

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
“ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ”

**А.А. Прохоренко**

**АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебное пособие

Утверждено  
редакционно-издательским  
советом университета,  
протокол № 1 от 04.06.14 г.

Харьков  
НТУ “ХПИ”  
2014

УДК 681.5:621.432

ББК 31.365

П 68

Рецензенты: *Ф.И. Абрамчук*, д-р техн. наук, проф., ХНАДТУ  
*С.В. Етифанов*, д-р техн. наук, проф., НАУ „ХАИ”

У навчальному посібнику розглянуті властивості двигунів як регульованих об'єктів, докладно описані принципи дії різних регуляторів частоти обертання. Особливу увагу приділено математичному опису та аналізу стійкості систем автоматичного регулювання дизеля.

Призначено для студентів очної та заочної форм навчання освітньо-кваліфікаційного напрямку підготовки «Машинобудування» за спеціалізацією 6.050503-02 - Двигуни внутрішнього згоряння.

Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособ./ Прохоренко А.А. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – 102 с. – На рус. яз.

ISBN

В учебном пособии рассмотрены свойства двигателей как регулируемых объектов, подробно описаны принципы действия различных регуляторов частоты вращения. Особое внимание уделено математическому описанию и анализу устойчивости систем автоматического регулирования дизеля.

Предназначено для студентов очной и заочной форм обучения образовательно-квалификационного направления подготовки «Машиностроение» по специализации 6.050503-02 – Двигатели внутреннего сгорания.

Ил. 57. Табл. 1. Библиогр. 8 назв.

УДК 681.5:621.432

ББК 31.365

ISBN

© А.А. Прохоренко, 2014 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	5
1. Краткие исторические сведения и основные понятия теории автоматического регулирования тепловых двигателей .....	6
1.1. Исторический очерк .....	7
1.2. Динамическая система «двигатель-нагрузка» .....	8
1.3. Обоснование необходимости автоматического регулирования двигателей разных типов .....	12
1.4. Функциональная схема и основные свойства САР частоты вращения .....	14
1.5. Принципы осуществления процесса регулирования .....	16
1.6. Классификация регуляторов частоты вращения .....	17
2. Регуляторы частоты вращения прямого действия .....	19
2.1. Предельный регулятор .....	19
2.2. Однорежимный регулятор .....	20
2.3. Двухрежимный регулятор .....	21
2.4. Всережимный регулятор с переменной предварительной нагрузкой пружины .....	23
2.5. Всережимный регулятор с постоянной предварительной нагрузкой пружины .....	25
2.6. Пневматический регулятор частоты вращения .....	26
2.7. Гидравлический регулятор прямого действия .....	26
3. Статика механических чувствительных элементов .....	29
3.1. Типы механических ЧЭ регуляторов частоты вращения .....	29
3.2. Восстанавливающая сила .....	30
3.3. Поддерживающая сила .....	33
3.4. Статические характеристики механического ЧЭ .....	36
3.5. Фактор устойчивости .....	38
3.6. Степень неравномерности регулятора .....	40
3.7. Степень нечувствительности регулятора .....	42
4. Динамика регуляторов прямого действия .....	46
4.1. Переходный процесс .....	46

4.2. Требования к САР частоты вращения и особенности ее работы.....	49
4.3. Задачи динамики САР.....	50
4.4. Общие сведения о составлении уравнений движения элементов САР.....	50
4.5. Уравнение двигателя как объекта регулирования.....	51
4.6. Уравнение ЧЭ регулятора.....	54
4.7. Уравнение рычажного механизма.....	58
5. Регуляторы непрямого действия.....	62
5.1. Классификация регуляторов непрямого действия.....	62
5.2. Автоматический регулятор непрямого действия без обратной связи.....	63
5.3. Автоматические регуляторы непрямого действия с обратной связью.....	64
5.4. Гидравлические усилители регуляторов непрямого действия.....	69
5.5. Статический расчет регулятора непрямого действия.....	72
6. Динамика сервомоторов.....	76
6.1. Уравнение движения сервомотора без ОС.....	76
6.2. Уравнение движения сервомотора с кинематической ЖОС.....	78
6.3. Уравнение регулятора непрямого действия с силовой ЖОС.....	80
7. Устойчивость САР с регулятором прямого действия.....	83
7.1. Характеристическое уравнение САР с регулятором прямого действия.....	84
7.2. Критерий устойчивости Рауса-Гурвица.....	86
7.3. Диаграмма Вышнеградского.....	87
7.4. Анализ влияния на устойчивость САР параметров регулятора.....	91
8. Дополнительные устройства автоматических регуляторов.....	93
8.1. Корректоры внешней скоростной характеристики.....	93
8.2. Автоматическое регулирование угла опережения подачи топлива.....	96
8.3. Объединенный регулятор мощности и частоты вращения.....	98
Список литературы.....	101

## ВВЕДЕНИЕ

Всякий ДВС, и в частности – дизель как первичный источник механической энергии, должен обеспечивать необходимую мощность при изменении величины подключенной к нему нагрузки и/или рабочих условий. Иными словами, двигатель должен быть управляемым объектом. Для выполнения этого важного условия в дизеле служат линия высокого давления системы топливоподачи, называемая топливной аппаратурой, и обязательно – регулятор частоты вращения коленчатого вала. Именно с помощью этих двух узлов обеспечивается точное дозирование цикловой подачи топлива в соответствии со снимаемой с двигателя нагрузкой, что и обуславливает устойчивость работы последнего.

Во избежание дальнейших недоразумений следует сразу же определиться с понятиями *управление* и *регулирование*. Будем считать, что управление – это такой процесс воздействия на рабочий объект (двигатель внутреннего сгорания), который обеспечивает его желаемое состояние и поведение. Регулированием является процесс воздействия на тот же объект, обеспечивающий поддержание на заданном уровне, или в заданном диапазоне, одного или нескольких его параметров. Из приведенных определений следует, что регулирование является частным случаем управления, то есть всякое регулирование есть управление (но не наоборот). Следует также добавить, что как регулирование, так и управление могут быть *автоматическими* – в случае, если объект «самостоятельно», без внешнего вмешательства следит за своим заранее заданным состоянием.

Материал, изложенный в настоящем учебном пособии, охватывает вопросы общих положений теории автоматического регулирования, принципов действия регуляторов частоты вращения различной конструкции и назначения, их статических и динамических свойств. Основой для составления пособия послужили тексты лекций, читаемые на кафедре ДВС в НТУ «ХПИ», а также лекционные и учебно-методические материалы профессора Александра Адольфовича Грунауэра, корифея харьковской школы автоматического регулирования ДВС, к студентам которого имел честь принадлежать автор.

Автор выражает благодарность доц. И.Д. Васильченко за помощь в подготовке большей части иллюстративного материала.

Учебное пособие составлено в полном соответствии с программой курса «Автоматическое регулирование ДВС» для специализации 6.050503-02 – «Двигатели внутреннего сгорания» образовательного направления «Машиностроение» и рассчитано на студентов очной и заочной формы обучения.

# 1. КРАТКИЕ ИСТОРИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатели внутреннего сгорания работают в широком диапазоне скоростных, нагрузочных и других характеристик. При этом, статические и динамические свойства двигателя и потребителя его мощности имеют согласованность только для какого-то одного режима работы. Для обеспечения других режимов работы двигателя необходимо осуществлять его регулирование. Причем, это регулирование, как правило, осуществляется автоматически. Поэтому, *целью* автоматического регулирования является поддержание на определенном уровне и с достаточной точностью заданного режима работы двигателя.

*Режим работы двигателя* – это такое его рабочее состояние, которое характеризуется совокупностью таких параметров как:  $N_e$  – эффективная мощность,  $M_{кр}$  – крутящий момент,  $\omega$  ( $n$ ) – угловая скорость вращения коленчатого вала (частота вращения),  $p_k$  – давление наддува,  $g_e$  – удельный расход топлива,  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха,  $\eta_e$  – эффективный КПД и др. Как правило, в первую очередь при работе двигателя поддерживается постоянной или заданной частота вращения коленчатого вала –  $n$ , второй важный контролируемый параметр –  $T_{охл}$  – температура охлаждающей жидкости.

Режимы работы двигателя могут быть *установившимися* и *неустановившимися*. При *установившемся режиме* работы двигателя все его параметры сохраняются постоянными во времени. Часто установившийся режим работы носит название равновесного. При *неустановившемся режиме* работы двигателя один или несколько, или все параметры его работы изменяются во времени.

Совокупность последовательных во времени неустановившихся режимов работы называется переходным процессом. Переходной процесс вызывается принудительным изменением одного из параметров работы двигателя и может быть скоростным ( $n - var$ ), нагрузочным ( $M_{кр} - var$ ), регулировочным (ход рейки ТНВД  $h_p - var$ ), тепловым ( $T_{охл} - var$ ) или др.

## 1.1. Исторический очерк

Впервые автоматический регулятор был установлен на «огнедействующей машине», построенной в 1765 г. русским механиком-изобретателем Ползуновым на Барнаульском заводе. В этой машине автоматический регулятор поплавкового типа (рис. 1.1,*а*) предназначался для поддержания уровня воды в котле в некоторых заданных пределах. Связь между подачей воды  $G$ , осуществляемой под управлением автоматического регулятора, и уровнем ее  $H$  в котле показана на рис. 1.1,*б* в виде графика  $G = f(H)$ , называемого регуляторной характеристикой. Наибольшая подача воды  $G_{\max}$  производится при полном открытии задвижки 3 (см. рис. 1.1,*а*) на подводящей трубе 2, что соответствует крайнему положению поплавка 1 при  $H_{\min}$  (точка *а* на рис. 1.1,*б*). По мере повышения уровня воды в котле задвижка 3 все более уменьшает проходное сечение подводящей трубы 2, отчего уменьшается и подача воды, которая прекратится при полном перекрытии трубы 2. Это ограничивает верхний предел уровня  $H_{\max}$  (точка *б* на рис. 1.1,*б*). Разность  $\Delta H = H_{\max} - H_{\min}$ , называемая неравномерностью работы регулятора, является одним из основных параметров системы автоматического регулирования, характеризующих точность поддержания регулируемого параметра (в данном случае уровня воды в котле).

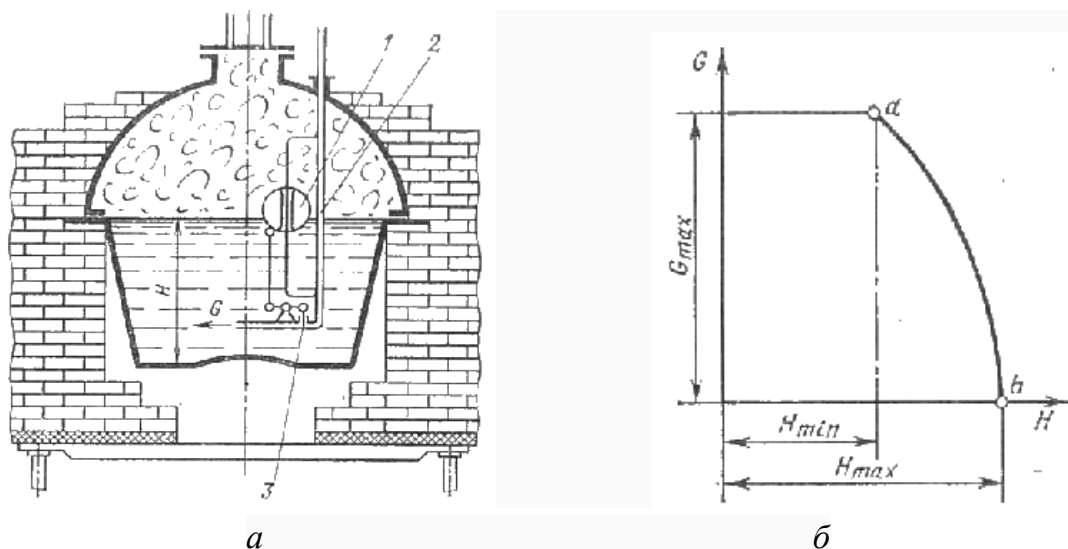


Рис. 1.1. Регулятор Ползунова (*а*) и его характеристика (*б*)

Через двадцать лет, в 1786 г., английский механик Уатт построил сконструированную им универсальную паровую машину и установил на

ней центробежный регулятор, предназначенный для поддержания постоянной угловой скорости кривошипа машины (рис. 1.2,*а*). При увеличении частоты вращения вала 1 машины, валика 2 и грузов 4 муфты 3 регулятора поднимается и перемещает заслонку 5 в сторону перекрытия паровпускной трубы 6, что приводит к уменьшению крутящего момента машины.

Связь между крутящим моментом  $M$  машины и частотой вращения кривошипа при наличии регулятора показана на рис. 1.2,*б*. Из графика видно, что наибольший крутящий момент  $M_{\max}$  (точка *а*) машина развивает при минимальной скорости  $\omega_{\min}$ . Это происходит при крайнем нижнем положении грузов и муфты. При наибольшей допустимой скорости  $\omega_{\max}$  машины (точка *б*) количество поступающего пара должно соответствовать холостому ходу. Разность  $\Delta\omega = \omega_{\max} - \omega_{\min}$  также можно назвать неравномерностью работы регулятора.

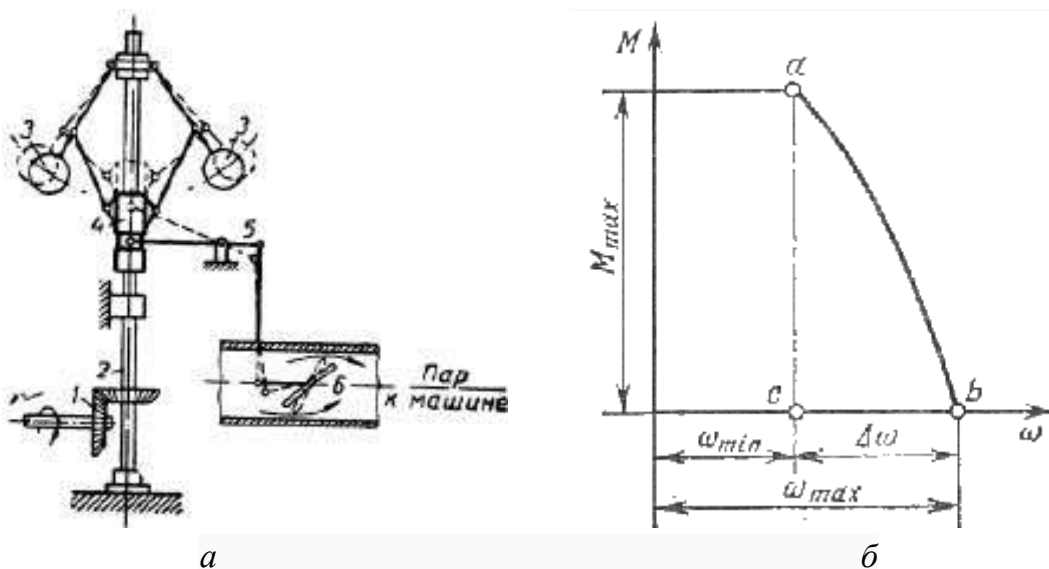


Рис. 1.2. Регулятор Уатта (*а*) и его характеристика (*б*)

Сравнение регуляторных характеристик, приведенных на рис. 1.1,*б* и 1.2,*б* показывает идентичность работы регуляторов Ползунова и Уатта, поэтому такой принцип регулирования (при наличии неравномерности работы регулятора) в настоящее время получил название принцип Ползунова–Уатта.

## 1.2. Динамическая система «двигатель-нагрузка»

Вырабатываемая двигателем эффективная мощность предназначена



для передачи ее потребителю или нагрузке. Поэтому, режим работы двигателя будет определяться состоянием системы «двигатель-нагрузка».

### 1.2.1. Условие статического равновесия системы «двигатель-нагрузка»

На установившемся режиме работы двигателя его крутящий момент равен моменту сопротивления нагрузки:

$$M_{\text{д}} = M_{\text{с}}. \quad (1.1)$$

Условие (1.1) является условием равновесия системы. При его выполнении частота вращения коленчатого вала постоянна,  $\omega = \text{const}$ . Нарушение этого условия приводит к изменению  $\omega$ .

На рис. 1.3 показано изменение крутящего момента двигателя  $M_{\text{д}}$  при постоянном положении органа управления топливоподачей (скоростная характеристика). Как видно  $M_{\text{д}} = f(\omega)$ . Также и  $M_{\text{с}} = f(\omega)$ . В точке пересечения этих характеристик и будет достигнуто равновесие, которое обеспечивает установившийся режим при  $\omega_0 = \text{const}$ .

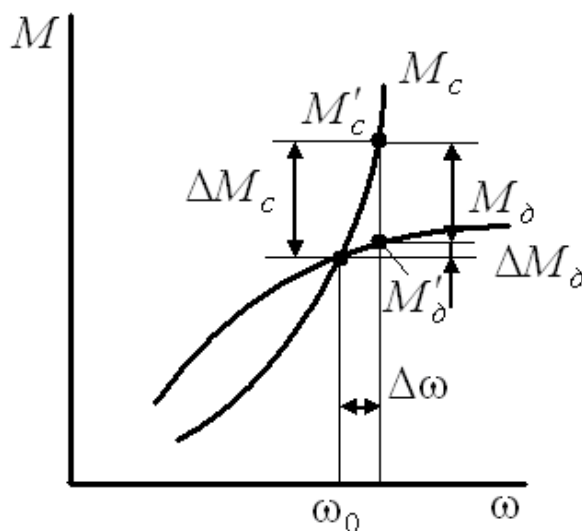


Рис. 1.3. Статическая характеристика системы «двигатель-нагрузка»

### 1.2.2. Условие динамической устойчивости системы «двигатель-нагрузка»

Пусть в результате какого-либо воздействия на систему произошло изменение частоты вращения коленчатого вала на величину  $\Delta\omega$  (см. рис.

