

501  
581



ქართული  
სოფლისმეცნიერებათა  
აკადემია

სსრ კავშირის სოფლის მეურნეობის სამინისტრო  
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР

სრომის წითელი დროშის ორდენისა და  
საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის  
Грузинский ордена Трудового Красного Знамени  
сельскохозяйственный институт

სამეცნიერო შრომები, ტ. 121 Т., НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

სასოფლო-სამეურნეო პროცესების  
მექანიზაცია და ელექტრიფიკაცია  
საქართველოს სსრ მთის პირობებში

МЕХАНИЗАЦИЯ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ С/Х ПРОЦЕССОВ  
В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ГРУЗИНСКОЙ ССР

სსრ კავშირის სოფლის მეურნეობის სამინისტრო  
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР



შრომის წითელი დროშის ორდენისა  
საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტი  
Грузинский ордена Трудового Красного Знамени  
сельскохозяйственный институт

თბილისის  
საბჭოთაო  
საგარეო  
კავშირების  
სამსახური

სამეცნიერო შრომები, ტ. 121 Т., НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

სასოფლო-სამეურნეო პროცესების  
მექანიზაცია და ელექტრიფიკაცია  
საქართველოს სსრ მთის პირობებში

МЕХАНИЗАЦИЯ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ С/Х ПРОЦЕССОВ  
В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ГРУЗИНСКОЙ ССР



ქართული  
ბუნებისმეტყველების  
საზოგადოებრივი მეცნიერებათა ინსტიტუტი

მასალები განხილულია მექანიზაციისა და ელექტრონიკის ფაკულტეტის სამეცნიერო საბჭოს სხდომაზე და მოწონებულია ინსტიტუტის სამეცნიერო საბჭოს მიერ

Материалы рассмотрены на заседании Ученого совета факультета механизации и электрификации и одобрены Ученым советом института.

მთავარი რედაქტორი აკად. ვ. მეტრეველი

სარედაქციო კოლეგია: ჯ. ბობოხიძე (პ/მგ მდივანი), დოც. გ. გეგელიძე, პროფ. ა. კეჩუაშვილი (მთ. რედ. მოადგილე), აკად. ვ. მახალდიანი, დოც. პ. მიქელაძე, დოც. ა. ტყეშელაშვილი, დოც. გ. შალამბერიძე, პროფ. გ. შხვაцаბაია, დოც. შ. ჭელიძე.

Главный редактор акад. ВАСХНИЛ В. И. Метрели.

Редакционная коллегия: Дж. П. Бобохидзе (отв. секретарь), доц. Г. И. Гегелидзе, проф. А. Г. Кечхуашвили (зам. гл. редактора), акад. В. В. Махалдиани, доц. П. В. Микеладзе, доц. А. Л. Тикишвили, доц. Г. А. Шаламберидзе, проф. Г. Я. Шхвацабая, доц. Ш. В. Челидзе.

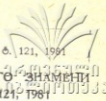


ქართული  
ბიზლიმთეკა

17037

სასოფლო-სამეურნეო კოტეჯების მექანიზაცია  
МЕХАНИЗАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО  
ПРОИЗВОДСТВА

ბ. ს.



УДК 631 . 372

ა. მიქელაძე

**ბრაქტორის წავის მარტი ქვედახის კოეფიციენტის გამოკვლევა  
შარლოვაჯა**

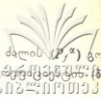
ცნობილია, რომ მთაგორიან პირობებში ტრაქტორების მუშაობა ხასიათდება რიგი სპეციფიკური თავისებურებებით, რომლებიც ჯერ კიდევ არასაკმარისადაა შესწავლილი. უნდა აღინიშნოს, რომ ეს თავისებურებები აწნელებს ტრაქტორების არსებული მარკების რაციონალურ და ეფექტურ გამოყენებას სამთო პირობებში.

ფერდობებზე მუშაობის დროს სატრაქტორო აგრეგატის დინამიკური და ეკონომიკური მაჩვენებლები დამოკიდებულია ფერდობის დაქანების კუთხის სიდიდეზე. ასე, მაგალითად, დახრის კუთხის მომატებით საგრძნობლად ეცემა აგრეგატის მწარმოებლობა და ეკონომიკურობა, უარესდება შესასრულებელი სამუშაოს ტექნოლოგიური პროცესი, ასევე უარესდება აგრეგატის დინამიკური მაჩვენებლები, იზრდება აგრეგატის მექანიზმების ცვეთა, ძნელდება მომსახურე პერსონალის მუშაობის პირობები და სხვა.

აღსანიშნავია, რომ სხვადასხვა დროს მრავალი მკვლევარის მიერ საკმარისად დიდი კვლევა ჩატარებული მთაგორიან პირობებში სატრაქტორო აგრეგატების მუშაობის შესწავლის მიზნით. მიუხედავად ამისა, ჯერ კიდევ ბევრი საკითხია შესასწავლი და დასაზუსტებელი (განსაკუთრებით ახალი მარკის ტრაქტორებისათვის), რაც ხელს შეუწყობს სამთო პირობებში მუშაობის დროს, ტრაქტორების დინამიკური და ეკონომიკური მაჩვენებლების გაუმჯობესების საქმეს.

წინამდებარე ნაშრომში განხილულია, ფერდობის განივი მიმართულებით მუშაობის დროს სატრაქტორო აგრეგატის წევის მქკ-ის ექსპერიმენტული გამოკვლევის საკითხები.

ამ მიზნით, ჩვენ მიერ, შესწავლილია და განსაზღვრულია ფერდობის დახრის კუთხის ცვალებადობის მიხედვით ტრაქტორის წევის ძალის



$(P_{აკ}^x)$ , წევის სიმძლავრის  $(N_k^x)$ , გორვის წინაღობის ძალის  $(P_f^x)$  გორვის წინაღობის კოეფიციენტის  $(f^x)$  და ბუქსაობის კოეფიციენტის  $(\delta^x)$  სიდიდეები.

მიღებული სიდიდეების მიხედვით განსაზღვრული იქნა ტრაქტორის გორვის წინაღობის დანაკარგის გათვალისწინებული მ.ჭ.კ.

$$\eta_f^x = \frac{P_{აკ}^x}{P_{აკ}^x + P_f^x};$$

ბუქსაობის დანაკარგის გათვალისწინებული მ.ჭ.კ.

$$\eta_{\delta}^x = 1 - \delta^x;$$

ტრაქტორის ტრანსმისიის მექანიკური მ.ჭ.კ.

$$\eta_m = \frac{N_k}{N_e}.$$

$\eta_m$  გაანგარიშებული იყო ვაკეზე ტრაქტორის მუშაობის დროს და მივიღეთ, რომ ფერდობის დახრის კუთხის ცვალებადობისას  $\eta_m$  არ იცვლება.

აღნიშნული სიდიდეების გაანგარიშების შემდეგ განვსაზღვრეთ ტრაქტორის წევის მ.ჭ.კ. ფერდობის სხვადასხვა დახრის კუთხეზე ფორმულით:

$$\eta_T^x = \eta_m \cdot \eta_f^x \cdot \eta_{\delta}^x.$$

ზემოჩამოთვლილი პარამეტრების გაზომვისა და გაანგარიშების მიზნით ჩატარებული იქნა ტენზოტრაქტორი ДТ-75-ის წევით გამოცდა ფერდობის დახრის სხვადასხვა კუთხეზე, ტრაქტორი დააგრეგატებული იყო ПН-4-35 საკიდი გუთნით.

აგრეგატის საველე გამოცდა პირველად ჩატარდა ვაკის პირობებში, შემდეგ გამოცდა ჩატარეთ 2,5; 5,6; 5; 10; 12,5 და 15°-ის დაქანების ფერდობებზე.

გამოცდის დროს მოძრავი ტენზომეტრული ლაბორატორიის საშუალებით იზომებოდა შემდეგი პარამეტრები: ტრაქტორის წამყვანი ვარსკვლავების (მარჯვენა და მარცხენა) ბრუნთა რიცხვი; კარდანის ლილვის ბრუნთა რიცხვი წამყვან ვარსკვლავებსა და კარდანის ლილვზე მოსული მამბრუნნი მომენტი და ნახევარცდისათვის საჭირო დრო. ტენზომეტრულ გაზომვებს ვაუზრობდით ტრაქტორის უქმი და სამუშაო სვლის დროს.

ცდების შედეგად მიღებული მონაცემების მიხედვით შემდეგი მაჩვენებლები: ტრაქტორის ხმები წვეის ძალა

$$P_k^z = \frac{M_{k\text{მარ.}} + M_{k\text{მარჯ.}}}{r_k}$$

მორგვის წინალობის  $P_f^a$  ძალას, რომელიც ტოლია  $P_k^z$ -სი ტრაქტორის უქმი სვლის დროს, ე. ი.

$$P_{k\text{უქ}}^z = P_k^z;$$

კაკვზე მოსული წვეის ძალაა

$$P_{კაკ}^z = P_k^z - P_f^z;$$

ტრაქტორის მოძრაობის ნამდვილი სიჩქარე

$$V_z = \frac{S}{t} \quad 3,6 \quad \text{კმ/სთ};$$

ძრავის სიმძლავრე

$$N_e = \frac{M_{კაკ} \cdot n}{716,2};$$

ტრაქტორის წვეის სიმძლავრე

$$N_k^z = \frac{P_k^z \cdot V_a}{270}.$$

ჩატარებული გაანგარიშების შედეგად მიღებულია, რომ ფერდობის დახრის კუთხის მატებასთან ერთად იზრდება გროვის წინალობის კოეფიციენტი  $f_x$  ასე, მაგალითად:

ფერდობის დახრის კუთხის 0-დან 15°-მდე ცვალებადობის დროს გროვის წინალობის კოეფიციენტი მატულობს 0,06-დან 0,17-მდე. ეს კი იწვევს ტრაქტორის გროვის წინააღმდეგობის ძალის გადიდებას, ამის შედეგად მცირდება ტრაქტორის კაკვზე მოსული წვეის ძალა. დადგენილია, რომ  $\alpha = 15^\circ$  ფერდობზე ტრაქტორის კაკვზე მოსული წვეის ძალა მცირდება 9,5%-ით.

ჩატარებული ექსპერიმენტების შედეგად მიღებული მასალებიდან გამომდინარე, რომ ფერდობის დახრის კუთხის მომატებით ტრაქტორის ბუქსაობის  $\beta_x$  კოეფიციენტი მატულობს. ასე, მაგალითად:  $= 0-15^\circ$  დახ-

რის ფერდობზე ტრაქტორის უქმი სვლით მუშაობის დროს ბუქსაობის კოეფიციენტი მატულობს 0-დან 6,8%-მდე, ხოლო სრული დატვირთვით მუშაობისას 8,5-დან 16,4%-მდე იზრდება.

ამრიგად, ფერდობის განივი მიმართულებით მუშაობისას საგრძნობლად კლებულობს ტრაქტორის წვეის მაჩვენებლები, რაც უარყოფითად მოქმედებს სატრაქტორო აგრეგატის მწარმოებლობასა და ეკონომიკურობაზე. აღნიშნული მოვლენა შესაძლებელია ახსნილი იქნეს შემდეგი გარემოებით:

ფერდობის განივი მიმართულებით მოძრაობის დროს ტრაქტორი იწყებს მობრუნებას დაღმართისაკენ, რომელიც გამოწვეულია მუხლუხების ნამდვილი სიჩქარეთა უტოლობით, მათი არაერთგვარი ბუქსაობის გამო.

ტრაქტორის ასეთი ჩვენგან დამოუკიდებელი მობრუნება (მართვალობის გაუარესება) მეტად საგულისხმო მოვლენაა, რადგან სასოფლო-სამეურნეო ოპერაციების შესრულებისას საჭიროა სწორი კვლების გატარება, რისთვისაც ხშირად დაგვირდება ტრაქტორის მოძრაობის მიმართულების გასწორება, მისი ხშირი შემობრუნება (საქის მექანიზმით) აღმართისაკენ. ტრაქტორის ასეთი ბრუნვა ჩვენგან დამოუკიდებელი (დაღმართისაკენ) და ჩვენით გამოწვეული (აღმართისაკენ), მიზეზების გამო, იწვევს მუხლუხების ნიადაგთან მუშაობის გაზრდას, ენერჯის ხარჯვას გვერდითი ქუროების ბუქსაობაზე და ტრაქტორის სიჩქარის შემცირებას. ამასთანავე ტრაქტორის მოძრაობის მიმართულების გასწორებისათვის საჭირო ხდება მუხლუხების ხშირი დამუხრუჭება, რაც იწვევს ტრაქტორის ბუქსაობის კოეფიციენტის გადიდებას.

აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ ვაკეზე ტრაქტორის გროვის წინააღმდეგობას ნიადაგის მხრივ იწვევს ნიადაგის ნორმალური დეფორმაცია. ფერდობის განივი მიმართულებით მოძრაობისას, ტრაქტორის მართვალობის გაუარესების გამო, გროვის წინააღმდეგობას ქმნის აგრეთვე ტრაქტორის ბრუნვისას მუხლუხების ნიადაგთან ხახუნი და მუხლუხების გვერდითი წიბოებით ნიადაგის მოჭრა და თელვა, ყოველივე ეს იწვევს ტრაქტორის გროვის წინააღმდეგობის ძალისა და სათანადოდ გროვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის ზრდას.

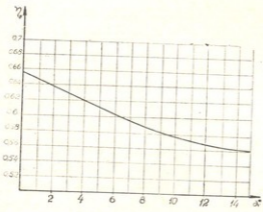
ზემოჩამოთვლილი ტრაქტორის წვეითი მაჩვენებლების განსაზღვრის შემდეგ საბოლოოდ გავიანგარიშეთ ტრაქტორის წვეის მ.ჭ.კ. ფერდობის დახრის სხვადასხვა კუთხისათვის. გაანგარიშების შედეგად მიღებული სიდიდეების მნიშვნელობები შეტანილია 1-ელ ცხრილში.

წვეის მ.ჭ.კ. სიდიდეები განსაზღვრული იყო, როდესაც ტრაქტორი მოძრაობდა ფერდობზე მარცხენა დახრით ბელტის ზევით გადაბრუნებით. ცხრილში მოცემული სიდიდეების მიხედვით ავაგეთ ტრაქტორის წე-





№	ფერდობის დახრის კუთხე	$P_k^x$ კმძ.	$P_f^x$ კმძ.	$V^x$ კმ/სთ.	$N_c$ ც.ძ.	$N_k^x$ ც.ძ.	$\gamma_m$	$\gamma_{k1}$	$\gamma_{k2}$
1	0°	2490	575	5,8	63	53,5	0,85	0,77	0,65
2	2,5°	2710	675	5,65	66	56,1	0,85	0,75	0,63
3	5°	2960	837	5,32	68,4	58,4	0,85	0,72	0,61
4	7,5°	3170	980	5,15	71,2	60,5	0,85	0,69	0,59
5	10°	3290	1028	5,1	73,2	62,2	0,85	0,68	0,58
6	12,5	3370	1129	5,05	74,5	63,0	0,85	0,66	0,566
7	15°	3460	1178	4,9	74,5	63,4	0,85	0,66	0,56



ნახ. 1.

ეს მ.ქ.კ.-ის მრუდი ფერდობის დახრის კუთხესთან დამოკიდებულებით. როგორც დიაგრამიდან ჩანს, ფერდობის დახრის კუთხის ზრდასთან ერთად ტრაქტორის მ.ქ.კ. მცირდება, რაც უარყოფით გავლენას ახდენს ტრაქტორის დინამიკურ და ეკონომიკურ მაჩვენებლებზე.

**ლიტერატურა — Литература**

1. რ. დ ვ ა ლ ი. ტრაქტორის თეორია, 1970.
2. პ. მ ი ქ ე ლ ა ძ ე. ტრაქტორის წევის ძირითადი მაჩვენებლების გამოკვლევა ფერდობებზე, 1970.
3. სატრაქტორო აგრეგატების ექსპერიმენტული გამოკვლევა, 1974.

УДК 631.3:621.81

А. Г. КЕЧУАШВИЛИ

### ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО МЕТОДА КОНТРОЛЯ ДЛЯ СЛОЖНЫХ ПАР В РЕМОНТНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ


Постановлением Совета Министров СССР от 01.02.1979 года ~~назначено~~ намечается необходимость разработки и внедрения в производство индустриальных методов и технологических процессов централизованного восстановления изношенных деталей машин и соответствующего оборудования.

На ремонт машин и оборудования ежегодно расходуется в нашей стране 15 миллиардов рублей. Из-за неисправности ежегодно простаивает от 10 до 40% машин, на чем теряется около 4 миллиардов рублей.

Экономическая эффективность и качество ремонта тракторов и сельскохозяйственных машин в значительной степени зависят от точности выбраковки и сортировки сопряжений и деталей. Рациональная организация дефектовки узлов, сопряжений и деталей определяет стоимость капитального ремонта.

Контроль над элементами сложных пар конических, резьбовых и зубчатых сопряжений можно выполнить как комплексными, так и дифференциальными методами.

При дифференциальном контроле по отдельности проверяется погрешность всех элементов деталей, следовательно, усложняется контроль и снижается **производительность**. Если в диаметральном сопряжении точность сопряжения определяется только диаметральными отклонениями, то в сложных парах точность сопряжения, их надежность и долговечность определяется отклонениями нескольких элементов, так например: в гладких конических сопряжениях точность, надежность и долговечность определяются отклонениями четырех диаметров, двух углов наклона образующих и отклонением



базорасстояния, в резьбовых сопряжениях, отклонением шага резьбы, отклонением половины угла профиля и собственно среднего диаметра; в зубчатых сопряжениях число элементов, отклонений профилей определяют точность и работоспособность, сопряжения гораздо больше. При выбраковке указанных сложных сопряжений, дифференциальный контроль точности всех перечисленных элементов осложняет процесс выбраковки и порой делает его невозможным.

При комплексном методе контроля устанавливается зависимость между отклонениями отдельных элементов и погрешности установленного одного элемента сопряжения или детали судят о погрешностях зависящих от него элементов, что упрощает и ускоряет выбраковку деталей, тем самым понижая стоимость капитального ремонта.

Комплексный метод контроля характеризуется высокой производительностью, легко осуществляется его автоматизация и механизация, что можно широко использовать в условиях специализированного и централизованного ремонтного производства. Основным достоинством комплексного метода контроля является его сходство с эксплуатационными условиями. Полученные дифференциальным методом контроля погрешности отдельных элементов резьбы или зубчатого колеса нельзя принять для точностной характеристики эксплуатационных качеств целого сопряжения, так как эти погрешности в одних случаях усиливают друг друга, а в других случаях уменьшают друг друга. Поэтому комплексный метод контроля снижает возможность неправильной выбраковки деталей.

Дифференциальный метод контроля необходим для определения предельных износов или ремонтных размеров, он применяется также с целью проверки отдельных параметров, определяющих степени точности.

При выбраковке деталей комплексным методом, необходимо учитывать остаточный ресурс, поэтому полученные отклонения не должны превышать  $1/3$  —  $1/6$  части величины допуска на изготовление.

### 1. Контроль гладких конических сопряжений комплексным методом

Точность конического сопряжения зависит от диаметральных  $\Delta d_A, \Delta d_B, \Delta d_a$  и  $\Delta d_b$  и угловых отклонений  $\Delta \alpha_A$  и  $\Delta \alpha_B$  внутренних и наружных конусов. Причем, если угол наружного конуса  $\alpha_B$  больше угла внутреннего конуса  $\alpha_A$ , соприкосновение конических поверхностей произойдет в сторону больших диаметров и наоборот,

если  $\alpha_B > \alpha_A$ , соприкосновение произойдет в сторону малых диаметров.

Изменение диаметральных и угловых отклонений вызывает изменение отклонения базорасстояния  $\Delta C$ , однако величина  $\Delta C$  зависит от характера влияния  $\Delta DA$ ,  $\Delta DB$  или  $\Delta \alpha_A$ ,  $\Delta \alpha_B$ . Рассмотрим три

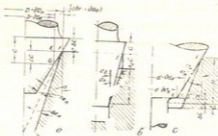


Рис. 1

разных случая: I. Рис. 1а  $\alpha_B > \alpha_A$  т.е. соприкосновение происходит в сторону больших диаметров, и в результате износа диаметрально-ное отклонение наружного конуса отрицательное ( $-\Delta DB$ ), а внутренне-ного конуса положительное ( $+\Delta DA$ ) или  $\Delta DA_B = D + \Delta DA$ ,  $\Delta DB_A = D - \Delta DB$  аналогично  $\alpha_{A_н} = \alpha - \Delta \alpha$ , и  $\alpha_{B_в} = \alpha + \Delta \alpha$ . Из рис. 1а

нетрудно доказать, что  $\Delta C = \frac{\Delta DA + \Delta DB}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \Delta \alpha)}$  но если допустить, что

$\alpha_A = \alpha_B$ , или  $\Delta \alpha = 0$  получим  $\Delta C = \frac{\Delta DA + \Delta DB}{2 \operatorname{tg} \alpha}$ , тогда  $\Delta_1 C - \Delta C =$

$$= \frac{\Delta DA + \Delta DB}{2} \left[ \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} - \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \Delta \alpha)} \right] \text{ то есть если } \alpha_B > \alpha_A \text{ при износе}$$

конических поверхностей на изменение базорасстояния влияют только диаметральные отклонения, поэтому при измерении базорасстояния можно судить и о диаметральных отклонениях, то есть комплексный метод упрощает контроль в среднем в три раза.

Рассмотрим второй случай, когда диаметральные отклонения равны нулю или  $DA = DB = D$  и  $\Delta DA = \Delta DB = 0$  и в результате смятия, если  $\alpha_B < \alpha_A$ , тогда соприкосновение конусов произойдет в сторону малых диаметров, из рис. 1 б можно написать

$$EG = \Delta_2 C = \frac{H \sin(\alpha_A - \alpha_B)}{\cos \alpha_A \cdot \sin \alpha_B}$$

Применяя некоторые допущения, получим, что отклонение базорасстояния равно  $\Delta_2 C = 0,0006H' (\alpha_A - \alpha_B) \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha}$ , т. е. при комплексном контроле базорасстояния одновременно контролируются отклонения.

Для комплексного контроля угловых и диаметральных отклонений рассматриваем III случай (Рис. 1с), когда большие диаметры конические  $D_A = D_B = D$ ,  $\Delta D_A = \Delta D_B = 0$ , а  $\Delta d_A > \Delta d_B$  и  $\alpha_A > \alpha_B$  т. е. соприсосновение происходит в сторону больших диаметров, а отклонение базорасстояния измеряем в сторону малых диаметров,

$$\Delta_2 C = (\Delta d_B + \Delta d_A) + 0,0006H (\alpha_B - \alpha_A) \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha}$$

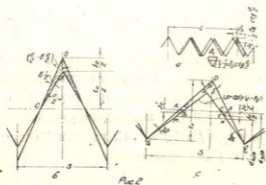
т. е. измерением базорасстояния комплексно определяем диаметральные и угловые отклонения, в этом случае производительность контроля увеличивается в среднем в пять раз.

Вышеприведенные примеры доказывают, что комплексный контроль базорасстояния дает возможность судить о годности конического сопряжения по всем основным параметрам.

Зависимости предельных отклонений основных точностных величин от величины отклонения базорасстояния будут даны в таблицах.

## 2. Выбраковка и сортировка резьбовых сопряжений комплексным методом

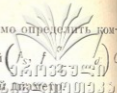
Точность резьбовых сопряжений определяют отклонениями трех основных элементов: отклонением шага —  $\delta_s$ , отклонением



половины угла профиля —  $\frac{\alpha}{2}$  и отклонением собственно среднего

диаметра  $f_d$ .

Для завинчивания болта с гайкой необходимо определить компенсационные величины указанных отклонений (рис. 2) с помощью которых поправляют собственно средний диаметр  $f_s$ .



Диаметральная компенсация погрешности шага определяется из уравнения (рис. 2)  $f_z = \delta_s \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}$  для метрической резьбы  $\alpha = 60^\circ$  и  $f_s = 1,732 \delta_s$ .

Для завинчивания гайки с болтом необходимо также, чтобы отклонение половины углов профилей в пределах длины завинчивания компенсировать положительной разностью их средних диаметров  $f_z$ .

При симметричном профиле диаметральная компенсация погрешности половины угла профиля  $f_z$  определяется из расчетной схемы, рис. 2а.

$$\frac{f}{2} \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \delta \frac{\alpha}{2} \right) = AC \sin \delta \frac{\alpha}{2}$$

После нахождения значения AC и преобразования уравнения с некоторыми допущениями, получим  $f_z = \frac{2t_0}{\sin \alpha} \delta \frac{\alpha}{2}$ , где  $t_0$  и  $t_\alpha$

в мм-х, а  $\delta \frac{\alpha}{2}$  в радианах, переведем  $\delta \frac{\alpha}{2}$  в минуты, а  $f_z$  в мкм-ах, получим

$$f_z = \frac{2t_0}{\sin \alpha} \delta \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{2\pi}{360 \cdot 60} \cdot 10^3 \approx \frac{0,582 \cdot t_0 \cdot \delta \frac{\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}}$$

На практике искажение профиля резьбовых сопряжений в основном, происходит асимметрично. В случае асимметричного износа профиля резьбы (рис. 2б) для компенсации неравных отклонений половины угла профиля  $\delta_j$  и  $\delta_\beta$  необходимо уменьшение среднего диаметра на величину  $f_z = f'_\alpha + f''_\alpha$ . Из расчетной схемы (рис. 2б) найдем значения  $f'_\alpha$  и  $f''_\alpha$  получим:

$$f_z = \frac{t_0}{\sin(\beta + \gamma)} \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \delta_j + f''_\alpha = \frac{t_0}{\sin(\gamma + \beta)} \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \delta_\beta$$

или окончательно для асимметричного профиля величина диамет-  
ральной компенсации половины угла профиля резьбы будет:

$$f_{\sigma} = \frac{0,291 t_0}{\sin(\gamma + \beta)} \cdot \left( \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \cdot \delta \gamma + \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \delta \beta \right).$$

Метод диаметральных компенсаций дал возможность все основ-  
ные погрешности резьбы:  $\delta_s, \delta_{\frac{\alpha}{2}}$  и  $f_d$  довести в одном направлении  
(в радиальной плоскости) и на одно измерение (в мкм-ах); сложе-  
нием значений их диаметральных компенсаций определяем допуск  
среднего диаметра резьбы.

Установление взаимоотношения отклонений шага, половины уг-  
ла профиля и среднего диаметра дало возможность определить до-  
пуск среднего диаметра, при помощи которого можно судить о год-  
ности всех остальных элементов резьбы или осуществить комплекс-  
ный контроль над резьбой, что значительно упрощает выбраковку и  
сортировку резьбовых сопряжений, повышает производительность  
контроля и снижает стоимость капитального ремонта.

### 3. Выбраковка зубчатых сопряжений комплексным методом

Зубчатые передачи в зависимости от эксплуатационных назначе-  
ний можно разделить на три основные группы: отсчетные, скорост-  
ные и силовые. По ГОСТ-у 1643—56 установлены несколько десят-  
ков элементов, определяющих точность зубчатого сопряжения, ясно,  
что дифференциальный контроль над всеми элементами при выбра-  
ковке связан с большой трудоемкостью и экономически нецелесооб-  
разен. Поэтому указанные элементы делят на три группы и для  
каждой группы определяют комплексный показатель, по отклонени-  
ям которого можно судить о годности зубчатого сопряжения при вы-  
браковке и сортировке в ремонтном производстве. Деление на группы  
производят по эксплуатационному назначению:

1-ая группа охватывает элементы, определяющие кинематичес-  
кую точность — для отсчитывающих зубчатых сопряжений. Основ-  
ными элементами, определяющими кинематическую точность, явля-  
ются: кинематическая погрешность зубчатого колеса —  $\Delta F_E$ , коле-  
бание длины общей нормали  $\Delta_0 L$ , радиальное биение зубчатого вен-  
ца —  $l_0$  и колебание измерительного межцентрового расстояния —  
 $\Delta_0 x$  и  $\Delta z x$ ).

Комплексным показателем кинематической точности зубчатого колеса является накапливающая погрешность окружного шага  $\Delta t_{\Sigma}$  которая охватывает все элементы кинематической погрешности и полностью характеризует, в эксплуатационных условиях, величину кинематической погрешности и только на 15-20% меньше ее.

2-ая группа — основные элементы, определяющие плавность и безшумную работу зубчатого колеса для скоростных зубчатых сопряжений. К этой группе относятся следующие основные элементы: разность окружных шагов —  $\Delta l$ , отклонение основного шага  $\Delta t_0$  и погрешность профиля  $\delta f$ .

Комплексным показателем, охватывающим все основные элементы плавности работы зубчатого колеса, является циклическая погрешность —  $\Delta F$ . Циклическая погрешность —  $\Delta F$  является составляющей кинематической погрешности и результатом нарушения разности окружных шагов —  $\Delta t$ , увеличения отклонения основного шага —  $\Delta t_0$  и искажения профиля зуба —  $\Delta f$ .

3-я группа — основные элементы, определяющие контакт сопряженных зубьев для силовых сопряжений. Основными точностными элементами этой группы являются: погрешность направления зуба —  $\Delta B_0$ , непараллельность осей —  $\Delta x$  и их перекос —  $\Delta y$ .

Эксплуатационным комплексным показателем является контактное пятно, которое можно легко определить в условиях ремонтного производства для выбраковки и сортировки.

Расчетной комплексной величиной является  $\delta_{\Sigma} B$

$$\delta_{\Sigma} B = B \operatorname{tg} \Delta \beta = \frac{Y \cdot K_b \cdot \pi m' \cdot C \cdot C_{cm}}{C_{\mu}}$$

где  $B$  — ширина зуба;

$\Delta \beta$  — суммарный угол между образующими двух сопряженных зубьев;

$P_y = y \cdot K_b \cdot t$  — рабочее усилие, приходящееся на 1 см ширины, где

$y$  — коэффициент формы зуба,  $y = 0,06 \div 0,18$ ;

$K_b$  — напряжение на изгиб;

$t = \pi m'$  — шаг зацепления;

$C = \frac{3EI}{h'}$ , в которой



$E$  — модуль упругости;

$h$  — высота зуба;

$I$  — момент инерции относительно основания зуба;

$V_{см}$  — номинальная толщина смазочного слоя;

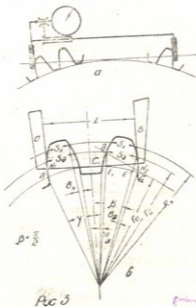
$\eta$  — коэффициент отношения длины касания к полной длине зуба.

Величина  $\delta \geq B$  охватывает все основные элементы погрешности этой группы: величину отклонения направления нагруженного зуба —  $\delta B_0$ , предельные непараллельность —  $\Delta x$  и перекося осей —  $\Delta y$ .

В ремонтном производстве для выбраковки и сортировки целесообразно применить эксплуатационный комплексный показатель — контактное пятно.

Комплексный показатель кинематической точности — предельная накапливающая погрешность окружного шага, мало отличается от погрешностей отдельных окружных шагов, т. е. охватывает также основной элемент погрешности II группы — плавность и бесшумность работы зубчатого колеса.

Таким образом, измеряя величину —  $\Delta I \Sigma$  и определяя эксплуатационный комплексный показатель контакта зубьев, пятно и срав-



нивая их с табличными допустимыми величинами, можно просто решить сложную техническую задачу о выбраковке и сортировке зубчатого колеса или сопряжения.

Предельную накапливающую погрешность  $\Delta_b L$  можно измерить методом общей нормали. Величина  $\Delta_b L$  общей нормали —  $\Delta_b L$  дает представление о накапливающей погрешности и величине перемещения начального контура —  $\Delta h$ . Величина отклонения длины общей нормали определяется как разность между ее теоретическим и действительным размерами.

Действительная длина общей нормали измеряется при помощи микрометрической или индикаторной скобы (Рис. 3а), а теоретическая длина общей нормали определяется из расчетной схемы, рис. 3б, откуда

$$L = \frac{Zm}{2} \operatorname{cosz}_g \left[ \frac{2\pi}{Z} (n-1) + \frac{\pi}{Z} + 2\Theta_g \right]$$

Для практических целей формуле можно придать следующий вид:

$$L = m \operatorname{cosz}_0 \left[ \frac{\pi}{2} (2n-1) + \Theta_g Z \right]$$

однако  $\operatorname{tg} 20^\circ$ ,  $\operatorname{cosz}_g = 0,9397$  и  $\Theta_g = \operatorname{tg}(\alpha_g - \alpha_0) = 0,0149$ , получим

$$L = m [1,476(2n-1) + Z \cdot 0,01387]$$

В таблицах ГОСТ — 1643 — 46 находим  $\Delta_b L$  и  $\Delta_n L$  отклонения и определяем предельные размеры общей нормали.

$$L_{нз} = L - \Delta_b L; \quad L_{нм} = L - \Delta_n L = (\Delta_b L = \delta L);$$

### Л и т е р а т у р а

1. А. Г. Кечхуашвили, Л. Б. Якобашвили. Основы взаимозаменяемости и технические изменения. Изд-во «Цодна», 1964.
2. А. Г. Кечхуашвили. Влияние контроля калибрами на точность выбраковки и сортировки ремонтируемых деталей. Труды ГрузСХИ, т. 107, 1978.
3. Апарин, Городецкий, Основы взаимозаменяемости и технических измерений. М., Машиз., 1968.

Г. С. ЧИЧУА

### ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАХОТНОГО СЛОЯ ЧЕРНОЗЕМНОЙ ПОЧВЫ КАХЕТИ ОТ ВЛАЖНОСТИ И ПЛОТНОСТИ

Передовые представители русской науки А. И. Воейков, В. В. Докучаев, И. В. Мичурин, К. А. Тимирязев и др. подчеркивали мысль о возможности воздействия человека на природные процессы, в частности на климат приземного слоя воздуха и поверхностных слоев почвы. Однако, в прошлые годы осуществить эти идеи не было возможности как в силу социальных причин, так и из-за слабого уровня развития науки.

Главными физическими факторами, влияющими на плодородие почвы, являются вода и тепло. Когда речь идет о тепловом факторе, обычно имеют в виду температуру почвы [1]. Тепловой фактор, ярким показателем которого является температура, раскрывается и оценивается после анализа физических причин, приводящих к установлению данного температурного поля.

Главными факторами, влияющими на теплофизические характеристики почвы, являются ее влажность и плотность, что касается зависимости коэффициента температуропроводности  $K$ , коэффициента теплопроводности  $\lambda$  и объемной теплоемкости  $C$  от температуры, то ее следует признать незначительной [2].

