

501
1974
N 90



საქართველოს
სოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის
ბიბლიოთეკა

საკია სასოფლო-სამეურნეო
ნარგობების მექანიზაცია,
ელექტრიფიკაცია და
ჰიდრომელიორაცია

(ბ. Xც) 90

Труды Грузинского ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственного института

სერია МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИ-
ФИКАЦИЯ, ГИДРОМЕЛИОРА-
ЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕН-
НОГО ПРОИЗВОДСТВА



სერია სასოფლო-სამეურნეო
ნარგმობის მექანიზაცია,
ელექტრიფიკაცია და
ჰიდრომელიორაცია

12684

(ტ. XC)

Труды Грузинского ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственного института

СЕРИЯ МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИ-
ФИКАЦИЯ ГИДРОМЕЛИОРА-
ЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕН-
НОГО ПРОИЗВОДСТВА

19 თბილისი 74

ქ. შარტავის საბ. საქ. სსრ
სახელმწიფო ბიბლიოთეკა

სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის, ელექტრიფიკაციისა და ჰიდრომელიორაციის სერიის ტომის მასალები განვილულია ფაქულტეტის სამეცნიერო საბჭოს ცდომავაზე და მოწონებულია ურომის ფრთული დროვის ორდენოსანი საკარმ-ველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის დიდი საბჭოს მიერ.

მთავარი რედაქტორი: ვ. ი. შეტრეველი.

სარედაქციო კოლეგიის წევრები: შ. ტ. აბზიანიძე, მ. მ. გუგუ-
შვილი, ს. უ. გუნია, ქ. შ. გოგიჩაიშვილი (პ/მგ. მდივანი) ი. ი. თუში-
შვილი, ა. გ. კეჩუაშვილი, პ. ვ. მიქელაძე, ო. გ. ნათიშვილი
(მთ. რედ. მოადგილე), ვ. ა. ოპროპირიძე, გ. ე. ტულუში, გ. გ. ქემოყ-
ლიძე, გ. ა. შალამბერიძე, გ. ი. შხვაცაბაია, ბ. მ. ჩიკვაშვილი.



ბ. შამაგაძის

სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის განვითარების პერსპექტივა

საბჭოთა კავშირის კომუნისტური პარტიის ცენტრალური კომიტეტის დადგენილებაში განსაკუთრებული ყურადღება ექცევა სოფლის მეურნეობის მეცნიერების შემდგომ განვითარებას და, კერძოდ, თეორიული და სამეცნიერო საკითხების პრინციპულად ახალი მიმართულების შესწავლა-გადაწყვეტას, ეს დადგენილება თანაბრად ეხება სოფლის მეურნეობის წარმოების მექანიზაციას, რომელიც მიწათმოქმედებისა და მეცხოველეობის პროდუქტების წარმოების, შრომისნაყოფიერების გადილებისა და თვითღირებულების შემცირების გადამწყვეტი ფაქტორია.

მოშავალში სას.-სამ. ტექნიკა, მზღველობაში გვაქვს პრინციპულად ახალი მანქანები და მექანიზმები, რომელმაც ძირფესვიანად უნდა შეცვალოს როგორც ნიადაგის დამუშავების ტექნოლოგია, ისე სასოფლო-სამეურნეო ძირითადი კულტურების მოვლა-მოყვანისა და აღების მეთოდები, მოითხოვს ამ მანქანების თეორიული საფუძვლების შემდგომ გაღრმავებასა და განვითარებას, ამიტომ აუცილებელი ხდება გავითვალისწინოთ სას.-სამ. მანქანების მეტად რთული საქმეა პირობები, რომლებიც მოქმედებენ ცოცხალი ბუნების ურთიერთკავშირში (სასოფლო-სამეურნეო კულტურები და ცხოველები).

ახლა თვით ნიადაგის, როგორც დასამუშავებელი ობიექტის შესახებ. შემთხვევითი როდია, რომ დღეისათვის, მიუხედავად არაჩვეულებრივი ტექნიკური პროგრესისა, ნიადაგის მანქანით დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესი ფაქტიურად შეუცვლელია უკანასკნელი ასეული წლების მანძილზე, თითქმის არ შეცვლილა ნიადაგის დამუშავებასთან დაკავშირებული მანქანების სამუშაო სინქარეები, რომლებიც ლიმიტირებულა ნიადაგური სტრუქტურებით, დასამუშავებელი ფართის რთული უსწორმასწორო რელიეფით და საკვები კულტურების მოვლა-მოყვანისა და აღების ტექნოლოგიური პროცესების სირთულით. ამიტომ გადაჭარბებული იქნება თუ ამ ათი-თხუთმეტი წლის მანძილზე ვივარაუდებთ სასოფლო-სამეურნეო მანქანა-იარაღების ტექნიკაში სრულ ვადატრიალებზე, მაგრამ უნდა შესაძლებლად მივიჩნიოთ ამ მანქანების სამუშაო სინქარეების ვაზრდა 20—15 კმ/სთ და მათი სიმძიმის შემცირება 2—3-ჯერ, რისთვისაც საჭირო გახდება უფრო მტკიცე და მსუბუქი ლითონებისა და პოლიმერული მასალების გამოყენება.



მანქანების მდოვრე დამუშავებისა და არასასურველი ვიბრაციების შე-
ცილების მიზნით, მათი მექანიზმების მოძრაობაში მოსაყვანად, განაწესდა
უნდა იქნეს ელექტროძრავები დვედური გადაცემებით, ხოლო ცენტრალურ
რი პროცესები, რომლებიც ოდითგანვე განპირობებული იყო ცოცხალი გამ-
წევი ძალის მოძრაობის სინქარების მიხედვით, ძირკვესიანად უნდა შეიცვა-
ლოს. ასე, მაგალითად, ნიადაგის დამუშავება (მოხვნა, დაუარცხვა, კულტივი-
ცია) შესაძლებელია ვაწარმოოთ თხელ ფენად როტაციული რეაქტიული მუშა-
ორგანოებით, რითაც შევძლებთ საჭირო აგროტექნიკური მოთხოვნების შეს-
რულებას. რაც შეეხება სათეს მანქანებს, ისინი მხოლოდ პნევმატიკურ პრინ-
ციპზე უნდა მუშაობდნენ და აწარმოებდნენ თითო მარცვლის ჩათესვას მწკ-
რივში, ხოლო ორ-ორ მარცვალს ბუდნებში. ცნობილია, რომ არსებული არა-
ზუსტი გამომთესველმექანიზმებიანი სათესების გამოყენებით ჩვენ ყოველწლი-
ურად სავსებით უსარგებლოდ ნორმაზე მეტს ვთესავთ ათეული მილიონობით
ფუთ გაწმენდილ და დაზარისხებულ მარცვალს.

უნდა აღინიშნოს, რომ მარცვლეულის გაწმენდა-დაზარისხება ჯერ კიდევ
წარმოებს მეტად მცირეწარმადობიანი მექანიზმებით, რაც აფერხებს ხორბ-
ლეულის ჩქაროსნული ამღები კომბაინის შექმნას. აქ გადაწყვეტი როლი უნ-
და შეასრულოს როტაციულმა ცენტრიდანულმა მოწყობილობამ. ინერციული
ძალების ზემოქმედებით ძირფესვიანად უნდა შეიცვალოს მარცვლეულის გა-
მოღწევის ტექნოლოგია, რადგან არსებული საღეწი დოზების მუშაობა არა-
სრულყოფილია. იგი არა მარტო აზიანებს მარცვალს დარტყმის პროცესში
(მარცვალი იზარება და ადვილად ავადდება სოკოვანი ბაქტერიებით), არა-
მედ ხშირ შემთხვევაში მარცვლის საკმაოდ დიდი რაოდენობა გამოუღე-
წელი რჩება თავთავებში, განსაკუთრებით ჩრდილოეთ რაიონებში. საჭიროა
შვეისწავლოთ და გამოვიყენოთ ვიბრაციული საღეწი აპარატები და აგრეთვე
დავამუშაოთ ლეწვის ელექტრონაპერწკლოვანი მეთოდები.

ამასთან ერთად, ჩვენი სამეცნიერო-კვლევითი მუშაობა უნდა წარიმარ-
თოს აღნიშნული მანქანების მაქსიმალური სრულყოფის გზით, რათა 5—10-
ჯერ მაინც შემცირდეს მათი ასორტიმენტი, რომლებიც 1000 დასახელებაზე
მეტია. კერძოდ, საეულე მანქანა-იარაღები მთლიანად უნდა იქნეს კიდული ან
თვითმავალი.

განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს მანქანების ტექნოლოგიური
პროცესების ავტომატიზაციას, როგორც წესი, არც სას.-სამ. მანქანა არ უნ-
და გამოიშვას რეგულატორ-ავტომატის გარეშე. ამ მანქანების ყველა მუშა-
პროცესი წარმოების ტექნოლოგიის დაცვით უნდა სრულდებოდეს ავტომა-
ტური რეგულატორების გამოყენებით. მაგალითად, გუთანზე დაყენებული უნ-
და იყოს ზენის სიღრმის და მოდების განის რეგულატორი, სათესზე — თეს-
ლის გამოთესვის ნორმისა და მისი ჩათესვის სიღრმის რეგულატორი, ხორბ-
ლეულის ამღებ კომბაინზე—გასაღეწი მასის მიწოდებისა და საღეწი დოლის
კუთხური სინქარის რეგულატორი, კომბაინის საღეწის სასეპარაციო ორგა-
ნოებზე მარცვლეულის გაწმენდის რეგულატორი. ამასთან ერთად, მხოლოდ მე-
მანქანეს საშუალება უნდა ჰქონდეს თვალი ადევნოს საზომი ხელსაწყოების



ტექნოლოგიური პროცესის მიმდინარეობას, რომ საქარო შემთხვევაში დამატებით შოაწესრიგოს სათანადო მექანიზმის მეშაობა.

შვაცრად უნდა ავიღოთ გეზი, რომ თითოეულ სატრაქტორულ აგრეგატში მართავდეს ერთი მეშა მძლოლი და ვაწარმოოთ ძიება მანქანის დისტანციური მართვისა, როგორც წეი, ყოველ სატრაქტორო აგრეგატზე უნდა დაიდგას ხელსაწყო, რომელიც აღრიცხავს დახარჯულ მეშაობას და საწვავის ხარჯს ტექნოლოგიური პროცესის ენერგოტევალობის საფუძველზე. უკვე დროულია გადავიდეთ მექანიზებული სამეშაოების აღრიცხვაზე სპეციალური საზომი ხელსაწყოებით.

განსაკუთრებით რთული, მაგრამ უაღრესად საბატიო ამოცანები დგას ქართული მექანიზატორებისა და კონსტრუქტორების წინაშე, სპეციალური მანქანა-იარაღების შექმნეულად, სპეციალური ტექნიკური კულტურების შოვლამოყვანის კომპლექსური მექანიზაციის გადასაწყვეტად, რომელთა დიდი რაოდენობა განლაგებულია ფერდობებზე და მცირეკონტურიან ნაკვეთებზე. სადღეისოდ ეს სამეშაოები ძირითადად ხელით სრულდება, რაზედაც იხარჯება დიდი და მძიმე შრომა, ამ რთული პრობლემის გადაწყვეტა შესაძლებელია მხოლოდ მცირე მექანიზაციის შექმნით და დანერგვით, ე. ი. საჭიროა შექმნას მცირეგაბარატიანი გაწყვეტი მანქანები, ხელის მოტორიზებული აპარატები და პარველ რიგში ჩაის სასხლავი და საკრეფი მანქანები.

მცირე მექანიზაციის გამოყენება ფერდობებზე და მცირეკონტურიან ნაკვეთებზე, არამც თუ აცეილებულია, რადგან ამ პრობლემისათვის შეუძლებელია მძლავრი ტექნიკის შექმნა და გამოყენება, არამედ საკმაოდ ეფექტურიცაა და აგრატექნიკური თვალსაზრისით უფრო მიზანშეწონილია და ხელის მოტორიზებული მანქანების მალაღვეტურების ნათელ სურათს იძლევა.

ტექნიკის მეცნიერებათა კანდადატის მ. შანიძის მიერ დამუშავებულია ხელის მოტორიზებული სათოო სათიბელი, რომლის სამუშაო განია 0,8 მეტრი, წონა 40 კილოგრამი, ხარჯავს 3 ცხენის ძალას და შრომისაყოფიერებას ზრდის 5-ჯერ. ტექნიკის მეცნიერებათა კანდადატის თ. ლორთქიფანიძის მიერ შექმნილია ხელის მოტორიზებული ჩაის სასხლავი აპარატი, რომელიც იწონის 25 კგ-ს, ხარჯავს 2,5 ცხენის ძალას და შეუძლია შეცვალოს ერთი სატრაქტორო სასხლავი აგრეგატი წონით 1200 კგ, აპარატს ამუშავენს ორი მეშა.

გამომგონებელ ლ. ხაბერზანიას მიერ შექმნილია ხელის მოტორიზებული ნახევრად მძიმე ჩაის სასხლავი მანქანა, რომელიც იწონის 15 კგ-ს და რომელსაც ამუშავენს ორი მეშა. მეუად საისტერესო ტექნიკის მეცნიერებათა კანდადატის მ. კობალიანის მიერ დამროექტებული ხელის მოტორიზებული ჩაის საკრეფი აპარატი, რომლის წონა 6 კილოგრამია, სამუშაო განი 30 სანტიმეტრი და შეუძლია შრომისაყოფიერება გაზარდოს 5-ჯერ.

ეს მოწავალი ახალი ტექნიკა არა მარტო ელის თავის კონსტრუქტორებს, არამედ ახალ ამოცანება გვისახავს ამ მანქანების თეორიული სავტვლებას დროულად გადაწყვეტისათვის და პრაქტიკულად განხორციელებისათვის, აქ ჩამორჩენა ყოველად დაუშვებელია. ეკვი არ არის, რომ ეს დიდი და საბატიო დავალება ჩვენი მეცნიერებისა და კონსტრუქტორების მიერ წარმატებით იქება შესრულებული: ჩვეი ამასათვის ყველა პირობა გვაქვს შექმნილი.



Г. А. ХАНТАДЗЕ

О ТЕОРИИ ХОЛОСТОГО ХОДА И МИНИМАЛЬНОУСТОЙЧИВЫХ ОБОРОТАХ ДВИГАТЕЛЯ

Об оборотах холостого хода

Для автотракторных и особенно для автомобильных двигателей диапазон возможных скоростных режимов работы довольно широк.

Верхний предел данного диапазона, т. е. максимально допустимое число оборотов, ограничивается, в основном, чрезмерным возрастанием инерционных усилий, ухудшением качественного протекания рабочего цикла, повышением теплонапряженности деталей, уменьшением наполнения и, следовательно, мощности, нарушением оптимальных регулировок и т. д.

Область верхнего ограничения диапазона возможных скоростных режимов довольно подробно и полно изучена, как теоретически, так и экспериментально; и это вполне понятно, т. к. по требованиям рациональной эксплуатации, основные нагрузочные режимы, на которых должен работать двигатель, лежат именно в этой области.

Минимально возможный скоростной режим определяется условием устойчивой работы двигателя и может иметь место на полном дросселе при перегрузке или на прикрытом дросселе при холостом ходе.

Нужно предполагать, что в этих случаях обороты не будут одинаковые и соотношение этих оборотов, как оценочный параметр, может характеризовать двигатель по теплонапряженности и механическому КПД.

Холостой ход занимает довольно значительную часть в общем времени эксплуатации автомобиля. Пуск, прогрев, регулировки, переключение скоростей, кратковременные остановки, ожидание у перекрестков и semaфоров, посадка пассажиров, езда под гору с выключенным сцеплением и т. д. в основном охватывает эксплуатационные режимы, когда двигатель работает на холостом ходу.

При режиме холостого хода индикаторная работа и, следовательно, индикаторная мощность двигателя, расходуется на внутренние сопротивления двигателя (трение, насосные потери, привод вспомогательных механизмов и т. д.) и бесполезно теряется.



Минимальные обороты холостого хода характеризуют качество изготовления самого двигателя, пригнанность деталей, величину трения в двигателе и зависят от теплонпряженности двигателя.

Эти обороты оценивают правильность регулировки топливной аппаратуры (давление и момент опережения впрыска — в дизелях), карбюратора и момента зажигания. Эти обороты оценивают также полноту сгорания и состав выхлопных газов на токсичность.

В настоящее время официально не устанавливаются «обязательные минимально-устойчивые обороты холостого хода двигателя» ни стандартом, ни заводской инструкцией и ни другими документами.

В заводских инструкциях обычно указываются обороты соответствующие максимальной (номинальной) мощности и максимальному крутящему моменту. А минимально возможные числа оборотов, при котором обеспечивается устойчивый режим холостого хода, заводом не устанавливается и не указывается.

В практике эксплуатации автомобилей, почти в каждом конкретном случае, встречаются факты неправильной регулировки оборотов холостого хода. Почти всегда эти обороты выше минимально-возможных оборотов и поэтому, не имея строго определенных обязательных инструктивных указаний по данному вопросу, водители обычно регулируют двигатель на повышенных числах оборотов холостого хода и за весь период эксплуатации двигатель на режимах холостого хода имеет повышенный расход топлива.

Учитывая огромное количество автомобилей автобусных и таксомоторных парков страны, легко представить какое огромное количество топлива расходуется впустую.

На основе исследования и разработки основ теории холостого хода, необходимо рекомендовать понятие «обязательных минимально-устойчивых оборотов холостого хода», как один из показателей диагностики двигателя, по которому следует в эксплуатационных условиях регулировать двигатель, учитывая требования, с одной стороны, по токсичности отработавших газов, и с другой, — по уменьшению расхода топлива.

Для оценки режима и минимально устойчивых оборотов холостого хода, в условиях нормального теплового состояния для данного двигателя, предлагается применять количество топлива или смеси (определенного состава) за цикл рабочего процесса, отнесенное на один литр рабочего объема цилиндров.

Одновременно следует установить также величину литроциклового расхода для минимально-устойчивых оборотов при перегрузке двигателя.

Для четырехтактных поршневых двигателей внутреннего сгорания расход воздуха определяется из выражения:

$$G_B = 0,03 \cdot V_h \cdot i \cdot \gamma_B \cdot \gamma_V \cdot n, \text{ кг/час,}$$



с другой стороны

$$G_n = a l_0 \cdot G_T \text{ кг/час.}$$

Количество топлива приходящейся на один литр рабочего объема за один цикл, т. е. литроцикловой расход будет:

$$q_{лц} = \frac{G_T \cdot 1000 \cdot 2}{60 \cdot V_h \cdot i \cdot n} = \frac{2000 \cdot G_T}{60 \cdot V_h \cdot i \cdot n} \text{ гр/л.ц.}$$

Связывая эти выражения получим:

$$a l_0 \cdot G_T \cdot q_{лц} = \frac{0,03 \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot \gamma_n \cdot \eta_V \cdot 2000 \cdot G_T}{60 \cdot i \cdot n \cdot V_h}$$

откуда литроцикловой расход топлива

$$q_{лц} = \frac{\gamma_n \cdot \eta_V}{l_0 \cdot a} \text{ гр/л.ц.}$$

а литроцикловой расход воздуха:

$$q_{лц} \cdot a l_0 = \gamma_n \cdot \eta_V$$

Устанавливая для данной марки двигателя литроцикловые расходы на холостом ходу при минимально устойчивых оборотах и при минимально-возможных оборотах перегрузки, легко определить коэффициент наполнения, рекомендуемая величина которого может быть использована для оценки регулировки и диагностики двигателя.

К определению внутренних сопротивлений двигателя

Работа на холостом ходу определяется условием равенства индикаторной работы работе сопротивлений.

При изменении числа оборотов устойчивость работы двигателя, в этом случае, определяется относительным изменением количества энергии затрачиваемой на преодоление внутренних сопротивлений и количества энергии развиваемой в цилиндре двигателя, зависящего от количества подаваемого топлива.

По определению внутренних сопротивлений двигателя интересно провести следующее суждение:

Как известно

$$a = \frac{G_n}{G_0}$$

однако $G_0 = l_0 \cdot G_T = l_0 \cdot g_i N_i$ и т. к. $N_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n}{225 \cdot K}$

будет иметь

$$G_0 = \frac{l_0 \cdot g_i \cdot p_i \cdot V_s \cdot n}{225 \cdot k}$$

действительное количество воздуха будет:

$$G_d = \frac{V_s \cdot \eta_V \cdot \gamma_n \cdot 60 \cdot 2 \cdot n}{1000 k}$$

тогда для коэффициента избытка воздуха получим:

$$\alpha = 27 \frac{\gamma_n}{l_0} \cdot \frac{\eta_V}{g_i p_i}$$

Внося значение g_i из известного выражения $g_i = \frac{632}{\eta_i H_u}$ для η_i будем иметь:

$$\eta_i = 23,4 \frac{\alpha l_0}{H_u} \cdot \frac{p_i}{\gamma_n \eta_V}$$

Ясно, что для $p_e = p_i \eta_m$ получим выражение:

$$p_e = 0,0427 \gamma_n \cdot \eta_V \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_m$$

обозначая

$$A = 0,0427 \frac{H_u}{l_0} \approx 0,0427 \cdot 733 \approx 31$$

(Для бензина, газоила, бензола, окиси углерода, метилового и этилового спиртов отношение теплотворной способности к необходимому количеству воздуха приблизительно одинаково и равно $\frac{H_u}{l_0} \approx 733$).

получим:

$$p_e = 31 \cdot \eta_V \cdot \gamma_n \cdot \eta_m \cdot \frac{\eta_i}{\alpha}$$

Учитывая, что

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_\tau}{p_i} = 1 - \frac{p_\tau}{p_i}, \text{ будем иметь:}$$

$$\eta_m = 1 - \frac{p_\tau}{31 \cdot \eta_V \cdot \gamma_n \cdot \frac{\eta_i}{\alpha}}$$

На режиме холостого хода $\eta_m = 0$ и тогда

$$p_\tau = p_i = 31 \cdot \eta_V \cdot \gamma_n \cdot \frac{\eta_i}{\alpha}$$

Определение индикаторной мощности при холостом ходе

Установление величины N_i двигателя на разных числах оборотов имеет определенный теоретический и практический интерес, т. к. дает возмож-



ность проследить за характером изменения индикаторных показателей двигателя на разных скоростных режимах.

Обычно N_i определяется для данного (определенного и интересующего экспериментатора) числа оборотов методом выключения цилиндров; когда N_i одного цилиндра определяется как разность между N_e на всех цилиндрах и N_e без выключенного цилиндра.

Такой метод не пригоден при холостом ходе, обороты которого на разных открытиях дросселя (подачи) разные.

Предложенная ниже методика определения N_i на холостом ходу заключается в следующем:

На отрегулированном двигателе выключается один цилиндр и прикрытием дроссельной заслонки устанавливается определенное, устойчивое, минимальное число оборотов холостого хода n_{xx} . Измеряется расход топлива; нагрузка на стенде и следовательно N_e равно нулю.

Потом включается цилиндр и при этом увеличение оборотов компенсируется нагрузкой на стенде и доводится обороты опять до n_{xx} .

Определенная по показаниям стенда эффективная мощность будет представлять N_i для выключенного цилиндра.

Дальше последовательно выключаются второй, третий и т. д. цилиндры и процедура каждый раз повторяется.


Сумма N_i для отдельных цилиндров определяет индикаторную мощность двигателя при данных оборотах.

Устанавливая разные обороты холостого хода двигателя с помощью дроссельной заслонки (или изменением подачи), можно определить значение N_i в определенном диапазоне числа оборотов и проследить за характером изменения N_i в этом диапазоне.

В некоторых случаях (в зависимости от особенностей самого двигателя и его, впускного тракта) может наблюдаться увеличение числа оборотов при выключении цилиндров.

Такой случай приведен у проф. Махалдиани В. В. для двигателя ЗИС-5. На холостом ходу, в положении максимально прикрытой дроссельной заслонки, при выключении цилиндров были получены следующие показатели:

Число работающих цилиндров	Число оборотов коленч. вала об/мин	Разрежение во всасывающей трубе, в мм рт. ст.	Расход горючего в кг/ч
6	415	320	1,54
4	565	300	1,74
2	650	215	1,95

- 
- При этом: 1) При выключении цилиндров положение дроссельной заслонки не изменялось.
- 2) Всасывающий клапан выключенных цилиндров соединялся с атмосферой.

Такие результаты объясняются (как разъясняет автор) увеличением наполнения работающих цилиндров и увеличением расхода горючего при уменьшении разрежения во всасывающей трубе.

В таких случаях обороты холостого хода нужно устанавливать на всех цилиндрах и при выключении данного цилиндра увеличение оборотов следует компенсировать нагрузкой на стенде доведением числа оборотов до первоначальных значений. Нагрузка на стенде будет показывать величину индикаторной работы выключенного цилиндра.



В. А. ОКРОПИРИДЗЕ, К. И. ПЕТРИАШВИЛИ, Г. И. ЦИКАРАДЗЕ

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С ПНЕВМОБУФЕРНЫМ МЕХАНИЗМОМ ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

На современном этапе развития двигателестроения, перспективный дизель, способный в будущем конкурировать с другими видами средств энергетики, представляется как сильно форсированный дизель с очень высоким давлением наддува. Однако, применение не только очень высокого, но даже умеренного наддува в настоящее время ограничивается недопустимым увеличением максимального давления цикла.

В связи с отмеченным, в последнее время проявляется все более возрастающий интерес к двигателям с автоматически изменяющейся степенью сжатия.

Применение переменной степени сжатия в дизеле позволяет ограничить максимальные давления цикла путем уменьшения степени сжатия по мере увеличения степени наддува, и тем самым, создает предпосылки для значительного увеличения литровой мощности без повышения механической нагрузки на основные детали двигателя.

В качестве примера можно отметить, что по сообщению Британского национального института по двигателям внутреннего сгорания, применением переменной степени сжатия было достигнуто увеличение среднего эффективного давления до $p_e = 27,6$ кг/см при степени сжатия $\epsilon = 7,8$ и максимальном давлении цикла $p_z = 110$ кг/см², что соответствует почти четырехкратному увеличению литровой мощности по сравнению с дизелем, работающим без наддува.

Помимо значительного увеличения литровой мощности, применение переменной степени сжатия в дизеле позволяет улучшить экономичность за счет осуществления работы двигателя при оптимальной степени сжатия для каждого режима, обеспечить многотопливность, улучшить пусковые свойства и т. д.

Среди различных схем, предложенных для автоматического изменения степени сжатия, особое внимание привлекают пневмобуферные механизмы изменения степени сжатия. Эти механизмы, объединяющие свойства переменной степени сжатия и пневматического буфера, обладают максимальными потенциальными возможностями для сглаживания пиковых нагрузок и осуществления очень высокого наддува при умеренных максимальных давлениях цикла. Специфика этих механизмов заключается в том, что вследствие наличия пневматического буфера, процессы смесеобразования и сгорания в дизеле протекают в условиях резкого изменения объема газов.

Исследования, проведенные ранее в научно-исследовательской лаборатории быстротекающих газовых процессов кафедры тракторов и автомобилей Грузинского СХИ, показали, что одним из существенных недостатков дизелей с объемным смесеобразованием, и, в особенности, с раздельными камерами сгорания является то, что в них резко ухудшаются условия смесеобразования после воспламенения, что приводит к затягиванию процесса сгорания, к сажеобразованию и т. д. Специфика рабочего процесса дизеля оснащенного пневмобуферным механизмом для автоматического изменения степени сжатия позволяет устранить этот недостаток и улучшить организацию процессов смесеобразования и сгорания.

В основу настоящего исследования была положена оригинальная схема пневмобуферного механизма, разработанная и осуществленная авторами в предыдущие годы.

Принципиальная схема дизеля с пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия показана на рис. 1.

Как видно из схемы, над рабочим цилиндром 1 двигателя расположен буферный цилиндр 3, в котором размещен свободнодвижущийся поршень 4, с уплотнительными кольцами и крышкой. Сверху буферный цилиндр герметически закрыт крышкой 8, в которой установлен стержень 7 с неподвижным поршнем 6 и впускной клапан 9, для впуска сжатого воздуха.

В стержне неподвижного поршня имеется канал, сообщающий выходными отверстиями O_1 и O_2 внутреннюю полость В свободнодвижущего поршня с буферной полостью А, а также в некоторые моменты с полостью С. Днище свободнодвижущегося поршня имеет полусферическую форму и вместе с нижней частью буферного цилиндра образует камеру, куда входит гнездо для размещения в нем форсунки. К впускному клапану 9 через редуктор давления 10 подводится сжатый воздух из ресивера 11.

Пневмобуферный механизм работает следующим образом: после включения редуктора 10 воздух из ресивера 11, через впускной клапан 9 поступает в полость А, а затем через отверстие O_1 и O_2 и центральный канал неподвижного поршня 6 в полость В.

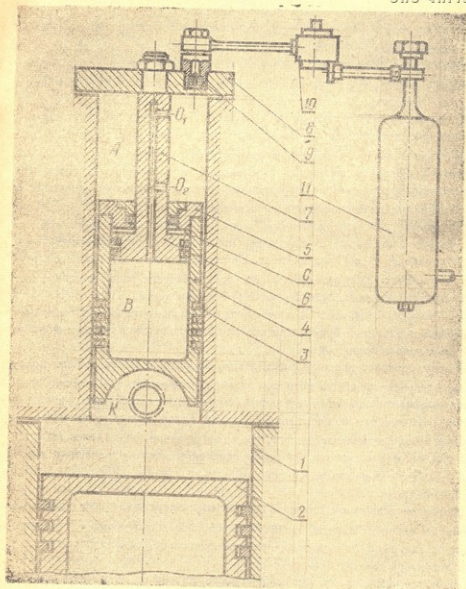


Fig. 1

Таким образом, под действием давления сжатого воздуха, поршень 4 займет крайнее нижнее положение. Объем камеры сжатия при этом будет соответствовать максимальному конструктивному значению степени сжатия, которая подбирается в пределах $\varepsilon = 20-25$.

При запуске и работе двигателя, в процессе сжатия на днище буферного поршня 4 будет действовать давление газов. Когда усилие от этого давления станет больше, чем суммарное усилие от давления воздуха в полостях А, В и С, поршень 4 начнет двигаться вверх, сжимая воздух в буферных полостях А и В и производя расширение в полости С.

В момент воспламенения горючей смеси давление в камере сгорания резко возрастает, поршень 4 подбрасывается вверх, пока усилие от давления газов в камере сгорания не уравнивается усилием от возросшего давления в буферном цилиндре. Предварительное расширение газов при этом, обуславливает плавное нарастание давления в основном цилиндре и способствует обеспечению мягкой работы двигателя.

Во время движения буферного поршня 4 вверх, в определенный момент выходное отверстие O_2 очутится в полости С и давление воздуха во всех полостях А, В и С выравняется. Затем, после того, как начнется расширение рабочих газов в основном цилиндре, давление газов в камере сгорания понижается и буферный поршень 4 перемещается вниз.

В это время отверстие O_2 вновь выходит из полости С и в последней образуется воздушный буфер, чем обеспечивается мягкая посадка поршня 4 в свое исходное положение.

Таким образом, к концу расширения, поршень 4 опять займет положение, при котором объем камеры сгорания минимален, т. е. соответствует максимальному значению степени сжатия. Это способствует хорошей очистке рабочего цилиндра от отработавших газов во время выхлопа.

Показатели двигателя зависят, главным образом, от фактической степени сжатия и расширения. В рассматриваемой схеме отмеченные параметры изменяются не только в зависимости от режима работы двигателя, но и в течение цикла.

Диапазон изменения степеней сжатия и расширения, кроме конструктивных параметров, зависит от начального давления буферного воздуха, которое в зависимости от режима работы двигателя регулируется при помощи редуктора давления 10.

Вышеописанная схема пневмобуферного механизма для автоматического изменения степени сжатия была осуществлена на базе одноцилиндрового тракторного дизеля Д-20, с размерностью 125×140 мм.

При диаметре буферного цилиндра $D_{буф} = 52$ мм и ходе буферного поршня $S_{буф} = 55$ мм, механизм давал возможность изменять степень сжатия от $\varepsilon_{max} = 19,8$ до $\varepsilon_{min} = 9,2$.

Буферный цилиндр был расположен в головке блока вертикально со смещением относительно оси рабочего цилиндра на 40 мм.

Камера сгорания, размещенная у основания буферного цилиндра, имела цилиндрическую форму. Стандартная однодырчатая штифтовая форсунка была установлена в камере сгорания с наклоном относительно оси цилиндра на 55° . Факел топлива начинающийся с камеры сгорания развивался и в надпоршневом пространстве. Тем самым, по способу смесеобразования, осуществленную схему можно отнести к схемам непосредственного впрыска.

Экспериментальный двигатель был установлен на испытательном электробалансирном стенде типа ХЭМЭ, МПБ 28/26, мощностью 50 квт.

Стенд был оборудован индикатором давления МАИ-2, приборами для определения расходов топлива и воздуха, дистанционными термометрами и т. д.

Питание пневмобуферного механизма сжатым воздухом осуществлялось автономной пневмосистемой, состоящей из балона со сжатым воздухом, редуктора давления, ресивера с прецизионным манометром, воздухопроводов и обратного клапана.

Наддув двигателя осуществлялся системой наддува, состоящей из стационарного компрессора КСЭ-5М, воздухопроводов, дополнительного ресивера у двигателя, трехходового золотника для сброса давления и прецизионного манометра.

Исследование рабочего процесса дизеля с пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия проводилось на основе индицирования двигателя по давлению и анализа индикаторных диаграмм, снятых с надпоршневого пространства и с буферной полости при разных режимах работы двигателя.

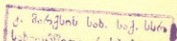
По диаграммам, снятых с надпоршневого пространства, определялись индикаторные показатели, максимальные давления цикла, скорость нарастания давления и т. д.

Диаграммы, снятые с буферной полости, применялись для определения перемещения буферного поршня и изменения геометрической степени сжатия в течение цикла, а также для исследования кинематики буферного поршня.

Эффективные показатели двигателя определялись снятием нагрузочных характеристик при разных степенях наддува.

Для получения сопоставительных данных характеристики снимались при фиксированной степени сжатия и при работающем пневмобуферном механизме.

Испытания экспериментального двигателя полностью подтвердили правильность высказанных выше предположений.



В частности, применение исследуемого пневмобufferного механизма изменения степени сжатия позволило увеличить путем наддува среднее эффективное давление от $p_e = 6 \text{ кг/см}^2$ до $p_e = 12,5 \text{ кг/см}^2$ с сохранением максимальных давлений цикла на уровне максимальных давлений базового двигателя при работе без наддува. Тем самым было достигнуто более чем двухкратное увеличение литровой мощности без увеличения механических нагрузок на основные детали двигателя.

На рис. 2 показаны индикаторные диаграммы давления эксперимен-

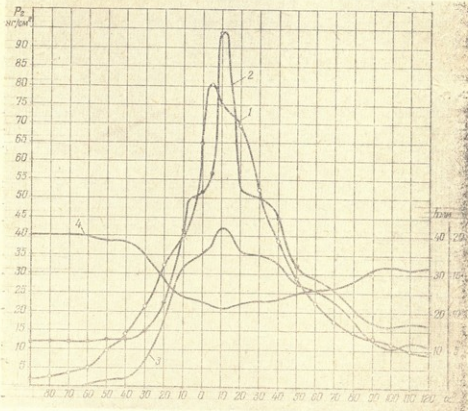


Рис. 2

тального двигателя, снятые с надпоршневого пространства (кривая 1) и с буферной полости (кривая 2), при работе с наддувом на режиме: $n = 1400$ об/мин, $p_k = 2,25 \text{ ата}$, $p_{\text{буф}} = 12 \text{ кг/см}^2$ и $p_e = 12,5 \text{ кг/см}^2$.

Как видно из этих диаграмм, кривые давления газов в цилиндре и буферной полости имеют свою особую специфику развития, что обусловлено наличием пневматического буфера и параметрами пневмобufferного механизма.

Максимальное давление газов в цилиндре двигателя на данном режиме составляет около 80 кг/см^2 , а в буферной полости, при начальном давлении буферного воздуха $p_{\text{буф}} = 12 \text{ кг/см}^2$ и давлении наддува $p_k = 2,25 \text{ кг/см}^2$, достигает до 94 кг/см^2 .

Для наглядности, на том же рисунке представлены график перемещения буферного поршня (кривая 3) и кривая изменения степеней сжатия и расширения (кривая 4) по углу поворота коленчатого вала.

Анализ этих кривых показывает, что максимальное перемещение буферного поршня на этом режиме составляет около 42 мм, что соответствует степени сжатия $\epsilon = 10,47$. Далее при ходе расширения через 10° после ВМТ буферный поршень начинает опускаться вниз и энергия аккумулированная буферным воздухом в процессе сжатия и сгорания, через газы возвращается основному поршню; при этом степень расширения возрастает и за 90° после ВМТ достигает значения $\epsilon = 15,7$, что почти в полтора раза больше степени сжатия. Видимо, этим следует объяснить то, что несмотря на наличие механических и гидравлических потерь в пневмобуферном механизме и недостаточно отработанную камеру сгорания удельный расход топлива на данном режиме снизился до $g_e = 183 \text{ г/л.с.ч.}$, против $g_e = 205 \text{ г/л.с.ч.}$ у базового двигателя, при работе без наддува.

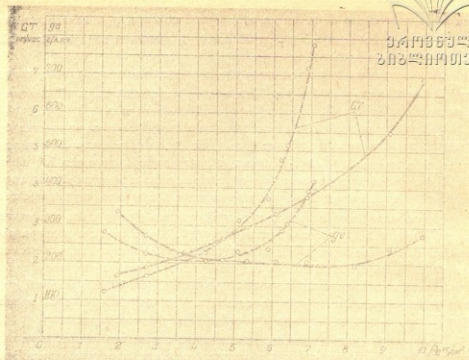
Полученные результаты свидетельствуют о том, что исследуемая схема изменения степени сжатия обладает большими потенциальными возможностями не только в смысле ограничения максимальных давлений цикла дизеля, но и в смысле улучшения его экономических показателей.

Исследование эффективных показателей экспериментального двигателя проводилось на основе изучения нагрузочных характеристик, снятых при разных нагрузках и разных степенях наддува.

Для получения сопоставительных данных, учитывающих специфику смесеобразования при данной камере, нагрузочные характеристики снимались как при переменной степени сжатия с работающим пневмобуферным механизмом, так и при выключенном механизме с фиксированной степенью сжатия.

В качестве примера на рис. 3 показаны нагрузочные характеристики снятые с экспериментального двигателя при работающем пневмобуферном механизме изменения степени сжатия на режиме: $n = 1400 \text{ об/мин.}$, $p_k = 1,6 \text{ кг/см}^2$, $p_{\text{буф}} = 12 \text{ кг/см}^2$ (сплошные линии) и выключенном механизме с фиксированной степенью сжатия, при $\epsilon = 14,5$, на том же скоростном режиме и при той же степени наддува (пунктир).

Как видно из рис. 3 при одной и той же степени наддува $p_k = 1,6 \text{ кг/см}^2$ максимальное значение среднего эффективного давления, в двигателе с переменной степенью сжатия составляет $9,96 \text{ кг/см}^2$, тогда как для двигателя с фиксированной степенью сжатия не превышает $p_e = 7,13 \text{ кг/см}^2$.



Րիս. 3.

Удельные расходы топлива в двигателе с пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия на малых нагрузках вплоть до $P_e = 4$ кг/см² несколько выше, чем в двигателе с фиксированной степенью сжатия. Однако по мере увеличения нагрузки, выше чем $P_e = 4,3$ кг/см², экономичность двигателя с фиксированной степенью сжатия резко ухудшается, тогда как в двигателе с переменной степенью сжатия удельные расходы топлива остаются на приемлемом уровне вплоть до $P_e = 8,2$ кг/см².

Полученные результаты подтверждают, что в двигателе с пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия, специфика процессов смесеобразования и сгорания, протекающих при резком изменении объема камеры сгорания, способствует значительному улучшению степени использования воздуха.

Несколько худшие показатели двигателя с переменной степенью сжатия при малых нагрузках следует объяснить наличием механических и гидравлических потерь в пневмобуферном механизме, относительная доля которых при малых нагрузках возрастает.

1. Среди известных схем двигателей с переменной степенью сжатия, двигатели, оснащенные пневмобуферным механизмом изменения степеней сжатия обладают наибольшими потенциальными возможностями для осу-



ствления очень высокого наддува и соответственного увеличения литровой мощности, без увеличения механических нагрузок на основную часть двигателя, так как ограничение максимальных давлений цикла в течение пиковых нагрузок в них осуществляется в результате совместного действия пневматического буфера и переменной степени сжатия.

2. Двигатели с пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия обладают максимальными потенциальными возможностями и в смысле улучшения экономичности при высоком наддуве, так как, если в других известных схемах при высоком наддуве, двигателю приходится работать со значительно пониженной степенью сжатия, что несмотря на применение турбонаддува приводит к ухудшению экономичности, в двигателях с пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия, понижение степени сжатия происходит лишь на коротком участке цикла, тогда когда это необходимо для ограничения максимальных давлений, а затем ее исходное значение восстанавливается.

3. Улучшению экономических показателей двигателей, оснащенных пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия, способствует и то, что как это установлено экспериментально, в них степень расширения значительно выше степени сжатия.

4. В двигателях с пневмобуферным механизмом изменения степени сжатия процессы смесеобразования и сгорания происходят в условиях резкого изменения объема камеры. Экспериментально установлено, что эта специфика улучшает организацию отмеченных процессов и способствует значительному повышению степени использования воздуха при сгорании.

5. При испытаниях экспериментальной установки, осуществленной на базе тракторного дизеля Д-20, было достигнуто путем наддува более чем двухкратное увеличение литровой мощности и улучшение экономичности на 10%, с сохранением максимальных давлений цикла на уровне максимальных давлений базового двигателя при работе без наддува. Анализ результатов проведенного исследования позволяет утверждать, что достигнутые показатели не являются предельными и могут быть значительно улучшены при дальнейшей отработке элементов исследуемой схемы.

Литература

1. Ванин В. К. — Зарубежные двигатели внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия. НИИАвтопром, вып. IV, М., 1970.
2. Махалдани В. В., Эджибия И. Ф., Леонидзе А. М. — Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. Мегниереба, 1973.



В. А. ОКРОПИРИДZE

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ВИХРЕКАМЕРНОМ ДИЗЕЛЕ

В предыдущие годы автором была разработана методика исследования рабочего процесса ДВС на основе одновременного индицирования исследуемого процесса по плотности и давлению. Для индицирования быстропротекающих газовых процессов по плотности им же предложена оригинальная схема электронискрового индикатора плотности газов.

С целью отработки предложенной методики и прибора в 1968 г. при кафедре тракторов и автомобилей Грузинского СХИ была организована специальная научно-исследовательская лаборатория по быстропротекающим газовым процессам.

За истекший период автором, совместно с сотрудниками отмеченной лаборатории, проведены работы, в результате которых создан пневмоэлектронискровой индикатор плотности газов на базе серийного индикатора давления МАИ-2 и получены новые весьма интересные данные о рабочем процессе ДВС, в том числе о процессе сгорания в вихрекамерном дизеле.

В работе в сжатом виде изложены некоторые результаты проведенных исследований.

Пневмоэлектронискровой индикатор плотности газов

На рис. 1 показана принципиальная схема пневмоэлектронискрового индикатора плотности газов, разработанного на базе индикатора давления МАИ-2.

В этом индикаторе, как и в описанном ранее [1], измерение плотности сводится к измерению пробивного напряжения между электродами датчика, размещенного в среде исследуемого газа, измерение плотности которого намечено экспериментом.

Пневмоэлектронискровой индикатор плотности газов содержит: генератор импульсов высокого напряжения, датчик, контрольный разрядник, пневмосистему и регистрирующее устройство.

Как видно из схемы, датчик [2] и контрольный разрядник [3] включены во вторичную цепь генератора импульсов высокого напряжения параллельно, выполнены в виде шариковых разрядников с постоянным искровым промежутком и имеют идентичную конструкцию и размеры.

Датчик размещается в среде исследуемого газа, например, в головке цилиндров исследуемого двигателя [4], а контрольный разрядник — в специальной пневмокамере [5], в которую из балона подается сжатый воздух или другой газ известного состава.

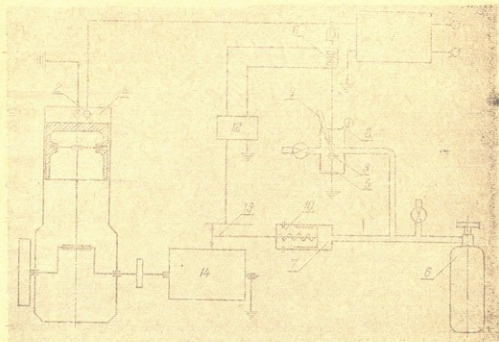


Рис. 1. Пневмоэлектронской индикатор плотности газов.

Пневмосистема состоит: из балона [6] со сжатым воздухом, воздухопроводов, пневмокамеры [5], цилиндра [7], вентилей для регулирования давления, а также прецизионного манометра [8] и термометра [9] для измерения давления и температуры воздуха в камере [5].

Регистрирующее устройство содержит поршень [10] с калиброванной пружиной и записывающей иглой [13], барабан [14], вращающийся синхронно исследуемому процессу, обмотку [11] для получения сигнала при пробое искрового промежутка контрольного разрядника, тиратронный преобразователь [12] и сопротивление [15].

Принцип действия индикатора заключается в следующем:

После прогрева двигателя и установления исследуемого режима включается генератор импульсов высокого напряжения [11], и импульсы тока



высокого напряжения посылаются к искровым промежуткам датчика и контрольного разрядника. При этом открывается вентиль баллона, давление в пневмокамере [3] и цилиндре [7] плавно нарастает. Происходит перемещение поршня [10], пока давление газов не уравнивается давлением калиброванной пружины.

Таким образом, поршень и связанная с ним игла при данном текущем значении давления в пневмокамере занимают строго определенное положение относительно барабана, на поверхность которого намотана индикаторная бумага.

Запись индикаторной диаграммы плотности осуществляется на основе сравнения величины $\delta\rho$ (произведения длины искрового промежутка на плотность) в датчике и контрольном разряднике. Когда значение этой величины в датчике больше, чем в контрольном разряднике, пробой происходит в контрольном разряднике, и наоборот, когда величина $\delta\rho$ между электродами контрольного разрядника станет больше, чем в искровом промежутке датчика, разряд будет происходить между электродами датчика.

Ввиду того, что датчик и контрольный разрядник имеют строго одинаковые промежутки ($\delta = \text{const}$), запись диаграммы осуществляется фактически на основе сравнения плотности газа между электродами датчика с плотностью воздуха в контрольном разряднике.

Искровой разряд в контрольном разряднике обуславливает возникновение сигнального импульса в обмотке [11], который в тиратронном преобразователе [12] преобразуется в импульс высокого напряжения, разряжающегося в виде искры от разрядного штифта иглы [13] на поверхность барабана.

В течение достаточного количества циклов на индикаторной бумаге получается зачерненная полоса, огибающая которой в определенном масштабе представляет собой кривую изменения пробивного напряжения, или развернутую диаграмму плотности, или отношения $\frac{P}{T}$.

Масштаб диаграммы устанавливается путем нанесения линии давления на диаграмму и замера температуры в пневмокамере.

В описанном индикаторе плотности газов без изменения использованы все основные узлы индикатора давления МАИ-2, в частности регистрирующее устройство, пневмосистема, тиратронный преобразователь и пульт управления.

Поэтому укомплектование серийного индикатора МАИ-2 генератором импульсов высокого напряжения [1] датчиком плотности [2], контрольным разрядником [3] и пневмокамерой [7] превращает его в комплексный индикатор плотности и давления, позволяющий осуществить индицирование двумя самостоятельными каналами, как по плотности, так и по давлению.



Исследование процесса сгорания производилось на основе индицирования двигателя по плотности и давлению и анализа снятых индикаторных диаграмм давления и плотности.

Индицирование двигателя было осуществлено вышеописанным комплексным индикатором осуществленным на базе индикатора давления МАИ-2.

Индикаторные диаграммы давления снимались с вихревой камеры и с надпоршневого пространства однако, из-за отсутствия ощутимой разницы между ними, выходящей за пределы точности измерения, при анализе использовались диаграммы давления, снятые с надпоршневого пространства.

Индицирование двигателя по плотности производилось с трех точек камеры сгорания: 1) с надпоршневого пространства: с размещением электродов датчика на уровне внутренней поверхности стенки; 2) с вихревой камеры с размещением электродов в футорке на уровне внутренней поверхности камеры; 3) с центра вихревой камеры.

Диаграммы локальной плотности у стенок вихревой камеры и надпоршневого пространства снимались трехэлектродным датчиком с искровым промежутком $\delta = 1,05$ мм, а с центра вихревой камеры — специальным двухэлектродным датчиком с удлиненными электродами с искровым промежутком $\delta = 1,6$ мм.

Кроме локальной плотности, измеряемой в местах установки датчиков, при экспериментах определялись значения средней плотности газов:

$$\text{по линии сжатия: } \rho_{xcp} = \frac{g_{сж}}{V_x} = \frac{g_{вц} + g_r}{V_x}$$

$$\text{по линии расширения: } \rho_{xcp} = \frac{g_{расш}}{V_x} = \frac{g_{вц} + g_r + g_{тц}}{V_x}$$

где: $g_{сж}$ — количество заряда на линии сжатия, г/цикл;

$g_{расш}$ — количество газов на линии расширения, г/цикл;

$g_{вц}$ — весовое количество воздуха, поступившего в исследуемый цилиндр за цикл;

$g_{тц}$ — количество топлива, поступившего в цилиндр за цикл

$$g_{тц} = \frac{G_m \cdot 1000}{60 \cdot \frac{n}{2} \cdot i} \text{ г/цикл;}$$

g_r — количество остаточных газов за цикл, г/цикл;

V_x — текущий объем газов в литрах.

Значения абсолютной температуры газов определялись из известного

выражения: $\rho = \frac{p}{RT}$, в том числе:

1. локальная температура газов в месте установки датчика:

$$T_x = \frac{\mu P_x}{R \rho_x}$$

средняя температура газов по цилиндру: $T_{xcp} = \frac{\mu P_x}{R \rho_{xcp}}$

где: μ — кажущийся молекулярный вес газов, для воздуха, $\mu = 28,96$ г/моль;

R — универсальная газовая постоянная, в смешанной системе $R = 0,082$ л ат° моль;

P_x — текущее значение давления, определяемое из индикаторной диаграммы давления;

ρ_x — текущее значение плотности газов, определяемое по индикаторной диаграмме плотности.

Следует отметить также, что кажущийся молекулярный вес продуктов сгорания дизельного топлива в интервале от $\alpha = 1,2$ до $\alpha = 10,0$ и выше весьма незначительно отличается от кажущегося молекулярного веса воздуха, поэтому в процессах сгорания и расширения значения μ брались

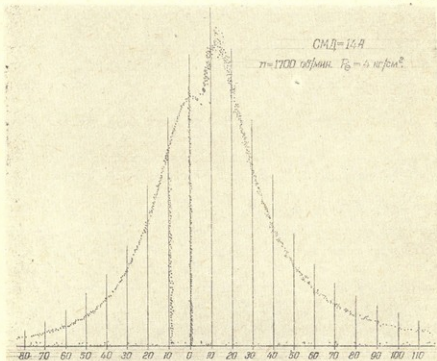


Рис. 2. Индикаторная диаграмма давления, снятая с надпоршневого пространства дизеля СМД-14А при $n = 1700$ об/мин, $P_b = 4$ кг/см².

такими же, как по линии сжатия. Подсчеты показывают, что погрешность от такого допущения не превышает 1%.

На рис. 2 показана индикаторная диаграмма давления, снятая с над-

поршневого пространства на режиме минимального удельного расхода топлива при $n = 1700$ об/мин, и $p_c = 4$ кг/см². На этой диаграмме, кроме линии ВМТ нанесена и линия начала впрыска топлива.

Как видно из рис. 2 при начале впрыска 9,5—10° до ВМТ самовоспламенение топлива наступает через 5° после ВМТ, т. е. период задержки воспламенения составляет ≈ 15 по углу поворота коленчатого вала. После воспламенения нарастание давления происходит сравнительно плавно и давление достигает своего максимума через 15° после ВМТ.

На рис. 3 показаны индикаторные диаграммы локальной плотности, снятые на том же режиме с разных точек камеры сгорания.

Как видно из рис. 3, в момент воспламенения топлива (5° после ВМТ), плотность газов в надпоршневом пространстве и у стенки вихревой камеры резко повышается, тогда как в центре камеры наблюдается еще более резкое падение пробивного напряжения между электродами датчика, что может быть объяснено или резким падением плотности вследствие повышения температуры, или наступлением состояния химической ионизации (плазмы) в зоне сгорания, или же, что более вероятно, совместным влиянием обоих факторов.

Таким образом, в момент воспламенения происходит мгновенное перераспределение плотностей, в результате расширения продуктов сгорания, и, одновременно, вследствие образования температурного поля, возникает «плотностное поле».

Результаты анализа вышеприведенных диаграмм и расчета параметров температурного поля помещены в таблице.

Для иллюстрации, на рис. 4 показаны кривые изменения температуры в местах установки датчиков плотности, а также кривая средней температуры газов.

Как видно из таблицы, в конце процесса сжатия плотность заряда в надпоршневом пространстве и у стенки вихревой камеры примерно одинаковы и по своей величине почти совпадают со значением средней плотности газов, однако, плотность заряда в центре камеры значительно ниже средней плотности. Отсюда следует, что в конце процесса сжатия температура воздуха в центре камеры значительно выше средней температуры газов. Эта разница на рассматриваемом режиме превышает 200° (рис. 4).

Отмеченное явление, по видимому, следует объяснить тем, что в процессе сжатия при перетекании из надпоршневого пространства в вихревую камеру воздух, нагретый вставкой, завивается спиралью к центру камеры, теряет скорость и при торможении, в результате трения между слоями, подвергается дополнительному нагреву, что обуславливает снижение плотности газов в центре камеры.

Следует отметить, что снижению плотности в центре камеры способствует также влияние поля центробежных сил.

Таким образом, в центре вихревой камеры создаются неблагоприятные температурные условия для возникновения первичных очагов воспламенения.

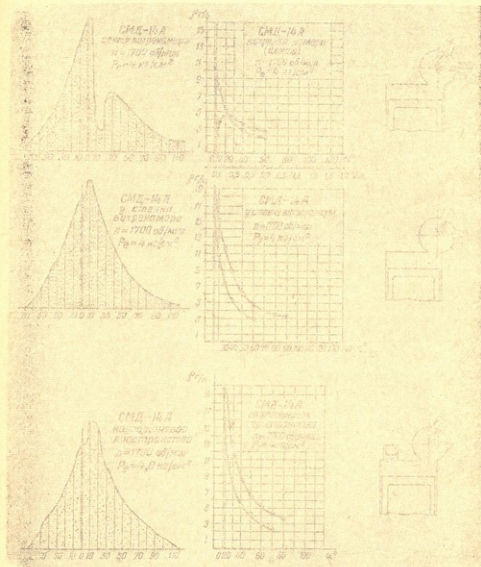


Рис. 3. Индикаторные диаграммы локальной плотности газов дизеля СМД-14А, снятые при $n = 1700$ об/мин, и $P_c = 4$ кг/см² с центра вихревой камеры и у стенок вихревой камеры и надпоршневого пространства.



УДК 621.372.6
621.372.6.01.03.03

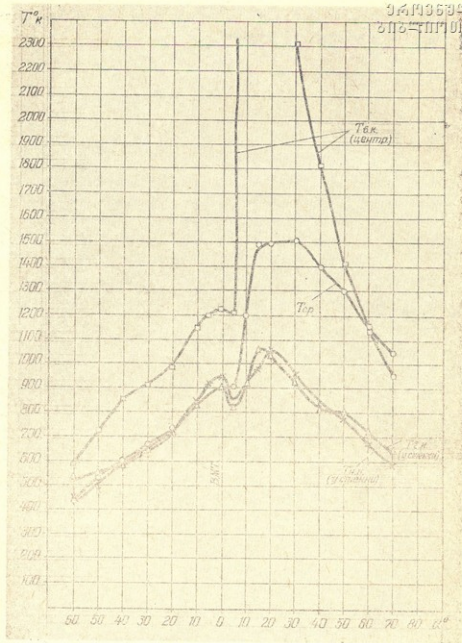


Рис. 4. Кривые изменения абсолютной температуры газов в дизеле СМД-14А при $n = 1700$ об/мин., $P_c = 4$ кг/см².

После воспламенения топлива пробивное напряжение между электродами датчика, установленного в центре камеры, в результате уменьшения плотности и наступления состояния химической ионизации, резко снижается. Как видно из рис. 3, это состояние на исследуемом режиме длится примерно в течение 15° пкв. В дальнейшем пробивное напряжение восстанавливается и кривая имеет такое же развитие, как и у стенок.

Исследование диаграмм, снятых на других режимах, показало, что состояние плазмы, т. е. активное тепловыделение, в центре камеры в зависимости от нагрузки и от состава смеси длится в течение 5 ÷ 30° пкв.

Следует отметить то обстоятельство, что состояние плазмы у стенок вихревой камеры и надпоршневого пространства не наблюдается ни на одном режиме (рис. 3).

Параметры полей плотности и температуры в дизеле СМД-14А

$n=1700$ об/мин., $M=20$ кг/см, $P_e=4$ кг/см², $\rho_0=1,15$ г/л, $\eta_0=0,882$, $\alpha=2,2$, $g_{вц}=1,6$ г/цикл, $g_r=0,045$ г/цикл, $g_{тц}=4,95 \cdot 10^{-3}$ г/цикл, $g_{сж}=1,645$ г/цикл, $g_{расш}=1,695$ г/цикл

№	п/п	α°	P кг/см ²	$\rho_{ср}$ г/л	$\rho_{в.п}$ у стенок г/л	$\rho_{в.к}$ у стенок г/л	$\rho_{в.к}$ центр г/л	Тер. °К	$T_{в.п}$ °К	$T_{в.к}$ °К	$T_{в.к}$ центр °К
1	60	3,5	2,85	2,8	2,2	2,1	433	440	542	585	
2	50	5,5	3,7	4,05	3,55	2,7	524	478	567	720	
3	40	8,5	5,0	5,1	5,15	3,5	600	588	583	857	
4	30	13,5	7,1	7,2	7,2	5,25	670	663	663	910	
5	20	21,5	10,4	10,4	10,6	7,7	730	730	717	985	
6	10	34,0	14,5	14,2	14,25	10,4	830	847	843	1130	
7	5	39,0	16,0	15,0	16,0	11,0	860	920	860	1195	
8	0	42,5	16,8	15,9	16,7	12,3	895	945	900	1220	
9	5	42,0	16,5	17,6	18,0	12,3	900	845	825	1205	
10	10	50,0	15,0	19,5	19,3	—	1200	923	932	—	
11	15	54,0	12,85	19,6	18,0	—	1485	973	1060	—	
12	20	45,0	10,7	15,1	15,3	—	1485	1055	1038	—	
13	30	31,0	7,3	11,5	11,85	4,75	1500	952	924	2310	
14	40	20,5	5,2	8,55	8,9	4,0	1350	835	815	1810	
15	50	14,0	3,8	6,4	6,15	3,5	1300	773	806	1410	
16	60	9,5	2,94	5,0	4,6	2,9	1140	672	730	1150	
17	70	7,0	2,35	4,2	3,8	2,6	1045	573	650	950	

Таким образом, если по индикаторным диаграммам давления, снятым с надпоршневого пространства и вихревой камеры после воспламенения нельзя уловить ощутимой разницы между давлениями газов в этих полостях, то на индикаторных диаграммах плотности отчетливо видно, что в момент воспламенения происходит резкое перераспределение плотностей вследствие расширения продуктов сгорания и образования ударной вол-

ны с очагов воспламенения, что, повидимому, и является причиной возникновения стуков в дизеле.

Как видно из таблицы и рис. 4, в процессе сгорания температура газов у стенок значительно ниже средней температуры и на рассматриваемом режиме эта разница составляет $400 \div 500^\circ\text{C}$. Наоборот, температура газов в центре камеры превышает среднюю температуру более, чем на 800°C . Тем самым, суммарная разность температур газов от центра камеры до стенок составляет более 1300°C .

Из-за неопределенности, в таблице отсутствуют данные о значениях плотности и температуры пламени, когда газы находятся в состоянии плазмы. Между тем, для исследования вопросов динамики процесса сгорания и тепловыделения именно этот участок представляет наибольший интерес. Надо полагать, что температуры газов на этом участке значительно превышают значения, приведенные в таблице.

Резюмируя вышесказанное, можно сделать следующие основные выводы:

1. После воспламенения топлива в центре вихревой камеры наступает состояние низкотемпературной плазмы. Это состояние в зависимости от нагрузки и состава смеси длится в течение $5 \div 30^\circ$ пкв.

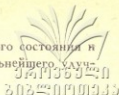
2. В процессе сгорания и расширения температуры газов у стенок значительно ниже средней температуры. Тем самым, у стенок вихревой камеры и надпоршневого пространства образуется сравнительно плотный слой газов, который как бы является теплоизоляционной защитной оболочкой плазмы. Это положение следует учесть при исследовании тепловых потерь через стенки.

3. Появление состояния плазмы сопровождается расширением продуктов сгорания и возникновением ударной волны [2], под действием которой происходит мгновенное истечение газов из камеры в надпоршневое пространство и резкое перераспределение плотностей, вследствие чего в камере остается минимальное количество воздуха, в который при полной нагрузке продолжает поступать больше половины циклового количества топлива. Эта доля топлива в условиях недостатка воздуха подвергается крекингу, сгорает крайне вяло и неэкономично, что ухудшает экономические показатели двигателя.

Таким образом, причиной низкой экономичности вихрекамерных дизелей и вообще дизелей с отдельными камерами сгорания являются не только большие гидравлические потери и возросшие тепловые потери через стенки, но, главным образом, резкое ухудшение условий смесеобразования после воспламенения.

4. Предложенная методика и прибор позволяют исследовать многие, до сих пор малоизученные вопросы, в частности: установить параметры температурного поля, определить зоны сгорания, момент и место наступ-

ления состояния плазмы, длительность и интенсивность этого состояния и т. д., что может принести определенную пользу в деле дальнейшего улучшения быстротекающих газовых процессов в двигателях.



Л и т е р а т у р а

1. Окропирдзе В. А. — Новая методика исследования рабочего процесса двигателя. Журн. «Тракторы и сельхозмашины», № 12, 1968.
 2. Соколик А. С. — Кинетическая интерпретация М-процесса. Труды научно-технической конференции «Сгорание и смесеобразование в дизелях». Изд. Академии Наук СССР, 1960.
-

ЧАН ХОАНГ ШОН

ОСОБЕННОСТЬ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С БОКОВЫМ КРЕНОМ

Есть основание предполагать, что работа колесного трактора поперек склона отличается от работы этого трактора на ровном участке [1, 2, 3].

В трудах Р. Р. Двали показано, что боковой увод эластичных колес является одной из основных причин, снижающих устойчивость трактора в направлении движения и значительно увеличивающих сопротивление перекатыванию.

Рассмотрим вопросы, связанные с устойчивостью в направлении движения при боковом крене.

Как известно, при движении в поперечном направлении склона происходит перераспределение нагрузки на колеса трактора. Вертикальные силы по верхней и нижней сторонам будут:

$$Q_1 = 1/2 G \cos \beta - \frac{h_g}{B} G \sin \beta,$$

$$Q_2 = 1/2 G \cos \beta + \frac{h_g}{B} G \sin \beta,$$

где: G —вес трактора, B —колея трактора, h_g —высота центра тяжести трактора, β —угол склона.

Тогда возникает поворачивающий момент, под воздействием которого трактор произвольно поворачивается в сторону и отклоняется от первоначального направления движения. Схема показана на рис. 1.

$$M_n = \frac{B}{2} f \cdot (Q_1 - Q_2) = G \cdot f \cdot h_g \cdot \sin \beta, \quad (1)$$

f — коэффициент сопротивления качению.

Когда трактор начнет двигаться под углом ψ к горизонтали, разложим силу $G \cdot \sin \beta$ на составляющие:

$$F_1 \cdot \sin \beta \sin \phi \quad \text{и} \quad F_2 = G \cdot \sin \beta \cos \phi;$$

В тот момент времени, когда трактор отклоняется от поперечного направления, вертикальная реакция почвы, приходящаяся на переднее колесо, движущееся по нижней и верхней сторонам склона, будет:

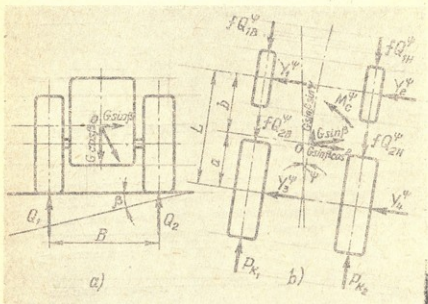


Рис. 1. Схема трактора, движущегося на склоне.

$$Q_{1a} = \frac{G}{L} \left[b \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} + \frac{h_g}{B} \sin \beta \cdot \cos \phi \right) + \frac{h_g}{2} \sin \beta \cdot \sin \phi \right]; \quad (3)$$

$$Q_{1b} = \frac{G}{L} \left[b \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} - \frac{h_g}{B} \sin \beta \cdot \sin \phi \right) + \frac{h_g}{2} \sin \beta \cdot \sin \phi \right];$$

Вертикальные реакции почвы, приходящиеся на задние колеса трактора, распределяются следующим образом:

$$Q_{2a} = \frac{G}{L} \left[a \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} + \frac{h_g}{B} \sin \beta \cdot \cos \phi \right) - \frac{h_g}{2} \sin \beta \cdot \sin \phi \right]; \quad (4)$$

$$Q_{2b} = \frac{G}{L} \left[a \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} - \frac{h_g}{B} \sin \beta \cdot \cos \phi \right) - \frac{h_g}{2} \sin \beta \cdot \sin \phi \right];$$

При движении трактора по поперечному направлению ($\phi = 0^\circ$) реакции на колеса принимают следующие величины:

$$Q_{1a} = \frac{Gb}{L} \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} + \frac{h_g}{B} \cdot \sin \beta \right); \quad (5)$$

$$\begin{aligned}
 Q_{1b} &= \frac{Gb}{L} \left(\frac{\cos\beta}{2} - \frac{h_g}{B} \cdot \sin\beta \right); \\
 Q_{2H} &= \frac{Ga}{L} \left(\frac{\cos\beta}{2} + \frac{h_g}{B} \cdot \sin\beta \right), \\
 Q_{2b} &= \frac{Ga}{L} \left(\frac{\cos\beta}{2} - \frac{h_g}{B} \cdot \sin\beta \right); \quad (6)
 \end{aligned}$$

При движении трактора вдоль склона ($\phi = 90^\circ$) сверху вниз имеем:

$$\begin{aligned}
 Q_{1n} = Q_{1b} &= \frac{G}{2L} \left(b \cdot \cos\beta + h_g \cdot \sin\beta \right); \\
 Q_{2n} = Q_{2b} &= \frac{G}{2L} \left(a \cdot \cos\beta - h_g \cdot \sin\beta \right); \quad (7)
 \end{aligned}$$

Если на склонах трактор движется без скольжения, то:

$$Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 > G \cdot \sin\beta$$

где Y_1, Y_2, Y_3, Y_4 — поперечные реакции почвы о колеса.

Однако большое колебание микрорельефа может благоприятствовать поперечному скольжению трактора по следующим причинам:

При движении колеса трактора поднимаются на неровные места, уклон которых, суммируясь с общим уклоном местности, значительно увеличивается. На таких неровных склонах колесо может перекатываться и скользить по склону вниз до встречи с дном рядом с впадиной. С увеличением склона местности и при большом колебании микрорельефа возможность такого периодического скольжения трактора вниз по склону увеличивается. Следовательно, при движении трактора по склону поперечное скольжение возможно, но оно существует только на больших склонах и в условиях обрабатываемой местности. Если имеет место поперечное скольжение трактора, то, естественно, возникает и момент, сопротивляющийся повороту M_c^ϕ (рис. 16).

Отсюда следует, что суммарные значения реакций колес, расположенных по одну сторону от продольной оси симметрии трактора равняются:

$$\begin{aligned}
 Q_1^\phi &= Q_{1n} + Q_{2n} = G \left(\frac{\cos\beta}{2} - \frac{h_g}{B} \sin\beta \cos\phi \right); \\
 Q_2^\phi &= Q_{2b} + Q_{2n} = G \left(\frac{\cos\beta}{2} + \frac{h_g}{B} \sin\beta \cos\phi \right), \quad (8)
 \end{aligned}$$

Соответственно силы сопротивления качению колес:

$$P_{f_1}^\phi = f Q_1^\phi = G f \left(\frac{\cos\beta}{2} - \frac{h_g}{B} \sin\beta \cos\phi \right);$$

$$P_{\phi f_2} = f Q_2 \phi = G f \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} + \frac{h_g}{B} \sin^2 \beta \cos \phi \right),$$



Моменты, необходимые для преодоления сопротивления качению колес, соответственно будут:

$$M_{f_1} \phi = G f r_k \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} - \frac{h_g}{B} \sin^2 \beta \cos \phi \right);$$

$$M_{f_2} \phi = G f r_k \left(\frac{\cos^2 \beta}{2} + \frac{h_g}{B} \sin^2 \beta \cos \phi \right); \quad (10)$$

Момент, отклоняющий трактор по склону вниз:

$$M_n \phi = -\frac{B}{2} f (Q_2 \phi - Q_1 \phi) - M_c \phi = G f h_g \sin^2 \beta \cos \phi - M_c \phi \quad (11)$$

Из этого математического выражения видно, что момент, отклоняющий трактор по склону вниз, тем больше, чем круче склон местности и чем выше высота центра тяжести трактора. Момент сопротивления повороту увеличивается с увеличением угла склона, но менее интенсивно. Особенно увеличивается он после отклонения трактора от первоначального направления под углом „ ϕ^* “, однако при дальнейшем увеличении угла „ ϕ_* “, момент, отклоняющий трактор, уменьшается. С другой стороны, разность $(M_{f_2} \phi - M_{f_1} \phi)$ называется избыточным моментом, который равен величине первого члена уравнения (11), и так:

$$M_{f_2} \phi - M_{f_1} \phi = \frac{G f r_k h_g}{B/2} \sin^2 \beta \cos \phi,$$

Поэтому момент, отклоняющий трактор по склону вниз, еще зависит от параметров, радиуса колеса, его колеи. На самопроизвольный поворот колесного трактора на склонах сильно влияет боковая упругость шин. Если эластичное колесо нагружается вертикальной и одновременно боковой силой, то при движении отпечаток шин имеет вид заштрихованной бобовидной площадки, продольная ось которой отклоняется от плоскости симметрии колеса на угол « δ », называемый углом бокового увода шин (рис. 2). Тогда колесо двинется по стрелке «V» отклоненной от плоскости. Но, в действительности, углы увода передних и задних колес наравны между собой. Чтобы оценить возможность сопротивляемости шин, выведем коэффициент сопротивления боковому уводу « k » кг/град.

Для передних колес средний коэффициент сопротивления боковому уводу составляет $k_1 = 25-50$ кг/град., для задних $k_2 = 90-100$ кг/град. Ввиду того, что центр тяжести колесного трактора расположен ближе к задним колесам, на заднее колесо давление боковой силы больше, чем на

переднее колесо. Но коэффициент сопротивления боковому уводу между задним и передним колесами сильно отличается, поэтому бокового колеса всегда меньше „ δ “ переднего. Таким образом, причинами самопроизвольного поворота колесного трактора по склону вниз являются: наличие поворачивающего момента, пластичная боковая деформация почвы под колесами трактора, боковой увод эластичных шин, изменение микро-рельефа.

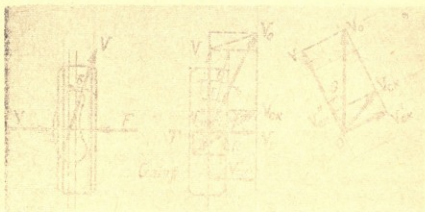


Рис. 2. Схема сил, действующих на колесо.

В трудах Р. Р. Двали показано, что боковая сила, вызывая увод эластичных колес, является одной из основных причин, снижающих устойчивость трактора в поперечном направлении движения и значительно увеличивающих сопротивление перекатыванию. Боковой силой является составляющая сила тяжести трактора, направляющая вниз по склону и параллельная поверхности поды. При наличии боковой силы колесо катится вне своей средней плоскости. Кроме того, при крене на колеса действуют и радиальные силы, вследствие чего все колеса катятся под разными углами бокового увода. С целью упрощения вопроса допустимо, что углы бокового увода ведущих колес равны между собой, равны и углы бокового увода передних колес:

$$\begin{aligned} \delta'_{1a} = \delta'_{1b} = \delta_1 & \quad \text{для передних колес,} \\ \delta'_{2a} = \delta'_{2b} = \delta_2 & \quad \text{для задних колес.} \end{aligned}$$

Рассмотрим случай, когда одно колесо движется в поперечном направлении склона. Кроме толкающей силы « P_k », на колесо действует боковая сила $Y = G_k \sin \beta$ (G_k —сила тяжести приходящаяся на колесо). Колесо, снабженное бадлоном, катится с постоянной угловой скоростью „ ω “ и радиусом качения „ r_k “. При постепенном увеличении боковой силы, скорость бокового перемещения „ V'_{ck} “ состоит из скорости „ V'_k “ бокового перекатывания из-за бокового увода колеса и скорости „ V'_c “ бокового проскальзывания.



$$\overline{V_{ck}} = \overline{V_f} + \overline{V_{\delta}}; \quad V_f = V \cdot \operatorname{tg} \delta;$$

$$V_{\delta} = V'_{ck} - V_f = V(\operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \delta);$$

где $V = \omega r_k$ — поступательная скорость при наличии проскальзывания.

θ — угол отклонения колеса от первоначального направления. Когда боковая реакция „ F^a “ приближается к пределу силы сцепления тогда рост угла увода „ δ^a “ уменьшается, и скорость бокового перемещения обуславливается лишь боковым скольжением. Колесо начинает скользить полностью, скорость скольжения колеса в средней плоскости колеса будет „ V_{ck} “, сила сопротивления этому скольжению „ R_k^a “. В силу этого возникает поперечная реакция. Суммируя её с сопротивлением „ F^a “, получим:

$$R = \sqrt{F^2 + R_k^2}$$

Максимальное значение этой суммарной силы сцепления с почвой равно $G_k \delta_0 \cos \beta$. Поэтому:

$$R_{max} = \sqrt{F^2 + R_k^2} = G_k \varphi_0 \cos \beta, \quad (13)$$

где δ_0 — угол трения колеса о почву.

Под воздействием этой силы возникает скорость бокового перемещения „ V_0^a “, которая имеет направление, поперечное к колесу. Согласно схеме, имеем:

$$V'_{ck} = V_0 \cdot \operatorname{ctg} \gamma = V(\operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \delta) \operatorname{ctg} \gamma; \quad (14)$$

где $\operatorname{ctg} \gamma$ — отношение между боковой силой и силой сопротивления скольжению.

Итак, действительная скорость движения центра колеса будет:

$$V_0 = \overline{\omega r_k} + \overline{V'_{ck}} + \overline{V_{ck}}; \quad (15)$$

Из уравнений (12) и (14) видно, что колесо, снабженное баллоном способствует снижению скорости проскальзывания шины о почву как в боковом, так и в продольном направлениях.

Из уравнения (13) видно, что умножая „ R_{max} “ на $\sin \gamma$, получим максимальную боковую реакцию, равную по величине составляющей силы $G_k \sin \beta$.

$$G_k \varphi_0 \cos \beta \sin \gamma = G_k \sin \beta,$$

или:


$$\operatorname{tg} \beta = \varphi_0 \sin \gamma, \quad (16)$$

С другой стороны:

$$\sin \gamma = \frac{V_0}{\sqrt{V_0^2 + (V_0 \cos \theta - \omega r_k \operatorname{tg} \delta)^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 \gamma}}$$

Поэтому:

$$\operatorname{tg} \beta = \varphi_0 \frac{V_0^2}{\sqrt{V_0^2 + (V_0 \cos \theta - \omega r_k \operatorname{tg} \delta)^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 \gamma}}$$



Из формулы (17) видно, что большему углу местности соответствует увеличение скорости бокового перемещения „ V_0 “ и угла „ ψ “ отклонения направления движения колеса от своей средней плоскости. Для сохранения заданного направления можно повернуть колесо в сторону подъема углом, равным „ θ “.

Выводы

1. Момент, отклоняющий трактор по склону вниз, зависит от ряда параметров: боковой силы „ $G \sin \beta$ “, высоты центра тяжести „ h_g “, радиуса „ r_k “, колеи „ B “ и особенно угла склона „ β “. При самопроизвольном повороте трактора, после отклонения от первоначального направления с углом „ ψ “, поворот постепенно происходит со всей меньшей интенсивностью. Так как, при дальнейшем увеличении „ ψ “, „ $\cos \psi$ “ уменьшается, это приводит к уменьшению поворачивающего момента „ M_n “.

2. Колесо, снабженное баллоном, способствует снижению скорости проскальзывания шины о почву как в боковом, так и в продольном направлениях.

3. Углом склона местности „ β “ пропорционально соответствует скорости бокового перемещения и углу отклонения направления движения колеса от заданного.

Литература

1. Хохлов И. М. — Эксплуатация машин в горном земледелии. Изд. «Сабкота с-картведло», Тб., 1958.
 2. Хачатрян Х. А. — Работа сельскохозяйственных агрегатов на сильно пересеченной местности. Изд. АН Арм. ССР, Ереван, 1965.
 3. Чудаков Е. А. — Влияние боковой эластичности колес на движение автомобиля. Автомобильная лаборатория, вып. 10, Изд. АН СССР, 1947.
-



Г. Н. БАДРИШВИЛИ

СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАРБЮРАТОРНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПО ИНДИКАТОРНЫМ ДИАГРАММАМ

Известно, что рабочий процесс карбюраторных автомобильных двигателей характеризуется значительной нестабильностью на частичных нагрузках.

На рис. 1 дана индикаторная диаграмма давления снятая с двигателя ЗИЛ-164 при $n=1170$ об/мин., $\eta_p=0,31$, $\alpha=1,1$ и с зазорами между электродами свечей $\delta=1$ мм. Определить по ней средние текущие значения давления газов, требуемые для дальнейшей обработки диаграммы, затруднительно. Для этой цели, а также для полной характеристики и анализа рабочего процесса желательно проведение статистического анализа диаграммы.

Ниже даны результаты статистического анализа индикаторных диаграмм давления, снятых пьезоэлектрическим индикатором МАИ-2 с мембранным датчиком при разных углах открытия дроссельной заслонки, нагрузочных режимах, составах смеси, углах опережения зажигания, степенях сжатия и зазорах в свечах. При этом следует отметить, что гораздо проще, удобнее и более обширными (можно определить отклонения периода индукции, продолжительности сгорания и степени нарастания давления от средних значений) будут результаты анализа в случае обработки серии одноцикловых диаграмм давления, снятых осциллографом с пьезокварцевым или иным датчиком давления. Тем не менее, и в данном случае можно обнаружить ряд закономерностей, сопровождающих изменение режима работы двигателя и его основных регулировок.

В результате статистического анализа определялись: среднее значение давлений газов в цилиндре двигателя \bar{p}_c , среднее квадратичное отклонение σ , коэффициент вариации W , эксцесс и асимметрия (e_s и a_s) эмпирического распределения, угол, при котором коэффициент вариации достигает максимального значения ($\varphi_{W_{max}}$) и т. д.

Статистический анализ индикаторных диаграмм давления проводился по следующей методике:

Исследуемый участок диаграммы (рис. 1) разбивался на отдельные участки; подсчитывалась частота n_j для значений p_{ij} в клетках строки j ; выбиралась в качестве ложного нуля новая варианта (в данном случае строка № 9) и составлялась расчетная таблица с новыми условными вариантами u_j (табл. 1).

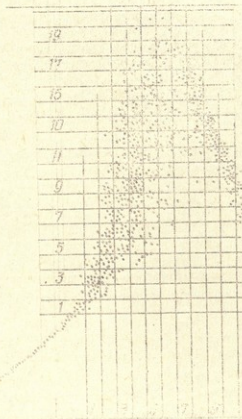


Рис. 1. Индикаторная диаграмма давления (двигатель ЗИЛ-164, II цилиндр, $n=1170$ об/мин., $\psi_0=0,31$, $\alpha=1,1$)

По данным таблицы определялись условные моменты первого и четвертого порядков:

$$M_1 = \frac{\sum n_j u_j}{n_j} = 1,4$$

Расчетная таблица 1 (столбец $j=4$)



№ строк	частота n_i	условные варианты u_i	$n_i u_i$	$n_i u_i^2$	$n_i (u_i + 1)^2$	$n_i u_i^3$	$n_i u_i^4$	$n_i (u_i + 1)^4$
4	3	-5	-15	75	48	-375	1875	768
5	3	-4	-12	48	27	-192	768	373
6	8	-3	-24	72	32	-216	648	128
7	10	-2	-20	40	10	-80	160	10
8	9	-1	-9	9	0	-9	9	0
9	19	0	$A_1 = -80$	0	19	$A_3 = -872$	0	19
10	11	1	11	11	44	16	11	176
11	11	2	22	44	99	83	174	971
12	14	3	42	126	224	378	1136	358
13	10	4	40	160	250	640	2560	62
14	7	5	35	175	252	875	4375	91
15	5	6	30	180	245	1080	6480	1
16	2	7	14	98	128	686	4802	2000
17	4	8	32	256	324	2048	16384	8192
18	1	9	9	81	100	729	6561	26254
19	1	10	10	100	121	1000	10000	100000
сумма	118	118	$A_2 = 245$	1475	1923	$A_4 = 7535$	5594	3 92654

$$M_2 = \frac{\sum n_i u_i^2}{n_j} = 12,5$$

$$M_3 = \frac{\sum n_i u_i^3}{n_j} = 56,4$$

$$M_4 = \frac{\sum n_i u_i^4}{n_j} = 474$$

Шаг $\Delta p = 0,365 \text{ кг/см}^2$.

Тогда среднее значение давления газов для столб

$$P_{Г1} = M_1 \cdot \Delta p + c = 7,2, \text{ кг/см}^2$$

для $j=4$ равно:

где c — ложный нуль.

дисперсия:

$$D = [M_2 - (M_1)^2] \cdot (\Delta p)^2 = 1$$

,43

стандарт:

$$\sigma = \sqrt{D} = 1,2, \text{ кг/с}$$

м^2

коэффициент вариации:

$$W = \frac{\sigma}{P_{Гj}} \cdot 100 = 17$$

%

симметрия и эксцесс эмпирического ра

$$a_s = \frac{m_3}{\sigma^3} \text{ и}$$

пределения:

$$e_k = \frac{m_4}{\sigma^4} = 3$$

где m_3 и m_4 — центральные моменты, соответственно, третьего и четвертого порядков;

$$m_3 = [M_3 - 3M_2M_1 + 2(M_1)^3](\Delta p)^3$$

$$m_4 = [M_4 - 4M_3M_1 + 6M_2(M_1)^2 - 3(M_1)^4] \cdot (\Delta p)^4$$

Для проверки расчета использовались соотношения:

$$\sum n_i u_i^3 + 2\sum n_i u_i + \sum n_i = \sum n_i (u_i + 1)^3$$

$$\sum n_i (u_i + 1)^4 = \sum n_i u_i^4 + 4\sum n_i u_i^3 + 6\sum n_i u_i^2 + 4\sum n_i u_i + \sum n_i$$

На рис. 2 показана индикаторная диаграмма давления, снятая при $\eta_p = 0,31$, и результаты её статистической обработки с учетом поправки [2, 3].

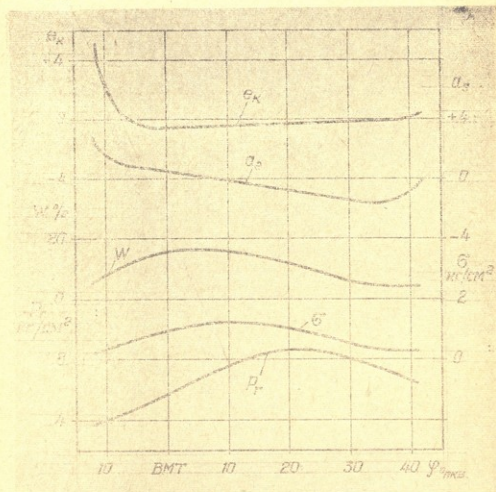


Рис. 2. Результаты статистической обработки индикаторной диаграммы давления ($\eta_p = 0,31$; $n = 1170$ об/мин. $\alpha = 1,1$).

Анализ показал, что при шаге $\Delta\varphi = 4 \div 5^\circ$ кв. расчетные величины имеют более сглаженные значения, чем при шаге $1 \div 2^\circ$ кв. Например, при шаге $\Delta\varphi = 1^\circ$ кв. угла $\varphi = 2,5^\circ$ после ВМТ среднее значение давления равно $p_r = 6,4$ кг/см², для $\varphi = 3,5^\circ - p_r = 7,45$ кг/см², а для $\varphi = 4,5^\circ - p_r = 6,75$ кг/см². При шаге $\Delta\varphi = 2^\circ$ кв. при $\varphi = 2^\circ$ после ВМТ $p_r = 6,3$ кг/см², при $\varphi = 3^\circ - p_r = 6,85$ кг/см², а при $\varphi = 4^\circ - p_r = 6,65$ кг/см². При шаге

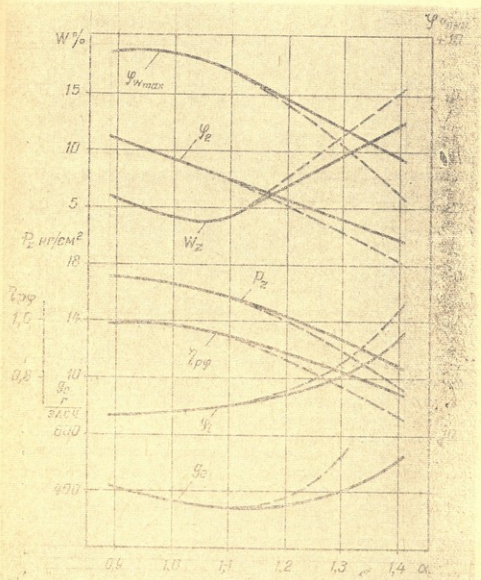


Рис. 3. Регулировочная характеристика по составу смеси (ЗИЛ-164, $n=1170$ об/мин., $\gamma_0=0,44$)

$\Delta\varphi=5^\circ$ кв. при $\varphi=3^\circ$ после ВМТ $p_z=6,7$ кгс/см². Поэтому в дальнейшем принимали шаг $\Delta\varphi=5^\circ$ кв.

На рис. 3 даны результаты обработки диаграмм, снятых при регулировочных характеристиках по составу смеси и на рис. 4 — при регулировочной характеристике по углу опережения зажигания (двигателя ЗИЛ-164, $n=1170$ об/мин.), а на рис. 5 — при разных степенях сжатия (двигатель ИТ9-2).

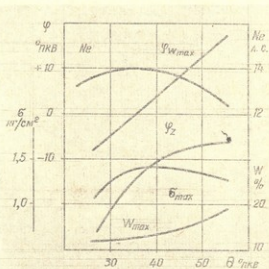


Рис. 4. Регулировочная характеристика по зажиганию ЗИЛ-164, $n=1170$ об/мин., $\tau_0=0,44$, $\alpha=1,2$.

Как видно из рис. 3, с увеличением коэффициента избытка воздуха снижаются максимальные давления цикла p_z и корреляционное отношение $\eta_{p\varphi}$, увеличиваются период индукции τ_i и коэффициент вариации w , сдвигаются в сторону запаздывания углы, при которых давление газов в цилиндре двигателя и коэффициент вариации (p_z и W) достигают максимума (φ_z и φW_{max}). Причем, чем больше зазоры в свечах зажигания, тем менее заметны эти изменения.

Эмпирическое распределение текущих значений давления при неизменном положении поршня отличается от нормального (кривые $a_s=f(\varphi)$ и $e_k=f(\varphi)$ на рис. 2). Причем, если в начале процесса сгорания асимметрия положительна, то в конце — отрицательна.

Интересно отметить, что при оптимальном угле опережения зажигания коэффициент вариации достигает максимума около ВМТ (рис. 4).

Анализ индикаторных диаграмм, снятых с двигателя ИТ9-2 при различных величинах степени сжатия ($\eta_0=0,3$; $\alpha=1,0$) подтвердил также, что интенсификация первичного очага воспламенения повышает стабиль-

ность последовательных циклов. Например, при $\epsilon = 6$ максимальное значение коэффициента вариации уменьшается с 48% до 20%, а при ϵ с 35% до 18%.

Улучшение стабильности протекания процесса обогащением горючей смеси, что, однако, ухудшает топливную экономичность двигателя. Турбулизация поступающей в цилиндр смеси [4], усиление первичного очага воспламенения и увеличение степени сжатия повышают стабильность процессов в цилиндрах двигателя и одновременно улучшают его экономичность.

С обеднением смеси и по мере прикрытия дроссельной заслонки увеличивается влияние первичного очага воспламенения на процессы воспламенения и сгорания, и при определенных углах опережения зажигания и величины зазоров в свечах количественные изменения переходят в качественные — заряд в цилиндре не воспламеняется, происходит пропуск воспламенения.

Например, на режиме холостого хода (двигатель ЗИЛ-164, $n = 1200$ об/мин.) при $\alpha = 0,87$ и $\theta = 33^\circ$ пкв. для надежной работы II цилиндра двигателя без пропусков необходимо применять зазоры в свечах $\delta \geq 1,0$ мм; при $\alpha \geq 0,87$ и $\theta \geq 39^\circ$ пкв. — $\delta \geq 2,0$ мм, а при $\alpha = 1,0$ и $\theta = 37^\circ$ пкв. — $\delta \geq 2,5 \div 3,0$ мм. На этих режимах при зазорах в свечах $\delta = 0,8$ мм интенсивность пропусков, соответственно, равна: 0,05; 0,20 и 0,35.

Число пропусков определялось по индикаторным диаграммам, интенсивность пропусков определялась из выражения:

$$\text{ИП} = \frac{n_{cp}}{N}$$

где: n_{cp} — число пропусков;

N — общее число циклов.

Надежность воспламенения:

$$\text{НВ} = 1 - \text{ИП}.$$

Интенсификация первичного очага воспламенения позволяет компенсировать ухудшение рабочего процесса и при уменьшении степени сжатия. Например, при зазорах в свечах $\delta = 2,5$ мм надежность воспламенения смеси не нарушается даже при степени сжатия $\epsilon = 5$, тогда как при $\delta = 0,8$ мм уже при $\epsilon = 3$ имеются единичные пропуски воспламенения.

Кроме ухудшения экономичности, такое нарушение рабочего процесса вызывает повышение концентрации углеводородов в отработавших газах, разжижает масло в картере двигателя, способствуя тем самым износу двигателя.

Выводы



1. Описанная методика применима для определения средних значений давлений газов в цилиндрах двигателя, если имеется значительная неидентичность последовательных циклов.

2. На исследуемых режимах при оптимальных регулировках двигателя коэффициент вариации текущих значений давления газов достигает максимального значения примерно в ВМТ.