1.3). Новой частоте вращения коленчатого вала соответствуют моменты  $M'_{\ddot{a}}$  и  $M'_c$ . При этом условие равновесия (1.1) нарушилось и появился избыточный момент  $F$ , который равен:

$$F = M'_c - M'_{\ddot{a}} = M_c + \Delta M_c - M_{\ddot{a}} - \Delta M_{\ddot{a}}, \quad (1.2)$$

где  $\Delta M_{\ddot{a}}$  и  $\Delta M_{\ddot{n}}$  – изменение соответствующих моментов.

Из условия равновесия системы (1.1) можно выразить:  $M_c - M_{\ddot{a}} = 0$ . Следовательно  $F = \Delta M_c - \Delta M_{\ddot{a}}$ . При малых отклонениях  $\Delta\omega$  можно применить линейризацию зависимостей  $M_d = f(\omega)$  и  $M_c = f(\omega)$  и записать:

$$\Delta M_c = \frac{dM_c}{d\omega} \Delta\omega \text{ и } \Delta M_{\ddot{a}} = \frac{dM_{\ddot{a}}}{d\omega} \Delta\omega. \quad (1.3)$$

Тогда отношение избыточного момента к приращению угловой скорости:

$$C = \frac{F}{\Delta\omega} = \frac{dM_c}{d\omega} - \frac{dM_{\ddot{a}}}{d\omega}. \quad (1.4)$$

Выраженная таким образом величина называется *фактором устойчивости* или *самовыравниванием* системы. *Самовыравнивание характеризует стремление системы вернуться в состояние равновесия в случае его нарушения.*

Причем, если  $C > 0$  или  $\frac{dM_c}{d\omega} > \frac{dM_{\ddot{a}}}{d\omega}$  – состояние равновесия системы (режим работы двигателя) устойчивое, что проиллюстрировано на рис.

1.4,а. Если  $C \leq 0$  или  $\frac{dM_c}{d\omega} \leq \frac{dM_{\ddot{a}}}{d\omega}$  – состояние неустойчивое (см. рис.

1.4,б). Как правило, у дизелей (особенно с наддувом)  $C \leq 0$ .

Рассмотрим систему при  $M_c = \text{const}$ , как показано на рис. 1.5. Пусть  $M_d$  – некая внешняя скоростная характеристика двигателя. На правой ветви фактор устойчивости  $C$  положительный, так как  $\frac{dM_c}{d\omega} = 0$ , а  $\frac{dM_{\ddot{a}}}{d\omega} < 0$ . По-

этому при отклонении  $\omega$  в любую сторону система вернется в точку равновесия, то есть является устойчивой.

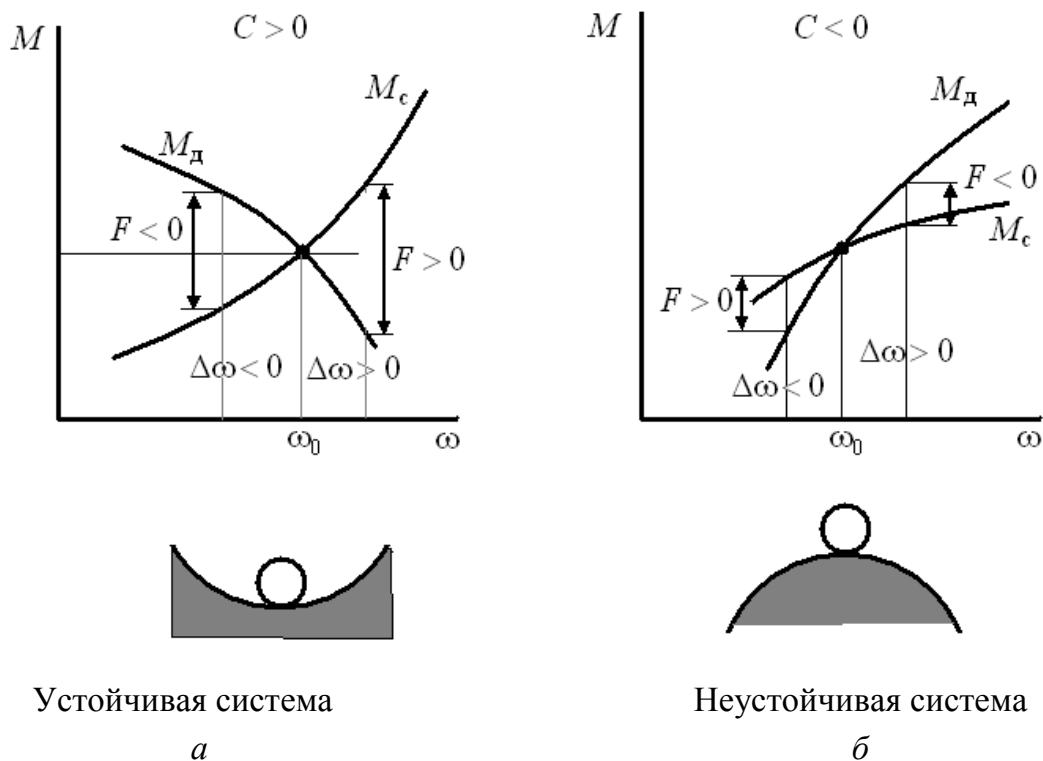


Рис. 1.4. Состояния равновесия системы

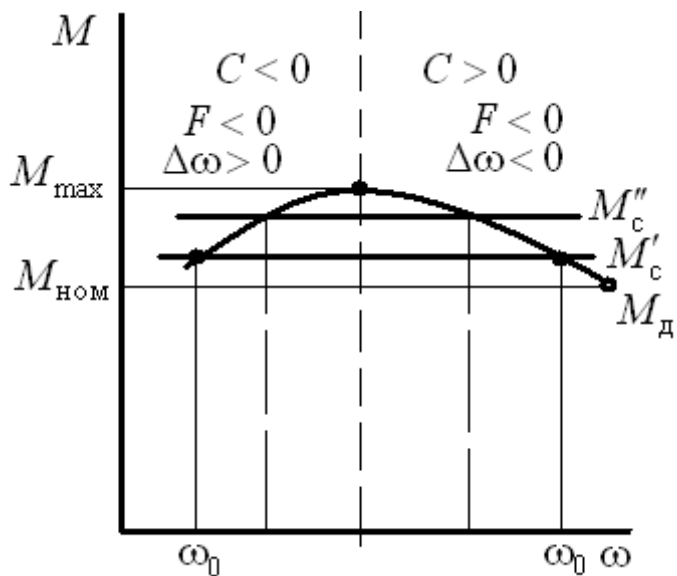


Рис. 1.5. Устойчивость системы «двигатель-нагрузка» по внешней скоростной характеристике

На левой ветви отклонение от равновесия вправо приведет к разгону двигателя, влево – к его остановке, поскольку фактор  $C$  в этой части внеш-

ней скоростной характеристики отрицательный,  $\frac{dM_{\dot{a}}}{d\omega} > 0$ . Именно поэтому правая часть носит название *рабочая ветвь скоростной характеристики*.

Исходя из тех же рассуждений, можно увидеть, что при резком изменении момента сопротивления от значения  $M'_c$  до  $M''_c$  на рабочей ветви внешней скоростной характеристики двигатель самостоятельно перейдет на работу на новом режиме. На левой ветви этого не произойдет, так как здесь  $F < 0$  при  $\Delta\omega > 0$  и, следовательно,  $C < 0$ .

Из вышеизложенного вытекает, что крутящий момент двигателя на номинальном режиме работы  $M_{i\dot{i}}$  должен быть меньше, чем его максимальный крутящий момент по внешней скоростной характеристике  $M_{\max}$ . Коэффициент запаса крутящего момента (коэффициент приспособляемости), который определяется как  $K = \frac{M_{\max}}{M_{i\dot{i}}}$  должен иметь значение  $K > 1,1$ .

### 1.3. Обоснование необходимости автоматического регулирования двигателей разных типов

Двигатели, в зависимости от их назначения, имеют различные условия эксплуатации. Рассмотрим основные типы двигателей по назначению на предмет необходимости их регулирования.

*Стационарные дизель-генераторы.* При работе на генератор переменного тока необходимо обеспечить поддержание частоты вырабатываемого тока (50 Гц или 60 Гц). Допускаемая погрешность отклонения при этом – 1%. Отсюда вытекает требование к результату процесса регулирования – поддерживать частоту вращения коленчатого вала двигателя при изменении нагрузки на него с высокой точностью. Поэтому на таких двигателях применяются прецизионные (высокоточные) регуляторы.

*Судовые двигатели.* Главный судовой двигатель работает непосредственно на гребной винт. При этом момент сопротивления нагрузки равен:  $M_c = f(n^2)$ . Можно записать:  $M_c = A\omega^2$  – это выражение описывает так называемую винтовую характеристику. Винтовая характеристика представлена на рис. 1.6. Как видно из приведенного графика, такая система «двигатель-нагрузка» имеет большое положительное значение фактора ус-

тойчивости  $C$  (самовыравнивание) и в принципе может работать без регулятора.

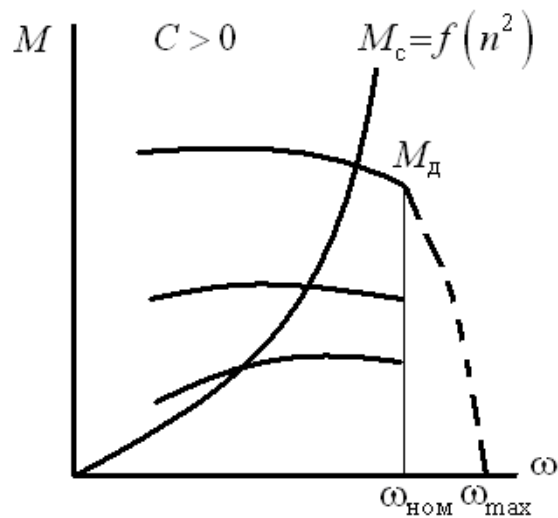


Рис. 1.6. Винтовая характеристика

Однако, из-за специфики работы гребного винта (обнажение при волнении моря, сопровождающееся мгновенным сбросом нагрузки) возможно резкое (до 2,5...3 раз) повышение частоты вращения коленчатого вала с опасностью достижения разносного, под действием сил инерции, значения. Поэтому, для указанного типа двигателей необходимо применение предельных регуляторов.

*Тепловозные двигатели* могут работать с электрической или гидравлической передачей.

При работе с электрической передачей требования такие же, как и в случае дизель-генератора.

При работе с гидравлической передачей условия работы как у судового двигателя. Но для более эффективной работы гидромфты или гидротрансформатора требуется точное поддержание частоты вращения коленчатого вала, что обуславливает необходимость установки прецизионных регуляторов.

*Двигатели наземного транспорта.* Автомобильные дизели в принципе могут работать без регулятора, так как строгое поддержание заданной частоты вращения для них не нужно, а оператор непрерывно воздействует на орган управления топливоподачей и этим контролирует режим работы двигателя. Однако, для предотвращения разноса двигателя (из-за внезапно-

го сброса нагрузки) необходимо устанавливать предельный регулятор. Кроме того, возникает необходимость поддержания минимальных оборотов устойчивого холостого хода ( $0,35 \dots 0,4 n_{ном}$ ). Это вызвано следующим. На режиме холостого хода индикаторный момент двигателя равен моменту внутренних потерь. Однако при увеличении угловой скорости вращения коленчатого вала индикаторный момент растет быстрее, чем момент внутренних потерь, то есть система является неустойчивой. Поэтому и требуется регулятор, который поддерживал бы обороты холостого хода.

На некоторых машинах (тракторах, комбайнах, дорожно-строительных и др.) необходимо поддерживать заданную частоту вращения коленчатого вала с высокой точностью во всем диапазоне возможных режимов работы. Так как такие функции оператор выполнить не в состоянии, эти двигатели оборудуют всережимными регуляторами.

*Бензиновые двигатели.* У карбюраторных двигателей момент двигателя  $M_d$  сильно зависит от величины коэффициента наполнения  $\eta_v$ . При постоянном положении дроссельной заслонки  $\eta_v$  падает с увеличением частоты вращения, а, следовательно, падает и  $M_d$ . Поэтому, при резком сбросе нагрузки частота вращения коленчатого вала увеличивается в меньшей степени, чем в дизеле (примерно в 1,5 раза), что не опасно для двигателя. Поэтому такие двигатели работают без регуляторов. То же происходит и на режиме холостого хода.

Правда, на двигателях большой размерности – грузовых автомобилей и автобусов – для недопущения превышения скорости транспортного средства при его малой загрузке устанавливают регуляторы-ограничители максимальной частоты вращения.

В бензиновых двигателях с впрыскиванием топлива регулятор входит в состав таблиц управления двигателем в ЭБУ.

#### **1.4. Функциональная схема и основные свойства САР частоты вращения**

Двигатель как объект регулирования, и регулятор – устройство, предназначенное для поддержания на заданном уровне регулируемого параметра, в совокупности составляют *систему автоматического регулирования* (САР).

Задача САР частоты вращения заключается в поддержании на заданном уровне или в заданных пределах параметра  $n$  при изменении нагрузки на двигатель. Это обеспечивается изменением количества топлива (а значит – количества теплоты), подаваемого в цилиндр двигателя.

Функциональная схема САР частоты вращения может быть представлена в виде, как показано на рис. 1.7.

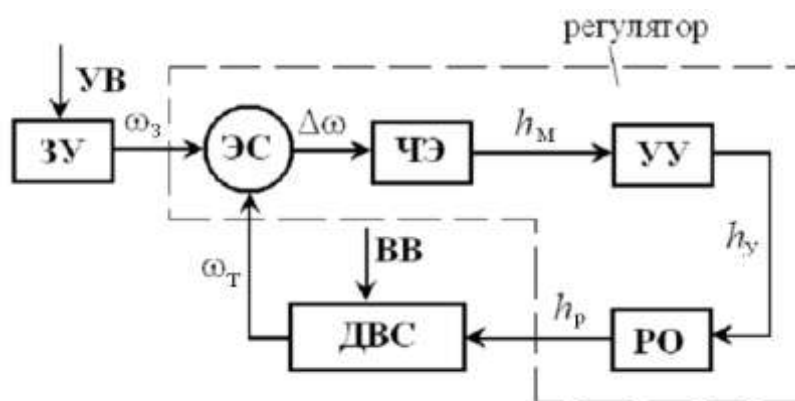


Рис. 1.7. Функциональная схема САР: ДВС – объект регулирования; ЗУ – задающее устройство; ЭС – элемент сравнения; ЧЭ – чувствительный элемент; УУ – усилительное устройство; РО – регулирующий орган; УВ – управляющее воздействие; ВВ – возмущающее воздействие.

Регулируемый параметр – частота вращения коленчатого вала, поддерживается постоянным, равным заданному значению  $\omega_c$ . Заданное значение  $\omega_c$  изменяется с помощью ЗУ при действии на него УВ. Таким образом изменяется скоростной режим двигателя.  $\omega_T$  – текущее значение частоты вращения (угловой скорости). Разность между значениями  $\omega_c$  и  $\omega_T$  называется рассогласованием или отклонением или невязкой  $\Delta\omega$ .

Отклонение  $\Delta\omega$  появляется при действии на систему (регулируемый объект) ВВ, которое вызвано сменой нагрузки. Сопоставление  $\omega_c$  и  $\omega_T$  по величине и знаку выполняет ЭС. ЧЭ – устройство, реагирующее на наличие  $\Delta\omega$ .

УУ усиливает сигнал от ЧЭ к РО ( $h_M$  – перемещение муфты,  $h_O$  – перемещение выходного звена УУ). УУ может в системе отсутствовать (в так называемых регуляторах *прямого действия*). Таким образом, при нали-

чии  $\Delta\omega$  в систему вводится регулирующее воздействие в виде  $h_p$  – перемещения рейки ТНВД с помощью РО.

Как правило, ЭС, ЧЭ, УУ и РО конструктивно выполняются в одном корпусе и называются *регулятором частоты вращения*.

Связь, по которой передается воздействие от ЧЭ на ДВС, называется *прямой связью*. Воздействие от регулируемого объекта – ДВС – на ЧЭ называется *обратной связью*. Обратная связь имеет важное значение, так как в системах с обратной связью регулирование осуществляется в зависимости от изменения регулируемой величины и тем самым гарантируется компенсация любых возмущающих воздействий, даже тех, причины возникновения которых неизвестны.

Таким образом, можно выделить следующие основные свойства рассмотренной САР.

1. Сигналы в системе распространяются по замкнутому контуру от одного ее звена к другому, при этом они могут менять свою физическую природу.
2. Регулирующее воздействие в системе передается вдоль контура в одном направлении.
3. Процесс регулирования происходит все время, пока отмечается отклонение регулируемого параметра от заданного значения.

### **1.5. Принципы осуществления процесса регулирования**

Существует три принципа регулирования частоты вращения:

1. *По отклонению* регулируемого параметра. Так называемый принцип *Ползунова-Уатта*. При этом регулятор перемещает рейку ТНВД (изменяет величину цикловой подачи) тогда, когда частота вращения отклоняется от заданной, не зависимо от причин, вызвавших это отклонение.

