

1-492

На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального образования

С С С Р

Челябинский политехнический институт
имени Ленинского комсомола

ЧЕРНИН Давид Борисович

ДИНАМИКА ПОВОРОТА И СВЯЗАННЫЕ С НЕЙ
ВОПРОСЫ ГЕОМЕТРИИ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Специальность 05.05.03-
"АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ"

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск, 1974

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и тракторы"
Челябинского политехнического института имени Ленинского
комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент
Пинигин Б.Н.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор
Исаков П.П.,
кандидат технических наук, доцент
Крупницкий С.М.

Ведущее предприятие - Государственный научно-исследовательский
тракторный институт.

Автореферат разослан " ____ " _____ 1974 г.

Защита диссертации состоится " ____ " _____ 1974 г.,
в 15 часов, на заседании Совета по присуждению ученых степеней
машиностроительных факультетов Челябинского политехнического
института (г. Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76, аудитория 24).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся
темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или
прислать отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью по адресу:
4540044, г. Челябинск, 44, проспект им. В.И. Ленина, 76.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

ДОЦЕНТ, КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК  /З.А. ДАММЕР)

Гусеничный двигатель получил распространение в конструкциях мобильных машин благодаря возможности реализации с его помощью больших тяговых усилий при небольших удельных давлениях на несущую поверхность. В связи с этим на базе гусеничного двигателя выполняются энергетические машины, технологический цикл работы которых предусматривает основным тяговый режим и не требует перехода к длительному транспортному. К таким машинам относятся бульдозеры, корчеватели, рыхлители, скреперы, погрузчики фронтального типа и т.д.

Задача передвижения какого-либо объекта по сильно пересеченной местности или местности со слабой несущей способностью также очень часто решается с помощью гусеничного двигателя.

Гусеничный двигатель совершенно незаменим при необходимости реализации больших тяговых усилий на грунте со слабой несущей способностью.

В настоящее время машины, выполненные на базе гусеничного двигателя, весьма многочисленны и определяют производительность труда в наиболее энергоемких технологических процессах различных отраслей строительства и сельского хозяйства. Гусеничные машины играют заметную роль и в военном деле. Поэтому разработка теории гусеничного двигателя привлекает внимание многих исследователей, занимающихся вопросами передвижения по суше.

Особое место при этом занимают вопросы поворота гусеничных самоходов. Это объясняется тем, что поворот таких машин связан с большими мощностными затратами, с повышенной нагруженностью элементов ходовой системы и трансмиссии и, что самое важное, режим поворота определяет длину опорной поверхности гусеничного самохода — конструктивного параметра, оказывающего решающее влияние на проходимость, устойчивость и тягово-сцепные свойства машин. Предлагаемая в настоящее время методика определения этого размера гусеничной машины сводится к определению предельного базового соотношения, что указывает только на недопустимость того или иного конструкторского решения и не дает аппарата для сравнительного анализа всех прочих.

С общеметодической точки зрения совершенно ясно, что все задачи поворота гусеничной машины являются задачами анализа, поскольку в них рассматривается один частный случай движения, не связанный непосредственно с основным назначением машины.

Поэтому целью исследований в теории поворота следует считать не выработку каких-то конкретных рекомендаций, а создание аппарата, предназна-

ченного для выбора режимов поворота, находящихся в соответствии с требованиями, вытекающими из технологии производства тех работ, для которых предназначена машина. При таком подходе к теории поворота требуется прежде всего ее формализация или, другими словами, математическая модель поворота.

Последнее время в теории поворота появляется ряд задач, которые могут быть решены только на основе анализа его математической модели. Имеются в виду задачи устойчивости движения в том смысле, в котором они понимались Ляпуновым. Такого рода задачи имеют первостепенное значение для поворота скоростных гусеничных машин, но представляет интерес их решение и для тракторов, в частности для таких, которые имеют возможность поворота вокруг центра масс.

В соответствии с вышеизложенными задачами исследований, представляемых в диссертации были следующие:

- 1) вывод дифференциальных уравнений движения гусеничной машины с целью единообразного описания входа машины в поворот, установившегося его режима и выхода из поворота;
- 2) исследование режима взаимодействия гусеничного движителя с грунтом, с целью определения условий поворачиваемости;
- 3) разработка критерия, предназначенного для выбора базовых размеров гусеничной машины (длины опорной поверхности и колея);
- 4) исследование устойчивости движения при повороте гусеничной машины вокруг центра масс;
- 5) Экспериментальная проверка корректности выведенных дифференциальных уравнений для случая несминаемого основания.

В первой главе проведен анализ теоретических и экспериментальных работ, посвященных вопросам взаимодействия гусеничного движителя с грунтом. Это анализ позволил установить следующее.

1. Основными силовыми факторами, сопровождающими поворот гусеничной машины являются:

- а) трение между опорной поверхностью и гусеницей;
- б) срез грунта боковыми кромками гусениц;
- в) нагребание земляного вала.

