

В. А. СКОТНИКОВ,  
инженер

## ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОХОДИМОСТИ БОЛОТОХОДНОГО ТРАКТОРА ДТ-55 С НАВЕСНЫМИ МЕЛИОРАТИВНЫМИ МАШИНАМИ

**Механические свойства торфяных почв.** Изучение проходимости машин должно базироваться на знании физико-механических свойств поверхностных слоев земли. При исследовании проходимости болотоходных тракторов с навесными мелиоративными машинами практический интерес представляют механические свойства следующих трех типов торфяных почв:

- неосушенное торфяное болото при наличии дернового слоя;
- неосушенное торфяное болото без дернового слоя;
- осушенное торфяное болото без дернового слоя.

Проводившиеся до сих пор исследования механических свойств указанных торфяных почв ограничивались воздействием на какой-то участок изучаемого объекта вертикальных нагрузок, передаваемых через жесткий плоский штамп. При этом горизонтальные силы, которые бы сдвигали поверхность участка, нагружаемого штампом в направлении, перпендикулярном действию вертикальной силы, не создавались, а соседние участки не подвергались никаким нагрузкам. Удельная нагрузка на штамп ( $кг/см^2$ ), соответствующая пределу механической прочности торфяной залежи на испытываемом участке, называется несущей способностью штампа на данной почве.

В результате проведенных указанным методом исследований было установлено следующее:

Несущая способность  $P_0$  торфяных почв складывается из сопротивления их сжатию и срезу и определяется следующей формулой:

$$P_0 = A_0 + B_0 \frac{\Pi}{F} \text{ кг/см}^2, \quad (1)$$

- где  $A_0$  — сопротивление данной торфозалежи сжатию,  $кг/см^2$ ;  
 $B_0$  — сопротивление срезу по периметру штампа,  $кг/см$ ;  
 $\Pi$  — периметр штампа,  $см$ ;  
 $F$  — площадь штампа,  $см^2$ .

Вертикальная деформация  $h_1$  торфяной почвы под штампом определяется по формуле

$$h_1 = h \frac{t}{t + m \left( \frac{F}{\Pi} \right)^2} \text{ см}, \quad (2)$$

где  $t$  — время действия нагрузки,

$h = -k \ln \left( 1 - \frac{P_p}{P_0} \right) \text{ см}$  — деформация залежи при длительном

действии давления  $P_p$ ;

$K$  — коэффициент деформируемости залежи, см [4].

Деформации неосушенной торфяной залежи с дерновым покровом, пока покров не срезан, и осушенной залежи при  $P_0 > P_p$  состоит из двух компонентов: упругой деформации и остаточной, причем величина остаточной деформации во всех случаях, как при действии статических, так и при действии динамических нагрузок прямо пропорциональна суммарной деформации.

Торфяная масса на неосушенном болоте без дернового покрова характеризуется малой величиной коэффициента фильтрации и слабыми внутренними связями между частицами торфа. Поэтому деформации такой массы целиком являются остаточными.

Временное сопротивление дернового покрова разрыву находится на неосушенных болотах в пределах 0,1—0,2 кг/см<sup>2</sup>.

Применяемая методика проводимых исследований не отражает действительного характера нагрузок, создаваемых при движении трактора. Кроме того, получаемые результаты зависят от размеров и формы штампов. Поэтому полученные результаты могут иметь лишь ориентировочное значение и нуждаются в дальнейших уточнениях.

**Существующие методы определения проходимости гусеничных машин.** Большинство исследователей при определении расчетного удельного давления гусениц на почву рассматривают опорные части гусениц как плоские штампы, нагруженные нормальной силой. В соответствии с этим одни из них принимают за расчетное среднее удельное давление гусениц на почву, определяя его по уравнению

$$P_p = \frac{G}{2LB} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}, \quad (3)$$

где  $G$  — вес трактора;

$L$  — длина опорной поверхности гусениц;

$B$  — ширина гусеничных звеньев.

Другие при определении расчетных удельных давлений  $P_p$  учитывают смещение центра давления, имеющее место при работе трактора, но считают при этом, что эпюра давлений на почву имеет линейный характер. Например, проф. Е. Д. Львов определяет удельное давление по формулам:

а) для гусеничных машин с жесткой и полужесткой подвесками

$$P_p = \frac{G}{2LB} \left( 1 + \frac{6l}{L} \right); \quad (4)$$

б) для гусеничных машин с балансирной подвеской

$$P_p = \frac{G_k}{L_k B}, \quad (4-a)$$

где  $G_k$  — нагрузка на каретку одного балансира, кг;

$L_k$  — расстояние между осями катков балансира;

$l$  — расстояние от середины опорной поверхности гусениц до положения центра давления трактора.

Выбор допускаемых удельных давлений базируется во всех имеющихся исследованиях на опыте эксплуатации тех или иных типов тракторов и сводится к назначению величины допускаемого среднего удельного давления  $P_{\text{доп}}$ . Например, ЦНИИМСХ на основе многолетней эксплуатации трактора С-80 рекомендует считать допустимым для болотоходных тракторов следующие значения средних удельных давлений:

для работы на неосушенном торфоболоте  $0,15 \div 0,2 \text{ кг/см}^2$ ;

для работы на осушенном торфоболоте  $0,2 \div 0,45 \text{ кг/см}^2$ .

ВНИИТП предлагает для определения допустимых значений средних удельных давлений следующую формулу:

$$P_{\text{доп}} = P_0 \frac{\beta + \frac{P}{F} \text{ кг}}{\beta + \frac{P_0}{F_0} \text{ см}^2}, \quad (5)$$

где  $P_0$  — допустимые давления для эксплуатации машин на основе практики;

$\beta = \frac{A_0}{B_0}$  — среднее отношение  $\frac{A_0}{B_0}$ ;

$P$  — периметр гусеницы у проектируемой машины;

$F$  — опорная площадь гусеницы проектируемой машины;

$P_0$  и  $F_0$  — соответственно периметр и опорная площадь гусеницы однотипной машины, находящейся в эксплуатации.

Однако проходимость гусеничных машин по торфяным болотам нельзя рассматривать только как вопрос о соотношении между действующими нормальными удельными давлениями на почву и допустимыми давлениями.