Для лабораторных исследований образцы почвы брались в Шираки.

Определение коэффициента температуропроводности почвы производилось по методу, в основу которого положен принцип регулярного режима [3].

Измерения температуропроводности по методу регулярного режима производились следующим образом.

Цилиндр, изготовленный из меди наполнялся исследуемой почвой. В трубку крышки вводился «холодный» спай термометра. Цилиндр помещался в термостат, в котором температура математически поддерживалась на уровне 40°C. «Горячий» спай термометра помещался в термостат, а концы присоединялись к гальванометру. С помощью секундомера, включаемого в течении 20-25 мин., производились измерения скорости изменения температуры почвы; затем

строились графики (см. рис. 1):

где  $t$  — температура,

$\tau$  — время в сек.

Тангенс угла наклона ( $\operatorname{tg}\alpha$ ) прямой с осью абсцисс дает величину  $B$ , связанную с коэффициентом температуропроводности соотношением

$$K = mB,$$

где  $B$  — константа, характеризующая форму и размеры нагреваемого тела

Для цилиндра, применяемого в данной методике,  $B$  равна:

$$B = \frac{1}{\left(\frac{2,4048}{R}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{H}\right)^2},$$

где,  $R$  — радиус цилиндра,  $H$  — высота цилиндра.

На рис. 2 дано изображение коэффициента температуропроводности от влажности при различных значениях плотности.

Рис. 2 показывает, что величина коэффициента температуропроводности  $K$ , начиная от абсолютно сухого состояния почвы и кончая 2—3% влажности, растет медленным темпом. Затем рост становится более резким, вплоть до 12—13% влажности, после чего он снова постепенно замедляется до влажности, при которой  $K$  достигает максимума (20—21%). По достижении максимума величина  $K$  обнаруживает тенденцию к спаду, только менее резко. Так, в пределах от абсолютного сухого состояния до 10% влажности  $K$  повышается:

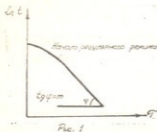


Рис. 1

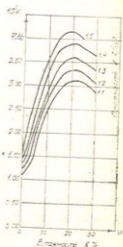


Рис. 2

Зависимость коэффициента температуропроводности от влажности почвы

для $\rho = 1,1$ г/см <sup>3</sup>	на	107%,
" $\rho = 1,2$ "	" "	115%,
" $\rho = 1,3$ "	" "	109%,
" $\rho = 1,4$ "	" "	117%,



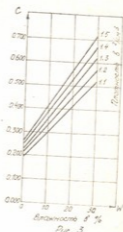
С повышением влажности от 20 до 30% величина  $K$  уменьшается:

для $\rho = 1,1$ г/см <sup>3</sup>	на	4,3%,
" $\rho = 1,2$ "	" "	7,3%,
" $\rho = 1,3$ "	" "	8,4%,
" $\rho = 1,4$ "	" "	7,2%.

Зависимость объемной теплоемкости от влажности графически изображена на рис. 3.

Графическое изображение зависимости коэффициента теплопроводности от влажности дано на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что величина коэффициента теплопроводности  $\lambda$  растет с ростом влажности, причем при малом влагосодержании рост ее значительнее, чем при большем значении влажности.



Зависимость объемной теплоемкости от влажности почвы

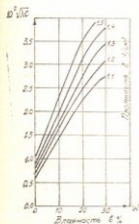


Рис. 4

Графическое изображение зависимости коэффициента теплопроводности от влажности почвы

Так, в интервалах между переходом почвы от абсолютно сухого состояния до 10% влажности коэффициент теплопроводности увеличивается:

для $\rho = 1,1$ г/см <sup>3</sup>	на	245%,
" $\rho = 1,2$ "	" "	242%,
" $\rho = 1,3$ "	" "	229%,
" $\rho = 1,4$ "	" "	242%.

С повышением влажности от 20 до 30%  $K$  увеличивается:

для $\rho = 1,1$ г/см <sup>3</sup>	на	22%,
" $\rho = 1,2$ "	" "	18%,
" $\rho = 1,3$ "	" "	17%,
" $\rho = 1,4$ "	" "	18%,

Графическое изображение зависимости коэффициента теплоусвояемости от влажности и плотности дано на рис. 5.

Рис. 5, показывает, что величина коэффициента теплоусвояемости растет с ростом влажности, при этом, значительный рост наблюдается до 20% влагосодержания, а затем темп роста



Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоусвояемости от влажности и плотности почвы.

При переходе почвы от абсолютно сухого состояния к 10% влажности величина коэффициента теплоусвояемости возрастает:

для $\rho = 1,1$ г/см <sup>3</sup>	на 133%,
" $\rho = 1,2$ "	" " 133%,
" $\rho = 1,3$ "	" " 128%,
" $\rho = 1,4$ "	" " 132%,

Повышением влажности от 20 до 30%  $V/C$  увеличивается: для  $\rho = 1,1$  г/см<sup>3</sup> на 33%,

для $\rho = 1,2$ г/см <sup>3</sup>	на 22%,
" $\rho = 1,3$ "	" " 22%,
" $\rho = 1,4$ "	" " 22%,

На рис. 6 дано графическое изображение зависимости теплофизических коэффициентов  $K$  и  $C$  от влажности (для  $\rho = 1,1$  г/см<sup>3</sup>).

Рис. 6 показывает, что темп роста величины коэффициента температуропроводности с повышением влажности значительнее, чем рост коэффициента теплопроводности.

Экспериментальные данные, полученные в лабораторных условиях позволили нам установить зависимость коэффициента температуропроводности от влажности при постоянной плотности.

$$K = \varphi(W) \text{ при } \rho = \text{const.}$$

Приступая к подбору эмпирических формул для вычисления значений  $K$ , при разных увлажнениях почвенного материала, мы должны получить прежде всего эмпирическую формулу в общем виде.

Рис. 2 показывает, что семейство кривых, выражающих зависимость коэффициента  $K$  от влажности при постоянной плотности, можно принять за параболические, общий вид которых таков:

$$y = Ax^2 + Bx + c \quad (1)$$

Тот же рисунок показывает, что все кривые имеют четко выраженный максимум, поэтому (1) можно придать следующий вид:

$$y = A - B(W - W_0)^2 \quad (2)$$

где  $W$  — влажность почвенного материала в %;

$W_0$  — влажность наступления максимального значения коэффициента  $K$ .

Из рис. 2 видно, что величина  $K$  достигает максимального значения почти для всех степеней плотности при  $W = 21\%$ , в силу этого общий вид эмпирической формулы примет такую форму:

$$10^3 K = A - B(W - 21)^2 \quad (3)$$

Коэффициенты  $A$  и  $B$  в формуле (3) определяются на основе опытных данных. С этой целью в формулу (3) вместо  $10^3 K$  и  $W$  должны подставить их значение из таблицы наблюдений.

Поскольку каждому значению плотности соответствует 7 опытных данных, мы получаем такое же число уравнений. Разделив их на две группы и складывая по два уравнения из этих групп, получаем два уравнения с двумя неизвестными  $A$  и  $B$ , и определяем числовые значения этих коэффициентов.

Найденные эмпирические формулы для пахотного слоя черноземной почвы имеют следующий вид:

для

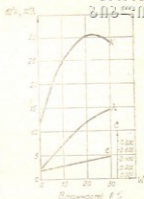


Рис. 6. Зависимость теплофизических коэфф. и. центов  $K$  и  $C$  от влажности почвы

$$\rho=1,1, \quad 10^3 K=3,04-3,5 \cdot 10^{-3}(W-21)^2 + \frac{W-21}{100} \quad (4)$$

$$\rho=1,2, \quad 10^3 K=3,32-3,8 \cdot 10^{-3}(W-21)^2 + \frac{W-21}{100} \quad (5)$$

$$\rho=1,3, \quad 10^3 K=3,61-4,5 \cdot 10^{-3}(W-21)^2 + \frac{W-21}{100} \quad (6)$$

$$\rho=1,4, \quad 10^3 K=3,93-5 \cdot 10^{-3}(W-21)^2 + \frac{W-21}{100} \quad (7)$$

$$\rho=1,5, \quad 10^3 K=4,16-5,9 \cdot 10^{-3}(W-21)^2 \quad (8)$$

В формулах (4-7) дополнительный член  $\frac{W-21}{100}$  приписан с целью уменьшения относительной погрешности расчетов.

Подводя итоги исследования зависимости теплофизических характеристик пахотного слоя черноземной почвы от влажности и плотности, можно сделать следующие выводы:

1. Величина коэффициента температуропроводности с ростом влажности от абсолютно сухого состояния возрастает, достигая максимума при 21% влажности.

Дальнейшее увеличение влажности вызывает падение величины  $K$ .

Отмеченный ход  $K(W)$  можно объяснить следующим образом.

Известно, что сухой порошкообразный почвенный материал имеет низкую теплопроводность вследствие плохого контакта между отдельными зернами. Появление водной пленки в местах соприкосновения, улучшает тепловой контакт, причем не только связывает зерна друг с другом, но и облегчает переход тепла от одной частицы к другой через тонкую водную пленку путем теплопроводности, вместо передачи тепла конвекционным током или лучеиспусканием. Следовательно, при малом влагосодержании почвы основную роль играет эффект связанный с относительной величиной теплопроводности воды и материала почвы. При еще большем увеличении влажности теплопроводность почвенного материала будет понижаться, приближаясь к значению теплопроводности воды, чем и вызывается дальнейшее понижение температуропроводности [4].

2. Объемная теплоемкость  $C$  растет линейно с ростом влажности, причем с увеличением влажности почвы от абсолютно сухого состоя-



ния до 30% прямые, выражающие ее зависимость от влажности, постепенно расходятся.

3. Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  пахотного слоя исследуемой почвы испытывает резкое возрастание с ростом влажности.

4. Коэффициент теплоусвоемости растет в интервале влажности от абсолютно сухого состояния до 20% влажности практически прямолинейно.

Влияние плотности на теплофизические коэффициенты можно объяснить следующим образом.

При малой плотности теплопередача в сухой почве мала, так как она осуществляется через точечные контакты с большим тепловым сопротивлением и через воздух, теплопроводность которого очень мала. Для влажной почвы, даже при малых плотностях, теплопередача совершается через частицы почвенного материала, по воде, а не по воздуху, что увеличивает теплофизические коэффициенты. Сближение почвенных агрегатов при уплотнении вызывает увеличение площади контакта, улучшая теплопередачу. При этом, значительная часть теплового потока проходит по самому материалу почвы, что вызывает повышение значений теплофизических коэффициентов [5].

## Литература

1. И. В. Ревут. Физика в земледелии. Физматгиз, 1960.
2. А. Ф. Чудновский. Теплообмен в дисперсных средах. Госиздат, 1964.
3. Г. М. Кондратьев. Испытание материалов на теплопроводность по методам регулярного режима. Стандаргиз, 1936.
4. Г. С. Чичуа. Тепловая характеристика подзолистой почвы Грузинской ССР и обобщающая формула для определения теплофизических характеристик почвы. Тр. ГрузСХИ, т. 59, 1963.
5. Г. С. Чичуа. Расчет температурного поля в почве с учетом переменного характера ее теплофизических характеристик. Тр. ГрузСХИ, т. 60, 1963.



УДК 621.719

Д. В. КАЦИТАДЗЕ, Д. Н. КИКАБИДЗЕ,  
Н. М. РОГАВА

## ИССЛЕДОВАНИЕ СРАВНИТЕЛЬНОЙ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ ЖЕЛЕЗНЫХ И ЖЕЛЕЗО-НИКЕЛЕВЫХ ПОКРЫТИЙ

Для деталей часеборочных и подрезочных машин, работающих в особых климатических условиях Западной Грузии, характеризующихся повышенной влажностью, вместе с высокой ударной износостойкостью и усталостной прочностью чрезвычайно важна коррозионная стойкость. Существует несколько теорий коррозионного износа. Некоторые исследователи объясняют это явление следующим образом: кислоты, содержащиеся на поверхности металла и в масле, попадая к спаю зерна с основной массой, вызывают электрические силы, которые ослабляют спай зерна с металлом и под действием трения зерно легко выкрашивается (1).

Согласно другой теории, металл разрушается вследствие электрохимических процессов, приводящих к растворению металла в электролите — образовавшейся кислоте. В результате коррозии на всей поверхности образуется очень тонкая окисная пленка металла, которая имеет меньшую механическую прочность, чем основной металл. Эта окисная пленка при трении снимается с поверхности детали, ускоряя тем самым его износ.

Вопросы исследования:

— сравнительное исследование коррозионной стойкости железных и железо-никелевых покрытий;

— проверка различия средних значений коррозионной стойкости для различных электролитов и выбор электролита для восстановления деталей, работающих в условиях коррозионной среды.

Методика исследования:

Сравнительная коррозионностойкость деталей с гальваническими

покрытиями на основе железа изучалась с привлечением полной классификации однофакторного дисперсионного анализа. Препараты к исследованию электролиты, их составы и режимы осаждения представлены в таблице 1.

Коррозионная стойкость покрытий изучалась путем выдержки образцов в 3% растворе NaCl в течение 200 часов по существующей методике. [1].

Таблица 1.

Тип электролита	Состав, кг/м <sup>3</sup>	Режим работы
Хлористый	$FeCl_2 \cdot 4H_2O - 450$	Дк = $6 \cdot 10^3$ А/М <sup>2</sup> Т = 342 К рН = 1,2-1,5
Хлористый с добавлением хлористого никеля	$FeCl_2 \cdot 4H_2O - 200$ $NiCl_2 \cdot 6H_2O - 20$	Дк = $3 \cdot 10^3$ А/М <sup>2</sup> Т = 343 К рН = 1,2-1,6
Сернокислородхлористый	$FeCl_2 \cdot 4H_2O - 500$ $FeSO_4 \cdot 7H_2O - 200$	Дк = $2 \cdot 10^3$ А/М <sup>2</sup> Т = 313 К рН = 1,2-1,4
Смешанный для нанесения покрытия из сплава	$FeCl_2 \cdot 4H_2O - 230$ $FeSO_4 \cdot 7H_2O - 320$ $NiCl_2 \cdot 6H_2O - 13,5$ $NiSO_4 \cdot 7H_2O - 17,5$	Дк = $3,5 \cdot 10^3$ А/М <sup>2</sup> Т = 343 К рН = 1,2-1,4

Результаты исследования приведены в таблице 2.

Таблица 2.

План эксперимента и результаты исследования при изучении коррозионной стойкости покрытий

Номер образца	Интенсивность коррозии, мкм/год			
	тип электролита			
	хлористый	хлористый с добавлением хлор. никеля	сернокислородхлористый	смешанный железо-никелевый
1	35,0	5,7	31,5	4,7
2	36,2	6,6	32,2	5,4
3	34,7	5,8	28,7	5,5
4	38,5	4,9	28,1	6,1
5	32,6	6,4	34,2	5,8

В каждой ячейке плана эксперимента приводятся значения интенсивности коррозии в мкм/год, по которым проводился дисперсионный анализ. Вычислительная процедура выполнялась по схеме,

описанной в работе [2], и заключалась в следующем. Вкладке общей дисперсии в совокупности наблюдений на составляющие соответствовало модели:

$$Y_{ij} = \mu + T_j + \varepsilon_{ij} \quad \begin{matrix} i = 1, 2, \dots, n_j \\ j = 1, 2, \dots, k \end{matrix} \quad (1)$$

где:  $\mu$  — математическое ожидание  $Y$  в генеральной совокупности наблюдений,

$T_j$  — эффект влияния,  $j$  — того электролита железнения,

$\varepsilon_{ij}$  — случайная ошибка наблюдения.

Выражение (1) согласно правилам дисперсионного анализа может быть преобразовано в виде:

$$SS_{\text{общ}} = SS_{\text{гр}} + SS_{\text{ост}} \quad (2)$$

где:  $SS_{\text{общ}}$  — общая сумма квадратов отклонений относительно среднего значения с числом степеней свободы  $N-1$ .

$$SS_{\text{общ}} = \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^{n_j} Y_{ij}^2 - NY^2 = 3899,692 \quad (3)$$

$$K = 4, \quad n = 5, \quad N = K \cdot n = 4 \cdot 5 = 20;$$

$SS_{\text{гр}}$  — сумма квадратов отклонений средних по электролитам от общего среднего с числом степеней свободы  $K-1=3$ ;

$$SS_{\text{гр}} = \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^{n_j} \bar{Y}_j^2 - NY^2 = 3853,092 \quad (4)$$

$SS_{\text{ост}}$  — остаточная сумма квадратов с числом степеней свободы  $N - K = 20 - 4 = 16$

$$SS_{\text{общ}} = \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^{n_j} (Y_{ij} - \bar{Y}_j)^2 = 46,6 \quad (5)$$

Результаты дисперсионного анализа сведены в таблицу 3.

Проверка значимости типа электролита на коррозионностойкость покрытий осуществлялась с помощью  $F$  — отношения Фишера, значение которого приведено в таблице.

$$F_{\text{отн}} = \frac{S_{\text{ур}}^2}{S_{\text{ост}}^2} = 440,98 > F_{\text{табл}, 0,01} (3; 16) = 5,29$$



Т а б л и ц а 3

Итоговая таблица дисперсионного анализа

Источники дисперсии	Число степеней свободы	Сумма квадратов	Средние квадраты	F-отношение
Между электролитами	$K-1=4-1=3$	3853,092	1284,364	440,9833
Ошибка	$N-K=20-4=16$	46,60	2,9125	—
Общее	$N-1=20-1=19$	3899,692	—	—

### Результаты исследования

Проведенный дисперсионный анализ показал, что существенным при 1% уровне значимости следует признать влияние типа электролита. Это означает, что тип электролита оказывает существенное влияние на процесс формирования покрытия и является основным определяющим фактором работоспособности деталей железными покрытиями, эксплуатируемых в условиях коррозионной среды. Найденное для типа электролита F-отношение значительно превышает табличные значения, соответствующие уровню значимости 0.1%. Таким образом, проведенный дисперсионный анализ показал, что коррозионная стойкость деталей с покрытиями в значительной степени зависит от типа электролита.

Проверка различия средних значений коррозионной стойкости покрытий из различных электролитов осуществлялась с помощью множественного рангового критерия Дункана по методике, описанной в работе (2). Для этого четыре средних значения коррозионной стойкости по каждому электролиту располагались в порядке убывания:  $K_1=35,4$  мкм/год,  $K_2=30,94$  мкм/год,  $K_3=5,68$  мкм/год,  $K_4=5,5$  мкм/год. Затем вычислялась нормированная ошибка, средняя для каждого испытания, которая составила  $S_k = \sqrt{\frac{S_{\text{ост}}^2}{n}} = 0,7632$

Из таблицы значимых рангов Дункана (110) для уровня значимости  $\alpha=0,01$  и числа степеней свободы среднего квадрата ошибка  $t_{\text{ост}}=16$  выписывалась  $t-1$  значимых рангов,

<i>P</i>	2	3	4
ранги	5,24	5,51	5,61
НЗР	3,9993	4,2053	4,3122

Затем подсчитывались наименьшие значимые ранги (МЗР), которые приведены выше. Сравнение разности между средними величинами коррозионной стойкости по электролитам с наименьшими значимыми рангами (НЗР) позволило установить следующие

- существование значимой разности между электролитами с добавками солей никеля и остальными электролитами железнения;
- отсутствие значимой разницы между коррозионной стойкостью покрытий, полученных из электролитов с добавками солей никеля;
- покрытия из электролитов с добавками солей никеля обладают лучшей коррозионной стойкостью и их применение предпочтительнее при восстановлении деталей, работающих в условиях повышенной влажности;
- отсутствие статистически значимой разницы между электролитами с добавками различных солей никеля может быть использовано на практике при приготовлении железо-никелевых электролитов с учетом имеющихся исходных материалов.

#### Выводы:

1. Установлено, что на коррозионную стойкость деталей с гальваническими покрытиями существенное влияние оказывает тип электролита.
2. Ранжирование эффектов различных электролитов с помощью множественного ранга позволило установить, что покрытия из железо-никелевых электролитов обладают лучшей коррозионной стойкостью по сравнению с осадками из чистых солей железа.
3. При восстановлении деталей, работающих в условиях повышенной влажности, рекомендуется применять железо-никелевые покрытия. Отсутствие статистически значимой разницы между электролитами с добавками различных солей никеля весьма существенно, так как может быть использовано в практике приготовления железо-никелевых электролитов с учетом имеющихся материалов.

#### Литература

1. Ю. Г. Э в а н с. Коррозия и окисление металлов. М., Машгиз, 1962.
2. Г. Ш е ф ф е. Дисперсионный анализ. М., Наука, 1980, стр. 512.

УДК 631.312 — 352

Г. И. ГЕГЕЛИДЗЕ

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ МЕТОДА ДЛЯ  
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗА-  
ТЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ**

В Грузинском научно-исследовательском институте механизации и электрификации сельского хозяйства имени К. М. Амираджиби под руководством проф. З. А. Хаптадзе разработан т. н. метод «сил реакции» для определения величины и направления тягового сопротивления колесных сельскохозяйственных тракторных агрегатов продольно-вертикальной плоскости. Этот метод основан на определении сил реакции на всех четырех колесах и крутящих моментов

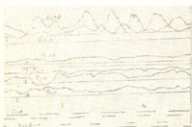


Рис. 1 «а».

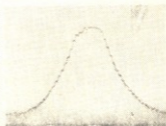


Рис. 1 «б».

Рис. 1 «а». Осциллограмма силы реакции почвы приходящих на покрывах и крутящих моментов на осях ведущих колес.

«б» — осциллограмма тарировки тензоманометра.

на ведущих колесах трактора при выполнении технологического процесса. Силы реакции почвы на колесах трактора измеряются при помощи тензоманометров, которые соединены на задних колесах трактора, полученные сигналы от тензоманометров фиксируются на ленте осциллографа (рис. 1 а). При помощи тарировочных графиков определяем средние силы реакции на колесах покрышки трактора при выполнении технологического процесса.

По методу «сил реакции», вертикальная составляющая эквивалентной силы  $P_k$  равна (рис. 2):

$$P_b = \Sigma R_n + \Sigma R_z \quad (1)$$

где  $\Sigma R_z$  — среднее значение сил реакции на задних колесах трактора, кг;

$\Sigma R_n$  — среднее значение сил реакции на передних колесах трактора, кг;

G — вес трактора, кг.

Горизонтальная соответствующая эквивалентной силы:

$$P_{r.} = \frac{M_k - M_{f-}}{r_k} \quad (2)$$

где  $M_k$  — значение крутящего момента, передаваемого на ведущее колесо трактора при работе агрегата;

$M_{f-}$  — момент сопротивления качению ведущих колес.

$r_k$  — Динамический радиус качения ведущих колес.

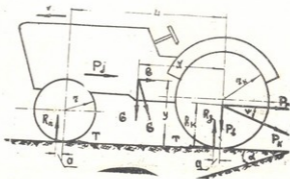


Рис. 2. Схема действующих сил на трактор.



Зная значение вертикальной и горизонтальной составляющих силы  $P_k$ , легко можно определить его величину:

$$P_k = \sqrt{(P_b)^2 + (P_r)^2}$$

Условную точку приложения силы  $P_k$  можно определить по формуле:

$$h_k = \frac{\Delta R_n L}{P_k \cos \psi} \quad (4)$$

Угол между направлением силы  $F_k$  и поверхностью почвы равен:

$$\Psi = \arctg \frac{P_b}{P_r} \quad (5)$$

Измеряемый эффект — изменения давления в шине — связан с изменением объема шины при нагружении. Для расчетного определения зависимости изменения объема  $\Delta V$  от нагружения необходимо решить сложную задачу теории упругости с учетом реальных упругих свойств покрышки и почвы. К сожалению, это требует применения тонких численных методов, а главное, огромного объема машинных вычислений, что до настоящего времени не сделано.

Обойти указанную трудность, разумеется, можно при помощи предварительной тарировки, как и фактически делалось в настоящей работе. Однако, чтобы получить априорное общее представление о возможной величине эффекта, об источниках погрешностей, о тех или иных тонкостях измерений, полезно все-таки найти соответствующую зависимость ( $\Delta V$  от  $F$ ), хотя бы для некоторых простейших

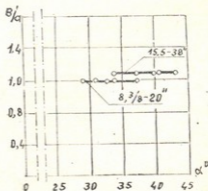
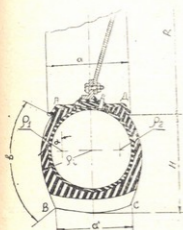


Рис. 3 «а». Модель шины 15,5 X 38; «б» — График зависимости  $a'/a$  от  $\alpha$

моделей. В статье рассмотрена модель, которая показана на рис. 3 «а». Здесь А и Д точки крепления шины к ободу, а дуга АЕТ — собственно шина, которая предполагается абсолютно гибкой и нерастягиваемой, считаем, что Н по сравнению с  $R + \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)$  (где Н — малой тороидальности) смысл обозначений Н и R виде  $\frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)$ .

Рассмотрим как ведет себя при нагрузке модель шины изображенная на рис. 3 «а». Условие равновесия таких гибких оболочек под действием приложенного изнутри избыточного давления имеет вид:

$$P - P_0 = T \left( \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (6)$$

где Т — исходная абсолютная температура шины,

Р и  $P_0$  — соответственно, давление внутри и снаружи оболочки,

$\rho_1$  и  $\rho_2$  — главные радиусы кривизны оболочки.

Геометрический смысл  $\rho_1$ , ясен из рис. 3 «а»; что же касается второго главного радиуса  $\rho_2$ , то он связан с тороидальностью шины и в рассматриваемой нами модели шины малой тороидальности, грубо говоря, равен R; поэтому он велик по сравнению (который по порядку величины совпадает с Н). Соответственно слагаемым  $\frac{1}{\rho_1}$  в соответствии (6) можно пренебречь и после чего он приводится к виду:

$$P - P_0 = \frac{T}{\rho} \quad (7)$$

При дальнейшем решении задачи воспользуемся приближением малой тороидальности  $H \ll R$ , которое при рассмотрении равновесия в отдельных сечениях шины позволяет считать задачу определения равновесия плоской. Найдем, соответственно, форму какого-либо сечения шины при нагрузке. Обозначим нормальную силу реакции, отнесенную к единице длины площадки соприкосновения через  $f$ , полная реакция F будет при этом, очевидно, равна:

$$\int_{-Z_0}^{Z_0} f dz,$$

где  $Z_0$  и  $-Z_0$  точки, в которых поверхность шины перестает касаться обода. Тогда условие равновесия участка шины дает:

$$f = (P - P_0) a^2$$

где  $a'$  — длина участка BC, подлежащая еще определению.

Вводя по показанным на рис. 3 «а» способом угол  $\alpha$  можно получить из геометрических соображений два соотношения

$$\frac{a'}{2} + (\pi - \alpha)\rho = b$$

$$\frac{a'}{2} + \rho \sin \alpha = \frac{a}{2} \quad (8)$$

Из соотношений (6) и (8) легко определяется неявная зависимость  $\alpha(f)$  при заданных геометрических параметрах шины ( $a$  и  $b$ ) и давлении в шине  $P$ ;

$$1 - \left( 2 \frac{b}{a} - 1 \right) \frac{\sin \alpha}{\pi - \alpha - \sin \alpha} = \frac{f}{(P - P_0)a} \quad (9)$$

Зная зависимость  $\alpha(f)$  можно посредством (8) найти также зависимость  $\rho(f)$  и  $a'(f)$

$$\rho(f) = \frac{b - \frac{a}{2}}{\pi - \alpha(f) - \sin \alpha(f)}$$

и зависимость от  $f$  изменения толщины шины  $\Delta H(f)$ ;

$$\Delta H(f) = H(0) - H(f) = \rho(0)[1 + \cos \alpha(0)] - \rho(f)[1 + \cos \alpha(f)] \quad (10)$$

Из формулы (8) - (10) видно, что безразмерная величина зависит от  $\Delta H(f)$  и геометрических характеристик шины только через две

безразмерные комбинации:  $a/b$  и  $\frac{f}{a(P - P_0)}$ ;

$$\frac{\Delta H}{a} = G \left[ \frac{a}{b} \cdot \frac{f}{a(P - P_0)} \right]$$

При малых  $f$ ,  $\Delta H$  есть линейная функция  $f$ .

$$\Delta H = \frac{Af}{P - P_0} \quad (11)$$

Здесь

$$A = a(P - P_0) \left. \frac{\partial G}{\partial f} \right|_{f=0}$$

безразмерный коэффициент зависит только от  $b/a$ ;  
Легко проверить, что



$$A = -\frac{1}{2} \frac{2(1 + \cos z) - (\pi - \alpha) \sin z}{\sin z + \pi - \alpha \cos z}$$

график зависимости  $b/a$  и  $\alpha$  приведен на рис. 3 «б».

Зависимость  $\alpha$  от  $a/b$  в неявном виде задается формулой (9), в которой следует положить  $f=0$ ;

$$\pi - \alpha = 2 \frac{b}{a} \sin z \quad (13)$$

График зависимости  $A$  от  $\alpha$  для шиш 8-20" и 15,5-38" приведен на рис. 4 «а».

Аналогично определяем безразмерный коэффициент, зависящий только от  $b/a$

$$B = \frac{\sin z (1 + \cos z)}{2(1 - \cos z) \left( 1 + 2 \frac{b}{a} \cos z \right)} \quad (14)$$

При фиксированном проседании оси шишы  $\Delta H_0$  распределение  $\Delta H$  вдоль площадки соприкосновения дается очевидно, следующей формулой:

$$\Delta H(z) = \frac{(R+H)(R+H-\Delta H)}{\sqrt{(R+H-\Delta H_0)^2 + Z^2}} - (R+H-\Delta H_0) \quad (15)$$

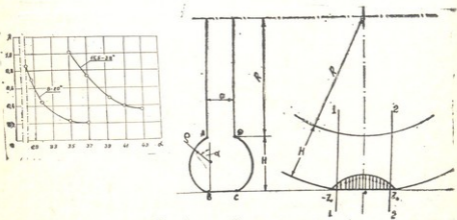


Рис. 4. «а» — График зависимости  $A$  от  $\alpha$   
«б» — Распределение сил реакции на покрышке.

При заданной нагрузке  $F$  зависимость  $f(z)$  можно определить условием:

$$\int_{-Z_0}^{Z_0} f(z) dz = F$$

По формуле (13) можно найти зависимость  $\Delta S(z)$  и соответственно, искомое изменение объема шины,

$$\Delta V = \int_{-Z_0}^{Z_0} \Delta S(z) dz \quad (17)$$

Выполняя элементарное интегрирование (16) получим явное выражение для  $\Delta H_0$ :

$$\Delta H_0 = \left[ \frac{9}{32(R+H)} \right]^{1/3} \left( \frac{AF}{P-P_0} \right)^{2/3} \quad (18)$$

т. е.

$$\Delta H_0 = \left[ \frac{9(R'+R+H)}{32R'(R+H)} \right]^{1/3} \left( \frac{AF}{P-P_0} \right)^{2/3} \quad (19)$$

как видно из формулы:

$$\Delta V = \frac{aBF}{P-P_0} \quad (20)$$

вовсе не зависит от радиуса кривизны  $R'$  выступа на поверхности почвы. Случай впадины отличается от вышерассмотренного тем, что  $R'$  следует заменить на  $-R'$ . При этом наше рассмотрение остается справедливым, если  $(R' > R+H)$ .

### Литература

1. Г. И. Гегелидзе. Исследование некоторых вопросов метода «сил реакции» для энергетического изучения тракторов и навесных с/х агрегатов. Материалы юбилейной научной сессии Груз. НИИМЭСХ. Тбилиси, 1967.
2. З. А. Хантадзе, Г. И. Гегелидзе, А. Ш. Чинчаладзе. Применение метода «сил реакции» в деле унифицирования колесных пахотных агрегатов. Труды Груз. НИИМЭСХ, т. XXI, часть I-II, Тбилиси, 1966.
3. И. К. Кикоина. Таблицы физических величин. М., Атомиздат, 1976.

УДК 631.312.352

პ. ზანბალაძე, ზ. ლომბანიძე

**ვენახის საცავი ზოლების დასამუშავებელი ფრეზი კიდრომექანიკური აპარით და კვლევის ზოგიერთი შედეგი**

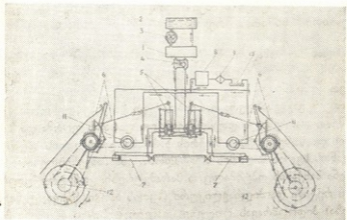
დღეისათვის ვენახის დაცვის ზოლებში ნიადაგის დამუშავებისათვის ძირითადად გამოყენებულია სამამულო წარმოების ПРВН-2,5 და ПРВМ-2,5 გუთანკულტივატორები ПРВН-72000 და ПРВМ-11000 ავტომატური მოწყობილობებით, რომელთა ორგანოებია პასიური ქმედების მარტივი ტიპის გამაფხვიერებლები ან მერხვეი საბრუნო თათები.

აღნიშნული სამუშაო ორგანოები ჩვენი რესპუბლიკის მძიმე ნიადაგობრივი პირობების გამო ზოგიერთ რაიონში, სადაც გაკორდებულია დაცვის ზოლები დამაკმაყოფილებლად ვერ მუშაობენ. კერძოდ, საბრუნო თათი ან ვერ ამუშავენს გაკორდებულ ზოლს, ან თუ ამუშავენს დამუშავებულ ფენას ამობრუნების გარეშე ტოვენს. ასეთი ტიპის ნიადაგები მოითხოვენ ზოლის დაშლას—დაქუცმაცებას, რისთვისაც სპეციალისტები ერთ-ერთ პროგრესულ ტექნოლოგიად თვლიან საცავ ზოლში ნიადაგის აქტიურ დამუშავებას მექანიკური ან ჰიდრაულიკური აძვრის მქონე ფრეზული სამუშაო ორგანოებით.

რადგანაც, საცავ ზოლებში ნიადაგის დამუშავება რთული ტექნოლოგიური პროცესია და შესაბამისი სამუშაო ორგანოების აძვრა და ავტომატიზებული მართვა გაძნელებულია მექანიკური გადაცემების სირთულის გამო, ამიტომ ასეთი სამუშაო ორგანოების აძვრის ერთ-ერთ სერიოზულ მიმართულებად ითვლება ტრაქტორის სიმძლავრის ასართმევი ჰიდრომოცულობითი სისტემები, მაგრამ, უნდა აღვნიშნოთ, რომ ნიადაგდასამუშავებელი ფრეზული სამუშაო ორგანოების სიჩქარითი რეჟიმის მოდალური ინტერვალი შეადგენს 200—350 წმ<sup>-1</sup>, ამიტომ მათი აძვრისათვის საჭიროა ჰიდროძრავ-რედუქტორები, რომელთა ბრუნვითი სიხშირეა 50 — 600 წმ<sup>-1</sup> ასეთი ჰიდროძრავ-რედუქტორები საკმაოდ მასიურია და მათი

გამოყენება ზოგიერთ ავტომატურ მოწყობილობებში არ გამოდგება. ამ-  
ტომ, ჭრჭერობით, მიზანშეწონილია ნიადაგდასამუშავებელი ფრეზული  
სამუშაო ორგანოების აძვრა წარმოებდეს უფრო სხვა სახის ჰიდრომექანიკული  
ჭრევი გადაცემებით.

