



МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
им. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

ЗЛОТНИК МИХАИЛ ИОСИФОВИЧ,  
кандидат технических наук, доцент

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ ПРИМЕНЕНИЯ  
ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ В ТРАНСМИССИЯХ ГУСЕНИЧНЫХ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы"

Автореферат  
диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

Челябинск

1975

Работа выполнена на Челябинском тракторном заводе им. В.И. Ленина и в Челябинском политехническом институте им. Ленинского комсомола.

Научный консультант - И.С. Кавьяров, генеральный конструктор по промышленным тракторам, доктор технических наук, профессор.

Официальные оппоненты:

Благонравов А.А. - доктор технических наук (г. Курган);  
Григоренко Л.В. - доктор технических наук (г. Волгоград);  
Гуськов В.В. - доктор технических наук, профессор (г. Минск).

Ведущее предприятие - Кировский завод (г. Ленинград).

Автореферат разослан " " мая 1975 года.

Защита диссертации состоится 25 июня 1975 г., в 15 часов, в аудитории 244 на заседании Совета по присуждению учёных степеней Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола (г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в работе Совета или прислать отзыв в двух экземплярах, заверенных печатью учреждения, по адресу: 454044, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, Совет по присуждению учёных степеней.

Учёный секретарь Совета

доктор технических наук, профессор

/B.V. МАТВЕЕВ/

Челябинский  
политехнический институт  
БИБЛИОТЕКА

Директивами ХХІУ съезда КПСС определена программа дальнейшего ускоренного развития народного хозяйства страны в 9-ой пятилетке.

Колоссальный объём планируемых в стране землеройных работ (24...26 млрд. кубометров в 1980 г.) предъявляет специфические требования к технике, предназначеннной для выполнения этих работ. Особая роль во вновь создаваемой технике отводится сравнительно новому классу машин - промышленным тракторам, которые при соответствующем агрегатировании рабочим оборудованием обладают высокой производительностью при низкой удельной стоимости выполняемых работ.

Опыт зарубежного тракторостроения показывает, что подавляющее число выпускаемых моделей промышленных тракторов имеет в качестве силовой передачи гидромеханическую трансмиссию (ГМТ) с гидротрансформатором (ГТ). Однако публикуемые зарубежными фирмами данные носят рекламный характер и не несут научной информации.

Отечественное автомобиле - и сельхозтракторостроение накопили достаточно большой опыт, позволяющий обоснованно принимать решения по применению ГМТ в трансмиссиях этих машин. Однако многолетний опыт ЧТЗ им. В.И. Ленина показал, что опыт смежных отраслей народного хозяйства не может быть без дополнительных исследований перенесен на промышленные тракторы в силу ряда особенностей их эксплуатации.

Научно-техническая оценка влияния ГМТ на параметры промышленного трактора может базироваться на следующих основных исходных составляющих:

- оптимальном совмещении характеристик двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и ГТ для типовых условий эксплуатации;
- деформации характеристик ДВС и ГТ при неустановившихся нагрузках и выходных параметрах моторно-трансмиссионной установки (МТУ) трактора;
- влияния ГТ на прочностную надёжность и усталостную прочность деталей ДВС и ГМТ;
- тепловыделении в отдельных узлах ГМТ.

Все разработанные на сегодня методы совмещения характеристик ДВС и ГТ можно разбить на две группы: эффективное совмещение характеристик уже созданных ранее конструкций ДВС и ГТ и оптимальное совмещение характеристик созданного ранее ДВС и создаваемого специально для него ГТ с оптимальными нагрузочными свойствами.

Вопросы эффективного совмещения характеристик ДВС и ГТ в трансмиссиях автомобилей, локомотивов, транспортных машин и сельхозтракторов рассматривались в работах В.И.Анохина, А.С.Антонова, Х.Л.Брац-

лавского, Э.Ф.Выкова, Н.П.Горбунова, Л.В.Григоренко, Е.А.Дьячкова, А.В.Зотова, Д.Э.Кацельсона, В.А.Колесова, Г.И.Кутькова, Ю.Н.Лалтева, А.М.Лысова, А.Н.Нарбута, В.Н.Прокофьева, И.Ф.Семичастнова, С.И.Трушова, Ф.А.Черпака, Е.В.Шланхаке и др.

Вопросы оптимального совмещения характеристик рассматривались в работах Н.К.Куликова, Н.Н.Горбунова, В.А.Колесова, Ю.Н.Лалтева, А.Н.Нарбута, В.Н.Прокофьева, Ф.А.Черпака и др.

В подавляющем большинстве указанных исследований решалась первая задача совмещения (для агрегатов типа трактора-бульдозера) - обеспечение получения максимума мощности на турбине ГТ. Для промышленного трактора такое условие оптимизации оказывается часто недостаточным и следует решать вторую задачу совмещения (для агрегатов типа трактора-погрузчика) - обеспечение максимальной суммы средних выходных мощностей на турбине ГТ и приводе рабочих органов орудия. Кроме того, вопросы совместной работы ДВС и ГТ решались только для однопоточных передач и для установившихся режимов работы.

Вопросы влияния неустановившихся нагрузок на показатели двигателей автомобилей, экскаваторов, сельхозтракторов и ряда других машин были исследованы в работах В.И.Анохина, Е.С.Арсеньева, В.Н.Болтинского, Н.Н.Велева, Д.П.Волкова, А.Я.Гуланса, В.А.Гусятникова, С.И.Дерменёва, Е.А.Дьячкова, А.М.Лысова, В.Л.Мелешенко, В.Н.Нопова, А.Е.Свирцевского, А.М.Холодова и др. Влияние неустановившихся нагрузок на показатели гидротрансформатора в transmissionах различных машин были исследованы в работах Е.С.Арсеньева, А.К.Байдина, Я.Б.Кудрявцева, Г.Л.Кузьмина, Ю.Н.Лалтева, Е.Г.Самарина, Ф.А.Черпака, Чжуан-Цзи-де и др.

Несмотря на большое число проведенных исследований вопросы, связанные с изучением влияния неустановившихся режимов нагружения на выходные параметры ДВС и ГТ промышленного трактора, освещены в технической литературе недостаточно.

Вопросы качественной и количественной оценки влияния ГТ на нагрузкенность узлов МТУ транспортных и тяговых машин изложены в работах Б.В.Андреева, В.А.Анохина, В.И.Анохина, В.Я.Аниловича, И.Б.Барского, А.Л.Болотина, М.Н.Бренча, С.Е.Бурцева, В.А.Вавуло, А.И.Варанкина, Г.Г.Васина, Д.П.Волкова, Б.В.Гольда, Д.И.Горяшко, Д.Н.Громова, В.А.Золотухина, А.В.Зотова, В.М.Иванова, Н.С.Кабакова, А.В.Карпова, И.А.Курзеля, А.Н.Нарбута, З.Л.Сироткина, В.П.Тарасика, В.А.Чернышева, А.Д.Яганта, Н.Н.Яценко, Ди Хун-хуа и др.

Анализ всех рассмотренных работ позволяет сделать вывод о том, что вопросы количественной оценки влияния ГТ на относительную проч-

ностную надёжность и усталостную прочность элементов трансмиссии гусеничных промышленных тракторов с учётом случайности действующих нагрузок и механических характеристик прочности металла не рассматривались.

Во всех известных публикациях, посвященных вопросам применения ГТ в трансмиссиях транспортных и тяговых машин, неизменно указывается на повышенное тепловыделение в ГТ при его эксплуатации. Но несмотря на многочисленные работы (С.В.Бахмана, Х.Л.Брацлавского, Д.И.Гуруцкого, Е.А.Дьячкова, Ю.К.Есеневского-Лашкова, Д.Э.Кацнельсона, А.Д.Крюкова, В.А.Куликова, Ю.Н.Лаптева, Н.Д.Мазилова, М.С.Малинова, В.Н.Прокофьева, В.М.Тарнопольского, Е.Б.Чертока и др.) до сих пор не установилась единая точка зрения на способ определения к.п.д. ГТ. По данным разных исследователей, рекомендуемые значения  $\bar{\eta}_{\text{гр}} = 0,7 \dots 0,9$ , а это вызывает изменение исходных расчётных параметров в 3 раза со всеми вытекающими последствиями.

В работах С.И.Борисова, А.В.Зотова, В.П.Тарасика рассмотрены вопросы тепловыделения во фрикционах карьерных самосвалов и дорожных машин при совместной работе с непрозрачным ГТ. Однако ни в одной известной нам работе не рассматривается тепловыделение во фрикционе ГМТ при его совместной работе с прозрачным ГТ. Кроме того, нет проверенных рекомендаций по созданию системы охлаждения промышленного трактора для случая, когда одна система охлаждения обслуживает два тепловыделяющих узла (ДВС и ГМТ), причём тепловыделение в каждом из них происходит по своим законам.

На основании изложенного сформированы следующие основные задачи исследования:

1. Разработать методику определения оптимальных параметров МТУ с ГМТ для типовых условий эксплуатации гусеничного промышленного трактора.
2. Проанализировать влияние неустановившихся режимов нагружения, характерных для работы промышленного трактора, на деформацию характеристик ДВС и ГТ и выходные показатели МТУ.
3. Определить количественное влияние ГТ на относительную нагруженность ДВС и элементов трансмиссии гусеничного промышленного трактора с учётом случайности действующих нагрузок и механических характеристик прочности металла.
4. Разработать рациональную систему охлаждения МТУ промышленного гусеничного трактора с ГМТ на базе обоснованных расчётных значений выделяющегося тепла при типовых условиях эксплуатации.
5. На основании решения перечисленных выше задач дать научно -

техническую оценку целесообразности использования ГТ в трансмиссии гусеничного промышленного трактора.

Таким образом, целью настоящей работы является решение на уровне научного обобщения проблемы использования гидротрансформаторов в трансмиссиях промышленных тракторов с учётом требований их эксплуатации.

При планировании комплексного исследования применены методы и положения системного анализа, с помощью которых были определены минимально необходимые этапы процесса исследования, выявлены логические связи между ними и была сконструирована система, дающая решение проблемы.

В качестве основного объекта исследований выбран гусеничный трактор класса 10 тонн тяги как наиболее распространенный в отечественном промышленном строительстве\*).

Отдельные вопросы были дополнительно исследованы на ряде промышленных гусеничных тракторов других классов. На базе полученных материалов сделаны необходимые расчёты и обобщения для других классов промышленных гусеничных тракторов.

В качестве основы при выполнении теоретической и экспериментальной частей исследования принят сравнительный метод, при котором основные этапы комплексного исследования проводятся сравнительно для гусеничного трактора с двумя типами трансмиссий: механической и гидромеханической. При этом главным критерием для оценки трактора с гидромеханической трансмиссией являлись показатели трактора с механической трансмиссией.

Диссертация состоит из "Введения", восьми глав, выводов и содержит 233 стр. текста, 90 рисунков (63 стр.) и перечень литературы из 272 наименований.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МТУ ГУСЕНИЧНОГО ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

Параметры выходной характеристики МТУ во многом предопределяют производительность тракторного агрегата, формирование нагрузок при неустановившихся режимах работы, долговечность агрегатов трансмиссии, их теплонапряженность и т.д. Поскольку выходные характеристики агрегата определяются его рабочим процессом, углубленное и подробное изучение особенностей рабочего процесса должно явиться неотъемлемой частью в качестве руководителя обороны трансмиссии ОГК тр ЧТЗ им. В.И.Ленина с 1959 по 1972 г.г. принимал самое непосредственное участие в проектировании, изготовлении, сборке, а также в лабораторных исследованиях и полевых испытаниях трактора 10 т тяги с механической и гидромеханической трансмиссиями.

лемой частью решения проблемы оптимизации выходных характеристик. При оптимизации выходных характеристик МТУ рассматривалась как сложная система, состоящая из ДВС, ГТ, механической части трансмиссии и рабочего процесса.

Рассмотрим вопросы оптимизации на примере двухпоточной гидромеханической передачи (ДГМП), из которой как частный случай получается однопоточная передача.

Введенные более универсальные, чем применяемые сейчас в технической литературе, безразмерные параметры "а" и "в", позволяют систематизировать все схемы ДГМП в зависимости от распределения потоков мощности по ветвям передачи:

$$a = \frac{\omega_I}{\omega_A} \Big|_{\omega_B=0}, \quad b = \frac{\omega_I}{\omega_B} \Big|_{\omega_A=0}.$$

Здесь "а" - передаточное отношение угловых скоростей свободного (I) и ведущего (A) звеньев при заторможенном ведомом звене (B), а "в" - передаточное отношение угловых скоростей свободного и ведомого звеньев при заторможенном ведущем звене. Уравнения, устанавливающие относительные величины и направления потоков в ветвях передачи ДГМП на любом режиме работы, записываются в виде  $B_M = \frac{d}{d-1}$ ;  $B_r = \frac{1}{1-d}$  и  $d = B(a)/K_{r_i}$ ,

где  $K_{r_i}$  - коэффициент трансформации базового ГТ.

В зависимости от значений  $d$  можно рассмотреть три случая:

а)  $d \leq 0$ . Передача мощности осуществляется обеими ветвями ( $B_M > 0$  и  $B_r > 0$ ). Циркуляция мощности в замкнутом контуре передачи отсутствует.

С уменьшением модуля  $|d|$  значение  $B_r$  увеличивается и при  $d = -1$   $B_r = B_M = 0,5$ , а при  $d = 0$   $B_r = 1$  (ДГМП вырождается в однопоточную передачу).

б)  $0 < d \leq 1$ . Мощность, подводимая к ведущему валу передачи, передаётся через ГТ на ведомый вал передачи. Циркулирующая мощность загружает дополнительно ГТ ( $B_r > 1$ ) и передаётся в обратном направлении по механической ветви ( $B_M < 0$ ). При  $d \rightarrow 1$   $B_M \rightarrow \infty$ .

в)  $d > 1$ . Мощность, подводимая к ведущему валу передачи, передаётся через механическую ветвь на ведомый вал. Циркулирующая мощность загружает дополнительно механическую ветвь ( $B_M > 1$ ) и передаётся в обратном направлении по ветви ГТ ( $B_r < 0$ ). При  $d \rightarrow 1$   $B_r \rightarrow \infty$ .

Для 12 основных схем ДГМП с обычным планетарным рядом при помощи коэффициентов " $B(a)$ " введены уравнения связи параметров ДГМП с параметрами базового ГТ и проанализированы нагружающие и преобразующие свойства ДГМП.

За критерий эффективности совмещения характеристик ДВС и ДГМП принята максимальная средняя выходная мощность МТУ трактора.

#### Эффективное совмещение характеристик ДВС и ГТ

В результате проведенного анализа для случая задания момента сопротивления в виде случайной величины с параметрами распределения  $\bar{M}_B(a)$  и  $B_M = 0; 5; \dots; 30; 35$  кГм установлено, что средняя выходная мощность достигает максимума при условиях пересечения параболой, соответствующей режиму максимального к.п.д. ДГМП, кривой приведенного момента  $\bar{M}_B(a)$  моменту ДВС при максимальной мощности. Первое условие может быть обеспечено выбором соответствующего диаметра ГТ или при заданном диаметре подбором соответствующего передаточного числа согласующего редуктора. Второе условие может быть обеспечено соответствующим подбором передаточного числа последующей механической части трансмиссии. Выходные мощности МТУ с ДГМП приведены на рис. I, из которого следует, что в безциркуляционных схемах значения средних мощностей для различных значений  $B_M$  уменьшаются со 137,5 л.с. при  $B_M = 5$  кГм до 121 л.с. при  $B_M = 35$  кГм при одновременном изменении параметра "B" от значения  $B = -1,0$  до  $B \approx 0$ , т.е. при  $B_M = 35$  кГм максимальное значение выходной мощности достигается практически в однопоточной передаче. Для положительных значений параметров средняя мощность уменьшается со 142,4 л.с. при  $B_M = 5,0$  кГм и  $B = 5,0$  до 135 л.с. при  $B_M = 15$  кГм и  $B \approx 3,0$ , то есть при увеличении значений коэффициента вариации  $\psi_M = B_M / \bar{M}_B(a)$  преимущество ДГМП по сравнению с однопоточной схемой уменьшается. Общие закономерности изменения значений средней выходной мощности для передач с дифференциалом на выходе и для передач с дифференциалом на входе являются одинаковыми.

Анализ статических характеристик совместной работы ДВС и различных схем ДГМП показывает, что ряд схем передач при  $\psi_M \leq 0,2$  при правильном согласовании характеристик обеспечивает более высокие показатели по сравнению с однопоточной схемой при меньших потерях в ГТ.

