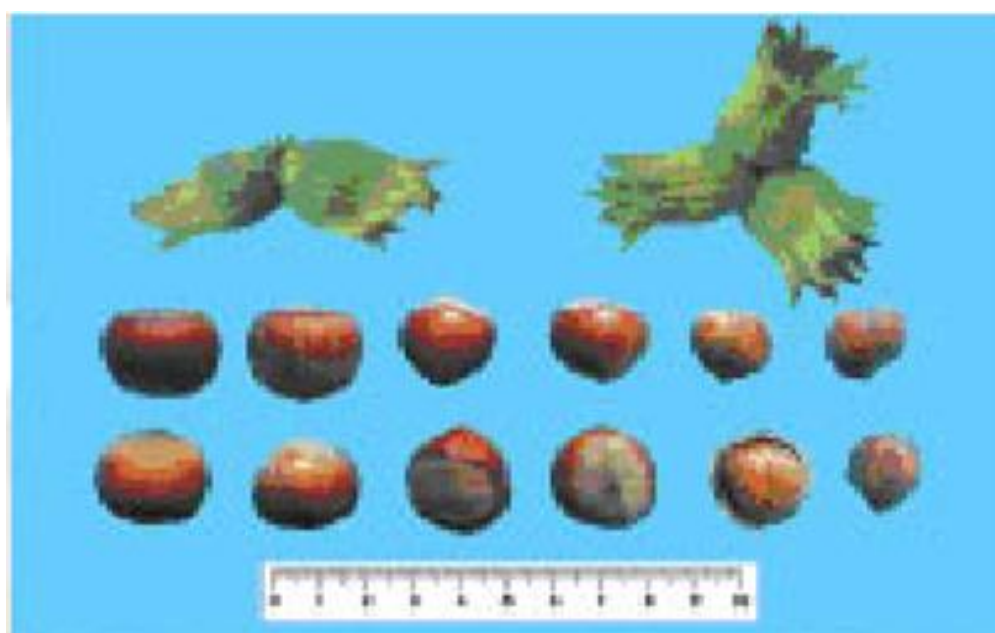
80. Попик 1970 Попик К, “Динамика автомобильных и тракторных двигателей”, Издательства “Недра”, Москва.
81. Решетов 1974 Решетов Д, “Детали машин”, Издательства “Недра”, Москва.
82. Рис 1969 Рис В.Ф, “Расчет дисков турбомашин”, М.Л. Машгиз
83. Романов 1962 Романов В.П, “Экспериментальное исследование потока во вращающемся центробежном колесе, «Изв. Вузов. Нефть и газ» №2
84. Румянцев 1975 Румянцев Е.К, “Гидравлические системы зерноуборочных комбайнов”, Издательства “Колос”, Москва.
85. Соломахова 1980 Соломахова Т.С, “Центробежные вентиляторы”, Издательства “Машиностроение”, Москва.
86. 1979 Сельскохозяйственная техника. Методика экономического расчета. ГОСТ 23728–79 и ГОСТ 23730–79, Москва.
87. 1980 Сельскохозяйственная техника. „Методика эксплуатационно-технологической оценки“. ГОСТ 24055–80 и ГОСТ 24057–80, Москва.
88. Смолырев 1980 Смолырев А. Е, “Трубопроводный транспортер”, Издательства “Недра”, Москва.
89. Сергеев ... 1975 Сергеев З., Химченко Г, “Справочник в сельском хозяйстве”, Издательства “Недра”, Москва.
90. Слезингер И.И Слезингер И.И, “Аэродинамические измерения. Методы и приборы”, Издательства “Наука”, Москва
91. 1995 “Современные тенденции мирового сельскохозяйственного машиностроения”, Издательства “Наука”, Москва
92. Солодовников 1975 Солодовников А.С, “Теория вероятностей”, Издательства “Просвещение”, Москва
93. Соломахина 1973 Соломахина Т. С, “К расчету центробежных вентиляторов с калосами барабанного типа”, Издательства “Наука”, Москва
94. Соломахова 1980 Соломахова Т, “Центробежные вентиляторы”, Издательства “Машиностроение”, Москва.
95. Соломахова ... 1976 Соломахова Т.С, Чебышева К.В, “Центробежные вентиляторы. Справочник”, Издательства “Наука”, Москва
96. Соломахова Т.С Чебышева К.В. Центробежные вентиляторы”, Издательства “Недра” Москва
97. Тедорадзе 1986 Тедорадзе О.М. Ошоридзе М.С, “Уборочные машины. Методика дипломных проектов”, Издательства “Мецниереба”, Тбилиси.
98. Турбин 1967 Турбин Б, “Сельскохозяйственные машины (теория и технологические расчет)”, Издательства “Машиностроение”, Ленинград.
99. Турбин ... 1976 Турбин Б., Дроздов В, “Вибрация и шум в сельскохозяйственных машинах”, Издательства “Наука”, Москва
100. Урбан 1978 Урбан Ю, “Пневматический транспортер”, Издательства “Машиностроение”, Москва.

