

МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ И ТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ
ИНСТИТУТ НАТИ

ВЫПУСК 5

Д. А. ЧУДАКОВ
Канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ
РАБОТЫ ТРАКТОРОВ
С НАВЕСНЫМИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ
ОРУДИЯМИ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

МОСКВА 1951

В работе обобщены результаты проведенных в НАТИ исследований по применению на тракторах навесных сельскохозяйственных орудий. Рассмотрены различные схемы навесных систем и дан анализ их конструктивных и эксплуатационных особенностей. Приведены итоги полевых опытов по определению силового воздействия навесных орудий на трактор и на основании их установлены исходные положения для динамических расчетов тракторов с навесными орудиями. Предложены методы и оценочные коэффициенты для характеристики общей динамики колесных и гусеничных тракторов при работе с навесными сельскохозяйственными орудиями.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор директор НАТИ

инж. **А. Н. Буров**

Зам. ответственного редактора

инж. **З. И. Тейтельбаум**

Члены редколлегии:

канд. техн. наук **С. И. Акопян**, д-р техн. наук **В. Н. Болтинский**, проф. **Н. Ф. Болховитинов**, проф. **М. К. Кристи**, проф. **Е. Д. Львов** (научный редактор выпуска), проф. **В. Я. Слонимский**, канд. техн. наук
Д. А. Чудаков

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ЗНАЧЕНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ НАВЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОРУДИЙ

Историческое постановление Февральского пленума ЦК ВКП(б) „О мерах подъема сельского хозяйства в послевоенный период“ указывает на необходимость конструирования и внедрения в сельское хозяйство навесных тракторных орудий. Это указание ставит перед советской тракторной техникой новую задачу, решение которой будет иметь большое значение для дальнейшего прогресса механизации социалистического сельского хозяйства.

Проведенные экспериментально-исследовательские работы выявили следующие основные преимущества тракторных агрегатов с навесными сельскохозяйственными орудиями по сравнению с агрегатами с прицепными орудиями: 1) облегчение веса и упрощение конструкций орудий; удобство и легкость управления орудиями; 3) повышение маневренности тракторного агрегата; 4) уменьшение тягового сопротивления орудия и повышение сцепного веса трактора. Остановимся на этом подро-

Облегчение веса и упрощение конструкций орудий

Для характеристики этого положения в табл. 1 приводятся сравнительные данные о весах ряда экспериментальных навесных орудий, разработанных Всесоюзным институтом сельскохозяйственного машиностроения (ВИСХОМ), заводами сельскохозяйственного машиностроения и Московской областной плодово-ягодной станцией, и аналогичных им прицепных орудий серийного производства.

Как видно из таблицы, навесные орудия в 1,5—2 раза легче прицепных; снижение веса происходит в основном за счет деталей, наиболее трудоемких в производстве и наиболее изнашиваемых в эксплуатации.

Удобство и легкость управления орудиями

Расположение орудий непосредственно на тракторе позволяет механизировать управление орудиями. Обычно для этой цели применяются гидравлические механизмы. Управление ими сводится к перемещению рукоятки, связанной с распределительным устройством, и не требует от

Автор выражает глубокую благодарность коллективу лаборатории навесных систем НАТИ, помощью которого он пользовался в своей работе.

Сравнительные веса прицепных и навесных сельскохозяйственных орудий

Трактор	Орудие				Отношение удельного веса прицепных орудий к навесным в %
	Наименования	Марка	Ширина захвата в м	Вес в кг	
Универсал	Плуги	Прицепной плуг ПЗ-30 со снятым третьим корпусом	0,6	460	210
		Навесной плуг ПН2-30 ВИСХОМ	0,6	215	
	Культиваторы паровые	Прицепной культиватор ПК-3,0	3,0	600	150
		Навесной культиватор КПН-3,0 завода „Красный Аксай“	3,0	400	
	Культиваторы-окучники	Прицепной культиватор-окучник КО-4, четырехрядный	—	520	208
		Навесной культиватор окучник КОН-2,8 ВИСХОМ четырехрядный	—	250	
	Культиваторы-рыхлители	Прицепной культиватор-рыхлитель КР	2,5	560	210
		Навесной культиватор-рыхлитель КРН-1,5 ВИСХОМ	1,5	160	
	Дисковые лущильники	Прицепной лущильник ЛБД-4,5	4,5	850	150
		Навесной лущильник ЛДН-3,2 ВИСХОМ	3,2	403	
„Кировец“ Д-35	Плуги	Прицепной плуг П5-35 со снятыми двумя корпусами	1,05	760	200
		Навесной плуг ПНКЗ-35 завода им. Октябрьской революции	1,05	380	

Трактор	Орудие				Отношение удельного веса прицепных орудий к навесным в %
	Наименования	Марка	Ширина захвата в м	Вес в кг	
„Кировец“ Д-35	Плуги с почвоуглубителями	Прицепной плуг ЗК-35УП с почвоуглубителями, со снятым третьим корпусом	0,7	800	265
		Навесной плуг ПНЗ-3511 завода им. Октябрьской революции со снятым третьим корпусом	0,7	300	
	Культиваторы-рыхлители	Прицепной культиватор-рыхлитель КР	2,5	560	150
		Навесной культиватор рыхлитель КРН-2,5 завода им. Октябрьской революции	2,5	370	
	Плуги виноградные для пахоты в свал и развал	Прицепной плуг ПВ-1,7	1,7—2,3	680	175
		Навесной плуг ПУН завода им. Октябрьской революции	2,5	390	
	Плуги для открывания и укрывания виноградников	Прицепная виноградная машина ВУМ-60	2,5	660	205
		Навесной плуг завода им. Октябрьской революции	2,5	320	

водителя заметных затрат физической энергии. Наличие в механизме управления системы автоматического регулирования работы орудий позволяет поддерживать постоянство глубины обработки почвы.

Повышение маневренности тракторного агрегата

Тракторы с навесными орудиями имеют меньший по сравнению с прицепными минимальный радиус поворота, в любых условиях они могут легко и быстро поднимать и опускать орудие и способны дви-

гаться вместе с орудием задним ходом, подняв его в транспортное положение. Это дает следующие эксплуатационные преимущества:

а) сокращается время, расходуемое на повороты агрегата;

б) сужается ширина поворотных полос, что соответственно уменьшает размеры участков, нуждающихся в последующей перепашке, а также позволяет производить обработку полей с ограниченными размерами поворотных полос;

в) сокращается время заглабления и выглабления орудий и соответственно снижаются размеры огрехов по краям гонгов;

г) упрощается запашка огрехов, остающихся после обработки поля между стыковыми бороздами;

д) облегчается чистка рабочих органов орудия во время работы.

Перечисленные особенности тракторов с навесными орудиями повышают полезное время использования трактора и его производительность и в большинстве случаев устраняют потребность в персонале для обслуживания орудий.

Уменьшение тягового сопротивления орудий и повышение сцепного веса трактора

Во время испытаний в ряде случаев можно было отметить, что удельное тяговое сопротивление у навесных орудий несколько ниже, чем у прицепных. Это является следствием того, что навесные орудия легче прицепных и у них отсутствуют дополнительные тяговые сопротивления из-за неправильной сцепки с трактором, которые нередко возникают у прицепных орудий.

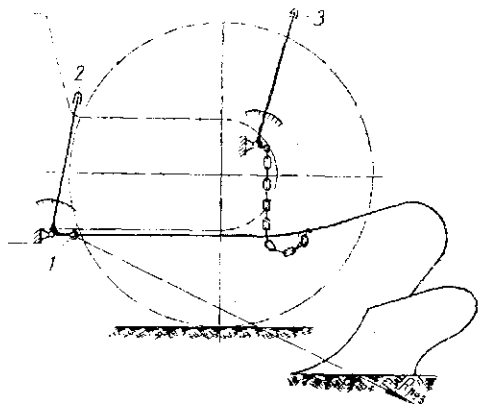
Влияние навесных орудий на повышение сцепного веса трактора имеет значение для улучшения тяговых качеств колесных тракторов.

Несмотря на то, что навесные сельскохозяйственные орудия известны уже давно, они до сих пор имели ограниченное применение. Широкому их распространению препятствовали сложность навески орудий на трактор, нарушение комплектности орудий при снятии с трактора, неудобство хранения их в разобранном виде и, наконец, приспособленность навесных орудий для работы с трактором одной марки. В настоящее время перечисленные препятствия устранены. Найдены простые способы присоединения орудий к трактору, не требующие больших затрат труда и времени и позволяющие сохранять комплектность орудия. Механизм для навески орудий является узлом трактора, и к нему в трех точках присоединяется навешиваемое орудие. При стандартизации присоединительных элементов одни и те же навесные орудия могут быть использованы с тракторами различных марок в зависимости от хозяйственно-эксплуатационных условий.

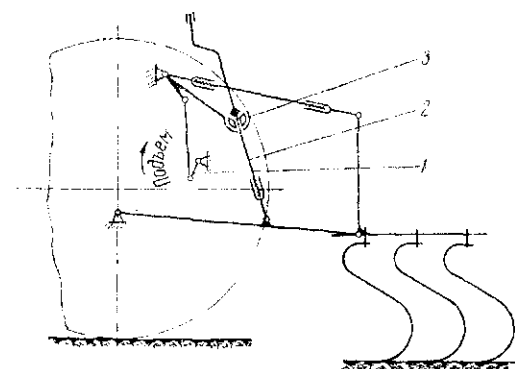
Для работы с навесными сельскохозяйственными орудиями тракторы должны быть снабжены специальными механизмами, посредством которых можно было бы производить навеску орудий, подъем и опускание их, а также устанавливать нужную глубину обработки и автоматически ее поддерживать. Комплекс таких механизмов может быть объединен общим названием „Навесная система трактора“.

Основные схемы навесных систем

На фиг. 1 показана простейшая схема навески орудий на трактор. Во время работы орудие свободно висит на шарнире 1, расположенном под трактором, и находится в равновесии, когда результирующая сила $R_{рез}$, приложенная к орудью, проходит через ось подвеса. Изменение глубины обработки достигается перемещением оси подвеса посредством рычага 2. При опускании оси подвеса глубина обработки увеличивается, а при поднимании — уменьшается. Если в процессе работы сила $R_{рез}$ отклоняется от своего установившегося значения и перестает проходить через ось подвеса, то орудие будет перемещаться до тех пор, пока не займет нового положения равновесия. Таким образом в рассматриваемой системе регулирование глубины обработки основано на силовом принципе, так как задавая установку оси подвеса, мы тем самым задаем силу $R_{рез}$, которая затем во время работы поддерживается примерно на постоянном уровне.



Фиг. 1. Одношарнирная схема навески орудий на трактор.



Фиг. 2. Схема навесной системы без автоматического регулирования глубины обработки.

На схеме, приведенной на фиг. 1, подъем орудия в транспортное положение производится рычагом 3 вручную с использованием сервопружины для облегчения работы водителя (на схеме сервопружины не показаны).

В настоящее время применяются преимущественно механизмы навески, плоско-статная схема которых имеет форму шарнирного четырехзвенника. Все такие механизмы могут быть разделены на две основные группы: механизмы, жестко связанные с трактором, не допускающие автоматического регулирования глубины обработки, и механизмы с автоматическим регулированием глубины обработки. Последние в свою очередь могут различаться между собой способом регулирования.

На фиг. 2 показан вариант механизма навески первой группы. Нижние звенья механизма соединены рычагами с кривошипом 1 механического подъемника. При верхнем положении кривошипа орудие занимает

транспортное положение, при нижнем — рабочее. Нужная глубина обработки достигается путем соответствующей регулировки длины тяг 2, соединяющих подъемные рычаги механизма с его нижними звеньями. При установленной длине подъемных тяг орудие занимает относительно трактора определенное положение, в котором и остается в течение всей работы. Автоматического регулирования работы орудий в соответствии с изменением внешних условий рельефа поля и реактивных сопротивлений почвы система не имеет. При наезде на препятствие возможен только подъем орудия вверх путем перемещения подъемных тяг в верхних шаровых шарнирах 3.

Испытания показали, что система навески без автоматического регулирования работы орудий может применяться только на участках со сравнительно ровным микрорельефом и притом на операциях, допускающих более или менее значительные отклонения от заданной глубины обработки. В более сложных условиях такая система становится мало-пригодной. Такой вывод, в частности, получился при испытаниях на культивации. При попадании передними колесами в ложбинку передок трактора наклоняется вниз, а рабочие органы орудия соответственно поднимаются вверх, причем задние лапы культиватора выглубляются больше передних. В ряде случаев рабочие органы совершенно выходят из почвы. При наезде трактора на гребень борозды или на какой-либо другой бугорок лапы культиватора, наоборот, заглубляются в почву, причем иногда настолько резко, что это вызывает либо остановку двигателя, либо полное буксование трактора. По этим причинам многие опыты во время испытаний не удавалось доводить до конца. Поперечные колебания трактора в свою очередь вызывают неравномерность глубины хода правых и левых лап культиватора.

Таким образом, при отсутствии системы автоматического регулирования глубина обработки меняется в зависимости от продольных и поперечных колебаний трактора при движении его по неровностям поля. Отрицательные последствия такой зависимости от факторов, не имеющих непосредственного отношения к условиям работы орудия, сказываются тем сильнее, чем волнистей микрорельеф поля и чем больше отношение провольного вылета рабочих органов орудия и его ширины захвата соответственно к продольной базе и колес трактора. Для гусеничных тракторов, которые при работе имеют значительные угловые колебания в вертикальной плоскости, жесткая система навески без автоматического регулирования глубины хода орудий является совершенно неприемлемой.

Системы с автоматическим регулированием работы орудий могут быть следующих типов:

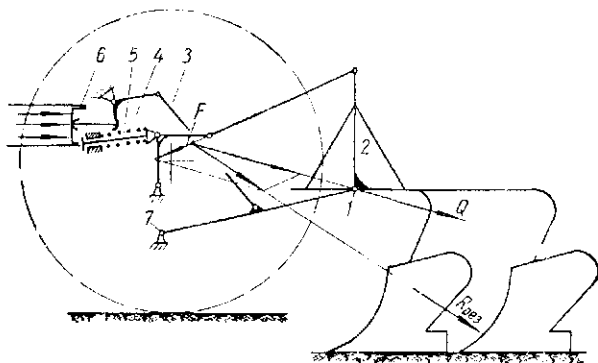
1. Системы с силовым регулированием, у которых глубина обработки регулируется по усилию, действующему на орудие.

2. Системы с высотным регулированием, у которых глубина обработки регулируется по высоте расположения следящего элемента системы над опорной плоскостью рабочих органов орудия.

3. Системы с комбинированным регулированием, у которых глубина обработки регулируется по совокупному влиянию высотного и силового факторов.

На фиг. 3 показана схема навесной системы с силовым регулированием. Орудие подвешивается к нижним звеньям механизма навески на оси 1 и соединяется с верхним звеном механизма через стойку рамы 2. Нижние звенья связаны подъемными тягами 3 с рычагами гидравлического подъемника. Верхнее звено, когда оно работает на сжатие, связывается с остовом трактора через пружину 4, а когда работает на растяжение — через шток 5, проходящий внутри пружины. Высота положения орудия и глубина обработки регулируются перемещением поршня 6 в силовом цилиндре.

Когда орудие находится в транспортном положении, верхнее звено механизма навески работает на растяжение, удерживая орудие от опро-



Фиг. 3. Схема навесной системы с силовым регулированием.

кидывания вокруг оси подвеса. При обработке почвы верхнее звено работает на сжатие, как это видно из силовой схемы, приведенной на фиг. 3.

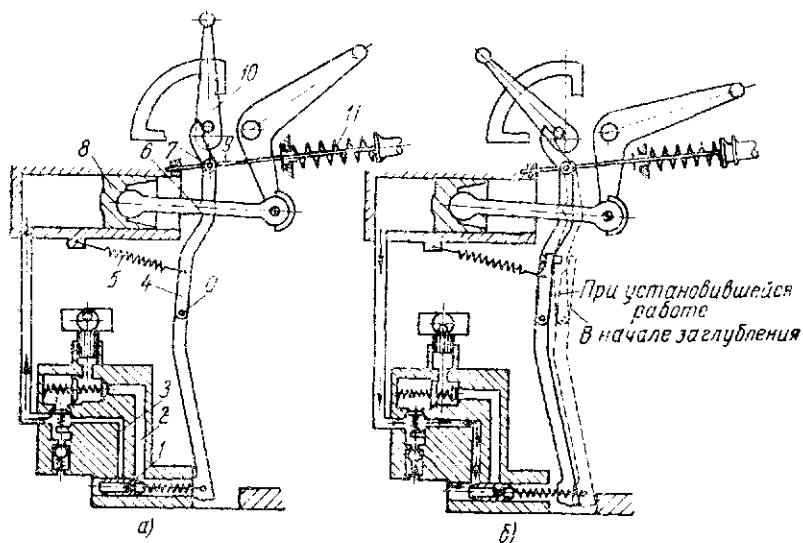
Результирующая сила $R_{раз}$, действующая в это время на орудие, передается на механизм навески в виде двух сил: силы Q , проходящей через ось подвеса, и силы F , направленной по верхнему звену. Первая из них стремится повернуть нижние звенья механизма вокруг их передних шарниров 7 вниз; от такого поворота звенья удерживаются сопротивлением масла в силовом цилиндре. Вторая сжимает пружину 4, перемещая на соответствующую величину шток 5. Деформация пружины определяется величиной силы F и зависит от сил, действующих на орудие во время работы. Это обстоятельство используется для силового регулирования работы орудий, для чего шток пружины соединяется с приводом, управляющим распределительным органом гидравлического механизма (более подробно это будет рассмотрено ниже).

Положение орудия относительно остова трактора определяется положением поршня 6 в силовом цилиндре, а именно:

1. При нагнетания масла в цилиндр орудие будет подниматься.
2. Если открыть маслу выход из цилиндра, то орудие под действием собственного веса начнет опускаться, вытесняя из цилиндра соответствующее количество масла.

3. При установившемся объеме масла в цилиндре орудие стабилизируется на определенной высоте.

Работа гидравлического механизма и силового регулятора может быть рассмотрена по схеме, приведенной на фиг. 4. Основным элементом, регулирующим работу механизма, является распределительный золотник 1. В соответствии с изложенными тремя случаями он может устанавливаться в следующие положения:



Фиг. 4. Схема управления навесными орудиями при силовом способе регулирования.

1. Положение подъема (фиг. 4, а). В этом положении золотник открывает всасывающие каналы насоса 2 и закрывает спускные каналы цилиндра 3. Масло из насоса нагнетается в цилиндр.

2. Положение опускания (фиг. 4, б). Оно достигается перемещением золотника из предыдущего положения вправо. В этом положении золотник закрывает всасывающие каналы насоса и открывает спускные каналы цилиндра. Насос прекращает подачу, а масло из цилиндра будет вытекать обратно в заборный резервуар.

3. Нейтральное положение. В этом положении золотник закрывает как всасывающие каналы насоса, так и спускные каналы цилиндра. Масло не будет поступать в цилиндр и не будет вытекать из него.

Путь масла показан на схеме стрелками.

Управление распределительным золотником может осуществляться вручную и автоматически посредством рычага 4. Рычаг состоит из двух звеньев — верхнего и нижнего, шарнирно соединенных между собой (ось шарнира О). Нижнее звено притягивается к упору на верхнем звене пружиной 5.

Водитель передвигает рычаг рукояткой 10, сидящей на кривошипной оси. При вертикальной установке рукоятки (фиг. 4, а) рычаг упирается своим нижним концом в корпус насоса. Распределительный золотник отодвигается влево в положение подъема. Подъем орудия может быть прекращен на любой высоте. Для этого следует переместить рукоятку управления вниз, пока золотник не придет в нейтральное положение. Максимальная высота подъема ограничивается автоматически. Подъем прекратится, когда поршень 8 силового цилиндра дойдет до выступов б на рычаге и отведет последний вместе с распределительным золотником в нейтральное положение.

Для опускания орудия рукоятка управления должна быть переведена вниз (фиг. 4, б). При этом распределительный золотник будет отходить направо и откроет спускные отверстия цилиндра. Перемещение золотника закончится, когда нижний конец рычага упрется в стенку. При дальнейшем опускании рукоятки управления рычаг начнет складываться вокруг своего шарнира, и звенья его будут расходиться под углом один к другому, как показано на схеме пунктиром. Чем ниже опущена рукоятка управления, тем больше угол раствора между звеньями рычага. Опускание орудия может быть прекращено на любой высоте путем возвращения распределительного золотника в нейтральное положение, для чего рукоятка управления должна быть передвинута соответствующим образом вверх.

Для автоматического регулирования работы орудий привод управления, как отмечалось выше, должен быть связан со штоком 9 пружины регулятора 11. Достигается это путем шарнирного подвеса рычага распределительного золотника к штоку на пальцах 7. Регулирование происходит следующим образом (фиг. 4, б): при установке рукоятки управления в рабочее положение (где-нибудь в зоне опускания) орудие начинает погружаться в почву. По мере заглубления орудия пружина регулятора под действием усилия, возникающего в верхнем звене механизма навески (сила F на фиг. 3), постепенно поджимается, шток ее соответственно перемещается вперед, передвигая шарнирный рычаг. Заглубление прекратится после того, как шток пружины приведет рычаг с распределительным золотником в нейтральное положение. Достигнутая глубина остается стабильной и меняется лишь при изменении тягового сопротивления орудия, точнее, при изменении силы сжатия пружины регулятора. В последнем случае орудие установится на новой глубине, при которой сила сжатия пружины получит первоначальное значение.

Рассматриваемая система регулирования является всережимной, так как пружина регулятора может быть настроена на разную силу сжатия путем перемещения рукоятки управления по сектору. Чем ниже опущена рукоятка, тем больше будет угол раствора звеньев приводного рычага и тем сильнее должна быть сжата пружина, чтобы золотник пришел в нейтральное положение.

Таким образом в рассматриваемой системе регулируемым параметром является сила сжатия пружины регулятора. Величина этой силы задается соответствующей установкой рукоятки управления и затем во время работы поддерживается на постоянном уровне.

Усилие, действующее на пружину силового регулятора, может быть выражено следующим уравнением (фиг. 5):

$$P_{рег} = \frac{R_x y - (G_0 \pm R_y) x}{b}, \quad (1)$$

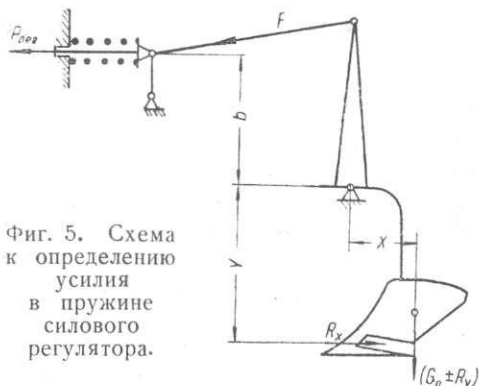
где R_x , R_y — горизонтальная и вертикальная составляющие реактивных сопротивлений почвы;

G_0 — вес орудия;

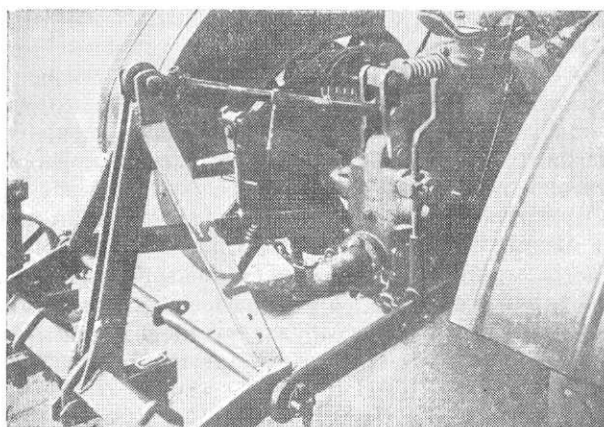
x , y , b — плечи сил, показанные на схеме.

Как видно из приведенного выражения $P_{рег}$ в рассматриваемой системе зависит от двух величин: от тягового сопротивления орудия R_x и от действующих на орудие вертикальных сил G_0 и R_y . Зависимость регулируемого параметра от двух разных величин ухудшает качество регулирования. Когда момент вертикальных сил становится больше момента горизонтальных сил, регулятор совсем перестает работать, так как в этом случае пружина регулятора освобождается от сжимающих усилий.

Фиг. 5. Схема к определению усилия в пружине силового регулятора.



вертикальных сил становится больше момента горизонтальных сил, регулятор совсем перестает работать, так как в этом случае пружина регулятора освобождается от сжимающих усилий.