В тех случаях, когда по исходным данным требуется оценить среднюю выходную мощность МТУ трактора, рекомендуются следующие выражения:

для прозрачных ГТ с прозрачностью  $\Pi_1 > 1,35$ , у которых распределение оборотов турбины аппроксимируется кривой распределения Шарлье

$$\bar{N} = B_1 \cdot \bar{n}_T + \alpha_2 \cdot \sigma^2 [\Phi(t_{\max}) - \Phi(t_{\min})], \quad (I)$$

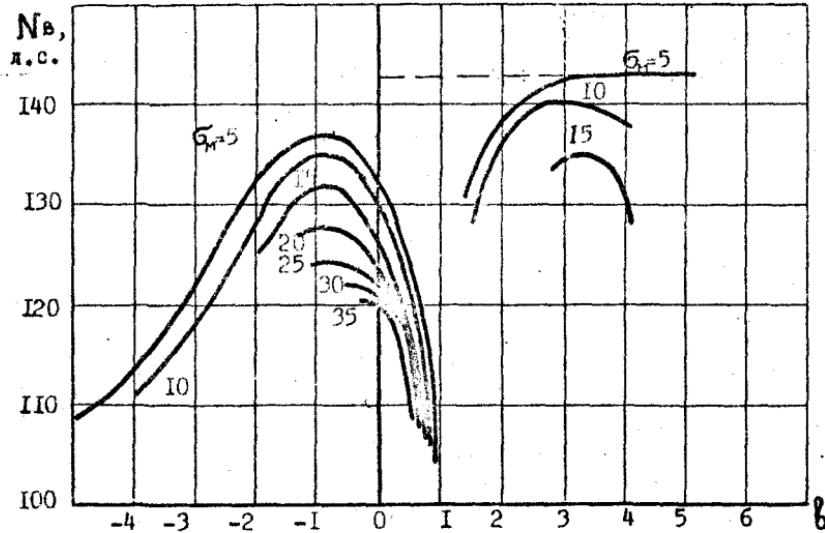


Рис. 1. Зависимость средней выходной мощности моторно-трансмиссионной установки трактора от параметров " $G_m$ " и  $G_t$

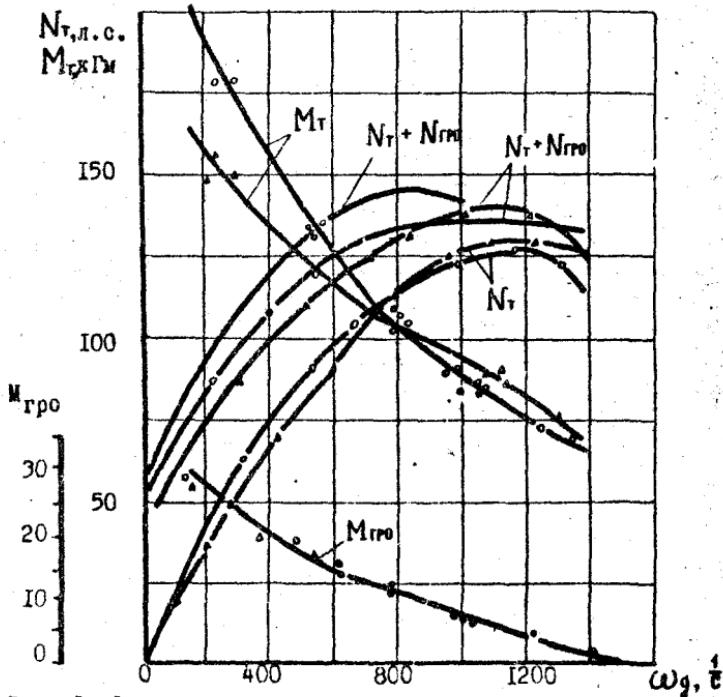


Рис. 3. Внешняя характеристика МТУ трактора Т-130 с двигателем Д-160

для малопрозрачных ГТ с прозрачностью  $\Pi_T > 1,3$ , у которых распределение оборотов турбины аппроксимируется кривой нормального распределения

$$\bar{N} = (\alpha_1 \cdot \bar{n}_T^2 + b_2 \cdot n_T + \alpha_2 \cdot \sigma^2) \cdot \phi\left(\frac{n_{Tmax} - n_{Tmin}}{2\sigma}\right). \quad (2)$$

В выражениях (1) и (2) обозначено:  $t = \frac{n_T - \bar{n}_T}{\sigma}$ ;  $\sigma$  - стандарт оборотов турбины;  $M_T = \alpha_1 \cdot t + b_1$ ;  $\alpha_2 = \alpha_1 / \sigma$ ;  $b_2 = \alpha_1 \cdot \bar{n}_T + b_1 = M_{\bar{n}_T}$ ;  $\phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{x^2}{2}} dx$  - интеграл ошибок.

Для обозначения эффективного совмещения характеристик ДВС и прозрачного ГТ получены расчётные формулы, определяющие активный диаметр ГТ.

При линейной аппроксимации коэффициента момента насосного колеса и  $M_g = M_0 + e \cdot n_g^2$

$$D_{\text{эфф}} = \sqrt[5]{\frac{M_0 + e \cdot n_g^2}{\lambda' \cdot \bar{n}_g^2}}, \quad (3)$$

где

$$n_g = \sqrt{-\frac{1}{3} \left( \frac{M_0}{e} + \frac{c}{\alpha_3} \right)}.$$

Здесь  $\alpha_3$ ,  $c$ ,  $e$  - коэффициенты, характеризующие взаимосвязь параметров МТУ.

При аппроксимации коэффициента момента  $\lambda'$  и момента двигателя  $M_g$  полиномами второй степени  $\lambda' = \alpha_1 i^2 + \beta i + \lambda_0$  и  $M_g = \alpha_2 \cdot n_g^2 + b_2 \cdot n_g + c$ ,

$$D_{\text{эфф}} = \sqrt[5]{\frac{\alpha_2 \cdot \bar{n}_g^2 + b_2 \cdot n_g + c}{(\alpha_1 i^2 + \beta i + \lambda_0) \cdot \bar{n}_g^2}}. \quad (4)$$

Значение  $i_0$  определяется корнем уравнения

$$\rho i_0^3 + (K_0 - \rho \cdot \bar{i}) i_0^2 - (K_0 - \bar{i} + 2\rho \sigma^2) i_0 - K_0 \cdot \sigma^2 = 0. \quad (5)$$

Здесь  $K_0 = K_0 - \rho \cdot \bar{i}$  - коэффициент трансформации;

$\rho$  - угловой коэффициент;

$\sigma$  - стандарт передаточного отношения;

$\bar{i}$  - среднее значение передаточного отношения.

Для непрозрачного ГТ, у которого  $\lambda' = \text{const}$ , выражения (3) и (4) вырождаются в одно:

$$D_{\text{эфф}} = \sqrt[5]{\frac{M_N}{\lambda' \cdot \bar{n}_g^2}}. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что совмещение характеристики непрозрачного ГТ независимо от режима работы нужно производить в зоне максимальной мощности ДВС.

Анализ различных МТУ промышленных тракторов показал, что при-

менение эффективного совмещения характеристик ДВС и ГТ нерационально при решении второй задачи, когда момент, отбираемый на управление гидропривода, является переменной величиной ( $M_{гроб} = \nu a_2$ ) поскольку потери мощности в этом случае по сравнению с оптимальным совмещением могут достигать 30% мощности ДВС. Эффективное совмещение целесообразно только для условия  $M_{гроб} = const$ , но значение  $M_{гроб}$  может быть любым.

#### Оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТ

Значения  $\lambda'$ , обеспечивающие  $N_{ГTmax}$  во всём диапазоне работы ГТ, определяются из выражений:

$$\text{для случая } M_{гроб} = const - \lambda' = [a_4(\eta_i^o)^2 + b_3(\eta_i^o) + c_2 - M_{гроб}] \cdot (\eta_i^o)^2; \quad (7)$$

$$\text{для случая } M_{гроб} = \nu a_2 - \lambda' = [a_4(\eta_i^o)^2 + b_3(\eta_i^o) + c_2 - (M_{гроб}^o - \beta \cdot i)] \cdot (\eta_i^o)^2. \quad (8)$$

Для условий первой задачи значения оборотов  $\eta_i^o$  могут быть определены из выражений:

$$\eta_i^o = \frac{-b_3 \cdot \kappa_o - [(b_3 \cdot \kappa_o)^2 - 4a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)(c_2 - M_{гроб}) \cdot \rho \cdot i]^{1/2}}{2a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)}; \quad (9)$$

$$\eta_i^o = \frac{-b_3 \cdot \kappa_o - [(b_3 \cdot \kappa_o)^2 - 4a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)[c_2 - (M_{гроб}^o - \beta \cdot i)] \rho \cdot i]^{1/2}}{2a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)}. \quad (10)$$

В выражениях (7), (8), (9), (10) обозначено:

$$a_4 = \frac{\kappa_3 - 1}{\eta_e^2 (d_2 - 1)^2}; \quad b_3 = \frac{2 \cdot (\kappa_3 - 1) \cdot \alpha}{\eta_e \cdot (d_2 - 1)^2}; \quad c_2 = \left[ \kappa_3 - \frac{(\kappa_3 - 1)^2}{(d_2 - 1)^2} \right];$$

$$\kappa_3 = \frac{M_M}{M_N}; \quad d_2 = \frac{\eta_M}{\eta_N}; \quad M_{гроб} = \frac{M_{гроб}}{M_N}; \quad M_{гроб}^o = M_{гроб}^o - \beta \cdot i.$$

Здесь  $M_{гроб}$  и  $\beta$  – эмпирические коэффициенты.

Для условий второй задачи значения оборотов  $\eta_i^o$  могут быть определены из выражений:

$$\eta_i^o = \frac{-b_3 \cdot \kappa_o - [(b_3 \cdot \kappa_o)^2 - 4a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)(c \cdot \rho \cdot i + M_{гроб}/i - M_{гроб}^o \cdot \rho \cdot i)]^{1/2}}{2a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)}; \quad (11)$$

$$\eta_i^o = \frac{-b_3 \cdot \kappa_o - [(b_3 \cdot \kappa_o)^2 - 4a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)[(c \cdot \rho \cdot i + 2\rho \cdot i^2 + M_{гроб}/i) - (M_{гроб}^o - \beta \cdot i) \rho \cdot i]]^{1/2}}{2a_4(2\kappa_o - \rho \cdot i)}. \quad (12)$$

Из результатов решения первой задачи следует, что для получения максимума мощности на турбине нагружающие характеристики оптимальных ГТ должны обладать только прямой прозрачностью и только в определенном диапазоне изменения  $i$ .

Увеличение силового и скоростного диапазонов ДВС приводят к

росту требуемой прямой ( $\Pi_1$ ) прозрачности ГТ, причём степень увеличения оказывается зависящей только от параметров ДВС:

$$\Pi_1 = \frac{K_3}{\alpha}. \quad (13)$$

В свою очередь параметры ГТ совместно с параметрами ДВС влияют на верхнюю границу зоны  $i^B$  диапазона  $i$ , в пределах которого изменяется  $\lambda'$ , т.е. верхняя граница прозрачности ГТ  $i^B$  зависит от значений  $K_0$  и  $\rho$ :

$$i^B = \frac{2K_0 \cdot (K_3 - 1)}{\rho \cdot [K_3 - (\alpha_2 + 1)]}. \quad (14)$$

Использование зависимостей (13) и (14) позволяет произвести предварительную оценку взаимного соответствия характеристик ДВС и ГТ без проведения графических построений.

Для оценки влияния различных, но постоянных величин  $M_{prob}$  на нагружающие качества ГТ были определены значения  $\lambda'$  оптимальных ГТ при совмещении их характеристик с характеристиками различных ДВС промышленных тракторов и показано следующее:

- для двигателей с  $K_3 \leq 1,12$  и  $\alpha = 0,5 \dots 0,7$  требуется ГТ с прозрачностью  $\Pi_1 = 2 \dots 4$ , реализуемой в зоне значений  $i = 0,3 \dots 0,45$ . Очевидно, что требования к ГТ в настоящее время неосуществимы;

- для двигателей с  $K_3 > 1,3$  и  $\alpha = 0,5 \dots 0,7$  необходимы ГТ с прозрачностью  $\Pi_1 = 3 \dots 6$ , достижение которой в настоящее время весьма затруднительно. Видимо, решение вопроса следует искать в применении двухпоточных гидромеханических передач, обладающих значительно большей прозрачностью;

- для двигателей с  $1,15 < K_3 < 1,3$  и  $\alpha \geq 0,65$  требуется ГТ с прозрачностью  $\Pi_1 = 2 \dots 3$  при распространении зоны её действия на весь диапазон  $i$ . Поскольку большинство отечественных двигателей, предназначенных для промышленных тракторов, имеет параметры в пределах  $1,15 < K_3 \leq 1,2$  и  $\alpha \geq 0,65$ , а зарубежных - в пределах  $1,15 \leq K_3 \leq 1,3$  и  $\alpha \geq 0,6$ , то можно построить ГТ с оптимальными нагрузочными характеристиками при  $K_0 = 2,5 \dots 3,0$ .

Из результатов решения второй задачи следует, что при различных, но постоянных значениях  $M_{prob}$  оптимальная нагружающая характеристика имеет более сложный характер, чем при решении первой задачи, и является смешанной: имеет прямую и обратную ( $\Pi_2$ ) прозрачность, а в части диапазона изменения  $i$  является непрозрачной. Величины прямой и обратной прозрачности и зоны их действия определяются, в основном, параметрами ДВС и значениями  $M_{prob}$ .

Для двигателей с  $K_3 \leq 1,1$  и  $\alpha = 0,5 \dots 0,7$  при любых значениях  $M_{prob} \geq 0,1$  и двигателей с  $1,1 < K_3 \leq 1,2$  при  $M_{prob} > 0,3$  могут быть рекомен-

дованы гидротрансформаторы со смешанной прозрачностью  $\Pi_1=\Pi_2=1,4\dots1,6$ . Большие значения прозрачности относятся к ДВС с большими значениями  $K_3$  и  $\alpha$ . Получение требуемых нагружающих свойств наиболее реально в ГТ с высокими преобразующими свойствами. Поэтому для получения высоких значений суммарной выходной мощности МТУ промышленного трактора могут быть рекомендованы гидротрансформаторы с  $K_o = 3,0\dots4,0$ .

Для переменных значений  $M_{prob}$  выходная характеристика ГТ должна иметь только обратную прозрачность  $\Pi_2=1,5$ . Анализ ряда теоретических и экспериментальных работ по созданию ГТ указывает на принципиальную возможность получения требуемой характеристики ГТ, обеспечивающей оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТ при решении второй задачи. Следует заметить, что в случае необходимости реализации значительных значений  $M_{prob}$  по технологическим соображениям часто используются специальные ходоумягчители, обеспечивающие снижение поступательной скорости трактора в 20...100 раз. Все рассмотренные выше положения распространяются и на случаи применения ходоумягчителей.

Для сравнения эффективного и оптимального совмещения получены выходные характеристики МТУ тракторов-бульдозеров Т-130, Т-220 и Т-330 с двумя видами ГТ: идеальными с  $\lambda_i$ , и с реальными, эффективно совмещенными с характеристиками соответствующих ДВС. Средние выходные мощности для всех МТУ с двумя типами ГТ приведены в табл. I

Таблица I

тип ГТ	ТРАКТОР		
	Т - 130	Т - 220	Т - 330
Оптимальный, $M_{tmax,0}$	130,5	170,82	253,3
Реальный, $M_{tmax,z}$	127,5	168,84	252,6
$\frac{M_{tmax,z}}{M_{tmax,0}} \cdot 100\%$	97,75	98,84	99,72

Из таблицы следует:

- выходная мощность МТУ с оптимальными ГТ выше выходной мощности МТУ с реальными ГТ, однако эта разница между ними не превышает 2,25%;
- в тех случаях, когда имеются трудности с созданием ГТ с оптимальными нагружающими характеристиками, разработанные методы эффективного совмещения позволяют решить первую задачу для землеройных агрегатов типа бульдозеров;
- замена оптимального совмещения характеристик ДВС и ГТ эффективным может быть рекомендована при применении гидротрансформаторов, входящих в типажи, разработанные НАТИ и НАМИ, так как они обеспечивают

получение выходных мощностей тракторных МТУ всего на 1-1,5% меньше, чем при применении оптимальных ГТ.

На основании разработанных положений для трактора класса 10 тонн тяги могут быть рекомендованы ГТ с  $\Pi_1=1,35 \dots 2,0$ ,  $K_0=3,0$ ,  $D_{\text{эфф}}=0,535\text{м}$  при агрегатировании бульдозером и с  $\Pi_2=1,5$ ,  $K_0=4,5$ ,  $D = 0,505\text{м}$  при агрегатировании погрузчиком. При унификации обеих трансмиссий может быть рекомендован один ГТ с  $\Pi_2=1,35$ ,  $K_0 = 3,7$ ,  $D = 0,51\text{м}$ .