2. *По возмущению* (по нагрузке) – регулятор перемещает рейку ТНВД (изменяет величину цикловой подачи) с момента, когда изменилась нагрузка на двигатель и до того, как произойдет отклонение частоты вращения. Недостатком такого принципа является необходимость измерения нагрузки, что на практике достаточно сложно осуществить. Кроме того, отклонение  $\omega$  может быть вызвано другими факторами (например, тепловое состояние двигателя). Как правило, этот принцип применяется в совокупности с принципом по отклонению. Носит название принцип *Понселе*.



3. *По производной* – регулятор перемещает рейку ТНВД (изменяет величину цикловой подачи) по сигналу, пропорциональному скорости изменения частоты вращения. Это так называемый принцип *братьев Сименс*. Как правило, производная имеет наибольшее значение в начальный момент процесса, вызвавшего отклонение, и потому регулятор действует быстрее, чем в регулировании по отклонению. Производная от угловой скорости по времени есть угловое ускорение, следовательно, необходимо обеспечить его измерение, что на практике весьма затруднительно. Кроме того, в чистом виде такой регулятор неработоспособен (САР с ним неустойчива). Поэтому применяется только в сочетании с принципом регулирования по отклонению.

## 1.6. Классификация регуляторов частоты вращения

Регуляторы частоты вращения двигателей внутреннего сгорания могут быть классифицированы по следующим признакам.

*По принципу действия* регуляторы подразделяются на:

- прямого действия;
- непрямого действия.

В регуляторах прямого действия ЧЭ непосредственно воздействует на регулирующий орган (РО). В регуляторах непрямого действия ЧЭ воздействует на усилитель (сервомотор), а сервомотор на РО. В таких регуляторах для обеспечения устойчивости вводится дополнительная (местная) обратная связь. Структурная схема такого регулятора приведена на рис. 1.8.

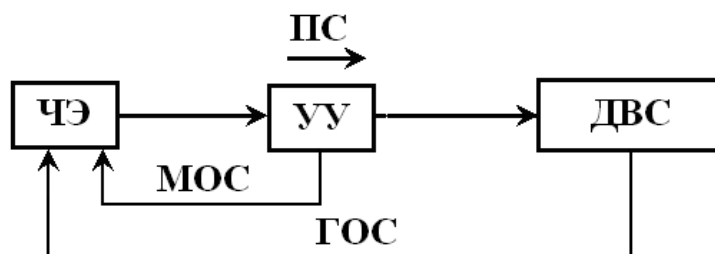


Рис. 1.8. Структурная схема регулятора непрямого действия

В зависимости от *типа* ЧЭ регуляторы бывают:

- механические;

- пневматические;
- гидравлические;
- электрические;
- электронные.

Механические регуляторы *по числу обеспечиваемых скоростных режимов* делятся на:

- предельные;
- однорежимные;
- двухрежимные;
- всережимные.

Всережимные регуляторы в свою очередь могут быть с переменной и постоянной затяжкой пружины.

Предельные регуляторы выполняют функцию защиты превышения допустимой частоты вращения. Однорежимные регуляторы предназначены для поддержания одного скоростного режима. Двухрежимные – для ограничения максимальной и поддержания минимальной частоты вращения.

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Что такое установившиеся и неуставившиеся режимы работы ДВС?
2. Что такое переходный процесс?
3. В чем заключаются особенности автоматических регуляторов Поунова и Уатта?
4. Каково условие равновесия динамической системы «двигатель-нагрузка»?
5. Чем характеризуется устойчивость режима работы ДВС?
6. В чем состоит особенность устойчивости работы дизеля в режиме минимального холостого хода?
7. Что называется системой автоматического регулирования?
8. В чем заключается задача САР частоты вращения?
9. Какие элементы входят в состав САР частоты вращения?
10. В чем заключаются особенности работы САР частоты вращения?
11. Назовите принципы регулирования.
12. Что такое регулятор прямого и непрямого действия?
13. Чем отличаются однорежимный, двухрежимный и всережимный регуляторы?

## 2. РЕГУЛЯТОРЫ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

### 2.1. Предельный регулятор

Принципиальная схема предельного регулятора частоты вращения показана на рис. 2.1. На примере приведенной схемы поясним принцип действия такого регулятора.

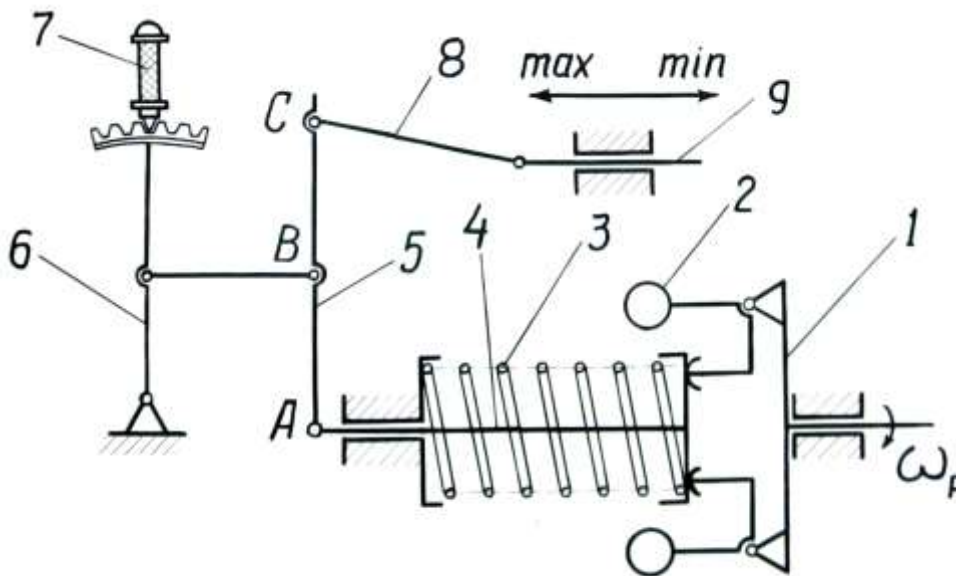


Рис. 2.1. Принципиальная схема предельного регулятора:

1 – чувствительный элемент; 2 – грузы ЧЭ; 3 – пружина регулятора; 4 – муфта регулятора; 5 – рычаг регулятора; 6 – рычаг управления; 7 – рукоятка управления; 8 – тяга; 9 – рейка ТНВД

Оператор, при помощи рукоятки 7, устанавливает в определенное положение рычаг управления 6, который посредством рычагов и тяг кинематически связан с рейкой ТНВД. Положение рейки ТНВД определяет одну из скоростных характеристик дизеля (приведены на рис. 2.2).

Пружина регулятора 3 предварительно сжата до такой степени, что в диапазоне изменения частоты вращения от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\text{ном}}$  центробежные силы инерции грузов не могут преодолеть силу затяжки пружины. Таким образом, в диапазоне частот вращения  $\omega_{\min} < \omega_p < \omega_{\text{ном}}$  регулятор не осуществляет воздействия на рейку ТНВД.

Когда частота вращения  $\omega_p$  превысит  $\omega_{\text{ном}}$ , силы инерции грузов 2

преодолевают силу затяжки пружины, грузы расходятся и муфта 4 перемещается влево. При этом рычаг регулятора поворачивается относительно точки *B* (так как рычаг *b* неподвижен) и смещает точку *C* вправо, а через тягу 8 – рейку ТНВД 9 в сторону уменьшения подачи топлива. В результате, частота вращения коленчатого вала значительно не возрастает. Таким образом, предельный регулятор работает в диапазоне режимов от  $\omega_{\text{ном}}$  до  $\omega_{\text{max}}$ . Как правило, величина  $\omega_{\text{max}}$  больше  $\omega_{\text{ном}}$  на 5...15%. В пределах частот вращения от  $\omega_{\text{min}}$  до  $\omega_{\text{ном}}$  двигатель управляется в ручном режиме.

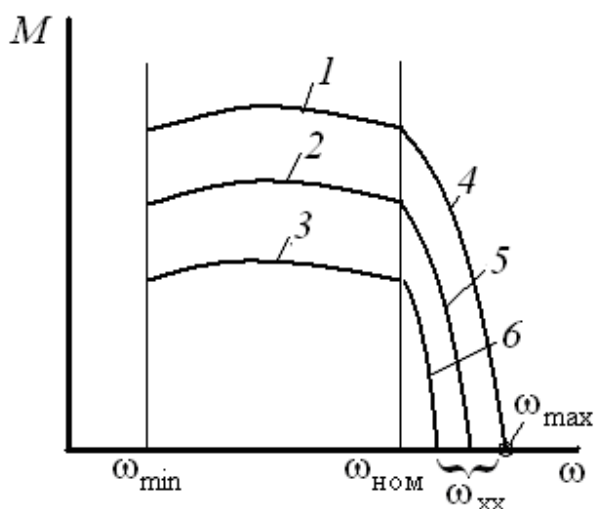


Рис. 2.2. Характеристики работы двигателя с однорежимным регулятором: 1 – внешняя скоростная характеристика; 2, 3 – скоростные характеристики; 4, 5, 6 – регуляторные характеристики

## 2.2. Однорежимный регулятор

Принципиальная схема однорежимного прецизионного регулятора частоты вращения показана на рис. 2.3. Следует обратить внимание на то, что в состав регулятора входит специальное стабилизирующее устройство – масляный катаракт. На примере приведенной схемы поясним принцип действия такого регулятора.

На заданной частоте вращения вала регулятора  $\omega_p$  сила инерции грузов 2 равна силе пружины 5 и они находятся в равновесии. При уменьшении нагрузки на двигатель его частота вращения и частота вращения вала регулятора  $\omega_p$  возрастают. Центробежные силы инерции грузов увеличиваются, грузы расходятся и перемещают муфту регулятора 3 вверх (из точ-

ки  $A$  в  $A'$ ). При этом пружина 5 сжимается. Точка  $C$ , связанная с катарактом, практически неподвижна, так как вязкая жидкость (масло) медленно перетекает через жиклер  $Ж$  малого диаметра и препятствует быстрому перемещению поршня 9. То есть, рычаг 4 поворачивается относительно точки  $C$ . Следовательно, точка  $B$  перемещается в положение  $B'$ . При этом рейка ТНВД 10 смещается в сторону уменьшения подачи топлива. В результате этого частота вращения  $\omega_p$  падает и пружина возвращает муфту на место – в точку  $A$ . Точка  $C$  перемещается в т.  $C'$ , пружина 7 деформируется и под ее действием поршень медленно перемещается вниз. Таким образом, регулятор обеспечивает поддержание частоты вращения двигателя с высокой точностью.

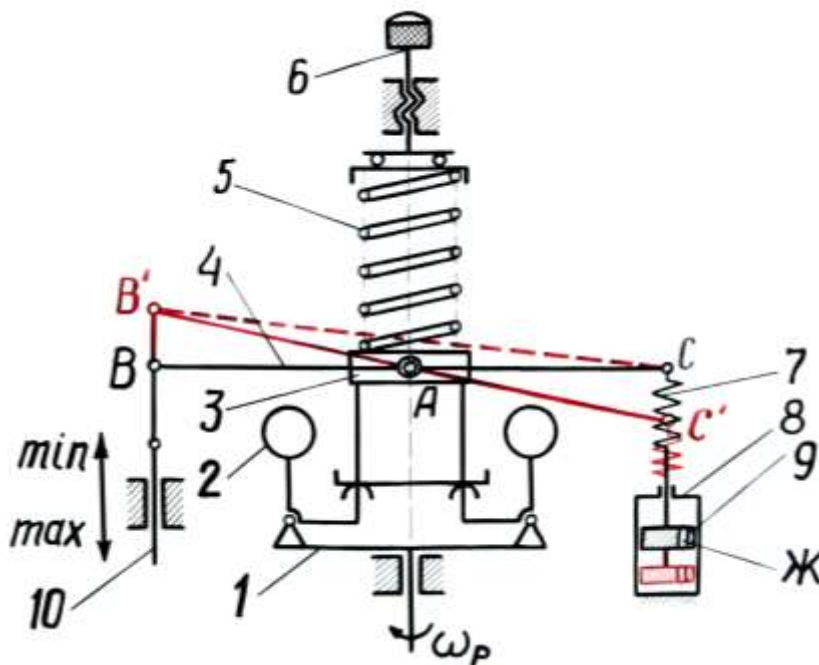


Рис. 2.3. Принципиальная схема однорежимного регулятора:

1 – чувствительный элемент; 2 – грузы ЧЭ; 3 – муфта регулятора; 4 – рычаг регулятора; 5 – пружина регулятора; 6 – винт управления; 7 – пружина катаракта; 8 – корпус катаракта; 9 – поршень катаракта; 10 – рейка ТНВД.

### 2.3. Двухрежимный регулятор

Двухрежимный регулятор обеспечивает поддержание минимальной устойчивой частоты вращения  $\omega_{\min}$  и ограничивает максимальную частоту вращения  $\omega_{\max}$ . Его конструкция отличается от конструкции предельного



го регулятора 5 больше, чем пружины 4.

В дальнейшем, при достижении  $\omega_{\text{ном}}$  и выше включается предельный регулятор. Грузы своей силой инерции преодолевают силу пружины 5, и подача топлива уменьшается, что и ограничивает частоту вращения двигателя.

Воздействие двухрежимного регулятора на рейку ТНВД при двухрежимном регулировании  $h_p = f(\omega)$  показан на рис. 2.6.

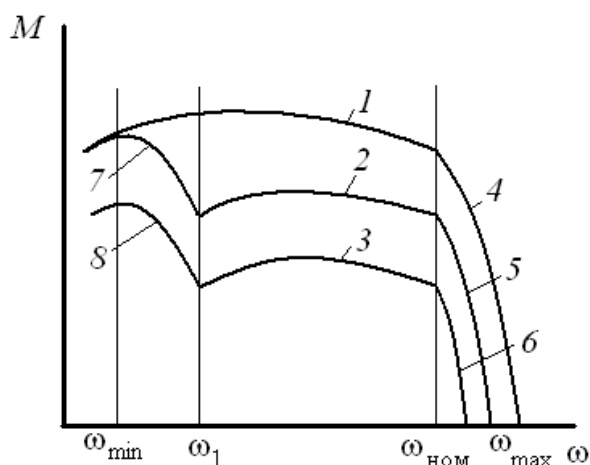


Рис. 2.5. Характеристики работы двигателя при двухрежимном регулировании: 1 – внешняя скоростная характеристика; 2, 3 – скоростные характеристики; 4–8 – регуляторные характеристики

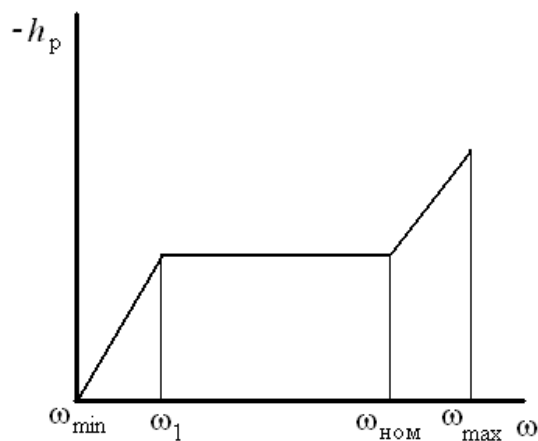


Рис. 2.6. Закон воздействия двухрежимного регулятора на рейку ТНВД

#### 2.4. Всережимный регулятор с переменной предварительной затяжкой пружины

Принципиальная схема всережимного регулятора частоты вращения с переменной предварительной затяжкой пружины показана на рис. 2.7. Его принцип действия заключается в следующем.

Когда центробежная сила грузов на плече  $AB$  создает такой же момент, как и сила затяжки пружины на плече  $AC$ , система находится в равновесии и устанавливается какой-либо скоростной режим. Силу затяжки пружины (а значит и скоростной режим двигателя) можно менять перемещением рычага 7. При этом рычаг регулятора 5 поворачивается вокруг точки  $A$  (либо под действием силы пружины, либо – силы инерции грузов)

и рейка ТНВД 6 перемещается на изменение подачи топлива. Таким образом осуществляется управление скоростным режимом двигателя. При фиксации рычага управления в любом промежуточном положении устанавливается некоторый равновесный режим (точки *A, B, C, D* на рис. 2.8).