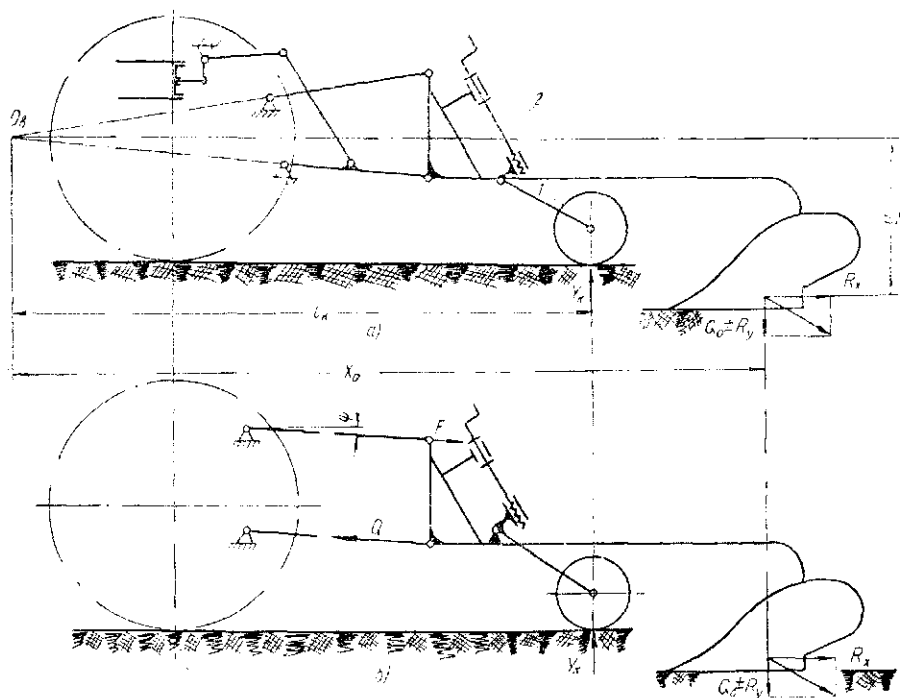


Фиг. 6. Трактор „Универсал“ с навесной системой НАТИ

На фиг. 6 показан трактор „Универсал“, оборудованный навесной системой конструкции НАТИ. Механизм навески выполнен в виде шарнирного четырехзвенника. Управление орудиями осуществляется гидравлическим механизмом, система снабжена силовым регулятором. Как будет рассмотрено ниже, наличие такого регулятора не исключает возможно-

сти применения и других способов автоматического поддержания постоянной глубины обработки.

На фиг. 7 показана схема навесной системы с высотным регулированием. Механизм навески в этой системе в отличие от предыдущей не имеет при работе орудия силовой связи с подъемным механизмом. Спускные каналы цилиндра в это время открыты, и масло не мешает свободному перемещению орудия. Глубина погружения рабочих органов



Фиг. 7. Схема навесной системы с высотным регулированием:

a — схема с непараллельными звеньями; *b* — схема с параллельными звеньями механизма навески.

в почву ограничивается колесами 1, имеющимися на орудии и устанавливаемыми на той или иной высоте от опорной плоскости рабочих органов. При работе колеса идут по необработанному полю, по неровностям местности, а рабочие органы копируют за ними рельеф поля. Установка регулирующих колес по высоте в соответствии с требуемой глубиной обработки осуществляется винтом 2.

Регулирующие колеса в рассматриваемой системе нагружены силами, действующими на орудие. Величина Y_k вертикальной реакции почвы на регулирующие колеса может быть определена из условия равновесия орудия относительно его мгновенного центра вращения O_B (фиг. 7, *a*). Пренебрегая сопротивлением колес перекатыванию и допуская, что вертикальная составляющая реактивных сопротивлений почвы, действующих

на орудие, проходит через его центр тяжести, имеем из уравнения моментов внешних сил, действующих на орудие, относительно точки O_k ,

$$Y_k = \frac{(G_0 \pm R_y) x_0 - R_x y_0}{l_k}, \quad (2)$$

где x_0 , y_0 и l_k — плечи сил, показанные на схеме.

Как видно из полученного выражения, нагрузка на колеса зависит от того, где они установлены. Наличие регулирующих колес уменьшает догрузку трактора на величину Y_k .

При параллельных звеньях в механизме навески (фиг. 7, б) положение колес не влияет на величину Y_k , и последняя при заданных внешних силах зависит только от угла наклона звеньев. Уравнения равновесия орудия в этом случае можно написать, отбросив трактор и заменив его действие силами Q и F , направленными по звеньям параллелограмма.

$$\begin{aligned} \sum X &= F \cos \psi - Q \cos \psi + R_x = 0; \\ \sum Y &= \pm (Q \sin \psi - F \sin \psi) \pm (G_0 \pm R_y) - Y_k = 0, \end{aligned}$$

откуда

$$Y_k = (G_0 \pm R_y) \pm (Q - F) \sin \psi,$$

где ψ — угол наклона звеньев механизма навески к горизонту.

Подставляя сюда вместо $Q - F$ его значение $Q - F = R_x / \cos \psi$ из верхнего уравнения, получаем

$$Y_k = (G_0 \pm R_y) \pm R_x \operatorname{tg} \psi. \quad (3)$$

Знак плюс перед $R_x \operatorname{tg} \psi$ соответствует наклону звеньев механизма вверх от горизонталей, проведенных через их шарниры на тракторе, а знак минус — наклону вниз.

Из полученного выражения следует, что нагрузка на колеса при наклоне звеньев параллелограмного механизма вверх превышает величину равнодействующей вертикальных сил, приложенных к орудью. Соответственно догрузка трактора при этих условиях становится отрицательной.

При транспортировке орудия, когда реактивные сопротивления почвы R_x и R_y равны нулю, нагрузка на колесо равна весу орудия, т. е.

$$Y_k = G_0. \quad (3a)$$

При высотном способе регулирования глубины обработки гидравлический механизм выполняет только функции подъемника и используется для выглубления орудия и при его транспортировке.

В НАТИ были проведены исследования равномерности глубины обработки при силовом и высотном способах регулирования. Исследования проводились на колесных тракторах с основными почвообрабатывающими орудиями по методике, установленной государственными стандартами на полевые испытания плугов (ГОСТ 2911-45) и культиваторов (ГОСТ 3019-45).

Испытания показали, что в нормальных полевых условиях силовой способ регулирования обеспечивает равномерность глубины обработки, удовлетворяющую агротехническим требованиям. При культивации пара

на глубину 10—12 см среднее квадратическое отклонение глубины, подсчитанное путем статистической обработки профилограмм, получилось около ± 2 см. На пахоте колебания глубины получились несколько ниже, чем на культивации.

В табл. 2 приведены данные о равномерности глубины пахоты трехкорпусным навесным плугом завода им. Октябрьской революции, полученные на Центрально-черноземной машиноиспытательной станции Министерства сельского хозяйства СССР. Трактор был оборудован навесной системой, сконструированной НАТИ, и работал на пахоте с силовым регулятором глубины. Для сравнения параллельно проводились опыты с прицепным плугом. Оценка равномерности глубины пахоты производилась по указанной выше стандартной методике на основании замеров продольных и поперечных профилей борозды и глубины хода третьего корпуса. Результаты замеров были обработаны методами вариационной статистики и представлены в табл. 2.

Таблица 2

Данные замеров равномерности глубины пахоты

Плуг	Способ замера	Средняя глубина пахоты в см	Среднее квадратическое отклонение глубины \pm см	Вариационный коэффициент в %
Навесной	Поперечное профилирование	25,34	1,93	7,7
Прицепной	То же	22,75	2,72	11,6
Навесной	Продольное профилирование	21,45	1,61	6,7
Прицепной	То же	22,55	1,84	8,2
Навесной	Бороздомером (замерялась глубина хода третьего корпуса)	27,4	1,37	5,0
Прицепной	То же	23,96	1,59	5,65

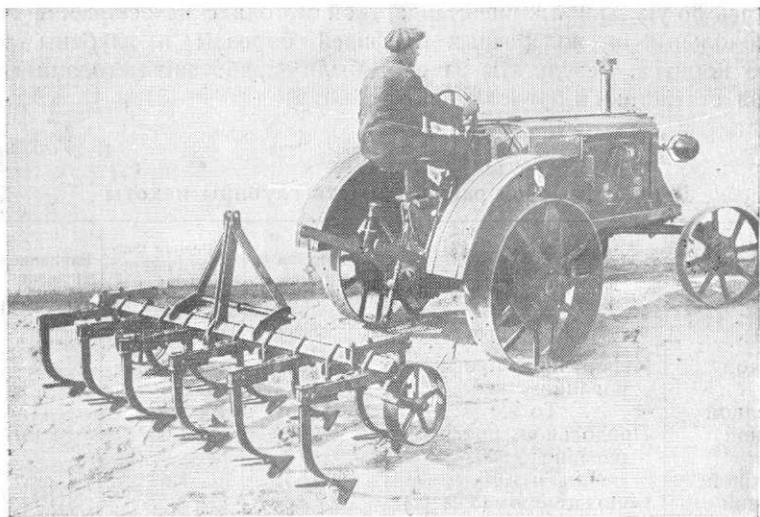
Неравномерность глубины обработки при силовом способе регулирования в значительной степени зависит от качества работы системы регулирования, в частности от степени ее нечувствительности и быстроты реакции на изменения внешних сил.

Полученные результаты свидетельствуют о возможности применения силового способа регулирования глубины обработки на некоторых почвообрабатывающих операциях, в первую очередь на пахоте. Объясняется это тем, что усилие, действующее на орудие, является обобщающим параметром, отражающим совокупное влияние многообразных факторов, встречающихся в полевых условиях: неровностей микрорельефа, продольных и поперечных колебаний трактора, изменений удельного сопротивления почвы.

Преимуществами силового способа регулирования являются простота и удобство управления орудиями и отсутствие необходимости в каких-либо регулировках или монтажных операциях на навесном орудии.

Работа навесной системы с высотным способом регулирования проверялась на культивации. Регулирующие колеса были расставлены по краям рамы культиватора (фиг. 8), и оси их находились немного впереди стоек передних лап. Как показали испытания, на неравномерность глубины обработки в данном случае оказывало влияние следующее:

- 1) система реагирует на изменения микрорельефа только под регулирующими колесами;
- 2) приспособляемость орудия к профилю местности возможна только в продольной плоскости (в поперечной плоскости рама культиватора остается жестко связанной с трактором);



Фиг. 8. Трактор ХТЗ-7 с навесным культиватором. На культиваторе установлены регулирующие колеса 1.

3) установленная глубина обработки искажается в результате погружения регулирующих колес в почву.

При культивации на поле с уплотненным поверхностным слоем почвы высотный способ регулирования дал удовлетворительные результаты. В условиях же нормального рыхлого пара результаты получились менее удовлетворительными.

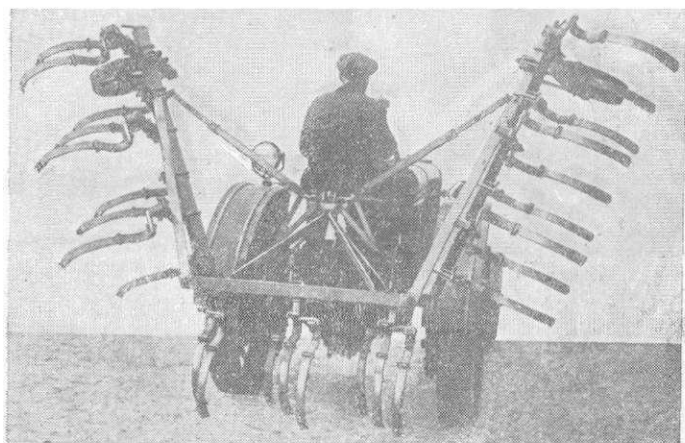
Регулирующие колеса, несмотря на сравнительно невысокое удельное давление на грунт, довольно глубоко погружались в почву; чтобы скорректировать в соответствии с этим их установку, требовалась довольно длительная предварительная припашка. Однако и при отрегулированной установке колес не всегда удавалось поддерживать заданную глубину культивации вследствие неодинаковой рыхлости поля на разных участках по длине гона.

При оценке высотного способа регулирования следует еще учитывать, что регулирующие колеса увеличивают тяговое сопротивление орудия (при культивации пара культиватором с захватом шириной 2,3 м

и весом 175 кг увеличение составляло 40—60 кг) и уменьшают догрузку трактора.

Навесные системы с комбинированным способом регулирования могут выполняться в разных вариантах.

В простейшем виде комбинирование силового способа регулирования с высотным достигается путем применения на орудии колес, ограничивающих глубину его погружения в почву, при сохранении в то же время силового способа регулирования. Ограничительные колеса устанавливаются в этом случае несколько выше, чем это нужно для получения заданной глубины обработки, и вступают в действие лишь тогда, когда рабочие



Фиг. 9. Трактор „Универсал“ с широкозахватным навесным культиватором. Рама культиватора имеет шарнирную конструкцию.

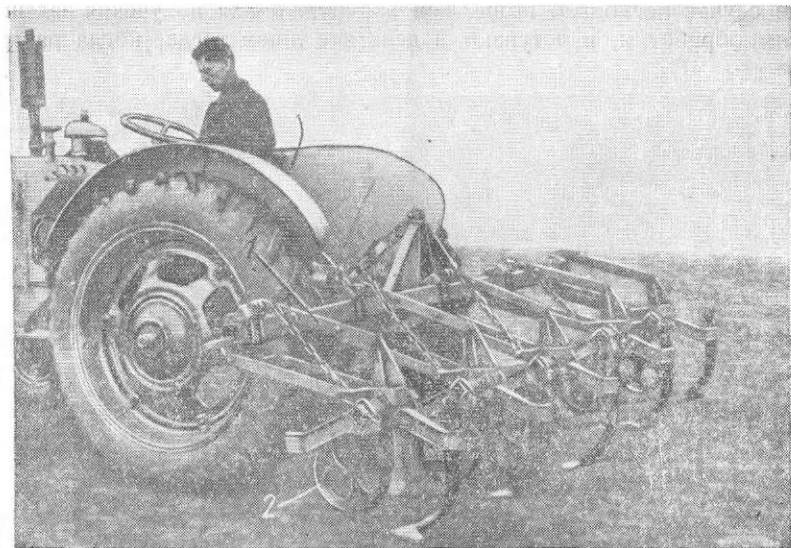
органы начинают чрезмерно заглубляться в почву. Применение ограничительных колес становится необходимым, если в работе могут иметь место случаи разгрузки пружины регулятора от сжимающих усилий, в результате чего система силового регулирования прекращает свое действие. В таких случаях, как показали испытания, работа без ограничительных колес невозможна, так как без них орудие нередко зарывается в почву.

На фиг. 9 показан другой вариант комбинированного способа регулирования, примененный для навесного широкозахватного культиватора. Рама культиватора для лучшей приспособляемости рабочих органов к профилю поля имеет шарнирную конструкцию. Средняя часть рамы соединена обычным способом с механизмом навески трактора, и положение ее регулируется по силовому принципу, а шарнирно связанные с ней боковые секции имеют по краям опорные колеса, выполняющие функции силового регулирования.

Еще один вариант навесной системы с комбинированным способом регулирования показан на фиг. 10. Здесь рабочие органы подвешены

к раме отдельными секциями с помощью параллелограмных шарнирных механизмов 1. Каждая секция имеет свое регулирующее колесо 2, ограничивающее глубину погружения рабочих органов в почву. Вместе с тем пружина в системе силового регулирования дополнительно контролирует глубину обработки по величине тягового сопротивления орудия.

Анализ данного способа регулирования может быть сделан путем рассмотрения схемы, приведенной на фиг. 11. На схеме показана одна



Фиг. 10. Экспериментальный трактор НАТИ с секционным пропашным культиватором:

1 — шарнирный параллелограм; 2 — регулирующее колесо.

из секций 2, шарнирно подвешенная к раме орудия 4 посредством параллелограмного механизма 3. Регулирующее приспособление выполнено в виде колеса 1. Рама орудия подвешена к трактору посредством обычного четырехзвенного механизма, верхнее звено которого связано с пружиной 5 силового регулятора, установленного на тракторе.

Усилие $P_{рег}$, действующее на пружину регулятора, может быть определено из уравнения моментов относительно оси подвеса O :

$$P_{рег} = \frac{R_x y + Y_k x_k + f Y_k (Y - h_r) - (G_0 \pm R_y) x}{b}, \quad (4)$$

где f — коэффициент сопротивления перекатыванию регулирующих колес;

h_r — плечо силы R_x относительно опорной поверхности почвы;

x_k — плечо силы Y_k относительно оси подвеса орудия.

Остальные обозначения показаны на схеме.

Величина Y_k вертикальной реакции почвы на регулирующее колесо может быть в соответствии с уравнением (3) выражена следующим соотношением:

$$Y_k = (G_0 \pm R_y) - (R_x + f Y_k) \operatorname{tg} \psi,$$

откуда

$$Y_{\kappa} = \frac{(G_0 \pm R_y) - R_x \operatorname{tg} \psi}{1 + f \operatorname{tg} \psi} \approx (G_0 \pm R_y) - R_x \operatorname{tg} \psi.$$

Подставляя это значение во второй член числителя уравнения (4), получаем

$$P_{\text{рег}} = \frac{R_x (y - x_{\kappa} \operatorname{tg} \psi) + f Y_{\kappa} (y - h_r) - (G_0 \pm R_y) (x - x_{\kappa})}{b} \approx \frac{R_x (y - x_{\kappa} \operatorname{tg} \psi) + f Y_{\kappa} (y - h_r)}{b} \approx \xi R_x + f Y_{\kappa} \left(\frac{y - h_r}{b} \right). \quad (5)$$

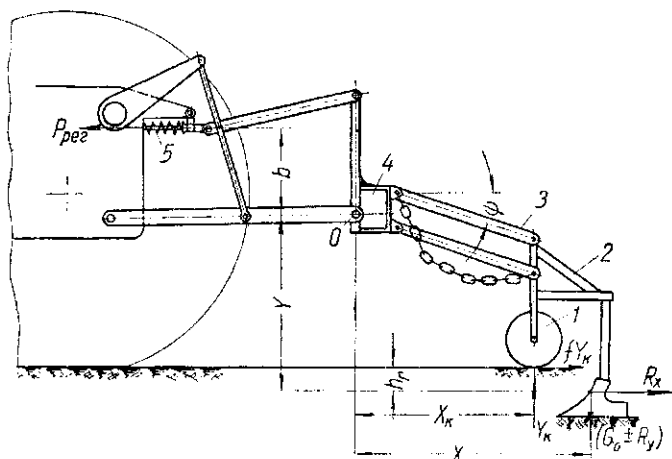


Рис. 11. Схема навесной системы с комбинированным способом автоматического регулирования глубины обработки. Силовой регулятор на тракторе включен.

В уравнении (5) член $(G_0 \pm R_y)(x - x_{\kappa})$ приравнен нулю, так как обычно разность $x - x_{\kappa}$ относительно невелика, а множитель $\frac{y - x_{\kappa} \operatorname{tg} \psi}{b}$ заменен постоянным коэффициентом ξ .

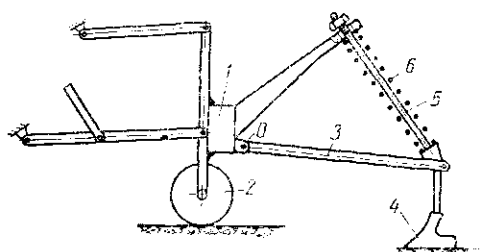
Как видно из полученного уравнения, в рассматриваемой схеме усилие, действующее на пружину регулятора, зависит в основном только от горизонтальных сил R_x и fY_{κ} , в то время как обычная система силового регулирования реагирует не только на горизонтальные, но и на вертикальные силы, действующие на орудие.

Связь системы регулирования непосредственно с тяговым сопротивлением орудия может рассматриваться как фактор, повышающий качество регулирования.

Зависимость усилия пружины регулятора от горизонтальных сил, действующих на орудие, используется в данной системе для ограничения величины сил R_x и fY_{κ} путем соответствующей настройки силового регулятора. Корректирующее действие силового регулирования заключается в уменьшении нагрузки на регулирующие колеса. В результате этого устраняются чрезмерное погружение колес в почву и повышение

тягового сопротивления, вызываемое увеличением глубины обработки и возрастанием сопротивления колес перекатыванию. Действительно, при возрастании тягового сопротивления сверх заданного значения рама орудия будет подниматься, вследствие чего наклон звеньев параллелограмма увеличится, а нагрузка на регулирующие колеса соответственно уменьшится. Практически для получения заданной глубины обработки рукоятка, управляющая настройкой пружины силового регулятора, должна быть установлена таким образом, чтобы регулирующие колеса шли по полю, не оставляя заметной колеи.

Рассмотренные качества данной системы комбинированного регулирования имеют наибольшее значение при работе на вылых грунтах. Это обстоятельство, а также хорошая приспособляемость отдельных секций к профилю поля делают схему, приведенную на фиг. 11, наиболее пригодной для пропашных культиваторов.



Фиг. 12. Вариант навесной системы с комбинированным способом регулирования глубины обработки. Силовой регулятор на тракторе выключен.

На фиг. 12 показана другая схема комбинированного регулирования, также приспособленная для орудий с индивидуальной шарнирной подвеской рабочих органов. Такая схема применяется на навесных паровых культиваторах.

В рассматриваемой схеме силовой регулятор на тракторе выключен, и на раме культиватора 1 установлены

опорные колеса 2. Колеса расположены впереди лап 4 и идут по необработанному полю. Каждая лапа подвешена к раме культиватора на шарнирных поводках 3, поддерживаемых стержнями 5. Поводки нагружены усилием нажимных пружин 6. Величина создаваемого ими нажимного усилия может регулироваться путем подвертывания стержней 5.

Нужная глубина культивации определяется соответствующей установкой колес 2 относительно опорной плоскости лап и корректируется натяжением поводковых пружин 6. При установившейся работе момент, создаваемый реактивными сопротивлениями почвы, действующими на лапу культиватора, относительно оси O шарнира поводка равен сумме моментов относительно этой оси, создаваемых весом поводка с лапой и усилием нажатия поводковой пружины.

Если в процессе работы по каким-либо причинам, например при погружении опорных колес в почву или из-за неровности рельефа, глубина хода культиватора или его отдельных лап увеличится, то указанное соотношение моментов нарушится.

Под действием возросшего тягового сопротивления произойдет углубление культиватора или его отдельных лап примерно до первоначально заданного значения.

Культиватор с указанной подвеской рабочих органов может быть применен и без опорных колес. В этом случае глубина обработки регулируется путем изменения положения рамы культиватора по вы-

соте и поддерживается на заданном уровне путем индивидуального силового регулирования хода отдельных лап.

В отношении выбора способа регулирования глубины обработки из рассмотренных схем навесных систем наиболее универсальной является схема с силовым регулированием.

Если выключить силовой регулятор и поставить на орудие регулирующие колеса, то система с силовым регулированием превращается в систему с высотным регулированием.

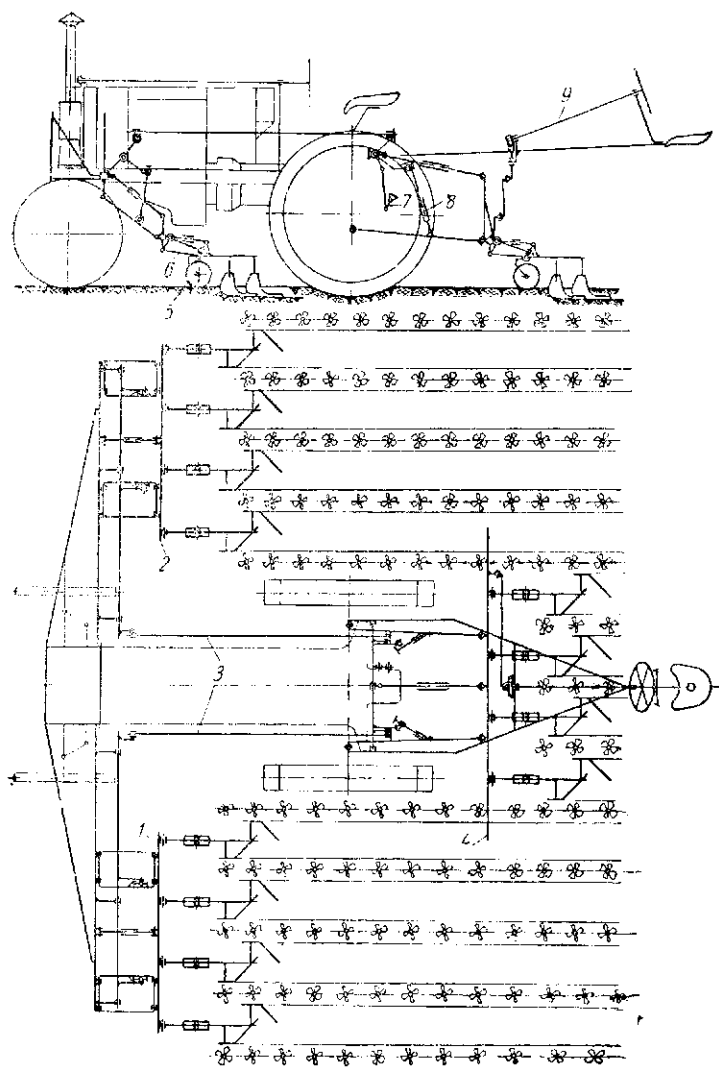
Если поставить на орудия регулирующие колеса, не выключая силового регулятора, или если дополнить высотное регулирование силовым регулированием хода отдельных рабочих органов, то можно получить ту или иную разновидность комбинированного регулирования.

Наконец, выключив силовой регулятор и жестко закрепив относительно трактора механизм навески, можно работать без автоматического регулирования глубины обработки.

Для междурядной обработки пропашных культур обычные схемы навески с расположением орудия позади трактора являются часто недостаточно удобными, так как рабочие органы культиватора находятся вне поля зрения тракториста. Невозможность наблюдения за работой культиватора приводит к тому, что лапы во избежание подреза растений приходится устанавливать на значительных расстояниях от оси рядков. При этом культиватор обрабатывает только часть площади междурядий, иногда не больше 50%, а оставленные культиватором защитные полосы приходится затем дополнительно обрабатывать вручную. Поэтому для пропашных культиваторов иногда применяются специальные схемы навески.