3. Дисперсия (стандарт) эмпирического распределения и размах варьирования давления достигают наибольших значений, когда мгновенная скорость нарастания давления максимальна.

4. Анализ подтверждает, что обеднение смеси, уменьшение наполнения и степени сжатия ухудшают протекание рабочего процесса; усиление первичного очага воспламенения частично компенсирует ухудшение процессов, в первую очередь, повышает стабильность процессов.

5. Погрешность определения эксцесса и асимметрии распределения значительна ввиду малого числа измерений: значения дисперсии, стандарта и коэффициента вариации в начале и в конце процесса сгорания несколько завышены.

Литература

1. Гмурман В. С. — Теория вероятностей и математическая статистика. «Высшая школа», М., 1972.
2. Лукомский Я. И. — Теория корреляции и ее применение к анализу производства. «Госстатиздат», М., 1958.
3. Кори Г., Кори Т. — Справочник по математике. Изд-во «Наука», М., 1968.
4. W. G. D. Annand and I. G. S. Summers.—Observations on the Variability of Spark-Ignition Combustion Using a Single-Cycle Simulator. SAE, Mid-Year Meeting, Detroit, Mich. May 18—22, 1970, No 700 488.



ბ. ბულიაშვილი

ზიგაწვის ძრავას მუშა ტანის ტემპერატურული ცვლილების გამოკვლევისათვის დაბალი ატმოსფერული წნევის პირობებში

მეცნ. ხელმძღვანელი პროფ. — ვ. მახალდიანი

სასიმალო პირობებში მომუშავე სატრაქტორო დიზელის ძრავას ამუშაების გასაადვილებელ ღონისძიებათა შემუშავებისათვის აუცილებელი პირობაა მუშა ტანის ტემპერატურული ცვლილების გამოკვლევა.

ცნობილია, რომ დაბალი ატმოსფერული წნევის პირობებში დიზელის ძრავას ამუშაება რამდენადმე უარესდება (4). ამუშაებისუნარიანობის დაქვეითების ძირითად მიზეზად ითვლება კუმშვის წნევისა და ტემპერატურის შემცირება.

ამუშაებისუნარიანობის გაუარესების მიზეზის გამოსავლენად საჭიროა გაზა და მუხტის ტემპერატურის ცვლილების ხასიათის დადგენა, კუმშვის პროცესისა და ატმოსფერული წნევისაგან დამოკიდებულებით.

გამოკვლევებში [1, 2, 3] აღნიშნულია, რომ კარბურატორიანი ძრავას დადროსელებით, მართალია, კლებულობს ცილინდრში მოხვედრილი მუხტის მასა, მაგრამ ინტენსიურად მატულობს მისი კინეტიკური ენერგია და ეს უკანასკნელი კი აპირობებს მუშა ტანის ტემპერატურის ზრდას. დადგენილია, რომ მუშა ტანის ტემპერატურის მატება გამოწვეულია გაზრდილი კინეტიკური ენერგიის სითბურ ენერგიად გარდაქმნის შედეგად, უმთავრესად ჰაერისა თუ საწვავი ნარევის ნაკადის ცილინდრის კედლებსა და დგუშის ძირზე დაჯახების გამო.

ვიციტ, რომ ატმოსფერული წნევის შემცირების შედეგად მცირდება ჰაერის სიმკვრივე და, მაშასადამე, ცილინდრში მოხვედრილი მასა, რომელიც შესაბამისად განაპირობებს კუმშვის წნევის კლებას, რის გამოც მცირდება მუშა ტანის ტემპერატურა. მაგრამ გამოკვლევებმა დროსელორების შესახებ წარმოშვა საკითხი—ზომ არ არის დამოკიდებული მუშა ტანის ტემპერატურის კლება, ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდასთან ერთად წნევის ვარდნის შემცირების გამო ნაკადის კინეტიკური ენერგიის შემცირებასთანაც.

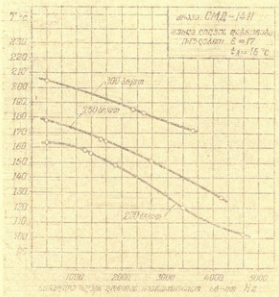
შსგავსი მოსაზრება აღინიშნა გამოკვლევაში დაბალი ატმოსფერული წნევის პირობებში დიზელის ძრავას ამუშაებისუნარიანობაზე [4], სადაც აღნიშნული იყო შემდეგი: „მხედველობაშია მისაღები, რომ კუმშვის ბოლოს ჰაერის ტემპერატურა შეიძლება შემცირდეს არა მარტო ცილინდრში შეკუმშული ჰაერის რა-



ოდნობის შემცირებით, არამედ შემშვები სარქველის გაღების დროს მოქმადი პერის სიჩქარის შემცირებითაც.

უპირველეს ყოვლისა, რამდენიმე დიზელის ძრავაზე ჩატარებულმა ტემპერატურის შედეგად გავიგეთ, თუ როგორ იცვლება მუშა ტანის საშუალო ციკლური ტემპერატურა ატმოსფერული წნევისაგან დამოკიდებულებით, რისთვისაც ლაბორატორიულ პირობებში თითოეული ძრავასათვის ვამყარებდით სასიმალო პირობების შესაბამის წნევას 200 ლ მოცულობის რესივერით. მუშა ტანის ტემპერატურას ვზომავდით პირველი ცილინდრის მტრქვევანას ადგილას ჩამაგრებული ქრომელალიუმელის თერმომწყვილით. მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვსა და გარემოს ტემპერატურას ვინარჩუნებდით მუდმივს. უცვლელი რჩებოდა განდევნის წინალობის წნევა.

CMD—14H ძრავას გამოცდის შედეგები გამოსახულია გრაფიკზე (სურ. 1).



სურ. 1

მუშა ტანის საშუალო ციკლური ტემპერატურის დამოკიდებულება სასიმალო პირობებზე მუდმივი ტემპერატურის დროს.

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, მუშა ტანის საშუალო ციკლური ტემპერატურა ატმოსფერული წნევის შემცირებით ეცემა. ცხადია, დაეცემა მუხტის ტემპერატურა T_c კუმშვის ბოლო წერტილშიც.

აღნიშნული დამოკიდებულების უკეთესად გაშუქებისათვის და იმისათვის, რომ გავვეგო ატმოსფერული წნევის ვარდნის გამო შემცირებული კინეტიკური ენერჯის გავლენა მუშა ტანის ტემპერატურაზე, საჭირო შეიქნა მუშა ტანის შევსებისა და კუმშვის დასასრულისათვის შესაბამის T_a და T_c ტემპერატურათა განსაზღვრა.

რადგან შეუძლებელია აირის, ჩვენი შემთხვევისათვის სუფთა პერის, T_a და T_c ტემპერატურის უშუალო გაზომვა, ამიტომ ისინი განვსაზღვრეთ არაპირ-



დაპირი გზით ინდიკატორული დიაგრამის მონაცემებისა და პაერის ხარჯის შედეგებზე დაყრდნობით.

ექსპერიმენტი კვლავ CMD—14H ძრავაზე ჩავატარეთ. ძრავის მუშაობის წესის რისხი $z=17$. მისი ლიტრაჟია 6,3 ლ, ხოლო კუმშვის კამერის მოცულობა $V_c=98$ სმ³.

საცდელი ძრავა დაყენებული იყო სამუხრუჭო სტენდზე და მისი ინდიცირება ჩავატარეთ ელექტროპნევმატური ინდიკატორით МАИ—2. პაერის ფაქტორული ხარჯის განსასაზღვრავად გამოვიყენეთ აირის როტაციული მრიცხველი PC — 100.

სასიმალო პირობების შესაქმნელად სპეციალურ რესივერზე ვცვლიდით სხვადასხვა დიამეტრის ხვრეტილებიან საყელურებს გარემოსთან დასაკავშირებლად. აღნიშნულ რესივერსა და ძრავას შორის ჩართული იყო აირის მრიცხველი.

ცდა ჩატარდა სამი ბრუნთა რიცხვისათვის (n-200 ბრ/წთ, n-250 ბრ/წთ და n-300 ბრ/წთ). რესივერში ყველა დაბალი ატმოსფერული წნევის დროს პაერის ტემპერატურა იყო მუდმივი და უდრიდა 283°K.

გამოცდა ჩატარდა სტანდარტული ხელსაწყოებით.

T_a და T_c სიდიდეების არაპირდაპირი ხერხით განსაზღვრისათვის ვისარგებლეთ შენდელევე-კლაპირონის განტოლებით:

$$PV = \frac{M}{\mu} RT,$$

საიდანაც

$$T_a = \frac{\mu P_a}{R \rho_a} \quad \text{და} \quad T_c = \frac{\mu P_c}{R \rho_c},$$

სადაც: μ — აირის აირის საშუალო მოლეკულური წონა, პაერისათვის $\mu = 28,96$ გ/მოლი;

R — აირის უნივერსალური მუდმივა,

$$R = 0,082 \frac{\text{ლ.ატ}}{\text{მოლი}^\circ}$$

P_a და P_c — დგუშის ზედა სივრცეში მოხვედრილი პაერის წნევა შეკვებისა და კუმშვის ტაქტის დასასრულს, კგ/სმ²;

ρ_a და ρ_c — პაერის საშუალო სიმკვრივე შეკვებისა და კუმშვის დასასრულს, კგ/სმ³.

P_a — სიდიდეები გამოვითვალეთ ცნობილი ფორმულით,

$$P_a = \frac{1}{1,4z - 0,4} \left[P_r + 1,4P_0(z-1)\eta_{\sigma} \frac{T'_0}{T_0} \right] \text{კგ/სმ}^2$$

სადაც მივიღეთ, რომ ყოველთვის $P_r = 1,05$ კგ/სმ² და $\frac{T'_0}{T_0} = 1$ პაერის

შეკვების კოეფიციენტი η_{σ} განესაზღვრეთ ბრუნთა რიცხვების მიხედვით მხოლოდ გარემოს პირობებში და, რადგან გარემოს მუდმივი ტემპერატურის

დროს იგი არ იცვლება ატმოსფერული წნევის შემცირებით, მიღებული შედეგები მივიჩნით მუდმივად.

P_a სიდიდის თითქმის იგივე მნიშვნელობანი მივიღეთ ინდიკატორული დიაგრამებზე სუსტი ზაზბარის გამოყენებით.

P_c სიდიდეები მივიღეთ მძლავრი ზაზბარით აღებული დიაგრამებიდან.

P_c და P_a სიდიდეების გასაგებად ვისარგებლეთ ტოლობებით.

$$P_c = \frac{g}{V_c} \text{ და } P_a = \frac{g}{V_c + V_h} = \frac{g}{V_a} = \frac{g}{V_c + \frac{\pi D^2}{4} \cdot r (1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha)}$$

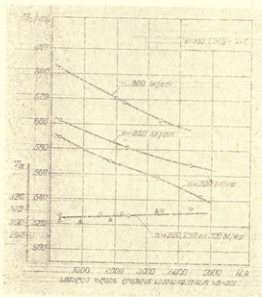
სადაც g არის ცილინდრში შესული ჰაერის წონითი რაოდენობა ციკლის განმავლობაში.

$$g = \frac{G \cdot 1000}{60 \cdot \frac{n}{2} \cdot i} \text{ გ/ციკლი.}$$

G არის ჰაერის საათური ხარჯი კგ-ში.

1-ელ ცხრილში მოთავსებულია გაზომვისა და გამოთვლის შედეგები T_a და T_c სიდიდეების გასაგებად სამივე ბრუნთა რიცხვისათვის ატმოსფერული წნევის მიხედვით.

T_a და T_c სიდიდეთა დამოკიდებულება წნევისაგან ნაჩვენებია დიაგრამაზე (სურ. 2).



სურ. 2. T_a და T_c პარამეტრების დამოკიდებულება სასიმალო პარამეტრებზე.

მე-2 ცხრილში მოთავსებულია მიღებული T_a და T_c სიდიდეები დაბალია წნევის შესაბამისი სიმაღლეების მიხედვით სამივე ბრუნთა რიცხვისათვის.



ეროვნული
სტატისტიკის
სამსახური

შედეგები Ta და Tc სეგმენტის განხილვასთან

ს.ს.წ.	200				200				200			
	730	607	594	814	730	607	578	660	730	607	594	814
Pa კვ.სა	0,900	0,782	6,756	0,654	0,999	0,786	0,721	0,503	0,566	0,723	0,714	0,623
Pr კვ.სა	29,760	75,492	24,000	30,002	30,660	25,937	25,780	19,109	31,260	24,892	24,680	20,776
Pc კვ.სა	1,047	0,990	0,873	0,743	1,042	0,903	0,829	0,656	1,003	0,927	0,823	0,706
Pa კვ.სა	17,959	15,451	14,569	12,745	17,878	15,463	14,333	11,285	17,205	14,374	14,322	12,112
Pr კვ.სა	42,247	36,336	35,222	29,574	52,551	45,540	41,613	33,076	60,692	50,031	49,374	42,731
Pc კვ.სა	1,760	1,814	1,669	1,247	1,732	1,518	1,357	1,103	1,686	1,590	1,384	1,187
Tc	0,924	0,924	0,924	0,924	0,929	0,929	0,929	0,929	0,894	0,894	0,894	0,894

T_a და T_c სიდიდეები ხაზივე ბრუნთა რიცხვისათვის ხიმაღლეა მიხედვით

n ბრ/წთ	200				250				300			
	T_a	T_c	T_a	T_c	T_a	T_c	T_a	T_c	T_a	T_c	T_a	T_c
საერთო სტ-ით	300	960	1860	3340	300	1560	2400	4360	300	2040	2260	3420
T_a	304	302	304	310	306	307,6	307	313	306	308	308,6	311
T_c	589	581	570	557	602	589	581	568	644	620	617	603

ამრიგად, ატმოსფერული წნევის შემცირებისას ამუშავების ბრუნებზე მუხლა ლილვის იძულებითი დაბრუნების დროს ჰაერის ტემპერატურა ვეცების დასასრულს T_a თითქმის მუდმივი რჩება, ხოლო კუმშვის დასასრულს მცირდება. კუმშვის დასასრულს ჰაერის ტემპერატურის კლება ზღვის დონიდან სიმაღლის ზრდის დროს უნდა იხსნას იმით, რომ ატმოსფერული წნევის შემცირებისას P_c სიდიდე უფრო მეტად მცირდება, ვიდრე სიმკვრივე ρ_c .

Т. И. ГУЛИКАШВИЛИ

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИИ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В УСЛОВИЯХ ПОНИЖЕННОГО АТМОСФЕРНОГО ДАВЛЕНИЯ

Резюме

Для разработки мероприятий, облегчающих пуск тракторных дизелей, работающих в высокогорных условиях, большое значение имеет исследование температурных изменений в условиях пониженного атмосферного давления.

С целью исследования этих вопросов были проведены испытания двигателя СМД-14Н по специально разработанной методике при разных атмосферных давлениях и постоянной температуре окружающего воздуха. Средняя цикловая температура рабочего тела измерялась термомарой, кроме того, по индикаторным диаграммам и часовому расходу воздуха, косвенным способом, определялась температура в конце процессов наполнения и сжатия.

Результаты проведенного исследования показывают, что во время прокрутки на пусковых оборотах средняя цикловая температура рабочего тела и температура в конце сжатия уменьшаются по мере снижения атмосферного давления. Что касается температуры рабочего тела в конце наполнения, то она остается почти постоянной.

ლიტერატურა



1. Махалдiani В. В. — Особенности расчета дроссельных режимов карбюраторного двигателя. Сообщ. АН Груз. ССР, XLII, 3, Изд. «Мецниереба», 1966.
2. Махалдiani В. В. — О двигателях для горных автомобилей и тракторов. Изд. «Мецниереба». 1968.
3. Двали Р. Р., Махалдiani В. В. — Механическая тяга в горной местности. Изд. «Наука», М., 1970.
4. გულიკაშვილი ტ. ი. — საავტოტრაქტორო ძრავების ამუშავებისუნარიანობის ძირითადი თავისებურებანი, ამუშავების გასაადვილებელ არსებულ შესაძლებლობათა სახეები და დაბალი ატმოსფერული წნევის დამოკიდებულება ამუშავების დროზე. ასპირანტთა შრომები, XIV—XV, საქ. სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტი, 1970.



ЧАН ХОАНГ ШОН

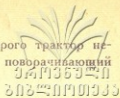
ВЛИЯНИЕ КРУТИЗНЫ СКЛОНА НА РАБОТУ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

В настоящее время большинство современных тракторов и других сельскохозяйственных машин создано, в основном, для работы в равнинных условиях, в результате чего их использование в горных районах чрезвычайно затруднено. Практика и накопленный опыт показывают, что работоспособность равнинных тракторов в горных местностях на склонах не может быть оценена только развиваемой силой тяги на крюке при данной скорости и его устойчивостью против опрокидывания, так как на склоне встречается целый ряд специфических особенностей, которые недостаточно изучены.

Для работы тракторов на пересечении рельефе некоторые узлы их были переоборудованы при помощи разных приспособлений. Например, были созданы тракторы с пониженным центром тяжести, уширенной колесей колес, перемещающихся по поперечной оси дополнительными грузами и разными приспособлениями, снижающими опасность опрокидывания и увеличивающими сцепные качества. Но в действительности нужно признать, что с увеличением крутизны склона увеличиваются потери мощности, снижается производительность агрегатов, повышается расход горючего, ухудшается качество выполняемого технического процесса и условия работы тракториста. Но до создания и внедрения крутосклонной техники необходимо установить пределы применения обычных тракторов для горных условий. Известно, что на эксплуатационные показатели тракторов влияют следующие факторы: поверхность микрорельефа, пересеченность и расчлененность участков; климат, структура почвы, влажность, а также направление двигателя.

Чтобы доказать существование влияния вышеприведенных факторов на работу трактора, рассмотрим случай с работой колесного трактора в поперечном направлении склона.

Как известно, при движении в поперечном направлении склона происходит перераспределение нагрузки на колеса трактора, из-за чего соз-



дается поворачивающий момент, под воздействием которого трактор непроизвольно поворачивается в сторону спуска. Момент, поворачивающий трактор, выражается формулой [5]:

$$M_c = \frac{Gfr_k h_g}{B/2} \cdot \sin\beta \cos\psi - M_c;$$

- где: G — вес трактора;
- f — коэффициент сопротивления качению трактора;
- B — колея трактора;
- h_g — высота центра тяжести трактора;
- β — угол наклона местности;
- ψ — угол поворота трактора данного момента;
- M_c — момент сопротивления повороту.

Из этого выражения видно, что момент, отклоняющий трактор по склону вниз, тем больше, чем круче склон местности и чем выше высота центра тяжести трактора. Чтобы сохранять прямолинейность движения, трактористу приходится часто восстанавливать направление. Таким образом, трактор движется по извилистой, зигзагообразной линии. Это приводит к потере полезной части работы трактора.

Вследствие работы трактора на склоне, распределение его нормальных давлений на опорную поверхность неодинаково: на верхние балансиры приходится меньше веса, чем на нижние. По этой причине при движении трактора в гору деформация почвы будет возрастать; работа узлов трансмиссии неустойчива, и, следовательно, мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, будет увеличиваться. Кроме того, с увеличением угла склона на верхнем колесе трактора, сила сцепления в почве уменьшается, вследствие чего повышается буксование и сползание трактора. Ввиду того, что расходы мощностей на самопередвижение, буксование меняются в зависимости от углов склона, скорости движения и почти полностью отражаются на крюковой мощности, это все вызывает резкое ухудшение тяговых качеств трактора.

Ниже рассматриваем результаты исследования, произведенного в районе Дигоми (Тбилиси) по динамике колесного трактора МТЗ-50 при работе III передачи на склонах.

Опыты по изучению энергоемкости трактора в полевых условиях проводились с применением передвижной тензометрической лаборатории ВИСХАМа. В этих опытах, в зависимости от крутизны склона, скорости движения, заглубления рабочих органов в почву регистрировались крутящий момент на полуосях задних колес M_k, число их оборотов n об/м; путь пройденный трактором S(м) и время опыта A_{оп}(сек). Все величины и характер изменения этих параметров регистрировались осциллографом. Полученные осциллограммы обрабатывались методом вариационной статис-

тики на приборе ПОБД-12, разработанном в ВИСХОМе. По средним значениям крутящего момента M_k на ведущих колесах трактора определялись его мощности.

Касательная мощность ведущих колес трактора:

$$N_k = \frac{\Sigma M_k \cdot n_{cp}}{716,2} \text{ л.с.}$$

где: ΣM_k — суммарный крутящий момент ведущих колес, (кгм);

n_{cp} — среднее число оборотов ведущих колес при рабочем проходе об/м;

Мощность затрачиваемая на сопротивление качению трактора:

$$N_l = \frac{\Sigma M_{кx} \cdot n_{cp}}{716,2} \text{ л.с.}$$

где: $\Sigma M_{кx}$ — суммарный крутящий момент ведущих колес при холостом проходе, кгм;

Мощность, затрачиваемая на буксование:

$$N_{\delta} = 0,01 \cdot N_k \cdot \delta \text{ л.с.}$$

Потери буксования δ в % определяются по формуле:

$$\delta = \frac{n_p - n_x}{n_p} \cdot 100\%$$

n_p — число оборотов колес, катящихся под нагрузкой;

n_x — число оборотов колес, катящихся без нагрузки при той же скорости.

Полезная тяговая мощность может быть выражена в следующем виде:

$$N_{kp} = N_k(1 - \delta) - N_l \text{ л.с.}$$

Таблица 1

Крутизна склона в градусах	Скорость движения км/ч	Буксование лев. колеса δ_4 %	Буксование прав. колеса $\delta_{пр}$ %	Сред. буксование вед. колес δ_{cp} %	Касательная мощность вед. колес N_k л.с.	Потери мощ. буксования N_{δ} л.с.	Потери мощ. сопр. качен. N_l л.с.	Тягов. макс. мощность сопр. качен. N_{kp} л.с.	Тягов. усл. при $N_{сmax}$ P_{kp}	Коэф. сопр. качен. при $N_{сmax}$ f
0°	4,7	14	22,8	18,4	45,5	8,4	5,43	31,72	1800	0,107
6°	4,6	18,65	25,6	21,6	48	5,3	5,61	28,01	1620	0,115
10°	4,5	22,2	29,4	25,8	44	10,4	6,7	22,9	1440	0,148

В таблице I сведены данные по затратам мощности в зависимости от угла склона.

Из таблицы I видно, что максимальная тяговая мощность $N_{срmax}$ при увеличении крутизны склона сильно уменьшается. Уменьшение тяго-

вой мощности вызывается соответствующим уменьшением действительной скорости V_p движения трактора и тягового усилия трактора на склонах. Например, на склоне 0° при $V_p = 4,7$ км/ч, максимальная тяговая мощность $N_{кр\ max} = 31,72$ л. с.; на склоне 6° при $V_p = 4,6$ км/ч, тяговая мощность уменьшается $N_{кр\ max} = 28,01$ л. с. (или 13,2%), и наконец, на склоне 10° мощность достигает лишь $N_{кр\ max} = 22,9$ л. с.; уменьшение которой, по сравнению с горизонтальным участком, составляет 38,8%.

Снижение скорости происходит за счет увеличения буксования трактора. Например, буксование, соответствующее максимальной тяговой мощности увеличивается от 18,4% при $P_{кр} = 1000$ кг на горизонтальном участке до 25,8% при $P_{кр} = 1440$ кг на склоне 10° (рис. 1).

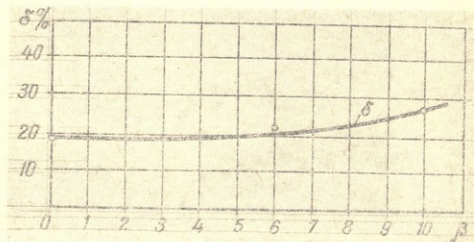


Рис. 1. Изменение буксования в зависимости от крутизны склона (при $N_{кр\ max}$).

Следует отметить, что разность процента буксования между верхним и нижним ведущими колесами меняется в значительных пределах. Так например, при работе на склоне, крутизной 6° , процент буксования от нагрузки меняется для нижнего колеса от 0 до 18,65%, а верхнего колеса — от 0 до 25,6%, соответствующих максимальной тяговой мощности (рис. 2).

Из кривой буксования видно, что если с увеличением нагрузки процент буксования растет сначала плавно, но после достижения значения, соответствующего максимальной тяговой мощности, кривая буксования меняется значительно круче в верхнюю сторону. Поэтому потери мощности на буксование резко увеличиваются, что влияет на полезную работу трактора вследствие значительного уменьшения скорости трактора.

Из таблицы I видно, что с увеличением крутизны склона увеличиваются потери мощности сопротивления качению. Так например, потери мощности сопротивления качению в горизонтальном участке составляют

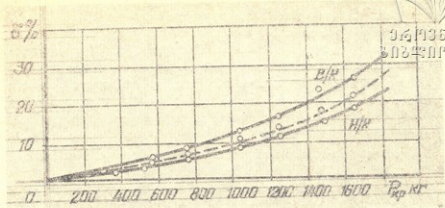


Рис. 2. Изменение буксования верхнего и нижнего колеса в зависимости от нагрузки. Уклон = 6°.

$N_i = 5,42$ л. с. на склоне 6° $N_i = 5,61$ л. с., а на склоне 10° потери мощности сопротивлению качению достигают до $N_i = 6,7$ л. с. Поэтому коэффициент сопротивления качению с увеличением крутизны склона в значительных пределах меняется (рис. 3). Например, при тяговом усилии, соответствующем $N_{кр\ max}$ коэффициент сопротивления качению на уклоне от 0° до 4° $f = 0,107$, на склоне 5—6° $f = 0,115$, а когда на склоне 10° этот коэффициент возрастает до $f = 0,148$. Причиной увеличения потери мощности и коэффициента сопротивления качению при увеличении крутизны склона является возникновение боковой силы, действующей на трактор-

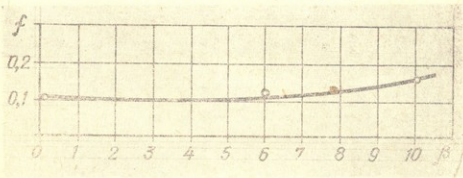


Рис. 3. Изменение коэффициента сопротивления качению в зависимости от склона.

Выводы

Анализ результатов экспериментов позволяет сделать выводы о том, что применение колесных равнинных тракторов МТЗ разных модифика-

ний в качестве энергетики для обработки склонов (при движении трактора поперек склона) возможно лишь при угле склона до 10° . С дальнейшим, даже малым увеличением крутизны склонов, нарушается устойчивость хода, ухудшается условие работы тракториста, шин и шин колес. Кроме того, чувствительно снижается запас устойчивости против опрокидывания; тяговая мощность резко падает. Поэтому на площадях с большим углом склона их использование невыгодно.

Для улучшения эксплуатационных качеств колесных тракторов всех выпускаемых марок, необходимо:

1. Снабдить трактор маятниковыми стабилизаторами и датчиками крена для сохранения вертикальности его остова.
2. Поставить шины с нарастившими боковыми упорами посредством уменьшения давления в задних шинах до $1,0-0,85$ об/см².
3. Изменить конструкцию сидения с целью улучшения условий работы водителя.
4. Снабдить трактор приставными дополнительными колесами почвозацепами (решетчатыми колесами).

Как показали наши эксперименты, применение обычных колесных тракторов для работы на склонах весьма ограничено, в связи с чем необходимо ускорить создание тракторов-склоноходов.

Литература

1. Двали Р. Р., Махалдiani В. В. — Механическая тяга в горной местности. М., 1970.
2. Кереселидзе Ш. Я. — Теоретическое исследование динамики датчика стабилизатора вертикальности остова склонохода. Труды XVI, ГрузНИИМЭСХ, 1970.
3. Хачатрян Х. А. — Работа сельскохозяйственных агрегатов на сильно пересеченной местности. Изд. АН Арм. ССР, Ереван, 1965.
4. Хохлов И. М. — Эксплуатация машин в горном земледелии. Тбилиси, 1953.
5. Хохлов И. М., Дроздов Г. — Проблемы механизации горного земледелия. Тб., 1965.



Г. Я. ШХВАЦАБАЯ

**НАУЧНЫЕ ДОСТИЖЕНИЯ УЧЕНЫХ ФАКУЛЬТЕТА МЕХАНИЗАЦИИ,
 ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ, ГИДРОТЕХНИКИ И МЕЛИОРАЦИИ ГРУЗИНСКОГО
 СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ИНСТИТУТА**

Встречая полувековой юбилей образования Союза ССР и наша республика может гордиться своими достижениями.

Из отсталой аграрной страны Грузия стала республикой высокоразвитой индустрии и сельского хозяйства. Большие изменения произошли в сельском хозяйстве. Расширились посевные площади за счет освоения новых и осушения богатейших земель Колхидской низменности. Созданы такие отрасли, как чаеводство, цитрусоводство; расширены виноградарство, табаководство, свекловодство, овцеводство, садоводство и др. Неуклонно развивается животноводство.

Электричество стало одним из видов сельской энергетики.

Все эти достижения социалистического строительства являются результатом претворения в жизнь ленинской национальной политики, самоотверженного труда рабочих, крестьян и интеллигенции Грузии, дружеской помощи всех народов нашей великой Родины.

Самые необыкновенные свершения в сельском хозяйстве республики связаны с техникой. На сегодняшний день в сельском хозяйстве Грузии работает более 35 тыс. тракторов (в переводе на 15-сильные с соответствующим количеством сложных с/х машин) и около 25 тыс. автомобилей. А началось все фактически на голом месте. И начало это связано с Грузинским сельскохозяйственным институтом, во главе с высокообразованным инженером, профессором К. М. Амираджиби.

К новому делу проф. Амираджиби привлек инженера-электрика проф. А. И. Дидебулидзе и молодых специалистов А. П. Кизирия, В. И. Хоперия, М. Г. Тевдорадзе, Д. Д. Цицишвили (бессменного декана факта механизации в продолжении 20 лет), С. Чочия, И. И. Хохлова, К. Б. Лежава, В. В. Махалдиани, Р. Р. Двали и др. Проф. К. М. Амираджиби лично

знал большого русского ученого, основоположника науки о с/х машинах, академика В. П. Горячкина и являлся его последователем и пропагандистом его теоретических воззрений. Таким образом, грузинская наука сельскохозяйственных машин с первых дней своего существования питалась благими плодами горячкинского наследия.


Сегодня питомцы нашего института не только успешно руководят и управляют сложной техникой в колхозах и совхозах, но и совершенствуют их конструкции и создают новые оригинальные машины для возделывания и уборки ведущих технических культур в хозяйствах республики.

Сельское хозяйство Грузии отличается спецификой возделываемых здесь, экономически ведущих, многолетних культур с одной стороны, а с другой — условиями климата и горного рельефа, предъявляющих особые требования к агротехнике, селекции, механизации и электрификации, ирригации, к решению вопросов борьбы с эрозией почв и т. п. Своеобразными чертами характеризуется наше животноводство, рассредоточенное по фермам преимущественно небольших размеров, эксплуатирующее разбросанные по горным склонам и высокогорьям пастбища и сенокосы.

Несмотря на сложность проблем механизации в разнообразных и специфических условиях Грузии, ученые и специалисты за сравнительно короткий срок создали и внедрили в производство горные и горно-равнинные самоходные шасси с механизмами автоматического выравнивания остова при работе на склонах. Разработан и проходит испытания горно-равнинный трактор с четырьмя ведущими колесами, с гидравлическим приводом. Создан ряд специальных машин для возделывания и уборки чая. Разработаны теоретические основы работы машин на склонах и высокогорных условиях, изучены устойчивость тракторных агрегатов на склонах и косогорах и влияние высоты над уровнем моря на работу двигателя трактора. Создан комплекс новых контрольно-измерительных приборов и разработаны методы их применения для исследования и испытания тракторов и сельскохозяйственных машин и т. д.

В этих достижениях немалая доля падает и на ученых и специалистов кафедр факультета механизации и электрификации нашего института, где наряду с подготовкой кадров высшей квалификации, широко ведутся и научно-исследовательские работы.

Так например, с самого начала организации кафедры тракторов и автомобилей (зав. кафедрой академик Академии наук ГССР В. В. Махалдiani) занимается исследованием тракторов, автомобилей и их двигателей в высокогорных местностях и разрабатывает устройство, улучшающее показатели этих машин. В этом направлении получены ощутимые результаты, в частности, разработана обобщенная теория, дающая возможность расчета параметров двигателя с учетом высотных условий. Эти результаты опубликованы в различных учебниках и монографиях.



На кафедре разработаны двигатель с автоматической изменяющейся степенью сжатия, «Высотные головки» для тракторного двигателя, режущие органы состава горючей смеси для карбюраторных двигателей. На кафедре также разработана новая методика исследования рабочего процесса двигателей и прибор для этой цели (руководитель доц. В. А. Окропиридзе). По рекомендации Государственного комитета по науке и технике Совета Министров СССР, при кафедре организована специальная лаборатория, которая успешно работает по внедрению данного метода.

Для обработки междурядий виноградников, на кафедре почвообрабатывающих машин (зав. кафедрой проф. Д. Гугушвили) разработана почвенная фреза с вертикальной осью вращения, которая с успехом может быть использована как на равнинах, так и на склонах.

Большие работы проводятся кафедрой по усовершенствованию системы машин для комплексной механизации виноградниковых питомников, как, например, глубокорыхлитель плантажа, машина для выкопки саженцев, столбостав с применением механизма прямого Чебышева и др.

На кафедре эксплуатации машинно-тракторного парка (зав. кафедрой доц. Г. Шаламберидзе) разработана система машин для улучшения лугов и пастбищ в горных районах.

Изучены эксплуатационные показатели и расход топлива тракторных агрегатов в высокогорных районах и на склонах.

Проведены исследования по технологии и подбора системы машин для закладки ступенчатых террас для субтропических культур.

Под руководством зав. кафедрой ремонта машин доц. И. Тушишвили на кафедре проводятся исследования износа и повреждения машин, с учетом горно-климатических условий Грузии, с последующим восстановлением их методом типизации технологических процессов.

Проводятся исследования по диагностике, надежности и долговечности тракторов и с/х машин, работающих на горных склонах. На кафедре изучены характер повреждений узлов и деталей часеборочной техники. Под руководством проф. А. Кечхуашвили создан автомат к культиватору для междустовой обработки виноградников.

На кафедре «гидротехнических сооружений» (зав. кафедрой О. Натишвили) разработан новый метод прогноза волнообразования наносонесущего потока на быстротоках; разработан новый метод прогноза занесения водохранилищ. Сотрудники кафедры в содружестве с ГрузНИИГИМ разработали и составили макет временных технических указаний по гидравлическому расчету селетранспортирующих сооружений.

На кафедре электротехники (зав. кафедрой доц. Ш. Абзианидзе) разработан метод и установка для обогрева закрытого грунта парников коаксиальными обогревателями.



Для испытания и научных исследований тракторов, автомобилей и других мобильных машин всюду, где требуются механические измерения тяговых сопротивлений, тяговых усилий, вращающих моментов, работы и мощности на валах и в тяговых устройствах, а также для составления технических норм расхода топлива и норм выработки тракторных агрегатов по энергозатратам рабочего процесса. На кафедре уборочных и животноводческих машин под руководством проф. Г. Шхвацабая разработаны новые конструкции и методы применения вращательного реверсивного динамографа и работомера. Разработаны также и приспособления для их установки на ведущих валах ходовых колес машины и на промежуточном валу двигателем и коробкой передач трактора.

Для решения таких важных проблем, как техническое нормирование и учет механизированных работ в сельскохозяйственном производстве под руководством доц. М. Ошоридзе разработаны новые методы и соответствующие приборы для учета и измерения затраты удельной энергии на рабочие процессы в сельском хозяйстве.

В тематике кафедры большое место занимают теоретические и экспериментальные исследования технологии механики выборочного, в зависимости от высоты побега, сбора чая. Обоснован наиболее рациональный принцип сбора чая машиной ЧА-900 изобретателя Н. А. Костава и разработаны теоретические основы действия ее рабочих органов. ЧА-900 и ее модификация ЧА-650 способны эффективно собирать чайный лист и на склонах до 17° и на мелкоконтурных плантациях чая.

Под руководством доц. Г. Кемоклидзе совместно с ассистентом Н. Сургуладзе разработана новая конструкция доильного аппарата для местных пород коров.

Во всех этих исследованиях выше перечисленных кафедр, помимо аспирантов и молодых специалистов, участвуют и студенты последних курсов.

Многие теоретические разработки института широко используются другими научно-исследовательскими учреждениями для разработок новых конструкций машин и механизмов для возделывания и уборки ряда специфических технических культур.

Вместе с этим ученые института написали более 30 оригинальных учебников и учебных пособий по специальным техническим дисциплинам, опубликовали свыше 500 научных работ, подготовили 120 кандидатов и 12 докторов наук по самым различным вопросам механизации сельского хозяйства.

Я не сомневаюсь, что ученые и специалисты нашего института с честью выполняют свои обязательства для претворения в жизнь тех задач.

которые начертаны XXIV съездом КПСС перед труженниками сельского хозяйства.

Залогом тому наши традиции, наши кадры — с особым качеством ученых, сосредоточенных в вузах. Ученых, привыкших и умеющих неразрывно вести одновременно два огромной важности дела: заниматься наукой и воспитывать кадры специалистов сельского хозяйства.

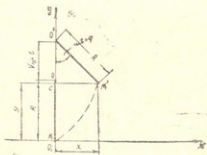
მ. ბუბუშვილი, ი. ზაფაძე

ვენახის მწკრივთაშორისების დაძვრაზე დასაბუთებულად კულტივატორის ავტომატური საბრუნო თათის ტრაექტორიის მათემატიკური ანალიზი

ვენახის მწკრივთაშორისების დაძვრაზე დასაბუთებულად კულტივატორის ავტომატური საბრუნო თათის ტრაექტორიის დადგენას.

საბრუნო თათის მუშაობის დროს R მჭრელი პირის ყოველი წერტილი ასრულებს რთულ მოძრაობას (სურ. 1)—წრიულს O წერტილის გარშემო ω კუთხური სიჩქარით (სადაც φ იცვლება საზღვრებში $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{4}$) და გადატანით მოძრაობის $V_{აგვ}$ სიჩქარით.

განვიხილოთ R მჭრელი პირის ბოლო M წერტილის მოძრაობის ტრაექტორია, სადა φ კუთხის მნიშვნელობა $\varphi = \omega t$ კუთხით შემობრუნების დროს t დროის განმავლობაში O წერტილი (ე. ი. მჭრელი პირის წერტილი) გადაადგილდება $V_{აგვ} \cdot t$ მანძილზე და M წერტილი დაიჭერს M' მდებარეობას. აღვნიშაოთ M' წერტილის კოორდინატები x და y -ით, მაშინ მივიღებთ: $x = O'M' \sin \omega t$,



სურ. 1.

მაგრამ $O'M' = R$, ე. ი.

$$x = R \sin \omega t$$

ვიანგარიშოთ y კოორდინატა:

$$y = MO' - M'O' \cos \omega t$$

$$MO' = R + V_{აგვ} \cdot t$$

$$M'O' = R$$

$$y = V_{აგვ} \cdot t + R(1 - \cos \omega t)$$

სამოლოდ მივიღებთ

$$\left. \begin{aligned} x &= R \sin \omega t \\ y &= V_{\text{აგრ}} t + R(1 - \cos \omega t) \end{aligned} \right\}$$



(1) გამოსახავს M წერტილის მოძრაობის განტოლებას პარამეტრული სახით.

რომ მივიღოთ ტრანექტორიის განტოლება, საჭიროა (1) ფორმულიდან გამოვრიცხოთ t . ამისათვის ფორმულიდან $x = R \sin \omega t$ ვანვსახდვრავთ t -ს, მივიღებთ:

$$\omega t = (-1)^k \arcsin \frac{x}{R} + k\pi, \quad \text{სადაც } k = 0, 1, 2, 3, \dots$$

$$t = \frac{1}{\omega} (-1)^k \arcsin \frac{x}{R} + k\pi.$$

შემდეგ შევიტანთ t -ს მნიშვნელობას y -ის ფორმულაში

$$y = \frac{V_{\text{აგრ}}}{\omega} (-1)^k \arcsin \frac{x}{R} + \frac{V_{\text{აგრ}}}{\omega} k\pi + R \left\{ 1 - \cos \left[(-1)^k \arcsin \frac{x}{R} + k\pi \right] \right\}$$

$$\text{შემოვიღოთ აღნიშვნა: } \lambda = \frac{V_{\text{აგრ}}}{\omega}$$

რადგან $\cos(\alpha + \beta) = \cos \alpha \cdot \cos \beta - \sin \alpha \cdot \sin \beta$.

მივიღებთ $\cos \left[(-1)^k \arcsin \frac{x}{R} + k\pi \right] =$

$$= \cos(-1)^k \arcsin \frac{x}{R} \cdot \cos k\pi - \sin(-1)^k \arcsin \frac{x}{R} \cdot \sin k\pi.$$

ვინაიდან $\sin k\pi = 0$, სადაც $k = 0, 1, 2, 3, \dots$

მაშინ

$$\sin(-1)^k \arcsin \frac{x}{R} \cdot \sin k\pi = 0.$$

ცნობილია შექცეულ ტრიგონომეტრიულ ფუნქციათა შორის შემდეგი დამოკიდებულება

$$x = \sin y$$

$$y = \arcsin x, \quad \text{სადაც } -\frac{\pi}{2} \leq y \leq \frac{\pi}{2}$$

$$\cos y = \sqrt{1 - \sin^2 y}$$

$$\cos y = \sqrt{1 - x^2}, \quad \text{ე. ი.}$$

$$\cos \arcsin x = \sqrt{1 - x^2}$$

ჩვენი შემთხვევისათვის;

$$\cos \operatorname{arcsin} \frac{x}{R} = \sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}$$

მაშინ:

$$y = (-1)^k \lambda \operatorname{arcsin} \frac{x}{R} + k\pi + R - (-1)^k R \sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}} \quad (2)$$

მივიღეთ საბრუნო სამუშაო ორგანოს M წერტილის ტრანექტორიის განტოლება.

ვინაიდან ჩვენი შემთხვევისათვის სამუშაო ორგანოს მობრუნების კუთხე იცვლება საზღვრებში $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{4}$, მაშინ (1) ფორმულიდან გამოდის, რომ:

$$0 \leq x \leq \frac{\sqrt{2}}{2} R$$

საჭიროა (2) ფორმულის საშუალებით მოვნახოთ y ღერძზე ტრანექტორიის გადაკვეთის წერტილები. ამისთვის (2) ფორმულაში დავუშვათ, რომ $x=0$. მაშინ:

$$y^* = \lambda k\pi + R - (-1)^k R, \quad \text{სადაც } k=0, 1, 2, \dots$$

როდესაც k ღუწი რიცხვია, ე. ი. $k=2n$, მივიღეთ:

$$y^*_n = 2n\pi\lambda \quad (3)$$

ხოლო, როდესაც k კენტია, ე. ი. $k=2n+1$ მაშინ:

$$y^*_n = (2n+1)\pi\lambda + 2R \quad (4)$$

ტრანექტორიის ასაგებად საჭიროა ვისარგებლოთ (3) ფორმულით, ვინაიდან საწყისი მომენტში, როდესაც $n=0$, გამოდის რომ $y^*_n=0$.

$k=2n$ და $k=2n+1$ დროს ტრანექტორიის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$k=2n$$

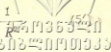
$$y_n = \lambda \operatorname{arcsin} \frac{x}{R} + 2n\pi\lambda + R - R \sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}} \quad (5)$$

$$k=2n+1$$

$$y_n = -\lambda \operatorname{arcsin} \frac{x}{R} + (2n+1)\pi\lambda + R + R \sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}} \quad (6)$$

ცნობილია, რომ თუ ფუნქციის წარმოებულს რაღაც შუალედში ყველგან დადებითია, მაშინ ფუნქცია ამ შუალედში იზრდება და, პირიქით.

ჩვენი შემთხვევისათვის ვიპოვეთ ჯერ (5) ფორმულის პირველი რიგის წარმოებულს:



$$y_n' = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R} + R \frac{x}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R^2}$$

ამოვხსნათ უტოლობა: $y_n' > 0$.

$$\frac{\lambda}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R} + R \frac{x}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R^2} > 0.$$

$$y + \lambda > 0, \quad \text{ე. ი. } x > -\lambda$$

მივიღეთ სისტემა:

$$\begin{cases} x > -\lambda \\ 0 \leq x \leq \frac{\sqrt{2}}{2} R \end{cases}$$

ე. ი. (5) შემთხვევის დროს ფუნქცია იზრდება $0 \leq x \leq \frac{\sqrt{2}}{2} R$

შუალედში.

გამოვთვალოთ პირველი რიგის წარმოებულს (6) ფორმულისათვის:

$$y_n' = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R} - \frac{x}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R} \quad (6')$$

ამოვხსნათ აქაც უტოლობა: $y_n' > 0$

$$-\lambda - x > 0, \quad \text{ე. ი. } x < -\lambda$$

მივიღეთ სისტემა:

$$\begin{cases} x < -\lambda \\ 0 \leq x \leq \frac{\sqrt{2}}{2} R \end{cases}$$

ამ სისტემას არა აქვს ამოხსნა. თუ ავიღებთ $y_n' < 0$, მაშინ მივიღებთ, რომ (6) ფუნქცია კლებადია, ე. ი. (6) ფუნქცია შუალედში $0 \leq x \leq \frac{\sqrt{2}}{2} R$ კლებადია.

ვინაიდან $y_n' \neq 0$ $0 \leq x \leq \frac{\sqrt{2}}{2} R$ შუალედში,

ამიტომ ფუნქციას არა აქვს ექსტრემუმი ამ შუალედში.

განვიხილოთ $\left[0, \frac{\sqrt{2}}{2} R \right]$ შუალედის კიდურა წერტილები. ამოვხსნათ

(5) ფუნქციის მეორე რიგის წარმოებულს;

$$y''_n = \frac{x}{(R^2 - x^2)\sqrt{R^2 - x^2}} + \frac{1}{\sqrt{R^2 - x^2}} + \frac{x^2}{(R^2 - x^2)\sqrt{R^2 - x^2}}$$

$$y''_{(0)} > 0.$$

როდესაც: $x=0$, $y''_{(0)} = \frac{1}{\sqrt{R^2}} > 0.$

ენიიდან $y''_{(0)} > 0$, მაშინ O წერტილში ფუნქცია (5) მიმართულია ზევით და ჩაზნექილია.

განვიხილოთ: $x = \frac{\sqrt{2}}{2}R$ მაშინ: $y''\left(\frac{\sqrt{2}}{2}R\right) > 0.$

ამოგზნათ უტოლობა: $y''(x) > 0.$

$$y''(x) = \frac{x + (R^2 - x^2) + x^2}{(R^2 - x^2)\sqrt{R^2 - x^2}} > 0.$$

მივიღოთ სისტემა:

$$\begin{cases} x > -R^2 \\ 0 \leq x < \frac{\sqrt{2}}{2}R \end{cases}$$

ე. ი. შუალედში ფუნქცია ჩაზნექილია.

(5) განტოლებიდან მოგვებნით y -ის კოორდინატა, როდესაც:

$$x = \frac{\sqrt{2}}{2}R:$$

$$y_n = \lambda \frac{\pi}{4} + 2n\pi\lambda + R - \frac{R}{\sqrt{2}} \quad (7)$$

სადაც: $n = 1, 2, 3, \dots$

და ავავთოთ საბრუნე სამუშაო ორგანოს მოძრაობის ტრაექტორია.

ვიხილავთ მეორე შემთხვევას, როდესაც $k = 2n + 1$

$$y = -\lambda \arcsin \frac{x}{R} + (2n+1)\pi\lambda + R + R\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}};$$

გამოვთვალოთ ამ ფუნქციის მეორე რიგის წარმოებული:

$$0 < x < \frac{\sqrt{2}}{2}R.$$

$$y'_n = -\frac{\lambda}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R} - \frac{x}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot \frac{1}{R}$$



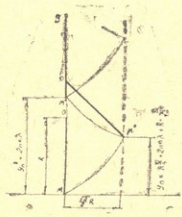
$$y''_n = \frac{\lambda \cdot x}{\left(1 - \frac{x^2}{R^2}\right) \sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}} \cdot R^2} - \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}} \cdot R$$

$$= \frac{x^2}{\left(1 - \frac{x^2}{R^2}\right) \sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}} \cdot R}$$

ძოდესაც: $y'' > 0$

$$-\lambda x - R^2 + x^2 - x^2 > 0$$

შევიღეთ სისტემა:



სურ. 2.

$$\begin{cases} x < -\frac{R^2}{\lambda} \\ 0 \leq x < \frac{\sqrt{2}}{2} R \end{cases}$$

ამ სისტემას არა აქვს ამოხსნა.

განვიხილოთ შემთხვევა $y'' < 0$

$$-\lambda x - R^2 < 0$$

$$\begin{cases} x > -\frac{R^2}{\lambda} \\ 0 \leq x < \frac{\sqrt{2}}{2} R \end{cases}$$

ე. ი. შეაღედში $0 \leq x < \frac{\sqrt{2}}{2} R$ (6) ფუნქცია ამოხსნეილია.

(6) ტოლობიდან ვიპოვოთ y , როდესაც $x = \frac{\sqrt{2}}{2} R$

$$y = -\lambda \frac{\pi}{4} + (2n+1)\pi + R \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}}\right) \quad (8)$$

შევარჩევთ რა λ , R და n , მნიშვნელობებს, ვაცებთ ოპტიმალურ ტრაექტორიას ფორმულებით (სურ. 2):

$$x = 0$$

$$y_n = 2n\pi$$

$$x = \frac{\sqrt{2}}{2} R$$

$$y_n = \lambda \frac{\pi}{4} + 2n\pi + R - \frac{R}{\sqrt{2}}$$



ტრაექტორიის ასაგებად (3) და (7) ფორმულებში შემავალი λ , R და n სიდიდეების ცვლილებებითა და მათი მათემატიკური განჯარიშებით შესაძლებელია საჭიროა შეირჩეს ისეთი ტრაექტორია, რომლის დროსაც მანქანის მუშაო ორგანოს ტრაექტორია იქნება ოპტიმალური, ე. ი. დატოვებული იქნება მინიმალური დაუმუშავებელი ფართი მცენარის ვარშემო.

М. ГУГУШВИЛИ, Э. ШАПАКИДЗЕ

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРАЕКТОРИИ ПОВОРОТНОЙ ЛАПЫ КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ МЕЖКУСТОВОЙ ОБРАБОТКИ ВИНОГРАДНИКА

Резюме

Для определения характера движения поворотного рабочего органа культиватора в почвенной среде, в статье рассматривается траектория движения поворотной лапы. При её работе любая точка лезвия, длиной R совершает сложное движение: вращательное вокруг точки O со скоростью ω (где угол φ меняется в пределах $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{4}$) и поступательное V_{agr} со скоростью агрегата.

Абсолютное движение конечной точки M поворотной лапы в параметрической форме выражается по формуле:

$$\begin{cases} x = R \sin \omega t \\ y = V_{agr} t + R(1 - \cos \omega t) \end{cases}$$

После исключения из формулы времени t и некоторых преобразований получаем уравнение траектории конечной точки поворотного рабочего органа:

$$y = (-1)^k \lambda \arcsin \frac{x}{R} + k\pi + R - (-1)^k R \sqrt{1 - \frac{x^2}{R^2}}$$

Посредством анализа уравнения траектории движения поворотной лапы можно установить формулы для построения траектории движения лапы:

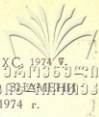
$$\begin{aligned} y_n &= 2n\pi\lambda \\ y_n &= \lambda \frac{\pi}{4} + 2n\pi\lambda + R - \frac{R}{\sqrt{2}} \end{aligned}$$

где: $\lambda = \frac{V_{agr}}{\omega}$ — кинематический показатель машины, который значительно влияет на качество работы машины.

Изменением величин λ , R , n , которые входят в формулы и с помощью их математического расчета можно подобрать оптимальную траекторию движения поворотной лапы, т. е. когда остается допустимая минимальная необработанная площадь вокруг растения.

ლიტერატურა

1. Корн Г. и Корн Т.—Справочник по математике. Изд-во „Наука“, М., 1968.
 2. Турбин Б. Г. и др.—Сельскохозяйственные машины. Изд-во „Машиностроение“, Л., 1967.
 3. შხვაციანი ვ., თშორიძე მ.—სასოფლო-სამეურნეო მანქანების დარღები, თბ., 1971.
-



А. Г. КЕЧУАШВИЛИ

ВЛИЯНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ ТОЧНОСТЬ УСТРОЙСТВ

На современном этапе развития техники важное значение имеет разработка методов точностного расчета механизмов сельскохозяйственных машин с целью определения влияния погрешностей размера, формы и положения на отклонение конечного звена и увеличения эксплуатационных качеств машины.

Расчет кинематической точности особенно важен для горных машин, в которых первичные ошибки размера, формы и положения на наклонной плоскости приобретают предельные значения функциональных погрешностей.

Надежность и долговечность устройств для межкустовой обработки почвы зависят от их кинематической точности. Поэтому необходимо знать не статические данные размеров, например, не дискретные значения размерной цепи, а кинематическую цепь, дающую возможность рассмотреть исследуемый механизм в движении.

Первичные элементарные погрешности изготовления, размера, формы и положения воздействуют на ведомое звено, как общая комплексная погрешность и изменяются в зависимости от угла поворота ведущего звена. Для определения эксплуатационной точности, кроме систематических, случайных и грубых ошибок, необходимо определить функциональные ошибки, для которых может быть установлена связь с породившими ее факторами, определяющими заранее величину и характер изменения этой ошибки.

При ведущей и ведомой кинематической паре, значение приведенной действующей погрешности будет зависеть от контура и положения звена. Следовательно, при вращении звена указанная погрешность представляется как функция угла поворота, или времени. Поскольку указанная функция является непрерывной и определенной, поэтому возможно кинематическую точность данной пары исследовать математически.

Имея кинематическую цепь с любым количеством взаимодействующих звеньев, установив линии действия при помощи теории реальных механизмов проф. Н. А. Калашникова [1, 2] и методике к. т. н. П. И. Фролова [3] можно определить избыточное перемещение, вызванное геометрическим отклонением звеньев, являющееся приведенной функциональной ошибкой. Для проведения точностного расчета устройства, условно разделяем исследуемый механизм на элементарные механизмы, для которых находим закон передачи движения, определяем функциональные ошибки и суммируем их с учетом характера передачи.

В автоматических устройствах для межкустовой обработки почвы выходным звеном является золотник гидравлического распределителя, погрешность перемещения которого, может вызвать преждевременный поворот лапы или запаздывание перемещения. В результате этого увеличивается огрехи или повреждается растение. Поэтому, расчет на точность или нахождение приведенных функциональных ошибок передвижения золотника, имеет важное значение для определения надежности работы, маневренности, точности и чувствительности указанного устройства.

Ниже приводим, для примера, методику расчета на точность устройства ЭГАУ-1,5—2,5 Грузинского СХИ.

1. Методика расчета погрешностей составляющих звеньев

Принципиальная схема автоматического устройства (рис. 1) состоит из следующих звеньев: 1. Импульсного рычага, 2. Оси импульсного рычага, 3. Плеча, 4. Тяги, 5—6. Плечей, треугольника. 7. Тяги, 8. Штока золотника, 9. Пружины и 10. Гидравлического усилителя.

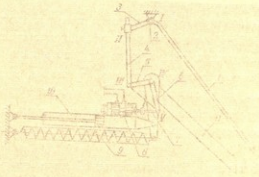


Рис. 1.

Принцип работы этого механизма состоит в следующем: при задевании импульсного рычага-1 о ствол растения он поворачивается вместе со своей осью-2 под определенным углом. В верхней части оси жестко за-

реплено плечо-3, которое поворачивается на тот же угол и воздействует на тягу-4, которая со своей стороны связана со штоком поршня золотника-8. Поршень перемещается влево и открывает отверстия слева. Давление гидроусилителя-10 освобождается от давления масла и при движении влево вместе с поворотной лапой культиватора.

Рассмотрим отдельные звенья этого устройства и рассчитаем их функциональные погрешности, в зависимости от перекоса, деформации изгиба, упругой деформации, зазора, погрешности размера, непостоянства плеча по углу поворота и эксцентриситета, а затем определим суммарную погрешность или точность перемещения золотника.

Для расчета точностных величин кинематической цепи, составляющие звенья обозначим цифрами 1, 2, 3 и т. д., а погрешности звеньев индексами. Так, например, ΔL_{11} — пусть будет первая ошибка первого звена, аналогично ΔL_{21} — вторая ошибка первого звена, а ΔL_{12} — первая ошибка второго звена и т. д. Суммарную погрешность одного вида погрешности через — ΔL_1 , а второго вида через — ΔL_2 , и т. д. Окончательную суммарную погрешность или величину перекрытия золотника, обозначим через — ΔL .

Влияние погрешности перекоса на точность перемещения золотника

Начальным звеном автоматического устройства является импульсный рычаг. Следует отметить, что точность перемещения поршня золотника зависит в основном от чувствительности импульсного рычага.

Рассмотрим пару: рычаг-палец. Импульсный рычаг закрепляется в рычагодержателе при помощи пальца. Зазор между рычагом и пальцем может вызвать перекос рычага в горизонтальной плоскости в зависимости

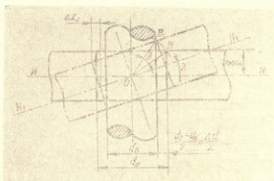


Рис. 2.

от его положения, вследствие чего должен уменьшиться угол поворота рычага. На рис. 2 схематически показан перекос рычага (I—I положение).

Величину погрешности определим из уравнения

$$\Delta r = \Delta r_z = \frac{b}{2} \sin \lambda \approx \frac{b}{2} \lambda$$

где: b — диаметр сечения рычага,

λ — угол перекоса.

Из рис. 2 видно, что величина угла перекоса находится в функциональной зависимости от величины зазора, т. е.

$$\lambda = \frac{\Delta d}{2} \frac{2}{b} = \frac{\Delta d}{b},$$

тогда уравнение (1) примет вид

$$\Delta r = \frac{\Delta d}{2} = \frac{d_0 - d_b}{2}$$

где d_0 — диаметр отверстия, а d_b — диаметр пальца.

Парциальную ошибку можно получить из следующего выражения:

$$\begin{aligned} \Delta L_{\varphi} &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\Delta d}{2} \sin 2\varphi d\varphi = \frac{\Delta d}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin 2\varphi d\varphi = \frac{\Delta d}{2} \frac{(\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi_2)}{2} = \\ &= \frac{\Delta d}{4} (\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi_2) \end{aligned} \quad (2)$$

Аналогично получим значения погрешностей других звеньев подверженных перекосу в работе. Суммируя, определим суммарную погрешность вызванной от перекоса ΔL_{φ} .

Влияние деформации изгиба

Импульсный рычаг. Импульсный рычаг закрепляется в рычагодержателе таким образом, что при его повороте 45° расстояние между концами рычага и лапы была равна 8—10 см, которое достаточно для предохранения растения от повреждения.

Во время работы импульсный рычаг изгибается. При изгибе рычага длина его уменьшается, уменьшается также расстояние h , а иногда рычаг может перекрыть конец лапы. В этом случае лапа повернется недостаточным углом и повредит ствол растения.

Максимальный изгиб может получиться в том случае, когда сила приложена в конце рычага. Обозначим приложенную силу на рычаг буквой — P , расстояние от точки приложения силы до места закрепления рычага — h , а радиус сечения рычага — r_v , начальные и конечные углы его поворота $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 = 45^\circ$.



Величина прогиба Δx будет равна

$$\Delta x = \frac{p \cdot h^2}{3EI}$$

а угол изгиба $\Delta \beta$ определяем по формуле:

$$\Delta \beta = \frac{ph^2}{2EI}$$

В этом случае погрешность радиус-плеча составит: $\Delta r = \frac{b}{2} \Delta \beta$ тогда подставляя значение $\Delta \beta$ в выражение для Δr , получим:

$$\Delta r = \frac{b}{2} \frac{ph^2}{2EI}$$

Интегрирование данного выражения, в пределах от φ_1 и φ_2 даст величину погрешности вдоль линии действия рычага:

$$\Delta L_{21} = \frac{b}{2} \frac{ph^2}{2EI} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\varphi = \frac{b}{2} \frac{ph^2}{2EI} (\varphi_2 - \varphi_1) \quad (3)$$

где $I = \frac{\pi r_0^4}{4}$

Аналогично определим значения погрешностей других звеньев подверженных изгибу. Суммируя, получим суммарную погрешность от изгиба — ΔL_{22} .

Влияние упругой деформации

При работе автоматического устройства культиватора упругой деформации подвергается импульсный рычаг и другие звенья. Погрешность плеча, вызванная упругой деформацией импульсного рычага будет:

$$\Delta R = \frac{r_0}{2} \left(\frac{ph^2}{2EI} \right)^2 \quad (4)$$

где r_0 — радиус поперечного сечения рычага.

p — величина силы приложенной на импульсный рычаг.

h — расстояние от точки приложения силы до места закрепления рычага.

E — модуль упругости.

$I = \frac{\pi r_0^4}{4}$ — полярный момент инерции рычага.

Интегрирование формулы (4) в пределах углов поворота, дает величину упругой деформации импульсного рычага:

$$\Delta L_{111} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Delta R d\varphi = \frac{r_0}{2} \left(\frac{ph^2}{2EI} \right)^2 (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (5)$$



Вследствие неточной технологической обработки составляющих элементов автоматического устройства возможные зазоры будут в шарнирах III, IV, V.

Наличие зазора отрицательно действует на углы поворота плеч, а чрезмерные зазоры уменьшают углы поворота плеч. Обозначим первичное теоретическое положение сопряженных деталей сплошной линией, а конечное действительное положение пунктиром. Отклонение плеча вдоль его поперечной оси характеризуется отрезком H . Указанный отрезок является функцией величины зазора.

В том случае, если $d_0 > d_b$ прогрессность радиус-плеча, вызванная отклонением плеча, будет

$$\delta r_6 = \frac{d_0 - d_b}{2}.$$

Интегрирование данного выражения дает уравнение кинематического воздействия зазора на процесс работы плеча

$$\Delta L_{IV} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d_0 - d_b}{2} d\varphi = \frac{\Delta d}{2} (\varphi_2 - \varphi_1) \quad (6)$$

Смещение плеча в результате зазора изменяет радиус-плечо на величину $\delta r = \frac{\Delta d}{2} \sin \varphi$. Тогда кинематическое влияние этого фактора на перемещение золотника выразится:

$$\Delta L_{IV} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\Delta d}{2} \sin \varphi d\varphi = \frac{\Delta d}{2} (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2).$$

Влияние погрешности размера

Для слаженной работы устройства большое значение имеет точное изготовление плеч [3, 5, 6]. Технологическая ошибка может нарушить теоретическое расстояние перемещения поршня.

Обозначим действительный размер плеча через r_6 , теоретический — через r_m , а погрешность плеча — δr_m , прогрессность размера вызванная в процессе работы через ΔL_{IV} , тогда $\delta r_m = r_6 - r_m$ и

$$\Delta L_{IV} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \delta r_m dx = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} (r_6 - r_m) dx = (r_6 - r_m) (\alpha_2 - \alpha_1) \quad (7)$$



Поворот оси на угол φ вызывает поворот плеча на тот же угол α . Поэтому между ними существует следующая зависимость

$$\sin \alpha = r_0 \varphi, \quad \alpha = \frac{r_0 \varphi}{r_m}$$

Если значение α внесём в выражение (7), получим

$$\Delta L_{IV} = \frac{r_0(r_0 - r_m)}{r_m} (\varphi_2 - \varphi_1) \quad (8)$$

где r_0 — радиус оси импульсного рычага.

φ — угол поворота оси.

Влияние непостоянства плеча по углу поворота

При передаче движения от ведущего звена к ведомому звену, погрешность неизбежна. В нашем случае ведущим звеном является треугольник, а ведомым золотник распределителя. Передача движения от треугольника к золотнику происходит аналогично кривошипно-шатунного механизма. Указанный узел состоит из штока [7], золотника и из кривошипных плеч [5, 1) треугольника.

Для точной трансформации движения от ведущего звена [5, 6] к ведомому, необходимо обеспечить постоянство плеча по углу поворота, т. е. $r_0 = \text{const}$. Однако, в данном механизме устройства, аналогично с кривошипно-шатунным механизмом, при повороте на различных углах $r_0 \neq \text{const}$.

Для нахождения закона трансформации движения в данном механизме устройства и определения погрешности от непостоянства плеча по углу поворота пользуемся выражением, предложенным И. И. Приймак [3]

$$\Delta L_{VI} = \int_0^{\Delta \varphi} \delta R_m d\Delta \varphi = R_m (1 - k) \Delta \varphi. \quad (9)$$

или подставляя значение K получим:

$$\Delta L_{VI} = R_m \left[1 - \left(\sin \Delta \varphi + \frac{R_m}{2H} \frac{\sin 2\Delta \varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_m}{H}\right)^2}} \sin \Delta \varphi \right) \right] \Delta \varphi \quad (10)$$

где φ — угол, образуемый кривошипом с направлением движения штока золотника,

R_m — длина кривошипа,

k — коэффициент трансформации движения, характеризующий неравномерность передачи движения в механизме данного устройства,

H — длина шатуна.

Влияние эксцентриситета

Погрешность от эксцентриситета возникает в местах шарнирного соединения устройства и чем больше число звеньев, тем больше величина погрешности от эксцентриситета.

Погрешность от эксцентриситета возникает в результате несовпадения геометрических осей звеньев и центра вращения изменяющий нормальную величину радиус-плеча. Допустим, что геометрический центр звена (рис. 3) смещен от центра вращения на величину $0-O_1=e=AC$.

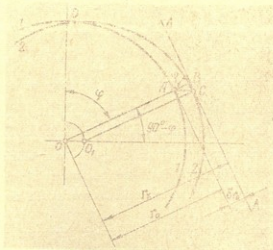


Рис. 3.

Тогда радиус $OB=r_r$ по сравнению с радиусом $OA=r_0$ увеличится на величину δr_0 и получим

$$r_r = r_0 + \delta r_0.$$

Ввиду малости величины эксцентриситета, по сравнению с радиусом, можно пренебречь разностью в длинах между дугой BC и ее хордой, тогда

$$\delta r_0 = e \sin \varphi$$

где φ —угол наклона радиуса от вертикали в центре вращения.

Избыточное смещение звена в результате эксцентриситета, приведенной к линии действия равно:

$$\Delta L = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \delta r_0 d\varphi$$

Подставив значение δr_0 получим погрешность радиус-плеча, как функцию эксцентриситета

$$\Delta L_{\text{вп}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} e \sin \varphi d\varphi = e (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2).$$

При совпадении начала отсчетов с нулевой фазой эксцентриситета или при $\varphi_1 = 0$ и $\cos \varphi_1 = 1$, формула примет вид.

$$\Delta L_{vII} = e(1 - \cos \varphi_1)$$



Величина перекрытия золотника

Для получения величины перекрытия золотника находим общую приведенную функциональную ошибку, суммированием всех погрешностей:

$$\Delta L = \Delta L_I + \Delta L_{II} + \Delta L_{III} + \Delta L_{IV} + \Delta L_V + \Delta L_{VI} + \Delta L_{VII}$$

II. Точностная оценка устройства

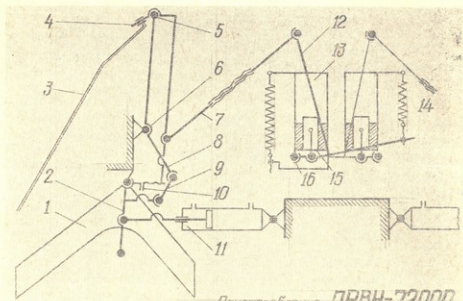
Опуская описание расчета кинематического воздействия функциональной ошибки, на основании вышесказанной методики, приводим точностную оценку серийного устройства ПРВН-7200 Одесского завода им. «ОР».

В настоящее время для междурядной обработки в неукрытых виноградниках применяется серийное приспособление ПРВН-72000 Одесского завода им. «ОР». Указанное приспособление ввиду сложной принципиальной схемы и конструкции, имеет значительные функциональные ошибки и в результате малой чувствительности и маневренности его применение в неукрытых виноградниках затрудняется.

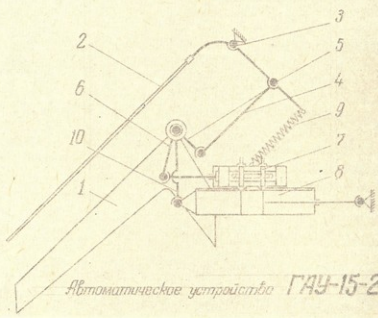
В отличие от укрывных и неукрытых виноградниках необработанная межствольная полоса связана с сорной системой сорняков и представляет сплошную задерченную ступень препятствующая заходу между стволами импульсного рычага и поворотной лапы. В условиях неукрытого виноградника для предотвращения от повреждения и срыва штамба требуется максимальная чувствительность и точность работы поворотной лапы для обеспечения полной надежности процесса.

Ниже приводим описание принципиальной схемы приспособления ПРВН-72000 (рис. 4) и результаты ее расчета на точность.

При перемещении агрегата в междурядья щуп 2 находится в ряду и лежит на упоре 10. При этом золотник находится в среднем положении (масло дросселирует через зазоры золотника) и гидроцилиндр 11 удерживает лапу 1 в ряду. Встретившись с препятствием, щуп поворачивается относительно вертикального шарнира 5, толкает тягу 7, поворачивая рычаг 12 вокруг шарнира 16. Рычаг, через толкатель 15, переключает золотник 13 в положение, при котором масло попадает в штоковую полость гидроцилиндра 11; шток задвигается в корпус гидроцилиндра 11, поворачивает кулак 3 и лапу 1 в направлении движения щупа, т. е. отводит лапу от препятствия. Кулак, при отводе лапы, через шатун 9 поворачивает кривошип 8 вокруг вертикальной оси 6 так, что установленный на его конце шарнир 5 поворота щупа смещается в сторону ряда. При этом




Пристосовление ПРВН-72000



Автоматическое устройство ГАУ-15-25

Рис. 4.



тяга 7 перемещает рычаг 12 в первоначальное положение и золотник восстанавливает свое среднее положение. Таким образом, перемещение лапы соответствует перемещению щупа.

После того как щуп прошел препятствие, пружина 14, через рычаг 12 и толкателя 15, перемещает шток золотника в крайнее положение: рычаг толкает тягу 7 и поворачивает щуп вокруг шарнира в сторону ряда. Масло поступает в поршневую полость гидроцилиндра, выталкивает шток, и лапа входит в ряд; щуп ложится на упор 9; восстанавливая среднее положение штока золотника; лапа останавливается.

Как видно из принципиальной схемы для осуществления обратной жесткой связи в приспособление применяется множество излишних (20) звеньев, чем усложняется конструкция и увеличивается приведенная функциональная ошибка. В таблице 1 приводим перечень измеряемых параметров, соответствующую формулу для расчета функциональной погрешности и сводные значения функциональных погрешностей.

Суммарная функциональная погрешность сводная из всех источников парциальных ошибок составляет 1,769 мм при предельном передвижении золотника 4 мм, погрешность работы приспособления достигает в среднем $30 \div 40\%$.

Приведенные результаты расчета доказывают, что полученная суммарная погрешность перемещения золотника значительно снижает чувствительность и маневренность поворотной лапы, в результате чего затрудняется использование этого приспособления в условиях неукрывных виноградников Грузии.

С целью уменьшения функциональных погрешностей и увеличения точности, маневренности и чувствительности приспособления нами предложена оригинальная принципиальная схема и конструкция автоматического устройства, в которой значительно сокращено количество звеньев.

В предлагаемой принципиальной схеме (рис. 46) на ось вращения поворотной лапы, проходящей через вершину лапы, шарнирно насажено двуплечое коромысло, одно плечо которого связано с импульсным рычагом, а другое с золотником распределителя. Обратная жесткая связь осуществляется при помощи гидравлического трехпозиционного распределителя, жестко насаженного на гидроцилиндр двухстороннего действия связанного шарнирно с поворотной лапой и перемещающийся относительно поршня, шток которого шарнирно закреплен на базовом культиваторе.

При перемещении агрегата в междурядья золотник 7 находится в нейтральном положении и гидроцилиндр 8 удерживает лапу 1 неподвижно. Встретившись с препятствием импульсный рычаг 2 поворачивается на шарнире 3, толкает тягу 4 и при помощи рычагов 5 и 6 переключает золотник 7 для подачи масла в штоковую полость гидроцилиндра 8. Гидроцилиндр задвигается внутрь и при помощи кулака 10 захватывает собой поворотную лапу и распределитель до достижения нейтрального положе-

Գեոմետրիկական սխալներ

 Ինչպես և որտեղ
 (նվազագույն արժեքները)
Փոփոխվող
կամ, արժեք
 Փոփոխվող կամ, արժեք
 Փոփոխվող կամ, արժեք
 Փոփոխվող կամ, արժեք

Սխալ

$$\Delta L_{\varphi} = \frac{\Delta d}{4} (\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi_2)$$

0,210

0,137

 Դեֆորմացիոն
 (սխալ)

$$\Delta L_{II} = \frac{b}{2} \frac{ph^2}{2EI} (\varphi_1 - \varphi_2)$$

0,043

0,020

Սխալ

$$\Delta L_{III} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Delta R d\varphi = \frac{r}{2} \left(\frac{ph^2}{2EI} \right)^2 (\varphi_1 - \varphi_2)$$

0,0114

0,00066

Սխալ

$$\Delta L_{IV} = \frac{\Delta d}{2} (\varphi_1 - \varphi_2)$$

0,082

0,224

Սխալ

$$\Delta L_{V} = \frac{r_1/r_2 - r_2/r_1}{r_m} (\varphi_1 - \varphi_2)$$

0,0726

0,0319

Սխալ

$$\Delta L_{VI} = R_m \left[1 - \left(\sin \Delta\varphi + \frac{R_m}{2H} \frac{\sin^2 2\Delta\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_m}{H} \right)^2 \sin^2 \Delta\varphi}} \right) \Delta\varphi \right]$$

0,409

0,360

Սխալ

$$\Delta L_{VII} = e(1 - \cos \varphi_1)$$


0,213

0,120

Սխալների ֆունկցիոնալային սխալներ

1,7650

5,9335



ния. После освобождения импульсного рычага пружина 9 перемещает его в обратную сторону и при помощи тяги 4 и рычагов 5 и 6 ~~перемещает~~ золотник на подачу масла в другую полость цилиндра 8. Цепочка при помощи кулака 10 перемещает поворотную лапу и золотниковый распределитель в наружную сторону, пока золотник не займет нейтральное положение. Таким образом, поворотная лапа следует за импульсным рычагом и обеспечивает обратную жесткую связь.

В предлагаемом устройстве для выполнения того же самого технологического процесса использованы 10 звеньев вместо двадцати в приспособлении ПРВН-72000.

Приведенные в таблице 1 данные показывают, что в результате упрощения принципиальной схемы устройства, величина приведенной функциональной ошибки уменьшилась вдвое, что со своей стороны увеличило чувствительность, маневренность и надежность устройства.

Величина суммарной функциональной ошибки особо влияет на эксплуатационную надежность и долговечность горных машин. Поэтому необходимо разработать методику расчета кинематической точности для механизмов, работающих в горных условиях.

В условиях работы на наклонной поверхности в механизмах машины сильно изменяются основные источники первичных погрешностей: перекос, прогиб, упругая и пластическая деформации, зазор и эксцентриситет. Поэтому при расчете кинематической точности необходимо учесть влияние угла наклона поверхности на величину суммарной функциональной погрешности.

Литература

1. Кадашиников Н. А. — Основы теории реальных механизмов и их применение на практике. ЦНИИТМАШ, 1942.
 2. Кадашиников Н. А. — Точность в машиностроении и ее законы. Машгиз, 1950.
 3. Приймак П. И. — Расчет точности измерительных приборов методом теории реальных механизмов. Машгиз, 1955.
 4. Приспособление ПРВН-72000. Инструкция, 1972.
 5. Авторское свидетельство № 190113. Кл. 45а, 39/16.
-



ჯ. ზანბალაძე

მეზობელი ფრეზული დანებისა და მოჭრილი ნიადაგის
ანათლის მოძრაობის ანალიზური გამოკვლევა

ფრეზირების პროცესი პასიური იარაღებით ნიადაგის ჰორიზონტის პროცესისაგან განსხვავებით ხასიათდება შემდეგი თავისებურებებით:

1. ფრეზირების დროს დანა ასრულებს გადატანით და ბრუნვით მოძრაობას;
2. დანა ნიადაგის ჰორიზონტში შედის პერიოდულად;
3. ფრეზირებული ნიადაგის ანათლის კვეთი ცვალებადია;
4. ფრეზირების დროს ნიადაგთან კონტაქტში იმყოფება დანების სხვადასხვა რაოდენობა.

როგორც ვიცით, ფრეზული დანები აღწერენ ტრაექტორიას. ეს ტრაექტორიები ერთმანეთის მიმართ განლაგებულია რაღაც ცვალებადი სიდიდით, რომელსაც მიწოდება S ეწოდება.

$$S = \frac{2\pi \cdot r_z}{\lambda \cdot z_x} \quad (1)$$

სადაც: r_z არის ფრეზული დანის მჭრელი პირის მიერ შემოწერილი წრის რადიუსი;

λ —ფრეზული სამუშაო ორგანოს წრიული— v_0 და გადატანით v_2 სიჩქარეთა ფარდობაა $\lambda = \frac{v_0}{v_2}$;

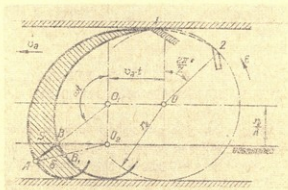
z_x —დისკოს ნახევარწრეზე განლაგებული დანების რიცხვია;

მიწოდების ცვლით იცვლება ანათლის სისქე— z_x .

ვერტიკალური დანით ფრეზირების დროს ანათლის სისქე დანის $0-180^\circ$ -ზე შემობრუნების დროს იცვლება α -დან S -მდე, შემდეგ კი მცირდება S -დან 0 -მდე.

ანათლის სისქის განსაზღვრის შესახებ სხვადასხვა აზრი არსებობს. მაგ., ა.მ. როზენბურგი, [5], ა. ნ. ერიოშინი, ნ. ფ. კანევი და ა. კ. სკრიპინი ანათლის სისქედ ლეზულობენ O_1A წინამდებარე დანის მიერ აღწერილი ტრაექტორიის A წერტილზე გამავალი ნორმალის გადაკვეთ AB_1 —ხაზს (ნახ. 1), ხოლო

ა. დ. დალინი, ი. დ. როზენბლიტი [6] ანათლის სისქეს საზღვრავენ ფრეზული სამუშაო ორგანოს ორი მეზობელი დანის მიერ აღწერილი ტრაექტორიების მიხედვით, სა ცენტრიდან გამავალი რადიუსის გადაკვეთის შედეგად მიღებული AB მონაკვეთით, რომელიც უფრო რეალურია. ი. დ. როზენბლიტის ფორმულა ანათლის სისქეზე სათანადო გარდაქმნებით მიიღებს სახეს:



ნახ. 1.

ფრეზირების დროს მიღებული ანათლის სისქის განსაზღვრული სქემა.

$$z_s = \frac{\lambda \cdot S}{\lambda + \cos \varphi} \cdot \sin \left(\frac{\cos \varphi}{\lambda \cdot z_s + \pi \cdot \cos \varphi} - \varphi \right) \quad (2)$$

სადაც: φ — დანის შემობრუნების კუთხეა.

რადგანაც ანათლის სისქეს განსაზღვრავს AB მონაკვეთი, ამიტომ საჭიროა შევისწავლოთ მეზობელი დანების მიერ აღწერილი ტრაექტორიის განტოლებები.

დავეშვათ, მოცემული გვაქვს ვერტიკალური I_1 სიგანის მქონე დანები, რომლებიც დისკოს Z_0 რადიუსის მიმართ აღგენენ δ კუბზე. მაშინ დისკოს ცენტრიდან დანის სიგანის ბოლო ნაწილამდე მანძილი იქნება $-r_2$, ხოლო მჭრელი პირის გარე ნაწილამდე კი $-r_2 - r_1$ და r_2 -ის მიერ შეღვენილი კუთხეები დისკოს რადიუსის მიმართ აღვნიშნოთ μ და η . ამ სიდიდეთა მნიშვნელობებს r_0 , I_1 და δ -ს მიხედვით ადვილად განვსაზღვრავთ oa_0k okq_0 სამკუთხედებიდან (ნახ. 2):

$$r_2 = 0,5 \sqrt{I_1^2 + 4r_0^2 + 4r_0 \cdot I_1 \cdot \cos \delta} \quad (3)$$

$$r_1 = 0,5 \sqrt{I_1^2 + 4r_0^2 - 4r_0 \cdot I_1 \cdot \cos \delta} \quad (4)$$

$$\mu = \arcsin \frac{I_1 \cdot \sin \delta}{\sqrt{I_1^2 + 4r_0^2 + 4r_0 \cdot I_1}} \quad (5)$$

$$\eta = \arcsin \frac{I_1 \cdot \sin \delta}{2 \cdot r_0 - I_1 - \cos \delta} \quad (6)$$

მაღაც θ არის დანის მჭრელი პირის რადიუსის მიმართ დაყენების კუთხე



ქართული
სსრკ-ის
აქადემიის
სახელმწიფო

$$\theta = \frac{\pi}{2} - (\Theta + \Delta\alpha) - \Delta\varepsilon$$

Θ —დანის აღსვლის კუთხეა $\Theta = 16 \div 20^\circ$.

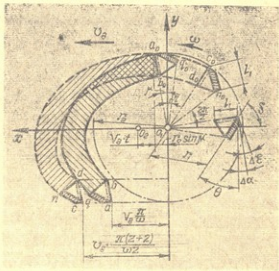
$\Delta\alpha$ —ჭრის უკანა კუთხეა $\Delta\alpha = 3 \div 5^\circ$.

$\Delta\varepsilon = \arctg \frac{\sin \varphi}{\lambda + \cos \varphi}$ კუთხეა დანის წრიულ სიჩქარეს v_0 -სა

და ჭრის სიჩქარეს $v_{\text{ჭ}}$ —შორის.

დავუშვათ, რომ დისკოზე განლაგებულ მებზობელ დანებს შორის მოთავსებული კუთხეებია არის $\frac{2\pi}{z}$ და

რალაც t -დროში დისკოსთან ერთად თითოეული დანა შემობრუნდება ღერძის გარშემო და გადაადგილდება აგრეგატთან ერთად, მაშინ ($a_0, b_0, q_0, c_0, d_0, n_0$ და ა. შ.) დანები დაიკავებენ a, b, q, c, d, n მდგომარეობას. მათ შესაბამის კოორდინატებს და აღვნიშნავთ: x_a, y_a, x_b, y_b და ა. შ., მაშინ ადვილად დაიწერება r_0 -რადიუსიან დისკოზე განლაგებული მებზობელი დანების მჭრელი პირების მოძრაობის განტოლებები, მაგალითად:



ნახ. 2. მებზობელი ფრეზული დანების მუშაობის სქემა.

— I დანისათვის:

$$\left. \begin{aligned} x_a &= v_0 \cdot t + r_2 \cdot \sin(\varphi + \mu) \\ y_a &= r_2 \cdot \cos(\varphi + \mu) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} x_b &= v_0 \cdot xt + (r_2 - l_1) \cdot \sin(\varphi + \mu) \\ y_b &= (r_2 - l_1) \cdot \cos(\varphi + \mu) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} x_q &= v_0 \cdot t + r_1 \cdot \sin(\varphi - \eta) \\ y_q &= r_1 \cdot \cos(\varphi - \eta) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

II დანისათვის:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= v_0 \cdot t + r_2 \cdot \sin\left[\varphi + \mu - \frac{2\pi}{z}(k_2 - 1)\right] \\ y_c &= r_2 \cdot \cos\left[\varphi + \mu - \frac{2\pi}{z}(k_2 - 1)\right] \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned}
 x_d &= v_0 \cdot t + (r_2 - l_1) \sin \left[\varphi + \mu - \frac{2\pi}{z} (k_z - 1) \right] \\
 y_d &= (r_2 - l_1) \cos \left[\varphi + \mu - \frac{2\pi}{z} (k_z - 1) \right] \\
 x_n &= v_0 \cdot t + r_1 \cdot \sin \left[\varphi - \eta - \frac{2\pi}{z} (k_z - 1) \right] \\
 y_n &= r_1 \cdot \cos \left[\varphi - \eta - \frac{2\pi}{z} (k_z - 1) \right]
 \end{aligned} \right\} (13)$$

სადაც k_z — არის დანების მორიგეობითი რიცხვი და $k_z = 1, 2, 3, 4, \dots$

ჰორიზონტალურ სიბრტყეში ანათლის ხარვეზების გარეშე მოჭრისათვის საჭიროა, რომ ყოველი მომდევნო დანის რადიალური მჭოელი პირის შიგა (d_a) მიერ აღწერილი ტრაექტორია ემთხვეოდეს ან ოდნავ ჩამორჩებოდეს წინა დანის მჭრელი პირის (a_a) გარე ნაწილის მიერ აღწერილ ტრაექტორიას.

მეზობელი დანების რადიალური მჭრელი პირის მიერ მოჭრილი ფართის დასახსიათებლად გამოვიყენოთ (8, 9, 11, 12) განტოლებები. პირველი დანის გაწილის მიერ შემოწერილი ფართი ტოლია:

$$W_{\text{ჭრ I}} = \left| \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} x_a (y_a)'_t \cdot dt \right| \quad (14)$$

მეორე მეზობელი დანის გარე ნაწილის მიერ შემოწერილი ფართი ტოლია:

$$W_{\text{ჭრ II}} = \left| \int_{\frac{2\pi}{z \cdot \omega}}^{\frac{\pi(z+2)}{z \cdot \omega}} x_c \cdot (y_c)'_t \cdot dt \right| \quad (15)$$

ნიადაგის მონოლითის ჭრის ზონის ფართი ტოლია:

$$W_{\text{ჭრ}} = \left| \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} x_a (y_a)'_t \cdot dt - \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} x_b (y_b)'_t \cdot dt - l_1 \cdot v_0 \frac{\pi}{\omega} \right| \quad (16)$$

ორი მეზობელი დანის მიერ შემოწერილი ფართობების სხვაობის ფარდობა მონოლითის ჭრის ზონის ფართობთან გვაძლევს ნიადაგის მონოლითის ჭრის სასარგებლო კოეფიციენტის მნიშვნელობას:



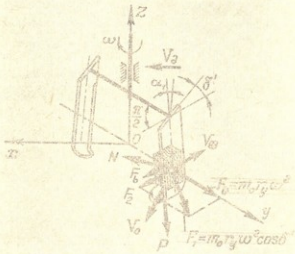
$$K_{W_{36}} = \frac{\frac{v_3 \cdot r_2}{\omega} \left(2\pi + \frac{4\pi}{z} \right) - \frac{\pi}{z} r_2^2}{\frac{v_3 \cdot l_1}{\omega} (\pi - 2) - [r_2^2 \theta + (r_2 - l_1)^2] \frac{\pi}{2\omega} - l_1 \frac{\pi}{\omega}}$$

როგორც (17) ტოლობის ანალიზიდან ჩანს, $K_{W_{36}}$ — კოეფიციენტი და-
მოკიდებულია $K_{W_{36}} = f(v_3, z, \omega, r_2, l_1)$ მრავალ ცვლელად პარამეტრზე
და რაც უფრო მეტი იქნება ამ კოეფიციენტის მნიშვნელობა, მით უფრო
სრულად იქნება გამოყენებული დანის რადიალური მჭრელი პირი a_0, b_0 .

ფრეზული სამუშაო ორგანოს ყოველი დანის მიერ მოჭრილი ნიდაგის ანა-
თლის ნაწილაკები დანის ზედაპირზე ასრულებს რთულ მოძრაობას — ფარდო-
ბითსა და გადატანითს, ზედაპირიდან მოცილებამდე.

ფრეზირების პროცესში ნაწილაკის მოძრაობა ხასიათდება ორი ფაზით.
პირველ ფაზაში დანის ზედაპირზე მოძრაობენ, ხოლო მეორე ფაზაში ისინი იძე-
ნენ გარკვეულ სიჩქარეს და ასრულებენ თავისუფალ ვარდნას.

ანათლის ნაწილაკის მოძრაობა ფრეზული დანის ზედაპირზე და მასზე მოქმე-
დი ფაქტორების გაანგარიშება მოძრაობის თეორიის საკმაოდ რთულ ამოცანას
წარმოადგენს; ამიტომ ნაწილაკის მოძრაობის ხასიათი ნაწილობრივი და გარკვე-
ული დამკვეთებით შევისწავლეთ ისე, რომ არ გაეთვალისწინეთ ჰაერის წინა-
ღობა, კრის ცვლელბადი კუთხე და მოჭრის მომენტში ნაწილაკის მოძრაობის
სიჩქარე.



ნახ. 3.
ანათლის ნაწილაკზე მოქმედი ძალების
განმსაზღვრელი სქემა.

ფრეზულ სამუშაო ორგანოს ზედაპირზე ანათლის მოძრაობის დინამიკური
ანალიზი ჩავატარეთ მასზე მოქმედი შემდეგი ძალების განმსაზღვრის მიზნით:
7. ურობები, ტ. XI.



ԳԵՂԱՐՅՈՒՆԻ
 ԶՈՅՔԱՆՈՒԹՅԱՆ
 ԳՐԱԴԱՐԱՆ

ձևը	ձևով նշվածը	ox	oy	
P	$m \cdot g$	0	0	$-m \cdot g$
N	$-N$	$-N \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos \alpha_1$	$-N \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha_1$	$-N \sin \alpha_1$
F_s	$f \cdot N$	$\frac{f \cdot N \cdot x^2}{\sqrt{(x^2)^2 + (y^2)^2 + (z^2)^2}}$	$\frac{f \cdot N \cdot y^2}{\sqrt{(x^2)^2 + (y^2)^2 + (z^2)^2}}$	$\frac{f \cdot N \cdot z^2}{\sqrt{(x^2)^2 + (y^2)^2 + (z^2)^2}}$
F_N	$m_0 \omega^2 r_0$	$m_0 \omega^2 x$	$m_0 \omega^2 y$	0
F_k	$3 \cdot m_0 \omega_0^2 \cdot \omega \cdot \sin(\omega_0 t + \omega)$	$-2 \cdot m_0 \omega \cdot y^2$	$2 \cdot m_0 \omega \cdot x^2$	0

P — არის ნაწილაკის სიმძიმის ძალა;

N — ნორმალური რეაქციის ძალა;

F_0 — ცენტრიდანული ინერციის ძალა;

F_3 — კოროლისის ძალა;

F_6 — ნორმალური ინერციის ძალა;

F_8 — ხახუნის ძალა.

ამ ძალების მდგენელების განსასაზღვრავად მართკუთხა კოორდინატთა სისტემაზე შევარჩიეთ, რომ OX ემთხვეოდა მჭრელი დანის ზედაპირის შუა ხაზს (ნახ. 3). მე-3 ნახ-ზე მოცემულ დანაზე მოთავსებულ ანათლის ნაწილაკზე მოქმედ ძალები სიდიდეები და მათი შესაბამისი მნიშვნელობანი კოორდინატთა ღერძებზე მოცემულია 1-ელ ცხრილში.