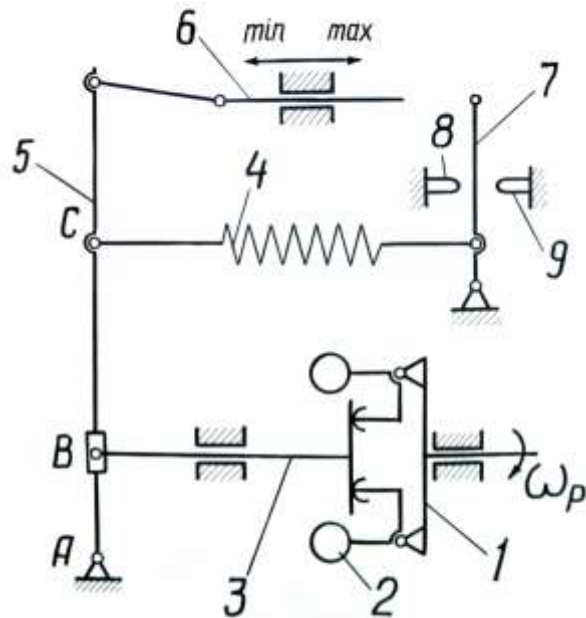


Рис. 2.7. Принципиальная схема всережимного регулятора с переменной предварительной затяжкой пружины:

1 – чувствительный элемент; 2 – грузы ЧЭ; 3 – муфта регулятора; 4 – пружина регулятора; 5 – рычаг регулятора; 6 – рейка ТНВД; 7 – рычаг управления; 8 – упор  $\omega_{\min}$ ; 9 – упор  $\omega_{\max}$

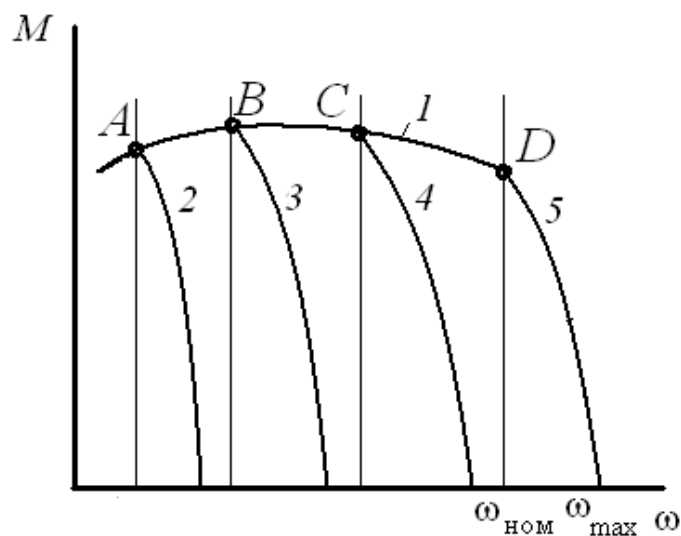


Рис. 2.8. Характеристики работы двигателя при всережимном регулировании:

1 – внешняя скоростная характеристика; 2–5 – регуляторные характеристики



При изменении (например – уменьшении) нагрузки на любом из установившихся равновесных режимов  $\omega_p$  возрастает. Сила грузов преодолевает силу пружины и муфта 3 перемещает рычаг 5 и рейку 6 на уменьшение подачи топлива. Таким образом двигатель переходит на работу по регуляторной характеристике (кривые 2–5 на рис. 2.8).

## 2.5. Всережимный регулятор с постоянной предварительной затяжкой пружины

Принципиальная схема всережимного регулятора частоты вращения с переменной предварительной затяжкой пружины показана на рис. 2.9.

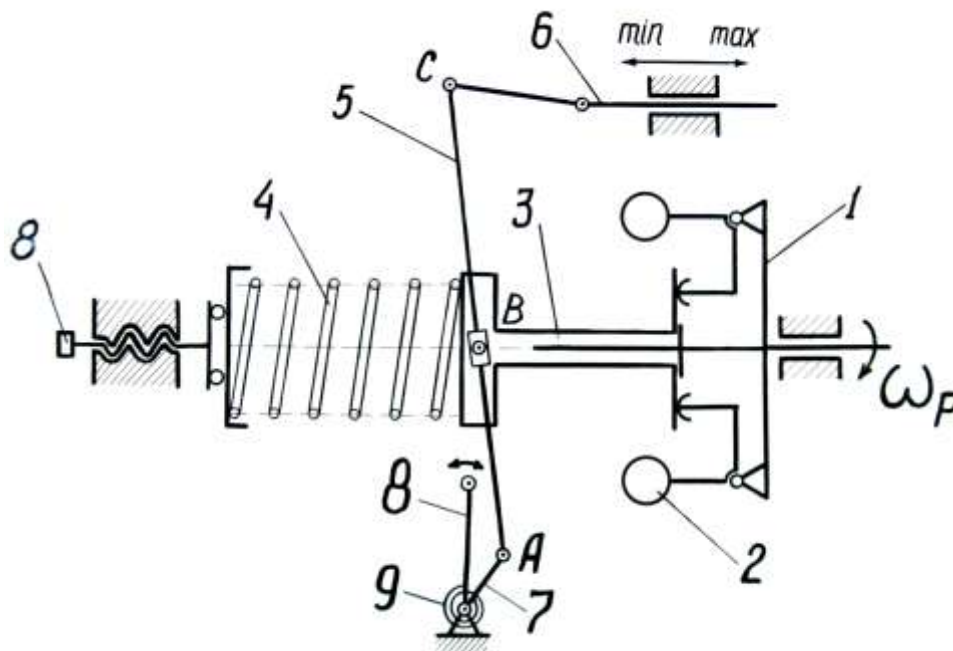


Рис. 2.9. Принципиальная схема всережимного регулятора с постоянной предварительной затяжкой пружины:

- 1 – чувствительный элемент; 2 – грузы ЧЭ; 3 – муфта регулятора; 4 – пружина регулятора; 5 – рычаг регулятора; 6 – рейка ТНВД; 7 – тяга; 8 – рычаг управления; 9 – пружина

На установившемся режиме работы сила инерции грузов 2 уравновешена силой затяжки пружины 4. При уменьшении нагрузки частота вращения  $\omega_p$  возрастает, грузы расходятся и муфта 3 вместе с точкой B перемещается влево. Рычаг регулятора при этом поворачивается вокруг точки

*A* и передвигает рейку ТНВД в сторону уменьшения подачи топлива. При этом двигатель будет работать по регуляторной характеристике.

Изменение скоростного режима производится рычагом управления 8. Например, при повороте рычага 8 влево точка *A*, через пружину 9 и тягу 7, также перемещается влево. Точка *B* не перемещается, но рычаг регулятора 5 скользит по направляющей и поворачивается относительно нее. Рейка ТНВД 6 при этом перемещается в сторону увеличения подачи топлива. После фиксации рычага управления 8 точка *B* занимает новое положение.

## **2.6. Пневматический регулятор частоты вращения**

Регулирование частоты вращения пневматическим регулятором, принципиальная схема которого приведена на рис. 2.10, производится по параметру, зависящему от нее – давлению газов во впускном коллекторе. При этом имеют место следующие процессы. С увеличением частоты вращения скорость потока во впускном коллекторе 1 повышается, вследствие чего давление в нем падает. Соответственно, падает давление и в соединенной с коллектором полости регулятора. Под действием атмосферного давления с обратной стороны мембраны 3 пружина 5 сжимается и шток 4 перемещается влево, прикрывая при этом дроссельную заслонку 2. В результате количество рабочей смеси, поступающей в цилиндры, уменьшается и, следовательно, падает частота вращения двигателя. Такой регулятор находит применение в качестве устройства аварийного останова дизеля путем перекрытия подачи в него воздуха.

## **2.7. Гидравлический регулятор прямого действия**

Принцип действия гидравлического регулятора, принципиальная схема которого приведена на рис. 2.11, следующий.

Насос 2 приводится в действие от коленчатого вала двигателя. Тогда давление в цилиндре регулятора 4 и сила, действующая на поршень 5, будут зависеть от подачи насоса, которая, в свою очередь зависит от частоты вращения коленчатого вала и проходного сечения в дросселе 3.

При уменьшении нагрузки на двигатель частота вращения коленчатого вала и связанного с ним насоса регулятора 2 возрастает. Соответ-

венно, возрастает и давление масла в цилиндре регулятора 4, в результате чего его поршень со штоком 5 перемещаются вправо, передвигая рейку ТНВД на уменьшение подачи топлива. При повышении нагрузки на двигатель происходит обратный процесс. Управление скоростным режимом двигателя производится изменением проходного сечения в дросселе 3.

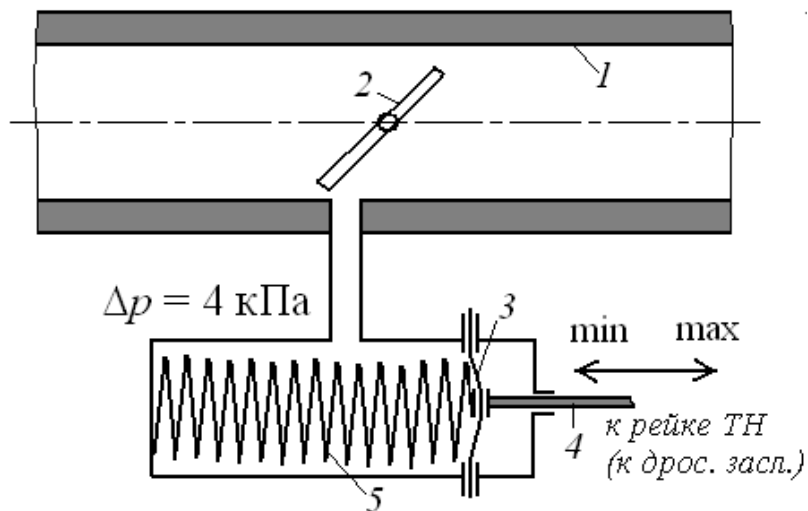


Рис. 2.10. Принципиальная схема пневматического регулятора:  
 1 – впускной коллектор; 2 – дроссельная заслонка; 3 – мембрана;  
 4 – шток; 5 – пружина

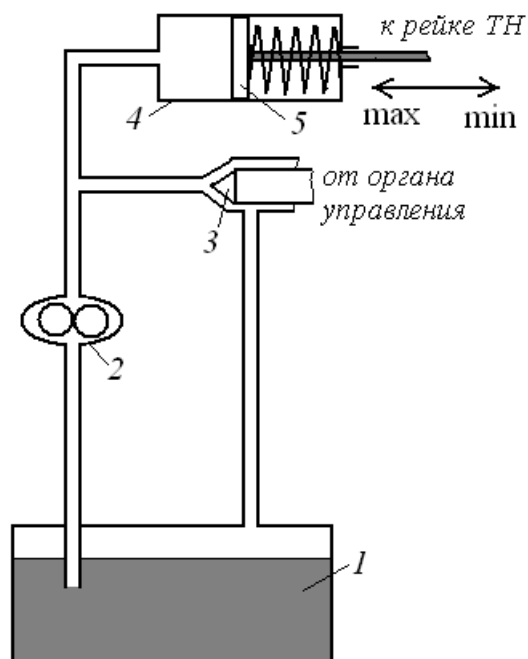


Рис. 2.11. Принципиальная схема гидравлического регулятора:  
 1 – масло; 2 – насос; 3 – дроссель; 4 – цилиндр регулятора;  
 5 – поршень регулятора

## Вопросы для самоконтроля

1. Объясните принцип действия предельного регулятора.
2. Объясните принцип действия однорежимного регулятора.
3. Объясните принцип действия двухрежимного регулятора.
4. Объясните принцип действия всережимного регулятора с переменной затяжкой пружины.
5. Объясните принцип действия всережимного регулятора с постоянной затяжкой пружины.
6. Объясните принцип действия пневматического регулятора частоты вращения.
7. Объясните принцип действия гидравлического регулятора частоты вращения.

### 3. СТАТИКА МЕХАНИЧЕСКИХ ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

#### 3.1. Типы механических ЧЭ регуляторов частоты вращения

Для применения в ДВС наибольшее распространение получили следующие типы механических чувствительных элементов (ЧЭ):

- пружинно-рычажный (принципиальная схема приведена на рис. 3.1);
- пружинно-шариковый (принципиальная схема приведена на рис. 3.2).

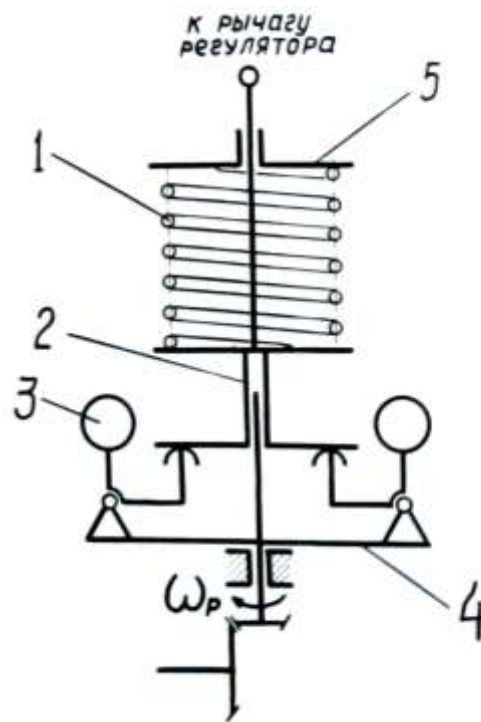


Рис. 3.1. Принципиальная схема пружинно-рычажного ЧЭ:  
1 – пружина регулятора; 2 – муфта ЧЭ; 3 – грузы; 4 – траверса;  
5 – упор пружины

Рассмотрим их конструкцию и принцип действия более подробно.

*Пружинно-рычажный* механический ЧЭ (рис. 3.1) состоит из вращающихся грузов 3, шарнирно закрепленных на траверсе 4. Траверса кинематически связана с коленчатым валом двигателя через зубчатую передачу и приводится во вращение от вала регулятора. Грузы 3, при расхождении под действием своей силы инерции вращения, запле-

вуют на муфту ЧЭ 2. Между ними может быть установлен упорный подшипник. Муфта 2, в свою очередь, воздействует на пружину регулятора 1, вызывая ее деформацию. Заметим, грузы могут иметь различную форму, в зависимости от требуемой массы и компоновки регулятора, но, как правило, выполняются в виде углового рычага.

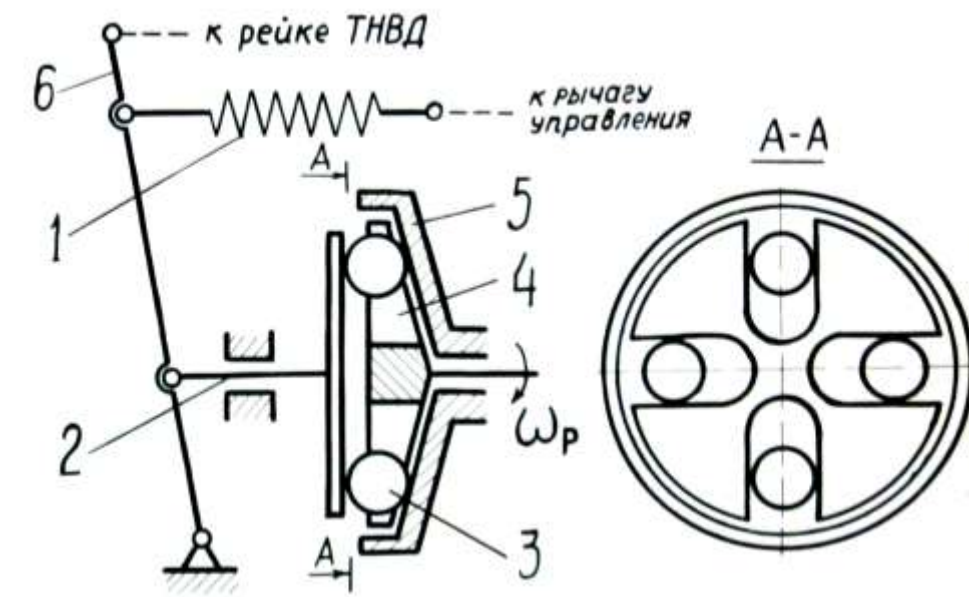


Рис. 3.2. Принципиальная схема пружинно-шарового ЧЭ:  
 1 – пружина регулятора; 2 – муфта ЧЭ; 3 – грузы (шары);  
 4 – траверса (крестовина); 5 – коническая тарелка; 6 – рычаг регулятора

*Пружинно-шаровый* механический ЧЭ (рис. 3.2) состоит из конической тарелки 5, крестовины 4, шаров 3, муфты 2, пружины 1. Крестовина кинематически соединена с приводным валом регулятора. При вращении крестовины под действием центробежной силы грузы расходятся в пазах и, перемещаясь по конической поверхности тарелки 5, смещают муфту 2 влево, преодолевая усилие пружины 1.

### 3.2. Восстанавливающая сила

*Восстанавливающей* силой называется приведенная к оси движения муфты сила, направленная на восстановление положения грузов при не вращающихся грузах. Такая сила, как правило, создается пружиной регулятора. Суммарная сила тяжести грузов, муфты, рычагов также является восстанавливающей, но она значительно меньше силы пружины регулято-

ра, поэтому ею пренебрегают.