На фиг. 13 приведена разработанная ВИСХОМ схема навески на трактор „Универсал“ 12-рядного свекловичного культиватора. Рабочие органы культиватора в данной схеме распределены на три комплекта, каждый из которых обрабатывает четыре междурядья. Два передних комплекта 1 и 2 расположены по бокам трактора, а третий комплект 3 — сзади трактора. При таком расположении передние секции доступны наблюдению тракториста. Ориентируясь по ним, он может соответственно направлять движение трактора по междурядьям. Задние секции управляются вторым человеком с помощью рулевого механизма 9, посредством которого можно переменить лапы культиватора в горизонтальной плоскости. В каждом комплекте секции индивидуально подвешиваются к общей раме с помощью шарнирных параллелограмных механизмов 6 описанного выше типа. Глубина культивации регулируется колесами 5, устанавливаемыми на нужной высоте от опорной плоскости рабочих органов.

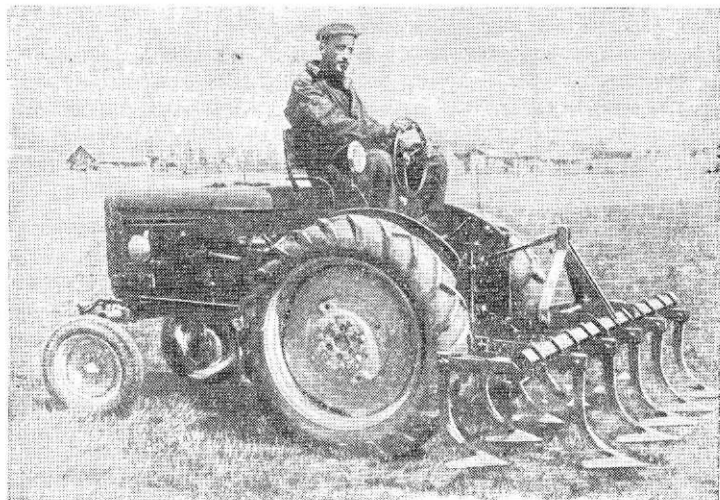
Подъем и опускание культиватора осуществляются механическим подъемником, кривошип 7 которого связан системой тяг и рычагов с комплектами передних и задних секций, как это видно из приведенной схемы. Высота расположения рам, к которым подвешиваются отдельные секции, может регулироваться у передних секций изменением длины тяг 3, а у задних секций — тяг 8. Регулировка высоты рам позволяет менять угол наклона звеньев шарнирных параллелограмов 6 и тем самым регулировать нагрузку на колеса 5.



Фиг. 13. Схема навески на трактор „Универсал“ 12-рядного свекловичного культиватора.

Рассмотренная схема навески пропашных орудий, как и ряд других схем, предложенных для этой цели, обладает тем недостатком, что в ней не соблюдены условия быстроты навески и сохранения комплектности орудий.

Тракторы ХТЗ-7, имеющие реверсивную трансмиссию, могут применяться с орудиями, толкаемыми впереди трактора при движении задним ходом (фиг. 14). Место навески орудия остается в этом случае то же, что и при движении трактора вперед с орудиями обычного типа. Рабочие органы орудия доступны наблюдению с места водителя.



Фиг. 14. Трактор ХТЗ-7 при работе задним ходом с культиватором, толкаемым впереди трактора.

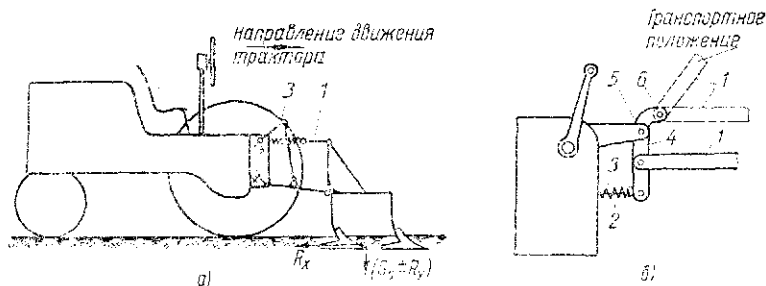
В то же время во всех случаях использования трактора с навесными орудиями сохраняется быстрота навески, комплектность орудия (если не считать дополнительных лап, которые должны устанавливаться при работе с толкаемыми культиваторами для рыхления следов ведущих колес трактора) и возможность применения любого способа автоматического регулирования глубины обработки.

Для возможности работы с силовым регулятором конструкция механизма навески у тракторов с реверсивной трансмиссией должна иметь некоторые особенности, так как при применении толкаемых орудий верхнее звено механизма навески работает в других условиях, чем при применении орудий, движущихся за трактором. Во-первых, при работе толкаемого орудия в борозде верхнее звено *I* (фиг. 15, *a*) не сжимается, а растягивается, и, во-вторых, знак усилия в этом звене остается одинаковым как при работе, так и на транспорте.

На фиг. 15, *б* показана измененная схема механизма навески, приспособленная для работы как с орудиями, движущимися за трактором, так и с орудиями, толкаемыми впереди трактора. Отличительные особенности этой схемы заключаются в следующем.

1) Передача усилия от верхнего звена механизма навески 1 на пружину регулятора 3 осуществляется не непосредственно, а через промежуточную серьгу 4, которая используется как рычаг второго рода при работе с орудиями, движущимися за трактором, и как рычаг первого рода при работе с орудиями, толкаемыми впереди трактора. Благодаря этому на пружину регулятора при работе орудия в том и другом случае действуют сжимающие усилия.

2) Шарниры 5 и 6 расположены таким образом, что при переводе орудия в транспортное положение момент, создаваемый относительно



Фиг. 15. Схема навесной системы для тракторов с реверсивной трансмиссией:

- а — схема сил, действующих на орудие, толкаемое впереди трактора;
 б — положение верхнего звена механизма навески:
 — при работе с орудиями, движущимися за трактором;
 — — при работе с орудиями, толкаемыми впереди трактора.

шарнира 5 усилием, растягивающим верхнее звено механизма навески, меняет свой знак. В результате этого пружина разгружается от сжимающих усилий и орудие при транспортировке висит на тракторе, растягивая шток пружины 2.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НАВЕСНЫХ ОРУДИЙ НА ТРАКТОР

Многочисленные динамометрические испытания сельскохозяйственных машин и орудий, производившиеся до сих пор, ограничивались за отдельными исключениями определением их тягового сопротивления. Для анализа динамики тракторов с навесными орудиями и для расчета механизмов навесных систем одних данных о тяговом сопротивлении недостаточно, так как в этом случае необходимо знать величину, направление и точку приложения результирующей всех внешних сил, действующих на орудие. В связи с этим НАТИ были организованы в течение 1947—1948 гг. экспериментальные исследования силового воздействия навесных орудий на трактор. Испытания проводились под Москвой на колесных тракторах с основными почвообрабатывающими орудиями: в 1947 г. в совхозе Красково на песчаных почвах и в 1948 г. в совхозе Вахрамеево-Одищово на суглинках. В 1949 г. были

поставлены некоторые дополнительные опыты с навесными культиваторами-рыхлителями на Московской областной плодово-ягодной станции.

Испытания имели целью установить помимо тягового сопротивления орудия (точнее, его горизонтальной составляющей R_x) значения следующих величин:

а) вертикальной составляющей сил, действующих на орудие ($G_0 \pm R_y$), определяющей величину догрузки трактора ΔY ;

б) величины ΔY_1 разгрузки передних колес трактора под действием опрокидывающего момента, создаваемого силами, приложенными к орудью;

в) величины ΔY_2 догрузки под действием указанных сил и моментов задних колес трактора и вызываемого этим соответствующего увеличения снєвного веса трактора.

Так как непосредственный замер усилий, действующих во время работы на орудии, представляет значительные трудности, то для проведения указанных испытаний была разработана специальная методика, излагаемая ниже.

Горизонтальная составляющая тягового сопротивления орудия R_x определялась при испытаниях 1947 г. путем буксировки испытываемого агрегата другим трактором со включенным между ними тяговым динамометром. Величина R_x подсчитывалась по разности показаний динамометра при рабочем ходе ($P_{раб}$) и при холостом перекатывании испытываемого агрегата на том же участке с орудием, поднятым в транспортное положение (P_f):

$$R_x = P_{раб} - P_f. \quad (6)$$

Величина P_f , определяемая путем буксировки, отличается от действительного сопротивления агрегата перекатыванию при движении самоходом. Кроме того, тяговая диаграмма при буксировке получается сглаженной и не отражает истинных колебаний тягового сопротивления орудия. Поэтому метод буксировки был в 1948 г. заменен другим, основанным на замере усилий, возникающих при работе с навесным орудием в звеньях механизма навески.

Из условия равновесия орудия (фиг. 16) можно написать следующее соотношение между силой R_x и усилиями Q и F , действующими соответственно на ось подвеса орудия и на верхнее звено механизма навески:

$$R_x = Q_x - F \cos \psi_1 \approx Q_x - F, \quad (7)$$

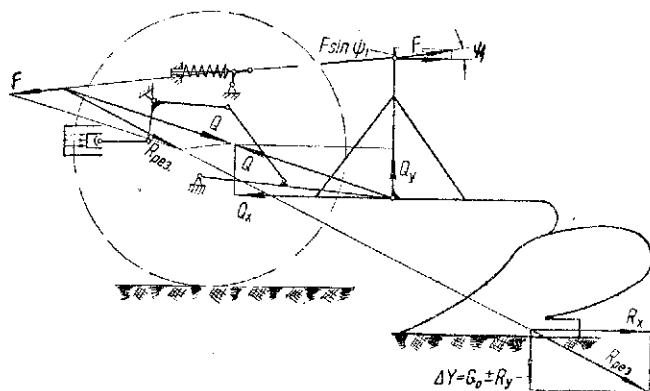
где Q_x — горизонтальная составляющая силы, действующей на ось подвеса;

F — усилие в верхнем звене механизма навески;

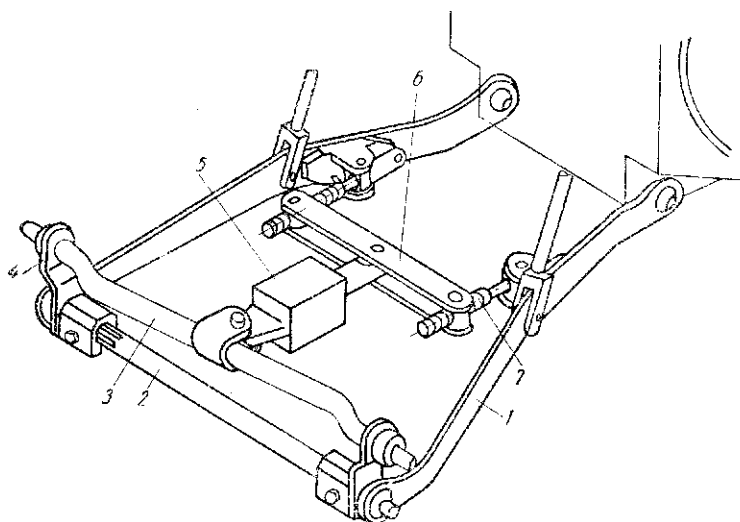
ψ_1 — угол наклона верхнего звена к горизонту.

Входящие в уравнение (7) силы Q_x и F определялись во время испытаний путем непосредственных замеров, для чего механизм навески был оборудован соответствующими динамометрически и устройствами.

На фиг. 17 показана схема установки динамометра для замера силы Q_x . Нижние звенья механизма навески I имеют в этом случае специальную конструкцию. Задние концы их несколько отогнуты вниз и соединены свободно посаженным поперечным валом 2. Ось подвеса



Фиг. 16. Схема равновесия навесного орудия.



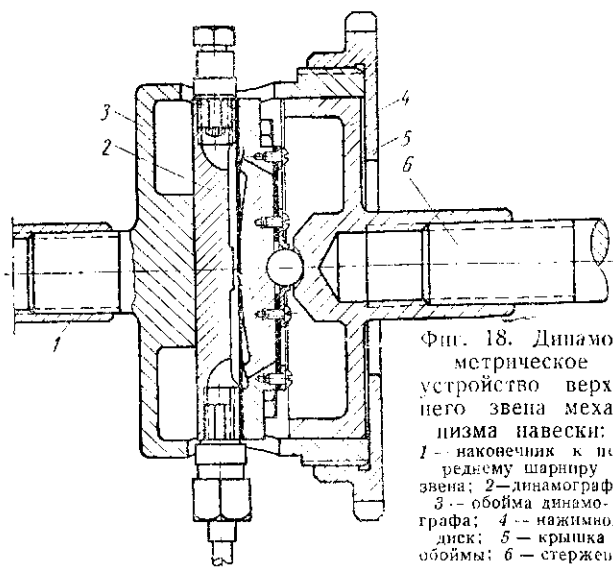
Фиг. 17. Схема установки динамометра для замера силы Q_x .

орудия 3 вставляется обычным способом в верхние концы кривошипов 4, закрепленных на валу 2 на шлицах. Между осью подвеса 3 и траверсой 6, шарнирно присоединенной к нижним звеньям механизма навески, устанавливается динамометр 5. Положение траверсы регулируется винтами 7 с таким расчетом, чтобы кривошипы 4 занимали вертикальное положение. Это необходимо для того, чтобы воспрепятствовать передаче на динамометр составляющих от вертикальных сил, действующих на ось подвеса.

Сила Q_x и показания динамометра P_d связаны между собой следующей зависимостью:

$$Q_x = P_d \cos \varphi,$$

где φ — угол наклона оси динамометра к горизонту.



Фиг. 18. Динамометрическое устройство верхнего звена механизма навески: 1 — наковечник к переднему шарниру звена; 2 — динамограф; 3 — обойма динамографа; 4 — нажимной диск; 5 — крышка обоймы; 6 — стержень к заднему шарниру звена.

Значения углов φ даже при самых больших глубинах обработки настолько невелики, что косинус их можно принять равным единице. Благодаря этому можно с достаточной точностью считать $Q_x = P_d$.

Сила F замерялась динамометрическим звеном, установленным взамен обычного верхнего звена механизма навески (фиг. 18). Замер производился посредством гидравлического динамографа, через который передавались сжимающие усилия, действующие на звено при работе орудия. Давление в динамографе передавалось трубке Бурдона и регистрировалось на ленте самопишущего прибора.

На фиг. 19 показан общий вид установки динамометрического оборудования на тракторе.

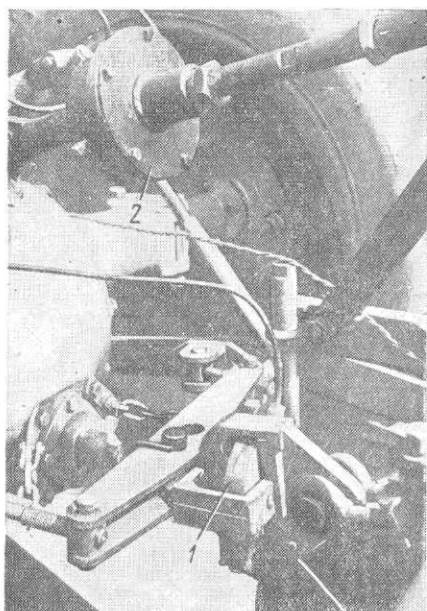
В соответствии со схемой, показанной на фиг. 16, вертикальная составляющая сил, действующих на орудие, может быть выра-

жена через усилия в звеньях механизма навески следующим уравнением:

$$\Delta Y = (G_0 \pm R_y) = Q_y \pm F \sin \psi_1, \quad (8)$$

где Q_y — вертикальная составляющая усилия, действующего на ось подвеса.

Знак плюс перед $F \sin \psi_1$ показывает, что эта сила направлена в ту же сторону, что и Q_y , знак минус — что эта сила направлена в обратную сторону.



Фиг. 19. Общий вид установки динамометрического оборудования на тракторе:

1 — нижний динамометр; 2 — верхний динамометр.

Напишем условие равновесия трактора при передаче на него сил, действующих на навесное орудие. Для этого (фиг. 20) отбросим орудие и, заменив его действие силами Q и F , составим уравнение моментов всех внешних сил относительно точки O приложения результирующей реакции почвы на задние колеса. Если не учитывать влияние сопротивления перекачиванию трактора на положение точки O , то можно принять, что она лежит в вертикальной плоскости, проходящей через ось задних колес, и расположена по высоте по середине между опорными плоскостями обоих колес.

Для культивации и других работ, при выполнении которых трактор идет всеми колесами по необработанному полю (верхняя схема на фиг. 20), уравнение моментов имеет следующий вид:

$$(Q_y \pm F \sin \psi_1) l_0 + Q_x (c - h_0) - F(c + d - h_0) - Ga + Y'_1 L = 0,$$

где G и L — соответственно вес и продольная база трактора;

a — продольная координата центра тяжести трактора;

Y'_1 — реакция почвы на передние колеса трактора при наличии работающего навесного орудия;

l_0 — продольное расстояние от оси подвеса орудия до оси ведущих колес трактора; в дальнейшем при обработке материалов испытаний величина l_0 принята постоянной для всех рабочих положений орудия;

h_0 — глубина обработки почвы;

c — расстояние от опорной плоскости рабочих органов орудия до оси подвеса;

d — высота стойки рамы орудия.

Заменяя в приведенном уравнении Ga через $Y_1 L$, где Y_1 - вертикальная реакция почвы на передние колеса трактора при отсутствии навесного орудия, имеем

$$(Q_y + F \sin \psi_1) l_0 + Q_x (c - h_0) - F (c + d - h_0) = (Y_1 - Y'_1) L = \Delta Y_1 L,$$

где ΔY_1 - величина разгрузки передних колес трактора под влиянием сил, действующих на навесное орудие.

Заменяя далее $Q_y + F \sin \psi_1$ через ΔY по уравнению (8), а Q_x через $R_x + F$ по уравнению (7), получаем

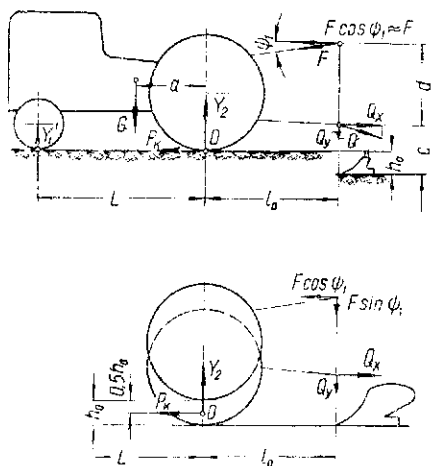
$$\Delta Y = \frac{\Delta Y_1 L - R_x (c - h_0) + Fd}{l_0}. \quad (9)$$

При пахоте точка O расположена на высоте $0,5 h_0$ от дна борозды (нижняя схема на фиг. 20). Аналогично предыдущему можно вывести, что для этого случая

$$\Delta Y = \frac{\Delta Y_1 L - R_x (c - 0,5 h_0) + Fd}{l_0}. \quad (9a)$$

Для подсчета величины ΔY по уравнениям (9) и (9a) необходимо помимо значений R_x и F , измеряемых указанными выше методами, знать еще величину ΔY_1 .

На фиг. 21 показана схема прибора для замера вертикальных усилий, действующих на переднюю ось трактора. Прибор представляет собой гидравлический динамограф и расположен между остовом трактора и передней осью. Для установки прибора кронштейн передней оси выполнен составным. Верхняя его часть 1 закреплена на остова трактора, а нижняя 2 на передней оси. Вертикальные перемещения указанных частей кронштейна осуществляются по четырем направляющим канавкам 3, заполненным шариками. Рабочая часть 4 динамографа помещена между верхней и нижней частями кронштейна. Передняя ось трактора 5 шарнирно сидит на пальце 6, закрепленном в нижней части кронштейна, и имеет возможность свободно перемещаться вдоль по пальцу.



Фиг. 20. Схема для составления уравнения равновесия трактора, пахотящегося под действием сил, приложенных к нему от навесного орудия. Внизу показано положение точки O при работе на пахоте.

Пользуясь этим прибором можно подсчитать величину ΔY_1 по разности показаний динамографа при холостом и рабочем ходах трактора. Для вывода соотношений между указанными величинами рассмотрим условия равновесия передней оси относительно шарнира O , на котором она подвешена к остову трактора. Действие отброшенных перелних

колес заменяем соответствующими силами — вертикальной реакцией почвы Y_1 на колеса, уменьшенной на величину веса колес G_k , и горизонтальной реакцией толкающей силы $P_{p1} = f_1 Y_1$, приложенной к оси колес, где f_1 — коэффициент сопротивления перекатыванию передних колес. Действие отброшенной передней части остова трактора заменяем давлением m на динамограф. Приравняв нулю сумму моментов всех этих сил относительно оси шарнира O и пренебрегая моментом сил трения в этом шарнире, получаем

$$(Y_1 - G_k)L_1 - m(L_1 + l_1) - f_1 Y_1 H = 0,$$

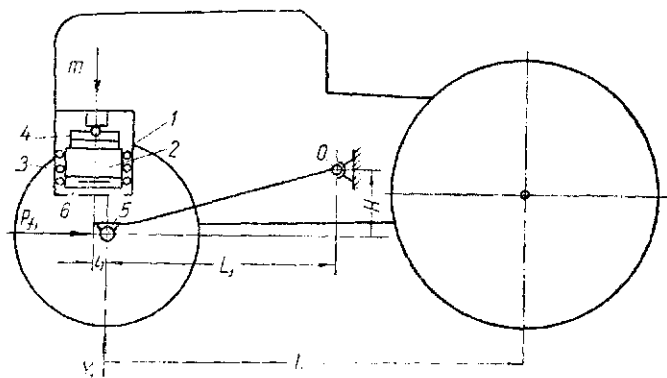
откуда

$$Y_1 = \frac{m(L_1 + l_1)}{L_1 - f_1 H} + \frac{G_k L_1}{L_1 - f_1 H}, \quad (10)$$

где L_1 — продольное, а

H — вертикальное расстояние от передней оси трактора до оси шарнира O ;

l_1 — продольное расстояние от оси динамографа до передней оси трактора.



Фиг. 21. Схема прибора для замера вертикальных усилий, действующих на переднюю ось трактора:

1 — верхняя часть кронштейна динамографа; 2 — нижняя часть кронштейна динамографа; 3 — направляющие клишки с шариками; 4 — рабочая часть динамографа; 5 — передняя ось; 6 — палец в разрезной оси.

Подставим полученное выражение для Y_1 в уравнение

$$\Delta Y_1 = Y_{x1} - Y_{p1}, \quad (11)$$

где Y_{x1} и Y_{p1} — соответственно вертикальные реакции почвы на передние колеса трактора при холостом его перекатывании и при рабочем ходе. Заменяем m через m_x в выражении для Y_{x1} и через m_p в выражении для Y_{p1} , где m_x и m_p — показания динамографа соответственно при холостом и рабочем движениях трактора.

После соответствующих преобразований получаем

$$\Delta Y_1 = (m_x - m_p) \left(\frac{L_1 + l_1}{L_1 - f_1 H} \right) = \varepsilon (m_x - m_p), \quad (12)$$

где $\varepsilon = \frac{L_1 + l_1}{L_1 - f_1 H}$ — поправочный коэффициент, на который нужно помножить разность показаний динамографа $m_x - m_p$, чтобы получить искомое значение разгрузки передка трактора ΔY_1 под действием сил, приложенных к навесному орудью.

Величина поправочного коэффициента ε , как видно из его выражения, зависит от конструктивных факторов и от величины f_1 коэффициента сопротивления перекачиванию передних колес трактора. Влияние последнего относительно невелико, так как член $f_1 H$, куда входит этот коэффициент, мал по сравнению с L_1 . Поэтому при подсчете поправочного коэффициента ε можно с достаточной для практических целей точностью принимать коэффициент f_1 сопротивления перекачиванию передних колес трактора, равным коэффициенту f сопротивления перекачивания всего трактора, а последний определять каким-либо доступным способом. При испытаниях величина коэффициента f определялась двумя способами: путем динамометрирования трактора с поднятым в транспортное положение орудием на поле, где проводились испытания, и по разности показаний динамографа, установленного в передке трактора при холостых переездах задним и передним ходом. В последнем случае величина f определялась с помощью следующей зависимости:

$$\frac{Y'_{x1} - Y_{x1}}{2} l = f G r_{\kappa},$$

где Y'_{x1} и Y_{x1} — вертикальные реакции почвы на направляющие колеса трактора при холостых переездах соответственно задним и передним ходом;

r_{κ} — радиус начальной окружности ведущих колес трактора.

Опорные реакции Y'_{x1} и Y_{x1} подсчитывались по показаниям динамографа согласно изложенному выше, а радиус качения r_{κ} определялся путем замера числа оборотов ведущих колес трактора при прохождении по заданному мерному гону, пренебрегая буксованием трактора на холостом ходу.

Общий вид установки прибора для замера усилий, действующих на переднюю ось трактора, показан на фиг. 22.

