

М442722
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской
Революции и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Никаноров Борис Иванович

УДК 621.436 - 55

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА АНАЛИЗА
И СИНТЕЗА РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ С ЦЕЛЮ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ
ДИЗЕЛЯ

05.04.02 - тепловые двигатели

05.13.01 - управление в технических
системах

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1985

Работа выполнена в МВТУ имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент ДАНИЛОВ Ф.М.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор ТОЛШИН В.И.,
- кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
ПАРФЕНОВ В.П.

Ведущее предприятие - производственное объединение
"Завод им.Мальшева" (г.Харьков)

1986 г. в 14 часов
ета К.053.15.05 "Тепловые
ехники" МВТУ имени Н.Э.Ба-
я набережная, д. I, ауд. 210
в библиотеке МВТУ имени

экземплярах, заверенные
107005, Москва,
Н.Э.Баумана,
совета К.053.15.05.

1986 г.

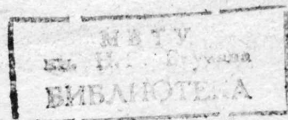
го

ЕДИМОВ С.И.

Актуальность работы. Директивами XXVI съезда КПСС предусмотрено расширение выпуска дизельных двигателей с высокими технико-экономическими показателями. В комплексе возникающих в связи с этим проблем важное место занимает совершенствование систем автоматического регулирования скорости (САРС) дизелей и, в частности, регуляторов скорости. Повышение качества работы транспортных и стационарных дизелей на переходных режимах приводит к экономии топлива, увеличению моторесурса, улучшению их эксплуатационных и экологических показателей. По этой причине необходима модернизация имеющихся и разработка новых конструкций регуляторов скорости, отвечающих повышенным требованиям к качеству работы САРС дизелей. В настоящее время решение указанных задач невозможно без совершенствования методов проектирования регуляторов скорости. Известно, что наиболее эффективными методами проектирования являются математическое и полунатурное моделирование динамических процессов. Однако, на сегодняшний день в дизелестроении такие методы ещё не достаточно внедрены в практику проектирования и доводки регуляторов скорости. Одной из причин этого является трудность получения достоверных математических моделей регуляторов скорости. Поэтому разработка расчетно-экспериментальной методики получения и исследования математических моделей регуляторов скорости является актуальной проблемой.

Цель работы. Разработать расчетно-экспериментальную методику определения структуры и параметров математической модели регулятора скорости непрямого действия. Получить математическое описание широко распространённых регуляторов типа РН-30 и ЮД100. Исследовать полученные математические модели регуляторов с целью улучшения качества переходных процессов САРС дизеля путём поиска оптимальных структур и значений конструктивных параметров.

Методика исследования. Определение параметров математической модели регулятора скорости выполнено на основе анализа экспериментальных частотных характеристик регулятора и его элементов. Поиск возможностей усовершенствования конструкции регуляторов скорости произведён путём исследования расчетных частот-



ных характеристик и переходных процессов САРС дизеля.

Научная новизна. Впервые разработана методика получения полного математического описания регулятора скорости непрямого действия на основе использования экспериментальных частотных характеристик. Исследовано влияние ряда малоизученных факторов и параметров регулятора на его динамические свойства.

Практическая ценность. Разработанная методика обладает достаточной простотой и точностью, т.к. основывается на едином (частотном) подходе к исследованию различных элементов регулятора, требует небольшого числа измерительных каналов и использует анализирующую и вычислительную аппаратуру для облегчения процесса обработки экспериментальных данных. В результате проведенного исследования разработаны предложения по модернизации исследованных регуляторов, а также схема новой конструкции регулятора скорости.

Реализация работы. Результаты исследования внедрены на ПО "Завод им. Малышева" (г. Харьков) при разработке системы автоматического проектирования тепловозных дизелей и на ПО "Сардизельаппарат" (г. Саратов) при разработке перспективных конструкций регуляторов скорости.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены и обсуждены на:

