

ВУДОСТРАНГ при СНК СССР

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
АВТОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

ЦНАТ

621.87
Г 79

ГРЕЙДЕР и ПЛЕНЕР

(ИССЛЕДОВАНИЕ и ИСПЫТАНИЕ)

Составлено проф. М. Н. ЛЕТОШНЕВЫМ при участии
канд. Н. П. БАЧУРИХИНА и агр.-мех. С. Р. КЛАВЕН
и Д. С. ОРАОВА-ДОЛАНСКОГО

ОГНЗ - ГОСТРАНСИЗДАТ
МОСКВА 1932 ЛЕНИНГРАД

1959

ГШВ

Д В У

КОНТРОЛЬНЫЙ
ОГНЗ

ЦУДОТРАН при СНК СССР
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
АВТОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
ЦИАТ

ГРЕЙДЕР и ПЛЕНЕР

(ИССЛЕДОВАНИЕ и ИСПЫТАНИЕ)

Составлено проф. М. Н. ЛЕТОШНЕВЫМ при участии
инж. Н. П. БАЧУРИКИНА и агр.-мех. С. Р. КЛАВЕН
и Д. С. ОРЛОВА-ДОЛБИНСКОГО

ПОДАЩЕНО

153778



пр 97107

Республиканская
научно-техническая
библиотека

ОГНЗ - ГОСТРАНСИЗДАТ
МОСКВА 1952 ЛЕНИНГРАД

ПРЕДИСЛОВИЕ.

Для того чтобы догнать и перегнать капиталистические страны в области автодорожного строительства, мы должны не только овладеть техникой и техническими достижениями, но мы должны научиться применять и развивать эти достижения в условиях Советского Союза.

Опыт применения в дорожном строительстве Союза импортных машин показал, что многие из них не в полной мере соответствуют нашим дорожно-строительным условиям и для массового производства на советских заводах нуждаются иногда в значительном переконструировании.

Высказанное положение определяет одну из основных задач Сектора Механизации ЦИАТ'а — всестороннее испытание и исследование конструкций импортных и отечественного производства машин, на основании коих возможно разрешение вопросов, как конструирования и расчета, так и рациональной эксплуатации.

Печатаемая ниже работа по исследованию механизмов грейдера и пленера является результатами испытаний этих машин, произведенных сотрудниками ЦИАТ'а, инж.-мех. Бачурихиным Н. П., и агрономами-механизаторами Клавен С. Р. и Орловым-Долинским Д. С., под общим методическим руководством проф. М. Н. Летошнева.

Выход этой работы теперь, когда только начинает развиваться отечественное дорожное машиностроение является особо полезным, ибо, давая окончательные выводы по исследованиям некоторых механизмов грейдера и пленера, мы даем представление о том, насколько сложны на вид простые дорожные машины, как детально должно быть поставлено изучение этих машин на заводах и в производственной обстановке, дабы каждая новая советская машина была совершеннее заграничной.

Зав. Сектором Механизации ЦИАТ'а
проф. А. И. Анохин.

Г Р Е Й Д Е Р

ОБЩЕЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ

По своему назначению грейдер является орудием, воспроизводящим основные контуры дорожного полотна, заданные проектными профилями. По существу же выполняемой им работы — он является стругом, приспособленным срезать и перемещать срезанный грунт для получения заданного профиля. Как орудие, планирующее поверхность естественного рельефа, и, следовательно, весьма прихотливого и многообразного вида, грейдер снабжается легко управляемым рабочим органом, приспособленным к быстрой перемене положений, в соответствии с изменениями этого рельефа и для придания соответствующего поперечного профиля дороги. Это обстоятельство делает его существенно отличным от пленера, в котором рабочий орган весьма ограничен свободой установки; рабочий орган пленера всегда находится под воздействием полного веса орудия, что стесняет свободу его установки. В грейдере же рабочий орган получает большую свободу в перестановке за счет того, что он подвешен к раме, поставленной на колесный ход, и воздействие его на грунт регулируется большей или меньшей передачей на него веса всего орудия в зависимости от твердости грунта. Таким образом, полный вес грейдера является как бы аккумулярованным запасом возможности производить различное воздействие на грунт, выражающееся в срезе более или менее толстого и широкого слоя, в зависимости от изменения рельефа обрабатываемой поверхности и профиля, который желательно получить.

Подвижность рабочего органа, укрепленного на колесном ходу, делает грейдер орудием в значительной мере универсальным, приспособленным к использованию по обработке различных грунтов с различными заданиями. Например: для планировки вновь строящейся грунтовой дороги, для капитального или текущего ремонта дорог устроенных, для некоторых вспомогательных дорожных работ: подъем старой коры, планировка основания, срезка откосов, расчистка обочин на дорогах шоссе, устройство корыта и т. п.

Наличие колесного хода позволяет более уверенно направлять орудие, создает устойчивость хода и возможность получения более совершенной работы по созданию нужного профиля.

РАБОЧИЙ ОРГАН И ЭЛЕМЕНТЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Рабочим органом грейдера является длинная пластина (нож) с вогнутой цилиндрической поверхностью, нижняя кромка которой заострена (рис. 1). Подобно тому, как в плуге, нижняя часть А этой пластины с заостренной кромкой — приставная и равноценна лемеху; вторая часть В является отвалом. Работа такой пластины сходна с работой плужного отвала: и в том и в другом случае лемех подрезает слой грунта или почвы и передает его на отвал. По мере перемещения по отвалу ножа грейдера слой грунта рых-

лится, осыпается, сгребается вновь и постепенно относится в сторону. В работе плужного отвала перемещение пласта в сторону несколько иное; благодаря своеобразному обрезу его с правой стороны, отрезанный пласт поднимается и опрокидывается отвалом в сторону. Если обрабатывается связный грунт, то нож грейдера вырезает стружку, которая отвальной частью изгибается по винтовой поверхности и относится в сторону (рис. 2), опрокидывается перед ножом, снова поднимается по его поверхности и т. д. пока измельченная не сойдет окончательно с ножа или не пройдет под левым его.

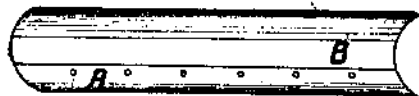


Рис. 1. Общая схема ножа грейдера.

Обычно при профилировке нож устанавливается так, что лезвие подрезает грунт не всей своей длиной. Поставленное под некоторым углом δ к обрабатываемой поверхности лезвие производит срез частью b_1 своей длины; поэтому, если левый конец его загрузен на некоторую глубину a_1 , то правый приподнят на высоту a_2 . Осыпавшийся разрыхленный грунт может частично проходить под лезвием на остальной его длине b_2 . В результате уровень начальной поверхности дороги $S-S$ (рис. 3) изменяется на уровень $R-R$ в соответствии с установкой ножа. При этом срезанный грунт (I) перемещается в сторону и, в разрыхленном состоянии проходя под лезвием, располагается на поверхности $S-S$ (II).

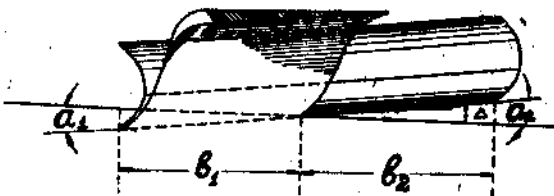


Рис. 2. Общий вид стружки связанного грунта, вырезанной ножом грейдера.

Перемещение грунта в сторону можно представить следующим еще образом. Пусть лезвие ножа Aa (рис. 4) расположено под некоторым углом α к направлению движения машины.

Посмотрим, как будет перемещаться частица грунта a , срезанная ножом, когда последний из положения I переходит в положение II. Это перемещение ножа можно осуществлять двумя приемами: движением его вдоль лезвия на некоторое расстояние aa_1 и в направлении, перпендикулярном лезвию, на расстояние ac . В первом случае частица a , если исключить влияние трения, останется на месте; при втором движении она под-

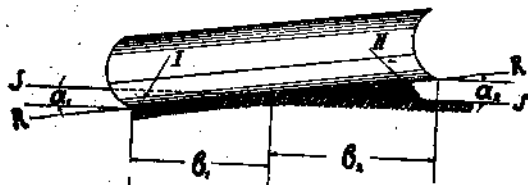


Рис. 3. Характер работы ножа грейдера.

нимается по отвалу, пока не достигнет некоторого положения a'_1 . При этом частица a все время будет находиться в плоскости, перпендикулярной к образующим отвала.

Вырежем на поверхности обрабатываемой дороги некоторый элемент в виде прямоугольника, длиной ac и шириной Δl ; сторона ac перпендикулярна к лезвию ножа. Когда нож перемещается по направлению ac , то прямоугольник $ac \times \Delta l$ расположится по кривой ba'_1 , совмещаясь с поверхностью отвала. В проекции на горизонтальную плоскость частица a переместится в положение a''_1 . В относительном движении своем по отвалу в горизонтальной плоскости эта частица пройдет путь по некоторой траектории ba''_1 . Чтобы найти промежуточные точки траектории ba''_1 , надо, вместо одной пары дви-

жесть ножа по aa^1 и ac , проделать несколько; для этого разделим отрезок ab на n равных частей, на столько же частей разделим отрезки aa^1 и ac . После перемещения ножа вдоль лезвия на длину $a-1'$, а затем по направлению перпендикулярному на длину $a-1''$, прямоугольник $\Delta l \times a1''$ расположится по дуге кривой $1''-a_1''$ отвала. Точка a займет положение, определяемое проекциями ($a_1' - a_1''$); край лезвия будет в это время в точке 1.

Продолжая и дальше передвигать нож таким же образом, переместим конец лезвия в точку 2; тогда частица a займет положение, определяемое проекциями (a_2', a_2'') и т. д., пока, наконец, лезвие ножа не займет II положения (рис. 4), а проекция частицы a будет ($a_4' - a_4''$). Отмечая последовательное изменение положения проекции a_1', a_2', a_3', a_4' относительно лезвия ножа, получим точки $b'a_1, a_2, a_3, a_4$, которые и определяют горизонтальную проекцию траектории частицы a по поверхности ножа грейдера.

Приведенные соображения, выясняющие характер перемещения грунта по поверхности ножа грейдера, предполагают достаточную прочность и связность грунта такими, что трение его о поверхность отвала не влияет на величину составных перемещений. В противном случае, т. е., когда грунт разрыхлен и мало связан, действительная траектория частицы будет несколько отличаться от найденной. В самом деле, когда частица a находится на отвале и мы этот отвал перемещаем в направлении его образующих, то трение может захватить частицу и переместить ее в сторону этого движения. В результате частица a отметит более крутую траекторию, смещенную относительно

ранее полученной ближе к левому концу ножа (пунктирная кривая на рис. 4). Характер же траектории останется прежний и будет иметь вид винтовой линии; точка a_4' будет отнесена в сторону на некоторое расстояние, определяемое расположением проекции a_4' от прямой ab . Одновременно частица a увлечется ножом в направлении движения и переместится на расстояние $aa_4' \times \sin \alpha$. По чертежу (рис. 4) нетрудно отметить, что

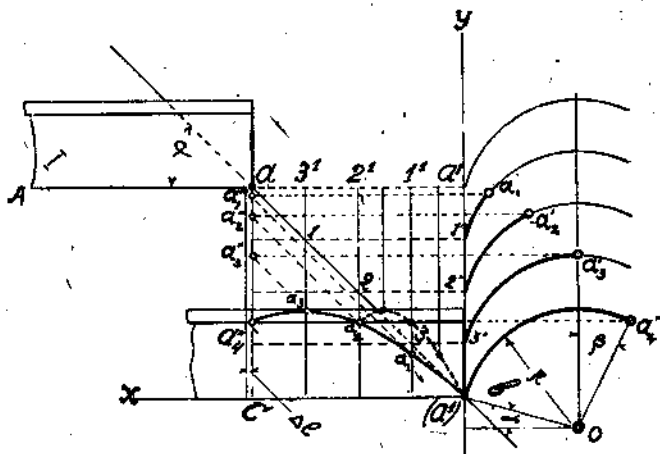


Рис. 4. Диаграмма перемещения частицы грунта по ношу грейдера.

где R — радиус окружности, по которой образована цилиндрическая поверхность ножа.

$$aa_4' = a'b + R \cdot \sin \gamma - R \cdot \cos \beta + R \left(\frac{\pi}{2} - \gamma + \beta \right) + R (\sin \gamma - \cos \beta) = \\ = R \left[\frac{\pi}{2} - (\gamma - \beta) + (\sin \gamma - \cos \beta) \right],$$

где

R — радиус окружности, по которой образована цилиндрическая поверхность ножа.

γ — угол между касательной плоскостью и поверхностью ножа, проведенной через лезвие его, — с горизонтальной плоскостью.

Угол β — определяет подъем верхней кромки ножа над центром O окружности, по которой образована цилиндрическая поверхность.

Таким образом частица a увлечется ножом вперед на расстояние

$$S = R \left[\frac{\pi}{2} - (\gamma - \beta) + (\sin \gamma - \cos \beta) \right] \sin \alpha$$

и в сторону на

$$t = R \left[\frac{\pi}{2} - (\gamma - \beta) + (\sin \gamma - \cos \beta) \right] \cos \alpha \cdot \alpha,$$

если только силы трения не влияют на перемещение этой частицы. При наличии сил трения отклонение в сторону будет меньше t , а перемещение ее по направлению движения орудия больше S .

Предположим, что величина силы трения не изменяется по мере того, как частица a перемещается по отвалу и обуславливает меньшее скольжение частицы по образующим цилиндра, чем при отсутствии трения. Иными словами, будем характеризовать сдвиг частицы по образующим в процентах от перемещения ножа вдоль своей длины. Так что, если нож сдвигается на длину aa' (рис. 4), то частица также увлечется в этом направлении на расстояние $\left(\frac{aa' \cdot K}{100}\right)$, где K выражено в процентах. Следовательно, относительное скольжение частицы по образующим цилиндра будет $\left(1 - \frac{K}{100}\right)$; чем

меньше K , тем ближе будет траектория частицы a к траектории b , a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , и наоборот, чем больше K , тем ближе будет траектория частицы a к левому обрезу ножа. Если расположим начало координат в точке b , ось x направим по лезвию c , а ось y по ba' , то координаты траекторий не изменятся под влиянием сил трения, а координаты x будут изменяться в отношении K . На рис. 4 пунктиром построена траекторная точка a , для случая когда $K = 50\%$. Эта траектория имеет вид винтовой линии, шаг которой составляет 50% шага траектории ba_1 , a_2 , a_3 , a_4 .

Величина K в общем случае непостоянна, зависит от коэффициента трения грунта об отвал, от механических свойств грунта, от скорости движения ножа и т. п. Поэтому представить действительную траекторию частицы грунта по отвалу пока не представляется возможным; важно лишь установить общий вид этой траектории, которая несомненно является винтовой, расположенной на цилиндрической поверхности отвала, линией. С уменьшением трения винтовая траектория получает больший шаг и, следовательно, быстрее отходит в сторону, грунт скорее перемещается. Это обстоятельство говорит за то, что поверхность ножа должна быть весьма гладкой, стыл лемешной части с отвалом должен быть плавным; это значительно облегчит работу по перемещению срезанного грунта в сторону, а вместе с тем и работу всего орудия.

Проследим далее перемещение частицы a относительно ножа. Поднявшись по отвалу вверх, частица a может под влиянием собственного веса отойти от поверхности отвала и упасть перед ножом. Падение частицы грунта относительно ножа будет происходить в плоскости, нормальной к образующим цилиндрической поверхности; частица подойдет к лезвию и расположится либо на ноже вблизи точки c , либо окажется впереди ножа в точке c_1 (рис. 5). В первом случае она будет увлечена пластом, поднимающимся по отвалу, во втором случае она останется на месте, пока лезвие вновь не подхватит ее в точке l .

Таким образом, при продвижении ножа вперед частица вновь попадет на нож в точке l и будет двигаться по поверхности его, описывая траек-

торию $l - l^1$, подобную $a''a$, потом вновь скатится к точке c' или c_2 и т. д., пока не попадет в какую-нибудь точку c_3 . Если точка c_3 расположена ниже лезвия ножа, то последнее не сможет подхватить ее вновь и частица останется на месте. Если же точка c_3 окажется всетаки на уровне лезвия или выше, то частица еще раз продвинется по поверхности ножа и будет окончательно сброшена в сторону.

Из этих соображений можно вывести такое заключение: чем резче происходит опрокидывание пласта перед ножом или чем дальше отбрасывается грунт перед ножом, тем резче каждая частица грунта возвращается на поверхность ножа, и грунт скорее отводится в сторону. Это должно сказываться на затрате работы и, следовательно, на легкости работы орудия.

Обеспечить интенсивное опрокидывание грунта под лезвие ножа можно соответствующим подбором кривизны цилиндрической поверхности, ширины ножа и установки его относительно обрабатываемой поверхности.

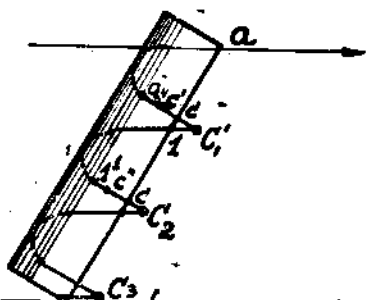


Рис. 5. Общая картина перемещения частицы грунта по ношу грейдера.

УСТАНОВКА РАБОЧЕГО ОРГАНА

Отметим, чем определяется установка ножа и рассмотрим возможные изменения в установке.

Расположение лезвия. Поместим начало координат O на рабочем конце ножа; ось x направим по движению орудия. Пусть лезвие ножа AO наклонено к плоскости XOY под углом δ , а к плоскости XOZ под углом α_0 (рис. 6), тогда угол α , составляемый осью x с лезвием, определяется из следующих отношений:

$$KO = AO \cdot \cos \alpha = a_0 \cdot \cos \alpha_0;$$

$$a_0 = AO \cdot \cos \delta,$$

откуда:

$$\cos \alpha = \cos \alpha_0 \cdot \cos \delta \dots (1)$$

т. е. при

$$\delta = 0, \cos \alpha = \cos \alpha_0, \alpha = \alpha_0$$

$$\delta > 0, \cos \alpha < \cos \alpha_0, \alpha > \alpha_0.$$

Следовательно, с увеличением наклона (δ) лезвия ножа к обрабатываемой поверхности угол α увеличивается по соотношению (1).

Постановку ножа, кроме углов α и δ , определяет еще угол γ , который получается следующим образом: через какую-нибудь точку m на лезвии ножа проведем плоскость, перпендикулярную к последнему. Эта плоскость в сечении с поверхностью ножа даст кривую mN , а в сечении с плоскостью XOY — прямую Sm' .

Касательная Sm к точке m нормального сечения поверхности ножа расположится по отношению прямой $n'S$ под углом γ . Угол γ характеризует, насколько круто поставлен нож к плоскости XOY .

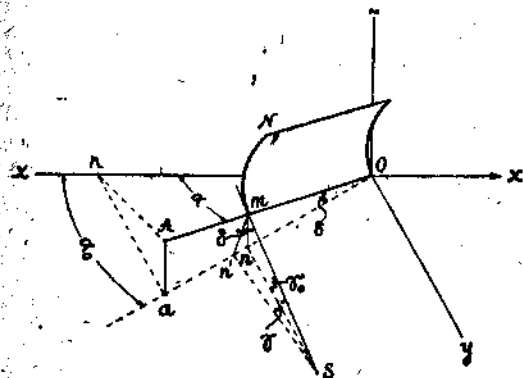


Рис. 6. Элементы установок ножа грейдера.

Спроектируем точку m на плоскость XOY и полученную проекцию n соединим с точкой S . Назовем угол $\angle Sm - \gamma_0$ и найдем зависимость между углами γ , γ_0 и δ .

По чертежу на рис. 6 не трудно отметить, что

$$mn = mn' \cdot \cos \delta = mS \cdot \sin \gamma_0$$

и

$$mn' = mS \cdot \sin \gamma,$$

откуда

$$\cos \delta \sin \gamma = \sin \gamma_0$$

или

$$\sin \gamma = \frac{\sin \gamma_0}{\cos \delta} \dots \dots \dots (2)$$

Следовательно, если лезвие ножа совпадет с плоскостью XOY ($\delta = 0$),

$$\gamma = \gamma_0.$$

Располагая лезвие под некоторым наклоном δ , получаем $\sin \gamma > \sin \gamma_0$ и $\gamma > \gamma_0$, т. е. с перекосом ножа относительно обрабатываемой поверхности нормальное сечение его становится круче; угол γ увеличивается с увеличением δ согласно выражения (2).

Взяв произведение выражений (1) и (2), имеем:

$$\sin \gamma \cdot \cos \alpha = \sin \gamma_0 \cdot \cos \alpha_0 = \text{const} \dots \dots \dots (3)$$

т. е. произведение \sin угла γ на $\cos \alpha$ не зависит от наклона δ и сохраняет постоянной свою величину при всех возможных наклонах δ , будучи равным произведению \sin и \cos основных углов γ_0 и α_0 .

Выражения (1), (2) и (3) позволяют рассматривать установку ножа по α_0 и γ_0 , как основным данным, характеризующим постановку его, когда лезвие расположено параллельно обрабатываемой поверхности.

В зависимости от условий работы нож грейдера может изменять свое положение, т. е. изменять углы δ , α_0 и γ_0 .

Отметим наиболее характерные установки:

1) $\alpha_0 < 90^\circ$ и $\delta = 3^\circ - 9^\circ$ — наиболее употребительная установка ножа. Применяется при выемке грунта из канав, перемещении его к оси дороги, при срезке откоса канав во время профилировки дорожного полотна, при планировке плоской поверхности и пр. При этой установке грунт подрезается и перемещается вперед и в сторону к оси дороги.

2) $\alpha_0 = 90^\circ$ и $\delta = 0$ употребляется при продольном перемещении грунта (предварительные работы), при окончательной отделке запрофилированной дороги (планировке), при планировке плоских поверхностей и пр.

3) $\alpha_0 > 90^\circ$ и $\delta = 3^\circ - 5^\circ - 9^\circ$ — эти установки употребляются при профилировке дороги на косогоре, при устройстве корыта и в других случаях, когда необходимо срезаемый грунт отвалить от оси полотна.

Пределы установки угла α_0 на основании наблюдений за работой грейдеров „Патроль“ и „Беджер“ можно отметить следующими:

$$55^\circ - 60^\circ \leq \alpha_0 \leq 110 - 115^\circ;$$

для некоторых случаев нижний предел может доходить до 32° , если позволяет конструкция грейдера; к такой установке приходится прибегать при углублении кювет.

Что касается постановки рабочей поверхности ножа относительно полотна дороги, то такая постановка, как указано было раньше, определяется углом γ_0 .

В машинах, с которыми пришлось иметь дело за время испытания, угол γ_0 оказался следующим:

ТАБЛИЦА 1

	γ_0	$(\gamma_0)_1$	$(\gamma_0)_2$	$(\gamma_0)_3$
Грейдер „Патроль“ — (малый размер 1,84 м)	44°	52°	60°	—
Грейдер „Беджер“ — (средний размер 1,99 м)	52°	61°	70°	78°
Грейдер „Остин“ — (большой размер 3,65 м)	30°	37°	45°	—

В этой таблице отмечены все возможные значения угла γ_0 , осуществляемые перестановкой ножа на стойке, к которой он прикреплен.

ХАРАКТЕР ИЗНОСА ЛЕЗВИЯ НОЖА И ПЕРЕСТАНОВКА ЕГО ПО γ

Обычно нож работает с некоторым наклоном лезвия и благодаря этому износ его происходит неодинаково по длине. Наибольший износ отмечается всегда на одном из концов и постепенно уменьшается к другому концу.

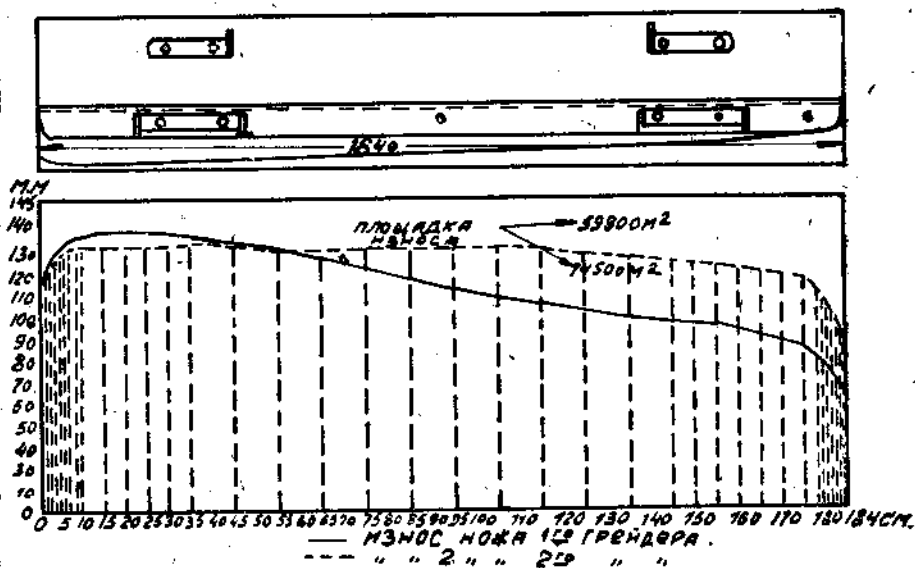


Рис. 7. Характер износа ножа грейдера.

На рис. 7 показан характер и величина износа ножа, у грейдера „Патроль“ после сезона работы на 11-м дорожном участке Ленинградска по капитальному ремонту грунтового тракта—Ленинградское шоссе—Шямяск. За это время грейдером сделано рабочего хода общей длиной около 715—740 километров.

Причиной одностороннего износа ножа является то обстоятельство, что грейдеристы обычно работают в одном направлении, машина делает замкнутые проходы по полотну дороги против часовой стрелки. В этом случае

срабатывается правый конец ножа. По мере износа лезвия исчезает так называемый заточный угол $\Delta\gamma$, определяющий зазор между обработанной поверхностью дороги и нижней гранью $a-b$ заточки ножа (рис. 8). Отсутствие этого угла значительно затрудняет заглабление ножа в грунт; чтобы облегчить это заглабление, нож приходится переставить на стойке круга, увеличивая угол γ_0 до $(\gamma_0)_1$.

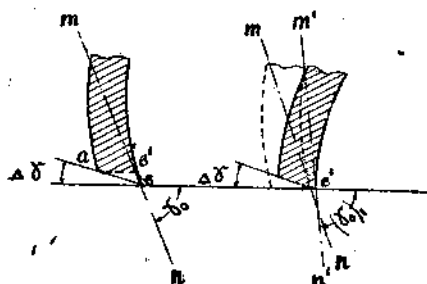


Рис. 8. Поперечный разрез износа лезвия ножа.

В существующих конструкциях грейдеров предусматривается возможность переставить нож несколько раз (до трех—пяти перестановок).

Прежде чем обратиться к обоснованию рациональной установки ножа, рассмотрим в схемах принятые способы монтажа его на грейдере.

МОНТАЖ РАБОЧЕГО ОРГАНА НА РАМЕ

Грейдер имеет две рамы M и N : верхнюю основную, укрепляемую на колесном ходу, и нижнюю, подвижную относительно верхней (см. рис. 11, 12 и 13). Основная рама грейдера M монтируется на колесном ходу с подвижным передком. Под этой рамой располагается нижняя рама N , подвижная относительно верхней. Рама N (рис. 9 и 10) составляется из двух брусьев A , передние концы которых сходятся вместе и связываются буфером B , который может поворачиваться около горизонтальной стяжки C , снабженной буферной пружиной D . Стяжка C одевается на шкворень E передка имеющимся на конце ее кольцом F . К задним концам брусьев A , разведенным в стороны, крепится круг G , несущий стойки S . Массивный круг G монтируется в особых направляющих лапах I , позволяющих ему поворачиваться около оси, проходящей через его центр и перпендикулярной к плоскости его расположения.

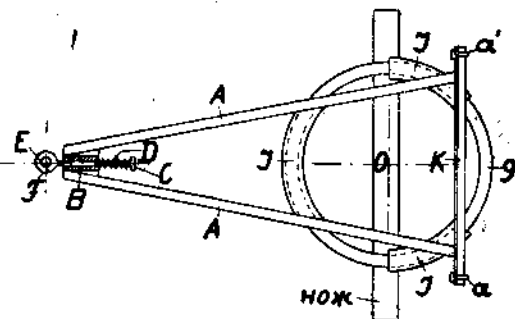


Рис. 9. План нижней рамы грейдера (схема).

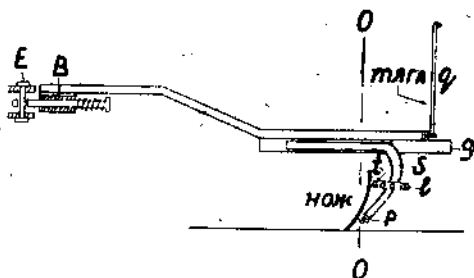


Рис. 10. Боковой вид нижней рамы грейдера.

За концы поперечины K , замыкающей контур подвижной рамы, последняя подвешивается двумя тягами к кривошипам, расположенным на верхней раме. Связь тяг с поперечиной K осуществляется с помощью шарнирных сочленений a и a^1 (рис. 9).

Таким образом, нижняя рама за три точки E , a и a^1 подвешивается к верхней раме поворотом около вертикальной оси шкворня E и около

стяжки C . Стяжка C , благодаря большому отверстию в кольце F по сравнению с диаметром шкворня, может поворачиваться около горизонтальной оси, перпендикулярной к стержню E , так что нижняя рама, будучи поворотна около трех взаимно перпендикулярных осей, обладает широкой свободой установки.