В значительной степени проходимость гусеничных машин определяется силой тяги, которая создается касательными реакциями почвы на гусеничные звенья.

При определении расчетной силы тяги все исследователи базируются на опытных данных о том, что почвозацепы повышают сцепные качества гусениц.

Ряд исследователей предполагают, что каждый почвозацеп независимо от величины единичного сдвига гусеницы  $\Delta$ , сжимает почву в горизонтальном направлении на величину  $\Delta n$  (где  $n$  — номер почвозацепа, считая от первого). Полагают также, что нормальная нагрузка на звенья опорной ветви распределяется равномерно. В соответствии с этим, например, Е. Д. Львов определяет силу тяги гусениц на любой почве по формуле

$$P_k = \mu G + 0,5 \delta_{\text{доп}} C F_v i L, \quad (6)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения гусениц о почву;

$\delta_{\text{доп}}$  — допустимые потери от буксования;

$C$  — объемный коэффициент сжатия почвы,  $\text{кг}/\text{см}^3$ ;

$F_v$  — вертикальная проекция упорной поверхности почвозацепа,  $\text{см}^2$ ;

$i$  — число почвозацепов, находящихся на опорной ветви гусеницы.

Другие исследователи при определении силы тяги  $P_k$  рассматривают гусеницу как плоскую плиту, снабженную почвозацепами, которые срезают почву без предварительного ее сжатия.

В соответствии с этим сила тяги определяется по формуле

$$P_k = \tau_0 F + G t g \varphi, \quad (7)$$

где  $\tau_0$  — сцепление (вязность) почвы,  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;

$F$  — опорная поверхность гусениц,  $\text{см}^2$ ;

$t g \varphi$  — коэффициент трения почвы по почве.

Приведенные методы определения расчетных и допустимых давлений гусениц на почву и методы определения силы тяги гусеничных машин не учитывают действительных нагрузок, которым подвергается почва при работе машин, игнорируют конструктивные особенности гусеничных движителей и режим их работы. Поэтому рекомендации, основанные на этих методах, могут быть применимы лишь в частных случаях, соответствующих условиям работы и конструкции тракторов, на которые ориентировались даваемые рекомендации.

**Анализ некоторых факторов, влияющих на проходимость гусеничных машин.** В настоящее время накоплен довольно значительный экспериментальный материал, который позволяет более точно оценивать влияние ряда факторов на проходимость гусеничных тракторов. Материал этот основан на опытах, выполненных по более совершенным методикам с применением новейших измерительных средств. Он посвящен главным образом выяснению действительной картины распределения нормальных и касательных реакций по звеньям гусеничного движителя.

Экспериментальные исследования распределения нормальных реакций проводились двумя методами:

методом замера напряжения в толще почвы;

методом замера равнодействующей всех сил, действующих нормально ко всей или к части опорной плоскости звена гусеницы.

Было установлено, что гусеницы передают давление на почву не всей своей опорной поверхностью, а только отдельными активно-опорными участками, расположенными под опорными катками.

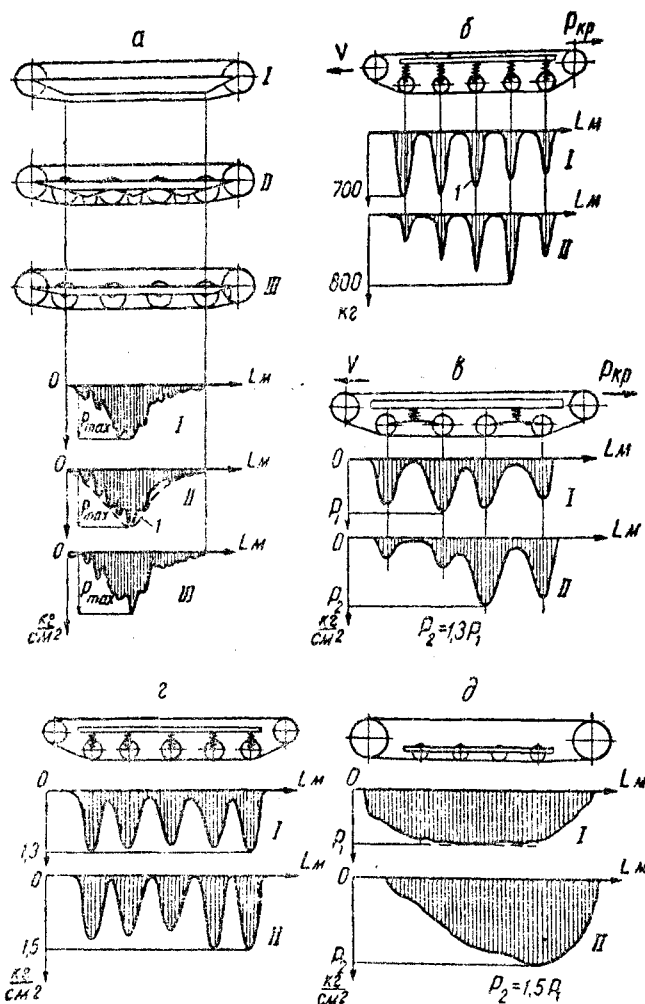


Рис. 1. Эпюры нормальных реакций минеральной и торфяной почв на опорную ветвь гусеницы при холостом ходе и с нагрузкой

Поэтому существенное влияние на распределение нормальных давлений на почву оказывает число и расположение опорных катков. На рис. 1 а показана эпюра нормальных давлений на рыхлом песке под гусеницей трактора с полужесткой подвеской и отношении расстояния  $a$  между осями смежных катков к шагу звена  $t$ , не

превышающем величину  $\frac{a}{t} \leq 1,7$ . Огибающая  $I$  эпюры имеет вид треугольника, хотя центр давления совпадает с серединой опорной поверхности. Рис. 1 б характеризует распределение нормальных реакций задернелого суглинка по гусенице трактора с эластичной подвеской и отношением  $\frac{a}{t} = 4,5 \div 6$ . Огибающая  $I$  эпюры под отдельным активно-опорным участком также имеет вид треугольника с основанием, равным  $l = 3t$ .

