

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ ВССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

И.И. ДАВЫДИК

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОГО ПОВОРОТА  
ГУСЕНИЧНОГО ХОДА

(специальность 05.179. "Машины для  
добычи и транспортирования торфа")

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Минск 1971

Работа выполнена на кафедре "Торфяные машины" Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ - член-корреспондент АН БССР, доктор технических наук, профессор

Ф.А.ОПЕЙКО

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

доктор технических наук, профессор В.В.КАЩИН,  
кандидат технических наук, доцент В.В.ГУСЬКОВ.

Ведущее предприятие - Челябинский тракторный завод.

Автореферат разослан "14" апреля 1971 г.

Защита диссертации состоится "28" мая 1971 г. на заседании Объединенного Совета по присуждению ученых степеней по механико-технологическим, машиностроительным, автотракторным и торфяным специальностям при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

Отзывы просим направлять по адресу: г. Минск, 27, Ленинский проспект, 65, Белорусский политехнический институт, ученому секретарю Совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета  
кандидат технических наук,  
доцент

Н.В.Кислов

Проектом Директив XXIV съезда КПСС предусмотрено увеличение добычи торфа в СССР на 35–38%. Выполнение этой программы потребует увеличения парка торфяных машин, основным типом двигателя которых является гусеничный ход.

Высокая проходимость, хорошие тягово-сцепные качества и маневренность обуславливают широкое применение гусеничных машин в самых различных отраслях народного хозяйства и военном деле.

Поэтому многие авторы посвящают свои работы теоретическому и экспериментальному исследованию взаимодействия гусеничного двигателя с опорной поверхностью, влиянию свойств опорной поверхности и конструктивных параметров двигателя на различные характеристики гусеничных машин.

Особое место в теории гусеничного самохода занимает вопрос поворота. Это вызвано тем, что при повороте действуют наибольшие нагрузки на элементы ходовой части, трансмиссии и двигатель. Поворот гусеничного самохода интересен и сложностью происходящих явлений.

Теория поворота гусеничных машин начала развиваться в 30-е годы, что вызвано ростом производства гусеничных тракторов и бурным развитием танкостроения. В это время появилось ряд работ В.И. Заславского, Е.Д. Львова, Ф.А. Опейко, М.К. Кристи, М.И. Медведева и др. Большое влияние на развитие теории гусеничных машин оказали исследования Н.И. Груздева, А.С. Антонова, А.О. Никитина, Л.В. Сергеева. В послевоенный период и в настоящее время плодотворно работают Д.А. Чудаков, Е.Г. Исаев, Н.А. Забавицкий и другие исследователи.

Однако состояние теории поворота гусеничных машин в настоящее время требует дальнейших исследований с целью выяснения влияния конструктивных размеров, условий нагружения и т.д. на кинематические и силовые параметры поворота гусеничного самохода. Кроме того, некоторые теоретические выводы не находят опытного подтверждения, а наблюдаемые в практике явления не объясняются широко распространенной теорией поворота.

Выводы, вытекающие из двух основных существующих теорий поворота (теории Ф.А. Опейко и теории, разработанной В.И. Заславским, Е.Д. Львовым и др.) не согласуются, что вызывает необходимость дальнейшего исследования поворота гусеничного самохода.

тезиса включает: введение, 4 главы, выводы, список литературных источников и приложение.

В первой главе проведен анализ существующих теорий поворота гусеничного самохода и поставлены задачи исследования.

Вторая глава посвящена теории взаимодействия опорных частей гусениц с опорной поверхностью и изложению законов математической теории трения с целью ее применения к исследованию поворота гусеничного самохода.

В третьей главе разработаны способы определения координат центров вращения и продольных сил сцепления опорных частей гусениц при повороте. Получены их теоретические зависимости от конструктивных параметров и условий нагружения.

Четвертая глава содержит результаты экспериментального исследования поворота гусеничного самохода.

Основные результаты теоретического и экспериментального исследования обобщены заключительными выводами.

## I.

Анализ многочисленных работ по исследованию поворота гусеничного самохода показал, что существует две основные точки зрения на поворот гусеничных машин.

Одна из теорий, получившая развитие в работах В.И.Заславского, Е.Д.Львова, М.К.Кристи, Д.А.Чудакова, Н.А.Забавникова и других авторов, является наиболее распространенной в настоящее время. Другая теория разработана профессором Ф.А.Опейко.

В основу реферируемой работы положена теоретическая схема поворота гусеничного хода, предложенная профессором Ф.А.Опейко, которая базируется на математической теории трения плоских поверхностей. Математическая теория трения основана в работах проф.Н.Н.Иллера и Н.Е.Луковского и развита проф.Ф.А.Опейко.

Необходимость применения математической теории трения для исследования поворота вытекает из структуры гусеничного самохода как механизма, включающего две кинематические пары с силовым замыканием (гусеницы - опорная поверхность). При расчете механизмов, которые содержат кинематические пары с силовым замыканием, необходимо учитывать законы, которым следует замыкающие силы. Этими законами являются основы математической теории трения плоских поверхностей.