Величина ΔY помимо указанного способа определения по уравнениям (9) может быть подсчитана также непосредственно по соотношению (8), если известна величина Q_y вертикальной составляющей усилия, действующего на ось подвеса орудия. Величина Q_y может быть найдена по давлению в силовом цилиндре. Из уравнения равновесия поршня силового цилиндра (фиг. 23) имеем

$$(q - q_0) F_u = Q_y i_y + Q_x i_x,$$

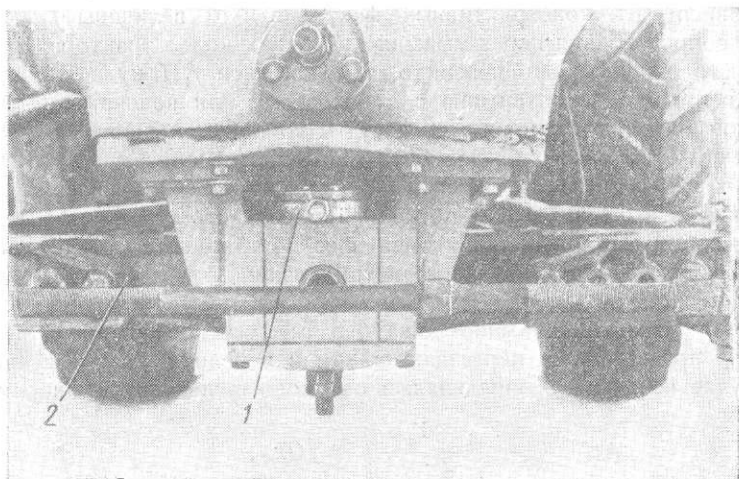
откуда

$$Q_y = \frac{(q - q_0) F_u - (Q_x i_x)}{i_y}, \quad (13)$$

где q — среднее (за опыт) давление в силовом цилиндре;

q_0 — начальное давление в силовом цилиндре при ненавешенном орудии;

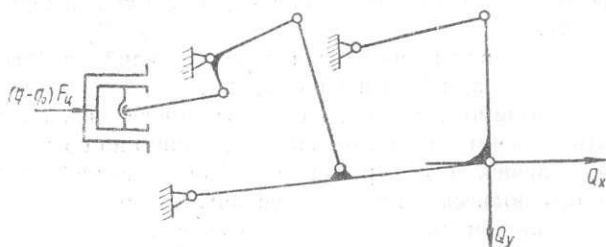
F_a — рабочая площадь и силового цилиндра;
 i_y и i_x — передаточные числа рычагов подъемного механизма, характеризующие соотношения между нагрузками, которые действуют на поршень силового цилиндра, и вертикальными и горизонтальными силами, приложенными к оси подвеса орудия.



Фиг. 22. Общий вид установки прибора для замера усилий, действующих на переднюю ось трактора:

1 — динамограф; 2 — передняя ось.

Член $Q_x i_x$ уравнения (13) должен быть взят со знаком плюс, когда горизонтальные силы, приложенные к оси подвеса, нагружают силовой цилиндр, что имеет место при наклоне нижних звеньев механизма на-



Фиг. 23. Схема для составления уравнения равновесия поршня силового цилиндра.

вески вверх от горизонтали, и со знаком минус, когда нижние звенья отклонены от горизонтали вниз и силы Q_x разгружают силовой цилиндр.

Метод определения сил Q_y по давлению в цилиндре применялся при испытаниях 1947 г. Давления замерялись посредством присоединенной к цилиндру трубки Бурдона с самопишущим прибором. Передаточные числа i_x и i_y , необходимые для подсчета величины Q_y по уравне-

нию (13), а также углы ϕ_1 наклона верхнего звена механизма навески, необходимые для подсчета величины ΔY по уравнению (8), определялись путем предварительной тарировки подъемного механизма в лаборатории. Для определения передаточных чисел i_x и i_y к оси подвеса орудия прикладывались определенные силовые нагрузки и замерялись давления, возникавшие при этом в силовом цилиндре гидравлического механизма. Тарировка производилась для ряда положений механизма навески, соответствующих различной глубине обработки, причем схемы механизма устанавливались применительно к испытывавшимся орудиям.

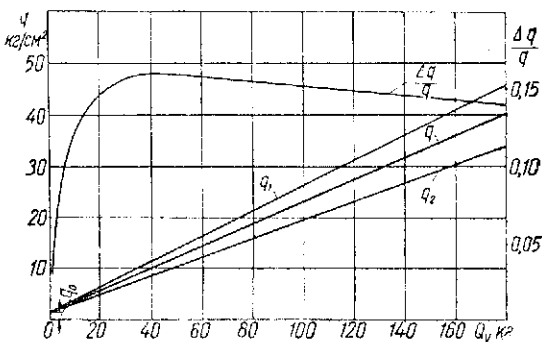
В дальнейшем, когда были установлены приборы для замера давлений на переднюю ось трактора, подсчет вертикальных сил, действующих на орудие, производился по уравнениям (9 и 9а). Замер давлений в цилиндре гидромеханизма для определения по ним сил Q_v был сохранен только в качестве контрольного метода вследствие его меньшей точности. Погрешности, возникающие при пользовании этим методом, являются результатом наличия в механизме сил трения, оказывающих влияние на величину давления в цилиндре, причем при подъеме и опускании силы трения действуют в противоположных направлениях.

На фиг. 24 показаны тарировочные кривые, дающие зависимость между давлениями в силовом цилиндре и вертикальными силами Q_v на оси подвеса. Кривые были получены в лаборатории при тарировке одного из испытывавшихся механизмов. Верхняя кривая q_1 получена при подъеме оси подвеса, а нижняя q_2 — при опускании. Начальное давление в цилиндре, представленное отрезком q_0 , остается в обоих случаях примерно постоянным. На диаграмме помимо кривых q_1 и q_2 дана средняя кривая $q = 0,5(q_1 + q_2)$, по которой потом обрабатывались данные полевых замеров. Равенство $\frac{\Delta q}{q} = \frac{q_1 - q_2}{q}$ выражает относительную погрешность измерений. Как видно из кривой $\frac{\Delta q}{q}$, приведенной на диаграмме, относительная погрешность измерений в рассматриваемом случае достигает 14—16%, причем это значение сохраняется почти на всем протяжении диаграммы, снижаясь несколько лишь при малых давлениях в цилиндре.

Имея значения ΔY и ΔY_1 , можно подсчитать величину догрузки задних колес трактора по уравнению

$$\Delta Y_2 = \Delta Y + \Delta Y_1, \quad (14)$$

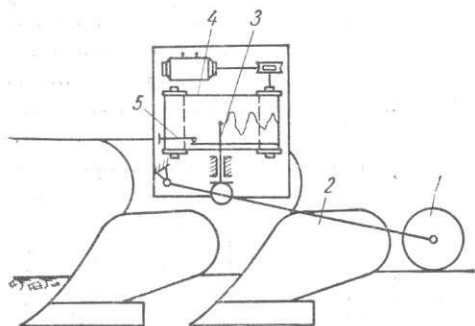
где ΔY_1 — абсолютная величина разгрузки передних колес.



Фиг. 24. Тарировочная диаграмма подъемного механизма.

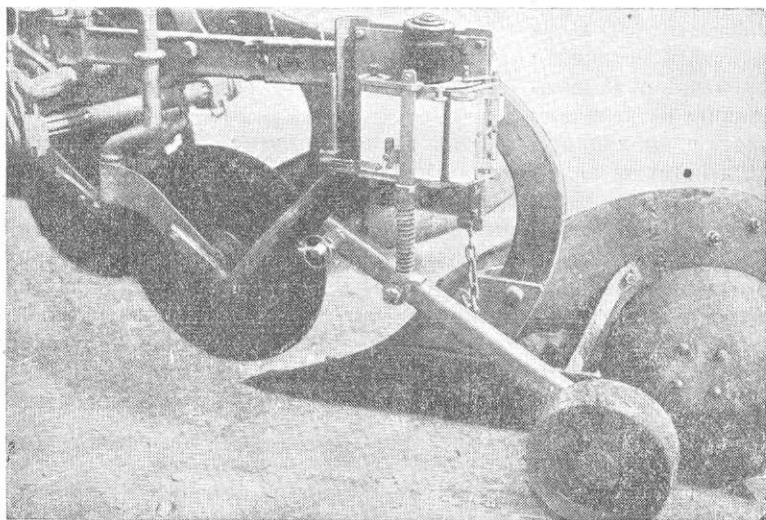
В уравнения для подсчета величины ΔY входит глубина обработки h_0 . Обычный способ выборочных замеров глубины борозды для данных испытаний был малопримемлем, так как помимо своей трудоемкости он

недостаточно точен и на некоторых операциях, например на культивации, практически неосуществим. Поэтому для замера глубины обработки был сконструирован самопишущий глубиномер, принципиальная схема которого приведена на фиг. 25. Корпус прибора 4 жестко закрепляется на раме орудия 2. На нем шарнирно укреплен рычаг с колесом 1, которое во время работы свободно катится по необработанной поверхности поля.



Фиг. 25. Схема самопишущего глубиномера для сельскохозяйственных орудий.

Вертикальные перемещения колеса относительно опорной поверхности рабочих органов орудия определяют собою глубину обработки. Они передаются ползуну 3, снабженному серебряным или гра-



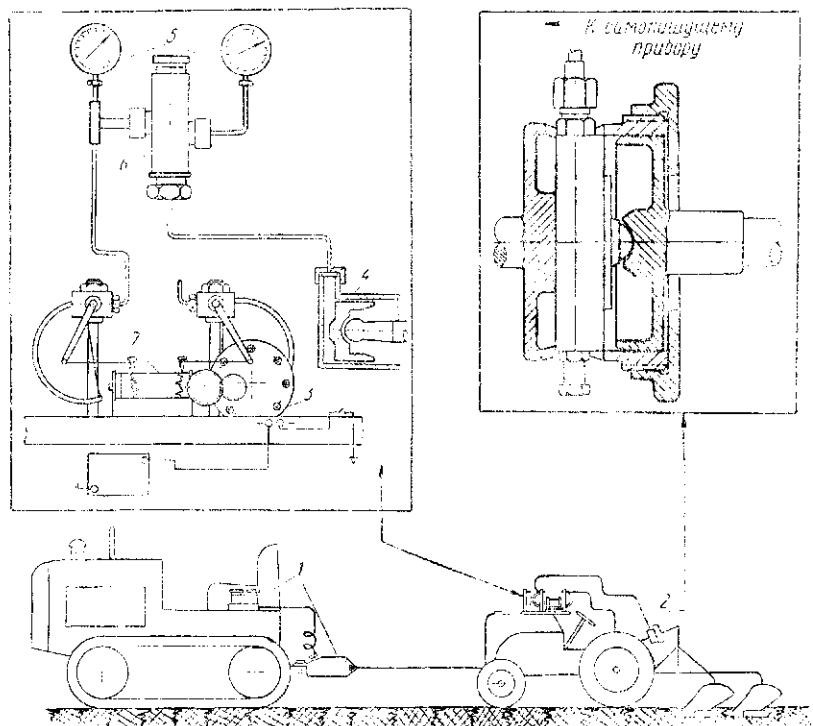
Фиг. 26. Общий вид глубиномера

фитовым штифтом, и записываются в виде диаграммы на движущейся ленте прибора. Глубина отсчитывается от нулевой линии, которая записывается отдельным карандашом 5, установленным в надлежащее положение при тарировке прибора. Скорость ленты была подобрана таким образом, чтобы масштаб пути на основной рабочей передаче соста-

влял примерно $\frac{1}{200}$. При таком масштабе мелкие неровности поля (комки земли, растительные остатки и т. п.) прибором практически не улавливались и на точности замеров не отражались.

Общий вид глубиномера, установленного на навесном плуге, приведен на фиг. 26.

На фиг. 27 показана схема полевого испытательного агрегата, применявшегося при исследованиях работы тракторов с навесными орудиями.



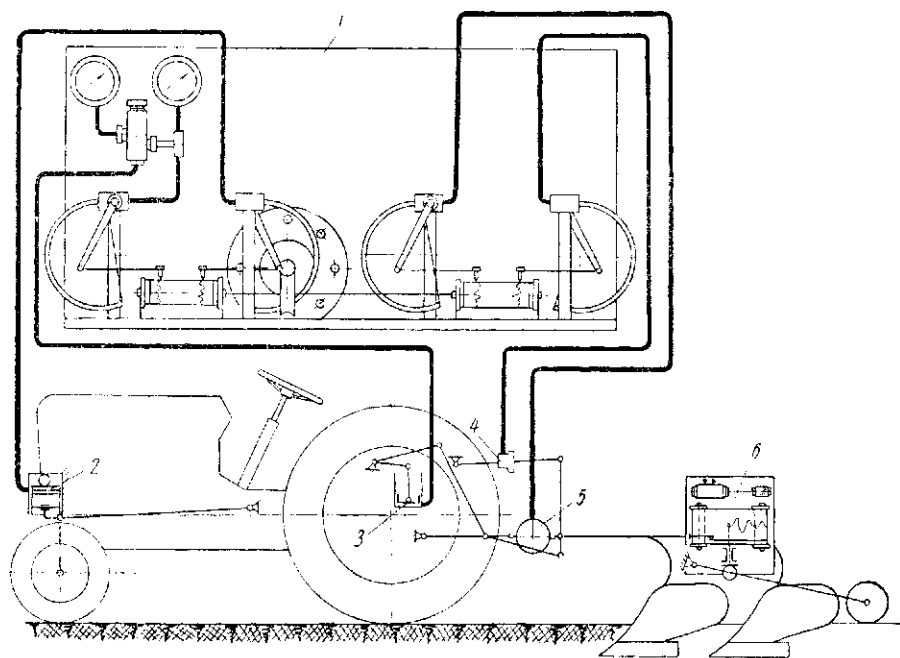
Фиг. 27. Схема полевого испытательного агрегата, применявшегося в 1947 г.

ями в 1947 г. На схеме видна установленная на агрегате измерительная аппаратура; тяговой динамометр 1, динамометрическое верхнее звено навески 2 и самопишущий прибор 7 с широкой лентой для параллельной записи двух диаграмм — давлений в динамометрическом звене 2 и давлений в силовом цилиндре 4 гидромеханизма. Самопишущий прибор приводился в движение от электродвигателя 3, получавшего питание от аккумулятора.

Для предохранения трубок Бурдона от поломок при случайных перегрузках гидромеханизма масло из цилиндра подавалось к ним через клапан 6, автоматически отключавший трубку, когда давление поднималось выше допустимых пределов.

Для постоянного наблюдения над давлением масла в цилиндре в систему были включены манометры 5, из них правый (высокого давления) сохранял сообщение с силовым цилиндром при любых положениях золотника клапана 6.

На фиг. 28 показана схема оборудования трактора измерительной аппаратурой, применявшейся при испытаниях 1948 г.



Фиг. 28. Схема оборудования трактора измерительной аппаратурой в 1948 г.: 1 — щиток приборов; 2 — прибор для замера нагрузки на переднюю ось трактора; 3 — силовой цилиндр гидравлического механизма; 4 — динамограф верхнего звена механизма навески; 5 — динамометр; 6 — глубьмер.

Отличия от измерительного оборудования, применявшегося в 1947 г., заключались в отсутствии буксирующего трактора, в установке тягового динамометра 5 непосредственно в механизм навески и в наличии прибора 2, замеряющего нагрузку на переднюю ось трактора.

Все самопишущие приборы приводились в движение электродвигателями постоянного тока, питаемыми от аккумулятора, и имели централизованное управление. Общий вид нуля управления и самопишущих приборов показан на фиг. 29.

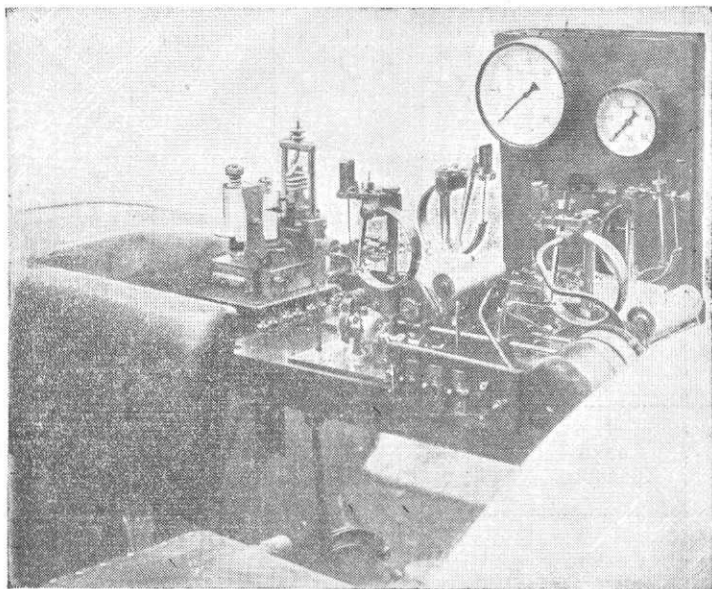
Опыты по изучению силового воздействия на трактор проводились со следующими навесными орудиями:

1. Экспериментальным двухкорпусным плугом конструкции ВПСХОМ. Расчетная ширина захвата плуга 0,6 м, вес 185 кг. Плуг имел стандартные корпуса с культурными отвалами, предплужники и один дисковый нож, расположенный впереди заднего корпуса. Заднее колесо плуга

после предварительных испытаний было снято, так как оказалось ненужным.

2. Импортным двухкорпусным плугом. Расчетная ширина захвата 0,6 м, вес 140 кг. Плуг имел корпуса с полувинтовыми отвалами и два дисковых ножа, по одному впереди каждого корпуса.

3. Экспериментальным паровым культиватором конструкции ВИСХОМ. Ширина захвата культиватора 2,3 м. На культиваторе были устано-



Фиг. 29. Общий вид пульта управления и самопишущих приборов.

влены 11 стрелчатых лап шириной по 270 мм, жестко закрепленных на раме. Вес культиватора 144 кг. В тех случаях, когда для исследования различных систем автоматического регулирования глубины обработки на раме культиватора устанавливались регулирующие колеса, вес его повышался до 175 кг.

4. Экспериментальным культиватором - рыхлителем конструкции ВИСХОМ с захватом шириной 1,5 м. На культиваторе было установлено семь рыхлящих лап.

Испытания проводились на нескольких почвенных фонах. Характеристика отдельных опытных делянок приведена в табл. 3, там же приведены данные о влажности почвы во время испытаний. Влажность определялась в трех разных горизонтах ежедневно в конце рабочего дня. В таблице приведены средние значения всех замеров. Делянки для опытов выбирались на участках с ровным микрорельефом. Уклоны не превышали за единичными исключениями 1°.

В табл. 4 приведены типовые выборочные данные из опытов по диаметрованию тракторов с навесными орудиями. Глубина хода

Характеристика почвы, на которых проводились динамометрические испытания тракторов с навесными орудиями

Вид работ	Место испытаний	Дата испытаний	№ деления	Почва	Форм	Влажность в %, на глубине в см		
						0-10	10-15	15-20
Пашота	Совхоз Красково	13/VIII 1947 г. 9/IX 1947 г.	1	Песчаная	Ржаная стерня	5,1	6,4	7,5
			2		То же	Клевернице	9,9	10,5
	" "	Совхоз Вахромеево-Одинцово ¹	5/VIII 1948 г. 7/IX 1948 г. 16/IX 1948 г.	1	То же	Клевернице	8,8	9,1
2				"		17,0	15,3	16,5
3				"		Ржаная стерня	13,2	15,7
Культуривания	Совхоз Красково	17/IX 1947 г.	3	Песчаная	Овсяная стерня	7,3	8,4	9,2
			" "		Совхоз Вахромеево-Одинцово ²	2/VIII 1948 г. 20/VIII 1948 г.	4	Суглинок
5	То же	Паровое поле из-под картофеля		18,8			18,2	18,2
Глубокое рыхлаение	Совхоз Вахромеево-Одинцово	30/IX 1948 г.	6	" "	Междурядья виноградников	14,1	15,7	17,6
					" "	Междурядья сада	15,2	16,3

¹ До середины августа почва была сухая в связи с отсутствием осадков.

² Поле из-под сильно изреженной вико-овсяной смеси соответствовало среднезасоренному пару.

Выборочные результаты динамометрирования тракторов с навесными орудиями

Операция и орудие	Место и дата опыта	№ опыта	Размер борозды в см			Результаты замеров в кг					Параметры силового воздействия на трактор в кг			$\lg b$	$\frac{\Delta Y}{R_Y}$
			Ширина	Глубина	Давление в плугах в кг/см ²	R_x	F	Q_y	$F \sin \phi$	Q_y	ΔY	ΔY_1	ΔY_2		
Пахота. Плауг ВИСХОМ	Совхоз Красково. Серия Делянка № 1. 11-14/VIII 1947 г.	1а	72,3	14,6	28,4	446	189	635	17	150	167	307	-140	0,37	
		1б	69,2	13,9	33,6	356	180	536	16	183	199	333	-134	0,56	
		2а	68,9	16,9	26,1	450	338	788	25	141	166	266	-100	0,37	
		2б	68,9	20,3	26,4	530	370	900	22	147	159	277	-108	0,32	
		3а	62,7	24,4	21,5	690	365	1055	13	132	145	276	-131	0,21	
		3б	62,1	25,6	22,8	699	342	1041	8	151	159	302	-143	0,23	
Пахота. Плауг импортный	Совхоз Красково. Серия. Делянка № 1 11-14/VIII 1947 г.	1а	63,0	13,7	7,7	280	218	498	22	35	57	96	-39	0,2	
		1б	62,7	16,0	3,4	307	243	550	19	14	33	69	-27	0,11	
		2а	54,0	17,0	0	274	201	475	16	-4	12	30	-18	<0,1	
		2б	58,3	18,3	0	239	175	414	12	-3	9	26	-17	<0,1	
		3а	63,2	19,3	0	381	255	636	13	0	13	49	-36	<0,1	
		3б	61,7	20,2	0	370	305	676	15	0	15	31	-16	<0,1	
Пахота. Плауг ВИСХОМ	Совхоз Красково. Клевериде. Делянка № 2. 9-10/IX 1947 г.	1а	59,2	13,9	6,3	300	180	480	18	22	40	91	-51	0,13	
		1б	62,6	13,2	11,8	292	193	485	19	58	77	138	-61	0,26	
		2а	56,2	20,1	5,5	600	322	922	24	34	58	147	-89	<0,1	
		2б	61,6	16,5	7,1	556	335	891	30	35	65	141	-76	0,12	
		3а	62,6	24,1	0	786	503	1289	15	15	30	109	-70	<0,1	
		3б	65,3	24,5	0	894	538	1432	15	20	35	125	-90	<0,1	

Операция и орудие	Место и дата опыта	№ опыта	Размер борозды в см		Давление в плугаре в кг/см ²	Результаты замеров в кг					Параметры силового воздействия трактора в кг			tg β $\frac{\Delta Y}{R_x}$
			Ширина	Глубина		R_x	F	Q_x	$F \sin \alpha$	Q_y	ΔY	ΔY_2	ΔY_1	
Пахота. Плуг импортный	Совхоз Красково. Клеверище. Делянка № 2. 9-10 IX 1947 г.	1а	59,7	14,2	4,38	253	144	397	14	23	37	79	42	0,12
		1б	72,3	14,0	2,89	272	144	416	14	12	26	63	37	0,1
		2а	56,0	18,4	6,65	434	271	705	22	35	57	116	59	0,13
		2б	56,8	20,7	1,99	594	361	955	22	16	38	94	56	<0,1
		3а	61,8	28,1	0	902	546	1448	11	41	52	126	74	<0,1
		3б	61,0	27,3	0	990	515	1505	10	43	53	155	102	<0,1
Пахота. Плуг ВИСХОМ	Совхоз Вахромеево-Одинцово. Клеверище. Делянка № 1. 4 VII 1948 г.	1а	66	15	18	494	300	794	27	88	115	223	08	0,23
		1б	55	14	16	504	290	794	26	75	101	179	78	0,2
		2а	71	14	16	196	298	791	22	75	97	197	100	0,2
		2б	72	15	14	496	298	791	25	65	90	164	74	0,18
		3а	70	16	10	561	354	915	28	44	72	160	88	0,13
		3б	71	16	12	620	354	974	28	56	81	152	68	0,13
Пахота. Плуг импортный	Совхоз Вахромеево-Одинцово. Клеверище. Делянка № 2. 6-7 IX 1948 г.	4а	70	16	10	583	362	945	30	45	75	170	95	0,13
		4б	75	15	15	620	354	974	29	71	100	197	97	0,16
		1а	45	12	29	342	162	401	16	176	192	292	100	0,56
		1б	50	12	29	329	147	476	15	146	161	282	121	0,49
		2а	59	11	29	327	147	474	16	145	161	268	107	0,49
		2б	68	12	29	320	144	464	15	140	155	283	128	0,51
Пахота. Плуг импортный	Совхоз Вахромеево-Одинцово. Клеверище. Делянка № 2. 6-7 IX 1948 г.	3а	65	17	25	505	139	641	10	128	138	238	100	0,27
		3б	77	18	25	424	250	674	18	129	147	221	74	0,35
		4а	58	19	26	474	290	764	19	138	157	267	110	0,33
		4б	61	20	25	458	234	692	15	132	147	265	118	0,32