მოცემული ცხრილის მიხედვით შევადგინეთ ნაწილაკის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები დანის ზედაპირიდან მოცილებამდე:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{N}{m_0} \cdot \cos\delta' \cdot \cos\alpha_1 - \frac{f \cdot N \cdot x'}{m_0 \cdot v_{\text{შ}}^2} + \omega^2 x - 2\omega y' \quad (18)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = -\frac{N}{m_0} \sin\delta' \cdot \sin\alpha_1 - \frac{f \cdot N \cdot y'}{m_0 \cdot v_{\text{შ}}^2} + \omega^2 y + 2\omega x' \quad (19)$$

$$\frac{d^2z}{dt^2} = -\frac{N}{m_0} \sin\alpha_1 - \frac{f \cdot N \cdot z'}{m_0 \cdot v_{\text{შ}}^2} - g \quad (20)$$

ხადაც m_0 არის ნაწილაკის მასა;

α_1 — დანის სიბრტყის დახრის კუთხე ვერტიკალის მიმართ;

δ' — დანის დაყენების კუთხე დისკოს რადიუსის მართობის მიმართ;

f — ხახუნის კოეფიციენტი;

მიღებული (18, 19, 20) განტოლებები ასახავენ ნიადაგის მოჭრილი ანათლის ნაწილაკის მოძრაობის ხასიათს ვერტიკალური ფრეზული დანის ზედაპირიდან მოცილებამდე.

დანის ზედაპირიდან ნაწილაკების მოცილების შემდეგ, ე. ი. მეორე ფაზაში ისინი იწყებენ თავისუფალ ვარდნას. თავისუფალი ვარდნა დამოკიდებულია ნაწილაკის ზედაპირიდან მოწყვეტის მომენტში მის აბსოლუტურ სიჩქარეზე.

ნაწილაკის გატყორცნის მანძილზე დიდ გავლენას ახდენს მისი აბსოლუტური სიჩქარე — $v_{\text{შ}}$, რომელიც თავის მხრივ განსაზღვრავს გატყორცნილი ანათლის ზოლის სიგანეს.

აბსოლუტური სიჩქარის გაზრდით გატყორცნილი ნაწილაკის სიჩქარე მატულობს და მისი სიდიდე დამოკიდებულია მრავალ პარამეტრზე:

$$v_{\text{შ}} = f(\lambda, m_0, \delta, l_1) \quad (21)$$

(21) ტოლობაში წარმოდგენილი არგუმენტების ცვალებადობა იწვევს აბსოლუტური სიჩქარის ცვლილებას, რაც უშუალოდ ცდებით მოწმდება.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ФРЕЗЕРИРУЮЩИХ
 НИХ НОЖЕЙ И ОТРЕЗАННОЙ ПОЧВЕННОЙ СТРУЖКИ.

Резюме

В статье рассматриваются вопросы кинематики и динамики почвенной стружки при фрезеровании соседними радиальными и вертикальными ножами.

Для резания стружки без огрехов, в горизонтальной плоскости вертикальными и радиальными режущими лезвиями, составлены уравнения движения внутренних и наружных частей двух соседних радиальных режущих лезвий:

Установлено, что для резания стружки без огрехов, надо подобрать такой режим работы машины, чтобы внутренняя часть каждого последующего радиального режущего лезвия совпадала бы или отставала бы незначительно от описанной траектории наружной части лезвия предыдущего радиального ножа.

Определены площадь зоны и коэффициент полезности — K_w резания почвенного монолита $K_{w_{\text{рез}}}$ — коэффициент получается соотношением разности срезанной площади двумя последовательными ножами к площади зоны резания:

$$K_{w_p} = \frac{\frac{v_s \cdot r_2}{\omega} \left(2\pi + \frac{4\pi}{z} \right) - \frac{\pi}{2} r_2^2}{\frac{v_s \cdot l_1}{\omega} (\pi - 2) - \left[r_2^2 \omega + (r_2 - l_1)^2 \right] \frac{\pi}{2\omega} - l_1 \frac{\pi}{\omega}}$$

Из анализа формулы коэффициента полезности резания было ясно, что $K_{w_{\text{рез}}}$ — коэффициент переменная величина и зависит от следующих параметров:

$$K_{w_{\text{рез}}} = f(v_s, z, \omega, r_2, l_1)$$

где: v_s — поступательная скорость фрезы;

z — число ножей к диске;

ω — угловая скорость фрезы;

r_2 — радиус окружности, описываемой наружной точкой фрезерного ножа;

l_1 — длина радиального лезвия.

Из динамического анализа движения отрезанной почвенной стружки на поверхности ножа было ясно, что при фрезеровании движение частицы стружки характеризуется двумя фазами: в первой фазе частицы на по-

поверхности ножа движутся совместно с ножом, а во второй фазе — отрыва-
ясь от ножа, приобретают определенную скорость и совершают свободное
падение. Свободное падение частицы стружки зависит от ее абсолютной
скорости, которая определяет дальность отбрасывания частицы. При уве-
личении абсолютной скорости увеличивается скорость отброшенной час-
тицы.

ლიტერატურა

1. Василенко П. М. — Теория движения частицы по шероховатым поверхностям с/х машин, Киев, 1960.
 2. Долгов И. А., Зельцерман И. М. — Машини и орудия для механизации сеноуборочных работ.
 3. Подскрепко М. Д., Игнатова Е. Н. — Некоторые вопросы теории работы ротационных плугов с вертикальным ротором. Труды инст., вып. 33, 1970.
 4. Розенберг А. М. — Динамика фрезерования, М., 1945.
 5. Розенбит И. Д. — О направлении подачи при фрезеровании, станки и инстру-
мент, № 16, 1937.
-



მ. იოზაშვილი

ბაღის ბანიმეტრიული გეომეტრიული-კვლევითი მეთოდების სანაშაბო მრგვალი ფორმის ფინალობის ძალისხმევის ანალიზი

უკანასკნელ ხანებში ნიადაგის ეროზიის საწინააღმდეგო ღონისძიებებისა და მრავალწლიანი ნარგავების მწკრივთაშორისგანსხვავების შედეგად დასამუშავებლად ფართო გამოყენება მოიპოვა ღრმა გამაფხვიერებელი—ბრტყლად მჭრელმა სამუშაო ორგანოებმა, რომელნიც ატეკელი არიან ოთხპირიანი, ისრისებრი და გალაგებული ორი სახისისაგან ანდა ცალმხრივად გალაგებული სახისისაგან.

ეს სამუშაო ორგანოები თავისი დამუშავების ფორმისა და ნიადაგის დამუშავების ტექნოლოგიური პირობების შესრულების მიხედვით, ერთი მხრივ, ემგავსებიან კულტივატორის ისრისებრ ანდა ცალმხრივ თათებს, რამდენადაც ისინი ნიადაგის ფენას აფხვიერებენ მისი გადაბრუნებისა და არევის გარეშე, ხოლო მეორე მხრივ—უკეთეს გეომეტრიულ, რამდენადაც ისინი ნიადაგს აფხვიერებენ სახნავი ფენის სიღრმეზე.

საქართველოს შიდა ნიადაგობრივ პარტიზონში, ხეივანის ბაღებში სამუშაოდ საკმაოდ ვრცელდება იმსახურებს ცალმხრივი ღრმა გამაფხვიერებელი—ბრტყლადმჭრელი სამუშაო ორგანო, რომელიც ბრტყელი დანისებრი დგარი ასრულებს აგრეთვე სავეთელის ფუნქციებსაც. ამრიგად, ეს სამუშაო ორგანო შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ, როგორც კულტივატორის თათის, გეომეტრიული კორპუსის და დანისებრი სავეთელის ძირითადი ელემენტების ერთობლიობა.

ჩვენთვის გარკვეულ ინტერესს წარმოადგენს ამ სამუშაო ორგანოზე მოქმედი ძალების მიყენების წერტილების, მოქმედების მიმართულებისა და სიდიდების ცოდნა, რისთვისაც განვიხილოთ ისინი ამ სამუშაო სიღრმეზე მოძრაობისას ნიადაგის დეფორმაციის დროს.

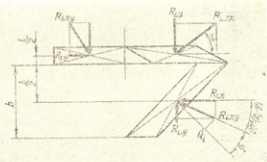
საერთოდ მიღებულია გუთხის, მიწისმიმჭრელი კორპუსებისა და კულტივატორის თათების სამუშაო ზედაპირზე წინალობის ძალების ტოლქმედის მიყენების წერტილის განსაზღვრა სამუშაო სიღრმესთან დაკავშირებით, რაც შეიძლება იმით იქნეს გამართლებული, რომ ამ სამუშაო ორგანოების ჰერმეტიზაცია კონტაქტში არიან ნიადაგთან ან მთელ სამუშაო სიღრმეზე (კორპუსები), ანდა სამუშაო სიღრმის უდიდეს ნაწილზე.

ბრტყლადმჭრელი გამაფხვიერებელი სამუშაო ორგანოს სახნისი ნიადაგთან კონტაქტში იმყოფება სამუშაო სიღრმის მცირე ნაწილში, ფსკერზე, რაც



იმის უფლებას გვაძლევს ვთქვათ, რომ ნიადაგის მთელი ფენის დეფორმაციის წინალობის ძალები აღიძვრებიან ქვედა, მცირე, ერთგვაროვანად დაწეულ ყენებულ არიან სახნისის საშუალო ზედაპირზე. თუ მივიღებთ ამ წინადაცის აქვს სწორი ზედაპირი და შებლა ხედში სწორკუთხედის ფორმა, მაშინ დეფორმაციის წინალობის ელემენტარული ძალების თანაბარი განაწილების პირობებიდან გამომდინარე შეგვიძლია ტოლქმედის მიყენების წერტილად მივიღოთ სახნისის ცენტრალური ანუ დიაგონალების გადაკვეთის წერტილი (ნახ. 1). განვიხილოთ სახნისა და მასზე მიყენებული R_x ტოლქმედ სივრცეში (R_{Lx}, R'_{Ly}, R_{Lz}).

პორიზონტალურ სიბრტყეში R ძალის თარაზული გეგმილის საპოვნელად მჭრელი პირის მართობულად მიყენებულ წერტილში ვაყენებთ Q_x ნორმალ ძალას, რომელიც აღძრავს F_x ხახუნის ძალას. ამ ორი ძალის ტოლქმედ-



ნახ. 1.

დი R_{Lx} , რომელიც წარმოადგენს წინალობის ძალის ტოლქმედის თარაზულ გეგმილს, გადასრილი იქნება Q_x ნორმალიდან ხახუნის φ კუთხით. ამ უკანასკნელს ვშლით ვრძივ R_x და ვანივ R_y მდგენელებად.

წინალობის ძალების R_x ტოლქმედის შეველი მდგენელის დასადგენად გამოვდივართ ცნობილი პირობიდან, რომ ანალოგიურ შემთხვევებში მისი მდგენელი შვეულ სიბრტყეში R_{Lxz} , დახრილია პორიზონტთან $\epsilon = 10 + 12^\circ$ კუთხით.

მაშინ, როგორც სქემიდან ჩანს, გვექნება:

$$R_{Lz} = R_x \operatorname{tg} \epsilon.$$

$$R_y = R_x \operatorname{tg}(90^\circ - \gamma_x - \varphi) = R_x \operatorname{ctg}(\gamma_x + \varphi)$$

ამრიგად წინალობის ძალების R_x ტოლქმედის შეველი და ვანივი მდგენელების განსაზღვრისათვის საჭიროა ვიცოდეთ მისი თარაზული გეგმილი, რომელიც შეგვიძლია დავადგინოთ ცნობილი ფორმულების დახმარებით:

1) მცირე სიღრმეზე გათხევინების ანუ კულტივაციის პირობებში

$$R_x = kb \operatorname{კვ} \tag{1}$$

სადაც k არის ნიადაგის დეფორმაციის ხეღრითი წინალობა მოღების ვანის 1 სმ-ზე, კვ/სმ;

b — თათის მოღების ვანია, სმ;

2) დიდ სიღრმეზე გაფხვიერების, ანუ სახნავი ფენის გაფხვიერების პირობებში.

$$R_{ex} = qab:$$

სადაც q არის ნიადაგის დეფორმაციის ხვედრითი წინაღობა დამუშავებელი ფენის განივკვეთის ფართის ერთეულზე, კგ/სმ². თუ ამ მნიშვნელობებს ჩავსვამთ R_{ex} და R_{ey} -ის გამოსახულებებში, გვექნება:

კულტივაციისათვის

$$R_{ey} = kb \cdot ctg(\gamma_1 + \varphi); R_{ex} = kb \cdot tg \varepsilon \quad (1)$$

ღრმა გაფხვიერებისათვის

$$R_{ey} = qab \cdot ctg(\gamma_1 + \varphi); R_{ex} = qab \cdot tg \varepsilon. \quad (2)$$

ახლა განვიხილოთ დანახვით მოსული წინაღობის ძალები. დანებისათვის, რომლებიც გრძელ შეველ სიბრტყეში არიან დაყენებული ვერტიკალურად ან უკან გადახრილად, მიღებულია, რომ წინაღობის ძალების ტოლქმედი მიყენებულია მის მჭრელ პირზე სამუშაო სიღრმის შუაში, ე. ი. $h = 0,5a_{\text{გ}}$, რაც შეიძლება იყოს მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუკი მივიღებთ, რომ ნიადაგის დეფორმაციის ხვედრითი წინაღობა თანაბარი იქნება მთელ სამუშაო სიღრმეზე. სინამდვილეში ეს ძალა სიღრმის მატებასთან ერთად მატულობს. ეს ცვალებადობა ისეთივე ხასიათს ატარებს დაახლოებით, როგორც ნიადაგის სიმკვრივის ცვალებადობა. ნიადაგის სიმკვრივე კი, რომელსაც ზომიერ სიმკვრივის მზომით და წერენ დიაგრამაზე, თუ ვიმსჯელებთ მისი დიაგრამის ფორმით, ცვალებადობს სწორხაზობრივად განსაზღვრულ სიღრმემდე, კერძოდ (დაახლოებით) გაფხვიერების სამუშაო სიღრმემდე.

ამ კანონზომიერებას თუ მივიღებთ საფუძვლად შეგვიძლია დავუშვათ, რომ ნიადაგის დეფორმაციის წინაღობის ელემენტარული ნორმული ძალების დანის მჭრელ პირზე მიყენების ეპიურას აქვს სამკუთხედის ფორმა (ნახ. 2, OAC). მაშინ ამ ძალების ტოლქმედი $Q_{\text{გ}}$ მიყენებული იქნება ეპიურის ნაკვეთის სიმძიმის ცენტრში, ე. ი. სამკუთხედის სიმძიმის ცენტრში, რომელიც დამორჩეულია ფუძიდან მისი სიმაღლის 1/3-ზე (ნახ. 2, CB).

თუ მივიღებთ მხედველობაში, რომ ბალებში შეადნულ ნიადაგებში 20 სმ სიღრმემდე დაახლოებით ასეთი ხასიათი აქვს სიმკვრივის ცვალებადობის კანონზომიერებას, შეგვიძლია მიახლოებით მივიჩნიოთ, რომ დანაზე მოსული ნიადაგის დეფორმაციის წინაღობის $Q_{\text{გ}}$ ძალის მიყენების წერტილი მდებარეობს კვალის ფსკერიდან სამუშაო სიღრმის 1/3 მანძილზე.

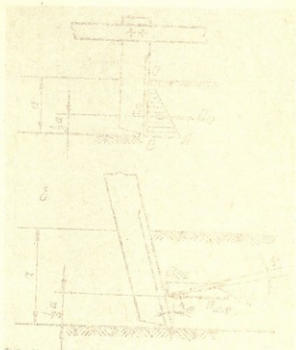
იმის მიხედვით, თუ როგორი ნაღესი აქვს დანას, $Q_{\text{გ}}$ ძალა შეიძლება ემთხვეოდეს მოძრაობის მიმართულებას (ორმხრივ ნაღესზე, ანდა განხრილი იყოს განივი მიმართულებით (ცალმხრივი ნაღესი). რადგანაც პრაქტიკულად ექსპლუატაციის დაწყებიდან ჰოკლე დროში, ცალმხრივი ნაღესი დაბლაგვების შემდეგ ლებულობს ორმხრივი ნაღესის ფორმას, ამიტომ ძირითადად, განსახილველ ფორმად მთავრად ორმხრივად, სიმეტრიულად ნაღესი დანა, რომელიც ლიტერატურაში ცნობილია როგორც ხუთწახნაგოვანი დანა.

დაყამირებულ, მტკიცე მკვრივ ნიადაგებში დიდ სიღრმეებზე მუშაობის დროს ნიადაგის დეფორმაციის წინაღობის ძალები მოქმედებენ, როგორც



მჭრელი პირის წინა, მოძრაობის მიმართულებასთან განხრილ **ქართულში** ისე მოძრაობის სწორივე, გვერდის B წახაგებზე (ნახ. 3, ა) **გაჩნდნის** დავის შემოქმედებისაგან თავისუფალია მხოლოდ უკანა C წახაგვი.

ღანის წინა A წახაგებზე მოქმედებენ ნიადაგის დეფორმაციის წინაღობის ნორმული Q_e ძალები და ამ ძალებით გამოწვეული მუხვი, ხახუნის T_e ძა-



ნახ. 2.

ლები. გვერდის B წახაგებზე მოქმედებენ ნიადაგის დრეკადი დეფორმაციით აღძრული დაწოლის ნორმული Q'_e ძალები და ამ ძალებით გამოწვეული ხახუნის მუხვი T'_e ძალები.

ბალებში გუთან-კულტივატორის მუშაობის პირობები ისეთია, რომ მცირე სიღრმეზე არამკვრივი შეადინული ნიადაგის პირობებში, სადაც ნიადაგებს ახასიათებთ უფრო პლასტიკური დეფორმაციები და თითქმის აღვილი არა აქვს დრეკად დეფორმაციებს, შეგვიძლია უგულებელვყოთ ღანის გვერდებზე დრეკადი დეფორმაციით აღძრული Q'_e და T'_e ძალები.

ამის საცდველზე შეგვიძლია ვერტიკალურად დაყენებული დანით ნიადაგის დეფორმაციის პროცესი გავასარტიკოთ და გავინილოთ სამკუთხედის ფორმის განიგვეთის დანა (ნახ. 3, ბ), რომლის მჭრელ პირზე მოქმედებენ Q_e ნორმული და T_e მუხვი ძალები.

ამ ძალების ტოლქმედი R_e , რომელიც მოქმედებს მოძრაობის საწინააღმდეგო მიმართულებით გრძივ—შვეულ სიბრტყეში და მიეწინებულია მჭრელ პირის წინაზე მის მართობულად, ე. ი. პორიზონტალურად, იგი გარიშება ფორმულით:

$$R_e = 2Q_e \sin \gamma_e + 2fQ_e \gamma_e;$$

სადაც $Q_e = qal$

a არის სამუშაო სიღრმე (სმ);

l — დანის მჭრელი პირის წახნაგის სიგანეა (სმ);

q — ნიღდაგის დეფორმაციის წინააღობის კოეფიციენტი (კგ/სმ²);

ჩასმის შემდეგ

$$R_e = 2qal \sin \gamma_e + 2fqal \cos \gamma_e;$$

საიდანაც

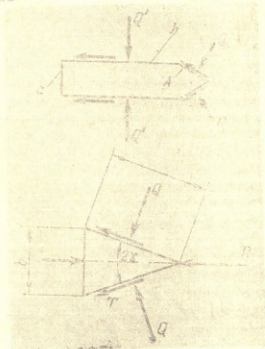
$$R_e = 2qal \sin \gamma_e (1 + f \operatorname{ctg} \gamma_e);$$

შევიტანოთ

$$b = 2l / \sin \gamma_e \text{ მნიშვნელობა და გვექნება}$$

$$R_e = qab(1 + f \operatorname{ctg} \gamma_e); \quad (3)$$

პრაქტიკაში მიღებულია დანის დახრილად დაყენება, რათა აღვილი პეონდეს ფესვთა სისტემის და მასთან ერთად ნიღდაგს ჩაწილიკების აცურებას და ამით, მცენარეული მასის გადაჭრის გაადვილებს. იმ შემთხვევაში, როდესაც დანა გადახრილია ვერტიკალიდან α_e კუთხით, წინააღობის ძალების ტოლქმედი R_e ხახუნის ძალების გვერდით გრძელ სიბრტლეში განიხრება ხახუნის φ კუთხით (იხ. 2. ბ). მაშინ მას ექნება ორი მდგენელი: სორი-



ნახ. 3.

ზონტალური ანუ გრძივი მდგენელი $R_{e,x}$ და ვერტიკალური მდგენელი $R_{e,z}$ რომლებიც იანგარიშება ფორმულებით:

$$R_{e,x} = R_e \cos(\alpha_e - \varphi) = qab_e(1 + f \operatorname{ctg} \gamma_e) \cos(\alpha_e - \varphi); \quad (4)$$

$$R_{e,z} = R_e \sin(\alpha_e - \varphi) = qab_e(1 + f \operatorname{ctg} \gamma_e) \sin(\alpha_e - \varphi);$$



თუ შევადგამებთ სახნისზე და დანაზე მოქმედი R_x და R_y ტოლქმედების მდგენელებს თანხედენილი ღერძებს მიმართ, შეგვიძლია დავწეროთ ტოლქმედის მდგენელების მნიშვნელობები კელტივაციისათვის

$$\begin{aligned} R_x &= R_{0x} + R_{0z} = kb_x + kb_z(1 + fctg\gamma_e)\cos(\alpha_e - \varphi); \\ R_y &= R_{0y} = kb_y ctg(\gamma_e + \varphi); \\ R_z &= R_{0z} + R_{0x} = kb_z tg\epsilon + kb_x(1 + fctg\gamma_e)\sin(\alpha_e - \varphi); \end{aligned} \quad (5)$$

გაფხვიერებისათვის

$$\begin{aligned} R_x &= R_{0x} + R_{0z} = qab_x + qab_z(1 + fctg\gamma_e)\cos(\alpha_e - \varphi); \\ R_y &= R_{0y} = qab_y ctg(\gamma_e + \varphi); \\ R_z &= R_{0z} + R_{0x} = qab_z tg\epsilon + qab_x(1 + fctg\gamma_e)\sin(\alpha_e - \varphi); \end{aligned} \quad (6)$$

ორმხრივი ისრისებრი თათის შემთხვევაში R_{0x} და R_{0z} იანგარიშება აღნიშნული ფორმულებით, იმ გასვლათ, რომ მასში შეტანილი იქნება მთლიანი მოდების განი, რადგანაც ორივე მჭრელი პირის გრძივ მდგენელებს აქვთ ერთი და იგივე მიმართულებები. R_{0y} განივ მდგენელის განსაზღვრის დროს კი მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული ის გარემოება, რომ მარჯვენა და მარცხენა ფრთის მდგენელებს ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულებები აქვთ, ამიტომ განივი მდგენელის ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$R_y = R_{0y} = k'(b_{y1} - b_{y2})ctg(\gamma_e + \varphi); \quad (7)$$

$$\text{გაფხვიერებისათვის} \quad R_y = R_{0y} = qa'(b_{y1} - b_{y2}) ctg(\gamma_e + \varphi) \quad (8)$$

სადაც b_{y1} და b_{y2} არის ასიმეტრიული თათის მარჯვენა და მარცხენა მჭრელი პირების მოდების განი; იმ შემთხვევაში როდესაც თათი სიმეტრიულია, $b_{y1} = b_{y2}$.

მაშინ, ცხადია, განივი მდგენელის მნიშვნელობა გაუტოლდება ნულს.

მოსაბრუნე თათის შემთხვევაში, სადაც ღვარას მრგვალი კვეთი აქვს R_x , R_y და R_z -ის ფორმულებს იგივე სახე ექნებათ გარდა იმისა, რომ დანის b_x სისქის მაგიერ ფორმულაში შევა ღვარის დიამეტრი d_x , რადგანაც მოქმედი ძალების სქემა ანალოგიური რჩება.

ყოველივე ზემოაღნიშნულის შედეგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ ერთმხრივად ნიადაგების და შავადნული აბელების დამუშავებაში, ფართო გავრცელებას პოულობენ ბრტყლად მჭრელი გამაფხვიერებელი თათები, რისთვისაც საჭიროა მათზე მოქმედი ძალების გამოკვლევა ტარდებოდეს უფრო მაღალი სიზუსტით სამუშაო ორგანოების ცალკეული ელემენტების მიხედვით: კერძოდ, სახნისზე მოქმედი ძალების განსაზღვრისათვის გამოყენებული უნდა იქნეს (1, 2, 7) ფორმულები, ხოლო დანაზე მოქმედი ძალების განსაზღვრისათვის—(3, 4) ფორმულები, რის შედეგადაც მათი ერთობლივი მოქმედება მათზე (5, 6) ფორმულებით უფრო ნათელი გახდება, რაც უფრო გააადვილებს ბრტყლად მჭრელ გამაფხვიერებელთათვის: მაქანა-იარაღებზე მოქმედი ძალების საერთო ანალიზს, მათ კვლევაა და რაციონალური პარამეტრების დადგენას.



АНАЛИЗ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА ПЛОСКОРЕЗНОГО АССИМЕТРИЧНОГО ПЛУГА-КУЛЬТИВАТОРА

Резюме

Для работы в тяжелых почвенных условиях Грузии, в особенности в междурядных плодовых насаждений, большое внимание привлекают плоскорезы-рыхлители. Имея сходство отдельных составных элементов с культиваторными лапами, плужными корпусами и черенковыми ножами, в целом они значительно отличаются от них и поэтому, требуют нового подхода в исследовании действующих сил. Исходя из этого, в статье дается теоретический анализ действующих на рабочий орган сил сопротивления, в результате чего установлено что на плоскорез-рыхлитель приложены две элементарные силы: сила сопротивления лемеха и сила сопротивления ножевидной стонки.

Ввиду того, что эти силы пересекающиеся, их сложение следует проводить по осевым составляющим, для чего выводятся формулы для определения составляющих силы сопротивления лемеха одностороннего рабочего органа:

при культивации:

$$R_{yx} = kb_x;$$

$$R_{xy} = qab_x \operatorname{ctg}(\gamma_x + \varphi);$$

$$R_{xz} = kb_x \operatorname{tg} \epsilon;$$

при глубоком рыхлении:

$$R_{yx} = qab_x;$$

$$R_{xy} = qab_x \operatorname{ctg}(\gamma_x + \varphi);$$

$$R_{xz} = qab_x \operatorname{tg} \epsilon;$$

где k —удельное сопротивление при культивации кг/см;

b_x —ширина захвата лемеха, см;

q —удельное сопротивление при глубоком рыхлении, кг/см²;

γ_x —угол наклона лезвия лемеха к направлению движения;

φ —угол трения скольжения стали о почву;

ϵ —угол наклона силы сопротивления к горизонту в продольно-вертикальной плоскости;

a —глубина рыхления, см;

и для составляющих силы сопротивления ножа-стойки:

$$R_{yx} = qa \cdot b_n (1 + f \operatorname{ctg} \gamma_n \cos \alpha_n - \varphi);$$

$$R_{nz} = qa \cdot b_n (1 + f \operatorname{ctg} \gamma_n \sin \alpha_n - \varphi);$$

где γ —угол раствора лезвия ножа-стойки;

b_n —толщина ножа стойки, см;



f —коэффициент трения-скольжения стали о почву;
 α_n —угол наклона лезвий ножа к вертикали в продольной плоскости

На основании этих определений выводятся формулы общей силы сопротивления рабочего органа при культивации

$$R_x = R_{x1} + R_{x2} = kb_x + kb_n(1 + f \operatorname{ctg} \gamma_n) \cos(\alpha_n - \varphi).$$

$$R_y = R_{y1} = kb_s \operatorname{ctg}(\gamma_s + \varphi)$$

$$R_z = R_{z1} + R_{z2} = kb_s \operatorname{tg} \varepsilon + kb_n(1 + f \operatorname{ctg} \gamma_n) \sin(\alpha_n - \varphi).$$

при глубоком рыхлении

$$R_x = R_{x1} + R_{x2} = qab_s + qab_n(1 + f \operatorname{ctg} \gamma_n) \cos(\alpha_n - \varphi)$$

$$R_y = R_{y1} = q \cdot a \cdot b_s \cdot \operatorname{ctg}(\gamma_s + \varphi)$$

$$R_z = R_{z1} + R_{z2} = q \cdot a \cdot b_s \cdot \operatorname{tg} \varepsilon + qab_n(1 + f \operatorname{ctg} \gamma_n) \sin(\alpha_n - \varphi)$$

Для двухсторонней лапы с крыльями с разными ширинами захвата поперечная составляющая определяется по формуле:

при культивации

$$R_y = R_{y1} = k(b_{s1} - b_{s2}) \operatorname{ctg}(\gamma_s + \varphi)$$

при глубоком рыхлении

$$R_y = R_{y1} = qa(b_1 + b_2) \operatorname{ctg}(\gamma_s + \varphi)$$

где b_1 и b_2 ширина захвата длинного и короткого крыла лапы рабочего органа.

Для двухстороннего симметричного рабочего органа когда $b_1 = b_2$ поперечная составляющая принимает нулевое значение $R_y = 0$.

Применение этих формул дает возможность более точно определить действующие силы на плоскорез-рыхлитель, что значительно облегчит общий анализ сил действующих на машины и орудия с плоскорезами-рыхлителями.

ლიტერატურა

1. Давид А. Д. Павлов П. В. — Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины, Машки, Л. 1950.
2. Справочник конструктора с/х машин, том 2, изд. машиностроение, М. 1968.
3. ხანთაძე ზ. სასოფლო-სამეურნეო მანქანები (თეორია, კონსტრუქცია და ეანგარიშება) ნაწ. პირველი ტბ, 1958.



К. И. ПЕТРИАШВИЛИ

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ И ЭКОНОМИКИ АВТОМОБИЛЯ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ НАДДУВОВОМ ДВИГАТЕЛЕ

Успехи сельского хозяйства нашей страны результат повседневной заботы партии и правительства, направленных на совершенствование материально-технической базы сельскохозяйственного производства.

Решением июльского пленума ЦК КПСС 1970 года о развитии сельского хозяйства СССР на 1971—1975 годы на первый план выдвигаются вопросы повышения производительности труда и максимального снижения себестоимости продуктов сельского хозяйства.

В сельскохозяйственном производстве роль автотранспорта очень велика. Поэтому трудно назвать такую отрасль в сельскохозяйственном производстве, где бы автотранспорт не применялся.

Подсчитано, что транспортные работы в сельском хозяйстве составляют около 30% от всех работ и их объем с каждым годом увеличивается.

Как правило, совхозы и колхозы нашей страны расположены далеко от районных и областных центров и очень часто более рентабельным средством сельскохозяйственного производства является автотранспорт.

В отличие от других видов транспорта, автомобильный транспорт выгодно отличается маневренностью, высокой скоростью движения и низкой себестоимостью грузоперевозок. В свою очередь, своевременность выполнения транспортных работ положительно влияет на урожайность сельскохозяйственных культур.

Одной из особенностей эксплуатации грузовых автомобилей в сельском хозяйстве является необходимость, в определенные периоды времени, перевозить большое количество грузов в чрезвычайно короткие сроки. Роль грузового автотранспорта в сельскохозяйственном производстве особенно повышается в период уборки урожая, когда грузооборот резко возрастает.

Рациональное использование грузового автомобиля в качестве транспортных средств в сельском хозяйстве, возможно при соответствии ее конструкции, разнообразным природно-климатическим условиям эксплуа-



тации в различных зонах нашей страны. Так, например, автомобильный транспорт в сельском хозяйстве Азербайджана, Армении, Грузии, Узбекистана и других республик часто эксплуатируются в горных и высокогорных районах, на высоте до 4000 метров над уровнем моря. С увеличением высоты местности над уровнем моря разрежение воздуха приводит к снижению мощности двигателя и переобогащению рабочего заряда, что в конечном итоге приводит к перерасходу топлива, снижению тягово-скоростных качеств автомобиля и увеличению общих расходов на перевозку грузов.

Работа автомобиля в условиях жаркого климата республик Средней Азии и движения по песчаным дорогам также приводит к снижению производительности труда и перерасходу топлива. Поэтому общие требования, которые предъявляются современному автомобилю эксплуатируемому в сельском хозяйстве сводится к тому, чтобы обеспечить максимальную производительность и топливную экономичность в любых дорожных, климатических, метеорологических, нагрузочных и других режимных условиях.

Ухудшение технико-экономических показателей автомобилей, эксплуатируемых в сельском хозяйстве, обусловлено также работой большую часть времени с недогрузкой в связи с низким удельным весом продуктов, как: зерно, овощи, технические культуры и др.

Производительность автомобиля в первую очередь определяется мощностными показателями двигателя, в частности максимальная мощность.

Одним из наиболее распространенным способом по повышению мощности является увеличение рабочего объема цилиндров двигателя. Однако, при этом увеличивается общий вес и габариты двигателя, расход материалов и трудоемкость изготовления. Кроме того, увеличивается эксплуатационный расход топливо-смазочных материалов.

В последние годы наиболее эффективным средством повышения удельной мощности двигателя является наддув. Последний успешно применяется в отечественных тракторных и стационарных дизелях [1]. Однако, применение обычных способов наддува в современных карбюраторных двигателях ограничено необходимостью увеличения октанового числа топлива или снижения степени сжатия. Кроме того, наддув в карбюраторных двигателях ведет к значительному возрастанию динамических и тепловых нагрузок, действующих на основные детали двигателя. Поэтому в серийных автомобильных карбюраторных двигателях наддув не получил должного применения [2].

Впервые бензиновые двигатели с наддувом устанавливались только лишь на автомобилях спортивного типа [3].

В последние годы многие иностранные автомобильные фирмы начали серийный выпуск бензиновых двигателей с наддувом. Так, например, в

50-х годах в США серийно выпускались автомобили Паккард-Студебекер с центробежными нагнетателями, приводимыми в движение при помощи фрикционных вариаторов. Эти автомобили с механическим надувом двигателя были предназначены для эксплуатации в высокогорных районах больших дорогах, с целью компенсации потери мощности двигателя, в условиях пониженного атмосферного давления.

Испытания, проведенные английской фирмой ВМС, показали, что наддув двигателя с помощью приводного нагнетателя позволяет улучшить динамические качества автомобиля в среднем на 28%.

Существующие системы наддува применяются для получения высокой мощности в цилиндре с данными размерами, для компенсации понижения плотности воздуха с подъемом на высоту или для обеих нужд одновременно.

Несмотря на это, наддув бензиновых автомобильных двигателей, эксплуатируемых в горных условиях, в нашей стране пока не получил практического применения.

Для надежной и эффективной работы и с целью повышения удельной мощности бензинового двигателя на кафедре тракторов и автомобилей Грузинского сельскохозяйственного института автором было проведено исследование влияния частичного наддува на показатели двигателя, которые способствуют улучшению динамических свойств и топливной экономичности автомобиля.

Сущность частичного наддува бензинового двигателя заключается в том, что основное количество свежего заряда в цилиндры двигателя поступает в процессе впуска, а дополнительное количество воздуха под избыточным давлением подается компрессором в начале процесса сжатия. При этом, раздельный ввод дополнительного воздуха, при соответственном подборе размеров и месторасположения клапана, а также направления струи дополнительного воздуха обеспечивает в зоне расположения источника зажигания обогащенный заряд, способствующий получению максимальной скорости сгорания. Кроме того, на скорость сгорания влияет увеличение массового наполнения цилиндра двигателя. Однако, при этом имеет место увеличение давления заряда в конце сжатия, в результате чего, эффективная мощность двигателя увеличивается за счет увеличения общего количества заряда, участвующего в процессе сгорания и расширения, более полного сгорания топлива и отсутствия потерь от неполноты сгорания, увеличения коэффициента выделения тепла, снижения средней молекулярной теплоемкости газов.

Частичный наддув успешно может быть применен как на максимальных, так и при средних и малых нагрузках, а также при переменных режимах движения автомобиля.

Применение частичного наддува двигателя приобретает особый смысл при эксплуатации автомобиля в горных условиях, так как подача допол-

нительного воздуха при такте сжатия позволяет устранить самопроизвольное переобогащение смеси, имеющее место при увеличении высоты над уровнем моря.

С применением частичного наддува прежде всего увеличивается массовое наполнение цилиндров. Причем с добавлением воздуха рабочая смесь в цилиндрах обедняется без ухудшения протекания процесса сгорания.

Сравнение индикаторных диаграмм карбюраторного, бензинового двигателя ЗИЛ-164 (рис. 1), работающего с частичным наддувом и без наддува показывает, что при добавлении воздуха рабочая смесь в цилиндре обедняется до $\alpha = 1,14$ (против $\alpha = 0,93$ у серийного двигателя), од-

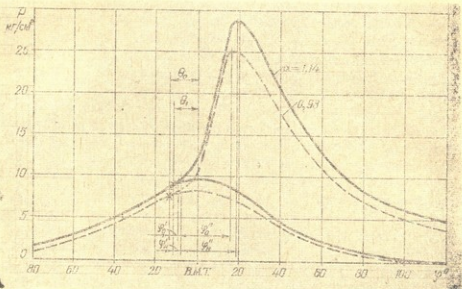
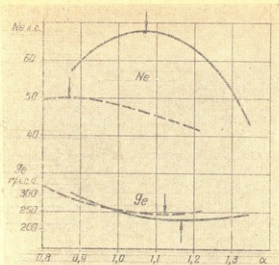


Рис. 1. Индикаторные диаграммы карбюраторного двигателя ЗИЛ-164 с частичным наддувом (сплошная линия) и без наддува (пунктирная линия). Дроссель — полный; $n = 1200$ об/мин; топливо — бензин А-72.

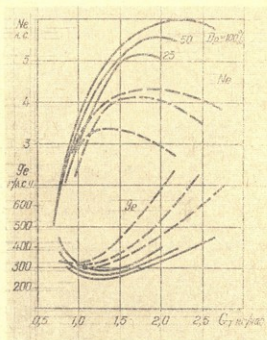
нако, протекание процесса сгорания несколько не ухудшается и наоборот улучшается, в результате чего среднее давление цикла и индикаторная мощность двигателя значительно повышаются.

Интенсификация процесса сгорания при работе двигателя с частичным наддувом, достигается за счет увеличения количества рабочего заряда, плотности смеси в конце сжатия, а также в результате послойного распределения смеси. Последний фактор способствует значительному улучшению показателей двигателя.

Как видно из регулировочной характеристики (рис. 2), максимальная мощность двигателя при частичном наддуве двигателя на 36% увеличивается, а минимальный удельный расход топлива относительно стандартного



Բր. 2. Изменение мощности и удельного расхода топлива двигателя ЗИЛ-164 в зависимости от состава смеси. $n = 1200$ об/мин; $\epsilon = 6,2$; $P_{над} = 6$ кг/см²; топливо: бензин А-72 ————— с наддувом; - - - без наддува.



Բր. 3. Регулировочные характеристики для постоянного числа оборотов и различных углах открытия дроссельной заслонки. Двигатель ИТ9-2; $n = 900$ об/мин; $\epsilon = 6,2$; топливо: бензин А-76 ————— с наддувом; - - - без наддува.



двигателя снижается на 15 г, т. е. на 6,5%. Причем, устойчивая работа двигателя с частичным наддувом обеспечивается вплоть до состава смеси $\lambda = 1,35$.

Экспериментальное исследование одноцилиндрового верхнеклапанного двигателя с установки ИТ-9-2 показали, что применение частичного наддува позволяет получить высокую мощность и топливную экономичность как на полных нагрузках, также при различных углах открытия дроссельной заслонки.

На рис. 3 приведены характеристики верхнеклапанного одноцилиндрового двигателя для трех положений дросселя, соответствующих полной и двух частичным нагрузкам. Как и следовало ожидать, мощностно-экономические показатели двигателя при частичном наддуве (сплошные линии) резко возрастают, по сравнению с работой двигателя без наддува (штриховые линии).

При эксплуатации автомобиля в горных условиях, по мере подъема над уровнем моря давление окружающего воздуха уменьшается, что способствует снижению весового наполнения двигателя. Причем, по мере увеличения высоты более интенсивно снижается расход воздуха, что приводит к обогащению смеси, примерно на 6% на каждые 1000 м.

На рис. 4 показаны изменения среднего эффективного давления, удельных расходов топлива и коэффициента избытка воздуха в зависимости от высоты над уровнем моря, для двигателя ИТ 9-2, работающего с частичным наддувом и без наддува.

Как видно из рис. 4, с увеличением высоты над уровнем моря происходит обогащение смеси, вследствие чего мощность двигателя падает, а удельный расход топлива возрастает, причем сравнительно резкое падение мощности и увеличение удельного расхода топлива наблюдается при работе серийного двигателя без наддува. Вместе с этим, выше 2100 м над уровнем моря, из-за сильного переобогащения рабочей смеси, серийный двигатель начинает работать с перебоем, в то время как при частичном наддуве перебой в работе двигателя наблюдался только лишь выше 3200 м.

Дорожные испытания автомобиля КАЗ-600 АВ показали, что форсирование карбюраторного двигателя с частичным наддувом способствует улучшению динамики и экономии автомобиля. В частности, средняя скорость движения автомобиля КАЗ-600 АВ при частичном наддуве двигателя увеличивается на 10%, а время и путь разгона уменьшаются на 12—14% вследствие чего общие динамические показатели возрастают в среднем на 15—18%.

На рис. 5 приведена дорожная экономическая характеристика автомобиля при работе двигателя с частичным наддувом и без наддува.



УДК 629.5.01.01.01.01.01

302.500.01.01.01.01

Как видно из рис. 5, при работе двигателя с частичным наддувом расход топлива уменьшается на всем диапазоне скорости движения автомобиля. Простые расчеты показывают, что при работе двигателя с частичным наддувом на перевозку 1 т груза на 100 км требуется 5,25 л топлива, против 6 л при работе двигателя без наддува, т. е. экономия топлива составляет 12,5%.

Выводы

1. С применением частичного наддува увеличивается массовое наполнение цилиндров, что приводит к увеличению литровой мощности двигателя, что в свою очередь, положительно сказывается на динамические и экономические показатели автомобиля.

2. Принципиальное отличие исследуемой схемы частичного наддува заключается в раздельной подаче дополнительного воздуха, при котором создаются благоприятные условия для осуществления послойного распределения смеси обогащением заряда у источника зажигания, что обеспечивает эффективное сгорание бедных смесей вплоть до $\alpha \approx 1,4$.

3. Частичный наддув следует рассматривать как одно из наиболее рациональных средств компенсации теряемой мощности, так как с подачей дополнительного воздуха осуществляется корректирование состава смеси, что создает предпосылки для улучшения топливной экономичности автомобиля.

Литература

1. Моргулис Ю. Б., Поветкин Г. М. — Турбонаддув тракторных дизелей. М., НАТИ—ЦБТИ. 1962.
2. Ханин Н. С., Шерстюк А. Н., Зайченко Е. Н., Динеев Ю. Н. — Наддув и нагнетатели автомобильных двигателей. Издательство «Машиностроение», М., 1965.
3. Рикардо Г. Р. — Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. Машгиз, М., 1960.



საქართველოს საბჭოთაო-საბუნებისმეტყველო მეცნიერებათა აკადემია, 1974 წ. 1. 303-304 გვერდი

ТРУДЫ ГРУЗИНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ИНСТИТУТА, т. ХС, 1974 г.

Э. А. РАМАЗАШВИЛИ

О РАСЧЕТЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОФИЛЯ ТЕРРАС

За последнее время значительно расширены работы по освоению склонов под террасы для закладки виноградников, цитрусовых и других многолетних культур. Поставленные партией и правительством перед тружениками сельского хозяйства задачи по расширению с/х производства предусматривают дальнейшее увеличение объема работ по освоению горных склонов путем сооружения террас.

Безусловно, точность расчета параметров профиля террас будет способствовать сокращению затрат трудовых и материальных ресурсов, а простота расчета будет способствовать сокращению сроков проектирования и разметки плана на местности. Следовательно, ставится вопрос об уточнении и дальнейшем усовершенствовании существующих и вновь предлагаемых формул и методов расчета параметров террас [1, 2, 3, 4].

Основными параметрами, подлежащими определению при проектировании наиболее распространенных выемочно-насыпных ступенчатых террас, являются: ширина отводимой под террасу полосы L (рис. 1), ширина полотна террасы B , ширина откоса выемочной и насыпной части террасы h_a и h_n , при конкретных значениях углов откоса выемочной и насыпной частей террасы β и φ и заданного значения угла поперечного уклона полотна террасы γ . Определению подлежат также ширина полос, отводимых под выемочную и насыпную части l_a и l_n , ширина выемочной и насыпной части полотна террасы b_a и b_n . Для того, чтобы иметь возможность выбора оптимальных вариантов профиля террасы, также необходимо знание таких показателей, как коэффициент использования площади склона K .

Как видно из схемы, для того чтобы соорудить террасу на склоне с углом уклона α , следует сделать выемку $ОСД$, из которой нужно сдвинуть грунт ко склону и образовать насыпь $АВО$; при этом горизонтальные части выемки b_a и насыпи b_n совместно образуют полотно террасы b , которое является полезной площадью террасы. Кроме того, при этом образуются выемочный CD и насыпной AB откосы, имеющие углы нак-



лона к горизонту β и φ , которые для надежной устойчивости должны иметь значение меньше, чем углы естественного откоса для рыхлого и плотного состояния грунта. Кроме того, как известно, силы сцепления частиц грунта имеют большие значения в плотном теле, чем в рыхлом состоянии того же грунта, т. е. следует учитывать, что:

$$\beta > \varphi.$$

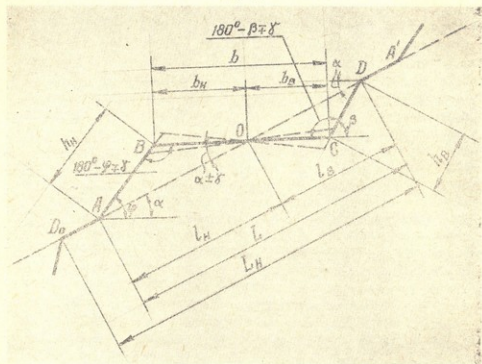


Рис. 1.

Известно также, что объем плотного грунта V_b после разрыхления увеличивается до объема V_n , соотношением которых определяется значение коэффициента разрыхления

$$K_p = \frac{V_n}{V_b} = \frac{eF_n}{eF_b} = \frac{F_n}{F_b} \quad (1)$$

откуда

$$F_n = K_p F_b \quad (2)$$

где e —длина участка террасы;

F_n —площадь поперечного сечения насыпной части террасы;

F_b —площадь поперечного сечения выемной части террасы.

Таким образом, сооружению террасы неизбежно сопутствует увеличение объема взрыхленного грунта и, следовательно, площади поперечно-



го сечения насыпной части. Однако, это явление при проектировании террас не учитывается и расчет конечных значений основных параметров существующей методике проводится «с учетом полной усадки грунта в насыпную часть террасы» [2]. В результате, при сдаче законченного строительства на лицо имеется насыпь рыхлого грунта, уплотнение которой не предусмотрено существующими технологическими картами строительства террас и не обеспечено составом системы машин. Со временем эти террасы оседают и уплотняются естественным путем, нарушая заданный по проекту профиль.

Исходя из этого, при расчете параметров террас следует учитывать реальное состояние грунта в период строительства и возможные изменения в последующий период эксплуатации.

Осадка и уплотнение террасы после строительства происходит в основном в насыпной части (рис. 2), в результате чего сечение насыпной части из состояния ABO переходит в состояние AB_0O , причем, такие параметры, как угол насыпного откоса φ и ширина полотна b будут подвергаться незначительному изменению, а площадь

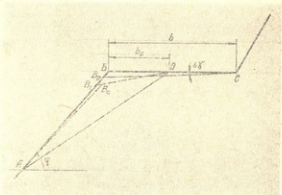


Рис. 2.

поперечного сечения ABO , равное F_H , уменьшится до площади сечения AB_0O или приблизительно до сечения AB_0O , равное F_B . Тогда площадь усадки B_0BO согласно [2] будет иметь значение

$$\Delta F = F_{ABO} - F_{AB_0O} = F_H - F_B = K_p F_B - F_B = (K_p - 1) F_B$$

Как видно из треугольника $ОСД$ (рис. 1) площадь выемки будет

$$F_B = 0,5 b_B h_B \sin(180^\circ - \beta \mp \gamma)$$

тогда

$$\Delta F = 0,5 (K_p - 1) b_B h_B \sin(\beta \pm \gamma)$$

Наряду с уплотнением насыпи на полотне будет происходить смещение поверхностного слоя и выемочной части под выравнивающим воздействием почвообрабатывающих машин и орудий, таким образом, что площадь усадки ΔF распределится по треугольнику B_0BO , которая вызывает потерю угла поперечного уклона полотна террасы γ .

Для определения угла усадки $\Delta\gamma$ исходим из условий, что

$$F_{B_0BO} = F_{B_0BC} = \Delta F = 0,5 (K_p - 1) b_B h_B \sin(\beta \pm \gamma).$$

С другой стороны, из ΔB_2BC , где $(B_2C) \approx b$ можно написать

$$F_{B_2BC} = 0,5 b^2 \sin \Delta \gamma,$$

Из этих двух уравнений имеем

$$\Delta \gamma = \arcsin \frac{(K_p - 1) b_B h_B \sin(\beta \pm \gamma)}{b'} \quad (3)$$

значение которой должна учитываться при определении строительного угла поперечного уклона террасы по формуле:

$$\gamma_{\text{терр}} = \gamma + \Delta \gamma$$

где γ — угол уклона полотна, обусловленное техническим заданием проекта.

Для определения основных параметров профиля террасы следует исходить из того условия, что площади поперечных сечений выемки и насыпи террасы не равны [1].

Значения площадей поперечных сечений выемочной и насыпной частей определяются по известной формуле и пишется равенство с поправочным коэффициентом K_p :

$$\frac{F_B \sin(\varphi - \alpha) \sin(\alpha \pm \gamma)}{2 \sin(180^\circ - \varphi \mp \gamma)} = K_p \frac{F_B \sin(\beta - \alpha) \sin(\alpha \pm \gamma)}{2 \sin(180^\circ - \beta \mp \gamma)}$$

После преобразования и обозначения коэффициента, выражающего соотношение выемочной и насыпной частей ширины полосы террасы, получим:

$$\frac{l_H}{l_B} = \sqrt{\frac{\sin(\beta - \alpha) \sin(\varphi \pm \gamma)}{\sin(\varphi - \alpha) \sin(\beta \pm \gamma)}} K_p = \lambda. \quad (4)$$

Аналогично получим значения коэффициента ширины полотна террасы

$$\frac{b_H}{b_B} = \sqrt{\frac{\sin(\varphi - \alpha) \sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha) \sin(\varphi \pm \gamma)}} K_p = \rho, \quad (5)$$

и ширины откосов

$$\frac{h_H}{h_B} = \sqrt{\frac{\sin(\beta - \alpha) \sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\varphi - \alpha) \sin(\varphi \pm \gamma)}} K_p = \eta, \quad (6)$$

откуда имеем

$$l_H = \lambda l_B; \quad b_H = \rho l_B \quad \text{и} \quad h_H = \eta h_B \quad (7, 8, 9)$$

Полные значения этих ширины, учитывая [7, 8, 9], можно выразить следующим образом:

$$L = l_B + l_H = l_B + \lambda l_B = (1 + \lambda) l_B \quad (10)$$

$$B = b_B + b_H = b_B + \rho b_B = (1 + \rho) b_B \quad (11)$$



Постоянной величиной из параметров террасы должна быть ширина полотна В; поэтому остальные параметры следует выразить эту величину, для чего, исходя из схемы (рис. 1), пишем:

$$\frac{l_B}{b_B} = \frac{\sin(180^\circ - \beta \mp \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)} = \frac{\sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)} \quad \text{и} \quad \frac{h_B}{b_B} = \frac{\sin(\alpha \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)}$$

откуда

$$l_B = b_B \frac{\sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)} \quad \text{и} \quad h_B = b_B \frac{\sin(\alpha \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)}$$

Согласно (11), (7, 8, 9) и последних формул пишем

$$b_B = B \frac{1}{1+p}; \quad b_n = B \frac{q}{1+p}; \quad (12)$$

$$l_B = B \frac{1}{1+p} \cdot \frac{\sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)}; \quad l_n = B \frac{\lambda}{1+p} \cdot \frac{\sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)} \quad (13)$$

$$h_B = B \frac{1}{1+p} \cdot \frac{\sin(\alpha \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)}; \quad h_n = B \frac{\eta}{1+p} \cdot \frac{\sin(\alpha \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)} \quad (14)$$

$$L = B \frac{1+\lambda}{1+p} \cdot \frac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin(\beta - \alpha)} \quad (15)$$

В специальной литературе имеются аналогичные формулы [2, 4, 5], с помощью которых составлены таблицы этих параметров. Однако, в этих формулах не учтен коэффициент рыхания, причем структура этих формул не дает возможность поправки табличных данных непосредственным вводом коэффициента рыхания. Наряду с этим, таблицы охватывают весьма ограниченное количество практически возможных вариантов и для промежуточных условий требуется проводить дополнительные расчеты, уменьшающие значение этих таблиц. Поэтому, следует считать целесообразным проводить расчеты параметров террасы для конкретных реальных условий данными формулами также при всех возможных отклонениях угла склона.

Рассматривая структуру данных формул параметров (12, 13, 14, 15) и коэффициентов (4, 5, 6), можно заметить, что при расчетах дело имеем с часто повторяющимися величинами, что дает возможность программовать и облегчать процесс расчета.

В самом деле, выделяя эти величины и обозначая их буквами, будем иметь следующие элементы:

$$x = \sqrt{\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin(\varphi - \alpha)}}; \quad y = \sqrt{\frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\sin(\beta - \alpha)}}; \quad z = \frac{\sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)}$$

$$p = \sqrt{\frac{\sin(\beta \pm \gamma)}{\sin(\varphi \pm \gamma)}}; \quad q = \sqrt{\frac{\sin(\varphi \pm \gamma)}{\sin(\beta \pm \gamma)}}; \quad u = \frac{\sin(\alpha \pm \gamma)}{\sin(\beta - \alpha)}$$

которые составлены всего навсего из синусов пяти углов

$$(\beta - \alpha), \quad (\varphi - \alpha), \quad (\beta \pm \gamma), \quad (\varphi \pm \gamma) \text{ и } (\alpha \pm \beta).$$

Это дает возможность провести сперва независимые от формул расчеты отдельных элементов, после чего легко составить из этих элементов отдельные комбинации согласно со структурами формул, как то

$$\lambda = xq\sqrt{k_p}; \quad \rho = yp\sqrt{k_p}; \quad \eta = xp\sqrt{k_p};$$

$$L = B \frac{1+xq\sqrt{k_p}}{1+xp\sqrt{k_p}} z; \quad l_n = \frac{B}{1+yp\sqrt{k_p}} z; \quad b_n = \frac{B}{1+yp\sqrt{k_p}} \text{ и т. д.}$$

что дает возможность избежать повторных расчетов одних и тех же величин.

Значительное сокращение расчетов возможно также построением кривых зависимостей коэффициентов, λ , ρ , η от угла склона в интервале его возможных изменений на данной местности. Построенные кривые по данным нескольких точек дают возможность получать значения параметров для любых промежуточных вариантов графическим путем.

Для определения ширины полной полосы террасы следует сперва уточнить ширину бермы a , которую повсеместно берут одинаковой, что следует считать неправильным.

Берма, кроме того, что является противоэрозионной буферной и противооползневой полосой, должна также поглощать колебания ширины полосы террасы вследствие изменения угла склона на данном участке. При этом, чем больше ширина полосы террасы, тем меньше становится ширина бермы и наоборот. Таким образом, одна часть бермы должна вмещать амплитуду колебания ширины полосы на данной горизонтали, а другая часть — обладать противоэрозионной и противооползневой устойчивостью.

Тогда исходя из этих соображений, можно написать

$$a = a_1 + a_2$$

где a — полная ширина бермы,

a_1 — ширина бермы, предусмотренная агрохимическими условиями,

a_2 — ширина бермы, предусмотренная для поглощения амплитуды колебания ширины полосы террасы.

Последняя должна определяться по формуле

$$a_2 = L_{\max} - L_{\min}$$

где L_{\max} и L_{\min} — максимальная и минимальная ширина полосы, которые определяются вводом в формулу (15) максимального и минимального значения угла склона

(α_{\max} , α_{\min}), выявленных при обследовании местности.

Безусловно где склон спокойнее, т. е. α менее изменчива, берма может быть меньшей ширины и коэффициент использования поверхности склона будет больше.

Для расчета коэффициента использования поверхности склона пользуются формулой

$$k = \frac{B}{L_n} 100\%$$



где L_n — ширина полной полосы террасы, включающей в себя и ширину бермы, которую можно подсчитать формулами

$$L_n = L_{\max} + a_1 = L_{\min} + a = L_{cp} + a_{cp}$$

Наиболее точной следует считать формулу

$$L_n = \frac{H}{\sin \gamma}$$

где H — высота террасы с бермой по горизонталям.

В заключение вышесказанного следует отметить, что предлагаемые корректировки методики расчета основных параметров террас и новые структуры формул для их расчета дадут возможность при проектировании ступенчатых выемочно-насыпных террас проводить расчеты их параметров с повышенной точностью и меньшей затратой времени, что, в свою очередь, будет способствовать сокращению сроков проектирования, упрощению переноса проекта на местность, облегчению производства работ и повышению качества строительства террас.

Л и т е р а т у р а

1. Хохлов И. М. — Эксплуатация машин в горном земледелии. Тб., 1958 г.
2. Хоменко М. С., Терехов А. П. — Таблицы параметров ступенчатых террас под плодовые насаждения. Киев, 1964 г.
3. Зельцер В. А., Секршер А. К. — Расчет элементов профиля террас; ж-л «Садоводство, виноградарство и виноделие Молдавии», № 2. 1965 г.
4. Циргвава М. С. — Рекомендации по механизации террасирования крутых склонов, Москва, 1970 г.
5. Казахашвили В. В. — Параметры ступенчатых террас, Тб., 1971 г.



3. ოზონიძე

**ხენა დახარჯული კუთრი ენერჯიის განსაზღვრის
ანალიზური მეთოდი**

ხენა ძირითადი სასოფლო-სამეურნეო ოპერაციაა. სხვა სამუშაოებთან შედარებით იგი მეტად მძიმე და შრომატევადია. ერთი ჰექტარის მოსახნავად იხარჯება 200—250 მილიონი ჯოული მუშაობა და 14—15 კგ საწვავი. თუ გავითვალისწინებთ, რომ საბუკთა კავშირში სახნავი ფართობები აღმატება 200 მილიონ ჰექტარს, ადვილად წარმოვიდგენთ რა კოლოსალური რაოდენობის ენერჯია და საწვავი იხარჯება ასეთი დიდი სამუშაოს შესასრულებლად. ამ ენერჯიის და საწვავის ხარჯის განსაზღვრის მეცნიერული მეთოდების ჩამოყალიბებას კი უღო დესი სახელმწიფოებრივი მნიშვნელობა ენიჭება.

სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესასრულებლად საჭირო ენერჯია და დახარჯული საწვავი ერთმანეთის პირდაპირპროპორციულია, ამიტომ საწვავის საჭირო რაოდენობის განსაზღვრისათვის გადამწყვეტი მნიშვნელობა აქვს ეფექტური კუთრი ენერჯიისა და დახარჯების განსაზღვრის მეთოდების დამუშავებას.

ერთეული ფართის მოსახნავად დახარჯული ენერჯიის ე. წ. კუთრი ენერჯიისა და დახარჯების გამოსათვლელი განტოლება შემდეგ სახეს იღებს:

$$A_{av} = f q \theta + \frac{a(k + \varepsilon v^2)}{v_m v_z} \frac{z}{v^2} \quad (1)$$

სადაც f არის აგრეგატის გადაადგილების წინააღმდეგობის კოეფიციენტი; q — აგრეგატის კუთრი სიმძიმის ძალა (აგრეგატის მოდების განის 1 მ-ზე მოსული სიმძიმის ძალა); θ — დანაკარგების კოეფიციენტი. იგი ითვალისწინებს ენერჯიის ხარჯს ბუქსაობაზე, ტრანსმისიაში, მობრუნებებზე და სხვ. a — ხენის სიღრმეა m ; k — ნიადაგის კუთრი წინააღმდეგობა; ε — პროპორციულობის კოეფიციენტი; v — აგრეგატის სიჩქარე, მ/წმ; $f_m f_n$ — ტრანსმისიის და ბუქსაობის მ. ქ. კ. გუთნის ტიპის შესაბამისად I ფორმულა სხვადასხვა აგრეგატისათვის იღებს შემდეგ სახეს:

ა) მისაბმელი გუთნით ხენის დროს

$$A_{av} = (f_T q_T + f_n q_n) \theta_n + \frac{a(k + \varepsilon v^2)}{v_m v_z};$$

ბ) საკილი გუთნით ხენის შემთხვევაში

$$A_{ay} = f_T q_T \vartheta_m + \frac{a'(k + \varepsilon v^2)}{\eta_m \eta_z};$$

გ) ნახევრად საკილი გუთნით ხენის დროს

$$A_{ay} = f_T q_T \vartheta' + f_M q_M \vartheta'' + \frac{a(k + \varepsilon v^2)}{\eta_m \eta_z};$$

დ) თვითმავალი აგრეგატის შემთხვევაში

$$A_{ay} = f_T (q_T q_M) \vartheta_c + \frac{a(k + \varepsilon v^2)}{\eta_m \eta_z}$$

ამ ფორმულებში f_T, f_M ტრაქტორისა და გუთნის გორვის წინაღობის კოეფიციენტებია; q_T, q_M —ტრაქტორის და გუთნის კუთრი სიმძიმის ძალა, მოსული აგრეგატის მოდების განის 1 მ-ზე; $\vartheta_m, \vartheta_n, \vartheta', \vartheta'', \vartheta_c$ —დანაქარგების კოეფიციენტები, შესაბამისად: მისაბმელი საკილი, ნახევრად საკილი და თვითმავალი გუთნის ხენის შემთხვევაში.

დანაქარგის კოეფიციენტები გუთნის ტიპის შესაბამისი აგრეგატისათვის გამოისახება შემდეგნაირად:

$$\begin{aligned} \vartheta_n = \vartheta_c &= \frac{1}{\eta_m} \left(\frac{1}{\eta_z} + \frac{S_n \left(1 + \frac{B}{C}\right)}{L \eta_{\mu}} \right); \\ \vartheta_m &= \frac{1}{\eta_m} \left(\frac{1}{\eta_z} + \frac{S_n \left(1 + \frac{B}{C}\right) \left(1 + \frac{q_M}{q_T}\right)}{L \eta_z} \right); \\ \vartheta' &= \frac{1}{\eta_m} \left(\frac{1}{\eta_z} + \frac{S_n \left(1 + \frac{B}{C}\right) \left(1 + z \frac{q_M}{q_T}\right)}{L \eta_z} \right); \\ \vartheta'' &= \frac{1}{\eta_m} \left(\frac{1}{\eta_z} + \frac{S_n \left(1 + \frac{B}{C}\right) (1 + z)}{L \eta_{\mu}} \right). \end{aligned}$$

მიღებულ ფორმულებში S_n არის საქცევის ბოლოში აგრეგატის მობრუნების დროს გავლილი მანძილის საშუალო სიდიდე; B —აგრეგატის მოდების განი, მ; C —მოსახნავი ფართობის სივანე, მ; L —საქცევის სიგრძე, მ; η_{μ} — მოსახვევის მ. ქ. კ., $\eta_{\mu} = (1 - \mu)$ მარყუჟიანი მობრუნების დროს. უმარყუჟო მობრუნებების დროს კი $\eta_{\mu} = (1 - \mu) \left(1 + \frac{z' x}{S_n}\right)$, სადაც μ —მუხლუხა ტრაქტორის მობრუნების წინაღობის კოეფიციენტია; z' —ბროპორციულობის კოეფი-



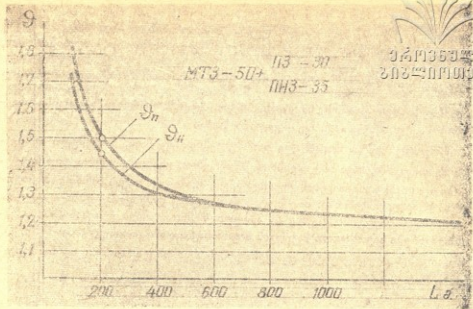
ციენტი (0,95—0,75); x —უმარყუეო მობრუნების უბნის სიგრძე m [1] თელიანი ტრაქტორით ხენისას $\gamma_{\mu} = 1$; z —გუთნის წონის კოეფიციენტი $z = \frac{\Delta G_M}{G_M}$, სადაც ΔG_M გუთნის წონის ის ნაწილია, რომელიც ნახევრად საკიდი გუთნის სატრანსპორტო მდგომარეობისას გადადის ტრაქტორის საკიდ სისტემაზე. G_M —გუთნის წონაა.

როგორც ზემოთ მოცემული ფორმულებიდანაც ჩანს, მოცემული აგრეგატის შემთხვევაში, სხვა სიდიდეებთან შედარებით, ყველაზე უფრო დიდ საზღვრებში იცვლება დანაკარგების კოეფიციენტი, რომელიც თავის მხრივ დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე. მათ შორის კი ყველაზე დიდ ფარგლებში შეიძლება იცვლებოდეს საქცევის სიგრძე L , ამიტომ მ სიდიდეების ცვალებადობის კანონზომიერება გავარკვიოთ საქცევის სიგრძისაგან დამოკიდებულებით (ცხრ. 1). დანაკარგების კოეფიციენტის ცვალებადობის ხასიათი უფრო ნათლად ჩანს დიაგრამაზე (ნახ. 1 და 2).

ცხრილი 1

ენერჯის დანაკარგის კოეფიციენტების მნიშვნელობები

აგრეგატი		მოღების ვანი სმ	ტრანსმისიის მ. კ. ა. γ_{μ}	ბუქსობის მ. კ. ა. γ_{β}	წონისა და შობა კმ/ც	საქცევის სიგრძე L, მ.	დანაკარგების კოეფიციენტები ϕ	შენიშვნები	
ტრაქტორი	გუთანი							კერძო	საერთო
MT3-50	ПН3-35	1,05	0,9	0,94	0,164	200	1,44	$\gamma_{\mu} = 1$	$S_n = 6,0$
						500	1,274		
						1000	1,222		
K-700	ПН8-35	2,8	0,9	0,94	0,12	200	1,45	$\gamma_{\mu} = 1$	$C = 10000$
						500	1,282		
						1000	1,225		
ДТ-54А	„Труженник“	1,75	0,85	0,96	0,156	200	1,61	$\gamma_{\mu} = 0,9$	მობრ. უმარცხ $d_k = 1,5$ $R_k = 10$
						500	1,38		
						1000	1,3		
T-75	ПН4-35	1,4	0,85	0,96	0,11	200	1,654	$\gamma_{\mu} = 0,9$	$x = 45,0$
						500	1,59		
						1000	1,3		
ДТ-75	ПН6-35	2,1	0,85	0,96	0,1245	200	$\phi' = 1,660$	$z = 0,7$	
						500	$\phi'' = 1,24$		
						1000	1,4; 1,27 1,3 12; 1,24		



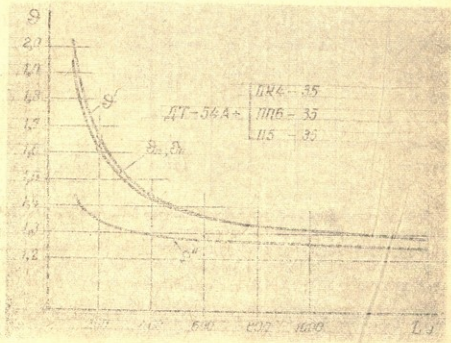
ნახ. 1.

ცხრილი 2

მ₁ მ₂ მ₃ მ₄ და Δ₁ Δ₂ Δ₃ Δ₄ მნიშვნელობები სხვადასხვა სახის აგრეგატებისათვის

აგრეგატი	Q ₁ ქ/მ ² მ/მ	Q ₂ ქ/მ ² მ/მ	L მ	μ	Δ ₁ ქ/მ ²	Δ ₂ ქ/მ ²	Δ ₃ ქ/მ ²	Δ ₄ მქ/მ ³	შენიშვნა	
ტრაქტორი	კუთონი									
3-50	3-35	25200	4050	200	1,44	3630	13000	16630	166,3	a=0,22 მ.
				500	1,274	3200		16200	162,0	
				1000	1,222	3080		16050	160,8	
-700	8-35	42850	5000	200	1,45	6220	13000	19220	192,0	k=50000 ქ/მ ² , მ/მ
				500	1,282	5500		18500	185,0	
				1000	1,225	5250		18250	182,5	
54	5-35	43200	6750	200	1,61	8280	13500	21780	217,8	f _T = 0,1 და 0,08
				500	1,33	7100		20600	206,0	
				1000	1,30	6680		20180	201,8	
-74	4-35	41150	4500	200	1,654	5450	13500	18950	189,5	f _M = 0,25
				500	1,39	4550		18050	180,5	
				1000	1,3	4280		17780	177,8	
-75	6-35	29800	6380	209	1,668	6110	13500	19610	196,1	
				500	1,34	5370		18370	188,7	
				1000	1,4	5110		18610	186,1	
					1,27					
					1,312					
					1,245					

როგორც ამ დიაგრამებიდანაც ჩანს, ენერჯის დანაკარგები ხენის დროს მკვეთრად იზრდება 500 მ-ზე ნაკლებად საქცევის სიგრძის შემცირების შემდეგ. 500 მ-დან 1000 მ-მდე საქცევის სიგრძის ზრდისას დანაკარგები მკვეთრად მცირდება და 1000 მ-ზე მეტი საქცევის სიგრძის შემთხვევაში დანაკარგების შემცირება უმნიშვნელოა. ეს მოვლენა მეტად საყურადღებოა მთავორიანი რაიონების პირობებისათვის, რადგან საქცევების სიგრძე ხშირად არ აღემატება 200 მ-ს.



ნახ. 2.

ამ დიაგრამებიდან აგრეთვე ჩანს, რომ დანაკარგების კოეფიციენტი მუხლუნა ტრაქტორებით ხენის დროს უფრო მეტია, ვიდრე თვლიანი ტრაქტორებით ხენის დროს. ეს გამოწვეულია იმ გარემოებით, რომ მუხლუნა ტრაქტორის ტრანსმისიის მ.ჭ.კ-კოველთვის ნაკლებია თვლიანი ტრაქტორის მ.ჭ.კ.-ზე და მოსახვევის მ.ჭ.კ. (η_{μ}) თვლიანი ტრაქტორისათვის ერთის ტოლია, მუხლუნისათვის კი ერთზე ნაკლებია (0,9 — 0,6).

როგორც ეფექტური კუთრი ენერგოდანახარჯების ფორმულებიდან ჩანს, იგი შედგება ორი სიდიდისაგან—აგრეგატის გადაადგილებისათვის საჭირო ენერგოდანახარჯების—ტრანსპორტირების კუთრი ენერგოდანახარჯების ($A_{\text{ტრ}}$) და ტექნოლოგიური პროცესის შესასრულებლად საჭირო ენერგოდანახარჯების—სასარგებლო კუთრი ენერგოდანახარჯების ($A_{\text{ნ}}$) ჯამისაგან.

$$A_{\text{ფე}} = A_{\text{ტრ}} + A_{\text{ნ}}$$

თითოეული ამ სიდიდის რიცხვითი მნიშვნელობები სხვადასხვა სახენელი აგრეგატისათვის მოცემულია მე-2 ცხრილში და ეფექტური კუთრი ენერგოდანახარჯების



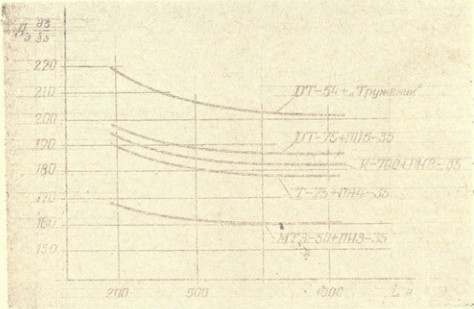
ხარჯების ცვალებადობის ხასიათი საქცევის სიგრძის ცვალებადობის შესახებ
 სად სხვა ერთნაირ პირობებში მოცემულია დიაგრამაზე (სურ. 3). გიბსონიძე

ცხრილი 3

სახენელი აგრეგატის ხაწევის ხარჯი და მწარმოებლობა

აგრეგატი		საქცევის სიგრძე L მ		საწევის ხარჯი კვ/კა		მწარმოებლობა კა/ცლი		შენიშვნა
ტრაქტორი	გუთანა	საქცევის სიგრძე L მ	მშობლური ლითონის დანახარჯი კა/მ/კა	ანალიზური მეთ.	ГОСНИТИ-ს მეთოდით	ანალიზური მეთ.	ГОСНИТИ-ს მეთოდით	
ДТ-54А	ИИ-35	200	217,8	16,5	16,5	3,65	3,9	$\Theta_0=4$ კვ/სთ. $k=0,6$ კვ/სმ ² $Ne=38$ კვტ.
		500	206,0	15,8	15,5	3,94	4,2	
ДТ-54		1000	201,8	15,5	15,1	4,06	4,4	
МТЗ-50Л	ИИИ-35	200	166,3	14,2	14,5	3,2	3,1	$\Theta_0=3$ კვ/სთ. $k=0,51$ კვ/სმ ² $Ne=26,5$ კვტ.
		500	162,0	13,78	13,9	3,31	3,3	
МТЗ-50		1000	160,8	13,7	13,7	3,39	3,4	

მე-2 ცხრილიდან და მე-3 დიაგრამიდან ნათლად ჩანს, რომ ერთნაირ პირობებში სხვადასხვა შედგენილობის აგრეგატით ხვნის დროს იხარჯება ენერჯის სხვადასხვა სიდიდე. ამავე დროს ყველა შემთხვევაში, ენერჯის ხარჯი მკვეთრად იზრდება 500 მ-ზე ნაკლებად საქცევის სიგრძის შემცირების პარალელურად. ამ გარემოებას ყურადღება უნდა მიექცეს ტექნიკური ნორმირების დროს.



ცხ. 3.



გარდა ზემოთხსენებულ ფორმულებში შესული ფაქტორებისა ენერგოდანახარჯებზე გავლენას ახდენს სხვა ფაქტორებიც, როგორცაა ფერდობის კუთრი და ფერდობზე აგრეგატის მოძრაობის მიმართულება. თუ ამ ფაქტორებსაც გავითვალისწინებთ ეფექტური კუთრი ენერგოდანახარჯების ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$A_{ay} = \left(f q \cos \alpha + \frac{a(k + \varepsilon v^2)}{\eta_m \eta_z} \right) \delta_0$$

სადაც α არის ფერდობის დახრის კუთხე; δ_0 — ფერდობის გავლენის გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი და განისაზღვრება ფორმულით

$$\delta_0 = \frac{1}{\cos \left(\arctg \frac{\sin \alpha}{f_r \cos \alpha + k \frac{aB}{G}} \right)}$$

ბ) ფერდობის გასწვრივ (აღმა-დაღმა) მოძრაობის შემთხვევაში

$$A_{ay} = \left(f q \cos \alpha + \frac{a'k + \varepsilon v^2}{\eta_m \eta_z} \right)$$

ამრიგად, ანალიზურ ფორმულებით ენერგოდანახარჯების გაანგარიშებისას შესაძლებელია გაითვალისწინებულ იქნეს ყველა ფაქტორი, რომელიც გავლენას ახდენს ეფექტური ენერჯის კუთრ ხარჯზე.

საწვავის ხარჯის გაანგარიშების ანალიზური მეთოდი

ცნობილია, რომ საწვავის ხარჯი პირდაპირპროპორციულია ეფექტური კუთრი ენერგოდანახარჯებისა (A_{ay}). ვინაიდან ზემოთ ჩამოვთვალეთ ამ სიდიდის A'_{ay} განსაზღვრის მეთოდი, საშუალება გვქვია ანალიზური მეთოდით განვსაზღვროთ საწვავის ხარჯიც.

რადგან აგრეგატის მუშაობის დროს ადგილი აქვს გაცდენებს სხვადასხვა მიზეზით, ამიტომ აუცილებელია მხედველობაში მივიღოთ დროის გამოყენების კოეფიციენტები, ძრავის უქმი მუშაობის შესაბამისი საწვავის ხარჯი, ზღვის დონიდან სიმაღლის გავლენა და სხვ, მაშინ საწვავის ხარჯის საანგარიშო ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$\Theta_F = A'_{ay} \frac{g_e}{3,6 \eta_h} \left(1 + \frac{\Theta_{\sigma\tau_0}}{g_e N_e \tau} \right) \text{ კგ/კა}$$

სადაც A'_{ay} არის ეფექტური კუთრი ენერგოდანახარჯები მჯ/კა;
 g_e — საწვავის კუთრი ხარჯი, მოცემულ ეფექტურ დატვირთვაზე კგ/ე. კვტ. სთ;
 η_h — სიმაღლის მ.ქ.კ., იგი განისაზღვრება ემპირიული ფორმულით



$$\eta_A = \frac{1}{1 + 5 \cdot 10^{-6}} h, \text{ სადაც } h \text{ არის სიმაღლე ზღვის დონიდან } \eta_A \text{ სიმაღლეზე}$$

საწვავის საათური ხარჯი ძრავას უკმ მუშაობაზე კვ/სთ, τ_0 —დროის გამოყენების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ვაცდენებს—აგრეგატის დგომას ძრავას მუშაობით; N_e —ძრავას ეფექტური სიძალადევა, კვტ; τ —დროის გამოყენების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ყოველგვარ ვაცდენებს.

შედარებისათვის და საწვავის ხარჯის განსაზღვრის ანალიზური მეთოდის სიზუსტისა და მოხერხებულობის ნათელსაყოფად მე-3 ცხრილში მოცემულია საწვავის ხარჯის მნიშვნელობები განსაზღვრული ჩვენ მიერ დამუშავებული ანალიზური მეთოდით და ჩვენში დღეისათვის დამკვიდრებული ნორმატიული მეთოდით (ГОСНИТИ-ს მეთოდით).

ამ ცხრილიდან ნათელია, რომ ანალიზური მეთოდით განსაზღვრული და ნორმატიული მეთოდით განსაზღვრული საწვავის ხარჯის სიდიდეები ერთმანეთისაგან თითქმის არ განსხვავდებიან, რაც მიგვითითებს დამუშავებული ანალიზური მეთოდის დიდ პრაქტიკულ ღირებულებაზე.

ამრიგად, ხვანაზე დახარჯული კუთრი ენერგიის განსაზღვრის ანალიზური მეთოდი შესაძლებლობას გვაძლევს მოცემული კონკრეტული აგრეგატისათვის, კონკრეტული აგროტექნიკური და ბუნებრივ-რელიეფური პირობების გათვალისწინებით განვსაზღვროთ ფართის ერთეულზე დახარჯული მექანიკური ენერგიის სიდიდე, რის მიხედვითაც ადვილად განისაზღვრება ისეთი საექსპლუატაციო მაჩვენებლები, როგორცაა საწვავის ხარჯი, გამომუშავების ნორმა და სხვ.

კუთრი ენერგოდანახარჯების განსაზღვრის ანალიზური მეთოდი შესაძლებლობას გვაძლევს საპირო გამოთვლები ჩატარდეს ელექტროგამომთვლელი მანქანების გამოყენებით, რაც კიდევ უფრო გააადვილებს და მოხერხებულს გახდის მეურნეობებში აგრეგატების გამომუშავებისა და საწვავის ხარჯის დაგეგმვისა და განაწილების საკითხს.

ლიტერატურა

1. ვედენიანი ს. ვ., კირტაია ი. კ., სერგეევი მ. პ.—მტპ, ექსპლუატაცია მ., 1968.
2. სატრაქტორო და მექანიზებულ ძირითად სამუშაოთა ცვლის გამომუშავებისა და საწვავის ხარჯის ნორმის კრებული—თბ. 1968.
3. მექანიზებულ საველე სამუშაოთა ტექნიკური ნორმირება, მ. 1961.



საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის შრომების
 შრომის წითელი დროშის ორდენისა

საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის შრომათა, ბ. ხსენებული
 შრომების

ТРУДЫ ГРУЗИНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
 СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ИНСТИТУТА, т. ХС, 1974 г.

ა. ზაზაშვილი, ლ. ძიგბერიძე

ნიადაგის მინერალური და მუხაგების ბიქნოლოგიური პროცესი

თანამედროვე ნიადაგდამამუშავებელი მანქანების სამუშაო ორგანოებს საფუძვლად უდევს სამუხანაგოვანი სოლი, რომლის კლასიკურ განვითარებას გუთნის ტანის სამუშაო ზედაპირი წარმოადგენს.

გუთნის ტანის სამუშაო ზედაპირმა ერთდროულად უნდა უზრუნველყოს ნიადაგის მოჭრა, მისი გადაბრუნება და გაფხვიერება, მაგრამ ერთ სამუშაო ზედაპირზე ყველა ზემოხსენებულ მოთხოვნილებათა შეთავსება სხვადასხვა ნიადაგობრივი პირობებისათვის ყოველთვის როდია შესაძლებელი. მიუხედავად იმისა, რომ ნიადაგის პირველადი დამუშავებისათვის გამოყენებული გუთნის ტანის ფორმა და პარამეტრები ისტორიული გამოცდილებითაა დადგენილი და შემოწმებული, ის მაინც ვერ უზრუნველყოფს ერთი გავლით ნიადაგის თესვისათვის მომზადებას და მოითხოვს მთელი რიგი დამატებითი ოპერაციების ჩატარებას, როგორცაა კულტივაცია, აოშვა, დაფარცხვა და სხვ.

ნიადაგის თესვისწინა დამუშავების აღნიშნული ზერზების გამოყენება აუცილებელია მაშინ, როდესაც გვაქვს მძიმე წებვადი ნიადაგები.

გუთნები მუშაობის მალალ ხარისხს უზრუნველყოფენ სტრუქტურული ნიადაგების დამუშავებისას ნორმალური ტენიანობის დროს. ასეთი პირობებისათვის გუთნები წარმოადგენენ ნიადაგის დამუშავების ყველაზე ეფექტურსა და უნივერსალურ იარაღს. ზოლო ზოგიერთი სპეციფიკური პირობებისათვის, სადაც ფრთიანი გუთნებით დამუშავება არ იძლევა დადებით შედეგებს და უფრო მეტიც, რომდენადმე ართულებს ნიადაგის მომზადებას თესვისათვის, ისმება საკითხი ნიადაგის დამუშავების სხვა მეთოდების გამოყენების შესახებ. ასეთ სპეციფიკურ პირობებს მიეკუთვნება მთის ფერდობის, დამლაშებული ნიადაგისა და ნაწვერალის დამუშავება, სადაც ფრთიანი სამუშაო ორგანოებით დამუშავება ხასიათდება მთელი რიგი ტექნოლოგიური და ენერგეტიკული ნაკლოვანებებით.

ცნობილია, რომ ფერდობებზე ხენას აწარმოებენ გრძივი მიმართულებით. ფერდობის გასწვრივ ნიადაგის დამუშავების დროს ირღვევა ტრაქტორის გრძივი მდგრადობა, წვეის ძალის გარკვეული ნაწილი ინარჩუნება აღმართის დაძლევაზე, მაგრამ რაც მთავარია, ხენა ფერდობის გასწვრივ არ არის მისაღები ტექნოლოგიური თვალსაზრისით, ვინაიდან გუთანა, როგორც ცალმხრივი იარაღი, ქმნის

ნაზურგს და ნაღარას, რომლებიც ღვარცობითი ეროზიული მოვლენების ქმნიან. ეროზიულ მოვლენებს ხელს უწყობს აგრეთვე გუთნის სამუშაო ზედაპირის მიერ შექმნილი ზედაპირის უსწორმასწორობა (თხემიანობა).

ფერდობის განივად დამუშავება ერთი შეხედვით უნდა ხასიათდებოდეს ეროზიული მოვლენებისადმი მეტი მდგრადობით. ეს მართლაც ასე იქნებოდა, რომ ხვნა ზუსტად პორიზონტალების მიმართულებით წარმოებდეს, რაც პრაქტიკულად გაძნელებულია და ეროზიულ მოვლენებს მაინც აქვს ადგილი. ამის გარდა, ირღვევა აგრეგატის განივი მდგრადობა, იცვლება იარაღის მოდების განი და დამუშავების სიღრმე ზედა და ქვედა კვალში. ზედა კვალის შემთხვევაში არადა-მაკმაყოფილებელია ბელტის გადაბრუნება.

უკანასკნელ პერიოდში, როგორც საზღვარგარეთ, ასევე საბჭოთა კავშირში მიმდინარეობს სერიოზული მუშაობა ე. წ. „ნიადაგის მინიმალური“ დამუშავების ტექნოლოგიის ეფექტურობის შესასწავლად.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ქვეშ იგულისხმება ნიადაგის მოშადება თესვისათვის და თესვა ამ დანიშნულებისათვის განკუთვნილი იარაღების გავლათა რაოდენობის მინიმალური შეზღუდვით, ე. ი. ნიადაგის ძირითადი, თესვისწინა დამუშავებისა და თესვის ოპერაციების მინიმუმამდე შემცირება. რიგ შემთხვევაში ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ქვეშ იგულისხმება მისი მოშადება თესვისათვის და თესვა აგრეგატის ერთი გავლით.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების უპირატესობად უნდა ჩაითვალოს მისი ეკონომიურობა. ამასთანავე როგორც გამოკვლევები გვიჩვენებენ, იგი ეროზიის საწინააღმდეგოდ ბრძოლის და ნიადაგში წყლისა და ჰაერის რეჟიმის რეგულირების საუკეთესო საშუალებაა.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგია განსაკუთრებით ყურადსაღებია მთის ფერდობების დასამუშავებლად, სადაც არსებული ტექნოლოგიით გათვალისწინებული ნიადაგის მრავალჯერადი დამუშავება თესვისათვის მოსაშადებლად, მნიშვნელოვნად აძლიერებს ქარისა და წყლისმიერ ეროზიულ მოვლენებს. ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგია, ისეთი სამუშაო ორგანოების შერჩევით, რომლებიც არ ახდენენ ნიადაგის ბელტის გადაბრუნებას და მხოლოდ აფხვიერებენ სასურველ სიღრმეზე, წარმატებით შეიძლება გამოყენებული იქნეს დამლაშებული ნიადაგების ასათვისებლად და მათი შემდგომი დამუშავებისათვის.

ცნობილია, რომ სანაწევრლო კულტურების ეფექტურობა დიდადაა დამოკიდებული მათი თესვის მინიმალურ ვადებში ჩატარებაზე, რაც ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიის გამოყენებისას ადვილად მიიღწევა.

ჩვენი რესპუბლიკისათვის დამახასიათებელი კლიმატური პირობების—ნალექების არათანაბარი განაწილების, ძლიერი ქარების, ჰაერის მაღალი ტემპერატურისა და სხვა მიზეზების გამო ყოველთვის არ არის პირობები ნიადაგის სიძწიფის პერიოდში დამუშავებისა, რის შედეგადაც ხსული მსხვილბელტიანია და თესვისათვის მოსაშადებლად საჭიროებს შემდგომ მრავალჯგის დამუშავებას.

ზემოთ აღნიშნულიდან გამომდინარე, ნიადაგის მინიმალური დამუშავების



ტექნოლოგიური პროცესის გამოყენებას ჩვენი რესპუბლიკის ნიადაგობრივ პირობებისათვის მეტად დიდი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს.

არსებობს ნიადაგის მინიმალური დამუშავების სხვადასხვა ტიპები. ზოგიერთ ვარიანტში ფრთიანი სამუშაო ორგანოებით ნიადაგის მოხვნა რჩება ძალაში და მინიმალური დამუშავება ვრცელდება თესვისათვის ნიადაგის მომზადების ოპერაციების შესრულებაზე. ამ მიზნისათვის უმეტესად გამოყენებულია როტაციული ტიპის სამუშაო ორგანოები. სხვა ვარიანტებში ძირითადი ხენა-ფრთიანი სამუშაო ორგანოებით არ წარმოებს. ამ შემთხვევაში ნიადაგის დამუშავება ხორციელდება ბრტყლადმჭრელი და გამაფხვიერებელი სამუშაო ორგანოებით, რომლებიც ერთი გავლით ამზადებენ ნიადაგს თესვისათვის.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების გამოცდილებამ აჩვენა, რომ დამუშავების ეს ახალი წესი ხასიათდება მთელი რიგი აგროტექნიკური უპირატესობებით.

ცნობილია, რომ ნიადაგის დამუშავების სტანდარტული მეთოდი ითვისისწინებს ნაკვეთის მოხვნას, მის ომჯასა და დაფარცხვას, რის გამოც ნიადაგი ძლიერ მტვერიანდება. ნიადაგის წვრილკომპოზიციანი სტრუქტურა უფრო მეტად განიცდის გამკვრივებას და ეროზიულ ზეგავლენას.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგია საუკეთესო პირობებს ქმნის როგორც თესვის აღმოცენებისათვის, ასევე მცენარის ფესვთა სისტემის განვითარებისათვის.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების მეთოდების უმეტესობა უზრუნველყოფს ნიადაგში ორგანული ნივთიერებების დაგროვებას და ტენის შენარჩუნებას დიდი ხნის განმავლობაში.

მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესის გამოყენების დროს თავიდან არის აცილებული ნიადაგის ზედა ფენაში ზედმეტი წყლის დაგროვება. გაფხვიერებულ ნიადაგში წარმოიქმნება დიდი რაოდენობის მსხვილი ფორები, რის საშუალებითაც ზედაპირული წყლები ადვილად აღწევენ ნიადაგის სიღრმეში. იგი აადვილებს აგრეთვე სარეველებთან ბრძოლას.

მართალია ნიადაგის მინიმალური დამუშავების მეთოდების გამოყენება ტვირთავს სამუშაოებით თესვის პერიოდს, მაგრამ ტრაქტორების ჯამური სიმძლავრე ძირითადად იხარჯება მხოლოდ ორი ოპერაციის შესრულებაზე: ხვნასა და თესვაზე.

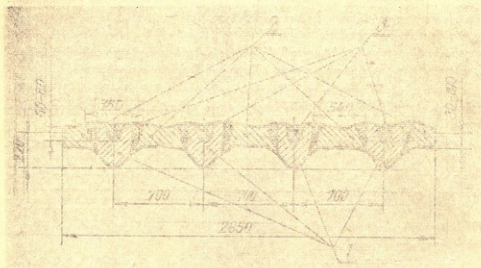
იმ შემთხვევაში თუ გაიზრდება მეურნეობის ენერგოაღქურვილობა, შესაძლებელი იქნება ხვნა გადატანილი იქნეს გაზაფხულზე. ეს კი უზრუნველყოფს ნაკვეთების დაცვას ეროზიისაგან მთელი ზამთრის განმავლობაში.

