

97
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р
ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

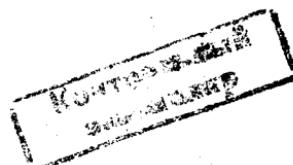
На правах рукописи

ГОЙДО
Максим Хаимович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОПРИВОДА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ
В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ОРГАНОМ
ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

(Специальность 05.02.02 - "Машиноведение
и детали машин")

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



Челябинск
1978

Работа выполнена на кафедре "Гидропривод и гидропневматика" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола и в Челябинском тракторостроительном производственном объединении "ЧТЗ имени В.И.Ленина".

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Г.Э.Палей.

Научный консультант - кандидат технических наук,
доцент Г.Я.Вулах.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Г.Д.Есин (г.Ленинград);
кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Р.И.Пасинков (г.Москва).

Ведущее предприятие - Челябинский ордена Ленина завод
дорожных машин имени Колющенко.

Автореферат разослан "___" февраля 1978 г.

Защита диссертации состоится 29 марта 1978г., в 14 часов,
на заседании Специализированного совета К 053.13.02 по при-
суждению ученых степеней кандидата технических наук Челя-
бинского политехнического института имени Ленинского комсо-
моля (г.Челябинск, проспект имени В.И.Ленина, 76, ауд.244).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующих-
ся темой диссертации, принять участие в заседании Специали-
зированного совета или прислать свои отзывы на автореферат в
двух экземплярах, заверенных печатью.

Отзывы на автореферат просим направлять по адресу: 454044.
г.Челябинск-44, проспект имени В.И.Ленина, 76, Челябинский
политехнический институт имени Ленинского комсомола, ученому
секретарю Специализированного совета К 053.13.02.

Ученый секретарь
Специализированного совета,
кандидат технических наук,
доцент

А.И.ВАРАНКИН

Безрас

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ. Основными направлениями развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы, принятными XXII съездом КПСС, предусматривается дальнейшее расширение использования гидравлики на различного рода мобильных машинах. Одной из областей применения гидравлического привода на мобильных машинах являются системы управления их рабочими органами. При этом в системах управления рабочими органами таких распространенных мобильных машин как бульдозеры, рыхлители, скреперы и др., большая часть которых выпускается на базе промышленных тракторов, преимущественно используется нерегулируемый объемный гидропривод возвратно-поступательного движения.

Характерной особенностью работы гидропривода машин на базе тракторов является потребление энергии от двигателя машины в период выполнения ее технологического процесса. Это предъявляет повышенные требования к экономичности гидропривода и к степени соответствия его параметров характеристикам машины и условиям ее эксплуатации. От того, насколько гидропривод отвечает указанным требованиям, зависит эффективность его использования на машине. Поскольку мобильные машины с разветвлением потока мощности широко применяются в промышленности и в сельском хозяйстве и ими выполняется большой объем работ, то в силу сказанного удовлетворение гидропривода упомянутым требованиям является важной народнохозяйственной задачей. Для ее решения необходимо всестороннее исследование влияния схемы и параметров гидропривода на эффективность его использования в системе управления рабочим органом машины. В настоящее время ряд вопросов этой проблемы еще не решен полностью. Реферируемая работа в определенной степени призвана способствовать их решению.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ состоит в повышении эффективности использования нерегулируемого гидропривода в системе управления рабочим органом мобильной машины путем рационального выбора схемы включения цилиндров и скоростных параметров привода.

Достижение поставленной цели предполагает решение следующих основных задач:

1. Исследование влияния схемы включения цилиндров с односторонним штоком на работу и характеристики нерегулируемого гидропривода.

2. Получение обоснованных расчетных зависимостей для выбора рабочего объема насоса нерегулируемого гидропривода мобильной машины типа промышленного трактора, агрегатированного с бульдозерным оборудованием.

3. Разработка методики выбора рабочего объема насоса гидропривода бульдозера.

