

М И С - С С С Р

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО
ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Инженер А.В. ГУДКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ
И ПУСКОВОГО ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА ТЕПЛОВОЗНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ
ПРИ ВКЛЮЧЕНИИ

Автореферат

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

г. Днепропетровск, 1970 год

НТБ
ДНУЖТ

М П С - С С С Р

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО
ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Инженер А.В. ГУДЮКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ
И ПУСКОВОГО ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА ТЕПЛОВОЗНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ
ПРИ ВЫКЛЮЧЕНИИ

Автореферат

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

г. Днепропетровск, 1970 год

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського навігаційного
університету залізничного транспорту
Імені академіка Заряна

ВНІС
ДНУЖТ

4102 а

Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта направляет Вам для ознакомления автореферат диссертации инженера А.В. Гудкова.

Просим Вас и всех заинтересованных специалистов Вашего учреждения принять участие в публичной защите диссертации или прислать свой отзыв в письменном виде в 2-х экземплярах, заверенный печатью Вашего учреждения, по адресу:

г.Днепропетровск, Ю. Университетская 2, ДИИТ.

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском тепловозном институте, г.Коломна.

Н а у ч н ы й р у к о в о д и т е л ь - доктор технических наук, профессор В.Н. ПРОКОФЬЕВ.

О ф и ц и а л ь н ы е о п п о н е н т ы :

доктор технических наук, профессор СЕМИЧАСТНОВ И.Ф.
кандидат технических наук, доцент ВОСКОБОЙНИК Э.З.

В е д у щ е е п р е д п р и я т и е - Муромский тепло-
возостроительный завод им. Дзержинского, г.Муром.

Автореферат разослан " 23 " . Х.1. 1970г.
Защита диссертации состоится " " Х.И. 1970г.

на заседании Совета Днепропетровского института инженеров
железнодорожного транспорта.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Учёный секретарь Совета факультета

ЯСИН Н.Г.

НТБ
ДНУЖТ

За пятилетие 1966-1970 гг. железнодорожный транспорт нашей страны получил дальнейшее развитие - электрической и тепловозной тягой в настоящее время выполняется более 90% перевозок на магистральных участках дорог и значительная часть маневровых работ.

Народнохозяйственными планами в течение 1971-1975 гг. предусматривается дальнейшее расширение применения тепловозов как на магистральной службе, так и на маневровой работе, где эксплуатируется еще значительное количество паровозов. Особенно перспективным следует считать внедрение тепловозов на промышленном транспорте. Промышленные тепловозы преимущественно должны иметь мощность от 200 до 1200 л.с. Для этих мощностей наиболее предпочтительным оказывается применение гидравлических передач.

К 1969 г. в нашей стране уже построено более 9 тыс. тепловозов с гидропередачами. Имея в виду перспективу дальнейшего применения таких тепловозов, становится очевидной важность совершенствования их экономических и эксплуатационных показателей.

Ряд исследований последнего времени (в том числе проведенных ВНИТИ) показал, что на маневровой работе и работе на промышленных предприятиях силовая установка тепловоза работает в режимах, характеризующихся часто повторяющимися процессами включения, разгона и остановки. Так, для тепловозов, работающих на промышленных предприятиях, процессы включения гидропередачи происходят в среднем через каждые 4-5 минуты; установившиеся скорости движения локомотива практически не встречаются.

Экспериментальная оценка экономичности маневровых тепловозов и тепловозов промышленного транспорта показала, что фактический расход топлива этими тепловозами на (15-20)% выше, чем ожидаемый, соответствующий расчетным статическим характеристикам силовой установки. Анализом установлено, что относительное ухудшение экономичности этих тепловозов связано главным образом с работой их на неустановившихся режимах, что приводит как к снижению экономичности дизеля, так и гидропередачи, пусковой трансформатор которой при включении работает с переменным количеством жидкости в рабочей полости. Чем более продолжительной

НТБ
ДНУЖТ

оказывается работа гидропередачи с заполняемым трансформатором в условиях включения, тем большим будет снижение ее среднего эксплуатационного к.п.д. При этом ухудшается и "приёмистость" миловой установки тепловоза, т.е. способность её увеличивать мощность, подводимую к двигателю, вслед за изменением положения органа управления. Приёмистость же оказывается весьма существенным качеством маневровых и промышленных тепловозов.

В настоящее время проводятся исследования по совершенствованию рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, однако переходные процессы в гидродинамических передачах и, в частности, процессы включения гидротрансформаторов (ГТР), изучены пока недостаточно.

В выполненной диссертации исследуется наиболее характерный для гидропередач маневровых тепловозов переходный процесс — процесс включения пускового ГТР и совместная работа его при этом с системой питания.

Диссертация состоит из шести разделов.

В первом разделе дается оценка направления исследований, рассмотрены цели и задачи работы. Основная задача определена как изучение путей сокращения продолжительности процессов заполнения и стабилизации тягово-нагружающих свойств ГТР при включении на основе исследования его внешних характеристик в этих условиях, оценки влияния дренажной системы трансформатора и характеристик системы питания на продолжительность и особенности процесса включения. Отмечено, что на большинстве выпускаемых в настоящее время в СССР тепловозных гидропередач процессы включения недопустимо растянуты по времени и при малых оборотах входного вала передачи их продолжительность составляет 24–26 сек. Ориентировочная оценка экономического эффекта, возможного в результате сокращения примерно вдвое продолжительности процессов включения гидропередачи, например, на тепловозе мощностью 400 л.с. при работе его в условиях промышленного предприятия, показывает, что общий годовой экономический эффект (имея в виду экономию топлива в связи с повышением среднего эксплуатационного к.п.д., передачи и возможное увеличение темпа переработки вагонов за счет более высокого ускорения при трогании) составит около 3000 руб. в год на тепловоз.