К кругу G , снабженному двумя стойками S , прикрепляется нож (рис. 10) посредством шарнира p и планки l с несколькими отверстиями. Скрепляя планку l со стойкой S при помощи болта, установленного в то или иное отверстие, можно поставить нож с разным накло-



Рис. 11. Нижняя рама грейдера „Патроль“.

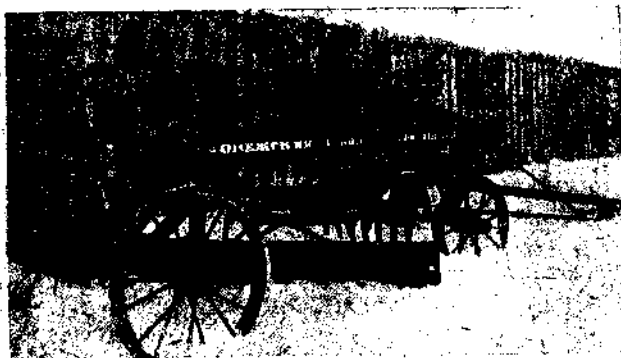


Рис. 12. Грейдер „Беджер“.

„Патроль“, „Беджер“ и „Остин“.

Из краткого описания нижней рамы следует, что установка ножа по углу α производится поворотом круга G около оси OO (рис. 9 и 10). В грейдерах „Патроль“ и „Беджер“ данное положение ножа фиксируется особым приспособлением, конструкция которого будет рассмотрена ниже.

Постановка ножа по углу δ осуществляется поворотом всей нижней рамы около оси стяжки C с помощью пары механизмов, связанных тягами q с нижней рамой. Тем же

ном γ_0 к обрабатываемой поверхности. Размеры планки l , относительное расположение шарниров p и t и отверстия 1, 2, 3 в планке должны быть подобраны таким образом, чтобы постановка ножа (по углу γ_0) не выходила из пределов, определяемых условиями резания.

На фотографиях (см. рис. 11, 12 и 13) показаны устройства нижней рамы в грейдерах

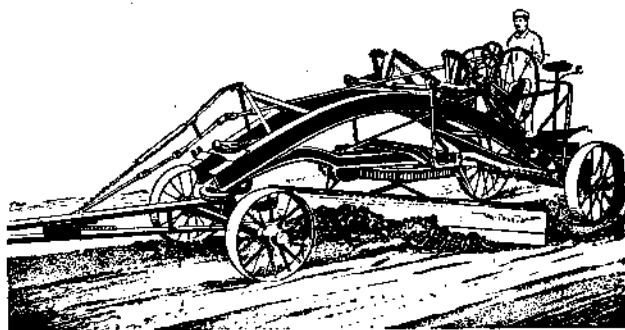


Рис. 13. Грейдер „Остин“.

самым устройством осуществляется подъем и загрузка ножа, причем нижняя рама в этом случае вращается около поперечной горизонтальной оси, проходящей через ось шкивора δ ; особенности этого механизма будут подробно рассмотрены ниже.

Как осуществляется изменение γ_0 , было уже указано.

Кроме отмеченных перестановок ножа, определяемых изменением углов α_0 , β и γ_0 , конструкция грейдера позволяет производить, так называемый, вынос ножа в сторону. Достаточный вынос ножа в сторону имеет большое значение при работе грейдера по перемещению грунта от бровки канавы, при реке уступов канав; наконец, соответствующим выносом ножа можно

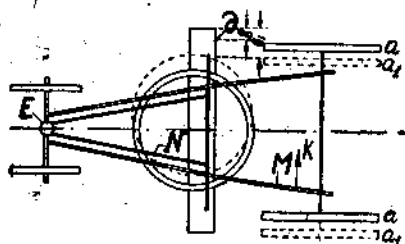


Рис. 14. Схема выноса задней оси.

регулировать устойчивость хода грейдера и производить работы по перемещению грунта так, чтобы отвлекаемый грунт не попадал под задние колеса. Во всех грейдерах вынос ножа в сторону производится двумя способами: 1) путем перемещения ножа вместе с нижней и основной рамой относительно задней оси и 2) путем перемещения ножа вместе только с нижней рамой относительно основной рамы. Оба способа выносов в различных грейдерах получили различное конструктивное оформление. Простейшая схема устройства выноса по задней оси приведена на рис. 14. Передвигая заднюю ось из положения aa в положение a_1a_1 , или — что то же — раму по оси в направлении стрелки K , получаем новое относительное расположение рабочего конца ножа $b_1 > b$, т. е. осуществляем вынос ножа в сторону. Конструкция и подробный анализ механизма выноса ножа по 2-му способу разобраны ниже.

ВОЗМОЖНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ УСТАНОВОК НОЖА

Прежде всего отметим, что установки ножа по углу γ_0 неосуществимы во время рабочего хода грейдера; для переменного угла γ_0 необходима полная остановка его.

Перемена угла α_0 в машинах малого размера — типа „Патроль“ — производится непосредственным (вручную) поворотом ножа, после того, как поднята защелка, фиксирующая положение его на нижней раме; в этом случае также необходима остановка машины. При некотором навыке можно повернуть нож и на ходу, слегка загружая один из его концов в грунт (сообразно с желаемым изменением угла α_0 в сторону уменьшения или увеличения) и одновременно приподняв указанную защелку. Последняя при повороте ножа самостоятельно западет в следующее отверстие или впадину под действием пружины и закрепит нож в новом положении. Повторяя такие манипуляции, можно поставить нож в желаемое положение, разумеется, на холостом ходу машины.

В машинах среднего и крупного размера обычно имеются вспомогательные устройства, позволяющие производить поворот ножа по углу α_0 с площадки грейдериста. Эти устройства дают возможность повернуть незагруженный нож на ходу.

Изменение угла β , а также подъем и загрузка ножа осуществляются во время рабочего хода: грейдерист непрерывно корректирует положение ножа, приспособляясь к рельефу обрабатываемой поверхности.

Что касается выноса ножа в сторону, то в зависимости от особенностей механизмов, с помощью которых этот вынос в том или ином грейдере осуществляется, может требоваться полная остановка машины или вынос может быть осуществлен на ходу.

Имея в виду, что лезвие ножа грейдера по существу выполняет ту же работу, что и лезвие лемеха у плуга, т. е. подрезает и отделяет слой грунта, постараемся оценить рациональность практически возможных изменений углов γ_0 в грейдерах „Патроль“, „Беджер“ и „Остин“, приведенных в таблице 1.

Как всякий режущий лемех в первый момент производит смятие грунта, затем, по мере углубления, происходит скалывание слоя, после чего лезвие снова начинает мять грунт, пока не произойдет следующего скалывания и т. д.

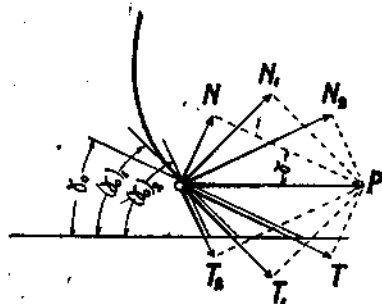


Рис. 15. Влияние угла γ_0 на разложение силы P , перемещающей нож.

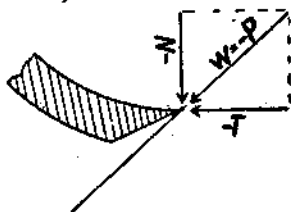


Рис. 16. Картина распределения сил, действующих на лезвие ножа.

Разложим силу P , перемещающую нож, на две составляющие; — вдоль по наклону (T) и нормально к поверхности его вблизи лезвия (сила N) (рис. 15)

$$N = P \cdot \sin \gamma_0 \quad T = P \cdot \cos \gamma_0.$$

Составляющая T будет стремиться загрузить нож в грунт, а составляющая N будет стремиться переместить грунт вверх, производя скалывание слоя. С увеличением угла γ_0 будет расти составляющая N и уменьшаться составляющая T . При $\gamma_0 = 90^\circ$, резание в чистом виде прекратится, а будет происходить скобление, ибо заглубляющего усилия T за счет тяги P не будет, а вся сила $N = P$ будет стремиться сдвинуться вдоль его самого. Так как нож грейдера находится под воздействием вертикальной силы, получающейся от передачи на него части и полного веса всего грейдера, то заглубление происходит от действия силы тяги и веса грейдера. При $\gamma_0 = 90^\circ$ нож заглубляется только под действием веса, и сила тяги P будет стремиться слой, по толщине равный глубине загрузки ножа, сдвигать вдоль самого слоя.

Лезвие ножа значительно прочно по отношению к силам T , расположенным в плоскости его рабочей поверхности (рис. 16), чем по отношению к силам N , нормальным к последней. Поэтому повышение T не так опасно для ножа, как повышение силы N .

С увеличением γ_0 усиливается дробление слоя, что требует повышенного расхода работы, а следовательно, и большей тяги; вместе с последней воз-

растает и нормальная составляющая N , по отношению к которой лезвие может оказаться слабым.

Для постановки лезвиев у плугов практика установила нормальный наклон $\gamma_1 = 30^\circ$. Для ножа грейдера, работающего в значительно более тяжелых условиях, чем плуг, можно рекомендовать $\gamma_0 = 30 - 35^\circ$, как наименьший. Считаясь с износом лезвия, необходимо иметь возможность осуществлять зазор $\Delta\gamma$ (см. рис. 8) без затачивания, путем более крутой постановки ножа, не доводя, однако, γ_0 больше $50 - 55^\circ$. Этот предел, помимо вышеприведенных теоретических соображений, намечается на основании практически наблюдений за ножом грейдеров „Патроль“, „Беджер“ и „Остин“. Так, „Остин“ хорошо работал при всех установках ножа по углу γ_0 , „Патроль“ — на установках γ_0 и $(\gamma_0)_1$ и „Беджер“ — только на установке γ_0 .

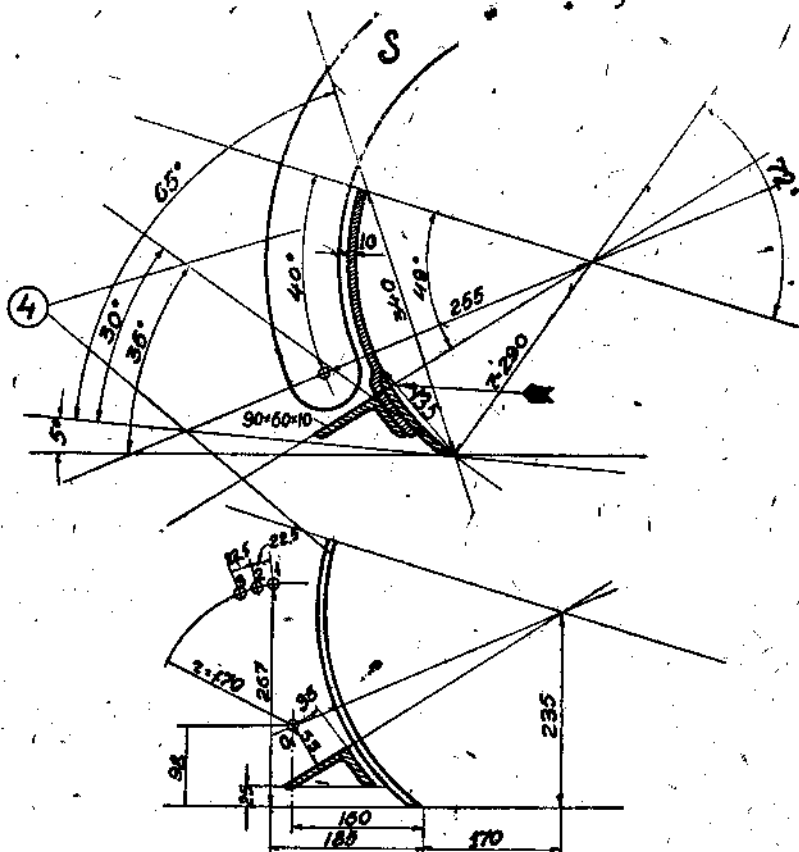


Рис. 17. Основные проектные размеры нового ножа грейдера „Беджер“.

Установки грейдеров „Патроль“ ($\gamma_{0,2} = 60^\circ$) и „Беджер“ ($\gamma_{0,1}$, $\gamma_{0,2}$ и $\gamma_{0,3} = 61^\circ$, 70° и 78°) оказались чрезмерно крутыми, работать на них было невозможно вследствие усиленного дрожания ножа.

Полагая, что для практических целей (из условия максимального износа лезвия ножа) вполне достаточно трех перестановок ножа, приводим новые проектные размеры деталей крепления ножа грейдера Беджер, дающие воз-

возможность осуществлять установку ножа под углами γ_0 , равными: $\gamma_0 = 35^\circ$, $(\gamma_0)_1 = 42,5^\circ$, $(\gamma_0)_2 = 50^\circ$ (рис. 17). Заточный угол $\Delta\gamma = 4-5^\circ$ можно считать достаточным; тогда угол заострения $\gamma_0 - \Delta\gamma \cong 30^\circ$ обеспечит достаточную прочность лезвия.

На рис. 17 приведены также все размеры ножа и координаты центров для болтов p , t и дыр на планке.

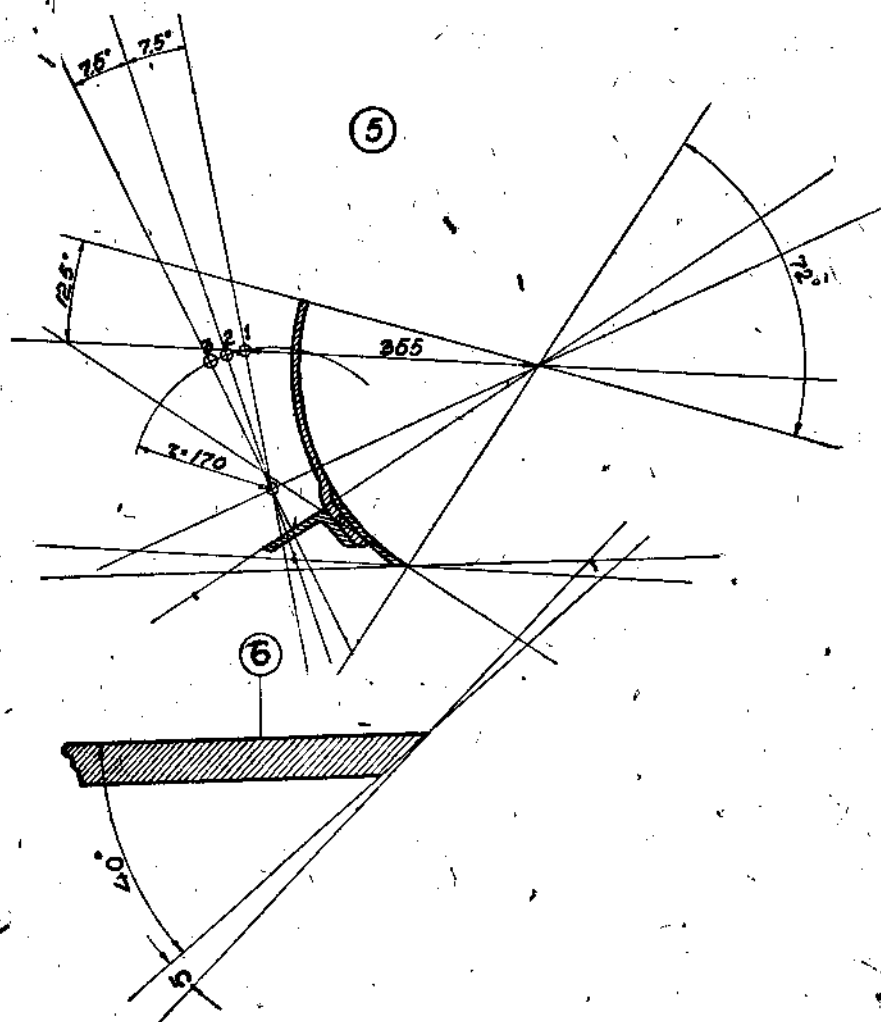


Рис. 17-а. Основные проектные размеры нового ножа грейдера „Беджер“.

ПРОФИЛЬ НОЖА

Кривизна ножа грейдера Беджер и ширина его по наблюдениям за его работой оказались достаточными. Радиус окружности, по которой образована цилиндрическая поверхность ножа ($R = 290$ мм) — достаточный; ширина ножа, измеренная по хорде ($B = 340$ мм), — также достаточна.

ТАБЛИЦА 2

Грейдер	„Патроль“	„Беджер“
Ширина ножа B мм . . .	335	350
ω	57°	76°
Радиус R мм	350	285
Наклон γ_0	44°	52°
Высота H	252	175
β	11°	38°
Перестановка наклона и высоты:		
I перестановка $(\gamma_0)_1$. . .	52°	61°
H_1	255 мм	132 мм
β_1	19°	47°
II перестановка $(\gamma_0)_2$. . .	60°	70°
H_2	175 мм	97 мм
β_2	27°	56°
III перестановка $(\gamma_0)_3$. . .	—	78°
H_3	—	59 мм
β_3	—	64°

Высота H центра O нормального сечения (рис. 18) должна всегда быть несколько ниже верхней кромки ножа, чтобы не было пересыпания грунта через эту кромку, причем

$$H = R \cdot \cos \gamma_0 \dots (4)$$

В выполненных машинах размеры ножа оказались следующими (см. таблицу 2).

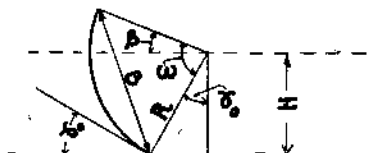


Рис. 18. Основные элементы ножа.

Дуга β (см. рис. 18), на которой происходит опрокидывание грунта вперед, под лезвие, определяется из соотношения:

$$\beta = \omega + \gamma_0 - \frac{\pi}{2},$$

где ω — дуга окружности, по которой выполнен поперечный профиль ножа.

Полагая достаточным дать размер дуги β , определяемой из соотношений:

$$\left. \begin{aligned} k &= \frac{\beta}{\omega} = \infty 0,25 = \frac{1}{4} \text{ для начальной установки} \\ k_1 &= \frac{\beta_1}{\omega} = \infty 0,33 = \frac{1}{3} \text{ " I перестановки} \\ k_2 &= \frac{\beta_2}{\omega} = \infty 0,5 = \frac{1}{2} \text{ " II "} \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

можно установить порядок назначения размеров для γ_0 .

В самом деле, так как

$$\gamma_0 = \frac{\pi}{2} + \beta - \omega = \frac{\pi}{2} - \omega(1 - k),$$

то

$$\begin{aligned} \gamma_0 &= \frac{\pi}{2} - \frac{3}{4} \omega; \\ (\gamma_0)_1 &= \frac{\pi}{2} - \frac{2}{3} \omega; \\ (\gamma_0)_2 &= \frac{\pi}{2} - \frac{1}{2} \omega, \end{aligned}$$

то принимая

$$\omega = \frac{1}{5} (2\pi) = 0,4\pi \approx (72^\circ), \dots (6)$$

получаем:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_0 &= \frac{\pi}{2} - \frac{3}{4} \cdot 0,4\pi = 0,2\pi \approx (35^\circ - 36^\circ) \\ (\gamma_0)_1 &= \frac{\pi}{2} - \frac{0,8\pi}{3} = 0,23\pi \approx (42^\circ - 43^\circ) \\ (\gamma_0)_2 &= \frac{\pi}{2} - \frac{0,4\pi}{2} = 0,30\pi \approx (50^\circ - 54^\circ) \end{aligned} \right\} \dots (7)$$

Таким образом, наиболее крутой наклон ножа обеспечит дугу (β) опрокидывания равной половине ширины самого ножа, считая по поверхности его, а остальные величины дуг будут следующие:

$$\left. \begin{aligned} \beta &= \frac{1}{4} \omega = 0,10\pi \approx (18^\circ) \\ \beta_1 &= \frac{1}{3} \omega = 0,134\pi \approx (24^\circ) \\ \beta_2 &= \frac{1}{2} \omega = 0,2\pi \approx (36^\circ) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (8)$$

Эти данные можно применять к установке ножей любых размеров.

Дуги опрокидывания у „Беджера“ чрезмерно велики. Как можно видеть из данных, приводимых в табл. 2, только первая основная установка укладывается в указанные пределы, ибо для нее $k = \frac{\beta}{\omega} = \frac{38}{76} = \frac{1}{2}$; при второй установке только и возможна была работа. Все остальные установки оказались неработоспособными, ибо $k_1 = \frac{1}{1,6}$; $k_2 = \frac{1}{1,36}$ и $k_3 = \frac{1}{1,19}$; т. е. значительно меньше предельного $k = \frac{1}{2}$.

ПОСМАТРИТЕ

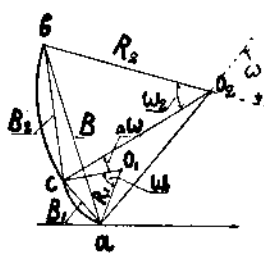


Рис. 19. Схема ножа грейдера „Остин“.

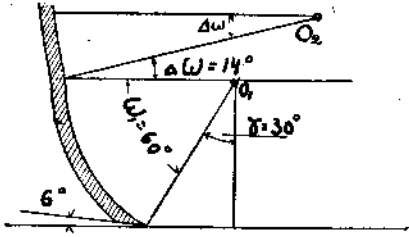


Рис. 20. Размеры ножа грейдера „Остин“.

Установки ножа у грейдера „Патроль“ предусматривают достаточные дуги опрокидывания, ибо у этой машины: $k_1 = \frac{1}{5,2}$; $k_2 = \frac{1}{3}$ и $k_3 = \frac{1}{2,1}$, что очень близко к предлагаемой норме.

Нож грейдера „Остин“ имеет сложный профиль, составленный из двух кривых: профильная линия лемеха является дугой окружности ($R_1 = 146$ мм), а у отвала профиль образован по дуге радиуса $R_2 = 459$ мм. Кроме того, стык лемеха с отвалом осуществлен недостаточно плавным переходом одной кривой в другую, ибо в стыке С радиусы не совмещаются в одной линии (рис. 19), а наклонены друг к другу под некоторым углом $\Delta\omega \approx 14^\circ$.

Хорды, стягивающие профильные дуги лемеха и отвала, имеют размеры: $B_1 = 145$ мм и $B_2 = 363$ мм, что при указанных радиусах дает $\omega_1 \approx 60^\circ$ и $\omega \approx 23^\circ$.

Угол постановки лемеха $\gamma = 30^\circ$ (рис. 20), так что лемех в начальной постановке не дает опрокидывающей дуги ($\beta_1 = 0$), а опрокидывание идет за счет отвала: $\beta_2 = \omega_2 - \Delta\omega = 23^\circ - 14^\circ = 9^\circ$.

Чтобы сопоставить эти данные с таковыми же для других грейдеров, возьмем отношение угла β_2 к углу ω , под которым видна общая хорда ножа $B = 485$ мм из центра O_2 :

$$\omega = 32^\circ \quad k_1 = \frac{\beta_2}{\omega} = \frac{9}{32} \approx 0,28$$

2 Грейдер и пледер.

научно-техническая
библиотека

ПОСМАТРИТЕ

КРАСНО

Поворачивая нож для первой перестановки на 7° (за счет угла $\Delta\omega = 14^\circ$) имеем $k_2 = \frac{16}{32} = \frac{1}{2}$, т. е. как раз предельный размер дуги опрокидывания.

Указанный способ выбора угла γ для постановки ножа способствует: 1) большей прочности лезвия ножа; 2) облегчению работы резания; 3) уменьшению рыхления слоя грунта, в первый раз попадающего на нож (последующие попадания грунта на нож успевают достаточно разрыхлить грунт, но с меньшей затратой работы); 4) интенсивному перемещению грунта в сторону (при какомнибудь угле α_0).

ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ УПРАВЛЕНИЯ НОЖОМ

Раньше было отмечено, что грейдер малого размера «Патроль» не имеет никакого привода для поворота круга G , несущего нож. Самый круг G покоится в направляющих I (рис. 9) и с внутренней стороны снабжен зубцами. Средняя из направляющих I несет на себе небольшой стерженек, пропущенный в отверстие на верхней полке этой направляющей и расположенный над впадинами зубцов круга G . Заскакивая в эти впадины, стерженек фиксирует положение ножа на какойнибудь угол α_0 .

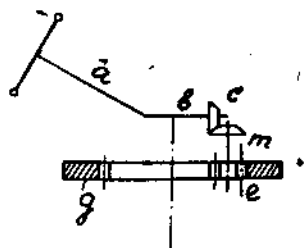


Рис. 21. Схема механизма поворота ножа в горизонтальной плоскости грейдера «Беджер» по углу α_0 .

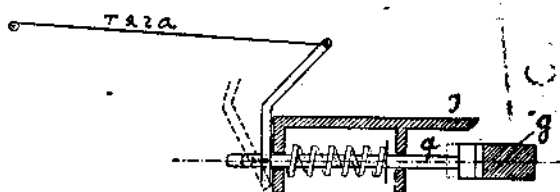


Рис. 22. Стопорное устройство грейдера «Беджер».

Круг G имеет 41 зубец, так что поворот его на один зубец изменяет угол α_0 на $8,8^\circ$. Поворот ножа в грейдере «Патроль» совершается очень легко непосредственно от руки; очень легко и быстро фиксируется нужная установка. Приспособление — простое и надежное.

Грейдер типа «Беджер» имеет специальный привод для установки ножа с площадки грейдериста; привод состоит из шарнирного вала, составленного из двух звеньев (рис. 21); одно звено a с маховичком подведено к сиденью грейдериста, другое b — снабжено конической шестеренкой c , передающей вращение вертикальному валу m с цилиндрической шестеренкой l ; эта шестеренка находится в зацеплении с кругом G , несущим на себе нож. Повернутый в соответствии с желаемым углом α_0 , круг фиксируется в этом положении с помощью приспособления, которое состоит из стопора, укрепленного на направляющих круга G и западающего в промежутки между зубцами последнего.

Стопор посажен на горизонтальном валике и закидывается между зубцами с помощью особой тяги, также подведенной к площадке грейдериста (рис. 22).

Это устройство оказалось неудобным и ненадежным. Ненадежность обнаружилась в том, что пружина, удерживающая зацепку между зубцами круга G , оказалась неспособной удержать эту зацепку на месте, так что нож во время работы получал возможность самопроизвольно срываться и, поворачиваясь,

вращать рукоятку привода, которая при этом часто ударяла по ногам грейдериста. Неудобство выразилось в том, что тяга к защелке ничем не поддерживается: нужно одной рукой держать ее оттянутой, пока другая рука поворачивает маховичок и переводит нож в новое положение.

Аналогичный механизм грейдера Остия (рис. 23) состоит из штурвала (а), подвешенного к площадке грейдериста, шарнирного вала (b), двух пар конических шестерен (с и с₁) и червячной пары (d). Червячным колесом является поворотный круг. Этот механизм несомненно — более сложный, в эксплуатации не обнаружил недостатков, оперирование им удобно и надежно и сведено к одному штурвалу (а). Наличие самотормозящей червячной передачи обусловило отсутствие специального стопорного устройства.

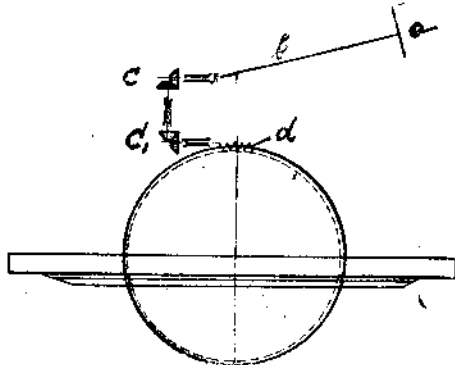


Рис. 23. Механизм поворота ножа по углу α_0 грейдера „Остия“.

Сущность механизма, приспособленного к непрерывному управлению ножом во время работы, можно усмотреть из схемы, представленной на рис. 24.

На верхней раме грейдера, в подшипниках O_1 и O_2 , монтированы два кривошипных вала, симметрично расположенные относительно средней продольной оси машины. К пальцам кривошипов радиуса r подвешены тяги R , поддерживающие за планку K всю систему нижней рамы с укрепленным на ней ножом. На противоположных кривошипу концах валов заклинены

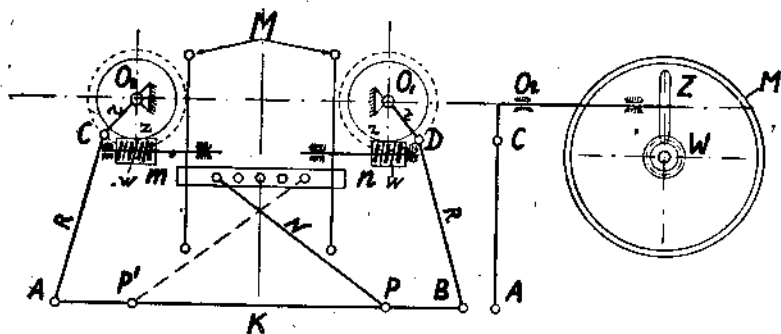


Рис. 24. Схема механизма заглубления ножа грейдеров „Патроль“ и „Беджер“.

червячные шестерни Z , находящиеся в зацеплении с червяками W , на оси которых насажены штурвалы M . Таким образом поворот кривошипов r , а вместе с тем подъем или изменение наклона ножа осуществляется с помощью двух червячных передач, винты которых выполнены самотормозящими. Одностороннее вращение штурвалов M производит подъем или загрузку ножа; вращение одного штурвала или обоих одновременно в разные стороны приводит к изменению наклона ножа (угла δ).