Для определения восстанавливающей силы ЧЭ рассмотрим его схему, приведенную на рис. 3.3. При перемещении муфты на величину  $\delta z$  восстанавливающая сила  $E$ , направленная в данном случае против движения муфты, совершает работу  $E \cdot \delta z$ . Пружина регулятора при этом совершает работу  $F_a \cdot \delta y$ , где  $F_a$  – сила пружины,  $y$  – ее деформация. Тогда из условия равенства работ  $E \cdot \delta z = F_a \cdot \delta y$  получим:

$$E = F_a \frac{\delta y}{\delta z}. \quad (3.1)$$

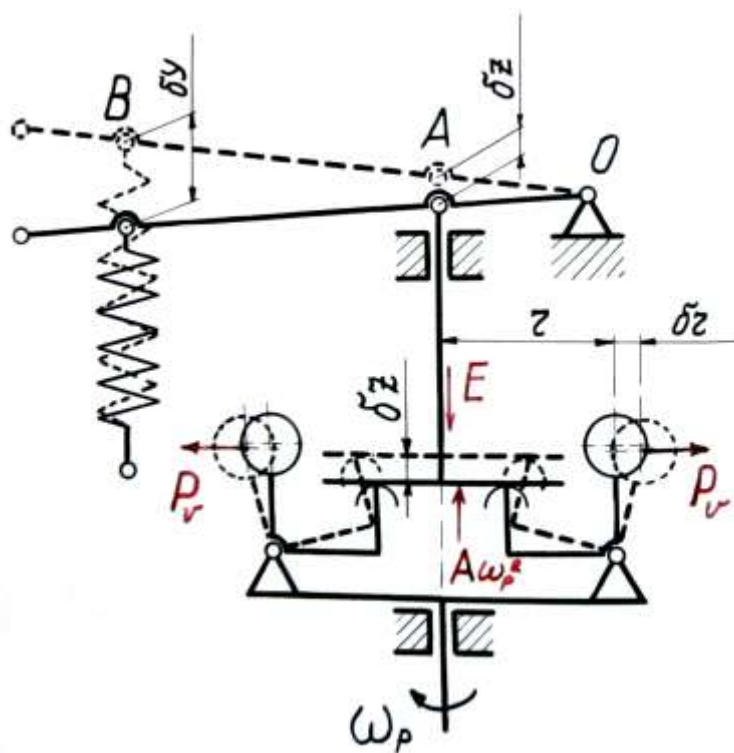


Рис. 3.3. К определению восстанавливающей и поддерживающей сил ЧЭ

Отношение  $\delta y / \delta z$  является передаточным отношением рычага регулятора. Если перейти к конечным перемещениям, то можно записать:

$$\Delta y = \frac{\delta y}{\delta z} \Delta z. \quad (3.2)$$

Поскольку сила пружины зависит также и от усилия предварительной затяжки  $F_0$ , то:

$$F_a = F_0 + C \cdot \Delta y, \quad (3.3)$$

где  $C$  – жесткость пружины. Причем, в свою очередь  $F_0 = C \cdot \Delta \psi$ , где  $\Delta \psi$  – величина предварительной деформации пружины.

Тогда, после подстановки уравнения (3.2) в (3.3), получим:

$$F_a = C \left( \Delta \psi + \Delta z \frac{\delta y}{\delta z} \right), \quad (3.4)$$

а с учетом (3.1):

$$E = F_a \frac{\delta y}{\delta z} = C \left( \Delta \psi \frac{\delta y}{\delta z} + \Delta z \left( \frac{\delta y}{\delta z} \right)^2 \right). \quad (3.5)$$

Поэтому для всережимного регулятора имеет место совокупность характеристик восстанавливающей силы

$$E = f(\psi, z). \quad (3.6)$$

Причем, в случае соосного расположения пружины и муфты, имеем  $\frac{\delta y}{\delta z} = 1$  и эти характеристики являются линейными:

$$E = F_a = C(\Delta \psi + \Delta z). \quad (3.7)$$

Вид характеристик восстанавливающей силы показан на рис. 3.4.

Для всережимного регулятора с постоянной предварительной затяжкой пружины применяется (существует) только одна такая характеристика  $E = f(z)$ . Для всережимного регулятора же с переменной затяжкой пружины этих характеристик бесконечное множество.



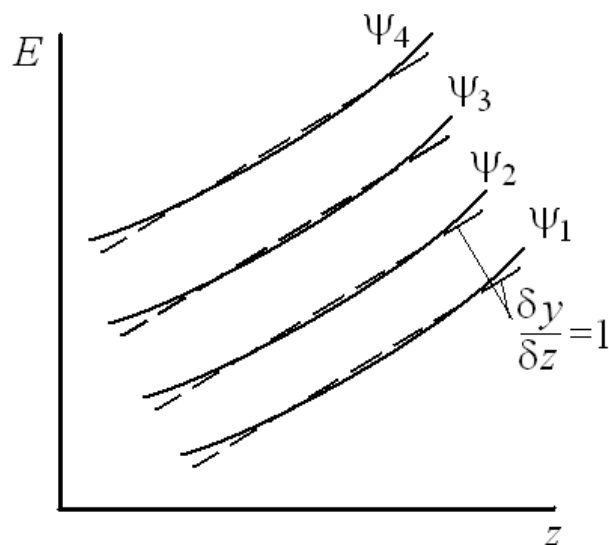


Рис. 3.4. Восстанавливающая сила  $E = f(\psi, z)$

### 3.3. Поддерживающая сила

При работе регулятора имеют место силы, которые перемещают муфту ЧЭ и, в зависимости от значения регулируемого параметра, удерживают ее в каком-то промежуточном состоянии. Приведенная к оси муфты сила, которая поддерживает муфту в промежуточном равновесном состоянии, называется *поддерживающей силой*. В механических регуляторах она создается центробежной силой инерции грузов.

Для определения поддерживающей силы ЧЭ рассмотрим его схему, приведенную на рис. 3.3. При вращении грузов возникает центробежная сила  $P_v$ , направленная по по движению муфты:

$$P_v = m_a r \omega_p^2, \quad (3.8)$$

где  $m_r$  – масса груза,  $r$  – радиус вращения его центра тяжести,  $\omega_p$  – частота вращения приводного вала регулятора.

Приведенная к оси вращения поддерживающая сила может быть определена так:

$$D = A \omega_p^2, \quad (3.9)$$

где  $A$  – инерционный коэффициент грузов.

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 2.3, сила  $P_v$  совершает работу по перемещению одного груза на величину  $\delta r$ , равную:

$$P_v \delta r = m_a r \omega_p^2 \delta r. \quad (3.10)$$

Если количество грузов обозначить  $i_a$ , то можно записать:

$$i_a P_v \delta r = i_a m_a r \omega_p^2 \delta r. \quad (3.11)$$

Из условия равенства работ, совершенных центробежной силой и приведенной поддерживающей силой при перемещении муфты регулятора на расстояние  $\delta z$  имеем:

$$D \delta z = A \omega_p^2 \delta z = i_a m_a r \omega_p^2 \delta r. \quad (3.12)$$

Из уравнения (3.12) выразим величину поддерживающей силы:

$$D = i_a m_a \omega_p^2 r \frac{\delta r}{\delta z}. \quad (3.13)$$

Принимая во внимание, что радиус вращения грузов имеет сложную зависимость от перемещения муфты  $r = f(z)$ , из выражения (3.13) видно, что  $D = f(z, \omega_p^2)$ . Таким образом, имеет место семейство характеристик поддерживающей силы  $D$  при различных значениях величины  $\omega_p$ , вид которых показан на рис. 3.5.

В пружинно-шаровом ЧЭ поддерживающая сила зависит от перемещения муфты  $z$  линейно, что можно доказать, воспользовавшись схемой этого ЧЭ, приведенной на рис. 3.6.

Из условия равенства работ, совершенных центробежной силой и приведенной поддерживающей силой при перемещении муфты регулятора с пружинно-шаровым ЧЭ на расстояние  $\delta z$  можно записать:

$$A \omega_p^2 \delta z = i_a P_v \delta r = i_a m_a r \omega_p^2 \delta z \cdot \operatorname{ctg}(\alpha). \quad (3.14)$$

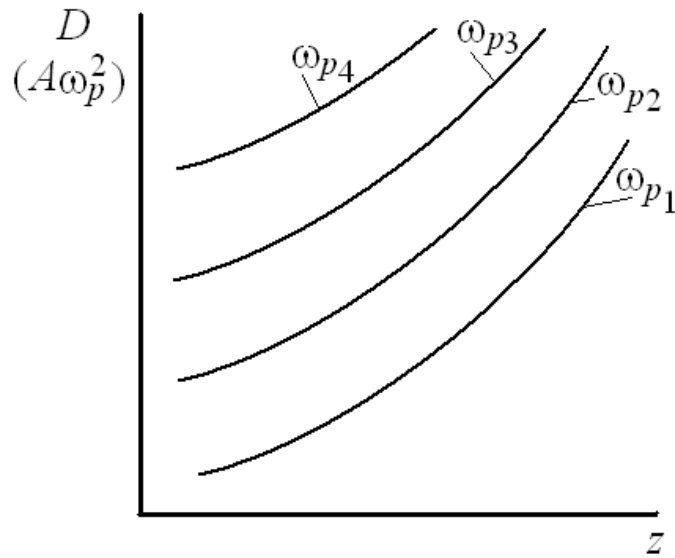


Рис. 3.5. Поддерживающая сила  $D = f(z, \omega_p^2)$

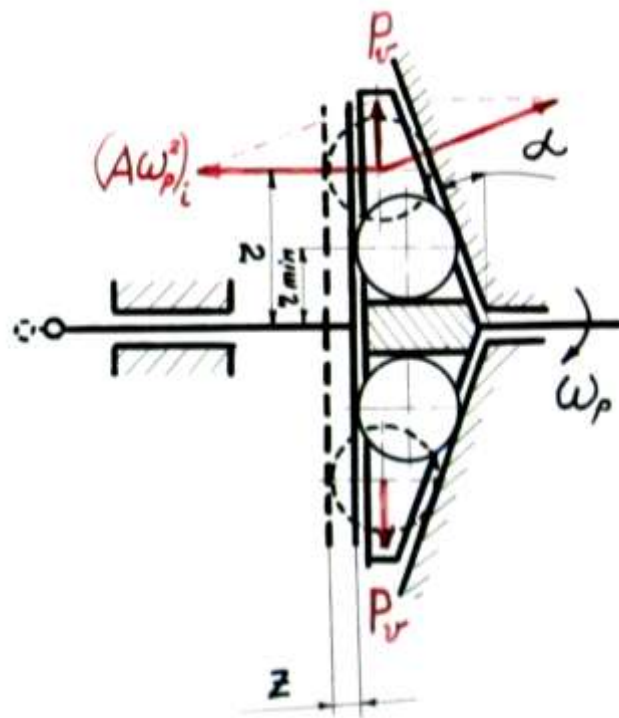


Рис. 3.6. К определению поддерживающей силы пружинно-шарового ЧЭ

Учитывая, что  $\delta r = \delta z \cdot \text{ctg}(\alpha)$  (см. рис. 3.6), а  $P_v = m_a r \omega_p^2$ , получим:

$$A\omega_p^2 \delta z = i_a m_a r \omega_p^2 \delta z \cdot \text{ctg}(\alpha). \quad (3.15)$$

Текущий радиус вращения грузов  $r$  может быть определен следую-

щим образом:

$$r = r_{\min} + \delta r. \quad (3.16)$$

После подстановки в уравнения (3.16) в уравнение (3.15) и сокращения величины  $\delta z$  получим:

$$A\omega_p^2 = i_a m_a (r_{\min} + \delta z \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)) \omega_p^2 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha). \quad (3.17)$$

Из полученного уравнения (3.17) видно, что поддерживающая сила  $D = A\omega_p^2$  зависит от величины перемещения муфты  $\delta z$  линейно.

### 3.4. Статические характеристики механического ЧЭ

Во время работы ЧЭ, когда частота вращения вала регулятора  $\omega_p \neq 0$ , поддерживающая сила  $D = A\omega_p^2$  преодолевает восстанавливающую силу  $E$  и удерживает муфту регулятора в некотором равновесном (установившемся) положении  $z_0$ . Это положение муфты определяется уравнением:

$$E - A\omega_p^2 = 0, \quad (3.18)$$

которое называется *уравнением статического равновесия* муфты регулятора.

Решив это уравнение, можно определить равновесное положение муфты  $z$  в зависимости от частоты вращения  $\omega_p$  и получить функцию  $\omega_p = f(z)$ , которая называется *статической характеристикой* или *равновесной кривой* регулятора.

Получить аналитическое решение уравнения статического равновесия (3.18) в общем случае невозможно, поскольку функции  $E = f(z)$  и  $A = f(z)$  представляют собой достаточно сложные зависимости. Поэтому на практике применяется графическое решение данной задачи.

Для выполнения такого решения на общем графике строятся зависи-

мости восстанавливающей  $E = f(z)$  и поддерживающей  $A\omega_p^2 = f(z)$  сил. Причем, для восстанавливающей силы  $E$  строится семейство характеристик при различной силе предварительной затяжки пружины  $E_0$ , а для поддерживающей силы  $A\omega_p^2$  – семейство характеристик при различной скорости вращения вала регулятора  $\omega_p$ . Сказанное проиллюстрировано на рис. 3.7.

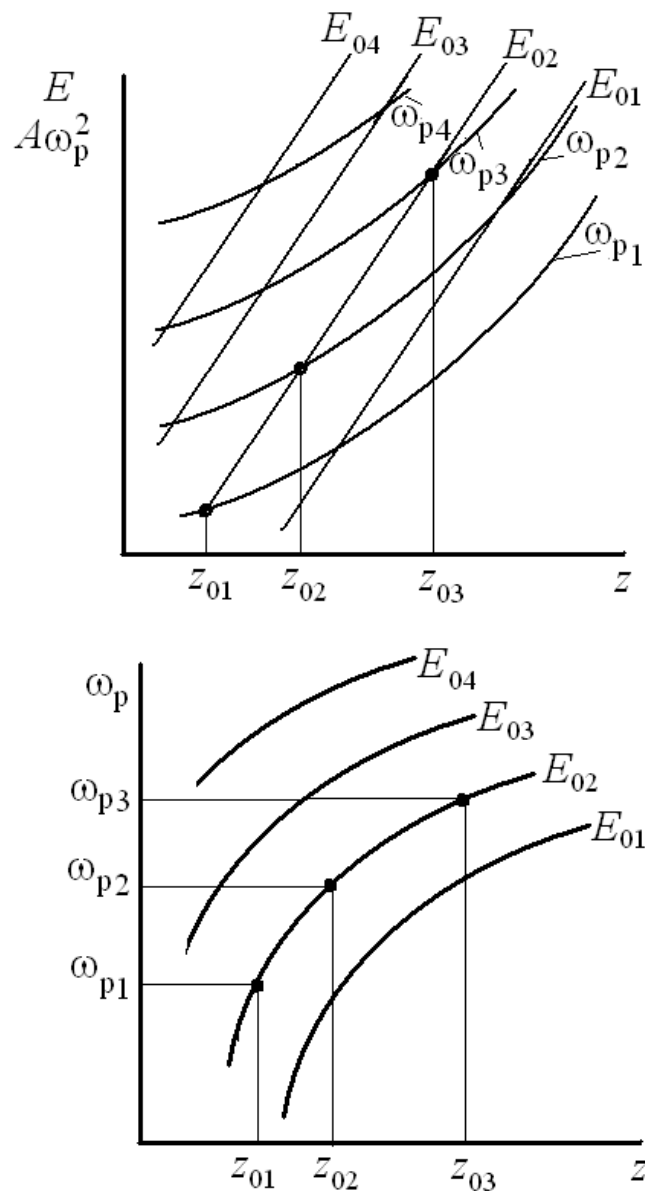


Рис. 3.7. Графическое определение статической характеристики (равновесной кривой) регулятора

Равновесными точками, в таком случае, будут точки пересечения

восстанавливающей силы при заданном значении  $E_0$  и характеристик поддерживающей силы при различных значениях  $\omega_p$ .

Для всережимного регулятора с *переменной затяжкой пружины* статических кривых будет *множество* (семейство) из-за  $E_0 - \text{var}$ . Для регулятора с *постоянной затяжкой пружины* имеет место *одна* равновесная кривая.

### 3.5. Фактор устойчивости

В процессе работы регулятора могут появиться импульсы сил, которые вызывают отклонение муфты ЧЭ от равновесного положения  $z_0$ . Такое отклонение нарушает условие равновесия, выраженное уравнением (3.18).

Пусть в результате какого-то импульса силы муфта ЧЭ регулятора отклонилась от положения равновесия  $z_0$  и заняла положение, характеризуемое координатой  $z_2$ , как показано на рис. 3.8. При этом отклонение положения муфты составит  $\Delta z = z_0 - z_2$ .

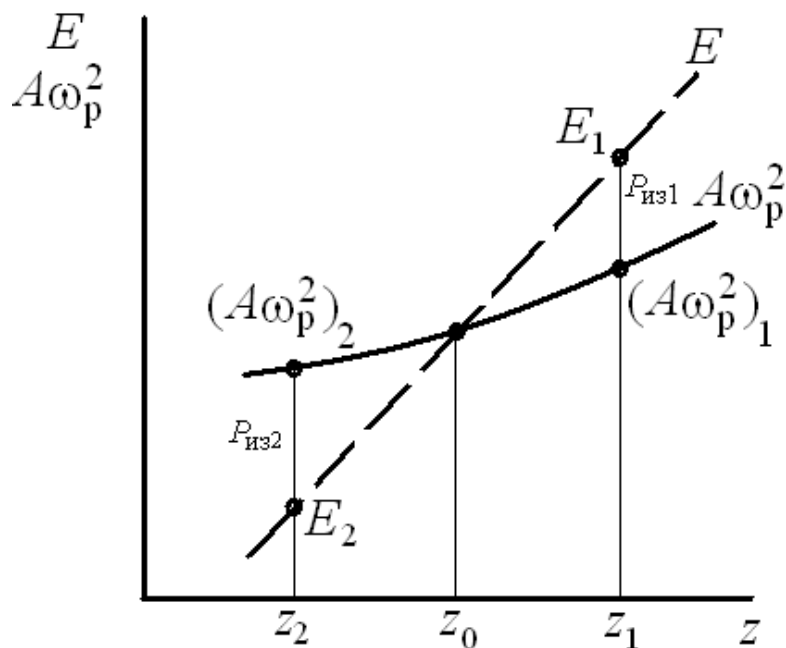


Рис. 3.8. К определению фактора устойчивости ЧЭ регулятора

В точке с координатой  $z_2$  восстанавливающая сила  $E_2$  становится меньше поддерживающей  $(A\omega_p^2)_2$ , в результате чего возникает избыточная

сила  $P_{из2} = (A\omega_p^2)_2 - E_2$ , которая стремится вернуть муфту в положение равновесия  $z_0$ . При отклонении муфты в положение  $z_1$  восстанавливающая сила  $E_1$  становится больше поддерживающей  $(A\omega_p^2)_1$  и при этом избыточная сила  $P_{из1} = E_1 - (A\omega_p^2)_1$  также будет возвращать муфту ЧЭ в положение равновесия  $z_0$ .