При пользовании методом замера напряжений в почве для трактора с эластичной подвеской и величиной отношения  $\frac{a}{t} = 3,36$  на свежевспаханном поле огибающая эпюры также имеет вид треугольника, хотя эпюры нормальных давлений получены более сглаженными, как это показано на рис. 1 в. Это объясняется тем, что на глубине заложения датчика напряжения в почве, вызванные нагрузками под двумя соседними опорными катками, складываются.

Таким образом, у гусеничных машин, работающих на минеральных почвах, конструктивные параметры движителя в значительной степени определяют величину и степень равномерности распределения нормальных удельных давлений по гусенице.

Установлено, что если изменить положение центра давления гусеничной машины, то пики наибольших давлений становятся больше, чем в случае совпадения центра давления с серединой опорной поверхности гусениц, а положение наиболее нагруженного активно-опорного участка при  $\frac{a}{t} > 1,7$  и положение максимума эпюры при  $\frac{a}{t} \leq 1,7$  смещается в ту же сторону, что и центр давления, как это видно из рис. 1.

Таким образом, на минеральных почвах эксплуатационные параметры гусеничных машин с любой подвеской оказывают существенное влияние на величину и степень равномерности распределения нормальных удельных давлений по гусенице. Количественных соотношений между увеличением нормальных давлений и величиной смещения центра давления не найдено.

Для торфяно-болотных почв можно предположить другой характер распределения нормальных давлений по опорной ветви гусеницы, так как эти почвы дают большие остаточные и упругие деформации, чем минеральные при тех же нагрузках. Действительно, гусеничная цепь между опорными катками, воспринимая нормальные силы, прогибается, увеличивая собственное натяжение. Поэтому, если полные осадки двух соседних опорных катков неравны между собой или упругие осадки почвы значительны, то прогиб  $II$  в промежутке между соседними опорными катками и величина нормальных нагрузок на нее пропорциональны величине разности



грунта [7] (верная для всех грунтов в пределах упругих деформаций), может быть допущена и для остаточных деформаций при условии, что почвы связные неупрочненные и переувлажненные, что удельные давления на нее не превышают несущей способности и что скорость движения машины не превышает  $0,1 \div 3$  км/час. Известно, что указанные условия характерны для работы мелиоративных машин на торфоболотах. Тогда, приняв обозначения, указанные на рис. 2 б, и считая, что гусеница невесома и представляет собой гибкую нерастяжимую ленту, можно написать уравнения равновесия гусеницы в промежутке между опорными катками:

$$\Sigma X = d(T \cos \varphi) = 0; \quad (9)$$

$$\Sigma Z = -d(T \sin \varphi) = -CBZ dx. \quad (9-a)$$

Примем начальные условия:  $Z_{\max} = \Delta Z + Z_{\text{упр}} = \frac{G_{\text{оп}}}{CtB}$ ,

где  $G_{\text{оп}} = G_{\text{катка}} - G$  — нагрузка, воспринимаемая звеном, на котором стоит опорный каток;

$G_{\text{катка}}$  — нагрузка на один опорный каток;

$t$  — шаг звена гусеницы;

$B$  — ширина звена.

После преобразований с учетом начальных условий получим следующее выражение для веса  $G$ , воспринимаемого гусеницей в промежутке между двумя соседними катками:

$$G = 2SCB \left[ \frac{G_{\text{оп}}}{CtB} - 0,82 \sqrt{S(S_0 - S)} \right], \quad (10)$$

или 
$$\frac{1}{C} \left( \frac{G_{\text{оп}}}{tB} - \frac{G}{2BS} \right) = 0,82 \sqrt{S(S_0 - S)}. \quad (10-a)$$

Проанализируем это выражение.

При  $C = \infty$  имеем  $S_0 - S = 0$ ,

т. е. на твердых почвах гусеница не прогибается и, значит, не передает давление на почву в промежутке между опорными катками.

При  $0 < C < \infty$  и при  $S_0 - S = 0$  имеем:

$$\frac{G_{\text{оп}}}{tB} = \frac{G}{2BS}. \quad (11)$$

Это означает, что равномерность распределения нормальных давлений, понимаемая как равенство (11), может быть получена на любой почве гусеницей любой формы и площади, если конструктивно обеспечить условие  $S_0 - S = 0$ , т. е., когда гусеницу в промежутке между соседними опорными катками нельзя рассматривать как гибкую ленту. Это возможно, как показывает опыт, при определенной величине расстояния  $a$  между осями соседних опорных катков для данного шага  $t$  звеньев гусеницы.

При  $C \rightarrow 0$  будем иметь 
$$\frac{G_{\text{оп}}}{Bt} \approx \frac{G}{2BS}, \quad (12)$$



т. е. на почвах с малым коэффициентом объемного сжатия, каким, например, обладают торфяные залежи, гусеница на всей длине нагружена примерно одинаковым давлением. Значит, на торфяно-болотных почвах эюры нормальных удельных давлений должны быть более сглаженными в сравнении с эюрами на минеральных почвах. Экспериментальные данные подтверждают это. На рис. 1 а показаны эюры удельных давлений под гусеницей трактора КД-35 на задернелом торфянике, полученные методом замера напряжений в толще почвы. Видно, что при полужесткой подвеске и

величине отношения  $\frac{a}{l} = 1,5$  огибающая эюры удельных давлений имеет вид прямоугольника, если центр давления совпадает с серединой опорной поверхности гусеницы. На рис. 1 б показана эюра удельных давлений на торфяном болоте под гусеницей машины, имеющей эластичную подвеску и величину отношения  $\frac{a}{l} = 4,5$ . В этом случае ясно обнаруживаются пики давлений под опорными катками, как и на минеральной почве, но более сглаженные.

Установлено (рис. 1), что смещение центра давления гусеничной машины, вызванное, например, крюковой нагрузкой, увеличивает значение наибольших удельных давлений на торфяно-болотную почву, а положение наибольшего удельного давления смещается в ту же сторону, что и центр давления трактора.

Таким образом, и на торфяно-болотных почвах конструктивные параметры гусеничного движителя и эксплуатационные факторы оказывают существенное влияние на величину максимальных удельных давлений и на их распределение по опорной ветви гусеницы. Пределы количественного отношения  $\frac{a}{l}$ , при котором все звенья

гусеницы на торфяно-болотной почве воспринимают нормальные нагрузки, еще не найдены. Однако проведенные на торфяниках исследования дают лишь общую картину зависимости нормальных удельных давлений от конструктивных и эксплуатационных параметров. Количественных соотношений не определено, и в этом направлении следует продолжать исследования.

