

1941

საქართველოს სსრ-ის მეცნიერებათა აკადემიის
სასოფრო-სამეურნეო ინსტიტუტის



შრომები

23

XIV

ТРУДЫ ГРУЗИНСКОГО
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ИНСТИТУТА
ИМЕНИ Л. П. БЕРИЯ
ТБИЛИСИ

PROCEEDINGS OF THE
GEORGIAN AGRICULTURAL
INSTITUTE NAMED
AFTER L. P. BERIA
TBILISI

501/
3



საქართველოს სასოფრო-სამეურნეო ინსტიტუტი
სასოფრო-სამეურნეო ინსტიტუტი
სასოფრო-სამეურნეო ინსტიტუტი

შრომები

XIV

ТРУДЫ ГРУЗИНСКОГО
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ИНСТИТУТА
ИМЕНИ Л. П. БЕРИЯ
ТБИЛИСИ

PROCEEDINGS OF THE
GEORGIAN AGRICULTURAL
INSTITUTE NAMED
AFTER L. P. BERIA
TBILISI

6869



გამომცემლობა „თმძნიკა და შრომა“
19 თბილისი 41

БИБЛИОТЕКА
Академії Наук
УРСР

№ 89581

პ/მგ. რედაქტორი—ნ. ტ. გელაშვილი
ხელმოწერილია დასაბეჭდად—31/III—41 წ.

ფე6272

შეკვეთის № 230

ტირაჟი—800

ზომა—6×10¹/₄

ფორმ. რაოდ.—20³/₄

სააგტ. ფორმ.—21

ს ა რ ჩ ე ვ ი

დოც. რ. დვალის — ფერდობებზე მუხლუნა ტრაქტორის მუშაობის გამოკვლევის საკითხისათვის	83-1
Доп. Р. Двали — К вопросу исследования работы гусеничного трактора на склонах	13
პროფ. ა. დიდებულის სისტემის შორეული მოწყობილობის	21
Проф. А. Дидебулидзе — Дальнеструйный дождеватель	57
Prof. A. Didebulidze — The Sprinkler	72
მ. თედორაძე — „ლ. ბერიას სახელობის საქ. სას.-სამ. ინსტიტუტი“-ს ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი	75
М. Теодорадзе — Цитрусовый дисковый культиватор „Груз. СХИ им. Л. П. Берия“	96
М. Теодорадзе — Citrus disk cultivator of the Georgian Agricultural institute	109
დოც. ვ. ხოფერია — ახალი კულტივატორები სატყეო საკულტურო სამუშაოთა მექანიზაციისათვის	111
Доп. В. Хоперия — Новые культиваторы для механизации лесокультурных работ на горных склонах	122
Docēt V. Kheria — Cultivators used for the mechanization of forest cultivation work on mountain slopes	129
დოც. დ. ციციშვილი — ფერდობებზე გუნის მუშაობის გამოკვლევის და მისი გუნის კონსტრუქციის დამუშავების საკითხისათვის	131
Доп. Д. Цицишвили — К вопросу исследования работы плуга на склонах и разработки конструкции горного плуга	151
დოც. ნ. ზირაქაძე — ფაზურ-მოტორიანი ვ-ფაზა ასინქრონული ძრავის ავტომატური მართვა დოც. ზირაქაძის სისტემით	163
Доп. Н. Зиракадзе — Автоуправление 3-х-фазным асинхронным двигателем	191
პროფ. ა. დიდებულის — ელექტროტრაქტორი	240
Проф. А. Дидебулидзе — Электротрактор	240
დოც. ვ. მახალდიანი — ხელსაწყოები და მოწყობილობანი ფერდობებზე ტრაქტორების გამოცდისათვის	255
Доп. В. Махалдиани — Некоторые приборы и приспособления для испытания тракторов на склонах и косогорах	278
ისტ. აკ. აფხაიძე — ნიადაგის დასამუშავებელი იარაღების სფეროული სამუშაო ორგანოების თეორიის ზოგიერთი საკითხი	291

ფერდობებზე მუხლუხა ტრაქტორის მუშაობის გამოკვლევის საკითხისათვის

ახალ მიწების და ახალ ტექნიკურ კულტურათა ათვისების გამო, განსაკუთრებული მნიშვნელობა ენიჭება ფერდობებზე სასოფლო სამეურნეო პროცესების მექანიზაციის საკითხს. თუ გავითვალისწინებთ იმასაც, რომ ზოგიერთი მტს-ის მოქმედების რაიონში სრულეებით არ არის ვაკეები (მაგალითად ახალციხის მტს-ის მოქმედების რაიონი) და რომ ყველაზე უფრო ბარის ადგილებშიც კი შევხვდებით მცირე ქანობების განსაზღვრულ პროცენტს, მაშინ დავრწმუნდებით, რომ ფერდობებზე ტრაქტორის მუშაობის გამოკვლევა ჩვენი საკვლევეო დაწესებულებების გადაუდებელი ამოცანაა. თუ არ ვიცით ტრაქტორის დინამიკა ფერდობებზე მუშაობის დროს, არ შეიძლება რაციონალურად დავაყენოთ არსებული ტრაქტორების ექსპლუატაციის საქმე, თუ არ ვიცით არსებული ტრაქტორების სუსტი მხარეები, არ შეიძლება სწორად დაიხვას მათი გაუმჯობესების საკითხი.

აქედან გამომდინარე, ამხ. ლ. ბერიას სახელობის საქ.-სას.-სამ. ინსტიტუტის ტრაქტორებისა და ავტომობილების კათედრამ საცდელ სადგურთან ერთად 1939 წელში ამ საბუშაოს მოჰკიდა ხელი.

ჩვენ მიზანშეწონილად ჩავთვალეთ ეს მუშაობა დაგვეწყო ფერდობებზე ტრაქტორის წვევის თვისებების გამოკვლევიდან, რადგანაც მათი შედეგები და მათი ანალიზი ერთის მხრივ საშუალებას მოგვცემს—დავსვათ არსებული ტრაქტორების ფერდობებზე წესიერი ექსპლუატაციის საკითხი და მეორეს მხრივ გამოგვადგება ახალი და სრულქმნილი ტრაქტორის გეგმარებისათვის ტექნიკური პირობების შესადგენად.

ფერდობებზე ტრაქტორის მუშაობა უხდება:

1. ქანობის განივი მიმართულებით, როდესაც ტრაქტორის განივი ღერძი ჰორიზონტთან ადგენს მაქსიმალურ კუთხეს.
2. ქანობის სიგრძივი მიმართულებით, როდესაც ტრაქტორის სიგრძივი ღერძი ჰორიზონტთან ადგენს მაქსიმალურ კუთხეს (მხოლოდ აღმართზე ან დაღმართზე).

3. ქანობის ისეთი მიმართულებით, როდესაც ტრაქტორის ორივე (სიგრძივი და განივი) ღერძი დახრილია პორიზონტის მიმართ. მომავალში ჩვენ ამას ქანობის ირიბ მიმართულებას ვუწოდებთ.

განსაკუთრებული ყურადღების ღირსია ტრაქტორის მუშაობა ქანობის განივი მიმართულებით, რადგანაც აგროტექნიკის თვალს. ზრისით ეს მიმართულება ყველაზე უფრო მისაღებია. მაგრამ, თუ გავითვალისწინებთ, რომ მხოლოდ ქანობის განივი მიმართულებით მუშაობა შეუძლებელია, მეტადრე დასერილ ადგილებში, სადაც ერთდამიანე უბანზე გვხვდება სიგრძივი და განივი ქანობები და ირიბები, მაშინ დავრწმუნდებით, რომ შესასწავლია ყველა ჩამოთვლილი შემთხვევა.

ამ წერილში ჩვენ გავარჩევთ ტრაქტორის მუშაობას მხოლოდ ქანობის განივი მიმართულებით. ჩვენი მიზანია მკითხველი გავაცნოთ ჩვენი მუშაობის ზოგიერთ შედეგს და გავამახვილოთ ყურადღება იმ საკითხებზე, რომლებიც ამცირებენ ტრაქტორის ეფექტიანობას ქანობის განივი მიმართულებით მუშაობის დროს.

ტრაქტორის მუშაობა ქანობის განივი მიმართულებით

ქანობის განივი მიმართულებით ტრაქტორის მუშაობის შესახებ გვხვდება საკითხის ორგვარი გარჩევა და ორივე ეხება ტრაქტორის მდგრადობის საკითხს. პირველი იხილავს ტრაქტორის გადაბრუნების საშიშროებას და მეორე—მოცურების საშიშროებას.

ქანობის განივი მიმართულებით მოძრაობის დროს ტრაქტორზე მოქმედი გარეგანი ძალების (1 ნახ.) განხილვის შემდეგ მივიღებთ:

$$\beta = \text{arc tg } \varphi,$$

და

$$\beta = \text{arc tg } \frac{B}{2h}$$

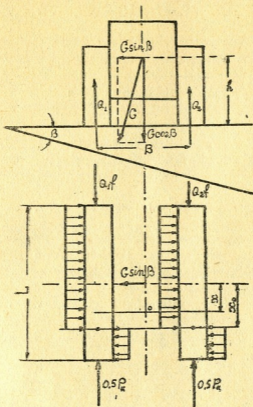
სადაც φ —ტრაქტორის ნიადაგთან გვერდითი ჩაჭიდების კოეფიციენტი.

პირველი ფორმულა გვაძლევს დაქანების იმ კუთხის მნიშვნელობას, რომლამდეც ტრაქტორის მოცურების საშიშროება გამორიცხულია. უფრო დიდ ქანობებზე ტრაქტორი ვერ იმუშავებს, რადგანაც ის ჩამოცურდება.

მეორე ფორმულა გვაძლევს დაქანების იმ კუთხის მნიშვნელობას, რომლამდეც ტრაქტორის გადაბრუნების საშიშროება გამორიცხულია. უფრო დიდ ქანობებზე ტრაქტორი ვერ იმუშავებს, რადგან იგი გადაბრუნდება.

ამ ორი კუთხიდან ნაკლებად ინიშნება ქანობის ზღვარი, რომ-
 ლამდეც ტრაქტორის მუშაობა დასაშვებია.

თანამედროვე ლიტერატურაში მხოლოდ ამ ორი საკითხის
 შესწავლით ამოიწურება ტრაქტორის განივ ქანობზე მუშაობის გა-
 მოკვლევა. ქანობი რომ არ იწვევდეს კიდევ სხვა მოვლენების წარ-
 მოშობას, მაშინ ქანობის იმ ფარგლებში, სადაც გამორიცხულია
 მოცურების და გადაბრუნების საშიშროება, ტრაქტორის ქანობზე
 მუშაობა იქნებოდა ვაკეზე მუშაობის იდენტური, მაგრამ ეს ასე არ
 არის.



1 ნახ.

ქანობის განივი მიმართულებით მუშაობის დროს ტრაქტორის
 წონის შემადგენელი $G \sin \beta$ (1 ნახ.) იწვევს მუხლუხებზე მოსული
 წნეების გადანაწილებას. მომენტების წონასწორობის პირობის თა-
 ნახმად მივიღებთ:



$$Q_1 = \frac{1}{2} G \cos \beta + \frac{h}{B} G \sin \beta,$$

$$Q_2 = \frac{1}{2} G \cos \beta - \frac{h}{B} G \sin \beta.$$

რადგანაც მუხლუხებზე მოსული წნეგები ტოლნი არ არიან, ამიტომ არ იქნებიან ტოლნი მუხლუხების გადაგორების წინააღმდეგობის ძალებიც და ამის გამო წარმოიშობა ტრაქტორის მომბრუნებელი მომენტი:

$$M_n = f \frac{B}{2} (Q_1 - Q_2) \dots \dots \dots (1)$$

ტრაქტორის თეორიიდან ცნობილია, რომ გვერდითი ქანობის არსებობის დროს მუხლუხების მომბრუნების ცენტრი, წონის შემადგენლის $G \sin \beta$ არსებობის გამო დაშორებულია ტრაქტორის განივი სიმეტრიის ღერძს შემდეგ მანძილით (1 ნახ.):

$$x_0 = \frac{L}{2\mu} \operatorname{tg} \beta.$$

ძალა $G \sin \beta$ მომბრუნების ცენტრის მიმართ მოგვეცემს შემდეგ მომენტს:

$$M'_n = x_0 G \sin \beta \dots \dots \dots (2)$$

რომელიც აგრეთვე ეცდება ტრაქტორის შემობრუნებას. მაშასადამე, ტრაქტორზე, ქანობის განივი მიმართულებით მოძრაობის დროს, მოქმედებს მომბრუნებელი მომენტი

$$M_n = \frac{B}{2} f (Q_1 - Q_2) + x_0 G \sin \beta, \dots \dots \dots (3)$$

რომელიც ცდილობს გადაახვევიოს ტრაქტორს სწორხაზობრივ მიმართულებიდან.

ქანობები 8—10° ზევით შექანიკური წვეით არ არის ათვისებული. ამ ფარგლებში ი მომბრუნებელი მომენტის სიდიდე არაა იმოდენა, რომ მას შეეძლოს ტრაქტორის შემობრუნება, ნაგრამ მისი ზეგავლენით ტრაქტორი დაიწყებს გადახვევას სწორხაზობრივ მოძრაობიდან და თანდათანობით დასცილდება თავის პირველყოფილ მიმართულებას. ამ შემთხვევაში სწორი კვალის გასაღებად (პროიზონტალის მიმართულებით) ხშირად უნდა მივმართოთ ტრაქტორის გასწორებას, ე. ი. ხშირ მომბრუნებას სამართავი შექანიზმის საშუალებით აღმართისაკენ. ტ რ ა ქ ტ ო რ ი ს ა ს ე თ ი ბ რ უ ნ ვ ა

ჩვენზე დამოუკიდებელი დაღმართისაკენ და ჩვენ-
მიერ გამოწვეულ დაღმართისაკენ, ერთის მხრივ იწ-
ვევს მუხლუხების ნიადაგთან მუშაობის გაზრდას,
მეორე მხრივ იწვევს სიჩქარის დაკარგვას,
გამოც ტრაქტორის სასარგებლო მუშაობა უნდა
შემციოდეს.

ამრიგად, ქანობის განივი მიმართულებით მუშაობის დროს
(7—10°-ის ფარგლებში) გადაბრუნების ან მოცურების საშიშროება
გამორიცხულია, მომბრუნებელი მომენტი გამოწვეული ზიანი კი
ძალიან დიდია. ტრაქტორის გეგმარების პროცესში ეს მოვლენა
უნდა იქნეს გათვალისწინებული და საყრდენ ზედაპირებზე მოსულ
წონების სათანადო განაწილებით ის შეიძლება იქნეს შემცირებული.
არსებული ტრაქტორების ექსპლუატაციაში საჭიროა, — მისაბმელი
იარაღის ტრაქტორზე მიბმის წერტილი გადატანილ იქნეს გვერდზე
იმ ანგარიშით, რომ მის მიერ წარმოშობილმა მობრუნების წინააღ-
მდეგობის მომენტმა გააბათილოს გვერდითი ქანობით წარმოშობი-
ლი მომბრუნებელი მომენტი. ზედა კვალში მისაბმელი უნდა გადაი-
წიოს მარცხნივ და ქვედა კვალში — მარჯვნივ. დოც. ციციშვილის
ცდებმა დაადასტურა, რომ გუთნის ასეთი ექსცენტრული გამობმა
ქანობის განივი მიმართულებით მუშაობის დროს, ხვნის თვალსაზ-
რისითაც მისაღებია, რადგანაც ნიადაგის დამუშავების ხარისხი
უმჯობესდება.

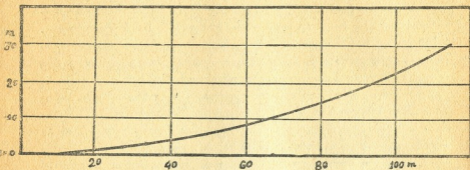
აქედან გამომდინარე, ქანობებზე მომუშავე
ტრაქტორებისათვის დაგეგმარებული უნდა იქნეს
მოდრავი კაკვი.

ტრაქტორის ქცევის შესწავლის მიზნით ჩავატარეთ ექსპერი-
მენტები, რომლებმაც ააყვებითა დაასაბუთეს ზემოთმოყვანილი მოსაზ-
რებები. ექსპერიმენტებს ვატარებდით ორი მიმართულებით: პირვე-
ლი — მომბრუნებელი მომენტის ზეგავლენით პირველყოფილ მიმარ-
თულებიდან ტრაქტორის გადახვევის ინტენსივობის შესწავლის მიზ-
ნით და მეორე — ტრაქტორის სასარგებლო მუშაობაზე ამ მოვლენის
გავლენის გამოსამკლავებლად.

პირველი საკითხის გამოსარკვევად ვიქცეოდით შემდეგნაირად:
განივ ქანოზე (თეოდოლიტის დახმარებით) ზუსტად ვსაზღვრავდით
ჰორიზონტალის მიმართულებას, რომელსაც ვნიშნავდით სათანადო
სოლების ჩასმით. პირველ ორ სოლზე ვკვიმავდით კანაფს და ზუს-
ტად მის პარალელურად ვიყენებდით ტრაქტორს. როდესაც სათა-
ნადო გაზომვებით დავრწმუნდებოდით, რომ ტრაქტორი დგას ჰო-
რიზონტალის ვასწვრივ, ჩავრთავდით გადაცემას და ავამოდრავებ-
დით მას. ცდის განმავლობაში ხელს არ ვახლებდით სამართავ მე-
ქანიზმს. ყოველი ოცი მეტრის გავლის შემდეგ ვზომავდით ტრაქ-

ტორის დაცილების მანძილს თავდაპირველ მიმართულებიდან მიღებული შედეგებით ვაგებდით დიაგრამას, რომლის აბსცისთა ღერძზე გადაზომილია გავლილი მანძილი და ორდინატთა ღერძზე, მიმართულებელი მომენტის არსებობის გამო, ტრაქტორის დაცილება პირველყოფილ მიმართულებიდან.

უმისაბმელოდ მომუშავე ტრაქტორისათვის ამ ხერხით აგებული დიაგრამა მოყვანილია 2 ნახ.ზე. ცდა ტარდებოდა 10⁰-იან გვერდითს ქანობზე, "სტზ-ნატი" ტრაქტორით ნაწვერალებზე.



2 ნახ.

როგორც დიაგრამიდან ჩანს, ტრაქტორის დაშორება პირველყოფილ მიმართულებიდან დაღმართისაკენ ინტენსიურად იზრდება. თუ ოცი მეტრის გავლის შემდეგ დაშორება პირველყოფილ მიმართულებიდან აღწევს 1,3 მეტრს, უკვე მეასე მეტრზე ეს დაშორება გაზრდილია 23 მეტრამდე. აქედანვე ნათლად ჩანს, თუ როგორ ხშირად უნდა ვასწოროთ (ვაბრუნოთ იძულებით დაღმართისაკენ) ტრაქტორი იმისათვის, რომ დავიცვათ კვალის სწორი მიმართულება.

ასეთივე ექსპერიმენტები იყო ჩატარებული დატვირთული ტრაქტორით (მისაბმელად გამოყენებული იყო გუთანა). იმავე ნიადაგზე და იმავე ქანობზე ცდის შედეგად მივიღეთ: როდესაც ტრაქტორი ავითარებდა წვეის ძალას 1760 კგ, მან მოგვცა საშუალო დაშორება თავდაპირველ მიმართულებიდან 0,8 მეტრი ოცი მეტრის გავლის შემდეგ, — როდესაც წვეის ძალა უდრიდა 1980 კგ, ოცი მეტრის გავლის შემდეგ ის დასცილდა თავდაპირველ მიმართულებას 0,75 მეტრით.

ამ მონაცემებიდან ჩანს, რომ ტრაქტორის გადახვევა თავდაპირველ მიმართულებიდან უქმი სვლის დროს მეტია, ვიდრე დატ-

ვირთულ ტრაქტორისათვის. ეს ასეც უნდა იყოს, რადგანაც მობრუნების წინააღმდეგობის მომენტი, რომელიც მისაბმელმა იარაღმა შექმნა, ამცირებს მომბრუნებელი მომენტის ეფექტს.

ტრაქტორის სასარგებლო მუშაობაზე აღწერილი მოვლენის გაგონების გამოსამყვანებლად მოვიქცეთ შემდეგნაირად: ვინაიდან ტრაქტორის სასარგებლო მუშაობაზე ვმსჯელობთ კაკვზე განვითარებული სიმძლავრით, ამიტომ ვაწარმოეთ ტრაქტორის წვეთი გამოცდა განივ ქანობზე. ერთდროულად ტრაქტორი გამოვცადეთ ჰორიზონტალურ მონაკვეთზე და წვევის მახასიათებლების შედარებით ვიქონიეთ სათანადო მსჯელობა.

ვიდრე შედეგებზე გადავალთ, მანამდე საჭიროა რამოდენიმე სიტყვით შევჩერდეთ წვეთი გამოცდის მეთოდისაზე. ვაკვზე ტრაქტორის წვეთი გამოცდის დროს, ვიდრე ცუას დავიწყებთ, ტრაქტორს ვაძლევთ გარბენის საშუალებას, რათა დამყარდეს მუდმივი რეჟიმი და ამ დამყარებული რეჟიმით შევდივართ საცდელ უბანში. საცდელ მონაკვეთზე ვზომავთ სიჩქარეს, ძრავის ბრუნვის რიცხვს, წვევის ძალას და სხვა. რადგან რეჟიმი დამყარებულია, ამიტომ გასაზომი სიდიდეები იქნებოდა მუდმივი, მთელი ცდის განმავლობაში ნიადაგი რომ ერთგვაროვანი ყოფილიყო. ვინაიდან ნიადაგი არ არის ერთგვაროვანი, ამიტომ გასაზომი სიდიდეები იცვლიან თავის მნიშვნელობას, მაგრამ მათი საშუალო მნიშვნელობები ძალიან ახლოს დგას ქვეშარიტებისთან.

ქანობზე მუშაობის დროს, გასაზომი სიდიდეთა ცვალებადობას, ნიადაგის არაერთგვაროვნების გარდა, იწვევს მთელი რიგი ახალი მიზეზები, რომლებიც განუწყვეტლივ მოსდევენ ერთიერთმანეთს. გავარჩიოთ ქანობის განივი მიმართულებით მოძრაობის მთელი პროცესი.

პირველი ეტაპი—ტრაქტორი მოძრაობს ჰორიზონტალების გასწვრივ, წარმოშობილია განივი ქანობით გამოწვეული მომბრუნებელი მომენტი, რომელიც მოქმედობს მასზე. მეორე ეტაპი—ამ მომენტის ზეგავლენით ტრაქტორმა დაიწყო დაცილება თავდაპირველ მიმართულებიდან. მესამე ეტაპი—ვამუხრუჭებთ გასწვრებულ მუხლუხს და ვასწორებთ მიმართულებას (ტრაქტორს ვაბრუნებთ აღმართისაკენ). ამის შემდეგ იწყება ისევ პირველი ეტაპი და ასე განუწყვეტლივ.

თუ ტრაქტორს ჰორიზონტალების გასწვრივ მუშაობის დროს ჰქონდა რაღაც გარკვეული სამუშაო რეჟიმი, მეორე ეტაპის განმავლობაში ის უსათუოდ შეიცვლება, რადგანაც შექმნილია დაღმართის ელემენტი, რომელიც განტვირთავს ძრავას, გაიზრდება მისი ბრუნვის რიცხვი და ამის შედეგად ტრაქტორის მოძრაობა იქნება აჩქარებული. მესამე ეტაპის დროს, როდესაც ტრაქტორს აღმარ-

თისაკენ ვაბრუნებთ, მობრუნების დიდი წინააღმდეგობის გამო ძრავა უსათუოდ გადაიტვირთება, დაიწყებს კლებას მისი ბრუნვის რიცხვი, და მოძრაობა შენელებული იქნება. როგორც ვხედავთ მოძრაობის მთელი პროცესის განმავლობაში ტრაქტორის სიჩქარე მუდმივ ცვალებადობაშია.

ვაკეზე ტრაქტორის გამოცდის დროს, ცდის განმავლობაში საშუალო სიჩქარის გამოსათვლელად ვიქცევით ასე: ვზომავთ დროს ცდის განმავლობაში და გავლილი მანძილის (საცდელი მონაკვეთის სიგრძის) მასზე გაყოფით ვიღებთ ტრაქტორის საშუალო სიჩქარეს. თუ ამავე მეთოდს გამოვიყენებთ ფერდობზე, ცხადია, მივიღებთ საშუალო ფიქტიურ სიჩქარეს, რომელიც არავითარ შემთხვევაში არ ახასიათებს ტრაქტორის სამუშაო რეჟიმს. აქედან გამომდინარე ქანობზე ტრაქტორის გამოცდის მეთოდის უნდა იქნეს სათანადოდ შეცვლილი. მეთოდის შეცვლა მოითხოვს მთელი რიგი ხელსაწყოების შეცვლას და მათ შექმნას¹.

ჩვენ მიერ მიღებულ წევის მახასიათებლების შედარებით დადასტურდა, რომ ყველა შემთხვევაში ტრაქტორის სასარგებლო მუშაობა (ძრავის ნორმალურ ბრუნვის რიცხვზე) ქანობის განივი მიმართულებით მცირდება. მოგვყავს ერთი შედეგთაგანი (ტრაქტორი „სტზ—ნატი“, ნაწვერალი).

ძრავის ბრუნვის რიცხვი	ქანობი გრადუსებით	სიმძლავრე ც. ძ. (კაკვზე)
1250	0	36
1250	10	31

ქანობის განივი მიმართულებით მუშაობის შემთხვევაში ტრაქტორის სასარგებლო სიმძლავრე რომ იკლებს,—ეს დადასტურდა. ახლა სჭირია მოიძებნოს კაკვზე სიმძლავრის ან წევის ძალის შემცირების სიდიდის გამოთვლის საშუალება. ამისათვის გავარჩიოთ მუხლუხების ნიადაგზე გორვის პროცესი,

აღვილი შესამჩნევია, რომ ქანობის განივი მიმართულებით მოძრაობის დროს, მუხლუხების გორვა ნიადაგზე დიდად განსხვავდება იმავე მუხლუხების ვაკე ნიადაგზე გორვისაგან. ვაკეზე, მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალას ჰქმნის მხოლოდ ნიადაგის ნორმალური

¹ ამ ხელსაწყოების შესახებ იხილეთ დოკ. ვ. მახალდიანის წერილი ამავე კრებულში.

დეფორმაცია. ქანობის განივი მიმართულებით მოძრაობის შემთხვევაში, რადგანაც ტრაქტორი გადაადგილებითი მოძრაობასთან ერთად განიცდის თრევის მარცხნივ და მარჯვნივ, ამიტომ ნიადაგის ნორმალური დეფორმაციით გამოწვეული წინააღმდეგობის გარდა წარმოიშობა ნიადაგთან მუხლუხების ხახუნის და ნიადაგში ჩალრმავებულ მუხლუხის ნაწილებით ნიადაგის თელვის წინააღმდეგობა.

აქედან გამომდინარე, ქანობის განივი მიმართულებით ტრაქტორის მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალა ვაკეზე მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალაზე მეტი უნდა იქნეს და, მაშასადამე, ამ შემთხვევაში მოძრაობის წინააღმდეგობის კოეფიციენტიც მეტია.

ქანობის განივი მიმართულებით ტრაქტორის მოძრაობის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის განსასაზღვრელად ვიქცევით ასე: სხვადასხვა ქანობზე ტრაქტორს დატვირთვას ვაძლევთ იმ ანგარიშით, რომ ცდის განმავლობაში ძრავის საშუალო ბრუნვის რიცხვი იქნეს ნორმალური („სტუ-ნატი“-სათვის 1250 ბრ/წთ).

შედეგები მოგვყავს ცხრილში:

განივი ქანობი	ძრავის ბრუნვის რიცხვი	წვეის ძალა კაკეზე	გადაცემა
0°	1250	2200	II
10°35'	1250	1800	II
7°39'	1250	1910	II
0°	1250	1800	III
4°6'	1250	1600	III
11°	1250	1410	III

ცნობილია, რომ მხები წვეის ძალა ძრავის მუდმივი ბრუნვის რიცხვის დროს არ არის დამოკიდებული რელიეფზე. მეორე გადაცემაზე მხები წვეის ძალის სიდიდე ედრება:

$$P'_{კაკ} + Gf_0 = 2200 + 5100 \cdot 0,087 = 2643,7 \text{ კგ.}$$

მესამე გადაცემაზე

$$P'_{კაკ} + Gf_0 = 1800 + 5100 \cdot 0,087 = 2243,7 \text{ კგ.,}$$

სადაც f_0 — მოძრაობის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი ვაკეზე და

უდრის 0,087. ტრაქტორის წვეის ბალანსიდან გამომდინარე, შეიძლება დავწეროთ

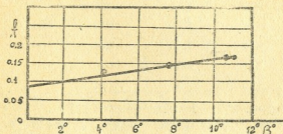
$$f = \frac{P_k - P_{კაკ}}{G}$$



რომლის საშუალებითაც უკვე შეგვიძლია გამოვთვალოთ f სხვადასხვა გვერდით ქანობზე. ანგარიში და შედეგები მოყვანილია ცხრილში.

განივი ქანობი	ძრავის ბრუნ. რიცხვი	მხები წვე. ძალა	წვეის ძალა კაკზე	მოდრობის წინაღ. კოეფიციენტი
0°	1250	2643,7	2200	0,087
10°35'	1250	2643,7	1800	0,165
7°39'	1250	2643,7	1910	0,146
0°	1250	2243,7	1800	0,087
4°6'	1250	2243,7	1600	0,126
11°	1250	2243,7	1410	1,164

ამ შედეგებით შეგვიძლია ავაგოთ დიაგრამა (3 ნახ.) თუ f -ის ცვალებადობის ასეთი მიმდინარეობა მომავალი ექსპერიმენტებით დადასტურდა, მაშინ ძალიან მარტივად გამოიყვანება f -ის ცვალებადობის საანგარიშო ემპირიული ფორმულა (ამ სახის: $y = a + bx$).



3 ნახ.

თუ კი დადგენილი იქნა f -ის ცვალებადობის კანონი, მაშინ კაკვის წვეის ძალა ქანობის განივი მიმართულებით მუშაობის დროს გამოიანგარიშება შემდეგნაირად:

$$P_{კაკ}^{\beta} = P_{კაკ}^0 - G(f_{\beta} - f_0) \dots \dots \dots (4)$$

სადაც $P_{კაკ}$ — სასარგებლო (კაკვზე) წვევის ძალაა ვაკეზე, f_{β} — მოძრაობის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი გვერდით ქანობზე.

ამის შემდეგ არავითარ სირთულეს არ წარმოადგენს სასარგებლო სიმძლავრის და სათბობის კუთრი ხარჯის გამოანგარიშება.

ჩვენ უკვე აღვნიშნეთ, რომ ქანობის ზღვრული კუთხის (რომლამდეც ტრაქტორს მუშაობა შეუძლია) გამოსათვლელად მიმართავენ ტრაქტორის შემოწმებას გადაბრუნებაზე და მოცურებაზე. ჩვენ ვფიქრობთ, რომ ზოგიერთ შემთხვევაში ამ ზღვრულ კუთხეებამდე ტრაქტორი ვერ მიიღწევს, რადგანაც ქანობის გადიდებით დიდდება მომბრუნებელი მომენტიც და დადგება ისეთი ზღვარი, როდესაც ეს მომენტი გაუტოლდება მობრუნების წინააღმდეგობის მომენტს. ამ კუთხეზე და მით უფრო თუ მას გადავცილდით ტრაქტორის მუშაობა შეუძლებელი შეიქნება, რადგანაც ტრაქტორი მოძრაობის დაწყებისთანავე დაიწყებს ადგილზე მობრუნებას. ტრაქტორის მობრუნების ეს პირობა შეიძლება ასე დავწეროთ:

$$\frac{B}{2} f (Q_1 - Q_2) + X_0 G \sin \beta = \frac{\mu GL \cos \beta}{4} \left[1 + \left(\frac{2X_0}{L} \right)^2 \right], \quad (5)$$

სადაც μ — ტრაქტორის მობრუნების წინააღმდეგობის კოეფიციენტი:

L — მუხლუხების საყრდენი ზედაპირის სიგრძეა.

ამ ტოლობის მარჯვენა მხარე გამოხატავს მუხლუხა ტრაქტორის მობრუნების წინააღმდეგობის მომენტს.

ამ ტოლობაში ჩავსვათ Q_1 , Q_2 და X_0 -ის ნიშვნელობები მაშინ მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \frac{B}{2} f \left(\frac{1}{2} G \cos \beta + \frac{h}{B} G \sin \beta - \frac{1}{2} G \cos \beta + \frac{h}{B} G \sin \beta \right) + \\ + \frac{L}{2\mu} G \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta} = \frac{\mu GL \cos \beta}{4} \left[1 + \frac{\sin^2 \beta}{\mu^2 \cos^2 \beta} \right]. \end{aligned}$$

გამარტივების შემდეგ მივიღებთ:

$$4\mu f h \sin \beta \cos \beta + L \sin^2 \beta - \mu^2 L \cos^2 \beta = 0;$$

რადგანაც $\sin \beta = \operatorname{tg} \beta \cos \beta$, მივიღებთ:

$$\operatorname{tg}^2 \beta + 4\mu f \frac{h}{L} \operatorname{tg} \beta - \mu^2 = 0.$$

ამ კვადრატული ტოლობის გადაწყვეტა მოგვცემს:

$$\operatorname{tg} \beta = \mu \left[\sqrt{4f^2 \frac{h^2}{L^2} + 1} - 2f \frac{h}{L} \right]. \dots \dots (6)$$

ამრიგად მივიღეთ ის კუთხე, რომელზედაც დაიწყებს ტრაქტორი ბრუნვას. ამ ზღვრული კუთხის სიდიდე დამოკიდებული ყოფილა ნიადაგის მექანიკურ თვისებებზე, მუხლუხების საყრდენ შედაპირის სიგრძეზე და სიმძიმის ცენტრის სიმაღლეზე. ზოგჯერ კუთხე გამოდის საგრძნობლად ნაკლები იმ კუთხეებზე, რომლებიც დასაშვებია დაცურების და გადაბრუნების საშიშროების გათვალისწინებით. მაშასადამე, ზღვრული კუთხის დასადგენად უნდა შევამოწმოთ ტრაქტორის გადაბრუნება, მოცურება და მობრუნება. ამ სამ კუთხეში—უმცირესით უნდა დაინიშნოს ქანობის ზღვარი, რომელაღეც ტრაქტორს მუშაობა შეუძლია.

Доц. Р. ДВАЛИ

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА НА СКЛОНАХ

В связи с освоением новых земель и внедрением новых технических культур, особое значение приобретает вопрос механизации сельско-хозяйственных процессов на склонах. Если учесть и то, что в районах действия некоторых МТС вообще нельзя найти равнину, а освоенные склоны своей крутизной доходят до 8—10 градусов (например район Ахалцихской МТС), в некоторых МТС до 75 процентов обрабатываемой площади расположены на склонах (например район Душетской МТС) и что даже в самых равнинных местностях имеется определенный процент малых склонов, тогда увидим, что вопрос исследования работы трактора на склонах становится неотложной задачей наших исследовательских учреждений.

Исходя из этого, кафедра тракторов и автомобилей сельско-хозяйственного института Грузии имени Л. П. Берия в 1939 году взялась за эту работу.

Мы нашли целесообразным эту работу начать с исследования тяговых свойств тракторов на склонах, так как результаты этих исследований и их анализ с одной стороны дадут возможность поставить вопрос о правильной эксплуатации существующих тракторов на склонах и с другой стороны послужит материалом для составления технических условий на проектирование более совершенного и нужного трактора.

Целью данной статьи является познакомить читателя с некоторыми результатами полученными нами и обострить внимание на вопросы понижающие эффективность трактора при работе в поперечном направлении склона.

РАБОТА ТРАКТОРА В ПОПЕРЕЧНОМ НАПРАВЛЕНИИ СКЛОНА



При работе в поперечном направлении склона составляющая веса $G \sin \beta$ вызывает перераспределение нагрузок на гусеницы (фиг. 1)¹⁾, вследствие чего не равны сопротивления качению каждой гусеницы и по этой причине возникает поворачивающий момент трактора:

$$M'_n = \frac{B}{2} f (Q_1 - Q_2).$$

Кроме того известно, что центр поворота трактора при действии боковой силы всегда отдален от центра тяжести на расстоянии $\chi_0 = \frac{L \sin \beta}{2 \mu \cos \beta}$, вследствие чего при работе в поперечном направлении склона, всегда должен существовать поворачивающий момент:

$$M''_n = \chi_0 G \sin \beta.$$

Следовательно, при работе в поперечном направлении склона на трактор действует поворачивающий момент:

$$M_n = \frac{B}{2} f (Q_1 - Q_2) + \chi_0 G \sin \beta,$$

под воздействием которого трактор начинает поворачиваться в сторону спуска (начинается произвольный поворот).

В данном случае для проведения прямой борозды (по направлению горизонтали) надо часто прибегать к выравниванию трактора, т. е. к частому повороту с помощью механизма управления в сторону под'ема. Однако такое виляние трактора, произвольный поворот в сторону спуска и поворот вызванный нами к под'ему вызовет рост работы ходовой части трактора о почву, вследствие чего полезная работа трактора должна уменьшиться.

Без специального устройства (террасирование) склоны выше $8-10^\circ$ не осваиваются, в этих пределах опасности опрокидывания или сползания трактора нет, а вред вызванный поворачивающим моментом огромный.

¹⁾ Все указанные здесь фигуры смотрите в предыдущем грузинском тексте.

В целях изучения поведения трактора при работе в поперечном направлении склона, были проведены эксперименты, которые полностью подтвердили вышеприведенные соображения. Эксперименты проводились в двух направлениях, с одной стороны—для исследования интенсивности поворачивания, и с другой—с целью исследования влияния этого явления на полезную работу трактора.

Для исследования первого вопроса поступили следующим образом: на склоне точно определяли направление горизонтали, которое обозначили расстановкой кольев. На первых двух кольях натягивали шпагат, по отношению к которому точно параллельно устанавливали трактор. После этого включали передачу, приводили трактор в движение не трогая механизма управления. Пройдя каждые 20 метров измеряли расстояние отдаления трактора от первоначального направления. После пятикратного повторения опыта, по полученным результатам строили диаграмму, на абсциссе которой отложен пройденный путь, а на ординате боковые смещения из-за произвольного поворота трактора.

Для трактора, работающего без прицепа, построенная таким образом диаграмма приведена на фиг. 2. Опыт проводился на 10° -ном склоне трактором СТЗ НАТИ по стерне.

Из диаграммы видно, что после прохождения 20 м отдаление от первоначального направления доходит до 1,3 м, а на сотом метре это отдаление возрастает до 23 м. Отсюда ясно видно, как часто надо выравнивать трактор, чтобы пройти по намеченному направлению борозды.

Такие же эксперименты проводились с нагруженным трактором (работающим с плугом) на той же почве и на том же склоне. В результате опыта получили, что когда трактор развивал тяговое усилие 1760 кг, он дал боковое смещение от первоначального направления 0,8 м после прохождения 20 м, когда тяговое усилие равнялось 1980 кг он отклонился от первоначального направления на 0,75 м.

Из этих данных видно, что произвольный поворот трактора при холостом ходе больше, чем при нагруженном. Это так и должно быть, так как момент сопротивления повороту, созданный прицепным орудием уменьшает эффект поворачивающего момента.

Для выяснения влияния влияния трактора (при работе в поперечном направлении склона) на полезную работу его, были проведены тяговые испытания. Одновременно трактор испытывали на горизонтальном участке и сравнением тяговых характеристик имели соответственное суждение.

Прежде чем приступить к анализу диаграмм необходимо в нескольких словах остановиться на методике тягового испытания.

При испытаниях на равнине, на мерный участок вступают установившимся режимом двигателя и в процессе опыта изменение измеряемых величин происходит только неоднороднообразно почвой.

При работе же в поперечном направлении склона картина резко меняется. Рассмотрим весь процесс движения. Первый этап—трактор движется по направлению горизонталей и под воздействием поворачивающего момента трактор отклоняется от первоначального направления. Второй этап—тормозим забегающую гусеницу и выравниваем направление. После этого опять начинается первый этап и так беспрерывно. Надо отметить, что во время второго этапа двигатель сильно перегружается. Из этого рассуждения видно, как непрерывно меняется полное сопротивление движению трактора и как следствие этого, режим работы двигателя.

Таким образом, при тяговом испытании трактора на равнине имеем почти установившийся режим, а во время испытания в поперечном направлении склона, рабочий режим совершенно не установившийся. Исходя из этого, методика испытаний на склонах должна быть соответственно изменена. Однако изменение методики связано с изменением испытательной аппаратуры и созданием целого ряда измерительных приборов. Но с целью получения данных, правда не совсем точных, но годных для предварительного суждения, тяговые испытания на склонах были проведены по той же методике, которой пользовались на равнине.

Сравнением тяговых характеристик подтвердилось, что во всех случаях (при нормальных числах оборотов двигателя—1250 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$ — для СТЗ-НАТИ) полезная мощность трактора на поперечном склоне уменьшается.

Здесь следует отметить, что на равнине обороты двигателя 1250 указывают на установившийся нормальный режим работы трактора. Двигаясь в поперечном направлении склона, постоянные обороты никак нельзя держать и исходя из этого обороты 1250 характеризуют не установившийся режим трактора, а переменный, при котором средние обороты двигателя за опыт получаются 1250.

Качение гусениц при движении в поперечном направлении склона сильно отличается от их качения на горизонтальном участке. На горизонтальном участке сопротивление движению трактора вызывается только нормальной деформацией грунта. При движении трактора в поперечном направлении склона, так как трактор находится в постоянном влиянии, сопротивление движению кроме нормальной деформации грунта вызывается трением между грунтом и опорной поверхностью гусениц и сопротивлением почвы смятию.

Исходя из этого, сила сопротивления движению трактора (также коэффициент сопротивления движению) на поперечном склоне должна быть больше, чем на равнине.

Для определения коэффициента сопротивления движению поступали следующим образом: на разных склонах и на равнине (на стерне) трактор загружали таким расчетом, чтоб за опыт получить средние обороты двигателя 1250 в минуту. Результаты приведены в таблице:

Поперечный склон	Число оборотов двигателя	Тяговое усилие н/крюке	Передача
0°	1250	2200	II
10°35'	1250	1800	II
7°39'	1250	1910	II
0°	1250	1800	III
4°6'	1250	1600	III
11°	1250	1410	III



Известно, что касательная сила тяги при постоянных оборотах двигателя (на определенной передаче) не зависит от рельефа. Определив величину коэффициента сопротивления движению на равнине $f = 0,087$ (определяли буксирова-

нием трактора), можем подсчитать касательные силы тяги P_k .

На второй передаче

$$P'_k = P^0_{kp} + Cf_0 = 2200 + 5100 \cdot 0,087 = 2643,7 \text{ кг.}$$

На третьей передаче

$$P_k = P^0_{kp} + Gf_0 = 1800 + 5100 \cdot 0,087 = 2243,7 \text{ кг.}$$

Зная касательные силы тяги и для разных поперечных склонов силы тяги на крюке, можем подсчитать коэффициенты сопротивления трактора перекачиванию

$$f_\beta = \frac{P_k - P^{\beta}_{kp}}{G}$$

При этих подсчетах $\cos \beta$ не учитываем, так как до 10—11 градусов его влияние может отразиться только на третье число после запятой.

Результаты подсчетов приведены в таблице:

Поперечный склон	Число оборотов двигателя	Касат. сила тяги	Тяговое усилие н/крюке	Коэф. сопр. движ.
0°	1250	2643,7	2200	0,087
10°35'	1250	2643,7	1800	0,165
7°39'	1250	2643,7	1910	0,146
0°	1250	2243,7	1800	0,087
4°6'	1250	2243,7	1600	0,126
11°	1250	2243,7	1410	0,164

На основании этих данных строим диаграмму (фиг. 3).

Данные опыты проводились на стерне и если дальнейшие исследования покажут, что на всех разновидностях почв изменение f следует данной закономерности, тогда не трудно будет вывести эмпирическую формулу для подсчета изменения f .

Зная закон изменения f , не трудно подсчитать полезную силу тяги при работе в поперечном направлении склона:

$$P^{\beta}_{kp} = P^0_{kp} - G(f\beta - f_0).$$

С увеличением бокового крена увеличивается величина поворачивающего момента и как следствие интенсивность поворачивания трактора. Надо полагать, что наступит такой

предел бокового крена, когда величина поворачивающего момента сравнивается с моментом сопротивления почвы повороту трактора на месте.

Это условие можно выразить следующим образом:

$$\frac{B}{2}f(Q_1 - Q_2) + \chi_0 G \sin \beta = \frac{\mu GL \cos \beta}{4} \left[1 + \left(\frac{2X_0}{L} \right)^2 \right].$$

В данном случае нельзя будет двигаться в поперечном направлении склона, не имея постоянно заторможенным разгруженную гусеницу.

Вставляя в данное уравнение значения Q_1 , Q_2 и χ_0 , получим:

$$\frac{B}{2}f \left(\frac{1}{2}G \cos \beta + \frac{h}{B} G \sin \beta - \frac{1}{2}G \cos \beta + \frac{h}{B} G \sin \beta \right) + \frac{L}{2\mu} G \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta} = \frac{\mu GL \cos \beta}{4} \left[1 + \frac{\sin^2 \beta}{\mu^2 \cos^2 \beta} \right],$$

преобразуя окончательно получим

$$\operatorname{tg} \beta = \mu \left[\sqrt{4f^2 \frac{h^2}{L^2} + 1} - 2f \frac{h}{L} \right].$$

Данное рассуждение относится к движению трактора без прицепа. В случае движения с прицепом опасность поворачивания трактора на месте уменьшается, так как в данном случае на трактор действует момент сопротивления повороту созданный прицепным орудием. В этом случае большего внимания заслуживает выявление влияния трактора на полезную работу его, о чем мы уже говорили.

Для улучшения эксплуатационных качеств гусеничного трактора при работе в поперечном направлении склона, необходимо уменьшить влияние поворачивающего момента на трактор или вовсе его нейтрализовать. С этой целью следует трактор снабжать подвижным крюком, чтоб иметь возможность переносить точку прицепа влево или вправо от продольной оси симметрии трактора, исходя из того, работаем ли в верхней или нижней борозде.

Опыты доц. Цицишвили, проведенные с тракторными плугами в поперечном направлении склона подтвердили что такое поперечное перемещение плуга даже желательно с точки зрения технологии пахоты.

Опыты показали, что на поперечных склонах плуг при работе в верхней борозде, (т. е. когда пласт отваливается сверху вниз) лезет в борозду и уменьшается ширина захвата плуга, при работе в нижней борозде (т. е. когда пласт отваливается вверх—в гору) плуг отходит от борозды в поле, чем увеличивает ширину захвата его. По этой причине пахота получается не однообразная.

Таким образом наличие подвижного крюка с одной стороны уменьшит влияние трактора (а иной раз совершенно его устранил) с другой стороны—улучшит качество пахоты.

При тех же опытах выяснилось, что тяговое сопротивление плуга при работе в поперечном направлении склона не остается постоянным, при отваливании пластов вверх и вниз. По данным доц. Цицишвили при глубине пахоты 20 см и ширине захвата 1 м разность тягового сопротивления плуга (верхней и нижней борозды) на каждом градусе доходит до 80 кг. Таким образом на склоне 10° разность тягового сопротивления верхней и нижней бороздах дойдет до 800 кг. Этот важный фактор, характеризующий работу тракторного агрегата в поперечном направлении склона, должен учитываться, как при эксплуатации существующих тракторов, так и при их проектировании.

პროფ. ა. დიდუბულიძე

პროფ. ა. დიდუბულიძის სისტემის უმარჯავრილი- ნია მომწვიმებაელი

აქ არ შეეხებოდა წყლის მოძრაობის წინააღმდეგობას მომწვი-
მებლის თითოეულ ნაწილში და წნევის კარგვას მის შიგნით, რადგა-
ნაც ეს საკითხი მოიპოვება ჰიდრაულიკის კურსში—წყლის მოძრაო-
ბა მიღებში. სპეციალურად წნევის კარგვა მომწვიმებლებში, საკმა-
რისად სრულად არის დამუშავებული ¹⁾

აქ გავარჩევთ მომწვიმებელს, მისი მოწვიმების თვისებების
თვალსაზრისით, სახელდობრ, შემდეგ ძირითად ელემენტებს:

1. ჰაერილის გასროლის სიშორეს;
2. ჰაერილის გამტყერების ხარისხს;
3. ჰაერილის გამოსროლის კუთხის ცვლას;

1. ჰაერილის გასროლის სიშორე, ანუ გაწვედენის რადიუსი
 R არის მანძილი მომწვიმებლის ვერტიკალური ღერძიდან უკანას-
კნელი წვეთების დაცემის ადგილამდე. გასროლის სიშორიდან უნ-
და განვასხვავოთ მოქმედების რადიუსი R , რომელიც უდრის მან-
ძილს მომწვიმებლის ღერძიდან იმ ადგილამდე, სადაც დაცემული
წყლის რაოდენობა უდრის დასაშვებ ნალექის მინიმუმის h_{min} მ. მ.
ნახევარს. აქ თუ მორწყვის ნორმა არის h მ. მ. მაშინ ნალექის და-
საშვები მინიმუმი იქნება $\frac{h}{\sigma}$, სადაც σ —მიღებული უთანაბრობაა,

ე. ი. $\sigma = \frac{h}{h_{min}}$. ნახევარი h_{min} აღებულია იმიტომ, რომ, მეზობელი
მომწვიმებლის გადაფარვისას ნალექი გაორკეცდება. ჩვეულებრივ
 $R = (0,8\text{-დან } 0,95\text{-მდე}) R_0$ გასროლის რადიუსი აქამდე. არ არის
შესწავლილი საკმარისად. დღემდე არ არის არც თეორიული და
არც ექსპერიმენტული ფორმულა ჰაერილის გასროლის სიშორის
ზუსტად განსაზღვრისათვის.

¹⁾ „Гидроэлектропроект“ Иригационная система на основе дождева-
теля, для условий Приволжского Юго-Востока, Москва, 1934 წ., Дождева-
ние. Сельхозгиз, II ტ. 1936 წ. инж. Ф. И. Пикалов; Гидравлика дальне-
струйного дождевательного аппарата, Г. Рихтер. Гидравлика трубопровода
О. Н. Т. И. 1936 წ. და სხვა.

გასროლის სიშორე, ანუ რადიუსი დამოკიდებულია შემდეგ ფაქტორებზე:

- ა) საქშენის ნახვრეტის d დიამეტრზე,
- ბ) საქშენის გამოსავალ ნახვრეტთან არსებულ H_0 წნევაზე,
- გ) ქაერილის გამოსროლის α კუთხეზე, ე. ი. იმ კუთხეზე რომელიც არსებობს ქაერილსა და ჰორიზონტალს შორის
- დ) შედარებით მცირედ—საქშენის ფორმაზე.

ქაერილის გამოსროლის სიშორის განსაზღვრისათვის არსებობს მთელი რიგი ფორმულები, მაგრამ არც ერთი მათგანი არ შეიცავს მთლიანად ყველა ელემენტს, ე. ი. არ არის ცხადი სახით ფორმულა $R=f(d, H_0, \alpha)$. საქშენის ფორმა მცირე გავლენას ახდენს და მის გავლენას შეიძლება ანგარიში გაეწიოს ერთგვარი კოეფიციენტის შემოტანით.

1. არსებული ფორმულები

გავარჩიოთ ორი ყველაზე უფრო გავრცელებული ფორმულა, კოხის ფორმულას აქვს შემდეგისახე:

$$R_0 = H_0 \left[\frac{1}{2} \sin 2\alpha + \cos^3 \alpha \cdot \log \frac{1 + \sin \alpha}{\cos \alpha} + 2 \cos \alpha \sqrt{\frac{2}{3}} (1 - \cos^3 \alpha) \right] \dots \dots \dots (1)$$

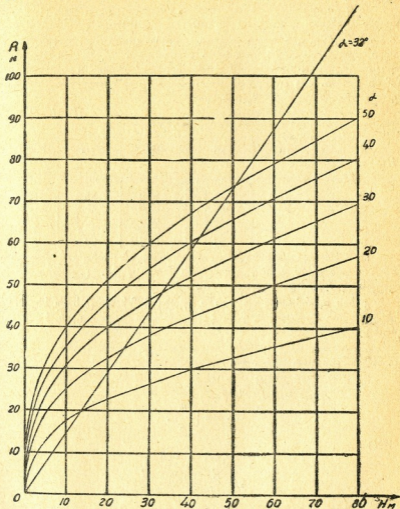
ამ ფორმულით მოცემულია გასროლის სიშორე H_0 -ის და α -ის ფუნქციაში. მასში არ შედის d . თუ ჩავსვათ H_0 -ისა და α -ის მთელრიგ მნიშვნელობებს, მივიღებთ R_0 -ს შემდეგ მნიშვნელობებს მეტრებში:

ცხრილი

$\alpha =$						
$H_0 =$	28°	30°	32°	34°	45°	50°
10	13,70	14,26	14,71	15,14	15,63	15,09
20	27,40	28,52	29,42	30,28	31,26	30,18
40	54,80	57,04	58,84	60,56	62,52	60,36
60	82,20	85,56	88,26	90,84	93,78	90,54
80	109,60	114,08	117,68	121,12	125,04	120,75

ეს ფორმულა არ არის სწორი, რადგანაც გასროლის სიშორე, როგორც ეს ჩვენმა ცდებმა გვიჩვენა, არ არის H_0 -ს პროპორციული, არამედ დამოკიდებულია მასზე უფრო რთული ფორმით. კოხის ფორმულით $\alpha = 30^\circ$ და $H = 80$ მ.

გასროლის სიშორე $R_0 = 114,08$ მ. (იხ. I ცხრილი), რაც ჩვენი ცდების მიხედვით (იხ. IV ცხრ.) შეესაბამება საქმენის დიაგნოზის $d = 55 - 57$ მმ. წნევის დროს $H_0 = 60$ მ. $R_0 = 88$ მ., რაც შეესაბამება $d = 55$ მმ. წნევით $H_0 = 40$ მ. $R_0 = 57$ მ. შეესაბამება $d = 325$ მმ. წნევით $H_0 = 20$ მ. $R_0 = 28,5$, რაც ჩვენი ცდით შეესაბამება $d = 17$ მმ.



1 ნახ.

ყველაფერი ეს გვიჩვენებს, რომ კოხის ფორმულა არ არის სწორი და ამიტომ მიუღებელია, დიაგრამებზე (სურ. 1-1) მოცემულია მრუდი $R_0 = f(H)$ როცა $\alpha = 32^\circ$ და მე-2 ნახ. მრუდი $R_0 = f(\alpha)$ კოხის ფორმულის მიხედვით.

ახლა განვიხილოთ ცუნკერის ფორმულა

$$R_0 = 1,55 H_0 \left(1 - \frac{0,95 H_0}{4,9 + H_0} \right) \cdot \sqrt{d}$$



სადაც H_0 არის მეტრებში და $d = \text{მმ}$ -ში.

არც ეს ფორმულა არის სწორი, რადგანაც, როგორც ჩვენმა ცდებმა გვიჩვენა, გასროლის სიშორე პირდაპირ პროპორციული კი არ არის \sqrt{d} -ისა, არამედ უფრო რთულ დამოკიდებულებაშია d -სადმი. გარდა ამისა ეს ფორმულა არ იძლევა R_0 -ის დამოკიდებულებას კუთხე α -სადმი. ცუნკერმა მიიღო კუთხე α მუდმივი და 32° -ის ტოლი. თუ ცუნკერის ფორმულით ვისარგებლებთ, მივიღებთ შემდეგ მნიშვნელობებს R_0 -ისათვის:

II ცხრილი

$d =$	10	20	30	40	50
$H =$					
10	17,8	25,2	30,9	35,6	39,8
20	22,9	32,4	39,6	45,8	51,2
40	30	42,5	52	60,2	67,2
60	35,4	50,1	61,3	70,7	79
80	40,3	57	69,7	80,5	90

ჩვენ ვხედავთ, რომ ცუნკერის ფორმულის მონაცემები სრულე-ბით არ ეთანხმება კოხის ფორმულის მონაცემებს. ცუნკერი გამო-თვლებს აწარმოებდა კუთხე $\alpha = 32^\circ$ -ისათვის.

კოხის ფორმულის ცხრილში კუთხე 32° -სათვის სულ სხვა მნი-შვნელობებია R_0 -ისათვის, ვიდრე ცუნკერის მონაცემები (იხ. 1—2 დია-გრამა).

ამგვარად, არც კოხის და არც ცუნკერის ფორმულები არ ეთანხმება ცდებით მიღებულ მონაცემებს.

განვიხილოთ კიდევ ინჟ. ფ. ი. პიკალევის ფორმულა.

ამ ფორმულას აქვს შემდეგი სახის ჰიპერბოლური ფორმა:

$$y = a + \frac{b}{x},$$

სადაც

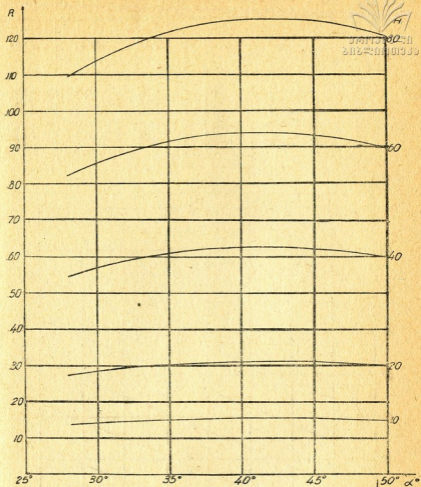
$$a = 0,42, \quad b = 1000$$

$$y = \frac{R}{H} \quad \text{და} \quad x = \frac{H}{d}$$

აქ d საქშენის ნახერტის დიაპეტრია მ-ით, R —ჰავრილის გასრო-ლის სიშორე მ-ით, H —წნევა საქშენთან მ-ით.

თუ ამ მნიშვნელობებს ჩავსვამთ, მივიღებთ:

$$\frac{R}{H} = 0,42 + \frac{1000}{\frac{H}{d}}$$



2 ნახ.

ანუ

$$R = \left(0,42 + \frac{1000 \cdot d}{H} \right) H = 0,42H + 1000 d \quad (3)$$

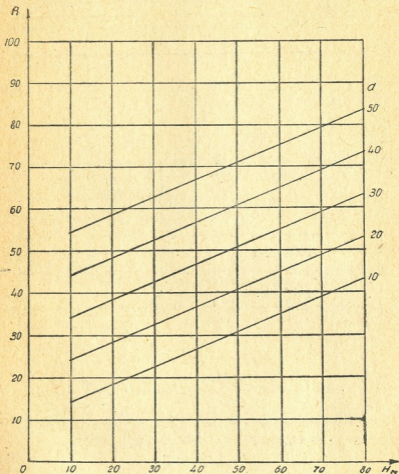
თუ d -ს გამოვსახავთ არა მეტრებში, არამედ მილიმეტრებში, მაშინ ინჟ. ფ. ი. პიკალევის ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$R = 0,42 H + d \quad (3a)$$

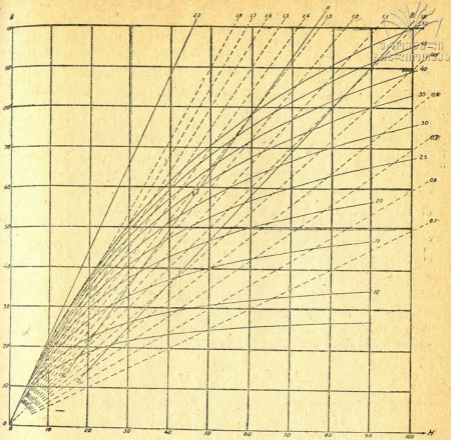
თუ ამ ფორმულით გამოვთვლით R -ის სიდიდეებს, მივიღებთ შემდეგ მონაცემებს:



$H=$ \ $d=$	10 მმ	20 მმ	30 მმ	40 მმ	50 მმ
10	14,2	24,2	34,2	44,2	54,2
20	18,4	28,4	38,4	48,4	58,4
40	26,8	36,8	46,8	56,8	66,8
60	35,2	45,2	55,2	65,2	75,2
70	39,4	49,4	59,4	69,4	79,4
80	43,6	53,6	63,6	73,6	83,6



3 ნახ



4 ნახ.

როგორც ვხედავთ ფ. ი. პიკალევის ფორმულაც არ არის სრული, ის არ უწევს ანგარიშს კუთხე α -ს გაფლენას და სთვლის მას მუდმივს და $\alpha=32^\circ$ -ის ტოლს (იხ. დიაგრ. 3 ნახ.).

საზოგადოდ კი ფ. ი. პიკალევის ფორმულის მონაცემები R -სათვის გაცილებით უფრო ახლოა ცდებით მიღებულ შედეგებთან, ვიდრე წინა ფორმულები. ამის გარდა ის მეტად მარტივია. საუკეთესო შედეგს პიკალევის ფორმულა იძლევა 40 მეტრიდან დაწყებული წნევებისათვის, მაგრამ ცდებით მიღებულ შედეგებთან შეუსაბამობა მაინც საკმაოდ დიდია.

როგორც ვიცით ქვერილის გასროლის სიშორე

$$R_0 = f(H, d, \alpha)$$



საქართველოს
მეცნიერებათა
აკადემია

და α -ს მცირე მნიშვნელობისათვის დამოკიდებულია კიდევ მიწიდან საქშენამდე არსებულ სიმაღლეზე, როგორც ჩვენმა ცდებმა გვიჩვენა, დაწყებული კუთხიდან $\alpha \geq 15^\circ$ საქშენის მდებარეობის სიმაღლე იმდენად უმნიშვნელო გავლენას ახდენს, რომ საქმარისი სიზუსტით შეიძლება ამ გავლენის უკუგდება. მოწვიმების დროს არ არის სასურველი 20° -ზე ნაკლები კუთხის აღება, რადგანაც 15° -ზე ნაკლები კუთხის დროს საქშენიდან გამოსროლილი წყალი ეცემა მიწას მახვილი კუთხით და ძლიერ ურტყამს მის ზედაპირს. ამიტომ ჩვენ კუთხე α -ს ვუშვებთ ზღვრულზედ 15° -ზე ცოტა მეტს.

სახელდობრ ჩვენ მივიღეთ $\alpha \min = 20^\circ$. მთელი რიგი ცდებით, ჩვენ მივიღეთ ქვერილის გასროლის სიშორეები, მკვეთრად კონუსური, სხვადასხვა დიამეტრიან საქშენებში. ცდების მონაცემები მოყვანილია IV ცხრილში.

ამ ცდების შედეგების მიხედვით აგებული იყო მრუდები R -ისა და H -ის დამოკიდებულებისა, სხვადასხვა დიამეტრიან საქშენებისათვის (იხ. ნახ. 4). ეს მრუდები ჰიპერბოლური ხასიათისაა. ყველაზე უფრო შესაბამისი აღმოჩნდა შემდეგი სახის განტოლება

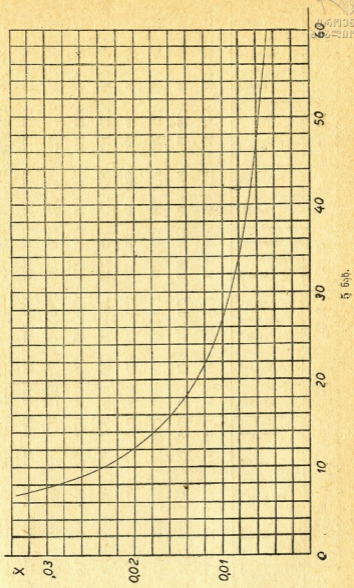
$$R_0 = \frac{H}{a + xH} \cdot y \tag{4}$$

თუ მივიღებთ კუთხე $\alpha = \text{const}$ და $y = f(\alpha) = 1$, მივიღებთ განტოლებას $R_0 = \frac{H}{a + xH}$.

როცა უკანასკნელ განტოლებაში განვსაზღვრეთ a და x , ყველა მრუდისათვის მივიღეთ a -სათვის მუდმივი მნიშვნელობები ტოლი $a = 0,42$, ხოლო x -ის მნიშვნელობები საქშენის სხვადასხვა დიამეტრისათვის სხვადასხვაა. მაშასადამე, $x = f(d)$. V ცხრილში მოყვანილია ცდებით მიღებული მნიშვნელობები x -ისა:

V ცხრილი

$d =$	7 მმ	10 მმ	15 მმ	20 მმ	25 მმ	30 მმ	35 მმ	40 მმ	45 მმ	50 მმ
$\log. d =$	0,845	1,000	1,176	1,301	1,398	1,477	1,544	1,602	1,653	1,699
$x =$	0,0324	0,0240	0,0169	0,0129	0,0106	0,0090	0,0079	0,0070	0,0063	0,0058
$\log. x =$	1,495	1,620	1,772	1,889	1,945	2,046	2,102	2,155	2,201	2,273



ამ ცხრილის მიხედვით აგებულია დიაგრამა (შე-5 ნახ-ზე $x=f(d)$ და დიაგრამა (6 ნახ.) $\log x=f(\log d)$ უკანასკნელი დიაგრამიდან ჩანს, რომ x არის ფუნქცია ლოგარითმებისა შემდეგი

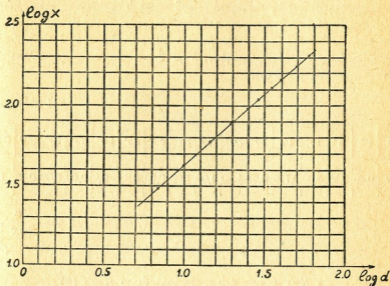
	7 88		10 88		15 88		20 88		25 88		30 88		35 88		40 88		45 88		50 88	
	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit	usd/0	tuangit
10	12,8	13,4	15,5	15,2	16,8	17,1	17,4	18,2	18,5	19,0	18,8	19,6	19,1	20,0	19,6	20,4	19,7	20,7	19,9	20,9
20	18,0	18,7	22,2	22,2	27,1	26,6	30,0	29,5	32,0	31,7	33,8	33,3	34,6	34,6	34,9	35,75	35,7	36,6	36,3	37,3
30	20,9	21,6	26,2	26,3	33,0	32,7	38,2	37,2	41,5	40,7	44,1	43,5	46,6	45,7	48,6	47,7	50,0	49,3	51,0	50,6
40	22,8	23,3	28,9	29,0	37,5	37,0	43,4	42,8	47,8	47,4	51,7	51,3	55,3	54,4	58,1	57,2	60,4	59,5	62,1	61,4
50	24,3	24,5	31,7	30,9	40,8	40,0	47,8	46,9	53,3	52,7	57,7	57,5	62,7	61,4	65,6	65,0	68,9	68,0	70,8	70,4
60	25,8	25,4	33,0	32,2	43,0	42,4	51,2	50,2	57,3	56,8	62,6	62,5	68,1	67,2	71,8	71,4	76,7	75,2	78,5	78,1
70	27,0	26,0	34,2	33,3	45,1	44,2	54,0	52,9	60,6	60,25	66,9	66,7	72,8	72,0	77,3	77,0	81,9	81,3	85,2	84,7
80	27,5	26,6	34,7	34,2	46,3	45,8	56,0	55,1	63,2	63,2	70,0	70,2	75,8	76,2	81,8	81,7	86,5	86,6	91,1	90,5
90	27,8	27,1	35,7	34,9	48,1	47,0	57,5	56,9	65,2	65,5	72,2	73,1	78,3	78,7	85,6	85,7	90,6	91,3	96,6	96,6
100	—	—	—	—	—	—	—	—	67,2	67,6	74,8	75,7	82,4	83,0	88,6	89,25	94,5	95,3	100,0	100,0

სახისა $x = \alpha d^\beta$ ანუ $\log x = \log \alpha + \beta \log d$. α და β კოეფიციენტების პონით ვიღებთ $\alpha = 0,1787$ და $\beta = -0,8776$ და ფუნქცია x იღებს სახეს

კარგის
შედეგად

$$x = \frac{\alpha}{d^\beta} = \frac{0,1787}{d^{0,8776}} \quad (5)$$

გამოთვლების გასაადვილებლად x -ის მნიშვნელობების აღება შეიძლება მე-5 დიაგრამიდან ან VI ცხრილიდან, რომელიც მიღებულია მე-(5) განტოლებიდან.



6 ნახ.

VI ცხრილი

$d =$	7	10	15	20	25	30
$\log. d. =$	0,84510	1,00000	1,17609	1,30103	1,39794	1,47712
$\log. x =$	2,5104	2,37452	2,21998	2,11034	2,0929	3,95580
$x =$	0,08239	0,02369	0,01692	0,01289	0,01060	0,009032
$d =$	35	40	45	50	55	60
$\log. d. =$	1,54407	1,60206	1,65321	1,69897	1,74036	1,77815
$\log. x =$	3,89705	3,84615	3,86126	3,76110	3,72478	3,69162
$x =$	0,007885	0,007017	0,006328	0,005769	0,005306	0,004916

როგორც ცხრილიდან ჩანს V ცხრილის გამოთვლილი სიდიდეები საესებით ეთანხმება VI ცხრილის მონაცემებს.

პრაქტიკულად სრულიად საკმარისია X-ისათვის დაგვიყუთვილდეთ 4 ნიშნით მიიმეს შემდეგ.

IV ცხრილში შეტანილია R-ის მნიშვნელობები 'გამოთვლილი ჩვენი ფორმულით, როგორც ცხრილიდან ჩანს ცდებით და გამოთვლით მიღებულ R-ის მნიშვნელობებს შორის განსხვავება არსად არ აღემატება 1 მეტრს, ეს კი არ აღემატება ცდების ცდომილების ფარგლებს.

ფუნქციისათვის, რომელიც გამოხატავს გასროლის სიშორის დამოკიდებულებას ჰავრილის გამოსროლის კუთხისადმი ე. ი. კუთხისადმი, რომელიც არსებობს ჰავრილის ღერძსა და ჰორიზონტალურ სიბრტყეს შორის, ცდებით ჩვენ მივიღეთ შემდეგი საშუალო მნიშვნელობები $y=f(x)$.

VII ცხრილი

α	0°	5°	10°	15°	20°	30°	32°	34°	40°	45°	50°	60°	70°	80°	90°
y	0,40	0,50	0,60	0,716	0,86	1,00	1,00	1,00	0,96	0,88	0,8	0,60	0,36	0,16	0

აქ y-ის მნიშვნელობებს ვღებულობთ ფარდობიდან $y = \frac{R\alpha}{Rm\alpha}$.

y-ის ამ მნიშვნელობებს სრულებით აკმაყოფილებს განტოლება $y = \sin(K\alpha)$.

აქ თვით K-ც კუთხე α -ს ფუნქციაა. რაკი $K=f(\alpha)$ ამოვხსენით მივიღეთ $K=3,26-0,014\alpha$ აქედან

$$y = \sin [(3,26 - 0,014\alpha)\alpha] = \sin (3,26\alpha - 0,014\alpha^2). \quad (6)$$

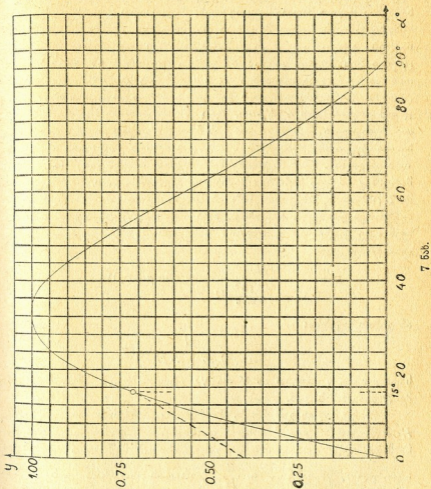
VII ცხრილიდან ჩანს, რომ მაქსიმალურ მნიშვნელობას y ღებულობს როცა $\alpha=32^\circ$ და ეს მაქსიმუმი =I. თუ მე-6 განტოლებაში ჩავსვამთ α -ს მნიშვნელობებს—შემდეგ ცხრილს მივიღებთ:

VIII ცხრილი

$\alpha=$	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	32°	33°
y=	0,00	0,276	0,517	0,716	0,863	0,955	0,996	1,000	0,999

$\alpha =$	34°	40°	45°	50°	60°	70°	80°	90°
$y =$	0,997	0,954	0,880	0,788	0,571	0,350	0,154	0,000

თუ შევადარებთ VII და VIII ცხრილებს, შევამჩნევთ, რომ მოკიდებული 15° -დან და მის შემდეგ, ცდებით მიღებული y -ის მნი-



შენელობები საესეებით ეთანხმება გამოთვლით მიღებულ მნიშვნელობებს. დიდი განსხვავებაა ცდით და გამოთვლით მიღებულ მნიშვნელობებს შორის, 15° -ზე ნაკლები კუთხეებისათვის, აიხსნება მით, რომ ცდების დროს მომწვივებლის საქმენი ზოთავსებული იყო არა

3. შრომები, XIV

33

მიწის დონეზე, არამედ მიწიდან 1,5—2 მეტრის სიმაღლეზე. ამიტომ კუთხისათვის $\alpha=0$ ცდებში ვლებულობთ მამრავლს $\alpha \neq 0$ ხოლო $y=0,4$. მაგრამ რაკი მოწვიმების დროს, ჩვეულებრივ საქშენი მოთავსებულია მიწიდან 1,5—2 მეტრის სიმაღლეზე, ამიტომ ჩვენი განტოლება y -სათვის სავსებით მისაღებია მოკიდებული 15°-დან და მის ზევით. გარდა ამისა მოწვიმების დროს 15°-ზე ნაკლები კუთხის აღება დაუშვებელია, რადგანაც ჰავრილი ძლიერ ურტყამს ნიადაგს. საქშენის უფრო მაღლა დაყენებისას, მაგალითად უმილო აგრეგატის შემთხვევაში (სიმაღლე 3 მეტრი და მძლავრი მომწვიმებელი), 20° ნაკლები კუთხის აღება არ გვჭირდება იმავე და აგრეთვე კონსტრუქციული მოსაზრების გამო. ამის გარდა, როგორც ეს VI ცხრილიდან და მე-7 დიაგრამიდან ჩანს, α -ს 25°-მდე დაწევით, მეტად ვამცირობთ ჰავრილის უმაღლეს წერტილს. როცა მოქმედების რადიუსს R ვამცირებთ სულ 4,5%-ით, რაც სრულებით მისაღებია, ჰავრილის უმაღლესი წერტილი დაიწევს პროცენტულად გაცილებით მეტს, ხოლო ჰავრილის სიმაღლის შემცირება ძლიერ ასუსტებს მასზე ქარის გავლენას. მე-7 ნაკვეთზე მოცემულია მრუდი $y=f(\alpha)$, შიავი მარცხნივ იძლევა საქშენის სიმაღლის გავლენას, ე. ი. ის აგებულია მე-7 ცხრილის მიხედვით. 15°-დან მოკიდებული ორივე მრუდი ერთიმეორეს ემთხვევა. ამგვარად, ჩვენ მიერ წამოყენებული ფორმულის სახე ჰავრილის გასროლის სიშორის გამოსათვლელად, საბოლოოდ შემდეგია:

$$R = \frac{H}{0,42 + \frac{0,1787}{d^{0,8776}} H} \cdot \sin(3,26 \alpha + 0,014 \alpha^2)$$

ან გამარტივებით:

$$R = \frac{H}{0,42 + x \cdot H} \cdot y \quad (8)$$

სადაც x და y ვიღებთ ან V და VI ცხრილებიდან ანდა მე-5 და მე-7 დიაგრამებიდან.

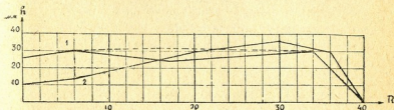
2. ჰავრილის გაპკურება მატულობს სიჩქარის ზრდით, ე. ი. H -ის წნევის ზრდით. ჰავრილის დამსხვრევის საზომად, ოილერის თანახმად, მიღებულია ფარდობა გასროლის R სიშორისა საქშენთან

არსებულ H წნევაზე ე. ი. $\frac{R}{H}$ ჰავრილის სუსტად გაპკურების

დროს, ჩნდება წვიმის მეტად დიდი წვეთები, რომლებსაც შეუძლია გამოიწვიოს მცენარის ზოგიერთი ნაწილის მექანიკური დაზიანება და ნიადაგის ზედაპირის სტრუქტურის დარღვევა. ამის გარდა სუსტი გაპკურების დროს ჰავრილი გამოდის კომპაქტური და ამიტომ

ვიღებთ წყლის განაწილების დიდ უთანაბრობას, მეტადრე მოსარ-
წყავი ფართობის პერიფერიაზე. ქავრილის ძლიერი გაპკურების
დროს კი მივიღებთ წვიმის მეტად მცირე წვეთებს, რომელიც სრულ-
ლებით მცირე ქარსაც კი ადვილად გადააქვს. ამიტომ მოწვიმების
მიზნისათვის აუცილებელია გაპკურების გარკვეული ოპტიმალური
ხარისხი. ქავრილის გაპკურება შეიძლება სამგვარი ხერხით:

1. თვით ქავრილის შიგნით გრივალისებრი ძრაობის შექმნით.
ამისათვის აკეთებენ სუსტ-კონუსურ საქშენს ცილინდრული და-
ბოლოებით. რაც უფრო გრძელია ცილინდრული ნაწილი (გარ-
კვეულ ზღვრამდე), მით უფრო ძლიერია ქავრილის გაპკურება. გა-
პკურების ამ ხერხს აქვს ორი დიდი უარყოფითი მხარე: პირველი ის,
რომ ქავრილის შიგნით გრივალისებური ძრაობა ხდება მისი ენერ-
გიის ხარჯზე, რის გამოც საგრძნობლად ეცემა ქავრილის გასრო-
ლის სიშორე: მეორე ის, რომ ქავრილი იწყებს გაპკურებას საქშე-
ნიდან გამოსვლისთანავე და აჩენს წინააღმდეგობის დიდ ზედაპირს,
რის გამოც ძლიერ ჩქარდება ქავრილის გაპკურება. ამ დროს თქორი



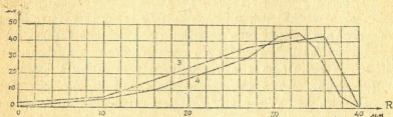
8 ნახ.

უმთავრესად ნაწილდება შედარებით მცირე ფართობზე. საქშენიდან
გარკვეულ მანძილზე ეს განაწილება მკეთრად კლებულობს გასრო-
ლის მიმართულების ორივე მხარეზე. წყლის განაწილებას ვღებუ-
ლობთ მე-9 ნაკვეთზე ნაჩვენები მე-4 მრუდის ანალოგიურს. ყველა
ეს მოვლენა იწვევს ქავრილის გასროლის სიშორის კიდევ მეტად
შემცირებას.

2 გაპკურებას მივიღებთ ქავრილის მხოლოდ ზედაპირზე გრი-
ვალისებური ძრაობის შექმნით. ამას მივალწვეთ შემდეგნაირად:

1. მკვეთრად—კონუსური და არაცილინდრული საქშენის გა-
მოყენებით, რის გამოც ქავრილი გამოდის პილრაგლიკურად წმინდა,
ე. ი. მის შიგნით არ არის გრივალისებრი ძრაობა.
2. ქავრილის სიჩქარის შედარებითი გადიდებით.
3. საქშენის გამოსავალი პირის გამოჩარხვით.

დიდი სიჩქარით გამოსროლილი ქვერილი ხელება ჰაერის წინააღმდეგობას, ქვერილის ზედაპირის ჰაერზედ ხახუნის გამო მის ზედაპირზე ჩნდება გრიგალისებრი ძრაობა, ამის გამო ქვერილის მთელ სიგრძეზე ხდება მისი ზედაპირიდან მცირე წვეთების თანდათანობითი გამოყოფა. ეს წვეთები ეცემა მიწაზე, საკმარისად თანაბარი წვრილი წვიმის სახით.



9 ნახ.

გამოსროლის სიჩქარისა და ქვერილის სიმაღლის სწორი შერჩევით მივიღებთ ნალექის განაწილებას მე-8 ნახატზე ნაჩვენებ-1-ლ და მე-2 მრუდების ანალოგიურს.

ოილერის ცდების თანახმად, ჰიდრაულიკურად მთელი ქვერილის გაპქურება დამოკიდებულია $\frac{R}{H}$ -ის ფარდობაზე, როცა გამოსროლის კუთხე $\alpha = 30^\circ$, მაშინ ოპტიმალური გაპქურება ხდება თუ ფარდობა $\frac{R}{H} = 1,0 - 1,1$.

ფარდობა $\frac{R}{H} = 1,2 - 1,3$ შეიძლება დაეწევათ მხოლოდ მდელოებისა და საძოვრების მორწყვის შემთხვევებში. ჩვენმა ცდებმა სავსებით დაადასტურა ოილერის ცდების შედეგები, მაგრამ ჩვენ დავინახეთ, რომ მცირე ნახვრეტიან საქშენების შემთხვევებში საჭიროა ავილოთ ფარდობა $\frac{R}{H} = 0,8$ დან $1,0$ -დე. საშუალონახვრეტიან საქშენებისათვის $\frac{R}{H} = 1,0$ დან $1,2$ -დე და დიდნახვრეტიანებისათვის — $\frac{R}{H} = 1,1$ -დან $1,3$ -დე.

ჩვენი ცდებით გამოირკვა, რომ ზემოხსენებული ოპტიმალური მნიშვნელობები ფარდობისა $\frac{R}{H}$ ვარგისია გამოსროლის კუთხეებისათვის 32° -დან 28° -დე.

მე-4 ნახატზე მოცემულია მრუდები $R=f(H)$ შიავის და

მთლიანი ხაზების გადაკვეთის წერტილები გვიჩვენებს $\frac{R}{H}$ -ის მნიშვნელობას.

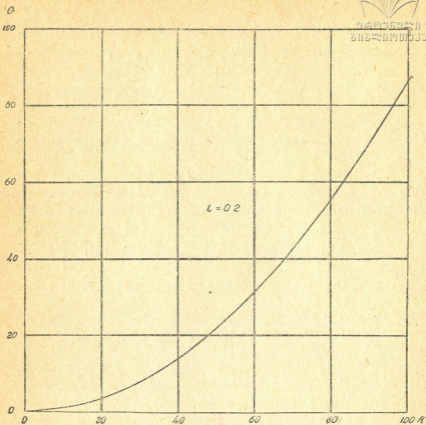
ნაღო მნიშვნელობებს. ეს მნიშვნელობები ნაჩვენებია შიავის (პუნქტი-
რის) ბოლოებზე. მთლიანი სწორი ხაზები AA და BB გვიჩვენებს იმ
საზღვრებს, რომელთა შორის მომწვივებლის მუშაობა ეთანადება ზე-
მოხსენებულ პირობებს. როგორც ჩვენმა ცდებმა გვიჩვენა, კარგი
გაპკურება შეიძლება მივიღოთ კიდევ თუ ძვეთრად-კონუსურ საქ-
შენის გამოსავალ პირთან გავაკეთებთ ერთს ან რამოდენიმე არა-
ღრმა გამონაჩარხს.

3. ჭავრილის გამოსროლის კუთხის ცვლა, როგორც იყო ნათ-
ქვამი, გავლენას ახდენს გამოსროლის სიშორეზე. 32° კუთხის დროს
ვღებულობთ გამოსროლის სიშორის მაქსიმალურ სიდიდეს. როგორც
ჩვენმა ცდებმა გვიჩვენა, მცირე სიმაღლის მომწვივებლებისათვის,
წვიმის ინტენსივობა, ოპტიმალური წნევის დროს, მიღებულია გა-
ცილებით ნაკლები, ვიდრე ჩვენ მიერ მიღებული $i=0,2$ მმ/წთ. ოპ-
ტიმალობა განისაზღვრება ფარდობით $\frac{R}{H}$ (იხ. დიაგრამა მე-4 ნახ.

მნიშვნელობები AA და BB ხაზებს შორის) უნდა გვახსოვდეს, რომ
ფარდობა $\frac{R}{H}$ იმ კუთხეებისათვის, არის ვარგისი რომელთა სიდიდე
 28° -დან 32° -მდეა. საქშენებისათვის, რომელთა დიამეტრი 40 მმ-ზე
ნაკლებია, წვიმის ინტენსივობა ნაკლებია, ვიდრე 0,2 მმ/წთ. მაგა-
ლითად, როცა $d=7$ მმ და $H_{opt}=20$ მ, მაშინ $i=0,05$ მმ/წთ. ხოლო
როცა $d=35$ მმ და $H_{opt}=60$ მ, — $i=0,17$ მმ/წთ. და მხოლოდ როცა
 $d=40$ მმ და $H_{opt}=70$ მ, — $i=0,18$ მმ/წთ. თუ სასურველია წვიმის ინ-
ტენსივობის ძლიერ გადიდება საქშენის დიამეტრის შეუცვლელად,
საჭიროა შემცირდეს მოქმედების რადიუსი R , გამოსროლის კუთხის
 α შემცირებით. მაგრამ კუთხის შემცირებით, ოპტიმალური გაპკუ-
რების პირობები ირღვევა, თუ კუთხე α ნაკლები იქნება 28° -ზე.

ჭავრილის ოპტიმალური გაპკურებისათვის საჭიროა გავზარ-
დოთ წნევა, მაგრამ გაცილებით უფრო კარგია და ეკონომიური
გაპკურების გადიდება ხდებოდეს ჩვენ მიერ გამოყენებული მეთო-
დით ე. ი. საქშენის გამოსავალთან ერთი ან რამოდენიმე გამონა-
ჩარხის გაკეთებით (იხ. მე-10 ნახატი). მე-11 ნახატზე მოცემულია
მრუდი $R=f(Q)$ მუდმივი ინტენსივობისათვის $i=0,2$ მმ/წთ.

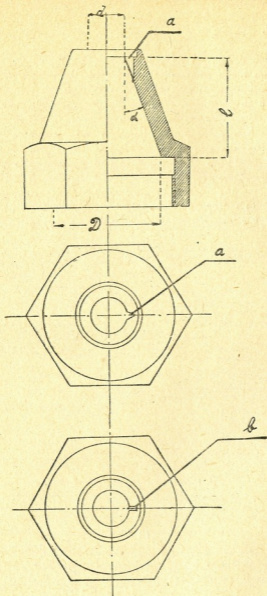
თუ ვიცით წყლის ხარჯი Q რომელიმე საქშენისათვის, ადვილია
დიაგრამით სათანადო მოქმედების რადიუსის R -ის პოვნა. მაგალი-
თად თუ ავიღებთ მომწვივებელს, რომლის საქშენის $d=20$ მმ, მი-



10 ნახ.

ვიღებთ, როცა $H_{opt} = 40$ მ. $Q = 8,8$ ლიტ/წმ., $R = 42,7$ მ. და $i = 0,111$ მმ/მინ. იმისათვის, რომ ინტენსივობა ავიყვანოთ $i = 0,2$ -დ, საჭიროა მოქმედების რადიუსის შემცირება $R_2 = 31$ -მდე, ე. ი. უნდა აღებულ იქნეს R_1 -ის $\frac{31}{42,7} = 0,725$ ნაწილი. სხვანაირად რომ

ვსთქვათ, უნდა ავიღოთ $y = 0,725$. მაშინ მე-7 ნახატზე დიაგრამით მივიღებთ კუთხეს $\alpha = 15,2^\circ$, ე. ი. 20 მმ-იან საქშენისათვის ქავრილის გამოსროლის კუთხე უნდა შემცირდეს ზღვრულად დასაშვებ სიდიდემდე $\alpha = 15^\circ$. მაშასადამე, 20-მმ-იანზე ნაკლები საქშენებისათვის მოქმედების რადიუსის დაყვანა $i = 0,2$ მნიშვნელობამდე არ შეიძლება მარტო α კუთხის შემცირებით. მაგრამ, როგორც ნათქვამი იყო, ამის საჭიროებაც არ არის, რადგან i -ს გადიდება არ ზრდის მომწვივებლის ნაყოფიერებას.



11 666.

2. § პაკოზ. ა. დიდებულის მომწვივებელი

ჩვენი მომწვივებლის დამუშავების დროს გამოვდიოდით შემდეგი მოსაზრებიდან:

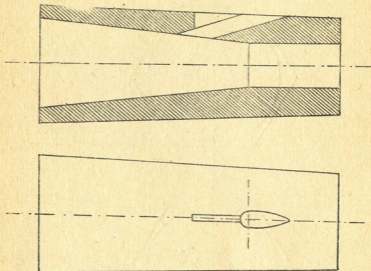
1. წვიმის უთანაბრობა უნდა ყოფილიყო ბუნებრივი წვიმის უთანაბრობის თანრიგის და ყოველ შემთხვევაში არა უმეტესი 1:1,5 ფარდობისა,

2. წვიმის საშუალო ინტენსივობა უნდა იყოს 0,2 მმ/წთ. და უნდა შესაძლო იყოს მისი ცვლა 0,15-დან 0,24 მმ/წთ. ზღვრებში. ნამდვილსა და საშუალო ინტენსივობას შორის არ უნდა იყოს დიდი განსხვავება. ჩვენ ვუშვებთ, რომ ნამდვილი ინტენსივობა მეტი იყოს საშუალოზე, 10—20% ით მაქსიმუმში.

3. წვეთების დიამეტრის სიდიდე არ უნდა აღემატებოდეს 3 მმ-ს. დაშვებულია ცალკეულ წვეთების დიამეტრი 4—4,5 მმ-მდე.

4. კონსტრუქცია უნდა იყოს მაქსიმალურად უბრალო და უნდა მუშაობდეს დაუწყობად.

5. სასურველია—არ გვექირდებოდეს ჰავრილის გამასწორებელი, რადგან გამასწორებელი წარმოადგენს მომწვივებლის გაქუჩვიანების ერთერთ მიზეზს.



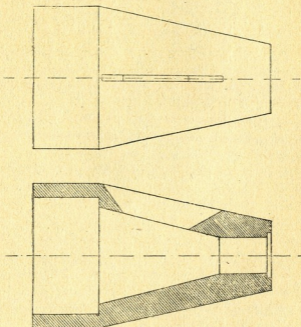
12 ნახ.

6. მინიმუმამდე უნდა იქნეს შემცირებული ქარის გავლენა.

7. მომწვივებელი არ უნდა ჭუჭყიანდებოდეს იმ გარეშე მაგარი ნაწილაკებისაგან, რომლებიც ყოველთვის მოიპოვებიან მომრწყველ წყალში. უნდა უზრუნველყოფილ იქნეს მომწვივებლის საიმედო და შეუფერხებელი მუშაობა.

