

17473

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
С С С Р

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

ПОЗИН Борис Михайлович,  
канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА  
ПАРАМЕТРОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Специальность 05.05.03-  
"АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ"

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

Челябинск

1974

Работа выполнена на Челябинском тракторном заводе имени  
В.И.Ленина.

НАУЧНЫЕ КОНСУЛЬТАНТЫ:

- КАВЫРОВ И.С. - генеральный конструктор по промышленным тракторам, доктор технических наук, профессор ;  
КАЦЫГИН В.В. - доктор технических наук, профессор.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

- АНОХИН В.И. - доктор технических наук, профессор ;  
ДОМЬРОВСКИЙ Н.Г. - доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники РСФСР, лауреат государственных премий ;  
ХАРИТОНЧИК Е.М. - доктор технических наук, профессор.

Ведущее предприятие - Государственный Союзный научно-исследовательский тракторный институт (НАТИ).

Автор докторат разослан " 25 " октября 1974 г.

Защита диссертации состоится 27 ноября 1974 г., в 15 часов, в аудитории 244 на заседании Совета по присуждению учёных степеней Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола (454044, г.Челябинск, 44, пр.им. В.И.Ленина, 76).

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Совета или прислать отзыв ( в двух экземплярах, заверенных печатью).

УЧЁНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА,  
ДОКТОР ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК,  
ПРОФЕССОР

*Б.М.Матвеев*

/Б.В.МАТВЕЕВ/

Диссертация содержит 291 страницу из них: 218 страниц основного текста, 59 рисунков, 33 таблицы и состоит из введения, двух частей (9 глав), дополнения, списка цитированной литературы и приложения.

## ВВЕДЕНИЕ

Директивами ХХІУ съезда КПСС по девятому пятилетнему плану предусмотрено довести выпуск тракторов в Советском Союзе в 1975 году до 575 тысяч штук в год с одновременным обновлением парка за счёт более совершенных, высокопроизводительных и экономичных машин.

Если в годы первых пятилеток и в первые послевоенные годы, практически 100% тракторов использовались как тягачи в сельскохозяйственном производстве, то в настоящее время имеется большая группа промышленных тракторов, выполняющих роль энергетической и несущей основы землеройно-транспортных агрегатов.

Землеройно-транспортные тракторные агрегаты выполняют около 30% всего объёма земляных работ в стране. Такой большой удельный вес объясняется высокой производительностью тракторных агрегатов и низкой стоимостью выполняемых работ.

Теория трактора, развивавшаяся как наука о машине сельского - земственного назначения, позволила определить основные направления развития отечественного тракторостроения и оптимальные параметры высокоеффективных, энергонасыщенных сельскохозяйственных тракторов. Однако многие научные результаты и рекомендации теории трактора не переносимы на машины промышленного назначения в силу особенностей их эксплуатации.

Характерной особенностью работы землеройно-транспортных тракторных агрегатов является циклический характер большинства технологических процессов с большой долей времени холостых ходов, достигающей 25-40%, и копанием с накоплением разрабатываемого грунта, что существенно меняет требования к управлению агрегатом.

На трактор, работающий в землеройно-транспортном агрегате, действуют большие резкоизмененные нагрузки, ухудшающие его тягово-динамические качества и снижающие загрузку двигателя.

Промышленные тракторы эксплуатируются на различных по своим свойствам грунтах: песке, глине, камне, мёрзлом грунте и т.д., что существенно определяет требования к его характеристике.

Целью настоящей работы является изучение характерных требований к основным параметрам промышленных гусеничных тракторов и разработка методики выбора их оптимальных значений.

Основными технико-экономическими критериями эффективности трактора являются производительность тракторных агрегатов и их экономичность выраженная в удельных совокупных затратах на единицу выработки (И.И.Трепененков).

В качестве критерия оптимизации в диссертации принята максимальная производительность создаваемых на базе трактора агрегатов.

Землеройный тракторный агрегат - сложная система, включающая трактор, орудие и грунт, который выполняет одновременно функции тягообразующей основы и разрабатываемой среды.

Производительность тракторного агрегата определяется тяговой характеристикой и базовыми параметрами трактора.

Тяговая характеристика зависит от сцепных свойств двигателя, моторно-трансмиссионной установки, ряда передаточных чисел и определяет объём перемещаемого грунта, скорости рабочих, транспортных и холостых ходов.

От базовых параметров (веса, длины опорной поверхности гусениц, колеи, координат центра тяжести, удельного давления на грунт) зависит ёмкость орудия, заглубляющие и выглубляющие усилия, тяговое усилие при переменных нагрузках, т.е. в большой степени, а иногда и единственным образом, определяется эффективность рабочего процесса.

В теории трактора решены две основные задачи о тяговой характеристике: построение рядов передач или передаточных чисел трансмиссии (Д.А.Чудаков, В.И.Алхимов, В.И.Анохин, Н.В.Ведев) для механических ступенчатых и гидромеханических трансмиссий и задача об оптимальных тяговых усилиях (В.И.Саяпин, И.И.Трепененков, П.А.Парфёнов, В.И.Мининсон, С.А.Иофинов) сельскохозяйственного трактора.

Исследования простейших случаев (А.И.Зеленин, Д.А.Докучаев, Б.А.Горохов, Б.Л.Магарилло) показали, что эти тяговые усилия для промышленных тракторов занижены, диапазоны передач малы и выпускаемые промышленностью машины по ряду параметров отвечают нормам сельскохозяйственных.

Исходя из этого, формулируется первая задача исследования: установить основные закономерности изменения производительности землеройно-транспортного агрегата от параметров тяговой характеристики трактора, разработать методику её построения и практические рекомендации для вновь проектируемых и модернизации выпускаемых машин.

Накопление разрабатываемого грунта и переменная структура рабочего процесса (переменный объём перемещаемого грунта и длины транспортных и холостых ходов) требуют нового подхода к решению этой задачи.

Некоторые частные случаи копания с переменным тяговым усилием (В.И.Баловнев, Н.Г.Гаркави) оказались более эффективными чем работа с постоянной тягой, поэтому в плане решения первой задачи важнейшее место занимает задача исследования оптимального процесса копания и оптимальной стратегии рабочего цикла.