Второй раздел работы содержит обзор выполненных до настоящего времени исследований неустановившихся процессов гидродина-

мических трансформаторов и спенку места диссертации среди этих работ. Отмечено, что наиболее полно в настоящее время эти процессы исследованы в работах д.т.н. В.Н.Прокофьева; значительный объём исследований выполнен также В.Н.Куликовым, Ю.В.Прокофьевым, Л.Х.Хазем и др. Однако, в этих исследованиях под переходным процессом подразумевается режим работы гидродинамического аппарата (турбомашины), характеризуемый переменными по времени угловой скоростью вращения решетки и расходом рабочей жидкости через её каналы. В этих исследованиях, как правило, принимается, что рабочая жидкость несжимаема, а обтекание профилей лопаток происходит однородным потоком без отрыва струй от их поверхности. Аналитическое исследование обычно ведется на основе общей теоремы механики о равенстве произвольной по времени от количества движения системы сумме всех действующих на систему внешних сил (или, применительно к вращающейся решетке - равенство суммы моментов, приложенных к решетке, производной от момента количества движения):

$$\frac{d}{dt} (A) = \sum R$$

Анализ этой зависимости приводит к уравнению для неустановившегося режима (применительно к моменту на решетке рабочего колеса трансформатора, в виде:

$$M = M_{\text{стат}} + M_{g\omega} + M_{ga}$$

где $M_{\text{стат}}$ - момент, соответствующий установившемуся режиму работы;

$M_{g\omega}$ - инерционный момент на валу, связанный с массой рабочего колеса;

M_{ga} - инерционный момент на валу, определяемый количеством жидкости, заключенным в решетке, и характером обтекания профилей.

Уравнения для неустановившегося режима работы лопастной решетки в приведенном выше виде даются почти всеми авторами посвященных этому вопросу работ. Однако, исходные предпосылки этих исследований не позволяют применить предложенных в них методов для теоретического изучения характеристик ГТР при частичном заполнении рабочей полости, динамики процессов заполнения и исследования совместной работы ГТР с системой питания при его включении.

НТ
ДНУЖТ

В связи с недостаточностью сведений о внутренней структуре потока и трудностями в расчете энергетических показателей турбомашин при переменной плотности и давлении рабочей жидкости, в последнее время для решения задач, возникающих при отработке процессов переключения гидроаппаратов гидропередач, выполнен ряд научных работ, базирующихся на экспериментальном материале. Наибольший интерес в этом отношении представляют работы д.т.н.проф. И.Ф.Семичастнова, д.т.н. проф.В.Н.Прокофьева, к.т.н.В.Г.Мицкевича, О.Г.Виноградова и Ю.Г.Кириллова. Однако в этих работах практически не рассмотрены вопросы оптимальных характеристик систем питания и не ставится задача определения путей сокращения процессов заполнения ГТР и стабилизации при этом его тягово-нагружающих свойств. За основной параметр оценки частных характеристик ГТР в этих исследованиях принята величина степени заполнения его рабочей полости. Однако для исследования совместной работы ГТР и системы питания использование этого параметра оказалось нецелесообразным. В связи с необходимостью наиболее полно отразить физический смысл процессов, протекающих в гидропередаче при включении пускового ГТР, охарактеризовать одновременно систему питания и ГТР, а также исключить ряд обстоятельств, неоправданно усложняющих исследование при использовании критерия "степень заполнения", (например, определение утечек из рабочей полости), в диссертации за основной критерий принимается новый параметр - коэффициент кратности", т.е. отношение количества жидкости, поданного в ГТР, к геометрическому объёму его рабочей полости. В функции этого параметра могут быть представлены энергетические и гидравлические свойства ГТР в процессе заполнения, а также охарактеризована система питания. Математическое выражение для коэффициента кратности имеет вид:

$$\lambda = \frac{1}{V_0} \int_0^t Q_i dt$$

где V_0 - геометрический объём рабочей полости ГТР;

Q_i - интенсивность подачи жидкости в рабочую полость (расход на входе);

t - время.

Общая продолжительность процесса заполнения и стабилизации определяется через коэффициент кратности:

$$t = V_0 \int_0^{\lambda} \frac{1}{Q_i} d\lambda$$

НТБ
ДНУЖТ

Верхняя граница интегрирования здесь определяется как значение коэффициента кратности, при котором наступает стабилизация тяговых свойств ГТР - предельный коэффициент кратности $\lambda_{\max}$. Величина его зависит от ряда факторов, в том числе:

- запаса давления ($\bar{H}$), т.е. отношения фактического давления на входе ГТР к минимально необходимому по условиям получения его номинальных характеристик в заполненном состоянии;
- начальной наибольшей подачи питания при заполнении ($Q_{\text{вх.}}$) или её относительной величины по сравнению с расходом через ГТР в заполненном состоянии ($\bar{Q}_{\text{вх.}}$);
- передаточного отношения ГТР (i), т.е. режима его работы;
- коэффициента сопротивления ГТР как участка тракта в заполненном состоянии (ζ).

Таким образом, продолжительность переходного процесса включения ГТР и характер изменения при этом его тягово-нагружающих свойств определяются через коэффициент кратности в зависимости от перечисленных параметров, из которых два первых являются характеристиками системы питания. Это обстоятельство сделало необходимым более подробно исследовать параметры системы и обосновать выбор их оптимальных значений с точки зрения как установившихся режимов, так и процессов заполнения.

Эти вопросы рассмотрены в третьем разделе диссертации. Исследования показали, что для обеспечения работы ГТР в установившемся режиме, система питания должна выполняться таким образом, чтобы характеристика её описывалась уравнениями вида:

$$H_p = \bar{H} \cdot H_{p \min} = \bar{H} \cdot \alpha D_a^2 n_1^2$$

$$Q_p = q \cdot n_1^3 (1 - \zeta_{\min})$$

где n_1 - скорость вращения входного вала передачи (насосного вала ГТР);

$\zeta_{\min}$ - текущее наименьшее значение к.п.д. ГТР.