Операция и орудие	Место и дата опыта	№ опыта	Размер борозды в см		Давление в цилиндре в кг/см ²	Результаты замеров в кг					Параметры силового воздействия на трактор в кг			lg ^b $\frac{\Delta Y}{R_x}$
			Ши- рина	Глу- бина		R _x	F	Q _x	F sin φ ₁	Q _y	ΔY	ΔY ₂	ΔY ₁	
Пахота. Плуг импортный	Совхоз Вахромеево- Одинцово. Стерня. Делянка № 3. 16/IX 1949 г.	1a	67	20	13	932	350	1282	20	71	91	161	70	0,1
		1б	68	21	12	808	436	1244	23	67	90	146	-56	0,11
		2a	66	21	14	871	392	1263	21	79	100	165	65	0,11
		2б	64	22	15	835	453	1288	22	75	97	158	61	0,11
		3a	66	20	19	602	336	938	15	119	134	213	79	0,22
		3б	66	21	21	640	416	1056	22	131	153	230	77	0,24
		4a	63	19	21	489	311	800	20	125	145	219	74	0,3
		4б	67	22	13	739	435	1174	21	74	95	157	62	0,13
Культива- ция. Куль- тиватор ВИСХОМ	Совхоз Красково. Овсяная стерня. Делянка № 3. 17 IX 1947 г.	1a	230	13,2	30,0	314	120	494	11	153	164	268	-104	0,52
		1б	230	13,8	31,4	330	168	498	8	159	167	280	-113	0,5
		2a	230	14,6	35,0	414	266	680	11	181	192	308	-116	0,46
		2б	230	14,8	31,6	382	262	644	9	178	187	294	-107	0,49
		3a	230	16,4	33,6	484	322	806	3	176	179	290	-111	0,47
		3б	230	16,0	35,4	478	328	806	6	184	190	304	-104	0,4
		4a	230	17,0	43,2	590	394	984	0	232	232	367	-135	0,4
		4б	230	16,7	37,8	490	362	852	0	199	199	300	-101	0,4
Культива- ция. Куль- тиватор ВИСХОМ	Совхоз Вахромеево- Одинцово. Вико-овсяная стерня. Делянка № 4. 2/VIII 1948 г.	1a	230	3,6	28	201	185	386	58	134	192	275	83	0,95
		1б	230	4,7	28	246	188	434	50	138	188	274	86	0,77
		2a	230	3,4	28	237	112	349	33	144	177	254	77	0,75
		2б	230	5,0	39	245	124	369	34	207	241	338	-97	1,0
		3a	230	3,8	35	260	126	386	36	183	219	306	87	0,85
		3б	230	5,0	35	258	130	388	35	182	217	302	85	0,85

Операция и орудие	Место и дата опыта	№ опыта	Размер борозды в см		Давление в подшипре в кг/см ²	Результаты замеров в кг					Параметры силового воздействия на трактор в кг			$\lg \eta = \frac{\Delta Y}{R_x}$
			Ширина	Глубина		R_x	F	Q_x	$F \sin \phi_1$	Q_y	ΔY	ΔY_1	ΔY_2	
Культивация. Культиватор ВИСХОМ	Совхоз Вахромеево-Одинцово. Пар. Делянка № 5. 20-25 VIII 1948 г.	1а	230	6,4	37,5	175	29	204	8	190	198	338	-140	1,13
		1б	230	7,3	37,5	181	33	214	8	190	198	345	-147	1,1
		2а	230	7,9	37,5	209	45	254	11	188	199	346	-147	0,93
		2б	230	9,2	41,0	228	51	279	12	206	218	353	-135	0,96
		3а	230	9,3	48,5	307	112	419	25	246	271	417	-146	0,89
		3б	230	10,0	49,5	292	112	401	24	251	275	429	-154	0,95
		4а	230	10,0	46,0	291	113	404	24	240	264	404	-140	0,91
		4б	230	10,8	47,5	303	106	409	21	240	261	417	-156	0,86
		5а	230	11,8	54,0	463	171	634	33	274	307	484	-177	0,66
		5б	230	13,8	56,0	553	216	769	34	280	314	520	-205	0,57
Глубокое рыхление. Рыхлитель ВИСХОМ	Совхоз Вахромеево-Одинцово. Междурядья виноградников. Делянка № 6. 30 IX 1948 г.	1а	150	16,9	26,0	729	445	1174	22	299	321	473	152	0,44
		1б	150	18,8	29,6	630	444	1077	0	342	342	517	175	0,54
		2а	150	17,1	28,0	785	515	1300	26	324	350	525	175	0,41
		2б	150	20,9	31,6	800	560	1360	0	388	388	568	180	0,48
Глубокое рыхление. Рыхлитель ВИСХОМ	Московская областная плодово-ягодная станция. Обработка сада 18-19 IX 1949 г.	1а	150	15,8	19,9	425	155	580	8,0	218	226	345	119	0,53
		1б	150	18,5	20,2	603	192	795	4,0	249	244	429	185	0,4
		2а	150	18,6	18,8	722	357	1079	3,0	234	237	379	142	0,33
		2б	150	17,3	20,0	687	337	1021	4,0	239	243	415	-172	0,36

задавалась соответствующей установкой рукоятки управления и в процессе работ поддерживалась автоматически силовым регулятором. При каждой установке рукоятки трактор проходил два гона в противоположных направлениях. В таблице направление движения обозначено индексом номера опыта. При достаточной длине поля опыта на каждом гоне повторялись дважды или трижды, для чего из общей длины гона выделялось соответствующее число мерных участков, расположенных на равных расстояниях один от другого. Приведенные в таблице значения замеров получены путем планиметрирования диаграмм, относящихся к данному гону. При наличии для одного гона нескольких диаграмм, полученных на различных мерных участках, выводились средние значения из результатов планиметрирования отдельных диаграмм.

Анализ данных динамометрирования позволяет сделать следующие выводы:

1. При пахоте результирующая реактивных сопротивлений почвы, действующих на плуг, в большинстве случаев оказалась направленной вверх или была близка к горизонтали. Величина ее вертикальной составляющей R_v зависит от почвенных условий и от состояния рабочих органов плуга. Чем суше и плотнее почва и чем больше затуплены лемехи, тем большее отрицательное значение имеет реакция R_v . При пахоте на песчаных почвах влажностью 7,5—12% и на сухом тяжелом суглинке влажностью 8—9% догрузка трактора вертикальными силами, действующими на плуг, составляла

$$\Delta Y = G_0 - R_v \approx (0,3 \div 0,5) G_0.$$

При вспашке стерни и клеверища на суглинистых почвах влажностью 18—20% догрузка трактора равнялась примерно весу плуга. Плуг ВИСХОМ при испытаниях в 1947 г. в совхозе Красково давал вначале трактору догрузку $\Delta Y \approx G_0$, но при следующих опытах, проведенных через 50 час эксплуатации, догрузка трактора резко снизилась, что можно объяснить быстрым затуплением рабочих органов плуга при работе на песчаной почве.

Можно считать, что на основных почвах при нормальных условиях пахоты результирующая сила, действующая на навесной плуг, проходит под углом $\theta = 6 \div 15^\circ$ к горизонту ($\operatorname{tg} \theta = \frac{\Delta y}{R_x} = 0,1 \div 0,27$). Меньшие значения углов θ встречаются при особо тяжелых почвенных условиях и изношенных рабочих органах плуга.

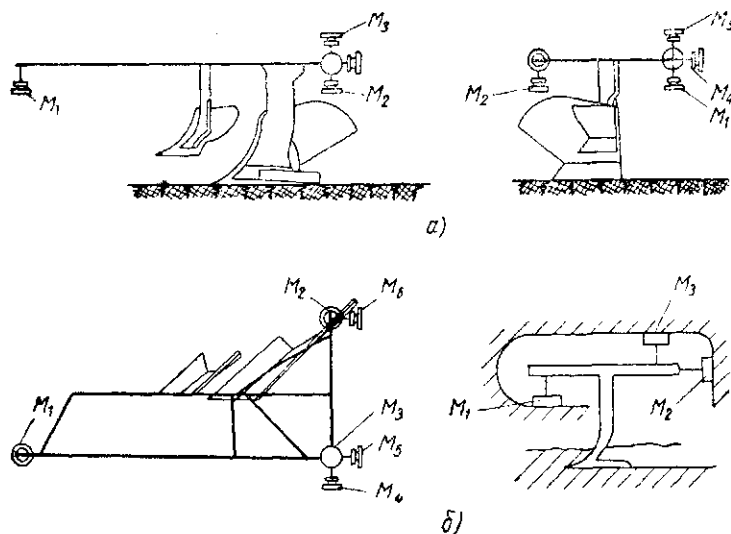
2. При культивации и глубоком рыхлении результирующая реактивных сопротивлений почвы всегда была направлена вниз, вследствие чего ее вертикальная составляющая добавляется к весу культиватора и увеличивает догрузку трактора. Поэтому догрузка при культивации выше, чем при пахоте. Состояние почвы оказывает при культивации меньшее влияние на величину R_v , чем при пахоте, хотя и здесь на рыхлых почвах значения R_v несколько выше, чем на почвах более или менее уплотненных. Величина R_v заметно растет с увеличением глубины обработки и повышением тягового сопротивления орудия.

Во время испытаний при культивации среднезасоренного поля на глубину 4—6 см догрузка трактора составляла 100—120% веса куль-

тиватора. При культивации на глубину 6—10 см рыхлого слабозасоренного парового поля из-под картофеля догрузка трактора была несколько выше и равнялась 110—150% веса культиватора. При глубоком рыхлении догрузка трактора была еще выше и доходила до 200% веса культиватора.

Можно принимать, что при культивации пара $\text{tg } \theta = 0,5 \div 0,9$, а при глубоком рыхлении 0,4—0,5.

Для более детального изучения вопроса работы по исследованию силового воздействия навесных орудий на трактор были координиро-



Фиг. 30. Схемы установок ВИСХОМ для динамометрирования рабочих органов почвообрабатывающих машин:

а — расположение динамографов в тележке для динамометрирования рабочих органов плугов; б — расположение динамографов в тележке для динамометрирования рабочих органов культиваторов.

ваны с работами лаборатории почвообрабатывающих машин ВИСХОМ, по динамометрированию рабочих органов плугов и культиваторов. Совместные работы были организованы в 1947 г. и проводились параллельно на смежных полях. Рабочие органы испытывались на специальных динамометрических тележках.

Одна тележка служила для испытания рабочих органов плугов и была оборудована приборами для замера усилий, действующих на испытываемые рабочие органы в трех плоскостях, другая тележка служила для испытания лап культиваторов, у которых благодаря симметричной форме все реактивные сопротивления почвы могут быть приведены к одной равнодействующей, расположенной в плоскости симметрии рабочего органа.

Схемы тележек ВИСХОМ, применявшихся при указанных исследованиях, показаны на фиг. 30. Испытываемые рабочие органы закрепляются на отдельной раме, которая подвешивается к основной раме

гележки через гидравлические динамографы (на фиг. 30 динамографы обозначены буквами M с соответствующими индексами).

Во время испытаний тележка буксируется трактором, а реакции почвы, действующие на рабочие органы, воспринимаются динамографами и записываются на диаграммах. Тележка для динамометрирования рабочих органов плугов имеет шесть динамографов в соответствии с числом связей, необходимых для предотвращения перемещения твердого тела в пространстве (схема a на фиг. 30). Тележка для динамометрирования рабочих органов симметричной формы имеет три динамографа в соответствии с тремя степенями свободы твердого тела на плоскости (схема b на фиг. 30). Так как на динамографы, воспринимающие вертикальные силы, помимо реакций почвы R_y передается также вес рамы с рабочими органами, то при обработке материалов испытаний вертикальные реакции почвы R_y подсчитывались как разность показаний динамографов во время опыта и перед опытом.

В табл. 5 приведены выборочные материалы динамометрирования рабочих органов, предоставленные в наше распоряжение лабораторией почвообрабатывающих машин ВИСХОМ. Состояние рабочих органов во время динамометрирования соответствовало примерно их состоянию на испытывавшихся навесных орудиях. Кромка лезвия у лемеха культурного корпуса имела закругление радиусом ~ 1 мм, затылок заточки составлял $\sim 1,5$ мм. Лемех корпуса импортного плуга был более изношен и имел затылок высотой 3—4 мм.

Плужные корпуса динамометрировались со снятыми полевыми досками. Дисковый нож был установлен впереди корпуса, но не динамометрировался.

Для сопоставления данных динамометрирования рабочих органов с результатами, полученными при испытаниях навесных орудий на тракторе, в табл. 5 введена графа значений R_y , показывающая, в каких пределах колебались величины вертикальных реакций почвы у различных рабочих органов.

Данные испытаний ИАТИ и ВИСХОМ практически соответствуют друг другу. Вертикальные реакции почвы на рабочие органы плугов в большинстве опытов ВИСХОМ оказались отрицательными. У лап культиватора вертикальные реакции почвы оказались во всех случаях положительными. Если исходить из значений R_y , полученных в опытах ВИСХОМ, то догрузка трактора при работе, например, с культиватором должна была бы составлять

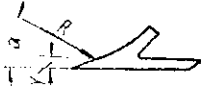

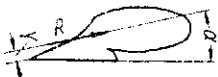


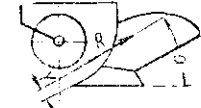
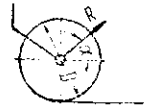
$$\Delta Y = G_0 + R_y z = 175 + 11(1,8 - 10) \approx (200 - 285) \text{ кг.}$$

В этом уравнении учтены вес культиватора $G_0 = 175$ кг и вертикальные реакции почвы на его лапы, число которых при испытаниях $z = 11$.

Фактическая догрузка трактора при испытаниях навесного культиватора лишь незначительно отличается от подсчитанной величины (164—232 кг по табл. 4).

Полученные при динамометрировании данные о разгрузке передних колес трактора ΔY_1 позволяют сделать вывод, что величина разгрузки в основном определяется действием вертикальных сил. Горизонтальная

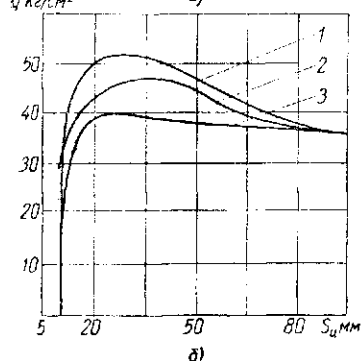
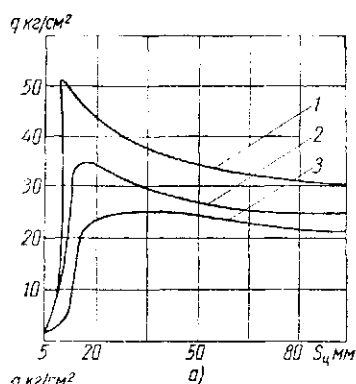
Данные о реактивных сопротивлениях почвы на рабочих органах плугов

Испытываемый рабочий орган	Схема действующих сил	Дата испытания
Лапа культиватора стандартная шириной 27 см		3/VIII
Лапа навесного культиватора шириной 25 см		3/VIII
Корпус плуга импортного шириной 30 см		12 и 13/VIII
Плужный корпус стандартный шириной 35 см		12-14/VIII
Тот же корпус с предплужником		13 и 14/VIII
Тот же корпус с дисковым ножом		14/VIII
Стандартный дисковый нож $D = 390$ мм		14/VIII

и культиваторов, полученные ВИСХОМ в 1947 г. на полях совхоза Красково

Размеры борозды в см		Результаты динамометрирования			
Ширина	Глубина	R в кг	α	l в мм	R_y в кг
27	9—10	40—50	20—24°	20—30	+(13,8—20)
25	9—10	35—50	3—12°	10—25	+(1,8—10)
30—35	18—20	240±25	19°30'±3°	48±30	—(65—100)
34—40	18—20	255±30	7°30'+5°	115±20	—(10—60)
37—42	18—20	353±45	4°±4°	115±30	—(0—55)
37—40	17,5—19,5	320±15	22°30'+3°	115±20	—(105—150)
0,4	12—13	115—130	~ 50°	—	—(88—109)

составляющая тягового сопротивления R_x оказывает незначительное влияние на перераспределение веса трактора между его передними и задними колесами, так как плечо этой силы относительно опорной поверхности колес трактора очень невелико по сравнению с его продольной базой.



Фиг. 31. Диаграмма давлений в силовом цилиндре при подъеме орудий:

а — при подъеме плуга; б — при подъеме культиватора-рыхлителя;
1 — подъем с отрывом лапы при неподвижном тракторе; 2 — подъем с отрывом лапы на ходу трактора; 3 — подъем свободного орудия при неподвижном тракторе.

40 кг. Поэтому при анализе динамики колесных тракторов с навесными орудиями можно с достаточной для практических целей точностью пользоваться приведенным расчетным методом.

При подъеме орудия из борозды возникают вертикальные реакции почвы, препятствующие выглублению. Величина их зависит от многих факторов — типа орудия, состояния почвы, условий выглубления — и может быть довольно значительной. На фиг. 31 показаны диаграммы давлений в силовом цилиндре при подъеме плуга и культиватора-рыхлителя, полученные при выглублении из борозды в различных условиях.

При пахоте плечо силы R_x особенно мало из-за того, что в этом случае одно из колес трактора идет по дну борозды и точка приложения результирующей реакции почвы на задние колеса трактора расположена по высоте примерно посредине борозды. На культивации плечо силы R_x уменьшается из-за погружения колес трактора в рыхлую почву. При глубоком рыхлении момент горизонтальных сил начинает оказывать более заметное влияние, но и в этом случае роль его невелика по сравнению с моментом вертикальных сил.

При анализе результатов динамометрирования экспериментальные данные о величине ΔY_1 , полученные на основании обработки замеров давлений на динамограф, установленный в передке трактора, сравнивались со значениями $\Delta Y_{1,расч}$, полученными расчетным путем при допущении, что на орудие действуют одни только вертикальные силы и что результирующая этих сил ΔY проходит через центр тяжести орудия. Оказалось, что расчетные данные, подсчитанные в соответствии с указанными допущениями по уравнению $\Delta Y_{1,расч} = \frac{\Delta Y l}{L}$ (где l — про-

дольный вылет центра тяжести орудия относительно оси ведущих колес трактора), мало отличаются от результатов фактических замеров. Максимальные расхождения между ними не превышали

На оси абсцисс диаграммы отложены перемещения S_k поршня силового цилиндра при подъеме орудия из борозды в транспортное положение, а на оси ординат — соответствующие давления q кг/см² в силовом цилиндре.

Как видно из диаграммы, давления q в цилиндре, возникающие при подъеме плуга с отрывом пласта из земли, в 1,5—2 раза больше давлений, имеющих место при подъеме свободного плуга. Соответственно возрастают в этих случаях также значения ΔY и ΔY_1 . При выглублении из борозды культиватора-рыхлителя давления возрастают менее резко.

ОБЩАЯ ДИНАМИКА ТРАКТОРОВ С НАВЕСНЫМИ ОРУДИЯМИ

Колесные тракторы

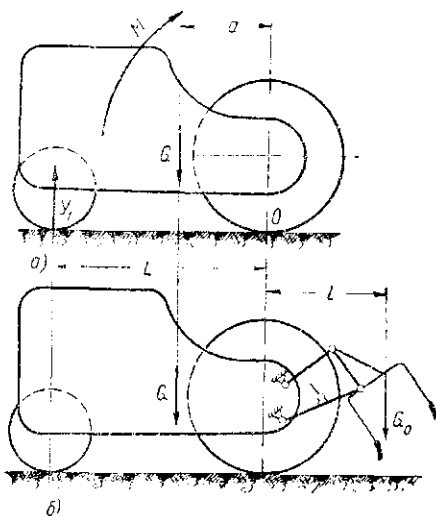
В основу динамических расчетов сельскохозяйственных тракторов с навесными орудиями могут быть положены приведенные в предыдущей главе результаты экспериментальных исследований силового воздействия навесных орудий на трактор.

В качестве одного из параметров, характеризующих общую динамику колесного трактора с навесными орудиями, может быть принят так называемый коэффициент использования запаса продольной устойчивости трактора, обозначаемый в дальнейшем через χ_n . Он представляет собой отношение опрокидывающего момента M_{op} , создаваемого весом орудия при горизонтальном положении тракторного агрегата, к опрокидывающему моменту M_{lim} , способному вызвать в тех же условиях отрыв от земли передних колес трактора:

$$\chi_n = \frac{M_{op}}{M_{lim}} \quad (15)$$

Выбор указанного параметра обусловлен тем, что основным фактором, ограничивающим возможность применения навесных сельскохозяйственных орудий на колесных тракторах, является их отрицательное влияние на продольную устойчивость трактора.

Величину коэффициента χ_n можно вывести, пользуясь силовой схемой, представленной на фиг. 32. Общее уравнение равновесия трактора, находящегося в горизонтальном положении, относительно точки O при



Фиг. 32. Схемы к определению значения коэффициента χ_n использования запаса продольной устойчивости колесного трактора:

α — на трактор действует опрокидывающий момент M ; σ — на трактор действует вес навесного орудия.

действии на него опрокидывающего момента внешних сил M (фиг. 32, *а*) имеет следующее выражение:

$$M = Ga - Y_1 L,$$

где G — вес трактора;

a — продольная координата его центра тяжести;

Y_1 — вертикальная реакция почвы на передние колеса трактора;

L — продольная база трактора.

При $M = M_{\text{lim}}$ вертикальная реакция $Y_1 = 0$. Уравнение равновесия трактора для этого случая принимает вид

$$M_{\text{lim}} = Ga. \quad (16)$$

Величина опрокидывающего момента M_{op} в соответствии с фиг. 32, *б* равна

$$M_{op} = G_0 l. \quad (17)$$

Поставив полученные значения M_{lim} и M_{op} в уравнение (15), находим

$$\chi_k = \frac{G_0 l}{Ga} = \frac{\delta_0 l}{a}, \quad (18)$$

где $\delta_0 = \frac{G_0}{G}$.

Рассмотрим, как влияет величина χ_k на продольную устойчивость трактора. Для этого определим величину критического угла подъема α'_k , при котором движущийся равномерно трактор с поднятым навесным орудием теряет продольную устойчивость. При $Y_1 = 0$ уравнение моментов внешних сил, действующих на тракторный агрегат, относительно точки O имеет следующий вид (фиг. 33, *а*):

$$Ga \cos \alpha'_k = Gh_g \sin \alpha'_k + G_0 l \cos \alpha'_k + G_0 h'_g \sin \alpha'_k + P'_f r_k,$$

где P'_f — сила сопротивления перекачиванию тракторного агрегата;

h_g — высота расположения центра тяжести трактора относительно точки O ;

h'_g — соответственно высота расположения центра тяжести орудия, поднятого в транспортное положение;

r_k — радиус начальной окружности ведущих колес трактора.

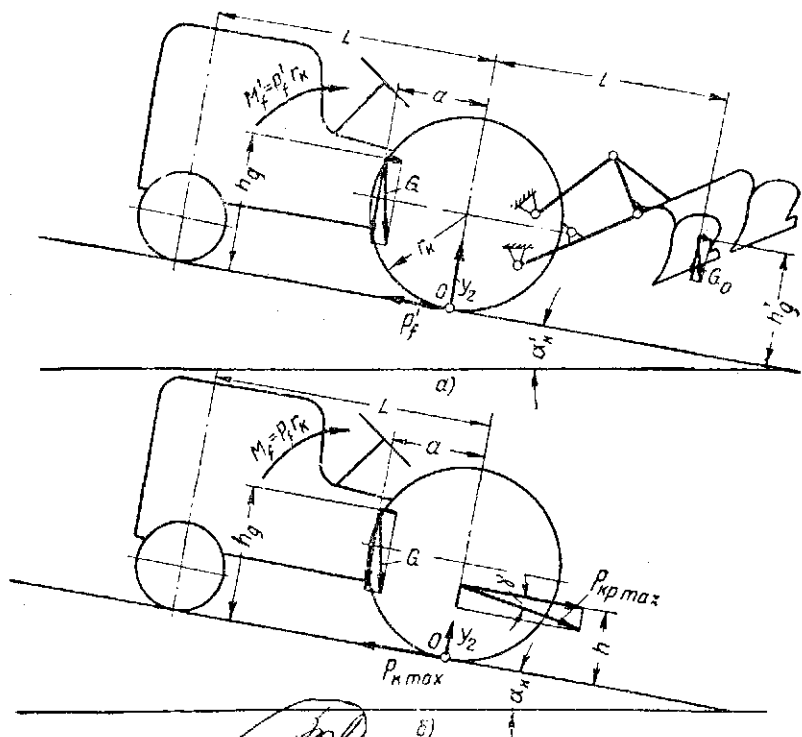
Примем для надежности расчетов, что $h'_g \approx h_g$. Допустим далее, что навеска орудия на трактор незначительно влияет на его сопротивление перекачиванию и что таким образом $P'_f \approx P_f$, где P_f — сила сопротивления перекачиванию трактора без орудия. При этих условиях предыдущее уравнение принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} Ga - \delta_0 Gl &= \frac{P_f r_k}{\cos \alpha'_k} \\ \tan \alpha'_k &= \frac{G h_g (1 + \delta_0)}{Ga - \delta_0 Gl} = \frac{a - \delta_0 l}{h_g (1 + \delta_0)} = \frac{f r_k}{h_g (1 + \delta_0)} \approx \\ &\approx \frac{a - \delta_0 l}{h_g (1 + \delta_0)} = \frac{f}{(1 + \delta_0)} \approx \frac{1}{1 + \delta_0} \left[\frac{a}{h_g} \left(1 - \frac{\delta_0 l}{a} \right) + f \right], \end{aligned}$$

где $f = \frac{P_f}{G \cos \alpha'_k}$ — коэффициент сопротивления перекачиванию трактора.

Учитывая, что $\frac{a}{h_g} = \text{tg } \alpha_{\text{lim}}$, где α_{lim} — предельный угол подъема, на котором может стоять, не опрокидываясь, заторможенный трактор без прицепа, и что согласно уравнению (18) $\frac{\delta_0 l}{a} = \gamma_n$, получаем после соответствующих подстановок

$$\text{tg } \alpha'_K = \frac{\text{tg } \alpha_{\text{lim}} (1 - \gamma_n) - f}{1 + \delta_0} \quad (19)$$



Фиг. 33. Схемы к определению критических углов подъема колесного трактора:

a — трактор с навесным орудием равномерно движется вподъем под углом α_K ; b — трактор, нагруженный силой тяги на крюке, равномерно движется вподъем под углом α_K .