Исследования базовых параметров тракторов в направлении обеспечения наибольшего тягового усилия и КПД позволили решить многие задачи оптимизации (Е.Д.Львов, М.И.Медведев, Е.И.Харитончик, В.В.Гуськов). Однако такая оптимизация является недостаточной применительно к промышленным тракторам, для которых необходима максимально возможная длина опорной поверхности гусениц при заданных весе, колее, удельном давлении на грунт, мощности и тяговой характеристике трактора.

Основным ограничением при выборе базовых параметров трактора является его поворотливость, лимитируемая сцеплением с грунтом. Имеющиеся рекомендации связывают между собой отношение базы  $\lambda$  к колее  $B$  трактора из условия поворота величиной  $\lambda = 1,2 - 1,3$ . Это отношение не следует, однако, из современной теории гусеничного трактора.

Таким образом формулируется вторая задача исследования: установить основные закономерности, связывающие параметры трактора с режимом поворота, разработать методику выбора базовых параметров из условия поворотливости и практические рекомендации для отечественных машин.

Решению этих двух задач и посвящена диссертация.

## ЧАСТЬ I. ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Глава I. Изучение общих зависимостей производительности землеройно-транспортных агрегатов от параметров тракторов целесообразно начать, исходя из предположения оптимального соответствия параметров машины-орудия параметрам трактора. В таком случае можно найти функции параметров трактора (формулы производительности) пропорциональные производительности агрегата и исследовать их поведение.

В диссертации показано, что процессы разработки грунта тракторными агрегатами: траншеи бульдозером, площади бульдозером, рыхлителем, плугом, скреперные работы и т.д. обладают общностью структурой, проявляющейся в свойстве преобразования формул производительности, в возможности такого изменения параметров трактора, при котором эти

формулы переходят друг в друга. Например, переход формулы производительности при разработке площади к формуле производительности на траншейной разработке грунта бульдозером заключается в изменении величины скорости холостого хода, а переход от формулы скрепера к формуле бульдозера - в изменении величины скорости холостого хода, коэффициента сопротивления передвижению и удельной мощности.

Возможность взаимного преобразования формул производительности позволяет (при выяснении общих зависимостей производительности землеройных агрегатов от параметров тракторов) вместо рассмотрения работы различных агрегатов изучить работу одного бульдозера с соответствующим образом измененными параметрами трактора.

Случайные колебания производительности, определяемые изменениями характеристик грунта, трактора, системы управления, психофизиологического состояния оператора и т.д. довольно широки.

В силу технических и экономических причин оценка конструкторских решений и сравнение агрегатов производится по трёх-четырёх опытам, состоящим, как правило, из 40-50 рабочих циклов.

В первой главе диссертации высказана гипотеза о нормальном распределении производительности и выполнена её экспериментальная проверка, для чего обработаны результаты испытаний бульдозеров на Челябинском тракторном заводе по 66 выборкам, содержащим по три опыта. Критерии Инзесса-Смирнова  $\omega^2$  и Колмогорова  $L_K$  в нашем случае равны  $\omega^2=0,1211$ ,  $L_K=0,079$  и не попадают ни в одну из применяемых критических областей, что позволяет гипотезу о нормальном распределении производительности считать оправданной и применять для оценки опытов. Для оценки производительности по малым выборкам рекомендуется пользоваться доверительной вероятностью  $\rho = 0,7-0,75$ .

Глава II. Оптимизация тяговой характеристики трактора существенно определяется свойствами его мощностного баланса и закономерностями процесса копания.

За исключением постоянных механических потерь в трансмиссии удельный мощностной баланс трактора (тяговый КПД)  $\varphi$  имеет вид <sup>\*</sup>)

$$\varphi = 1 - fV - \delta \quad (2.1)$$

где  $V$  - скорость движения,  $f$  - коэффициент сопротивления движению и буксование.

В диссертации доказывается следующее утверждение: если при постоянном  $f$  буксование есть вогнутая функция тяги, то  $\delta$  - выпуклая функция скорости.

Тяговый баланс бульдозера будем записывать в виде

$$\varphi = kF + mq. \quad (2.2)$$

<sup>\*</sup>) Здесь и далее опущены постоянные множители, все величины приведены к  $1 \text{ кг}$  веса агрегата.

где  $\kappa$ ,  $\mu$  - соответственно, коэффициенты сопротивления резанию  $\text{kG/m}^2$  и перемещению призмы;

$F$ ,  $q$  - сечение стружки  $\text{m}^2/\text{kG}$ , объём призмы  $\text{m}^3/\text{kG}$ .

Коэффициенты  $\kappa$  и  $\mu$  при скоростях движения тракторных агрегатов и параметрах, применяемых отвалов бульдозеров принимаются независящими от скорости (Н.Г.Домбровский, Г.И.Клиопа, В.Н.Станевский) и сечения снимаемой стружки (В.А.Ветров, В.Т.Моисеенко).

В диссертации рассмотрены характеристики двигателя постоянной мощности, характеристики совместной работы тракторных двигателей с электрическими и гидромеханическими трансмиссиями и показано, что в достаточно широком диапазоне скорости вращения выходного вала характеристика моторно-трансмиссионной установки (МТУ) с высокой точностью аппроксимируется "идеальной" характеристикой.

Рабочий процесс агрегата с тракторным двигателем внутреннего сгорания и механической ступенчатой трансмиссией будем рассматривать при номинальной скорости выходного вала.

Таким образом, для дальнейшего принять:

1) тяговая мощность трактора является выпуклой функцией скорости и удовлетворяет условиям  $\dot{\zeta}(0) = \dot{\zeta}(V_{max}) = 0$ ;

2) тяговый баланс бульдозера описывается уравнением (2.2) с постоянными коэффициентами  $\kappa$  и  $\mu$ ;

3) моторно-трансмиссионные установки либо имеют постоянную выходную мощность, либо постоянную скорость вращения выходного вала.

Глава II. Задача оптимизации тяговой характеристики непосредственно опирается на задачу оптимального управления агрегатом.

Производительность землеройного агрегата  $\Pi$ , работающего циклическим способом определяется выражением:

$$\Pi = \sum q_i / \sum T_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.1)$$

где  $q_i$ ,  $T_i$  - соответственно, объём призмы волочения и время цикла.

Рабочий цикл состоит из хода копания и какого-то количества транспортных и холостых ходов. Поскольку транспортные и холостые ходы выполняются при заданном объёме грунта, движение должно осуществляться на максимально-возможной скорости, допускаемой условиями передвижения или мощностью двигателя. Что касается хода копания, то здесь следует управлять режимом движения таким образом, чтобы максимизировать  $\Pi$  в целом.