101. Хажомия 1979 Хажомия Р.М, “ Исследование работоспособности центробежных вентиляторов смерчевого типа”, “ГРУЗ НИИМЭСХ”, Тбилиси.
102. Хажомия 1979 Хажомия Р.М, “ Исследование способов повышения технико-эксплуатационных показателей пневмотранспортера чае собранной машины“Сакартвело”, “ГРУЗ НИИМЭСХ”, Тбилиси.
103. Хажомия 1979 Хажомия Р.М, “Исследование работоспособности центробежных вентиляторов смерчевого типа в системе пневмотранспортера чае собранной машины “Сакартвело”, Тбилиси.
104. Хажомия 1986 Хажомия Р.М, “Усовершенствование технологического процесса пневмо-транспортирования чайного листа на чаеборочной машины „Сакартвело” Диссертация соискание ученой степени кандидата технических наук”, Тбилиси.
105. Халанский 1989 Халанский В, “Сельскохозяйственные машины”, Издательства “ Колос ”, Москва.
106. Халанский...2004 Халанский В.М. Горбачев И.В, “Сельскохозяйственные машины”, Издательства “ Колос ”, Москва.
107. Церуашвили...1974 Церуашвили Т.Е., Хантадзе М.З, “ Моделирование воздушного потока для опрескивателей с/х культур в аэродинамической трубе”, Труды Груз.
108. Чебышева 1973 Чебышева К.В, “Аэродинамические характеристики малогабаритных центробежных вентиляторов ЦАГИ”, Издательства “Машиностроение”, Москва.
109. Черкасский 1977 Черкасский В. М, “ Насосы. Вентиляторы. Компрессоры”,
110. Черкасский 1984 Черкасский В. М, “Насосы, вентиляторы, компрессоры”, “ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ”, Москва.
111. Шерстюк 1972 Шерстюк А.Н, “Насосы, Вентиляторы, компрессоры”, Издательства “ Высшая школа ”, Москва.
112. Шерстюк 1980 Шерстюк А.Н, “ Динамика насосных систем”, Издательства “ Высшая школа ”, Москва.
113. Шлипченко 1976 Шлипченко З, “Насосы, компрессоры и вентиляторы”, Издательства «Техніка», Киев.
114. Шкарбуль 1962 Шкарбуль С.Н, “ Экспериментальное исследование структуры потока в рабочем колесе центробежного компрессора с различными профилями лопаток”, М.-Л., Машгиз.
115. Шхвацабая ...1971 Шхвацабая Г.Я. Ошоридзе М.С., “Сельскохозяйственные машины и орудия”, Издательства “ Мецниереба”, Тбилиси.
116. Юдин 1984 Юдин Е.М, “Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет”, Издательства “ Высшая школа ”, Москва.
117. 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”