В соответствии с задачами исследований были получены характеристики ДВС и ГТ и характеристики МТУ (ДВС + ГТ) трактора Т-130.

На рис.2 приведены характеристики трёх различных исследованных ГТ.

ГТ ГТР-470 обладает смешанной прозрачностью:

$$\Pi_1 = 1,35 \text{ в зоне } 0,3 \leq i \leq 0,837 ;$$

$$\Pi_2 = 1,1 \text{ в зоне } 0 \leq i \leq 0,3 .$$

Максимальный коэффициент трансформации  $K_0=3,4$  и максимальный к.п.д.  $Z_{\max} = 0,905$  при  $i = 0,705$ . Зона работы ГТ с  $Z_f > 0,75$  находится в пределах  $0,35 \leq i \leq 0,837$ . Анализ показателей характеристики гидротрансформатора ГТР-470 позволяет сделать вывод о том, что он находится на уровне лучших отечественных и зарубежных образцов. На этом же рисунке приведена характеристика ГТ с увеличенной прямой прозрачностью. По специально разработанному заданию НАТИ (г.Москва) спроектировал и изготовил ГТ с увеличенной обратной прозрачностью для установки на трактор-погрузчик. Спроектированный ГТ имеет следующие особенности: большая зона действия обратной прозрачности  $\Pi_2=1,35$ ; большой максимальный коэффициент трансформации  $K_0 = 4,4$ ; несколько меньший максимальный к.п.д.  $Z_{f\max} = 0,88$ .

Для проверки эффективности применения в тракторе-погрузчике ГТ с  $\Pi_2=1,35$  были проведены сравнительные испытания опытного и серийного ГТ. Результаты испытания приведены на рис.3.

При проведении испытаний вопреки производился закон изменения момента, идущего на независимый привод, который был определен при проведении специальных предварительных испытаний:

$$M_{\text{граб}} = 0,416 - 0,435i , \quad (15)$$

$$M_{\text{гро}} = 16,7 - 17,4i , \quad (15)$$

$$M_{\text{граб}} = 0,3764 - 0,018i , \quad (16)$$

$$M_{\text{гро}} = 0,00126P_K - 0,73 .$$

Как видно из рис.3, опытный ГТ обеспечивает большую суммарную мощность ( $N_T + N_{\text{гро}}$ ), чем серийный ГТР-470, в зоне скоростей вращения турбины  $0 \leq n_T \leq 83,0\%$ . Величина выигрыша достигает 12 л.с. ( $\approx 8,5\%$ ) в зависимости от режима работы ГТ. В зоне  $83,0 \leq n_T \leq 125,0\%$  опытный ГТ обеспечивает получение несколько меньшей мощности, чем ГТР-470.

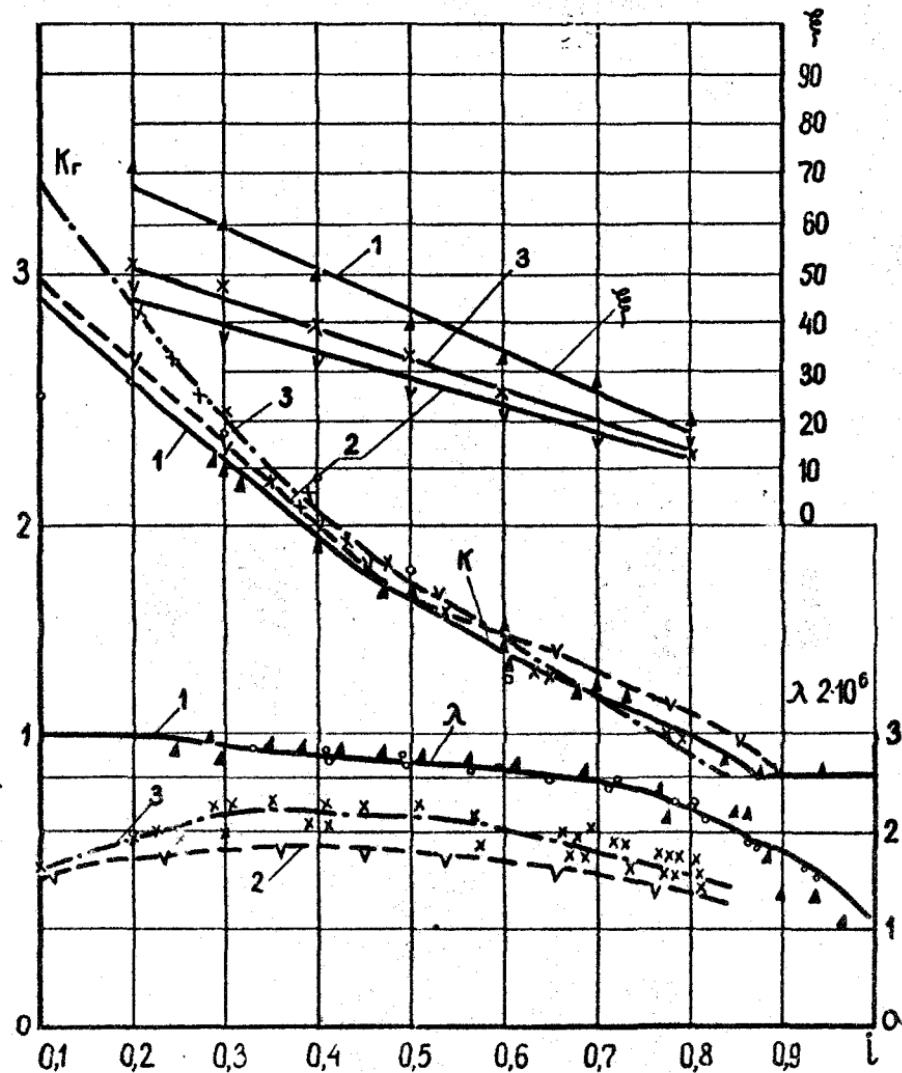


Рис. 2. Безразмерные характеристики исследованных гидротрансформаторов:

- 1) ГТ с увеличенной прямой прозрачностью ( $\Pi_1 = 1,5$ );
- 2) ГТР-470 ( $\Pi_1 = 1,35$ ,  $\Pi_2 = 1,1$ );
- 3) ГТ с увеличенной обратной прозрачностью ( $\Pi_2 = 1,35$ ).

0196452

Величина проигрыша не превышает 4 л.с. Причём этот проигрыш наблюдается там, где имеется отклонение действительной нагружающей характеристики от оптимальной. Таким образом, в том случае, когда протекание действительных  $\lambda'$  близко к оптимальным значениям, чётко прослеживается преимущество опытного ГТ. На этом же рисунке приведена расчётная выходная характеристика МТУ с ГТ, имеющим оптимальную нагружающую характеристику. Сравнение выходных характеристик показывает, что оптимальная нагружающая характеристика даёт выигрыш до 22 л.с. (15,4%). Кроме того, оптимальная нагружающая характеристика ГТ позволяет обойтись без поворотных лопаток, модулирующих муфт и т.д., что упрощает и удешевляет конструкцию МТУ.

Подобное протекание нагружающей характеристики ГТ для трактора-погрузчика одобрено НАТИ (г.Москва) и вводится в типах тракторных гидротрансформаторов для комплектации тракторов-погрузчиков.

#### Динамические процессы в МТУ промышленного трактора

Рассмотрена работа МТУ промышленного трактора при набросе нагрузки, колебаниях нагрузки и в процессе разгона агрегата.

Математические модели МТУ трактора Т-130, описывающие неуставновившееся движение, ДВС с ДГМП (6 схем с дифференциалом на входе и 6 схем с дифференциалом на выходе) были исследованы при следующих изменениях момента сопротивления:

$$\left. \begin{array}{l} M_B(A) = 1200t, \quad 0 \leq t \leq 0.1; \\ M_B(A) = 120, \quad 0.1 \leq t \leq 10c; \\ M_B(A) = 100 + 20\sin(3.14t), \quad 0 \leq t \leq 10c; \\ M_B(A) = 80 + 40\sin(3.14t), \quad 0 \leq t \leq 10c; \\ M_B(A) = 80 + 20\sin(0.314t) + 20\sin(3.14t), \quad 0 \leq t \leq 25c. \end{array} \right\} \quad (17).$$

Выбор активного диаметра ГТ для каждой схемы ДГМП проводился из условия обеспечения максимальной средней мощности на выходном валу МТУ. Начальные угловые скорости выбирались так, чтобы  $i_{max} \approx 0,9$  и

$P_g = P_{th}$ . Одновременно подсчитывались мощность ДВС ( $N_g$ ), мощность на выходном валу ( $N_{Bout}$ ) и мощность потерь в ГТ ( $N_p$ ). Результаты расчёта при набросе нагрузки приведены на рис.4, из которого следует:

- наилучшую загрузку ДВС обеспечивает однопоточная схема ( $B=Q=0$ );

- меньшие по сравнению с однопоточной схемой потери реализуются в схемах с дифференциалом на входе при  $B > 2,5$  и в схемах с дифференциалом на выходе при  $Q < 0$ , при примерно равных значениях средней выходной мощности.

При колебаниях нагрузки закономерности изменения средних значе-

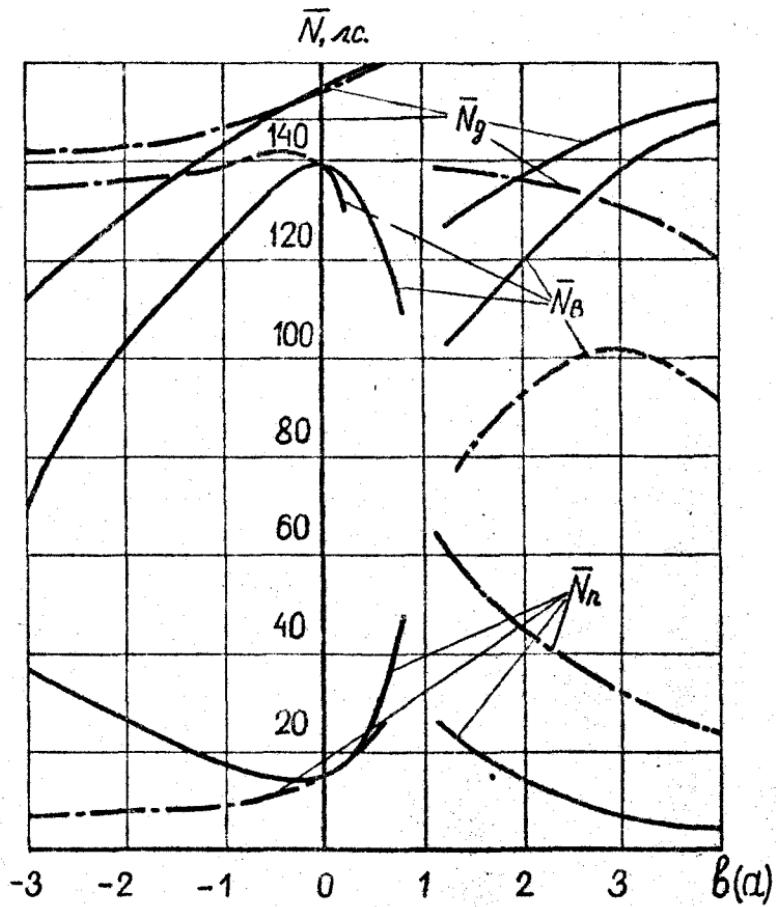


Рис. 4. Зависимость средних мощностей моторно-трансмиссионной установки трактора при набросе нагрузки от значений параметра  $b(a)$ :

- ДГМП с дифференциалом на входе;
- - - ДГМП с дифференциалом на выходе

ний мощностей с изменением параметров "B" и "a" оказываются аналогичны закономерностям, полученным при исследовании наброса нагрузки. Следует заметить, что с увеличением амплитуды колебаний, несмотря на снижение среднего уровня нагрузки, средние значения выходной мощности ДВС снижаются, а мощности потерь соответственно растут.

Проведенный анализ известных методов расчёта разгона трактора показал, что для тракторов с ГМТ исследования целесообразно проводить методом численного интегрирования математической модели трехмассовой системы при аппроксимировании  $M_g, K_r, \lambda'$  в виде полиномов второй степени и учёта динамической характеристики ДВС. Исследования показали, что потери мощности в ДГМП за время разгона возрастают с увеличением параметров "B" ( $a$ ) при значениях параметров меньших единицы и уменьшаются с увеличением  $B(a)$  при значениях больших единицы.

Таким образом, удалось вскрыть особенности процесса разгона трактора с МТУ, включающей одно- и двухпоточные гидромеханические передачи.

Сравнение результатов исследований, проведённых для МТУ с различными схемами ДГМП позволяет выявить некоторые закономерности изменения значений средних мощностей в зависимости от параметров  $B(a)$ .

Для схем с дифференциалом на входе:

- в бесциркуляционных схемах ( $B < 0$ ) с уменьшением параметра "B" средняя мощность, снимаемая с двигателя, снижается, а средняя мощность потерь в ДГМП увеличивается, в результате чего средняя мощность на выходе силовой установки падает;

- в циркуляционных схемах ( $0 < B \leq 1$ ) с увеличением значений параметра "B" происходит резкое увеличение средних значений потерь мощности и, как следствие, резкое уменьшение выходной средней мощности при почти не изменяющейся для этих схем загрузке двигателя;

- в циркуляционных схемах ( $B > 1$ ) с увеличением параметра "B" средняя мощность, снимаемая с двигателя, растёт, а мощность потерь уменьшается, в результате чего средняя выходная мощность растёт.

Для схем с дифференциалом на выходе:

- в схемах без циркуляции мощности ( $a < 0$ ) при уменьшении параметра "a" средняя мощность двигателя уменьшается, однако за счёт уменьшения потерь в ДГМП средняя выходная мощность растёт;

- в циркуляционных схемах ( $a > 1$ ) с увеличением параметра "a" мощность, снимаемая с двигателя, незначительно уменьшается, а средняя выходная мощность увеличивается за счёт уменьшения потерь мощности в ДГМП;

- в циркуляционных схемах ( $0 < \alpha \leq 1$ ), как и для схем с дифференциалом на входе, с увеличением значений "α" происходит резкое возрастание потерь в гидроредукторе и снижение выходной мощности.

Сравнение величин средних мощностей в МТУ с ДГМП и в силовой установке с однопоточной схемой показывает, что большие значения средней выходной мощности (по сравнению с однопоточной схемой) при меньших потерях в ДГМП реализуются в схемах с значениями параметров  $\alpha < 0$  и в схемах с  $B > 3$ .

#### Исследование фильтрующих свойств ГМТ

Предложенная форма уравнений и коэффициентов демпфирования и фильтрации позволяет исследовать фильтрующие и демпфирующие свойства схем ДГМП и сравнить их с аналогичными свойствами однопоточной ГМТ и механической передачи. Оценка фильтрующих и демпфирующих свойств проведена при помощи амплитудно-частотных характеристик, полученных из линеаризованных в каждой точке установленного режима уравнений динамики. Анализ защитных свойств показал, что фильтрующие свойства гидропередач при частотах до 1 Гц оказываются выше при передаче возмущения от ведомого вала на двигатель, чем в обратном направлении.

Относительные фильтрующие свойства различных схем ДГМП приведены на рис.5, из которого следует:

- наилучшими фильтрующими свойствами при передаче возмущения от ведомого вала на ведущий обладает однопоточная передача, а наихудшими (близкими к фильтрующим свойствам механической передачи) - ДГМП при  $B(\alpha)=3$ ;

- при передаче возмущения от ведущего вала на ведомый при частотах до 0,8 Гц наилучшими фильтрующими свойствами обладает ДГМП при  $B=4$ , а при частотах выше 0,8 Гц - однопоточная передача.

Таким образом, получена возможность оценить фильтрующие свойства любой одно- и двухпоточной гидромеханической передачи и выбрать лучшую из них в зависимости от заданных условий эксплуатации.