ჩვენ მომწვივებელში ყველა ჩამოთვლილი პირობა დაკმაყოფილებულია შემდეგნაირად:

1. მოსარწყავ ფართობზე წყლის განაწილების თანაბრობის ზრდისათვის ზოგიერთი ავტორი ხმარობს დამატებით ვიწრო ნახვრეტებს საქშენში, მაგალითად პასადენის საქშენში (12 ნახატი), ხიდორის მცირე საქშენში (13 ნახატი) და სხვა. ეს მეთოდი ჩვენ არარაციონალურად მიგვაჩნია, რადგან ჩვენი ცდების მიხედვით ეს იწვევს დიდ ხელის შეშლას მომწვიმებლის მუშაობაში და წარმოადგენს მიზეზს მთელი საქშენის დაქუჩყიანებისას.



13 ნახ.

ამ მცირე ნახვრეტებში ყოველთვის ეჩხირება გარეშე პატარა ნაწილაკები, რომელიც ყოველთვის არის სარწყავ წყალში.

მაგალითად ჩალის ნამცეცები ეჩხირება მცირე ნახვრეტებში და მათზე კიდევ ეკვრის სხვა ნაწილაკები, ფოთლები და სხვა. ამის გამო არა მარტო მცირე, არამედ მთავარი ნახვრეტიც იხშობა და იწვევს მუშაობის შეფერხებას. სხვა ავტორები იყენებენ დამატებით საქშენებს, რომლებსაც აქვთ მცირე დიამეტრის ნახვრეტები. ეს საქშენები რწყავენ ფართობის გარკვეულ უბნებს. მაგალითად—მომწვიმებლები ლანინგერისა, ВНИИГИМ-ისა, НИМИ-სა და სხვა. ეს მცირენახვრეტიანი საქშენებიც წარმოადგენენ დაქუჩყიანების მიზეზს.

კიდევ სხვა ავტორები იყენებენ პირველსა და მეორე მეთოდს ერთად. მაგალითად ხიდორის მომწვიმებელი და სხვა.

რეაქციულ ფრთიან მომწვიმებლებში შეიძლება დაეკმაყოფილებოდეთ მხოლოდ ერთი საქმენით, რადგან რეაქციული ფრთის მომწვიმება საქმარისად კარგ გაფანტვას და მორწყვას მომწვიმებლის ახლო მდებარე ნაკვეთისას.

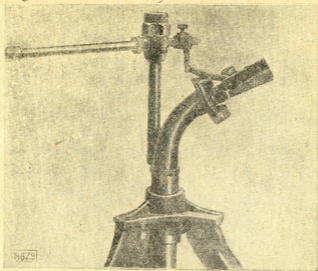
2. საქმენი ჩვენ მიერ აღებული არის მკვეთრად-კონუსური, რომელსაც არ აქვს ცილინდრული დაბოლოება. ის წარმოადგენს მოკვეთილ კონუსს, რომლის წვერის კუთხე 40°-დან (დიდი საქმენებისათვის) 34°-მდეა (მცირე საქმენებისათვის) იხ. მე-10 ნახატი.

როგორც ჩვენმა ცდებმა დაგვანახა მკვეთრად-კონუსური საქმენები არაცილინდრული ნაწილით იძლევა ჰიდრაულიკურად წმინდა ქავრილს, მაშინაც კი, როცა მათი შიგა ზედაპირი ნაწილობრივ უსწორმასწოროა. ჰიდრაულიკურად წმინდა ქავრილის მისაღებად საქმენის გამოსავალი ნაწილი უნდა იყოს სწორი, ყოველგვარი ფხურისა და დაკბილულობის გარეშე. ამიტომ მექანიკური დაზიანების ასაცილებლად ჩვენი საქმენის გამოსავალი ნაწიბური ცოტა ჩაღრმავებულია. მორწყვის თანაბრობის გადიდებისათვის საქმენში დამატებული მეორე ნახერცის მაგიერ ვაკეთებთ სამკუთხა ან მართკუთხა ფორმის ამოღრმავებას. (იხ. მე-10 ნახატი *b* და *c*). ამოღრმავება ტექნიკურად უფრო მოსახერხებელია და, რაც მთავარია ის არ იწვევს დაკუჭყიანებას, რომ ამ ამონალარმა ხელი არ შეუშალოს ფრთის მუშაობას, მას ვაკეთებთ ცოტა ვეერდით. ამ ამონალარის წყალობით ირღვევა ქავრილის მთლიანობა. ამ ადგილზე ვღებულობთ ქავრილის პატარა განშტოებას, რომელიც ათანაბრებს შუა ნაწილის მორწყვას და წყლის განაწილებას, როგორც ეს ნაჩვენებია შიავით მე-8 ნახატზე, 1 მრუდი.

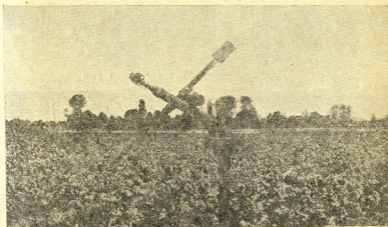
ამის გარდა ჩვენმა ცდებმა გვიჩვენა, რომ ქავრილის ზედაპირზედ მცირედი დაგრიგალება აღიღებს წყლის განაწილების თანაბრობას მოსარწყავ ფართობზე. ჩვენ მიერ წამოყენებული ამონალარი ჰქმნის სწორედ ასეთ პირობებს. ასეთი ამონალარის მაგიერ შეიძლება რამდენიმეს გაკეთება, მეტადრე, როცა სასურველია გამოსროლის კუთხის შემცირება წვიმის ინტენსივობის გადიდების მიზნით და მცირე გამოსროლის კუთხეების დროს.

3. ფრთის ფორმას ყველა რეაქციულ ფრთიან მომწვიმებელში, დიდი როლი აქვს. სამწუხაროდ, მომწვიმებლების ავტორები ფრთის ფორმას ნაკლებ ყურადღებას აქცევენ. ავტორების უმეტესობა იყენებს ბრტყელ ფრთას, მაგალითად ჰილდიგერი (14 ნახატი) და მიხიელისი (15 ნახატი). ზოგიერთი ირჩევს კოვზისებრ ფორმას, მაგალითად—პასადენი (16 ნახატი). ჩვენ გამოვიკვლიეთ მთელი რიგი

სხვადასხვა ფორმის ფრთები. ყველაზე უკეთესი შედეგები მივიღეთ ჩვენ მიერ წამოყენებული ფორმის ფრთებისაგან.



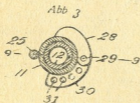
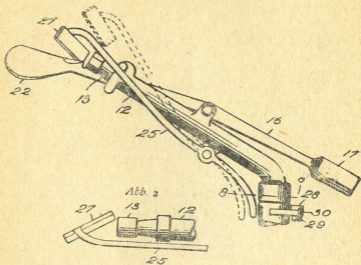
14 ნახ.



15 ნახ.

ჩვენს რეაქციულ ფრთებს ორი ფორმა აქვს. პირველი—მოკვეთილი კონუსის გვერდითი ზედაპირის ნაწილის ფორმა ელიფსური ფუძეებით (იხ. მე 18 ნახატი).

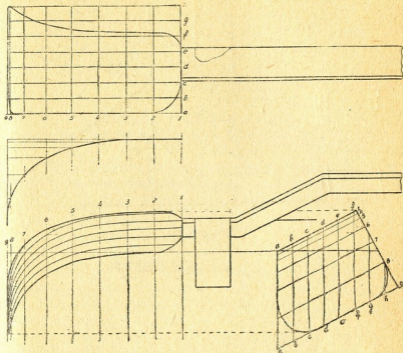
თუ გავაგრძელებთ ფრთას (ჰორიზონტალურ მიმართულებით), ანდა თუ გავადიდებთ მის სიმაღლეს (ვერტიკალურ მიმართულებით), მაშინ გავადიდებთ მომწვიმებელთან ახლო მდებარე ფართობის ნაწილის მორწყვას. თუ გავადიდებთ ელიფსური კონუსის დაქანებას,



16 ნახ.

რომლის გვერდითი ზედაპირსაც ჩვენი ფრთა წარმოადგენს, მაშინაც ვადიდებთ მომწვიმებელთან ახლომდებარე ფართობის ნაწილის მორწყვას. ხოლო თუ შევამცირებთ ან სიგრძეს, ან სიმაღლეს ფრთისას, ან და შევამცირებთ ელიფსური კონუსის დაქანებას, მაშინ ჩვენ შევამცირებთ მომწვიმებელთან ახლო მდებარე სარწყავი ფართობის ნაწილს. რასაკვირველია შესაძლოა შემოხსენებული, სიდიდეების ცვლა, ერთდროულად ორის ან სიმრევსი. საკმაოდ კარგი შედეგები შივიღეთ ცილინდრული ფორმის ფრთითაც, რომელიც წარმოადგენს ელიფსური ცილინდრის გვერდითი ზედაპირის ნაწილს, ე. ი. ელიფსურფუძიან ცილინდრისას. (იხ. მე-17 ნახატი). წყლის განაწილების

ცვლას ამ შემთხვევაშიც იმავე ხერხებით მივიღებთ როგორც წინა შემთხვევაში, მხოლოდ კონუსის დაქანების გაზრდის ან შემცირების მაგიერ, ცილინდრული ფრთის შემთხვევაში, ვცვლით მის დახრას რაც უფრო ვერტიკალურად არის დაყენებული ცილინდრული ფრთა მით უფრო მეტად ირწყვება მომწვიმებლის ახლოს ფართობი და—



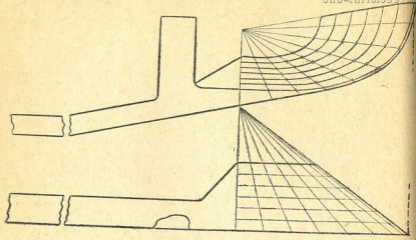
17 ნახ.

პირიქით. ზემოხსენებული ხერხებით წვიმის განაწილების ვარიანტებით შეიძლება მივალწიოთ მოსარწყავ ფართობზე წყლის განაწილების საკმაო დიდ თანაბრობას. წყლის განაწილებაზე დიდ როლს ასრულებს ისიც თუ ელიფსის რა ნაწილს ვღებულობთ ფრთისათვის და რა კუთხით ეცემა კავრილი ფრთის ზედაპირს.

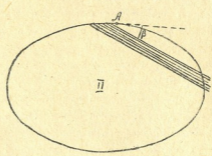
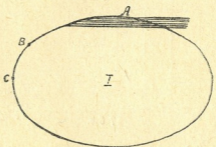
მე-19 ნახატზე ნაჩვენებია ელიფსი, თუ ავიღებთ ელიფსის AB ნაწილს, მაშინ მომწვიმებლის ახლო ფართობის გაშეფევა და მორწყვა უფრო ნაკლები იქნება, ვიდრე მაშინ, როცა ავიღებთ AC ნაწილს. ეს იმიტომ, რომ ამ შემთხვევაში ფრთის ბოლო უფრო მორგავლებულია. ამის გარდა თუ კავრილი ეცემა შებუად A წერტილში (19—I ნახატი), მაშინ გაშეფევა უფრო ნაკლებია ვიდრე, როცა ის ეცემა β კუთხით A წერტილის მხებთან (19—II ნახატი).

ქავრილის გაშეფვისა და მომწვიმებლის ახლო ფართობის
 მორწყვის გარდა, ფრთის დანიშნულებაა კიდევ მომწვიმებლის შემო-
 ბრუნება თავის ვერტიკალურ ღერძის გარშემო. მომწვიმებლის შე-
 მობრუნების კუთხე დამოკიდებულია იმავე ელემენტებზე: რაც მე-

კავრილის
 შემობრუნება



18 ნახ.



19 ნახ.

ტია ფრთის დაქანება, რაც მეტია სიგრძე და რაც მეტია β კუთხე,
 მით მეტია შემობრუნების კუთხე ქავრილის ფრთაზე დარტყმის დროს,

4. კონსტრუქციის სიმარტივით, როგორც ნათქვამი იყო, ყველაზედ უბრალოა რეაქციულფრთიანი მომწვიმებელი. პრაქტ. აღიღებულის მომწვიმებელს აქვს სულ 8 დეტალი, რომელთაგან 1 საყელურია და 1 ჰანჭიკი. არ არის არც კბილანები და არც ჰისებრი გადაცემა. პასადენის მომწვიმებელს იქვს 10 დეტალი, მიხაელი-სისას—11 დეტალი. ხოლო პატარა ტურბინებიან მომწვიმებლებში—მაგალითად ვნიიგიმ-ის მომწვიმებელს აქვს 58 დეტალი, რომელთაგან 21 ჰანჭიკი და ჰანჩია, ხოლო დანარჩენ 37 დეტალში არის ჰისებრი გადაცემა (2) და კბილანები (2). НИМИ-ს მომწვიმებელს აქვს 28 დეტალი, მათ შორის 6 ჰანჭიკი და ჰანჩია, დანარჩენ 22-ში შედიან ჰისებრი გადაცემები და კბილათვლები.

5. ვინაიდან გამმართველი, რაგინდარა კონსტრუქციაში, არის მომწვიმებლის დაჭუჭყიანების ერთ მიზეზთაგანი, გარდა ამისა ყველა გამმართველი ჰავრილის მოძრაობას უწევს დამატებით წინააღმდეგობას (ხანდახან საკმაოდ დიდს), ამიტომ ჩვენ ჩავატარეთ მთელი რიგი ცდები, უგამმართველო მომწვიმებლის მილის შიგნით გრივალისებრი ძრაობის მიზეზების თავიდან აცილების მიზნით. ჩვენ მიერ შემუშავებულია მომწვიმებლის ისეთი კონსტრუქცია, სადაც არ არის საჭირო გამმართველი.

ამას მივალწიეთ სამი გზახერხით:

ა) ჩვენ მომწვიმებელში არსად არ არის მილის შევიწროება ან მკვეთრი მოხრილობა. მთელ სიგრძეზე მომწვიმებლის კვეთი ერთიდაიგივეა. არის მხოლოდ ერთი მდოვრულად მოხრილი მუხლი არსად არ არის ჰავრილის განშტოებები, რომლებიც დაგრივალების მიზეზს წარმოადგენს.

ბ) ჩვენ ავიღეთ სავსებით გარკვეული ფარდობა მილების დიამეტრებისა და საჭმენის გამოსავალ ნახვრეტს შორის, შემდეგი მონახვრების საფუძველზე: როგორც ვიცით, წყლის ხარჯი

$$Q = \mu \alpha \sqrt{2g H_0} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \text{ მ}^3/\text{წმ.}$$

სადაც μ —სიჩქარის კოეფიციენტი,

α —ჰავრილის შეკუმშვის კოეფიციენტი,

H_0 —წნევა საჭმენთან,

d —საჭმენის გამოსავალ ნახვრეტის დიამეტრია. ჩვენი საჭმენისათვის საშუალოდ $\mu = 0,897$, $\alpha = 0,978$ (იხ. IV ცხრილი) მაშინ ხარჯის კოეფიციენტი იქნება

$$\varphi_{საშ} = \alpha \mu = 0,897 \cdot 0,978 = 0,878 = 0,88,$$

$$\text{ხარჯი } Q = 0,88 \cdot 4,43 \sqrt{H_0} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 3,90 \sqrt{H_0} \frac{\pi d^2}{4} \text{ მ}^3/\text{წმ.}$$

წყლის სიჩქარე მომწვივებლის მილში

$$v = \frac{Q}{\pi D^2} = 3,90 \frac{\sqrt{H_0}}{\pi D^2} \frac{\pi d^2}{4} = 3,90 \sqrt{H_0} \frac{d^2}{D^2} \text{ მ/წმ.} \quad (12)$$

$$\frac{d}{D} = \sqrt{\frac{1}{3,90} \frac{v}{\sqrt{H_0}}} = 0,506 \sqrt{\frac{v}{\sqrt{H_0}}} \quad (13)$$

იმისათვის რომ წყლის ჰავრილში არ იყოს დაგრიგალება, აუცილებელია, რომ სიჩქარეც v —იყოს მინიმალური, ე. ი, მომწვივებლის მილის დიამეტრი უნდა იყოს მაქსიმალური, მაგრამ მეორე მხრივ მომწვივებლის ადვილად გადატან-გადმოტანისათვის მისი წონა და, მაშასადამე, მილის დიამეტრი უნდა იყოს რაც შეიძლება პატარა. ამიტომ ჩვენ მივიღეთ მომწვივებლის მილში სიჩქარე $v=3-2,5$ მ/წმ. როგორც ცდებმა გვიჩვენა, ჰავრილი ასეთი სიჩქარის დროს მოწვივებისათვის მეტად კარგია. ასეთ შემთხვევაში გამმართველი არაერთარ როლს არ ასრულებს სისოორის გადიდებისათვის. ვიღებთ $v=3$ მ/წმ. და ვღებულობთ

$$\frac{d}{D} = 0,506 \sqrt{v} \cdot \frac{1}{\sqrt[4]{H_0}} = 0,877 \cdot \frac{1}{\sqrt[4]{H_0}} \quad (14)$$

და თუ სიჩქარე

$$v=2,5 \text{ მ/წმ}$$

მაშინ

$$\frac{d}{D} = 0,717 \frac{1}{\sqrt[4]{H_0}} \quad (15)$$

ასეთი სიჩქარეების შემდეგ შევადგინეთ ცხრილი.

IX ცხრილი

$H_0=$		20	30	40	50	60	70	80
$\sqrt[4]{H_0}$		2,12	2,34	2,52	2,67	2,78	2,89	2,99
ფარდობები	$v=3$	0,413	0,375	0,397	0,320	0,315	0,304	0,293
როცა	$v=2,5$	0,338	0,306	0,384	0,269	0,258	0,248	0,240

აღებული დიამეტრების ფარდობა $\frac{d}{D}$ უნდა იყოს ტოლი ან ნაკლები მიღებულ ზღვრებზე. ჩვენი საქმენები ისეთებია, რომ მათთვის

$\frac{d}{D}$ ნაკლებია მიღებულ ზღვრებზე, რითაც თავი დავალწიეთ წყლის

ძლიერ დაგრივალებას მომწვიმებლის მილში.

C) ამის გარდა წყლის დაგრივალების თავიდან ასაცილებლად, მილის ღერძის მორგვალების რადიუსი R_2 ავიღეთ 2,5-ჯერ მეტი მომწვიმებლის მილის შიგა დიამეტრზე. ე. ი. $R_2 = 2,5 D$.

6. რაც შეეხება ქავერილის გამოსროლის კუთხეს, როგორც ოილერის ცდებმა დაგვანახა, ქავერილის ყველაზედ მეტ სიშორეს, ჰაერში მივიღებთ, როცა გამოსროლის კუთხე უდრის $30^\circ - 32^\circ$, როგორც ჩვენმა ცდებმა გვიჩვენა, ეს კუთხე დამოკიდებულია ქავერილის გაპკურების ხარისხზე, ე. ი. $\frac{R}{H}$ -ზე.

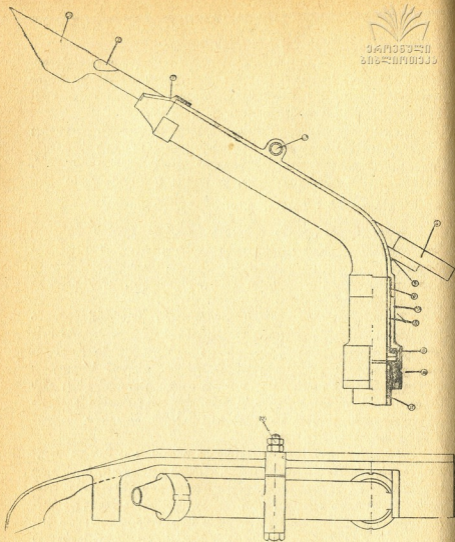
შემდეგ ჩვენმა ცდებმა დაგვანახა, რომ ამ კუთხის 28° -ამდე შემცირებისას ქავერილის გასროლის სიშორე თითქმის უცვლელი რჩება ($97,8\%$) იმ დროს, როცა თავისუფალი ქავერილის უმაღლესი წერტილის სიმაღლე გაცილებით მეტად მცირდება, ამის გამო კი კლებულობს ქარის გავლენა ქავერილზე.

7. დაქუჩყიანების მიზეზს წარმოადგენს მცირენახვრეტიანი საქშენები, დამატებითი მცირე ნახვრეტები საქშენში, პატარა ნახვრეტები მცირე ტურბინებისათვის და გამმართველები როგორც რადიუსებრივნი, ისე მეტადრე მილისებურები. ამიტომ სრულებით დაუქუჩყიანებელ მომწვიმებლებად ისეთები ითვლება, რომელსაც აქვს მხოლოდ ერთი დიდნახვრეტიანი საქშენი. როგორც ცდებმა გვიჩვენა დაქუჩყიანება სრულებით არ ხდება თუ საქშენს აქვს არა ნაკლებ 7 მმ-დიამეტრიანი ნახვრეტი,

ამის გარდა განშტოების ადგილები იწვევს არა მარტო დაგრივალებას, არამედ დაქუჩყიანებასაც, რადგან ფოთლების, ჩალისა და სხვათა მცირე ნაწილები როცა ერთი ბოლოთი განშტოებაში მოხდება, ხშირად ვერ ძვრება მასში, რჩება ქავერილის განივად და შემდეგ მათ ირგვლივ თანდათან გროვდება სხვა ნაწილაკებიც და ბოლოს იწვევენ მომწვიმებლის მილის დახშობას. ტურბინის ქავერილის მცირე მილების დახშობა, რაც ხშირად ხდება, აჩერებს მომწვიმებლის ბრუნვას.

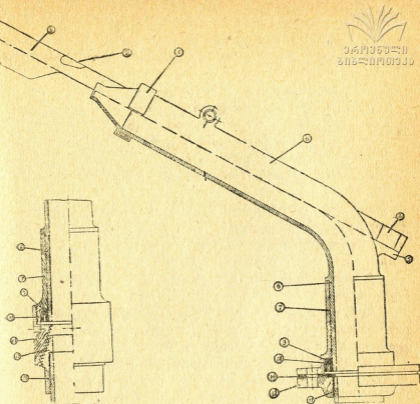
ВНИИГИМ-ის სისტემის მომწვიმებლების გამოცდის დროს, ჩვენ ვერც ერთი მორწყვა ვერ შევძელით (2,5 საათი), ისე რომ 2-3 ჯერ და იშვიათად ერთჯერ მაინც არ დაქუჩყიანებულიყოს მცირე ტურბინის მილი.

8. მომწვიმებლის მოხსუნე და სახსრული ნაწილების დაზეთვა იწვევს მისი ბრუნვის გაჩერებას. მომწვიმებელს ზეთავენ სქელი სა-



20 ნაბ.

ზეთებით, ჩვეულებრივ ტაოტით, ტაოტში იკრება წყალი, თიხისა და სხვათა ნალექებთან ერთად. ტაოტთან ერთად ეს ნარევი იძლევა სქელ და მეტად წებოვან მასას, რის გამო მომწვიმებლის სახსარი წებოვდება და ბრუნვა წყდება, ჩვენმა ცდებმა დაგვანახა, რომ საზეთ მომწვიმებლებს სჭირდება პერიოდული დაშლა და ნაწილების გარეცხვა ნავთში. შემდეგ ხელმეორედ აწყობა და გაზეთვა. მაგალითად,



21 ნახ.

ВНИИГИМ-ის მომწვიმებელს ორი დღის მუშაობის შემდეგ სჭირდება დაშლა (58 დეტალი) და გარეცხვა. ეს გარემოება დასტურდება ლენინგრადის ჰიდროწარმოების ცდებითაც სალიანში. მათაც უხდებოდათ НИИИ-ის მომწვიმებლის 2-3 დღეში ერთხელ დაშლა და გარეცხვა (28 დეტალი). რასაკვირველია, ეს იწვევს დიდ უხერხულობას ჯერ იმიტომ, რომ აცდენს კვალიფიციურ მუშა-ხელს და ამის გარდა საჭიროა მომწვიმებლის ორმაგი კომპლექტი, წინააღმდეგ შემთხვევაში იძულებული ვიქნებით ყოველ 2—3 დღეში შესწყვიტოთ მორწყვა, ეს კი რაციონალური არაა.

9. პროფ. ა. დიდებულის ძის მოწვიმებლის ზოგადი აღწერილობა.

ზემოთჩამოთვლილ მოსაზრებათა გამო ჩვენმა მომწვიმებელმა შემდეგი კონსტრუქციული გაფორმება მიიღო: ის შედგება მდოვრულად მოხრილი მილისაგან და აქვს მხოლოდ ერთი საქშენი, შედარებით დიდნახვრეტისანი (9 მმ-დან 48 მმ-დე). მას არ აქვს არც განშტოებები, არც გამართველები და არც დახეთვა.

ჩვენი რეაქციულ ფრთიანი მომწვიმებელი № 16-დან № 4-მდე (იხ. მე-20 ნახატი) შედგება შემდეგი 8 ნაწილისაგან:

1. საქშენი (1) (იხ. 20 ნახატი),

2. რეაქციული ფრთა (3). ბერკეტი, ტვირთით (4) და მიმართული

თველი შვერილითურთ (2),

3. 105° — 120° კუთხით მდოვრულად მოხრილი მილი (6). ამგვარად, საქშენიდან გამოსროლილი ჭავრილი ჰორიზონტთან შეადგენს 15° — 30° კუთხეს. მილს აქვს ნახსში (5) ბერკეტის ძრაობის შესაზღუდად, ზევიდან კი ნახსში ბერკეტის ღერძისათვის.

4. ღერძი, რომლის გარშემო ბერკეტი ბრუნავს.

5. შიგა მილისა (8), რომელიც ყრუდ არის შეხრახნილი მილში (6).

6. სალტე (10) რომელიც ჩახრახნილია ყრუდ მომწვიმებელში წყლის მიმწოდებელ მილში (11).

7. გარე მილისა (7), რომელიც მიხრახნილია ყრუდ სალტეზე (10).

8. ტყავის საყელური (9) ანდა რიგი (2—4) თხელი ლითონის საყელურები.

7, 8, 9 და 10 დეტალები შეადგენენ მომწვიმებლის სახსროვან ნაწილს, რომლებიც მომწვიმებლის ვერტიკალური ღერძის ირგვლივ ბრუნვის საშუალებას იძლევიან.

B. დიდი სიმძლავრის მომწვიმებლებს დაწყებული № 2-დან № 1/2-დე, მოქმედების რადიუსით 45 მ-დან 87—მ-დე აქვთ ცოტა სხვაგვარი სახსრული ნაწილი.

დიდი სიმძლავრის მომწვიმებლის სახსრული ნაწილის მოწყობილობის ორი ვარიანტი ნაჩვენებია მე-21 ნაკვეთზე. ამ ნაკვეთზე ანალოგიური ნაწილები იმავე ნომრებითაა აღნიშნული, როგორც მე-20 ნაკვეთზე. მძლავრ, მილტუჩიან მომწვიმებლებს 12 დეტალი აქვს, რომელთაგან 5 ჭანჭიკია და 1 საყელური (9). კონუსურხრახნიანი ვარიანტი წამოყენებულია უფრო სწრაფი ჩახრახნისათვის, ის შედგება 9 დეტალისაგან, რომელთაგან 1 ჭანჭიკია და 1 საყელური (9).

10. ცალკეული დეტალის დანიშნულება და მოქმედება.

1. რეაქციულ ფრთას აქვს ორი დანიშნულება—მომწვიმებლის მისი ვერტიკალური ღერძის გარშემო შემობრუნება და ჭავრილის დაფანტვა, მომწვიმებლის ახლო მდებარე ფართობის მოსარწყავად.

როცა ფრთა ჭავრილის გარშევა, მაშინ უკანასკნელი რწყავს, მომწვიმებლიდან მოკიდებულ, მეორე და მესამე მესამედებს მოსარწყავ ფართობისას, ხოლო მომწვიმებლის ახლო მდებარე პირველ მესამედი მოურწყავი რჩება.



როცა რეაქციული ფრთა შედის ჭავჭავაძის მაშინ ჭავჭავაძის ურტყამს მას და იმსხვრევა, და რწყავს პირველ მესამედსა ცხელი ნაწილობრივ დაუმატებს მორწყავს მეორე მესამედსა ც. ჩვენ მიერ ფრთის ფორმა ისეა შერჩეული, რომ მორწყვის უთანაბრობა ნაცვლად 1:2-ზე, როგორც ეს ახასიათებს მრავალ საზღვარგარეთულ და საბჭოურ მომწვიმებელს, დაყვანილია 1:1,5-დღე. იგივე ფრთა გამოყენებულია მომწვიმებლის მობრუნებისათვის.

ფრთის მოხრილობა შერჩეულია ემპირიულად ისე რომ მოხერხდეს წყლის განაწილების მაქსიმალური თანაბრობა და მომწვიმებლის შემობრუნება რალაც კუთხით. იმის გამო, რომ ფრთის ზედაპირი ჰქმნის ვერტიკალთან β კუთხე ჭავჭავაძის ფრთაზე დარტყმის დროს უკანასკნელი სწრაფად ეშვება ქვევით და განთავისუფლებული ჭავჭავაძი გაიტყორცნება მეორე და მესამე მესამედების მოსარწყავად სანამ ფრთა განმეორებით შეიჭრება ჭავჭავაძში.

როგორც ნათქვამი იყო, ფრთის ზედაპირის ყველაზე უფრო ხელსაყრელი ფორმა არის ელიფსურ-კონუსური ანდა ელიფსურ-ცილინდრული. ფრთის ორივე ფორმა გამომუშავებულია ჩვენ მიერ მთელი რიგი ცდების საფუძველზე.

კუთხე β აიღება ჭავჭავაძის სიმძლავრის მიხედვით, ე. ი. საქშენის გამოსავალ დიამეტრის d -ს დაწინევის H —მიხედვით.

რაც უფრო მძლავრია ჭავჭავაძი, მით უფრო მცირე უნდა იყოს კუთხე β , კუთხე β მით მეტი უნდა იყოს, რაც უფრო მძიმეა ტვირთი (4), რაც მეტია ფრთის ინერცია, ბერკეტის ლერძზე ხახუნი და სხვა. ამიტომ სიმარტივისათვის სჯობს კუთხე β შერჩეული იქნეს ემპირიულად.

თავისუფალ მდგომარეობაში ფრთას უკავია მე-20 და 21 ნახატზე მთლიანი ხაზებით ნაჩვენები მდებარეობა.

მომწვიმებელში წყლის გაშვებისას საქშენიდან გამოსროლილი ჭავჭავაძი ეცემა ფრთაზე, იმსხვრევა და რწყავს მომწვიმებლის ახლო მდებარე ნაწილს დაახლოებით მოქმედების რადიუსის $\frac{1}{3}$ -ს და ნაწილობრივ მეორე მესამედსა ც. ჭავჭავაძის ფრთაზე დარტყმის დინამიკური ძალა იშლება ორ მდგენელად: ჰორიზონტალურად (ფრთის ღუნვის გამო), რომელიც შემობრუნებს მომწვიმებელს და ვერტიკალურად, რომელიც მიმართულია ქვევით (β კუთხით დახრილობის გამო) ეს ძალა ჩასწევს ფრთას ძირს.

ამ ჩაწვევის დროს ჭავჭავაძი, რომელსაც გზაში აღარ ელობება წინააღმდეგობა, რწყავს მოქმედების რადიუსის დაახლოებით დანარჩენ ორ მესამედ ნაწილს.



შემდეგ ტვირთის (4) გავლენით ფრთა იწევა მაღლა და შემქა-
ჩი შვერილის (2) წყალობით, შეიჭრება ქავრილში და პრაქტიკულად
გეორდება.

2. შემქაჩი შვერილი (2), რომელიც შედგებულია ბერკეტზე
ფრთის მახლობლად, ასრულებს მეტად მნიშვნელოვან და არსებით
როლს. ამ შვერილის უქონლობის დროს ფრთა ვერ შეიჭრება ქავ-
რილში, ის მხოლოდ შეეხება ქავრილს და დაიწყებს ქანაობას მისი ზე-
დაპირის მახლობლად. ასეთ შემთხვევაში ცხადია ქავრილის დაფანტვა
ვერ მოხდება, ამიტომ ჩვენ შევიტანეთ შემქაჩი შვერილი (2), რომე-
ლიც შეიჭრება ფრთაზე უფრო ადრე ქავრილში და ძალით ააგდებს
ფრთას ზევით და შეიზიდავს მას ქავრილში. მორწყვის თანაბრობა
დამოკიდებულია რეაქციული ფრთის ფორმისა და მდებარეობაზე,
საქმენის ფორმაზე, განსაკუთრებით მის გამოსავალ ნაწიბურებზე და
აგრეთვე ბერკეტის ღერძზედ ხახუნის ძალაზე. ბერკეტის ღერძის
ცაბფის წესიერი კონსტრუქციის დროს, ხახუნის ძალა პრაქტიკულ-
ად შეიძლება მუდმივ სიდიდედ ჩავთვალოთ. მთელი ყურადღება
უნდა მიექცეს ფრთის სიმრუდის, და მიმართულების სწორ შერჩევას.
რაც მეტია ფრთის სიმრუდე და რაც უფრო ვერტიკალურია მისი
სიბრტყე, ე. ი. რაც მცირეა კუთხე β , მით უფრო ინტენსიურია
მომწვიმებელთან ახლო მდებარე ფართობის მორწყვა.

პირიქით, რაც მცირეა ფრთის სიმრუდე და რაც უფრო დახ-
რილია მისი სიბრტყე, ე. ი. რაც უფრო მეტია კუთხე β , მით უფრო
სუსტად ირწყვება მომწვიმებლის ახლო მდებარე ნაკვეთი.

ჩვენ მომწვიმებელში საქმენის ფორმისა და წნევის გულდასმი-
თი შერჩევის წყალობით, საქმენიდან გამოდის ჰიდრაულიკურად წმინ-
და ქავრილი, ე. ი. ქავრილის შიგნით არ ხდება გრიგალისე-
ბურ ძრაობა: დაგრიგალებას ვლებულობთ მხოლოდ ქავრილის ზე-
დაპირზე, ამის გამო მთელი ქავრილის სიგრძეზე მას გამოეყოფა
წყალი, რომელიც ეცემა მიწაზე მთლიანი წვიმის სახით.

3. როგორც ცდებმა გვაჩვენა, საუკეთესო საქმენად გამოდგა
ისეთი, რომელსაც აქვს მკვეთრად კონუსური ფორმა, რომლის წვე-
როს კუთხე საშუალოდ უდრის 40° -დან (დიდი საქმენებისათვის)
 34° -დე (მცირე საქმენებისათვის), გამოსავალი ნახვრეტის d დია-
მეტრის შეფარდება შესავალ D დიამეტრთან უნდა იყოს $0,28$ -დან
(დიდი საქმენები) $0,37$ -დე (მცირე საქმენები). საქმენის სიგრძე l
(მოკვეთილი კონუსის სიმაღლე) უდრის შესავალ ნახვრეტის D დია-
მეტრს. მოსარწყავი ფართობის შუა ნაწილის დამატებითი მორწყვი-
სათვის, ე. ი. მოქმედების რადიუსის დაახლოებით შუანაწილისათვის
საქმენის გამოსავალი ნაწიბურის ძირთან, უფრო უკეთ, გვერდითი
ნაწილში, ვაკეთებთ ჩვენ მიერ პირველად შემოტანილ, პატარა არა-

ღრმა სამკუთხა ფორმის ამონაღარს, ან არა ღრმა ამონაჭერს (იხ. მე-10 ნაკვეთი). ამის გამო ვლებულობთ მოსარწყავ ფართობზე წყლის განაწილების მეტად დიდ თანაბრობას.

მომწვიმებლის ნომერს ვსაზღვრავთ მის მიერ მოსარწყავ ფართობის ზომით. იმის გამო რომ ჩვენ მივიღეთ მომწვიმებლის ჰიდრაკული განლაგება, თითოეული მომწვიმებელი რწყავს ფართობს, რომელიც წრეში ჩახაზულ წესიერი ექვსკუთხედის ფორმისაა. ამ წრის რადიუსი უდრის მომწვიმებლის მოქმედების რადიუსს.

ექვსკუთხედის ფართი უდრის $S = 2,598 R^2$ კვ. მ, ანდა თუ ფართობს გამოვსახავთ ჰექტარებით და R -ს მეტრებით მივიღებთ

$$S = \frac{2,598 R^2}{10000} \text{ ჰექტ.}$$

აქედან

$$R = \sqrt{\frac{10000}{2,598} \cdot S} = 62 \sqrt{S} \text{ მ.} \quad (16)$$

სადაც S გამოსახულია ჰექტრებით.

თუ შევანაცვლებთ მნიშვნელობებს: $2; \frac{3}{2}; 1; \frac{1}{2}; \frac{1}{4};$

$\frac{1}{8}; \frac{1}{16}$, მივიღებთ ჩვენ მიერ მიღებულ ნომრებს მომწვიმებლებისას,

$$\frac{1}{2}; \frac{2}{3}; 1; 2; 4; 8; 16.$$

ჩვენ მიერ წამოყენებული დანომრვა მომწვიმებლების გვიჩვენებს მომწვიმებლის იმ რიცხვს, რომელიც საჭიროა ერთი ჰექტარის მოსარწყავად, ხოლო ნომერის შებრუნებული რიცხვი გვიჩვენებს თუ რამდენ ჰექტარს რწყავს ერთი მომწვიმებელი. მაგალითად, მომწვიმებელი № 1/2 ნიშნავს, რომ ერთ ჰექტარზე მოდის ნახევარი მომწვიმებელი, ანუ ერთი მომწვიმებელი რწყავს ორ ჰექტარს. 1 ჰექტარის მოსარწყავად უნდა ავიღოთ 1 მომწვიმებელი № 1, 2 მომწვიმებელი № 2, 4 მომწვიმებელი № 4 და ასე შემდეგ, ანუ № 1 რწყავს 1 ჰექტარს, № 2—1/2 ჰექტარს, № 4—1/4 ჰექტარს და ა. შ.

ქვემოთ მოყვანილ მე-X ცხრილში მოყვანილია ჩვენი მომწვიმებლების დამახასიათებელი ყველა სიდიდე. უკანასკნელი მოდელის პირველი ვარიანტი (1934 წ.) ჩვენ მიერ დამზადებული იყო ალუმინიუმისა და თითბერისაგან, მაგრამ შემდეგ, ფერადი ლითონის და ზოგვისათვის თანდათანობით შეეცვალეთ თუჯით და ლითონის გამოყენების მიხედვით მივიღეთ კიდევ ორი ვარიანტი 1937 წ. II ვარიანტი, სადაც თუჯით შეეცვალეთ მხოლოდ ფერადი ლითონის ნაწილი, უმთავრესად ალუმინიუმი და, ბოლოს, 1938 წ. III ვარიანტი—მთლიანად თუჯისაგან.



Յալմարանի №	Յալմարանի գտնվածքը	Յալմարանի հարկանքը	Մասնավոր հանգրվանի հարկանքը	Մասնավոր հարկանքը	Յալմարանի հարկանքը	Յալմարանի հարկանքը	Յալմարանի հարկանքը	Յալմարանի հարկանքը	Յալմարանի հարկանքը հարկանքը			Յալմարանի հարկանքը	Յալմարանի հարկանքը	
	r	R	H	g	D	A	$\frac{D-A}{g}$	$\frac{1}{g}D$	$\frac{D-A}{g}$	$\frac{a}{g}$	$\frac{a}{\text{հարկանքը}}$	$\frac{a}{D}$	$R=2.5 D$	G
	մ.մ.	մ	մ.մ.	$\frac{մ.մ.}{մ}$	մ	մ	—	մ	—	—	—	—	մ	մ
1/2	2	88	70—80	66	172	48	62	172	0.300	19° 50'	40°	0.280	430	
2/3	1.5	75	60—70	50	150	43	55.5	150	0.360	19° 50'	40°	0.280	384	
1	1	62	60—70	33	120	34	48	120	0.359	19° 50'	40°	0.284	300	28.7
2	0.5	44	50—60	16.5	85	25	30	85	0.353	19° 30'	39°	0.290	212	18.5
4	0.25	31	40—50	8.25	50	18	19	56	0.340	18° 50'	38°	0.320	140	7.3
8	1/8	22	30—40	4.12	35	12	11.5	35	0.319	18° 10'	36°	0.340	88	2.5
16	1/16	16	20—30	2	24	9	7.5	24	0.312	17° 20'	35°	0.370	60	1.7

А. ДИДЕБУЛИДЗЕ

ДАЛЬНОСТРУЙНЫЙ ДОЖДЕВАТЕЛЬ СИСТЕМЫ ПРОФ. А. ДИДЕБУЛИДЗЕ

Дождеватель разбирается с точки зрения его дождевальных свойств, гидравлическая же часть выпущена, так как она хорошо и достаточно полно разработана в специальных работах движения воды в трубах.

Особенно подробно разбирается вопрос о дальности полета свободной струи в атмосфере. Автор дает краткую критику уравнения Коха (ур. 1), Цункера (ур. 2) и Пикалева, все эти уравнения дают величину дальности полета как функцию двух независимых переменных, а именно, по Коху $R=f(H, \alpha)$ при $\alpha=\text{const}$, по Цункеру и Пикалеву $R=f(H, \alpha)$ при $\alpha=\text{const}$; автор дает свою формулу по которой

$$R=f(H, d, \alpha)$$

где H —напор., d —диаметр отверстия сопла и α —угол вылета струи, т. е. угол образуемый струей с горизонтальной плоскостью.

При малых значениях угла α дальность полета зависит еще и от высоты расположения сопла над уровнем земли, начиная с величины угла $\alpha=15^\circ$, как показали наши опыты, влияние высоты расположения сопла настолько незначительно, что им с достаточной точностью можно пренебречь. При дождевании брать угол меньше 20° нежелательно, так как при углах меньше 15° вода выбрасываемая соплом падает на землю под острым углом и сильно бьет по поверхности почвы, поэтому мы допускаем величину угла α несколько больше предела 15° , а именно нами принято $\alpha_{\text{min}}=20^\circ$.

На основании целого ряда опытов нами были получены дальности полета струи при круто-конических соплах разных диаметров, данные опыта даются в таблице IV.

На основании этих опытных данных были построены кривые (см. фиг. 4) ¹⁾ в зависимости R от H для ряда значений диаметров сопел; эти кривые имеют гиперболический характер. Наиболее подходящим уравнением оказалось уравнение вида

$$R_0 = \frac{H}{\alpha + xH} y, \dots \dots \dots (4)$$

принимая угол $\alpha = \text{const}$ и $y = f(\alpha) = 1$, мы получим уравнение

$$R_0 = \frac{H}{a + xH}$$

Определив в последнем уравнении a и x для всех кривых мы получили значение a постоянным и равными $a = 0,42$, а значения x для каждого диаметра сопла разные, следовательно, $x = f(d)$. В нижеприведенной таблице V даны полученные опытом значения величины x .

На основании этой таблицы построена диаграмма фиг. 5 $x = f(d)$ и диаграмма фиг. 6 $\log x = f(\log d)$, из последней диаграммы видно, что x есть степенная функция вида

$$x = \alpha d^\beta \text{ или } \log x = \log \alpha + \beta \log d$$

Определив значения коэффициента α и β получим $\alpha = 0,1787$ и $\beta = -0,8776$ и функция x примет вид

$$x = \frac{\alpha}{d^\beta} = \frac{0,1787}{d^{0,8776}} \dots \dots \dots (5)$$

Для облегчения вычислений значения x можно брать из диаграммы 5 или из таблицы VI, полученной на основании найденного уравнения (5).

Как видно из таблицы вычисленные данные таблицы V вполне совпадают с данными таблицы VI.

Практически для x вполне достаточно брать 4 знака после запятой.

В таблицу IV внесены значения R , вычисленные по предлагаемой нами формуле. Как видно из таблицы разница между опытными и вычисленными значениями R нигде не превышает 1 метра, что можно принять в пределах погрешности опыта.

Функция, выражающая зависимость дальности полета от угла вылета струи α , т. е. от угла, образуемого направле-

¹⁾ Означенные здесь фигуры и таблицы см. в предыдущем грузинском тексте.

нием оси струи с горизонтальной плоскостью. Из опыта мы получили следующие средние значения

$$y = f(d)$$

Таблица VII.

где значения y получены из отношения $y = \frac{R_x}{R_{max}}$.

Этим значениям y вполне удовлетворяет уравнение

$$y = \text{Sin}(K\alpha)$$

где множитель K является тоже функцией угла α . Определив $K = f(\alpha)$ мы получили

$$K = 3,26 - 0,014\alpha$$

Отсюда

$$y = \text{Sin}[(3,26 - 0,014\alpha)\alpha] = \text{Sin}(3,26\alpha - 0,014\alpha^2) \dots \dots (6)$$

Из таблицы VII видно, что максимальное значение y получается при $\alpha = 32^\circ$ и равно 1.

Подставив в уравнение (6) значения α мы получим следующие значения

Таблица VIII.

Сравнивая таблицу VII с таблицей VIII, мы заметим, что начиная с 15° и больше опытные данные вполне совпадают с вычисленными значениями y . Сильное расхождение между опытом и вычислениями при углах меньше 15° объясняется тем, что сопло дождевателя во время опытов было помещено не на уровне земли, а на высоте 1,5—2 метра от поверхности земли, поэтому при угле $\alpha = 0$ в опытах получается множитель $y \neq 0$, а $y = 0,4$. Но так как обыкновенно при дождевании сопло располагается на высоте 1,5—2 м от поверхности земли, то поэтому наше выражение для y вполне приемлемо, начиная от 15° и выше. Кроме того при дождевании угол α брать меньше 15° недопустимо, так как струя сильно бьет по почве. При более высоком расположении сопла, например, при беструбном агрегате (высота 3 метра и мощный дождеватель,) брать угол меньше 20° по тем-же соображениям не приходится.

Кроме того, как видно из таблицы VI и диаграммы фиг. 7, понизив угол α до 25° , мы сильно понизив наивысшую точку струи, уменьшим радиус действия R всего на 4,5%, что вполне приемлемо, так как наивысшая точка струи понизится на значительно большой процент, чем сократится

радиус, а уменьшение высоты струи сильно уменьшит влияние на нее ветра.

На фиг. 7 дана кривая $y=f(\alpha)$. пунктирная линия слева дает влияние высоты расположения сопла, т. е. она построена на основании данных таблицы VII, начиная же с 15° обе кривые совпадают.

Таким образом окончательно предлагаемая нами формула дальности полета струи получит следующий вид:

$$R = \frac{H}{0,42 + \frac{0,1787 H}{a^{0,8776}}} \cdot \text{Sin} (3,26\alpha + 0,014\alpha^2) \dots \dots \dots (7)$$

или упрощенно

$$R = \frac{H}{0,42 + xH} \cdot y \dots \dots \dots (8)$$

где x и y берем или по таблицам V и VI или из диаграммы 5 и 7.

II. ДОЖДЕВАТЕЛЬ ПРОФЕССОРА А. ДИДЕБУЛИДЗЕ

При разработке нашего дождевателя мы руководились следующими соображениями:

1. Неравномерность дождя должна быть порядка неравномерности естественного дождя и во всяком случае не переходит предела неравномерности 1 : 1,5.

2. Средняя интенсивность дождя должна быть 0,2 мм/мин. и должна легко меняться в пределах от 0,15 до 0,24 мм/мин.

Действительная и средняя интенсивность не должны сильно отличаться друг от друга; нами допускается, чтобы действительная интенсивность была бы максимум на 10—20% выше средней.

3. Величина капель дождя не должна превосходить 3 мм в диаметре, допускаются отдельные одиночные капли диаметром до 4—4,5 мм.

4. Конструкция должна быть максимально простая и без смазки.

5. Желательно обойтись без выпрямителя струи, так как выпрямители являются одной из причин засорения дождевателя.

6. Снизить влияние ветра до минимума.

7. Дождеватель не должен засоряться теми посторонними твердыми частицами, которые всегда имеются в поливной воде, должна быть обеспечена надежная бесперебойная его работа.

В нашем дождевателе нам удалось выполнить все эти условия следующим образом:

1) Желая увеличить равномерность распределения воды по поливаемой площади, одни авторы применяют дополнительные малые отверстия в сопле, например, в сопле Пасадена (фиг. 12), малое сопло Хидора (фиг. 13) и т. п.

Мы считаем этот способ нерациональным, так как, как показали наши опыты, они вносят большую помеху в работу дождевателя, являясь причиной засорения всего сопла; в этих малых отверстиях застревают мелкие тельца, всегда находящиеся в поливной воде; например, соломинки, застряв в малом отверстии, они торчат внутри и на них начинают скапливаться соломинки, листья, веточки и т. п. и как малое отверстие так и главное отверстие сопла засоряются. Другие авторы применяют дополнительные сопла с малыми отверстиями, поливающие определенный район орошаемой площади, например, дождеватели Ланингера, ВНИИГиМ'а, НИМИ и др., эти малые сопла, как было указано выше, тоже являются причиной засорения. Третье авторы применяют и то и другое, например, дождеватель Хидора и другие.

В дождевателях с реактивной лопаткой, как показал опыт, можно обойтись с одним соплом, так как реактивная лопатка дает достаточно хорошее разбрызгивание и полив близлежащей к дождевателю части орошаемой площади.

2. Сопло нами принято крутоконическое без цилиндрического окончания, оно представляет из себя усеченный конус с углом при вершине от 40° (для больших сопел) до 34° (для малых сопел—см. фиг. 11). Как показали наши опыты крутоконические сопла без цилиндрической части, даже при некоторой неравномерности внутренней поверхности дают гидравлически чистую струю.

Для получения хорошей гидравлически чистой струи выходная кромка сопла должна быть равная, без зазубрин и заусенцев, поэтому во избежание механического повреждения кромки она в наших соплах немного утоплена.

Для увеличения равномерности полива мы вместо дополнительного второго отверстия в сопле, делаем небольшую выемку треугольной или прямоугольной формы (см. фиг. 11 в и с), так как выемка технически более удобна и главное не является причиной засорения. Эту выемку, чтобы она не мешала работе лопатки, делаем немного сбоку; благодаря выемке нарушается цельность струи и в этом месте получается ответвление небольшой струйки, которая уравнивает полив средней части, выравнивая распределение воды; как показали наши опыты, присутствие небольших завихрений на поверхности струи увеличивает равномерность распределения воды по орошаемой площади, предлагаемая нами выемка создает это условие. Вместо одной выемки можно устраивать несколько выемок, в особенности, если желательно уменьшить дальность полета для увеличения интенсивности дождя и при малых углах вылета струи.

3. Форма лопатки, во всех дождевателях с реактивной лопаткой, играет большую роль. К сожалению авторами дождевателей на форму лопатки обращается мало внимания, большинство авторов применяют плоскую лопатку (напр. Хюдигер—фиг. 14 и Михаэлис—фиг. 15); некоторые же ложкообразной формы (напр. Пасаден—фиг. 16).

Нами были исследованы целый ряд лопаток разной формы, наилучшие результаты мы получили с лопатками предлагаемой нами формы.

Наши реактивные лопатки имеют две формы. Во-первых, форму части боковой поверхности усеченного конуса с эллиптическими основаниями (см. фиг. 17).

Если удлинить лопатку (в горизонтальном направлении), или, если увеличить ее высоту (в вертикальном направлении), то этим мы увеличим полив близлежащий к дождевателю части орошаемого пространства; если увеличить крутизну эллиптического конуса, боковую поверхность которого составляет лопатка, то тоже увеличится полив близлежащей к дождевателю части поливаемой площади. Если же мы уменьшим или длину или высоту лопатки, или уменьшим крутизну эллиптического конуса, то этим мы уменьшим полив близлежащей к дождевателю части поливаемой площади. Конечно, можно изменить указанные величины одновременно две или все три.

Достаточно хорошие результаты мы получили и с цилиндрической лопаткой, представляющей из себя часть боковой поверхности эллиптического цилиндра, т. е. цилиндра с эллиптическим основанием (см. фиг. 18). Изменение распределения воды в этом случае достигается теми же приемами, что и в предыдущем случае, только вместо увеличения или уменьшения крутизны конуса при цилиндрических лопатках изменяем наклон ее; чем вертикальнее помещена цилиндрическая лопатка, тем больше поливается близлежащее к дождевателю пространство и наоборот.

Варьируя распределение дождя указанными способами, легко получить достаточно высокую равномерность распределения воды по орошаемой площади.

Большую роль на распределение воды играет и то, какую часть эллипса мы берем для лопатки и под каким углом β к поверхности лопатки летит струя.

На фиг. 19 показан эллипс, если мы возьмем часть эллипса АВ, то разбрызгивание и полив близлежащей к дождевателю части пространства будет меньше чем, если мы возьмем часть АС, так как здесь конец лопатки более закруглен; кроме того, если струя падает по касательной к точке А (фиг. 19—I), то разбрызгивание получается меньше, чем, если она летит под угол к касательной в точке А (фиг. 19—II).

Назначение лопатки, кроме разбивания струи и полива близлежащего к дождевателю пространства, еще и поворачивание дождевателя. Это назначение зависит от следующих элементов: чем больше крутизна лопатки, чем больше длина и чем больше угол β , тем на больший угол повернется лопатка при ударе о нее струи. Подробно о действии лопатки мы скажем ниже.

4. По простоте конструкции, как было сказано выше, самыми простыми являются дождеватели с реактивной лопаткой; дождеватель профессор а А. И. Дидебулидзе имеет всего 8 деталей, из коих одна шайба и 1 болт; не имеют ни зубчатки, ни червячная передача; дождеватель Пасадена 10 деталей; Михаэлиса—11 деталей; дождеватели же с турбинками, например, дождеватель ВПИИГиМ'а имеет 58 деталей, из коих 21—винты и болты, а среди остальных—37 деталей имеются червячная передача (2) и зубчатка (2); дождеватель НИМИ имеет 28 деталей, из коих 6 болтов и вин-

тов; среди остальных 22 имеются червячные передачи и зубчатки.

5. В виду того, что выпрямитель любой конструкции является одной из причин засорения дождевателя, кроме того, всякий выпрямитель оказывает дополнительное сопротивление, иногда значительное, движению струи; поэтому мы произвели ряд опытов с целью устранить причины образования вихревых движений в трубе дождевателя без выпрямителя. Нами была выработана такая конструкция дождевателя, при которой выпрямители не требуются.

Достигнуто это было тремя мероприятиями:

а) В нашем дождевателе от самого входа в него воды нигде нет сужения и резких изгибов, по всей длине сечение трубы дождевателя одинаково; имеется только одно плавное изогнутое колено, нигде по пути нет ответвлений струи, которые тоже являются причиной вихреобразования.

б) Нами взято вполне определенное соотношение между диаметрами трубы и выходного отверстия сопла, на основании следующего соображения.

Как известно, расход воды

$$Q = \mu \alpha \sqrt{2 g H_0} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \text{ м}^3/\text{сек}$$

где μ — коэффициент скорости,

α — коэффициент сжатия струи,

H_0 — напор у сопла,

d — диаметр выходного отверстия сопла.

Для нашего сопла в среднем $\alpha = 0,897$; $\mu = 0,978$ — (см табл. IV-а).

Тогда коэффициент расхода будет

$$\varphi_{ср} = \alpha \cdot \mu = 0,897 \cdot 0,978 = 0,878 \approx 0,88$$

Расход

$$Q = 0,88 \cdot 4,43 \sqrt{H_0} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 3,90 \sqrt{H_0} \frac{\pi d^2}{4} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Скорость воды в трубе дождевателя

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{3,90 \sqrt{H_0} \cdot \frac{\pi d^2}{4}}{\frac{\pi D^2}{4}} = 3,90 \sqrt{H_0} \frac{d^2}{D^2} \text{ м/сек.}$$

Отсюда

$$\frac{d}{D} \sqrt{\frac{1}{3,90} \cdot \frac{V}{\sqrt{H_0}}} = 0,506 \cdot \sqrt{\frac{V}{\sqrt{H_0}}} \quad (13)$$

Для того, чтобы не образовывались в струе воды вихри, необходимо чтобы скорость V была бы минимальной, т. е. диаметр трубы дождевателя был бы максимальным, но с другой стороны для уменьшения веса переносного дождевателя диаметр трубы должен быть возможно меньшим, поэтому мы приняли скорость воды в трубе дождевателя = 3—2,5 м/сек.; как показали опыты при этих скоростях струя для целей дождевания получается очень хорошая, а выпрямители в этом случае никакой пользы не приносят в смысле увеличения дальности.

Приняв эти скорости мы получим:

Для скорости $V = 3$ м/сек.

$$\frac{d}{D} = 0,506 \cdot V \sqrt{\frac{1}{H_0}} = 0,877 \cdot \frac{1}{\sqrt{H_0}} \quad (14)$$

и для скорости $V = 2,5$ м/сек.

$$\frac{d}{D} = 0,717 \frac{1}{\sqrt{H_0}} \quad (15)$$

Приняв эти скорости, составим таблицу отношений.

Таблица IX.

Отношение принятых диаметров $\frac{d}{D}$ должно быть равно или меньше полученных пределов.

Наши сопла построены так, что у них $\frac{d}{D}$ ниже полученных пределов, чем мы и обеспечиваем отсутствие сильного завихрения воды в трубе дождевателя.

в) Кроме того для устранения завихрения воды в колене согласно выводам профессора Миловича (6), нами принят радиус закругления R_k оси трубы, равный 2,5 внутреннего диаметра трубы дождевателя, т. е. $R_k = 2,5 D$.

б. Что касается угла вылета струи, то как показали опыты Ойлера, наибольшая дальность струи в воздухе получается при вылете ее под углом 30°—32° к горизонту, угол этот зависит, как показали наши опыты от степени рас-

пыления струи, т. е. от $\frac{R}{H}$.



Далее наши опыты показали, что при уменьшении этого угла до 28° дальность полета струи остается почти неизменной ($97,8\%$), тогда как высота наивысшей точки свободной струи значительно снижается, благодаря чему снижается и влияние ветра на струю.

7. Причиной засоряемости являются сопла с малыми отверстиями, дополнительные малые отверстия в сопле, малые отверстия для турбинок и выпрямители как радиальные, так и в особенности трубчатые.

Поэтому совершенно не засоряющимися дождевателями являются дождеватели, имеющие только одно сопло с большим отверстием, как показали наши опыты, засоряемость вполне отсутствует, если сопло имеет отверстие не менее 7 мм. Кроме того места ответвлений также являясь причиной образования вихревого движения в струе, в то же самое время являются и причиной засорения, так как маленькие кусочки тонких веточек и соломинки, которые всегда имеются в поливной воде, попав одним концом в ответвление, иногда не проскальзывают в него, а становятся поперек струи и являются причиной накопления вокруг них плавающих в воде частичек и отверстие трубы дождевателя забивается.

Засорение же малых отверстий турбины—струйки, что происходит очень часто, прекращает вращение дождевателя. Во время наших опытов с дождевателями ВНИИГИМ'а, нам ни одного полива (2,5 часа) не удалось провести без того, чтобы отверстие турбинки не засорилось 2—3 раза и реже один раз.

8. Смазка трудящихся поверхностей шарнирной части дождевателя является причиной остановки вращения дождевателя. Дождеватель смазывают густой смазкой, обыкновенно тавотом, в тавот проникает вода с илом и глиной, взвешанными в воде и образует с тавотом густую очень вязкую смесь, благодаря чему дождеватель в шарнире заливает и перестает вращаться.

Наши опыты показали, что дождеватели со смазкой требуют периодической разборки и промывки их в керосине, затем новой сборки и смазки, дождеватель ВНИИГИМ'а, например, требует разборки (58 деталей) и промывки после

двух дней работы; это подтверждается и опытами Ленгидропроиза в Сальянах; им тоже приходилось в 2—3 дня раз-бирать в промывать дождеватель НИМИ (28 деталей), что конечно связано с большими неудобствами, во-первых, отвлекает квалифицированные руки и во-вторых, необходимо иметь двойной комплект дождевателей, иначе пришлось бы каждые 2—3 дня делать перерыв в поливке, что нерационально.

9. Общее описание дождевателя проф. А. И. Дидебулидзе.

На основании изложенных соображений наш дождеватель принял следующее конструктивное оформление: он состоит из плавноизогнутой трубы и имеет только одно сопло с сравнительно большим отверстием (от 9 мм до 48 мм); он не имеет ни ответвлений, ни выпрямлений, ни смазки.

А. Наш дождеватель с реактивной лопаткой от № 16 до № 4 (см. фиг. 20) состоит из следующих восьми частей:

1. Сопла (1) (см. фиг. 20).
2. Реактивной лопатки (3), с рычагом и противовесом (4).
3. Плавно изогнутой трубы (6) под углом 105° — 120° ; таким образом струя вылетает из сопла по направлению, составляющему с горизонтом угол в 15° — 30° . Труба имеет прилив (5)—упор для рычага, а сверху прилив для оси рычага.
4. Оси, вокруг которой вращается рычаг.
5. Внутренней втулки (8), наглухо ввинченной в трубу (6).
6. Обоймы (10), наглухо ввинченной в трубу (11), подводящую к дождевателю воду.
7. Наружной втулки (7) наглухо привинченной к обойме (10).

8. Кожанной шайбы (9) или ряда (2—4) тонких металлических шайб.

Детали 7, 8, 9 и 10 составляют шарнирную часть дождевателя, позволяющую дождевателю вращаться вокруг вертикальной оси.

Б. Дождеватели больших мощностей, начиная от № 2 до № $1/2$, имеющие радиусы действия от 45 м. до 88 м имеют шарнирную часть, несколько отличающуюся от шарнирной части дождевателей малых мощностей.

Два варианта устройства шарнирной части дождевателей больших мощностей показаны на фиг. 21. На фиг. 21 аналогичные части обозначены теми же номерами, что и на фиг. 20.

Мощные дождеватели с флянцем имеют 12 деталей, из которых 5 болтов и 1 шайба (9).

Вариант с конической резьбой предложен для более быстрого навинчивания, состоит из 9 деталей, из которых 1 болт и 1 шайба (9).

10. Назначение и действие отдельных деталей.

1) Реактивная лопатка имеет двойное назначение — поворачивать дождеватель вокруг его вертикальной оси и разбивать струю для полива близлежащей к дождевателю площадки.

Когда реактивная лопатка находится вне струи, то последняя поливает вторую и третью трети пространства, считая от дождевателя, ближайшая же к дождевателю первая треть остается неполивной.

Когда реактивная лопатка войдет в струю, то струя, ударившись о нее разобьется и польет первую треть и отчасти дольет вторую треть. Нами подобрана лопатка такой формы, что неравномерность полива снижена с 1:2, как это имеется у большинства заграничных и советских дождевателей, до 1:1,5. Эта же лопатка используется и для поворота дождевателя.

Изгиб лопатки подобран эмпирически так, чтобы получить максимальную равномерность распределения воды и повернуть дождеватель на некоторый угол; благодаря тому, что поверхность лопатки составляет с вертикалью угол δ , лопатка ударом струи отбрасывается вниз и струя свободно летит, поливая вторую и третью трети, пока снова лопатка не войдет в струю.

Наиболее подходящей формой поверхности лопатки, как было сказано выше, является эллипческо-коническая, или эллипческо-цилиндрическая; обе формы лопаток выработаны нами на основании ряда опытов, проведенных нами.

Величина угла δ берется в зависимости от мощности струи, т. е. диаметра выходного отверстия сопла d и от напора H ; чем более мощная струя, тем угол δ должен быть меньшим, угол δ должен быть тем больше, чем тяжелее противовес, чем больше инерция лопатки, трение на оси рычага и т. д., поэтому угол δ проще подбирать эмпирически.

В спокойном состоянии лопатка находится в положении, показанном на фиг. 20 и 21 сплошной линией.

При пуске воды в дождеватель, вылетающая из сопла струя, ударяясь о лопатку, разбивается и поливает близлежащую к дождевателю часть, приблизительно на расстоянии $\frac{1}{3}$ радиуса действия и частично на вторую треть.

Динамическая сила, образующаяся при ударе струи о реактивную лопатку, разлагается на две составляющие силы: горизонтальную (благодаря изгибу лопатки), поворачивающую дождеватель и вертикальную направленную вниз (благодаря наклону под угол δ), отбрасывающую лопатку вниз.

При опущенной лопатке струя, не встречая на своем пути препятствий, поливает внешнюю часть пространства, приблизительно на расстоянии остальных двух третей радиуса действия.

Затем под влиянием противовеса (4) лопатка подымается и благодаря втягивающему выступу (2), втягивается в струю и процесс повторяется снова.

2) Втягивающий выступ (2), прилитый к рычагу около лопатки, играет весьма важную и существенную роль. В случае отсутствия выступа, лопатка не будет входить в струю, она только коснется струи и будет вибрировать около ее нижней поверхности, не разбивая струи. Поэтому нами введен втягивающий выступ (2), который врезываясь в струю раньше лопатки, с силой подбрасывает лопатку вверх, втягивает ее в струю.

Равномерность полива зависит от формы и положения реактивной лопатки, формы сопла и в особенности его выходной кромки, а также от силы трения на оси рычага. При правильной конструкции цапфы оси рычага силу трения практически можно принять за постоянную величину, весь центр тяжести лежит на правильном подборе кривизны лопатки и ее направления.

Чем больше кривизна лопатки и чем вертикальнее ее плоскость, т. е. чем меньше угол δ , тем более интенсивно поливается близлежащая к дождевателю часть поверхности земли, и наоборот, чем меньше кривизна и чем более наклонна плоскость лопатки, т. е. чем больше угол δ , тем слабее поливается близлежащая к дождевателю часть площади.

В нашем дождевателе, благодаря тщательному подбору форму сопла и напора, из сопла вылетает гидравлически чистая струя, т. е. внутри струи вихревых движений не имеется. Завихрения образуются только на ее поверхности, благодаря чему на протяжении всей струи от нее отделяется вода, которая падает на землю в виде сплошной дождевой завесы.

3) Как показали наши опыты, наилучшим соплом оказалось сопло, имеющее форму крутого конуса с углом при вершине в среднем от 40° (для крупных сопел) до 34° (для мелких сопел); отношение диаметра d выходного отверстия к диаметру D входного отверстия должно быть от 0,28 (большие сопла) до 0,37 (малые сопла); длина сопла l (высота усеченного конуса) равна диаметру входного отверстия D .

Для дополнительного полива средней части поливаемой площади, т. е. приблизительно в середине радиуса действия в нижней или лучше боковой части кромки выходного отверстия сопла, мы в наших соплах делаем, впервые введенную нами маленькую неглубокую выемку треугольной формы, или неглубокий прорез в виде канавки (см. фиг. 11), благодаря чему получается очень высокая равномерность распределения воды по поливаемой площади.

Номер дождевателя мы определяем размером орошаемой им площади. В виду того, что мы приняли шахматное распределение дождевателей, то каждый дождеватель орошает площадь формы правильного шестиугольника, вписанного в круг, радиус которого равен радиусу действия дождевателя.

Площадь шестиугольника равна

$$S = 2,598 R^2 \text{ кв. м.}$$

или, если площадь выразить в га, а R в метрах, то получим

$$S = \frac{2,598 R^2}{10000} \text{ га}$$

откуда

$$R = \sqrt{\frac{10000}{2,598} \cdot S} = 62 \sqrt{S} \text{ м.} \dots \dots \dots (16)$$

где S выражено в га.

Подставляя вместо значения 2, $\frac{3}{2}$; 1 ; $\frac{1}{2}$; $\frac{1}{4}$; $\frac{1}{8}$; $\frac{1}{16}$

мы получим принятые нами номера наших дождевателей

$\frac{1}{2}$; $\frac{2}{3}$; 1 ; 2 ; 4 ; 8 ; 16.



Предлагаемая нами нумерация дождевателей показывает число дождевателей, необходимое для орошения площади одного га, а величина обратной номеру показывает, сколько га орошает один дождеватель, например, дождеватель № $\frac{1}{2}$ на га приходится пол-дождевателя, или один дождеватель орошает 2 га, для орошения одного га надо взять 1 дождеватель № 1; 2 дождевателя № 2, 4 дождевателя № 4 и т. д., или № 1 поливает 1 га, № $2\frac{1}{2}$ га, № $4\frac{1}{4}$ га и т. д.

В помещенной ниже таблице X приведены все величины, характеризующие наши дождеватели.

Первый вариант последней модели (1934 г.) был нами изготовлен из алюминия и латуни, но затем, желая избежать применения цветного металла, нами постепенно он был заменен чугуном и получились по применению металла еще 2 варианта 1937 г. вариант II, где была заменена чугуном только часть цветного металла, главным образом алюминий и, наконец, в 1938 г. III вариант целиком из чугуна.

Prof. A. DIDEBULIDZE

THE SRINKLER

Summary

In the beginning of the article the author gives the analysis of several formulas for determination of the jet R range in the long-range sprinklers. All these formulas do not show complete dependence upon three independent variables, viz.:

$$R=f(H, d, x),$$

where H is the pressure at the nozzle, d —diameter of the nozzle outlet, and x —the angle of the jet discharge, i. e. the angle between the jet and the horizontal plane.

The author gives his formula:

$$R = \frac{H}{0.42 + xH} \cdot y \text{ meters,}$$

where $x = \frac{0.1787}{d^{0.8776}}$

$$y = \sin(3.26\alpha - 0.014\alpha^2)$$

To facilitate the calculations the author gives tables of „ x “ and „ y “ values (tables VI and VIII) and diagrams 5 and 7.

On the basis of the analysis of all existing long-range sprinklers, the author set himself a task to construct a more perfect sprinkler, taking into consideration the following conditions:

1. The non-uniformity of the water distribution should not exceed 1 : 1.5.

2. The mean intensiveness of the water jet should be 0.2 mm. per 1 min., and it should vary in the limits of 0.15—0.24 mm. per minute.

3. The diameter of the drops should not exceed 3 mm., only single drops of 4—4.5 mm. in diameter can be admitted.

4. The construction should be the simplest possible, without lubrication.

5. It is desirable to do without the jet-straightener.

6. To reduce to minimum the effect of the wind.

7. The sprinkler should not be soiled with any extra objects that can always be found in the water prepared for irrigation.

Basing on these conditions the author constructed a sprinkler of his own system, consisting of 8 parts (see fig. 20 and 21):

1. Nozzle (1);

2. Reactive shovel (3) with the lever and balance weight;

3. Curved pipe;

4. The axle, round which the lever revolves;

5. Inner hub (8);

6. Socket (10);

7. Outer hub (7);

8. Leather or tin washer.

The tests have shown that the sprinkler satisfies all the above-mentioned seven points.

„ლ. ბერიას სახელობის საქ. სას.-სამ ინსტიტუტი“-ს ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი

ჩვენი ქვეყნის კულტურული ღონის და საყოფაცხოვრებო პირობების შემდგომი გაუმჯობესებით იზრდება და ფართოვდება მოთხოვნილება ისეთ პროდუქტებზე, როგორც არის ციტრუსები. ამიტომ ციტრუსოვანი კულტურების ფართობების შემდგომი ზრდა და მათი მოსავლიანობის გადიდება, წარმოადგენს ჩვენი სოციალისტური მიწათმოქმედების უდიდეს პრობლემას.

ციტრუსების კულტურა გავრცელებულია ჩვენში შავი ზღვის განაპირა სუბტროპიკულ ზონაში. აღნიშნულ ზონას ახასიათებს რელიეფის მეტად ნაირსახეობა (დაბლობები, ცოტად თუ ბევრად ვაკე ტერასები, ქანობები და ციკაბო ფერდობები და სხვა). ამ ზონაში ჰავაც მეტად ცვალებადია. ნალექების ოდენობაც ხშირად მერყეობს სეზონის და თვეების მიხედვით.

ტოპოგრაფიულ პირობებისა და გეოლოგიურ სისტემების სხვადასხვაობასთან დაკავშირებით, მეტად ცვალებადობს ამ ზონაში ნიადაგებიც.

წითელმიწა ნიადაგთან ერთად, მეტადრე სუბტროპიკულ ზონის ვაკე ადგილებში, გხვდება ეწეროვანი ნიადაგები. წითელმიწა ეწეროვანი ნიადაგების ზონის ზემოთ გავრცელებულია რუხი ტყის ტიპის თიხიანი ნიადაგები, ხოლო ვაკე ადგილებში ალუვიალური და დელუვიალური ნიადაგები.

აგროტექნიკურ ღონისძიებათა წესიერად გატარების შემთხვევაში, ნიადაგის შესაფერისად დამუშავების დროს და სასუქის რაციონალურად გამოყენების პირობებში, ციტრუსოვანი კულტურა საკმაოდ კარგად ეგუება ზემოხსენებულ პირობებს და კარგ მოსავალსაც იძლევა.

აგროტექნიკურ ღონისძიებათა მთლიან კომპლექსში, ციტრუსოვანი კულტურისათვის, ნიადაგის მწკრივშორისი დამუშავებას განსაკუთრებელი მნიშვნელობა აქვს. აგროტექნიკით დადგენილია ციტრუსების მწკრივშორისის დამუშავება ზერეფე 6—8 სმ სიღრმზე ზაფხულის პერიოდში, ხოლო ზამთრის პერიოდში კი—16—20 სმ-ის.

იმავე აგროტექნიკით რეკომენდებულია ზაფხულის განმავლობაში მწკრივშორისის 3—4-ჯერ დამუშავება ზერელე მომუშავე გამაფხვიერებელ იარაღით.

ასეთი იარაღების შექმნა-შემუშავების საკითხი ჩვენში დიდი ხანია რაც დღის წესრიგში დგას ჩვენი სამეცნიერო-კვლევითი ინსტიტუტების და სასოფ.-სამ. მანქანათმშენებლობის ქარხნების წინაშე, მაგრამ ეს საკითხი დღემდე დადებითად ვერ იქნა გადაწყვეტილი. მთელი რიგი მუშაობა, რომელსაც ამ მიმართულებით აწარმოებდა საქ. სუბტროპიკული კვლევითი ინსტიტუტი, უშედეგოდ დამთავრდა.

მექანეზაციის გარეშე კი წარმოუდგენელია ციტრუსების ფართობის შემდგომი ზრდა და მისი წესიერი და რაციონალური მოვლა. შესაფერისი მანქანების უქონლობა არამც თუ ზრდის ციტრუსოვან პროდუქტის თვითღირებულებას, არამედ მეტიც, ხშირად—მუშა ხელის დეფიციტი იწვევს ციტრუსოვან ნარგავების მწკრივშორისის დამუშავების შეჩერებას, რაც თავის მხრივ უარყოფითად მოქმედობს მოსავლიანობაზე. ან არა და იძულებული ხდებიან მიმართონ მწკრივშორისის ნაწილობრივ დამუშავებას, რაც, რა თქმა უნდა, რაციონალური არაა.

საქ. ლ. ბერიას სახ. სას.-სამ. ინსტიტუტის სასოფ.-სამ. მანქანა-იარაღების კათედრამ და მექანიზაციის საცდელ სადგურმა თავის სამეცნიერო-კვლევითი თემატიკაში სხვა საკითხებთან ერთად შეიტანა საკითხად ციტრუსების მწკრივშორისის მექანიზაციის პრობლემა და მიზნად დაისახა უახლოეს პერიოდში შეემუშავებინა ისეთი კულტივატორი, რომელიც უზრუნველყოფდა ციტრუსების მწკრივშორისის დამუშავებას 6—7 სმ სიღრმეზე. აღნიშნული კულტივატორი გამოსაყენებელი უნდა ყოფილიყო როგორც ვაკე ადგილებში ისე 5—6°-იან ფერდობებზე სამუშაოდ. ამის გარდა კულტივატორი განკუთვნილ უნდა ყოფილიყო სფერულ „კვლებ“-ზე სამუშაოდაც. ეს მუშაობა დაიწყო 1939 წელს. აგროტექნიკურ მოთხოვნებთანათა გათვალისწინების საფუძველზე და არსებული კულტივატორების დასაოშ მანქანების მუშა ნაწილების ანალიზის შედეგად შევიმუშავეთ ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის პროექტი—და ავაგეთ ექსპერიმენტული მანქანა ამავე ინსტიტუტის სარემონტო ლაბორატორიაში. ამის შემდეგ ეს იარაღი გამოვცადეთ საწარმოო პირობებში. ციტრუსოვან კულტურების მწკრივშორისის დასამუშავებელი კულტივატორის შემუშავებისას მხედველობაში მივიღეთ შემდეგი მოსაზრებანი: ფართობის მელიორაცია და განრიგება, მწკრივშორისის მანძილები და ამ მწკრივშორისის მანძილების დამუშავების ხარისხი. აგროწესებით დადგენილია, რომ ვაკე ადგილებზე და 5—10°-იან ფერდობებისათვის ფართობების განრიგება უნდა ხდებ-

ბოდეს მართკუთხოვანი წესით. საწარმოო ნაკვეთების სიდიდე ამ პირობებში უნდა მერყეობდეს 25—50—100 ჰექტ. საზღვრებში. რაც შეეხება ისეთ ნაკვეთებს, რომლებიც მომეტებულ ტენიან მასივებზეა მოთავსებული, ასეთები 0,1—0,2 ჰექტ. ნაკვეთებად უნდა იქნეს დაყოფილი და ერთიმეორეს განშორებული ღია დრენირებული არხით. იმავე აგროწესებით რეკომენდებულია, რომ მომეტებული ტენიანი ნიადაგი წინასწარ უნდა იქნას ამოშრობილი ისეთი სადრენაჟო ქსელის მოწყობით, რომელიც უზრუნველყოფს ქვენიადაგის წყალის დაცემას ნიადაგის ზედაპირიდან 75 სმ-დე. იქ, სადაც შეუძლებელი ხდება ქვენიადაგის წყალის დონის დაწევა აღნიშნულ დონემდე, ურჩევენ სფერული „კვალი“-ს მოწყობას, რომლის სიმაღლე მის შუა ადგილში მერყეობს 35—50 სმ ფარგლებში.

საქ. „ლ. ბერიძის სახ. სასოფ. სამ. ინსტიტუტის“ მარკის—ციტრუსების დისკოინან კულტივატორის კონსტრუქციის მოკლე აღწერა

კულტივატორი განკუთვნილია ციტრუსების და ტუნგოს მწკრივშორისის დასამუშავებლად ზაფხულის პერიოდში და შემუშავებულია 6—7 სმ სიღრმეზე სამუშაოდ. კულტივატორის გამოყენება შეიძლება ვაკე ადგილებზე, სფერულ „კვლებ“-ზე და 5—6°-იან ქანობებზე სამუშაოდ. ნაჩვენებია კულტივატორი შემუშავებულია იმ ექსპერიმენტულ ციტრუსების დისკოინან კულტივატორის საფუძველზე, რომელიც 1939 და 1940 წლის მთელი ზაფხულის პერიოდში იცდებოდა სოხუმის მახლობლად ციტრუსების „ილიჩი“-ს სახელობის, ოჩემჩირის რაიონის მოქვის ტუნგოს № 2 და ლიმანტრესტის ანაკლიის ციტრუსების საბჭოთა მეურნეობებში. ციტრუსების დისკოინან კულტივატორის კონსტრუქცია გაანგარიშებულია სამუშაოდ ისეთ ფართობებზე, რომელთა მწკრივშორისის მანძილი არის 3 მ, 4 მ და 5 მ.

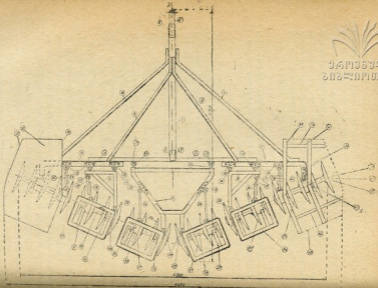
კულტივატორი შემდეგი ძირითადი ნაწილებისაგან შედგება:

1. სირგძივ და განივ ძელებისაგან შედგენილ ჩარჩოსაგან, რომელსაც აქვს ორი ძირითადი და ორი დამატებითი საკიდი.
2. დისკოების ბატარეებისაგან (შუა სექციები 4—4 დისკოთი, ხოლო ნაპირა—5—5 დისკოთი). დისკოების ზომაა $D=455$ მმ და სიშრუდის რადიუსი $R=600$. აღებული დისკოების გეომეტრიული ფორმის, ისე როგორც ყოველივე სფერული დისკოს გეომეტრიული ფორმის დახასიათება შეიძლება შემოთნაჩვენებ ორი სიდი-

დით: D და R -ით, ფარდობა $\frac{D}{2R} = \sin \varphi$, სადაც φ კუთხე φ , ცენტრალური კუთხის (სექტორის წვერთან), ნახევრის ტოლით არის.



ՀԱՅԿԱՍՏԱՆԻ
ՆՈՒՆԴԱՐԱՆՈՒԹՅՈՒՆ



დისკოს ტექნოლოგიურ დანიშნულების მაჩვენებელი, რადგან დისკოს თითოეულ ჯგუფს მიკუთვნილი აქვს 4 კუთხის განსაზღვრული მნიშვნელობანი.



3. იმ ნაწილებისაგან, რომლებიც დანიშნულია დისკოების ბატარიების შესაერთებლად ჩარჩოსთან (სექციების განივი ძელები, შუა და ნაპირა სექციების ჩარჩოები, რომლებიც კაუჭებით და რგოლებით სახსრულად აერთებენ დისკოების ბატარიას ჩარჩოსთან).

4. ნაპირა სექციებზე დამცველი ფარებისაგან, ხოლო შუა სექციებზე სატვირთე ბაქანისაგან. დისკოების ბატარია ბრუნავს საკისარებში. შუა სექციების საკისარების ზედა ნახევრების ბრუნებზე დაყენებულია სატვირთე ბაქანის დგარები, ხოლო მარჯვენა და მარცხენა ნაპირა სექციებზე (ბატარიებზე) მონტირებულია დამცველი ფარები. დამცველი ფარები გამზადებულია 1 მმ ფურცლოვან რკინისაგან და მჭიდროდ არის შემოკრული ბატარიებზე. ამ დამცველი ფარების დანიშნულება არის დაიცვას ციტრუსების ნარგავების ტოტები, ფოთლები და ახალგაზრდა ნაყოფი მანქანის დაზიანებისაგან.

საკისარების რგოლებში გაყრილია: სექციების ჩარჩოებზე გამაგრებული კაუჭები, ის კაუჭები, რომლებიც განივ ძელების ბოლოებზე არიან დამაგრებული, და სარეგულაციო თამასების კაუჭების მაგვარი ბოლოები.

სექციების ჩარჩო, რომელზედაც მიმაგრებულია დისკოების ბატარიები, სახსრულად ემაგრება განივ ძელს რგოლებით და კაუჭებით. შუა და ნაპირა ბატარიების სარეგულაციო თამასები საშუალებას იძლევა — შეცვლილ იქნეს ბატარიების დახრის კუთხე მოძრაობის მიმართულების მიმართ 10° ფარგალში.

აღნიშნული მოწყობილობა საშუალებას იძლევა, რათა ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი კარგად შეეგუოს მწკრივშორისის მიკრო-რელიეფს და შესაძლებელი გახდეს მისი უნაკლოდ მუშაობა როგორც ვაკე ადგილებში, ისე სფერულ „კვლებზედაც“.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მაქსიმალური სიმაღლე ნიადაგის ზედაპირიდან მის ყველაზე მაღალ წერტილამდე არის 50 სმ. სიმაღლის ასეთი შედარებითი სიმცირის კონსტრუქცია საშუალებას იძლევა, რათა კულტივატორი ახლოს მივიდეს მცენარესთან და არ დააზიანოს მისი ღერო თუ ტოტები იმ შემთხვევაშიაც, როცა ციტრუსების ტოტები საკმაოდ გაშვერილია სიგრძივ და განივ.

ნახაზის საერთო ხედზე მოცემულია კულტივატორის დაყენება 5 მ მწკრივშორისისათვის.

4 მ მწკრივშორისისათვის კულტივატორის გადაყენება მიმდინარეობს შემდეგი წესით: განივი ჩარჩოსაგან საჭიროა რგოლების მოხსნა, ჩარჩოსთან ერთად უნდა მოცილდეს შუა სექციები და შუა ბა-

ტარიები დამატებითი საკიდებით. მარჯვენა და მარცხენა განივი ძელები, მათზე გამაგრებულ ნაპირა და მათშორისი სექციებით, მიწულ უნდა იქნას კულტივატორის შუა ადგილისაკენ და გამაგრდეს ამ მდგომარეობაში.

როცა კულტივატორი აკრეფილია 5 მ მწკრივშორისისათვის, კულტივატორი არის 26 დისკოთი. მისი სამუშაო მოდების განია 4 მ (დამცველი ზონა 50 სმ). საერთო მოდების განი 4,4 მ, 4 მ მწკრივშორისის შემთხვევისათვის კულტივატორი 18 დისკოსაგან შედგება. სამუშაო მოდების განი 2,7 მ (დამცველი ზონა 65 სმ). საერთო მოდების განი 3,1 მ.

1939 და 1940 წ.წ. ჩატარებულ დინამომეტრიულ გამოცდების შედეგად მიღებულია, რომ დისკოს შეტევის კუთხის 25° დაყენების შემთხვევაში საშუალო წვეთი ძალვა ერთ დისკოზე მოდის 37 კგ, მაშასადამე საჭირო წვეთი ძალვა ციტრუსების დისკოიან კულტივატორისათვის, როცა ასეთი 4 მ მწკრივშორისის დასამუშავებლად არის განკუთვნილი, გამოიხატება $37 \text{ კგ} \times 18 = 666 \text{ კგ}$, ხოლო 5 მ მწკრივშორისისათვის— $37 \text{ კგ} \times 27 = 962 \text{ კგ}$. პირველ შემთხვევაში დროებით სანამ დაიწყებოდეს K—9 მარკის ტრაქტორების სერიული გამოშვება, შესაძლებელია Y—1 მარკის ტრაქტორის გამოყენება. ტრაქტორი Y—1 შეიარაღებულ უნდა იქნეს ჩვენ მიერ შემუშავებულ დამცველი ფარების კონსტრუქციით, რომელიც გამოვსცადეთ იქნა საწარმოო პირობებში 1939 წ. „ილიჩი“-ს სახ. ციტრუსების საბჭოთა მეურნეობაში და რომლის გამოცდამ სავსებით დამაკმაყოფილებელი შედეგი მოგვცა. ციტრუსების სრულწლოვან პლანტაციებში გატარების დროს დამცველი ფარებით შეიარაღებული Y—1 მარკის ტრაქტორი ნარგავების ტოტების მინიმალურ დაზიანებას იძლევა.

მეორე შემთხვევაში, ისიც დროებით K—9 (უნივერსალური, ბალის) მარკის ტრაქტორების გამოსვლამდე, შეიძლება ბორბლიანი ტიპის CT3—1 მარკის ტრაქტორის გამოყენება.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის საერთო წონა, როცა ის 4 მ მწკრივშორისისათვის არის დაყენებული არის $Q = 425 \text{ კგ}$ ხოლო 5 მ— $Q = 620 \text{ კგ}$.

დისკოების სხვადასხვა სიღრმეზე ჩასაშვებად კულტივატორი არაა შეიარაღებული სარეგულაციო მოწყობილობებით. დისკოების საჭირო სიღრმეზე ჩაშვება ხორციელდება სექციების ბატარიების წონით და იმ რეაქციული ძალით, რომელიც დისკოს სხვადასხვა შეტევის კუთხეზე დაყენების დროს წარმოიშვება. ნიადაგის დამუშავების მინიმალური სიღრმე განისაზღვრება თვით მუშაობის ხასიათით. (ნიადაგის სიმკვრივე, მცენარეულობის საფარის მდგომარეობა და

სხვა). საჭიროების მიხედვით იარაღის სიღრმის მომატება სრულდება ან დამატებითი ტვირთების დაყენებით ან არა და დისკოების შეტევის კუთხის მომატებით წვეის ძალვის მიმართ.

საქართველოს
საბჭოთა სოციალისტური
რესპუბლიკის

საბ. „ლ. ზეჩინას სახ. სახ. სამ. ინსტიტუტის“ მარკის ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის სახელე გამომკვლავის მოკლე შედეგები

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მუშაობა გასინჯულია საქართველოს ს. ს. რ. სუბტროპიკულ ზონის დამახასიათებელ რაიონებში (სოხუმის ახლოს „ილიჩის“ ციტრუსების, ანაკლიის ციტრუსების და ოჩემჩირის რაიონის მოქვის ტუნგოს № 2 საბჭოთა მეურნეობებში).

ნარგავი: მანდარინი, ლიმონი, ფორთოხალი, ტუნგო,—დარგული 1931 წ. 1932 წ. 1935 წ. 1937 წ. პლანტაციების განრიგება ქადრაკული მართკუთხოვანი, ხოლო ალაგ-ალაგ უწესრიგო. მწკრივ-შორისის ზომები 3×3 მ, 4×4 მ, 5×3 მ (მანდარინი, ლიმონი, ფორთოხალი), ხოლო ტუნგო 7×5 მ და 6×4 მ.

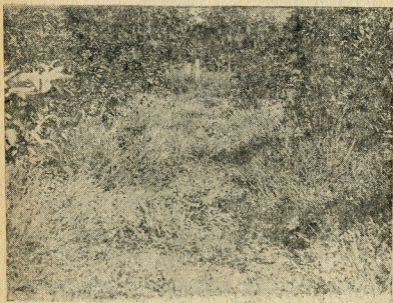
ამ რაიონებში მწკრივშორისის დამუშავების პერიოდში გავრცელებული ძირითადი სარეველა ბალახებია:

Paspalum Digitaria Poir—ლაკარტია, *Setaria verticillata*—ძურწა, *Sorghum halapense* Per—კალამი (შალაფა), *Convolvulus arvensis*—ხვართქლა, *Poligonaceae*—მატიტელასებრნი, *Pyrethrum vulgare*—გვირილა, *Mentha austriaca* Jacq—პიტნა, *Verbena officinalis*—ცოცხობა.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მუშაობის დროს ნიადაგის ზედაპირზე აღებულ სარეველა ბალახების საშუალო შინჯების წონა და ასეთი გადაანგარიშებული ერთ ჰექტარზე, გვადლევის სარეველა ბალახების მწკანე მასის წონას ჰექტარზე 15,5 ტონიდან („ილიჩის“ სახ. ციტრუსების საბჭოთა მეურნეობა 1939 წ.) 25,5 ტონამდე (ანაკლიის ციტრუსების საბჭოთა მეურნეობა 1940 წ.) საშუალო შინჯების აღება და მათი ერთ ჰექტარზე გადაანგარიშება, რა თქმა უნდა, არ შეიძლება ჩაითვალოს ზუსტ ხერხად და ამიტომ მიღებული სიდიდე 15,5 და 25,5 ტონა ნაწილობრივ უნდა შემცირდეს. ყოველ შემთხვევაში ნაკვეთების მომეტებული დასარეველიანება ამ რაიონებისათვის მწკრივშორისის დამუშავების პერიოდში კი აშკარაა. ეს ქვემოთოყვანილ ფოტოზეც აშკარად მოჩანს. ნაკვეთების ასეთი მომეტებული დასარეველიანება აიხსნება ერთის მხრივ ჰავის პირობებით, რომელიც დიდად ხელს უწყობს სარეველა ბალახების ოპტიმალურ ზრდას, და მეორეს მხრივ კი მწკრივშორისის დამუშავების დაგვიანებით. საჭირო მანქანების უქონლობა და ზოგჯერ მუშა

ხელის დეფიციტი აძნელებს დაავადებებს ციტრუსების პლანტაციებში სარეველა ბალახებთან ბრძოლის საქმეს.