К верхней раме прикреплена наглухо планка m с рядом отверстий, в которые вкладывается конец этого упора N ; другой конец этого упора соединяется шарниром P с планкой K . Упор N имеет назначение придать жесткость шарнирной системе звеньев, поддерживающих нижнюю раму; кроме

того, позволяет осуществлять вынос ножа в сторону путем перестановки верхнего его конца в одну из дыр в планке. На рис. 24 представлено положение упора, позволяющее выносить нож вправо, если верхний конец

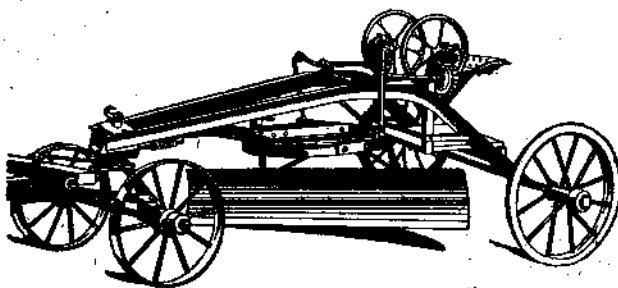


Рис. 25. Общий вид грейдера „Патроль“.

его переставить вправо в какое-нибудь отверстие. Для выноса ножа влево упорный стержень *N* переставляется в нижний конец в отверстии *P* на планке *K*, а верхним — в одно из отверстий на планке *ml* с правой стороны от середины ее. На рис. 11 и 25 можно видеть устройство подъемного механизма грейдера „Патроль“, а на рис. 12 — то же самое у грейдера „Беджер“.

В отличие от приведенных механизмов заглабления грейдеров „Патроль“ и „Беджер“ и большинства грейдеров вообще, кривошипцы механизма заглабления грейдера Остин вращаются в вертикальной плоскости, параллельной продольной оси машины. Это обстоятельство существенно изменило и схему привода для вращения кривошипцев. Кривошипцы *r*, представляя отявку с массивными сегментами *E*, свободно сидят на кривошипном валу.

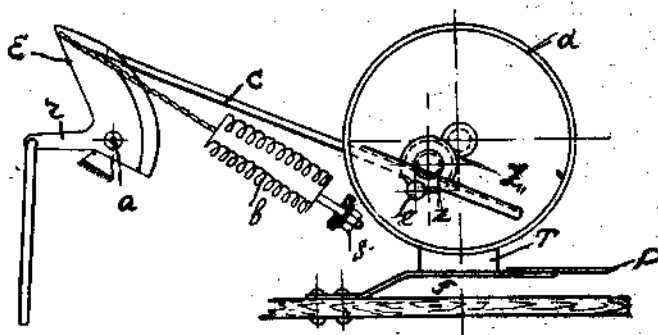


Рис. 26. Схема механизма заглабления грейдера „Остин“.

а, монтированном поперек на основной раме грейдера. Сегменты *E* (рис. 26) шарнирно соединены помощью пружин (*b*) с основной рамой и помощью зубчатой рейки (*c*) с шестеренкой (*Z*) штурвального привода. Штурвальный механизм состоит из штурвала (*d*) пары цилиндрических шестерен (*Z*), передающих движение от валика штурвала на валик шестерни (*Z*), ведущей рейку (*c*). Постоянное зацепление рейки *c* и шестерни (*Z*) обеспечивается лежащим под рейкой роликом (*l*). Из схемы понятно, каким образом при вращении штурвала (*d*) будут вращаться кривошипцы (*r*), производя подъем или опускание ножа. Пружина (*b*) предназначена для разгрузки привода от тяжести нижней рамы грейдера и степень этой разгрузки может регулироваться изменением натяжений пружины с помощью болта *s*. Не имея в своей системе самотормозящей передачи, механизм заглабления грейдера „Остин“ для

удержания ножа в определенном положении имеет специальное тормозное пружинное устройство, действующее на обод штурвала. Устройство это состоит из пружины (F) с педалью (P) и тормозной колодки (T). Достоинством этого механизма является то, что для опускания и подъема ножа (в определенных пределах) достаточно опустить педаль P , и нож под действием силы тяжести в одном случае и под воздействием реакции грунта в другом случае без затраты усилия со стороны грейдериста поднимается или опускается.

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОБСЛЕДОВАНИЯ ПОДВИЖНОСТИ НОЖА ГРЕЙДЕРОВ „ПАТРОЛЬ“ И „БЕДЖЕР“

Подвижность ножа определяется размерами звеньев подъемного механизма. Отметим некоторые его особенности и введем предварительно следующие обозначения:

Пусть расстояние между центрами кривошипных валов O_1 и O_2 равно $2l$:

$$O_1O_2 = 2l \text{ (рис. 27).}$$

Радиусы кривошипов $O_1D = O_2C = r$; длина тяг $AC = BD = R$; расстояние между точками подвеса нижней рамы A и B ; $AB = 2L$.

Условимся отсчитывать углы поворота кривошипа O_1D вправо от вертикали, а для кривошипа O_2C — влево от вертикали. Обозначим эти углы соответственно через φ_1 и φ_2 .

Угол расположения тяг DB и AC подобным же образом обозначим через ψ_1 и ψ_2 . Раскос N (рис. 24) пока оставим. Вся нижняя рама грейдера построена симметрично относительно средней продольной плоскости ее, и поэтому центр тяжести этой рамы расположен в плоскости симметрии. Для упрощения будем считать, что центр тяжести нижней рамы располагается посередине звена AB (рис. 27). В действительности он будет расположен ниже, но это не изменит особенностей механизма. Поставим себе задачу найти положение механизма $A-C-D-B$ при каких-либо заданных углах кривошипов φ_1 и φ_2 . Следовательно, для заданных углов φ_1 и φ_2 требуется найти углы ψ_1 , ψ_2 и δ , где угол δ — наклон ножа.

Равновесие нижней рамы будет лишь в том случае, когда середина M звена AB и мгновенный центр вращения его ω будут лежать на одной вертикали.

Графически не трудно найти кривую $\omega_1\omega_2$, на которой при заданных углах φ_1 и φ_2 расположатся мгновенные центры вращения звена AB при различных его положениях. Поставим тягу BD под какими-нибудь произвольными углами ψ_1' и ψ_2' , тогда правый шарнир B займет положение B_1 или

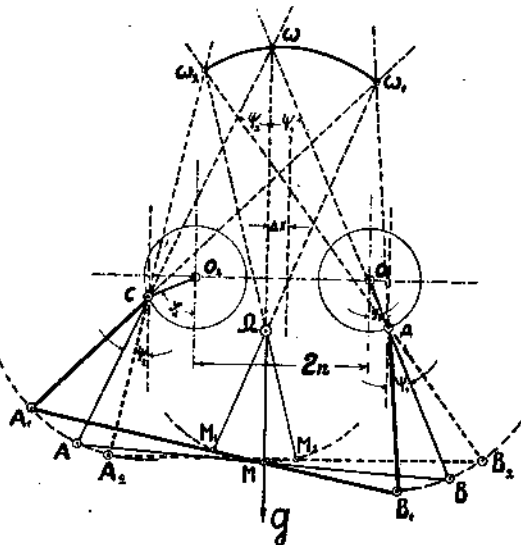


Рис. 27. Схема графического обследования поверхности ножа грейдеров „Патроль“ и „Беджер“.

B_2 . По этим точкам находим соответствующие им точки A_1 и A_2 , засекая радиусом $2L$ дуги на траектории левого шарнира A . Продолжая направление тяг A_1C и B_1D_1 , а также A_2C и B_2D , получаем мгновенные центры ω_1 и ω_2 .

Точка M , расположенная посередине звена AB , займет положения M_1 и M_2 при указанных двух его положениях.

Соединим прямыми точки M_1 и ω_1 ; M_2 и ω_2 . Отметим точку Ω , в которой эти прямые пересекутся. Эта точка будет центром окружности, которая является траекторией точки M при перемещении звена AB из положения A_1B_1 в положение A_2B_2 . Из точки Ω , как из центра, радиусом $\rho = \Omega M_1 = \Omega M_2$ проводим дугу M_1M_2 . Вертикаль $M\Omega$ в сечении с дугой M_1M_2 даст точку M , а в сечении с кривой $\omega_2\omega_1$ дает точку ω . Этим решается задача, ибо достаточно провести прямые ωC и ωD , продолжить их до пересечения с дугами A_1A_2 и B_1B_2 , отметить точки пересечения A и B и соединить их прямой, тогда точка M будет лежать на прямой AB и разделит ее пополам. Можно произвести построение иначе: из точки M , как из центра, радиусом, равным половине AB , засекаем точки A и B на окружностях, описываемых концами тяг.¹ Полученные точки соединяем между собой и соответственно с точками C и D . Продолжая линии AC и BC до взаимного пересечения, получаем точку ω , которая будет расположена на вертикали, проведенной из точки M .

Таким способом можно найти устойчивое положение звена AB для любых установок кривошипов O_1D и O_2C .

Вертикаль ωM будет делить пополам расстояние между центрами O_1 и O_2 только в тех случаях, когда $\varphi_1 = \varphi_2$; в иных случаях, когда $\varphi_1 \neq \varphi_2$, вертикаль ωM расположится либо справа, либо слева от средней продольно-вертикальной плоскости машины; вместе с ней сместится в сторону и нож.

Величина такого смещения ΔX легко определяется из чертежа (рис. 27).

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ ДЛЯ ВЫНОСА НОЖА В СТОРОНУ

Звено N фиксирует положение звена AB и, кроме того, служит для осуществления выноса ножа в сторону (рис. 24). Попытаемся определить усилие, какое надо затратить для выноса ножа на большее или меньшее расстояние.

Пусть положение кривошипов C и D определяется какими-нибудь углами φ_1 и φ_2 .

Четырехзвенный шарнирный механизм $CABD$ займет некоторое положение под действием своего веса.

Отведем звено AB в сторону и закрепим его с помощью раскоса N в таком вынесенном в сторону положении. Вся система будет находиться в равновесии под действием активной силы G — веса системы ножа, закрепленной на звене AB , и реактивных сил T , S и R , приложенных соответственно к осям шарниров p , C и D (рис. 28). Направление этих сил совпадает с направлением шарнирных звеньев pc , AC и BD . Обозначим плечи моментов сил G и T относительно ω — центра мгновенного вращения звена AB соответственно X и Y , тогда для равновесия системы необходимо условие

$$G \cdot X = T \cdot Y,$$

откуда:

$$T = G \cdot \frac{X}{Y}$$

¹ В предположении, что точка Ω и кривая $\omega_1\omega_2$ найдены для заданных углов φ_1 и φ_2 .

Ползушка, несущая на себе шарнир л раскоса и переставляемая вдоль направляющей рейки mm , будет находиться под действием силы $T' = -T$ (рис. 29), и для перестановки ее при увеличении выноса рамы с ножом надо приложить некоторую силу P_0 вдоль рейки mm , и эта сила может быть определена следующим образом:

$$P_0 \geq T \cos \vartheta + f \cdot T \cdot \sin \vartheta = T(\cos \vartheta + f \cdot \sin \vartheta) = G \cdot \frac{X}{Y} (\cos \vartheta + f \sin \vartheta) \dots \dots \dots (9)$$

где ϑ — угол между рейкой mm и раскосом N , а f — коэффициент трения между ползушкой и рейкой.

Формула (9) показывает, что усилие P_0 , необходимое для выноса ножа в сторону, должно быть больше суммы двух сил: 1) слагающей силы T , направленной вдоль рейки, и 2) силы трения, возникающей от другой составляющей силы T , направленной перпендикулярно к рейке mm .

Применительно к размерам подъемного механизма грейдера „Беджер“ выполнено рассмотренным способом графическое определение силы $P = T \cos \vartheta$ при перестановке ползушки в одно из положений, определяемых рядом отверстий или зубцов на направляющей полосе.

На рис. 30 вычисление силы P сделано для того случая, когда кривошипы расположены под углом $\varphi_1 = \varphi_2 = 0^\circ$, т. е. точки C и D кривошипов располагаются в самом нижнем положении, а на рис. 31 — для случая, когда $\varphi_1 = \varphi_2 = 180^\circ$, т. е. когда точки C и D поставлены в самое верхнее положение.

Направляющая планка mm , жестко связанная с основной рамой грейдера, расположена на 360 мм ниже линии центров O_1O_2 и параллельна этой линии. Планка mm снабжена одиннадцатью зубцами, с помощью которых и фиксируется перестановка ползушки F (рис. 32). Эта ползушка выполнена в виде коробки, внутри которой помещается горизонтальный валик d , с цевкой C ; концы валика d пропущены в продолговатые отверстия в передней и задней

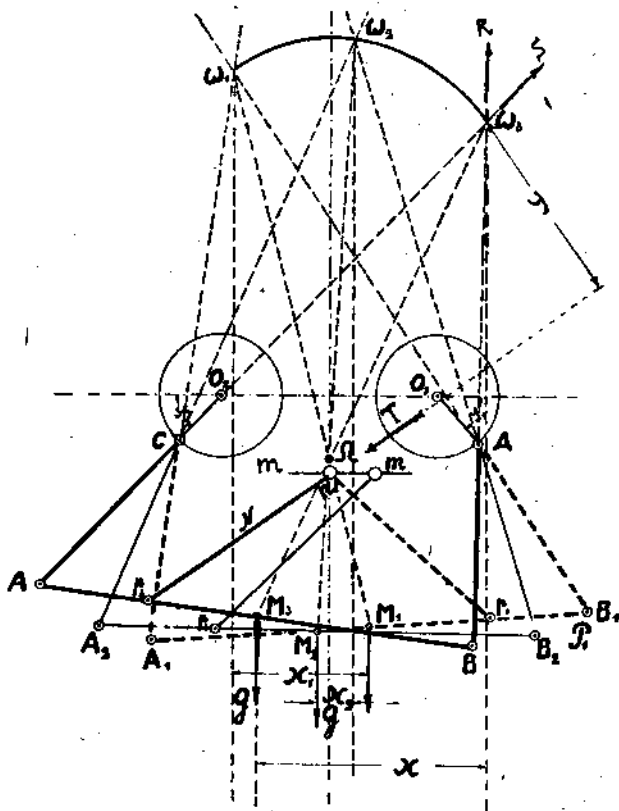


Рис. 28. Схема расположения сил, действующих на звенья механизма заглубления при отклоненном звене AB .

стенках коробки F и служат опорой пропущена сквозь круглое отверстие

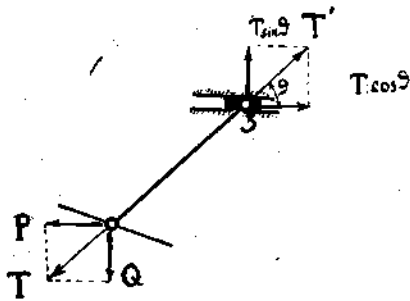


Рис. 29. Расположение и величина сил, действующих на полушку механизма ваглубления.

тром Ω ; кривая $\omega\omega$ — геометрическое место центров мгновенного вращения звена AB .

На всех этих кривых размечены точки O, I, II, V , отвечающие положению полушки на середине рейки mt (точка O) на I, II, V зубцев вправо от середины, а точка I', II', V' будут отвечать положению полушки на соответствующем зубце влево от середины.

Построенные положения звена AB определяют плечи X и X' , а вместе с тем и $\frac{X}{Y}$.

На диаграммах (рис. 30, 31) приведены значения силы P (слагающей T вдоль рейки mt), соответствующие устанкам полушки F на каждый из зубцов рейки mt для того случая, когда кривошипные γ опущены в самое нижнее положение ($\varphi_1 = \varphi_2 = 0$), и когда кривошипные поставлены под углами ($\varphi_1 = \varphi_2 = 180^\circ$).

Вес нижней рамы с вожом принят $G = 250$ кг. Величина силы P будет изменяться по мере перемещения полушки F с одного зубца на другой согласно кривых на указанных диаграммах.

Посмотрим, к какому выводу может привести рассмотрение этих диаграмм.

В первом случае ($\varphi_1 = \varphi_2 = 0$) перестановка полушки вправо от середины не требует никакого усилия (рис. 30). Она перемещается под действием

развилки E ; последняя своим хвостом в верхней стенке коробки F . Пружина M замыкает связь развилки E с валиком d , а следовательно, и с коробкой F . Вращением валика d цевка C перекидывается последовательно с одного зубца на другой и переставляет всю коробку вдоль рейки mt . Валик d с помощью шарнира Гука соединен с другим валом, конец которого с маховичком подведен к площадке грейдериста.

На графиках (рис. 30 и 31) имеются следующие обозначения: кривая PP — траектория центра шарнира, соединяющего звено AB с упором N ; кривая MM — траектория середины звена AB , которая является дугой окружности с цен-

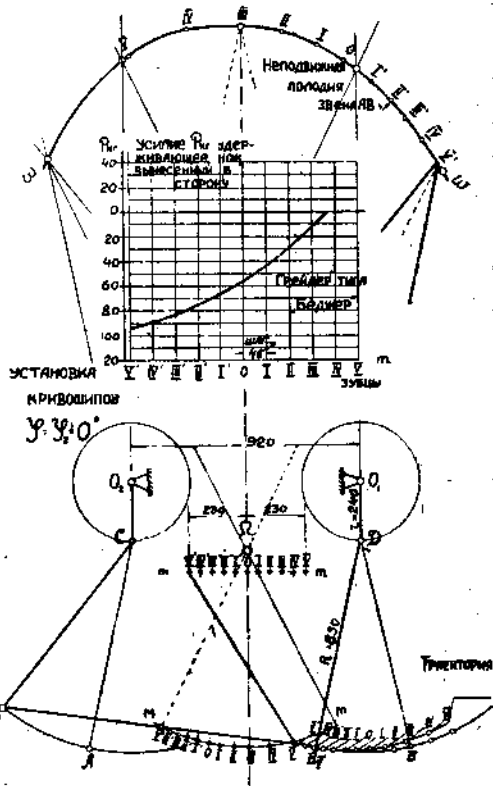


Рис. 30. Диаграмма усилий, удерживающих вынесенный нож при кривошипных под углом 0° грейдера „Беджер“.

веса нижней рамы и может дойти почти до IV зубца, ибо вблизи этого положения рама приходит в устойчивое положение (центр тяжести ее занимает самое низкое положение). Но перемещение ползушки влево будет требовать значительного усилия, которое при установке на V' зубец влево окажется равным около 100 кг. Итак, когда рама занимает свое устойчивое положение и середина ее располагается в плоскости симметрии всего грейдера, ползушка становится между III и IV зубцом вправо, и следовательно, смещения (выноса) ножа в сторону — нет. Перемещая ползушку влево от III зубца, будем выносить нож влево, для чего и потребуются усилия, достигающие при постановке ползушки на середину рейки m до 60 кг и до 100 кг при постановке ползушки на самый крайний левый зубец, причем сила трения не учтена.

Во втором случае, когда кривошипны поставлены в самое верхнее положение ($\varphi_1 = \varphi_2 = 180^\circ$, см. рис. 31), а рама занимает положение устойчивое, упор N свободно располагается между IV' и V' зубцами слева от середины рейки.

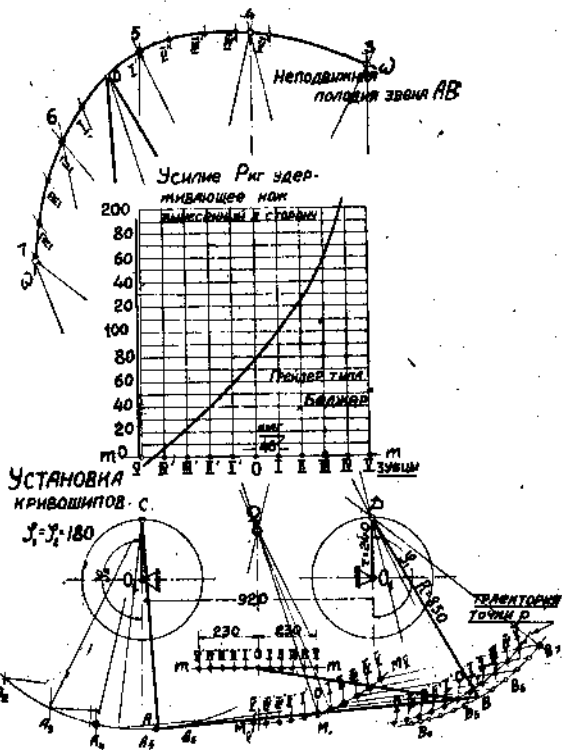


Рис. 31. Диаграмма усилий, удерживающих вынесенный нож при кривошипных под углом в 180° грейдера „Беджер“.

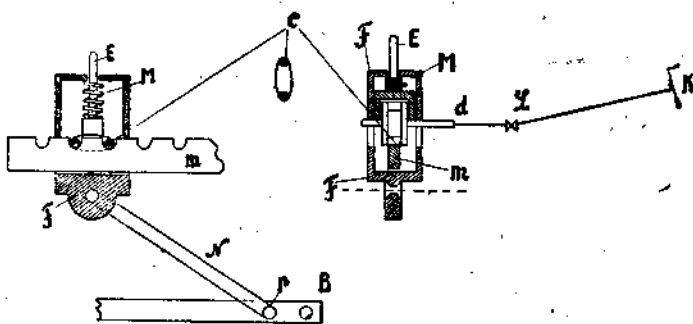


Рис. 32. Схема передвижения и стопора ползушки грейдера „Беджер“.

Изменение усилия P для выноса ножа вправо определяется кривой, так что для перестановки ползушки F на середину рейки mm потребуется около 80 кг, а середина ножа при этом переместится вправо на 250 мм (рис. 31).

Таким образом из сопоставления графиков на рис. 30 и 31 можно установить следующий прием установки выноса ножа.

Вынос вправо. Нижний конус упора N закреплен около правой тяги близ точки B . Нож опускается в самое нижнее положение до прикосновения с поверхностью дороги и одновременно переводится ползушка вправо и закрепляется на правой стороне рейки mt . В самое нижнее положение кривошип поставить нельзя, так как нож раньше этого упрется в землю; привести кривошип в самое нижнее положение можно, если домкратами поднять заднюю ось грейдера. Тогда ползушка может быть закреплена на одном из крайних правых зубцов шейки mt . Подняв нож вверх, получим наибольший вынос ножа вправо.

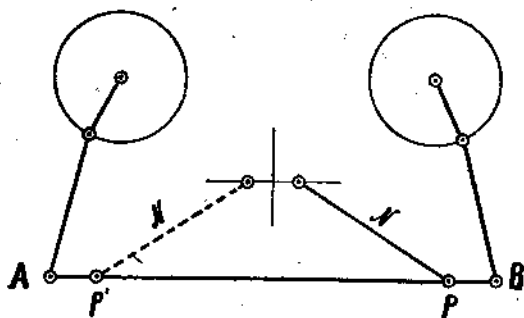


Рис. 33. Схема расположения раскоса N при выносе ножа вправо и влево.

Вынос влево осуществляется путем закрепления нижнего конца упора N с левой стороны звена AB близ точки A (точка p^1 на рис. 33).

МЕХАНИЗМ ГРЕЙДЕРА БЕДЖЕР ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ВЫНОСА НОЖА

Облегчении манипуляции с выносом ножа приходится думать в тех случаях, когда грейдер лишен механического привода для этой цели, как это имеет место, напр. в грейдере типа „Патроль“.

Грейдер „Беджер“ снабжен описанным выше приспособлением и поэтому осуществление выноса с этой стороны затруднений не встречает. Однако, в конструкции этого приспособления имеется один существенный недостаток, который значительно ограничивает величину выноса. Рассмотрим какое-нибудь положение цевки C в момент перебрасывания ее вправо. В этот момент упор N будет действовать на ушко ползушки с некоторой силой T (рис. 34), которое своей составляющей Q будет прижимать ползушку F к рейке m , а слагающая P будет воспринята направляющей, в которой перемещается валик d . Сила Q вызовет силу трения $S = F \cdot Q$ в стыке ползушки F с рейкой m . Эту силу, одинаково направленную с силой P , надо преодолеть при перестановке ползушки. В некоторый момент на ползушку, когда она перемещается вправо, со стороны валика d действует сила $P_0 = P + F$ и, наобо-

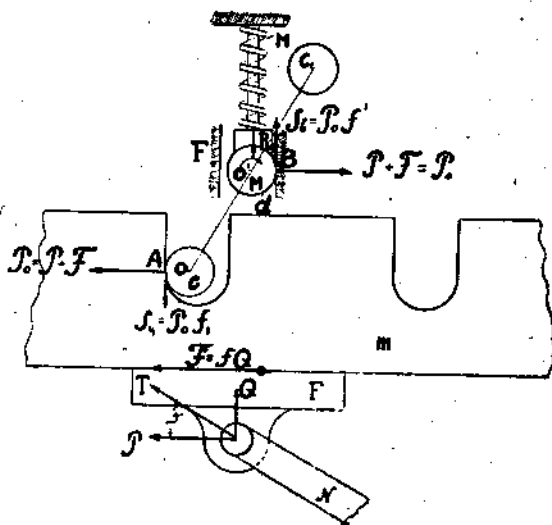


Рис. 34. Схема распределения усилий в ползушке грейдера „Беджер“.

рот, ползушка препятствует валуку d поворачиваться вправо с силой ($-P_0$). Пусть точка A является опорой цевки C о край впадины на рейке m , тогда пара $P_0 - P_0$ и определит момент сопротивления вращению валука d . При вращении цевки C можно предусмотреть следующие три возможных случая. 1) Точка A , в которой цевка C упирается в зубец рейки m , неподвижна. Тогда вся система цевки $C - C$, будет вращаться около центра O опорной цевки C , а точка опоры B валука d будет перемещаться. Этот случай возможен только тогда, когда сила трения скольжения S_1 цевки о зубец будет больше трения S' валука в направляющих коробки F . 2) Точка A не сохраняет своего положения, а точка B остается неподвижной. В таком случае цевка $C - C$ будет вращаться около оси валука d . Это будет в том случае, когда трение валука $S_n > S_u$ и, 3) Точки A и B не сохраняют своего положения и могут одновременно перемещаться — этот случай определится условием $S_n = S_u$, и система цевки будет поворачиваться около центра, расположенного посредине между точками O и O' (рис. 34).

Различие в силах трения S_n и S_u получается в первую очередь за счет различных коэффициентов трения, ибо валик d трется о чугун, а цевка $C - C$ о железо, а кроме того, возможные перекосы в направляющих валука d при значительных усилиях могут повлечь и заклинивание, что повышает силу S_n по сравнению с S_u . При значительной разности $S_n - S_u$ цевка C приподнимается кверху, вследствие вращения около точки O' , и срывается с зубца, не позволяя перенести нож до желаемого положения в сторону. В предупреждение такого случая приспособление имеет пружину M , действие которой сводится к погашению разности $S_n - S_u$, т. е. пружина M , для устранения срыва цевки, должна быть рассчитана на усилие $R \geq S_n - S_u$.

У грейдера „Беджер“ сила пружины была недостаточна и цевка срывалась раньше, чем удавалось перекинуть ее на два — три зубца; поэтому большого выноса ножа в сторону получить не удавалось.

Из сказанного следует, что для устранения срыва цевки при осуществлении выноса ножа, надо, во-первых, ослабить трение валука d о направляющие, путем обработки опорных плоскостей этих направляющих, причем обработка должна быть точной, чтобы опорные грани a и a_1 (а также b и b_1) располагались в одной плоскости (рис. 35а) Диаметр валука d должен быть строго выдержан; при точном изготовлении направляющих (рис. 35б) и валука возможно заклинивание последнего. Во-вторых, надо взять пружину M лучшего качества и большей силы, рассчитав ее по выражению

$$R \geq P_0(f - f_1),$$

где

$$P_0 = P + Qf'.$$

f — коэффициент трения чугуна о железо, f_1 — коэффициент трения железа о железо, P — горизонталь составляющая выноса ножа; $Q = P \cdot \operatorname{tg} \vartheta$, причем ϑ — угол наклона упора N с горизонталью.

Для примера определим силу пружины, достаточную для выноса поднятого ножа, когда кривошипны расположены под углами $\varphi_1 = \varphi_2 = 180^\circ$, а вынос определяется положением ползушки на среднем зубце (о) рейки mt .

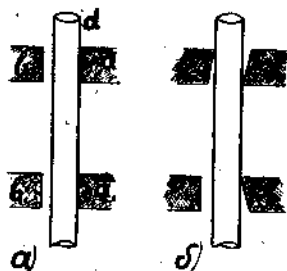


Рис. 35. Влияние точности обработки деталей ползушки (валука) на ее работу.

График на рис. 31 показывает для такого положения значение силы $P = 83$ кг. Угол $\vartheta = \approx 10^\circ$. Сила Q , прижимающая полушку к рейке $Q = P \cdot \operatorname{tg} \vartheta = 83 \cdot 0,176 = 14,6$ кг. Принимаем коэффициент трения чугуна о железо $f' = 0,18$; коэффициент трения железа о железо $f_1 = 0,14$. В таком случае

$$f \cdot Q = F = 0,18 \cdot 14,6 \approx 2,6,$$

откуда

$$P \div_0 = P + F = 85,6 \text{ кг} \approx 86 \text{ кг.}$$

Сила R , на которую следует рассчитать пружину, если ограничиться указанным выносом ножа, не должна быть больше, чем

$$(f - f_1) \cdot P_0 = 0,04 \cdot 86 = 3,45 \approx 3,5 \text{ кг.}$$

Увеличивая для надежности эту величину в два раза, имеем

$$R = 7 \text{ кг.}$$

Кроме указанного, следует точно выдержать расположение впадин друг относительно друга и боковые грани их выполнить вертикальными, для исключения возможности возникновения силы P_n , способствующей выбрасыванию цевки C из впадины (рис. 36).

