

629.114.2

М 123

Министерство высшего и среднего  
специального образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

Инженер МАГАРИЛЛО Б.Л.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ТЯГОВЫХ  
УСИЛИЙ ГУСЕНИЧНОГО ПРОМЫШЛЕННОГО  
ТРАКТОРА

Специальность 05.195 - "Автомобили и тракторы"

Автореферат  
диссертации на соискание  
ученой степени кандидата  
технических наук

Челябинск - 1970

ЧПИ



Министерство высшего и среднего  
специального образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

Инженер МАГАРИШЛО Б.Л.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ТЯГОВЫХ  
УСИЛИЙ ГУСЕНИЧНОГО ПРОМЫШЛЕННОГО  
ТРАКТОРА

Специальность 05.195 - "Автомобили и тракторы"

Автореферат  
диссертации на соискание  
ученой степени кандидата  
технических наук

Челябинск - 1970

Работа выполнена в отделе Главного конструктора Челябинского тракторного завода им. В.И. Ленина.

Научный руководитель -  
кандидат технических наук Б.М. ПОВИН.

Научный консультант -  
доктор технических наук И.И. ТРЕПЕНЕНКОВ.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор М.Ф. БАЛЖИ;  
кандидат технических наук, доцент В.И. ВИНОГРАДОВ.

Ведущее предприятие - Челябинский завод дорожных машин им. Колжаченко.

Автореферат разослан " 7 " сентября 1970г.

Защита диссертации состоится

**17 февраля 1971г**

на заседании Совета автотракторного и механико-технологического факультетов Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (г. Челябинск - 44, проспект им. В.И. Ленина, 76).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета -  
кандидат технических наук, доцент *Харин* /С.Ф. ХАРИН/

## ПЕРЕЧЕНЬ ПРИНЯТЫХ ОБЪЕЗНАЧЕНИЙ

- $G$  - вес эксплуатационный, кг;  
 $R_{кр}$  - расчетное свободное тяговое усилие, кг;  
 $R_k$  - касательная сила тяги, кг;  
 $N_n$  - номинальная мощность двигателя, л.с.;  
 $N_{уд} = N_n/G$  - удельная мощность, л.с./кг;  
 $M_d$  - крутящий момент двигателя, кгм;  
 $M_n$  - номинальный крутящий момент двигателя, кгм;  
 $M_c$  - момент сопротивления агрегата, приведенный к ведущему валу коробки передач, кгм;  
 $\alpha_{mn} = M_d/M_n$  - коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту;  
 $\eta_m$  - к.п.д. трансмиссии;  
 $\eta$  - тяговый к.п.д.;  
 $\varphi = R_{кр}/G$  - расчетная удельная сила тяги;  
 $\varphi_{оп}$  - оптимальная удельная сила тяги агрегата;  
 $\varphi_{\eta}$  - удельная сила тяги при максимальном тяговом к.п.д.;  
 $\gamma_{max}$  - коэффициент сцепления, соответствующий буксованию на месте;  
 $\delta$  - буксование движителя;  
 $\lambda_a = G_a/G_t$  - коэффициент эксплуатационного веса агрегата;  
 $f$  - коэффициент сопротивления движению;  
 $f_{доп}$  - дополнительный коэффициент сопротивления движению агрегата при разработке грунта;  
 $i_{тр}$  - передаточное число трансмиссии;  
 $r_k$  - радиус ведущего колеса, м;  
 $n_n$  - номинальная скорость вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;  
 $n$  - скорость вращения коленчатого вала двигателя в рабочем режиме, об/мин;  
 $n_p$  и  $n_{хх}$  - число оборотов ведущих колес в период рабочего и холостого ходов;

х/ Обозначения в тексте, снабженные индексом "Т" относятся к параметрам трактора, "а" - агрегата (например  $G_{тн}$  и  $G_a$ )

- $n_c$  - число рабочих циклов агрегата;  
 $V_p$  и  $V_{xx}$  - расчетные скорости движения на рабочем и холостом ходах, м/сек (км/час);  
 $V_p^a$  и  $V_{xx}^a$  - действительные скорости движения на рабочем и холостом ходах, м/сек (км/час);  
 $C_o$  и  $C_{xx}$  - коэффициенты потери скорости рабочего и холостого ходов;  
 $C_p$  - коэффициент потери скорости рабочего хода из-за изменения скоростного режима работы двигателя;  
 $C_s$  - коэффициент потери скорости из-за буксования двигателя;  
 $C$  - плотность грунта по ударнику ДорНИИ;  
 $\gamma$  - объёмный вес грунта, кг/м<sup>3</sup>;  
 $K$  - удельное сопротивление грунта резанию, кг/м<sup>2</sup>;  
 $W$  - относительная влажность грунта, %;  
 $M_B$  - коэффициент, учитывающий сопротивление перемещению призмы волочения бульдозером;  
 $\Pi$  - производительность агрегата, м<sup>3</sup>/час;  
 $V_{разр}$  и  $V_{пер}$  - объём разработанного и перемещенного грунта, м<sup>3</sup>;  
 $q$  - объём призмы волочения, м<sup>3</sup>;  
 $Q$  - расход топлива за опыт (за вычетом расхода при нетехнологических простоях), кг;  
 $q$  - удельный расход топлива, кг/м<sup>3</sup>;  
 $l_n$  - длина разрабатываемого участка, м;  
 $l_p$  и  $l_{xx}$  - длина пути рабочего и холостого ходов, м;  
 $T_p$  - время, затраченное на разработку травшеи (без нетехнологических простоев), сек;  
 $T$  - время одного цикла, сек;  
 $t_p$  и  $t_{xx}$  - время рабочего и холостого ходов, сек;  
 $t_{пп}$  - время, затраченное на переключение передач и маневрирование, сек.

## ВВЕДЕНИЕ

XXIII съезд КПСС и последующие Пленумы ЦК КПСС поставили задачу обеспечения высоких темпов роста всех отраслей народного хозяйства нашей страны.

Реализация намеченных планов связана с выполнением значительного объема земляных работ, который к 1980г. составит 24-26 млрд. кубометров - в 5,8 раза больше по сравнению с 1958г.

Большую долю этих работ производят землеройные агрегаты на базе гусеничных тракторов. Высокая эффективность предопределила их широкое распространение на строительстве каналов, гидроэлектростанций, шоссе и железных дорог, при добыче полезных ископаемых, на сооружении различных промышленных объектов, при прокладке нефте- и газопроводов.