В общем случае взаимодействие гусениц с опорной поверхностью представляет собою более сложное явление, чем трение плоских поверхностей. Однако основными силами, действующими на гусеницы при повороте, являются поверхностные силы, которые с достаточной точностью можно описать формулами математической теории трения.

Теория поворота гусеничного самохода, разработанная профессором Ф.А.Опейко, базируется на математической теории трения, благодаря чему отражает существо явления поворота.

#### Цель исследования:

1) Уточненное теоретическое исследование статического поворота гусеничного самохода, согласно теоретической схеме профессора Ф.А.Опейко. Здесь имеется в виду более точное исследование главного вектора и главного момента сил трения при сдвиге опорной части гусеницы по шероховатой поверхности, разработка способов вычисления координат центров вращения опорных частей гусениц и продольных составляющих сил сцепления гусениц с опорной поверхностью, исследование влияния некоторых конструктивных величин и условий нагружения на координаты центров вращения и тяговые усилия гусениц.

2) Экспериментальная проверка качественного соответствия теоретических схем практике и установление количественного согласия теоретически вычисленных величин с наблюдаемыми в опыте.

#### 1.

При исследовании поворота гусеничного хода необходимо знать зависимость главного момента и проекций главного вектора сил трения (функций трения) между опорными частями гусениц и грунтом от положения центров вращения. Эти зависимости входят в уравнения равновесия гусеничного хода на опорной поверхности при повороте.

При вычислении функций трения приняты следующие условия:

а) давление между гусеницами и грунтом распределяется вдоль гусениц по линейному закону, а поперек гусениц распределено равномерно;

б) сила трения пропорциональна давлению;

в) трение между опорной частью гусеницы и грунтом изотропное. Неравномерность распределения давления между гусеницами и грунтом (вдоль гусениц) характеризуется коэффициентом неравномерности

$$\Delta p_r = \frac{p_n - p_k}{p_{cp}}, \quad (1)$$

где  $p_n$  - давление в начале опорной части гусеницы;  
 $p_k$  - то же в конце опорной части гусеницы;  
 $p_{cp}$  - среднее давление.

При вычислении и исследовании функций трения использованы их относительные величины, для чего в качестве единицы длины принята длина опорной части гусениц  $a$ , в качестве единицы силы - предельная сила сцепления  $fpa^2v$ , а в качестве единицы момента -  $fpa^3v$ . Здесь  $f$  - коэффициент трения,  $v$  - ширина гусеницы. Относительные величины помечены индексом  $r$ .

Относительные величины главного момента  $L_r$  и проекций главного вектора  $T_{xr}$  и  $T_{yr}$  (рис.1):

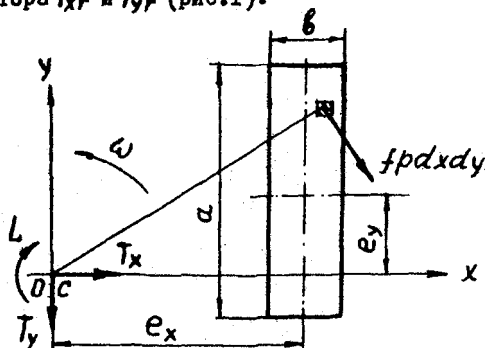


Рис.1. К вычислению функций трения

$$\begin{aligned} L_r &= L_{rc} + \Delta p_r L_{rv}, \\ T_{xr} &= T_{xrc} + \Delta p_r T_{xrv}, \\ T_{yr} &= T_{yrc} + \Delta p_r T_{yrv}, \end{aligned} \quad (2)$$

29e

$$\begin{aligned}
 L_{rc} &= \frac{1}{b_r} \iint_F \sqrt{x^2 + y^2} \, dx dy, \\
 T_{xrc} &= \frac{1}{b_r} \iint_F \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \, dx dy, \\
 T_{yrc} &= \frac{1}{b_r} \iint_F \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} \, dx dy,
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

- значения относительных величин функций трения при равномерном распределении давления ( $\Delta p_r = 0$ );

$$\begin{aligned}
 L_{rv} &= -e_{yr} L_{rc} + \frac{1}{b_r} \iint_F y \sqrt{x^2 + y^2} \, dx dy, \\
 T_{xrv} &= -e_{yr} T_{xrc} + \frac{1}{b_r} \iint_F \frac{y^2}{\sqrt{x^2 + y^2}} \, dx dy, \\
 T_{yrv} &= -e_{yr} T_{yrc} + \frac{1}{b_r} \iint_F \frac{xy}{\sqrt{x^2 + y^2}} \, dx dy
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

- составляющие функций трения от неравномерности распределения давления.

В диссертации приведены формулы для вычисления функций трения полученные путем интегрирования формул (3), (4) и составлены таблицы функций трения, вычисленных на ЭЦВМ "Минск-22".