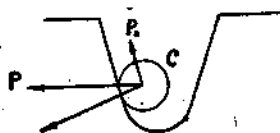


Рис. 36. Выбрасывание цевки полушки вследствие грубой обработки рейки.

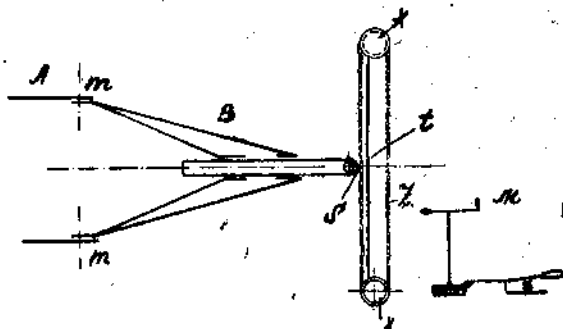


Рис. 37. Схема механизма выноса ножа гр. „Остия“.

Таким образом для надежного действия рассматриваемого приспособления требуется точное изготовление деталей, правильная сборка их и достаточная сила пружины.

В грейдере „Остия“ приспособление для выноса ножа получило совершенно иное конструктивное выражение. Подвижная рама A сзади снабжена хвостом (рис. 37, 30), связанным с ней двумя шарнирами mt . Другой конец хвоста соединен шарниром с полушкой S , скользящей вдоль штанги k ; полушка, кроме того, присоединена к бесконечной цепи Z , перекинутой через две звездочки X , оси которых укреплены к основной раме грейдера близ задних колес. Вращая одну из звездочек с помощью штурвала M , можно перемещать полушку S поперек грейдера, а вместе с ней поворачивать всю нижнюю раму около точки O и тем самым осуществлять вынос ножа в сторону.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗМОЖНЫХ ВЫНОСОВ И ЗАГЛУБЛЕНИЙ НОЖА.

Рассмотрим теперь приспособленность механизма к осуществлению наибольшего выноса ножа в сторону.

На рис. 38 приведена схема механизма у грейдера „Беджер“, с размерами, заснятыми по натуре.

Если принять во внимание, что высота H расположения кривошипных валов над опорной поверхностью колес у грейдера „Беджер“ равна 1400 мм, то при размерах кривошипа и тяг $r = 240$ мм, $R = 660$ мм, и при высоте подвижной рамы $h = 690$ мм (h — расстояние от лезвия ножа до линии шарниров $A-B$ по вертикали) (см. рис. 39) — наибольшее возможное заглубление ножа будет

$$\Delta h = \sqrt{(R+r)^2 - (L-n)^2} + h - H,$$

где $2n = 920$ мм, а $2L = 1300$ мм (для грейдера „Беджер“), следовательно,

$$\Delta h = 875 + 690 - 1400 = 1565 - 1400 = 165 \text{ мм.}$$

Таким образом, без выноса нож возможно заглубить в грунт лишь на 165 мм. Такого заглубления, однако, недостаточно, ибо при наличии поперечных выбоин на поверхности (рис. 39) нож будет в состоянии лишь слегка срезать гребни $a-a$. Работоспособность ножа совсем сокращается, если нож вынесен в сторону.

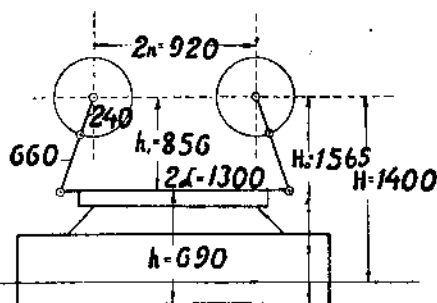


Рис. 38. Схема механизма заглубления грейдера „Беджер“.

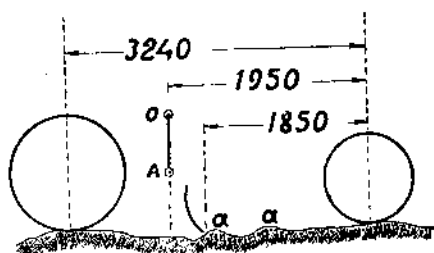


Рис. 39. Картина работы ножа грейдера при наличии на дороге выбоин.

На рис. 40 графически определены возможные положения ножа, причем следует отметить, что построения произведем для случая горизонтального положения лезвия ножа и лишь для одной половины механизма.

1. Самое низкое положение ножа определяется нахождением точек A_1 и B_1 подвески подвижной рамы к тягам на окружностях, проведенных радиусом $(r+R)$ из центров O_1 и O_2 на расстояниях от средней линии OO , равных L . Для нахождения этого положения из центров O_1 и O_2 описываем радиусом $(r+R)$ окружности, проводим справа и слева на расстоянии L от средней линии вертикали, пересечение которых с окружностями и даст нам искомые точки A_1B_1 .

Положение механизма будет: $O_2D_1 - D_1B_1 - B_1(A_1 - A_1C_1 - C_1O_1)$. Обозначения в скобках на чертеже не показаны.

2. Положение, когда лезвие ножа только начинает соприкасаться с обрабатываемой поверхностью, очевидно, будет отлично от положения 1-го. Для нахождения этого положения проводим горизонталь AB на расстоянии $h = 690$ мм от опорной плоскости колес. Вертикали, проведенные через точки A_1B_1 , в пересечении с горизонталью AB определяют точки A и B . По этим точкам помощью засечек не трудно найти положения кривошипов C и D . Таким образом, положение механизма будет $O_2D - DB (BA - AC - CO_1)$ и определяет начало погружения ножа в грунт при симметричном расположении его относительно продольной оси грейдера.

3. Практическое значение для грейдера имеет положение ножа с некоторым выносом в сторону.

Максимальный вынос обуславливается пересечением окружности радиуса $(r + R)$ с горизонталью AB . Это положение для правого конца ножа определяется точкой b . Очевидно, что расположение левого шарнира a , левой тяги R и левого кривошипа r не будет соответствовать правым. Для нахождения их положений следует: 1) от точки b влево по горизонтали AB отложить отрезок $ab = 2L$; 2) из конца отрезка a радиусом R описать дугу; пересечение ее с окружностью O_1 пальца левого кривошипа C и определит положение точки C . Искомое положение механизма

$$Q_2d - db - b (a - ac - cO_1)$$

Вынос ножа в сторону определяется расстоянием середины звена ab от средней вертикальной линии OO — или, что то же — отрезком bB . Таким образом, предельный вынос ножа в сторону определяется величиной $\Delta X_0 = bB = 350 \text{ мм}$

Для осуществления его надо верхний конец упора N переместить по направляющей планке mm в точку m_0 , т. е. вправо от середины этой планки на расстояние 185 мм (очень близко к IV положению). Однако, заглубить нож при такой установке упора нельзя. В самом деле, рабочим концом в рассматриваемом случае является правый конец ножа. При вращении кривошипа d в любую сторону шарнир b будет подниматься только вверх, а вместе с ним и правый конец ножа. Чтобы заглубить нож правым концом, надо поднимать левый шарнир a вращением кривошипа C по ходу стрелки часов и только при большом наклоне ножа правый конец его немного опустится. Таким образом, при выносе на 350 мм нож практически почти неработоспособен.

Посмотрим, как изменяется глубина погружения ножа с постепенным выносом его в сторону, при условии резания всем лезвием. С этой целью обратимся к рис. 40.

Если из центров кривошипов опишем дуги радиусом $(r + R) = (240 + 660) = 900 \text{ мм}$, то получим предельные положения точек A и B при отсутствии упора N .

Из точек $V_1, IV \dots O \dots III \dots V$ на планке mm , соответствующих положению центра верхнего шарнира раскоса N , проведем ряд дуг радиусом, равным длине этого раскоса ($N = 810 \text{ мм}$). Указанным выше способом находим самое низкое положение ножа (на рис. 40 — горизонталь A_1B_1). Проводим влево от точки B вертикаль P_0F' на расстоянии 85 мм (нижний шарнир упора O), пересечение вертикали P_0P' с дугами $I-I', II-II'$ и т. д., определить точки $\dots 2' \dots 3'$; расстояние этих точек от горизонтали AB определит глубину загрузки ножа в грунт без выноса при установках верхнего конца упора N в отверстия II, III и т. д. Как видно на чертеже, только установка упора на II' и III' отверстия позволяют сохранить среднее, без выноски в сторону, положение ножа, причем установка на III' отверстие заглубляет нож на 40 мм; установка на II' отверстие определяет глубину загрузки на 115 мм, и I' отверстие — на 160 мм. Отметим положение шарнира P_1 для тех случаев, когда точка B звена A_1B_1 находится на предельной кривой $B'B_1$. С этой целью отмечаем точку O'_2 влево от центра O_2 на расстоянии $O_2O'_2 = p'B_1 = 85 \text{ мм}$. Из этой точки O'_2 радиусом, равным $R + r = 660 + 240 = 900 \text{ мм}$, проводим дугу PP' , являющуюся геометрическим местом точек p , когда точки B располагаются по кривой B_1b . Точки пересечения дуги PP' с дугами $I-I_1, II-II_1$ и т. д. отметят положение шарнира p , при установках верхнего конца упора N на соответствующие

отверстия. Расстояния полученных точек p''_I, p''_{II} и т. д. от вертикали P_0P' определяют вынос ножа (ΔX), а от горизонтали AB — соответствующую глубину загрузки. Наибольший вынос получается при установке на IV отверстие (или зубец) вправо от среднего.

$\Delta X_{IV} = 370$ мм, но глубина погружения всего $\Delta h_{IV} = 7,0$ мм	
$\Delta X_{III} = 270$ " " " "	$\Delta h_{III} = 50$ "
$\Delta X_{II} = 200$ " " " "	$\Delta h_{II} = 90$ "
$\Delta X_I = 15$ " " " "	$\Delta h_I = 160$ "

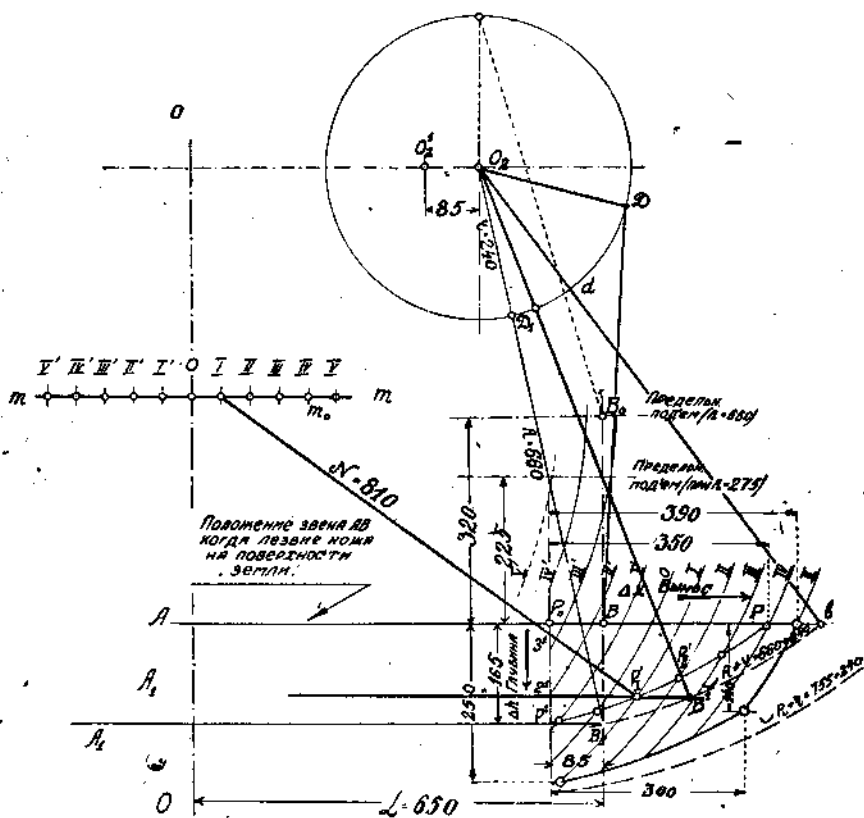


Рис. 40 Графическое определение возможных положений ножа грейдера „Беджер“ (вынос вправо).

Подробное рассмотрение схемы убеждает в недостаточной длине тяг R . Практически, машина оказалась совсем неработоспособной, и к наблюдениям возможно было обратиться после удлинения тяг до $R = 755$ мм. На том же графике (рис. 40) приведена характеристика механизма с удлиненными тягами с точки зрения осуществления выноса и глубины загрузки ножа. Установка упора на I-е отверстие позволяет осуществить наибольшую глубину загрузки почти без выноса: в этом случае

$$\Delta X_I = 10 \text{ мм}, \Delta h_I \cong 250 \text{ мм}$$

с перестановкой упора N с I до V отверстия можно значительно увеличивать вынос ножа, сравнительно мало влияя на глубину загрузения:

$$\Delta X_V = 300 \text{ мм при глубине } \Delta h_V = 140 \text{ мм.}$$

Дальнейшее повышение выноса возможно лишь за счет подъема ножа, т. е. при быстром уменьшении глубины загрузки его.

Предельные размеры выноса заглабления и подъема ножа для разобранных размеров механизма отмечены в табл. 3.

ТАБЛИЦА 3

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЕДЕЛЬНЫХ ВЕЛИЧИН ВЫНОСА (ΔX), ЗАГЛУБЛЕНИЯ (ΔY) И ПОДЪЕМА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО НОЖА ДЛЯ ГРЕЙДЕРА ТИПА „БЕДЖЕР“.

(Установка звена N на сжимающую нагрузку).

Механизм	Максимальный вынос		Максимальное заглабление		Максимальный подъем	
I. Вариант действ. $r = 240 \text{ мм}$ $R = 660 \text{ „}$ $2L = 1300 \text{ „}$ $N = 810 \text{ „}$	при $\Delta Y = 0$ 350 мм	—	при 165 мм	—	320 мм	—
II. Вариант испр. $r = 240 \text{ мм}$ $R = 755 \text{ „}$ $2L = 1300 \text{ „}$ $N = 810 \text{ „}$	390 мм	при $\Delta Y = 140$ 300 мм	—	—	225 мм	—

В рассмотренных схемах можно отметить одну особенность, общую для них: с заглаблением ножа вынос неуклонно уменьшается, причем это уменьшение глубины следует по дуге окружности, описываемой упором N . Упор N в такой установке выдерживает сжимающую нагрузку от веса нижней рамы.

Во время подрезки бровки такое свойство механизма несколько затрудняет работу грейдериста тем, что при опускании идущего над бровкой ножа он уходит от нее в сторону грейдера. Это обстоятельство натолкнуло на мысль приспособить нож так, чтобы он при опускании подползал ближе к бровке, отклоняясь в сторону от грейдера. Осуществить такое движение ножа можно за счет постановки более короткого раскоса N , заставляя его работать не на сжатие, а на растяжение при выносе ножа. Применительно к „Беджеру“ такой вариант показан на рисунке 41, где раскос взят длиной 625 мм (вместо 810 мм). В этом случае наибольший вынос осуществляется влево закреплением верхнего конца упора N на отверстии V' , а нижнего — около правого шарнира B ; для осуществления наибольшего выноса вправо верхний конец раскоса N ставится на V отверстие, а нижний — около левого шарнира A .

Построение положений механизма заглабления на рис. 41 сделано следующим образом.

1. Найдено самое низкое положение звена AB путем пересечения дуг A_1A_1 и B_1B_1 , проведенных из центров O_1 и O_2 радиусом $(R+r) = (755+240) = 995$ мм, с вертикалями B_0B_0 , отстоящими от средней линии грейдера $O-O$ вправо и влево на расстояние $1/2$ длины звена AB (на чертеже это положение обозначено A_1B_1).

2. Из центров отверстий на планке mn радиусом, равным длине раскоса $N (= 625 \text{ мм})$, засечены дуги $V'-V'$, $IV'-IV'$ и т. д.

3. Вертикаль, проведенная через точку p , где крепится нижний конец раскоса N на звене AB , в пересечении с дугами $V'-V'$, $IV'-IV'$ и т. д., отметит точки 5, 4, 3 и т. д., расстояния которых от горизонтали $A-B$

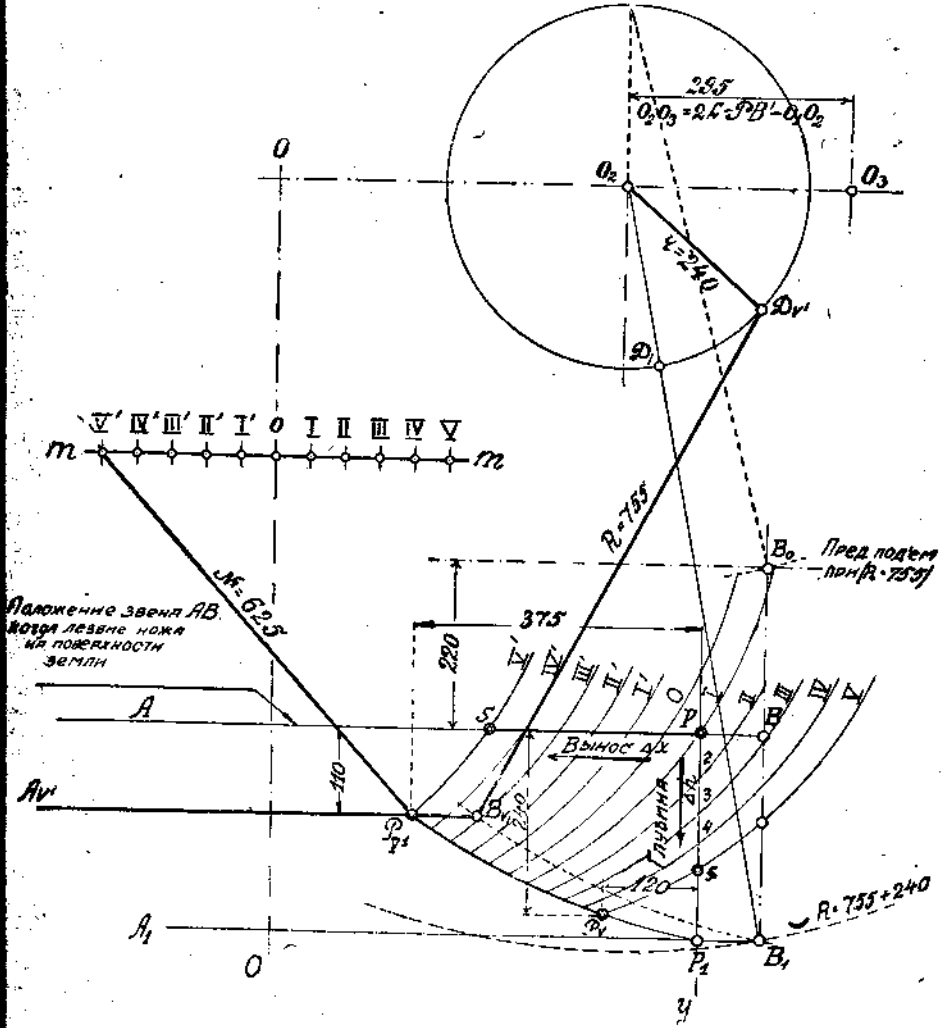


Рис. 41. Графическое определение возможных положений ножа грейдера „Беджер“ (вынос влево).

определил глубину загрузки ножа без выноса при установке раскоса на V , IV и т. д. отверстия по планке mn .

Так небольшая глубина загрузки ножа без выноса получается равной 170 мм (5) и в том только случае, когда раскос поставлен на V отверстие. По мере перестановки раскоса по планке mn влево возможная глубина загрузки без выноса уменьшается. Постановкой раскоса влево от I -го отверстия загрузить нож без выноса нельзя.

4. Для отметки предельного выноса засекаем все дуги $V'-V'$, $IV-IV$ и т. д. дугой $P_V P_V$ радиуса $(R+r) = (755 + 240) = 995$ мм из центра O_3 , отстоящего вправо от центра O_2 на расстоянии $O_2-O_3 = 2L - PB' - O_1 O_2 = 1300 - 85 - 920 = 295$ мм. Точки пересечения $P_V \dots P_V$ отметят положения шарнира p при наибольшем выносе и заглублении горизонтально расположенного ножа.

Если поместить начало координат в точке P , ось Y направить вниз по прямой PP_1 , а ось X — по горизонтали AB влево, то ломаная кривая $5 - P_V - P_V - 5'$ представит диаграмму предельного заглубления в зависимости от выноса. Рассмотрение этого графика показывает, что наибольший вынос получается при установке раскоса на V' отверстие: $\Delta X_5 = 375$ мм при глубине $\Delta h'_{V'} = 110$ мм. Наибольшая глубина загрузки $\Delta h_V = 240$ мм при выносе $\Delta X_V = 120$ мм, что возможно лишь при установке упора на V отверстие.

Признать такие способности механизма достаточными для работы нельзя, ибо очень мала способность ножа загружаться при наибольшем выносе, что обусловлено недостаточной длиной тяг.

Для того, чтобы выбрать подходящий механизм с установкой звена N на растягивающую нагрузку, можно указанным графическим способом определить характерные величины для выноса, заглубления и подъема ножа, осуществляемых механизмом с иными размерами. Как пример, разобраны два варианта механизма, характеристики которого вместе с рассмотренными приведены в таблице 4.

ТАБЛИЦА 4
ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЕДЕЛЬНЫХ ВЕЛИЧИН ВЫНОСА (ΔX) ЗАГЛУБЛЕНИЯ (ΔY) И ПОДЪЕМА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО НОЖА ГРЕЙДЕРА ТИПА „БЕДЖЕР“

(Установка звена N на растягивающую нагрузку)

Механизм	Максимальный вынос ΔX		Максимальное заглубление		Максимальный подъем над обраб. поверхн.
	при $\Delta Y = 0$	при $\Delta Y = 110$	при $\Delta X = 0$	при $\Delta X = 120$	
I вариант: $r = 240$ мм; $R = 755$ мм $2l = 1300$ мм; $N = 625$ мм	280 мм	375 мм	175 мм	240 мм	220 мм
II вариант: $r = 250$ мм; $R = 800$ мм $2l = 1300$ мм; $N = 650$ мм	240 мм	при $\Delta Y = 170$ 395 мм	210 мм	при $\Delta X = 115$ -280 мм	180 мм
III вариант: $r = 275$ мм; $R = 825$ мм $2l = 1300$ мм; $N = 675$ мм	210 мм	при $\Delta Y = 210$ 420 мм	235 мм	при $\Delta X = 215$ 315 мм	185 мм

В последних двух вариантах предусмотрены достаточные подъемы ножа над обрабатываемой поверхностью (около 180—185 мм), обеспечивающие свободное передвижение орудия по дороге с поднятым ножом.

Третий вариант делает возможным вынос ножа до 420 мм в сторону и одновременное погружение его до 210 мм (при горизонтальном положении), что следует признать более выгодным по сравнению с вариантом первым, представленным на рис. 41, где $\Delta X_{\max} = 375$, но $\Delta h = 110$ мм.

Таким образом, если в „Беджере“ увеличить радиус кривошипов до $r = 275$ (вместо 240), удлинить тяги до $R = 825$ (вместо 660), укоротить раскос до $N = 675$ (вместо 810) и оставить остальные размеры прежними, то подвижность ножа будет более удобной, вынос — более существенный и более приспособленный к срезу бровки.

Все построения, какие были сделаны для определения возможных заглублений и выноса ножа, выполнены для частного случая, — когда нож, перемещаясь, остается горизонтальным, или, иными словами, рассмотрен был случай поступательного перемещения горизонтально расположенного ножа.

Чтобы охарактеризовать остальные возможные положения ножа, придется ввести новый параметр — угол δ наклона ножа к горизонту. В таком общем случае перемещение его можно осуществить двумя последовательными приемами: сначала поступательно, а затем поворачивая на некоторый угол δ .

Нетрудно показать, что при заданном графике возможных положений горизонтально расположенного ножа вынос и заглубление рабочего конца его получаются путем дополнительных построений и несложных вычислений. В самом деле, положение горизонтального ножа можно определить положением любой точки нижней рамы, на которой укреплен нож; за такую точку удобно взять точку P , где помещается нижний шарнир для раскоса N . Пусть дан такой график; на рис. 42 он изображен пунктирной кривой $PP'P''p$ и относится к механизму с коротким раскосом N , обуславливающим вынос влево, где собственно и находится рабочий конец ножа.

Отметим характерное положение звена AB , а вместе с тем и ножа (см. рис. 42):

1. Точка P определяет такое положение звена AB , когда лезвие ножа касается поверхности земли; звено AB — горизонтально, нож вынесен влево от своего среднего положения на предельное расстояние $O'P$.

2. Точка P' определяет наибольший допускаемый механизмом вынос ножа горизонтального влево (абсцисса точки P') при соответствующем заглублении (ордината точки P').

3. Точка P'' определяет наибольшее заглубление горизонтального ножа при соответствующем выносе.

Найдем возможные положения наклоненного ножа для каждого из этих трех случаев.

Рабочий конец ножа находится слева, поэтому наклонить нож в нужное для работы положение возможно за счет перестановки правого кривошипа D , т. е. увеличением угла φ_2 (рис. 42).

1-й случай. Левый кривошип остается неподвижным в точке C . Перемещением кверху правого кривошипа D четырехзвенный механизм $CA-AP-PV'-V'C$ с горизонтальным звеном AP может занять предельное положение $C-3-3-V$, когда звено AP будет наклонено к горизонту на некоторый предельный угол δ . Это положение звена AP определяется самой высокой постановкой кривошипа D , т. е. когда O_2D располагается под углом $\varphi_2 = 180^\circ$.

Зависимость изменения угла δ от положения кривошипа O_2D легко найти графическим путем. С этой целью находим траекторию точки B ; по известным траекториям точек A и P (дуги радиусов $AC = R$ и $V'P = N$ соответственно) траектория точки B легко определяется, если дано расстояние PB . Для рассматриваемого механизма $PB = 85$ мм. Когда траектория точки B найдена, то положение звена AB для любого положения кривошипа O_2D легко находится: засекая радиусом $R = 800$ мм (длина тяги DB) дуги на траектории точки B при постановке кривошипа DO_2 последовательно под углом $\varphi_2 = 180^\circ, 150^\circ, 120^\circ$ и т. д., получаем соответствующие поло-

жения точки B . Засекая из точек B радиусом $BP=85$ мм точки на дуге PP' и соединяя прямыми соответственные точки кривых BB' и $P'P$, получим направления линий PB , определяющих положение звена AB соответствующих определенным положениям кривошипа O_2D , а следовательно, наклон его δ . Наклон звена $AB=\delta$ будет также и наклоном ножа.

Таким способом (на рис. 42) построен график изменения наклона ножа в зависимости от установки правого кривошипа (см. кривую A). Из графика следует, что $\delta=0$ (т. е. нож горизонтален и касается своим левым концом поверхности земли), когда левый кривошип поставлен под углом $\varphi_1 \cong 100^\circ$.

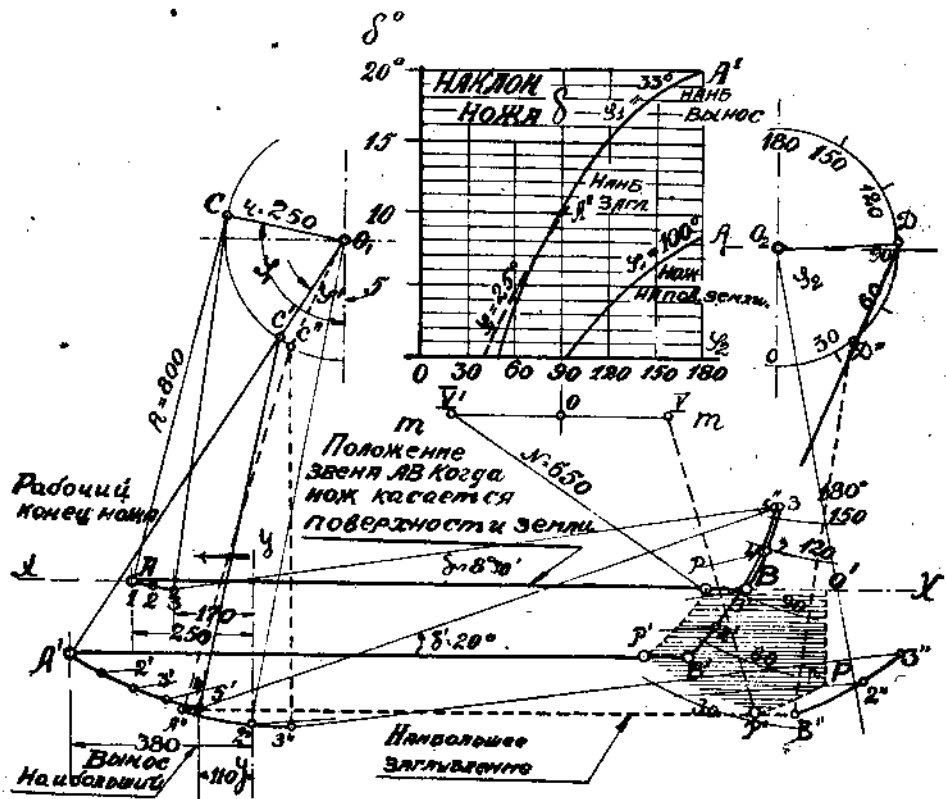


Рис. 42. График возможных расположений, как угодно, перемещаемого ножа (вынос влево).