4. Создание для промышленного трактора гидропривода с наиболее рациональной схемой включения цилиндров и исследование его работы в лабораторно-полевых условиях.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА работы заключается: 1) в исследовании влияния схемы включения цилиндров нерегулируемого гидропривода на энергетические характеристики привода, динамику его работы при разгоне нагруженного поршня, работу гидропривода при попутной нагрузке на штоках; 2) в получении обоснованных расчетных зависимостей для выбора рабочего объема насоса нерегулируемого гидропривода мобильной машины типа промышленного трактора, агрегатированного с бульдозерным оборудованием; 3) в установлении влияния условий работы промышленного трактора на выбор рабочего объема насоса нерегулируемого гидропривода системы управления рабочим органом.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ проведенного исследования состоит в том, что: 1) определены условия работы нерегулируемого гидропривода, при которых переход от обычной схемы включения цилиндров к дифференциальной позволяет уменьшить или полнее использовать максимальную мощность гидропривода; 2) предложены критерии правильности выбора рабочего объема насоса нерегулируемого гидропривода рабочего органа мобильной машины с механической ступенчатой трансмиссией (МСТ) и получены соответствующие расчетные зависимости; 3) разработана методика выбора рабочего объема насоса гидропривода бульдозера.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ. На основании рекомендаций и конструкторских разработок автора на Челябинском тракторном заводе имени В.И.Ленина изготовлен и установлен на двух тракторах Т-130 с автоматическим управлением рабочим органом гидропривод с включением цилиндров передней навесной системы по дифференциальной схеме. Экономический эффект от внедрения на тракторах Т-130 указанного гидропривода по данным бюро технико-экономических исследований завода составляет 383,6 руб. на один трактор.

Разработанная автором методика используется на Челябинском тракторном заводе при определении параметров гидропривода промышленных тракторов с ИСТ.

АПРОВАЦИЯ РАБОТЫ. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на XXIУ, XXУ1-XXX научно-технических конференциях Челябинского политехнического института (1971-1977 гг.), на первой научно-технической конференции молодых ученых и специалистов Челябинского политехнического института (1977г.), на I-ой и II-ей научно-технических конференциях молодых ученых Челябинского филиала НАТИ (1975, 1976 гг.), на XXXIУ-XXXУ1 научных конференциях Сибирского автомобильно-дорожного института имени В.В.Куйбышева (г.Омск, 1974-1976 гг.), на заседании научно-технического совета ГСКБ по промышленным тракторам ЧТЗ имени В.И.Ленина (1977г.).

ПУБЛИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ. По теме диссертационной работы опубликовано семь статей и получено два авторских свидетельства.

СТРУКТУРА И ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложений. Она содержит 139 страниц основного машинописного текста, четыре таблицы на четырех страницах, 46 рисунков на 42 страницах, 12 страниц библиографии и 30 страниц приложений. Библиография состоит из 102 источников, в числе которых 12 иностранных. В приложениях приведены акт внедрения, расчет экономической эффективности внедрения на тракторах Т-130 гидропривода с включением цилиндров передней навесной системы по дифференциальной схеме и вспомогательные материалы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы и очерчивается круг решаемых в ней задач.

ПЕРВАЯ ГЛАВА посвящена оценке состояния вопроса. Содержание изложенного в ней материала сводится к следующим узловым положениям.

1. Анализ работы большинства нерегулируемых гидроприводов возвратно-поступательного движения может быть выполнен на базе одной из двух основных расчетных схем, соответствующих обычному и дифференциальному включению гидроцилиндров с односторонним потоком.

2. Практически все известные исследования работы нерегулируемого гидропривода посвящены обычной схеме включения цилиндров в то время как для решения целого ряда задач широко используется включение цилиндров по дифференциальной схеме.

3. Одним из основных вопросов, решаемых при проектировании гидропривода системы управления рабочим органом мобильной машины с разветвлением потока мощности на совершение основного движения и на привод рабочего органа, является выбор скорости движения выходного звена исполнительного механизма гидропривода.

4. В настоящее время нет достаточно обоснованных расчетных зависимостей для выбора скоростных параметров нерегулируемого гидропривода мобильных машин, рабочий процесс которых подобен рабочему процессу промышленного трактора.

В конце первой главы сформулированы цель и основные задачи исследования.

ВТОРАЯ ГЛАВА посвящена исследование влияния схемы включения цилиндров на работу и характеристики нерегулируемого гидропривода.