სას.-სამ. ტრაქტორების სიმძლავრის გადიდება განსაკუთრებულ პერსპექტივას იძლევა გადავიდეთ ნიადაგის საგაზაფხულო მინიმალურ დამუშავებაზე.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების იმ გამოცდილებათა საფუძველზე, რომელიც საბჭოთა კავშირისა და საზღვარგარეთის ქვეყნებშია, და აგრეთვე, რესპუბლიკის ზონალური პირობების გათვალისწინებით კ. ამირაჯიბის სახელობის საქართველოს სოფლის მეურნეობის მექანიზაციისა და ელექტრიფიკაციის სამეცნიერო-კვლევით ინსტიტუტში შემუშავებული იქნა ნიადაგის მინი-



მალური დამუშავების ტექნოლოგიური სქემა, რომელიც აგებულია „ქუთაისის ქარხანის“ პრინციპზე და, პირველ რიგში, გათვალისწინებულია მარცხენა კარბონატების და მარცხენა ნიადაგებისა და ნაწვერალზე სიმინდის მოვლა-მოყვანისათვის (ხაზ. 1).



ხაზ. 1.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური სქემის არსი შემდეგში მდგომარეობს: ნიადაგის ძირითადი ზედაპირული დამუშავება წარმოებს ბრტყლადმჭრელი სამუშაო ორგანოებით 8—10 სმ-ის სიღრმეზე ბელტის გადაბრუნების გარეშე (2). რიგთაშორისების სიდიდის მიხედვით ზოლებრივად ხდება ნიადაგის გაფხვიერება 20—25 სმ-ის სიღრმეზე, —სატეხისებრი გამაფხვიერებელი სამუშაო ორგანოებით (1). გაფხვიერებულ ზოლში ხდება თესვის ჩათესვა 6—8 სმ-ის სიღრმეზე მაჩოჩისებრი ჩამათესების საშუალებით (3).

ზემოთ აღწერილი ტექნოლოგიური სქემით გათვალისწინებული ყველა ოპერაცია: ნიადაგის ზედა ფენის ბრტყლად მჭრელით დამუშავება, ჩასათესი ზოლის ღრმად გაფხვიერება და თესვა გაერთიანებულია ერთი მანქანის ფუნქციებში და სრულდება აგრეგატის ერთი გავლით.

ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური სქემის ეფექტურობის დადგენის მიზნით, შეიქმნა ექსპერიმენტული სახის ნიადაგის მინიმალური დამუშავების მანქანის საცდელი ნიმუში, რომელმაც საველე-ლაბორატორიული გამოცდა გაიარა აღმოსავლეთ საქართველოს სხვადასხვა ნიადაგობრივ პირობებში და მიღებულია დადებითი შედეგები, რაც ნათლად ჩანს ცხრილიდან.

როგორც ცხრილიდან ჩანს, არსებული ტექნოლოგიით ძირითადი ოპერაციების (ხვნა, ფარცხვა, თესვა) შესრულებისათვის საჭირო საექსპლუატაციო დანახარჯების სიდიდე მზარდის, დამლაშებული ნიადაგებისა და ნაწვერალის თითოეული ჰექტარის დამუშავებაზე საშუალოდ შეადგენს 5-მან. და 58 კაპ.



№ №	ელის ვარიანტები	შრომის დანახარჯები კაც/სთ. ჰა-ზე			საექსპლუატაციო და- ნახარჯები მან. ჰა-ზე			არსებული ტექნო- ლოგიით ჩატარე- ული ოპერაციები და გამოყენებული მანქანები
		არსე- ბული ტექნო- ლო- გიით	ნიადავის მინიმალუ- რი დამუ- შავების ტექნო- ლოგიით	შრო- მის დან- ხარჯე- ბის შე- ძვირე- ბა (ჭე- რადო- ბით.)	არსე- ბული ტექნო- ლო- გიით	ნიადა- ვის მი- ნიმალ- ური დამუ- შავე- ბის ტექ- ნოლო- გიით	საექს- პლუა- ციო და- ნა- ხარ- ჯების შემცო- რება	
1	ნაწვერალის დამუ- შავება-თესვა	5,56	1,36	4,08	5,74	1,77	3,24	1. ზენა II-5-35 2. ფარცხვა-2 ჯერ ВДНТ-2,7
2	შრაღის დამუშა- ვება-თესვა	5,04	1,36	3,70	4,91	1,77	2,77	3. თესვა СКНК-6. 1. ზენა II-5-35 2. ფარცხვა ВДНТ- 2,2
3	დამლაშებელი ნია- დაგავის დამუშავე- ბა-თესვა	5,68	1,36	4,17	6,11	1,77	3,45	3. თესვა СКНК-6. 1. ზენა ПВ-5-35 2. ფარცხვა 2-ჯერ ВДНТ-2,2
4	ხაშვალოდ ერთ ჰექტარზე	5,42	1,36	3,98	5,58	1,77	3,15	3. თესვა СКНК-6

ან 5,42 კაც/სთ ერთ ჰაზე. ნიადავის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიის („დამუშავება-თესვა“) და ექსპერიმენტული მანქანის გამოყენებით კი ეს სი-
დიდე ყოველ ჰა-ზე უდრის 1 მან. 77 კაპ. ან 1,36 კაც/სთ. ჰა-ზე.

მაშასადამე, ნიადავის მინიმალური დამუშავების ასეთი ტექნოლოგიური
სქემით მომუშავე ექსპერიმენტული მანქანის გამოყენებით არსებულთან შე-
დარებით ყოველ ჰა-ზე შრომითი დანახარჯები საშუალოდ შემცირდება 3,98-
ჯერ, ხოლო საექსპლუატაციო დანახარჯები კი მცირდება 3,15-ჯერ.

გარდა ამისა, ნიადავის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური პრო-
ცესის („დამუშავება-თესვა“) გამოყენების უპირატესობა მდგომარეობს იმაში,
რომ ყველა ტექნოლოგიური პროცესი (ნიადავის პირველადი დამუშავება, თეს-
ვისწინა დამუშავება და თესვა) სრულდება 3—4-ჯერ უფრო ნაკლებ დროში,
ვიდრე არსებული ტექნოლოგიისა და არსებული მანქანების გამოყენებისას.

ალსანიშნავია აგრეთვე ისიც, რომ 1972 წელს სსრ კავშირის სოფლის მე-
ურნეობის სამინისტროს სატრაქტორო და სასოფლო-სამეურნეო მანქანათმშე-
ნებლობის სამინისტროს, გამომგონებლებისა და რაციონალიზატორთა საკავში-
რო საზოგადოების ცენტრალური საბჭოსა და სოფლის მეურნეობის სამეცნიერ-
ო-ტექნიკური საზოგადოების ცენტრალური სამმართველოს მიერ გამოცხადე-
ბული იყო საკავშირო კონკურსი—„მარცვლეული და პარკოსანი კულტურე-
ბის, ბალახის, შაქრის ჰარხის, სიმინდისა და მზესუმზირას მოყვანისათვის
ახალი შეთანაწყობილი ოპერაციების ტექნოლოგიის შემუშავების და ამ ტექნო-
ლოგიური პროცესის განსორციელებისათვის გამოყენებული ნიადაგდამამუშა-
ვებელი და სათესი კომბინირებული სამუშაო ორგანოებისა და მანქანის შექ-
მნის შესახებ“.



კონკურსში მონაწილეობის მისაღებად გაგზავნილი იქნა ზემოთ აღნიშნული წინადადება—„ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესი—დამუშავება—თესვა“—რომელმაც კონკურსის ჟიურის წევრების დასახურა და რეკომენდებული იქნა წარმოებაში დასანერგად.

М. И. ГУГУШВИЛИ, А. Ф. КЕРТКОВ

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС МИНИМАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Резюме

Для некоторых специфических условий, где обработка почвы отвальными орудиями не дает положительных результатов и даже в некоторой степени, усложняет подготовку почвы к посеву, имеются попытки использования способов минимальной обработки почвы.

Под минимальной обработкой почвы подразумевается подготовка почвы для посева и посев — минимальное ограничение количества проходов орудий, предназначенных для этих целей, т. е. минимальное уменьшение числа проходов агрегата для выполнения предпосевной обработки почвы и посевочных операций.

Для почвенных условий Восточной Грузии предлагается применить технологическую схему минимальной обработки почвы, называемую «обработка—посев», которая объединяет операции основную и предпосевную обработки почвы и посева. Все операции осуществляются одним проходом агрегата, что дает возможность удешевить полевые работы, уменьшить эрозию почвы.

Данная технологическая схема положена в основу экспериментальной машины, построенной в ГрузНИИМ ЭСХ.

Минимальная обработка почвы уменьшает количество проходов агрегата на участке и характеризуется существенными преимуществами обработки почвы по сравнению с обычной технологией.





პ. ზაბაღაძე

სივრცითი ფრაქირების კინემატიკის ზოგირითი საკითხი

ხელმძღვანელი პროფ. მ. გუგუშვილი

უსაფარველო ზონის ვენახების მწყრივთაშორისებში ნიადაგის დამუშავების შემდეგი ოპერაციები სრულდება: კულტივაცია, ღრმა გაფხვიერება, სამომოდგომო—„ნალარად“ და საგაზაფხულო—„ნაზურგად“ ხენა. ამ ოპერაციების ხარისხიანად შესრულებისათვის, როგორც ზოგიერთი გამოკვლევა მოწმობს, მიზანშეწონილია გამოყენებული იქნეს ვერტიკალური და ვერტიკალის მიმართ დახრილურძიანი ფრეზული სამუშაო ორგანოები დანების დისკოზე ღერძის პარალელური დაყენებით.

აღნიშნული ტიპის ფრეზულმა სამუშაო ორგანოებმა მრავალ მცენიერ-მკვლევართა სერიოზული ყურადღება მიიპყრო თავიანთი კონსტრუქციული და ნიადაგზე ზემოქმედების თავისებურებათა გამო. ეს თავისებურებები შემდეგია:

1. ერთი და იგივე ფრეზული სამუშაო ორგანოთი შეიძლება შესრულდეს ზემოთ აღნიშნული ოპერაციები ღერძის მდებარეობის მიხედვით.
2. გამოირჩეულია სარეველების დახვევა ფრეზულ დანაზე ვერტიკალთან დახრილი მბრუნავი ღერძის შემთხვევაში.
3. ისინი იძლევიან მცენარის ძირთან სამუშაო ორგანოს მიახლოების შესაძლებლობას.

ზემოხსენებული ნიადაგდამამუშავებელი ფრეზული იარაღების მიერ შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის სპეციფიკურობის გათვალისწინებით, უნდა იქნას წყაყაყებული სამუშაო ორგანოების პარამეტრების თეორიული გაანგარიშებისა და დამაროექტების სწორად შესწავლისადმი.

ვინაიდან ნიადაგის სივრცითი ფრეზირების საკითხები ნაკლებად არის შესწავლილი და გამოკვლეული, ამიტომ შევეცადეთ დავედგინა აქტიურთი კავშირი ფრეზული სამუშაო ორგანოების ზოგიერთ პარამეტრებს შორის.

ნიადაგის სივრცითი ფრეზირების ღრის შეიძლება გვექონდეს ფრეზული ღერძის მდებარეობის სხვადასხვა შემთხვევა:

1. ფრეზული ღერძი ვერტიკალის მიმართ დახრილია α -კუთხით და მისი გვერდითი პორიზონტალურ სიბრტყეზე ადგენს β -კუთხეს ფრეზის გადაადგილების გრძივ მიმართულებასთან, ე. ი. $\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$; („ნაზურგად“ და „ნალარად“ ხენის შესაბამისი პროფილით ფრეზირება).

2. ფრეზული ღერძი ვერტიკალის მიმართ დახრილია გრძელ ვერტიკალურ სიბრტყეში, ე. ი. $\alpha \neq 0$, $\beta = 0$ (კულტივაციისა და ღრმა გათხეხვების შესაბამისი ფრეზირება).

3. ფრეზული ღერძი ვერტიკალის მიმართ დახრილია ვრცელ სიბრტყეში, ე. ი. $\alpha \neq 0$, $\beta = \frac{\pi}{2}$ (მცენარის ძართან ფრეზის მიახლოების შესაძლებლობა).

4. ღერძი ზუსტად ვერტიკალურია, ე. ი. $\alpha = 0$; $\beta = 0$.

განვიხილოთ ფრეზული ღერძის მდებარეობის პირველი შემთხვევა $\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$, რომელიც ვერტიკალურ ღერძთან ფრეზისათვის ზოგადი შემთხვევაა. ამ შემთხვევაში ფრეზული სამუშაო ორგანოს მკრედი პირი ისე, როგორც სხვა აქტიური ნაწილები, ასრულებს რთულ მოძრაობას, სახელდობრ: გადატანით— v_x ტრაქტორის გადაადგილების მიმართულებით და წრიულ მოძრაობას თავისი ღერძის გარშემო ω კუთხური სიჩქარით.

ზემოხსენებულ ფრეზული დაწესებულებაში სივრცით ფრეზირების დროს აღწერს მრუდს, რომლის განტოლებების შეაწავლისათვის შევარჩიეთ უძრავი მართკუთხა $OXYZ$ კოორდინატთა მარცხენა სისტემა ისეთნაირად, რომ კოორდინატთა სათავე O ემთხვეოდნა მბრუნავი დანის ბოლო წერტილის მიერ შემოწერილი r_2 რადიუსიანი წრეწირის ცენტრი. მბრუნავი ღერძი ძვეს OX აბსციისად კუთხით განხრილ OZ აპლიკატზე გამავალ P_0 სიბრტყეში და OZ აპლიკატის მიმართ ადგენს α კუთხეს (ნახ. 1).

დავუშვათ, რომ ფრეზულ დისკოზე დამაგრებული დანა ძვეს OZ ღერძის გარშემო r_2 რადიუსით შემოწერილ სიბრტყესა და XOY სიბრტყის გადაკვეთის ხაზზე. ეს ხაზი OX ღერძიდან დაცილებულია $r = \frac{\pi}{2}$ — β კუთხით.

დანის რაღაც მოძრაობის დროს ნებისმიერი M_0 წერტილის მიერ აღწერილი ტრაქტორიის შესასწავლად დანის ბოლო წერტილის მიერ შემოწერილ სიბრტყეზე მოვათავსეთ $OX_1Y_1Z_1$ პირობითი კოორდინატთა სისტემა ისეთნაირად, რომ მისი კოორდინატთა სათავე ემთხვეოდნა $OXYZ$ კოორდინატთა სათავეს და OX_1 ღერძი გადიოდა M_0 წერტილში და დანის ბრუნვის სიბრტყეთან ერთად მოძრაობდა $OXYZ$ უძრავი სისტემის მიმართ.

მოძრაობის დაწყების წინ A დანის M_0 წერტილას კოორდინატები სისტემის მიმართ იქნება: $M_0(X_1, Y_1, Z_1)$ ანუ $M_0(r_2, 0, 0)$.

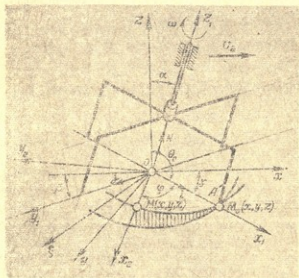
ვთქვათ, რაღაც დროში მონაკვეთში $OX_1Y_1Z_1$ მოძრავი კოორდინატთა სისტემა შემობრუნდა OZ_1 ღერძის გარშემო $\varphi = \omega t$ კუთხით და გადაადგილდა ტრაქტორთან ერთად რომელიღაც v_x მანძილზე, მაშინ A დანის M_0 წერტილი OX_1 ღერძთან ერთად აღმოჩნდება M წერტილში, OX_1 დაიკავებს OX_2 მდებარეობას, OY_1 კი— OY_2 მდებარეობას, M წერტილის კოორდინატები $OXYZ$ სისტემის მიმართ იცვლება და ამიტომ შეგვიძლია დავწეროთ:

$$X = f_1(t) \quad (1)$$

$$Y = f_2(t) \quad (2)$$

$$Z = f_3(t) \quad (3)$$

სადაც f_1, f_2, f_3 დროის უწყვეტი ფუნქციებია. თუ ეს ფუნქციები ცნობილია, მაშინ ცნობილი იქნება M წერტილის მოძრაობის განტოლება $OXYZ$ სისტემის მიმართ იმისათვის, რომ შეგვედგინა შემოთ აღწერილი მოძრაობის დანის რთული მოძრაობის განტოლებები, საჭირო იყო გაგვესაზღვრა Ox_1, Oy_1, Oz_1 კოორდინატა Ox_1, Oy_1, Oz_1 სისტემის თითოეული ღერძის მიერ შედგენილი კუთხეების კოსინუსები უძრავი $OXYZ$ კოორდინატა ღერძებთან, რომლებიც შესაბამისად აღვნიშნეთ:



ნახ. 1. ვერტიკალის მიმართ დასრულდებიან ფრეზული მუშა ორგანოს სქემა.

Ox_1 -ის მიერ OX, OY, OZ -ის მიმართ a_1, b_1, c_1

Oy_1 -ის მიერ OX, OY, OZ -ის მიმართ a_2, b_2, c_2

Oz_1 -ის მიერ OX, OY, OZ -ის მიმართ a_3, b_3, c_3

ეს მნიშვნელობები ჩაეწერეთ შემდეგი სახით:

ღერძები	Ox_1	Oy_1	Oz_1
OX	a_1	a_2	a_3
OY	b_1	b_2	b_3
OZ	c_1	c_2	c_3

ამ ცხრილს უწოდებენ კოორდინატა ღერძების მიმართულების კოსინუსების ცხრილს, რომლიდანაც ადვილად დაიწერება მექანიკის განტოლებები;

$$\left. \begin{aligned} X &= X_0 + a_1x + a_2y_1 + a_3z_1 \\ Y &= Y_0 + b_1x + b_2y_1 + b_3z_1 \\ Z &= z_0 + c_1x_1 + c_2y_2 + c_3z_3 \end{aligned} \right\}$$

ვინაიდან ჩვენი შემთხვევისათვის მოძრავ კოორდინატთა $OX_1Y_1Z_1$ სისტემა ბრუნავს OZ_1 ღერძის გარშემო, მოცემული მომენტისათვის მუდმივ α და β კუთხეების შემთხვევაში, ამიტომ დავწერთ:

$$\begin{aligned} X_1 &= r_2; & X_1 &= 0; & Z &= 0 \\ X_0 &= v_2 t; & Y_0 &= 0; & Z_0 &= 0 \end{aligned}$$

მაშინ, განტოლებათა სისტემა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\left. \begin{aligned} X &= v_2 \cdot t + a_1 x_1 \\ Y &= b_1 x_1 \\ Z &= c_1 x_1 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

როგორც ვიცი, OX_1 ღერძმა A დანის M_0 წერტილიდან დანასთან ერთად დაიკავა OY_2 მდებარეობა ანუ M წერტილი. აღნიშვნის თანახმად ადვილად ვიპოვით იმ დამოკიდებულებას, რომლებიც ვილერის კუთხეებსა და ღერძების კოსინუსებს შორის არსებობს:

$$a_1 = \cos(OX_1, OX) = (\vec{i} \cdot \vec{i}') \quad (6)$$

$$b_1 = \cos(OX_1, OY) = (\vec{i} \cdot \vec{j}') \quad (7)$$

$$c_1 = \cos(OX_1, OZ) = (\vec{i} \cdot \vec{k}') \quad (8)$$

a_1 , b_1 და c_1 მიმართულების კოსინუსები შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც სათანადო ღერძების მგეზავების სკალარული ნამრავლები. მოძრავი ღერძების x_1 ; y_1 და z_1 -ის მგეზავები აღენიშნოთ \vec{i}' , \vec{j}' , \vec{k}' -თი, ხოლო უძრავი ღერძების x , y , z -ის \vec{i} , \vec{j} , \vec{k} ხოლო OX_1 , OY_1 და OZ_1 ღერძის მგეზავები, რომლებიც მართობა OX_1 -ის მიმართ OXY სიბრტყეში აღენიშნოთ \vec{x}_0 , $\vec{y}_{(0)}$ და \vec{z}_0 ვექტორებით, ადვილი შესაძინდება, რომ კუთხე OY_1 -სა და OZ_1 ღერძს შორის არის α კუთხის ტოლი. აქედან ცხადია, რომ \vec{i} ; \vec{j} ; \vec{k} ; \vec{i}' ; \vec{j}' ; \vec{k}' მგეზავები შეიძლება გამოისახოს \vec{x}_0 ; $\vec{y}_{(0)}$; \vec{z}_0 მგეზავებით, თუ წინა მგეზავებს გავშლით შემდგომი მგეზავების მიმართულებით მივიღებთ:

$$\vec{i} = \vec{x}_0 \cdot \cos \varphi + \vec{y}_{(0)} \cdot \sin \varphi \quad (9)$$

$$\vec{j} = \vec{x}_0 \cdot \cos \gamma - \vec{z}_0 \cdot \sin \gamma \quad (10)$$

$$\vec{j}' = \vec{z}_0 \cdot \cos \gamma + \vec{x}_0 \cdot \sin \gamma \quad (11)$$

$$\vec{k}' = \vec{k} \cdot \cos \alpha + \vec{y}_{(0)} \cdot \sin \alpha \quad (12)$$

$$a_1 = \cos(OX_1, OX) = (\vec{i} \cdot \vec{i}') \quad (13)$$



თუ შევიტანთ ამ (13) გამოსახულებაში \vec{r} და \vec{r}' მგზავების მნიშვნელობებს, მაშინ მივიღებთ:

$$\vec{a}_1 = (\vec{x}_0 \cdot \cos \varphi + \vec{y}_{1(0)} \cdot \sin \varphi) \cdot (\vec{x}_0 \cdot \cos \gamma - \vec{z}_0 \cdot \sin \gamma) \quad (14)$$

თუ (14) ფორმულაში სკალარულად გადავამრავლებთ, მივიღებთ:

$$(\vec{x}_0 \cdot \vec{x}_0) = 1; \quad (\vec{y}_{1(0)} \cdot \vec{x}_0) = 0; \quad (\vec{x}_0 \cdot \vec{z}_0) = 0$$

$$(\vec{y}_{1(0)} \cdot \vec{z}_0) = \cos \alpha$$

ამ მნიშვნელობების (13) ფორმულაში ჩასმით, მივიღებთ:

$$a_1 = \cos \varphi \cdot \cos \gamma - \sin \varphi \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha \quad (15)$$

ანალოგიურად ვიპოვით b_1 და c_1 მიმართულების კოსინუსებს:

$$b_1 = \sin \gamma \cdot \cos \varphi + \cos \gamma \cdot \sin \varphi \cdot \cos \alpha \quad (16)$$

$$c_1 = \sin \varphi \cdot \sin \alpha \quad (17)$$

თუ a_1 , b_1 და c_1 -ის მნიშვნელობებს შევიტანთ (5) განტოლებათა სისტემაში და მოვახდენთ სათანადო გარდაქმნას, მივიღებთ სივრცითი ფრეზირების დროს დანის წებისმიერი წერტილის მიერ აღწერილი მრუდის განტოლებათა სისტემას პარამეტრული სახით უძრავი $OXYZ$ სისტემის მიმართ;

$$x = v_0 t + r_2 (\sin \beta \cdot \cos \varphi - \cos \beta \cdot \sin \varphi \cdot \cos \alpha) \quad (18)$$

$$y = r_2 (\cos \beta \cdot \cos \varphi + \sin \beta \cdot \sin \varphi \cdot \cos \alpha) \quad (19)$$

$$z = r_2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha \quad (20)$$

თუ ამ განტოლებებიდან გამოვირიცხავთ t პარამეტრს, მივიღებთ დანის წერტილის მოძრაობის ტრაექტორიის (20); ფორმულა შეიძლება გადაიწეროს ასეთნაირად:

$$\sin \varphi = \frac{z}{r_2 \sin \alpha}; \quad \varphi = \omega t$$

$$t = \frac{1}{\omega} \cdot \arcsin \frac{z}{r_2 \cdot \sin \alpha} \quad (21)$$

შევიტანოთ t -ს მნიშვნელობა (18) და (19) განტოლებებში და ამასთანავე თუ გავითვალისწინებთ, რომ

$$v_0 = \frac{\omega \cdot r^2}{\lambda}$$

სადაც λ —წრიული v_0 და გადაადგილებითი სიჩქარის v_0 ფარდობაა:

$$\lambda = \frac{v_0}{V_0}$$

იღვალად დავწერთ:

$$x = \frac{r_2}{\lambda} \cdot \arcsin \frac{z}{r_2 \cdot \sin \alpha} + r_2 (\sin \beta \sqrt{1 - \frac{z^2}{r_2^2 \cdot \sin^2 \alpha}} -$$

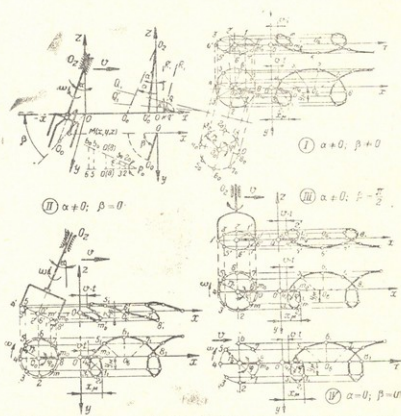
$$y = r_2 \cos \beta \sqrt{1 - \frac{z^2}{r_2^2 \sin^2 \alpha}} + \sin \beta \frac{z}{r_2 \sin \alpha} \cos \alpha \quad (23)$$

მიღებული (18, 19, 20, 22, 23) განტოლებები შესაბამისად გამოსახევენ ფრეზული ღერძის ზოგადი მდებარეობის ($\alpha \neq 0, \beta \neq 0$) შემთხვევისათვის დანის მოძრაობის და აღწერილი ტრაექტორიის გაატოლებებს. თუ ამ განტოლებებში შევიტანთ α და β მნიშვნელობებს: $\alpha \neq 0, \alpha = 0, \beta \neq 0, \beta = \frac{\pi}{2}, \alpha = 0, \beta = 0$,

აღვლად მივიღებთ მე-2, 3, 4 შემთხვევისათვის დანის მოძრაობის განტოლებებსა და შესაბამის ტრაექტორიებს.

ვინაიდან, ფრეზული ღერძის ზოგადი მდებარეობის ($\alpha \neq 0, \beta \neq 0$) დროს დანის მიერ აღწერილი ტრაექტორიის გამოსახვა რთულია, ამიტომ მის ასაგებად გამოიყენებულ იქნა მხაზველობითი გეომეტრიის მეთოდები.

მე-2-ე ნახ.-ზე გრაფიკულად აგებულია დანის მოძრაობის ტრაექტორიები და მოცემულია შესაბამისი განტოლებები როგორც ფრეზული ღერძის



ნახ. 2. ფრეზული დანის მიერ აღწერილი ტრაექტორიები ღერძის I—II—III—IV მდებარეობისათვის.



ზოგადი ($\alpha \neq 0$), $\beta \neq 0$, ისე კერძოდ შემთხვევებისათვის: $\alpha \neq 0$, $\beta = 0$, $\alpha \neq 0$, $\beta = \frac{\pi}{2}$, $\alpha \neq 0$, $\beta = 0$, ყველა შემთხვევა აგებულია, როცა კინემატიკური მოძრაობა

ში $-\lambda = 3$ და დანის პირის მიერ შემოწერილი წრის რადიუსი $r = 0,16$ მ;

გვეცოდინება, რაც ფრეზული ღერძის ზოგადი მდებარეობისათვის დანის ნებისმიერი წერტილის მოძრაობის განტოლებები, ადვილად განვსაზღვრავთ დანის ნებისმიერი წერტილის აბსოლუტურ სიჩქარეს V_0 (18), (19) და (20) განტოლებების პირველი რიგის გადიფერენციალებით:

$$\dot{x} = -v_0 - \omega r_2 (\sin \beta \cdot \sin \omega t \pm \cos \beta \cdot \cos \omega t \cdot \cos \alpha) \quad (24)$$

$$\dot{y} = \omega r_2 (\sin \beta \cdot \cos \omega t \cdot \cos \alpha - \cos \beta \cdot \sin \omega t) \quad (25)$$

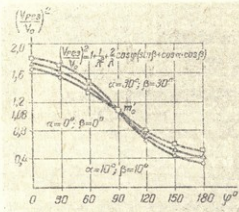
$$\dot{z} = \omega \cdot r_2 \cdot \cos \omega t \cdot \sin \alpha \quad (26)$$

როგორც ვიცი, წერტილის აბსოლუტური სიჩქარე ტოლია ამ წერტილის სიჩქარის გვეგმილების გეომეტრიული ჯამისა. ვინაიდან აბსოლუტურ სიჩქარეს უტოლებენ ქრის სიჩქარეს, ამიტომ დავწერთ:

$$v_0 = v_{3k} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} \quad (27)$$

აქ შევიტანთ (24, 25, 26) განტოლებების მნიშვნელობებს (27) ფორმულაში და მოვახდენთ სათანადო გარდაქმნებს, მივიღებთ:

$$v_{3k} = \omega r_2 \sqrt{1 + \frac{1}{\lambda^2} + \frac{2}{\lambda} \cos \omega t (\sin \beta + \cos \beta \cdot \cos \alpha)} \quad (28)$$



ნახ. 3. $(\frac{V_{3k}}{V_0})^2$ ფარდობის დამოკიდებულება დანის შემობრუნების φ კუთხესთან α და β კუთხეების სხვადასხვა მნიშვნელობის დროს.

(28) ტოლობა გამოსახავს ფრეზული დანის ქრის სიჩქარეს ღერძის ზოგადი მდებარეობისათვის, ე. ი. I-შემთხვევა. ფრეზული ღერძის II, III — IV მდებარეობისათვის დანის ქრის სიჩქარის მნიშვნელობა მიიღება (28) ტოლობაში α და β -ს სათანადო მნიშვნელობების შეტანით.



ფრეზული დანის ჭრის სიჩქარის (23) ტოლობის ანალიზიდან და მე-2-ე ნახ-ზე აგებული გრაფიკული დამოკიდებულებიდან გამოირკვეა, რომ ჭრის სიჩქარე ცვალებადი სიდიდეა და დამოკიდებულია შემდეგ ფორმულიდან:

$V_{გრ} = f(V_{\alpha}, \lambda, \varphi, \alpha, \beta)$.

უნდა აღინიშნოს, რომ ჭრისა და წრიული სიჩქარეთა ფარდობის მნიშვნელობანი, როცა $\varphi = 90^\circ$; α და β კუთხეების სხვადასხვა მნიშვნელობის დროს წერტილში უტოლდებიან ერთმანეთს. ეს კი საშუალებას იძლევა, რომ ფრეზულმა იარაღმა იმუშაოს რამდენადმე შემცირებულ ჭრის სიჩქარეზე. როცა $\varphi = 90^\circ$ -ს, მაშინ ჭრის სიჩქარე აღარ არის დამოკიდებული α და β კუთხეების ცვალებადობაზე. ჭრის სიჩქარის ეს თვისება, ფრეზული ლერძის დახრის შემთხვევაში, დადებით გავლენას მოახდენს ფრეზირების ხარისხობრივ მაჩვენებლებზე: როგორცაა უკეთეს ურთიერთშერევაზე, ქვიან ნიადაგებში დანების გატეხვათა რიცხვისა და სამუშაო ორგანოზე სარეველების დახვევის შემცირებაზე.

ამგვარად, ფრეზული სამუშაო ორგანოს ბრუნვის ლერძის დახრის α და მისი გეგმილის მიერ შედგენილი β კუთხეები ნიადაგის დამუშავების სახეს მიხედვით, როგორც ანალიზური კვლევა გვიჩვენებს, ფრეზირების ტექნოლოგიურ პროცესებზე დადებით გავლენას ახდენენ. ამიტომ თეორიული მსჯელობით მიღებულ დანის მოძრაობის განტოლებებს და ჭრის სიჩქარის გამოსათვლელ ფორმულებს პრაქტიკული მნიშვნელობა ექნება ფრეზირების პროცესის დახასიათებისათვის.

Асп. Дж. Я. ЗАНГАЛАДЗЕ.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ КИНЕМАТИКИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО
ФРЕЗЕРОВАНИЯ

Руководитель Проф. М. М. ГУГУШВИЛИ

Резюме

В статье рассматривается теоретическое исследование почвообрабатывающего фрезерного рабочего органа с вертикальной осью вращения, имеющей отклонение от вертикали в продольно-вертикальном и поперечно-вертикальном направлениях.

Кинематический анализ движения некоторой точки режущей кромки фрезерного ножа проведен в следующих вариантах отклонения оси вращения:

1. Ось вращения отклонена от вертикали на угол α и проекция

составляет угол β к продольному направлению в горизонтальной плоскости т. е. $\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$;

2. Ось вращения отклонена от вертикали в продольно-вертикальной плоскости, т. е. $\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$;

3. Ось наклонена к вертикали в поперечно-вертикальной плоскости, т. е. $\alpha \neq 0$; $\beta = \frac{\pi}{2}$;

В результате аналитических исследований выведены уравнения движения фрезерных ножей с вертикальной осью вращения в параметрическом виде, как для общего случая $\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$.

$$\begin{cases} x = V_{\mu} \cdot t + r_2(\sin\beta \cdot \cos\varphi - \cos\beta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\alpha) \\ y = r_2(\cos\beta \cdot \cos\varphi + \sin\beta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\alpha) \\ z = r_1 \cdot \sin\varphi \cdot \sin\alpha \end{cases}$$

так и для частных случаев ($\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$; $\alpha \neq 0$; $\beta = \frac{\pi}{2}$)

где V_{μ} — поступательная скорость фрезерного рабочего органа.

t — время перемещения фрезерного рабочего органа.

r_2 — радиус окружности, вписываемой наружной точкой фрезерного ножа;

φ — угол поворота фрезы.

Составлены формулы определяющие скорости резания — $V_{рез}$ ножа, как для общего случая

$$V_{рез} = V_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\lambda^2} + \frac{2}{\lambda} \cos\varphi (\sin\beta + \cos\beta \cdot \cos\alpha)}$$

так и для частных случаев,

где V_0 — окружной скорости фрезерного ножа

$\lambda = \frac{V_0}{V_{\mu}}$ — кинематический режим работы фрезерной машины;

Из анализа формулы скорости резания и построенных графических зависимостей уяснено, что скорость резания является переменной величиной и зависит от следующих параметров:

$$V_{рез} = f(V_0, \lambda, \varphi, \alpha, \beta)$$

Следует отметить, что профили, соответствующие осенней вспашке „вразвал“ и весенней вспашке „всвал“ получаются для того случая фрезерования, когда $\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$; а приближение к корневой шейке виноградного куста и возможность уменьшения защитной полосы создаё-



тся тогда, когда ось вращения расположена в поперечной вертикальной плоскости и отклонена от вертикали, т. е., $\alpha \neq 0$; $\beta = \frac{\pi}{2}$ პერივესული გიბლიწთეკა

Исследованием установлено, что фрезы с наклонными осями дают лучший режим фрезерования.

ლიტერატურა

1. გორგიძე ა. ი.—თეორიული მექანიკის კურსი, ნაწილი I—II, თბილისი, 1961.
2. Далин К. Д., Павлов Г. В.—Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины, Машгиз, л. 1950
3. Гринчук И. М.—Аналитические исследования фрезерных машин НТС ВИСХОМА № 25, М. 1968.
5. Попов Г. Ф.—К расчету рабочих органов почвообрабатывающих фрез, „Журн. Тракт. и с/х машины,“ № 2, 1967.
5. Хоанг чиен—Выбор режима работы почвофрезы с вертикальной осью вращения журнал МЭСХ. № 2, 1968.



ზ. ჭიჭინაძე, ნ. სურგულაძე

მობილური საკვებსარიგებლის ლაბორატორიული გამოცდის შედეგები

როგორც ცნობილია, მობილური სარიგებლის მიერ ერთ გრძივ მეტრზე დარიგებული საკვების რაოდენობა დამოკიდებულია ბევრ ფაქტორზე და მათ შორის, გრძივი ტრანსპორტიორისა და ტრაქტორის გადაადგილების სიჩქარეზე, საწვავის მიწოდების რაოდენობაზე, საკვების მოცულობით წონაზე, აღნიშნული ფაქტორების ზუსტად დაცვა და მათი წინასწარი გათვალისწინება უძნელდება ტრაქტორისტ-მეცხოველეს, რის გამოც დარიგებული საკვების რაოდენობა მოსული კვების ფრონტის ერთეულზე ხშირად რამდენადმე მეტი ან ნაკლებია ნორმასთან შედარებით. ეს გათვლილი იქნება ან საკვების გადახარჯვას და მის დანაკარგებს, ანდა პირუტყვი ვერ იღებს მას საჭირო რაოდენობით, რასაც თან მოსდევს პროდუქტიულობის შემცირება და თვითღირებულების ზრდა.

იმ მიზნით, რომ შეგვესწავლა ეს საკითხი, ჩვენატარეთ $KTY-10$ საკვებ-სარიგებლის ლაბორატორიული გამოცდა. ამ გამოცდის ძირითადი მიზანი იყო დაგვეყარებინა ზემოთ აღნიშნულ ფაქტორებს შორის გრაფიკული კავშირი და შეგვედგინა ნომოგრამა, რომლის დახმარებითაც ტრაქტორისტს გაუადვილდებოდა საკვების გაცემის დადგენილი ნორმის დაცვა.

საკვებსარიგებლის მწარმოებლობასა, დარიგების ნორმასა და ტრაქტორის (აგრეგატის $KTY-10+MT3-50$) გადაადგილების სიჩქარეს შორის არსებობს დამოკიდებულება

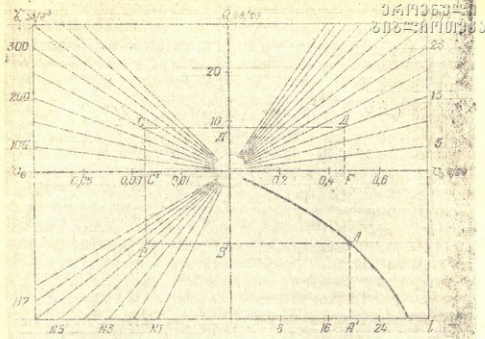
$$Q = qv \text{ კგ/წმ}, \quad (1)$$

სადაც Q არის საკვებსარიგებლის (გრძივი ტრანსპორტიორის) წამური მწარმოებლობა;

q —საკვების დარიგების დადგენილი ნორმა ერთ გრძივ მეტრზე;

v —აგრეგატის გადაადგილების სიჩქარე მ/წმ-ობით.

როგორც (1) ტოლობიდან ჩანს საკვების გრძივ მეტრზე დარიგების ერთი და იგივე ნორმა შეგვიძლია მივიღოთ Q -სა და v -ს სხვადასხვა მნიშვნელობის დროს. ცხადია, თუ Q -ს და v -ს მივეცემთ სხვადასხვა მნიშვნელობას მივიღებთ q -ს სხვადასხვა მნიშვნელობას და მოცემული სიდიდებით ავაგებთ გრაფიკს (ნახ. 1 ნომოგრამის 1 მეთოხედი), მივიღებთ დამოკიდებულებას ამ სიდიდეებს შორის. ეს დამოკიდებულება გამოსახულია სწორი ხაზის კანონით.



ნახ. 1.

ცხადია, თუ ასეთ გრაფიკებს ავაგებთ, $q=5, 10, 15, 20$ და ა. შ. მიიწვევლობებისათვის მივიღებთ სხივთა კონას, რომლებიც დააკავშირებს ერთმანეთთან ამ სამ პერამეტრს ($Q; q; P$.)

თუ წინასწარ ვიცით ერთ გრძივ ტეტრზე დასარიგებელი საკვების რაოდენობა (q) და სარიგებლის მუშაობის აღებულ რეჟიმზე მისი მწარმოებლობა, ამ გრაფიკებით ადვილად შეგვიძლია დავადგინოთ ტრანქტორის (აგრეგატის) მოძრაობა (გადაადგილების) საჭირო სიჩქარე (v).

ამავე გრაფიკების დახმარებით შეგვიძლია დავადგინოთ სტაციონარული საკვებსარიგებლის (მაგ., TBK—30A-ს) ტრანსპორტიორის გადაადგილების საჭირო სიჩქარე (v), თუ ცნობილია მის ბუნჯერში საკვების მიმწოდებელი საშუალების (მაგ, მობილური საკვებსარიგებლის KTY—10) მწარმოებლობა (Q) და დარიგების საჭირო ნორმა (q).

საკვებსარიგებლის მწარმოებლობა, მისი კონსტრუქციული პარამეტრებიდან გამომდინარე, ძირითადად დაქოცილებულია ძარას გაბარიტულ ზომებზე (სივანე, მასის დაწყოების სიმაღლე, ტრანსპორტიორის მოძრაობის სიჩქარესა და დასარიგებელი მასის მოცულობით წონაზე.

მწარმოებლობა შეიძლება გავიანგარიშოთ ტოლობიდან

$$Q = BHv_{\gamma} \text{ კგ/წმ} \quad (2)$$

სადაც B არის ძარას სამეშაო სივანე მეტრობით,

H —ძარაში პროდუქტის (საკვების) დაყრის სიმაღლე,

v_{γ} —ტრანსპორტიორის (გრძივი) გადაადგილების სიჩქარე, ხოლო γ დასარიგებელი მასის მოცულობითი წონა.



ამ ტოლობაში $BH=2 \text{ მ}^2$ არის მუდმივი სიდიდე. ცვალებადობის მქონეა γ -ს ადებული მნიშვნელობისათვის [(100, 200, 300 გ/სმ³)] გავიანგარიშებთ v_0 სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის (0,01, 0,02 და ა. შ. მ/წმ) გავიანგარიშებთ Q -ს მნიშვნელობას და მიღებულ მოსაცემებით ავაგებთ გრაფიკს Q -სა v_0 -ს კოორდინატებში, აქაც მივიღებთ სხივთა კონას, რომელიც დააკავშირებს ერთმანეთთან Q -ს, γ და v_0 (ნახ. 1. ნომოგრამის II მეოთხედი).

აგებული გრაფიკის დახმარებით, მოცემული აგრეგატისათვის, განვიტრანსპორტიორის ნებისმიერი სიჩქარისათვის, თუ წინასწარ მოცემულია დასარიგებელი საკვების მოცულობითი წონა (γ), შეგვიძლია განვსაზღვროთ მანქანის წამერი მწარმოებლობა. უფრო ხშირად შეიძლება მოცემული გვექნეს მანქანის საჭირო მწარმოებლობა (Q), მაშინ ამ გრაფიკის დახმარებით შეგვიძლია დავადგინოთ განივი ტრანსპორტიორის გადაადგილების საჭირო სიჩქარე (v_0).

განივი ტრანსპორტიორის სიჩქარე (v_0), თავის მხრივ, დამოკიდებულია საკვების გამაყრის სარეგულაციო სექტორის მდებარეობაზე (სექტორს აქვს საშუალება დაიკავოს 8 მდგომარეობა 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 და 8) და ძალამართმევი ლილვის ბრუნთა რიცხვზე.

ტრანსპორტიორის სიჩქარე შეიძლება განვსაზღვროთ ტოლობიდან.

$$V_0 = v_0 \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi n_0}{30} \cdot \frac{d}{2} \quad (3)$$

სადაც d არის განივი ტრანსპორტიორის წამყვანი (ამძრავი), ვარსკვლავანას საწყისი დიამეტრი, ხოლო n_0 ამ ვარსკვლავანას ბრუნთა რიცხვი.

ცხადია, განივი ტრანსპორტიორის სიჩქარე v_0 უზრუნველყოფილი იქნება თუ ხრუტუნა ბორბალი და მასთან ერთად ამძრავი ვარსკვლავანიც—1 წამის განმავლობაში შემობრუნდება კუთხით.

$$\alpha = 2 \frac{V_0}{d} \quad \text{რად/წმ} \quad (4)$$

ამძრავი ვარსკვლავანას ბრუნთა რიცხვი, ცხადია, დამოკიდებულია ძალამართმევი ლილვის ბრუნთა რიცხვზე და გადაცემის რიცხვზე ლილვიდან წამყვან ვარსკვლავანამდე. KTY—10-ის კონსტრუქციაში იგი ტოლია $i=5,62$, მაშასადამე,

$$n_0 = \frac{n_{\text{ლილ.}}}{i} \quad (\text{ბრ/წმ}) \quad (5)$$

თუ (5) ტოლობას შევიტანთ (3)-ში, მივიღებთ:

$$v_0 = \frac{\pi n_{\text{ლილ.}}}{30 i} \cdot \frac{d}{2} \quad \text{მ/წმ} \quad (6)$$

როგორც (4) და (3) ტოლობების ურთიერთშედარებით ვერწყმუნდებით წამყვანი ლილვის კუთხური სიჩქარე დამოკიდებულია ხრუტუნა ბორბლის დროის ერთეულში შემობრუნების კუთხის სიდიდეზე. ამ კუთხის მნიშვნელობა კი იცვლება სარეგულაციო ბერკეტის მდგომარეობით (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 და 8).



თუ სარეგულაციო ბერკეტის ყოველი მდგომარეობისათვის და ძალამართველი ლილვის სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის განვსაზღვრავთ ტრანსპორტიორის გადაადგილების სიჩქარეს, აქაც მივიღებთ განსაზღვრულ მნიშვნელობას (ნახ. 1. ნომოგრამის III მეოთხედი).

ძალამართველი ლილვის ბრუნვითა რიცხვი დამოკიდებულია საწვავის მიწოდების სიდიდეზე. თუ ტრაქტორის საწვავის სარეგულაციო ბერკეტს დავაყენებთ სხვადასხვა მდგომარეობაში (ცდის დროს იზომებოდა ბერკეტის შუალედური რგოლის დაშორება ერთი გარკვეული წერტილიდან) და ტანომეტრით გავზომავთ ლილვის ბრუნვას რიცხვს, მივიღებთ მონაცემებს, რომლებიც ერთმანეთთან დააკავშირებს ამ ორ სიდიდეს. ამ მონაცემების საფუძველზე აიგო გრაფიკი (სურ. 1, ნომოგრამის IV მეოთხედი), რომელიც აკავშირებს საწვავის რაოდენობის სარეგულაციო ბერკეტის მდგომარეობას (I) ძალამართველი ლილვის ბრუნვითა რიცხვთან.

მიღებული ეს ოთხი დიაგრამა მჭიდროდ არის დაკავშირებული ერთმანეთთან და საშუალებას გვაძლევს მეტად მოხერხებულად და მარტივად დავადგინოთ საკვებისარჩევლის ($KTY-10+MT3-50$) სამუშაო პარამეტრები. კერძოდ, თუ მოცემული გვაქვს გრძივ მეტრზე დასაჩივებული საკვების რაოდენობა (q) და ვიცით საკვების მოცულობითი წონა და ტრაქტორის გადაადგილების სიჩქარე, შეიძლება განვსაზღვროთ სარჩევლის წაძვრი მწარმოებლობა (ან საათური), ვანივი ტრანსპორტიორის საჭირო სიჩქარე, ე. ი. შევარჩიოთ სარეგულაციო ბერკეტის მდგომარეობა. შერჩეული მდგომარეობისათვის განვსაზღვროთ ძალამართველი ლილვის საჭირო ბრუნვითა რიცხვი და მისი საშუალებით დავადგინოთ საწვავის რაოდენობის სარეგულაციო ბერკეტის მდგომარეობა (ნომოგრამაზე წერტილები $E, D, D', C, C', B, B', A$ და A').

თუ ცნობილია საწვავის რაოდენობის სარეგულაციო ბერკეტისა და სარეგულაციო სექტორის მდგომარეობა და ვიცით დასაჩივებული საკვების მოცულობითი წონა, შეგვიძლია დავადგინოთ ყველა სხვა პარამეტრი. სახელდობრ, ვანივი ტრანსპორტიორის სიჩქარე (q), მანქანის მწარმოებლობა (Q), გრძივ მეტრზე დარჩეული საკვების წონა და დავადგინოთ ამისათვის აგრეგატის საჭირო სიჩქარე (V_0).

როგორც წინათ აღვნიშნეთ, ეს ნომოგრამა შეიძლება გამოყენებულ იქნეს როგორც მობილური საკვებისარჩევლით საკვების დარიგებისას (ე. ი. აგრეგატი $KTY-10+MT3-50$), ამ შემთხვევაში V_0 —იქნება საკვების დარიგების მომენტში აგრეგატის გადაადგილების სიჩქარე, ასევე სტაციონარული საკვებისარჩევლის გამოყენების დროს (ე. ი. როცა გვაქვს აგრეგატთა კომბლექსი $KTY-10+MT3-50+TBK-80A$). ამ შემთხვევაში V_0 —გამოსახავს ტრანსპორტიორის ლენტის (საფხეკების) გადაადგილების სიჩქარეს.



Резюме

Равномерность раздачи кормов при использовании мобильных раздатчиков зависит от многих факторов, а именно: от скорости продольного транспортера (от положения регулятора храпового механизма) и скорости передвижения агрегата, от объемного веса раздаваемого корма и величины подачи топлива и т. д. Ввиду этого трактористу-животноводу не всегда удается выдача установленной нормы корма.

С целью облегчения тракториста-животновода в соблюдении нормы и выдачи корма и для облегчения выбора соответствующих рабочих параметров агрегата, нами на основе лабораторно-производственных испытаний агрегата (КТУ—10+МТЗ—50), составлена номограмма, с помощью которой легко можно установить рабочие параметры агрегата, если дана норма выдачи корма на погонный метр кормушки, т. е. можно получить скорость продольного транспортера (положение регулятора храпового механизма), скорость передвижения агрегата и положение дросельной заслонки (величина подачи топлива).



ა. ჩიხლაძე, ი. დოლიძე,
ბ. სიხარულიძე

ЛМГ—1 მარკის ტყის სარგავი მანქანის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესის გამოკვლევა

ტყის სარგავი მანქანა ЛМГ—1 დანიშნულია ტყისა და ხეხილის ერთ-წლიანი ნერგების დარგვისათვის, რომელთა საერთო სიგრძე 40 სმ-ს არ აღემატება. აღნიშნულ მანქანას მეშაობა შეუძლია 12°-იანი დახრილობის ფერდობებზეც, რომელზედაც მოწყობილია 3,5 მ ვაკისის მქონე ტერასები.

ЛМГ—1 ტყის სარგავი მანქანა შედგება შემდეგი ძირითადი კვანძებისა და დეტალებისაგან. უძრავი და მოძრავი ჩარჩოსაგან, სარგავი აპარატის პარალელოგრამული მექანიზმისა, ნერგების მიმღებისა, კვალსახსნელისა, მიმტკეპნი საგორავეებისა, საყრდენი თვლებისაგან და სხვ.

უძრავი ჩარჩო წარმოადგენს სხვადასხვა სიხის ფოლადისაგან შემდგარ შედუღებულ კონსტრუქციას.

მიმღები მაგიდა, ყუთები, საჩრდილობელი, ჩარჩო, საჯდომები, პარალელოგრამის მექანიზმი მონტაჟდება უძრავ ჩარჩოზე.

მოძრავ ჩარჩოზე დამონტაჟებულია მიმტკეპნები, სარგავი აპარატი, ძრავის გადაცემა კბილანები, პარალელოგრამული მექანიზმი და სხვ. მრგველი აპარატის დამტკეპნებს ნერგები გადააქვთ კვალში, რომელსაც აკეთებს კვალგამხსნელი.

აპარატი ნერგების დარგვის აწარმოებს მცენარეთა შორის შემდეგი მანძილით 0,54; 0,81; 1,08, 1,62; 3,24 მ; სარგავ აპარატზე ამისათვის დაყენებულია 1÷4 დამტკეპრი. სარგავი აპარატის ლილვს აქვს ხრტულა ტიპის დამცველი.

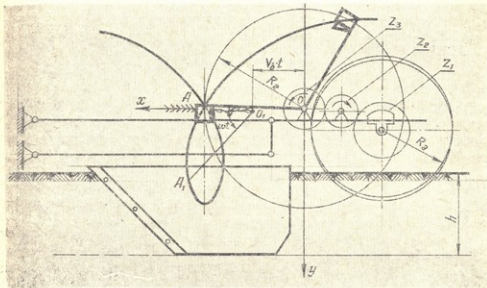
ნერგების დამტკეპრი შედგება უძრავი ნაწილისაგან, ღეროებისა და მოძრავი ნაწილისაგან, რომელიც უძრავ ღეროსთან დამაგრებულია სახსრულად ზამბარის ქვეშ. მოძრავ დამტკეპრ ღერძს აქვს მუხლა გაორგოლაკი. დამტკეპრის ლოყები დაფარულია მორეზინებული მასალით.

უძრავი და მოძრავი ჩარჩო დაკავშირებულია პარალელოგრამული მექანიზმით, რითაც ნიადაგის მიერთრელების კომპირირება ხდება.



ნერგების მიმღები წარმოადგენს მაგიდას გრძივი კრილით და სამბარო-
ვანი ფირფიტებით ნერგების მოსათავსებლად დამჭერის მოსვლამდე
მცენარეთა სიღრმეზე ერთნაირი ჩარგვის დაცვისათვის სარგებლობის
აქვს საეციალო მექანიზმი.

მიმტკეპნი დაყენებულია კუთხით ვერტიკალთან. ერთ-ერთ მათგანზე
მიდღებულა დეზები. მიმტკეპნის ძალის რეგულირებისათვის მოძრავ და უძ-
რავ ჩარჩოს შორის დაყენებულია მოძრავი ზამბარა. ნიადაგში კვალგამხსნე-
ლის სელის სიღრმე რეგულირდება საყრდენი თვლებით. თვლების სამალე-
ზე დაყენება წარმოებს სახელურებიდან ზრახნის ჩახრახენით ან აპოხრახენით



ნახ. 1. ა, ბ. დამჭერის ტრანქტორისა და დარგვის ბიჯის განსაზღვრა.

სარგავი აპარატით დარგვის პროცესი შემდეგნაირად სრულდება. ორი
დამრგველი მუშა, ხელით მორიგეობით ათავსებენ ნერგებს მიმღები მაგიდის
ზამბარულ ფირფიტებში. დამჭერები, რომლებიც ბრუნავენ ღერძის გარშემო,
იჭერენ ნერგს თავის ყბებში და გადააქვთ იგი კვალგამხსნელში. ძრავის გა-
დაცემის რიცხვი ისეა შერჩეული, რომ ვერტიკალურ მდგომარეობაში მისე-
ლისას ნერგის აბსოლუტური ძრავის სიჩქარე ნულთან ახლოა.

ამ მომენტში ნერგის ფესვთა სისტემას მიეყრება და მიეტკეპნება ნიადა-
ვი, დამჭერი იხსნება და მზადაა ახალი ნერგის მისაღებად.

როგორც აღვნიშნეთ, სარგავი აპარატის ლილვი ბრუნვას ღებულობს
კბილანური გადაცემის მეშვეობით. მიმტკეპნი საგორავის ღერძიდან (ნახ. 1).
კბილანების კბილთა რიცხვებია $z_1=20$, $z_2=18$; $z_3=34$ -ს, ე. ი. გადაცემის რი-
ცხვი ტოლია:

$$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_3} = \frac{20}{18} \cdot \frac{18}{24} = 0,588.$$

თუ არ მივიღებთ მხედველობაში მიმტკეპნების ნაწილობრივ სრიალს, რომელიც იცვლება 6—11%-მდე. ნიადაგის ტენიანობასთან დამოკიდებულებით მიმტკეპნის კუთხური სიჩქარე (ω) ცხადია, იქნება:

$$\omega = \frac{V_{აა.}}{R_{აა.}}$$

სადაც $V_{აა.}$ არის მანქანის გადაადგილების სიჩქარე. $R_{აა.}$ მიმტკეპნის რადიუსი ($R_{აა.} = 25$ სმ).

მეორე მხრივ, ძრავის გადაცემის რიცხვი სარგავი აპარატის ღერძზე ტოლია $i = \frac{\omega_2}{\omega_{აა.}}$, ანდა კუთხური სიჩქარე სარგავი აპარატის ღერძზე იქნება

$$\omega_2 = i \omega_{აა.}, \quad (1), \text{ ან}$$

$$\omega_2 = i \frac{V_{აა.}}{R_{აა.}}, \quad (2)$$

აქედან ნერგების დამჭერის შუა წერტილის წრიული სიჩქარე, თუ მისი მრუდის რადიუსი არის R_2 , იქნება

$$V = \omega_2 \cdot R_2 = i V_2 \cdot \frac{R_2}{R_{აა.}}$$

ავიღოთ კოორდინატთა სისტემა oxy (ნახ. 1), ox ღერძი მივმართოთ აგრეგატის მოძრაობის პარალელურად, ხოლო oy — პერპენდიკულარულად ქვევით. ამ შემთხვევაში დამჭერის (OA) A წერტილის აბსოლუტური მოძრაობის ტრაექტორიის განტოლება იქნება პარამეტრული სახით, როცა შემობრუნების კუთხის ($\omega_2 t$) ათვლას ვახდენთ დამჭერის (OA) პორიზონტალური მდებარეობიდან, მივიღებთ, თუ დამჭერის მდებარეობას განვიხილავთ, რომელიმე ნებისმიერ მდგომარეობაში (მაგ. OA_1), ამ შემთხვევაში A წერტილის კოორდინატები იქნება:

$$\left. \begin{aligned} x &= OO_1 + OA \cdot \cos \omega_2 t \\ y &= OA_1 \cdot \sin \omega_2 t \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ანუ:

$$\left. \begin{aligned} x &= v_{აა.} \cdot t + R_2 \cdot \cos \omega_2 t \\ y &= R_2 \cdot \sin \omega_2 t; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

თუ ჩავსვამთ ω_2 მნიშვნელობას მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} x &= V_{აა.} \cdot t + R_2 \cdot \cos \left(i \frac{V_{აა.}}{R_{აა.}} t \right) \\ y &= R_2 \cdot \sin \left(i \frac{V_{აა.}}{R_{აა.}} t \right) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ეს გამოთქმა ტრაქოიდას განტოლებაა. როგორც ცნობილია, თუ ფარდობა $\lambda = \frac{\omega_2 \cdot R_2}{V_{აა.}} = 1$, მაშინ ტრაქოიდა გადადის ციკლოიდაში, თუ $\lambda > 1$ გვექ-

ნება ტრაქოიდა მარყუევებით და როცა $\lambda < 1$ — წაგრძელებული ციკლოიდები /
 სარგავი აპარატისათვის

ეროვნული
 ბიბლიოთეკა

$$\lambda = \frac{\omega_b \cdot R_b}{v_b} = i \frac{V_a \cdot R_b}{R_{\text{მთ.}} \cdot V_a} = i \frac{R_b}{R_{\text{მთ.}}}$$

თუ ჩავსვამთ კონკრეტულ მონაცემებს $JMG-1$ მარკის მანქანიდან, სახელ-
 დობრ $R_{\text{მთ.}} = 25$ სმ, $R_b = 40$ სმ და $i = 0,59(7)$ ფორმულიდან მივიღებთ, რომ
 $\lambda = 0,94$, ე. ი. $\lambda < 1$. როგორც ვხედავთ, დამკერას შუა (A) წერტილი აკეთებს
 წაგრძელებულ ციკლოიდას, რომელიც ძალიან ახლოა ჩვეულებრივ ციკლოი-
 დასთან, რადგან ჩვენს შემთხვევაში ძალიან მცირედ განსხვავდება ერთობაგან.

როგორც მუშაობის პრინციპის აღწერიდან დავინახეთ, ციკლოიდური
 ტრაექტორიით უნდა იმძრაოს არა ნერგების დამკერპა. არამედ ნერგების
 ფესვთა სისტემის ბოლოებმა.

შევამოწმოთ $JMG-1$ სარგავ მანქანაში როგორ ტრაექტორიებს ასრუ-
 ლებენ ნერგებს ფესვთა სისტემის ბოლოები. ამისათვის (7) განტოლებაში
 გავადიდოთ R_b სიდიდე ნერგების მიმღები მავიდის სიგრძით (l). გვექვება:
 $R_b = R_b + l = 40 + 10 = 60$ სმ.

მაშინ ფარდობა:
$$\lambda = i \frac{R_b}{R_{\text{მთ.}}} = 0,59 \frac{60}{25} = 1,18.$$

როგორც ვხედავთ, ასეთ შემთხვევაში ნერგების ფესვების ბოლოები
 თავიანთ აბსოლუტურ მოძრაობაში გააკეთებენ მარყუებიან ტრაქოიდებს.
 როგორც ჩანს λ -ს ასეთი მნიშვნელობა, ე. ი. ის, რომ მეტია ერთზე მცეა-
 რის ფესვთა სისტემისათვის $JMG-1$ მანქანაში აღებულია მიმტკეპნების სრი-
 ალის კოეფიციენტის (ϵ) მხედველობაში მიღებით, რომელიც საშუალოდ იცე-
 ლება ფარგლებში $\epsilon = 0,6 - 0,14$. მართლაც, ძრაობის გადაცემის რიცხვი
 სრილის კოეფიციენტის მხედველობაში მიღებით, მიმტკეპნის ღერძიდან სარ-
 გავი აპარატის ღერძამდე განისაზღვრება შემდეგნაირად: სრილის შემთხვე-
 ვაში მიმტკეპნი საგორავის კუთხური სინქარე

$$\omega_{\text{მთ.}} = \frac{V_a}{(1 + \epsilon) R_{\text{მთ.}}}$$

სარგავი აპარატის ღერძის კუთხური სინქარე კი უდრის:

$$\omega_b = \frac{i V_a}{(1 + \epsilon) R_{\text{მთ.}}} \quad (8)$$

ანუ
$$\lambda = \frac{\omega_b R_b}{V_a} = \frac{i R_b}{(1 + \epsilon) R_{\text{მთ.}}} = \frac{0,59 \cdot 60}{1,1 \cdot 25} = 1,07.$$

როგორც ვხედავთ, მიმტკეპნის სრილის მხედველობაში მიღებით ნერგების
 ბოლოები მოძრაობენ თითქმის ციკლოიდური ტრაექტორიით, რაც მოითხო-
 ვება ნერგების სწორად დარგვისათვის.

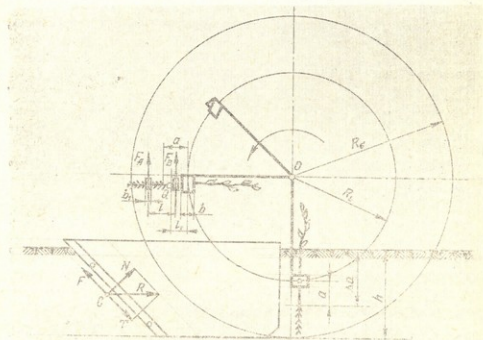
მავრამ იმის შედეგად, რომ სხვადასხვა, კლიმატურ პირობებში საგორა-

ვების სრიალის კოეფიციენტი სხვადასხვაა, ხშირად ირდევია ფეხები, მაგრამ
 ობა ზუსტად ციკლოიდური მრუდით ($\lambda=1$), რაც ჩარგული მცენარეების ვი
 ტიკალიდან გადახრის ერთ-ერთი მიზეზია.

მცენარეთა შორის მანძილი (S) დარგვის ბიჯის მწკრივში დამოკიდებუ
 ლია დამკვერთა რიცხვზე (m) სარგველ აპარატსა და საგორავეების სრიალის
 კოეფიციენტზე (ε):

$$S = \frac{2\pi v_0}{m u_0} = \frac{2\pi v_0 (1 + \varepsilon) R_{\text{მ.ბ.}}}{m i v_0} = \frac{2\pi (1 + \varepsilon) R_{\text{მ.ბ.}}}{m i} \quad (10)$$

კონკრეტული მონაცემების ჩასმით: $R_{\text{მ.ბ.}} = 25$ სმ, $\varepsilon = 0.1$, $i = 0.59$, შესაბამი
 სად ერთი, ორი, სამი და ოთხი დამკვერისათვის (10) ფორმულიდან ვღებუ
 ლობთ მცენარეთა შორის შემდეგ მანძილებს: $S_1 = 275$ სმ; $S_2 = 134.5$ სმ,
 $S_3 = 91.1$ სმ და $S_4 = 68.7$ სმ. როგორც ვხედავთ, საგორავეების სრიალი მნიშე
 ნელოვნად უადიდებს მცენარეთა შორის მოცემულ ბიჯს.



ნახ. 2. სარგველ აპარატის დამკვერში, ნერგზე მოქმედი ძალების სქემა.

როგორც აღვნიშნეთ, ნერგები ხელით იწყობა მიმდებნი მაგადის დრეკად
 ფირფიტებს (A და B) შორის, რომელიც მას ხახუნის ძალით იჭერს დამკვერ
 ში მოხედრამდე (ნახ. 2), ფირფიტების დრეკადობა ისეა შეჩვენული, რომ
 მათი ურთიერთნერგზე დაწოლის ძალების (N და N') შედეგად ნერგის ღეროს
 თან წარმოშობილი ხახუნის ძალა $F_A + F_B = 2F = 2fN$ აბათილებს ნერგის
 წონის ძალას Q , ე. ი.

$$2F = 2fN \geq 0$$



სადაც f არის ხახუნის კოეფიციენტი.

როცა დამჭერი ნერგს ჩაიჭერს თავის ყბებში, გასწევს მას დასძლიან დასძლიებს რა დრეკადი ფირფიტების ხახუნით (F_A და F_B) გამჭვირვალისა და ლობის მომენტი ($M_{\text{ფ}}$). წიაღებს ნერგს ქვემოთ კვალგამსწილისავე. მე-2 ნახ.-დან ცხადია, წინალობის ეს მომენტი ტოლია:

$$M_{\text{ფ}} = F_A \left(l + \frac{b_1 + b}{2} \right) + F_B \left(-\frac{b_1}{2} - \frac{b}{2} \right) - Ql \quad (11)$$

სადაც l არის დრეკად ფირფიტებს შორის მანძილი.

b_1 — ფირფიტების სიგანე,

b — დამჭერის სიგანე,

l_1 — ნერგის სიმძიმის ცენტრიდან დამჭერის ცენტრამდე მანძილი.

ცხადია, წინალობას ეს მომენტი ($M_{\text{ფ}}$) დაძლეული უნდა იქნეს დამჭერში ნერგთან ხახუნის ძალის ($F_{\text{ფ}}$) მიერ წარმოშობილი მომენტით ($M_{\text{ფ}}$), ცხადია, $F_{\text{ფ}} = f_{\text{ფ}} \cdot N_{\text{ფ}}$.

სადაც $N_{\text{ფ}}$ არის დამჭერის ყბების ნერგზე დაწოლის ნორმალური ძალა,

$f_{\text{ფ}}$ — ხახუნის კოეფიციენტი ნერგსა და დამჭერის ყბებს შორის. მაშინ ცხადია.

$$M_{\text{ფ}} = F_{\text{ფ}} \cdot b = f_{\text{ფ}} \cdot N_{\text{ფ}} \cdot l \quad (12)$$

იმისათვის, რომ ადგილი არ ექნეს დამჭერში ნერგის შემობრუნებას და მათ გადახრილად დარგვას, შესრულებული უნდა იყოს პირობა:

$$M_{\text{ფ}} \geq M_{\text{ფ}} \quad (13)$$

რადგან ნერგზე დაწოლის ძალები, მათი სხვადასხვა დიამეტრის შემთხვევაში სხვადასხვაა, ასევე ნერგის სიმძიმის ცენტრის მდებარეობა მიმღები მაგიდის მიმართ არაა ერთი და იგივე, ზემოთ მოყვანილი პირობის (13) დაცვა ამ სახის აპარატში ყოველთვის არ ხდება და ადგილი აქვს დამჭერში ნერგის შემობრუნებას, რის შედეგადაც ვლებულობთ ვერტიკალიდან მნიშვნელოვნად გადახრილ მდგომარეობაში მათ დარგვას.

ტყის სარგავი მანქანა დაგეგმილია იმ მოთხოვნით, რომ იგი ტყის ნერგებს რვაგედს ნიადაგის ზედაპირიდან ფესვის ყელამდე გარკვეული მანძილით ($\Delta a = 4$ სმ-მდე), ამის შედეგად მეტად გართულებულია სარგავი აპარატის კონსტრუქცია, თუმცა ამ მოთხოვნის შესრულება მაინც შეუძლებელი ხდება. მართლაც, ამ მიზნით დამრგველები ნერგებს ზუსტად უნდა აწყობდნენ მიმღებ მაგიდაზე ისე, რომ მათი ფესვის ყელი დამჭერიდან მდებარეობდეს რაღაც



ეროვნული
ბიბლიოთეკა

გარკვეული a —მანძილით (ნახ. 2), რაც მათი მხრიდან ზედმეტწონედობის დაძაბვას მოითხოვს. ეს მანძილი, ცხადია, ტოლი უნდა იქნეს

$$a = R_6 - R_0 - h + \Delta a$$

სადაც h არის კვალგამხსნელის ნიადაგში სელის სიღრმე,

Δa —ნიადაგის ზედაპირიდან ფესვის ყელის დაშორების მანძილი.

რადგანაც კვალგამხსნელის სელის სიღრმე (h) ნიადაგში მიკრორელიეფის მიხედვით ყოველ მომენტში ცვალვადობს, გარკვეული Δa მანძილის დაცვა, თუნდაც დამრგველებმა ზუსტად შეძლონ ნერგების დაწყობა დამკეროდან გარკვეული a მანძილის დაშორებით მიმღებ მაგიდაზე, მაინც შეუძლებელია.

საქართველოს სხვადასხვა რაიონში ჩატარებული ცდებიდან დავრწმუნდით, რომ ჩვენს მძიმე ნიადაგურ პირობებში არადაამაკმაყოფილებელ შედეგებს იძლევა $ЛМГ-1$ მარკის მანქანის კვალგამხსნელი, რომელიც ნიადაგს ზღაგვი კუთხით ჭრის. მჭრელი პირის პორიზონტთან, დაყენების დიდი კუთხის (α) შედეგად, ადგილი აქვს მასზე სარეველათა ფესურების წამოდებას, ნიადაგის მიტეკვენას და ამიტომ სელის სიღრმის შემცირებას. იმისათვის, რომ წამოდებული სარეველები (C) იჭრებოდეს ან სრიალდებოდეს ქვემოთ, საჭიროა შესრულებული იქნეს პირობა (ნახ. 2).

$$R_T \geq F \tag{15}$$

სადაც R_T არის სარეველას მჭრელ პირზე დაწოლის წინალობის R ძალის მხები მდგენელი, ხოლო

$F = f g \varphi R_H$ — ხახუნის ძალა სარეველას ფესურებსა* და მჭრელ პირს შორის (R_H — არის წინალობის R ძალის ნორმალი მდგენელი, f — ხახუნის კუთხე).

მე-2 ნახ.-დან ცხადია: $R_T = R \cos \alpha$,
ხოლო $R_H = R \sin \alpha$.

ძალთა ამ მნიშვნელობების (15) უტოლობაში ჩასმით და მისი შემდგომში გამარტივების შემდეგ ვღებულობთ:

$$\alpha \leq 90^\circ - \varphi \tag{16}$$

ე. ი. იმისათვის, რომ წამოდებულმა სარეველათა ფესვებმა ისრიალონ, კვალგამხსნელის მჭრელი პირის პორიზონტთან დახრის კუთხე უნდა იქნეს 90° ; შემოწმებით დადასტურდა, რომ სარეველების ხახუნის კუთხე მჭრელ პირზე არ აღემატება $\varphi = 50^\circ$, ამრიგად მჭრელი პირის დახრის კუთხე ნაკლები უნდა იყოს:

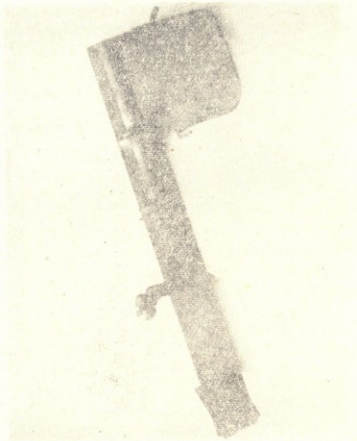
$$\alpha \leq 90^\circ - \varphi = 90^\circ - 50^\circ = 40^\circ - \text{ზე}$$

ფაქტიურად $ЛМГ-1$ მარკის სარგავი მანქანის კვალგამხსნელის მჭრელი პირის პორიზონტთან დახრის კუთხე აღემატება $\alpha = 50^\circ$; ამიტომაც არის, რომ ადგილი აქვს ჩვენს პირობებში მჭრელი პირის მიერ სარეველების ათრევის.

1970—71 წლების განმავლობაში ჩვენ მიერ საქართველოს სხვადასხვა რაიონში ჩატარებულ იქნა „ИМГ—1“ მარკის ტუის სარგავი მანქანის გამოცდები (გორის რაიონი, სოფ. კარაღეთი და სიღნაღის რაიონი სოფ. მალარო).

გამოცდა წარმოებდა მძიმე თიხნარ ნიადაგებში, რომლებშიც საკმაო რაოდენობით იმყოფებოდა სარეველათა ნარჩენები და მათი ფესურები. დარგვას ვაწარმოებდით დაუხარისხებელი ორწლიანი ნერგებისას, რომელთა ზომები მერყეობდა სიგრძით 21-დან 40 სმ-მდე; ნიადაგის საშუალო ტენიანობა აღემატებოდა 25-ს. ჩატარებული ცდების შედეგად მივიღეთ საშუალოდ დარგვის შემდეგი ხარისხობრივი მაჩვენებლები:

ნორმალურად დარგული ნერგების რაოდენობა—57%, გადახრილად დარგული ნერგების რაოდენობა—15%. ნერგების მიტყეპნის ხარისხი—არასაკმაო (მათი ამოთხრისათვის საჭირო ძალა არ აღემატებოდა 2 კგ-ს); კვალგამხსნელი სარეველათა ფესურებით იჭედებოდა ყოველი 50—100 მ-ის გავლის შემდეგ.



ნახ. 3



გამოცდილ იქნა ჩვენ მიერ გადაკეთებული დამრგველი აპარატის დამკერები (ნახ. 3), ისინი ჩვეულებრივისაგან განსხვავდებოდა მხოლოდ ერთი სივანით (ბ) და ზამბარის მეტი დაჭიმულობით. ამ სახით გადაკეთებულ დამკერი გაცილებით უფრო მტკიცედ იჭერდა ნერგებს, ადგილი არ ჰქონდა ნერგების შებრუნებას, რის შედეგად გადახრილად ჩარგული ნერგების რაოდენობა 1%-მდე, ხოლო ვერტიკალიდან გადახრის საშუალო სიდიდე 5°-მდე შემცირდა. ასეთი დამკერები კარგად რგავდა როგორც წვირი, ისე შედარებით მსხვილ ნერგებს მათი დაკალიბრების გარეშე.

ჩატარებული თეორიული ანალიზისა და პრაქტიკული ცდების საფუძველზე შეიძლება გამოვიჩინოთ შემდეგი დასკვნები:

1. ჩვენს პირობებში მინდორსაცავ ზოლებში ირგვება მრავალი სხვადასხვა ხისა და ბუჩქნარი ჯიშის ერთწლიანი და ორწლიანი ნერგი, რომელთა ზომები 20-დან 80 სმ-მდეა. მათი დაკალიბრება ხელით დიდ შრომით და ფულად დანახარჯებს მოითხოვს. საქართველოს სსრ რაიონები ხასიათდებათ მძიმე თიხნარი ტიპის ნიადაგებით, რომელშიც დიდი რაოდენობითაა სარევე-ლათა ფესვების ნარჩენები. აღმოსავლეთ საქართველოს რაიონები მშრალი კლიმატით ხასიათდება, რაც ასევე გავლენას ახდენს ტყის სარგავი მანქანების მუშაობაზე.

2. ტყის სარგავი მანქანის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მისი დამრგველი აპარატი დამაკმაყოფილებლად უზრუნველყოფს მხოლოდ წინასწარ დახარისხებულ 40 სმ-მდე სიგრძის ნერგების დარგვას. მიმტკეპნი საგორაეების მომეტებული სრიალის შემთხვევაში ნერგები გადახრილად და მწყრივში მცენარეთა შორის მანძილის დიდი დარღვევით ირგებიან.

3. ჩვენი რესპუბლიკის რთულ ნიადაგურ-რელიეფურ და კლიმატურ პირობებში საშუაოდ სერიული ტყის სარგავი მანქანა საჭიროებს გაუმჯობესებას, რაც უნდა შემდეგში გამოიხატოს:

დამრგველი აპარატის ნერგების დამკერი შედარებით უნდა გაძლიერდეს, ამისათვის მას უნდა მიემატოს ყბების სივანე და ზამბარის დაჭიმულობის ძალა. საჭირო არ არის ნერგების დარგვა ფესვის ყელის ორიენტაციით ნიადაგის ზედაპირიდან, რისთვისაც მიწებზე მაგიდაზე ნერგები უნდა იწყობოდეს ფესვის ბოლო ნაწილის კელის ფსკერზე მოთავსების თვალსაზრისიდან გამომდინარე.

კვლის გამხსნელის წინ დაყენებული უნდა იქნეს კარგად ალესილი დანა, რომელიც კორიზონტთან $\alpha=40^\circ$ -ზე ნაკლებ კუთხეს უნდა ადგენდეს.

Б. С. ЧИХЛАДЗЕ, Е. И. ДОЛИДЗЕ
Г. Л. СИХАРУЛИДЗЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РАБОТЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ
ИСПЫТАНИЯ ЛЕСОПОСАДОЧНОЙ МАШИНЫ ЛМГ-1 В УСЛОВИЯХ
ГРУЗИНСКОЙ ССР

В статье дан кинематический анализ технологического процесса работы лесопосадочной машины ЛМГ-1. Выясняется, что в тяжело-почвенных условиях Грузинской ССР машина не соблюдает шага посадки; в результате наличия неоткалиброванных сеянец держателя посадочного аппарата не обеспечивают правильной посадки сеянцев. Ввиду наличия обильных остатков корневищ сорной растительности, сошник с тупым углом вхождения в почву не даёт ровной бороздки, недостаточно прикатываются посаженные сеянцы.

Авторами предложены пути улучшения работы этих машин в почвенных условиях Грузинской ССР, выражающиеся в усилении держателей сеянцев посадочного аппарата путём уширения их шек и увеличения силы сжатия их пружин; подачу сеянцев производят таким образом, чтобы их корневая система ложилась на дно борозды; с целью лучшего прорезания правильных борозд предложено впереди сошника установить заостренный нож со сравнительно меньшим углом к горизонту.

შინაგარეშად

1. ჩიხლაძე ბ. ს.—სატყეო მეურნეობის სამეცნიერო შექმნილობა; 1971
2. Зама И. М. и Малючин Т.Т.—Механизация лесохозяйственных работ М. 1962.
3. Баранов А. Н.—Машина и механизмы для лесного хозяйства 1962.
4. ჩაშვიანი მ.—ტყის სარგავი მანქანა, 1951.
5. Белевицкий К. А.—Сельскохозяйственные машины, 1953.



შრომის წითელი ღარივის ორდენისანი

საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის შრომათა, ტ. შტაბის მუშაკთა
გზავნილობა

ТРУДЫ ГРУЗИНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ИНСТИТУТА, т. ХС, 1974 г.

პ. ლეჟავა, აპ. აფხაძე, ი. კაკულიძე

შართობურიანი ზუნების გამოყენება ჰერბიციდების შესატანად

როგორც ცნობილია, ამჟამად პარტია და მთავრობა დიდ მუშაობას ატარებენ სოციალისტური სოფლის მეურნეობის წარმოების ყოველმხრივ ინტენსიფიკაციაზე, მისი ყველა დარგის ყოველმხრივი ქიმიზაციისა და მექანიზაციის მიმართულებით.

ამ პროცესის განხორციელება შესაძლებლობას მოგვცემს მკვეთრად გავადიდოთ სოფლის მეურნეობის ყველა კულტურის მოსავლიანობა, ავამაღლოთ შრომისსაყოფიერება მიწათმოქმედებაში და შევამციროთ სასოფლო-სამეურნეო პროდუქციის თვითღირებულება.

ამ პრობლემის გადაჭრაში ერთ-ერთი წიამყვანი როლი მიწათმოქმედების ქიმიზაციის ეკოტონის, ჩვენი ქიმიური მარეგულირება სულ უფრო და უფრო მეტი რაოდენობის მინერალურ სასუქებს, აცენარეთა და ცვის ქიმიურ საშუალებებსა და ჰერბიციდებს აწვდის სოფლის მეურნეობას.

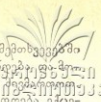
მიწათმოქმედება ინტენსიფიკაციისათვის გამოუყენებელ ღონისძიებათა შორის ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ადგილი უკავია სარეველებთან ბრძოლის პრობლემას. როგორც ცნობილია, სარეველები კულტურულ მცენარეებს ართმევენ წყალსა და მასაზრდოვებელ ნივთიერებას, ჩრდილავენ, ახშობენ მათ და ამით მკვეთრად ამცირებენ მოსავლიანობას.

ნათესებში არსებული სარეველა მცენარეებს მოსაზობა დიდი რაოდენობის მუშასწავსა და სხვა საშუალებათა ხარჯებს მოითხოვს და ამცლებს სას. სამ. კულტურათა მოვლა-მოყვანის კომპლექსური მექანიზაციის ფართოდ დანერგვას ხელის შრომის დახარჯვის გარეშე.

იქ, სადაც ნათესების გათოხნა (გამარგვლა) არ წარმოებს და სადაც მექანიკური ბრძოლა სარეველებთან შეუძლებელია მწკრივთაშორისებში (მარცვლეული კულტურები, მარცვლეული პარკონსება, სელი და სხვ.), მეურნეობა მოსავლის მისამუშელოვან ხაზილს უკარგავს.

სპეციალური ცდები ადასტურებენ, რომ ბოსტნეულ და ტექნიკურ კულტურათა გათოხნა (გამარგვლა) რამოდენიმე დღის დაგვიანებითაც რომ ჩატარდეს, უკვე შეუძლებელია სარეველებისაგან მიუყვებელი ზიანის მთლიანად ანაზღაურება.

სარეველებთან ბრძოლის საუფქველია ნიადაგის დროული და მაღალხარისხოვანი დამუშავება, გაწმენდილი თესვების დათესვა, ნათესების მოვლის



წესების დაცვა, დროული აღება და ა. შ. მაგრამ რიგ შემთხვევებში ყველა ამ წესის დაცვის დროსაც კი ნათესები ძლიერ სარეელიანებზე და მუშაკთა სავლის გადასარჩენად საჭირო ხდება ხელით მარგვლას (გათონხას) ქვეშაობითი ამიტომ ამ ბოლო 15—20 წლის განმავლობაში დიდი ყურადღება ექცევა სარეველებთან ბრძოლის ახალ პროგრესულ, ეკონომიურად ყველაზე ხელსაყრელ ხერხს—სპეციალური ქიმიური ნივთიერებებით, პერბიციდებით ბრძოლის ხერხის დამუშავებას.

შედარებით მოკლე დროში სარეველებთან ბრძოლის ამ ახალმა, ქიმიურმა ხერხმა ფართო აღიარება ჰპოვა მსოფლიოს ყველა ქვეყანაში. ახლა დელამიწის სხვადასხვა ქვეყანაში ყოველწლიურად რამოდენიმე ათეული მილიონი ჰექტარი ნათესი მუშავდება სხვადასხვა სახის პერბიციდებით. ქიმიკონები სულ ახალ და ახალ მალაქუქტურ პრეპარატებს ქმნიან.

სარეველების წინააღმდეგ ქიმიური ხერხით ბრძოლის (ასეთი) პოპულარობა, მისი მაღალი სამეურნეო და ეკონომიური ეფექტიანობით აიხსნება. შრომის დანახარჯი პერბიციდების საშუალებით სარეველების წინააღმდეგ ბრძოლაზე ათჯერ უფრო ნაკლებია, ვიდრე ხელით გათონხაზე.

ჩვენი პარტიისა და მთავრობის დადგენილებებით გათვალისწინებულია პერბიციდების წარმოების მკვეთრი გადიდება როგორც რაოდენობრივად, ისე ასორტიმენტის მიხედვით, რათა უახლოეს მომავალში შესაძლებელი იქნეს სოფლის მეურნეობის მოთხოვნილების მთლიანად დაკმაყოფილება პერბიციდებით.

პერბიციდების გამოყენება თხევადი სახით, შესხურების მეთოდით ხორციელდება. პერბიციდებს ასხურებენ როგორც აღმოცენებულ და განვითარების პროცესში მყოფ სარეველებს, ისევე ნიადაგის ზედაპირსაც სარეველების აღმოცენებამდე. ორივე შემთხვევაში პერბიციდების შესასხურებლად უმთავრესად ინსექტოფუნგიციდების სასხური მანქანები გამოიყენება, რადგან მათი (პერბიციდების) გამოყენების ტექნოლოგიური პროცესი პრინციპულად არ განსხვავდება ინსექტოფუნგიციდების გამოყენების ტექნოლოგიური პროცესისაგან.

მაგრამ ინსექტოფუნგიციდების სასხური მანქანები (მათი საშეფიქსირებლობის გამო) მუშაობის რეჟიმების, სითხის ხარჯვის ნორმებისა და გაშხეფების დისპერსიულობის მიხედვით ვერ აკმაყოფილებენ პერბიციდების შეტანისადმი (შესხურებისადმი) წაყენებულ მოთხოვნებს. როგორც უცხოეთის (განსაკუთრებით აშშ-ის), ისე ჩვენი ქვეყნის გამოცდილების მიხედვით უკვე წამოზრდილ (განვითარებულ) სარეველებზე საჭიროა წვრილწყეთოვანი შესხურება, ხოლო ნიადაგის (ანუ სარეველების აღმოცენების წინა შესხურების) ან ახალგაზრდა, ნიორი, დაბალი სარეველების შესასხურებლად კი უკეთესია მსხვილწყეთოვანი შესხურება. აგრეთვე, როგორც უცხოეთის (აშშ-ის) გამოცდილება ადასტურებს პერბიციდების შესხურების თანაბრობისათვის სასხური მანქანების საშეფიქსირებლობის გამოყენება იძლეოდნენ არა კონუსური ფორმის გაშეფების ბურს, არამედ ბრტყელი ფორმის გაშეფების ბურს.



ინსექტოფუნგიციდების სასხური მანქანები კი ვერ უზრუნველყოფენ ამ მით-
ბოვნის დაკმაყოფილებას.

მეტრნეობები იძულებული არიან პერბიციდების შესასხურებლად მცირედი-
იყენონ ჩვეულებრივი მინდვრის ბუნიკები, რითაც მნიშვნელოვნად მცირდება
სარეველებთან ჭიმუთი ბრძოლის ეფექტი, რადგან ბევრი მეტრნეობა ვერ
იცავს დაღვენილ ნორმებს. ეს კი იმიტომ აიხსნება, რომ ისინი საჭიროებენ
ქსელში წნევის შემცირებას მსხვილწვეთოვანი გაშხეუების დროს, მაგრამ და-
ბალი წნევის დროს ბუნიკების გამტარუნარიანობა მცირდება. ამასთანავე სა-
შხევი მოწყობილობის საჭირო ნორმაზე დასაყენებლად საჭირო ხდება
შტანგაზე ბუნიკების რიცხვის ძლიერი გაზრდა; ეს უკანასკნელი გარემოება კი
საგრძობლად აფერხებს (ზოგჯერ შეუძლებელსაც კი ხდის) მუშაობას ხშირი
გაქედვისა და, აქედან გამომდინარე, მანქანის ხშირი გაჩერებებს გამო.

გარდა ინსექტოფუნგიციდების სასხური მანქანებისა, ჩვენი მრეწველობა
უშვებს, აგრეთვე, პერბიციდების შესატან სპეციალურ მანქანებსაც ГАН—8,
ГАН—15, და სხვ.), მაგრამ მათაც თითქმის იგივე ნაკლოვანებები ახასია-
თებთ, რაც ზემოთ ითქვა ჩვეულებრივი სასხურების შესახებ. ამასთანავე
ГАН—8 და ГАН—15 მარკის პერბიციდ—ამონიაკის მანქანების აგებაში ამ-
რევის უქონლობა და კბილანა ტუმბოს გამოყენება შესაძლებლობას იძლევა
ისინი გამოყენებული იქნენ მხოლოდ სუფთა სსნარების შესასხურებლად.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე, ჩვენ 1965—1970 წლებში საქართველოს
სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სოფლის მეურნეობის წარმოების მექანი-
ზაციის კათედრაზე მიზნად დავისახეთ ინსექტოფუნგიციდების სასხურებისათ-
ვის გაგვეკეთებინა ისეთი საშხევი (პირველყოფისა ბუნიკი), რომლითაც შე-
საძლებელი იქნებოდა პერბიციდების საჭირო ნორმით, დისპერსიულობით, თა-
ნაბრობითა და შეუფერხებლად შეტანა (შესხურება).

ძიების პროცესში რამოდენიმე სხვადასხვა კონსტრუქციის ბუნიკი დავამ-
ზადეთ, მაგრამ მათ შორის მხოლოდ ერთზე, ე. წ. ფართობურიანი ბუნიკზე
შეეჩერდით, რადგან წინასწარი გასინჯვის დროს მან კარგი შედეგები მოგვცა.

ბუნიკის კონსტრუქციის შემუშავების შემდეგ მისი ლაბორატორი-
ულ და საველე პირობებში გამოცდისათვის საჭირო იყო ისეთი შტანგის
გაკეთება, რომელზედაც მოხერხებულად (და საჭირო რაოდენობით) იქნებო-
და გაალაგებული ბუნიკები.

წინასწარ შექმნილ სხვადასხვა სქემებს შორის ჩვენ შევარჩიეთ მე-2 და
მე-3 სახ.-ზე ნაჩვენები 4 და 8 მ მოდების განის მქონე შტანგები.

ფართობურიანი ბუნიკი, პირველყოფისა შესწავლილი იქნა პერბიცი-
დების შეტანაზე, რისთვისაც იყო იგი აგებული თავდაპირველად, მაგრამ
როდესაც მან პერბიციდების შეტანაზე კარგი შედეგები მოგვცა, დაისვა სა-
კითხი მისი მინდვრის კულტურების შესხურებაზე გამოყენების შესახებ. ამი-
ტომ ჩვენ ის გამოვეცადეთ მინდვრის კულტურების შესხურებაზედაც.

პერბიციდების შეტანაზე გამოცდა ჩატარებულ იქნა საქართველოს მან-
ქანათა საცდელი სადგურის წეროვნის მევენახეობის მეურნეობაში, ხოლო
მინდვრისა და ბოსტნეულ კულტურათა ინსექტოფუნგიციდებით შესხურებაზე
წეროვნის მევენახეობის მეურნეობაში, მუხრანის სასწავლო მეურნეობასა და



დიდმის მევენახეობის სასწავლო-საცდელ მურნეობაში. ინსექტოფუნგოციდების შესხურება ჩატარდა კარტოფილზე, საკვებ კარხალზე, პანილონზე, კომბოსტოსა და წიწიკაზე.

ფართობურიანი ბუნიკის გაშეფების დისპერსიულობა შესწავლილ იქნა ГОСТ 7739—55-ის საფრქვევებისა და სასხურების გამოცდის მეთოდების მიხედვით.

როგორც ჰერბიციდების შეტანის, ისე მინდვრის კულტურათა ინსექტოფუნგოციდების შესხურების დროს ბუნიკის ხარისხობრივი მაჩვენებლების დასადგენად ცდების დროს აღებული ბარათები დამუშავებული იქნა მანქანათა საცდელი სადგურის საკონტროლო-საცდელ ლაბორატორიაში.

ქვემოთ მოგვყავს ფართობურიანი ბუნიკების მქონე საშხვე მოწყობილობათა (შტანგების) აგებულებისა და მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესის აღწერილობა, აგრეთვე, მისი მუშაობის ხარისხობრივი და რაოდენობრივი მაჩვენებლები.