Однако создание такой системы технически весьма сложно и для наиболее часто встречающихся в эксплуатации режимов работы ГТР оказывается достаточным применение центробежного насоса при соответствующем выборе расчетного режима по расходу и напору. В этом случае характеристика системы питания, приведенная к входу в ГТР, описывается уравнениями:

НТ
ДНУЖТ

$$H_p = \alpha_{\beta x} Q_p^2 + \beta_{\beta x} n_n Q_p + \epsilon_{\beta x} n_n^2$$

$$H_p = \zeta Q_p^2$$

Коэффициенты $\alpha_{\beta x}$, $\beta_{\beta x}$ и $\epsilon_{\beta x}$ должны быть определены не только требованиями установившегося режима работы ГТР, но и из условий обеспечения заданных величин запаса давления $\bar{H}$ и начальной относительной подачи, определяющих предельную величину коэффициента кратности и, следовательно, продолжительность процесса выключения. Кроме этого, установившийся рабочий режим системы питания должен быть максимально приближен к режиму наибольшей экономичности системы.

С учетом изложенного для определения коэффициентов приведенной характеристики системы питания составлены уравнения:

$$H_p = \alpha_{\beta x} Q_p^2 + \beta_{\beta x} n_n Q_p + \epsilon_{\beta x} n_n^2 = \bar{H} \cdot \alpha D_o^2 n_1^2$$

$$0 = \alpha_{\beta x} Q_{\beta x_0}^2 + \beta_{\beta x} n_n Q_{\beta x_0} + \epsilon_{\beta x} n_n^2$$

$$\frac{\partial N_c}{\partial Q_{\beta x}} = 3\alpha_{\beta x} Q_{\beta x_0}^2 + 2\beta_{\beta x} n_n Q_{\beta x_0} + \epsilon_{\beta x} n_n^2 = 0$$

Решение этих уравнений получено в виде:

$$\alpha_{\beta x} = \xi_h (h_o - 2h_3)$$

$$\beta_{\beta x} = \xi_h (3h_o^2 - h_o^2)$$

$$\epsilon_{\beta x} = \xi_h (2h_o + 3h_o) h_o h_3$$

$$\text{где: } \xi_h = \frac{\bar{H} \cdot \alpha D_o^2 n_1^2}{n_n^2 (h_1^2 - h_o^2) \left(\frac{3h_3^2 + h_1 h_o}{h_1 + h_o} - 2h_3 \right)}$$

$$h_1 = \frac{Q_p}{n_n} \quad h_o = \frac{Q_{\beta x_0}}{n_n} \quad h_3 = \frac{Q_{\beta x_3}}{n_n}$$

Для допустимых пределов изменения величины $\bar{Q}_{\beta x_3}$ на основании характерного для реальных систем признака $\alpha_{\beta x} < 0$ определена зависимость вида

$$\frac{\bar{Q}_{\beta x_0}}{2} < \bar{Q}_{\beta x_3} < \frac{1 + \bar{Q}_{\alpha_2} + \sqrt{1 - \bar{Q}_{\beta x_0} + \bar{Q}_{\beta x_0}^2}}{3}$$

и ограничение величины $\alpha_{\beta x}$ в виде:

$$\alpha_{\beta x} + \zeta_{TP} < 0$$

Таким образом аналитически устанавливается зависимость коэффициентов приведенной системы питания (и, следовательно, ее характеристики) от параметров $\bar{H}$ и $\bar{Q}_{\beta x_0}$ при заданных размерах ГТР (D_o), скорости вращения его насосного вала (n_n) и рабочего колеса питательного насоса (n_n); а также расхода через ГТР

в установившемся режиме (Q_p). В дальнейшем, в связи с отсутствием теоретических способов исследования, в работе экспериментально определены целесообразные величины H и $\bar{Q}_{8\kappa_0}$, что позволяет рассчитывать оптимальную характеристику системы питания передачи с учетом требования наиболее короткого процесса включения.

Однако, в практике конструирования гидропередач необходимо знать характеристику не приведенной системы питания, а центрального питательного насоса. Переход от приведенной системы к характеристике насоса требует дополнительных сведений, в частности должна быть задана схема включения в сеть холодильника гидропередачи, определен коэффициент гидравлического сопротивления тракта холодильника ($\zeta_{\text{хол}}$) и коэффициент гидравлического сопротивления каналов золотниковой распределительной коробки и трубопроводов ($\zeta_{\text{тр}}$). В диссертации рассмотрены два способа определения взаимосвязи характеристики питательного насоса и приведенной системы питания — аналитический и графический. Для практических целей предпочтительным оказывается графический способ, хотя точность его сравнительно невелика. С помощью графического метода в работе построены характеристики питательных насосов для гидропередачи УГП350-500 и УГП800-1200 для наиболее целесообразных величин запаса давления и начального относительного расхода. Сравнение расчетных характеристик с характеристиками применяемых насосов показывает, что насос гидропередачи УГП800-1200 недостаточен по напору для обеспечения удовлетворительного времени процесса включения.

Уточнение исходных данных для расчёта необходимой системы питания, а также для дальнейшего анализа совместной работы её с гидротрансформатором, потребовало экспериментального изучения характеристик ГТР в режимах включения.

Эти вопросы рассмотрены в четвертом разделе диссертации.

Основные задачи эксперимента были определены следующим образом:

- 1 — определение энергетической функции гидротрансформатора в зависимости от коэффициента кратности (понятием энергетической функции здесь обобщены нагружающие и преобразующие свойства ГТР);
- 2 — определение гидравлической функции трансформатора, т.е. изменения противодавления на входе, в функции коэффициента кратности;

3 - зависимость предельной величины и характера изменения коэффициента кратности от параметров системы питания и режима работы ГТР (в том числе в функции $\bar{n}$ и $\bar{Q}_{\text{вх}}$).