Одним из основных направлений увеличения производительности машинно-тракторных агрегатов является увеличение их энергонасыщенности, в связи с чем большое значение приобретает вопрос правильного выбора основных параметров трактора: тягового усилия и скорости движения на рабочей передаче.

В результате теоретического и экспериментального исследований, выполненных в настоящей диссертации, получены зависимости производительности землеройного агрегата от основных параметров базового трактора. Эти зависимости позволили определить оптимальные тяговые усилия, при которых достигается максимальная производительность агрегата.

На основании результатов исследований даны рекомендации по улучшению параметров тяговых характеристик выпускаемых в настоящее время гусеничных промышленных тракторов.

### ГЛАВА I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Разработке методов определения оптимальных параметров тракторов, агрегируемых с сельскохозяйственными машинами и орудиями, посвящены труды Г.Ф.Алхимова, В.И.Анохина, В.Н.Болтинского, В.И.Виноградова, В.В.Гуськова, С.И.Иофинова, В.В.Кацгина, Ю.К.Куртбая, Е.Д.Львова, В.И.Минина, А.П.Парфенова, И.П.Подканова,

В.И.Саяпина, Б.С. Свирщевского, М.П.Сергеева, А.Г.Соловейчика, И.И.Треневенкова, Е.М.Харитончика, Д.А.Чудакова и других ученых.

Установлено, что наибольшая эффективность сельскохозяйственных агрегатов, в которых гусеничный трактор используется в качестве тяговой машины, достигается, например, на стерне при удельных тяговых усилиях  $\varphi_T = 0,4-0,7$ , когда тяговый к.п.д. трактора имеет значение не ниже  $0,9\eta_T^{\max}$ . Близкий к этому диапазон рабочих тяговых усилий принят в качестве основного при построении типоразмерного ряда сельскохозяйственных тракторов в СССР. Оптимальные тяговые усилия реализованы в конструкциях серийно выпускаемых машин.

Ряд особенностей работы землеройных агрегатов (циклический характер технологических процессов, большой вес навесных орудий, широкий диапазон грунтовых условий и др.) не позволяет, без существенных уточнений, применить к тракторам промышленного назначения методику, разработанную для сельскохозяйственных тракторов.

Работы по выбору параметров базовых тракторов для землеройных агрегатов выполнены К.А.Артемовым, В.И.Баловневым, И.П.Бародачевым, А.А.Бромбергом, Ю.Б.Дейнего, Н.Г.Домбровский, А.Н.Зелениным, И.С.Ковьяровым, И.П.Керовым, Б.М.Повиным, А.З.Шарцем, А.А.Яркиным и другими.

Имеющиеся рекомендации, основанные на анализе лучших выполненных конструкций тракторов, относятся, в основном, к выбору максимального тягового усилия, которое многими авторами принимается за основное рабочее. Вместе с тем экспериментально установлено, что в ряде случаев работа на передаче с максимальным тяговым усилием приводит к заметному снижению производительности.

В связи с этим задачи настоящего исследования формулируются следующим образом.

1. Установить зависимость производительности землеройного агрегата от основных параметров базового трактора.
2. Определить оптимальные значения тяговых усилий при работе землеройных агрегатов в различных грунтовых условиях.

3. Выявить возможности повышения производительности землеройных агрегатов на базе гусеничного трактора за счет улучшения его тяговой характеристики.

4. Исследовать возможности повышения производительности агрегата при неизменном значении тягового усилия на рабочей передаче.

Поскольку наиболее массовым землеройным агрегатом, в котором достаточно полно проявляется особенности работы промышленного трактора, является бульдозер, решение поставленных задач выполнено применительно к этому агрегату.

## ГЛАВА II. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ АГРЕГАТОВ

Производительность землеройного агрегата, работающего в циклическом режиме, описывается известной формулой:

$$\Pi = 3600 \frac{q}{T} \quad (1)$$

На основании анализа тягового баланса бульдозера и структуры его технологического цикла получены формулы для определения объема приемы волочения

$$q_f = \left\{ x_{\text{мин}} f_a - [f_a (1 - x_{\text{мин}}) + f_{\text{агон}}] \right\} \frac{1 - \exp\left(-\frac{M_{\text{б}} \gamma \ell_n}{K}\right)}{M_{\text{б}} \gamma} G_a \quad (2)$$

и времени цикла

$$T = t_p \left[ \frac{f_a + f_a}{75 N_{\text{агг}} \eta_m C_p (1 - \delta)} + \frac{1}{V_{\text{хх}} C_{\text{хх}}} \right] \quad (3)$$

в зависимости от параметров трактора и его тягово-цепных свойств.

При выводе (2) принято, что размеры отвала бульдозера позволяют полностью использовать потенциальные возможности агрегата.



С помощью (2) и (3) производительность бульдозера записывается в виде:

$$\Pi = 3600 \frac{\left[1 - \exp\left(-\frac{M_B \delta \ell_n}{K}\right)\right] \left\{ \alpha_{mn} \varphi_a - [f_a(1 - \alpha_{mn}) + f_{a0n}] \right\} G_a V_{xx} C_{xx}}{C_p M_B \delta \left[ 1 + \frac{(\varphi_a + f_a) V_{xx} C_{xx}}{75 N_{aуд} \eta_m C_p (1 - \delta)} \right]} \quad (4)$$

Из (4) можно выделить множитель:

$$K_n = \left\{ \alpha_{mn} \varphi_a - [f_a(1 - \alpha_{mn}) + f_{a0n}] \right\} \frac{V_{xx} C_{xx}}{1 + \frac{(\varphi_a + f_a) V_{xx} C_{xx}}{75 N_{aуд} \eta_m C_p (1 - \delta)}}, \quad (5)$$

который, при прочих равных условиях, характеризует удельную производительность агрегата ( $\frac{\text{м}^3/\text{час}}{\text{кг}}$ ).

Для определения с помощью (5) оптимальных тяговых усилий найдена формула:

$$\varphi = \varphi_{\max} \left[ 1 - (1 - \delta) \exp(\alpha \delta) \right], \quad (6)$$

позволяющая достаточно точно описать экспериментальные зависимости буксования от удельной силы тяги трактора и удовлетворяющая ряду дополнительных требований (условия на границах, минимальное количество эмпирических коэффициентов -  $\varphi_{\max}$  и  $\alpha$ , общая функциональная связь во всем интервале  $\delta$  и некоторые другие).

Примеры результатов обработки экспериментальных данных по формуле (6) представлены на рис. 1.