Процесс копания определяется двумя управляющими параметрами :

сечением стружки и скоростью движения агрегата.

Поскольку максимальная производительность достигается при полной загрузке двигателя, процесс копания полностью определяется скоростью движения агрегата и описывается дифференциальным уравнением

$$\dot{q}(t) + \mu \dot{x}(t) = \zeta(\dot{x}), \quad (3.2)$$

где  $q(t), \dot{x}(t)$  - текущие значения объема призмы волочения и скорости.

Задача управления формулируется в следующем виде: среди всех возможных управлений найти такое, которое за данное время  $T$  на данной длине  $L$  обеспечивает набор призмы максимального объема.

В силу условия взаимности, эта задача эквивалентна задаче о быстродействии: среди всех возможных управлений найти такое, которое обеспечивает на данной длине хода копания набор заданного объема грунта  $q$  за минимальное время.

Задача управления агрегатом, с постоянной мощностью МТУ (агрегат с автоматической трансмиссией - АТ) решается методами классического вариационного исчисления.

• Решение уравнения (3.2) приводит к функционалу

$$J = \int_0^T \zeta(\dot{x}) dt \quad (3.3)$$

с уравнением Эйлера

$$\zeta_{\dot{x}\dot{x}} \ddot{\dot{x}} + \mu \zeta_{\dot{x}\dot{x}} \dot{x} - \mu \zeta = 0, \quad (3.4)$$

где  $\zeta_{\dot{x}}, \zeta_{\dot{x}\dot{x}}$  - соответственно, первая и вторая производные функции  $\zeta$  по  $\dot{x}$ .

Решение уравнения (3.4) доставляет функционалу (3.3) сильный максимум, поскольку уравнение Якоби имеет монотонное решение и в силу выпуклости  $\zeta$  выполнено условие Лекандра.

Уравнение (3.4) при  $\mu \neq 0$  не имеет решений с  $\dot{x} = \text{const}$ , иначе говоря, ни одно движение с постоянной скоростью (стационарный процесс) не является оптимальным.

Практически интересны некоторые случаи вырожденных функционалов:  $\mu = 0; \zeta = 1 - f\dot{x}; \zeta = \text{const}$ , для которых оптимальные процессы реализуются на границе  $\dot{x}_{opt} = V_{min}$  и  $\dot{x} = c\dot{x}$  - на границе  $\dot{x}_{opt} = V_{max}$ .

У агрегата с механической ступенчатой трансмиссией (МСТ) скорость принимает ряд дискретных значений и меняется скачком. Задача управления в этом случае формулируется следующим образом: среди всех возможных управлений на множестве  $\Pi$  кусочно-линейных функций найти такое, которое за данное время  $T$  на данной длине  $L$  обеспечивает

набор призмы грунта наибольшего объёма \*). Иначе говоря, ход копания разбивается на  $n$  участков, каждый из которых проходит с постоянной скоростью. Эта задача решается методом динамического программирования.

Введём обозначения  $t_i$ ,  $\gamma_i$ ,  $v_i$ ,  $e_i$  (соответственно время, тяговое усилие, скорость, длина на  $i$ -ом участке хода копания). Обозначим также  $q_i$  — объём грунта, набираемый на  $i$ -м участке;  $Q_i$ ,  $Q_{im}$  — объём и максимальный объём грунта, набираемый на всех  $i$  участках,  $l_i$ ,  $T_i$  — путь и время  $i$ -шагового процесса.

Решение даётся уравнением Беллмана

$$Q_{im} = \max_{\substack{0 \leq t_i \leq T_i \\ 0 \leq e_i \leq L_i}} [q_i + Q_{n-i-m}(l_{n-i}, T_{n-i})], \quad (3.5)$$

Численная реализация (3.5), которую удобно выполнить в пространстве функций, затрудняется тем, что процесс, осуществляемый после  $k$  шагов, зависит от трёх переменных  $Q_k$ ,  $l_{n-k}$ ,  $T_{n-k}$ .

Интеграл (3.3) в случае дискретного управления вычисляется в конечном виде и позволяет получить рекуррентную формулу

$$q_i = \frac{\gamma_i - M Q_{i-1}}{M} \left(1 - e^{-M l_i}\right). \quad (3.6)$$

Введя переменные  $f_i = \gamma_i - \gamma_{i-1}$  и положив  $f_0 = 0$  можно доказать

$$Q_n = \frac{1}{M} \sum_i f_i \left(1 - e^{-M \frac{f_i}{M} l_i}\right).$$

Откуда следует, что оптимальное управление процессом не зависит от  $Q_k$  и параметры  $l_{n-k}$ ,  $T_{n-k}$  полностью характеризуют оптимальное поведение, а объём в  $n$  шаговом процессе равен

$$Q_n = Q_{n-1} + Q_{n-1} e^{-M l_{n-1}}. \quad (3.7)$$

Равенство (3.7) лежит в основе численной реализации уравнения (3.5).

Расчёт оптимальных траекторий с одновременным вычислением объема набираемого грунта выполнен на ЭЦВМ — Минск 22\* для грунтов III (плотный) и I (слабый) категорий.

\* Такой процесс называется в дальнейшем  $n$  шаговым процессом.

\*\*) Программы и вычисления на ЭЦВМ выполнены В.Г.Макаровой.

В результате счёта выполнена оценка оптимальных решений, эффективности процесса копания, производительности при разработке коротких траншей и длинных траншей с кавальером, определены оптимальные тяговые усилия механических ступенчатых и автоматических трансмиссий.

Прежде всего следует отметить слабую чувствительность критерия  $\frac{S}{T}$  к изменению начальных условий для рассматриваемых грунтов (изменение начальной скорости в два раза изменяет  $\frac{S}{T}$  на доли процента).

Время набора одинакового объёма грунта при нестационарном оптимальном процессе – процесс с переменной скоростью, описываемый решением уравнения (3.4) – сокращается до 30-70% по сравнению со стационарным, оптимальным на множество постоянных скоростей, для практически интересных случаев.