ავტომატურ მოწყობილობებით ვენახის საცავ ზოლებში ნიადაგის  
ქტიური დამუშავების ტექნოლოგიის გამოკვლევის მიზნით ნიადაგდამა-  
მუშავებელი მანქანების კათედრაზე ПРВН-2,5 გუთანკულტივატორისა და  
ПРВН-72000 მოწყობილობის ბაზაზე ორიგინალური სქემით კონსტრუი-  
რებული და დამზადებული იქნა გასაწევსექციიანი ბრუნვის ვერტიკალურ-  
ღერძიანი ფრეზული მოწყობილობის ექსპერიმენტული ნიმუში ჰიდრომექა-  
ნიკური აძვრით. ამ მანქანის პრინციპული სქემა მოცემულია პირველ  
სურათზე.

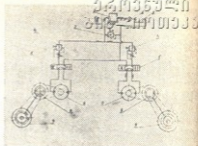


ნახ. 1. ვერტიკალურღერძიანი ფრეზის სქემა ჰიდრომექანიკური აძვრით.

მოწყობილობა შედგება: „ПРВН-72000“ ჰიდრაულიკური მოწყობი-  
ლობისაგან: 1. ტრაქტორის ჰიდროგამანაწილებელი, 2. ტრაქტორის ზეთის  
აგზი, 3. ტრაქტორის ტუმბო, 4—5. სადროსელო მკვეთარა გამანაწილებე-  
ლი, 6. სასიგნალო მოწყობილობა, 7. გამოტანილი ჰიდროცილინდრი დამა-  
ტებითი მოწყობილობისაგან და კვანძებისაგან, 8. მკვეთავი ჰიდროტუმბო,  
9. ფილტრი, 10. აგზი, 11. ჰიდროძრავა, 12. ფრეზული მოწყობილობა ვერ-  
ტიკალური დანებით.

ფრეზული სამუშაო ორგანოს მხრეულას ვენახის მწკრივის ცენტრისა-  
კენ გაწევა და ცენტრიდან შიგნით შემოწევა წარმოებს „ПРВН-72000“  
ჰიდრაულიკური მოწყობილობით, ხოლო ფრეზული ორგანოების ბრუნ-  
ვით მოძრაობაში მოყვანა წარმოებს დამატებითი ჰიდრომოწყობილობისა-  
გან, რომლის ინდივიდუალური რეგულირების სქემა მოცემულია მე-2  
სურათზე.

ეს მოწყობილობა შედგება: 1. ავზი, 2. ფილტრი, 3. პიდრომეტრი, 4. ნაკადის სადროსელო რეგულატორი, 5. პიდრომძრავას სპოევერსიო მკვეთარა, 6. პიდრომძრავა, 7. დამცველი სარქველები, 8. გასაწევ სექციანი ფრეზული მოწყობილობა პიდრომექანიკური აძვრით. ინდივიდუალური **НПА-64** მარკის პიდრომძრავები იკვებება ავტონომიური **НШ-46** მარკის პიდროტუმბოდან, რომელიც აძვრას ღებულობს ტრაქტორის სიმძლავრის ასართმევი ლილვიდან. სქემა უზრუნველყოფს ფრეზის საჭირო ბრუნვითი სიხშირის რეგულირებას.



ნახ. 2. ფრეზული მუშა ორგანოს პიდრომომცულობითი აძვრის პრინციპული სქემა

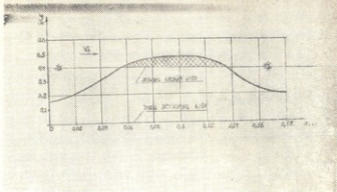
ვინაიდან, ავტომატურ მოწყობილობებით საცავ ზოლებში ნიადაგის დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესი საკმაოდ რთულია, ამიტომ მიზნად დავისახეთ აღნიშნული სქემის მიხედვით კონსტრუირებული ფრეზული მანქანისათვის გაგვესაზღვრა ხარისხობრივი მაჩვენებლებიდან: ვაზის ძირის გარშემო დარჩენილი დაუმუშავებელი ფართის ფორმა და ზომა, გაფხვიერების და სარეველების მოჭრის ხარისხი, გამოჰყდვის ხარისხი, სამუშაო ორგანოს სელის სიღრმის მდგრადობა. ამ მაჩვენებლების მიხედვით დაგვედგინა მანქანის ოპტიმალური პარამეტრები: კონსტრუქციული, კინემატიკური რეჟიმი და პიდრავლიკური (ზეთის ხარჯი, წნევა, ტემპერატურა, მოცულობა) პიდრომძრავას ლილვზე განვითარებული მგრები მომენტის, სიმძლავრის მნიშვნელობანი და ხარისხობრივი მაჩვენებლები შეგვედარებინა სერიული მანქანის **ПРВН-72000** საბრუნ თათიან მოწყობილობასთან, რომელიც ავრეგატირდება **T-54 B** მარკის ტრაქტორზე. პირველ რიგში განვსაზღვრეთ ხარისხობრივი მაჩვენებლები, რისთვისაც ლაბორატორიული და საველე ცდები ჩავატარეთ დიღმის სასწავლო-საცდელ მეურნეობაში.

ვაზის ძირის გარშემო დარჩენილი დაუმუშავებელი ფართობის ფორმისა და ზომის დახასიათებისათვის კოორდინატთა მეთოდით და პროფილოგრაფიით გადაღებული იქნა მხრეულის გეომეტრიული ცენტრის მიმართ ფრეზული ორგანოს მიერ გადატანითი, წრიული და გარშემოვლით შემოწერილი რთული ტრაექტორია. ცდების მონაცემების მიხედვით აგებულ იქნა ტრაექტორიის კონტურები და ვაზის ძირის გარშემო დამუშავებული ფართობის ფორმა და ზომა, რომელიც მოცემულია მე-3 ნახაზზე.

მოცემული მრუდეების მიხედვით ირკვევა, რომ ფრეზით მუშაობისას ვაზის ღეროს გარშემო დარჩენილ დაუმუშავებელ ფართობს, სამუშაო ორ-



განოს საცავ ზოლში შესვლისა და გამოსვლის დროს, აქვს დაახლოებით პარალელოგრამის ფორმა, რომლის დიაგონალები შესაბამისად შეადგენს შესვლისას 0,42 სმ, გამოსვლისას—0,36 სმ. ექსპერიმენტულ ვასაწესქელი  
 ბიზნიროთეკა

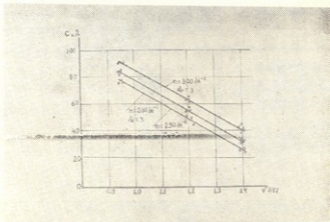


ნახ. 3. ვაზის ძირის გარშემო ფრეზული მუშა ორგანოს მოძრაობის ტრაექტორია.

ციანი ფრეზული მოწყობილობით. დამუშავებული ნიადაგის გაფხვიერების ხარისხობრივი მაჩვენებლები სხვადასხვა კინემატიკურ რეჟიმზე მოცემულია პირველ ცხრილში.

ფრეზირებული ნიადაგის გაფხვიერების ხარისხისა და მანქანის გადაადგილებით სიჩქარეს შორის დამოკიდებულება მოცემულია მე-4 ნახაზზე. ნიადაგის გაფხვიერების ხარისხისა და სარეველების მოჭრის ხარისხის მიედრებით დავადგინეთ შემდეგი პარამეტრების ოპტიმალური მნიშვნელობანი:

$$V_3 = 1,2 - 1,4 \text{ მ/წმ}; \quad n_{\text{ფ}} = 250 \div 300 \text{ ბრ/წთ}; \quad \lambda = 4,0 - 4,5;$$



ნახ. 4. ფრეზირებული ნიადაგის გაფხვიერების ხარისხი მანქანის გადაადგილების სიჩქარესთან დამოკიდებულებით.

მას შემდეგ, რაც დადგენილი იქნა ექსპერიმენტული ფრეზის მუშაობის პარამეტრები, ხარისხობრივი მაჩვენებლების შესაფასებლად ცდები ჩავატარეთ ფრეზულ მანქანასა და სერიულ საბრუნთათიან მოწყობას შორის. შედეგებითი მაჩვენებლები მოცემულია გე-2-ის ცხრილში.

ცხრილი 1

ფრეზული მუშაორგანოს სხვადასხვა კინემატიკური რეჟიმით მუშაობის დროს ნიადაგის გაფხვიერების ხარისხობრივი მაჩვენებლები

ცდის №	ფრეზის გადამტანის სიჩქარე მ/წმ.	ქანობა, კმ/წმ.	1 მმ-ზე ნაკლები	ანალიზის ფრაქციების ზომები (მმ)					ნიადაგის გაფხვიერების ხარისხი
				1-10	10-25	25-50	50-100	100-მეტე	
1	0,94	3,40	—	54,2	54,7	15,3	5,3	0,5	78,9
2		4,35	1,53	35,0	45,37	17,2	0	0	82,9
3		5,06	2,4	40,4	26,2	11,0	0	0	89,0
1	1,17	2,70	0,9	57,3	8,9	26,0	6,9	0	67,1
2		3,50	1,1	57,2	12,9	24,0	4,8	0	71,7
3		4,07	2,2	59,4	16,5	21,0	0	0	78,1
1	1,4	2,28	0,9	41,2	12,9	27,5	17,7	0,3	55,0
2		2,92	1,7	38,4	20,1	26,4	13,4	0	60,2
3		3,40	2,3	52,2	12,4	20,3	12,8	0	66,9

ცხრილი 2

საბრუნთათიანი და ფრეზული მუშა ორგანოებიანი კულტივატორის მუშაობის შედეგებითი ხარისხობრივი მაჩვენებლები

პარამეტრების დასახელება	მაჩვენებლები	
	ექსპერიმენტული გასაწე-სექციანი ფრეზული მოწყობილობა	ПРВН-72000 მოწყობილობა
1. დამუშავების სიღრმე, მ	0,12	0,12
2. ფაქტური სიღრმე, მ	0,12	0,10
3. გადაადგილების სიჩქარე მ/წმ	1,4	1,4
4. დამუშავებულ ფართობი, მ <sup>2</sup>	0,036	0,034
5. თხემიანობა, მ	0,04	0,06
6. გაფხვიერების ხარისხი, %	78,7	67,2
7. სარეველების მოჭრის ხარისხი, %	100	90,8

შედეგებით ცდების მასალების ანალიზიდან ჩანს, რომ ფრეზის ხარისხობრივი მაჩვენებლები საგრძნობლად მაღალია სერიულ საბრუნთათიან მოწყობილობასთან შედარებით. ეს უკანასკნელი კი მიგვიითიებს იმაზე,



ლიტერატურა — Литература

1. П. У. Бахтин, Проблемы обработки почвы, Изд., «Знание», М., 1969.
  2. П. С. Нартов, П. И. Пинков. Использование лесохозяйственных машин с гидрообъемным приводом активных рабочих органов. Экспрессинформация выпуск, 24, М., 1975.
  3. Годовые отчеты за 1979-80 гг. по теме; «Исследование и разработка научных основ комплексной механизации широкорядных и высокоштабных виноградников в горных условиях», Тбилиси, Груз. СХИ.
-

УДК 631.37

მ. შარაძე

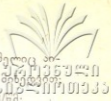
ანალიზური დამოკიდებულება აგრეგატის ძირითად პარამეტრებსა და ხვედრი დანახარჯებს შორის სასოფლო-სამეურნეო საშუაოების შესრულების დროს

მობილური სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატის გამოყენების ეფექტურობა მნიშვნელოვნადაა დამოკიდებული ბუნებრივ-კლიმატურ ფაქტორებზე, ორგანიზაციულ-სამეურნეო პირობებზე, მანქანების ტექნიკურ და ეკონომიკურ მახასიათებლებზე. ამასთან, ყველა ეს მახასიათებელი არის ცვლადი ფუნქცია დროის ფაქტორის მიხედვით და უნდა განვიხილოთ როგორც ურთიერთდაკავშირებული სიდიდეები.

ზემოაღნიშნული მახასიათებლების დეტერმინირებული სახით მიღება საზოგადოდ შეუძლებელია, რადგანაც ისინი მიეკუთვნებიან შემთხვევით სიდიდეების კლასს. ამიტომ ამ სიდიდეების ზუსტი მნიშვნელობის მაგივრად ჩვენ მოცემული უნდა გვქონდეს მათი ალბათური მახასიათებლები. (საშუალო კვადრატული გადახრა, საშუალო სტანდარტული გადახრა და მათემატიკური მოლოდინი).

აგრეგატის მოცემულ რეჟიმზე მუშაობის ეფექტურობის მახასიათებლის ძირითადი მაჩვენებლებია: აგრეგატის მწარმოებლობა, პირდაპირი და დაყვანილი დანახარჯები, შრომისა და საწვავის ხარჯი შესრულებული სამუშაოს ერთეულზე, აგრეგატის ხვედრითი ლითონშემცველობა და სხვა. მაგრამ, როგორც ცნობილია, აგრეგატის გამოყენების ეფექტურობის ძირითადი მაჩვენებელია დაყვანილი დანახარჯები შესრულებული სამუშაოს ერთეულზე. ეს სიდიდე, თავის მხრივ, დამოკიდებულია აგრეგატის მწარმოებლობასა და აგრეგატის საექსპლუატაციო დანახარჯებზე, თუ გავითვალისწინებთ ზემოაღნიშნულს, მაშინ აგრეგატის მწარმოებლობა გამოითვლება ასეთი ფორმულით:

$$W_{საშ} = \frac{0,36 MB_{საშ} \cdot MV_{საშ} \cdot W_{ტ.დ.}}{MV_{ტ.დ.} \cdot MS + \frac{MV_{საშ} \cdot t_{ტ.დ.}}{MS_{ტ.დ.}} + \frac{MV_{საშ} \cdot t_{ტ.დ.შ}}{MS_{ტ.დ.შ}}} \cdot 3ა$$



სადა  $B_{საგ}$  — სამუშაო მოდების განი, მ;

$V_{საგ}$  — მოძრაობის სამუშაო სიჩქარე, მ/წმ;

$K_{აგ}$  — აგრეგატის კინემატიკური მახასიათებელი, რომელიც აღემატება აგრეგატის კინემატიკური მაჩვენებლების ზრდას;

$V_{საგ}$  — აგრეგატის მოძრაობის უკმა სვლის სიჩქარე, მ/წმ;

$S_{საგ}$   $S_{ღგ}$  — შესაბამისად საქცევის სიგრძე და მანძილები, რომლებსაც გადის აგრეგატი ტექნიკურ და ტექნოლოგიურ მომსახურებებს შორის;

$t_{ღგ}$ ,  $t_{საგ}$  — შესაბამისად ერთ ტექნიკურ და ტექნოლოგიურ მომსახურებაზე დახარჯული დრო, სთ;

$M$  — შემთხვევითი ს-დიდებების მათემატიკური მოლოდინი, რომელიც მიიღება ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავებით.

აგრეგატის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდა იწვევს აგრეგატის მწარმოებლობის გაზრდას, მაგრამ ყოველთვის ვერ ზრდის შრომის მწარმოებლობას სამუშაოს შესრულებაზე. როგორც აკადემიკოსმა ვ. პ. გორიჩაქინმა უჩვენა [1], აგრეგატის სამუშაო სიჩქარის გაზრდის დროს ერთ-ერთი უარყოფითი მოვლენაა სასოფლო-სამეურნეო მანქანების წევის წინააღმდეგობის გაზრდა. ამ სიდიდის განსასაზღვრავად გამოვიყენოთ შ. ვ. კაციგინის [7] ფორმულა, რომელიც ადგენს დამოკიდებულებას სამუშაო სიჩქარესა —  $V$  და ენერგიის გავრცელების სიჩქარეს შორის, დასამუშავებელ გარემოში —  $U$  და ნიადაგის სიმკვრივესა —  $\rho$  და მანქანის სამუშაო წინააღმდეგობას შორის:

$$MP_{საგ} = \left\{ MK \cdot a + \rho a M V_{საგ}^2 \left( \frac{M V_{საგ}}{U} \right)^2 \cdot M B_{საგ} \right\} \cdot B$$

სადა  $K$  არის მანქანის ხვედრითი წინააღმდეგობა აგრეგატის მცირე სიჩქარეებზე მუშაობის დროს, კგ/მ-ით;

$a$  — დამუშავების სიღრმე, მ-ით;

$E$  — კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სიჩქარის ზრდის გავლენას ხვედრით წინააღმდეგობაზე ხვნის დროს.

საკიდი და ნახევრადსაკიდი ს. ს. მანქანების გადაადგილებაზე (გორვაზე) იხარჯება წევის ძალის ნაწილი. მანქანის გადაგორების წინააღმდეგობა შეიძლება გამოვითვალოთ ვ. ტ. გუსკოვის [3] მიერ რეკომენდებული ფორმულით, რომელიც ამყარებს დამოკიდებულებას აგრეგატის ძირითად პარამეტრებსა და გადაგორებაზე საჭირო ძალას შორის.

აღენიშნოთ :  $\beta_1$  -ით მანქანის წონის ის ნაწილი, რომელიც მოქმედს საყრდენ თვლებზე;

$r$  და  $b$  არის შესაბამისად საყრდენი ნაწილის სიმრუდის რადუსი და ჩალუნვის სიდიდე;

$K_0$  ნიადაგის მოცულობითი დეფორმაციის კოეფიციენტი;

$C_k$  — პროპორციულობის კოეფიციენტი;

$n_{a3}$  — საყრდენი თვლების რაოდენობა;

თუ გარდავქმნით ვ. ვ. გუსკოვის [3] ფორმულას და გავითვალისწინებთ სიჩქარის გავლენას ნიადაგის მოცულობითი დეფორმაციის კოეფიციენტზე, მივიღებთ წვევის ძალის იმ მნიშვნელობას, რომელიც საჭიროა სასოფლო-სამეურნეო მანქანების გადაგორებაზე:

$$MP_{კაკ} + f(B_{სამ}, V_{სამ}, b, r, n_{a3}, \beta_{შებ}, \beta_k, K_0, C_k) \quad 6$$

სადაც  $\beta_{კაკ}$  არის ხვედრითი ლითონშემცველობა კგ/მ-ით. მანქანის წვევის წინააღმდეგობას გამოვითვლით ფორმულით:

$$MP_{კაკ} = (MP_{კაკ1} + MP_{კაკ2}, \beta_{კაკ}) \quad 6$$

სადაც  $\beta_{კაკ}$  არის კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს წვევის მარჯვ-როგორც ვ. ვ. გუსკოვის გამოკვლევებმა გვიჩვენეს ტრაქტორის ბაზა-სა და წვევის ძალას შორის არსებობს წრფივი დამოკიდებულება:

$$l = \beta_{ლ} MP_{კაკ} + C_{ლ} \quad 6$$

სადაც  $\beta_{ლ}$  და  $C_{ლ}$  არის პროპორციულობის კოეფიციენტები, რომლებიც უნდა დადგინდეს ექსპერიმენტული ხერხით.

სიმძიმის ცენტრის კოორდინატების დამოკიდებულება ჩაჭიდების ძალის კოეფიციენტთან გამოისახება ფორმულით:

$$a_{ლ} = l(1 - \beta_{ლ}) \quad 6$$

გავითვალისწინოთ, რომ მ. ქ. კ.-ის ოპტიმუმი მიიღწევა ჩაჭიდების ძალის გამოყენების კოეფიციენტის გარკვეული მნიშვნელობისათვის, ჩაჭიდების წონას მივიღებთ შემდეგი განტოლებიდან:

$$Gr_{a3} = \frac{P_{კაკ}}{MV} \quad 6$$

ტრაქტორის წონა, რომელიც უზრუნველყოფს ჩაჭიდების ძალის ასეთ ხიდიდეს მიბმის წერტილის  $H$  სიმაღლით; წვევის ძალის დახრის კუთხით და ტრაქტორის სიმძიმის ცენტრიდან ტრაქტორის წამყვან თვლებს ში-

რის მანძილის ცვლილების  $\xi_0$  კოეფიციენტით, განისაზღვრება ფორმულით:



ქართული  
საბჭოთაო  
აკადემია

$$MG_{\xi} = \frac{1}{1-a_{\xi}} [L \cdot G_{\xi} - MP_{კა1}h - MP_{კა2}tg\alpha + (1 - \xi_{\sigma})MB_{სა} - (\xi_B MB_{სა} + MP_{კა2}tg\alpha)(I_0 - \xi_0 MB_{სა}) + \xi_B MB_{სა}(1 - \xi_0 MB_{სა})] \quad 6$$

თვლიან ტრაქტორის მოძრაობის სრული წინააღმდეგობა გამოითვლება ფორმულით:

$$MR_{გრ} = MP_{კა1} \xi_{კა1} + MP_{კა2} \xi_{კა2} + MP_h \quad 6$$

სადაც  $P_h$  არის უეცრად წარმოქმნილი დაბრკოლების გადასალახავად საჭირო ძალა, რომელიც დამოკიდებულია დაბრკოლების სიმაღლეზე —  $h$  — ზედაპირის რადიუსზე, აგრეგატის წონაზე  $G_{აგ}$  სიმძიმის ცენტრის მდებარეობაზე  $H$  ზედაპირის სიმტკიცეზე —  $G_m$  და სისტემის ინერციის რადიუსზე  $J_{ი.ე.}$

$$MP_{\xi} = f(MG_{აგ}, h, R, H, G_{სა}, J_{ი.ე.}) \quad 6.$$

რომ განესაზღვროთ აგრეგატის პარამეტრების და სამუშაო რეჟიმების ოპტიმალური მნიშვნელობები, აუცილებელია ვიპოვოთ მათი გველენის კოეფიციენტი დახარჯულ სიმძლავრეზე.

სიმძლავრის ხარჯი განისაზღვრება ფორმულით: (6)

$$MN_{\xi} = \frac{\xi_{\sigma} MB_{სა} + \xi_{\sigma} MB_{სა} \cdot MV_{სა} \cdot U + MV_{სა} (MP_{კა1} + MP_{კა2} + K_{\sigma} (MV_{სა} - V_0))}{\tau_{\sigma, \xi} - K_{\sigma} (MV_{სა} - V_0)} + \frac{G_{ს/ნ} \alpha + P_f}{\xi_{\sigma} N_{\xi}} \quad 6$$

სადაც  $\xi_{\sigma}$  არის ხვედრითი დანახარჯები მექანიზმის უქმ მუშაობაზე მოსული ერთ მ მოდების განზე, მან./გ;

$\xi_{\sigma}$  — ხვედრითი დანახარჯები ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების დროს მოსული 1 მ მოდების განზე, მან./გ;

$U$  — სასოფლო-სამეურნეო კულტურების მოსავლიანობა, ტ/ჰა;

$P_{კა1}, P_{კა2}, P_f$  — შესაბამისად, გადაგორებაზე, კაკვზე ინერციის ძალის დაძლევაზე და უეცარი წინააღმდეგობებით დაძლევაზე ძალის დანახარჯები;

$\tau_{\sigma, \xi}$  — ტრანსმისიის მექანიკური შარგი ქმედების კოეფიციენტი;

$K_{\sigma}$  — ძალის დანახარჯების შარდის კოეფიციენტი სიჩქარისაგან

დამოკიდებულებით, რომელიც დადგინდება ექსპერიმენტული გამოკვლევების შედეგად:

$\xi N_{\text{ფ}}$  — სიმძლავრის მარაგის კოეფიციენტი;

ტრაქტორის წონა და სიმძლავრე წარმოების რენტაბელურობის ტრაქტორის ტრანსპორტირების გათვალისწინებით განსაზღვრავს მის ბალანსურ ღირებულებას:

$$MB_{\text{ტრ}} = \alpha_1 \beta (a + b N_{\text{ფ}} + CMG_{\text{ტრ}}) \text{ მა}^5$$

სადაც  $\alpha_1$  და  $\beta$  არის კოეფიციენტები, რომლებიც ითვალისწინებენ დანარჩენებს ტრაქტორის ტრანსპორტირებასა და წარმოების რენტაბელობაზე.

$a, b, c$  — პროპორციულობის კოეფიციენტები.

აქედან ჩვენ შეგვიძლია უკვე განვსაზღვროთ აგრეგატის ექსპლუატაციაზე მიყვანილი დანახარჯები აგრეგატების პარამეტრებისა და სამუშაო რეჟიმებისაგან დამოკიდებულებით [2, 4].

$$MC_{\text{აგ}} = \frac{MB_{\text{ტრ}}(a_{\text{ფ}} + a_{\text{ჩ}})}{T_{\text{ფლ.ტ.}} MW_{\text{სტ}}} + \frac{(K_{\text{ფ.ტ.}} m_{\text{ტრ.}} f_1 + m_{\text{ფ}} f_2) \cdot 1,62}{MW_{\text{აგ}}} +$$

$$N_{\text{ფ}} g_{\text{ფ}} \Pi_{\text{ს.ა.ფ.}} Mr + \frac{E_k}{MW_{\text{სტ}}} \left( \frac{MB_{\text{ტრ}}}{T_{\text{ფლ.ტ.}}} + \frac{n_{\text{ტრ}} MB_{\text{ტრ}}}{T_{\text{ფლ.ტ.}}} \right) +$$

$$+ \frac{r_{\text{ფ}} MB_{\text{ს.ა.ფ.}} + r_{\text{ფ.}} MV_{\text{ს.ა.ფ.}}}{W_{\text{სტ}}} \frac{\text{მა}^5}{\text{აა}}$$

სადაც  $a_{\text{ფ}}$  და  $a_{\text{ჩ}}$  არის შესაბამისად ცვეთაზე და კაპიტალურ რემონტზე დანახარჯების გათვალისწინებელი კოეფიციენტები;

$T_{\text{ფლ.ტ.}} T_{\text{ფ}}$  — შესაბამისად ტრაქტორის ს/ს მანქანების წლიური დატვირთვა საათობით;

$K_{\text{ფ.ტ.}}$  — ტრაქტორის ტ<sup>1</sup> კლასის მიხედვით ხელფასის დანამატი;

$m_{\text{ტრ}}$  და  $m_{\text{ს.ა.ფ.}}$  — შესაბამისად ტრაქტორის ტის და დამხმარე მუშის რაოდენობა ერთ აგრეგატზე.

$g_{\text{ფ}}$  — საწვავის ხვედრითი ხარჯი კვ/კვტსთ. ჰა;

$\Pi$  — საწვავის კომპლექსური ფასი;

$E_k$  — კაპიტალდაბანდების ამოგების კოეფიციენტი;

$n_{\text{ტრ}}$  — მანქანათა რაოდენობა ერთ აგრეგატში;

$r_{\text{ფ}} r_{\text{ფ.}}$  — კოეფიციენტები, რომლებიც ითვალისწინებენ მოდელი



განისა და სიჩქარის ცვლილების გავლენას ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების ხარისხზე, პარამეტრების დანაკარგებზე და აქედან შესაბამისად აგრეგატების მიყვანილ დანახარჯებზე.

$f_1$  და  $f_2$  — ტრაქტორისტ-მემანქანის და დამხმარე მუშის დღიური სატარიფო განაკვეთი.

აქედან გამომდინარე, ჩვენ დავამყარეთ დამოკიდებულება აგრეგატების ძირითად პარამეტრებსა და შესრულებულ სამუშაო ერთეულზე მოყვანილ დანახარჯებს შორის. ეს საშუალებას მოგვცემს გადავწყვიტოთ საკითხი აგრეგატების ოპტიმალური პარამეტრების შერჩევაზე, რადგანაც მათემატიკური მოდელის აგების დროს ოპტიმალურობის ძირითად კრიტერიუმად უნდა ავიღოთ დაყვანილი დანახარჯები, დაყვანილი დანახარჯების ცვლილების ხასიათიდან, კერძოდ, მისი გამოკვლევებიდან ექსტრემუმზე დადგინდება საკვლევი აგრეგატების ოპტიმალური პარამეტრები.

#### ლიტერატურა — Литература

1. В. П. Горячкин. Сборник сочинений в трех томах. М., «Колос», 1965.
2. Авторский коллектив. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка. М., «Колос», 1978.
3. В. В. Гусков. Оптимальные параметры с. х. тракторов. М., «Колос», 1966.
4. С. А. Иоффинов. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М., «Колос», 1974.
5. Ю. Киртбая. Элементы теории оптимальных параметров мобильных с. х. агрегатов. «Тракторы и с. х. машины» № 12, 1966.
6. Р. Ш. Хабатов. Прогнозирование оптимальных параметров агрегатов и состава М. Т. П., М., 1969.
7. Вопросы теории сельскохозяйственной механики, т. 19. Минск, 1964.

УДК 636.085 : 631.3

ბ. ქანოკლიძე, ნ. სურგულაძე

ლინეარგადამსურინი საქავასარკვევლის ტექნოლოგიური სქემა და პანალი

მერქული პირუტყვის შენახვის და მათგან მიღებული პროდუქციის ჯერ კიდევ მალალი თვითღირებულება და დიდი შრომის ხარჯი, ბევრ შემთხვევაში, გაპირობებულა საკვების ტრანსპორტირების, დოზირების და დარიგების საწარმოო პროცესების დაბალი მექანიზაციით. ამ პროცესების მექანიზაციის ეფექტური საშუალებების შერჩევა და წარმოებაში დაწერვა ითვლება მეცხოველეობის პროდუქციის თვითღირებულების შემცირების ერთ-ერთ რეზერვად.

ჩვენი წარმოება დღეისათვის უშვებს მობილურ სატრაქტორო მისაბმელ (КТУ-10, РММ-5, КУТ-3,0 Б) და სტაციონარულ ТВК-80А, ТВК-80 Б, РКУ-200) სარიგებლებს.

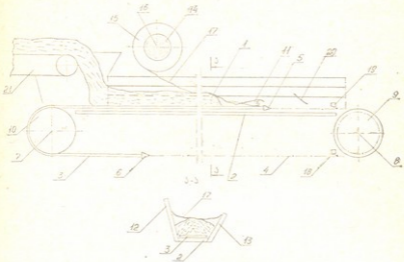
სტაციონარული სარიგებლები ორი ტიპისაა: ტრანსპორტიორ-სარიგებელი, რომელიც განლაგებულია საკვებურში (ТВК-80 А; ТВК-80Б) და ბაქნიანი სარიგებელი, რომელიც საკვებურის თავზეა განლაგებული.

საკვებურში განლაგებულ სარიგებლებს ახასიათებს: კონსტრუქციის და ექსპლუატაციის სიმარტივე, შენობის სასარგებლო ფართობის რაციონალური გამოყენება, საკვების ანარჩენებისაგან საკვებურის გაწმენდის სიმარტივე და სხვა. მაგრამ მათ აქვთ ნაკლოვანებები, რომელთა შორის მთავარია ის, რომ საკვების დარიგების დროს საჭიროა კვების ფრონტის გასწვრივ საკვებურის გადაკეტვა (გადაღობვა) სპეციალური გისოსებით. როგორც სამეცნიერო და საპატენტო ლიტერატურაში არსებულ ტექნიკური გადაწყვეტების ანალიზმა ცხადყო, მოწყობილობები, რომლებიც გათვალისწინებულია ამ ნაკლოვანებების აღმოფხვრისათვის, ხასიათდება კონსტრუქციული სირთულით და დიდი ლითონშემცველობით.

ერეკნული  
საქართველოს  
საგარეო  
საზღვაო  
საზღვაო  
საზღვაო

გავითვალისწინეთ რა მ.რ.პ. ფერმებისათვის განკუთვნილი სტაციონარული საკვებმასაღებლების ეს ნაკლოვანებანი, დავამუშავეთ აღნიშნულ საკვებმასაღებლის ახალი პრინციპული სქემა (ნახ. 1).

საკვებმასაღებელი წარმოადგენს საკვებურის (1) ძაროზე (2) მდებარე ლენტურ-ჩაქვურ (3—4) ტრანსპორტიორს, რომელიც



ნახ. 1

უწყვეტით-წინსვლით მოძრაობას. ლენტის (3) ბოლოებზე დამაგრებულია შვერილები (5—6), რომლებიც მუშაობისას რიგრიგობით მოქმედებენ ტრანსპორტიორის ამძრავი სადგურის მაგნიტურ ამამუშავებელ სისტემაზე.

ლენტურ-ჩაქვური (3—4) რგოლი გაქიმულია ორ ლილვზე (7—8) რომელთაგან ერთი წარმოადგენს წამყვანს (8), მასზედ დასმული ვარსკვლავით (9), ხოლო მეორე დამქიმს, მასზედ დასმული დოლით (10). ლენტას ზედა ბოლოზე დამაგრებულია ზამბარული დამქერი (11) მოწყობილობა.

საკვების მიწოდების ზონის შემდეგ საკვებურის (1) გვერდით კედლებზე (12—13) ზემოთ დამაგრებულია ზამბარიანი (14) დოლის (15) ლილვი (16). ზამბარიან დოლზე (14—16), დახვეულია პოლიეთილენის ლენტა (17).

საკვებურის (1) ბოლოს, გვერდით კედელზე (12) დამაგრებულია ამძრავი სადგურის ქვედა (18) და ზედა (19) ამომრთველები (გადამწოდები). ზედა ამომრთველის (19) წინ, გარკვეულ სიმაღლეზე და შესაბამისი დახ-

რილობით, საკვებურის გვერდით კედლებზე მიმაგრებული ზამბარული დამჭერის (11) სასხლეტი (20).

ჩვენ მიერ დამუშავებული სქემით საკვების დარიგების ტექნოლოგიური პროცესი მიმდინარეობს შემდეგნაირად: საკვებურის (11) პოლიეთილენის გადამხურ ლენტას (17) ამაგრებენ ზამბარულ დამჭერში (11), რის შედეგადაც ერთდროულად რთავენ მკვებავ ტრანსპორტიორს (21) და სტაციონარულ საკვებსარიგებლის ლენტურ-ჩაქვეურ (3—4) ტრანსპორტიორს.