Исследовано влияние относительной ширины гусеницы  $b_r = b/a$  на функции трения. Показано, что при небольших значениях  $b_r = 0-0,3$  это влияние незначительно; для расчетов принята относительная ширина гусениц  $b_r = 0,2$ .

Изучено влияние неравномерности распределения давления по длине гусениц на функции трения. Показано, что характер изолиний функций трения несущественно зависит от коэффициента неравномерности распределения давления по длине гусениц, а их положение относительно координатных осей изменяется значительно - происходит смещение изолиний вдоль гусеницы в сторону смещения полюса трения.

Это свойство позволяет свести расчет функций трения при неравномерном распределении давления к случаю его равномерного распределения. Для этого достаточно знать положение полюса трения при заданном коэффициенте неравномерности распределения давления и координаты центров вращения отсчитывать от нового полюса трения.

Продольное смещение полюса трения определяется формулой

$$e_{y_{or}} = \frac{\sqrt{4 + \Delta p_r^2} - 2}{2 \Delta p_r}. \quad (5)$$

Для теоретического исследования поворота гусеничного хода оказалось целесообразным использование приведенного момента сил трения

$$L_{or} = L_p - T_{yr} e_{xr} + T_{xr} e_{yr}. \quad (6)$$

Изучены некоторые свойства приведенного момента сил трения.

Показано, что градиент приведенного момента сил трения в координатах  $O T_{xr} T_{yr}$  по модулю равен расстоянию от начала координат до центра вращения, т.е.

$$\frac{\partial L_{or}}{\partial T_{xr}} = e_{yr}, \quad \frac{\partial L_{or}}{\partial T_{yr}} = -e_{xr}. \quad (7)$$

Установлено, что если продольное смещение центра вращения  $e_{yr} = 0$ , то зависимость между приведенным моментом сил трения и продольной силой сцепления близка к уравнению эллипса

$$\frac{L_{or}^2}{0,26^2} + T_{yr}^2 = 1, \quad (8)$$

что позволяет выразить приведенный момент через соответствующую силу  $T_{yr}$ . Допускаемая при этом погрешность не превышает 3%. Если силы трения, действующие на опорную часть гусеницы, приложить в центрах ее половин, то уравнение (8) выполняется точно.

Полученные свойства функций трения использованы при определении координат центров вращения опорных частей гусениц и продольных сил сцепления с грунтом.

### III.

Координаты центров вращения опорных частей гусениц в случае статического поворота однозначно определяются из системы уравнений равновесия гусеничного самохода на опорной поверхности (рис.2).

$$T_{1x} + T_{2x} - P_x = 0, \quad -T_{1y} + T_{2y} - P_y = 0,$$

$$L_1 + L_2 - T_{1y}(e_{1x} + \frac{d}{2}) - T_{2y}(e_{2x} + \frac{d}{2}) - (T_{1x} + T_{2x})e_y + M = 0, \quad (9)$$

где  $L_1, T_{1x}, T_{1y}$  - главные момент и проекции главного вектора сил трения отстающей гусеницы на координатные оси;  $L_2, T_{2x}, T_{2y}$  - то же для забегающей гусеницы;  $e_{1x}, e_{2x}$  - боковые смещения центров вращения гусениц;  $e_y$  - продольное смещение линии центров вращения;  $d$  - расстояние между продольными осями гусениц;  $M$  - момент внешних сдвигающих сил, приведенных к геометрическому центру опорной площади гусениц;  $P_x, P_y$  - проекции главного вектора внешних сдвигающих сил.

При решении уравнений (9) учтена неравномерность нагрузки гусениц, которая оценивается коэффициентом неравномерности распределения давления между гусеницами

$$\delta = \frac{1}{2} \frac{P_{2cp} - P_{1cp}}{P_{cp}}, \quad (10)$$

где  $P_{2cp}, P_{1cp}$  - средние давления на грунт забегающей и отстающей гусениц;

$P_{cp}$  - среднее давление на грунт гусеничной машины.

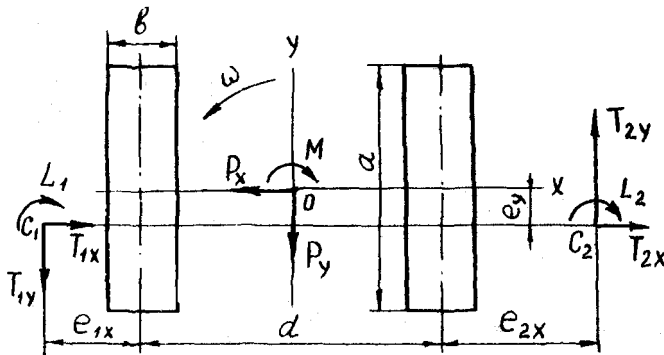


Рис.2. Расчетная схема поворота

С учетом коэффициента неравномерности распределения давления между гусеницами система уравнений (9) записана в виде:

$$\begin{aligned}
 (1-\delta) T_{1xr} + (1+\delta) T_{2xr} - P_{xr} &= 0, \\
 -(1-\delta) T_{1yr} + (1+\delta) T_{2yr} - P_{yr} &= 0, \\
 (1-\delta) L_{1r} + (1+\delta) L_{2r} - (1-\delta) T_{1yr} \left( e_{1xr} + \frac{dr}{2} \right) - & \quad (II) \\
 -(1+\delta) T_{2yr} \left( e_{2xr} + \frac{dr}{2} \right) - [(1-\delta) T_{1xr} + (1+\delta) T_{2xr}] e_{yr} + M &= 0.
 \end{aligned}$$