- Всесоюзной научно-технической конференции "Научно-технический прогресс в машиностроении и приборостроении" (Москва, МВТУ им. Баумана, 1980 г.);
- Всесоюзной конференции "Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания" (Москва, МАДИ, 1982 г.);
- Всесоюзном научно-техническом семинаре по автоматическому регулированию теплоэнергетических установок (Москва, МВТУ им. Баумана, 1979, 1981, 1983 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 печатных работ и получено авторское свидетельство на изобретение.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, списка литературы (57 наименований) и приложения, содержит 130 страниц машинописного текста, II таблиц и 65 рисунков.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Вопросы получения математического описания регуляторов скорости дизелей рассмотрены в работах А.М.Каца, В.И.Крутова, А.А.Грунауэра, В.И.Толшина, К.Е.Долганова и др. Проведенный обзор литературных источников показал, что при определении параметров математических моделей регуляторов скорости широко используются аналитические методы, которые требуют минимальных материальных затрат, позволяют получение общего вида математического описания исследуемого объекта, но в большинстве случаев не обеспечивают желаемой точности. Для повышения точности математического описания используются экспериментальные методы. Среди них наиболее распространенным методом исследования динамических характеристик регуляторов скорости является метод переходных функций, достоинством которого является простота реализации, а недостатком - трудность расшифровки экспериментальных переходных процессов при исследовании достаточно сложных объектов.

Частотный метод получения математического описания, имеющий большие возможности для исследования динамических характеристик элементов систем регулирования, ещё не получил достаточного развития при исследовании регуляторов скорости дизелей. Достоинством частотного метода является возможность детального исследования динамических свойств линейных и нелинейных элементов, что обеспечивает получение высокой точности математического описания исследуемого объекта.

Проведенный анализ состояния вопросов математического моделирования САРС дизелей показал, что в практике проектирования регуляторов скорости методы математического моделирования используются не в достаточной мере, что требует их дальнейшей разработки, причём для решения задач получения математических моделей регуляторов целесообразно использование метода частотных характеристик.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ САРС ДИЗЕЛЯ

Составленная математическая модель включает подробное математическое описание регулятора скорости, являющегося объектом

исследования, и упрощенную математическую модель дизеля. Последняя представляет собой дифференциальное уравнение первого порядка с ограничением по ходу рейки и чистым запаздыванием.

Для исследований частотным методом была получена (теоретически) математическая модель регулятора скорости в форме передаточных функций, на основании которой была составлена структурная схема регулятора (рис. 1). На схеме обозначены следующие переменные: ω_2 - угловая скорость грузов измерителя; F_4 - центробежная сила грузов; F_x - суммарная сила, действующая на золотник; x_1 - перемещение золотника; x - перемещение поршня серводвигателя. Описание передаточных функций элементов регулятора приведено в таблице 1. Данная структурная схема является общей для всех типов конструкции регуляторов непрямого действия, имеющих изодромное устройство в виде обратной связи. Отличие математического описания разновидностей регуляторов с изодромом такого типа может состоять в форме выражения параметров обратных связей через конструктивные параметры. Использование передаточной функции упруго присоединенного катаракта $K_4 S / T_2 S + 1$ обусловлено тем, что изодром, взаимодействуя с золотником, оказывает на него побочное действие, эквивалентное действию катаракта, упруго присоединенного к золотнику. Фазосдвигающий множитель $e^{-j\omega T}$ введен в структуру регулятора на основании экспериментальных данных для учета влияния силы сухого трения в измерителе скорости. По передаточным функциям элементов была составлена передаточная функция регулятора в целом и производился расчет на цифровой ЭВМ частотных характеристик регулятора и его элементов.

Для расчетов переходных процессов САРС дизеля с регулятором РН-30 использовалась следующая система уравнений:

$$\begin{aligned} T_H \dot{x}_1 + x_1 &= K_1 (K \omega_2 + K_2 x + C_2 x_2 - C_2 x_1 - f_T \operatorname{sgn} \dot{x}_1) && \text{измеритель скорости при } m_1 = 0 \\ \dot{x} &= \frac{1}{T} x_1 && \text{серводвигатель} \\ T_2 \dot{x}_2 + x_2 &= \frac{K_3}{C_2} \dot{x} + x_1 && \text{изодром} \\ T_3^2 \ddot{\omega}_2 + T_3 \dot{\omega}_2 + \omega_2 &= T_4 \dot{\omega}_1 + \omega_1 && \text{демпфер} \\ T_{08} \dot{\omega}_1 + K_{08} \omega_1 &= K_0 x - \ell; K_0 = \frac{\omega_{1H}}{x_H}; \ell = \mu \omega_{1H} && \text{дизель} \end{aligned}$$