#### Математическая модель МТУ промышленного трактора

Для возможности исследования влияния различных параметров МТУ на её выходные показатели была построена и исследована математическая модель МТУ трактора Т-130 с МСТ и однопоточной ГМТ с различными ГТ:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\omega}_H &= M_g - \lambda'(i) \omega_H^2 D^5; \\ J_2 \ddot{\omega}_T &= K_T(i) \lambda'(i) \omega_H^2 D^5 - M(t); \\ \mu \ddot{M}_g + v M_g &= c [M_g^{cm}(\omega_2) - M_g]. \end{aligned} \quad (18)$$

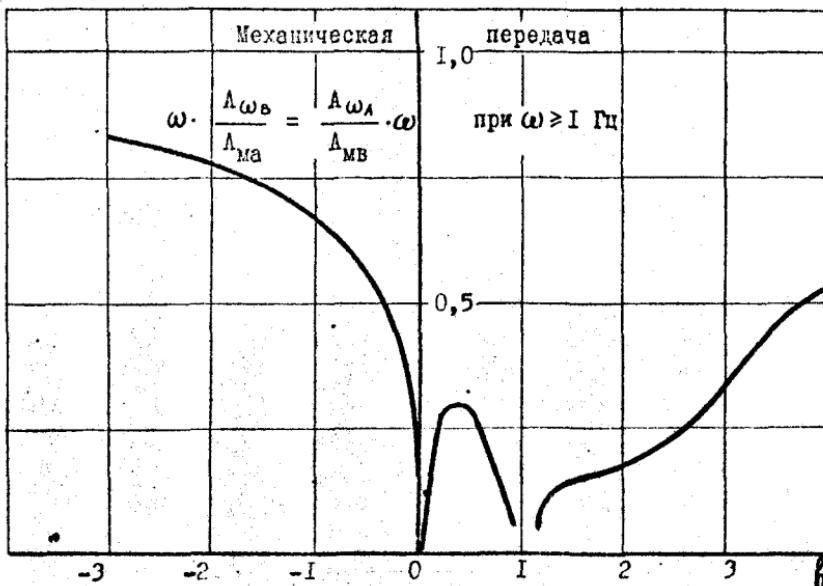


Рис. 5. Фильтрующие свойства гидропередач при частотах выше 1 Гц

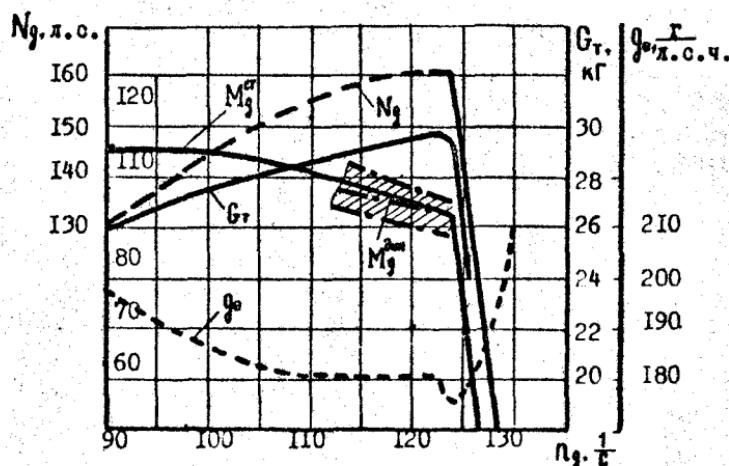


Рис. 7. Внешняя характеристика двигателя Я-160 трактора Т-130 ГМТ класса 10 т тяги:

— статическая;

- - - динамическая

где  $M(t)$  - момент сопротивления, приведенный к турбине ГТ и представляющий собой случайную стационарную, обладающую свойством эргодичности функцию с параметрами  $M$  (математическое ожидание) и  $R_M(\tau)$  (автокорреляционная функция).

При исследовании модели использовался метод статистического моделирования, при котором случайная функция  $M(t)$  была представлена в виде дискретной последовательности значений одной её реализации, относящихся к моментам времени  $t_n = n \cdot \Delta t$ , где  $\Delta t$  - шаг дискретизации, а  $n$  - целочисленный аргумент.

Исследования показали, что функция  $M(t)$  хорошо аппроксимируется нормированными автокорреляционными функциями, имеющими вид:

$$R_M(\tau) = \exp(-\alpha|\tau|) \cdot (\cos \beta \tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta |\tau|); \quad (19)$$

$$R_M(\tau) = \exp(-\alpha|\tau|) \cdot \cos \beta \tau. \quad (20)$$

Параметры аппроксимации  $\alpha$  и  $\beta$  в выражениях (19) и (20) приведены в табл. 2.

Таблица 2

Узел трансмиссии	$\alpha$		$\beta$	
	(19)	(20)	(19)	(20)
Ступица ведущего колеса трактора с ГМТ	1,92	0,43	1,41	1,0066
Ступица ведущего колеса трактора с МСТ	6,02	1,30	2,20	4,7200
Турбина ГТ	-	-	1,36	1,1200

В алгоритм моделирования был заложен принцип преобразования дискретной последовательности независимых нормально распределенных псевдослучайных чисел с определенными параметрами распределения в последовательность  $M(n)$ , коррелированную выражениями (19) или (20).

Для выбора датчика псевдослучайных чисел, дающего наименьшую погрешность, были рассмотрены три различных датчика: стандартная программа ЭЦВМ "М-222" датчики, разработанные ЧФ НАТИ и ЧГИ.

Качество каждого датчика проверялось статистическим критерием согласия Шапиро-Уилки  $W$ , который использовался при проверке нормальности выдаваемых датчиками псевдослучайных чисел. В результате проверки был выбран датчик, являющийся стандартной программой ЭЦВМ М-222.

При построении реализации  $M(t)$  были заложены следующие характеристики случайного процесса нагрузления, полученные экспериментально при полевых испытаниях натурных образцов трактора Т-130 с ГМТ и МСТ:

$$\bar{M} = 124 \text{ кГм}, \quad \bar{G}_M = 24 \text{ кГм}, \quad \Delta t = 0,1 \text{ с}, \quad n_2 = 500.$$

Системы уравнений (18), составленные для МТУ трактора Т-130, состоящей из двигателя Д-160 и гидротрансформаторов ГТР-470 и ГТК-У1 и МТУ трактора Т-130 с МСТ, были проинтегрированы численным методом Рунге-Кутта четвёртого порядка с шагом 0,001 с.

Параметры МТУ трактора Т-130, полученные экспериментально и в результате исследования математической модели, представлены в табл. 3

Таблица 3

Параметр	Номер варианта модели					
	7		8		9	
	! модель	! экспер.	! модель	! экспер.	! модель	! экспер.
Тип трансмиссий	ГМТ	ГМТ	ГМТ	ГМТ	МСТ	МСТ
Тип ГТ	ГТР-470	ГТР-470	ГТК-У1	ГТК-У1	-	-
$\bar{M}$ , кГм	126	124	126	124	74,3	75
$\bar{G}_M$ , кГм	21,5	24	21,5	24	21,8	21,8
$\bar{M}_g$	93,14	91,7	98,34	-	74,2	70
$\bar{\omega}_g$	123,2	119,0	109,0	108,5	127,4	111,8
$\bar{M}_T$	124,9	124,0	124,9	123,2	74,3	75
$\bar{\omega}_T$	80,4	83,2	77,0	80,6	-	-
$\bar{l}$	0,5115	0,467	0,5516	0,456	-	-

Из таблицы видно, что модель довольно точно описывает физические объекты, что подтверждается близким совпадением средних величин различных параметров МТУ, полученных теоретически и экспериментально.

Таким образом, построенная математическая модель МТУ промышленного трактора, позволяет с погрешностью не более 10...15% определять выходные показатели МТУ при изменении входящих в модель параметров в любых сочетаниях и при любых диапазонах их изменения.

Исследование совмещения характеристик ДВС и ГТ для случая, когда момент сопротивления задаётся в виде случайной величины и в виде случайной функции, показало, что при коэффициентах вариации момента сопротивления  $\psi_M \leq 0,2$  активные диаметры ГТ, обеспечивающие совмещение для двух рассмотренных исходных условий, не совпадают. Так, расчёт эффективного совмещения характеристик двигателя Д-160 и ГТ ГТР-470 показал, что при задании момента сопротивления в виде случайной величины с коэффициентом вариации  $\psi = 0,2$  требуется ГТ

активным диаметром  $D = 0,455$  м. В случае задания момента сопротивления в виде случайной функции (при том же среднем моменте) эффективное совмещение обеспечивается уже при  $D = 0,465$  м, а это изменяет энергию ГТ на 10...12%, другими словами, при  $\psi_m \leq 0,2$  следует либо произвести совмещение характеристик при задании момента сопротивления в виде случайной функции, используя математическую модель МТУ трактора, либо задаваясь моментом сопротивления в виде случайной величины, определить нужную энергию ГТ и увеличить полученное значение на 10...12%. При увеличении коэффициента вариации момента выходные мощности для статического и динамического совмещения сближаются и при  $\psi_m > 0,3$  для обоих рассмотренных случаев практически совпадают.

Таким образом, величина активного диаметра ГТР-470  $D = 0,465$  м МТУ трактора Т-130 обеспечивает эффективное совмещение характеристик ДВС и ГТ для случая задания момента сопротивления в виде случайной функции.

#### ВЛИЯНИЕ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ НА ДЕФОРМАЦИЮ ХАРАКТЕРИСТИК ДВС И ГТ

Рассмотрение полученных в результате проведенных полевых исследований осциллографических записей касательного тягового усилия  $P_k$ , определяющего нагруженность трансмиссии и двигателя, показало его случайный характер изменения в процессе работы трактора, что вызвало необходимость проведения анализа режимов работы статистическими методами.

У трактора-бульдозера максимальная величина касательной силы тяги  $P_k$  достигает 16,5 т, общий диапазон изменения  $P_k$  равен 4, одинаково около 80% времени трактор-бульдозер работает при тяговом диапазоне, равном двум ( $7 \leq P_k \leq 14$  т). Средняя величина тягового усилия  $P_k = 9,52$  т, а стандарт  $\sigma = 2,87$  т. Полученное распределение  $P_k$  хорошо описывается кривой нормального закона.

У трактора-погрузчика максимальная величина касательной силы тяги достигает 13,5 т, а общий диапазон изменения  $P_k$  равен 4,5. Полученное распределение  $P_k$  удалось аппроксимировать кривой распределения Шарлье с параметрами  $P_k = 9400$  кГ,  $\sigma = 2640$  кГ,  $S_k = 0,43$ ,  $E_k = 0,86$ .

Средняя мощность, потребляемая гидроприводом,  $\bar{N}_{gro} = 13,41$  л.с. при  $\sigma = 9,87$  л.с. для трактора-бульдозера на рабочем режиме практически совпадает со средней мощностью, идущей на управление гидроприводом трактора-погрузчика на транспортном режиме ( $\bar{N}_{gro} = 11$  л.с. и  $\sigma = 10$  л.с.). На режиме набора грунта потребляемая гидроприво-

дом трактора-погрузчика мощность значительно возрастает по предельной величине (60 л.с. против 50 л.с.) и, особенно, по средней потребляемой мощности ( $\bar{N}_{\text{про}} = 26$  л.с. и  $\sigma = 17$  л.с.). Столь существенное отличие в величине и виде распределения параметров, определяющих работу МТУ трактора-погрузчика, по сравнению с трактором-бульдозером является следствием различного рода выполняемых операций и носит объективный характер. Это положение подтверждает правомерность разного подхода к вопросам согласования характеристик ДВС и ГТ, когда условия оптимизации при согласовании определяются особенностями технологического процесса, выполняемого промышленным трактором.

#### Режимы работы ДВС промышленного трактора

По результатам обработки осцилограмм построены гистограммы распределения параметров ДВС в МТУ с прозрачным и малопрозрачным ГТ и в ИТУ с механической трансмиссией (рис.6). Частота вращения ДВС трактора-бульдозера при работе с прозрачным ГТ изменяется в пределах  $83,0 \dots 148$   $1/\text{с}$  при  $\bar{N}_g = 108,5$   $1/\text{с}$  и  $\sigma = 6$   $1/\text{с}$ . Распределение оборотов можно аппроксимировать кривой распределения Шарлье. Частота вращения ДВС при работе с малопрозрачным ГТ изменяется в пределах  $107,5 \dots 130,0$   $1/\text{с}$ . Свыше 90% времени ДВС работает еще в более узкой зоне частот вращения  $112,5 \dots 127,5$   $1/\text{с}$ , развивая практически номинальную мощность. Распределение оборотов аппроксимируется кривой нормального распределения.

У трактора-погрузчика на различных элементах рабочего цикла ДВС работает с различной нагрузкой, и можно выделить два характерных элемента: набор грунта и транспортные операции. В процессе набора грунта ДВС работает в зоне  $165,0 \dots 200,0$   $1/\text{с}$  со средним значением

$\bar{N}_g = 181,7$   $1/\text{с}$  и  $\sigma = 6,3$   $1/\text{с}$ . Распределение оборотов аппроксимируется кривой нормального распределения. При совершении транспортных операций водитель принудительно регулирует скорость движения агрегата, поэтому диапазон оборотов ДВС оказывается значительно шире и равен  $60,0 \dots 185,0$   $1/\text{с}$ . Средняя частота  $\bar{N}_g = 171,4$   $1/\text{с}$  и значительно меньше оборотов двигателя в процессе набора грунта.

Вращающий момент двигателя трактора-бульдозера при малопрозрачном ГТ изменяется в пределах  $75 \dots 101$  кГм при  $M_g = 91$  кГм и  $\sigma = 5$  кГм и хорошо описывается кривой нормального закона. Коэффициент загрузки ДВС по моменту равен 0,97.

По полученным экспериментальным данным были построены автокорреляционные функции оборотов ДВС для рассмотренных выше МТУ и получены графики нормированных спектральных плотностей. Так, например,

Рис.6. Гистограммы расположения параметров ГТ промышленного трактора:  
 а, б, в, г - малопрозрачный ГТ; г - прозрачный ГТ

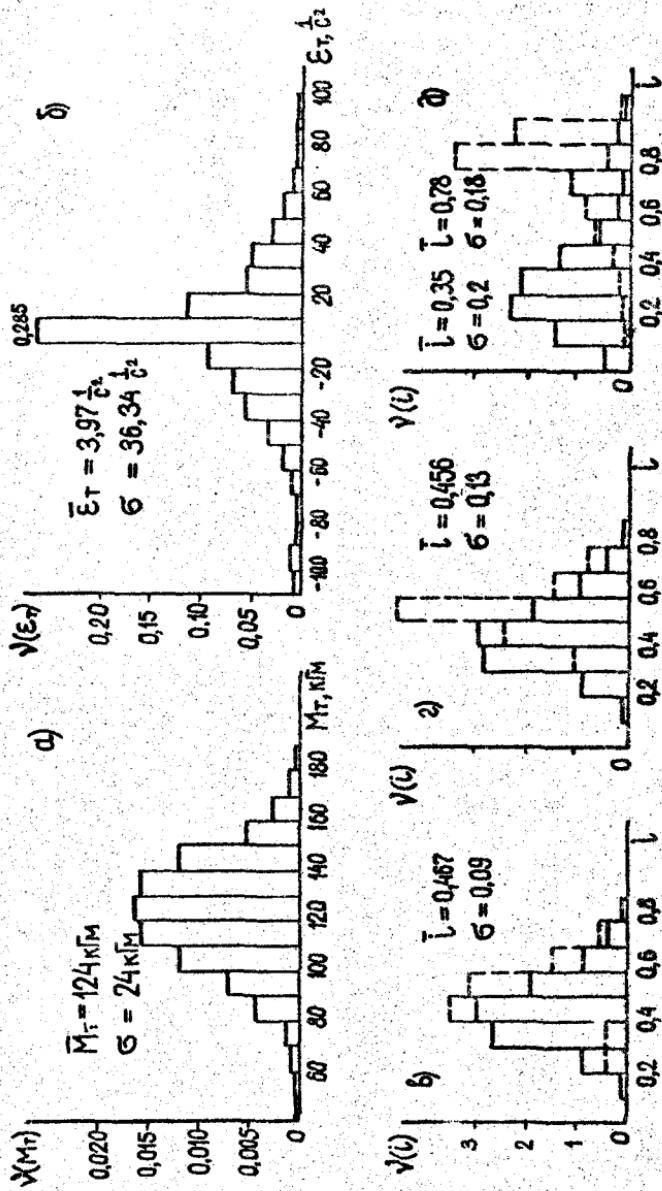


график нормированных спектральных плотностей, построенных для моментов ДВС, показал, что в диапазоне частот  $0 \leq \omega \leq 10$  Гц при применении малопрозрачного ГТ сосредоточено около 95% мощности процесса, а при применении МСТ-только 17% мощности процесса. По результатам проведенных экспериментов была построена динамическая характеристика ДВС (рис.7), из которой видно, что она практически совпадает со статической, снятой на стенде при установившихся нагрузках.

Для сопоставления характера работы ДВС трактора при выполнении бульдозерных работ с механической и гидромеханической (малопрозрачный ГТ) трансмиссиями в табл. 4 приведены данные по исследованиям нагрузочных режимов ДВС с обоими типами трансмиссий.