В простейшем случае поворота, когда давление между гусеницами и грунтом распределено равномерно и внешние сдвигающие силы отсутствуют

$$L_r - T_{yr} \left( e_{xr} + \frac{dr}{2} \right) = 0. \quad (12)$$

При  $\delta_r = 0$  получены следующие уравнения для определения координат центров вращения опорных частей гусениц:

$$d_r = \frac{cht}{2t} - \frac{1}{2sh t}, \quad e_{xr} = \frac{1}{2sh t} \quad (13)$$

Для вычисления главного момента и продольной составляющей главного вектора сил трения могут быть использованы формулы:

$$L_r = \frac{2t - sh 2t}{8sh^2 t}, \quad T_{yr} = \frac{t}{sh t}, \quad (14)$$

где  $t$  - вспомогательная переменная.

Используя метод приближенного вычисления определенных интегралов, получена формула для вычисления бокового смещения центров вращения опорных частей гусениц при повороте

$$e_{xr} = \frac{\sqrt{4 - 3d_r^2} - 1}{6d_r}, \quad (15)$$

где  $d_r$  - относительное расстояние между продольными осями гусениц.

Формула (15) применима при  $d_r < 0,7$ .

Если давление между гусеницами распределено равномерно и боковая сдвигающая сила отсутствует, то система уравнений (II) с использованием приведенного момента сил трения принимает вид:

$$\begin{aligned}
 -T_{1yr} + T_{2yr} - P_{yr} &= 0, \\
 L_{01r} + L_{02r} - T_{1yr} \frac{dr}{2} - T_{2yr} \frac{dr}{2} + M_r &= 0, \quad (16)
 \end{aligned}$$

где  $L_{01r}$ ,  $L_{02r}$  - приведенные моменты сил трения отстающей и забегавшей гусениц.

Так как

$$L_{0r} \cong 0,26 \sqrt{1 - T_{1yr}^2},$$

то система уравнений (16) приводится к квадратному уравнению

$$AT_{1yr}^2 + BT_{1yr} + C = 0,$$

$$\text{где } A = 0,26 + 0,2 P_{yr}^2, \quad B = 0,26 P_{yr} + d_r, \quad (17)$$

$$C = -0,52 - M_r + P_{yr} \frac{d_r}{2} + 0,3 P_{yr}^2.$$

Отсюда продольная сила сцепления оставшей гусеницы

$$T_{1yr} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A},$$

а забегавшей гусеницы

$$T_{2yr} = T_{1yr} + P_{yr}.$$

В простейшем случае поворота

$$T_{1yr} = T_{2yr} = \frac{-d_e + \sqrt{d_r^2 + 0,54}}{0,52}. \quad (18)$$

Для решения системы уравнений (16) применен также и номографический метод. На рис. 3 приведена номограмма для определения продольных сил сцепления гусениц при повороте, построенная на основании таблиц функций трения.

Рассмотренные методы могут быть использованы и при решении задачи в общем случае, если предварительно определены боковые силы сцепления гусениц и продольное смещение линии центров вращения.

Для уточненного определения продольных сил сцепления применен метод последовательных приближений Зейделя:

$$T_{2yr}^{(k)} = \frac{(1-\delta)L_{1r}^{(k-1)} + (1+\delta)L_{2r}^{(k-1)} + P_{yr}(e_{1xr}^{(k-1)} + \frac{d_r}{2}) + M_r}{(1+\delta)(e_{1xr}^{(k-1)} + e_{2xr}^{(k-1)} + d_r)}, \quad (19)$$

$$T_{1yr}^{(k)} = \frac{1+\delta}{1-\delta} T_{2yr}^{(k)} - \frac{P_{yr}}{1-\delta},$$

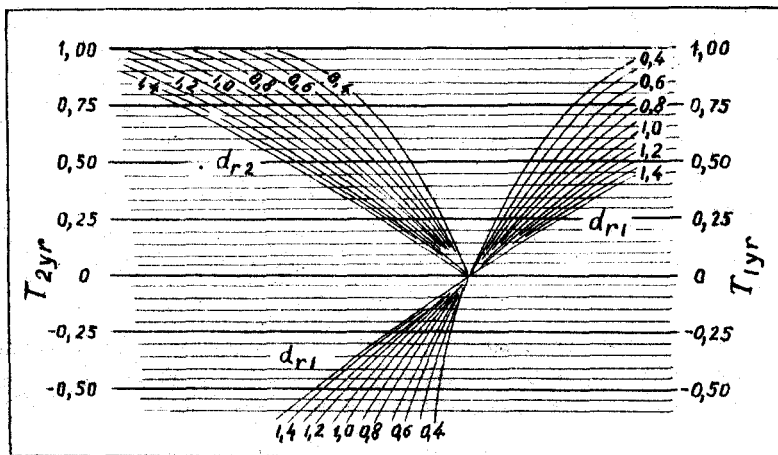
где  $k$  - порядок приближения.