რათა გარკვეულ ყოფილიყო აგრეგატის (ტრაქტორი და ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი) გასვლის უნარიანობა ციტრუსოვან ნარგავების მწკრივშორისებში, გაზომილ იქნა ხეების ვარჯის (კრონის) დიამეტრი (სულ 1939 და 1940 წლების განმავლობაში გაზომილია 507 ხე). შედეგები № 1 ცხრილშია მოყვანილი.



2 ნახ.

№ 1 ცხრილი

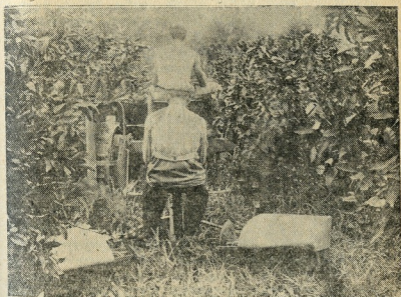
ბატარიების დისკოების დაყენების კუთხე წვეის ძალვის მიმართ (შეტვის კუთხე)	ვარჯის $D_{საშ.}$ (ციტრუსები) მ	ვარჯის $D_{მაქ.}$ (ციტრუსები) მ	ვარჯის $D_{მინ.}$ (ციტრუსები) მ
$\alpha=15^\circ$	2,38	3,90	1,17
$\alpha=20^\circ$	2,00	3,10	1,10
$\alpha=25^\circ$	2,25	3,25	0,82

მოყვანილი ცხრილი გვიდასტურებს, რომ ციტრუსების მწკრივშორისის დამუშავების დროს, აგრეგატის მუშაობა გაძნელებულია. მოსა-

ლოდნელია ნარგავის ტოტების, ფოთლების და ზოგჯერ ახალგაზრდა ნაყოფის დაზიანება. 4 მ მწკრივშორისის მანძილის დროს ნარგავის ვარჯის საშუალო $D=2,38$ მ-ია; ამ შემთხვევისათვის ნარგავთა შორის რჩება თავისუფალი გასატარებელი არე მხოლოდ 1,62-დან 2 მ-მდე, ხოლო D მაქსიმუმის დროს—0,9—0,1 მ.

ასეთ პირობებში აგრეგატის მუშაობა მხოლოდ მაშინ შეიძლება, თუ ეს უკანასკნელი შეიარაღებული იქნება ჩვენ მიერ შემუშავებულ დამცველი ფარებით, როგორც ტრაქტორზე ისე ციტრუსების დისკოიან კულტივატორზე.

ამ დამცველი ფარების გაშინჯვამ¹ დაადანტურა, რომ ნარგავების დაზიანება ან სრულებით არ არის, ან არა და უმნიშვნელოა (1—2 შემთხვევა ჰექტარზე).



3 ნახ.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი საშუალებას იძლევა მცვალოთ შეტევის კუთხე (სექციების დისკოების დაყენების კუთხე წიგის ძალვის მიმართ) $0-30^{\circ}$ ფარგლებში.

როცა შეტევის კუთხე $\alpha=0^{\circ}$, ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი არ იძლევა მუშაობის არავითარ ეფექტს, როგორც სარევე-

¹ დაკვირვებას აწარმოებდა ს.ა. ჩაის კვლევითი ინსტიტუტის სოხუმის ფილიალი.

ლა ბალახებთან ბრძოლის თვალსაზრისით, ისე მწკრივშორისებში ნიადაგის გაფხვიერების მხრივ. სარეველა ბალახები ან სრულტოთ არ იქრება დისკოების მიერ, ან არა და მათი მოქმედება უმნიშვნელოა. ბალახების ჩახვნაც არაეფექტურია. ნიადაგის გაფხვიერება არ ხდება. ბელტების განრიგება უწყისიგროდ ხდება. ამ შემთხვევისათვის, რომ ვცადოთ კულტივატორის ერთდღიმავე ნაკვეთზე ორჯერ გატარება, მუშაობის ხასიათი არ უმჯობესდება.

ბატარიების სექციების გადაადგილება და მათი წვეის ძალვის მიმართ $\alpha = 15^\circ$ დაყენების დროს, ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მუშაობის საერთო ხასიათი უმჯობესდება. უმჯობესდება, როგორც სარეველა ბალახებთან ბრძოლის საქმე, ისე ნიადაგის გაფხვიერებაც. მაგრამ ამ შემთხვევისთვისაც ვერ ვაღწევთ სარეველა ბალახების სრულ ჩახვნას; უდიდესი ნაწილი ჩაუხვნილი რჩება და ამოშვერილია ნიადაგის ზედაპირზე. აქაც, ისე როგორც $\alpha = 0^\circ$ დაყენების დროს, კულტივატორის ერთდღიმავე ნაკვეთზე ორხელ გატარება არ აუჯობებს ამ უკანასკნელის მუშაობის საერთო სქემას.

მხოლოდ შეტევის კუთხის $\alpha = 25^\circ - 30^\circ$ დაყენების ვარიანტი იძლევა მუშაობის სრულ ეფექტს, როგორც სარეველა ბალახებთან ბრძოლის საქმეში, ისე ნიადაგის გაფხვიერების საკითხშიაც. დამუშავებული ნიადაგის ზედაპირი შედარებით სწორია; გროხების განლაგება თანაბარია. ბელტის გაფხვიერება იმდენად მნიშვნელოვანი და წესიერია, რომ ასეთი დამუშავების შემდეგ მწკრივშორისის მანძილი აოავითარ განმეორებით დამუშავებას აღარ ითხოვს, რის მიღწევა საერთოდ გაძნელებულია სახნისოვან ნიადაგის დასამუშავებელ იარაღებით. თუ ნიადაგის ტენიანობა ნორმალურია, კულტივატორის დისკოებას ამოვსება და მათი სარეველა ბალახებით შემოხვევა-გაქედვა მინიმუმამდე არის დაყვანილი. საკმარისია ამ ნაწილების გასუფთავება მხოლოდ საქციების ბოლოებში. ყველა ზემო აღნიშნული საკმაო დამაჯერებლად ილუსტრირდება ქვემო მოყვანილი ცხრილით.

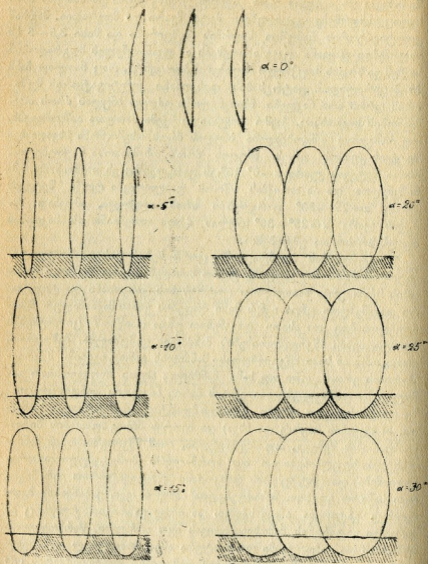
№ 2 ცხ.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის დისკოების დაყენების კუთხე (შეტევის კუთხე) წვეის ძალვის მიმართ	დისკოების რაოდენობა აგრებატში	იარაღის საშუალო მოღების განი (მ)	სამუშაო სიღრმე სმ-ით		გამოტოვება (% მთელი დამუშავებული ფართისაგან)		სარეველა ბალახების ხარისხი (არ მოჭრილი %-ით)		გაფხვიერება, ფრაქციები ≥ 50 მმ მთელი ფრაქციების (წონიდან)	ზედაპირის ვარიანტი განობა (ცოლ. ფართობი ≥ 50 მმ, დამუშ. მთელი ფართისაგან)
			1939	1940	1939	1940	1939	1940		
			წ.	წ.	წ.	წ.	წ.	წ.		
$\alpha = 0^\circ$	18	3	5	5,8	65,4	73,2	52,1	64,2	68,4	19,4
$\alpha = 15^\circ$	18	2,9	6	6,2	15,4	16,1	17,8	19,3	43,8	15,2
$\alpha = 25^\circ$	18	2,7	7,5	7	2,3	1,7	2,9	3,7	18,3	1,3

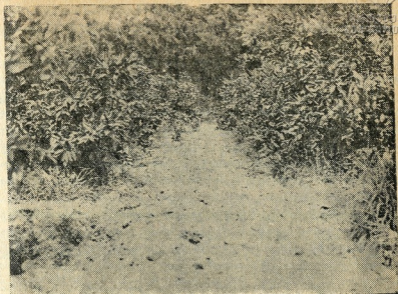
ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი გაცილებით უფრო ნაკლებად შეეფერება ნიადაგის სიმკვრივის ცვალებადობას.

თუ ნიადაგის ტენიანობა ნორმალურია, დისკოებზე ბალახების შემოხვევა და აქედან მათი გაქედვა უმნიშვნელოა და ამიტომ მისი სვლაც სიღრმეზე გაცილებით მეტი მყარი და მდგრადია. მაგრამ კულტივატორის სამუშაო სიღრმის შემცირება და მისი 3,5—5 სმ სიღრმემდე დაყვანა უკვე აუარესებს ამ უკანასკნელის მდგრადობის საქმეს და ზრდის მოუჭრელი ბალახების პროცენტს, რაც ნათლად ჩანს № 2 ცხრილიდან. ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მუშაობის დროს არა ნაკლები მნიშვნელობა ეძლევა ხნულის ძროს თხემიანობის საკითხსაც, ქვემო მოყვანილი სქემა ნათლად ააშკარავებს, თუ რამდენად უმჯობესდება ხნულის ძროს თხემიანობა სხვადასხვა შეტევის კუთხის დროს. ხნულის ძროს თხემიანობა მიუღებელია, როცა შეტევის კუთხე $\alpha = 0^\circ - 15^\circ$ -ის ფარგლებში; ეს თხემიანობა უმნიშვნელოა და ის თითქმის სწორს უახლოვდება როცა შეტევის კუთხე $\alpha = 25^\circ - 30^\circ$ ფარგლებში არის აღებული, ამდენად შეტევის კუთხე $\alpha = 25^\circ - 30^\circ$ ხნულის ძროს თხემიანობის საკითხის თვალსაზრისითაც უმჯობესია.

ციტრუსების პლანტაციიში, ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მუშაობის ყველაზე უფრო მისაღებ სქემად შემდეგი მუშაობის სქემა უნდა ჩაითვალოს: ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი დაყენებული უნდა იქნეს მისი მოდების განის მაქსიმალურ შესაძლებლობამდე და ასეთი დაყენებით უნდა დაიწყოს ციტრუსების პლანტაციების მწკრივშორისების მანძილის დამუშავება, შემოვლით, ერთი, ორი ან სამი მწკრივშორისი მანძილის გამოტოვებით. მწკრივშორისის ერთი, ორი თუ სამი მანძილის ასეთი მორიგეობითი გამოტოვება დამოკიდებულია ერთის მხრივ ნაკვეთის კონფიგურაციაზე (გადასასვლელი არხები, მანძილი პლანტაციიდან ქარსაცავ ზონამდე, საქცევების სიგრძე და სხვა) და მეორეს მხრივ მუშაობის პირობებზე. ამის შემდეგ, თუ შემჩნეულია, რომ მწკრივშორისის მანძილის დასარეველიანება არ იყო ნორმალური (მომეტებული დასარეველიანება) და ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორით ვერ მივიღეთ საჭირო ეფექტი, შესაძლებელია ამავე ნაკვეთზე მანქანის ხელმეორედ გატარება იმავე სქემით და იმავე განრიგით, როგორც ეს პირველი გატარების შემთხვევისათვის იყო არჩეული. წარმოებულმა მუშაობამ და გამოცდებმა დაადასტურა ასეთ მომეტებულ დასარეველიანებულ ნაკვეთებზე ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის ორჯერად გატარების სრული ეფექტიანობა, როგორც სარეველა ბალახების ჩახვნის, ისე ნიადაგის ზერელე გაფხვიერების მხრივ (იხ. ფოტო)



4 ნახ. აგლის ძროს ცვალებადობა დისკოს სხვა-და-სხვა კუთხით დაყენების დროს



5 ნახ.



6 ნახ.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორით, ციტრუსების პლანტაციების მწკრივშორისის მანძილების დამუშავების სქემა მოცემულია მე-6-ე ნახაზზე.

საქცივების ბოლოებში მოსაბრუნებლად არაა მიზანშეწონილი ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის ამოწევა, რადგან ყველა ეს ითხოვს ტრაქტორის შეჩერებას, დროის ზედმეტ ხარჯვას და, შესა-

დამე, იარაღის მწარმოებლობის დაცემას. რადგან აგრეგატი და ციტრუსების პლანტაციის განრიგება ამის საშუალებას იძლევა, უმჯობესია აგრეგატი მწკრივშორისში შევიდეთ ისე, როგორც ეს მოყვანილ სქემაზეა აღნიშნული.

დღევანდლამდე ციტრუსების ნარგავების პრაქტიკაში არაა დადგენილი ის საკითხი თუ რა მანძილით შეიძლება ნარგავთან მიახლოება იარაღით მუშაობის დროს, რომ არ მოხდეს მცენარის ფესვთა სისტემის დაზიანება. ეს ერთგვარად შეეხება, როგორც ძველ ისე ახალგაზრდა ნარგავების პლანტაციას. ჩვენ ამ შემთხვევაში ვისარგებლებთ პროფ. ტ. კვარაცხელიას დაკვირვებებით და ცდებით და ვაწარმოებდით ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მუშაობას ციტრუსების პლანტაციაში იმ ვარაუდით, რომ იარაღის მუშა ნაწილი დაცილებულ ყოფილიყო მცენარის ღეროსაგან 35—40 სმ. ამ შემთხვევაში პლანტაციის მწკრივშორისის დამუშავების დროს ყოველი მცენარის ირგვლივ რჩება დაუმუშავებელი ნიადაგი 0,12—0,6 მ² ფართის რაოდენობით. ეს დაუმუშავებელი ნარჩენი ფართი ხელით უნდა იქნეს დამუშავებული, რადგან, როგორც ზემოთ ავლნიშნეთ, მცენარესთან უფრო ახლოს მისვლა, საკითხის შეუსწავლბლობის გამო, ამ თავად სახიფათო და მიზანშეუწონელია.

ყოველივე ამის გარდა ჩვენი ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი, ისე როგორც სხვა ყველა მზგავსი უბორბლო იარაღი, სწორხაზოვანი გადაადგილების დროს ჰორიზონტალურ სიბრტყეში იძლევა გადახრებს სწორი ხაზისაგან მარჯვნივ და მარცხნივ და, მაშასადამე, შეიძლება უფრო ადვილად და მომეტებულად დაზიანდეს მცენარის ღერო ან ტოტები.

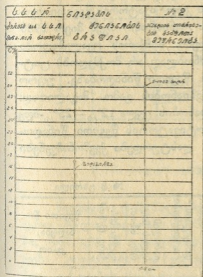
ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის გადახრები სწორხაზოვან სვლიდან შეადგენს საშუალოდ 10—20 სმ.

ჩვენ მიერ ზემო აღნიშნული მსჯელობა თავის გამართლებას პოულობს თვით დისკოებიანი კულტივატორის მუშაობის ხასიათში.

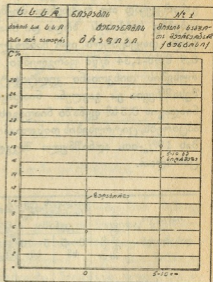
კულტივატორი სექციური და სიმეტრიულია და იქ, სადაც მუშაობის დროს ხვდება მეტი მძიმე პირობები და მკვეთრად არის გამოხატული წინაღობის უწყისიგრობა სექციების სიმეტრიულ ტოტებზე, ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის გადახრები სწორხაზოვანი სვლიდან იზრდება და, მაშასადამე, იარაღის სვლაც არა მდგრადია ჰორიზონტალურ სიბრტყეში.

წვევითი თვისებების დადგენის მიზნით მწარმოებულმა დინამომეტრიულმა გამოკვლევებმა დაადასტურა, რომ შეტევის კუთხის $\alpha = 0^\circ$ -დან $\alpha = 25^\circ$ დაყენების შემთხვევაში იზრდება წვევითი წინაღობა კულტივატორის თითოეულ დისკოზე.

დადასტურდა, რომ როცა დისკო წვევის ძალის მიმართ დაყენებულია $\alpha=0^\circ$, წინაღობა ერთ დისკოზე $P=17$ კგ, ხოლო $\alpha=25^\circ$ შემთხვევაში $P=37$ კგ. დინამომეტრირების წარმოების მთელ პერიოდში ტრაქტორი მუშაობდა მხოლოდ I გადაცემაზე. ამ გარემოებას საფუძვლად შემდეგი მოსაზრება უდევს: როცა ტრაქტორი და მასზე მიბმული ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი მუშაობს ციტრუსების პლანტაციის სრულწლოვან ნარგავებში, ის მცენარეს არ უნდა აზიანებდეს. როგორც დაკვირებებმა დაგვანახა ტრაქტორის გაზრდილ სიჩქარეზე მუშაობის შემთხვევაში, მატულობს მცენარის დაზიანების შემთხვევები. ცვივა ტოტები, ფოთლები და ახალგაზრდა ნაყოფი. მართალია, როგორც ტრაქტორი ისე კულტივატორი მომარაგებულია დამცველი ფარებით და უნდა გვეფიქრა, რომ ეს მოწყობილობა ხელს შეუშლიდა მცენარის დაზიანების შემთხვევებს, მაგრამ ტრაქტორის სიჩქარის ზრდა 0,9-მ/წმ-დან 1,4 მ/წმ-მდე იწვევს აგრეგატის მიერ გამოშვებულ ტოტების სწრაფ მიწვეას და დარტყმას და აქედან ფოთლების და ახალგაზრდა ნაყოფის ჩამოცვენას.



7 ნახ.



8 ნახ.

ამიტომ ჩვენ მიზანშეწონილად მიგვაჩნია და ვურჩევთ, რათა ციტრუსების სრულწლოვან ნარგავებში ტრაქტორით მუშაობა მიმდინარეობდეს მხოლოდ I გადაცემაზე და ისიც დაბალ სენაზავზე. ამ მოსაზრების გამო ჩვენ შესაძლებლად ვცანით გვერდი აგვევლო მიღებული საერთო მეთოდისათვის და გვეწარმოებინა კულტივატო-

რის დინამომეტრირება არა სამ სიჩქარეზე (როგორც ეს საერთო მეთოდით არის მიღებული) არამედ მხოლოდ ერთ გადაცემაზე.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული განკუთვნილია ზაფხულის პერიოდში ციტრუსების პლანტაციების მშკრივშორისი მანძილების ზერელე გაფხვიერებისათვის. დამუშავების სიღრმე 6—7 სმ. რადგან სიღრმეების ცვალებადობა ამ შემთხვევისათვის არც საჭიროა და არც რაციონალურია და ეს იარაღი სიღრმეების ცვალებადობასაც ნაკლებად შეესაბამება, ამიტომ ამ შემთხვევისათვისაც შესაძლებლად ვცანით—დინამომეტრირება გვეწარმოებინა მხოლოდ ერთ ნორმალურ სიღრმეზე (არა სამ სიღრმეზე—როგორც ეს საერთო მეთოდით არის მიღებული).

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის საველე გამოკვლევის დროს მიმდინარეობდა ნიადაგის ტენიანობის განსაზღვრა—გრაფიკი მოცემულია № 7 და № 8 ნახ.

როგორც ზემოთ აღნიშნეთ, კულტივატორის დინამომეტრირება მიმდინარეობდა ტრაქტორის პირველ გადაცემაზე. მაგრამ იმის გასარკვევად თუ რამდენად მოქმედობს კულტივატორის წვეთით თვისებებზე სიჩქარის ზრდა და ნიადაგის ტენიანობა—ჩვენ მიერ 1939 წელს დაყენებული იყო ხანმოკლე ცდები. სიჩქარის ცვალებადობა 0,9 მ/წმ-1,34 მ/წმ ფარგლებში საგრძნობლად არ მოქმედობს ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის წვეთით წინალობაზე. უფრო შესამჩნევია ეს გავლენა ნიადაგის ტენიანობის გამო, მაგალითად: ნიადაგის 0,5 სმ ფენაში ნიადაგის ტენიანობის ცვლა 12⁰/₁₀₀—25⁰/₁₀₀-მდე ამცირებს, ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის წვეთით წინალობას 19⁰/₁₀₀-ით. აღნიშნული მსჯელობა დასტურდება ქვემოთჩვენები ცხრილით.

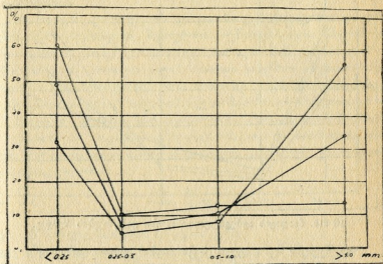
№ 3 ცხრილი

იარაღის დასახელება	გამოცდის დრო	ნიადაგის ტენიანობა (%) ფენაში		სამუშაო ნაწილების შემთხვევა	დისკოების რაოდენობა	იარაღის სვლის სიღრმე, სმ-ით	სვლის სიჩქარე (მ/წმ)	წვეთით წინალება, კგ-ით
		0—5 სმ	5—10 სმ					
ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი (ექსპერიმენტული)	27/7-39	12	18,5	α=26°	10	6,5	0,9	340 ÷ 365
						6,7	1,21	280 ÷ 310
						7	1,84	290 ÷ 330
	2/8-39	28	29,05			6,5	0,85	280 ÷ 315
					6,7	1,16	230 ÷ 250	
					7,1	1,8	220 ÷ 260	

იმ ადგილებში, სადაც წარმოებდა ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის გამოცდა, ნიადაგის ტენიანობის განსაზღვრასთან

ერთად მიმდინარეობდა შინჯების აღება ნიადაგის მექანიკური და აგრეგატული ანალიზის ჩასატარებლად.¹

ანალიზის შედეგები იმას გვიდასტურებს, რომ მსუბუქ ათხიან ნიადაგებზე არ ხდება ნიადაგის სტრუქტურის შესამჩნევი დეფორმაცია, როგორც ციტრუსების დისკოიან კულტივატორის გატარებამდე ისე მისი ვატარების შემდეგაც.

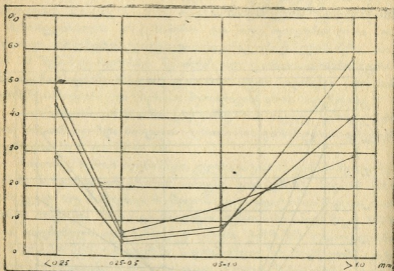


9 ნახ. ნიადაგის აგრეგატული ანალიზი დამუშავებამდე.

ნიადაგის დამუშავებამდე და ნიადაგის დამუშავების შემდეგ აგრეგატული ანალიზის აქ მოყვანილი გრაფიკი ნათლად გვეუბნება, რომ 0,25 მმ გოროხების რაოდენობა საგრძნობლად არ მცირდება კულტივატორის გატარების შემდეგაც. ეს კი იმას ნიშნავს, რომ დისკოების მოქმედებით არ იზრდება ნიადაგის დეფორმაცია და ეს დეფორმაცია ისეთივე საზღვრებშია, როგორც ჩვეულებრივ სახნისოვან ნიადაგის დასამუშავებელ იარაღებში. აქ საჭიროდ მიგვაჩნია შევნიშნოთ, რომ ამ საკითხის შესწავლა არ მიმდინარეობდა

¹ ნიადაგის მექანიკური და აგრეგატული ანალიზი ჩატარებულია საქ. ჩაის კვლევ. ინს-ტის სოხუმის ფილიალის და საქ. ლ. ბერიას სახ. სას. სამ. ინსტ. ნიადაგმცოდნეობის ლაბორატორიის მიერ.

ზანგრძლივ პირობებში (დაკვირვება მხოლოდ ერთი წლისაა) და ამიტომ აქ მოყვანილი მსჯელობა მოითხოვს შემდგომ გასინჯვას და განმეობას იმ ვარაუდით, რომ მხედველობაში იქნას შეღებული ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის მუშაობის ყველა შესაძლო პირობა.



10 წახ. ნიადაგის აგრეგატული ანალიზი დამუშავების შემდეგ.

რაც შეეხება მუშა ხელის საჭიროებას, ასეთი დისკოიანი კულტივატორის მუშაობისათვის მხოლოდ ერთი კაცია საჭირო. ამ მუშის საქმიანობა გამოიხატება სამუშაო ნაწილების საქცევების ბოლოებში გასუფთავება-გაწმენდაში და იარაღის საერთო მართვაში. ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის თეორიული მწარმოებლობა, როცა იარაღის წინსვლითი სიჩქარე 1 მ/წმ, დაახლოებით ერთი ჰექტარია საათში (5 მწკრივშორისის მანძილის დროს). მაგრამ თუ მხედველობაში მივიღებთ დროის დანაკარგს იარაღის მუშა ნაწილების გასუფთავებაზე, საქცევებში შემოვლაზე, საწვავით მომარაგებაზე და სხვა, მაშინ თეორიული მწარმოებლობა უნდა შემცირდეს და პლანტაციების ნორმალურ დასარეველიანობის პირობებში მწარმოებლობა შეიძლება მიუახლოვდეს 0,6—0,7 ჰექტარს საათში.

ზოგადი დასკვნები

1939 და 1940 წ. წ. ჩატარებულ მუშაობათა საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ ციტრუსების პლანტაციების მწკრივშორისის დასამუშავებლად ზაფხულის პერიოდში მისაღებ და დამაკმაყოფილებ

ფილებელ იარაღად უნდა ჩაითვალოს საქ. ლ. ბერიას სახ. სასოფლ-სამ. ინსტიტუტის მარკის ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი.

საველე გამოკვლევის შედეგებიდან გამომდინარეობს: ქართული
ზიზა-საქონელი

1. იარაღი მცირეგაბარიტოანი უნდა იყოს:

სიგანე 3—4 მ, ხოლო სიმაღლე სამუშაო მდგომარეობაში 0,5 მ-მდე.

2. ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი მომარაგებული უნდა იყოს დამცველი ფარებით.

3. იარაღის წვეთითი წინალობა არ უნდა გამოდიოდეს 600—900 კგ საზღვრებიდან.

4. რადგან ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი განკუთვნილია მწკრივშორისებში შემოვლითი მუშაობისათვის, ამიტომ განსაკუთრებული მნიშვნელობა ეძლევა იარაღის მობრუნების უნარიანობის საკითხს იარაღის სვლის მიმართ. სამუშაო მდგომარეობაში დისკოები შეგვიძლია განვიხილოთ როგორც რიგი შემოზრუნებელი ბორბლები, რომლებიც იარაღის სვლის მიმართ ერთმანეთისაგან არიან მიწეული. აქედან გამომდინარეობს, რომ იარაღის მობრუნების უნარიანობა სავსებით საზღვრავს ნაპირა და მათშორისი დისკოებს შორის სიგრძივი მანძილის სიდიდეს. ეს მანძილი კი, როგორც ცნობილია, ტოლია:

$$l = \frac{B}{2} - tg\alpha$$

სადაც B—იარაღის სამუშაო მოდების განი

ა-სამუშაო ნაწილების შეტევის კუთხე.

ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის საერთო სქემიდან ჩანს, რომ სიდიდე l იარაღის სექციების და მისი საერთო მოდების განის შუაზედ გაყოფის გამო ორად არის შემცირებული; მაშასადამე, ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი მეტად მობრუნების-უნარიანობის მქონე იარაღია, რაც სავსებით დადასტურდა საველე გამოკვლების დროს.

5. კულტივატორის სამუშაო ნაწილები—დისკოები მუშაობის დროს სავსებით უნდა აკმაყოფილებდეს აგროტექნიკის მოთხოვნას: აწარმოოს ნიადაგის ზერელე დამუშავება 6—7—8 სმ სიღრმეზე, გააფხვიეროს ნიადაგი, სჭრას და ჩაზნას სარეველა ბალახები. ყველა ამ ოპერაციას ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორი, როგორც ეს საველე გამოკვლებიდან გამომდინარეობს, საკმაოდ დამაკმაყოფილებლად ასრულებს.

6. შეტევის კუთხის დაყენების ყველა შესაძლებელ შემთხვევაში საუკეთესო დაყენებად უნდა მივიჩნიოთ $\alpha = 25^\circ - 30^\circ$, რადგან ამ პი-

რობაში საუკეთესოდ სრულდება როგორც სარეველა ბალახების ჩა-
ხენა, ისე ნიადაგის გაფხვიერება.

ჩატარებული ნიადაგის მექანიკური და აგრეგატული ანალიზი,
როგორც დამუშავებული ისე დაუმუშავებელ მწკრივშორისის მანძი-
ლების ნიადაგებზე, არ იძლევა ნიადაგის სტრუქტურის შესამჩნევ
დებურობას მსუბუქ თიხიან ნიადაგის პირობებისათვის.

8. თუ მხედველობაში მივიღებთ იმ გარემოებას, რომ კოლხი-
დის დაბლობებზე ციტრუსები კულტივირდება ნახევრადსფერულ
„კვლებ“-ზე, ამ ზედაპირზე კულტივატორის მუშა ნაწილების მორგე-
ბა-მომარჯვების საკითხი დამაკმაყოფილებლად არის გადაწყვეტილი
ჩვენი კულტივატორის სექციური ტიპით.

9. ტექნიკური ბაზის არსებობა, ციტრუსების დისკოიანი კულტი-
ვატორის სახით, საშუალებას მოგვცემს ისეთი სასოფ.-სამ. ოპერა-
ციის მექანიზმებისას როგორც არის ციტრუსების მწკრივშორისის
ზერელე გაფხვიერება ზაფხულის პერიოდში 6—7—8 სმ სიღრმეზე
ვაკე ადგილებში, 5—6 დაქანებებზე და ნახევრადსფერულ „კვლებ“ზე
იმ პირობით, რომ შესაბამისად იქნება მოწყობილი ციტრუსე-
ბის პლანტაციების ტერიტორიის ორგანიზაცია. საქცეცების ბოლო-
ებში უნდა დასტოვონ თავისუფალი ფართი 3—4 მ სიგრძით, რათა
შესაძლებელი გახდეს აგრეგატის თავისუფალი შემოვლა. ციტრუსე-
ბის მწკრივშორისები მჭიდროდ არ უნდა ეყრდნობოდეს ქარსაცავ
ზონას. პლანტაცია არ უნდა იქნას გადაჭრილი ღრმა სადრენაჟო
ლია არხებით. ამ აუცილებელ პირობებში უნდა იყოს მოწყობილი
ლია ღრმა არხებზე გადასასვლელი ხიდები და სხვა.

ტერიტორიის ასეთი ორგანიზაცია საშუალებას მოგვცემს კი-
დეგ უფრო მეტად გავზარდოთ ციტრუსების დისკოიანი კულტივა-
ტორის გამოყენების შესაძლებლობანი და უზრუნველყოთ მანქანა-
იარაღების სრული და რაციონალური გამოყენება.

10. დღევანდლამდე აგროტექნიკის მიერ სრულად არ არის და-
ზუსტებული ციტრუსების მწკრივშორისის მანძილები. ვხედავთ მწკრივ-
შორისის 4 მ, 5 მ და 3 მ მანძილები. იარაღის უნივერსალიზაციის მიზ-
ნით, ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის გამოყენება შეიძლება
ყველა აღნიშნულ მწკრივშორისის მანძილებისათვის სამუშაოდ ორ
შუა სექციის და ორი შუა წევის მოხსნით ან მათი გაკეთებით.

11. საქ. „ლ. ბერიას სახ. სასოფ. სამ. ინსტიტუტი“-ს მარკის
ციტრუსების დისკოიანი კულტივატორის გამოცდებმა საწარმოო პი-
რობებში 1939 და 1940 წ. წ. განმავლობაში გამოავლინა ამ იარა-
ღის სრული მუშაობის უნარიანობა ციტრუსების და ტუნგოს მწკრივ-
შორისების დასამუშავებლად ზაფხულის პერიოდში, როგორც სარე-
ველა ბალახებთან ბრძოლის ისე ნიადაგის გაფხვიერების საქმეში.

ამიტომ ამ ჩატარებულ მუშაობაზე დაყრდნობით საქართველოს
ს. ს. რ. მიწათმოქმედების სახალხო კომისარიატმა შესაძლებლად სცნო
1941 წლისათვის ამ იარაღის ნახევრადსერიული გამოშვება.

საკავშირო მიწათმოქმედების სახალხო კომისარიატის მიერ საქ.
„ლ. ბერიას სახ. სასოფ. სამ ინსტიტუტი“ს მარკის ციტრუსების
დისკოიანი კულტივატორი შეტანილია 1941 წლის ნახევრადსერი-
ულ მანქანების გამოსაშვებ სიაში და გადაცემულია ასეთი „როს-
ტსელმაში“ს (ქ. დონის როსტოვი) ქარხნისათვის.

12. სანამ შემუშავდებოდეს სპეციალური მუხლუხოვანი ტიპის
ტრაქტორის კონსტრუქცია, რომელიც სავსებით დააკმაყოფილებს
ციტრუსების მეურნეობის თავისებურ პირობებს, პირველ ხანებში
ჩვენ შესაძლებლად მიგვაჩნია 3 და 4 მ ციტრუსების ნარგავებისათვის
კულტივატორის გამწვევ ძალად Y—1 მარკის ტრაქტორის გამოყე-
ნება; 5 მ ნარგავებში კი CT3-1 (ბორბლიანი) მარკის ტრაქტორი.

როგორც Y—1 ისე CT3—1 მარკის ტრაქტორები მომარაგე-
ბული უნდა იყოს ჩვენ მიერ შემუშავებული დამცველი ფარებით.
ყოველივე ეს ამ პერიოდში მით უფრო მნიშვნელოვანია, რომ ციტ-
რუსების რაიონების მტს ტრაქტორი Y—1 წლის განმავლობაში
შხოლოდ 10—15% არის დატვირთული.

М. ТЕДОРАДЗЕ

ЦИТРУСОВЫЙ ДИСКОВЫЙ КУЛЬТИВАТОР „ГРУЗ. СХИ ИМ. Л. П. БЕРИЯ“

С дальнейшим улучшением бытового и культурного уровня нашей страны, растет потребность и использование цитрусовых продуктов. Поэтому рост площадей под эту культуру и поднятие урожайности является важнейшей проблемой социалистического земледелия.

Цитрусы разводятся на небольшом протяжении влажной субтропической области Черноморского побережья. Эта зона отличается большим разнообразием рельефа (низменности, более или менее ровные террасы и различной высоты холмы, с пологими или крутыми склонами) значительными вариациями количества и распределения осадков по месяцам и сезонам и пестротой микроклимата.

В связи с разнообразием геологических систем и ярусов и топографических условий, большим разнообразием и пестротой отличаются на побережье и почвы. Наряду с красноземами, здесь особенно в холмистой полосе наблюдается довольно широкое распределение подзолов. Выше зоны красноземов, желтоземов и подзолов, распространены серые лесные суглинки, а в долинах—наносные почвы—аллювиальные и делювиальные.

При правильном проведении нужных агротехнических мероприятий, при соответствующей обработке почвы и рациональном использовании удобрений, цитрусы довольно хорошо приспособляются к указанному разнообразию условий и дают хорошие урожаи.

В общем комплексе агротехнических мероприятий важное значение имеет междурядная обработка поверхностно рыхлящими орудиями на глубину 6—8 см., примерно 3—4 раза в год.

Ранней весной или поздней осенью междурядие цитрусовых вспахивается на глубину 16—20 см.

Вопрос о необходимости создания для цитрусового хозяйства орудия для междурядной обработки поднимался у нас с момента освоения этой культуры по Грузинской ССР. Однако, вопрос этот оставался не разрешимым и по сей день. Отсутствие механизации не только увеличивает затраты труда и стоимость обработки междурядий, но часто, в виду дефицита рабочей силы, вызывает невозможность проведения сплошной междурядной обработки.

Кафедрой с/х машина и опытной станции механизации с/х Грузинского Сель.-Хоз. Института им. Л. П. Берия была поставлена цель создать орудие для междурядной летней обработки цитрусовых культур на равнинах, пологоовальных грядах и склонах до $5-6^\circ$, т. е. для площади, примерно равной 40—50% всей площади цитрусовых. Эта работа была начата в 1939 году. В учете агротехнических условий и анализа рабочих органов культиваторов и лущильников, был изготовлен в ремонтной лаборатории экспериментальный образец цитрусового дискового культиватора и затем испытан.

При создании орудия для междурядной обработки цитрусовых культур были приняты во внимание разбивка и мелiorация площадей, размеры междурядий и требуемое качество работы в междурядиях. Согласно агроправилам, разбивка площадей для посадки цитрусовых на ровных местах и на пологих склонах (до 10°) должна быть прямоугольная. Величина производственных участков колеблется в пределах 25—50—100 га, причем участки на избыточно-влажных массивах разбиваются на кварталы по 0,1—0,2 га, разделяемые открытыми дренажными канавами. На территории проводится окружная дорога в 4 м ширины вдоль всей границы.

Отведение площадей под цитрусовые плантации на избыточно увлажненных почвах требует предварительного осушения путем устройства такой дренажной сети, которая понизила-бы уровень грунтовых вод в период их наиболее высокого стояния до 75 см от поверхности почвы. Там, где не удастся понизить грунтовые воды дренажными канавами до указанного уровня, устраиваются приподнятые (полого-овальные) гряды высотой в 35—50 см в средней части.

КРАТКОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ЦИТРУСОВОГО ДИСКОВОГО КУЛЬТИВАТОРА „ГРУЗ. СХИ“

им. А. П. БЕРИЯ“

341053-1
313-111033

Культиватор предназначен для междурядной летней обработки цитрусовых и тунга на равнинах, склонах $5-6^\circ$ и полого-овальных грядах на глубину 6—7 см.

Конструкция культиватора разработана на основе данных испытания опытного образца дискового культиватора на междурядной обработке цитрусовых и тунга в совхозе им. „ИЛЬИЧ“-а вблизи Сухуми и Совхоза № 2 в Мокви Очамчирского района.

Конструкция культиватора рассчитана на работу в междурядах 3, 4 и 5 м.

Культиватор состоит из следующих основных частей:

1) рамы, составленной из продольного и поперечного брусьев с двумя основными и двумя дополнительными подкосами.

2) Батареи дисков (средние по 4 диска, крайние по 5 дисков). Размеры диска $D=455$ мм, $R=600$.

3) Деталей, соединяющих батареи дисков с рамой (поперечных брусьев секции, рам секций и рамы средних секций, соединяющих шарнирно батареи дисков с рамой посредством нескольких крючьев и колец).

4) Предохранительных щитов на крайних секциях и грузовых платформ на средних секциях.

Батареи дисков вращаются в подшипниках. На кронштейнах верхних половин подшипников устанавливаются стойки грузовых платформ на средних батареях и стойки каркасов щитов на крайних батареях, а на них грузовые платформы и каркасы щитов. Каркасы щитов обшиваются сверху 1 мм железными листами, образующими обтекаемые защитные щиты и предупреждающие повреждение ветвей деревьев.

В кольца подшипников продеваются крючья, укрепленные на рамах секции, крючья укрепленные на концах поперечных брусьев и крючкообразные концы регулировочных планок.

Рама секции с прикрепленными к ним батареями дисков укреплены шарнирно посредством колец и крючков к поперечному брусу. Регулировочные планки средних и крайних

батареи дают возможность изменять угол наклона батарей к направлению движения в пределах 10° .

Подобное устройство позволяет культиватору приспособиться к микрорельефу междурядий и допускать его работу, как при ровном рельефе междурядий, так и на пологоовальных грядках.

Малая высота конструкции дает возможность культиватору проходить близко от растений не повреждая их ветвей.

На общем виде (фото № 1) указана установка культиватора для междурядий 5 м.

Установка культиватора для междурядий 4 м производится следующим образом: снимаются кольца с поперечины рамы, вместе с рамой средних секций, средними батареями и дополнительные подкосы. Левый и правый поперечные брусья с укрепленными на них крайними и промежуточными секциями сдвигаются и закрепляются в таком положении.

При установке на 5 м культиватор имеет 26 дисков с рабочей шириной захвата 4 м (защитная зона 50 см). Общая ширина 4,4 м.

При установке для 4 метровых междурядий культиватор имеет 18 дисков с рабочей шириной захвата в 2,7 м (защитная зона 65 см). Общая ширина 3,1 м.

Тяговое среднее усилие для передвижения одного диска, взятое на основе динамометрирования цитрусового дискового культиватора в 1939 и 1940 г. г. (при угле установки диска в 25° к продольной вертикальной плоскости, проходящей через точку прицепа культиватора)—37 кг.

Потребное тяговое усилие при 4-х метровой установке $37 \text{ кг} \times 18 = 666 \text{ кг}$.

Тяговое усилие при 5 метровой установке $37 \text{ кг} \times 26 = 962 \text{ кг}$.

В первом случае временно (впредь до выпуска трактора К—9) может быть использован трактор У—1 с предохранительными щитами нашей конструкции, испытанными в 1939 году на цитрусовых плантациях совхоза им. „Ильич“-а и показавшими минимальную повреждаемость ветвей деревьев.

Во втором случае, до выпуска трактора К—9 (универсальный, садовой) может быть использован трактор СТЗ—1 с предохранительными щитами.

Вес культиватора при установке на 4 м междурядия $Q=425$ кг, а при установке на 5 м -- $Q=620$ кг.

Культиватор не имеет регулировочных приспособлений для установки дисков на определенную глубину. Заглубление осуществляется под влиянием веса секции и реактивной силы, возникающей при установке дисков под углом к линии движения. Минимальная глубина обработки определяется условиями работы (плотность почвы, состояние растительных остатков). Увеличение же глубины обработки междурядий цитрусовых может быть достигнуто дополнительной нагрузкой секции и увеличением угла атаки дисков.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПОЛЕВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЦИТРУСОВОГО ДИСКОВОГО КУЛЬТИВАТОРА „ГРУЗ. СХИ“

им. А. П. БЕРИЯ“

Работа цитрусового дискового культиватора проверялась в производственных условиях в районах субтропической зоны Грузинской ССР (цитрусовый совхоз „ИЛЬИЧ“ близ Сухуми, Анаклийский цитрусовый совхоз, Моквинский тунговый совхоз) за период 1939 и 1940 г. г.

Насаждения: мандарины, лимоны, апельсины, тунг, посадки 1931 г, 1932 г, 1935 г, 1937 г. Разбивка плантации шахматная, прямоугольная, а местами и неправильная. Размеры междурядий: 5×3 м, 4×4 м, 3×3 м (мандарины, лимоны, апельсины) 7×5 м и 6×4 м (тунг).

Господствующие сорняки в период междурядной летней обработки цитрусовых: *Paspalum Digitaria Poir*, *Setaria verticillata*, *Sorghum halepense Pers*, *Convolvulus arvensis*, *Poligonaceae*, *Pyrethrum vulgare*, *Mentha austriaca*, *verbena officinalis*, *Cyperus fuscus*.

Вес надземной части сорняков в период работы цитрусового дискового культиватора, определенный методом средних проб по площадкам при пересчете на сплошное стояние с гектара от 15,5 тонн (совхоз „ИЛЬИЧ“ 1939 г.) до 25,5 тонн (Анаклийский цитрусовый совхоз 1940 г.) (см. фото № 2).

Промеры деревьев, с целью определения диаметра кроны дали: (промерено 500 характерных деревьев).

Таблица № 1.

Углы установки батареи к линии влечения	D ср.—кроны (цитрусы) м	D макс.—кроны (цитрусы) м	D мин.—кроны (цитрусы) м
$\alpha = 15^\circ$	2,38	3,90	1,17
$\alpha = 20^\circ$	2,00	3,10	1,10
$\alpha = 25^\circ$	2,25	3,25	0,82

Таблица № 1 показывает, что условия работы для агрегата в смысле проходимости в междурядьях цитрусовых плантаций, при минимальной повреждаемости растений были неблагоприятны. При среднем диаметре кроны 2,38 м в 4-х метровых междурядьях остается свободная полоса от 1,62 до 2 м, а при максимуме от 0,90 до 0,1 м. Только конструкция нами разработанных щитов на тракторе и прицепном дисковом культиваторе обеспечили возможность работать с максимальной возможной шириной захвата при почти полном отсутствии повреждаемости деревьев (см. фото № 3).²

Цитрусовый дисковый культиватор дает возможность менять угол атаки в пределах 0° — 30° .

При установке секции батареи по отношению движения орудия под углом $\alpha = 0^\circ$, культиватор не дает никакого эффекта, как в смысле борьбы с сорняками, так и рыхления почвы. Сорняки остаются или без всякого воздействия на них рабочих органов или подвергаются незначительному подрезанию. Заделка сорняков плохая. Рыхление почвы неприемлемое. Пласты отваливаются беспорядочно. При пропуске культиватора на одном и том-же междурядии несколько раз при угле атаки 0° работа не улучшается.

Перестановка секции батареи и установка их по отношению к линии влечения под углом $\alpha = 15^\circ$ —улучшает качество работы цитрусового дискового культиватора как в смысле заделки сорняков, так и рыхления почвы.

Однако и при этом случае остаются сорняки не подрезанные и не заделанные. При 2-х кратном пропуске дискового культиватора на одном и том-же междурядии, дисковый культиватор и при этом варианте не дает положительных результатов.

Только лишь установка секции батареи по отношению движения машины под углом $\alpha = 25^\circ - 30^\circ$ дает достаточный эффект, как борьбы с сорняками, так и рыхления почвы. Поверхность обработки ровная; укладка комьев равномерная. Крошение настолько совершенное, что никакой последующей обработки участка не требуется, что вообще не получается при отвальных корпусах лущильников и плугов. Вспушение почвы хорошее, забивание сорняками и комьями при нормальной влажности почвы не наблюдается.

Все сказанное в достаточной степени подтверждается ниже приведенной таблицей.

Угол атаки рабоч. дисков цитрусов. дискового культиват. "Груз. СХИ им. Берия"	Количество дисков		Глубина обработки в см		Пропуски (в % от обработан. площади)		Степень подрезания растительн. остатков (не подрезано в %)		Крошение (фракций $\leq 50\text{ мм}$, в % от веса всех фракций)	Глыбистость поверхности (площадь глыб >math>50\text{ мм}</math>, в % от обработанной площади)
	Ширина захвата орудия (в м)		1939 г.	1940 г.	1939 г.	1940 г.	1939 г.	1940 г.		
	$\alpha = 0^\circ$	18	3	5	5,8	65,4	73,2	52,1		
$\alpha = 15^\circ$	18	2,9	6	6,2	15,4	16,1	17,8	19,3	43,8	15,2
$\alpha = 25^\circ$	18	2,7	7,5	7	2,3	1,7	2,9	3,7	18,3	1,3

Цитрусовый дисковый культиватор меньше реагирует на изменение плотности почвы, чем лемешный. Диски, при нормальной влажности почвы мало обволакиваются сорняками. Благодаря этому культиватор обладает лучшей устойчивостью по глубине.

Однако, уменьшение глубины до 3,5—5 см значительно ухудшает устойчивость орудия по глубине, увеличивает количество пропусков и неподрезанных сорняков, о чем свидетельствует выше приведенная таблица.

Схема № 4 показывает изменение профиля дна борозды при различных углах атаки. Из схемы видно, что и при увеличении угла атаки поверхность дна борозды получается более слитой.

Наиболее целесообразным порядком работы дискового культиватора в междурядьях цитрусовых насаждений следует признать следующий: в начале дисковый культиватор устанавливается при максимально раздвинутой секции батареи и ведется обработка с заездами поочередно через одно—два—три междурядья в зависимости от конфигурации участка и условий работы; затем по окончании обработки междурядий одним проходом дискового культиватора, в зависимости от засоренности участка можно повторить обработку междурядий тем-же порядком заездов второй раз. Такая 2-х кратная обработка междурядий цитрусовых при сильно засоренных случаях давала при работе положительный результат как в смысле борьбы с сорняками, так и поверхностного рыхления почвы. Схема езды при обработке почвы в цитрусовых плантациях дисковым культиватором представлена на рисунке № 6.

На поворотах не следует приподнимать дисковый культиватор, т. к. для всего этого требуется остановка трактора, а отсюда и излишняя трата времени. Лучше заезжать в междурядья цитрусовых, как показано на схеме.

До настоящего времени мы никаких данных и никакого обоснованного опыта не имеем на какое расстояние можно под'езжать к штамбу дерева как в молодых, так и в старых плантациях цитрусовых насаждений. Воспользовавшись опытом и единичными наблюдениями проф. д-ра Т. К. Кварацхелия, цитрусовым дисковым культиватором мы под'езжали к штамбу дерева на 35—40 см.

В таком случае, при обработке сплошных плантаций (без пологоовальных гряд) около каждого дерева остается не обработанная площадь 0,12—0,6 м². Эта оставшаяся площадь должна быть обработана вручную.

Под'езжать еще ближе, чем на 35—40 см к штамбу дерева мы воздерживаемся во-первых в силу неизученности этого вопроса, а во-вторых в силу того, что дисковый культиватор, как орудие без колес, имеет во время хода отклонения вправо и влево от прямой линии влечения и при этих отклонениях могут быть повреждения щитом дерева.

Отклонения от прямолинейного хода составляет в среднем 10—20 см.

Это находит себе подтверждение в самом характере работы дискового культиватора. Там, где встречаются более тяжелые условия для работы и резко проявляется неравномерность сопротивления на симметричные ветви цитрусового дискового культиватора, они недостаточно устойчивы.

Проведенное динамометрирование, с целью установления тяговых свойств цитрусового дискового культиватора при разных установках угла атаки показало, что с увеличением угла атаки от 0° до 25° возрастает сопротивление. При угле атаки 0° сопротивление на один диск $P=17$ кг тогда, как при угле 25° сопротивление на диск $P=37$ кг.

Скорость трактора при всех случаях динамометрирования бралась первая исходя из следующих соображений: при работе трактором и прицепным цитрусовым дисковым культиватором в полновозрастных цитрусовых плантациях, особо важное значение имеет работа с минимальной повреждаемости ветвей растений. При повышенных скоростях работы, как показали наблюдения есть опасность повреждать как ветви, так и корни растений, поэтому при обработке междурядий цитрусовых следует поступательную скорость агрегата брать в пределах 0,9—1 м/сек, что соответствует первой передаче трактора У—1.

Поэтому мы сочли возможным при проведении динамометрирования, отступить от общей методики испытания культиватора на трех скоростях и продинамометрировать его только на одной скорости.

Испытание цитрусового дискового культиватора сопровождалось определением влажности почвы. График влажности почвы приводится на рис. № 7 и № 8

Как отмечалось выше динамометрирование цитрусового дискового культиватора протекало только на первой скорости, однако с целью выявления зависимости изменения скорости на влияние тягового сопротивления дискового культиватора были поставлены опыты в 1939 г. Изменение скорости в интервале 0,9—1,34 заметно не влияет на тяговое сопротивление. Более заметное влияние оказывает влажность почвы.

Так, при изменении влажности почвы в слое 0,5 см с 12% до 25% тяговое сопротивление культиватора уменьшилось примерно на 19%.

УДК 635.001.01
635.001.01.01

Сказанное полностью подтверждается ниже приведенной таблицей.

Название орудия	Дата испытания	Влажность почвы (в %) при слое в		Угол атаки рабочих орган.	Кол-во дисков	Глубина хода орудия в см	Скорость движения V (в м/сек.)	Тяговое сопротивление Р в кг			
		0—5 см	5—10 см								
Цитрусовый дисковый культиватор (экспериментальный)	27/VII-39 г.	12	18,5	$\alpha = 25^\circ$	10	6,5	0,9	340 ÷ 365			
									6,5	1,26	280 ÷ 310
	2/VIII-39 г.	23	29,05			6,5	0,85	280 ÷ 315			
									6,7	1,16	230 ÷ 250

За время работы цитрусового дискового культиватора в производственных условиях брались пробы почв для механического и агрегатного их анализа.

Проведенные работы не показывают особенно заметные деформации структуры почвы на типе легкого суглинка, как до, так и после обработки междурядий, цитрусовым дисковым культиватором.

График № 9 и № 10 агрегатного анализа до и после обработки почвы, с целью выявления степени прочности структуры и влияния дискового культиватора на деформацию структуры почвы, показывает, что особого уменьшения комков 0,25 мм после обработки не наблюдается, что следует приписать так-же отсутствию деформации почвы от действия дисков.

Однако замечаем, что вопрос этот изучался недостаточно полно и подлежит дальнейшему тщательному исследованию, приняв во внимание все разновидности работы указанного орудия на цитрусовых плантациях.

В отношении количества необходимой рабсилы при использовании цитрусового дискового культиватора, можно ограничиться одним рабочим, который занят очисткой рабочих органов и управлением работой. Теоретическая производительность культиватора при скорости $V=1$ м/сек около 1 га в час.

Однако, затраты времени на заезды и на очистку рабочих органов, снижают теоретическую производительность и в условиях, близких по засоренности поля к нормальным, хозяйственная производительность может быть близка 0,6—0,7 га в час.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

На основании работ 1939 г. и 1940 г. заключаем, что основным орудием для летнего поверхностного рыхления междурядий цитрусовых может быть цитрусовый дисковый культиватор „Груз. СХИ им. Л. П. Берия“.

В результате полевых исследований следует:

- 1) Орудие должно быть малогабаритным: ширина 3—4 м высота до 0,5 м в рабочем положении.
- 2) Дисковый культиватор должен иметь предохранительные щиты.
- 3) Тяговое сопротивление орудия не должно выходить за пределы 600—900 кг.
- 4) Поскольку цитрусовый дисковый культиватор рассчитан на работу в круговую, особо важное значение имеет поворотливость орудия, а потому оно должно обладать достаточной маневренностью: радиус поворота агрегата—5—6 м.
- 5) Рабочие органы-диски должны производить работу в соответствии с требованиями агротехники: производить рыхление почвы, разбивать комья, подрезать и заделывать сорняки, что в достаточной степени выполняется цитрусовым дисковым культиватором.
- 6) Из всех возможных установок угла атаки рабочих органов—только лишь угол атаки $\alpha=25^\circ$ признается лучшим как в смысле заделки сорняков, так и рыхления почвы.
- 7) Механический и агрегатный анализы почвы, до и после обработки не показывают особенно заметные деформации структуры почвы на типе легкого суглинка.
- 8) Принимая в виду то обстоятельство, что на низинах цитрусовые плантации идут главным образом на полого-

овальных грядках, с целью приспособляемости к неровностям рельефа секционный тип нашего культиватора вполне оправдал себя.

9) Наличие технической базы в виде цитрусового дискового культиватора позволит механизировать летнюю междурядную обработку цитрусовых на низинах, на склонах до $5-6^\circ$ и на полого-овальных грядках при условии соответствующей организации территории цитрусовых насаждений: в конце гонов должны оставаться свободные полосы шириной 3—5 м для свободного разворота агрегата, ряды не должны упираться вплотную в ветрозащитные полосы или изгороди, плантации не должны пересекаться глубокими канавами, через глубокие канавы, ограничивающие участки, должны устраиваться переходы в виде мостов и т. п.

Такая организация территорий позволит охватить механизированной обработкой большие площади и обеспечит более полное и рациональное использование машин и орудий.

10) До настоящего времени агротехникой не уточнены размеры междурядий цитрусовых.

Имеются междурядия 4 м, 5 м и 3 м. С целью универсализации орудия, цитрусовый дисковый культиватор допускает работу на всех выше указанных размерах междурядий путем удаления или приставления средних двух тяг и средних секций дисков.

11) Испытания цитрусового дискового культиватора «Груз. СХИ им. Л. П. Берия» в производственных условиях за 1939 г. и 1940 г. выявили полную работоспособность орудия как в смысле борьбы с сорняками, так и поверхностного рыхления почвы цитрусовых насаждений. Базируясь на данные испытания, Грузинским Наркомземом он рекомендован для выпуска в 1941 г. полусерийных образцов.

Союзнаркомземом, цитрусовый дисковый культиватор «Груз. СХИ им. Л. П. Берия» на 1941 год внесен в список экспериментальных машин и передан заводу Ростсельмаш (Ростов Н/Д) для полусерийного выпуска.

12) Впредь до создания специальной конструкции гусеничного трактора, который полностью удовлетворял-бы своеобразным условиям цитрусового хозяйства, на первое время

можно использовать трактор У—1 для 3-х и 4-х метровых насаждений и СТЗ—1 (колесный) при 5-ти метровых плантациях.

Тракторы У—1 и СТЗ—1 должны быть снабжены нами разработанными предохранительными щитами. Все это тем более важно, что в МТС цитрусовых районов пропашной трактор У—1 в году загружен только на 10—15%.

M. TEDORADZE

CITRUS DISK CULTIVATOR OF THE GEORGIAN AGRICULTURAL INSTITUTE

(SUMMARY)

Citrus fruits in Georgia are grown on a small area of the humid subtropical region of the Black Sea coast. This zone is noted for a great diversity of relief and for considerable variations of the quantity and distribution of rainfall in different months and seasons.

In the whole complex of agrotechnical measures an important role is played by the cultivation of interrows by shallow loosening implements, at the depth of 6—8 cm., 3—4 times a year. The absence of such implements often makes the entire cultivation of interrows impossible.

A citrus disk cultivator has been designed, built and tested in the conditions of subtropical farming, by the Department of Agricultural Machinery of the Georgian Agricultural Institute named after L. P. Beria.

The results of the work have shown that the experimental specimen of the citrus disk cultivator proves to be quite satisfactory for the purposes of removal of weeds and loosening of the soil on plains, slopes of 5—6 deg. and semi-spherical beds.

Of all possible mountings of the attack angle of the spherical disk, the 25—30 deg. angle has been acknowledged as the best for the purposes of weeding and shallow loosening of the soil.

The sectional type of the cultivator justified itself fully as regards its adaptability to the uneven surface of the fields.

The citrus disk cultivator can be utilized on interrows, 4—5 m. wide, by means of either removing or adjusting the two middle connecting rods and the middle disk sections.

Both the tractor and the cultivator are provided with protective screens in order to prevent the damaging of the lateral branches of the trees.

დოკ. 3. სოფრობა

ახალი კულტივატორები საბჭოთა საკულტურო
სამუშაოთა მექანიზაციისათვის

სახალხო მეურნეობის ერთერთ მნიშვნელოვან დარგს წარმოადგენს სატყეო მეურნეობა.

მშრომელი კაცობრიობის წინამძღოლი ვლადიმერ ილიასძე ლენინი 1918 წელს, იმ პერიოდში, როდესაც საბჭოთა რესპუბლიკა კიდევ ნორჩი იყო და გმირულად ებრძოდა საერთაშორისო იმპერიალიზმს და კონტრევოლუციურ ბანდებს,—სწერდა ტყის გაშენების აუცილებლობაზე იმ უზარმაზარ ფართობებზე, რომელიც გაჩანაგებული იყო მეფობისა და იმპერიალისტური ომის პერიოდში.

დიდი სტალინის ინიციატივით 1936 წელს მიღებული დეკრეტი წყალსაცავი ზონის გამოყოფის შესახებ უდიდესი ფართობით (55 მილიონი ჰექტარი), ისეთი დიდი აქტია, რომლის მსგავსი არ ახსოვს მსოფლიო ისტორიას ტყის განვითარების საქმეში.

კერძოდ საქართველოში ახლო მომავალში დაგეგმილია ახალი ტყეების გაშენება 5000 ჰექტარზე, და ტყის განახლების ხელის შეწყობისათვის ფართობი 30000 ჰექტარს უდრის.

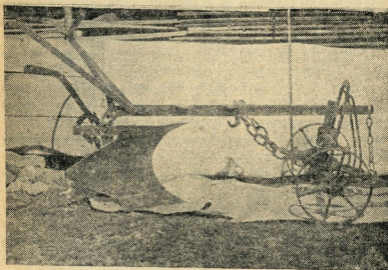
ტყის კულტურის მოშენების და ტყის ბუნებრივი განახლების გიგანტური გეგმები მოითხოვს სამუშაოთა პროცესების მექანიზაციისათვის მანქანების შექმნას და მათ გადაცემას წარმოებაში მაქსიმალური ტემპებით.

ამჟამად ჩვენში და საერთოდ მთელს მსოფლიოში ტყის მოსაშენებლად და ბუნებრივი განახლებისათვის ხელის შესაწყობად სამუშაოთა პროცესების მექანიზაციის საქმე ძლიერ დაბალ დონეზე დგას. განსაკუთრებით ჩამორჩენილია სამუშაოთა პროცესების მექანიზაციის საქმე მთავორიან რაიონების სატყეოებში. თუ მექანიზაციის უმთავრესი პროცესები ჩვენში, მსოფლიოში ყველაზე უფრო მექანიზებულ სოფლის მეურნეობაში, მე-2 ხუთწლედის განმავლობაში თითქმის დასრულებული იყო ზოგიერთი კულტურის გარდა, სადაც კიდევ არსებობს ხარვეზები სასოფლო სამეურნეო მექანიზებულ სამუშაოთა კომპლექსურობის საქმეში, სატყეო კულტურის მეურნეობაში ამ მხრივ თითქმის არაფერი არ მოგვეპოება.

ყურადღების ღირსია საქართველოს საკურორტო სამმართველოს სატყეო განყოფილების და ახალდაბის სატყეო საცდელი სადგურის ინიციატივა ტყის გაშენების მექანიზაციის საქმეში მთის პირობებში.

ახალდაბის სატყეო საცდელი სადგურის სპეციალური დაკვეთის საფუძველზე საქართველოს ლ. ბერიას სახელობის სას. სამეურნ. ინსტიტუტის მანქ. პარკის ექსპლუატაციის კათედრის გამგენ დოც. ვ. ხოფერიამ შეისწავლა სურამის სატყეოში მთის ქანობებზე ტყის გაშენების პირობები, რისთვისაც შეარჩიეს, გააკეთეს და გამოსცადეს სათანადო მანქანა-იარაღები სამუშაოთა შემდეგი პროცესების მექანიზაციისათვის:

ა) 18°-იან მთის ქანობებზე 80-სანტიმეტრიან ზოლებში ჰორიზონტალების მიხედვით მიწის მოხენა, მოხნულ ზოლთა შორის 50-სანტიმეტრიან განის ზოლის მოუხნავად, ეროზიული მოვლენების საწინააღმდეგოდ.



№ 1—ფოტო სურ. საბრუნებელი გუთანა, რომელიც შერჩეულია მთის ქანობებზე ზოლების მოსახნავად.

ბ) მოხნულ ზოლებში ბელტების გაფხვიერება, ტყის კულტურის დასათესად და დასარგავად.

გ) ქანობებზე მოხნულ ზოლებში გაშენებული ტყის კულტურების კულტივაციისათვის.

ამჟამად წარმოებს მუშაობა ტყის ბუნებრივ განახლებაზე ხელშემწყობ მუშაობის პროცესების მექანიზაციისათვის.

კვლევითი მუშაობამ დადებითი შედეგები მოგვცა, და ამჟამად, საკურორტო სატყეო მეურნეობებს შემდეგი მანქანა-იარაღები გააჩნია.

I. პირველ პროცესზე—დიდ ქანობებზე ზოლების მოსახნავად შემოღებულია საბრუნებელი გუთანი, რომელიც იძლევა მწარმოებლობას ცვლადღებში 0,21 ჰექტარს, ხარებით მუშაობის პირობებში, რაც ორჯერ აიაჯებს იმ ხარჯებს, რომელიც იყო მიღებული სატყეო მეურნეობებში, აღნიშნულ გუთნის ხპარების შემოღებამდე (იხ. № 1-№ 2 სურ.)



№ 2 ფოტო-სურ. გუთნის მუშაობა 18°-იან ქანობზე

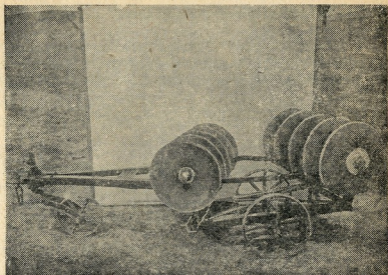
II. მე-2 პროცესისათვის ხნულის გასაფხვიერებლად კონსტრუირებული იყო სატყეო კულტივატორი რანდალის ტიპის „ЛК“ მარკით (იხ. № 3 ფოტო.)

კულტივატორის დანიშნულებაა 18°-იან მთის ქანობზე მოხნულ ზოლებში ბელტების გაფხვიერება. კულტივატორი დამზადებულია ცხენით სამუშაო თევზებიანი ფარცხის დეტალებისაგან და შედგება ორი ბატარიისაგან, რომელიც აწყობილია საერთო ჩარჩოზე ერთ-მეორეზე მიყოლით. იხ. № 4—სქემა.

წინა ბატარიის ღერძი დაყენებულია 83° და უკანა ბატარიის ღერძი 79° სეღის მიმართ.

კულტივატორის მოდების განი უდრის 80 სანტიმ., იწონის 100 კგ.

1938 წელს ჩატარებული იყო კულტივატორის გამოცდა სურამის სატყეო მეურნეობაში და სპეციალისტებისაგან შემდგარ საექსპერტიზო



№ 5 ფოტო. კულტივატორი სატრანსპორტო მდგომარეობაში

პერტო კომისიამ იცნო გამოსადეგად მთავორიან ტყეების პირობებში სამუშაოდ.

ახალი რამე კულტივატორ „ჩკ“ კონსტრუქციაში

1. კულტივატორის კონსტრუქცია არის სრულიად ახალი მთიან ქანობებზე ხნულის დამუშავების პირობებში.

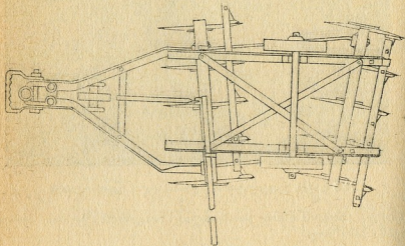
2. ბატარიების ღერძების განლაგება აღნიშნულ კულტივატორის კონსტრუქციაში გაანგარიშებულია ექსპერიმენტული მონაცემების მიხედვით, სადაც გათვალისწინებულია მიწის წინააღმდეგობის შემცირება დისკოებთან და აგრეთვე ქანობზე ხნულის ჩამოცვენის შინამუშაოდ დაყვანა. მიმდევრო ბატარიის დისკოების მსვლელობა ხდება წინა ბატარიის დისკოების მიერ შექმნილ ნაზურგებზე.

3. კულტივატორს აქვს განსხვავებული სატრანსპორტო მოწყობილობა, რომელიც მუშაობის დროს ასრულებს ბალასტის დანიშნულებას

4. წინალის ბორბალის კონსტრუქციაში გათვალისწინებულია მისი გადაყენების შესაძლებლობა კულტივატორის ტრანსპორტი-
სათვის.

5. მისაბმელ მოწყობილობაში გათვალისწინებულია წვევის მი-
მართულების რეგულირება, რომ არ დაცურდეს ქანობზე მუშაობის
დროს.

6. გაკეთებული აქვს ორმხრივ მოქმედი სახელური, დიდ ქანობ-
ზე გადაბრუნებისაგან დასაცავად, იმავე დროს სახელური გამოყე-
ნებულია სახსრული წინალის დასაქერად სატრანსპორტო მდგომარე-
ობაში.



№ 6.—სქემა ზედხედი

7. კულტივატორი „ЛК“ ადვილი დასამზადებელია, რადგანაც
გამოყენებულია ქარხნული სერიული წარმოების თითქმის ყველა-
დეტალი.

1939 წლის გაზაფხულზე აღნიშნული კულტივატორის კონს-
ტრუქციის მიხედვით დამზადებული იყო კულტივატორები სასოფ-
სამეურნეო ინსტიტუტის სარემონტო ლაბორატორიაში და გადაე-
ცა საკურორტო სანმართველოს 11 სატყეო მეურნეობას.

ბარების შებმით კულტივატორის ექსპლუატაციის შედეგად
მიღებულია შემდეგი საწარმოო მახასიათებელი.

1. 18°-იან ქანობებზე მძიმე ნიადაგებში საჭიროა ორი უღელი-
ხარის შებმა, ერთი მეხრით და კულტივატორთან ერთი მუშით.

2. ხარების სამუშაო სიჩქარის— $V=0,35$ მ წამში—და სამუშაო სვლების კოეფიციენტის $\varphi=0,8$ პირობებში აგრეგატის სუფთა მწარმოებლობა 10 საათში დადგენილი იყო $\omega=0,8$ ჰექტარი.

რადგანაც ერთ ჰექტარზე ზოლებში მუშავდება მხოლოდ 55,3% მთელი ფართობისა, აგრეგატის ფაქტიური მწარმოებლობა, გადაანგარიშებით დასამუშავებელი მთლიან ფართობზე, შეადგენს $\omega=1,51$ ჰექტარს.

აღნიშნული კულტივატორით ერთი ჰექტარის დამუშავებაზე იხარჯება 23 მანეთი და 5 შაური, იმ დროს როდესაც იმავე სამუშაოს ხელით შესრულებაზე იხარჯება 232 მანეთი და 10 შაური. რაც 9,7-ჯერ ამცირებს ხნულის დამუშავების ხარჯებს.

III. საბჭოთა კულტივატორი „13“

კულტივატორი კონსტრუირებულია მთის ფერდობზე გაშენებულ ტყეკულტურებში კულტივაციაზე სამუშაოდ.

კულტივატორის ხედი იხილეთ №7 ფოტოზე.

კულტივატორი „13“ გამოსცადეს სურამის საკურორტო სატყეოს ტყეკულტურების ფართობებზე, რომელიც გაშენებულია 18° ქანობებზე. გამოცდის შედეგად დადასტურებული იყო კულტივატორის მუშაობის მაღალი ხარისხი და დიდი ეკონომიური ეფექტიანობა.

კულტივატორის გამოყენების ტექნიკის დაუფლების გაადვილების მიზნით ქვემოთ მოცემულია კულტივატორის აღწერა, ტექნიკური დამახასიათებელი და მისი გამოყენების ინსტრუქცია.

I. კულტივატორ „13“-ის მოკლე აღწერილობა

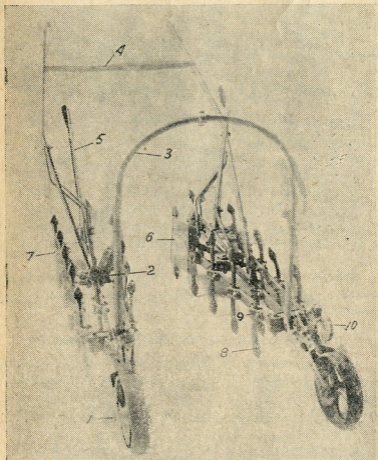
კულტივატორი შედგება სიმეტრიულად აწყობილი ორი ნაწილისაგან, რომელნიც ურთიერთ შეერთებულნი არიან რკალით (3) და სახელურის განბიჯგებით (4); კულტივატორის მარჯვენა და მარცხენა ნაწილების სიმეტრიის ღერძები ერთიმეორეს დაშორებულია 50 სანტიმეტრით.

კულტივატორის ორივე ნახევარს აქვს საკუთარი ბერკეტები (5) რომლების საშუალებით შესაძლებელია მოდების განის რეგულირება ისეთნაირად, რომ შეეფარდოს დასამუშავებელი ზოლის განს.

კულტივატორს ბოლოში შიგნიდან დაყენებული აქვს ორი ფარი (6), მცენარის ქვემოთ დატოტებული ნაწილის დასაცავად დაზიანებისაგან. მაღალშტამბიანი მცენარეების კულტივაციის პირობებში ფარები შეიძლება მოიხსნას.

კულტივატორის განაბირა მოძრავ ჩარჩოებზე გაკეთებულია სამარავო ნახერეტები მოდების განის სარეგულაციო განბიჯგების

დასამაგრებელი სახსრების (7) დასაყენებლად. ასეთი გადაადგილება საშუალებას იძლევა კულტივატორის შიდა და განაპირა ჩარჩოების მოდების განის დიფერენცირებულად შეცვლისათვის.



№ 7. ფოტო. კულტივატორი „А. 3.“

კულტივატორის სამუშაო ორგანოები (8), რიცხვით 24, არის საექსტირპაციო გამაფხვიერებელი ტიპის. იმ შემთხვევაში, როდესაც სარეველები ძლიერ მორეულია კულტურებში, საჭიროა—მოიხსნას თათების ნაწილი, რათა ვადიდდეს თათებს შორის მანძილები და ამით შემცირდეს სარეველების გაჩხირება.

კულტივაციის სირღმის რეგულირება ხდება თათების და ბორბლების დაყენებით სასურველ სირღმეებზე.

საჭიროების მიხედვით შეიძლება თათების წინ და უკან 8°-ით დახრა, რისთვისაც საჭიროა დამჭერი სამაგრების (9) გადაადგილება უკანა ჰანჭიკებზე.

კულტივატორის შებმა ხდება რკინის საყევარ-ჰაპნით, (11) რომელიც ერთი თავით მაგრდება კულტივატორის მისაბმელ კავებზე (10) და მეორე საერთო ბოლო გადაებმება უღელზე ჯაჭვის საშუალებით.

II ახალი რამე კულტივატორ „12“ კონსტრუქციაში

კულტივატორის „12“ კონსტრუქცია განსხვავებულია კულტივატორი ფარცხისაგან შემდგომ:

1. კულტივატორის ნაჩვენები კომბინაცია სატყეო მეურნეობისათვის წარმოადგენს ახალს, განსხვავებულს, არსებულ კულტივატორებთან შედარებით.



№ 8 ფოტო. სატყეო მეურნეობებში გასაგზავნად დამზადებული კულტივატორები

2. მოდების განის დასაყვანად ტყის კულტურების მოთხოვნების მიხედვით 14-თათიანი კულტივატორის განაპირა მოძრავი ჩარჩოები დამოკლებულია 15 სანტიმეტრით და მოკლებული აქვს 4 ცალი თათი.

3. მოდების განის შემცირების მიზნით, შეფარდებით ტყის კულტურების მოთხოვნასთან, განაპირა მოძრავ ჩარჩოებზე გაკეთებულია დამატებით თითო ნახვრტი.

4. სამუშაო ორგანოების განლაგების ყველაზე უფრო ვიწრო ადგილზე გაკეთებულია ფარები.

5. გაკეთებულია შემაერთებელი განბიჯარ რკალი, რომელიც თავისუფლად გადადის მაღალ მცენარეზე.

6. რეკონსტრუირებულია სახელურების სამაგრები და ოთხი სახელურის ნაცვლად დაყენებული აქვს ორი.

7. კონსტრუირებულია ორიგინალური მისაბმელი ქაპანი მორგებული ხარების წვევაზე მცენარის დაუზიანებლად.

8. აგრევატი ვანგარიშებულია უღელი ხარის წვევის ძალის გამოყენებისათვის.

9. კულტივატორი „113“ ადვილი დასამზადებელია, რადგანაც გამოყენებულია სერიული ქარხნული წარმოების დეტალები.

III. კულტივატორის ტექნიკური დამახასიათებელი

კულტივატორის ნახევრის მოდების განის რეგულირება შეიძლება 25-დან 40—45 სანტიმეტრამდე. კულტივატორის საერთო მოდების განი (ნორმალური) უდრის 80 სანტიმეტრს. მცენარის ძირებთან დარჩენილი საცავი ზოლის კულტივაცია უნდა მოხდეს თოხით. კულტივაციის შესაძლებელი სიღრმე უდრის 3-დან 9 სანტიმეტრამდე. კულტივატორის გასაწევად საჭიროა წვევის ძალა 70-დან 110 კილოგრამამდე, რისთვისაც სრულიად საკმარისია ერთი უღელი ხარი.

ხარებით მუშაობის დროს 10 საათში მწარმოებლობა უდრის 1,27 ჰექტარს კულტურის მთელ ფართობზე ანგარიშით, და ხელით გათოხნასთან შედარებით იძლევა ეკონომიას 1 ჰექტარზე 2,49-ჯერ პირველი კულტივაციის პერიოდში. კულტივატორა „113“ შეცვლის თოხით მომუშავე კაცის 30 შრომა დღეს და მეორე კულტივაციის პერიოდში—25 შრომა დღეს.

ი ნ ს ტ რ უ შ ც ი ა

1. კულტივატორი იძლევა მუშაობის კარგს შედეგებს თუ ის კარგად და სწორად იქნება აწყობილი და სამუშაო თათები სუფთა და მახვილია.

2. ბორბლების ღერძები (1) და მოდების განის სარეგულაციო მცოცავი (2) უნდა დაიზეთოს სქელი ზეთით.

3. კულტივატორი გაანგარიშებულია ერთი უღელი ხარით მუშაობისათვის. უღელის სიგრძე ხარის კისრის ცენტრებიდან უნდა უდრიდეს დასამუშავებელი ზოლის განს 50 სანტიმეტრის მიმართებით.

4. კულტივატორი გაკეთებულია სამუშაოდ ისეთ ტყვეკულტურებზე, რომლის სიმაღლე არ აღემატება 60 სანტიმეტრს, უფრო მაღალტანიან მცენარეებში სამუშაოდ გამოდგება მხოლოდ იმის შემდეგ, როდესაც გაუკეთდება ამაღლებული რკალი და სახელურების განბიჯვა.

5. კულტივატორის მუშაობა საუკეთესო შედეგებს მოგვცემს იმ პირობებში თუ კულტივაცია დაწყებული იქნება სარეველების ვეგეტაციის საწყის სტადიიდან და განმეორდება ყოველ 2—3 კვირაში ერთხელ.

Док. В. ХОПЕРИА

НОВЫЕ КУЛЬТИВАТОРЫ ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ ЛЕСОКУЛЬТУРНЫХ РАБОТ НА ГОРНЫХ СКЛОНАХ

Лесоводство является одной из важнейших отраслей народного хозяйства.

В 1918 году, в период зарождения Советских Республик, в тот период когда новая Советская Республика вела борьбу с мировым империализмом и контрреволюционными бандами, Великий вождь трудового человечества В. И. Ленин писал о необходимости лесоразведения на тех огромных площадях, которые были оголены хищническим ведением лесного хозяйства в период царизма и империалистической войны.

По инициативе Великого Сталина в 1936 году принятый декрет о выделении водоохранной зоны на крупнейшей площади 55 мил. гектаров, является таким огромным актом, подобного которому не знает мировая история.

В частности по Грузии в ближайшем будущем запроектировано лесоразведение на площади 5000 га, а работы по лесовозобновлению—на площади 30000 га.

Гигантские планы лесной культуры и естественного возобновления лесов требуют создания и максимального внедрения машин для механизации процессов работ.

В настоящее время у нас и во всем мире, процессы работ по механизации лесоразведения и лесовозобновления находятся на низком уровне. Особенно отстает механизация работ лесоразведения и лесовозобновления в лесах нагорных районов.

Если механизация главнейших процессов у нас, в мире самом крупном и механизированном сельском хозяйстве, за годы второй пятилетки почти закончены, за исключением некоторых культур, где еще имеются пробелы в комплексе ме-

ханнизации сельскохозяйственных работ; — в лесокультурном хозяйстве в деле механизации почти ничего не имеется.

В деле инициативы механизации лесоразведения и лесовозобновления, заслуживают внимания, начинания лесного отдела курортного Управления и Ахалдабской лесной опытной станции Главного Курортного Управления Наркомздрава Грузии. По специальному заданию Ахалдабской лесной опытной станции заведывающим кафедрой машиноиспользования Груз. СХИ им. Л. П. Берия, В. Д. Хоперия было произведено изучение условий лесоразведения на горных склонах с уклоном 18° в Сурамском лесничестве и были подобраны, переконструированы, построены и испытаны орудия по механизации следующих процессов работ:

а) вспашка полос шириною 80 см. по горизонтали с оставлением непаханной полосы между ними по 50 см. для защиты от эрозийных явлений;

б) рыхление пашни на тех-же полосах для посева и посадки лесных культур;

в) культивация лесных культур на склонах в полосах, заложенных на склонах и

г) подготовка почвы в лесных просеках по восполнению лесовозобновления.

В результате научно-исследовательских работ достигнуты положительные показатели и в настоящее время лесные хозяйства курортного Управления Грузии располагает следующими машинами:

I. По первому процессу, для вспашки полос на больших склонах приспособлены и внедрены оборотные плуги от воловьей тяги, дающие за сменный день производительность $\omega = 0,21$ га и экономию затрата вдвое против принятых в лесхозах на вспашку. См. фото № 1¹.

(Оборотный плуг подобранный для вспашки полос на горных склонах). См. фото № 2.

(Работа плуга на 18° склоне).

II. По второму процессу для рыхления пашни конструирован лесной культиватор типа „Рандаль“ под маркой „ЛК“ см. фото № 3.

(Вид культиватора „ЛК“ в рабочем положении).

¹ Фото и чертежи см. в предыдущем грузинском тексте.

Культиватор предназначен для рыхления пашни на горных склонах до 18° ; культиватор изготовлен из деталей конной дисковой бороны и состоит из двух батарей на общей раме, расположенных дугом; См. схему № 4.

Передняя ось батарей установлена на 83° и задняя—на 71° по отношению к линии влечения.

Культиватор имеет вертикальную и горизонтальную регулировку; при транспорте культиватор переворачивается на 180° ; см. фото № 5.

(Вид культиватора „ЛК“ в транспортном положении).

Для устойчивости культиватора на крутых склонах установлена перекидная дополнительная ручка см. схему № 6.

Вид сверху.

Рабочая ширина захвата культиватора 80 см., вес 100 кгр.

Культиватор в 1938 году был испытан в Сурамском лесхозе комиссией из специалистов и был признан вполне удовлетворительным для работы в горных лесных условиях.

Новое в конструкции культиватора „ЛК“.

1. Конструкция культиватора является новой в условиях обработки полос пашни на горных склонах.

2. Указанная конструкция культиватора „ЛК“ имеет отличную расстановку осей батареи, рассчитанную на основании экспериментальных работ с учетом доведения сопротивления земли о диски до минимума и уменьшения смещения пашни на склонах.

3. Культиватор имеет транспортное приспособление отличное от существующих конструкций и одновременно служит балластом во время работы.

4. Конструкция передкового колеса установлена с расчетом перестановки при транспорте культиватора.

5. Прицепная серьга сделана с расчетом регулирования направления тяги с целью предупреждения сползания культиватора при работе на склонах.

6. Установлена перекидная ручка для поддержки культиватора с целью предупреждения опрокидывания при работе на больших крутизнах. Ручка одновременно служит как подтяжка шарнирного передка при транспорте.

7, Культиватор легко осуществим в виду использования почти всех деталей серийного заводского производства.

Весной 1939 года культиваторы означенной конструкции были изготовлены в ремонтной лаборатории СХИ и переданы на эксплуатацию 11-ти лесхозам Курортного Управления Грузии.

В результате эксплуатации культиватора с применением воловьей тяги получена следующая производственная характеристика:

1. На тяжелых почвах при склонах 18° требуется двухпарная упряжка волов при погонщике и одном рабочем при культиваторе.

2. При поступательной скорости волов $V=0,35$ м/с. при коэффициенте использования рабочих ходов $\varphi=0,8$ за смену 10 часов чистая производительность установлена $\omega=0,8$ га.

В виду того, что на 1 га при обработке почвы полосами, рыхлению подлежит лишь $53,3\%$ из всей площади, то фактическая производительность агрегата при пересчете на всю обрабатываемую площадь составляет $\omega=1,51$ га.

Стоимость обработки одного га означенным культиватором исчислена 23 р. 95 к. против 232 руб. 50 к. при ручной обработке, что 9,7 раз сокращает расходы на обработку пашни.

III. Лесной культиватор марки „ЛЭ“ построен для работы на горных склонах при культивации лесных культур.

Культиватор „ЛЭ“ был конструирован на основании изучения условий разведения лесных культур в полосах на горных склонах до 18° см. фото № 7.

Общий вид культиватора марки „ЛЭ“.

Культиватор был испытан на лесокультурных площадях Сурамского лесничества на склонах, доходящих до 18° комиссией специалистов в октябре 1939 года и в результате испытания было установлено высокое качество работы и большая экономическая эффективность.

ОПИСАНИЕ КУЛЬТИВАТОРА „ЛЭ“

Культиватор построен из деталей 14 лапчатой бороны культиватора и состоит из двух симметрично смонтированных частей соединенных между собою дугой (3) и распоркой ручек (4).

Ось симметрии правой и левой части культиватора расставлены между собой на расстоянии 50 см.

Обе половины имеют самостоятельные рычаги (5) при помощи которых можно ширину захвата приравливать к требуемой ширине подлежащей обработке полосы. На внутренних задних частях культиватора установлены снимаемые щиты (6) предназначенные для защиты низкоствольных растений от повреждения (присыпания землей).

На наружных подвижных рамах культиватора сделаны дополнительные дыры для перестановки шарнирных креплений кулаков (7) регулирования ширины захвата. Такая перестановка дает возможность дифференциально изменять ширину захвата наружных и внутренних половинок каждой части культиватора.

Рабочие органы культиватора (8) числом 24 являются типа экстинаторно-рыхлительными. Регулирование глубины обработки производится перестановкой рабочих органов и колес на нужную глубину. В зависимости от характера требуемой культивации рабочие органы можно наклонять вперед или назад на 8° от вертикали (9). Прицепка культиватора к ярму осуществляется посредством жестких постромок (11) которые одним концом зацепляются за прицепные крюки культиватора (10) и другим общим концом посредством цепки привязывается за середину ярма.

Новое в конструкции культиватора „ЛЭ“

Конструкция культиватора для работы на горных склонах совершенно новая и отличима от культиватора боронки по следующим признакам:

1. Ширина захвата приспособлена к требованиям лесных культур. Раздвижные боковины рамы укорочены каждая на 15 см. и уменьшено количество рабочих органов на 4 штуки.

2. Для дифференциального изменения ширины захвата, на наружных раздвижных рамах просверлены дополнительно по одной дыре.

3. На самом узком месте расстановки рабочих органов поставлены щиты.

4. Устроена соединяющая распорная дуга, дающая возможность пропуска высокорослых растений между обеими половинами культиватора.

5. Переделаны крепления ручек и вместо двух пар ручек установлена одна пара.

6. Конструирована оригинальная тяга-прицеп приспособленная для воловьей тяги с проходимостью для растений не повреждая их.

7. Агрегат рассчитан для полного использования парной упряжи волов.

8. Культиватор легко осуществим в виду использования почти всех деталей серийного заводского производства.

Партия культиваторов марки „ЛЭ“ изготовленная в ремонтной лаборатории СХИ предназначена для отправки в лесхозы.

Фото № 8.

Техническая характеристика культиватора:

Общая ширина захвата культиватора 80—90 см. Ширина захвата каждой половины регулируется в пределах от 25 до 40—45 см.

Возможная глубина культивации от 3 до 9 см. Потребное тяговое усилие 70—110 кгр., что с энергетической стороны вполне приемлемо для работы при парной запряжке волов.

Производительность культиватора за 10 часовую смену $\omega = 1,27$ га и заменяет 30 рабочих трудо-дней при первичной культивации и 25 трудо-дней при вторичной культивации.

Стоимость однократной культивации 1-го га культиватором „ЛЭ“ исчислена в 60 р. 65 коп., против 151 р. 70 к. при ручной обработке, что 2,49 раз сокращает расходы на культивацию лесных культур.

ИНСТРУКЦИЯ

1. Культиватор при использовании дает хорошие результаты, если монтаж произведен правильно и хорошо и если рабочие органы культиватора отточены и чисты.

2. Оси колес (1) и ползунок регулятора ширины захвата (2) должны быть смазаны солидолом.

3. При запряжке длина зашейного ярма между центрами расположения холки волов должна равняться ширине обрабатываемой полосы плюс 50 см.

4. Указанный культиватор может быть использован для работы на лесокультурах до высоты в 60 см. При более высокорослых культурах дуга и распорки ручек должны быть подняты.

5. Наилучшие показатели дает культиватор, если он используется начиная со стадий появления сорняков с повторением периодически примерно через каждые 2—3 недели.

Docent V. KHOPERIA

Cultivators used for the mechanization of forest cultivation work on mountain slopes

(Summary)

The author has constructed cultivators „ЛК“ (forest cultivator) and „ЛЭ“ (forest extirpator) for the mechanization of two processes in forest cultivation work on slopes with the declivity up to 18 deg.

Until the present time the forest planting on the slopes has been performed almost completely by hand labour, requiring, thus, immense expenditure of labour.

The vast scale of the work on forest cultivation demands the process of the work to be mechanized.

The cultivator „ЛК“ solves the problem of mechanization of soil loosening in strips, 80 cm. wide on the slopes plowed horizontally, with the uncultivated spaces between the plowed strips, 50 cm. wide, left for the prevention of erosion of the soil. The disk cultivator „ЛК“ consists of two batteries obtained in the result of experimental work and set tandem at the 18° deg. angle.

The cultivator „ЛЭ“ has been intended for the cultivation of forest crops grown on slopes situated higher than the mentioned strips. The cultivator consists of two symmetrical parts joined together by curved girth rails, allowing the cultivator to pass above the plants, at the height of 60 cm., without damaging them and performing the cultivation of forest crops on both sides.

From the point of view of energetics the cultivators are calculated to be pulled by oxen. The productivity of the cultivator „ЛК“ per one shift is: $w = 1.51$ hect., and that reduces the expenses on loosening of the field soil by 9.7 times.

The productivity of the cultivator „ЛЭ“ per one shift is: $w = 1.27$ hect., that reduces by 2.49 times the expenses on cultivation.

Both cultivators were tested in Surami by the specialists of Akhaldaba Forest Experimental Station in 1938 and 1939. In the result of the test the high quality of their work was ascertained, and the cultivators were passed over for the exploitation to eleven forest-farms.