Одной из основных характеристики гидропривода любой машины является максимальная потребляемая им мощность. Величина максимальной мощности гидропривода возвратно-поступательного движения, в качестве исполнительных элементов которого используются цилиндры с односторонним потоком, включаемые по обычной

схеме, при заданной скорости v движения поршней цилиндров и максимальном усилии P , которое в процессе эксплуатации привода необходимо обеспечить на поршнях цилиндров, соответствующем выполнению операции втягивания штоков, без учета к.п.д. привода определяется выражением

$$N = Pv \frac{F_{шт}}{F_{пш}}$$

Из приведенного выражения следует, что в рассматриваемом случае величина максимальной мощности гидропривода существенно зависит от отношения эффективных площадей поршня со стороны поршневой $F_{пш}$ и штоковой $F_{шт}$ полостей гидроцилиндра и всегда превышает свое минимальное потребное значение $N_{min} = Pv$.

Без изменения типа гидроцилиндров и способа их установки на машине можно избежать неоправданного завышения максимальной мощности гидропривода путем использования дифференциальной схемы включения цилиндров. Указанная схема включения заключается в том, что для выдвижения штоков поршневые и штоковые полости цилиндров соединяются между собой и с напорной гидролинией насоса. Если при этом выполняется неравенство

$$\frac{1}{2} < \frac{F_{шт}}{F_{пш}} < \frac{1}{P' + 1}$$

где P' - максимальное усилие, которое в процессе работы привода необходимо обеспечить на поршнях гидроцилиндров при выдвижении штоков ($P' < P$) , то максимальная мощность гидропривода принимает свое минимально потребное значение $N_{min} = Pv$.

Анализ, выполненный с учетом потерь энергии, показывает, что, если при переходе от обычной схемы включения гидроцилиндров к дифференциальной, который в общем случае может сопровождаться изменением геометрических размеров цилиндров, площадь поршня со стороны поршневой полости $F_{пш}$ не увеличивается, то максимальная мощность гидропривода снижается также за счет уменьшения потерь энергии в гидролиниях. С учетом потерь энергии минимум максимальной мощности гидропривода с включением цилиндров по дифференциальной схеме имеет место не для целого диапазона значений $\frac{F_{шт}}{F_{пш}}$, а при фиксированном $F_{шт}$ или $F_{пш}$ - только при отношении $\frac{F_{шт}}{F_{пш}} = \frac{1}{2}$.

При этом расчетные скорости движения поршня в обе стороны оказываются одинаковыми и равными заданной величине.

При переходе на повышенное рабочее давление в гидроприводе с цилиндрами с односторонним потоком применение дифференциальной схемы включения цилиндров позволяет до определенного уровня увеличения рабочего давления сохранять неизменным заданное соотношение скоростей движения поршня цилиндра в обе стороны и в том числе их равенство.

Для выяснения степени влияния схемы включения гидроцилиндров на динамику разгона нерегулируемого гидропривода рассматривались переходные процессы, протекающие в гидроприводе при подключении гидроцилиндров по соответствующей схеме к источнику питания (объемному насосу). Исследование выполнялось с помощью математической модели гидропривода, составленной при ряде обычно принимаемых допущений и включающей в себя следующие уравнения

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + B \frac{dz}{dt} + cz + R_u + \theta \operatorname{sign} \frac{dz}{dt} = n(F_{nw} p_{nw} - F_{wt} p_{wt}) ; \quad (1)$$

$$Q = Q_n + k_{V_{T,p}} p_n + \left\{ k_{V_{T,p,nw}} + [V_{T,p,nw} + k_{V_{T,p,nw}} p_n] \beta_{c_n} \right\} \frac{dp_n}{dt} ; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} Q_{wt} = & n F_{wt} \frac{dz}{dt} - k_{V_{T,p,wt}} p_{wt} - k_{\text{перет}} (p_{wt} - p_{nw}) - \left\{ k_{V_{T,p,wt,p}} + \right. \\ & \left. + [V_{T,p,wt,p} + k_{V_{T,p,wt,p}} p_{wt} + n F_{wt} (H - z_0 - z)] \beta_{c_{wt}} \right\} \frac{dp_{wt}}{dt} ; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} Q_n + Q_{wt} = & n F_{nw} \frac{dz}{dt} + k_{V_{T,p,nw}} p_{nw} + k_{\text{перет}} (p_{wt} - p_{nw}) + \\ & + \left\{ k_{V_{T,p,p,nw}} + [V_{T,p,p,nw} + k_{V_{T,p,p,nw}} p_{nw} + n F_{nw} (z_0 + z)] \beta_{c_{nw}} \right\} \frac{dp_{nw}}{dt} ; \end{aligned} \quad (4)$$