Название элемента	Передаточная функция	Параметры математической модели регулятора скорости		Конструктивные параметры
		РН-30	ТОД100	
Измеритель скорости с упруго-присоединенным катарактом	$\frac{K_1}{T_1^2 S^2 + T_1 S + 1};$ $K; e^{-j\psi};$ $\frac{K_4 S}{T_2 S + 1}$	$K_1 = \frac{1}{C_4 + C_r}; T_1^2 = \frac{m_1}{C_4 + C_r}; T_1 = \frac{b_1}{C_4 + C_r}$ $\psi - \text{фазовый сдвиг}$ $K_4 = \frac{F_2^2}{\delta} \quad K_4 = \frac{F_1^2}{\delta}$		K - коэффициент центробежной силы грузов, linearизованной на заданном скоростном режиме; m_1 - приведенная масса измерителя; C_4 - жесткость пружины измерителя на заданном скоростном режиме; C_r - гидродинамическая жесткость; b_1 - коэффициент вязкого трения измерителя; F - площадь рабочей поверхности воздействия на изодром со стороны серводвигателя; F_1 - площадь рабочей поверхности изолотника, взаимодействующая с изодромом; F_2 - площадь рабочей поверхности поршня изодрома; C_2 - жесткость пружины изодрома; δ - проводимость дросселя; a, h - коэффициенты передачи жесткой и гибкой обратных связей; b_2, b_3 - коэффициенты внутреннего и внешнего вязкого трения демпфера; C_3, J - жесткость и момент инерции демпфера
Изодромная обратная связь	$\frac{K_3 S}{T_2 S + 1}$	$K_3 = \frac{h F F_2}{\delta} \quad K_3 = \frac{F F_1}{\delta}$ $T_2 = \frac{F_2^2}{C_2 \delta}$		
Жесткая обратная связь	K_2	$K_2 = a C_4$	—	
Серводвигатель	$\frac{1}{TS}$	T - постоянная времени		
Демпфер	$\frac{T_4 S + 1}{T_3^2 S^2 + T_3 S + 1}$	$T_3^2 = \frac{J}{C_3}; T_3 = \frac{b_2 + b_3}{C_3}; T_4 = \frac{b_2}{C_3}$		

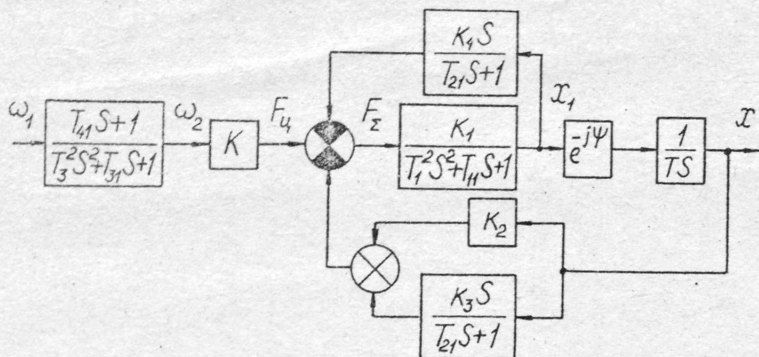


Рис.1. Структурная схема регулятора скорости непрямого действия с изодромным устройством в обратной связи

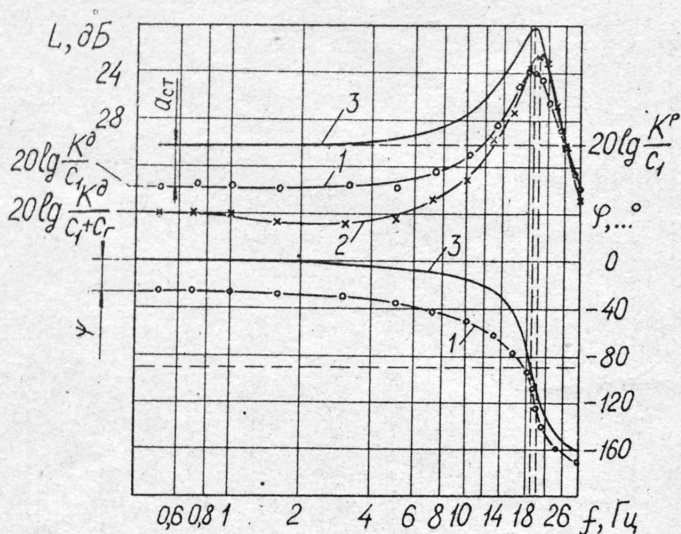


Рис.2. Амплитудные и фазовые частотные характеристики измерителя скорости регулятора РН-30: 1 - экспериментальные с заторможенным поршнем серводвигателя; 2 - то же со свободным поршнем; 3 - теоритические с заторможенным поршнем без учета сухого трения

$$x = \begin{cases} x, & \text{при } x < x_0 \\ x_0, & \text{при } x \geq x_0 \end{cases} \quad \begin{array}{l} - \text{ограничение} \\ \text{хода рейки} \end{array}$$

где x_2 - перемещение поршня изодрома; ω_1 - угловая скорость дизеля; f_T - сила сухого трения в измерителе скорости; $T_{\partial\partial}, K_{\partial\partial}$ - время разгона и коэффициент самовыравнивания дизеля; $\mu = M_0/M_H$ - относительный момент сопротивления двигателя; ω_H, M_H и x_H - номинальные значения угловой скорости, момента двигателя и перемещения поршня серводвигателя регулятора; x_0 - величина хода поршня серводвигателя от начального положения до положения при выходе рейки на упор.