დოც. დ. ციციშვილი

ფერდობებზე გუთნის მუშაობის გამოკვლევის და მთის გუთნის კონსტრუქციის დამუშავების საკითხისათვის

საქართველოს სახნავ-სათეს ფართობებს მთაგორიანი რელიეფი ახასიათებს. ზოსკოვის სახელმწიფო უნივერსიტეტის ნიადაგმცოდნეობის ინსტიტუტის ცნობების მიხედვით საქართველოში ფართობების 80—90% ახასიათებს ქანობი, რომლის ციკაბობა 5—6° უდრის; კერძოდ, დასავლეთ საქართველოს მთელ რიგ რაიონებში ეს ციკაბობა 5—6°-საც აღემატება.

ამრიგად, როგორც ვხედავთ ამ საორიენტაციო მონაცემების მიხედვითაც კი საქართველოს სახნავ სათესი ფართობების საკმაოდ დიდი ნაწილი ფერდობებს უკავია, რომელთა მალაჩხარისხოვანი დამუშავების ამოცანა ჯერაც გადაუწყვეტელია. ჯერ კიდევ არ არსებობს მიწის დამამუშავებელი იარაღების და, კერძოდ, გუთნის ისეთი ტიპები, რომლებიც დააკმაყოფილებდა ფერდობ ადგილების მალაჩხარისხოვან დამუშავების მოთხოვნილებას, ასევე არ არის ჩამოყალიბებული ფერდობის აგროტექნიკა. დღეს-დღეობით ის პრიმიტიულ ხასიათს ატარებს, ანდა უკეთესს შემთხვევაში, ვაკის აგროტექნიკაა მექანიკურად გადატანილი, რაც ფერდობ ადგილებისათვის ხშირად შეუფერებელია.

ფერდობი ადგილების დამუშავება საკმაოდ რთულ ამოცანას წარმოადგენს, რადგან თვით ფერდობი უმეტეს შემთხვევაში გარკვეულ კანონზომიერებას არ ემორჩილება—ის სხვადასხვა დახრის და ექსპოზიციის ფართობებს შეადგენს, რომელზედაც ბუნებრივი პირობების გავლენის გამო, ერთიმეორისაგან ხშირად საკმაოდ განსხვავებული პირობებია შექმნილი, როგორც არის, მაგალითად, ნიადაგობრივი პირობები, მისი სიღრმე, დედა-ქანობი, ეროზიის მოვლენები და სხვა მრავალი. აქედან არ არის გამორიცხული გეოგრაფიული მდებარეობა და ადგილის სიმაღლე ზღვის დონიდან, რაც თავის მხრივ სასოფლო-სამეურნეო კულტურების სახეობასაც განსაზღვრავს, და სხვა.

აქედან გამომდინარე, ფერდობ ადგილებზე აგროტექნიკური მოთხოვნილებები, მისი მექანიკური დამუშავების დროს, აგრეთვე

რთულ საკითხს წარმოადგენს და ყოველ ცალკეულ შემთხვევაში ადგილობრივ პირობების გათვალისწინებით უნდა იქნეს შემუშავებული. საჭიროა ამ მიმართებით მეცნიერულ კვლევა-ძიებითი მუშაობის გაშლა და მრავალწლიანი ექსპერიმენტული მონაცემებით ეს საკითხი გადაიჭრას სოციალისტური სოფლის მეურნეობის სასარგებლოდ.

საკითხის საბოლოო გადაჭრამდე შეიძლება ზოგიერთი უდავო მომენტის დასახელება ფერდობი ადგილების დამუშავების დროს, აგროტექნიკური მოთხოვნილებების დასაკმაყოფილებლად. ცხადია შეეჭვრდებით ისეთ მხარეებზე, რომელიც ზოგადია და ყველა შემთხვევისათვის გამოსადეგი იქნება, ფერდობი ადგილების დამუშავების დროს; სადაც ნიადაგს ქვეშ კეპინარაა (галечник), ღორღი ან ქვა, იქ ხვნის სიღრმე ნიადაგის სისქეს არ უნდა აღემატებოდეს ფერდის დახრის მიხედვით გათვალისწინებულ უნდა იქნეს ეროზიის პროცესის სიძლიერე ეს საკითხი, სწორედ, ფერდის დამუშავების დროს ქვაკუთხედს წარმოადგენს.

აქედან გამომდინარე აგროტექნიკურ მოთხოვნილებათა თანახმად, ეროზიულ მოვლენათა თავიდან აცილების მიზნით, მთავორიან ადგილებში ნიადაგის დამუშავება უნდა წარმოებდეს უმთავრესად ქანობის (ფერდობის) გარდიგარდმო.

პრაქტიკაში, აგროტექნიკის ეს ძირითადი მოთხოვნილება უმეტეს შემთხვევაში სრულდება, ე. ი. როგორც სატრაქტორო ისე ცოცხალი გამწვევი ძალით მომუშავე გუთნებით ნიადაგის დამუშავება, უმთავრესად წარმოებს ფერდობის გარდიგარდმო. ფერდობის პატარა დაქანებებზე დამუშავება სრულდება სატრაქტორო და ხარის გუთნის ჩვეულებრივი (ნორმალური) კონსტრუქციებით და დიდ ქანობებზე (10—12°) კი საბრუნე ტიპის გუთნით, რაჭული „სახენელით“, კავით და სხვა.

მრავალწლიანმა დაკვირვებამ გუთნებით ფერდობის დამუშავებაზე გვიჩვენა, რომ არსებული კონსტრუქციის გუთნებით ფერდობების დამუშავება ვერ იძლევა ხვნის სათანადო ხარისხს ე. ი. ამ ტიპის გუთნები ვერ აკმაყოფილებს აგროტექნიკურ მოთხოვნილებებს ფერდობებზე.

ჩვეულებრივი ტიპის გუთნებით ფერდობების დამუშავების ნაკლებლოვანებანი

ნორმალური ტიპის გუთნებით დამუშავების ნაკლი ისაა რომ ფერდობის გარდიგარდმო დამუშავების დროს გუთანს უხდება ბელტის დალაგება ერთ შემთხვევაში ქვევით, მეორეში კი—(მობრუნებისას) ზევით. ბელტის ქვევით გადაბრუნების შემთხვევაში ხვნის ხა-

რისხი დამაკმაყოფილებელია. ბელტის აღმა აბრუნების დროს კი ბელტი არ წვება სრულად—ზეზე ჩირდება, ვერ იმარხება სარეველა ბალახები და თავისივე კვალში ვარდება. ამის გარდა ქვედა კვალის (ქვედა კვალი აქ ნახმარია, როდესაც ბელტი წვება ქვევიდან ზევით) გატარების დროს, გუთანს აქვს თავისი ბოლოს (კულის) ველისაკენ დაქანების ტენდენცია, რაც უქვევლად ხარვეზებს იწვევს; უქვეტესს შემთხვევაში ხარვეზიანობა საკმაოდ დიდ პროცენტს აღწევს.

დიდი უარყოფითი მხარე, ჩვეულებრივი გუთნის ფერდობის დამუშავების დროს კიდევ ისაა, რომ ქვედა კვალის გატარების შემთხვევაში, ზენის სიღრმე გაცილებით ნაკლებია ვიდრე ზედა კვალის დროს—ამდენად ხნულის ნახევარი ღრმად არის დახნული, მეორე ნახევარი კი ნაკლებ სიღრმეზე იხენება. მაგრამ კიდევ ერთი გარემოება აქ უქვევლად უნდა გავითვალისწინოთ გუთნით ქვევიდან გავლის დროს, როდესაც ბელტი აღმა ბრუნდება მოდების განი უქვევლად მეტია, გუთანს ქვევით მიიწევს, რაც, როგორც ზემოთ ვთქვით, დიდ ხარვეზიანობას იწვევს, აქედან კი გასაგებია, რომ ხნულის ქვედა ნახევარი ე. ი. ნაკლებ სიღრმეზე დამუშავებული ნაწილი უფრო მეტი ფართობისაა.

გუთნით ქვედა კვალის გატარების დროს მოდების განის გაზრდის მოვლენა აიხსნება მისი წონასწორობის პირობების დარღვევით ფერდობის სწვრივ სიბრტყეში.

გუთნით ფერდობზე მუშაობის დროს ფერდობის განივ სიბრტყეში გუთნის დაბელტის წონის ძალა დაიშლება ორ მდგენელად— Q და Q_1 -ად (იხ. № 1 ნახ.)

Q ძალა ფერდობის მართობ სიბრტყეში მდებარეობს, Q_1 -კი მის სწვრივ სიბრტყეში, მათი სიდიდეებია, როგორც ვიცით,

$$Q = G \cos \alpha \text{ და}$$

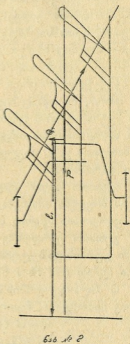
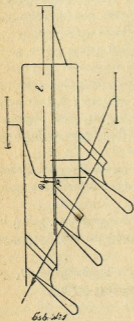
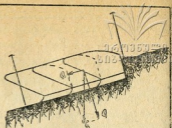
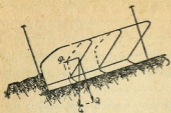
$$Q_1 = G \sin \alpha,$$

სადაც α ფერდობის კუთხეა,

G —გუთნის და ბელტის წონის ძალა.

ძალა Q_1 ფერდობის სწვრივ სიბრტყეში, გაზრდის გვერდითი დაწოლის ძალებს კვალის კედელზე და ამასთან ერთად იწვევს Q_{III} მომენტს, რომელიც ცდილობს გუთანს საათის ისრის მიმართულღებით მოაბრუნოს, რის გამოც გუთნით მუშაობის დროს ფერდობზე (ქვედა კვალის შემთხვევაში) გუთნის მოდების განის გადიდებულ სიდიდეს ვიღებთ.

როდესაც ბელტს ვაწვევთ ზევიდან ქვევით (გუთნით ზედა კვალზე მუშაობის დროს) ფერდობის სწვრივ სიბრტყეში, ძალა Q_1 ამცირებს გუთნის გვერდითი დაწოლის ძალებს და იწვევს Q_{III} მომენტს, რომელიც გუთანს საათის ისრის მოპირდაპირე მიმართულებით აბრუ-



1 ნახ.

2 ნახ.

ნებს, რის შედეგად ვლემულობთ შემცირებულ მოდების განს-
(იხ. 2 ნახ.) ამ მოვლენის ნათელსაყოფად მოგვყავს მოდების განის-
სიდიდეები ზედა და ქვედა კვალის გატარების შემთხვევაში:

ფერლობის დაქანების კუთხე $\alpha = 11,3^\circ$. გამოცდის ჩატარების
დროს გუთნის მოდების ფაქტიური განი შემდეგია:

ქვედა კვალის მოდების განი	$B_1 = 161$ სმ,
ზედა " " " "	$B_2 = 115$ სმ,
	$B_1 = 136$ სმ $B_2 = 120$ სმ,
	$B_1 = 134$ სმ $B_2 = 104$ სმ.

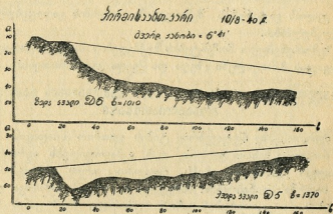
და ასე შემდეგ.

აქედან ვხედავთ, რომ ზედა კვალის გატარების შემთხვევაში მოდების განის სიდიდეები ყოველთვის ნაკლებია, ვიდრე იგივე სიდიდეები ქვედა კვალის გატარების დროს, რაც აიხსნება ზემოთ აღნიშნულ მომენტების ქმედებით.

ამრიგად, როგორც ანალიზური მსჯელობა, ისე ცდების მონაცემები გვიდასტურებს იმ ფაქტს, რომ ფერდობის ჩვეულებრივი კონსტრუქციის გუთნით დამუშავების დროს ხნულის ნახევარზე მეტ ნაწილს ხარვეზები ახასიათებს, რაც საგრძნობლად ამცირებს ხნულის ხარისხს.

გუთნის ქვედა კვალით გატარების დროს, ხვნის შემცირებული სიღრმე აიხსნება მისი წონასწორობის პირობების დარღვევით ფერდობის განივ სიბრტყეში.

ფერდობებზე გუთნით მუშაობის პირველ შემთხვევისათვის (როდესაც ბელტს ვაწვენთ ქვევიდან ზევით), გუთანზე მოდებულ ძალების ქმედებით ფერდობის მართობ სიბრტყეში ორ მომენტს ვიღებთ.



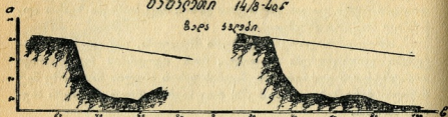
3. ნახ

ამ მომენტების სხვაობის ქმედებით გუთანაი შემოტრიალდება დაწოლის ცენტრის მიმართ და ამიტომ გუთნით მუშაობის დროს ფერდობზე, როდესაც ის ბელტს ქვევიდან ზევით აბრუნებს, ვიღებთ სიღრმის შემცირებულ სიდიდეს, ჰორიზონტალურ ნაკვეთზე მომუშავე გუთანთან შედარებით.

გუთნის მუშაობის იმ შემთხვევისათვის, როდესაც ის ბელტს ზევიდან ქვევით აბრუნებს, იმავე მომენტების ქმედებით გუთანი შემოტრიალდება დაწოლის ცენტრის მიმართ, რის შედეგად გუთნით

ბაზატი 14/8-405

ზაღა ჯვლები



4 ნახ.

ზედა კვალის გატარების შემთხვევაში სიღრმის გადიდებულ სიდიდეს ვლენულობთ.

ზემოხსენებული მომენტების მოქმედების ნათელსაყოფად მოგვყავს კვალის პროფილები (ზედა და ქვედა კვლებისათვის).

ჩვეულებრივი ტიპის გუთნებით დამუშავების გავლენა მოსავლიანობაზე

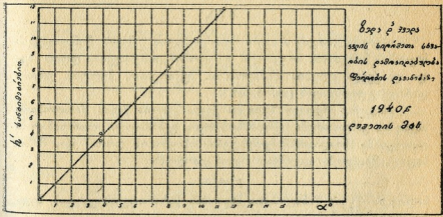
ფერდობებზე ჩვეულებრივ ტიპის გუთნით ნიადაგის დამუშავება, როგორც ზემოთ ვთქვით, ვერ აკმაყოფილებს აგროტექნიკის მინიმალურ მოთხოვნებს, როგორც არის უხარვეზოდ ხვნა ხვნის სიღრმის თანაბრობა, სარეველა ბალახების ჩამარხვა და სხვა. ნათესების დათვლიერების დროს აღმოჩნდა, რომ ყანას ზოლები ემჩნევა—მეტ სიღრმეზე დამუშავებულ ნაწილზე კულტურა კარგად არის განვითარებული, თითქმის თანაბარი სიმაღლისაა, უფრო ადრე შემოდის, სარეველები ნაკლებად მორევეია, მეორე ნაწილზე კი ყანა უფრო დაბალია, საკმაოდ ჭრელი, შედარებით გვიან შემოდის და სარეველა მცენარეები გაცილებით მეტი რაოდენობით არის მორეული. ასეთივე სურათი ვნახეთ სიმინდის ნათესებშიაც.

¹ აგროტექნიკური საკითხები ფერდობებზე დამუშავებულია დოკ. ქვეშელაშვილის მონაწილეობით.

საჭიროა, რომ ფერდის აგროტექნიკის შესწავლისათვის გაიშალოს მეცნიერული კვლევა-ძიება, რათა შესაძლო გახდეს ფერდობის დახრისა და მისი სხვა მაჩვენებლების მიხედვით სათანადო ტიპის ნიადაგის დამამუშავებელი იარაღების შერჩევა.

ფერდობებზე გუთნების მუშაობის კლასიფიკაცია. ჩატარებულ ცდების მონაცემების მიხედვით ფერდობზე ნაკვეთების დამუშავებისათვის, შეიძლება დასახულ იქნეს გუთნების გამოყენების შემდეგი კლასიფიკაცია.

(ჯერ-ჯერობით გუთნების შერჩევას ფერდობისათვის ვახდენთ ხენის სიღრმის თანაბრობის მიხედვით). როგორც ვიცით ჩვეულებრივი კონსტრუქციის გუთნებით ფერდობებზე ნაკვეთების დამუშავების დროს, ზედა და ქვედა კვალის გატარების შემთხვევებში ვერ მივიღებთ თანაბარ ხენის სიღრმეს (რაც დასაბუთებულია ზემოთაღწერილ მოვლენებით). ფერდობის დამუშავების დროს ხენის სიღრმეთა სხვაობა ზედა და ქვედა კვალზე, მით მეტია, რამდენადაც ფერდის დაქანების კუთხე დიდია. ამ მონაცემების მიხედვით შესაძლებელია გრაფიკის აგება (იხ. 5 ნახ.), რომლის მიხედვითაც აშკარად ვამჩნევთ, რომ უკვე ფერდის დაქანების 4—5° განსხვავება ხენის სიღრმეებს შორის ზედა და ქვედა კვალზე (ცალმხრიანი კონსტრუქციის გუთნებით ხენის შემთხვევაში) 4,2—5,3 სანტიმეტრს აღწევს.



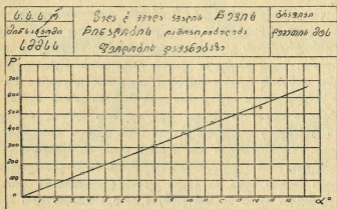
5 ნახ.

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, ხენის სიღრმეთა სხვაობის ცვალებადობა, ფერდის ზედა და ქვედა კვალზე α დაქანების კუთხის მი-

ხედვით იცვლება სწორხაზობრივად, რომელიც კოორდინატთა სა-
თავეში გადის. მაშასადამე, აკმა-ოფილებს ფარდობას:

$$h' = \eta \alpha,$$

სადაც h' —ხენის სიღრმეთა სხვაობაა ფერდის ზედა და ქვედა კვა-
ლისათვის, α —ფერდობის დაქანების კუთხეა, η —კოეფიციენტი-
ტოლი 0,84-ის.



6 ნახ.

ასეთივე გრაფიკის აგება შესაძლებელია წვევის წინალობების
სხვაობის მიხედვით, მიღებული ფერდობის დამუშავების დროს ზე-
და და ქვედა კვლების წინალობათა შედარებით, ბელტის ერთი-
დაიმავე კვეთისათვის (იხ. 6 ნახ.).

როგორც ვხედავთ ზედა და ქვედა კვალის წვევის წინალობათა
სხვაობის განვითარება სწორხაზობრივია, გამოძავალი კოორდინატთა
დასაწყისში (ნიადაგის მაჩვენებლების იგივეობის დროს) და, მაშა-
სადამე, შეიძლება დაფუშვავთ ასეთი ფარდობა:

$$p' = \beta \alpha,$$

სადაც p' —წვევის წინალობათა სხვაობას წარმოადგენს ფერდის ზედა
და ქვედა კვლებისათვის.

α —ფერდობის დაქანების კუთხე.

β —შეფარდების კოეფიციენტი, 38,8-ის ტოლი.

ამრიგად, ზედა და ქვედა კვალის სიღრმეთა სხვაობის და-
მოკიდებულების მიხედვით გვაქვს შესაძლებლობა ვიმსჯელოთ
თუ ფერდობის რა დაქანების კუთხის შემდეგ არსებული ჩვეულებრივი
ტიპის გუთნების მუშაობა დაუშვებელია, რის შემდეგაც გუთნის

კონსტრუქციაში საჭიროა შევიტანოთ კონსტრუქციული ცვლილებანი, რაც 2—3°-ით მეტი დახრის ფერდობის დამუშავების შესაძლებლობას მოგვცემს. ჩვენის აზრით მარტო ამ დამოკიდებულების მიხედვითაც კი შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ როგორც სატრაქტორო ისე ცოცხალი გამწვევი ძალით მომუშავე გუთნების ჩვეულებრივი კონსტრუქციებით (გუთნის ერთიდაიმავე რეგულირების დროს, როგორც ზედა ისე ქვედა კვალზე), შესაძლებელია მუშაობა 2—3°-ით დაქანებულ ფერდობიან ნაკვეთზე. მეტციკაბოიან ფერდზე მუშაობისათვის საჭიროა გუთანში ვცვალოთ მისი სიღრმის და მოდების განისრეგულირებანი ისე, რომ ქვედა კვალისათვის მივიღოთ დასაშვებ ხენის სიღრმე. ეს ღონისძიება არსებულ გუთნების გამოყენების შესაძლებლობას მოგვცემს, კონსტრუქციულ ცვლილებების გარეშე ფერდობის 4—5°-მდე. ფერდის უფრო მეტ დახრაზე მათი გამოყენება დასაშვები არ არის, არა მარტო ხენის სიღრმის სხვაობის გამო, არამედ ქვედა კვალზე ბელტის არასრულ გადაბრუნებისა და სარეველა ბალახების ჩაუხუნელობის გამო.

ფერდობის ამ დაქანების შემდეგ არსებულ ტიპის გუთნებში კონსტრუქციული ცვლილებების შეტანით გავადიდებთ გუთნის მუშაობის შესაძლებლობას ფერდობის დაქანების 6—7°-მდე.

ფერდობების უფრო მეტ დაქანებისათვის საჭიროა გამოყენებული იქნეს მხოლოდ ორმხრივად მომუშავე გუთნები (მოსაბრუნებელი ან საბრუნე ტიპის).

ცოცხალი გამწვევ ძალით მომუშავე გუთნების გამოყენება ფერდობებზე ადგილების დამუშავებისათვის და მათი მუშაობის ნაკლულოვანებანი

საქართველოს სხვადასხვა რაიონში, როგორც დიდი ისე პატარა დაქანების ფერდობებზე, სატრაქტორო გუთნის გარდა გამოყენებულია ცოცხალი გამწვევი ძალით მომუშავე გუთნების შემდეგი მარკები Д5MR, ОЛК6, ОК, ОЛК10, ВК და БК. ჩაის პლანტაციებისათვის გაკეთებულია და გამოყენებული სპეციალური გუთანი РП2 მარკის.

ზემოთ ჩამოთვლილი ყველა მარკის გუთნები დაგეგმარებულია ბარის პირობებისათვის ე. ი. ბელტი მხოლოდ ერთ მხარეს (მარჯვნივ) წვიბა. ფერდობებზე ასეთი აგების გუთნით მუშაობას, როგორც ეს ზემოთ აღვნიშნეთ, აქვს უამრავი დეფექტი აგროტექნიკის თვალსაზრისით, მით უფრო, რომ ცოცხალ გამწვევი ძალით მომუშავე გუთნებში არა გვაქვს ხენის სიღრმის რეგულირების დიდი შესაძლებლობა, როგორც სატრაქტორო გუთნებში და ამიტომ ხენის სიღრმეთა სხვაობა ზედა და ქვედა კვალისათვის ასეთ გუთნებში

უფრო მკვეთრად არის გამოსახული. ეს დეფექტი სხვა დეფექტებთან ერთად აიძულებს საქართველოს ზოგიერთ რაიონის (სოხუმის რაიონი) კოლმეურნეებს გამოიყენონ ვაკის გუთანის ცალ გზით ხვნა-ზე, მეორე გზა კი უქმი რჩება. ასეთი დაბალი ნაყოფიერების მიუხედავად ამ ხერხს ახლაც ხმარობენ. იქ, სადაც ცალმხრივად მუშაობას ვერ შერიგებიან, მაგალითად, დუშეთის რაიონში, ხნავენ ფერდობის გარდიგარდმო ნაზურგად ან ნალარად, ზოგიერთ შემთხვევაში კი ფერდობს მის გრძივ მიმართულებით ამუშაებენ. ხვნის, როგორც პირველი ისე მეორე ხერხი დაუსწვებელია, რადგან ნაზურგი და ნალარი გვაძლევს ხვნის სიღრმეთა დიდ სხვაობას ზედა და ქვედა კვალზე, მეორე ხერხი კი თავისუფალ ასპარეზს უშლის ეროზიის მოვლენებს, რომელიც საკმაოდ ამცირებს ხვნის ეფექტიანობას. საქართველოს სხვა რაიონებში, სადაც ვერ ჰპოვეს გამოყენება ბარის გუთნებმა, იხმარება ადგილობრივი სახენელი იარაღები. მაგ., ონის რაიონში მდინარე რიონის მარცხენა ნაწილში დღესაც ადგილობრივ სახენელ იარაღს აქვს გამოყენება, მხოლოდ საჩხერეში და მაიაკოვსკის რაიონში კი კავს ხმარობენ.

როგორც ზემოთ მოყვანილ მასალებიდან ჩანს, დღემდე საქართველოს ფერდობ ადგილების დამუშავებისათვის ჯერ კიდევ არ არსებობს სპეციალური სახენელი იარაღი, თუ არ ჩავთვლით საბრუნ ტიპის 0—16 მარკის გუთანს, რომელმაც ჩვენს პირობებში ვერ ჰპოვა სათანადო გავრცელება—იხმარება მეტად ონის რაიონში და დუშეთის რაიონის მთიან ნაწილში (ბარისახო), ე. ი. მხოლოდ იქ, სადაც ნიადაგი მეტად ფხვიერია და ადვილად დასამუშავებელი. საქმე ისაა, რომ ხსენებულ საბრუნ 0-16 მარკის გუთანს რუხადღური ტიპის ფრთა ახასიათებს, რომელიც საქართველოს საშუალო და მძიმე ნიადაგებისათვის (ე. ი. ფერდობებზე განლაგებულ უმრავლეს ფართობებისათვის, როგორც ეს ცდებმა გვიჩვენა, გამოუყენებელია)—თვით ფრთა იქედება ნიადაგით, გუთანი მუშაობაში არამყარია, გუთნის დედისათვის მძიმე სამუშაოა და სხვა. ამრიგად, საქართველოს ფერდობ ადგილების ჯეროვანად დამუშავების საკითხი დღემდე გადაწყვეტილი არ არის, რის გამოც მოსავლიანობის გადიდების ძირითად ფაქტორს, როგორც არის ხვნა, არ აქვს შესაფერისი იარაღი. ამ ნაკლის აღმოსაფხვრელად საჭიროა შეიქმნას სპეციალური გუთნები. ამისათვის ჩვენ მიზნად დავისახეთ მიეცეთ ფერდობ ადგილებს ისეთი გუთანი, რომელიც ხვნის ხარისხობრივ მაჩვენებლების დაცვით ერთგვარ წარმატებით გამოდგება მსუბუქ და მძიმე ნიადაგებში.

¹ დასავლეთ საქართველოში ხსენებულ იარაღების შესწავლა ჩატარებულია უფროსი მეცნიერული მუშაკის კ. ლეჟავას მიერ.

ექსპერიმენტული მუშაობა ფერდობზე სამუშაო გუთნის კონსტრუქციის აგებაზე წარმოებდა მექან. საცდ. სადგურის მიერ შემდეგი მიმართულებით. შევისწავლეთ სხვადასხვა მარკის ცოცხალი გამწევი ძალით მომუშავე გუთნები, რომელთა მუშაობის ანალიზის საფუძველზე გამოინახა ისეთი პირობები, რომლებიც ფერდზე მაღალხარისხოვან ხენის მოთხოვნილებებს შეეფერება.

ახალ კონსტრუქციის გუთნის შექმნის დროს გამოვდიოდით შემდეგი ხუთი ძირითადი მოთხოვნილებიდან:

1. ეროზიის მოვლენების თავიდან აცილების მიზნით ფერდობებზე ხენა უნდა წარმოებდეს ქანობის გარდიგარდმო, ბელტის ერთ მხარეს—ზევიდან ქვევით გადაწვევით—ისე როგორც ეს განხორციელებულია საბრუნ ტიპის გუთნებში.

2. გუთნის წინალობა უნდა ეთანადებოდეს ერთ უღელ ხარისწევის უნარიანობას.

3. უნდა შემსუბუქდეს გუთნის დედის მუშაობა, რადგან ფერდობებზე საბრუნ ტიპის გუთნებით მუშაობის დროს, გუთანზე მომუშავეს უხდება ყოველ საქცევის ბოლოში, გუთნის ამობრუნებისათვის მისი აწევა, რაც იწვევს გუთნის დედის ზედმეტ ენერჯის დახარჯვას.

4. აგროტექნიკურ მოთხოვნილებების თანახმად გუთანი უნდა გვამდევდეს როგორც ერთ ისე მეორე მხარეს ნიადაგის მაღალხარისხოვან დამუშავებას.

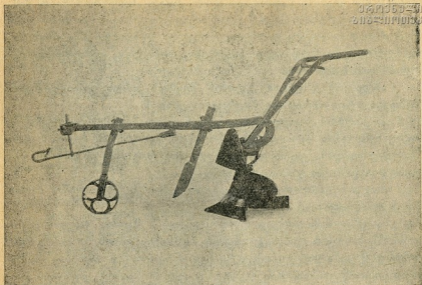
5. ტექნიკურ მოთხოვნილებების მიხედვით, გუთანი უნდა იქნეს შედარებით მარტივი კონსტრუქციის, ადვილი სახმარი და მსუბუქი იყოს.

ყველა ზემოთაღნიშნულ მოთხოვნილებებს აკმაყოფილებს ახლად დაგეგმარებული სპეციალური მოსაბრუნე (поворотный) ტიპის გუთანი, რომლითაც ხენა ფერდობზე სრულდება ბელტის ერთი მიმართულების გადაბრუნებით ზევიდან ქვევით, ტანის ამობრუნების გარეშე, რაც ხორციელდება რვილის პორიზონტალურ სიბრტყენი შებრუნებით დგარის საღერძო ქანკიკის გარშემო 90° -ით.

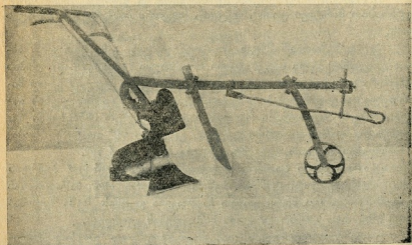
გუთნის საერთო ხედი მოცემულია № 1 და 2 ნახ.

ახლად აგებულ გუთანში მოთხოვნილებების პირველ პუნქტის დასაკმაყოფილებლად, ტანის სამუშაო ზედაპირი ორი ნაწილისაგან შედგება, რომელიც მორიგეობით ჩაირთვება გუთნის მუშა მდგომარეობებში, რაც ორმხრივი ხენის საშუალებას გვამძლევს.

მეორე მოთხოვნილების დასაკმაყოფილებლად გუთნის მოდების განი შემცირებულია არსებულ გუთნების მოდების განთან შედარებით 2—5 სმ-მდე. მოდების განის სიდიდე ახლად აგებულ გუთანში 20 სმ-ის ტოლია.



1 ԲՅԵ.



2 ԲՅԵ.

გუთნის დედის მუშაობის შემსუბუქების მიზნით გუთნის კონსტრუქცია არჩეულია მოსაბრუნე ტიპის (поворотный) ნაცვლად გადასაბრუნე ტიპისა (оборотный) სადაც გუთნის აწევის საჭიროება, ტანის ამოსაბრუნებლად გამოთიშულია.

გეგმვის
შეფასების
დასაბუთება

მოთხოვნების მე-4 პუნქტის დასაკმაყოფილებლად შერჩეულია კულტურული ტიპის ფრთა, რომელიც საშუალო და მძიმე ნიდაგების მაღალხარისხოვან დამუშავების საწინდარია.

მოთხოვნების მე-5 პუნქტის დასაკმაყოფილებლად გუთნის კონსტრუქციის მექანიზმები შესრულებულია მარტივად, რაც გამოიხატება იმაში, რომ საქცევის ბოლოში სვლის მიმართულების შეცვლის შემდეგ რვილის გამაგრება დგარის მიმართ სრულდება ფიქსატორის საშუალებით, სვლის მიმართულების შეცვლაზე იხარჯება შედარებით ნაკლები დრო, გუთნის აწყობა-დაშლისათვის მისი ნაწილები ადვილად მისადგომია.

საერთო ცნობები გუთანზე

მოსაბრუნე ტიპის გუთანი დანიშნულია უმთავრესად მთაგორიან ადგილების მოსახნავად. ამ ტიპის გუთნების გამოყენება შესაძლებელია აგრეთვე პატარა ნაკვეთების და სატრაქტორო გუთნების მუშაობის დროს ხარვეზების გამოსახნავად.

გუთანს შემდეგი ძირითადი მონაცემები ახასიათებს:

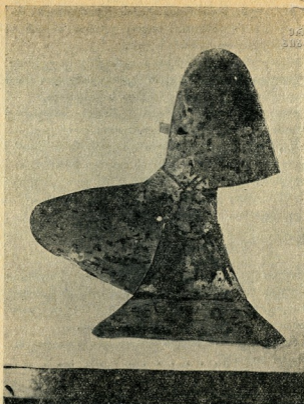
ხენის უდიდესი სიღრმე	16 სმ,
ტანის მოდების განი	20 "
გუთნის წონა (დაახლოებით)	36 კგ,
ხარების საჭირო რაოდენობა	2 ც.

გუთნის კონსტრუქცია

გუთნის სამუშაო ნაწილი შედგება სახნისისაგან, მკერდისა და ფრთისაგან (იხ. 3 ნახ.)

ფრთის მკერდი წარმოადგენს სახნისის გაგრძელებას, რომლის დანიშნულებაც ბელტის გაფხვიერება. რადგან გუთნის მუშა მდგომარეობისათვის ფრთის მკერდი შეუღლებული უნდა იქნეს ფრთასთან, ამიტომ ის ცილინდრული ფორმისაა, რაც სიმეტრიულ ფრთების ბოლოების მკერდზე მორგების შესაძლებლობას გვაძლევს. გუთნის ფრთა შედგება ერთიმეორის მიმართ 90°-ზე დაყენებულ ორი ნაწილისაგან.

ტანის მუშა ზედაპირი. ტანის კულტურული ტიპის მუშა ზედაპირი წარმოადგენს ცილინდროიდს თარზულ შემკმნელებით (7 ნახ.).



3 ნახ.

ცილინდროიდის მიმმართველი მრუდი—პარაბოლია, მოთავსებული ვერტიკალურ სიბრტყეში სახნისის პირის მართობულად, მის შუა ნაწილში.

მიმმართველ პარაბოლს შემდეგი პარამეტრები ახასიათებს (იხ. 10 ნახ.).

$L=95$ მმ, მიმმართველ მრუდის მაღია $h=120$ სმ სიმაღლეზე,

$S=60$ მმ ქვედა მხების სიგრძე,

$\gamma=30^\circ$ სახნისის პირის კუთხე კვალის ძროსთან,

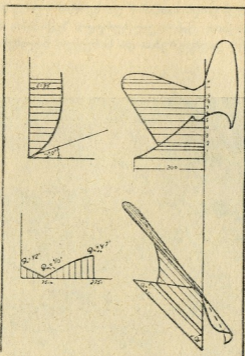
$\omega=115^\circ$ პარაბოლის ქვედა და ზედა მხებებს შორის კუთხე.

ცილინდროიდის შემქმნელების კუთხე ტანის ველის მხრიდან მიღებულია:

$\Theta_0=42^\circ$ —პირველ შემქმნელის კუთხე—სახნისის პირი,

$\Theta_{min} = 40^\circ$ — მეოთხე შემქმნელის კუთხე ტანის საყრდენ ზედაპირიდან 75 მმ სიმაღლეზე.

$\Theta_{max} = 47^\circ$ — მეთერთმეტე და მეთორმეტე შემქმნელების კუთხე ტანის საყრდენ ზედაპირიდან 250 და 275 მმ-ის სიმაღლეზე.



7 ნახ.

Θ_0 და Θ_{min} შორის კუთხეები, სიმაღლეების უკუპროპორციულად მცირდება, Θ_{min} და Θ_{max} -ს შორის კუთხეები კი იზრდება შემდეგი განტოლებით

$$y = \frac{6,2 \cdot x^2}{x^2 + 100}$$

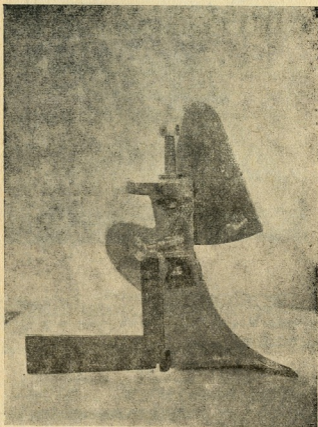
სადაც x — მანძილია სანტიმეტრებში Θ_{min} და მის ზევით მდებარე შემქმნელებს შორის და y — სათანადო კოორდინატია შემქმნელების კუთხეების განზღვრისათვის.

შემქმნელების კუთხეების ცვალებადობის კანონი მოცემულია გრაფიკის სახით (იხ. 7 ნახ.).

შემქმნელების Θ კუთხეების მიღებული აბსოლუტური სიდიდეები უზრუნველყოფს ბელტის გაფხვიერებას,

θ_{max} და θ_0 სხვაობა 5° კი—მის გადაბრუნებას.

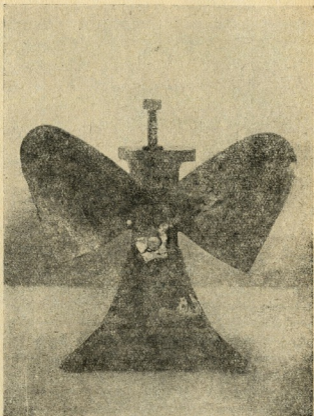
θ_{min} რომ ნაკლებია θ_0 -ზე და θ კუთხეების ცვალებადობის კანონი, აკცირებენ სამუშაო ზედაპირის ფორმის გაღვინას მის მიწებვაზე და აცილებს ბელტის მოღებას ფრთის კვალის მონაკერის ქვედა ნაწილის მიერ. სამუშაო ზედაპირის მიღებული პატარა სიმრუდე უზრუნველყოფს სახნისის და ფრთის თვითგაწმენდას. მიღებულ პარამეტრებით ტანის კულტურული ზედაპირი მოგვცემს ბელტის ინტენსიურ გაფხვიერებას და სარეველა ბალახების ღრმად ჩახენას.



4 ნახ.

ღვარის კონსტრუქცია: ყველა ეს სამუშაო ნაწილი დამაგრებულია დვარზე. ღვარი წაშლილია სიმეტრიულ სამკუთხაკვეთიან

დეტალს. (იხ. 4 ნახ.) დგარის შუა ნაწილში კეთდება ველის გვერდის მოძრაობის განმზღვრელები და მუშა ზედაპირის ფიქსატორი. აღნიშნული ფიქსატორი გუთნის მუშა მდგომარეობაში ფრთის ჩართვის საშუალებას გვაძლევს (იხ. 4 ნახ.). დგარის ზედა ნაწილი თავდება ჰორიზონტალურ ფირფიტით (იხ. 4 ნახ.). რვილის ორ მდგომარეობაში ჩასართავად ჰორიზონტალურ ფირფიტაზე ამოჭრილია კბილები.



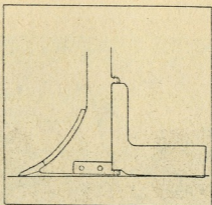
5 ნახ.

დგარის და ფრთის შეერთება სახსრულია, განხორციელებული საცენტრო კანკიკის საშუალებით (იხ. 5 ნახ.).

ფრთის მკერდი დგარზე სამი კანკიკით მაგრდება. სახნისის, ფრთის მკერდის და ფრთის მდგართან შეერთების სამაგრი კანკი-

კების თავები ჩამალულია ტანის მუშა ზედაპირში და მილესილია ტანის ზედაპირის გასწვრივ.

ველის გვერდი. ველის გვერდის მუშაობა ავტომატურია, ველის გვერდის ზედანაწილი დგარის ბუდეში შედის, ქვედა კი, რომელიც პატარა ლერძაკით თავდება, შეუღლებულია დგარაზე მოთავსებულ სპეციალურ ფირფიტასთან, რომლის შვერილში ჩადის ველის გვერდის ლერძაკი. (იხ. 8 ნახ.)



8 ნახ.

რვილი. რვილის ერთი ბოლო მოხრილია ფრთის მოძრაობის სიმაღლეზე. დგარი და რვილი (მოხრილ ბოლოზე მიდრეკილულ ჰორიზონტალურ ფირფიტით) შეერთებულია ერთმანეთთან $d=18$ მმ ქანჭიკის საშუალებით (იხ. 6 ნახ.).

რვილზე მოთავსებულ ჰორიზონტალურ ფირფიტის შემწეობით ხდება, რვილის მობრუნება დგარის მიმართ, ხსენებულ ქანჭიკის გარშემო. რვილი გუთნის ორივე მუშა მდგომარეობაში ჩართულია დგართან ფიქსატორის საშუალებით (იხ. 6 ნახ.).

სურათზე ნაჩვენებია ფიქსატორების ამორთვის მომენტი. ფრთის ფიქსატორის ამორთვის შემდეგ ფრთა ადვილად გადადის გუთნის ერთ მუშა მდგომარეობიდან მეორეში. რვილის ბრუნვა კი (დგარის მიმართ) ხდება ხარების მობრუნების შემწეობით.

გუთნის წინა ნაწილი: რვილის წინა ნაწილის საყრდენ მოწყობილობის შერჩევისათვის გამოვცადეთ სტანდარტულ გუთნებში ხმარებული შემდეგი მოწყობილობები:

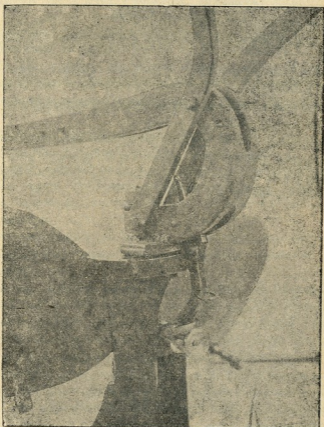
1. ორთელიანი წინალი (გერმანული ტიპის) ერთნაირი და სხვადასხვა ზომის თვლებით.

2. ერთთვლიანი საყრდენი (გადასაბრუნე გუთნის თვლის ტიპის მსგავსად).

3. მცოცი (ПОЛЗУНОК).

4. ხელნა (ДЫШЛА).

რვილის საყრდენ მოწყობილობების აღნიშნულ ტიპებში ყველაზე უკეთესი მუშაობა მოგვცა მცოცმა, თვლიან წინაღის უარყოფითი მხარე, ფერდობზე გუთნის მუშაობის დროს, გამოიხატება მის არამდგრად მუშაობაში და გუთნის მობრუნების სიძნელეში.



ნახ.

ამის გამო ფერდობზე მომუშავე გუთნის საცდელ ეგზემპლარზე დაყენებული იყო მცოცი, ეს არ უარყოფს შემდგომ გამოკვლევის პროცესში ცალთვლიან საყრდენის გამოყენებას სათანადო ცვლილებების შეტანით. ცდები ახლად აგებულ კონსტრუქციის გუთანზე ჩა-

ტარებულია ხენის ხარისხის, წვეის წინალობის და იარალის გამოყენების სიადვილის შესწავლის მიმართულებით.

გუთნის გამოცდამ მოგვცა დადებითი შედეგები. ამავე დროს მოგვეცა დამატებითი მასალა საცდელ გუთნის პირვანდელ კონსტრუქციის გაუმჯობესებისა და მისი საბოლოო გაფორმებისათვის.

აღნიშნულ გუთნის უპირატესობა არსებულ გუთნებთან შედარებით ისაა რომ ხსენებული გუთანი აკმაყოფილებს შემდეგ ძირითად პირობებს.

1. ფერდობ ადგილებში—შესაფერ ხენის ხარისხს იძლევა როგორც ერთ ისე მეორე მხარეს.

2. გუთნის წინალობა ეთანადება დაახლოებით ერთ უღელ ხარის წვეას.

3. საქცევის ბოლოებში არ საკუროებს გუთნის დედის მიერ ენერჯის დახარჯვას.

4. მუშაობაში მყარია, კარგად აფხვიერებს ბელტს და მძიმე ნიადაგების დამუშავებისათვის ვარგისია.

საბრუნებელი ტიპის გუთნის გამოყენება შესაძლებელია, როგორც მინდვრის კულტურების ფერდობზე პირველადი დამუშავების დროს ისე ვაზის, ჩაის და სხვა ტექნიკურ კულტურების მწყრივთაშორის დამუშავებისთვისაც.

Док. Д. ЦИЦИШВИЛИ

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПЛУГА НА СКЛОНАХ И РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКЦИИ ГОРНОГО ПЛУГА

Посевные площади Грузии характеризуются горным рельефом. По данным Института почвоведения Московского Государственного Университета 80—90% посевных площадей Грузии характеризуются склонами, крутизна которых равна 5—6°.

В некоторых районах Западной Грузии, в зоне субтропиков, средняя крутизна склонов бывает выше чем 5—6°.

Таким образом даже по этим ориентировочным данным, большая часть посевных площадей Грузии, представляют склоны, задача высоко-качественной обработки, которых еще не разрешена.

Не существует до сих пор почвообрабатывающих орудий, в частности плуга, дающего хорошее качество работы на склонах.

Не установлена также и агротехника на склонах и по сей день она носит примитивный характер, а в лучшем случае, механический, переносят правила агротехники применяемые на равнинных участках, что в большинстве случаев не соответствует высоко-качественной обработке.

Обработка склонов представляет сложную задачу, поскольку сам склон, если можно так выразиться, не подчиняется какой либо определенной закономерности. Площади на склонах представляют из себя участки разной экспозиции и разных уклонов, на которых влияние природных условий вызывает также разные условия как-то: почвенные условия, глубина почвенного слоя, материнская порода, явления эрозии и пр. Отсюда не исключено географическое расположение участков и высота над уровнем моря, что в свою очередь определяет произрастание разных с/х культур и т. д.

Исходя из этого, агротехнические требования обработки склонов, представляют так-же сложный вопрос и в каждом частном случае, должны быть согласованы с местными природными условиями.

Мы уже пришли к такому выводу, что с этой стороны исследовательские искания должны быть более развернуты и многолетними экспериментальными данными, данный вопрос должен быть разрешен с учетом требований социалистического сельского хозяйства.

Но можно до тех пор привести некоторые бесспорные моменты, удовлетворяющие требованиям агротехники обработки склонов.

Остановимся на таких вопросах, которые обобщают все случаи обработки склонов. Глубина пахоты на склонах, там где залегают галечники, щебень, каменные породы и т. д. не должна превышать пахотного слоя.

По уклону склона должна быть предусмотрена степень эрозионных явлений. Этот вопрос является основным и решающим—высококачественной обработки склонов.

Исходя из этого, по требованиям агротехники для уменьшения эрозионных явлений почв, обработка почвы должна вестись поперек, а не вдоль склона.

В практике работы—это требование агротехники в большинстве случаев выполняется, т. е. как тракторными, так и плугами воловьей тяги обработка почвы ведется поперек склона.

На малых градусах склона, обработка почвы производится [тракторными и плугами воловьей тяги обыкновенной, (нормальной) конструкции, на большой крутизне склона (10—12°) обработка почвы ведется обратными плугами, „Сахвнели“, Грузинское „Кави“ и пр.

Многолетние наблюдения над работой плуга на склонах, показали, что обработка почвы на склонах, плугами нормальной конструкции не удовлетворяет минимальным агротехническим требованиям.

Дефект обработки склонов плугами нормальной конструкции выражается в том, что при обработке склона поперек нее, плуг отваливает пласты, в одном случае вниз, а в другом (при повороте) вверх. При отваливании пласта вниз, качество пахоты удовлетворительное. В случае отвали-

вания пласта, навверх, пласт не ложится в конечное положение, не заделывает поживные остатки и засоряет им же проведенную борозду. При проведении нижней борозды (пласт отваливается снизу вверх) у плуга есть тенденция откидывания хвоста вниз по склону, что вызывает в большинстве случаев огрехи, достигающие большого процента.

Отрицательное свойство обработки склонов, нормальными плугами состоит еще в том, что при проведении нижней борозды глубина пахоты значительно ниже, чем на верхней борозде. Поэтому, половина пашни вспахана глубоко, а другая половина более мелко и так как ширина захвата на нижней борозде всегда больше верхней, то большая часть пашни оказывается мелко обработанной и с огрехами.

При проведении плугом нижней борозды большая ширина захвата орудия объясняется нарушением равновесия плуга в плоскости параллельной склону.

1. Пласт отваливаем снизу вверх.—В поперечной плоскости склона сила веса плуга и пласта разлагается на две составляющие (см. чер. № 1)¹.

Величина этих сил равна— $Q = G \cos \alpha$

$$Q_1 = G \sin \alpha$$

где α —угол склона

G —вес плуга и пласта.

Сила Q_1 в плоскости параллельной склону увеличит величину боковых сил давления плуга на стенку борозды и, вместе с тем, вызовет момент $Q_1 e_1$ (относительно точки прицепа), который стремится повернуть плуг по часовой стрелке, увеличивая этим ширину захвата орудия.

2. Пласт отваливаем сверху вниз.—При проведении плугом верхней борозды сила Q_1 уменьшает боковые силы давления на стенку борозды и вызывает момент $Q_1 e_1$, который стремится повернуть плуг против часовой стрелки, уменьшая этим ширину захвата орудия (см. чер. № 2).

Для иллюстрации данного явления приводим величины ширины захвата верхней и нижней борозды.

Полученные величины ширины захвата при работе плуга на склоне крутизна которой равна $\alpha = 11,3$ градуса, суть следующие:

¹ Все чертежи приведены в предыдущем грузинском тексте.

1. Ширина захвата плуга на нижней борозде $b_1 = 161$ см.
2. " на верхней борозде $b_2 = 115$ "
3. " на нижней борозде $b_1 = 134$ "
4. " на верхней борозде $b_2 = 104$ "

Отсюда видим, что при проведении верхней борозды ширина захвата плуга гораздо меньше, чем на нижней борозде, что объясняется действием выше указанного момента.

Таким образом, как геометрическое объяснение, так и данные испытания устанавливают тот факт, что при обработке склонов, плугами нормальной конструкции больше половины площади пашни характеризуются огрехами, несомненно ухудшающие качество пахоты.

При проведении плугом нижней борозды, уменьшение глубины пахоты объясняется нарушением условий равновесия плуга в поперечной плоскости склона. Для первого случая работы (нижняя борозда) плуга на склонах в поперечной плоскости склона, под действием приложенных на плуг сил, получаем два момента.

Под действием указанных моментов, плуг поворачивается вокруг центра давления орудия, уменьшая этим глубину пахоты, при проведении плугом нижней борозды. При проведении плугом верхней борозды (пласт отваливается сверху вниз) под действием тех же моментов, плуг стремится повернуться вокруг центра давления, увеличивая этим глубину пахоты на верхней борозде. Для наглядного представления действующих моментов приводим профили борозд для случаев отваливания пласта сверху вниз и снизу вверх (см. черт. №№ 3 и 4).

ВЛИЯНИЕ НЕДОСТАТКОВ ОБРАБОТКИ НА УРОЖАЙНОСТЬ

Как выше было упомянуто, обработка склонов плугами нормальной конструкции не удовлетворяет минимальным требованиям агротехники, как-то: пахота без огрехов, тождество глубины пашни, заделка поживных остатков и пр.

При обработке почвы на склонах обычными способами, плугами нормальной конструкции, посевные площадки имеют полосы разного произростания и развития культуры, там где первичная обработка почвы происходила согласуясь более, или менее с агротехническими требованиями, т. е. отваливание пласта велось всегда вниз, там культура сравнительно высокая, менее засорена сорняками, богата колосом и срав-

нительно раньше созревает, тогда как на участке там, где пласт отваливался наверх культура низкорослая, довольно пестрая, значительно засорена сорняком, колос худощав и позже созревает.

Эти данные получены простым наблюдением за развитием посева, детальное изучение вопроса даст возможность иметь более убедительные факторы. Все выше изложенное дает бесспорный материал к тому, что следует в более широких масштабах развернуть исследовательскую работу для изучения агротехнических требований обработки склонов, дабы иметь возможность создать соответствующее ему орудие.

По данным, приведенных опытов можно наметить следующую классификацию обработки склонов:

(Пока, что подбор плугов для склонов производим по глубине вспашки).

Как выше было приведено, плуги обыкновенной конструкции при обработке склонов, на верхней и нижней бороздах не дают одну и ту-же глубину пахоты.

При обработке склонов разница в глубине пахоты, тем больше, чем больше угол крутизны склона. По этим данным построенный график (см. чер. № 5) показывает, что уже на крутизне склона $4-5^\circ$ разница между глубинами пахоты верхней и нижней борозд достигает $4,2-5,3$ сантиметров.

Как видно из графика, разность глубины пахоты на верхней и нижней бороздах, находится в зависимости от угла склона α и изменяется по закону прямой выходящей из начала координат, а следовательно можно допустить соотношение

$$h' = \eta \alpha$$

где h' —разность глубин пахоты между верхней и нижней бороздами.

α —угол крутизны склонов

η —коэффициент соотношения равный $0,84$.

Таким образом, даже только по одному из показателей, каковым является глубина пахоты, имеем возможность судить на какой крутизне склона вспашка плугами обыкновенной конструкции не допустима. На более крутых склонах, следует внести в плугах нормальной конструкции, конструктив-

ные изменения, что даст возможность на 2—3° поднять по-
толок обработки склонов.

Исходя из этой зависимости, можно заключить, что как тракторные, так и плуги обыкновенной конструкции воловьяй тяги могут быть допущены на склонах крутизной 2—3°. На более крутых склонах следует менять регулировку в плуге, так чтобы на нижней борозде получать достаточную с точки зрения агротехники глубину пахоты. Это мероприятие дает возможность использования плугов нормальной конструкции на склонах крутизной 4—5°. На более крутых склонах, использование существующих орудий не целесообразно не только по разности глубины пахоты верхней и нижней борозд, но и потому, что на высокой крутизне склона пласт на нижней борозде не доваливается и плуг не заделывает пожнивных остатков.

Для выше указанной крутизны склона, следует в плуг внести конструктивные изменения, что даст возможность применять существующие плуги при обработке склонов крутизной 6—7°.

На склонах выше 6—7° следует применять только плуги двухсторонней вспашки (по типу оборотного плуга).

СУЩЕСТВУЮЩИЕ СПОСОБЫ ОБРАБОТКИ СКЛОНОВ

В разных районах Грузии, как на малых, так и на более крутых склонах, кроме плугов тракторной тяги применяются и плуги, воловьяй тяги следующих марок—Д—5—MR, ОЛК6, ОК, ОЛК10, ВК, БК и др.

Все выше перечисленные марки плугов спроектированы для вспашки равнинных участков, т. е. отваливают пласты только в одну сторону (на право). Применение их при обработке склонов связано с ухудшением качества вспашки, тем более, что конные плуги не имеют большой амплитуды регулирования глубин пахоты, подобного тракторным и поэтому разность глубины пахоты, на верхней и на нижней бороздах при обработке этими орудиями более ясно выражена.

Этот дефект, вместе с другими дефектами, заставляет колхозников некоторых районов Грузии (Сухумский район) применять равнинные плуги в одном направлении рабочим ходом, а в другом холостым.

Несмотря на малую производительность такого способа, применяется он и по сей день. Там, где с таким способом вспашки не смогли примириться, пахота поперек склона производится в свал, или в развал, а в некоторых случаях обрабатываются склоны и вдоль нее. Ни один, ни другой способ обработки на склонах не приемлем, так как свал и развал дает большую разницу между глубинами пахоты нижней и верхней борозд, а пахота вдоль склона способствует смыву почвы, что несомненно снижает эффективность вспашки.

В некоторых районах Западной Грузии до сих пор применяют кустарные орудия (Сачхери и Маяковский районы).

Как видно из приведенных материалов, до сегодняшнего дня площади, расположенные на склонах, не имеют специального орудия обработки, если не считать оборотный плуг марки 0—16, который по своей конструкции (рухадловый тип отвала) годен только для вспашки легких почв, поэтому он нашел применение там, где почвы легко обрабатываемы (Они, Душети—Барисахо). Как мы уже указали, корпус плуга 0—16 не дает качественной вспашки при обработке средних и тяжелых почв (т. е. большая часть площадей, расположенных на склонах)—корпус забивается почвой, плуг неустойчив в работе, тяжел для пахаря и пр.

Таким образом, вопрос обработки почв, расположенных на склонах до сих пор не разрешен, ввиду чего основной фактор повышения урожайности, каким является вспашка, не имеет соответствующего орудия.

Поэтому, мы задались целью дать такой плуг для обработки площадей, расположенных на склонах, который мог бы быть пригоден как для легких, так и для тяжелых почв.

Экспериментальная работа проводимая опытной станцией механизации при СХИ Грузии над созданием новой конструкции плуга, велась в следующей последовательности:

Были изучены плуги воловьей тяги разных марок на основе анализа работы, которых были выявлены условия, отвечающие высоко-качественной обработке почв на склонах.

При создании плуга новой конструкции исходили из следующих пяти основных требований:

1. Для уменьшения эрозионных явлений, вспашка склона должна вестись поперек нее—оборачивая пласт только в одну сторону—сверху вниз (по типу оборотного плуга).

2. Сопротивление плуга должно соответствовать тяговому усилию пары волов.

3. Облегчить работу пахаря, так как при работе оборотными плугами, в виду малых загонов, пахарю приходится затрачивать много энергии на оборачивание корпуса плуга.

4. По требованиям агротехники, плуг как в одном, так и в другом направлении должен давать высоко-качественную вспашку.

5. В техническом отношении, плуг должен быть конструктивно простым, легким и в употреблении удобным. Всем выше перечисленным требованиям удовлетворяет вновь спроектированный специальный поворотный плуг, которым пахота поперек склона проводится—сверху вниз, без оборота корпуса, что достигается поворотом грядиля в горизонтальной плоскости вокруг центрального болта на 90 градусов.

Общий вид плуга показан на рис. №№ 1 и 2.

Для удовлетворения требованиям первого пункта, в вновь спроектированном плуге, рабочая поверхность корпуса состоит из двух частей, которые включаются в работу по очереди, что дает возможность получения двухсторонней вспашки.

Для удовлетворения второго требования, ширина захвата корпуса нового плуга, по сравнению с существующими плугами уменьшена на 2—5 см.

Для облегчения работы пахаря, конструкция плуга выбрана поворотным, а не оборотным, где поднятие плуга для оборота корпуса в конце каждого загона, не требуется.

Для удовлетворения агротехнических требований выбран культурный тип отвала, который дает возможность получения высоко-качественной вспашки, как на средних, так и на тяжелых почвах.

Для удовлетворения 5-го пункта требований, механизмы плуга выполнены конструктивно,—просто, что выражается в том, что при повороте плуга в конце загона грядиль и стойка включаются при помощи одного фиксатора, при поворотах тратится значительно меньше времени и к сборке и разборке легко доступен.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЛУГЕ

Поворотный плуг предназначен главным образом для пахоты в гористых местностях. Плуги данной конструкции

с успехом могут применяться так-же для вспашки небольших участков земли, или для запахивания огрехов, оставляемых тракторными плугами.

Плуг—висячий: в работе он достаточно устойчив. Отвал культурный; он хорошо дробит и перемешивает пласты земли.

Плуг характеризуется следующими основными данными:

Наибольшая глубина пахоты—16 см.

Ширина захвата корпуса —20 см.

Вес плуга (приблизительно) —30 кгр.

Потребное количество волов— 2

КОНСТРУКЦИЯ ПЛУГА

Рабочие части плуга составляют лемех, грудь отвала и отвал (см. рис. 3).

Грудь отвала является продолжением лемеха. Так как в рабочем положении плуга, грудь отвала должна быть сочленена с отвалом, то поэтому она выполнена цилиндрической формы, которая дает возможность сочленения симметрично расположенных отвалов, при одном и другом направлении вспашки.

Отвал плуга состоит из двух одинаковых частей, расположенных под 90° друг к другу.

Рабочая поверхность корпуса—Культурная рабочая поверхность корпуса представляет цилиндроид с горизонтальными образующими см. чер. № 7.

Направляющая цилиндрида — парабола, располагается в вертикальной плоскости перпендикулярно к лезвию лемеха, на расстоянии $\frac{1}{2}$ -ом от носа лемеха.

Направляющая парабола имеет следующие параметры (см. чер. № 7).

$L=95$ мм.—вылет на высоте $h=120$ мм.;

$S=60$ мм.—длина нижней касательной,

$\gamma=30^\circ$ —угол нижней касательной (лемеха) к параболе с горизонтом (дном борозды);

$\omega=115^\circ$ —угол между нижней и верхней касательными параболы.

Основные углы образующего цилиндрида с полевой стороны корпуса приняты:

- $\theta_0 = 42^\circ$ —угол первой образующей—лезвие лемеха,
 $\theta_{min} = 40^\circ$ —угол четвертой образующей на высоте 75 мм.
от опорной плоскости корпуса.
 $\theta_{max} = 47^\circ$ —углы одинадцатой и двенадцатой образующих
на высоте 250 и 275 м/м. от опорной плос-
кости корпуса.

Углы промежуточных образующих между θ_0 и θ_{min} уменьшаются обратно пропорционально высотам последних по закону прямой линии, а между θ_{min} и θ_{max} (одинадцатой образующей) увеличивается по уравнению:

$$y = \frac{6,2x^2}{x^2 + 100} \quad (1)$$

где X —расстояние в см. от образующей θ_{min} до вышележащих образующих и
 y —текущая координата для определения углов образующих с полевой стороны.

Закон изменения углов образующих представлен в виде графика (см. чер. 7).

Принятые абсолютные значения углов θ образующих обеспечивают крошение пласта, а разница $\theta_{max} - \theta_0 = 5^\circ$ его оборот.

Значение $\theta_{min} < \theta_0$ и закон изменения углов θ по уравнению (1) сводят к минимуму влияние формы рабочей поверхности на ее залипание и устраняют задиранье нижней части пласта бороздным образом отвала. Получаемая при этом малая кривизна рабочей поверхности корпуса обеспечивает самоочищаемость лемеха и отвала.

Культурная поверхность с установленными параметрами дает интенсивное крошение пласта.

Стойка — Стойка представляет симметричную деталь с треугольным сечением (см. рис. 4).

В средней части стойки приварены ограничители движения полевой доски и фиксатор рабочей поверхности корпуса. Указанный фиксатор дает возможность установки отвала в ее рабочее положение. Верхняя часть стойки—оканчивается горизонтальной площадкой на которой вырезано два зуба—для установления грядила в рабочие положения (см. рис. 4). Стойка и отвал соединены шарнирно посредством центрального болта (см. рис. 5).

Грудь отвала крепится к стойке 3 болтами. Болты, скрепляющие лемеха, отвал и полевые доски со стойкой снабжены потайными головками, пришлифованными заподлицо с рабочей поверхностью корпуса.

Полевая доска—Полевая доска самоустанавливающаяся как в одном, так и в другом направлении.

Верхняя часть полевой доски своим концом входит в гнездо стойки, а нижняя кончающаяся маленьким валиком входит в установленный специально для этой цели, в нижней части стойки, деталь (см. чер. № 8).

Грядиль—Один конец грядиля согнут на высоте вращения отвала. Грядиль и стойка соединены шарнирно центровым болтом $d=18$ мм. (см. рис. 6).

На согнутом конце грядиля приварена горизонтальная пластина, с помощью которой происходит поворот грядиля относительно стойки, вокруг указанного центрального болта. Грядиль в обоих рабочих положениях плуга соединен фиксатором (см. рис. 6).

На рисунке 6 указан момент выключения обоих фиксаторов.

При выключении фиксатора отвала, он легко переходит из одного рабочего положения в другой. Поворот грядиля вокруг стойки происходит вместе с поворотом волов.

Упряжной узел крюка—Для подбора передней опорной части грядиля были испытаны следующие приспособления:

1. Передок с двумя колесиками (немецкого типа), с одинаковыми и разными диаметрами.
2. Одно колесо со стойкой (по типу обратного плуга).
3. Ползунок.
4. Дышла.

Из всех вышеупомянутых типов приспособлений, наилучшие показатели работы дал—ползунок: как в работе, так и при повороте плуга устойчив.

Отрицательная сторона передка с двумя колесиками заключается в том, что при данном приспособлении плуг в работе не устойчив и трудно поворачиваем на концах загонов.

Исходя из этого на опытном образце плуга, передняя часть ее оформлена ползунком, это ни в коем случае не исключает применения в дальнейшем одного колеса, вращающегося вокруг вертикальной оси.

Опыты на новом плуге поставлены с целью изучения качества вспашки, тягового сопротивления плуга и легкости использования орудия.

Испытания орудия дали положительные результаты. Вместе с тем, получили возможность улучшения первоначальной конструкции плуга и его окончательного оформления.

Преимущество работы описанной конструкции плуга по сравнению с существующими плугами заключается в том, что данный плуг удовлетворяет следующим основным условиям:

1. Дает удовлетворительное качество пахоты на склонах (как в одну, так и в другую стороны).
2. Тяговое сопротивление его соответствует паре волов.
3. Не требует затраты энергии пахаря на концах загонов.
4. В работе устойчив, хорошо дробит пласт и годен для обработки тяжелых почв.

Описанный поворотный тип плуга может быть применен как при первичной обработке почв на склонах, так и при обработке междурядий чая, винограда и других технических культур.

ფაზურ-როტორიანი ვ-ფაზა ასინქრონული ძრავის ავტომატური მართვა დოც. ნ. ზირაძის სისტემით

1 §. თუ მრეწველობაში, ტრანსპორტზე და სახალხო მეურნეობის სხვა დარგებში, ავტომატიზება და ტელმართვა არსებით აუცილებლობას წარმოადგენს ამათუიშ საწარმოო პროცესების წესიერად საიმედოდ და რენტაბელურად შესრულებისათვის, მაშინ არა ნაკლები როლი უნდა შეასრულოს ტექნიკის ამ ახალმა დარგმა ჩვენი სოციალისტური სოფლის მეურნეობაში. სათანადო რაოდენობის კვალიფიციური საექსპლუატაციო პერსონალის ნაკლებობა, ხშირად საგრძნობლად უშლის ხელს სოფლის მეურნეობაში ელექტროენერჯის თანდათანობითი შეტანის საქმეს. ამიტომ ზოგიერთ სასოფლო სამეურნეო პროცესის (მაგ. წყლით მომარაგება, თხევადი სასუქის გადაქაჩვა და სხვა) ავტომატიზებას მეტად საგულისხმო მნიშვნელობა აქვს. რასაკვირველია, მოკლედშერთულ როტორიანი ასინქრონული ძრავა უმთავრეს როლს შეასრულებს სოფლის მეურნეობის წარმოებაშიაც, მაგრამ ზოგიერთ შემთხვევაში უსათუოდ იძულებული ვიქნებით გამოვიყენოთ ფაზურ-როტორიანი ასინქრონული ძრავაც. ავტომატიზების ყველა უპირატესობა (საიმედობა, სწორი ოპერაციები, ეკონომია და სხვა) ძალაში რჩება ყველა ტიპის ძრავებისათვის, მაგრამ ფაზურ-როტორიანი ასინქრონული ძრავის ავტომატიზებისათვის საჭირო აპარატურა უფრო რთული და ძვირია, ვიდრე მოკლედშერთულ როტორიანი ძრავისათვის. ამიტომ ბუნებრივი იქნება ჩვენი მისწრაფება—რაც შეიძლება გავამარტივოთ და გავაიაფოთ საჭირო აპარატურა, თუმცა არ უნდა დავივიწყოთ რომ, ისეთ ავტომატიზებულ დანადგარებში სადაც ან სრულებით არ გვყავს ანდა გვყავს მცირე კვალიფიკაციის მომსახურე პერსონალი, გადაშწყვეტი მნიშვნელობა აქვს არა აპარატურის ღირებულებას, არამედ მის შეუფერხებელ და საიმედო მუშაობას.

სანამ ფაზურ-როტორიან ვ-ფაზა ასინქრონული ძრავის ავტომატური მართვის ჩვენ მიერ დამუშავებული სისტემის განხილვას შევუდგებოდეთ, მოკლედ გავარჩევთ არსებულ სისტემებს. როგორც

ცნობილია, ფაზურ-როტორიანი ძრავის გაშვების დროს, გამშვებში რეოსტატი ჩართულია სრულად მისი როტორის წრედში. ძრავის ბრუნვის დაწყების შემდეგ თანდათანობით, ავტომატურად უნდა გამოერთოს რეოსტატის ცალკეული საფეხურები, ისე რომ, ბრუნვის რიცხვის ნორმალურ სიდიდემდე მიღწევისას, მთელი რეოსტატი უნდა გამოართული აღმოჩნდეს. გამშვები რეოსტატის საფეხურის გამორთვამდე განვლილი დრო დამოკიდებულია დენის ბიძგების ჩაქრობის სისწრაფეზე.

საფეხურების გამორთვებს შორის განვლილი დროის, სათანადო ფარგლებში შენარჩუნების თვალსაზრისით, ძრავის ავტომატური გაშვების მეთოდები შეიძლება შემდეგ ჯგუფებად დავყოთ:

- I. გაშვება, დროის მექანიკური გახანგრძლივებით,
- II. გაშვება, დენზე დამოკიდებულებით,
- III. გაშვება, როგორც დენზე, ისე დროზე დამოკიდებულებით,
- IV. გაშვება, ძრავის ბრუნვის რიცხვზე დამოკიდებულებით.

პირველ შემთხვევაში დროის ხანგრძლივობა არ არის დამოკიდებული გაშვების პირობებზე და ის რჩება მუდმივი ძრავის ნებისმიერი დატვირთვისათვის. ასეთი გაშვება ხდება დროის რელეს გამოყენებით, რომელიც დარეგულირებულია დროის გარკვეულ ხანგრძლივობაზე. ეს ხანგრძლივობა მუდმივი რჩება როგორც დაუტვირთავ, ისე გადატვირთულ ძრავისათვის. უკანასკნელი გარემოება უნდა ჩაითვალოს ამ მეთოდის უარყოფით მხარედ, რადგან გადატვირთული ძრავა უნდა იშვებოდეს უფრო ნელა, ვიდრე არასრულად დატვირთული. ამის გარდა ამ მეთოდის შემთხვევაში გამშვები რეოსტატის თითოეულ საფეხურისათვის საჭიროა თავისი საკუთარი ელექტრომაგნიტი და ამიტომ საბოლოოდ ვღებულობთ დამხმარე და დამაბლოკირებელი კონტაქტების მეტად დიდ რიცხვს; ეს კი ამცირებს საიმედობის ხარისხს მუშაობაში. ზემოხსენებული უარყოფითი მხარეების გარდა უნდა აღვნიშნოთ კიდევ ისიც, რომ აღებულ შემთხვევაში ყველა ელექტრომაგნიტის კოჭები ჩართული რჩება წრედში, ძრავის გაშვების დამთავრების შემდეგაც, ეს კი იწვევს ელექტროენერგიის ზედმეტ ხარჯვას. ამ მეთოდს ის უარყოფითი მხარეც აქვს, რომ რეოსტატის საფეხურების გამორთვის დრო ერთიდაიგივეა ყველა საფეხურისათვის; სასურველი კია, რომ ეს დრო თანდათან მცირდებოდეს ძრავის ბრუნვათა რიცხვის ზრდის მიხედვით.

გაშვება მე-II ხერხით ხდება რამოდენიმე დენის რელეების შემწეობით, რომლებიც ჩართულია როტორის წრედში. ეს რელეები დარეგულირებულია დენის სათანადო სიდიდეებზე და ძრავის ბრუნვის ზრდისა და დენის ბიძგების შემცირებისას ისინი ველარ იჭერენ თავიანთ ღუზებს, და ჩამოვარდნილი ღუზები, რიგრიგობით აერთე-

ბენ კონტაქტორების წრედებს, ხოლო კონტაქტორები თავის მხრივ გამორთავენ რეოსტატის სათანადო საფეხურებს. მრავალი დამზღუ-
რავი და გამხსნელი კონტაქტისა და ენერგიის ზედმეტი ხარჯვის
გარდა, ელექტრომაგნიტების წრედებში (ძრავის გაშვების დამთავ-
რების შემდეგაც), ამ ხერხს ის უარყოფითი მხარეც აქვს, რომ თუ
რელე მოვაწესრიგეთ ძრავის მაქსიმალურ დატვითვის შესაფერ დენ-
ზე, მაშინ არასრული დატვირთვის შემთხვევებში ძრავა გაიშვება ძლი-
ერი აჩქარებით, რაც გამოიწვევს დენის დიდ ბიძგებს. თუ რელეს
მოვაწესრიგებთ ძრავის ნორმალური დატვირთვისათვის, მაშინ გა-
დატვირთვის შემთხვევებში, რელე დიდხანს არ გაუშვებს თავის ლუ-
ჯას და რეოსტატი შეიძლება დაიწვას.

გაშვების მე-III ხერხი შედარებით ახალია და ის უმთავრესად
მუდმივი დენის ძრავებისათვის იხმარება. მეორე ხერხისაგან ის გან-
სხვავდება სპეციალური რელეს გამოყენებით, ეს რელე მოქმედობს
ერთდროულად როგორც დენის ისე დროს ფუნქციაში, ასე რომ ეს
ვარიანტი წარმოადგენს I და II ხერხების კომბინაციას. აქ აცილე-
ბულია რამოდენიმე ზემოთხსენებული უარყოფითი მხარე, მაგრამ
მრავალკონტაქტიანობა და ენერგიის ზედმეტი ხარჯი მაინც არის.

გაშვების მე-IV ხერხი ხორციელდება ცენტრიდანული ჩამრთით,
რომელიც დაკავშირებულია მექანიკურად ძრავის ღერძთან. ძრავის
ბრუნვათა რიცხვის ზრდის დროს, ცენტრიდანული ჩამრთის ქურო
გადაადგილებას იწყებს, და თანდათანობით რთავს კონტაქტო-
რების წრედებს. მრავალკონტაქტიანობა, ელექტროენერგიის ხარჯი
გაშვების დამთავრების შემდეგ და ცენტრიდანული ჩამრთის არა
საიმედობა (მეტადრე მრავალსაფეხურიან გამშვები რეოსტატების
შემთხვევებში) უნდა ჩაითვალოს ამ მეთოდის უარყოფით მხარეებად.

აღნიშნავთ კიდევ გაშვების ერთ ხერხს, რომელიც I მეთოდის
მსგავსად დამყარებულია დროის მექანიკური გახანგრძლივების პრინ-
ციპზე. ამ შემთხვევაში გამშვები რეოსტატის საფეხურების გამორ-
თვა ხდება არა კონტაქტორებით, არამედ კონტროლერით რომ-
ლის ნელი ბრუნვისათვის საჭიროა პატარა დამხმარე ძრავა. ამ ხერ-
ხში აცილებულია I მეთოდის ზოგიერთი უარყოფითი მხარე. მაგ-
რამ დამხმარე ძრავის გარდა საჭიროა მისი ბრუნვის შემანელებელი
რედუქტორი. ამის გარდა აქ რეოსტატის საფეხურების დამამოკლე-
ბელი კონტაქტები მეტად ნელა უახლოვდება და ეხება ერთიმეორეს.
ეს გარემოება, კონტაქტების დაწვის თვალსაზრისით, მეტად სახი-
ფათოა.

2 §. 6. ზირაქაძის მიერ დამუშავებული, ძრავის ავტომატური მართვის ელექტრონული სქემის აღწერილობა



ძირითადი სქემის მთავარი ნაწილებია: (იხ. 1 და 2 ნახ.) მაგნიტური გაშვებები (4), ჩამრთი (9), ელექტროენერგიის ერთფაზა მრიცხველი (CR), რომლის შიგნით მოთავსებულია ვერცხლის წყლის ჩამრთი (CR₁), და გაშვებები მექანიზმი (7). მრიცხველიდან ამოცლილია როგორც მუდმივი მაგნიტი, ისე მთვლელი მექანიზმი. მრიცხველი ვერცხლის წყლის ჩამრთით ასრულებს დროის რელეს როლს.

გაშვებები მექანიზმი შედგება ელექტრომაგნიტისაგან (16), კონტაქტორების (26) და ლერძისაგან (20). ლერძედ დამაგრებულია ყრუდ, შვერილიანი დისკო (27), სპილენძის ფირფიტოვან კონტაქტიანი (M₁) ცილინდრი (22) და ხრუტუნა (f). ამით გარდა იმავე ლერძედ წამოცმულია თავისუფლად ელექტრომაგნიტის ლუზა (18), რომლის შემობრუნების კუთხე განისაზღვრება 45°-ით. საწყის მდგომარეობას ლუზა ზამბარის (19) საშუალებით უბრუნდება.

სისტემის მოქმედება

ჩამრთი (9) ჩაირთვება ან ხელით, ან ტივტივით, ან მანომეტრით, ან საათის მექანიზმით და ან სხვა რაიმე ინდიკატორული იმპულსით, რომელიც ახასიათებს ამათუიმ ტექნოლოგიურ პროცესის შესრულებისას ძრავის გაშვების მოთხოვნილებას. ამის შედეგად მრიცხველი იწყებს ბრუნვას და ხრახნისებრი საყელურის (13) შემწეობით ის დროგამოშვებით ასწევ-დასწევს ვერცხლისწყლიან მილაკის ბოლოს. ეს მილაკი სახსრულად ბრუნავს 0 წერტილის მიმართ. (სიმარტივისათვის საყელური (13) და მრიცხველის დისკო (14) სქემაზე ნაჩვენებია ერთდამიმავე ლერძედ).

ამგვარად დროის გარკვეულ ინტერვალებს შორის ხდება ელექტრომაგნიტის წრედის (M) ჩართვა-გამორთვა. ამ წრედის ჩართვა-გამორთვა იწყებს ლუზის (18) 45° შემობრუნებას და ისევ საწყის მდგომარეობაში დაბრუნებას.

f ხრუტუნასი და e საკეტის შემწეობით ელექტრომაგნიტის ძალა გადაიცემა ლერძს (20) და ის იწყებს 45°-იან ნახტომებით ბრუნვას ისრით ნაჩვენები მიმართულებით. პირველი ნახტომით, შვერილიანი დისკო გაათავისუფლებს მე-VI კონტაქტორს, რომელიც გახსნის კონტაქტებს (26) და ამით მთელ რეოსტატს შეიყვანს რეტორის წრედში. ამ დროს ძრავა ჯერ კიდევ ჩაურთველია რადგან ფირფიტოვან კონტაქტის (M₁) მიერ (a), (b) და (c) კონტაქტების შესაერთებლად საჭიროა შემობრუნების კუთხე $\alpha > 45^\circ$, ცხადია, რაკი ეს კონტაქტები ვერ შეერთდა პირველი შემობრუნებით, ამო-

ტომ მაგნიტური გამშვების (4) კოქის წრედი (ГК) გახსნილია და ძრავა ვერ შეუერთდება ქსელს.

მრიცხველი განაგრძობს გაშვების დამთავრებამდე განუწყვეტელ ბრუნვას და ამიტომ ვერცხლისწყლის მილაკის მიერ ელექტრომაგნიტის წრედის ჩართვას თან მოსდევს მისი გამორთვა, რომლის დროსაც ლუზა (18) ზამბარის (19) საშუალებით საწყის მდგომარეობას უბრუნდება, ხოლო (ე) საკეტი მოსდებს ხრუტუნას მომდევნო კბილს. ელექტრომაგნიტის წრედის მეორედ ჩართვის დროს, ლუზა და, მაშასადავე, ლერძიც (20) ისევ შემობრუნდება 45° -ით და კონტაქტები (ა), (ბ) და (ც) ახლა უკვე გადაიფარება (M_1) კონტაქტით. ამის გამო, მაგნიტური გამშვების კოქის წრედი მიიღებს დენს და ძრავას შეაერთებს ქსელთან.

ელექტრომაგნიტის მესამედ შემობრუნებამდე გადის ვარკვეული დრო [სანამ მრიცხველი მესამედ არ ჩართავს კოქს (M)] რომლის განმავლობაშიც ძრავა თანდათანობით ავითარებს ბრუნვას, სრული წინააღმდეგობით როტორის წრედში. მესამე ნახტომის დროს შვერილიანი დისკო შეაერთებს I კონტაქტორის კონტაქტებს და ამით დამოკლდება რეოსტატის I საფეხური.

მეთხე ნახტომით დამოკლდება II საფეხური, მეხუთეტი მე-III საფეხური და ასე შემდეგ, სანამ მთელი რეოსტატი არ აღმოჩნდება დამოკლებული. ჩვენს შემთხვევაში რეოსტატს აქვს ექვსი საფეხური და ამიტომ მერვე ნახტომის შემდეგ შვერილიანი დისკო დაამოკლებს მთელ რეოსტატს; ამის შემდეგ ძრავის გაშვება მთავრდება და როგორც მრიცხველი ისე მთელი მექანიზმი გაჩერდება სქენაზე ნაჩვენებ საწყის მდგომარეობაში; ამიტომ აქ არ ხდება ელექტროენერჯის ხარჯვა დამხმარე მოწყობილობაში. მექანიზმის ასეთი გაჩერება ხდება შემდეგნაირად:

როგორც კი მეორე ნახტომის შემდეგ (ГК) კოქმა დენი მიიღო მაშინვე ერთის მხრივ ის დახურავს მთავარ კონტაქტებს ($ГК_3$) და დამხმარე კონტაქტს ($ГК_2$). ხოლო მეორე მხრივ ის გახსნის თავისსავე კონტაქტს $ГК_1$ ამის შემდეგ როგორც მრიცხველის (CF), ისე ელექტრომაგნიტის კოქის (M) დენები გადიან (ბ) და (ც) კონტაქტებს შორის, რომლებიც მერვე ნახტომამდე გადაფარულია ფირფიტოვან კონტაქტით (M_1). მერვე ნახტომის შემდეგ კი ეს კონტაქტები იხსენება და ამიტომ მრიცხველიც და ელექტრომაგნიტიც რჩება უდენოდ და ჩერდება.

უნდა აღინიშნოს, რომ შვერილიან დისკოს ზომები და მდებარეობა კონტაქტორების მიმართ, ისეთია რომ კონტაქტები მხოლოდ მაშინ იხსენება, როცა მათში დენი არ გადის. ამ გარემოებას მეტად დიდი მნიშვნელობა აქვს კონტაქტების დაწვასთან ბრძოლის თვალ-

საზრისით. ეს გარემოება ხდება იმიტომ, რომ როცა შვერილიანი დისკო გადახტება მაგალითად I კონტაქტორიდან მეორეზე, უკანასკნელი იხურება უფრო ადრე, ვინემ იხსნება პირველი. ასევე ხდება მეორე კონტაქტორიდან მესამეზე გადახტომისას და ა. შ.

ძრავის გაჩერება ხდება ჩამართის (9) ვახსნით (ან ხელით ან რაიმე ინდიკატორული იმპულსით). ე. ი. მაგნიტური გამშვების კოქსის (ГК) წრედის ვახსნით.

თუ თვით გაშვების პროცესში ძრავა გამოერთო ქსელს (ან ძაბვის დაცემის ან მისი სრულებით გაქრობის გამო), მაშინ გამშვები რეოსტატი აღმოჩნდება ნაწილობრივ გამორთული. ასეთ შემთხვევაში, როცა ძაბვა აღდგინდება და ნორმალურ სიდიდეს მიაღწევს, ძრავა არ უნდა ჩაერთოს ქსელში მანამ, სანამ ავტომატურად არ ჩაერთვება როტორის წრედში მთელი გამშვები რეოსტატი. ჩვენს სქემაში ეს სწორედ ასეც ხდება და იმიტომ, რომ მაგნიტური გამშვების კოქსი (ГК) არ შეუძლია მიიღოს დენი ძაბვის აღდგენის შემდეგ, რადგან კონტაქტები (ГК₂) გაიხსნა ძაბვის დაცემის ან გაქრობის დროს, ხოლო კონტაქტი (a) აღარ იქნება გადაფარული ფირფიტოვან კონტაქტის (M₁)-ის (k) შვერილით. ძაბვის აღდგენის დროს მრიცხველი და ელექტრომაგნიტი კი მიიღებენ დენს ვინაიდან (b) და (c) კონტაქტები გადაფარული იქნება ფირფიტოვან (M₁) კონტაქტით. ამიტომ მექანიზმი დაიწყებს მუშაობას და როდესაც მთელ რეოსტატს ჩართავს, მხოლოდ მის შემდეგ შეაერთებს ძრავას ქსელთან.

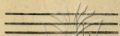
როგორც ვხედავთ მოცემული სქემა დამყარებულია ჩვენ მიერ განხილულ გაშვების I პრინციპზე; მხოლოდ აქ ყველა უარყოფითი მხარე პირველის გარდა (დროის ხანგრძლივობის დამოუკიდებლობა ძრავის დატვირთვაზე) უკვე აცილებულია.

აღვნიშნავთ, რომ ჩვენს სქემაში დროს ხანგრძლივობის რეგულირება შეიძლება დიდ ფარგლებში; ან წინააღმდეგობის (15) ცვლით ანდა ვერცხლისწყლის მილაკის ბოლოს, ხრახნისებრ საყელურზე დაწოლის ცვლით. ამ უკანასკნელს ვალწევთ იმ ტვირთის გადაადგილებით, რომელიც წამოცმულია ვერცხლისწყლის მილაკის მეორე ბოლოზე.

რომ ჩვენს სქემას მინიმალური რიცხვი დამხმარე და დამაბლოკირებელი კონტაქტები ახასიათებს და რომ აქ აცილებულია დამხმარე მოწყობილობის მიერ ელექტროენერგიის ხარჯვა ძრავის გაშვების შემდეგ,—ეს ნათლად ჩანს თვით სქემიდან. მაგრამ ამის გარდა უნდა აღვნიშნოთ ისიც, რომ როგორც ეს ჩანს № 1 და № 2 ოსცილოგრაფებიდან, რომლებიც მიღებულია ჩენი სისტემის გამოცდით, დრო განვლილი რეოსტატის თითოეულ საფეხურების გამორ-



Fig. 2



94105540
2084010135

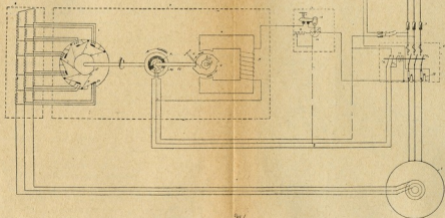


Fig. 1

თვებს შორის, მუდმივი კი არ რჩება, არამედ კლებულობს ძრავის ბრუნვის ზრდასთან ერთად. ჩვენი სისტემის ეს დადებითი მხარე იქიდან გამომდინარეობს, რომ მრიცხველი რომელსაც ამოკლილი აქვს მუდმივი მაგნიტი და მთვლელი მექანიზმი თანდათან აჩქარებს თავის ბრუნვათა რიცხვს, რის გამოც ვერცხლის წყლის მილაკის ჩართვებს შორის დროის ინტერვალები თანდათან მცირდება. შეიძლება ისე ვარგულობოთ ვერცხლისწყლის მილაკის ბოლოზე ტვირთის მდებარეობა და წინააღმდეგობა (15) რომ მრიცხველის ბრუნვის აჩქარება მიუახლოვოთ აღებული ძრავებისათვის ოპტიმალურ მნიშვნელობას.

სქემაზე გათვალისწინებულია დაცვის შემდეგი ღონისძიებები:

1. ხანგრძლივი გადატვირთვისას ძრავა გამოერთება თერმული რელეთი (28).

2. მოკლედ შერთვისას მდნობადი დამცავებით (3).

3. ძაბვის გადაჭარბებითი დაცემისას ანდა სრული გაქრობისას, ძრავა გამოერთება მაგნიტური გამშვებით, მაგრამ ძაბვის აღდგენისას ის ავტომატურად გაიშვება.

§ 5. ელექტრომაგნიტის გაანგარიშება

განხილული სქემისათვის გავიანგარიშეთ ყველა დეტალი და გავახორციელოთ მთელი კონსტრუქცია. აქ ჩვენ შევეხებით მხოლოდ მბრუნავი ელექტრომაგნიტის გაანგარიშების მეთოდს. რომელიც დამუშავებულია ე. იასეს მიერ (იხ. „Электромагниты“, Э. Ясес, გამოც. 1934 წ.). ძალა K —რომელიც მოქმედობს ლუზაზე, მის გარკვეულ x მანძილზე გადაადგილებისას უდრის:

$$K = -\frac{1}{2} I^2 \frac{dL}{dx} \quad (1)$$

თვითინდუქციის კოეფიციენტი

$$L = 4 \pi n^2 \lambda \cdot 10^{-9} \quad \text{ჰენრი,} \quad (2)$$

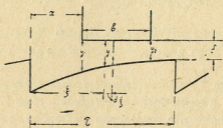
სადაც $\left\{ \begin{array}{l} n \text{—კოქის ხვევთა რიცხვია,} \\ \lambda \text{—მაგნიტური გამტარებლობაა.} \end{array} \right.$

როგორც ვხედათ K —ძალის საპოვნელად საჭიროა ვიცოდეთ დამოკიდებულება $\lambda = f(x)$, ამისათვის განვიხილოთ პოლუსსა და ლუზას შორის არსებული ჰაერის ფენის ცვალებადობის ზოგადი შემთხვევა. მე-3 სურათიდან ჩანს, რომ ლუზის მარჯვნიდან მარცხნივ გადაადგილებისას, იცვლება ჰაერის ფენა y და, მაშასადამე, გამტარებლობაც— λ . გამოვყოთ ჰაერის ფენიდან ელემენტარული პრიზმი; სიგანით $d\xi$, სიგრძით y და სიმაღლით (ნახაზის სიბრტყის პერპენ-



დიკულარულად) l . ასეთი პრიზმის მაგნიტური გამტარებლობა უდრის $l \frac{d\xi}{y}$. ავიღოთ ამ გამოთქმის ინტეგრალი პოლუსის მთელ სიგანეზე ე. ი. ზღვრებში x -იდან $x+b$ -დე, მივიღებთ

$$\lambda = l \int_x^{x+b} \frac{d\xi}{y}$$



3 ნახ.