$$p_n - p_{nw} = (E_{np} + E_p) Q_n^2 + r_{np} Q_n + E_{p,nw} (Q_n + Q_{wt})^2 + r_{p,nw} (Q_n + Q_{wt}) ; \quad (5)$$

$$p_n - p_{wt} = (E_{np} + E_p) Q_n^2 + r_{np} Q_n - (E_{wt,p} + E_p) Q_{wt}^2 - r_{wt,p} Q_{wt} ; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \rho_{ci} = & \frac{\delta p_o + \beta_{\infty} (1 - \delta) (\rho_i + p_o)}{(\rho_i + p_o) / (\rho_i + p_o) - [\delta + \beta_{\infty} (1 - \delta) (\rho_i + p_o)] / \rho_i} . \end{aligned} \quad (7)$$

где m , B , c , R_u , Θ – приведенные к поршням гидроцилиндров соответственно масса, коэффициент сопротивления, текучесть нагрузки, усилие и сила трения; Z , Z_0 , H – соответственно перемещение, начальная координата и полный ход поршня в цилиндре; n – число цилиндров; P_{wt} , P_{pw} , P_h – избыточное давление рабочей жидкости соответственно в штоковой и поршневой полостях цилиндров и в напорной гидролинии насоса; A_{per} – коэффициент перетечек между полостями гидроцилиндров; V_{tr} , k_{tr} , k_y – соответственно внутренний объем трубопроводов при атмосферном давлении, коэффициент упругости трубопроводов и коэффициент утечек на данном участке гидросистемы; Q – подача насоса гидропривода; Q_n , Q_{wt} – вспомогательные переменные; β_{cn} , β_{wt} , β_{cpw} – значения коэффициента объемного сжатия газожидкостной смеси, определяемые по выражению (7) при P_i , соответственно равном P_h , P_{wt} , P_{pw} ; β_{ch} – коэффициент объемного сжатия чистой жидкости; δ – коэффициент содержания газов в смеси по объему при нормальном атмосферном давлении P_0 ; Z , Γ – приведенные коэффициенты сопротивления участков гидросистемы соответственно с квадратичным и линейным законами сопротивления; E_p – приведенный коэффициент сопротивления рабочего окна распределителя.

Уравнения (1) – (7) описывают работу нерегулируемого гидропривода с включением цилиндров по дифференциальной схеме. При этом уравнения (5) и (6) соответствуют наиболее рациональному с энергетической точки зрения случаю, когда объединение потоков рабочей жидкости, поступающих от насоса и из штоковых полостей гидроцилиндров, происходит на выходе распределителя.

При обычной схеме соединения полостей цилиндров в случае выполнения операции "вывдвижение штоков" уравнения (1) – (3) не претерпевают никаких изменений, в левой части уравнения (4) отсутствует слагаемое O_{wt} , а уравнения (5) и (6) несколько трансформируются и приобретают вид

$$P_h - P_{pw} = (E_{np} + E_p + E_{pw}) Q_n^2 + (\Gamma_{np} + \Gamma_{pw}) Q_n ; \quad (8)$$

$$P_{wt} = (E_{wt\beta} + E_p) Q_{wt}^2 + \Gamma_{wt\beta} Q_{wt}. \quad (9)$$

Решение полученных систем уравнений производилось на ЭЦВМ М-222 для двух вариантов исполнения гидропривода передней навесной системы трактора Т-130. При проведении исследования

варьировались значения массы m , усилия R_4 и коэффициента объемного газосодержания δ . Поскольку переходные процессы по скорости движения поршня гидроцилиндра и по давлению в напорной гидролинии насоса имеют характер затухающих колебаний, то для них определялись логарифмический декремент затухания и величина перерегулирования. Согласно результатам выполненного исследования процесс разгона гидропривода с дифференциальной схемой включения характеризуется более низкими значениями величин перерегулирования и большими значениями величин логарифмического декремента затухания, чем у гидропривода серийного исполнения.