Исследования проводились на специальной стендовой установке трансформатора, состоявшей из дизеля типа Д6Н электрического тормоза - генератора (оборудованного на базе генератора переменного тока типа СГД 103-4), холодильной установки, исследуемого гидротрансформатора типа ТП500 (ТО6 $\frac{52}{12}$), редукторов и агрегатов системы питания. При этом конструктивно ГТР и агрегаты системы питания были выполнены аналогичными выпускаемой в настоящее время гидропередаче УГП500. Такая организация экспериментальных исследований позволила при реализации результатов работы ограничиться минимальным объемом позерочных испытаний. Режимы испытаний устанавливались таким образом, чтобы исследовать возможно больший диапазон работы ГТР по передаточному отношению (в области тягового режима) и наиболее широкое поле изменения характеристики системы питания. Измеренные параметры регистрировались с помощью ИФового осциллографа; измерениям подвергались моменты на входном и выходном валах ГТР, скорости вращения этих валов, величины статических давлений на входе в ГТР, за питательным насосом и в рабочей полости ГТР, а также величина расхода жидкости, подаваемой в ГТР при заполнении. При испытаниях были применены в качестве расходомеров устройства как объемного типа, так и специально спроектированный динамический расходомер; для измерения момента на турбинном валу использовался индукционный динамометр.

Характеристики аппаратуры и методы измерений позволяли обеспечить погрешность результатов замеров, не превышающую в самом неблагоприятном случае 4%, что можно считать приемлемым для изучения общего характера поведения агрегата в условиях неустановившегося режима его работы.

В некоторых случаях (при дополнительных испытаниях ГТР на малых степенях заполнения) использовался стенд малой мощности с балансирующей установкой мотора и тормозного генератора, что обеспечивало повышенную чувствительность аппаратуры и точность замеров.

Поскольку регулятор дизеля не поддерживал постоянными обороты входного вала ГТР в начале и конце процесса включения, измеренный на этом валу момент, а также крутящий момент на турбинном валу, пересчитывались по формуле:

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{изм}} \left(\frac{n_{\text{турб}}}{n_{\text{изм}}} \right)^2$$

НТБ
ДНУЖТ

Переход к безразмерным относительным величинам осуществлялся по формуле:

$$\bar{R} = \frac{R_i}{R_{ном}}$$

R_i - текущее значение измеряемой величины;

$R_{ном}$ - значение её в конце процесса.

Исследования энергетических свойств гидродинамического трансформатора показали, что в функции коэффициента кратности при заданных постоянных параметрах системы питания и режимах работы ГТР как энергоёмкость, так и коэффициент трансформации могут быть однозначно определены во всем диапазоне изменения коэффициента кратности (от нуля до предельного значения, соответствующую концу стабилизации энергетических свойств).

Для энергоёмкости и для коэффициента трансформации существуют некоторые "критические" значения коэффициента кратности (равные $0,65 + 0,8$), при которых отмечается более резкое, чем в остальном диапазоне, возрастание энергетических свойств. Можно предполагать, что такая характеристика ГТР связана с перестроением потока внутри рабочей полости при достижении определенного (примерно 70-80%) количества жидкости в ней.

Протекание нагружающей характеристики и коэффициента трансформации различно; при этом для коэффициента трансформации характерно возникновение отрицательных значений при определенных передаточных отношениях в зоне "критических" и "докритических" величин коэффициента кратности. С уменьшением передаточного отношения абсолютные значения отрицательных величин коэффициента трансформации также уменьшаются и на режиме, близком к "стоповому" не были зарегистрированы. Наибольшие отрицательные значения коэффициента трансформации наступают при коэффициентах кратности, равных "критическим".

Абсолютные величины энергоёмкости ГТР в диапазоне "докритических" значений коэффициента кратности оказывались малыми, так что при общей оценке характеристик ГТР в этих режимах представляется возможным их не учитывать.

В области "закритических" величин коэффициента кратности протекание энергетических свойств определяется в основном режимом работы ГТР. Параметры системы питания, в частности запас по давлению H и начальный относительный расход $Q_{х0}$, практически не влияют на характер протекания нагружающих и преобразующих свойств в функции относительных значений коэффициента кратности. Однако оба эти параметра определяют предельные величины коэффи-

циента кратности (за счет этого несколько изменялись значения относительных величин "критических" коэффициентов кратности). Установлено, что при прочих инвариантных условиях, наиболее существенное влияние на величину предельного значения коэффициента кратности и, следовательно, на продолжительность процесса оказывает запас по давлению, влиянием начального относительного расхода при величине его больше 2 можно пренебречь.

Для удобства дальнейшего использования экспериментальных зависимостей предложено их аналитическое выражение в форме многочленов вида: $\Phi = 0$ при $0 \leq \bar{v} < \bar{v}_{кр}$

$$\Phi = \bar{v}_0 + \bar{v}_1 \bar{v} + \bar{v}_2 \bar{v}^2 + \bar{v}_3 \bar{v}^3 + \bar{v}_2 \bar{v}^2 \quad \text{при} \quad \bar{v}_{кр} \leq \bar{v} \leq 1,$$

где Φ - нагружающие или преобразующие свойства ГТР;

$\bar{v}_i$ - коэффициенты аналитической зависимости, различные для преобразующих и нагружающих свойств ГТР.

Проведенная методом равных площадей аппроксимация экспериментальных зависимостей многочленов вида "3" показала, что для энергоёмкости и нагружающих свойств ГТР достаточно многочленов 3-ей степени; при этом невязки не превышают 6%. Кроме аналитической связи энергетических свойств ГТР и относительных значений коэффициента кратности для определения характеристики ГТР в процессах включения в функции времени с учетом параметров системы питания необходимо определить в количественном отношении два дополнительных фактора - характеристики гидротрансформатора как участка гидравлической сети при заполнении и влияние характеристик системы питания и режима работы ГТР на предельные значения коэффициентов кратности.