118. Alighanbari 2002 Alighanbari H, "Aeroelastic response of an airfoil-aileron combination with free-play in aileron hinge. J. Aircraft 39"
119. 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), in Russian
120. 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)",
121. Andreaus ...2000 Andreaus U. Casini P, "Dynamics of SDOF oscillators with hysteretic motion-limiting stop. Nonlin. Dyn. 22(2),
122. Egger Emile 1961 Швейцарский патент. №390688
123. Egger F Egger F, „Einsatz von TURO-Putpen in der Industrie mit spezieller Berueckzich-tigung des Finzatzes furvstark schleis-sende Forderguter Pumpen“, Laipzig
124. Emile Egger GO.H.G 1962 Emile Egger GO.H.G, „Pompe pour la circulation des fluides contenant des matieres en suspension“. Французский патент № 13195773
125. Laushcner 1973 Laushcner G, "Giperboloidnye and vortical pumps. Pumpten „Chem-anlagen-Verfa-hren“,
126. 1961 Pump for pumping contaminated liquids. Швейцарский патент.. №390688
127. 1965 Pump for the liquids with the solid inclusions. Австрийский патент №239064



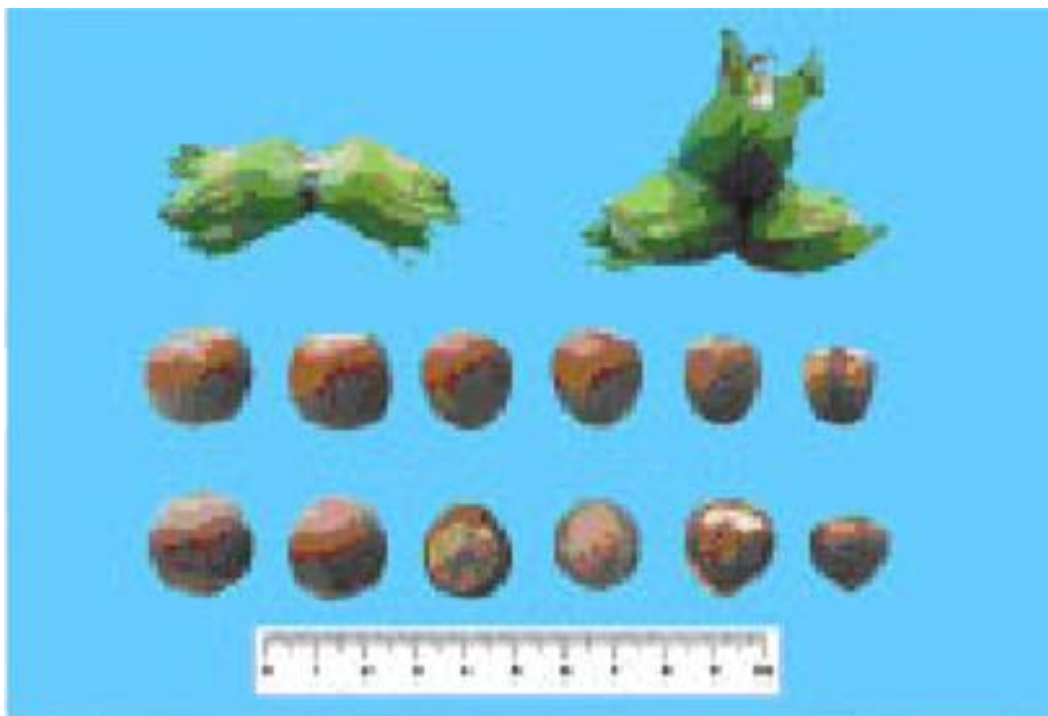
ნახ.1.1. თხილის სრულმოსავლიანი სამრეწველო პლანტაცია