Эффективность многошагового процесса, существенно зависит от его времени и практически исчерпывается при двухшаговом процессе в связи с чем дальнейшее исследование выполнено для агрегатов с автоматическими трансмиссиями, реализующими оптимальный нестационарный процесс и механическими ступенчатыми трансмиссиями без переключения, реализующими стационарный процесс, оптимальный на множество постоянных скоростей.

Производительность разработки короткой траншеи ( $L = 5$  и  $L = 10$  м) при работе в свал при автоматических трансмиссиях выше чем с МСТ примерно на 5%.

Стратегия оптимального процесса разработки длиной траншеи с кавальером, существенно определяется ёмкостью отвала бульдозера.

При малой ёмкости отвала, позволяющей транспортировать весь объём грунта по кавальеру, все циклы выполняются с постоянным объёмом и переменной для автоматической трансмиссии скоростью движения по кавальеру.

При большой ёмкости отвала рабочие циклы выполняются с уменьшением объёма призмы волочения по мере формирования кавальера и с переменной скоростью транспортировки по горизонтальному участку для агрегата с автоматической трансмиссией.

При оптимально организованном процессе разработки траншеи равного профиля с равномерным распределением угла кавальера ( $\alpha$ )<sup>\*</sup> и длины ходки между минимальным и максимальным размерами производительность агрегатов с АТ на 4-10% выше, чем с МСТ.

<sup>\*</sup> Для отвала большой ёмкости оценка является верхней. Нижняя оценка соответствует распределению  $\frac{1}{L}$  и отличается от верхней третьей значащей цифрой.

В случае работы с бульдозером недостаточной ёмкости эффективность агрегата с АТ повышается до 20-30% \*).

Для механической ступенчатой трансмиссии оптимальное тяговое усилие трактора не зависит от структуры рабочего цикла и определяется только способом отсыпки.

Оптимальные по производительности тяговые усилия при отсыпке в выемку и кавальер составляют  $\mathcal{Y}_n = 0,825$  и  $\mathcal{Y}_n = 0,830$  для плотного грунта (при коэффициенте сцепления  $\mathcal{Y}_{max} = 0,9$ ) и  $\mathcal{Y}_n = 0,575$  и  $\mathcal{Y}_n = 580$  для слабого ( $\mathcal{Y}_{max} = 0,6$ ).

Иначе говоря, с достаточной для практики точностью можно считать, что  $\mathcal{Y}_n$  агрегата с МСТ зависит лишь от свойств разрабатываемого грунта.

Оптимальный процесс копания агрегата с автоматической трансмиссией обеспечивается на плотном грунте при удельных тягах  $\varphi = 0,68 - 0,89$ , на слабом -  $\varphi = 0,44 - 0,59$ . Усилия транспортировки призмы по дну траншеи и по кавальеру покрываются теми же отрезками тяги.

Иначе говоря, эти диапазоны при автоматической трансмиссии являются оптимальными, что соответствует диапазону регулирования  $D_{y_m} = 1,3$ , а трансмиссия с диапазоном  $D_{y_m} = 2$  обеспечивает рабочий процесс для всего многообразия грунтов на одной передаче, что свидетельствует также о низкой чувствительности производительности агрегата с АТ к передаточному числу механической части трансмиссии.

Глава IV. Экспериментальные работы по изучению производительности выполнены на глинах и суглинках I-III категорий с помощью бульдозеров на базе тракторов различных тяговых классов, типов и конструкций с различными параметрами тяговой характеристики и навесного оборудования (таблица 4.1).

Все тракторы агрегатированы бульдозерным оборудованием производства Челябинского завода дорожных машин им. Д.В.Колющенко с гидравлическим приводом управления. Высота и профиль отвалов, применявшихся с одним трактором сохранялись неизменными.

В процессе экспериментов проверены основные теоретические положения, уточнены количественные закономерности изменения производительности агрегатов от параметров тяговой характеристики трактора и навесного оборудования, а также влияния этих параметров на нагруженность моторно-трансмиссионной установки и удельный расход топлива на кубометр разработанного грунта.

\*). При равной выходной мощности МТУ.

Таблица 4. I

## Характеристика бульдозеров, испытанных на производительность

Класс трактора, т	Ходовая система	Трансмиссия	Удельное тяговое усилие на рабочей передаче (расчётное)	Размеры отвала бульдозера	
				Высота, мм	Длина, мм
5	Колёсная	Гидромеханическая	0,25 - 0,65 0,16 - 0,46 0,11 - 0,36 0,08 - 0,29	1200	3200 3640
10	Гусеничная, полужёсткая	Механическая, ступенчатая	- 0,44; 0,55 0,67; 0,79 0,95	1500	3200 3600
10	Гусеничная, полужёсткая	Гидромеханическая	0,33 - 0,9	1500	3200 3600
15	Гусенично-эластичная	Гидромеханическая	0,35 - 1,0	1600	3470 3800 4200 4500

Работы по определению технической производительности выполнялись в соответствии с ГОСТ 10792-64 "Бульдозеры тракторные для земляных работ. Методы испытаний" на трапециевидной разработке грунта с отсыпкой в кавальер при средней дальности перемещения 40 метров. Опыты по определению режимов работы проводились при рабочем ходе во время копания и транспортировки грунта.

Принцип регистрации работы моторно-трансмиссионной установки заключался в записи крутящих моментов на каких-либо валах трансмиссии и скорости вращения этих валов.

Характер зависимости производительности от удельной тяги трактора с ИСТ и ГМТ существенно различается. Если для ИСТ имеются только выраженные максимумы, то для ГМТ в диапазоне  $\lambda_2 = 1,65$  разницы вообще обнаружить не удаётся.\*

Для тракторов с ИСТ оптимальные тяговые усилия с точностью до 3% по производительности покрываются отрезками  $\varphi_n = 0,55-0,75$  на грунте I категории и  $\varphi_n = 0,65-0,85$  - для II категории.

Экспериментальными исследованиями установлено, что нагруженность моторно-трансмиссионной установки, оцененная средними и дисперсиями моментов, а также удельный расход топлива на кубометр разработанного грунта имеют тенденцию к снижению при приближении параметров тяговой характеристики трактора к оптимальным значениям.

\* См. Гл. III

Глава У. Тяговая характеристика существенно определяется потребным диапазоном тяговых усилий, скоростей, допустимым диапазоном регулирования моторно-трансмиссионной установки и критерием оптимальности.