а правый — под углом $\varphi_2=94^\circ$. Поворачивая правый кривошип до предельного положения ($\varphi_2=180^\circ$), имеем закономерность возрастания угла δ от нуля до $\delta=8\frac{1}{2}^\circ$.

На том же графике изображены кривые изменения угла δ в зависимости от постановки правого кривошипа для двух других случаев (см. кривые A' и A''), при этом для 2-го случая (наибольший вынос) имеем: $\delta=0$ при $\varphi_1=33^\circ$ и $\varphi_2=50^\circ$; наибольший наклон $\delta=20^\circ$, когда $\varphi_2=180^\circ$. Для 3-го случая (наибольшее заглубление) имеем: $\delta=0$ при $\varphi_1=25^\circ$ и $\varphi_2=40^\circ$; наибольший наклон ножа $\delta=4\frac{1}{2}^\circ$, когда вынос влево равен нулю (точка A'' попадет на вертикаль UY , определяющую среднее положение ножа) при $\varphi_1 \cong 60^\circ$. Дальнейший подъем кривошипа D будет выносить нож в право.

Если траекторию точки A (левый шарнир) отнести к осям X и Y , то она даст указание на заглабление и вынос горизонтального ножа; вместе с градиентом изменения угла δ траектория A даст полную возможность установить положение рабочего конца ножа как по выносу влево, так и по глубине загрузки его.

Отметим еще раз, что ось XX (рис. 42) отвечает уровню земли, а ось YY — среднему положению ножа, поэтому координаты любой точки на траекториях $A-3$, $A'-5$, $A''-3$, отнесенных к осям X и Y при соответствующем угле δ , позволяют найти положение рабочего конца ножа.

Для вычисления выноса X и заглабления Y рабочего конца ножа наклонного ножа воспользуемся рис. 43, на котором схематически изображено два положения ножа: горизонтальное, когда лезвие касается поверхности земли, и наклонное под углом δ . Нижняя подвижная рама грейдера, несущая на себе нож, симметрична относительно продольной вертикальной плоскости, поэтому на рис. 43 показана лишь рабочая половина ее и введены следующие обозначения:

OO — ось симметрии ножа в вертикальном положении,

$O'O'$ — она же — в наклонном положении,

$2l$ — длина звена AB ,

$2L$ — длина ножа $A_0 - B_0$,

A — левый конец звена, A_0 — левый конец ножа,

x и y — оси координат для точки A ,

k — расстояние, на которое удалено лезвие ножа от звена AB .

Вертикаль YY , параллельная оси yy , проведена на расстоянии $L-l$ влево от последней. Очевидно, вынос X рабочего конца ножа A_0 или A'_0 следует считать от оси YY .

Проектируем на ось XX ломаную линию $aA_1b_1A'_0$

$$Aa_1 - A_1b_1 \sin \delta + b_1A'_0 \cos \delta = X + (L-l)$$

или

$$x - k \cdot \sin \delta + (L-l) \cdot \cos \delta = X + (L-l)$$

откуда получаем

$$X = x - [k \sin \delta + (L-l) \cdot (1 - \cos \delta)] \dots \dots \dots (10)$$

Здесь X — вынос влево рабочего конца ножа определяется по абсциссе x , точке A и углу δ .

Для определения заглабления рабочего конца ножа проектируем на ось YY ломаную линию $sA_1b_1A'_0$ (рис. 43)

$$y + k \cos \delta + (L-l) \cdot \sin \delta = k + Y$$

откуда

$$Y = y + [(L-l) \cdot \sin \delta - k(1 - \cos \delta)] \dots \dots \dots (11)$$

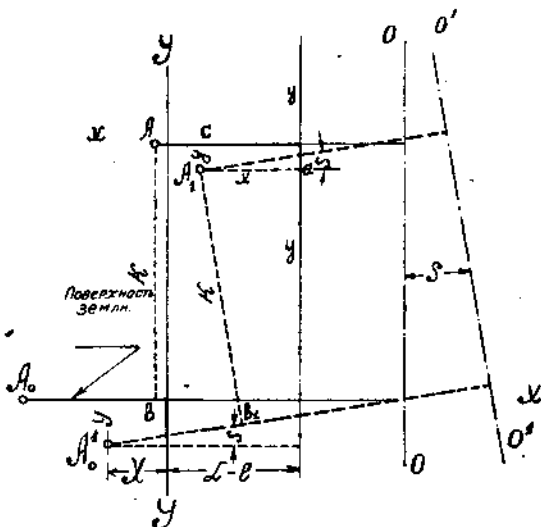


Рис. 43. Зависимость между изменением положения шарнира $A(B)$ и концом ножа $A'_0(B'_0)$.

Формулы (10) и (11) позволяют по заданному δ и координатам соответствующей точки траектории A установить величины выноса и заглабления рабочего конца ножа, если нож характеризуется размерами L , l и k .

Когда нож поставлен горизонтально ($\delta = 0$), то приведенные выше формулы показывают, что $X = x$ и $Y = y$, т. е. что вынос и заглабление определяются координатами точки A .

Совершенно таким же способом построен график наклона, выноса и заглабления ножа для механизма с длинным раскосом, работающим при выносе на сжатие (см. рис. 44). Размеры механизма взяты те же, какие были при испытании грейдера типа „Беджер“. Построение отнесено к выносу вправо и к правому рабочему концу ножа. Нижний шарнир P раскоса N оставлен в том же месте, т. е. справа.

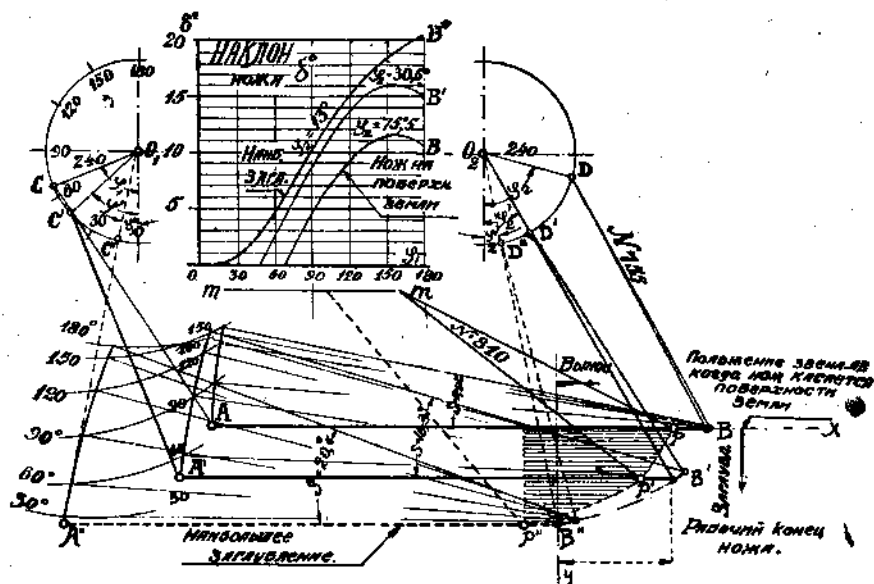


Рис. 44. График возможных расположений, как угодно, перемещаемого ножа.

Из сопоставления графиков, изображенных на рис. 42 и 44, можно вывести следующие характерные различия обоих механизмов в отношении выноса и заглабления ножа с изменением наклона последнего.

1. **Предельный вынос** горизонтального ножа растет с заглаблением его, если механизм работает с коротким раскосом, и уменьшается, если раскос длинный.

2. **Предельный вынос** при любом возможном заглаблении ножа уменьшается с наклоном последнего в случае короткого раскоса и увеличивается, если раскос длинный; при этом в первом случае наклон реза уменьшает вынос, чем увеличивает его во втором случае (ср. длины дуг A , A' , A'' на рис. 42 с дугами кривых B , B' , B'' на рис. 44).

3. **Заглабление** рабочего конца ножа при увеличении наклона последнего увеличивается как в том, так и в другом случае, однако, характер изменения глубины в обоих случаях различный.

Чтобы убедиться в этом, отметим перемещение нижнего шарнира тяги со стороны рабочего конца ножа, обусловленное изменением наклона δ . В пер-

вом случае, когда работает короткий раскос, ось шарнира (А) опускается, тогда как во втором случае (длинный раскос) соответствующая ось (В) поднимается (ср., наприм., траекторию А'5' на рис. 42 и траекторию В' на рис. 44).

Пусть нож, нагруженный в горизонтальном положении на глубину У, наклоняется на некоторый угол δ, тогда в первом случае ордината точки А увеличится на некоторую величину Δу₁, а рабочий (левый) конец ножа загрузится глубже на ΔУ₁, причем связь между Δу₁ и ΔУ₁ по форм. (11) будет:

$$\Delta Y_1 = \Delta y_1 + (L-l) \cdot \sin \delta - k(1 - \cos \delta),$$

т. е. левый конец ножа погрузится в землю глубже, чем опустится вниз левый шарнир А звена АВ, на величину

$$\Delta Y_1 - \Delta y_1 = (L-l) \sin \delta - k(1 - \cos \delta).$$

Во втором случае шарнир В тяги поднимается при наклоне ножа: изменение ординаты точки В имеет отрицательный знак (-ΔУ₂). Рабочий правый конец ножа увеличит загрузку на

$$\Delta Y_2 = (L-l) \cdot \sin \delta - k(1 - \cos \delta) - \Delta y_2.$$

При действительно возможных наклонах ножа δ ΔУ₂ > 0, т. е. наклон заглабляет нож; но если заглабление ножа при одном и том же наклоне и при механизмах, отличающихся лишь длиной раскоса (L, l и k одинаковы), то очевидно, что

$$\Delta Y_1 > \Delta Y_2.$$

Теоретически можно отметить такой угол δ₀, который при длинном раскосе не даст загрузки рабочего конца ножа, а δ > δ₀ обусловит уменьшение загрузки; это будет в том случае, когда

$$(L-l) \cdot \sin \delta_0 = k(1 - \cos \delta_0)$$

или когда

$$\delta = \delta_0 = 2 \operatorname{arctg} \frac{L-l}{k_1}.$$

Но размеры механизма для подъема ножа (радиусы кривошипов О₁С и О₂Д₂, их взаимное расположение, а также размеры L, l и k) обычно не допускают столь большого наклона δ₀, который практически и не нужен.

В самом деле, для такого случая

$$\delta_0 = 2 \operatorname{arctg} \frac{1000-650}{690} \approx 54^\circ,$$

а предельный наклон ножа, как следует из графика на рис. 44, не превосходит δ = 21°.

Влияние наклона ножа на изменение величины выноса можно характеризовать подобным же способом.

При каком нибудь выносе горизонтального ножа

$$X_0 = x_0$$

наклон его на угол δ определяет вынос рабочего конца

$$X = x - (L-l) - k \cdot \sin \delta + (L-l) \cdot \cos \delta,$$

где x — абсцисса одного из шарниров звена АВ.

Вычитая первое равенство из второго и обозначая

$$X - X_0 = \Delta X; \quad x - x_0 = \Delta x,$$

имеем:

$$\Delta X = \mp \Delta x - [k \cdot \sin \delta + (L-l) \cdot \cos \delta] \dots \dots \dots (12)$$

где $-\Delta x$ имеет место в случае короткого раскоса, а $+\Delta x$ — в случае длинного. Таким образом, в первом случае вынос рабочего конца ножа резко изменяется с наклонами, чем во втором.

Заканчивая на этом рассмотрение особенностей двух типичных видов подъемного механизма ножа у грейдера, можно отметить, что механизм с коротким раскосом удобен тем, что увеличивает вынос с заглублением, но резко меняет его с изменением наклона, тогда как механизм с длинным раскосом, наоборот, уменьшает вынос и почти сохраняет его с изменением наклона.

В заключение приведем характеристику подъемного механизма грейдера типа „Патроль“, полученную путем таких же построений, как и для грейдера типа „Беджер“.

В выполненной конструкции грейдер типа „Патроль“ имеет установку раскоса N на сжатие, что, как указывалось, обуславливает уменьшение выноса при заглублении. Построенные варианты предусматривают установку раскоса N на растяжение, чем обуславливается увеличение выноса при заглублении. Приведем характерные размеры выноса и заглубления ножа в указанных вариантах.

ТАБЛИЦА 5

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЕДЕЛЬНЫХ ВЕЛИЧИН ВЫНОСА, ЗАГЛУБЛЕНИЯ И ПОДЪЕМА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО НОЖА ДЛЯ ГРЕЙДЕРА ТИПА „ПАТРОЛЬ“.

Механизм	Максимальный вынос		Максимальное углубление		Максимальный подъем
1. Выполнена конструкция $r = 235$ мм; $R = 500$ мм; $2l = 970$ мм; $N = 640$ мм (раскос N раб. на сжатие)	при $\Delta y = 0$ 375 мм	—	при $\Delta x = 0$ 230 мм	при $\Delta x = 120$ 200 мм	240 мм
2. Вариант (а) $r = 235$ мм; $R = 500$ мм; $2l = 970$ мм; $N = 480$ мм (раскос N раб. на растяжение)	при $\Delta y = 0$ 200 мм	при $\Delta y = 95$ 330 мм	при $\Delta x = 240$ 90 мм	при $\Delta x = 240$ 150 мм	240 "
3. Вариант (б) $r = 235$ мм; $R = 500$ мм; $2l = 970$ мм; $N = 540$ мм (раскос N раб. на растяжение)	при $\Delta y = 0$ 130 мм	при $\Delta y = 125$ 275 мм	при $\Delta x = 0$ 155 мм	при $\Delta x = 120$ 195 мм	240 "

В выполненном виде механизм грейдера „Патроль“ в достаточной степени подвижен и удобен.

Для увеличения выноса с погружением ножа можно рекомендовать размеры по варианту (б); вариант (а) неудобен в том отношении, что стержень N может принимать вертикальное положение и мала глубина погружения ножа без выноса.

ИСПЫТАНИЕ.

В задачу испытания входило, во-первых, выявить рациональность конструкции орудия в соответствии с условиями, в которых ему приходится работать, во-вторых, отметить качество заводского выполнения конструкции, в третьих, определить его производительность.

За последние два рабочих сезона удалось произвести наблюдения за работой грейдеров трех марок:

1. Грейдер типа „Патроль“ с ножом 1,84 м (6 фут.) вес грейдера—614 кг (построен на Онежском з-де).
2. Грейдер типа „Беджер“ с ножом 1,99 м (6½ фут.), с рыхлителем (захват 0,91 м); построен на Онежском з-де; вес грейдера—1 800 кг.
3. Грейдер типа „Остин“ (оригинал) с ножом 3,05 м (10 фут.), вес грейдера—около 2 500 кг.

Конструктивные недостатки. Грейдер легкого типа „Патроль“, как уже отмечалось раньше, отличается, помимо малого размера, отсутствием механических приспособлений, позволяющих производить с площадки грейдериста поворот ножа около вертикальной оси и вынос в сторону. Эта особенность орудия значительно упрощает его конструкцию; управление ножом сводится к паре штурвалов, вынос ножа осуществляется простым сдвиганием верхней рамы по оси задних колес и перестановкой от руки упора N по планке m на одно из девяти отверстий. Поскольку сдвиг верхней рамы вдоль оси задних колес не представляет затруднений, постольку перестановка упора затруднительна и доступна для усилия двух человек всего лишь в пределах двух-трех отверстий из девяти. Поэтому возможности выноса ножа у грейдера „Патроль“ крайне малы. Это составляет его главный недостаток.

Осуществить большой вынос ножа, однако, можно, если домкратами приподнять заднюю ось. Освободивши упор N от соединения с направляющей планкой, можно переместить центр тяжести нижней рамы в сторону опускания одного кривошипа (C) в нижнее положение, а другого (D) — перемещением в сторону выноса горизонтально, — тогда верхний конец упора N под действием тяжести нижней рамы сместится справа на некоторое расстояние AX , где он и может быть закреплен или даже передвинут еще далее вправо усилием рабочего (как показало испытание на одно или два отверстия). Траектория нижнего конца p упора, закрепленного на звене AB , будет лежать правее начальной $p_0 p_0$ и изобразится кривыми $p' - p'$ или $p'' - p''$. Однако, такой прием кропотлив; отнимая много времени, он все-таки не обеспечивает полного использования всех отверстий.

Выше было отмечено, что размеры звеньев подъемного механизма грейдера „Патроль“ достаточны и механизм в целом обеспечивает хорошую управляемость ножа.

Возможности установки самого ножа по углу резания и расположению лезвия к направлению движения также близки к норме и легко осуществляются от руки.

Слабым местом в грейдере оказалась задняя ось ходовых колес. Во время краткосрочных работ, при испытании, эта ось не обнаружила своей слабости, но последующее участие грейдера в рядовых работах по ремонту дорожного полотна тракта Ленинградское шоссе — Шимск привело к изгибу задней оси. Вследствие этого, в позднейших экземплярах ось значительно усилена. Из других недостатков выполнения отмечены следующие:

- 1) Слаба пружина, с помощью которой устанавливается связь нижней рамы с передком, служащая амортизатором ударной нагрузки от случайных столкновений ножа с камнями или фашиной, часто попадающими в верхнем слое дорожного полотна. Пружина настолько не отвечает своему назначению, что после перевозки грейдера к месту работы витки ее сомкнулись вплотную. Это создало жесткую связь рабочего органа с верхней рамой, и амортизатор, как таковой, не действовал.

2) Неправильно сделана нарезка в колпачках, закрывающих концы осей ходовых колес. Эта неправильность выравилась в излишней длине нарезки, которая оказалась такой, что торец оси при наворачивании колпачка на ступицу колеса мог упираться в дно колпачка. По мере перекачивании машины колпачки самопроизвольно наворачивались и тормозили ход.

3) Слаба пружина, поддерживающая сиденье грейдериста: она разогнулась к концу работы настолько, что работать сидя было невозможно.

Все эти недостатки в последующих экземплярах были устранены.

Грейдер типа „Беджер“, кроме ножа, снабжен дополнительно рабочим органом — рыхлителем (рутер) который расположен впереди ножа. На рис. 45 можно видеть схему устройства рыхлителя и его расположения на основной раме машины.

Назначение этого органа — облегчить работу ножа на слишком уплотненной поверхности дороги. Во время испытания выявить значение рыхлителя, к сожалению, не удалось из-за поломки подъемного механизма. Поломка

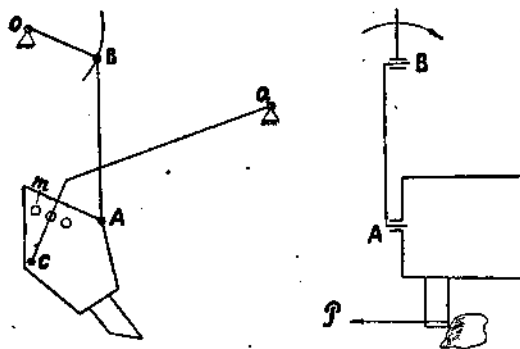


Рис. 45. Схема кирковщика грейдера „Беджер“.

произошла в самом начале испытания, причем обломилось ушко B сектора O , за которое на тягах AB подвешен рыхлитель (рис. 46). Причиной поломки послужила не только непрочность ушка B сектора O , но также и то обстоятельство, что вся система рыхлителя, будучи подвешена на шарнирах B , оси которых расположены горизонтально и поперек машины, от случайных препятствий получала толчки в сторону, которые действовали в направлении этих осей и выворачивали тягу AB

в ушке B , вследствие чего ушко отламывалось. В дальнейшем необходимо предоставить свободу рыхлителю, который должен не только поворачиваться на шарнирах B в продольно вертикальной плоскости, но и в плоскости, перпендикулярной к последней.

С этой целью можно рекомендовать отверстие в ушке B не цилиндрической формы, а конической, и кроме того, употреблять на изготовление сектора O не чугун, а литую сталь.

Из других существенных недостатков в исполнении машины отмечены следующие.

1) Нож и крепление его к нижней раме оказались непрочными. Работая на тяжелом суглинке с гравелистой корой, нож разогнулся так, что кривизна его лезвия и отвальной части с правой стороны значительно уменьшилась. Стойки, связывающие нож с поворотным кругом, заметно погнулись, прогнулся и уголок, к которому непосредственно прикреплен нож. В машине такого размера, как „Беджер“, необходимо ставить более сильную отвальную часть и лезвие ножа; во всяком случае — толщина листовой стали должна быть не меньше 10 мм (поставлена сталь толщиной 8 мм); стойки следует переделать, выбрав более прочный профиль и снабдить дополнительными звеньями, увеличивающими жесткость и прочность всей системы крепления ножа к поворотному кругу. Уголок, к которому крепится нож, следует расположить ближе к лезвию, что, в свою очередь, будет способствовать прочности ножа и разгрузит его от разгибающей нагрузки.

В соответствии с изложенными выше соображениями следует предусмотреть возможность рациональной постановки ножа по углу γ . Перемен в такой постановке ножа можно рекомендовать три: $\gamma = 35^\circ$, $= 42,5^\circ$, $= 50^\circ$; при опущенном уголке, к которому крепится нож, и при указанных постановках износ ножа со стороны лезвия возможен до 35—45 мм.

2) Механизм подъема ножа, как уже указывалось раньше, был снабжен короткими тягами. Рекомендуемые изменения указаны выше.

Кривошипные подъемного механизма в работе слегка прогнулись. Следует усилить, взяв более прочный сорт материала. Червяки подъемного механизма установлены так, что для подъема ножа грейдеристу приходится вращать маховички от себя — это неудобно. Следует переменить установку червяков и сделать возможным подъем ножа за счет вращения маховичка на себя, а загрузчик — от себя.

Стойки, в которых располагаются червяки, изготавливаются из чугуна и не прочны.

3) Приспособление для выноса ножа, как было подробно рассмотрено раньше, работало неудовлетворительно, обеспечивая лишь незначительный вынос. Рекомендуемые меры указаны раньше.

4) Устройство для фиксирования положения ножа при повороте его около вертикальной оси, — ненадежно и неудобно.

Ненадежность получается за счет негодной пружины, неспособной удерживать защелку на месте, а неудобство выражается в том, что тяга к защелке ничем не поддерживается; для перемены положения ножа нужно одной рукой держать защелку оттянутой за тягу, пока другая рука вращает штурвал и переводит нож в новое положение. Вследствие ненадежности фиксирующего устройства нож получает возможность во время работы самопроизвольно срываться и, поворачиваясь, вращать рукоятку привода; последняя обычно ударяет по ноге грейдериста. Этот недостаток, очень досадный в работе, легко устранить применением хорошей пружины и приспособлением для удержания отводящей защелку тяги.

5) Шарнирное крепление нижней рамы со шкворнем передка имеет следующие слабые места: шкворень передка, на который надето ушко нижней рамы, заметно погнулся в работе, что объясняется, с одной стороны, большой величиной плеч, обуславливающих значительный изгибающий момент от силы сопротивления, преодолеваемой тягой (велика рабочая длина шкворня), а с другой стороны, негодностью буферной пружины, заложенной в качестве промежуточного звена между стержнем ушка и системой нижней рамы. Слабая пружина не была в состоянии устранить ударную нагрузку на шкворень, и последний погнулся.

В этом отношении установку шкворня следует изменить так, чтобы уменьшить изгибающий момент за счет уменьшения плеч и поставить надежную буферную пружину.

6) К площадке грейдериста подведена группа приводов с маховичками: 1) для управления передком (1 маховичок), 2) для осуществления выноса ножа в сторону (1 маховичок), 3) для поворота ножа около вертикальной оси (1 маховичок) и 4) для управления рычажелем (2 маховичка), т. е. 6 маховичков, не считая тяги к защелке для фиксирования положения ножа.

Маховички для управления рычажелем настолько близко насажены к маховичкам для управления ножом, что получается полная возможность зацепить руку между ободьями указанных маховичков.

Неудобно также расположение управления выносом ножа и поворотами его около вертикальной оси: при поворачивании этих штурвалов в работе

можно повредить себе лицо, натолкнувшись на рукоятку от управления передком. Изменение взаимного расположения штурвалов на площадке грейдериста необходимо осуществлять сообразуясь с удобством и возможностью обслуживания грейдера.

7) Управление передком выполнено чрезмерно тяжелым. Применение винтовой передачи и цепной звездочки в качестве привода выразилось в излишней массивности деталей, что не вызывается необходимостью.

Так как грейдер предназначен к тракторной тяге, то дышло следует укоротить и снабдить гибкой связью с трактором в виде троса; ибо только гибкая связь может обеспечить подвижность и управляемость передка.

Грейдер „Остин“, как при обследовании, так и при испытании, не обнаружил заметных конструктивных недостатков. Все манипуляции с ножом выполнялись в достаточной мере четко; управление удобно; прочность рабочих и вспомогательных деталей достаточна.

Результаты полевого испытания. Полевое испытание грейдеров производилось на ремонте старых устроенных дорог, причем испытанием имелось в виду выявить не только конструктивные достоинства машины, о чем было уже сказано раньше, но также и охарактеризовать работу ее по производительности, затрате мощности и оценить общее качество рабочего эффекта.

Подойти к разрешению таких задач нельзя, не отметивши некоторых входящих моментов, усложняющих поставленные задачи и не всегда позволяющих делать широкие обобщения.

Прежде всего отметим те факторы, которые могут влиять на качественный и количественный эффект работы грейдера и которые должны входить в определение условий работы.

Несомненно, что различный состав и состояние грунта, различная его уплотненность или твердость могут по равному оказывать сопротивление как нагружению ножа, так и перемещению всего агрегата. Если грунт слабый и полотно только потеряло свой нормальный поперечный профиль, но не получило значительных деформаций, то обработка его потребует меньшего количества рейсов, чем в том случае, когда грунт твердый и полотно имеет значительные неровности в виде ухабов, выбоин и т. д. Поэтому, в зависимости от состояния полотна и состава грунта, можно предусмотреть легкие, средние и тяжелые условия работы грейдера, причем легкость и трудность обработки определяется не только расходом мощности, но также и известной режкостью дорожного полотна. Если грейдерист быстро ориентируется в рельефе — по ходу машины, то он показывает большую продуктивность; при меньшей внимательности и способности грейдериста „видеть“ рельеф — качество и количество выработки падает, так что и такой фактор, как способность грейдериста „видеть“ изменение рельефа и во время реагировать на него переменной положения ножа, в свою очередь, является существенным для производительности фактором. Кроме указанного, большое значение имеет и вид продольного профиля дороги. Наличие больших уклонов дороги, проходящей по пересеченной местности, может значительно повлиять на продуктивность в сторону ее уменьшения.

Указанные факторы являются наиболее существенными и устранить влияние их едва ли возможно. Поэтому учет производительности (измеренной в тех или иных единицах), полученный за время краткосрочных испытаний, не может дать сравнимых результатов, вследствие невозможности найти идентичные условия работы для разных машин; единственно, что можно сделать — это искать среднюю производительность в длительных сезонных

работках, где влияние указанных факторов может более равномерно распределяться на испытываемые машины.

Рассмотрим те результаты, которые получены при испытании грейдеров Патроль, Беджер и Остин.

Грейдер „Патроль“ был испытан на ремонте старой проселочной дороги, шириной 5,2—5,5 м. В обработку были взяты участки: супесчаный — длиной 210 м и суглинистый — длиной 150 м, с продольным уклоном около 0,003.

Грейдер „Беджер“ был испытан при производстве капитального ремонта тракта Новгородка—Новоржев, на участке длиной 1,4 км, причем участок этот различался по длине состоянием и составом дорожной коры: часть его была с очень плотной гравийной корой, содержащей примесь глины; часть — с супесчаным полотном, менее уплотненным. Ширина дороги — 8,5 м, уклон незначительный (ок. 0,003).

Грейдер „Остин“ обработал при испытании 1,0 км участка того же тракта Новгородка—Новоржев; ширина дороги — 8,5 м, уклон — 0,018. Этот участок отличался большей твердостью гравийной коры, наличием в ней крупных камней, доходящих до 0,5 м в поперечнике.

Производительность орудий определена из расчета объема срезанного грунта, общей площади обработанного полотна, и, наконец, по погонной длине обработанной дороги. В помещаемых ниже таблицах приведены эти данные.

Определение объема срезанного грунта производилось следующим образом: на участке, отведенном под испытание, выбиралось место наиболее типичное для данной дороги, где снимались поперечные профили до обработки. Профили разбивались на расстоянии 25 м один от другого; всего было взято 4 профиля. На этом же участке, длина которого получалась в 75 м, производилось динамометрирование грейдера. После того как дорога была обработана, на тех же поперечниках снимались снова профили. Наложением первых профилей на вторые определялась линия среза поперечника, вычисленные площади срезов в некотором масштабе откладывались по длине той части дороги, на которой были разбиты поперечники, и определялась средняя величина среза, которая принималась средней для всего обработанного участка и служила для определения полного объема срезанного и сдвинутого грунта. По этим данным и по полезному времени, затраченному на профилировку, определялась часовая производительность. Производительность по площади и по погонной длине определялась обычным порядком.

На таблице 6 данные объемной производительности показаны наряду с краткой характеристикой дороги.

Напр., грейдер „Беджер“ на участке с твердой корой показан производительностью 52,5 куб. м/час срезанного и перемещенного грунта, а грейдер „Остин“ — около 25 куб. м/час, причем первому потребовалось 32 раза пройти через каждый поперечник, а второму — 20 раз. Длина ножа у „Беджера“ — 6 $\frac{1}{2}$ фут., у „Остина“ — 12 фут. Общая продуктивность „Беджера“ оказалась выше, чем у более мощной машины — „Остина“. Такое на первый взгляд несоответствие производительности становится вполне понятным, так как условия работы грейдера „Остина“ были значительно тяжелее, чем у „Беджера“, за счет наличия значительного наклона дороги и крупных камней, понизивших рабочую скорость машины. Однако, несмотря на тяжелые условия, „Остин“ справился с профилем после 20 проходов через каждый поперечник, а „Беджер“ потребовал для этого 32 прохода. Надо заметить, что работа производилась весьма опытным грейдеристом.