По известной формуле

$$\eta_a = \eta_m \frac{\varphi_a}{\varphi_a + f_a} (1 - \delta) \quad (7)$$

и по (5) построены зависимости тягового к.п.д. агрегата  $\eta_a$  и коэффициента  $K_n$  от расчетной удельной силы тяги  $\varphi_a$  в точностью 0,005 определены значения  $\varphi_{\eta a}$  и  $\varphi_{K n}$ .

Расчеты выполнены на ЭЦМ "Наири" при исходных данных:

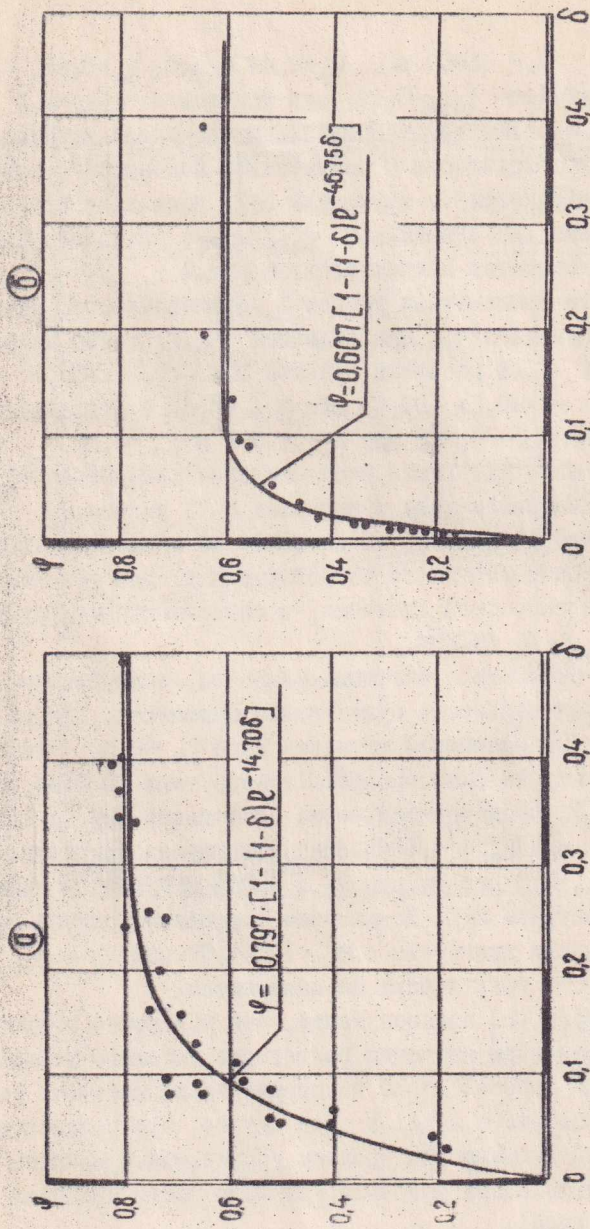


Рис. 1. Зависимость удельной силы тяги от буксования гусеничных тракторов с полужесткой подвеской:  
 а - однолетная валежь (трактор Т-130)  
 б - поле, подготовленное под посев (трактор Т-100М)

$N_n = 160$  л.с.,  $G_a = 16000$  кг,  $V_{кх} = 2,44$  м/сек,  $\eta_m = 0,87$ ,  $C_p = 0,9$ ,  
 $C_{кх} = 0,97$ ,  $f_a = 0,1$  и  $f_{адоп} = 0,12$ , для грунтов с  $\varphi_{max} = 0,9$  и  
 $\varphi_{max} = 0,6$  (что соответствует предельным значениям коэффициен-  
тов сцепления для тракторов с полужесткой подвеской) с разными  
значениями коэффициента  $\alpha$  в формуле (6), поскольку протекание  
кривых буксования для одинаковых  $\varphi_{max}$  весьма различно. Пример  
полученных зависимостей представлен на рис. 2.

В результате выполненных расчетов установлено, что оптималь-  
ная удельная сила тяги  $\varphi_{кп}$  при заданном  $\varphi_{max}$ , слабо зависит  
от коэффициента  $\alpha$  (в расчетах принято  $\alpha = -10,0 \div -30,0$  для  
 $\varphi_{max} = 0,9$  и  $\alpha = -30,0 \div -60,0$  для  $\varphi_{max} = 0,6$ ) и отклоняется от  
средних значений  $\varphi_{кп} = 0,825$  при  $\varphi_{max} = 0,9$  и  $\varphi_{кп} = 0,58$  при  
 $\varphi_{max} = 0,6$  не более 3%. Также несущественно изменяется  $\varphi_{кп}$  и  
при скоростях холостого хода в пределах 5-15 км/час.

Удельное тяговое усилие, оптимальное по производительности,  
не совпадает с оптимальным по тяговому к.п.д. Для принятых в  
настоящее время скоростей движения, в зависимости от грунта,  $\varphi_{кп}$   
превосходит  $\varphi_a$  на 13-25%.

При работе агрегата с тяговыми усилиями, отличными от опти-  
мальных, производительность существенно снижается. Так, на грун-  
те с  $\varphi_{max} = 0,9$  при расчетной удельной тяге  $\varphi_a = 0,52$ , что соот-  
ветствует агрегату на базе трактора класса тяги 10 Тонн (бульдоз-  
ер + рыхлитель), производительность составляет 82% от максималь-  
но возможной, а при  $\varphi_a = 1,1$  за счет недогрузки двигателя - 80%.  
На грунте с  $\varphi_{max} = 0,6$  работа при  $\varphi_a = 0,825$  приводит к снижению  
производительности на 22%. Исключение составляет случай работы  
в режиме перегрузки двигателя с  $\varepsilon_{ин} = 1,0-1,07$  при  $\varphi_a \approx \varphi_{кп}$ , когда  
производительность практически не изменяется.

Анализ формулы (5) показал также, что при росте мощности  
двигателя и неизменном значении расчетного тягового усилия на  
рабочей передаче целесообразно пропорционально мощности увеличи-  
вать скорость холостого хода. В этом случае, при реализации воз-  
росших скоростей движения на прежнем уровне, можно ожидать увели-  
чения производительности пропорционального росту мощности (ско-  
рости рабочего хода).