2. До настоящего времени существуют зависимости, определяющие длины боковых траекторий точек гусениц только для движения с установившимся значением отношения линейной скорости центра масс к угловой скорости поворота. Для записи дифференциальных уравнений, описывающих

движение машины на всех режимах поворота (вход в поворот, установившееся движение и выход из поворота), требуются уравнения, определяющие длины боковых траекторий точек гусеницы в тех случаях, когда линейная скорость центра масс и угловая скорость поворота кинематически между собой не связаны.

3. При исследовании поворота гусеничных машин правомочно применять ширину гусениц равной нулю.

Вторая глава диссертации посвящена выводу дифференциальных уравнений движения гусеничного самохода.

Первоначально движение самохода задавалось координатами:

S - положение центра масс самохода на его траектории;

ψ - угол поворота самохода от начального положения;

β - угол между продольной плоскостью симметрии и касательной к траектории центра масс.

В этих координатах движение самохода должно записываться дифференциальными уравнениями вида:

$$\frac{G}{g} \ddot{S} = \left(\sum_{i=1}^n P_i \right) \cos \beta - \left(\sum_{i=1}^n Q_i \right) \sin \beta$$

$$\frac{G}{g} \dot{S} \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) = \left(\sum_{i=1}^n P_i \right) \sin \beta + \left(\sum_{i=1}^n Q_i \right) \cos \beta$$

$$J \ddot{\psi} = B \sum_{i=1}^n (-1)^i P_i - \sum_{i=1}^n M_{cni}$$

где: G - вес самохода;

J - момент инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс;

P_i - главный вектор сил, действующих вдоль i -той гусеницы;

Q_i - главный вектор сил, действующих поперек i -той гусеницы;

M_{cni} - момент относительно центра масс поперечных i -той гусенице сил (момент сопротивления повороту).

Уравнения приобретают более компактный вид, если их записать в координатах $S \cos \beta = \dot{x}$, $\dot{S} \sin \beta = \dot{y}$

В этом случае:

$$\frac{G}{g} \ddot{x} = \sum_{i=1}^n P_i - \dot{y} \dot{\psi}$$

$$\frac{G}{g} \ddot{y} = - \sum_{i=1}^n Q_i + \dot{x} \dot{\psi} \quad (1)$$

$$J \ddot{\psi} = B \sum_{i=1}^n (-1)^i P_i - \sum_{i=1}^n M_{cni}$$

Для записи составляющих P_i , Q_i , M_{cni} от сил трения были записаны выражения, определяющие поперечное (E_i) и продольное (K) смеще-

ния мгновенного центра вращения ζ - той гусеницы

$$e_i = \frac{V\dot{\varphi} - \dot{\chi}}{\dot{\chi}} \cdot H \cdot B \quad (2)$$

$$H = \frac{r}{r_0} \quad (3)$$

где: $\dot{\varphi}$ - угловая скорость ведущего колеса относительно самохода;

i - номера гусениц: отстающей - I и забегающей - 2;

r - радиус ведущего колеса.

Интегрирование элементарных сил трения, действующих под точками гусениц, дало выражения

$$P_i = \frac{\mu B}{4L} e_i \cdot \ln \frac{\sqrt{(L-K)^2 + e_i^2} + L-K}{\sqrt{(L+K)^2 + e_i^2} - L-K}$$

где B - половина колеи;

L - половина базы (длины опорной поверхности).

$$Q_i = \frac{\mu G}{4L} [\sqrt{(L+K)^2 + e_i^2} - \sqrt{(L-K)^2 + e_i^2}]$$

$$M_{\text{сми}} = \frac{\mu G}{4L} \left[\frac{L+K}{2} \sqrt{(L-K)^2 + e_i^2} + \frac{L-K}{2} \sqrt{(L+K)^2 + e_i^2} \right] - \frac{e_i}{2} P_i$$

где P_i , Q_i , $M_{\text{сми}}$ - составляющие от сил трения.

Кроме сил трения со стороны основания на самоход действуют силы, вызванные смятием грунта и нагребанием земляного вала, которые являются однозначными функциями от длин боковых траекторий точек гусениц. Задачей реферируемой работы являлось построение зависимостей длин этих траекторий от координат движения одинаково пригодных как для установившихся режимов (линейные скорости центра масс самохода и угловая скорость поворота связаны между собой кинематически), так и для неустановившихся (выше названная связь отсутствует). Решить эту задачу удалось, записывая не длины боковых траекторий точек гусеницы, а длины боковых траекторий точек грунта, соприкасающихся с гусеницей. Было представлено, что самоход передвигает бесконечной длины прямые, двигаясь по каждой из них со скоростью центра давления гусеницы относительно основания (рис. I).