Таблица 4

Показатели работы ДВС					
Тип трансмиссии	диапазон частоты вращения двигателя, Гц	$\bar{n}_3$ , 1/c	% времени работы при $112,5 \leq \bar{n}_3 \leq 127,5$	диапазон	
ГМТ	107,5...130,0	119,2	90	75...	101
МСТ	65,0...130,0	111,8	70	0...	105

Тип трансмиссии	коэффициент загрузки ДВС	$M_3$ , кГм	Показатели работы ДВС	среднее ускорение, $1/c^2$	амплитуда низкочастотной гармоники, $1/c^2$
ГМТ	0,97	91	10	- 0,3	2
МСТ	0,75	70	80	0	16

Одним из важных показателей работы ДВС трактора в динамике является ускорение коленвала двигателя. Для двигателя Д-160 при работе с ГМТ диапазон ускорений уменьшается по сравнению с МСТ в 8 раз и находится в пределах  $\pm 10 \text{ } 1/c^2$ , а вероятность работы двигателя с ускорениями  $\pm 6 \text{ } 1/c^2$  составляет  $\approx 85\%$ . Коэффициент загрузки двигателя увеличивается на 22%, в том числе вследствие уменьшения влияния динамики нагружения на характер протекания регуляторной характеристики ДВС на 3...10%.

Таким образом, в случае применения ГТ с прозрачностью  $\Pi_1 \leq 1,35$  для всех расчётов можно пользоваться статической характеристикой двигателя, снятой на стенде.

В случае применения ГТ с увеличенной прозрачностью ( $\Pi_1 > 1,35$ ) и тем более для МСТ статическую характеристику ДВС использовать нельзя.

### Режимы нагружения ГТ промышленного трактора

По результатам обработки осциллограмм построены гистограммы распределения параметров ГТ в МТУ с различными ГТ (рис.8).

Иллюстрацией высокой динамики изменения нагрузочного режима трансмиссии при бульдозировании является гистограмма распределения ускорений турбины, которые меняются в пределах  $\pm 110 \text{ } \mu\text{/c}^2$ . Однако в течение  $\approx 80\%$  времени работы ускорения турбины не превышают  $100 \text{ } \mu\text{/c}^2$ . Диапазон ускорений турбины ГТ значительно шире диапазона ускорений ведущего вала коробки передач в МСТ и определяется зоной автоматического регулирования системы.

Кинематическое передаточное отношение малопрозрачного ГТ трактора-бульдозера распределено по нормальному закону с параметрами

$\bar{t} = 0,467$  и  $\sigma_t = 0,09$ . Общий диапазон работы ГТ находится в пределах  $0,1\dots0,9$ , но работа в зоне с  $t > 0,3$ , т.е. с  $\varphi_t > 0,75$ , составляет  $\approx 90\%$  всего времени работы ГТ. Режимы работы малопрозрачного и прозрачного гидротрансформаторов близки между собой, но наблюдаются незначительные различия в математических ожиданиях и стандартах. У трактора-погрузчика при наборе грунта среднее значение  $\bar{t} = 0,35$ , а  $\sigma_t = 0,2$ . Вероятность работы ГТ в зоне  $0\dots0,5$  составляет  $\approx 90\%$ .

При совершении транспортных операций нагружение ГТ незначительно и  $0,5 \leq t \leq 1,0$ . Вероятность работы ГТ на этих режимах составляет около 85%. Среднее значение  $\bar{t} = 0,78$ , а  $\sigma_t = 0,18$ . Распределение  $t$  в процессе набора удалось аппроксимировать кривой распределения Релея. Построенные графики автокорреляционных функций оборотов турбины моментов на ней, а также графики нормированных спектральных плотностей показали, что увеличение прозрачности трансмиссии неизбежно ведёт к увеличению динамичности действующих процессов.

С помощью полученных значений моментов и ускорений турбины была построена динамическая характеристика ГТ, приведенная на рис.9. Динамическая характеристика отличается от статической в сторону снижения преобразующих свойств, и это различие наблюдается при работе в зоне  $0 \leq t \leq 0,45$ . Максимальное уменьшение  $K_t$  и  $\varphi_t$  на 3,5% наблюдается в зоне  $0 \leq t \leq 0,2$ . На режимах  $0,45 < t \leq 0,9$  статическая и динамическая характеристики ГТ практически совпадают. Таким образом, при рабочей зоне ГТ  $0,45 \leq t \leq 0,9$  при всех расчётах можно пользоваться статической характеристикой ГТ.

В заключение следует указать, что проверка распределений всех параметров на нормальность проводилась при помощи критерия  $W$ , а определение предварительных аппроксимирующих эмпирических распределений при помощи специальных графиков Пирсона и Джонсона.

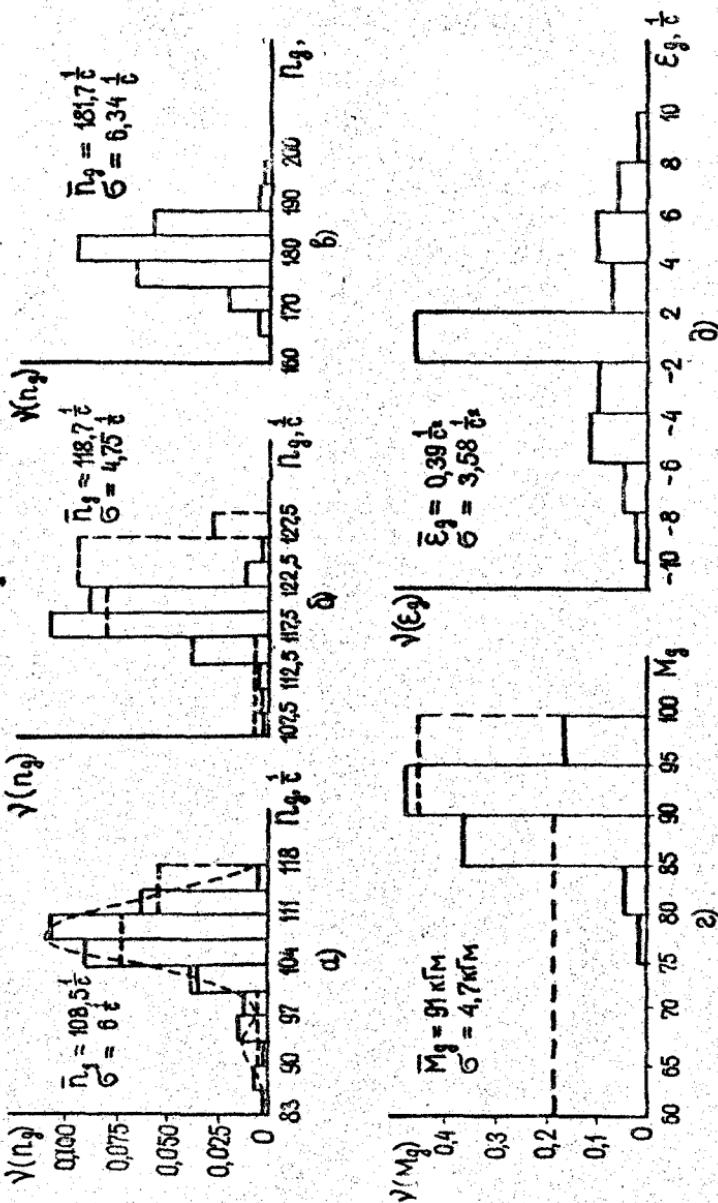


Рис. 8. Гистограммы распределения параметров ДВС промышленного трактора.

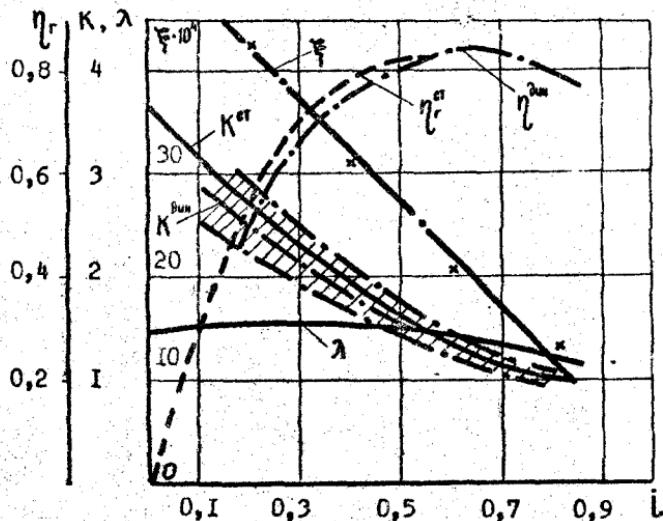


Рис. 9. Характеристика малопрозрачного ГТ ГТР-470:

— статическая;  
— динамическая

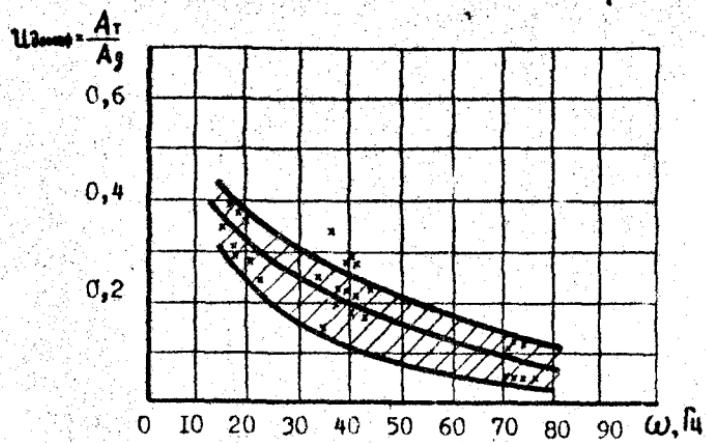


Рис. II. Зависимость относительного коэффициента демодирования ГТ при возмущении на входе

## ВЛИЯНИЕ ЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ГТ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ДВС И МЕХАНИЗМЫ ТРАНСМИССИИ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

### Влияние защитных свойств ГТ на нагруженность ДВС

Рассмотрим влияние прозрачности ГТ на динамические нагрузки в двигательной части МТУ трактора при разгоне агрегата. Одной из основных величин, определяющих динамические нагрузки, является угловое ускорение. Приняв линейную аппроксимацию для  $\lambda = \lambda + \beta \cdot i$  и  $K_r$ , в результате приближенного решения системы нелинейных дифференциальных уравнений путём разложения её в ряд Тейлора получим выражения для углового ускорения и угловой скорости коленвала ДВС:

$$\omega_1 = \omega_{10} \cdot \left[ 1 + \frac{150\beta_r M_{\text{max}} D^5}{\bar{n}^2 \cdot (J_1 + J_2) \cdot t_{\text{бкл}}} \cdot t^3 \right]; \quad (21)$$

$$\dot{\omega}_1 = \ddot{\omega}_1 = \frac{450\beta_r M_{\text{max}} D^5}{\bar{n}^2 \cdot (J_1 + J_2) \cdot t_{\text{бкл}}^3}. \quad (22)$$

Полученные выражения дают удовлетворительную точность на промежутках времени  $0 \leq t \leq 0,3$  с. При  $t > 0,3$  с решение системы уравнений следует производить численными методами.

Учитывая, что прозрачность ГТ всегда ниже прозрачности механической трансмиссии, можно сделать вывод о том, что ГТ всегда уменьшает динамические нагрузки на ДВС при включении муфты сцепления и тем больше, чем он ближе к полной непрозрачности.

Экспериментальное исследование режимов работы ДВС было проведено в два этапа:

- исследования на прямоточном силовом стенде, в том числе при совместной работе тракторного двигателя Д-160 с ГМТ;

- полевые сравнительные исследования трактора Т-130, оборудованного МСТ и ГМТ, на траншейной разработке грунта II категории (8...12 ударов по ударнику Дорний).

Основными задачами стендового исследования ГМТ явились:

- определение характера нагрузления первичного вала согласующего редуктора гидротрансформатора и турбинного вала ГТ на установившихся режимах работы;

- исследования защитных свойств ГТ.

В соответствии с задачами исследований были получены осциллографические записи моментов и частот вращения ДВС и турбины ГТ. Как показывает анализ осциллографических записей вращающего момента, на всех скоростных режимах наблюдаются крутильные колебания на первичном валу согласующего редуктора гидротрансформатора, источником ко-

торых являются возбуждающие гармоники момента ДВС разных порядков (рис.10). При минимальной загрузке ДВС и ГТ, когда частота вращения коленвала ДВС находится в пределах  $130,0\ldots134,0 \text{ Гц}$ , четко выделяется частота, равная второй гармонике ( $f_2 = 21,6\ldots22,3 \text{ Гц}$ ), возбудителем которой являются силы давления газов. Отметим, что на холостом ходу у двигателя Д-160 работают два цилиндра. По мере увеличения загрузки двигателя динамические нагрузки на входном валу согласующего редуктора возбуждаются третьей гармоникой с частотой  $f_3 = 38\ldots42,5 \text{ Гц}$  ( $\omega_3 = 107,0\ldots130,0 \text{ рад/с}$ ). Дальнейшее повышение загрузки двигателя ведёт к смене порядка возбуждающей гармоники и наблюдаются колебания момента с частотой четвертой гармоники  $f_4 = 73\ldots83 \text{ Гц}$  ( $\omega_4 = 110,0\ldots125,0 \text{ рад/с}$ ). Источником этих колебаний является изменение сил инерции поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Оценка защитных качеств гидротрансформатора (со стороны двигателя) производилась по отношению амплитуд колебаний момента на выходе и входе в гидротрансформатор. На рис.11 показана построенная по результатам обработки осциллограмм зависимость защитных свойств ГТ от частоты возмущающего воздействия на входе.

Из рисунка следует, что гидротрансформатор обладает существенными защитными свойствами, уменьшая амплитуды колебаний момента, проходящие через него, от 2,5 до 20 раз. Увеличение частоты возмущения на входе приводит к улучшению защитных свойств. При входной частоте  $f \geq 75 \text{ Гц}$  гидротрансформатор практически полностью изолирует трансмиссию от колебаний крутящего момента ДВС.

Во время полевых исследований были записаны и проанализированы действительные законы нагружения ДВС трактора-бульдозера при установке на последний ГМТ и МСТ.

При работе ДВС можно выделить составляющие, приведенные в табл.5.

Таблица 5

Тип трансмиссии	Частота, Гц		Амплитуда, кГц	
	пределы изменения	среднее значение	пределы изменения	среднее значение
ГМТ	0 ... 1 38 ... 41	0,5 40,0	0 ... 5 25 ... 38	2 32
МСТ	0 ... 0,20 0,1 ... 0,80 св 1 ... 10 св 10 ... 45	0,11 0,26 3,9 36,8	0 ... 35 5 ... 55 0 ... 25 0 ... 35	12,8 16 12 18

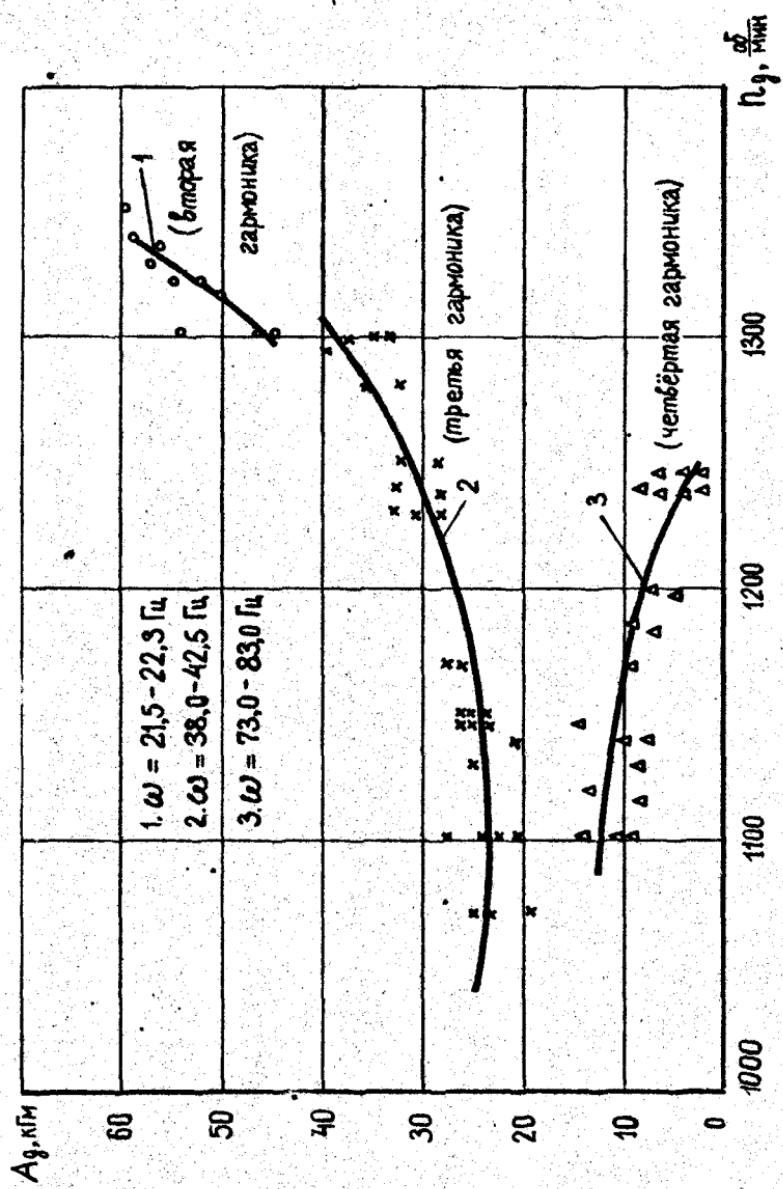


Рис. 10. Зависимость амплитуд составляющих колебаний круглого момента двигателя Д-160 от скорости его вращения

Из табл. 5 следует, что в МТУ с ГМТ по сравнению с амплитудно-частотной характеристикой ДВС, полученной при стендовых испытаниях, добавилась низкочастотная составляющая с периодом  $T=1\dots10$ с и незначительной амплитудой, составляющей меньше 3% от номинального момента двигателя.