მკვებავი ტრანსპორტიორი (21) დოზირებულ საკვებს აწვდის სტაციონარულ საკვებსარიგებელს და თავსდება ლენტურ-ჩაქვეურ (3—4) ტრანსპორტიორზე, ამავე დროს ზამბარულ დამჭერში (11) ჩამაგრებული პოლიეთილენის ლენტა დოლიდან (15) იშლება და ზემოდან ეფინება ლენტაზე დაყრილ საკვებს, რომელიც პოლიეთილენის ლენტასთან ერთად გადაადგილდება ლენტურ-ჩაქვეურ (3—4) ტრანსპორტიორით საკვებურის ფრონტის მთელ სიგრძეზე. საკვების დარიგების ასეთი ტექნოლოგია იცავს საკვების ნორმის დადგენილ სიდიდიდან გადახრას და თავიდან გვაცილებს დაავადებათა გავრცელებას, რადგან პირუტყვს საკვების დარიგების პროცესში არ აქვს საშუალება საკვებურში მოძრავი საკვების მიღებისა ან შეხების. გადამხური ლენტის გამლა იწვევს დოლის ლერძზე ზამბარის (14) დახვევას, რომლის ძალითაც ზამბარული დამჭერის სასხლეტთან (20) შეხების შემდეგ, განთავისუფლებული გადამხური ლენტა, კვლავ ეხვევა დოლზე და უბრუნდება საწყის მდგომარეობას. კვების მთელ ფრონტის გასწვრივ საკვებურში განაწილებული საკვები თავისუფლდება გადამხურ ლენტასაგა (17) და პირუტყვის შესაძლებლობა ეძლევა მისი მიღების ტრანსპორტიორის (3—4) შემდგომი მოძრაობით ზედა შვერილი შეეხება შესაბამის გამომრთველს (19), რომელიც ამორთავს, როგორც მკვებავ ტრანსპორტიორს, ისე სარიგებლის ამძრავ სადგურებს.

საკვების შემდგომი დარიგების წინ კვლავ რთავენ საკვებსარიგებლის ამძრავ სადგურს ისე, რომ ლენტურ-ჩაქვეურ (3—4) ტრანსპორტიორი მოძრაობს უკუსვლით. ამ დროს წარმოებს საკვებურის (11) გაწმენდა საკვების ნარჩენებისაგან, ამასთანავე ლენტურ-ჩაქვეური ტრანსპორტიორი უბრუნდება საწყის მდგომარეობას, როდესაც ქვედა შვერილი (6) შეეხება ქვედა ამომრთველს (18) ამძრავი სადგური გაითიშება, ხოლო სტაციონარული საკვებსარიგებელი მზადაა ციკლის ხელახალი განმეორებისათვის.

აღწერილი მოწყობილობა, სხვა ანალოგიური მიზნისათვის განკუთვნილი მოწყობილობებისაგან (762818, 207558, 614779 და სხვა) განსხვავებით ხასიათდება კონსტრუქციისა და ექსპლუატაციის სიმარტივით და მუშაობის მეტი სიიმედობით.

ასე, მაგალითად, მოწყობილობის (207558) გამოყენების შემთხვევაში, სადაც მოძრავი საკვების გადახურვისათვის გამოყენებულია ძირითადი ვისოსები, საკვებურის კვების ფრონტი მცირდება 50%, რაც აწვდის მეტი რუტყვის მიერ საკვების მიღებას და იწვევს საკვების დამატებით დახარჯვებს. ლენტური გადამხური მთლიანად ათავისუფლებს საკვებურის კვების მთელი ფრონტის სიგრძეზე და, ცხადია, არ გამოიწვევს საკვების დამატებით დანაკარგებს.

კონსტრუქციულად ლენტური გადამხური მეტად მარტივია და მისი არსებულ სარიგებლებზე დამონტაჟება არ იწვევს სირთულეს და საკვებურის რეკონსტრუქციის საჭიროებას მაშინ, როდესაც ვისოსების გამოყენება მოითხოვს საკვებურის კონსტრუქციულ და ტექნოლოგიურ გადაკეთებას.

აღსანიშნავია, რომ გადამხური ლენტა შეიძლება დამზადდეს 0,5 — 1,0 მმ სისქის ლათსანის ქსოვილისაგან. თუ დოლის საწყის დიამეტრს ავიღებთ 400 მმ, მაშინ მასზედ ლენტის დახვევის შემდეგ მისი დიამეტრი გაიზრდება სულ დიდი 120 მმ და მოწყობილობის მთლიანი მასა არ გადააჭარბებს 30—40 კგ-ს.

გადამხური ლენტის წონა, საკვებ მოწყობილობასთან ერთად არ აღემატება 10—12 კგ. დოლზე დახვევის დროს ლენტა ცურავს საკვებურში განაწილებულ საკვებზე და მათ შორის ხახუნის კოეფიციენტის მაქსიმალური მნიშვნელობის შემთხვევისათვისაც კი ლენტის მოძრაობის წინააღობის ძალაა 15 ნიუტონი. ხოლო დახვევისა და გაშლისათვის დოლის შემობრუნების რაოდენობა 40-ს არ აღემატება. აღნიშნულის გამო ლენტის დოლზე დახვევისათვის საკმარისია გამოვიყენოთ 2 სპირალური ზამბარა და, მასასადამე, მოწყობილობა, მუშაობისათვის ენერჯის დამატებით ხარჯს არ მოითხოვს.

ამჟამად ლენტური გადამხურის კონსტრუქციული გაფორმება დამთავრებულია და გადაწყვეტილია მისი მოწყობილობა და საწარმოო გამოცდა დადუმეთის რაიონის სოფ. მაღაროსკარის მეცხოველეობის ფერმაში.

## ლიტერატურა — Литература

1. В. Н. Писменов, В. Е. Матуевич, Ю. С. Самшкин. Механизированные откормочные фермы крупного рогатого скота. Россельхозиздат.
2. В. Г. Коба. Машинны для раздачи кормов. Саратов, 1974.
3. А. А. Омельченко, Л. М. Куцун. Кормораздающие устройства, М., 1971.
4. Техника в сельском хозяйстве, № 5, 1973.



УДК 631.51

О. А. КЕЧУАШВИЛИ

### К ВОПРОСУ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РУЧНЫХ ЧАСЕБОРОЧНЫХ И ПОДРЕЗОЧНЫХ МАШИН

Критический анализ методов уравнивания рычажных механизмов в мобильных сельскохозяйственных машинах показал, что их применение в ручных часеборочных и подрезочных машинах не дает желаемого эффекта. Это объясняется тем, что например при статическом уравнивании уравниваются только силы инерции вращающихся масс звеньев механизма. Неуравновешенными в этом случае остаются силы инерции всех горизонтально движущихся масс звеньев и конечно, момент сил инерции звеньев относительно оси, перпендикулярной к плоскости движения механизма.

Для уравнивания первого порядка сил инерции поступательно движущихся масс иногда устанавливают противовес массой больше, чем это необходимо при статическом уравнивании. При этом уравниваются полностью силы инерции самого кривошипа, а также часть горизонтальных сил инерции поступательно движущихся масс, но в системе дополнительно возникают неуравновешенные вертикальные силы инерции.

Такой метод уравнивания можно использовать в мобильных сельскохозяйственных машинах, где приведенная составляющая неуравновешенной инерционной силы противовеса совпадает с направлением движения агрегата.

Однако, в ручных машинах такое изменение направления этой силы недопустимо в связи с тем, что ее действие передается на руки оператора.

А применение динамического метода уравнивания [1, 2] также неприемлемо для ручных машин — это будет связано с увеличением массы машины и усложнением их конструкции.

УДК 62-50  
 62-50.01.01

Использование синусного и двухкривошипного с двумя активными ножами механизмов для уравновешивания инерционных сил [3] в ручных аппаратах связано со следующими недостатками. Например, в синусном механизме:

- ограниченность функциональных возможностей, ввиду использования только при фронтальном расположении рабочего органа;
- низкая долговечность и надежность в работе из-за наличия кинематических пар высокого класса, что вызывает высокое трение между парами;
- наличие одного неуравновешенного звена.

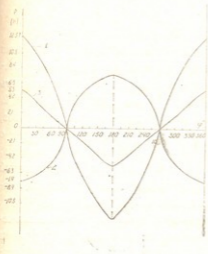


Рис. 1

Аналогично нецелесообразно применение схемы двухкривошипного с двумя активными ножами механизма из-за частичного уравновешивания, что свойственно таким механизмам. Это хорошо видно из графика (Рис. 1), где кривая 3 ординаты которой равны разности ординат 1, 2 и когда  $\varphi=0$ , эта разность будет равняться 5,3 Н. Это указывает на частичное уравновешивание такого механизма.

Ручные чайные машины относятся к машинам циклического действия, длительность переходных процессов у которых значительна по сравнению с длительностью установившегося режима работы [4], поэтому фиксировать постоянную угловую скорость, как это предлагается при антирезонансном способе гашения колебаний, здесь невозможно.

Таким образом, приходим к выводу, что ни один из проанализированных выше методов уравновешивания непригоден для полного уравновешивания ручных чаесборочных и чаеподрезочных машин. Нами предлагается более рациональная схема уравновешивания привода этих машин (Рис. 2).

Подвижный нож чаеподрезочной машины разделен на две части, которые соединены между собой системой рычагов с передаточным отношением 1 : 1. При разделении ножа учтено, что часть массы ша-

туна совершает возвратно-поступательное движение совместно с ножом.

По предложенной (Рис. 2) схеме сконструирована машина, которая состоит из рычажного механизма, который приводится в движение от электродвигателя.

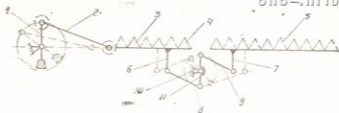


Рис. 2

вишно-шатунным и состоит из кривошипа 1 и шатуна 2. На раме жестко закреплен подвижный нож 3; подвижный нож выполнен составным из двух частей: ведущей части 4 и ведомой 5. Ведущая часть 4 подвижного ножа, в свою очередь, шарнирно связана с шатуном 2. Шатун 2 соединен с ведомой частью 5 посредством системы рычагов, включающей: кронштейны 6, 7, один из которых жестко связан с ведущей частью 4, а другой 7 — с ведомой частью подвижного ножа, тяги 8, 9 и шарнирно связывающее их коромысло 11. Неподвижный нож связан с системой рычагов посредством кронштейна 10, шарнирно присоединенного в середине коромыслом 11.

Работа этого аппарата заключается в следующем. После включения привода (на чертеже не указанного) вращательное движение передается на кривошип 1, который обеспечивает перемещение шатуна 2, вследствие этого ведущая часть подвижного ножа 4 получает возвратно-поступательное движение и через систему рычагов, а именно кронштейнов 6 и 7, тяги 8 и 9, коромысла 11 обеспечивает перемещение ведомой части 5 подвижного ножа в противоположном направлении движения ведущей части 4. Взаимодействием ведущей 4 и ведомой 5 частей подвижного ножа с неподвижной 3 обеспечивается технологический процесс резания.

При работе аппарата возникают равные и противоположно направленные инерционные силы разделенных частей ножа, вследствие чего происходит их полное уравновешивание.

Используя формулу для определения сил инерции ножа

$$P = m \cdot n \cdot \omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{n}{l} \cos 2\omega t \right)$$



где,  $m$  — масса пожа;

$p$  — длина кривошипа;

$l$  — длина шатуна;

$w$  — угловая скорость кривошипа;

и учитывая массу разделенных частей пожа, построен график изменения инерционной силы для отдельных частей пожа (Рис. 3).

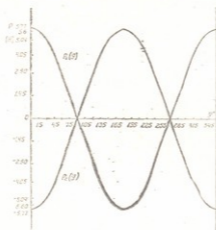


Рис. 3.

Разность ординат этих кривых равняется нулю, что указывает на полное уравновешивание инерционных сил.

Сравнивая (Рис. 2) и (Рис. 3) видим, что в графике для машины с разделенными частями пожа и с одним активным пожом имеет место полное уравновешивание инерционных сил, а для машины с двумя активными пожами остается часть неуравновешенных сил, что указывает на явное преимущество предложенной схемы уравновешивания инерционных сил.

### Выводы:

1. На основе изучения существующих методов уравновешивания найдена рациональная схема уравновешивания, без введения в конструкцию дополнительных противовесов, что упрощает конструкцию и незначительно увеличивает вес машин.

2. Использование предложенной схемы в ручных часеборочных и чаеподрезочных машинах уменьшает вибрацию, что в свою очередь увеличивает надежность и долговечность этих машин.

## Литература



1. И. И. Артоболовский. «Теория механизмов». М., 1967.
2. В. А. Шенетильников. «Основы балансировки машин». М., Машиностроение, 1975.
3. Б. И. Турбин, В. Д. Карлиц. «Теория механизмов и машин». М., Высшая школа, 1968.
4. Р. М. Махароблидзе. «Динамика и основы расчета оптимальных параметров ручных часеборочных и подрезочных машин». Сабчота Сакартвело, Тбилиси, 1978.



УДК — 631.51

3. შირვაშვილი

ბოსილის ბაღებში ნიადაგის დამამუშავებელი გუნდანი და მასზე მომავალი  
ბაღების განვითარების უზრუნველყოფის საკითხი

საქართველოს სოფლის მეურნეობის ერთ-ერთ წამყვან დარგს წარმოადგენს მებაღეობა, რომელიც სოიოთხოვს დიდ დანახარჯებს, განსაკუთრებით მძიმე და შრომატევადია ხეხილის ბაღებში ნიადაგის დამუშავება. როგორც ჩვენთან ისე საზღვარგარეთ მიმდინარეობს კვლევა-ძიება ახალი კონსტრუქციებისა და მოწყობილობებისა, რომლის საფუძველზე შექმნილია ხეხილის ბაღებში მწკრივთა შორის ნიადაგდამამუშავებელი იარაღები.

ჩვენი რესპუბლიკაში პალმეტურ და შემჭიდროვებულ ბაღებში ნიადაგის დამუშავების, ხილის კრეფის და ყუთებში შემჭიდროვების და დატვირთვა-გამოტანის მექანიზაციის საკითხებზე წარმატებით მუშაობს „საქსამმესკის“ მებაღეობის მექანიზაციის ლაბორატორია ტ. შ. კ. ი. კიკაბიძის ხელმძღვანელობით.

სრულასაკოვან ფართობიანი 10 X 10; 8 X 8; 6 X 6 ხეხილის ბაღებში ნიადაგის დამუშავება გაძნელებულია იმის გამო, რომ ვაზრდილი მცენარის ვარჯი, საშუალებას არ იძლევა ტრაქტორის მიახლოვებისა, ხოლო ღლეისათვის შექმნილი მცენარის ძირთან მისაახლოვებელი აქტიური სამუშაო ორგანოებიანი იარაღები (ფრეზები) ჩვენი რესპუბლიკის ნიადაგობრივ პირობებში ვერ უზრუნველყოფენ ნიადაგის სათანადო სიღრმემდე დამუშავებას, ხოლო რაც შეეხება პასიური სამუშაო ორგანოებით ხის ძირთან ნიადაგის დამუშავებისას, აგრეგატზე ვითარდება მაბრუნე მომენტები, რომელიც უარყოფით ზეგავლენას ახდენს, როგორც აგრეგატის საექსპლუატაციო ისე შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხობრივ მაჩვენებლებზე.

აღნიშნული საკითხის ირგვლივ არსებული ინფორმაციული წყაროების ანალიზისა და ჩვენ მიერ დამუშავებული გამოგონებების (საავ. მოწ.

№ 438373 და № 438375) საფუძველზე, საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის ნიადაგდამამუშავებელი მანქანა-ინსტრუმენტების კათედრაზე ჩვენ მიერ დამუშავებული იქნა ფართოორიგანი ხეხილოს ბაღებში ხის ძირთან მისაახლოებელი მოწყობილობა, რომლის ძირითადი ნაწილია ნაჩვენებია (ნახ. 1 — ხედი გრძივ ვერტიკალურ სიბრტყეში და ნახ. 2 — ხედი თარაზულ სიბრტყეში). იგი შედგება დასაშლელი ჩარჩოსაგან, რომელიც აერთიანებს სპეციალურ საკიდ ძელს (1) და მასთან სახსრულად დაკავშირებულ გრძივ გასაწევ ძელს (2), ეს ორი ძელი, მეორე მხრივ, ერთმანეთთან დაკავშირებულია ჰიდროცილინდრით (3). გასაწევი ძელის ბოლოზე მიმაგრებულია პარალელოგრამული ჩარჩო (4), რომლის განივ რეილებზე (5) მიმაგრებულია სამუშაო ორგანოების გუთნის ტანები (6), რედუქტორი (7) და წამყვანი თვალი (8), რომელიც ჭაჭვეური გადაცემით (9) დაკავშირებულია რედუქტორთან, ხოლო ეს უკანასკნელი კარდანული გადაცემით (10) უკავშირდება ტრაქტორის ძალამრთველ ლილვს. მეორე მხრივ, პარალელოგრამული ჩარჩო გრძივ ძელს უკავშირდება სარეგულაციო განბჯენი ბერკეტით (11), ხოლო ბაგირის (12) საშუალებით საკიდ ძელს.

საკიდ ძელზე მიმაგრებულია კრონშტიინები (13), რომლებშიც გავთებულია რკალური ჭრილები (14) და მათში მოძრავად მოთავსებულია გორგოლაჭები (15). ამ უკანასკნელთან დაკავშირებულია ტრაქტორის ქვედა წევები (16), რომელთა მეორე ბოლოები სახსრულად ჩამაგრებულია ტრაქტორის განივ ძელზე (17) მოძრავად დასმულ კრონშტიინზე (18), რომელიც, მეორე მხრივ, განივ ძელთან დაკავშირებულია ჰიდროცილინდრით (19). ეს უკანასკნელი დრეკადი მილგამტარებით (20) დაკავშირებულია ტრაქტორის ჩარჩოზე (21) მიმაგრებულ ერთკამერიან ჰიდროცილინდრებთან (22), რომელთა შტოკებზეც სახსრულად ჩამაგრებულია განივი ძელი.

პარალელოგრამულ ჩარჩოზე დამაგრებული სამუშაო ორგანოების სამუშაო პარამეტრების დაცვა ხორციელდება განმბჯენი ბერკეტის რეგულირებით, რომელიც უზრუნველყოფს პარალელოგრამული ჩარჩოს გაშლას ან დაკეცვას იმის მიხედვით, თუ როგორი კუთხითაა გაშლილი გრძივი ძელი. ეს კი საშუალებას გვაძლევს ტრაქტორის ერთსა და იმავე სწორ ხაზზე მოძრაობისას მისაახლოებელი მოწყობილობით არსებული იარაღებით დაუმუშავებელი ზოლი დავამუშაოთ 1: 2; 3 ზოლად.

იმისათვის, რომ პარალელოგრამული ჩარჩოს გაშლისა და დაკეცვისას სამუშაო ორგანოებს შორის გრძივი დაშორება იცვლებოდა, კერძოდ, მისი გაშლისას, სამუშაო ორგანოებს შორის გრძივი მანძილი მცირდება, რომ არ მოხდეს სამუშაო ორგანოებს შორის ბელტის გამოჭედვა, სასურველია გუთნის ფრთები შესრულებული იყოს ხრახნულად ან ნახევრად ხრახნულად.

აგრეგატის მდგრად მუშაობას ხელს უწყობს პარალელოგრამულ ჩაჩოზე განლაგებული წამყვანი თვალი, მაგრამ სამუშაო ორგანოების გრძივ და განივ სიბრტყეში, ტრაქტორიდან დიდი დაცილების გამოწვევაში მოსული წვეის ძალები არსებული საკიდი სისტემებით შექმნიან დიდ მამბრუნ მომენტს (განსაკუთრებით პასიურ სამუშაო ორგანოებთან გასაწვევ შექმნილობით მუშაობისას), რომელიც ართულებს აგრეგატის მართვადობის პირობას, აუარესებს ნიადაგის დამუშავების ხარისხს და აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლებს.

გრძივ ვერტიკალურ და თარაზულ სიბრტყეში წამყვანი თვლით აღჭურვილი სამუშაოიარაღიანი აგრეგატის წონასწორობის განტოლებებს აქვთ შემდეგი სახე: გრძივ ვერტიკალურ (XOZ) სიბრტყეში:

$$\sum X = P \cos \alpha + P_k - f N_{II} - f N_6 - R_x = 0 \quad (1)$$

$$\sum Z = P \sin \alpha - G_{II} + N_k \pm R_z = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = L(N_k \pm R_z - G_{II}) + f N_{II}(h + a) + f N_6 \left( h + a - \frac{a'}{2} \right) + \\ + R_x \left( h + \frac{a}{2} \right) - P_k \left( h - \frac{d}{2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

ხოლო თარაზულ (XOY) სიბრტყეში:

$$\sum X = P + P_k - R_x - f R_y = 0 \quad (4)$$

$$\sum Y = R_y - N_6 = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_A = P_k b - (R_x - R_y)(b - b') \quad (6)$$

სადა: P არის ქვედა წვევებში განვითარებული ჯამური ძალა;

$P_k$  — წამყვანი თვლის წვევის ძალა;

$N_6$  — კვლის ფიცარზე რეაქციის ძალა;

$N$  — გუთნის ტანების საყრდენ სიბრტყეზე რეაქციის ძალა;

$R$  — ბელტის მოჭრისა და გადაბრუნების წინააღობის ძალა;

$G_{II}$  — იარაღის მასა;

$N_k$  — თვალზე მოსული საყრდენი სიბრტყის რეაქციის ძალა;

$f$  — ხახუნის კოეფიციენტი ნიადაგსა და ლითონს შორის;

$L$  — იარაღზე წვევების ჩაბმის წერტილიდან ჯამური წინააღობის ძალის მოდების წერტილამდე მანძილი;

$h$  — ჩაბმის წერტილიდან იარაღის საყრდენი თვლის სიბრტყემდე მანძილი;



ქართული  
საზოგადოებრივი  
მეცნიერებათა  
აკადემია

- $a$  — ხენის სიღრმე;
- $a'$  — ველის ფიცრის სიმაღლე;
- $d$  — თვლის დიამეტრი;

$b$  — ტრაქტორის გრძივი ღერძიდან საყრდენ წინაღობის ძალის მოდების წერტილამდე მანძილი;

$b'$  — საყრდენი თვლიდან ჩამურ წინაღობის ძალის მოდების წერტილამდე მანძილი;

$\alpha$  — წვეის P ძალის მიერ თარაზულ ( $xoy$ ) სიბრტყესთან შექმნილი კუთხე.

სამუშაო იარაღების არსებული საყიდი სისტემების კონსტრუქციები მუშაობისას ვერ უზრუნველყოფენ გრძივ ვერტიკალურ სიბრტყეში იარაღის ჩამური წინაღობის ძალის ტოლქმედის მიმართულების ცვალებადობის შესაბამისად, წვეის ძალის მიმართულების რეგულირებას რის გამოც ვიღებთ ტრაქტორის ქვედა წვეების იარაღთან შეერთების წერტილის მიმართ განვითარებულ მამბრუნ მომენტს, რომელიც იწვევს სამუშაო ორგანოების არათანაბარ სიღრმეზე სვლას. ამ მომენტის მნიშვნელობა გამოითვლება შემდეგი ტოლობით:

$$M = [P \sin \alpha - R \sin(\alpha \pm \Delta \alpha)] L - P \cos \alpha h + F \cos(\alpha \pm \Delta \alpha) \cdot h + \alpha \pm \Delta h \quad (7)$$

სადაც: R არის ჩამური წინაღობის ძალა;

$\Delta \alpha$  — წინაღობის ჩამური R და წვეის P ძალების მოქმედების ხაზებს შორის შექმნილი კუთხე;

$\Delta h$  — P და R ძალების მოქმედების ხაზების საყრდენ სიბრტყესთან განკვეთისას გრძივი დაშორება.

მე-7 ტოლობით გამოთვლილი მომენტი მოქმედებს, როგორც იარაღზე, ისე ტრაქტორის წვეებზე ტრაქტორთან ჩაბმის წერტილის მიმართ და თუ მათზე მოქმედი ცილინდრი „მცურავ“ მდგომარეობაშია, მაშინ ჩვენ მიერ დამუშავებული იარაღის საყიდი სისტემისას, იგი იწვევს ტრაქტორის ქვედა წვეების მდგომარეობის ავტომატურ რეგულირებას კრონშტეინების რკალურ ჭრილში ისე, რომ იარაღის ჩამური წინაღობის ძალის ტოლქმედის მიმართულების თანხვედნილია იარაღზე მოდებული წვეის ძალა, რაც იცავს ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას სამუშაო ორგანოების თანაბარ სიღრმეზე სვლას.

თარაზულ ( $xoy$ ) სიბრტყეში აგრეგატის სწორხაზოვანი მოძრაობისათვის საჭიროა ტრაქტორის წამყვანი ნაწილის ორივე მხარეზე მოდიოდენ თანაბარი წინააღმდეგობის ძალა, წინააღმდეგ შემთხვევაში ტრაქტორის ნაკლებად დატვირთული მხარის წამყვანი ნაწილი იწვევს აცურებას (ბუქსაობას).

ჩვენ მიერ დამუშავებული ტრაქტორის საკიდი მექანიზმი ცვალებადობის შესაბამისად ქვედა წვეების ტრაქტორთან მიერთების წერტილის ავტომატურ გადაადგილებას ისე, რომ ტრაქტორის ორივე მხარის წამბარის წინააღმდეგობა განვითარებული წინააღმდეგობის ძალები მუდამ თანაბროლია, რაც წვეების მიერ დამუშავებულ კონსტრუქციაში შემდეგნაირად ხორციელდება: როდესაც იცვლება იარაღის ჯამური წინააღმდეგობის ძალის ტოლქმედის მიმართულება თარაზულ (xoy) სიბრტყეში, შესაბამის მხარეს ერთკამერიან ცილინდრის მუშა არეში იზრდება წნევა, რაც ელასტიკური მილით გადაეცემა სარეგულაციო ცილინდრს, რომელიც შტოკით ტრაქტორის განივ ძეგლზე გადაადგილებს წვეების ჩაბმის კრონშტეინს, სანამ ორივე მხარეს ერთკამერიან ცილინდრის მუშა სივრცეებში არ შეიქმნება თანაბარი წნევები, რაც ტრაქტორის წამყვანი ნაწილის ორივე მხარეს თანაბარი წინააღმდეგობის ძალებს ავითარებს, ეს კი აღმოჩენებს ავრეგატის სწორხაზოვანი მოძრაობის პირობას და გამოორიხებს ერთ-ერთი მხარის სავალი ნაწილის აცურებას.

ჩვენ მიერ დამუშავებული კონსტრუქცია, აღმოჩენებს ავრეგატის საექსპლუატაციო პირობებს, ხეხილის ბაღებში ნიადაგის დამუშავებისას ზრდის ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხს და მწარმოებლობას.

**ლიტერატურა — Литература**

1. ი. კ. კ ა ბ ი ძ ე და სხვ. ინტენსიურ ბაღებში ნიადაგის ძირითადი დამუშავების მექანიზაციის საკითხისათვის „საქსმშესკის“ შრომები, ტ. XXII.
2. ზ. ხ ა ნ თ ა ძ ე. სას.-სამ. მანქანები (თეორია, კონსტრუქცია და გაანგარიშება), I ნაწ. 1958.
3. П. Е. Попов. Предварительные результаты испытания гусеничного пахотного агрегата со свободной навеской. Труды Азово-Черноморского института механизации с/х, вып. 21. 1970.
4. Р. С. Муфтьев. Способы соединения плуга с транспортом и энергетические показатели пахотного агрегата. Труды ВНИИ мех. и элек. с/х, т. 40, 1966.
5. В. А. Зацаринный. Исследование устойчивости хода плуга со свободной навеской в продольно-вертикальной плоскости, в агрегате с трактором кл. 1,4 т. с. Волгоград, 1973.
6. В. З. Мируашили. Устройство для соединения самоходного шасси с орудием, авт. свид. № 438375.
7. В. З. Мируашили. Механизм навески орудий на трактор, авт. свид. № 438373.

УДК 634 . 8 : 621 . 869

მ. თაფროკაძე, ბ. ბიძინაშვილი

ვახის თავისა და ზეარდითი წანაზარღვანის წასაქარალ-დამამუშავებელი და  
შემგროვებელი მანქანის შექმნისა და გამოკვლევის საკითხისათვის

საქართველოს კომპარტიის XXVI ყრილობაზე დიდი ყურადღება დედ-  
თმო საქართველოს სოფლის მეურნეობაში მომხდარ დიდ გარდაქმნებს.

რესპუბლიკის პარტორგანიზაცია გეგმაზომიერად ახორციელებს  
ლონისძიებებს სას.-სამ. წარმოების შემდგომი სპეციალიზაციის და ინტენ-  
სიფიკაციის აღმავლობისათვის. საქართველოს სოფლის მეურნეობის მუშა-  
კები ისწრაფვიან მიწათმოქმედების და მეცხოველეობის პროდუქტების  
ზრდაში თავიანთი ახალი მიღწევებით აიღონ სტარტი მეურნეობებზე ხუთ-  
წლედში, რომლის მიჯნები დასახულია სკვპ ცენტრალური კომიტეტის და  
მინისტრთა საბჭოს დადგენილებაში.

„საქართველოს სსრ რესპუბლიკაში სამხრეთული და სუბტროპიკული  
კულტურების წარმოების გადიდების და სოფლის მეურნეობის შემდგომი  
დაჩქარებული განვითარების ღონისძიებათა შესახებ“.

უდიდესი ეკონომიკური და პოლიტიკური მნიშვნელობის ამ დოკუმენ-  
ტში სუბტროპიკული და სხვა სამხრეთული კულტურების წარმოების გა-  
დიდების ამოცანებთან ერთად დასახულია რესპუბლიკის მევენახეობისა და  
მეცხოველეობის იმ დარგების აღმავლობის ამოცანებიც, რომლებშიც მჭი-  
დროდაა ერთმანეთთან დაკავშირებული სამეურნეო-სოციალური და პო-  
ლიტიკური პრობლემები.

1980 წლის 7 ივნისს სკვპ ცენტრალური კომიტეტის პოლიტიბიუროს  
წევრობის კანდიდატის, საქართველოს კომპარტიის ცენტრალური კომიტე-  
ტის პირველი მდივნის ამხ. ე. შვეარდნაძის მიერ ნათლად დაისახა საქარ-  
თველოს მევენახეობის ინტენსიური განვითარების კომპლექსური პროგ-  
რამის განხორციელების ისტორიული შესაძლებლობანი.

ჩვენი რესპუბლიკის ძირითადი შემოსავალი წყარო მევენახეობაა- მი-  
სი ხვედრითი წილი სოფლის მეურნეობის პროდუქტების წარმოებაში



30%-ზე მეტია. დასახულია ამოცანა, რომ ყურძნის წარმოება 1985 წლისათვის გაიზარდოს 54 %-ით. ეს კი მოითხოვს დამატებით 30 ათასი ან ათასი ვენახების გაშენებას.

მევენახეობის მკვეთრ აღმავლობასთან ერთად დღის წესრიგში დგას მეცხოველეობის განვითარების აქტუალური პრობლემების გადაჭრის საკითხები.

ამ საკითხის გადაჭრისათვის საჭიროა შეიქმნას მტკიცე საკვები ბაზა, გაიზარდოს მრავალწლიანი ნათესი ბალახების წარმოება, მაგრამ მევენახეობის რაიონებში ასეთი ფართობები ძალზე მცირეა, საჭიროა რეზერვების მოძებნა და გამოყენება.

1980 წლის XX პლენუმზე აღებული იქნა დევიზი მეცხოველეობის საკვებით უზრუნველყოფისათვის, რესპუბლიკაში რეზერვების გამოძებნის და მათი ამოქმედებისა. ერთ-ერთ ასეთ რეზერვს წარმოადგენს ვაზის მწვანე წანაზარდების და განასხლავის შეგროვება, მათი გადამუშავება საკვებად.

ვაზის მოვლა-მოყვანის აგროწესებით გათვალისწინებულ ღონისძიებებს შორის, როგორცაა მწვანე ოპერაციები, ერთ-ერთ რთულ და შრომატევად პროცესს წარმოადგენს ვაზის თავის და გვერდების წანაზარდების წაჭრა, მათი შეგროვება და დაქუცმაცება. აღნიშნული ღონისძიება აჩქარებს მტევნების მომწიფებას და მოსავლიანობის გაზრდას, აუმჯობესებს ვაზის კვებისუნარიანობას. ხელს უწყობს აერაციას. აიოლებს ყურძნის ჭრფის პროცესს. გარდა ამისა, უნდა დავეუმალოთ ისიც, რომ ამ ანარჩენების შეგროვებით და დაქუცმაცებით მივიღებთ ცხოველთა მალალყუათიან საკვებს. სოფლის მეურნეობის სამინისტროს მიერ გამოცემული რეკომენდაციებიდან ვიცით, მრავალი სახეობის სასოფლო-სამეურნეო ანარჩენებს შორის რაოდენობისა და ხარისხობრივი თვისებების მიხედვით, დამუშავებული და გამოყენებულია ვაზის მწვანე ოპერაციებით მიღებული საკვები მასა, რომელიც შეიცავს 0,8 საკვებ ერთეულს.

ყოველწლიურად რესპუბლიკაში ვენახებიდან შეიძლება შეგროვდეს 250 ათასი ტ მწვანე მასა, ეს კი ნიშნავს მისგან ხელოვნური შრომის გზით მიღებული იქნეს 60 ათასი ტ ვიტამინიზებული ფქვილი კომბინირებულ საკვების გამამდიდრებლად.

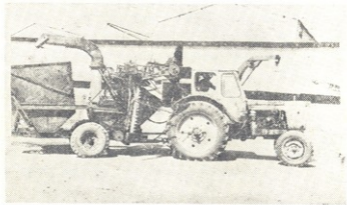
როგორც ჩანს, ვაზის თავის და გვერდების წანაზარდების წაჭრით, შეგროვებით და დაქუცმაცებით ორი მეტად დიდი და სასარგებლო საქმე კეთდება; სრულდება მეტად აუცილებელი აგროღონისძიება და იქმნება ცხოველთა საკვების გამამდიდრებელი საუკეთესო კომპონენტი. მაგრამ აქვე ისმის კითხვა: როგორია ამ მეტად რთული ოპერაციების არსებული მეთოდების, მექანიზმების ძიებისა და შესრულების საკითხი. როგორც ჩანს შრომები, ტ. 121, 1981.

ტარებული ანალიზის შედეგებმა გვიჩვენა დღეისათვის აღნიშნული ოპერაციების კომპლექსური მექანიზაცია გადაუჭრელია, უფრო მეტიც, შეიძლება ითქვას, თითქმის არ სრულდება.