$$Z_i = X + (1-i) \cdot B \cdot Y$$

Элементарная длина боковой траектории точки найдется как

$$dS_{xi} = -y dt + \xi y dt$$

или

$$dS_{xi} = -du + \xi dy$$

Учитывая, что $\xi = Z - Z'$

$$dS_{\xi} = -dy + [Z - x - (-1)^i B_4] dy$$

Совершенно ясно, что интегрирование dS_{ξ} должно распространяться на Z , лежащие в пределах

$$-L + x + (-1)^i B_4 \leq Z \leq L + x + (-1)^i B_4$$

Поэтому для точек с $\xi \geq K$ длина боковой траектории найдется равной

$$S_{\xi} = -(y - y_0) + \int_{y_0}^y [Z - x - (-1)^i B_4] dy$$

где: y_0 и y_1 - значения y и y , когда данное Z подчинилось условию

$$Z = L + x + (-1)^i B_4$$

Так как зона упругих деформаций грунта значительно меньше S_{ξ} получающихся в той точке гусеницы, где происходит изменение направления деформации грунта, распространение формулы (7) на всю длину гусеницы невозможно. Схема направления деформаций грунта боковыми кромками гусеницы происходит при следующем условии

$$-y + (Z - x - (-1)^i B_4) = 0$$

откуда Z , соответствующее смене знака деформаций найдется равным

$$Z = K + x + (-1)^i B_4$$

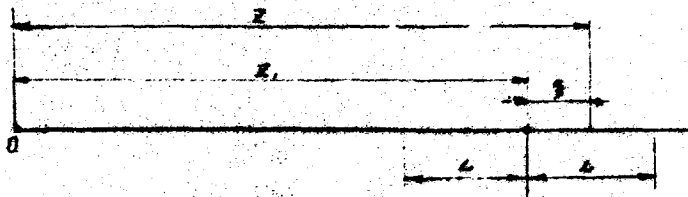


Рис. I. К определению длин боковых траекторий точек грунта, соприкасающихся с гусеницей

Следовательно, формула (7) справедлива только для Z , лежащих в пределах

$$K + x + (-1)^i B_4 \leq Z \leq L + x + (-1)^i B_4$$

Если пренебречь зоной упругих деформаций грунта в поперечном гусенице направлении, то для Z , подчиняющимся условиям

$$-L + x + (-1)^i B_4 \leq Z < K + x + (-1)^i B_4$$

длина боковых траекторий должна высчитываться следующим образом

$$S_{\delta i} = -(y - y_k) + \int_{y_k}^y [z - x - (-1)^i B y] dy \quad (7)$$

где y_k и y_k - значения y и y , когда z подчинилось условию

$$z = k + x + (-1)^i B y$$

Учитывая, что величина z является постоянной при вычислении написанных выше интегралов, имеем для вычисления

$$S_{\delta i} = \begin{cases} -(y - y_k) + z(y - y_k) - (-1)^i B(y^2 - y_k^2) - \int_{y_k}^y x dy & \text{при } k + x + (-1)^i B y \leq z \leq L + x + (-1)^i B y \\ -(y - y_k) + (y - y_k)[z - (-1)^i B(y^2 - y_k^2)] - \int_{y_k}^y x dy & \text{при } -L + x + (-1)^i B y \leq z < k + x + (-1)^i B y \\ 0 & \text{при } -L + x + (-1)^i B y > z > L + x + (-1)^i B y \end{cases} \quad (8)$$

Для z , в момент времени $t = 0$, удовлетворяющим неравенству $0 \leq z \leq L$, $y_L = y_L = 0$, для z , удовлетворяющим в тот же момент неравенству $-L \leq z < 0$, $y_k = y_k = 0$

Составляющая момента сопротивления повороту от смятия грунта боковыми кромками гусениц и нагребания земляного вала запишется следующим образом:

$$M_{\text{сги}}'' = K_r \int_{-L+x+(-1)^i B y}^{+L+x+(-1)^i B y} \Phi(z) [z - x - (-1)^i B y] dz \quad (9)$$

где: Φ - функция, устанавливающая зависимость между длиной боковой траектории и элементарной силой, действующей на точку с координатой z ;

K_r - коэффициент, характеризующий свойства грунта и конструкцию гусеницы.

$$Q_i'' = K_r \int_{-L+x+(-1)^i B y}^{+L+x+(-1)^i B y} \Phi(S_{\delta i}) dz \quad (10)$$

В силу предположения равенства нулю ширины гусеницы

$$P_i = P_i' - \frac{1}{2} f_1 G \text{ sign} [x + (-1)^i B y] \quad (11)$$

f_1 - составляющая коэффициента перекаtywания, вызванная образованием колес.

В результате сделанных выкладок определены в функции от кинематических параметров движения X , Y , Z силы, действующие на самоход со стороны основания.

Для подсчета угловых скоростей ведущих колес предложено уравнение

$$M(\dot{\varphi}) = \tau \sum_{i=1}^n j_i \left(\rho_i' + \frac{1}{2} f_2 G + \frac{2}{3} f_0 \frac{Mcni}{L} \right) \quad (12)$$

где: $M(\dot{\varphi})$ - характеристика моторно-трансмиссионной установки;

$\dot{\varphi}$ - угловая скорость ведущего вала центральной передачи;

f_2 - составляющая коэффициента перекачивания, вызванная трением в механизмах ходовой части и трансмиссии при прямолинейном движении самохода;

j_i - конструктивный параметр $\varphi_i = j_i \dot{\varphi}$

Член $\frac{2}{3} f_0 \frac{Mcni}{L}$ вызван учетом по Веледнищкому Д.Б. эффекта возрастания коэффициента при повороте гусеничной машины.

f_0 - коэффициент трения стали по стали.