1. ფართობურიანი ბუნიკების მქონე საშხვე მოწყობილობის აგებულება და მუშაობა

ვინაიდან საშხვე მოწყობილობის სამუშაო ნაწილს წარმოადგენს ბუნიკი, ამიტომ პირველ რიგში განვიხილოთ მისი აგებულებისა და მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესი, ხოლო შემდეგ კი შტანგების აგებულება და მუშაობა.

ფართობურიანი ბუნიკი (ნახ. 1) წარმოადგენს ერთ მთლიან ნაწილს, რომლის სამუშაო ელემენტებია: განსახლვრული ზომის დიამეტრიანი ერთი ნახვრეტი (4) და ამ ნახვრეტის წინ და მისგან განსახლვრული მანძილით დაშორებული ნახევარდისკო (3).

განხილული ბუნიკის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესი შემდეგნაირად მიმდინარეობს. სასხური მანქანის საკირხნი სიტყმიდან განსახლვრული წყევით მიწოდებული თხევადი მსაში შედის ბუნიკში, გაივლია მის ნახვრეტს და ეჯახება მის წინ დაყენებულ ნახევარდისკოს, რის შედეგად ჯერ ეძვება თხელი აფსკის (6) სახით, რომელიც ბუნიკის ტანისა და ნახევარდისკოს შორის ჰერბიციდებიდან (5) გარეთ გამოავლის შემდეგ იყოფა წვილ ნაწილაკებად, რომელთა ერთობლიობა სივრცეში გაფარტვის შემდეგ იძლევა ნახევარდისკოს ფორმის გამეფების ბუნს (7). ბუნიკის გამტარუნარიანობა და გაშხვეფების დისპერსიულობა ძირითადად დამოკიდებულია ნახვრეტის დიამეტრისა და საკირხნის სისტემაში არსებულ წივების სიდიდეზე.

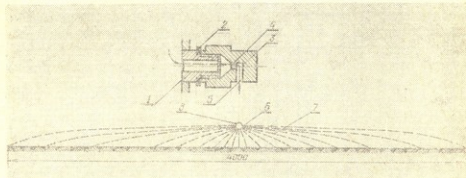
სხვადასხვა ზომის დიამეტრიანი ბუნიკების გამტარუნარიანობა სხვადასხვა წყევანზე მოცემულია ცხრილში. (გვ. 173).

თარაზული შტანგა, როგორც აღვნიშნეთ, თარაზული შტანგის ორი სახესვავობა იქნა აგებული: რვაშეურიანი და ოთხშეურიანი მოდების ვანით. რვაშეურიანი სიგანის თარაზული შტანგის გამოყენება გათვალისწინებულია პერბიციდების შესატანად ხეხილის მწკრივთაშორისებსა და მინდვრის კულტურებში და აგრეთვე მინდვრის კულტურებში თხევადი მსაშიმეცატე-



ბით შესასხურებლად, ხოლო ოთხი მეტრი მოღებისგანიათი თანეცხურებლად, ვაკი როგორც მიწის კულტურების შესასხურებლად, ისე ცხურებლად შორისებში პერბიცილების შესასხურებლად.

რვა მეტრიანი მოღების განისმქონე თარახელი შტანგა (ნახ.2) შედგება სამი: შუა (4) და ორი განაპიო სექციიდან (მილისგან), რომლებიც სპეციალური (ბერეტიანი) ქუროების საშუალებით ისე ერბიანე-



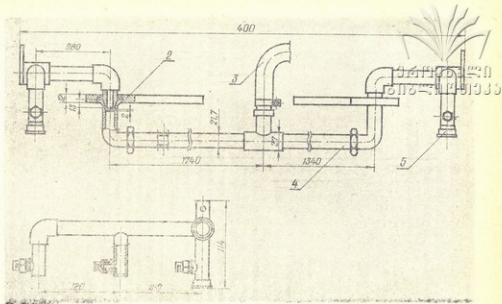
სურ. 1. დართობრიანი ბენიცი: 1—მილუელი; 2—შესადები; 3—ნახევარ-დისკი; 4—ნახევრე; 5—მანძილი ბენიციის ტასა და ნახევარდისკოს შორის (ბერილი); 6—ფსკი; 7 გასხვებ-ს ბერი.

თან შეერთებული, რომ სასხური აგრეგატის გზებზე გადატანის დროს მისი საერთო მოღების განი 8-დან 4 მ-მდე შეიძლება შემციოდეს. შტანგის განაპი-რა სექციების(მილების) ბოლოებთან მჭიდროდ არის შეერთებული თითო საშ-ხევი სექცია, თითოეული საშხევი სექცია შედგება მილისგან, მილთან მტკი-ცელ შეერთებული სამი მილუელისა და ამ მილუელზე დამაგრებული დართო-ბერიანი სამი ბენიციისგან. შუა შტანგას მძილსგაყეთებული აქვს საჭიარხნი მილსადენის (3) მისაერთებული მილუელი. შტანგა თავისი შუა ნაწილით კანკი-კების საშუალებით, ემაგრება ტრაქტორის უკანა ნაწილზე აწეობილ შეე-ულ ჩარჩოს (3,—ნახ. 3).

შესასხურებელი კულტურის შესაბამისად შეიძლება შტანგის შეეული მიმართულებით გადაადგილება და ნიადაგის ზედაპირიდან სხვადასხვა სიმაღ-ლეზე დაყენება. შესასხურებას ნორმის სიდიდის მახედვით საშხევი სექციებზე დაყენებული ბენიციებიდან შეიძლება მუშაობდეს საჩივე, ორი ან ერთი. საშუ-ალო და მცირე ნორმით შესასხურებისას ბენიციების რიცხვის შემცირების დროს მოხსნილი ბენიციის ნაცვლად საშხეული (საცობი) დგება.

მუშაობის დროს შტანგის განაპიოა მილები და მათზე დაყენებული საშხევი სექციებებს რხევის თავიდან აცავილებლად, ისინი საჭივებით (4) არი-ან დაკავშირებული ტრაქტორის უკანა ნაწილზე აწეობილ შეეულ ჩარჩოსთან.

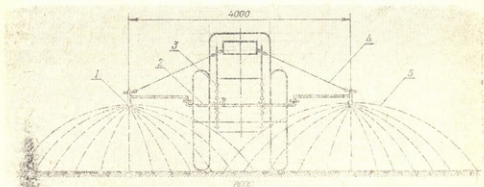
გახილული შტანგის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესი შემდეგნაირად მიმდინარეობს. სასხური მანქანის ტუმბოს საჭიარხნი მილსადენებიდან



ნა. 2. ფართობიანი პენიკის ქონე 8 მეტრის მარბული შტანგის სერით ზედი: 1-შეჩი; 2-შე-
 და ვანბის სეკის შესერბული კერი; 3-სეჩინი მულსელები; 4-სეკია; 5-სეკია.



სპეციალური საჭირბინი მილით (3,—ნახ. 2) თხევადი შხაპი შედის შტანგის შუა მილში, იქიდან განაპირა მილებსა და მათზე დაყენებულ სპრინკლერებში, სადაც ბუნიკების საშუალებით წარმოებს მისი ბრტყელად გაშენება და მცენარეებზე დაკურება. ხარვეზების თავიდან ასაცილებლად, მარჯვენა და მარცხენა საშხევი სექციები ისეა დაყენებული ერთმანეთის მიმართ, რომ მათი ბურები ნაწილობრივ ფარავენ კიდევ ერთ მანეთს



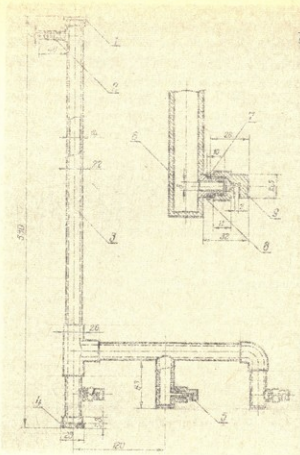
ნახ. 3. 8 მეტრიანი შტანგის მეშაობის ტექნოლოგიური პროექტი: 1—ფართობრიანი ბუნეი; 2—შუა სექცია; 3—შტანგის დასაყრდენი შეველი ჩარჩო; 4—საქინი; 5—გაშხევის ბური.

ც ბ რ ი ლ ი

სხვადასხვა პარამეტრებიანი ფართობრიანი ბუნეის გამტარუნარიანობა სხვადასხვა წნევაზე ლ-ობით წუთში

№№	ბუნეის გამტარუნარიანობა ლ-ობით წუთში					ბუნეის პარამეტრები მშ-ობით	შენიშვნა
	წ ნ ე ვ ა კვ სმ ²						
	5	10	15	20	25		
1	2,48	3,5	4,27	5,0	5,53	d=1,5; l=1,5	
2	4,05	5,09	6,99	8,31	8,63	d=2,8; l=2,0	
3	5,43	7,14	9,24	11,22	—	d=2,5; l=2,5	
4	8,84	10,54	13,44	16,16	—	d=3,0; l=3,0	

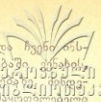
ით ხმეტრიანი თარაზული შტანგა (ნახ. 4). როგორც სურათიდან ჩანს ეს შტანგა შედგება მიმღები ამ შეველი მილის (3), თარაზული მილის, ამ უკანასკნელზე დაყენებული ბუნიკების დასამაგრებელი მილყულები (8) და სალექარისაგან. ეს საშხევი მოწყობილობა შეველი მილისა და ბუნეების საშუალებით იე ემაგრება სასხური მანქანის ტრაქტორზე დაყენებულ ჩარჩოზე, რომ შეიძლება მისი აწევა-დაწევა და ნიადაგის ზედაპირიდან საჭირო სიმაღლეზე დაყენება.



ნახ. 4. ფართობურიანი ბუნიკების მქონე ოთხმეტრიანი თარაშული შტანგა: 1—სახურავი; 2—მილყელი; 3—მიმღები შვეული მილი; 4—საღვქარის საცობი; 5—ბუნიკი; 6—მიმყვანი შვეული; 7—შუასადები; 8—მილყელი; 9—ბუნიკი.

II. ფართობურიანი ბუნიკების მინდვრის კულტურების შესახებ გამოყენების შესახებ

როგორც უკვე ზემოთაღებული ალინიშნა ფართობურიანი ბუნიკი შექმნილი (დამზადებული) იყო პერბიციდების შესატანად, მაგრამ როცა ჩვენ დაერწუნდით იმაში, რომ იგი პერბიციდების შეთანაზე კარგად მუშაობს, მარტივი აგებულებისაა, შეუფერხებლად მუშაობს და შედარებით მცირე რაოდენობითაა საჭირო, მაშინ ვიფიქრეთ, ხომ არ შეიძლება მისი გამოყენება ჩვეულებრივი (მინდვრის) ბუნიკების ნაცვლად ვეახისა და მინდვრის კულტურების შხამქიმიკატებით შესახებურებლად და ავადგეთ შესაბამისი შტანგები მათ გამოყენებლად.



ცდები ჩავატარეთ წეროვნის მევენახეობის მეურნეობაში და ჩვენი ინსტიტუტის მუხრანისა და დიღმის სასწავლო-საცდელ მეურნეობაში ვენახის კარტოფილის, კარხლისა და ბოსტნეულ კულტურების შესახებ ჩვენების კულტურების შესახებ გამაყენების დროს კი დამაკმაყოფილებელი შედეგი მოგვცა.

როგორც ამ ცდების მასალების დამუშავებამ გვიჩვენა ფართობურიანი ბუნიკების შესახებ ხარისხობრივი მაჩვენებლები ჰერბიციდების შეტანისა და მინდვრის კულტურების შესახებ უპირველეს შემთხვევაში ოთხბალიან შეფასებას იმსახურებს. ოთხბალიანი შეფასება კი სასხური მანქანების მუშაობის ხარისხობრივი მაჩვენებლების შეფასებისას უმაღლეს შეფასებად ითვლება.

როგორც ფართობურიანი ბუნიკის მუშაობის ხარისხობრივი მაჩვენებლებიდან ჩანს, მისი გამოყენება შეიძლება ვერჩიოთ ჰერბიციდების შესატანად ვენახებში, ბაღებსა და მინდვრის კულტურებში და მინდვრის კულტურების შესახებ უპირველეს, რაც შეეხება ვაზის ან ბალის შესახებ მის გამოყენებას, ეს ტექნიკურად მოუხერხებელია გაშვების ბურის დიდი სივანის გამო.

ჩვენ შესაფერისი ცდები არ ჩავატარებია, მაგრამ შესახებ და ჰერბიციდების შეტანაზე გამოყენების დროს დაკვირვების მიხედვით თუ ვიმსჯელებთ, შეიძლება უყომბანოდ ვთქვათ, რომ ფართობურიანი ბუნიკი თხევადი სასუქების მოღვრის წესით შესატანად შეიძლება იქნეს გამოყენებული.

К. ЛЕЖАВА, А. АПХАИДЗЕ,
И. КАКУЛИДЗЕ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ШИРОКОЗАХВАТНОГО НАКОНЕЧНИКА ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ГЕРБИЦИДОВ

Резюме

В 1965—70 гг. на кафедре механизации сельскохозяйственного производства разработана тема: «Применение широкозахватного наконечника для внесения гербицидов».

Испытания дисперсности опрыскивания широкозахватного наконечника по качественным показателям вполне отвечает агротехническим и экономическим показателям.





ა. კახუაშვილი, ნ. ხახუაშვილი

საიმპულსო გერკებიანი მექანიზმის კვლევა

საიმპულსო მექანიზმის კვლევისას პირველად ვახდენთ მის სტრუქტურულ ანალიზს. სტრუქტურული ანალიზით ახსოვდება მექანიზმის მოძრაობის ხარისხს, ანუ წამყვან რგოლთა რაოდენობას, რომელთა მოძრაობის კანონი განსაზღვრავს ამჟამინდელი რგოლის მოძრაობის კანონს, ჩვენს შემთხვევაში საბრუნო თათის მოძრაობის კანონს.

განსახილველ მექანიზმს ვიხილავთ როგორც ორი ცალკეული მექანიზმის შეერთებას პილარულიყურბ სისტემით.

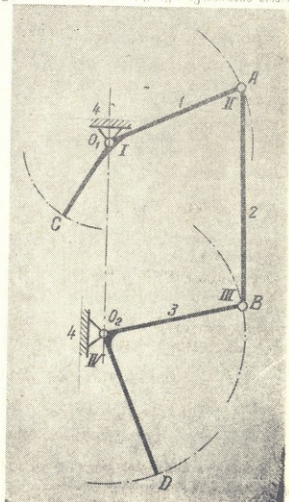
ვაზის რიგებს შორის ნიადაგის დამამუშავებელი მოწყობილობის საიმპულსო მექანიზმი (ნახ. 1) წარმოადგენს ბრტყელ მექანიზმს, ამიტომ მისი სტრუქტურული ანალიზი ჩატარდება ჩებიშევის ფორმულით:

$$w = 3n - 2P_3 - P_4$$

სადაც w არის მექანიზმის მოძრაობის ხარისხი,

n არის მექანიზმის მოძრაო რგოლთა რიცხვი,

12. შრომები, ტ. XC



ნახ. 1.

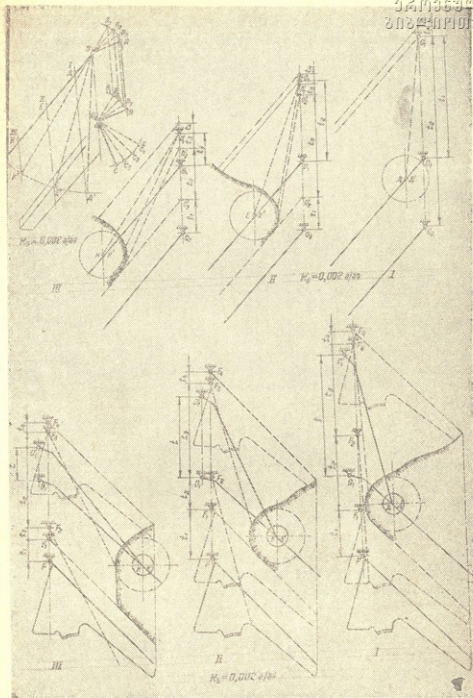


Fig. 2.



$$t_2 = 0.27 \text{ წმ}$$

$$t_3 = 0.10 \text{ წმ.}$$

საიმპულსო ბერკეტის და მასთან ხისტად დამაკრებელ სიჩქარეების შემობრუნების კუთხე ტოლია:

$$\alpha_1 = 36^\circ \text{ რადიანებში } \alpha_1' = \alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 36^\circ \cdot \frac{3.14}{180^\circ} = 0.66;$$

$$\alpha_2 = 24^\circ \quad \alpha_2' = \alpha_2 \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 24^\circ \cdot \frac{3.14}{180^\circ} = 0.42;$$

$$\alpha_3 = 10^\circ \quad \alpha_3' = \alpha_3 \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 10^\circ \cdot \frac{3.14}{180^\circ} = 0.17.$$

საიმპულსო ბერკეტის ბრუნვის კუთხური სიჩქარეები კი იქნება:

$$\omega_1 = \frac{\alpha_1'}{t_1} = \frac{0.66}{0.40} = 1.6 \text{ წმ}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\alpha_2'}{t_2} = \frac{0.42}{0.27} = 1.4 \text{ წმ}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\alpha_3'}{t_3} = \frac{0.20}{0.10} = 2 \text{ წმ}^{-1}.$$

O_1ABO_2 მექანიზმის კინემატიკური ანალიზის ჩასატარებლად პირველად ვაგებთ მექანიზმის რგოლების დამახასიათებელი წერტილების ტრაექტორიას და ვსაზღვრავთ სიჩქარეებსა და აჩქარებებს.

განსახილველი მექანიზმის რგოლების წერტილების ტრაექტორია აგებულია მე-3 ნახ.-ზე მოკვეთის მეთოდით.

რგოლების სხვადასხვა წერტილების სიჩქარისა და აჩქარების განსაზღვრისათვის ვირჩევთ კინემატიკური ანალიზის გრაფიკულ მეთოდს, რომელიც ანალიზის სხვა მეთოდებთან შედარებით მარტივია და იძლევა ტექნიკური გაანგარიშებისათვის საჭირო სიზუსტეს.

O_1ABO_2 ოთხრგოლიანი მექანიზმის რგოლების დამახასიათებელი წერტილების სიჩქარის განსაზღვრას ვიწყებთ A -წერტილის სიჩქარის განსაზღვრით.

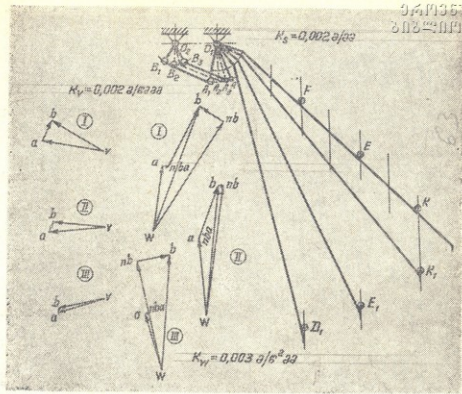
რადგანაც ცნობილია O_1A რგოლის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე და სიგრძე, მისი A წერტილის სიჩქარე იქნება:

1-ელი მდგომარეობისათვის

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 1.6 \cdot 0.1 = 0.16 \text{ მ/წმ}$$

$$V_A = 0.16 \text{ მ/წმ.}$$

მექანიზმის დანარჩენი წერტილების სიჩქარის განსაზღვრისათვის ვაგებთ სიჩქარის გეგმას. (ნახ. 3).



ნახ. 3.

სიჩქარის მასშტაბი, ანუ სიდიდე, რომელიც გვიჩვენებს სიჩქარის ვექტორის ერთ მილიმეტრში სიჩქარის რამდენი ერთეულია გამოხატული, განისაზღვრება ფორმულით:

$$K_v = \frac{V_A}{V_a} = \frac{0.16}{80} = 0,002 \text{ მ/წმ. მმ.}$$

$$K_v = 0,002 \text{ მ/წმ. მმ.}$$

სადაც V_a არის A წერტილის სიჩქარის ვექტორის სიგრძე მმ-ში, იგი ჩვენს მიერ აღებულია 80 მმ სიგრძის.

u -სიჩქარის პოლუსიდან ვაჯარებთ A -წერტილის სიჩქარის ვექტორს, რომელიც O_1A რგოლის მართობულია ($V_a \perp O_1A$).

B წერტილის სიჩქარის განსაზღვრისათვის საჭიროა B -წერტილი განვიხილოთ იქნეს A და O_2 წერტილების მიმართ.

თუ B წერტილის განვიხილავთ O_1 წერტილის მიმართ, მაშინ დაიწერება ვექტორული განტოლება.

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \dots (1)$$



ხოლო თუ B წერტილის განვიხილავთ O_2 წერტილის მიმართ, მაშინ დაიწერება:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2} \dots (2)$$

(1) და (2) ვექტორული განტოლებები მიხედვით იკვებან შუდვად იკვებან მექანიზმის სიჩქარის გეგმა. გავიღოთ კი განისაზღვრება სიჩქარე.

მეორე მხრივ, რადგანაც $O_1A = O_2B$

ამიტომ $V_B = V_A = 0,16$ მ/წმ.

C წერტილის სიჩქარე კი იანგარიშება ტოლობით:

$$V_C = \omega_1 \cdot l_{O_1C} = 1,6 \cdot 0,15 = 0,24 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_C = 0,24 \text{ მ/წმ.}$$

ანალოგიურად 1-ელ მდებარეობისა, იანგარიშება სიჩქარეები II და III მდებარეობისათვის.

II მდებარეობისათვის

$$V_A = \omega_1 l_{O_1A} = 1,4 \cdot 0,1 = 0,14 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_A = 0,14 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_B = V_A = 0,14 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_C = \omega_2 \cdot l_{O_2C} = 1,4 \cdot 0,15 = 0,21 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_C = 0,21 \text{ მ/წმ.}$$

III მდებარეობისათვის

$$V_A = \omega_2 l_{O_1A} = 2 \cdot 0,1 = 0,2 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_A = 0,2 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_B = V_A = 0,2 \text{ მ/წმ.}$$

$$V_C = \omega_3 l_{O_2C} = 2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ მ/წმ.}$$

ანალოგიურად სიჩქარეა, მექანიზმის წერტილების აჩქარებებს განსაზღვრავს ვიწვებთ A -წერტილის განხილვით.

წერტილი საერთოდ მოძრაობს არათანაბრად და მისი აჩქარება უდრავს
 ბა ნორმალური და მხები აჩქარებების გეომეტრიული ჯამისაგან.



$$\vec{W}_A = \vec{W}^n_A + \vec{W}^t_A$$

მაგრამ, დროის გარკვეულ მომენტებში A-წერტილის მოძრაობა შეგვიძლია განვიხილოთ, როგორც თანაბარი მოძრაობა და მაშინ, ცხადია, აჩქარების მხები მდგენელი ნულს გაუტოლდება $W^t_A = \omega I_{O_1A} = 0$.

აღნიშნული დაშვების შემთხვევაში გვექმნება

$$W_A = W^n_A = \omega^2 I_{O_1A}$$

I მდებარეობისათვის

$$W_A = \omega_1^2 I_{O_1A} = 1,6^2 \cdot 0,1 = 0,25 \text{ მ/წმ}^2$$

B წერტილის აჩქარება იქნება:

$$W_B = W_A = 0,25 \text{ მ/წმ}^2$$

C წერტილის აჩქარება კი იქნება:

$$W_C = \omega_1^2 I_{O_1C} = 1,6^2 \cdot 0,15 = 0,33 \text{ მ/წმ}^2$$

II მდებარეობისათვის

$$W_A = \omega_2^2 I_{O_1A} = 1,4^2 \cdot 0,1 = 0,2 \text{ მ/წმ}^2$$

$$W_A = 0,2 \text{ მ/წმ}^2$$

$$W_B = W_A = 0,2 \text{ მ/წმ}^2$$

$$W_C = \omega_2^2 I_{O_1C} = 1,4^2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ მ/წმ}^2$$

$$W_C = 0,3 \text{ მ/წმ}^2$$

III მდებარეობისათვის

$$W_A = \omega_3^2 I_{O_1A} = 2^2 \cdot 0,1 = 0,4 \text{ მ/წმ}^2,$$

$$W_A = 0,4 \text{ მ/წმ}^2,$$

$$W_B = W_A = 0,4 \text{ მ/წმ}^2$$

$$W_C = \omega_3^2 I_{O_1C} = 2^2 \cdot 0,15 = 0,6 \text{ მ/წმ}^2$$

საიმპულსო მექანიზმის ჩატარებული სტრუქტურული ანალიზი და კინემატიკური გაანგარიშების გრაფიკულ-ანალიზური მეთოდი უზუსტად განსაზღვრავს მცენტრეთა შორისეში ცილიდის დასამუშავებელი ავტომატური მოწყობილობის სექსპლუატაციის საიმედოობას.

А. Г. КЕЧХУАШВИЛИ
Н. С. ХУХУНАИШВИЛИ



ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ИМПУЛЬСНОГО РЫЧАГА

Резюме

Структурным анализом в статье установлена степень подвижности механизма импульсного рычага и количество ведущих звеньев, закон движения которых определяет закон движения ведомого звена поворотной дапы.

Для определения скоростей и ускорения отдельных точек кинематический анализ проведен графоаналитическим методом. В результате проведенного анализа установлена траектория движения конца поворотной дапы определяющая кинематическую надежность устройства.



3. შხაპაბაიძე

ლილვის წინაღობის მომენტის მემანიპური რეგულატორი

სასოფლო-სამეურნეო მანქანების სამუშაო საჩქარეების გადიდებასთან დაკავშირებით, მათი საქმეო პროცესები, ავტომატიზაციას სულ უფრო და უფრო დიდი მნიშვნელობა ენიჭება, რაც აისახება მეშის შრომას, ამალღებს მწარმოებლობას და ხელს უწყობს მანქანის ავტომატიზაციის ხარისხობრივი მაჩვენებლების ამაღლებას.

მანქანის სამუშაო პროცესების ავტომატიზაციისათვის ფართოდ გამოიყენება სხვადასხვა ავტომატი რეგულატორი, მაგალითად, ცენტრიდანულ*, წვეთით, ბერკეტული, ტივტივიანი, საპერო და სხვ.

ჩვენს მიერ დამუშავებული მექანიკური რეგულატორი თავისი მოქმედების პრინციპით რეაგირება უკეთება მანქანის ლილვზე ძრავადან მარტუნი მომენტის ცვალებადობა. ამასთან რეგულატორის ძალური რგოლის მოქმედების მახასიათებელს აქვს სწორხაზოვანი დამოკიდებულება.

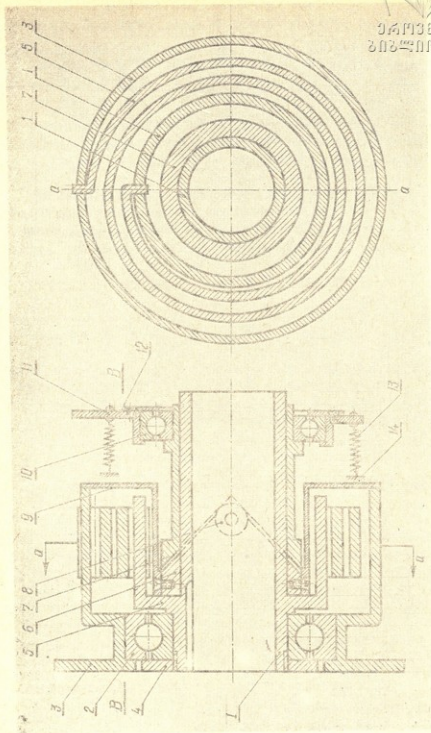
რეგულატორის კონსტრუქციის აღწერა

რეგულატორის (ნახ. 1) შედგება ორი ძირითადი ევანძისაგან:

ა. ძალური რგოლია და ბ. რეაგირების მექანიზმისაგან.

მასრის (1) ყელზე დასმული საკისარი (2) და მასზე დაყენებული მილტუნი (3). საკისარი (2) დამაგრებულია ბრტყელი ქაჩით (4), მასრის (1) ტანზე მარცხენა მხრიდან) მიმაგრებულია ბრტყელი საირალური ზამბარის შიგნითა ბოლო, ხოლო გარეთა ბოლო დამაგრებულია მილტუნის (3) ტანზე. (1) მარჯვენა მხრიდან დასკულია რეაგირების მექანიზმი, რომელიც შედგება ორი გილისააგა). (6 და 7). მილისას (6) აქვს ორი დიამეტრულად საწინააღმდეგო გორგალაკიანი შვერალი (5), რომელიც ცილინდრია (9) მეშვეობით შეერთებულია ძალტუნის (3) ტა ია ტორათაა. მილისა (6) მილტუნთან ერთად თავისუფლად ბრუნავს მასრის გარშემო.

მილისას (6) გვერდით სივლის სოგანზე დასმულია მეორე მოძრავი მილისა (7), რომელაც აქვს ხიახუელი გათქერი, მათ ვერდნობა მილისას გორგალაკები. (6) მილისას (7) ბოლოსე დამაგრებულია საკისარი (10), ხოლო მათზე მჭადიოდ დაამკლია რგალი (11) ბერკეტით (12), რომელზედაც





დამაგრებელია დამკვიმავი ხრახნული ზამბარის (13) ბოლო. ამავე ზამბარის მეორე ბოლო მიმაგრებულია მანქანის ტანზე (14). ბერკეტზე $\frac{1}{2} \frac{1}{2} \frac{1}{2} \frac{1}{2} \frac{1}{2} \frac{1}{2}$ ბულია სამართი მოწყობილობა (ჰიდრომექანიკური ან სხვა), რეგულატორი დაბნის რეგულატორის მიერ გადაცემული მბრუნავი მომენტის ოპტიმალური სიდიდის დამკვერ შესაბამის მექანიზმზე.

რეგულატორის მოქმედების პრინციპი

რეგულატორს აყვებენ (ამაგრებენ) მანქანის ლილეზე, რომელიც მოითხოვს ავტომატურ რეგულირებას. მისი მასრა მაგრდება სოგმანით (16), ხელსაწყოს მიღტუნა (3) ჰანჯიკებით მიერთებულია სამართ მოწყობილობასთან.

მანქანის მუშაობის დროს ძრავას მიღტუნას დახმარებით მოდის ბრუნვით მოძრაობაში რეგულატორის მიღტუნა (3), რომელიც შემოაბრუნებს (მოგონებას) მის ტანზე დამაგრებული სპირალური ზამბარის (5) წინა ბოლოს, რის შედეგადაც ბრუნვას იწყებს რეგულატორის მასრა (1), რომელზედაც მიმაგრებულია ზამბარის მეორე ბოლო.

მიღტუნის შემობრუნებით და მასრის მიმართ ზამბარის დავრუნვით მასრის ირგვლივ, შესაბამისად შემობრუნდება მილისა (6), რომელიც, ეყრდნობა რა თავისი გორგოლაკებით (6) მილისას ხრახნულ შედაპირებს (7). გადაადგილებს მას წინ, მასრის ღერძის გასწვრივ.

ძრავას მიერ გადაცემული მბრუნავი მომენტის $M_{\text{ზაგ}}$ სიდიდისაგან დამოკიდებულებით, პროპორციულად გადაადგილდება მილისა (7) და მასთან ერთად საკისარი (10), რომელზედაც დაშულია ბერკეტისა (12) რგოლი (11).

მბრუნავი მომენტის $M_{\text{ზაგ}}$ შემცირებით ან მილისა (7) ბერკეტით (11), დამკვიმ ზამბარის (14) მეშვეობით გადაადგილდება უკან, მასრის ღერძის გასწვრივ.

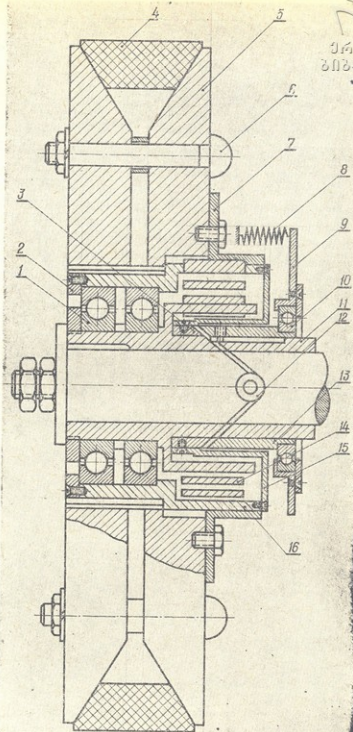
ამრიგად, რეგულატორის მუშაობის დროს, ძრავას მიერ გადაცემული მბრუნავი მომენტისაგან დამოკიდებულებით, შესაბამისად იცვლება ბერკეტის (11) გადაადგილების ამპლიტუდა მასრის ღერძის გასწვრივ.

მბრუნავი მომენტის გადაცემა ან ზამბარის დავრუნვის დროს ვეაქვს რა სუფთა ღრუვა, მისი სახითი, ე. ი. მასრის (1) მიმართ შეღტუნის მობრუნების დამოკიდებულება ზამბარის მიერ წარმოქმნილ მბრუნავ მომენტზე სწორხაზოვანია და უდრის:

$$M_{\text{ზაგ}} = \frac{B\varphi}{e} = \frac{B}{e} 2\pi n = \frac{EJ}{e} 2\pi n = \frac{EBA^3 \cdot 1}{12} = kgR \operatorname{tg} \alpha \varphi = kgh \text{ კმ};$$

- სიდაც: kg არის ძალური რგოლის მასშტაბი კმ/მმ-ში;
- R —ხრახნული განაჭრების მილისას საშუალო რადიუსი;
- α —ხრახნის აწვევა კუთხე;
- h —ზამბარის დ კვადი ზამბარაიე დეფორმაციის სიღრმე მმ-ში;
- φ —მასრის მიმართ ფლანგის მიბრუნების კუთხე.

ამრიგად, მანქანის ლილეზე დასმული მომენტის რეგულატორი, რომე-



Տեղ. 2.



ლიც ასრულებს გარკვეულ სამუშაო პროცესს ძრავის შიერ მბრუნავი მოძვე-
 ტის გადაცემის სიდიდის შეცვლის დროს, მისვე შეიცვლება რეგულატორი
 და ბერკეტი (11) შეაბაპისად გადაინაცვლებს წინ და უკან და მასთან შე-
 ერთებულ რგულს ამოქმედებს, რა-ქელიც აღადგენს ნორმალურ სამუშაო
 პროცესს.

შე-2 ნახ.-ზე ნაჩვენებია „სკ-3“ თვითმავალი კომბაინის სალენი დო-
 ლის მთავარი შეივი, რომელზედაც დაყვებულია მოქმეტის რეგულატორი. ამ
 შემთხვევაში რეგულატორია დანიშნულებაა აჩქარების ნორმალური სიდიდე
 შეუნარჩუნოს სალენ დოლს, ლეწვის ნორმალური რეჟიმი—მაღალი ხარისხი,
 რაც გამოწვეულია გაალენი მასის არათანაბარი მიწოდებით.





А. В. АСАТИАНИ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО МЕХАНИЗИРОВАННОГО ОТРЯДА, ЗАНИМАЮЩЕГОСЯ КОРЕННЫМ УЛУЧШЕНИЕМ ГОРНЫХ ЛУГОВ

Для рационального построения зональных систем машин, обоснования подбора рациональной организационной формы машиниспользования, основным требованием является наиболее точное соответствие природно-экономических и производственных особенностей.

Мероприятия по коренному улучшению (с предварительной культурно-технической обработкой участков) требуют больших тяговых мощностей, а хозяйства горных районов не имеют возможности производить энергоемкие работы. Поэтому работы, относящиеся к освоению «горной целины» и улучшению горных сенокосов и пастбищ, должны производиться специализированными механизированными отрядами «Сельхозтехника». При этом большое значение имеет научное обоснование оптимального размещения этих отрядов, определение целесообразного типажа техники на выполнение комплекса работ, установление оптимальных параметров агрегатов и их взаимозаменяемости, установление рационального агрегатирования, определение оптимального количественного состава МТП.

При подборе системы машин для выполнения комплекса технологических операций, исследования работы машинно-тракторных агрегатов и при определении оптимального количественного состава МТП, важное значение имеет определение связей и динамического взаимодействия между параметрами трактора или с/х машины, режимами работы, эксплуатационными показателями, условиями эксплуатации агрегата. Взаимосвязь между этими элементами можно записать в виде некоторых функций. Но особенности сельскохозяйственного производства делают решение этой задачи чрезвычайно сложным. Поэтому подобная задача может быть решена только с применением современных математических методов теории оптимальных решений и современной вычислительной техники.

В настоящее время известен целый ряд математических моделей для



обоснования оптимальных параметров агрегатов и оптимальной структуры МТП, но из-за их чрезмерной абстрактности, результаты их помощью вызывают сомнения в практической полезности.

При установлении оптимальных параметров агрегатов и оптимальной структуры МТП, важное значение имеет обоснование критерия оптимальности. Нами при обосновании оптимальной структуры МТП специализированного механизированного отряда, критерием оптимальности были приняты условия минимизации приведенных затрат на выполнение всего комплекса работы.

Затраты всего комплекса работ, которые определяются, как сумма затрат на выполнение каждой операции, выражаются по формуле:

$$C_* = \sum_{i=1}^n \frac{M(C_{oi})}{M(W_{pi})} F_i \frac{\text{руб}}{\text{час}}; \quad (1)$$

где: $M(C_{oi})$ — математическое ожидание прямых эксплуатационных издержек для каждой операции;

$M(W_{pi})$ — математическое ожидание часовой производительности агрегатов при выполнении отдельных технологических операций;

F_i — объем каждой операции, в га.

Нами были установлены аналитические зависимости влияния параметров и режимов работы агрегатов на величину прямых затрат на час его работы.

Затраты, связанные с эксплуатацией агрегата, состоят из следующих слагаемых:

$$C_o = (C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5) \cdot \frac{\text{руб.}}{\text{час}} \quad (2)$$

где: C_1, C_2, C_3, C_4 и C_5 — соответственно затраты на оплату персонала, горюче-смазочные материалы, амортизационные отчисления, хранение трактора и с/х машин на 1 час работы агрегата, в руб.

При известных характеристиках случайных величин $B_p, V_p, \tau_{об}$, математическое ожидание производительности можно выразить следующим образом:

$$M[W_p] = \theta, 1 [M(B_p)M(V_p)M(\tau_{об}) + M(\tau_{об})K_{B_p V_p}]; \quad (3)$$

где: $\tau_{об}$ — общий коэффициент использования времени на полезную работу;

$K_{B_p V_p}$ — корреляционный момент и определяется по уравнению:

$$K_{B_p V_p} = M[(V_p - M[V_p])(B_p - M[B_p])]; \quad (4)$$

$\tau_{об}$ можно выразить следующим образом:



$$\tau_{ог} = \frac{\tau_{пр}}{1 + \left(\frac{B_p \cdot K_x}{V_x \cdot L} + \frac{t_{ты}}{L_{ты}} + \frac{t_{то}}{L_{то}} \right) V_p};$$

где: $\tau_{пр}$ — коэффициент, учитывающий простой за подготовительные заключительные работы, по метеорологическим и организационным причинам;

K_x — кинематическая характеристика:

$$K_x = \frac{L_x}{B_p}; \tag{6}$$

L — длина гона;

$t_{ты}$ — средние затраты времени на одну остановку по техническим причинам, час;

$L_{ты}$ — средний путь, проходимый агрегатом между двумя остановками по техническим причинам;

$t_{то}$ — средние затраты времени на одну остановку из-за нарушения технологического процесса, час;

$L_{то}$ — средний путь, проходимый агрегатом между двумя остановками из-за нарушения технологических процессов, км.

Математическую модель задачи определения оптимального количественного состава МТП можно записать следующим образом:

$$\sum_{ijk} M[C_{ijk}] \cdot X_{ijk} \rightarrow \min; \tag{7}$$

при следующих ограничениях:

$$\sum_{ijk} X_{ijk} \cdot M[W_{ijk}] = b_{ik}; \tag{8}$$

$$X_{ijk} > 0; \tag{9}$$

где: i — вид технологической операции;

j — марка машин;

k — календарный период;

X_{ijk} — необходимое количество машин i -ой марки, требующих на выполнение j -ой вида операции в k -ой периоде;

$M[W_{ijk}]$ — математическое ожидание производительности машин j -ой марки на i -ом виде технологического процесса, в k -ой период;

b_{ik} — объем с. х. работ, который нужно выполнить в k -ой период;

$M[C_{ijk}]$ — приведенные затраты, связанные с использованием j -ой марки машины на i -ой виде операции в k -ой период.

Из поставленной задачи видно, что искомые значения переменных X_{ij} должны обратить в минимум целевую функцию (7), приведенные затраты на выполнение всего объема на комплексе работ должны быть минимальными, т. е. в качестве критерия оптимальности принят минимум математического ожидания, приведенных прямых эксплуатационных издержек на один гектар обрабатываемой площади, который при заданных почвенно-климатических и организационно-хозяйственных условиях является функцией переменных V_p, B_p, Ne, Gt , при этом на V_p и B_p накладывается ограничение от качественного критерия.

Решение системы управления (1—6) и целевой функции можно сводить к задачам линейного программирования. Она решается методами потенциалов, который основан на использовании множителей Лагранжа-Канторовича.

Реализация математической модели нами была произведена на ЭЦВМ «Минск-22», с применением алгоритмического языка АЛГОЛ-60.

Для примера мы приведем полученные результаты по обоснованию подбора средств механизации специализированному механизированному отряду Боржомского Р/О «Грузсельхозтехника», который должен заниматься коренным улучшением сенокосов и пастбищ Куна-Нарианского ущелья (окрестности озера Табацкури, на Джавахетско-Триалетском горном массиве) на ближайшую перспективу (1975 г.).

После засылки исходных значений всех элементов системы уравнений (1—6), первый блок структурной схемы математической модели в работе ячейки пересылаются значения переменных тех агрегатов, которые были подобраны по агротехническому критерию при помощи полевых испытаний. По полученным оптимальным параметрам и оптимальным режимам агрегатов, была подобрана система машин из существующего и перспективного серийного выпуска отечественного производства для выполнения комплекса мероприятий по коренному улучшению сенокосов и пастбищ Куна-Нарианского ущелья, с предварительной культурно-технической обработкой участков. В конце был получен оптимальный количественный состав МТП специализированного механизированного отряда Боржомского Р/О «Грузсельхозтехника» на ближайшую перспективу, где 4000 га подлежат коренному улучшению.

Подсчет производят в двух вариантах:

- I — в системе машин включена работа АПЛ-2 (агрегата почвообработывающего лугового);
- II — без АПЛ (так как выпуск его производством пока не полностью налажен и отряд на ближайшую перспективу может в потребном количестве его не получить).

В таблице I дан оптимальный количественный состав МТП специали-

зированной механизированного отряда Боржомского Р/О «Грузсельхозтехника».

Таким образом, применение современных математических методов и ЭВМ позволяют успешно решить инженерно-экономическую задачу по обоснованию оптимальных параметров и режимов работы агрегатов и произвести подбор средств механизации, обосновать оптимальный количественный состав МТП.

Таблица 1

Наименование техники	Марка	Количество	
		I вариант	II вариант
Трактор гусеничный	класса 6т	8	5
"	" 3т	11	13
Трактор колесный	" 1,4т	3	3
"	" 0,6т	1	1
Корчеватель-собирабель	Д-608	1	1
Кустаришко-болотный плуг	НКВ-75	8	8
Машина глубокого фрезерования	МНГ-1,7	1	1
Тяжелая дисковая борова	БДТ-2,5А	1	1
Каменодборщик	УКП-0,6	1	1
"	УСК-0,7А	1	1
Корчеватель бульдозер-погрузчик	КБН-2	1	1
Корчевательная машина	Д-513А	1	1
Прицеп для вывозки камней	НВК-5	1	1
Бульдозер	Д-535	1	1
Лыжа саморазгружающая	ЛС-4	1	1
Рельсовая волокуша	РВ-6	1	1
Борова дисковая	БД-4,1	1	1
Фреза	ФВ-2	2	5
Агрегат почвообрабатывающий луговой	АПЛ-2	4	—
Каток	ЗКВВ-1,5	—	2
Разбрасыватель минеральных удобрений	1-РМГ-4	—	2
Сеялка	СЗТ-3,6	—	3

Литература

1. Бусленко Н. П. — Моделирование сложных систем, М., 1968.
2. Киртбая Ю. К. — Научные основы построения зональных систем машин для с/х производства. Сб. Современные проблемы механизации с/х, т. II, М., 1967.
3. Хабатов Р. М. — Прогнозирование оптимальных параметров агрегатов и состава МТП. Киев, 1969.
4. Хохлов И. М. — Технология производства тракторных работ в горном земледелии, Тб., 1968.
5. Хохлов И. М. и др. — Проблемы механизации горного земледелия, Тб., 1965.
6. Хохлов И. М. — Актуальные вопросы использования техники в сельском хозяйстве, Тб., 1967.



ЛЕ ВАН ТХЬЕТ

ВЛИЯНИЕ КРУТИЗНЫ СКЛОНА НА РАБОТУ ТРАКТОРНОГО ПЛУГА

Влияние крутизны склона на работу МТА прежде всего выражается нарушением его равновесия. При движении в поперечном направлении склона гусеничный трактор самопроизвольно поворачивается вниз, увлекая за собой орудие. Сохранение заданного направления трактора вдоль горизонтали местности достигается периодическим поворотом трактора по склону вверх.

При работе на склонах МТА происходит перекок. Перекок срудия в свою очередь, влияет на равновесие всего агрегата. Это влияние особенно наглядно выявляется, когда на трактор навешиваются несимметричные почвообрабатывающие орудия, например, плуг.

При работе на горизонтальной местности навесной плуг регулируется таким образом, чтобы действующие на него активные и реактивные силы уравновешивались и плуг мог бы работать устойчиво. Силы, действующие на плуг, меняются и поэтому при движении он получает некоторое колебание, однако указанные изменения незначительны и существенного влияния на равновесие плуга не оказывают. Когда же такой плуг движется в поперечном направлении склона, возникают новые силы (боковые силы), которые нарушают его равновесие. К таким силам относится составляющая сила плуга $G \sin \alpha$ (где G — вес орудия, α — угол крутизны), обусловленная крутизной. Итого: подвергаются изменению величины поперечной составляющей, результирующей все элементарные сопротивления почвы, возникающие на рабочих поверхностях корпусов и на лезвиях лемехов (назовем поперечной составляющей рабочие сопротивления плуга).

Основным компонентом поперечной составляющей рабочих сопротивлений плуга является сопротивление перемещению почвы в сторону, которая при работе в поперечном направлении склона подвергается большому изменению.

Указанное изменение рабочего сопротивления плуга оказывает боль-

шое влияние на равновесие навесного плуга и пахотного. Под действием этих сил плуг двигается с перекосом, вследствие чего изменяется ширина его захвата, увеличивается давление плуга на стенку борозды.

Для выяснения влияния крутизны на тяговое сопротивление плуга берем многоугольник, отражающий силы, действующие на плуг в процессе вспашки на поперечном склоне (рис. 2).

Многоугольник (рис. 1), отражающий силы, действующие в процессе вспашки на горизонтальном участке. В многоугольнике R_{xy} обозначает результирующую элементарных сопротивлений почвы, возникающих на

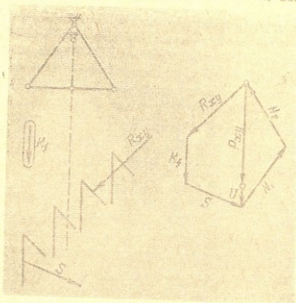


Рис. 1.

корпусах и лезвиях лемеха плуга и силы трения, возникающие на дне борозды (назовем ее результирующей рабочих сопротивлений плуга). S — результирующая элементарных сил реакции почвы, действующих на полевые доски плуга и боковые силы трения, K_f — сила сопротивления перекатыванию опорного колеса. Результирующей всех сил, действующих на плуг в горизонтальной плоскости, будет R_{xy} . Разложив последнюю по направлениям тяг механизма навески, определяем силы N_1 , N_2 , действующие в нижних тягах и сил U , возникающих в верхней тяге механизма. Посредством N_1 , N_2 и U сопротивления плуга передается на трактор.

При работе на поперечном склоне к силам R_{xy} , S и K_f , действующим на плуг, прибавляется еще боковая сила T . Допустим, что на склоне перекокс плуга от направления движения отсутствует и силы R_{xy} , K_f сохраняют величину и направление, какие они имели на горизонтальной местнос-

ти. Тогда силы, действующие на плуг в плоскости параллельной поверхности поля, дадут многоугольник, показанный на рис. 2.

Очевидно, что в зависимости от направления движения плуга (направление уклона, α) результирующая сила, действующих на плуг (рис. 2), из-

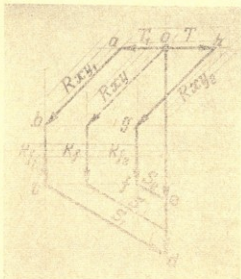


рис. 2.

меняется. При оборачивании пласта вниз он будет иметь вид $ohgfe$, а при оборачивании пласта вверх $oabed$. Так как $oe < ob$, то при оборачивании пласта вниз сила R_{xy} — всегда будет меньше, чем при оборачивании пласта вверх. Это говорит о том, что сопротивление навесного плуга при оборачивании пласта вниз меньше, чем при оборачивании вверх.

Для выяснения влияния склона на работу навесного плуга, нами были проведены полевые испытания на разных крутизнах: $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ в составе агрегата: Трактор ДТ-75 и навесной плуг ПН-4-35. При опытах электроизмерителями измерялись моменты на валах ведущих звездочек, а также расход топлива, скорость передвижения.

Результаты опытов приведены в таблице и графике (3).

Анализ результатов изменения тягового сопротивления агрегата при работе на склонах показывает, что при пахоте поворотом пласта вверх тяговое сопротивление агрегата возрастает на 17% по сравнению с тяговым сопротивлением при работе на равнине, при пахоте поворотом пласта вниз оно уменьшается на $3,5\%$. Это можно объяснить тем, что на поперечном склоне при оборачивании пласта вверх работа, затрачиваемая на поднятие пласта резко возрастает и тяговое усилие значительно увеличивается. При оборачивании же пласта вниз уменьшение работы, затрачиваемой на поднятие пласта, не очень сильное и поэтому убывание тягового усилия также происходит слабо.

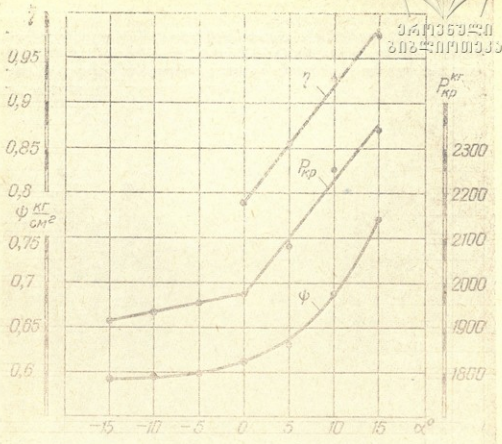


Рис. 3.

С увеличением крутизны склона мощность, необходимая на пахоте, при обороте пласта вверх по склону составляет 42,23 л. с. на равнине, а на склонах 15° возрастает до 44,26 л. с., при обороте же вниз снижается до 37,16 л. с.

При этом максимальная тяговая мощность трактора при работе на горизонтальной местности на II передаче составляет 53,68 л. с., а на склонах 15° снижается до 45,1 л. с. из-за потери на перекатывание и буксование с увеличением крутизны склона.

Из графика (3) видно, что коэффициент использования тяговой мощности достигает 0,78 на равнине и возрастает до 0,98 на склонах 15°.

При работе на склонах точность регулировки плуга на склонах обязательна. Однако, никогда нельзя быть полностью уверенным, что плуг отрегулирован достаточно точно. Поэтому, для уменьшения влияния изменения ширины захвата, исправность регулировки плуга на склонах вмес-

то фактического тягового сопротивления лучше взять тяговое сопротивление, приходящееся на единицу поперечного сечения пласта.

$$\phi = \frac{P_{zv}}{ab} \quad \text{кг/см}^2$$

Эта величина, имеющая размерность удельного сопротивления, называется удельным тяговым сопротивлением плуга. На графике (3), построенном из опытных данных видно, что при оборачивании пласта вверх удельное тяговое сопротивление повышается более интенсивно, чем при оборачивании вниз. Это говорит о том, что при оборачивании пласта вверх с увеличением уклона потребная для работы плуга сила резко возрастает.

Из графика (3) зависимости $\phi = \varphi(\alpha)$ можно аппроксимировать следующим образом:

Для правой ветви, т. е. в случае оборачивания пласта вверх:

$$\Phi = K_0 e^{\varepsilon_1 \alpha}$$

Для левой ветви, т. е. при оборачивании пласта вниз:

$$\Phi = K_0 e^{\varepsilon_2 \alpha}$$

где: K_0 — удельное сопротивление почвы на горизонтальной местности;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ — коэффициент в основном зависящий от свойств почвы и конструктивных параметров плуга.

Эмпирические формулы, полученные по данным опыта, имеют вид:

Для правой ветви:

$$\Phi = 0,612 e^{0,01193\alpha}$$

Для левой ветви:

$$\Phi = 0,612 e^{0,00208\alpha}$$

В последующей формуле α берется с отрицательным знаком. Точность правой ветви $\delta_{сп} = 0,0034$, левой $\delta_л = 0,0006$. Средняя квадратная обшивка $\sigma_{сп} = 0,004$, $\sigma_л = 0,001$.

Анализ полученных данных при работе пахотного агрегата на разной крутизне в поперечном направлении дает основание сделать следующие выводы:

1. С увеличением крутизны склона максимальная тяговая мощность трактора резко снижается из-за потери на перекачивание и буксование.
2. С увеличением крутизны склона тяговое сопротивление плуга значительно возрастает при обороте пласта вверх, а при обороте пласта вниз несколько уменьшается.



3. При работе с поворотом пласта вверх по склону, трактор ДТ-75+ПН-4-35, по время пахоты на целине с глубиной 20—22 см, не может работать на склонах выше 13—14° на II передаче.

Таблица энергетических и угловых характеристик работы пахотного агрегата ДТ-75+ПН-4-35 на поперечном склоне

Угол склона	N_k	N_f	N_z	$N_{кр}$	$P_{кр}$	$P_{кр}$ при $N_{кр-макс}$	Угол/шаг	$\phi = \frac{P_{кр}}{ab}$	$\frac{P_{порт}}{P_{кр}}$ %	η
Для нижней борозды										
0	53,3	10,3	0,77	42,23	1980	2515	5,75	0,612	100	0,79
5	57,5	13,5	1,05	43,14	2050	2420	5,6	0,637	105	0,86
10	61,6	16,1	1,34	44,16	2233	2390	5,34	0,674	112	0,93
15	64,0	18,0	1,74	44,26	2360	2320	5,15	0,769	117	0,98
Для верхней борозды										
0	53,3	10,3	0,77	42,23	1980	2515	5,75	0,612	100	0,79
5	55,0	14,0	0,93	41,00	1960	2420	5,65	0,60	99	0,81
10	56,2	16,3	1,21	36,64	1920	2390	5,42	0,598	97,5	0,81
15	57,1	18,4	1,55	37,19	1910	2360	5,25	0,590	96,6	0,81

Литература

- Бронштейн И. Н. и Семендяев К. А. — Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов, М., 1962.
- Хантадзе Э. А. — Сила тяги плугов и ее наилучшее направление, Тб., 1960.
- Хачатрян Х. А. — Работа почвообрабатывающих орудий в условиях горного рельефа, Ер., 1963.
- Хачатрян Х. А. — Работа с.х. агрегатов в сильно пересеченной местности, Ер., 1965.
- Хохлов И. М. — Эксплуатация машины в горном земледелии. Издательство «Сачхтвело», Тб., 1958.



ლ. კოპალიანი

თიარულე კულტივაციის ლაბორატორიული და საველე გამოცდის შედეგები

სარველა მცენარეები უდიდეს ზარალს აყენებენ სოფლის მეურნეობას არსებული მონაცემებით მათგან უმეტესად სარველა მცენარეებით, მავნებლებითა და სხვადასხვა დაავადებებით გამოწვეული ზარალი ყოველწლიურად დაახლოებით შეადგენს პოტე ცივში მოსავლის 35%, ხოლო მარტო სარველა მცენარეებით გამოწვეული ზარალი 13,4 მლნდ მანეთს. საკავშირო მცენარეთა დაცვის ინსტიტუტის 1954—1958 წლებში ჩატარებული გამოკვლევებით საბჭოთა კავშირში სარველა მცენარეები და კულტურული მცენარეების დაავადებები ყოველწლიურად ამტარებენ სოფლის მეურნეობის მოსავლიანობას 13%.

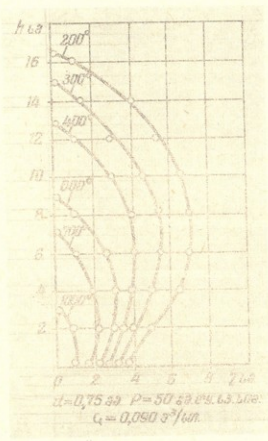
დღემდე არსებული გამოკვლევით საქართველოში გავრცელებულია 97-ზე მეტი სახეობის სარველა მცენარე, რომელიც მოსახლობად დასახელია მრავალი ღონისძიება. მათ შორის წამყვან როლს ასრულებს ატროტეკიკა, ცნობილია, რომ მანდრის დასარველიანებას საბოლოო იცვლება კლასტური პირობებს, ნიადაგის დამოწყობის სისტემას, გავრცელებული კულტურული მცენარეების განოყურება, სიტყმისა და სხვათა მიხედვით, ატროტეკის დასარველიანებას აღრიცხვა და ყოველწლიურად რეკების შედგენა ხელს უწყობს საოველებს წინააღმდეგ ეფექტიანი ღონისძიების გატარებას.

ამჟამად სარველების წინააღმდეგ ბრძოლა მიმდინარეობს ორი მიმართულებით: 1. გამატრიალებელი და 2. მოსაბოთითი ღონისძიება გამაღრთილებელ ღონისძიებათა მიზანია შეზღვეოს სახანავ-სათეს ფართობებში სარველა თესვის შეტანის გზები, ხოლო მოსაბოთითი ღონისძიებებისა კი მოსაოს სარველა მცენარეების თესლი, აღმოცენებული მცენარის ფოთლი, ღერო და ფესვთა სისტემა. სარველა მცენარეების ბიოლოგიური თავისებურება გვიჩვენებს, რომ მათ წინააღმდეგ ბრძოლაში არ შეიძლება დავეყრდნობოდეთ ერთდროული ხანმოკლე ღონისძიებით. სარველების ცალკეული სახეები და ჯგუფები იმდენად გაასხვავდებიან ერთმანეთისაგან, რომ თითოეული მათგანის მოსახლობად საქარო ბდება შესაფერის ღონისძიებათა სისტემატური გამოყენება.

ამჟამად სახე იცვლება სარველების წინააღმდეგ ბრძოლის ტექნიკამ. შეიქმნა ახალი კონსტრუქციის ტრაქტორები, გუთნები, კულტივატორები,



ფარცები, მოსავლის ამღები და თესვის დამზარისხებელი მანქანები. გემ-
 ჯობესდა სარეველების წინააღმდეგ ბრძოლის ქიმიური მეთოდები. **ქიმიური**
 ვად პრაქტიკული აგროტექნიკური ღონისძიებისა, ჯერჯერობით ატეხავს **ქიმიური**
 ღონისძიების მთლიანად მოსპობას. აღნიშნულიდან გამომდინარე, ამ მიმართუ-
 ლებით ჩვენი კვლევის მუშაობის მიზანს შეადგენდა მცენარისათვის შეგვე-
 ცვალა ნორმალური გარემო, თერმული პირობები—მაღალი თერმული პირო-
 ბებით და ამით გამოგვეწვია მცენარის სასიცოცხლო ფუნქციის მატარებელი
 ცილოვანი ნივთიერების (პროტოპლაზმის) დამლა. ამ დანიშნულებისათვის
 აგებულ იქნა ახალი კონსტრუქციის თერმული კულტივატორი. ჩატარდა



ნახ. 1. I ვარიანტისათვის დამზარისხებელი ოზოტერმების განლაგება.

თერმული კულტივატორისა და საბურთის ლაბორატორიული და საველე გა-
 მოცდა, წინააღმდეგარე შრომაში მოცემულია ახალი კონსტრუქციის უნივერსა-
 ლური საბურთის და თერმული კულტივატორის ლაბორატორიული და საველე
 გამოცდის შედეგები.



სარეველების მომწველსაკიდი თერმული კულტივატორის ლაბორატორიული და საველე გამოცდები ტარდებოდა 1968 წლის თებერვლიდან 1969 წლის ოქტომბრამდე საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო მეცნიერებათა აკადემიის ბორატორიებსა და სასწავლო-სამეცნიერო მუშაკთა შტაბის ბორატორიებში და სასწავლო-სამეცნიერო მუშაკთა შტაბის ბორატორიებში (15°-დან 36°-მდე).

ლაბორატორიული გამოცდის მიზანი იყო შეგვეჩავლა სარეველების მომწველი თერმული კულტივატორის ენერგეტიკული მარეველები: საწვავისა და ჰაერის კუთრი ხარჯი, ჰაერის სიჭაობის კოეფიციენტი, სარეველებზე მოქმედი ალის ტემპერატურა, მისი გავრცელების სიმაღლე და დიამეტრი. გამფრქვევის ხერევის დიამეტრის დამოკიდებულება აირის ხარჯვისა და ალის ტემპერატურათან.

ამ მიზნით ცდების პირველი ეტაპი დაიწყო უნივერსალური სანთურის ლაბორატორიული გამოცდით, მეორე ეტაპი თერმული კულტივატორის ლაბორატორიული გამოცდით, ხოლო მესამე ეტაპი საველე და საწარმოო გამოცდით.

ცდების მიმდინარეობის პერიოდში გამოყენებული იყო: საწვავისა და ჰაერის ხარჯვის აღმრიცხველები, ჰაერის საჭიობნი, საწვავი აირის წნევის რელექტორი, თერმოწყვილი, ბრუნთა რიცხვის ამოვლელი, წამსაზომი, წნევის მაჩვენებელი მანომეტრი, სიგრძივი საზომი მოწყობილობა, ბარომეტრი, თერმომეტრები, წყლის მანომეტრი და სხვ.

ცდების პროცესში იზომებოდა სანთურიდან გამოსული ალის ტემპერატურა, მისი გავრცელების სიმაღლე და დიამეტრი, საწვავისა და ჰაერის კუთრი ხარჯი.

საწვავი აირის ოპტიმალური ხარჯვის დასადგენად ცდები ტარდებოდა სხვადასხვა ხერელებიანი დიამეტრის გამფრქვევებზე 0, 75, 1,0, 1,5 და 2 მმ.

სანთურის ლაბორატორიული გამოცდის დროს განსაკუთრებული ყურადღება ექცეოდა ჰაერისა და აირის მიწოდების წნევის და გამფრქვევის დიამეტრს. აღნიშნული სიდიდეების გათვალისწინებით ზდებოდა საწვავისა და ჰაერის კუთრი და საათური ხარჯვის დადგენა და სარეველებზე მოქმედი ალის ტემპერატურის და მისი გავრცელების დიამეტრისა და სიმაღლის შესწავლა.

ცდები ჩატარდა 4 ვარიანტად:

I ვარიანტისათვის სანთური გამფრქვევის დიამეტრი $d=0,75$ მმ. აირის მიწოდების წნევა p ცვალდებაობდა 3ა მა-დან 6ა მა-მდე წყლის სვეტის სიმაღლის მიხედვით.

II ვარიანტისათვის გამფრქვევის დიამეტრი $d=1$ მმ. აირის მიწოდების წნევა p იცვლებოდა წყლის სვეტის სიმაღლის მიხედვით 50 მმ-დან 8ა მმ-მდე.

III ვარიანტისათვის $d=1,5$ მმ. $p=25$ -დან 3ა მმ-მდე.

IV ვარიანტისათვის $d=2$ მმ. $p=5$ -დან 6ა მმ-მდე.

ცდების შედეგად დადგინდა, რომ სანთურიდან გამოსული ალის გავრცელების სიმაღლე და დიამეტრი იცვლება აირის მიწოდების წნევისა და გამფრქვევის დიამეტრის სიდიდეების შეაბამისად.

I ვარიანტში, სადაც გამფრქვევის დიამეტრი $d=0,75$ მმ-ს, აირის მიწოდების წნევა p წყლის სვეტის სიმაღლის მიხედვით 30 მმ-ია ტემპერატურის გავრცელების სიძლიერე (1180—200°-მდე) აღწევდა 8 სმ-ს, ხოლო დიამეტრი — 12 სმ-ს. აირის წნევის მომატებით წყლის სვეტის სიმაღლე მცირეობდა 40 მმ-მდე ალის გავრცელების სიძლიერე გადიოდა 10 სმ-მდე, დიამეტრი დარჩა უცვლელი 12 სმ. 60 მმ-მდე წნევის გაზრდამ ალის გავრცელების სიძლიერე გაადიდა 16 სმ-მდე, ხოლო დიამეტრი 18 სმ-მდე.

აირის მიწოდების წნევის 30-დან 70 მმ-მდე გაზრდასთან ერთად გაიზარდა ალის მაქსიმალური ტემპერატურა 1300°-დან 1180°-მდე, სანთურაში საწვავი აირის საათური ხარჯი 0,061 მ³-დან 0,101 მ³-მდე, ხოლო თერმულ კულტივატორში საწვავის საათური ხარჯი აღნიშნული მონაცემების შესაბამისად ჩატარებული გაანგარიშებით გადიოდა 1,340 მ³-დან 2,200 მ³-მდე (ცხ. 1).

II ვარიანტიდან სასურველი შედეგებია მიღებული. ამ ვარიანტისათვის გამფრქვევის დიამეტრი აღებულია 1 სმ, რამაც განაპირობა ცვალებადი წნევით საწვავის მიწოდებისას მაქსიმალური ტემპერატურის მიღება 1030°-დან 1300°-მდე. 50 მმ (წყ. სვ. სიმაღ.)-დან 8) მმ-მდე წნევის გადიდებამ ალის გავრცელების სიძლიერე გაადიდა 13 სმ-დან 20 სმ-მდე, ხოლო დიამეტრი 14 სმ-დან 22 სმ-მდე. საწვავის მიწოდებას წნევის გაზრდით სანთურაში საწვავის ხარჯი გაიზარდა 0,091 მ³-დან 0,131 მ³-მდე საათში, ხოლო ამის შესაბამისად ჩატარებული გაანგარიშებით თერმულ კულტივატორში საწვავი აირის ხარჯი გადიოდა 2,002 მ³-დან 2,860 მ³-მდე—საათში.

III ვარიანტში გამფრქვევის დიამეტრის გაზრდამ 1,5 მმ-მდე, მოგვცა ალის მაქსიმალური ტემპერატურა 1230°. აირის მიწოდების წნევის გაზრდამ 25 მმ (წყ. სვეტ. სიმაღ.)-დან 8) მმ-მდე ალის ტემპერატურა გაადიდა 1100°-დან 1230°-მდე. სანთურაში საწვავი აირის საათური ხარჯია 0,070 მ³-დან 0,187 მ³-მდე საათში, ამას შესაბამისად ჩატარებული გაანგარიშებით თერმულ კულტივატორში საწვავი აირის მთლიანი ხარჯი გაიზარდა 1,540 მ³-დან 4,114 მ³-მდე საათში, ხოლო ალის გავრცელების სიძლიერე და დიამეტრი შემცირდა ორ-ორი სანტიმეტრით. ეს ვარიანტები II ვარიანტთან შედარებით თერმულ კულტივატორში საწვავი აირის ხარჯს გვაძლევს 1,254 მ³-ით მეტს საათში.

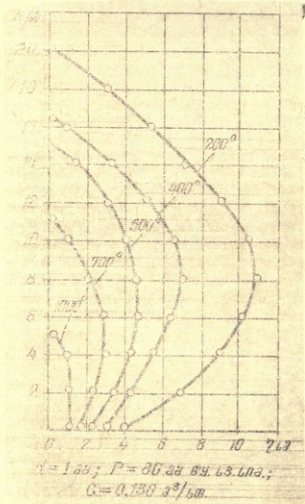
IV ვარიანტში გამფრქვევის ხერხის დიამეტრის გაზრდამ 2 მმ-მდე, გამოიწვია საწვავი აირის ხარჯის გადიდება. წნევის გაზრდამ 50 მმ-დან 80 მმ-მდე (წყლის სვეტის სიმაღლის მიხედვით) ალის ტემპერატურა გაადიდა 1050°-დან 1230°-მდე, ალის გავრცელების სიძლიერე 14 სმ-დან 22 სმ-მდე, ხოლო ალის გავრცელების დიამეტრი 18—სმ-იდან 20 სმ-მდე. სანთურაში საწვავი აირის საათური ხარჯი გადიოდა 0,170 მ³-დან 0,260 მ³-მდე. ამის შესაბამისად ჩატარებული გაანგარიშებით თერმული კულტივატორის საწვავი აირის ხარჯი საათში გაიზარდა 3,740 მ³-დან 5,720 მ³-მდე.

აღნიშნული მონაცემებით გამფრქვევის დიამეტრის სიდიდე და საწვავი აირის მიწოდებული წნევა განაპირობებს ალის ტემპერატურის გავრცელებისა და საწვავი აირის ხარჯის სიდიდეს.

I ვარიანტისათვის შერჩეული გამჭრქვევის ხერჯის დიამეტრი 0,15 მმ გვაძლევს საწვავი აირის საათურ ხარჯს 0,150 მ³. ამ ვარიანტში შესაძლებელია ალის გავრცელების სიმაღლე და დიამეტრი.

II და III ვარიანტებში, სადაც გამჭრქვევის შესაბამისად მივიღეთ ალის სასურველი ტემპერატურა და აისი გავრცელებისა და საწვავი აირის საათური ხარჯის ნორმალური სიდიდე.

IV ვარიანტში 2 მმ-მდე გამჭრქვევის ხერჯის დიამეტრის გადიდება გამოიწვია საწვავი აირის ხარჯვის მკვეთრი გაზოგება

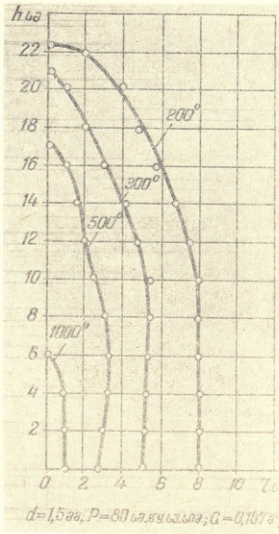


ნახ. 2. I—ვარიანტისათვის დამახასიათებელი იზოთერების განლაგება.

ექსპერიმენტული მონაცემებით გამჭრქვევის დიამეტრის სიდიდე და აირის მიწოდების წნევა ძირითადად გავლენას ახდენს ალის გავრცელების კონტურის ფორმაზე. ერთა და იმავე გამჭრქვევის შექთხევევაში აირის მიწოდების წნევის შეცვლით იცვლება ალის გავრცელების კონტურის ფორმა და



იზოთერმების განლაგება. პრაქტიკული გამოყენების თვალსაზრისით, აკეთოთ ვიცოდეთ მუშაობის პროცესში სიმაღლის და დიამეტრის მიხედვით ტემპერატურული ვარჯიშების სიდიდები, აკმაყოფილებს უნდა არა მხოლოდ ვეღა მცენარეების მოწვის პირობებს. აღნიშნულ, საკითხზე სათანადო წარ-



ნახ. 3. II ვარიანტის დანახვისთვის იზოთერმების განლაგება.

ზოდგენის გეგმლევს 1, 2, 3, და 4 ნახაზებზე მოცემული იზოთერმების განლაგება.

1-ელ ნახაზზე წარმოდგენილია 0,75 მმ დიამეტრის გამტარქვევის და 50 მმ (წყ. სვეტ. სიმაღ.) საწვავი აილის მიწოდების წესების პირობებში მიღებული მონაცემებით აგებული დიაგრამა. ეს დიაგრამა წარმოდგენს გეგმლევს მოქმედი აღის იზოთერმების განლაგებაზე.



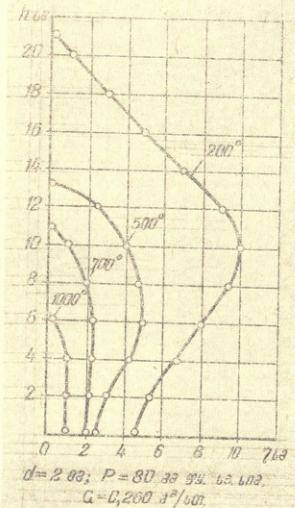
სანთურის ლაბორატორიული გამოცდის საშუალო სიდიდეები

გამჭრევის ხერტი- ტის დიამეტრი (მმ)	აირის (პრობან ბუ- ტონის) მ.წოდების წვევა (p მმ) წლის სეიტის სიმაღლის ნიშნული	აღის მაქსიმალური ტემპერატურა (°C)	გომბული აღის ტემ- პერატურა (°C) (1000 დან 200-მდე) გავ- რცელების სიმაღლე (h სმ)	გომბული აღის გავ- რცელების დიამეტ- რი (d სმ)	ერთ სანთურაში საწვავი აირის ხარ- ჯი საათში (G მგ)	განჯარიშებით ბრუნულ კვანძო- ტორში საწვავის ხარ- ჯის ხარჯი (საათში)
0,75	30	1000	8	12	0,060	1,320
„ „ „	40	1000	10	12	0,080	1,760
„ „ „	50	1050	14	14	0,090	1,980
„ „ „	60	1180	16	18	0,100	2,200
1	50	1080	13	14	0,098	2,156
„ „ „	60	1080	15	16	0,110	2,420
„ „ „	70	1300	17	20	0,120	2,640
„ „ „	80	1300	20	22	0,130	2,860
1,5	25	1100	10	16	0,070	1,540
„ „ „	30	1200	14	20	0,100	2,200
„ „ „	40	1200	15	20	2,120	2,640
„ „ „	50	1200	15	20	0,140	3,080
„ „ „	60	1200	16	20	0,160	3,520
„ „ „	70	1200	17	18	0,170	3,740
„ „ „	80	1230	22	16	0,187	4,114
2	50	1050	14	18	0,170	3,740
„ „ „	60	1160	17	20	0,198	4,356
„ „ „	70	1200	19	22	0,240	5,280
„ „ „	80	1200	22	20	0,260	5,720

II ვარიანტში სანთურის გამჭრევეის დიამეტრის გაზრდამ და საწვავი აირის მიწოდების წნევის მომატებამ გააძლია აღის გავრცელების სიმაღლე და დიამეტრი, პირველ ვარიანტთან შედარებით 700°-იანი ტემპერატურა სიმაღლის მიხედვით გაიზარდა 9 სმ-იდან 11 სმ-მდე, დიამეტრი 4 სმ-დან 5 სმ-მდე. 200°-იანი ტემპერატურის სიმაღლე 16,3 სმ-დან გადიოდა 20 სმ-მდე, დიამეტრი 14 სმ-დან 22 სმ-მდე (ნახ. 3). ამ მონაცემებს პირდაპირი დამოკიდებულება აქვთ მოდების განის მომატებასა და დღიურ მწარმოებლობასთან.

III ვარიანტში სანთურიდან გამოსული აღის ტემპერატურა ვერცელდება 16 სმ დიამეტრით და ეს დიამეტრი უცვლელი რჩება 10 სმ-ის სიმაღლემდე, ხოლო ამის შემდეგ დიამეტრი თანდათან კლებულობს და 22,5 სმ-ის სიმაღლეზე აღწევს მინიმუმს, ამ ვარიანტში იზოთერმების ვანლაგება სულ სხვა ხასიათისაა (ნახ. 4). 1000° ტემპერატურა გავრცელდა 0 სმ-ის სიმაღლემდე, 500°-იანი — 17,5 სმ სიმაღლემდე, ხოლო 200°-იანი ტემპერატურა 22,5 სმ სიმაღლეზე.

IV ვარიანტში გამჭურქევის დიამეტრის გადიდება 2 მმ-ით მნიშვნელოვნად შეცვალა ალის გავრცელების კონტურის ფორმა. III ვარიანტთან შედარებით 500°-იანი ტემპერატურის გავრცელების დიამეტრი გაიზარდა 1,5 მ-იდან 9 სმ-მდე. 200° ტემპერატურის გავრცელების დიამეტრი 1,5 მ-იდან 2,2 სმ-მდე, ხოლო 5 სმ-მდე შემცირდა 22,5 სმ-იდან 21 სმ-მდე (ნახ. 5). ამ ვარიანტში III ვარიანტთან შედარებით საწვავის საათური ხარჯი გაიზარდა 0,187 მ³-დან 0,260 მ³-მდე.



ნახ. 4. IV ვარიანტისათვის დამახასიათებელი იზოთერმების განლაგება.

საბოლოოდ ამ ვარიანტებით სანთურების მუშაობის ვარგისიანობა უნდა გადაწყვიტოს თერმული კულტივატორის ლაბორატორიულმა და საველე გამოცდამ, ამ მონაცემებით შეინიშნება, რომ II და III ვარიანტებით სანთურების მუშაობა იძლევა სარეველების მოსასობად სასურველ ტემპერატურას და საწვავი აირის ხარჯვის დასაშვებ სიღარეს.



ეროვნული
უნივერსიტეტი

აეროდინამიკური კონსტრუქციის ტექნიკური უნივერსიტეტის მიწის ნაკვეთი

მ. რაიონი	განმარტების სახელი და მისი მფლობელი	საფუძვლის ფართობი მ ²	საფუძვლის საფარი საფარი	საფუძვლის საფარი საფარი	საფუძვლის საფარი საფარი	აეროდინამიკური კონსტრუქციის ტექნიკური უნივერსიტეტის მიწის ნაკვეთი									
						t=800°		t=700°		t=500°		t=300°		t=200°	
						h	d	h	d	h	d	h	d	h	d
თბილისი	საფუძვლის საფარი	1,513	93,180	2,44	6	16	11	11	13	9	20	6	24	0	
საფუძვლის საფარი	1,700	80,200	1,96	4	30	10	20	13	16	16	10	22	0		
საფუძვლის საფარი	2,866	112,140	1,54	10	31	11	21	15	24	20	13	24	0		
საფუძვლის საფარი	2,172	83,400	1,52	4	20	14	24	17	20	18	19	22	0		
საფუძვლის საფარი	2,600	91,720	1,51	4	20	14	26	15	28	15,5	28	25	0		
საფუძვლის საფარი	2,360	115,840	1,24	4	20	11	21	17	18	21	15	31	0		



სანთურის გამოცდის დროს მიღებულმა პარამეტრებმა კულტივატორის ლაბორატორიული გამოცდის დროს დაზუსტება მოითხოვა. კერძოდ, სანთურის გამოცდის პროცესში ტემპერატურის გაზომვა ხდებოდა სანთურის წვის კამერიდან 1 სმ სიმაღლიდან და მთავრდებოდა 20^o-მდე ტემპერატურის ვარდნის პირობებში. თერმული კულტივატორის ყუთში სანთურები საყრდენი ზედაპირიდან დაშორებულია 4—6 სმ-ის სიმაღლით, ამიტომ ალის ტემპერატურის გაზომვა სანთურის მონაცემებთან შედარებით ხდებოდა — 6 სმ სიმაღლიდან. ამ მდგომარეობამ შეამცირა ტემპერატურის მაღალი მაჩვენებლები. საწვავი აირის მიწოდების წნევის განსაზღვრა ხდებოდა ტრაქტორზე მოწყობილი წყლის მანომეტრის სვეტის სიმაღლის მიხედვით (25 მმ-იდან 61 მმ ფარგლებში), ხოლო ჰაერისა და აირის ხარჯვის აღრიცხვა სპეციალური აღმრიცხველებით. თერმული კულტივატორის სანთურებზე ჰაერისა და საწვავი აირის მიწოდების წნევის შეცვლამ და გამჭვრეტელობის ღიაპეტრის 1 მმ-დან 1,5—2 მმ-მდე გადიდება გამოიწვია ალის ტემპერატურისა და მისი გავრცელების ოპტიმალური სიდიდეები.

სანთურის გამოცდით მიღებულ მონაცემებთან შედარებით ალის გავრცელების სიმაღლე გადიდა 7,8 სმ-მდე, ღიაპეტრი 15 სმ-მდე, ეს მდგომარეობა გამოიწვია სპეციალურ ყუთში განლაგებულმა 22 სანთურის ელემენტულად ანთებამ. საწვავი აირის ხარჯი სანთურის მონაცემებთან შედარებით თითქმის უცვლელი აღმოჩნდა, ხოლო ჰაერის ხარჯი საათში საშუალოდ შემცირდა 16 მ³-ით. ამან მნიშვნელოვნად აამალა კულტივატორის ეფექტიანობა.

თერმული კულტივატორის ლაბორატორიული გამოცდის შედეგად მიღებული პარამეტრების საშუალო მნიშვნელობები როგორცაა: აირის მიწოდების წნევა, საწვავისა და ჰაერის ყუთის ხარჯი ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი, სარველა მცენარეებზე მოქმედი ოპტიმალური ტემპერატურა, მისი გავრცელების სიმაღლე და ღიაპეტრი მოცემულია მე-2-ე და მე-3-ე ცხრილებში.

საველე საწარმოო პირობებში ჩატარებული ცდებით მნიშვნელოვნად შეიცვალა საწვავის საათური ხარჯი. ხშირ დასარწველიანებულ ნაკვეთებში დაფხვილმა სარველებმა მოითხოვა მაღალი ტემპერატურის მოქმედების განხარჩილება, აირის მიწოდების წნევის 35—81 მმ გადიდება და საჭირბის ბრუნვის გაზრდა 300-დან 611 ბრ/წთ.

საველე საწარმოო პირობებში ჩატარებული ცდების შედეგების საშუალო სიდიდეები: როგორცაა აირისა და ჰაერის ხარჯვის, ალის ტემპერატურის, ალის გავრცელების სიმაღლისა და ღიაპეტრის, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტისა და სხვა მოცემულია მე-4, მე-5, მე-6 და მე-7 ცხრილებში.

აღნიშნული საშუალო სიდიდეებისათვის განსაზღვრულია საშუალო-კვადრატული ცდომილება, საშუალო-კვადრატული გადასრილობა, ვარიაციის კოეფიციენტი და ცდის სიზუსტის მაჩვენებლები.



თერმული კულტივატორის საველე გამოცდის პროცესში მინდვრის დასარეგლიანების ხარისხის მიხედვით ლაბორატორიული გამოცდის შედეგად მიღებული ზოგიერთი პარამეტრის სიდიდეებში ცვლილებების შეტანა. კერძოდ, ცვლილებები შეტანილი იქნა ლაბორატორიული გამოცდების შედეგად მიღებული ტემპერატურის სიდიდესა, სარეველებზე ტემპერატურის მოქმედების დროის ხანგრძლივობისა და საწვავის საათური ხარჯვის სიდიდეებში.

ცნობილია, რომ გაზაფხულისა და ზაფხულის ხშირი წვიმების შემთხვევაში სარეველა მცენარეები იწყებენ ნორმალურ ზრდა-ვანვითარებას, ხოლო მათ წინააღმდეგ აგროტექნიკურ ღონისძიებათა გატარება ფერხდება, რის შედეგადაც სარეველების სიმალლე ხშირად 60—100 სმ აღწევს. ასეთ დასარეგლიანებულ ნაკვეთებში სარეველების წინააღმდეგ საბრძოლველად საკმარისი არაა ტემპერატურისა და საწვავი აირის ხარჯვის ის ოპტიმალური სიდიდეები, რაც ნორმალური აგროტექნიკურ ვადებში მუშაობისთვისაა დადგენილი ლაბორატორიული გამოცდის დროს. ამიტომ ისეთ ნაკვეთებში, სადაც დასარეგლიანება სამსა და ოთხ ბალს აღწევს და დარღვეულია მათ წინააღმდეგ ბრძოლის ვადები საჭიროა ალის ტემპერატურის სიდიდისა და მათი მოქმედების ხანგრძლივობის გადიდება. ასეთმა მოთხოვნებმა გამოიწვია თერმული კულტივატორის დღიური მწარმოებლობის შემცირება და საწვავის გადახარჯვა.

მაღალი ტემპერატურის მისაღებად საჭიროა შეიქმნას პირობები სანთურაში საწვავის მიწოდების წნევის გაზრდისათვის 35 მმ-დან 40 მმ-მდე (მანომეტრის წყლის სვეტის სიმაღლის მიხედვით), გამურაქვევის ხერტის დიამეტრის გადიდებისათვის 1,5 მმ-დან 2 მმ-მდე, ჰაერის საჭირხნის ბრუნთარიცხვის გაზრდისათვის 300-დან 400-მდე წუთში, ასეთ პირობებში მუშაობით, ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი შემცირდა 1,5-დან 1,2 ერთეულამდე, ხოლო მისი მაქსიმალური ტემპერატურა გაიზარდა 900°—1000°-მდე. რამაც უზრუნველყო სამ და ოთხბალიან დასარეგლიანებულ ნიადაგებში სარეველების მოსპობა.

თერმული კულტივატორის საველე ლაბორატორიული გამოცდით მიღებულმა პარამეტრებმა უზრუნველყო ნორმალურ აგროტექნიკურ ვადებში ბრძოლის მაღალი ეფექტიანობა. თერმული კულტივატორის საველე გამოცდის შედეგები იხილეთ მე-4-ე, მე-5-ე, მე-6-ე და მე-7-ე ცხრილებში.

საველე გამოცდის დაწყების პროცესში წინასწარ იზომებოდა ალის ტემპერატურის გავრცელების სიმაღლე და რადიუსი, საწვავი აირის მიწოდების წნევა და ჰაერის საჭირხნის ბრუნთარიცხვი. ცდების დამთავრების შემდეგ ხდებოდა საწვავისა და ჰაერის ხარჯვის აღმრიცხველებიდან აღებული რიცხობრივი სიდიდეების ჟურნალში გადატანა. ცდების პერიოდში თერმული კულტივატორი კვალში მუშაობდა ერთი და იმავე რეჟიმით.

საველე გამოცდების დროს საწვავი აირის ხარჯვის დასადგენად შერჩეული იყო ისეთი ნაკვეთები, სადაც სარეველების სიხშირე 1 მ²-ზე აღწევდა



„HTK-100“ მარკის თერმული კულტივატორის ლაბორატორიული გამოცდების შედეგები

საქართველოს
საგარეო ურთიერთობების
სამინისტროს

საქართველოს
საგარეო ურთიერთობების
სამინისტროს

№ ტრიბ.	აღის ტემპერატურის (t°) საშუალო-არითმეტიკული				აღის გვერცელების სიმაღლის (h, სმ) საშუალო-არითმეტიკული	
	$M \pm m_1$	$m_1' = \pm \sqrt{\frac{\sum \sigma^2}{n-1}}$	$K = \frac{m_1'}{M} \cdot 100\%$	$Z = \frac{m_1}{M} \cdot 100\%$	$M \pm m_1$	m_1'
1	2	3	4	5	6	7
1	6003,504	3,647	0,607	0,584	151,100	1,163
2	6502,768	2,384	0,444	0,426	171,153	1,245
3	7002,905	3,018	0,431	0,415	151,154	1,105
4	7502,010	3,225	0,430	0,401	151,100	1,153
5	8002,256	3,406	0,407	0,407	141,153	1,200
6	8503,162	3,286	0,385	0,372	131,100	1,153
7	9003,450	2,592	0,399	0,383	81,105	1,153
8	6003,286	3,450	0,575	0,381	191,156	1,204
9	6503,406	3,564	0,548	0,524	171,106	1,200
10	7003,162	3,305	0,472	0,452	151,054	1,127
11	7503,268	3,450	0,460	0,438	131,054	1,127
12	8003,464	3,619	0,452	0,433	111,054	1,127
13	8503,225	3,362	0,396	0,379	101,083	1,086
14	9003,406	3,564	0,396	0,378	91,083	1,086
15	9503,406	3,564	0,375	0,359	40,280	0,248
16	6003,391	3,564	0,594	0,565	121,045	1,077
17	6503,536	3,715	0,570	0,544	101,045	1,127
18	7003,674	3,853	0,553	0,524	91,118	1,175
19	7503,606	3,795	0,506	0,480	60,174	0,888
20	8003,464	3,647	0,456	0,433	50,173	0,777
21	8503,391	3,564	0,419	0,399	40,256	0,265
22	6003,362	3,535	0,589	0,562	120,301	1,000
23	6503,564	3,606	0,554	0,548	100,860	0,360
24	7003,302	3,464	0,495	0,471	90,860	0,300
25	7503,362	3,536	0,473	0,448	60,261	0,274
26	8003,225	3,391	0,424	0,415	50,235	0,259

50—70 ძირამდე, ხოლო სიმაღლე 50-დან 100 სანტიმეტრამდე. ასეთ პირობებში მომუშავე თერმული კულტივატორის საწვავი აირის ხარჯვა მოცემულია მე-7-ე ცხრილში. ამ მონაცემების შესაბამისად კულტივატორში საწვავი აირის საათური ხარჯი მერყეობს 5,2 მ³-დან 5,9 მ³ საათში, კერძოდ, 1-ელ ვარიანტში აირის ხარჯი უდრის 5,858 მ³/სთ., მე-2 ვარიანტში—5,254 მ³/სთ., მე-3 ვარიანტში—5,900 მ³/სთ., ხოლო მე-4 ვარიანტში 5,121 მ³/სთ. ეს მონაცემები გვაძლევს საწვავის უდიდეს ხარჯს, ამიტომ საწვავის ასეთი ხარჯვით თერმული კულტივატორის მუშაობა შეიძლება კერძო შემთხვევაში ძლიერ დასარეველიანებულ ნაკვეთებში. აგროტექნიკურ ვადებში წარმოებულ საველე გამოცდების სამი წლის მონაცემებით დადგინდა, რომ საწვავი აირის საათური ხარჯი არ უნდა აღემატებოდეს 3—3,5 მ³-ს, რის შედეგად მიღებული ტემპერატურა უზრუნველყოფს სარეველების მოსპობას.



საერთო გამოცდის შედეგები

№ რაიონი	აღს. ტერმინატორია (I*) 12 სმ. სიმსილეზე				აღს. ტერმინატორია (I*) 16 სმ. სიმსილეზე				M [±] m ₁	m ₁ '
	M [±] m ₁	m ₁ '	K	Z	M [±] m ₁	m ₁ '	K	Z		
1	7522,667	2,943	0,390	0,360	6593,108	3,178	0,432	0,471	210,200	0,235
2	8653,435	2,521	0,407	0,397	6702,516	2,591	0,355	0,375	210,255	0,260
3	8842,967	2,743	0,277	0,340	6767,930	3,055	0,415	0,440	200,735	0,240

საერთო გამოცდის შედეგები
საერთო გამოცდის შედეგები

საერთო გამოცდის შედეგები

ცხრილი 5

№ რაიონი	საშუალო აირის პროპან-ბუტანის ნაზვი G ^წ / სმ.		პეტროლ m ^წ / სმ.		პეტროლ სუბსტანს კოეფიციენტი	
	M [±] m ₁	m ₁ '	M [±] m ₁	m ₁ '	M [±] m ₁	m ₁ '
1	2,300,170	0,820	95,650,330	1,371	1,6100,026	0,027
2	3,300,173	0,175	111,2601,289	1,320	1,3600,022	0,023
3	4,610,156	0,163	192,000 290	0,307	1,5600,208	0,026

საველე გამოცდის შედეგები

$G=3,864$ შ/სთ.