Удельные тяговые усилия на колесе  $\varphi_k$ , диапазон регулирования МТУ  $D_{ym}$ , диапазон передаточных чисел трансмиссии  $D_i$ , отношение веса агрегата к весу трактора  $\lambda_a$ , связаны соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} D_{ym} &= \frac{\lambda_{amax} (\varphi_{kmax} + f_{r_1}) - f_{r_1}}{\lambda_{amin} (\varphi_{kmin} + f_{r_2}) - f_{r_2}}, \\ \varphi_{kmax} &= \varphi_{kmin} D_{ym}^n \prod_{j=1}^{n-1} \frac{1}{\varphi_{kjmax}}, \\ D_i &= D_{ym}^{n-1}, \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

где  $f_{r_1}, f_{r_2}$  - коэффициент сопротивления движению агрегата и трактора на плотном грунте;

$f_{r_2}$  - коэффициент сопротивления движению агрегата и трактора на рыхлом грунте;

$\varphi_{kj}$  - тяговое усилие на  $j$  передаче.

В таблице 5.1 представлены оптимальные удельные тяговые характеристики трактора, обеспечивающие минимум снижения производительности агрегата  $\Delta P$ , расчитанные в сторону сужения диапазона тяговых усилий по осредненным ( $\lambda_{amax} = 1,47$ ,  $\lambda_{amin} = 1,12$ ) весам агрегатов. \*)

Таблица 5.1

Оптимальные удельные тяговые усилия тракторов с МСТ

Количество передач в рабочем диапазоне	!	4	3	2
Наибольшее снижение производительности $\Delta P_{max}$ %	!	0,78	1,6	2,3
Номер передачи	I	1,1	1,08	1,02
	II	0,97	1,910	0,81
	III	0,85	0,770	-
	IV	0,745	-	-

\*) В диссертации представлены также оптимальные тяговые характеристики тракторов 4-х тяговых классов с механическими ступенчатыми и гидромеханическими трансмиссиями, расчитанные по фактическим весам агрегатов.

Для автоматических трансмиссий, в силу нестационарности оптимальных процессов, критерий  $\Delta P$  наиболее чувствителен к изменению характеристики в агрегате без накопления грунта. Методика построения характеристики в этом случае остаётся такой же как и для МСТ.<sup>\*)</sup>

Производительность тракторных агрегатов определяется не только тяговыми усилиями на рабочей передаче. Существенное влияние на производительность оказывает коэффициент сцепления  $\gamma_{max}$ , скорость отката  $V_x$  и удельная мощность  $N_y$ .

В диссертации показано, что силовое форсирование промышленного трактора предпочтительнее скоростного.

В числе наиболее употребительных критериев оценки совершенства конструкции трактора применяется удельная производительность на единицу мощности ( $K_n$  м<sup>3</sup>/час л.с) и единицу веса ( $K_g$  м<sup>3</sup>/часкГ).

Эти критерии с точностью до постоянных множителей изменяются по закону

$$K_g = \frac{\gamma V_x}{1 + (\varphi + f)V_x} \quad , \quad K_n = \frac{\gamma V_x}{N_y \left[ 1 + \frac{(\varphi + f)V_x}{75N_y^2(1-\delta)} \right]} \quad ,$$

и в значительной мере являются мерой энергонасыщенности, имеют разные тенденции при её изменении и, в ряде случаев, неверно оценивают конструктивные решения.

Реализация оптимальных тяговых характеристик возможна лишь в случае правильно подобранных параметров навесного оборудования. Выбранные по существующим методам размеры отвалов бульдозеров, как показали наши исследования, в большинстве своём занижены.<sup>\*\*)</sup> В диссертации предложена методика предварительной оценки размеров отвалов бульдозеров.

### Заключение к части I

В результате выполненных в первой части теоретических и экспериментальных исследований установлены основные закономерности изменения производительности землеройных тракторных агрегатов в зависи-

<sup>\*)</sup> Для выбора передаточного числа первой передачи необходимо пользоваться не оптимальным, а максимальным по сцеплению тяговым усилием (см. Гл. III).

<sup>\*\*)</sup> Здесь мы не касаемся параметров внутренней геометрии бульдозера, степень отработанности которой достаточно высока (В.В.Баловцев, А.А.Яркин, Н.А.Недорезов).

ности от параметров тяговой характеристики трактора.

Показано, что все эти закономерности, исследованные на одном агрегате, могут быть распространены на другие с соответствующим образом преобразованными параметрами трактора.

Производительность, как случайная величина, имеет распределение достаточно близко описываемое нормальным законом, что даёт возможность применить при оценке опытов дисперсионный анализ. Результаты опытов по производительности при малых выборках целесообразно оценивать доверительной вероятностью  $P = 0,7-0,75$ .

Сформулирована и решена общая задача управления землеройным агрегатом. Исследованы свойства оптимальных процессов копания. Показано, что по классу оптимальных рабочих процессов все агрегаты делятся на два семейства: агрегаты без накопления грунта (плуги, фрезы, рыхлители и т.д.), для которых оптимальные процессы реализуются в классе стационарных движений (движений с постоянной скоростью), агрегаты с накоплением разрабатываемого грунта (бульдозеры, скреперы, погрузчики и т.д.), для которых оптимальными процессами являются движения с убывающей скоростью и ни одно стационарное движение не является оптимальным.

В этой связи представляется неоправданной разработка систем автоматического управления рабочим орудием на принципе стабилизации скорости (тягового усилия) для агрегатов с накоплением.

На базе задачи об оптимальном управлении копанием сформулирована и решена задача об оптимальном рабочем процессе в целом. Оптимальная стратегия разработки траншеи с отсыпкой в кавальер существенно определяется ёмкостью рабочего орудия. Наибольшая эффективность достигается при переменной структуре процесса (процесс с переменной призмой волочения).

Нестационарность копания и переменная структура процесса в целом объясняют существование преимуществ автоматических трансмиссий, заключающихся в способности реализовать эти оптимальные процессы.

Найдены оптимальные параметры тяговой характеристики агрегатов с механической ступенчатой и автоматической трансмиссиями. Оптимальный диапазон удельных тяговых усилий в агрегате с МСТ равен:

$\varphi_a = 0,58-0,82$ , что при существующей комплектации соответствует для трактора  $\varphi_r = 0,65-1,25$ .