При повороте с полностью заторможенной гусеницей $j_1 = 0$, $j_2 = 1$ и равенство (13) принимает вид

$$M(\dot{\varphi}_2) = \tau \left(\rho_2' + \frac{1}{2} f_2 G + \frac{2}{3} f_0 \frac{Mcni}{L} \right) \quad (13)$$

При повороте без торможения отстающей гусеницы и без подачи на ее ведущее колесо момента от моторно-трансмиссионной установки имеем две независимые между собой характеристики:

$$M(\dot{\varphi}_2) \quad \text{и} \quad (\dot{\varphi}_1 = 0) \quad (14)$$

Откуда: для определения $\dot{\varphi}_2$ имеем (14), а для отстающей справедливо следующее уравнение, определяющее ρ_1'

$$\rho_1' + \frac{1}{2} f_2 G + \frac{2}{3} \frac{Mcni}{L} = 0 \quad (15)$$

В третьей главе диссертации рассмотрены некоторые задачи анализа полученных дифференциальных уравнений. В работе предлагаются достаточные условия поворота гусеничных самоходов, по которым от моторно-трансмиссионной установки требуется реализация на одном из ведущих колес усилия, подчиняющегося условию

$$\rho_{ki} \geq \frac{1}{2} \varphi_{ck} G \quad (16)$$

При этом скорость центра масс самохода должна быть отлична от нуля

$$\dot{X} > 0 \quad (17)$$

φ_{ck} - максимальная удельная сила тяги;

ρ_{ki} - усилие, развиваемое на i -том ведущем колесе;

f - коэффициент сопротивления перекачиванию гусеничного самохода в прямолинейном движении.

Для доказательства достаточности этих условий предварительно доказывалось, что достаточным для поворота на несминаемом основании является условие (16).

Доказательство велось от противного. Предположение равенства нулю угловой скорости поворота машины, ведет к уравнениям, описывающих ее движение, вида

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= \sum_{i=1}^2 \frac{\mu G}{2} \cdot \frac{\psi_i z - \dot{x}}{\sqrt{(\psi_i z - \dot{x})^2 + y^2}} \\ m\ddot{y} &= -\sum_{i=1}^2 \frac{\mu G}{2} \frac{\dot{y}}{\sqrt{(\psi_i z - \dot{x})^2 + y^2}} \end{aligned} \quad (18)$$

Решениями данной системы, при условии (16), будут

$$\dot{y} = 0 \quad \dot{x} = \text{const}$$

такое, что выполняются неравенства

$$\psi_1 z \leq \dot{x} < \psi_2 z$$

Последнее говорит о том, что самоход находится в положении, при котором силы трения направлены строго вдоль гусениц, так что

$$\sum_{i=1}^2 M_{cni} = 0 \quad (19)$$

в то время, как момент поворачивающих сил равен

$$B \cdot \sum_{i=1}^2 (-1)^i P_i = \mu G B \quad (20)$$

Из вышесказанного ясно, что положение самохода, при котором его угловая скорость равна нулю, может быть только в начале поворота, поскольку из этого положения самоход поворачивается с угловым ускорением равным

$$\ddot{\psi} = \frac{\mu G B}{J}$$

Доказательство достаточности предложенных условий поворота также строилось от противного. Предположение равенства нулю угловой скорости поворота, начиная с какого-то момента t_1 , ведет к тому, что начиная с t_2 , определяемого из уравнения

$$\int \dot{x} dt = 2L$$

длины боковых траекторий всех точек должны подсчитываться по формуле

$$S_{\alpha} = -(y - y_1)$$

y_1 - значение y , когда z удовлетворено равенству

$$z = L + x + (-1)^i B \psi$$

Таким образом, дифференциальные уравнения движения самохода примут вид

$$m\ddot{x} = \frac{AG}{2} \sum_{i=1}^2 \left[\frac{\psi_i z - \dot{x}}{\sqrt{(\psi_i z - \dot{x})^2 + g^2}} - k_B \operatorname{sign} |x + (-1)^i B \psi_i| \right] \quad (21)$$

$$m\ddot{y} = -\frac{AG}{2} \sum_{i=1}^2 \frac{\dot{y}}{\sqrt{(\psi_i z - \dot{x})^2 + g^2}} - K_r \int_{-L+x+(-1)^i \psi_i y}^{\psi_i (-y - y_0)} dZ$$

Установившимся решением второго уравнения этой системы при любом законе изменения координаты x от времени будет $\dot{y} = 0$. С момента выхода на установившийся режим длины боковых траекторий точек гусениц будут равны нулю, поскольку y_0 будет совпадать с текущим значением координаты. Следовательно, момент сил сопротивления повороту, вызванный смятием грунта и нагребанием земляного вала, также будет равен нулю.

Рассуждая далее аналогично, изложенному относительно несминаемого основания, получим, что $\dot{y} = 0$ не может быть решением уравнений поворота при записанных выше условиях (16) и (17), что и служит доказательством их достаточности.

Из доказанных выше условий поворота можно вывести несколько следствий.

Следствие I. Достаточным для поворота гусеничного самохода с вращающимися в одну сторону ведущими колесами, то есть $\psi_2 > \psi_1 > 0$ будет условие (16).