აღნიშნულ საკითხებზე მუშაობენ როგორც ჩვენს ქვეყანაში ინსტიტუტი და წარმოება, ასევე ისეთი მოწინავე საზღვარგარეთის ქვეყნები როგორცაა, საფრანგეთი, ინგლისი, ამერიკა და სხვა. შექმნილია ცალკეული ოპერაციების, თავების წასაჭრელი, გვერდების წასაჭრელი, ვაზის ანასხლავის ამ მხრივ დამაქუცმაცებელი მანქანები, ყველა ეს მანქანები ხასიათდება ცალმხრივობით, არადამაკმაყოფილებლად ასრულებენ პროცესს, ხასიათდებიან დიდი ლითონტევადობით, დაბალი შრომის ნაყოფიერებით და მოითხოვენ დიდ ენერჯიას. აღნიშნულის გამო ამ მანქანებმა დღემდე ვერ ჰპოვა წარმოებაში ფართო გამოყენება. ამიტომ დღესდღეობით ეს ოპერაციები, კერძოდ, ვაზის თავების და გვერდების წანაზარდების წაჭრა-შეგროვება ხორციელდება ხელით, ხოლო დამაქუცმაცებელი კი გადასამუშავებელ ადგილზე სტაციონარული მანქანებით.

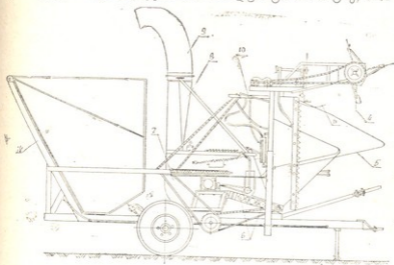
ყოველივე ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე, არსებული მეთოდების და მანქანების ანალიზების საფუძველზე, საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის მოსავლის ამღები და მეცხოველეობის მანქანების კათედრის გამგის პროფ. შხვაცაბაიას ხელმძღვანელობით და ამ სტატიის ავტორების უშუალო მონაწილეობით შექმნილი იქნა, ვაზის თავისა და გვერდების წანაზარდების წამჭრელ-დამაქუცმაცებელი, შემგროვებელი მანქანა (ნახ. 1 და 2).



ნახ. 1

მანქანა ასრულებს ვაზის წანაზარდების წაჭრა-დამაქუცმაცება, შეგროვების ოპერაციას. აგრეთვე დამუშავდება აღნიშნული მასის შემდგომი გადაამუშავების მექანიზებული ხაზიც, რომლის შესახებაც შემდეგ სტატიაში გვექნება ლაპარაკი.

მანქანის დანიშნულება: ვაზის თავების და გვარდების წანზარდების წამჭრელი; დამჭუცმაცებელი, შემგროვებელ მანქანის დანიშნულებაა მოახდინოს ვაზის თავის და გვარდების მწვანე ნაწილების მოჭრა, შემდეგ მისი დაჭუცმაცება 10—15 სმ სიგრძის ნაწილებად და მოჭროვის ბუნკერში და გადატვირთოს მობილურ ტრანსპორტზე, მისი შემ-



ნახ. 2

დგომი დამუშავების ადგილზე ტრანსპორტირებისათვის მანქანა განკუთვნილია სამუშაოდ 1,8 და 2,0 მ. სიგანის და 1,5—2 მ სიმაღლის მქონე შპალერის რიგთაშორისებში.

მანქანის კონსტრუქცია: მანქანა შედგება შემდეგი ძირითადი კვანძებისაგან (ნახ. 3. 4.): ჩარჩოსაგან (1) (ნახ. 1,2), ჰორიზონტალური (2) და ვერტიკალური (3) დანებისაგან, ტარაბუასაგან (4), მიმღები (5) და შემგროვებელი (11) ბუნკერისაგან, გადმოწყრელებისაგან (12), ყლორტების ამწეებისაგან (5), ჩამორევისა (6) და მიმწოდებელი (6) ლილვაკებისაგან, დამჭუცმაცებელი დოლისაგან (7), მიმმართველი (8) და გადამყრელი ღარებისაგან (9), აგრეთვე ავტომატური ჰიდრომოთვალთვალე სისტემისაგან (10).

მანქანა კონსტრუქციულად შესრულებულია შემდეგი თანმიმდევრობით: ორი შეწყვილებული II-ს მაგვარ ჩარჩოზე (1), ზედა ნაწილში მარჯვენა და მარცხენა მხარეს ჩამაგრებულია ჰორიზონტალური ცელისმაგვარი დანები (2), მათი დაყენების მაქსიმალური სიმაღლე 1,7 მეტრია. ამავე ჩარჩოზე ვერტიკალურად დაყენებულია შესაბამისად მარჯვნივ და მარცხ-

ნივ ორი ვერტიკალური ცელისმაგვარი დანები (3), ჰორიზონტალური დანების თავზე მოძრაობს მაკობირებელი ტარაბუა (4), რომელიც უზრუნველყოფს, გაზრდილი ვაზის თავის წანაზარდების მიწოდებას ვერტიკალური დანების გასწვრივ ზემოდან ქვემოთ მახვილი დახრის დაჭრის დაჭრის შედეგად ბუჩქის გვერდით გადახრილი ყლორტამწივეები (5), რომლებიც უზრუნველყოფენ გადახრილი (დაბლა დაღუნული) ყლორტების წამოყენებას და მჭრელ პირზე მიწოდებას, მოჭრილი ღეროების მიმღებ (5) ბუნკერში გადასაყრელი ჰორიზონტალური დანის უკან პლატფორმის ვერტიკალურ კედელზე (13) დასმულ ღერძზე დაყენებულია მოჭრილი ყლორტების სპეციალური გადამყრელები (12). ჩარჩოს შუა ნაწილში წინ ჩაყენებულია მიმღები ბუნკერი (5), რომლის განლაგება საშუალებას იძლევა მოჭრილი ყლორტები მთლიანად ჩაცვივდეს მასში. ბუნკერის ყველა ნაწილში მოთავსებულია ჩამორევი (6) და შემდგომ მიწოდებელი (6), ლილვაკები ჩარჩოს უკანა ნაწილში დგას დამატემაკებელი დანებიანი დოლი (7) თავისი მიმმართველი (8) და გადამყრელი ღერებით (9). ჩარჩოს გაგრძელებაზე სახსრულად დგას შემგროვებელი ბუნკერი, რომელსაც სულ ქვედა ნაწილში აქვს ჰიდროცილინდრი (14) ბუნკერის აყირაებისა და დაციოსათვის. ჰორიზონტალური მჭრელი დანების ქვეშ დაყენებულია რკინის ფოცხურა (11), რომელიც მისრიალებს, ვაზის საყრდენი ბოძების თავზე. იგი სახსრულად დაკავშირებულია ჰიდროგამანაწილებლის სარქველთან და მთლიანობაში ქმნის მოთვალთვალე სისტემას (10).

მჭრელი აპარატების მთლიანი კვანძი ტარაბუასთან და გადმომყრელთან ერთად ტელესკოპურად ზის ჩარჩოს მიმართველებში, რაც საშუალებას იძლევა მოთვალთვალე მჭიდრო სისტემის დახმარებით, აიწიოს არ დაიწიოს ვერტიკალურ სიბრტყეში საყრდენ ბოძზე მჭრელი აპარატის წამოდების თავიდან ასაცილებლად.

მანქანა მისაბმელი ცენტრალური ნაწილით ეყრდნობა ორ სავალთვალს, მანქანის მექანიზმები მოძრაობაში მოდიან ტრაქტორის გადამრთმევი ლილვიდან, სათანადო ჭაჭურის, კბილანური და ლვედური გადაცემებით. აგრეგატირდება 0,8—1,9 ტონა კლასის ტრაქტორებზე.

ტექნიკური დახასიათება

- |                          |                           |
|--------------------------|---------------------------|
| 1. ტიპი                  | მისაბმელი                 |
| 2. მჭრელი ორგანო         | სეგმენტური მჭრელი აპარატი |
| 3. დამატემაკებელი ორგანო | დანებიანი დოლი            |
| 4. მოთვალთვალე სისტემა   | ჰიდრო-მოთვალთვალე         |
| 5. მოდების განი, მ.      | 1,8—2                     |
| 6. მწარმოებლობა, ჰა      | 1,5                       |

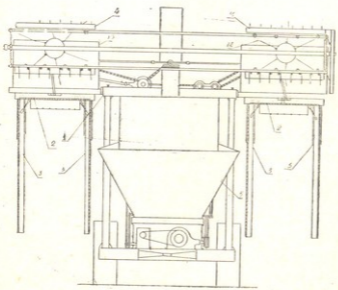


ქვეყნული  
ბიბლიოთეკა

7. დამუშავებული რიგების რაოდენობა	650
8. მჭრელი დანების ორმაგ სვლათა რიცხვი, ბრ/წთ.	131+312
9. სამუშაო სიჩქარე, კმ/სთ	970
10. ტარაბუას ბრუნვათა რიცხვი, ბრ/წთ	8
11. მიმწოდებელი ლილვაკების დიამეტრი, მმ	4
12. ბრუნვათა რიცხვი, ბრ/წთ.	7
13. დამქუცმაცებელი დოლის ბრუნვათა რიცხვი, ბრ/წთ	0,8
14. დანების რაოდენობა	3,5
15. დოლის გამტარუნარიანობა, კმ/წმ.	0,5
16. გატყორცნის მანძილი, მ	10
17. მიმღები ბუნკერის მოცულობა, მ <sup>3</sup>	1
18. შემგროვებელი ბუნკერის მოცულობა, მ <sup>3</sup>	
19. გავსების დროს, სთ.	
20. საჭირო სიმძლავრე, ცძ.	
21. მომსახურე პერსონალის რ-ობა	

### ტექნოლოგიური პროცესი

მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესი მიმდინარეობს შემდეგნაირად: პანქანის ტრაქტორზე მიბმის და ძალამართმევი ლილვის მიერთების შემდეგ პანქანა შედის ვაზის შპალერების დასაწყისში. ჩაირთვება პანქანა სამუშაო



ნახ. 3

მდგომარეობაში და იწყებს მოძაობას (ნახ. 5). ტარბუა (4) მიეწოდება ვაზების თავის წანაზარდებს. პორიზონტალურ დანებზე (1) ისინი მოიჭრებიან და გადაიყრებიან პლატფორმაზე (13), საიდანაც გადაიყრება ფრთოვანას (12) დახმარებით მიიმართება მიმღებ ბუნკერში (5). ყლორტანწყევების (6) დახმარებით გადაღუნული ყლორტები აცურდებიან და მიეწოდებიან დანებს, ისინიც მოიჭრებიან და იყრებიან მიმღებ ბუნკერში, სადა სხვა დარჩენილი გვერდითი წანაზარდები. გვერდითი დანების დახმარებით იჭრებიან, ვაზის ვარჯიდან (მათულიდან) 15—20 სმ სიგანეზე და იყრებიან რიგთა შორის.

მიმღებ ბუნკერში მოხვედრილი ღეროები, მიმწოდებლის და ჩამორევი ლილვაკების (6) დახმარებით მიეწოდება დასაქუცმაცებელ დოლს. სადაც ხდება მისი დაქუცმაცება 10—15 სმ სიგრძის ნაწილებად და მის მიერვე შექმნილი ჰაერის ნაკადით გადაიტყორცნება შემგროვებელ ბუნკერში (14). პორიზონტალური მჭრელი დანის ქვეშ დაყენებულია ცხაურა, რომელიც მოთვალთვალე სისტემასთან არის დაკავშირებული. იგი მიცურავს, საყრდენი ბოძების თავზე და უზრუნველყოფს მჭრელი აპარატის მოძრაობას საყრდენი ბოძების ზემოთ 5—10 სმ-ზე. იმ შემთხვევაში, თუ ბოძი ჭრის სიმაღლეზე მალაა, მაშინ ფოცხურა მოედება მას, აიწევს ზემოთ, ჩართავს ჰიდროგამანაწილებლის სარქველს და მთლიანი აპარატი აიწევა ზემოთ, გადაუვლის ბოძს და ეშვება ისევ დაყენებული ჭრის სიმაღლეზე.

ბუნკერის გავსების შემდეგ, მანქანა გამოდის საქცევის ბოლოში, ჩართავს ბუნკერის ჰიდროცილინდრს და გადაყრის აღებულ მასას, ავტომობილის ან მისაბმელის ძარაში მანქანას ემსახურება ერთი ტრაქტორისტი.

### მანქანის გამოცდის შედეგები

გურჯაანის სამეურნეობათა შორისო კ/საკვებისა და ბალახის ფქვილის საწარმოს მიერ დამზადებული იქნა აღნიშნული მანქანის საცდელი ნიმუში. გამოცდილი იქნა ახაშენის და კაჭრეთის მეურნეობის ნაკვეთებში გამოცდის დროს ძირითადად ვაკვირდებოდა მანქანის მუშაუნარიანობა, მის საიმედოობას და ვსწავლობდით ეკონომიკურ საქსპლუატაციო და ხარისხობრივ მაჩვენებლებს, ხელით მუშაობასთან შედარებით.

როგორც პირველი და მე-2 ცხრილებიდან ჩანს, ნორმალური ჭრის დროს (მოცემულ სიმაღლეზე) ღეროების რაოდენობა 50 გრძივ მეტრზე %-ში, სრული ჭრის დროს შეადგენს საშუალო ვაზის სამი სახეობისათვის 128%, მანქანით წაჭრის დროს—137%, ნორმაზე დაბალი ჭრა ხელით ჭრის დროს—18%, ხოლო მანქანით ჭრის დროს—4%, ე. ი. სხვაობა 12%-ს შეადგენს, ხოლო ნორმაზე მაღალი ჭრის დროს სხვაობა 1%-ით, მოუჭრე-

ლი დატოვების შემთხვევაში 5%-შეადგენს სხვაობა. ხარისხობრივი მაჩვენებლებიდან ჩანს, რომ კრა მანქანით 80% უკეთესია, ვიდრე ხელით. ხოლო ეკონომიკური მაჩვენებლებიდან აღსანიშნავია მანქანის მაღალი მწარმოებლობა ხელთან შედარებით დაახლოებით 7,5% მეტად. მანქანის გამოყენებას შეუძლია ერთ საზომზე მოგვეცეს 840

ცხრილი 1

მაჩვენებლები	ვაზის სახეობა	ხელით წაპირილი	მანქანით წაპირილი
		ღერების რაოდ. 50 გრძ. მ-ზე, %	ღერების რაოდ. 50 გრძ. მ-ზე, %
ნორმალური კრა (მოცემულ სიმაღლეზე)	ჩინური	123	135
	ბულგარული	127	133
	რქაწითელი	133	143
კრა ნორმაზე დაბალ სიმაღლეზე	ჩინური	17	3
	ბულგარული	20	5
	რქაწითელი	18	3
კრა ნორმაზე მაღალ სიმაღლეზე	ჩინური	16	13
	ბულგარული	16	17
	რქაწითელი	8	11
კრა არ წარმოებდა	ჩინური	18	14
	ბულგარული	12	11
	რქაწითელი	7	—

ცხრილი 2

მაჩვენებლები	ხელით წაპრა	მანქანით წაპრა
	ღერების რაოდენობა 50 გრძ. მ-ზე, %	ღერების რაოდენობა 50 გრძ. მ-ზე, %
ხარისხიანი კრა	30	120
პრით გამოწ. დაზიანება.	80	15

ცხრილი 3

მაჩვენებლები	მწარმოებლობა, კა/სთ.	ხარისხი, %	ბუნკერის გასვლების დრო, წთ	მწარმოებლობა დაქუცმაცებულ მასის სახით, ტ/სთ	დანაკ., %
ხელით	0,2	92	—	—	—
მანქანით	1,5	90	30	14	5

მაჩვენებლები	მწარმოებლობა		ღირებულება		ეკონომია		შეღებულ მუშაობათა რაოდენობა	
	ჰა/სთ	ჰა/სეზონში	ჰა/მან.	მან/ტ	მ/ჰა	მ/სეზონში	მ/სეზონში	მ/სეზონში
ზელით	0,056	4,48	8,19	12,50	6,69	10		1
მანქანით	1,5	120	1,50	2,50				

ამრიგად, როგორც წინასწარი დაკვირვებების და მანქანის მუშაობის შესწავლამ გვიჩვენა, აღნიშნულ დადებით მხარეებთან ერთად მანქანას გააჩნია ნაკლოვანი მხარეებიც.

- კერძოდ: 1) კონსტრუქციული სირთულე;  
 2) ტექ. პროცესის შესრულების არასრულყოფილობა;  
 3) შედარებით დაბალი მწარმოებლობა;  
 4) დიდი ლითონტევადობა.

სწორედ მანქანის შემდგომი კვლევა წარმართული იქნება ამ ნაკლოვანებათა გამოსასწორებლად.

### ლიტერატურა — Литература

1. შ. ლეფსიწვერიძე და სხვ. მევენახეობის სამუშაოთა მექანიზაცია, თბილისი 1970.



УДК 633 . 72 . 631 . 35

ო. თედოშვილი, რ. ქარჩავა  
ო. თედოშვილი

**სადრენაჟო არხებითა და მათ გასწვრივ მდებარე შპალერებზე ჩაის კაბებისა და  
გასხვლის მექანიზაციის საკითხისათვის**

საბჭოთა კავშირში ჩაის პლანტაციის დაახლოებით 85-ათასი ჰა ფართობი უკავია. აქედან საქართველოში სრულმოსავლიანი ფართობია 66-ათასი ჰექტარი. მე-10 ხუთწლედის ბოლოს საქართველოში მოიკრიფა და ჩაბარდა სახელმწიფოს 550 ტ ხარისხოვანი ჩაის ფოთოლი, მე-11 ხუთწლედისათვის დასახულია გეგმით ჩაის წარმოება გაიზარდოს 650 ათას ტ-მდე. საქართველოში ჩაის მოვლა-მოყვანით დასაქმებულია დღეისათვის 35 საბჭოთა მეურნეობა და 570 კოლმეურნეობა, მრავალგან შექმნილია მანქანათა კომპლექსი შრომატევადი სამუშაოების შესასრულებლად.

უქანასკნელი მონაცემებით ჩაის სამექანიზაციო ფართობები ძირითადად გაშენებულია 10°-მდე დახრილ ფერდობებზე, რომელთა საერთო რაოდენობა 10-ათას ჰა-ს აღემატება. მიმართულება იქითაა, რომ მცირე მექანიზაციის გამოყენებით გაიზარდოს სამექანიზაციო ფართობები და დამატებით მცირე მექანიზაციის ქვეშ ათვისებული იქნეს 28 ათასი ჰა ჩაის პლანტაცია.

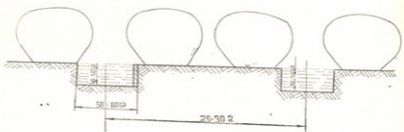
დღევანდელი მონაცემებით საქართველოში მექანიზებული წესით ჩაის ბუჩქის გასხვლა, ხარისხოვანი ფოთლის კრეფა წარმოებს 1100 ჰა-ზე. მაგრამ ამ ფართობების 10%-ზე მეტი ბუჩქის გასხვლა და კრეფა სწარმოებს ხელით და მძიმე პირობებში ან, საერთოდ არ წარმოებს, რა ფართობებია ეს? ეს გახლავთ სწორედ სადრენაჟო არხებთან და მათ გასწვრივ მდებარე შპალერები და ბუჩქები.

როგორც საპასპორტო მონაცემების შესწავლამ გვიჩვენა დღეისათვის კოლხეთის დაბლობზე, სადაც ჩაის გასხვლა და კრეფა მექანიზებული წესით წარმოებს, დრენაჟებს და მათ პირზე (გასწვრივ) მდებარე შპალერებს მთელი ფართობების 5-6 % უკავია. რაც შეადგენს 800-1000 ჰა-ს. ამას

თუ დაუშვამტებთ სხვა ჰაობიან ადგილებზე გაშენებულ ფართობებს (აფხა-  
 ზეთის ასსრ), რაც დაახლოებით 1500 ჰა-მდე აღწევს, როგორც ჩანს საგმი  
 ფართობი უკავია დრენაჲის პირას მდებარე ბუჩქებსა და შპალერებს, თუ  
 ვავითვალისწინებთ იმასაც, რომ ერთ ჰა-დან მოვლა-მუკერეცხეშეშელო  
 რთხი მუშახელი სჭირდება (ნორმალურ პლანტაციასზე) სლუფუცუფუფუცუ  
 პირებზე ბუჩქები ხასიათდებიან მაღალი განვითარებით და დრენაჲში დე-  
 წყალი, ამიტომ გამწელებულია გასხვლა და კრეფა (რადგან მუშას უხდება  
 ზელით აწეულ მდგომარეობაში დიდი დროის განმავლობაში მუშაობას,  
 შეგვიძლია ვთქვათ, რომ ასეთ ფართობზე, ერთ ჰა-ს სჭირდება სულ ცოტა  
 5—6 მუშა. თუ გადავიანგარიშებთ, მაშინ 1500 ჰა-ზე საჭირო იქნება 4500  
 მუშა სეზონზე, რაც მეტად რთულია.

გამომდინარე აქედან, სადრენაჲო არხებზე და მათ გასწვრივ მდებარე  
 შპალერების გასხვლა და კრეფის მექანიზაცია მეტად საჭირო და აქტუ-  
 ლურ საკითხს წარმოადგენს.

როგორც ცნობილია, დრენაჲების პირებზე და მათ გასწვრივ, რო-  
 გორც მობილური, ასევე მცირე მექანიზაციის გამოყენება ვერ ხერხდება,  
 ჰაობიან და ჰარბტენიან ნიადაგებზე აგროლონისძიებებით ჩაის გაშენების  
 წესით გაყვანილია წყალსაწრეტები (სადრენაჲო არხები (30—25 მეტრის  
 დაშორებით ერთმანეთისაგან) 40—50 სმ-სიღრმის და 30—40 სმ სიგანით  
 (ნახ. 1). ასეთ არხებში მობილურ მექანიზაციას მუშაობა არ შეუძლია.

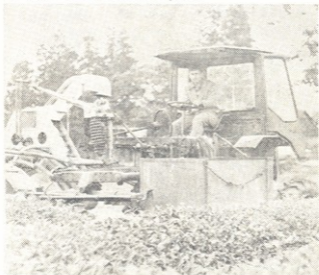


ნახ. 1

არხის გასწვრივ მდებარე შპალერების გასხვლისა და საკრეფი მანქა-  
 ნების შექმნაზე მრავალი აზრი იქნა წამოყენებული. წარმოდგენილი მანქა-  
 ნების საერთო ნაკლი იყო ის, რომ მანქანებს ჩაის საკრეფი აპარატი და  
 ბუნკერი ერთ მხარეზე ჰქონდა დაკიდებული. ასეთმა მანქანებმა გამოყენება  
 ვერ ჰპოვა იმის გამო, რომ არამდგრადია, ამავე დროს თელბზე მოსული  
 დიდი დაწოლის გამო რიგთაშორის ნიადაგი სწრაფად იტკეპნება, ჩნდება  
 ღრმა კვალები და ზიანდება ბუჩქების ფესვები, ამავე დროს წარმოიშობა  
 შპალერების არხისაკენ გადაწევის და მანქანის გადაბრუნების საშიშროება.  
 აღნიშნული საკითხების გადასაწყვეტად ჩვენ მიერ დაწყებული იქნა

მუშაობა 1976 წლიდან მოსავლის ამღები მანქანების კათედრაზე პროფ. შვეცაბაიას ხელმძღვანელობით, წლების მანძილზე მუშაობის და დაკვირვების საფუძველზე ინჯირის ჩაის საბჭოთა მეურნეობის სახელისნომრი იაუის საკრეფი მანქანა 4A-900-ის საკრეფი აპარატის და T1-16MMY მანქანის ბაზაზე შექმნილი იქნა — სადრენაჟო არხებთან და მათ გასწვრივ მდებარე ბუჩქების სასხლავი და საკრეფი მანქანა (4A-900D).

1. მანქანის კონსტრუქცია და მუშაობის ტექნიკური პროცესი. მანქანა შედგება შასისაგან, საკრეფი (სასხლავი) აპარატისაგან, ტრანსპორტიორისაგან, საკიდი მექანიზმისაგან, ბუნკერისაგან და ამძრავი მექანიზმისაგან (ნახ. 2 და 3).

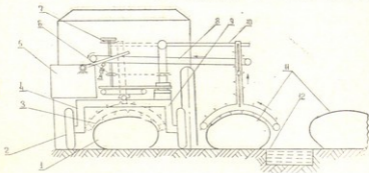


ნახ. 2.

მანქანა დამონტაჟებული იქნა ორი ვარიანტით შასზე CIII-8F და შასზე T-16MMY (ნახ. 2), ორივე შემთხვევაში მანქანა ნორმალურად მუშაობს. თითოეული შასის ჩარჩოს მარჯვენა ძელზე დამაგრებული იქნა მექანიკური საკიდი მექანიზმი, ისე, რომ ჩამოსაკიდი ისარის ბოლო წერტილი გაწეული იქნა შასიდან 1,5—2 მ მანძილზე, რაც უზრუნველყოფდა აპარატის დაკიდებას მეზობელ შპალერის ცენტრზე (ნახ. 3). მანქანის წონასწორობის თვალსაზრისით ბუნკერი დამონტაჟებული იქნა შასის მარცხენა ძელზე (9), რამაც საშუალება მოგვცა მანქანა ნაწილობრივ გაგვეწონასწორობინა კრეფის დასაწყისში და სრულიად ბუნკერის ნახევრად გავსების შემდეგ (მანქანის მდგრადობა საგრძნობლად ჩანს T-16MMY შასის ვარიანტში). CIII-8F-შასის გამოყენების დროს კრეფის დასაწყისში ხდება შემკიდრობული მექანიზმით შასის ოდნავ მარცხენა მხარეს გადაწევა. მო-

კრეფილი მასის ტრანსპორტაბელობისათვის საკრეფი აპარატის უკან ბუნკერის მიმართულებით. განივად დაყენებული იქნა სპეციალური ტილის, ტრანსპორტიორის (8) რომლის აძერა წარმოებდა სპეციალური ამბრავით (6) ძალამრთმევი ლილვიდან (13), კონსტრუქციის განსაკუთრებით ელასტობრისით (T-16MM4) შასის ვარიანტის დროს ხაერეფი (საქეფი) აპარატის სამუშაოდან სატრანსპორტო მდგომარეობაში გადასაყვანად და პირიქით მექანიზმი (7) შეცვლილი იქნა პილრომექანიზმით, რაც უზრუნველყოფს აგრეგატის საიმედო მუშაობას.

გასხვლის ტექნოლოგიური პროცესი მდგომარეობს შემდეგში: შასი მოძრაობს დრენაეის პირის მეზობელ რიგში (1), სასხლავი აპარატი გადაკიდებულია ისე, რომ იგი ზუსტად მოძრაობს დრენაეის პირზე მდებარე ბუჩქის ზედაპირზე (ნახ. 3). შასი გადაადგილდება და ახდენს ბუჩქის გასხვ-

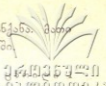


ნახ. 3

ლას, განასხლავი მასალა (12) იყრება, ერთი მხრივ, ბუჩქებს შორის ნიადაგის ზედაპირზე, მეორე მხრივ, სადრენაეო არხში. კრეფის ტექნოლოგიური პროცესი მდგომარეობს შემდეგში: ანალოგიური გასხვლისას შასი მოძრაობს დრენაეის პირზე მდებარე შპალერის მეზობელ რიგში, აპარატი გადაკიდებულია და მოძრაობს დრენაეისპირა შპალერის ზედაპირზე, და ახდენს ფოთლის კრეფას. მოკრეფილი მასალა (8) ტრანსპორტიორის დახმარებით გადადის ბუნკერში (5), ბუნკერის გავსების შემდეგ მანქანა გამოდის საქევიდან და მიაჭვს მოკრეფილი მასა დასაცლელად.

შექმნილი მანქანა უნივერსალურია, იგი შეიძლება გამოვიყენოთ, როგორც არა მარტო დრენაეების გასწვრივ მდებარე შპალერების საკრეფად, ასევე სასხლავად, არამედ ჩვეულებრივ ნორმალურ პლანტაციაში, როგორც საკრეფად, ასევე სასხლავად, მისი დაშლა და აწყობა ან გადაკეთება დიდ სირთულეს არ მოითხოვს, შასი შეიძლება ზამთრის პირობებში გამოვიყენოთ სხვა სამუშაოზე, რითაც იზრდება ტრაქტორის დატვირთვა დრენისათვის საქართველოს ჩაის ოთხ საბჭოთა მეურნეობაში—ინგირი, ზუგ-

დიდი, ზედა ეწერა და ონარია, 1976 წლიდან მუშაობს 9 მანქანა. მათი  
 მიჩვენებლები წლების მიხედვით მოტანილია 1, 2, 3 ცხრილებში



დრენაჟისპირა ბურქებზე საკრეფი მანქანებით ჩაის ხარისხოვანი ფონის უწყებანი  
 მონაცემები 1976—79 წწ. ინგირის ჩაის საბჭოთა მეურნეობა

წლები	მანქანის რაოდენობა	ფართობი, ჰა	მოკრეფილი მანქანით ჩაის ფონი-ლი, კგ	ღიაბარვა კ/დღე	უწყველი დღე ხელით კრეფისას	ეკონომია კ/დღე	დარიბულ ხელფასს	უწყველი ხელით კრეფისას ხელფასს	ეკონომია ხელფასს	უცნობა
1975	3	21	15000	550	8250	7700	4220	39237	35017	
1977	3	21	175000	583	8750	8167	4473	41615	37242	
1978	3	21	150000	459	4000	7541	3522	33048	34526	
1979	3	21	152000	434	6503	6174	3330	31428	28058	

ცხრილი 2

მონაცემები, ზედაეწერის ჩაის საბჭოთა მეურნეობაში, დრენაჟების გასწვრივ მდებარე ჩაის მწკრივების საკრეფი მანქანის შესახებ

№ რიგზე	წლები	მანქანების რაოდენობა	ფართობი, ჰა	მოკრეფილი ფონი, ტ	კ/დღე ეკონომია	ეკონომია მანუთობით
1	1978	4	82	202	9150	65821
2	1979	4	82	211,4	5501	66010

ცხრილი 3

მონაცემები ონარიის ჩაის საბჭოთა მეურნეობაში, დრენაჟების გასწვრივ მდებარე ჩაის მწკრივების საკრეფი მანქანის შესახებ

№ რიგზე	წლები	მანქანების რაოდენობა	ფართობი, ჰა	მოკრეფილი ფონი, კგ	კ/დღე ეკონომია	ეკონომია მან
1	1978	2	20	125861	3650	59671
2	1979	2	20	120213	3400	64547
3	1980	2	20	138866	3720	62070

როგორც მოცემული ცხრილიდან ჩანს, ინგირის საბჭოთა მეურნეობაში ერთი მანქანის საშუალო ეკონომიკური ეფექტიანობა ხელთან შედარებით

რებით ერთ ჰა-ზე 623 მანეთია. მთლიანად კი 4 წლის მანძილზე 3 მანქანამ 21 ჰექტარზე მოგვცა საშუალოდ 140 ათასი მანეთის ეკონომია, ხოლო სულ 9 მანქანამ 4—საბჭოთა მეურნეობაში მოგვცა მხოლოდ 120 ათასი მანეთი 50 ათას მანეთამდე ეკონომია. თუ ამას დაუმატებთ განხორციელებულ რეზილ პროდუქციაზე ხელთან შედარებით დანაკარგების შემცირებით მიღებულ ეკონომიას, შეგვიძლია თამამად ვთქვათ, რომ ერთ სადრენაეო არხების პირზე მდებარე შპალერების საკრეფი და სასხლავი მანქანა ხასიათდება მეტად მაღალი ეფექტიანობით.

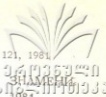
აღინიშნულს ისიც უნდა დაუმატოთ, რომ მანქანას შენარჩუნებული აქვს როგორც გასხვლაზე, ისევე კრეფაზე 4A-900-ის ყველა დადებითი თვისება, საიმედოა მუშაობაში და კონსტრუქციულად მარტივია.

მანქანა სას.-სამ. მეურნეობის სამინისტროს მიერ მოწონებულია და მოცემულია რეკომენდაცია მისი ფართო სახალხო-სამეურნეო მასშტაბით გამოყენებისათვის.

მაგრამ აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ მანქანა შესწავლილია მისი მხოლოდ ეკონომიკური და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების თვალსაზრისით და აქვს მთელი რიგი ხარვეზები და ნაკლოვანი მხარეები, მის სამეურნო ორგანოების და ტექნოლოგიური პროცესების ზუსტი შესწავლისა და დადგენისათვის საჭიროა ჩატარებული იქნეს მისი თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევა, რაც საშუალებას მოგვცემს გავზარდოთ მანქანის როგორც საექსპლუატაციო და ხარისხობრივი მაჩვენებლები, ასევე მისი კონსტრუქციული საიმედოობა.

## ლიტერატურა — Литература

1. Н. А. Костава и др. Инструкция по уходу и эксплуатации чае-сборочной машины 4 А — 900, Тбилиси, 1970.
2. Ш. Н. Кереселидзе. Инструкция по уходу и эксплуатации чае-сборочной машины, «Сакартвело», Тбилиси, 1970.
3. თ. თედორაძე და სხვ. ჩაის საკრეფი მანქანა 4A-900-ის საკრეფო აპარატის რეგულირების წესები, თბილისი, 1977.



УДК 633.72 631.35

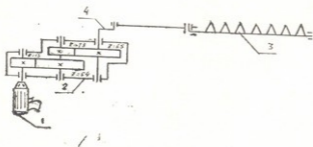
ბ. ხომასურიძე

ხელით სასხლავი პნევმოამქრავიანი აპარატის უზრუნველყოფის კირითადაც  
აპარატბრუნვის განსაზღვრა

სამთო მიწათმოქმედების პირობებში ჩაის პლანტაციებში, რომლებიც გაშენებულია ჰადრაკული ფორმით, მცირე კონტურებით, აგრეთვე სწორად გილებსა და დახრილ ფერდობებზე გაშენებულ საგაზონო კულტურების სხვისათვის დიდი მნიშვნელობა ენიჭება მექანიზებული ხელის სასხლავი მანქანების გამოყენებას.

ამჟამად ცნობილია ჩაის სასხლავად გამოყენებული, როგორც საზღვარგარეთის, ასევე სამამულო წარმოების შიდაწვისძრავიანი და ელექტროძრავიანი ხელის სასხლავი აპარატები.