При работе гидропривода с попутной нагрузкой на штоках движение поршней гидроцилиндров можно представить состоящим из двух этапов. На первом этапе движения происходит разгон поршней от нулевой скорости до скорости v_0 , обуславливаемой подачей насоса. На втором этапе движения скорость поршней превышает значение v_0 . При определении закономерности движения поршней на этом этапе податливость гидропривода и утечки рабочей жидкости без внесения ощущимой погрешности в конечные результаты решения задачи можно не учитывать. Указанное обстоятельство позволило проинтегрировать уравнения, описывающие работу гидропривода, и получить аналитические выражения, устанавливающие характер изменения скорости и положения поршня, а также давления в поршневых полостях гидроцилиндров (при условии, что $\delta = \text{const}$) на втором этапе движения поршней.

Сопоставление результатов расчетов, выполненных для гидроприводов с обычной и дифференциальной схемами включения цилиндров, и их анализа показывает, что при переходе к дифференциальной схеме лучшее качество наполнения поршневых полостей гидроцилиндров при работе гидропривода с попутной нагрузкой на штоках обеспечивается не только за счет поступления в них жидкости из штоковых полостей, но и за счет создания в штоковых полостях дополнительного подпора, обусловленного потерями давления в магистралях от места объединения потоков до поршневых полостей цилиндров и препятствующего движению поршней с повышенными скоростями. Однако полное решение проблемы работы гидропривода с попутной нагрузкой на

штоках без нарушения сплошности потока в поршневых полостях гидроцилиндров возможно лишь при использовании специальных тормозных устройств.

ТРЕТЬЯ ГЛАВА посвящена выбору рабочего объема насоса гидропривода рабочего органа мобильной машины. Рассматривается машина с дизельным двигателем, МСТ и нерегулируемым гидравлическим приводом рабочего органа, выполнение технологического процесса которой осуществляется при ее поступательном движении. Суммарная сила сопротивления, преодолеваемая машиной во время ее рабочего хода, складывается из силы сопротивления передвижению непосредственно самой машины и из силы сопротивления, определяемой выполняемым технологическим процессом. Вторая сила в общем случае состоит из двух составляющих, одна из которых пропорциональна относительному положению рабочего органа, а другая - интегралу от координаты рабочего органа по углу поворота ϑ вала двигателя. Насос гидросистемы управления рабочим органом имеет привод через редуктор от вала двигателя машины. Изменение положения рабочего органа при включении гидропривода для выполнения соответствующей операции, пропорционально углу поворота вала двигателя ϑ .

Исходным при решении поставленной задачи согласно подходу, предложеному Т.В.Алексеевой, является уравнение моментов на валу двигателя машины при включении гидропривода в период торможения двигателя для уменьшения преодолеваемого машиной внешнего сопротивления. При представлении машины как жесткой однокомпонентной системой указанное уравнение имеет вид

$$J \frac{d^2\vartheta}{dt^2} + a \frac{d\vartheta}{dt} + c_1' \vartheta - J \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0 + a \omega_0 - c_2 \vartheta = 0 \quad (10)$$

для промежутка времени $0 < t < T$ может быть приведено к виду

$$J \frac{d^2\vartheta}{dt^2} + a \frac{d\vartheta}{dt} - (c_1 q - c_2) \vartheta = J \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0 + a \omega_0 - c_2 \vartheta \quad (11)$$

для последующего периода времени. В уравнениях (10) и (11):

q - рабочий объем насоса гидропривода; J - момент инерции машины, приведенный к валу двигателя; a - коэффициент, характеризующий крутизну корректорного участка внешней

характеристики двигателя; T - задавливание, определяемое как интервал времени между моментом изменения давления в напорной гидролинии насоса на величину ΔP после подачи управляющего сигнала и началом возванного работой гидропривода движения рабочего органа машины; ω_0 и $(\frac{d\omega}{dt})_0$ - соответственно угловые скорость и ускорение вращения вала двигателя в момент, предшествующий изменению давления в напорной гидролинии насоса на величину ΔP после подачи управляющего сигнала; ω_t и $(\frac{d\omega}{dt})_t$ - соответственно угловые скорость и ускорение вращения вала двигателя в момент времени $t = T$; C_1 , C'_1 , C_2 , C'_2 и U - коэффициенты пропорциональности, величина которых определяется характеристиками машины и рабочей среды.