Следствие II. При выполнении условия (16) гусеничный самоход может быть неповорачиваем только при выполнении равенства

$$\psi_{c0} G B = \sum_{i=1}^2 M_{cni}^* \quad (22)$$

где: M_{cni}^* — упомянутые ранее моменты сопротивления повороту от смятия грунта и нагребания земляного вала.

Следствие III. При выполнении условия (16) гусеничный самоход поворачиваем на угол отличный от нуля при любом соотношении базы и колес машины.

Из доказанного выше следует, что базовое соотношение гусеничных машин должно выбираться из условий, обеспечивающих требуемую маневренность машины. Действительно, следствия I и III позволяют утверждать, что возможно спроектировать механизмы поворота гусеничных машин, обеспечивающие движение с отличной от нуля средней угловой скоростью при любом базовом соотношении. В этих случаях величину этого соотношения лимитирует не возможность поворота как такового, а время, необходимое для осуществления поворота машины на заданный угол. Задачей теории поворота в такой постановке является подготовка данных для оценки этого времени, иными

словами данных для оценки маневренности гусеничных машин. Оценка такого рода требуется и для машин, назначение которых предусматривает обязательную возможность поворота с полностью заторможенной или с вращающейся в обратную сторону отстающей гусеницей. В этом случае равенство (22) может выполняться, но, будучи выбранным из этого условия, базовое соотношение может вывести маневренность машины ниже предельно допустимой.

В настоящее время маневренность гусеничных машин оценивается кинематическим параметром поворота, при помощи которого сравнивается линейная скорость центра масс машины на повороте со скоростью прямолинейного движения. Будучи хорошим критерием для оценки механизмов поворота, названный выше параметр не может, естественно, отвечать на вопрос о влиянии базового соотношения на маневренность машины, поскольку это соотношение должно в первую очередь сказываться на угловой скорости поворота. Выработка критерия с целью оценки такого влияния была задачей дальнейших исследований.

Из последнего уравнения системы (I) и выражений (4) (5) (6) и усматривается, что при установившемся движении угловая скорость поворота зависит от коэффициента трения между гусеницей и основанием, только в той мере, в какой от этого параметра зависят χ и ψ . В случаях, когда для поворота машины требуется относительно малое μ , можно предполагать, что угловая скорость поворота будет практически независима от μ .

Для условного трактора с параметром $B = 0,7$ м, $\psi_2 z = 2$ м/сек $L = 0,9$ м проводился на ЭЦМ "Минск-22" численный эксперимент с целью оценки влияния коэффициента трения на значения установившейся угловой скорости.

В результате эксперимента получились значения ψ представленные в таблице I.

Таблица I

0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,3	0,4	0,5	0,9	0,15
0,9	0,95	0,99	1,01	1,03	1,05	1,06	1,04	1,03	1,00

Из таблицы видно, что начиная с $\mu = 0,15$ разница в значениях ψ составляет менее 3% от среднеарифметического, что практически означает независимость угловой скорости поворота машины от коэффициента трения между основанием и гусеницей.

Вышеизложенное позволяет утверждать, что угловая скорость поворота зависит только от угловых скоростей ведущих колес, их радиусов, базы машины и ее колес.

На "Минск-22" проводилось решение по той же программе с вариацией базы от $L = 0,9$ до $L = 2,15$ м и $\dot{\varphi}, \dot{\psi} = +1,5 \div -2$ м/сек.

Результаты машинного решения приведены в таблице 2. Подбором установлено, что в пределах $\pm 6\%$ угловая скорость поворота гусеничного самохода на несминаемом основании подчиняется уравнению

$$\dot{\psi} = \frac{\dot{\varphi}(L - \varphi)}{2B[1 + (\frac{\varphi}{2B})^{2,65}]}$$

(24)

Таблица 2

	0,9	1,35	1,8	2,15
+1,5	0,2626	0,179	0,1238	0,0939
+1,0	0,533	0,368	0,2495	0,1882
+0,5	0,806	0,556	0,376	0,2839
-0,5	1,305	0,908	0,621	0,4697
-1,0	1,550	1,077	0,7428	0,561
-1,5	1,817	1,259	0,8514	0,6505
-2,0	2,084	1,443	0,986	0,749

Зависимость (24), предложенная в качестве критерия маневренности гусеничных машин должна использоваться при выборе их базы и колес. Для этого, естественно, требуется предварительное определение потребной угловой скорости поворота машины. Последняя, конечно, должна быть различна для различных машин и ее определение представляет собой отдельную задачу, которая должна решаться вне теории поворота в соответствии с основным назначением машины.

Существует, однако, тип гусеничных машин, требования к маневренности которых не должны изменяться при создании новых машин того же класса. Имеются в виду тяговые машины-трактора и среди них, прежде всего, промышленные. От этих машин требуется, в первую очередь, реализация максимально возможных тяговых усилий, которые в своих удельных значениях тем больше, чем больше база гусеничного трактора. Увеличение базового соотношения возможно, однако, до определенных пределов, ибо, как бы ни были важны тягово-сцепные свойства таких машин, технология производства работ, связана с угловыми их перемещениями, и, следовательно, предъявляет требования к их маневренности.