$m=134,364$ შ/სთ.

$\alpha=1,38$

t°	600	650	700	750	800	850	900
აღის გვერდ-სამალე h სმ-ობით	19	17	15	13	11	10	4

$G=3,998$ შ/სთ.

$m=153,090$ შ/სთ.

$\alpha=1,52$

t°	600	650	700	750	800	850	—
h სმ	14	13	11	10	9	4	—

$G=4,380$ შ/სთ.

$m=179,400$ შ/სთ.

$\alpha=1,62$

t°	600	650	700	750	800	850	—
h სმ	12	10	9	6	5	4	—

$G=3,226$ შ/სთ.

$m=59,200$ შ/სთ.

$\alpha=0,73$

t°	600	650	700	750	800	850	900
h სმ	18	17	16	15	14	13	8

ცხრილი 7

საველე გამოცდის შედეგები

ჩანაწერი	ცდის დრო (t) წუთობით		საწვევი აღრის ხარჯი G შ		პერის ხარჯი m შ		პერის სიქარბის კოეფ. α
	$M \pm m_1$	m_1'	$M \pm m_1$	m_1'	$M \pm m_1$	m_1'	
1	6,1450,242	0,253	0,6000,0140	0,0142	23,4780,0540	0,0620	1,554
2	8,5300,152	0,163	0,7470,0160	0,0176	32,6830,2410	0,2840	1,307
3	2,5600,145	0,156	0,2520,0023	0,0024	9,1410,0266	0,0284	1,467
4	8,3060,145	0,166	0,6940,0041	0,0043	31,6640,2350	0,2510	1,890



РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕРМИЧЕСКОГО
КУЛЬТИВАТОРА

Резюме

В 1968—1973 гг. в Грузинском сельскохозяйственном институте были проведены лабораторно-полевые испытания термического культиватора.

Целью проводимых испытаний была разработка и усовершенствование термического метода борьбы с сорной растительностью, для чего и была построена сорнякосжигающая машина-культиватор новой конструкции.

Испытания термического культиватора проводились в три этапа.

На первом этапе были проведены лабораторные испытания форсунок. На втором этапе — лабораторные испытания термического культиватора, на третьем этапе полевые испытания культиватора.

На основании проведенных испытаний были определены: высота и радиус распространения пламени горелок культиватора, факторы влияющие на пламя, коэффициент избытка воздуха, удельный расход горючего и воздуха, влияние расплающегося отверстия горелки и давления подаваемого воздуха на температуру пламени, температуры необходимые для сгорания сорняков разного возраста и плотности стояния.

Результатами испытаний установлено, что термический культиватор удовлетворяет агротехтребованиям предъявляемым к нему. Как показали проведенные работы, борьба с сорной растительностью термическим методом весьма эффективна и принесет значительную пользу сельскому хозяйству.



ა. ცაგარელი, ი. ხაჭავაძე

თვლიანი საბრაჰტორო აპრეზაციის ფარდობა მოპარუნების რადიუსის განმარტება

სამთო მიწათმოქმედების პირობებში საქაროა კონკრეტული სატრაჰტორო აგრეგატის ექსპლუატაციური პარამეტრების განსაკუთრებული შესწავლა. მაგრამ დღეისათვის ამ მიმართულებით არც თუ ისე ბევრია ვაკეთებული.

მობრუნების რადიუსი მიეკუთვნება იმ ძირითად ფაქტორებს, რომლებიც განსაზღვრავენ სატრაჰტორო აგრეგატის ფერდობებზე უსაფრთხო მუშაობას.

შსგავსობისა და განზომილებათა თეორიის გამოყენებით დაედაგინეთ, რომ თვლიანი სატრაჰტორო აგრეგატის მობრუნების რადიუსის საერთო ანალიზური გამოსახულება იქნება

$$R = B \cdot \beta^{\alpha} \cdot V^{\nu} \quad (1)$$

სადაც B არის უგანზომილო კოეფიციენტი.

α , ν — განტოლების კონსტანტები.

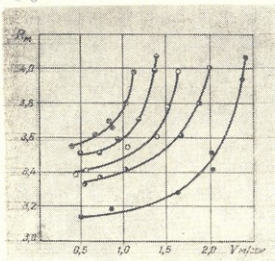
β , V — აგრეგატის განივი დახრის კუთხე და მოძრაობის სიჩქარე. განტოლება ასახავს კონკრეტული აგრეგატის ისეთ მობრუნებას, როდესაც მისი მიმართველი თვლები გადახრილია მუდმივი კუთხით და წიადაგის მახასიათებლები პრაქტიკულად უცვლელია.

(1) განტოლების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მობრუნების რადიუსი დამოკიდებულია მხოლოდ აგრეგატის დახრის კუთხეზე და მობრუნების სიჩქარეზე.

B, α , ν — მნიშვნელობები, ანუ (1) განტოლების კერძო ანალიზური გამოსახულება შეგვიძლია ვიპოვოთ მხოლოდ ექსპერიმენტის საშუალებით.

ჩვენ მიერ ჩატარებული იყო სველე ცდები აგრეგატზე, რომლის შემოდგენლობაში შედიოდა ტრაჰტორი МТЗ—50 „ბელარუსი“ და საკიდი კულტივატორი КРН—4Г. ცდებში დროს კულტივატორი იყო სატრანსპორტო მდგომარეობაში. მრავალწლიან ნასვენ ფერდობებზე და ვაკეზე შერჩეული იყო ცხრა ნაკვეთი, რომელთაგან ოთხი მოინა და მოშალდა დასათესად. ცდების ჩატარებისა და მიღებული მონაცემების დამუშავების მეთოდიკა გამოქვეყნებულია [3].

ჩატარებული ექსპერიმენტების შედეგად მიღებულია მინიმალური რადიუსის (მომართველი თვლების მაქსიმალურად მობრუნების დროს) დამოკიდებულება მობრუნების სიჩქარისაგან. მინიმალური რადიუსის მნიშვნელობა აღებულია ტრაექტორიის იმ წერტილში, სადაც აგრეგატს მდგრადობის უმცირესი მარაგი აქვს (ამ წერტილში, როგორც ციხილია, აგრეგატის სიმეტრიის გრძივიღერძი ემთხვევა ფერდობის პორიზონტალს და მობრუნების მყისი ცენტრი განლაგებულია იმ წერტილში).



ნახ. 1.

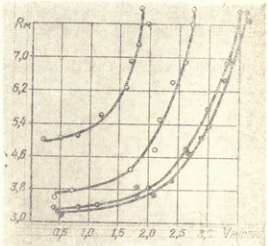
1-ელ ნახაზზე მოგვეყავს ამ დამოკიდებულების გრაფიკი, რომელიც მიღებულია მრავალწლიან ნასვენზე ცდების ჩატარების შედეგად. როგორც გრაფიკიდან ჩანს, რადიუსის მინიმალულობა იზრდება აგრეგატის მობრუნების სიჩქარის ზრდასთან ერთად. როდესაც აგრეგატი ვაკეზე მობრუნების სიჩქარე აღემატება კრიტიკულს— $V_{კრ} > 2,4$ მ/წმ, რადიუსის მინიმალულობა იზრდება მკვეთრად. ამ დროს, როგორც ჩანს, ხდება ტრაექტორიის მომართველი თვლებითა საყრდენ ზედაპირზე მოცურება. აგრეგატის მობრუნების დროს ფერდობებზე, რომელთა დახრის კუთხეები $0,098_{ად.}$ ($5^\circ 37'$); $0,214_{ად.}$ ($7^\circ 05'$); $0,165_{ად.}$ ($9^\circ 27'$) და $0,201_{ად.}$ ($11^\circ 30'$) ტოლია, კრიტიკული სიჩქარეების მინიმალულობა შეადგენს შესაბამისად 2,0; 1,64; 1,4 და 1,13 მ/წმ. მე-2 ნახაზზე მოყვანილია აგრეგატის მინიმალური რადიუსის დამოკიდებულება მობრუნების სიჩქარეზე. რომელიც მიღებულია დასათესად მომზადებულ ნიადაგზე ჩატარებული ცდების შედეგად.

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, აქაც რადიუსის მინიმალულობა იზრდება აგრეგატის მობრუნების სიჩქარის ზრდასთან ერთად და როდესაც ვაკეზე მობრუნების სიჩქარე აღემატება კრიტიკულს $V_{კრ} > 3,6$ მ/წმ, რადიუსის მინიმალულობა იზრდება მკვეთრად. თუ აგრეგატი ახდეს მობრუნებას ფერდობებზე, რომელთა დახრის კუთხეები $0,078_{ად.}$ ($4^\circ 26'$); $0,138_{ად.}$ ($2^\circ 54'$) და $0,174_{ად.}$ (10°) ტოლია, კრიტიკული სიჩქარეების მინიმალულობები შეადგენს შესაბამისად 3,5; 2,75; 1,87 მ/წმ. როგორც ვხედავთ, ამ შემთხვევაში კრიტიკული სიჩქარეების აბსოლუტური მინიმალულობები აღემატება მრავალწლიან ნასვენზე მიღებულ მინიმალულობებს. ეს აიხსნება იმით, რომ დასათესად



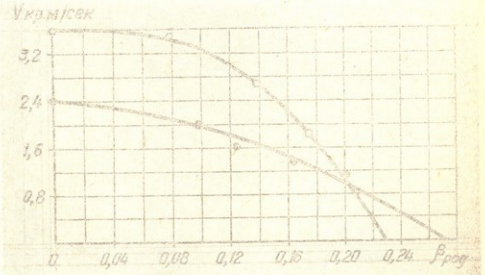
მომზადებულ ნიადაგზე ტრაქტორის მიმპართველი თვლების მოცურებისთან ერთად ადგილი აქვს ნიადაგის ფენების გვერდით ძვრას.

1 და 2 გრაფიკების მონაცემების საფუძველზე აგებულია გრაფიკები ციისა $V_{კ} = f(\beta)$, რომელიც მოგვეყვას შემ-3 სას.-ზე ამ გრაფიკის მრუდებს ზემოთ განლაგებული სიჩქარეებისა და დაბრის კუთხეების მნიშვნელობები შესაბამებიან აგრეგატი მ-ბოუნობის ისეთ პირობებსა, როდესაც ადგილი აქვს



სახ. 2.

მისი მიმპართველი თვლების აშკარად გამოსახულ გვერდით მოცურებას. ტრაქტორის მიმპართველი თვლების მოცურების დროს აგრეგატი ყარგავს მართეალობას და უმნიშვნელო წინალობებსაც კი შეუძლია გამოიწვიოს მისი



სახ. 3.

ვადამბრუნება. ამიტომ ასეთ რეჟიმებზე აგრეგატის ექსპლუატაცია დაეკრება/ბეღია.

სინქარეებისა და დახრის კუთხეების ის მნიშვნელობები, რეჟიმების და ლაგებულება მრუდებს ქვემოთ, შეესაბამებინან აგრეგატის მობრუნების პირობებს, როდესაც არ აქვს ადგილი მისი მართვადობის დაკარგვას, ამიტომ ამ ზონას ექვწოდებთ უსაფრთხო რეჟიმის ზონას.

მე-3 ნახ.-ზე მოყვანილი მრუდების მათემატიკურმა დამუშავებამ ფუნქციონალური ბალებების გამოყენებით [1], [2], მოგვცა, რომ ისინი შეიძლება აპროქსიმირებული იქნენ მე-2 ხარისხის პოლინომით

$$V_{კრ} = a\beta^2 + b\beta + c.$$

ამ ფორმულის კოეფიციენტების მნიშვნელობები დავადგინეთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდის გამოყენებით. ამ მიზნით ამოხსნილი იქნა ნორმალური განტოლებების სისტემა:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma\beta^4 \cdot a + \Sigma\beta^3 b + \Sigma\beta^2 c &= \Sigma(\beta^2 \cdot V_{კრ}) \\ \Sigma\beta^3 \cdot a + \Sigma\beta^2 b + \Sigma\beta c &= \Sigma(\beta \cdot V_{კრ}) \\ \Sigma\beta^2 a + \Sigma\beta b + n \cdot c &= \Sigma V_{კრ} \end{aligned} \right\}$$

საბოლოოდ მიღებულია შემდეგი ემპირიული ფორმულები: მრავალწლიან ნასვენ ნიადაგზე მობრუნების დროს:

$$V_{კრ} = 2,4 - 2,72\beta - 22,23\beta^2 \quad (2)$$

დასათესად მომზადებულ ნიადაგზე მობრუნების დროს:

$$V_{კრ} = 3,6 + 1,65\beta - 73,85\beta^2 \quad (3)$$

ანუ შესაბამისად:

$$\beta_{კრ} = -0,061 \pm \sqrt{0,112 - 0,045V} \quad (4)$$

და

$$\beta_{კრ} = 0,011 \pm \sqrt{0,049 - 0,013V} \quad (5)$$

1-ელ გრაფიკზე მოყვანილი მრუდების მათემატიკურმა დამუშავებამ გვიჩვენა, რომ ისინი შეიძლება გამოვსახოთ ფორმულით:

$$R = aV^6 + bV + c \quad (6)$$

a, b, c კოეფიციენტების მნიშვნელობები დამოკიდებულია ფერდობის დახრის კუთხეზე. აგებულ იქნა ფუნქციების $a=f_1(\beta)$; $b=f_2(\beta)$; $c=f_3(\beta)$ გრაფიკები, რომელთა სათანადო მათემატიკური დამუშავების შედეგად მიღებულია:

$$\begin{aligned} a &= 400\beta^5 + 0,064\beta + 0,00317 \\ b &= 14,5\beta^4 + 0,04\beta + 0,0833 \\ c &= 2,122\beta + 3,1 \end{aligned}$$

ეს კოეფიციენტების ამ მნიშვნელობებს ჩავსვამთ (6) ფორმულაში მივიღებთ:

$$R = (400\beta^5 + 0,064\beta + 0,00317)V^6 + (14,5\beta^4 + 0,04\beta + 0,0833)V + 2,122\beta + 3,1 \quad (7)$$

მიღებული ფორმულა შეგვიძლია გამოვსახოთ, როგორც:

$$R = \sum_{i=1}^{i=8} B_i \beta^{\alpha_i} V^{\varepsilon_i} \quad (\alpha_i = 0; 1; 4; 5) \quad (\varepsilon_i = 0; 1; 6)$$



ამ ფორმულაში შემავალი პარამეტრების მნიშვნელობები მოყვანილია 1-ელ ცხრილში. მე-2 გრაფიკზე გამოსახული მრუდების მათემატიკურმა დამუშავებამ გვიჩვენა, რომ ისინი შეიძლება გამოვსახოთ ფორმულით:

$$R = aV^5 + bV + c \quad (8)$$

ცხრილი 1

i	1	2	3	4	5	6	7	8
B_i	400	14,50	0,064	0,40	2,122	0,00317	0,0833	3,10
α_i	5	4	1	1	1	0	0	0
ε_i	6	1	1	6	1	0	6	1

ამ შემთხვევაშიც a , b , c კოეფიციენტების დასადგენად აგებული იქნა $a = f_1(\beta)$; $b = f_2(\beta)$; $c = f_3(\beta)$ ფუნქციების გრაფიკები, რომელთა სათანადო დამუშავებით მივიღეთ შემდეგი ემპირიული ფორმულები:

$$a = 126236\beta^6 + 0,007$$

$$b = 170,1\beta^5 + 0,067\beta + 0,21$$

$$c = 57000\beta^6 + \beta + 3,1$$

თუ კოეფიციენტების ამ მნიშვნელობებს ჩავსვამთ (8) ფორმულაში გვექნება:

$$R = (126236\beta^6 + 0,007)V^6 + (170,1\beta^5 + 0,067\beta + 0,21)V + 57000\beta^6 + \beta + 3,1 \quad (9)$$

აქაც, მიღებული ფორმულა შეგვიძლია გამოვსახოთ როგორც:

$$R = \sum_{i=1}^{i=8} B_i \beta^{\alpha_i} V^{\varepsilon_i} \quad (\alpha_i = 0; 1; 5; 6; 8) \quad (\varepsilon_i = 0; 1; 5) \quad (9')$$

(9') ფორმულაში შემავალი პარამეტრების მნიშვნელობები მოცემულია მე-2 ცხრილში.

მიღებული ემპირიული ფორმულების (8) და (9) ანუ (8)' და (9)' გამოყენების ზღვრული პირობები განისაზღვრებიან (2), (3), (4) და (5) ფორმულების საშუალებით.

1	1	2	3	4	5	6	მარქენული ბიზლიწითეკა	
B ₂	126236	57000	170,1	0,067	1	0,007	0,210	3,10
ა ₂	8	6	5	1	1	0	0	0
ა ₁	5	0	1	1	0	5	1	0

დასკვნა

1. როგორც ვაკეზე, ისე ფერდობზე მობრუნებისას $V_{კ}$ სიჩქარით სატრაქტორო აგრეგატმა შეიძლება დაკარგოს მართვადობა ტრაქტორიის ზოგიერთ მონაკვეთზე. მართვადობის დაკარგვა გამოიხატება რადიუსის მკვეთრ ზრდაში, რაც გამოწვეულია ტრაქტორის მიმართველი თვლების საყრდენ ზედაპირზე გვერდითი მოცურებითა და თვით ნიადაგის ფენების გვერდითი ძვრებით.

ტრაქტორ MT3—50-სა და საკიდ კულტივატორ КПН—4Г-საგან შემდგარი აგრეგატისათვის კრიტიკული სიჩქარეებისა და კრიტიკული დახრის კუთხეების სიდიდეები შეიძლება გამოვითვალოთ (2), (3), (4) და (5) ფორმულებით.

2. ექსპერიმენტულად დადასტურდა, რომ მისაღებია ჩვენ შევრ გამოყვანილი თელიანი სატრაქტორო აგრეგატის მობრუნების რადიუსის საერთო ანალიზური გამოსახულება ზღვრული პირობების გათვალისწინებით.

ტრაქტორ MT3—50-სა და საკიდ კულტივატორ КПН—4Г-საგან შემდგარი აგრეგატის მობრუნების რადიუსების გამოსათვლელად შეიძლება გამოვიყენოთ (7) (7)' (9) და (9)' ფორმულები.

Г. Н. ЦАГАРЕЛИ, Ю. С. ХУЧА

ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИУСА ПОВОРОТА КОЛЕСНОГО МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА СКЛОНАХ

Резюме

Радиус поворота относится к тем основным факторам, которые определяют безопасную работу агрегата на склонах.

Методами теории подобия и размерностей получено общее аналитическое выражение радиуса поворота колесного машино-тракторного агрегата при максимальном отклонении его управляемых колес и неизменных

почвенных характеристиках в точке траектории, где продольная плоскость симметрии совпадает с горизонталью склона, а мгновенный центр поворота расположен вверх по склону (наиболее опасная точка траектории).

$$R = B \cdot \beta^{\alpha} \cdot V^{\varepsilon}$$

где B — безразмерный коэффициент,

α, ε — константы уравнения.

β, V — угол поперечного крена и скорость движения.

Как видим, общее аналитическое выражение радиуса поворота колесного машинно-тракторного агрегата представляет собой степенную зависимость, члены которой являются степенными функциями угла крена и линейной скорости движения.

Значения этих параметров, т. е. частное аналитическое выражение полученного уравнения, может быть определено только экспериментальным путем.

Для этой цели проводились полевые опыты с трактором «Беларусь» МТЗ—50 в агрегате с культиватором КПИ—4Г на многолетней залежи и участках, подготовленных под посев, на горизонтали и склонах различной крутизны по разработанной нами методике [3].

На рис. 1 и 2 приведены зависимости радиусов поворота от линейной скорости движения. Из кривых видно, что с увеличением скорости движения радиус поворота увеличивается и при некоторой скорости $V = V_{кр}$, величина радиуса поворота возрастает интенсивно, т. е. происходит боковое скольжение колес передней оси трактора по опорной поверхности. На таких участках траектории агрегат теряет управляемость. На рис. 3 приведены кривые функций $V_{кр} = f(\beta)$ для участков многолетней залежи и поля, подготовленного под посев.

Математическая обработка этих кривых способом наименьших квадратов позволила получить эмпирические формулы (2), (3), (4) и (5) для определения критических значений скорости движения и углов крена исследуемого агрегата соответственно на твердой и рыхлой почвах.

Математическая обработка кривых на рис. 1 и 2 позволила получить выражения (7), (7)¹ и (9), (9)¹ для определения радиусов поворота трактора «Беларусь» МТЗ—50 в агрегате с культиватором КПИ—4Г.

Граничные условия применимости этих формул определяются уравнениями (2), (3), (4) и (5).

Анализ формул (7)¹ и (9)¹ и данные соответствующих таблиц показывает, что частное аналитическое выражение радиуса поворота исследуемого агрегата представляет собой сумму степенных зависимостей, члены которых являются степенными функциями угла поперечного крена и линейной скорости движения.

Литература



1. Блок А. С. — Практическая номография, М., «Высшая школа», 1974.
 2. Гутер Р. С., Овчинский Б. В. — Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта, М., «Наука», 1970.
 3. Хучуа Ю. С., Карабаки А. К. — Методика измерения параметров криволинейного движения трактора на склонах, «Экспресс-информация. Методы и организация испытаний сельскохозяйственной техники», М., 1973.
-



ბ. შავერვაძე, ა. ტყეშელაშვილი

ღამსავი გათივვა მცხოვრელოზის ზარმაზო

სოფლის მეურნეობაში, განსაკუთრებით მეცხოველეობასა და მეფრინველეობაში, დიდი აღმავლობით მიმდინარეობს საწარმოო პროცესების ელექტრომექანიზაცია და ავტომატიზაცია, ე. ი. იზრდება ელექტროდანიადგარების რაოდენობა. ცხადია, რაც მეტია ელექტროდანიადგარები ფერმაში, მით უფრო ხშირად უზდება მათთან კონტაქტი ადამიანსა და ცხოველს. ეს გარემოება მნიშვნელოვნად ზრდის მათი ძაბვის ქვეშ მოხვედრის ალბათობას. ვინაიდან ჯერ კიდევ არ არსებობს სოფლის მეურნეობაში ელექტროდენისაგან დაცვის საიმედო საშუალებები, ამიტომ ასეთ პირობებში იზრდება ელექტროდენით დაზიანების ალბათობა. შექმნილი სიტუაცია ართულებს ელექტროდანიადგარების არა მარტო ექსპლუატაციას, არამედ მათ დაპროექტებასა და მშენებლობასაც კი. აქედან გამომდინარე ცხადია, რომ ელექტრომექანიზაციისა და ავტომატიზაციის დონის ამალღებისათვის აუცილებელია ელექტროდენისაგან დაცვის სრულყოფილი საშუალებების დამუშავება.

სსრკ-ში უკანასკნელი 10—15 წლის განმავლობაში დაცვის სხვადასხვა საშუალებებია რეკომენდებული, მაგრამ საბოლოოდ საკითხი მაინც არაა გადაწყვეტილი, რაც იქიდან ჩანს, რომ ელექტროდანიადგარების მოწყობის წესებში ამ მხრივ განსაკუთრებული ცვლილებები არაა შეტანილი.

სოფლის მეურნეობას ელექტროუსაფრთხოების თვალსაზრისით გააჩნია თავისი განსაკუთრებული სპეციფიკა, რაც იმაში მდგომარეობს, რომ აქ საჭიროა უზრუნველყოთ უსაფრთხოება არა მარტო ადამიანისა, არამედ ცხოველისაც. დაცვის ერთი და იმავე საშუალებით ამის უზრუნველყოფა შეუძლებელია, ვინაიდან ცხოველისა და ადამიანისათვის დენისა და ძაბვის კრიტერიუმები ერთმანეთისაგან განსხვავდება. მაგალითად, ცნობილია, რომ 2—5 ვოლტი ადამიანისათვის არაუფიქროს საშიშროებას არ წარმოადგენს და ასეთი ძაბვისაგან მისი დაცვა არაა საჭირო. ცხოველისათვის, კერძოდ კი მეწველი პირუტყვისათვის, ასეთი ძაბვები დაუშვებელია, ვინაიდან მათი ზემოქმედება იწვევს ცხოველის გაღიზიანებას და პროდუქტიულობის (წველადობის) შემცირებას. დ. ფილიპისი, ა. პარკისონის, ა. კარისა და სხვათა გამოკვლევების თანახმად ასეთ შემთხვევაში წველადობა ეცემა 20—25%-ით; ეს კი დიდ ზარალთანაა დაკავშირებული.



გარდა ამისა, სპეციფიკურია ისიც, რომ მეცხოველეობის ფერმებში დღე-ღამე რაოდენობითაა ამიაკი და სხვა მავნე აირები, რომლებაც იწვევს მრავალრიცხოვანი მოწყობილობების დაზიანებას და უსაფრთხოების პირობების შექმნას.

ამჟამად, მეცხოველეობის ფერმებში, ადამიანისა და ცხოველების ელექტროდენისაგან დაცვის შემდეგი საშუალებები გამოიყენება: დანულება, დამიწება, საიზოლაციო ჩანართები წყლის, ვაკუუმის და რძის მილგამტარ სისტემებში.

საიზოლაციო ჩანართები ყოველთვის არაა ეფექტური (მაგ., წყლის მილგამტარ სისტემაში) და არც ყველა ტექნოლოგიურ დანადგარზე მისი გამოყენება შესაძლებელი (მაგ., საკვების დამრიგებელი და ნაკელის გამტანი ტრანსპორტიორები).

ჩატარებული კვლევებით დადგენილია [1; 2; 3], რომ განმეორებითი და ძირითადი ჩამიწება მხოლოდ ამცირებს ავარიულ რეჟიმში შეხებისა და ბიჯური ძაბვის სიდიდეს ელექტროდანადგარის კორპუსზე, მაგრამ ვერ უზრუნველყოფს საჭირო უსაფრთხოებას.

ელექტროდანადგარის კორპუსზე წარმოქმნილი პოტენციალი დანულეების სისტემის საშუალებით ვრცელდება ერთსა და იმავე ტრანსფორმატორზე მიერთებულ ყველა დანადგარზე, რომლებიც სრულ წესრიგში იმყოფებიან. ამით ელექტროუსაფრთხოების პირობები ძალიან უარესდება.

დანულებულ ელექტროდანადგარებზე პოტენციალის გავრცელების ანალოგიურა სურათი გვაქვს ნორმალურ რეჟიმში.

საქართველოს მეცხოველეობის ფერმებში მრავალრიცხოვანმა გაზომვებმა გვიჩვენა [1], რომ ნულოვანი სადენის პოტენციალი მიწის მიმართ ყოველთვის მეტია ნულზე და მისი მაქსიმალური მნიშვნელობა აღწევს 14 ვოლტს. დადგინდა, რომ, რაც მეტია მიერთებული ერთჯაჭვა მომხმარებელი ტრანსფორმატორზე, მით მეტია ალბათობა ნულოვან სადენზე და, შამსადაძვე, ტექნოლოგიურ დანადგარზე მავნე პოტენციალის (2—24 ვოლტი) არსებობისა.

პირუტყვის ხშირად უხდება შეხება ტექნოლოგიურ დანადგარებთან (საკვების დამრიგებელი და ნაკელის გამტანი ტრანსპორტიორები), ამიტომ იგი განიცდის მასზე არსებული პოტენციალის ზემოქმედებას.

ცხადია, ასეთ სიტუაციაში, აფცლებელია დაცვის ისეთი საშუალებების დამუშავება და გამოყენება, რომელიც უზრუნველყოფს ადამიანისა და ცხოველის ელექტროუსაფრთხოებას. ამ მიზნით მკვლევარების უმეტესობა რეკომენდაციის უწყევს პოტენციალის გათანაბრებას ხერხს ფერმის იატაკზე [1;3]. ეს ხერხი იძლევა საჭირო ეფექტს, მაგრამ მისი გახიზნა იწვევს დაკავშირებულთა დამატებით საფრთხეს.

ყოველივე ზემოაღნიშნულმა და მრავალმხრივმა ანალიზმა გვიჩვენა, რომ პირუტყვის სადგოაში საჭირო ელექტროუსაფრთხოების პირობების შექმნისათვის, მიზანშეწონილია უარყოფით დამულეების გამოყენება, როგორც მიზნით პოტენციალის გავრცელებისა და გამოვიყენოთ გაცილებით ეფექტური საშუალება—დამცავი გათიშვა.

დამცავი გათიშვის ორი ძირითადი ხერხი არსებობს—დამცავი გათიშვა, რომელიც მოქმედებს კორპუსის ძაბვაზე მიწის მიმართ და დამცავი გათიშვა,



რომელიც მოქმედებს მიწაში გაჟონვის დენებზე: პირველი ხერხი მოითხოვს ყოველი დანადგარისათვის ინდივიდუალური დამიწების მოწყობას, რაც უკიდურესად მოწონებული უარყოფითი მხარეა და, გარდა ამისა, იგი ვერ იცავს გრუნტისა და უალოდ ძაბვის ქვეშ მყოფ სადენთან შეხებისას. ამიტომ მიზანშეწონილია გამოიყენოთ მეორე ხერხი, რომელიც აღნიშნული უარყოფითი მხარეებისაგან თავისუფალია.

გაჟონვის დენზე მოქმედი დამცავი გათიშვა წარმოადგენს დიფერენციალურ რელეს, რომლის ამუშავება ხდება დენის გარკვეულ დანაყენზე.

დენის დანაყენის სიდიდედ საქართველოს მსხვილვება რქოსანი პირუტყვის ფერმებისათვის დადგენილია და უდრის: შესასვლელზე 30 მა, ხოლო ცალკეული დანადგარისათვის 10 მა. [1]. დენის ეს სიდიდეები ითვალისწინებს გაჟონვის დენებს ნორმალურ პირობებში და ექაპლუტაციის მაღალი დონის შენარჩუნებას. აპარატის დენის დანაყენის სიდიდიდან გამომდინარე ცხადია, რომ გამოიშველის ამუშავების უზრუნველსაყოფად აუცილებელია დაკმაყოფილდეს პირობა

$$\frac{U}{R} > 30 \text{ მა} \quad \text{და} \quad \frac{U}{R} > 10 \text{ მა};$$

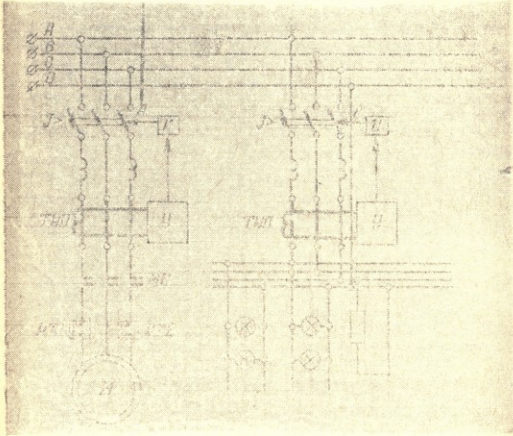
აქედან გამომდინარე, რადგან ფაზური ძაბვის სიდიდე ფერმებში ტოლია 220 ვოლტისა, დენის განდინების წინაღობა ან უნდა აღემატებოდეს 7300—22000 ომს.

იმისათვის, რომ დაგვედგინა აღნიშნული პირობის უზრუნველყოფა, ჩვენ მიერ ჩატარებულ იქნა მრავალრიცხოვანი გაზომვები დენის განდინების წინაღობის, ნაკელის გამტანი და საკვების დამრიგებელი ტრანსპორტიორების ელექტროაძრავის კორპუსიდან. წინასწარი გაზომვები ჩაატარეთ მსხვილვება რქოსანი პირუტყვის 150 სადგომში. შემდეგ კი, რამდენიმე წლის განმავლობაში, წელიწადის სხვადასხვა დროს, ვახდენდით გაზომვებს სოფ. დიდმისა და თელეთის მეცხოველეობის ფერმებში. მრავალწლიანმა გაზომვებმა გვიჩვენეს წინასწარი გაზომვებით მიღებული შედეგების რეალობა. დენის განდინების წინაღობა ზაფხულის პირობებშიც კი არ აღემატება წინასწარი გაზომვებით მიღებულ შედეგებს. დადგინდა, რომ ნაკელის გამტანი ტრანსპორტიორის ელექტროაძრავის კორპუსიდან მიწაში დენის გადინების წინაღობა იცვლება 5—15 ომის ფარგლებში, ხოლო საკვების დამრიგებელი დანადგარის (TBK—80A) ელექტროაძრავის კორპუსიდან—50—150 ომში. განდინების წინაღობის ასეთი მცირე მნიშვნელობა ნაკელგამტან ტრანსპორტიორზე (ტიპი TCH—3B) აიხსნება იმით, რომ იგი ფაქტიურად წარმოადგენს გრძივ ჩამამიწებელს (სიგრძით 170 მ), რომელიც განლაგებულა მიწის ზედაპირზე. მისი შეხება ნიადაგთან ხდება ელექტრულად კარგი გამტარებლობის მქონე ნივთიერებით—წუნწუხით. ეს ფაქტი მეთყველებს იმაზე, რომ გამოიწიოთ აპარატის ნორმალური მუშაობისათვის საჭირო არაა სპეციალური ჩამიწების მოწყობა.

განსაკუთრებით საყურადღებოა ის, რომ გაჟონვის დენზე მომუშავე დამცავი გათიშვა უზრუნველყოფს ადამიანის დაცვას ძაბვის ქვეშ მყოფ ფაზასთან შეხების შემთხვევაში. მართლაც, თუ ფაზური ძაბვა 220 ვოლტია, ადა-



შიანის წინაღობა 1000 ომი, მაშინ ადამიანის ფაზასთან შეხებისას მოხდება დენის 220 მა დენი. რადგან აპარატის დენის დანაყენის სიდიდე 10 მა, უნდა იქონიებდეს იგი გათიშვება და გათიშავს ადამიანს ქსელიდან (აღსანიშნავია, რომ ასეთი აპარატების ამუშავების დრო 0,1 წამზე ნაკლებია). დამცავი გათიშვის ქსელში ჩართვის ელექტრული სქემა მოცემულია 1-ელ ნახ.-ზე.



ნახ. 1.

მუშაობის ნორმალურ პირობებში

$$\bar{I}_A + \bar{I}_B + \bar{I}_C + \bar{I}_0 = 0,$$

ფაზის მიწასთან (კორპუსთან) ან ადამიანთან შერთვის შემთხვევაში ეს პირობა დაირღვევა, ე. ი.

$$\bar{I}_A + \bar{I}_B + \bar{I}_C + \bar{I}_0 \neq 0$$

და ნულოვანი მიმდევრობის ტრანსფორმატორში (THI1) აღიქვება დენი. გაძლიერდება იგი გამაძლიერებელში (Y) და გაძლიერებული სიგნალი გადაეცემა შემსრულლებელ ბლოკს (N), რომელიც გათიშავს ავტომატურ გამთიშველს (A). მრავალფაზა მოკლედ შერთვის შემთხვევაში იმოქმედებს ავტომა-



ტური გამოიშველი (A) და დანადგარი გაითიშება ქსელიდან. ამრიგად, უზრუნველყოფილია დაცვა პრაქტიკულად, ერთთაბა კორპუსთან და აღნიშნული უშუალოდ ფაზასთან შერთვის შემთხვევაში. დაცვის აღნიშნული მომუშავე აპარატებიდან აღსანიშნავია РУД—024 ტიპის აპარატი, რომელიც გათვალისწინებულია სამთაბა ოთხსადენიან ქსელებში, რომლის ტრანსფორმატორის ნეიტრალი ყრუდაა ჩამოწმებული.

შეცხოველობის ფერმებში დამცავი გათიშვის მოწყობა შეიძლება განხორციელებულ იქნეს სხვადასხვა სქემით:

ინ დ ი ე დ უ ა ლ უ რ ა დ, როდესაც ერთ ელექტროდანადგარზე დადგმულია ერთი დამცავი გათიშვის აპარატი;

ჯ გ უ ფ უ რ ა დ, როდესაც დამცავი გათიშვის აპარატი დაყენებულია ქსელის შესასვლელზე ან ცალკე მომხმარებელთა ჯგუფზე.

მაგალითად, ნაკელის გამტანი დანადგარების ჯგუფისათვის ცალკე წველის დასადგარებისათვის—ცალკე და სხვ.

კ ო მ ბ ი ნ ი რ ე ბ უ ლ ა დ.

უპირატესობა უნდა მიენიჭოს მესამე ვარიანტს, რადგანაც ამ შემთხვევაში დაცვის მოქმედების ზონა დიდია და უზრუნველყოფილია სელექტურობა: ამრიგად, ფერმებში ადამიანისა და ცხოველების ელექტროუსაფრთხოების საიმედო პირობების შექმნისათვის საჭიროა:

1. მოიხსნას დანუღების გამოყენება, როგორც პოტენციალის გავრცელების მიზეზი ნორმალურ და ავარიულ რეჟიმებში.
2. გამოყენებულ იქნეს მიწაში გაყოფის დენზე მოქმედი დამცავი გათიშვა.

Г. И. МШВИДОБАДЗЕ, А. А. ТИКИШВИЛИ

ЗАЩИТНОЕ ОТКЛЮЧЕНИЕ В ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ФЕРМАХ

Резюме

В связи с интенсивным ростом электрификации сельского хозяйства весьма важное значение представляет создание электробезопасных условий труда и содержания животных на фермах.

Проведенные исследования показали, что для этого целесообразно электрифицированное технологическое оборудование не занулять. Взамен этого использовать защитное отключение по току утечки. Металлоконструкции технологического оборудования обеспечивают необходимый ток для срабатывания отключающего устройства.

ლიტერატურა

1. Тикишвили А. Л. — Исследование условий электробезопасности крупного рогатого скота на фермах Грузинской ССР, кандидатская диссертация, 1969.
 2. Коструба С. И., Никольский О. К. — Анализ электробезопасности на животноводческих фермах и пути повышения надежности электрозащиты. Научные труды по электрификации с/х, ВИЭСХ, т. 21, 1968.
 3. Король В. Ф. — Исследование систем обеспечения электробезопасности нереальных мобильных электрифицированных машин с кабельным питанием на животноводческих фермах южной зоны СССР. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к. т. н., 1973.
-



შ. ტ. აბზიანიძე, გ. ა. გობერიძე

НАГРЕВ ЗАКРЫТОГО ГРУНТА С ПОМОЩЬЮ КОАКСИАЛЬНЫХ НАГРЕВАТЕЛЕЙ

В решениях XXIV съезда КПСС была намечена конкретная программа подъема сельскохозяйственного производства в нашей стране. Успешное выполнение этой программы позволяет более интенсивно организовать колхозное и совхозное производство.

Перед овощеводами страны поставлена важнейшая задача: увеличить производство овощей до полного удовлетворения потребности населения, производить их в широком ассортименте отличного качества, с невысокой себестоимостью и в течение всего года.

Важным фактором в получении ранних овощей является выращива-

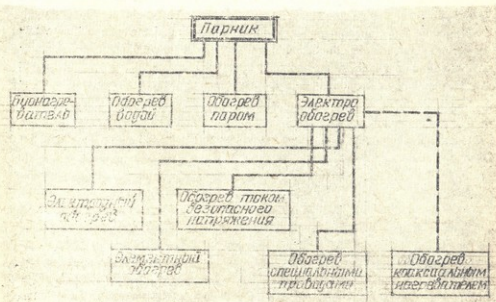


Рис. 1

ние их, а также рассады овощных культур в закрытом грунте. Правильная организация и эксплуатация парникового хозяйства, выбор наиболее рационального способа обогрева парников позволяют производить овощи в течении круглого года.

В настоящее время много внимания уделяется вопросу изыскания наиболее выгодного способа обогрева парников.

Как известно, для обогрева парников в настоящее время применяются методы, которые представлены на рис. 1. Не вдаваясь в подробности, отметим, что все существующие методы обогрева имеют свои недостатки, особенно недостатками характеризуются биообогрев, в то же время этот метод является пока еще самым распространенным. Основными недостатками этого метода являются:

1. Уменьшение запаса биотоплива.
2. Метод очень трудоемкий и не гигиеничный.
3. Температура обогрева не поддается регулированию.

Конечно, прогрессивным по сравнению с биообогревом является обогрев электрическим током, но как было отмечено выше все методы обогрева имеют определенные недостатки и поэтому не нашли пока широкого применения.

Если найти такой метод электрообогрева, который не имел бы те недостатки, которые имеют существующие методы, то этот метод, безусловно нашел бы широкое применение.

Для решения этого вопроса нами был применен известный в электротехнике метод, т. н. «эффект близости» и изготовлен т. н. коаксиальный нагреватель.

Конструкция такого нагревательного элемента была разработана кафедрой электротехники Гр. СХИ и представлена на рис. 2: 1 — обыкновенная водяная труба диаметром 15 мм (1/2 дюйма); 2 — оцинкованная катанка диаметром 4 мм и 3 — фарфоровые изоляторы, которые приклеи-

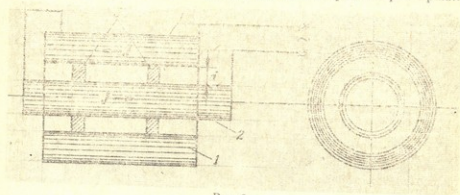


Рис. 2

ваются к катанке через каждый 20 см. Труба и катанка соединяются последовательно, так что в них проходит один и тот же ток, но в противо-

положных направлениях. Благодаря такому соединению глубина проникновения тока в проводе резко уменьшится, ток будет проходить почти по самой поверхности провода, вследствие чего сопротивление провода резко возрастет по сравнению с обычным сопротивлением. Прямо противоположный результат получится для трубы. Эффект близости приведет к тому, что с поверхности трубы ток будет «отсасываться» и более равномерно распределится по сечению (когда ток проходит только в трубе, то проявляется поверхностный эффект) и ясно, что сопротивление трубы уменьшается; но самое главное, как это эксперименты показали при определенном зазоре между трубой и проводом, при определенном диаметре провода и толщины трубы это «отсасывание» тока во внутрь трубы оказывается настолько сильным, что по наружной поверхности трубы ток практически будто не проходит, и поэтому падение напряжения на поверхности трубы становится таким малым, что практически им можно пренебречь, зато почти все напряжение оказывается приложенным к проводу.

Наши эксперименты показали, что если трубу и катушку одного нагревательного элемента соединить последовательно обычным способом то получаются сопротивления $R_{тр}=0,068$ ом, $R_{пр}=0,198$ ом, $R_{общ}=0,26$ ом, но, соединив их последовательно, так как это показано на рис. 2 получается такая картина $R_{тр}=0,025$ ом, $R_{пр}=0,49$ ом и $R_{общ}=0,52$ ом.

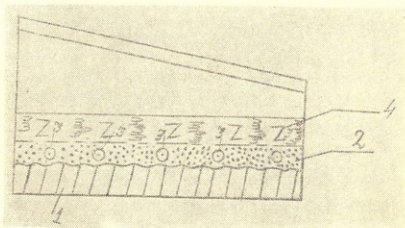


Рис. 3.

Тепловой расчет парника (размеры парника $10,5 \times 1,6 \times 0,85$ м) показал, что надо в парнике поместить 5 нагревательных элементов последовательно и при напряжении 50 в. В элементах проходит ток 30-35 а. Разрез парника показан на рис. 3. На этом рисунке 3 — нагревательный элемент. Для включения парников на напряжение 220 в. надо соединить последовательно 4 парника (т. е. 20 нагревательных элементов) и если в каждой фазе подключить 4 парника последовательно, то для напряжения 220/380 в. в каждой фазе надо включить 4 парника последовательно, а эти фазы соединить в звезду, нулевая точка которой будет надежно заземлена (на трубе от сети подается «о», а на проводе «фаза»); значит, для парников надо иметь в каждом случае отдельный фидер.

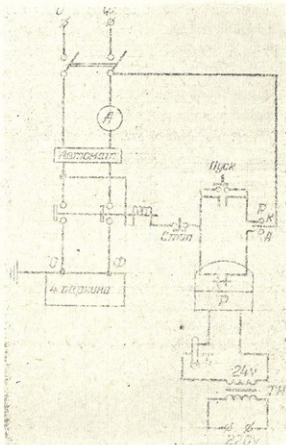


Рис. 4

Для автоматического регулирования температуры нами была разработана схема, которая приведена на рис. 4. На изменение температуры



реагирует контактный термометр (температуру реагирования которого можно менять по желанию) и который помещается в землю в четырех парниках, включенных последовательно в одну фазу.

Впервые такие нагревательные элементы для обогрева парников были применены в Дигомском учхозе Груз. СХИ. Четырехлетняя эксплуатация парника с коаксиальным нагревателем показала всестороннее преимущество этого метода. Нагревательные элементы работают без ремонта, расход электроэнергии незначительный и дает значительный экономический эффект.

Широко начали внедрять новый метод обогрева в Руис-болойском овоще-молочном совхозе Гардабанского района Груз. ССР. В этом совхозе парники включаются прямо на напряжение 220/380 в. Двухгодичная эксплуатация парников с электрообогревом и тут доказала преимущество нового метода обогрева как с качественной, так и с экономической стороны.

Проведенные теоретические и практические работы дают возможность сделать следующие выводы:

- 1) Такие нагреватели могут дать нужное количество тепла для выращивания овощей независимо от времени года.
- 2) Такой метод обогрева дает возможность поддерживать в парниках нужную температуру автоматически, в зависимости от вида овощей и от стадии их развития.
- 3) Повышает культуру производства и сильно уменьшается трудоемкая работа для выращивания овощей.
- 4) В том участке парника, где должны проводиться агротехнические мероприятия, установка абсолютно безопасна (имеется заключение института охраны труда и энергосбыта Грузглавэнерго).
- 5) Установку можно включить в сеть с напряжением 220/380 в., что очень удобно.
- 6) Внедрение нового метода обогрева дает большой экономический эффект, т. к. расход электроэнергии небольшой и установка может работать без капитального ремонта в течение нескольких лет (10-15 лет).
- 7) Обслуживание установки несложное.

Литература

1. Нейман А. Р., Демирчян К. С. — Теоретические основы электротехники, т. I-II, 1966.
2. Метрели В. И. — Электропривод и применение электроэнергии в с. х-ве (на груз. языке), 1966.
3. Пчелкин Ю. Н. — Использование электроэнергии в овощеводстве защищенного грунта, 1966.



Т. Е. КАЦАРАВА

К ВОПРОСУ ИЗУЧЕНИЯ КАПИЛЛЯРНЫХ ЯВЛЕНИЯ ГИДРОФИЛЬНЫХ ПОРИСТЫХ ТЕЛ

Установление закономерностей капиллярных явлений на основе научно-обоснованных методов исследований приобретает весьма большое значение для решения многих практических задач.

Известно, что капиллярно-пористые системы путем водопоглощения (выше связанной влаги) претерпевают понижение прочностных свойств, что обусловлено нарушением структурных связей при взаимодействии с водой как полярной жидкостью, отвечающие условиям термодинамического равновесия.

Весьма большой теоретический и практический интерес представляет изучение капиллярных свойств и связанных с ним последствий для глинистых грунтов-сорбентов, которые согласно концепции [2] могут быть отнесены к коллоидно-капиллярно пористым системам.

Изучение капиллярности грунтов необходимо для дорожного строительства, прогнозирования устойчивости оснований сооружений, проведения мероприятий по дренажу и комплекса других видов работ.

Несмотря на наличие многочисленных материалов данных наблюдений и ряд исследований теоретического характера, раскрытие физической сущности природы капиллярности на сегодняшний день находится в стадии изучения.

Можно сказать, что не существует усовершенствованной расчетной схемы, которая позволила бы установить общую закономерность передвижения влаги в пористых системах и в частности грунтах.

Это вызвано участием многочисленных переменных факторов в формировании процесса. В случае идеальной модели учет некоторых поверхностно-молекулярных эффектов [1] пригоден для качественной оценки явления, а никак не количественной.

Представленная работа предостерегает цель объяснения отдельных эмпирических факторов путем теоретических трактовок.

Представим, что передвижение влаги по отдельному капилляру для модели идеального грунта совершается под влиянием переизбытка потенциала, представляющего разность полной максимальной высоты капиллярного поднятия и текущей координаты y (рис. 1).

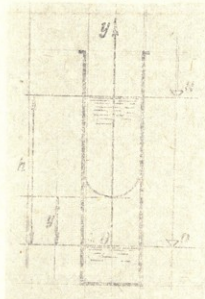


Рис 1.

Следует указать, что теоретические исследования по установлению закономерности движения воды в капиллярах весьма ограничены.

Скорость капиллярного передвижения согласно линейного закона фильтрации выражается:

$$V = kl = k \frac{h - y}{y} \quad (1)$$

Учитывая, что в отдельном капилляре истинная средняя скорость связана со скоростью движения в пористом теле по зависимости:

$$V = un = \frac{dy}{dt} \cdot n \quad (2)$$

где: n — пористость, то на основании (1) и (2) можно написать:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{k}{n} \frac{h - y}{y} \quad (3)$$

или

$$dt = \frac{n}{k} \cdot \frac{y dy}{h - y} \quad (4)$$

Интегрирование (4) уравнения при соблюдении граничного условия $y=0, t=0$, дает:

$$t = \frac{n}{k} h \left(\ln \frac{h-y}{h} \right)$$

Из дифференциального уравнения движения жидкости в капилляре средняя скорость движения вычисляется по следующей формуле [3]:

$$V = \frac{\gamma r^2}{8\mu} \left(\frac{2\sigma}{r\gamma} - 1 \right) \quad (6)$$

С использованием известных выражений для коэффициента фильтрации и высоты капиллярного поднятия при полном смачивании

$$k = \frac{\gamma}{8\mu} - r^2 n \quad \text{и} \quad h = \frac{2\sigma}{\gamma r}$$

зависимость (6) можно выразить в следующем виде:

$$V = \frac{k}{n} \left(\frac{h}{y} - 1 \right) \quad (7)$$

или

$$t = \frac{n}{k} \cdot \frac{y^2}{h-y} \quad (8)$$

Путем последующих преобразований зависимости (5) и (7) приводятся к выражениям, включающих одни и те же расчетные параметры.

Несмотря на принципиальное различие исходных расчетных схем, зависимости (5) и (8) в основном правильно отражают физическую картину явления.

Для численного сопоставления этих выражений воспользуемся критерием, представляющий отношение зависимостей (5) и (8):

$$A = \frac{h(h-y) \left(2,3 \lg \frac{h-y}{h} \right)}{y^2} \quad (9)$$

Изменение данной функции представлено на рис. 2. Очевидно, что ее можно аппроксимировать полиномом i -го порядка. Из графика видно, что при капиллярном поднятии в диапазоне от 10 до 70% своей конечной величины, результаты подсчитанные по зависимости (5) и (8) составляют разницу в 2-3 раза.

«Высота и скорость капиллярного поднятия воды в грунте, в первую очередь, зависят от величины и характера пор. Песчаные грунты подни-

мают воду быстро, на небольшую высоту, глинистые — медленно, но на большую высоту» [4].

Этот общеизвестный факт находит прямое качественное подтверждение на основании зависимости (7), если учесть, что изменение коэффициента фильтрации находится в непосредственной связи с гранулометричес-

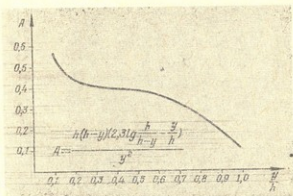


Рис. 2.

ким составом зернистого материала. В частности, при идентичных условиях он увеличивается с увеличением эффективного размера зерен и наоборот.

Здесь мы не касаемся существующих в природе проявления разнообразных форм капиллярности, обязанным поверхностно-молекулярным эффектам и фазовым преобразованиям, требующих особого теоретического объяснения.

Путем преобразования зависимости (5) имеем:

$$t = ah^2 \left(2,31g \frac{h}{h-y} - \frac{y}{h} \right) \quad (10)$$

Результаты конкретных подсчетов по этой зависимости для изменения высоты капиллярного поднятия от 50 до 2.0 метров в условных координатах иллюстрируется графически в логарифмической анаморфозе (рис. 3).

Нетрудно заметить, что скорость поднятия влаги в крупно-зернистых грунтах в первоначальной стадии процесса больше, чем в тонкодисперсных. В конце процесса сильное замедление движения, аналитически отвечающей достижениям конечной величины в безграничное время, обуславливает опережение передвижения влаги в тонкодисперсных грунтах, что до сих пор не отмечалось в литературе. Такое заключение следует

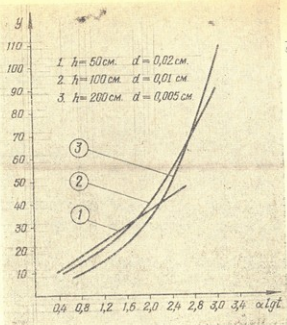


Рис 3.

признать вполне логичным с учетом особенности характера капиллярного передвижения влаги, согласующиеся с крайними условиями по выражениям (5) и (8), описывающие закономерность хода процесса.

Литература

1. Кацарова Т. Е. — К вопросу учета поверхностных сил при движении воды в капиллярах. Труды Груз. НИИГиМ, вып. 26, Тб., 1968.
2. Лыков А. В. — Явления переноса в капиллярно-пористых телах, ГИТЛ, М., 1954.
3. Порхаев А. П. — Коллоидный журнал, № 11, 1949.
4. Сергеев Е. М. — Общее грунтоведение, изд. МГУ, 1952.



И. М. ТЕГЕШИДЗЕ

К ВОПРОСУ НАТУРНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ НАНОСОНЕСУЩИХ ПОТОКОВ В ПРЕДЕЛАХ ОТСТОЙНИКОВ

Путем интегрирования одномерного уравнения взвесенесущих потоков, выведенных из гидродинамических зависимостей в работе [1] получены теоретические зависимости по назначению длины отстойников и изменения мутности потока вдоль сооружения:

$$l = \frac{Q^2}{2kwB} \ln \frac{S_{cp}^0}{S_{cp}^l} \quad (1)$$

$$S_{cp}^x = \frac{S_{cp}^0}{e^{xT}} \quad (2)$$

В зависимостях (1) и (2) приняты следующие обозначения:

$$T = \left(\frac{2kwB}{Q \cdot \sigma} \right) \quad (3)$$

$$\sigma = \frac{\rho^* - \rho}{\rho} \quad (4)$$

где ρ и ρ^* — соответственно плотности воды и частицы взвеси;

S_{cp}^0 и S_{cp}^l — соответственно средние по сечению концентрации взвеси в начальном и конечном створах отстойника;

k — экспериментальный коэффициент.

Остальные обозначения общеизвестные.

С целью проверки правомерности теоретических зависимостей, и для уточнения некоторых параметров входящих в эти соотношения, нами были проведены экспериментальные исследования на отстойниках:

1. Водоочистных станциях хоз. питьевого водоснабжения гг. Батуми и Кутаиси;

2. Водоочистных станциях технического водоснабжения гг. Тбилиси и Зестафони.



Проведенные исследования преследовали цели:

1. Установить эффективность работы отстойников по взвешенным наносам.
2. Получить необходимый материал, характеризующий режим и фракционный состав взвешенных наносов, поступающих в отстойник.
3. Изучить режим осаждения и фактическое распределение осадка по длине отстойника.
4. Проверить существующие методы расчета отстойников путем их сопоставления с данными натуральных наблюдений.

Основные исследования по изучению режима работы, проведенные на отстойниках состояли в следующем:

1. Пробы мутности воды брались по отдельным створам на трех вертикалях в каждом створе и по трем точкам на каждой вертикали одновременно. Пробы воды на мутность брались батометром-бутылкой объемом 0.7 л. По этим данным определялась суммарная мутность по сечению потока. Отдельные пробы подвергались фракционному анализу с делением на шесть фракций.
2. Одновременно со взятием проб воды на мутность замерялся расход воды в отстойнике.
3. Производились промеры глубин на всем протяжении отстойника по установленным в секциях рейкам с делением через 1 см.
4. Чтобы проследить за режимом наносов, брали пробы взвешенных наносов в отдельных створах по длине отстойников.

Пробы донных отложений в течение опыта брали один раз в каждом створе на осевых вертикалях специальным прибором. Эти пробы подвергались механическому анализу, с делением шести фракций.

Материалы полученные из наблюдений давали возможность определить:

1. Твердый взвешенный сток, вошедший в отстойник и прошедший через него, а также объем отложившихся в отстойнике взвешенных наносов.
2. Характер выпадения наносов, фракционный состав взвеси и его изменение по длине сооружения.
3. Закон изменения средней по сечению концентрации взвеси вдоль пути в пределах отстойника.

Расчетные теоретические зависимости (1) и (2), как было отмечено позволяют назначить длину отстойника и судить об изменении мутности потока вдоль пути, как в пределах отстойника, так и в руслах с равномерным режимом течения. Эти формулы дали удовлетворительное совпадение с данными натуральных измерений. На рисунке 2 даются некоторые результаты сравнения.



Следует отметить, что при сравнении теоретических данных с данными натурных измерений, значение экспериментального коэффициента k для этой зависимости, принимали постоянное для всей длины отстойника. Значения экспериментального коэффициента для определенного диапазона измерений изображено графически на рисунке 1.

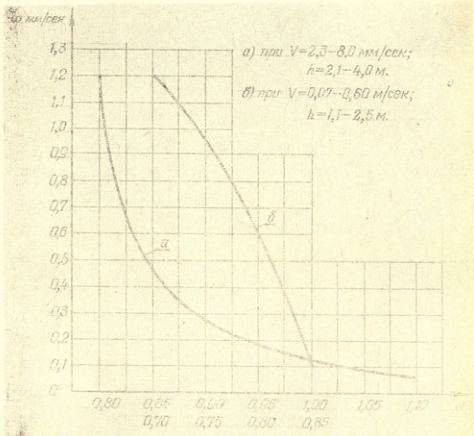
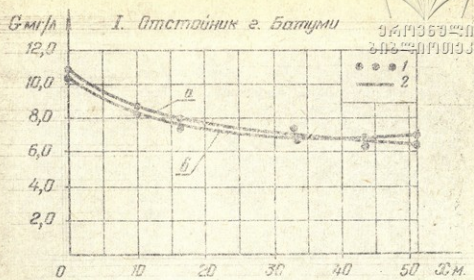


Рис. 1. График зависимости $k=f(w)$.

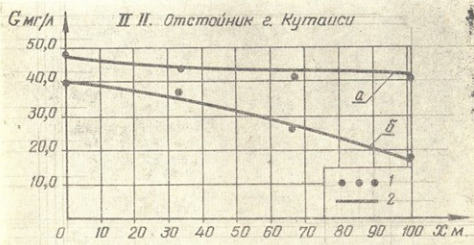
Для проверки правильности зависимостей (1) и (2) использованы также данные измерений η на других отстойниках [2, 3]. Приведенные на рис. 3, IV данные показывают, что рассчитанные по формуле мутности удовлетворительно совпадают с натурными измерениями на сооружениях.



94196920
30300101935



а. 19/VII-1969 г. $\omega = 0,12$ мм/сек; $V = 6,5$ мм/сек; $h = 3,5$ м.
 б. 17/VII-1969 г. $\omega = 0,10$ мм/сек; $V = 6,3$ мм/сек; $h = 3,5$ м.

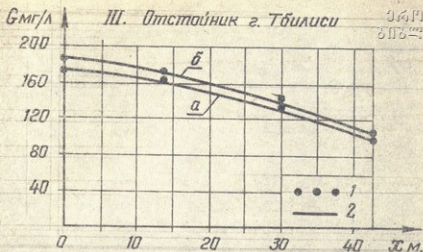


а. 23/VIII-1966 г. $\omega = 0,1$ мм/сек; $V = 5,1$ мм/сек; $h = 3,4$ м.
 б. 24/VIII-1969 г. $\omega = 0,11$ мм/сек; $V = 4,3$ мм/сек; $h = 3,3$ м.

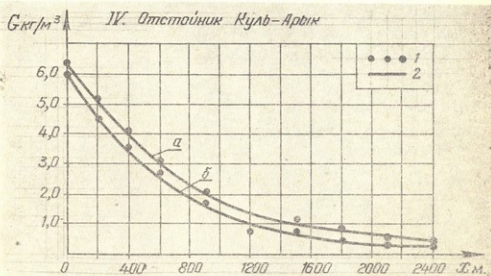
Рис. 2. Изменение мутности по длине отстойников.
 1 — данные натуральных наблюдений;
 2 — по расчету.



04405920
808-3110333



а. 22/X-1969 г. $\omega = 0,18$ мм/сек; $V = 2,8$ мм/сек; $h = 2,7$ м.
 б. 26/X-1969 г. $\omega = 0,19$ мм/сек; $V = 2,7$ мм/сек; $h = 2,7$ м.



а. 12/V-1941 г.; $\omega = 0,967$ мм/сек; $V = 0,23$ м/сек; $h = 1,57$ м.
 б. 14/V-1941 г.; $\omega = 0,176$ мм/сек; $V = 0,12$ м/сек; $h = 1,50$ м.

Рис. 3. Изменение мутности по длине отстойников.

- 1 — данные натуральных наблюдений;
- 2 — по расчету.

Литература



1. И. М. Гегешидзе — Гидравлический расчет водопроводных горизонтальных отстойников. Тр. Груз. НИИГиМ, вып. 27, Тб., 1969.
 2. Ч. Г. Нуриев — Исследование закономерностей движения взвешенных наносов в ирригационных отстойниках. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, Баку, 1966.
 3. А. Г. Хачатрян — Отстойники на оросительных системах. Сельхозгиз, М., 1957.
-



Д. С. ЦИКЛАУРИ

О КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ПОТОКА ВОДОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Для установления гидравлических условий транспортирования воздушных пузырьков струей (потоком) жидкости в вертикальной трубе, нельзя исходить из статического равновесия сил, а следует составить уравнение, учитывающее динамику рассматриваемого процесса.

При этом задача сводится к определению такого критического избыточного давления струи жидкости, которое должно превышать все действующие на пузырьки силы и прочие сопротивления. В этом случае струя будет способна сообщить воздушным пузырькам какую-либо малую скорость в направлении нисходящего (опускного) движения жидкости.

При опускном движении водовоздушной смеси в вертикальной трубе наблюдается несимметричное и непрерывное расщепление струи жидкости воздушными пузырьками. Очевидно, такое явление в двухфазном потоке будет обуславливать неравномерное распределение давлений в сечениях вертикальной трубы. В местах малых давлений со стороны воздушных пузырьков скорость жидких частиц и интенсивность продвижения пузырьков будут наибольшими. В тех областях (зонах), где пузырьки воздуха оказывают наибольшее давление струе жидкости, они будут всплывать вверх и увеличиваться в объеме. Объемное расширение пузырьков повлечет за собой уменьшение радиуса кривизны поверхности и энергии поверхностного натяжения пузырьков. Вследствие этого крупные пузырьки будут разрываться на мелкие и транспортироваться струей жидкости [1].

Нужно полагать, что область распространения хаотического состояния водовоздушной смеси должна быть тем меньше, чем больше давление и скорость потока жидкости.

Преодолевая эту область хаотичности, водовоздушная смесь должна более упорядочиться и принять режим установившегося движения [2].

Вертикальная составляющая равнодействующих сил, действующих со стороны струи жидкости на воздушный пузырек, направленная сверху

вниз, является для пузырька движущей силой. Эта сила должна уравновешиваться подъемной силой, сопротивлением формы (лобовым сопротивлением) и сопротивлением поверхностного трения пузырька.

Составим уравнение динамического равновесия сил, действующих на обтекаемый пузырек.

$$F_1 - P_2 - P_3 - P_4 = 0. \quad (1)$$

Здесь P_1 —подъемная сила, равная

$$P_1 = \gamma V, \quad (2)$$

где: γ —удельный (объемный) вес жидкости;

V —объем пузырька.

Проекция равнодействующей силы (P_2) нормальных давлений обусловленных вихреобразованием, возникающим за обтекаемым пузырьком, будет равна [3]:

$$P_2 = C_{\phi} \omega \gamma \frac{v_{\text{отн}}^2}{2g}, \quad (3)$$

где: C_{ϕ} —коэффициент лобового сопротивления (сопротивление формы);

ω —площадь миделевого сечения пузырька;

$v_{\text{отн}} = (v - u)$ —относительная скорость (здесь u —скорость пузырька в неподвижной жидкости).

Исследуя потенциальное обтекание единичного пузыря или «пробки» Думитреску, а позднее Девис и Тейлор [4] показали, что скорость всплывания определяется зависимостью:

$$\frac{v_{\text{отн}}}{\sqrt{gD}} \approx k, \quad (4)$$

где $v_{\text{отн}}$ —относительная скорость движения единичного крупного пузыря или пробки, м/сек;

k —коэффициент;

D —диаметр трубы.

Коэффициент k является величиной переменной, зависящей от числа Рейнольдса R_e , хотя для большинства сред может быть принят $k = 0,32$ [2].

Для труб диаметром 30—76 мм скорость сноса пузырей практически не зависит от давлений и составляет 0,15—0,24 м/сек [5, 6].

Равнодействующая сопротивлений поверхностного трения пузырьков определяется по известной формуле [4]:

$$P_3 = C_T S \gamma \frac{v^2 \sin \alpha}{2g},$$

где S —площадь поверхности пузырька;

C_T —коэффициент сопротивления поверхностного трения.

Проекция на то же направление движения массовой силы P_1 , действующей на пузырек, будет равна его весу:

$$P_4 = \gamma_{\text{воз}} V, \quad (6)$$

где $\gamma_{\text{воз}}$ —удельный вес воздуха.

Рассматривая предельное равновесие воздушного пузырька, при этом подставляя вышеприведенные выражения сил (2), (3), (5) и (6) в уравнение (1), получим:

$$\gamma V - C_\phi \omega \gamma \frac{(v-u)^2}{2g} - C_T S \gamma \frac{(v-u)^2}{2g} - \gamma_{\text{воз}} V = 0, \quad (7)$$

$$\text{где } V = \frac{\pi d^3}{6}; \quad \omega = \frac{\pi d^2}{4}; \quad S = \pi d^2$$

(здесь d —диаметр воздушного пузырька).

После соответствующих преобразований выражение (7) представится в следующем виде:

$$\frac{d}{6} \left(1 - \frac{\gamma_{\text{воз}}}{\gamma} \right) = \left(\frac{C_\phi}{4} + C_T \right) \frac{(v-u)^2}{2g}. \quad (8)$$

При этом обозначим v через v_{kp} , тогда критическую скорость потока жидкости можно найти из данного выражения:

$$v_{kp} = \sqrt{\frac{d(1 - \frac{\gamma_{\text{воз}}}{\gamma})g}{3A}} + U, \quad (9)$$

$$\text{где } A = \frac{C_\phi}{4} + C_T.$$

Численное значение коэффициента A не превышает 0,33, а поэтому принимаем $3A \approx 1$. Тогда окончательная критическая скорость рабочей струи будет равна:

$$v_{kp} = \sqrt{d(1 - \frac{\gamma_{\text{воз}}}{\gamma})g} + U. \quad (10)$$

Подъемную скорость воздушного пузырька можно определить по приближенной формуле [4]:

$$U \approx \sqrt{\frac{gd}{1,8}}. \quad (11)$$



где g —ускорение силы тяжести.

Из выражения (10) видно, что величина $v_{кр}$ является функцией диаметра воздушного пузырька. Предварительные расчеты и эксперименты показали [7, 8], что для транспортирования воздушных пузырьков при опускном движении смеси необходимо, чтобы у входного сечения вертикальной трубы скорость набегающей струи $v_{кр} \geq 0,4$ м/сек.

Литература

1. Б. К. Козлов — Труды ДАН, том ХСVII, № 6, 1954.
2. Ю. А. Сорокин — Труды ЦКТИ, вып. 59, Л., 1965.
3. Е. З. Рабинович — Гидравлика, М., 1963.
4. В. Г. Левич — Физико-химическая гидродинамика, М., 1959.
5. Дж. Бетчелер — Введение в динамику жидкости, М., 1973.
6. Д. Прайдтль — Гидромеханика, М., 1951.
7. Д. С. Циклаури — Гидрокомпрессоры, М., 1960.
8. Д. С. Циклаури — Труды ЦКТИ, вып. 59, Л., 1965.



Г. В. КВИМСАДЗЕ

О ВЛИЯНИИ КРИТЕРИЯ КИНЕТИЧНОСТИ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПЛОСКОМ ПОТОКЕ ПРИ ПОСТОЯННЫХ ЧИСЛАХ РЕЙНОЛЬДСА

Как известно, по современной теории гидравлических сопротивлений в общем виде коэффициент гидравлических потерь на трение имеет довольно сложную функциональную связь. Также известно, что для открытых потоков не учитываются возможные расхождения при определении коэффициента сопротивления на трение для бурных и спокойных потоков. Исследования последних лет некоторых авторов показывают влияние числа Фруда на коэффициент гидравлического трения. Введение критерия Фруда вызвано наличием свободной поверхности потока. По имеющимся данным влияние этого критерия начинает проявляться с переходом спокойного потока в бурный. Для изучения этого вопроса многими исследователями были выполнены экспериментальные работы, результаты которых оказались далеко не сходными как в количественном, так и в качественном отношении.

Как уже отмечалось выше, коэффициент гидравлического трения в общем виде имеет сложную функциональную связь, поэтому рядом исследователей были поставлены опыты в технически гладких руслах, что обуславливало создание гладкого сопротивления, которое в свою очередь давало возможность получения простейшей функциональной зависимости коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса.

Результаты рассмотренных нами работ некоторых авторов (Ю. П. Титов; Н. Г. Фазуллин; О. М. Аивазян) привели к несовместимым выводам. Например, Ю. П. Титов доказывает, что критерием изменения закономерности сопротивления в технически гладком открытом русле является число Фруда и что с переходом спокойного движения в бурное при постоянном гидравлическом радиусе с увеличением числа Фруда возрастает величина коэффициента сопротивления.

Несколько отличается от вышеуказанного суждения вывод, сделан-

ный Н. Г. Фазуллиным [3], который доказывает, что при движении жидкости в открытых руслах как в шероховатых так и гладких руслах существуют два критических значения чисел Фруда. О. М. Аивазян [1] по результатам своих экспериментов делает предположение о том, что спокойным и бурным потокам свойственны совершенно самостоятельные закономерности сопротивлений, но при этом для бурного потока автором был получен очень большой разброс опытных точек.

Принимая во внимание все выше сказанное мы задались целью сделать попытку для определения истинно существующих закономерностей гидравлических сопротивлений в технически гладких руслах. Для этого специально нами были выполнены опыты в двух прямоугольных лотках: в большом — длиной 12,0 м и шириной 0,8 м (дно из железобетонного, а борта стеклянные) и в малом — длиной 9,0 м шириной 0,29 м (дно и борта стеклянные). В опытах уклоны дна лотков менялись в диапазоне $i=0,00097 \div 0,033$; глубины потока $h_0=3,0 \div 10,0$ см; числа Фруда $Fr=0,3 \div 11,0$; а числа Рейнольдса $Re=20\ 000 \div 75\ 000$.

При обработке опытных результатов экспериментальные точки были нанесены на графиках с координатами $(1000\lambda) = f(Fr)$ (рис. 1), а также $lg(1000\lambda) = f(lg Re)$ (рис. 2). Опытные точки с одинаковыми значениями

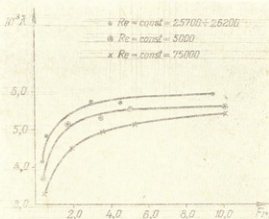


Рис. 1.

чисел Фруда были соединены прямыми линиями (изофруды. Например, опытные точки со значениями $Fr=9,7 \approx 10 \approx 10,12$ или $Fr=5,26 \approx 5,23 \approx 5,2$ и т. д.). Таким образом, были получены почти параллельные между собой линии-изофруды, которые, в свою очередь, находятся в непосредственной близости друг от друга, что говорит об очень маленьком расхождении численных величин коэффициента сопротивления при довольно большом диапазоне изменении чисел Фруда ($Fr=2,0 \div 10,0$) — для бурного потока. А что касается опытных точек соответствующих спокойному режиму потока

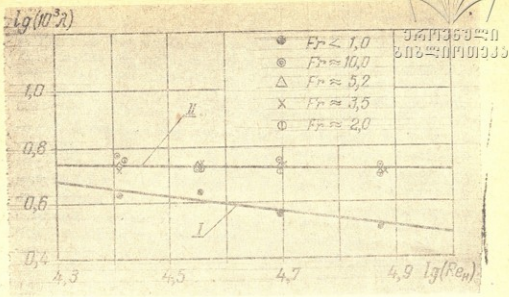


Рис. 2.

($Fr < 1$), то они вполне удовлетворительно расположились в непосредственной близости 1-ой прямой, построенной по формуле Зегжда.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = 4 \lg(Re \sqrt{\lambda}) R + 2,0 \quad (1)$$

Для спокойных потоков при определении коэффициента гидравлического сопротивления вполне приемлема зависимость Зегжда в виде формулы (1). Для бурных потоков в диапазоне чисел Фруда от 2,0 до 10,0 соответствует II прямая, которую можно записать в виде зависимости:

$$\lambda = \frac{0,0116}{Re^{0,918}} \quad (2)$$

На рис. 4 представлен график в координатах $1000\lambda = f(Fr)$. Кривые на этом графике соответствуют постоянным для каждой кривой числам Рейнольдса. Как видно из этого графика с возрастанием чисел Рейнольдса наблюдается уменьшение величин коэффициентов гидравлического трения, что доказывает о существовании гладкой зоны сопротивления. Также наглядно наблюдается зависимость коэффициента гидравлических потерь от режима движения потока т. к. каждая кривая, соответствующая постоянным значениям чисел Рейнольдса, по классической теории, должна была пройти параллельно оси абсцисс, что в данном случае не выдерживается и с переходом бурного режима на спокойный происходит резкое уменьшение коэффициента λ и наоборот с переходом от спокойного на бурный режим движения потока до некоторого значения числа $Fr = 3+4$

величина λ увеличивается с последующей очень плавной тенденцией возрастания.

Отличие нашего экспериментального исследования от существующих заключается в том, что опыты нами проводились для постоянных чисел Рейнольдса в то время, как числа Фруда менялись в довольно широком диапазоне (при $Re_1 = \text{const} = 25\,700$ числа Фруда менялись в диапазоне $Fr = 0,429 - 9,71$, при $Re_2 = \text{const} = 50\,000$ $Fr = 0,444 - 10,0$; при $Re_3 = 75\,000$ $Fr = 0,483 - 10,12$). Применение такой методики дало возможность наглядно убедиться в существовании различных закономерностей гидравлических сопротивлений для спокойных и бурных потоков. В противном случае все опытные точки, соответствующие как бурному, так и спокойному режимам движения должны были расположиться либо на 1 прямой, либо ее непосредственной близости. С помощью этой же методики нами была получена расчетная зависимость для определения коэффициента сопротивления при бурном режиме (диапазоне $Fr = 2,0 - 10,0$) в виде (2) формулы.

Литература

1. Айвазян О. М., Багдасарян С. С. — Сравнительное исследование гидравлического сопротивления в случае спокойных и бурных равномерных наэрированных открытых потоков в призматическом русле. Труды коорд. совещаний по гидротехнике, вып. 52, «Энергия», Ленинградское отделение. 1969.
2. Зегжда А. П. — Гидравлические потери на трение в каналах и трубопроводах. Л., 1957.
3. Фазули Н. Г. — О зависимости коэффициента гидравлического трения при течении воды в открытых руслах от числа Фруда, Сб. трудов № 5, вып. II, МИСИ, М., 1968.



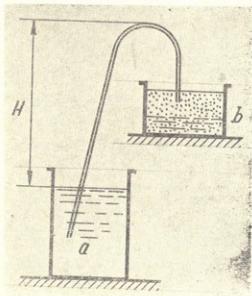
ბ. პლაგირაჟილი

სითხის აწევა გადაპირხვანა კაპილარული თვისებების გამოყენებით

კაპილარობა ზედაპირულ-მოლეკულური ეფექტებისა და ფაზური გარდაქმნების გამოვლინების კონკრეტული ფორმაა, იგი ფართო გამოყენებას პოულობს მეცნიერებისა და ტექნიკის სხვადასხვა დარგში.

მიუხედავად იმისა, რომ კაპილარობის ექსპერიმენტულ და თეორიულ შესწავლას საკმაოდ ხანგრძლივი ისტორია აქვს, მისი ფიზიკური ბუნება დღეისათვის არ შეიძლება ახსნილად ჩაითვალოს. ეს გარემოება გაპირობებულია მოვლენის შესწავლის განსაკუთრებული სირთულით, რაც თავის მხრივ, გამოწვეულია მოქმედ ფაქტორთა სიმრავლით, აღნიშნული მოქმედი ფაქტორები ხშირად არ ექვემდებარებიან ანალიზურ შეფასებას.

ჩვენი მიზანია დავადგინოთ კაპილარობის გამოყენების შესაძლებლობა კონკრეტული პირობებისათვის „უკუსიფონის“ მუშაობის პრინციპული სქემის გამოყენებით (იხ. ნახ. 1).



ნახ. 1.



კაპილარული მილის დიამეტრის სათანადო შერჩევით ყოველთვის იქნება შესაძლებელი დამსველებელი სითხე (a) რეზერვუარიდან H —სიმაღლეზე, რომლის შედეგად იგი გააგრძელებს მოძრაობას რილ უბანში და ჩამოედინება მიმღებ b რეზერვუარში, რომელიც შევსებულია სორბენტით.

საკიროა აღინიშნოს, რომ აზრი ამ იდეის პრაქტიკული რეალიზაციის შესახებ ეკუთვნის გრუნტების მექანიკისა და ფილტრაციის თეორიის ცნობილ სპეციალისტს კ. ტერცავს [2].

ჩვენ მიერ მოცემული სქემა წარმოადგენს გამოთქმული მოსაზრების განვითარებას და მიზნად ისახავს წყლის აწევას დაბალა ნიშნულებიდან მაღალზე. ჩავატაროთ წინასწარი საორიენტაციო გაანგარიშება.

ცალკეულ დასრილ კაპილარში სითხის მოძრაობის კანონზომიერებალამინარული რეჟიმის შემთხვევაში აისახება შემდეგი დიფერენციალური განტოლებით (1):

$$\frac{d^2 l}{dt^2} = \frac{1}{l} \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 + \frac{\delta M}{r^2 \rho} \frac{dl}{dt} + g \sin \varphi - \frac{2\sigma}{R \rho l} = 0 \quad (1)$$

ცდების ჩატარების ჩვეულებრივი პირობებისათვის მოცემულ განტოლებაში შეგვიძლია პირველი ორი წევრის უგულებელყოფა, როგორც მაღალირივის მცირეებისა დანარჩენებთან შედარებით, რაც საშუალო სიჩქარის განსაზღვრისათვის მოგვცემს შემდეგ დამოკიდებულებას:

$$\bar{v} = \frac{dl}{dt} = \frac{r^2 \rho}{\delta \mu} \left(\frac{2\sigma}{R \rho l} - g \sin \varphi \right) \quad (2)$$

- სიდაც: ρ არის სითხის სიმკვრივე;
 r —კაპილარის რადიუსი;
 μ —სიბლანტის დინამიკური კოეფიციენტი;
 σ —ზედაპირული დაკნელობის კოეფიციენტი;
 R —სიბრუნის რადიუსი;
 l —გადაადგილების სიგრძე;
 g —სიმძიმის ძალის აჩქარება;
 φ —კაპილარის პორიზონტთან დახრის კუთხე.

ცხადია, ხარჯი, რომელიც გადაიჭირბნება ერთი კაპილარის მიერ, იქნება მეტად უმათხევლო.

პრაქტიკული საჭიროების მიზნით საჭირო ხარჯის გადაჭირბნევა შეიძლება განსორციელებული იქნეს კაპილარების სისტემების მეხობებით, ამის მიღწევა შესაძლებელია ბუნებრივი სორბენტების, კერძოდ კი თხილვანი მინერალური გრუნტების გამოყენებით.

სრული დასველების შემთხვევაში ($R=r$), როდესაც ვერტიკალურ კაპილარულ გადაადგილებას აქვს ადგილი, უორშულა (2) ლამისის ცნობილი დამოკიდებულების გამოყენებით, შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი სწილი:

$$\bar{v} = \frac{4\gamma\sigma^2}{8\mu\gamma^2 h^2} \left(\frac{h}{l} - 1 \right) = 0,5 \frac{\sigma^2}{\mu\gamma h^2} \left(\frac{h}{l} - 1 \right)$$

მაღაც γ არის სითხის მოცულობითი წონა;

h — კაპილარული აწევის მაქსიმალური სიმაღლე.

ცხადია, ერთი კაპილარის ხარჯი ტოლი იქნება:

$$q = \bar{v} \omega \quad (4)$$

ბოლო n — კაპილარისა

$$Q = qn = \bar{v} \omega n \quad (5)$$

თუ კაპილარული გადაჭირვანა წარმოებს F ფართიდან, რომლის ფორთ-ანობა m -ის ტოლია. სიბრტყითი ფორიანობის მოცულობითთან ტოლობის პირობის საფუძველზე გვექნება:

$$\omega n = Fm$$

მაშინ მე-(5) ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$Q = \bar{v} Fm \quad (6)$$

მე-(3) ფორმულაში თუ ჩავსვამთ წყლის შესაბამისი ფიზიკური პარამეტრების ნორმატიულ სიდიდეებს, ფორიანობის საშუალო მნიშვნელობის მხედველობაში მიღებით $m=50\%$ -ს, (რაც შეესაბამება ბუნებრივი გარუნტების მრავალ სახესხვაობას) საბოლოოდ გვექნება:

$$Q = \frac{0,06 F}{h^2} \left(\frac{h}{l} - 1 \right) \quad (7)$$

პროცესის ნათლად წარმოდგენისათვის განვიხილოთ კონკრეტული მაგალითი.

დავუშვათ, რომ $h=70$ სმ, $l=35$ სმ, $F=6$ მ²;

ვიპოვოთ 30 საათის განმავლობაში გადაჭირნილი წყლის რაოდენობა, მე-7 ფორმულის თანახმად:

$$\begin{aligned} W = Qt &= \frac{0,06\omega}{h^2} \left(\frac{h}{l} - 1 \right) t = \frac{0,06 \cdot 6 \cdot 10^4}{4900} \left(\frac{0,7}{0,35} - 1 \right) \cdot 30 \cdot 3600 = \\ &= \frac{0,36 \cdot 6}{0,49} 108 \cdot 10^3 = 473 \text{ ლ} \end{aligned}$$

განხილული მაგალითის საფუძველზე შეგვიძლია დავასკვნათ, რომ გადაჭირნილი სითხის რაოდენობა საკმაოდ მნიშვნელოვანია და ეს მით უფრო საგულისხმოა, რადგან „კასკადის“ მოწყობის შემთხვევაში სითხის აწევა შეიძლება პრაქტიკულად ვაწარმოთ მნიშვნელოვან სიმაღლეზე.

აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ ხარჯის მიღებისათვის საჭიროა ოსმოსური წნევის, თერმული ან სხვა ზედაპირული ეფექტების გამოყენება.



მოცემულ სტატიაში რეკომენდებული მეთოდი სათანადო ტექნიკური ტული შემოწმებისა და დეტალური შესწავლის შემდეგ შეიძლება გამოიყენოს დაინერგოს პრაქტიკაში, როგორც თვითმარეგულირებელი ავტომატური მიკროდანიადგარებისათვის, ასევე საწარმოო-სამეურნეო მნიშვნელობის წყალმომარაგებისათვის.

ლიტერატურა

1. Порхаев А. П.—Динамика капиллярного движения, коллоидный журнал № 11, 1949.
2. Терцаги К.—Теория механики грунтов, Госстройиздат, М., 1961.





Р. В. СУЛАБЕРИДЗЕ, Т. Е. КАЦАРАВА

К ВОПРОСУ ИНВАРИАНТНОСТИ ФОРМ СВОБОДНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ВЕЛИЧИН ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ФИЛЬТРАЦИОННЫХ ПОТОКОВ

Многочисленные исследования по определению аналитического вида кривой свободной поверхности фильтрационных потоков не разрешили вопрос о независимости форм от свойств фильтрующей среды, в случае ламинарного режима движения.

В теории фильтрации без доказательства принимается, что кривая свободной поверхности для пористых систем с одинаковыми граничными условиями, но с различными свойствами среды, выраженный через интегральный показатель коэффициента фильтрации, численное значение которого изменяется в широком диапазоне, во всех случаях имеет одинаковое очертание. Такое положение часто опровергается, поскольку противоречит с результатами эксперимента. В силу этого возникает дискуссия о правомерности существующих рекомендаций по определению области фильтрации, имеющая первостепенное значение при назначении основных размеров различных землянных сооружений с соблюдением нормативных условий их устойчивости и долговечности.

Следовательно, раскрытие физической сути явления и выявление несовершенности отправных пунктов, на которых базируются существующие расчетные схемы, приобретает большой практический и теоретический интерес.

Представим прямолинейную земляную перемычку на горизонтальном водонепроницаемом основании.

Для произвольно выбранного сечения 1—1 относительно плоскости сравнения, совпадающий с осью x , согласно уравнению Д. Бернулли можно написать

$$y + \frac{\alpha v^2}{2g} = \text{const.} \quad (1)$$

В земляных сооружениях, в частности в плотинах, в большинстве случаев действующий градиент не превышает 1, т. е. определенным образом можно принять, что скорость, согласно линейного закона фильтрации, равнона коэффициенту фильтрации.

Если представить, что перемычка осуществлена из двух различных материалов, коэффициенты фильтрации которых разнятся между собой в

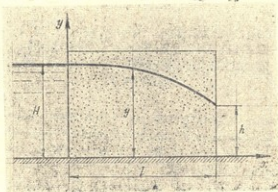


Рис. 1.

тысячу и более раз, но один из них не более $0,1$ см/сек., что соответствует области ламинарного движения*, то в выражении (1) второй член $\frac{av^2}{2g}$

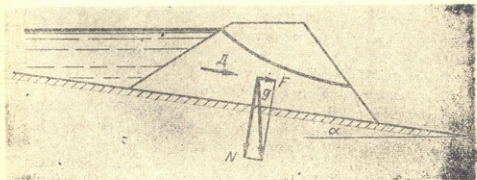


Рис. 2.

* Все существующие интеграторы ЭГДА и ЭЦВМ работают на основании использования линейного закона фильтрации, т. е. закона Дарси, что весьма ограничивает область рассматриваемых задач.

окажется несоизмеримой, малой высшего порядка, по сравнению с первым.

Тогда

$$y_1 + \frac{av_1^2}{2g} = \text{const}$$

и

$$y_2 + \frac{av_2^2}{2g} = \text{const} \quad (2)$$

и нетрудно заметить, что в рассматриваемом сечении $y_1 = y_2 = \text{const}$.

Таким образом, доказывается инвариантность кривой депрессии, от коэффициента фильтрации, подчиняющийся линейному закону распределения давления. В действительности, кривая депрессии зависит от свойств фильтрующей среды, что полностью затушовывается при формальном рассмотрении задачи с гидравлической точки зрения.

В исследовании [Л2] показано влияние капиллярной каймы на формирование уровня свободной поверхности, поскольку она передвигается вместе с основной нижней зоной фильтрационного потока.

Изменение формы кривой свободной поверхности за счет капиллярности, приведет к повышению высоты высачивания и соответствующего нарушения условия сохранения устойчивости откосов.

Опираясь на современные представления о поверхностно-молекулярных явлениях, другим более мощным фактором изменения формы кривой свободной поверхности, следует считать наличие интегрального, реологического показателя начального градиента фильтрации, обусловленного проявлением сдвиговой прочности тонких пограничных слоев воды, происходящего в результате взаимодействия тонкозернистых глинистых минералов с развитыми активными поверхностями.

Несмотря на сравнительную малость абсолютной величины сдвиговой прочности воды, которая по [Л1] составляет $5 \cdot 10^{-3}$ дин/см², величина начального градиента, в зависимости от усредненного размера водопроводящей поры, может достигнуть значения соизмеримых или превосходящих величин, действующих средних градиентов.

В связи с этим возникает необходимость количественного учета влияния начального градиента, как при определении контура области фильтрации, так и при условии формирования процесса, определяющего устойчивость земляных массивов-склонов на сопротивляемость к сдвигу.



При расчете устойчивости откоса, как известно, учитывается сила гидродинамического давления, представляющая сумму двух составляющих: силу гидростатического давления на скелет P и касательную силу трения T при равномерном режиме движения потока.

Определим эти силы.

Сила гидростатического давления, с учетом пористости фильтрующего грунта будет

$$P = \gamma \omega (1 - n) H \quad (3)$$

где: γ — объемный вес жидкости;

ω — общая площадь сечения фильтрующей среды;

n — пористость;

H — действующий напор.

Для сохранения величины гидростатического давления при наличии начального градиента в зависимость (3) следует включить фиктивную величину напора $H' = H + \Delta H$, тогда

$$P = \gamma \omega (1 - n) (H + \Delta H)$$

или

$$P = \gamma W (1 - n) (I + I_0) \quad (4)$$

где W — объем фильтрующей среды,

$I = \frac{H}{l}$ — градиент действующего напора;

$I_0 = \frac{H_0}{l}$ — начальный градиент напора;

l — длина пути фильтрации.

Вторая составляющая, — касательная сила трения, при равномерном движении потока определяется зависимостью

$$T = \gamma \frac{r}{2} I \cdot 2\pi r \cdot l \quad (5)$$

Из тех же соображений с учетом $n = \frac{\pi r^2 m}{\omega}$ получим

$$T = \gamma W n (I + I_0). \quad (6)$$

С учетом (4) и (5) получим силу гидродинамического давления в следующем виде:

$$D = \gamma W(I + I_0), \quad (7)$$

При $I_0 = 0$ выражение (7) приводится к обычному виду для определения силы гидродинамического давления

$$D = \gamma W I, \quad (8)$$

которая не учитывает свойств фильтрующей среды. Такая схематизация рассматриваемого процесса приводит к заниженным результатам и противоречит обычным представлениям. Кроме того, не позволяет раскрыть физическую сущность протекающего процесса.

С целью более наглядного представления результатов данной работы, рассмотрим следующую расчетную схему:

Имеем земляную насыпь на наклонную плоскость, осуществленную одним из обычных технологических способов.

Условия предельной устойчивости к сдвигу массива, по обычной методике, выражается зависимостью

$$F + D = fN \quad (9)$$

где F — касательная составляющая силы тяжести;

D — сила гидродинамического давления;

f — коэффициент трения;

N — нормальная составляющая силы тяжести.

Учитывая выражение (8) получим:

$$G \sin \alpha + \gamma W I = f G \cos \alpha, \quad (10)$$

где α — угол наклона плоскости к горизонту.

Введя обозначение $a = \frac{\gamma W I}{G}$ после некоторых элементарных преобразований

получим:

$$\alpha = \arcsin \frac{\sqrt{a^2 + (1 + f^2)(f^2 - a^2)} - a}{1 + f^2} \quad (11)$$

Рассмотрим численный пример: имеем

$I = 0,4$; $G = 360$ тн; $\gamma = 1$ т/м³; $f = 0,6$; $W = 180$ м³; $I_0 = 0,3$.

Определим величину a с учетом (8).

$$a = \frac{1 \cdot 180 \cdot 0,4}{360} = 0,2$$

тогда

$$\alpha = \arcsin \frac{\sqrt{0,04 + 1,36 \cdot 0,32} - 0,2}{1,36} = \arcsin 0,36 = 21^\circ 10';$$

Таким образом, предельному состоянию устойчивости массива к сдвигу соответствует угол наклона $\alpha = 21^{\circ}10'$.