В результате решения уравнений (10) и (11) получены выражения для определения минимального значения ω_{min} угловой скорости вращения вала двигателя в переходном процессе, связанным с включением гидропривода, времени t_m его достижения с момента начала возванного работой гидропривода движения рабочего органа и значения ω_n угловой скорости вращения вала двигателя в момент времени, соответствующий обусловленному работой гидропривода устранению перегрузки двигателя, связанной с превышением силами внешнего сопротивления, преодолеваемыми машиной, заданного уровня. Каждая из перечисленных величин при определенных условиях может выполнять роль критерия правильности выбора параметров гидропривода рабочего органа. Исследование функций $\omega_{min} = f_1(q)$, $t_m = f_2(q)$ и $\omega_n = f_3(q)$ на экстремум позволило получить уравнения относительно значений рабочего объема насоса, при которых соответственно функции $\omega_{min} = f_1(q)$ и $\omega_n = f_3(q)$ при прочих равных условиях имеют максимум, а функция $t_m = f_2(q)$ - минимум. Анализ приемлемости использования величин ω_{min} , t_m и ω_n в качестве критерия правильности выбора рабочего объема насоса проводился на примере гидропривода бульдозера ДЗ-27 (базовый трактор Т-130). Он показал, что в качестве критерия правильности выбора рабочего объема насоса гидропривода рабочего органа подобного типа машин наиболее целесообразно использовать величину ω_{min} . Значение рабочего объема насоса, которому при прочих равных

условия соответствует максимум функции $\omega_{\min} = f_1(q)$, находится из уравнения

$$\begin{aligned} \lambda_0 - 2\lambda_0 q - \lambda_0 D - \lambda_1 \frac{E}{2D} + \lambda_1 (A - ED) \left(\frac{\lambda_2}{2D^2} t_n - \frac{1}{\lambda_2 q - \lambda_1} \right) + \\ + \frac{D - \lambda_2}{2D^2} \cdot \frac{2D^2 [\lambda_3 \lambda_4 - \lambda_3 \lambda_5 + \lambda_2 q (2\lambda_5 + \lambda_2 q)] + \lambda_1 AE}{A + ED} = 0, \quad (12) \end{aligned}$$

где $t_n = \frac{1}{2D} \ln \frac{A+ED}{A-ED}$; $n = \lambda_3 + \lambda_4 q - \lambda_0 q^2$;

$$E = \lambda_5 + \lambda_6 q \quad ; \quad D = \sqrt{\lambda_2 + \lambda_1 q} \quad ;$$

$\lambda_1, \dots, \lambda_6$ — коэффициенты, величина которых определяется начальными условиями, характеристиками машины и рабочей среды.

При заданных параметрах бульдозерного агрегата и характеристиках разрабатываемой среды результат решения уравнения (12) в основном зависит от таких факторов, как Ap , τ и $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_0$. Согласно результатам проведенного исследования при выборе рабочего объема насоса гидропривода бульдозера необходимо исходить из приращения перепада давления на насосе, равного максимальному рабочему давлению в системе, делаемого значением времени запаздывания, скорректированного с учетом реальных возможностей его обеспечения, и величины $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_0$, равной такому угловому ускорению вращения вала двигателя, со значениями меньшими которого работа двигателя в данных условиях эксплуатации машина маловероятна.

ЧЕТВЕРТАЯ ГЛАВА посвящена экспериментальному исследованию работы гидропривода. Объектом исследования являлись серийный гидропривод трактора Т-130 и гидропривод с включением цилиндров передней навесной системы по дифференциальной схеме. Гидроцилиндры экспериментального привода отличаются от серийных увеличенным с 60 до 70 мм диаметром штоков (при диаметре цилиндра 100 мм). Вследствие этого при неизменной подаче насоса расчетные скорости подъема и опускания рабочего органа экспериментальным гидроприводом являются практически равными. Экспериментальное исследование работы гидропривода проводилось при разработке бульдозером Д8-27 на первой рабочей передаче трактора грунта траншейным способом. Питание