Исследования распределения касательных реакций почвы, действующих на звено, проводились методом непосредственного замера этих реакций. Было установлено, что, например, на суглинке, покрытом дерном, сила тяги гусеничной машины с эластичной подвеской и величиной отношения  $\frac{a}{l} = 5$  создается только звеньями

активно-опорных участков, как это показано на рис. 3а. Для трактора с полужесткой подвеской, характеризуемого величиной отношения  $\frac{a}{l} \leq 1,7$ , было установлено, что на песчаных почвах сила тяги создается всеми звеньями опорной ветви, как это показано на рис. 3б.

Так экспериментальные данные опровергают теоретическое представление об обязательном непрерывном наращивании нагрузки на зацепы «по мере их приближения к задней кромке опорной поверхности гусениц». Значит, наращивается при буксовании лишь смещение, сдвиг звеньев в направлении, обратном движению трактора.

Экспериментально установлено, что наращивание сдвига звеньев от первого к последнему на опорной ветви происходит не только за счет смещения звеньев относительно поверхности почвы, расположенной на глубине, равной высоте зацепов, но и за счет горизонтальной деформации ее, расположенной гораздо глубже почвозацепов.

Доказано, что сопротивление почвы сжатию и сдвигу при взаимодействии с существующими конструкциями гусеничных звеньев используется далеко не полностью. Под гусеницами, звенья которых имеют почвозацепы, происходит в конечном итоге резание

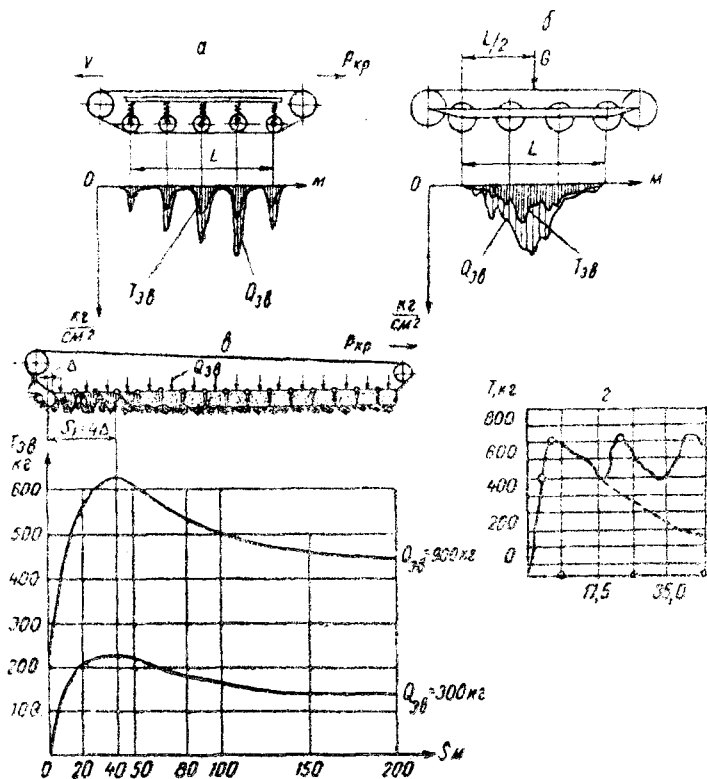


Рис. 3. Касательные реакции почвы на зацепы:

*a* и *б* — эпюры нормальных и касательных реакций минеральной почвы;  
*в* — диаграмма сдвига почвы зацепами заторможенной гусеницы (по А. В. Васильеву) для задернелого суглинка; *г* — динамограмма усилий резания уплотненной супеси вертикальной стенкой, по А. Н. Зеленину

почвы в специфических условиях. Специфичность обусловлена наличием нормальной пригрузки на почву силой  $Q_{зв}$  со стороны звена и близким расположением так называемой «открытой стенки»  $N$ , в сторону которой происходит сдвиг почвы, как это показано на рис. 4а. Наличие нормальной пригрузки  $Q_{зв}$  не дает возможности выпиранию почвы вверх при буксовании гусеницы, а наличие близлежащей «открытой стенки» обуславливает сдвиг почвы в сторону этой стенки. Из теории резания грунтов [2] известно, что «открытая стенка» в значительной степени уменьшает сопротивление грунта резанию.

Процесс резания грунта или почвы состоит из трех этапов:

пластическое сжатие грунта;

сдвиг-срез сжатой стружки;

скольжение сколотой стружки по грунтовой поверхности.

При резании сплошной грунтовой среды (без наличия «открытой стенки») сдвиг стружки одного элемента грунта совпадает по времени с пластическим сжатием другого элемента и этим самым повышается сопротивление грунта резанию. Поэтому динамограммы усилий резания в сплошной среде имеют вид, показанный на рис. 3г, где видно, что с увеличением пути резания усилие практически остается на максимальном постоянном уровне, периодически колеблясь в пределах 15—30% от максимума.

При наличии «открытой стенки» вблизи режущего профиля (в данном случае вблизи почвозацепы) этапы резания, указанные выше, следуют друг за другом, т. е. существуют в разное время и каждому этапу соответствует свое сопротивление грунта: сопротивление пластическому сжатию переходит в сдвиг, сменяющийся скольжением грунта по грунту. Поэтому усилие резания в этом случае, во-первых, имеет величину максимума меньшую, чем при резании в сплошной среде, и, во-вторых, с увеличением пути резания уменьшается, стремясь к некоторой постоянной величине, обусловленной сопротивлением