Оптимальный диапазон удельных тяговых усилий агрегатов с АТ  $\varphi_a = 0,44-0,89$ . Диапазон регулирования в пределах одной передачи более, чем  $D_{\varphi_m} = 1,3$ , практически не оказывается на производительности агрегата.

Даны рекомендации по улучшению характеристик гусеничных промышленных тракторов отечественного производства. Предложены оптимальные по критерию  $\Delta P$  четырёх, трёх- и двухскоростные ряды тяговых характеристик тракторов с МСТ в рабочем диапазоне, обеспечивающие снижение производительности от максимального в каждом данных условиях не более 1,2 и 3-х процентов, соответственно, и двухскоростные характеристики тракторов с АТ при диапазонах регулирования  $D_{yt}$  = 2 и  $D_{yt}$  = 1,7.

Показано влияние на производительность других параметров тяговой характеристики промышленного трактора: реализуемой удельной тяги, мощности и скорости холостого хода (отката). Сформулирован тезис о предпочтительности силового форсирования трактора перед скоростным.

Показано, что удельные критерии  $K_G$  и  $K_N$  являются в значительной степени мерой уровня энергонасыщенности, имеют противоположные тенденции при его изменении и, в ряде случаев, приводят к неверным оценкам конструктивных решений.

Установлено, что недостаточная ёмкость рабочих органов во многих случаях значительно снижает производительность землеройного агрегата (бульдозера), не позволяет достаточно объективно оценить конструктивные усовершенствования трактора, и предложена методика предварительной оценки параметров отвалов. При предварительных расчётах рекомендуется  $q = 0,3\text{--}0,40 \text{ м}^3/\text{т}$  тяги для грунтов II-III категории и  $q = 0,40\text{--}0,45 \text{ м}^3/\text{т}$  тяги для грунтов I-II категорий.

## ЧАСТЬ II. БАЗОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Глава VI. Оптимальные параметры тяговой характеристики и возможности силового форсирования реализуются и дают эффект лишь при правильно выбранных базовых параметрах трактора (весе  $G$ , базе  $L$ , колесе  $B$ , удельном давлении  $Q$  и др.) и тракторного агрегата.

Тракторной промышленностью эмпирически выработаны определённые конструктивные решения. Машины проектируются, как правило, по близким схемам, поэтому исходя из законов подобия, можно установить между их параметрами стохастические связи, выполнив соответствующий статистический эксперимент.

В таблице 6.1 представлены результаты этого эксперимента в виде уравнений связи между базовыми параметрами тракторов и агрегатов, полученные обработкой данных по машинам различных фирм.

Таблица 6.1

Основные связи между базовыми параметрами тракторов  
и тракторных агрегатов

Параметры	Уравнения связи	Коэффициент корреляции
Вес трактора, $G$ кг	$G^{1/3} = 10$	0,86
База, $L$ м		
Вес трактора, $G$ кг	$G^{1/3} = 12,5B$	0,93
Колея, $B$ м		
Вес бульдозера, $G$ кг		
Ширина ножа, $B_{or}$ м	$B_{or} = 7,1 \cdot 10^{-6} + 2,05$	0,98
Вес скрепера, $G_c$ кг		
Емкость ковша, $Q$ м <sup>3</sup>	$G_c = 935$	0,98
Вес погрузчика, $G$ кг		
Емкость ковша, $Q$ м <sup>3</sup>	$Q = 0,1G_p + 0,2$	0,91

Корреляционные связи, представленные в таблице 6.1, не являются, вообще говоря, оптимальными.

Оптимизация базовых параметров промышленного гусеничного трактора, как указывалось выше, заключается в нахождении максимальных отношений базы трактора к колее. Основным ограничением в этом случае является поворотливость трактора по сцеплению с грунтом.

Глава УП. Поворот трактора сопровождается сложным процессом взаимодействия гусениц с грунтом и деталями ходовых тележек (опорными катками, направляющими колёсами и т.д.).

В процессе поворота возникает момент сопротивления повороту и дополнительная сила сопротивления движению, описание которых существенно определяется видом уравнений для траекторий точек гусениц.

При отсутствии буксования и скольжения точка средней линии гусеницы описывает траекторию длиной  $S$ , определяемой равенством

$$S = \int (R\psi + \alpha) d\psi, \quad (7.1)$$

где  $R, \psi, \alpha$  - соответственно радиус, угол поворота и расстояние точки гусеницы от средины в момент начала поворота.

Результаты вычислений интеграла (7.1) дают представление о границах при-

механических используемых в настоящее время зависимостей М.И.Медведева.

Таблица 7.1  
Длины траекторий точек гусеницы при повороте

Радиус поворота	Задняя половина гусениц	Передняя половина гусениц
$0 \leq x \leq R\psi$	$R\psi \leq x \leq \frac{L}{2}$	$0 \leq x \leq \frac{L}{2} - R\psi$
$R \leq R_o = \frac{L}{2\psi}$	$S_x = \frac{x^2}{2R}$	$S_x = \psi_x - \frac{R\psi^2}{2}$
$R > R_o = \frac{L}{2\psi}$	$S_x = \frac{x^2}{2R}$	$S_x = \frac{1}{2R} \left( \frac{L^2}{4} - x^2 \right)$

•  $x$  – расстояние точки от средины гусеницы.

В диссертации показано, что момент сопротивления повороту гусеницы от боковых сил при равномерной эпюре давления на грунт равен удвоенному моменту одной её половины независимо от вида функции напряжений<sup>\*)</sup> и радиуса поворота. Этот результат позволяет значительно сократить объём вычислений при анализе составляющих сопротивления повороту.

Подробное исследование момента сопротивления повороту  $M_c$  на базе кинематических формул таблицы 7.1 с использованием функций напряжений В.В.Кацыгина показало, что он существенно зависит от параметров трактора (веса, базы, колеи, удельного давления) и не может быть описан с помощью приведённого коэффициента сопротивления повороту  $M_c$ , зависящего лишь от свойств грунта.

Для анализа причин возникновения дополнительных сопротивлений движению взаимодействие ходовой тележки с гусеничной полотном, схематизированное анизотропным трением с эллиптическим гидографом (Ф.А.Олейко). Если при движении между коэффициентом сопротивления повороту и коэффициентом трения тележки попрёк гусеницы  $f_2$  существует соотношение  $M_c \neq f_2$ , то дополнительная сила сопротивления движения не возникает. При  $M_c \neq f_2$  появляется составляющая сопротивления движения, обусловленная трением элементов ходовой тележки о гусеницу пропорциональная величина  $M_c - f_2$ . Этот результат позволяет утверждать, что добавочная сила сопротивления движению влияет лишь на мощностной баланс при повороте, не сказываясь, вообще говоря, на

<sup>\*)</sup> Под функцией напряжений понимается зависимость напряжения от деформации.