ჩვენი აზრით, ასეთ პირობებში შიდაწვისა და ელექტროძრავის გამოყენებასთან შედარებით უპირატესობით სარგებლობს პნევმოამქრავი. აღ-



ნახ. 1. ხელით სასხლავი პნევმოამქრავიანი აპარატის კინემატიური სქემა.  
1—პნევმოამქრავი, 2—რედუქტორი, 4—მრუდხარა, 3—ჰერული აპარატი.

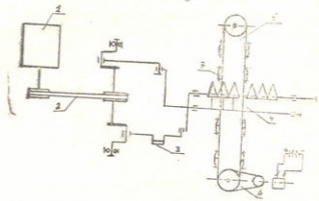
ნიშნული ძრავისათვის დამახასიათებელია კონსტრუქციის, მართვისა და ტექნომსახურების სიმარტივე, მუშაობის უსაფრთხოება მავნე გაზებისა და

ელექტროძაბვის მზობე და საიმედოობა გაზრდილი ტენიანობის პირობებში. გამოდინარე აქედან, ჩვენ მიერ, ყურადღება იქნა მიქცეული ხელსაწყოების სასხლავ აპარატებში პნევმოამპრავის გამოყენებაზე. ეს აპარატები ყურადღება გავამახვილეთ აგრეთვე სასხლავი აპარატის ნივთიერების შეცვლის პნევმოამპრავის ენერგომომარაგების საკითხზე.

ჩვენ მიერ შექმნილია ექსპერიმენტული ნიმუში, ჩაისა და გაზონის ბუჩქების გასხვლისათვის, ხელის სასხლავი პნევმოამპრავიანი აპარატი ნახ. 1.

ექსპერიმენტული ნიმუში გამოცდილი იქნა ლაბორატორიულ და სხვადასხვა პირობებში და აჩვენა დამაკმაყოფილებელი შედეგი.

როგორც ცნობილია, პნევმოამპრავები ქარბნული წესით მზადდება და წარმოებაში იხმარება სხვადასხვა სიმძლავრის, აქვს სხვადასხვა ჰაერის ხარჯი. საჭირო სიმძლავრისა და ჰაერის ხარჯის შესარჩევად აუცილებელია ჩაისა და გაზონების ლეროების ჭრის დროს მჭრელ აპარატზე მომჭმელი ჭრის წინალობის ძალები. ამისათვის, ჩვენ მიერ, დამზადებული იქნა ელექტროტენზომეტრული სტენდი. ნახ. 2.



ნახ. 2. ელექტროტენზომეტრული სტენდის კინემატიკური სქემა.

- 1—ელექტროამპრავი, 2—ლევდური გადაცემა, 3—მრუდმზარაბარბაცა მექანიზმი, 4—მჭრელი აპარატი, 5—მიმწოდებელი ტრანსპორტიორი, 6—ტრანსპორტიორის ამპრავი და 7—ლეროების სამაგრი.

ჭრაზე ცდები ჩატარებული იქნა ჩაისა და გაზონის, იაპონური კვიდოს („ლიგვისტერუმი“) ლეროებზე სტატიკური და დინამიკური დატვირთვის შემთხვევებში. მე-3 ნახ-ზე მოცემულია ჭრის წინალობის ძალების გამოძახველი დიაგრამა.

ჩვენს მიზანს შეადგენს გადასაჭრელი ჩაის ან კვიდოს ლეროს სხვადასხვა დიამეტრების მიხედვით დავადგინოთ ჭრის წინალობის ძალის სიდიდე. ჭრის წინალობის ძალა დამოკიდებულია მრავალ ცვლელად სიდიდებზე. თუ



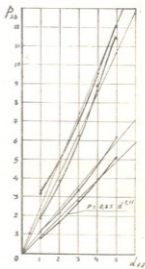
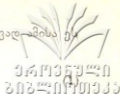
ზოგიერთ მათგანს მხედველობაში არ მივიღებთ, მიუხედავად ამისა ექვსი დამოკიდებულება მაინც მეტად რთულია:

$$P = f(\beta \alpha d V)$$

(1) ფორმულაში ზოგიერთ ცვალებად სიდიდეს წინასწარი ცდების საფუძველზე საუკეთესო მიჩვენებლების მიხედვით შევარჩევთ და მუდმივ სიდიდეებად დავტოვებთ. ამ მხრივ ცდების საფუძველზე, პირველ ცხრილში მოტანილია სხვადასხვა დიამეტრის ჩაისა და კვიდოს ღეროებისათვის ჭრის წინალობის ძალები, მაქსიმუმობა.

მე-2 ცხრილში მოცემულია ჩაისა და კვიდოს ღეროების ჭრის წინალობის ძალების მნიშვნელობები სტატიკურად ჭრის შემთხვევაში, როცა  $V_{\text{ვ}} \rightarrow 0$ ,  $\alpha = \alpha_1 = 0^\circ$ , ბოლო დანარჩენი პარამეტრები იგივეა, რაც პირველ შემთხვევაში.

რადგან ჭრის სახით საქმე გვაქვს მეტად რთულ პროცესთან თავისი ფიზიკური შინაარსით, როდესაც სწავლობენ ამა თუ იმ ჭრის წინალობის ძალებს, მიღებული ექსპერიმენტული შედეგებიდან, მოცემული კერძო შემთხვევისათვის, ჩვეულებრივად გამოიყავთ



ნახ. 3 ჭრის წინალობის ძალების გამომსახველი დიაგრამა.

ცხრილი 1

ჩაისა და კვიდოს ღეროების დიამეტრების მიხედვით ჭრის წინალობის ძალების მნიშვნელობები დინამიური ჭრის შემთხვევაში

აპარატის ტიპი: უთითო სემენტური  $V_{\text{სამ}} = 0,8$  მ/სეკ.  
 $\alpha = \alpha_1 = 15^\circ$   $\beta = 40^\circ$   
 $\alpha = \alpha_1 = 20^\circ$   $V_{\text{ვრ.}} = 0,7$  მ/წმ.  
 ღეროების საშუალო ტენიანობა 50—55 %

$d_{30}$	1	2	3	4	5
$P_{30}^{\text{ჩაი}}$	0,85	1,7	2,87	4,0	5,1
$P_{30}^{\text{კვიდო}}$	1,2	2,15	3,4	4,8	6,2

ემპირიული ფორმულები. ჩატარებული ცდების საფუძველზე, ჩვენს მიზანს შეადგენს დავაყაროთ ემპირიული დამოკიდებულება ჭრის წინალობის ძალასა და გადასატრევი ღეროების დიამეტრებს შორის. ამ მიზნით ჩვენს მიერ, ტ. 121, 1981.

ზნით მე-3 ნახაზიდან ჩაის ღეროს დინამიკურად კრის შემთხვევების შესაბამისი მრუდისაჲვის ვირჩევთ გაატოლოებას:

ჩაისა და კვიდოს ღეროების დიამეტრების მიხედვით კრის სიწესილობის ძალების მნიშვნელობები სტატისტიკურად კრის შემთხვევაში

$d_{\text{მმ}}$	1	2	3	4	5
$P_{\text{კრ}}^{\text{ჩაი}}$	1,9	3,71	6,34	8,89	11,53
$P_{\text{კრ}}^{\text{კვიდო}}$	3,2	4,9	7,1	9,7	12,1

$$y = ax^n \quad |2|$$

ე. ი. ჩვენს შემთხვევაში  $x = d$  და  $y = p$  (2) ფორმულის სახით, შერჩეული დამოკიდებულების შემოწმების მიზნით ვახდენთ მის გალოგარიტიმებას:

$$\lg y = \lg a + \lg x^n$$

$$\lg y = \lg a + n \lg x \quad |3|$$

(3) ტოლობიდან ჩანს, რომ თუ  $x$  და  $y$  (იგივე  $d$  და  $p$ ) აკმაყოფილებენ შერჩეულ დამოკიდებულებას (2) ფორმულის სახით, მაშინ  $\lg x$  და  $\lg y$  შორის უნდა გვექონდეს სწორხაზოვანი დამოკიდებულება. თუ ავაგებთ მე-3 ცხრილში მოყვანილ დამოკიდებულებას  $\lg x$  და  $\lg y$  შორის, მივიღებთ სწორ ხაზს.

ცხრილი 3

$x$	$y$	$\lg x$	$\lg y$
1	0,85	0	0,0706
2	1,7	0,301	0,2304
3	2,87	0,4771	0,4579
4	4,0	0,6021	0,6021
5	5,1	0,6990	0,7076

(2) განტოლების კოეფიციენტების შერჩევისათვის მე-3 ცხრილიდან ორი შესაბამისი ნებისმიერი წერტილის მიხედვით ვაღვანთ ორუცნობიან განტოლებათა სისტემას:

ერკონული  
ბიბლიოთეკა

$$\begin{cases} 0,85 = a \cdot 1^n & |4| \\ 5,1 = a \cdot 5^n & |5| \end{cases}$$

(4) განტოლებიდან  $a = 0,85$ , თუ ჩავსვამთ (5) ტოლობაში მივიღებთ:

$$\begin{aligned} 5,1 &= 0,85 \cdot 5^n; \\ 5^n &= \frac{5,1}{0,85} = 6; & 5^n &= 6. \\ n \lg 5 &= 6. \end{aligned}$$

$$n = \frac{\lg 6}{\lg 5} = \frac{0,7782}{0,699} = 1,11 \quad n = 1,11,$$

ე. ი.  $P = 0,85 \cdot d^{1,11} \quad |6|$

ჭრის წინალობის ძალის გამოსათვლელი ემპირიული (6) ფორმულის შემოწმების მიზნით ვირჩევთ ნებისმიერ დიამეტრს (მაგ,  $d = 3$  მმ) ჩაის ღეროსათვის და ვამოწმებთ:

$$\begin{aligned} P &= 0,85 \cdot 3^{1,11}, \\ \lg P &= \lg 0,85 + 1,11 \lg 3 = 0,0706 + 1,11 \cdot 0,4771, \\ \lg P &= 0,4590, & P &= 2,88. \end{aligned}$$

მიღებული სიდიდე პასუხობს ექსპერიმენტით მიღებული ჭრის წინალობის ძალის სიდიდეს და ადასტურებს შერჩეული კოეფიციენტისა და ხარისხის მაჩვენებლის სისწორეს. ანალოგიურად ვიქცევით ჭრის წინალობის განსაზღვრისათვის ღეროების სტატიკურად ჭრის შემთხვევაში.

გავიანგარიშეთ რა ჭრის წინალობის ძალები, გამომდინარე აქედან, მიზანშეწონილად მიგვაჩნია პნევმოამძრავის გამოყენება. რადგან ქარხნული წესით პნევმოამძრავები მზადდება სხვადასხვა სიმძლავრის, წონის, გაბარიტული ზომისა და ჰაერის ხარჯის, ამიტომ პნევმოამძრავის შერჩევისათვის ჩატარებული ცდების საფუძველზე შეგვიძლია განვსაზღვროთ საჭირო სიმძლავრე. ამისათვის განვსაზღვროთ აპარატის ზოგიერთი პარამეტრები:

როგორც ცნობილია, ნორმალური ჭრის აპარატებში დანის სვლა:  
 $S = t = t_0$ .

სადაც  $t_0$  არის თითებს შორის მანძილი;  
 $t$  — სეგმენტებს შორის მანძილი  
დანის სიჩქარე:

$$V_e = \omega r \quad \text{მ/წმ},$$

$$r = \frac{S}{2} = \frac{0,03}{2} = 0,025 \quad r = 0,015,$$

კუთხური სიჩქარე:

$$\omega = 2\pi n \quad 1/\text{წმ},$$

$$n = \frac{900}{60} = 15 \text{ ბრ/წმ} \quad n = 15 \text{ ბრ/წმ}.$$

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 15 = 94,2 \text{ 1/წმ} \quad \omega = 94,2 \text{ 1/წმ}.$$

$$V_{\omega} = 94,2 \cdot 0,015 = 1,4 \text{ მ/წმ} \quad V_{\omega} = 1,4 \text{ მ/წმ},$$

მიწოდება

$$H_1 = \frac{V_{\omega}}{n/2} = \frac{0,3}{8} = 0,04 \text{ მ}. \quad H_1 = 0,04 \text{ მ}.$$

დამუშავების ფართი

$$F = B \cdot H_1 = 0,35 \text{ მ} \cdot 0,04 \text{ მ} = 0,14 \text{ მ}^2 \quad F = 0,14 \text{ მ}^2,$$

ცდებით დადგინდა, რომ 1 მ<sup>2</sup>—570 ცალი ღეროა, 0,14 მ<sup>2</sup>-ში იქნება  
570 × 0,14 ≈ 8 ღეროს,

სიმძლავრე:

$$N = \frac{P \cdot V_{\omega}}{270} = \frac{3 \cdot 8 \cdot 1,4}{270} = 0,12 \text{ ც ძ}.$$

$$N = 0,12 \text{ ც ძ} = 88,2 \text{ ვატი}.$$

განგარიშება გვიჩვენებს, რომ თუ ხელის სასხლავი აპარატის მოდების განია 0,35 მ, მისი აძვრისათვის საჭირო სიმძლავრე დაახლოებით 90 ვატს შეადგენს, რაც საშუალებას გვაძლევს შევარჩიოთ ასეთი სიმძლავრის კომპაქტური პნევმოამბრავი.

### ლიტერატურა — Литература

1. ვ. მუსხელიშვილი. ჰიდრავლიკა და სამთო მანქანების ჰიდროპნევმოამბრავი, 1972.
2. გ. გეგელიძე. ჩაის ბუჩქის ხელით სასხლავი აპარატის დამუშავება და გამოკვლევა ავტორეფერატი, 1966.
3. ი. ხმალაძე. დეკორატიული მებაღეობა, 1977.
4. გ. ქანთარია. მეჩაიეობა, 1962.
5. Р. М. Махароблидзе, Динамика и основы расчета оптимальных параметров ручных чаесборочных и подрезочных машин, 1978.
6. Л. Г. Мелькумов, А. Г. Найман, Е. К. Травкин, Автоматизация пневматического хозяйства шахт и рудников, 1977.

УДК 631.191.519.2

დ. ნატროშვილი

სათიბ-საძოვრების ბუჩქნარისაგან გასაწმენდი მანქანის მხარეა ორგანოს  
ზოგიერთი პარამეტრის გამოკვლევა

მეცხოველეობის სწრაფი ტემპით ზრდა დღის წესრიგში აყენებს საკვები ბალანსის გაზრდის საკითხს. აღსანიშნავია, რომ საკვების ძირითად სახეს უხეში საკვები წარმოადგენს, რომლის მარაგიც ძირითადად ბუნებრივი და ნათესი სათიბ-საძოვრებიდან იქმნება. ამიტომ დასახული ღონისძიების განხორციელების გამო დღის წესრიგში დგება სათიბ-საძოვრების გაუმჯობესების საკითხი.

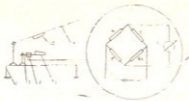
საქართველოში სათიბ-საძოვრებს უკავია 1,65 მლნ/ჰა ფართობი, აქედან მრავალწლიანი ნარგავების გარეშე სათიბებს უკავია 0,15 მლნ/ჰა, საძოვრებს — 1,5 მლნ/ჰა, გარდა ამისა, სათიბად და საძოვრად გამოიყენება სხვადასხვა სავარგულიც: ტყე, ბუჩქნარი, ხეები და სხვ.

აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ ჩვენს რესპუბლიკაში ფერდობ ადგილებზე განლაგებული სათიბ-საძოვრების გაუმჯობესების დროს უპირატესობას ანიჭებენ ზედაპირულ გაუმჯობესებას. სათიბ-საძოვრების ძირეული გაუმჯობესების ღონისძიებამ ფერდობ ადგილებში, შეიძლება ხელი შეუწყოს ეროზიული მოვლენების განვითარებას, რადგანაც ფერდობ ადგილებზე ნიადაგის საფარი მეტად მცირეა.

ცნობილია, რომ სათიბ-საძოვრების გაუმჯობესების ერთ-ერთ ღონისძიებას წარმოადგენს მათი გაწმენდა ბუჩქნარისაგან. დღეისათვის სათიბ-საძოვრების ბუჩქნარებისაგან გაწმენდისათვის არ გავგაჩნია სერიული წარმოების მანქანა-იარაღები, რამდენადაც ეს პროცესი ტექნოლოგიური თვალსაზრისით დღემდე შეუსწავლელია, სპეციალისტების აზრით, ფერდობ ადგილებზე განლაგებული სათიბ-საძოვრების გაწმენდა ამოძირკვით მიუღებელია, ვინაიდან ასეთ შემთხვევაში ხდება ნიადაგის საფარის დარღვევა და ეროზიული მოვლენების ხელის შეწყობა. მიღებულია, რომ უმჯობესია სათიბ-საძოვრების ბუჩქნარისაგან გაწმენდა მოჭრით, ამიტომ ჩვენ მიერ აქცენტი აღებულ იქნა ისეთი მანქანის შექმნაზე, რომელიც მოახდენს სათიბ-საძოვრების გაწმენდას ბუჩქნარისაგან „სუფთა მოჭრით“. შესწავლილ იქნა აღმოსავლეთ საქართველოს სათიბ-საძოვრებში გავრცელებული ბუჩქნარების ჯიშები, როგორცაა ეკალა, ბარდა, რცხილა და სხვ. დად-

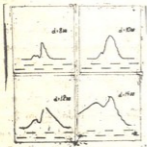
გენილ იქნა მათი ღეროების საშუალო დიამეტრები ჭრის ზონაში, რაც შეეხება ჭრის წინალობის ძალის განსაზღვრას, რის ცოდნაც აუცილებელია მანქანის დაგეგმარებისათვის, მოეწყო სპეციალური სტენდები, რეკონსტრუქციის პრინციპული სქემა 1-ელ ნახ.-ზეა წარმოდგენილი.

ბიზნესი



ნახ. 1. ბუჩქნარის ღეროების ჭრის წინალობის დასადგენი სტენდის პრინციპული სქემა: 1—სტენდის ჩარჩო; 2—ძალური ბერკეტი; 3—მოძრავი დანა; 4—უძრავი დანის კონსოლი, 5—ტენზოგადამწოდები; 6—უძრავი დანა.

აღნიშნულ სტენდზე ბუჩქნარების ღეროების ჭრის წინალობის ძალების დასადგენად ვახდენთ ღეროების ჭრას. ჭრის წინალობის ძალის ექსპერიმენტული განსაზღვრა ხორციელდებოდა უძრავი დანის დასამაგრებელ კონსოლზე მოწყობილი ტენზოკვანძისა და ოსცილოგრაფის საშუალებით. ცდის დაწყების წინ ესაზღვრავლით გადასაჭრელი ღეროს საშუალო დიამეტრს, ტენიანობასა და ხახუნის კუთხეს ლითონთან. ხახუნის კუთხის განსაზღვრას ვაწარმოებდით ვ. ეელიგოვსკის სისტემის ხელსაწყოთა გამოყენებით. შედარებით უფრო მაგარი ჯიშის რცხილას ხახუნის კუთხემ ლითონთან შეადგინა  $\varphi = 90^\circ$ , როცა მისი ტენიანობა  $W = 70\%$ -ს. ცდების ჩატარების დროს დანების ალესვის კუთხედ მიჩნეულ იქნა  $\beta = 15^\circ$ , ხოლო დანის მჭრელი პირის დახრის კუთხედ, ხახუნის კუთხიდან გამომდინარე —



ნახ. 2. ბუჩქის ღეროების ჭრის წინალობის ძალის ოსცილოგრამები

$\alpha = 15^\circ$ , ჭრის წინალობის ძალის განსაზღვრას ვახდენთ ჩაწერილი ოსცილოგრამებიდან (ნახ. 2), რისთვისაც წინასწარ ვახდენთ ძალური ტენზოკვანძის ტარირებას.

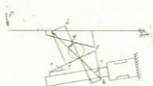
გადაღებული ოსცილოგრამების დამუშავებით დადგენილ იქნა ღეროს სხვადასხვა დიამეტრისათვის მოცემული ტენიანობის დროს ჭრის წინალობის ძალების მნიშვნელობები. ამ მხრივ მე-3 ნახ.-ზე წარმოდგენილია დამოკიდებულება ჭრის წინალობის ძალის სიდიდეებსა და ღეროს დიამეტრებს შორის.

ცდების ჩატარების დროს დანების დახრის კუთხის მნიშვნელობას ვითვალისწინებდით იმ თეორიული მოსაზრებიდან, რომ ღეროს ჭრის პროცესში არ მოხდეს მისი გამოსხლტომა საჭიროა დავიცვათ

პირობა (ნახ. 4)  $\angle 2\alpha < \angle 2\varphi$  სად  $\angle 2\alpha$  დანების დახრის ჯამური კუთხეა,  $2\varphi$  — გადასაჭრელი ღეროს ხახუნის კუთხეებია დანების მჭრელ პირებზე.

მეორე მხრივ, დაცული რომ იქნას აღნიშნული პირობა, საჭიროა  $F$  ხახუნის ძალა მეტი იყოს დანის მჭრელი პირის გასწვრივ მოქმედ ძალა  $T$ -ზე, ე. ი.  $F > T$ . აღნიშნულის დასაბუთებისათვის გამოვიყენოთ შემდეგი მსჯელობიდან: ცნობილია, რომ დანაზე მოსული ნორმალური რეაქციის ძალის ნამრავლი ხახუნის კოეფიციენტთან ტოლია ხახუნის ძალის, ე. ი.  $F = N \cdot f$ .

თუ მივიჩნევთ, რომ რეაქციის ძალა  $R_1 = N$  ხახუნის კოეფიციენტი  $f = \operatorname{tg}\varphi$  და განვსაზღვრავთ  $F$  და  $R_1$  ძალების მნიშვნელობას შეგვიძლია დავწეროთ:



ნახ. 4. დანებზე მოქმედი ძალების სქემა

$$F = R \sin \psi \quad (1)$$

და

$$R_1 = R \cos \psi; \quad (2)$$

ვინაიდან  $R_1 = N$  შეგვიძლია დავწეროთ

$$f R \sin \psi > R \cos \psi, \quad (3)$$

ე. ი.

$$f > \frac{R \sin \psi}{R \cos \psi} = \operatorname{tg} \psi; \quad (4)$$

ვინაიდან

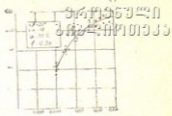
$$f = \operatorname{tg}\varphi \text{ ამიტომ შეგვიძლია დავწეროთ:}$$

$$\operatorname{tg}\varphi > \operatorname{tg}\psi,$$

$$\text{ე. ი. } \varphi > \psi.$$

თავის მხრივ

$$\angle \psi = \arctg \frac{F}{R_1} \quad (5)$$



ნახ. 3 დამოკიდებულების გრაფიკი გადასაჭრელი ღეროების დამეტრებზე და კრის წინაღობის ძალებზე შორის.

გადასაქრელი საშუალო დიამეტრის ლეროსათვის, რომელიც შედგენს 10 მმ-ს ოსცილოგრამებიდან ვსაზღვრავთ  $R_1$ -ის მნიშვნელობას.

$R_1 = 960$  ნ. დ. ექსპერიმენტული მონაცემებით ვიცით რა ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობა, ვსაზღვრავთ დანაზე ნორმალურად დაწინააღმდეგობის დღეს ( $R_1 = N$ ) და აქედან გამომდინარე ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობა  $0,36 = 345$  ნ. დ. რის შემდეგაც (5) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების ჩასმით ვსაზღვრავთ  $\angle \psi = 19^\circ$  ვინაიდან  $\angle \varphi > \angle \psi$ , ამიტომ  $\angle \alpha < \angle \varphi$ , რაც ექსპერიმენტებით გამართლებულია.

მე-3 ნახ.-ზე წარმოდგენილი გრაფიკისათვის, რომ დავამყაროთ დამოკიდებულება ლეროს ჭრის წინალობის ძალასა და გადასაქრელი ლერის დიამეტრს შორის, ვირჩევთ განტოლებას.

$$y = ax^n \quad (6)$$

ჩვენი შემთხვევისათვის,  $x = d$ ,  $y = P$ .

შერჩეული განტოლების  $n$  კოეფიციენტის შერჩევისათვის ვსარგებლობთ 1-ელი ცხრ.-ით, საიდანაც ვადგენთ ორუცნობიან განტოლებათა სისტემას

$$\begin{cases} 64 = a8^n & (7) \\ 108 = a12^n & (8) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 64 = a8^n & (7) \\ 108 = a12^n & (8) \end{cases}$$

ტოლობიდან (7)  $a = \frac{64}{8^n}$  -ს მნიშვნელობა შევიტანოთ (8) ტოლობაში

$$108 = 64 \left( \frac{12}{8} \right)^n;$$

გამარტივების შემდეგ მივიღებთ

$$1,69 = 1,5^n.$$

თუ გავალოგარიტმებთ მოცემულ ტოლობას, მივიღებთ

$$\lg 1,69 = n \lg 1,5, \text{ საიდანაც}$$

$$0,2279 = n \cdot 0,1761, \text{ ე.ი.}$$

$$n = \frac{0,2279}{0,1761} = 1,294; \quad n = 1,294$$

(8) ტოლობიდან

$$a = \frac{108}{n \lg 12} = \frac{108}{1,294 \cdot 1,0792} = 77,36 \quad a = 77,36.$$





ღეროს ღარბი მმ	ოსცილოგ- რაფიის ათ- ინათის ჩვენება N <sub>საშ</sub>	ტენზოკე- მის მას- შტაბი K კგ/მმ	ჭრის წინა- ღობის ძა- ლა y = P <sub>კვ</sub>	ჭრის წი- ნალობის ძალა P <sub>წ</sub>	ცდის სიზუსტის მანვენებლები		
					საშუალო კვადრატუ- ლი გადაბ- რა ±δ	ვარიაციის კოეფიციენ- ტი v%	ცდის საშუალო ცდობილე- ბა P%
8	16	4	64	640	1,58	9,9	0,018
10	24	4	96	960	1,58	6,6	0,012
12	27	4	108	1080	1,58	5,8	0,011
14	30	4	120	1200	1,58	5,3	0,010
16	32	4	128	1280	1,58	4,9	0,009
18	36	4	144	1440	1,58	4,4	0,008
20	39	4	156	1560	1,58	4,1	0,007

ჩატარებული მსჯელობის სისწორეში რომ დავრწმუნდეთ, შევამოწ-  
მოთ ერთ-ერთი მონაცემი 1-ელი ცხრილიდან.

მაგალითად, d=16 მმ; a=77,36; n=1.294;

ვიანგარიშით ღეროს ჭრის წინაღობის ძალა

$$P = ad^n \text{ გ.ძ.}$$

$$P = 77,36 \cdot 16^{1,294} = 77,36 \cdot 1,8 \cdot 94 \cdot \lg 16; \cdot$$

$$\text{ე.ი. } P = 77,36 \cdot 1,294 \cdot 1,2041 = 121 \text{ გ.ძ.}$$

P=121 გ. ძ., რაც ეთანადება ექსპერიმენტებით მიღებულ სიდიდეს-  
ამრიგად, ჩვენ მიერ ლაბორატორიულ პირობებში დადგენილ იქნა  
აღმოსავლეთ საქართველოს პირობებისათვის სათიბ-საძოვრებზე გავრცე-  
ლებული ბუჩქნარის ძირითადი სახეობის ღეროების ზოგიერთი ფიზიკურ-  
მექანიკური თვისება, აგრეთვე ღეროს გადაჭრისათვის საჭირო წინაღობის  
ძალა. ზემოთ აღნიშნული საკითხები შეიძლება საფუძვლად დაედოს სა-  
თიბ-საძოვრების ბუჩქნარისაგან გასაწმენდ მანქანას.

### ლიტერატურა — Литература

1. К. И. Исаков. Повышение продуктивности горных пастбищ и сенокосов в условиях Киргизии. М., 1974.
2. Е. П. Ящук, Комплексная механизация процессов улучшения лугов. «Колос», М., 1974.
3. გ. შხვაციბაია, მ. ოშორიძე სასოფლო-სამეურნეო მანქანა-  
იარაღები. თბილისი, 1971.



ქართული  
ბიზლიცთეკა

სასოფლო-სამეურნეო სწავრმობთა ელექტრიფიკაცია

ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА



УДК 632.9

В. И. МЕТРЕВЕЛИ  
Ш. В. ЧЕЛИДЗЕ, Н. А. БЕРИДЗЕ

### К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ИНФРАКРАСНОГО ОБЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ЗАЩИТЫ НАСАЖДЕНИЙ ОТ ЗАМОРОЗКОВ

При выполнении задачи дальнейшего развития производства субтропических культур в Грузинской ССР главным препятствием является решение проблемы безущербной перезимовки лимонных насаждений. В этом плане вышестоящими органами республики принято решение применить газовый обогрев на площади 400-500 га, устроить крупновыемые перекрытия на площади до 1500 га и лимонарии общей площадью 1000 га.

Однако, применявшиеся до настоящего времени средства защиты лимонных насаждений от заморозков имеют достаточное количество общезвестных недостатков и включение их в решение проблемы резкого увеличения производства лимонов вызвано отсутствием более эффективных и экономичных методов и технических средств.

Регулирование температуры надземных органов растения в условиях открытого грунта является исключительно сложной задачей. Применяющиеся в настоящее время тепломелиоративные методы, предусматривающие создание дымовых завес или искусственного тумана, дают небольшой термический эффект. Использование воздушонагревательных установок для подогрева приземного воздуха, а через него и растений, также оказывается малоэффективным, так как в условиях открытого грунта приземный воздух весьма подвижен и выделяемое отопительными устройствами тепло почти сразу же уносится из рабочей зоны.

В связи с этим для регулирования температуры надземных органов растений в условиях открытого грунта весьма перспективным представляется использование инфракрасных излучателей. В этом

случае тепловая энергия лучистым путем понадеет непосредственно на надземные органы растения и аккумулируется ими. Таким образом, представляется возможным активно воздействовать на температуру растения независимо от температуры приземного метеорологических условий.

Нами рассмотрены различные типы инфракрасных излучателей, выпускаемые в СССР и за рубежом и сделаны выводы о том, что «светлые» излучатели имеют существенные недостатки, а именно малую единичную мощность (250-1000 Вт) и низкую стойкость к атмосферным осадкам. Что касается «темных» излучателей, то у них низок процент инфракрасного излучения.

Вышеперечисленные недостатки делают невозможным применение специальных инфракрасных излучателей для обогрева насаждений. Исходя из этого, для решения поставленной задачи была выбрана система облучения растений «СОРТ 1-10», которая состоит из шести ксеноновых ламп типа ДКсТЛ-10000, мощностью по 10 квт.

При выборе этой установки мы руководствовались тем, что электрический разряд в инертном газе ксеноне при высоком и сверхвысоком давлении сопровождается выделением лучистого потока в ультрафиолетовой, видимой, и инфракрасной областях спектра. Лучистые ультрафиолетовые и видимые потоки имеют сплошной спектр, а инфракрасные, кроме сплошного спектра, и мощные линии, лежащие на участке спектра от 820 до 1000 нм.

В спектре лампы ДКсТЛ-10000 отсутствует излучение, короче 300 нм, а инфракрасная часть занимает более 50%.

Несмотря на то, что лампа ДКсТЛ-10000 имеет положительные стороны (влагоустойчивость, большая единичная мощность), в целом система «Сорт — 1-10», для использования в целях обогрева неприспособлена и имеет бесспорно много недостатков.

Проведенные в производственных условиях исследования температурного, светового и радиационных полей, осуществленные посредством датчиков радиационного баланса, температуры воздуха и почвы в комплексе с самоиндуцирующим потенциометром ЭПП-09 МЗ, а также люксметров Ю16 и ртутных термометров с черной бархатной насадкой, показали, что при использовании 1 излучателя на площади 0,12 га при высоте подвеса 5,5 м, радиационный баланс увеличивается по сравнению с необлученными участками в 2...3 раза и достигает 20 Вт/м<sup>2</sup>, что позволяет повысить температуру растения на 5...10°C; температура воздуха и почвы при этом непосредственно в зоне излучателя изменялись в меньшей степени, а именно: воздуха — на 1...3°C, а почвы — на 2...4°C, что очевидно из представленных на

рис. 1 характеристик. Следует отметить, что при проведении эксперимента скорость ветра была равна 0 и снежный покров отсутствовал.

ՅԿՄՅԵՅԷՈ  
ՅՈՅԷՈՄՍԵՅՅ

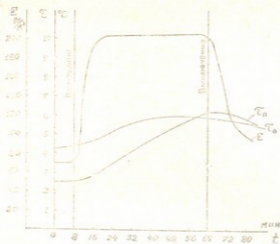


Рис. 1.

На рис. 2. представлено тепло освещенности светильника, примененного в системе «Сорт I-10». Этот эксперимент был проведен для определения оптимальной высоты подвеса светильника, а также для изучения однородности светового поля под светильником.

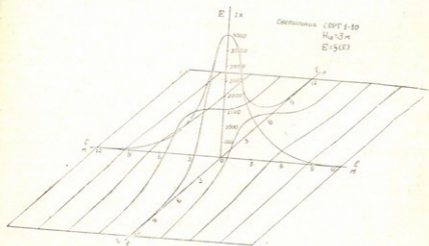


Рис. 2.

На рис. 3. представлены кривые температурного поля на разных расстояниях от светильника. Измерения выполнялись ртутными термометрами с насадками из черного бархата для увеличения их поглощательной способности.

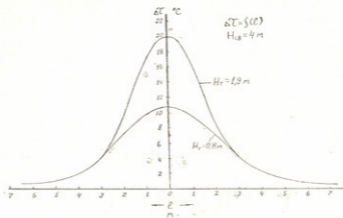


Рис. 3

На основании результатов проведенных экспериментальных исследований и исходя из данных литературных источников, на базе стационарной системы «Сорт 1-10», нами для облучения citrusовых и обогрева растений в культивационных сооружениях облегченного типа, сооружаемых в настоящее время в ряде районов Западной Грузии, была разработана механизированная передвижная установка МОН-20, состоящая из приводной станции, шкафа управления, двух облучателей, устройства для подвески и перемещения облучателей и кабелей. В приводную станцию входит асинхронный электродвигатель типа 4А71 мощностью 0,55 квт., редуктор с передаточным отношением 1:740, а также переключатель направления вращения вала электродвигателя. Принципиальная электрическая схема МОН-20 обеспечивает автоматизацию ее работы при скорости передвижения облучателей, регулируемой в пределах от 0,5 до 1,5 м/мин. Приводная система установки может быть использована также для внутренних транспортных работ, опрыскивания, внесения удобрений, святия и расстилания перекрытия лимонария и т. д.