Результаты экспериментального исследования ГТР как участка гидравлической сети показали, что гидравлическая функция трансформатора, характеризующаяся относительной величиной давления на входе, в зависимости от коэффициента кратности имеет вид кривой, которая может быть описана гиперболической функцией вида

$$\bar{H}_{вх} \approx \frac{\varphi_1 + \text{th}[\varphi_2(\bar{v} - \bar{v}_{0.5})]}{\varphi_3}$$

В количественном отношении зависимость $\bar{H}_{вх}(\bar{v})$ определяется величиной запаса по давлению, начальным относительным расходом и режимом работы ГТР по передаточному отношению. Применительно

НТБ
ДНУЖТ

к принятой форме аппроксимации эта связь выявится при определении коэффициентов аналитического выражения. Обработкой экспериментального материала установлено, что φ_1 и φ_2 могут быть приняты неизменными для всех условий и соответственно равными 1 и 2. Коэффициенты φ_3 и $\varphi_{0,5}$ определяются режимом работы ГТР и указанными параметрами системы питания (запасом давления и начальным относительным расходом). В диссертации, в качестве примера, приведена зависимость 2 и 0,5 для ГТР типа Т06 $\frac{52}{12}$ в функции передаточного отношения при некоторой выбранной системе питания. Очевидно, что для каждого конкретного конструктивного исполнения гидротрансформатора гидравлическая функция будет специфичной, поэтому в объём испытаний натурных образцов трансформаторов рекомендовано включать измерения сопротивления на входе при заполнении. Далее в разделе рассмотрены использованные некоторыми авторами методы упрощенного аналитического определения сопротивления на входе в рабочую полость ГТР при заполнении и показано, что предположение о пропорциональности количества рабочей жидкости в полости сопротивлению на входе ГТР в этом случае не соответствует действительному характеру изменения соответствующих величин.

Предельные значения коэффициентов кратности, характеризующие окончание процессов стабилизации тягово-нагружающих или гидравлических свойств ГТР при его заполнении также определяются параметрами системы питания, режимом работы ГТР и его гидравлическим сопротивлением как участка тракта. Учитывая, что значения предельных коэффициентов кратности не могут быть определены расчетным путем без знания характеристик потока жидкости внутри рабочей полости ГТР при его включении (а для решения этой задачи пока не предложено метода), оценка предельных коэффициентов кратности выполнена в работе экспериментально. Определение интересных взаимосвязей проводилось дифференцированно для каждого фактора: запаса по давлению, начального относительного расхода, режима работы и коэффициента гидравлического сопротивления ГТР. Были исследованы предельные значения коэффициентов кратности стабилизации энергетических свойств, а также гидравлической функции. Результаты экспериментальных исследований показали следующее:

- значения предельных коэффициентов кратности для энергетических свойств ГТР практически не зависят от начального относительного расхода; предельный коэффициент кратности гидравлической функции ГТР в незначительной степени определяется величиной $Q_{\text{н.о.}}$.

изменяясь в пределах $1,7 \pm 1,3$ в диапазоне $\bar{Q}_{гк}$, соответственно от 1,5 до 4,0;

- увеличение конечного давления питания при прочих заданных условиях приводит к сокращению предельных величин коэффициентов кратности энергетической и гидравлической функций ГТР; для различных передаточных отношений при изменении $\bar{H}$ в пределах от 1,6 до 3,5 предельный коэффициент кратности стабилизации энергетических свойств уменьшается в $1,8 \pm 2,0$ раз;

- с ростом передаточного отношения предельные величины коэффициентов кратности энергетических свойств уменьшаются. При этом особенно резкое снижение отмечается в диапазоне передаточных отношений $i > i^*$; при меньших значениях передаточного отношения предельные величины коэффициентов кратности могут быть приняты примерно постоянными в функции i ; предельный коэффициент кратности стабилизации гидравлической функции ГТР оказывается практически не зависящим от режима работы;

- изменение предельных коэффициентов кратности в зависимости от полного сопротивления гидротрансформатора как участка сети имеет вид кривой второго порядка с минимумом в области значений коэффициента сопротивления ГТР типа Т06 $\frac{52}{12}$ $100 \cdot 10^8$ - $200 \cdot 10^8$, однако на большинстве выполненных передач коэффициент сопротивления ГТР составляет $(4-30) \cdot 10^8 \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}} \right)$, что обусловлено конструктивными и технологическими особенностями их изготовления;

- существует зависимость предельных значений коэффициентов кратности от конструктивного выполнения системы дренажа, в том числе от гидравлического сопротивления каналов системы; для гидротрансформаторов типа Т06 $\frac{52}{12}$ и Т06 $\frac{64}{12}$ эта зависимость характеризуется минимальными значениями предельных коэффициентов при диаметре отводного отверстия каналов дренажа соответственно 6 и 9 мм.

Анализ экспериментального материала позволяет сделать некоторые обобщения, представляющие практический интерес:

- при создании систем питания гидропередач не следует стремиться к начальным расходам, большим $3,5 Q_p$; насосы и системы питания, имеющие при этом достаточно "крутую" напор-расходную характеристику будут иметь удовлетворительную экономичность на рабочем установившемся режиме. Это обстоятельство объясняется сравнительно небольшой долей времени, которая в процессе вклю-

НТ
ДНУЖТ

чения приходится на физическое заполнение объема рабочей полости (от 10 до 25% $t_{\text{стаб}}$);

- напор на входе ГТР в установившемся режиме должен не менее чем в 1,2-2 раза превышать минимальное рабочее давление, необходимое для нормальной работы ГТР при выбранном расчетном передаточном отношении; повышенные значения напора обеспечивают эффективное преобразование кавитационных явлений на лопатках рабочих колес ГТР и быструю стабилизацию его тягово-нагружающих свойств при включении;

- желательно увеличение коэффициента гидравлического сопротивления ГТР в заполненном состоянии путем уменьшения зазоров и укрупнения конструкции лабиринтов, особенно за турбиной: дренажная система ГТР не может быть выполнена произвольной, т.к. существуют оптимальные значения сопротивления каналов этой системы, при которых достигается наименьшая продолжительность процесса выключения.