Теперь рассмотрим ту же задачу с учетом силы гидродинамического давления, выраженной по (7). Величина a в этом случае будет

$$a = \frac{W(I+I_0)}{G} = \frac{1 \cdot 180 \cdot 0,7}{360} = 0,35$$

Угол наклона соответствующий предельному состоянию устойчивости массива к сдвигу:

$$\alpha = \arcsin \frac{\sqrt{0,122 + 1,35 \cdot 0,24} - 0,35}{1,36} = \arcsin 0,235 = 13^{\circ}30';$$

Сопоставление результатов полученных с использованием (8) и (9) показывает большую разницу, выражающийся 37%-ми.

Проведенный анализ и числовой пример расчета наглядно показывает необходимость уточнения существующих методов по определению влияния фильтрационных сил на условия устойчивости земляных массивов-сооружений.

Цель дальнейшего исследования заключается в апробации предложенных зависимостей путем разработки методики проведения соответствующих экспериментов.

Литература

1. Бондаренко И. Ф. — Учет следов сдвиговой прочности воды при расчете горизонтального дренажа. Докл. АН СХН, № 9, 1966.
2. Ведерников В. В. — Теория фильтрации и ее применение в области ирригации и дренажа. Стройиздат, 1939.



Г. Е. ТУГУШИ

К ТЕОРИИ САМОТЕЧНОГО ПОЛИВА

При поливе наблюдаются разновидности неустановившегося движения. При добегании поливной струи в данный створ, наблюдается т. и. длинная прерывная волна, характеризующаяся крутым, почти вертикальным фронтом (лбом) движения [2], если только головной расход больше расхода воды, просачивающейся в почву по всей длине потока. После добегания поливной струи в данном створе наблюдается т. и. длинная непрерывная волна наполнения. После прекращения подачи воды в голове наблюдается т. и. волна отлива. После добегания поливной струи до конца замкнутых поливных борозд и полос наблюдается образование т. и. волны подпора.

Динамические уравнения неустановившегося потока, как известно [7, 10., 14, 16, 17], выведены различными способами и более или менее отличаются друг от друга. После целого ряда допущений и упрощений, это уравнение приводится к нижеследующему виду, которое считается приемлемым к задаче полива [11, 17].

$$\frac{1}{g} V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{g} \frac{V}{w} q + \frac{\partial H}{\partial x} - i_0 + \frac{V^2}{C^2 R} = 0, \quad (1)$$

а уравнением неразрывности является

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} = \pm \tau, \quad (2)$$

где x — расстояние, t — время, $v(x, t)$ — средняя скорость, $R(x, t)$ — гидравлический радиус, $c(x, t)$ — коэффициент Шези; i_0 — уклон дна, g — ускорение силы тяжести, $q(x, t)$ — объем расхода на единице длины, который со своей стороны можно представить добавочным равенством

$$q(x, t) = \rho(x, t) k_f(\tau), \quad (3)$$

где $\rho(x, t)$ — активный смоченный периметр, $k_f(\tau)$ — скорость впитывания воды в почву, $\tau = t - t_*$ — время присутствия воды в данном створе, $t_* = t_*(x)$ — время добегания струи на расстояние x .

Кроме того, еще две функции связываются между собой добавочными равенствами:

$$Q(x, t) = V(x, t) \cdot \omega(x, t) \\ \omega = \omega(H) = \omega(H(x, t)) = \omega(x, t) \quad (5)$$

Задачей является проинтегрировать систему дифференциальных уравнений (1), (2), с учетом добавочных равенств [3], [4], [5] и определить как основные искомые функции — $H(x, t)$, $V(x, t)$, $t(x)$ и обратную этой функции $x(t)$, так и связанные с ними все остальные неизвестные функции, входящие в уравнения, а на их основе вывести разные аналитические расчетные зависимости (профиль увлажнения почвы, поливную норму и др.), которые необходимы для подбора рациональных элементов техники полива и оросительной сети.

Однако, строгое решение этой системы вообще невозможно из-за ее незамкнутости и других математических трудностей. Для решения указанной системы неминуемо дополнительное игнорирование некоторых членов уравнений, так и принятие заведомо заданных некоторых искомых функций. Известны некоторые методы [2, 7, 10, 14, 16] решение таких упрощенных конкретных задач, довольно успешно применяемые в гидротехнической практике, менее приемлемы к вопросу полива, т. к. их решения довольно сложные, громоздкие, часто не удается найти их в аналитическом виде, а что главное, по полученным результатам затруднительно правильно проанализировать действительно протекающие процессы и умело управлять ими.

Верный путь исследования сложных явлений, как указывал В. И. Ленин [1], связан с приближением его к таким простым и однородным объектам, закономерности движения которых допускают математическое выражение. При изучении сложного объекта считается целесообразным его упрощение, что конечно не обходится, в какой-то степени, без искажений оригинала. «Процессы познания законов функционирования сложных систем и управления ими, совершаются за счет вычленения в них более простых параметров, которые можно выразить как содержательно, так и количественно» [3].

Сам процесс познания при упрощении состоит в выяснении немногих, но наиболее фундаментальных характеристик сложного реального процесса, которые можно было бы сопоставить с простой математической моделью — «Глубокое понимание многих физических процессов может быть достигнуто на основе примитивных предположений об их сущности» [4].

По наставлению гениального А. Эйнштейна — «Если научная концепция неизбежно выходит за феноменологические рамки, значит при ее выборе должны быть естественность и минимальное по сравнению с другими теориями число произвольных допущений» [8].

Бывает и так, что найдя точное общее решение задачи, целесообразно упростить его — «Получив общий результат, всегда необходимо его упростить... Простые формулы легче запоминаются и чаще используются на практике» [9].

Исходя из указанных концепций, наиболее верным путем решения задачи полива, учитывая практические цели на сегодня, по-видимому, следует считать так называемые инженерные решения, которые основаны на тех или иных идеализациях, не вытекающих непосредственно из уравнения движения, но являющихся наиболее естественными и простыми. При таком решении следует предварительно проанализировать накопившуюся информацию, проверенную практикой, по некоторым компонентам, входящим в задачу.

Проанализировав результаты исследования советских и зарубежных ученых, выясняется [18, 19], что выражения средней скорости движения воды при поливе во всех случаях приводятся к общему виду

$$V = C_1 i_0^r R^p = C_0 R^p, \quad (C_0 = C_1 i_0^r) \quad (6)$$

где C_1 — коэффициент, отражающий шероховатость русла, r и p — показатели степени, колеблющиеся в пределах $r = \frac{1}{2} \div \frac{4}{3}$, $p = \frac{1}{3} \div 2$. В частности, по акад. А. Н. Костякову $C_1 = \frac{87}{\gamma} = 15 \div 50$, $r = \frac{1}{2}$ и $p = 1$.

Судя по литературным данным [6, 11, 13, 15, 16, 17, 19] теоретические и эмпирические формулы скорости впитывания воды в почву можно разделить на четыре общих вида:

$$\text{I. } k_t = \frac{k_n}{t^\alpha}, \quad \bar{k}_t = \frac{1}{t} \int_0^t k_t dt = \frac{k_0}{t^\alpha}, \quad \left(k_0 = \frac{k_n}{1-\alpha} \right). \quad (7)$$

$$\text{II. } k_t = \frac{k_n}{t^\alpha} + k_{\text{уст}}, \quad \bar{k}_t = \frac{1}{t} \int_0^t k_t dt = \frac{k_0}{t^\alpha} + k_{\text{уст}}. \quad (8)$$

$$\text{III. } k_t = A e^{-\beta t} + k_{\text{уст}}, \quad \bar{k}_t = \frac{1}{t} \int_0^t k_t dt = \frac{A}{\beta} \frac{1 - e^{-\beta t}}{t} + k_{\text{уст}}. \quad (9)$$

$$\text{IV. } k_t = A e^{-\beta t}, \quad \bar{k}_t = \frac{1}{t} \int_0^t k_t dt = \frac{A}{\beta} \frac{1 - e^{-\beta t}}{t}. \quad (10)$$

В этих выражениях k_t — скорость впитывания в момент t , \bar{k}_t — средняя скорость впитывания за время t , $k_{\text{уст}}$ — установившаяся скорость впитывания в конце процесса, e — основание натуральных логарифмов; k_n , k_0 , α , β , A — параметры, зависящие от свойств почвы, ее начальной влажности и ряда других факторов.

Исследование процесса полива начнем с рассмотрения простейшего случая: полив производится напуском по полосам; скорость вращения постоянная $K_t = K = \text{const}$; длина струи l достигла своего значения L , при котором головной расход Q равен расходу, просачивающемуся в почву; т. е. рассматриваем стационарный режим движения. В этом случае будем иметь:

$$q(x) = k \cdot \rho = kb = k \cdot l = \text{const} \quad (11)$$

$$\omega(x) = b \cdot H(x) = H(x) \quad (12)$$

$$R(x) = \omega(x) : b = H(x) \quad (13)$$

где b — ширина полосы, принимаемая в расчете за 1м , а уравнение неразрывности примет вид

$$\frac{dQ(x)}{dx} = -k \quad \text{или} \quad C_0(\rho+1)H^p dH = -k dx, \quad (14)$$

интегрированием которого при граничных условиях:

$$\text{при } x=0, \text{ тогда } H(0) = H_0, \quad Q(0) = Q_0 = C_0 H_0^{p+1} \quad (15)$$

$$\text{при } x=L, \text{ тогда } H(L) = 0, \quad Q(L) = 0;$$

получаем

$$H(x) = H_0 \left(1 - \frac{x}{L}\right)^{\frac{1}{p+1}} \quad \text{при } 0 \leq x \leq L \quad (16)$$

$$V(x) = C_0 H^p = V_0 \left(1 - \frac{x}{L}\right)^{\frac{p}{p+1}}, \quad 0 \leq x \leq L, \quad (17)$$

$$\text{где } L = \frac{Q_0}{k} \quad (18)$$

представляет собой вполне определенную явную физическую характеристику — возможную предельную длину струи.

Далее, решением очевидного уравнения механики

$$\frac{dx}{dt} = V(x)$$

определяем функцию $t(x)$ и ее обращенную $x(t)$. Исходя из физической сущности явления, заменяя в них x на l , получаем время добегающего фронта струи

$$t_l = t(l) = (p+1)L : V_0 \left[1 - \left(1 - \frac{l}{L}\right)\right]^{\frac{1}{p+1}} \quad \text{при } l \in [0, L] \quad (19)$$

и обращенная этой функции, длина струи

$$l_t = l(t) = L \left\{1 - \left[1 - \frac{V_0 t}{(p+1)L}\right]\right\}^{\frac{p+1}{p}}, \quad t \in \left[0, \frac{(p+1)L}{V_0}\right] \quad (20)$$



Это выражение имеет физический смысл, если только $0 < t < t_1$, а в противном случае, с дальнейшим увеличением t функции $w(x, t)$ начнет убывать и даже станет отрицательной величиной.

Распределение по длине толщины слоя воды, просочившейся в почву будет:

$$\begin{aligned}
 w(x, t) &= k\tau = k(t_1 - t_x) = \\
 &= k \frac{(p+1)L}{V_0} \left\{ \left[1 - \left(1 - \frac{l}{L} \right)^{p+1} \right] - \left[1 - \left(1 - \frac{x}{L} \right)^{p+1} \right] \right\} \\
 &\quad \text{когда } 0 \leq x \leq l \leq L, \quad 0 \leq t_x \leq l \leq t_1, \\
 w(x, t) &= w(0, t) - k \frac{(p+1)L}{V_0} \left[1 - \left(1 - \frac{x}{L} \right)^{p+1} \right], \\
 &\quad \text{когда } 0 \leq x \leq l \leq L, \quad 0 \leq t_x \leq t < \infty, \quad (w(0, t) = kt)
 \end{aligned} \tag{21}$$

Полученная таким образом схема механизма движения надземных и подземных потоков показана на рис. 1.

Как данное, так и другие известные выражения t_e , а также многочисленные опытные данные различных авторов достаточно хорошо аппроксимируются степенной функцией вида

$$t_e = at^v \tag{22}$$

где a и v , вообще, можно считать свободными параметрами, подбираемыми в каждом конкретном случае. Но так как скорость струи уменьшается по длине, очевидно, $v > 1$. А практика показывает, что $\frac{5}{4} < v < 1$.

При переменной скорости впитывания, ее среднее значение на длине l в момент $t = t_e$ будет

$$\bar{k}_l = \frac{1}{l} \int_0^l k_l(\tau) dx, \quad (\tau = t_1 - t_x), \quad \text{при } 0 \leq x \leq l, \quad 0 \leq t_x \leq t_1 \tag{23}$$

Это общее выражение для 1-го вида формул скорости впитывания примет вид:

$$\begin{aligned}
 \bar{k}_l &= \frac{1}{l} \int_0^l \frac{k_N dx}{(t_1 - t_x)^\alpha} = \frac{k_N}{l} \int_0^l \frac{dx}{(at^v - ax^v)^\alpha} = \frac{k_N}{t^\alpha} \frac{1}{l} \int_0^l \left[1 - \left(\frac{x}{l} \right)^v \right]^\alpha dx = \\
 &= \bar{k}_l \cdot D, \quad \text{где}
 \end{aligned} \tag{24}$$

$$D = (1-\alpha) \frac{1}{l} \int_0^l \left[1 - \left(\frac{x}{l} \right)^v \right]^{-\alpha} dx = (1-\alpha) \int_0^1 (1-z^v)^{-\alpha} dz, \quad \left(z = \frac{x}{l} \right). \tag{25}$$

Для различных значений α определялись значения функции D , по которым построил график (рис. 2). Для реально возможных значений $\alpha = 0,25-0,80$; D колеблется в узком пределе $0,78-0,84$.

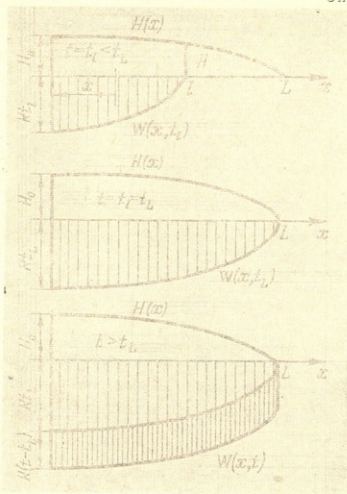


рис. 1.

Выясняется, что между α и β существует зависимость:

$$\alpha = 0,665 \beta^{0,075}$$

$$\beta = 2,04 \alpha^{3,74}$$

и

$$(26)$$

Для II-го, III-го и IV-го вида формул скорости впитывания выражения \bar{k}_1 соответственно будут:

$$\bar{k}_1 = \frac{k_0}{t^2} - D + k_{\text{уст}}$$

$$(27)$$

$$\bar{k}_l = \frac{A}{\beta} \frac{1 - e^{-\beta t}}{t} D + k_{\text{уст}}$$

$$\bar{k}_l = \frac{A}{\beta} \frac{1 - e^{-\beta t}}{t} \cdot D$$

При неустановившемся режиме движения, когда средняя скорость впитывания уменьшается с увеличением длины струи $l(t)$, возможная предельная длина струи L будет увеличиваться во времени по выражению

$$L = L(t) = \frac{Q_0}{k_l} \quad (3)$$

Уравнение свободной поверхности примет вид

$$H(x, t) = H_0 \left(1 - \frac{x}{L(t)} \right)^{1/2} \quad (31)$$

с которого описывается, как действительная поверхность на длине t , при $0 < x < l < L(t)$, так и мнимая поверхность на длине $(L-t)$ при $l < x < L$. Схема нех излома движения показана на рис. 3.

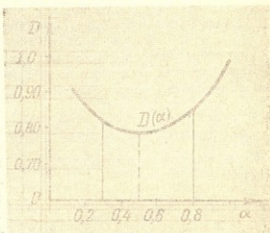


рис. 2.

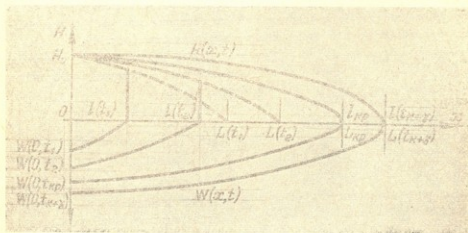


рис. 3.

Выражение длины струи в этом случае примет вид:

$$l(t) = L(t) \left\{ 1 - \left[1 - \frac{F_0 l}{(P+1)L(t_1)} \right]^{2+1} \right\} \quad \text{при } t < t_{sp} \quad (32)$$

Для того, чтобы это выражение имело физический смысл, должно соблюдаться условие

$$0 < \frac{V_0 t}{(p+1)L(t)} < 1$$

С увеличением времени значение этого выражения увеличивается и достигает своего предельного значения 1 в какой-то критический момент $t=t_{кр}$, при котором удовлетворяется условие:

$$\frac{V_0 t_{кр}}{(p+1)L(t_{кр})} = 1 \quad (34)$$

Из этого уравнения и определяется $t_{кр}$.

Когда скорость впитывания воды в почву выражается формулой 1-го вида, это уравнение принимает вид:

$$\frac{V_0 t_{кр} k_0 D}{(p+1) Q_0 t_{кр}^\alpha} = 1, \quad \text{откуда } t_{кр} = \left[\frac{(p+1) Q_0}{V_0 k_0 D} \right]^{\frac{1}{1-\alpha}} \quad (35)$$

Когда впитывание воды в почву выражается формулой второго вида, будем иметь:

$$\frac{V_0 t_{кр} k_0 D t_{кр}^{-\alpha} + k_{вер}}{(p+1) Q_0} = 1, \quad \text{т. е.} \quad \frac{(p+1) Q_0}{V_0} - k_{вер} t_{кр} = k_0 D t_{кр}^{1-\alpha} \quad (36)$$

Из этого последнего уравнения определяется значение $t=t_{кр}$, путем последовательного приближения или графически. Обозначая левую часть этого уравнения $Y_1(t)$, а правую $Y_2(t)$ и построив их график, пересечением этих графиков получаем искомое значение $t_{кр}$ (рис. 4).

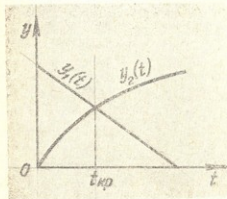


рис. 4.

Когда впитывание воды в почву выражается формулой III вида, будем иметь:

$$\frac{V_0 t \left[\frac{A}{\beta} D \frac{(1-l^{-\beta t})}{t} + k_{вер} \right]}{(p+1) Q_0} = 1 \quad (37)$$

Из этого последнего уравнения определяется значение $t=t_{кр}$, путем последовательного приближения или графически, как это было показано выше.

Когда впитывание воды в почву выражается формулой IV вида, будем иметь:

$$t_{кр} = -\frac{1}{\beta} \ln \left[1 - \frac{\beta}{A \cdot D} \frac{(p+1) Q_0}{V_0} \right] \quad (38)$$

В момент времени $t_{кр}$ длина струи также станет критической и согласно выражения (32) будет

$$l_{кр} = l(t_{кр}) = L(t_{кр}) = \frac{Q_0}{k_l(t_{кр})} \quad (39)$$

После критического момента длина струи будет:

$$l(t) = L(t) = \frac{Q_0}{k_l(t)} \quad (40)$$

А до критического момента длина струи определяется выражением (32), которое можно представить в следующем виде:

$$l(t) = L(t)n_1(t), \quad \text{когда} \quad t \leq t_{кр}, \quad l \leq l_{кр} \quad (41)$$

$$\text{где} \quad n_1(t) = 1 - \left[1 - \frac{V_0 t}{(p+1)L(t)} \right]^{p+1}, \quad \text{при} \quad 0 \leq t \leq t_{кр} \quad (42)$$

Подставляя в это выражение значение $L(t) = \frac{Q_0}{k_l}$, т. е. значение \bar{k}_l для вышеуказанных четырех видов формул скорости впитывания, соответственно получим:

$$n_1(t) = 1 - \left[1 - t^{1-\alpha} \frac{V_0 k_0 D}{(p+1)Q_0} \right]^{p+1} = 1 - \left[1 - \left(\frac{t}{t_{кр}} \right)^{1-\alpha} \right]^{p+1}, \quad (43)$$

$$n_1(t) = 1 - \left[1 - \frac{V_0}{(p+1)Q_0} \left(D k_0 t^{1-\alpha} - k_{y_0} t \right) \right]^{p+1}, \quad (44)$$

$$n_1(t) = 1 - \left\{ 1 - \frac{V_0}{(p+1)Q_0} \left[\frac{A}{\beta} D \left(1 - l^{-\beta t} \right) + k_{y_0} t \right] \right\}^{p+1}, \quad (45)$$

$$n_1(t) = 1 - \left[1 - \frac{V_0}{(p+1)Q_0} \frac{A}{\beta} D \left(1 - l^{\beta t} \right) \right]^{p+1} \quad \text{при} \quad t \leq t_{кр}. \quad (46)$$

Значение функции $n_1(t)$, названное нами функцией замедления скорости движения изменяется от 0 при $t=0$ до 1 при $t \geq t_{кр}$.

Математическое исследование функции $n_1(t)$ показывает, что она является монотонно возрастающей, обращенной вогнутостью вниз непрерывной функцией, наклон касательной которой при $t=0$ вертикален, постепенно уменьшается и при $t=t_{кр}$ становится горизонтальным. Ее влияние, в начальный момент очень большое, интенсивно уменьшается и с момента $t=t_{кр}$ совершенно прекращается.

Исследование показывает, что вообще функции $n_1(t)$ довольно хорошо аппроксимируются простыми формулами следующих видов:

$$n_1(\eta) \rightarrow 1 - \left(1 - \eta^{\delta_1} \right)^{\delta_2}, \quad 0 \leq \eta = \frac{t}{t_{кр}} \leq 1, \quad 0 < \delta_1 < 1, \quad 1 < \delta_2 < 2 \quad (47)$$

$$n_1(\tau) = \eta^{\delta}, \quad 0 < \delta < 1$$

$$n_1(\eta) = 1 - (1 - \sqrt{\eta})^{\delta_2}$$

$$n_1(\eta) = [1 - (1 - \eta)^2]^{\delta_2}, \quad 0 < \delta_2 < 1 \quad (50)$$

$$n_1(\eta) = \sqrt{1 - (1 - \eta)^2} \quad (51)$$

Распределение по длине толщины слоя воды, просочившейся в почву, определяется по выражению:

$$w(x, t) = w_{\tau} = \bar{k}_l(\tau) \cdot \tau = \bar{k}_l(\tau) \cdot (t - t_x), \quad (52)$$

т. е. в формуле w_l вместо t подставляется $\tau = t - t_x$, или формуле k_l вместо t подставляется τ и умножается на τt_x определяется по вынеполученным формулам $l(t) - (32), (40), (41)$, в которых вместо t надо подразумевать x , а вместо $t - t_x$.

Исследование показывает нижеследующее:

Функция $H(x, t)$ является монотонно убывающей непрерывной функцией выпуклостью вверх, наклон касательной которой постепенно увеличивается по длине и в точках соответствующих предельной длине струей L становится вертикальной, а в фиксированных створах x , наоборот, уменьшается с увеличением времени.

Функция $l(t)$ в области $t \in [0, \infty]$ является вогнутой вниз монотонно возрастающей непрерывной функцией

Функция $V(t) = \frac{dl}{dt}$ в области $t \in [0, \infty)$ является выгнутой вверх монотонно убывающей непрерывной функцией, наклон касательной которой вертикален при $t=0$ и постепенно уменьшается с увеличением t , но однако в точке $t=t_{sp}$ она имеет две касательные.

Функция ускорения $\frac{\partial V}{\partial t} = \frac{\partial^2 l}{\partial t^2}$ в момент $t=t_{sp}$, т. е. в критической точке, претерпевает конечный разрыв. Эта точка является особой, так называемой точкой излома (5), в которой кривая $V(t)$ «скачком» изменяет свое направление.

Функция $w(x, t)$ является монотонно убывающей непрерывной функцией, обращенной выпуклостью в направлении к оси w . Касательная ее, функция $\frac{\partial w}{\partial x}$, горизонтальна при $x=0$, постепенно увеличивается и становится вертикальной при $x=l$. Однако, в критической точке (t_{sp}, t_{sp}) кривая $w(x, t)$ имеет две касательные. Функция $\frac{\partial w}{\partial x}$ в этой точке претерпевает конечный разрыв, т. е. указанная точка является особой точкой излома.

Таким образом, в процессе полива различаются две фазы. В первой фазе — до критического момента головной расход воды больше, чем рас-



ход воды, просачивающейся в почву, струя характеризуется вертикаль-
ным лбом, постепенно уменьшаясь по длине. Во второй фазе $0 < x < l < l(t) = \frac{Q_0 t^\alpha}{k_0 D}$
ческого момента эти расколы равны между собой, а высота $0 < \eta < \frac{t}{t_{kp}}$
Переход от первой фазы во вторую происходит непрерывно и плавно.

Важно отметить, что в одном из частных случаев, когда скорость вни-
тывания выражается формулой А. Н. Костякова и $\rho = 1$, получаются:

$$H(x, t) = H_0 \sqrt{1 - x \frac{k_0 D}{Q_0 t^\alpha}} \quad \text{при} \quad 0 < x < l < l(t) = \frac{Q_0 t^\alpha}{k_0 D}; \quad (53)$$

$$t_{kp} = \left(\frac{2Q_0}{V_0 k_0 D} \right)^{\frac{1}{1-\alpha}}, \quad l_{kp} = \frac{Q_0 t_{kp}^\alpha}{k_0 D} = \frac{Q_0}{k_0 D} \left(\frac{2Q_0}{V_0 k_0 D} \right)^{\frac{\alpha}{1-\alpha}}; \quad (54)$$

$$n_1(t) = 2\eta^{1-\alpha} - \eta^{2(1-\alpha)}, \quad \bar{n}_1(t) \sim \eta^2 \quad \text{при} \quad 0 < \eta = \frac{t}{t_{kp}} < 1; \quad (55)$$

$$l(t) = \frac{Q_0 t^\alpha}{k_0 D} n_1(t) \div \frac{Q_0 t^\alpha}{k_0 D} \bar{n}_1(t) \quad \text{при} \quad t < t_{kp}, \quad l < l_{kp};$$

$$l(t) = \frac{Q_0 t^\alpha}{k_0 D} \quad \text{при} \quad t > t_{kp}, \quad l > l_{kp} \quad (56)$$

$$t_l = t(l) \div \left(l \frac{k_0 D t_{kp}^\alpha}{Q_0} \right)^{\frac{1}{\alpha+2}}, \quad \text{когда} \quad l < l_{kp} \quad \left. \vphantom{t_l} \right\} \quad (57)$$

$$t_l = \left(l \frac{k_0 D}{Q_0} \right)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad \text{когда} \quad l \geq l_{kp}$$

$$w(x, t) = k_0 t^{1-\alpha} \left[1 - \frac{1}{t} \left(x \frac{k_0 D t_{kp}^\alpha}{Q_0} \right)^{\frac{1}{\alpha+2}} \right]^{1-\alpha}, \quad \text{когда} \quad 0 < x < l_{kp} \quad \left. \vphantom{w} \right\} \quad (58)$$

$$w(x, t) = k_0 t^{1-\alpha} \left[1 - \frac{1}{t} \left(x \frac{k_0 D}{Q_0} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \right]^{1-\alpha}, \quad \text{когда} \quad \left. \begin{array}{l} l_{kp} \leq x < \infty, \\ t_{kp} \leq t < \infty \end{array} \right\}$$

$$V(t) = \frac{dl}{dt} = V_0 - \frac{2-\alpha}{4} \frac{V_0^2 k_0 D}{Q_0} t^{1-\alpha}, \quad \text{когда} \quad t \leq t_{kp}, \quad \left. \vphantom{V} \right\} \quad (59)$$

$$V(t) = \frac{\alpha Q_0}{k_0 D} \frac{1}{t^{1-\alpha}}, \quad \text{когда} \quad t > t_{kp}$$

Поливные нормы:

$$m_{\partial p}(t) = t Q_0 : l(t) = t^{1-\alpha} k_0 D : n_1(t), \quad \text{когда} \quad t \leq t_{kp} \quad \left. \vphantom{m} \right\} \quad (60)$$

$$m_{\partial p}(t) = t^{1-\alpha} k_0 D, \quad \text{когда} \quad t > t_{kp}$$

$$m_{зр}(l) = \frac{Q_0 t(l)}{l} \approx \left(\frac{l}{Q_0}\right)^{\frac{1}{\alpha+\delta}-1} \left(k_0 D t_{кр}^{\frac{3}{\alpha}}\right)^{-\frac{1}{\alpha-\delta}}, \quad \text{когда } l < l_{кр}$$

$$m_{зр}(l) = \frac{Q_0 t(l)}{l} = \left(\frac{l}{Q_0}\right)^{\frac{1}{\alpha}-1} \left(k_0 D\right)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad \text{когда } l > l_{кр}$$

$$m_{кв} = m_{зр} \cdot n_1(t) \quad (62)$$

В логарифмической системе координат функция $l(t)$ в точке $(lg l_{кр}, lg t_{кр})$ претерпевает перегиб или перелом (рис. 5).

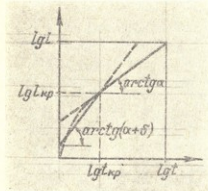


рис. 5.

Отличие вышеполученных зависимостей от широкоизвестных формул акад. А. Н. Костякова [12], объясняется тем, что А. Н. Костяков не различал две фазы движения и не учитывал различие между \bar{k}_l и \bar{k}_t . Принятая расчетная схема полива соответствовала лишь второй фазе движения, а для распространения полученных зависимостей на весь процесс был введен поправочный коэффициент n , значение которого по

указанию автора $n > 1$ ($n=1,3$) и с увеличением продолжительности полива уменьшается ($n \rightarrow 1$). Но выясняется, что n является функцией

$$n = n_1 : n_1(t) \quad (63)$$

значений, которые изменяются в весьма широких пределах от $+\infty$ при $t=0$, до 1 при $t > t_{кр}$. Учитывая влияние найденной функции, выражение скорости движения лба струи $\frac{\partial l}{\partial t}$ уже не подвергается бесконечному разрыву при $t=0$, $V(0) = \infty$, а сохраняет физический смысл ($v(0) = v_0$). Таким образом, все расчетные зависимости полива уточняются, совершенствуются и обобщаются.

Литература

1. Ленин В. И. — Материализм и эмпириокритицизм. Соч. т. 14. Госполитиздат, 1956.
2. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. — Гидравлика. Госэнергоиздат, М.-Л., 1954.
3. Анчурин Т. А., Веденев М. Ф., Сачков Ю. В. — Познавательная роль математического моделирования. Изд-во «Знание», М., 1968.



4. Беллман — Вопросы регулирования с адаптацией. Изд-во «Наука», М., 1964.
 5. Бронштейн И. Н. и Семендяев К. А. — Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Изд-во техн.-теорет. литературы, М., 1953.
 6. Будаковский А. И. — Впитывание воды в почву. Изд-во АН СССР, М., 1955.
 7. Грушевский М. С. — Волны попусков и паводков в реках. Гидрометиздат, Л., 1969.
 8. Эйнштейн А. — Собр. научных трудов, т. IV, стр. 266—267, М., 1968.
 9. Зельдович Я. Б. — Высшая математика для начинающих и ее приложения к физике. Изд-во «Наука», 1968.
 10. Картвелишвили Н. А. — Неустановившиеся открытые потоки. Гидрометеоздат, Л., 1968.
 11. Киладзе Р. М. — К вопросу гидравлического расчета полосового полива. Труды ГрузНИИГиМ, вып. 2, Тбилиси, 1966.
 12. Костяков А. Н. — Основы мелиорации. Сельхозгиз, М., 1960.
 13. Лактаев Н. Т. — Проект методических указаний для проведения полевых опытов по изучению техники бороздкового полива, камеральной обработке результатов и обоснование этих указаний (рабочие гипотезы). Изд. «Наука», Узб. ССР, Ташкент, 1965.
 14. Петров А. Г. — Движение жидкости с изменением расхода вдоль пути. Стройиздат, М.-Л., 1951.
 15. Роде А. А. — Основы учения о почвенной влаге, т. I, Гидрометеоздат, Л., 1965.
 16. Соколовский Д. А. — Речной сток. Гидрометеоздат, Л., 1968.
 17. Стокер Дж. — Волны на воде. Изд. иностр. л-рым, М., 1959.
 18. Тугуши Г. Е. — Новые исследования по теории наземного полива. Тр. Груз. СХИ, т. XXXII—XXXIII, Тбилиси, 1972.
 19. Хортон Роберт Е. — Эрозионное развитие рек в водосборных бассейнах. Изд. ин-лит., М., 1948.
-



ა. ნახარაძე

**დასავლეთ საქართველოს სუბტროპიკული ზონის, შავი ზღვისპირა
 დაბლობი რაიონების მარტოხეობიანი ნიადაგებში ხეობის
 დინამიკის გამოყენების შედეგები**

დასავლეთ საქართველოს სუბტროპიკული ზონის, შავი ზღვისპირა დაბლობი რაიონების, ინტენსიური სუბტროპიკული სოფლის მეურნეობის წარმოების პირობებში, სასოფლო-სამეურნეო სავარგულების ძირითადი ნაწილი სუბტროპიკულ კულტურებს (მაი, ციტრუსებო ტუნგი, კეთილშობილი დაფნა, ფეიხოა და სხვ.) უკავია. მარცვლელი და სხვა ერთწლიანი კულტურები კი შედარებით მცირე ნაწილზე ითესება. მათ ქვეშ ახალი ფართობების ათვისების ერთადერთ რეზერვს, აღნიშნული ზონის მდინარეთა ნოდის კარბტენიანი და პერიოდულად გაჰარბტენიანებული ნიადაგები წარმოადგენენ. ეს ნიადაგები კარბტენიანდებიან ძირითადად უხეი ატმოსფერული ნალექებით. ამიტომაც აქ ნათეს კულტურათა მოსავლიანობა ძალზე დაბალია, ხშირია სრული მოუსავლიანობაც, იმის გამო, რომ მარტო დამშრობი ღია არხების ქსელი ვერ უზრუნველყოფს ქსელის თარგის ფარგლებში, ნიადაგში სათესი კულტურებისათვის საჭირო წყალ-ჰაერულ რეჟიმს. ასეთ სავარგულებზე მარცვლელ კულტურათა მაღალი და მყარი მოსავლის მისაღებად აუცილებელია თვით თარგის შიგა ფართობებიდან კარბი ტენის გამყვანი მოწყობილობა, რომელიც ხელს უნდა უწყობდეს აღნიშნული ნიადაგების წყალმართავი და ფიზიკური თვისებების გაუმჯობესებას, ნიადაგის ღრმა ფენებში მიკრობიოლოგიური პროცესების გააღვივებას, კულტურების ქვეშ შეტანილი სასუქების ეფექტიანობის ამაღლებას და ნიადაგში მცენარისათვის სასურველი წყალ-ჰაერული რეჟიმის შექმნას. მისი მოწყობა-აღდგენა მექანიზებული წესით უნდა წარმოებდეს. ყველა ამ მოთხოვნათა გათვალისწინებით, დაბლობის კარბტენიანი ნიადაგების მელიორაციის მიზნით, ჩვენ მიერ ჩატარებულ იქნა ცდები სხვადასხვა სახის მელიორაციულ ლონისძიებებზე, რომელთაგან ერთწლიან კულტურებში კარგი შედეგი მოგვცა ხვრელისებრი ღრენაის გამოყენებამ. ცდებს ვატარებდით ორ ვარიანტად ხუთჯერადი გამოვრებით, სიმინდისა და სოიის კულტურების ქვეშ შემდეგი სქემის მიხედვით:



1) ზერელისებრი ღრენაი — 2-დან 3-მდე ღრენთა შორის მანძილებით და 50-დან 60 სმ-მდე სიღრმეზე მოწყობით;

2) საკონტროლო—ღრენიერების გარეშე. ვიკელედიტ ღრენებში ვარბი ტენის მოცილებაზე და ნიადაგში წყლის (ლევერების) დონეთა დგომის ღრენებში დაკვირვებით, რომ ღრენებიდან ჩამონადენი მოდულის წლიური მაქსიმუმი $\mu = 2,85$ ლ/წმ 1 ჰექტარიდან და ნიადაგის წყლები სავეგეტაციო პერიოდში 25—30 სმ-ზე დაბლა დგება; ვიდრე უღრენაიო ვარიანტის დანაყოფებზე.

საერთოდ ცნობილია, რომ ამა თუ იმ ღრენისძიების დადებით გავლენას ყველაზე მეტად ნათელყოფს იმ კულტურის მოსავლიანობა, რომლის ქვეშაც იცდებოდა ესა თუ ის ღრენისძიება. მოსავლიანობის აღრიცხვის შედეგები ვარიანტების მიხედვით მოცემულია 1-ელ ცხრილში.

მელიორაციული ღრენისძიების ეკონომიურ ეფექტიანობაზე დიდ გავლენას ახდენს ამ ღრენისძიების მომსახურების ხანგრძლივობა (მისი მოქმედუნარიანობის ხანგრძლივობა, გამძლეობა, ანუ მდგრადობა). აღნიშნულ პირობებში ზერელისე-

ცხრილი 1

ზერელისებრი ღრენათა გავლენა სასოფლო-სამეურნეო კულტურათა მოსავლიანობაზე (საშუალო ხუთი განმეორებიდან)

კულმურნეობების მასობების და კულტურების დასახელება	წლები	მოსავლიანობა ც/ჰა-ზე		მოსავლიანობის შატება	
		ღრენ-არბულზე	საკონტროლზე	ც/ჰა-ზე	%
სოფ. ლიხაურის ღრენის სახ. კულმურნეობა	I	37,70	24,67	13,03	52,5
	II	38,89	24,83	14,06	56,6
	III	40,70	26,30	14,40	54,7
	IV	39,01	24,90	14,11	56,6
სოფ. შერის კიროვის სახ. კოლ-ბა	I	39,70	26,70	13,00	52,5
	II	41,20	26,90	14,30	53,9
1) შერის დაბლობი—სიშინდი, სოია,	I	50,2	37,00	13,20	40,1
	II	51,3	35,20	17,10	47,1
სოფ. გურიანთის ფ. შახარაძის სახ. კოლ-ბა	I	40,70	26,30	14,40	54,7
	II	34,90	21,50	13,40	62,3
	I	37,70	24,80	12,90	52,0
	II	42,70	26,50	16,61	60,5
1) ჭეშვილების შერე—სიშინდი	I	64,20	42,20	22,00	52,13
	II	53,60	40,50	13,00	32,2
	III	21,50	17,90	3,6	20,2
2) ლევიანის დაბლობი—სიშინდი, სოია	I	52,00	29,90	22,10	79,9
	II	40,20	32,00	8,20	25,0
	III	70,10	53,00	17,10	32,8
ქაბულეთის ოქტომბრის სახ. კოლ-ბა	I	49,20	35,30	13,90	39,3
	II	35,40	21,20	14,10	66,2
3) შავი ღელის დასივზე—სიშინდი	I	43,10	29,90	13,20	44,1
	II	50,30	34,70	16,10	47,0
	III	44,50	30,20	14,30	44,0



ბრი დრენაჟის მდგრადობის გამოკვლევას ვატარებდით ადრე მოწყობილ დრენაჟის ნაკვეთების შესწავლის გზით. ვახდენდით ზერელების გათხრას ნიადაგის ნიმუშებს მექანიკური და მიკროაგრეგატული ანალიზის ტის მდგრადობის ხარისხს ვადგენდით ჰიდროტექნიკისა და მელოორაციის საკავშირო სამეცნიერო-კვლევითი ინსტიტუტის მიერ შემუშავებული მდგრადობის მაჩვენებლის მიხედვით (მ. გლოტოვი და ს. ასტაპოვი); ვ. ი.

$$A = \frac{a}{M}$$

სადაც A არის ზერელისებრი დრენაჟის მოსაწყობი გრუნტის მდგრადობის ხარისხის მაჩვენებელი;

a— მიკროაგრეგატული ანალიზის მიხედვით 0,05-დან 0,005 მმ-მდე დიამეტრის ნაწილაკების ფრაქციის შედგენლობა %-ობით;

M— იგივე ფრაქციის შედგენილობა მექანიკური ანალიზის მიხედვით %-ობით.

თუ $A < 0,3$ -ზე მაშინ გრუნტი ზერელისებრი დრენაჟის მოსაწყობად მდგრადად ითვლება.

თუ $A = 0,3-0,7$, მაშინ საშუალოდ და ნაკლებად მდგრადია და თუ $A > 0,7$, ასეთ გრუნტებში ზერელისებრი დრენაჟის მოწყობა არ შეიძლება (იშლება). საკვლევი ნიადაგ-გრუნტების მდგრადობის მაჩვენებლების გამოთვლამ დაგვანახა, რომ მდგრად გრუნტებს მიეკუთვნებიან ჩვეულებრივ მძიმე და საშუალო თიხები და თიხნარები, ისინი დასავლეთ საქართველოს ტენიანი სუბტროპიკული ზონის დაბლობის ნიადაგებში განლაგებული არიან 50 სმ სიღრმეზე და უფრო კვემით 60—70 სმ-ზე. სუსტად და საშუალოდ მდგრად ჯგუფს მიეკუთვნებიან—მსუბუქი თიხნარები, რომლებიც განლაგებულია 50 სმ სიღრმემდე.

ზემოთ აღნიშნული გამოკვლევათა შედეგებმა მიგვიყვანეს იმ დასკვნამდე, რომ დასავლეთ საქართველოს დაბლობის ქარბტენიან ნიადაგებში ზერელისებრი დრენაჟის მოწყობის სიღრმე უნდა იყოს არა ნაკლებ 60÷70 სმ-ისა (ჩვენს ცდებში 40 სმ და უფრო მცირე სიღრმეზე მოწყობილ დრენაჟს ძალზე ცუდი მდგრადობა აღმოაჩნდათ).

მდგრადობის მაჩვენებლებისა და ზერელისებრი დრენაჟის ფაქტიურ მდგომარეობაზე ნათელ წარმოდგენას იძლევა მე-2 ცხრილის მონაცემები. ისინი გვიჩვენებენ, რომ კარგ მდგომარეობაში იმყოფებიან მხოლოდ ის დრენები, რომლებიც 60—70 სმ სიღრმეზეა მოწყობილი და მუშაობენ 3—8 წელზე მეტს, მის შემდეგ დრენების ძალიან მცირე რიცხვია შენარჩუნებული.

ცდებით მიღებული მრავალწლიანი საშუალო მონაცემების მიხედვით მოსავლიანობის მატებას ადგილი აქვს 14—16 ც/ჰა და დადგენილი გვაქვს, რომ მისა მოწყობა 1 ჰა-ზე ჯდება 7,5 მანეთი, ვიცით რა ცენტნერი მარცვლეულის სახელმწიფო შესყიდვის ფასი, ვადგენთ ამ ღონისძიების ეკონომიურ ეფექტიანობას. ჩვენს რესპუბლიკაში 1 ც მარცვლეულის სახელმწიფო შესყიდვის ფასი არის 5,5 მანეთი, ზერელისებრი დრენაჟის მოწყობა 1 ჰა ფართობზე ჯდება 7,5 მანე-



Մազա-չրմեղաների հարավային խմբակները: Այս խմբակներն զբաղվում են հետևյալ բնագավառներով:

**ՄԱԿՐՈՎՆԵՄԱԿԱՆ
ՆՈՒՆԱՆՈՒԹՅԱՆ**

Խմբակի անվանումը	Ծրագրի ամսերի և օրերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը			Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	
					Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը					
					Ծրագրի ամսական ժամերի քանակը	Ծրագրի օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը			
1. Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	60-70	25-35	4,5	25,2	0,77	10	10	10	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը
2. Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	60-70	25-35	5,0	25,7	0,77	10	7,5	5,0	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը
3. Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	60-70	25-35	11,2	41,0	0,77	10	9,5	10,5	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը
4. Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	60-70	25-35	11,5	40,5	0,77	10	7,5	8,5	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը
5. Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	60-70	25-35	12,0	40,0	0,77	0	6,5	6,0	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը	Ծրագրի ամսական և օրական ժամերի քանակը

თი, ამ ღონისძიების გატარებით მიღებული ნამატი პროდუქციის ღირებულება
1 ჰა-დან შეადგენს: $5,5 \text{ მან.} \times 15 \text{ ც} = 82,5 \text{ მან./ჰა წელიწადში.}$

1 ც ნამატი პროდუქციის მისაღებად მეურნეობა ხარჯავს $1,45 \text{ მან.}$
ტარზე იგი შეადგენს $15 \text{ ც} \times 1,45 = 21,75 \text{ მან.}$ როგორც აღნიშნულია, ხერელისებრი ღრენაყის მოწყობა მეურნეობას უჯდება $7,5 \text{ მან.}$ მაშინ მთლიანად
1 ჰა-ზე მიღებული ნამატი პროდუქციის მისაღებად მეურნეობა ხარჯავს: $21,75 \text{ მან.} + 7,5 \text{ მან.} = 29,25 \text{ მან.}$

ზემოთ მოყვანილი გაანგარიშების საფუძველზე ნამატი პროდუქციის ღირებულებამ 1 ჰა-ზე შეადგინა $82,5 \text{ მან.}$ მეურნეობას აღნიშნული ღონისძიების გატარებით პირველსავე წელს სუფთა მოგება რჩება: $82,5 \text{ მან.} - 29,25 \text{ მან.} = 53,25 \text{ მან. ჰა-დან.}$

ყველა ზემოთ მოყვანილი ეკონომიური გაანგარიშებანი ნათლად ასახუთებენ ხერელისებრი ღრენაყის, როგორც შიგთავსული მელიორაციული ღონისძიების, რენტაბელობას დასავლეთ საქართველოს დაბლობის ქარბტენიანი ნიადაგების პირობებში.

ხერელისებრი ღრენაყის აღნიშნულ პირობებში გამოყენების შესწავლით მიღებული შედეგები უფლებას გვაძლევს გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

1) ხერელისებრი ღრენაყი, მოწყობილი $60 - 70 \text{ სმ}$ სიღრმეზე დასავლეთ საქართველოს დაბლობის ქარბტენიანი ნიადაგების პირობებში მარცვლეული და სხვა სასოფლო-სამეურნეო კულტურების ქვეშ, წარმოადგენს საიმედო, ეკონომიურად რენტაბელურ და ეფექტიან შიგთავსულ მელიორაციულ ღონისძიებას. იგი განზილული უნდა იქნეს, როგორც დროებითი მარცვლეირებელი ქსელი, რომელიც $5 - 6$ წელიწადში პერიოდულად უნდა იქნეს განახლებული (აღდგენილი).

2) ხერელისებრი ღრენაყი მნიშვნელოვნად აუმჯობესებს ქარბტენიანი ნიადაგების ფიზიკურ და მასთან დაკავშირებულ წყალმმართვე თვისებებს. მას მთელი წლის განმავლობაში გაპყავს ნიადაგიდან ჰარბი ტენი, მისი მაქსიმალური ჩამოღინების მოდული $q = 2,85 \text{ ლ/წმ}$ 1 ჰა-დან.

3) ხერელისებრი ღრენაყით ღრენიერებულ ნაკვეთებზე $25 - 30 \text{ სმ}$ დაბლა დგას ნიადაგის წყლების (ლექერების) დონე, საკონტროლოსთან (უღრენაყოსთან) შედარებით.

4) აღნიშნული ღონისძიების ყველა ზემოჩამოთვლილი დადებითი გავლენა, მარცვლეული და სხვა სასოფლო-სამეურნეო კულტურათა მოსავლიანობას ზრდის $48 - 55\%$ -ით.

5) დასავლეთ საქართველოს ტენიანი სუბტროპიკული ზონის ქარბტენიან ნიადაგებში ხერელისებრი ღრენაყის მოწყობის ნორმალურ სიგრძედ შეიძლება ჩაითვალოს $80 - 100 \text{ მ}$, მოწყობის სიღრმედ $60 - 70 \text{ სმ}$, $6 - 8 \text{ სმ}$ დიამეტრით და ღრენთა შორის მანძილი 1-დან 3 მეტრამდე.

6) მარცვლეული და სხვა სასოფლო-სამეურნეო კულტურების უხვი და მყარი მოსავლის მოსაყვანად მიწების მელიორაციის ფართოდ განვითარების შე-



სახებ სკკპ ცენტრალური კომიტეტის 1966 წლის მაისის პლენუმის გადაწყვეტილებათა ცხოვრებაში გატარებას დიდად შეუწყობს ხელს აღნიშნული ცენტრის მიერ გამოცემის ფართოდ დანერგვა ჩვენი რესპუბლიკის სუბტროპიკულ სარეზინო-საფიჭო-საბურთა და კოლმეურნეობებში.

А. А. МАХАРАДЗЕ

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРИМЕНЕНИЯ КРОТОВОГО ДРЕНАЖА В ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ПОЧВАХ НИЗМЕННЫХ РАЙОНОВ ЧЕРНОМОРСКОГО ПОБЕРЕЖЬЯ СУБТРОПИЧЕСКОЙ ЗОНЫ ЗАПАДНОЙ ГРУЗИИ

Р е з ю м е

В субтропической зоне Западной Грузии значительная часть площадей в низменностях и поймах рек подвергается переувлажнению.

Для ведения земледелия на таких почвах зоны, помимо основных устройств осушения, требуется проведение внутрикартового мелниоративного мероприятия для регулирования водного режима непосредственно на полях с/х культур. Таким мероприятием автором этой статьи был применен кротовый дренаж, который оказался экономически эффективным мероприятием.

Многолетние данные подтвердили, что при совместном проведении осушительных каналов и кротового дренажа на переувлажненных почвах субтропической зоны Западной Грузии, урожай кукурузы и сои повышается на 48—55%.

Срок службы кротового дренажа 3—5 лет, а расходы его проведения окупаются в первый же год.





ბ. ურცოლაძე, ა. მახარაძე

წყლის დანაკარგები ფილტრაციაზე მუხრანის ვაღის შიდასამეურნეო სარწყავ ქსელში

შიდასამეურნეო სარწყავ ქსელში დანაკარგების შესწავლას მეტად დიდი მნიშვნელობა აქვს, რადგანაც მასზეა დამოკიდებული სარწყავი მიწების მელიორაციული მდგომარეობის ხარისხი და წყლის რაციონალურად გამოყენების საკითხი.

ცნობილია [2, 3], რომ შიდასამეურნეო არხების ქსელიდან სარწყავი წყალი იკარგება ფილტრაციაზე (არხების გვერდებიდან და ფსკერიდან), წყლის სარკის ზედაპირიდან აორთქლებაზე, ტექნიკური დანაკარგების (ჰიდროტექნიკური ნაგებობებიდან გაჟონილი წყლის სახით), ხარჯების არასწორი მანერირებით გადაგებული წყლისა და სხვათა სახით. დანაკარგების მნიშვნელოვნად დიდი ნაწილი ფილტრაციაზე მოდის; რაც შეეხება სხვა სახის დანაკარგებს, თანამედროვე ტიპის შიდასამეურნეო მუდმივ სარწყავ ქსელში შედარებით მათი სიმცირის გამო, სამელიორაციო გაანგარიშებების დროს უმეტეს შემთხვევაში მხედველობაში არ მიიღებიან.

ფილტრაციაზე წყლის დანაკარგები დიდადა დამოკიდებული იმ ნიადაგების წყალმართვ თვისებებზე, რომელზედაც გადის არხი, თვით არხის სიგრძეზე, არხში წყლის ხარჯსა და მუშაობის რეჟიმზე.

მუშაობის დაწყების პირველ პერიოდში არხში წყლის დანაკარგები დიდია, შემდეგ, როცა არხის კალაპოტი ჭდება და ბუნებრივად კოლმატირდება, დანაკარგები მკვეთრად მცირდება (დამახასიათებელია ჭრილში და ნახევრად ჭრილში გამავალი არხებისათვის, ჭრილში გამავალი არხებისათვის ხშირად საწინააღმდეგო მოვლენას აქვს ადგილი).

არხის მუშაობის თანაბარი რეჟიმის დროს დანაკარგები შედარებით ნაკლებია. არხის მუშაობის წყვეტილი რეჟიმი და სამუშაო ხარჯების ცვლილება იწვევს ქსელში დანაკარგების გადიდებას. წლის პერიოდების მიხედვითაც დანაკარგების სიდიდე ქსელში მკვეთრად იცვლება; ცხელ პერიოდში დანაკარგები საგრძნობლად მატულობს, შემდეგ კი თანდათანობით კლებულობს.

არხებში ფილტრაციაზე წყლის დანაკარგების გამოსათვლელად უმეტეს შემთხვევაში იყენებენ აკად. ა. კოსტაქოვის მიაზლოებითი სახის ფორმულას.

$$\sigma = \frac{A}{Q^m} \% ,$$

სადაც σ -ით გამოსახულია არხში წყლის დანაკარგები არხის 1 კმ სიგრძეზე, %-ობით;

A და m — რიცხვითი პარამეტრებია და დამოკიდებულია ნიადაგის წყალმართვით თვისებებზე და მექანიკურ შედგენილობაზე;

Q — წყლის ხარჯია არხის საანგარიშო უბნის ზედა კვეთში.

როგორც ცნობილია [1, 4, 5] აკად. ა. კოსტიაკოვის ფორმულა განსაკუთრებით კარგ შედეგს იძლევა დიდი ხარჯის ($Q > 0,5$ მ³/წმ) შემთხვევაში. შედარებით მცირე ხარჯის ($Q < 0,5$ მ³/წმ) შემთხვევაში ჩვენს პირობებში უფრო გამოსადეგია შუა აზიის ირიგაციის ინსტიტუტის (САННИИР) ფორმა:

$$\sigma = \frac{B}{\sqrt{Q}} \% , \quad (2)$$

სადაც B — რიცხობრივი პარამეტრია, რომელიც დამოკიდებულია ნიადაგის წყალმართვით თვისებებზე და მექანიკურ შედგენილობაზე და იცვლება შემდეგ ზღვრებში: მხატე ნიადაგებისათვის — 2,85-დან 3,5-მდე; საშუალო ნიადაგებისათვის — 1,87-დან 2,3-მდე; ხოლო მძიმე ნიადაგებისათვის — 1-დან 1,3-მდე.

ყოველ ცალკეულ შემთხვევაში უკეთესია აღნიშნული ფორმულის დაზუსტება უშუალო განსაზღვრის მონაცემების მიხედვით. ჩვენი დაკვირვების მიზანს შეადგენდა B — რიცხობრივი პარამეტრის ზღვრების დადგენა მუხრანის ველის პირობებში საშუალო მექანიკური შედგენილობის ნიადაგებისათვის.

ცდები ჩავატარეთ საერთოდ მიღებული მეთოდით მუხრანის სასწავლო-სადღეს მეთურნობის „ქსოვრისის“ უბანში სიმინდის ნაკვეთის რწყვის პერიოდში, შიდასამეურნეო მუღმივ არხზე (სიგრძით $l = 380$ მ), რომელიც გადის საშუალო სისქის თიხნარ, ხირხატინ ნიადაგზე. ნიადაგის ეს სახე საკმაოდ გავრცელებული სახესხვაობაა აღნიშნული უბნისათვის. დაკვირვებით მიღებული მონაცემები მოგვყავს 1-ელ ცხრილში.

ცხრილი I

დაკვირვებით მიღებული მონაცემები ფელტრაციულ დანაკარგებზე

სათვის ხარჯი ლ/წმ	დანაკარგები ფელტრაციაზე				არხის შ. კ. კ.
	სადღეს უბანზე		1 კმ სიგრძეზე		
	%	ლ/წმ	%	ლ/წმ	
146,01	1,79—1,18	2,60—6,90	4,72—5,75	3,18—8,30	0,95
127,82	1,91—2,34	2,40—6,40	5,03—6,15	3,00—7,90	0,95
106,71	2,10—2,56	2,24—5,90	5,51—6,75	2,74—7,20	0,94
78,42	2,44—3,00	1,90—5,00	6,43—7,88	2,34—6,10	0,93
67,83	2,63—3,22	1,73—4,70	6,91—8,46	2,2—5,60	0,93
48,11	3,13—3,80	1,50—4,00	8,23—10,01	1,82—4,80	0,89

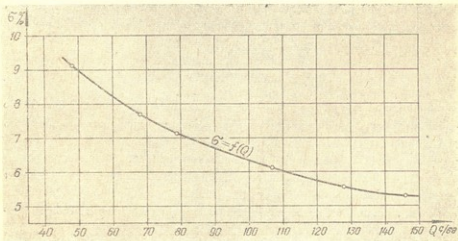
მიღებული მონაცემების მეორე ფორმულაში შეტანით და ლოგარითმულ განტოლებათა სისტემის ამოხსნით, ზემოთ აღნიშნული პირობებისათვის დავა-



დგინეთ B —რიცხოვრივი პარამეტრის ფაქტური მნიშვნელობა, η —კოეფიციენტი
 ლევა 1,8-დან 2,2-ის ფარგლებში, ე. ი. ჩვენი ობიექტის კონკრეტული ობიექტის
 ბისათვის შიდასამეურნეო მუდმივ არხებში წყლის ფილტრაციას და ნაკარგების
 გასაანგარიშებელი ფორმულა ლებულობს შემდეგ სახეს.

$$\sigma = \frac{1,8-2,2}{\sqrt{Q}} \% \quad (3)$$

როგორც ამ ფორმულიდან ჩანს, მუხრანის ველის საშუალო მექანიკური
 შედგენილობის ნიადაგების პირობებში დანაკარგები თითქმის იგივეა, რაც შუა
 აზიის პირობებში, რადგან B —რიცხოვრივი პარამეტრის მნიშვნელობა ძალიან
 უახლოვდება შუა აზიის პირობებში მიღებულ სიდიდეებს (შუა აზიისათვის B
 იცვლება 1,87-დან 2,3-მდე). აქვე მოგვყავს წყლის ხარჯის (Q) სიდიდეებსა და
 შესაბამისი ფილტრაციულ დანაკარგებს (σ) შორის ფუნქციონალური დამო-
 კიდებულების გრაფიკი (სურ. 1), რაც ადასტურებს საერთოდ ცნობილ დებულებას—
 რაც ნაკლებია არხში წყლის ხარჯი, მით მეტია ფილტრაციას და ნაკარგები
 და პირიქით, რაც მეტია არხში წყლის ხარჯი, მით ნაკლებია დანაკარგები. ასე-
 თივე კანონზომიერებით იცვლება მ. ქ. კ. ($\eta = 0,90-0,95$).



სურ. 1.

ყოველივე ზემოაღნიშნულიდან ვასკვნით, რომ მუხრანის სასწავლო-საცდელ-
 ნი მეურნეობის შიდასამეურნეო მუდმივი სარწყავი ქსელის რეკონსტრუქციისა
 და სხვა წყალსამეურნეო გაანგარიშებების დროს საშუალო მექანიკური შედგე-
 ნილობის ნიადაგების პირობებში მიღებული რიცხვითი პარამეტრი ($B=1,8-2,2$)
 და მ. ქ. კ. ($\eta = 0,90-0,95$) შეიძლება გამოყენებულ იქნეს შიდასამეურნეო
 მუდმივი ქსელიდან ფილტრაციას წყლის დანაკარგების საორიენტაციო სიდი-
 დის დასადგენად.

ФИЛЬТРАЦИОННЫЕ ПОТЕРИ ВОДЫ ВНУТРИХОЗЯЙСТВЕННОЙ СЕТИ
МУХРАНСКОЙ ДОЛИНЫ

Резюме

Для расчета потерь воды на фильтрацию в каналах, обычно пользуются формулой акад. А. Н. Костякова, применение которой результативно при больших расходах воды в каналах ($Q > 0,5 \text{ м}^3/\text{см}$); при малых расходах ($Q < 0,5 \text{ м}^3/\text{сек}$) допущено применение формулы (САНИИР)

$$\sigma = \frac{B}{\sqrt{Q}}, \%$$

где B — численный параметр величина которого зависит от водно-физических свойств почвы и изменяется в пределах от 1,87 до 2,3, в частности для тяжелых грунтов от 1,0 до 1,3.

Проведенные натурные опыты приводят к заключению, что в условиях Мухранской долины для водохозяйственных расчетов внутрихозяйственной сети, в частности, для установления величины фильтрационных потерь ее постоянных каналов можно пользоваться значениями B от 1,8 до 2,2.

ლიტერატურა

1. ვოინიჩ-სიანოკენცკი ვ. — არხთა და სარწყავ სისტემათა მარგი ქმედების კოეფიციენტების განვარიშების მარტივი ხერხები. სსი შრომები ტ. XLI, 1954.
2. Костяков А. Н. — Основы мелиорации. Сельхозгиз, 1960.
3. Розин В. А., Безманов А. И., Луганский В. Л. — Сельскохозяйственная мелиорация. Издательство «Колос», М., 1970.
4. სიჭინავა პ. ს. — შიდასაკოლმეურნეო სარწყავი ქსელის მარგი ქმედების კოეფიციენტი გორის რაიონის პირობებში, 1952.
5. ჩხენკელი ი. ა. — სას.-სამ. მელიორაცია, „განათლება“, თბ., 1970.



მ. გუნია, ი. ბაზრინაშვილი

ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურის განსაზღვრა სითბური ბალანსის ელემენტების მიხედვით

ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურა გარკვეულ როლს თამაშობს მიკრო-კლიმატის ფორმირებაში. ამის გამო საინტერესოა სითბური ბალანსის ელემენტების საშუალებით ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურის განსაზღვრა, უფრო სწორად, მისი პერიოდული ცვლილების კანონის ფორმულის დადგენა. როგორც ცნობილია, ნაჯერობის კუთრი ტენიანობა გ/კვ-ში გამოისახება ცნობილი ფორმულით [1]:

$$q_m(t^\circ) = 3,81 \cdot 10 \frac{8,61 t^\circ}{273,2 + t^\circ} \quad (1)$$

თუ ტემპერატურის გადახრა საშუალო დღელამერი მნიშვნელობიდან არ აღემატება $\pm 10^\circ$ -ს, მაშინ შეგვიძლია (1) გავშალოთ მწკრივად და შემოვივსაზღვროთ პირველი რიგის წევრებით:

$$q_m(t^\circ) \approx q_m(t_1^\circ) + g'_0(t^\circ - t_1^\circ), \quad (2)$$

სადაც

$$g'_0(t_1) = \frac{0,0726}{\left(1 + \frac{t_1^\circ}{273,2}\right)^2} q_m(t_1^\circ).$$

პერის ტენიანობა დამოკიდებულია ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურაზე $\varphi(t)$, ამიტომ ადგილი უნდა ჰქონდეს ტოლობას:

$$q(z_0, t) = f_0 q_m[\varphi(t)] \quad (3)$$

სადაც z_0 არის ნიადაგის ზედაპირის უსწორმასწორობა, f_0 —ფარდობითი ტენიანობა ნიადაგის ზედაპირთან ახლოს.

თუ (2)-ში დავუშვებთ, რომ $t = \varphi(t)$ და $t_1 = \varphi_0$, (φ_0 არის ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურის საშუალო დღელამერი მნიშვნელობა, მაშინ (3) ტოლობის საუფძველზე დავწერთ:

$$q_m[\varphi(t)] \approx q_m(\varphi_0) + g'_0(\varphi_0) [\varphi(t) - \varphi_0] \quad (4)$$

უსწორმასწორობის ღონეზე ტენიანობისათვის გვექნება:

$$q(z, t) = q(z, t) \Big|_{z_0} = f_n [q_m(\varphi_0) + g_0 \varphi(t - \varphi_0)]$$

სადაც

$$g_0 = g_0(\varphi_0) = g_0'(t) \Big|_{t=\varphi_0} \quad \text{ე. ი.}$$

$$g_0 = \frac{0,0726}{\left(1 + \frac{\varphi_0}{273,2}\right)^2} q_m(\varphi_0) \quad (6)$$

ანალოგიურ ფორმულას ექნება ადგილი ნიადაგის ზედაპირიდან რაიმე H სიმაღლისათვის

$$q(H, t) = f_n [q_m(\varphi_0) + g_0 T(H, t) - \varphi_0] \quad (7)$$

სადაც f_n არის ფარდობითი ტენიანობა H სიმაღლეზე; $T(H, t)$ — ჰაერის ტემპერატურა ამავე სიმაღლეზე.

მეორე მხრივ, $q(H, t)$ შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ ფურიეს მწკრივის სახით

$$q(H, t) = q_0(H) + \sum_{j=1}^{\infty} [q_j(H) \cos \omega_j t + \bar{q}_j(H) \sin \omega_j t] \quad (8)$$

ან უშუალოდ (7)-დან

$$q(H, t) = f_n q_m(\varphi_0) + f_n g_0 [T_0(H) - \varphi_0] + f_n g_0 \sum_{j=1}^{\infty} [T_j(H) \cos \omega_j t + \bar{T}_j(H) \sin \omega_j t] \quad (9)$$

(8) და (9)-ის შედარება გვაძლევს:

$$q_0(H) = f_n q_m(\varphi_0) + f_n g_0 [T_0(H) - \varphi_0]$$

$$q_j(H) \simeq f_n g_0 T_j(H)$$

$$\bar{q}_j(H) \simeq f_n g_0 \bar{T}_j(H)$$

(9) ტოლობა ტოლფასია პირობისა

$$f_n = f_0 = f(z),$$

რაც აგრეთვე (1) ტოლობის გაწირფების შედეგს წარმოადგენს. მაშინ გვაქვს:

$$\left. \begin{aligned} q_0(z) &\simeq f(z) q_m(\varphi_0) + f(z) g_0 [T_0(z) - \varphi_0] \\ q_j(z) &= f(z) g_0 T_j(z) \\ \bar{q}_j(z) &= f(z) g_0 \bar{T}_j(z) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

სათანადოდ ტენის ნაკადისათვის გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} E_0(z) &= \frac{L}{C_p} f_0 g_0 P_0(z) \\ E_j(z) &= \frac{L}{C_p} f_0 g_0 P_j(z) \\ \bar{E}_j(z) &= \frac{L}{C_p} f_0 g_0 \bar{P}_j(z) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

სადაც $P_0(z)$, $P_j(z)$, $P_j(z)$, $E_0(z)$, $E_j(z)$ და $E_j(z)$ არიან $P(z, t)$ და $E(z, t)$ -ს ფურიეს კოეფიციენტები.

გავშალოთ $LE(H, t)$ ფურიეს მწკრივად

ქართული
სიბუჩისთქვეს

$$LE(H, t) = E_0(H) + \sum_{j=1}^{\infty} [E_j(H) \cos \omega_j t + \bar{E}_j(H) \sin \omega_j t] \quad (12)$$

ჩავსვათ (12) და (8)-ში (10) და (11), მივიღებთ.

$$q(z, t) \simeq f_0 q_m(\varphi_0) + f_0 g_0 [T(z, t) - \varphi_0]$$

$$LE(z, t) \simeq \frac{L}{C_p} f_0 g_0 P(z, t)$$

აბ

$$q(z, t) - q_0(z) \simeq f_0 g_0 [T(z, t) - \varphi_0]$$

$$LE(z, t) - E_0(z) \simeq \frac{L}{C_p} f_0 g_0 [P(z, t) - P_0(z)]$$

რამე t_0 დროის ინტერვალისათვის, რომელიც რამდენიმე საათია, მაგრამ ნაკლებია 24 საათზე, გვაქვს

$$\frac{L}{C_p} f_0 g_0 = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} \frac{LE(z, t) - E_0(z)}{P(z, t) - P_0(z)} dt \quad (13)$$

აქ მოცემული ინტეგრალი გამოითვლება ტურბულენტური ნაკადისა და აორთქლების დელამური საშუალო მნიშვნელობიდან გადახრების საშუალებით რიცხობრივი ინტეგრაციის გზით.

მას შემდეგ, რაც ცნობილი გახდება $\frac{L}{C_p} f_0 g_0$, L და C_p ცნობილია, ხოლო f_0 —მოცემულია, შეიძლება ნაპოვნი იქნეს g_0 , რომელიც (6) ფორმულის თანახმად დამოკიდებულია φ_0 -ზე. გვექნება რა g_0 და φ_0 დამოკიდებულების ცხრილი ან გრაფიკი, განისაზღვრება φ_0 . ასეთი ცხრილი ჩვენ მიერ შედგენილია q_0 -ის სხვადასხვა მნიშვნელობისათვის (ცხრ. 1).

φ_j და $\bar{\varphi}_j$ საპოვნელად დავშალოთ $LE(t) + P(t)$ ფურიეს მწკრივად:

$$LE(t) + P(t) - [LE(t) + P(t)]_0 \simeq \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0\right) \sum_{j=1}^{\infty} [p_j \cos \omega_j t + \bar{p}_j \sin \omega_j t] \quad (14)$$

[1]-ში ნაჩვენებია, რომ

$$\left. \begin{aligned} p_j &= \frac{C_p \rho k_1}{2z_1} [\varphi_j \psi_j - \bar{\varphi}_j \bar{\psi}_j] \\ \bar{p}_j &= \frac{C_p \rho k_1}{2z_1} [\varphi_j \bar{\psi}_j - \bar{\varphi}_j \psi_j] \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$$\psi_j \approx \frac{\ln \frac{2}{\varepsilon_0 \sqrt{f_j}} - C}{\frac{\pi^2}{16} + \left(\ln \frac{2}{\varepsilon_0 \sqrt{f_j}} - C \right)^2}$$

$$\bar{\psi}_j \approx \frac{\frac{\pi^2}{4}}{\frac{\pi^2}{16} + \left(\ln \frac{2}{\varepsilon_0 \sqrt{f_j}} - C \right)^2}$$

და სადაც $\varepsilon_0 = 2 \sqrt{\frac{\omega z_1 z_0}{k_1}}$ (k_1 არის ტურბულენტური გაცვლის კოეფიციენტი რაიმე z_1 სიმაღლეზე, რომელიც მიღებულია ერთეულად), $C = 0,578$ — ეილერის მუდმივა. (15)-დან გვაქვს

$$\varphi_j \psi_j - \bar{\varphi}_j \bar{\psi}_j = \frac{2z_1}{C_p \rho k_1} \frac{\chi_j}{1 + \frac{L}{C_p} f_0 z_0}$$

$$\varphi_j \bar{\psi}_j + \bar{\varphi}_j \psi_j = \frac{2z_1}{C_p \rho k_1} \frac{\bar{\chi}_j}{1 + \frac{L}{C_p} f_0 z_0}$$

სადაც χ_j და $\bar{\chi}_j$ არის $LE(t) + P(t)$ გამოსახულების ფურიეს კოეფიციენტები. (17)-დან ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურის ფურიეს კოეფიციენტებისათვის ვაქვს

$$\varphi_j = \frac{2z_1(\psi_j \chi_j + \bar{\psi}_j \bar{\chi}_j)}{C_p \rho k_1 \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0 \right) (\psi_j^2 + \bar{\psi}_j^2)}$$

$$\bar{\varphi}_j = \frac{2z_1(\psi_j \bar{\chi}_j - \bar{\psi}_j \chi_j)}{C_p \rho k_1 \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0 \right) (\psi_j^2 + \bar{\psi}_j^2)}$$

მას შემდეგ, რაც ცნობილია ფურიეს კოეფიციენტები φ_0 , φ_j , $\bar{\varphi}_j$, ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურის დღეღამური სვლა განისაზღვრება ტოლობით:

$$\varphi(t) = \varphi_0 + \sum_{j=1}^{\infty} [\varphi_j \cos \omega_j t + \bar{\varphi}_j \sin \omega_j t] \quad (19)$$

მაგალითისათვის განვიხილოთ რადიაციული ბალანსის $R(t)$, ტურბულენტური ნაკადის $P(t)$, აორთქლების $LE(t)$ და ნიადაგში სითბური ნაკადის $B(t)$ დღეღამური სვლა დიღომში 1965 წლის 7 სექტემბერს, გაზომილი ჩვენ მიერ (ცხრ. 2). სხვა მონაცემები ასეთია: უსწორმასწორობა $z_0 = 0,05$ მ ფარდობი-

წილის მნიშვნელობა g და q_m (წილის განმარტებული ცხრილი)

q	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$g \cdot 10^3 \frac{1}{g^2}$	0,276	0,295	0,314	0,335	0,358	0,381	0,405	0,432	0,459	0,489	0,520	0,551	0,583	0,623
$q_m(q) -$	0,01	4,09	4,40	4,72	5,07	5,44	5,83	6,24	6,70	7,17	7,66	8,17	8,70	9,25

14	15	16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	32	34	36
0,656	0,678	0,732	0,760	0,824	0,870	0,922	1,032	1,146	1,260	1,420	1,580	1,750	1,932	2,14
10,00	10,67	11,38	12,13	12,93	13,78	14,67	16,60	18,77	21,2	23,8	26,8	30,1	33,8	37,8

$R(t)$, $P(t)$, $LE(t)$ და $B(t)$ -ის მნიშვნელობები კალსონის წილის მიხედვით (მუხრანი, შემუშავებული წილი, 7/IX 1965 წ.)

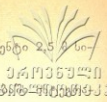
ცხრილი 2

წილი	7	9	11	13	15	17	19	21	23	1	3	5	7
$R(t)$	0,025	0,178	0,520	0,640	0,500	0,300	0,000	-0,050	-0,080	-0,090	-0,070	-0,060	0,005
$P(t)$	-0,015	-0,064	0,100	0,340	0,260	0,140	0,070	0,030	0,000	-0,030	-0,010	0,030	-0,015
$LE(t)$	0,040	0,160	0,230	0,140	0,090	0,040	-0,090	-0,040	-0,040	-0,040	-0,040	-0,030	0,050
$B(t)$	0,000	0,060	0,140	0,160	0,160	0,120	0,020	-0,040	-0,040	-0,040	-0,040	-0,040	0,000

ცხრილი 3

წილი	7	9	11	13	15	17	19	21	23	1	3	5	7
t	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$\cos \pi t$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$\cos \pi t$	1	0,866	0,500	0	-0,500	-0,866	-1	-0,866	-0,500	0	0,500	0,866	1
$LE(t) + P(t) \cos t$	0,025	0,033	0,190	0	-0,130	-0,156	0,020	0,009	0,020	0	-0,015	-0,017	0,035
$LE(t) + P(t)$	0,025	0,096	0,380	0,440	0,340	0,180	-0,080	-0,010	-0,400	-0,050	-0,030	-0,020	0,005

თი ტენიანობა $f_0=0,63$, ტურბულენტური გაცვლის კოეფიციენტი $2,5 \cdot 10^{-3}$ სი-
მალეზე $k_1=0,17 \text{ მ}^2/\text{წმ}$ [2].



იხსათვის, რომ ვიპოვოთ $\frac{L}{C_p} f_0 g_0$ სიდიდე, (13) ტოლობაში ჩავსვათ

ლის საზღვრებად ავიღოთ დრო დილის 7 საათიდან შუაღამის 3 საათამ-
დე, ე. ი. 0-დან 20-მდე,

$$\frac{L}{C_p} f_0 g_0 = \frac{1}{20} \int_0^{20} \frac{LE(t) - E_0}{P(t) - P_0} dt \quad (20)$$

ტურბულენტური ნაკადისა და აორთქლების საშუალო დღეღამური მნიშვნე-
ლობა P_0 და E_0 განისაზღვრება ტოლობებით:

$$\left. \begin{aligned} E_0 &= \frac{1}{24} \int_0^{24} LE(t) dt \\ P_0 &= \frac{1}{24} \int_0^{24} P(t) dt \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

ეს ინტეგრალები გამოითვლება სიმპსონის ხერხით, მიახლოებით ცხრილის
მონაცემების მიხედვით. სათანადო გამოთვლების ჩატარების შემდეგ გვექნება

$$E_0 \approx 0,039 \frac{\text{კალ}}{\text{სმ}^2 \text{წთ}}$$

$$P_0 \approx 0,073 \frac{\text{კალ}}{\text{სმ}^2 \text{წთ}}$$

შემდეგ ვიპოვით თითოეული შუალედისათვის $\frac{LE(t) - E_0}{P(t) - P_0}$ გამოსახულების
მნიშვნელობას და კვლავ სიმპსონის ხერხით განვსაზღვრავთ (20) ტოლობაში
მოცემულ ინტეგრალის რიცხვით სიდიდეს, რომელიც ტოლია:

$$\frac{L}{C_p} f_0 g_0 = 1,30,$$


რადგან $f_0=0,63$; $\frac{L}{C_p} = \frac{600}{0,24} = 2,5 \cdot 10^3$ გრად, მივიღებთ $g_0 = 0,823 \cdot$

$\cdot 10^{-3}$ გრად. 1-ელი ცხრილის მიხედვით განვსაზღვრავთ ნიადაგის ზედაპირის

საშუალო დღეღამურ ტემპერატურას $\bar{\varphi}_0 = 18^\circ$.

დაგვიჩვენია განვსაზღვროთ $\varphi(t)$ -ს გაშლის ფურიეს კოეფიციენტები φ_1
და $\bar{\varphi}_1$ გამოთვლები გვიჩვენებს, რომ საკმარისია ვიპოვოთ სამი პირველი
პარმონიული წევრი $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ და $\bar{\varphi}_1, \bar{\varphi}_2, \bar{\varphi}_3$.

როგორც (18) ფორმულიდან ჩანს, საჭიროა განისაზღვროს ფორმის კოეფიციენტები χ_j და $\bar{\chi}_j$, რომლებიც ტოლია:


 ქართული
 სსრკ-ის მეცნიერებათა
 აკადემია

$$\left. \begin{aligned} \chi_j &= \frac{1}{12} \int_0^{24} [LE(t) + P(t)] \cos \omega_j t dt \\ \bar{\chi}_j &= \frac{1}{12} \int_0^{24} [LE(t) + P(t)] \sin \omega_j t dt \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

აქაც, როგორც ზემოთ, გამოვიყენებთ სიმპსონის ხერხს. χ_1 -ის გამოთვლის მსვლელობა ნაჩვენებია მე-3 ცხრილში. სხვა ანალოგიური გამოთვლებით მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \chi_1 &= 0,0102 & \chi_2 &= 0,1033 & \chi_3 &= 0 \\ \bar{\chi}_1 &= 0,2280 & \bar{\chi}_2 &= 0,0312 & \bar{\chi}_3 &= 0,0324 \end{aligned}$$

(ყველა χ იზომება კალ/სმ³. წთ-ში)

ახლა საჭიროა განისაზღვროს ψ_j და $\bar{\psi}_j$. (16) ფორმულების თანახმად,

$$\text{სადაც } \alpha_0 = 2 \sqrt{\frac{\omega z_1 z_0}{k_1}} = 0,0146$$

$j=1, 2, 3$, მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \psi_1 &= 0,2220 & \psi_2 &= 0,2410 & \psi_3 &= 0,2530 \\ \bar{\psi}_1 &= 0,0462 & \bar{\psi}_2 &= 0,0475 & \bar{\psi}_3 &= -0,0524 \end{aligned}$$

გავითვალისწინოთ აგრეთვე, რომ ჩვენს შემთხვევაში

$$\frac{2z_1}{C_p \rho k_1 \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0 \right)} = 6,88 \frac{\text{წთ. გრად. სმ}^2}{\text{კალ}}, \text{ მივიღებთ}$$

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= -1,54 & \varphi_2 &= -2,55 & \varphi_3 &= 0,18 \\ \bar{\varphi}_1 &= 6,78 & \bar{\varphi}_2 &= -1,40 & \bar{\varphi}_3 &= -0,85 \end{aligned}$$

ე. ი ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურისათვის მივიღებთ

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= 18 - 1,54 \cos \omega t + 6,78 \sin \omega t - 2,55 \cos 2\omega t - 1,40 \sin 2\omega t + \\ &+ 0,18 \cos 3\omega t - 0,85 \sin 3\omega t \end{aligned}$$

შეგალითად, დილის 7 საათისათვის ($t=0$), მივიღებთ

$$\varphi = 14,09^\circ$$

რაც კარგად ეთანხმება ცდას.



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ ПОЧВЫ ПО ЭЛЕМЕНТАМ
ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

Резюме

В некоторых случаях большое значение имеет определение температуры поверхности почвы по заданным или измеренным элементам теплового баланса. Если представим температуру поверхности почвы по ряду Фурье, получим

$$\varphi(t) = \varphi_0 + \sum_{j=1}^{\infty} [\varphi_j \cos \omega_j t + \bar{\varphi}_j \sin \omega_j t]$$

где φ_0 представляет собой среднесуточное значение температуры, а φ_j и $\bar{\varphi}_j$ — Фурье коэффициенты, которые определяются равенствами

$$\varphi_j = \frac{2z_1(\psi_j \chi_j + \bar{\psi}_j \bar{\chi}_j)}{C_p \rho k_1 \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0\right) (\psi_j^2 + \bar{\psi}_j^2)}$$

$$\bar{\varphi}_j = \frac{2z_1(\psi_j \bar{\chi}_j - \bar{\psi}_j \chi_j)}{C_p \rho k_1 \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0\right) (\psi_j^2 + \bar{\psi}_j^2)}$$

где

$$\psi_j \approx \frac{\ln \frac{2}{z_0 V_j} - C}{\frac{\pi^2}{16} + \left(\ln \frac{2}{z_0 V_j} - C\right)^2}; \quad \bar{\psi}_j \approx \frac{\frac{\pi}{4}}{\frac{\pi^2}{16} + \left(\ln \frac{2}{z_0 V_j} - C\right)^2}$$

χ_j и $\bar{\chi}_j$ — Фурье коэффициенты разложения суммы потоков на испарения и турбулентного обмена, C — постоянная Эйлера, а остальные величины являются исходными данными.

Совпадение теоретических и экспериментальных результатов является удовлетворительным.

1. Гапридашвили И. С., Чичуа Г. С. — Распределение теплового потока в почву по глубине в условиях Мухранской долины. Труды Груз. СХИ, т. LXXIII, 1967.
 2. Чудиновский А. Ф., Гапридашвили И. С. — Количественная теория влияния динамики развития растения на процессы тепло и влагообмена на c/z поле. Сб. тр. АФИ, вып. 30. Гидрометеониздат, Л., 1971.
-



6. ნაფიზაიძე, ი. გაზრინდავშილი

საქართველოს ტერიტორიის თერმული რაჰიმი

§ 1. ფიზიკურ-გეოგრაფიული პირობები

ნიადაგის თერმული რეჰიმის ხარჯზე წარმოებს სითბოსა და ტენიანობის წარმოშობა-განაწილება როგორც დედამიწის ზედაპირზე, ისე ატმოსფეროში. სხივური რადიაციის გამო წარმოიქმნება ატმოსფეროში მიმდინარე ყველა პროცესისა და მოვლენის ერთობლიობა—ამინდი. ამ მოვლენებისა და პროცესების ხასიათი დამოკიდებულია ამა თუ იმ რაიონის ფიზიკურ-გეოგრაფიულ პირობებზე. აქედან გასაგებია, თუ რა დიდი თეორიული და პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს მათ შესწავლას არა მარტო ამინდის ჩამოყალიბებაში, არამედ ამ რეჰიმის გავლენას სოფლის მეურნეობის პროდუქციის წარმოებაზე.

თერმული რეჰიმის განმსაზღვრელი ფაქტორებია: რადიაციული ბალანსი, სითბოს (ან სიცივის) აღვექცია და ტურბულენტური სითბოგამტარობა. აღნიშნული ფაქტორებიდან, ნიადაგის თერმული რეჰიმის ჩამოყალიბებაში გადამწყვეტი როლი ეკუთვნის რადიაციულ ბალანსს.

საქართველოს ტერიტორია ხასიათდება სხვადასხვა ფიზიკურ-გეოგრაფიული პირობებით, მისი რელიეფი ძლიერ განსხვავდება როგორც წარმოშობით, ისე განვითარებით. სერპის ქედი წარმოადგენს თოვლოვან გვირგვინს დიდ და მცირე კავკასიის შორის. საქართველოს ტერიტორიას ეკუთვნის ორ სრულიად განსხვავებულ კლიმატურ ზონად. დასავლეთი ნაწილი, რომლისთვისაც დამახასიათებელია ზღვის სუბტროპიკული ტენიანი კლიმატი და აღმოსავლეთი ნაწილი, რომელიც ხასიათდება ზამთერი კონტინენტალური კლიმატით. ცხადია, რომ აღმოსავლეთი და დასავლეთი ნაწილის თერმული მდგომარეობაც სხვადასხვა იქნება. საქართველოს ტერიტორიის თერმული რეჰიმის შესწავლისათვის ჩვენ შეეარჩიეთ სამი მეტეოროლოგიური სადგური (თბილისი, სოხუმი და ყაზბეგი), რომლებიც ხასიათდებიან სხვადასხვა ფიზიკურ-გეოგრაფიული თავისებურებებით და რომლებსათვისაც არსებობდა საკმარისი დაკვირვების მასალები რადიაციულ ბალანსზე.



საქართო აღნიშნოს რომ მრავალწლიანი დაკვირვების მონაცემების რადიაციულ და აგრეთვე ემპირიული ფორმულებით მიღებულ მონაცემების საფუძველზე შეწყვილილია საქართველოს ტერიტორიის თერმული რეჟიმის ზოგიერთი შემადგენლის ძირითადი კანონზომიერებანი. გასაკუთრებით უნდა აღინიშნოს ი. ცუცკერიძის მიერ საქართველოს ტერიტორიის თერმული რეჟიმის გამოკვლევა მრავალწლიანი დაკვირვებების შედეგების ანალიზის საფუძველზე [4]. ჩვენ მიერ ჩატარებული რადიაციული ბალანსის ყოველდღიური მონაცემების სტატისტიკური ანალიზი შეავსებს ი. ცუცკერიძის გამოკვლევებს რადიაციული ბალანსის შესახებ და იგი შეიძლება გამოყენებულ იქნეს რადიაციული ბალანსის ნულზე გადასვლის მოკლევადიანი (2-3 დღე-ღამის) საორიენტაციო პროგნოზისათვის, რასაც დიდი მნიშვნელობა აქვს სასოფლო-სამეურნეო საქმეობების ვადების გეგმების შედგენისათვის. გარდა ამისა, რადიაციული ბალანსის ცოდნა საშუალებას გვაძლევს სწორად შევისწავლოთ და გამოვიყენოთ დედამიწის ზედაპირის ბუნებრივი რესურსები. რადიაციული ბალანსის სიდიდე მრავალ ფაქტორზე დამოკიდებული. შავალითად, როგორცაა აღვლინს განედი, დედამიწის ზედაპირის ალბედო, ნიადაგის ტენიანობა და სხვ მისი ცოდნა ზოგად წარმოდგენას გვაძლევს ამინდისა და კლიმატის თავისებურ მახასიათებლებზე. აღმოსავლეთ და დასავლეთ საქართველოს ტერიტორიის რელიეფის, ნიადაგისა და ნიადაგის საუარის მცენარეულობის მოსილობის სხვადასხვაობა გააპირობებს რადიაციული ბალანსის სხვადასხვაობას.

ბუნებრივია, რომ რადიაციულ ბალანსზე მონაცემების ანალიზი თბილისის, სოხუმისა და ყაზბეგისათვის დაახსიათებს საქართველოს ტერიტორიის თერმულ ძდგომარობას. მოვანდინეთ რადიაციული ბალანსის 1959-1967 წწ. მასალების სტატისტიკური დამუშავება სამივე პუნქტისათვის ელექტრონულ გამოთვლელ მანქანაზე M-20 სსრკ-ის ჰიდრომეტეოროლოგიუი ცენტრში ქ. მოსკოვში. გავიგეთ რადიაციული ბალანსის წლიური მსვლელობა და გაცხაზღვრეთ კორელაციური ფუნქცია [1].

§ 2. რადიაციული ბალანსის წლიური მსვლელობა და მისი ანალიზი

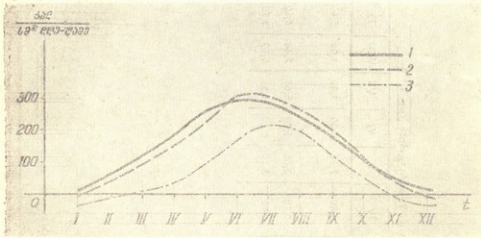
ელექტრონული გამოთვლელი მანქანის დახმარებით მივიღებ რადიაციული ბალანსის წლიური მნიშვნელობები, ბალანსის სიდიდის გასაშუალება მოვანდინეთ შემდეგი ფორმულით:

$$B_n = \frac{1}{N} \sum_{K=1}^N B_{nK} \quad (1)$$

სადაც n არის დღის ნომერი K -ურ წელიწადში, N -იმ წელთა რიცხვი, რომლისთვისაც აღებულია დაკვირვების მასალები. დაკვირვების მასალების დამუშავების დროს აღმოჩნდა, რომ რადიაციული ბალანსის წლიური მსვლელობის მრული არათანაბარია, ეს ბუნებრივიცაა, რადგანაც რადიაციული ბალანსი წარმოადგენს მეტად არამდგრად სიდიდეს და გასაშუალება 9 წლის მიხედვით (ან 7 წლის მიხედვით ყაზბეგისათვის) არასაკმარისია. მათემატი-



კური სტატისტიკისა და ინფორმაციის თეორიიდან ცნობილია, რომ მდებარე სურათის მასალებად საჭიროა მიღებული შედეგების გაგლუვება. ამის მიზნით რადიაციული ბალანსის წლიური მსვლელობის აღნიშნული მასალების დამუშავების შემდეგ ავაგეთ რადიაციული ბალანსის წლიური მსვლელობის მრუდები (ნახ. 1). გრაფიკიდან თვალსაჩინოვ ჩანს, რომ რადიაციული ბალანსი მაქსიმუმს აღწევს თბილისსა და სოხუმში ივლისში, ხოლო ყაზბეგში—ივლისში. მინიმუმი თბილისსა და სოხუმში დეკემბერშია, ხოლო ყაზბეგში—იანვარში. მიღებული მასალების დაწვრილებით ახალივე გვიჩვენებს, რომ ბალანსი სილიური წლის განმავლობაში თბილისში როგორც



ნახ. 1.

54,21 კკალ/სმ², ხოლო წლიური მსვლელობის ამპლიტუდა 8,39 კკალ/სმ², რაც რადიაციული ბალანსის წლიური სიდიდის 16%-ს შეადგენს. სოხუმისათვის ბალანსის წლიური ჯამი რამდენიმე საკლებია 51,95 კკალ/სმ², ამასთან ერთად აღინიშნება ძალიან მცირე უარყოფითი მინიმუმი დეკემბერში მინუს 0,06 კკალ/სმ². წლიური მსვლელობის ამპლიტუდა თბილისთან შედარებით მეტია 9,31 კკალ/სმ², რაც ბალანსის წლიურ შემოსევას 18%-ს შეადგენს.

რადიაციული ბალანსის წლიური მსვლელობის მრუდები თბილისისა და სოხუმისათვის ძალიან ახლოსაა ერთმანეთთან, მაგრამ არცერთი განსხვავება ისაა, რომ პირველ ნახევარ წელიწადში (ივლისამდე) ბალანსის საშუალო-თვიური მნიშვნელობები თბილისში მეტია, ვიდრე სოხუმში. შემდეგ მეტრუნიტულ სურათს აქვს ადგილი ოქტომბრამდე, სადაც რადიაციული ბალანსის მნიშვნელობები ერთმანეთს ებნებება. შემთხვევითი მოვლების ანტი განსხვავება შეიძლება ავსოს ამ მხარისათვის საჭიროების სხვადასხვა მიზეზების გამოვლინებით აღნიშნულ პუნქტებზე.

