

30K

30

9212

Беларус.

сельскагаспад.

ін-та

т. IV (26)

1936г.

30K  
9212

НКЗ СССР

БЕЛОРУССКИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЙ ИНСТИТУТ  
THE PEOPLE'S COMMISSARIAT FOR AGRICULTURE OF USSR  
THE WHITE RUSSIAN AGRICULTURAL INSTITUTE

Арх 1936  
654 (715)

ПРОФ. Ю. А. ВЕЙС

д/90519  
б.1506хр

**СБОРНИК СТАТЕЙ  
ПО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМ  
МАШИНАМ**

**COLLECTED VOLUME OF ARTICLES  
ON AGRICULTURAL MACHINERY**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО  
БЕЛОРУССКОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ИНСТИТУТА  
ГОРКИ—БССР 1936**

Редакционная коллегия: И. С. Марек, проф. Т. Н. Годнев, проф. Ю. З. Уман,  
проф. И. И. Красиков, проф. В. В. Попов,  
и. о. проф. И. С. Лупинович, и. о. проф. Р. Г. Страж,  
Д. Р. Новиков, проф. Н. В. Найденов.

Ответственный редактор И. С. Марек. Технический редактор М. Б. Мейтин  
Корректор Е. С. Рабец.

---

Сдано в набор 25 апреля 1936 г.  
Формат бумаги 74×105 мм.  
Горки, Райлит № 154.

Подписано к печати 2 июля 1936 г.  
4 $\frac{1}{2}$  печатн. лист. Тираж 1000 экз.  
Зак. № 313

---

Типография Белорусского с.-х. института

## Оглавление — Inhalt

	<i>Стр.</i>		<i>Seite</i>
Проф. Ю. А. Вейс:		Проф. J. A. Weiss:	
Луговые и болотные орудия. (К обоснованию их конструкций) . . . . .	5	Wiesen und Moorgeräte . . . . .	28
Лабораторно-техническое и агрономическое исследование полевых пружинных культиваторов. (К обоснованию их конструкций) . . . . .	33	Die Forschung Springfeder-Kultivatoren (Abgeätzte Zusammenfassung) . . . . .	49
Силосотрамбовочный каток . . . . .	50	Die Walze für Silofutterstampfen . . . . .	55
К теории режущего аппарата уборочных машин; определение высоты клинка . . . . .	56	Zur Theorie des Mähapparates der Mähmaschinen; de Bestimmung der Höhe der Klinge (Zusammenfassung) . . . . .	67

---

ПРОФ. Ю. А. ВЕЙС

## ЛУГОВЫЕ И БОЛОТНЫЕ ОРУДИЯ

(К ОБОСНОВАНИЮ ИХ КОНСТРУКЦИЙ)

В зависимости от эффекта работы луговых орудий и характера процессов, вызываемых их применением, эти орудия в употребительном конструктивном их выполнении, могут быть отнесены, по моей классификации, к одной из следующих шести групп.

### Классификация луговых орудий

1. Орудия поверхностного воздействия на моховой покров. Луговые членистые бороны.

2. Орудия полного воздействия на толщу дернины путем прорезания и подрезания ее. Ножевые культиваторы, дернорезы и дерно-подъемники.

3. Орудия для частичного (пятнами) разрушения дернины. Звездчато-дисковые, ножево-дисковые и лопастно-дисковые культиваторы.

4. Орудия для выравнивания луговой поверхности. Волокуши, шлейфы, конные лопаты, луговые струги, кочкорезы.

5. Орудия для проведения бороздок и канав. Бороздильники, канавокопатели.

6. Орудия для полного уничтожения дернины. Луговые и болотные плуги, дерноотрезы.

В последующих главах мы рассмотрим данные испытаний и обоснования конструкций луговых борон, всякого рода луговых культиваторов, луговых стругов и кочкорезов и луговых и болотных плугов. Вопрос о конструкции луговых бороздильников и канавокопателей, за отсутствием соответствующих материалов, оставим открытым.

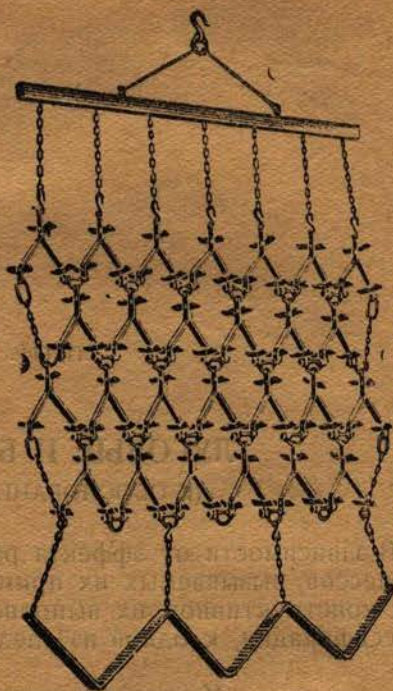
### I. Луговые бороны

Луговые бороны представляют собою членистое сочетание звеньев, оборудованных каждое тремя двухконцовыми зубьями и связанных спереди с упряжной балкой, а сзади с брусчатым шлейфом, главное назначение которого заключается в предупреждении запрокидывания во время работы отдельных, в особенности крайних, звеньев

бороны; техническая характеристика некоторых борон приведена ниже (см. фиг. 1, 2 и 3).



Фиг. 1. Борона Гросса GA3.



Фиг. 2. Борона Вермеке.

Таблица 1.

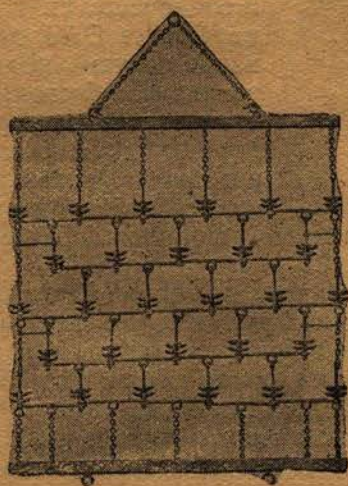
	Гросса LB3	Гросса GA3	Гросса LA3	Рихтера LW5	Рихтера LW8	Звездчатая Гросса RW3	Венгского АЗ	Вермеке WE
1. Рабочий захват, мм. . . . .	1,760	1,760	1760	2400	1800	1850	1600	1600
2. Число зубьев . . . . .	81	66	66	72	72	22*)	66	66
3. Расстояние между бороздками, мм. . . . .	22	27	27	33	25	56	24	24
4. Число звеньев . . . . .	27	22	22	24	24	—	22	22
6. Высота зубьев длинных, мм.	70	70	70	75	75	55	70	90
5. Высота зубьев коротких, мм. . . . .	45	50	45	55	55		45	45
7. Вес полный (в кг) . . . . .	78	70	66	92	88	50	68	90
8. Вес общий, без балки, шлейфа и цепей к ним . . . . .	60	58	56	68	66	40	56	66
9. Нагрузка на 1 зуб кг. . . . .	0,74	0,88	0,88	0,95	0,82	1,80	0,88	1,00

\*) Число шестилучевых звезд.

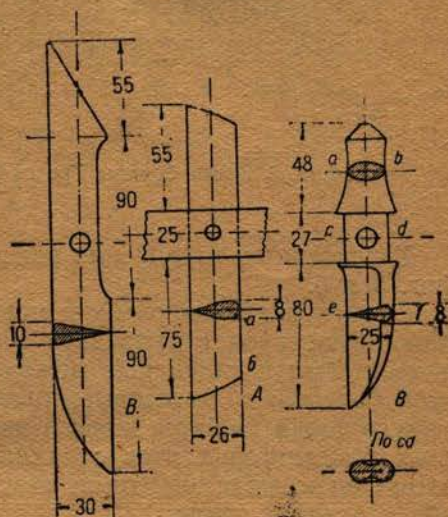
Все луговые бороны имеют много общего в своем устройстве. Рама бороны состоит из звеньев, имеющих в схеме форму треугольника, в вершинах которого укреплены двухконцовые зубья, выдающиеся и по ту и по другую сторону рамы; один конец делается обычно длиннее и острее (второе не всегда); иногда зубья укрепляются сменно.

Звенья соединяются между собою подвижно, что конструктивно не всегда удачно выполняется.

Звездчатые бороны (рис. 3) известны давно; отличаются они от борон других конструкций тем, что рабочими частями их являются шестилучевые звезды, свободно сидящие на оси, расположенной горизонтально и параллельно ходу орудия; лучи (зубья) расположены



Фиг. 3. Звездчатая луговая борона KW3.



Фиг. 4. Зубья луговых борон.

радиально в двух поясах, по три в каждом и вразбежку в одном поясе по отношению другого. Зацепление с почвой то одного то другого зуба звезды создает условия для ее вращения или поворачивания. Впрочем, вращение звезд происходит до тех пор, пока на них не навьется растительность, после чего вращение их останавливается, и их воздействие на дернину прекращается.

Как показали испытания, на качество работы зубьев и, главное— на величину их погружения в дернину—оказывает известное влияние и форма тыловой их части. Зубья формы В (фиг. 4), с плавным переходом спинки ножа к концу зуба, легче проникают в почву, чем зубья формы А, с прямолинейной нижней частью, которая препятствует свободному проникновению зуба в почву.

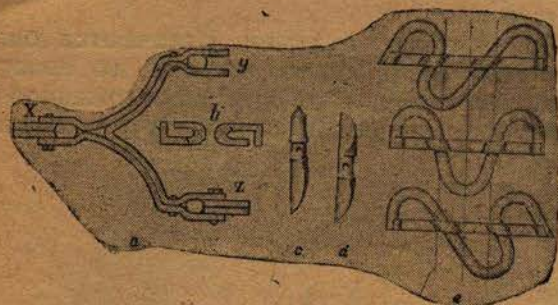
Зуб формы В имеет очертание плужного черенкового ножа, т. е. спинка его у конца очерчена по параболе, и толщина ее постепенно сходит на нет; зубья же формы А сделаны из фасонно-прокатного материала, указанного на чертеже профиля, с малой последующей обработкой.

Толщина спинки всех зубьев более или менее одинакова, колеблясь в пределах 8—11 мм.

Не ясно назначение верхней ножевидной части зуба бороны Вермке WE со скосом назад (левый зуб на фиг. 4) тупой угол вхождения в почву), и он никаких преимуществ в работе не показал.

Вообще, в отношении вырывания мха во всех произведенных испытаниях никакого специфического характера в работе короткие зубья не выявили.

Немаловажное значение в отношении качества работы бороны имеет также и способ соединения звеньев между собою, и соединение их в бороне Гросса GAZ, дающее наибольшую подвижку звеньям, благоприятно сказывается на работе бороны, повышая ее производительность и уменьшая ее забиваемость.



Фиг. 5. Звено бороны Гросса GAZ.

Характерные соединения звеньев некоторых борон показаны на фиг. 5 и 6.

Особенно характерны соединения звеньев в бороне Гросса GAZ. Каждое звено состоит из двух фигурно изогнутых полос железа сечения  $27 \times 6$  мм и склепанных между собою в трех местах, возле каждого зуба (фиг. 5); в хвостовые разветвления звена зубья вставляются упруго своей шейкой; затем в замок В, состоящий из двух с прорезами пластин, заводится соединительное звено *e* (три формы), и болтом стягиваются хвостовые ответвления, между которыми вставлены обе пластинки замка.

Это приспособление дает возможность быстро заменять одни зубья другими (их у Гросса и у других фирм несколько форм), а главное, этот способ соединения звеньев придал им чрезвычайную подвижность и несбиваемость, тогда как у других конструкций борон часто наблюдался перекос звеньев с вертикальной плоскости, затирание их в этом ненормальном положении и ухудшение качества работы.

На фиг. 5 буквами *c* и *d* обозначены две формы зубьев борон Гросса; зуб *c* показан на фиг. 4 в боковой проекции и в разрезах; зуб *d* и сверху и снизу ножевидной формы. На фиг. 6 показан способ соединения звеньев в бороне Вермке WE, при котором звенья обладают меньшей подвижностью, но зато звенья этой бороны очень удобны в производственном отношении.

Результаты полевого испытания луговых борон приведены ниже.

Из сопоставления результатов полевого испытания и данных технической экспертизы можно сделать следующие выводы относительно луговых борон:

1) Действие луговых борон на поверхностный слой дернины, в общем, ничтожно: глубина бороздок при ширине их 8—10 мм составляет в среднем 6—10 мм и, как исключение, доходит до 20 мм.

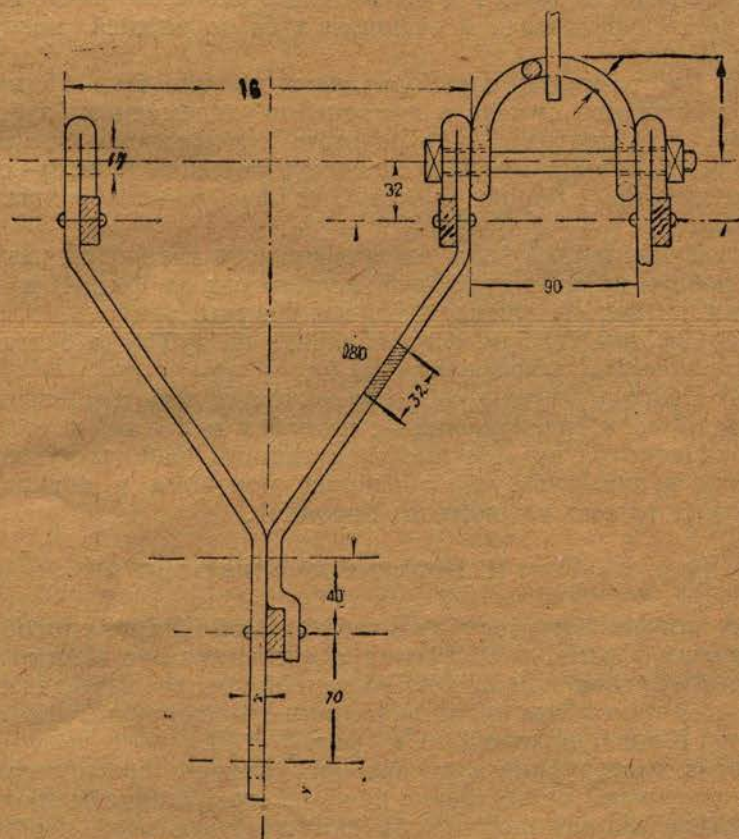
2) Бороздки быстро заплывают или стягиваются корневой систе-



мой дернины, и часто через несколько недель после боронования исчезают всякие следы обработки дернины.

Таблица 2.

№№ по порядку	Наименование данных	Орудия								
		Состояние луга	LB3	GA3	LA3	LW5	LW8	RW3	A3	WE
1	Общее тяговое усилие в кг <sup>1)</sup>	Мокрый	212	118	102	—	—	101	Не испытана	—
2		Сыроватый	187	104	102	129	135	84		182
3		Сухой	174	118	112	—	—	90		134
4	То же в кг На 1 зуб.	Мокрый	2,6	1,8	1,5	—	—	3,0		—
5		Сыроватый	2,3	1,6	1,5	1,8	1,9	2,3		2,8
6		Сухой	2,1	1,8	1,7	—	—	2,8		2,0
7	Глубина бороздок в мм.		15—20	6—10	7—12	5	6	—		20
8	Вывано растит. в процентах <sup>2)</sup>		100	80—100	82—100	90	80	20—35		110



Фиг. 6. Звено бороны Вермке WE.

<sup>1)</sup> При работе длинными зубьями; при работе тупыми или короткими зубьями, тяговое сопротивление уменьшается на 25—40%.

<sup>2)</sup> За единицу принят эффект вырывания бороны LB3 (100%).

3) Глубина хода зубьев более 15 мм при работе на мокрых лугах является, пожалуй, и нежелательной, так как она сопровождается местами пятнистым выравниванием дернины.

4) Равно и глубина хода меньше 10 мм является также нежелательной, так как она сопровождается определенно пониженным эффектом и по отношению вырывания мха (80%).

5) Сорная растительность уничтожается, вообще, луговыми боронами в небольшом количестве (6—12%).

6) Как и в предыдущих испытаниях—звездчатая борона дала только отрицательные результаты: бороздки небольшой глубины (трудно замериваемые); очень малый эффект в отношении вырывания мха и значительное запутывание растительности вокруг звезд.

7) По тяговому сопротивлению, качеству работы, плавности хода, подвижности звеньев, продуманности конструкции выделилась борона Гросса GAZ.

8) В производственном отношении не плохое впечатление производит борона Вермке WE, звенья которой представляют очень простую форму.

9) Нагрузка на 1 зуб бороны (без балок и цепей) должна составлять около 0,90 кг, и по форме зубья должны приближаться к конструкциям В фиг. 4 и быть односторонними, имея только длинную часть, с расстоянием от конца зуба до нижней поверхности рамы в 70 мм.

10) Расстояние между бороздками должно быть 25 мм.

11) Никакого смысла в применении переменных зубьев разной формы—нет; поэтому надо сочетать конструкцию звеньев бороны Вермке—удобны в производственном отношении (фиг. 6)—со способом их соединения в бороне Гросса GAZ (фиг. 5)—наибольшая подвижка звеньев.

12) Зубья надо делать из профильного материала, размера 10×30 мм (любого из трех профилей, показанных на фиг. 4) и со скосом спинки по форме зубьев В той-же фигуры.

13) Среднее тяговое сопротивление на зуб надо считать в 1,5—2,0 кг, а на 1 м захвата 90—100 кг.

14) Поэтому луговые бороны можно делать и конными, с захватом в 1,7 м, и тракторными—с захватом в 2,5 м.

15) Несмотря на малую эффективность работы луговых борон<sup>1)</sup>, без них не обойтись, ибо обработка неровных и кочковатых лугов возможна только членистыми боронами.

## II. Ножевые культиваторы

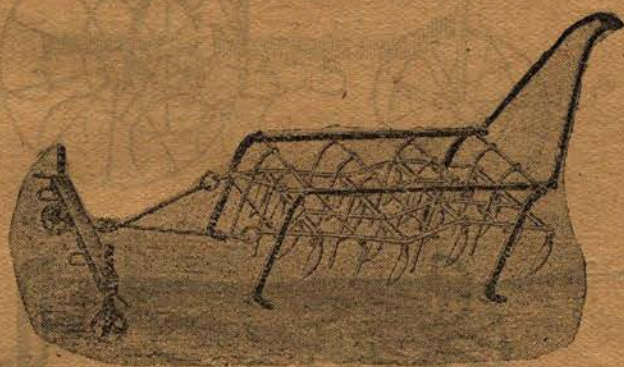
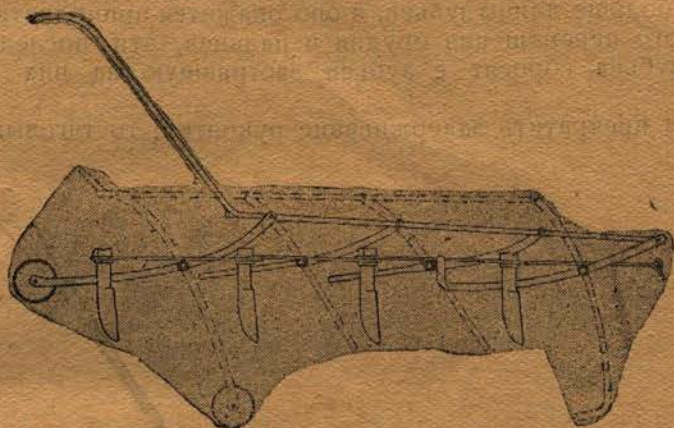
Все ножевые луговые культиваторы, смотря по способу укрепления ножей в раме, разбиваются в две группы: с жестким и с пружинным укреплением ножей. Из первой группы известен культиватор „Аурас“, а типичными представителями второй группы являются орудия Шварца K2 и Венцкого FOV9. (фиг. 7 и 8).

Новая конструкция культиватора „Аурас“, сравнительно с прежними выпусками, существенно не изменена; отличие заключается лишь в том, что задние опорные бруски очистительной решетки опираются на полозки, а не на ролики, как в прежней конструкции (вверху рис. 7), и упряжная серьга культиватора одевается на двухколес-

<sup>1)</sup> См. дальше о работе ножево-пружинных культиваторов.

ное „водило“, назначение которого не совсем ясно; продвигая центр тяжести орудия вперед и несколько удлиняя запряжку, „водило“ будет лишь парализовать под'ем переднего конца рамы во время работы.

Культиватор Аурас № 1 весит с „водитом“ 60 кг и имеет рабочий захват в 1,14 м.



Фиг 7. Культиватор „Аурас“

Рама культиватора представляет собою типичную раму борона „Зиг-Заг“, оборудованную ножевыми (тип плужного черенкового ножа), вертикально поставленными зубьями, размещенными в местах пересечения брусков рамы, на 4-х поперечных брусках, по 4 зуба на бруске (всего 16 шт.); длина рабочей части ножа 11 см, расстояние между бороздками—6,5 см (кругло).

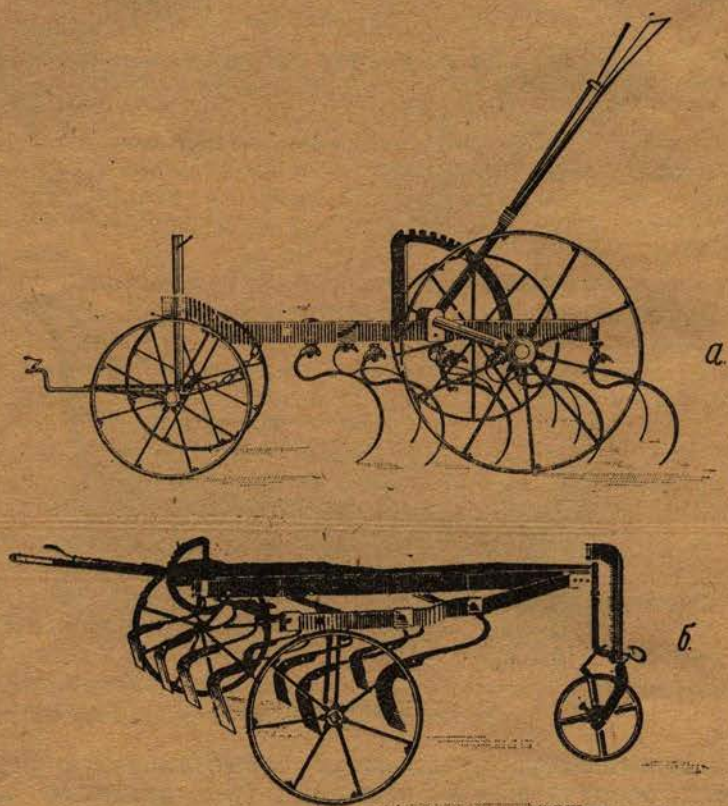
Характерной конструктивной особенностью орудия является применение ручного приспособления для очистки зубьев от застрявших на них растительных остатков.