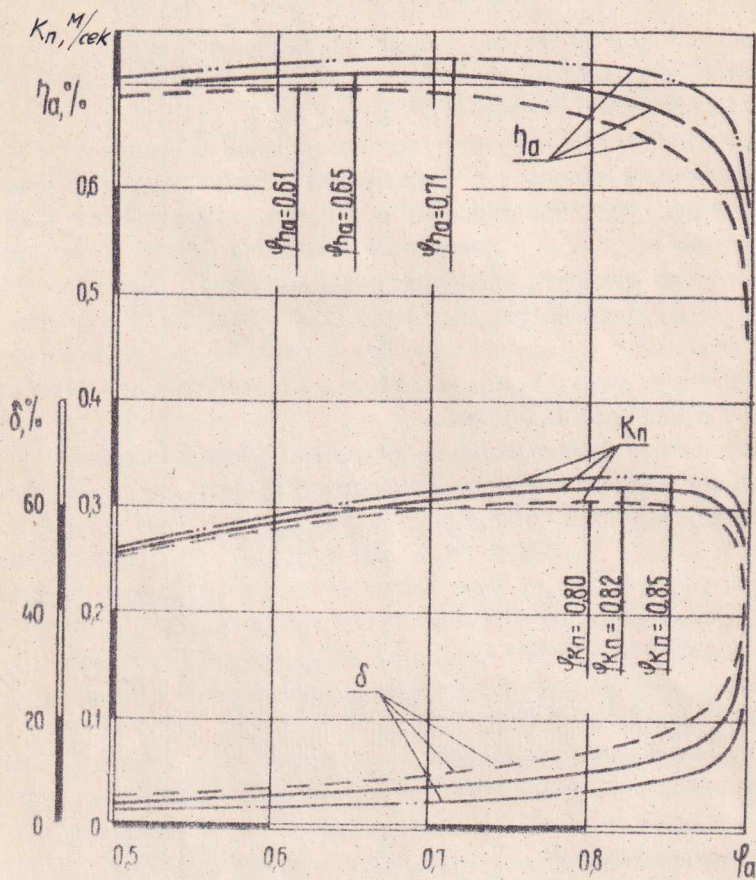


Рис. 2. Зависимость тягового к.п.д. и коэффициента удельной производительности агрегата от удельной силы тяги ( $\phi_{\max} = 0,9$ ):

- — —  $\sigma = -15,0$ ;
- — —  $\sigma = -20,0$ ;
- · - · -  $\sigma = -30,0$

## ГЛАВА III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

### Раздел I. Методика экспериментальных исследований

Поставленные задачи определили выбор экспериментальных объектов и методики исследований.

Для исследования закономерности изменения производительности бульдозерного агрегата в зависимости от тяговых усилий базового трактора был спроектирован и изготовлен экспериментальный образец трактора Т-130 с двигателем мощностью 160 л.с., тяговая характеристика которого представлена в таблице 1. Трактор укомплектован бульдозерным отвалом Д-532 длиной 3200мм с дополнительным козырьком высотой 300мм. При экспериментах по агрегатированию трактор испытывался со специально изготовленным отвалом того же профиля длиной 3600мм.

Для изучения закономерности изменения производительности бульдозерных агрегатов в зависимости от уровня энергонасыщенности использовались тракторы класса тяги 10 Тонн С-100П ( $N_H = 100$  л.с.), Т-100МП ( $N_H = 108$  л.с.) и Т-130 с двигателями мощностью 140 и 160 л.с. Рост мощности двигателей базовых тракторов сопровождался увеличением скоростей рабочего ( $V_p = 2,29 - 3,7$  км/час) и холостого ( $V_{хх} = 7,50-9,94$  км/час) ходов, а расчетные усилия на рабочей передаче оставались практически неизменными ( $P_{крт} = 9260-9500$  кг).

Для исследования параметров, характеризующих режимы работы агрегата, применена измерительная аппаратура, которая включала в себя осциллограф Н-700, усилитель ЗАНЧ-7М, преобразователь ПБП-2, токосъемник конструкции НАТИ, а также тензозвал (ведущий вал коробки передач) для замера крутящего момента и датчик скорости вращения этого вала. Для замера числа оборотов ведущих колес использовались импульсные датчики с электромеханическими счетчиками. Питание аппаратуры осуществлялось от четырех кислотных аккумуляторных батарей (24 в).

Запись процессов, характеризующих режим работы агрегата, осуществлялась на фотобумаге шириной 130мм.

Таблица 1

Параметры агрегатов на базе трактора Т-130 с двигателем мощностью 160 л.с. со стандартной и экспериментальной трансмиссиями.

Пере- дачи	Стандартная трансмиссия		Экспериментальная трансмиссия	
	Скорость движения (расчетная) - км/час	Тяговое усилие (расчетное) трактора - Р <sub>крт</sub> , кг	Скорость движе- ния (расчетная) - км/час	Тяговое усм- лие агрега- та (расчет- ное) Р <sub>кра</sub> , кг
Передний ход	I	3,70	9260	9080
	II	4,14	7540	7810
	III	5,18	6360	6180
	IV	6,10	5160	4980
	V	7,45	4050	3820
	VI	8,87	3220	2990
	VII	10,25	2650	2420
	VIII	12,22	2050	1820
Задний ход	I	3,56	9600	9870
	II	4,94	6660	6480
	III	7,19	4240	4010
	IV	9,92	2780	2550
				Р <sub>кра</sub> , кг
			2,82	15310
			2,75	12660
			3,22	10660
			3,82	8810
			4,67	6990
			5,56	5710
			6,42	4760
			7,65	3810
			8,14	10960
			4,87	7560
			6,35	4860
			8,80	3160

Регистрирующая аппаратура была установлена в передвижной лаборатории на базе автомобиля ЗИЛ-157.

Тарировка аппаратуры производилась до и после проведения опытов. Тарировочные диаграммы во всех случаях практически совпадали.

Исследования производительности агрегатов выполнены на суглинистых грунтах, характеристики которых (средние значения) приведены в таблице 2.

Таблица 2

Участок	I	II	III <sup>x/</sup>		IV	V	VI
Плотность по ударнику ДорНИИ - С	10,0	5,0	11,0	6,0	11,0	7,4	6,0
Относительная влажность - W, %	16,6	28,1	13,2	19,0	15,6	24,0	22,0
Объемный вес - $\gamma$ , кг/м <sup>3</sup>	2510	1920	2060	1860	1920	1900	1800

Производительность определялась в соответствии с рекомендациями ГОСТ 10792-64 "Бульдозеры тракторные для земляных работ. Методы испытаний".

В ходе каждого опыта измерялись: объем разработанного и перемещенного грунта, длина и время элементов каждого рабочего цикла, количество израсходованного топлива.