ეს გამოსახულება ჩავსვათ მე-2 ვანტოლებაში, მაშინ

$$L = 4 \pi n^2 10^{-9} l \int_x^{x+b} \frac{d\xi}{y} \quad (3)$$

დავუშვათ რომ $y = \text{const} = \delta$ (ე. ი. პაერის ფენა მუდმივია და უდრის მინიმალურ δ სიღიღეს) მაშინ

$$L_0 = 4 \pi n^2 10^{-9} \frac{lb}{\delta}$$

ასეთ შემთხვევაში მე-3 ვანტოლება დაიწერება შემდეგნაირად

$$L = L_0 \frac{\delta}{b} \int_x^{x+b} \frac{d\xi}{y} \quad (4)$$

L -ის ეს მნიშვნელობა ჩავსვათ (1) ტოლობაში და მივიღებთ

$$K = \frac{1}{2} I^2 L_0 \frac{d \left(\frac{\delta}{b} \int_x^{x+b} \frac{d\xi}{y} \right)}{dx} \quad (5)$$

$$\text{აეღნიშნოთ: } \frac{\delta}{b} \int_x^{x+b} \frac{d\xi}{y} = \sigma$$

მაშინ მე-4 ტოლობა მიიღებს სახეს: $L=L_0 \sigma$, ხოლო მე (5) ტოლობა დაიწერება

$$K = \frac{1}{2} I^2 L_0 \frac{d\sigma}{dx} \quad (6)$$

თუ ელექტრომაგნიტის კოქის ომურ წინააღმდეგობას ანგარიშს არ გავუწევთ, შეგვიძლია დავწეროთ

$$U = I \omega L$$

აქედან

$$I^2 = \frac{U^2}{\omega^2 L^2}$$

მე (6) ტოლობაში I^2 -ისა და L_0 -ის მაგიერ შევიტანოთ მათი მნიშვნელობები, მივიღებთ

$$K = \frac{U^2}{2 \omega^2 L_0} \cdot \frac{d\sigma}{dx} \cdot \frac{1}{\sigma^2}$$

ამ წილადის მრიცხველი და მნიშვნელი გავამრავლოთ τ -ზე. ე. ი. პოლუსის დანაყოფის სიდიდეზე მაშინ

$$K = \left(\frac{U^2}{2 \omega^2 L_0 \tau} \right) \cdot \left(\frac{\tau d\sigma}{\sigma^2 dx} \right) \quad (6')$$

I. თუ დავუშვებთ, რომ ძაბვის U ეფექტური მნიშვნელობა და კუთხური სიჩქარე მუდმივი რჩება ღუზის გადაადგილების დროს, მაშინ მე-(6') ტოლობის მარცხენა ფრჩხილებში მოთავსებული სიდიდეც მუდმივი იქნება, ხოლო სიდიდე მარჯვენა ფრჩხილებში გამოსახავს K —ძალის ცვალებადობას, ელექტრომაგნიტის გეომეტრიულ ზომებთან დამოკიდებულებით. აღვნიშნოთ

$$\frac{\tau d\sigma}{\sigma^2 dx} = \psi_2 \quad (7)$$

მაშინ

$$K = \frac{U^2}{2 \omega^2 L_0 \tau} \cdot \psi_2$$

II. ახლა დავუშვათ რომ ღუზის ძრაობის დროს უცვლელი რჩება დენი— I . მე-(6) განტოლება ასე გადავწეროთ:

$$K = \frac{1}{2} I^2 L_0 \frac{d\sigma}{dx} = \left(\frac{1}{2} I^2 \frac{L_0}{\tau} \right) \cdot \left(\frac{\tau d\sigma}{dx} \right) \quad (7')$$

ჩვენი დაშვების თანახმად მამრაველი მარცხენა ფრჩხილებში მუდმივი იქნება.

$$\frac{\tau d\sigma}{dx} = \psi_1,$$

შაშინ

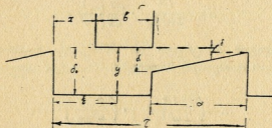
$$K = \frac{1}{2} F^2 \frac{L_0}{\tau} \cdot \psi_1.$$

ცხადია, რომ

$$\frac{\psi_2}{\psi_1} = \frac{1}{\sigma^2} \quad (9)$$

სანამ ჩვენს კონკრეტულ ამოცანაზე გადავიდოდეთ, განვიხილოთ ჰაერის ფენის ცვალებადობის ერთი კერძო შემთხვევა.

მე-4 ნახ.-ზე ნაჩვენებია ამ შემთხვევის სქემა, სადაც მიღებულია შემდეგი აღნიშვნები:



4 ნახ.

b —პოლუსის სიგანეა;

x —ცვლადი სიდიდეა, რომელიც ახასიათებს ლუზის მდებარეობას პოლუსის მიმართ;

δ_0 —ჰაერის ფენის მაქსიმალური სიგრძეა;

δ_1 —ჰაერის ფენის სიგრძეა ლუზის შვერილის დასაწყისთან;

δ —ჰაერის ფენის მინიმალური სიგრძეა;

ξ და y —ცვლადი სიდიდეებია, რომლებიც ახასიათებენ ჰაერის ფენის ცვალებადობას $y = f(\xi)$;

a —ლუზის შვერილის სიგრძეა;

τ —პოლუსის დანაყოფის სიგრძეა.

ადვილი გასაგებია, რომ მე-4 სურათზე ნაჩვენები ლუზის ფორმისათვის, y შემდეგნაირად იცვლება:

I. სანამ $0 < \xi < (\tau - a)$. . . $y = \delta_0 = \text{const}$;

II. სანამ $(\tau - a) < \xi < \tau$. . . $y = \delta_1 \left[(1 - \varepsilon) + \left(\varepsilon \frac{\tau - \xi}{a} \right) \right]$

სადაც

$$\varepsilon = 1 - \frac{\delta}{\delta_1} = \text{const.}$$

განვსაზღვროთ σ ასეთი ფორმის ლუზისათვის

$$\sigma = (1 - \varepsilon_0) \frac{\tau - a - x}{b} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{a}{b} \ln \frac{1}{1 - \varepsilon + \varepsilon \frac{\tau - x - b}{a}} \quad (10)$$

აქ

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{\delta}{\delta_0} = \text{const.}$$

ნაპოვნი მნიშვნელობა σ შევიტანოთ მე-8 ფორმულაში და გაწარმოებისა და სათანადო გარდაქმნის შემდეგ ვიპოვიოთ

$$\psi_1 = \frac{\tau}{b} \left(\frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{\tau - x - b}{a}} - 1 + \varepsilon_0 \right) \quad (11)$$

მე-(9) განტოლებიდან ვიცით, რომ

$$\psi_2 = \frac{\psi_1}{\sigma^2} \quad (12)$$

ამგვარად აღმოჩნდა, რომ σ , ψ_1 და ψ_2 მხოლოდ x -ის ფუნქციებია.

გადავიდეთ ჩვენი ელექტრომაგნიტის გაანგარიშებაზე. ლუზის ფორმის ვირჩევთ ისეთი შევრილით, სადაც ჰაერის ფენა თანდათანობით კლებულობს თავისმინიმალურ მნიშვნელობამდე (იხ. 5 ნახ.).

იმისათვის, რომ 10, 11 და 12 ფორმულები ძალაში დარჩეს, აუცილებელია რომ პოლუსისა და ლუზის რკალების შლილებს ჰქონდეთ მე-4 ნახ. ნაჩვენები სახე. სხვანაირად რომ ვსთქვათ, ჰაერის ფენის ცვალებადობა უნდა კმაყოფილდებოდეს შემდეგი განტოლებებით.

I. მინამ $0 < \xi < (\tau - a) \dots y = \delta_0 = \text{const.}$

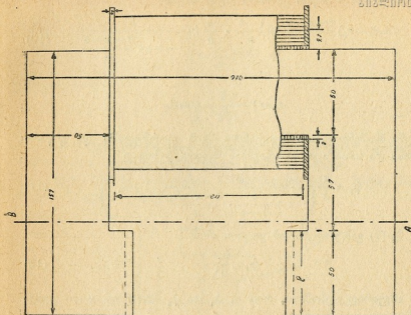
II. მინამ $(\tau - a) < \xi < \tau \dots y = \delta_1 \left[(1 - \varepsilon) + \left(\varepsilon \frac{\tau - \xi}{a} \right) \right]$

მე-5 ნახ. ნაჩვენებია ელექტრომაგნიტის სქემა, ყველა იმ აღნიშვნით, რომლებიც აუცილებელია გაანგარიშებისათვის.

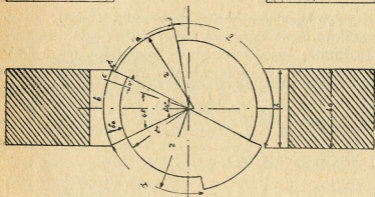
ავირჩიოთ შემდეგი სიდიდეები:

1. ჰაერის ფენის მაქსიმუმი $\delta_0 = 1$ სანტიმეტრი;
2. ჰაერის ფენა შევრილის დასაწყისში $\delta_1 = 0,3$ სმ;
3. ჰაერის ფენის მინიმუმი $\delta = 0,05$ სმ;

4. პოლუსის და შვერილის გამოჩარხვის რადიუსი 5 სმ;
5. პოლუსის დანაყოფი $\tau = \pi r$ სმ;
6. პოლუსის რკალის სიგრძე ავილოთ $b = 0,3 \tau$ სმ;



5 ნახ.



7. შვერილის რკალის სიგრძე ავილოთ $a = b = 0,3 \tau$ სმ;
8. რადიუსი $r' = r - \delta_0 = 5 - 1 = 4$ სმ;
9. პოლუსის სიმაღლე ნახაზის მართობულად $l = 5$ სმ;
10. ლუზის მიერ განვითარებული მაქსიმალური მზრუნავი მომენტი $M = 25$ კგ/სმ;
11. ქსელის ძაბვა $U = 220$ ვოლტი;

12. კუთხური სიჩქარე $\omega = 314$.

უნდა აღვნიშნოთ, რომ ე. იასეს მითითების თანახმად ფანტ-ვის ნაკადს და რკინაში მაგნიტური ძაბვის ვარდნას არ ვუწვევთ ანგარიშს. ვიპოვოთ საჭირო სიდიდეები:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\delta}{\delta_1} = 1 - \frac{0,05}{0,3} = \frac{5}{6}$$

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{\delta}{\delta_0} = 1 - \frac{0,05}{1} = 0,95$$

პოლუსის გაწვედენის კუთხე

$$\alpha = \frac{b}{r} = \frac{0,3 \pi r}{r} = 54^\circ;$$

პოლუსის სიგანე

$$h = 2r \sin \frac{54^\circ}{2} = 4,6 \text{ სმ.}$$

ჩვენთვის აუცილებელია, რომ ღუზის შემობრუნების კუთხე უდროდეს 45° , ამიტომ, თუ პოლუსის მარცხენა გვერდიდან გადავზომავთ 45° კუთხეს, მივიღებთ C წერტილს. ასე რომ ღუზის საწყისი მდგომარეობის დროს მისი შვერილის დაწყების ხაზი დაემთხვევა CO ხაზს ე. ი. ამ მდგომარეობაში ღუზის შვერილი გადაფარულია პოლუსის მიერ კუთხით $54^\circ - 45^\circ = 9^\circ = 0,05$ რ. ასეთ პირობებში x -ის საწყისი მდგომარეობა იქნება

$$x_1 = \tau - a - b + 0,05 \tau = \tau - 0,3 \tau - 0,3 \tau + 0,05 \tau = 0,45 \tau.$$

ხოლო ბოლო მდგომარეობა იქნება:

$$x_2 = \tau - b = \tau - 0,3 \tau = 0,7 \tau.$$

თუ x -ის მიღებულ მნიშვნელობებს ფორმულებში 10, 11 და 12 შევიტანთ, მივიღებთ სათანადოდ

$$\sigma_0 = (1 - 0,95) \frac{\tau - 0,3 \tau - 0,45 \tau}{0,3 \tau} + \frac{1 - \frac{5}{6}}{5/6}.$$

$$\cdot \ln \frac{1}{1 - 5/6 + 5/6 \frac{1}{\tau - 0,45 \tau - 0,3 \tau}} = 0,0716$$

$$\psi_{1s} = \frac{\tau}{b} \left[\frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{\tau - 0,45 \tau - b}{a}} - 1 + \varepsilon \right] = 0,478$$

$$\psi_{2s} = \frac{\psi_{1s}}{(\sigma_0)^2} = \frac{0,478}{(0,0716)^2} =$$

ვიპოვოთ იგივე სიდიდეები ლუზის ბოლო მდგომარეობისათვის.
 ე. ი. როცა

$$x_b = \tau - b = 0,7 \tau$$

$$\sigma_b = (1 - \varepsilon_0) \frac{\tau - a - 0,7 \tau}{b} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \ln \frac{1}{1 - \varepsilon + \varepsilon \frac{\tau - 0,7 \tau - b}{a}} = 0,358$$

$$\psi_{1b} = \frac{\tau}{b} \left(\frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{\tau - 0,7 \tau - b}{a}} - 1 + \varepsilon_0 \right) = 3,17$$

$$\psi_{2b} = \frac{\psi_{1b}}{(\sigma_b)^2} = \frac{3,17}{(0,358)^2} = 24,76$$

ვინაიდან ელექტრომაგნიტი გათვალისწინებულია ცვლადი დენისათვის (რომლისათვისაც $U = \text{const}$ ლუზის ყველა მდგომარეობისათვის) ამიტომ K ძალის საპოვნელად უნდა ვისარგებლოთ შემდეგი ფორმულით:

$$K = \frac{U^2}{2 \omega^2 L_0 \tau} \cdot \psi_{2b}$$

ე. ი. ჩვენს შემთხვევაში

$$K_b = \frac{U^2}{2 \omega^2 L_0 \tau} \cdot 92.$$

ანალოგიურად

$$K_b = \frac{U^2}{2 \omega^2 L_0 \tau} \cdot 24,76 \quad (13)$$

საწყისი და ბოლო ძალების ფარდობა იქნება

$$\frac{K_b}{K_b} = \frac{92}{24,76} = 3,7$$

რომ გავვიგოთ მბრუნავი მომენტი, რომელსაც ავითარებს ელექტრომაგნიტი, მისი ლუზის ბოლო მდგომარეობის დროს, საჭიროა ძალა K_b გავამრავლოთ $2r$ -ზე. ამის გარდა, თუ L_0 -ის მაგიერ ჩავსვათ მის მნიშვნელობას $L_0 = 4 \pi n^2 10^{-9} \frac{l b}{\delta}$, გვექნება მომენტისათვის

$$M = K_b \cdot 2r = \frac{U^2 \cdot 10^9 \delta_1 \cdot 24,76 \cdot 2r}{2 \omega^2 4 \pi n^2 \cdot l \cdot b \tau} \text{ ჯოული.}$$

როგორც ვიცით ჩვენთვის საჭირო მომენტი $M = 25 \text{ კგ სმ} = 0,25 \cdot 9,81 \text{ ჯოული}$. თუ ამ სიდიდეს შევიტანთ წინა ფორმულაში,

შევიძლებთ გავიგოთ ელექტრომაგნიტის კოქის ხვევების რიცხვი n .

$$n = \sqrt{\frac{U^2 10^9 \delta_1 24,76 \cdot 2 r}{2 \omega^2 4 \pi l b \tau \cdot 0,25 \cdot 9,81}} = 510 \text{ ხვევი.}$$

ვიპოვოთ L_b — ლუზის ბოლო მდგომარეობისათვის. ვიცით რომ ერთი ჰაერის ფენისათვის $L = L_0$ σ , ხოლო ორივესათვის $L = L_0 \cdot \frac{\sigma}{2}$ სათანადო მნიშვნელობების ჩასმით, მივიღებთ

$$L_b = 4 \pi n^2 10^{-9} \cdot \frac{l b}{\delta} \cdot \frac{0,358}{2} = 0,275 \text{ ჰენრი}$$

$$\text{დენი } I_b = \frac{U}{\omega L_b} = \frac{220}{314 \cdot 0,275} = 2,55 \text{ ამპ.}$$

$$\text{გაშვების დენი } I_s = I_b \frac{\sigma_b}{\sigma_s} = \frac{2,55 \cdot 0,358}{0,0716} = 12,75 \text{ ამპ. ე. ი. } I_s = 5 I_b.$$

ვიპოვოთ მაგნიტური ნაკადი.

$$\Phi = \frac{L_b \cdot I_b \cdot \sqrt{2} \cdot 10^8}{n} = 194560 \text{ მაქსვ.}$$

რკინის გულას კვეთის შემცირება მივიღოთ 10%, მაშინ

$$S = l \cdot h \cdot 0,9 = 5 \cdot 4,6 \cdot 0,9 = 20,7 \text{ სმ}^2$$

$$B = \frac{194560}{20,7} = 9400 \text{ გაუსი.}$$

გავიანგარიშოთ ელექტრომაგნიტის კოქი.

მავთულს ვიღებთ ПВД, $q = 1,25$ მმ²

იზოლაციის ჩათვლით $d = 1,75$ მმ.

ვახვევთ 8 ფენას, თითოეულში 64 ხვევს; მივიღებთ $n = 8 \cdot 64 = 512$ (510-ის მაგიერ). კოქის სიგრძე იქნება $64 \cdot 1,75 = 112$ მმ. კოქის შუბლის ნაწილების საიზოლაციოდ ვიღებთ ორ პრესშპანის საყელურს, თითო 2 მმ სისქით.

რკინის მთელი სიგრძე, კოქის გასწვრივ იქნება:

$112 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 50 = 216$ მმ კოქის ხვევების ფენებს შორის მაქსიმალური დაბევა იქნება $220 : 8/2 = 55$ ვოლტი. ფენებს შორის ვათავსებთ საიზოლაციოდ მასალას, სისქით 0,2 მმ-ს. რკინის გულზე ვაცმევთ პრესშპანს სისქით 2 მმ-ს. მაშინ ხვევის საშუალო სიგრძე იქნება (იხ. 5 ნახ.)

$$l_{\text{საშ.}} = 2 \cdot (50 + 2 \cdot 9,7 + 46 + 2 \cdot 9,7) = 270 \text{ მმ} = 0,27 \text{ მ.}$$



კოქის ობური წინააღმდეგობა იქნება

$$R = \rho \frac{l_{\text{საშ. } n}}{q} = \frac{0,7 \cdot 512}{57 \cdot 1,25} = 1,935 \text{ ომი}$$

სითბოზე დანაკარგები კოქში იქნება

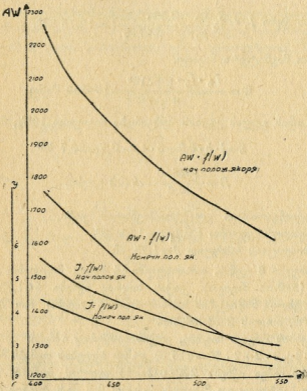
$$W_k = I^2 R = 2,55^2 \cdot 1,935 = 12,6 \text{ ვატი.}$$

დენის სიმკვრივე

$$j = \frac{2,55}{1,25} = 2,04 \text{ ამპ/მმ}^2$$

4 წ. ელექტრომაგნიტის გამოცდა

ელექტრომაგნიტის გაანგარიშებისას ჩვენ მოვითხოვდით, რომ მას გაეფითარებია მომენტი $M=25$ კგსმ; თუბცა მექანიზმის ასა



6 ნახ.

რძირაველად, იმ ანგარიშით რომელიც აქ არ მოგვყავს, საკმარისი იყო დაახლოებით 12 კგ სმ. ასეთი, გაორკეცებულზედ მეტი მარაგი

საანგარიშო მომენტისა ავიღეთ მუშაობის იმედიანობისათვის, ამის გარდა თვით გაანგარიშების მეთოდის ავტორი, ე. იასეს, მფუთითი თვით საანგარიშო და ნამდვილად განვითარებულ მომენტებს შორის დიდი განსხვავების შესაძლებლობას. მართლაც გამოცდის დროს აღმოჩნდა, რომ ელექტრომაგნიტი 10 კგ. სმ მომენტსაც ძლივს ავითარებდა.

რაკი აღმოჩნდა, რომ იასეს მეთოდმა სწორი შედეგები ვერ მოგვცა, დავიწყეთ ცდების ჩატარება. ამ მიზნით კოჭხედ დავახვეთ 545 ხვევი, ანგარიშით მიღებული 510-ის ნაცვლად, რის შემდეგაც თანდათან ვამცირებდით ხვევთა რიცხვს და ვზომავდით სათანადო დენებს. № 1 ცხრილში და სათანადო მრუდებით (მე-6 ნახ.) მოცემულია დამოკიდებულება დენის ძალისა I და ამპერხვევებისა AW კოჭის ხვევების რიცხვისადმი W . ცდები ვაწარმოეთ ლუზის როგორც საწყისი (დამუხრუქებული) ისე ბოლო მდგომარეობისათვის.

მრუდებიდან ჩანს, რომ ხვევების შემცირება იწვევს დენის მეტად სწრაფად ზრდას, ამიტომ მათი ნამრავლი AW იზრდება და ცხადია ელექტრომაგნიტის მბრუნავი მომენტიც უნდა გაიზარდოს.

მართლაც, როცა ხვევათა რიცხვი W 440-დე დავიყვანეთ, მომენტი საკმარისი აღმოჩნდა მექანიზმის ასამუშაველად, მაგრამ საიმედოობისათვის დავტოვეთ მხოლოდ 412 ხვევი. ასეთი ხვევთა რიცხვის დროს, ის მინიმალური დაბვა, რომლის დროსაც მექანიზმის მუშაობა ჯერ კიდევ უზრუნველყოფილი იყო უდრიდა $U=160$ კოლტს. ცხადია, რომ მაგნიტური გამშვები უფრო ადრე გამორთავს ქსელიდან ძრავას ვიდრე რაიმე მიზეზის გამო დაბვა ამ მინიმალურ სიდიდემდე დაეცემოდეს.

ასე რომ მექანიზმის მუშაობა, ნორმებით გათვალისწინებულ დაბვის ფარგლებში, უზრუნველყოფილი იქნება.

№ 1 ცხრილი

№ №	ლუზის საწყისი მდგომარეობა			ბოლო მდგომარეობა			
	W	I	AW	W	I	AW	შენიშვნა
1	545	2,95	1607,75	545	2,30	1253,5	U=210
2	520	3,25	1690,00	520	2,60	1352	
3	480	3,80	1824,00	480	3,00	1440	
4	440	4,60	2024	440	3,70	1628	
5	412	5,45	2245,4	412	4,25	1751	

გამოვარკვით ანგარიშით მიღებულ და სინამდვილეში განვი-
თარებულ მომენტებს შორის დიდი განსხვავების მიზეზი; № 1 ცხრი-
ლიდან ჩანს, რომ ლუზის საწყისი და ბოლო მდგომარეობების დე-
ნების ფარდობა სრულებით არ ეთანხმება ანგარიშით მიღებულ
ფარდობას.

ანგარიშით $\frac{I_s}{I_b} = 5$. სინამდვილეში კი გამოდის—1,25. თუ სა-

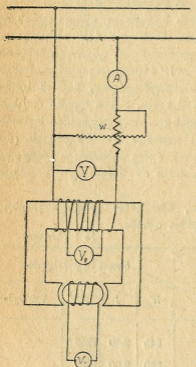
წყისი მდგომარეობის დენი ანგარიშით მიღებულ სიდიდის თითქმის
ტოლია (2,60 ამპ. 2,55 ამპ. მაგიერ), ბოლო მდგომარეობის დენი
დიდად განსხვავდება სათანადო სიდიდისაგან (3,25 ამპ. 12,75 ამპ.
მაგიერ). ამიტომ ცხადია, რომ თვითინდუქციის კოეფიციენტი L ,
ლუზის საწყისი მდგომარეობისათვის გამოვიდა გაცილებით მეტი
ვინემ ნაანგარიშები და ლუზის მდგომარეობის ცვლით ის თითქმის
არ იცვლება. ეს იმას ნიშნავს,

რომ განტოლებაში $K = \frac{1}{2} I^2 \frac{dL}{dx}$

როგორც I ისე $\frac{dL}{dx}$ მცირე სი-
დიდეებია, და ამტომ ძალა K მცი-
რეა. $\frac{dL}{dx}$ —სიდიდის გასადიდებ-

ლად გავადიდეთ ჰაერის ფენის სიგ-
რძე z_0 , ლუზის შვერილის სიდიდის
შეუცვლელად, მაგრამ ამით სა-
წყისი დენი თითქმის არ შეიცვალა
და კიდევ მეტი,—როცა მთლად
ამოვაცალეთ ლუზა, საწყისი დენი
გაიზარდა მხოლოდ 0,6 ამპერით.

აქ ბუნებრივი იყო—გვეფიქ-
რა, რომ რაკი ე. იასეს მეთოდი
ფანტვის ნაკადს ანგარიშს არ
უწევს, შესაძლებელია ჩვენს შემ-
თხვევაში ეს ფანტვის ნაკადი იმ-
დენად დიდია სასარგებლო ნაკად-
თან შედარებით, რომ მაგნიტური
წინააღმდეგობის ცვლა სასარგებ-
ლო ნაკადის წრედში თითქმის



7 ნახ.

არავითარ გავლენას ახდენს ელექტრომაგნიტის მთელ ინდუქტივობაზე.
ამ მოსაზრების შესამოწმებლად შევადგინეთ მე-7 ნახ-ზე მოყ-
ვნილი სქემა. ელექტრომაგნიტის კოქის ზემოდან და ლუზაზე და-

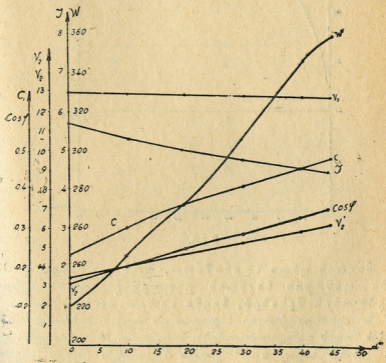
ვახვეთ თითო კოქი. ამ დამხმარე კოქების ომური წინააღმდეგობები და ხვევთა რიცხვები ტოლები იყო. სათანადოდ ვოლტმეტრებიც V_2 და V'_2 ერთი ტიპისა იყო და თანატოლად დიდი შიგა წინააღმდეგობებით. ასეთ შემთხვევაში შეიძლება მივიღოთ, რომ ვოლტმეტრების ჩვენებათა შეფარდება სათანადო მაგნიტური ნაკადების შეფარდების ტოლი იქნება.

ამ ცდის შედეგები მოყვანილია № 2 ცხრილში, სადაც C -თი აღნიშნულია შემოთხსენებული შეფარდება ე. ი.

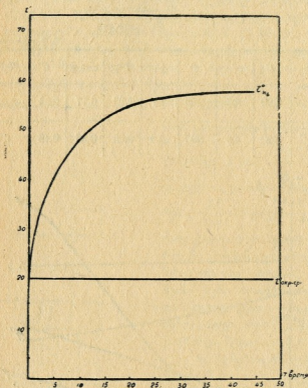
$$C = \frac{U'_2}{U_2} = \frac{\Phi \text{ სასარგებლო}}{\Phi \text{ ფანტვის}}$$

№ 2 ცხრილი

ყისი მდგომარ.	U		P	U_2	U'_2	$\cos \varphi$	C	შენიშვნა:
	220	5,7	220	13	3,10	0,17	0,24	კოქის ხვევთა რიცხვი $n=412$
ბოლო მდგომარ.	220	4,5	360	12,3	6,25	0,36	0,48	



როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, მართლაც ფანტვის ნაკადი დი-
 დია და ის მეტიც არის სასარგებლო ნაკადზედ. ჩვენ რომ ელექტრო-
 მაგნიტისათვის აგველო III მაგვარი ტიპის რკინა და ლუზის მოგვე-
 თავსებია შუა ღეროში, ხოლო ორად გაყოფილი კოქი წამოგვეცო-
 ამვე ღეროსაგან დარჩენილ ნაწილებზე (ჯავშნური ტიპი), მაშინ
 ფანტვის ნაკადი გაცილებით ნაკლები იქნებოდა.



9 ნახ.

მაგრამ უნდა აღვნიშნოთ, რომ ე. იასეს დაშ-
 ვება ფანტვის ნაკადის უგულვებელყოფის შესა-
 ძლებლობის შესახებ, ჩვენი აზრით არაა სწორი.

ზოგიერთ ელექტრულ სიდიდესა და ლუზის მობრუნების α -ს
 კუთხეს შორის დამოკიდებულებები მოცემულია № 3 ცხრილში და
 მე-8 ნახ-ზე, სადაც $\alpha=0^\circ$ კუთხეს შეესაბამება ლუზის საწყისი
 მდგომარეობა. ხოლო $\alpha=45^\circ$ -ს—ბოლო მდგომარეობა.

№ 4 ცხრილში და 9 ნახ-ზე მოცემულია მექანიზმის მთავარი კონტაქტების ტემპერატურის დამოკიდებულება დროსადმი, როცა ამ კონტაქტებს შორის გადიოდა დენი $I=200$ ამპერი.

№ 3 ცხრილი

№№	α	U	I	P	U_2	U_3	C	$\cos \varphi$	შენიშვნა:
1	0	220	5,7	220	13	3,1	0,23	0,17	კოქის ხევეთა რიცხვი $n=412$
2	10	"	5,38	246	12,9	4,0	0,31	0,20	
3	20	"	5,07	272	12,9	4,7	0,36	0,24	
4	30	"	4,84	308	12,9	5,30	0,41	0,28	
5	40	"	4,66	348	12,9	5,90	0,46	0,33	
6	45	"	4,50	360	12,8	6,25	0,49	0,35	

№ 4. ცხრილით

№№	$T_{\text{შთ}}$	I	$t_k^{\circ C}$	$t_0^{\circ C}$
1	0	0	20	20
2	5	200	40	"
3	10	200	48	"
4	15	200	52	"
5	20	200	55	"
6	25	200	56	"
7	30	200	57	"
8	35	200	57,5	"
9	40	200	58,0	"
10	45	200	58,0	"

როგორც ჩანს, კონტაქტების ტემპერატურის აწევა. არ სცილდება დასაშვებ ფარგლებს.



იმის გამოსარკვევად თუ რამდენად საიმედოდ მუშაობს მთელი სისტემა, განხორციელებული იყო სქემა (იხ. 1 და 2 ნახ.) ყველა საჭირო ელემენტით. ძრავად აღებული იყო Siemens-Schuckert-ის ფირმის მანქანა შემდეგი მონაცემებით:

- სიმძლავრე—6 კვტ;
- 220 ვ. γ—22,8 ამპ.—სტატორი
- 146 ვ. γ—26,0 ამპ.—როტორი

ასეთი მცირე სიმძლავრის ძრავის არჩევა გამოწვეული იყო იმით, რომ აღებული ქსელის ელექტროენერგია შეზღუდული იყო ტრანსფორმატორის სიმძლავრით და 35 ამპერიანი მრიცხველით. უნდა აღვნიშნოთ, რომ აღებული ძრავისათვის შესაფერი რეოსტატის უქონლობის გამო, ასეთი აღებული იქნა ნებისმიერად, რომელსაც ჰქონდა მხოლოდ ოთხი საფეხური. ამიტომ ჩვენი სქემის 2 (ზედმეტი) კონტაქტორი დავაშუნტეთ.

რაკი ჩვენი სისტემა გაანგარიშებული იყო ძრავისათვის, რომლის სიმძლავრე 50 კვტ-მდეა, ხოლო გამოცდისათვის ავიღეთ 6-კვტ-იანი ძრავი, ამიტომ გამოცდის მიზანი იყო გამოგვერკვია წამოყენებული სქემით მუშაობის მხოლოდ პრინციპული მხარე. იმის მიუხედავად რომ დამზადებული მექანიზმი უფრო მოდელს ჰგავდა ვინემ საბოლოოდ დასრულებულ კონსტრუქციას, ცდის დროს გამოირკვა რომ მთელი სისტემა სრულიად დამაკმაყოფილებლად მუშაობს.

№ 1-ლ ოსცილოგრამაზე ნაჩვენებია ძრავის გაწვების მთელი პროცესი, სადაც I, II და III მრუდები ეკუთვნის დენებს სათანადოდ: ელექტრომაგნიტში, როტორსა და სტატორში. ოსცილოგრამის I მრუდზე ნათლად ჩანს თუ როგორ თანდათანობით მცირდება რეოსტატის საფეხურების გამორთვებს შორის განვლილი დრო. იმავე ოსცილოგრამის II და III მრუდებზე ჩანს, რომ მექანიზმის შეერილიან დისკოს მეორე ნახტომის დროს, ძრავა შეუერთდა ქსელს, რეოსტატის მთელი წინააღმდეგობის ჩართვის შემდეგ მაგრამ ეს წინააღმდეგობა იმდენად დიდი იყო (ის არ ეკუთვნოდა აღებულ ძრავას), რომ დატვირთული ძრავა ვერ დაბრუნდა. მხოლოდ პირველი საფეხურის გამორთვის შემდეგ ძრავა იწყებს ბრუნვას. გაწვების დენის პიკების არაერთნაირი დაცემა და საფეხურების გამორთვის შეგვიანება აიხსნება ძრავის გაწვების პროცესში მისი დატვირთვის ძლიერ დიდ ფარგლებში ცვლით.

№ 2 ოსცილოგრამაზე ნაჩვენებია როტორის დენის პიკის უფრო თანაბარი დაცემა. ამ შემთხვევაში ძრავა თითქმის სრული და მუდმივი ტვირთის ქვეშ იყო.



ՀԱՅԿԱՍՏԱՆԻ ՀԱՆՐԱՊԵՏՈՒԹՅԱՆ
ՆԱԽԱՐԱՐԱԿԱՆ ԳՐԱԴԱՐԱՆ

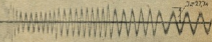
N1 ԴԱՆՈՒՄԻՆԱԿԱՆ

I

308-100

20-2444

II

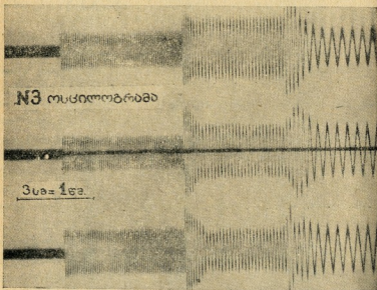
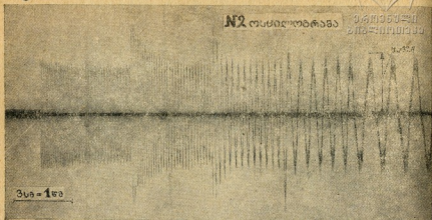




N2 ოსცილოგრაფა

გეოგრაფიული
ინსტიტუტი

1954



იმის გამოსარკვევად თუ რამდენად ერთდროულად ხდება რესტატის თითოეული სექციის სამივე ფაზის შეკვრა, გადაღებული იყო № 3 ოსცილოგრაფა, რომელიც გვიჩვენებს, რომ სექციის ფაზების შეკვრა პრაქტიკულად ერთდროულად ხდება.

თუ გაშვებ რეოსტატს 6 საფეხური ექნება, მაშინ ძრავის ქსელზედ მიერთების მომენტიდან გაშვების დამთავრებამდე ელექტრომაგნიტი ჩაერთვება 6-ჯერ, ამას დასკირდება გარკვეული დრო T . როგორც ნათქვამი იყო ეს დრო T , შეიძლება ვარეგულიროთ დიდ ფარგლებში. № 5 ცხრილში და მე-10 ნახ-ის სათანადო მრუდზე მოცემულია დამოკიდებულება გაშვების დრო T -სა და მრიცხველის დენს I -ს შორის. როგორც ჩანს, გაშვების დრო შეიძლება ვცვალოთ 6-დან 22 წამამდე.

თუ მრიცხველის დენთან ერთად ვცვლით ვერცხლისწყლის მილაკის დაწნევას ხრახნისებურ საყელურზედ, მაშინ შეიძლება გავადიდოთ რეგულირების ზედა ზღვარი, ხოლო ქვედა ზღვარის შემცირებას აზრი არ აქვს.

№ 5 ცხრილი

№№	$I_{აშ.}$	$T_{წამი}$
1	0,5	22
2	0,7	18
3	1,05	12
4	1,25	9,5
5	1,55	7,5
6	1,75	6

განვსაზღვროთ მრიცხველის დისკოს საშუალო ბრუნვათა რიცხვი, ძრავის გაშვების T დროის დამოკიდებულებით. მრიცხველში ისეთი გადაცემა ავირჩიეთ, რომ ხრახნისებრი საყელურის ერთ შემობრუნებას ე. ი. ელექტრომაგნიტის თითოეულ ჩართვას სკირდება მრიცხველის დისკოს 2,7 შემობრუნება. მთელი გაშვების T დროის განმავლობაში ელექტრომაგნიტი 6-ჯერ ჩაერთვება, აქედან მრიცხველის დისკოს საშუალო ბრუნვათა რიცხვი იქნება

$$n_{საშ.} = \frac{2,7 \cdot 6}{T} = \frac{16,2}{T} \text{ ბრ/წმ.}$$

ამგვარად, დისკოს საშუალო ბრუნვათა რიცხვი, ძრავის ყველაზედ უფრო სწრაფი გაშვების დროს, № 5 ცხრილის თანახმად იქნება:

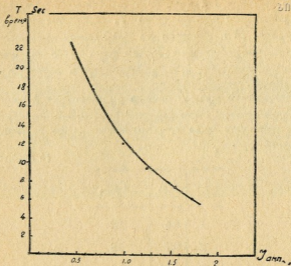
$$n'_{საშ.} = \frac{16,2}{6} = 2,7 \text{ ბრ/წმ, ხოლო ყველაზედ ნელი გაშვებისას კი}$$

$$n''_{საშ.} = \frac{16,2}{22} = 0,735 \text{ ბრ/წმ. მრიცხველის დისკოს ლერძის ასეთი}$$

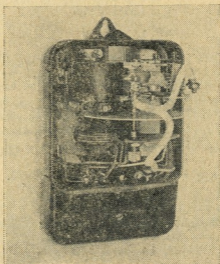
ბრუნვა არ იქნება საშიში მისი ლერძის თავის და საქუსლის გაცვეთის თვალსაზრისით, მით უფრო რომ ძრავის გაშვების დამთავრების

შემდეგ მრიცხველი (და მთელი მექანიზმიც) გამოორთულია და არ
 ბრუნავს.

პროცესული
 ზეზღირთი



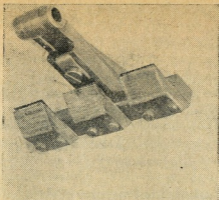
10 ნახ



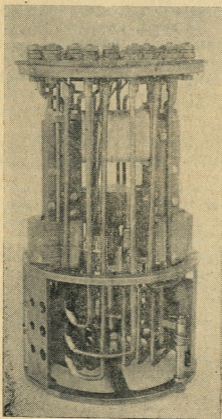
ნახ. უმრიცხველი ვერცხლის წყლის მილაკით.

დასკვნა

1. წამოყენებული სისტემის მოქმედების პრინციპი არაავთარ
 ექვს არ იწვივს სწორი და საიმედო მუშაობის თვალსაზრისით.



12 ნახ. კონტაქტორი



13 ნახ. გამშვები მექანიზმი უსახურაგოდ

2. ცვალებადი დენის, მბრუნავი ელექტრომაგნიტის გაანგარიშების მეთოდის, რომელიც დამუშავებულია ე. იასეს მიერ, პრაქტიკულად თითქმის მიუღებელია, რადგან ფანტის ნაკადის უფლებელყოფა იწვევს დიდ განსხვავებას, თეორიულად ნაანგარიშებსა და ნამდვილად მიღებულ სიდიდეებს შორის.

3. დამხმარე და დამაბლოკირებელ კონტაქტების რიცხვი, წამოყენებულ სისტემაში მინიმუმამდეა დაყვანილი.

4. დადებითია ის ფაქტიც, რომ აღებულ სისტემაში, ძრავის ბრუნვათა რიცხვის ზრდის შესაბამისად, თანდათანობით კლებულობს, გამწვები რეოსტატის საფეხურების გამოართვებს შორის დროის ინტერვალი.

5. ძრავის გაშვების დამთავრების შემდეგ გამწვები მოწყობილობა გამოერთვება ქსელიდან და ამიტომ ელექტროენერგიის ზედმეტი ხარჯვა არ ხდება.

6. საყურადღებოა ის გარემოებაც, რომ ყველა კონტაქტორის ერთ ადგილზე მოთავსება, საშუალებას იძლევა კონსტრუქციულად გავაცალკეოთ ისინი სხვა ნაწილებიდან და საჭიროების შემთხვევაში ზეთში მოვათავსოთ.

7. ძრავის გაშვების დროის რეგულირება ხდება მარტივად და საიმედოდ.

Н. ЗИРАКАДЗЕ

АВТОУПРАВЛЕНИЕ 3-Х-ФАЗНЫМ АСИНХРОННЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

В начале указывается о целесообразности автоматического управления 3-х—фазным асинхронным двигателем с фазным ротором.

Затем рассматриваются вкратце, наиболее распространенные методы автоуправления, с указанием на недостатки каждого метода.

Дальше следует описание разработанной Н. Зиракадзе схемы и конструкции с расчетом поворотного электромагнита (по методу Э. Яссе).

После этого следуют: испытание электромагнита, испытание всей системы и выводы.

ОПИСАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СХЕМЫ АВТОУПРАВЛЕНИЯ, РАЗРАБОТАННОЙ АВТОРОМ

Основные части принципиальной схемы; (см. рис. 1 и 2¹⁾ следующие: Магнитный пускатель 4, выключатель 9, однофазный счетчик электроэнергии СЧ со встроенной внутри ртутной колбочкой СЧ₁ и пусковой механизм 7.

Счетчик без постоянного магнита и счетного механизма. Он вместе с ртутной колбочкой заменяет реле времени. Пусковой механизм состоит из электромагнита 16, контактов 26 и валика 20.

На валике жестко закреплены: кулачковая шайба 27, барабанчик 22 с медной пластинкой М₁ и храповичек. Кроме того на валике сидит свободно якорь 18, могущий повернуться на 45°. В начальное положение якорь возвращается пружиной 19.

¹⁾ Рисунки смотрите в предыдущем грузинском тексте.

ДЕЙСТВИЕ СХЕМЫ

Выключатель 9 замыкается или от руки или же от командного прибора (поплавок, манометр и др.). В результате счетчик приходит во вращение и благодаря винтообразной шайбе 13, попеременно поднимает и опускает конец колбочки поворачиваемой вокруг точки 0. (Для упрощения схемы шайба 13 и диск счетчика 14 сидят на одной оси).

Таким образом, через определенные интервалы происходит замыкание и размыкание цепи катушки электромагнита.

Каждое замыкание этой цепи вызывает поворот якоря 18, на угол 45° . Эти повороты передаются валику 20, посредством храповика *f* и собачки *e*.

При первом повороте якоря, кулачковая шайба 27 освобождает контактор VI, который размыкает контакты 26 и тем самым вводит в цепь ротора весь реостат. Однако двигатель пока еще не включается так как пластинка M_1 не перекрыла контакты *a*, *b*, *c*, и поэтому цепь катушки ГК, магнитного пускателя 4 остается разомкнутой. Так как счетчик продолжает вращаться то после замыкания колбочкой $СЧ_1$, катушки М, последует его размыкание и якорь 18 вернется в первоначальное положение посредством пружины 19, а собачка *e* зацепит следующий зубец храповичка.

При втором замыкании цепи электромагнита, якорь повернется опять на 45° и пластинка M_1 теперь уже перекроет контакты *a*, *b*, *c*, и следовательно катушка ГК магнитного пускателя, получает ток и двигатель включается в сеть. До третьего поворота электромагнита проходит определенное время (пока счетчик третий раз замкнет цепь катушки М) в течение которого двигатель плавно разворачивается при полном сопротивлении в цепи ротора.

При третьем повороте якоря электромагнита кулачковая шайба 27 замкнет контакты I-го контактора и тем самым закортит первую ступень пускового реостата. Четвертым поворотом закорачивается II-ая ступень, пятым III-я и т. д. пока не будет закорочен весь реостат. В нашем случае реостат имеет шесть ступеней и поэтому при восьмом повороте якоря он полностью закорачивается и кулачковая шайба остановится, в исходном положении показанном на схеме.

Эта остановка механизма происходит по следующей причине:

Как только при втором повороте якоря, катушка ГК получила ток, она с одной стороны замкнула главные контакты ГК₃ и вспомогательные ГК₂ (контактами ГК₂ катушка ГК блокируется) а с другой — разомкнула свои же контакты ГК₁. Таким образом ток счетчика СЧ и электромагнита М, после второго поворота, проходит от контакта, (в) к контакту (с) которые до восьмого поворота якоря перекрыты пластинкой М₁.

При восьмом же повороте, эти контакты освобождаются пластинкой М₁ и поэтому счетчик и электромагнит оказавшиеся отключенными от сети, останавливаются, после окончания пуска двигателя.

Необходимо отметить, что размеры и положение кулачковой шайбы, относительно контакторов, таковы, что контакты размыкаются только после предварительного обесточения их. Это происходит так: в процессе быстрого перехода кулачковой шайбы, например с I-го контактора на II-ой, последний замыкается раньше чем размыкается первый. То же самое происходит при переходе с II-го контактора на III-й и т. д. В борьбе с обгоранием контактов указанное обстоятельство имеет важное значение.

Остановка двигателя происходит размыканием выключателя 9 т. е. обесточением катушки ГК магнитного пускателя 4.

Если в процессе пуска, двигатель выключится, или из-за падения напряжения, или же из-за полного исчезновения его, то пусковой реостат может оказаться частично закороченным, однако, при восстановлении напряжения, двигатель не включится до тех пор пока механизм автоматически не включит полностью весь реостат и следовательно, пока механизм не займет исходного положения. Только после этого, пуск повторится автоматически (поскольку выключатель 9 замкнут).

Пуск при частично закороченном реостате не происходит потому, что катушка ГК магнитного пускателя не может получить тока, после восстановления напряжения, так как контакты ГК₂ разомкнулись из-за падения или исчезнове-

ния напряжения, а контакт (а) уже не перекрывается выступом К пластинки M_1 .

Легко видеть, что данная схема основана, на разобранном нами, первом способе пуска двигателя, но за исключением первого недостатка его (независимость выдержки времени от нагрузки двигателя) в данной схеме устранены все остальные недостатки.

Отметим, что выдержку времени в нашей схеме можно регулировать в широких пределах, или путем изменения сопротивления 15, или же регулированием давления ртутной колбочки СЧ₁, на винтообразную шайбу 13. Последнее достигается перемещением соответствующего грузика, висящего на конце ртутной колбочки.

Минимальное число вспомогательных и блокирующих контактов, а также отсутствие лишнего расхода энергии, пусковым механизмом (после пуска) ясно видны из схемы. На осциллограмме № 1 и 2, снятых при испытании данной системы тоже легко заметить, что время между закорачиваниями отдельных ступеней реостата не остается постоянным, а постепенно уменьшается с разгоном двигателя.

Это положительное свойство данной схемы вытекает из того, что счетчик лишенный постоянного магнита и счетного механизма, постепенно ускоряет свое число оборотов и интервалы времени, между включениями ртутной колбочки постепенно уменьшаются.

Соответствующим регулированием положения передвигного грузика на конце колбочки или сопротивления 15, можно добиться того, чтобы ускорение числа оборотов счетчика было-бы оптимальным для данного двигателя.

В схеме предусмотрены следующие защиты.

1. При длительной перегрузке, двигатель отключается термическими реле 28.
2. При коротком замыкании плавкими предохранителями 3.
3. При чрезмерном понижении или полном исчезновении напряжения, двигатель отключается магнитным пускателем. Но при восстановлении напряжения он автоматически пускается.

ИСПЫТАНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТА

При расчете электромагнита мы требовали чтобы он развивал момент $M=25$ кг. см., хотя для привода механизма по расчету (которого мы здесь не приводим) нужно было около 12 кг. см. Такое больше чем 2-х кратное увеличение расчетного момента объясняется стремлением к надежности в работе механизма. Кроме того сам автор методики расчета, Э. Яссе, указывает на возможность большого расхождения между действительным и расчетным моментами. Во время испытания оказалось, что действительно электромагнит не развивает даже 10 кг. см. С целью экспериментирования, на катушку намотали 545 витков, вместо расчетного 510.

Зависимость тока I и ампервитков AI , от числа витков катушки W , дается на таблице № 1. Соответствующие кривые даны на рис. 6.

Опыты произведены как для начального (заторможенного) так и для конечного положения якоря.

Из кривых видно, что с уменьшением числа витков ток увеличивается гораздо быстрее, поэтому их произведение — AI растет и следовательно должен расти также вращающий момент электромагнита. Действительно когда число витков довели до 440, момент оказался достаточным для привода механизма, но для надежности оставили только 412 витков. При таком числе витков, минимальное напряжение при котором работа механизма еще обеспечена, составляет 160 вольт. Отсюда ясно, что магнитный пускатель должен отключить двигатель, если по какой либо причине напряжение сети упадет до 160 вольт.

Попытаемся выяснить причину маломощности электромагнита.

Таблица № 1, показывает, что соотношение токов для начального и конечного положений якоря, далеко не совпадает с расчетной величиной. В то время, как ток для конечного положения якоря почти не отличается от расчетного значения (2,60 А вместо 2,55 А) для начального положения имеется большое расхождение (3,25 А вместо 12,75 А).

По расчету соотношение этих токов должно быть $\frac{I_H}{I_K} = 5$, а в действительности оно равно $\sim 1,25$.

Очевидно коэффициент самоиндукции L , для начального положения якоря, получился гораздо больше расчетной величины и что этот коэффициент почти один и тот же для начального и конечного положения якоря. А это значит, что в выражении $K = \frac{1}{2} J^2 \frac{dL}{dx}$, как величина $\frac{dL}{dx}$ так и J незначительны и следовательно сила K , получается недостаточной.

Чтобы увеличить $\frac{dL}{dx}$ попробовали увеличить воздушный зазор, не изменяя величину выступа якоря. Этим мероприятием ток почти не изменился. Даже когда совсем сняли якорь, ток увеличился всего на 0,6 А.

Чтобы выяснить причину незначительного изменения тока и следовательно коэффициента— L , нужно вспомнить, что в расчетах, мы пренебрегали потоком рассеяния (это рекомендуется Э. Яссе).

Нужно было предполагать, что в нашем случае, поток рассеяния больше чем полезный поток и потому изменение магнитного сопротивления, в цепи полезного потока, мало влияет на общую индуктивность электромагнита. Для проверки этого предположения была собрана схема представленная на рис. 7. Над катушкой и на якоре электромагнита, были намотаны по одной катушке. Числа витков и омические сопротивления этих измерительных катушек были одинаковы.

Вольтметры V_2 и V_2' тоже были однотипны, с очень большими и одинаковыми сопротивлениями.

В таком случае можно принять что отношение показаний вольтметров равняется отношению соответствующих потоков. Результаты испытания даны на таблице № 2, где буквой C обозначены указанные выше отношения.

Из таблицы видно, что действительно поток рассеяния велик и он даже больше полезного потока. Если бы мы выбрали шеобразный (броневой) тип железа для электромагнита, с якорем в среднем сердечнике, а катушку разделенную на две части, намотали бы на тот-же сердечник, то рассеяние значительно уменьшилось бы.

Однако допущение Э. Яссе, о возможности пренебрежения потоком рассеяния, вообще нам кажется неправильным.

Зависимость некоторых электрических величин, от угла поворота якоря электромагнита дается на таблице № 3 и на рис. 8.

Здесь углу 0° соответствует начальное положение $\alpha=45^\circ$, конечное положение якоря.

На таблице № 4 и на рис. 9 даны зависимость температуры главных контактов механизма, от времени, при токе $I=200$ А.

Как видно повышение установившейся температуры контактов, над температурой окружающей среды не выходит из допустимого предела.

ИСПЫТАНИЕ ВСЕГО ПУСКОВОГО УСТРОЙСТВА

Для проверки надежности функционирования всей системы была собрана схема со всеми необходимыми элементами. Использованный для опытов асинхронный двигатель фирмы Siemens-Schuckert, характеризовался следующими данными:

Мощность—6 квт

220 в. λ 22,8 А—статор

146 в. λ 26,0 А—ротор.

Ограничение таким маломощным двигателем было вызвано тем, что отпускаемая энергия лимитировалась мощностью трансформатора и счётчиком рассчитанным на 35 А.

Кроме того из-за отсутствия соответствующего (данному мотору) пускового реостата таковой был взят произвольный.

Этот реостат имел четыре ступени и поэтому лишние два контактора пускового механизма пришлось зашунтировать. По сколько описанный механизм был рассчитан для двигателя мощностью до 50 квт, то проведенным испытанием безусловно не соответствующим нормальному режиму, мы хотели проверить только правильность принципа действия системы.

Во время испытания оказалось, что несмотря на то, что механизм скорее всего был только моделью, а не окончательной вполне совершенной конструкцией, система в целом работает вполне удовлетворительно.

На осциллограмме № 1 показан весь процесс пуска где кривые I, II и III относятся соответственно токам: в элек-

тромагните, роторе и статоре. На первой кривой осциллограммы, хорошо видно, как уменьшается время выдержки между выключениями отдельных ступеней пускового реостата.

На кривых II и III той-же осциллограммы видно, что на втором повороте якоря электромагнита, двигатель включился при полном сопротивлении реостата, но это сопротивление на столько велико, что (он не соответствует мотору) нагруженный двигатель не смог тронуться с места. Только после выключения первой ступени мотор начинает вращаться.

Не одинаковое затухание пиков пускового тока и опоздание выключения ступеней реостата, объясняется сильным колебанием нагрузки двигателя в процессе пуска.

На осциллограмме № 2, показано более плавное изменение тока ротора. В этом случае двигатель был почти под полной и постоянной нагрузкой.

Для проверки одновременности замыкания всех трех фаз, каждой секции пускового реостата, была снята осциллограмма № 3 из которой видно, что замыкания происходят практически одновременно.

Если бы реостат имел все шесть ступеней (а не четыре) то с момента включения двигателя до окончания пуска, электромагнит включится шесть раз, для этого потребуется определенное время T .

Как было отмечено это время пуска T , можно регулировать в широких пределах.

В таблице № 5 и на соответствующей кривой (рис. 10) дается зависимость времени пуска T от тока в счетчике. Время регулируется от 6 до 22 сек.

Если одновременно изменять и давление на винтообразную шайбу то верхний предел регулирования можно увеличить. Уменьшение нижнего предела не имеет смысла.

Определим среднее число оборотов диска счетчика в зависимости от времени пуска двигателя: Передача такова, что одному обороту винтообразной шайбы, т. е. каждому включению электромагнита соответствует 2,7 оборота диска. За все время пуска T , электромагнит включается шесть раз. Отсюда среднее число оборотов диска равно

$$n_{\text{ср.}} = \frac{2,7 \cdot 6}{T} = \frac{16,2}{T} \text{ об/сек.}$$

Таким образом согласно таблицы № 5, число оборотов диска, при самом быстром пуске двигателя будет:

$$n'_{\text{ср.}} = \frac{16,2}{6} = 2,7 \text{ об/сек.}$$

а при самом медленном пуске

$$n''_{\text{ср.}} = \frac{16,2}{22} = 0,735 \text{ об/сек.}$$

В Ы В О Д Ы

1. Принцип действия предлагаемой системы не вызывает сомнения в правильности функционирования.

2. Методика расчета поворотного электромагнита переменного тока, разработанная Э. Яссе практически почти не приемлема; так как игнорирование потока рассеяния дает большие расхождения между расчетными и действительными величинами.

3. Количество вспомогательных и блокирующих контактов в данной системе доведено до минимума.

4. Положительным свойством нужно считать и тот факт, что интервалы между выключениями отдельных ступеней релюэ-тата постепенно уменьшаются по мере разгона двигателя.

5. После пуска двигателя, пусковое устройство отключается от сети и не происходит лишняя трата электроэнергии.

6. Важно и то обстоятельство, что концентрация всех контактов в одном месте, позволяет конструктивно отделить их, от остальных частей и в случае надобности погрузить в масло.

7. Регулирование времени пуска двигателя осуществляется легко и надежно.

პროფ. ა. დიდებულის

ელექტროტრაქტორი

ჩვენი ელექტროტრაქტორის აგება დაიწყო 1927 წელს. პირველი საცდელი ნიმუში აგებული და გამოცდილი იყო 1930 წელს.

პროფ-ბის ალ. დიდებულის და კ. ამირეჯიბის და დოც ვ. მანველის სისტემის პირველი ნიმუში აგებულია ტრაქტორ ფორდზონის ბაზაზედ, რადგან მხოლოდ ამ ტიპის ტრაქტორი იყო ჩვენს განკარგულებაში.

1934—35 წ.წ აგებული იქნა პროფ. ა. დიდებულის და დოც. მანველის სისტემის ტრაქტორი მუხლუხა ტრაქტორის კატერპილერის ბაზაზედ, რომელიც ჩვენს განკარგულებაში იყო.

ამიტომ ეს ტრაქტორები უნდა ჩაითვალოს როგორც მხოლოდ კონსტრუქციულ და საცდელ მოდელებად.

1935 წ. 27 ოქტომბერს დაინიშნა კომისია რომელშიაც შედიოდნენ სოფლის მეურნეობის ელექტროფიკაციის საკავშირო საცდელ-საგამოკვლევო ინსტიტუტის წარმომადგენლები უფ. მეც-მუშაკი ი. ი. დიმიტრიევი და ი. ა. ეროხინი და სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის და ელექტროფიკაციის ამიერკავკასიის საგამოკვლევო-საცდელ ინსტიტუტის წარმომადგენლები პროფ. ა. დიდებულის და უფ. მეც. მუშაკი გ. ქებურია.

ქვემოთმოყვანილი მასალა ამოღებულია გამოცდის აქტიდან.

I-ლი ვარიანტი

I, ელექტროტრაქტორი ფორდზონის ბაზაზედ.

ელექტროტრაქტორის საერთო სახე წარმოდგენილია 1 და 2 ნახაზებზედ, მარჯვენა და წინხედის სახით.

№ 2 ცხრილში მოყვანილია თბოტრაქტორიდან მოხსნილ და ელექტროტრაქტორზედ დაყენებულ ძირითად ნაწილების ჩამოთვლა და წონა. თბოტრაქტორის და ელექტროტრაქტორის ძირითადი შედარებითი ტექნიკური მონაცემები მოყვანილია № 1 ცხრილში.

№№ რიგზე	ტექნიკური მონაცემები	თბოტრაქტორი	ელექტრო- ტრაქტორი
1	ძრავის სიმძლავრე	20 ც. ძ. სამუზრუტო	20 ც. ძ. 14,5 კ. ვატი
2	მთლიანი წონა კგ	1250	1696
3	ძრავის ბრუნვის რიცხვი ბრ/წუ	1000	960
4	I-ლი სიჩქარე კმ/ს	2,45	2,35
5	II-ე " "	4,52	4,34
6	III-ე " "	11,35	10,9
7	უკანა სიჩქარე	4,33	4,15
8	ტრაქტორის გაბარიტები:		
	ა) სიგრძე მმ	2950	2950
	ბ) სიგანე	1560	1560
	გ) სიმაღლე	1390	3500
	დ) მანძილი ტრაქტორის უმდაბლეს წერტილამდე (საშუქი)	295	220


შენიშვნა: № 1 ცხრილის შედგენის დროს თბოტრაქტორის ნაწილების წონა აღებულია ლიტერატურული მონაცემების საფუძველზე; ელექტროტრაქტორისათვის კი—ნაწილების გაზომვის და მათი წონის თეორიული გაანგარიშების საფუძველზე. ელექტროაპარატურის წონა აღებულია კატალოგიდან.

როგორც №№ 1 და 2 სურათებიდან ჩანს ელექტროტრაქტორი შემდეგ ძირითად კვანძებისაგან შედგება:

1. დრეკადი კაბელი—ПРШТ მარკის 3×10 მმ² კვეთით და 181 მ. სიგრძით, რომლის საშუალებით ელექტროტრაქტორი შეუერთდება დაბალვოლტიან ქსელებზე და დაშვებულ ტრანსფორმატორულ დანადგარს.

2. ელექტროტრაქტორის ანძა წარმოადგენს სივრცულ ფერმას, რომელიც დამზადებულია 50×50 ზომის კუთხედი რკინისაგან.

ქვემოთ თავის ფუძესთან ანძის ოთხი ფეხი მაგრდება ქანკიკებით ჩონჩხებზე (კარკასზე), რომელზედაც დაყენებულია ელექტრომობილი. ზემო ნაწილში ეს კუთხედები ახლოვდება და ჰქმნის ოთხკუთხედიან 90×90 მმ კვეთის ხერეტილს (იხ. 2 ნახ., 1) ამ ხერეტილში იდგება მალი (ანძის თავი) 940მმ სიგრძის (2). ერთად შეერთებული 4 კუთხედი ორი კავით (3), რომელიც ამავ

თბოტრაქტორიდან მოხსნილ და ელექტროტრაქტორზედ დაყენებულ ძირითად ნაწილების ჩამოთვლა და წონა 
 № 2 ცხრილი

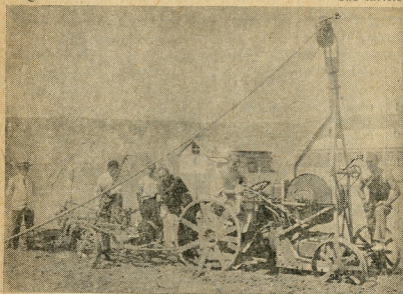
თ ბ თ რ ა ქ ტ ო რ ი			ელექტროტრაქტორი		
№№ რიგზე	ნაწილების დასახელება	წონა მმ	№№ რიგზე	ნაწილების დასახელება	წონა მმ
1	თბოტრავა კარბურატორით და მქნევიარით	271	1	ანძა	105
2	რადიატორი წყლით და ვენტილატორით	90	2	კაბელის დოლი	117
3	ავზები ნავთით და ბენზინით	80	3	დრეკადი კაბელი ПРПТ 3×10; 181 მ	229
4	ჭაერმწმენდი წყლით	14	4	კაბელის დამლაგებელი	13
5	ამჭრავი ბორბალი	20	5	ელექტრომომტორი გამწვებ და დამცავ აპარატურით	247
6	უკანა ხიდი და მართვის საკე ჟანტოს მექანიზმით	775	6	ელექტრომომტორის და ანძის შემაგრება ტრაქტორის უკანა ხიდზედ	210
			7	უკანა ხიდი და მართვის საკე ჟანტოს მექანიზმით	775
	ტრაქტორის მთლიანი წონა სამუშაო მდგომარეობაში	475		ელექტროტრაქტორის წონა უკაბელოდ	1467
	მოხსნილ ნაწილების საერთო წონა	1250		ელექტროტრაქტორის მთლიანი წონა სამუშაო მდგომარეობაში	1696

დროს უქერს შიგ ჩასმულ ანძის თავს, მილის ზედა თავზედ დამაგრებულია ორი ბურთულა საკისარი 90 მმ შიგა დიამეტრით. ბურთულა საკისარების ცოტა ქვემოთ, მილზედ მოთავსებულია რგოლი (4), რომელიც ეყრდნობა ანძის ფეხების ბოლოებზედ და იღებს თავის თავზედ ანძის ზედა თავის წონის თითქმის მთელ დატვირთვას კაბელის დაჭიმულობის ძალას.

ბურთულა საკისარების გარეგანი რგოლები დამაგრებულია გარცმში (5). გარცმზედ ქანქიკებით ხისტად მაგრდება ორი Γ-მაგვარი ფეხი (6), რომელიც გამოყენებულია, როგორც კრონშტეინი ზედა მიმღები ბლოკისათვის (7). ხის ბლოკის დიამეტრი უდრის 230 მმ და მისი ღარების სიღრმე კაბელისათვის—50 მმ. ბლოკის სიგანე—100 მმ. კაბელის ჩამოვარდნისაგან დასაცავად მიმღებ ბლოკის ზემოდან მოთავსებულია ხის პიშკერი გორგოლაქი (8), რომელსაც 45 მმ დიამეტრი აქვს. ის არ ეხება კაბელს როდესაც ეს უკანასკნელი სწორად ძევს მიმღებ ბლოკზედ. მიმღები ბლოკი კრონ-

შტეინთან და გარკმთან ერთად ადვილად ბრუნავს გარშემო და ყოველთვის მიმართულია კაბელის მოწოდების მხრისაკენ.

ქართული
ენციკლოპედია



1 ნახ.

მილის ქვედა ბოლოზედ დამაგრებულია ორი მიმართველი გორგოლაქი (9), რომელიც პარალელურ ღერძებზეა დასმული.

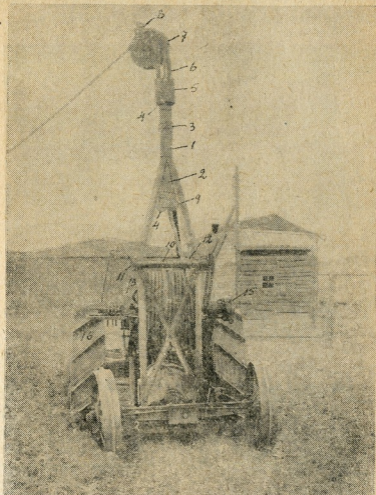
კაბელი მიმღებ ბლოკზედ შემოსვლის შემდეგ მიემართება ანძის ზედა თავის მილით (კედლებზედ შეუხებლად) ქვედა მიმართველ გორგოლაქებზედ და შემდეგ კაბელდამლაგებელი აპარატის მიმართველი გორგოლაქებით — დოლზედ.

კაბელის დაკიდების სიმაღლე მიწიდან უდრის 3450 მმ.

3. კაბელდამლაგებელი აპარატი — ცხადად მოჩანს № 1 და № 2 ნახატზედ (აღნიშნულია ციფრი 10). გარდა ამისა უფრო დიდ მასშტაბში ის გადაღებულია № 3 ნახატზედ. კაბელდამლაგებელი აპარატი წარმოადგენს ორ საკისარზედ დასმულ ლილვს (11). მისი ღერძი დოლის ღერძის პარალელურია.

ლილვზედ 365 მმ მანძილზედ მოკრილია მართკუთხიანი შექცეული კუთხვილი. კუთხვილზედ მოძრაობს პატარა კარეტა (12) ორი მიმართველი გორგოლაქით. დოლის ერთი ბრუნვის დროს კარეტას უნდა ჰქონდეს ღერძის გასწვრივ კაბელის დიამეტრის ტოლი გადაადგილება.

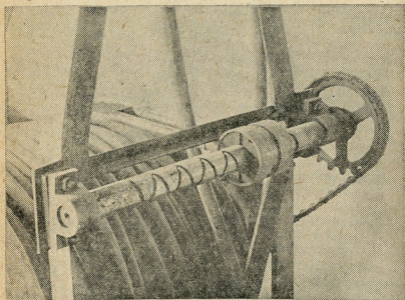
ლილვის ბოლოზედ (ტრაქტორის მარცხენა მხრიდან) დამაგრებულია ვარსკვლავი. მეორე ვარსკვლავი ზის დოლის ლილვზედ. ვარსკვლავები ერთმანეთთან შეერთებულია ჯაჭვით, რომელიც აბრუნებს კაბელდამლაგებელ აპარატს. ამ დროს ლილვის კუთხვილში თითებით შესული კარცა მოძრაობს ლილვზედ (ლილვის კუთხვილიან ნაწილზედ) და ამგვარად კაბელს დოლზედ ალაგებს.



2 ნახ.

4. კაბელის დოლი მოთავსებულია ანძის შუაში. ტრაქტორის განივად მოთავსებული და ჰორიზონტალურ სიბრტყეში მდებარე მისი (დოლის) ლერძი ბრუნავს თითბრის საღებებიან საკისარებში.

რომელიც დამაგრებულია ანძის განივ დამკვიმებში. დოლის გაბარიტები: შიგა დიამეტრი—390 მმ, გარეგანი—685 მმ, დოლის ლოკებს შორის მანძილი ღერძის მიხედვით—446 მმ. დოლის შიგა დიამეტრი, რომელზედაც კაბელის პირველი რიგი წეება, გაკეთებულია 1 დუიმის სისქის ფიჭვის ფიტრებისგან დამზადებულ ხის ცილინდრის სახით, დოლის გარეპირები სპილენძისაა. დოლზედ ლაგდება ღერძის გასწვრივ 16 ხვია, რადიუსის გასწვრივ—6—7 რიგი. პროექტის თანახმად დოლმა 274 მ კაბელი უნდა მოათავსოს.



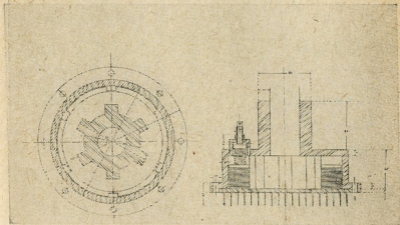
3 ნახ.

დოლის ღერძი გაკეთებულია გაზის მილიდან $d=44$ მმ. ტრაქტორის მარჯვენა მხრიდან დოლის ღერძის გამოშვებულ ბოლოზედ დამაგრებულია მცურავ დენამლების სამი რგოლი. თითოეულ რგოლზედ მიდებულია ორ-ორი დენამილები. დენამილების მჭერების თითები დამაგრებულია გამოშვებულ ჩარჩოზედ (16).

დენამლები ზემოდან დახურულია თუნუქის გარკმით. სურათზედ ის არა ჩანს, რადგან გამოცდის დროს მოხსნილი იყო. მცურავ დენამლებებსა და დოლის საკისარს შორის დამაგრებულია ლენტისებური მუხრუჭი (13); მუხრუჭის სახელური მოჩანს № 1 სურათზედ (14). ტრაქტორის მარჯვენა მხარეზედ დოლის ღერძზე დასმულია ფრიქციული დამკვიმი ქურო (15), რომლითაც მოძრაობს, დოლი

ელექტროტრაქტორის მარცხენა წამყვან თვალზედ მიმაგრებული
 ბორბლიდან ღვედის საშუალებით (იხ. № 4 ნახ.)

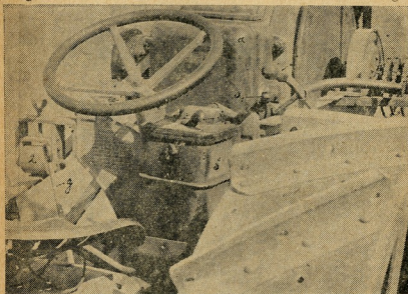
ბორბლის დიამეტრი უდრის 400 მმ. ღვედის უკეთესი დაქო-
 მულობისათვის გათვალისწინებულია დამკვიმი გორგოლაქი (№ 5
 ნახ. რიცხვი 2).



4 ნახ.

5. ფრიქციული დამკვიმი ქუროს დანიშნულებაა დაიცვას კა-
 ბელის მუდმივი დაქიმულობა მუშაობაში. როდესაც კაბელი მიაღ-
 წევს განსაზღვრულ დაქიმულობას (პროექტის მიხედვით დაახლოებით
 60 კგ), ფრიქციული ქურო დაიწყებს სრიალს და დოლის ბრუნვა
 შეჩერდება. კაბელის დაქიმულობის შემდგომი გაზრდა (შემთხვევა,
 როდესაც ელტრაქტორი შორდება მიერთების პუნქტს) უფრო მეტად
 ზრდის ფრიქციულ ქუროს ბუქსაობას, დოლი იწყებს ბრუნვას უკუ-
 მიმართულებით და კაბელი გაიშლება. როდესაც ელექტროტრაქტო-
 რი ბრუნდება პუნქტისაკენ, ფრიქციული ქურო ახვევს შესუსტებულ
 კაბელს დოლზედ. იმის გამო, რომ კაბელის დახვევის სიჩქარე რა-
 მოდენიმედ მეტია ვიდრე ტრაქტორის მოძრაობის სიჩქარე, ამიტომ
 ტრაქტორის ქვეშ კაბელის მოყოლის შემთხვევა არ მოხდება. № 4
 ნახატზედ წარმოდგენილია ფრიქციული ქუროს საერთო ხედის
 ნახაზი ზომებით. ქუროს შიგა მილსაყი ფრიქციული ქუროს გარე-

გან გარკმთან შეერთებულია 12-წველი ლითონის დისკოებით-
 დისკოების ერთმანეთზე დაქერის ხარისხის და, მაშასადამე, კაბე-
 ლის დაჭიმვის სიდიდის რეგულირება ხდება ექვსი ქანჭიკით. დაჭი-
 მი ქუროს უკეთესი გაცივების მიზნით პროექტის მიხედვით გარკმის
 გარეგანი ზედაპირი წიბოებია.



5 ნახ.

ელექტროტრაქტორის საცდელ ნიმუშში ეს წიბოები არ არის.
 ქურო ივსება ნარევით: ნავთი 75%, მანქანის ზეთი—25%. გამოც-
 დების დროს ქურო ივსებოდა სუფთა მანქანის ზეთით ნავთის გაუ-
 რველად. დაჭიმვაში ქუროს გარკმი ერთდროულად გამოყენებულია
 კაბელის დოლის ასამოძრავებელ ღვედურ გადაცემის ბორბლის
 სახით.

6. ელექტრომტორი და გამშვები და დამცველი აპარატურა.
 ელექტროტრაქტორზე დაყენებულია 3-ფაზიანი ღია ტიპის ასინ-
 ქრონული მტორი, რგოლებითურთ. რომ აცილებული იქნეს მტ-
 ტორში ტენის და მტერის მოხვედრა—ის ზემოდან დახურულია ბრე-
 ზენტის ჩარჩივით. ელექტრომტორის პასპორტი: ფირმა AEG, ტი-
 პი 1001/15 კ. 220 ვ., 53,3 ამპ., 15 კვატ., 20,5 HP 950 ბრ/წ. $\cos\varphi =$
 $= 0,85$.

პროექტის მიხედვით ელექტროტრაქტორის ავტორებმა გაითვალისწინეს, რომ ძრავად გამოყენებიათ დერის სისტემის რეპლუსიური მოტორი, რომელიც საშუალებას იძლევა, რომ ძლიერ მარტივად და ეკონომიურად მოწესრიგდეს სიჩქარე, დიდ ფარგლებში, სიჩქარეთა კოლოფში გადაართვის გარეშე.

ელექტრომოტორი დაყენებულია ჩონჩხებზე (კარკასზე), რომელიც გაკეთებულია კუთხედი რკინისაგან (140×140) და დამოკლონებულია დგარში. ელმოტორის გაშვება ხორციელდება AEG ფორმის მაგნიტური გამშვების დახმარებით, რომელიც მონტირებულია თუჯის ყუთში. მაგნიტურ გამშვებს (220 ვ., 60 ამპ) აქვს მაქსიმალური რელე და ამპერმეტრი. გამშვები რეოსტატი (ფირმა AEG) მონტირებულია მაგნიტურ გამშვების გვერდით. ელექტროტრაქტორის გამშვებ და მაგნიტურ აპარატურის ხედი მოცემულია № 5 ნახატზედ. აქ „ა“ მაგნიტური გამშვებია; „ა₁“ მისი გამშვები სახელური, „ბ“ გამშვები რეოსტატი, „ბ₁“—მისი სახელური. რომ უზრუნველყოფილი იყოს ელექტრომოტორის ბრუნვის მიმართულების შეცვლა მკვებავ პუნქტში ფახების გადაართვის გარეშე, პროექტი ითვალისწინებს ელექტროტრაქტორზედ დამატებითი გადამრთველს.

7. ელექტროტრაქტორის მართვის ბერკეტები. ელექტროტრაქტორზედ მუშაობის დროს იხმარება მართვის შემდეგი ბერკეტები: ელექტრომოტორის გაშვების დროს მაგნიტურ გამშვების სახელური; გამშვები რეოსტატის სახელური; სატერფული, რომელიც გამოსწევს წამყვანი ხახუნას დისკოს; სიჩქარის ჩამრთავი სახელური, ელექტროტრაქტორის საჭე.

უკანა სვლის დროს—ლენტისებური მუხრუჭის სახელური. ელექტროტრაქტორის მოძრაობის და მისი გაჩერების დროს საჭიროა მართვა სატერფულით, სიჩქარეთა გადართვის ბერკეტით და საჭით ე. ი. უფრო იოლად ვიდრე თბოტრაქტორის შემთხვევაში, სადაც დამატებით საჭიროა საწვავი ნარევის და ანთების რეგულირება.

8. ელექტროტრაქტორის მექანიზმების ურთიერთ მოქმედება. ელმოტორის გაშვების და სიჩქარეთა კოლოფის ჩართვისთანავე ელტრაქტორი იწყებს მოძრაობას. ტრაქტორის წამყვან კბილანასთან ერთად მბრუნავ ღვედურ გადაცემის ბორბლიდან ბრუნვას იწყებს ფრიქციულ ქუროს გარკში. ქუროს დისკოებით ბრუნვა გადაეცემა კაბელის დოლს კაბელის განსაზღვრულ დაჭიმულობამდე, როცა მისი დაჭიმულობა არ აღემატება ფრიქციულ ქუროს დისკოების შეჭიდულობის ძალვას. ასეთ წონასწორობის მიღწევის დროს დოლი გაჩერდება და ფრიქციულ ქუროს დისკოები აბუქსავდება ზეთში. დოლთან ერთად ბრუნვას კაბელდამლაგებელი აპარატიც, რომელიც

დოლთან დაკავშირებულია ჯაქვეური გადაცემით და ან ახვევს და ან შლის კაბელს.

ამგვარად, როცა ელექტროტრაქტორი სასოფლო-სამეურნეო მუშაობას აწარმოებს—ხან მიუახლოვდება მინდვრის ქსელთან კაბელის მიერთების პუნქტს და ხან სცილდება მას. ამ დროს კაბელი ავტომატურად ან ეხვევა დოლზედ სწორი რიგებით და ან იშლება და ლაგდება ელტრაქტორის და მასზედ მიბმულ მუშა იარაღის უკან ველზედ.

ფრიქციული დამკერი ქურო იცავს კაბელის მუდმივ დაჭიმულობას, რის გამოც კაბელი ლაგდება მიწაზედ ელტრაქტორიდან რაღაც მანძილზედ ისე, რომ არ ედება არც ტრაქტორს და არც მისამებელ იარაღს.

ელექტროტრაქტორის ყველაზედ საპასუხისმგებლო კვანძს წარმოადგენს ფრიქციული ქურო და კაბელდამლაგებელი აპარატი, რომელნიც უზრუნველყოფენ დოლზედ კაბელის ავტომატურ და სწორ დახვევას და გაშლას და იცავენ კაბელის მუდმივ დაჭიმულობას, რომ კაბელი არ მოხვდეს ტრაქტორის თვლების ქვეშ.

9. მინდვრად ელექტროტრაქტორებით მუშაობის ორგანიზაციის აღწერა. ელექტროტრაქტორებით მუშაობის ორგანიზაცია ამ საკითხის თეორიული დამუშავების თანახმად (ჩხაკინძეს“-ის მიერ) შემდგენილი უნდა იყოს: მუშაობა წარმოებს აგრეგატებით, რომელნიც შედგებიან ორ ელექტროტრაქტორისაგან და ტრანსფორმატორული ქვესადგურისაგან. არსებობს მუშაობის ორგანიზაციის ორი ვარიანტი. პირველ ვარიანტში აგრეგატი შედგება ორ ელექტროტრაქტორისაგან. ერთ მოძრავ ტრანსფორმატორულ ქვესადგურისაგან (6600/380 ვოლტის ძაბვისათვის) ერთი თბოტრაქტორისაგან. მეორე ვარიანტში აგრეგატი შედგება ორი ელექტროტრაქტორისაგან. ერთი მოძრავ ტრანსფორმატორულ ქვესადგურისაგან (იმავე ძაბვისათვის), ორ საკაბელე ურიკასაგან, თითოეული 250 მ სიგრძის კაბელით და ერთ საკაბელე ურიკასაგან, მაღალ-ვოლტიან 110 მ სიგრძის კაბელით.

დასამუშავებელი ფართობის გასწვრივ გადის განმანაწილებელი მაღალვოლტიანი საჰაერო ხაზი 6600 ვოლტის ძაბვით. ამ ხაზიდან პირველ ვარიანტისათვის ყოველ 500 მეტრის შემდეგ განშტოებულია სამინდვრე სამუშაო ხაზები 5 კილომეტრზედ, სვეტებს შორის 50 მეტრის მანძილით.

ამგვარად, ელექტროტრაქტორის საქცევის სიგრძე უდრის 500 მ ხოლო სიგანე—25 მ. ასეთი საქცევის დროს მინიმუმამდე შეიძლება დაყვანილი იქნეს კაბელის თრევა მიწაზედ და მიღწეული იქნეს სტანდარტული მანძილი საჰაერო ხაზის სვეტებს შორის (50 მ).

მეორე ვარიანტისათვის დასამუშავებელი უჯრედი წარმოადგენს ოთხკუთხედს 50×1000 მ. ე. ი. 5 ჰექტ. ელექტროტრაქტორი იწყებს მუშაობას კაბელმზიდიდან, რომელიც არის სამინდვრე-ხაზის სვეტიდან 250 მ მანძილზედ. კაბელმზიდს ელექტროენერგია გადაეცემა დაბალვოლტიან 250 მ სიგრძის კაბელით.

II. ზემოთმოხსენებულ კომისიის საპროექტო დასკვნები

„ფორდზონი“-ს ტიპის ტრაქტორების გამოშვება უკვე დიდხანია შეწყვეტილია ჩვენი ქარხნების მიერ და ამ ეკამდ მათი შემოტანაც საზღვარგარეთიდან არ წარმოებს. მეურნეობაში ელტრაქტორი შევიწროებულია აგრეთვე უფრო მძლავრ და სრულქმნილ ტრაქტორებით „სტზ“, „ხტზ“, „ჩტზ“, „სტზ-ნატი“ და სხვათა მიერ. ამიტომ ჩვენ მიერ აღწერილი ელექტროტრაქტორი ფორდზონის ბაზაზედ განიხილება როგორც საცდელი ნიმუში არსებულ ტრაქტორების ბაზაზედ უფრო სრულქმნილ ელტრაქტორის გასაკეთებელი მასალების მოსამზადებლად. ამ მიზნით შეიძლება ისეთი ტრაქტორების გამოყენება, რომელნიც, ნაწილების გაცვეთის გამო, ან უმოქმედოდ დგანან მეურნეობაში და ახ უნდა გადაადნონ მარტენის ლუმლებში. სწორედ ამ თვალსაზრისით არის გაკეთებული ქვემოთოყვანილი დასკვნები:

1. აუცილებელია უფრო გულდასმით და ფრთხილად იქნეს შერჩეული დრეკადი კაბელის კვეთი და გაანგარიშდეს ის არა მარტო ელექტრომობტორის ნომინალურ დენზედ, არამედ ვაოვალისწინებული იქნეს ელექტროტრაქტორის მუშაობის დროს ხშირად განმეორებული დენის პიკები.

კაბელის შემცივრებული კვეთი ძირითადად სცვლის ელექტროტრაქტორის მუშაობის რეჟიმს, ამცირებს მის სამუშაო სიჩქარეს და სპობს ასინქრონულ მოტორის ძვირფას თვისებას—გადატვირთვის ატანას (1,8—2 ნომინალური).

კაბელში ძაბვის დიდი დაცემის შედეგად მოტორი არ ავითარებს ბრუნვის ნომინალურ მომენტსაც კი—როგორც ეს ხდებოდა ელექტროტრაქტორის საცდელ ნიმუშში.

2. კაბელის დოლის გაბარიტები უნდა გაიზარდოს, რომ შესაძლებელი იყოს კაბელის საანგარიშო სიგრძის (275 გ) მოთავსება, რაც აუცილებელია ელექტროტრაქტორის მუშაობის ორგანიზაციის შედგენილ სქემების თანახმად.

კაბელის დოლის ზომები გადიდებული უნდა იქნეს იმ ვარაუდით, რომ კაბელი $\text{ПРШТ } 3 \times 10$ მმ² შეცვლილი იქნეს უფრო დიდი კვეთის კაბელით, თუ კი ქსელის ძაბვა დარჩება 220 ვოლტი. კაბელის დოლის კონსტრუქციის პრინციპმა გაამართლა იმედები და

შეიძლება მისი გამოყენება შემდგომ კონსტრუქციებში ცალკეულ დეტალების შეცვლით: სპილენძის გარეპირების კაბელის დამაგრება, კაბელის შეყვანა მილში და ა. შ.

3. კაბელდამლაგებელ აპარატის მუშაობის პრინციპი სრულიად გამოსადეგია ელექტროტრაქტორის კონსტრუქციაში. დოლზედ კაბელის სწორი დახვევისათვის აუცილებელია შესრულდეს პირობა, რომ კარეტის სწორხაზობრივი მოძრაობა (ე. ი. კუთხვილი ნაბიჯი და აპარატის ლილვის ბრუნვის სიჩქარე) ზუსტად იქნეს შეთანხმებული დოლის ბრუნვასთან. დოლის ერთ ბრუნვის შესაბამისად კარეტამ უნდა გადაადგილოს კაბელი დოლის დიამეტრის სიგრძეზედ. საცდელ ნიმუშში ეს პირობა დაცული არ არის. ეს კვეთი შერჩეული იყო რადგან ლაბორატორიაში უფრო დიდი კვეთის კაბელი არ იყო. კაბელდამლაგებელი მოწყობილობა გაანგარიშებული იყო არა 3×10 მმ² არამედ 3×16 მმ² კაბელის ზომაზედ.

4. ხახუნის დამკვიმი ქურო უზრუნველყოფს კაბელის საკირო დაკვიმულობას და ნებას იძლევა ფართო საზღვრებში ვაწარმოოთ დაკვიმულობის რეგულირება. გამოცდის დროს ხანგრძლივ მუშაობისათვის მისი მოქცევა ვახურების თვალსაზრისით მთლიანად ვერ იქნა გამორკვეული. კონსტრუქციის სიმარტივის და კომპაქტობის თვალსაზრისით ქურო მთლიანად ვარგისია ელექტროტრაქტორებზედ, ეკონომიურია და თხოულობს უმნიშვნელო სიმძლავრეს (600 ვატი).

დამკვიმი ქუროს ლეველური ამძრავი სამუშაოდ გამოუსადეგარია; ის უნდა შეიცვალოს ჯაჭვური გადაცემით, რომელიც გარკმით უნდა იყოს დაცული.

5. ელექტროტრაქტორის კონსტრუქცია უკანა სვლის დროს არა დამაკმაყოფილებლად მუშაობს. ამ დროს ფრიქციული ქუროშლის კაბელს და არ ჰქმნის არავითარ დაკვიმულობას, რის გამოც კაბელის ხვიები სუსტდება და თვით კაბელი ფუჭდება ანძაში ხახუნის გამო.

აუცილებელია მოფიქრებული იქნეს კონსტრუქცია ისე, რომ ქუროს შეეძლოს კაბელის გაკვიმვა ელტრაქტორის სვლაზე დამოუკიდებლად. ელტრაქტორის უკანა სვლის დროს დოლის დამუხრუჭებისათვის გათვალისწინებული ლენტისებური მუხრუჭი ცუდად მუშაობდა. ეს უარყოფითი მხარეები აცილებელია მეორე ვარიანტში.

6. ანძის კონსტრუქცია და მისი თავი მიმღები ბლოკით საკმაოდ მკვირვია და გამოცდების დროს კარგად მუშაობდა.

ელტრაქტორის მდგრადობის გაუარესება არ ხდებოდა.

7. დასამუშავებელი უბნის საქცევის სიგანე არ უნდა აღემატებოდეს 40 მეტრს, რადგან ათრეულ კაბელის წინააღმდეგობა დიდ ხდება და დამკვიმი ქურო ვერ დასძლევს მას.

8. ელტრაქტორზედ მუშაობა ისე უნდა იყოს ორგანიზებული რომ აცილებული იქნეს საქცევის ბოლოს ელტრაქტორის მხოლოდ ერთი მხრით მობრუნება, რადგან ეს იწვევს კაბელის დაგრუნას და მის გაფუჭებას. აუცილებელია ტრაქტორის მობრუნებათა თანამიმდევრობა ხან ერთ და ხან მეორე მხარეზე.

9. ელექტროტრაქტორის მუშაობაზე დაკვირვებამ გამოარკვია რომ ელექტროტრაქტორის მიერ გავლილი გზა ფრიქციონის ან ელექტრომომტორის გამორთვის შემდეგ პრაქტიკულად ნულს უდრის.

10. ელტრაქტორის კონსტრუქციის და მუშაობის უნარანობის შეფასების შედეგად შეიძლება შემდეგი დასკვნების გამოტანა.

ა) ელტრაქტორის კონსტრუქცია უზრუნველყოფს ტრაქტორის დოლზედ კაბელის სწორ დახვევას და გაშლას. ეს წარმოადგენს მთავარ პირობის შესრულებას, რომ მოპარაგებული იყოს დენით ელექტრომომტორი მოძრავ მექანიზმზედ.

ბ) წინხედვას ელექტროტრაქტორი არ უშლის, რის გამოც მისი მართვა არ წარმოადგენს სიძნელეს. ელექტროტრაქტორის მომსახურება გაცილებით მარტივია ვიდრე თბოტრაქტორის და მასზედ შეუძლიათ მუშაობა უფრო დაბალ კვალიფიკაციის ტრაქტორისტებს თბოტრაქტორთან შედარებით.

გ) ელექტროტრაქტორი ხასიათდება დიდი ეკონომიურობით და ერთი ჰექტ-ის დამუშავებაზედ ხარჯავს 51—54 კვტ-ს, რაც ენერგიის ღირებულების 5 კპ კვტ-ს, მობრუნებებზედ ენერგიის ხარჯის 20% ვაზრდის და უქმ გადასვლების გათვალისწინებით შეადგენს 3—3,10 მან. ერთ ჰექტარზედ. თბოტრაქტორისათვის ეს ხარჯი უდრის დაახლოვებით 20 მანეთს.

დ) გამოცდილ ელტრაქტორის დოლზედ დახვეულ კაბელის სიგრძე 3×10 მმ² კვეთის დროსაც კი ნებას იძლევა დამუშავდეს 500—600 მ სიგრძის საქცევი. კაბელის სიგრძის და კვეთის ვაზრდა გამოიწვევს კაბელის დოლის ზომების ვაზრდას და ამით ხელს შეუშლის ტრაქტორის მართვას თვალზედვის გაუარესების გამო.

ე) რომ გამოვარკვიოთ სამეურნეო პირობებში აღებულ კონსტრუქციის ელტრაქტორების გამოყენების რენტაბელობა, აუცილებელია ამ საკითხის დამატებითი თეორიული დამუშავება მუშაობის ორგანიზაციის საკითხში (დამუშავებულ უჯრედის ზომები, საქცევის სიგრძე, მწარმოებლობა და ა. შ.) და გამორკვეულ იქნეს თუ რამდენად აკმაყოფილებს ის აგროტექნიკურ მოთხოვნილებებს.

ვ) თეორიულ დასკვნების შესამოწმებლად და ამ საკითხის საბოლოო გადაწყვეტისათვის აუცილებელია ელექტროტრაქტორების მუშაობის ორგანიზაცია, ხანგრძლივ სამინდვრე პირობებში, აგრეგატის სახით ამა თუ იმ შეთანაწყობაში ერთერთ ელექტროფიცირებულ საბჭოთა მეურნეობაში ან მტს-ში.