Как видно из уравнения (19), критический угол подъема трактора с навесным орудием α'_K всегда меньше угла α_{lim} . Величина его зависит от величины коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора γ_n . Чем больше этот коэффициент, тем меньше будет при прочих равных условиях угол α'_K . Некоторое дополнительное влияние на величину α'_K оказывает вес орудия [величина δ_0 в уравнении (19)]. Чем орудие тяжелее, тем при одном и том же значении коэффициента γ_n угол α'_K будет меньше.

Если задаться минимально допустимым значением угла α'_k , то можно определить соответствующее ему числовое значение коэффициента χ_k . Таким образом величина χ_k может служить измерителем, характеризующим возможность навески орудия на трактор исходя из условия сохранения достаточной продольной устойчивости последнего.

Рассмотрим, какие минимальные значения критических углов подъема встречаются у современных тракторов, рассчитанных на работу с прицепными орудиями, и примем, что такие же значения могут быть при прочих равных условиях допущены также для тракторов с навесными орудиями. Можно считать, что поскольку тракторы с такими критическими углами подъема применяются, то приемлемость этих углов является в известной степени эксплуатационно проверенной.

Обозначим критический угол подъема трактора, работающего с прицепными орудиями, через α_k . Для вывода формулы, определяющей величину этого угла, напишем уравнение моментов внешних сил, действующих на трактор, относительно точки O (фиг. 33, б) при равномерном его движении с максимальной силой тяги на крюке в подъем, угол которого α_k . Уравнение имеет следующий вид:

$$Ga \cos \alpha_k = P_{кр \max} \cos \gamma h + Gh_g \sin \alpha_k - P_f r_k, \quad (20)$$

где $P_{кр \max}$ — максимальная сила тяги на крюке;

h — высота расположения условной точки прицепа на оси ведущих колес трактора относительно точки O ;

γ — угол наклона силы тяги к горизонту.

При рассматриваемых условиях движения сила $P_{кр \max} \cos \gamma$ может быть представлена в виде разности

$$P_{кр \max} \cos \gamma = P_{к \max} - G \sin \alpha_k - P_f, \quad (21)$$

где $P_{к \max}$ — максимальная касательная сила тяги трактора.

У современных колесных тракторов величина $P_{к \max}$ обычно лимитируется сцеплением ведущих колес с почвой. Поэтому при движении трактора в подъем с углом α_k

$$P_{к \max} = \varphi_{\max} G \cos \alpha_k, \quad (22)$$

где φ_{\max} — максимальное значение коэффициента сцепления ведущих колес трактора с почвой.

Учитывая, что в этом случае $P_f = fG \cos \alpha_k$, можно написать, что

$$P_{кр \max} \cos \gamma = \varphi_{\max} G \cos \alpha_k - G \sin \alpha_k - fG \cos \alpha_k. \quad (23)$$

Подставив это значение $P_{кр \max} \cos \gamma$ в уравнение (20), получаем после соответствующих преобразований, что

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{a - \varphi_{\max} h - f(r_k - h)}{h_g - h}. \quad (24)$$

Как видно из полученного уравнения, величина критического угла подъема трактора при работе с прицепными орудиями зависит от ряда факторов: от величины предельного угла подъема трактора α_{\max} (от значений a и h_g), от величины коэффициента φ_{\max} , от высоты h расположения условной точки прицепа на тракторе и т. д.

Чтобы использовать уравнение (24) для определения минимальных критических углов $\alpha_{\kappa \min}$, внесем в него определенность в отношении высоты расположения условной точки прицепа на тракторе. Примем $h = 0,5h_g$, что близко соответствует практически встречающимся значениям. После указанного уточнения уравнение (24) примет вид

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{\kappa} &= \frac{a - 0,5\varphi_{\max} h_g - f(r_{\kappa} - 0,5h_g)}{0,5h_g} = \\ &= 2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}} - \varphi_{\max} - f \left(\frac{r_{\kappa}}{0,5h_g} - 1 \right). \end{aligned} \quad (25)$$

Перейдем теперь к нахождению углов $\alpha_{\kappa \min}$. Для этого подставим в уравнение (25) вместо α_{lim} минимальное значение предельного угла подъема, которое встречается у колесных тракторов, а вместо φ_{\max} — наиболее высокое значение коэффициента сцепления с почвой, которое бывает на хорошей дороге. На основании практических данных можно для подсчета угла $\alpha_{\kappa \min}$ принять $\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}} = 0,6$ ($\alpha_{\text{lim}} \approx 30^\circ$), а $\varphi_{\max} = 0,8$.

После соответствующих подстановок уравнение (25) преобразуется следующим образом:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\kappa \min} = 1,2 - 0,8 - f \left(\frac{r_{\kappa}}{0,5h_g} - 1 \right) = 0,4 - f \left(\frac{r_{\kappa}}{0,5h_g} - 1 \right). \quad (26)$$

Подставим полученное значение $\operatorname{tg} \alpha_{\kappa \min}$ в уравнение (19) вместо $\operatorname{tg} \alpha'_{\kappa}$. Поскольку нами было принято, что критические углы подъема трактора при движении с навесными орудиями не должны быть ниже значений $\alpha_{\kappa \min}$, которые встречаются у тракторов, работающих с прицепными орудиями, то значению $\operatorname{tg} \alpha'_{\kappa} = \operatorname{tg} \alpha_{\kappa \min}$ соответствует максимальная допустимая величина коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора $\chi_{\kappa \text{lim}}$. Из уравнения (19) после соответствующих подстановок получаем

$$\begin{aligned} \chi_{\kappa \text{lim}} &= 1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\kappa \min} (1 + \delta_0) + f}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}} = \\ &= 1 - \frac{0,4(1 + \delta_0) + f \left[1 - \left(\frac{r_{\kappa}}{0,5h_g} - 1 \right) (1 + \delta_0) \right]}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}} \approx 1 - \frac{0,5}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}}. \end{aligned} \quad (27)$$

При выводе уравнения (27) было принято, что $\delta_0 = 0,15$, а

$$f \left[1 - \left(\frac{r_{\kappa}}{0,5h_g} - 1 \right) (1 + \delta_0) \right] \approx 0,04,$$

что соответствует средним часто встречающимся соотношениям.

Из уравнения (27) видно, что величина $\chi_{\kappa \text{lim}}$ зависит от величины предельного угла подъема трактора α_{lim} . Чем этот угол больше, тем больше может быть величина $\chi_{\kappa \text{lim}}$. Поэтому тракторы, предназначенные для работы с навесными орудиями, должны обладать хорошей продольной устойчивостью.

В табл. 6 приведены значения коэффициента использования запаса продольной устойчивости колесных тракторов основных типов при работе с различными навесными орудиями. Исходные данные взяты

частично по фактическим замерам во время испытаний, частично на основании предварительных проектных материалов, представленных тракторными заводами и заводами сельскохозяйственного машиностроения. Для дисковых луцильников и сеялок веса G_0 (а соответственно и значения γ_H) даны двумя пределами, с учетом у первых веса балласта, применяемого для лучшего погружения рабочих органов в почву, а у вторых — веса семян в банках.

Таблица 6

Значения коэффициента γ_H

Трактор и его параметры	Орудие			γ_H
	Наименование	G , в кг	l в мм	
ХТЗ-7 (огородная модификация): $G = 1600$ кг $L = 1650$ мм $a = 530$ мм $h_g = 700$ мм $\text{tg } \alpha_{\text{плм}} = 0,76$ $\gamma_{H \text{ плм}} = 0,34$	Плуг однокорпусный ПН-30	120	1400	0,2
	Культиватор паровой с предохранительными пружинами КПН-2,0	200	1450	0,34
	Сеялка овощная СОН-2,8	200—250	1200	0,28—0,35
	Культиватор-окучник трехрядный	140	1350	0,22
	Пропашной культиватор КМН-2,8	170	1100	0,22
	Свеклоподъемник двухрядный	100	1300	0,18
„Универсал“-2: $G = 2180$ кг $L = 2100$ мм $a = 675$ мм $h_g = 815$ мм $\text{tg } \alpha_{\text{плм}} = 0,83$ $\gamma_{H \text{ плм}} = 0,4$	Плуг двухкорпусный ПН2-30	215	1265	0,19
	Культиватор паровой с предохранительными пружинами, КПН-3,0	400	1400	0,4
	Культиватор-рыхлитель КРН-1,5	160	1200	0,13
	Окучник четырехрядный КОН-2,8	250	1450	0,25
	Дисковый луцильник несимметричный ЛДН-2,4	300—400	1400	0,29—0,39
МТЗ $G = 3390$ кг $L = 2345$ мм $a = 730$ мм $h_g = 870$ мм $\text{tg } \alpha_{\text{плм}} = 0,84$ $\gamma_{H \text{ плм}} = 0,4$	Плуг трехкорпусный	390	1640	0,26
	Культиватор паровой с предохранительными пружинами КПН-4,0	525	1670	0,35
	Культиватор-рыхлитель КРН-2,5	325	1300	0,18
	Дисковый луцильник симметричный ЛДН-3,2	400—550	1325	0,22—0,3
	Свеклоподъемник шестирядный	260	1200	0,13

Как видно из приведенных данных, советские тракторы обладают хорошей продольной устойчивостью и могут быть поэтому широко использованы с разнообразными навесными орудиями.

В тех случаях, когда $X_n > X_{n \text{ lim}}$, величина коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора может быть снижена путем установки на передних колесах трактора дополнительных грузов. Возможность такой установки должна предусматриваться на всех тракторах, предназначенных для работы с навесными орудиями.

Потребный вес дополнительных грузов ΔG_1 можно определить исходя из требования, чтобы после установки грузов величина коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора была снижена до допустимых пределов.

Обозначим через $G, G_1, a, h_g, \alpha_{\text{lim}}$ и $X_{n \text{ lim}}$ соответственно общий вес трактора, нагрузку, передаваемую его передними колесами на почву в статическом положении, продольную и вертикальную координаты центра тяжести трактора, предельный угол подъема трактора и допустимое значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости до установки дополнительных грузов, а через $G', G'_1, a', h'_g, \alpha'_{\text{lim}}$ и $X'_{n \text{ lim}}$ — значения тех же величин после установки дополнительных грузов.

Принятое выше исходное положение для выбора веса дополнительных грузов может быть выражено следующим уравнением:

$$\frac{M_{op}}{G' a'} = X'_{n \text{ lim}} = 1 - \frac{0,5}{\text{tg } \alpha'_{\text{lim}}}.$$

Входящая в это уравнение величина $\text{tg } \alpha'_{\text{lim}} = \frac{a'}{h'_g}$. Допустим для надежности расчета, что вертикальная координата центра тяжести трактора в результате установки дополнительных грузов на передние колеса трактора не изменяется, тогда

$$\text{tg } \alpha'_{\text{lim}} \approx \frac{a'}{h_g} \approx \text{tg } \alpha_{\text{lim}} \frac{a'}{a}.$$

Подставляя данное значение $\text{tg } \alpha'_{\text{lim}}$ в предыдущее уравнение и учитывая, что $M_{op} = X_n G a$, где X_n — первоначальное значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора, получаем

$$X_n \frac{G}{G'} \cdot \frac{a}{a'} = 1 - \frac{0,5}{\text{tg } \alpha_{\text{lim}}} \cdot \frac{a}{a'}.$$

Так как $a = L \frac{G_1}{G}$, а $a' = L \frac{G'_1}{G'}$, где L — продольная база трактора, то отношение $\frac{a}{a'}$ может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{a}{a'} = \frac{G_1}{G'_1} \cdot \frac{G'}{G}.$$

Сделав соответствующую подстановку, получаем

$$X_n \frac{G_1}{G'_1} = 1 - \frac{0,5}{\text{tg } \alpha_{\text{lim}}} \cdot \frac{G_1}{G'_1} \cdot \frac{G'}{G} \approx 1 - \frac{0,5}{\text{tg } \alpha_{\text{lim}}} \cdot \frac{G_1}{G'_1},$$

так как с достаточным приближением можно принять

$$\frac{G'}{G} = 1.$$

Отсюда после необходимых преобразований находим

$$G'_1 = G_1 \left(\chi_{н} + \frac{0,5}{ig \alpha_{lim}} \right)$$

или

$$\begin{aligned} \Delta G_1 = G'_1 - G_1 &= G_1 \left[\chi_{н} - \left(1 - \frac{0,5}{ig \alpha_{lim}} \right) \right] = \\ &= G_1 (\chi_{н} - \chi_{н lim}). \end{aligned} \quad (28)$$

В некоторых случаях величина коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора может быть в полевых условиях выше, чем при движении с навесным орудием, поднятым в транспортное положение (при выглублении орудия из борозды или при действии на орудие значительных вертикальных реакций почвы, направленных вниз). Для продольной устойчивости трактора такие случаи не являются опасными, так как опрокидывание трактора, когда орудие находится в борозде, невозможно.

На продольную устойчивость трактора с навесными орудиями могут оказывать влияние также силы инерции, возникающие при ускоренном движении. Нередко приходится наблюдать, что передние колеса трактора с тяжелым навесным орудием при резком трогании с места отрываются от земли. Так как отрыв колес в этих случаях является кратковременным, то он не может привести к опрокидыванию трактора.

Влияние навесных орудий на общую динамику колесного трактора в условиях полевой работы можно характеризовать величиной догрузки задних колес трактора под действием вертикальных сил ΔY , приложенных к орудью, и величиной разгрузки передних колес трактора под действием этих сил. Для сравнительной оценки в этом отношении навесных и прицепных орудий могут служить следующие коэффициенты:

$$\xi_1 = \frac{\Delta Y_1}{\Delta Y'_1}; \quad (29)$$

$$\xi_2 = \frac{\Delta Y_2}{\Delta Y'_2},$$

где ΔY_1 и ΔY_2 — соответственно разгрузка передних и догрузка задних колес трактора в результате силового воздействия навесных орудий;

$\Delta Y'_1$ и $\Delta Y'_2$ — соответственно разгрузка передних и догрузка задних колес трактора в результате тягового сопротивления прицепных орудий.

В соответствии со схемами на фиг. 34 имеем

$$1) \quad \Delta Y_1 = \frac{\Delta Yl - R_x h_r}{L} \approx \frac{\Delta Yl}{L};$$

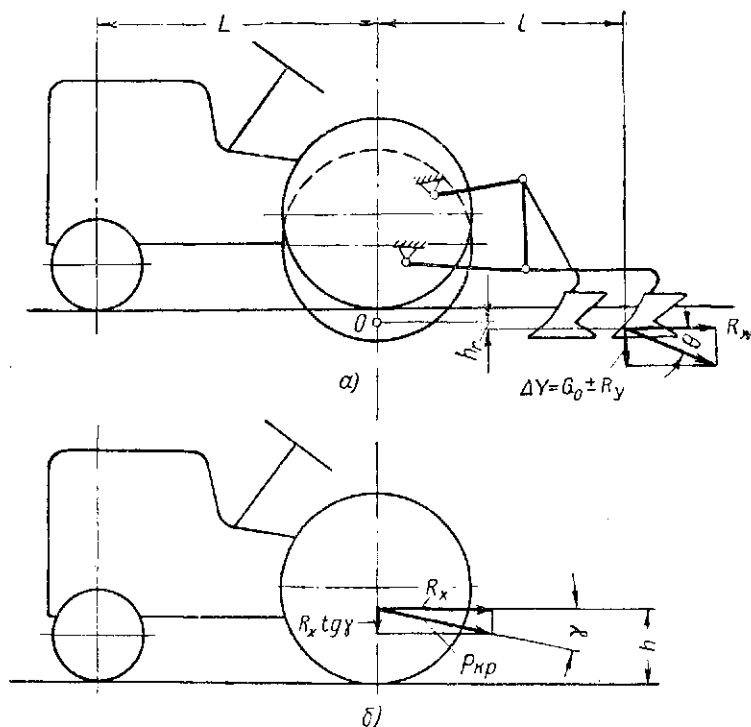
$$\Delta Y_1 = \frac{R_x h}{L},$$

где h_r — плечо силы R_x относительно точки O приложения результирующей реакции почвы на задние колеса трактора; ввиду его незначительности принимаем $h_r = 0$, откуда

$$\xi_1 = \frac{l}{h} \cdot \frac{\Delta Y}{R_x} = C_1 \operatorname{tg} \theta. \quad (30)$$

$$2) \quad \Delta Y_2 = \Delta Y_1 + \Delta Y = \Delta Y \left(1 + \frac{l}{L} \right);$$

$$\Delta Y'_2 = \Delta Y'_1 + R_x \operatorname{tg} \gamma = \frac{R_x h}{L} + R_x \operatorname{tg} \gamma \approx \frac{R_x h}{L},$$



Фиг. 34. Схемы к определению коэффициентов ξ_1 и ξ_2 у колесных тракторов:

a — трактор работает с навесным орудием; *б* — трактор работает с прицепным орудием.

откуда

$$\xi_2 = \frac{L+l}{h} \cdot \frac{\Delta Y}{R_x} = C_2 \operatorname{tg} \theta. \quad (31)$$

Здесь $C_1 = \frac{l}{h}$, а $C_2 = \frac{L+l}{h}$ — постоянные величины для данного агрегата;

θ — угол наклона к горизонту результирующей силы, действующей на навесное орудие.

В табл. 7 приведены значения коэффициентов ξ_1 и ξ_2 для колесных тракторов различных мощностей при работе на пахоте и на культивации. Значения углов θ для этих операций взяты по приведенным выше материалам испытаний тракторов с навесными орудиями в НАТИ. Постоян-

Значения коэффициентов ξ_1 и ξ_2 на разных

Работа	tg θ	Тракторы					
		12					
		C_1	C	ξ_1	ξ_2	C_1	C_2
Пахота	0,1—0,27	2,6	6,75	0,26—0,71	0,67—1,82	3,9	9,1
Культивация .	0,5—0,9	2,75	6,85	1,375—2,48	3,42—6,16	3,0	8,26
Глубокое ры- хление . . .	0,4 0,5	Для глубокого рыхления не применяются				3,0	8,26

ные C_1 и C_2 подсчитывались, принимая для всех указанных тракторов $h = 400$ мм.

Как видно из данных, приведенных в табл. 7, в большинстве случаев $\xi_2 > 1$. Случаи, когда $\xi_2 < 1$, т. е. когда догрузка ведущих колес трактора при работе с навесными орудиями меньше, чем при работе с прицепными, имеют место лишь на пахоте в особо неблагоприятных условиях (сухая, плотная почва, тупые рабочие органы) и не являются типичными. В обычных же условиях величина ξ_2 колеблется в пределах приблизительно от 1 до 2,8 на пахоте, от 3,3 до 4,4 при глубоком рыхлении и от 3,5 до 7,8 на культивации. Таким образом влияние навесных орудий на повышение сцепного веса трактора сказывается наиболее заметно при культивации и глубоком рыхлении. Чем мощнее трактор, тем больше у него при прочих равных условиях коэффициент ξ_2 , так как с увеличением мощности трактора растет постоянный множитель C_2 в уравнении (31)

Коэффициент ξ_1 значительно меньше, чем коэффициент ξ_2 . На пахоте ξ_1 в большинстве случаев меньше единицы. На культивации разгрузка передних колес трактора при работе с навесными орудиями может быть в 2—3 раза выше, чем при работе с прицепными орудиями. Поэтому для обеспечения надлежащей управляемости колесные тракторы, предназначенные для работы с навесными орудиями, должны быть снабжены тормозами поворота.

Гусеничные тракторы

В качестве основного параметра, характеризующего общую динамику гусеничного трактора с навесными орудиями, может быть принят так называемый коэффициент смещения центра давления трактора. Он представляет собой отношение продольного смещения центра давления трактора относительно середины его опорной поверхности под действием сил, приложенных к орудью, к длине опорной поверхности гусениц. Выбор указанного параметра обуславливается тем, что для гусеничного трактора положение центра давления является важнейшим динамическим

фактором, характеризующим распределение вертикальных давлений на грунт.

В условиях полевых работ величина смещения центра давления трактора может в случае надобности корректироваться установкой на

Таблица 7

сельскохозяйственных работах

с двигателями мощностью в л. с.

24		36			
ξ_1	ξ_2	C_1	C_2	ξ_1	ξ_2
0,39—1,05	0,91—2,45	4,65	10,35	0,46—1,25	1,03—2,79
1,5—2,7	4,13—7,43	3,0	8,74	1,5—2,7	4,37—7,86
1,2—1,5	3,3—4,13	3,0	8,74	1,2—1,5	3,5—4,37

навесные орудия поддерживающих колес или каких-либо приспособлений, которые регулируют величину вертикальных сил, действующих на орудие. Кратковременные искажения эпюры давлений при выглублении орудия или под действием каких-либо случайных факторов не являются характерными и не могут существенно отражаться на работе трактора. Поэтому в качестве величины, определяющей возможность навески орудия на гусеничный трактор, примем значение коэффициента смещения центра давления под действием веса орудия, поднятого в транспортное положение. Обозначим этот коэффициент через γ_n .

Из уравнения моментов относительно центра давления D трактора имеем (фиг. 35)

$$Ga'_x = G_0(l - \delta_0 a'_x) = \delta_0 G(l - a'_x),$$

откуда

$$a'_x = \frac{\delta_0 l}{1 - \delta_0}, \quad (32)$$

где l — так называемый вылет центра тяжести орудия, т. е. продольное расстояние от центра тяжести орудия до центра тяжести трактора;

a'_x — продольное смещение центра давления трактора относительно его центра тяжести под действием веса орудия.

В соответствии с принятым выше определением

$$\gamma_n = \frac{a'_x}{L_2} \frac{a_0}{L_2} = \frac{\delta_0 l}{(1 + \delta_0) L_2} \frac{a_0}{L_2}, \quad (33)$$

где a_0 — продольное расстояние от центра тяжести трактора до середины его опорной поверхности;

L_2 — длина опорной поверхности гусениц.

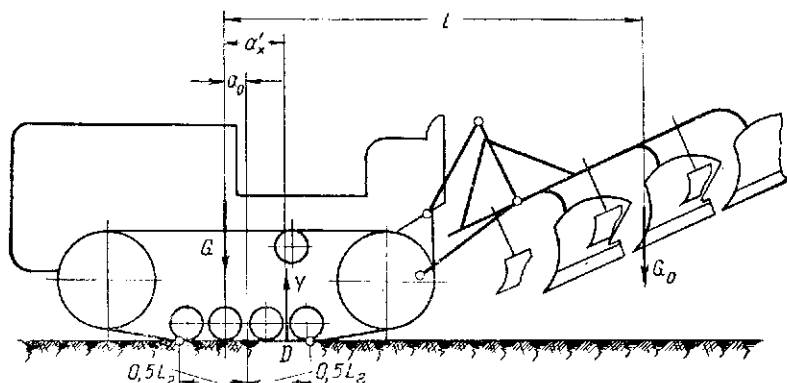
В теории трактора принимается, что у сельскохозяйственных тракторов с обычной полужесткой системой подвески остова эпюра давлений на грунт превращается из трапеции в треугольник, когда коэффициент

смещения центра давления достигает величины $\nu = 1/6$. При дальнейшем повышении этого коэффициента часть опорной поверхности гусениц не будет участвовать в передаче давлений на грунт.

Учитывая, что при езде трактора с навесным орудием передним ходом величина смещения центра давления дополнительно возрастает под действием момента сопротивления передвижению трактора, можно считать, что $1/6$ является максимально допустимой величиной коэффициента ν_n , т. е. что

$$\nu_n < \frac{1}{6} \quad (34)$$

Уравнение (34) характеризует возможность навески орудия на гусеничный трактор исходя из принятых в теории трактора динамических критериев.



Фиг. 35. Схема к определению величины коэффициента ν_n смещения центра давления у гусеничного трактора с навесным орудием.

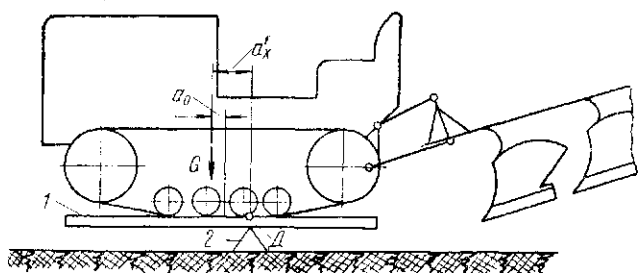
Необходимо, однако, отметить, что некоторые положения, принятые в теории трактора при анализе общей динамики гусеничных тракторов, носят в известной степени условный характер. Поэтому полученный вывод является ориентировочным и может быть в дальнейшем уточнен на основании соответствующих практических и опытных данных.

В табл. 8 приведены данные о величине коэффициента смещения центра давления у трактора КД 35 при навеске на него различных сельскохозяйственных орудий. Таблица составлена по материалам испытаний трактора КД-35 с навесными орудиями на Центральной машиноиспытательной станции Министерства сельского хозяйства СССР в 1949 г. Положение центра давления определялось экспериментальным путем. Для этого трактор с поднятым орудием въезжал на специальную платформу 1, свободно качающуюся на металлической призме 2, как показано на фиг. 36, и перемещался на ней до тех пор, пока платформа не устанавливалась в положении равновесия. Предварительно тем же способом определялось положение следа центра тяжести трактора без навесного орудия. Приведенные в таблице сведения об орудиях получены путем взвешивания орудий и определения положения их центра тяжести прибором акад. Горючкина. При подсчете коэффициента ν_n длина опорной

Значения коэффициента смещения центра давления γ_n у трактора КД-35 при работе с различными навесными сельскохозяйственными орудиями

Орудие	Вес орудия G , в кг	Вылет центра тяжести орудия l в м.м.	Смещение центра давления $a_x' - a_x$ в м.м.	$\gamma_n = \frac{a_x' - a_x}{L_2}$
Плуг трехкорпусный	389	2335	170	0,196
Плуг трехкорпусный облегченной конструкции	354	2325	160	0,185
Плуг двухкорпусный с почвоуглубителями	294	2120	110	0,127
Плуг виноградный для вспашки в свал и развал	390	2195	165	0,19
Плуг для укрывки виноградников	317	2235	130	0,15
Плуг для открывки виноградников	400	2375	175	0,2

поверхности гусениц была принята равной длине звеньев, укладываемых под опорными катками трактора (пять звеньев общей длиной $L_2 = 865$ м.м.).