По результатам измерений определялись производительность  $P_n$  и  $P_r$ , объем призмы волочения  $q_n$  и  $q_r$ , скорости движения  $V_p^g$  и  $V_{xx}^g$ , коэффициенты потери скорости  $C_o$  и  $C_{xx}$ , удельный расход топлива  $q_n$  и  $q_r$ :

x/ Участок III характерен тем, что на нем имеются два четко выраженных горизонта: до глубины 0,75 м плотность составляла 10-12 ударов, а на остальной глубине до дна траншеи - 5-7 ударов.

$$\Pi_n = 3600 \frac{V_{\text{пер}}}{T_P}, \quad \Pi_P = 3600 \frac{V_{\text{разр}}}{T_P - \sum t_{\text{пн}}}, \quad Q_n = \frac{V_{\text{пер}}}{\Pi_n}, \quad Q_P = \frac{V_{\text{разр}}}{\Pi_P}$$

$$V_P^g = \frac{\sum l_P}{\sum t_P}, \quad V_{\text{хх}}^g = \frac{\sum l_P}{\sum t_{\text{хх}}}, \quad C_o = \frac{V_P^g}{V_P}, \quad C_{\text{хх}} = \frac{V_{\text{хх}}^g}{V_{\text{хх}}}, \quad g_n = \frac{Q}{\Pi_n}, \quad g_P = \frac{Q}{\Pi_P}$$

Ошибки измерений оценивались следующими величинами: производительности - 2,41%, объёма призмы волочения - 1,22%, скорости - 3,6%.

Опыты по изучению режимов работы агрегата проводились на участках I и II на различных передачах с имитацией набора и транспортировки грунта (без выезда на кавальер). В ходе этих опытов измерялись момент сопротивления агрегата, приведенный к ведущему валу коробки передач -  $M_c$ , скорость вращения этого вала -  $n$ , число оборотов ведущих колес при рабочем ходе и откате -  $n_P$  и  $n_{\text{хх}}$ , время прохождения мерного участка пути -  $t_P$ .

По результатам измерений определялись средние значения  $\bar{M}_c = \bar{M}_g$ ,  $\bar{P}_k$  и  $\bar{n}$ , средние квадратичные отклонения  $\sigma_{M_c}$  и  $\sigma_n$ , величина коэффициентов потери скорости  $C_o$ ,  $C_P$  и  $C_\delta$ :

$$\bar{P}_k = \frac{\bar{M}_g i_{\text{тр}} \eta_m}{z_k}, \quad C_P = \frac{\bar{n}}{n}, \quad C_\delta = \frac{C_o}{C_P} \quad \text{и} \quad C_\delta = \frac{n_{\text{хх}}}{n}$$

Ошибка измерений  $M_c$  не превышала 4,66%, а  $n$  - 3,06%.

## Раздел 2. Результаты экспериментальных исследований

В результате экспериментальных исследований получены зависимости объёма призмы волочения от расчетных тяговых усилий, представленные на рис.3, из которых видно, что возрастание тягового усилия вызывает пропорциональное увеличение объёма призмы волочения. Это увеличение происходит до определенного предела, после которого объём призмы не изменяется. Происходит так называемое "насыщение", причиной которого являются недостаточные размеры отвала бульдозера. Насыщение или ограничение по



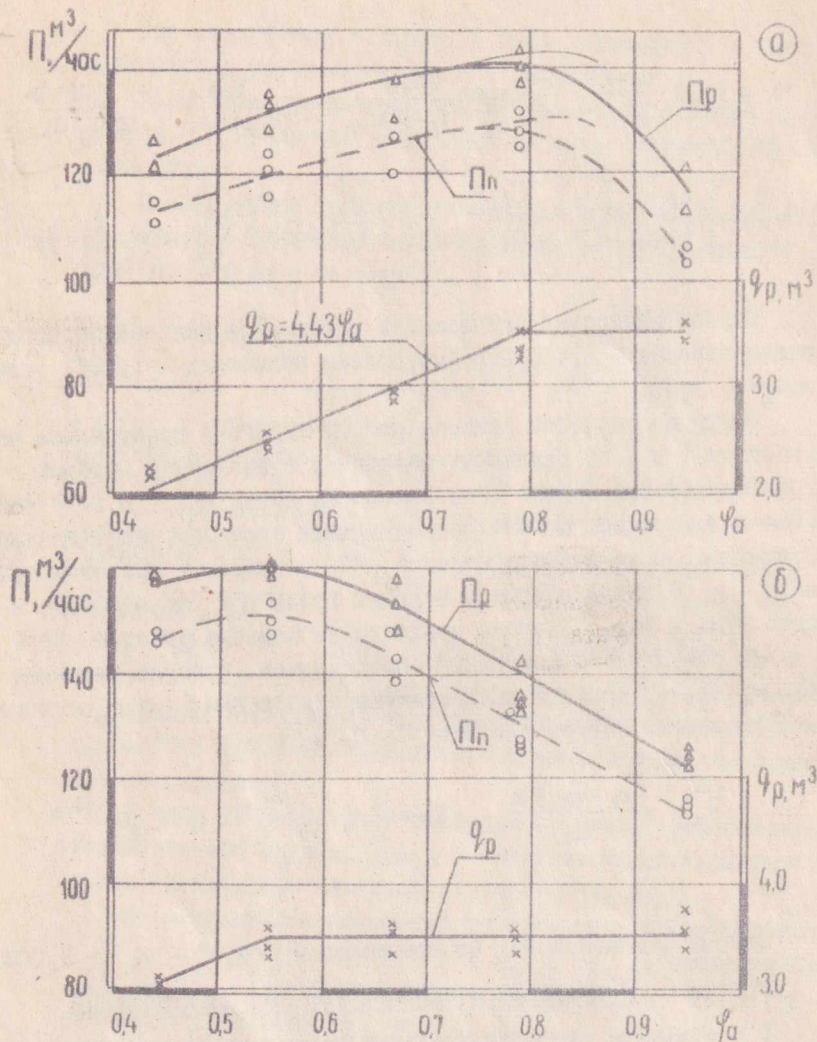


Рис. 3. Зависимость производительности и объёма работы бульдозера от расчетной удельной силы тяги (длина отвала 3200мм):

а - плотный грунт; б - слабый грунт

рабочему органу наступает для отвала длиной 3200мм на плотном грунте<sup>X/</sup> при  $\varphi_{\alpha} = 0,79$ , а на слабом - при  $\varphi_{\alpha} = 0,55$ . То, что ограничивающим является рабочий орган, подтверждается характером работы двигателя, который большую часть времени при указанных тяговых усилиях работает в зоне перегрузки. На плотном грунте суммарная частота скорости вращения коленчатого вала двигателя в этой зоне при  $\varphi_{\alpha} = 0,79$  составляет 0,763, на слабом при  $\varphi_{\alpha} = 0,55-0,558$ . Таким образом ограничение по рабочему органу на обоих грунтах наступает раньше, чем по сцеплению. Это подтверждается также ростом объема приемы волочения и увеличением часового расхода топлива при работе на слабом грунте с отвалом длиной 3600мм.