Применение в закрытом грунте способа инфракрасного обогрева для защиты лимонных насаждений от заморозков не может дать большой экономический эффект, из-за больших капиталовложений,

если не рассмотреть вопрос повышения урожайности. Как указывалось выше лампы ДКСТЛ — 1000, использованные нами, как источник инфракрасной радиации, имеют также большую долю (50%) излучения в видимой части; поэтому целью наших дальнейших исследований является изучение не только теплового воздействия на растения, а также и физиологической реакции лимонных посадений на дополнительное освещение.

В. И. МЕТРЕВЕЛИ, А. К. ДИДЕБУЛИДZE  
М. Д. САМХАРАШВИЛИ

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПУСКОВЫХ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПНЕВМОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

В Грузинском сельскохозяйственном институте проводятся работы по электромеханизации транспортировки сена с крутых горных склонов. Проведенные работы позволили предложить использование пневмотранспорта дискретных пробок, сформированных из подпрессованной зеленой массы или сена в качестве перспективного способа решения этой сложной проблемы.

Разработанная пневмотранспортная установка состоит из шнекового питателя и воздуходувки и обеспечивает транспортировку массы при помощи эластичного резиноканного рукава диаметром около 200 мм на расстояние до 2 км при производительности 1...1,5 т/ч. Привод шнекового питателя и воздуходувки осуществляется от отдельных асинхронных короткозамкнутых двигателей.

Как известно, пуск асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором от генераторов и трансформаторов соизмеримой мощности вызывает значительные колебания напряжения, что оказывает существенное влияние на пусковой режим и работу включенных параллельно с пускаемым двигателем приемников электроэнергии. Особенно сильно сказывается это влияние, если соединительная линия имеет достаточно большую длину и незначительное сечение. Именно это вызывает необходимость проверки возможности пуска электропривода шнекового питателя и воздуходувки при присоединении к централизованной сети и питании от трансформатора ТМ-63/10 мощностью 63 КВА воздушной линией длиной  $l_{\text{л}} = 1,0$  км, выполненной приводом АС-35 и кабельной линией (кабель ВРГ 3Х16+1Х10 длиной,  $l_{\text{к}} = 1,0$  км) (рис. 1 а) и при питании от автономного источ-



вка электроэнергии — передвижной электростанции ПЭС-15 П мощностью 12 КВА только кабельной линией (рис. 1 б), т. е. для случаев, имеющих место при эксплуатации пневмотранспортной установки.

В качестве приводных двигателей в приводе пневмотранспортной установки применены трехфазные двигатели, имеющиеся следующие каталожные данные (таблица 1).

Номинальные моменты двигателей соответственно равны для А02-42-2 —  $M_{нш} = 41,5$  Нм, для 4А112М2У3 —  $M_{нв} = 24,7$  Нм.

Моменты трогания были определены опытным путем и составили для пуска шнекового питателя на холостом ходу  $M_{трш} = 1,1$  Нм, а

Таблица 1

Параметр	Обозн	Двигатель шнекового питателя А02-42-6	Двигатель воздуходувки 4А112М2У3
Номинальная мощность	$P_{н}$	4,0к ВТ	7,5к ВТ
Номинальное напряжение	$U_{н}$	380 В	380 В
Номинальный ток	$I_{н}$	9,3 А	14,7 А
Номинальная частота вращения	$n_{н}$	960 <sub>мин</sub> <sup>-1</sup>	2900 <sub>мин</sub> <sup>-1</sup>
Кратность пускового тока	$k_t$	6,5	7,0
К.п.д.	$\eta$	83,0%	87,5%
Коэффициент мощности	$\cos\varphi$	0,79	0,88
Кратность макс. момента	$\mu_k$	1,8	2,2
Кратность пускового момента	$\mu_{п}$	1,3	2,0

для воздуходувки  $M_{трв} = 0,75$  Нм (моменты трогания приведены к валу двигателя).

Для удельных сопротивлений воздушной линии, выполненной проводом АС35, имеем  $r_{ов} = 0,773$  Ом/км,  $x_{ов} = 0,354$  Ом/км, следовательно  $Z_{ов} = 0,85$  Ом/км. Для кабеля ВРГ 3Х16+1Х10 соответственно имеем  $Z_{ок} \approx r_{ок} = 1,20$  Ом/км (сопротивления пересчитаны на температуру 20°C) [1].

Полное и приведенное сопротивления линии для двух рассматриваемых случаев будут равны:

$$Z_{л1} = Z_{ов}l_{в} + Z_{ок}l_{к} = 0,85 + 1,20 = 2,05 \text{ Ом};$$

$$Z_{л2} = Z_{ок}l_{к} = 1,20 \text{ Ом};$$

$$Z'_{л1} = Z_{л1} \cdot \frac{S_{т}}{U_{т}^2} \cdot 10^{-3} = 0,81;$$

$$Z'_{дв} = Z_{дв} \cdot \frac{S_T}{U_T^2} 10^{-3} = 0,09.$$



Пусковая мощность электродвигателей составляет

а) шнекового питателя:

$$S_{дш} = \sqrt{3} \cdot U_{нш} \cdot I_{нш} \cdot K_{нш} = 1,73 \cdot 380 \cdot 9,3 \cdot 6,5 = 39,8 \text{ КВА};$$

б) воздуходувки:

$$S_{дв} = \sqrt{3} U_{нв} \cdot I_{нв} \cdot K_{нв} = 1,73 \cdot 380 \cdot 14,7 \cdot 7,0 = 67,5 \text{ КВА}.$$

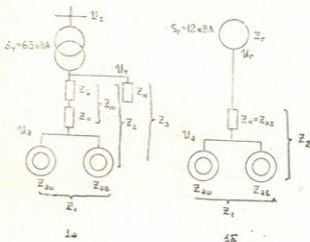


Рис. 1. Схемы низковольтной сети:

а) при питании от трансформатора;

б) при питании от генератора соизмеримой мощности.

Отношения  $\frac{S_{дш}}{S_T} = 0,63$ ,  $\frac{S_{дв}}{S_T} = 1,05$ ,  $\frac{S_{дш}}{S_T} = 3,32$  и

$$\frac{S_{дв}}{S_T} = 5,62.$$

Полные сопротивления короткого замыкания трансформатора  $Z_T$  и соответствующих асинхронных двигателей  $Z_{дш}$  и  $Z_{дв}$

$$Z_T = \frac{U_{нш} I_{нш}}{I_{нт}} \cdot \frac{230 \cdot 0,055}{95,5} = 0,132 \text{ Ом};$$



ՀԱՄԱՅՆՑՆԵՐ  
ՆՈՑՆԵՐԻՄՈՅՅՅ

$$Z_{\partial m} = \frac{U_n}{K_{im} \cdot I_{im}} = \frac{220}{6,5 \cdot 9,3} = 3,64 \text{ Ом};$$

$$Z_{\partial e} = \frac{U_n}{K_{in} \cdot I_{in}} = \frac{220}{7,0 \cdot 14,7} = 2,14 \text{ Ом}.$$

Согласно [2] для схемы, приведенной на рис. 1 а для применяемого в установке наиболее тяжелого режима пуска, когда вначале пускается двигатель воздухоудувки, а затем — двигатель шнекового питателя, принимая значение коэффициента мощности для рабры привода воздухоудувки при отсутствии в рукаве пробок  $\cos \varphi_b \cong 0,6$  и учитывая, что коэффициент мощности двигателя шнекового питателя при пуске равен  $\cos \varphi_k = 0,5$  для сопротивления  $Z_1$  получаем:

$$Z_1 = \frac{Z_{\partial m}}{\sqrt{1 + \frac{Z_{\partial m}^2}{Z_{\partial e}^2} + 2 \cdot \frac{Z_{\partial m}}{Z_{\partial e}} \cos(\varphi_k - \varphi_e)}} =$$

$$= \frac{3,64}{\sqrt{1 + \frac{3,64^2}{2,14^2} + 2 \cdot \frac{3,64}{2,14} \cos(60^\circ - 53^\circ)}} = 1,35 \text{ Ом}. \quad (1)$$

Если не учитывать коэффициенты мощности ввиду их незначительной разницы, то получаем, что:

$$Z_{2a} = Z_1 + Z_{z1} = 3,40 \text{ Ом};$$

$$Z_{2b} = Z_1 + Z_{z2} = 2,55 \text{ Ом}.$$

Эквивалентное сопротивление  $Z_3$ , учитывая  $Z_n \cong 2 \text{ Ом}$ , равно:

$$Z_3 = \frac{Z_2 \cdot Z_n}{Z_2 + Z_n} = \frac{3,4 \cdot 2}{3,4 + 2} = 1,26 \text{ Ом}.$$

Полное суммарное сопротивление трансформатора и подключенных к нему потребителей:

$$Z_{\Sigma} = Z_3 + Z_T = 1,39 \text{ Ом}.$$

Напряжение на вторичной стороне трансформатора при пуске двигателя шнекового питателя (в относительных единицах)

$$U_2 = U_1 \cdot \frac{Z_3}{Z_{\Sigma}} = 1,05 \cdot \frac{1,26}{1,39} = 0,950.$$

Напряжение на зажимах двигателя, отнесенное к номинальному и базовому:

$$U_g = U_2 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{400}{380} = 0,95 \cdot \frac{1,35}{3,40} \cdot \frac{400}{380} = 0,49 \quad (2)$$

Потеря напряжения на зажимах электродвигателя шнекового питателя:

$$\Delta U_g = 1 - U_g = 1 - 0,40 = 0,60.$$

Минимальное необходимое для пуска двигателя шнекового питателя принимаем равным:

$$U_{д\ мин} = \sqrt{\frac{\mu_{изб} + \mu_{тр}}{\mu_n}} \quad (3)$$

где  $\mu_{изб} = 0,15$  — минимальный избыточный момент, предусматриваемый для обеспечения устойчивого пуска двигателя на холостом ходу;

$\mu_{тр} = 0,03$  — кратность момента трогания;

$\mu_n = 1,3$  — кратность пускового момента двигателя питателя.

После подставления значений получаем:

$$U_{г\ мин} = \sqrt{\frac{0,15 + 0,03}{1,3}} = 0,37.$$

Таким образом, пуск двигателя шнекового питателя при электропитании от централизованной сети возможен, поскольку  $0,37 < 0,4$ . Снижение напряжения у подключенного параллельно двигателю воздухоудувки при этом не превысит 40% номинального. Так как момент сопротивления при пуске воздухоудувки в относительных единицах составляет не более  $\mu'_c = \frac{M_c}{M_n} = 0,25$ , то для того, чтобы двигатель воздухоудувки не остановился, снижение напряжения на его зажимах не должно превосходить значения:

$$\Delta U_{доп.в} = 1 - \sqrt{\frac{\mu'_c}{\mu_k}} = 1 - \sqrt{\frac{0,25}{2,2}} = 0,66 \quad (4)$$

т. е. в рассматриваемом случае условие устойчивой работы выполнено ( $0,4 < 0,66$ ).

При питании пневмотранспортной установки от генератора ЕСС-5-62-42 передвижной дизель-электростанции ПЭС — 15 Л в случае, изображенного на рис. 16, подставляя значение:

$$Z_{\text{г}} = \frac{U_{\text{нг}}}{I_{\text{нг}} \cdot \text{ОКЗ}} = \frac{230}{21,6 \cdot 1,1} = 9,65 \text{ Ом} \quad (5)$$

где  $I_{\text{нг}} = 21,6 \text{ А}$  — номинальный ток генератора, а ОКЗ — отношение короткого замыкания, получаем:

$$\Delta U = \frac{Z_{\text{з}} + Z_{\text{н2}}}{Z_{\text{г}} + Z_{\text{л2}} + Z_{\text{экв}}} = \frac{9,65 + 1,20}{9,65 + 1,20 + 2,55} = 0,81. \quad (6)$$

Как известно, согласно «Правилам устройства сельских электроустановок», если установка работает изолировано от других токоприемников, допустимая потеря напряжения может быть выше 30%, однако и здесь она определяется условиями запуска двигателя и нормальной работой включенных ранее двигателей [4]. Условия пуска в случае, приведенном на рис. 16 можно считать экстремально тяжелыми, поэтому при питании пневмотранспортной установки от автономного источника электроэнергии предложено применение центробежной фрикционной муфты, что облегчает условия пуска, повышает устойчивость системы, сокращает в 2...3 раза затраты электроэнергии на пуск и уменьшает в конечном счете время разгона агрегата по сравнению с прямым пуском. Кроме того, в аварийных режимах центробежная муфта выполняет также функции предохранительной муфты.

### Литература

1. И. А. Будзко, Справочник: «Электроснабжение сельскохозяйственного производства». М., «Колос», 1977.
2. А. П. Фоменков. Электропривод с/х машин, агрегатов и поточных линий. М., Колос, 1973.
3. И. А. Будзко. Электроснабжение с/х производства. М., Колос, 1977.
4. Правила устройства электроустановок. М., -Л., Энергия, 1965.



УДК 631.37

Ю. КАКИАШВИЛИ, О. МАНСУРАДЗЕ

### НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОФИЦИРОВАННОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ ЛЕГКОГО ТИПА

В директивах XXVI съезда КПСС указано об улучшении сенокосов и пастбищ на площади 26-28 млн га. В Грузинской ССР из общей площади сенокосов 144 тыс. га и пастбищ 1822 тыс. га наибольшая часть расположена в труднодоступных горных условиях, где использование имеющихся технических и транспортных средств общего назначения почти невозможно. Строительство автомобильных дорог в высокогорных условиях для транспортировки сена и других сельскохозяйственных грузов требует больших капитальных затрат. По данным института Тбилипроавтодортранс, стоимость строительства одного километра дороги второй категории составляет 300 ÷ 940 тыс. рублей [3].

В последнее время в нашей республике большое внимание уделяется строительству канатных дорог сельскохозяйственного назначения, как более выгодному транспорту в горных условиях для участка размерами не ниже 2÷4 км.

Для площадей меньших размеров в ГрузСХИ в 1977-80 годы были разработаны две конструкции электрифицированной горной канатной пастбищной дороги легкого типа с условными названиями «ГКПД-1» и «ГКПД-2». Обе конструкции были испытаны на территории ГрузСХИ. Испытания показали, что электрифицированная горная канатная дорога легкого типа работоспособна и может быть с успехом применена для транспортировки сена, удобрений и других сельскохозяйственных грузов в тракторнедоступных местах, в условиях бездорожья, через овраги и реки. В заключении межведомст-

ленной комиссии отмечена пригодность конструкции и рекомендована для внедрения на объектах заказчика.

Испытанный вариант электрифицированной канатной дороги легкого типа представляет собой трос длиной 250 м и диаметром 6,9 мм, который натянут между двумя опорами с разностью высот 43 м. С тросом, с помощью двух блоков и петли связана грузонесущая конструкция легкого типа — каретка, которая передвигается по канату с помощью электропривода. Электропривод представляет собой трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором мощностью 0,6 квт (А031-4), который питается следящим кабелем (КРПТ-3×1,5+1×1,0) от местной электросети или от переносного бензоагрегата малой мощности напряжением 380/220 В.

На рис. 1 дается принципиальная схема вышеуказанного варианта «ГКПД-1».

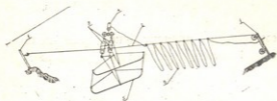


Рис. 1

Принципиальная схема «ГКПД-1»: 1 — опоры, 2 — канат, 3 — блоки, 4 — двигатель, 5 — грузовая корзина, 6 — следящий кабель.

Предварительные лабораторные исследования, показав работоспособность предложенной конструкции, вместе с тем выявили недостаток, который заключается в том, что при движении каретки, ветви петель троса на блоках соприкасаются между собой и происходит истирание жил, что приводит к ослаблению механической прочности троса.

Вышеуказанный недостаток был устранен во втором варианте канатной дороги «ГКПД-2», где применена трехблочная система без замкнутых петель, а остальные параметры остались те же.

Во время испытаний второго варианта вместо нижней статической опоры был использован трактор повышенной проходимости «Т-25АН», что дает возможность оптимального выбора длины и угла наклона канатной дороги для конкретных условий.

В эксперименте измерялись скорость движения каретки (частота вращений ведущих роликов), натяжение и угол наклона каната, потребная от сети мощность и ток электродвигателя (самопишущими приборами). Эксперименты проводились на участке длины каната

100 м, при разных натяжениях каната, как в холостом, так и нагру- зочном режиме. Средний угол наклона троса составил 45°.

Была установлена оптимальная грузоподъемность при мощнос- ти двигателя 0,6 квт, что вместе с массой самой каретки составило 250 кг.

При движении каретки имеет место буксование, которое зависит от нагруженности (натяжения троса) каретки и угла подъема.

Среднее значение буксования на холостом ходу составляет:

$$\delta_0 = \frac{n_{np} - n_T}{n_T} 100 = 4,5\% \quad (1)$$

где  $n_{np}$  — практическое значение числа оборотов ведущих роликов ( $\text{мин}^{-1}$ );

$n_T$  — теоретическое значение числа оборотов ведущих роликов ( $\text{мин}^{-1}$ )

В нагруженном режиме процент буксования увеличивается до 12% и коэффициент полезного действия на буксование:

$$\eta_B = 1 - \frac{n_{np} - n_0}{n_p} = 0,88 \quad (2)$$

где  $n_0$  — число оборотов на холостом ходу;

$n_p$  — число оборотов в рабочем режиме.

Коэффициент полезного действия на перекатывание

$$\eta_f = 1 - \frac{fG}{P + fG} = 0,7 \quad (3)$$

где  $G$  — масса каретки с грузом;

$f$  — коэффициент трения троса на поверхности роликов;

$P$  — необходимая сила для перекатывания.

Учитывая К. П. Д. механической передачи,  $\eta_M = 0,97$ , можно опре- делить общий К. П. Д. каретки:

$$\eta_k = \eta_f \cdot \eta_B \cdot \eta_M = 0,9 \quad (4)$$

Анализ экспериментальных данных показал, что во время дви- жения на каретку действует сложная система переменных сил зна- чение которых зависит прежде всего от предварительного натяжения троса, угла, наклона, воздействия ветра, длины следящего кабеля и других факторов.



На рис. 2 показаны характерные ( $\alpha = 45^\circ$ ) графики изменения натяжения троса (Т) и потребной мощности электропривода от сети

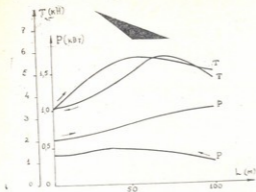


Рис. 2.

Графики натяжения троса и потребной мощности установки.

( $P$ ) при подъеме и спуске (направления движения указаны стрелками), полученные самопишущими приборами.

Как видно из графика, изменение потребной мощности двигателя, при подъеме значительное и составляет  $\approx 70\%$  от начальной мощности. При спуске изменение мощности незначительное. Определенный интерес составляет изменение натяжения троса, измеренное с одной (нижней) стороны. Графики натяжения (Т) при подъеме и спуске кюветки не совпадают, хотя характер изменения по направлению движения почти симметричен.

Имея соответственный график изменения тока и значения К. П. Д. использованного эл. двигателя при разных нагрузках, учитывая

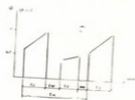


Рис. 3.

Примерный график нагрузки эл. двигателя

$t_1$  — время подъема;  $t_{01}$  — время загрузки корзины;  $t_2$  — время спуска;  $t_{02}$  — время разгрузки;  $t_d$  — время цикла;

потери мощности в кабеле и двигателе, можно получить график графика полезной мощности на валу двигателя, т. е. график нагрузки для двигателя по мощности эл. двигателя.

На рис. 3, показан упрощенный (усредненный) вид графика нагрузки для двигателя при длине троса 250 м, который дает достаточную точность для предварительного выбора мощности двигателя.

Хотя цикловый график нагрузки является двухступенчатым, нельзя считать повторно-кратковременным, так как  $t_n$  превышает 10 мин и коэффициент относительной продолжительности превышает 60%:

$$\varepsilon = \frac{t_p}{t_n} = \frac{t_1 + t_2}{t_n} > 0,6$$

Следовательно, выбор мощности двигателя нужно производить для продолжительного режима работы.

При установившемся режиме работы, двигатель уравновешивает статический момент сопротивления  $M_{ст}$ , приведенный на вал двигателя. Кроме того, при переходных процессах двигатель должен развивать дополнительный момент, равный динамическому моменту  $M_d$  сил инерции подвижных частей установки:

$$M = M_{ст} + M_d = M_{ст} + I \frac{d\omega}{dt}$$

Статический момент, в случае, когда результирующая сила направлена против движения (при подъеме) можно определить по формуле:

$$M_{ст1} = \frac{F_c \cdot D_k}{2 \cdot i_p \cdot \eta_m}, \quad (7)$$

а если по движению (при спуске), то по формуле:

$$M_{ст2} = \frac{F_c \cdot D_k \cdot \eta_m}{2 \cdot i_p} \quad (8)$$

где  $D_k$  — диаметр блока;

$i_p$  — передаточное число редуктора;

$\eta_m$  — К. П. Д. механизма.

В общем случае, при подъеме, сила сопротивления  $-F_c$  составляет алгебраическую сумму:

$$F_c = \pm F_{2гр} + F_{тр} \pm F_e \quad (9)$$



$F_{\tau p}^1$  — составляющая сила тяжести;  
 $F_{\tau p}$  — сила, обусловленная трением;  
 $F_e$  — сила воздействия ветра.

Для упрощения пренебрегаем воздействием ветра (на подъем); и находим

$$F_e = (G + G_k \sin \alpha + K_{\tau p} G \cos \alpha + \mu' G_k \cos \alpha) \quad (10)$$

$G$  — сила тяжести каретки с грузом;  
 $G_k$  — сила тяжести кабеля в конце пути;  
 $\alpha$  — угол наклона каната к горизонтальной плоскости;  
 $K_{\tau p}$  — коэф. трения в механизме передвижения;  
 $\mu'$  — коэф. трения держателей кабеля о канат.

Что касается динамических нагрузок, для оценки их влияния на двигатель; можно судить по отношению  $t_{in}/t_{уст}$ , которое для данного механизма незначительно, поэтому предварительный подбор мощности двигателя можно произвести по статической нагрузке

$$P_{дв} = M_{ср} \cdot \omega_p \cdot 10^{-3} \quad \text{кВт} \quad (11)$$

$M_{ср}$  — среднеквадратический момент нагрузки;

Производительность канатной дороги по длине 250 м была определена по выражению:

$$v = G \cdot n_q \cdot K_t \cdot k_G = 0,6 \quad \text{т/ч} \quad (12)$$

$G$  — грузоподъемность механизма;  
 $n_q$  — число рабочих циклов в час;  
 $K_t$  — коэф. использования по времени;  
 $k_G$  — коэф. использования по грузоподъемности.

Имея график потребной мощности от сети, по площади графика определяется электрическая энергия за цикл:

$$W_n = \frac{1}{60} \sum_1^n P \cdot t = 0,17 \quad \text{кВтч} \quad (13)$$

Расход энергии за час;

$$W_r = W_n \cdot n_q = 0,5 \quad \text{кВтч} \quad (14)$$

Удельный расход энергии:

$$q = \frac{W_r}{Q} = 0,8 \frac{\text{кВтч}}{\text{т}}$$



საქართველოს  
საბჭოთაო მეცნიერებათა  
აკადემია

Полученное число наглядно показывает экономическую эффективность электрифицированной канатной дороги легкой конструкции.

В настоящее время продолжаются исследования для уточнения оптимальных параметров канатной дороги данного типа и усовершенствования конструкции механизма.

### Л и т е р а т у р а

1. З. М. Федорова, И. Ф. Лукни, А. П. Нестеров, Подъемники, Высшая школа, Киев, 1976.
2. В. И. Ключев, В. М. Терехов. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов, Энергия, М., 1980.
3. Дж. Запаладзе. К вопросу транспортировки сена и других грузов в горных условиях. Материалы научной конференции молодых ученых и аспирантов Закавказских республик. ГрузСХИ, Тбилиси, 1980.

Д. В. ИМНАДЗЕ, В. Г. ДЖИНЧЛАРАДЗЕ,  
Т. Г. ЧХЕИДЗЕ

### ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ХРАНЕНИЯ И ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТИРОВКИ УДОБРЕНИЯ НА ПОЛЯ

Известно [1], что повышение эффективности применения минеральных удобрений в значительной степени способствует сокращению трудовых и материальных затрат на их хранение и транспортировку.

Для выполнения этой задачи необходимо, чтобы:

1. Объемы складских помещений и их месторасположения обеспечивали минимальные затраты на хранение и транспортировку минеральных удобрений при их внесении;

2. Доставка удобрений на полях колхозов и совхозов в установленные агросроки обеспечивалась использованием минимально необходимого количества транспортных средств максимально возможной производительностью.

Первый пункт постановки задачи является экономическим условием и он должен быть решен еще на стадии создания хозяйственных и межхозяйственных агрохимических центров и пунктов химизации. Второй пункт содержит технические условия управления технологического процесса транспортировки удобрений со складов до полей.

Характерной особенностью решения первой задачи является влияние противодействующих факторов. Чем больше емкость складов, тем меньше удельные приведенные и капитальные затраты на 1 т хранимых удобрений. Вместе с тем, чем больше емкость складов, тем меньше их потребное количество и тем больше радиус перевозки удобрений, т. е. растут затраты на перевозки.

Радиус перевозки и дорожные условия в свою очередь влияют на технологический процесс транспортирования и внесения удобрений, так как эффективность различных технологических способов меняется с изменением расстояния перевозки и дорожных условий. Такое положение вызывает необходимость рассматривать задачу оптимизации размещения складов и транспортировки удобрений в динамическом аспекте.

Данную задачу математически можно сформулировать следующим образом:

Найти решение системы:

$$\prod_{h=0}^{r_i} (X_i - a_i^h) = 0; \quad i = 1, 2, \dots, m;$$

$$\sum_{j=1}^n x_{ij} = X_i; \quad i = 1, 2, \dots, m;$$

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} = b_j;$$

$$\sum_{i=1}^m X_i = \sum_{j=1}^n b_j;$$

$$x_{ij} \geq 0;$$

Минимизирующее функционал:

$$\sum_{i=1}^m f_i(X_i) + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij} x_{ij}$$

где:  $X_i$  — емкость склада в  $i$ -ом пункте;

$x_{ij}$  — объем удобрений, перевозимого из  $i$ -го склада  $j$ -му потребителю;

$a_i^h$  — набор возможных емкостей складов ( $h=0, 1, \dots, r_i$ ) в  $i$ -ом пункте;

$b_j$  — потребность в удобрениях  $j$ -го потребителя за один цикл внесения;

$f_i(X_i)$  — затраты на строительство, монтаж и обслуживание склада в  $i$ -ом пункте емкостью  $X_i$ ;

$C_{ij}$  — цена перевоза 1т удобрений из  $i$ -го пункта  $j$ -му потребителю.

В основу алгоритма реализации данной задачи на ЭВМ заложен комбинаторный метод размещения.

На рис. 1 приведены результаты решения задачи на ЭВМ «Минск-22» на примере Зугдидского района Грузинской ССР. Из 37 возможных мест размещения складов было определено 5 оптимальных. Разработанная схема размещения представляет собой многокаскадную сеть связывающих между собой хозяйственные, межхозяйственные глубинные и прирельсовые склады.



Рис. 1

Нормальное функционирование разработанной системы складского хозяйства зависит от правильной организации технологического процесса перевозки удобрений от складов до полей колхозов и совхозов.

Этот процесс представляет собой систему массового обслуживания, в которой склад удобрений является обслуживающей системой, а транспорт — обслуживаемой. С целью разработки оптимальной системы управления транспортировкой удобрений, нами было проведено имитационное моделирование исследуемого процесса на ЭВМ использованном методе Монте-Карло (2).

Динамическое моделирование процесса базируется на следующих исходных положениях: заданы план доставки удобрений в хозяйствах в объеме

$\sum_{i=1}^m Q_i$  ( $i=1, 2, \dots, m$ ;  $m$  количество хозяйств), коли-

чество рабочих дней  $n_p$  (агросроки), средневзвешенные расстояния колхозов и совхозов от склада в виде одномерной матрицы  $l^c$ , продолжительность рабочей смены  $T$ , номинальная грузоподъемность  $P$  и среднетехническая скорость  $V$  автомашин в местных дорожных условиях. Заданы также функции распределения случайных величин, участвующих в моделируемом процессе.

Анализ наблюдений показал, что в течение рабочей смены (0,  $T$ ) поток поступления автомашин (заявок) на склад является простейшим потоком. Следовательно, дифференциальная функция распределения потоков требований транспортной партии удобрений ( $k$ ) на складе в каждой  $j$  рабочей смене будет выражаться распределением Пуассона:

$$P_{kj}(t) = \frac{(s_j t)^{k_j}}{k_j!} e^{-s_j t} \quad j=1, 2, \dots, n_p, \quad (1)$$

интегральная функция распределения которой описывается показательным распределением:

$$F(t) = 1 - e^{-s_j t} \quad (2)$$

Сменное задание потока:

$$Q_{см} = \frac{\sum_{i=1}^m Q_i}{n_p} \quad (3)$$

Количество требований, поступающих в склад в  $j$ -ую смену:

$$k_j = \frac{Q_{см}}{P} \quad (4)$$

Интенсивность потока заявок в соответствующие рабочие смены:

$$s_j = \frac{k_j}{T} \quad (5)$$

Момент поступления очередной  $k$  заявки в склад:

$$T_k = T_{k-1} + t_k, \quad (6)$$

Где  $t_k$  продолжительность интервала поступления  $k$  заявки, функция распределения которой подчинена экспоненциальному за-



вида (2). Заменяя  $F(t)$  нормально распределенным случайным числом  $R$  в интервале  $(0,1)$  и логарифмируя обе части, получаем выражение для  $t_k$ :

$$t_k = \frac{\ln R}{-s_j}$$

04135920  
303-4710133

При поступлении  $k$ -той заявки, склад будет ли занят обслуживанием предыдущей заявки, или нет. Момент освобождения склада от обслуживания предыдущей заявки обозначим  $T_{k-1}^c$  и вычислим:

$$\Delta T = T_{k-1}^c - T_k \quad (8)$$

Если  $\Delta T < 0$ , то склад в ожидании и обслуживание заявки начинается одновременно с ее поступлением. Если  $\Delta T > 0$ , автомашина ожидает до окончания обслуживания складом предыдущей заявки. К моменту начала обслуживания  $k$ -ой заявки, имеем:

$$\left. \begin{aligned} \Delta T < 0 & \quad T_k^{no} = T_k \\ \Delta T > 0 & \quad T_k^{no} = T_{k-1} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Продолжительность времени обслуживания заявки:

$$t_k^{ob} = t_k^{no} + \frac{\ln R}{-\sigma_{no}} \quad (10)$$

где  $t_k^{no}$  — номинальная продолжительность обслуживания заявки;  
 $\sigma_{no}$  — среднеквадратическое отклонение времени обслуживания от номинального значения  $t_k^{no}$ .

Номинальную величину  $t_k^{no}$  можно определить по выражению:

$$t_k^{no} = \frac{P}{W_n} \quad (11)$$

где  $W_n$  — номинальная производительность погрузочной машины.

Величина массы удобрений, погруженной в автомобиль погрузчиком, разыгрывается следующим соотношением:

$$q_k = P_m + \frac{\ln R}{-\sigma_m} \quad (12)$$

где  $P_m$  — номинальная грузоподъемность автомашины;

$\sigma^w$  — среднеквадратическое отклонение массы удобрений от номинальной величины  $P_m$ .

Продолжительность рейса:

$$t_k^p = t_k^{np} + \frac{l_{nR}}{\sigma_{np}}$$



где:  $t_k^{np}$  — номинальная продолжительность рейса;

$\sigma_{np}$  — среднеквадратическое отклонение продолжительности рейса от номинальной величины  $t_k^{np}$ .

$$t_k^{np} = \frac{l_k^p}{V} \quad (14)$$

Момент повторного прибытия на склад  $\gamma$ -ой автомашины, выполняющей рейс перевоза  $k$ -той заявки, равно сумме:

Если  $T_k' < T$ , то автомашину  $\gamma$  можно использовать для перевоза последующих заявок, а если  $T_k' \geq T$ , то она прекращает работу.

Необходимое минимальное число автомашин для выполнения плана перевоза удобрений за период  $(0, T)$  определяется последовательным вводом автомашин в систему следующим образом: момент поступления очередной  $(k+1)$  заявки на склад:

$$T_{k+1} = T_k + t_{k+1}; \quad (16)$$

Если за время поступления очередной  $(k+1)$  заявки больше или равно времени прибытия на склад хотя бы одной из ранее обслуженных автомашин, т. е. если:

$$T_{k+1} \geq T_k' \quad (17)$$

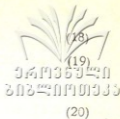
то отпадает необходимость в использовании новой автомашины и для перевоза  $(k+1)$  заявки, выбирается автомашина, прибывшая раньше всех (принцип обслуживания FiF — первым пришел, первый обслужился). А если условие (17) не выполняется, в моделировании процесса из ресурсов автопарка включается следующая  $(\gamma+1)$  автомашина и моделирование процесса продолжается.

Выполнение каждого рейса доставки на поля  $k=1, 2, \dots$  заявок в объеме транспортной партий удобрений  $q_k$  приводит к изменению состояния плана транспортировки. Поэтому, после каждого рейса проверяются следующие условия:

$$Q_i = Q_i - q_k \leq 0 \quad (18)$$

$$Q^{c,m} = Q^{c,m} - q_k \leq 0 \quad (19)$$

$$\sum_{i=1}^m Q_i = \sum_{i=1}^m Q_i - q_k \leq 0 \quad (20)$$



При выполнении условия (18) транспортировка удобрений моделируется для следующего  $i+1$ -го хозяйства. При выполнении условия (19) формируются следующие  $j+1$  рабочие сутки. А выполнение условия (20) означает завершение моделирования процесса в целом.

Моделирующий алгоритм процесса реализован на ЭВМ ЕС алгоритмическим языком PL/I.

Оценку адекватности модели в 95% доверительном интервале произвели по критерию Стьюдента:

$$t_{\text{выч}} = 1,83 < t_{\text{табл}} = 2,3$$

что свидетельствует о справедливости  $H_0$  гипотезы.

В результате моделирования процесса на ЭВМ выдаются рекомендации для оптимального управления транспортными средствами, с указанием объемов и сроков перевозки удобрений, количества используемых автомашин, количества рейсов, графиков и маршрутов работы каждой автомашины в отдельности и других показателей, необходимых для правильной организации процесса с минимальными затратами.

## Л и т е р а т у р а

1. М. Г. Догановский, Е. В. Козловский. Механизация внесения удобрений. Л., Колос, 1976.
2. И. М. Соболев. Численные методы Монте-Карло. М., Наука, 1973.