Система дифференциальных уравнений САРС дизеля с регулятором ИОД100 рассматривалась в виде:

$$x_1 = K_1(i_n^2 K \omega_2 + K_2 x - g_1 x_2) \quad \begin{array}{l} - \text{измеритель} \\ \text{скорости при} \\ m_1 = \beta_1 = 0 \end{array}$$

$$\dot{x} = -\frac{1}{T} x_1 \quad - \text{серводвигатель}$$

$$T_{21}' \dot{x}_2 + x_2 = \frac{1}{g_1} (-K_3' \dot{x} + K_4' \dot{x}_1); g_1 = \frac{F_1 C_2}{F_2} \quad - \text{изодром}$$

$$T_3^2 \ddot{\omega}_2 + T_{31} \dot{\omega}_2 + \omega_2 = T_{41} \dot{\omega}_1 + \omega_1 \quad - \text{демпфер}$$

$$x = \begin{cases} x, & \text{при } x < x_0 \\ x_0, & \text{при } x \geq x_0 \end{cases} \quad \begin{array}{l} - \text{ограничение} \\ \text{хода рейки} \end{array}$$

$$T_{\partial\partial} \dot{\omega}_1 + K_{\partial\partial} \omega_1 = K_0 x - l \quad - \text{дизель}$$

$$x, x_1, x_2 = \begin{cases} x(0), 0, 0, & \text{при } t \leq \tau \\ x, x_1, x_2, & \text{при } t > \tau \end{cases} \quad \begin{array}{l} - \text{чистое} \\ \text{запаздывание} \end{array}$$

$$\delta' = \delta + \delta^*; \delta^* = \begin{cases} 0, & \text{при } |x_2| < x_2' \\ \ell_0(|x_2| - x_2'), & x_2' \leq |x_2| \leq x_2'' \\ \ell_0(x_2'' - x_2'), & |x_2| > x_2'' \end{cases} \quad \begin{array}{l} - \text{нелинейность} \\ \text{изодрома} \end{array}$$

где δ' - проводимость дросселя изодрома с нелинейностью; δ^* - проводимость параллельного канала нелинейности; T_{21}', K_3' и K_4' - параметры изодрома, вычисляемые по выражениям для T_{21}, K_3, K_4 из таблицы I в функции проводимости δ' ; x_2', x_2'' - положения поршня изодрома, при которых соответственно начинается и заканчивается открытие параллельного канала изодрома; ℓ_0 - коэф-

коэффициент пропорциональности между величиной открытия канала и его проводимостью; τ - время чистого запаздывания сигнала по цепи "нагрузка-регулятор"; i_n - передаточное число приводной шестерённой пары.

Приведённые системы дифференциальных уравнений решались на цифровой ЭВМ методом Рунге-Кутты.

Значения параметров регуляторов определялись экспериментально, в модели использовались значения параметров, характерные для двигательных установок с исследуемыми регуляторами скорости.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ

Определение параметров математической модели регуляторов скорости производилось с помощью специально разработанного экспериментального стенда. Он представляет собой электро-гидравлический следящий привод, входным сигналом которого является электрический сигнал, а выходным - угловая скорость вала гидромотора, связанного с приводным валом исследуемого регулятора. В стенде использован аксиально-поршневой гидромотор, управляемый электро-гидравлическим преобразователем типа сопло-заслонка. Привод замкнут жёсткой обратной связью по выходной координате, что обеспечивает высокое быстродействие стенда (сопрягающая частота аппроксимирующего колебательного звена передаточной функции стенда - 20 Гц).

Стенд может использоваться в двух режимах работы: в режиме генерации - при отработке сигнала произвольной формы, в частности, синусоидальной и в режиме моделирования САРС дизеля посредством сопряжения реального регулятора скорости с аналоговой моделью дизеля. При снятии частотных характеристик регуляторов стенд воспроизводит постоянную составляющую требуемого скоростного режима и гармоническую составляющую желаемой амплитуды в диапазоне частот $0,1 \div 40$ Гц.