Как видно на фиг. 7, в основной раме культиватора установлены поворотно четыре бруска, параллельно основным поперечным брускам рамы, и на них укреплены очистительные пальцы (по числу ножей), спускающиеся под раму. Пальцы продолжены по другую сторону рамы (вверх), и сквозь проушины их пропущены круглые брус-

ки железа, укрепленные в рамке с ручкой и ползками (на фиг. 7, вверху, эта рамка, ползки и ручка выделены).

Вверху фиг. 7 показано пунктиром положение очищающего приспособления в действии, для чего надо задержать на ходу орудие за рукоятку, в результате чего орудие обопрется на землю ползками очищающего приспособления, длина которых (25 см) значительно больше длины зубьев, и оно окажется приподнятым; а во время взаимного перемещения орудия и пальцев, эти последние, проходя возле зубьев, сбросят с зубьев застрявшую на них растительную массу.

Если прекратить задерживание рукоятки, то тяговым усилием ло-



Фиг. 8. Культиваторы: луговые, ножево-пружинные:  
а) Шварца, б) Вентцкого.

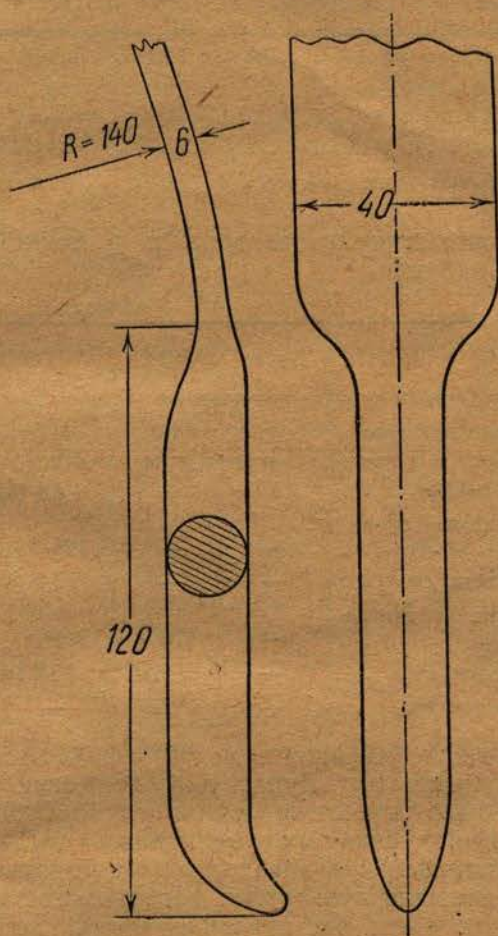
шадей орудие приводится в рабочее положение. Ролики у задних ползков в прежних конструкциях запугивались травой, и замена их ползками в новой конструкции является вполне целесообразной.

Ножево-пружинные культиваторы Шварца К2 и Вентцкого FOV9, как и все, вообще, пружинные колесные культиваторы конной тяги, мало чем отличаются один от другого. (фиг. 8).

Рама представляет собою в схеме треугольник, поперечные переплеты в котором сделаны у Шварца брусками, поставленными на

ребро<sup>1)</sup>, а у Вентцкого—плашмя. Укрепление зубьев в раме на внутренних ее брусках производится обыкновенным хомутом и широкой накладкой, что дает надежное им укрепление; у Шварца же зубья заклиниваются в особой детали (что сложно и нецелесообразно).

К особенностям устройства рабочих частей этих двух культиваторов надо отнести также и форму зуба, который у орудия Вентцкого имеет резкий перегиб в стойке ножа, немного повыше лезвия;



Фиг. 9. Зубья круглого сечения.

у культиватора Шварца переход сделан плавно, и работа зуба является более удовлетворительной в смысле легкого освобождения зуба от застрявшей на нем растительной массы, тогда как в перегибе зуба культиватора Вентцкого, несмотря на вибрацию зуба в работе, часто задерживается растительность, и зуб забивается.

Для культиватора Шварца К2 было использовано два комплекта рабочих органов; обычные ножи для прорезания узких канавок в дернине и зубья особой формы (фиг. 9) круглого сечения, предназ-

<sup>1)</sup> На фигуре изображена несколько иная конструкция.

наченные для обработки лугов, покрытых мхом (?). В остальном в форме пружинной части зуба и способа их укрепления—зубья обоих этих форм схожи один с другим.

Некоторые данные о конструктивных размерах пружинных культиваторов приведены в таблице 3.

Таблица 3.

	K2	FOV9
1. Рабочий захват (м) . . . . .	1,38	1,30
2. Число з,бьев . . . . .	9	9
3. Расстояние между бороздками (см) . . . . .	15,5	14,5
4. Длина рабочей части (см) . . . . .	12,0	14,0

Данные о тяге ножевых культиваторов и о воздействии их на почву приведены в 4 таблице.

Таблица 4.

	Аурас	K2 <sup>1)</sup>	FOV9
1. Тяговое усилие на сухом лугу (кг) . . . . .	103	—	245
Глубина бороздок, см. . . . .	3,7	—	4,4 (сред.)
2. Тяговое усилие на сухом лугу (кг) . . . . .	—	—	155
Глубина бороздок, см. . . . .	—	—	3,0 (мин.)
3. Тяговое усилие на сыром лугу (кг) . . . . .	—	179	310
Глубина бороздок, см. . . . .	—	5,6	до 15,0 (макс.)
Ширина бороздок, см. . . . .	—	2,3	—

На испытаниях культиватор Аурас дал неудовлетворительную работу, что и ранее было известно: малой глубины бороздки до 4 см (на сыром лугу глубина их увеличилась бы, но немного), тогда как ножево-пружинные культиваторы дают бороздки глубиной до 15 см; сорная и отмершая культурная растительность вырывается очень незначительно, да и эта растительная масса легко забивает культиватор, который часто приходится очищать, что производится с заметным усилием со стороны рабочего; при забивании орудия ход его подмеляется, и тогда прорезающее действие его сводится к минимуму.

Неизмеримо лучший эффект дают ножево-пружинные культиваторы, как по глубине хода (можно в полном смысле слова говорить, о прорезании дернины на всю ее толщину), так и в отношении вырывания сорной растительности и незабиваемости зубьев.

Однако, надо оговориться, что форма зуба с резким перегибом как у культиватора Вентцого, способствует если не забиванию зубьев, то застою растительной массы в перегибе, и поэтому зуб с плав-

<sup>1)</sup> С рабочей частью зуба цилиндрического сечения.

ным переходом от одной кривой к другой, по всей своей длине, является наиболее целесообразным.

В общем, по работоспособности, конструкции, надежности укрепления зубьев—культиватор Вентцкого должен быть поставлен на одно из первых мест, при условии переделки зубьев, как сказано выше.

У культиватора Шварца зубья с круглым сечением рабочей части (фиг. 9), назначенные по указанию формы для обработки люцерников и мшистых лугов, никаких характерных положительных свойств в работе не обнаружили, а на сыроватых местах луга срывали беспорядочно пятнами и самую дернину.

По данным и предыдущих испытаний, ножево-пружинные культиваторы типа исследованных—вырывают растительность при односледном проходе, в количестве до 45% общего ее содержания на лугу, а культиватор „Аурас“—лишь 5%.

Данные технической экспертизы и испытаний ножевых культиваторов дают основание сделать следующие выводы:

1. Ножи должны быть укреплены пружинно, что вполне обеспечивает самоочищение их и наибольший эффект в смысле вырывания сорной растительности.

2. Поэтому конструкцию культиватора (бороны) „Аурас“—надо считать совершенно ошибочной.

3. Орудие должно быть на 3-х колесном ходу, с рычажным поддомом у конных орудий и с автоматом у тракторных.

4. Опускание концов зубьев под опорную плоскость орудия должно производиться на глубину до 15 см, со ступенями через 3 см (на дуге 5 засечек).

5. Рама, в горизонтальной проекции, должна представлять треугольник с соответствующими переплетами, так расположенными, чтобы расстояние между соседними бороздками было 10 см.

6. Рабочая часть конного орудия, напоминающая, в общем, плужной черенковый нож, должна иметь в длину до 25 см при ширине щек в 50 мм и толщине спинки и 12—13 мм; у тракторного орудия поперечные размеры зуба должны быть несколько увеличены.

7. Переход ножа к пружине должен быть сделан возможно плавнее.

8. Тяговое сопротивление на зуб при максимальной глубине хода надо считать в 30—32 кг, что составляет на 1 м захвата 300—320 кг.

9. Чаще, однако, обработка производится на максимальную глубину 8—10 см и тяговое сопротивление на 1 м захвата составляет в таком случае 150—200 кг у конных орудий.

10. Захват конного орудия должен быть не более 1,2—1,3 мм, а у тракторного он может быть доведен до 3 мм; у конного орудия надо предусмотреть возможность перестановки зубьев, для получения бороздок в расстоянии 15 см одна от другой.

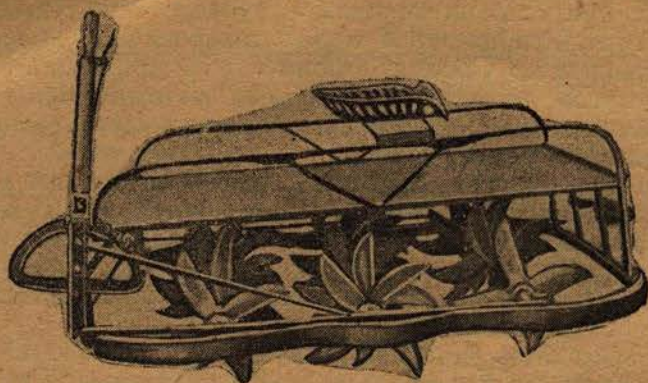
11. На ровных лугах вполне возможно применение ножево-пружинных культиваторов и для уничтожения сорной растительности при мелком (5—6 см) их ходе.

### III. Ножево-дисковые культиваторы ГАНКМО № 2 и Сакка SE8LF

Рабочий захват культиватора „Ганкмо“ 80 см; вес—160 кг; 16 ножевых звезд (фиг. 10 и 11).

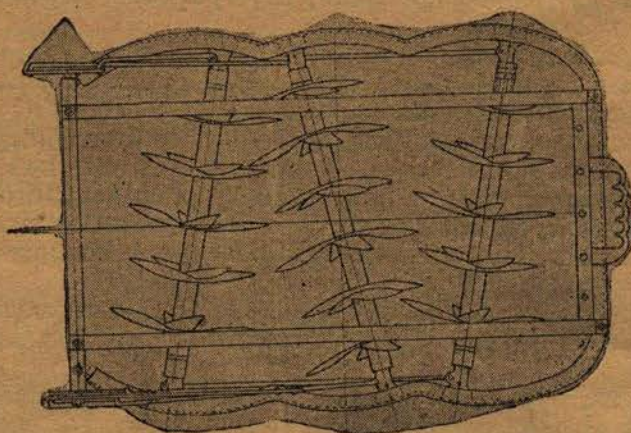
Рабочими частями его служат кривые двуконечные ножевые

клинья (фиг. 12), с двухсторонним лезвием, собранные попарно, накрест, с общим расположением каждой пары по шаровой (приблизительно) поверхности; ножевые звезды набраны на три оси (фиг. 11),



Фиг. 10. Культиватор „Ганкмо“.

установленные в раме орудия. Изгиб лопастей на каждой оси направлен в одну сторону, причем изгиб средней оси противоположен изгибам лопастей двух крайних осей; лопасти насажены



Фиг. 11. Культиватор „Ганкмо в горизонтальной проекции.

неподвижно на квадратных осях квадратными же отверстиями, и подвижка их вдоль осей предупреждается распорными втулками.

Концы квадратных осей уложены в подшипники, которые могут скользить в изгибах рамы, сделанной из коробчатого железа, причем угол наклона каждой оси (в горизонтальной плоскости) к линии влечения орудия может иметь девять установок, по числу проrezов на дуге сектора рычага.

Механизм, управляющий установкой осей, имеет следующее устройство (фиг. 13).

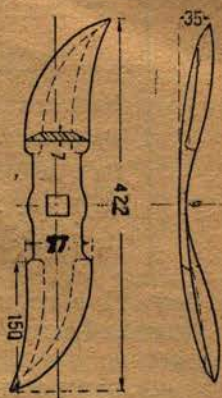
С правой стороны орудия, у заднего конца, укреплен рычаг R, сверху и снизу точки качания которого укреплены тяги—верхняя t



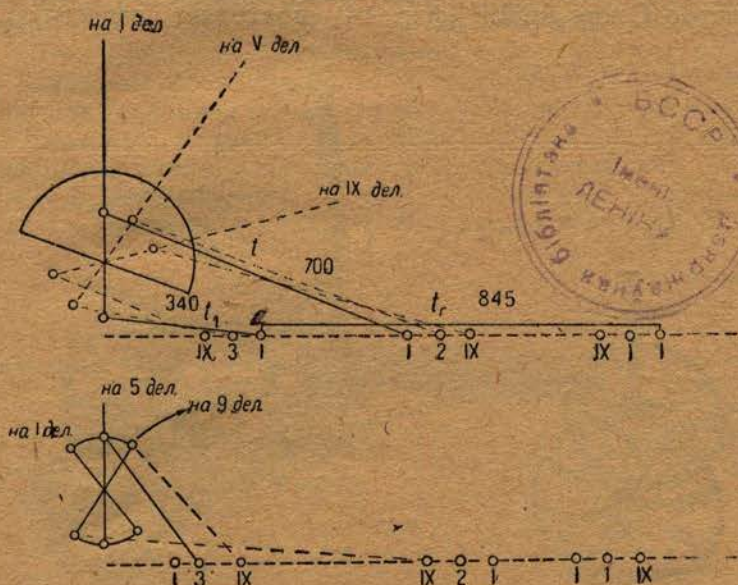
к подшипнику средней оси и нижняя  $t_1$  к подшипнику задней оси, который, в свою очередь, связан стяжкой  $t_2$  с подшипником передней оси. Таким образом, как это видно на схеме, перемещение рычага с I на IX деление (вперед, по ходу орудия), смещает правые концы осей: 1-й и 3-й назад, а 2-й вперед.

Для перемещения левых концов осей имеется с левой стороны орудия соответствующий механизм, движение которого управляется тем же самым рычагом (схема этого механизма показана внизу, фиг. 13), причем тяги от подшипников укреплены на ведущих звеньях механизма так, что левые подшипники осей движутся в стороны, противоположные правым концам.

Для возможного перемещения подшипников осей, рама сделана из коробчатого соответствующим образом изогнутого железа (полки внутрь), между полками которого и скользят подшипники. Размеры звеньев механизма так рассчитаны, что при постановке рычага в первую засечку установительного сектора—все три оси располагаются почти перпендикулярно к линии влечения орудия, а при дальнейших постановках рычага угол наклона их к линии влечения делается все меньше.



Фиг. 12. Нож культиватора „Ганкмо“.



Фиг. 13. Схема рычажного механизма культиватора „Ганкмо“

Изменение углов наклона осей батарей при соответствующих перестановках рычага показано в следующей таблице:

Таблица 5.

Угол между линией перемещения орудия и осями  
(углы замерены в левой половине орудия)

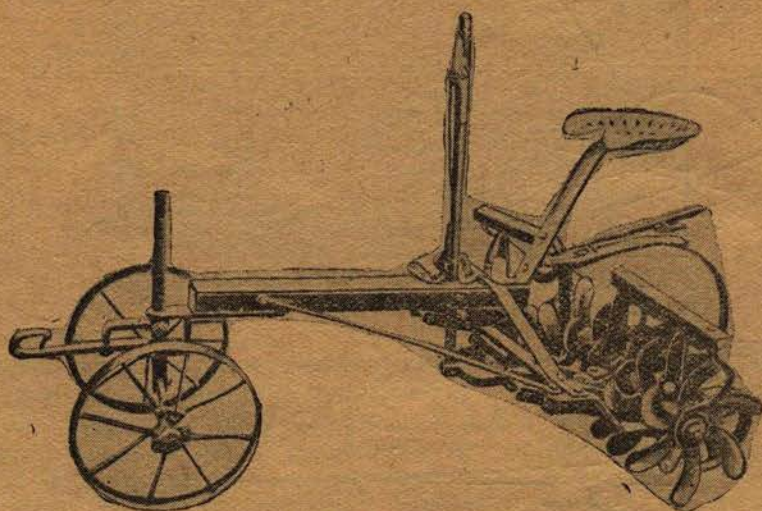
УСТАНОВКА РЫЧАГА	О С И		
	1-я	2-я	3-я
На 1 дел. . . . .	91°	85°	94°
На 3 дел. . . . .	88°	90°	88°
На 5 дел. . . . .	82°	95°	84°
На 7 дел. . . . .	78°	98°	80°
На 9 дел. . . . .	74°	101°	77°

На фиг. 11 в горизонтальной проекции показано одно из крайних положений осей.

Вследствие изменения угла наклона оси батарей к линии влечения орудия, изменяется масштаб и характер его работы (см. ниже), что отчасти может быть достигнуто и изменением нагрузки на орудие (для чего сверху рамы имеется платформа). Орудие снабжено сиденьем и регулятором ширины (?). Для перевозки имеются полозки; в последнем случае необходимо убрать сиденье.

Ножевые лопасти надеты попарно квадратными отверстиями на квадратную ось (с шипами на концах), вперемежку с распорными трубками, и вся батарея затянута гайкой у одного из концов оси по отвинчиванию которой трубки и лопасти могут быть легко сняты с оси.

Культиватор Сакка SE8LF (фиг. 14) повторяет известную кон-



Фиг. 14. Культиватор Сакка SE8LF, типа Моргана.

струкцию ножево-дискового (звездчатого) культиватора типа Моргана, рабочие органы которого представляют собою (в схеме) три

двухконцовых ножа, собранных в виде шестилучевой звезды и расположенных по сферической поверхности.

В каждой батарее имеется по 4 диска, и углы наклона батарей к линии влечения орудия можно менять одновременно, на один и тот же угол, от одного рычага; пределы угла наклона осей батарей между собою  $140^{\circ}$ — $180^{\circ}$ .

Основные подшипники осей батарей расположены у наружных дисков, а к подсобным подшипникам (у внутренних дисков) прикреплены тяги к рычагу; эти тяги проходят через направляющие, прикрепленные переставным образом к поперечному (переднему) бруску рамы; при мелком ходе внутренних дисков—направляющие переставляются вниз и, производя большее давление на тяги, заставляют и внутренние диски идти на ту же глубину, как и наружные.

На подшипниках укреплены стойки, на которых расположен брусок с чистилками.

Огрех между батареями разделяется переставным (от рычага) пружинным зубом. Орудие поддерживается двухколесным передком на шкворне которого передний конец дышлового отрезка можно ставить выше или ниже, а для транспорта под каждую батарею поддевается рамка с одним колесиком (укрепление ее выполнено не очень конструктивно; рамка перекашивается, и колесико идет боком).

Работу культиватора „Ганкмо“, на средние и сильно влажных почвах, можно охарактеризовать следующим образом: последовательный наклон осей и, следовательно, чередующееся направление изгиба лопастей соседних батарей способствует прорезанию дернины в разных направлениях, причем в ней образуются конусовидные (в схеме) углубления, между собой не сообщающиеся, глубина и ширина которых зависит от угла наклона осей батарей и от нагрузки и от состояния обрабатываемой поверхности.

При установке осей под более острым углом к направлению движения—скелет дернины все же сохраняется, но весьма слабо, частью в виде отдельных островков, а частично в виде длинных, узких полос.

Цифровой материал, относящийся к характеристике разрушений дернины в разных условиях работы культиватора „Ганкмо“, приведен ниже (h—глубина, l—длина и b—ширина углублений).

Таблица 6.

Разрушение дернины культиватором „ГАНКМО“

Постановка осей батарей к линии влечения орудия	Глубина хода орудия	На сыром лугу			На сухом лугу		
		Разм. углуб. в см.			Разм. углуб. в см.		
		h	l	b	h	l	b
Перпендикулярно . . .	Наименьшая	6,0	7,0	4,5	4,5	6,5	2,5
С средн. отклон . . .	Средняя	6,5	7,5	3,0	4,5	6,0	4,5
С наибольш. отклон. . .	Наибольшая	10,5	14,5	4,0	6,5	9,0	5,5

Тяговое усилие при данных условиях работы для культиватора „Ганкмо“ было таково:

Таблица 7.

Глубина хода	Минимум	Среднее	Максимум
	В килограммах		
На сыром лугу (уд. сопротивление сжатию—0,35 кг.) . . . . .	69	70	150
На сухом лугу (уд. сопротивление сжатию—1,75 кг.) . . . . .	78	87	150

Если условно посчитать углубления, производимые лопастями культиватора Ганкмо, имеющими форму конусов, с радиусом основания—средним арифметическим между шириной и длиной углублений, то приходится следующие объемы рзработанной почвы на 1 м<sup>2</sup> площади поверхности луга, при разных условиях работы (см. таблицу 8, где V см<sup>3</sup>—объем каждого углубления; п—число углублений на 1 м<sup>2</sup>; W см<sup>3</sup>—объем обработанной почвы на 1 м<sup>2</sup> и β—относительный коэффициент полезного действия).

Таблица 8.

Глубина хода	Сырой луг				Сухой луг			
	V см <sup>3</sup>	п	W см <sup>3</sup>	β	V см <sup>3</sup>	п	W см <sup>3</sup>	β
Наименьшая . . . . .	56	32	1792	1,0	29	32	928	1,0
Наибольшая . . . . .	126	36	4536	2,6	92	36	3312	3,6

При перестановке осей батарей рабочий захват орудия меняется в пределах 78—82 см. Культиватор „Ганкмо“ при разделке пластов дернины прорезает ее во всю толщину и в 2—3 следа (глядя по степени задернелости ее), основательно разрушая связность и монолитность пластов.

Тяговое усилие культиватора „Ганкмо“ при разделке пластов было в среднем 130 кг.

На поворотах орудие не устойчиво, и во избежание сильного крена и даже опрокидывания—его радиус поворота должен быть не менее 4 м.