Появление сил  $P_{из1}$  и  $P_{из2}$ , восстанавливающих положение равновесия муфты при его нарушении указывает на то, что рассмотренное положение равновесия  $z_0$  является устойчивым.

Для оценки устойчивости выбранного положения муфты применяется величина  $F_p$ , равная отношению:

$$F_p = \frac{\Delta E - \Delta(A\omega_p^2)}{\Delta z}, \quad (3.19)$$

и называемая фактором устойчивости ЧЭ механического регулятора.

Так как  $E = f(z)$  и  $A = f(z)$ , то при  $\omega_p = \text{const}$  и постоянном положении рычага органа управления ( $\psi = \text{const}$ ) можно записать:

$$\Delta E = \frac{dE}{dz} \Delta z \quad \text{и} \quad \Delta A = \frac{dA}{dz} \Delta z. \quad (3.20)$$

Подставив эти выражения в предыдущее, получим формулу для фактора устойчивости регулятора в виде:

$$F_p = \frac{dE}{dz} - \frac{dA}{dz} \omega_p^2. \quad (3.21)$$

В соответствии с этой формулой, если выполняется условие  $F_p > 0$ , то положение муфты ЧЭ является устойчивым, в противном случае, при  $F_p \leq 0$  – положение равновесия муфты неустойчивое.

ЧЭ с отрицательным фактором устойчивости ( $F_p < 0$ ) не могут применяться для регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя. Но они используются в автоматах безопасности, которые полностью

выключают подачу топлива в дизеле при достижении определенной максимальной частоты вращения коленчатого вала.

Если выполняется условие  $F_p = 0$ , то это свидетельствует о том, что характеристики восстанавливающей  $E = f(z)$  и поддерживающей  $A\omega_p^2 = f(z)$  сил совпадают и положение равновесия муфты является безразличным. Такой регулятор называется астатическим и он не пригоден для регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя.

### 3.6. Степень неравномерности регулятора

Важнейшим статическим показателем работы ЧЭ, а, следовательно, и регулятора, является характер и диапазон изменения равновесной частоты вращения коленчатого вала двигателя  $\omega$  или вала регулятора  $\omega_p$  при полном сбросе нагрузки на двигатель. Этот показатель определяется формой равновесной кривой  $\omega_p = f(z)$ . Для количественной оценки формы равновесной кривой вводится понятие *местной степени неравномерности*  $\delta_z$ , которая численно равна *безразмерному наклону* равновесной кривой в заданной точке с координатами  $\omega_p$  и  $z_0$  (см. рис. 3.9):

$$\delta_z = \frac{\frac{d\omega_p}{\omega_p}}{\frac{dz}{z_0}} = \left( \frac{z_0}{\omega_p} \right) \left( \frac{d\omega_p}{dz} \right). \quad (3.22)$$

Из условия равновесного положения муфты ЧЭ (3.18) можно записать:

$$E = A\omega_p^2. \quad (3.23)$$

Отсюда выразим угловую скорость вращения вала ЧЭ:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{E}{A}}. \quad (3.24)$$



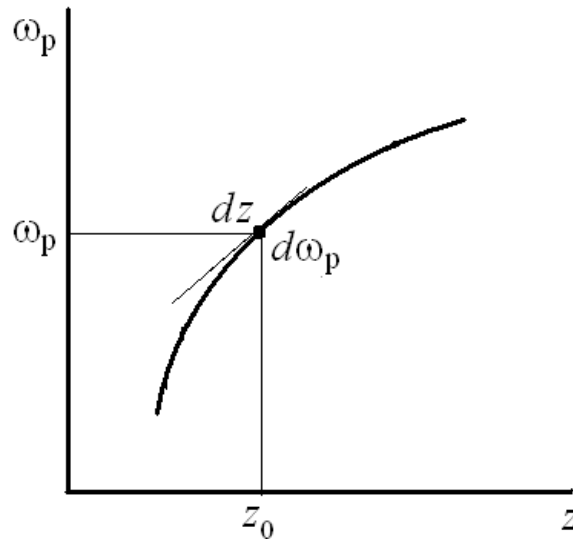


Рис. 3.9. К определению местной степени неравномерности регулятора

Подставим полученное значение  $\omega_p$  в выражение (3.22) и вычислим производную по  $z$ :

$$\delta_z = \left( \frac{z_0}{\sqrt{E}} \right) \left( \frac{d \left( \sqrt{\frac{E}{A}} \right)}{dz} \right) = \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{E}} z_0 \frac{1}{2} \left( \frac{E}{A} \right)^{-1/2} \frac{\frac{dE}{dz} A - \frac{dA}{dz} E}{A^2} = \frac{z_0}{2E} \left( \frac{dE}{dz} - \frac{dA}{dz} \frac{E}{A} \right) = \frac{z_0}{2E} \left( \frac{dE}{dz} - \frac{dA}{dz} \omega_p^2 \right).$$

Учитывая ранее выведенное выражение для фактора устойчивости (3.21), окончательно можно записать:

$$\delta_z = \frac{z_0}{2E} F_p. \tag{3.25}$$

Таким образом, полученное выражение показывает, что местная степень неравномерности регулятора определяется его конструктивными и режимными параметрами  $F_p$  и  $E$ , которые в свою очередь зависят от  $\omega_p$ . То есть, местная степень неравномерности зависит, том числе, и от скоростного режима двигателя. Причем, с уменьшением частоты вращения сте-

пень неравномерности  $\delta$  увеличивается, как показано на рис. 3.10. Поэтому приводной валик регулятора всегда подключают через повышающую передачу.

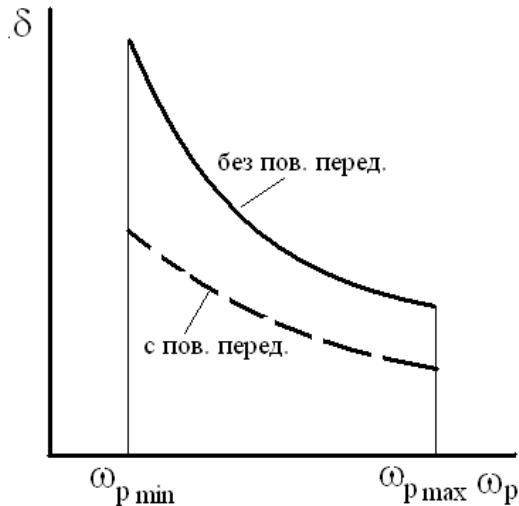


Рис. 3.10. Зависимость местной степени неравномерности от угловой скорости вращения коленчатого вала

Диапазон изменения равновесной частоты вращения  $\Delta\omega_r = \omega_{r \max} - \omega_{r \min}$  реализуется при полном сбросе номинальной нагрузки до холостого хода и называется неравномерностью регулирования или *остаточной неравномерностью*, или – *статической ошибкой регулирования*. Для оценки неравномерности работы автоматического регулятора вводится понятие *общая степень неравномерности* (или просто – степень неравномерности):

$$\delta = \frac{\omega_{r \max} - \omega_{r \min}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad (3.26)$$

где  $\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{r \max} + \omega_{r \min}}{2}$ .

### 3.7. Степень нечувствительности регулятора

При выходе из состояния равновесия муфта должна перемещать рейку ТНВД. Допустим, для перемещения рейки к ней необходимо приложить силу величиной  $f$ . Так как эта сила всегда направлена против направления

действия муфты, в уравнение ее необходимо включить с двойным знаком:

$$E - A\omega_p^2 \pm f = 0. \quad (3.27)$$

Из этого уравнения можно определить два предельных значения  $\omega_p$ , исходя из:

– начала движения муфты при повышении  $\omega_p$ :

$$\omega_p'' = \sqrt{\frac{E + f}{A}}; \quad (3.28)$$

– начала движения муфты при понижении  $\omega_p$ :

$$\omega_p' = \sqrt{\frac{E - f}{A}}. \quad (3.29)$$

Таким образом, при наличии силы  $f$  ЧЭ не реагирует на изменение  $\omega_p$  (не перемещается) в диапазоне угловых скоростей  $\omega_p'' > \omega_p > \omega_p'$ . Этот интервал называется *зона нечувствительности* (см. рис. 3.11). Для оценки нечувствительности регулятора вводится понятие *степень нечувствительности*:

$$\varepsilon_p = \frac{\omega_p'' - \omega_p'}{\omega_p}, \quad (3.30)$$

где  $\omega_p = \frac{\omega_p'' + \omega_p'}{2}$ .

Произведем следующие преобразования:

$$\begin{aligned} \varepsilon_p &= \frac{\omega_p'' - \omega_p'}{\omega_p} = \frac{\omega_p'' - \omega_p'}{\omega_p'' + \omega_p'} \cdot 2 = \frac{(\omega_p'' - \omega_p')(\omega_p'' + \omega_p')}{(\omega_p'' + \omega_p')(\omega_p'' + \omega_p')} \cdot 2 = \frac{\omega_p''^2 - \omega_p'^2}{(\omega_p'' + \omega_p')^2} \cdot 2 = \\ &= \frac{\omega_p''^2 - \omega_p'^2}{4\omega_p^2} \cdot 2 = \frac{\omega_p''^2 - \omega_p'^2}{2\omega_p^2}. \end{aligned}$$

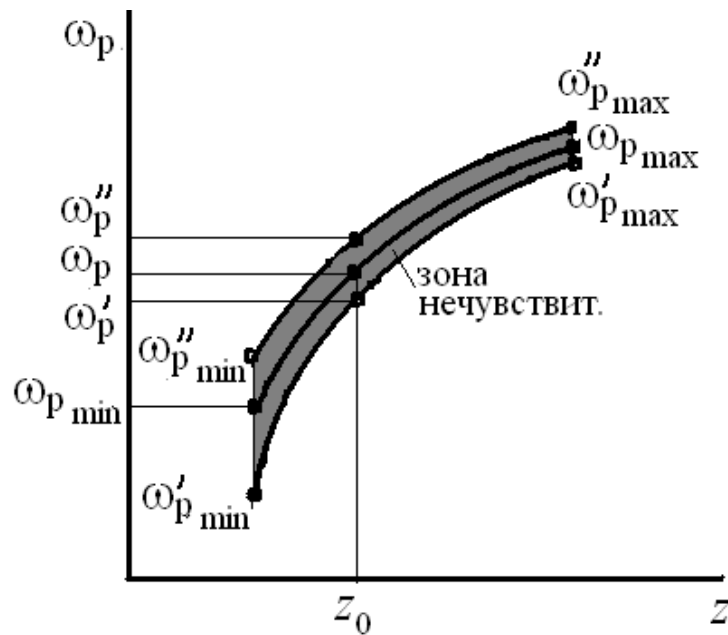


Рис. 3.11. Степень и зона нечувствительности регулятора

Подставим выражения (3.28) и (3.29) для  $\omega_p''$  и  $\omega_p'$ :

$$\varepsilon_p = \frac{\frac{E+f}{A} - \frac{E-f}{A}}{2\omega_p^2} = \frac{2f}{2A\omega_p^2} = \frac{f}{A\omega_p^2} = \frac{f}{E}. \quad (3.31)$$

Из полученного выражения видно, что степень нечувствительности с уменьшением  $\omega_p$  возрастает (поскольку поддерживающая сила  $A\omega_p^2$  уменьшается), как показано на рис. 3.12. Этот факт также доказывает необходимость привода валика регулятора через повышающую передачу!

При проектировании всережимного регулятора исходят из того, что на номинальной частоте вращения степень нечувствительности  $\varepsilon_p$  должна быть на уровне 1,5...2%. Но при этом на режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя  $\varepsilon_p$  должна составлять величину не более 10...15%.

Увеличение степени нечувствительности приводит к ухудшению точности регулирования частоты вращения. Уменьшение степени нечувствительности ограничено неравномерностью вращения коленчатого вала, вызванной переменным крутящим моментом. Регулятор не должен реаги-

ровать на изменение  $\omega$  в пределах величины  $\pm \frac{\omega_{\text{ср}} \delta_0}{2}$ , где  $\delta_0$  – степень неравномерности вращения коленчатого вала двигателя.

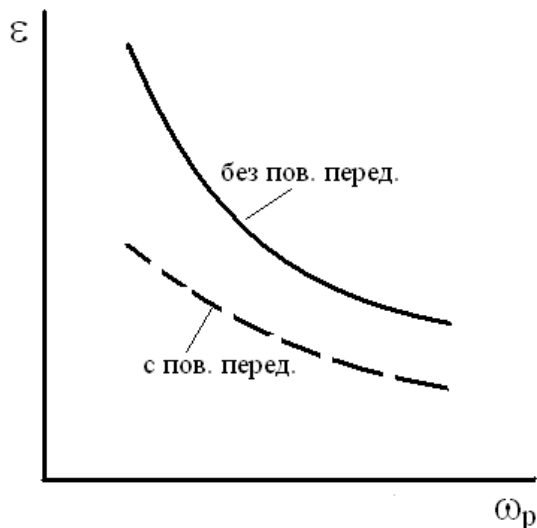


Рис. 3.12. Зависимость степени нечувствительности от угловой скорости вращения коленчатого вала

### Вопросы для самоконтроля

1. Из каких конструктивных частей состоит пружинно-рычажный чувствительный элемент?
2. Из каких конструктивных частей состоит пружинно-шаровый чувствительный элемент?
3. Что называется поддерживающей силой чувствительного элемента?
4. Что называется восстанавливающей силой чувствительного элемента?
5. Что такое статическая характеристика регулятора?
6. Что такое степень неравномерности регулятора?
7. Что такое степень нечувствительности регулятора?

## 4. ДИНАМИКА РЕГУЛЯТОРОВ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

### 4.1. Переходный процесс

Двигатель и регулятор составляют систему автоматического регулирования, которая представляет собой несколько связанных между собой звеньев. Эти звенья имеют способность передавать направленное действие и, таким образом, работа всей системы определяется действием отдельных ее звеньев. Состояние этой системы характеризуется некоторым набором ее параметров, которые называются *обобщенными координатами*. Количество обобщенных координат может быть различным, в зависимости от вида рассматриваемой САР. Например, обобщенными координатами могут быть: угловая скорость вращения коленчатого вала  $\omega$ , перемещение рейки ТНВД  $h_p$ , давление наддува  $p_k$  и др.

При работе САР подвергается некоторым внешним направленным воздействиям. Эти внешние воздействия подразделяются на:

- управляющее воздействие (УВ);
- возмущающее воздействие (ВВ).

Управляющее воздействие, как правило, прикладывается к регулятору в виде изменения затяжки его пружины или перемещения его рычага. Это воздействие осуществляется оператором. Оно позволяет изменить скоростной режим работы двигателя и представляет собой некоторую функцию времени  $E(t)$ .

Возмущающее воздействие прикладывается к объекту регулирования, то есть к двигателю, в виде изменения нагрузки и также является функцией времени  $N(t)$ . Эта функция времени не детерминирована (на может быть определена заранее), а является случайной, то есть – статистической. Учет функции  $N(t)$  как случайной при анализе систем автоматического регулирования представляет собой сложную задачу. Поэтому в классической теории автоматического регулирования для исследования систем применяют единичную функцию  $N(t)=1$ , то есть мгновенное действующее нагружение типа скачка (при условии  $N(0)=0$ ). Это соответствует мгновенному набросу нагрузки от режима холостого хода до номинального. Поведение САР анализируется при  $N(t)=1$ , так как это наиболее опасный вид внешнего воздействия, который может возникнуть в реальных условиях эксплуатации при мгновенном сбросе или набросе нагрузки.

Если к САР приложить УВ в виде  $E(t)$  или ВВ в виде  $N(t)$ , то в ней возникает переходной процесс, как состояние системы, при котором изменяются все ее обобщенные координаты. Такие переходные процессы могут быть устойчивыми или неустойчивыми.

Если после воздействия параметры системы бесконечно долго колеблются или возникают расходящиеся колебания параметров, то такая САР является неустойчивой. Неустойчивая САР к эксплуатации непригодна. Если система после приложения внешнего воздействия стремится вернуться в равновесное состояние, то такая система является устойчивой. Однако, наличие устойчивости является необходимым, но не достаточным условием возможности эксплуатации САР. Кроме того, переходный процесс должен удовлетворять определенным требованиям стандарта.

*Характер переходного процесса по УВ* имеет вид, изображенный на рис. 4.1.