Разработанная методика определения параметров математической модели регулятора с помощью экспериментальных частотных характеристик предполагает использование следующих измеряемых сигналов: угловой скорости приводного вала регулятора, переме-

чения исполнительного органа регулятора и перемещения золотника - единственного "внутреннего" сигнала исследуемого регулятора.

Определение величин параметров элементов регулятора производилось либо по определённым точкам частотных характеристик, например, значениям резонансных частот колебательных звеньев, либо по совпадению кривых расчётных частотных характеристик с экспериментальными путём подбора (в диалоговом режиме работы ЭВМ) одного или двух искоемых параметров модели.

Экспериментальные исследования элементов регулятора производились при отключённом (заклинённом) приводном демпфере.

Для определения параметров измерителя скорости производилось его исследование в двух вариантах включения: с заторможенным и со свободным поршнем серводвигателя. В первом случае отсутствует расход через рабочие окна золотниковой пары и поэтому на золотник, жёстко связанный с муфтой измерителя, не действует гидродинамическая сила. Это позволяет точнее определить величины параметров измерителя: приведенную массу m_i и коэффициент вязкого трения β_i . Во втором случае золотник работает в нормальных условиях и на него действует гидродинамическая сила, изменяющая вид частотных характеристик (рис. 2), что позволяет определить гидродинамическую жёсткость C_r . Значения жёсткости всережимной пружины C_i в функции частоты вращения n определялись по силовой характеристике пружины, полученной безразборным способом. Для учёта силы сухого трения в измерителе был введён эквивалентный комплексный коэффициент усиления в форме $a_{сг} e^{-j\psi}$. Его параметры могут быть определены по частотным характеристикам (рис. 2), из анализа которых следует, что из-за действия сухого трения в измерителе: 1) экспериментальные (динамические) значения коэффициента центробежной силы грузов K^d меньше расчётных K^p , вычисляемых по условному радиусу грузов: $K^d = a_{сг} K^p$, где $a_{сг} < 1$; 2) сигнал на выходе измерителя скорости имеет фазовый сдвиг на величину ψ .

Постоянная времени серводвигателя T определялась по его амплитудной частотной характеристике (рис. 3) при различной величине внешней нагрузки на поршень.

Определение параметров изодрома (при известных остальных параметрах регулятора) производилось двумя способами по частот-

ным характеристикам: 1) измерителя скорости с упруго присоединённым катарактом (связь между сервомотором и изодромом разорвана) и 2) регулятора с жёсткой и гибкой обратными связями (рис. 4). При исследовании регулятора РН-30, имеющего поршень изодрома одностороннего действия, вследствие чего масло в канале изодрома работает как на сжатие, так и на разрыв, была произведена оценка влияния газовой фазы рабочей жидкости на динамические характеристики изодрома. Для учёта этого фактора была введена в рассмотрение "воздушная" пружина жёсткостью C_B , включённая последовательно с пружиной изодрома жёсткостью C_2 и определена их эквивалентная жёсткость C_{23} (по названным выше частотным характеристикам).

Параметры демпфера определялись по экспериментальным частотным характеристикам демпфера, получаемым как разность частотных характеристик регулятора с демпфером и без него, снятых при идентичных условиях.

По разработанной методике были получены численные значения параметров математических моделей регуляторов РН-30 и ЮД100 на различных температурных и скоростных режимах. Проверка точности полученных моделей производилась путём сравнения расчётных и экспериментальных переходных процессов САРС дизеля. Для системы с регулятором РН-30 рассматривались экспериментальные переходные процессы, полученные на стенде в моделирующем режиме (с аналоговой моделью дизеля). Это позволило, сведя к минимуму погрешности моделирования дизеля, наиболее корректно проверить точность модели регулятора и, тем самым, эффективность разработанной методики. Проверка показала, что динамическая ошибка моделирования переходных процессов не превышает 6% от величины перерегулирования, что свидетельствует о достаточно высокой точности математической модели регулятора.

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ

Полученные математические модели регуляторов были исследованы с целью определения оптимальных значений конструктивных параметров. Проведенные расчеты позволили получить следующие основные результаты.