Фиг. 36. Схема приспособления для определения положения центра давления гусеничного трактора.

Как видно из данных, приведенных в табл. 8, величина коэффициента γ_n в большинстве случаев оказалась выше значения, допускаемого по уравнению (34).

Это получилось в результате неблагоприятных соотношений между большим вылетом центра тяжести у орудий и короткой опорной продольной базой трактора КД-35. Тем не менее работа со всеми перечисленными орудиями проходила в основном нормально. Некоторые неудобства возникали только при холостых переездах трактора с навесными орудиями, особенно по неровным дорогам, когда наблюдались значительные угловые раскачивания орудий. Указанное обстоятельство вызывается угловыми колебаниями трактора КД-35 и раскачиванием его остова.

При работе в борозде существенной разницы в ходе трактора с навесными и прицепными орудиями не было. Заметные на глаз смещения центра давления, сопровождавшиеся отрывом передних опорных катков от гусениц, наблюдались главным образом при выглублении орудий, а также при случайном возрастании вертикальных нагрузок на орудия. В частности, такие явления наблюдались иногда при работе с виноградными плугами на пахоте в свал и развал и при укрывке и открывке виноградников, когда массы земли и растительные остатки скапливались впереди рабочих органов и забивали пространство между ними.

На фиг. 37—40 показаны тракторы КД-35 и КДП-35 с различными навесными орудиями в полевых и дорожных условиях.

Таким образом практический опыт использования трактора КД-35 с навесными орудиями позволяет сделать вывод о возможности некоторого повышения допускаемой величины коэффициента γ_n по сравнению с его максимальным значением по уравнению (33).

Такой же вывод можно сделать на основании опытов по динамике гусеничных тракторов, проведенных в НАТИ. Кривые на фиг. 41, полученные при опытах с трактором КД-35, характеризуют, как изменяется в зависимости от положения центра давления трактора величина так называемого коэффициента прессования грунта $f_n = \frac{P_n}{G}$, где P_n — сопротивление движению трактора, вызываемое смятием почвы под гусеницами. На оси абсцисс диаграммы отложены значения коэффициента смещения центра давления γ , причем знак плюс обозначает смещение центра давления назад, а знак минус — вперед от середины опорной поверхности гусениц. Кривая 1 получена на стерне, а 2 — на поле, подготовленном под посев.

Из приведенных данных видно, что на мягком грунте смещение центра давления назад практически почти не влияет на величину коэффициента прессования. На стерне влияние его больше, но и в этом случае даже при наибольших смещениях, с которыми приходилось встречаться при работе трактора КД-35 с навесными орудиями, т. е. при $\gamma_n \approx 0,2$, коэффициент прессования грунта возрастает немногим больше, чем на 0,01. Указанными опытами доказано также, что влияние смещения центра давления трактора на величину коэффициента прессования грунта зависит от углов наклона задней и передней ветвей гусениц к поверхности пути. При небольших углах наклона ветвей коэффициент прессования грунта менее чувствителен к величине смещения центра давления, чем в тех случаях, когда эти углы значительны.

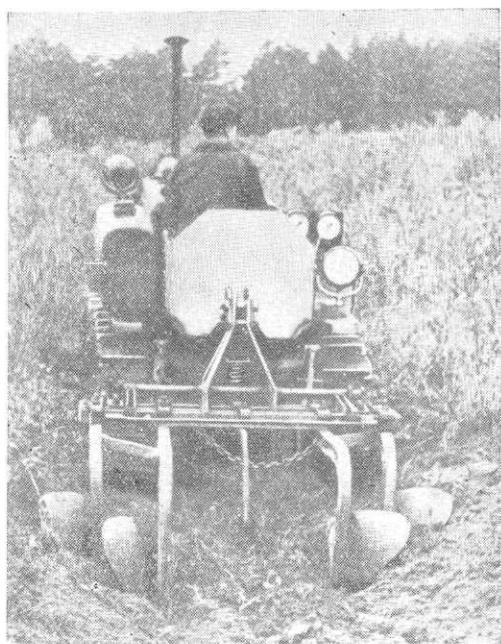
В соответствии с изложенным максимальная величина коэффициента смещения центра давления, установленная уравнением (34), может быть повышена для сельскохозяйственных тракторов обычного типа, имеющих низкое расположение ведущих и направляющих колес гусениц, до предельно допустимого значения

$$\gamma_{n \text{ lim}} \approx 0,2. \quad (35)$$

Из уравнения (33) следует, что величина γ_n может быть в основном снижена за счет уменьшения веса орудий и за счет удлинения продольной базы трактора. Некоторое влияние (практически обычно менее



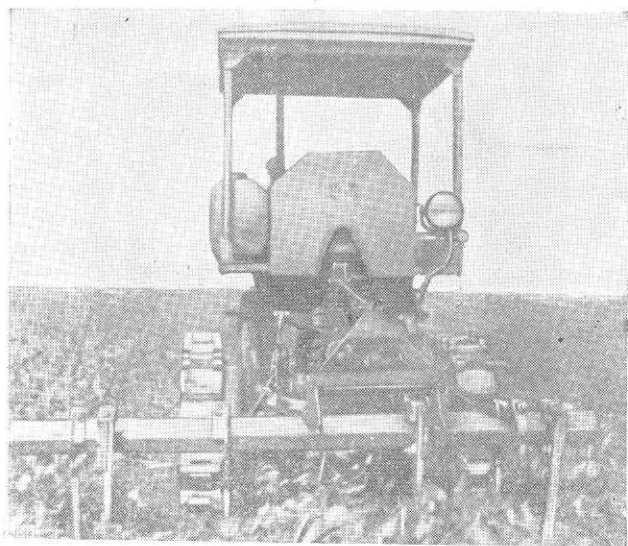
Фиг. 37. Трактор КД-35 с трехкорпусным навесным плугом.



Фиг. 38. Трактор КД-35 с навесным виноградным плугом на обработке междурядий кустарниковых ягодников.



Фиг. 39. Трактор КД-35 с навесным культиватором-рыхлителем.

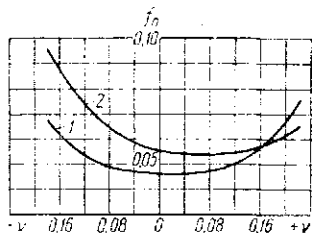


Фиг. 40. Трактор КДП-35 с навесным шестирядным свеклоподъемником на уборке свеклы.

значительное) могут иметь и остальные величины — a_0 и l , входящие в уравнение (33).

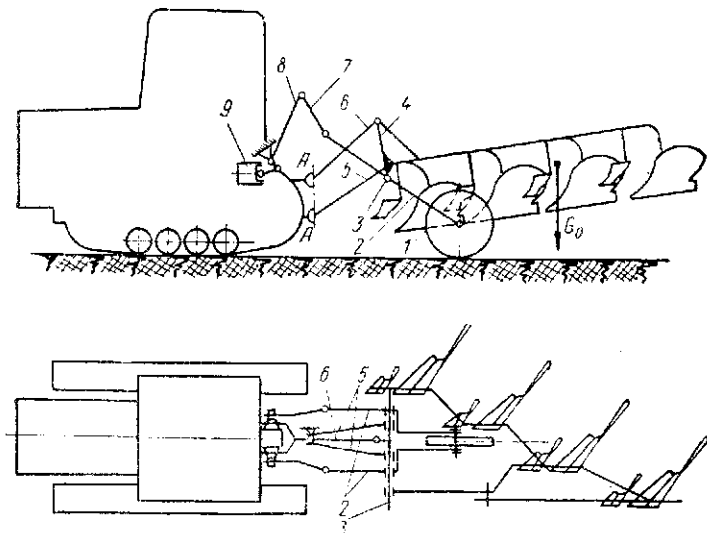
В отдельных случаях может оказаться целесообразной установка на тракторе уравнивающих противовесов аналогично установке добавочных грузов на передке колесных тракторов.

Уменьшение величины смещения центра давления трактора может быть также достигнуто путем применения так называемых полунавесных орудий, т. е. орудий, у которых вертикальные силы во время работы и при транспортировке передаются полностью или частично на опорные колеса, установленные для этой цели на орудия. В качестве примера одного из возможных вариантов полунавесной системы на фиг. 42 приведена схема так называемой балансирующей системы, предложенная проф. В. Я. Слонимским. Отличительной особенностью этой системы является балансиры 2, шарнирно сидящий на оси 3 подвеса орудия. Один конец балансира несет колесо 1, а другой соединен тягами 7 с подъемными рычагами 8 гидравлического механизма. Колесо 1



Фиг. 41. Влияние коэффициента смещения центра давления на сопротивление движению трактора КД-35:

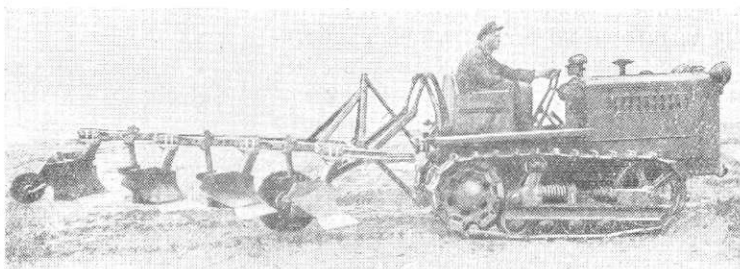
1 — кривые по опытам на стерне;
2 — кривые по опытам на поле.
подготовленным под поев.



Фиг. 42. Схема балансирующей навесной системы.

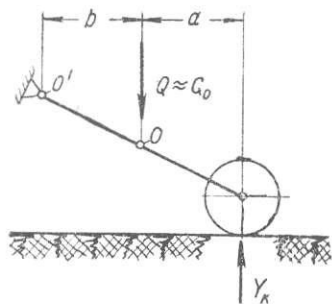
расположено между корпусами плуга и идет по необработанному полю. Глубина пахоты определяется высотой расположения колеса над опорной плоскостью лемехов. При транспортировке плуга корпуса его поднимаются выше опорной поверхности колеса, как показано на фиг. 42.

Установка плуга по высоте происходит путем поворота балансира вокруг оси подвеса орудия и осуществляется перемещением поршня в силовом цилиндре гидромеханизма 9. Установленная глубина пахоты поддерживается во время работы примерно на постоянном уровне, так как перемещения колеса 1 при движении по неровностям поля пере-



Фиг. 43. Трактор КД-35 с балансирной навесной системой и четырехкорпусным плугом.

даются в соответствующем соотношении рабочим органам плуга. Сцепка трактора с плугом осуществляется посредством шарнирного четырехзвенника, образуемого осью $A-A$ на тракторе, стойкой 4 на раме плуга и соединительными звеньями 5 и 6. Четырехзвенник может вращаться вокруг вертикальной оси $A-A$, чем обеспечивается взаимный поворот трактора и плуга в горизонтальной плоскости.



Фиг. 44. Схема к определению нагрузки на опорное колесо плуга при балансирной навесной системе.

Чтобы разгрузить колесо плуга при поворотах от поперечных сил, подъемные тяги 7 соединены с балансиром 2 и рычагами гидромеханизма 8 шарнирами с двумя степенями свободы.

Трактор КД-35 с балансирной системой описанного типа с четырехкорпусным полунавесным плугом показан на фиг. 43.

Рассмотрим общую динамику трактора КД-35 с балансирной полунавесной системой при движении с плугом, поднятым в транспортное положение. Для этого предварительно определим величину вертикальной реакции Y_k , действующей на колесо балансира. Напишем уравнение равновесия балансира относительно шарнира O' , соединяющего его с тягами подъемного механизма, отбросив при этом плуг и заменив его действие силой Q , приложенной к оси подвеса (фиг. 44). Как видно из схемы фиг. 42, продольные звенья механизма навески в транспортном положении почти параллельны. В таком случае можно принять, пренебрегая сопротивлением качению колеса плуга, что $Q \approx G_0$, в соответствии с уравнением (3а), согласно которому при параллельных

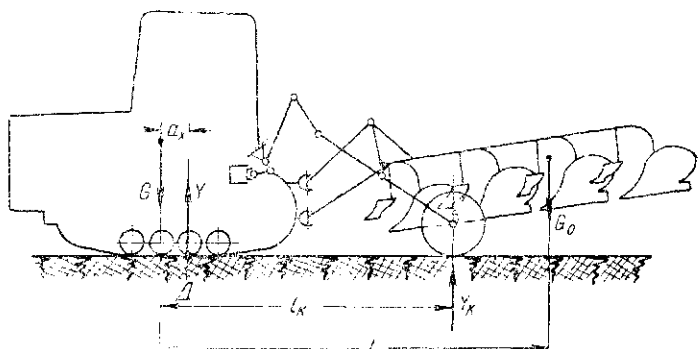
звеньях механизма навески на опоры транспортируемого орудия всегда передается нагрузка, равная весу орудия, независимо от положения опоры. Возвращаясь к уравнению равновесия балансира, получаем из него

$$Y_k \approx \frac{G_0 b}{a + b} \approx \lambda G_0,$$

где a и b — плечи балансира (обозначения их имеются на фиг. 44), а

$$\lambda = \frac{b}{a + b}.$$

Смещение a_x центра давления трактора относительно его центра тяжести при балансирной системе навески может быть найдено из



Фиг. 45. Схема к определению величины смещения центра давления у гусеничного трактора при балансирной навесной системе.

уравнения моментов внешних сил, действующих на трактор, относительно центра давления D (фиг. 45):

$$G a_x = G_0 (l - a_x) - Y_k (l_k - a_x) = G_0 (l - a_x) - \lambda G_0 (l_k - a_x),$$

где l_k — продольное расстояние от оси колеса плуга до центра тяжести трактора, откуда

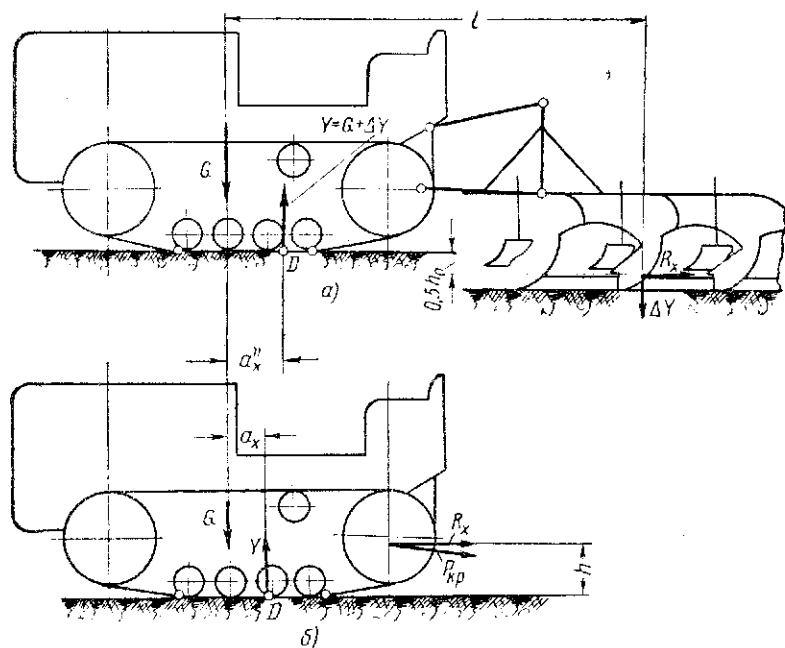
$$a_x = \frac{\delta_0 (l - \lambda l_k)}{1 + \delta_0 (1 - \lambda)}. \quad (36)$$

Сравнение полученного значения a_x с значением a'_x по уравнению (32) показывает, что наличие опорного колеса в балансирной системе навески уменьшает величину смещения центра давления трактора, притом тем в большей степени, чем дальше отнесено колесо назад и чем больше коэффициент, характеризующий соотношение плеч балансира.

Сравним навесные орудия с прицепными с точки зрения их влияния на общую динамику гусеничного трактора при работе в полевых условиях аналогично тому, как это было сделано выше для колесных тракторов. Измерителем в этом отношении может служить коэффициент ξ , представляющий собой отношение величины смещения центра давления

трактора a_x'' , вызываемого действием сил, приложенных к навесному орудии во время работы, к смещению центра давления a_x под действием тягового сопротивления прицепного орудия при работе трактора в тех же условиях:

$$\xi = \frac{a_x''}{a_x} \quad (37)$$



Фиг. 46. Схемы к определению коэффициента ξ у гусеничных тракторов:

a — трактор работает с навесным орудием; b — трактор работает с прицепным орудием.

Пользуясь схемой сил, приведенной на фиг. 46, a , можно получить, составив уравнение моментов относительно центра давления трактора D , что

$$a_x'' = \frac{\Delta Y l - 0,5 R_x h_0}{G + \Delta Y}.$$

Аналогично из схемы на фиг. 46, b следует, что

$$a_x \approx \frac{R_x h}{G}.$$

Таким образом

$$\xi = \frac{a_x''}{a_x} = \frac{\frac{l}{h} \cdot \frac{\Delta Y}{R_r} - 0,5 \frac{h_0}{h}}{1 + \frac{\Delta Y}{G}} = \frac{c \cdot \operatorname{tg} \theta - 0,5 \frac{h_0}{h}}{1 + \delta_0} \quad (38)$$

Здесь $c = \frac{l}{h}$ — величина, постоянная для данного агрегата;

θ — угол наклона к горизонту результирующей внешних сил, действующих на орудие;

h_0 — глубина обработки; при выводе уравнения (38) было принято, что горизонтальная составляющая реактивных сопротивлений почвы R_x расположена на высоте $0,5 h_0$ от дна борозды.

Остальные обозначения имеются на фиг. 46.

Из уравнения (38) следует, что $\xi < 1$, т. е. смещение центра давления трактора при работе с навесными орудиями меньше, чем при работе с прицепными, при условии, что

$$\operatorname{tg} \theta < \frac{1 + \delta_0 + 0,5 \frac{h_0}{h}}{c} \lesssim \frac{1,25 \div 1,5}{c} \quad (39)$$

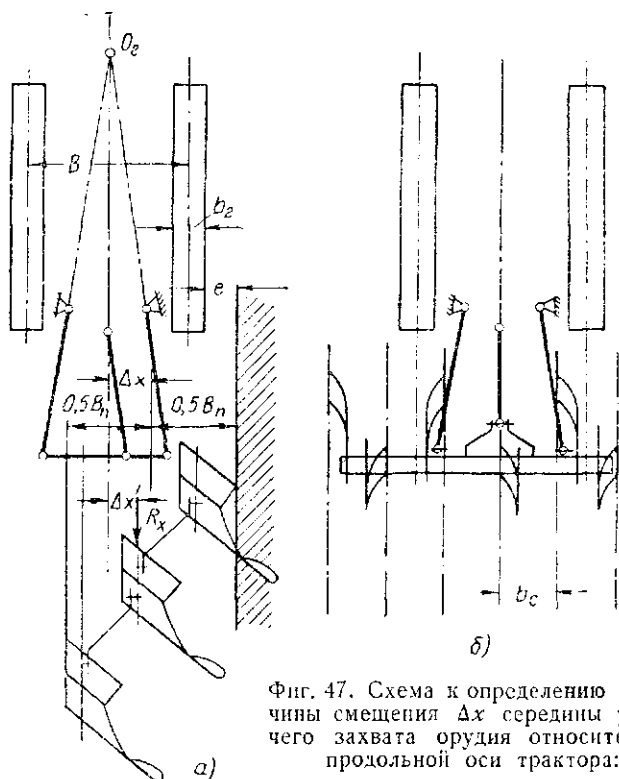
При выводе уравнения (39) было принято в соответствии с данными, приведенными в табл. 8, что $\delta_0 \approx 0,1$ и что $\frac{h_0}{h}$ может колебаться в пределах от 0,3 до 0,8.

Из сопоставления значений углов θ по уравнению (39) с данными о величине углов θ на различных сельскохозяйственных работах, приведенными выше в табл. 7, следует, что $\xi < 1$ в основном только при пахоте. На культивации и на других операциях, близких к ней по характеру реактивных сопротивлений почвы, углы θ , как правило, значительно больше требуемых по уравнению (39). В связи с этим навесные орудия, предназначенные для работы с гусеничными тракторами, должны иметь в ряде случаев поддерживающие колеса в целях уменьшения коэффициента ξ .

Исследуем вопрос об устойчивости прямолинейного движения гусеничного трактора при нецентральной навеске орудий, т. е. когда продольная составляющая тягового сопротивления орудия смещена относительно средней продольной оси трактора. Для гусеничных тракторов этот вопрос имеет актуальное значение, так как у них нельзя менять колею применительно к ширине захвата орудия. Соотношения же между шириной гусеничных тракторов и шириной захвата навесных плугов, с которыми они работают, обычно таковы, что для возможности движения трактора на пахоте обеими гусеницами по необработанному полю плуги нужно смещать в сторону борозды. Требуемая величина смещения возрастает при тяжелых условиях работы, например при работе с почвоуглубителями, когда приходится уменьшать число работающих корпусов. Значительные смещения приходится также давать при навеске плугов на гусеничные пропашные тракторы, у которых

ширина колеи увеличена исходя из условий прохождения по между-
рядьям.

Обозначим через Δx искомую величину смещения середины рабо-
чего захвата плуга относительно продольной оси трактора. Для того



Фиг. 47. Схема к определению вели-
чины смещения Δx середины рабо-
чего захвата орудия относительно
продольной оси трактора:

a — трактор КДП-35 с трехкорпусным навесным плугом; *б* — трактор
КДП-35 с шестирядным навесным свеклопольским.

чтобы плуг работал с нормальной шириной захвата, необходимо
(фиг. 47, *a*) сместить его в сторону борозды на величину

$$\Delta x = [0,5(B + b_2) + e] - 0,5B_n, \quad (40)$$

где B — ширина колеи трактора;

B_n — ширина захвата плуга;

b_2 — ширина гусеницы;

e — расстояние от наружной кромки правой гусеницы до стенки борозды, обработанной за предыдущий проход.

В табл. 9 приведены значения Δx для навесных плугов к различ-
ным гусеничным тракторам, подсчитанные по формуле (40).

Так как продольная составляющая тягового сопротивления плужного
корпуса обычно проходит не по середине его захвата, а несколько
ближе к полевому обрезу, то плечо $\Delta x'$ продольной составляющей

Значения Δx у навесных плугов к гусеничным тракторам

Трактор	Плуг	Исходные расчетные данные в мм				Δx в мм
		B	B_n	b_c	e	
КД-35	Трехкорпусный ПНЗ-35	1090	1075	280	100	250
КД-35	Двухкорпусный с почвоуглубителями ПН2-35П	1090	725	280	100	425
КДП-35	Трехкорпусный ПНЗ-35	1340	1075	220	100	345
КДП-35	Двухкорпусный с почвоуглубителями ПН2-35П	1340	775	220	100	520
ДТ-54	Четырехкорпусный ПН4-35	1435	1425	380	100	285
ДТ-54	Трехкорпусный с почвоуглубителями ПНЗ-35П	1435	1075	380	100	460

тягового сопротивления плуга относительно продольной оси трактора будет меньше, чем Δx .

Если принять, как это обычно делается при расчете плугов, что указанная составляющая проходит на расстоянии $\frac{1}{3}$ ширины захвата корпуса от полевого обреза, то

$$\Delta x' \approx \Delta x - \frac{1}{6} b_n, \quad (41)$$

где b_n — ширина захвата одного плужного корпуса.

Нецентральная навеска может потребоваться не только для плугов. На фиг. 47, б показана схема расположения навесного шестирядного свеклоподъемника на тракторе КДП-35. По условиям прохождения трактора по междурядьям лапы свеклоподъемника должны быть размещены несимметрично относительно продольной оси трактора. Вследствие этого середина рабочего захвата орудия оказывается смещенной относительно продольной оси трактора на величину $\Delta x \approx 0,5b_c$, где b_c — ширина междурядья свеклы.