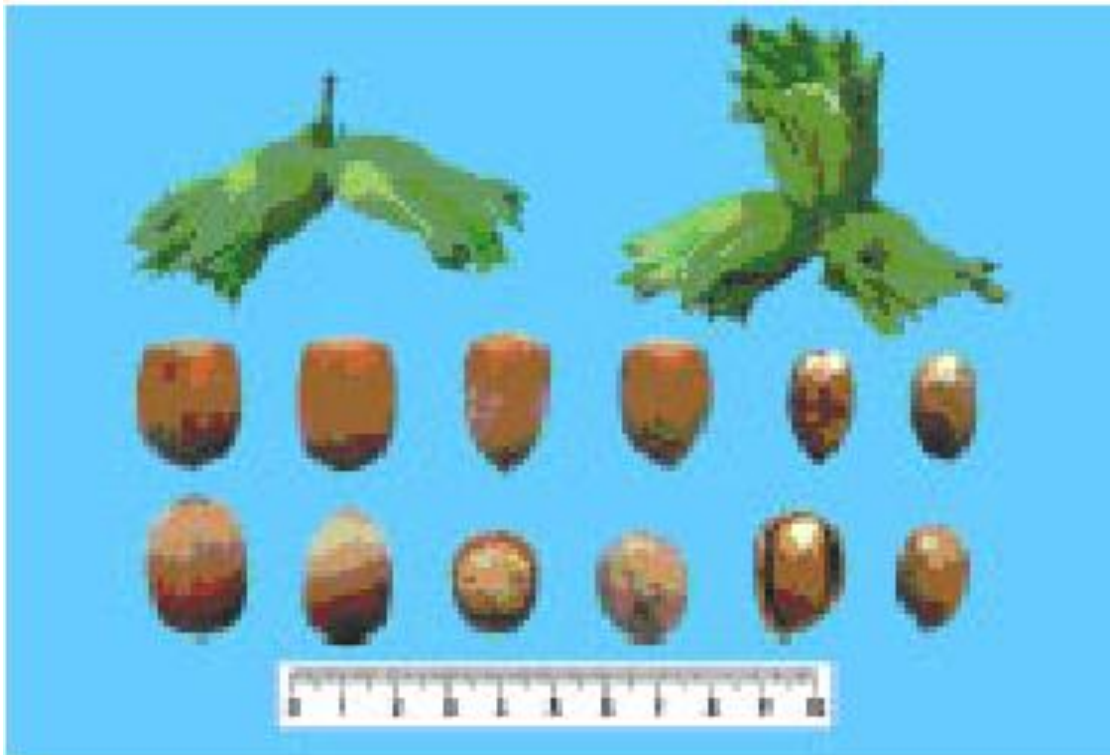
ნახ.1.2. ანაკლიური (ბერძნულა)



ნახ.1.3. გულშიშველა



ნახ. 1.4. შველისყურა



ნახ.1.5. დედოფლისთითა



ნახ. 1. 6. თხილის კულტურის განაწილება რეგიონების მიხედვით

დანართი 2.

ცხრილი 4.3.

$$\Delta x = \frac{2\pi}{24} = 15$$

<i>m</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>cos x</i>	<i>ycos x</i>	<i>sin x</i>	<i>ysin x</i>	<i>cos 2x</i>
1	15	0,095	0,966	0,092	0,259	0,025	0,866
2	30	0,081	0,866	0,070	0,500	0,040	0,500
3	45	0,086	0,707	0,061	0,707	0,061	0,000
4	60	0,111	0,500	0,056	0,866	0,096	-0,500
5	75	0,125	0,259	0,032	0,966	0,121	-0,866
6	90	0,150	0,000	0,000	1,000	0,150	-1,000
7	105	0,150	-0,259	-0,039	0,966	0,145	-0,866
8	120	0,125	-0,500	-0,062	0,866	0,108	-0,500
9	135	0,097	-0,707	-0,069	0,707	0,069	0,000
10	150	0,076	-0,866	-0,066	0,500	0,038	0,500
11	165	0,068	-0,966	-0,066	0,259	0,018	0,866
12	180	0,086	-1,000	-0,086	0,000	0,000	1,000
13	195	0,086	-0,966	-0,083	-0,259	0,022	0,866
14	210	0,090	-0,866	-0,078	-0,500	-0,045	0,500
15	225	0,088	-0,707	-0,062	-0,707	-0,062	0,000
16	240	0,090	-0,500	-0,045	-0,866	-0,078	-0,500
17	255	0,113	-0,259	-0,029	-0,966	-0,109	-0,866
18	270	0,130	0,000	0,000	-1,000	-0,130	-1,000
19	285	0,121	0,259	0,031	-0,966	-0,117	-0,866
20	300	0,106	0,500	0,053	-0,866	-0,092	-0,500
21	315	0,100	0,707	0,071	-0,707	-0,071	0,000
22	330	0,099	0,866	0,086	-0,500	-0,050	0,500
23	345	0,965	0,966	0,932	-0,259	-0,250	0,866
24	360	0,090	1,000	0,090	0,000	0,000	1,000