УДК 62-50:007:57

К. Ш. ГОРДЕЗИАНИ

### КОНТРОЛЬНО-ОБУЧАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА, КАК ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА В ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ИНДИВИДУАЛИЗАЦИИ И АКТИВИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ОБУЧЕНИЯ

Использование технических средств в учебном процессе, в частности, контрольно-обучающих устройств, является одной из актуальных проблем для эффективного осуществления дидактических принципов индивидуализации и активизации в высшей школе.

Автоматизированный контроль знаний учащихся, основная часть системы кибернетической педагогики, служит средством повышения эффективности учебного процесса.<sup>1,2</sup> «Новая и своеобразная наука — кибернетика — рационально расширяет пределы возможностей интеллектуального труда человека. Ее теоретическая основа — теория информации, рассматривающая законы и процессы накопления информации, приемы ее переработки, а также зависимость функционирования любой системы от информации. Ее техническая база — кибернетическая техника, к которой относятся управляемые автоматы, счетно-решающие быстродействующие машины, контрольные, логико-информационные устройства, различные средства технической информации и т. д. Кибернетические методы на деле доказали свою способность помогать выполнению сложных операций и действий, относящихся к мыслительной деятельности человека. Широкое применение кибернетической техники, очевидно, позволит не только совершенствовать учебный процесс в целом, но во многих случаях послужит действенным средством более глубокого рассмотрения существа вопроса».<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Берг А. И. Кибернетика — наука об оптимальном управлении, «Энергия», М., Л., 1964.

<sup>2</sup> Глушков В. М. Кибернетика и педагогика. О некоторых перспективах развития и применения обучающих машин. «Наука и жизнь», 1964, № 1.

<sup>3</sup> Архангельский С. И. Некоторые пути развития систем обучения, «Знание», М., 1967.

Контрольно-обучающие средства играют большую роль в учебном процессе, поскольку позволяют осуществить эффективный, экономный во времени и, безусловно, более объективный контроль знаний учащихся.

За последние годы в Советском Союзе и за рубежом ведется интенсивная работа по созданию технических средств обучения<sup>1</sup> [1].

Создан ряд машин и устройств для различных участков программированного обучения и, в частности, для контроля знаний.

В этом направлении ведется интенсивная работа по всей стране, особенно в Москве, Ленинграде, Киеве, Риге, Львове, Харькове, Одессе, Минске и ряде других городов.

Как показывает опыт, устройства, предназначенные для контроля знаний, условно можно разделить на две категории: 1) технические средства для текущего контроля усвоения знаний; 2) технические средства для итогового, массового контроля. Контрольно-обучающие средства первой категории должны регулярно, непрерывно участвовать в процессе обучения и, следовательно, наличие их необходимо в большом количестве. Отсюда вытекает, что такие устройства должны быть предельно простыми и удобными в эксплуатации, отвечающими конкретным требованиям изучаемых дисциплин.

Устройства второй категории, должны отвечать более широким педагогическим требованиям. Эти устройства используются в учебном процессе периодически, поэтому наличие их достаточно в малом количестве.<sup>1,2,3,4,5,6</sup>

Контрольно-обучающие устройства, как средства программированного управления, должны удовлетворять следующим основным требованиям:

<sup>1</sup> Каталог контролирующих и обучающих устройств. Изд. Московского университета, 1977.

<sup>2</sup> Молибог А. Г. Машины для программированного обучения. Среднее специальное образование, № 5, 1964.

<sup>3</sup> Ржецкий Н. Н. О пути конструирования контролирующей машины. Изв. вузов «Радиотехника», № 4, 1963, т. 6.

<sup>4</sup> Малиновка З. Г. Автоматизация обратной связи в обучении, «Знание», М., 1977.

<sup>5</sup> Фрай Э. Два направления в области обучающих машин. Скиннер против Пресса. В кн. Программированное обучение за рубежом. Сб. статей под ред. И. И. Тихонова, М., «Высшая школа», 1968.

<sup>6</sup> Шахмаев Н. П. Обучающие машины США. В кн. Применение техн. средств и прогр. обучения в средней и высшей шк., т. 1, М., Изд. АПН РСФСР, 1963.

— достаточная универсальность конструкций, с учетом характера структур учебных программ;

— регламентация действий учащегося согласно учебному материалу;

— регулирование минимального времени темпа и интенсивности изложения очередного передаваемого материала;

— свободная реализация конструируемых ответов;

— возможность переключения устройства на разные режимы работ, исходя из решаемой педагогической задачи. <sup>1,2,3,4</sup>

Один из недостатков традиционных методов обучения состоит в малоэффективности корректирования учебного процесса. Из-за продолжительного слабого контроля в течении семестра систематичность восприятия знаний учащимися значительно нарушается.

Самая большая нагрузка на них приходится в период зачетов и экзаменов, а это, в свою очередь, резко снижает, как прочность приобретенных знаний, так и показатели успеваемости.

Относительно эффективным средством, которое может искоренить вышеотмеченные недостатки, является программированный машинный контроль, позволяющий систематически и оперативно проверять знания учащихся.

При использовании контрольно-обучающих устройств между педагогом и учащимися устанавливается прочный контакт.

В течении семестра педагог всегда в курсе, как усваивает учебную информацию каждый учащийся в отдельности. Поэтому контроль за навыками и знаниями учащегося осуществляется непосредственно в процессе обучения. Это имеет значение для исключения ошибок при итоговой оценке знаний и повышения качества обучения.

Программированный контроль, осуществляемый контрольно-обучающими устройствами, на всех этапах учебного процесса должен обеспечивать:

— эффективную прямую и обратную связь между педагогом и учащимися;

<sup>1</sup> Александров Г. Н. О некоторых педагогических и технических требованиях к контрольно-обучающим машинам. В кн. Применение технических средств и прогр. обучения в средней специальн. высш. школе, М., «Советское радио», 1965.

<sup>2</sup> Тихонов И. И. Как классифицировать технические средства прогр. обучения. Рост. высшая школа, № 10, 1964.

<sup>3</sup> Червякова Л. Д. Современная техника обучения, «Знание», М., 1974.

<sup>4</sup> Ростунов Т. И. Программированное обучение и обучающие машины. Изд. «Техника» Киев, 1967.

— реальную возможность создания педагогически организованной среды;

— возможность учета объективных и субъективных факторов индивидуальности и активности учащихся;

— возможность развития точности действий и быстроты обучения;

— возможности точного регулирования целенаправленных действий учащихся;

— возможность усиления интенсивности и прочности активного внимания;

— возможность усиления стремления к самостоятельным действиям и интереса к восприятию;

— возможность оптимальной реализации всех заслуживающих внимания вопросов передаваемого дидактического материала;

— возможность осуществления эффективного последовательно-систематического опроса отдельного учащегося;

— возможность объективной поэтапной проверки, оценки фактических знаний и навыков учащихся;

— возможность многократного использования;

— быстрая реакция на каждое действие учащегося;

— возможность фиксации и анализа результатов контроля знаний;<sup>1</sup>

— возможность повышения и усиления производительного труда педагога и учащегося.<sup>2 3 4 5</sup>

<sup>1</sup> Большинство контролирующих машин не имеет специальных приставок для фиксации результатов и потому многие данные теряются. У преподавателя часто остаются лишь полученные студентами отметки. Конечно, отметки тоже являются характеристикой знаний студентов. Но по ним в дальнейшем нельзя определить характер ошибок учащихся, точно судить о степени трудности вопросов контроля программы и т. д.

<sup>2</sup> Бала Г. А. О психолого-педагогических требованиях к обучающим машинам. Семинар «Программированное обучение и обучающие машины», Киев, 1964.

<sup>3</sup> Голиков А. А., Коровин Е. В. Методика разработки обучающих и контролирующих программ для техн. средств обучения и контроля. М., НИИВШ, 1980. Общ. инф. НИИ проблем высш. школы, Серия «Обучение в высшей школе», вып. 6.

<sup>4</sup> Хубулашвили В. В. Дидактические возможности тестового контроля, Изд. «Знание», Москва, 1974.

<sup>5</sup> Михнушев А. Г. Определение дидактических требований к техническим обучающим устройствам и исследование эффективности применения этих устройств в учебном процессе. Автореф. диссертации на соискание уч. степ. к. п. д., М., 1968.

Систематический машинный контроль является органической частью всего учебного процесса. В данном случае педагог, как организатор, точно и целенаправленно должен управлять индивидуальными ситуациями (с учетом всевозможных данных, фиксируемых в течение всего учебного семестра результаты машинного контроля в процессе экзамена значительно облегчают задачу педагога при определении теоретико-логического уровня подготовленности и практико-алгоритмических умений и навыков учащегося).

Машинный контроль зачастую представляет процесс, когда проверка студентов по ответам на билеты осуществляется без вмешательства педагога. В этом случае, преднамеренные действия учащегося, которые обусловлены его интересами и эмоциями, развивают формы его поведения, в частности, обуславливают его активизацию, что в известной мере повышает уровень самоанализа (самооценки).

Таким образом, на сегодняшний день необходимость внедрения контрольно-обучающих устройств вызвана из целого ряда соображений (самостоятельности, самоуправления, самооценки, частоты контроля оперативности и т. д.), однако, что самое главное, это выявление принципиальных возможностей индивидуализации в обучении (индивидуальные способности, восприятие, памяти мышления обучающихся и т. п.) и эффективного управления активизации обучения.

«В настоящее время процесс контроля принято рассматривать как процесс измерения уровня знаний студента. Этот процесс основан на принципах метрологии, что позволяет выделить в нем следующие этапы:

- построение модели объекта измерения (состояние знаний обучаемого);
- разработка методики измерения;
- создание средств измерения (тестов, контрольных заданий);
- построение измерительной шкалы и выбор плана контроля знаний».<sup>5</sup>

<sup>1</sup> Леонтьев А. Н. Проблемы развития психики. «Мысль», М., 1965.

<sup>2</sup> Беспалько В. П. Некоторые аспекты психолого-педагогического обеспечения автоматизированных обучающих систем. В кн. Сборник научно-методических статей по техн. средствам обучения, М., Высшая школа, вып. 2, 1978.

<sup>3</sup> Джигладзе Г. Педагогика и методика. «Ганатлеба», Тб., 1974.

<sup>4</sup> Натадзе Р. Краткий курс психологии, Изд. Тбилисского университета, 1969.

<sup>5</sup> Методика и организация учебного процесса с использованием контролируемых и обучающих устройств, «Высшая школа», М., 1979.



В лаборатории научной организации и управления учебным процессом Грузинского сельскохозяйственного института разработаны и изготовлены опытные экземпляры контрольно-обучающих устройств: ГСХИ-1, ГСХИ-2, ГСХИ-3, ГСХИ-4, Дигони-1.

Контрольно-обучающие устройства ГСХИ-1, ГСХИ-2 могут работать в режимах «контроль» и «самоконтроль». Ввод правильных ответов осуществляется при помощи перфокарты. Объем одной перфокарты — 7 ответов, вид ответа — результативно-числовой от «0» до «99». При работе в режиме «самоконтроль» устройство позволяет вводить ответы в любой последовательности и в любом количестве (исходя из максимального количества вопросов в одном билете). Это позволяет значительно сократить время опроса на один ответ, так как при проработке каждого последующего вопроса, исключена необходимость замены перфокарты.

Время сравнения введенного ответа с записью на перфокарте от 7 до 0,2 сек.

При работе в режиме «контроль» к устройству подключается печатающий блок. Отпечатанные на специальном бланке результаты контроля позволяют следить за ходом опроса. Учитывая характер контроля и весомость (по сложности) вопросов в билете, преподаватель имеет возможность менять количество вопросов в одном билете — 5, 6 или 7. Включенный в схему устройства блок критерия оценок, автоматически перестраивается на нужный разряд и итоговая оценка исчисляется по общепринятому критерию.

Устройство ГСХИ-3 представляет собой более усовершенствованный аппарат. Основным достоинством этого устройства является то, что в режиме «самоконтроль» время опроса любого ответа одинаково и составляет 0,2 сек. Сокращение времени опроса позволяет увеличить объем прорабатываемой информации и тем самым расширяет функциональные возможности устройства.

Устройство для контроля и тренажа знаний учащихся ГСХИ-4 выполнено в виде настенной подвесной конструкции и предназначено для осуществления текущего контроля и тренажа по всем предметам как в средней, так и в высшей школе. Устройство позволяет ввести одновременно по 30 вопросов и ответов из определенной части дидактического материала в виде текста, рисунка, графика или

<sup>1</sup> Метрели В. И. О совершенствовании процесса управления приема и обучения в Груз. СХИ, (Докл. на совещании-семинаре ректоров в г. Москве, март, 1978), Тбилиси, 1978.

е натуре — листья растений, корни, ствол, ягоды, семена, узлы или детали изучаемого устройства.

Контрольно-обучающие устройства «Дигами-1» (рис. 11) и «Дигами-2» (рис. 12) предназначены для осуществления группового контроля (текущего и итогового) и самоконтроля. Устройство позволяет одновременно вводить в память большое количество информации (300 билетов — по 7 вопросов в каждом), что несомненно значительно расширяет сферу его использования в учебном процессе.

Дидактические требования к контрольно-обучающим устройствам такого вида определяются из того, какое место и роль отводится им в учебном процессе. Определение роли и места основывается на определенном анализе возможностей контрольно-обучающих устройств:

— оно рассматривается как средство для программного управления процессом индивидуализации и активизации учебного процесса;

— объективной оценки контроля за ходом изучения и освоения дидактического материала.

В учебном процессе, контрольно-обучающие устройства представляются как одно из наилучших средств для эффективного осуществления дидактических принципов индивидуализации и активизации.

Приводится список литературы и перечень изобретений и рацпредложений, опубликованных автором по вышеизлагаемому вопросу.

1. К. Ш. Гордезиани, Э. П. Джугели — Об адаптивных обучающих машинах. «Физика, математика в школе», ежеквартальный сборник-приложение к научно-педагогическому журналу Министерства просвещения Груз. ССР, «Скола да цховреба», № 2, 1969.
2. К. Ш. Гордезиани, Э. П. Джугели. — Машина, которая обучает. «Мецнереба да техника», ежемесячный научно-популярный журнал Академии Наук Груз. ССР, № 8, 1970.
3. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов, В. М. Чуцков, В. А. Размадзе. — Машина ГСХИ-1, «Накадули» и ее применение в программном обучении. Изд. ГрузСХИ, Тбилиси, 1970.
4. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Электромеханическая машина ГСХИ-1, «Накадули». Тезисы к докладам I Республиканской конференции по проблемам программированного обучения и применения технических средств в учебном процессе в высших и средних учебных заведениях. Фрунзе, 1971.
5. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов, В. Х. Бохашвили. К вопросу об организации самоконтроля и текущего контроля с использованием машины ГСХИ-2, «Накадули». Тезисы к докладам I Республиканской межвузовской научно-методической конференции по применению технических средств и программированного обучения. Махачкала, 1971.

6. К. Ш. Гордезиани — Применение контрольно-экзаменационной машины ГСХИ-1 «Накадули» в учебном процессе. Тезисы к докладам I Пражского симпозиума по кибернетической педагогике. Прага, 1971.
7. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов, Э. П. Джугели. — Машина управляет процессом обучения. «Мецниереба да техника», ежемесячный научно-популярный журнал Академии Наук Груз. ССР, № 3, 1971.
8. К. Ш. Гордезиани, В. И. Маркозашвили. — Проведение промежуточных экзаменов по математике на контролирующей машине «Алиса». Эффективность применения программированного обучения и технических средств в учебном процессе. Редакционно-издательский отдел Белорусской сельхоз-Академии. Сборник материалов Всесоюзного семинара профессорско-преподавательского состава сельхозвузов МСХ СССР, Горки, 1971.
9. К. Ш. Гордезиани, В. М. Гончаров, А. М. Арутюнов. — Перспективы применения тренажеров для программированного обучения. Труды Груз. института субтропического хозяйства, т. XV, 1971.
10. К. Ш. Гордезиани, Т. Г. Хещуриани. — К вопросу эффективности машинного контроля. Труды Груз. СХИ, т. XXXV, 1972.
11. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов, Т. Г. Хещуриани. — Исследование эффективности программированного контроля с применением машины «Дигоми-1». Тезисы к докладам II Республиканской научно-методической конференции по вопросам научной организации учебного процесса и применения технических средств обучения, Тбилиси, 1974.
12. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Устройство для группового программированного контроля. Труды ВСХИЗО, вып. 103, Москва, 1975.
13. К. Ш. Гордезиани. — Обучающее контролирующее. «Мецниереба да техника», ежемесячный научно-популярный журнал Академии Наук Груз. ССР, № 11, 1976.
14. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Техническое средство эффективной обратной связи в обучении. Изд. Груз. научно-исследовательского института научно-технической информации и технико-экономических исследований, Тбилиси, 1976.
15. К. Ш. Гордезиани. — Эффективное средство для фиксации и анализа результатов стандартизированного машинного контроля. Тезисы к докладам X Республиканской научно-методической конференции физиков высших учебных заведений Груз. ССР (Сухумский пед. институт), Тбилиси, 1978.
16. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Устройство для контроля и тренажа знаний учащихся «ГСХИ-4». Изд. Груз. СХИ, Тбилиси, 1981.
17. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Устройство для обучения и контроля знаний учащихся «ГСХИ-1». (Авт. свид. № 406219).
18. К. Ш. Гордезиани. — Контрольно-обучающее устройство «ГСХИ-2» (Удост. на рац. предложение № 5/27-0881, УИМ ГСХИ).
19. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Устройство для контроля и тренажа знаний учащихся «ГСХИ-4» (Удост. на рац. предложение № 11, ГСХИ).
20. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Устройство для обучения и контроля знаний «ГСХИ-3» (Авт. свид. № 424220).
21. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Устройство для группового обучения и контроля знаний учащихся «Дигоми-1» (Авт. свид. № 453728).
22. К. Ш. Гордезиани, А. М. Арутюнов. — Устройство для группового обучения и контроля знаний учащихся «Дигоми-2» (Удост. на рац. предложение № 12, ГСХИ).

УДК 631.3

**Исследование тягового к. п. д. на склонах.** П. В. Микеладзе. Труды Груз. СХИ, т. 121, 1981, стр. 5-9.

Рассмотрен вопрос влияния угла наклона склона на тяговую силу тягового к. п. д. трактора.

Исследовано влияние угла наклона склона на тяговую силу, на силу сопротивления качению и на коэффициенты качения и буксования.

Определялись к. п. д., учитывающие потери на качение ( $\eta_{\text{к}}$ ) к. п. д., учитывающий потери на буксование ( $\eta_{\text{б}}$ ) и тяговый к. п. д. трактора в зависимости от угла наклона склона.

Установлено, что с увеличением угла наклона тяговый к. п. д. уменьшается, а это отрицательно влияет на динамические и экономические показатели тракторного агрегата. Табл. 1, Библ. 3.

УДК 631.3:621.81

**Применение комплексного метода контроля для сложных пар в ремонтном производстве,** А. Г. Кечхуашвили. Труды Груз. СХИ, т. 121, 1981, стр. 10-18.

Рассматривается вопрос применения комплексного метода контроля для выбраковки и сортировки деталей и сопряжении сложных пар в ремонтном производстве.

Результаты исследования дают возможность вместо контроля множества элементов при выбраковке и сортировке о годности и остаточном ресурсе детали и сопряжения судить по комплексным показателям. Библ. 3.

УДК 631.312 — 352

**Зависимость теплофизических характеристик пахотного слоя черноземной почвы Кахети от влажности и плотности.** Г. С. Чичуа. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 19-25.

Установлена зависимость теплофизических характеристик (температуропроводность, теплопроводность, объемная теплоемкость, теплоусвояемость) пахотного слоя черноземной почвы Кахети от ее влажности и плотности.

Найдены эмпирические формулы для определения коэффициента температуропроводности вышеназванной почвы при различных значениях плотности (1,1, 1,2, 1,3, 1,4 и 1,5 г/см<sup>3</sup>). Библ. 5.

УДК 621.719

**Исследование сравнительной коррозионной стойкости железных**

и железо-никелевых покрытий. Д. В. Кацитадзе, Д. Н. Кацитадзе, Н. М. Рогава. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 26-30.

Изучена сравнительная коррозионная стойкость железо-никелевых покрытий путем выдержки образцов в 3% растворе хлористого натрия в течение 200 часов. Доказано преимущество железо-никелевых покрытий. (Табл. 3, Библ. 2).

УДК 631.312 — 352

Математическое описание метода для определения энергетических показателей колесных навесных агрегатов. Г. И. Гегелидзе, Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 31-37.

Рассматривается вопрос о методе энергетической оценки с/х навесных колесных агрегатов в смысле теоретического анализа для выяснения погрешностей при применении метода, который предусматривает определение силы реакции на покрышки трактора с помощью измерения давления воздуха в шине. Для выяснения отмеченной зависимости в статье рассмотрена модель. Полученные зависимости дают основание заключить о целесообразности применения разработанного метода. Библ. 3.

УДК 631.312.352

Фреза с гидромеханическим приводом для обработки защитных полос в виноградниках и некоторые результаты исследования. Д. Я. Заигаладзе, Г. Б. Лобжанидзе. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 38-43.

Рассмотрен и исследован вопрос обработки почвы в защитных полосах виноградника фрезерными рабочими органами.

Установлены оптимальные площади вокруг штамба растений, а также конструктивные, кинематические и качественные показатели фрезерной выдвигной секции. Наилучшие показатели по крошению и подрезанию сорной растительности получены при поступательной скорости агрегата  $V_{\text{аг}} = 1,2, \dots, 1,4$  м/с, число оборотов фрезы  $n_{\text{ф}} = 250 \div 300$  мин<sup>-1</sup>, скоростном режиме  $\lambda = 4 \dots 4,5$ .

Сравнительными испытаниями установлено, что при применении устройства фрезерными рабочими органами для обработки почвы в защитных полосах виноградника снижается количество проходов агрегата за сезон по сравнению с серийным приспособлением ПРВН — 72000 к машине ПРВН-2,5 А. Табл. 2, Библ. 3.

УДК 631.37

**Аналитическая зависимость между основными параметрами агрегатов и величиной удельных затрат при выполнении с.х. работ.** О. А. Карчава. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 44-49.

Для оптимизации основных параметров с.х. агрегатов требуется установление аналитической зависимости между основными параметрами агрегатов и величиной удельных затрат при выполнении технологических процессов. Приведенные затраты представлены, как функция основных параметров агрегатов: часовой производительностью, шириной захвата, рабочей скоростью агрегата и эффективной мощностью двигателя. При этом эти величины даны своими вероятностными характеристиками. Библиография: 7.

УДК 636.085 : 631.3

**Технологическая схема и анализ лентоукрыточного кормораздатчика.** Г. Г. Кемоклидзе, Н. Д. Сургуладзе. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 50-53.

Рассматривается вопрос использования стационарных кормораздатчиков в животноводстве.

Разработано устройство для раздачи кормов крупному рогатому скоту, при помощи которого устраняются недостатки существующих конструкций. Указанное достигается тем, что над кормушкой, после зоны подачи корма размещается подвижная лента, укрепленная одним концом на подпружинном барабане, а на ленточном транспортере укреплен захват подвижной ленты, взаимодействующий с сектором, укрепленном в кормушке перед выключателем транспортера. Библиография: 4.

УДК 631.51

**К вопросу усовершенствования ручных часеборочных и подрезочных машин.** О. А. Кечухашвили. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 54-58.

Ручные часеборочные и подрезочные машины имеют значительные вибрации. С целью уменьшения вибрации, на основании критического анализа существующих методов уравнивания рычажных механизмов, предлагается рациональная схема уравнивания без введения в конструкцию дополнительных противовесов.

Экспериментальные образцы оригинальных уравновешанных вариантов рекомендуемых ручных часеборочных и подрезочных машин изготовлены и испытываются. Библиография: 4.

УДК 631.51.

К вопросу обработки почвы в садах. В. З. Мируашвили. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 59-63.

Рассмотрен вопрос обработки почвы в междурядьях широко рас-  
саженных плодовых деревьев, дан теоретический анализ равновесия  
агрегата и обоснована необходимость изменения направления силы  
тяги, как продольно вертикальной плоскости, так и по горизонталь-  
ной плоскости. Описана новая система навесного механизма тракто-  
ра и орудия на которую выданы авт. свид. №438373 и № 438375,  
которые обеспечивают устойчивость хода агрегата, имея возмож-  
ность автоматически изменять направление тяги по продольно вер-  
тикальной и по горизонтальной плоскости, соответственно измене-  
ния направления силы сопротивления орудия. Библ. 7.

УДК 634.8 : 621.863

К вопросу исследования подрезки и измельчения верхних и боко-  
вых ветвей лозы с целью ее механизации. О. М. Тедорадзе,  
Б. Бидзинашвили, Труды Груз. СХИ, т. 121, 1981, стр. 73-78.

Разработана новая конструкция машины для чеканки виноград-  
ликов, их сбора и измельчения, описывается технологический про-  
цесс машины, особенности конструкции, ее положительные стороны  
по сравнению с существующими машинами.

Приводятся результаты предварительных испытаний и указы-  
ваются недостатки.

Применением вышеуказанной машины взамен ручного труда по  
сравнению с существующими машинами повышается производитель-  
ность в 7,5 раза (по сравнению с ручным трудом), в 3 раза (по  
сравнению с существующими машинами) и улучшается качество со-  
ответственно на 80% и 30%. Табл.-4, Библ. 1.

УДК 633.72.631.35

К вопросу механизации сбора и подрезки чая на шпалерах рас-  
положенных вдоль дренажных каналов. О. Одишелидзе, Р.  
Карчава, О. Тедорадзе. Труды Груз. СХИ, т. 121, 1981,  
стр. 73-78.

Обосновывается разработка машины для сбора и подрезки чай-  
ную 623 руб/га. Табл.-4. Библ.-3,

Излагаются технологический процесс ее работы и особенности  
конструкции, правила модернизирования, а также приводятся ре-  
зультаты 4-х летнего ее хозяйственного испытания, в результате че-  
го одна такая машина по сравнению с ручным сбором дает эконо-  
мию 623 руб/га.

9 760230, 0. 121, 1981.

УДК. 633.72 : 631.35.

**Определение некоторых основных параметров ручного подрезочного аппарата с пневмоприводом.** Б. С. Хомасуридзе. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 79-84.

Дается обоснование осуществления ручного подрезочного аппарата с пневмоприводом. Представлены в виде диаграмм и таблиц итоги лабораторных опытов для установления усилия среза чайных стеблей, а также для стеблей декоративных посадок, с помощью математического анализа установлена зависимость между усилием среза и диаметром стеблей, определены основные параметры для установления мощности пневмопривода Табл.-3, Библ.-6.

УДК 631.491.519.2

**Исследование рабочего органа машины для очистки от кустарников горных сенокосов и пастбищ.** Д. Натрошвили. Труды Груз. СХИ, т. 121, 1981, стр. 85-90.

Основной целью является установление физико-механических свойств мелкокося и кустарников распространенных на горных склонах Восточной Грузии. С применением электрических методов определяется усилие среза ветвей разных диаметров, влажность, коэффициент трения. Дается обоснование величины угла раствора.

Кроме этого поставлен вопрос о разработке технологического процесса и технических средств очистки от кустарников горных сенокосов и пастбищ. Табл. 1, Библ. 3.

УДК 632.9

**К вопросу применения инфракрасного облучения для защиты насаждений от заморозков.** В. И. Метревели, Ш. В. Челидзе, Н. А. Беридзе. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 93-97.

Рассматривается вопрос об облучении лимонных посадок электрическими источниками инфракрасной радиации. Обосновано преимущество лучистого обогрева по сравнению с другими методами. Проведен анализ существующих советских и зарубежных источников инфракрасной радиации и выбрана оптимально пригодная для выполнения нашей задачи трубчатая ксеноновая лампа ДКсТЛ—10000, мощностью 10 кВт, которая входит в комплект системы освещения теплиц СОРТ-10, оснащенная пускорегулирующей аппаратурой.

Проведены исследования лучистого, светового и температурного поля лампы ДКсТЛ-10000. Результаты исследований в виде кривых приведены в статье.



УДК 621.34

Исследование пусковых режимов электропривода пневмотранспортной установки, В. И. Метревели, А. К. Дидебулидзе, М. Д. Самхарашвили, Труды Груз.СХИ, т. 121, 1981, стр. 98-103.

Приведен анализ электропривода пневмотранспортной установки, предназначенной для транспортировки сено-соломистых материалов с крутых горных склонов. Рассмотрено два случая — питание от централизованной сети электроснабжения и работа от автономного источника. Условия пуска во втором случае экстремально тяжелые, поэтому обосновано применение центробежной фрикционной муфты. Определена максимальная допустимая длина соединительной линии. Табл. 1, Библ. 4.

УДК 631,37

Некоторые вопросы исследования электрифицированной канатной дороги легкого типа. Ю. Л. Какрашвили, О. И. Майсурадзе, Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 104-110.

В ГрузСХИ разработан и осуществлен проект электрофицированной горной настижной одноканатной дороги легкого типа малой мощности с условным названием «ГКПД ГрузСХИ» в двух вариантах. Библ. 3.

УДК 631.191:519.2

Оптимизация технологии хранения и процесса транспортировки удобрений на поля. Д. В. Имнадзе, В. Г. Джинчарадзе, Д. Г. Чхеидзе. Труды ГрузСХИ, т. 121, 1981, стр. 111-117.

Составлен алгоритм, в основу которого заложен комбинаторный метод размещения.

В результате моделирования процесса на ЭВМ выдаются рекомендации для оптимального управления транспортными средствами, с указанием объемов и сроков перевозки удобрений, количества используемых автомашин, количества рейсов, графиков и маршрутов работы каждой автомашины в отдельности и других показателей, необходимых для правильной организации процесса с минимальными затратами. Библ. 2.

Разработана установка МОН-20, которая предназначена для инфракрасного нагрева и облучения лимонных насаждений в лимонариях. Рассматривается вопрос о полной электромеханизации основных технологических процессов в лимонариях.

УДК 62-50:007:57

34.1353.21  
303.42.010133

Контрольно-обучающие устройства, как технические средства в осуществлении индивидуализации и активизации процесса обучения К. Ш. Гордзигани, Труды ГрузСХИ. т. 121, 1981, стр. 118-125.

Рассматриваются дидактические и технические требования к контрольно-обучающим устройствам для осуществления индивидуализации и активизации процесса обучения на примере устройств, созданных в лаборатории НОУУП ГрузСХИ.



სასოფლო-სამეურნეო წარმოების მიქანისაცია

3. შიქელაძე — ტრაქტორის წვეის მარგი ქმედების კოეფიციენტის გამოკვლევა თერდობებზე 5

А. Г. Кечухашвили — Применение комплексного метода контроля для сложных пар в ремонтном производстве 10

Г. С. Чичуа — Зависимость теплофизических характеристик пахотного слоя черноземной почвы Кахети от влажности и плотности 19

Д. В. Кацитадзе, Д. Н. Кикабидзе, Н. М. Рогова — Исследование сравнительной коррозионной стойкости железных и железо-никелевых покрытий. 26

Г. И. Гегелидзе — Математическое описание метода для определения энергетических показателей колесных навесных агрегатов 31

ჭ. ზანგალაძე, ვ. ლობჯანიძე — ვენახის საცდის ზოლების დასამუშავებელი ფრეზი პიდრომექანიკური აძვრით და კვლევის ზოგიერთი შედეგი 38

ო. ქარჩავა — ანალიზური დამოკიდებულება აგრეგატის ქირითად პარამეტრებსა და ხვედრით დანახარჯებს შორის სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულების დროს 44

О. А. Кечухашвили — К вопросу усовершенствования ручных часеборочных и подрезочных машин. 54

3. შირუაშვილი — ხეხილის ბაღებში ნიადაგის დამამუშავებელი გუთანის და მასზე მოქმედი ძალების გამოკვლევის ზოგიერთი საკითხი 59

ო. თედორაძე, ბ. ბიძინაშვილი — ვაზის თავისა და გვერდითი წანაზარდების წასაპრელ-დამქუცმაცებელი და შემგროვებელი მანქანის შექმნისა და გამოკვლევის საკითხისათვის 64

ო. ოდიშელიძე, რ. ქარჩავა, ო. თედორაძე — სადრენაჟო არხებთან და მათ გასწვრივ მდებარე შვალურებზე ჩაის კრეფისა და გასხვლის მექანიზაციის საკითხისათვის 73

ბ. ხომასურიძე — ხელით სასხლავი პნევმოამძრავიანი აპარატის ზოგიერთი ძირითადი პარამეტრების განსაზღვრა 79

დ. ნატროშვილი — სათიბ-სამოცრების ზუჩქნარებისაგან გასაწმენდი მანქანების მჭრელი ორგანოს ზოგიერთი პარამეტრის გამოკვლევა 86

სასოფლო-სამეურნეო საწარმოთა ელექტრიფიკაცია

Электрификация сельскохозяйственного производства.

В. И. Метревели, Ш. В. Челидзе, Н. А. Беридзе. — К вопросу применения инфракрасного облучения для защиты насаждений от заморозков. 93

Б. И. Метрели, А. К. Дидебулидзе, М. Ф. Самхарашили. — Исследование пусковых режимов электропривода пневмотранспортной установки.	98
Ю. А. Какиашвили, О. И. Майсурадзе. — Некоторые вопросы исследования электрифицированной канатной дороги легкого типа.	105
Д. В. Имнадзе, В. Г. Джинчарадзе, Т. Г. Чхеидзе. — Оптимизация технологии хранения и процесса транспортировки удобрений на поля.	111
К. Ш. Гордзениани. — Контрольно-обучающие устройства, как технические средства в осуществлении индивидуализации и активизации процесса обучения.	118
<b>РЕФЕРАТЫ</b>	126



ქართული  
ბიბლიოთეკა

დედანი მომზადდა გამოსაცემად  
სარედაქციო-საგამომცემლო განყოფილების მიერ  
რედაქტორები: ვ. ბურიაკოვი, ნ. კერესელიძე,  
მ. თორელაშვილი

შტკ. 1421

ფე 15077

ტარ. 500

გადაცემა წარმოებას 4-06-81, ხელმოწერილია დასაბეჭდად 4-12-81, ანაწყოების ზომა  
6X10, სააღრეცხვო-საგამომცემლო თაბახი 8,1 სისტემაში თაბახი 8,5

ფასი 1 მან. 25 კაპ.

სსსი სტამბა, თბილისი-31, ჟილნოში.

Типография ГрузСХИ, Тбилиси — 31.

ფანო 1 მან. 25 კამ.

3.

3.39.114/14

ეროვნული  
ბიბლიოთეკა

11