Уравнение, выражающее условие устойчивости прямолинейного движения трактора, может быть представлено в следующей форме:

$$M_o < M_c + M_j \lesssim M_c, \quad (42)$$

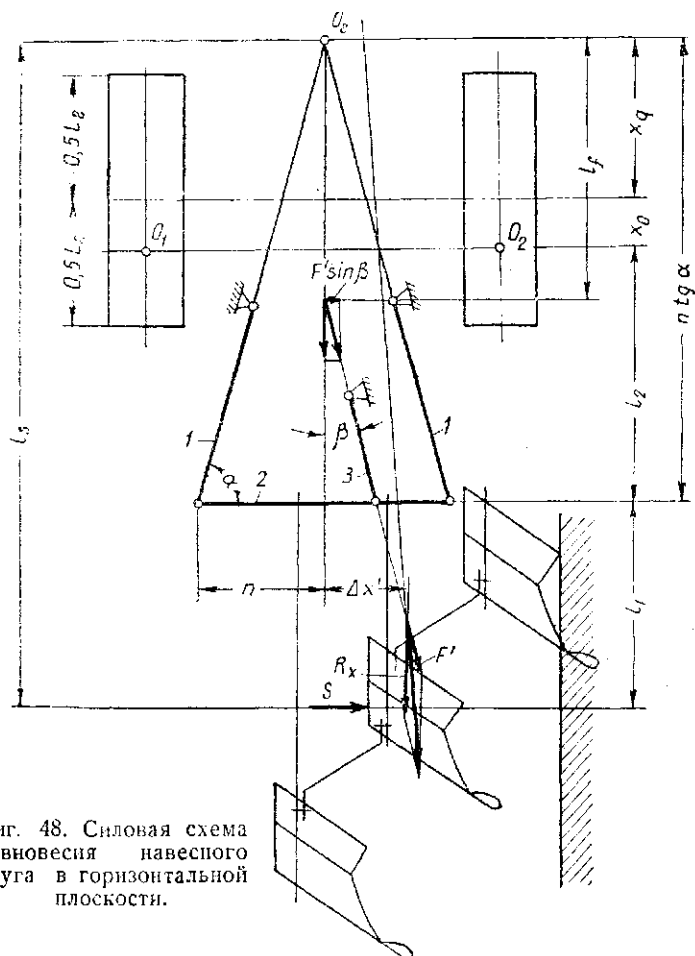
где M_o — момент, стремящийся отклонить трактор от заданного направления движения;

M_c — результирующий момент сопротивления повороту трактора, создаваемый силами трения между грунтом и опорными поверхностями гусениц и реакциями грунта на погруженные в почву элементы гусениц;

M_j — момент сил инерции, возникающий в начальный момент поворота трактора; ввиду его незначительности им можно пренебречь.

Входящая в уравнение (42) величина результирующего момента сопротивления повороту M_c , как показали опыты НАТИ по изучению механизмов поворота гусеничных тракторов, в большой степени зависит

от радиуса поворота. Если при радиусе поворота 10 м коэффициент сопротивления повороту доходил при указанных опытах до значения $\mu = 0,65$, то при увеличении радиуса поворота до 20 м коэффициент снижался до 0,35, а при радиусах поворота 80—100 м не пре-



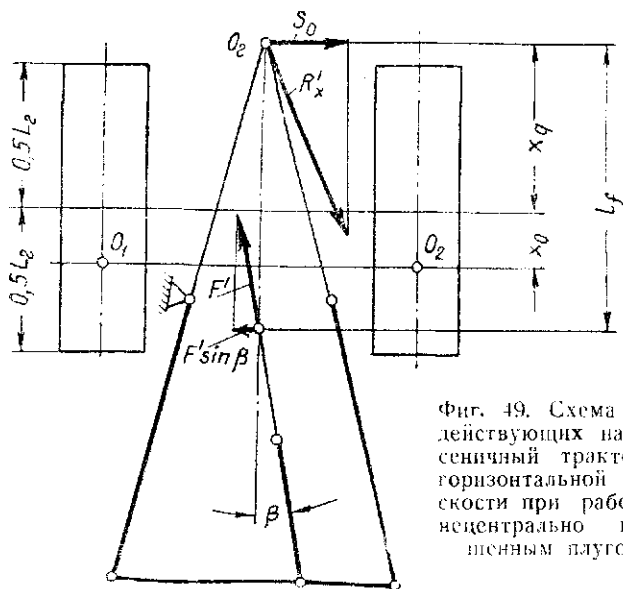
Фиг. 48. Силовая схема равновесия навесного плуга в горизонтальной плоскости.

вышал 0,2. Такой характер изменения момента сопротивления повороту объясняется повышенным прессованием грунта шпорами при более крутых поворотах. При анализе устойчивости направления движения трактора следует принимать для момента сопротивления повороту его минимальное значение, так как отклонение от заданного направления происходит обычно плавно, по кривой большого радиуса.

Величина отклоняющего момента M_o , возникающего при работе трактора с нецентрально навешенным плугом, зависит при прочих равных условиях от способа уравновешивания плуга в горизонтальной

плоскости и от конструкции механизма навески. Поэтому прежде чем перейти к определению величины M_o , рассмотрим условия равновесия навесного плуга в горизонтальной плоскости.

Схема механизма навески в плане может быть изображена в виде плоского шарнирного четырехзвенника (фиг. 48), образованного проекциями нижних звеньев механизма 1 и оси подвеса орудия 2. В горизонтальной плоскости на механизм действуют реакция F' верхнего звена 3 и продольная составляющая тягового сопротивления плуга R_x .



Фиг. 49. Схема сил, действующих на гусеничный трактор в горизонтальной плоскости при работе с нецентрально навешенным плугом.

Ввиду нецентральной навески последняя смещена на величину $\Delta x'$ от продольной оси трактора.

Для равновесия плуга в горизонтальной плоскости необходимо, чтобы равнодействующая сил R_x и F' проходила через мгновенный центр вращения O_2 механизма навески в горизонтальной плоскости. Если это условие не соблюдено и указанная равнодействующая проходит вне точки O_2 , как показано, например, на фиг. 48, то на плуг будет действовать поворачивающий момент, стремящийся снести его в сторону необработанного поля.

Уравновешивание плуга может быть достигнуто путем поворота его корпусов в горизонтальной плоскости носками в сторону борозды. В результате этого возникают дополнительные боковые реакции почвы, которые создают необходимый уравновешивающий момент Sl_s , где S — результирующая боковых реакций, а l_s — плечо этой результирующей относительно точки O_2 . Чем больше требуемая для уравновешивания плуга боковая сила S , тем больше должен быть угол поворота плуга. Нужная величина боковой силы достигается регулировкой плуга в поле до получения нормальной и устойчивой ширины захвата. Регули-

ровка обычно осуществляется путем изменения угла установки оси подвеса на раме плуга по отношению к направлению движения трактора.

Уравнение равновесия плуга в горизонтальной плоскости можно представить в следующем виде, приравняв нулю сумму моментов всех действующих на плуг внешних сил относительно точки O_2 (фиг. 48):

$$R_x \Delta x' = F' \sin \beta l_f + S l_s, \quad (43)$$

где β — угол наклона верхнего звена механизма навески к продольной оси трактора;

l_f — расстояние от точки пересечения верхнего звена с продольной осью, проведенной через точку O_2 , до точки O_2 .

При составлении уравнения (43) было принято, что точка O_2 лежит на продольной оси трактора. Как будет видно из дальнейшего, такое расположение точки O_2 бывает не всегда и принято в данном случае для упрощения анализа.

Из уравнения (43) следует, что

$$S = \frac{R_x \Delta x' - F' \sin \beta l_f}{l_s}. \quad (44)$$

При центральном расположении верхнего звена механизма навески, т. е. когда угол $\beta = 0$, потребная боковая сила S достигает максимального значения:

$$S_{\max} = \frac{R_x \Delta x'}{l_s}. \quad (45)$$

Для равновесия плуга в горизонтальной плоскости без создания дополнительных боковых реакций почвы S необходимо, чтобы

$$F' = \frac{R_x \Delta x'}{l_f \sin \beta}. \quad (46)$$

Входящая в уравнение (46) величина F' зависит от почвенных условий и от конструктивных соотношений в механизме навески. На основании данных, полученных при испытаниях, можно принять, что она находится в пределах $F' \approx (0,25 \div 0,75) R_x$. В связи со значительными колебаниями величины F' использование ее для уравновешивания плуга может иметь лишь вспомогательное значение.

В тех случаях, когда из-за тяжелых условий пахоты приходится уменьшать число работающих корпусов плуга, плечо силы R_x увеличивается, и для уравновешивания плуга в горизонтальной плоскости потребуются согласно уравнению (44) соответственно боковая сила S .

Вернемся к рассмотрению вопроса о величине отклоняющего момента, возникающего при нецентральной навеске плуга.

Действие навесного плуга на трактор в горизонтальной плоскости может быть представлено следующими силами (фиг. 49):

1) силой R'_x — результирующей всех сил, действующих на плуг в горизонтальной плоскости (R_x , F' и S); как было выяснено выше, при установившейся работе плуга сила R'_x должна проходить через мгновенный центр вращения O_2 ;

2) горизонтальной составляющей F' усилия, сжимающего верхнее звено механизма навески.

Возникающий в результате работы плуга отклоняющий момент M_0 может быть подсчитан как сумма моментов, создаваемых указанными силами, относительно полюсов O_1 и O_2 вращения гусениц. Таким образом

$$M_0 = S_0(x_q - x_0) + F' \sin \beta [l_f - (x_q + x_0)], \quad (47)$$

где S_0 — боковая составляющая силы R'_x ;

x_q — расстояние от центра O_2 до оси, соединяющей середины опорных поверхностей гусениц;

x_0 — величина смещения полюсов вращения гусениц от середины их опорных поверхностей.

При составлении уравнения (47) принято, что точка O_2 и точка пересечения верхнего звена механизма навески с продольной осью трактора лежат по разные стороны от полюса поворота трактора, что обычно имеет место.

Рассмотрим следующие три случая:

1. Уравновешивание плуга достигается за счет момента, создаваемого реакцией F' верхнего звена механизма навески. В этом случае боковая составляющая $S_0 = F' \sin \beta$. Подставив это значение S_0 в уравнение (47) и учитывая, что для рассматриваемого случая по уравнению (46) $F' \sin \beta l_f = R_x \Delta x'$, получаем

$$M_0 = R_x \Delta x'. \quad (48)$$

Из полученного уравнения следует, что при данном способе уравновешивания плуга величина отклоняющего момента не зависит от конструкции механизма навески.

2. Уравновешивание плуга достигается за счет момента, создаваемого боковыми реакциями почвы. В соответствии с уравнением (45) в этом случае

$$S_0 = S_{\max} = \frac{R_x \Delta x'}{l_s}.$$

Подставив это значение S_0 в уравнение (47), получаем

$$M_0 = R_x \Delta x' \left(\frac{x_q + x_0}{l_s} \right). \quad (49)$$

Величина отклоняющего момента по уравнению (49) зависит от положения точки O_2 . Когда эта точка совпадает с полюсом поворота трактора, $M_0 = 0$, так как в этом случае

$$\frac{x_q + x_0}{l_s} = 0.$$

По мере удаления точки O_2 от полюса поворота трактора величина M_0 растет. Максимального значения она достигает при удалении точки O_2

в бесконечность, т. е. когда нижние звенья механизма навески становятся в плане параллельными друг другу. В этом случае $M_0 = R_x \Delta x'$, так как при удалении точки O_2 в бесконечность отношение $\frac{x_q + x_0}{l_S} \rightarrow 1$.

Действительно, отношение $\frac{x_q + x_0}{l_S}$ при удалении точки O_2 в бесконечность превращается в неопределенность вида $\frac{\infty}{\infty}$.

Для раскрытия этой неопределенности применим известное правило, согласно которому предел отношения двух функций, каждая из которых стремится к бесконечности при определенном значении аргумента, равен пределу отношения их производных при указанном значении аргумента. Чтобы воспользоваться этим правилом, представим переменные величины $x_q + x_0$ и l_S , входящие в уравнение (49), в функции от угла наклона α нижних звеньев механизма навески к оси подвеса. В соответствии с обозначениями на фиг. 48 можно написать, что

$$\begin{aligned} x_q + x_0 &= n \operatorname{tg} \alpha - l_2; \\ l_S &= n \operatorname{tg} \alpha + l_1, \end{aligned}$$

где n , l_1 и l_2 — отрезки постоянной длины, показанные на фиг. 48.

Пользуясь приведенным выше правилом раскрытия неопределенностей, имеем

$$\lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \frac{n \operatorname{tg} \alpha - l_2}{n \operatorname{tg} \alpha + l_1} = \lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \frac{n}{n \cos^2 \alpha} : \frac{n}{\cos^2 \alpha} = 1.$$

Таким образом величина отклоняющего момента, действующего на трактор при уравновешивании плуга за счет установки его корпусов под некоторым углом к направлению движения, может колебаться в пределах от 0 до $R_x \Delta x'$, в зависимости от конструкции механизма навески.

3. Уравновешивание плуга достигается комбинацией обоих указанных способов. В этом случае $S_0 = S + F' \sin \beta$, или в соответствии с уравнением (43)

$$S_0 = \frac{R_x \Delta x' - F' \sin \beta l_f}{l_S} + F' \sin \beta.$$

Подставляя это значение S_0 в уравнение (47), получаем после соответствующих преобразований

$$M_0 = R_x \Delta x' \left(\frac{x_q + x_0}{l_S} \right) + F' \sin \beta l_f \left(1 - \frac{x_q + x_0}{l_S} \right). \quad (50)$$

Когда точка O_2 совпадает с полюсом поворота трактора, т. е. когда $\frac{x_q + x_0}{l_S} = 0$, $M_0 = F' \sin \beta l_f$.

Максимального значения отклоняющий момент достигнет при параллельных нижних звеньях механизма навески. Для определения его величины преобразуем уравнение (50), выразив в нем величины $x_q + x_0$, l_S и l_f в функции угла α наклона нижних звеньев механизма навески к оси подвеса и раскроем неопределенность, в которую превращается величина M_0 при $\alpha = 90^\circ$. Учитывая, что при этом $l_f = n \operatorname{tg} \alpha - l_2 \cos \beta$

(фиг. 48), где l_3 — длина верхнего звена механизма навески, продолженного до пересечения с продольной осью трактора, получаем после соответствующих преобразований

$$M_o = R_x \Delta x' \left(\frac{n \operatorname{tg} \alpha - l_2}{n \operatorname{tg} \alpha + l_1} \right) + F' \sin \beta (l_1 + l_2) \left(\frac{n \operatorname{tg} \alpha - l_3 \cos \beta}{n \operatorname{tg} \alpha + l_1} \right);$$

$$\lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} M_o = \lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \left[R_x \Delta x' \left(\frac{n}{\cos^2 \alpha} : \frac{n}{\cos^2 \alpha} \right) + F' \sin \beta (l_1 + l_2) \left(\frac{n}{\cos^2 \alpha} : \frac{n}{\cos^2 \alpha} \right) \right] = \\ = R_x \Delta x' + F' \sin \beta (l_1 + l_3).$$

Следует отметить, что уравнения (48) и (49) могут быть получены как частные случаи уравнения (50), если принять соответственно $l_3 = \infty$ и $F' = 0$.

Как отмечалось выше, мгновенный центр вращения O_2 может не лежать на продольной оси трактора. Такие случаи, например, имеют место при применении одних и тех же плугов с тракторами разных типов.

На фиг. 50 слева показана схема навески трехкорпусного плуга на трактор с широкой колеей, а справа — на трактор с более узкой колеей. У плуга середина ширины захвата смещена относительно середины оси подвеса на величину Δx , требуемую по уравнению (40) для работы с трактором, имеющим широкую колею. Поэтому на левой схеме нижние тяги механизма навески расположены симметрично относительно продольной оси трактора. На тракторе с более узкой колесей середина плуга при установившейся нормальной ширине захвата должна отстоять от продольной оси трактора на величину

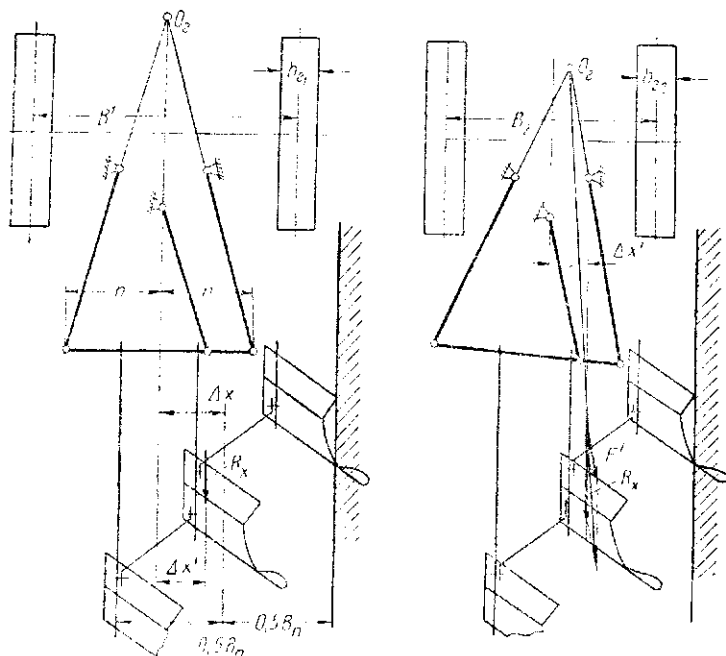
$$\Delta x = 0,5 [(B_1 + b_{21}) - (B_2 + b_{22})],$$

если считать расстояние от наружной кромки правой гусеницы до стенки борозды в обоих случаях одинаковым (индексы 1 относятся здесь к трактору с широкой колеей, а индексы 2 — к тракторам с узкой колеей). В соответствии с этим механизм навески на правой схеме несимметричен продольной оси трактора и точка O_2 смещена от нее вправо. Последнее обстоятельство уменьшает величину момента продольной составляющей тягового сопротивления R_x относительно центра O_2 мгновенного вращения механизма навески в горизонтальной плоскости. На схеме для простоты принято, что результирующая сил R_x и F' проходит через точку O_2 . В этом случае дополнительные боковые реакции почвы для уравновешивания плуга в горизонтальной плоскости не нужны. Корпусы плуга должны быть установлены таким образом, чтобы их полевые доски шли параллельно направлению движения трактора.

Величина момента, отклоняющего трактор от заданного направления движения, может быть подсчитана в каждом отдельном случае как алгебраическая сумма моментов относительно полюса поворота трактора, создаваемых в горизонтальной плоскости силами R_x и S .

При работе с навесными орудиями иногда применяется блокировка нижних звеньев механизма навески с целью устранения свободы качания в горизонтальной плоскости. Необходимость в блокировке может возникнуть, например, при работе в междурядьях, если вследствие неоднородности почвы и неодинакового заглубления рабочих органов колебания

орудия в горизонтальной плоскости выходят за пределы, допускаемые защитными зонами растений. Поскольку орудие при такой блокировке получается жестко связанным в горизонтальной плоскости с трактором,



Фиг. 50. Вариант навески одного и того же плуга на тракторы, имеющие колею различной ширины.

на последний могут передаваться значительные моменты, стремящиеся нарушить прямолинейность его хода. Величина их может быть подсчитана, если известны внешние силы, возникающие во время работы.

ВЫВОДЫ

1. Для работы с навесными сельскохозяйственными орудиями тракторы должны быть оборудованы специальными механизмами, образующими так называемую навесную систему трактора. Навесная система должна обеспечивать возможность быстрой и удобной навески орудий на трактор, механизированного управления ими и автоматического регулирования глубины обработки.

2. В зависимости от особенностей различных сельскохозяйственных работ и предъявляемых к ним агротехнических требований могут применяться различные способы автоматического регулирования глубины обработки: силовой способ, когда глубина обработки регулируется по усилию, действующему на орудие; высотный способ, когда глубина обработки регулируется по высоте расположения регулирующего элемента над опорной плоскостью рабочих органов, и различные варианты комбинированных способов регулирования, когда глубина обработки регулируется по совокупному влиянию силового и высотного факторов.

Навесная система трактора должна давать возможность применять любой из перечисленных способов автоматического регулирования.

3. Общая динамика тракторов с навесными сельскохозяйственными орудиями во многом отлична от общей динамики тракторов с прицепными орудиями. Испытания показали, что на общую динамику тракторов с навесными орудиями основное влияние оказывают вертикальные силы, действующие на орудие. Влияние горизонтальной составляющей тягового сопротивления в большинстве случаев незначительно. Поэтому при анализе общей динамики тракторов с навесными орудиями ею можно пренебрегать и ограничиться учетом одних только вертикальных сил. При этом можно допускать, что результирующая вертикальных сил проходит через центр тяжести орудия.

4. Для нормальных условий пахоты наиболее типичных почв можно принимать, что результирующая сила, действующая на навесной плуг, проходит под углом $\theta = 6 \div 15^\circ$ вниз от горизонта ($\operatorname{tg} \theta = 0,1 \div 0,27$). На сухих плотных почвах или при изношенных рабочих органах плуга могут иметь место значения $\operatorname{tg} \theta < 0,1$. При выглублении из борозды вертикальные усилия, действующие на плуг, возрастают и максимальные их значения в 1,5—2 раза превышают вес плуга.

5. При культивации углы θ значительно больше, чем при пахоте, так как при культивации результирующая реактивных сопротивлений почвы всегда наклонена вниз. Можно принимать, что при обычной культивации $\operatorname{tg} \theta = 0,5 \div 0,9$, а при глубоком рыллении $\operatorname{tg} \theta = 0,4 \div 0,5$.

6. Возможность навески сельскохозяйственных орудий на колесные тракторы определяется их влиянием на продольную устойчивость трактора. В качестве параметра, характеризующего возможность навески, может быть принят так называемый коэффициент X_n использования запаса продольной устойчивости трактора. Он представляет собой отношение опрокидывающего момента, создаваемого весом орудия, к опрокидывающему моменту, способному вызывать отрыв от земли передних колес трактора. Навеска орудия может быть допущена, если $X_n < 1 - \frac{0,5}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}}$,

где α_{lim} — предельный угол подъема, на котором может стоять, не опрокидываясь, трактор без орудия. При необходимости навешивания орудий с более высокими значениями коэффициента X_n должны применяться дополнительные грузы на передних колесах трактора.

7. Советские колесные тракторы обладают достаточной продольной устойчивостью и могут быть использованы с разнообразными навесными сельскохозяйственными орудиями. Дополнительные грузы на передних колесах могут потребоваться главным образом на садово-огородных тракторах ХТЗ, продольная устойчивость которых несколько ниже, чем у других колесных тракторов.

8. Применение навесных орудий влечет за собой разгрузку передних колес трактора, в ряде случаев в 2—3 раза более значительную, чем при работе с прицепными орудиями. Поэтому для обеспечения управляемости колесные тракторы, предназначенные для работы с навесными орудиями, должны снабжаться тормозами поворота.

9. Динамические качества гусеничных тракторов не благоприятствуют применению навесных сельскохозяйственных орудий из-за значи-

тельного смещения центра давления трактора. Только на пахоте смещение центра давления при работе с навесными плугами в некоторых случаях укладываются в те же пределы, что и при работе с прицепными.

10. В качестве параметра, характеризующего возможность навески сельскохозяйственных орудий на гусеничные тракторы, может быть принят так называемый коэффициент γ_n смещения центра давления трактора. Он представляет собой отношение смещения центра давления трактора от середины опорных поверхностей гусениц под действием веса орудия к длине этих поверхностей. Навеска орудия может быть допущена, если $\gamma_n < 1/6 \div 1/5$.

11. При работе гусеничных тракторов с навесными плугами и в некоторых других случаях продольная составляющая тягового сопротивления орудия получается смещенной относительно продольной оси трактора. При такой нецентральной навеске могут возникать отклоняющие моменты, стремящиеся нарушить прямолинейность движения трактора. Величина их зависит при прочих равных условиях от способа уравновешивания плуга в горизонтальной плоскости и от конструкции механизма навески орудий.

12. Для расширения возможностей применения навесных сельскохозяйственных орудий на гусеничных тракторах, в первую очередь на тракторах КД-35, необходимо провести ряд мероприятий: модернизировать ходовую систему трактора, снизить вес орудий, применять в нужных случаях на орудиях поддерживающие колеса и, наконец, проводить изыскания новых схем навески, дающих возможность в той или иной степени разгружать трактор от вертикальных сил, действующих на орудие.

ЛИТЕРАТУРА

1. Львов Е. Д., Теория трактора, Машгиз, 1916.
2. Высоккий А. А., Динамометрирование сельскохозяйственных машин, Машгиз, М. 1949.
3. Нинов А. Н., Устойчивость и маневренность движения гусеничного пропашного трактора. „Вестник сельскохозяйственной науки. Механизация и электрификация“, вып. 2. 1910.
4. Синееков Г. Н., Экспериментальное определение сопротивления рабочих органов плугов и культиваторов, „Сборник научно-исследовательских работ ВИСХОМ“ № 4, Машгиз, 1949.
5. Тюляев В. Н., Исследование механизмов управления с.-х. гусеничных тракторов, „Труды НАТИ“, вып. 4, Машгиз, 1949.
6. Чудаков Д. А., Системы для работы тракторов с навесными с.-х. орудиями, „Автомобильная промышленность“ № 2, 1950.
7. Чудаков Д. А., Тракторы „Универсал“ с навесными системами, „Машино-тракторная станция“ № 5, 1950.
8. ГОСТ 2911-45. Методика полевых испытаний плугов.
9. ГОСТ 3019-45. Методика полевых испытаний культиваторов.
10. Clyde A. W., Mounted Plows and their effects on the tractor „Agricultural Engineering“ № 5, 1940.

СОДЕРЖАНИЕ

Технико-экономическое значение применения навесных сельскохозяйственных орудий	3
Основные схемы навесных систем	7
Экспериментальное исследование силового воздействия навесных орудий на трактор	24
Общая динамика тракторов с навесными орудиями	49
Выводы	78

Технический редактор *Б. О. Модель и Е. Н. Боброва*
Корректор *М. В. Гвоздиевская*

Сдано в произв. 23/XI 1950 г. Подпис. к печати 30/I 1951 г. Тираж 2000 экз.
Т-09929 Печ. л. 5 Уч.-изд. л. 5,55 Бум. л. 2,5 Формат 60×92¹/₁₆ Зак. № 3020

1-я типография Машгиза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
16 37	Подпись под фиг. 8 11-я снизу	Трактор ХТЗ-7 1,5 мм.	Трактор „Универсал“-2 1,5 м.	Авт. Счит.

И А Т И, Выпуск 5, Исследование работы тракторов с навесными сельскохозяйственными орудиями, Зак. 3020.