Таким образом, перед конструкторами гусеничных тракторов стоит задача отыскания компромиссного решения, которое приводило бы к достаточно удовлетворительным как тягово-сцепным свойствам, так и маневренности машины. Поскольку численные значения угловых скоростей ведущих колес назначаются не из режима поворота гусеничного трактора, а в соответствии с его тяговой характеристикой, то задача поворота таких машин может быть сформулирована следующим образом: при заданном значении функционала

$$\xi_g = B \left[1 + \left(\frac{L}{2B} \right)^{2,65} \right] \quad (25)$$

найти комбинацию размеров базы и колеи, при которой база была бы максимально большой.

Для гусеничных тракторов, поворачивающихся с относительно небольшими значениями поперечной скорости центра масс функционал может считаться действительным радиусом поворота при полностью заторможенной гусенице, поскольку моделирование уравнений (I) показывало, что продольная составляющая скорости центра масс практически не зависит от базы и колеи. Анализ конструкций промышленных тракторов, выпускаемых на 1970 год в США, СССР, ФРГ, Японии, Англии, Италии, Югославии (всего 40 моделей 12 фирм) показал, что действительные радиуса поворота этих машин выдерживаются различными фирмами постоянными для каждого тягового класса. Последнее понятно, поскольку основным способом поворота является торможение одной из гусениц. В этом случае задача выбора оптимального соотношения между угловой скоростью поворота и скоростью прямолинейного движения сводится к определению действительного радиуса поворота. Исследованием зависимости [25] установлено, что значения колеи, доставляющие максимальные значения базе (B_{opt}) должны вычисляться по формуле

$$B_{opt} = 0,62 \xi_g$$

Само максимальное значение базы (L_{max}) может быть найдено как

$$L_{max} = 1,65 B_{opt}$$

Значения B_{opt} и L_{max} для существующих тяговых классов приведены в выводах к автореферату. Полученные значения базы гусеничных тракторов совпадают с большинством имеющихся в реальных конструкциях (80% исследованных случаев). Это говорит о правильности сделанных в данной работе предположений. Существенная разница между рассчитанными значениями колеи и реальными объясняется тем, что в районе оптимальных своих значений она оказывает слабое влияние на базу. Это

показывает, что колея гусеничного трактора может выбираться из чисто компоновочных соображений. Однако, тенденцией дальнейшего развития конструкций гусеничных тракторов должно быть уменьшение их колеи или сохранение этого размера на прежнем уровне при повышении мощности двигателя.

Для иллюстрации возможности исследования поворота гусеничных машин общепринятыми методами механики твердого тела рассматривалась устойчивость положения центра вращения в центре масс самохода при повороте с одинаковым по величине, но противоположно направленным вращением ведущих колес. Такая схема поворота предусмотрена в семействе перспективных тракторов ЧТЗ - Т-220, Т-330, Т-500 и в ряде зарубежных конструкций. Поэтому специальное исследование вышеупомянутого вопроса представляет практический интерес. Из дифференциальных уравнений (I) и выражений (4), (5), (6), (7) усматривается, что при $\varphi_1 = -\varphi_2$ эти уравнения имеют в качестве первых интегралов

$$x = const \quad \text{и} \quad \psi = const \quad (26)$$

вне зависимости от закона изменения угла во времени. Выражения (26) представлялись как решения неавтономной системы дифференциальных уравнений, составленной из первых двух выражений системы (I). При доказательстве устойчивости этих решений использовалась теорема Ляпунова о том, что из асимптотической устойчивости нулевого решения линейного приближения возмущенного движения следует асимптотическая устойчивость нулевого решения нелинейной системы. Для системы линейного приближения была найдена определенно-положительная функция, производная по времени от которой, взятая в силу упомянутой выше системы, являлась определенно-отрицательной. Последнее по Ляпунову означает асимптотическую устойчивость решений (26).

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию кинематики поворота гусеничного самохода. Эксперимент проводился с целью проверки корректности дифференциальных уравнений поворота гусеничного самохода для несминаемого основания, которые были введены в предположении независимости давления под какой-либо точкой от ее положения на гусенице и равенстве нулю ширины последней. О корректности предложенных уравнений судилось по совпадению результатов машинного решения и кинематических параметров установившегося движения гусеничной машины, измеренных с помощью описанной ниже экспериментальной установки.

Экспериментальная установка представляет собой раму соединенную двумя горизонтальными шарнирами с трактором ДТ-54. При помощи лежащих на одной прямой вертикальных шарниров к раме крепятся три измерительных колеса. В экспериментальную установку входит еще одно измерительное колесо, крепящееся при помощи вертикального шарнира к кронштейну, который горизонтальным шарниром крепится к уголку, жестко наваренному на раму трактора.

Исследованиями кандидата технических наук Позина Б.М. показано, что такое расположение измерительных колес (три на одной прямой, а четвертое вне ее) обеспечивает однозначность замера кинематических параметров движения при регистрации только скоростей измерительных колес. Последнее очень ценно, поскольку все предлагавшиеся ранее методики, не вызывающие возражения с чисто теоретической точки зрения, строились на замере угла между тягой измерительного колеса и какой-то фиксированной прямой, жестко связанной с самой гусеничной машиной. При этом считается, что этот угол есть не что иное как угол между фиксированной прямой и направлением скорости в точке крепления измерительного колеса. Для иллюстрации преимущества выбранного метода в диссертации рассмотрена работа измерительного колеса.