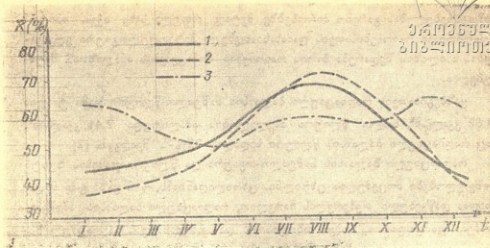
გამეზილეთ მე-2 ნახ.-ზე გამოსახული მრუდები, რომლებიც აგებულია სტრკის კლიმატური ცენტრის მიხედვით [3]. გრაფიკის რადიატორა დროა წარმოადგენს დაყირვებით მიღებული განათებული საათების რიცხვის შეფარდების მაქსიმალურად შესაძლებელი გათვითებული საათების რაოდენობასთან პროცენტებში, ხოლო ამსცინათა დრომზე გადასომილია დრო. პირველი და 20. ნომბერი, გ. XG.



საქართველოს
 მეცნიერებათა
 აკადემია

საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის მიერ გამოქვეყნებული

სახეობა	სიმწვანე (%)	წელი	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	საშუალო	
სიმწვანე	37	1959 1967	0,31	1,12	2,30	4,50	7,13	9,30	9,20	8,06	5,80	3,00	0,60	-0,06	51,96
სიმწვანე	404	"	0,31	1,58	4,03	5,70	8,06	8,70	8,68	7,44	6,10	2,10	0,90	0,34	54,21
სიმწვანე	2670	1961 1967	-0,93	-0,28	0,31	0,90	2,10	3,10	6,21	5,39	2,70	1,85	-0,60	0,93	23,32



ნახ. 2.

მეორე ნახაზების შედარებით ჩანს, რომ მრუდების სახე თითქმის ერთნაირა-
მაშასადამე, რადიაციული ბალანსის დღეღამურ ჯამში ძირითადი წვლილი
შეაქვს ღრუბლიან ამინდში დაკვირვების შედეგებს. ცხადია, რადიაციული
ბალანსის თვიურ ჯამებზე დიდ გავლენას ახდენს აგრეთვე დედამიწის ზედა-
პირის ალბედო, ნიადაგის საფარი, ზედაპირის მოსილობა და სხვ.

მკვეთრი განსხვავება შეიძინევა ყაზბეგისათვის. პირველ რიგში რადი-
აციული ბალანსის მნიშვნელობა შესამჩნევად მცირეა, რაც სრულიად კანონ-
ზომიერია. ყაზბეგი მდებარეობს 3670 მ სიმაღლეზე ზღვის დონიდან. სიმაღ-
ლის მიხედვით მეტეოროლოგიური რეჟიმი მთლიანად იცვლება. შემოცირებუ-
ლია თბილი ნახევარი წლის ხანგრძლივობა და, რაც განსაკუთრებით მნიშე-
ნელოვანია, გაზრდილია თოვლით დაფარულ დღეთა რიცხვი. ი. ცუცქიოძის
გამოკვლევებმა გვიჩვენეს, რომ საქართველოს მთიან რაიონებში თოვლით და-
ფარვის დღეთა ხანგრძლივობა იზრდება 7—8 დღე-ღამით ყოველ 100 მეტრ
სიმაღლეზე ასვლისას. გარდა ამისა, არანაკლები მნიშვნელობა აქვს იმ გარე-
მოებას, რომ მაღალმთიან რაიონებში ხშირად დაკვირვების დროს ცა დაფა-
რულია ღრუბლებით. თუ მე-2 ნახ.-ს შევხვდებით, ვნახავთ, რომ ყაზბეგისათ-
ვის მზის ნათების ხანგრძლივობის მრუდს ორი მკვეთრად გამოხატული მინი-
მუმი გააჩნია, რომელიც გარდაამავალ სეზონებზე (გაზაფხულის დასასრული
და შემოდგომის დასაწყისი) მოდის. ზემოთ აღნიშნული მთელი რიგი სხვადა-
სხვა ფაქტორების გავლენის გამო, მაღალმთიანი რაიონების რადიაციული ბა-
ლანსის წლიური მსვლელობის დაკავშირება მზის ნათების ხანგრძლივობას-
თან შეუძლებელი აღმოჩნდა. მაღალმთიანი რაიონებისათვის რადიაციული რე-
ჟიმის ჩამოყალიბებაში მზის ნათების ხანგრძლივობის გარდა მეტად მნიშვნე-
ლოვანია რელიეფის ფორმა, დაბრბილობის ექსპოზიცია, დედამიწის ზედაპი-
რის სახე და სხვ.

მაშასადამე, მაღალმთიანი რაიონები მკვეთრად განსხვავდებიან ყველა
მეტეოროლოგიური ელემენტის საშუალო მნიშვნელობებით. იმ ელემენტების



დამოკიდებულებას გარემო პირობებზე მეტად რთული სახე აქვს. ამიტომ მაღალმთიანი რაიონებისათვის დამახასიათებელი მეტეოროლოგიური მონაცემების ანალიზის შედარება ბარის რაიონების მონაცემების ანალიზთან შეუძლებელია.

ყაზბეგისათვის რადიაციული ბალანსის საშუალო-წლიური ჯამი ტოლია 23,32 კკალ/სმ², ხოლო წლიური მსველელობის ამპლიტუდა 7,44 კკალ/სმ², რაც რადიაციული ბალანსის წლიური სიდიდის 32%-ს შეადგენს [2].

რადიაციული ბალანსის საშუალო-თვეური და წლიური ჯამების ზესტი მნიშვნელობები მოცემულია ცხრილში. ცხრილიდან ჩანს, რომ ყაზბეგში ნოემბრიდან დაწყებული თებერვლის ჩათვლით, რადიაციული ბალანსის მნიშვნელობები უარყოფითია, ხოლო თბილისისა და სოხუმისათვის რადიაციულ ბალანსს ყოველთვის დადებითი ნიშანი აქვს.

რადიაციულ ბალანსზე მრავალი წლის დაკვირვებები საშუალებას გვაძლევს დავადგინოთ ამა თუ იმ რაიონის კლიმატური პირობები, მიზანშეწონილად და ეფექტურად განვაღვათ სასოფლო-სამეურნეო საწარმოები, ხელსაყრელ პირობებში დავაერგოთ ისეთი აგროტექნიკური ღონისძიებები, რომლებიც სრულად უპასუხებენ ადგილობრივ თერმულ რეჟიმს და უზრუნველყოფენ სასოფლო-სამეურნეო კულტურების მაღალ მოსავალს, აამაღლებენ მეცხოველეობის პროდუქტიულობას და სხვ.

Н. Ф. НАДИБАИДЗЕ, И. С. ГАПРИНДАШВИЛИ

ТЕРМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕРРИТОРИИ ГРУЗИИ

Резюме

Территория Грузии характеризуется разнообразием ландшафта, поэтому, для установления ее термического режима, взяты гидрометстанции: Тбилиси, Сухуми и Казбеги, расположенные в разных условиях.

Оказалось, что кривые годового хода радиационного баланса для Тбилиси и Сухуми, почти совпадают, резкое отличие наблюдается для Казбеги, что вполне закономерно.

ლიტერატურა



1. Добрышман Е. М., Надибаидзе Н. Ф. — О некоторых статистических характеристиках радиационного баланса Грузии. «Метеорология и Гидрология», № 9, 1965.
 2. ნადიბაიძე ნ. თ. — საქართველოს სსრ ტერიტორიის კლიმატურ ზონებად დაყოფის საკითხისათვის. საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის შრომები, ტ. LXXVI | I — LXXIX, 1970.
 3. Справочник по климату СССР, вып. 14, ч. II. Температура воздуха и почвы. Гидрометеонадат, Л., 1967.
 4. Цуцкиრიдзе Я. А. — Радиационный и термический режим территории Грузии. Труды ЗапНИГМИ, вып. 23 (25), 1967.
-



С. У. ГУНИЯ, Г. С. ГУНИЯ

К ВОПРОСАМ ИЗУЧЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ

Тот факт, что запыленная атмосфера оказывает вредное воздействие на живые организмы и растительный мир, является одной из главных причин, которые заставляют уделять серьезное внимание загрязнению атмосферного воздуха пылью.

В 1965 г. академиком АН Груз. ССР Ф. Ф. Давитая [6] впервые была выдвинута гипотеза о том, что одной из основных причин изменения климата и режима ледников является запыленность атмосферы, которая приобрела глобальный характер и возрастает, в основном, в результате все усиливающейся человеческой деятельности.

Наиболее явные и далеко идущие воздействия человеческой деятельности на климат проявляется в городах. Многие из них выходят за городские границы и вполне могут считаться мезоклиматическими. Так, член-корр. АН СССР М. И. Будыко [4] считает, что снижение радиации после 1940 г. можно отнести за счет искусственной пыли. Пыль увеличивает рассеяние коротковолновой радиации, увеличивая планетарное альbedo.

При прочих постоянных условиях изменение доли солнечного излучения, поглощающей Землей, вызывает изменение средней температуры Земли. Даже изменение температуры Земли на 1°C может иметь практическое значение, ибо этого достаточно для сдвига изотерм на земной поверхности на 260 км, а значит и для изменения широтного положения районов, в которых произрастают определенные сельскохозяйственные культуры.

Кроме того известно, что некоторые инертальные пыли вызывают легочные заболевания, а убыток наносимый сельскому хозяйству и металлоконструкциям запылением воздуха трудно выразить количественно, но нет сомнения, что он очень велик.

Выявление и уточнение физико-химических свойств атмосферной пыли позволяют выбрать наиболее рациональные методы определения ее концентрации в атмосфере, с целью прогноза и регулирования выбросов в атмосферу. Кроме того знание концентраций, природы и поведения частиц в атмосфере позволяет судить о других свойствах атмосферы. Например, отдельные типы частиц в атмосфере такие, как радиоактивные выпа-

дения, пыльца и некоторые бактерии, а также знание химического состава атмосферной пыли, служат индикаторами движений воздушных масс, позволяющими выявлять динамику атмосферы.

Все эти задачи требуют тщательного изучения пылевой составляющей атмосферы, которые ведутся в самых различных направлениях. Они относятся к оценке концентрации пыли и количества выпадения ее на поверхность земли, определении химического состава и дисперсности, оценке интегральной характеристики в атмосферном столбе и географического распределения и др. Каждая из перечисленных задач требует развития соответствующего метода определения и регистрации атмосферной пыли.

Большой интерес к вопросу изучения пылевой составляющей атмосферы привел к развитию нескольких, порой дополняющих друг-друга методов исследования.

Определение запыленности воздуха в СССР производится в основном в весовых показателях. Весовой метод признан стандартным и обязателен к применению при определении запыленности воздушного бассейна [5].

Исходя из практики исследования загрязнения атмосферы можно заключить, что приборы пылевого контроля должны обладать высокой чувствительностью, быть легкодоступными и портативными.

Автоматизация прямого измерения концентрации пыли аспирационным методом трудно осуществима. Существующие косвенные экспресс-методы, основанные на оптическом, электронном и тепловом методах измерения, сильно зависят от характеристик пыли, неучтенные которых дадут неверные значения.

Как показали наши теоретические исследования и результаты экспериментального материала в этом отношении наиболее пригодным является радиометрический метод измерения концентрации пыли в атмосфере, основанный на измерении ослабления β -излучения, прошедшего через слой пыли задержанной фильтром.

Как известно, поглощение β -частиц между источником и детектором вызывается, в основном, потерей энергии при взаимодействии с электронной оболочкой атома вещества и, следовательно, его поглощение зависит, главным образом, от числа электронов на единицу площади вещества. Так как число электронов в атоме приблизительно пропорционально его массе, то можно считать, что поглощение β -частиц является функцией массы вещества, приходящейся на единицу площади. При этом, как показали исследования, можно пренебречь сложностью вещественного состава пыли.

Для определения ослабления β -излучения в атмосферной пыли, отобранной на фильтр марки НЭЛ-3, в качестве источника излучения использовали изотоп углерода C^{14} [1].

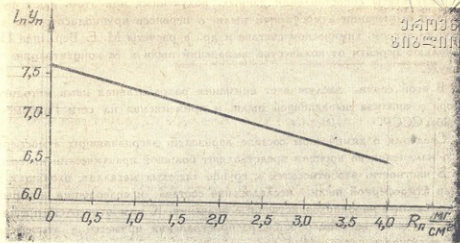


Рис. 1.

На рисунке представлен график ослабления β -излучения в пыли, построенный в полулогарифмическом масштабе по материалам одного из экспериментов. Для построения графика определялась корреляционная связь между поглощением β -излучения атмосферной пылью и ее массовой плотностью. При этом использовалось уравнение регрессии вида


$$\ln I_{n+\phi} = aR_n + \ln I_\phi,$$

где $I_{n+\phi}$ I_ϕ — количество β -излучения прошедшего через фильтр с пылью и через чистый фильтр последовательно, a — коэффициент регрессии. R_n — массовая толщина пыли на фильтре, определенная путем взвешиваний на аналитических весах. Вычисления выявили, что $a = -0,264$, а среднеквадратичное отклонение прямой регрессии составляет $\sigma = \pm 0,01$. Принимая за начальную интенсивность излучения его значение после ослабления в чистом фильтре, из рисунка можно определить слой пыли половинного ослабления излучения. Как видно он равен $R_{1/2n} = 2,64 \frac{\text{мг}}{\text{см}^2}$, что незначительно отличается от половинного слоя ослабления для алюминия

$$(R_{1/2\text{Al}} = 2,62 \frac{\text{мг}}{\text{см}^2}).$$

Это делает возможным градуировать прибор работающий на данном принципе по алюминию.

При оценке загрязнения атмосферы важное значение имеет также и вопрос определения количества выпадения пыли на подстилающую поверхность [2].



Результаты сопоставления данных, полученных при этом, дают сведения о вымывании атмосферной пыли, о переносе крупнодисперсной фракции ветром, химическом составе и др., а расчеты М. Е. Бердника позволяют перейти от количества выпадений пыли к ее концентрации в воздухе.

В этой связи заслуживает внимания разработанная нами методика отбора и анализа выпадающей пыли, и применяемая на сети Гидрометслужбы СССР.

Сведения о химическом составе аэрозолей, загрязняющих атмосферу и его изменении во времени представляют большой практический интерес.

В частности, это относится к группе тяжелых металлов, входящих в состав атмосферной пыли. Исследование состава и содержания которых имеют важные народнохозяйственные значения. К ним относится, прежде всего, изучение закономерностей распространения примесей в атмосфере от источников загрязнения и прогноз уровней их концентраций в атмосфере.

Известно, что тяжелые металлы, входящие в состав атмосферной пыли составляют 10^{-3} — 10^{-12} весовых %, а анализируемая проба, при этом весьма ограничена, составляя от сотых долей микрограмма до нескольких микрограмм.

Все это создает определенные трудности в определении химического состава пыли и обычные методы химического анализа в этом случае становятся неэффективными. Возможно это является причиной того, что к настоящему времени имеются лишь единичные работы посвященные этой проблеме. Однако, одни из них посвящены вопросам определения примесей металлов в атмосферных осадках, другие же рассчитаны на относительно большие навески пыли, составляющие месячную пробу. Вследствие этого нами была разработана и предложена на сеть методика эмиссионного спектрального анализа разовых проб пыли, отобранных на фильтровальную ткань ФПП-15 и на марлю, позволяющие при анализе пробы с точностью до 30—40% одновременно проанализировать 40 элементов примесей пыли, а при анализе с точностью до 10—14% металлических примесей пыли, при этом порог чувствительности метода 10^{-7} — 10^{-9} г.

В табл. 1 представлены результаты анализа проб выпадающей пыли, полученных при помощи планшетов с бортиками в различных городах Кавказа и Поволжья.

В первом столбце таблицы даны номера городов, во втором — время отбора проб пыли, в третьем — количество пыли выпадающей на 1 м^2 поверхности земли за сутки. В последующих столбцах приведены ряд микропримесей пыли $\frac{\text{мкг}}{\text{м}^2}$ сутки, обнаруженные в пробах. При этом «0» означает, что данной микропримеси в пробе не было обнаружено, а

Количество примесей в I пробе выпадающей пыли (в мкг/м² в сутки)

№ пун-кта	Время отбора проб	Золы пыли г/м ² отк	Mn	Ti	Cr	Zr	Be	Pb	Ag	Ga	Sr
1	IV квартал 1971 г.	0,263	1413,3	1576,6	26,0	82,7	4,13	127,0	37,3	9,3	1576,6
2	"	0,003	66,7	76,6	15,3	4,6	0,43	115,0	1,53	1,53	290,0
3	"	0,003	0	383,3	0	30,7	0,3	0	1,53	1,53	1150,0
4	"	0,010	240,0	67,3	32,6	163,0	0,5	0	0	0	1203,3
5	"	0,060	56,3	553,3	47,6	21,0	0,83	24,7	2,1	2,1	133,3
6	"	0,023	366,3	496,3	36,0	346,7	0,17	65,7	3,13	34,7	270,0
1	I кварт. 1972 г.	0,203	1579,6	790,0	28,0	130,0	0,43	224,7	8,27	1,9	280,0
7	"	0,063	273,0	350,0	6,0	6,4	—	25,7	2,13	2,13	13,0,0
4	"	0,306	616,3	436,6	36,0	19,3	0,33	38,7	2,67	5,13	77,3
2	"	0,130	1246,3	35,3	12,6	162,7	0,28	17,7	0	2,8	1043,3
5	"	0,077	0	423,3	34,6	16,7	0,17	49,7	6,65	0,389	0,44
8	"	0,023	0	56,7	2,0	52,0	—	—	—	0,35	27,3
9	Январь 1972 г.	0,007	279,7	140,0	6,3	65,0	0,23	155,0	6,5	2,17	1006,6
10	"	0,137	1056,3	6,0	—	—	0,63	23,6	0,63	2,1	1576,6
11	"	0,057	53,0	336,6	5,3	62,0	—	3,0	—	2,1	336,6

«—» — что содержание микропримесей меньше порога чувствительности метода.

Приведенные значения примесей пыли являются средними за время отбора пробы, указанное в таблице.

Из представленных данных отчетливо видно, что количество как выпадающей из атмосферы пыли, так и ее микропримесей колеблется в широких пределах в зависимости как от места наблюдения, так и от времени отбора пробы (пункты 1, 2 и 4).

Кроме того из приводимых данных в таблице можно заключить, что несмотря на незначительное содержание пыли в атмосфере над пунктами отбора проб, чувствительность метода спектрального анализа позволяет получать сведения о составе примесей выпадающей пыли. При этом круг определяемых элементов можно существенно расширить без ущерба чувствительности метода.

Одной из основных составляющих атмосферной пыли является золотая и промышленная пыли [7].

Золотая пыль образуется при выветривании земной породы, а также при пыльных бурях. Содержание промышленной пыли в атмосфере определяется развитием промышленности, которое имеет явно выраженную тенденцию к росту нарастающими темпами.



Сопоставление данных наблюдений в городах и пригородах на территории СССР, Европы и США показывают, что запыленность городов повсеместно, достаточно значительна и она на порядок и более превышает запыленность в пригородах и сельских местностях.

Кроме того, рассмотренные нами данные актинометрических наблюдений для оценки глобальных эффектов запыленности атмосферы позволяют утверждать об увеличении запыленности воздуха с 1961—1970 гг. приблизительно на 20%.

При этом применялся анализ одновременных наблюдений за прямой и рассеянной радиацией, что дало возможность более полно разделить и оценить роль рассеивающих и поглощающих компонентов.

В Советском Союзе охрана внешней среды от загрязнения является общегосударственной заботой. С целью предотвращения загрязнения атмосферы введены предельно допустимые концентрации на вредные для здоровья населения ингредиенты, а также составляются методические указания по прогнозу загрязнения атмосферы и методам его измерений и др.

Ведущая роль в этих работах принадлежит Гидрометслужбе СССР.

Однако, у нас до сих пор не уделяется должное внимание этой проблеме. Исследования ведутся периодически, часто с нарушениями или отклонениями от принятых методик, не говоря о внедрении новейших достижений в этой области науки вышеупомянутых нами. Все это не позволяет проводить анализ наблюдений на должном уровне с тем, чтобы ввести практические рекомендации по охране внешней среды для конкретного случая.

Литература

1. Александров Н. Н., Гуння Г. С. — Об измерении концентрации атмосферной пыли радиометрическим методом. Тр. ГГО, вып. 238, 1969.
2. Александров Н. Н., Гуння Г. С. — К методике оценки запыленности воздуха. Тр. ГГО, вып. 293, 1973.
3. Берлянд М. Е., Генихович Е. Л., Маслова Г. Е. — К теории зависимости между концентрацией аэрозолей в атмосфере и их потоком на горизонтальный планшет. Тр. ГГО, вып. 185, 1966.
4. Будыко М. И. — Влияние человека на климат. Гидрометиздат, Л., 1972.
5. Гуння Г. С. — Исследование физико-химических свойств пыли приземного слоя атмосферы и методов измерений ее концентраций. Тр. ГГО, вып. 293, 1973.
6. Давитая Ф. Ф. — О возможности влияния запыленности атмосферы на уменьшение ледников и потепление климата. Изв. АН СССР, сер. геогр., № 2, 1965.
7. Robinson E. Robbins R. C. — Emissions, Concentrations and fa tco Particulate Atmospheric pollutants, APY Pul, № 4076, March 31, 1974.



Г. Н. ГВАЗАВА, М. И. ГОГОБЕРИДЗЕ

ОБОБЩЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕКОТОРЫХ ВНУТРЕННИХ ЗАДАЧ
ГИДРОДИНАМИКИ ГИДРОСИЛОВЫХ СООРУЖЕНИЙ МЕТОДАМИ
НЕЛИНЕЙНОЙ МЕХАНИКИ

Как известно, при быстрых изменениях нагрузки на гидросиловых установках возникают нестационарные (переходные) режимы. При этом напорные гидротехнические сооружения (тоннели, уравнительные резервуары, турбинные водоводы), которые создают так называемую напорную систему гидросиловых узлов, рассчитываются на полный сброс нагрузки, наброс нагрузки и устойчивость стационарных режимов.

В результате приложения принципа Даламбера к нестационарному движению (режиму) в напорной системе получается:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(H + \frac{w^2}{2g} \right) = -\frac{1}{gf} \frac{\partial Q}{\partial t} - i \quad (1)$$

Если изменения плотности жидкости и площади сечения водоводов пропорциональны изменениям внутреннего давления, условие неразрывности даёт:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{gf}{\chi^2} \frac{\partial H}{\partial t} \quad (2)$$

где H —пъезометрический напор, w —скорость течения; Q —расход жидкости; x —координата по оси деривации (тоннели); i —гидравлический уклон; χ —скорость распространения волны удара; f —площадь живого сечения деривации, t —время.

Эти уравнения описывают [1] как явление, называемое гидравлическим ударом, так и явление, известное под названием колебаний жидких масс. Но ввиду сложности математического анализа системы (1)—(2) целесообразно искусственно расчленить явления нестационарного режима на задачу о гидравлическом ударе, рассматривая при этом уравнения гиперболического типа математической физики:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} = \frac{1}{\gamma^2} \frac{\partial^2 H}{\partial t^2}$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{1}{\gamma^2} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$$

и на внутренние задачи гидродинамики напорных гидротехнических сооружений (колебания жидких масс и флуктуация поля осредненных скоростей), которые при полном сбросе нагрузки описываются дифференциальными уравнениями нелинейной механики:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \alpha \left| \frac{dz}{dt} \right| \frac{dz}{dt} + \beta z = 0 \quad (4)$$

$$\frac{d^2 w}{dt^2} + \gamma |w| \frac{dw}{dt} + \delta w = 0 \quad (5)$$

где $\alpha = \frac{F \cdot a \cdot g}{f \cdot L}$, $\beta = \frac{f \cdot g}{L \cdot F}$, $\gamma = \delta = \frac{f \cdot g}{L \cdot F}$

F — площадь сечения резервуара, L — длина деривационного водовода, g — ускорение силы тяжести, a — коэффициент, характеризующий нелинейную зависимость потерь напора в деривации от скорости.

Вывод Н. А. Картвелишвили [1, 16] о целесообразности искусственного расчленения задачи о нестационарном режиме на задачу о гидравлическом ударе и задачу о колебании масс (или флуктуации осредненного скоростного поля) полностью подтвердились исследованиями нестационарных процессов в напорной гидросистеме с воздушным компенсатором, выполненными в институте гидродинамики СО АН СССР, упрощенным аналитическим методом, графическим методом, и с помощью электронной вычислительной машины М-20 («Вестник машиностроения», № 8, 1972).

В работе Г. Н. Гвазава [6] опираясь на результаты Милна, Сансона, Льенара для уравнения (4) были доказаны следующие основные положения:

1. Решения уравнения нестационарного режима в напорной системе («штольня-уравнительный резервуар») при полном сбросе нагрузки однозначно определяются начальными условиями, причем областью существования этих решений является промежуток (t_0, ∞) .

2. Если t_1 и t_2 являются последовательными нулями произвольной решения $z(t)$ дифференциального уравнения нестационарного решения, т. е. $z(t_1) = 0$, $z(t_2) = 0$, $z(t) \neq 0$ $t_1 < t < t_2$ то существует одна и только одна точка $\xi \in [t_1, t_2]$ для которой $z(\xi) = 0$.

3. Решения дифференциального уравнения нестационарного режима в напорной системе колеблются.



Несмотря на это, ввиду нелинейности уравнения [4] аналитическое решение, т. е. вид функции $z=z(t)$ до настоящего времени не получено. Возможность точного решения уравнения [4], объясняет многочисленные исследования учеными различных приближенных формул, выведенных при тех или иных допущениях [30], которые дают либо излишние запасы, либо недостаточную гарантию надежности проектируемого сооружения.

Что же касается графо-аналитических и графических методов интегрирования уравнений колебаний масс, то они представляют собой графической интерпретацией известных численных методов Эйлера и Рунге.

Это обстоятельство приводит к необходимости использования для решения внутренних задач, (связанных с расчетами колебаний масс в напорной системе гидросиловых узлов), средств вычислительной техники. Первой попыткой в этом направлении было применение дифференциального анализатора механического действия [29]; впоследствии были использованы и цифровые вычислительные машины [2]. В СССР, впервые вычислительные машины непрерывного действия (аналоговые электронно-моделирующие установки типа МПТ-9 и МПТ-11) применялись нами для исследования колебания масс [7, 8].

Введение новой независимой переменной $\theta = z^{-1}t$ и следующее представление искомой функции

$$z(\theta) = -\frac{z_0}{p} x(\theta) \quad (6)$$

(где z_0 — начальное значение, p — неизвестный пока параметр, а $x(\theta)$ — машинная переменная) позволяет уравнение (4) записать в виде:

$$\ddot{x} + \frac{a \cdot F \cdot g \cdot z_0}{L \cdot f \cdot p} \dot{x} + x = 0 \quad (7)$$

При обозначении $D_0 = \frac{a \cdot F \cdot g \cdot z_0}{L \cdot f}$ и подборе p таким образом, чтобы $p = 100D_0$, уравнение (7) в машинных переменных получит следующий вид:

$$\ddot{x} + \varepsilon \dot{x} + x = 0 \quad (8)$$

где $\varepsilon = 0,01$

Для получения начальных условий согласно (6) имеем

$$x(0) = -\frac{p}{z_0} z(0) = \frac{p(-z_0)}{z_0} = -p = -100D_0 \quad (9)$$

При $\theta=0$, $z=0$ значит $\ddot{x}=0$ и из уравнения (8) с учетом зависимости (9) получим

$$\dot{x}(0) = 100\sqrt{D_0}$$

Таким образом, для интегрирования на электронной машине непрерывного действия МПТ-11 ставится следующая задача Коши:

$$\ddot{x} + 0,01 |\dot{x}| \dot{x} + x = 0 \quad (10)$$

$$x(0) = -100D_0, \quad \dot{x}(0) = 100\sqrt{D_0}$$

где D_0 — безразмерная характеристика напорной системы гидросиловой установки.

Ввиду того, что электромодель МПТ-11 не позволяет осуществить $|\dot{x}|$ в ВЦ АН ГССР был разработан специальный блок с помощью которого возможно воспроизводить не только $f(t)$, но и другие нелинейности релейного характера [5].

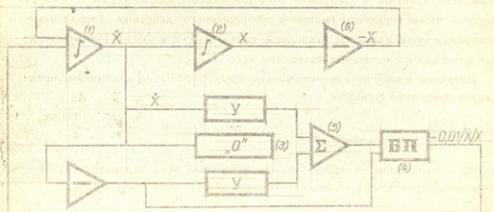


Рис. 1.

Наличие демпфирующего фактора (дополнительного сопротивления) в подготовке блок-схемы интегрирования не вносит принципиальных изменений. Ввиду того, что «невмешательство» демпфирующего фактора в момент $\theta=t=0$ вытекает из физики явления, для исследований демпфирующих колебаний на аналоговой машине, задача Коши ставится аналогично (10), разница только в том, что уравнение динамики принимает вид:

$$\ddot{x} + 0,01(1 + \eta) |\dot{x}| \dot{x} + x = 0 \quad (11)$$

Блок-схема интегрирования дается на рис. 1.

При записи решения могут быть использованы магнитно-шлейфовые осциллографы, электронно-лучевые индикаторы, а также высокочувствительные приборы синхронного действия.

Образец записи представлен на рис. 2.

Так как рассмотренные нами уравнения (10—11) представляют частный вид уравнений типа Ван-дер-Поля.

$$\ddot{x} + \mu f(x, \dot{x}) + \omega^2 x = 0 \quad (12)$$

сравнение полученных на машине данных можно произвести с результатами применения закона затухания основной гармоники нелинейных колебаний (Н. Боголюбов, Ю. Митропольский [4]), а также метода двухмасштабных разложений, являющегося обобщением идеи Пуанкаре, прямого асимптотического разложения [19].

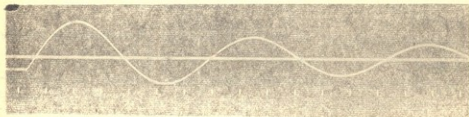


Рис. 2.

Как было отмечено выше уравнение (4) описывает колебания масс в напорной системе при полном сбросе нагрузки ($Q_T \rightarrow 0$).

Однако, на практике часто сброс нагрузки турбины сопровождается уменьшением расхода до величины, соответствующей холостому ходу турбины ($Q_T \rightarrow Q_{ix}$). Условимся в дальнейшем называть это явление частичным сбросом расхода.

С помощью введения безразмерных величин [12] уравнению динамики системы (1)—(2) можно придать такой вид

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + \left[2\varepsilon_\lambda n + \varepsilon_\lambda \left| \frac{dx}{d\tau} \right| \right] \frac{dx}{d\tau} + x = \varepsilon_\lambda n^2 \quad (13)$$

где $x = z/z_0$, ε_λ , n — постоянные величины, причем

$$n = \frac{Q_{ix}}{Q_T}, \quad \tau = \frac{t}{T}, \quad T = \sqrt{\frac{L \cdot J}{g \cdot J}}$$

Таким образом дифференциальное уравнение колебания масс в напорной системе гидросиловой установки с учетом холостого хода турбины можно рассматривать в таком виде

$$A \frac{d^2 x}{d\tau^2} + \left[B + \varphi \left(\frac{dx}{d\tau} \right) \right] \frac{dx}{d\tau} + Cx = \Omega$$



где $A > 0$, $B > 0$, $C > 0$ — постоянные, функция $\varphi \left(\frac{dx}{d\tau} \right)$ при любом конечном значении $\frac{dx}{d\tau}$, непрерывна вместе со своей первой производной $\varphi(0) = 0$, $\varphi \left(\frac{dx}{d\tau} \right) = \text{sign} \frac{dx}{d\tau}$ и Ω — возмущающий фактор постоянного действия.

Так как в якорной системе гидрослловой установки функция $\varphi \left(\frac{dx}{d\tau} \right)$ возрастает при $\frac{dx}{d\tau} > 0$ (при увеличении скорости потери пропорционально растут), то из одной теоремы Каччиополи и Гицети [17] вытекает следующее положение:

Уравнение колебания масс (13) при частичном мгновенном сбросе нагрузки (до величины соответствующей холостому ходу турбин) имеет единственное периодическое решение, а все остальные решения асимптотически приближаются к нему при $t \rightarrow +\infty$.

После обоснования существования и единственности решений для неоднородного уравнения (13) учитывая невозможность для всех случаев имеющих практическое значение, точного интегрирования этого уравнения, была разработана методика его решения на электронной моделирующей установке типа МПТ-9-2 [13].

Для получения решения уравнения в относительных величинах, приведенных к максимальному превышению уровня, соответствующему условию $z_{\Delta} = 0$, была введена переменная $y = x(1-n)$ или $x = \frac{y}{1-n}$.

После подстановки этой переменной в (13) и введения обозначений

$$\alpha^* = 2z_{\Delta} \cdot n \quad \beta^* = \frac{2\epsilon_{\Delta}}{1-n}, \quad \gamma^* = (1-n)z_{\Delta} \cdot n^2$$

получаем машинное уравнение:

$$\ddot{X} + (\alpha^* + 0,01\beta) \dot{X} + X + \gamma^* = 0 \quad (14)$$

где $X = 50y$.

Начальные условия для машинных переменных запишутся так:

$$X(0) = -50\alpha(1-n) \text{ и } \dot{X}(0) = -50(1-n)$$

Блок-схема интегрирования приводится на рис. 3.

После обработки полученных данных были составлены расчетные таблицы и графики зависимости, позволяющие определить наибольшее по-

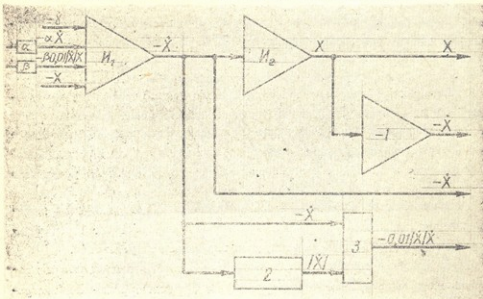


Рис. 3.

вышение горизонта воды в резервуаре над статическим уровнем водохранилища в случае частичной разгрузки турбин (до Q_{Tx}).

На рис. 4 приведен образец графика для определения x_m .

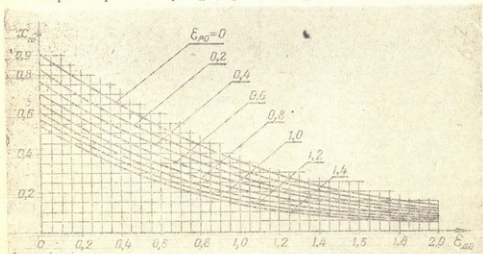


Рис. 4.

Теоремы существования и единственности периодических решений для уравнения (5), которое путем простых преобразований можно привести к уравнению Льева

$$\frac{d^2 w}{dt^2} + \Phi(w) \frac{dw}{dt} + G(w) = 0 \quad (15)$$

были установлены Левинсоном и Смитом [21] в предположении, что функция $\Phi(w)$ дифференцируема. Сансон [27] доказал обобщенную теорему о существовании одного и только одного периодического решения справедливую и в случае когда функция $\Phi(w)$ только непрерывна.

Классическое построение Льева [22] применимо только к тому частному случаю, когда функция $G(w)$ зависит от координат линейно.

Использование методов изоклин (развитых Стокером [28] и Орловским [24]) позволяет построить топологический способ анализа нестационарного режима в напорной системе гидросиловой установки по уравнению (15).

На рис. 5 приведена схема графоаналитического построения (по нашему способу [9]) кривой изменения средних (по сечению) скоростей в напорной деривации при сбросе нагрузки гидросиловой установки.

Особенностью предложенного решения, кроме его наглядности и простоты, является также и то обстоятельство, что для определения экстремальных значений горизонтов в резервуаре нет необходимости строить график функции $z = z(t)$.

В самом деле, из физики явления следует, что первое максимальное повышение горизонта в уравнительном резервуаре будет достигнуто в том случае, если скорость в штольне уменьшится до нуля.

На рис. 5 точка 1 имеет координаты $\left[0, \left(\frac{dw}{dt} \right)_1 \right]$, следовательно, но, максимальное повышение

$$\left| Z_{\max} \right| = \left(\frac{dw}{dt} \right)_1 \cdot tg \theta$$

Далее, изменяясь по характеристике, скорость w опять проходит нулевое значение в точке 3. Следовательно, максимальное понижение

$$\left| Z_{\min} \right| = \left(\frac{dw}{dt} \right)_3 \cdot tg \theta$$

Имея такой наглядный способ построения интегральных кривых на фазовой плоскости, необходимо исследовать область асимптотической устойчивости уравнения (15).



Предположим, что функция $\Phi(w)$ и $G(w)$ таковы, что

- $$\left. \begin{array}{l} 1) w G'(w) > 0 \quad \text{при } w \in D \text{ и } w \neq 0 \\ 2) w \int_0^w \Phi(w) dw > 0 \quad \text{при } w \in D \text{ и } w \neq 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} 341135320 \\ 30320199333 \end{array}$$

Как было указано выше при использовании обобщенной теоремы Сан-тессе условия существования и единственности решения выполнены, при-

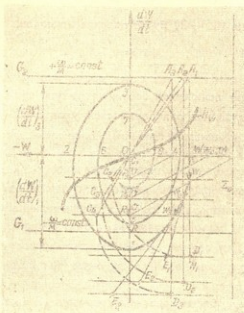


Рис. 5.

чем найдутся такие $w \in (-w_m, w_m)$ для которых $\Phi(w) > 0$. Полагая $\dot{W} = V$ приводим уравнение (15) к системе

$$\begin{cases} \dot{V} = -\Phi(w)V - G(w) \\ \dot{W} = V \end{cases} \quad (16)$$

Исследованию устойчивости начала координат с использованием функции Ляпунова для более общих систем посвящены работы Барбашина, Красовского и Плисса [3, 20, 25].

В отличие от указанных работ Заворыкиным и Шахтариним вводится условие 2) — $\int_0^w \Phi(w) dw > 0$, которое позволяет просто оценить



область притяжения начала координат [14] и доказывается следующая теорема: «Если для системы (16) выполнены условия (15), то состояние равновесия $w=v=0$ системы осимптотически устойчиво».

Для доказательства теоремы рассматривается функция Ляпунова в виде

$$V(w, v) = -\frac{1}{2}v^2 + \int_0^w G(w) dw \quad (17)$$

которая в силу условия (15¹-2) будет определено положительно в области

$$D: \{w \in (c, d), \quad w \neq 0, \quad |v| < +\infty\}$$

При помощи развитых за последнее время обобщенных графических методов [26, 5] можно выполнять соответствующие геометрические построения и для более сложных разновидностей уравнений (5) и (15). Однако само построение становится при этом более сложным и требует в общем случае нанесения на фазовую плоскость (или в фазовом пространстве) еще одной или нескольких дополнительных кривых.

Сопоставление некоторых результатов машинного расчета с данными лабораторных исследований, [10, 18] с натурными данными [11] с данными расчетов по методу малого параметра, а также с результатами графического расчета как для случая призматического резервуара, так и для демпфирующих резервуаров показало высокую точность полученных зависимостей.

В качестве примера рассмотрим исследования реального объекта (напорной системы) Ладжанурской гидроэлектростанции.

Рассчитать колебания зеркала воды в демпфирующем уравнительном резервуаре (с сопротивлением) и исследовать поле осредненных скоростей в напорной штольне при следующих данных:

$$L = 2543 \text{ м}; \quad F = 123,7 \text{ м}^2; \quad Q = 100 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

$$w_0 = 4,22 \text{ м/сек}; \quad a = 0,36; \quad f = 23,7 \text{ м}^2 \quad z = 5,38 \text{ м.} \quad \eta = 2,85.$$

В данной задаче требуется расчет на наброс мощности одного агрегата, т. е. на внезапное увеличение расхода с 66,6 до 100 м³/сек и на полный сброс расчетной нагрузки.

По методике лабораторных исследований разработанной нами [18] расчетные величины были получены следующие:

Максимальное понижение горизонта воды в уравнительном резервуаре при частичном набросе нагрузки ($2/3Q \rightarrow Q$) 7,60 м, отклонение гори-

зонта воды при стационарном режиме 3,22 м; максимальное повышение зеркала в уравнительном резервуаре при полном сбросе нагрузки на низшее положение зеркала от статического уровня 12,4 м.

В целях проверки результатов машинного расчета и лабораторных исследований под руководством Гвазава Г. Н. были проведены натурные испытания напорной системы Ладжанурской ГЭС при полном сбросе нагрузки (с $N=112$ Мвт). Подробное описание методики исследования и соответствующей аппаратуры дается в [11].

Измерение колебаний уровня (зеркало воды в резервуаре) было осуществлено при помощи электротатстера конструкции ТНИСГЭИ-Х одновременно проводилась запись на осциллографе МПО-2.

Ниже в таблице 1 представлен весь ход измерений начиная от режима при нагрузке 112 МГВТ (к чему соответствует расход $Q=100$ м³/сек).

Таблица 1

Амплитуды колебания по прибору	Амплитуды колебаний по осциллограмме
+ 17,40	+ 17,70
- 12,70	- 12,20
+ 7,85	+ 8,00
- 7,10	- 6,60
+ 5,00	+ 5,10
- 4,50	4,50
+ 2,52	+ 3,10
+ 3,57	- 3,30
+ 2,00	+ 2,20
- 3,18	- 3,00
+ 1,71	+ 1,80
- 2,76	- 2,60
+ 1,43	+ 1,50
- 2,40	- 2,30
+ 1,03	+ 1,00
- 2,00	- 2,00
+ 0,53	+ 0,50
-	-
+ 0,34	+ 0,30
-	-

Вычисляя $D_0, x(t), \dot{x}(t)$, на электронно-моделирующей установке МПТ-11 согласно уравнению (15) ставим задачу Коши:

$$\ddot{x} + 0,01(1 + 1,99)|\dot{x}| \dot{x} + x = 0 \quad (18)$$

$$x(0) = -8,33 \quad \dot{x}(0) = 28,90$$

На рис. 6 дается осциллограмма решения задачи в виде затухающих колебаний.

Величина максимальной амплитуды по показанию высокочувствительного потенциометра $x_{\text{макс}} = 15,8$, величина минимального понижения $x_{\text{мин}} = -10,5$.



Рис. 6.

Применяя формулу (6), находим истинные значения амплитуд колебаний:

$$Z_{\text{макс}} = 1,11 \cdot 15,8 = 17,54 \text{ м}$$

$$Z_{\text{мин}} = -1,11 \cdot 10,5 = -11,55 \text{ м}$$

Сопоставление расчетных (на аналоговых машинах непрерывного действия) и экспериментальных данных (как лабораторных так и натуральных) позволяет заключить, что предлагаемая методика исследования внутренних задач гидродинамики гидросиловых установок дает возможность исследовать с исчерпывающей полнотой колебания масс и изменения осредненных скоростей в напорной системе (водохранилище—напорная штольня—уровнительный резервуар—турбинный водопровод) при любых изменениях нагрузки, причем в процессе анализа автоматически решается и задача об устойчивости в «большом».

Литература

1. Аронович Г. В., Карташвили Н. А., Любимцев Я. К. — Гидравлический удар и уровнительные резервуары. М., «Наука», 1968.
2. Barbatossa N. L.—Hydraulic Analysis of Surge Tanks by Digital Computer. Proceedings of the ASCE Journal of the H. D. vol. 85, April, 1959.
3. Барбаши Е. А. — Введение в теорию устойчивости. М., «Наука», 1967.
4. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. — Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М., 1968.
5. Браун Дж. — Обобщение графического решения уравнения Льева. «Сб. механики», М., «Мир», № 1 (143), 1974.
6. Гвазава Г. Н. — К исследованию решений дифференциальных уравнений нестационарного режима в напорной системе. Сб. тр. ТНЦГЭИ, вып. 1, 1957.
7. Gvazava G. N.—Application of the Electronic Analog Computer for Calculation of Unsteady Flow in Conduits JAMR Belgrade, 1961.
8. Гвазава Г. Н., Кандедаки Н. А. — Об одной задаче нелинейных колебаний. Труды международного симпозиума по нелинейным колебаниям. т. III, Киев, 1963.

9. Гвазава Г. Н. — Новый графо-аналитический метод гидравлического расчета уравнивательных резервуаров. Сб. тр. ТНИСГЭИ, вып. 1, 1957.
10. Гвазава Г. Н., Канделаки Н. А., Кублашвили А. Н., Ли Г. Н. — Применение электронных моделирующих устройств для решения некоторых задач нелинейной механики. Известия ТНИСГЭИ, т. 17, Москва, 1962.
11. Гвазава Г. Н. — Производство натурных исследований гидросооружений и узлов, режимов работы агрегатов и системы напорных водоводов Ладжанури ГЭС. Отчет ТНИСГЭИ, № 1741, Тбилиси, 1972.
12. Гогоберидзе М. И. — Максимальное повышение уровня в резервуаре при мгновенном сбросе нагрузки с учетом холостого хода турбин. Известия ТНИСГЭИ, т. 20, Москва, 1970.
13. Гогоберидзе М. И. — Демпфирующие уравнивательные резервуары гидроэлектростанций (на грузинском языке) «Сабчота Сакартвело», Тбилиси, 1971.
14. Заварькин В. М., Цахтарин Б. Н. — Области устойчивости уравнения Абенара, ПММ, т. 36, вып. 5, «Наука», 1972.
15. Канделаки Н. А., Окруашвили Г. А. — Тр. вычислительного центра АН Груз ССР, т. 11, Тбилиси, 1960.
16. Картвелишвили Н. А. — Современное состояние гидравлической теории нестационарных потоков. Известия АН СССР, ОТН Механика и машиностроение, № 3, 1961.
17. Sacctopoli R., Ghizetti A.—Ricerche asintotiche per una particolare equazione differenziale non lineare Rend. R. Acc. d'Italia (7) 3 (1942), 427—444.
18. Кереселидзе Н. Б., Гвазава Г. Н., Кублашвили А. Н. — Лабораторные исследования неустановившихся процессов. Известия ТНИСГЭИ, т. 11, М., 1958.
19. Коул Дж. — Методы возмущений в прикладной математике. «Мир», М., 1972.
20. Красовский Н. Н. — Теоремы об устойчивости движений, определяемых системой двух уравнений ПММ, 1952, т. 16, вып. 5.
21. Levinson N., Smith O. K.—A General Equation for Relaxation Oscillations, Duke math. Journ. 9(1942), 382—403.
22. Liénard A.—Etude des Oscillations Entretenues, Revue General de l'Electricite 23, (1928), 901—912.
23. Ляпунов А. М. — Собрание сочинений, т. 2, М., Физматгиз, 1958.
24. Орловский Г. М. — Графическое интегрирование нелинейных уравнений теории колебаний, Вестник МГУ, № 5, 1955.
25. Плисс В. А. — Качественная картина интегральных кривых в целом ПММ, 1953, т. 17, вып. 5.
26. Проблемы механики. Сб. статей под редакцией Р. Мизеса и Т. Кармана, ИЛ, М., 1955.
27. Сансон Дж. — Обыкновенные дифференциальные уравнения, ИЛ, М., 1954.
28. Стокер Дж. — Нелинейные колебания в механических и электрических системах, ИЛ, М., 1952.
29. Taylor, E., Reisman A., Ward J.—Unsteady Flow in Conduits with Simple Surge Tanks, Proceedings of the ASCE Journal of the H. D., vol. 85, February, 1959.
30. Чернятин И. А. — Статьи в «Известиях ВНИИГ», т. 2, 33, 42, 44 и 48. Госэнергоиздат, 1940—1952.



А. А. ГИГАУРИ

ГРАФИЧЕСКИЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЫСОТЫ ПО ИЗМЕРЕННЫМ ПАРАЛЛАКСАМ

При дешифрировании аэроснимка необходимо не только опознать объект и установить его размеры на плоскости, но и определить высоту.

Определение высоты по аэроснимкам основано на измерении разности продольных параллаксов, что в формуле отображается следующим образом:

$$h = \frac{H}{b + \Delta p} \Delta p, \quad (1)$$

Где H — высота полета, b — базис, Δp — разность параллаксов, h — искомая высота или превышение.

Области изменения: H от 500 м до 3000 м, b от 50 мм до 90 мм, Δp от 0,1 мм до 4 мм.

Высота полета H определяется по данным полета; более точно H можно определить по масштабу аэроснимков, b — базис измеряется на стереоскопических парных аэроснимках. Разность параллаксов Δp малая величина, но тем не менее от точности определения Δp зависит точность определения искомой высоты h . С целью повышения точности измерения сконструированы приборы, с помощью которых средняя квадратичная ошибка измерения разности параллаксов $\delta_{\Delta p} = \pm 0,05 - 0,02$ мм.

После определения этих компонентов вычисление высоты производится от руки или арифмометром.

Анализ приведенной формулы дает возможность составления графика для определения высоты h .

Допустим, что $H = \text{const}$, $b = \text{const}$.

Из (1) можно получить $hb + h\Delta p - H\Delta p = 0$ (2) формула (2) является уравнением второй степени с двумя неизвестными, общий вид которого $Ax^2 + Bxu + Cy^2 + 2Dx + 2Ey + F = 0$. Если обозначить: $\Delta p = x$, $h = y$; тогда уравнение (2) примет вид: $xy - Hx + by = 0$, (3)

где $A = 0$, $B = \frac{1}{2}$, $C = 0$, $D = -\frac{H}{2}$, $E = \frac{b}{2}$, $F = 0$.

С целью исследования уравнения вычислим детерминанты:

$$b = \begin{vmatrix} A & B \\ B & C \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & \frac{1}{2} \\ \frac{1}{2} & 0 \end{vmatrix} < 0 \quad \Delta = \begin{vmatrix} A & B & D \\ D & C & E \\ D & E & F \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & \frac{1}{2} & \frac{H}{2} \\ \frac{1}{2} & 0 & \frac{b}{2} \\ \frac{H}{2} & \frac{b}{2} & 0 \end{vmatrix} \neq 0.$$

В таком случае уравнение (3) выражает гиперболическую кривую. Следовательно, для постоянных значений H и b связь между h и $\Delta\rho$ гиперболическая.

Сведем уравнение (3) к каноническому виду. Дифференцированием уравнения (3) по x и y получаются координаты центра гиперболы $x = -b$, $y = H$.

После подстановки координат центра гиперболы в левую часть уравнения (3) определяется свободный член канонического уравнения: $h = bH$.

Составим квадратное уравнение: $k^2 - (A+C)k + (AC - B^2) = 0$

$$k^2 - \frac{1}{4} = 0 \quad k = \pm \frac{1}{2}.$$

Таким образом, канонический вид уравнения (3) будет:

$$\frac{1}{2}x'^2 - \frac{1}{2}y'^2 + bH = 0 \quad (4) \quad \text{или} \quad \frac{y'^2}{2bH} - \frac{x'^2}{2bH} = 1. \quad (4')$$

Дальше определяется радиус кривизны

$$R = a^2 b^2 \left(\frac{x_0^2}{a^4} + \frac{y_0^2}{b^4} \right)^{3/2} = 4b^2 H^2 \left(\frac{x_0^2}{4b^2 H^2} + \frac{y_0^2}{4b^2 H^2} \right)^{3/2} = 4b^2 H^2 \left(\frac{x_0^2 + y_0^2}{4b^2 H^2} \right)^{3/2} = \frac{(x_0^2 + y_0^2)^{3/2}}{2bH}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) очевидно, что R малая величина, поэтому его можно считать независимой от b и H , а это дает возможность вращения графика вокруг начала координат.

Если значения базиса и разности параллаксов подобрать таким обра-

зом, что $b = 100\Delta\rho$, тогда $\frac{\Delta\rho}{b + \Delta\rho} = \frac{1}{101}$ соответственно $h = \frac{H}{101} \approx 0,01 H$.

Следовательно, по данным значениям b и H возможно установить положение кривой относительно координатной системы; после чего, на кривой по данным $\Delta\rho$ определяется h или наоборот.

Для большего удобства графика на линейке нанесены две ветви кривой, одна из которых соответствует положительным значениям, вторая —

отрицательным. Величины, соответствующие положительным значениям Δp отсчитываются на кривой со знаком +, а величины соответствующие отрицательным величинам Δp на кривой со знаком —.

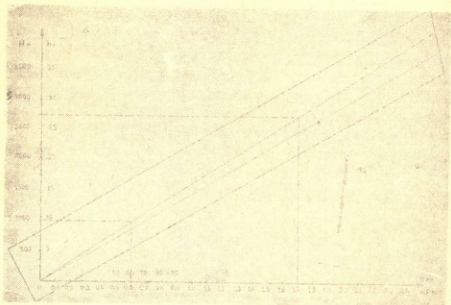


График определения высоты.

На данном чертеже определяется высота h по данным $H=1000$ м, $b=60$ мм, $\Delta p=1,7$ мм. Координаты $H=1000$ м и $b=60$ мм дают направление кривой со знаком +. Далее, на этой кривой для $\Delta p=1,7$ мм отыскивается $h=27,5$ м.

Точность данного метода вполне удовлетворительная.



А. ДЖАХУА

О СУММИРУЕМОСТИ ДВОЙНЫХ РЯДОВ МЕТОДОМ $R_{p,q}$

Рассмотрим двойной числовой ряд

$$\sum_{m,n=0}^{\infty} a_{m,n} \quad (1)$$

Пусть p и q целые положительные числа больше единицы.Определение 1. Ряд (1) называется суммируемым методом $R_{p,q}$ к сумме S , если ряд

$$C_p^{-1} C_q^{-1} \sum_{m,n=0}^{\infty} uv S_{m,n} \left(\frac{\sin mu}{mu} \right)^p \left(\frac{\sin nv}{nv} \right)^q \quad (2)$$

где

$$C_r = \int_0^{\infty} \left(\frac{\sin u}{u} \right)^r du,$$

сходится в некоторой окрестности точки $u=0$, $v=0$ к функции $f(u, v)$ и

$$\lim_{u,v \rightarrow 0} f(u, v) = S$$

Определение 2. Ряд (1) назовем суммируемым методом $(R_{p,q})_{\lambda}$ к сумме S , если ряд (2) сходится в некоторой окрестности точки $u=0$, $v=0$ к функции $f(u, v)$ и

$$\lim_{(uv)_{\lambda} \rightarrow 0} f(u, v) = S.$$

Определение 3. Ряд (1) назовем суммируемым методом $R_{p,q}^*$ к сумме S , если сходится ряд

$$C_p^{-1} C_q^{-1} \sum_{m,n=0}^{\infty} uv \psi_{m,n}^p \omega_m^p(u) \omega_n^q(v) \quad (3)$$



в некоторой окрестности точки $u=0, v=0$ к функции $F(u, v)$ где

$$\lim_{u, v \rightarrow 0} F(u, v) = s$$

где

$$\phi_{min} = \sum_{i=0}^m \sum_{k=0}^n S_{i,k}$$

а

$$w_k(t) = \left(\frac{\sin kt}{kt} \right)^r - \left(\frac{\sin(k+1)t}{(k+1)t} \right)^r$$

Определение 4. Ряд (1) назовем суммируемым методом $(F^q, p, q)_\lambda$ к сумме S если сходится ряд (3) в некоторой окрестности точки $u=0, v=0$ к функции $F(u, v)$ и

$$\lim_{(u, v)_\lambda \rightarrow 0} F(u, v) = S.$$

Теорема 1. Пусть ряд (1) сходится к сумме S и, кроме того, выполнены условия:

- 1) последовательность $\{\phi_{m,n}\}$ квази-ограничена,
- 2) $\lim_{m \rightarrow \infty} \frac{v}{m^p} \sum_{n=0}^k \phi_{m,n} w_n^q(v) = 0$ для любого фиксированного k ,
- 3) $\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{u}{n^q} \sum_{m=0}^l \phi_{m,n} w_m^q(v) = 0$ для любого фиксированного l .

Тогда из сходимости одного из рядов (2) и (3) следует сходимость другого и равенство их сумм.

Доказательство. Так как последовательность $\{\phi_{m,n}\}$ квази-ограничена, то существует такое число $R > 0$ и натуральное N , что

$$|\phi_{m,n}| < R, \text{ при } n > N_1, \quad n > N_1.$$

Пусть M и N натуральные числа такие, что $M > N_1, N > N_1$. На основании преобразования Абеля имеем:

$$\begin{aligned} & \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N uv \phi_{m,n} \left(\frac{\sin mu}{mu} \right)^p \left(\frac{\sin nv}{nv} \right)^q = \\ & = \sum_{m=0}^{M-1} \sum_{n=0}^{N-1} uv \phi_{m,n} w_m^p(n) w_n^q(v) + \left(\frac{\sin Mu}{Mu} \right)^{pN-1} \sum_{n=0}^N uv \phi_{m,n} w_n^q(v) + \\ & + \left(\frac{\sin Nv}{Nv} \right)^q \sum_{m=0}^{M-1} nv \phi_{m,N} w_m^p(u) + uv \phi_{MN} \left(\frac{\sin Mu}{Mu} \right)^p \left(\frac{\sin Nv}{Nv} \right)^q \quad (4) \end{aligned}$$

Ввиду того, что последовательность $\{\psi_{M,N}\}$ квази-ограничена, имеем

$$\lim_{M,N \rightarrow \infty} \psi_{M,N} \left(\frac{\sin Mu}{Mu} \right)^p \left(\frac{\sin nu}{nu} \right)^q = 0. \quad (5)$$

Поэтому достаточно показать, что

$$\lim_{M,N \rightarrow \infty} \left(\frac{\sin Mu}{Mu} \right)^p \sum_{n=0}^{N-1} nu \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu) = 0, \quad (6)$$

или

$$\lim_{M,N \rightarrow \infty} \frac{\nu}{M^p} \sum_{n=0}^{N-1} \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu) = 0.$$

Имеем:

$$\frac{\nu}{M^p} \sum_{n=N_1+1}^{N-1} \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu) = \frac{\nu}{M^p} \sum_{n=0}^{N_1} \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu) + \frac{\nu}{M^p} \sum_{n=N_1+1}^{N-1} \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu).$$

По условию теоремы

$$\lim_{M \rightarrow \infty} \frac{\nu}{M^p} \sum_{n=0}^{N_1} \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu) = 0.$$

Оценка второго слагаемого дает:

$$\begin{aligned} \left| \frac{\nu}{M^p} \sum_{n=N_1+1}^{N-1} \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu) \right| &< \frac{|\nu|}{M^p} \sum_{n=N_1+1}^{N-1} |\psi_{M,n}| |\omega_n^q(\nu)| < \\ &< \frac{|\nu| \cdot R}{M^p} \sum_{n=0}^{N-1} |\omega_n^q(\nu)|. \end{aligned}$$

Ряд $\sum_{n=0}^{\infty} |\omega_n^q(\nu)|$ сходится, поэтому

$$\lim_{M,N \rightarrow \infty} \frac{|\nu| R}{M^p} \sum_{n=0}^{N-1} |\omega_n^q(\nu)| = 0.$$

Следовательно,

$$\lim_{M,N \rightarrow \infty} \left(\frac{\sin Mu}{Mu} \right)^p \sum_{n=0}^{N-1} \nu \psi_{M,n} \omega_n^q(\nu) = 0.$$

Аналогично получим, что

$$\lim_{M, N \rightarrow \infty} \left(\frac{\sin Nv}{\Lambda v} \right)^q \sum_{m=0}^{M-1} u \psi_{m, N} \omega_m^p(u) = 0.$$

На основании равенств (5), (6) и (7) получаем, что из сходимости одного из равенств (2) и (3) следует сходимость другого и справедливость равенства

$$\begin{aligned} C_p^{-1} C_q^{-1} \sum_{m, n=0}^{\infty} uv S_{m, n} \left(\frac{\sin mu}{mu} \right)^p \left(\frac{\sin nv}{nv} \right)^q = \\ = C_p^{-1} C_q^{-1} \sum_{m, n=0}^{\infty} uv \psi_{m, n} \omega_m^p(u) \omega_n^q(v). \end{aligned}$$

Теорема 2. Пусть ряд (1) сходится к сумме S и, кроме того, выполнены условия:

1) Последовательность $|\psi_{m, n}|$ квази ограничена;

2) Ряд $\sum_{m=0}^{\infty} \psi_{m, n} \omega_m^p(u)$ сходится в некоторой окрестности точки $u=0$ для любого фиксированного n , и

$$S_{np} \left| \sum_{m=0}^{\infty} u \psi_{m, n} \omega_m^p(u) \right| = \alpha_n < \infty \quad (n=0, 1, 2, \dots);$$

3) Ряд $\sum_{n=0}^{\infty} \psi_{m, n} \omega_n^q(v)$ сходится в окрестности точки $v=0$ для любого фиксированного m и

$$S_{mq} \left| \sum_{n=0}^{\infty} v \psi_{m, n} \omega_n^q(v) \right| = \beta_m < \infty \quad (m=0, 1, 2, \dots)$$

Тогда ряд (1) $k_{p, q}^*$ суммируется к сумме S .

Доказательство. Не ограничивая общности можно предполагать, что $S=0$. Из условия теоремы следует, что для любого $\varepsilon > 0$ существует такое целое число $N > 0$, что

$$|\psi_{m, n}| < \frac{\varepsilon}{M}, \quad \text{когда } m \geq N, \quad n \geq N.$$



где M — некоторое положительное число, такое, что

$$\sum_{m, n=0}^{\infty} |\omega_m^p(u) \omega_n^q(v)| < M$$

для любого u и v .

Пусть $\nu > N$ фиксированное целое число. Из условия теоремы следует, что ряд (1) сходится в окрестности точки $u=0, v=0$. Докажем, что справедливо равенство

$$\lim_{u, v \rightarrow 0} F(u, v) = 0$$

Имеем:

$$\begin{aligned} F(u, v) &= C_p^{-1} C_q^{-1} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \psi_{m,n} \omega_m^p(u) \omega_n^q(v) = \\ &= C_p^{-1} C_q^{-1} (F_1(u, v) + F_2(u, v) + F_3(u, v) - F_4(u, v)), \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$F_1(u, v) = \sum_{m=0}^{\nu} \sum_{n=0}^{\infty} uv \psi_{m,n} \omega_m^p(u) \omega_n^q(v),$$

$$F_2(u, v) = \sum_{n=0}^{\nu} \sum_{m=0}^{\infty} uv \psi_{m,n} \omega_m^p(u) \omega_n^q(v),$$

$$F_3(u, v) = \sum_{m=\nu+1}^{\infty} \sum_{n=\nu+1}^{\infty} uv \psi_{m,n} \omega_m^p(u) \omega_n^q(v),$$

$$F_4(u, v) = \sum_{m=0}^{\nu} \sum_{n=0}^{\nu} uv \psi_{m,n} \omega_m^p(u) \omega_n^q(v).$$

Известно, что $\lim_{t \rightarrow 0} \omega_k^r(t) = 0$, поэтому очевидно, что

$$\lim_{u, v \rightarrow 0} F_4(u, v) = 0$$

Из условия (3) следует

$$\begin{aligned} |F_1(u, v)| &< |\omega_m^p(u)| \left| \sum_{n=0}^{\infty} v \psi_{m,n} \omega_n^q(v) \right| < \\ &< \sum_{m=0}^{\nu} |u| |\omega_m^p(u)|^2, \quad v < u < \eta. \end{aligned}$$

Следовательно,

$$\lim_{u, v \rightarrow 0} F_1(u, v) = 0.$$

Аналогично получаем, что

$$\lim_{uv \rightarrow 0} F_2(u, v) = 0$$

В силу (8) получим, что

$$\begin{aligned} |F_3(u, v)| &< \sum_{m=v+1}^{\infty} \sum_{n=v+1}^{\infty} |u| \cdot |v| |\phi_{m,n}| |w^p_m(u)| |w^q_n(v)| < \\ &< \frac{\varepsilon |uv|}{M} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} |w^p_m(u)| |w^q_n(v)| < \varepsilon |uv|. \end{aligned}$$

Значит

$$\lim_{uv \rightarrow 0} F_3(u, v) = 0$$

Следовательно,

$$\lim_{uv \rightarrow 0} F(u, v) = 0.$$

Теорема доказана.

Теорема 3. Пусть ряд (1) сходится к числу S и, кроме того, выполнены следующие условия:

1) последовательность $\{\phi_{m,n}\}$ квази-ограничена;

2) ряд $\sum_{m=0}^{\infty} u \phi_{m,n} w^p_m(u)$ сходится в некоторой окрестности точки $u=0$ при любом фиксированном n и

$$\lim_{u \rightarrow 0} u^k \sum_{m=0}^{\infty} \phi_{m,n} w^p_m(u) = 0;$$

3) ряд $\sum_{n=0}^{\infty} v \phi_{m,n} w^q_n(v)$ сходится в некоторой окрестности точки $v=0$ при любом фиксированном m и

$$\lim_{v \rightarrow 0} v^k \sum_{n=0}^{\infty} \phi_{m,n} w^q_n(v) = 0$$

Тогда ряд (1) суммируется методом $(R^*_{p,q})_x$ к числу S .

Доказательство. Не ограничивая общности можно допустить, что $S=0$. По условию 1) следует, что для любого числа существует такое целое число $N > 0$, что

$$|\phi_{m,n}| < \frac{\varepsilon}{4M}, \quad \text{когда} \quad m > N \quad n > N.$$

где

$$M = \sum_{m,n=0}^{\infty} |\omega^p_m(u)\omega^q_n(v)|.$$

Пусть $\nu > N$ — некоторое фиксированное число. Известно, что $\omega^k_p(t) = o(t^2)$, при $t \rightarrow 0$ для любого фиксированного p . Поэтому для ν найдется такое число $H > 0$, что

$$|\omega^p_m(u)| < Hu^2, \quad m = 0, 1, 2, \dots$$

$$|\omega^q_n(v)| < Hv^2, \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

Пусть $\nu > N$ некоторое число, тогда на основании 2) и 3) для заданного $\varepsilon > 0$ найдется такое $\theta < \eta < \eta_1$

$$|u^4 \sum_{m=0}^{\infty} \phi_{m,n} \omega^p_m(u)| < \frac{\varepsilon}{4H\lambda^3(\nu+1)}, \quad 0 < u < \eta, \quad 0 \leq n \leq \nu.$$

$$|v^4 \sum_{n=0}^{\infty} \phi_{m,n} \omega^q_n(v)| < \frac{\varepsilon}{4H\lambda^3(\nu+1)}, \quad 0 < v < \eta_1, \quad 0 \leq m \leq \nu.$$

Из условия теоремы следует сходимость ряда

$$\sum_{m,n=0}^{\infty} uv \phi_{m,n} \omega^p_m(u) \omega^q_n(v)$$

в некоторой окрестности точки $u=0, v=0$.

Сумму этого ряда $F(u, v)$ можно представить следующим образом

$$F(u, v) = F_1(u, v) + F_2(u, v) + F_3(u, v) - F_4(u, v).$$

где

$$F_1(u, v) = \sum_{m=0}^{\nu} \sum_{n=0}^{\infty} uv \phi_{m,n} \omega^p_m(u) \omega^q_n(v),$$

$$F_2(u, v) = \sum_{n=0}^{\nu} \sum_{m=0}^{\infty} uv \phi_{m,n} \omega^p_m(u) \omega^q_n(v),$$

$$F_3(u, v) = \sum_{m=\nu+1}^{\infty} \sum_{n=\nu+1}^{\infty} uv \phi_{m,n} \omega^p_m(u) \omega^q_n(v)$$

$$F_4(u, v) = \sum_{m=0}^{\nu} \sum_{n=0}^{\nu} uv \psi_{m,n} w^p_m(u) w^q_n(v).$$

Легко показать, что $\lim F_4(uv) = 0$, поэтому для заданного числа $\varepsilon > 0$ найдется такое $\eta_1 \ll \eta$, что

$$|F_4(u, v)| < \frac{\varepsilon}{4}, \quad \text{при } 0 < u < \eta, \quad 0 < v < \eta.$$

Имеем

$$\begin{aligned} |F_2(u, v)| &\leq \sum_{m=\nu+1}^{\infty} \sum_{n=\nu+1}^{\infty} |uv| |\psi_{m,n}| |w^p_m(u) w^q_n(v)| < \\ &< \frac{\varepsilon}{4M} |u v| \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} |w^p_m(u) w^q_n(v)| < \frac{\varepsilon}{4} |uv|. \end{aligned}$$

Оценка $F_1(u, v)$ дает

$$\begin{aligned} |F_1(u, v)| &\leq \sum_{m=0}^{\nu} \left| \sum_{n=0}^{\infty} uv \psi_{m,n} w^p_m(u) w^q_n(v) \right| = \\ &= \sum_{m=0}^{\nu} |w^p_m(u)| |u| \sum_{n=0}^{\infty} v \psi_{m,n} w^q_n(v) < \\ &< H \frac{u^2}{v^2} \sum_{m=0}^{\nu} |v^4 \sum_{n=0}^{\infty} \psi_{m,n} w^q_n(v)| < \\ &< \left(\frac{u}{v} \right)^3 \frac{\varepsilon}{4\lambda^2}, \quad \text{для } 0 < v < \eta_1. \end{aligned}$$

Но если $\frac{1}{\lambda} \ll \left| \frac{u}{v} \right| \ll \lambda$, то получаем, что $|F_1(u, v)| < \frac{\varepsilon}{4}$ когда $0 < v < \eta_1$, $0 < u < \eta_1$, $\frac{1}{\lambda} \ll \left| \frac{u}{v} \right| \ll \lambda$. Аналогично можно доказать, что $|F_2(u, v)| < \frac{\varepsilon}{4}$, когда $0 < u < \eta_1$, $0 < v < \eta_1$, $\frac{1}{\lambda} \ll \left| \frac{u}{v} \right| \ll \lambda$.

На основании этих результатов получаем, что

$$|F(u, v)| < \varepsilon,$$

когда $0 < u < \eta$, $0 < v < \eta$, $\frac{1}{\lambda} \ll \left| \frac{u}{v} \right| \ll \lambda$.

Это значит, что

$$\lim_{(u, v)_\lambda \rightarrow 0} F(u, v) = 0$$



Очевидно сумма ряда (3) тоже стремится к 0 , когда $(u, v)_\lambda \rightarrow 0$ т. е. ряд (3) суммируется методом $(R_{p, q})_\lambda^*$ к сумме $S=0$. Теорема доказана.

Если последовательность частных сумм ряда (1) одновременно удовлетворяет условиям теорем (1) и (2), тогда ряд будет суммируемым методом $R_{p, q}$.

Л и т е р а т у р а

1. Барн Н. К. — Тригонометрические ряды. Москва, 1961 г.
2. Харди Т. Х. — Расходящиеся ряды. Москва, 1951 г.
3. Джахуа А. Б. — К вопросу суммирования двойных тригонометрических рядов методом Римана. Труды Груз. СХИ, т. XXVI—XXVII, 1969 г.



Г. Е. ТУГУШИ

ТЕОРИЯ САМОТЕЧНОГО ПОЛИВА, ИСХОДЯ ИЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ
 ИНТЕРПРЕТАЦИЙ ПРОЦЕССА

Процесс полива можно представить (рис. 1), как движение надземного потока, уравнением свободной поверхности $H=H(x)$ и подземного потока уравнением поверхности $W=W(x)$. Если бы мы заранее знали указанные функции, то интересующая нас длина струи $l(t)$ определялась бы из следующего балансового уравнения:

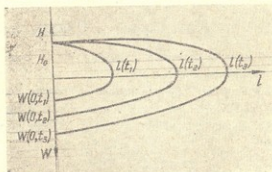


Рис. 1.

$$qt = G(l) + v(l) = \int_0^l \omega(H(x)) dx + \int_0^l W(x) \rho(H(x)) dx \quad (1)$$

где: q — расход в головном створе; t — время подачи воды.

Первый член правой части уравнения представляет объем воды, накопившейся на поверхности земли, а вторая — объем воды, просачивающейся в почву; $W(H)$ — живое сечение потока; $\rho(H)$ — активный смоченный периметр.

Если живое сечение русла трапециодальное, тогда

$$\omega = bH + \varphi H^2 \quad (2)$$

$$\rho = b + 2\sqrt{H^2 + \varphi^2} \quad (3)$$



где: b — ширина русла по дну, φ — коэффициент заложения откоса, ν — поправочный коэффициент на боковое капиллярное поглощение воды.

Исходя из физической сущности явления, можно предположить, что функции $H(x)$ и $W(x)$ являются непрерывными, монотонно убывающими функциями. В качестве таких функций можно предполагать:

прямые линии —

$$H = H_0 \left(1 - \frac{x}{l} \right), \quad W = W_0 \left(1 - \frac{x}{l} \right) \quad (4)$$

эллипсы —

$$H = H_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{l^2}}, \quad W = W_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{l^2}} \quad (5)$$

функций видов —

$$H = H_0 \left(1 - \frac{x}{l} \right)^{\theta_1}, \quad W = W_0 \left(1 - \frac{x}{l} \right)^{\theta_2} \quad (6)$$

и прочие функции таких характеров, которые удовлетворяют граничным условиям

$$x=0, \quad H=H_0, \quad w=w_0; \quad x=l, \quad H=0, \quad w=0;$$

где: H_0 — глубина воды в головном створе, а W_0 — слой воды, просачивающейся в почву там же за время t .

Подставляя в уравнение (1) различные сочетания таких функций (и даже функции: $H(x) = H_0 = const$, $w(x) = w_0 = w(0)$) и произведя интегрирование, во всех случаях искомая функция $l(t)$ определяется в следующем общем виде:

$$l(t) = \frac{qt}{w_0 P + \Omega}, \quad (7)$$

$$P = a_1 \cdot b + a_2 \cdot 2\nu H_0 \sqrt{1 + \varphi^2} \quad (8)$$

$$\Omega = a_3 b H_0 + a_4 \nu H_0^2, \quad (9)$$

где: a_1, a_2, a_3, a_4 — определенные коэффициенты, соответствующие допущенным поверхностям. Очевидно, их истинные значения соответствуют действительным поверхностям и могут быть определены опытами. Однако, теоретическими исследованиями (6) выясняется, что:

$$a_1 \sim \frac{1}{\theta_2 + 1} \sim \frac{p+1}{p+2}, \quad a_3 \sim \frac{1}{\theta_1 + \theta_2 + 1} = \frac{a_1}{2 - a_1} \sim \frac{p+1}{p+3}, \quad (10)$$

$$a_2 \sim \frac{1}{\theta + 1} \sim \frac{p+1}{p+2}, \quad a_4 \sim \frac{1}{2\theta_1 + 1} = \frac{a_3}{2 - a_3} \sim \frac{p+1}{p+3}$$

где P — показатель степени в известной обобщенной формуле средней скорости

$$V = C R^p i^r \quad (11)$$

В головном участке поливаемых борозд специальным опытом определяется зависимость $W_0 = W(0, t_i)$, а по наблюдениям над движением лба струи l_i и t_i . По этим данным составляется система уравнений:

$$\frac{qt_i}{l_i} = W(0, t_i) P + \Omega \quad (12)$$

Эта система делится на две равные группы и отдельно суммируются:

$$q \sum_{i=1}^{n/2} \frac{t_i}{l_i} P = \sum_{i=1}^{n/2} W(0, t_i) + \frac{n}{2} \Omega$$

$$q \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n \frac{t_i}{l_i} = P \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n W(0, t_i) + \frac{n}{2} \Omega \quad (13)$$

Откуда исключается Ω и определяется P

$$P = \frac{q \left(\sum_{i=1}^{n/2} \frac{t_i}{l_i} - \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n \frac{t_i}{l_i} \right)}{\sum_{i=1}^{n/2} W(0, t_i) - \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n W(0, t_i)}$$

Далее система (12) суммируется

$$q \sum_{i=1}^n \frac{t_i}{l_i} = P \sum_{i=1}^n W(0, t_i) + n\Omega, \quad (15)$$

куда подставляется значение P и определяется Ω .

Определив по отдельным опытам P , Ω , b , H_0 , ν , φ , соответственно выражениям (8) и (9) составляются системы уравнений решением которых определяются a_1 , a_2 , a_3 и a_4 .

Если общий вид формулы, выражающей скорость впитывания воды в почву предварительно известен, например, если она выражается по известной формуле акад. А. Н. Костякова, то тогда

$$W(0, t) = K_0 t^{1-\alpha} \quad (16)$$

параметр α определяется непосредственно по данным наблюдений на дожделине. Для этого система (12) делится на 4 равные группы и отдельно вычисляются:

$$q \sum_{i=1}^{n/4} \frac{t_i}{l_i} = K_0 P \sum_{i=1}^{n/4} t_i^{1-\alpha} + \frac{n}{4} \Omega, \quad (17)$$

$$q \sum_{i=\frac{n}{4}+1}^{n/2} \frac{t_i}{l_i} = K_0 P \sum_{i=\frac{n}{4}+1}^{n/2} t_i^{1-\alpha} + \frac{n}{4} \Omega, \quad (18)$$

$$q \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^{3n/4} \frac{t_i}{l_i} = K_0 P \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^{3n/4} t_i^{1-\alpha} + \frac{n}{4} \Omega, \quad (19)$$

$$q \sum_{i=\frac{3}{4}n+1}^n \frac{t_i}{l_i} = K_0 P \sum_{i=\frac{3}{4}n+1}^n t_i^{1-\alpha} + \frac{n}{4} \Omega. \quad (20)$$

По отдельности из (17), (18) и из (19), (20) исключаются Ω и определяются $K_0 P$,

$$K_0 P = \frac{q \left(\sum_{i=1}^{n/4} \frac{t_i}{l_i} - \sum_{i=\frac{n}{4}+1}^{n/2} \frac{t_i}{l_i} \right)}{\sum_{i=1}^{n/4} t_i^{1-\alpha} - \sum_{i=\frac{n}{4}+1}^{n/2} t_i^{1-\alpha}}, \quad (21)$$

$$K_0 P = \frac{q \left(\sum_{i=\frac{n}{2}+1}^{3n/4} \frac{t_i}{l_i} - \sum_{i=\frac{3n}{4}+1}^n \frac{t_i}{l_i} \right)}{\sum_{i=\frac{n}{2}+1}^{3n/4} t_i^{1-\alpha} - \sum_{i=\frac{3n}{4}+1}^n t_i^{1-\alpha}}, \quad (22)$$



Разделив (21) на (22) исключается $K_0 P$ и получаем:

$$1 = \frac{\left(\sum_{i=1}^{n/4} \frac{t_i}{l_i} - \sum_{i=\frac{n}{4}+1}^{n/2} \frac{t_i}{l_i} \right) \left(\sum_{i=\frac{n}{2}+1}^{3n/4} t_i^{1-\alpha} - \sum_{i=\frac{3n}{4}+1}^n t_i^{1-\alpha} \right)}{\left(\sum_{i=\frac{n}{2}+1}^{3n/4} \frac{t_i}{l_i} - \sum_{i=\frac{3n}{4}+1}^n \frac{t_i}{l_i} \right) \left(\sum_{i=1}^{n/4} t_i^{1-\alpha} - \sum_{i=\frac{n}{4}+1}^{n/2} t_i^{1-\alpha} \right)}, \quad (23)$$

откуда и определяется α последовательным приближением или графическим способом. Остается специальным опытом определить только K_0 — слой воды, просачивающейся в почву за первую единицу времени. Способы определения других параметров очевидны.

Если выражения ω и ρ одночленные, например, при поливе напуском по полосам, когда

$$\omega = bH \quad \text{и} \quad \rho = b, \quad (24)$$

или при треугольных, параболических, сегментных и других видах поперечных сечений, когда $b=0$, тогда, очевидно, выражения P и Ω примут вид

$$\begin{aligned} P &= a_5 \rho_0 \\ \Omega &= a_6 \omega_0 \end{aligned} \quad (26)$$

где ρ_0 и ω_0 — активный смоченный периметр и живое сечение в головном створе, непосредственно измеряемые в опытах. И, следовательно, коэффициенты a_5 и a_6 непосредственно определяются из отдельных опытов.

Следует отметить, что рассматривая отдельные частные случаи и путем интегрирования различных систем упрощенных дифференциальных уравнений, исследователями [1—5] были получены сходные с формулой (7) выражения длины струи $l(t)$. Значения коэффициентов a_1 , a_2 и др., полученные таким образом, очевидно, соответствовали заведомо допущенным уравнениям поверхностей потоков.

Таким образом, предлагаемую теорию в сущности можно считать обобщением таких исследований, а определенными на ее основе значениями вышеуказанных коэффициентов можно установить действительные поверхности потоков.

Л и т е р а т у р а

1. Ванеян С. С. — Некоторые вопросы теории и техники самотечного и механизированного поперхностного полива, Тр. ВНИИГиМ, т. XXXV, М., 1960.
2. Изюмов В. В. — Упрощенная методика определения элементов техники поли-

ва по длинным бороздам. Гидротехника и мелиорация. Работы молодых ученых». Изд. «Колос», М., 1968.

3. К и л а д з е Р. М. — К вопросу гидравлического расчета полосового орошения. Труды ГрозНИИГиМ, вып. 24, Тб., 1966.
 4. Л а к т а е в Н. Т. — Проект методических указаний для проведения полевых опытов по изучению техники бороздкового полива, камеральной обработке результатов и обоснование этих указаний (рабочие гипотезы). Изд. «Наука», Узб. ССР, Ташкент, 1965.
 5. Т у г у ш и Г. Е. — Новые исследования по теории наземного полива. Тр. Груз. СХИ, т. XXXII—XXXIII, Тб., 1972.
-

შენიშნული — СОДЕРЖАНИЕ

1. გ. შხვაციბაძე — სსოფლო-სამეურნეო ტექნიკის განვითარების პერსპექტივები	3
2. Г. А. Хантадзе — О теории холостого хода и минимальноустойчивых оборотах двигателя	7
3. В. А. Окропиридзе, К. И. Петришвили, Т. И. Цикарадзе — Особенности рабочего процесса дизеля с штемовбуферным механизмом изменения степени сжатия	13
4. В. А. Окропиридзе — Особенности процесса сгорания в вихрекамерном дизеле	23
5. Чан Хоанг Шон — Особенность движения колесного трактора с боковым креном	35
6. Г. Н. Бадршвили — Статистический анализ рабочего процесса карбюраторного автомобильного двигателя по индикаторным диаграммам	43
7. ტ. გულბერგაშვილი — შივარდის ძრავის მუშაობის ტემპერატურული ცვლილების გამოკვლევისათვის დაბალი ატმოსფერული წნევის პირობებში	51
Т. И. Гулякашвили — К определению температурных изменений рабочего тела в двигателях внутреннего сгорания в условиях пониженного атмосферного давления	56
8. Чан Хоанг Шон — Влияние крутизны склона на работу колесного трактора	59
9. Г. Я. Шхвацабая — Научные достижения ученых факультета механизации, электрификации, гидротехники и мелиорации Грузинского сельскохозяйственного института	65
10. მ. გულბერგაშვილი, ე. შაფაქიძე — ვენახის მწკრივთშორისების დასამუშავებელი კულტვატორის ავტომატური საბრენი თათის ტრავექტორიის მათემატიკური ანალიზი	71
11. А. Г. Кечхуашвили — Влияние функциональных погрешностей на эксплуатационную точность устройств	79
12. ჯ. ზანგალაძე — მეზობელი ფრეზული დანებისა და მოკრილი ნიადაგის ანათლის მოძრაობის ანალიზური გამოკვლევა	93
Дж. Я. Заигалядзе — Аналитическое исследование движения фрезерных соседних ножей и отрезанной почвенной стружки	100
13. ი. იობაშვილი — ზღის სისმრტიელი გუთან-კულტვატორის სამუშაო ორგანოს წინაღობის ძალების ანალიზი	103



И. А. Иобашвили — Анализ сил сопротивления рабочего органа садового
 асимметричного плуга-культиватора 109

14. К. И. Петриашвили — Улучшение динамики и экономики автоконтрбалансировки
 в горных условиях наддувом двигателя 119

15. Э. А. Рамазашвили — О расчете параметров профиля террас 119

16. შ. თ. შ. თ. რ. ი. ძ. — ხეხაზე დახარჯული ენერჯის განსაზღვრის ანალიზური
 მეთოდი 127

17. შ. გ. ვ. გ. ვ. შ. ვ. ი. ლ. ქ. პ. რ. ტ. ვ. ე. ვ. — ნიადაგის მინიმალური დამუშავების
 ტექნოლოგიური პროცესი 135

М. И. Гугушвили, Л. Ф. Керткоев — Технологический процесс мини-
 мальной обработки почвы 140

18. ჯ. ზ. ა. გ. ა. ლ. ა. ძ. — სივრცითი ფრეზირების კინემატიკის ზოგიერთი საკითხი 141

Дж. Я. Загаладзе — Некоторые вопросы кинематики пространственного
 фрезерования 148

19. გ. ქ. მ. თ. კ. ლ. ი. ძ. ძ. ნ. ს. უ. რ. გ. უ. ლ. ა. ძ. ძ. — მოძილური საკვებსარიგებლის ლაბორატორიული
 გამოცდის შედეგები 151

Г. Г. Кемоклидзе, Н. Д. Сургуладзе — Результаты лабораторно-про-
 изводственных испытаний мобильного кормораздатчика в условиях Мух-
 ранского учхоза 155

20. ბ. ნ. ი. ბ. ლ. ა. ძ. ძ. ე. დ. ო. ლ. ი. ძ. ძ. გ. ს. ი. ბ. ა. რ. უ. ლ. ი. ძ. ძ. — ЛМГ-1 მარკის ტყის სარგავი
 მანქანის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესის გამოკვლევა 157

Б. С. Чихладзе, Е. И. Долидзе, Г. А. Сихарулидзе — Исследова-
 ние технологического процесса работы и результаты испытания лесопоса-
 дочной машины ЛМГ-1 в условиях Грузинской ССР 165 ✓

21. ჭ. ლ. ე. ვ. ა. ე. ა. ფ. ხ. ბ. ი. ძ. ძ. ო. კ. ა. კ. ე. ლ. ი. ძ. ძ. — ფართობურიანი ბენიკის გა-
 მოყენება პერბიციდების შესატანად 167

К. Лежава, А. Апхандзе, И. Какулидзе — Использование широко-
 захватного наконечника для внесения гербицидов 175

22. ა. კ. ე. ნ. ხ. უ. ა. შ. ვ. ი. ლ. ი. ძ. ნ. ხ. უ. ხ. უ. ნ. ა. ი. შ. ვ. ი. ლ. ი. ძ. — საიმპულსო ბერეკტიანი მექანიზ-
 მის კვლევა 177

А. Г. Кечхуашвили, Н. С. Хухунашвили — Исследование механизма
 импульсного рычага 182

23. გ. შ. ხ. ე. ვ. ა. ე. ბ. ა. ი. ა. — ლილვის წინაღობის მომენტის მექანიკური რეველატორი 185

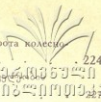
24. А. В. Асатиани — Некоторые вопросы оптимизации машинно-тракторно-
 го парка специализированного механизированного отряда, занимающегося
 коренным улучшением горных лугов 191

25. Л. е. В. а. н. Т. х. в. е. н. — Влияние крутизны склона на работу тракторного плуга 197

26. ლ. კ. ო. პ. ა. ლ. ი. ა. ნ. ი. — თერმული კელტვატორის ლაბორატორიული და სავლე
 გამოცდის შედეგები 203

А. Д. Копалиани — Результаты лабораторно-полевых испытаний терми-
 ческого культиватора 217 ✓

27. გ. ე. ც. ა. გ. ა. რ. ე. ლ. ო. ხ. უ. ჭ. უ. ა. — თელიანი სატრაქტორო აგრეგატის ფერდობზე
 მობრუნების რადიუსის გამოკვლევა 219



Г. Н. Цагарели, Ю. С. Хучуа — Исследование радиуса поворота колесного машинно-тракторного агрегата на склонах 224

28. გ. მშვიდლობაძე, ა. ტიციშვილი — დამცავი ვატიშვა მეცხოველეობის ფერმებში 224

Г. И. Мшвидобаძე, Г. А. Тикишвили — Защитное отключение в животноводческих фермах 231

29. შ. Т. Абзвანიძე, Г. А. Гогоბერიძე — Нагрев закрытого грунта с помощью коаксиальных нагревателей 233

30. Т. Е. Кацарავა — К вопросу изучения капиллярных явлений гидрофильных пористых тел 237

31. И. М. Гегешидзе — К вопросу натурного исследования движения наносесущих потоков в пределах отстойников 246

32. Д. С. Циклаური — О критической скорости потока водовоздушной смеси . 251

33. Г. В. Квимсаძე — О влиянии критерия кинетичности на гидравлические сопротивления в плоском потоке при постоянных числах Рейнольдса . 255

34. ა. მღებრიშვილი — სითხის აწვევა-გადატვირთვით კაპილარული თვისებების გამოყენებით 257

35. Р. В. Сулабериძე, Т. Е. Кацарავა — К вопросу инвариантности форм свободных поверхностей и величини гидродинамического давления фильтрационных потоков 263

36. Г. Е. Тугуши — К теории самотечного полива 269

37. ა. შახარაძე — დასავლეთ საქართველოს სუბტროპიკული ზონის, შავი ზღვისპირა დაბლობა რაიონების ჰარბტენიან ნიადაგებში ზვრელისებრი დრენაჟის გამოყენების შედეგები 283

А. А. Махарадзе — Результаты применения кротового дренажа в переувлажненных почвах низменных районов черноморского побережья субтропической зоны Западной Грузии 288

38. ა. ხურცილაძე, ა. შახარაძე — წყლის დანაკარგები ფილტრაციაზე მუხრანის ველის შიდასამეურნეო სარწყავ ქსელში 289

А. Д. Хурцилава, А. А. Махарадзе — Фильтрационные потери воды внутрихозяйственной сети Мухранской долины 291


39. ს. გუნია, ი. გაფრინდაშვილი — ნიადაგის ზედაპირის ტემპერატურის განსაზღვრა სითბური ბალანსის ელემენტების მიხედვით 293

С. У. Гуния, И. С. Гаприндашвили — Определение температуры поверхности почвы по элементам теплового баланса 300

40. ნ. ნადიბაიძე, ი. გაფრინდაშვილი — საქართველოს ტერიტორიის თერმული რეჟიმი 303

Н. Ф. Надибаидзе, И. С. Гаприндашвили — Термический режим территории Грузии 308

41. С. У. Гуния, Г. С. Гуния — К вопросам изучения загрязнения внешней среды 311

- 
42. Г. Н. Гвазава, М. И. Гогоберидзе — Обобщенные исследования некоторых внутренних задач гидродинамики гидросиловых сооружений методами нелинейной механики 308
43. А. А. Гигаури — Графический способ определения высоты по измеренным параллаксам 331
44. А. Джахуа — О суммируемости двойных рядов методом R_p, q . . . 335
45. Г. Е. Тугуши — Теория самотечного полива, исходя из геометрических интерпретаций процесса 345
-

სარედაქციო-საგამომცემლო განყოფილების რედაქტორები:
ქ. ზობოზიძე, რ. ვაჩნაძე, მ. დოლიძე,
ე. ხარაჯიშვილი, მ. ცქიტიშვილი.

შუკ. 1262

უი 05099

ტირ. 500

გადაეცა წარმოებას 8/VIII-74 წ. ხელმწერილია დასაბუქდად 31/XII-74 წ. ანაწილის ზომად
7X11, სასტამბო თაბახთა რაოდენობა 22,25, სააღრიცხვო-საგამომცემლო თაბახთა
რაოდენობა 24,5

ფასი 1 მან. 45 კაბ.

შრომის წითელი დროშის ორდენოსანი
საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სტამბა,
თბილისი — 31, დიღომი

Типография Грузинского ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственного института, Тбилиси-31, Дигоми.

1974

8.3



1920