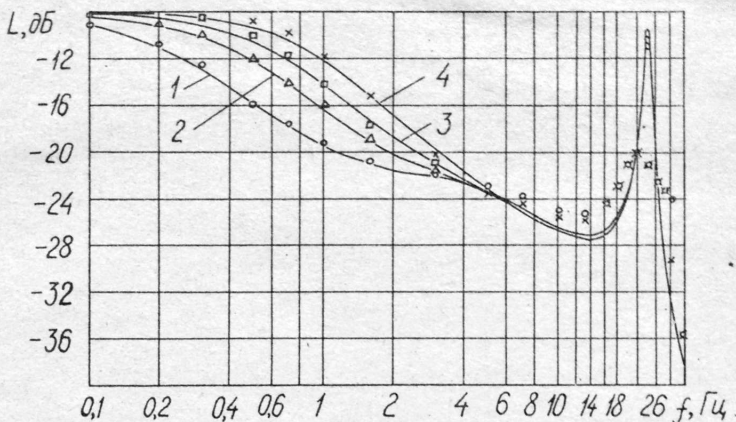


Рис.3. Сравнение экспериментальных и расчетных амплитудных частотных характеристик регулятора РН-30 без демпфера при различном открытии дросселя изодрома Γ , об.: 1 - $\Gamma = 0,5$; 2 - $\Gamma = 0,75$; 3 - $\Gamma = 1$; 4 - $\Gamma = 1,5$

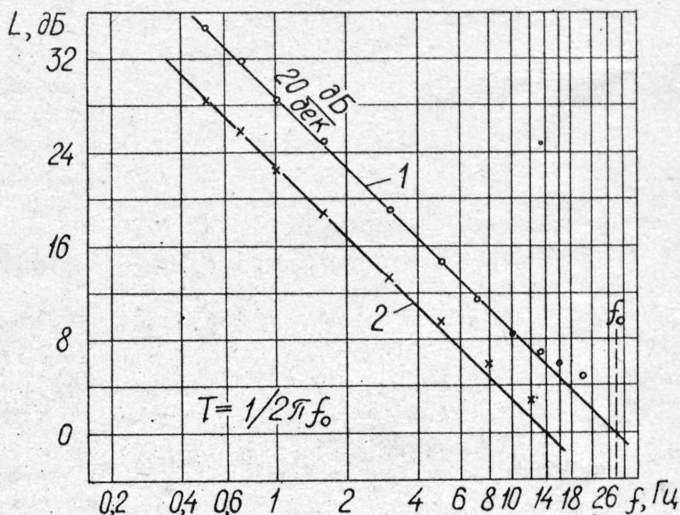


Рис.4. Амплитудные частотные характеристики серводвигателя регулятора без нагрузки: 1 - для регулятора РН-30; 2 - для IO100

1). Измеритель скорости регулятора РН-30 является слабо демпфированным звеном (см. рис. 2,4). Это может привести к неустойчивости замкнутой системы регулятора на некоторых режимах и, в особенности, при оптимизации параметров регулятора, приводящей к повышению его быстродействия. Оценка устойчивости была произведена по коэффициенту колебательности, который, как показали расчеты, превышает максимальное допустимое значение 1,8 на всех режимах настройки обратных связей. Поэтому в регуляторе РН-30 необходимо увеличение демпфирования (вязким трением) измерителя скорости. В регуляторе ИОД100 реализовано достаточное демпфирование измерителя благодаря особенностям конструкции изодрома. Расчеты показали, что увеличение вязкого трения измерителя до значений, при которых высота резонансного пика его амплитудной частотной характеристики составляет $3 + 5$ дБ, не ухудшает быстродействие регулятора и обеспечивает его устойчивость.

2). Среди параметров регулятора наиболее существенно влияющими на динамику САРС дизеля являются параметры изодромной обратной связи, что требует их оптимизации. При этом оптимальное значение постоянной времени T_2 определяется инерционностью двигательной установки, а оптимальное значение коэффициента усиления изодрома K_3 не зависит от параметров объекта и является величиной, характерной для данной конструкции регулятора. Оптимизация САРС по параметрам T_2 (для регулятора РН-30) и K_3 (для регулятора ИОД100) позволяет существенно улучшить показатели переходных процессов (рис. 5).