экспериментального гидропривода осуществлялось от штатного насоса НШ-98К трактора и от посменно устанавливаемых на вал отбора мощности (ВОМ) трактора насосов НШ-67К и НШ-93К, а также от комбинаций последних со штатным насосом. Предохранительный клапан гидропривода регулировался на давление 14 МПа. В процессе выполнения опытов фиксировались следующие параметры: давление рабочей жидкости на выходе насоса, в штоковой и поршневой полостях одного из гидроцилиндров привода рабочего органа, ход штока гидроцилиндра относительно его корпуса, перемещение рычага управления распределителя, частота вращения вала двигателя трактора, положение подressоренной части трактора и толкающего бруса бульдозерного оборудования относительно левой ходовой тележки, положение рамы ходовой тележки относительно горизонта, время. При проведении исследования использовалась типовая самоходная тензометрическая лаборатория конструкции НАТИ.

Экспериментальная проверка достоверности математической модели, описывающей переходные процессы по угловой скорости вращения вала двигателя при его работе на два параллельных потребителя энергии проводилась в Челябинском филиале НАТИ на специальной стенде.

Проведенные лабораторно-полевые исследования подтвердили правомерность основных положений теоретического анализа, а также позволили получить некоторые дополнительные данные о работе объекта исследования, необходимые для выполнения отдельных расчетов и имеющие самостоятельное значение.

Согласно данным, полученным в результате обработки экспериментального материала, увеличение рабочего объема насоса гидропривода бульдозера ДЗ-27 в имеющих место при проведении исследования пределах приводит к некоторому росту дисперсии углового ускорения вращения вала двигателя агрегата. Однако в целом за рабочий ход бульдозера изменения параметров распределения углового ускорения вращения вала двигателя Д-130 по сравнению с изменениями рабочего объема насоса гидропривода являются незначительными. В связи с этим при решении задачи о выборе рабочего объема насоса гидропривода бульдозера влияние величины рабочего объема насоса на параметры распределения углового ускорения вращения вала двигателя в первом приближении может не учитываться.

Режим работы оператора по управлению рабочим органом бульдозера ДЗ-27 при питании экспериментального гидропривода от насоса НШ-67К, установленного на ВОМ, подобен режиму работы оператора с серийным гидроприводом. Потребляемая же экспериментальным гидроприводом в течение рабочего хода бульдозера средняя мощность существенно меньше, чем серийным гидроприводом, и составляет около 2,8 кВт. Величина запаздывания в отработке экспериментальным гидроприводом управляющего сигнала практически не превышает 0,15 с при среднем значении порядка 0,06-0,07 с, и по этому показателю экспериментальный гидропривод в условиях эксплуатации не уступает серийному.

В процессе исследования установлено, что "свободные" (не-подрессоренные) колебания рамы трактора, с которой связаны гидроцилиндры, на значительном ходе штока при заглублении рабочего органа не позволяют полностью реализовать весовые данные трактора, тем самым в ряде случаев уменьшая эффективность замены канатного привода бульдозера гидравлическим, и представляют собой источник дополнительных неуправляемых перемещений режущей кромки отвала. Выведение подрессоренной части трактора на гидроцилиндрах приводит к тому, что при подъеме рабочего органа возникает дополнительное запаздывание в отработке управляющего сигнала, нарушается нормальный режим работы гидросистемы. Эти нежелательные явления могут быть устранены путем обеспечения подвижной безотрывной связи концов балансирного устройства полужесткой подвески трактора с рамами ходовых тележек.

Согласно результатам анализа характера изменения основных возмущающих воздействий, которым бульдозер подвергается в процессе работы, скорости подъема и опускания рабочего органа с помощью гидропривода целесообразно иметь одинаковыми.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Величина максимальной мощности гидропривода с цилиндрами с односторонним штоком, включаемыми по обычной схеме, при заданной скорости движения поршней и максимальном усилии на поршнях, соответствующем случаю втягивания штоков, всегда превышает свое минимально потребное значение. Мощность может

быть уменьшена или более полно использована путем перехода от обычной схемы включения цилиндров к дифференциальной. При дифференциальной схеме включения цилиндров и фиксированном значении площади поперечного сечения цилиндра или штока необходимая максимальная мощность гидропривода имеет минимум при равенстве площади сечения штока половине площади сечения цилиндра.