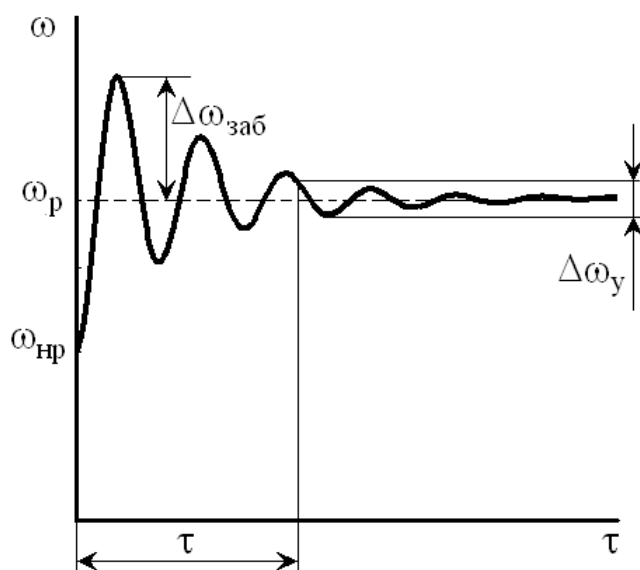


Рис. 4.1. Переходный процесс по УВ

Переходный процесс по УВ является астатическим, так как угловая скорость коленчатого вала  $\omega_p$  становится равной заданной с некоторой нестабильностью  $\Delta\omega_y$ . Здесь  $\tau$  – время переходного процесса – время, за которое частота вращения входит в зону  $\Delta\omega_y$ .

*Характер переходного процесса по ВВ* (например, при сбросе нагрузки) имеет вид, изображенный на рис. 4.2.

Переходный процесс по ВВ является статическим, так как угловая скорость коленчатого вала  $\omega_n$  после изменения нагрузки не принимает ис-

ходное значение, а устанавливается с некоторой статической ошибкой  $\Delta\omega$ , которая определяется степенью неравномерности регулятора на данном режиме работы двигателя. Здесь  $\Delta\omega_{\text{амп}}$  – амплитудное значение  $\omega$ ,  $\omega_{\text{хх}}$  – частота вращения холостого хода для данного скоростного режима работы двигателя.

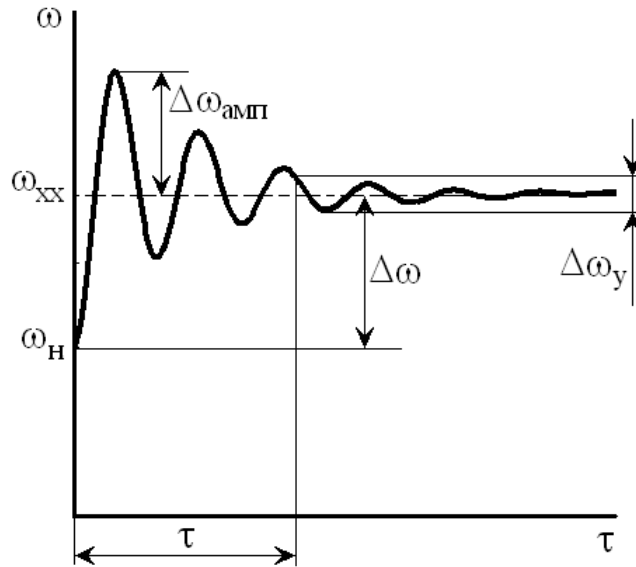


Рис. 4.2. Переходный процесс по ВВ

ГОСТ 10511-83 регламентирует следующие показатели, характеризующие качество переходного процесса:

Степень неустойчивости:

$$\psi = \frac{\Delta\omega_y}{\omega_f} . \quad (4.1)$$

Заброс угловой скорости:

$$\xi = \frac{\Delta\omega_{\text{заб}}}{\omega_f} . \quad (4.2)$$

Степень нечувствительности:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega_{\text{аи i}}}{\omega_f} . \quad (4.3)$$



Степень неравномерности:

$$\delta = \frac{\omega_{\text{до}} - \omega_{\text{ф}}}{\omega_{\text{ф}}} = \frac{\Delta\omega}{\omega_{\text{ф}}}. \quad (4.4)$$

Этот же стандарт делит САР на 4 класса точности, которые отличаются временем переходного процесса и забросом угловой скорости:

- 1-й класс –  $\tau < 2$  с,  $\xi = 1 \dots 2\%$ ;
- 2-й класс –  $\tau < 3$  с,  $\xi = 1 \dots 2\%$ ;
- 3-й класс –  $\tau < 5$  с,  $\xi = 1 \dots 2\%$ ;
- 4-й класс –  $\tau < 10$  с,  $\xi = 10 \dots 15\%$ .

## 4.2. Требования к САР частоты вращения и особенности ее работы

САР частоты вращения коленчатого вала дизеля должна обеспечивать:

1. Устойчивость работы.
2. Необходимую статическую точность – разница между заданным и фактически поддерживаемым значением регулируемого параметра не должна превышать определенных значений.
3. Качество переходного процесса, соответствующее требованиям условий эксплуатации.

К особенностям САР частоты вращения следует отнести прерывистость процесса регулирования. Это обуславливается тем, что впрыскивание топлива в цилиндр дизеля осуществляется периодически. Следовательно, и крутящий момент двигателя в процессе регулирования изменяется дискретно.

Двигатель в принципе не может иметь  $\omega = \text{const}$  даже при установившейся нагрузке. Это связано с тем, что крутящий момент двигателя изменяется по периодическому закону. То есть является переменным во времени. Переменным также является и массовый момент инерции всех подвижных частей КШМ из-за наличия в нем поступательно движущихся масс. Эти факты приводят к неравномерности угловой скорости вращения коленчатого вала и связанного с ним приводного валика регулятора. ЧЭ регулятора, в результате, все время находится под влиянием периодического возмущения.

Периодическое воздействие на ЧЭ вызывает его высокочастотные колебания, которые приводят к повышенному износу деталей регулятора и нарушению его точности. Для гашения высокочастотных колебаний применяются специальные демпфирующие устройства. Кроме того, при расчетах систем автоматического регулирования необходимо учитывать податливость кинематической связи между коленчатым валом и ЧЭ.

### **4.3. Задачи динамики САР**

Статический расчет регулятора позволяет определить его основные размеры и построить статическую характеристику, которая гарантирует получение выбранных равновесных режимов. Однако, изменение нагрузки на двигатель вызывает нарушение статического равновесия и двигатель переходит на работу в неустановившихся режимах, которые складываются в переходный процесс. На характер протекания этого переходного процесса оказывают влияние динамические свойства САР. Таким образом, для обеспечения заданного качества переходного процесса при проектировании система автоматического регулирования необходимо выполнить ее динамическое исследование. Задачами этого исследования являются:

1. Определение способности САР обеспечить сходимость переходного процесса и поддерживать такие значения параметров, которые характеризуют устойчивость работы системы.
2. Определение качественных показателей переходного процесса.
3. Определение влияния отдельных параметров системы регулирования на переходной процесс.

### **4.4. Общие сведения о составлении уравнений движения элементов САР**

При математическом представлении САР чаще всего используют дифференциальные уравнения, которые описывают процессы преобразования и передачи сигнала в ее звеньях. Число уравнений должно быть равно числу неизвестных, входящих в систему уравнений.

Решение этой системы дифференциальных уравнений позволяет определить изменение исследуемой величины за время переходного процесса, который вызван каким-либо внешним воздействием. Из-за сложности

процессов, протекающих в САР, дифференциальные уравнения, как правило, являются нелинейными. Это усложняет ее аналитическое исследование. Поэтому на практике применяется так называемая линеаризация исходных дифференциальных уравнений с целью замены их приближенными линейными дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами.

Последовательность действий при составлении дифференциальных уравнений движения звеньев САР следующая:

1. Выбрать обобщенные координаты, начало и направление отсчета.
2. Определить силы, действующие в равновесном положении на данное звено (элемент).
3. Задать приращения обобщенных координат.
4. Определить силы, которые действуют на данный элемент после приращения обобщенных координат.
5. Составить уравнение динамического равновесия элемента, используя принцип Даламбера.
6. При необходимости, линеаризовать нелинейные зависимости, используя, например, разложение в ряд Тейлора и пренебрегая приращением обобщенных координат 2-го и более высоких порядков.

После выполнения этих действий необходимо сгруппировать все величины, которые являются входными для данного звена в правой части полученного уравнения и ввести безразмерные (относительные) переменные. В заключение, как правило все члены уравнения делятся на коэффициент перед основной безразмерной входной координатой.

Результатом выполнения приведенной методики является линейное дифференциальное уравнение движения исследуемого звена, имеющее постоянные коэффициенты и записанное в нормализованном виде.

Ниже приведено применение данной методики для получения дифференциальных уравнений движения элементов рассматриваемой САР.

#### **4.5. Уравнение двигателя как объекта регулирования**

Двигатель как объект регулирования, можно представить с различной степенью детализации. Вид наиболее простого его представления приведен на рис. 4.3. На схеме  $h_p$  – перемещение рейки ТНВД,  $N(t)$  – настройка потребителя (нагрузка, снимаемая с коленчатого вала).

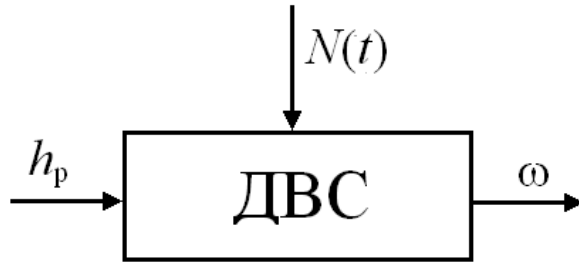


Рис. 4.3. Принципиальная схема объекта регулирования

Динамические свойства двигателя описываются дифференциальным уравнением:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M - M_c, \quad (4.5)$$

где  $J$  – момент инерции подвижных частей двигателя,  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала,  $M$  – крутящий момент двигателя,  $M_c$  – момент сопротивления нагрузки.

Используя подстановки:  $\omega = \omega_0 + \Delta\omega$ ;  $M = M_0 + \Delta M$ ;  $M_c = M_{c0} + \Delta M_c$ , (с индексом 0 – значения выше перечисленных факторов в равновесном режиме) получим:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta M - \Delta M_c, \quad (4.6)$$

поскольку  $\frac{d\omega_0}{dt} = 0$ , а  $M_0 = M_{c0}$ . Очевидно, что

$$M = f(h_p, \omega) \text{ и } M_c = f(\omega, N). \quad (4.7)$$

После линеаризации зависимостей (4.7) (поскольку они непрерывны и монотонны) путем разложения их в ряд Тейлора имеем:

$$\Delta M = \frac{\partial M}{\partial h_p} \Delta h_p + \frac{\partial^2 M}{\partial h_p^2} \frac{\Delta h_p^2}{2!} + \dots + \frac{\partial M}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial^2 M}{\partial \omega^2} \frac{\Delta \omega^2}{2!} + \dots, \quad (4.8)$$

$$\Delta M_{\dot{n}} = \frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial^2 M_{\dot{n}}}{\partial \omega^2} \frac{\Delta \omega^2}{2!} + \dots + \frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial^2 M_{\dot{n}}}{\partial N^2} \frac{\Delta N^2}{2!} + \dots \quad (4.9)$$

Учтем только линейные члены полученных рядов. Тогда, после подстановки уравнений (4.8) и (4.9) в уравнение (4.6), получим:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \frac{\partial M}{\partial h_p} \Delta h_p + \frac{\partial M}{\partial \omega} \Delta \omega - \frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial \omega} \Delta \omega - \frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial N} \Delta N,$$

или, с учетом последующего его преобразования:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \frac{\partial M}{\partial h_p} \Delta h_p - \left( \frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega} \right) \Delta \omega - \frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial N} \Delta N. \quad (4.10)$$

В полученном уравнении разность  $\frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega}$  – не что иное, как фактор устойчивости системы двигатель-нагрузка (см. п. 1.2.2, уравнение (1.4)). Обозначим  $\frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega} = F_{\dot{A}}$ .

Для дальнейшего анализа введем безразмерные обобщенные координаты:  $\varphi = \Delta\omega/\omega_0$  – относительное изменение угловой скорости вращения коленчатого вала,  $\lambda = \Delta h_p/h_{p0}$  – относительное изменение перемещения рейки ТНВД,  $\alpha = \Delta N/N_0$  – относительное изменение нагрузки на двигатель, и подставим их в уравнение (4.10):

$$J\omega_0 \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\partial M}{\partial h_p} \lambda h_{p0} - F_{\dot{A}} \varphi \omega_0 - \frac{\partial M_{\dot{n}}}{\partial N} \alpha N_0. \quad (4.11)$$

Разделим все члены уравнения (4.11) на величину  $\frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0}$ :

$$\frac{J\omega_0}{\frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0}} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\frac{\partial M}{\partial h_p} \lambda h_{p0}}{\frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0}} - \frac{F_{\dot{A}} \varphi \omega_0}{\frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0}} - \frac{\frac{\partial M}{\partial N} \alpha N_0}{\frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0}}. \quad (4.12)$$

В полученном выражении (4.12) введем следующие обозначения постоянных коэффициентов:

$J\omega_0 / \frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0} = T_{\dot{A}}$  – постоянная времени двигателя, которая характеризует

его инерционность. По физическому смыслу – это время разгона двигателя от  $\omega = 0$  до  $\omega_{\text{ном}}$  при полной подаче топлива.

$F_{\dot{A}} \omega_0 / \frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0} = k_{\dot{A}}$  – коэффициент самовыравнивания системы двигатель-

нагрузка,

$\frac{\partial M}{\partial N} N_0 / \frac{\partial M}{\partial h_p} h_{p0} = \theta_i$  – коэффициент усиления по нагрузке.

Тогда уравнение (4.12) примет вид:

$$T_{\dot{A}} \frac{d\varphi}{dt} = \lambda - k_{\dot{A}} \varphi - \theta_i \alpha, \quad (4.13)$$

или, с учетом принятых обозначений производной:

$$T_{\dot{A}} \dot{\varphi} + k_{\dot{A}} \varphi = \lambda - \theta_i \alpha. \quad (4.14)$$

Полученное уравнение (4.14) является линеаризованным дифференциальным уравнением двигателя как объекта регулирования. Оно приведено к виду, принятому в теории автоматического регулирования: в левой части уравнения находится выходная величина и ее производная  $\varphi$ , в правой части – входная величина  $\lambda$  и возмущающее воздействие  $\alpha$ .

#### 4.6. Уравнение ЧЭ регулятора

Исходя из принципа Даламбера, уравнение движения муфты чувст-

вительного элемента регулятора можно записать как сумму действующих на нее сил:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = A \omega_{\delta}^2 - E + F_C + F_{\text{ж}}. \quad (4.15)$$

Здесь  $m$  – масса муфты ЧЭ,  $z$  – координата перемещения муфты,  $A$  – инерционный коэффициент ЧЭ,  $\omega_p$  – угловая скорость вала регулятора ( $A \omega_{\delta}^2$  – поддерживающая сила ЧЭ),  $E$  – восстанавливающая сила,  $F_C$  – сила сухого трения, действующая в механизме регулятора,  $F_{\text{ж}}$  – сила жидкого трения.

В принципе, сила сухого трения определяется выражением:

$$F_C = -Q \cdot \text{sign} \left( \frac{dz}{dt} \right), \quad (4.16)$$

где  $Q$  – коэффициент пропорциональности.

Однако, при наличии смазки величина этой силы минимальна. Кроме того, при действии вибрации сила сухого трения парализуется и наступает явление, называемое *вибрационной линеаризацией*. Поэтому можно положить, что  $F_C = 0$ , а вибрационную линеаризацию отнести к коэффициенту жидкостного трения  $\nu$ . Тогда сила жидкостного трения будет определяться как:

$$F_{\text{ж}} = -\nu \frac{dz}{dt}. \quad (4.17)$$

Используя подстановки:  $\omega = \omega_0 + \Delta\omega$ ,  $z = z_0 + \Delta z$ ,  $E = E_0 + \Delta E$ ,  $A = A_0 + \Delta A$  (с индексом 0 – значения перечисленных факторов в равновесном режиме), а также учитывая то, что вал регулятора имеет кинематическую связь с коленчатым валом двигателя через повышающую передачу с отношением  $k_p$  (то есть  $\omega_p = k_p \omega$ ), получим:

$$m \frac{d^2(z_0 + \Delta z)}{dt^2} = (A_0 + \Delta A) k_p^2 (\omega_0 + \Delta \omega)^2 - (E_0 + \Delta E) - v \frac{d(z_0 + \Delta z)}{dt}. \quad (4.18)$$

Раскрытие скобок приводит уравнение (4.18) к виду:

$$m \frac{d^2 \Delta z}{dt^2} = \cancel{A_0 k_p^2 \omega_0^2} + 2A_0 k_p^2 \omega_0 \Delta \omega + \cancel{A_0 k_p^2 \Delta \omega^2} + \Delta A k_p^2 \omega_0^2 + \cancel{2\Delta A k_p^2 \omega_0 \Delta \omega} + \\ + \cancel{\Delta A k_p^2 \Delta \omega^2} - \cancel{E_0} - \Delta E - v \frac{d\Delta z}{dt}.$$

Пренебрегая малыми приращениями второго и третьего порядков и учитывая, что  $A_0 k_p^2 \omega_0^2 = E_0$  (что следует из условия статического равновесия (3.18)), получим:

$$m \frac{d^2 \Delta z}{dt^2} = 2A_0 k_p^2 \omega_0 \Delta \omega + \Delta A k_p^2 \omega_0^2 - \Delta E - v \frac{d\Delta z}{dt}. \quad (4.19)$$

Известно, что инерционный коэффициент  $A$  есть функция от перемещения муфты –  $A = f(z)$ , следовательно, его линеаризация разложением в ряд Тейлора будет иметь вид  $\Delta A = \frac{\partial A}{\partial z} \Delta z$ .