ელექტროტრაქტორი—2

**პროფ. ა. ლიდიპაშვილის და უფ. მც. მუშ. ვ. მანველიძის
სისტემის.**

1. კონსტრუქციის აღწერა

ელექტრო-ტრაქტორი აგებულია ტრაქტორ „კატერპილერ—20“ ბაზაზე. ეს უკანასკნელი წარმოადგენს ხოლტის ქარხნის ძველ 1926—1928 წწ. გამოშვების მოდელს, რომელიც შემდგომ წლებში მნიშვნელოვნად შეიცვალა.

თბოტრაქტორიდან მოხსნილ და ელექტროტრაქტორზედ დაყენებულ ნაწილების წონები მოყვანილია № 3 ცხრილში.

თბოტრაქტორიდან მოხსნილი და ელექტროტრაქტორზედ დაყენებული ნაწილების წონები.

№ 3 ცხრილი

თ ბ თ რ ა ქ ტ ო რ ი			ელექტროტრაქტორი		
№№ რიგზე	ნაწილების დასახელება	წონა კგ	№№ რიგზე	ნაწილების დასახელება	წონა კგ
1	თბოძრავა 25 ც. ძ. კარბურატორით და მქნვევართ	400	1	ანძა	138
2	მაგნეტო	10	2	კაბელის დოლი ამძრავით	82
3	რადიატორი წყლით და ვენტილატორით . . .	80	3	კაბელი 3X25 მმ ² —85 მეტ.	128
4	აგზები ნავით და ბენზინით	110	4	კაბელდამლაგებელი აპარატი ამძრავით	29
5	ბაერის მწმენდი ზეთით . .	14	5	ელექტრომოტორი გამშვებ და დამცავ აპარატურით	270
6	შასი, მუხლუხები და ა. შ.	1736	6	ელმოტორის შემაგრება .	72
			7	შასი, მუხლუხები და ა. შ. .	1736
	მოხსნილ ნაწილების წონა ტრაქტორის მთლიანი წონა	614 2350		ტრაქტორის მთლიანი წონა უკაბელოდ . . .	2327

№ 3 ცხრილი შედგენილია საორიენტაციოდ რადგან ლიტერატურაში თითქმის არ არის ელექტროტრაქტორის-2 მოდელისათვის გამოყენებულ მუხლუხა ტრაქტორის მონაცემები.

თბოტრაქტორის და ელტრაქტორის შედარებითი ტექნიკური მონაცემები მოყვანილია № 4 ცხრილში.

**თბოტრაქტორის და ელტრაქტორის შედარებითი
ტექნიკური მონაცემები**

№ 4 ცხრილი

№№ რიგზე	ტექნიკური მონაცემები	თბოტრაქ- ტორი	ელტრაქტორი
1	ძრავის სიმძლავრე ც. ძ.	25	28 (20,5 კვტ)
2	ძრავის ბრუნვის რიცხვი წუთში	950	1450
3	მთლიანი წონა კგ.	1350	2330 უკაბელოდ
4	I-ლი სიჩქარე კმ/ს	3,6	5,50
5	II-ე „ „	5,0	7,62
6	III-ე „ „	8,7	13,3
7	უკანა სიჩქარე	4,03	6,15
8	გაბარატული ზომები:		
	ა) სიგრძე მმ	2750	3100
	ბ) სიგანე „	1320	1320
	გ) სიმაღლე „	1340	2730
	დ) მანძილი ტრაქტორის უდაბლეს წერტილამდე	—	—

ელექტროტრაქტორის საერთო ხედი მოცემულია № 6—№ 9 ნახატზედ, ხოლო მისი ცალკეული კვანძები წარმოდგენილია 10—12 ნახატზე.

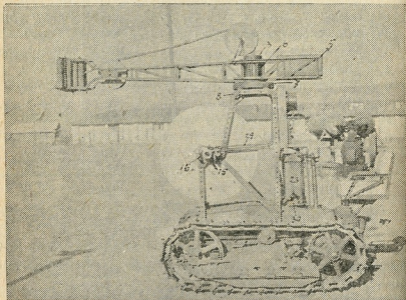
ელექტროტრაქტორის ცალკეულ კვანძების აღწერა

1. **დრეკადი კაბელი.** დრეკად კაბელად ელექტროტრაქტორზედ 2 გამოყენებული იყო პრიმიტივეზულად ნაკეთები კაბელი, რომელიც დამზადებული იქნა ПРГН 25 მმ მავთულის სამი ძარღვისაგან. ზემოდან მას შემოკერილი ჰქონდა ბრეზენტის პერანგი. გამოცდის მომენტისათვის კაბელი ძლიერ გაცვეთილი იყო (იხ. № 10 ნახატი). მისი ბრეზენტის პერანგი დაიჩინა და ბევრ ადგილას დაიხა.

ПРГН მავთულის იზოლაციაც ბევრ ადგილას გაფუჭებული იყო და ასეთივე კვეთის მქონე კაბელის უჭონლობის გამო მისი შეცვლა ახლით ვერ მოხერხდა. კაბელს აქვს შემდეგი მონაცემები: სიგრძე—85 მ, საშუალო $d=19$ მმ, წონა ერთი მეტრის უდრის 1,5 კგ.

მისი სიგრძე ვერ უზრუნველყოფდა ელტრაქტორის მუშაობას 100 მ სიგრძის საქციევზედ. ამიტომ გამოცდების დროს კაბელზე მიმატებული იყო 50 მმ² კვეთის და 43 მ სიგრძის ალუმინიუმის გამტარი, რითაც მთლიანი სიგრძე გახდა 128 მ.

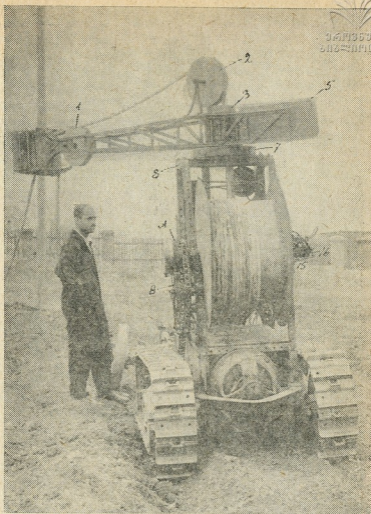
2. კაბელის ანძა მოჩანს № 6—8 ნახატზედ ხოლო უფრო დიდ მასშტაბში მისი ისარი გადაღებულია № 11 ნახატზე. ელექტროტრაქტორის კონსტრუქცია დამუშავებულია ზენისათვის და სრულ-თაშორის მუშაობისათვის. ამიტომ მისი ანძა სრულიად განსხვავდება ელექტროტრაქტორ-ფორდზონის ანძისაგან.



6 ნახ.

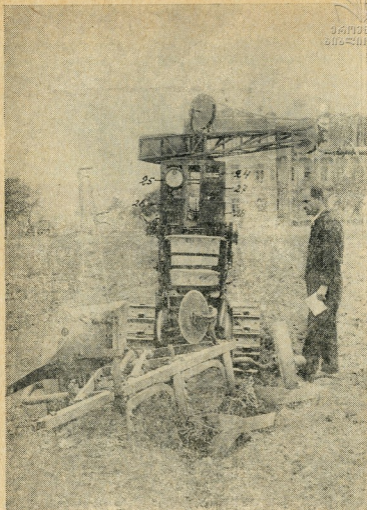
ანძა შედგება წონწინაღიან ისრისაგან, რომელიც თავისუფლად ბრუნავს გორგოლაქიან სახსარზე, მთელ წრეხაზზედ. ის შეიძლება ჩაიკეტოს განსაზღვრულ მდგომარეობაში და დააწყოს კაბელი ელექტროტრაქტორის გვერდით ან უკან. ანძის ისარი მთავრდება მიმღებ გორგოლაქების სისტემით (ანძის თავი), რომელიც შედგება ერთ ჰორიზონტალურ და 10 ვერტიკალურ გორგოლაქებისაგან (5 მარჯვნივ და 5 მარცხნივ) (იხ. №№ 6 და 11 ნახ.). გორგოლაქები ხისაა; $d=60$ მმ და სიგრძე—ჰორიზონტალურისათვის 380 მმ, ვერტიკალურისათვის—320 მმ. ამ გორგოლაქების დანიშნულებაა რომ ხელი შეუშალოს კაბელის მკვეთრ მოღუნვას ისრის მდგომარეობის დამოკიდებულებით.

ანძის თავის გვერდით მოთავსებულია მიმმართველი ხის ბლოკი ($d_B=320$ მმ, სიგანე $B=60$ მმ), რომლის ჩანაღრმავები კაბელისათვის უდრის 40 მმ.



7 ნახ.

ბლოკი (1) გავლის შემდეგ კაბელი გადადის ბლოკზე (2) რომელიც მოთავსებულია ისრის სახსრის გვერდით და დამზადებულია ისეთივე ზომებით როგორც ბლოკი (1) ხისგან. ამის შემდეგ კაბელი გადის მილში (3) $d = 200$ მმ რომელიც წარმოადგენს ანძის ისრის სახსრის ღერძს. შემდეგ კაბელი გადადის კაბელმგები აპარატის ბლოკზედ (4) (10 ნახ.) და ეწყობა რიგებად დოლზედ. ისრის კუდზედ დამაგრებულია თუნუქის ყუთი $470 \times 260 \times 210$ მმ (7 ნახ., რიცხვი 5), რომელიც გავსებულია რკინის ნაქრებით და გამოყენ-



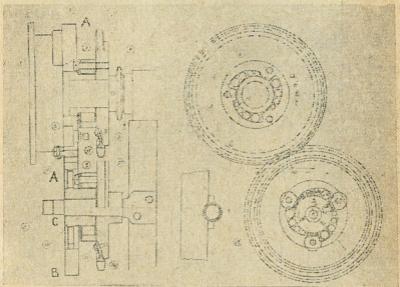
8 ნახ.

ბულია როგორც ისრის წონწინალი. ისარი ვაკეთებულა სივრცე-
ული ფერმის სახით, დამოქლონებულია 25×25 მმ კუთხედი რკი-
ნისაგან და შეკრულია 8×25 მმ ზოლიან რკინის განივი წევებით.

ისრის სახსარი შემდეგნაირადაა აგებული.

მილზედ (3) გორავს 8 გორგოლაქი (6) (იხ. № 6 ნახ.) 24 მმ
დიამეტრით და 200 მმ სიგრძით, რომელნიც ჩადგმულია ორ რგოლ-
ში. ეს უკანასკნელნი ასრულებენ საკისარების როლს და დამაგ-
რებულნი არიან ისრის ფერმის ზედა და ქვედა ნაწილში.

გარდა ამისა ისარს ქვემოთ აქვს საყრდენი გორგოლაკოვანი. საკისარი საკმაო სიმაგრის და ისარი თავისუფლად ბრუნავს გარშემო. ისრის ქვემოთ ანძის ჩონჩხედზედ დამაგრებულია 480 მმ დიამეტრის რგოლი (7) 20×60 მმ ზოლიან რკინისაგან, რომლის საშუალებით ანძის ისარი იკეტება საჭირო მდგომარეობაში. ანძის ჩონჩხედი (8) ერთდროულად გამოყენებულია როგორც კრონშტეინი-კაბელის დოლისათვის, მისი ამძრავისა და კაბელდამლაგებელი აპარატისათვის. ის გაკეთებულია 50×50 მმ კუთხედი რკინისაგან.



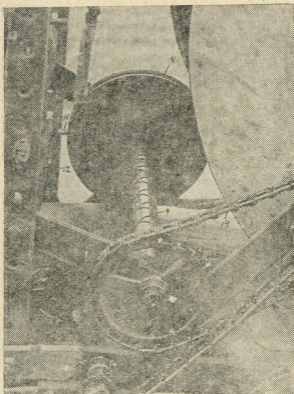
9 სახ.

3. კაბელდამლაგებელი აპარატი ნაჩვენებია 10 ნახატზედ მისი კონსტრუქცია და მუშაობის პრინციპი ისეთივეა როგორც ელტრაქტორ-ფორდონში. კაბელდამლაგებელი აპარატი შედგება ფოლადის ლილვისგან (9) $d=40$ მმ, რომელზედაც 470 მმ მანძილზედ მოჭრილია მართკუთხიანი შექცეული კუთხვილი.

კუთხვილზე მოძრაობს კარეტა (10) მიმმართველი გორგოლაკით (4). კარეტის გადახრის და კუთხვილში მისი თითების გაჭედვის ასაცილებლად მას აქვს მჭიდროდ მიერთებული წაშვენი (11) რომელიც მთავრდება გორგოლაკით და მოძრაობს მიმმართველ პარალელურ თამასებში (12), რომელიც გაკეთებულია კუთხედ რკინისაგან და დამაგრებულია ანძის ფეხებს შორის.

შიშხართველი ლითონის გორგოლაკი თავისუფლად ბრუნავს კარეტაზედ. მისი დიამეტრი $d=280$ მმ, სიგანე $B=40$ მმ კაბელი-სათვის ღარის სიღრმე— 45 მმ.

ბრუნავს
კარეტაზედ
კაბელი-
სათვის



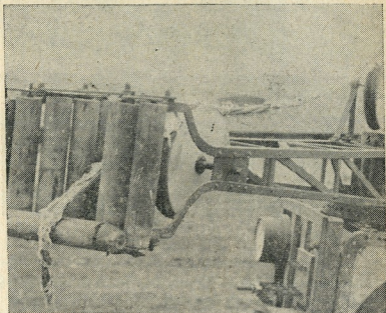
10 ნახ.

ქვემოთ გორგოლაკი თითქმის მკიდროდ მიდის თუნუქის გარც-
შთან, რომელიც ხურავს ელმოტორს და სტოვებს რამოდენიმე მილი-
მეტრის ღრეჩოს.

აპარატის ამოძრავება ხდება ჯაჭვით (14), (საამისოდ გამოყენე-
ბული იყო თვითმკვრელის მანქანის ჯაჭვი) მისი ნაბიჯი $t=28$ მმ.
დიდი ვარსკვლავა (13) ($Z=21$) ზის მის ღერძზე; პატარა ვარსკვ-
ლავა დასმულია დოლის ღერძზედ (მისი კბილთა რიცხვი $Z=10$).

კაბელდამლაგებელი აპარატის ამძრავი ცხადად ჩანს № 12 ნა-
ხატზედ, სადაც პატარა ვარსკვლავას ეფარება ფრიქციული დამკვიმი
ქურო.

4. კაბელის დოლის ზომები: შიგა დიამეტრი რომელზედაც ეგება კაბელის პირველი რიგი $d=670$ მმ; გარეგანი $D=970$ მმ. მანძილი გარეპირებს შორის—494 მმ. დოლის ღერძად გამოყენებულია გაზის მილი $d=48$ მმ, რომელიც ბრუნავს თითბრის სადებებიან საკისარებში. საკისარების გარეგანი მხრიდან ღერძზედ დამაგრებულია დამკერი რგოლები, რომელთაგან ერთს აქვს 10 კბილი და გა-

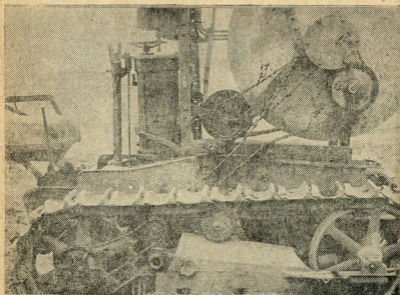


11 ნახ.

მოყენებულია, როგორც პატარა ვარსკვლავა კაბელდამლაგებელი აპარატის ამძრავისათვის. დოლის ღერძის მარცხენა ბოლოზედ დამაგრებულია მცურავ დენამლების სამი სპილენძის რგოლი (იხ. №№ 6 და 7 ნახ.). ჯაგრის მჭერები და ჯაგრისები დამაგრებულია დოლის კრონშტეინზე სპეციალურ პატარა ბრჯენების საშუალებით. კაბელის დოლის ზომები იტევს: პრიმიტიულად ნაკეთებ კაბელს (ПРГН 25 მმ² მავთულისგან $d=19$ მმ), რიგში 26 ხეით და 8 რიგს რადიუსის გასწვრივ, რაც შეადგენს საერთო სიგრძეს 560 მეტრს ან ПРШТ ტიპის კაბელს 3×25 მმ² $d=33$ მმ რიგში 15 ხეიას, რადიუსის მიხედვით 4—5 რიგს ე. ი. 150—190 მეტრს. ელექტროტრაქტორის მარჯვენა

მხარეზედ დოლის ლერძის ბოლოზედ დასმულია ფრიქციულ დამჭიმე ქუროს მილსაყი.

საქართველო
საბჭოთაო



12 ნახ.

5. ფრიქციული დამჭიმე ქურო და დოლის ამძრავი [იხ. ნახ. № 12 (17)].

მისი კონსტრუქცია არ განსხვავდება ელტრაქტორ-ფორდ-ზონის კონსტრუქციისაგან. დოლის ლერძზედ დამაგრებული ქუროს მილისა შეერთებულია გარცმთან 9 წყვილ ლითონის დისკოთი, რომელიც მოთავსებულია ზეთში ან ზეთის და ნავთის ნარევეში. დისკოების დაქერის ხარისხის რეგულირება ხდება ექვსი ქანკიკით. ქუროს ჯაჭვეური ამძრავის ვარსკვლავა ($Z=16$) უერთდება ქუროს გარცმს განსაკუთრებულ მოწყობილობის—რედუქტორის საშუალებით, რომლის დანიშნულებაა უზრუნველყოს დოლის ერთი მხრისკენ ბრუნვა ელტრაქტორის წინა ან უკანა სვლაზე დამოუკიდებელი. რედუქტორის მუშაობის პრინციპი, ცხადია, № 9 ნახატზედ ნაჩვენებ სქემიდან. კბილანა „A“, რომელიც წარმოადგენს კბილებიან ბრინჯაოს ფერსოს, დამაგრებულია ფრიქციულ ქუროს გარცმზედ. ბრინჯაოს კბილანა „B“ (იხ. № 7 ნახ.) დასმულია ცალკე ლერძზედ და მოდებამია „A“ კბილანასთან. ვარსკვლავებთან ისინი შეერ-

თებული არიან სოლისებურ გორგოლაქების სისტემით. (სამი სექტორი; თითოეულ სექტორში 4 ცალი გორგოლაქი (იხ. სქემა № 9 გორგოლაქები a, b, B, r). გორგოლაქების დიამეტრი: $d_1=16$ მმ; $d_2=12$; მმ $d_3=11$ მმ $d_4=8$ მმ. ისინი ნებას იძლევიან ვაბრუნოთ კბილანა მილსაყთან „C“ ერთად მხოლოდ ერთი მხრით: „A“ კბილანისათვის საათის ისრის საწინააღმდეგოდ ხოლო „B“ კბილანისთვის—საათის ისრის მიმართულებით. ამ დროს გორგოლაქები ჩასოლავენ კბილანას მილსაყთან, რომელიც მაგრად შეერთებულია ვარსკვლავასთან. კბილანის „A“ საათის ისრის მიმართულებით ბრუნვის დროს (ან მისი მილსაყის საათის ისრის საწინააღმდეგო მიმართულებით ბრუნვის დროს) არავითარი ჩასოლვა არ ხდება, მილსაყი თავისუფლად ბრუნავს გორგოლაქებზე და არ არის შეერთებული „A“ კბილანასთან.

ამგვარად თუ კბილანების „A“ და „B“ ვარსკვლავებზე ჩამოვაცვამთ ერთ საერთო ჯაქვს ((18) იხ. № 12 ნახ.) და ავამოძრავებთ მათ შესამე ვარსკვლავასთან მაგალითად საათის ისრის მიმართულებით (ეს შემთხვევა შეესაბამება ელტრაქტორის წინა სვლას), მაშინ „A“ კბილანის ვარსკვლავა თავისუფლად იბრუნებს ხოლო „B“ კბილანის ვარსკვლავა ჩაისოლება მილსაყით კბილანასთან და ააბრუნებს მას იმავე მიმართულებით.

თუ „B“ კბილანას ჩავრთავთ ფრიქციულ ქუროს გარცმზედ დამაგრებულ „A“ კბილანასთან—ეს უკანასკნელი დაბრუნდება საათის ისრის საწინააღმდეგო მიმართულებით. ფრიქციულ ქუროს გარცმი დისკოების ჩართვით დააბრუნებს დოლს და დაახვევს კაბელს იმ მომენტამდე სანამ მისი დაქიმულება არ აღემატება დისკოების მოდების ძალას. ამის შემდეგ დისკოები აბუქსავდება და დოლი ან გაჩერდება და ან უკუმიმართულებით დაბრუნდება, რითაც გაშლის კაბელს.

ელტრაქტორის უკანა სვლის დროს ჯაქვი აბრუნებს კბილანების ვარსკვლავებს საათის ისრის საწინააღმდეგო მიმართულებით. ამ დროს ჩაისოლება „A“ კბილანა, რომელიც იმავე მიმართულებით იბრუნებს ხოლო კბილანა „B“ თავისუფლად იბრუნებს გორგოლაქებზე.

როგორც ჩანს, ორივე შემთხვევაში ელტრაქტორის წინა და უკანა სვლის დროს—კბილანას, „A“ და, მაშასადამე, ფრიქციულ ქუროს გარცმს აქვს ბრუნვის ერთი მიმართულება—საათის ისრის საწინააღმდეგოდ, რითაც უზრუნველყოფილია კაბელის მუდმივი დაქიმულობა ელტრაქტორის სვლაზე დამოუკიდებლად. № 12 ნახატზე მოჩანს დოლის ამძრავი. მუხლუხა ტრაქტორის მარჯვენა წამყვან კბილანაზე დამაგრებულია ვარსკვლავა (19) $Z=16$. ის ჯაქვით (21)

შეერთებულია მეორე კბილანასთან (20) $Z=8$, რომელიც შუალედ-
ტრანსმისიის ღერძზე ზის.

ღერძის მეორე ბოლოზე მუხლუხას უკან დამაგრებულია ასე-
თივე კბილანა $Z=8$. ჯაჭვით (18) ის შეერთებულია ფრიქციული
ქურის რედუქტორის ვარსკვლავასთან. 33 და 34 ციფრებით აღნიშ-
ნულია ჯაჭვის მიმმართველი გორგოლაქები. კბილანები და ჯაჭვი
აღებულია თივისმკვრელიდან.

6. ელექტრომოტორი და გამშვები და დამცავი აპარატურა.
ელექტრომოტორი ღია ტიპისაა, რგოლებითურთ, ტიპი T—1500,
20,5 კვტ Δ 2203 ვ.; 68 ამპ. $\cos\varphi=0,88$; $n=1450$ ბრ/წ. ის დაყენე-
ბულია ჩარჩოზე (22) (იხ. № 7 ნახატი), რომელიც დამაგრებულია
ტრაქტორის შასის წინა განივ რესორზედ და სიჩქარეთა კოლოფის
გარკმის ტანზედ. ზევიდან და გვერდებზე მოტორი დაფარულია თუ-
ნუქისგან გაკეთებულ გარკმით. ლილვზე ზის მილტუჩი თითებით,
რომელთა დახმარებით ის შეერთებულია წამყვან ფრიქციული ქუროს
დისკოსთან.

გამშვები რეოსტატი TM—3 ტიპის (3,2) მოჩანს № 6 და № 12
ნახატებზე (აღნიშნულია 32 რიცხვით). ელექტროდაფა დამაგრებუ-
ბულია ტრაქტორის შასის წინ ანძაზედ. ის შედგება ხის ჩონჩხდისა-
გან (24 № 8 ნახ.) რომელზედაც დაყენებულია: ამპერმეტრი—0—
150A (25), გადამრთველი (26) ელმოტორის, ბრუნვის გამოსაცვლე-
ლად, გამშვები დენკვეთი (27) და დნობადი დამცველები (28), რო-
მელნიც გაწყობილია მარმალის დაფაზე და გარედან დაცულია
გარკმით.

დოლის მცურავ დენამღების დაფასთან შემაერთებელი გამტა-
რები მოთავსებულია სპილენძის მილებში. დაფიდან ელექტრომო-
ტორზედ და გამშვებ რეოსტატზედ შეერთება შესრულებულია ელექ-
ტრომოტორის გარკმის ქვეშ დაფარულ ებონიტის მილებში.

7. ელტრაქტორ—2-ის მართვის ბერკეტები: დენკვეთი (27)
ელმოტორის გაშვებისათვის გამორთულ სიჩქარეთა კოლოფის დროს
თუ ელმოტორი უკუმიმართულებით ბრუნავს; გადამრთველი (26);
გამშვებ რეოსტატის შტურვალი 23; სახელური ელმოტორის ჯაგ-
რისების ასაწევად; საჭიროა ელტრაქტორიდან ჩამოსვლა რადგან
ის მის ცხვირზედ არის (7 ნახ.).

მოტორის გაშვება სრულდება გამორთულ სიჩქარეთა კოლო-
ფის ე. ი. უძრავ ელტრაქტორის დროს. მართვის ბერკეტები ელტ-
რაქტორის მოძრაობის და გაჩერების დროს: სატერფული 30 (ნახ.
№ 6); სიჩქარეთა ჩართვის ბერკეტი 31, ორი სატერფული ტრაქ-

ტორისტის მარჯვენა მხრისკენ ელექტროტრაქტორის მკვეთრი მთ-
ბრუნებისთვის, 2 ხელის ბერკეტი (33)—(№ 6 ნახ.) ტრაქტორის
მდოვრული მობრუნებისათვის.

8. ელტრაქტორის შექანიზმების საერთო ურთიერთმოკმედება

ტრაქტორის მუხლუხები, სიჩქარეთა კოლოფი, წამყვან ხახუნ-
ნას შერთვა-გამორთვა და ტრაქტორის მობრუნების ბერკეტები უც-
ვლელად დარჩნენ და მათი მუშაობა ელტრაქტორში ისეთივეა, რო-
გორც თბოტრაქტორში. მუხლუხის მარჯვენა წამყვან ვარსკვლავას
ბრუნვის დროს (ტრაქტორი მოძრაობს) ჯაჭვით ამოძრავდება დამ-
კიმ ხახუნა ქუროს გარკში. გარკმის დისკოებით ბრუნვა გადაეცემა
დოლს, რომელიც ავტომატურად დაახვევს მინდორზედ მდებარე კა-
ბელს, როდესაც ელტრაქტორი მიუახლოვდება შერთვის პუნქტს.
დოლი ბრუნაჟს უკუღმა და ქურო ბუქსაობს მაშინ, როდესაც ელტ-
რაქტორი სცილდება კაბელის შერთვის პუნქტს და კაბელი წვება
მინდორზედ. ელტრაქტორის პირდაპირ და უკუსვლაზედ კაბელის
დაქიმულობის რეგულირება ხდება ფრიქციული ქუროს ექვისი ქანჭი-
კით, რომელნიც ერთმანეთზედ აქერენ დისკოებს. დოლზედ კაბელის
დახვევის სიჩქარე მეტია ტრაქტორის სიჩქარეზედ, რის გამოც კა-
ბელი ყოველთვის დაქიმულია და მოცილებულია მიწას, ტრაქტორი-
დან რამოდენიმე მეტრის დაცილებით. ანძის დაუმაგრებელი ისარი
მიმართულია კაბელის დაქიმვის მხრისაკენ და თუ ის განსაზღვრულ
მდგომარეობაში დამაგრდება ის მოახდენს კაბელის დახვევას ან გაშ-
ლას ტრაქტორის რომელიმე მხარეზედ.

კაბელის დამლაგებელი აპარატი უზრუნველყოფს დოლზედ კა-
ბელის ავტომატურ დახვევას სწორი რიგების სახით.

მინდვრად მომუშავე ტრაქტორი მუდმივად ხან უახლოვდება
კაბელის მიერთების პუნქტს და ხან შორდება მას. ამ დროს კაბელი
ან იშლება დოლიდან და წვება მინდორზედ ან ავტომატურად ეხ-
ვევა დოლზედ. ინდივიდუალური კვების ელექტრაქტორებით მუშაო-
ბის ორგანიზაცია სამინდვრე მუშაობისათვის აღწერილია ელტრაქ-
ტორ-ფორდზონის განხილვის დროს. რიგთაშორისი მუშაობის ორ-
განიზაცია დამუშავებული არ არის.

II. გამოცდის პირობების აღწერა

უქმ სვლაზედ ელექტროტრაქტორის გამოკვლევა და მისი
კონსტრუქციული თვისებების გამოვლინება ხდებოდა ქალ. თბილის-
ში ვაკეს რაიონში, 3-წლიან ბუდობის უბანზედ. მკვებავ კაბელის სი-
გრძე საშუალებას იძლეოდა გამოცდა ჩატარებულიყო 80 მ სიგრძის
და 40—50 მ სიგანის საქვევზედ.

220 ვ ძაბვის საპერო ხაზის მცირე კვეთის და ნიადაგის სიმაღლის (გუთანა არ ღრმავდებოდა) გამო დატვირთვის ქვეშ ტრაქტორის გამოცდა გადატანილი იყო მეორე უბანზედ რომლის ნაწილი მოხსნილი იყო 1935 წლის შემოდგომაზედ, ხოლო ნაწილი მიმდინარე წლის გაზაფხულზედ (გამოცდამდე ერთი თვით ადრე).

ელექტროტრაქტორი იტვირთებოდა „როსტსელმაში“-ს ოთხტანიანი გუთნით, რომელსაც ორი ტანი მოხსნილი ჰქონდა. ელექტროტრაქტორის მოტორის მთლიანი სიმძლავრით დატვირთვისათვის ხენა წარმოებდა 30 სმ სიღრმეზედ (ტანის სიგანე—30 სმ).

ტრაქტორის გამოცდა ხდებოდა დატვირთვის ქვეშ მხოლოდ პირველ სიჩქარეზედ, რომლის სიდიდე ელმოტორის გაზრდილი სიჩქარის გამო მეტი იყო ვიდრე თბოტრაქტორის მეორე სიჩქარისათვის (იხ. ქვემოთ მოთავსებული ცხრილები).

ელტრაქტორის უქმი სვლები გადაღებული იქნა I და II სიჩქარეებზედ. მისი მუშაობის რეჟიმი III სიჩქარეზედ არ იყო გამოკვლეული ელტრაქტორის მექანიკურ ნაწილების გატეხის საშიშროების გამო, რაც გამოიწვევდა ცდების ჩაშლას. ელტრაქტორის გამოცდის პერიოდში ხდებოდა იმავე ფაქტორებზედ დაკვირვება როგორც ელტრაქტორ-ფორდზონის გამოცდის დროს.

გამოყენებული ელექტრომზომი ხელსაწყოები და მათი შერთვის სქემა იგივე დარჩა.

გამოყენებული იყო ვ. პ. გორიაჩინის სისტემის დინამომეტრი № 392 ზამბარით 1250 კგ.

გამოცდა ტარდებოდა 15/X-დან 23/X-მდე 1935 წ. ელექტროტრაქტორით მოხსნილი ფართი შეადგენს 0,24 გ.

III. ელექტროტრაქტორის გამოცდის შედეგები

ა) მექანიკური ნაწილი.

1. კაბელი. ელექტროტრაქტორის გამოცდის მომენტისათვის პრიმიტიულად დამზადებული კაბელი ძლიერ გაცვეთილი იყო.

დაკვირვება მანძილზედ ანძიდან მიწასთან კაბელის შეხების წერტილამდე პირდაპირი და უკუსვლის დროს მოყვანილია № 5 ცხრილში.

კაბელის დაჭიმულობის ძალვა შეადგენდა 70—80 კგ. ერთ კაცს არ შეეძლო დაჭიმულ კაბელის დაქერა.

მუხლუხა ტრაქტორის გამოცდამ დაადასტურა ელტრაქტორ ფორდზონის გამოცდის მონაცემები საქცევის შესაძლო სიგანის საკითხში. 25—27 მ სიგანის, საქცევისათვის ნახურგით ხენის დროს ხახუნის ქურო ვერ სძლევდა კაბელის თრევის წინააღმდეგობას. მი-

წაზედ მოთრეულ კაბელის ნაწილის სიგრძე აღწევდა 30—50 მ. ქურო იწყებდა კაბელის აღებას მხოლოდ მაშინ, როდესაც ტროტრაქტორი უკუსვლის დროს უახლოვდებოდა ადგილს, სადაც იდგა კაბელი და გარდა ამისა ქურო ყოველთვის ვერ ასწრებდა კაბელის დახვევას დოლზედ. საჭირო ხდებოდა ელტრაქტორის გაჩერება და კაბელის გვერდზედ გადაწევა.

№ 5 ცხრილი

№ რიგზე	გაზომვის პირობები	გაზომვების რაოდენობა	l_{min} მეტრ.	l_{max} მეტრ.	$l_{საშვ.}$	შენიშვნა
1	I სიჩქარე—ელტრაქტორის პირდაპირი სვლა	6	12	15	14	ფრიკციულ ქუროს ჰანტიკების დაჭერის შემდეგ $l=20-25$ მ
2	I სიჩქარე—ელტრაქტორის უკუსვლა	6	3,5	5	4	
3	II სიჩქარე—ელტრაქტორის პირდ. სვლა	9	10	17,2	15	
4	II სიჩქარე—ელტრაქტორის უკუსვლა	9	3,0	4	3,7	
5	უკანა სვლა	3	7	7	7	

2. ანძები, მიმმართველი ბლოკები, მიმღები გორგოლაჰები

მექანიკური სიმტკიცის თვალსაზრისით ანძას აქვს საკმაო სიმტკიცე. გამოცდის პერიოდში მას არ ჰქონდა გაღუნვა ან გატეხა. ანძის ისარი ბრუნავს მსუბუქად და ყოველთვის მიმართულია კაბელის მოწოდების მხრისაკენ. ელტრაქტორის გამოცდა ჩაკეტილი ანძით არ მომხდარა.

მიმმართველ გორგოლაჰიდან კაბელი ვარდებოდა და გაიქცებოდა. ეს მეტადრე ხდებოდა II სიჩქარის დროს როდესაც გაძლიერებული იყო ჰაერში მოქანავე კაბელის ბიძგები. კაბელის ქანაობა შემჩნეული იყო და მოხდა დაკვირვება 1 და 2 ბლოკებს შორის, მათ შორის დიდი მანძილის გამო და აგრეთვე მიმღებ გორგოლაჰების მიერ შექმნილ დიდი ხვრეტის შესდეგად (50×250 მმ). ამ ხვრეტის კაბელი ირხეოდა, რის გამოც ის ხანდახან ვარდებოდა მიმმართველ 1—2 ბლოკიდან. ანძის ისრის მიერ შექმნილი მომენტები მნიშვნელოვნად სცვლიდა ტრაქტორის დინამიკას. ელტრაქტორის მოძრაობის დროს ის ძლიერ ირხეოდა, მდგომარეობა მით უფრო უარესდებოდა, რომ ტრაქტორის ამ მოდელის მუხლუხათა საყრდენი ფართი და მანძილი მუხლუხებს შორის ძლიერ უმნიშვნელოა. მო-

ძრავის დროს ელტრაქტორის ქანაობის მიუხედავად ის არ გადაბრუნდა და განაგრძობდა მუშაობას გვერდით დახრებზე (15°-მდე) და აღმართდა აღმართებზე (10°-მდე). ამგვარად ელტრაქტორის მდგრადობა ახლოა თბოტრაქტორის მდგრადობასთან. მიმღებ ჰორიზონტალურ გორგოლაქის დაკიდების სიმაღლე 2140 მმ არაა საკმარისი და კაბელი ხენაზედ მუშაობის დროს გუთნის ჩაღრმავების ბერკეტს ედება, რითაც ძლიერ ფუჭდება იზოლაცია თუ კი ტრაქტორისტი ამას სწრაფად არ შეამჩნევს.

3. კაბელდამლაგებელი აპარატის გამოცდის დროს კვანძი კარგად მუშაობდა. კაბელდამლაგებელი აპარატის ბლოკიდან ხშირად ვარდებოდა კაბელი ამ უკანასკნელის არაერთგვაროვან დიამეტრის და დრეკადობის გამო (გამტარის გაფუჭებულ იზოლაციის ადგილებში დახვეული იყო საიზოლაციო ლენტი, რის გამოც ხდებოდა გასქელება და დრეკადობაც იცვლებოდა).

წამყვანი (11) (იხ. ნახ. № 8) არ აძლევს კაბელს ამის საშუალებას. ამგვარად ბლოკის კონსტრუქცია თხოულობს დამატებით დამუშავებას: მაგალითად მორჩილ გორაკოლაქების მოწყობა წამყვანის დონეზედ ან სხვა რაიმე.

კაბელის ცუდი მდგომარეობის გამო კაბელდამლაგებელი აპარატი ხანდახან არღვევდა კაბელის სწორ დაწყობას და ცალკეული ხეიბები ედებოდა ერთი მეორეზედ. უმეტეს ნაწილად კაბელი დოლზედ სწორრიგებად ეხვეოდა.

4. კაბელის დოლი. დოლის შიგა დიამეტრი ძლიერ დიდია ($d=670$ მმ) რითაც ძლიერ შემცირებულია მისი მოცულობა; საქარბნო მონაცემებით ПРШТ-ის კაბელისათვის დახვევის დაუშვებელი რადიუსი უდრის $10 \div 12$ რაც 3×25 მმ კვეთის და $d=33$ მმ ზომებისათვის შეადგენს 330—400 მმ.

5. ხახუნის დამჭიმი ქურო და დოლის ამძრავი. რედუქტორი ხახუნის ქუროსთან ერთად უზრუნველყოფს კაბელის დაკიმულობას ელტრაქტორის წინა და უკანა სვლის დროს. ვარსკვლავებს და ჯაჭვებს თივისმკვრელში არ ახასიათებს საჭირო მექანიკური სიმტკიცე. ყველაზედ ხშირად წყდება ჯაჭვი, რომელიც აერთებს მუხლუხას წამყვან თვლის ვარსკვლავას შუალედ ტრანსმისიის პატარა ვარსკვლავასთან (იხ. № 12 ნახ.). ვარსკვლავები თუჯისაა. ისინი იფშვნებიან დარტყმით დატვირთებისაგან, რაც ხდება ხოლმე ელტრაქტორის მუშაობის დროს. მთელი ამძრავი მოთავსებულია ტრაქტორის მარჯვენა მხრიდან ე. ი. კვალში ან კვალთან ახლო მიმავალ მუხლუხის მახლობლად, რის შედეგად ვარსკვლავები, კბილანები, და ჯაჭვი მუდმივად მტვერშია. აუცილებელია დოლის ამძრავის გადატანა ელტრაქტორის მარცხენა მხარეზედ და მისი გარკმში მოთავ-

სება. გალის ჯაჭვის და კბილანასთან შერჩევის შემდეგ დოლის ამ-
ძრავი კარგად და საიმედოდ იმუშავებს.

ფრიქციულ ქუროს აქვს დისკოების შერთვის აუცილებელი ძა-
ლვა, რომელიც საჭიროა კაბელის სათანადო დაჭიმვისათვის და ამ
დაჭიმულობის რეგულირებისათვის. ელექტროტრაქტორის 2 გამოც-
დის მთელ პერიოდში მისი გახურება არ აღემატებოდა $50-60^{\circ}$
(ტემპერატურის გაზომვა მიახლოებითია).

6. ელექტრომოტორი, დამცავი და გამშვები აპარატურა. ელ-
ექტროტრაქტორზედ ძლიერ ნაპერწკლობდა და იწვოდა რგოლები
ჯაგრის მჭერთა ზამბარების სისუსტის და რგოლზედ ჯაგრისების
არამქადრო მიმდევრობის გამო. მოტორის გაშვების შემდეგ ხდებო-
და მისი ჯაგრისების აწვევა. გამოცდის ბოლოს ელექტრომოტორის
გაშვება ხდებოდა მოკლედ შერთვით პირდაპირ ჩამრაზიდან. მოტო-
რის გახურება დასაშვებზედ დაბალი იყო.

გამშვები და დამცავი აპარატურა ნორმალურად მუშაობდა.
გალამრთველი, რომელიც სცვლის მოტორის ბრუნვის მიმართულე-
ბას ძლიერ მოსახერხებელია მუშაობაში, და კაბელის ბოლოების
მიერთებაზე დამოუკიდებლად შესაძლოა მუშაობა და ამავე დროს
ტრაქტორის უკანა სვლაზედ სხვადასხვა სიჩქარეს იძლევა.

7. ელტრაქტორის მართვის მოხერხებულობა და მისი მანევრ-
უნარიანობა. ელტრაქტორის მართვა საკმაოდ მარტივია და მნიშე-
ნელოვნად იოლი ვიდრე თბოტრაქტორის.

საჯდომზედ მჯდომი ტრაქტორისტი ვერ უყურებს წინ გზას
და იძულებულია გადაიხაროს მარცხნივ ან მარჯვნივ ტრაქტორის
სამართავად.

ელტრაქტორის ანძის ფეხი უშლის წამყვანი ხახუნას სატერ-
ფულის (30) (იხ. № 6 ნახ.) გამორთვას.

კაბელის სიგრძის საზღვრებში ელტრაქტორის მანევრუნარი-
ანობა ისეთივეა, როგორც ანალოგიურ თბოტრაქტორის.

8. ელტრაქტორის მოძრაობის ფაქტიურ სიჩქარეთა და მუშა-
ობის დროს სხვა მაჩვენებელთა განსაზღვრა. ელტრაქტორის სიჩქა-
რე უქმ სვლებზედ (იხ. № 6 ცხრ.) ხოლო მუშაობის მაჩვენებლები
დატვირთვის ქვეშ მოყვანილია № 7 ცხრ.

№ 7 ცხრილის განმარტება. 1. საქვევის სიგრძე, დრო საქ-
ვევის გავლაზედ და ხენის სიღრმე იზომებოდა გამოცდის დროს. ხენის
სიღრმე იზომებოდა ყოველ 20 მეტრზედ. ცხრილში მოყვანილია მისი
მაქსიმალური და მინიმალური სიდიდეები და საშუალო მნიშვნელობა.

2. 7 და 8 კვლებისათვის ხენის სიღრმე არ გაზომილა, მაგრამ
გუთნის ჩაღრმავების ბერკეტების რეგულირება დარჩა ისევე რო-
გორც წინა კვლებზედ. მაშასადამე, მათი საშუალო სიღრმე არ შე-
ცვლილა.

ელტრაქტორის სიჩქარე უკმ სვლებზე

№ 6 ცხრილი

№№ რიგზე	დასახელება	საქცევის სიგრძე მ	საქცევის გავლის დრო წამით	ელტრაქტორის სიჩქარე მ/წმ	ელტრაქტორის სიჩქარე კმ/ს
1	ელტრაქტორის I-ლი სიჩქარე . .	80	47,5	1,68	6,05
2	" " " . .	80	56,5	1,42	5,1
3	" " " . .	80	46,5	1,72	6,2
4	" " " . .	80	53	1,51	5,4
5	" " " . .	80	55	1,46	5,2
6	" " " . .	80	51,6	1,55	5,57
	I სიჩქარის საშუალო სიდიდე ექვსი გაზომვით	80	51,7	1,55	5,57
7	ელტრაქტორის II სიჩქარე . .	80	39	2,05	7,4
8	" " "	80	38,5	2,08	7,5
9	" " "	80	40,0	2,0	7,2
10	" " "	80	39,0	2,05	7,4
	II სიჩქარის საშუალო სიდიდე ოთხი გაზომვით	80	39,0	2,05	7,4

ელტრაქტორის პირველი სიჩქარე კაკვზედ სხვადასხვა წევის ძაღვების დროს

№ 7 ცხრილი

შეღის №№	საქცევის სიგრძე მ	საქცევის გავლის დრო, წამ-ით.	ელტრაქტ. სიჩქარე მ/წმ.	ელტრ. სიჩქარე კმ/ს.	ზენის სიღრმე			ძალვა კაკვზედ			ბუქსალაბა %
					min სმ	max სმ	საშუ-ალო სმ	კგ	კგ	საშუ-ალო კგ	
1	100	74	1,35	4,86	26	28	27	346	346	548	12,8
2	96	68,5	1,40	5,0	25	28	27	311	1089	603	5,7
3	100	74	1,35	4,86	20	29	26	306	955	613	12,8
4	100	70	1,43	5,14	20	28	25	302	941	506	7,9
5	100	72	1,39	5,00	26	28	27	297	937	564	10,4
6	100	71	1,41	5,1	25	28	26	311	1008	502	9,2
7	100	72	1,40	5,0	—	—	27	222	857	570	10,4
8	100	74	1,35	4,86	—	—	27	237	1182	604	12,8

ელტრაქტორის სიჩქარე გამოთვლილია, როგორც საშუალო საქცევისათვის.

4. $F_{კაკ}$ საშუალო მნიშვნელობა ისახლურებოდა დინამომეტრის დიაგრამის პლანიმეტრიზებით.

ცხრილში მოყვანილია კაკვზედ წვეის ძალვის რყეის ზღვარები.

5. ბუქსაობის % ითვლებოდა ფორმულით $\delta = \frac{I_H - I_X}{I_H}$, სადაც

I_H — დატვირთვის ქვეშ ელტრაქტორის მიერ საქცევის გავლის დროა

I_X — იგივე უქში სვლისათვის (№ 6 ცხრილის საფუძველზედ)

დროს დაკარგვა იმავე გზაზედ დატვირთულ ელტრაქტორის გავლაზე ხდებოდა: ა) წამყვან თვლებს ან მუხლუხების ბუქსაობის ბ) დატვირთვის ზრდის დროს ასინქრონულ ძრავის ცურვის გაზრდის ხარჯზედ.

ეს ცურვა ელტრაქტორებისათვის უმნიშვნელოდ იცვლება ($1-2\%$) ძრავის დატვირთვის ზღვრებში $0,5 w_a$ -დან (ელტრაქტორის უქში სვლა) $1,25 w_a$ -მდე (ელმომტორის მაქსიმალური დატვირთვა ხვანაზედ). მაშასადამე, შეიძლება ჩაითვალოს, რომ ერთდამავე გზის გავლაზედ დატვირთულ და დაუტვირთავ ტრაქტორის მიერ დროის გაზრდა ხდება მუხლუხების ბუქსაობის ხარჯზედ და ზემოთ მოყვანილი ფორმულა სწორია.

№ 8 ცხრილი იძლევა ნიადაგის წინააღმდეგობის კუთრ კოეფიციენტის მნიშვნელობას, რომელიც გამოთვლილია ტოლობით

$$F_{კაკ} = kab$$

სადაც $a = 60$ სმ — გუთნის მოდების განი,

b — ხენის საშუალო სიღრმე,

$F_{კაკ}$ და b სიდიდეები აღებულია № 7 ცხრილიდან.

დასკვნები №№ 6, 7 და 8 ცხრილებზე

1. ელტრაქტორზედ დაყენებულ გაზრდილობრუნვიან მოტორმა ძლიერ გაზარდა თბოტრაქტორის სამუშაო სიჩქარეები.

მაგალითად, ელტრაქტორის 1-ლი სიჩქარე მის უქმ სვლაზედ და დატვირთვის ქვეშ უფრო მაღალია ვიდრე თბოტრაქტორის მეორე სიჩქარე; ცოტად ნაკლებია თბოტრაქტორის მე-3 სიჩქარეზედ (იხ. № 2 და 4 ცხრილი).

2. საშუალო დატვირთვა საქცევზე ელტრაქტორის კაკვზე ადასტურებს იმას, რომ ის არ იყო მთლიან ძალვაზედ გამოყენებული, რაც აღებულ სიჩქარეზედ 1000—1200 კგ. შეადგენს.

საცდელ უბნის ნიადაგის წინააღმდეგობის კუთრი
კოეფიციენტი

№ 8 ცხრილი

კვლის №	ხენის საშუალო სიღრმე სმ	გუთნის მოღების განი სმ	F კატ საშუალო ბ	$k = \frac{F_{კატ}}{ab}$ კგ/სმ ²	შ ე ნ ი შ ე ნ ა
1	27	60	548	0,34	ეს მონაცემები უახლოვ- დებიან ელტრაქტორ- ფორდზონის გამოცდის შედეგებს, რაც ასედაც უნდა ყოფილიყო რადგან გამოცდები ერთ და იმავე უბანზედ ტარდებოდა.
2	27	60	603	0,37	
3	26	60	613	0,39	
4	25	60	503	0,34	
5	27	60	564	0,35	
6	26	60	502	0,32	
7	27	60	570	0,35	
8	27	60	604	0,37	

საქცივის ცალკეულ უბნებზე ეს დატვირთვა აღწევდა მაქსიმალურ მნიშვნელობას (იხ. № 7 ცხ.). ელტრაქტორის კაკვზე წივის ძალვის გამოუყენებლობა აიხსნება მსუბუქი ნიადაგით, რომლის საშუალო წინააღმდეგობის კუთრი კოეფიციენტი უდრის 0,35 კგ/სმ², ცალკეულ მოკლე უბნებზედ ეს კოეფიციენტი ძლიერ იზრდება და კაკვზედ წივის ძალა აღწევდა 900—1100 კგ. ამ დროს ელმოტორის დენის ძალა ქსელის შემცირებულ დაბვის შედეგად ნომინალურზედ დიდი იყო და ელტრაქტორის დატვირთვის გაზრდა გუთნის ტანების რიცხვის ზრდით არ შეიძლებოდა.

3. ბუქსაობის % № 2 კვლის გამონაკლისით დიდია მუხლუხა ტრაქტორებისათვის, მაგრამ მთლიანად შეესაბამება სანამდვილეს რადგან ნიადაგი ფხვიერი იყო.

4. ელტრაქტორის ფაქტიური სიჩქარეები № 6 და 7 ცხრილებში ადასტურებენ № 2 ცხრილში თეორიულად გამოთვლილ სიჩქარეებს. № 7 ცხრილში მათ უფრო ნაკლები მნიშვნელობები აქვთ რაც აიხსნება მუხლუხას ბუქსაობის %-ის ზრდით.

ბ) ენერგეტიკული მაჩვენებლები: დენის ძალის, სიმძლავრის, დაბვის და კაკვზე ძალვის საშუალო სიდიდეები სარეგისტრაციო ხელსაწყოების დიაგრამების პლანიმეტრიებიდან მიღებული მოცემულია № 9 ცხრილში. ის შეესებულა აუცილებელ საანგარიშო სიდიდეებით.

თითოეულ კვლის საქცივის ცალკეულ მომენტებისათვის იგივე მნიშვნელობები მოყვანილია № 10 ცხრილში.



1. $J_{საშ}$, $W_{საშ}$, $V_{საშ}$ და $F_{კაბ}$ № 9 ცხრილში წარმოადგენს სარეგისტრაციო ხელსაწყოების დიაგრამათა ორდინატების საშუალო არითმეტიკულ მნიშვნელობებს.

2. № 10 ცხრილში ეს მნიშვნელობები შეესაბამება ერთს ყველა დიაგრამისათვის საერთო მომენტს.

3. მოტორის კლემებზე დაბვა გამოითვლებოდა როგორც სხვაობა $V_e - \Delta V = V_k$, სადაც V_e არის დაბვა კაბელის დასაწყისში, კაბელში დაბვის ვარდნა $\Delta V = \sqrt{3} \cos \varphi JR$ ვოლტ. აქ $\cos \varphi$ დენის ძალის თითოეული მნიშვნელობისათვის ისაზღვრებოდა ანალოგიური მოტორის მრუდით.

გამტარის წინააღმდეგობა $R = \frac{l_1}{k_1 q_1} + \frac{l_2}{k_2 l_2}$ ისაზღვრებოდა როგორც საერთო თანამიმდევრობით ჩართულ სპილენძის და ალუმინის გამტარებისათვის. მათი სიგრძე და კვეთი მოცემულია ზემოთ ციფრობრივი მნიშვნელობით $k = 0,0864$.

4. კაბელში დაკარგული სიმძლავრე ისაზღვრებოდა ფორმულით $W_k = 3 \cdot J_R^2 \cdot 10^{-5}$ კვტ $= 0,26 \cdot 10^{-3} J^2$ კვტ.

5. მოტორზე მიყვანილი სიმძლავრე წარმოადგენს სხვაობას W —კაბელის დასაწყისში სიმძლავრისა და W_k —კაბელში დანაკარგ სიმძლავრეს შორის.

მრუდების მიხედვით, ანალოგიურ ასინქრონულ მოტორებისათვის მ. ქ. კოეფიციენტისათვის, ხდებოდა ძრავაში დანაკარგების აღრიცხვა და ისაზღვრებოდა სიმძლავრე მოტორის ლილვზე.

6. $F_{კაბ}$ მნიშვნელობის შესაბამისი სიმძლავრე კაკვზე ისაზღვრებოდა ფორმულით $W_{კაბ} = \frac{F_{კაბ} V}{102}$ კვტ, სადაც მნიშვნელობები აღებული იყო № 7 ცხრილიდან.

7. სიმძლავრე თვითგადაადგილებაზედ წარმოადგენს სხვაობას $W_d - W_{კაბ}$.

8. ელტრაქტორის მარჯი ქმედების კოეფიციენტის გამოთვლა ხდებოდა ფორმულით $\eta = \frac{W_{კაბ}}{W_d}$. საერთოდ კი ელტრაქტორში უნდა განსხვავებული იქნეს სამი მ. ქ. კოეფიციენტი:

$\eta = \frac{W_{კაბ}}{W_0}$ რომელიც აღრიცხავს ყველა დანაკარგს და მათ შორის დანაკარგებსაც კაბელსა და მოტორში.

$\eta = \frac{W_{კატ}}{W_n}$ აღრიცხავს დანაკარგებს მოტორში, ტრაქტორის ტრანს-

მისიაში და ტრაქტორის თვითგადაადგილებაზედ.

ქართული
ენის ინსტიტუტი

$\eta = \frac{W_{კატ}}{W_a}$ აღრიცხავს დანაკარგებს ტრანსმისიაში და ტრაქტორის

თვითგადაადგილებაზედ მოტორის ლილვზედ სიმძლავრესთან მიყვანით

№ 9 და 10 ცხრილში მოყვანილია η -ს მნიშვნელობები რადგან თბოტრაქტორებში, რომლებთანაც უნდა შედარებული იქნეს ელტრაქტორის მაჩვენებლები, მოყვანილია სწორედ ამ მ. ქ. კოეფიციენტის მნიშვნელობები (მოყვანილი მოტორის ლილვზე).

დასკვნები № 9 და 10 ცხრილებზე

1. ძაბვა მოტორის კლემებზე მნიშვნელოვნად დაბალი იყო ნორმალურზე. ძაბვის ვარდნა ქსელში (საპაერო ქსელი და კაბელი) შეადგენდა 15—18%⁰. ამის შედეგად ასინქრონულ მოტორის მუშაობის რეჟიმი არანორმალური იყო: გაზრდილი დენის ძალა, ძრავის მბრუნავ მომენტის, მ. ქ. კოეფიციენტის შემცირება. 124 მ სიგრძის კაბელში ძაბვის ვარდნა შეადგენდა 4—6,5%⁰. მოტორის ნომინალურ სიმძლავრეზე დასატვირთად ძაბვის ვარდნა შეადგენდა 5,5%⁰. კაბელის სამუშაო სიგრძე არ უნდა იყოს 275 მ-ზე ნაკლები, მაშასადამე, მასში ძაბვის ვარდნა გაიზრდება 2,2-ჯერ. მოტორის ნომინალური სიმძლავრისათვის ეს დანაკარგები იქნება 12%⁰. სიმძლავრის შესაბამისი დანაკარგი 275 მ სიგრძის კაბელში მოტორის ნომინალურ დატვირთვის დროს შეადგენს 3—5 კვტ ანუ მოტორის სიმძლავრის 12—24%⁰.

მოყვანილი ციფრები გვიჩვენებს, რომ 20,5 კვტ სიმძლავრის მოტორისათვის და ქსელში 220 ვ. ძაბვისათვის კაბელის კვეთი მცირე მისი გაზრდა აუცილებელია და მუშაობა უნდა წარმოებდეს უფრო დიდი ძაბვის ქსელიდან.

2. მუხლუხა ელტრაქტორის მ. ქ. კოეფიციენტი, რომელიც მიიღეს გამოცდების დროს, დაყრდნობილია ლიტერატურულ მონაცემებზე, რომელთა მიხედვით ის მერყეობს 0,6—0,7 ფარგლებში: ელტრაქტორის მ. ქ. კოეფიციენტის შემცირება აიხსნება შემდეგით:

ა) კაკვზე არამთლიანი დატვირთვით, რაც ჩანს № 9 და ნაწილობრივ № 10 ცხრილიდან. ნომინალურ სიმძლავრის ახლო დატვირთვებისათვის მ. ქ. კოეფიციენტი უახლოვდება ლიტერატურულ მონაცემებს.

ბ) ბრუნვის რიცხვის გაზრდით და ამის მიხედვით მექანიკურ მაჩვენებლების ცვალებადობით.

ელექტრონის მექანიკური და ელექტროლოგიკური მანკვნივლები

(საშუალო მანკვნივლები კლასიკურად)



№№ რიგები	ელექტრონის მექანიკური რეჟიმი და სიჩქარეები	ფაქტორი	საშუალო სიჩქარეები	β_1 სიჩქარე	β_2 სიჩქარე	β_3 სიჩქარე	β_4 სიჩქარე	β_5 სიჩქარე	β_6 სიჩქარე	β_7 სიჩქარე	β_8 სიჩქარე	β_9 სიჩქარე	β_{10} სიჩქარე
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	მექანიკური რეჟიმი სიჩქარეების კონსტანტები	—	29	1,9	219	217	0,2	1,7	—	—	—	—	—
2	მექანიკური რეჟიმი სიჩქარე I	—	96—99	7,5—12	210—211	205	0,4	9,6	9,1	—	—	9,1	0
3	მექანიკური რეჟიმი სიჩქარე II	—	46—47	12—14	197—212	199	0,6	12,4	11,2	—	—	11,2	0
4	ელექტრონის მექანიკური რეჟიმი I სიჩქარე	1	85,6	23,5	190	181	2,0	21,5	19,4	548	7,3	12,1	37,6
5	რეჟიმი	8	84,0	26,1	180	178	1,8	24,3	21,7	613	8,1	13,6	37,3
6	რეჟიმი	5	71,7	21,1	194	184	1,8	19,8	17,8	564	7,7	10,1	45,9
7	რეჟიმი	6	65,6	18,6	190	190	1,1	17,5	15,8	502	7,0	8,8	43,9

ელტრაქტორის შექანიკური და ელემენტარული მანევრებზე დატვირთვით მანევრების

№ 10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
მძის რაოდენობა	ელტრაქტორის შექანიკური რეჟიმი და სიქტარეები	კლასი მძის	სიჩქარე / მძის	მ ₁ - სიჩქარე, კმ/სთ. დანაწილად მძის	მ ₂ - მძის კმ/სთ. დანაწილად მძის	მ ₃ - მძის რაოდენობა	მ ₄ - სიჩქარე, კმ/სთ. დანაწილად მძის	მ ₅ - მძის რაოდენობა	მ ₆ - სიჩქარე, კმ/სთ. დანაწილად მძის	მ ₇ - მძის რაოდენობა	მ ₈ - სიჩქარე, კმ/სთ. დანაწილად მძის	მ ₉ - სიჩქარე, კმ/სთ. დანაწილად მძის	მ ₁₀ - სიჩქარე, კმ/სთ. დანაწილად მძის	მ ₁₁ - სიჩქარე, კმ/სთ. დანაწილად მძის
1	ელტრაქტ. მუშა სედა I სი.	3	50,5	10,7	201,5	158,5	0,0	9,8	8,7	268	1,35	3,5	5,3	40
2	მ ¹ /მ ²	5	55,3	11,2	268	201	0,8	10,4	9,3	302	1,39	4,1	5,2	44
3	მ ¹ /მ ²	4	52	11,4	197	190	0,7	10,7	9,5	249	1,43	3,5	6,1	35,5
4	მ ¹ /მ ²	6	52,3	12	203	194	0,7	11,7	10,5	267	1,41	3,7	6,8	35,0
5	მ ¹ /მ ²	2	55,5	12,4	200	193	0,8	11,5	10,4	289	1,40	4,0	6,4	38,5
6	მ ¹ /მ ²	5	68,5	15,0	196	188	1,3	12,9	17,0	314	1,39	8,8	8,2	52,0
7	მ ¹ /მ ²	4	71	21,2	190	185	1,3	12,9	17,0	378	1,43	8,1	9,8	45
8	მ ¹ /მ ²	5	94	26,5	192	179	2,0	24,2	21,7	303	1,39	12,3	9,4	56,7
9	მ ¹ /მ ²	6	113	31,4	184	170	3,4	28,0	27,7	376	1,41	13,8	10,9	53,0
10	მ ¹ /მ ²	8	132	35	177	159	4,5	30,5	26,7	330	1,35	11,0	15,7	41,2
11	მ ¹ /მ ²	2	141	35,6	177	158	5,2	30,3	26,5	388	1,40	12,2	13,3	48,3

გ) საცდელ უბნის ნიადაგის სიფხვიერით, რის გამოც ხდებოდა ბუქსაობის გაზრდა.

3. ელტრაქტორის ნომინალური დატვირთვის დროს კავსე ძალვა უდრის დაახლოებით 900 კგ-ს

საშუალო კვადრატულ დენის მნიშვნელობა

სარევისტრაციო ამპერმეტრის ორი დიაგრამის პლანიმეტრიკებით განსაზღვრული საშუალო კვადრატულ დენის მნიშვნელობათა ზრდა

საშუალო არითმეტიკულ მნიშვნელობებთან შედარებით $\frac{I_{კვ3}}{I_{საშ. არით}}$

იძლევა შემდეგ მნიშვნელობებს:

$$\text{№ 1 კვლისათვის } \frac{I_{კვ3}}{I_{საშ. არით}} = \frac{88,0}{85,6} = 1,028$$

$$\text{№ 5 " " } \frac{I_{კვ3}}{I_{საშ. არით}} = \frac{72,6}{71,7} = 1,026$$

შეფარდება გვიჩვენებს, რომ $I_{კვ3}$ ოდნავ აღემატება $I_{საშ. არით}$ -ს, ეს უფლებას გვაძლევს მოვხადინოთ მოტორის სიმძლავრის ანგარიში ელექტროტრაქტორებისათვის საშუალო არითმეტიკულ დენის მიხედვით.

ელენერჯის ხარჯი 1 ჰექტ. ხვანაზედ 11 ცხრილი

ქვლის №№	გადაცემა	ხვანის საშუალო სიღრმე სმ	გუთნის მოდების განი სმ	ქვლის სიგრძე კმ	ელენერჯის ხარჯი 1 კვალზედ კვტ/საათ.		ქვლების რიცხვი 1 ჰექტარზე	ელენერჯის ხარჯი 1 ჰექტარზე კვტ/საათ.		შენიშვნა
					გატმეტ-რით	მოვლე-ლით		გატმეტ-რით	მოვლე-ლით	
1	I-ლი	27	60	100	0,470	0,540	176	82,7	95	
2	"	27	60	96	—	0,422	183	—	77,2	
3	"	25,5	60	100	0,522	0,516	176	91,9	90,8	
4	"	25,0	60	100	—	0,399	176	—	70,2	
5	"	27,0	60	100	0,422	0,469	176	74,3	82,5	
6	"	26,3	60	100	0,372	0,315	176	65,3	55,4	
ელექტროენერჯის საშუალო ხარჯი					0,447	0,444		78,6	78,5	

შენიშვნა: ერთ ჰექტარზე ქვლების რიცხვი გუთნების გამოცდის ლიტერატურული მონაცემებით გაზრდილია 5%/ით, რითაც აღირიცხება გუთნის მოდების განის შე-მცირება მუშაობის დროს.



1. ელტრაქტორ 2-ის საცდელი მოდელი კეთდებოდა მასალებისგან. უფრო სრულქმნილი ტრაქტორის კონსტრუქციისათვის ყველა დეტალი და ელაბორატურა უნდა იქნეს გაანგარიშებული და შერჩეული სამინდვრე პირობებში მუშაობისათვის. ელმოტორი გამწვები დენკვებები და გამტარების მონტაჟი, კაბელის დოლი დოლის ამძრავი და სხვა. მდნობად დამცველებმა მუშაობაში კარგი, შედეგები უჩვენეს. მათზედ არ მოქმედობს ტრაქტორის ნჯღრევა. სრულქმნილ ტრაქტორების კონსტრუქციაში გათვალისწინებული უნდა იყოს გადამრთველი.

2. ელტრაქტორში—2 მოხერხებულად არის გადაჭრილი კვანძი —ხახუნის ქურო რედუქტორით, რომლის საშუალებით იქმნება კაბელის მუდმივი დაქიმულობა ელტრაქტორის წინა და უკანა სვლაზე და ამით უზრუნველყოფილია მუდმივი ავტომატური დახვევა და გაშლა კაბელისა დოლზედ.

კაბელის დოლის ამძრავი მოთავსებული უნდა იყოს კვლის მოწინააღმდეგე მხარეზე და დაცული იქნეს გარცმით. ამით გაუმჯობესდება ვარსკვლავების და ჯაჭური გადაცემის მუშაობის პირობები.

3. დოლის კონსტრუქცია კაბელმგები აპარატით, ანძები და ელექტროდაფა ნაწილობრივ ხელს უშლიან ტრაქტორისტის თვალხედვას. აუცილებელია მათი აღვილმდებარეობის შერჩევა ტრაქტორზე ისე, რომ ისინი ტრაქტორისტს არ ეფარებოდეს. ან გადატანილი იქნეს ტრაქტორისტის საჯდომი მართვის ბერკეტებით გვერდზე და ან აწეული იქნეს ზევით.

4. მისი ცალკეული კვანძები როგორცაა: ხახუნის ქურო და კაბელდამლაგებელი აპარატი—არ განსხვავდება ელტრაქტორ—ფორდზონის ასეთ ნაწილებისგან და გამოცდის დროს კარგი შედეგები გვიჩვენა.

ხახუნის ქურო ჰქმნის კაბელის საჭირო დაქიმულობას და მისი გახურება არ აღემატება 65°.

5. ელტრაქტორის—2 გამოცდებმა დაადსტურეს, რომ საქცევის სიგანე არ უნდა იყოს 50 მეტრზე მეტი, რადგან წინააღმდეგ შემთხვევაში ქურო ვერ ახვევს კაბელს დოლზე.

6. კვადრატული დენების საშუალო მნიშვნელობა მუხლუხა ტრაქტორისათვის აღემატება საშუალო არითმეტიკულ მნიშვნელობებს 2—3% ით. ეს მდგომარეობა ნებას იძლევა, რომ ტრაქტორისათვის მოტორის სიმძლავრე შერჩეული იქნეს საშუალო არითმეტიკული დენით.

7. ელტრაქტორის კონსტრუქციის საერთო შეფასება. ყველა შემოაღნიშნულ დეტექტის მოსაპობის შემდეგ და დეტალურად დასმით შესრულების შემთხვევაში ელტრაქტორის კონსტრუქცია უზრუნველყოფს დოლზე კაბელის ავტომატურ დახვევას და გაშლას.

ელტრაქტორის მართვა გაცილებით მარტივია ვიდრე თბოტრაქტორის; მუშაობს იაფი სახის ენერგიით—ელექტროენერგიით და ძლიერ ეკონომიურია.

მაგრამ ელტრაქტორის შეზღუდულობა, სვლის განსაზღვრული სიგრძე და სამინდვრე მუშაობის ზოგიერთ პროცესზე ელტრაქტორით მუშაობის შეუძლებლობა წარმოადგენს მის ნაკლოვანებებს.

ყველა ეს საკითხი გამოიკვეთილი იქნება სამეურნეო პირობებში ელტრაქტორის მუშაობის დროს.

Проф. А. ДИДЕБУЛИДЗЕ

ЭЛЕКТРОТРАКТОР

Наш электротрактор начат постройкой в 1927 г., первый опытный образец был построен и испытан в 1930 году.

Первый образец системы профессора А. Дидебулидзе, проф. К. Амiredжиби и доцента В. Манвелидзе был построен на базе трактора Фордзон, так как в распоряжении имелся свободный трактор этого типа.

В 1934—35 г.г. был построен трактор системы профессора А. Дидебулидзе и доцента Манвелидзе на базе трактора Катерпилер (гусеничный), так как в наше распоряжение был дан именно этот трактор.

Поэтому на эти трактора надо смотреть как на конструктивные и опытные модели.

В 1935 г. 27 октября была назначена комиссия из представителей Всесоюзного Научно-Исследовательского Института Электрификации с.-х.—ст. научн. раб. Дмитриева И. И. и Ерохина И. А. и представителей Зак. Научн. Исследовательск. Института Механизации и Электрификации с.-х. проф. А. Дидебулидзе, ст. научн. раб. Г. Кебурия.

Дальнейшее изложение заимствовано из акта испытания.

ВАРИАНТ I-я

Электротрактор на базе фордзона (вариант первый):

Общий вид электротрактора представлен на фото 1 и 2, изображающие его виды с боков и спереди¹⁾.

Как видно из фото, электротрактор состоит из следующих основных узлов:

1. Гибкого кабеля—марки ПРШТ сечением $3 \times 10 \text{ мм}^2$ и длиной 181 м, с помощью которого электромотор приключается к низковольтной сети или понизительной трансформаторной подстанции.

¹⁾ Фото и чертежи см. в предыдущем грузинском тексте.

2. Мачта электротрактора — представляет из себя просторанственную ферму, сделанную из углового железа 50×50 . Четыре ноги мачты внизу у своего основания крепятся болтами к каркасу, на котором установлен эл. мотор. В верхней части эти уголки сходятся вплотную, образуя 4-х угольное отверстие с сечением 90×90 мм (см. фото № 2, цифру 1).

В это отверстие вставляется труба (головка мачты) (цифра 2) — длиной 940 мм.

Соединенные вместе, 4 уголка закрепляются двумя скобами (3), зажимающими одновременно вставленную во внутрь головку мачты. На верхнем конце трубы укреплены 2 шариковых подшипника с внутренним диаметром 90 мм. Немного ниже шариковых подшипников на трубе имеется кольцо (4), которое, опираясь на концы ног мачты, принимает на себя почти всю нагрузку веса верхней головки мачты и усилие от натяжения кабеля. Наружные кольца шариковых подшипников закреплены в кожухе (5). К кожуху болтами жестко крепятся две г-образные ноги (6), служащие кронштейном для верхнего приемного блока (7). Блок деревянный имеет диаметр 230 мм, углубление канавки для кабеля 50 мм, ширина блока — 100 мм. Сверху приемного блока, чтобы предупредить спадание кабеля, имеется прижимной деревянный ролик (8) диаметром 45 мм. Он не касается кабеля, когда последний правильно лежит на приемном блоке. Приемный блок вместе с кронштейном и кожухом легко вращается кругом и всегда обращен в сторону подхода кабеля.

На нижнем конце трубы закреплены 2 направляющих ролика (9), сидящие на параллельных осях.

Кабель, поступая на приемный блок, идет, не касаясь стенок, через трубку верхней головки мачты на нижние направляющие ролики и дальше через направляющие ролики кабелеукладывающего аппарата на барабан. Высота подвеса кабеля над землей равна 3460 мм.

3. Кабелеукладывающий аппарат — Он ясно виден на фото № 1 и № 2 (обозначен цифрой 10). Кроме того, в более крупном масштабе он заснят на фото № 3. Кабелеукладывающий аппарат представляет из себя вал, сидящий на 2-х подшипниках (11). Ось его параллельна оси барабана. На расстоянии 265 мм на валу нарезана прямоугольная возвратная резьба. По резьбе ходит каретка (12) с двумя направляющи-

ми роликами. При одном обороте барабана каретка должна иметь поступательное движение вдоль оси, равное диаметру кабеля. На конце вала (с левой стороны трактора) закреплена звездчатка. Вторая звездчатка сидит на валу барабана. Звездчатки связаны цепью, приводящей во вращение кабелеукладывающий аппарат. При этом каретка, заходя пальцами в резьбу вала, движется по нем (на нарезанной части вала) и ведя за собой кабель, укладывает его на барабан.

4. Кабельный барабан—находится в середине мачты. Его ось, расположенная поперек трактора в горизонтальной плоскости, вращается в подшипниках с бронзовыми вкладышами, которые закреплены на поперечных стягах мачты. Барабан имеет размеры: внутренний диаметр—390 мм, внешний—685 мм. Расстояние между щеками барабана по оси—446 мм. Внутренний диаметр барабана, на который ложится первый ряд кабеля, выполнен в виде деревянного цилиндра, сделанного из сосновых досок, толщиной в 1 дюйм. Щеки барабана медные. На барабан укладывается по оси—16 витков, по радиусу—6—7 рядов. Согласно проекту, барабан должен вмещать 275 м кабеля.

Ось барабана сделана из газовой трубы $d=44$ мм. С правой (по ходу) стороны трактора на выступающем конце оси барабана закреплены 2 кольца скользящих токосъемов. К каждому кольцу прилегают по 2 щетки. Пальцы щеткодержателей укреплены на выступающей рамке (12). Сверху токосъем закрыт кожухом из жести. На фотографиях он не виден, так как во время испытания был снят. Между скользящими токосъемами и подшипником барабана, на оси его закреплен диск ленточного тормоза (13); ручка тормоза видна на фото № 1 (обозначен цифрой 14). С правой стороны трактора на оси барабана сидит фрикционная натяжка—муфта (15), через которую приводится во вращение барабан ремнем от шкива, прикрепленного к левому ведущему колесу эл. трактора. Диаметр шкива ровен 400 мм. Для лучшей натяжки ремня предусмотрен натяжной ролик (см. фото 5, буква „2“).

5. Фрикционная натяжная муфта—имеет назначение сохранить постоянное натяжение кабеля в работе. Когда кабель достигает определенного натяжения (по проекту около 60 кгр) фрикционная муфта начинает проскальзывать и вращение барабана приостанавливается. Дальнейшее увеличение

натяжения кабеля (случаи, когда эл. трактор удаляется от пункта приключения) еще более увеличивает пробуксование фрикционной муфты, барабан начинает вращаться в обратную сторону и кабель разматывается. Когда же эл. трактор возвращается к пункту приключения, фрикционная муфта наматывает ослабевший кабель на барабан. Благодаря тому, что скорость намотки кабеля несколько больше, чем скорость движения трактора, возможность попадания кабеля под эл. трактор отпадает. На фото № 4 представлен чертеж общего вида фрикционной муфты с размерами. Внутренняя втулка муфты закрепляется на оси барабана; эта втулка с внешним кожухом фрикционной муфты соединяется с 12-тью парами металлических дисков. Степень нажатия дисков между собой, а следовательно величина натяжения кабеля регулируется 6-тью болтами. В целях лучшего охлаждения натяжной муфты по проекту внешняя поверхность кожуха сделана ребристой. В опытном образце эл. трактора эти ребра отсутствуют. Муфта наполняется смесью: керосин—70%, машинное масло 25%. При испытаниях муфта наполнялась чисто—машинным маслом без смеси с керосином. Кожух натяжной муфты одновременно служит шкивом ременного привода кабельного барабана.

6. Электромотор, пусковая и защитная аппаратура—

На эл. тракторе установлен 3-х фазный асинхронный мотор с кольцами открытого типа. Чтобы уменьшить попадание влаги и пыли в мотор, он сверху закрыт брезентовыми колпаками. Паспорт эл. мотора: фирма АЕГ, тип 1001/15. 220 в., 53,3 амп., 15 квт., 20,5 НР, 960 об/мин. $\cos\varphi=0.85$. По проекту авторы электротрактора предусматривали в качестве двигателя установить репульсионный мотор системы Дери, позволяющий очень просто и экономно регулировать скорость в широких пределах, без переключения коробки скоростей.

Электромотор установлен на каркасе, сделанном из углового железа 140×140 и склепанный в станину с помощью угольников из котельного железа толщиной в 15 мм к которому крепятся ноги мачты. Этот каркас соединяется с задним мостом трактора. В передней части каркаса закреплена ось с направляющими колесами эл. трактора. На вал эл. мотора насажен флянец с пальцами, имеющими такие же размеры, как и у маховика теплового двигателя. Этими пальца-

ми эл. мотор соединен с дисками ведущей фрикционной муфты. Ножная педаль и рукоятка, включающая скорости, оставлены без изменения. Пуск эл. мотора осуществляется с помощью магнитного пускателя фирмы АЕГ, смонтированного в чугунном ящике. Магнитный пускатель на 220 в., 60 амп. имеет максимальное реле и амперметр, вставленный в дверцу пускателя. Пусковой реостат фирмы АЕГ, смонтирован рядом с магнитным пускателем по правую сторону тракториста. На длительную работу под током он не пригоден. Вид пусковой и защитной аппаратуры эл. трактора дан на фото № 5. Здесь „а“—магнитный пускатель; „а1“—его пусковая ручка, занимающая вертикальное положение, когда мотор включен, „в“—пусковой реостат, „в1“—его ручка. Чтобы обеспечить направление движения эл. мотора в одну сторону и иметь возможность ее менять без переключения фаз у пункта приключения, проект предусматривает установку дополнительного перекидного рубильника на эл. тракторе, позволяющую выполнять это условие. В опытном образце такой рубильник отсутствует. Подводящие провода от мотора к магнитному пускателю и пусковому реостату смонтированы в медных трубах.

7. Рычаги управления эл. трактора—Работая на эл. тракторе, приходится оперировать со следующими рычагами управления: ручка магнит. пускателя при пуске эл. мотора; ручка пускового реостата: ножная педаль, отнимающая диски ведущего фрикциона; рукоятка, включающая скорость; руль эл. трактора. При заднем ходе—ручка ленточного тормоза. Во время хода эл. трактора и его остановок приходится управлять ножной педалью, рукояткой переключения скоростей и рулем, т. е. значительно меньше, чем у теплового трактора, где еще нужно регулировать подачу смеси горючего и зажигание.

8. Общее взаимодействие механизмов эл. трактора—Пуская эл. мотор и включая коробку скоростей, эл. трактор начинает двигаться. От вращающегося, вместе с ведущим колесом трактора, шкива—ременной передачей—приводится во вращение кожуха фрикционной муфты. Через диски муфты вращение передается кабельному барабану до определенного натяжения кабеля, когда усилие натяжения его не превысит усилия сцепления дисков фрикционной муфты. Достигнув такого равенства, барабан останавливается и диски фрик-

ционной муфты пробуксовывают в масле. Вместе с барабаном вращается и кабелеукладывающий аппарат, связанный с барабаном цепной передачей, и, или укладывает кабель, или его разматывает.

Таким образом, производящий сельскохозяйственные работы эл. трактор постоянно—то приближается к пункту подключения кабеля к полевой сети, то удаляется от него. При этом кабель автоматически или наматывается на барабан правильными рядами, или разматывается с барабана и ложится на поле позади эл. трактора с прицепленным к нему рабочим орудием. Фрикционная натяжная муфта поддерживает постоянное натяжение кабеля, отчего кабель ложится на землю на некотором расстоянии от эл. трактора, не задевая его и прикрепленное к нему орудие.

Наиболее ответственными узлами эл. трактора являются фрикционная муфта и кабелеукладывающий аппарат, обеспечивающие автоматическую и правильную размотку и намотку кабеля на барабан и поддерживающие постоянное натяжение кабеля, чтобы он не мог попасть под колеса трактора.

9. Описание организации работы электротракторами в поле—Организация работы эл. тракторами в поле, согласно теоретической проработке этого вопроса Зак. НИМЭСХ'ом предполагается следующим образом: Работа производится агрегатами, состоящими из двух электротракторов и трансформаторной подстанции. Имеются 2 варианта организации работы. В первом варианте агрегат состоит из 2-х электротракторов, одной передвижной трансформаторной подстанции для напряжения 6600/380 вольт и одного теплового трактора. Во втором варианте агрегат состоит из 2-х электротракторов, одной передвижной трансформаторной подстанции того-же напряжения, двух кабельных тележек с кабелями по 250 м длиной и одной кабельной тележки с высоковольтным кабелем длиной 110 м.

Таким образом, гон электротрактора равен 500 метрам, а ширина загона—25 метрам. При таком загоне мы сводим к минимуму возможность валовечения кабеля по земле и достигаем стандартного расстояния между столбами в/в линии (50 метров).

Для второго варианта обрабатываемая клетка также представляет из себя прямоугольник с размером 50×1000 м,

или 5 га. Электротрактор начинает работать от кабелевозки, находящейся на расстоянии 250 м. от столба полевой линии. Эл. энергия к кабелевозке передается через низковольтный кабель длиной 250 м.

ВАРИАНТ II-й

Электротрактор системы проф. А. И Дидебулидзе и доцента В. М. Манвелидзе

Общий вид электротрактора—2 дан на фото № 6—№ 9, отдельные узлы его представлены на фото № 10—№ 12.

Описание отдельных узлов эл. трактора:

1. Гибкий кабель—в качестве гибкого кабеля на электротракторе—2 установлен самодельный кабель, свитый из 3-х жил провода ПРГН сечением 25 мм². Сверху он зашит в брезентовую рубашку. Состояние кабеля к моменту испытания было сильно изношенное, что видно из фото № 10. Его брезентовая рубашка сопрела и во многих местах была порвана.

Изоляция проводов ПРГН также была попорчена во многих местах, из-за отсутствия подходящего кабеля данного сечения он не был сменен на кабель более новый. Кабель имеет следующие данные; длина—85 м, сред. $d=19$ мм, вес 1 м равен 1,5 кгр. Его длина не обеспечивала работу электротрактора для гона в 100 м. Поэтому при испытаниях кабель был нарощен алюминиевым проводом сечением 50 мм² и длиной 43 м, что составляло общую длину подводящего кабеля 128 м.

2. Мачта кабеля—видна на фото №№ 6—8, кроме того в более крупном масштабе ее стрела заснята на фото № 11.

Конструкция электротрактора разработана для пахоты и междурядной обработки. Поэтому его мачта имеет совершенно отличную форму от эл. трактора Фордзон.

Мачта состоит из стрелы с противовесом; свободно вращающейся на роликовом шарнире на полную окружность. Она может запирается в определенном положении и класть кабель сбоку или сзади эл. трактора.

Стрела мачты оканчивается системой приемных роликов—головкой мачты—одного горизонтального и 10-ти вертикальных, расположенных по 5 с правой и левой сторон (см.

фото №№ 6 и 11). Ролики деревянные, имеют $d=60$ мм и длину—горизонтальная—380 мм, вертикальные—320 мм. Назначение этих роликов—не допустить крутого изгиба кабеля, в независимости от положения стрелы.

Рядом с головкой мачты расположен направляющий деревянный блок 1 $d=320$ мм, шириной $B=60$ мм и углублением для кабеля—40 мм.

Пройдя блок—1, кабель поступает на блок—2, расположенный рядом с шарниром стрелы. Блок—2—деревянный и имеет те-же размеры, что и блок—1. После блока—2, кабель проходит трубу (3) диаметром $d=200$ мм, служащую осью шарнира стрелы мачты. Далее, кабель поступает на блок кабелеукладывающего аппарата (4) (фото № 10) и кладется рядами на барабан. На хвосте стрелы закреплен жестяной ящик $470 \times 260 \times 210$ мм (5, фото 7), наполняющийся железным ломом и служащий противовесом стрелы. Стрела сделана в виде пространственной фермы, склепанной из уголкового железа 25×25 мм, с поперечными стягами из полосового железа 8×25 мм.

Шарнир стрелы представляет из себя следующее устройство:

По трубе (3) катаются 8 роликов (6), (см. фото 6) диаметром 24 мм, длиной—200 мм, вставленные в 2 кольца, служащие для них подшипниками и закрепленные в верхней и нижней части фермы стрелы. Кроме того, снизу стрела имеет опорный роликовый подшипник. Шарнир обладает достаточной прочностью, стрела мачты легко вращается кругом. Снизу стрелы к каркасу мачты закреплено кольцо (7) из полосового железа 20×60 , диаметром 480 мм, с помощью которого стрела может запирается в нужном положении. Каркас мачты (8) служит одновременно кронштейном для кабельного барабана, его привода и кабелеукладывающего аппарата. Он сделан из углового железа 50×50 мм.

3. Кабелеукладывающий аппарат—показан на фото № 10. Конструкция его и принцип работы такие-же, как у эл. трактора Фордзон. Кабелеукладывающий аппарат состоит из стального вала (9) $d=40$ мм, на котором на расстоянии 470 мм, нарезана прямоугольная возвратная резьба.

По резьбе ходит каретка (10) с направляющим роликом (4). Для избежания перекоса каретки и заедания ее пальцев

в резьбе, она имеет жестко скрепленное с ней водило (11), которое оканчивается роликом и ходит в направляющих параллельных планках (12), сделанных из уголкового железа и закрепленных между ногами мачты.

Направляющий металлический ролик свободно вращается на каретке. Он имеет $d=280$ мм, ширину по оси $B=40$ мм, глубину бороздки для кабеля—45 мм. Снизу ролик почти вплотную подходит к жестяному кожуху, закрывающему электро-мотор, оставляя просвет в несколько мм.

Аппарат приводится во вращение цепью (14), использованной от сноповязалки, ее шаг $t=28$ мм. Большая звездчатка (13) ($z=21$) сидит на его оси, малая звездчатка насажена на ось барабана (она имеет $z=10$ зубцов).

Привод кабелеукладывающего аппарата ясно виден на фото № 12, где малую звездчатку заслоняет фрикционная натяжная муфта.

4. Кабельный барабан—имеет размеры: внутренний диаметр, на который ложится 1-й слой кабеля $d=670$ мм, наружный $d=970$ мм; расстояние между щеками по оси—494 мм. В качестве оси у барабана применена газовая труба $d=48$ мм.

Труба вращается в подшипниках с бронзовыми вкладышами. С внешней стороны подшипников на оси укреплены стопорные кольца, одно из которых (правое по ходу трактора) имеет 10 зубцов и служит малой звездчаткой привода кабелеукладывающего аппарата. На левом конце оси барабана закреплены 3 медных кольца (см. фото 2 и 3 цифру 15), скользящих токосъемов; щеткодержатели и щетки закреплены к кронштейну барабана на специальных малых кронштейнах. Размеры кабельного барабана позволяют вмещать: самодельный кабель из проводов ПРГН 25 мм^2 , при $d_{ср}=19$ мм—26 витков в ряд, 8 рядов по радиусу, что составляет общую длину—560 метров, кабель типа ПРШТ $3 \times 25 \text{ мм}^2$ при $d=33$ мм—15 витков в ряд, 4—5 рядов или 150—190 метров.

С правой стороны электротрактора на конец оси барабана насажена втулка фрикционной натяжной муфты.

5. Фрикционная натяжная муфта и привод барабана—(см. фото № 12, цифра 17). Ее конструкция не отличается от фрикционной муфты, описанной в эл. тракторе Фордзон. Втулка муфты, закрепленная на оси барабана, соединяется с кожухом через 9 пар металлических дисков, помещенных в

масло или смесь керосина с машинным маслом. Степень нажатия дисков регулируется 6-ю болтами. Звездчатка для цепного привода ($z=16$) муфты соединяется с кожухом муфты через особое устройство—редуктор, назначение которого состоит в том, чтобы обеспечить вращение барабана в одну сторону вне зависимости от переднего или заднего хода эл. трактора. Принцип работы редуктора ясен из схемы фото № 9. Шестерня „А“, представляющая из себя бронзовый обод с зубьями, укрепленная к кожуху фрикционной муфты. Бронзовая шестерня „В“ (см. фото № 7) сидит на отдельной оси и находится с шестерней „А“ в зацеплении. С звездчатками они связаны через систему клинообразно уменьшающихся роликов, находящихся в 3-х секторах по 4 шт. в секторе (см. схему 9, ролики а, б, в, г). Ролики имеют диаметр: $d_1=16$ мм, $d_2=12$ мм, $d_3=11$ мм, $d_4=8$ мм. Они позволяют вращать шестерню вместе с втулкой „С“ (представлять как бы одно целое) только в одну сторону: для шестерни „А“ против часовой стрелки, для шестерни „В“—по часовой стрелке. При этом ролики заклинивают шестерню с втулкой, жестко связанной с звездчаткой. Вращая шестерню „А“ по часовой стрелке (или, наоборот, ее втулку против часовой стрелки), никакого заклинивания не происходит и втулка свободно вращается на роликах, не будучи связанной с шестерней „А“. Таким образом, если на 2 звездчатки шестерен „А“ и „В“ одеть одну общую цепь (18, см. фото № 12) и приводить их во вращение от третьей звездчатки, например, по часовой стрелке (случай, соответствующий переднему ходу эл. трактора), то звездчатка шестерни „А“ будет свободно вращаться, а звездчатка шестерни „В“, заклинившись своей втулкой с шестерней, будет приводить ее во вращение тоже по часовой стрелке. Шестерня „В“ будучи в зацеплении с шестерней „А“, закрепленной на кожухе фрикционной муфты, станет вращать ее против часовой стрелки. Кожух фрикционной муфты через сцепление дисков—станет вращать барабан, наматывая кабель до момента, пока его натяжение не превысит усилия сцепления дисков. После чего диски муфты будут пробуксовывать, барабан или неподвижен или вращаться в обратную сторону, разматывая кабель. При заднем ходе эл. трактора, цепь вращает звездчатки шестерен против часовой стрелки. При этом заклинивается шестерня „А“,

вращаясь тоже против часовой стрелки: шестерня „В“ свободно вращается на роликах в холостую.

Как видно в обоих случаях и заднего и переднего хода эл. трактора—шестерня „А“, а следовательно и кожух фрикционной муфты, имеет одно направление вращения—против часовой стрелки, чем и обеспечивается постоянное натяжение кабеля вне зависимости от хода эл. трактора. На фото № 12 виден привод барабана. На правую ведущую зубчатку гусеничного трактора закреплена звездчатка (19), имеющая $z=16$. Она соединена цепью (21) с зубчаткой (20) с числом зубьев $z=8$, которая сидит на оси промежуточной трансмиссии.

На другом конце оси, за гусеницей закреплена такая-же зубчатка с $d=8$. Цепью (18) она соединяется с звездчатками редуктора фрикционной муфты. Цифрами 33 и 34 обозначены направляющие ролики цепи. Звездчатки и цепи взяты со сноповязалки.

6. Электромотор, пусковая и защитная аппаратура—Электромотор открытого типа с кольцами, тип Т-1500, 20,5 квт, V 220 в, 68 А $\cos\phi=0,88$, $n=1460$ об/мин. Он установлен на раме (22) (см. фото 7), укрепленной на передней поперечной рессоре шасси трактора и к телу кожуха коробки скоростей. Сверху и по бокам мотор закрыт кожухом из жести. На валу сидит флянец с пальцами, при помощи которых он соединен с диском ведущей фрикционной муфты.