Работа культиватора Сакка SE8LF, как и, вообще, всех ножево-дисковых культиваторов, заключается в частичном, пятнами, разрушении дернины, производимом лопастными ножами, причем и глубина их погружения и площадь разрушения дернины на световой ее поверхности меняются, в зависимости от угла наклона осей батарей к линии влечения орудия: при перпендикулярной установке осей батарей к линии влечения орудия—воздействие орудия сводится к минимуму, а при уменьшении угла наклона к линии влечения разру-

шающее действие орудия возрастает. В результате—в дернине образуются углубления, пятнисто на ней расположенные, с вынесением на поверхность вырезанных ножами кусков дерна, располагающихся возле углублений.

Об изменении масштаба работы культиватора Сакка, в зависимости от установки осей батарей, можно отчасти судить и по величине тягового усилия (см. таблицу 9).

Культиватор Сакка SE8LF

Таблица 9.

Установка орудия	Характер плуга	Тяга (кг)
1. Наибольшая глубина хода, и вн. концы батарей опущены до отказа вниз	Сырой луг	480 кг
2. Наибольшая глубина хода, и вн. концы батарей не опущены . . . . .	Сырой луг	404 кг
3. Минимальная глубина хода . . . . .	Сырой луг	205 кг
4. " " " . . . . .	Сухой луг	83 кг

Ниже приведены данные сравнительного испытания культиваторов Ганкмо и Сакка SE8LF на минеральном сухом и на влажном лугу, при двух крайних установках осей батарей (минимальная и максимальная глубина хода), причем форма углублений принята за коническую, с радиусом основания, равным среднему арифметическому между шириной и длиной углубления.

В нижеприведенной таблице:  $h$ —глубина разрушений;  $\varnothing$  см<sup>2</sup>—площадь основания каждого разрушения;  $b$ —см—расстояние между центрами разрушений вдоль хода орудия;  $P$  см<sup>2</sup>—площадь разрушения на 1 м<sup>2</sup>;  $V$  см<sup>3</sup>—объем каждого разрушения;  $W$  см<sup>3</sup>—объем разрушений на 1 м<sup>2</sup>;  $\beta$ —относительный коэффициент полезного действия;  $S$ —тяговое усилие в кг.

Минимальная глубина хода

Таблица 10.

№№ п-п.	Обозначения орудия	Условия работы	$h$ см <sup>2</sup>	$\varnothing$ см <sup>2</sup>	$l$ см	$P$ см <sup>2</sup>	$V$ см <sup>3</sup>	$W$ см <sup>3</sup>	$\beta$	$S$ кг
1	Ганкмо . . . . .	Влажный луг	6,5	26,0	36	1270	57	2725	1,0	129
2	Сакка SE8LF . . . . .		5,5	29,0	24	880	55	2315	0,9	99
3	Ганкмо . . . . .	Сухой луг	3,5	15,5	36	750	18	910	1,0	109
4	Сакка SE8LF . . . . .		5,5	30,0	24	1030	55	1990	2,2	136

В следующей таблице, с теми же самыми обозначениями, приведены данные, характеризующие работу этих же двух культиваторов при наибольшей глубине их хода.

Максимальная глубина хода

Таблица 11.

№ п-п.	Обозначение орудия	Условия раб. т. л.	h	P	l	W	$\beta$	S
			см	см <sup>2</sup>	см	см <sup>3</sup>		кг
1	Ганкмо . . . . .	Влажный луг	7,5	1950	36	4975	1,0	207
2	Сакка SE8LF . . . . .		11,0	4180	24	16240	3,2	525
3	Ганкмо . . . . .	Сухой луг	5,0	1680	36	2845	1,0	170
4	Сакка SE8LF . . . . .		7,0	2800	24	7140	2,5	492

Из сопоставления этих двух таблиц совершенно определенно выясняется, что культиватор Сакка производит эффект больший ( $\beta=2,5-3,2$ ), чем культиватор Ганкмо, и лишь при минимальной глубине хода на влажном лугу относительный коэффициент его действия оказался  $\beta=0,9$ . Перевод данных динамометрирования на 1 дц<sup>3</sup> обработанной (разрушенной) орудием почвы тоже дает более благоприятный результат для культиватора Сакка, чем для Ганкмо, что видно из таблицы № 12.

Таблица 12.

Тяговое сопротивление в кг на 1 дц<sup>3</sup> разрушенной почвы

Условия работы		Культиваторы	
		Ганкмо № 2	Сакка
Сухой луг	Мин. глуб. . . .	151 кг	85 кг
	Макс. глуб. . . .	75 кг	88 кг
Сырой луг	Мин. глуб. . . .	61 кг	51 кг
	Макс. глуб. . . .	53 кг	44 кг

Таким образом, и в отношении качества и количества работы, и в отношении тягового усилия, при работе на минеральном лугу ножево-дисковый культиватор Сакка SE8LF должен быть поставлен выше ножево-дискового культиватора Ганкмо.

Но еще более существенная разница в работе этих двух культиваторов получилась при сравнительном их испытании на низовом болоте, покрытом высоким мхом (очесом), а также и при разделке торфяных кочек и кочек из минеральной почвы, покрытых высоким мхом.

На низовом болоте, при разных установках батарей, культиватор Ганкмо не дал никакого эффекта, оставляя моховую растительность почти неразрушенной, тогда как культиватор Сакка вырывал и разрезал ее довольно основательно, а при двухследном проходе весь

моховой покров был начисто сорван с торфа и частично разрушен. Как равно и при разрушении мохового покрова на минеральных кочках (без чего невозможно применение стругов, которые забиваются моховым покровом), даже при односледной обработке их, покров срывается с кочек, и минеральная часть кочки обнажается, что не удавалось получить при применении культиватора Ганкмо.

Эти испытания культиваторов на моховом низовом болоте имели, между прочим, очень важное значение, ибо они указали новый способ разделки мха на торфяных болотах перед их вспашкой.

Высота слоя мха часто достигает 25 см и больше, и при вспашке торфяных целин, чтобы заделать мох на дно борозд, надо пахать на глубину больше 40 см, что почти не возможно или крайне затруднительно, ибо для полного оборота пласта, при глубине борозды в 40 см, надо брать его шириною 100—120 см, что далеко не под силу каждому плугу (громадный отрыв).

Поэтому, при разделке торфяных болот, предварительно вручную уничтожают мох (срезают лопатой), складывают его в кучи для просушки и затем по высыхании удаляют. При срывании же мха культиватором и его частичном разрезании, можно выждать, когда он засохнет, а затем его или сжечь или запахать.

Таким образом, сложная задача под'ема торфяных целин, покрытых высоким моховым покровом, теперь оказывается разрешенной.

Равным образом разрешена задача уничтожения торфяных кочек перед вспашкой (что делается вручную) применением того же ножево-дискового культиватора типа Моргана.

Все сказанное дает основание сделать следующие сравнительные выводы о работе двух испытанных ножево-дисковых культиваторов:

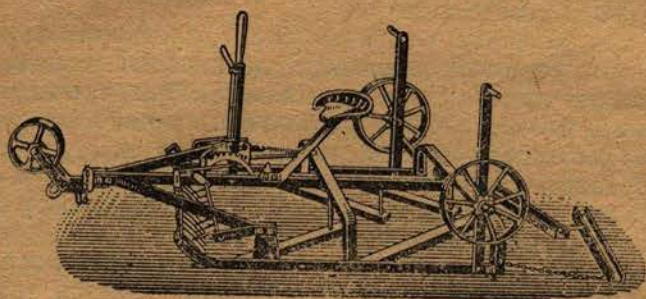
1. Масштаб действия ножево-дискового культиватора Сакка при разной обстановке и разных установках больше, чем у ножево-дискового культиватора Ганкмо.
2. Тяговое усилие на единицу объема обработанной (разрушенной) почвы у культиватора Сакка меньше, чем у культиватора Ганкмо.
3. На кочковатом лугу и при поворотах культиватор Сакка устойчивее, чем культиватор Ганкмо; последний требует заездов с радиусом поворота не менее 4 м.
4. В транспорте культиватор Сакка, устанавливаемый на два транспортных колесика, удобнее, чем культиватор Ганкмо, не имеющий никакого приспособления для транспорта.
5. При разделке высокого мха на низовом торфяном болоте культиватор Сакка начисто его срывает с торфа, при двухследной обработке, тогда как культиватор Ганкмо дает очень слабый эффект.
6. Точно также и при разрушении торфяных кочек и мохового покрова минеральных кочек, культиватор Сакка должен быть поставлен неизмеримо выше культиватора Ганкмо.
7. Таким образом, из двух известных культиваторов для частичного, пятнами, разрушения дернины и для разделки пластов целинных земель—за образец для постройки должен быть взят культиватор типа Моргана (Сакка).
8. Поскольку орудие дает большое тяговое сопротивление (на 1 м захвата до 300 кг)—есть смысл строить его только как тракторное, с захватом в 3 м, в расчете на то, что в сцепку их можно ставить 3—5 штук, глядя по условиям работы.
9. По общему своему устройству орудие должно напоминать

обыкновенный дисковый двухследный культиватор, с легким и быстрым отъемом задних батарей, которые будут нужны при разделке пластов и в которых нужды может и не быть при улучшении луга.

10. Как сказано выше, диск орудия состоит из трех двухконцовых ножей, собранных в виде шестилучевой звезды и расположенных в виде сферической поверхности; надо изучить вопрос о возможности замены подобного устройства рабочего органа—диском с глубокими вырезами.

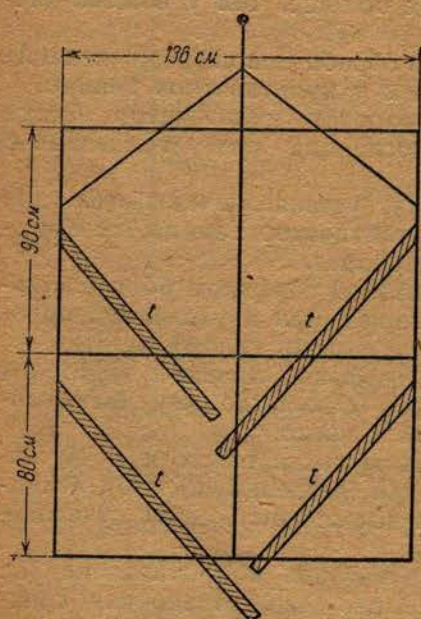
#### IV. Луговые струги (кочкорезы).

Струги (фиг. 15) Шиферштейна „Марс“ MV и MBV представляют аналогичные конструкции, отличаясь один от другого лишь размерами: рабочий захват MV—116 см и MBV—136 см.



Фиг. 15. Луговой струг

Устройство орудия заключается в следующем (фиг. 16). В раме



Фиг. 16. Схема лугового струга.

орудия, в плоскости ее нижних брусков, являющихся в работе и полозками, расположены четыре ножа под углом один к другому (вершина направлена в сторону, обратную ходу орудия), которые подрезают кочку в горизонтальном направлении. Для облегчения этого среза и для облегчения раздробления срезанной кочки прикрепленными сзади орудия шлейфами (массивные отрезки балок), кочка предварительно прорезается вертикальными ножами, поставленными друг от друга в расстоянии 12 см; для очистки этих ножей от застревающей на них растительности имеются очистительные пальцы, действующие от педали; брусок, на котором укреплены ножи, может быть повернут от рычага на некоторый угол (наклон ножей назад, при движении рычага вперед), что и вызывает разную глубину хода ножей.



Для транспорта (а на фиг. 15 показано орудие в рабочем положении) опускаются три колеса, которые во время работы устанавливаются в орудии в повышенном положении.

Испытание этих кочкорезов на торфяных кочках с моховым покровом—дало неудовлетворительные результаты, ибо забивались и передние ножи и даже все пространство внутри рамы над основными ножами, и для разделки торфяных кочек, как сказано выше, оказалось вполне подходящим орудие типа Моргана, а для разделки минеральных кочек, покрытых моховым покровом, потребовалось предварительное уничтожение покрова их тем же культиватором Моргана.

Чисто минеральные кочки и кочки, лишенные мохового покрова, уже начисто срезаются стругом, и срезанные кочки до некоторой степени раздробляются (без последующей обработки каким-нибудь культиватором разделенной кочкорезом поверхности—не обойтись).

Вследствие расположения поперечных брусков в раме орудия на высоте 20 см над опорной его плоскостью, размер кочек, по высоте могущих быть срезанными в один прием, ограничен этим примером.

Орудия построены достаточно прочно, о чем можно судить по величине тягового усилия.

Таблица 13.

	Тяговое усилие в кг		Ширина кочек в см
	Среднее	Максимальное	
M V . . .	322	400	48
MBV . . .	348	500	62

При срезании кочек поперечника, перпендикулярного к ходу орудия в 48 см и в 62 см, высота срезанных кочек колебалась от 10 до 25 см (последние кочки срезались не у самого основания, а выше).

Испытанные кочкорезы и другие ранее известные их конструкции являются орудиями очень не эффективными.

Общее заключение о кочкорезах (стругах) сводится к следующему:

1) Кочки, покрытые растительностью, а тем более торфяные кочки с моховым покровом—совершенно не срезаются.

2) Минеральные кочки или торфяные, лишенные мохового покрова, еще кое как срезаются, да и то при небольшой их высоте (в зависимости от конструкции орудия).

3) Срезанные кочки плохо раздробляются, и для окончательного их разрушения надо пускать после кочкореза какой-нибудь ножевой культиватор.

4) Все это приводит к выводу о ненужности в кочкорезах, как самостоятельных орудиях, ибо их с успехом может заменить тракторный ножево-дисковый культиватор.

5) Только в случае образования на лугу свежих кротовин и небольших выпуклостей может быть применен конный кочкорез описанной конструкции.

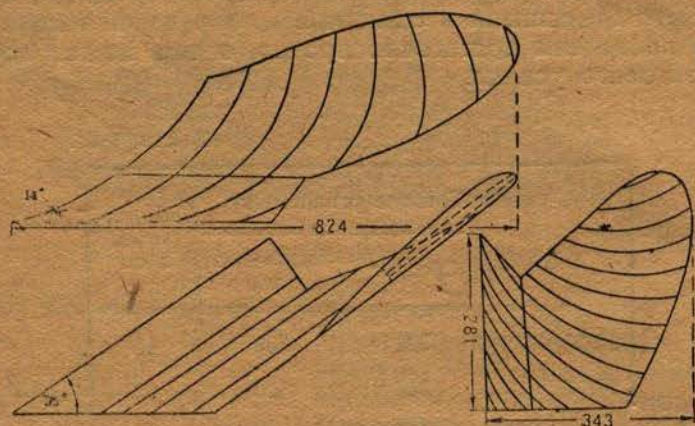
## V. Луговые и болотные плуги

Неоднократно производившиеся мною испытания луговых и так называемых болотных плугов<sup>1)</sup> дают основание сделать следующие выводы:

1) Издавна установившееся суждение, что для плужной обработки торфяных и дерновых целин необходимо применение винтовых отвалов—оказалось не обоснованным.

2) Ни в отношении качества работы ни в тяговом отношении винтовые или, так называемые, „полувинтовые“ отвалы не обнаружили никаких преимуществ по сравнению с цилиндридами.

3) Наоборот—отвалы-цилиндриды (соответствующих, конечно, форм) давали вполне безупречную работу, как на минеральных землях, так и на торфяном пласте.



Фиг. 17. Рабочая поверхность корпуса плуга П7П12 в трех проекциях.

4) Таким образом, я считаю вполне установленным, что для всех случаев пахоты можно обойтись отвалами, построенными по закону образования цилиндридов; этот вывод тем более приложим к случаям пахоты на культурных почвах.

5) Направляющая отвала, лежащая в плоскости стенки борозды, должна быть парабола, наклоном ко дну борозды начальных ее элементов под углом  $\alpha = 10-12^\circ$ ; угол наклона лезвия лемеха (в плоскости дна борозды) к стенке борозды должен быть:

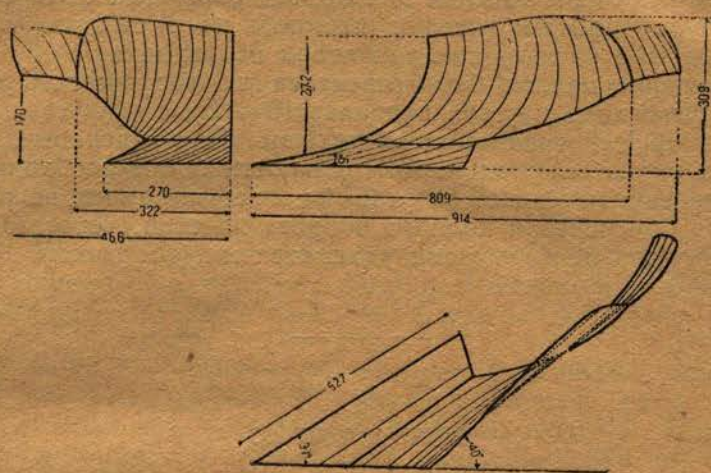
$$\beta_1 = 32^\circ-34^\circ; \beta_0 \text{ может быть} = 40-42^\circ.$$

6) Представленные на фиг. 17 и 18 проекции двух отвалов плугов, давших лучшие результаты при вспашке торфяных и целинных минеральных массивов, очень схожие между собой по форме, отличаются видом образующей.

<sup>1)</sup> Интересующихся отсылаю хотя бы к работе—„Болотные плуги“, помещенной в т. XIII за 1931 г. Записок Белор. с-хоз. Академии.

7) Никакого смысла нет в применении отвалов с криволинейными образующими (как на фиг. 18) и они лишь осложняют производственные процессы.

3) Близкие из испытания плуги Брянского завода (по проектам



Фиг. 18. Рабочая поверхность корпуса плуга Евена в трех проекциях.

Н. В. Сладкова и Н. В. Шучкина) с прямолинейными образующими отвала—дали наилучшие результаты, в смысле качества работы.

9) Вполне также выяснилась неуместность применения дисковых плугов при обработке целинных и торфяных земель (беспорядочное расположение рваных пластов).

10) Луговые и болотные плуги должны быть рассчитаны на глубину пахоты до 18—20 см.

11) В целях лучшей разделки отваленных пластов, угол их поворота должен быть возможно большим, для чего отношение между глубиной и шириной пахоты должно быть не менее  $h:b=1:2,3$ , что дает наклон отваленных пластов к горизонту  $\alpha \leq 30-35^\circ$ .

12) Так как на болотах бывают высокие и часто встречающиеся кочки, которые мешают правильному обороту пласта, следует иметь захват каждого корпуса до 50 см и располагать корпуса в плуге так, чтобы у каждого корпуса был „отрыв“ (недорез) в 5 см.

13) Надо считать удельное сопротивление при пахоте луговых почв (лишенных корневых остатков)  $1,0 \text{ кг/см}^2$ <sup>1)</sup>, а на торфяных почвах  $0,35 \text{ кг/см}^2$ , а часто также и  $0,5 \text{ кг/см}^2$ , на торфяных почвах с погребенными древесными остатками.

14) Луговые и болотные плуги надо строить только тракторные и для трактора ЧТЗ (и вообще, гусеничных тракторов), ибо колесные тракторы далеко не всегда могут быть использованы на болотах.

15) Наличие на болотах высокой растительности и их кочковатость заставляют ставить раму плуга над опорной плоскостью его не менее, как на высоту 60 см.

16) Вследствие беспокойного сбегания с отвалов податливо-упру-

<sup>1)</sup> У кустарниковых плугов—до  $4,0 \text{ кг/см}^2$ , при диаметре корней 5—8 см.

гих пластов луговых и торфяных почв—расстояние между отвалами в ортогональном сечении должно быть не менее 60 см.

17) На слабо осушенных болотных почвах правое (бороздное) колесо и правый корпус опускаются ниже опорной (теоретической) плоскости плуга; поэтому обод правого колеса должен быть уширен.

18) Сопротивление сжатию дна борозд торфяных почв часто бывает 0 4 кг/см<sup>2</sup> (при погружении штемпеля на 1 см), что в 12—15 раз меньше, чем на лугу или в полевой обстановке.

19) Прицепка должна быть рассчитана на возможность регулирования глубины хода плуга в пределах 10—12 см.

20) Как общее правило—ножи должны быть дисковые, но для некоторых видов покровной растительности болот необходимо применение черенковых ножей (дисковый нож ее вынимает, не разрезая).

21) Для обеспечения полного оборота пластов, отвалы должны быть снабжены переставными удлинителями (отводами).

---

PROF. J. A. WEISS

## WIESEN UND MOORGERÄTE

1. Im Anschluss an die Ergebnisse der Feldversuche und der Angaben der technischen Expertise lassen sich folgende Schlussfolgerungen in Bezug auf die Wieseneggen aufstellen:

1. Die Wirkung der Wieseneggen auf die obere Schicht der Grasnarbe ist im Allgemeinen unbedeutend; die Tiefe der Furchen bei einer Breite derselben von 8—10 mm beträgt im Mittel 6—10 cm, und geht ausnahmsweise bis zu 20 mm.

2. Die schwachen Furchen verschwemmen sich leicht, oder werden von dem Wurzelsystem der Grasnarbe zusammengezogen, so dass häufig schon nach einigen Wochen nach dem Eggen jegliche Spuren einer Bearbeitung der Grasnarbe verschwunden zu sein pflegen.

3. Eine Tiefe des Eindringens der Zähne über 15 cm bei der Arbeit auf feuchten Wiesen ist sogar zumeist nicht wünschenswert, da sie leicht zu kahlen Flecken durch Ausreissen von Narbenteilen führen kann.

4. Ebenfalls ist eine Tiefe des Eindringens auf weniger als 10 cm auch nicht wünschenswert, da eine solche unbedingt von einer Herabsetzung der Wirksamkeit der Arbeit auch in Bezug auf das Ausreissen des Moores (80%) begleitet zu sein pflegt.

5. Das Wachstum der Unkräuter wird durch die Wieseneggen überhaupt nur in geringen Mengen (6—12%) vernichtet.

6. Wie auch in den vorhergehenden Prüfungen gab die sternförmige Egge nur negative Resultate: kleine Furchen von geringer Tiefe (schwer messbar); eine äusserst geringe Wirksamkeit inbetreff des Ausreissens von Moos und eine bedeutende Verwicklung und Verschlingung der Pflanzenteile um die Sterne herum.