В таблице 3 и на рис.3 представлены данные по производительности агрегатов ( $\text{м}^3/\text{час}$ ), а на рис. 4 - значения коэффициента относительной производительности:

$$K_{\text{оп}} = \frac{P_{\text{н}\varphi_i}}{P_{\text{нmax}}} \quad (8)$$

в зависимости от расчетной удельной силы тяги.

Из данных таблиц 3 и рис. 3 и 4 следует, что производительность, как функция тягового усилия, на участках I и II имеет четко выраженный максимум. Наибольшая величина производительности достигается на слабом грунте при  $\varphi_{\alpha} = 0,55$  ( $P_{\text{н}} = 150 \text{ м}^3/\text{час}$ ,  $P_{\text{р}} = 160,3 \text{ м}^3/\text{час}$ ), на плотном - при  $\varphi_{\alpha} = 0,79$  ( $P_{\text{н}} = 128 \text{ м}^3/\text{час}$ ,  $P_{\text{р}} = 141 \text{ м}^3/\text{час}$ ).

При работе с тяговыми усилиями, отличными от указанных выше, производительность существенно снижается. Так, на слабом грунте при работе с  $\varphi_{\alpha} = 0,79$  производительность составляет  $P_{\text{н}} = 0,856 \times P_{\text{нmax}}$ , на плотном - увеличение удельной силы тяги до  $\varphi_{\alpha} = 0,95$  приводит к уменьшению производительности до 81,6%, от  $P_{\text{нmax}}$ , а при  $\varphi_{\alpha} = 0,44$  - до 68,3%.

В опытах с отвалом длиной 3600мм на участке II производительность возросла на 13,2%, а тяговое усилие при максимальной производительности - на 22%.

На участке III наибольшая производительность агрегата получается на слабом грунте на участке I - будем называть "плотный, II - "слабый" и III - "смазаный".

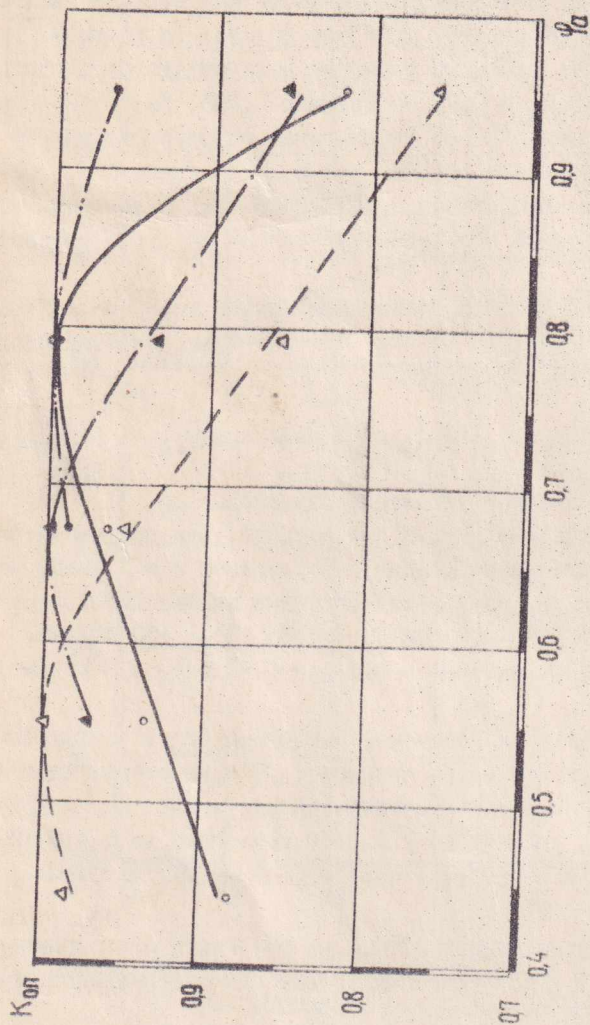


Рис. 4. Зависимость коэффициента относительной производительности от расчетной удельной силы тяги:

- плотный грунт; —△— слабый грунт (длина отвала 320мм);
- смешанный грунт; —▲— слабый грунт (длина отвала 360мм)

Таблица 8

Расчетная удельная сила тяги - $\varphi_a$		0,44	0,55	0,67	0,79	0,95		
Плотный грунт (участок I)		$\Pi_n$	113,0	120,0	123,5	128,0	104,5	
		$\Pi_p$	123,9	131,2	134,3	141,0	116,8	
Слабый грунт (участок II)	Длина отвала	3200мм	$\Pi_n$	147,0	150,0	149,0	128,5	115,0
			$\Pi_p$	158,6	160,3	158,7	137,3	123,3
	3600мм	$\Pi_n$	-	166,0	170,0	158,0	146,0	
		$\Pi_p$	-	174,0	181,2	168,7	158,0	
Смешанный грунт (участок III)		$\Pi_n$	-	-	113,7	115,0	110,0	
		$\Pi_p$	-	-	125,3	125,7	120,0	

на при  $\varphi_a = 0,79$  ( $\Pi_n = 115,0$  м<sup>3</sup>/час,  $\Pi_p = 125,7$  м<sup>3</sup>/час). Однако максимум выражен здесь весьма нечетко. Так при  $\varphi_a = 0,95$   $\Pi_n = 0,956 \Pi_{nmax}$ , а при  $\varphi_a = 0,67$  -  $\Pi_n = 0,988 \Pi_{nmax}$ , т.е. наблюдается практически постоянная производительность в широком диапазоне тяговых усилий. Это явление объясняется тем, что определенное тяговое усилие, будучи оптимальным для грунта одной плотности, переводит агрегат в неоптимальный режим на участке с другой плотностью.

Результаты экспериментов позволяют произвести проверку зависимостей (4) и (5), полученных при теоретическом анализе.

Поскольку эти зависимости справедливы лишь при отсутствии ограничений по рабочему органу и сцеплению гусеничного движителя с грунтом, рассмотрим результаты опытов на плотном грунте с  $\varphi_a \leq 0,79$ .