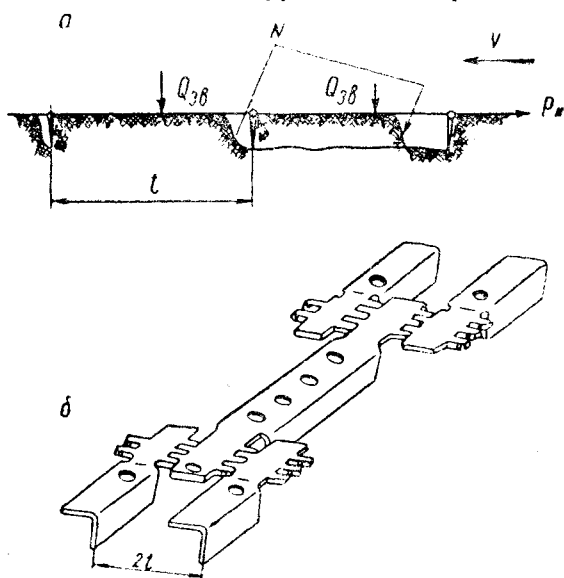


Рис. 4. Специфические условия работы почвозацепа:

а—схема работы; б—гусеница с разнесенными почвозацепами

трения почвы по почве, как это показано на рис. 3в. Отсюда следует, что имеется возможность увеличить касательную реакцию почвы на каждое гусеничное звено  $T_{\text{зв}}$ , если «открытую стенку» отдалить на расстояние, где ее влияние не сказывается на сопротивление почвы срезу, и если каждое звено имеет примерно одинаковую нормальную нагрузку  $Q_{\text{зв}}$ . Опыты с разнесением друг от друга почвозацепов путем создания гусеницы оригинальной конструкции были проделаны А. А. Жвиренасом на торфяниках и американцем М. Г. Беккером на связных минеральных почвах. Конструктивная схема гусеницы М. Г. Беккера показана на рис. 4б. Эта гусеница позволила при прочих равных условиях в сравнении с обычной конструкцией гусеницы создать тяговое усилие, равное удвоенному весу гусеничной машины.

Таким образом, конструктивные параметры гусеничного двигателя и компоновка узлов всего трактора, а также эксплуатационные параметры оказывают существенное влияние на величину и характер распределения касательных реакций почвы по звеньям опорной ветви гусеницы. Однако количественных соотношений не найдено.

Наблюдения показывают, что проходимость гусеничных машин некоторым образом связана со скоростью их движения [3, 6].

Время  $T$ , в течение которого звено лежит на почве, равно

$$T = \frac{3,6L}{v} \text{ сек,} \quad (13)$$

где  $L$  — длина опорной ветви гусеницы, м;

$v$  — скорость движения трактора, км/час.

За это время звено нагружается нормальной силой  $Q_{\text{зв}}$  и касательной силой  $T_{\text{зв}}$ , соотношение этих сил, с одной стороны, и сопротивление почвы с другой — в течение времени  $T$  определяет глубину колеи машины и ее проходимость. Однако в указанных опытах [3, 6] не замерялись ни нормальные, ни касательные реакции почвы на звенья гусеницы, поэтому более глубоко проанализировать результаты указанных исследований не представляется возможным.

Проведенный анализ имеющихся экспериментальных данных и изложенные теоретические соображения позволили установить факторы, влияющие на проходимость трактора. Однако выявленные зависимости носят общий характер и должны быть конкретизированы на основе правильно организованных экспериментальных исследований.

Основными задачами этих исследований должны быть:

Синхронный замер нормальных и касательных усилий, действующих на гусеничное звено в процессе его перемещения по опорной поверхности, с одновременным замером глубины колеи, величины перемещения звена и угла поворота его относительно смежных звеньев.

Исследование влияния на указанные величины конструктивных параметров:

а) величины отношения расстояния между осями двух соседних опорных катков  $a$  к шагу звеньев гусеницы  $t$ :  $\frac{a}{t}$ ;

б) типа подвески трактора.

Исследование влияния на указанные величины силового воздействия навесных мелиоративных машин и нагрузки на крюке, скорости движения трактора, а также почвенных условий.

Поставленные задачи могут быть выполнены только при применении надлежащей измерительной аппаратуры, позволяющей с достаточной точностью и синхронностью выполнять все перечисленные замеры.

**Влияние силового воздействия навесных мелиоративных машин на динамику болотоходного трактора.** Большинство мелиоративных машин, предназначенных для осушения болот и заболоченных земель и для первичного освоения этих земель, навешивается на трактор сзади и не имеет опорных колес. К таким машинам относятся канавокопатели, кротодренажные и щеледренажные машины, бороздоделы, плуги для запашки кустарника, дисковые бороны и др. Для задней навески стремятся использовать универсальное навесное устройство сельскохозяйственных тракторов с трехточечной наладкой.

Отличительной особенностью многих мелиоративных машин с задней навеской без опорных колес является наличие большого плеча, на котором действует горизонтальная сила тягового сопротивления машины относительно поверхности земли. Что касается вертикальных составляющих сил тягового сопротивления, то их величина и направление для большинства мелиоративных машин остаются невыясненными, а поэтому и влияние этих сил на проходимость неясно.

Отсюда следует:

а) для навесных мелиоративных машин пределы применения задней навески без опорных колес остаются невыясненными;

б) при определении распределения нормальных реакций почвы по звеньям опорной ветви гусеницы необходимо учитывать как вертикальные, так и горизонтальные силы тягового сопротивления навесных мелиоративных машин;

в) силовое воздействие навесной машины может оказывать существенное влияние на проходимость болотоходного трактора;

г) для исследования силового воздействия навесных мелиоративных машин необходимо непосредственно замерять  $R_x$  и  $R_x^*$  — соответственно горизонтальные силы, действующие на верхнюю и две нижние точки навесного устройства трактора.

$R_y$  и  $R_y^*$  — соответственно вертикальные силы, действующие на верхнюю и нижние точки навесного устройства трактора.

**Методика исследования и схема измерительной установки.** Общий вид измерительной установки, сконструированной и изго-

товленной при участии и под руководством автора, для исследования проходимости болотоходного трактора ДТ-55 с навесными мелиоративными машинами показан на рис. 2 а.

В соответствии с выводами, сделанными в третьей части настоящей работы, для исследования проходимости принята методика, основанная на непосредственном и одновременном замере величин:

$Q_{зв}$  — равнодействующей нормальных реакций почвы, действующих на одно звено гусеницы, кг;  $T_{зв}$  — равнодействующей касательных реакций почвы, действующих на то же звено, кг;  $h_{зв}$  — глубины погружения одного звена, пока оно находится на опорной ветви, см;  $S_{зв}$  — скольжения одного звена гусеницы на протяжении его контакта с почвой, см;  $T_r$  — усилия, растягивающего гусеницу, кг.