Начальное (нулевое) приближение

$$T_{2yr} = T_{yr} + \frac{P_{yr}}{2} + \frac{M_r}{d_r + 2e_{xr}}, \quad (20)$$

$$T_{1yr} = T_{2yr} - P_{yr}.$$

a)



б)

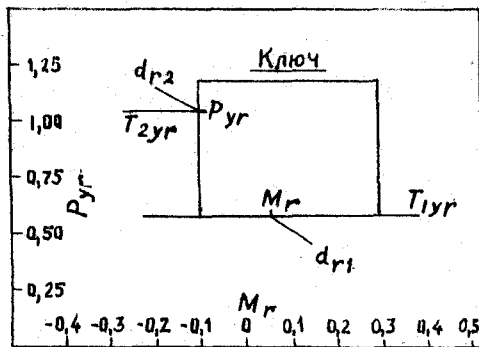


Рис. 3. Номограмма для определения продольных сил сцепления гусениц при повороте:

- а) неподвижная плоскость,
- б) транспарант

где  $T_{y1}$  и  $C_{x1}$  - продольная сила сцепления и боковое смещение центров вращения в простейшем случае поворота.

Для практических вычислений в большинстве случаев достаточно первого приближения.

Проведено сравнение разработанных методов решения задачи, которое показало их достаточную сходимость.

Исследовано влияние неравномерности распределения давления между гусеницами на боковые смещения центров вращения и продольные силы сцепления опорных частей гусениц. Установлено, что если

$$\delta \geq - \frac{1 - T_{y1}'}{1 + T_{y1}'}, \quad (21)$$

где  $T_{y1}'$  - сила сцепления отстающей гусеницы в простейшем случае поворота гусеничного самохода с удвоенным расстоянием между продольными осями гусениц, то поворот невозможен из-за буксования забегающей гусеницы.

Минимальный радиус поворота  $R_{min}$ , когда скорость отстающей гусеницы равна нулю, всегда больше половины расстояния между продольными осями гусениц. Минимальный радиус поворота зависит от  $d_r$  и функция  $R_{min} = f(d_r)$  имеет минимум при  $d_r \approx 0,58$ .

Получены формулы для определения буксования гусениц при повороте:

$$\epsilon_2 = \frac{e_{2x}}{R + \frac{d}{2} + e_{2x}}, \quad \epsilon_1 = - \frac{e_{1x}}{R - \frac{d}{2} - e_{1x}}, \quad (22)$$

которые дают результаты хорошо совпадающие с известными из опытов.

#### IV.

В IV главе описана экспериментальная установка, методика проведения опытов и приведены результаты экспериментальных измерений.

Основная задача экспериментального исследования - измерение координат центров вращения опорных частей гусениц и продольных составляющих сил сцепления при повороте гусеничного хода.

Опыты проводились на экспериментальном гусеничном самоходе в лабораторных условиях. Часть исследования выполнена в полевых условиях на некоторых гусеничных тракторах.

а с целью измерения кинематических параметров поворота гусеничного самохода разработано специальное устройство, позволяющее измерять угловую скорость поворота корпуса гусеничного хода и радиус поворота, а также находить положение центра вращения корпуса и центров вращения опорных частей гусениц. Измерительное устройство (рис.4) состоит из двух свободно вращающихся колес I и 2 рояльного типа, рамки 3 и 4 которых прикреплены при помощи вертикальных шарниров А и В к двум произвольно выбранным точкам корпуса б гусеничного самохода. В шарнирах А и В установлены датчики для измерения углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  (между направлениями скоростей центров колес и продольной осью машины) и угловых скоростей  $\dot{\varphi}_1$ ,  $\dot{\varphi}_2$  рамок рояльных колес относительно корпуса гусеничного самохода. Для определения линейных скоростей  $V_E$  и  $V_D$  центров рояльных колес и скоростей  $U_1$  и  $U_2$  корпуса гусеничного самохода относительно опорных частей гусениц измерялись угловые скорости колес и ведущих звездочек гусеничного самохода при помощи тахогенераторов ТП-3.