7. In Bezug auf den Zugwiderstand, auf die Güte der Arbeit, auf Leichtigkeit und Beständigkeit des Ganges, Gelenkigkeit der Glieder und wohlüberlegte Konstruktion zeichnete sich die Egge von Gross GA3 aus.

8. In betriebstechnischer Hinsicht ruft die Egge von Wermke WE

keinen üblen Eindruck hervor, deren Glieder eine sehr einfache Form aufweisen.

9. Die Belastung, die auf einen Zahn entfällt (mit Ausnahme der Bindebalken und Ketten), muss etwa 0,90 Kg umfassen, und ihrer Form nach müssen die Zähne sich der Konstruktion B Figur 4 annähern, einseitig sein, wobei sie einen Längenteil von 70 mm von dem Ende des Zahnes bis zur unteren Fläche des Rahmens gerechnet haben müssen.

10. Die Entfernung zwischen den Furchen muss 25 mm betragen.

11. Ein Wechseln der Zähne anzuwenden, hat gar keinen Sinn, auch wenn sie verschiedene Formen aufweisen sollten, daher müssen wir die Einrichtung der Glieder bei der Egge von Wermke in betriebstechnischer Beziehung für bequem ansehen (Fig. 6) in dem Verfahren ihrer Vereinigung in der Egge von Gross GA3 (Fig. 5), welche die grösste Beweglichkeit der Glieder aufweist.

12. Die Zähne müssen aus Profil-Materialien vom Ausmass  $10 \times 30$  mm (eines beliebigen von den drei in der Fig. 4 dargestellten Profilen) und mit abgeschrägter Rückseite nach der Form der Zähne in derselben Fig. 4 hergestellt werden.

13. Als mittleren Zugwiderstand auf einen Zahn müssen wir 1,5–2Kg, aber für 1 mm Wirkungsfläche 90–100 Kg annehmen.

14. Daher kann man Wieseneggen auch herstellen für Zugtiere mit einer Wirkungsfläche von 1,7 mm, oder als Traktoreggen mit einer Wirkungsfläche von 2,5 mm.

15. Ungeachtet ihrer geringen Wirksamkeit können wir dennoch nicht ohne Wieseneggen auskommen, da eine Bearbeitung ungleicher und hümpeliger Wiesen nur mit Gliedereggen zu ermöglichen ist.

II. Die Angaben der technischen Expertise und der Prüfungen von Messerkultivatoren erlauben uns folgende Schlussfolgerungen zu ziehen:

1. Die Messer müssen an Federn angebracht sein, was ihre Selbstreinigung ermöglicht und den höchsten Grad von Wirksamkeit in Hinsicht des Ausreissens der Unkrautpflanzen gewährt.

2. In Anbetracht dessen muss die Konstruktion des Kultivators (der Egge) Auras für vollkommen falsch angesehen werden.

3. Das Gerät muss einen Gang von drei Rädern besitzen, mit einem Hebelaufzug bei Pferdegeräten und mit einem automatischen bei Traktorengeräten.

4. Das Herablassen der Zahnenden unter die Widerstandsfläche des Gerätes muss bis zu der Tiefe von 15 cm mit Zwischenstufen von je 3 cm ausgeführt werden können (der Kreisbogen hat 5 Einschnitte).

5. Der Rahmen muss in seiner horizontalen Projection ein Dreieck bilden mit den entsprechenden Querleisten, welche so anzuordnen sind, dass die Entfernung zwischen den Nebenfurchen 10 cm ausmacht.

6. Der wirksame Teil des Pferdegerätes, der im Allgemeinen dem Heftmesser beim Pfluge ähnelt, muss eine Länge von 25 cm bei einer Wangenbreite von 50 mm und einer Rückenbreite von 12–13 mm haben; bei dem Traktorengeräte müssen die Durchschnittsmasse ein wenig vergrössert werden.

7. Der Uebergang des Messers in die Feder muss möglichst abgerundet ausgeführt werden.

8. Der Zugwiderstand auf einen Zahn muss bei tiefstem Gange zu 30–32 Kg angenommen werden, was auf 1 mm Wirkungsfläche 300–320 Kg ausmachen würde.

9. Uebrigens wird die Arbeit bei Pferdegeräten dieser Art meist bei

einer Tiefe von 8—10 cm vorgenommen und in diesem Falle wird der Widerstand auf 1 mm Wirkungsfläche 150—200 Kg ausmachen.

10. Die Wirkungsfläche des Pferdegerätes darf nicht mehr als 1,2—1,3 mm betragen, bei Traktorengeräten kann sie bis zu 3 mm gesteigert werden; beim Pferdegerät ist die Möglichkeit einer Umstellung der Zähne, bis zur Erweiterung der Entfernung der Furchen auf 15 cm von einander in Betracht zu ziehen.

11. Auf ebenen Wiesen können federnde Messerkultivatoren sehr wohl angewendet werden auch zur Vernichtung von Unkrautpflanzen, bei flacher Einstellung (auf 5—6 cm).

III. Das in unserer Arbeit Ausgeführte gestattet folgende vergleichende Zusammenstellungen über die Arbeit der beiden einer Prüfung unterzogenen Messer-Scheibenkultivatoren zu geben:

1. Der Umfang der Wirksamkeit des Messer-Scheibenkultivators von Sack unter verschiedenen Verhältnissen und bei verschiedener Anordnung ist grösser, als derjenige des Messer-Scheibenkultivators von Gankmo.

2. Die Anforderung an die Zugkraft auf eine Einheit der bearbeiteten (zerstörten) Bodenfläche ist bei dem Sack'schen Kultivator geringer, als bei dem Gankmo'schen Kultivator.

3. Auf hümpeligen Wiesen und beim Wenden ist der Sack'sche Kultivator zuverlässiger und lenksamer, als Hankmo'sche, letzterer verlangt zum Wenden einen Anlauf im Radius von mindestens 4 Metern.

4. Bei der Ueberführung ist der Sack'sche Kultivator, der zu dem Zwecke auf zwei kleine Ueberführungsräder angeordnet wird, bequemer als der Gankmo'sche Kultivator, der gar keine Vorrichtungen zu diesem Zwecke aufzuweisen hat.

5. Der Sack'sche Kultivator reisst beim Auseinanderarbeiten der hohen Moosschicht auf einem Niederungs-Torfmoore diesen vollständig vom Torf ab nach zweimaliger Bearbeitung, der Gankmo'sche Kultivator erweist sich wenig wirksam.

6. Ebenso muss der Sack'sche Kultivator bei der Zerstörung von Torfhümpeln und der Moosschicht auf mineralen Hümpeln und Anschichtungen unvergleichlich höher eingeschätzt werden, als der Kultivator von Gankmo.

7. Folglich Weise muss von den zwei bekannten Kultivatoren für teilweise, in Kahlstellen, fleckenartige, Zerstörung der Grasnarbe und für die Zerkleinerung der Schichten, Pflugkämme auf ungerodeten Böden der Kultivator der Typus Morgan (der Sack'sche) als Model für den Aufbau von solchen Kultivatoren benutzt werden.

8. In Anbetracht dessen, dass dieses Gerät grosse Anforderungen an die Zugkraft stellt (auf 1 Meter Wirkungsfläche bis zu 300 Kg), wäre es am zweckmässigsten sie nur für Traktore zu bauen mit einer Wirkungsfläche von 3 Metern in der Voraussicht, dass man 3—5 Stück derselben dem Traktor ankuppeln kann, je nach der Arbeitsbedingungen.

9. Im Allgemeinen muss die Einrichtung dieses Gerätes ähnlich sein einem gewöhnlichen zweireihigen Scheibenkultivator mit leicht und rasch zu bewerkstellendem Abhaken der hinteren Batterien, welche bei der Verarbeitung von Pflugkämmen notwendig sind, während sie bei Wiesenverbesserungen nicht gebraucht werden.

10. Wie oben ausgeführt wurde, besteht die Scheibe dieses Gerätes aus drei zweiendigen Messern, die in Form einer sechsstrahligen Sternes angeordnet sind und die Form einer sphärischen Oberfläche aufweisen; es müsste die Frage ausgearbeitet werden, ob sich diese Anordnung nicht ersetzen lässt durch eine ähnliche Einrichtung des arbeitenden

Werkzeuges, durch eine Scheibe oder einen Teller mit tiefen Ausschnitten, was in betriebstechnischer Hinsicht von grossem Werte wäre

IV. Die allgemeinen Schlussfolgerungen über Hümpelpflüge (Wiesen-hobel) lassen sich folgendermassen zusammenfassen:

1. Mit Pflanzen bedeckte Hümpel, noch viel weniger torfige Hümpel, bedeckt mit einer Moosschicht, werden überhaupt nicht abgeschnitten.

2. Mineralische Hümpel oder torfige, welche keine Mooslage aufweisen, werden noch einigermassen abgeschnitten, aber auch nur dann, wenn sie eine unbedeutende Höhe erreichen (in Abhängigkeit von der Einrichtung des Gerätes).

3. Die abgeschnittenen Hümpel werden sehr unvollkommen zerkleinert, und um sie endgültig zu zerstören, muss man nach dem Hümpelpfluge irgend einen Messerkultivator folgen lassen.

4. Alle diese Umstände führen zu der Schlussfolgerung, dass Hümpelpflüge als selbstständige Werkzeuge unnötig sind, da sie vorteilhafter von einem Traktor Messerscheiben-Kultivator ersetzt werden können.

5. Nur für den Fall, dass auf einer Wiese frische Maulwurfshaufen oder unbedeutende Anschwellungen abgeschnitten werden müssen, kann ein Pferde-Hümpelpflug von der oben beschriebenen Einrichtung verwandt werden.

V. Wiesen- und Sumpf Pflüge (Moor-Pflüge).

Die wiederholt von mir ausgeführten Prüfungen an Wiesen- und sogenannten Sumpf- oder Moorpflügen gestatten es folgende Schlussfolgerungen zu ziehen:

1. Die von altersher aufgestellte Behauptung, dass für eine Bearbeitung von Torf- und Rasen-Neuland mit dem Pfluge durchaus schraubenförmige Streichbretter angewendet werden müssen, hat sich als unbegründet erwiesen.

2. Weder in Bezug auf die Güte der Arbeit, noch in Rücksicht auf die Zugkraft haben die schraubenförmigen oder die sogenannten halb-schraubenförmigen Streichbretter ihren Vorzug im Vergleich zu den walzenförmigen (Cylindroiden) dartun können.

3. Im Gegenteil haben walzenförmige Streichbretter (natürlich von entsprechender Form) völlig zufriedenstellende Arbeit geleistet, sowohl auf mineralischen Neulandböden, als auch auf Torfschichten

4. Auf diese Weise ist unwiderleglich festgestellt, dass in allen Fällen von Pflugarbeit wir uns mit Streichbrettern, die nach dem Gesetz der Bildung von Cylindroiden hergestellt worden sind, begnügen können; diese Schlussfolgerung ist natürlich noch anwendbarer auf Kulturböden.

5. Die Richtungslinie des Streichbrettes, welche in der Ebene der Furchenwand gelegen ist, muss eine Parabel sein, mit einer Neigung, ihrer Anfangselemente unter dem Winkel  $\alpha = 10 - 12^\circ$ ; Der Neigungswinkel der Schneide der Pflugschar (in der Ebene des Furchenbodens) zur Furchenwand muss sein:  $\beta_1 = 32 - 34^\circ$ ;  $\beta_n$  kann  $40 - 42^\circ$  sein.

6. Die in den Fig. 17 und 18 dargestellten Projektionen zweier Streichbretter von Pflügen, welche die besten Pflugergebnisse auf torfigen und mineralischen Neulandböden gezeigt haben, sind einander sehr ähnlich der Form nach, unterscheiden sich jedoch durch die Art der Gestaltung.

7. Die Anwendung von Streichbrettern mit gekrümmten Gestaltungslinien (wie sie in Fig. 18 dargestellt sind) hat gar keinen Sinn, ihre Herstellung würde nur betriebstechnische Schwierigkeiten bereiten.

8. Die Pflüge mit gradlinigen Gestaltungslinien der Streichbretter aus der Brjanskischen Werkstatt (nach den Projekten von N. W. Sladkow

und N. W. Schtschutschkin), die eine Prüfung unterzogen wurden, ergaben die besten Resultate in Bezug auf die Güte der Arbeitsleistung.

9. Ebenso erwies sich die Unverwendbarkeit von Schraubenpflügen bei der Bearbeitung von Neuland- und Torfböden (völlig regellose Anordnung der zerrissenen Pflugkämme).

10. Wiesen und Moorpflüge müssen auf eine Tiefe der Pflugschicht bis zu 18—20 cm berechnet werden.

11. In Anbetracht einer besseren Verarbeitung der gestürzten Pflugkämme muss der Winkel ihrer Neigung möglichst gross sein, deswegen muss das Verhältniss zwischen Tiefe und Breite der Pflugarbeit nicht niedriger sein als  $h : b = 1 : 2,3$ , was eine Neigung der gestürzten Pflugkämme zum Horizont vor  $\alpha \leq 30-35^\circ$  ergeben würde.

12. Da es auf Mooren viele hohen und häufigen Hümpel giebt, die einer richtigen Lagerung der Kämme hinderlich in den Weg treten, muss jeder Körper eine Wirkungsfläche bis zu 50 cm haben und die Körper müssen in der Weise zur Anwendung kommen, dass bei jedem derselben der „Abbruch“ (Abstand der Fehlstelle) zu 5 cm eingehalten wird.

13. Man muss den spezifischen Widerstand, den Wiesenböden (welche keine Wurzelbestandteile enthalten) der Pflugarbeit entgegenstellen, zu 1,0 Kg (s. 2) <sup>1)</sup> annehmen, auf Torfböden zu 0,35 Kg (s. 2), oft aber auch zu 0,5 (s. 2) auf Torfböden, welche versunkene Holzteile beherbergen.

14. Wiesen- und Moorpflüge muss man nur als Traktorengeräte bauen, auch für Traktore Cz. T.Z. überhaupt für Traktore mit Raupengang, da Rädertraktore sehr häufig auf Mooren nicht verwendbar sind.

15. Das häufige Vorkommen von hochwüchsigen Pflanzen und von Hümpeln auf den Mooren bedingen es, dass der Pflugrahmen in einer Höhe von mindestens 60 cm über seiner Grundfläche angebracht werden muss.

16. Infolge des ungleichmässigen Ablaufens der nachgiebigzähen Pflugkämme der Wiesen- und Torfböden vom Streichbrett muss die Entfernung zwischen den Streichbrettern in orthogonalem Durchschnitt wenigstens 60 cm betragen.

17. Auf mässig ausgetrockneten Moorböden wird das rechte Rad (Furchenrad) und der rechte Pflugkörper niedriger eingestellt, als die (theoretische) Stützfläche des Pfluges; daher muss die rechte Radfelge breiter angesetzt werden.

18. Die Widerstandsfähigkeit gegen das Zusammenpressen des Furchenbodens auf Torfböden beträgt häufig 0,4 Kg (s. 2) bei dem Eindringen des Stempels auf 1 cm, was um 12—15 mal weniger ist, als auf einer trockenen Wiese oder unter den Verhältnissen auf dem Ackerlande.

19. Das Anketten muss in der Weise ausgeführt werden, dass die Regulierung des Tiefganges des Pfluges in den Grenzen von 10—12 cm möglich ist.

20. Als allgemeine Regel gilt, dass die Messerteller—oder diskusartig sind, aber für einige Arten der Pflanzenwelt auf der Oberfläche der Torfe müssen sichelförmige Messer angewandt werden (das Tellermesser knütt die Pflanzen ein, ohne sie zu zerschneiden).

21. Um ein vollständiges Umstülpen der Pflugkämme zu ermöglichen, müssen die Streichbretter mit verstellbaren Verlängerungsteilen (Flügeln) versehen werden.

---

<sup>1)</sup> Bei Helmarbeitspflügen bis zu 4,0 Kg (s. 2) bei einem Wurzeldurchmesser von 5—8 cm.



## ЛАБОРАТОРНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ И АГРОНОМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛЕВЫХ ПРУЖИННЫХ КУЛЬТИВАТОРОВ

(К ОБОСНОВАНИЮ ИХ КОНСТРУКЦИЙ)

Три испытанные бесколесные пружинные культиваторы — в 5, 7 и 9 зубьев — по своей конструкции существенно не отличаются от установившихся типов их и имеют следующее устройство.

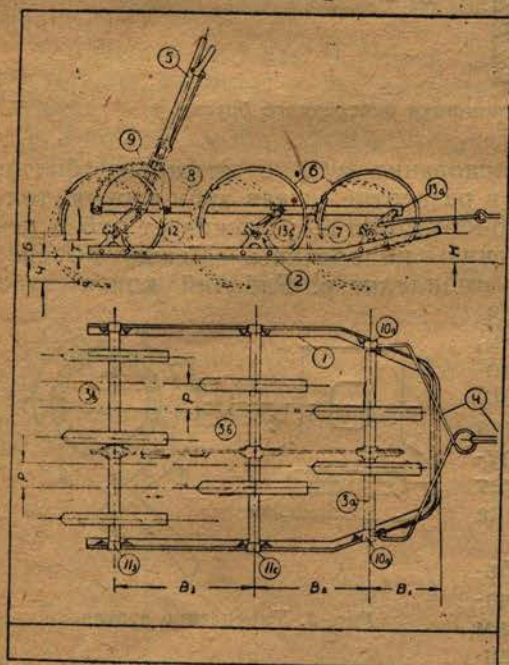


Рис. 1. Две проекции конного пружинного культиватора

шип  $d$  со шляпкой, который шплинтом связан с поперечиной. Таким образом, поперечина, свободно поворачиваясь в подшипнике, не имеет игры вдоль подшипника.

В раме из углового железа, изогнутой в горизонтальной плоскости в виде буквы П (рис. 1), а в вертикальной с приподнятой передней стороной (промер — Н) укреплены подшипники для поперечин  $3a$ , сделанных из свернутых в трубку полос резервуарного железа; подшипники (10п, 11с, 11з) сделаны также из железа, и долевой в них пробег поперечин предупреждается, благодаря следующему простому устройству (рис. 2).

Подшипник — 10п, сделанный из резервуарного железа, в верхней части имеет цилиндрическое углубление, в которое входит конец поперечины  $3a$ ; в центре углубления подшипника сделано отверстие, через которое пропущен

На поперечинах укреплены зубья в следующем порядке:

Культиватор.	Поперечины	1-я	2-я	3-я.
5-ти зубый . . . . .		2	3	—
7-ми " . . . . .		2	2	3
9-ти " . . . . .		2	3	4

Зубья S (рис. 3) сделаны из полосовой стали, сечения  $43 \times 6$  мм, и укрепляются они на поперечинах 3а, при помощи упора t, сквозь

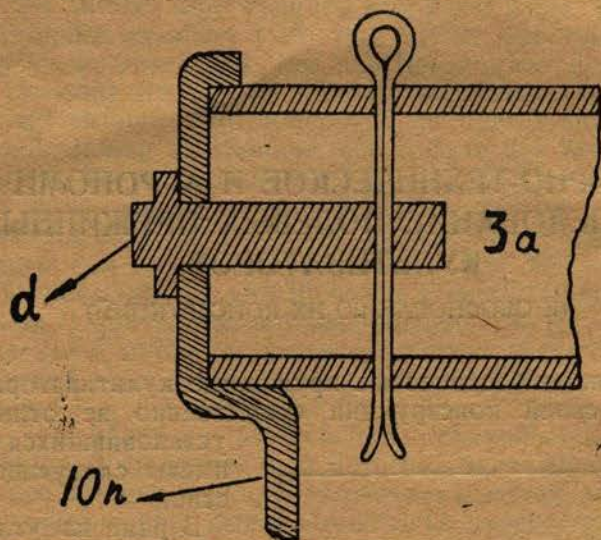


Рис. 2. Крепление подшипника поперечного бруска

проушину которого проходит основание зуба и стяжного болта; упор t, изображенный отдельно в развертке, давая зубу вторую точку опоры (одна точка опоры—головка болта), удерживает зуб в неизменном положении по отношению поперечины. Между поперечиной 3а и упором t положена прокладка p. Рабочий конец зуба оборудован стальным двухконечным лемешком, сечения  $7 \times 45$  мм, укрепляемым двумя болтами и могущим быть перевернутым на  $180^\circ$  (при изнашивании одного конца лемеша, включается в работу другой). Изгиб лемешка соответствует характеру изгиба рабочего конца зуба.

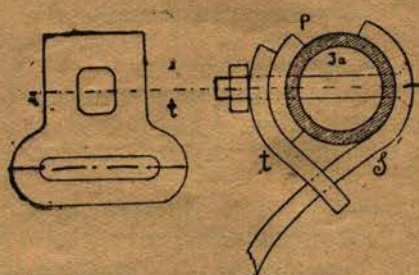


Рис. 3. Укрепление зубьев

Регулирование хода глубины зубьев производится при помощи рычага б (рис. 1), являющегося одним из звеньев плоского четырехзвенного механизма, в котором рама служит стойкой, плечи 13а и 13б и нижняя часть рычага—коромыслами, а тяга 8—шатунном. На установительном секторе имеется ряд засечек, расположение которых

<sup>1)</sup> В 5-ти зубом культиваторе две поперечины, а в 7-ми и 9-ти зубых орудиях — поперечин по три.

так рассчитано, что зубьям может быть дана или максимальная по глубине их хода установка, или концы их могут быть подняты выше опорной поверхности рамы (при транспорте; см. промер 5) и эта последняя, во избежание изнашивания, оборудована полозками (во всю длину и отчасти на загнутых вверх частях).

Тяга, из  $\varnothing$  железа, укрепена в стоечках, а спереди снабжена кольцом.

Испытание культиваторов было проведено по следующей программе:

### I. Лабораторно-техническое исследование

1. Техническое описание орудия: схемы, чертежи. Число, расстановка и устройство рабочих частей; устройство рамы, укрепление рабочих частей, главные особенности устройства деталей; степень пружинности отдельных зубьев; приспособление для очистки; регулирование глубины хода орудия; транспортное приспособление, качество сборки и удобство ремонта; качество материала, вес орудия и важнейшие промеры.

### II. Полевое испытание

2. Состояние поверхности и растительности. Почва, степень плотности, рельеф, растительность;

3. Тяга и давление. Тяга в работе при различных установках рабочих частей, тяга на единицу меры захвата и на одну рабочую часть.

4. Качество работы. Степень рыхления при различных установках орудия; глубина хода; плавность хода; степень забиваемости орудия.

5. Удобство в обращении—в работе, при поворотах, при очистке и устойчивость орудия.