Исследованиями установлено, что ошибка от измерения скорости (δv) и ошибка от измерения угла ($\delta \alpha$) находятся между собой в соотношении:

$$\delta v = \frac{1}{3} \delta \alpha$$

Для параметров установки

$$\delta v = 0,8 \div 2\% ; \quad \delta \alpha = 10 \div 20\%$$

В соответствии с вышележащим регистрировались только угловые скорости измерительных колес. Последние выполнены на базе передних колес мопеда "Рига" диаметром 660 мм. Измерительное устройство состоит из диска с 16-ю цилиндрическими углублениями, залитыми эпоксидной смолой, и штыря с круглой полированной головкой, к которому подводится плюсовое напряжение от батареи постоянного тока номинальным напряжением 1,5 в. Минусовое напряжение батареи подводится к диску. Штыри находятся в эбонитовом канале, вворачиваемся в крышку, и с помощью специальной пружинки прижимаются к диску, посаженному по прессовой посадке на специальный диаметр в ступице колеса. Таким образом измерительное устройство выдает каждую 1/16 оборота колеса импульс тока, который подается на гальванометр, установленный в шлейфовом осциллографе Н-700, питающемся от двух аккумуляторов.

Подсчет скорости точки крепления колеса к раме проводился по формуле

$$V_i = \frac{2\pi n_i \cdot 0,33}{8}$$

где: n_i - число импульсов i -того измерительного колеса.

Положение мгновенного центра вращения (координаты x_i и y_i) найдется решением системы, состоящей из двух уравнений типа

$$\frac{V_i}{\sqrt{(x_i - x_c)^2 + (y_i - y_c)^2}} = \frac{V_j}{\sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2}} \quad (27)$$

Угловую скорость поворота получим из какого-либо выражения вида

$$\omega = \frac{V_i}{\sqrt{(x_i - x_c)^2 + (y_i - y_c)^2}} \quad (28)$$

j - номера измерительных колес;

x_i, y_i - координаты точек крепления этих колес;

V_i - измеряемая в i -той точке скорость.

На полученных осциллограммах выбирались участки установившегося движения и подсчитывалось число импульсов, выдаваемое каждым измерительным колесом за 0,5 сек. Отметчик времени осциллографа выставлялся на 0,1 сек.

Эксперименты показали, что число импульсов каждого колеса на различных отрезках установившегося режима движения и на различных заездах при одной и той же передаче практически одинаковы.

n_i измерялась с точностью до десятых долей. Достигалось это измерением остаточной части импульса и отношением полученной длины к длине всего импульса. Оба эти размера с помощью измерителя и миллиметровой бумаги замерялись с точностью до 0,1 мм.

По специальной программе на ЭЦМ "Минск-22" находилось положение мгновенного центра вращения машины. Программа предусматривала решение трех независимых между собой систем уравнений, составленных из выражений типа 27.

Значения ω находились решением по той же программе уравнений типа 28. В эти уравнения подставлялись поочередно значения всех 4-х скоростей измерительных колес и среднеарифметические значения x_{ii} и y_{ii} . Полученные ω при подстановке скорости каждого колеса и ее среднеарифметические значения для каждой передачи приведены в таблице 3.

Таблица 3

№ передачи	рад/сек	рад/сек	рад/сек	рад/сек	рад/сек
1	0,538	0,519	0,514	0,506	0,512
2	0,658	0,654	0,682	0,69	0,664

Продолжение таблицы 3

№ пере- дачи	рад/сек	рад/сек	рад/сек	рад/сек	рад/сек
3	0,725	0,755	0,773	0,717	0,747
4	0,774	0,775	0,815	0,875	0,815
6	0,99	1,01	1,09	1,14	1,06

Как видно, из приведенной таблицы значения угловых скоростей, вычисленные из различных уравнений типа $\dot{\chi}$ отличаются от среднего на 3,5% при 1-ой передаче и до 7,5% на 4-ой и 5-ой. Эти величины были приняты за точность замера угловой скорости машины экспериментальной установкой.

Полученные значения $\dot{\chi}$ приведены в таблице 4.

Таблица 4

№ передачи	$\dot{\chi}$ м/сек
1	0,453
2	0,54
3	0,642
4	0,692
5	0,86

Погрешность измерения продольной составляющей скорости центра масс скорости трактора определяется погрешностью измерения координаты X_1 . Таковая составила 10-12%. Величина боковой составляющей скорости центра масс оказалась ниже чувствительности экспериментальной установки.

Для получения машинного решения системы (I) снималась скорость холостого хода трактора, которая в процессе поворота считалась скоростью перематывания забегавшей гусеницы - $\frac{1}{2}$.

С целью минимизации влияния этого допущения на чистоту экспериментов последние проводились при температуре воздуха -3°C на подметенном льду, что дало возможность выдержать момент на забегавшем ведущем колесе в пределах, позволяющих считать угловую скорость этого колеса постоянной во времени величиной. Следует отметить, что при проведении эксперимента по методике, связанной с тарировкой двигателя точность получаемых величин была χ и соизмерима с погрешностью от приведенного выше допущения.