Для изучения закономерности изменения этих величин в зависимости от эксплуатационных условий работы измерению подлежат также величины:

$R'_x$  и  $R''_x$  — горизонтальные составляющие тягового сопротивления навесной машины, действующие на три точки навесного устройства;

$R'_y$  и  $R''_y$  — вертикальные составляющие тягового сопротивления, действующие со стороны навесной машины на трактор через верхнюю и две нижние точки навесного устройства.

Эти силы действуют на трехточечную подвеску трактора ДТ-55 со стороны навесного кротователя УР-1 (конструкции СКБ-2 СНХ БССР), который является составной частью измерительной установки;

$P_{кр}$  — нагрузка на крюке, создаваемая загрузочным трактором;  
 $v$  — скорость движения трактора.

Влияние конструктивных параметров гусеничного движителя на измеряемые величины изучается посредством изменения отношения расстояния между осями соседних катков к шагу гусеницы. При шаге гусеницы  $t=182$  мм это отношение изменяется от 3,20 до 1,60 путем установки дополнительных жестко или торсионно подвешенных опорных катков. Изменяется также вид подвески с эластичной на жесткую посредством блокировки специальными тягами тракторных балансиров. Предусмотрена одновременная запись на ленту осциллографа всех измеряемых величин, для замера этих величин разработана специальная тензоаппаратура, основанная на использовании проволочных и реохордных датчиков. Применением проволочных датчиков легко обеспечиваются основные требования, предъявляемые к тензометрическим узлам: сохранение конфигурации поверхности детали, к которой приложены силы и моменты, удобство защиты тензоэлемента от влаги и внешних повреждений, удобство размещения датчиков и возможность их контроля. Проволочные датчики просты по конструкции, не требуют сложных специальных механических приспособлений и весьма чувствительны.

Динамометрическая аппаратура измерительной установки

включает в себя следующие узлы: тензовзвено для замера нормальных и касательных реакций почвы, приспособление с реохордным датчиком для измерения буксования, приспособление с реохордным датчиком для измерения глубины погружения звена в почву и приспособление для замера угла поворота звеньев — угломер; тензопальцы для измерения силового воздействия навесной машины на трактор; тяговый динамограф, «пятое колесо» для измерения пройденного пути; контактный отметчик числа оборотов гусеницы и тензопалец для замера сил, растягивающих гусеницу.

Вся аппаратура для исследования проходимости включена в единую электросхему. Постоянный ток батарей типа 6СТЭ-128, преобразованный в ПО-500 в переменный ток частотой 400 гц, подается в усилитель 8АНЧ-7М, где вырабатывается ток частотой 3500 гц для питания проволочных датчиков. Ток измерительной диагонали каждого моста выпрямляется в демодуляторах усилителя и подается к шлейфу осциллографа Н-700 для регистрации сигналов. Аппаратура с реохордными датчиками питается непосред-

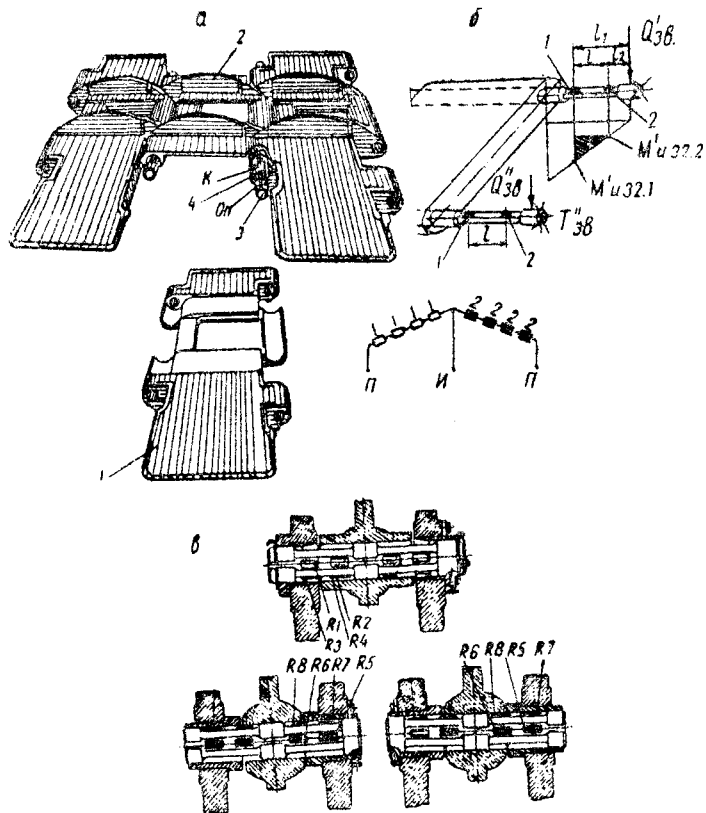


Рис. 5. Аппаратура с проволочными датчиками:

а — схема тензовзвена; б — схема работы датчиков тензовзвена; в — тензопальцы для исследования силового воздействия навесных машин

ственно от батарей и подключена к осциллографу последовательно со шлейфами. Для аппаратуры, смонтированной на гусенице, предусмотрен токосъемник ртутного типа. Внутрь токосъемника вмонтирован контактный датчик числа оборотов гусеницы. Этот тип токосъемника является наилучшим при работе с проволочными датчиками. Для устранения электромагнитных влияний на результат измерения исследуемых величин все соединительные провода надежно экранированы, а экраны заземлены. Несущая частота усилителя, равная 3500 *гц*, позволяет записывать без искажения процессы, происходящие с частотой до 350 *гц*.

**Измерительная аппаратура. Тензозвено.** С помощью тензозвена производится одновременный замер сил  $Q_{зв}$  и  $T_{зв}$ . Тензозвено (рис. 5 а) состоит из нижнего опорно-упорного башмака 1 и верхней части 2, соединяемых двумя тензопальцами 3. Обе половины выфрезерованы из двух серийных звеньев трактора ДТ-55. Между обеими частями тензозвена имеется зазор в 3 мм, закрытый (от попадания в него частиц почвы) пористой резиной, приклеенной по всему периметру зазора.