При теоретическом исследовании и определении оптимальных тяговых усилий мы полагаем коэффициент пропорциональности

$$A = \frac{1 - \exp\left(-\frac{M_{\text{Б}} \delta v_{\text{н}}}{K}\right)}{v_{\text{P}} M_{\text{Б}} \gamma} \quad (9)$$

в формуле (4) неизменным. Проверим это положение (постоянство коэффициента  $A$  будет служить также подтверждением правильности формул (4) и (5)).

В таблице 4 представлены средние значения коэффициента  $K_{\text{п}}$  при работе агрегата на плотном грунте, вычисленные по формуле (5), а также коэффициента  $A$ , подсчитанные, исходя из фактически полученной производительности (таблица 3):

$$A(3,6 \cdot 10^3) = \frac{P_{\text{P}}}{K_{\text{п}} G_{\alpha}} \quad (10)$$

Таблица 4

Расчетное значение удельной силы тяги $-\varphi_{\alpha}$		0,44	0,55	0,67	0,79
По фактическим скоростям движения женьши	$K_{\text{п}}, \text{ м/сек}$	0,316	0,349	0,355	0,357
	$A(3,6 \cdot 10^3), \text{ м}^2/\text{кг}$	0,0244	0,0239	0,0236	0,0246
По средним значениям скорости $S_{\text{о}}$ и $S_{\text{хх}}$	$K_{\text{п}}, \text{ м/сек}$	0,291	0,317	0,338	0,355
	$A(3,6 \cdot 10^3), \text{ м}^2/\text{кг}$	0,0264	0,0258	0,0248	0,0247

Из таблицы 4 следует, что коэффициент пропорциональности  $A$  меняется незначительно, отклоняясь от средней величины не более 2,08%, когда расчет выполнен, исходя из фактических скоростей движения, и 3,94% - при вычислениях по средним значениям коэффициентов потери скорости  $S_{\text{о}}$  и  $S_{\text{хх}}$ .

Полученные результаты также свидетельствуют о том, что в диапазоне скоростей движения  $V_p^g = 2,0-3,7$  км/час ( $V_p = 2,75-4,7$  км/час) влияние скорости и площади сечения стружки реза-ния на удельное сопротивление копанью грунта незначительно. Это оправдывает допущения  $K=Const$  и  $M_B=Const$  и согласуется с результатами лабораторных исследований Н.Г. Домбровского, А.Н. Зеленина, Г.И. Клиопа, А.А. Яркина и др.

Подтвердив правильность формулы (5), можем с ее помощью оценить значения оптимальных тяговых усилий.

Удельная сила тяги  $\varphi_\alpha = 0,95$  на этом грунте близка к пределу по сцеплению, т.к. средние за рабочий ход потери скорости из-за буксования достаточно велики ( $C_8 = 0,67-0,72$ ), а в период набора приемы имело место буксование вплоть до срыва грунта. Поскольку теоретическими расчетами по формуле (5) установлено, что для плотных грунтов  $\varphi_{кп} \approx 0,9\varphi_{max}$ , а расчетная удельная сила тяги  $\varphi_\alpha = 0,79$  не является предельной для данного грунта, оптимальное значение удельной силы тяги можно оценить следующими границами:  $0,79 < \varphi_\alpha \leq 0,85$ . Это достаточно близко к определенному теоретически значению  $\varphi_{кп}^{max} = 0,825$ .

В результате экспериментов установлено, что при работе с тяговыми усилиями, близкими к оптимальным, удельный расход топлива имеет тенденцию к снижению. Так, например, на плотном грунте минимальный удельный расход топлива  $q_p = 161$  г/м<sup>3</sup> зафиксирован на второй передаче ( $\varphi_\alpha = 0,79$ ), где получена наибольшая производительность.

В таблице 5 представлены данные по производительности бульдозерных агрегатов на базе тракторов класса тяги 10 Тонн с различной энергонасыщенностью.

Из приведенных данных следует, что производительность бульдозера на тракторе Т-130 с двигателем мощностью 140 л.с. возросла по сравнению с агрегатами на базе тракторов С-100 и Т-100М пропорционально мощности. Несколько больший рост производительности агрегата на базе трактора Т-130 при повышении его мощности до 100 л.с. объясняется, по-видимому, увеличенным приведенным моментом инерции маховика и ведущих деталей муфты сцепления. По этой причине средняя нагрузка двигателя возросла на 11%, а

Таблица 5

Участок	Марка трактора	Номинальная мощность двигателя (при опытах) $N_n$ , л.с.	Производительность $P_n$ , $m^3/час$	Объем призма волочения $Q_{Vn}$ , $m^3$	Отношения:	
					мощностей двигателей	производительности
IV	G-100П	108,8	78,0	2,61	1,0	1,0
	T-130	138,5	104,0	2,60	1,34	1,34
V	T-100МП	111,5	95,0	2,70	1,0	1,0
	T-130	139,5	116,0	2,52	1,25	1,22
VI	T-130	139,5	116,5	3,0	1,0	1,0
	T-130	160,2	140,5	3,2	1,15	1,205

призма волочения с 3,0 до 3,2  $m^3$  (в остальных случаях призма волочения оставалась практически неизменной).

Таким образом эти эксперименты подтвердили положение о целесообразности пропорционального увеличения скоростей рабочего и холостого ходов в случае роста энергонасыщенности трактора при неизменном значении тягового усилия на рабочей передаче.

#### ГЛАВА IV. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Найденные в результате теоретического анализа и проведенных экспериментов оптимальные значения тяговых усилий могут быть использованы для решения практических задач, связанных с определением рабочего диапазона и построением тяговой характеристики трактора, агрегатируемого с землеройными орудиями.

Рабочий диапазон тяговых усилий можно расположить между удельной силой тяги  $\varphi_T^{\max}$ , оптимальной для наиболее тяжелого агрегата с  $A_a^{\max}$  при использовании его на плотном грунте, и силой тяги  $\varphi_T^{\min}$ , оптимальной для наиболее легкого агрегата с  $A_a^{\min}$  на слабых грунтах:

$$D_p = \frac{F_T^{\max}}{F_T^{\min}} = \frac{\lambda_a^{\max} (\varphi_a^{\max} + f_a) - f_T}{\lambda_a^{\min} (\varphi_a^{\min} + f_a) - f_T} \quad (11)$$

На рис.5 приведен график, построенный по формуле (11), с помощью которого можно определить значения и диапазон удельных сил тяги трактора для агрегатов с различной величиной коэффициента эксплуатационного веса  $\lambda_a$ .