ТАБЛИЦА 6

(I) ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПО ОБЪЕМУ

	Патроль				Беджер				Остиг					
	Участок			Средне и переме- щено	Участок			Средне и переме- щено	Участок			Средне и переме- щено		
	№	Ширина в м	Уклон		№	Ширина в м	Уклон		№	Ширина в м	Уклон			
Плотная кора (гравий)	—	—	—	—	1	8,5	0,003	18,0	52,5	3	8,5	0,018	17,3	24,7
Кора средней плотности (супесь)	5	5,2	—	1,45	2	8,5	0,003	38,9	113	—	—	—	—	—
	6	5,2	—	2,28										
В среднем	—	—	—	1,86	3,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Кора средней плотности (суглинок)	8	5,5	—	1,68	9	5,5	—	1,60	2,13	—	—	—	—	—
	9	5,5	—	1,60										
В среднем	—	—	—	1,64	2,17	—	—	—	—	—	—	—	—	—

ТАБЛИЦА 7

(II) ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПО ПЛОЩАДИ

Патроль					Беджер				Остиг						
супесь			суглинок		Длина обр. до- роги в м	Ширина в м	Полезное время час	Производ. в м ² в час	Длина обр. до- роги в м	Ширина в м	Полезное время час	Производ. в м ² в час			
Длина до- роги в м	Ширина в м	Полезн. время час	Произв. в м ² в час	Длина обр. до- роги в м									Ширина	Полезн. время час	Произв. в м ² в час
210	5,2	4,2	260	150	5,5	1,5	183,8	1400	8,5	11	1080	1000	8,5	9,3	913,9
Принимая коэф. полезн. использа. времени $\eta = 0,75$			195	—	—	—	138	—	—	—	810	—	—	—	685

(III) ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПОГОННАЯ

Патроль 28 проходов через поперечник						Беджер 32 прохода через поперечник			Остиг 20 проходов через поперечник		
супесь			суглинок			Длина обр. дорог в м	Полезное время час	Производ. к.м/ч.	Длина обр. дорог в м	Полезное время час	Производ. к.м/ч.
Длина обр. дороги в м	Полезное время	Производ. к.м/ч.	Длина обр. дороги в м	Полезное время	Производит. к.м/ч.						
210	4,2	0,05	150	4,5	0,033	1400	11	0,127	1000	9,3	0,107

(IV). РАСХОД ТЯГИ И МОЩНОСТИ

Грейдер:		Патроль				Беджер				Остин			
Трактор:		Ф. П. — 20 л. с.				Коммунар 50 л. с.				Коммунар 50 л. с.			
Обрабатываемое полотно	№№ участ.	Тяга в кг	Мощн. на крюке л. с.		№№ участ.	Тяга в кг	Мощн. на крюке л. с.		№№ участ.	Тяга в кг	Мощн. на крюке л. с.		
			V=0,7 м/сек.	V=1,25 м/сек.			V=0,9 м/сек.	V=1,4 м/сек.			V=0,9 м/сек.	V=1,4 м/сек.	
Плотное гравелистое полотно.	—	—	—	—	1	Мин. 297,5	3,5	5,5	3-4	Мин. 983	11,8	18,4	
						Макс. 554,8	6,6	10,3		Макс. (свыше 1050)	13,0	19,6	
						Сред. 389	4,7	7,3		Сред. —	—	—	
Менее уплотненное полотно (супесь).	7-8	Мин. 230	2,1	3,8	2	Мин. 351	4,3	6,6	—	—	—	—	
			Макс. 610	5,7		10,2	Макс. 711,5	8,5					13,2
			Сред. 500	4,7		8,3	Сред. 523,5	6,3					9,8
Менее уплотненное полотно (суглинок).	9-10	Мин. 210	2,0	3,5	—	—	—	—	—	—	—	—	
			Макс. 500	4,7									8,3
			Сред. 400	3,7									6,7

Из той же таблицы видно, что в более легких условиях (по той же самой дороге, при обработке супесчаного грунта, грейдер „Беджер“ срезал и сдвинул 113 куб.м/час грунта, т. е. показал объемную производительность в три раза больше, чем на твердом гравелистом полотне. Необходимость в таком большом срезе определялась тем, что менее стойкое дорожное полотно было значительно больше деформировано, отличалось более резким изменением рельефа. Эти данные с полной очевидностью показывают, что производительность грейдера, исчисленная по объему, может, в зависимости от условий работы, колебаться в значительных пределах, поэтому сравнительных результатов по отдельным замерам получить нельзя.

К аналогичным результатам приводит рассмотрение данных, определяющих производительность по площади и по погонной длине (табл. II, III).

В таблице 8 сведены результаты хронометража работы грейдеров во время испытания, в целях определения дневного коэффициента полезного использования рабочего времени.

Коэффициент этот, если исключить время, затраченное на выполнение измерений (динамометр, замер топлива и дороги), — колебался в пределах от 65% до 86%.

Нижний предел обусловлен неудобством дороги для поворотов трактора при работе с грейдером „Патроль“ на узком проселке, окаймленном канавами и болотистой местностью. Наиболее высокий коэффициент полезного

использования рабочего времени также относится к работе грейдера „Патроль“, но на другом проселке (суглинок), где в смысле поворотов дорога представляла большие удобства. Времени на повороты было затрачено всего 25 мин против 1 часа 19 мин. в первом случае.

В среднем этот коэффициент можно считать равным 75%. Этот коэффициент следует отнести ко времени работы машины, так как простои машины возможны и из-за других причин, напр., ремонта трактора, грейдера, времени из-за выпадающего дождя и т. п., что не могло быть учтено при кратко-временном испытании.

Степень загрузки трактора определена путем динамометрирования; данные динамометрирования сведены в табл. 7-IV. Эти данные подтверждают указанные выше соображения о более тяжелых условиях работы грейдера „Остин“ по сравнению с грейдером „Беджер“.

ВРЕМЯ РАБОТЫ

ТАБЛИЦА 8

	Патроль		Беджер	Остин
	Супесь	Суглинок		
Общая обр. длина в м.	210 %	150 %	1400 %	1000 %
Общая обр. поверхн. в кв. м.	1092	825	11900	8500
Время работы полное	10 ч. 40' 100	6 ч. 37' 100	20 ч. 51' 100	11 ч. 51' 100
„ „ полезное	4 ч. 12' 39,5	4 ч. 32' 68,7	11 ч. 3' 53	9 ч. 20' 68,2
Повороты	1 ч. 19' 11,6	25' 6,0	50' 4	1 ч. 5' 9,1
Перемещения (к месту работ).	1 ч. 45' 16,5	42' 10,4	3 ч. 46' 18,1	—
Остановки и холостой ход машины:				
а) для динамом.	1 ч. 58' 18,6	32' 8,5	3 ч. 21' 16,0	—
б) для obsл. трактора	42' 6,8	—	31' 2,5	19' 2,7
в) для obsл. грейдера	24' 3,8	15' 3,8	48' 3,8	47' 6,6
Заправка (пуск трактора)	20' 3,2	11' 2,6	32' 2,6	20' 2,8
За исключ. врем. на перемещ. и остан. для динамом. полное время раб.	6 ч. 57'	5 ч. 23'	13 ч. 44'	11 ч. 51'
Ковэф. полезн. использа. врем.	60%	84,9%	80,8%	78,8%

Благодаря большой мощности трактора „Коммунар“ работа велась на второй скорости.

Работа с грейдером „Патроль“ с Ф. П. также возможна была на второй скорости.

Для того, чтобы выяснить расход тяги при различных операциях грейдера, приведем данные, которые удалось в этом отношении наблюдать при работе грейдера „Беджер“.

Наиболее тяжелой операцией является срез бровки; на начальный срез грунта близ бровки требуется несколько меньшее усилие, а вся последующая работа требует еще меньше тяги. Если учесть средние по величине усилия, то усилие, потребное для перемещения срезанного грунта к середине дороги и подравнивания, принятое за единицу, даст в сравнении с тяговыми усилиями при других операциях грейдера следующие отношения:

1. Начальн. срез грунта от бровки 1,14
2. Последующие проходы, осуществл. перемещение грунта и подравнивание 1,00
3. Срез бровки 1,57

причем в средних числах рабочая длина ножа „Беджера“ оказалась равной при 1-й операции — 580 мм (наклон ножа с направлением движения $\alpha = 69^\circ$), при 2-й операции — 830 мм ($\alpha = 75^\circ$ увеличен в целях большего перемещения грунта к середине дороги), при 3-й операции — около 500 мм ($\alpha = 96^\circ$).

ТАБЛИЦА 9

Беджер	Начальн. срез грунта от бровки			Послед. срезы и перемещ. грунта ближе к сред. дороге			Срез бровки			
	тяга	мощность		тяга	мощность		тяга	мощность		
		кг	0,9 м/с		1,4 м/с	кг		0,9 м/с	1,4 м/с	кг
Уч. 1. Гравел. полотно										
миним.	257	3,1	4,8	297	3,6	5,5	652	9,8	12,2	
макс.	785	9,4	14,7	554,8	6,6	10,8	1 045	12,5	19,5	
средн.	568	6,8	10,6	389	4,7	7,3	850	10,2	15,9	
Уч. 2										
миним.	311	3,7	5,8	351	4,2	6,6	847	10,2	15,8	
макс.	758	9,2	14,2	711,5	8,5	13,2	1 045	12,5	19,2	
средн.	603	7,2	11,3	523,5	6,3	9,8	946	11,3	17,5	

ОБЩЕЕ ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

Изложенные выше соображения являются попыткой разобраться в главнейших рабочих элементах такой машины, как грейдер. Нам удалось охватить рассмотрением самый рабочий орган, его установку, механизм подъема и управления. В части, касающейся ножа, сделана попытка установления некоторых норм, способствующих созданию рационального профиля ножа и установке его на стойке нижней рамы и, кроме того, позволяющих оценивать и то, и другое в машинах, поступающих на производство дорожных работ. Что касается подъемного механизма — наиболее ответственной части машины, — то на выяснение особенностей его обращено усиленное внимание. Действие этого механизма определяется большим количеством переменных параметров, поэтому для исследования его пришлось обратиться к графическому методу, который оказался предпочтительнее аналитического, приводящего к сложным зависимостям указанных параметров. Графический метод, путем простых построений, дает возможность наглядно выявить основные рабочие показатели машины: максимальное заглубление, максимальный вынос и максимальный подъем ножа над обрабатываемой поверхностью или, что то же самое, над опорной поверхностью ходовых колес. Применение графического метода распространено также на выявление всех возможностей постановки ножа в любое рабочее положение, причем в общем случае пришлось результаты построений связать с несложными расчетами. Здесь имеется в виду оценка возможностей, какие представляются механизмом для установки ножа под углом к обрабатываемой поверхности (угол δ) и для заглубления рабочего конца наклоненного ножа.

Заметив, что одним из слабых мест в конструкциях некоторых машин является приспособление для выноса ножа в сторону и приспособление для фиксации положения его, пришлось рассмотреть также и способ опре-

деления усилия, необходимого для осуществления выноса, и расчет фиксирующего устройства.

Наряду с оценкой обычной схемы подъемного механизма, рассмотрена также несколько измененная схема, обеспечивающая увеличение выноса рабочего конца ножа при заглублении его. Идея такого изменения возникла из непосредственных наблюдений за работой грейдериста и имеет целью облегчить ее. Конечно, лишь проверка опытом может дать окончательную аapprбацию такого изменения.

Что касается общей технической оценки машин, поступивших на испытание, то удалось отметить ряд существенных недостатков, устранение которых обязательно для получения хорошей машины. Полевое испытание, в свою очередь, дало возможность получить ряд характеристик по рабочей способности каждой машины, а также и по затрате тягового усилия и мощности, применительно к тем условиям, какие имели место при испытании.

Данные полевого испытания нельзя, однако, рассматривать с широким обобщением, так как они далеко не охватывают всех возможных рабочих условий, в каких может оказаться машина №, но несомненно, что полученные результаты могут все же дать некоторые указания при организации машинно-дорожных работ (потребление мощности, возможная продуктивность), а также для некоторых расчетов в самой конструкции.

В заключение следует отметить, что выполненная работа не претендует на исчерпывающую полноту в освещении поставленных вопросов, которые сами по себе не охватывают все возможные и существенные задачи по отношению к грейдеру. Однако, хотелось бы думать, что и те результаты, какие удалось получить, окажутся полезными для конструктора и для исследователя по дорожным машинам, тем более, что техническая литература, освещающая специфические особенности последних, пока еще очень бедна, а дорожные машины ждут своих исследователей, которые несомненно в ближайшем будущем восполнят указанные пробелы.

П Л Е Н Е Р

Пленер, как орудие поверхностной обработки дорожного полотна, по существу является тем же дорожным утюгом, но приспособленным специально к тракторной тяге.

Приспособление орудия к тракторной тяге вытекало из необходимости получения лучшего технологического эффекта в обработке дорожного полотна. Воздействие конного утюга, например, на дорожное полотно с уплотненной гравелистой корой крайне мало и не достигает желательных результатов даже после многократных проходов по одному и тому же следу. Небольшой вес конного утюга — в 100—120 кг, рассчитанный на тяговую способность пары лошадей, оказывается достаточным для обработки лишь слабых грунтов, на более твердой коре такого веса недостаточно но, таким образом повышение общего эффекта работы утюга на уплотненных грунтах связано с повышением веса орудия, а вместе с этим необходимо повышение тяговой силы. Использование трактора для такого рода работ намечается в первую очередь, пленер же является тем видоизменением утюга, который и рассчитан для указанных выше условий работы в сопряжении с тракторной тягой.

Отметим сначала конструктивные особенности пленера, которые обусловлены, с одной стороны, его весом, а с другой — способом прицепки.

Большая часть веса пленера (320 кг) распределяется на его опорные детали, которые одновременно являются рабочими органами орудия.

Чтобы получить желательное воздействие этих органов на грунт, надо придать им такие размеры, чтобы при заданном весе орудия удельное сопротивление грунта под опорными деталями оказалось меньше, чем то усилие, какое приходится за счет веса орудия на единицу площади опорных деталей.

Однако, производить такой расчет, исходя из заданной твердости грунта, не целесообразно, так как ни один грунт не отличается постоянством своих свойств. Он варьирует их не только во времени, но и по месту на одном и том же участке дорожного полотна. Практически в конструкцию пленера введены переменные опорные поверхности. Эти поверхности позволяют изменять удельное давление, передаваемое ими на грунт от веса самого орудия, и тем самым приспособляться к работе в зависимости от переменных свойств и состояния коры.

Устройство опорных рабочих деталей пленера в схеме получило следующий вид (рис. 1). Пластина *A*, длиной 2,45 метра, согнута так, что образует часть цилиндрической поверхности, образующие которой расположены по длине пластины, а направляющей служит окружность радиуса $R = 170$ мм.

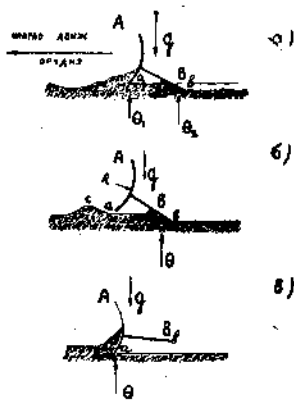


Рис. 1. Схема устройства рабочего органа пленера.

Нижняя кромка (а) пластины А заострена для облегчения среза неровностей на поверхности полотна.

Лезвие α является в то же самое время и опорой, передающей на грунт нагрузку от веса плена.

К пластине А жестко прикреплена сзади другая пластина В, длиной равная первой, шириной 200 мм.¹⁾ Расположенная под тупым углом к опорной плоскости, пластина В является второй опорой орудия и предназначена для заглаживания и уплотнения обрабатываемой поверхности дороги. Таким образом, рабочий орган плена совмещает в себе способность кромкой а вогнутой пластины срезать неровности на дороге, цилиндрической поверхностью перемещать срезанный грунт в сторону и пятой В уплотнить и выглаживать дорогу после работы пластины А.

Поворачивая весь рабочий орган около лезвия α или около задней кромки (b) пяты В, можно изменять распределение нагрузки от веса плена на обе эти опорные части. В частных случаях возможны и такие положения

рабочего органа, когда вес плена целиком распределяется либо только на лезвие α (рис. 1-в), либо на пяту b (рис. 1-б).

Необходимость использования в качестве опоры одного только лезвия α встречается в тех случаях, когда требуется снять некоторый слой с поверхности дороги, отличающийся исключительной твердостью. Только при таком положении рабочего органа можно получить наибольшее удельное давление на опоре, поверхность которой оказывается наименьшей (опорной поверхностью служит заостренное лезвие α пластины А). При менее твердой коре приходится ставить

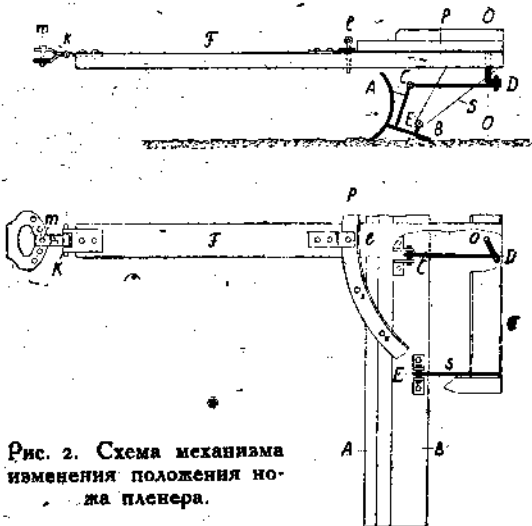


Рис. 2. Схема механизма изменения положения ножа плена.

рабочий орган в положение, указанное на рис. 1-а (или 1-б). Тогда значительная часть рабочего веса плена приходится на пяту, а лезвие лишь слегка касается продолженного вперед уровня обработанной поверхности. В таких случаях лезвие срезает только легкие неровности (напрям., небольшое возвышение С на рис. 1-б). Срезанный грунт, разрыхленный и сдвинутый в сторону отвальной поверхностью А, проходит под лезвием, попадает под пяту В и уплотняется ею. Следовательно, для усиления эффекта среза встречающихся на пути возвышений рабочий орган наклоняется больше вперед. Для ослабления среза и для усиления уплотняющего воздействия орудия на полотно дороги рабочий орган наклоняется больше назад, разгружая тем самым лезвие и нагружая больше пяту.

Приспособление для осуществления поворотов рабочего органа изображено в схеме на рис. 2 и заключается в следующем.

¹⁾ Пластина В составлена из углового железа 150 × 100 и швеллера 120 × 55 мм. так, что, будучи связана с пластиной А, дает общую ширину 200 мм.

Рама P , в виде полукруга из углового железа, снабжена косыми стойками S . В центре O рамы расположена вертикальная ось, на которую насажено дышло F ; противоположный конец этого дышла, снабженный горизонтальным шарниром K , связывается штырем m с управляющей серьгой T трактора. Поворотное около оси $O-O$ дышло штырем l может быть наглухо закреплено в одном из положений, определяемых дырами x , пробитыми в полке угольника рамы P . Рабочий орган AB снабжен двумя шарнирами E и одним шарниром C . Оси этих шарниров горизонтальны, у шарниров E они расположены по одной прямой.

Шарнирами E рабочий орган соединяется непосредственно с косыми стойками S рамы, а шарнир C предназначен для связи с кривошипом D , осуществляемой с помощью звена CD .

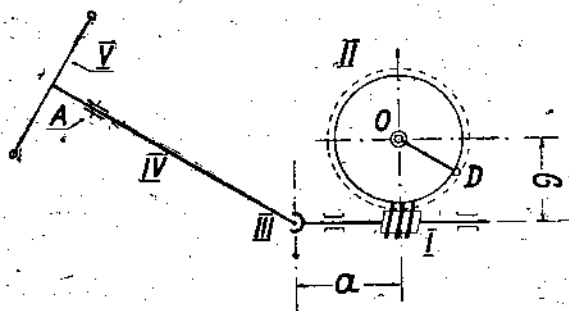


Рис. 3. Схема механизма передачи движения на ноже пленаера.

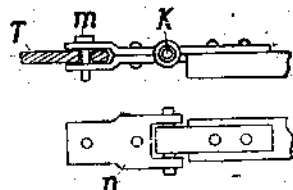


Рис. 4. Схема устройства прицепной серьги пленаера.

Кривошип D укреплен на вертикальной оси $O-O$, так что перемещения его происходят в горизонтальной плоскости. Вращение оси $O-O$ производится с помощью червячной передачи, в схеме (рис. 2) непоказанной. Таким образом, укрепление рабочего органа на раме орудия осуществляется с помощью пространственного четырехзвенного механизма, звеньями которого являются: 1) CE , — рабочий орган ($A-B$), поворотное около горизонтальной оси, 2) CD , 3) DO , — кривошип, — поворотное около вертикальной оси и 4) OE — рама орудия. Наиболее сложным в этом механизме является движение звена CD , которое одним концом (D) перемещается в горизонтальной плоскости, а другим — (C) — в плоскости вертикальной.

Поворотом кривошипа OD можно изменить положение первого звена CE (т. е. рабочего органа) относительно рамы и вместе с тем относительно обрабатываемой поверхности, учитывая, что рама с помощью дышла шарнирно прикреплена к некоторой постоянной точке на тракторе (управляющей скобе).

Вращение кривошипа OD , как было сказано, осуществляется с помощью червячной передачи. В схеме это устройство изображено на рис. 3, где OD — кривошип, I — червяк, II — червячное колесо, посаженное на вертикальной оси O , III — шарнир Гука и V — ручной маховичок, посаженный на вал IV для вращения червяка. Прикрепление шарнира Гука обусловлено тем, что подпорка A вала IV монтируется на дышле, которое может быть переставлено. Благодаря этому может изменяться угол между осью червяка и направлением вала IV ; следовательно, требуется шарнирное соединение Гука (III).

Составной частью пленера, помимо указанных рабочих деталей, является волокуша, шарнирно укрепленная на тех же косых стойках *S*. Назначение волокуши заключается в дополнительном заглаживании поверхности дороги следом за работой пяты и лезвия ножа. Волокуша (рис. 5) представляет собой металлоалюминиевую раму, составленную из угольника *F*, длиной 1,83 м, и двух боковин *g*, укрепленных раскосами с угольником *F*. Боковинами *g* волокуша подвешивается на шарнирах к стойкам *K*, укрепленным на пластине *B*.

В целях усиления уплотняющего воздействия волокуши на поверхность дороги, устройство позволяет располагать дополнительную на волокуше нагрузку в виде какого-нибудь балласта.

Рассмотрим теперь орудие в упряжке с трактором. Вся система орудия покоится на опорах, какими является либо лезвие ножа, либо кромка пяты *B*. Разумеется, такие опоры не обеспечивают орудью устойчивость и равновесие.

Даже в частном случае, когда пленер опирается одновременно на лезвие и пяту, устойчивого равновесия не получается. Центр тяжести системы не проектируется внутрь опорного контура, ограниченного лезвием и кромкой пяты. В силу этого необходима еще одна опорная точка, которая придаст бы устойчивость орудью. Такой точкой может быть конец дышла, опертый либо на передок, либо на трактор, заменяющий этот передок. Совмещая с этой дополнительной опорой орудия точку приложения тягового усилия, направленного горизонтально, получаем определенное указание на необходимость применить шарнир в качестве соединительного звена. Только шарнир дает возможность фиксировать на тракторе, как на передке, определенную точку, принадлежащую к системе орудия. Применение в качестве соединительного звена гибкой связи, наприим., цепи или троса, недопустимо. Такая связь не обеспечивает нужной дополнительной точки опоры и, следовательно, не обеспечивает устойчивого и определенного положения орудия.¹

Шарнирное соединение должно быть выполнено с двумя взаимно перпендикулярными осями, как шарнир Гука, чтобы исключить возможность поломки дышла при поворотах трактора и при следовании по неровному пути.

Обеспечивая фиксированную точку опоры планера на тракторе, шарнир позволяет устанавливать рабочий орган по желанию в то или иное положение с помощью описанного выше механизма.

Практически, однако, нет надобности устраивать соединительное звено в виде шарнира Гука. Можно к концу дышла закрепить на горизонтальном шарнире *K* особую рода петлю *л* (рис. 4), которая надевается на тяговую скобу *T* трактора и закрепляется на ней штырем *т*. Этот последний и является второй (вертикальной) осью, около которой дышло может поворачиваться при поворотах трактора. Такая упряжка легко изготавливается и оказывается проще и дешевле шарнира Гука. Изготовленный в качестве пробной модели пленер (см. рис. 5) был подвергнут тщательному обследованию и испытанию непосредственно на дорожных работах. Прежде всего пришлось отметить неудачную конструкцию упряжки (гибкая связь), которая немедленно была исправлена. Наиболее существенным недостатком пленера, обнаружившимся с самого начала, оказался недостаток в устройстве для установки рабочего органа.

Основная идея этого устройства предусматривает возможности изменения наклона рабочего органа во время работы лицом, ведущим трактор.

¹ Первый вариант пленера был выполнен как раз с гибкой связью, которую пришлось немедленно заменить шарниром, чтобы получить возможность работать орудием.

Предполагалось, что управление орудием и трактором следует сосредоточить в руках одного человека. С этой целью маховичок вала, ообщающего движение механизму для изменения наклона рабочего органа, подведен к сиденью тракториста, а вал, на котором крепится маховичок, как это было уже указано, выполнен с шарниром Гука (рис. 3).

Полевые испытания показали, что такое устройство своей основной цели не достигает. Манипуляции с ним вообще крайне затруднительны, а для тракториста, ведущего трактор, совершенно недоступны. Затруднения возникли из-за необходимости приложения значительных усилий для вращения



Рис. 5. Общий вид пленера.

маховичка. Эти усилия требовались столь значительными, что даже специально приставленный к маховичку рабочий мог с трудом вращать его во время хода машины. На остановках изменять положение ножа пленера было гораздо труднее и требовалось одновременное усилие двух рабочих.

Причины этих трудностей заключались в следующем:

1) Значительная неравномерность вращения двух звеньев червячного вала, обусловленная большим наклоном их друг к другу.

2) Сложность кинематической цепи, устанавливающей положение ножа. Механизм, с помощью которого осуществляются перемещения ножа, выполнен не плоским, а пространственным, требующим шаровых шарнирных соединений. Применение шарниров на обыкновенных осях создает излишнее трение и изгибы осей и цапф в шарнирах и ведет к затрате излишней работы при пользовании устройством.

3) Малое передаточное число. Вращение вала с маховичком при помощи винтовой передачи и четырех-звенного механизма передается на нож, поворачивающийся около оси *E*. Передаточное число винтовой передачи $\eta = \frac{1}{26}$ недостаточно.

Рассмотрим, в какой степени указанные причины могли влиять на затрату усилия при перестановке ножа.

На рис. 6 в схеме представлено расположение двух звеньев червячного вала. Наклон этих звеньев друг к другу зависит от того, как закреплено на

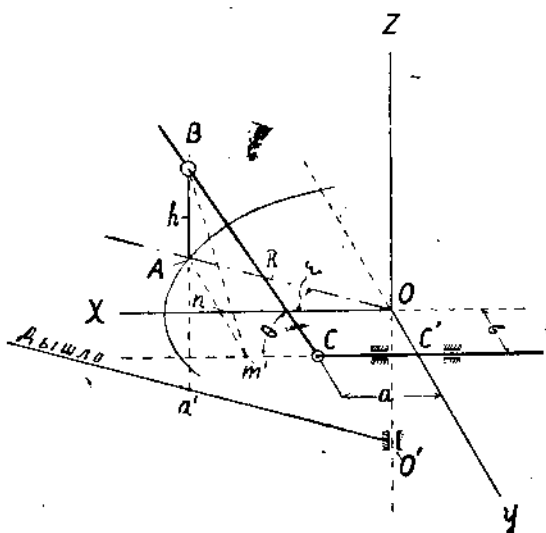


Рис. 6. Схема передаточного механизма пленера.

рамке дышло, ибо подпорка, поддерживающая одно из звеньев, поставлена на дышло, а вал червяка (другое звено) укреплен в подшипниках на раме.

Расположим начало координат O в центре червячного колеса. Ось Z направим вдоль вертикально расположенной оси кривошипа, на которой посажено червячное колесо. Расположение лезвия ножа параллельно оси Y . Положение дышла будем определять углом Σ между осью X и направлением дышла, поворотного около оси OZ .

В плоскости XOY расположена ось червяка CC' , которая параллельна OX . Проекция дышла $a'O'$ на плоскость XOY представлена прямой AO . Подпорка $a'B$, укрепленная на дышле, верхним своим концом B отстоит от плоскости XOY на расстоянии $AB=h=485$ мм и от оси OZ на расстоянии $AO=R=170$ мм. Шарнир C расположен в плоскости XOY ; координаты его относительно осей X и Y обозначены $a=255$ мм и $b=140$ мм. Этих данных достаточно, чтобы определить угол Θ между звеньями CC' и BC шарнирного вала.