На основе обработки и анализа осциллографических записей изменения крутящего момента двигателя было установлено, что амплитудно-частотная характеристика ДВС при выполнении трактором с ГМТ бульдозерных работ практически не изменилась по сравнению с определенной на стенде.

Отсутствие второй гармоники (работа на двух цилиндрах), обнаруженной на стендовых испытаниях, объясняется тем, что режим работы ДВС, при котором она проявляется, практически не встречается в эксплуатационных условиях нагружения. Низкочастотная составляющая момента сопротивления на валу двигателя ввиду малости своей амплитуды практически не влияет на нагруженность валопровода между ДВС и ГТ и на сам процесс работы двигателя. Сопоставление данных по нагруженности валопровода между ДВС и коробкой передач, полученные при исследованиях трактора с механической трансмиссией, с результатами испытаний трактора с ГМТ показывает превосходство гидромеханической трансмиссии. Так, амплитуда низкочастотной составляющей момента сопротивления на валу двигателя трактора с МСТ имеет пределы 5...55 кГм при среднем значении 16 кГм, т.е. превышает среднюю амплитуду соответствующей низкочастотной составляющей двигателя трактора с ГМТ в 8 раз. Как показали исследования, наибольшее влияние на скоростной режим двигателя оказывает низкочастотная составляющая. Именно поэтому на тракторе с ГМТ зафиксировано значительно меньшая дисперсия оборотов двигателя и меньшее ускорение коленвала ДВС. Амплитуда высокочастотных составляющих для МТУ с ГМТ находится в пределах 25...38 кГм при среднем значении 32 кГм. Подобные колебания были обнаружены и для МТУ с МСТ, но при меньших амплитудах колебаний. Это уменьшение амплитуды высокочастотной составляющей объясняется влиянием значительных маховых масс муфты сцепления трактора с МСТ, так как момент ДВС в этом случае замерялся не на валу двигателя, а на ведущем валу коробки передач. Высокочастотные колебания момента в основном влияют на нагруженность элементов трансмиссии трактора и практически не влияют на изменение скоростного режима ДВС. Из табл. 5 также следует, что для трактора с МСТ на валу ДВС наблюдаются довольно значительные колебания момента, вызванные динамикой гусеничного движителя. Частота этих колебаний пропорциональна скорости трактора и находится

в пределах 1...10 Гц, а амплитуда колебаний достигает 25 кГи. Анализ полученных осциллограмм нагружения ДВС трактора с ГМТ показал полное отсутствие этих колебаний на валу ДВС вследствие высоких защитных качеств ГТ.

Таким образом, благодаря наличию в трансмиссии трактора ГТ двигатель практически изолирован от колебаний внешней нагрузки с частотой выше 1 Гц. И это положение хорошо согласуется с определенным теоретически уровнем фильтрующих качеств ГТ.

Полученные зависимости степеней неравномерности действующих моментов для двух сечений механической части трансмиссии трактора Т-130 показывают, что её упругая характеристика такова, что она практически не влияет на динамическое искажение нагружающих моментов, действующих на ДВС и трансмиссию.

Влияние защитных свойств ГТ на сравнительную  
нагруженность механизмов трансмиссии промыш-  
ленного трактора

Под защитными свойствами ГТ будем понимать его способность изменять распределение амплитуд действующих моментов по частотному составу (фильтрующие свойства).

Фильтрующие свойства ГТ будем оценивать относительным коэффициентом фильтрации, который показывает степень уменьшения предельной рассматриваемой частоты при применении гидротрансформатора и без него:

$$U_{\Phi} = \frac{\omega_{m_{max}}}{\omega_{r_{max}}}, \quad (23)$$

где  $\omega_{m_{max}}$  - частота, ограничивающая величину рассматриваемой мощности процесса до применения ГТ;  $\omega_{r_{max}}$  - частота, ограничивающая величину рассматриваемой мощности процесса при применении ГТ (величины рассматриваемых мощностей процесса в обоих случаях равны).

Результаты осциллографических записей моментов, действующих на элементы трансмиссии трактора Т-130, оборудованного соответственно МСТ и ГМТ, были обработаны с помощью ЭЦВМ, и по результатам обработки построены соответствующие автокорреляционные функции и спектральные плотности (рис.12).

Наиболее резко убывает автокорреляционная функция крутящего момента на ведущем колесе трактора с механической трансмиссией (дисперсия процесса  $D_{mm} = 52,5 \cdot 10^2$  кГм<sup>2</sup>, а время корреляции равно 1,31 с.).

Автокорреляционная функция крутящего момента на ступице ведущего колеса трактора с ГМТ имеет меньшую дисперсию процесса

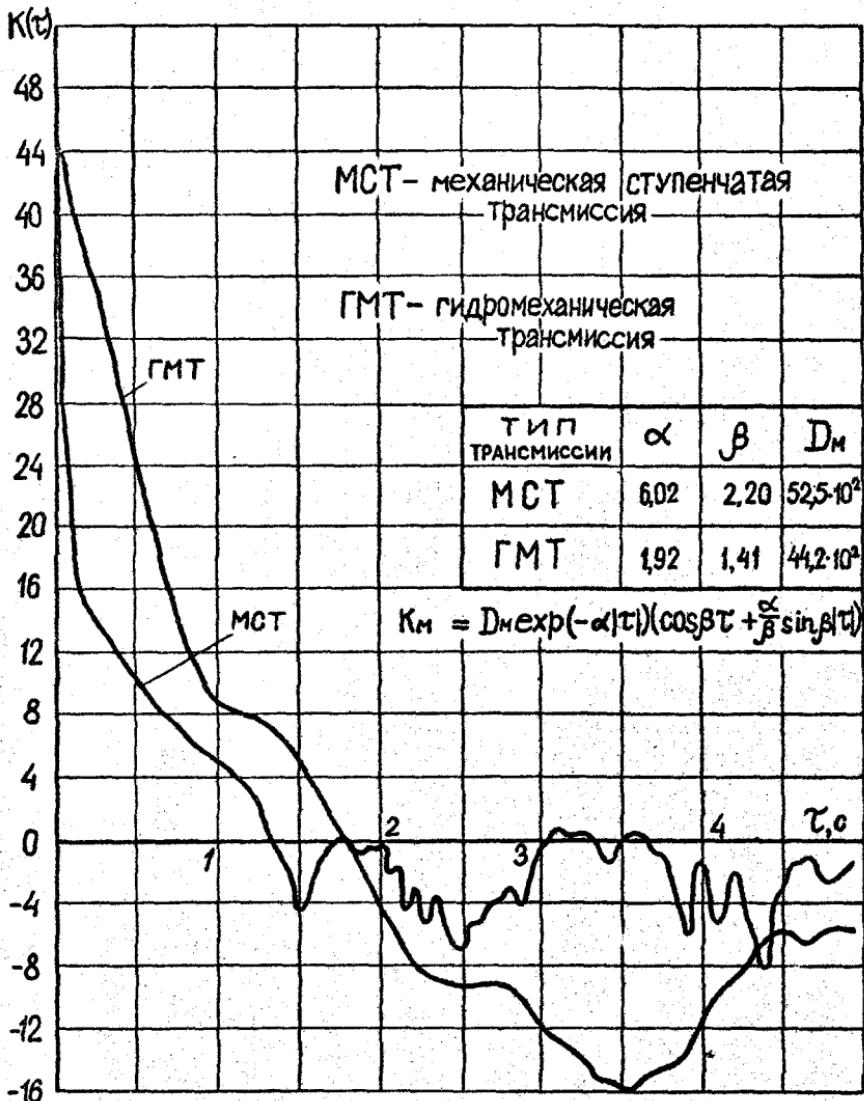


Рис. 12. Графики корреляционных функций вращающих моментов на ступицах ведущих колёс

$\Delta_{M\Gamma} = 44,2 \cdot 10^2 \text{ кГм}^2$ ; более плавно убывает, и время корреляции равно 1,8 с. Обе корреляционные функции пересекают ось  $\tau$  и имеют отрицательные значения, причём корреляционная функция трактора с МСТ имеет несколько переходов через ось  $\tau$ . Подобные переходы свидетельствуют о наличии некоторой скрытой периодичности в протекании случайного процесса. Автокорреляционные функции были аппроксимированы выражениями типа (19) и (20), и по ним рассчитаны и построены нормированные спектральные плотности, необходимые для определения значений коэффициента  $C_f$ .

Исследование показало, что основная мощность процесса при применении ГМТ сосредоточена в области низких частот. В зоне  $0 \leq \omega \leq 3 \text{ Гц}$  сосредоточено около 88% мощности процесса, в то время как для МСТ в этой же зоне сосредоточено только 51,5% мощности процесса. Практически вся мощность процесса расположена для ГМТ в зоне частот  $0 \leq \omega_r \leq 6 \text{ Гц}$ , а для МСТ - в зоне частот  $0 \leq \omega_r \leq 20 \text{ Гц}$ . Отсюда относительный коэффициент фильтрации  $C_f$  изменяется в пределах 2,15...3,24. Кроме того, вследствие более широкой зоны преобладающих частот, в процессе нагружения деталей трактора с МСТ возрастает вероятность совпадения частот собственных и вынужденных колебаний, что создаёт дополнительные трудности при выборе параметров динамической системы трансмиссии, обеспечивающих выход из резонансной зоны. Менее динамичный характер изменения момента на ведущих колёсах трактора с ГМТ, по-видимому, является одной из причин уменьшения буксования трактора с ГМТ во время проведения исследования.

В подавляющем большинстве работ, посвященных вопросам расчёта и прогнозирования прочности и надёжности деталей машин и механизмов, авторами используется понятие "напряжение" с размерностью " $\text{кГ}/\text{см}^2$ " или " $\text{кГ}/\text{мм}^2$ ", хотя оно является функцией не только действующей нагрузки, но и функцией конструктивной формы детали и технологии её изготовления. Поэтому точное определение действительных напряжений в различных точках сложной детали является довольно трудоёмкой задачей. Если предположить, что действующая на входе в узел величина вращающего момента пропорциональна возникающим напряжениям в деталях, то представляется возможным рассматривать не напряжения, возникающие в элементах детали, а действующую на деталь нагрузку в виде момента с размерностью " $\text{кГм}$ ". В этом случае можно определить сравнительную нагруженность деталей, абстрагируясь от их конструктивной формы и технологии изготовления.

При оценке сравнительной прочностной надёжности деталей транс-

миссии будем считать, что разрушение детали наступает при достижении предела текучести.

При анализе влияния ГТ на прочностную надёжность и усталостную прочность использованы положения корреляционной теории случайных стационарных в широком смысле функций.

Наиболее полно прочностную надёжность детали характеризуют средняя частота отказов  $\bar{n}_o$  в единицу времени и гарантия неразрушимости.

Влияние гидротрансформатора на прочностную надёжность будем оценивать безразмерным коэффициентом относительной прочности

$$U_o = \frac{\bar{n}_{oM}}{\bar{n}_{oR}}, \quad (24)$$

где  $\bar{n}_{oM}$  - средняя частота отказов элемента механической трансмиссии (МТ);

$\bar{n}_{oR}$  - средняя частота отказов элемента гидромеханической трансмиссии (ГМТ).

При проведении теоретического исследования использованы положения теории выброса случайного процесса:

$$\bar{n}_o = \frac{\bar{n}_M}{\sqrt{1 + D_R/D_M}} \cdot \exp \left[ - \frac{(\bar{R} - \bar{M})^2}{2(D_M + D_R)} \right], \quad (25)$$

где  $\bar{n}_M$  - среднее число выбросов за заданный уровень  $M_i$ ;

$D_R$  - дисперсия условного момента  $R$ ;

$D_M$  - дисперсия случайного процесса  $M(t)$ ;

$\bar{R}$  - математическое ожидание условного момента  $R$ ;

$\bar{M}$  - математическое ожидание случайного процесса  $M(t)$ .

В свою очередь

$$\bar{n}_M = \bar{n}_M \cdot \exp \left[ - \frac{(M_i - \bar{M})^2}{2D_M} \right], \quad (26)$$

где  $\bar{n}_M = \frac{1}{2\bar{R}} \cdot \frac{6v}{\bar{M}}$

- среднее число выбросов за нулевой уровень, т.е. за уровень  $\bar{M}$  (для каждого случайного процесса  $\bar{n}_M = \text{const}$ );

$$\sqrt{D_M} = \sqrt{[K_M(t)]_{t=0}}$$

- стандарт действующего на деталь момента;

$$\sqrt{D_V} = \sqrt{[K_M''(t)]_{t=0}}$$

- стандарт скорости изменения действующего на деталь момента;

$$[K_M(t)]_{t=0} \text{ и } [K_M''(t)]_{t=0}$$

- соответственно корреляционная функция действующего момента и её вторая производная в точке  $t = 0$ ;

$R$

- условный момент, характеризующий при заданном конструктивном исполнении и технологии изготовления детали её прочностные возможности (пре-

дельный уровень нагружения).

Гарантии неразрушимости определим по выражению  $\Gamma = 1 - \omega_M \cdot \omega_R$ , (27)

где

$$\omega_M = \int_{M_0}^{\infty} \phi(M_M) \cdot dM_M \quad \text{и} \quad \omega_R = \int_{R_0}^{\infty} \phi(R) \cdot dR.$$

Значение  $M_0$  определяется при  $M_i = R_i$  из уравнения

$$\frac{b_R}{b_M} \cdot \exp\left[-\frac{(M_0 - \bar{M})^2}{2D_M}\right] = \exp\left[-\frac{(M_0 - \bar{R})^2}{2D_R}\right]. \quad (28)$$

Рассмотрим влияние малопрозрачного ГТ на прочностную надёжность элементов трансмиссии на примере конечной пары шестерен бортовой передачи трактора класса 10 т тяги.

Необходимо отметить, что коэффициент у различных сталей не остаётся постоянным, а изменяется в довольно широких пределах, уменьшаясь для более качественных сталей и увеличиваясь для менее прочных материалов. По характеристикам различных сталей была построена зависимость коэффициента вариации от отношения прочности рассматриваемой стали к прочности наиболее качественной стали 20Х2НЧА. Коэффициент вариации изменяется в пределах 0,03...0,1.

Анализ числа выбросов за заданный уровень показывает, что число выбросов в случае применения механической трансмиссии значительно превышает число выбросов для гидромеханической трансмиссии в рабочем диапазоне изменения  $M_L$ . Это превышение изменяется от 3,8 раза для среднего уровня до 55,7 раза для предельного уровня. Длительность выброса за заданный уровень при использовании ГМТ оказывается выше в  $\approx 2,3$  раза, чем при применении МСТ, что ещё раз подтверждает тезис о том, что при наличии ГМТ процесс нагружения трансмиссии является менее динамичным, чем при МСТ. Наиболее вероятны отказы под действием рассматриваемых нагрузок на уровнях, близких к математическим ожиданиям, и при использовании сталей с низкими механическими свойствами. По мере повышения уровня нагрузки и качества применяемых материалов средняя частота отказов в единицу времени резко уменьшается (рис.13).

Результаты определения гарантии неразрушимости для МСТ и ГМТ показали, что величина гарантии неразрушимости зависит как от процесса нагружения, так и от прочности материала, причём на абсолютную величину гарантии неразрушимости существенное влияние оказывает поле рассеяния условного момента  $R$ , и что гарантия неразрушимости в случае применения ГМТ всегда выше для любых марок сталей, чем в случае применения МСТ.