Тензопальцы изготовлены из стали 65Г, имеют диаметр на 2 мм больше, чем палец серийной гусеницы. Консольная часть тензопальца от опоры нижнего башмака 1 до опоры верхней части 2 или опоры смежного звена выполнена квадратного сечения и отшлифована, а на две взаимно перпендикулярные грани этой части наклеено по два проволочных датчика 4 с базой в 10 мм и сопротивлением 100 ом. Для укладки соединительных проводов тензопальцы имеют продольные канавки. От проворачивания в проушинах пальцы стопорятся винтами в нижнем башмаке.

Жесткость и прочность тензозвена и тензопальцев рассчитаны на одновременное действие вертикальной нагрузки  $Q_{зв} = 1000$  кг и горизонтальной нагрузки  $T_{зв} = 500$  кг. Значение этих нагрузок значительно превышает возможные наибольшие силы, действующие при эксплуатации трактора ДТ-55 на болотах. Тензозвено полностью сохраняет конфигурацию серийного звена гусеницы трактора ДТ-55. Проволочные датчики, наклеенные на тензопальцы, надежно защищены от внешних механических повреждений металлическими кольцами, а от влаги — многослойной обмоткой из пропитанных клеем БФ-2 ниток и гидролаком, а также пластилином и солидолом, заполняющими пространство между датчиками и проушинами обеих частей тензозвена. Тензопальцы легко могут быть вынуты из тензозвена для проверки состояния датчиков. Таким образом, конструкция тензозвена обеспечивает основные требования, предъявляемые к тензометрическим узлам.

Замеряемые силы  $Q_{зв}$  и  $T_{зв}$  действуют на нижний опорно-упорный башмак 1 тензозвена и через его крайние, как точки приложения сил, проушины передаются на четыре консоли двух тензопальцев 3. Для замера силы  $T_{зв}$  на вертикальных гранях консолей тензопальцев на равных расстояниях  $l$  друг от друга наклеено по два



проволочных датчика. Для замера силы  $Q_{зв}$  таким же способом наклеены датчики на горизонтальных гранях.

Из рис. 5б следует, что каждый датчик 1 растягивается пропорционально моменту  $M_{изг_1} = Q_{зв} l_1$ , а каждый датчик 2 — пропорционально моменту  $M_{изг_2} = Q_{зв} l_2$ , где  $Q_{зв}$  — часть нормальной реакции почвы, действующей на звено, воспринимаемая первой консолью тензопальца;

$l_1$  — расстояние от точки приложения силы до середины первого датчика;

$l_2$  — то же расстояние до середины второго датчика.

Относительные удлинения датчиков 1 и 2 при этом равны

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_{зв} \cdot l_1}{WE}; \quad \varepsilon_2 = \frac{Q_{зв} \cdot l_2}{WE},$$

где  $W$  — момент сопротивления на изгиб шейки тензопальца;

$E$  — модуль упругости стали тензопальца.

При удлинении датчиков изменяется их электросопротивление по закону

$$\frac{\Delta R}{R} = k \frac{\Delta l}{l} = k\varepsilon,$$

где  $R$  — сопротивление проволочного датчика, ом;

$\Delta R$  — приращение сопротивления при деформации датчика измеряемой силой;

$l$  — длина проволоки датчика;

$\Delta l$  — абсолютное приращение длины проволоки датчика при его деформации измеряемой силой;

$k$  — относительная чувствительность проволочного датчика.

Тогда изменение сопротивления датчиков 1 и 2 при действии моментов  $M_{изг_1}$  и  $M_{изг_2}$  равно

$$\Delta R_1 = Rk\varepsilon_1; \quad \Delta R_2 = Rk\varepsilon_2.$$

Разность этих приращений сопротивлений будет

$$\Delta R_1 - \Delta R_2 = Rk \frac{Q_{зв}}{WE} (l_1 - l_2) = Rk \frac{Q_{зв}}{WE} l = c_1 Q_{зв},$$

так как  $l = \text{Const}$ ;  $W = \text{Const}$ ;  $R = \text{Const}$  на всех консолях, то сумма разностей  $\Sigma(\Delta R_1 - \Delta R_2)$  для всех парных датчиков равна

$$\Sigma(\Delta R_1 - \Delta R_2) = c_1 \varepsilon (Q_{зв} + Q_{зв}'' + Q_{зв}''' + Q_{зв}''') = c_1 Q_{зв},$$

где

$$c_1 = \text{Const}.$$

Таким образом, при принятой схеме соединения датчиков в полумост по измерительной диагонали  $И$  моста течет ток, пропорциональный сумме разностей

$$\Sigma(\Delta R_1 - \Delta R_2),$$

т. е. пропорциональный измеряемой силе  $Q_{зв}$ . По аналогичной схеме включены датчики для замера  $T_{зв}$ .

**Приспособление для замера буксования гусеницы, угломер и глубиномер.** Приспособление предназначено для непосредственного измерения горизонтального перемещения звена, пока оно находится на опорной ветви гусеницы. Потери от буксования находятся по формуле

$$\delta = \frac{S_{зв}}{n \cdot t} \cdot 100 \%,$$

где

$S_{зв}$  — перемещение звена в данном положении его на опорной ветви;

$n$  — номер звена, определяющий его положение на опорной ветви гусеницы, считая от первого;

$t$  — шаг звеньев гусеницы.