В самом деле:

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{Bm'}{m'c};$$

но

$$Bm' = \sqrt{h^2 + (Am')^2} = \sqrt{h^2 + (b + R \sin \epsilon)^2},$$

а

$$m'c = m'c' - a = R \cos \epsilon - a;$$

следовательно,

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{\sqrt{h^2 + (b + R \sin \epsilon)^2}}{R \cos \epsilon - a} \dots \dots \dots (1)$$

В частном случае, когда направление дышла совпадает с направлением оси X , т. е. когда оно ставится перпендикулярно к направлению ножа, то $\epsilon = 0$ и

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{\sqrt{h^2 + b^2}}{R - a} \dots \dots \dots (2)$$

Наименьший угол Θ получится при таком положении дышла, когда подпорка AB и оба звена BC и CC' окажутся в одной плоскости; ибо в этом случае (см. рис. 7)

$$b + R \sin \epsilon = 0,$$

так как $\sin \epsilon = -\frac{b}{R}$.

$$\cos \varepsilon = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{R}\right)^2} = \frac{\sqrt{R^2 - b^2}}{R}$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = -\frac{b}{\sqrt{R^2 - b^2}} \dots \dots \dots (3)$$

и, следовательно,

$$\operatorname{tg} \theta_{\min} = \frac{h}{\sqrt{R^2 - b^2} - a} \dots \dots \dots (4)$$

На раме (см. рис. 8) имеется семь отверстий для закрепления дышла. Эти отверстия расположены на одинаковых расстояниях друг от друга по дуге, определяющей угловое смещение в $15,5^\circ$.

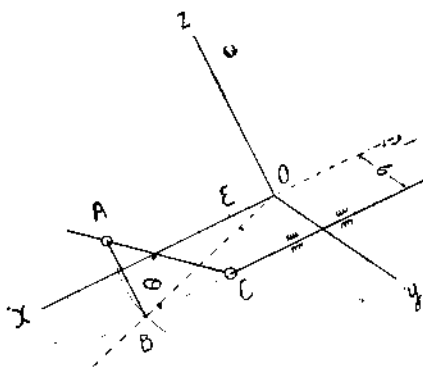


Рис. 7. Положение дышла при наименьшем угле.

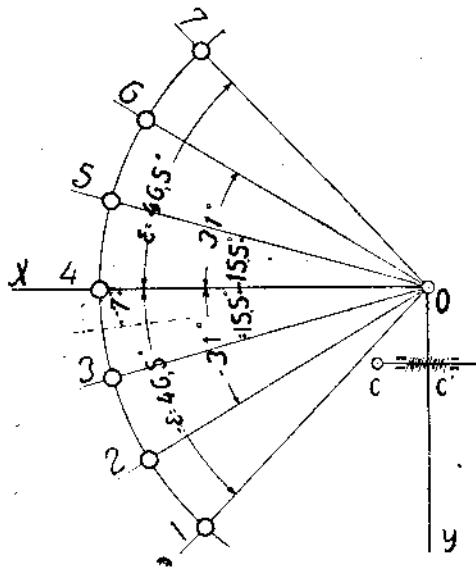


Рис. 8. Схема расположения отверстий для закрепления дышла планера.

Определяемые этими дырами 7 возможных положений дышла устанавливают возможные значения угла ε :

$$\varepsilon = 0^\circ; \pm 15,5^\circ; \pm 31^\circ; \pm 46,5^\circ,$$

что определяет следующие значения углов θ по формуле (1):

ТАБЛИЦА 1

№№ от- верстий	1	2	3	4	5	6	7
$\varepsilon =$	$-46,5^\circ$	$-31,0^\circ$	$-15,5^\circ$	0	$+15,5^\circ$	$+31^\circ$	$+46,5^\circ$
$\theta =$	57°	42°	$30,5^\circ$	29°	37°	50°	63°

Наименьшего значения угла θ можно было бы достигнуть постановкой дышла под углом ε , если его определить по формуле (3):

$$\operatorname{tg} \varepsilon = -\frac{b}{\sqrt{R^2 - b^2}} = \frac{140}{1160} = -0,1206,$$

т. е. при $\varepsilon = \infty - 7^\circ$,

что для угла θ дает значение $\theta \cong 28^\circ$ (по форм. 4). Закрепляя дышло на 4-м отверстии, имеем $\theta = 29^\circ$, очень незначительно отличающийся от наименьшего его значения.

Выяснив величины углов, под которыми могут быть расположены звенья шарнирного вала, отметим, как будут изменяться угловые скорости этих звеньев за время одного полного оборота. Воспользуемся формулой

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos \theta}{1 - \sin^2 \theta \sin^2 \varphi} \dots \dots \dots (5)$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости первого и второго звена, а φ — угол поворота маховичка.

При вращении маховичка с постоянной угловой скоростью ω_1 червячный вал будет вращаться неравномерно со скоростью ω_2 , изменяющейся в пределах

$$\text{от } \omega_{\max} = \frac{\omega_1}{\cos \theta} \text{ до } \omega_{\min} = \omega_1 \cdot \cos \theta$$

через каждые четверть оборота маховичка.

Разность

$$\omega_{\max} - \omega_{\min} = \omega_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - \cos \theta \right) = \omega_1 \frac{\sin^2 \theta}{\cos \theta} = \omega_1 \operatorname{tg} \theta \sin \theta \dots \dots (6)$$

возрастает с увеличением угла θ между звеньями.

Предположим, что сопротивление вращению вертикального вала, на котором посажен кривошип D (рис. 9), постоянно и измеряется моментом M_0 .

Пусть передаточное число червячной передачи i , а коэффициент полезного действия η ; тогда работа, затрачиваемая в единицу времени на валу червяка, будет

$$L = M_r \omega_r = \frac{M_0}{\eta} \omega_0 = \frac{M_0}{\eta} \frac{\omega_r}{i}$$

откуда

$$M_r = \frac{M_0}{\eta \cdot i} \dots \dots (7)$$

Рис. 9. Моменты сил, действующих в системе передаточного механизма пласнера.

т. е., если сопротивление M_0 постоянно, то и момент на валу червяка M_r будет постоянным.

Если пренебречь трением в шарнире C , то работа на валу CA должна быть равна L ; но угловая скорость этого вала $\omega_u \neq \omega_r$. Следовательно,

$$L = M_r \cdot \omega_r = M_u \omega_u$$

откуда

$$M_u = \frac{M_r \omega_r}{\omega_u} = \frac{M_0}{\eta \cdot i} \cdot \frac{\omega_r}{\omega_u} \dots \dots \dots (8)$$

Это соотношение показывает, что момент, какой придется затрачивать для вращения маховичка с постоянной скоростью ω_u , не будет постоянным, а будет колебаться в пределах

$$\text{от } M_{u(\max)} = \frac{M_0}{\eta \cdot i} \cdot \frac{\omega_r(\max)}{\omega_u} = \frac{M_0}{\eta \cdot i \cos \theta} \dots \dots \dots (8')$$

$$\text{до } M_{u(\min)} = \frac{M_0}{\eta \cdot i} \cdot \frac{\omega_r(\min)}{\omega_u} = \frac{M_0}{\eta \cdot i} \cos \theta \dots \dots \dots (8'')$$

Окружное усилие $P_{ш}$ на штурвале будет изменяться так же, как и момент $M_{ш}$;

$$P_{ш} = \frac{M_{ш}}{r} = \frac{M_0}{\eta \cdot i \cdot r} \cdot \frac{\omega_r}{\omega_{ш}}, \dots \dots \dots (9)$$

где r — радиус маховичка.

Если бы второе звено было прямым продолжением червячного вала, то $\theta = 0$ и $\omega_{ш} = \omega_r$, и усилие на маховичке

$$P_0 = \frac{M_0}{\eta \cdot i \cdot r},$$

отсюда

$$P = P_0 \frac{\omega_r}{\omega_{ш}};$$

вращая маховичок с некоторой постоянной скоростью $\omega_{ш}$, необходимо действовать с переменным усилием, изменяющимся

$$\text{от } P_{\max} = \frac{P_0}{\cos \theta} \text{ до } P_{\min} = P_0 \cos \theta.$$

Разность этих усилий по сравнению с усилием, какое потребовалось бы когда $\theta = 0$, представится отношением:

$$\frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_0} = \frac{1 - \cos^2 \theta}{\cos \theta} = \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \theta.$$

Применительно к вычисленным значениям угла θ между шарнирно-соединенными валами изменение усилия оказывается следующим:

ТАБЛИЦА 2

№№ отв.	1	2	3	4	5	6	7
θ	57°	42°	30,5°	29°	37°	50°	63°
$\frac{P_{\max}}{P_0}$	1,83	1,34	1,16	1,14	1,25	1,55	2,20
$\frac{P_{\min}}{P_0}$	0,45	0,74	0,86	0,87	1,80	0,64	0,45
$\frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_0} \cdot 100\%$	128	60	30	27	45	91	175

Установка дышла по крайним дырам (№ 1 и № 7 на рис. 8) обуславливает чрезвычайно большую неравномерность усилий. Для поворота маховичка, при установке дышла на крайнее отверстие № 1, сопротивление может возрасти на 83% по сравнению с тем, какое потребовалось бы при отсутствии наклона осей ($\theta=0$). Сопротивление увеличивается больше чем в два раза, когда дышло поставлено по отверстию № 7. Колебания усилий столь велики, что превышают по величине нормальное усилие P_0 . При установке дышла на 1-ое отверстие колебание составляет 128%, а на 7-ое — даже 175% от усилия P_0 , требующегося для той же работы при отсутствии наклона осей (т. е. когда $\theta=0$).

Сравнительно небольшое увеличение P получается при установках дышла по отверстиям 3, 4 и 5; для этих случаев превышение P против нормального оказывается соответственно 16, 14 и 25%, при колебаниях в 30, 27 и 45%.

Из сказанного можно вывести следующее заключение. Установки дышла на отверстия 1-е, 2-е, 6-е и 7-е, вследствие значительного наклона осей шарнирного вала друг к другу, требуют затрат значительных усилий для поворота маховичка. Эти усилия в лучшем случае превышают на одну треть, а в худшем — более чем в два раза то усилие, которое потребно для той же работы, при расположении обоях звеньев червячного вала по одной прямой линии.

Чтобы определить числовую величину усилия для поворота маховичка, надо рассмотреть зависимость момента M_0 на вертикальном валу OO' от положения кривошипа D . С этой целью обратимся к рассмотрению механизма, осуществляющего поворот ножа.

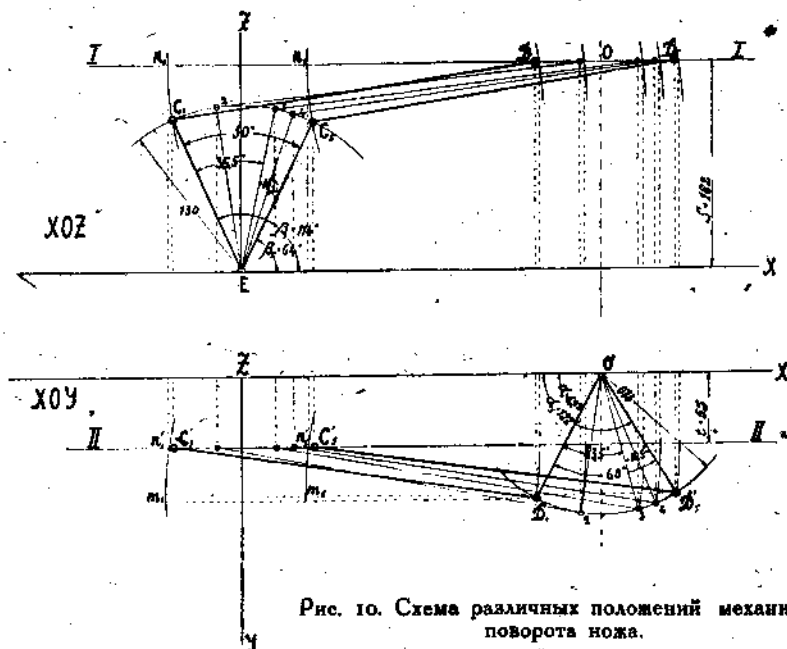


Рис. 10. Схема различных положений механизма поворота ножа.

На рис. 10 представлено построение различных расположений рабочего органа, в зависимости от положения пальца кривошипа D . В соответствии с обозначениями на рис. 2, определяем расположение звеньев механизма в проекциях на плоскости XOY и XOZ .

Плоскость XOY располагаем так, чтобы она заключала в себе ось шарнира E и была перпендикулярна к валу O кривошипа D . За ось Y принимаем ось E . Вертикальную плоскость XOZ располагаем так, чтобы она заключала в себе ось OO' вала кривошипа D и была параллельна оси червяка.

Четырех-звенный пространственный механизм (рис. 2) ($OD-DC_1CE-EO$) отличается той особенностью, что траектория точки D расположена в плоскости I—I (рис. 10), параллельной XOY и отстоящей от нее на расстоянии $S=162$ мм, а траектория точки C расположена в плоскости II—II, параллельной XOZ и отстоящей от нее на расстоянии $t=55$ мм.

Механизм определяется расстоянием $EO=280$ мм между осями ($E-E$) и ($O-O'$) и размерами звеньев:

$$\begin{aligned} OD &= 110 \text{ мм,} \\ DC &= 280 \text{ мм,} \\ CE &= 130 \text{ мм.} \end{aligned}$$

При таком расположении проекций механизма траектория точки D изображается натуральной величиной в проекции на плоскость XOY . Проекция точки C изображается натуральной величиной в проекции на плоскость XOZ , что позволяет графически очень просто установить зависимость расположения звена CE от положения кривошипа D .

Устанавливая рабочий орган в одно из крайних положений, когда пята B упирается в раму волокуши (рис. 11-а), отмечаем угол $\alpha_1 = 62^\circ$, соответствующий положению кривошипа D согласно (рис. 10). Когда рабочий орган опирается одновременно на лезвие ножа и на пята B (рис. 11-б), кривошип D занимает положение, определяемое углом $\alpha_2 = 105,5^\circ$.

Наконец, другое крайнее положение рабочего органа будет такое, когда, опираясь на одну пята, он коснется стойки S (рис. 11-с), что будет соответствовать углу $\alpha_3 = 122$, определяющему положение кривошипа D в этом случае.

Углы α_1 , α_2 и α_3 замерены непосредственно на орудии; принимая значения их за данные, легко построить соответствующие им положения звена CE . Эти последние будем определять углами β наклона звена CE к плоскости XOY , или, что то же самое, к плоскости рамы пленера. Зная расположение звена CE , жестко связанного с рабочим органом (рис. 12), нетрудно установить и расположение рабочей поверхности ножа относительно рамы. В зависимости же от расположения рамы по отношению к обрабатываемой поверхности дороги, можно определить положение рабочей поверхности ножа к поверхности дороги.

Возвращаясь к рисунку 10, рассмотрим графический прием построения положений точки C по заданным положениям точки D , которые определяются указанными выше углами α .

Угол α_1 определяет крайнее положение кривошипа D , которое в проекции на плоскость XOY изобразится точкой D' . Чтобы определить соответствующее положение точки C , поступаем следующим образом: из точки D , как из центра, засекаем радиусом $m_1 D'$, равным длине звена CD , точку n_1 на прямой $II-II$. Эту точку переносим на прямую $I-I$, проводя $n_1 n_1^1$ перпендикулярно оси X ; проекцию точки D на плоскости XOZ отметим буквой D_1 . Из этой точки, как из центра, радиусом $D_1 n_1$ проводим дугу $n_1 C_1$, которая в пересечении с окружностью $C_1 C_2$, являющейся траекторией точки C , определяет проекцию точки C на плоскости XOZ . Соединяя прямой точки C_1 и D_1 , получаем проекцию на плоскость XOZ звена CD , когда кривошип D находится в первом крайнем положении. Проектируя на прямую $II-II$ точку C_1 , получаем точку C_1' ; соединяем ее прямой с точкой D_2' и получаем проекцию звена CD на плоскость XOY . Проекция звена CE на плоскость XOZ изоб-

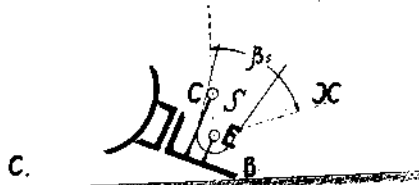
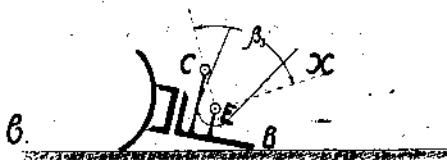
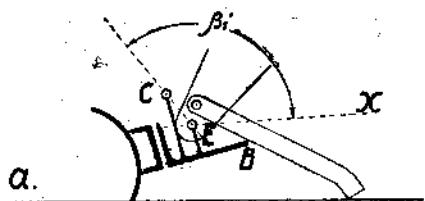


Рис. 11. Крайние и среднее положения ножа пленера по отношению к обрабатываемой поверхности.

равится отрезком C_1E в натуральную величину, чем определится угол между C_1E и EX , т. е. угол $\beta = 114^\circ$. Таким же способом можно найти и все остальные положения звена CE , в зависимости от положения кривошипа D .

ТАБЛИЦА 3

Положение кривошипа D и точки C	α	β
1-е (крайнее)	62,0°	114,0
3 . . (среднее)	105,0°	78,5
5 . . (крайнее)	121,5	64,0

На рис. 10 выполнено построение механизма пленера, представленного на испытании в 1927 г. Чертеж наглядно показывает пространственное перемещение звена CD , обуславливающее вращение его как в относительном движении его около точки G , так и в относительном движении его около

точки D . Такой характер движения требует применения шаровых шарниров в этих точках. Применение же обыкновенных осевых шарниров требует значительных зазоров между цапфами и шипами, что влечет за собой хлябанье и неточность установки. Наряду с этим получается значительный износ цапф и шипов, вследствие изгибов от боковых выворачивающих усилий.

Попытаемся определить величину момента M_0 сопротивления на валике кривошипа D .

Для простоты расчета исключим влияние тягового усилия, полагая, что перестановка положения рабочего органа происходит в тот момент, когда пленер не перемещается трактором и находится в упряжке с ним. При расчете можно предусмотреть два различных случая.

1 случай.

ПЛЕНЕР ПОСТАВЛЕН НА ЛЕЗВИЕ НОЖА, ПЯТКА B ПРИПОДНЯТА

Вес G пленера через стойку S передается на систему ножа и уравновешивается силой реакции на опору A . Вследствие того, что центр тяжести асей системы очень близок к оси шарнира E , будем считать, что величина реакции опоры дышла на серьгу трактора незначительна и не может иметь существенного влияния на величину опорной реакции под лезвием ножа, так как длина дышла во много раз превышает расстояние центра тяжести орудия от оси шарнира E .

Момент пары m уравновешивается моментом силы P относительно шарнира E и величина силы P определяется из соотношения $P = G \frac{m}{CE}$

По мере поворачивания ножа против часовой стрелки (рис. 12) плечо m уменьшается, а вместе с тем будет уменьшаться и P . Наибольшая величина плеча m будет в тот момент, когда пятка B касается опорной поверхности, но не опирается на нее. Величина m , как нетрудно усмотреть из рисунка 12, пропорциональна косинусу угла γ , образуемого прямой AE с опорной плоскостью, т. е.

$$m = AE \cos \gamma$$

В рассматриваемой конструкции угол γ_0 , отвечающий положению ножа, указанному на рис. 13, близок к 30° , а длина $AE = 230$ мм. Так что $m_{\max} = 230 \cdot \cos 30^\circ = 230 \cdot 0,866 \approx 200$ мм. Чтобы переместить нож из этого положения в самое крайнее, вращением против часовой стрелки, надо повернуть звено CE около оси E на угол $\beta_1 - \beta_2 = 35,5^\circ$, после чего звено примет положение, отвечающее на рис. 11 положению (а), а вся рама приподнимется кверху. Но так как рама посредством дышла связана с неподвижной

точкой на тракторе, то она будет вращаться около этой точки. Обозначим угол поворота рамы относительно точки прицепа через $\Delta\gamma$, тогда угол γ для положения (1) будет равен

$$\gamma_1 = (\beta_1 - \beta_2) + \gamma + \Delta\gamma = 35,5 + 30 + 6,5 = 72^\circ,$$

$$m_1 = 230 \cdot \cos 72 = 71 \text{ мм.}$$

Условимся, ради простоты, производить расчеты, исходя не из всего веса орудия, а из одного килограмма, тогда получим следующие значения силы P .

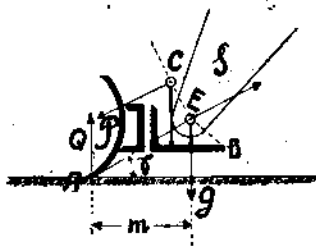


Рис. 12. Схема распределения усилий в механизме поворота ножа плена.

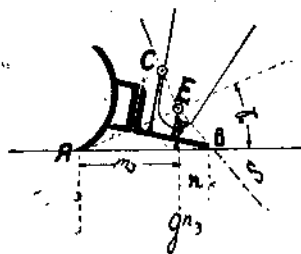


Рис. 13. Среднее положение ножа плена, соответствующее положению (b) на рис. 11.

При перестановке ножа, находящегося в положении b , потребуется усилие $P_2 = \frac{1 \cdot m_2}{CE} = \frac{1200}{130} = 1,54$ кг на каждый килограмм опорной реакции на лезвие ножа.

По мере поворачивания ножа в том же направлении, это усилие уменьшается и для положения (a) оно будет

$$P_1 = \frac{m_1}{CE} = \frac{71}{130} = 0,55 \text{ кг.}$$

II случай

ПЛЕНЕР ПОСТАВЛЕН НА ПЯТУ В, А ЛЕЗВИЕ НОЖА ПРИПОДНЯТО

Если нож, находящийся в положении, показанном на рис. 13, вращать по часовой стрелке, то наступит такой момент, когда вся опорная реакция сосредоточится на пяте, а лезвие лишь слегка будет касаться поверхности дороги.

В этом случае момент пары, препятствующей такому движению будет равен $G(AB - m_3) = Gn_3$, где $n_3 = BE \cos \delta$; в выполненной конструкции $BE = 120 \text{ мм}$, $\delta = 69,5^\circ$; так что $n_3 = 120 \cdot 0,35 = 42 \text{ мм}$.

Усилие $P_3' = \frac{1 \cdot n_3}{CE} = \frac{42}{130} = 0,32$ кг на каждый килограмм опорной реакции на пяту.

При последующем вращении ножа по часовой стрелке усилие P будет уменьшаться и, когда он займет второе крайнее положение (5), усилие будет равно

$$P_5 = \frac{n_5}{CE} = \frac{21}{130} = 0,16 \text{ кг,}$$

либо

$$n_5 = 120 \cdot \cos(\beta_5 - \beta_6 + \delta - \Delta\delta) = 120 \cdot \cos(14,5 + 69,5 - 3,5) = 120 \cdot \cos 80,5 = 120 \cdot 0,174 \approx 21 \text{ мм.}$$

Эти простые соображения показывают, что поднимать плечер на пяте значительно легче, чем на лезвии ножа.

Определив таким образом усилия, с которыми необходимо действовать нормально на звено CE , чтобы изменить установку ножа, посмотрим, каковы будут усилия на другие звенья механизма и какой потребуется приложить момент к валу O кривошипа D .

Для расчета воспользуемся графическим приемом. Расположим звено EC в вертикальной плоскости XEZ (рис. 14), тогда проекция звена CD на эту плоскость будет $C-D$, а проекция его на горизонтальную плоскость XEY будет $C'-D'$. Усилие P , приложенное к точке C в обеих проекциях, изобразится векторами CP и $C'P'$; из точки $(P|P')$ проводим прямую $(pq, p'q)$ параллельно звену CE ; эта прямая будет лежать в плоскости XEZ . Разла-

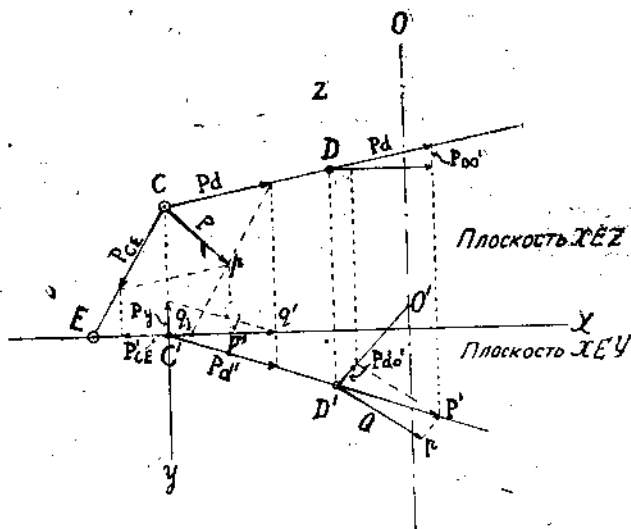


Рис. 14. Графическое определение касательного усилия на пальце кривошипа.

гасм силу P на три составляющие по направлениям, определяемым прямыми $(CE-CE)$, $(CD-CD')$ и осью Y , которая в плоскости XEZ изображается точкой C , а в плоскости XEY прямой $C'y$. Составляющие силы P по указанным направлениям изобразятся проекциями:

$$I) (P_{CE}, P'_{CE});$$

эта сила направлена вдоль звена CE и уравновешивается реакцией шарнира E ;

$$II) (Pd, Pd').$$

Эта сила направлена вдоль звена CD и действует на кривошип D ;

$$III) (Py).$$

Эта сила действует вдоль оси шарнира C , она горизонтальна и перпендикулярна плоскости XEZ ; вследствие чего она изгибает звено CE в плоскости, проходящей через это звено и его ось, и уравновешивается упругими силами звена.

Таким образом, остается слагающая $(Pd' - Pd')$, направленная вдоль зрена CD . Переносим ее на кривошип D и разлагаем по трем взаимно перпендикулярным направлениям OO' , $D'O'$ и $D'p$, получаем три слагающие:

I) $P_{00'}$ — направленную вдоль оси OO' кривошипа, эта сила изгибает плечо кривошипа DO .

II) $P_{d'o'}$ — направленную вдоль плеча кривошипа DO , эта сила уравновешивается подшипником вала OO' .

III) $D'p$ — направленную по касательной к окружности, описываемой пальцем кривошипа D ; эта сила определит момент M_0 , какой следует приложить к оси OO' вала кривошипа, чтобы изменить положение ножа.

Изложенным приемом выполнен расчет момента сопротивления M_0 для механизма пленера, представленного на испытание. Из этого расчета следует, что для перемены наклона ножа из среднего положения (3) в положение (1) потребуются преодолеть момент $m_3 = 163$ кг-мм на каждый кг опорной реакции со стороны лезвия ножа. Если эта реакция равна $\theta = G$, то $M_{0(3)} = 163 \cdot G$ кг-мм. Этот момент будет убывать по мере поворачивания ножа и в крайнем положении (1) он достигнет величины: $M_{0(1)} = 58,3 \cdot G$ кг-мм.

Для перестановки ножа из среднего положения (3) в другое крайнее положение (5), когда пленер опирается только на пятю, в начале потребуются момент $M'_{0(3)} = 33,5 \cdot G$ кг-мм; по мере поворачивания ножа (по часовой стрелке) этот момент будет убывать, достигая в крайнем положении величины $M_{0(5)} = 16,4 \cdot Q$ кг-мм.

Для расчета усилия, какое следует затратить на штурвале, учтем следующие данные для червячной передачи.

Передаточное число — $i = 26$; коэфф. полезного действия $\eta = 0,5$, что для самотормозящего винта следует признать несколько высоким значением, ибо размеры червяка таковы:

$$\text{шаг } h = 2,54 \text{ см.}$$

$$d = 12,8 \text{ "}$$

и $\text{tg } \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d} = 0,063 < \frac{1}{12}$, т. е. червяк имеет значительную степень самоторможения.

Кроме того, червяк в работе не защищен от пыли.

Принимая во внимание эти данные, определяем по формуле (7) момент M_r — на валу червяка. При перестановке ножа из положения (3) в положение (1) этот момент будет равен

$$M_{r(3)} = \frac{0,163}{\eta \cdot i} G = \frac{0,163}{0,5 \cdot 26} G = 0,0125 G \text{ кг/м.}$$

Вес пленера — 320 кг; отбрасывая вес волокуши — 55 кг, принимаем величину опорной реакции на лезвии ножа $G = 320 - 55 = 265$ кг; тогда момент на штурвале при спрямленном вале будет:

$$M_u = M_{r(3)} = 265 \cdot 0,0125 = \approx 3,4 \text{ кг/м.}$$

По мере поворачивания ножа этот момент убывает и для положения (1) он равен:

$$M_{r(1)} = \frac{0,0583}{0,5 \cdot 26} \cdot 265 = 0,00448 G = 1,19 \text{ кг/м.}$$

Расчетным моментом следует считать $M_{r(3)} = 3,4$ кг/м, так как работать приходится при установке ножа около среднего положения (3).

Диаметр штурвала $D = 0,325$ м и окружное усилие будет:

$$P_{0(3)} = \frac{2M_{r(3)}}{D} = \frac{6,8}{0,325} = \infty \text{ 21 кг.}$$

При перестановке ножа из среднего положения (3) на пятую:

$$P_{0(3')} = \frac{2M_{r(3')}}{D} = \frac{2}{0,325} \cdot \frac{265 \cdot 0,0335}{0,5 \cdot 26} = 4,2 \text{ кг.}$$

Усилия $P_{0(3)} = 21$ кг и $P_{0(3')} = 4,2$ кг — могут иметь место только в том случае, когда валик, на котором насажен маховичок (штурвал), служит прямым продолжением вала червяка. В действительности оба эти вала расположены под некоторым углом θ , величина которого зависит от установки дышла относительно рамы (см. табл. 1). Выше влияние второго наклона на величину окружного усилия было выяснено и результаты сведены в таблицу 2, причем расчет был сделан в предположении постоянства момента M_0 на валу кривошипа D . На самом же деле момент M_0 изменяется и зависит от положения кривошипа, которое определяется углом α (см. рис. 10).