процессе взаимодействия гусениц с грунтом.

Определены допустимые отношения базы трактора к колесе  $\lambda$  из условия поворота на месте.\*<sup>\*)</sup> На рыхлых грунтах, величина  $\lambda$ , согласно выполненным расчётам может достигать величины  $\lambda = 1,7-1,8$ .

Глава III. Экспериментальные работы по изучению поворота гусеничного трактора выполнены методом физического моделирования.<sup>\*\*)</sup> В качестве модели использован специальный тягач, конструкция которого позволила широко варьировать параметры (таблица 8.1) и скорость движения.

Принцип измерения величин, характеризующих режим поворота, заключается в записи крутящих моментов на ведущих колёсах (звёздочках) трактора, скорости вращения этих колёс, радиуса поворота по следу гусеницы.

Таблица 8.1

Параметры экспериментального тягача

Варианты тягача	Вес тягача G, кГ	Удельное давление q, кГ/см <sup>2</sup>	База λ, мм	Колея δ, мм	Ширина гусеницы β, мм	$\lambda = \frac{\lambda}{\delta}$
I	6400	0,490	1670	1435	390	1,16
II	7600	0,360	2720	1435	390	1,89
III	9200	0,435	2720	1920	390	1,42
IV	9200	0,310	3800	1435	390	2,64
V	9200	0,310	3800	1920	390	1,98

Опыты выполнялись на четырёх передачах переднего хода:

$v_1 = 2,4$  км/час,  $v_2 = 5,4$  км/час,  $v_3 = 11,2$  км/час,  
 $v_4 = 15,6$  км/час при различном положении центра тяжести для тягача № 3.

Предварительными опытами установлено, что наиболее трудными с точки зрения поворотливости гусеничной машины являются рыхлые грунты. Поэтому полный эксперимент выполнен в песчаном карьере и на вспаханном поле, имитирующем рыхлый суглинок.

\*<sup>\*)</sup> Для определения поворачивающего момента использована формула В. В. Гуськова, выведенная из тех же условий, что и наши формулы вычисления  $M_c$ .

\*\*) Экспериментальные работы по повороту выполнены в ЦНИИЭСХ нечернозёмной зоны СССР совместно с В. В. Гуськовым и В. В. Кацмгиным.

Величина коэффициента  $M_c$  определяется параметрами машины. Так для испытанных машин  $M_c$  меняется на песке от 0,67 до 1,11, на рыхлом суглинке от 0,92 до 1,28, на стерне от 0,84 до 1,14. Скорость движения в исследованных пределах и положение центра тяжести не сказываются на величине  $M_c$ .

Для облегчения практических расчётов  $M_c$  предложена эмпирическая формула вида

$$M_c = \frac{M_c GL}{4} + \alpha q L^n e^{-dR}, \quad (8.3)$$

которая отражает происходящие при повороте процессы деформирования грунта и включает в себя основные элементы теоретических формул.

Методом наименьших квадратов найдены эмпирические коэффициенты для вычисления  $M_c$  и  $\varphi$ :

на песке

$$\left. \begin{array}{l} M_c = 0,0375 GL + 1929 L^2 \exp(0,013468 - 0,24) R \\ \varphi = 0,13 \quad \text{при } M_c \leq 0,3 \\ \varphi = 0,13 + 0,33 (M_c - 0,3) \quad \text{при } M_c > 0,3 \end{array} \right\} \quad (8.4)$$

на рыхлом суглинке

$$\left. \begin{array}{l} M_c = 0,055 GL + 1257 q L^{2.5} \exp(0,03098 - 0,1094) R \\ \varphi = 0,08 \quad \text{при } M_c \leq 0,3 \\ \varphi = 0,08 + 0,33 (M_c - 0,3) \quad \text{при } M_c > 0,3 \end{array} \right\} \quad (8.5)$$

Средние значения коэффициентов сцепления, найденные по формуле  $\varphi_{kmax} = \frac{2M_k}{GB}$  равны: для рыхлого суглинка  $\varphi_k = 0,94$ ; для песка  $\varphi_k = 0,87$ .

Глава IX. Согласно результатам Гл. VIII условие поворотливости имеет вид

$$0,25 M_c GL + \alpha q L^n e^{-dR} \leq 0,5 \varphi_k GB. \quad (9.1)$$

Худшая поворотливость, как правило, наблюдается на рыхлом суглинке, поэтому основную проверку следует выполнять для этого грунта.

Вычисления показывают, что для всех отечественных тракторов длина опорной поверхности может быть существенно увеличена (в ряде случаев до 40-50%) с соответствующим улучшением параметров агрегатируемых с трактором машин<sup>x)</sup>, ошибка в определении мощности на повороте при постоянной силе сопротивления движению достигает 100% и более.

<sup>x)</sup> В диссертации представлены подробные таблицы допустимых базовых параметров гусеничных тракторов трёх тяговых классов и четырёх - шкальная nomogramma для решения уравнения (9.1).

В процессе набора и перемещения грунта нередко появляется необходимость коррекции направления движения агрегата и часто процесс управления лимитируется сцеплением забегающей гусеницы с грунтом.

В диссертации показано, что наиболее эффективными в этом случае являются радиусы поворота меньше половины колеи.

### Заключение к части II

В результате выполненных во второй части теоретических и экспериментальных исследований изучены основные корреляционные связи между базовыми параметрами тракторов и агрегатируемых с трактором машин, установленные в результате многолетнего опыта конструирования и эксплуатации этих машин.

Найденные эмпирическим путём соотношения параметров не всегда являются оптимальными и нуждаются в существенном улучшении, связанным, прежде всего, с возможностями увеличения длины опорной поверхности гусениц. Возможности увеличения длины опорной поверхности гусениц ограничиваются, в свою очередь, сцеплением гусениц с грунтом на повороте.

При исследовании процесса поворота изучены траектории точек гусеницы в процессе взаимодействия с грунтом и получены зависимости, описывающие траектории этих точек в области неприменимости известных формул М.И.Медведева.