### III. Заключение

6. Сопоставление данных лабораторного и полевого испытаний.

7. Выводы и предложения.

При выполнении работ по проведенной программе были применены следующие методы.

Степень пружинности зубьев определялась следующим образом:

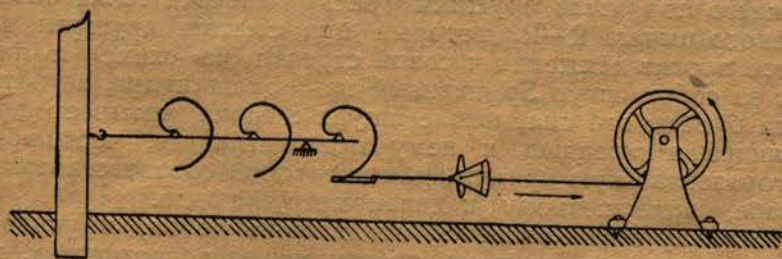


Рис. 4. Схема установки для оттягивания зуба

Культиватор устанавливался жестко на некоторой высоте над горизонтальной поверхностью и координатором определялось положение конца исследуемого зуба; при помощи ручного блока (рис. 4) го-

горизонтально расположенным шпагатом, со включенным в него динамометром (Бурга), производилось оттягивание конца зуба, положение которого, через определенные интервалы, координировалось; в эти же моменты делались отметки и на динамограмме. Таким образом определялись траектория конца зуба в вертикальной плоскости

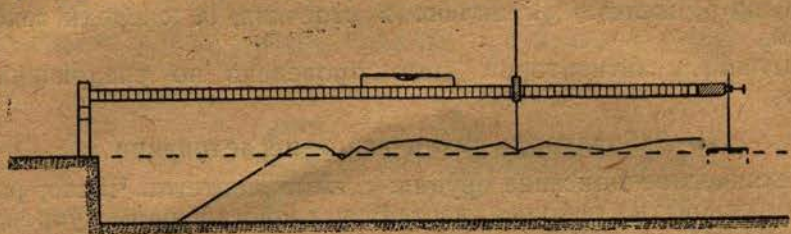


Рис. 5. Почвенный профиломер—координатор.

(параллельно ходу орудия) и усилие, под влиянием которого отходит конец зуба на ту или иную величину. Полученный при этих исследованиях материал представлен в дальнейшем в числовом обозначении и в графиках. Траектория конца зуба при перестановке рычага глубины определялась непосредственными измерениями обеих осей координатором.

Рельеф поверхности почвы и дна исследовался при помощи профиломера-координатора (рис. 5); вследствие резкой разницы в плотности обработанной и необработанной почвы (дно), прибор этот давал возможность совершенно точно координировать также и профиль дна борозды опусканием металлического стержня с делениями (ось ординат) через толщу обработанного слоя до необработанного. Графики, полученные при этих измерениях, приведены ниже.

Исследование сопротивления почв сжатию (поверхностных слоев) производилось при помощи Bodendruckdynamometer'a Bernstein'a (рис. 6), схема которого представлена на 7 и 8 рис.

Приемником усилий сжатия исследуемой почвы, в естественной обстановке, является овальной формы (в схеме) пружина, как в динамометре, Бурга, большая ось которого во время пользования прибором располагается горизонтально, и сверху которой укреплена рукоятка С, а снизу стержень, в нижний конец которого ввинчиваются сменные штемпеля, оканчивающиеся цилиндрами разной площади (площадь давления).

У нижнего полуовала пружины (рис. 8) имеется точка опоры О для ломаного рычага  $R-R_1$ , который при сжатии пружины поворачивается против движения часовой стрелки (на схеме) и плечом  $R_1$  тянет за собою шнур  $Sp$ , навитый на блок цилиндра, на который накинута бумага; это сматывание шнура с блока вызывает вращение цилиндра, и карандаш, к нему прикасающийся, чертит-бы на бумаге горизонтальную прямую, длина которой соответствовала бы, в масштабе, приложенному к динамометру усилию.

Но поскольку почва является податливым телом, и усилие ее сжатия будет зависеть, конечно, от степени ее податливости, то на том же барабане регистрируется и глубина погружения штемпеля в почву. Для этой цели карандаш К укреплен в приборе подвижно в вертикальном направлении (рис. 7), будучи связан шнурком  $Sp$ , перекинутым через блок I и закрепленным другим своим концом на тройном блоке II; на одном из этих блоков закреплен шпагат  $Sp_1$ ,

обозначенный пунктиром, другой конец которого укреплен на неподвижной рамке прибора, в точке  $C_1$ , опирающейся двумя остриями на землю.

При нажатии штанги в землю и, следовательно, при сближении точки  $C_1$  и оси блока II, этот блок может, под натяжением спираль-

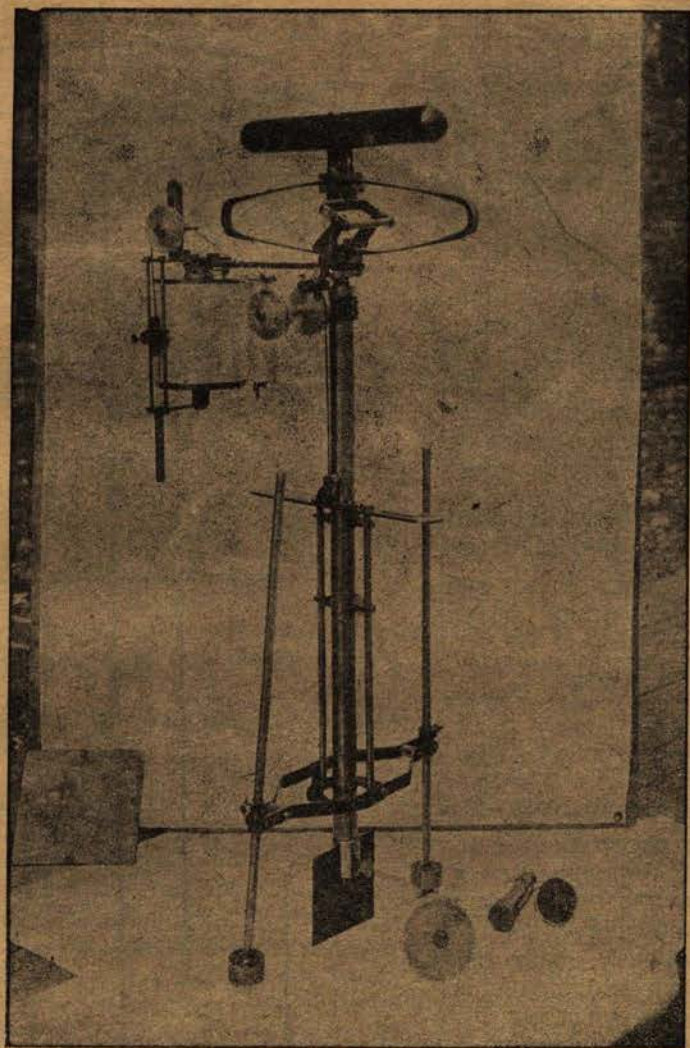


Рис. 6. Bodendruckдynamometer.

ной пружины  $S$ , повернуться против часовой стрелки и отпустить шпагат, и карандаш опустится вдоль ординаты. Масштаб его опускания может быть изменен в зависимости оттого, на какой блок из трех, разного диаметра, перекинут шпагат  $Sp$ .

В результате горизонтального (усилие) и вертикального (углубление) движения карандаша диаграмма имеет следующий вид (см. рис. 9 на стр. 40). На одном и том же кусочке бумаги можно получить довольно много диаграмм (на рис. показаны четыре диаграммы), расшифровку

которых облегчает то обстоятельство, что блок I сделан переставным в вертикальном направлении, вследствие чего можно каждую новую кривую начинать с новой точки и избежать сливания их начал. При некотором навыке (интенсивность нажатия на рукоятку) удается получить диаграммы почти с параллельным расположением всех их элементов, при повторных испытаниях на данной почве, как это видно из рис 9. Внутри барабана поставлена пружина, которая по прекращении нажатия на рукоятку приводит барабан в начальное положение (карандаш становится на ту же образующую цилиндра). Ниже будет приведен цифровой материал, касающийся определения сопротивления сжатию почв, на которых производилось испытание пружинных культиваторов.

### 1. Лабораторно-техническое исследование.

Промеры расстановки зубьев дали следующие результаты:

	Ср. арифм. (с приближ)	Отклон.
5-ти зубый	135 мм	+ 1—0 мм
7-ми зубый	120 мм	+ 8—2 мм
9-ти зубый	95 мм	+ 20—15 мм

Промеры расстояния между соседними бороздками для 16-ти культиваторов, приведенные в объяснительной записке к проекту, дают основание конструктору сделать вывод, что 9-ти зубые культиваторы имеют наименьшее расстояние между бороздками, а именно 95 мм; большинство 7-ми зубых имеют то же расстояние, которое иногда доходит до 120 мм, а 5-ти зубые, правда, только в двух конструкциях, бывших в распоряжении конструкторов, — имеют расстояние между бороздами в 135 и 150 мм.

„В литературе отсутствуют данные (говорится в проекте) о значении того или иного расстояния между соседними бороздками, проводимыми пружинными зубьями у борон. Вообще, расстояние между

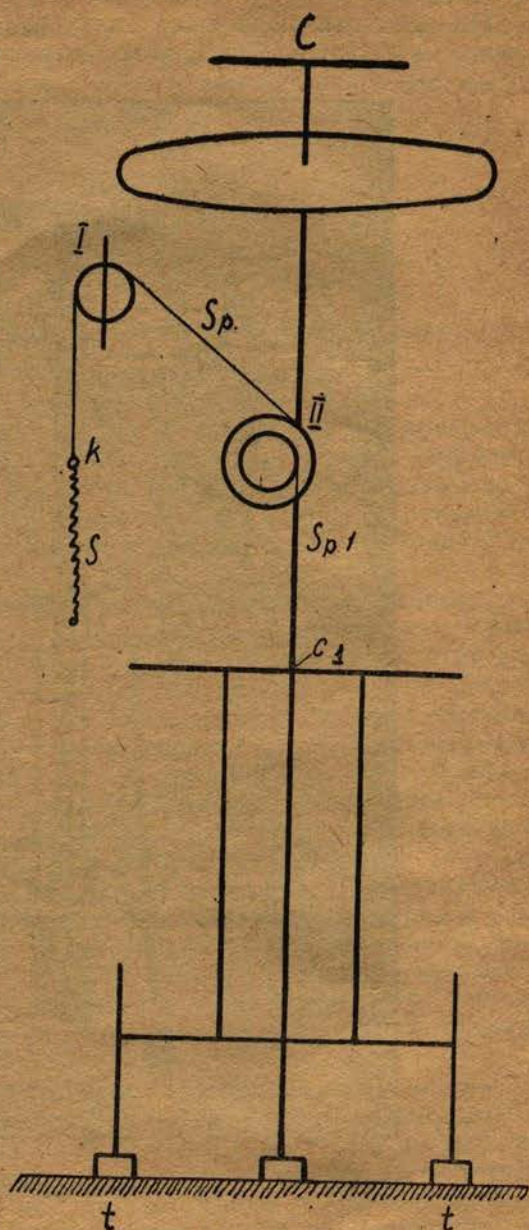


Рис. 7. Схема передач.

соседними бороздками находится также в зависимости и от глубины хода зубьев бороны: чем меньше глубина, тем расстояние между соседними бороздками может быть меньше. За отсутствием экспериментальных данных, вопрос о величине расстояния между соседними бороздками приходится решать на основании размеров, принятых

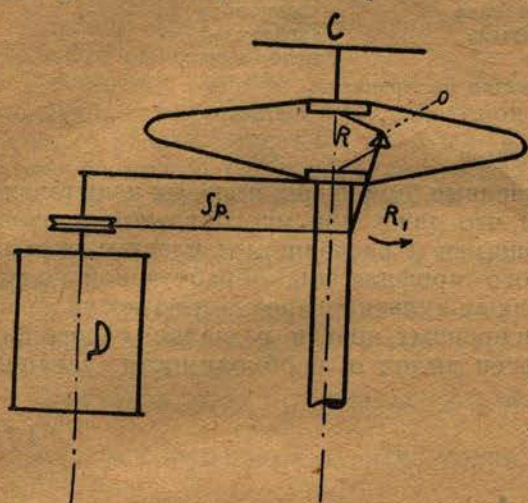


Рис. 8. Схема приводного механизма

в основных конструкциях пружинных борон. Таким размером является 95 мм, который может быть принят для пружинных борон при 9, 7 и 5 зубьях.

Помимо указанного расстояния в 95 мм между соседними бороздками у 5-ти зубых пружинных борон, необходимо иметь и увеличенное расстояние до 130 мм, для случаев, когда почвы обрабатываются плохо плугом при подеме залежей и расчистке почв из под леса, а также при наличии значительного количества валунов в почве\*—таковы соображения конструктора.

По вопросу об установлении расстояний между бороздками, проводимыми зубьями пружинных культиваторов, глубине их хода и числе зубьев в культиваторе—могут быть высказаны, по моему мнению, следующие соображения.

Само собою разумеется, расстояние между бороздками и их глубина всецело определяются заданиями работы орудия в данных условиях, т. е. процессом. Каковы же условия работы пружинных культиваторов? И чем существенно отличается их работа от работы культиваторов и борон с жестким прикреплением рабочих частей? Ответ на этот вопрос—в масштабе нашего Союза—мы находим из данных о районном распространении пружинных полевых культиваторов: оказываются, главными областями и районами их распространения являются области клеверосоения: Северо-Западная, Западная, Белоруссия, Приуральский район, а этим определяется и назначение их—разделка клеверного пласта, что вытекает из сущности работы пружинного зуба, который, действуя на монолиты корневищ упругим ударом, быстро сбивает с них частицы земли и в освобожденном почти от земли виде извлекает их на поверхность, по внутренней наклонной поверхности зуба, тогда как жесткий зуб культиватора, действуя плавным толчком, оказывает значительно меньшее действие на монолиты корневищ, давая им возможность лавировать между зубьями, и иногда в неразрушенном виде они выскальзывают из последнего ряда зубьев<sup>1)</sup>.

Применять пружинные полевые культиваторы, в качестве орудий предпосевной обработки—вряд ли есть основание, так как они дают

<sup>1)</sup> Все это имеет место при конной тяге; при тракторной тяге, на больших скоростях, процессы эти будут протекать, конечно, иначе.

неспокойный рельеф дна обработанной почвы, а это сказывается на равномерности (по глубине) хода сошника, и зерновой канал получается растянутым по вертикальному направлению больше, чем в других случаях, что видно, например, из следующих данных:

Предпосевная обработка	В 30 мм зоне зернового канала уложено зерно:
Культиватор с жестко прикрепленными зубьями . . . . .	73%
Пружинный культиватор . . . . .	65%

Да кроме того, и данные, полученные при наших полевых испытаниях, также свидетельствуют о том, что даже при многократном проходе орудием по старым, выветрившимся и распавшимся пластам—все же не удается получить спокойного профиля дна обработанной почвы.

Вообще, назначение пружинных культиваторов заключается в обработке грубо-комковатых, засоренных почв и разделке клеверного пласта, а в таком случае не ясен вывод о необходимости увеличе-

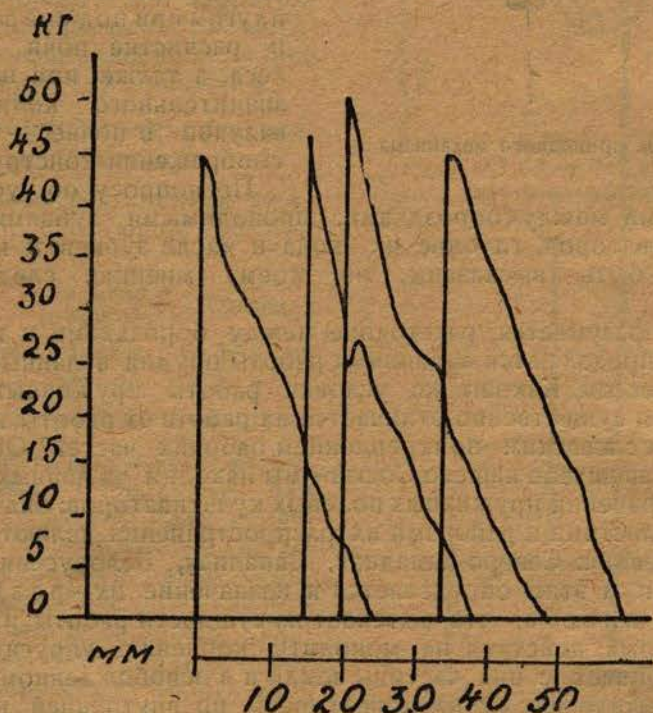


Рис. 9. Диаграмма Bodendruckdynamometer'a

ния расстояния между зубьями у 5 ти зубого культиватора до 130 см, „когда почвы плохо обрабатываются плугом ..“. Казалось бы, для этих случаев следовало бы идти в сторону уменьшения расстояния между зубьями, ибо при изреживании бороздок эффект действия культиватора будет, очевидно, понижаться.

Итак, изменение расстояния между бороздками в сторону их увеличения надо считать не совсем обоснованным; но какое же рассто-



яние надо считать нормальным? На этот вопрос может быть, конечно, несколько ответов (свойство почвы, влажность, длительность культуры и т. д.), но пока, за отсутствием соответствующих данных, вопрос должен быть решен очень приближенно, и для упрощения расчетов следовало бы установить за „условно нормальное“ расстояние между бороздками—промер в 100 мм (вместо 95 мм).

Гораздо проще и обоснованнее решается вопрос о глубине хода орудий и емкости их работы.

Поскольку главное назначение (или, по крайней мере, одно из назначений) пружинных культиваторов заключается в разделке клеверного пласта, глубину их хода надо считать не менее 15 см, чтобы возможно было разделить пласт на всю толщину; число же зубьев в культиваторах определяется мощностью источника двигательной силы.

Итак, все сказанное приводит к следующим отправным положениям:

1) расстояние между бороздками в пружинных культиваторах, независимо от числа зубьев в них, есть величина неизменная, равная (условно) 100 мм;

2) глубина хода пружинных культиваторов должна быть не менее 15 см.

Зубьям пружинных культиваторов может быть предъявлено два требования:

1) одинаковая степень пружинности (одинаковое смещение концов зубьев при одинаковом усилии);

2) траектория конца зуба должна приближаться к горизонтальной прямой, при смещении под влиянием тягового сопротивления.

Первое важно потому, чтобы избежать зигзагообразного хода орудия и боковой его качки, а также и неравномерности в глубине обработки, а второе—в смысле получения бороздки одинаковой глубины по всей ее длине.

Первое требование может быть удовлетворено в процессе производства зубьев и соответствующего их контроля перед монтировкой,

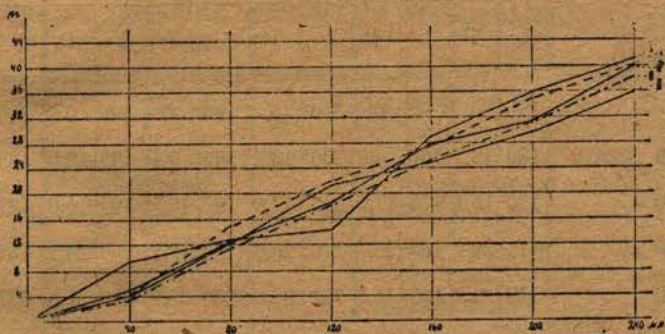


Рис. 10. Степень пружинности зубьев (деформация и нагрузка); к таблице № 1.

второе же—чисто конструктивным путем: пружинной части зуба и, вообще, всему профилю зуба может быть дана такая форма, которая в большей степени будет обеспечивать движение конца зуба, при его оттягивании, по прямой линии, приближающейся к горизонтальной.

Лабораторные исследования в этом направлении показали, что

у одного и того-же культиватора степень упругости пружины более или менее одинакова, что видно из таблиц и графика (рис. 10); в таблицах: 1 — промеры в мм по оси ординат конца зуба и Р — усилие в кг при оттягивании за конец зуба.

Таблица 1.

Перемещение концов зубьев и усилия у 5-ти зубового культиватора

Зубья По оси абсцисс в мм (а)	1		2		3		4		5	
	1	Р	1	Р	1	Р	1	Р	1	Р
0	200	0	200	0	208	0	200	0	205	0
40	190	3,3	195	4,0	195	4,9	190	4,0	200	4,4
80	185	7,4	193	14,7	190	13,1	180	12,3	195	13,1
120	184	18,4	195	22,0	187	19,2	178	22,0	193	14,7
160	190	26,2	198	27,9	190	28,6	180	25,8	197	29,5
200	200	31,5	205	35,2	193	32,0	185	30,7	205	36,8
240	210	38,8	215	41,0	200	41,4	205	36,8	213	43,4

Счет зубьев в этой таблице (как и вообще в последующем изложении) — ведется слева направо, по ходу орудия; зубья поставлены на максимальную глубину хода, как и у 7-ми зубого культиватора (см. след. таблицу № 2).

Таблица 2.

Перемещение концов зубьев и величина усилия у 7-ми зубого культиватора

Зубья По оси абсцисс в мм (а)	1		2		3		4		5		6		7	
	1	Р	1	Р	1	Р	1	Р	1	Р	1	Р	1	Р
0	195	0	192	0	200	0	195	0	195	0	200	0	200	3
40	180	13,5	180	9,0	200	10,2	190	9,4	195	9,0	185	10,2	183	9,8
80	170	16,4	175	17,6	205	17,6	190	19,2	197	16,0	183	18,4	175	19,4
120	175	28,7	180	23,7	210	28,6	195	10,3	200	24,5	184	25,4	174	26,3
160	178	35,5	183	31,1	220	32,8	200	38,9	210	31,5	187	32,8	175	32,8
200	180	41,0	190	39,3	230	42,2	210	41,0	220	36,8	195	41,0	180	41,0
240	190	44,3	200	45,8	245	45,1	220	47,1	240	39,8	200	44,4	190	45,5

Траектории концов зубьев, при их оттягивании, как это видно из рис. 11 и 12, не совпадают у одного и того же культиватора, а тем более у разных орудий.

Общим для всех случаев является движение конца зуба, вначале оттягивания — вниз (для разных зубьев масштаб смещения вниз различен) и потом вверх.