Рабочее значение угла α заключается в пределах от $\alpha_1 = 62^\circ$ до $\alpha_5 = 122^\circ$, так что кривошип D может поворачиваться только на угол $\Delta\alpha = (\alpha_5 - \alpha_1) = 60^\circ$; чтобы повернуть кривошип на 60° , маховичок должен сделать $\frac{60}{360} \cdot i = \frac{13}{3} = 4\frac{1}{3}$ оборота.

За каждые $\frac{1}{2}$ оборота маховичка окружное усилие переходит через максимум, согласно свойств шарнирного вала, но за половину оборота маховичка кривошип повернется на угол $\Delta\alpha = \frac{180}{i} = \frac{180}{26} = 6,9^\circ \approx 7^\circ$.

Следовательно, при постановке ножа из среднего положения (3) в крайнее (1) окружное усилие на маховичке будет иметь $N_a = \frac{2}{6}$ относительных максимумов, ибо $\frac{\alpha_3 - \alpha_1}{\Delta\alpha} = \frac{105 - 61,5}{6,9} = \frac{43,5}{6,9} = 6,3$; а при постановке ножа из среднего положения (3) в крайнее положение (5) окружное усилие на маховичке будет иметь $N_b = 2$ относительных максимума, так как

$$\frac{\alpha_5 - \alpha_3}{\Delta\alpha} = \frac{121,5 - 105}{6,9} = \frac{16,5}{6,9} = 2,4.$$

На рис. 15 в виде кривой m_0 представлена зависимость момента m_0 на валу кривошипа D от угла α ; кривая же P_0 представляет изменение окружного усилия в килограммах на штурвале, в зависимости от того же угла α для случая, когда оба звена шарнирного вала расположены по одной прямой линии. Чтобы определить изменение окружного усилия P_m для того случая, когда оба звена шарнирного вала расположены под некоторым углом θ друг к другу, надо знать положение кривошипа D для какого-нибудь расположения взаимно перпендикулярных осей шарнира Гука. Однако, измерить необходимые углы непосредственно на пленере с большой точностью невозможно, вследствие наличия зазоров в шарнирах; приблизительно для расчета можно обойтись без этих данных, учитывая величину возможной ошибки, которая, как это будет показано ниже, оказывается незначительной.

Предположим, что расположение осей шарнира таково, что когда кривошип D находится в положении (3), окружное усилие P достигает максимума, тогда минимум усилия окажется после того, как кривошип D повернется на угол $\Delta\alpha' = \frac{\Delta\alpha}{2} = \approx 3\frac{1}{2}^\circ$, а следующий максимум последует, когда кривошип будет повернут на 7° и т. д.

Точки B , A и C на кривой P_0 отметят значения окружного усилия P_0 , которое могло бы быть на маховичке при спрямленном шарнирном вале, после указанных поворотов кривошипа D .

В этом случае максимум P_{\max} на штурвале будет $P_{\max}(\max) = P_0(B) \cdot \zeta$ — для положения (3); следующий максимум будет $P_{\max}(\max) = P_0(C) \cdot \zeta$ и т. д.

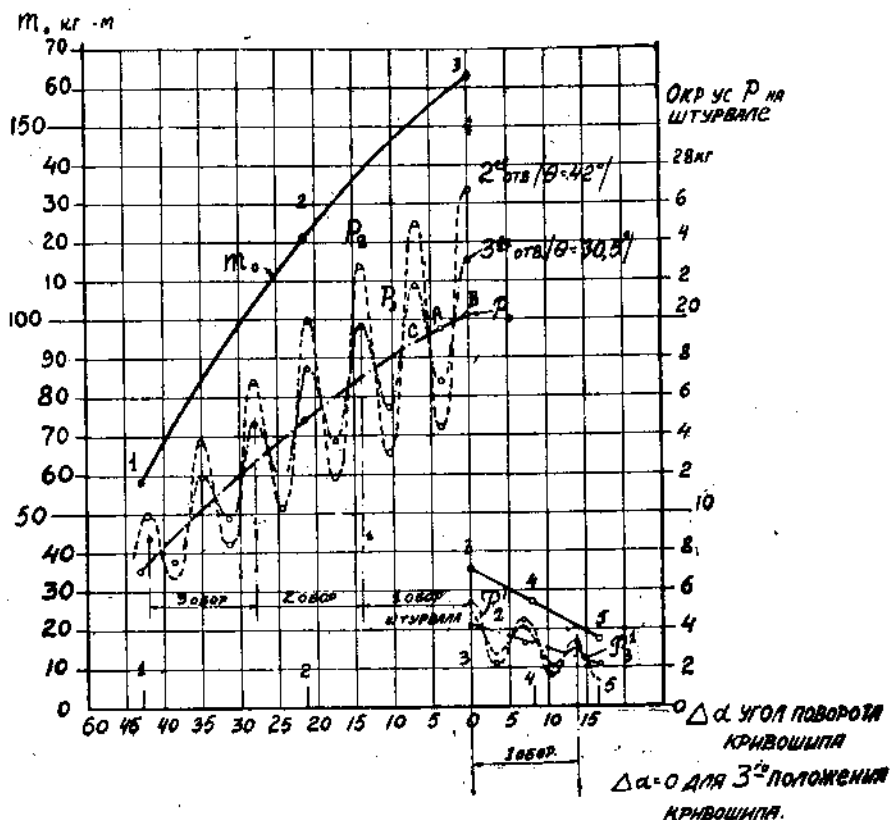


Рис. 15. Момент сопротивления и окружные усилия на штурвале при разл. установке дмшля.

Зададимся другим крайним предположением: пусть расположение осей шарнира таково, что когда кривошип D находится в положении (3), окружное усилие достигает минимума, тогда максимум усилия окажется, после поворота кривошипа D на угол $\Delta\alpha = 3\frac{1}{2}^\circ$ и выразится величиной

$$P_{\max} = P_0(A) \zeta \quad \text{где } \zeta = \frac{\omega_r}{\omega_m}$$

Очевидно, что действительный максимум усилия на штурвале (P_{\max}) будет заключен в пределах

$$P_0(A) \zeta \leq P_{\max} \leq P_0(B) \zeta$$

Ошибка в определении действительного значения P_{\max} будет меньше, чем разность $P_0(B) \cdot \zeta - (P_0(A) \cdot \zeta)$, но так как $P_0(B) = 20,2$, а $P_0(A) = 19,5$ кг, то ошибка будет меньше, чем $\pm 0,7$ кг, если следовать первому или второму положению.

По абсолютной величине эта ошибка не может иметь существенного значения, вследствие незначительности, ибо величина ζ для всех возможных положений дышла (см. табл. 2) колеблется в пределах от $\zeta = 1,14$ до 2,2. Если же принять во внимание только пригодные для работы положения дышла (установка по отверстиям №№ 3, 4 и 5), то колебания ζ будут от $\zeta = 1,14$ до 1,25 и ошибка в определении P_{\max} будет меньше, чем 0,7 · 1,25 = 0,8 кг.

Принимая во внимание изложенные соображения, можно построить кривую изменения окружного усилия $P_{\text{ш}}$ на маховичке. При перестановке рабочего органа из среднего положения (3), когда опорой служит лезвие и пята одновременно, в какое-нибудь другое положение, когда опорой служит лезвие ножа, окружное усилие на маховичке будет изменяться по-разному, в зависимости от того, как поставлено дышло относительно рамы. На рис. 15 пунктирная кривая P_2 показывает изменение этого усилия в том случае, когда дышло поставлено на дыре № 2 (см. рис. 8), т. е. когда угол θ между звеньями шарнирного вала равен 42° . Кривая P_3 на том же рис. 15 показывает изменение усилия в случае постановки дышла по дыре № 3, т. е. когда $\theta = 30,5^\circ$.

При перестановке рабочего органа из среднего положения (3) в другое крайнее положение (5), когда опорой служит пята, окружное усилие оказывается значительно меньше и изменяется, при тех же установках дышла, согласно кривым P_2 и P_3 (рис. 15).

В приводимой ниже таблице отмечены максимальные усилия для поворота маховичка при различных возможных положениях дышла пленера.

ТАБЛИЦА 4

№№ отверстий на раме для установки дышла	1	2	3	4	5	6	7
$\zeta = \frac{P_{\max}}{P_0} = \frac{\omega_r}{\omega_{\text{ш}}}$	1,83	1,34	1,16	1,14	1,25	1,55	2,2
Наибольшее усилие при постановке ножа на лезвие в кг	37	27,2	23,5	23,0	25,3	31,3	44,5
Наибольшее усилие при постановке ножа на пятаку, в кг	7,7	5,6	4,9	4,8	5,3	6,5	9,2

Из этой таблицы видно, насколько значительны усилия, необходимые для поворота маховичка, чтобы поставить рабочий орган в требуемое положение. Не говоря уже об установках дышла на крайние положения (по дырам №№ 1, 2, 6 и 7), даже при установках его на средние дыры (№№ 3, 4 и 5) усилия, требующиеся для поворота маховичка, очень велики и действительно, как это было замечено при испытании, не под силу рабочему, обслуживающему пленер.

Обратимся теперь к рассмотрению тех способов, с помощью которых можно было бы облегчить работу по установке ножа. На основании анализа механизма, осуществляющего перемену положения рабочего органа, можно сразу наметить те изменения, которые должны привести к устройству более рациональному, как в отношении легкости управления ножом, так и прочности самого устройства.

Прежде всего необходимо устранить неравномерность вращения червячного вала, обусловленную применением шарнирного вала из двух звеньев.

Эта неравномерность влечет за собою колебания в усилиях, прилагаемых к маховичку при значительной величине относительных максимумов (см. рис. 15 и табл. 4) этого усилия.

Очень легко устранить это неудобство применением нормального вала из трех звеньев, соединяя их двумя шарнирами Гука. При этом следует иметь в виду, чтобы среднее звено (BC) было изготовлено с развильками на концах, расположенными в одной плоскости (рис. 17). Длины звеньев следует подобрать так, чтобы осуществить равенство углов θ наклона крайних звеньев к среднему. Однако, осуществить в точности равенство углов θ возможно только для одного какого-нибудь положения дышла. Для других положений дышла это равенство нарушится. Подбор длин звеньев шарнирного вала следует сделать так, чтобы нарушение этого равенства углов θ было наименьшим. В результате расчетное окружное усилие на маховичке понизится и от перестановки дышла изменяться не будет, сохраняя величину $P = 20$ кг.

Это усилие все-таки очень велико. Понизить его можно, вводя дополнительную передачу. Если принять за допустимое усилие $P = 10$ кг, то следует в два раза уменьшить передаточное число, понижая его с $i = \frac{1}{26}$ до $i = \frac{1}{52}$.

Несколько уменьшить усилие на маховичке можно было бы за счет переноса опорных шарниров E ближе к ножу, но, к сожалению, это затруднительно по конструктивным соображениям: опора шарнира E крепится на полке угольника, служащей пятой (B) рабочего органа. Эта опора изготавливается из прочного угольника, размеры которого не позволяют приблизить отверстия шарнира E к задней поверхности ножовой пластины (A).

Наконец, необходимо изменить и самый механизм. Из рассмотрения схемы на рис. 10 видно, что механизм имеет определенно пространственный характер, но выполнен с осевыми шарнирами, а не с шаровыми. Отсюда естественно вытекает необходимость, не вводя полной реконструкции схемы, приблизить ее к плоскому типу. Такое задание выполнено в двух вариантах (рис. 16).

Для упрощения изложения обратимся к рис. 10 и введем следующие обозначения: пусть та плоскость, в которой перемещается точка D кривошипа, обозначается I , эта плоскость перпендикулярна к оси кривошипа OO' и на рисунке 10 она обозначена прямой $1-1$, расположенной в проекции на вертикальную плоскости XOZ . Ось шарнира E параллельна плоскости I и отстоит от нее на расстоянии $A = 164$ мм. Пусть плоскость, параллельная плоскости XOZ и заключающая в себе звено CE , обозначается II и отстоит от плоскости XOZ , заключающей в себе ось кривошипа OO' , на расстоянии $B = 55$ мм.

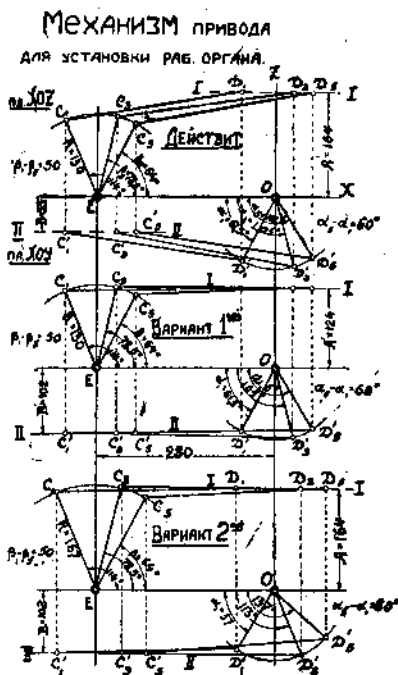


Рис. 16. Схема и размеры плоских механизмов изменения положения ножа пленера.

Механизм ECD будет приближен к плоскому, если траектория точки C , в пределах возможного изменения наклона рабочей поверхности ножа, будет близка к прямой линии, параллельной оси X и отстоящей от плоскости XOZ на некотором расстоянии B' , а от плоскости XOY на расстоянии A' ; расстояние B' подбираем, как среднее из отклонений кривошипа D от плоскости XOZ , а A' , как среднее из отклонений точки C от плоскости XOY .

Один вариант проработан для случая, когда $A' = 124$ мм и $B' = 102$ мм, вместо $A = 164$ и $B = 55$, а другой — для случая, когда $A' = 164$ мм, $B = 102$ мм.

В первом варианте приходится переставить шарнир C вдоль ножа, в левую сторону от средней оси симметрии орудия, дальше на 47 мм от первоначального положения, а ось OO' кривошипа укоротить на 40 мм.

Во втором случае ось кривошипа остается без изменения, но зато удлиняется звено CE на 37 мм (вместо $CE = 130$, берем $CE = 167$ мм), и отставляется далее, влево, на 47 мм. Из рис. 16, где приведены возможные положения звена CD для трех случаев, видно, что при таком расположении шарниров C и D вращательное движение звена CD значительно уменьшается и движение его становится очень близким к плоскому.

Сопоставим размеры усилий, претерпеваемых звеньями механизма действительного и измененного (в двух вариантах):

ТАБЛИЦА 5

Слагающие усилия по звеньям механизма	Действ. в кг	Измененный	
		I вариант	II вариант
1) Боковые усилия на рычаг CE , в направлении оси Y : P_y тах	74	Незначительно (меньше 1,5)	Незначительно
2) Продольн. усилия на рычаг CE : P_{CE} тах	148	90 кг	80 кг
3) Вертик. усилия на кривошип D (параллельн. оси OO') $P_{OO'}$ тах	56	Незначит.	Незначительно
4) Продольные усилия по плечу кривошипа D P_{DO} тах	180	111 кг	122 кг
5) Наибольшие рабочие моменты на валу OO' кривошипа D M_O (тах)	43	44,5 "	32,5 "
6) Наибольшие окружные усилия на маховичке (при 3-звенном шарнирном вале и передаче $i = 2/3$) P тах	20	21 "	15,4 "

Из этих расчетных данных следует, что указанным исправлением механизма почти уничтожаются боковые усилия на рычаги CE и DO и значительно уменьшаются продольные усилия по этим рычагам. В расчетах принят один и тот же вес пленера и опорная реакция в 265 кг. Вследствие

удаления звена *СЕ* во II варианте, наибольшее рабочее усилие на маховичке получилось меньше, чем в других случаях (15,4 кг вместо 20—21 кг). Для конструктивной разработки был принят II вариант, как наиболее выгодный и с точки зрения выполнения намечаемых им изменений, и по наиболее рациональному распределению усилий по звеньям механизма.

В целях получения доступного для тракториста усилия, увеличен диаметр маховичка до 0,5 м (вместо 0,325 м) и введена дополнительная передача

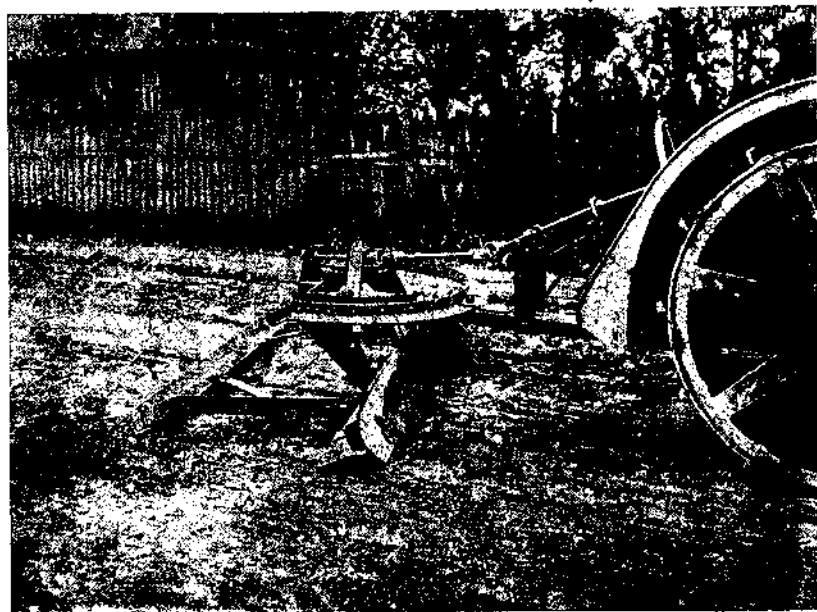


Рис. 17. Общий вид плена, модель 2.

из пары цилиндрических шестеренок с передаточным числом $i = 1/2$. При таких изменениях окружное усилие на маховичке по расчетам не должно превосходить величины

$$P_{\max} = 15,4 \cdot \frac{0,325}{0,500} \cdot \frac{1}{2 \cdot 0,9} \approx 60 \text{ кг},$$

где полезное действие дополнительной передачи учтено коэффициентом $\eta_1 = 0,9$.

Заключившая обследование конструкции плена в том виде, как она была выполнена в первой модели (см. рис. 5), отметим те исправления, какие пришлось в нее внести:

1) Изменена конструкция прицепки дышла к серьге трактора. Введен шарнир, служащий надежной опорой дышла на серьгу трактора, вместо цепочки из двух звеньев.

2) Шарнирный вал управления ножом, состоящий из двух звеньев, заменен валом из трех звеньев с двумя шарнирами Гука.

3) Изменен механизм для перестановки наклона рабочего органа; вместо пространственного перемещения шатуна (*CD*), новый механизм обеспечивает ему движение, близкое к плоскому, что в выполнении по II из разрабо-

танных вариантов механизма уничтожает боковые усилия на звеньях (ЕС и DО) и уменьшает усилие для перестановки ножа.

4) Введена дополнительная передача для облегчения работы на маховичке.

5) Увеличен диаметр маховичка для той же цели.

Пленер с указанными изменениями (вторая модель) был изготовлен и прошел полевые испытания летом в 1928 г. Общий вид его представлен на рис. 17.

Полевые испытания пленера 1-й модели показали, что изменение положения ножа пленера, в конечном счете, не решает полностью вопроса о возможности удобного маневрирования всем агрегатом (трактором и пленером) одним человеком, и поэтому запроектирован еще III вариант (модель) пленера (рис. 18), предусматривающая обслуживание его специальным рабочим.

В этом варианте отсутствует шарнирный вал, так как необходимость его обуславливалась подводом штурвала к площадке тракториста. Кривошип D и ось червяка расположены в вертикальной плоскости, вследствие чего весь механизм изменения положения ножа пленера выполнен плоским, а следовательно, без вышеприведенных недостатков механизма пленера 1-й модели.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПОЛЕВОГО ИСПЫТАНИЯ ПЛЕНЕРА

Опробование орудия на текущем ремонте грунтовой дороги (Ленинградское шоссе — Шимск) показало, что все сделанные изменения вполне достигают той цели, ради которой они введены.

Управление ножом значительно облегчено и выполняется плавно, без колебаний в усилиях. Опасение, что слишком малое передаточное число ($\frac{1}{26} \cdot \frac{1}{2}$) не позволит быстро оперировать наклоном ножа, не оправдалось, передача — достаточна.

Однако, пришлось убедиться в том, что, несмотря на значительное облегчение управления ножом, рассчитывать на возможность трактористу на ходу переставлять нож в нужное положение — не приходится. Все попытки, сделанные в этом направлении, оказались безрезультатными. Пытаясь приспособить установку ножа в соответствии с необходимостью, тракторист на время отвлекает свое внимание от управления трактором и в результате теряет направление хода всего агрегата, который, уклоняясь в сторону, может попасть в канаву. Добиваться исключительного умения одновременного управления и трактором и пленером — едва ли целесообразно, так как качество работы и производительность несомненно могут пострадать. Отсюда вывод такой: тракторист может один работать с пленером только при условии предварительной установки ножа, но не на ходу, а остановивши машину.

Однако, это обстоятельство накладывает некоторые ограничения на работу пленера. Можно сделать работу лучше, непрерывно управляя ножом и уделяя внимание к состоянию дорожного полотна по мере прохождения по нему, примерно так же, как это делает грейдерист, производя профилировку дороги.

Для такой работы обязателен второй рабочий, который должен быть приставлен специально к пленеру. Тогда отпадает надобность в подводе штурвала к сиденью тракториста, так как специально приставленному рабочему крайне неудобно работать, если штурвал находится около сидения тракториста.

На основании полевых работ пленера можно признать, что подвод управления ножом пленера к сиденью тракториста вполне целесообразен с учетом следующих обстоятельств.

1) Плениер с таким управлением может успешно работать под надзором одного лишь тракториста, когда рабочий орган устанавливается на пятю. Только при такой установке отпадает возможность опасности углубления поперечных рытвин или выбоин, которые могут встретиться на дороге, и ухудшения вида продольного профиля дороги. В противном случае надо считаться с частыми остановками и потерей производительности.

2) При наличии специального рабочего плениером можно выправлять не только поперечный профиль дороги, но и профиль продольный. Для такой работы удобнее располагать управление (маховичок) ножом свади, что значительно упрощает конструкцию машины (рис. 18).

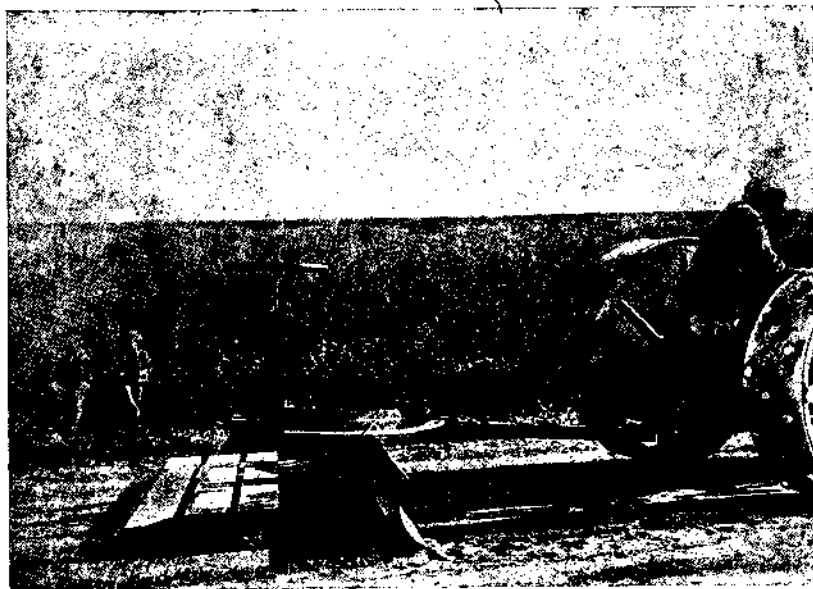


Рис. 18. Общий вид плениера, модель 3.

Рассчитывая на работу с плениером одного тракториста, следует указать на необходимость небольшого приспособления, надобность в котором обнаружилась при полевых работах.

Дело в том, что, несмотря на высокую степень самоторможения винта в червячной передаче, благодаря толчкам, которым подвергается орудие в работе, винт не может держать нож в одном положении и отпускает его, если он поставлен на пятку.

Необходимо приспособление, которое удерживало бы нож в том или ином положении. Таким приспособлением может служить обычный храповичок с подъемной собачкой. Храповичок можно отлить вместе со втулкой, поддерживающей переднюю часть шарнирного вала, а собачку можно связать с этим валом, отведя тягу от нее к ободу маховичка.

Из мелких недостатков, относящихся к выполнению плениера, следует отметить:

1) Необходимо немного укоротить (на 4—5 см) длинное звено шарнирного вала, несущее маховичок, иначе при поворотах маховичок задевает за крылья трактора.

2) Отсутствует укрепление шпалитом гайки, удерживающей шпату на кривошипке, иначе гайка в работе обычно отвертывается и теряется.

Упряжное устройство оказалось очень хорошим. В остальном никаких дефектов не обнаружено.

Полевое испытание, кроме проверки целесообразности выполненных изменений, имело задачей и установление производительности работы пласнером по текущему ремонту дорожного полотна (утюжка).

Работа производилась на двух участках тракта Ленинградское шоссе — Шимск (под Псковом). Первый участок обрабатывался два раза. Один раз на длине 4 км, а другой раз на длине 3 км. Ширина дорожного полотна — в среднем 10 метров. Грунт — супесчаный. Поверхность дороги прорезана колеями на обочинах, а местами и посередине. Влажность поверхностного слоя — 7%. Второй участок был взят с твердой гравийной корой, глубоких колея не было.

Порядок работы был следующий: первыми проходами выглаживались обочины и подрезалась бровка, причем проходом вперед — одна сторона, проходом назад — другая. Установка ножа была при этом такая: расположение лезвия к направлению влечения было под углом 75° (дышло ставилось на первую дырку от средней) с таким расчетом, чтобы грунт, срезанный ножом, перемещался к середине дороги.

После того, как обе стороны дороги были отделаны, нож ставился в среднее положение (дышло на средней отверстии), т. е. перпендикулярно к направлению движения, — и на пятку (лезвие приподнято). С такой установкой заглаживалась середина дороги. Работа происходила с помощью специального рабочего, управлявшего ножом.

Скорость перемещения трактора была различной: под уклон и на горизонтальном пути — машина шла на 2-й скорости (около 4 км в час), а в подъем приходилось идти с первой скоростью (около 2,5 км в час). (Трактор Ф. П.).

Производительность пласнера определяется на основании данных, помещенных в таблице 6.

ТАБЛИЦА 6

	Ширина дороги	Длина обрабатываемого участка в км	Число проходов	В р е м я		
				Полевное	Оста- новки	Общее
I уч. (супесь) 1-й опыт	10 м	4,0	4	6 ч. 22 м.	2 ч. 52 м.	9 ч. 14 м.
2-й опыт	10 „	3,0	6	7 ч. — м.	1 ч. 40 м.	8 ч. 40 м.
II уч. (гравий) 3-й опыт	10 „	4,0	4	5 ч. 51 м.	1 ч. 16 м.	7 ч. 07 м.
Всего за три опыта. .	10 „	11,0	—	19 ч. 13 м.	5 ч. 48 м.	25 ч. 01 м.

Время, затрачиваемое на остановки, было использовано не только на обслуживание трактора и пласнера, но и на наблюдения за контрольным топливным баком, который заполнялся ограниченным количеством топлива.

для более точного его учета. Из всего времени, потраченного на остановки, только 50% обусловлено было текущими надобностями (заливание воды в радиатор, перестановка дышла, неполадки с трактором),¹ обычными в работе машины. Следовательно, общее количество времени, затраченного на обработку 11 км, составило:

$$25 \text{ ч. } 01 \text{ м.} - 2 \text{ ч. } 54 \text{ м.} = 22 \text{ ч. } 07 \text{ м.}$$

Отсюда коэффициент полезного использования рабочего времени был в среднем

$$\frac{19,2}{22,1} = 0,87 \text{ или } 87\%.$$

Производительность, отнесенная к 1 часу рабочего времени, — 0,5 км, и следовательно, за рабочий день в 8 ч. — 4 километра дороги, при среднем расходе керосина — 7,5 кг и масла — 0,5 кг на каждый километр дороги.

В заключение отметим, что качественная сторона работы пленера по выравниванию и уплотнению поверхности дороги отличается от такой же работы простыми утюгами — в лучшую сторону. Пленир способен оказать значительно большее воздействие, что особенно важно. Он справляется с такой работой на уплотненных грунтах, где воздействие утюга не существенно. Разумеется использование пленера на слабых грунтах, ввиду его большого веса, — исключается. В подобных условиях единственным орудием выравнивания является деревянный утюг.



¹ Время на поворот — около 1 мин. — благодаря непрерывному гову в 4 км оказалось ничтожным по сравнению с полезным временем и не учитывалось.

Индекс Т-04. ОГИЗ № 1187. Тираж 2000 экз.
Редактор Е. Д. Боршанский. Техн. редактор А. Н. Полюкьяев.
Книга сдана в набор 27/1 1932 г. Подписана к печати 21/III 1932 г.
Бумага печ. 62×94. ¹/₁₆ л. Печатных листов 5.
Печатных знаков в листе 68320.
Заказ № 1432.
Ленинградский Горант № 38572.

2-я типография Транспечати НКПС имени т. Лоханкова.—Ленинград, ул. Правды, 15.