3). Анализ устойчивости двух рассмотренных САРС дизелей был произведен по критерию Найквиста. Он показал, что оптимизация САРС по параметрам изодрома приводит к незначительному уменьшению запаса устойчивости по фазе на номинальном скоростном режиме и к увеличению запаса устойчивости на минимальном скоростном режиме, что особенно важно для транспортных дизелей.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ

Проведенные исследования позволили выявить следующие недостатки конструкции регулятора РН-30: 1) чрезмерно большая сила сухого трения в измерителе скорости; 2) недостаточная величина внутреннего вязкого трения демпфера; 3) слабое демпфирование

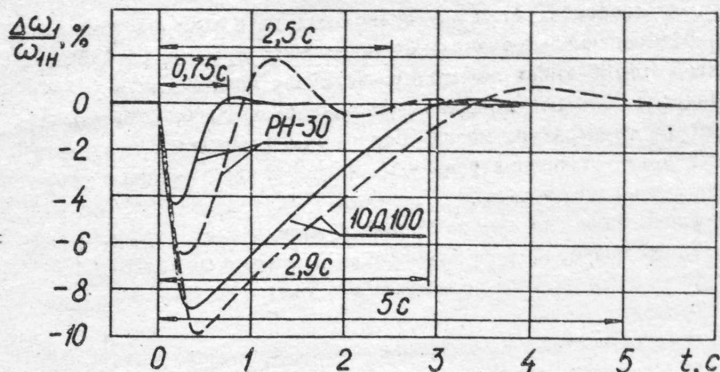


Рис.5. Сравнение расчетных переходных процессов CAPS дизелей при набросе 100% нагрузки с серийными регуляторами (пунктир) и с регуляторами, оптимизированными по параметрам издромов

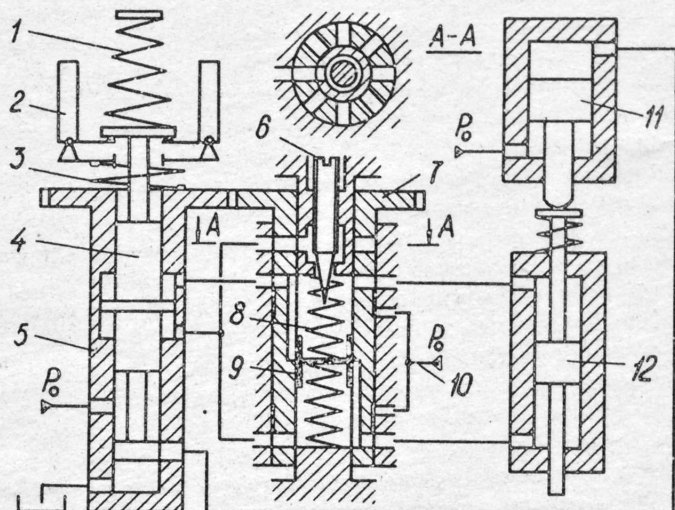


Рис.6. Схема регулятора скорости (источник постоянного давления P_0 не показан): 1, 2 - пружина и груз измерителя; 3 - пружина демпфера; 4 - золотник; 5 - втулка; 6 - игла дросселя издромы; 7 - цилиндр издромы; 8 - пружина издромы; 9 - поршень издромы; 10 - канал подачи давления в издром; 11 - поршень серводвигателя; 12 - дающий поршень издромы

измерителя скорости; 4) присутствие воздуха в гидросистеме изодрома; 5) неоптимальное значение постоянной времени изодрома. Регулятор ИОД100 имеет завышенную величину коэффициента усиления изодрома. Оба регулятора имеют значительную зависимость параметров от температуры масла. Полученные результаты позволили наметить пути устранения указанных недостатков с помощью перечисленных ниже конструктивных решений.

1. Для уменьшения сил сухого трения в измерителе скорости регулятора РН-30 целесообразно применение подшипников качения на осях грузов и построение золотникового узла по схеме с вращающейся втулкой.

2. Достаточная степень демпфирования регулятора может быть получена без применения специального демпфирующего устройства при построении изодрома по схеме, имеющей прямую гидравлическую связь между золотником и поршнем изодрома (регуляторы ИОД100 и Р1ЗМ). В этом случае гидравлическое сопротивление, создаваемое потерями по длине магистралей и, при необходимости, специальными сужениями, обеспечивает достаточную степень демпфирования.

3. Увеличение постоянной времени изодрома регулятора РН-30 до требуемой оптимальной величины может быть получено за счёт увеличения площади поршня изодрома F_2 . На основании этого разработано несколько вариантов модернизации регулятора. Однако, среди подобных схем наиболее совершенной является схема регулятора Р1ЗМ, которая позволяет выбрать требуемую величину диаметра поршня изодрома и выполнить компоновку узлов, удобную для замены пружины изодрома при установке регулятора на двигатели различной инерционности.

4. Для уменьшения коэффициента усиления изодрома регулятора ИОД100 до найденного оптимального значения следует уменьшить площадь F_7 за счёт уменьшения диаметра пояска обратной связи золотника измерителя скорости.