Искомые кинематические параметры поворота и непосредственно измеряемые величины  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\dot{\varphi}_1$ ,  $\dot{\varphi}_2$ ,  $V_E$  и  $V_D$  связаны следующими зависимостями:

1) угловая скорость поворота корпуса самохода

$$\omega = \frac{V_D \cos \varphi_2 - c \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - V_E \cos \varphi_1 + c \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1}{d + 2c_x + c(\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1)}, \quad (23)$$

2) радиус поворота

$$\begin{aligned} R &= \frac{V_D \cos \varphi_2 - c \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2}{\omega} - c \sin \varphi_2 - \frac{d}{2} - c_x, \\ &= \frac{V_E \cos \varphi_1 - c \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1}{\omega} - c \sin \varphi_1 + \frac{d}{2} + c_x, \end{aligned} \quad (24)$$

3) продольное смещение  центров вращения

$$e_y = \frac{V_D}{\omega} \sin \varphi_2 + c \left(1 + \frac{\dot{\varphi}_2}{\omega}\right) \cos \varphi_2 - c_y, \quad (25)$$

4) боковые смещения центров вращения

$$e_{1x} = R - \frac{d}{2} - \frac{U_1}{\omega}, \quad e_{2x} = \frac{U_2}{\omega} - R - \frac{d}{2} \quad (26)$$

где  $c$  - расстояние от шарнира до вертикальной диаметральной плоскости рояльного колеса;

$c_x, c_y$  - проекции расстояния от шарнира до центра опорной части гусеницы на оси  $Ox$  и  $Oy$  соответственно.



Для определения продольных сил сцепления гусениц с опорной поверхностью измерялись крутящие моменты на ведущих звездочках гусеничного самохода при помощи тензорезисторов.

Регистрация измеряемых величин производилась осциллографом К-12-2Г. Сигналы от датчиков углов и датчиков угловых скоростей подавались на осциллограф без дополнительного усиления. Сигналы снимаемые с тензорезисторов предварительно усиливались при помощи четырехканального тензометрического усилителя УТ-4-Г. Одновременно с записью измеряемых величин на фотобумаге осциллографа записывалась отметка времени от отметчика ПЮ4.

Экспериментально исследовалось влияние сдвигающих сил и момента, неравномерности распределения давления вдоль гусениц и между гусеницами, относительного расстояния между продольными осями гусениц на эксцентриситеты центров вращения опорных частей гусениц и продольные составляющие сил сцепления при повороте гусеничного самохода.

Внешние сдвигающие силы и момент изменялись от нуля до величины, при которой наступало полное буксование забегающей гусеницы. Коэффициент неравномерности распределения давления вдоль гусениц изменялся в пределах  $[-2 < \Delta p_r < 2]$ , а коэффициент неравномерности распределения давления между гусеницами —  $[-0,5 < \delta < 0,5]$ .

Обработка осциллограмм производилась методом планиметрирования и методом ординат. Вычисление кинематических параметров поворота по результатам экспериментальных измерений производилось на электронной цифровой вычислительной машине "Проминь".

Результаты опытов обрабатывались методами математической статистики.

Таблица I

$d_r$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,2	1,6
опыт $e_{xr}$	0,396	0,274	0,209	0,184	0,124	0,086	0,070
$\Delta e_{xr}$	0,032	0,016	0,019	0,009	0,005	0,011	0,006
расчет $e_{xr}$	0,370	0,282	0,223	0,180	0,131	0,095	0,069

В табл. I приведены результаты измерений координат центров вращения опорных частей гусениц в простейшем случае поворота при изме-

нении относительного расстояния между продольными осями гусениц  $d_r$  от 0,4 до 1,6.

В таблице приведены также точность  $\Delta E_{xr}$  измеряемой величины при надежности  $\alpha = 0,90$  и теоретическое значение  $E_{xr}$ . Величина  $\Delta E_{xr}$  равна половине доверительного интервала для экспериментального значения  $E_{xr}$  при доверительной надежности 90%. Теоретические значения  $E_{xr}$  хорошо согласуются с измеренными.

При относительном расстоянии между продольными осями гусениц  $d_r < 0,5$  поворот возможен, так как  $E_{xr} \neq \infty$ . Относительная продольная сила сцепления забегавшей гусеницы  $T_{yr} < 1$  при всех значениях  $d_r$ . Это видно из табл.2, в которой даны экспериментальные и теоретические значения продольной силы сцепления  $T_{yr}$  при  $0,4 \leq d_r \leq 1,6$ .

Таблица 2

$d_r$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,2	1,6
$T_{yr}$ опыт	0,790	0,770	0,696	0,628	0,475	0,435	0,321
$\Delta T_{yr}$	0,045	0,038	0,028	0,031	0,044	0,026	0,027
$T_{yr}$ расчет	0,815	0,746	0,678	0,612	0,510	0,407	0,312

Из табл.1 и 2 видно, что при уменьшении поперечной базы боковые смещения центров вращения опорных частей гусениц и потребные для осуществления поворота силы сцепления гусениц увеличиваются, однако гусеничный самоход не теряет маневренности при любом  $d_r > 0$ . Буксование гусениц (формулы 22 и табл.1) увеличивается с уменьшением  $d_r$ .

О влиянии относительных продольной сдвигающей силы  $P_{yr}$  и сдвигающего момента  $M_r$  на боковые смещения центров вращения отстоящей  $E_{1xr}$  и забегавшей  $E_{2xr}$  гусениц можно судить по данным табл. 3 и 4.