Пусковой реостат, тип ТМ-3 (3,2) виден на фото 6 и фото 12 (обозначен 23). Электрический щит укреплен на мачте перед трактористом. Он состоит из деревянного каркаса (24, фото 8), на котором установлены: амперметр—0—150а (25), перекидной рубильник (26) для перемены вращения эл. мотора: пусковой рубильник (27) и плавкие предохранители (28), смонтированные на мраморной доске и закрытые снаружи кожухом.

Соединительные провода от скользящих токосъемков барабана (см. фото 6, цифра 29) к щиту заключены в медные трубы. Соединение от щита к электромотору и пусковому реостату выполнено в эбонитовых трубках, скрытых под жестяным кожухом эл. мотора.

7. Рычаги управления эл. трактора—2 — Рубильник (27) для пуска эл. мотора при выключенной коробке скоро-

стей, если эл. мотор вращается в обратную сторону—перекидной рубильник 26; штурвал пускового реостата 23. Ручка для поднятия щеток эл. мотора (нужно слезть с эл. трактора, так как она находится на носу его—см. фото 7). Пуск мотора совершается при выключенной коробке скоростей, т. е. неподвижном эл. тракторе.

Рычаги управления при движении и остановке эл. трактора: ножная педал 30 (см. фото 6); рукоятка включения скорости 3,1, две ножные педали, расположенные по правую сторону тракториста для резкого поворота эл. трактора, 2 ручных рычага—33 (см. фото 6) для плавного поворота трактора.

8. Общее взаимодействие механизмов эл. трактора—Гусеницы трактора, коробка скоростей, включение и выключение ведущего фрикциона, а также рычаги поворота трактора остались без изменения и их работа в эл. тракторе также, как и у теплотрактора. При вращении правой ведущей зубчатки гусеницы (трактор движется) через звездчатки и цепь приводится во вращение кожух натяжной фрикционной муфты. Через диски кожуха сообщается вращение барабану, который автоматически наматывает лежащий на поле кабель, когда эл. трактор приближается к пункту приключения. Барабан вращается в обратную сторону и муфта пробуксовывает, когда эл. трактор удаляется от пункта приключения кабеля и он ложится на поле, разматываясь от барабана. Натяжение кабеля при прямом и обратном ходе эл. трактора, регулируется 6-ю болтами фрикционной муфты, прижимающих диски друг к другу. Барабан имеет скорость намотки кабеля больше, чем скорость движения трактора, вследствие чего кабель всегда натянут и отрывается от земли за несколько метров от трактора вне зависимости от прямого или обратного хода его.

Незакрепленная стрела мачты направлена в сторону тяжения кабеля, будучи закреплена в определенном положении, она кладет и подбирает кабель с какой-либо стороны трактора.

Кабелеукладывающий аппарат обеспечивает автоматическую намотку кабеля на барабан правильными рядами.

Работающий в поле, электротрактор постоянно, то приближается к пункту приключения кабеля, то удаляется от него. При этом кабель, то разматывается с барабана и ло-

жится позади или сбоку эл. трактора, то автоматически подбирается и наматывается на барабан. Организация работы эл. тракторами индивидуального питания для полевых работ описана в отчете по эл. трактору Фордзон. Организация работы для междурядной обработки не разрабатывалась.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Опытная модель эл. трактора—2 делалась из имеющихся материалов. Для конструкции более совершенного трактора все детали и эл. аппаратура должны быть рассчитаны и выбраны удовлетворяющими условиями работы в полевых условиях: эл. мотор, пусковые рубильники и монтаж подводящих проводов, кабельный барабан, привод барабана и т. д. Плавкие предохранители хорошо зарекомендовали себя в работе. Они не реагируют на тряску трактора. В конструкциях совершенных тракторов должен быть предусмотрен перекидной рубильник, мешающий направлению вращения мотора, так как он дает большие удобства в работе.

2. В эл. тракторе—2 удачно разрешен узел—фрикционная муфта с редуктором, с помощью которого создается постоянное натяжение кабеля при переднем и заднем ходе эл. трактора и тем самым обеспечивается постоянная автоматическая смотка и замотка кабеля на барабан.

Привод кабельного барабана должен находиться на противоположной стороне трактора по отношению борозды и закрытым кожухом. Тем самым мы значительно улучшаем условия работы звездочек и цепей привода.

3. Конструкция барабана с кабелеукладывающим аппаратом мачты и электрический щит частично закрывают поле зрения переди глазами тракториста. Необходимо выбрать его месторасположение на тракторе так, чтобы трактористу был виден впереди лежащий путь, или перевести в сторону сиденье тракториста с рычагами управления эл. трактора, или посадить его выше.

4. Отдельные узлы его, как-то: фрикционная муфта и кабелеукладывающий аппарат не отличаются конструктивно от таких же деталей и эл. трактора Фордзон, а при испытании гусеничного эл. трактора показали себя в работе хорошо.

Фрикционная муфта создает нужное натяжение кабеля, ее нагрев не превышал 65° .

5. Испытания электро-трактора—2 подтвердили, что ширина загона не может быть больше 50 м, так как в противном случае муфта не наматывает кабель на барабан.

6. Среднее значение квадратичных токов для гусеничного трактора превышает средние арифметические значения на 2—3%.

Это позволяет делать выбор мощности мотора для трактора по средн. арифмет. току.

7. Общая оценка конструкции эл. трактора.

При устранении всех выше отмеченных дефектов эл. трактора и более тщательном выполнении деталей, его конструкция эл. трактора обеспечивает автоматическую смотку и намотку кабеля на барабан.

Управление эл. трактором значительно проще, чем у теплотрактора, работая на дешевом виде энергии—электричестве—он также очень экономичен. Но связанность эл. трактора, его ограниченная длина хода, невозможность работы эл. трактором на некоторых процессах полевых работ (как например, на уборке урожая).

Все эти вопросы будут выявлены при работе эл. трактора в хозяйственных условиях.

ს/მ. მეცნიერებათა კანდიდატი
დოც. ვ. მახალაძე

ხელსაწყოები და მოწყობილობანი შერღობებზე ტრაქტორების გამოცდისათვის

საბჭოთა კავშირის ზოგიერთ რესპუბლიკაში, სათესი ფართობების ძირითადი ნაწილი განლაგებულია ფერდობებზე და მთაგორიან ადგილებზე: მაგალითად, მოსკოვის უნივერსიტეტის ნიადაგმცოდნეობის ინსტიტუტის ცნობით, საქართველოში, დასამუშავებელ ნიადაგების 70% განლაგებულია ფერდობებზე 6—7° დაქანებით. ასეთი მდგომარეობის მიუხედავად, ტრაქტორების არსებული კონსტრუქციები სრულიად არ ითვალისწინებს ფერდობებზე მუშაობის სპეციფიურ პირობებს და ამ ეგუება რელიეფს.

მეტად გავრცელებული მოსაზრება იმის შესახებ, რომ ტრაქტორის მუშაობისათვის ფერდობებზე და საერთოდ მთაგორიან ადგილებში საკმარისია მისი მდგრადობის გადიდება, — ძირშივე მცდარია, ვინაიდან პატარა ფერდობებზედაც კი, სადაც არსებული ტრაქტორების მდგრადობა სავსებით საკმარისია, წარმოიშვება ბევრი თავისებურება, რომელიც აუცილებლად გათვალისწინებული უნდა იყოს ტრაქტორების კონსტრუქციებში.

განსაკუთრებულ მოთხოვნები უყენებს აგრეთვე ტრაქტორების კონსტრუქციას ჩვენი სუბტროპიკული მეურნეობა, რაც ძირითად ტრაქტორის თავისებურ გაბარიტების და მობრუნების სისტემის შექმნაში გამოიხატება.

არსებული ტრაქტორების ფერდობებზე და მთაგორიან ადგილებზე მუშაობის შესწავლის მიზნით და ტექნიკური პირობების შესადგენად სპეციალურ ტრაქტორის გეგმარებისათვის ამხ. ლ. ბერიას სახელობის საქართველოს სასოფლო სამეურნეო ინსტიტუტის ტრაქტორების და ავტომობილების კათედრამ 1939 წლის საკვლეო მუშაობის გეგმაში შეიტანა საკითხები დაკავშირებული ტრაქტორის ფერდობზე მუშაობასთან.

ტრაქტორის სათანადო გამოცდის ჩასატარებლად, ტრაქტორების და ავტომობილების კათედრის თანამშრომელ დოცენტ რ. დვალის მიერ შედგენილი იყო მეთოდისა, რომლის საფუძველზე

1939 წლის ზაფხულში ჩატარებული იყო სათანადო სამუშაოები ღუშეთის სამანქანო სატრაქტორო სადგურში.

1939 წლის მუშაობამ დაგვანახა, რომ ტრაქტორის მუშაობის დროს ფერდობებზე და მთაგორიან ადგილებზე, ტექნიკურ დაბრკოლებების გარდა წარმოიშვება ფაქტორები, რომელნიც მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ ტრაქტორის ეკონომიურ მაჩვენებლებზე, რაც გამოისახება საწვავის ხარჯის ზრდაში და წარმადობის შემცირებაში; ამავდროს გამოირკვა, რომ ტრაქტორის ფერდობებზე გამოცდა, მნიშვნელოვნად განსხვავდება ჩვეულებრივი წვეთით გამოცდისაგან და რომ არსებული გამოსაცდელი ხელსაწყოები და მოწყობილობანი ვერ უზრუნველყოფენ სათანადო ცდების ჩატარებას, რის გამო შეუძლებელი ხდება ზოგიერთი საკითხის სწორი გადაჭრა.

ტრაქტორის მუშაობის დეტალური ანალიზის შედეგად დავრწმუნდით, რომ სამთო გამოცდების ხარისხიან ჩატარებისათვის აუცილებელი საჭიროა არსებული გამოსაცდელი ხელსაწყოების გარდა შევქმნათ ისეთი მოწყობილობანი, რომელნიც ტრაქტორის წვეთით გამოცდის პროცესში შემდეგ მაჩვენებლებს მოგვცემენ:

1. ძრავის ეფექტური სიმძლავრე,
2. სიგრძივი და განივი კუთხეები, რომელნიც ტრაქტორის მდგომარეობას ახასიათებენ,
3. ტრაქტორის მიერ განვლილი მანძილი, სიჩქარე და აჩქარება,
4. წამყვან ვარსკვლავების ბრუნვის რიცხვი,
5. ტრაქტორის მოძრაობის ტრაექტორია,
6. კუთხური სიჩქარის სიდიდეები წარმოშობილი ტრაქტორის მობრუნების დროს.

ამის გარდა ზოგიერთ ლაბორატორიულ ცდის ჩასატარებლად აუცილებელია იმ ტრაქტორის სავალი ნაწილის მოდელის დამზადება, რომლის გამოცდაც განზრახულია.

გამომდინარე ზემოთ მოყვანილ მოსაზრებიდან ამხ. ლ. ბერიას სახელობის საქართველოს სას. სამ. ინსტიტუტის ავტომობილების და ტრაქტორების კათედრამ გადასწყვიტა—შესდგომოდა ისეთი ხელსაწყოების და მოწყობილობათა დაგეგმარებას და განხორციელებას რომელიც წაყენებულ მოთხოვნილებებს დააკმაყოფილებდნენ.

1940 წლის განმავლობაში გაკეთებული იყო ხელსაწყოები პირველი ოთხი მაჩვენებლის განსაზღვრისათვის, რომელთა აღწერილობა და გამოცდის შედეგები მოყვანილია ქვემოთ.

ყველა დამზადებული ხელსაწყო გათვალისწინებული იყო „სტზნატი“ ტრაქტორისათვის.

ხელსაწყოების მიერ მოცემული მაჩვენებლების ურთიერთ დაპირისპირების მიზნით და აგრეთვე სიდიდეების გამორკვევისათვის

განსაზღვრულ მომენტში აუცილებელი საჭირო გახდა ყველა ხელსაწყოთა მომარაგება თვითმწერი მექანიზმებით, რომლებსაც ელექტროძრავები ამოძრავებენ და დაკავშირებული არიან ელექტროდინამო-ერთ წყაროსთან.

კუთხმწერებზე, დროსელის ჩამწერზე, ტაქოგრაფზე და სიჩქარის მზომზე მოწყობილია თვითმწერი მექანიზმები ელექტროძრავებით, აღრიცხვის და მუშაობის დაწყების მომენტში წარმოებს ამ ძრავების უშუალო ჩართვა, ხოლო აკადემიკოს გორიანკინის სისტემის დინამომეტრზე გამოყენებულია ზამბარიანი თვითმწერი რომლის ჩართვა ხდება სპეციალურ რელეს შემწეობით; რელეებითვე წარმოებს ვარსკვლავას მთვლელების ჩართვა.

საწვავის ხარჯვის აღრიცხვის სიზუსტის ასამაღლებლად, საზომი ავზის ონკანი მექანიკურად შეერთებულია ელექტროჩამრახთან, რის გამოც საწვავის გატარება საზომ ავზიდან კარბურატორში წარმოებს მხოლოდ მაშინ, როდესაც ელექტროჩამრახი ჩართულია.

ერთდროული ჩართვის სისტემა მეტად მნიშვნელოვანია შედეგების დამუშავებისათვის და იძლევა საშუალებას მოვახდინოთ სხვა დასხვა სიდიდის განსაზღვრა და დაპირისპირება დროის სასურველ მომენტისათვის.

ხელსაწყოების მუშაობის გაუმჯობესების მიზნით განზრახულია, მომავალში მოეწყოს ყველა ჩამწერ მექანიზმზე დროის აღმნიშვნელები, რომელიც გაადიდებს გამოთვლის სიზუსტეს და გაგვათავისუფლებს წამმზომის გამოყენების საჭიროებისაგან.

1. ძრავის ეფექტური სიმძლავრის განსაზღვრა წიხითი გამოცდის პროცესში

ძრავის ეფექტური სიმძლავრის განსაზღვრა ტრაქტორის წვეითი გამოცდის პროცესში და ამ სიმძლავრის ჩაწერა დიაგრამის სახით ხსნის ახალ ფართო შესაძლებლობებს ტრაქტორების გამოცდის საქმეში; ეს ღონისძიება განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია ტრაქტორის გამოცდისათვის ფერდობებზე და მთაგორიან ადგილებში, სადაც ზოგიერთ კოეფიციენტის გამოსარკვევად აუცილებელი ხდება სიმძლავრის ბალანსის შედგენა.

გარდა გადასაცემ სიმძლავრის განსაზღვრისა როტაციული დინამომეტრით და ლილვის გრეხის კუთხის მიხედვით, ჩვენთვის ცნობილია ძრავის სიმძლავრის გამორკვევის ხერხი შემსუთქ მიღში არსებულ გაიშვიათების მიხედვით, რომელიც პროფესორ ნ. რ. ბრილინგის წინადადებით დამუშავებული და აღწერილი იყო დოცენტ ბ. ს. ფალკვიჩის მიერ თავის წიგნში. „Дорожные испытания автомобилей (гострансиздат, 1936 წ.)“

თავის შრომაში ბ. ს. ფალევის, ძრავის ეფექტური სიმძლავრის გამოსახვის გამოყენებით და მთელ რიგ დაშვებათა მიღებით, გამოჰყავს ფორმულა:

$$N_e = a - bH_z$$

სადაც: a და b მუდმივებია ძრავის მოცემულ ბრუნვის რიცხვისათვის:

H_z გაიშვიათება კარბურატორის იქით.

გამოყვანილ ფორმულის საფუძველზედ ავტორი დაასკნის, რომ დროსელის ცვალებად მდგომარეობის და ძრავის მუდმივი ბრუნვის რიცხვის დროს ეფექტური სიმძლავრის გამოსახვა შეიძლება როგორც კარბურატორის იქით არსებული გაიშვიათების ხაზობრივი ფუნქციის.

მიღებულ დაშვებათა სისწორის დასამტკიცებლად ავტორს მოჰყავს გრაფიკი, აგებული „ვაზ“-ის და „ჭერკულეს“-ის ძრავების გამოცდის შედეგების მიხედვით, სადაც სიმძლავრის მიმართება გაიშვიათებასთან ძრავის მუდმივი ბრუნვის რიცხვის დროს იძლევა სწორხაზობრივ განვითარებას.

ჩვენ მიერ ჩატარებული ცდები ტრაქტორ „სტზ-ნატი“-ს ძრავაზე, მისი მუშაობის დროს ურეგულატოროდ, ძირითადად აღასტურებენ ზემოთ მოყვანილ შედეგებს; ამის მიუხედავად აუცილებელი საჭიროა აღენიშნოთ, რომ მცირე გაიშვიათების დროს ე. ი. დროსელის სრული გაღების არეში, წარმოებს სიმძლავრის მნიშვნელოვანი გადახრა სწორხაზობრივ განვითარებიდან. ამ მოვლენის მიზეზად უნდა ჩაითვალოს ნაზავის ბუქობრივი ძრაობის გაუარესება დროსელის სრული გაღების დროს; უნდა ვიგულისხმოთ, რომ მანქანების ექსპლუატაციის და საექსპლუატაციო გამოცდების დროს სადროსელო მისაფარი გაიღება იმ მდგომარეობაში, რომლის დროსაც ძრავა მაქსიმალურ სიმძლავრეს ავითარებს; ტრაქტორ „სტზ-ნატი“-სათვის ასეთ მდგომარეობას ვღებულობთ მაშინ, როდესაც დროსელის ფარი გაღებულია 78° -ზე.

სიმძლავრის შესამჩნევი გადახრა სწორხაზობრივი განვითარებიდან აგრეთვე წარმოებს დროსელის მცირეგაღების არეში ე. ი. გაიშვიათების დიდი მნიშვნელობის დროს; სათანადო კვლევამ დაგვანახა, რომ ტრაქტორ „სტზ-ნატი“-ს ძრავა იძლევა გადახრას, დროსელის ფარის 20° -ზე მეტად მიხურვის დროს, რასაც ეთანადება გაიშვიათება $350-360$ მმ ვერცხლის წყლის სვეტის ზევით.

აღნიშნულ მოვლენის თეორიული ახსნისათვის შესაძლებელია გავიხსენოთ სან-ვენანის მიერ ჩატარებული კვლევები გაზების გამოდინების საკათხებზე, რომელიც იძლევა საშუალებას გამოერთანოთ დასკნა, რომ აუცილებლად იარსებებს გაიშვიათების განსა-

ზღვრული მნიშვნელობა, რომლის ზევით ხაზობრივი დამოკიდებულება სიმძლავრესა და გაიშვიათებას შორის არ შეიძლება არსებობდეს;

მოყვანილ მოსაზრების დასადასტურებლად განვიხილოთ გაზების გამოდინების დიაგრამა აგებული სან-ვენანის მიერ, ცდებით მიღებულ შედეგების საფუძველზე (1 ნახ.). მოყვანილ დიაგრამის ორდინატის ღერძზე გადაზომილია გაზის ხარჯის G სხვადასხვა

მნიშვნელობა, აბსცისის ღერძზე კი შეფარდების $\frac{p_2}{p_1}$ სხვადასხვა

მნიშვნელობა, სადაც p_2 იმ გარემოცვის წნევაა, სადაც წარმოებს გაზების დენა, p_1 -კი—გარეგანი წნევა.

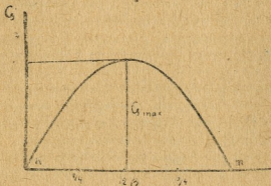
სან-ვენანი მიგვითითებს, რომ დაწყებული სიდიდიდან

$\frac{p_2}{p_1} = 1$ განსაზღვრულ სიდიდემდე $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ გაზის ხარჯი მატულობს

გაზების გამოდინების სიჩქარის ცვალებადობის კანონის მიხედვით;

როდესაც $\frac{p_2}{p_1} = \beta$, გაზის ხარჯი მაქსიმალურ სიდიდეს აღწევს; შე-

ფარდების $\frac{p_2}{p_1}$ შემდეგი შემცირება არა სცვლის გაზის ხარჯს და



1 ნახ. გაზების გამოდინების დიაგრამა

ხარჯი რჩება თავისი მაქსიმალური სიდიდის ტოლი. ამრიგად შეგვიძლია ვიფიქროთ, რომ როდესაც წნევა შემსუთქ მილში $p_2 = \beta p_1$, სიდიდეზე ნაკლებია, შეიცვლება სამუშაო ნაზავის ცილინდრებში მიწოდების კანონი, რის გამო დაირღვევა სწორხაზობრივი დამოკიდებულება ძრავის სიმძლავრესა და გაიშვიათებას შორის.

■ I β კოეფიციენტის სიდიდის გამოთვლა შეიძლება ფორმულით:

$$\beta = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

კარბურული
ინჟინერული

სადაც:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

როდესაც $k=1,4$ —ვლებულობთ $\beta=0,5$ და, მაშასადამე, $p_2 = 0,5 p_1$.

ნორმალური ატმოსფერული პირობებისათვის, როდესაც $p_1=1$ ატ., გვექნება: $p_2=0,5$ ატ., ე. ი. მის შემდეგ, როდესაც გაიშვიათება კარბურატორის იქით მიაღწევს 380 მმ ვერცხლის წყლის სვეტს, დაიწყება გადახრა სიმძლავრის სწორხაზობრივი დამოკიდებულებისა გაიშვიათებიდან. როგორც ზევით ვნახეთ, სინამდვილეში ზღვრული გაიშვიათება, 380 მმ-ის ნაცვლად „სტზ-ნატი“-ს ძრავისათვის უდრის 350—360 მმ ვერცხლის წყლის სვეტს.

ჩვენ მიერ ზევით განხილული გადახრები არ შეიძლება ჩაითვალოს გაიშვიათებით სიმძლავრის განსაზღვრის წესის არსებით ნაკლად, მხოლოდ ისინი ზუსტად უნდა გავითვალისწინოთ გამოცდების ჩატარების დროს.

რაც შეეხება წინ განხილულ წესის გამოყენებას რეგულატორიან ძრავებზე, შესაძლებელია ავლნიშნოთ, რომ ასეთი ძრავის ბრუნვის რიცხვის ცვალებადობის გამო მეტად მცირე ფარგლებში, გაზომვის სიზუსტე ძლიერ უარესდება და შორდება დასაშვებ სიდიდეებს.

სიმძლავრის გამორკვევის ასეთი წესის ნაკლად, ტრაქტორებზედ მისი გამოყენების შემთხვევაში, აგრეთვე უნდა ჩაითვალოს გაიშვიათების საზომ ხელსაწყოების გამოყენების უხერხულობა მინდორში და მათზე თვითმწერ მექანიზმების მოწყობის სიძნელე.

სიმძლავრის გამორკვევის უფრო მოხერხებული ხერხის შესაქმნელად, რომელიც გამოსადეგი იქნება ტრაქტორების გამოსაცდელად კარბურატორიან რეგულატორზე მომუშავე ძრავებით, ჩვენ გავსწიეთ მუშაობა რათა შეგვესწავლა ძრავის განვითარებული სიმძლავრის დამოკიდებულება მის ბრუნვის რიცხვზე და დროსელის ვალების სიდიდეზე.

როგორც ცნობილია ძრავის ინდიკატორული სიმძლავრის გამოსახვა შეიძლება ასეთი ფორმულით:

$$N_i = \frac{G_s \cdot H \cdot \eta_i \cdot 427}{(1 + \alpha_0) 75}$$

სადაც:

G_0 —ნაზავის წამური ხარჯია კვ/წმ-ში;

H —თბოუნარიანობა კალ/კვ-ში;

η_i —ძრავის ინდიკატორული მ. ქ. კ;

α —ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი;

l_0 —თეორიულად წვისთვის აუცილებელი ჰაერის რაოდენობა კვ/კვ-ში.

თუ ავღნიშნავთ:

G_0 —ნაზავის წამურ ხარჯს, რომელიც გვექნებოდა ცილინდრების სრული შევსების დროს;

η_0 —ცილინდრების შევსების კოეფიციენტს;

η_g და η_t —ძრავის ფარდობითი და თერმული მ. ქ. კ, შევსდებთ დაეწეროთ:

$$G_s = G_0 \cdot \eta_0$$

$$\eta_t = \eta_g \cdot \eta_e$$

და

$$N_j = \frac{G_0 \cdot \eta_0 \cdot H \cdot \eta_g \cdot \eta_t \cdot 427}{(1 + \alpha l_0) \cdot 75}$$

η_e -ს ცვალებადობასთან ერთად იცვლება η_t , მათ შორის არსებობს დამოკიდებულება ¹:

$$\eta_t = 1 - \eta_0^{1-k} \cdot \varepsilon^{1-k}$$

რაც უზღუბას გვაძლევს საბოლოოდ დაეწეროთ:

$$N_i = \frac{H \cdot 427 \cdot G_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_g \cdot (1 - \eta_0^{1-k} \cdot \varepsilon^{1-k})}{(1 + \alpha l_0) \cdot 75}$$

ანდა

$$N_i = \frac{H \cdot 427 \cdot G_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_g}{(1 + \alpha l_0) \cdot 75} - \frac{H \cdot 427 \cdot G_0 \cdot \eta_0 \cdot \eta_g \cdot \eta_0^{1-k} \cdot \varepsilon^{1-k}}{(1 + \alpha l_0) \cdot 75}$$

თუ მივიღებთ სიდიდეების G_0 , η_g , H , k , α , და l_0 მუდმივობას და ავღნიშნავთ:

$$\frac{G_0 \cdot \eta_g \cdot 427 \cdot H}{(1 + \alpha l_0) \cdot 75} = A$$

$$\frac{H \cdot G_0 \cdot \eta_g \cdot 427 \cdot \varepsilon^{1-k}}{(1 + \alpha l_0) \cdot 75} = A \cdot \varepsilon^{1-k} = B$$

¹ იხილეთ: Автомобильный мотор. сборник пятый; издательство наркомхоза РСФСР, инж. Мет. ეგოროვის წერილი.

გვექნება საბოლოოდ:

$$N_i = A\eta_i - B\eta_i^{2-k}$$

ამგვარად, შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ ძრავის მუშაობის ერთნაირ პირობებში, ინდიკატორული სიმძლავრე შეიძლება გამოისახოს როგორც შევსების კოეფიციენტის ფუნქცია, და მიმართება მათ შორის წარმოდგენილ იქნას მრუდით:

$$N_i = A\eta_i - B\eta_i^{2-k}$$

რაც შეეხება ძრავის ეფექტურ სიმძლავრეს, მისთვის შეიძლება დაიწეროს:

$$N_e = N_i - N_r = A\eta_i - B\eta_i^{2-k} - N_r$$

ძრავის მუდმივ ბრუნვის დროს $N_r = C$ არის მუდმივი სიდიდე და ასეთი შემთხვევისათვის გვექნება:

$$N_e = A\eta_i - B\eta_i^{2-k} - C$$

ძრავის ბრუნვის რიცხვის ცვალებადობის დროს შეიცვლება მექანიკური დანაკარგები და ყოველ ბრუნვის რიცხვს შეეუარდება N_r -ის განსაზღვრული მნიშვნელობა. ამრიგად, მოცემული ბრუნვის რიცხვის დროს შევსების კოეფიციენტის ყოველ მნიშვნელობას შეეთანადება ძრავის განსაზღვრული სიმძლავრე.

საკმარისი სიზუსტით შეგვიძლია მივიღოთ, რომ ძრავის შევსების კოეფიციენტი η_i დამოკიდებულია შესუნთქვის წინააღმდეგობაზე, რომელიც თანაბარ გარეგან პირობების დროს (მაგალითად ჰაერწმენდის მდგომარეობა და ატმოსფერული პირობები) განისაზღვრება გაზის გამოდინების სიჩქარით და დროსელის მისაფარის მდგომარეობით: ნათქვამი გადალევს უფლებას გამოვიტანოთ დასკვნა რომ: თუ სამუხრუჭე გამოცდის დროს აღვრიცხავთ ეფექტურ სიმძლავრეებს, რომელნიც ეთანადებიან სხვადასხვა ბრუნვის რიცხვებს და სხვადასხვა დროსელის მდგომარეობებს, მაშინ ტრაქტორის წვევითი გამოცდის დროს, ძრავის ბრუნვის რიცხვის და დროსელის მდგომარეობის შესაბამისად შევძლებთ გამოვარკვიოთ ძრავის სათანადო სიმძლავრე.

რიგულატორზე მომუშავე ძრავისათვის, დროსელის მისაფარის ყოველ მდგომარეობას (გარდა სრული გაღებისა) ეთანადება განსაზღვრული ბრუნვის რიცხვი, ამიტომ მსგავს შემთხვევებში დროსელის სრულ გაღებამდე შეგვიძლია გამოვარკვიოთ ძრავის სიმძლავრე ბრუნვის რიცხვის გაუზომლად.

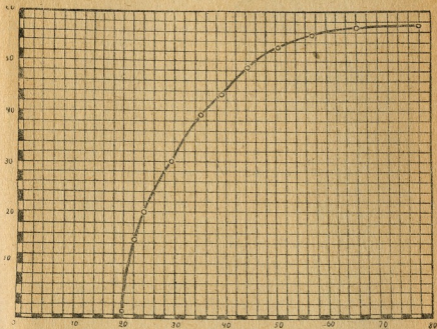
უნდა ვიგულისხმოთ, რომ ძრავის სამუხრუჭო გამოცდები და ტრაქტორის წვევითი გამოცდები ჩატარებული იქნება მექანიზმების და მოწყობილობების ერთნაირ რეგულირებაზე და ერთნაირ პირო-

ბებში; რაც შეეხება ატმოსფერულ პირობებს, მათი ცვლადობის დროს საჭირო გახდება სიმძლავრეების სათანადო გადაყვანა, სიმძლავრის, ბრუნვის რიცხვების და დროსელის გალების ნომოგრამები ანდა ავადგოთ სათანადო მრუდები.

2 და 3 ნახ.ზე ნაჩვენებია მრუდები აგებული ტრაქტორ „სტენატი“-ს ძრავის სამუხრუჭო გაროცდების შედეგების მიხედვით.

პირველი დიაგრამა (2 ნახ.) ახასიათებს ძრავის მუშაობას დროსელის მინიმალურ გალებიდან სრულ გალებამდე, მეორე დიაგრამა კი (3 ნახ.) ძრავის მუშაობას დროსელის სრული გალების დროს.

პირველი დიაგრამის აბსცისზე გადაზომილია დროსელის სხვადასხვა გალება, ორდინატზე კი ეფექტური სიმძლავრის სათანადო მნიშვნელობანი.



2 ნახ.

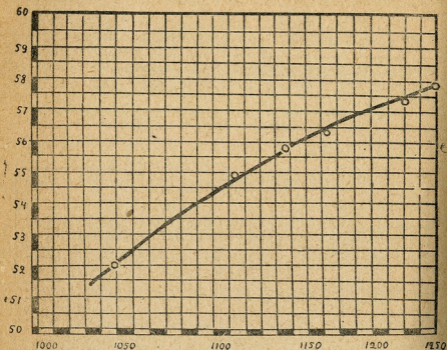
ძრავის სიმძლავრის დამოკიდებულება დროსელის მდგომარეობაზე ტრაქტორ „სტენატი“-სათვის.

მეორე დიაგრამა აღნიშნავს მიმართებას ძრავის სიმძლავრესა და ბრუნვის რიცხვს შორის, დროსელის სრული გალების დროს.

ამრიგად, თუ გვეცოდინება დროსელის მისაფარის მდგომარეობა და ძრავის ბრუნვის რიცხვი, წინ აღწერილ დიაგრამების და-

ხმარებით შევძლებთ—გამოვარკვიოთ ეფექტური სიმძლავრე ძრავის ყოველგვარი დატვირთვებისათვის.

საქართველოს
საინჟინერო-ტექნიკური
სკოლა



3 ნახ.

ძრავის სიმძლავრის დამოკიდებულება ბრუნვის რიცხვზე დროსელის სრული გალების დროს ტრაქტორ „სტზ-ნატი“-სათვის.

სიმძლავრის განსაზღვრის აღწერილი წესის შემდეგი გაუმჯობესების მიზნით სასურველია ჩატარდეს ცდები ძრავის არაპრობონტალური მდგომარეობის დროს (მუშაობა არასწორ რელიეფზე) კარბურაციის სისტემის გავლენის გამოსარკვევად სიმძლავრის ტარირებაზე, და აგრეთვე ძრავის მუშაობის არამდგრადი რეჟიმის დროს ძრავის სიმძლავრეზე სამუშაო ნაზავის ქაფრილის ინერციის გავლენის შესასწავლად.

სიმძლავრის განსაზღვრის წესი დროსელის საფარის და ძრავის ბრუნვის რიცხვის მიხედვით განხორციელებული იყო „სტზ-ნატის“ ტრაქტორზე.

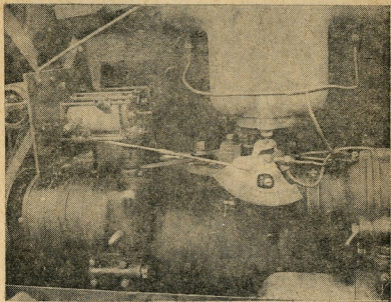
სათანადო ხელსაწყოების გეგმარებისათვის მიღებული იყო შემდეგი ძირითადი პირობები:

1. დროსელის საფარის მდგომარეობა ჩაწერილ იქნეს თვითმწერი მექანიზმით;
2. ძრავის ბრუნვის რიცხვის ზომვა მოხდეს ტაქოგრაფით;
3. დროსელის და ტაქოგრაფის თვითმწერ მექანიზმების ჩართვა მოხდეს ერთდროულად;

მოყვანილ პირობებიდან ჩანს, რომ საჭირო იყო ორი ხელსაწყო გეგმარება: ხელსაწყო დროსელის საფარის მდგომარეობის ჩასაწერად და ტაქოგრაფი.

განვიხილოთ ხსენებული ხელსაწყოები ცალცალკე.

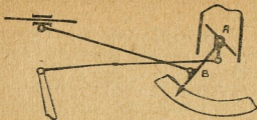
ხელსაწყო დროსელის საფარის მდგომარეობის ჩასაწერად. ხელსაწყო წარმოადგენს თვითმწერ მექანიზმს, რომელიც შეერთებულია ბერკეტული სისტემით დროსელის მისაფარის ლილვაკთან. ხელსაწყოს საერთო ხედი ნაჩვენებია 4 ნახატზე.



4 ნახ. დროსელის მდგომარეობის ჩამწერ ხელსაწყოს საერთო ხედი

ჩამწერი მექანიზმი დამაგრებულია ძრავის წინა მხარეზე არსებულ ზეთის ჩასასხმელ ყელის ადგილზე მოწყობილ ბრჯენზე. ზეთის ჩასასხმელი ყელი გადატანილია ბლოკის უკანა მხარეზე.

5 ნახ-ზე ნაჩვენებია თვითმწერი მექანიზმის დროსელის საფართან შეერთების სქემა.



5 ნახ. დროსელის საფარის. თვითმწერი მექანიზმთან შეერთების სქემა.

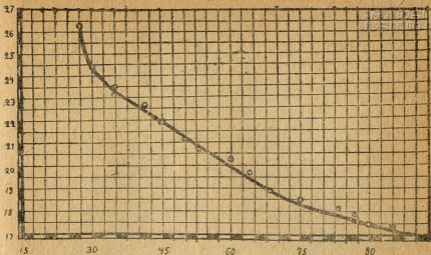
დროსელის საფარის *A* ლილვაკზე ხისტად დამაგრებულია *B* ბერკეტი, რომლის ბოლო წარმოადგენს *C*-სკალაზედ მცურავ ისარს; ისარი დაყენებულია ისეთნაირად, რომ მისი მდგომარეობა სკალის ნულთან ეთანადება დროსელის სავსებით მიხურულ მდგომარეობას, ისრის მდგომარეობა კი 90° -თან—სრულ გაღებას.

ბერკეტი *B* სახსრული წვეთით შეერთებულია თვითმწერი მექანიზმის მცოცავთან, რის გამო დროსელის საფარის მობრუნების დროს ვლენობით ჩამწერ თანქრის გადაადგილებას და სათანადო აღნიშვნას დიაგრამაზე: ამრიგად, თუ თვითმწერი მექანიზმში ნულის ხაზი გვექნება, შეეძლებთ გამოვარკვიოთ დიაგრამის სათანადო სიმაღლე დროსელის ყოველგვარ მდგომარეობისათვის.

C სკალა დანიშნულია ერთის მხრივ ხელსაწყოს ტარირებისათვის მეორე მხრივ კი ძრავის მუშაობის კონტროლისათვის; ძრავის მუშაობის კონტროლი ძირითადად გამოისახება დროსელის ისრის მდგომარეობის შემოწმებაში ძრავის უქმი სვლით მუშაობის დროს. ისარი ძალიან თვალსაჩინოდ გვატყობინებს ძრავის ყოველგვარ უწყესრიგობას, როგორცაა ცილინდრის მუშაობის წყვეტილობა (перенос), კარბურატორის არასწორი რეგულირება, ძრავის გადახურება და არასაკმარისი გახურება, მუშაობის არამდგრადი რეჟიმი, ჰაერმწმენდის უწყესრიგობა, სარქველების უწყესრიგობა და სხვა.

ერთი ცილინდრის მუშაობის წყვეტის დროს ისარი იხრება 8° -ზე, ძრავის მუშაობის დროს არამდგრად რეჟიმზე ისარი ირხვეა და გვიჩვენებს სამუშაო ნაზავის შემადგენლობის ცვალებადობას.

6 ნახ-ზე ნაჩვენებია დროსელის ისრის მდგომარეობის დამოკიდებულება რადიატორში არსებულ წყლის ტემპერატურის სიდიდეზე ძრავის უქმ სვლაზე მუშაობის დროს,



6 ნახ.

ზემოთნათქმი გვიჩვენებს, რომ საშუალება გვაქვს, ექსპერიმენტის ჩატარების წინ სავსებით დავრწმუნდეთ ძრავის მუშაობის ნორმალურობაში.

დროსელის მდგომარეობის ჩამწერ თვითმწერ მექანიზმს ამოძრავებს 6-ვოლტიანი ელექტროძრავა; დიაგრამის ჩაწერა ქალაღდის ლენტზე წარმოებს ფანქრით; მექანიზმი იტევს ქალაღდის მარაგს 35 მეტრის სიგრძით.

ქალაღდის ლენტის მოძრაობის მიმართულება ნაჩვენებია სქემაზე (7 ნახ.)

თვითმწერი მექანიზმისათვის შერჩეულია შემდეგი ძირითადი მონაცემები:

1. წამყვანი ლილვაკის დიამეტრი $d=14$ მმ,
2. დოლის დიამეტრი $D=50$ მმ,
3. დოლის სიგრძე $l=110$ მმ,
4. ქალაღდის მოძრაობის სიჩქარე $v=3,3$ მმ/წმ.

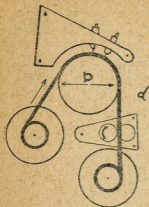
ადვილი წარმოსადგენია, რომ ხელსაწყოს მოცემული სქემის მიხედვით დროსელის თანაბარ მოძრუნებათა დროს სხვადასხვა მდგომარეობაში მივიღებთ დიაგრამის სხვადასხვა სიმაღლეს და, მაშასადამე, გაზომვის სიზუსტე იქნება ცვალებადი: ხელსაწყოს შემდეგი გაუმჯობესებისათვის სასურველია—დროსელის და თვითმწერის შერთება ერთმანეთთან ისეთი მექანიზმით მოხდეს,

რომლის დროსაც დროსელის ერთნაირ მობრუნებისათვის სხვადასხვა
 შდგომარეობაში მივიღებთ დიაგრამის ერთნაირ სიმაღლეს და, მაშა-
 სადამე, გაზომვის მუდმივ ცდომილებას.

ტაქოგრაფი. გვემარებისათვის მი-
 ლებული იყო ცენტრიდანული ტაქოგრა-
 ფის სქემა.

8 ნახ-ზე ნაჩვენებია ტაქოგრაფის
 საერთო ხედი, მე-9 ნახ-ზე კი—ტაქოგრა-
 ფის კინემატიკური სქემა.

სიმძლავრის ამრთავ ლილვის წინა
 ბოლოზე (9 ნახ.) დასმულია დისკო (1)
 ორი სიმეტრიულად განლაგებული ლი-
 თონის ტვირთით (2); ტაქოგრაფის ლილ-
 ვის ბრუნვის დროს ტვირთები (2) იშ-
 ლება და იწვევს ქუროს (3) განსაზღვ-
 რულ გადაადგილებას.



7 ნახ.

ქუროს (3) მოძრაობა, ჩანგლით (4) და ლილვაკით (5) გადა-
 ეცემა ბერკეტს (6), რომელიც თავის ბოლოთი შეერთებულია თვით-
 მწერ მექანიზმის მცოცავთან.

ზამბარის (7) მოცემულ რეგულირების დროს, ტაქოგრაფის ქუ-
 როს ყოველ შდგომარეობას შეეთანადება სავსებით განსაზღვრული
 ბრუნვისრიცხვი, რომელსაც ჩანიშნავს თვითმწერი მექანიზმი.

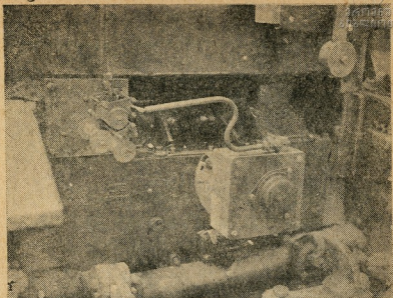
ტაქოგრაფისათვის დაწესებული იყო შემდეგი ძირითადი მონა-
 ცემები:

1. ქუროს სრული სვლა 15 მმ,
2. ქუროს სამუშაო სვლა (5 მმ-დან 15 მმ-დის) . . . 10 მმ,
3. ჩანგლის (4) სიგრძე 45 მმ,
4. ბერკეტის (6) სიგრძე 360 მმ,
5. გადაცემის რიცხვი ქუროდან თვითმწერ მექა-
 ნიზმამდე 1:8
6. ტვირთების სახსრებს შორის მანძილი . . . 100 მმ,
7. ერთი ტვირთის წონა 0,325 კგ.

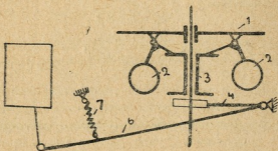
თუ მივიღებთ ტრაქტორ „სტუ ნატი“-ს ძრავისათვის მაქსიმალ-
 ლურ და მინიმალურ შესაძლებელ ბრუნვის რიცხვებს მის რეგულა-
 ტორზე მუშაობის დროს $n_1 = 1350$ ბრ/წთ და $n_2 = 850$ ბრ/წთ, მაშინ
 ტაქოგრაფის ლილვისათვის გვექნება:

$$n'_1 = \frac{1350}{1,71} = 790 \text{ ბრ/წთ} \quad n'_2 = \frac{850}{1,71} = 500 \text{ ბრ/წთ},$$

სადაც n'_1 —ტაქოგრაფის მაქსიმალური ბრუნვის რიცხვია,
 n'_2 —ტაქოგრაფის მინიმალური ბრუნვის რიცხვია



8 ნახ. ტაქოგრაფის საერთო ხედი.



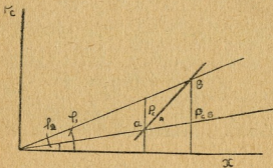
9 ნახ. ტაქოგრაფის სქემა.

და $i = 1,71$ — გადაცემის რიცხვი ძრავიდან ტაქოგრაფის ლილვამდის.

მოცემულ საზღვრების უზრუნველსაყოფად ტაქოგრაფს უნდა ჰქონდეს უთანაბრობის ხარისხი.

$$\delta = \frac{n'_1 - n'_2}{n'_{\text{საშ}}} = \frac{790 - 500}{645} = 0,45$$

წაყენებული პირობები შესაძლებელია შეასრულოს ტაქოგრაფმა, რომელსაც აქვს მახასიათებელი ნაჩვენები 10 ნახ-ზე. ამ მახასიათებლის ორდინატის ღერძზე გადაზომილია ცენტრიდანული ძალის სიდიდეები, აბსცისის ღერძზე კი ტვირთის სიმძიმის ცენტრის დაშორებანი ბრუნვის ღერძიდან.



10 ნახ. ტაქოგრაფის მახასიათებელი.

შერჩეულ მახასიათებლის a და B წერტილების ორდინატები, რომელნიც უთანადებიან ტაქოგრაფის ქუროს განაპირა მდგომარეობებს, გამოსახავენ ცენტრიდანული ძალის სიდიდეებს გამოთვლილს ტოლობებით:

$$P_{cB} = mx_1 \omega_1^2$$

$$P_{cH} = mx_2 \omega_2^2$$

სადაც: $m = \frac{2G}{g} = \frac{2 \cdot 0,325}{9,81} = 0,066 \frac{\text{კგ}}{\text{წმ}^2}$ — ორივე ტვირთის მასაა;

$x_1 = 0,062$ მ. — ტვირთის სიმძიმის ცენტრის დაშორება ბრუნვის ღერძიდან, ქუროს ზედა განაპირა მდგომარეობაში;

$x_2 = 0,044$ მ. — ტვირთის სიმძიმის ცენტრის დაშორება ბრუნვის ღერძიდან, ქუროს ქვედა განაპირა მდგომარეობაში;

$$\omega_1 = \frac{\pi n'_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 790}{30} = 83 \text{ } ^\circ/\text{წმ}. \text{ ტაქოგრაფის ლილვის კუთხური}$$

სიჩქარეა ძრავის მაქსიმალური ბრუნვის რიცხვის დროს

$$\omega_2 = \frac{\pi n'_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,4 \text{ } ^\circ/\text{წმ}. \text{ ტაქოგრაფის ლილვის კუთ-}$$

ხური სიჩქარეა ძრავის მინიმალური ბრუნვის რიცხვის დროს.

თუ შევიტანთ ცენტრიდანული ძალების გამოსახვებში რიცხვობრივ მნიშვნელობებს, გვექნება:

$$Pc_B = mx_2 \omega_2^2 = 0,066 \cdot 0,062 \cdot 83^2 = 28,2 \text{ კგ.}$$

$$Pc_H = mx_2 \omega_2^2 = 0,066 \cdot 0,044 \cdot 52,4^2 = 8 \text{ კგ.}$$

φ_1 და φ_2 კუთხეების გამოთვლა, რომელნიც ეთანადებიან მახასიათებლის a და B (10 ნახ.) წერტილებს, შეიძლება შემდეგი ფორმულებით:

$$tg \varphi_1 = \frac{Pc_B}{x_1} = 0,455 \quad \varphi_1 = 24^\circ 30'$$

$$tg \varphi_2 = \frac{Pc_H}{x_2} = 0,182 \quad \varphi_2 = 10^\circ 30'$$

სიმძლავრის განსაზღვრის განხილული ხერხის გამოყენება. სიმძლავრის ჩაწერის დახმარებით წვევითი გამოცდის პროცესში ძლიერ ადვილად და ზუსტად ხერხდება სხვადასხვა კოეფიციენტის გამოთვლა როგორც მაგალითად: ტრაქტორის გადაგორების წინააღმდეგობის კოეფიციენტის, ტრაქტორის მობრუნების წინააღმდეგობის კოეფიციენტის, სიმძლავრის ხარჯისა მუხლუხებზე და სხვა; იმ შემთხვევაში თუ წინასწარ კარგად იქნება შესწავლილი ტრაქტორის გორვის კოეფიციენტები, — მოხერხდება ტრაქტორის წევის ძალების განსაზღვრა და, მაშასადამე, წვევითი მახასიათებლების აგება.

ამის გარდა ხელსაწყოთი ძალიან მარტივდება ძალების განსაზღვრა, ტრაქტორის ჯალამბარზე ან სხვა შუალედ მანქანაზე მუშაობის დროს (ამოძირკვა, ლეწვა და სხვა.)

2. ტრაქტორის მდგომარეობის დამახასიათებელ სიგრძე და განივ კუთხეების განსაზღვრა

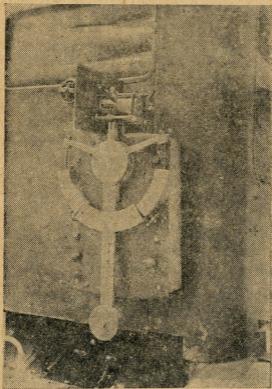
ტრაქტორის გამოცდისათვის მისი მუშაობის დროს ფერდობებზე და საერთოდ მთიან ადგილებში, უდიდესი მნიშვნელობა აქვს ტრაქტორის მდგომარეობის დამახასიათებელ სიგრძე და განივ კუთხეების სწორ გაზომვას.

ვინაიდან მუხლუხის დეზეები იტვირთებიან ნიადაგში სხვადასხვა სიღრმეზე, ამიტომ კუთხეები, რომელნიც ახასიათებენ ტრაქტორის მდგომარეობას, განსხვავდებიან იმ კუთხეებისაგან, რომელნიც საცდელ უბანს ახასიათებენ. ეს მდგომარეობა არასაკმარისად ხდის უბნის გეოდეზიურ გადაღებათა შედეგების გამოყენებას საბოლოო გამო-

თვლების ჩასატარებლად. გეოდეზიურ გადაღებათა მაჩვენებლები მხოლოდ საცდელი უბნის დახასიათებისათვის უნდა გამოვიყენოთ.

წინათ ჩატარებულმა ცდებმა გვიჩვენა, რომ აუცილებლად საჭიროა დამახასიათებელი კუთხეების უშუალოდ ტრაქტოზე გაზომვა და მათი ჩაწერა თვითმწერი მექანიზმებით.

ხელსაწყოს შესაქმნელად, რომელიც წაყენებულ მოთხოვნილებებს დააკმაყოფილებს, გამოიშუავებული და განხილული იყო ელექტრო-გიროსკოპული და ქანქარისებური კუთხმწერების სქემები; ყველა უპირატესობა ვცანით ჰიდრაულიკური დემპფერებით მომარაგებულ ქანქარისებურ კუთხმწერის სასარგებლოდ, რომელიც შემდეგში იყო დამუშავებული და განხორციელებული.



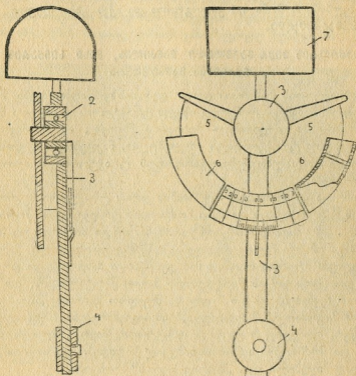
11 ნახ. კუთხმწერის საერთო ხედი.

ვინაიდან აუცილებელია როგორც სიგრძივ ისევე განივ კუთხეების ზომვა, ამიტომ საჭირო იყო ან ერთი უნივერსალური, ორი თვითმწერი მექანიზმით მომარაგებული სივრცებრივი კუთხმწერის გეგმარება, ანდა ორი სიბრტყეებრივი კუთხმწერის შექმნა მათი სათანა-

დოდ მართობულ სიბრტყეში მოთავსებით. არჩეული იყო მეორე ვარიანტი, სადაც კულონის ხეხვის შემცირებით შესაძლებელია მივიღოთ უფრო მაღალი სიზუსტე.

11 ნახ-ზე ნაჩვენებია კუთხმწერის საერთო ხედი.

კუთხმწერი მოწყობილია შემდეგნაირად (12 ნახ.) ლილვაკზე (1) დასმულია ბურთულებიანი საკისარი (2), რომელსაც უჭირავს ქანქარა (3) ტვირთით (4).



12 ნახ. კუთხმწერის სქემა,

ქანქარას (3) აქვს ორი განშტოება (5), რომლის ბოლოები შედიან დემფერის კოლოფებში (6); დემფერის კოლოფები გავსებულია ზეთით და ქანქარის ქანაობის დროს იწვევენ მის დაწყნარებას.

ქანქარის ზედა ნაწილი შეერთებულია თვითმწერ მექანიზმთან (7), რაც უზრუნველყოფს კუთხმწერის დახრის შემთხვევაში თვითმწერის მკოცის გადაადგილებას და, მაშასადამე, სათანადო დიაგრამის ჩაწერას.

როცა ქანქარა ნულის მდგომარეობაშია, მცოცავი იკავებს სა-
შუალო მდგომარეობას და იძლევა ქანქარის განზრის საშუალებას
20°-ით ერთ და მეორე მხარეს.

ქანქარის გადაადგილებას 1°-ით ეთანადება თვითმწერი შექა-
ნიზმით ჩაწერილ დიაგრამის 2 მმ სიმაღლე; ამგვარად, თუ მივიღებთ,
ხაზობრივი განზომილების სიზუსტედ 0,5 მმ-ს, მაშინ ხელსაწყოს აბ-
სოლუტური ცდომილების სიდიდე იქნება 15'. ცდომილება ხელსა-
წყოს არამგრძობიარობისაგან უმნიშვნელოა და შესაძლებელია არ
იყვეს მიღებული მხედველობაში.

ხელსაწყოს წონა 4,5 კილოგრამია და აქვს გაბარიტული ზო-
მები $220 \times 420 \times 90$.

3. ტრაქტორის მიერ განვლილი მანძილის, მისი სიჩქარის და აჩქარების განსაზღვრა

ტრაქტორის მუშაობის დროს ფერდობზე წარმოიშვება მომ-
ბრუნებელი მომენტი, რომელიც იწვევს ტრაქტორის უნებლიედ მობ-
რუნებას მეტად დატვირთულ მუხლუხის მხარეზე; ამ მობრუნების
ასაცილებლად ტრაქტორისტი იძულებულია, ნაკლებად დატვირთუ-
ლი მუხლუხის დამუხრუჭებით გაასწოროს ტრაქტორის მოძრაობის
მიმართულება.

ამრიგად, ფერდობებზე მუშაობის დროს ტრაქტორი მუდმივად
იცვლის მიმართულებას და მისი მოძრაობის ტრაექტორია სწორი არ
გამოდის. ასეთ პირობებში ტრაქტორის ნამდვილი სიჩქარის და ბუქ-
საობის გამოთვლა მეტად ძნელდება; სიჩქარე, გამოთვლილი წამყვან
ვარსკვლავს ბრუნვის რიცხვის მიხედვით ანდა მანძილის და დროის
გაზომვით ცდის საწყის წერტილიდან ბოლო წერტილამდის, იძლევა
არასწორ ჩვენებებს და არ შეიძლება მივიღოთ გამოთვლებში.

ამ მდგომარეობამ გვაიძულა, დაგვეგეგმარებინა სპეციალური
ხელსაწყო, რომელიც მოგვცემდა ტრაქტორის მიერ განვლილი მან-
ძილის და მოძრაობის სიჩქარის ნამდვილ სიდიდეს. გეგმარების სა-
ფუძვლად მიღებული იყო „მეხუთე თვლის“ პრინციპი.

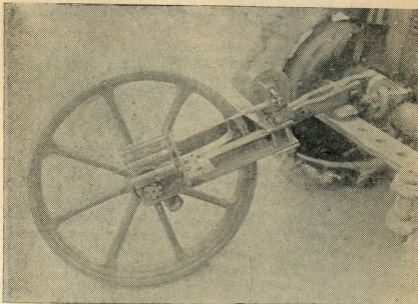
ხელსაწყოს გეგმარების მიზანი, წინ დასახულ ამოცანების გარ-
და ისიც იყო, რომ, საშუალო სიჩქარის გამორკვევასთან ერთად, სა-
შუალება მიგვეღო სიჩქარის განსაზღვრისა მოცემულ ნებისმიერ
მომენტში. ეს მიღწეულია სიჩქარის დიაგრამების აგებით.

ხელსაწყოს საერთო ხედი ნაჩვენებია 13 ნახ-ზე

ხელსაწყო მოწყობილია შემდეგნაირად: ტრაქტორზე მიბმულია
სპეციალური ლითონის თვალი, რომელსაც წრეზედა აქვს ოთხი გა-
მოშვებული და ერთმანეთისაგან 90°-ით დაშორებული წვირები;
ბორბლის გორაობის დროს (ე. ი. ტრაქტორის მოძრაობის დროს)

წვირები ედებიან თვლის ჩარჩოზე დამაგრებულ თვითმწერ მექანიზმის მცოცავს და აკეთებენ ქალაღდის ლენტზე სათანადო ნიშნებს: ამ რიგად ცდის დროს ხელსაწყო მისდევს ტრაქტორის ტრაქტორიან და ამავე დროს სწერს ბორბლის გორვის სათანადო დიაგრამას;

თუ გვეცოდინება თვლის დიამეტრი და განესაზღვრავთ დიაგრამაზე ნაჩვენებ ნიშნების რაოდენობას, შევძლებთ—გამოვიანგარიშოთ ტრაქტორის მიერ განვლილი მანძილი. ამის გარდა, თუ ნიშნებს შორის არსებულ მანძილს ორდინატებად მივიღებთ, ადვილად ავაგებთ ტრაქტორის მოძრაობის სიჩქარის დიაგრამას დროის მიხედვით. სიჩქარის დიაგრამის მიხედვით შესაძლებელია განისაზღვროს აჩქარების სიდიდე დროის განსაზღვრულ შუალედში.



3 ნახ.

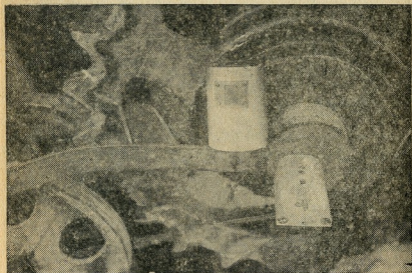
თვალი წარმოადგენს თუჯის ნახსმს ბრტყელი ნაჩარხი ფერსოთი; თვლის დიამეტრი $d=595$ მმ-ს, სიგანე კი $b=100$ მმ.

ხელსაწყოს საკმარისი, სიზუსტის მისაღწევად, აუცილებელია რათა მანძილი ნიშნებს შორის არ იყოს 30—35 მმ-ზე ნაკლები, ეს კი მოითხოვს თვითმწერი მექანიზმის ქალაღდის ლენტის სიჩქარის მნიშვნელოვან გაზრდას: ჩვენს ხელსაწყოში მიღებულია მაღალი სიჩქარე 25 მმ/წმ.

იმისათვის, რომ უზრუნველყოფილი იყოს ბორბლის სწორი მუშაობა, ტრაქტორის ტანზე მიმაგრებულია სპეციალური სახნისი რომელიც აცილებს ყველა შემხვედრ უსწორმასწოლებას და ასუფთავებს ბილიკს თვლისთვის. გამოცდილებამ დაგვანახვა, რომ სწორ და სუფთა მინდვრებზე სახნისის გამოყენება საჭირო არაა.

4 წამყვან ვარსკვლავს ბრუნვის რიცხვის გაზომვა

მუხლუხების და გვერდითი ქუროების მუშაობის და ტრაქტორის მობრუნების პროცესების შესასწავლად აუცილებელი საჭიროა წამყვან ვარსკვლავს ბრუნვის რიცხვების თვლა საკმარისი სიზუსტით; ასეთი მონაცემები აგრეთვე საჭიროა იმ მუშაობის გამოანგარიშებისათვის, რომელიც იხარჯება უნებლიედ მობრუნებებზე ტრაქტორის ფერდობზე მუშაობის დროს.



14 ნახ. მთვლელის საერთო ხედი.

ვარსკვლავს ბრუნვის რიცხვის თვლა ძლიერ მოხერხებულია მთვლელებით, რომელთაც მოწყობილი აქვთ ელექტრომაგნიტური ჩამრთავი; ასეთი მთვლელის საერთო ხედი ნაჩვენებია 14 ნახ-ზე. მთვლელი ანათვალს იძლევა სიზუსტით 0,1 ბრუნვამდე. მთვლელების ჩართვა წარმოებს სხვა ხელსაწყოებთან ერთად, ელექტროგაყვანილობაში არსებულ საერთო ჩამრთავით.

ყველა ზემოთაღნიშნული ხელსაწყო და მოწყობილობა დამზადებული და აწყობილი იყო „სტზ-ნატის“ ტრაქტორზე ლ. ბერიას სახელობის საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სახელოსნოში.

1940 წლის ზაფხულში, აღწერილი ხელსაწყოებით ჩატარდა ტრაქტორების გამოცდა დუშეთის სამანქანო-სატრაქტორო სადგურში.

ყველა ხელსაწყოს და მოწყობილობის კონსტრუქციულ გაფორმებაში მონაწილეობას ღებულობდა ავტო-სატრაქტორო კათედრის ასისტენტი ვ. ბელეცკი.

წამყვან ვარსკვლავს მთელელის ძირითადი სქემა და კონსტრუქცია ეკუთვნის ვ. ბელეცკის.

Кандидат с/х наук доцент
В. МАХАЛДИАНИ

НЕКОТОРЫЕ ПРИБОРЫ И ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТРАКТОРОВ НА СКЛОНАХ И КОСОГОРАХ

В некоторых республиках СССР основная масса посевных площадей расположена на склонах и косогорах; например, по данным Института почвоведения Московского университета, в Грузии 70% обрабатываемых площадей находятся на склонах свыше 6—7°. Несмотря на это, существующие конструкции тракторов совершенно не отражают специфические требования работы на склонах и не приспособляются к рельефу.

Мнение о том, что для работы трактора на склонах и косогорах, достаточно увеличить устойчивость трактора, в корне ошибочно, так как даже при малых склонах, где устойчивость существующих тракторов вполне удовлетворительна, появляются много особенностей, которые должны быть учтены в конструкциях тракторов.

Ранее проведенные испытания показали, что при работе трактора на склонах и косогорах, кроме технических затруднений имеются факторы оказывающие заметное влияние на экономические показатели работы, выражающиеся в увеличении расхода горючего и в уменьшении производительности трактора. Из технических неполадок следует отметить: перегрузку нижележащей гусеницы, перегрузку бортовых фрикционов и тормозов, появление произвольных поворотов, сползание трактора по склону, затруднения на поворотах в концах загонов, ухудшение условий работы двигателя и др.

Для внесения в существующих конструкциях тракторов некоторых изменений, которые могут улучшить работу трактора на склонах и косогорах и для составления технических условий на проектирование специального трактора приспособ-

бленного к условиям рельефа, необходимо тщательно изучить работу и поведение существующих машин на склонах и косо-горах.

Существующая испытательная аппаратура и приборы не могут обеспечить проведение соответствующих опытов и не дают возможности правильно решать поставленные задачи.

Опыт проведенных испытаний за прошлые годы показал, что для полного изучения работы трактора на склонах и косогорах необходимо иметь специальные приборы и приспособления, которые могли бы дать в процессе тяговых испытаний трактора следующие показатели:

1. Эффективная мощность двигателя;
2. Продольные и поперечные углы характеризующие положение трактора;
3. Пройденный путь и скорость трактора;
4. Число оборотов ведущих звездочек;
5. Траектория движения трактора;

Приборы для определения первых четырех показателей осуществлены в 1939/40 г., описание которых дается ниже.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ТЯГОВОГО ИСПЫТАНИЯ

Определение эффективной мощности двигателя в процессе тягового испытания и запись этой мощности в виде диаграммы, открывает новые широкие возможности в области испытаний тракторов; это мероприятие особенно важно для испытания тракторов на склонах и косогорах, где для определения некоторых коэффициентов становится необходимым составление баланса мощности.

Кроме определения передаваемой мощности ротационными динамометрами и определения мощности по углу закручивания вала, нам известен способ выяснения мощности двигателя по разрежению за карбюратором предложенный проф. Н. Р. Брилингом; разработанный и описанный доц. Б. С. Фалькевичем в своей книге „Дорожные испытания автомобилей“ (Гострансиздат 1936 г.).

В своей работе, Б. С. Фалькевич, пользуясь выражением эффективной мощности двигателя и делая ряд допущений выводит формулу:

$$N_e = a - bH_k$$

где: a и b —постоянные для данного числа оборотов па-
раметры;

H_k —разрежение за карбюратором.

На основании выведенной формулы автор делает заклю-
чение, что при переменном положении дросселя и постоянных
оборотах двигателя, эффективная мощность может быть вы-
ражена как линейная функция одного лишь разрежения за
карбюратором.

Для подтверждения правильности сделанных допущений
автор приводит график построенный по данным испытаний
двигателей Газ и Геркулес, где зависимость мощности от
разрежения за карбюратором, при постоянных оборотах дви-
гателя дает прямолинейное развитие.

Опыты проведенные нами с двигателем трактора СТЗ
НАТИ, при работе его без регулятора, в основном подтвер-
ждают вышеприведенные выводы; однако следует отметить,
что при малых разрежениях, т. е. в области полного откры-
тия дросселя, происходит заметное отклонение от прямоли-
нейного развития мощности от разрежения. Причиной этого
явления надо считать ухудшение вихревого движения смеси
при полном и близком полному открытиям дросселя. Надо
полагать, что при эксплуатации и эксплуатационных испыта-
ниях машин дроссельная заслонка будет открываться только
до положения, при котором двигатель развивает максимал-
ную мощность; для двигателя трактора СТЗ—НАТИ такое
положение наступает при открытии дроссельной заслонки на
78°.

Отклонение от прямолинейной зависимости мощности
от разрежения также наблюдается при малых открытиях дрос-
селя, т. е. при высоких значениях разрежения; соответствую-
ющие исследования показали, что двигатель трактора СТЗ—
НАТИ дает отклонения после прикрытия дроссельной зас-
лонки меньше 20°, при разрежениях выше 350÷360 мм.
рт. ст.

Отмеченные явления не являются существенными недос-
татками способа определения мощности по разрежению, толь-
ко их необходимо учитывать во время проведения испытаний.

Что касается применения рассмотренного способа для

испытания тракторов с двигателями работающими на регуляторе, надо заметить, что вследствие изменения оборотов такого двигателя в малых пределах, точность измерений сильно ухудшается и выходит из допускаемых пределов.

Недостатком способа при применении его на тракторах, также надо считать неудобство пользования в полевых условиях измерительной аппаратурой для разрежения и сложность приспособления к ним самопишущих механизмов.

С целью создания более удобного способа определения мощности, пригодного для испытания трактора с карбюраторными двигателями работающими на регуляторе, нами была проведена работа по изучению зависимости развиваемой двигателем мощности от числа его оборотов и величиной открытия дроссельной заслонки.

Как известно, индикаторная мощность двигателя может быть выражена формулой:

$$N_i = \frac{G_e \cdot H \cdot \eta_i \cdot 427}{(1 + \alpha l_0) 75}$$

где: G_e —секундный расход смеси в кг/сек;

H —теплотворная способность в кал/кг;

η_i —индикаторный к. п. д. двигателя;

α —коэффициент избытка воздуха;

l_0 —теоретически необходимое количество воздуха в кг/кг.

Если обозначить:

G_0 —секундный расход смеси, который имелся бы при полном заполнении цилиндров;

η_v —коэффициент наполнения цилиндров.

η_g и η_t — относительный и термический к. п. д. сможем написать:

$$G_e = G_0 \cdot \eta_v$$

$$\eta_i = \eta_g \cdot \eta_t$$

и

$$N_i = \frac{G_0 \cdot \eta_v \cdot H \cdot \eta_g \cdot \eta_t \cdot 427}{(1 + \alpha l_0) \cdot 75}$$

при изменении η_v изменяется η_i ; между ними существует зависимость: *)

*) См. „Автомобильный мотор“ сборник пятый, издательство Наркомхоза РСФСР—статья инж. мех. М. М. Егорова.

$$\eta_t = 1 - \eta_v^{1-k} \cdot \varepsilon^{1-k}$$

что нам дает возможность окончательно написать:

$$N_i = \frac{H \cdot 427 \cdot G_0 \cdot \eta_v \cdot \eta_g (1 - \eta_v^{1-k} \cdot \varepsilon^{1-k})}{(1 + \alpha l_0) 75}$$

или

$$N_i = \frac{H \cdot 427 \cdot G_0 \eta_v \cdot \eta_g}{(1 + \alpha l_0) 75} - \frac{H \cdot 427 \cdot G_0 \cdot \eta_v \cdot \eta_g \cdot \eta_v^{1-k} \cdot \varepsilon^{1-k}}{(1 + \alpha l_0) 75}$$

Допуская постоянство G_0 , η_g , H , k , α и l_0 и обозначая

$$\frac{G_0 \cdot \eta_g \cdot H \cdot 427}{(1 + \alpha l_0) 75} = A$$

$$\frac{H \cdot G_0 \cdot \eta_g \cdot 427 \cdot \varepsilon^{1-k}}{(1 + \alpha l_0) 75} = A \cdot \varepsilon^{1-k} = B$$

Получим уравнение:

$$N_i = A \eta_v - B \eta_v^{2-k}$$

Таким образом можно заключить, что при одинаковых условиях работы двигателя, индикаторная мощность может быть выражена как функция коэффициента наполнения и зависимость между ними представляется кривой

$$N_i = A \eta_v - B \eta_v^{2-k}$$

Что касается эффективной мощности двигателя, то для нее можем написать:

$$N_e = N_i - N_r = A \eta_v - B \eta_v^{2-k} - N_r$$

При постоянных оборотах двигателя $N_r = C$ есть величина постоянная и для подобного случая будем иметь.

$$N_e = A \eta_v - B \eta_v^{2-k} - C$$

При изменении числа оборотов двигателя будут изменяться механические потери и каждому числу оборотов будет соответствовать определенное значение N_r ; таким образом, при определенном числе оборотов, каждому значению коэффициента наполнения будет соответствовать определенная мощность двигателя.

С достаточной точностью можем принять, что коэффициент наполнения двигателя η_v , зависит от сопротивления всасыванию, которое при равных внешних условиях (напри-

мер, состояние воздухоочистителя и атмосферные условия) обуславливается скоростью истечения газа и положением дроссельной заслонки; сказанное дает нам право заключить, что: если при тормозных испытаниях будем фиксировать мощность двигателя соответствующе определенным оборотам и определенному открытию дросселя, то при тяговых испытаниях, определяя обороты двигателя и открытие дроссельной заслонки, сможем определять мощность.

Для регуляторного двигателя, каждому положению дроссельной заслонки (кроме полного открытия) соответствуют определенные обороты, поэтому в подобных случаях, до полного открытия дроссельной заслонки можно определять мощность не определяя обороты двигателя.

Надо полагать, что тормозные испытания двигателя и тяговые испытания трактора будут проводиться при одинаковых регулировках и одинаковых условиях работы двигателя; что касается атмосферных условий, то при изменении их следует делать соответствующие переводы мощности.

Для практического пользования можно составлять номограммы мощности, оборотов двигателя и открытия дроссельной заслонки, или же строить соответствующие кривые.

На фиг. 2 и 3 показаны кривые, построенные по данным тормозного испытания двигателя трактора СТЗ—НАТИ.¹⁾

Первая диаграмма (фиг. 2) характеризует работу двигателя от минимального до полного открытия дроссельной заслонки, а вторая диаграмма (фиг. 3)—работу двигателя при полном открытии дросселя.

По абсциссе первой диаграммы отложены разные открытия дроссельной заслонки, а по ординате соответствующие значения эффективной мощности.

Вторая диаграмма дает зависимость мощности двигателя от числа оборотов при полном открытии дросселя.

Таким образом, зная положение дроссельной заслонки и число оборотов, пользуясь приведенными диаграммами, можем установить значение эффективной мощности при любой нагрузке двигателя.

Способ определения мощности по положению дроссельной заслонки и по оборотам двигателя, был осуществлен применительно к трактору СТЗ—НАТИ.

¹ Все фигуры приведены в предыдущем грузинском тексте.

Для проектирования соответствующих приборов были приняты следующие общие условия:

1. Положение дроссельной заслонки должно быть фиксировано в виде диаграммы самопишущим механизмом;
2. Обороты двигателя должны быть замерены тахографом;
3. Включение пишущих механизмов дросселя и тахографа должно происходить одновременно;

По приведенным условиям видно, что конструированию подлежали два прибора: прибор для фиксирования положения дроссельной заслонки и тахограф.

Рассмотрим указанные приборы каждый в отдельности.

Прибор для записи положения дроссельной заслонки. Прибор представляет самопишущий механизм, соединенный рычажной системой с валиком дроссельной заслонки. На фиг. 4 показан общий вид прибора.

Для закрепления пишущего механизма, к месту горловины заправки двигателя маслом, привинчен специальный кронштейн; горловина заправки двигателя маслом переставлена на задний конец блока.

Схема соединения пишущего механизма с дроссельной заслонкой показана на фиг. 5.

На валик дроссельной заслонки А, жестко насажен рычажок В, конец которого представляет стрелку скользящую по шкале С; стрелка установлена таким образом, что нулевое положение ее соответствует полному прикрытию дросселя, а полному открытию— 90° .

Рычаг В, шарнирной тягой соединен с движком пишущего механизма; таким образом при повороте дроссельной заслонки получаем определенное перемещение движка и жестко с ним соединенного карандаша; имея на пишущем механизме нулевую линию можем определять для каждого положения дросселя соответствующую высоту диаграммы.

Шкала С служит, во первых, для тарировки прибора, а во—вторых, для контроля работы двигателя; контроль работы мотора главным образом заключается в проверке положения стрелки дроссельной заслонки при холостом ходе двигателя. Стрелка очень наглядно реагирует на все неисправности, как—то: перебой, неустановившийся режим работы,

неправильная регулировка карбюратора, перегрев и недостаточный нагрев двигателя и др.

При перебое одного цилиндра стрелка дросселя отклоняется на 8° , при неустановившемся режиме стрелка колеблется и указывает на непостоянство рабочей смеси.

На фиг. 6 показана зависимость положения стрелки дросселя при холостом ходе двигателя от температуры воды в радиаторе.

Выше сказанное указывает, что мы имеем возможность при испытаниях, перед началом опыта убедиться в нормальности работы двигателя.

Самопишущий механизм прибора приводится в действие электромотором 6V; запись на бумажную ленту производится карандашом; направление движения бумажной ленты показано на схеме (фиг. 7).

Для пишущего механизма подобраны следующие основные показатели:

1. Диаметр ведущего валика $d=14$ мм.
2. Диаметр барабана $D=50$ мм.
3. Длина барабана $l=110$ мм.
4. Скорость движения бумаги—3,3 мм/сек.

Тахограф. Для проектирования была принята схема центробежного тахографа.

На фиг. 8 показан общий вид тахографа.

На передний конец вала отбора мощности (фиг. 9) насажен диск (1) с двумя грузиками (2); при вращении вала тахографа, грузики (2) расходятся и переставляют муфту (3) на определенное расстояние.

Движение муфты (3) вилкой (4) и валиком (5) передается рычагу (6), который своим концом соединяется с движком пишущего механизма.

При данной регулировке пружины (7), каждому положению муфты тахографа будет соответствовать определенное число оборотов, которое будет фиксироваться пишущим механизмом.

Для тахографа установлены следующие основные показатели:

1. Полный ход муфты 15 мм
2. Рабочий ход муфты (от 5 до 15 мм) 10 мм
3. Длинавилки (4) 45 мм

4. Длина рычага (6) 360 мм
5. Передаточное число от муфты до пишущего механизма 1:8
6. Расстояние между шарнирами грузиков 100 мм
7. Вес одного грузика $G=0,325$ кг

Если принять для двигателя трактора СТЗ—НАТИ максимально возможные обороты при работе на регуляторе $n_B = 1350$ об/мин. и минимально возможные обороты $n_H = 850$ об/мин, то для вала тахографа мы будем иметь:

$$n'_B = \frac{1350}{1,71} = 790 \text{ об/мин} \text{ и } n'_H = \frac{850}{1,71} = 500 \text{ об/мин}$$

Для сохранения приведенных пределов тахограф должен иметь степень неравномерности:

$$\delta = \frac{n'_B - n'_H}{n_{cp}} = \frac{790 - 500}{645} = 0,45$$

Указанным требованиям может отвечать тахограф имеющий характеристику показанную на фиг. 10.

По выбранной характеристике точки а и в, соответствующие высшему и низшему положениям муфты тахографа, имеют ординаты выражающие центробежные силы, подсчитанные по формулам:

$$P_{CB} = m x_1 \omega_1^2 \quad P_{CH} = m x_2 \omega_2^2$$

где:

$$m = \frac{2 \cdot G}{g} = \frac{2 \cdot 0,325}{9,81} = 0,066 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}} \text{ масса обеих грузиков}$$

$x_1 = 0,062$ м—расстояние центра тяжести грузиков от оси вращения при высшем положении муфты;

$x_2 = 0,044$ м—расстояние центра тяжести грузиков от оси вращения при низшем положении муфты;

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n'_B}{30} = \frac{3 \cdot 14 \cdot 790}{30} = 83 \text{ } 1/\text{сек.} \text{ угловая скорость вала тахографа при максимальных оборотах двигателя.}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n'_H}{30} = \frac{3 \cdot 14 \cdot 500}{30} = 52,4 \text{ } 1/\text{сек.} \text{ угловая скорость вала тахографа при минимальных оборотах двигателя.}$$

Внося в выражения для центробежных сил цифровые значения, получим:

$$P_{C_B} = mx_1\omega_1^2 = 0,066 \cdot 0,062 \cdot 83^2 = 28,2 \text{ кг.}$$

$$P_{C_H} = mx_2\omega_2^2 = 0,066 \cdot 0,044 \cdot 52,4^2 = 8 \text{ кг.}$$

Углы соответствующие точкам *a* и *b* характеристики (фиг. 10) могут быть вычислены по формулам:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{P_{C_B}}{x_1} = 0,455 \quad \varphi_1 = 24^\circ 30'$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{P_{C_H}}{x_2} = 0,182 \quad \varphi_2 = 10^\circ 30'$$

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ УГЛОВ ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ ПОЛОЖЕНИЕ ТРАКТОРА

Для испытания трактора при работе его на склонах и косогорах, огромное значение имеет правильное измерение продольных и поперечных углов характеризующих положение трактора.

Вследствие неодинакового погружения в почву шпор гусеничной ленты, углы характеризующие положение трактора разнятся от углов характеризующих участок, на котором производится испытание, поэтому показания полученные с'емкой участка не могут быть достаточными для произведения окончательных выводов.

Проведенные ранее испытания показали, что необходимо измерять углы непосредственно на тракторе и производить фиксирование их самопишущими аппаратами.

Для создания прибора, отвечающего приведенным требованиям были выработаны и рассмотрены схемы электрических, гироскопических и маятниковых угломеров; все преимущества были признаны в пользу маятникового угломера с гидравлическим демпфером; который и был в дальнейшем разработан и осуществлен.

Так как требуется производить измерение продольных и поперечных углов, то нужно было проектировать один универсальный, пространственный углописец с двумя пишущими механизмами или же два плоских углописца с условием установки их в двух соответствующих плоскостях. Был выбран второй вариант, где уменьшением кулоновского трения можно получить более высокую точность.

На фиг. 11 показан общий вид углописца.

Углописец устроен следующим образом (фиг. 12): на валик (1) насажен шариковый подшипник (2) поддерживающий маятник (3) с грузиком (4).

Маятник (3) имеет два ответвления (5), концы которых входят в коробки демпфера (6); коробки демпфера залиты маслом и при колебании маятника вызывают успокоение.

Верхний конец маятника соединен с пишущим механизмом (7) и при изменении наклона углописца вызывает перемещение пишущего движка.

При нулевом положении маятника, движок устанавливается в среднее положение и допускает отклонение маятника на 20° в одну и в другую стороны.

Перемещению маятника на 1° соответствует высота записанной пишущим механизмом диаграммы в 2 мм; таким образом, если принять точность линейного измерения 0,5 мм, то абсолютная погрешность отсчета измерений будет $15'$.

Питание электромотора для движения бумажной ленты производится от аккумулятора 6 в.

Углописец включается от общего щитка управления приборами.

Запись производится на бумажной ленте шириной 100 мм.

Вес прибора 4,5 кг, а габаритные размеры его $220 \times 90 \times 420$ мм.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЙДЕННОГО ПУТИ И СКОРОСТИ ТРАКТОРА

При работе трактора на склоне создается поворачивающий момент, который вызывает произвольный поворот трактора в сторону более нагруженной гусеницы; для устранения этого поворота, тракторист вынужден притормаживанием менее нагруженной гусеницы, выравнивать направление движения трактора.

Таким образом, при работе на склоне, трактор постоянно виляет и траектория движения его получается извилистой. В таких условиях измерение действительной скорости движения и определение буксования сильно усложняется; скорость определенная по оборотам ведущих звездочек или же измерением расстояния от начальной до конечной точки движения трактора на протяжении опыта даст ложные показания и не может быть использована в подсчетах.

Это обстоятельство заставило сконструировать специальный прибор, который дал бы действительные величины пройденного пути и скорости движения трактора. В основу конструирования был принят принцип „пятого колеса“.

Общий вид прибора показан на фиг. 13.

Прибор устроен следующим образом: к трактору прицепляется специальное колесо, которое по окружности имеет четыре, выступающие и отстающие друг от друга на 90° шпильки; при качении колеса (т. е. при движении трактора) шпильки зацепляют движок пишущего механизма закрепленного на раме колеса и делают на бумажной ленте соответствующие черточки.

Зная диаметр колеса и определяя количество черточек можно подсчитать пройденный путь; кроме того, принимая за ординаты расстояние между черточками, легко построить диаграмму скорости трактора по времени.

Колесо представляет чугунное литье с плоским ободом; диаметр колеса $D=595$ мм, а ширина $b=100$ мм.

Для обеспечения правильной работы колеса, к корпусу трактора прикреплен специальный лемех, который снимает все встречающиеся неровности и расчищает дорожку для колеса.

Для достижения достаточной точности, необходимо иметь расстояние между черточками не менее 30—35 мм, что требует повышение скорости движения бумажной ленты пишущего механизма. В нашем приборе принята высокая скорость 25 мм/сек.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ВЕДУЩИХ ЗВЕЗДОЧЕК

Для изучения работы бортовых фрикционов и процессов поворота трактора, а также для определения работы затраченной на устранение произвольных поворотов при работе трактора на склоне, необходимо с достаточной точностью определять число оборотов ведущих звездочек за опыт.

Определение оборотов звездочек очень удобно производить счетчиком (фиг. 14) с электромагнитным включением.

Счетчик отсчитывает только тогда, когда через обмотку электромагнита проходит ток.

Счетчик дает показания с точностью до 0,1 об. и имеет четыре знака.

Весь счетчик помещен в алюминиевом стаканчике хорошо предохраняющем прибор от пыли и грязи. Стаканчик имеет целюлоидное окно для цифр.

Счетчик включается от общего щитка управления приборами.

Все вышеописанные приборы были изготовлены и смонтированы на тракторе СТЗ—НАТИ в мастерской сельскохозяйственного института Грузии имени Л. П. Берия.

Летом 1940 года научная бригада института провела в Душетской МТС испытание гусеничных тракторов на склонах и косогорах, где впервые были применены описанные приборы.

В конструктивном оформлении первых четырех приборов непосредственное участие принимал сотрудник кафедры тракторов и автомобилей с/х Института Грузии имени Л. П. Берия инженер В. К. Белецкий. Конструкция пятого прибора—счетчика для определения числа оборотов звездочек полностью принадлежит инж. В. К. Белецкому.

ახსიგ. აკ. აზნაიძე

ნიადაგის დასამუშავებელი იარაღების სფერული სამუშაო ორგანოების თეორიის ზოგიერთი საკითხი

შ ე ს ა ვ ა ლ ი

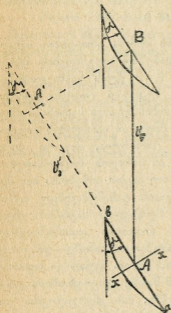
ნიადაგის დასამუშავებელ იარაღებს შორის ერთ-ერთი თვალსაჩინო ადგილი უჭირავს სფერული სამუშაო ორგანოების მქონე იარაღებს; მეტადრე ამ უკანასკნელი 2—3 წლის განმავლობაში, მას შეეძგა, რაც აკად. ვილიამსმა მტკიცედ დააყენა საკითხი დისკოებიანი ამჩეჩების დიდი უპირატესობის შესახებ სახნისიანი ამჩეჩებთან შედარებით, ფართოდ გაიშალა ძიება ამ იარაღების რაციონალური კონსტრუქციის აგებისათვის. ცნობილია, თუ რა დიდი მნიშვნელობა აქვს ამა თუ იმ მანქანის, ან იარაღის რაციონალური კონსტრუქციის აგებისათვის თეორიას, თუ ასეთი არსებობს ხოლმე. როგორია მდგომარეობა ამ მხრივ ნიადაგის დასამუშავებელ იარაღების სფერული სამუშაო ორგანოების შესწავლის საქმეში? უნდა ითქვას რომ—არადამაკმაყოფილებელი. ნიადაგის დასამუშავებელ დისკოებიანი იარაღებზე (კერძოდ მათ სამუშაო ორგანოზე—დისკოზე) როგორც პრაქტიკული, ისე თეორიული, უფრო მეტად კი თეორიული, მონაცემები იმდენად ცოტაა, რომ მათზე დაყრდნობით, დისკოებიანი იარაღების ნამუშევრის ხარისხზე, მის ენერგეტიკასა და კონსტრუქციის რაციონალიზაციის საკითხებზე სერიოზული დასკვნების გამოტანა მეტად გაძნელებულია. საკითხის ასეთი მდგომარეობა ჩვენი სოც. სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის და, კერძოდ, სას.-სამ. მანქანა-იარაღების გამოყენების დარგში მომუშავე მეცნიერული მუშაკების წინაშე სვამს მეტად სერიოზულსა და გადაუდებელ ამოცანას: დამუშავებული იქნას ნიადაგის დასამუშავებელი დისკოებიანი იარაღების, კერძოდ მათი სამუშაო ორგანოების, სფერული დისკოების თეორია, რათა მასზე დაყრდნობით გაუმჯობესდეს ამ იარაღების კონსტრუქციები და რაციონალურად გამოვიყენოთ ეს მეტად საინტერესო და სასარგებლო იარაღები ჩვენი სოციალისტური სოფლის მეურნეობისათვის.

სწორედ აღნიშნულ საკითხისადმი არის მიძღვნილი წინმდებარე ეს მცირე შრომა.

1. დისკოს ბრუნვის მყისა ცენტრის მდებარეობისა და ბრუნვის სიჩქარის შესახებ

იმის გამოსარკვევად, თუ სად მდებარეობს დისკოს ბრუნვის მყისა ცენტრი, ე. ი. როგორია დისკოს ბრუნვის მყისა რადიუსის სიდიდე და, აქედან გამომდინარე, მისი ბრუნვის სიჩქარის სიდიდე, უპირველეს ყოვლისა მივიღოთ შემდეგი დებულება: თუ ვიგულებთ, რომ დისკოს მჭრელი პირის ab სიბრტყე (1 ნახ.) მისი ბრუნვის xx

ღერძის მართობულია, მაშინ ამ xx ღერძის თავისთავის გასწვრივ გადაადგილებისას დისკო არ იბრუნებს, იგი მხოლოდ გასრიალდება; თუ xx ღერძს გადავადგილებთ თავისთავის მართობულად, მაშინ დისკო მხოლოდ თავის ღერძის ირგვლივ იბრუნებს და არა ისრიალებს (იხ. ამ სლერკო რადის პოლარული პლანიმეტრის თეორია (2).



1 ნახ.

მოყვანილი დებულებიდან გამომდინარე, წვეის ხაზის მიმართ რაიმე კუთხით დაყენებული დისკოს მოძრაობის დროს მისი გადანაცვლება A წერტილიდან B წერტილში (1 ნახ.) შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ, როგორც მისი გადანაცვლება ჯერ A წერტილიდან A' წერტილში და შემდეგ A' წერტილიდან B წერტილში, რომლის

დროსაც A წერტილიდან A' წერტილამდე დისკო მხოლოდ თავის ღერძის ირგვლივ იბრუნებს, ხოლო A' წერტილიდან B წერტილამდე კი იგი ისრიალებს. მაშასადამე, დისკოს ბრუნვის სიჩქარე მის წინსვლის სიჩქარესთან დაკავშირებით ტოლი იქნება (1 ნახ.):

$$V_B = V_{წ} \cdot \cos \gamma,$$

სადაც $V_{წ}$ დისკოს წინსვლის სიჩქარეა, ხოლო γ კი მისი დაყენების კუთხე წვეის ხაზის მიმართ.

ასეთი იქნებოდა დისკოს ბრუნვის სიჩქარე, რომ მისი გადამბრუნებელი ძალა მხოლოდ მჭრელ პირსა და ნაიდაგს შორის არ-

სებული ხახუნის ძალა ყოფილიყო, ე. ი. დისკო რომ გორავდეს მყარ ზედაპირზე და სრიალი არ იყოს. ფაქტიურად კი დისკო ვერცხვას არა მყარ ზედაპირზე, არამედ ის ჩაფლულია ნიადაგში რამდენსინდრამეზე და, მაშასადამე, მასზე, აღნიშნული ხახუნის ძალის გარდა, ნიადაგში ჩაღრმავებულ დისკოს ზედაპირსა და ნიადაგს შორის წარმოშობილი ხახუნის ძალაც მოქმედებს.

დისკოზე მოქმედი ხახუნის ძალები იჭერს მას, მაგრამ ვინაიდან ის მოძრაად არის დამაგრებული თავის ლერძზე და ეს ლერძი კი გამწვევი ძალის ზედმოქმედებით ასრულებს გადატინით ძრაობას, ამიტომ დისკო იწყებს ბრუნვას თავის ლერძის გარშემო. და რადგანაც დისკოს მჭრელი პირის წრეწირის ხახუნის ძალასთან ერთად მის ბრუნვას იწვევს ამ წრეწირიდან შიგნით (ცენტრისაკენ) მდებარე ნიადაგსა და დისკოს ზედაპირს შორის არსებული ხახუნის ძალები, რომლებიც მოქმედებენ, წრეწირიდან დაწყებული, ნიადაგში ჩაღრმავებულ დისკოს ზედაპირის მთელ ფართობზე, ამიტომ მისი ბრუნვის მყისა ცენტრი უნდა მდებარეობდეს არა დისკოს წრეწირზე ანდა მის გარეთ, როგორც ამას უშვებს თავის მსჯელობის დროს იტალიელი პროფესორი ნერლო ნერლი (14), არამედ ამ წრეწირის შიგნით. ცხადია ამ ცენტრის მდებარეობის ზუსტად დადგენა შეუძლებელია, რადგან ხახუნის ძალების სიდიდე განუწყვეტლივ იცვლება, მაგრამ როგორც თეორიული, ისე პრაქტიკული ანგარიშის წარმოებისათვის აუცილებელია მიახლოებით მაინც დადგინდეს ბრუნვის მყისა (ცენტრის მდებარეობა და, მაშასადამე, ბრუნვის მყისა რადიუსის (R_B) სიდიდე.