Влияние ГТ на усталостную прочность будем оценивать безразмер-

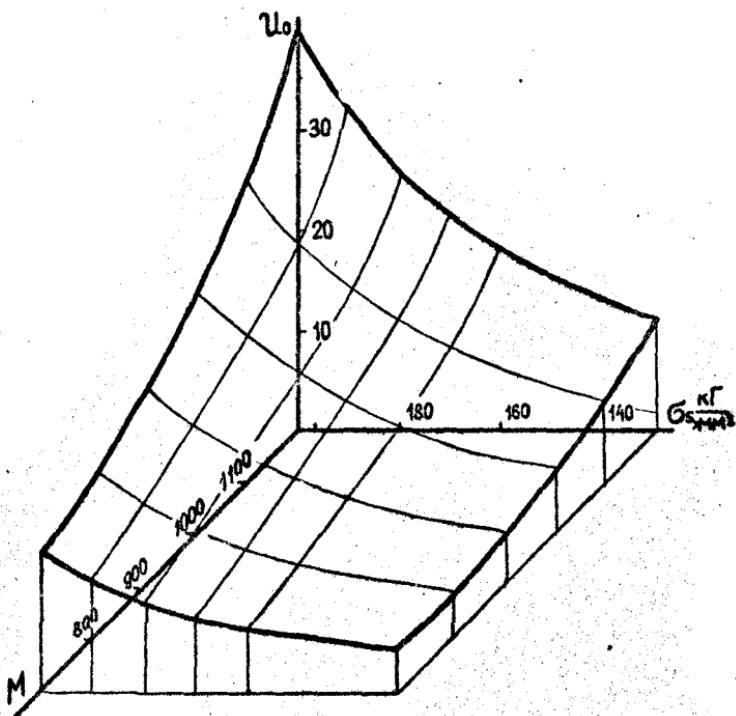


Рис. 13. Зависимость коэффициента относительной прочности от уровня нагруженности и прочностных свойств стали

ным коэффициентом относительной долговечности

$$U_g = \frac{T_r}{T_M}, \quad (29)$$

где  $T_r$  и  $T_M$  - срок службы детали ГМТ и МСТ соответственно.

Используя работу В.В.Болотина, получена расчётная формула

$$T_{r,M} = \frac{N_t \cdot T_e \cdot \chi_0^m}{\psi(m_t+2) \cdot \rho \cdot (\chi_0^2 \cdot m_t + 2)} \cdot c, \quad (30)$$

где:  $N_t$  - число циклов до разрушения;

$T_e = 2 \cdot \bar{\tau}_e$  - эффективный период. При определении ожидаемого срока службы учтена основная частота процесса, которая определяет усталостную долговечность детали;

$\chi_0 = \frac{s_f}{\sigma_s}$  - безразмерная величина;  $\sigma_s$  - стандарт напряжения.

Учитывая, что параметр  $\chi_0$  является безразмерной величиной, заменим отношение  $\psi/\sigma_s$  на отношение  $R_f/b_m$  и в дальнейшем будем использовать последнее соотношение;

$R_f$  - условный момент, соответствующий пределу выносливости детали при симметричном цикле, кГм;

$b_m$  - стандарт действующего момента, кГм.

Очевидно, что выражение (30) остаётся в силе при проведенной замене исходных параметров;

$$\psi(n) = 2 \cdot \frac{n-2}{n} \Gamma\left(\frac{n}{2}\right); \Gamma - \text{полная гамма-функция}; n = m_t + 2;$$

$$R(\chi_0^2, n) = \frac{1}{\psi(n)} \int_0^\infty u^{n-1} e^{-\frac{u}{\chi_0^2}} du - \text{функция } \chi \text{ распределения Пирсона.}$$

Задаваясь различными значениями  $R_f$  для 14 наиболее употребительных в тракторостроении марок сталей, можно проследить за изменением долговечности деталей при заданном режиме нагружения, если изготавливать их из разных материалов.

Расчёты по выражению (30) показали, что при бульдозировании применение ГМТ обеспечивает повышение изгибной долговечности зубьев шестерен в 5,7...6,2 раза, а контактной - в 3,8...4,35 по сравнению с применением МСТ (рис. 14 и 15).

Таким образом, проведенное исследование позволяет утверждать, что применение ГТ в трансмиссиях промышленных тракторов даёт большой выигрыш в смысле положительного влияния на повышение надежности элементов трансмиссии.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В УЗЛАХ МТУ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

Основными тепловыделяющими узлами, входящими в МТУ промышленного трактора, являются двигатель внутреннего горения, гидротрансформатор, зубчатые зацепления и фрикционная муфта сцепления.

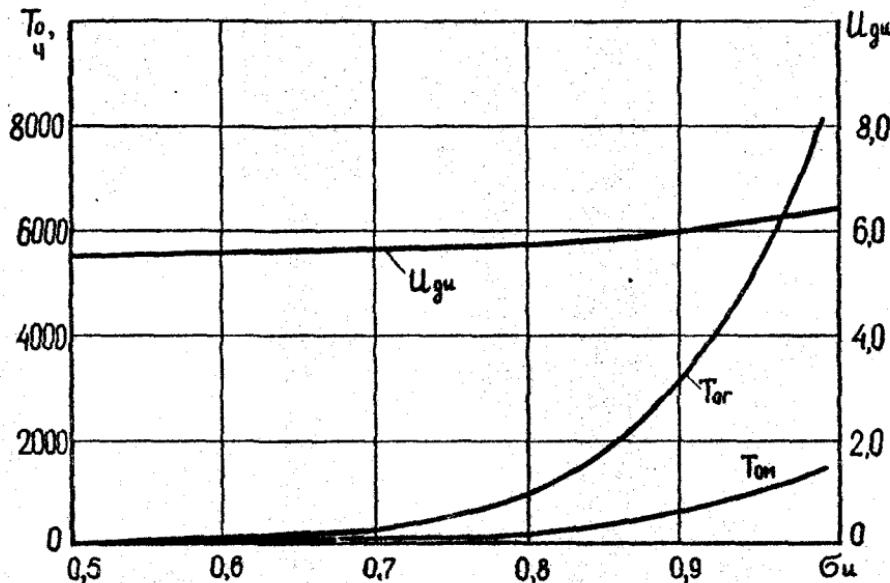


Рис. 14. Зависимость коэффициента относительной изгибной долговечности  $U_{du}$  от относительной прочности стали

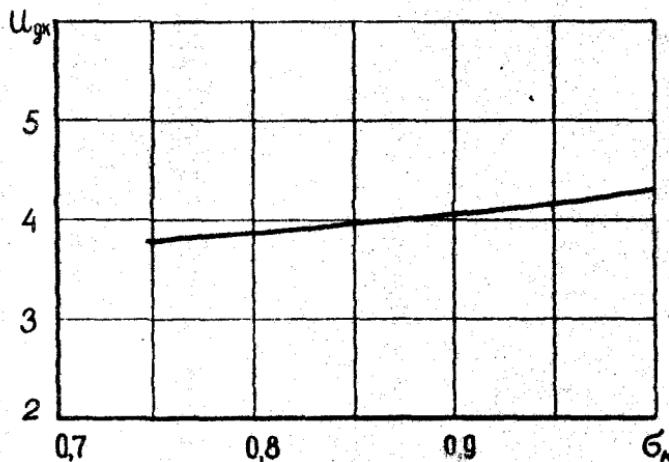


Рис. 15. Зависимость коэффициента относительной контактной долговечности  $U_{dxk}$  от относительной прочности стали

Поскольку ДВС трактора при применении малопрозрачного ГТ практически работает в стационарном режиме, то определение выделяющегося в ДВС тепла не представляет затруднений и производится по известным формулам.

#### Тепловыделение в гидротрансформаторе

В ГТ даже при постоянных оборотах насоса тепловыделение нелинейно зависит от режимов нагружения тракторного агрегата.

Рассмотрим определение выделяющегося в ГТ тепла для случая задания момента сопротивления в виде случайной величины, распределенной по определенному закону с соответствующими параметрами распределения, и для случая момента сопротивления в виде случайной функции, характеризующейся математическим ожиданием и автокорреляционной функцией.

Для первого случая среднее значение расчётного к.п.д. может быть определено как математическое ожидание функции  $\bar{\eta}_{rp} = \bar{\eta}_{rp}(l)$ , для которой известен закон распределения аргумента

$$\bar{\eta}_{rp} = \int_{l_{min}}^{l_{max}} \eta_{rp}(l) \cdot \phi(l) \cdot dl. \quad (31)$$

При нормальном законе распределения  $l$  и линейной аппроксимации  $K_r$  для первого случая получим

$$\bar{\eta}_{rp} = K_r \cdot \bar{l} - \rho \cdot \bar{l}^2 \cdot (1 + \psi_i^2), \quad (32)$$

где  $\rho$  - угловой коэффициент при линейной аппроксимации  $K_r$ ;

$\psi_i$  - коэффициент вариации кинематического передаточного отношения;

$\bar{l}$  - среднее значение кинематического передаточного отношения.

Из выражения (32) видно, что чем больше дисперсия действующего на турбину ГТ момента и чем меньше преобразующие свойства ГТ, тем больше расчётный к.п.д. ГТ отличается от статического в сторону уменьшения.

В случае задания  $K_r$  в виде полинома второй степени закон распределения будет искажаться тем больше, чем больше наблюдается отклонение  $K_r$  от прямой линии.

Рассмотрим совместную работу ДВС и прозрачного ГТ с нелинейной зависимостью  $K_r = K(i)$ .

Характеристика ДВС состоит из двух участков: корректорной ветви, описываемой уравнением  $M_g = M_0 - a \cdot i^b$ , и регуляторной ветви, представляющей собой вертикальную прямую, проведенную из точки  $P_e$ .

Характеристика ГТ задана уравнениями  $M_h = \lambda \cdot i^2 \cdot D^e$  и  $M_T = M_h \cdot K(i)$ .

Используя начальные условия, для корректорной ветви получим

$$M_H = \frac{\lambda' D^5 - M_0}{\lambda' D^5 + \alpha_0} \quad \text{и} \quad M_T = \frac{M_0 \cdot \lambda' K_r}{\lambda' + \alpha_s}, \quad \text{где} \quad \alpha_s = \frac{\alpha_0}{D^5}.$$

Плотность распределения  $i$  для корректорной ветви запишется в виде

$$P_i = \left| \frac{d \cdot p \cdot i^2 - 2d \cdot \xi_0 \cdot i - (p \cdot \lambda_0 + p \cdot \alpha_0 + \beta \cdot \xi_0)^2}{V2\pi \cdot \Psi_y \cdot (\alpha \cdot i^2 + \beta \cdot i + \lambda_0 + \alpha_s)^2} \right| \times \\ \times \exp \left\{ - \frac{[(\xi_0 - \Psi_y \cdot \lambda_0 - \alpha_0 \cdot \Psi_y) - (p + \beta \cdot \Psi_y) \cdot i - d \cdot \Psi_y \cdot i^2]^2}{2\Psi_y^2 \cdot (\alpha \cdot i^2 + \beta \cdot i + \lambda_0 + \alpha_s)^2} \right\}, \quad (33)$$

где  $\Psi_y = \frac{G_m}{M_0}$ ;  $\Psi_y = \frac{\bar{M}}{M_0}$ .

Плотность распределения  $i$  для регуляторной ветви запишется в виде

$$P_i = \frac{p \cdot n_e^2 \cdot D^5}{V2\pi \cdot G_m} \cdot \exp \left\{ - \frac{[(\xi_0 \cdot n_e^2 \cdot D^5 - \bar{M}) - p \cdot n_e^2 \cdot i \cdot D^5]^2}{2G_m^2} \right\}. \quad (34)$$

Кинематическое передаточное отношение  $i_n$ , соответствующее

воротам при максимальной мощности ДВС определяется из выражения

$$i_n = \frac{-\beta \pm [\beta^2 - 4\alpha(\lambda_0 - N_e/n_e^3 D^5)]^{1/2}}{2d}. \quad (35)$$

При подстановке полученных законов распределения  $i$  в исходное выражение (31) определяется расчётный к.п.д. ГТ.

В выражениях (33) и (34) введен новый параметр  $\xi = K_r \lambda' = \xi_0 - p \cdot i$ , поскольку удалось показать, что существует устойчивая зависимость между нагружающими и преобразующими свойствами ГТ. Здесь  $\lambda = \alpha \cdot i + \beta \cdot i + \lambda_0$  и  $\xi_0$  - значение, отсекаемое аппроксимирующей прямой, построенной по способу наименьших квадратов, на оси ординат.

При задании момента сопротивления в виде случайной функции при помощи методов статистической динамики найдена функциональная связь между двумя случайными процессами и проведено нелинейное преобразование параметров одного случайного процесса (изменение момента сопротивления) в другой (изменение выделяемого в ГТ тепла).

В случае применения непрозрачного ГТ количество выделяемого в нем тепла  $Q_i$  связано с моментом сопротивления  $M_i$  следующим уравнением:

$$Q_i = Q_0 + Q_1 \cdot M_i + Q_2 \cdot M_i^2, \quad (36)$$

где  $M_i = \bar{M} + M'$ ;

$B_0 = \alpha \cdot N_g$ ;

$Q_0 = B_0 + B_1 \cdot \bar{M} + B_2 \cdot \bar{M}^2$ ;

$B_1 = - \frac{\alpha \cdot N_g \cdot M_0}{\rho \cdot M_g}$ ;

$Q_1 = B_1 + 2B_2 \cdot \bar{M}$ ;

$Q_2 = B_2$ ;

$B_2 = \frac{\alpha \cdot N_g}{\rho \cdot M_g}$ .

Здесь  $d = 632$  ккал/л.с.час - тепловой эквивалент;

$M_i$  - нормальный стационарный процесс с математическим ожиданием  $\bar{M}$  и автокорреляционной функцией  $K_M(\tau) = D_M R(\tau)$ ;

$R(\tau)$  - нормированная автокорреляционная функция.

Среднее значение  $\bar{Q}$  и автокорреляционная функция  $K_Q(\tau)$  записутся

$$\bar{Q} = Q_0 + Q_2 \cdot D_M; \quad (37)$$

$$K_Q(\tau) = Q_0^2 K_M(\tau) + 2 [Q_2 \cdot K_M(\tau)]^2. \quad (38)$$

В точке  $\tau = 0$  получим

$$D_Q = Q_0^2 D_M + 2 [Q_2 \cdot D_M]^2. \quad (39)$$

Таким образом, полученные параметры  $\bar{Q}$ ,  $D_Q$  и  $K_Q(\tau)$  случайного процесса  $Q_i = Q(M)$  в виде функции случайного процесса  $M_i$  позволяют определить выделяющееся в ГТ количество тепла.

Исследование показало, что если сравнить значение  $\bar{Q}$ , полученные по выражению (32) и по выражению (37), то при моменте сопротивления, рассматриваемом в виде случайной функции, тепловыделение в ГТ оказывается на 15...20% выше, чем в случае представления момента сопротивления в виде случайной величины. Используя теорию выброса, показано, что при использовании случайного процесса нагружения в качестве исходной величины для определения расчётного количества тепла  $\bar{Q}$  перегрева системы охлаждения не наступает.

При использовании формулы (32) полученное расчётное количество тепла следует увеличить на 15...20%.

#### Тепловыделение в муфте сцепления

Для объективного сравнения условий работы муфты сцепления в МСТ и ГМТ необходимо знать не только величину потерь в ней за одно включение, но и частоту её включения.

Решение численным методом систем нелинейных дифференциальных уравнений, составленных для различных периодов включения муфты сцепления в МТУ трактора, состоящей из ДВС-прозрачного ГТ - муфты сцепления - разгоняемой массы, позволили определить величины работ трения за время буксования муфты сцепления.

Для ГМТ  $A_{tp_1} = \int_{t_1}^{t_2} M_\phi (\omega_2 - \omega_3) dt. \quad (40)$

Для МСТ  $A_{tp_2} = \int_{t_1}^{t_2} M_\phi (\omega_1 - \omega_3) dt. \quad (41)$

Время буксования муфты сцепления при аппроксимации  $M_T$  полиномом второй степени  $M_T = a_0 \cdot \omega_3^2 + b_1 \cdot \omega_3 + d$  может быть определено из следующих выражений: при  $\delta = 4A \cdot (d - M_\phi) - B^2 < 0$

$$\cdot t_B = - \frac{2\beta}{V-\delta} \left[ \operatorname{arctg} \frac{2A\omega_3 \operatorname{max} + B}{V-\delta} - \operatorname{arctg} \frac{2A\omega_3 + B}{V-\delta} \right]; \quad (42)$$

при  $\delta = 4A(d-M\phi) - B^2 > 0$

$$t_{\delta} = \frac{1}{15} \left[ \frac{\ell_n / 2A \cdot \omega_{2max} + B - \sqrt{\delta}}{2A \cdot \omega_{2max} + B + \sqrt{\delta}} \right] - \left[ \frac{\ell_n / 2A \cdot \omega_2 + B - \sqrt{\delta}}{2A \cdot \omega_2 + B + \sqrt{\delta}} \right]. \quad (43)$$

В уравнениях (42) и (43)  $A = Q_e \cdot 10^2$  и  $B = E_s \cdot 10$ .