Следует оговориться, что для всех культиваторов установка рычага по сектору на максимальную глубину—не соответствует максимальной же установке на глубину конца зуба, и только установка

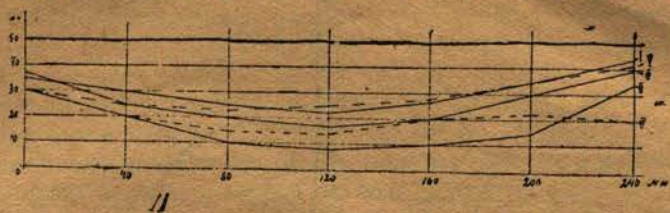


Рис. 11. Траектории концов зубьев при изменении нагрузки; к табл. № 1.

на 3 й засечке сектора (сзади) дает максимальную на глубину установку зубьев; при этой то установке и проводились лабораторные и полевые исследования, когда требовалась максимальная глубина хода зубьев.

Несомненно, установка рычага в крайней задней засечке (отклонение рычага назад, как это видно из схем, опускает концы зубьев,



Рис. 12. Траектория концов зубьев 7-мм зубового шага культиватора, при изменении нагрузки

а перемещение его вперед—подымает их) еще более скривила бы траекторию концов зубьев и еще более отклонила бы их от прямой линии.

Траектория конца зуба, в вертикальной плоскости, параллельной ходу орудия, при перемещении рычага по сектору (рис. 13), подтверждает сделанное выше замечание о неверной установке сектора (или излишнем числе засечек в нем), ибо, при перемещении конца зуба из нерабочего положения (конец выше опорной плоскости орудия) в рабочее—ординаты увеличиваются только до 8 деления на оси абсцисс (8 я засечка, считая спереди), а дальше они начинают уменьшаться.

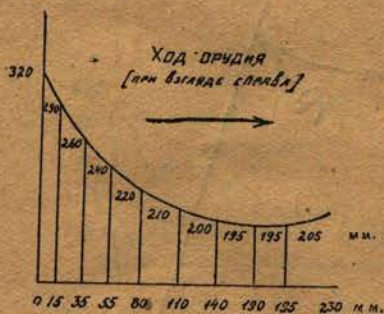


Рис. 13. Траектория конца зуба при перемещении по рычагу засечки на 9-ст. сектора

Поскольку бесколесные пружинные культиваторы имеют стремление идти передними зубьями глубже задних, ибо величина реактивных сил действующих на передние зубья, как идущие в менее

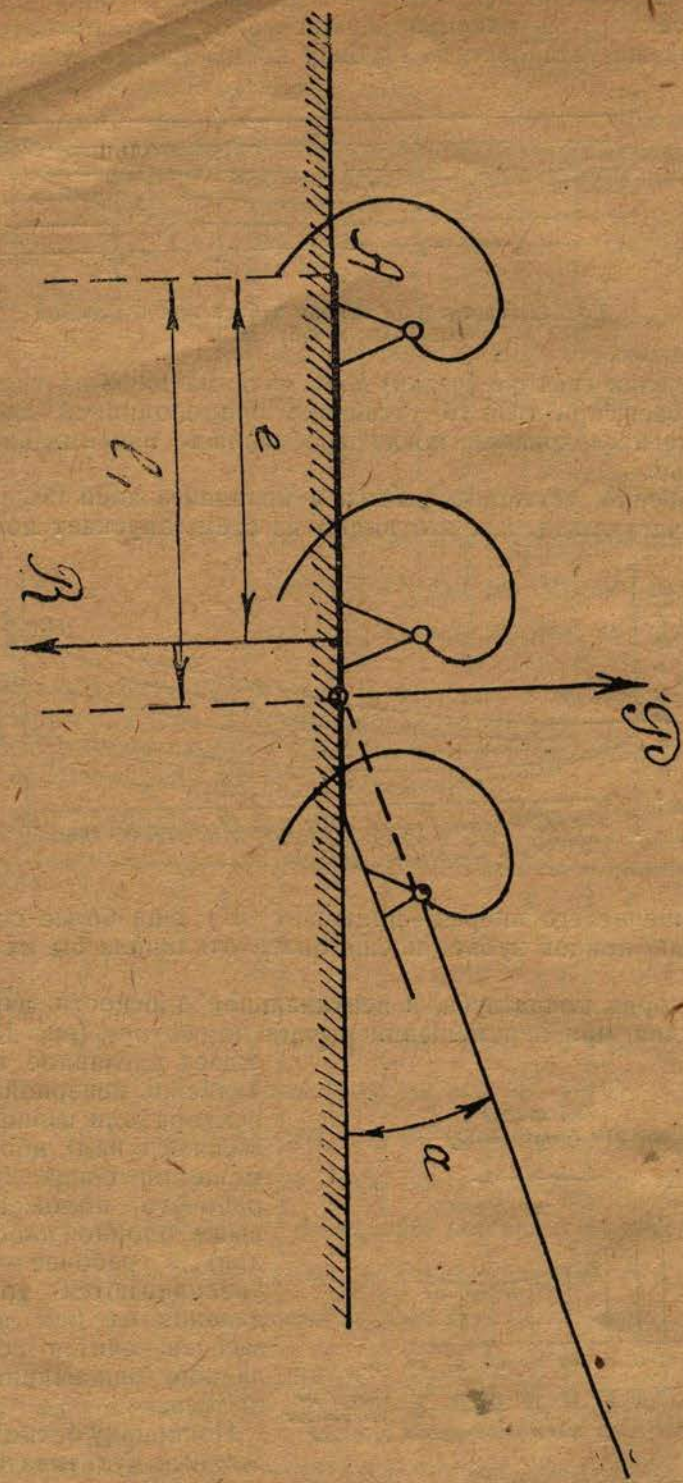


Рис. 14. Запронилывание культиватора вертикальной плоскости.

обработанной среде, относительно больше—не безразличным является соотношение моментов сил, действующих на культиватор в вертикальной плоскости, параллельной ходу орудия (рис. 14).

Компонент  $R$ , который заставляет орудие заклиниваться в почву, будет расположен ближе к передней части орудия, поскольку реактивная сила передних зубьев, как сказано, больше, чем у заднего зуба; плечо этой силы обозначим через  $l$ , считая за центр моментов задний конец рамы орудия  $A$ . Компонент  $P$  тягового усилия, направленный вертикально вверх, имеет момент— $P_1l$ , под влиянием которого будет происходить поворот культиватора вокруг точки  $A$  (поворот на чертеже против часовой стрелки), чему будет противодействовать момент  $+Rl$ . Для равновесия культиватора в вертикальной плоскости и для предупреждения наклона его передним концом рамы вниз необходимо, чтобы  $P_1l \leq Rl$ , а для этого надо, чтобы при данной конструкции культиватора угол  $\alpha$  наклона постромок к горизонту был увеличен или, при той же длине рамы, ряд передних зубьев был отодвинут назад (уменьшается момент  $Rl$ , поворачивающий культиватор вокруг точки  $A$ , по часовой стрелке).

В некоторых конструкциях бесколесных пружинных культиваторов это поворачивание их вокруг точки  $A$  предупреждается ползком (часто переставным), устанавливаемым в передней точке рамы орудия.

## II. Полевое испытание.

Полевое испытание производилось на достаточно выветрившихся пластах, удельное сопротивление которых сжатию (давление на  $1 \text{ см}^2$  штемпеля при погружении его на  $1 \text{ см}$ )—

$$d = 0,70 \text{ кг.}$$

После обработки пластов культиватором в один след, при разных глубинах хода, исследованием сопротивления почв сжатию *Wodendruckdynamometer*'ом было установлено, что удельное сопротивление сжатию, в общем, для всех культиваторов одинаково, колеблясь в пределах:

$$d = 0,20 - 0,40 \text{ кг. } ^1)$$

На рис. 15—17 показаны профили поверхности и дна обработан-

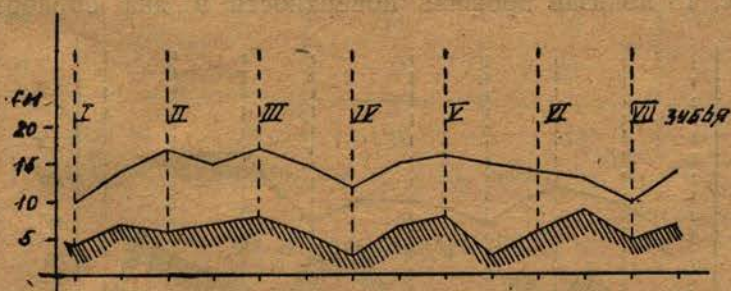


Рис. 15. Профиль поверхности и дна борозд после однократного прохода культиватора, при средней глубине хода.

ного слоя почвы 7-ми зубым культиватором: на рис. 15— по пластам при однократном проходе, при средней глубине хода; на рис. 16—

<sup>1)</sup> Данных *Wodendruckdynamometer*'а было получено не так много, чтобы можно было сделать выводы относительно влияния на рыхление—глубины хода орудия, числа следов и т. д.

то же при наибольшей глубине хода и на рис 17—после многократного прохода по пластам и при наибольшей глубине хода.

Сопоставление этих профилей определенно указывает на то, что:

1) во всех условиях работы 4-тый зуб давал наибольшей глубины бо-

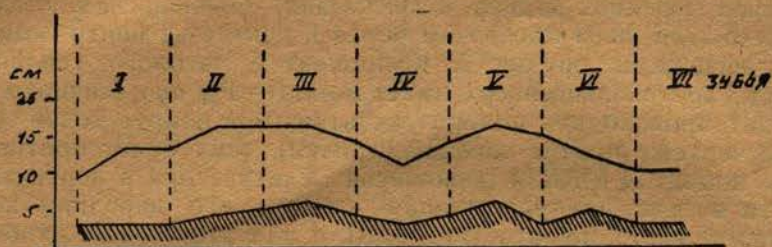


Рис. 16. То же, что и на рис. 15—при наибольшей глубине ходе

роздку (наиболее тугая пружина) и 5-й—наименьшей (наиболее слабая пружина); 2) рельеф поверхности и дна почти повторяют один другой для каждого отдельного случая; 3) для всех случаев можно также считать почти совпадающими рельефы поверхности и

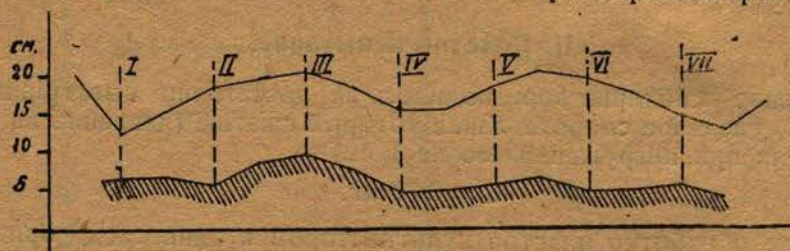


Рис. 17. Многократный проход, при наибольшей глубине.

дна борозд; 4) даже многократная обработка не уничтожает беспорядочного рельефа дна обработанного слоя; 5) при однократном проходе, при наибольшей глубине хода, она достигает в среднем 9 см, а при многократном 11 см.

На рис. 18 показан профиль поверхности и дна обработанного

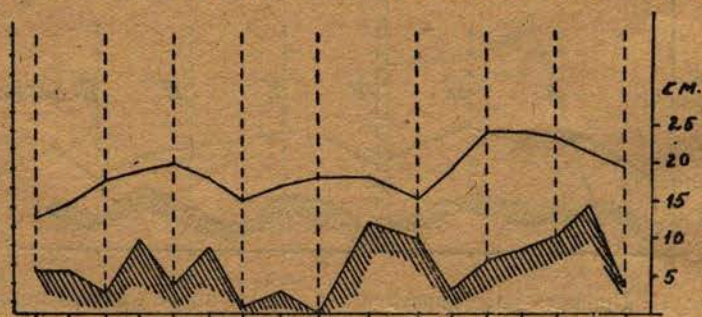


Рис. 18. Однократный проход 9-ти зубьям культиватором, при наибольшей глубине.

слоя 9-ти зубьям культиватором, по пластам, при наибольшей глубине хода, а фактически—при средней глубине хода в 11 см.

Данные нескольких (в разные дни) динамометрирований культиваторов по старым выветрившимся пластам, при однократном проходе, приведены ниже.

Килограммы

Таблица 3.

Глубина хода	4—6 см	6—8 см	9—11 см
	Наименьшая	Средняя	Наибольшая
5-ти зубый	42	62	94
	—	80	104
7-ми зубый	67	—	133
	98	117	150
	—	—	—
9-ти зубый	83	100	150
	75	100	142
	80	100	158

Т. е., в переводе на один зуб, получаем следующую таблицу:

Килограммы

Таблица 4.

Глубина хода	Наименьшая	Средняя	Наибольшая
	4—6 см	6—8 см	9—11 см
5-ти зубый . . . . .	8	14	22
7-ми зубый . . . . .	13	15	22
9-ти зубый . . . . .	9	11	17
Среднее ~ . . . . .	10	13	20

т. е., на 1 зуб/1 см глубины хода ∞ 2 кг тяги.

### III. Заключение

Конструкция и работа полевых культиваторов должна быть расцениваема с точки зрения агротехнических требований к обработке почвы культиваторами.

Требования же эти сводятся к следующему:

1. Уничтожение и извлечение на поверхность сорной растительности.

2. Энергичное перераспределение почвенных элементов в гори-

зонтальной плоскости, конечно, без испыления их и без вынесения на поверхность нижних слоев почвы.

3. Одинаковая и достаточная глубина хода на всем рабочем захвате орудия и полное слияние сфер действия каждой рабочей детали зуба.

4. Возможно слитная поверхность пашни после прохода орудия. Эти положения и данные лабораторно-технического и агрономического исследования полевых пружинных культиваторов дают основания высказать следующие соображения, могущие служить обоснованием их конструкции.

1. В одном орудии пружинные зубья должны обладать совершенно одинаковой степенью пружинности, одинаково деформируясь при одинаковой нагрузке (иначе получается неодинаковая глубина хода отдельных зубьев).

2. Рабочим напряжением зуба надо считать напряжение в 25 кг.

3. При оттягивании зуба назад, в пределах оттягивающей силы 25 кг, и при рабочем положении зуба, траектория его конца должна быть, при всех глубинах хода—горизонтальная линия (одинаковая глубина хода), что не возможно у конных бесколесных орудий, у которых при регулировании глубины хода происходит поворот зубьев в вертикальной плоскости, и чего нет у колесных культиваторов, у которых рама и бруски, к которым крепятся зубья, находятся при изменении глубины хода орудия только в переносном движении.

4. Размеры сечений пружин культиваторов в пределах  $45 \times 8$  мм— $40 \times 7$  мм (при стандартных свойствах материалов) и способы их укрепления хомутом с широкой опорной поверхностью или сквозным болтом—можно считать удовлетворительными.

5. Применяемая иногда, кроме основной пружины, нажимная добавочная пружина—не обязательна, и при соответствующем подборе материала и правильном ведении термической обработки—можно при наличии только одной основной пружины получить от работы зуба нужный эффект.

6. Крепление должно обеспечить неподвижность зуба в плоскости, перпендикулярной к долевой оси орудия, и установка направляющей обхватки  $t$  (рис. 3) хорошо решает этот вопрос.

7. Поскольку назначение пружинных культиваторов заключается исключительно в разделке пластовых почв, расстояние между бороздками в 10 см—можно считать нормальным.

8. Исходя из этого же назначения пружинных культиваторов—надо считать глубину их хода до 15 см.

9. Поэтому зуб должен свободно деформироваться, с подъемом конца лемешка по вертикали на 15 см.

10. Двухконечный лемешок, сделанный из более твердого материала, чем основная пружина, и крепящийся на ней двумя болтами, должен быть шириною не более основной пружины и без всяких уширений.

11. Рычажный установочный механизм должен быть так рассчитан, чтобы установка зубьев на наибольшую глубину хода соответствовала крайнему на секторе положению рычага.

12. Как конные орудия, вследствие относительно большого тягового сопротивления, они почти никогда не дают нужного эффекта, а поэтому, как общее правило, пружинные полевые культиваторы должны быть только тракторными.



13. Ещё раз приходится подтвердить неоднократно ранее высказываемые мною соображения о непригодности пружинных культиваторов, как орудий предпосевной обработки почвы, из-за беспокойного рельефа дна обработанного слоя; избежать же этого дефекта можно только сближением бороздок, но тогда придется сильно изменить конструкцию лап, и орудие получится иного типа.

---

## DIE FORSCHUNG DER SPRINGFEDER-KULTIVATOREN.

(Abgekürzte Zusammenfassung).

1. Die Entfernung zwischen den Furchen muss 10 cm breit sein.
  2. Der Gang der Springfeder-Kultivatoren muss 15 cm tief sein.
  3. Deshalb muss der Zahn deformiert sein, beim Aufheben des Zahnendes in senkrechten Linie—bis 15 cm hoch.
  4. Beim Zurückziehen des Zahnes in Grenzen der abziehenden Kraft von 25 kg, und bei der Arbeitslage des Zahnes, muss die Traektorie des Zahnendes, bei allen Bedingungen der Arbeit, die horizontale Linie sein; letzteres ist nur bei Räder geräten möglich.
  - 5 Die Arbeitsspannung des Zahnes muss man 25 kg zählen.
  6. Man muss noch einmal die Bestätigung bekräftigen, welche ich früher mehrmals ausgesprochen habe, dass die Springfeder-Kultivatoren für die Bearbeiten des Bodens vor der Saat nicht genügen.
-

## СИЛОСОТРАМБОВОЧНЫЙ КАТОК

Каток, по предложенному проекту <sup>1)</sup>, предназначенный для трамбования силосной массы в стандартных цилиндрических башнях, диаметр в 7 м, состоит из трех частей—1, 2, 3.

Первая часть, с главной рамой, имеет собственно 6 дубовых катков—4, свободно вращающихся на двух осях, служащих геометрически продолжением одна другой; на концах осей навинчиваются скобы—5, которые посредством стоек—6 из углового железа прикрепляются к деревянной раме—7. В середине рамы имеется достаточной величины отверстие, в котором свободно, без соприкосновения, помещается столб—8, поставленный по оси башни и который нужен для расположения на нем скользящих контактов и проводов, подводящих ток к мотору.

Вторая и третья части катка—боковые катки, назначенные для придания устойчивости машине и укатывания у стенок башни, соединяются с первой частью посредством кронштейнов из углового железа. Эти боковые катки, помимо вращательного движения вокруг своих горизонтальных осей и поступательного движения (вращения вокруг столба)—могут поворачиваться еще в горизонтальной плоскости вокруг своих вертикальных полуосей, укрепленных на раме.

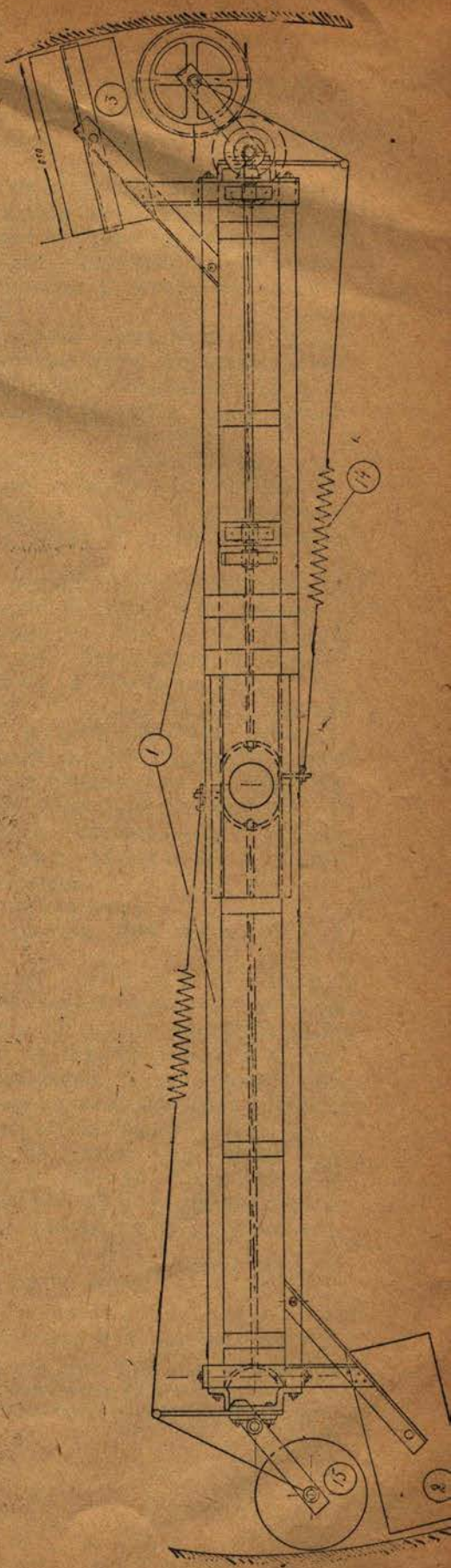
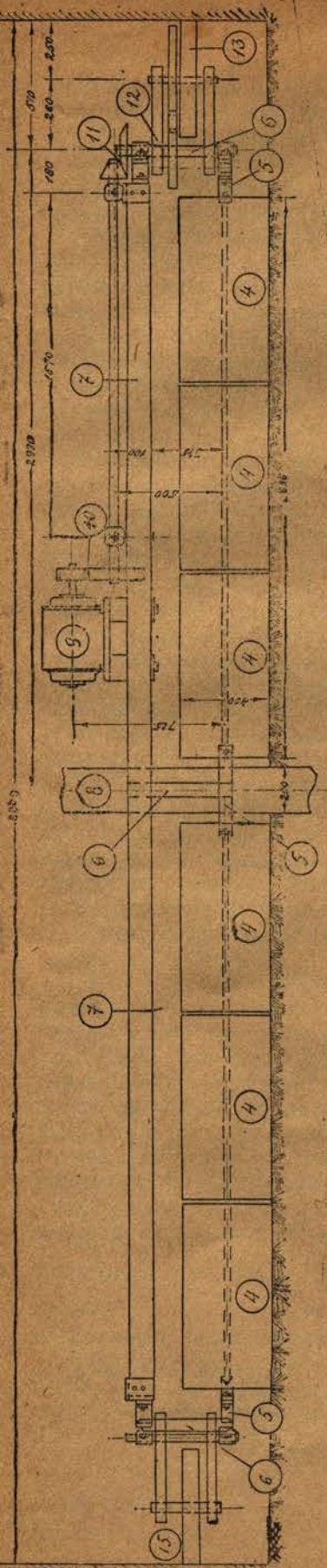
Каток получает движение посредством электромотора—9, мощностью в ЗНР, укрепленного на раме, ток к которому подводится сверху к кольцевым подвижным контактам на муфте, надетой на столб; по кольцам муфты скользят при вращении катка контакты электромотора, а муфта поднимается по столбу вверх, автоматически, вместе с катком.