В таблице 6 приведены существующие тяговые усилия промышленных тракторов и рекомендуемые на основании результатов настоящего исследования.

Таблица 6

Передачи	Т-4П		Т-130		Т-180	
	Тяговые усилия трактора (расчетное) - $P_{крт}$ , кг					
	Рекомендуемое	Существующее	Рекомендуемое	Существующее	Рекомендуемое	Существующее
I	9640	-	14950	-	17730	-
II	7900	-	12380	-	14250	13820
III	6420	6025	10200	9260	11400	-
IV	5200	5075	8350	7540	9050	7870

При расчетах за наиболее тяжелый агрегат принят трактор, укомплектованный бульдозерным оборудованием и рыхлителем, а за наиболее легкий - трактор, приспособленный для работы с прицепными машинами. Выбор количества передач в установленном диапазоне обеспечивает минимальную загрузку двигателя по крутящему моменту в пределах  $\alpha_{min} = 0,81-0,83$  (по Д.А.Чудзкову).

Тяговый диапазон, показанный в таблице 6 и на рис.5, охватывает зону рабочих передач на основных видах землеройных работ. Полный же диапазон тяговых усилий (и скоростей движения) должен назначаться в более широких пределах, исходя из необходимости обеспечения универсальности трактора.



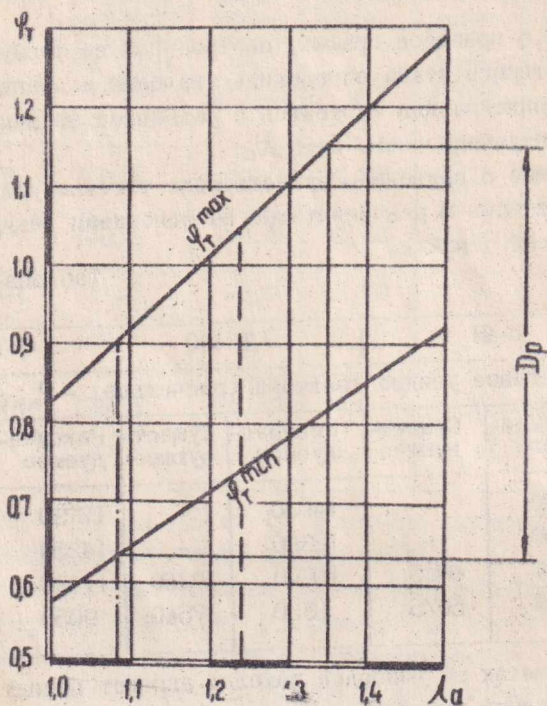


Рис. 5. Зависимость оптимальных значений расчётной удельной силы тяги трактора от коэффициента эксплуатационного веса агрегата.

- |           |                     |                          |
|-----------|---------------------|--------------------------|
| —         | Бульдозер+рыхлитель | } на базе трактора Т-130 |
| - - -     | Бульдозер           |                          |
| - · - · - | Прицепной агрегат   |                          |

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований разработана методика определения производительности землеройного агрегата в зависимости от основных параметров гусеничного трактора.

Найдены оптимальные значения удельных тяговых усилий гусеничного промышленного трактора с полужесткой подвеской  $\varphi_T \approx 0,63-1,15$ , что существенно отличается от тяговых усилий, рекомендуемых для тракторов сельскохозяйственного назначения —  $\varphi_T = 0,4-0,7$ .

Улучшение тяговой характеристики и агрегатирования трактора Т-130 в соответствии с рекомендациями, выработанными в диссертации, позволяет увеличить производительность бульдозерного агрегата до 14-18% при той же мощности двигателя и обеспечивает экономический эффект от годового выпуска тракторов 12,8 млн.руб. в год.

Улучшение тяговых характеристик тракторов Т-4П и Т-180 в соответствии с таблицей 6 также может дать существенный эффект.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах.

1. Результаты испытаний нового гусеничного трактора Т-130 (соавтор М.В.Яковлев). "Тракторы и сельхозмашины", 1962, №5.
2. Шасси мощных зарубежных тракторов (соавторы М.И.Злотник и И.С.Кавьяров). ЦИТИАМ, 1963.
3. О выборе рабочих передач промышленных тракторов (соавторы М.И.Злотник, И.С.Кавьяров, Б.М.Позин). "Тракторы и сельхозмашины", 1969, № 1.
4. Результаты испытаний бульдозера на базе трактора класса тяги 10 Тонн Т-130 с двигателем мощностью 160 л.с. (соавторы О.В.Малофеев и М.В.Яковлев). "Строительные и дорожные машины", 1969, № 3.
5. Использование сельскохозяйственных гусеничных тракторов высокой энергонасыщенности на землеройных работах (соавторы И.С.Кавьяров, Б.М.Позин). "Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства", 1970, № 1.

6. Гусеничный трактор (соавторы Ю.И.Данилов, И.С.Кавьяров и др.). Свидетельство на промышленный образец, № 626 от 31.III - 1969.

7. Определение оптимальных значений тяговых усилий и удельной мощности гусеничных тракторов промышленного назначения (соавтор Б.М.Позин). Сборник докладов на межвузовской конференции в БПИ (в печати).

8. Исследования производительности бульдозерного агрегата с различными значениями расчетных тяговых усилий на рабочих передачах (соавторы Н.Г.Лубимова, Б.М.Позин, Г.С.Сартаков). Сборник "Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей", Челябинск, Южно-Уральское издательство (в печати).

9. Рациональные пути реализации мощности промышленных гусеничных тракторов (соавтор Позин Б.М.). Сборник "Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей", Челябинск, Южно-Уральское издательство (в печати).

Результаты работы доложены на:

1. Межвузовской научной конференции по расчету и проектированию трансмиссии автомобилей, тракторов и тепловозов в БПИ, 1968, г.Минск (тезисы опубликованы).

2. XXVIII научно-исследовательской конференции МАДИ, 1969, г.Москва (тезисы опубликованы).

3. Научно-технической конференции ЧМЭСХ, 1969, г.Челябинск.

4. XXI и XXIII научно-технических конференциях ЧПИ, 1969-1970, г.Челябинск.

5. Технических советах ОГК ЧТЗ им.В.И.Ленина, 1968-1970, г.Челябинск.

---

ФЕО2275 - 1/УП-70г. Сдано в печать 3/УП-70г. Формат 60x90/16. Объем 1,75 печ.л.  
Оглечатано на роталпринте ЧИ. Тираж 120. Заказ № 131.