При интегрировании соответствующих уравнений производилось варьирование временем включения в пределах  $t_{\delta} = 0,1 \dots 2,0$  с. Для рассмотренных времен включения работа буксования во фрикционе МТУ с ГТ в среднем в 1,8 раза меньше, чем без него. Если в МСТ потери в процессе включения муфты приходятся только на муфту (для принятой расчётной схемы), то в ГМТ происходят потери мощности и в муфте сцепления и в ГТ как при буксовании муфты, так и на последующем участке разгона системы до выхода её на установившийся режим, определяемый некоторым уровнем нагрузки. В зависимости от темпа включения муфты сцепления потери в МСТ оказываются больше, чем в ГМТ, и за один час работы трактора Т-130 на бульдозировании в "персональной" муфте сцепления трактора с МСТ может выделяться на 1000...2400 ккал тепла больше, чем в ГМТ. С увеличением прозрачности ГТ потери на трение в муфте сцепления несколько увеличиваются, при этом увеличение тем больше, чем больше время включения муфты.

#### Исследование системы охлаждения промышленного трактора и отдельных её узлов

Для трактора Т-130 было спроектировано и исследовано 6 вариантов системы охлаждения, отличающихся друг от друга комплектацией различными водяными и масляными радиаторами. Перед установкой радиаторов в систему охлаждения они были исследованы на безмоторном стенде для определения их характеристик при изменении внешних условий в широких пределах (рис.16). Используя положения краткосрочного инженерного прогнозирования из шести исследованных вариантов системы охлаждения для эксплуатационных испытаний был выбран один вариант, имеющий наилучшую комплексную оценку. При этом система охлаждения трактора Т-130 состоит из двух четырёхрядных стальных воздушно-масляных радиаторов для охлаждения масла ГТ и ДВС с коридорным расположением плоскоovalьных неоребрённых трубок. Оба масляных радиатора расположены перед фронтом четырёхрядного водяного радиатора ДВС, который имеет шахматное расположение охлаждающих трубок.

В ГМТ в зависимости от способа задания момента сопротивления количество выделяемого тепла различно и соответственно равно:

$Q = 22000$  ккал/час - при стационарном процессе;

$Q = 23950$  ккал/час - при задании момента сопротивления в виде случайной величины;

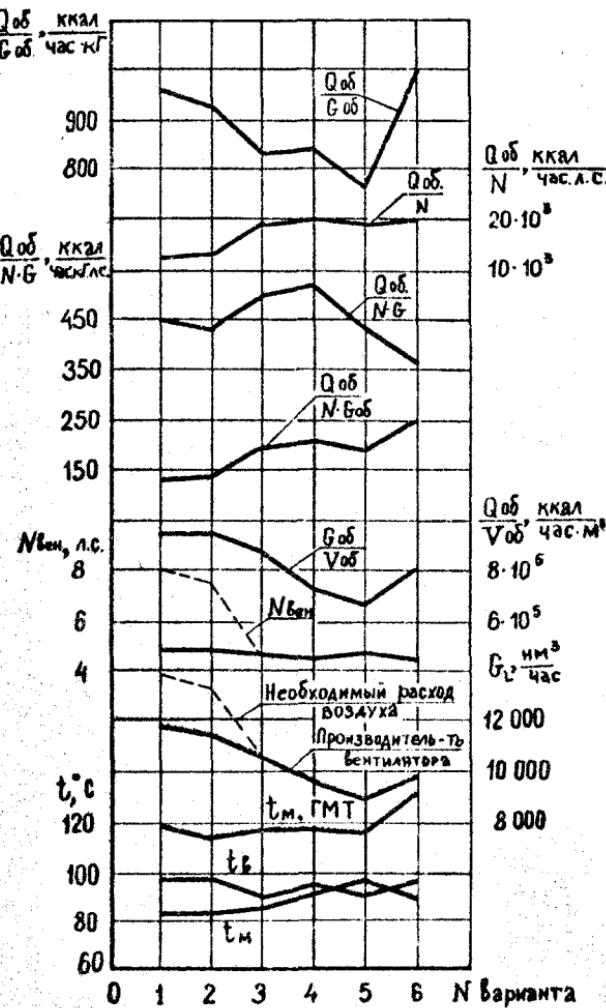


Рис. 16. Эксплуатационные показатели различных вариантов систем охлаждения промышленного трактора Т - 130

$Q = 27100$  ккал/час – при задании момента сопротивления в виде случайной функции.

Стендовые исследования дали цифру  $Q = 22215$  ккал/час для апостериорного режима  $\zeta = 0,4\cdot7$ . Таким образом, расчётное и экспериментальное значения выделяемого в ГМТ тепла практически совпали с точностью до 1%.

Для проверки правильности разработанных рекомендаций спроектированная система охлаждения была испытана на тракторе на неуставновившихся режимах нагрузления. Проверка теплового состояния МТУ в реальных условиях рядовой эксплуатации тракторов и соответствия рабочих температур воды и масла расчётным значениям проводилась во время специальных контрольных смен. Стабилизация температуры масла ГМТ наступает через  $\approx 2,5$  часа, а значение установившейся температуры  $+ 95^{\circ}\text{C}$ . После достижения установившейся температуры никаких колебаний её не наблюдается. Стабилизация температуры воды ДВС наступает через  $\approx 1,5$  часа.

Несовпадение расчётной и действительной температур масла ГМТ составляет  $2^{\circ}\text{C}$  при температуре окружающего воздуха  $25^{\circ}\text{C}$ , что составляет не более 2,1%.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для подтверждения изложенных в диссертации теоретических положений был проведен комплекс лабораторных и экспериментальных исследований в соответствии со структурной схемой исследования. Для проведения указанных испытаний были разработаны частные методики, в которых был учтен многолетний опыт ЧТЗ им. В.И.Ленина, а также опыт смежных отраслей машиностроения.

Лабораторные исследования были проведены на безмоторном стенде (узлы и система охлаждения), силовом стенде (ДВС, ГТ, гидропривод управления орудием система охлаждения) и тракторах-макетах. Полевые исследования были проведены на тракторах Т-130, оборудованных МСТ и ГМТ в одинаковых условиях – на траншейной разработке грунта бульдозером. Эксплуатационные испытания тракторов с ГМТ были проведены в объеме 2500...3000 часов.

На основании обработки измерений специальных циклов работы тракторов были рассчитаны коэффициенты вариации средних значений параметров, которые приведены в табл. 6.

Таблица 6

Исследуемый параметр	Обозначение, размерность	$\gamma$	бульдозер	погрузчик
Касательное тяговое усилие	$P_k$ , кГ	0,08	0,12	
Момент на турбине ГТ	$M_t$ , кГм	0,08	0,11	
Момент гидропривода	$M_{гр}$ , кГм	0,07	0,12	
Частоты вращения:				
ДВС	1/с	0,03	0,05	
Турбины ГТ	1/с	0,08	0,09	

Основные выводы

1. Проведенный объём теоретических и экспериментальных исследований показал, что одним из наиболее эффективных средств одновременного повышения производительности, увеличения долговечности, облегчения управления и создания благоприятного психологического климата для оператора является применение в трансмиссиях гусеничных промышленных тракторов гидродинамических трансформаторов.

2. Сформулированы принципы и разработаны основы оптимизации нагружающих характеристик гидротрансформаторов, направленные на повышение эффективности использования агрегатов на базе гусеничных промышленных тракторов.

Основы оптимизации разработаны с учётом особенностей эксплуатационных свойств промышленных тракторов и тракторных двигателей.

3. Разработана и апробирована обобщённая методика эффективного совмещения характеристик двигателя, гидротрансформатора (в последовательном и параллельном силовом потоке) и механической части трансмиссии при установившихся и неустановившихся режимах работы промышленного трактора.

4. Показано, что при  $\gamma \leq 0,2$  эффективные совмещения, проведенные для установившихся и неустановившихся режимов работы, в общем случае не совпадают.

В частности, установлено, что при работе на неустановившихся режимах требуется увеличенная на 10...12% энергоёмкость гидротрансформатора, причём работа на этих режимах сопровождается увеличенным на 15...20% тепловыделением в нем.

5. Установлено, что для моторно-трансмиссионных установок тракторов с гидротрансформатором (в последовательном и параллельном си-

ловом потоке). Исследование динамических процессов целесообразно проводить методом численного интегрирования математической модели трехмассовой системы при аппроксимации  $M_g$ ,  $K_r$  и  $\lambda'$  в виде полиномов второй степени и учёте динамической характеристики ДВС.

6. Предложенная форма уравнений и коэффициентов демпфирования и фильтрации позволяет исследовать фильтрующие и демпфирующие свойства двух- и однопоточных передач и сравнить их с аналогичными свойствами механической передачи.

7. Предложенная математическая модель моторно-трансмиссионной установки промышленного трактора при задании момента сопротивления в виде случайной функции позволяет с погрешностью не более 10...15% определять выходные показатели моторно-трансмиссионной установки при изменении входящих в модель параметров в любых сочетаниях и при любых диапазонах их изменения.

8. Установлены особенности формирования действующих на двигатель и узлы трансмиссии нагрузок в случае применения гидротрансформатора и без него.

В частности, показано следующее:

- гидротрансформатор обладает существенными защитными свойствами, уменьшая амплитуды колебаний момента, проходящего через него, в 2,5...20 раз;

- число ожидаемых поломок деталей трансмиссии при применении гидротрансформатора снижается в 3,8...13,6 раза;

- при выполнении бульдозерных работ применение гидротрансформатора повышает изгибную долговечность в  $\approx 6$  раз, а контактную - в  $\approx 4$  раза.

9. Полученные формулы для определения расчётного значения к.п.д. гидротрансформатора при задании действующих на турбину моментов в виде случайной величины или случайной функции позволяют обоснованно выбирать исходные данные для проектирования системы охлаждения промышленного трактора.

10. Результаты проведенных экспериментальных исследований подтвердили теоретические положения, разработанные в соответствии со структурной схемой комплексного теоретического исследования.

Проведенная оценка точности экспериментальных исследований показала, что относительная среднеквадратичная погрешность не превышала при определении: вращающих моментов - 2,5%; частот вращения - 0,5% и давлений в гидросистеме управления орудием - 2,0%.

11. Разработанные в диссертации рекомендации и методические положения реализованы на Челябинском тракторном заводе им. В.И. Ленина

при создании промышленных тракторов классов 10, 15, 25 и 35 тонн тяги с гидромеханическими трансмиссиями, а также НАТИ (г.Москва) при создании модификаций гидротрансформаторов для колёсных и гусеничных тракторов-погрузчиков.

12. Экономический эффект от реализации разработанных рекомендаций по данным бюро технико-экономических исследований ОГКтр ЧТЗ им.В.И.Ленина составляет не менее 15 млн.рублей в год.

По теме диссертации опубликовано 49 печатных работ, в том числе 30 - в центральных издательствах и отраслевых журналах; получено 3 авторских свидетельства.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

- 1. Злотник М.И. (Кавьяров И.С.). Кинематические схемы трансмиссии современных тракторов (обзор). М., ЦНИТИМАШ, 1961, 128с.

2. Злотник М.И. Работа двигателя Д-130 с гидротрансформатором силовой передачи при различных схемах привода ВОМ.-"Тракторы и сельхозмашины", 1963, № 12, с.4-7.

3. Злотник М.И. Механическая трансмиссия трактора Т-130. М., Научно-технический сборник "Тракторное и сельхозмашиностроение", ЦНИТИАМ, № 8, 1964, с.1-4.

4. Злотник М.И. К вопросу оптимального совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора.-"Тракторы и сельхозмашины", 1967, № 6, с.18 - 19.

5. Злотник М.И. Исследование гидромеханической передачи для трактора класса 6 тонн. Ремонт и совершенствование конструкций тракторов, автомобилей и двигателей. Труды ЧИМЭСХ, вып.28, Чермь, 1967, с.43 - 47.

6. Злотник М.И. (Батян В.И.) Расчёт теплообразования в гидротрансформаторе гидромеханической трансмиссии промышленного трактора- "Тракторы и сельхозмашины", 1969, № 10.

7. Злотник М.И. К вопросу работы силовой установки трактора при наличии отбора мощности. Механизация сельского хозяйства, вып.6, ЦНИИМЭСХ, Минск, "Урожай", 1970, с.25 - 29.

8. Злотник М.И. (Астахов А.И., Батян В.И.) Экспериментальное исследование системы охлаждения гидромеханической трансмиссии промышленного трактора.-"Тракторы и сельхозмашины", 1971, № 7.

9. Злотник М.И. (Кавьяров И.С.) Трансмиссии современных промышленных тракторов. М., "Шапиностроение", 1971, 248с.

10. Злотник М.И. (Ложкин А.И., Авраменко А.С., Брусенцев А.И.) Исследование нагрузочных режимов механической трансмиссии промышлен-

ного трактора Т-130. Материалы межвузовской научно-технической конференции по расчёту и проектированию трансмиссий. Часть I, Минск, 1971.

11. Злотник М.И.(Ревский В.Г.) Эффект гидромеханической трансмиссии. М., "Журнал ВДНХ СССР", 1972, № 3, с.13-15.

12. Злотник М.И.(Вагин С.Н.) Сравнительный анализ характеристик различных схем двухпоточных гидромеханических передач. Динамика машин и рабочих процессов. Сборник научных трудов ЧИИ, № 129, Челябинск, 1973, с.148-153.

13. Злотник М.И.(Довжик В.Л., Маликов Н.М.) К вопросу совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора гусеничного трактора-погрузчика. Научно-технический сборник ЧТЗ им.В.И.Ленина, Челябинск, 1973, с.39-47.

14. Злотник М.И. и др. Трактор Т-130. М., "Высшая школа", 1973, 207с.

15. Злотник М.И.(Вагин С.Н.) Применение двухпоточных гидромеханических передач на тяговых и транспортных машинах. "Автомобили, тракторы и двигатели", сборник научных трудов ЧИИ, №131, 1973, с. 174-176.

16. Злотник М.И.(Довжик В.Л., Магарилло Б.Л., Потапов В.А., Сартаков Г.С., Черпак Т.А.) Исследование влияния гидромеханической трансмиссии на нагруженность двигателя и деталей трансмиссий промышленного трактора тягового класса 10 т. Реферативный сборник, серия "Тракторы, самоходные шасси и двигатели". М., ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1974.

17. Злотник М.И.(Довжик В.Л., Михайлин Г.К., Потапов В.А., Сартаков Г.С.) Исследование нагруженности гидромеханической трансмиссии гусеничного трактора класса 10 тонн. Научно-технический сборник ЧТЗ им.В.И.Ленина, Челябинск, 1974, с.159-168.

18. Злотник М.И.(Довжик В.Л., Черпак Ф.А.) Выбор оптимальной нагружающей характеристики гидротрансформатора промышленного трактора.-"Тракторы и сельхозмашины", 1974, № 1, с.10-12.

19. Злотник М.И.(Довжик В.Л., Потапов В.А., Сартаков Г.С., Черпак Ф.А.) Эффективность применения гидротрансформатора с обратной прозрачностью в трансмиссии трактора класса 10 тонн тяги, агрегатируемого погрузчиком. Реферативный сборник, серия "Тракторы, самоходные шасси и двигатели", М., ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1975.

20. Злотник М.И.(Довжик В.Л., Михайлин Г.К.) Метод оптимизации параметров моторно-трансмиссионной установки промышленного трактора.-"Тракторы и сельхозмашины", 1975, № 2, с.12-14.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Диссертационная работа одобрена на расширенном заседании Совета автотракторного факультета Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Результаты работы обсуждались и получили одобрение:

- на научно-техническом Совете Головной конструкторской организации по промышленным тракторам, Челябинск, 1975;
- на научно-технических конференциях ЧИИ, Челябинск, 1970, 1971, 1972, 1973, 1974, 1975 г.г.;
- на научно-технической конференции ЧИМЭСХ, г.Челябинск, 1973г.;
- на научно-технической конференции Сибади, Омск, 1972г.;
- на научно-техническом семинаре "Гидромеханические передачи автомобилей" ЗИЛ-МАДИ, г.Москва, 1972, 1973 г.г.;
- на республиканской научно-технической конференции "Современные методы стендовых и полигонных испытаний тракторов и сельхозмашин на надёжность и долговечность", г.Минск, 1974г.;
- на Всесоюзном совещании по основным проблемам Теории механизмов и машин, г.Тбилиси, 1974г.