Замер скоростей движения трактора проводился на каждой из 5-ти передач переднего хода по 4 раза - 2 раза с места и 2 раза с ходу.

Положение рукоятки подачи топлива оставалось неизменным во все время эксперимента.

Во время поворотов с ходу трактор некоторое время выдерживался в режиме прямолинейного движения, что позволяло регистрировать скорость перемотки забегающей гусеницы.

Методика обработки осциллограмм при этом была такой же как и при исследовании режимов поворота. Полученные скорости движения на всех передачах приведены в таблице 5.

Таблица 5

№ передачи	I	2	3	4	5
скорость холостого хода	0,809	1,23	1,30	1,415	1,82

Полученные скорости перемотки гусеницы забегающего ведущего колеса вместе с остальными конструктивными параметрами трактора ДТ-54 и с $\psi, \zeta = 0$ подставлялись в систему (I) и моделировались на ЭЦВМ "Минск-22" по специальной программе.

Результаты машинного решения для всех 5-ти передач представлены в таблице 6.

Таблица 6

Координаты № передачи	$\dot{\chi} \left(\frac{M}{сек} \right)$	$\dot{\psi} \left(\frac{град}{сек} \right)$	$\dot{\zeta} \left(\frac{M}{сек} \right)$
5	0,852	1,06	0,248
4	0,690	0,782	0,120
3	0,638	0,717	0,093
2	0,606	0,677	0,08
I	0,404	0,444	0,022

Для более точного суждения о погрешностях в описании поворота гусеничных машин, получившихся из-за допущений, сделанных в процессе вывода дифференциальных уравнений, подбирались скорости перемотки гусеницы, находящиеся в соответствии с кинематической схемой трансмиссии и дающие при их подстановке в машинное решение наименьшие отличия от экспериментальных данных.

Значения этих скоростей приведены в таблице 7.

Таблица 7

№ передачи	1	2	3	4	5
	0,88	1,135	1,325	1,535	1,93

Как видно из таблицы, эти значения скоростей перемоток отличаются от снятых экспериментально на 5-8%.

Результаты моделирования на "Минск-22", проведенного со значениями, указанными в таблице 7, приведены в таблице 8.

Таблица 8

Координаты № передачи			
5	0,888	1,07	0,293
4	0,742	0,85	0,152
3	0,69	0,731	0,098
2	0,56	0,624	0,062
1	0,438	0,483	0,029

Сопоставление теоретических значений продольной составляющей скорости центра масс и угловой скорости поворота и аналогичных величин, снятых экспериментально, показывает, что разница между экспериментальными и теоретическими величинами составляет 4-6% от последних и лежит в пределах погрешности измерений.

ВЫВОДЫ

1. Предложены уравнения, определяющие длины боковых траекторий точек гусеничной машины, соприкасающихся с грунтом. На основании этого выведены дифференциальные уравнения поворота таких машин, описывающие режимы входа в поворот, установившегося движения и выхода из поворота.

2. На основании дифференциальных уравнений предложены и доказаны достаточные условия поворота гусеничных машин. Эти условия показали:

- силы трения между опорной поверхностью и гусеницей не ограничивают предельного базового соотношения гусеничных машин;
- поворот гусеничной машины на угол, отличный от нуля, возможен при любом базовом соотношении;

в) возможно построение механизмов поворота гусеничной машины, обеспечивающих движение с отличной от нуля угловой скоростью поворота при любом базовом соотношении.

3. На основании изложенного, в п.2 показано, что при выборе базового соотношения необходимо учитывать его влияние на маневренность машин. В связи с этим, в качестве дополнительного критерия маневренности предлагается, построенная на основе анализа размерностей зависимость, описывающая влияние базового соотношения на угловую скорость гусеничной машины.

4. Показано, что для сложившихся в конструкциях гусеничных тракторов, соотношениях, между рабочими скоростями и угловой скоростью поворота при полностью заторможенной гусенице, размерами колеи, обеспечивающими максимальные размеры базы являются следующие: для тягового класса 10 т - 1500

15 т - 1620

20 и 25 т - 1870

свыше 30т - 2120

Максимальные размеры базы должны быть равны при этом: для тягового класса 10 т - 2500 20 и 25 т - 3100

15 т - 2700 свыше 30т - 3500

5. Для иллюстрации возможности исследования поворота гусеничных самоходов общими методами механики доказана устойчивость положения центра вращения машины в ее центре масс при движении с одинаковым по величине, но противоположно направленным вращением ведущих колес.

6. Новым методом, произведен экспериментальный замер кинематических параметров поворота гусеничной машины, показавший корректность дифференциальных уравнений движения.

Основные положения диссертации изложены
в следующих печатных работах:

1. Дифференциальные уравнения движения гусеничного самохода на повороте. Сборник научных трудов ЧПИ, № 119 в соавторстве.

2. О повороте гусеничного самохода с одинаковыми по величине угловыми скоростями ведущих колес. Сборник научных трудов ЧПИ № 119 в соавторстве.

3. О повороте гусеничного самохода в вращающимися в одну сторону ведущими колесами. Сборник научных трудов ЧПИ № 131.

4. Поворот четырехгусеничной машины. Сборник научных работ ЧПИ, № 131.