Вращение в ведущему колесу—13 от мотора передается парой цилиндрических шестерен—10, парой конических шестерен—11 и парой цилиндрических шестерен—12.

---

<sup>1)</sup> Первый вариант катка, протяженностью только по радиусу башни, имел одно колесо (ведущее) и вторую точку опоры на столбе (скользящее трение). Второй вариант—инж. Г. К. Минаева—имел на столбе зубчатый венец (коническая шестерня), на шлицах надетый на столб; по зубчатке перекачивалась коническая шестерня, монтируемая на раме катка и приводимая во вращение электромотором; таким образом, в этой конструкции зубчатый венец и коническая шестерня заменяют ведущее колесо и стенку башни первого варианта.

Наконец, описываемый третий вариант катка отличается от первого заменой скользящего трения около столба—трением качения второго колеса по стенке башни, вследствие чего катку и дана протяженность по всему диаметру башни.



Ведущее колесо—13, облицованное резиной, благодаря действию сильной спиральной пружины—14, находится в достаточном зацеплении со стенкой башни, и, катясь по стенке, приводит в движение каток вокруг столба.

Кроме ведущего колеса—13, у катка имеется второе колесо—15, ведомое, также прижимаемое к стенке башни пружиной.

Укатывание (трамбование) силосной массы происходит во время засыпки силоса, и, по мере нарастания слоя силосной массы в башне, каток перемещается от основания ее к крыше<sup>1)</sup>. Каток вводится и выводится из башни в разобранном виде.

Длина отдельных звеньев катка принята  $l = 0,90$  м, в целях уменьшения количества смазочных устройств, хотя меньшая длина звена (равная, напр.  $l = 0,5$  м) была бы целесообразнее, ибо дала бы уменьшение силы трения качания катка; давление катка принято в  $0,3$  кг/см<sup>2</sup>.

Управление катком происходит с верхней площадки башни, включением или выключением рубильника, что производится тем же рабочим, который следит за высыпкой силоса в башню, и, следовательно, надобность в нахождении рабочего у катка во время трамбования отпадает.

Таким образом, для использования предлагаемого силосотрамбовочного катка требуется, во-первых, наличие тока, а во-вторых, в башне должен быть установлен центрально, по оси ее, деревянный столб, который внизу крепится в деревянной крестовине, а вверху (если башня уже выстроена) прикрепляется к стенкам башни железными растяжками. Из тамбура к столбу, в самом верху башни, устраивается легкий помост, на котором и располагается рабочий, управляющий действием катка и распределяющий высыпаемую из трубы силосную массу более или менее равномерно по всему сечению башни; этот второй процесс может быть механизирован. В башню со сплошным вертикальным вырезом в стенке (а не с отдельными, не сообщающимися между собою окнами) и столб и каток заводятся довольно легко в разобранном виде.

Расчетные соображения сводятся к следующему.

Длина окружности силосной башни внутри, при  $d_1 = 7$  м, составит  $\pi d_1 = 22$  м.

Примем число оборотов катка в минуту  $\omega_1 = 2$ , т. е. дадим ему, примерно, ту угловую скорость, которую имеет водило в конном приводе. Вообще, желательно иметь каток не очень быстроходный, с возможно меньшим ударным действием на стенки башни; а с другой стороны, надо считаться и с высотой свежесыпанного слоя силосной массы, подлежащего укатыванию за каждый проход катка, чтобы она была не очень велика и чтобы можно было сжать слой на всю его толщину, т. е. надо не очень замедлять ход катка. При производительности, доходящей иногда до  $w = 12-15$  т в час, при весе вежей неслежащей силосной массы  $1$  м<sup>3</sup>  $\gamma = 0,5$  т и при указанном выше диаметре башни—можно считать, что в 1 минуту будет нарастать

в башне слой силосной массы высотой  $\lambda = \frac{w \cdot 100}{\gamma \cdot 60 \cdot \pi d^2} = 1,3$  см. По про-

изведенным лабораторным опытам выяснилось, что при намеченной

<sup>1)</sup> По моему же проекту, каток может быть использован, с монтировкой—на нем соответствующего оборудования—и в качестве силосоразгрузительной машины и, значит, может быть в эксплуатации во все время нахождения силосной массы в башне.

конструкции катка, его весе и давлении на силосную массу — слой силоса, толщиной в 1,3 см, будет сжат по всей своей высоте.

Исходя из минутной угловой скорости катка  $\omega_1 = 2$  и диаметра ведущего колеса  $d_2 = 0,51$  м, не трудно определить и минутную угловую скорость колеса; путь катка в 1 мин:

$$S = \omega_1 \cdot \pi d_1 = 2 \times 22 \text{ м} = 44 \text{ м};$$

окружность ходового колеса —

$$\pi d_2 = 3,14 \times 0,51 \text{ м} = 1,6 \text{ м},$$

откуда минутная угловая скорость ведущего колеса равна:

$$\omega_2 = s : \pi d_2 = 44 : 1,6 = 27,5.$$

Если на каток поставить электромотор с числом оборотов  $\omega_3 = 1200$  в минуту, то передаточное число к ходовому колесу будет

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{27,5}{1,200} \approx 0,023.$$

Как сказано выше, это передаточное число осуществляется при помощи трех пар зубчатых колес, из которых две пары конических и одна пара цилиндрических, с такими, напр., или близкими к ним частными передаточными числами:

$$i = i_1 \times i_2 \times i_3 = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{3} \approx 0,021.$$

Такова кинематическая сторона передаточного механизма катка. Потребную мощность мотора вычисляем, исходя из следующих предпосылок и соображений.

При трамбовании силоса людьми, давление на силосную массу

$$t \sim 0,3 \text{ кг/см}^2;$$

этим давлением задаемся и при расчете веса катка. По данным лабораторных испытаний, при указанном давлении, уменьшение высоты укатываемого слоя (при небольшой его высоте) составляет 50%; поэтому, при высоте слоя из силосной массы, образующейся за 1 оборот катка (0,5 мин.), равного  $h = 0,6$  см — каждая половина катка погружается в него на глубину  $h_1 \sim 0,3$  см.

Диаметр катков по проекту назначен  $d_3 = 0,4$  м, поэтому длина дуги, по которой происходит соприкосновение катка с силосной массой, составит  $\sim 12$  см (длина хорды, стягивающей эту дугу  $\sim 11$  см).

Если принять, что активно в давлении участвует только передняя половина дуги, да и то не вся, а ее часть, равная 4 см, то давление активной поверхности всех катков, считая их расположенными сплошь по диаметру башни, составит:

$$P = F \cdot t = 700 \text{ см} \times 4 \text{ см} \times 0,3 \text{ кг/см}^2 \approx 840 \text{ кг},$$

где  $F$ —активная поверхность давления всех катков и  $t$ —удельное давление.

Если считать, что это давление будет создано только полным весом катка  $Q$  (что не совсем верно, ибо к весу катка  $Q$  надо добавить действующие вдоль стенок башни и направленные вниз две реакции от движения колес по стенкам по винтовой восходящей линии), то

$$P \leq Q.$$

При диаметре дубовых катков  $d_3 = 0,4$  м и общей их (теоретической) длине  $l = 7$  м и при удельном весе дуба  $\gamma = 0,80$  их вес

$$Q_1 = \frac{\pi d_3^2}{4} l \gamma = \frac{3,14 \times 0,4^2 \times 7 \times 850 \text{ кг/м}^3}{4} = \\ = 0,96 \text{ м}^3 \cdot 850 \text{ кг/м}^3 \cong 750 \text{ кг},$$

а принимая во внимание вес рамы, металлических креплений, мотора и передачи—получим  $Q \cong 900$  кг.

Мощность электромотора определяется следующим образом. По нашим опытам<sup>1)</sup>, коэффициент трения деревянных катков по силосной массе (полученной на соломорезке) составил

$$f = 0,2.$$

В башне условия качения катков по силосной массе несколько отличны от опытной обстановки, а именно—внутренние катки, катящиеся по кругу малого радиуса, перемещаются с некоторым проскальзыванием, что, конечно, увеличивает коэффициент трения качения, который примем равным

$$f = 0,3;$$

поэтому сила трения катка при перекачивании его по силосуемой массе определяется так:

$$P = 0,3 \times 900 \text{ кг} \cong 270 \text{ кг},$$

а крутящий момент  $M_2$  этой силы относительно оси башни, считая точку приложения силы, расположенной в середине радиуса катка, составит:

$$M_2 = 270 \text{ кг} \times 1,75 \text{ м} \cong 475 \text{ кгм}.$$

Отсюда можно определить крутящий момент  $M_1$  на валу электромотора, имея в виду, что он делает 1200 об/мин, а каток—2 об/мин. (откуда  $i = 0,0017$ ), и что коэффициент полезного действия передачи, включая в нее, кроме трех пар шестерен, еще и фрикционную пару (ведущее колесо и стенка башни), будет не больше

$$\eta = 0,5;$$

крутящий  $M_1$  на валу электромотора будет:

$$M_1 = \frac{M_2 i}{\eta} = \frac{475 \text{ кгм} \times 0,0017}{0,5} = 1,62 \text{ кгм};$$

поэтому мощность электромотора, при  $n = 1200$  оборотов в минуту, должна быть:

<sup>1)</sup> Коэффициенты сжатия и сцепления были определены Г. И. Минаевым.

$$N = \frac{M_r \cdot n}{716,20} = \frac{1,62 \times 1200}{716,20} = 2,7 \text{ НР},$$

а с округлением назначаем  $N = 3 \text{ НР}$ .

Экономический эффект от применения катка может быть вычислен следующим образом.

Согласно инструкции по силосованию, для уплотнения силосуемой массы утаптыванием, полагается ставить на каждые  $3 \text{ м}^2$  площади одного рабочего; поэтому в башне, с площадью основания в  $38,5 \text{ м}^2$ , должно находиться при силосовании 13 рабочих.

Считая часовую производительность наиболее употребительных у нас силосорезок  $K = 5 \text{ т}$ , объем башни  $v = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot h = 38,5 \text{ м}^2 \times 12 \text{ м} = 460 \text{ м}^3$  и вес  $1 \text{ м}^3$  утрамбованной силосной массы  $\gamma = 0,6 \text{ т/м}^3$ —время  $t$ , нужное для заполнения башни, можно определить следующим образом:

$$t = \frac{v \cdot \gamma}{k} = \frac{460 \text{ м}^3 \cdot 0,6 \text{ т/м}^3}{5 \text{ т/ч}} = 55 \text{ час.}$$

или  $55 \text{ час.} \times 13 \text{ чел.} = 715 \text{ чел. час.}$

При стоимости чел. часа, со всеми доплатами в 40 к.—стоимость трамбования утаптыванием составит на башню сумму в 857 руб.

Стоимость трамбования катком составит из следующих слагаемых: 1) электроэнергия; 2) амортизационные расходы; 3) текущие расходы; 4) персонал.

За период загрузки башни силосом—55 часов—3-х сильный электромотор израсходует электроэнергии  $\tau = 0,736,3 \cdot 55 = 130 \text{ кВт}$ , что при стоимости киловатчаса в 10 к.—составит  $S_I = 13 \text{ руб.}$

Стоимость катка, с электромотором и монтажными работами может быть принята ориентировочно в 1.200 руб., что при 10-ти летнем сроке службы машины и возможности ее использования в качестве силосоразгрузителя—составит расход по амортизации на силосование полной башни— $S_{II} = 60 \text{ руб.}$

Текущие расходы по ремонту и смазке машины, думается, составят на период силосования небольшую сумму  $S_{III} = 10—15 \text{ руб.}$

И, наконец, рабочая сила (1 квалифицированный рабочий) в течение 55 часов работы составит расход в сумму  $S_{IV} \cong 35 \text{ руб.}$

Итак, все затраты на механическое трамбование полной башни составят:  $S = S_I + S_{II} + S_{III} + S_{IV} = 13 \text{ р.} + 60 \text{ руб.} + 12 \text{ р.} + 35 \text{ р.} = 120 \text{ р.}$ , что дает разницу в пользу катка 237 руб., или на 1 т. силосной массы:

$$\rho = \frac{237}{v \cdot \gamma} = \frac{237}{460 \times 0,6} \cong 0,8 \text{ р.} \cong 80 \text{ коп.}$$

Итак, предлагаемый силосотрамбовочный каток: 1) увеличивает производительность рабочих в 12—13 раз и 2) удешевляет стоимость 1 т силосной массы на 80 коп.

## DIE WALZE FÜR SILOFUTTERSTAMPFEN.

Also, die vorliegende Walze für Silofutterstampfen: 1) die Leistungsfähigkeit der Arbeiter 12—13 mal vergrößert; 2) verbilligt den 1 t Silofutter um 80 Kop.

## К ТЕОРИИ РЕЖУЩЕГО АППАРАТА УБОРОЧНЫХ МАШИН; ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ КЛИНКА

Среди вопросов, рассматриваемых в теории режущего аппарата уборочных машин, одним из основных является вопрос об определении высоты клинка (или сегмента, как его нескладно называют), — и к решению его подходят следующим образом.

Пусть  $S$  — путь (фиг. 1), проходимый в 1 мин. ( $t$ ) машиною при поступательном ее движении; обозначая скорость перемещения машины через  $V$ , найдем выражение пути через скорость и время:

$$S = tV = 60V \dots (1)$$

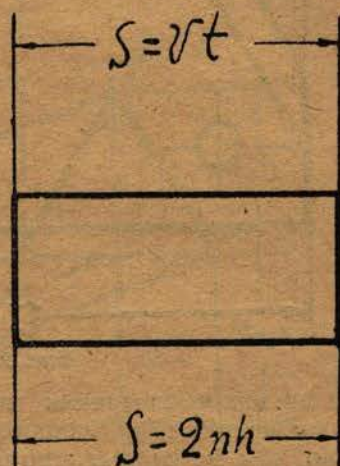
С другой стороны, этот же путь может быть выражен через  $h$  — ширину полосы срезаемых растений за один ход ножа, в предположении прерывистости движения машины и перемещении ее каждый раз на величину  $h$ , после каждого хода ножа в одну сторону.

Если, как сказано, обозначить через  $h$  ширину полосы срезаемых растений за один ход ножа, т. е. за поворот кривошипа, и через  $n$  — число оборотов кривошипа в минуту, то нужное уравнение примет следующий вид:

$$S = 2nh \dots (2)$$

Из уравнений (1) и (2) получим:

$$h = \frac{60V}{2n} \dots (3)$$



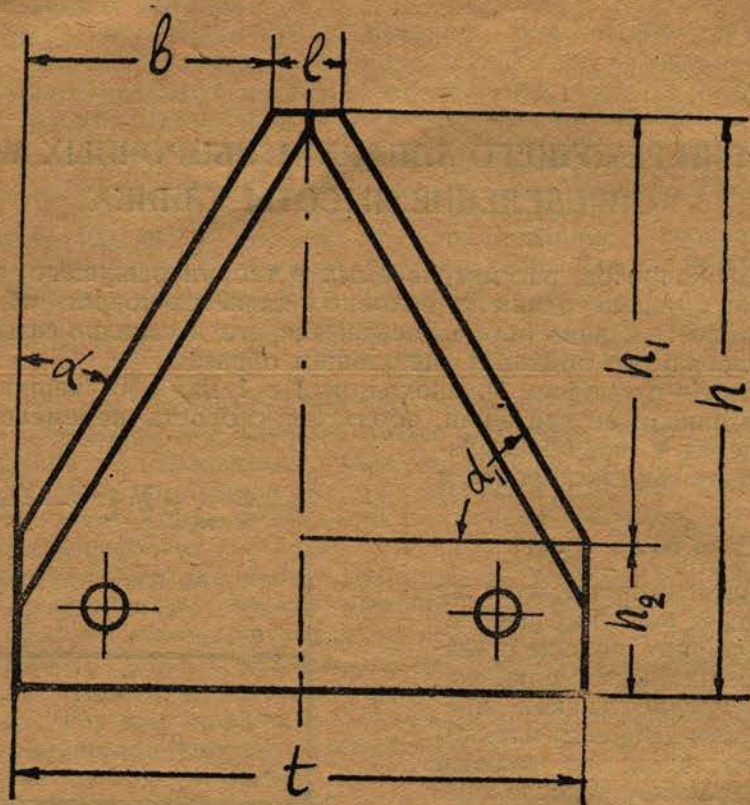
Фиг. 1. Определение высоты фиктивного клинка

высоту фиктивного клинка, в предположении, как сказано, прерывистости в движении машины без пропусков и без двойных пробогов.

Переходя к вопросу о зависимости между высотой фиктивного клинка и клинка реального, я хотел бы сделать несколько пояснений.



Обычно обозначения на клинке делаются с излишней подробностью, осложняющей рассуждения, преобразование формул и расчеты; а именно, на клинке делают следующие обозначения, показанные на 2 фиг:



Фиг. 2. Промеры клинка.

Все ли эти обозначения могут быть подкреплены теоретическими обоснованиями, а, главное, нужны для теоретических расчетов? Конечно, нет. Во-первых, промер  $h_2$ —ничем обоснован быть не может; если бы по производственным и эксплуатационным соображениям можно было делать клинки и спинку ножа как одно целое (как в пилах по дереву),—то этот промер исчез бы; во вторых, промер  $l$ —„верхнее основание сегмента“—не всегда в натуре и есть: есть и новые клинки со сходящимися в одной точке лезвиями, а у клинков с верхним основанием, несколько раз перетачиваемых, он быстро исчезает, и лезвия сходятся в одной точке.

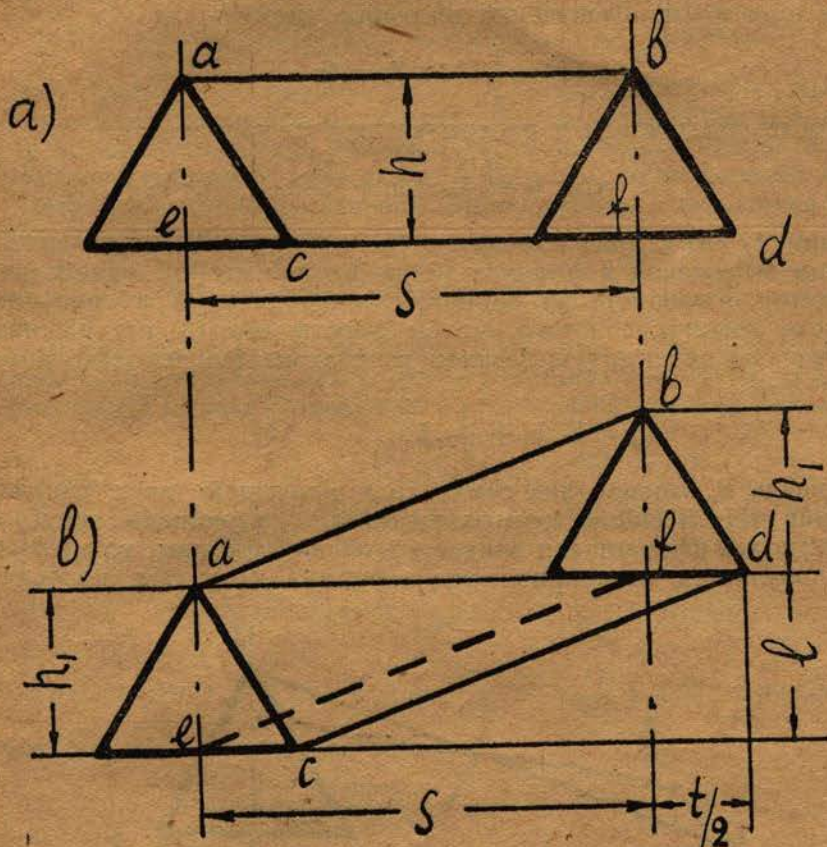
Какую же форму приобретет тогда клинок, если отбросить промеры  $h_2$  и  $l$ ?—Форму равнобедренного треугольника, как зуба у пилы поперечного резания<sup>1)</sup>, у которого основанием является промер  $t$

<sup>1)</sup> Почему зуб всякой пилы по дереву имеет в схеме форму треугольника, без промера  $l$ ? Потому что при точке пилы пропиливается угол между гранями соседних зубьев, и высота зуба поэтому не уменьшается; в режущем же аппарате уборочных машин, во избежание уменьшения промера  $h_1$  при точке клинков (ибо в вершину угла  $\alpha$  впиливать не возможно), и сделан промер  $l$ ; следовательно, промер этот—не принципиального порядка.

(ширина спинки), а боковыми сторонами—лезвия. Клинок формы равнобедренного треугольника и надо принимать в расчет при выводе теории режущего аппарата уборочных машин.

Переходим теперь к вопросу об определении соотношения высоты фиктивного клинка и клинка реального, обладающего в процессе резания двумя скоростями—относительной, как у фиктивного, и переносной скоростью, которой не было у фиктивного клинка.

На фиг. 3, под буквою а, обозначена площадь, перекрываемая



Фиг. 3. Площади, перекрываемые лезвием фиктивного и реального клинка.

лезвием клинка за один его ход; площадь эта, как видно из чертежа, равна

$$F_{\phi} = Sh \dots \dots \dots (4),$$

где S—ход ножа в одну сторону и h—высота клинка.

На той же фиг., под буквою b, обозначениями abcd показана (в схеме) площадь перекрытия лезвием реального клинка обладающего двумя скоростями—относительной и переносной, причем взят частный случай, когда диагональ ad параллелограмма перпендикулярна и высоте клинка. Как видно из чертежа,

$$F_p = \frac{2ad \cdot h_1}{2} = ad \cdot h_1 = (S + \frac{t}{2})h_1 = Sh_1 + \frac{t}{2}h_1 \dots (5),$$

т. е.  $F_p > F_\phi$ .