2. При переходе на повышенное рабочее давление в гидроприводе с цилиндрами с односторонним штоком применение дифференциальной схемы включения цилиндров позволяет до определенного уровня увеличения рабочего давления сохранять неизменным заданное соотношение скоростей движения поршня цилиндра в обе стороны.

3. В качестве критерия рациональности выбора рабочего объема насоса гидропривода промышленного трактора, работающего в агрегате с бульдозерным оборудованием, целесообразно использовать минимальное значение угловой скорости вращения вала двигателя при ее снижении после включения гидропривода в период торможения двигателя для уменьшения внешнего сопротивления, преодолеваемого машиной.

4. При заданных параметрах бульдозера и характеристиках разрабатываемой среды величина рационального значения рабочего объема насоса гидропривода в основном зависит от приращения перепада давления на насосе вслед за подачей управляющего сигнала на подъем рабочего органа, времени запаздывания в начале отработки указанного сигнала и начального углового ускорения вращения вала двигателя. При выборе рабочего объема насоса гидропривода бульдозера необходимо исходить из приращения перепада давления на насосе, равного максимальному рабочему давлению в системе, целевого значения времени запаздывания и величины углового ускорения вращения вала двигателя, со значениями меньшими которой работа двигателя в данных условиях эксплуатации машины обладает малой вероятностью.

5. Согласно результатам выполненного исследования выбор насоса НШ-100 для питания серийного гидропривода бульдозера ДЗ-27 является удовлетворительным. При использовании в системе управления рабочим органом бульдозера ДЗ-27 гидропривода с включением цилиндров по дифференциальной схеме в качестве

источника питания возможно применение насоса с меньшими рабочим объемом и мощностью, например, насоса НМ-50.

6. Для повышения эффективности замены канатного привода рабочего органа бульдозера на базе гусеничного трактора с полужесткой подвеской гидравлическим и для увеличения точности управления рабочим органом целесообразно обеспечить безотрывную связь концов балансирного устройства подвески трактора с рамами ходовых тележек.

7. Экономический эффект от внедрения на тракторах Т-130 гидропривода с включением цилиндров по дифференциальной схеме по данным бюро технико-экономических исследований Челябинского тракторного завода имени В.И.Ленина составляет на один трактор 383,6 руб.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Вулах Г.Я., Гайдо М.Х. Применение дифференциальной схемы включения гидроцилиндров привода рабочего органа трактора. - Сб. №115 "Динамика гидравлических систем". Челябинск, ЧПИ, 1972.

2. Вулах Г.Я., Гайдо М.Х. Об эффективности применения дифференциальной схемы включения гидроцилиндров привода бульдозера. - Сб. "Гидропривод и системы управления землеройно-транспортных машин". Вып.1. Омск, СиБАДИ, 1973.

3. Гайдо М.Х., Вулах Г.Я. Определение рабочего объема насоса гидропривода промышленного трактора. - Сб. "Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей". Челябинск, Южно-Уральское кн. изд-во, 1974.

4. Алексеева Т.В., Вулах Г.Я., Гайдо М.Х. Сравнительная оценка процесса наполнения гидроцилиндров привода бульдозера при опускании рабочего органа. - Сб. №162 "Динамика машин и рабочих процессов". Челябинск, ЧПИ, 1975.

5. Гайдо М.Х., Болдирев А.М. Стенд для исследования систем управления рабочим органом бульдозерного агрегата. - Сб. №162 "Динамика машин и рабочих процессов". Челябинск, ЧПИ, 1975.

6. Вулах Г.Я., Гойдо М.Х., Коршунов Г.А., Палей Г.Э. Гидропривод бульдозера с включением цилиндров по дифференциальной схеме. - Сб. "Гидропривод и автоматика в тракторостроении". И., ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1976.
7. Вулах Г.Я., Гойдо М.Х. О влиянии полужесткой подвески промышленного трактора на работу гидропривода бульдозера. - Межвузовский сборник "Гидропривод и системы управления (строительных, тяговых и дорожных машин)". Новосибирск, 1976.
8. Гойдо М.Х., Хамидуллин М.А. Нагружающее устройство стенда для испытания систем управления рабочими органами землеройных машин. Авт. свид. №523160. - "Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки", 1976, №28.
9. Гойдо М.Х., Вулах Г.Я. Гидравлическое распределительное устройство. Авт. свид. №556246. - "Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки", 1977, №16.