m	x	y	$y \cos 2x$	$\sin 2x$	$y \sin 2x$	$\cos 3x$	$y \cos 3x$
1	15	0,095	0,082	0,500	0,047	0,707	0,067
2	30	0,081	0,041	0,866	0,070	0,000	0,000
3	45	0,086	0,000	1,000	0,086	-0,707	-0,061
4	60	0,111	-0,055	0,866	0,096	-1,000	-0,111
5	75	0,125	-0,108	0,500	0,063	-0,707	-0,088
6	90	0,150	-0,150	0,000	0,000	0,000	0,000
7	105	0,150	-0,130	-0,500	-0,075	0,707	0,106
8	120	0,125	-0,063	-0,866	-0,108	1,000	0,125
9	135	0,097	0,000	-1,000	-0,097	0,707	0,069
10	150	0,076	0,038	-0,866	-0,066	0,000	0,000
11	165	0,068	0,059	-0,500	-0,034	-0,707	-0,048
12	180	0,086	0,086	0,000	0,000	-1,000	-0,086
13	195	0,086	0,074	0,500	0,043	-0,707	-0,061
14	210	0,090	0,045	0,866	0,078	0,000	0,000
15	225	0,088	0,000	1,000	0,088	0,707	0,062
16	240	0,090	-0,045	0,866	0,078	1,000	0,090
17	255	0,113	-0,098	0,500	0,057	0,707	0,080
18	270	0,130	-0,130	0,000	0,000	0,000	0,000
19	285	0,121	-0,105	-0,500	-0,060	-0,707	0,086
20	300	0,106	-0,053	-0,866	-0,092	-1,000	-0,106
21	315	0,100	0,000	-1,000	-0,100	-0,707	-0,071
22	330	0,099	0,049	-0,866	-0,086	0,000	0,000
23	345	0,965	0,836	-0,500	-0,483	0,707	0,682
24	360	0,090	0,090	0,000	0,000	1,000	0,090

m	x	y	$\sin 3x$	$y \sin 3x$	$\cos 4x$
1	15	0,095	0,707	0,067	0,500
2	30	0,081	1,000	0,081	-0,500
3	45	0,086	0,707	0,061	-1,000
4	60	0,111	0,000	0,000	-0,500
5	75	0,125	-0,707	-0,088	0,500
6	90	0,150	1,000	0,150	-1,000
7	105	0,150	-0,707	-0,106	0,500
8	120	0,125	0,000	0,000	-0,500
9	135	0,097	0,707	0,069	-1,000
10	150	0,076	1,000	0,076	-0,500
11	165	0,068	0,707	0,048	0,500
12	180	0,086	0,000	0,000	1,000
13	195	0,086	-0,707	-0,061	0,500
14	210	0,090	-1,000	-0,090	-0,500
15	225	0,088	-0,707	-0,062	-1,000
16	240	0,090	0,000	0,000	-0,500
17	255	0,113	0,707	0,080	0,500
18	270	0,130	1,000	0,130	1,000
19	285	0,121	0,707	0,086	0,500
20	300	0,106	0,000	0,000	-0,500
21	315	0,100	-0,707	-0,071	-1,000
22	330	0,099	-1,000	-0,099	-0,500
23	345	0,965	-0,707	-0,683	0,500
24	360	0,090	0,000	0,000	1,000