Данные табл. 3 и 4 получены для гусеничного самохода с  $d_r = 0,7$ .

В таблице 5 приведены опытные и теоретические значения бокового смещения центров вращения при различных коэффициентах неравномерности распределения давления между гусеницами  $\delta$  для гусеничного самохода с  $d_r = 0,7$ .

Таблица 3

$P_{yr}$	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8
$e_{1xr}$ опыт	0,184	0,148	0,112	0,064	0,009
$\Delta e_{1xr}$	0,009	0,013	0,017	0,008	0,012
$e_{1xr}$ расчет	0,180	0,130	0,090	0,059	0,027
$e_{2xr}$ опыт	0,184	0,240	0,361	0,502	0,607
$\Delta e_{2xr}$	0,009	0,012	0,024	0,017	0,063
$e_{2xr}$ расчет	0,180	0,248	0,335	0,469	0,675

Таблица 4

$M_r$	-0,16	-0,08	-0,04	0,00	0,04	0,080	0,16
$e_{1xr}$ опыт	0,028	0,046	0,079	0,084	0,083	0,082	0,096
$\Delta e_{1xr}$	0,015	0,006	0,014	0,004	0,012	0,007	0,023
$e_{1xr}$ расчет	0,039	0,057	0,066	0,074	0,083	0,091	0,108
$e_{2xr}$ опыт	0,204	0,320	0,345	0,407	0,419	0,606	0,768
$\Delta e_{2xr}$	0,021	0,014	0,017	0,022	0,019	0,029	0,071
$e_{2xr}$ расчет	0,222	0,295	0,338	0,390	0,457	0,547	0,838

При  $\delta > 0,48$  поворот невозможен из-за недостатка сцепления (2I).

Зависимость продольных сил сцепления отстающей  $T_{1yr}$  и забегавшей  $T_{2yr}$  гусениц от внешней продольной сдвигающей силы  $P_{yr}$  приведена в табл. 6.

Данные табл.6 получены при  $M_r \cong 0$ ,  $\Delta p_r = 0$ ,  $\delta = 0$ ,  $d_r = 0,7$ .

Из табл.6 видно, что при небольших усилиях на крюке  $P_{yr}$  внешняя сила воспринимается примерно поровну обеими гусеницами, а при

больших  $P_{yr}$  - в основном отстающей гусеницей.

Таблица 5

$\delta$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4
$e_{1xr}$ опыт	0,184	0,235	0,276	0,462	0,741
$\Delta e_{1xr}$	0,009	0,015	0,019	0,026	0,041
$e_{1xr}$ расчет	0,180	0,224	0,292	0,429	0,800
$e_{2xr}$ опыт	0,184	0,155	0,137	0,096	0,092
$\Delta e_{2xr}$	0,009	0,012	0,011	0,014	0,019
$e_{2xr}$ расчет	0,180	0,150	0,128	0,110	0,094

Таблица 6

$P_{yr}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$T_{1yr}$ опыт	0,628	0,568	0,421	0,260	0,175	-0,040
$\Delta T_{1yr}$	0,031	0,037	0,049	0,028	0,030	0,013
$T_{1yr}$ расчет	0,612	0,509	0,392	0,265	0,125	-0,029
$T_{2yr}$ опыт	0,628	0,792	0,800	0,815	0,950	0,991
$\Delta T_{2yr}$	0,031	0,042	0,036	0,052	0,040	0,067
$T_{2yr}$ расчет	0,612	0,709	0,792	0,865	0,925	0,971

О влиянии внешнего сдвигающего момента  $M_r$  на продольные силы сцепления можно судить по данным табл.7 ( $d_r=0,7, P_{yr} \approx 0,5$ ).

Изменение сдвигающего момента практически линейно влияет на продольные составляющие сил сцепления гусениц, однако произведение приращения  $T_{yr}$  на  $d_r$  изменяется медленнее чем  $M_r$ . Это объясняется уменьшением приведенного момента  $L_{or}$  при увеличении бо-

кового смещения центров вращения опорных частей гусениц.

Таблица 7

$M_r$	-0,16	-0,08	-0,04	0,00	0,04	0,08	0,16
$T_{1yr}$ опыт	0,154	0,297	0,320	0,311	0,408	0,366	0,413
$\Delta T_{1yr}$	0,037	0,031	0,040	0,022	0,036	0,041	0,047
$T_{1yr}$ расчет	0,177	0,258	0,295	0,329	0,362	0,394	0,448
$T_{2yr}$ опыт	0,611	0,730	0,856	0,845	0,877	0,942	0,890
$\Delta T_{2yr}$	0,052	0,034	0,044	0,035	0,023	0,048	0,093
$T_{2yr}$ расчет	0,677	0,758	0,795	0,829	0,862	0,894	0,948

Все лабораторные опыты подтверждают теоретические зависимости. Контрольные полевые опыты заключались в измерении диаметра "острова", образуемого при повороте с полностью заторможенной отставшей гусеницей.