5. Регуляторы с поршнем изодрома одностороннего действия (РН-30 Р1ЗМ, 9ДИ00) неизбежно содержат воздух в канале изодрома. Влияние этого фактора на стабильность характеристик изодрома не существенно для регуляторов малой работоспособности. Однако, с увеличением последней дестабилизирующее влияние воздуха возрастает, т.к. возрастают усилия, передаваемые изодромом. Поэтому для регуляторов большой работоспособности предпочтительны схемы

с поршнем изодрома двустороннего действия, в которых масло работает только на сжатие. В схеме с буферным поршнем (регуляторы РГ, ЮД100) изодром работает при давлении канала управления. Недостатком этой схемы является зависимость коэффициента усиления изодрома от площади исполнительного поршня, что может ограничивать возможности оптимизации параметров изодрома при разработке унифицированного размерного ряда регуляторов скорости.

Разработанная схема регулятора с поршнем изодрома двустороннего действия (рис. 6) имеет: 1) измеритель скорости, демпфированный указанным выше способом; 2) компоновку узлов, удобную для замены пружины изодрома; 3) взаимно развязанные изодромный и исполнительный механизмы; 4) изодром, работающий при постоянном среднем избыточном давлении; 5) вращающуюся втулку изодрома, что приводит к уменьшению сил сопротивления движению поршня изодрома; 6) турбулентный (пульсирующий) поток масла через дроссель изодрома, что уменьшает зависимость параметров изодрома от температуры.

ВЫВОДЫ

1. Разработана общая структурная схема регулятора скорости непрямого действия с изодромным устройством в обратной связи, наиболее полно отражающая физические связи между элементами.
2. Спроектирован и изготовлен электрогидравлический стенд для динамических исследований регуляторов скорости, оборудованный анализирующей аппаратурой, сокращающей время обработки экспериментальных частотных характеристик.
3. Разработана и применена для двух широко распространенных регуляторов методика определения параметров математической модели регулятора скорости непрямого действия.
4. В результате исследования элементов регуляторов предложены методы экспериментальной оценки следующих факторов, влияющих на динамические свойства регулятора: силы сухого трения и гидродинамической силы в измерителе скорости, газовой фазы в изодроме.
5. Проведено исследование полученных математических моделей регуляторов скорости, позволившее определить: 1) необходимую степень демпфирования измерителя скорости вязким трением; 2) оптимальные значения параметров изодрома и их влияние на

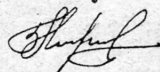
запас устойчивости САРС дизеля.

6. С учетом полученных экспериментальных и теоретических результатов проведен анализ конструкции исследованных регуляторов, вследствие которого: 1) выявлены недостатки конструкции регуляторов и определены возможные пути их устранения; 2) сформулированы требования к конструкции, обеспечивающие получение желаемых динамических характеристик регуляторов и, как следствие, улучшение качества работы дизелей на переходных режимах; 3) предложены отвечающие выработанным требованиям способы усовершенствования конструкции регуляторов, а также принципиальная схема регулятора, защищенная авторским свидетельством.

7. Результаты разработанной методики анализа и синтеза регуляторов скорости внедрены на двух предприятиях, выпускающих регуляторы скорости дизелей. Внедрение результатов позволяет сократить затраты времени и материальных средств на разработку регуляторов с оптимальными значениями конструктивных параметров.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Стенд для исследования динамических свойств регуляторов скорости дизелей /В.И.Крутов, Ф.М.Данилов, А.М. Желторылов, Б.И.Никаноров.- Двигателестроение, 1979, №2, с.21-22.
2. Данилов Ф.М., Никаноров Б.И. Определение параметров нелинейной математической модели центробежного измерителя регулятора скорости дизеля.- Двигателестроение, 1981, №12, с.34-36.
3. Данилов Ф.М., Никаноров Б.И. Методика исследования регулятора скорости непрямого действия дизеля с использованием экспериментальных частотных характеристик.- М., 1983.- 14 с.- Рукопись представлена МВТУ. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, №1126 тм - Д 83.
4. Данилов Ф.М., Никаноров Б.И. Метод получения и исследования математической модели регулятора скорости с целью усовершенствования его конструкции.- Двигателестроение, 1985, №3, с.31-34.
5. А.с. 1132040 (СССР). Регулятор частоты вращения двигателя внутреннего сгорания /Ф.М.Данилов, Б.И.Никаноров.- Оpubл. в Б.И., 1984, №48.



Тип. МВТУ, заказ 1323, тираж 100

Л-97646, подписано к печати 15.11.85, объем I п.л.