Приспособление для замера смещения звена  $S$  показано на рис. 6 а. К серийному звену 1 присоединяется кронштейн 2, снабженный направляющими салазками 3, по которым на роликах может катиться двухзубая каретка 4. Каретка при качении по салаз-

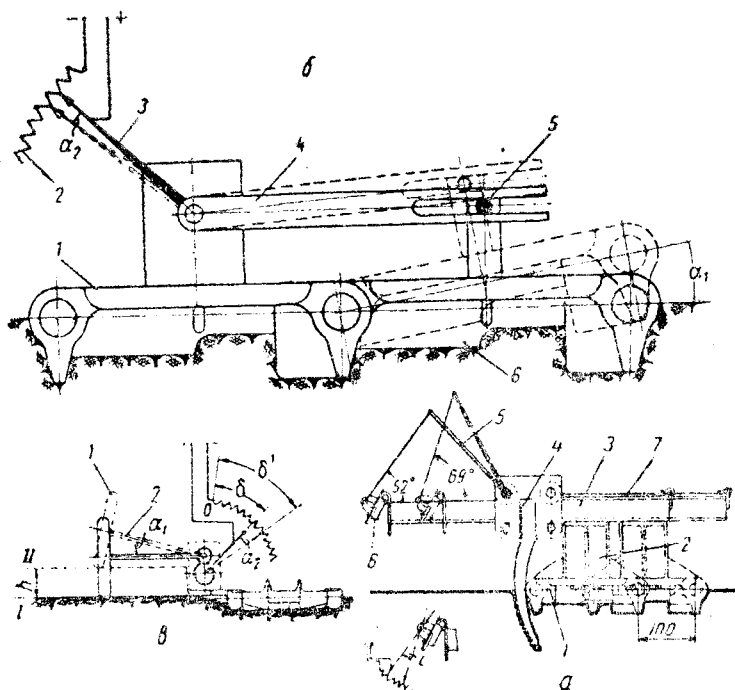


Рис. 6. Аппаратура с реохордными датчиками:  
а — приспособление для замера буксования гусеницы; б — угломер; в — глубиномер.

кам посредством двух шарнирно-сочлененных рычагов 5 перемещает движок реохорда 6, укрепленного неподвижно на салазках 3.

При входе в почву звена 1 два зуба каретки 4 также вонзаются в почву и остаются в таком положении все время, пока звено находится на опорной ветви. Звено 1 за это время скользит по поверхности почвы на величину  $S_{зв}$  под действием силы  $T_{зв}$ . Рычаги 5 при этом поворачиваются и изменяют положение движка реохорда, а значит, и его сопротивление. Сила тока, проходящего через реохорд, пропорциональная величине смещения  $S$  звена, записывается на пленку осциллографа.

Угломер служит для замера углов поворота одного звена относительно другого. Принцип работы и устройство угломера показаны на рис. 6б. При повороте звена 6 относительно звена 1 на угол  $\alpha$  направляющий палец 5 поворачивает рычаг 4 и движок 3 переменного сопротивления реохорда 2, изменяя ток в цепи пропорционально углу поворота звеньев. Таким образом, на осциллографе в определенном масштабе записывается кривая угла поворота двух смежных звеньев в зависимости от их положения на гусеничном обводе. Аналогичное устройство имеет глубиномер (рис. 6в), предназначенный для замера глубины погружения звена, пока оно находится на поверхности почвы.

Тензопальцы для замера вертикальных и горизонтальных сил, действующих со стороны навесной машины на трактор. Тензопальцы для замера сил  $R'_x$ ,  $R'_y$ ,  $R''_x$  и  $R''_y$ , действующих на три точки навесного устройства трактора вставлены вместо пальцев, соединяющих навесную машину с трактором, и имеют те же размеры, но выполнены ступенчатыми из стали 65Г. Каждый из трех тензопальцев имеет по две квадратного сечения шейки для наклейки проволочных датчиков и по три цилиндрические опоры. Средняя опора служит точкой приложения измеряемых сил. Таким образом, каждый тензопалец представляет собой двухопорную балку. Проволочные датчики наклеиваются на две взаимно перпендикулярные грани шеек тензопальцев, по два датчика на каждую грань шейки, как показано на рис. 5в. На верхнем тензопальце четыре датчика двух горизонтальных граней и четыре датчика двух вертикальных граней соединены в два полумоста для измерения соответственно сил  $R'_x$  и  $R'_y$ .

16 датчиков двух нижних тензопальцев соединены в два полумоста для измерения сил  $R''_x$  и  $R''_y$  по схеме, показанной на рис. 5в.

Таким образом, независимо от величины сил, действующих на каждый из двух нижних тензопальцев, на осциллографе записывается кривая, ординаты которой прямо пропорциональны величине равнодействующих сил, действующих на эти пальцы, т. е. силам  $R'_x$  и  $R'_y$ . Для точной ориентации граней тензопальцы зафиксированы в раме навесной машины специальными фиксаторами.

Наладка и тарирование всех тензоузлов с проволочными датчиками проводились на специально изготовленной переносной ры-

чажной тарировочной установке, снабженной призмами. Ошибка измерения на такой установке составляла не более 0,3%. Влияние неизмеряемых нагрузок, действующих в плоскости, перпендикулярной к плоскости действия измеряемой силы, учитывалось при тарировании соответствующими коэффициентами. Во всех случаях это влияние укладывалось в пределах 3—5%.

Использование тщательно изготовленных датчиков, проведение аккуратной их наклейки и координации на тензоузлах, а также точность изготовления самих тензопальцев и тщательность монтажных работ позволили при тарировании получить прямолинейность тарировочных характеристик, т. е. прямолинейную зависимость выхода тока с измерительных мостов от нагрузки. При тарировке данные по нагрузке всегда совпадали с данными по разгрузке. Учитывая ошибки, получаемые при обработке осциллограмм, следует ожидать, что точность работы любого тензоузла измерительной установки не выйдет за пределы 1,5—3%, что является вполне удовлетворительным.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев А. В. Измерение реакций грунта на гусеницу посредством тензометрического башмака. Труды НАТИ, 1959.
  2. Зеленин А. Н. Физические основы теории резания грунтов. АН СССР, 1950.
  3. Кронштофик С. П. Проходимость электростилочных машин по торфяной залежи. «Торфяная промышленность», 1959, № 7.
  4. Корчунов С. С. Исследование физико-механических свойств торфа. Госэнергоиздат, 1953.
  5. Львов Е. Д. Теория трактора. Машгиз, 1952.
  6. Мацелуро М. Е. Вопросы земледельческой механики, т. I, II и III. Минск, 1959.
  7. Хархута Н. Я. Машина для уплотнения грунтов. Машгиз, 1953.
  8. Чудаков Д. А. Основы теории с.-х. навесных агрегатов. Машгиз, 1954.
  9. Беккер М. Г. Теория передвижения по суше, ч. I, II (перевод с английского), 1956.
-