Изучены основные свойства момента сопротивления повороту, показано, что при равномерной эпюре давления на грунт и отсутствии боковых сил моменты от задней и передней половины опорной ветви гусеницы равны между собой независимо от вида функций напряжений. Найдены зависимости момента сопротивления повороту от параметров трактора на грунтах с наихудшей поворотливостью. Определены коэффициенты сцепления и составлены условия поворотливости для этих грунтов.

Найдена зависимость силы сопротивления движению от параметров трактора и момента сопротивления и предложена методика расчёта мощностного баланса трактора при повороте.

Установлена независимость условий поворотливости от дополнительной силы сопротивления движению при повороте.

Даны рекомендации по увеличению длины опорной поверхности гусеничных тракторов отечественного производства различных тяговых классов, которое может достигать 40-50%.

При предварительных расчётах для тракторов общего назначения можно принимать  $\lambda = 1,6-1,7$ .

Сделан вывод о возможности улучшения поворотливости тракторных агрегатов за счёт создания фиксированных радиусов поворота, меньших половины колеи.

В дополнении к диссертации рассмотрены направления перспективных работ в плане выполненных исследований и предложены методические разработки облегчающие их решение.

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

Народно-хозяйственная и научная проблема проектирования и производства промышленных тракторов и их модификаций требует решения ряда новых задач теории трактора.

Разработанные в общей теории трактора методы оптимизации параметров сельскохозяйственного трактора во многих случаях непереносимы на машины промышленного назначения в силу существенных различий в условиях их эксплуатации.

В качестве основного критерия оптимизации параметров промышленного трактора целесообразно принимать максимальную производительность создаваемых на его базе агрегатов.

Максимальная производительность промышленного тракторного агрегата определяется, в основном, тяговой характеристикой и базовыми параметрами трактора.

Для промышленного трактора одно стационарное движение (движение с постоянной скоростью) не является оптимальным на множестве непрерывных скоростей. Иначе говоря, не существует оптимального тягового усилия на рабочей передаче у агрегатов с автоматической и переключаемой на ходу ступенчатой трансмиссией. Наибольшая производительность достигается при выполнении рабочего процесса с переменным тяговым усилием (нестационарный процесс).

Для агрегата со ступенчатой трансмиссией без переключения существует оптимальное тяговое усилие на множестве стационарных движений. Эффективность такого процесса существенно ниже нестационарного.

Оптимальные тяговые усилия промышленного гусеничного трактора и их диапазон практически вдвое превышают рекомендуемые теорией трактора величины. Для промышленного трактора предпочтительнее силовое форсирование перед скоростным.

Оптимальные базовые параметры промышленного гусеничного трактора достигаются при максимальной длине опорной поверхности гусениц,

лимитируемой поворотливостью по сцеплению с грунтом. Допустимые отношения базы трактора к колее превышают рекомендуемые в настоящее время величины на 40-50% .

Агрегатируемые с трактором орудия, спроектированные по существующим методикам, обладают недостаточной ёмкостью и не позволяют эффективно использовать тяговые и мощностные возможности трактора.

Разработанные в диссертации методики проектирования тяговых характеристик и базовых размеров промышленного гусеничного трактора позволяют обоснованно выбирать оптимальные параметры агрегата на стадии проектирования.

Рекомендации по улучшению тяговых характеристик, базовых размеров тракторов и параметров рабочего орудия реализованы Челябинским тракторным заводом имени В.И.Ленина и Челябинским заводом дорожных машин имени Д.В.Колющенко в параметрах опытных образцов тракторов Т-130, ДЭТ-250, Т-220, Т-330, Т-500 и рабочего оборудования к ним, что позволило существенно увеличить их производительность. Это увеличение составило, например, 14-18% для трактора Т-130 и более 20% - для тракторов Т-220 и Т-330 .

Экономический эффект от реализации этих рекомендаций составит, по данным бюро технико-экономических исследований ОГКтр ЧТЗ более 109 млн. рублей в год.

По теме диссертации опубликовано 29 статей в том числе 12 в центральных отраслевых журналах, получено 5 авторских свидетельств.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих трудах автора:

1. Определение рационального диапазона скоростей промышленных тракторов. - "Тракторы и сельхозмашины", 1961 , № II. (Кавьяров И.С.)<sup>\*)</sup>
  2. Зависимость производительности промышленных тракторных агрегатов от удельных параметров тракторов. - "Тракторы и сельхозмашины" , 1966 , № 7. (Кавьяров И.С., Саматов Ю.П.) .
  3. Особенности теоретического исследования поворота гусеничного трактора. - В кн.: "Труды ЧИМЭСХ". Вып. 28, Пермь, 1967 .
  4. Некоторые ограничения, накладываемые поворотом на параметры гусеничного трактора. - В кн." Труды ЧИМЭСХ". Вып. 28, Пермь, 1967 .
  5. Основные корреляционные зависимости между параметрами гусеничных тракторов и их агрегатов. - "Тракторы и сельхозмашины", 1967 , № 8 (Кавьяров И.С.).
- <sup>\*)</sup> Здесь и далее в скобках указаны соавторы.

6. О выборе рабочих передач промышленных тракторов.-"Тракторы и сельхозмашини", 1969, № 1 (Злотник И.И., Кавьяров И.С., Магарилло Б.Л.).
7. Использование сельскохозяйственных гусеничных тракторов высокой энергонасыщенности на землеройных работах. -"Механизация и электрификация соц.сельского хозяйства", 1970, № 1 (Кавьяров И.С. , Магарилло Б.Л.).
8. Резервы повышения производительности промышленных тракторных агрегатов. -"Тракторы и сельхозмашини", 1973, № 7 (Кавьяров И.С. , Князькин В.В., Магарилло Б.Л., Саматов Ю.П.).
9. О применении экспериментально-статистических методов в исследовании тяговых свойств трактора.-"Тракторы и сельхозмашини", 1974, № 2 (Кавьяров И.С., Кузнецова И.И.).
10. Задача оптимального управления рабочим ходом машинного агрегата. - В кн."Динамика машин и рабочих процессов". Челябинск, 1973.
11. Определение оптимальных значений тяговых усилий и удельной мощности гусеничных тракторов промышленного назначения. - В кн."Динамика и долговечность тяговых и транспортных машин"."Вышешшая школа", Минск, 1974, (Магарилло Б.Л.).