ვინაიდან დისკოს ბრუნვის მყისა ცენტრის მდებარეობის თეორიულად განსაზღვრა დღეისათვის რთული მათემატიკური ოპერაციების გამოყენებით შეუძლებელია ნიადაგის ხახუნის ძალების ცვალებადობის კანონზომიერების შეუსწავლელობის გამო საერთოდ და კერძოდ დისკოებში, ამიტომ მისი განსაზღვრა ჩვენ ექსპერიმენტულად ვაწარმოეთ.

ცდები ჩატარებული იყო ლ. ბერიას სახელობის სას.-სამ. ინსტიტუტის საცდელ ნაკვეთზე მინდვრის პირობებში. საცდელი დისკო ბრუნავდა ბურთულოვან საკისარში. ცდების მონაცემების მიხედვით წარმოებდა დისკოს ბრუნვის მყისა რადიუსისა R_B და მისი წრეწირის (მჭრელი პირის) ბრუნვის სიჩქარის $V_{გ}$ განსაზღვრა.

R_B -ის განსაზღვრა წარმოებდა შემდეგი მარტივი ტოლობიდან (1 ნახ.):

$$AA' = 2\pi \cdot R_B \cdot n_{ტ},$$

სადაც $n_{ფ}$ არის დისკოს ფაქტიური ბრუნვის რიცხვი საცდელი ნაკვეთის მთელ სიგრძეზე.

ვინაიდან ვიცოდით დამოკიდებულება: $AA' = AB \cdot \cos \gamma$ (1 ნახ.) და $n_{ფ}$ — განსაზღვრული იქნა:

$$R_{ფ} = \frac{AA'}{2 \pi n_{ფ}} = \frac{AB \cdot \cos \gamma}{2 \pi n_{ფ}}$$

რაკი განვსაზღვრეთ $R_{ფ}$ და ვიცოდით $n_{ფ}$, — $n'_{ფ}$ -ს გამოანგარიშების შემდეგ განსაზღვრული იყო დისკოს გარშემოწერილობის ბრუნვის სიჩქარე, $V_{ფ}$ ფორმულით:

$$V_{ფ} = \frac{\pi \cdot n'_{ფ} \cdot R_{ფ}}{30}$$

სადაც $n'_{ფ}$ არის დისკოს ბრუნვის რიცხვი 1 წუთში და $R_{ფ}$ კი — დისკოს კონტრუქციული რადიუსი.

თუ გვეცოდინება $R_{ფ}$ და აქედან გამომდინარე $n'_{ფ}$, მაშინ ყოველი კონკრეტულ შემთხვევისათვის შეგვიძლია განვსაზღვროთ დისკოს ნებისმიერი m წერტილის ბრუნვის სიჩქარე:

$$V_{m} = \frac{\pi \cdot n'_{ფ} \cdot R_m}{30}$$

$R_{ფ}$ -სა და $V_{ფ}$ -ს განსაზღვრის შემდეგ შედარებული იქნა $R_{ფ}$ $R_კ$ -თან და $V_{ფ}$ — $V'_{ფ}$ და $V_{ფ}$ — $V_{ფ}$ — თან.

ცდის მასალები დამუშავებული იყო შემდეგი ფორმულის მიხედვით (17):

$$A = m_0 \pm F_w = \frac{\sum m}{n} \pm 0,6745 \sqrt{\frac{\sum \epsilon^2}{n(n-1)}}$$

ცდის მასალების დამუშავების შედეგები მოთავსებულია №№ 1 და 2 ცხრილებში.

როგორც ამ ცხრილებიდან ჩანს, ექსპერიმენტებმა დაადასტურეს ის გულგება, რომ დისკოს ბრუნვის მყისა ცენტრი მისი წრეწირის შიგნით ძევს, — რომ დისკოს კონტრუქციული რადიუსი მეტია მისი ბრუნვის მყისა რადიუსზე ($R_კ > R_{ფ}$). ჩვენი ცდების შემთხვევაში, როგორც ეს აღნიშნული ცხრილებიდან ჩანს, $R_{ფ} < R_კ$ — ზე 5,09%-დან 5,18%-მდე. $R_კ$ -სთან შედარებით $R_{ფ}$ -ის შემცირებასთან დაკავშირებით დისკოს წრეწირის ბრუნვის სიჩქარე იზრდება $V'_{ფ} = V_{ფ} \cdot \cos \gamma$ თან შედარებით, რაც ჩვენი ცდების შემთხვევაში უდრის 4,8-დან — 6,2%-მდე (№ 1 და 2 ცხრილები), ხოლო წინსვლის სიჩქარესთან შედარებით იგი მნიშვნელოვნად ნაკლებია; ჩვენი ცდების მიხედვით დის-

კოს წინსვლის სიჩქარე (V_{Φ}) 8,8—9,2%-ით მეტია დისკოს წრეწირის/ ბრუნვის სიჩქარეზე ($V_{\text{გბ}}$).

რასაკვირველია $R_{\text{გ}}$ -ის კონკრეტული მნიშვნელობის სიდიდე შეიცვლება დისკოს დაღრმავების სიდიდისა და ნიადაგის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების შეცვლასთან ერთად, რისთვისაც საჭიროა მომავალში დადგენილი იქნეს მისი სიდიდე სხვადასხვა ნიადაგისათვის სხვადასხვა პირობაში და დისკოს სხვადასხვა დაღრმავებაზე.

2. ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარე დისკოს ზედაპირზე.

ხშირად, როგორც თეორიული, ისე პრაქტიკული საკითხების გადაწყვეტის დროს საჭიროა ვიცოდეთ დისკოს ზედაპირზე მოძრაობის ბელტის აბსოლუტური სიჩქარე და ის კუთხე, რომლითაც ის გაიტყორცნება დისკოს ზედაპირიდან. ამ სიდიდეთა განსაზღვრის დროს ჩვენ საქმე გვექნება დისკოს დაყენების ორ შემთხვევასთან: პირველი, როცა ის დაყენებულია დახრილად მხოლოდ წვევის ხაზის მიმართ რაიმე γ კუთხით (2 ნახ.) და მეორე, როცა დაყენებულია დახრილად, როგორც წვევის ხაზის, ისე კვლის ფსკერის მიმართაც რაიმე γ და α კუთხეებით (3 ნახ.).

ა. დავიწყოთ პირველი შემთხვევიდან და ვნახოთ როგორი იქნება ამ შემთხვევაში დისკოს ზედაპირზე მოძრაობის ბელტის აბსოლუტური სიჩქარე და რა კუთხით გაიტყორცნება ის მისი ზედაპირიდან. უწინარეს ყოვლისა უნდა შევნიშნოთ, რომ ბელტის მოძრაობის სახით დისკოს ზედაპირზე ჩვენ განვიხილავთ მისი სიმძიმის ცენტრის მოძრაობას. ამასთანავე, საკითხის გამარტივებისათვის დისკოს ზედაპირი მიღებული გვაქვს როგორც ბრტყელი ზედაპირი.

დისკოს მოძრაობის V_{Φ} წინსვლის სიჩქარე დავშალოთ ორ მდგენელად: V_i და V_n -დ. V_i ის მდგენელია, რომლითაც დისკო მოძრაობს ab სიბრტყეში (4 ნახ.) და, მაშასადამე, რომლის საშუალებითაც ბელტი ასრიალდება დისკოს ზედაპირზე ($V_i = V_f$), ხოლო V_n -თ კი ბელტი ვერდზე უნდა გადაიტყორცნოს. ამრიგად ბელტი ორი სიჩქარით: V_n და V_f მოძრაობს, რის გამოც ის გადაიტყორცნება არა დისკოს ზედაპირის მართობულად, V_n -ის მიმართულებით, არამედ V_n და V_f -ზე აგებული პარალელოგრამის დიაგონალის მიმართულებით:—



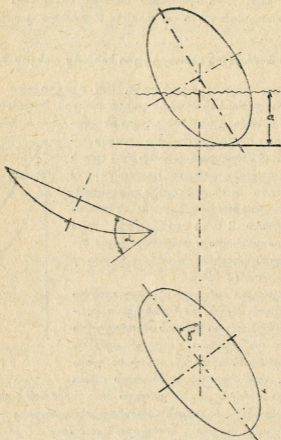
2 ნახ.

V_g -ს მიმართულებით. მე-4 ნახაზიდან შეიძლება დავწეროთ, რომ

V_i , ანუ რაც იგივეა:

$$V_i = V_{\varphi} \cdot \cos \gamma$$

საქართველოს
საზღვაო სპორტის
(1)



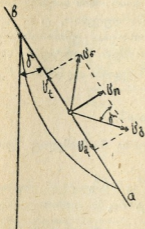
3. ნახ.

ვინიდან V_{φ} და V_g ერთდამთავრე სიდიდის სიჩქარეების $V_i = V_r$ -ს და V_n -ის თანაბარმოქმედს წარმოადგენენ (4 ნახ.). ამიტომ შეგვიძლია დავწეროთ:

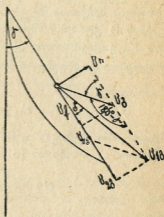
$$V_g = V_{\varphi} \quad (2)$$

ასეთი იქნებოდა დისკოზე ასრიალებული ბელტის გადატყორცნის სიჩქარე, დისკო რომ უძრავად ყოფილიყო დამაგრებული თა-

ვის ღერძზე და მართო მის წინსვლით ძრავას ჰქონოდა ადგილი. მაგრამ, ვინაიდან დისკო წინსვლით (გადატანით) ძრავასთან ერთად ბრუნვით ძრავასაც ასრულებს, ამიტომ, ცხადია, ბელტის მკადატყორცნის სიჩქარის სიდიდესა და მიმართულებაზე ისიც მოახდენს გავლენას. მართალია, ბრუნვის სიჩქარე დისკოზე მოძრავი ბელტის



4 ნახ.



5 ნახ.

სიმძიმის ცენტრის მდებარეობის შესაბამ რადიუსით შემოწერილ წრეწირის ყოველ წერტილში სხვადასხვა მიმართულების არის და ბელტის სიჩქარეზე განუწყვეტელ გავლენას ახდენს, მაგრამ საკითხის გამარტივების მიზნით ჩვენ ვიღებთ მის მხოლოდ ორ მიმართულებას, რომელთაგან ერთი თარაზულად არის მიმართული დისკოს ბრუნვის სიბრტყეში (მისი ვერტიკალური დიამეტრის მართობულად), ხოლო მეორე კი ბელტის სიმძიმის ცენტრის მდებარეობის შესატყვისი დისკოს ზედაპირის რომელიმე წერტილის მიერ შემოხაზული წრეწირის იმ წერტილზე გამავალი რადიუსის მართობულია რომელიც მდებარეობს ნიადაგის ზედაპირის სიბრტყეში, ე. ი. დისკოს ბრუნვის სიჩქარის თარაზული მიმართულების შემდეგ ჩვენ ვიღებთ მის იმ მიმართულებას, რომელსაც მიიღებს ის დისკოს C წერტილის რაიმე Θ კუთხეზე მობრუნების შემდეგ (6 ნახ.).

ავიღოთ ჯერ დისკოს ბრუნვის სიჩქარის თარაზული მიმართულება (რომელიც დამთხვეულია V_f -ის მიმართულებაზე და თვალსაჩინოების მიზნით გადიდებული მასშტაბით არის ნაჩვენები მე-5 ნახ.ზე) და ვნახოთ, რა გავლენას მოახდენს ის ბელტის მოძრაობის სიჩქარეზე. როგორც მე-5 ნახ. ჩანს:

$$V_{13}^2 = V_{3\delta}^2 + V_{3\delta}^2 - 2V_{3\delta} \cdot V_{3\delta} \cdot \cos(\pi - \gamma),$$

საიდანაც:

$$V_{13} = \sqrt{V_{\varphi}^2 + V_{\text{ცბ}}^2 + 2 V_{\varphi} \cdot V_{\text{ცბ}} \cdot \cos \gamma},$$

სადაც $V_{\text{ცბ}}$ არის ბელტის სიმძიმის ცენტრის მდებარეობის შესაბამისი დისკოს ზედაპირის რომელიმე წერტილის ბრუნვის სიჩქარე, რომლის სიდიდის განსაზღვრის შესახებ ზევით იყო უკვე ნათქვამი.

ახლა დისკოს ზედაპირზე ბელტის მოძრაობის სიჩქარე გამოვხატოთ ბრუნვის სიჩქარის შეცვლილი მიმართულებით, ე. ი. დისკოს მობრუნების Θ კუთხის საშუალებით, რისთვისაც უწინარეს ყოვლისა საჭიროა V_{13} გადავიტანოთ დისკოს ბრუნვის სიბრტყეში $\cos \delta$ -ზე გამამრავლებით და მიღებული მისი მნიშვნელობა ავლნიშნოთ V_{23} -ით.

მაშასადამე:

$$V_{23} = V_{13} \cdot \cos \delta \quad (4)$$

ამ განტოლებაში ჩვენთვის უცნობია კუთხე δ , რომელიც შეიძლება განისაზღვროს ტოლობიდან (5 ნახ.):

$$\cos \delta = \frac{V_{\text{ცბ}}^2 + V_{13}^2 - V_{23}^2}{2 V_{\text{ცბ}} \cdot V_{13}} \quad (5)$$

V_{23} -სა და $\cos \delta$ -ს სიდიდეთა გამოვხატველ მე-(4) და მე-(5) ფორმულებში შემავალი ყველა წევრის სიდიდეები ჩვენთვის ცალკე ცნობილია; რაც შეეხება მათი მნიშვნელობების ჩასმას აღნიშნულ ფორმულებში, როგორც აქ, ისე ქვემოთაც (ამის მსგავსი ფორმულების გამოყვანის დროს), აღარ ვაწარმოებთ, ფორმულების ზედმეტი გართულების თავიდან აცილების მიზნით.

თუ ახლა მე-6 ნახაზს დაეუკვირდებით, შეიძლება განვსაზღვროთ დისკოს ბრუნვის სიბრტყეში გადატანილი ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური V_{13} სიჩქარე.

მართლაც (6 ნახ.):

$$V_{13}^2 = V_{23}^2 + V_{\text{ცბ}}^2 - 2 V_{23} \cdot V_{\text{ცბ}} \cdot \cos (\pi - \Theta),$$

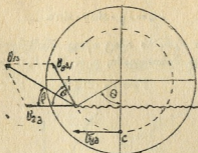
საიდანაც

$$V_{13} = \sqrt{V_{23}^2 + V_{\text{ცბ}}^2 + 2 V_{23} \cdot V_{\text{ცბ}} \cdot \cos \Theta} \quad (6)$$

იმეფე ნახაზიდან შეიძლება განისაზღვროს V_{13} -ს დახრის კუთხე β_1 თარაზულ სიბრტყესთან; მართლაც:

$$\cos \beta_1 = \frac{V_{23}^2 + V_{13}^2 - V_{\text{ცბ}}^2}{2 V_{23} \cdot V_{13}} \quad (7)$$

V_{1a} -სა და β_1 -ს მოცემულ გამოთქმებში ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარე და ამ უკანასკნელის დახრის კუთხე თარა-
ზული სიბრტყის მიმართ განსაზღვრულნი არიან დისკოს ბრუნვის სი-



6 ნახ.

ბრტყისათვის, ფაქტიურად კი ისინი საჭიროა არა დისკოს ბრუნვის სიბრტყეში, არამედ ამ სიბრტყის მიმართ δ კუთხით დახრილ სიბრტყეში; ამიტომ ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარისა და მისი გადატყორცნის კუთხისათვის საბოლოო მნიშვნელობა იქნება:

$$V_s = \frac{V_{1a}}{\cos \delta} \quad (8)$$

და

$$\sin \beta = \sin \beta_1 \cdot \cos \delta$$

δ კუთხის მცირე მნიშვნელობისათვის ($0^\circ < \delta < 25^\circ$) ეს უკანასკნელი განტოლება შეიძლება შეიცვალოს მისი მიახლოებითი ტოლფასი განტოლებით:

$$\beta \approx \beta_1 \cdot \cos \delta \quad (9)$$

ბ. ენახოთ ახლა როგორი იქნება დისკოს დაყენების მეორე შემთხვევაში მის ზედაპირზე მოძრავი ბელტის აბსოლუტური სიჩქარე და მისი გადატყორცნის კუთხე. საკითხის გამარტივებისათვის დისკოს ზედაპირი აქაც მიღებული გვაქვს, როგორც ბრტყელი ზედაპირი. პირველი შემთხვევის მსგავსად დისკოს წინსვლის სიჩქარე V_{Φ} , აქაც დავწალოთ ორ მდგენელად: დისკოს ბრუნვის სიბრტყის მიმარ-

თულებით— V_t და მის მართობულად— V'_n . როგორც მე-7 ნახაზიდან ჩანს:

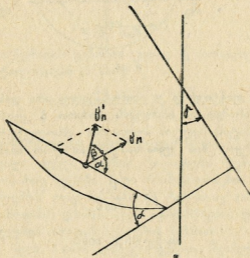
$$V'_n = V_n \cdot \sin \alpha$$

ამ გამოთქმაში V_n -ის მნიშვნელობის ჩასმის შემდეგ გვექნება:

$$V'_n = V_{\varphi} \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha \quad (10)$$

რაც შეეხება V_t -ს, ის აქაც იმავე მნიშვნელობის იქნება, როგორც იყო პირველ შემთხვევაში, ე. ი. $V_t = V_f$ -ს და

$$V_f = V_{\varphi} \cdot \cos \gamma \quad (11)$$



7 ნახ.

ვინაიდან ბელტი არა მხოლოდ ასრიალდება დისკოს ზედაპირზე V_f სიჩქარით, არამედ გვერდზედაც გადაიწვევს V'_n სიჩქარით, ამიტომ მისი გვერდზე გადატყორცნის ფაქტიური სიჩქარე, რომელსაც ამ შემთხვევაში V'_g -ით აღვნიშნავთ, იქნება ტოლი (8 ნახ.):

$$V'^2_g = V^2_n + V^2_f$$

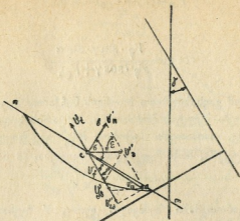
ამ გამოთქმაში V'_n და V_f -ის მნიშვნელობათა ჩასმის შემდეგ მივიღებთ:

$$V'_g = V_{\varphi} \cdot \sqrt{\sin^2 \gamma \cdot \sin^2 \alpha + \cos^2 \gamma} \quad (12)$$

ახლა პირველი შემთხვევის მსგავსად თუ მივიღებთ მხედველობაში დისკოს ბრუნვის სიჩქარეს როგორც თარაზულად მიმართულს,

ისე თარაზული სიბრტყის მიმართ კუთხით მიმართულს, მაშინ გვე
 იქნება: როცა $V_{\text{ცბ}}$ მიმართულია თარაზულად დისკოს ბრუნვის სიბრტყე-

საქართველოს
 ენციკლოპედია
 2017 წლის
 გამოცემა



8 ნახ.

ში V_g -ის თანხედენილად, მაშინ ბელტის გადატყორცვის სიჩქარე, რომლის მნიშვნელობასაც $V'_{1\beta}$ -ით აღვნიშნავთ, ტოლი იქნება:

$$V'^2_{1\beta} = V'^2_g + V^2_{\text{ცბ}} - 2V'_g \cdot V_{\text{ცბ}} \cdot \cos(\pi - \varepsilon)$$

თუ ამ გამოთქმაში ჩავსვამთ ε -ის მნიშვნელობას:

$$\text{tg } \varepsilon = \text{tg } \gamma \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = \text{tg } \gamma \cdot \sin \alpha,$$

რომელიც (9) ფორმულის მსგავსად α კუთხის დიდი მნიშვნელობისათვის ($\alpha > 65^\circ$) შეიძლება შეიცვალოს მისი მიახლოებითი ტოლფასი განტოლებით

$$\varepsilon \approx \gamma \cdot \sin \alpha$$

და ამოვიღებთ ფესვს, მივიღებთ:

$$V'_{1\beta} = \sqrt{V'^2_g + V^2_{\text{ცბ}} + 2V'_g \cdot V_{\text{ცბ}} \cdot \cos(\gamma \cdot \sin \alpha)} \quad (13)$$

განვსაზღვროთ ახლა $V'_{1\beta}$ -ის მიმართულება, ე. ი. ის კუთხე, რომელსაც ის ქმნის თარაზულ სიბრტყესთან. ვინაიდან $V'_{1\beta}$ დახრილია V'_n -ის მიმართ რაიმე σ კუთხით, ამიტომ მისი დახრა თარაზოსთან იქნება არა $\beta = 90^\circ - \alpha$ (7 ნახ.), არამედ რაიმე სხვა სიდიდის კუთხე β' , სადაც

$$\text{tg } \beta' = \text{tg } \beta \cdot \cos \sigma$$

ან (9) ფორმულის მსგავსად:

$$\beta' \approx \beta \cdot \cos \sigma \quad (14)$$

მე-(14) გამოთქმაში ჩვენთვის უცნობია კუთხე σ , რომელიც შეიძლება განისაზღვროს abc სამკუთხედიდან (8 ნახ.), რადგანაც:

$$V'_n = (V_f + V_{cb}) \cdot \cot \sigma,$$

პროცენტული
განსაზღვრება

საიდანაც:

$$\cot \sigma = \frac{V_f \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha}{V_f \cdot \cos \gamma + V_{cb}} \quad (15)$$

ახლა, რომ გავსაზღვროთ ბრუნვის სიჩქარის შეცვლილი მიმართულების გავლენა ბელტის მოძრაობის სიჩქარის სიდიდეზე და მის მიმართულებაზე, ამისათვის საჭიროა V'_{13} გადავიყვანოთ დისკოს ბრუნვის სიბრტყეში, რის შედეგადაც მივიღებთ (8 ნახ.):

$$V'_{13} = V'_{13} \cdot \cos \delta' \quad (16)$$

მე-(16) გამოთქმაში შემავალი კუთხე δ' ჩვენთვის უცნობია, რომელიც მე-8 ნახ. მიხედვით ტოლი იქნება:

$$\cos \delta' = \frac{V_{cb}^2 + V'_{13}{}^2 - V'^2_{13}}{V_{cb} \cdot V'_{13}} \quad (17)$$

V'_{13} -ის დისკოს ბრუნვის სიბრტყეში გადაყვანით, ამავე დროს თარაზულ მდგომარეობაშიც გადავიყვანეთ ის; ასე, რომ Θ კუთხის საშუალებით ბელტის აბსოლუტური სიჩქარის განსაზღვრავად შეიძლება გამოვიყენოთ ისეთივე სქემა, როგორიც პირველ შემთხვევაში გამოვიყენეთ.

როგორც მე-9 ნახ.-დან ჩანს, დისკოს ბრუნვის სიბრტყისათვის ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარე ტოლია:

$$V'^2_{1a} = V'^2_{13} + V_{cb}^2 - 2V'_{13} \cdot V_{cb} \cdot \cos(\pi - \Theta),$$

საიდანაც:

$$V'_{1a} = \sqrt{V'^2_{13} + V_{cb}^2 + 2V'_{13} \cdot V_{cb} \cdot \cos \Theta} \quad (18)$$

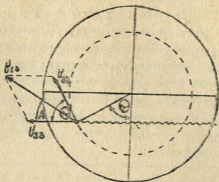
იმავე ნახაზიდან განისაზღვრება V'_{1a} -ის დახრის კუთხე A' -თან $-A'$, რომელიც ტოლია:

$$\cos A' = \frac{V'^2_{13} + V'_{1a}{}^2 - V_{cb}^2}{2V'_{13} \cdot V'_{1a}} \quad (19)$$

მე-(18) და მე-(19) გამოთქმებით ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარე და მისი გატყორცნის კუთხე განსაზღვრული არიან დისკოს ბრუნვის სიბრტყისათვის, სინამდვილეში კი ისინი მდებარ-

რეობენ დისკოს ბრუნვის სიბრტყის მიმართ δ' კუთხით დანრილ სიბრტყეში, რის გამოც მათი ნამდვილი სიდიდეები იქნება:

$$V'_a = \frac{V_{1a}}{\cos \delta'} \quad (20)$$



9 ნახ.

და

$$\sin A = \sin A' \cdot \cos \delta'$$

ან მსგავსად ზევით აღნიშნულისა:

$$A \approx A' \cdot \cos \delta' \quad (21)$$

მე-(21) გამოთქმაში A წარმოადგენს V'_a -ის დახრის კუთხეს V'_{ab} -ის მიმართ, მაგრამ ვინაიდან თვითონ V'_{ab} თარაზული სიბრტყის მიმართ დახრილია β' კუთხით, ამიტომ ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარე (V'_a) თარაზული სიბრტყის მიმართ დახრილი იქნება კუთხით:

$$C = \beta' + A \quad (22)$$

II. დისკოს დინამიკა

1. დისკოს ჭრის პრინციპის შესახებ

ყოველი მჭრელი იარაღის დახასიათების დროს საჭიროა ვიცოდეთ, თუ როგორ ვითარდება ჭრის პროცესი მისი მუშაობის დროს მოცემულ კონკრეტულ პირობებში. აკადემიკოს ვ. პ. გორიაჩკინის შრომებმა (6) დაამტკიცა, რომ „ჭრის პროცესი საერთოდ შეიძლება განვითარდეს ორი გზით: 1. სოლის (მჭრელი იარაღის—ა. ა.) გადანაცვლების საშუალებით მხოლოდ ჭრის მიმარ-

თულებით; 2. სოლის გადანაცვლების საშუალებით ორ ურთიერთ პერპენდიკულარული მიმართულებით: ქრისა და მისი პერპენდიკულარული მიმართულებით“. პირველ შემთხვევაში ქრა ნორმალური დაწოლით ხორციელდება, ხოლო მეორე შემთხვევაში ნორმალურ დაწოლასთან ერთად ხდება მჭრელი იარაღის სრიალით მოძრაობა. იარაღის მჭრელი პირის გადასაჭრელ მასალაზე სრიალს კი უაღრესად დიდი მნიშვნელობა აქვს ქრის პროცესის გაადვილებისთვის. აკად. ვ. პ. გორიაჩინმა, რომელიც აწარმოებდა ამ საკითხის შესწავლას, თავის ცდების დროს მეტად საინტერესო შედეგები მიიღო. ის არკვევდა იმ დამოკიდებულებას, რომელიც უნდა არსებულებოდა იარაღის მჭრელი პირის მიერ გადასაჭრელ პურის ღეროებზე წარმოებულ ნორმალურ დაწოლასა და იმ მანძილის სიდიდეს შორის, რომელიც სრიალით უნდა გაეგლო მჭრელ პირს სხვადასხვა ნორმალური დაწოლის შემთხვევაში, ღეროების სრულ გადაჭრამდე. ამ ცდების დროს აღმოჩნდა შემდეგი (6):

ნორმალური დაწოლა (გრამებით)	სრიალით გადანაცვ- ლება (მილიმეტრებით)
600	1,5
500	2,0
400	8,0
300	20,0
200	99,0
100	159,0

აკად. ვ. პ. გორიაჩინი ამ დამოკიდებულების გამოსახატავად იძლევა ასეთ განტოლებას (6):

$$P^2 S = \text{const}$$

ან

$$S = A e^P$$

სადაც S არის იარაღის მჭრელი პირის მიერ გავლილი მანძილი პურის ღეროების გადაჭრის დროს;

P —მჭრელი პირის ნორმალური დაწოლა გადასაჭრელ ღეროებზე;

A —მუდმივი სიდიდე;

e —ნეპერის რიცხვი.

აქ აღნიშნული დამოკიდებულება P -სა და S -ს შორის შემდეგი მრუდით გამოიხატება (10 ნახ.). ეს მონაცემები მეტად მჭერმეტყველურად ადასტურებენ, რომ იარაღის მჭრელი პირის სრიალი გადასაჭრელ სხეულზე ფრიალ მნიშვნელოვნად ამცირებს მჭრელი პირის იმ ნორმალურ დაწოლას; რომელიც აუცილებელია მის გადასაჭრელად.

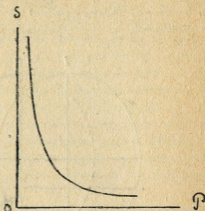
ამრიგად, კრის პროცესისათვის საჭირო ძალაში მოგების თვალსაზრისით სრიალით მოძრაობით კრას ფრიალ დიდი უპირატესობა ახასიათებს მხოლოდ ნორმალური დაწოლით კრასთან შედარებით.

ამ წინასწარი შენიშვნის შემდეგ განვიხილოთ დისკო და ვნახოთ, როგორი გზით ვითარდება კრის პროცესი მისი მუშაობის დროს.

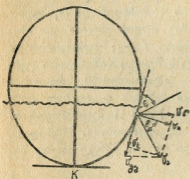
მსჯელობის გამარტივებისათვის ჯერჯერობით უგულვებელგვყოთ დისკოს ბრუნვა და განვიხილოთ მისი მუშაობა მხოლოდ გადატანითი ძრაობის შემთხვევაში.

პირველყოვლისა მივიღოთ, რომ დისკოს კრის კუთხე იყოს ის ε კუთხე, რომელიც იქმნება მკრელი პირის ნებისმიერი წერტილის

აბსოლუტური სიჩქარის მართობსა და იმავე წერტილში გამავალ მხებს შორის წვეის ხაზის სწვრივ სიბრტყეში (11a და 11b ნახ.).

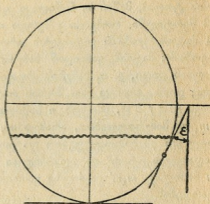


10. ნახ.



11 a. ნახ.

კრის კუთხის გამოხატვა დისკოს მხოლოდ გადატანით ძრაობის შემთხვევაში.



11 b. ნახ.

კრის კუთხის გამოხატვა დისკოს გადატანით და ბრუნვით (ერთდროული) ძრაობის შემთხვევაში

წარმოვიდგინოთ, რომ დისკო მუშაობის დროს აწარმოებს მხოლოდ გადატანით ძრაობას ნახაზზე ისრით ნაჩვენები მიმართუ-

ნიადაგის ზედაპირის სიბრტყეში მდებარე დისკოს მჭრელი პირის რომელიმე წერტილისათვის ε მცირე სიდიდის არის, შემდეგ, ქვედა შრეებში ის თანდათან იზრდება და მჭრელი პირის იმ წერტილიდან, სადაც ε გაუტოლდება ხახუნის φ კუთხეს, იწყება ნიადაგის ნაწილაკებისა, მცენარეთა ნარჩენებისა და სარეველების ასრიალება დისკოს მჭრელ პირზე ქვევით, ე. ი. ხდება სრიალით ჭრა. საჭიროა აქვე აღინიშნოს, რომ, ვინაიდან ხახუნის კუთხე ფოლადისა ნიადაგთან და იმავე ფოლადისა (დისკოს მჭრელი პირისა) მცენარეთა ფესვებთან და ნარჩენებთან სხვადასხვა სიდიდის არის, ამიტომ ნიადაგისა და მცენარეთა ფესვებისა და ნარჩენების სრიალით ჭრა დისკოს მჭრელი პირის სხვადასხვა წერტილიდან დაიწყება.

აღნიშნული მოსაზრებიდან გამომდინარე, შეგვაძლია როგორც გრაფიკულად ისე ანალიზურად განესაზღვროთ, დისკოს მჭრელი პირის რომელი წერტილიდან დაიწყება ნიადაგისა და სარეველების სრიალით ჭრა და, მაშასადამე, კვლის ფსკერიდან რა სიმაღლეზე ხდება ეს პროცესი.

დისკოს მჭრელი პირის ამ წერტილის განსაზღვრა ანალიზურად შემდეგი მარტივი მსჯელობით შეიძლება: როგორც მე-13 ნახაზიდან ჩანს:

$$h = R - r,$$

მაგრამ ვინაიდან

$$r = R \cdot \sin \varepsilon',$$

ამიტომ:

$$h = R - R \cdot \sin \varepsilon'.$$

h -ის სიდიდის ასეთი განსაზღვრა მართებული იქნებოდა, რომ 13 ნახ. ჭრის სიბრტყის შესაბამისი იყოს; აქ ნახაზი აღებულია დისკოს ბრუნვის სიბრტყის შესაბამისი, რის გამოც ჭრის კუთხე ε ჭრის სიბრტყედან გადატანილი უნდა იქნას დისკოს ბრუნვის სიბრტყეში, ე. ი. ε -ის მაგიერ ε' -ის სახით h -ის გამოთქმაში უნდა ჩაისვას: $\sin \varepsilon' = \sin \varepsilon : \cos \gamma$ ან $\varepsilon' \approx \varepsilon : \cos \gamma$ (ფორმულის (9) მსგავსად) და მივიღებთ:

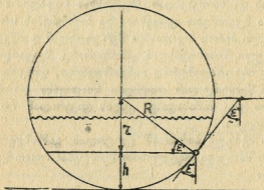
$$h = R - R \cdot \sin (\varepsilon : \cos \gamma),$$

თუ ახლა ამ გამოთქმაში ε -ს შევცვლით ხახუნის φ კუთხით, საბოლოოდ ქვეყნება:

$$h = R - R \cdot \sin (\varphi : \cos \gamma), \quad (23)$$

სადაც h არის სიმაღლე კვალის ფსკერიდან დისკოს მჭრელი პირის იმ წერტილამდე, რომლიდანაც დაიწყება სრიალით ჭრა.

განვიხილოთ ახლა, როგორ ვითარდება ჭრა დისკოს მუშაობის დროს იმ შემთხვევაში, როცა ის გადატანით ძრავბასთან ერთად ბრუნავს კიდევ თავის ღერძის გარშემო რაიმე კუთხური სიჩქარით ამ შემთხვევაში დისკოს მჭრელი პირის ყოველ წერტილს და მასზე მოდებული ნიადაგის რომელიმე m ნაწილაკს ორი წარმტანი სიჩქარე აქვს: ერთის მხრივ გადატანითი და მეორეს მხრივ ჭრის სიბრტყეში გადატანილი ბრუნვის სიჩქარე. ცხადია, ამ შემთხვევაში დის-



13 ნახ.

კოს მჭრელი პირის რომელიმე წერტილის აბსოლუტური სიჩქარე ტოლი იქნება აღნიშნულ სიჩქარეთა პარალელოგრამის დიაგონალის. თუ ამ აბსოლუტურ სიჩქარეს (V_s) დავშლით დისკოს მჭრელი პირის მხებისა (V_i) და ამ უკანასკნელის მართობულად (V_n) წვევის ხაზის სწვრივ სიბრტყეში (11ხ ნახ.), მივიღებთ, რომ დისკოს მჭრელი პირი მოძრაობს ორ ურთიერთ პერპენდიკულარული მიმართულებით— V_n -სა და V_i -ს მიმართულებით. ახლა თუ გავიხსენებთ აკად. ვ. პ. გორიაჩინის ზემოაღნიშნულ დებულებას, შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ ამ შემთხვევაში დისკო აწარმოებს სრიალით ჭრას— V_n -ის მიმართულებით ჭრის, ხოლო V_i -ს მიმართულებით კი სრიალებს. აღსანიშნავია, რომ V_i -ს მხოლოდ არსებობა არ სწყვეტს საკითხს სრიალით ჭრისათვის, რადგან V_i სულ იარსებებს ამა თუ იმ სიდიდის k წერტილამდე (და შეიძლება იმის იქითაც). მაგრამ სრიალით ჭრა კი არ მოხდება. ფაქტიურად სრიალით ჭრა მანამდე იქნება, სანამ ჭრის კუთხე ε მეტი რჩება ხახუნის ფ კუთხეზე, ე. ი. სანამ არსებობს პირობა: $\varepsilon \geq \varphi$; სახელდობრ დისკოს მჭრელი პირის რომელ წერტილში წყდება სრიალით ჭრა როგორც ნიადაგის, ისე მცენარეთა ფესვებისა და ნარჩენების, ამ შემთხვევაში შეიძლება განისა-

ზღვროს ანალიზურად, პირველი შემთხვევის ანალოგიურად. ამ-
 დათვის დისკოს წინსვლის (V_{Φ}) სიჩქარე გადავიტანოთ მისი ბრუნვის
 სიბრტყეში ($V'_{\Phi} = V_{\Phi} \cdot \cos \gamma$) და მოვძებნოთ დისკოს მკრელი პიონის
 ნებისმიერი წერტილის აბსოლუტური V' , სიჩქარე, როგორც ნაჩვენ-
 ებია ეს მე-14 ნახაზზე. ამ ნახაზიდან ჩანს, რომ:

$$h' = R - r,$$

სადაც:

$$r = R \cdot \sin(\beta - \varepsilon')$$

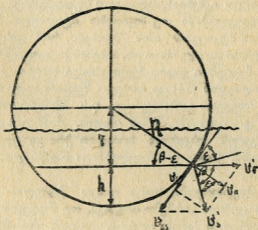
მაშინ:

$$h' = R - R \cdot \sin(\beta - \varepsilon').$$

ახლა თუ ამ გამოთქმაში ჩავსვამთ ε' -ის მნიშვნელობას, გვექნება:

$$h' = R - R \cdot \sin(\beta - \varepsilon : \cos \gamma),$$

ამ გამოთქმაში უცნობია β კუთხე, რომელიც მე-14 ნახაზის მიხედ-
 ვით შემდგენაირად განისაზღვრება:



14 ნახ.

$$\frac{V_{\Phi} \cdot \cos \gamma}{\sin(90^\circ - \varepsilon')} = \frac{V_{gd}}{\sin \beta},$$

$$\sin \beta = \frac{V_{gd} \cdot \cos \varepsilon'}{V_{\Phi} \cdot \cos \gamma},$$

რომელშიაც ε' -ის მნიშვნელობის ჩასმის შემდეგ, მივიღებთ:

$$\sin \beta = \frac{V_{gd} \cdot \cos(\varepsilon : \cos \gamma)}{V_{\Phi} \cdot \cos \gamma}$$

თუ ახლა, როგორც β -ს, ისე h' -ის გამოთქმაში ε -ს შევცვლით ხა-
ხუნის φ კუთხით, საბოლოოდ მივიღებთ:

$$h' = R - R \cdot \sin(\beta - \varphi \cdot \cos \gamma) \quad (24)$$

და

$$\sin \beta = \frac{V_{გბ} \cdot \cos(\varphi \cdot \cos \gamma)}{V_{\varphi} \cdot \cos \gamma}, \quad (25)$$

სადაც h' არის სიმაღლე კვლის ფსკერიდან დისკოს მჭრელი პირის იმ წერტილამდე, რომლიდანაც შეწყდება სრიალით ქრა.

როგორც (23), (24) და (25) ფორმულებიდანა ჩანს, h' -ის სიდიდე დამოკიდებულია დისკოს (R) რადიუსზე, მისი წვევის ხაზისადმი დაყენების (γ) კუთხეზე და ფოლადსა და ნიადაგს (აგრეთვე მცენარეთა ნარჩენებს) შორის ხახუნის (φ) კუთხეზე; h' -ის სიდიდე კი R -სა, γ -სი და φ -ს გარდა $V_{გბ}$ და V_{φ} -ს შეფარდების სიდიდეზე. დისკოს კვლის ფსკერისადმიც დახრილად დაყენების შემთხვევაში ისინი დამოკიდებული იქნებიან აგრეთვე α კუთხეზედაც.

ახლა მხედველობაში თუ მივიღებთ იტალიელი პროფესორის ნერლო ნერლის მტკიცებას იმის შესახებ, რომ დისკოებისათვის, როგორც მბრუნავი სხეულებისათვის, ხახუნის კოეფიციენტი დაახლოებით ოთხჯერ ნაკლებია, ვიდრე ჩვეულებრივი ხახუნის კოეფიციენტი ნიადაგისა ფოლადთან (14) და ოთხჯერ შემცირებული ხახუნის კოეფიციენტის მიხედვით განსაზღვრულ φ -ს მნიშვნელობას ჩავსვამთ (24) და (25) ფორმულებში, მაშინ ცხადია, რომ დისკოს ბრუნვის შემთხვევაში კვლის ფსკერთან სრიალით ქრა გაცილებით უფრო ახლოს შეწყდება, ვიდრე φ -ს ჩვეულებრივი მნიშვნელობის შემთხვევაში.

ასეთია მდგომარეობა, როცა დისკო წინვლით ძრაობასთან ერთად თავის ლერძის გარშემო ბრუნავს, თუ მხედველობაში არ მივიღებთ მისი მჭრელი პირის ფორმას; მაგრამ, თუ მხედველობაში მივიღებთ იმას, რომ დისკოს მჭრელი პირი წარმოადგენს გარშემოწერილობას და გავიხსენებთ ზემოთგანხილულს იმის შესახებ, რომ არამბრუნავი დისკოს მუშაობის შემთხვევაში სრიალით ქრა იწყება მისი დაღრმავების ქვედა შრეებში და მხედველობაში მივიღებთ ქმედებათა შეკრების კანონს, მაშინ ნათელი გახდება, რომ დისკოს მუშაობის დროს მისი დაღრმავების როგორც ზედა, ისე ქვედა შრეებში ხდება სრიალით ქრა. თუმცა ზოგ შემთხვევაში, იმისდა მიხედვით, თუ როგორია ხახუნის კუთხის φ -ს სიდიდე, შეიძლება დისკოს ბიერ მოკრილი ბელტის ზედა და ქვედა შრეებს შორის მცირე მანძილზე გვექნეს სრიალის გარეშე ქრა.

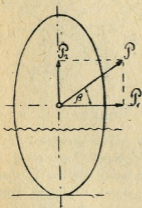
ამრიგად, ყველა ზევით აღნიშნულიდან გამომდინარე, შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ დისკოს მუშაობის დროს ქრა ძირითადად სრიალით წარმოებს.

2. დისკოზე ძალების მოქმედების სქემა და მათი ხასიათი

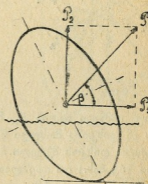
დისკოზე მოქმედი ძალები შეიძლება დავყოთ ორ ძირითად ჯგუფად: უშუალოდ მოდებულ და პასიურ ძალებად. უშუალოდ მოდებულ ძალებს ეკუთვნის გამწვევი ძალა და დისკოს ან დისკოზე მოსული წონა, ხოლო, პასიურ ძალებს კი—ნიადაგის წინააღმდეგობა, ხახუნისა და ინერციის ძალები. ვინაიდან ნიადაგის დასამუშავებელი იარაღების წინგადაადგილების სიჩქარე მუშაობის დროს მცირეა, ამიტომ ინერციის ძალები შეიძლება უგულებელვყოთ და დისკოზე მოქმედი პასიური ძალებიდან განვიხილოთ ნიადაგის წინააღმდეგობა და ხახუნის ძალები.

აღნიშნული ძალების დისკოზე მოქმედება შეიძლება შემდეგნაირად წარმოვიდგინოთ სქემატურად:

დავიწყეთ უშუალოდ მოდებულ ძალებიდან.



15 a ნახ.



15 b ნახ.

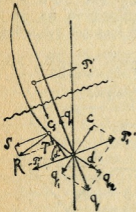
გამწვევი ძალა P , რომელიც, ჩვეულებრივ, რაიმე β კუთხით არის მიყენებული დისკოზე თარაზული სიბრტყის მიმართ, დაიშლება ორ მდგენელად რომელთაგან თარაზული მდგენელი (15a და 15b ნახ.):

$$P_1 = P \cdot \cos \beta$$

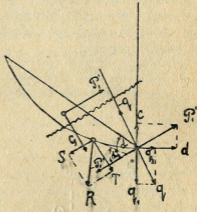
არის წვევის ძალის ის ნაწილი, რომელიც ძლევს დისკოს მთელ სამუშაო წინააღმდეგობას და, მაშასადამე, ასრულებს დადებით მუშაობას; ხოლო ვერტიკალური მდგენელი:

$$P_2 = P \cdot \sin \beta$$

არის წევის ძალის ის ნაწილი, რომელიც მიმართულია ზევით და ცდილობს სისტემის ზევით ამოგდებს და, მიშასადამე, ასრულებს უარყოფით მუშაობას. ჩვეულებრივ P_2 მდგენელის უარყოფით მოქმედებას აბათილებს დისკოს ან დისკოზე მოსული წონა. ცხადია, რომ დისკოს ან დისკოზე მოსული წონის გავლენით როგორც დისკოს საკისარში, ისე მისი ჩარჩოს სავალი თვლები (თუ ჩარჩოს ასეთი აქვს) საკისარებში და მათი (თვლების) ნიადაგთან შეხების წერტილებში, წარმოიშობა ხახუნის ძალა fG -ს სახით, რომელიც წარმოადგენს სისტემის მავნე წინააღმდეგობას.



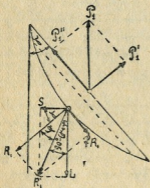
16 a ნახ.



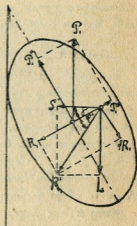
16 b ნახ.

თუ ვამწევი ძალის P_2 მდგენელის გაწონასწორების შემდეგ დისკოს ან დისკოზე მოსული წონის მორჩენილ ნაწილს $G - P_2 = q$ -ს გადავიტანთ დისკოს მკრელი პირის ნიადაგთან შეხების წერტილში (16a და 16b ნახ.) და დავშლით ორ მდგენელად: დისკოს ზედაპირის შემხებისა და ნორმალის მიმართულებით, დავინახავთ, რომ მხები მდგენელი $q_2 = q \cdot \sin \alpha' = (G - P_2) \cdot \sin \alpha'$ წონის ის ნაწილია, რომელიც ცდილობს დისკოს ნიადაგში დაღრმავებას, ხოლო მართობული მდგენელი q_1 კი—წონის ის ნაწილი, რომლის გავლენითაც დისკო ზურგით აწევა კვლის ფსკერსა და კედელს და თელავს ნიადაგს; სწორედ ამით უნდა აიხსნას ის გარემოება, რომ დისკოებიანი გუთნები და ამჩეხები (მეტადრე პირველნი) კვლის ფსკერსა და კედელს ფრიალ დატკეპნილს (დათელილს) სტოვებენ, რაც აგროტექნიკური თვალსაზრისით არ არის სასურველი და ამ იარაღების ერთ-ერთ უარყოფით მხარეს წარმოადგენს.

დავშალოთ გამწვევი ძალის თარაზული მდგენელი P_1 ორ მდგენელად: დისკოს ბრუნვის სიბრტყის სწვრივად და ამ უკანასკნელის მართობულად (ნახ. 17a და 17b). ამ მდგენელთაგან P_1'' გამწვევის ძალის ის ნაწილია, რომელიც დისკოს წინგადაადგილების მიმართ მიმართულია γ კუთხით და დისკოს ნიადაგში ჩაღრმავებულ ნაწილზე წარმოშობილ ხახუნის ძალასთან fR_1 (17a და 17b ნახ.) ჰქმნის ძალთა წყვილს და აბრუნებს მას აღნიშნულ სიბრტყეში. მეორე მდგენელი P_1' გადავიტანოთ დისკოს მჭრელი პირის ნიადაგთან შეხების წერტილში და დავშალოთ მისი ზედაპირის მხებისა და ნორმალის მიმართულებით ორ მდგენელად: d და c -დ (16a და 16b ნახ.). ამ შემთხვევაშიაც P_1' -ის მხები d მდგენელი, წონის q_2 მდგენელთან ერთად ცდილობს დააღრმავოს დისკო ნიადაგში, ხოლო ნორმალური მდგენელი c კი გამწვევი ძალის ის ნაწილია, რომელიც ერთის მხრივ უნდა დასძლიოს დისკოს ზედაპირზე ბელტის ზევით აწევისა, დეფორმაციისა და გადატყორცნის წინააღმდეგობა, ხოლო მეორეს მხრივ გააწონასწოროს დისკოს ან დისკოზე მოსული წონის q_1 მდგენელი, რომელიც თელავს კვლის ფსკერსა და კედელს.



17 a ნახ.



17 b ნახ.

გადავიდეთ პასიური (რეაქტიური) ძალების განხილვაზე. როგორც აღნიშნული იყო პასიური ძალების სახით ჩვენ განვიხილავთ ნიადაგის წინააღმდეგობას და ხახუნის წინააღმდეგობას დისკოს ზედაპირსა და მის ზედაპირზე ასრიალებულ ბელტს შორის. მართალია, ნიადაგის წინააღმდეგობის ძალა არათანაბრად არის განაწილებული მის ზედაპირზე, მაგრამ, ვინაიდან არ ვიცით—როგორი



კანონზომერებით ხდება ამ წინააღმდეგობის ძალის განაწილება დისკოს ზედაპირზე, ამიტომ ვუწვევებთ, რომ ნიადაგის წინააღმდეგობა დისკოს ზედაპირის მთელ იმ ფართზე, რომელიც ნიადაგშია ჩაღრმავებული თანაბრად არის განაწილებული. უდაოა, რომ ხახუნის მხედველობაში მიუღებლად ნიადაგის წინააღმდეგობის ძალის მოქმედება დისკოს ზედაპირის მართობულად წარმოებს, ხოლო თუ მხედველობაში მივიღებთ ხახუნსაც, მაშინ ის ზედაპირის მართობიდან გაიხრება ნიადაგსა და დისკოს შორის არსებული ხახუნის φ' კუთხით, მოძრაობის საწინააღმდეგო მხარეზე (17a და 17b ნახ.). თუ ნიადაგის წინააღმდეგობისა და ხახუნის ძალის თანაბარ მოქმედს R' -ით აღვნიშნავთ და მივაყენებთ დისკოს ნიადაგში ჩაღრმავებული ნაწილის გეომეტრიულ ცენტრში, შეიძლება ის დავშალოთ სამ ერთმანეთის მართობულ მდგენელებად: ax , oy და oz მიმართულელებით (18 ნახ.)— R'_x ; R'_y -ად, R'_z -ად. შემოვიღოთ აღნიშვნა: Rx' იყოს S ; R'_y — L და R'_z — T . ამ მდგენელთაგან L ნიადაგის წინააღმდეგობის ის ნაწილია, რომელიც ეწინააღმდეგება დისკოს წინგადაადგილებას და, მაშასადამე, უშუალოდ მიიღება გამწვევი ძალის მიერ; S —მიმართულია კვლის კედლისაკენ და ცდილობს დისკო (და, მაშასადამე, მთელი სისტემა) გვერდზე გადაადგილოს. ეს დაწოლა დისკოებიან გუთნებსა და ამჩეჩებში (ვგულისხმობთ ე. წ. „სახორბლე გუთნებს“) მიიღება სისტემის დახრილად დაყენებული თვლების მიერ, რომელთა რეაქციაც აწონასწორებს მას; T —მიმართულია ქვევით მართობულად და დისკოს ან დისკოზე მოსულ წონასთან ერთად ზევით განხილული სქემის მიხედვით (16a და 16b ნახ.) ხელს უწყობს მის დაღრმავებას.

განვიხილოთ ახლა, როგორი დამოკიდებულება არსებობს R -სა და R' -ის S , L და T მდგენელებს შორის. ამისათვის საჭიროა ვიცოდეთ ის კუთხეები, როხლებსაც S , L და T ცალ-ცალკე ჰქმნიან R' -თან, ე. ი. უნდა ვიცოდეთ სამი კუთხე; ფაქტიურად კი ვიცით ერთი კუთხე α' ,— R ძალის მიყენების წერტილში გავლებული დისკოს ზედაპირის თარაზულ სიბრტყესთან შემხების მიერ შექმნილი კუთხე, რომლითაც R -ის საშუალებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ მხოლოდ T , L , S და R -ს შორის დამოკიდებულებების დასამყარებლად (ანუ R -ის მიმართ L -სა და S -ის სიდიდეთა გასაგებად) საჭიროა R ძალა გადავიყვანოთ xoy სიბრტყეში და მისი φ' კუთხით გახრის შემდეგ, γ კუთხის საშუალებით განვსაზღვროთ S და L . აქ აღნიშნული მოსაზრებით თუ ვიხედომდგენელებზე, მაშინ მივიღებთ, რომ (17a და 17b ნახ.)

$$S = R' \cdot \cos(\gamma + \varphi')$$

მაგრამ, რადგანაც:

$$R'_1 = \frac{R_1}{\cos \varphi'}.$$



და

$$R = R \cdot \cos (90^\circ - \alpha') = R \cdot \sin \alpha'$$

ამიტომ:

$$1. \quad S = \frac{R \cdot \sin \alpha'}{\cos \varphi'} \cdot \cos (\gamma + \varphi'). \quad (26)$$

$$L = R'_1 \cdot \cos [90^\circ - (\gamma + \varphi')] = \frac{R_1}{\cos \varphi'} \cdot \sin (\gamma + \varphi').$$

$$2. \quad L = \frac{R \cdot \sin \alpha'}{\cos \varphi'} \cdot \sin (\gamma + \varphi'). \quad (27)$$

$$3. \quad T = \frac{R}{\cos \varphi'} \cdot \cos \alpha'. \quad (28)$$

ამ ფორმულებში ჩვენთვის უცნობია φ' კუთხის სიდიდე, რომლის ცოდნა აუცილებელია მათი გამოყენებისათვის. გაკვრით იყო აღნიშნული ზევით, რომ დისკოსათვის, როგორც მბრუნავი სხეულისათვის, ხახუნის კოეფიციენტი დაახლოებით ოთხჯერ ნაკლებია, ვიდრე ჩვეულებრივი ხახუნის კოეფიციენტი ნიადაგისა ფოლადთან. ვნახოთ ახლა როგორია ხახუნის კოეფიციენტის უფრო ზუსტი მნიშვნელობა და, მაშასადამე, ხახუნის კუთხისა დისკოსათვის, როგორც მბრუნავი და მრუდე ზედაპირის მქონე სხეულისათვის. იმის გამო, რომ დისკოს მრუდე ზედაპირი აქვს, მექანიკის კანონების თანახმად ხახუნის კოეფიციენტი მისთვის გაცილებით მეტია, ვიდრე ბრტყელი ზედაპირის მქონე ფოლადისათვის, სახელდობრ (12):

$$f' = \frac{f}{\sin \psi},$$

სადაც f ამ შემთხვევაში არის ფოლადის ბრტყელ ზედაპირთან ნიადაგის ხახუნის კოეფიციენტი; f' — ფოლადის მრუდ ზედაპირთან და ψ — დისკოს ზედაპირის მოხრის კუთხე. ამასთანავე, როგორც იტალიელი პროფესორი ნერლო ნერლი ამტკიცებს (14) ხახუნის კოეფიციენტი დისკოსთვის, როგორც მბრუნავი სხეულისათვის, ტოლია:

$$f_r = 0,2674 f',$$

სადაც f' არის ნიადაგის ხახუნის კოეფიციენტი დისკოს ზედაპირთან, როცა დისკო არ ბრუნავს, ე. ი., საბოლოოდ, დისკოსთვის ხახუნის კოეფიციენტი ტოლი იქნება:

$$f_s = 0,2674 \frac{f}{\sin \psi}$$

და ხახუნის კუთხე განისაზღვრება ტოლობიდან:

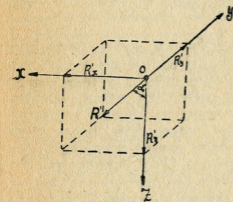
$$\operatorname{tg} \varphi' = f_s = 0,2674 \frac{f}{\sin \psi}.$$

როგორც მე-(28) ფორმულიდან, ისე მე-16a და მე-16b ნახაზებიდან ადვილად შეიძლება დავრწმუნდეთ, რომ α კუთხის გადიდებით დიდდება α' კუთხეც და R' ძალის მართობული მდგენელი T თანდათან მცირდება; როცა $\alpha = 90^\circ$ -ს (16a ნახ.), მაშინ T უმნიშვნელო სიდიდეს წარმოადგენს.

R , S , L და T ძალებში დინამომეტრის საშუალებით გაზომვა შეიძლება მხოლოდ L -ის; სახელდობრ:

$$L = P_1 - f \cdot (G - q \cdot \sin \alpha'),$$

სადაც fG არის დისკოს ან დისკოზე მოსული მთელი წონის გადაადგილებაზე დახარჯული გამწვევი ძალის ნაწილი, ხოლო $f \cdot q \cdot \sin \alpha'$ კი — დისკოს წონის იმ ნაწილის გამაწონასწორებელი გამწვევი ძალის ნაწილია, რომელიც ხელს უწყობს მის დაღრმავებას.



18 ნახ.

L -ის განსაზღვრის შემდეგ, (26), (27) და (28) ფორმულებიდან გამომდინარე, შეგვიძლია განესაზღვროთ R , S და T ძალები; სახელდობრ:

$$R = \frac{L \cdot \cos \varphi'}{\sin \alpha' \cdot \sin (\gamma + \varphi')} \quad (29)$$

$$S = L \cdot \cot (\gamma + \varphi') \quad (30)$$

$$T = \frac{L \cdot \cot \alpha'}{\sin (\gamma + \varphi')} \quad (31)$$

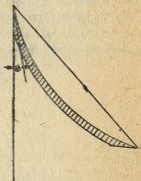
3. წვეის ძალის ანგარიში დისკოხათვის



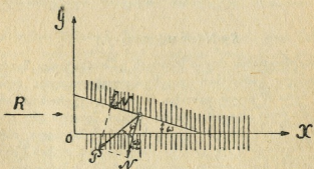
ის წინააღმდეგობა, რომელსაც უწევს მუშაობის პროცესში ნიადაგის დასამუშავებელი იარაღების სფერული სამუშაო ორგანო (სფერული დისკო) გამწვევ ძალას, მისი დაყენების ზოგადი შემთხვევისათვის (ე. ი., როცა ის დაყენებულია დახრილად როგორც წვეის ხაზის მიმართ γ კუთხით, ისე კვლის ფსკერის მიმართაც α კუთხით), შეიძლება დაიყოს ხუთ ძირითად კატეგორიად, ხოლო როცა ის მხოლოდ წვეის ხაზის მიმართ არის დაყენებული დახრილად γ კუთხით, მაშინ კი ოთხ ძირითად კატეგორიად.

1. პირველი კატეგორიის წინააღმდეგობას უნდა მიეკუთვნოს სისტემის მავნე წინააღმდეგობა, რომელიც აკად. ვ. პ. გორიჩკინის გუთნის წვეის ძალის საანგარიშო რაციონალური ფორმულის (7) პირველი წევრის მსგავსად შეიძლება გამოიხატოს გამოთქმით:

$$R_1 = f \cdot G,$$



19a ნახ.



19b ნახ.

სადაც f არის ხახუნის შეჯამებული კოეფიციენტი, ხოლო G —კისისტემის (დისკოს ან დისკოზე მოსული წონა) წონა კილოგრამებით.

2. მეორე კატეგორიის წინააღმდეგობას მიეკუთვნება წვეის საერთო წინააღმდეგობის ის ნაწილი, რომლითაც ეწინააღმდეგება დისკოს ნიადაგის საერთო მასიდან განსაცალკევებელი ბელტი (ბელტის მხოლოდ განცალკევების წინააღმდეგობა ნიადაგის საერთო მასიდან) ანუ ჭრის წინააღმდეგობა.

ჭრის პროცესი წარმოადგენს სამუშაო ორგანოს მიერ (ჩვენს შემთხვევაში—დისკოს) ნიადაგის ნაწილაკებს შორის შეკიდების ძალის დაძლევის მისი მოძრაობის სიბრტყეში და მათი ერთმანეთზე დაშორებას ისეთი მანძილით, რომელიც უზრუნველყოფს ნაწილაკებს შორის კავშირის სრულიად მოსპობას.

დისკოს მჭრელი პირის ელემენტს თუ წარმოვიდგენთ, როგორც მართკუთხიან სამკუთხედს (სოლს) და განვიხილავთ მუშაობის პროცესში მასზე მოქმედ უშუალოდ მოდებულ (აქტიურ) და პასიურ (რეაქტიურ) ძალების წონასწორობას, ჭრის წინააღმდეგობის ძალის სიდიდე შეიძლება შემდეგი გამოთქმით გამოვხატოთ (19b ნახ.):

$$R - P \cdot \sin(\omega + \varphi') = 0$$

$$R = P \cdot \sin(\omega + \varphi')$$

$$P = \frac{N}{\cos \varphi'}$$

$$R = N \cdot \sin \omega + N \cdot \cos \omega \cdot \operatorname{tg} \varphi',$$

მაგრამ, რადგან:

$$f_* = \operatorname{tg} \varphi',$$

ამიტომ;

$$R = N (\sin \omega + \cos \omega \cdot f_*)$$

ჭრის წინააღმდეგობის ძალის სიდიდის გამოსახატავად შეიძლება ამ უკანასკნელი გამოთქმით დავკმაყოფილებულიყავით, რომ შესაძლებელი იყოს N ძალის გაზომვა, მაგრამ ჯერჯერობით არაავითარი მოწყობილობა და არაავითარი ისეთი მეთოდი არ არსებობს, რომლითაც შეიძლებოდეს ნიადაგის დასამუშავებელი იარაღების სამუშაო ორგანოების და კერძოდ მბრუნავი დისკოების მჭრელი პირის წახნაგებზე ნორმალური დაწოლის გაზომვა ვაწარმოოთ.

ჭრის წინააღმდეგობის ძალის გაზომვის საკითხი ლითონების ტექნოლოგიაში უფრო ადრე დაისვა, ვიდრე სას.-სამ. მანქანების მიმართ, მაგრამ მისი საბოლოო გადაწყვეტა დღემდის არც იქ მომხდარა; ამ ძალის გამოსახატავად არსებობს მხოლოდ ზოგიერთი თეორიული მოსაზრება. ამ მხრივ, სხვა გამოკვლევათა შორის, აღსანიშნავია გერ-

მანელი პროფესორის პ. ფრიდრიხის (H. Friedrich) შრომები (5), რომელმაც იმ მოსაზრების საფუძველზე რომ ჭრის დროს შესრულებული მუშაობა ჭრის ზედაპირის პროპორციულია, — ლითონის მკრელებისათვის ჭრის წინააღმდეგობის ძალის გამოსაანგარიშებლად მოგვცა ფორმულა (5):

$$P = w \cdot (a + b),$$

სადაც w არის 1 mm^2 -ზე შესრულებული მოჭრის მუშაობა, a — მიწოდება და b — ბურბუშელას სიგანე ($a + b$ — ბურბუშელას კვეთის ნახევარპერიმეტრი, ანუ ჭრის პერიმეტრი).

ამ ფორმულიდან გამოდის, რომ ჭრის წინააღმდეგობის ძალა ბურბუშელას მოჭრის პერიმეტრის პროპორციულია.

თითქმის ამის მსგავს დასკვნამდის მივიდა. პროფ. გ. ი. პოკროვისკი, როცა თავის კვლევის დროს ჭრის წინააღმდეგობის ძალის სიდიდის საკითხი ბელტის მოჭრის პერიმეტრს დაუკავშირა. ის ჩვეულებრივ (სახნისებრიანი) გუთნებისათვის ჭრის წინააღმდეგობის ძალის საანგარიშოდ იძლევა შემდეგ ფორმულას (13):

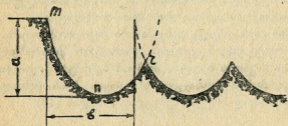
$$P = \frac{b_1 k_1}{\text{tg } \varphi} (B + H),$$

სადაც k_1 არის დროებითი წინააღმდეგობა დაძვრაზე, B — სახნისის მიერ მოჭრილი ბელტის სიგანე (სანტიმეტრებით), H — დისკოსებური საკვეთლის სამუშაო რადიუსი (სანტიმეტრებით); b_1 — მანძილი, რომლითაც უნდა დაშორდეს ერთმანეთს ნიადაგის ნაწილაკები, რომ მათი შეკიდების ძალებმა ურთიერთ შორის შესწყვიტონ მოჭმელება; φ — მოცემული ნიადაგის ნაწილაკების შინაგანი ხახუნის კუთხე.

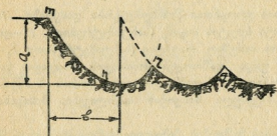
დისკოების მუშაობის შემთხვევაში ნიადაგის ჭრის წინააღმდეგობის ძალის საანგარიშოდ ჩვენ ვიყენებთ პროფ. გ. ი. პოკროვისკის აღნიშნულ ფორმულას, მხოლოდ იმ განსხვავებით რომ ბელტის მოჭრის პერიმეტრის გამოსახატავად $(B + H)$ -ის მაგიერ ვსვამთ ფორმულაში $(B + H) \cdot \eta$ -ს, სადაც η არის შესწორების კოეფიციენტი. ბელტის მოჭრის პერიმეტრის გამოხატულებაში შესწორების კოეფიციენტის შეტანა საჭირო გახდა იმისთვის, რომ ამ შემთხვევაში ჩვენ საქმე გვაქვს არა ჩვეულებრივი გუთნის ტანთან, არამედ დისკოსთან, რომლისთვისაც ბელტის მოჭრის პერიმეტრი $a + b$ კი არ არის, არამედ ელიფსის mnr რკალი (20a და 20b ნახ.), რომელიც სიგრძით უფრო მეტია, ვიდრე $a + b$. ჩვენი მიახლოებითი ანგარიშით (mnr -ის ზუსტი გამოანგარიშება მეტად რთულ მათემატიკურ ოპერაციას მოითხოვს) დისკოს $\cdot \gamma$ და α კუთხეებით დაყენების დროს ბელტის

მოქრის პერიმეტრი $mnr > a+b$ -ზე 4,8%-ით, ე. ი. $\eta = 1,048$ და დისკოს მხოლოდ γ კუთხით დაყენების დროს კი— $mnr > a+b$ -ზე 7,24%-ით, ე. ი. $\eta = 1,0724$. ამრიგად, პროფ. გ. ი. პოკროვის განხილული ფორმულა, ჩვენ მიერ მიღებული აღნიშვნების—ქრის წინააღმდეგობის ძალისა, ბელტის სიგანისა და სიღრმის—ჩასმით, შემდეგ სახეს მიიღებს:

$$R_2 = \frac{b_1 k_1}{\operatorname{tg} \varphi} (a+b) \cdot \eta.$$



ნახ. 20.



20ა. ნახ.

ამ ფორმულაში შემავალი k_1 , b_1 და φ წევრების სიდიდეთა განსაზღვრის მეთოდიკა მოცემულია მ. ნ. იაკოვ ლევას სტატიაში: „О расчете сопротивления почвы при вспашке на основании лабораторных исследований“ (13).

3) მესამე კატეგორიის წინააღმდეგობას ეკუთვნის საერთო წინააღმდეგობის ის ნაწილი, რომელსაც უწევს დისკოს მოქრილი ბელტის დეფორმაციის წინააღმდეგობა.

საერთოდ ნიადაგის დეფორმაცია არის მისი ნაწილაკების ერთიმეორის მიმართ გადანაცვლება, მათი პირველსაწყისი აგებულების (მდგომარეობის) ცვლილება და ზოგჯერ კი დარღვევაც; ასე რომ, ბელტის დეფორმაციის დროს მისი ნაწილაკების გადანაცვლება ხშირად ისეთი ხასიათისაა, რომ ნაწილაკები სრულიად შორდე-

ზიან ერთმანეთს, რის გამო მივიღებთ ბელტის დაწილადებას, მის გაფხვიერებას. სწორედ ის წინააღმდეგობა, რომელსაც დისკოს გაუწევს უკვე მოჭრილი ბელტის ნაწილაკები ამ გადანაცვლების დროს, არის მესამე კატეგორიის ე. წ. დეფორმაციის წინააღმდეგობა.

თუ მივიღებთ, რომ ბელტის დეფორმაციის კუთრი მუშაობა დაახლოებით მუდმივია და ბელტის ამ კუთრ ანუ ერთეული მოცულობის (1 cm^3) მუშაობას k -თი აღვნიშნავთ, ხოლო ბელტის მოცულობას $F \cdot l$ -ით გამოვსახავთ, მაშინ მთელი მოცულობის ბელტის დეფორმაციის მუშაობა ტოლი იქნება:

$$= k \cdot F \cdot l.$$

ამავე დროს მხედველობაში თუ მივიღებთ, რომ იმავე დეფორმაციის მუშაობა ტოლია დეფორმაციის წინააღმდეგობის R_3 ძალისა და წინ გადაადგილების დროს განვლილი მანძილის, l -ის ნაწარმოებისა

$$A = R_3 \cdot l,$$

მაშინ გვექნება:

$$R_3 \cdot l = k \cdot F \cdot l,$$

საიდანაც:

$$R_3 = k \cdot F,$$

სადაც F არის ბელტის განივკვეთის ფართობი¹⁾.

ეს ფორმულა მოგვაგონებს აკად. ვ. პ. გორიაჩინის რაციონალური ფორმულის მეორე წევრს $P_2 = k \cdot a \cdot b$, მხოლოდ იმ განსხვავებით, რომ ეს უკანასკნელი, ბელტის დეფორმაციის წინააღმდეგობის გარდა, შეიცავს ბელტის მოჭრისა და მისი ზევით აწევის წინააღმდეგობებს, რომლებიც ცალკე გვაქვს ჩვენ გამოყოფილი.

ბელტის დეფორმაციის წინააღმდეგობის ძალის სიდიდეზე სხვა მრავალ შინაგან ფაქტორის გარდა გავლენას ახდენს დისკოს სიმრუდის რადიუსიც, მაგრამ დეფორმაციის წინააღმდეგობის ძალის გამოსაანგარიშებელ ფორმულაში სიმრუდის რადიუსის შეტანა შეიძლება მხოლოდ ხანგრძლივი კვლევის შედეგი გახდეს.

4. მეოთხე კატეგორიის წინააღმდეგობას წარმოადგენს საერთო წინააღმდეგობის ის ნაწილი, რომელსაც უწევს დისკოს ბელტის ზევით აწევა.

¹⁾ ამ ფორმულაში შემავალი F -ის—ბელტის განივკვეთის ფართობის—გამოანგარიშება მნიშვნელოვნად განსხვავდება ჩვეულებრივი გუთნების მუშაობის დროს მიღებული ბელტის განივკვეთის ფართობის გაანგარიშებისაგან, მაგრამ უადგილობის გამო მას აქ ვერ ვათავსებთ.

ვინაიდან დისკოს როგორც წვევის ხაზის ისე კვლის ფსკერის მიმართაც დახრილად დაყენების შემთხვევაში საქმე გვაქვს დახრილი სიბრტყის მსგავს მდგომარეობასთან, ამიტომ ბელტის ზევით აწვევის წინააღმდეგობის ძალის გამოსაანგარიშებლად შეიძლება ვისარგებლოთ მექანიკაში კარგად ცნობილი დახრილი სიბრტყის ფორმულით (12):

$$P = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

სადაც Q არის დახრილი სიბრტყის ზედაპირზე მოძრავი სხეულის წონა; α —სიბრტყის დახრის კუთხე თარაზულ სიბრტყესთან და φ —კი მოცემული სხეულის ხახუნის კუთხე დახრილი სიბრტყის ზედაპირთან. მაგრამ ამ სახით ეს ფორმულა მაშინ იქნებოდა ჩვენთვის გამოსადეგი, დისკოს ზედაპირი სიბრტყეს რომ წარმოადგენდეს და თან არ ბრუნავდეს. ამ შემთხვევაში კი სხვა სურათი გვაქვს: დისკოს ზედაპირი წარმოადგენს მრუდ ზედაპირს და ამავე დროს ის ბრუნავს, ასეთ შემთხვევაში კი, როგორც უკვე განვიხილეთ, დისკოს ზედაპირთან ნიადაგის ხახუნის კუთხე ტოლია:

$$\operatorname{tg} \varphi' = f_0 = 0,2674 \frac{f}{\sin \psi}.$$

ამის გარდა დისკოს მრუდ ზედაპირის კვლის ფსკერის მიმართ დახრის α კუთხე მისი ზედაპირის სხვადასხვა წერტილისათვის სხვადასხვაა—ქვედა შრეებში შედარებით მცირეა და ზედა შრეებში კი იზრდება, რაც მიღებული უნდა იქნას მხედველობაში. ამისათვის კი საჭიროა ავიღოთ α კუთხის რამდენიმე შუალედი დისკოს ზედაპირის რამდენიმე სხვადასხვა წერტილისათვის, დახრილი სიბრტყის ფორმულაში φ -ს მაგიერ ჩავსვათ φ' , და მაშინ გვექნება:

$$R'_4 = Q \cdot \sum_{i=1}^n \operatorname{tg}(\alpha_i + \varphi').$$

ეს ფორმულა რომ გამოვიყენოთ R'_4 ძალის გამოსაანგარიშებლად, ამისათვის საჭიროა ვიცოდეთ დისკოს ზედაპირზე მოძრავი ბელტის Q წონა. ბელტის განივკვეთის ფართს ჩვეულებრივ თუ აღვნიშნავთ F -ით, ნიადაგის მოცულობით წონას— μ -თი და წინ გადაადგილების სიჩქარეს V_{φ} -თი, მაშინ მივიღებთ:

$$R'_4 = F \cdot V_{\varphi} \cdot \mu \cdot \sum_{i=1}^n \operatorname{tg}(\alpha_i + \varphi'),$$

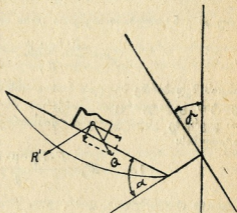
მაგრამ ამ სიდიდის ძალით მხოლოდ მაშინ შეიძლება აიწიოს სხეული დახრილ სიბრტყეზე, თუ ეს მისი ამწევი ძალა დახრილი სიბრ-

ტყის ფუძისთან შემხები წიბოს მართობული და მისი ფუძის პარალელური იქნება; ამ შემთხვევაში კი ძალა, რომელმაც უნდა ასწიოს ბელტი დისკოს ზედაპირზე, დახრილი სიბრტყის წიბოს მართობული კი არ არის, არამედ მასთან ჰქმნის γ კუთხეს (21 ნახ.); ამიტომ წვევის ხაზის მიმართ γ კუთხით დაყენებულ და კვლის ფსკერის მიმართ დახრილად დაყენებულ დისკოს ზედაპირზე ბელტის ასაწევად საჭირო წვევის ძალის სიდიდე ტოლი იქნება;

$$R_4 = \frac{F \cdot V_{\varphi} \cdot \mu \cdot \sum_{i=1}^n \operatorname{tg}(\alpha_i + \varphi')}{\sin \gamma}$$

ამრიგად, გამოდის, რომ ბელტის ზევით ამწვევი ძალის სიდიდე დამოკიდებულია არა მარტო α კუთხეზე, არამედ γ კუთხეზედაც; სახელდობრ, თუ γ კუთხე იზრდება, ის მცირდება და—პირიქით.

განხილული ოთხი კატეგორიის წინააღმდეგობათაგან პირველი სამი საერთოა დისკოს დაყენების ორივე შემთხვევისათვის, ხოლო მეოთხე კატეგორიის წინააღმდეგობა ეკუთვნის მხოლოდ დისკოს დაყენების იმ შემთხვევას, როცა ის წვევის ხაზის გარდა კვლის ფსკერის მიმართაც არის დახრილად დაყენებული. ეს გასაგებიცაა, რადგან დისკოს კვლის ფსკერის მიმართ ვერტიკალურად დაყენების შემთხვევაში უმნიშვნელოა ბელტის ზევით აწევა მის ზედაპირზე.



21 ნახ.

5. მეხუთე კატეგორიის (ან დისკოს მხოლოდ წვევის ხაზის მიმართ γ კუთხით დაყენების შემთხვევაში—მეოთხე კატეგორიის) წინააღმდეგობას წარმოადგენს საერთო წინააღმდეგობის ის ნაწილი, რომელსაც უწევს დისკოს ბელტის გვერდზე გადატყორცნა.

ამ კატეგორიის წინააღმდეგობის ძალის გასაგებად შემდეგნაირად ვმსჯელობთ: თუ დისკოს ზედაპირზე 1 წამში აწეული ბელტის მასას ჩვეულებრივ m -ით აღვნიშნავთ, გვერდზე გადატყორცნი-

ლი ბელტის მიერ შესრულებულ მუშაობას გამოვხატავთ მისი კინეტიკური ენერჯიით:

$$L = \frac{mV^2}{2}$$

და გავიხსენებთ, რომ სიმძლავრე ანუ დროის ერთეულში (1 წამში) შესრულებული მუშაობა:

$$W = P \cdot V = L,$$

შეგვიძლია დაწეროთ:

$$P \cdot V = \frac{mV^2}{2},$$

საიდანაც ბელტის გვერდზე გადატყორცნის წინააღმდეგობის ძალა ტოლია:

$$P = \frac{mV}{2}$$

ახლა თუ ამ განტოლებაში ჩავსვამთ m -ის მნიშვნელობას:

$$m = \frac{F \cdot V_{\text{ფ}} \cdot \mu}{g}$$

და დისკოს ზედაპირზე ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარის ანუ ბელტის გადატყორცნის სიჩქარის მნიშვნელობას, მივიღებთ ბელტის გვერდზე გადატყორცნის წინააღმდეგობის ძალის შემდეგ გამოხატულებას:

$$1. \quad R'_4 = \frac{F \cdot V_{\text{ფ}} \cdot \mu \cdot V_0}{2g},$$

როცა დისკო დაყენებულია დახრილად, მხოლოდ წვევის ხაზის მიმართ γ კუთხით,

$$\text{და} \quad 2. \quad R''_5 = \frac{F \cdot V_{\text{ფ}} \cdot \mu \cdot V_0}{2g},$$

როცა დისკო დაყენებულია დახრილად, როგორც წვევის ხაზის ისე კვალის ფსკერის მიმართაც γ და α კუთხეებით.

ასეთია ბელტის გვერდზე გადატყორცნის წინააღმდეგობის ძალის სიდიდის გამოხატულება, რომლის მიმართულება, ცხადია, ბელტის გადატყორცნის სიჩქარის მიმართულების თანხვედენილია; მაგრამ, ვინაიდან ბელტის გვერდზე გადატყორცნის წინააღმდეგობის ძალა ჩვენ გვაინტერესებს იმისათვის, რომ ის დავეუქავშიროთ წვევის ძალას, ე. ი. გავიგოთ წვევის ძალის თუ რა ნაწილია საჭირო მის

დასაძლევად, ამიტომ აუცილებელია R'_4 და R'_5 გადავიყვანოთ წვევის ძალის მიმართულების სიბრტყეში მის საწინააღმდეგო მხარეზე. ამისათვის ვისარგებლოთ V_5 -სა და V'_5 -ის მიერ შექმნილი კუთხეებით როგორც წვევის ხაზის, ისე თარაზული სიბრტყის მიმართ და ჯერ თარაზულ და შემდეგ წვევის ძალის სწვრივ სიბრტყეში გადავიყვანოთ R'_4 და R'_5 , რის შედეგად მივიღებთ:

$$R_4 = \frac{F \cdot V_{\varphi} \cdot \mu \cdot V_5 \cdot \cos \beta \cdot \cos (\gamma + \delta)}{2g}$$

და

$$R_5 = \frac{F \cdot V_{\varphi} \cdot \mu \cdot V'_5 \cdot \cos C \cdot \cos (\gamma + \delta' \cdot \cos \beta')}{2g}$$

R_4 და R_5 ძალები წარმოადგენენ ბელტის გვერდზე გადატვირთვის წინააღმდეგობის ძალის იმ ნაწილებს (დისკოს γ , γ და α კუთხეებით დაყენების შემთხვევაში), რომლებიც უშუალოდ მიიღება გამწვევი ძალის მიერ და, მაშასადამე, უნდა შევიღეს წვევის ძალის ანგარიშში.

ამრიგად, დისკოს წვევის ძალის გამოსაანგარიშებლად, როცა ის დაყენებულია დახრილად მხოლოდ წვევის ხაზის მიმართ γ კუთხით, მივიღეთ ფორმულა:

$$R = f \cdot G + \frac{b_1 \cdot k_1}{\operatorname{tg} \varphi} (a+b) \cdot \eta + k \cdot F + \frac{F \cdot V_{\varphi} \cdot \mu \cdot V_5 \cdot \cos \beta \cdot \cos (\gamma + \delta)}{2g} \quad (33)$$

ხოლო, როცა დისკო დახრილია როგორც წვევის ხაზის, ისე კვლის ფსკერის მიმართაც γ და α კუთხეებით, მაშინ კი:

$$R' = f \cdot G + \frac{b_1 \cdot k_1}{\operatorname{tg} \varphi} (a+b) \cdot \eta + k \cdot F + \frac{F \cdot V_{\varphi} \cdot \mu \cdot \sum_{i=1}^n \operatorname{tg} (\alpha_i + \varphi')}{\sin \gamma} + \frac{F \cdot V_{\varphi} \cdot \mu \cdot V'_5 \cdot \cos C \cdot \cos (\gamma + \delta' \cdot \cos \beta')}{2g} \quad (34)$$

დასკვნები

ზევით განვითარებული მოსაზრებანი საშუალებას გვაძლევს გავაკეთოთ შემდეგი ძირითადი დასკვნები:

1. დისკოს კონსტრუქციული რადიუსი მეტია მისი ბრუნვის მყისა რადიუსზე ($R_1 > R_2$) ე. ი. მისი ბრუნვის მყისა ცენტრი ძვეს

მისი წრეწირის შიგნით. ჩვენი ცდების შემთხვევაში $R_B < R_C$ -ზე 5,1-დან 5,7%-მდე. რასაკვირველია, R_B კონკრეტული მნიშვნელობის სიდიდე შეიცვლება დისკოს დაღრმავების სიდიდისა და ნიადაგის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების შეცვლასთან ერთად. შემდეგში საჭიროა R_B -ის სიდიდე დადგენილი იქნეს სხვადასხვა ნიადაგისათვის სხვადასხვა პირობაში და დისკოს სხვადასხვა დაღრმავებაზე.

2. დისკოს გარშემოწერილობის (მჭრელი პირის) ბრუნვის სიჩქარე ($V_{გბ}$) მეტია $V_{ფ} = V_{ფ} \cdot \cos \gamma$ -ზე, ხოლო ნაკლებია წინსვლის სიჩქარეზე ($V_{ფ}$). ჩვენი ცდების შედეგების მიხედვით $V_{გბ}$ მეტია $V_{ფ} = V_{ფ} \cdot \cos \gamma$ -ზე 4,8—6,2%-ით, ხოლო ნაკლებია $V_{ფ}$ -ზე 8,8—9,2%-ით.

3. დისკოს ზედაპირზე აწეული ბელტის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარე და მისი გატყორცვის კუთხე დისკოს ზედაპირიდან დამოკიდებულია:

ა) დისკოს წვევის ხაზის მიმართ γ კუთხით დაყენების შემთხვევაში: ა) დისკოს წინსვლის $V_{ფ}$ სიჩქარეზე; ბ) ბელტის სიმძიმის ცენტრის შესატყვისი დისკოს ზედაპირის რომელიმე წერტილის ბრუნვის $V_{გბ}$ სიჩქარეზე; გ) წვევის ხაზის მიმართ დისკოს დაყენების γ კუთხეზე და დ) დისკოს R რადიუსზე.

ბ) დისკოს წვევის ხაზის მიმართ γ კუთხით და კვლის ფსკერის მიმართ α კუთხით დაყენების შემთხვევაში: ა პუნქტში ჩამოთვლილ ფაქტორებზე და, მათ გარდა, α კუთხეზედაც.

4. დისკოთი ჰრა ძირითადად სრიალით წარმოებს და სრიალით ჰრის ხარისხი, დისკოს მუშაობის დროს, დამოკიდებულია: ა) დისკოს R რადიუსზე; ბ) დისკოს მიერ გადასაქრელ სხეულებთან ხახუნის φ კუთხეზე; გ) დისკოს წვევის ხაზის მიმართ დაყენების γ კუთხეზე; დ) დისკოს წრეწირის (მჭრელი პირის) ($V_{გბ}$) ბრუნვის სიჩქარესა და მისი ($V_{ფ}$) წინსვლის სიჩქარის შეფარდების სიდიდეზე და ე) α კუთხეზედაც, დისკოს კვლის ფსკერის მიმართაც დახრილად დაყენების შემთხვევაში. აქედან მოწესრიგებისათვის ჩვენს ხელთ არის γ , R და α , რის გამოც დისკოებიანი იარაღებით სრიალით ჰრის რაც შეიძლება მაღალი ხარისხის მისაღებად სხვა—კონსტრუქციულ და ბუნებრივ—ფაქტორებთან განპირობებით, განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს მათ შერჩევას.

5. დისკოზე მოქმედი ნიადაგის წინააღმდეგობის ძალა იშლება სამ მდგენელად: ა) L , რომელიც ეწინააღმდეგება დისკოს წინ გადაადგილებას და, მაშასადამე, უშუალოდ მიიღება გამწვევი ძალის მიერ; ბ) S , რომელიც მიმართულია კვლის კედლისაკენ და ცდილობს

გვერდზე გადაადგილოს დისკო და გ) T , რომელიც მიმართულია ქვე-
ვით და ხელს უწყობს დისკოს დაღრმავებას. ამ მდგენელებში დინამი-
კური მომენტის საშუალებით გაიზომება მხოლოდ L , რის შემდეგაც
შეგვიძლია განვსაზღვროთ R , S და T შემდეგი ფორმულებით:

$$R = \frac{L \cdot \cos \varphi'}{\sin \alpha' \cdot \sin (\gamma + \varphi')},$$

$$S = L \cdot \cot (\gamma + \varphi'),$$

$$T = \frac{L \cdot \cot \alpha'}{\sin (\gamma + \varphi')}.$$

6. დისკოსათვის საჭირო გამწვევი ძალის სიდიდე მისი წვევის
ხაზის მიმართ γ კუთხით დაყენების შემთხვევაში, უნდა ვიანგარი-
შოთ ოთხწევრიანი ფორმულით (33 ფორმულა), რომლის მიხე-
დვითაც ის დამოკიდებულია: ა) ხახუნის შეჯამებულ f კოეფი-
ციენტზე; ბ) დისკოზე მოსულ G წონაზე; გ) ნიადაგის დაძვრის
ღრმობით k_1 წინააღმდეგობაზე; დ) ნიადაგის ნაწილაკების შინა-
გან ხახუნის φ კუთხეზე; ე) იმ მანძილის სიდიდეზე, რომელზედაც
წყდება ნიადაგის ნაწილაკებს შორის ჩაქიდების კავშირი— b_1 ; 3) ნია-
დაგის დეფორმაციის k კოეფიციენტზე; ხ) დისკოს ნიადაგთან ხა-
ხუნის φ' კუთხეზე; თ) დისკოს $V_{\text{წ}}$ წინსვლის სიჩქარეზე; ი) ნიადა-
გის μ მოცულობით წონაზე; კ) დისკოს ზედაპირზე ბელტის მოძრაო-
ბის V_s აბსოლუტურ სიჩქარეზე; ლ) დისკოს წვევის ხაზის მიმართ
დაყენების γ კუთხეზე; მ) დისკოს R რადიუსზე და ნ) ბელტის F
განიევვითი ფართზე.

7. დისკოს წვევის ხაზის მიმართ γ კუთხით და კვლის ფსკერის
მიმართ α კუთხით დაყენების შემთხვევაში მისთვის საჭირო გამწვევი
ძალის სიდიდე უნდა ვიანგარიშოთ ხუთწევრიანი ფორმულით (34
ფორმულა), რომლის მიხედვით დასკვნის მე-6 მუხლში ჩამოთვლილ სი-
დიდეთა გარდა, ის დამოკიდებულია აგრეთვე α კუთხეზედაც.

8. ნიადაგის დეფორმაციის კოეფიციენტის (k) წმინდა სახით
გამოყოფა მოგვცემს საშუალებას შევისწავლოთ მისი დეფორმაციის
წინააღმდეგობის ცვალებადობის კანონზომიერება სხვადასხვა ტიპის
ნიადაგისათვის, სხვადასხვა პირობაში და სხვადასხვა სიმრუდის ზე-
დაპირის მქონე დისკოებისათვის.

ბავოქცნებული ლიტერატურა

1. Проф. Л. П. Крамаренко.—Сельскохозяйственные машины; теория, конструкция и расчет I ტ. I—1937 წ.
2. А. Н. Бик и А. Иверенов—А. С. Чебатарева.—Курс высшей геодезии часть вторая, 1930 წ.
3. Инж. Г. Н; Синеоков.—Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих орудий,—ტურბ. Сельскохозяйственная машина № 2—3,—1939 წ.
4. Инж. Г. Н. Синеоков.—Рабочие органы культиваторов—теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин, том IV—теория под редакцией акад. В. П. Горячкина, 1936 წ.
5. Проф. С. Ф. Глебов.—Теория наиболее выгоднейшего резания металлов, книга первая, законы резания,—1939 წ.
6. Акад. В. П. Горячкин.—Теория соломорезки и силосорезки—теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин, том IV—теория; под редакцией акад. В. П. Горячкина—1936 წ.
7. Акад. В. П. Горячкин.—Собрание сочинений, III ტ. 1937 წ.
8. Проф. В. П. Горячкин.—Уривок 3 теорії різання про пожниці—ტურბ. „Сільсько-господарська машина“ № 1—2,—1930 წ.
9. Проф. В. А. Желиговский.—Элементы теории с.-х. машин и орудий—Справочник инженера-механика соц. сел. хоз-ва I ნაწ., მეხანე კარი, პირველი თავი—1938 წ.
10. Проф. В. С. Жегалов.—Конструирование и расчет сельскохозяйственных машин,—1936 წ.
11. Проф. Л. Б. Левенсон.—Кинематика механизмов,—1934 წ.
12. Проф. Л. Б. Левенсон.—Статика и динамика машин,—1934 წ.
13. М. Н. Яковлева.—О расчете сопротивления почвы при вспашке на основании лабораторных исследований,—ტურბ. „Почвоведение“ № 6,—1936 წ.
14. N. Nerli.—Sul problema dinamico dell-aratro a disco—Pisa, Dalla Tipografia Editrice Mariotti Pacini; Via Della Faggiola 9 1930.
15. By. A. W. Seyde.—Implement of Disk Tools, ტურბ. Agricultural Engineering, ივნისი, 1939 წ.
16. By. A. W. Seyde.—Measurement of Forces on Soil Tillage Tools,—ტურბ. Agricultural Engineering № 1, 1936.
17. Справочное руководство по машиностроению; под общей редакцией проф. д-ра В. М. Мазель, ტომი, математика, 1937 წ.



ՀՅՆ ՊՆԱԿ
ՑԵՆԱ 18 ՐԱԿ.

1070 Ի
ՀԱՅԿԱՍՏԱՆԻ
ՏՈՒՐԿՈՒԹՅԱՆ

Կ.Պ 41/20