На гидропередачах, выпускаемых Калужским машиностроительным и Муромским тепловозостроительным заводами, были экспериментально проверены рекомендуемые мероприятия по ускорению процессов заполнения, в том числе путем повышения запаса давления и упорядочения дренажной системы пусковых гидротрансформаторов УТП 350-500 и УТП 800-1200. По результатам этих испытаний получено сокращение времени стабилизации тягово-нагружающих свойств ГТР при включении в 1,5-1,6 раза, особенно при низких и средних оборотах входного вала гидропередачи, т.е. именно тогда, когда сокращение процесса оказывается наиболее необходимым (см., например, отчеты КМЗ ИО СКБ 22-68 и ИОЭО 22-70).

В разделе У диссертации рассматриваются вопросы оценки возможного экономического эффекта, достигаемого в результате сокращения продолжительности стабилизации тягово-нагружающих свойств ГТР при заполнении в режимах трогания и разгона тепловоза. С этой целью на базе результатов проведенных экспериментов составлены расчетные уравнения, характеризующие работу системы питания совместно с ГТР в виде:

$$A\left(\frac{d\bar{v}}{dt}\right)^2 + B\left(\frac{d\bar{v}}{dt}\right) + C = th\left[\varphi_2(\bar{v} - \bar{v}_{0,5})\right]$$

где коэффициенты А, В и С определяются коэффициентами приведенной системы питания, предельным коэффициентом кратности энергетических свойств, запасом по давлению, скорости вращения.

рабочего колеса питательного насоса и насосного колеса ГТР, а также его геометрическими размерами и коэффициентом наименьшего давления.

Интегрирование этого уравнения по t позволяет определить при заданной системе питания и основных характеристиках ГТР в любой заданный момент времени величину относительной кратности $\bar{v}$ а следовательно, энергетические свойства ГТР:

$$\bar{v} = \int_0^t \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4A\{C - th[\Psi_2(\bar{v} - \bar{v}_{a3})]\}}}{2A} dt$$

$$\bar{\gamma}\lambda = m_0 + m_1\bar{v} + m_2\bar{v}^2 + m_3\bar{v}^3 \quad \text{при} \quad \gamma\lambda = \bar{\gamma}\lambda : \gamma\lambda_{\text{ном}}$$

$$\bar{K} = q_0 + q_1\bar{v} + q_2\bar{v}^2 + q_3\bar{v}^3 \quad \text{при} \quad K = \bar{K} \cdot K_{\text{ном}}$$

или в функциональной форме:

$$\bar{\gamma}\lambda(t) = f_1[v(t); \zeta; \beta \frac{V_T}{n_1}]$$

$$\bar{\zeta}(t) = K(t) i(t) = f_2[v(t); \zeta; \beta \frac{V_T}{n_1}] \cdot \beta \frac{V_T}{n_1}$$

Для оценки экономических показателей силовой установки тепловоза при трогании предложен метод, основанный на использовании в качестве исходных данных скорости движения локомотива и, соответственно, мощности на двигателе (касательной мощности), которая в общем случае является функцией скорости и ускорения (при прочих заданных параметрах):

$$N_K(t) = \Psi_N \left[V_T; \frac{dV_T}{dt} \right]$$

Тогда режим работы силовой установки - мощность на входном валу передачи и обороты этого вала по времени - определяются следующими функциональными зависимостями:

$$N_1(t) = \frac{\Psi_N \left[V_T; \frac{dV_T}{dt} \right]}{f_2[v(t); \zeta; \beta \frac{V_T}{n_1}] \cdot \beta \frac{V_T}{n_1} \cdot \zeta_{\text{мех}}}$$

$$n_1(t) = \frac{1}{D_a^{0.5}} \left\{ \frac{\Psi_N \left[V_T; \frac{dV_T}{dt} \right]}{f_1[v(t); \zeta; \beta \frac{V_T}{n_1}] \cdot f_2[v(t); \zeta; \beta \frac{V_T}{n_1}] \cdot \beta V_T \cdot \zeta_{\text{мех}}} \right\}^{0.5}$$

Раскрытие этих функциональных связей приводит к необходимости решения дифференциальных неоднородных уравнений с переменными коэффициентами, которое было выполнено на ЭВМ, для чего разработана специальная методика расчета. В разделе излагается подробно порядок расчета величин $N_1(t)$ и $n_1(t)$, а также оценки параметра для сравнения различных вариантов - работы на входном валу гидropередачи A_T . При этом за начальное значение A_T принята ее величина, соответствующая условно троганию с заполненным гидротрансформатором.

Переходные процессы в двигателе не учитывались; варьированию в расчете подвергались коэффициенты приведенной системы питания, т.е. величины $\bar{H}$ и $\bar{Q}$ вх, а, следовательно, предельные коэффициенты кратности и продолжительность стабилизации тягово-нагружающих свойств. Определялась наименьшая, необходимая по условиям заданной интенсивности разгона, величина работы на входном валу передачи за всё время разгона с учетом переменного к.п.д. заполняемого гидротрансформатора.

Анализ рассчитанных вариантов показал, что при трогании и разгоне тепловоза типа ТТМ23 по наиболее часто встречающемуся в эксплуатации закону изменения скорости движения с поездом среднего веса 300 т при запасе по давлению 1,6 (на режиме $i = 0$) работа на входном валу передачи в первые 10 секунд разгона в 1,7÷1,3 раза превышает минимально возможную (при полностью заполненном ГТР).