Боковое смещение центра вращения

$$e_x = \frac{D + b}{2},$$

где  $D$  - диаметр "острова",  $b$  - ширина гусеницы.

Координаты центров вращения  $e_x$ , измеренные в полевых опытах и соответствующие теоретические значения приведены в табл.8.

Таблица 8

Марка трактора	Ширина гусеницы, $b, м$	Продольная база, $a, м$	Поперечная база, $d, м$	$e_x, м$ расчет	Диаметр острова $D, м$	$e_x, м$ опыт
T-74	0,39	1,62	1,43	0,22	0,05	0,22
DT-55	0,39	2,24	1,57	0,41	0,57	0,48

## ВЫВОДЫ

1. Получены формулы для вычисления главного момента и составляющих главного вектора сил трения (функций трения) и составлены их таблицы для центров вращения, координаты которых изменяются в необходимых пределах.

2. Исследовано влияние относительной ширины гусеницы на функции трения. Показано, что это влияние для прямоугольников с отношением ширины к длине  $0-0,5$  незначительно.

3. Изучено влияние неравномерности распределения давления по длине гусениц на функции трения. Для расчетов можно пользоваться функциями трения, вычисленными при равномерном распределении давлений, учитывая смещение полюса трения, которое определяется по полученной формуле (5).

4. Исследованы некоторые свойства приведенного момента сил трения.

Установлено, что зависимость между приведенным моментом сил трения и продольной силой сцепления близка к уравнению эллипса. Если силы трения приложены в центрах подошвы опорной части гусеницы, то эллиптическая зависимость выполняется точно.

Градиент приведенного момента сил трения в координатах  $OT_{xT}, T_{yT}$  численно равен расстоянию от центра опорной поверхности гусеницы до центра вращения.

5. Разработано пять способов определения координат центров вращения и потребных для осуществления поворота тяговых усилий гусениц в простейшем, некоторых частных и общем случае статического поворота гусеничного самохода. Для уточненного расчета можно рекомендовать метод последовательных приближений и номограмму, построенную на основании вычислений на ЭЦМ.

6. Уменьшение поперечной базы гусеничного хода увеличивает буксование гусениц при повороте, но на малодеформируемой опорной поверхности нет предельного значения  $d_r$ , меньше которого поворот становится невозможен.

Внешне сдвигающие силы и момент не одинаково нагружают отставшую и забегающую гусеницы вследствие неприменимости принципа

независимости действия сил.

7. Определено критическое значение неравномерности распределения давления между гусеницами, при котором поворот становится невозможным из-за недостатка сцепления.

8. Минимально возможный относительный радиус поворота всегда больше  $d_r/2$  и зависит от отношения расстояния между продольными осями гусениц к длине опорной поверхности. Наименьший относительный радиус поворота соответствует указанному отношению  $d_r \approx 0,58$  и составляет  $\approx 0,52$ .

9. При повороте гусеничной машины неизбежно буксование гусениц, величина которого зависит от смещения центров вращения и определяется по полученным формулам (22).

10. Разработано и аналитически обосновано устройство для измерения кинематических параметров поворота гусеничного самохода, в том числе и координат центров вращения опорных частей гусениц.

11. Экспериментально проверены полученные теоретические зависимости и выводы о влиянии поперечной базы, характера распределения давления на опорную поверхность, внешних сдвигающих сил и момента на координаты центров вращения опорных частей гусениц и потребные продольные силы сцепления. Лабораторные экспериментальные исследования и полевые измерения подтверждают теоретические расчеты.

Результаты проведенной работы показывают, что положенная в основу настоящего исследования теоретическая схема поворота гусеничного хода, предложенная профессором Ф.А.Опейко, хорошо отражает существо явления поворота.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах автора:

1. Теоретическое и экспериментальное исследование поворота гусеничного самохода. Тезисы докладов научно-технической конференции молодых ученых Белоруссии (технические и сельскохозяйственные науки). БТИ, Минск, 1969.

2. Способ определения координат центров вращения опорных частей гусениц при повороте гусеничного самохода. Материалы секции теоретической и прикладной механики. 26 научно-техническая конференция БПИ. Минск, 1970.

3. О минимуме мощности, необходимой для поворота гусеничного самохода. Известия АН БССР, серия физико-технических наук, № 4, "Наука и техника", Минск, 1970.

Основные результаты доложены и обсуждены:

1. На научно-технической конференции молодых ученых Белоруссии (Минск, 1969).
2. На XXV, XXVI научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института совместно с работниками промышленности и строительства (Минск, 1969, 1970 гг.).
3. На научно-производственной конференции по использованию сельскохозяйственной техники на мелиорированных землях. БИМСХ, Минск, 1970.

АТ 03172. Подл. к печати 31.III.71 г. Формат 60 x 84<sup>1/16</sup>.  
Объем 1,5 п.л., 1,7 уч-изд. л. Тир. 200 экз. Зак.330

---

БНН. Минск, Ленинский пр., 65.