В сущности говоря, к этому же выводу, но с другой формулой, пришел и проф. Н.М. Летошнев (Сел. хоз. машины, 342 стр.), который определяет площадь перекрытия лезвия следующей формулой:

$$F = 2rh (1 + \frac{h}{2r} \operatorname{tg} \alpha),$$

где  $\alpha$ —угол между лезвием и линией, параллельной высоте клинка; поэтому, при моем обозначении промеров клинка

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{2} : h, \text{ а } 2r = S;$$

тогда после подстановок и раскрытия скобок получаем:

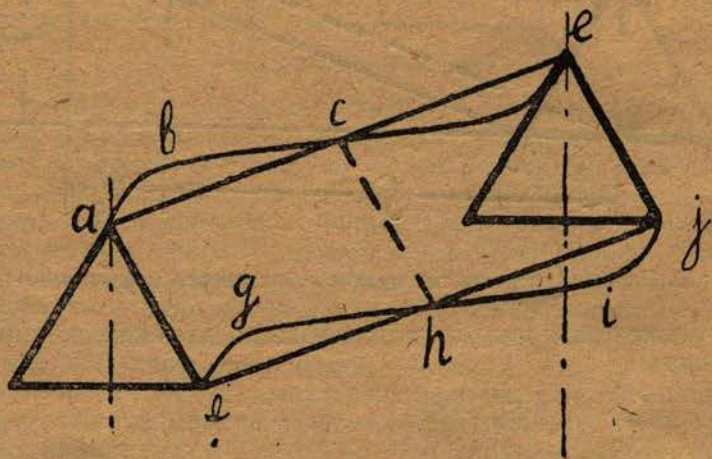
$$F = Sh + \frac{sh^2t}{s2h} = Sh + \frac{t}{2}h,$$

т. е. формулу (5) в моих выводах.

В этом выражении в формулу (5) не входит второй кинематический фактор, влияющий на величину площади  $F_p$ , а именно—скорость хода машины; для того, чтобы ввести его (l—ход машины), надо площадь, перекрытую лезвием, рассматривать несколько иначе, а именно, как:

$$F_p = S \cdot h_1 + \frac{t}{2} \cdot l \dots (6),$$

ибо площадь  $F_p$  равновелика сумме трех площадей: двух параллелограммов  $abfe$  и  $efdc$  и треугольника  $bfd$  - без площади треугольника  $aes$ ; а так как площади этих треугольников равны, то в результате и получается вышеприведенная формула (6). Эта последняя



Фиг. 4. Площадь  $abcdefghij$  равновелика площади  $aefj$ .

формула имеет общий вид и годится для всех случаев положения клинка, в начале и в конце его хода.

Как известно, площадку, пробегаемая лезвием клинка (фиг. 4),

ограничена с двух сторон параллельными прямыми, а с двух других сторон—параллельно же расположенными синусоидами, и эта фигура abcdefghij равновелика площади параллелограмма aejf, потому что четыре фигуры: abc, cde, fgh и hij равновелики; поэтому в последующих рассуждениях, как и в предыдущем, площадку, перекрываемая лезвием за один ход ножа, берется в виде параллелограмма.

После этих предварительных пояснений переходим теперь к изложению принятого приема определения высоты клинка.

Для этого можно воспользоваться формулой А. Nachtweh, определяющей площадь, перекрываемую лезвием; площадь эта:

$$F_p = 2rh_1 + \frac{\pi v}{\omega} h_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 \dots \dots \dots (7),$$

где:  $r$ —радиус кривошипа (а  $2r$ , если пренебречь аксиальностью кривошинно-шатунного механизма, есть  $S$ —путь ножа в одну сторону);  $h_1$ —искомая высота клинка;  $v$ —поступательная скорость машины;  $\omega$ —угловая скорость кривошипа и  $\alpha_1$ —угол, обозначенный на 2 фиг.

Эту формулу, по вынесении  $2rh_1$  за скобки и по замене  $\operatorname{ctg} \alpha_1$  на  $\operatorname{ctg} \alpha$ , переписываем так:

$$F_p = 2rh_1 \left( 1 + \frac{\pi v}{2r\omega} \operatorname{tg} \alpha \right) \dots \dots \dots (8)$$

Чтобы нож работал без пропусков, как это принимается, надо, чтобы эта площадь равнялась площади, описываемой лезвием фиктивного клинка, а она, как было сказано ранее, равна  $2rh$ , где

$$h = \frac{60v}{2\pi} \dots \dots (3)$$

Поэтому, сделав соответствующие подстановки и сокративши обе части уравнения на  $2r$ , получаем:

$$\frac{60v}{2\pi} = h_1 \left( 1 + \frac{\pi v}{2r\omega} \operatorname{tg} \alpha \right) \dots \dots \dots (9),$$

откуда, заменяя  $\omega$  через  $n$  ( $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$ ) и  $2r$  через  $S$ , переписем формулу следующим образом:

$$h_1 = \frac{30vs}{sn + 30v \operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots (10)$$

В дальнейшем, заменяя  $\operatorname{tg} \alpha$  его составляющими<sup>1)</sup> ( $\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{2} S$ ; см. выше), получаем; в конце концов:

$$h_1 = \frac{15v}{sn} (2s-t)^2 \dots \dots (11)$$

Словом, формула эта выводится, имея также в виду и дополнительный вывод формулы А. Nachtweh, довольно сложным витиеватым путем и мало наглядным способом; я же предлагаю для ее вывода

<sup>1)</sup> Проф. Л. П. Крамаренко. Уборочные машины. Киев 1935 г. 102 стр.

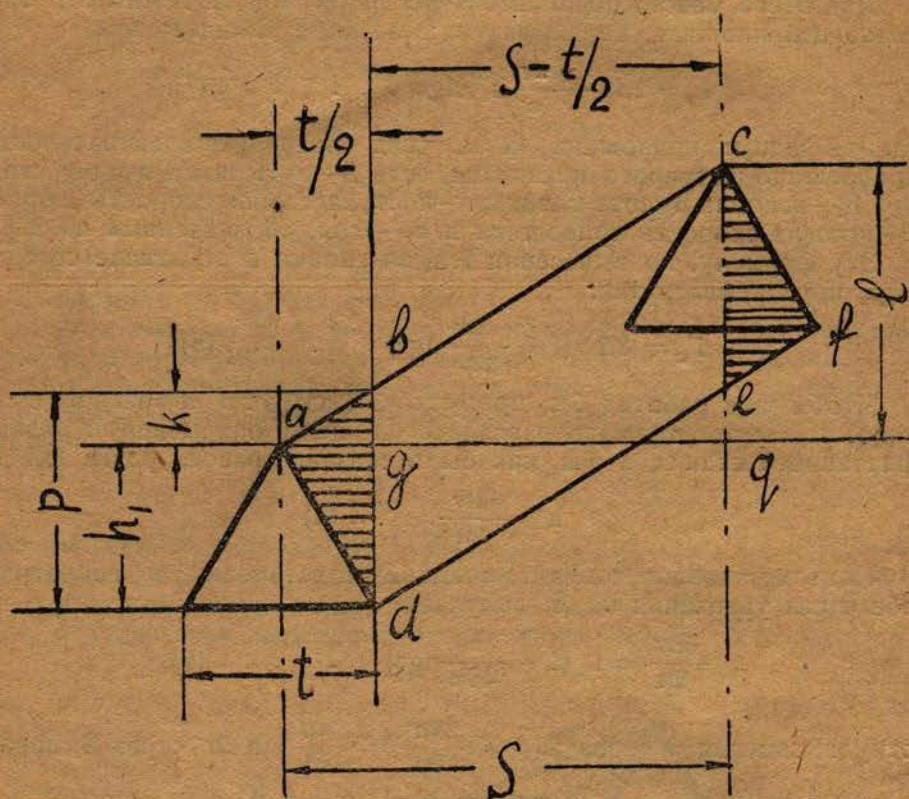
<sup>2)</sup> В названном выше сочинении формула имеет несколько иной вид; в дальнейшем я скажу о причине этого расхождения.

и более простой и более наглядный способ, и сводится он к следующему.

Как видно из фиг. 5, площадь  $F$ , перекрываемая лезвием, может быть представлена как сумма площадей:

$$F = \square bcde + \triangle abd + \triangle cef = bcde + 2abd \dots (12),$$

ибо  $\triangle abd$  и  $\triangle cef$  — равновелики и равны.



Фиг. 5. Определение площади перекрывания лезвием.

Для изображения этих слагаемых площадей через заданные величины имеем:

$$\triangle abd = \frac{p \cdot ag}{2} = \frac{pt}{4},$$

где  $p = h_1 + k$ .

$k$  — есть величина кинематического порядка, зависящая от скорости машины, и ее можно и должно изобразить через эту последнюю, для чего имеем:

$$k:l = \frac{t}{2} : S,$$

откуда  $k = \frac{lt}{2s}$ ;

$$\text{поэтому } p = h_1 + \frac{lt}{2s} = \frac{2sh_1 + lt}{2s} \dots \dots \dots (13)$$

Следовательно, площадь

$$\Delta abd = \frac{(2sh_1 + lt)}{2s} \cdot \frac{t}{4} = \frac{2sh_1 + lt^2}{8s} \dots \dots \dots (14)$$

Зная обозначение величины  $p$  и имея в виду, что площадь параллелограмма  $bcde$  равна:

$$\square bcde = p \left( s - \frac{t}{2} \right) = \frac{p}{2} (2s - t),$$

площадь, перекрытую лезвием, изобразим следующей формулой исходя из формулы (12):

$$F = \frac{(2sh_1 + lt)(2s - t)}{4s} + 2 \frac{2sth_1 + lt^2}{8s},$$

откуда, после несложных преобразований, получим:

$$F \cdot 4s = 4s^2 h_1 + 2slt \dots \dots \dots (15).$$

Но  $F$ , при условии работы без пропусков, должно быть не менее и равно  $F_\phi = sh$ , где  $h = \frac{60v}{2n}$  (по формуле 3); а  $l = vt$ —путь, проходимый машиною за время поворота кривошипа. При  $n$ —оборотных или  $2n$ —полуоборотных кривошипа в 1 мм (60с), время одного полуоборота  $t$ —определится из отношения  $\frac{60}{2n}$ , т. е.

$$t = \frac{60}{2n}, \text{ а поэтому } l = \frac{60v}{2n} = \frac{30v}{n} \dots \dots \dots (16).$$

Сделав в формуле (15) соответствующие подстановки и сокращения, получим:

$$\frac{2s^2 \cdot 60}{n} = 4s^2 h_1 + \frac{60stv}{n};$$

решая это уравнение относительно  $h_1$ , имеем окончательно:

$$h_1 = \frac{15v}{ns} (2s - t) \dots \dots \dots (17),$$

т. е. ту же самую формулу, которая приведена у проф. Л. П. Крамаренко, в названном выше его сочинении.

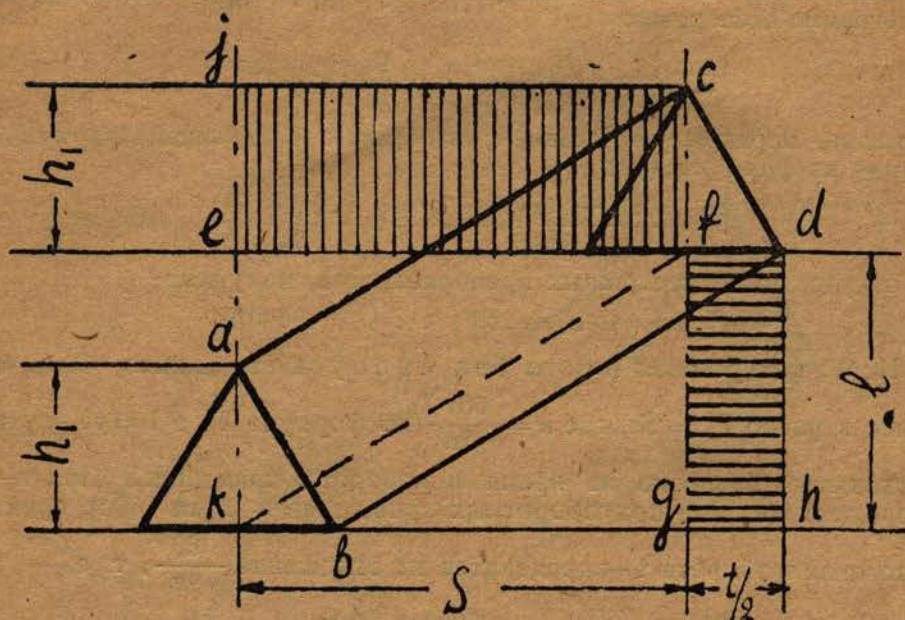
Но этот же математический вывод можно получить и еще проще. В самом деле (фиг. 6), площадка перекрытия лезвием  $abcd$  может быть рассматриваема как сумма двух площадей:  $kascf$  и  $kbfd$ , но  $kascf$  равновелика прямоугольнику  $jesf$ , а  $kbfd$ —прямоугольнику  $fdgh$ . Площадь первого прямоугольника выражается формулой  $sh_1$ , а

второго  $\frac{lt}{2}$ ; поэтому вся площадь перекрытия

$$F_\phi = sh_1 + l \cdot \frac{t}{2} \dots \dots \dots (18).$$

Таким образом, при предложенном мною способе определения площади  $F_p$ , она разбивается на две площадки: на площадку фиктивного резания (при одинаковой высоте клинка фиктивного и реального) и добавочную площадку, являющуюся результатом переносного движения клинка.

Из этих двух площадок, первая для данного кривошипа и ножа есть Const, а вторая — величина переменная, зависящая от пути ма-



Фиг. 6. Определение площади перекрытия лезвием с разложением ее на две площади.

шины (1) за время полуоборота кривошипа, т. е. зависящая от передаточного числа к кривошипу, и чем оно меньше, при всех прочих равных условиях, тем больше площадь перекрытия лезвием — и наоборот.

Имея, по прежнему, равенства:  $F = sh \cdot h = \frac{30v}{n}$  и  $l = \frac{30v}{n}$  (16),

перепишем формулу (18) в следующем виде:

$$\frac{30sv}{n} = sh_1 + \frac{15vt}{n},$$

откуда получим, значительно проще, окончательно:

$$h_1 = \frac{15v}{sn} (2s - t) \dots \dots \dots (19)$$

Теперь мне остается сказать, почему в вышеназванном сочинении проф. Л. П. Крамаренко эта формула имеет несколько иной вид, а именно:

$$h_1 = \frac{15v}{sn} (2s - t + l) \dots \dots \dots (20),$$

в которой все обозначения имеют тот же самый смысл, как и в предыдущем, а символом  $l$  обозначен промер, показанный на фиг. 2, („верхнее основание сегмента“).

Поэтому вместо промера  $\frac{t}{2}$ , который я беру, рассматривая клинок в схеме, как треугольник, надо брать для промера  $b$  (фиг. 2) величину  $b = \frac{t-1}{2}$ , и этот промер входит в обозначение  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{t-1}{2h_1}$ , а так как в результате преобразований числитель  $(t-1)$  оказывается вычитаемым, то при перемене знаков и получается  $(-t+1)$  вместо  $(-t)$ , как у меня.

Попробуем же теперь проверить, насколько конструкторы уборочных машин придерживаются теории, и эту проверку сделаем на четырех режущих аппаратах, отличающихся и по кинематическим и по конструктивным особенностям: конной косилки (и жатки), конной сноповязалки, тракторной сноповязалки и хедера комбайна.

Нужные данные приведены в нижеследующей таблице, в которой: ход ножа (1) и промеры клинков (2—4) показаны в мм с небольшим округлением; числа оборотов в минуту кривошипного вала (5) взяты средние, а в п. 6 показаны скорости перемещения машины в м/сек.

Какой машины клинок	1	2	3	4	5	6
	$s$	$h_1$	$h_3$	$t$	$n$	$v$
1. Конная косилка	75	55	45	76	650	1,2
2. „ сноповяз.	156	55	42	76	350	1,2
3. Тракт.	76	32	32	76	536	1,3
4. Хедер „Коммунара“	102	52	52	102	325	1,3

Промеры клинков те же, которые показаны на фиг. 2, а промером  $h_3$  обозначено расстояние от вершины клинка до линии боковых отростков пальцев, т. е. высота фактически режущей части клинка.

Оказывается, если воспользоваться данными этой таблицы и формулой (19):

$$h_1 = \frac{15v}{sn} (2s - t)$$

то получаются следующие результаты:

1) Косилка  $h_1 \approx 28$  мм; 2) конная сноповязалка  $h_1 \approx 77$  мм; 3) тракторная сноповязалка  $h_1 \approx 36$  мм и 4) хедер комбайна  $h_1 \approx 61$  мм.

В нижеследующей таблице приведены эти же данные, в сопоставлении с промером  $h_3$ , т. е. с высотой части клинка, фактически принимающей участие в резании.

Итак, надо сознаться, эта таблица свидетельствует о полном расхождении теории с действительностью, если не считать некоторого сходства в промерах у клинка тракторной сноповязалки, получившегося случайно, потому что валику кривошипа этой машины



дана чуть не вдвое большая скорость, чем обычно (он сцеплен непосредственно с карданным валом трактора).

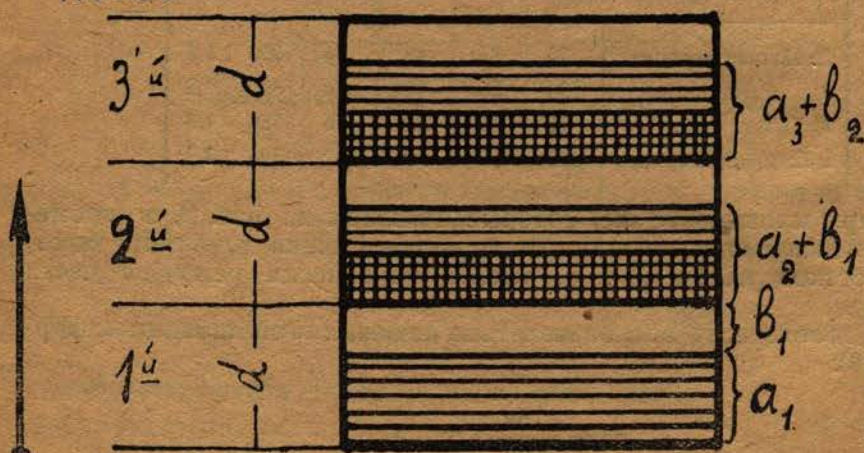
У какой машины	$h_1$ в мм, по вычислению	$h_3$ в мм, в натуре
1. Конная косилка	28	45
2. " сноповязалка	77	42
3. Трактор. сноповяз.	36	32
4. Хедер комбайна	61	52

Как же относится к подобной невязке авторы монографий по теории режущего аппарата? Я бы сказал—примиренчески: считаются с фактом и поясняют, что в первом случае, в косилке, клинок работает с недогрузкой, а в остальных случаях—с перегрузкой; но эти толкования ровно ничего не разъясняют.

Представить себе работу ножа с недогрузкой—вполне возможно; но что значит—работа с „перегрузкой“—надо поговорить.

Во первых, если нож от „перегрузки“ не рвется, работает без пропусков, чисто, и в режущем аппарате незаметно ненормально

Ходы  
ножа



Фиг. 7. Перемещение стеблей с одной полосы резания в другую.

быстрого изнашивания (а оно так и есть), то нет никаких оснований говорить о какой то „перегрузке“. Очевидно, растения, „перегружающие“ лезвие, будут срезаны за каждый ход ножа, вместе с растениями „нормального“ стояния, и чем же одни от других будут отличаться по процессу резания?

На фиг. 7 внизу показана площадка с высотой  $d$ , которая должна была бы быть срезанной за один ход ножа, а фактически при

„перегрузке“ срезается площадка высотой  $a_1$  и остается не срезанной площадка высотой  $b_1$ ; эта площадка и есть „перегружающая“ лезвие.

Что же произойдет с растениями, не срезанными при первом ходе ножа? А они отклонятся ножом вперед и сольются с растениями, стоящими на площадке  $a_2$  второго хода ножа, и ножу, за этот 2-й ход, придется срезать растения на площадке  $a_2$  и растения с площадки  $b_1$  от предыдущего хода и т. д.

Словом, нож, работающий с „перегрузкой“, будет срезать за каждый ход растения, „нормально“ стоящие и „перегружающие“ лезвие, т. е. оставшиеся несрезанными от предыдущего хода; но раз нож с этой задачей справляется, и перед ножом не образуется непрерывно увеличивающегося слоя несрезанных растений, то и нет никакого права говорить о его „перегрузке“ (реальной).

Итак, реальной перегрузки нет; а расчет по формуле приводит к обратному выводу! В чем же дело? Не подобна ли, в данном случае теория „ключу от брошенной шкатулки в море“?

И да, и нет! Да—потому что основная мысль формулы—лезвие клинка за каждый ход должно перекрывать всю площадь резания без пропусков<sup>1)</sup>—не аксиомна, не убедительна.

В самом деле, если бы растения стояли вплотную одно возле другого, то их надо было бы срезать без пропусков, но они стоят, при рядовых посевах, на расстоянии  $\approx 15$  см одно от другого (в рядах, конечно, много гуще) и вообще, довольно редко (в среднем, у хлебов, при разбросном посеве, в расстоянии 4—5 см одно растение от другого). А это значит, что в пространство между клинками могут смело поместиться и „нормальные“ стебли и „перегружающие“ (разумеется, до известного предела).

Итак, мысль о необходимости перекрытия лезвием клинка всей срезаемой площади—не верна. Следует ли отсюда, что и вся теория расчета высоты клинка не верна? Отнюдь нет!

Все верно, и расчеты верны, только надо быть последовательным и считать, что формулой (19) определяется высота условного клинка (так я предлагаю его назвать в отличие от фиктивного клинка). Так, значит, надо еще определять высоту реального клинка? и как? А вводя, на основании опытов, поправочные коэффициенты к выводу формулы (19), которые должны быть, несомненно,  $< 1$  для хлеба; должен ли этот коэффициент быть  $> 1$  для трав и, вообще, для густостоящих растений—это еще вопрос!

Но кончается ли исправление формулы (19) только на определении поправочных коэффициентов? Нет, не кончается.

В самом деле, разве только факторы кинематического и геометрического порядка, относящиеся к ножу, влияют на конструкцию режущего аппарата? а самые растения? их толщина, хотя бы? Ведь, уборочным машинам приходится иметь дело с растениями, диаметром до 3 и  $>$  см (топинамбур, например), и не принимать в расчет этого промера никак нельзя.

Например, если в формуле (19) считать  $n = 1200 - 1300$ , а  $v = 0,6$  м/сек. (вполне возможна машина с такими скоростями), то для силки промер  $h_1$  был бы  $\approx 7$  мм, и для уборки, например, подсолнечника или топинамбура такой нож не годился бы, ибо полный срез их стебля, толщиной  $> 4$  см, был бы сделан за 6—8 ходов

<sup>1)</sup> См. вывод формулы (2).