При этом обороты входного вала необходимо устанавливать более высокими на 30÷40% (это обстоятельство отмечалось ранее в эксплуатации как характерная закономерность для тепловозов с гидропередачами, однако без необходимого подтверждения причин). Повышение запаса по давлению, например, до величины $\bar{H} = 2$, позволяет снизить работу на входном валу передачи за указанный промежуток времени на 5÷12% (в среднем на 8%).

Аналогичные расчеты, выполненные ранее для маневрового тепловоза номинальной мощностью 1200 л.с. (типа ТТМ10) показали, что наибольший экономический эффект обеспечивается при сокращении продолжительности процессов включения примерно до 10 секунд при наименьших оборотах входного вала передачи. Дальнейшее сокращение продолжительности этих процессов не приводит к существенному повышению экономичности в связи с сокращением доли времени процесса включения в общем процессе трогания и разгона локомотива и снижением общего к.п.д. гидропередачи в связи с необходимостью увеличения мощности системы питания.

В результате работы сделаны следующие основные выводы:

1. В связи с значительным количеством и частой повторяемостью (до 40 в час расоты) процессов включения гидравлических передач маневровых и промышленных тепловозов, существенное значение приобретает характер и продолжительность процесса стабилизации тягово-нагружающих свойств ГТР при его включении. Этот процесс определяет преимущество гидравлической передачи тепловоза.

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
Імені академіка ^{Заряна}

Учитывая, что до настоящего времени приемистость гидродинамических передач оставалась неудовлетворительной, возникла необходимость исследования процессов включения ГТР и оценки факторов, определяющих их, имея в виду прежде всего возможность сокращения времени стабилизации тягово-нагружающих свойств и повышения приемистости гидropередачи.

2. Наиболее целесообразным параметром для оценки энергетических и гидравлических свойств ГТР в процессе включения, который также отражает и физическую сущность совместной работы ГТР и системы питания, следует считать коэффициент кратности, т.е. количество жидкости, поданной в ГТР системой питания от начала процесса заполнения, а не принимаемую в настоящее время степень заполнения рабочей полости (степень частичного наполнения).

3. Исследованием требований к характеристике системы питания установлено, что применительно к гидropередачам центробежные питающие насосы по своим характеристикам удовлетворяют требованиям, предъявляемым к системе питания для работы на установившихся режимах, однако не обеспечивают автоматическое выполнение требований, предъявляемых к системе питания с точки зрения наиболее короткого процесса заполнения и стабилизации энергетических свойств ГТР. В этом случае необходимо установить дополнительные требования, задавая определенный запас по давлению $\bar{H}$ и начальную наибольшую подачу рабочей жидкости $\bar{Q}_{вх0}$.

4. С учетом установившегося режима работы и требуемой продолжительности стабилизации, коэффициенты приведенной системы питания определяются зависимостями:

$$a_{вх} = \xi_h (h_0 - 2h_3)$$

$$b_{вх} = \xi_h (3h_3^2 - h_0^2)$$

$$c_{вх} = \xi_h (2h_0 + 3h_3) h_0 h_3$$

где: ξ_h - функции $\bar{H}$ и параметр, характеризующих установившийся режим работы ГТР;

h_0 - начальная подача системы питания на один оборот рабочего колеса питающего насоса

h_3 - коэффициент, определяющий положение экономического режима работы системы; $h_3 = \frac{Q_{вх3}}{n}$ функция $\bar{Q}_{вх0}$.

Характеристика приведенной системы питания при известных коэффициентах $a_{вх}$, $b_{вх}$ и $c_{вх}$ описывается уравнением:

НТБ
ДНУЖТ

$$\bar{H} \propto D_a^2 n_i^2 = a_{\beta x} Q_p^2 + b_{\beta x} n_n Q_p + c_{\beta x} n_n^2$$

5. Соответствующая приведенной системе питания характеристика питательного насоса определяется с учетом схемы включения холодильного устройства и коэффициентов гидравлического сопротивления трактов аналитическим или графо-аналитическим способом. Наиболее целесообразным для практического применения является графо-аналитический...

6. Экспериментальное исследование энергетических и гидравлических свойств одноступенчатого гидротрансформатора в процессе его включения позволило установить:

а) изменение энергетических и гидравлических свойств возможно представлять в функции коэффициента кратности от нуля до наибольшего значения, соответствующего концу стабилизации энергетических свойств или давления; последние определяются однозначно в функции коэффициента кратности при заданных конструктивных особенностях ГТР, режиме его работы и характеристике системы питания;

б) при заполнении ГТР имеется особенность изменения нагружающих и преобразующих свойств его в виде резкого скачка величин энергоёмкости и коэффициента трансформации, наступающем при коэффициенте кратности около 0,7. Наличие такой нелинейности может рассматриваться как свидетельство перестройки потока внутри рабочей полости при этом коэффициенте кратности;

в) характер изменения преобразующих свойств гидротрансформатора различен для различных передаточных отношений; для величин $i \leq 1$ для трансформатора Т06 $\frac{52}{12}$ преобразующие свойства при включении характеризуются возникновением отрицательных величин коэффициента трансформации при $0,4 < i < 0,7$. Зависимость энергоёмкости от передаточного отношения более слабая и для приближенной оценки можно считать, что $\gamma(\bar{n})$ не изменяется по передаточному отношению

г) продолжительность процесса включения ГТР, в том числе стабилизация его энергетических свойств, может быть оценена предельными значениями коэффициента кратности, соответствующими концу стабилизации нагружающих и преобразующих свойств. Взаимосвязь продолжительности процесса и относительного коэффициента кратности устанавливается дифференциальным уравнением вида:

$$a_{\beta x} \frac{V_c^2 \dot{\nu}_{max}^2}{\zeta \cdot h_i^2 n_n^2} \left(\frac{d\bar{\nu}}{dt} \right)^2 + b_{\beta x} \frac{V_c \cdot \dot{\nu}_{max}}{\zeta \cdot h_i^2 n_n^2} \left(\frac{d\bar{\nu}}{dt} \right) + \frac{c_{\beta x}}{\zeta \cdot h_i^2} = \frac{\varphi_1 + th[\varphi_2(\bar{\nu} - \bar{\nu}_{as})]}{\varphi_3}$$

НТБ
ДНУЖТ

д) величинами, определяющими предельные значения коэффициентов кратности, являются: объем рабочей полости ГТР, режим работы его (передаточное отношение), конструктивные особенности ГТР как участка гидравлического тракта (коэффициент гидравлического сопротивления ζ), относительный запас по давлению $\bar{H}$, относительная начальная подача наполнения $\bar{Q}_{вх0}$ и удельная подача системы питания на I оборот рабочего колеса питательного насоса при заполненном ГТР n_I . Между величинами h_I , $\bar{H}$ и коэф-фициентами приведенной системы питания существуют зависимости вида

$$h_I = \frac{-\beta_{вх} - \sqrt{\beta_{вх}^2 - 4(\alpha_{вх} - \zeta)\zeta_{вх}}}{2(\alpha_{вх} - \zeta)}; \bar{H} = \frac{i_H}{\alpha \cdot D_a^2} (\alpha_{вх} h_I^2 + \beta_{вх} h_I + \zeta_{вх})$$

7. Для расчетов оптимальных характеристик систем питания на основании проведенных экспериментов можно рекомендовать величины $\bar{H}$ и $\bar{Q}_{вх0}$ соответственно: $1,8 < \bar{H} < 2,0$ и $2,5 < \bar{Q}_{вх0} < 3,5$.

8. Проведенные исследования показывают, что для выбора параметров системы питания и расчета совместной работы ГТР и системы питания необходимы некоторые дополнительные сведения о свойствах ГТР, которые должны быть получены экспериментом. Необходимо ре-комендовать:

а) при испытаниях опытных образцов ГТР в качестве одного из элементов характеристики определить коэффициент наименьшего необходимого давления питания α в функции передаточного отношения;

б) при отработке натурального образца ГТР определять изменение сопротивления ГТР на входе в процессе заполнения;

в) при разработке конструкции ГТР и компоновке узлов установки его в гидropередачу обеспечивать возможно большее сопротивление лабиринтных уплотнений при оптимальных значениях сопротивления каналов дренажной системы.

Для гидротрансформаторов типа ТП500 и ТП1000 (или их модификаций ТП500М и ТП1000М с радиально расположенным направляющим аппаратом) оптимальным исполнением дренажной системы следует считать такое, которое обеспечивает отвод масляно-воздушной эмульсии из рабочей полости при заполнении через сепарационную камеру в торе и далее в сборник с выходным отверстием около 6 мм для ТП500 и 9 мм для ТП1000.

9. Анализ экономических показателей тепловозов, работающих на промышленных предприятиях и на маневровой работе на станциях

МПС, показал, что для этих условий путем сокращения продолжительности включения пускового ГТР может быть получена экономия топлива до 4-6%. Наиболее эффективным оказывается сокращение продолжительности включения до 10 сек при наименьших оборотах входного вала передачи; дальнейшее сокращение этих процессов малоэффективно в связи с уменьшением доли времени работы на неустановившемся режиме.

Ю. Результаты проведенных в ходе работы исследований, направленных на улучшение включения ГТР, реализованы на выпускаемых гидropередачах ЗиД, что позволило сократить продолжительность процесса в 1,6+1,4 раза и повысить стабильность работы системы питания.

Проверка на КМЗ рекомендаций по применению дренажных отверстий в пусковом ГТР УГП I200 показала возможность сокращения только этим путем времени стабилизации энергетических свойств ГТР в 1,25+1,35 раза. На КМЗ на стендовой передаче подтверждена также эффективность рекомендаций по повышению напора питательного насоса. Сокращение продолжительности стабилизации тягово-нагружающих свойств ГТР при реализации рекомендованных мероприятий по данным КМЗ (отчет ИО-30-22-70) в целом составляет 1,5-1,6 раза.

НТБ
ДНУЖТ

ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ СЛЕДУЮЩИЕ РАБОТЫ:

1. ГУДКОВ А.В. "Влияние времени заполнения пускового гидротрансформатора на экономичность тепловозов с гидروهидропередачами в режимах трогания и разгона".
Тр.ВНИТИ, вып.32, 1968 г.
2. ГУДКОВ А.В. "Экспериментальное исследование одноступенчатого гидротрансформатора в режимах наполнения рабочей полости".
Сб. "Транспортное машиностроение", 5-67-10, НИИИНФОРМТЯЖМАШ, М., 1967 г.
3. ГУДКОВ А.В. "Улучшение неустановившихся процессов в унифицированных гидروهидропередачах тепловозов".
Сб. "Транспортное машиностроение" 5-66-5, НИИИНФОРМТЯЖМАШ, М., 1966 г.
4. ГУДКОВ А.В. "Определение оптимальных характеристик систем питания и питательных насосов тепловозных гидروهидропередач".
(Передано для печати в сборнике Вестник ВНИИЖТа).

Результаты работы доложены 31 октября 1969 г. на Техсовете СКБ КМЗ, и в ноябре 1969 г. на Муромском тепловозостроительном заводе.

По работе выпущен ряд технических отчетов в порядке оформления результатов НИР ВНИТИ.

НТБ
ДНУЖТ

Л85886 Подписано к печати 11/XI 1870 г.
Объем 1,4 п.л. Зак.218 Тираж 150
Ротапрят ВНИТИ, Коломна-2, Моск. обл.

Сканировала Камянская Н.А.

НТБ
ДНУЖТ