Аналогично поступим для определения восстанавливающей силы  $E$ , которая является функцией от перемещения муфты  $z$  и предварительной деформации пружины  $\psi$  –  $E = f(z, \psi)$ . Ее линеаризация:

$$\Delta E = \frac{\partial E}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial E}{\partial \psi} \Delta \psi. \text{ Тогда, подставляя приведенные линеаризованные вы-}$$

ражения в уравнение (4.19), получим:

$$m \frac{d^2 \Delta z}{dt^2} = 2A_0 k_p^2 \omega_0 \Delta \omega + \frac{\partial A}{\partial z} \Delta z k_p^2 \omega_0^2 - \frac{\partial E}{\partial z} \Delta z - \frac{\partial E}{\partial \psi} \Delta \psi - v \frac{d\Delta z}{dt}. \quad (4.20)$$

Введем и используем безразмерные обобщенные координаты:  $\varphi = \Delta \omega / \omega_0$  – относительное изменение угловой скорости вращения коленчатого вала,  $\eta = \Delta z / z_0$  – относительное перемещение муфты ЧЭ,



$\alpha_p = \Delta\psi/\psi_0$  – относительное изменение деформации пружины. Подставим их в уравнение (4.20):

$$mz_0 \frac{d^2\eta}{dt^2} = 2A_0k_p^2\omega_0^2\varphi + \left( \frac{\partial A}{\partial z} k_p^2\omega_0^2 - \frac{\partial E}{\partial z} \right) z_0\eta - \frac{\partial E}{\partial \psi} \psi_0\alpha_p - \nu z_0 \frac{d\eta}{dt}, \quad (4.21)$$

где  $A_0k_p^2\omega_0^2 = E_0$  – условие статического равновесия, а  $F_p = \frac{\partial E}{\partial z} - \frac{\partial A}{\partial z} k_p^2\omega_0^2$  – фактор устойчивости ЧЭ (см. п. 3.5, уравнение (3.21)).

Все члены уравнения (4.21) разделим на величину  $2E_0$ :

$$\frac{mz_0}{2E_0} \frac{d^2\eta}{dt^2} = \varphi - \frac{F_p z_0}{2E_0} \eta - \frac{\partial E}{\partial \psi} \frac{\psi_0}{2E_0} \alpha_p - \frac{\nu z_0}{2E_0} \frac{d\eta}{dt}. \quad (4.22)$$

В полученном выражении введем следующие обозначения постоянных коэффициентов:

$mz_0/2E_0 = T_p^2$  – *постоянная времени ЧЭ регулятора*, которая характеризует инерционность муфты. По физическому смыслу – это время свободного падения муфты регулятора на перемещении  $z_0$ ,

$\nu z_0/2E_0 = T_\epsilon$  – *время катаракта*, которое характеризует величину силы трения в механизме ЧЭ,

$F_p z_0/2E_0 = \delta_z$  – *местная степень неравномерности регулятора*,

$\frac{\partial E}{\partial \psi} \psi_0 / 2E_0 = \theta_p$  – *коэффициент усиления управления*.

Тогда уравнение (4.22) принимает вид:

$$T_p^2 \frac{d^2\eta}{dt^2} = \varphi - \delta_z \eta - \theta_p \alpha_p - T_\epsilon \frac{d\eta}{dt}, \quad (4.23)$$

или, с учетом принятых обозначений производной:

$$T_p^2 \ddot{\eta} + T_\epsilon \dot{\eta} + \delta_z \eta = \varphi - \theta_p \alpha_p. \quad (4.24)$$

Это линеаризованное уравнение движения муфты ЧЭ. Оно приведе-

но к виду, принятому в теории автоматического регулирования: в левой части уравнения находится выходная величина  $\eta$  и ее производные, в правой части – входная величина  $\varphi$  и управляющее воздействие  $\alpha_p$ . Первый член левой части характеризует влияние массы ЧЭ, второй – влияние сил вязкого трения, третий – учитывает жесткость пружины. Управляющим воздействием является изменение настройки пружины. Очевидно, что для регулятора с постоянной затяжкой пружины  $\alpha_p = 0$ , и тогда уравнение движения чувствительного элемента регулятора будет иметь вид:

$$T_p^2 \ddot{\eta} + T_{\dot{\eta}} \dot{\eta} + \delta_z \eta = \varphi.$$

#### 4.7. Уравнение рычажного механизма

В регуляторе прямого действия рейка ТНВД и муфта ЧЭ связаны рычажным механизмом. Рассмотрим исполнительный механизм всережимного регулятора с постоянной затяжкой пружины, приведенный на рис. 4.4. Исходя из баланса скоростей в элементах этой схемы, можно составить следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{dh_p}{dt} = -i_1 \frac{dz}{dt} + i_2 r \frac{d\psi'}{dt}, \quad (4.25)$$

где  $i_1$  – передаточное отношение между муфтой и рейкой,  $i_2$  – передаточное отношение между рычагом управления и рейкой,  $h_p$  – перемещение рейки ТНВД,  $z$  – перемещение муфты ЧЭ,  $\psi'$  и  $r$  – угол поворота и длина рычага управления.

Перейдя к малым приращениям перемещений, запишем:

$$\Delta h_p = -i_1 \Delta z + i_2 r \Delta \psi'. \quad (4.26)$$

Введем безразмерные обобщенные координаты:  $\lambda = \Delta h_p / h_{p0}$  – относительное изменение положения рейки ТНВД,  $\alpha'_p = \Delta \psi' / \psi'_0$  – относительное изменение положения рычага управления,  $\eta = \Delta z / z_0$  – относительное перемещение муфты ЧЭ, и подставим их в уравнение (4.26):

$$h_{p0}\lambda = -i_1 z_0 \eta + i_2 r \psi'_0 \alpha'_p. \quad (4.27)$$

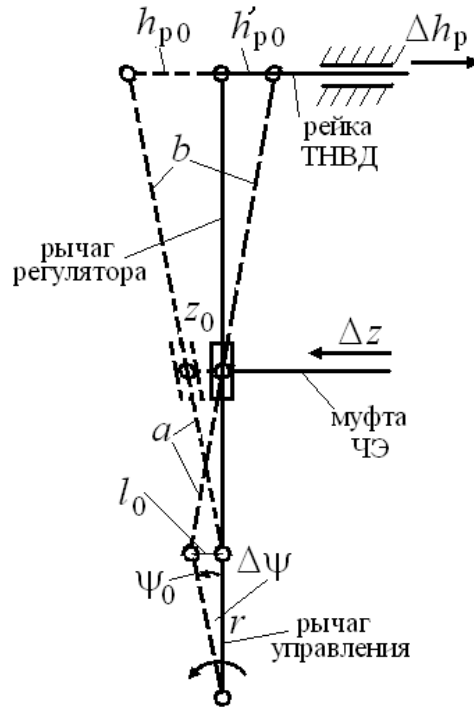


Рис. 4.4. Принципиальная схема рычажного механизма регулятора

Разделим все члены уравнения (4.27) на величину  $h_{p0}$ :

$$\lambda = -i_1 \frac{z_0}{h_{p0}} \eta + i_2 \frac{r \psi'_0}{h_{p0}} \alpha'_p. \quad (4.28)$$

При малых значениях перемещений имеют место следующие пропорции:  $\frac{z_0}{h_{p0}} = \frac{1}{i_1}$  и  $\frac{r \psi'_0}{h_{p0}} = \frac{1}{i_2}$ . Поясним это, используя схему на рис. 4.4.

Пусть рычаг управления отклонили на произвольный малый угол  $\psi_0$  влево. Тогда  $h'_{p0}$  и  $\psi'_0$  – какие-либо текущие координаты этого положения, соответственно, рейки ТНВД и рычага управления. Передаточное отношение рычага регулятора, как видно из схемы,  $i_2 = b/a$ , откуда  $a = b/i_2$ . Из треугольников со смежными углами имеем отношение  $\frac{h'_{p0}}{b} = \frac{l_0}{a}$ . При малом угле  $\psi'_0$  можно считать, что  $l_0 = r\psi_0$  – это длина дуги поворота рычага. То-

где  $\frac{h'_{p0}}{b} = \frac{r\psi'_0}{a} = \frac{r\psi'_0}{b} i_2$ , откуда, после сокращения  $b$ :  $h'_{p0} = r\psi'_0 i_2$ , или  $\frac{r\psi'_0}{h'_{p0}} = \frac{1}{i_2}$ .

Пусть муфта ЧЭ переместилась влево на произвольную малую величину  $z_0$ . Тогда  $h_{p0}$  и  $z_0$  – какие-либо текущие координаты этого положения, соответственно, рейки ТНВД и муфты ЧЭ. Передаточное отношение рычага регулятора, в этом случае, как видно из схемы,  $i_1 = (a+b)/a$ , откуда  $a = (a+b)/i_1$ . Из смежных треугольников получим отношение

$\frac{h_{p0}}{a+b} = \frac{z_0}{a} = \frac{z_0}{a+b} i_1$ . Откуда, после сокращения на величину  $(a+b)$  имеем

$$h_{p0} = z_0 i_1, \text{ или } \frac{z_0}{h_{p0}} = \frac{1}{i_1}.$$

После подстановок полученных величин в уравнение движения рычажного механизма регулятора (4.28) оно упрощается до вида:

$$\lambda = -\eta + \alpha'_p. \quad (4.29)$$

Следует заметить, что для регулятора с переменной затяжкой пружины управляющее воздействие  $\alpha'_p = 0$  и тогда уравнение движения рычажного механизма регулятора будет иметь вид:  $\lambda = -\eta$ .

### Вопросы для самоконтроля

1. Что такое обобщенные координаты САР?
2. Перечислите основные требования к САР.
3. Какие внешние воздействия могут быть приложены к САР?
4. Каковы задачи динамики САР?
5. Какими параметрами оценивается качество переходного процесса?
6. Перечислите основные требования к САР.
7. Дайте определения: степени неравномерности САР; забросу угловой скорости; степени неустойчивости.
8. Напишите дифференциальные уравнения: двигателя как объекта регулирования; движения чувствительного элемента; движения рычажного

механизма

9. Назовите входные и выходные обобщенные координаты в уравнениях: двигателя как объекта регулирования; чувствительного элемента; рычажного механизма.

10. На основе дифференциальных уравнений двигателя как объекта регулирования, движения чувствительного элемента и движения рычажного механизма постройте функциональную схему САР частоты вращения.

## 5. РЕГУЛЯТОРЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

### 5.1. Классификация регуляторов непрямого действия

Автоматические регуляторы непрямого действия (РНД) являются более сложными устройствами, чем регуляторы прямого действия. В их состав кроме чувствительного и соединительных элементов, входят элементы усиления, а также вспомогательные и стабилизирующие узлы. Усилительные элементы предназначены для получения больших перестановочных усилий на выходе регулятора, поскольку они (регуляторы) применяются для мощных стационарных установок судовых или транспортных дизелей с эффективной агрегатной мощностью  $N_e > 500$  кВт.

В качестве усилительного устройства используются сервомоторы, к положительным свойствам которых относятся: высокая скорость срабатывания; отсутствие необходимости смазки; возможность мгновенной остановки поршня в нужном положении (отсутствие инерционности); возможность мгновенно развивать полное перестановочное усилие.

Для обеспечения работоспособности таких регуляторов в их схему включается обратная местная связь. По типу этой местной обратной связи регуляторы непрямого действия классифицируются на следующие типы.

- 1) Регуляторы без обратной связи.
- 2) Регуляторы с жесткой обратной связью (ЖОС).
- 3) Регуляторы с изодромной (гибкой) обратной связью (ИОС).
- 4) Регуляторы с комбинированной обратной связью (КОС).

Если по условиям работы ДВС его регуляторные характеристики должны быть статическими, применяются автоматические регуляторы с жесткой ОС. В этом случае регуляторные характеристики двигателя получают неточность регулирования. Если же при любой нагрузке на двигатель необходимо обеспечить точное поддержание его заданного скоростного режима, то используется регулятор с гибкой (изодромной) ОС. В таком случае регуляторная характеристика двигателя будет астатической. В тех случаях, когда при высокой точности поддержания скоростного режима требуется обеспечить минимальный статизм регуляторной характеристики, используются регуляторы с комбинированной ОС, сочетающей жесткую и изодромную связи.

## 5.2. Автоматический регулятор непрямого действия без обратной связи

Принципиальная схема регулятора непрямого действия без обратной связи приведена на рис. 5.1. Чувствительный элемент такого регулятора связан с золотником, который является органом управления сервомотором, а шток сервомотора б уже воздействует на рейку ТНВД.

При увеличении угловой скорости вращения вала регулятора  $\omega_p$  в результате сброса нагрузки грузы расходятся и перемещают муфту 2 и золотник 3 вниз (см. рис. 5.1). При этом нижняя полость сервомотора (под поршнем) соединяется с масляным каналом, а верхняя – со сливным трактом. Так как давление масла в масляной магистрали подачи  $p_m$  больше, чем давление в сливе  $p_0$ , на поршень действует перестановочная сила  $E_c = (p_m - p_0)S_p$  ( $S_p$  – площадь поршня), которая перемещает рейку ТНВД вверх, на уменьшение подачи топлива.

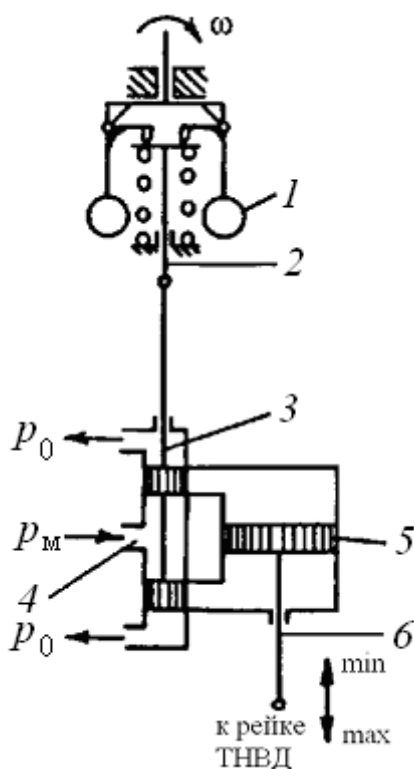


Рис. 5.1. Регулятор непрямого действия без обратной связи:

1 – грузы, 2 – муфта ЧЭ, 3 – золотник, 4 – подводящий канал, 5 – сервомотор,  
6 – шток

В действительности, малейшее перемещение золотника вызывает быстрое перемещение поршня, которое к тому же не ограничено. Это приводит к появлению колебаний в системе, и она становится неустойчивой, что при работе двигателя недопустимо. Поэтому автоматические регуляторы непрямого действия без обратной связи в ДВС не применяются.

### 5.3. Автоматические регуляторы непрямого действия с обратной связью

#### 5.3.1. Автоматический регулятор непрямого действия с жесткой обратной связью

Автоматические регуляторы непрямого действия с жесткой обратной связью подразделяются на регуляторы с кинематической и силовой ЖОС.

*Регулятор с кинематической жесткой обратной связью.* Принципиальная схема такого регулятора приведена на рис. 5.2. Его работа осуществляется следующим образом.

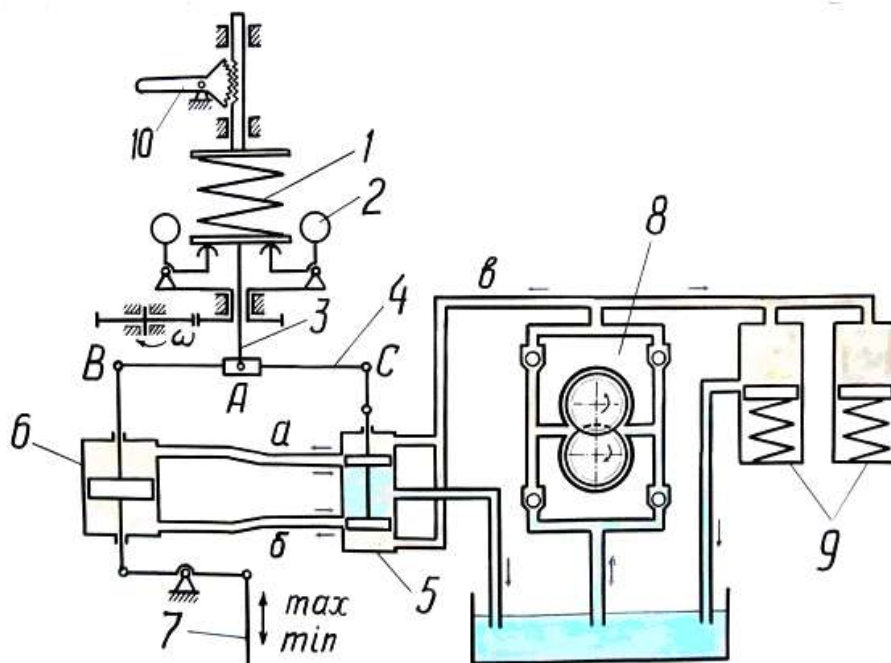


Рис. 5.2. Регулятор непрямого действия с кинематической ЖОС:  
 1 – пружина, 2 – грузы, 3 – муфта ЧЭ, 4 – рычаг ОС, 5 – золотник,  
 6 – сервомотор, 7 – рейка ТНВД, 8 – масляный насос,  
 9 – масляные аккумуляторы, 10 – рычаг управления

При сбросе нагрузки и, в результате, увеличении угловой скорости



вращения двигателя  $\omega$  и вала регулятора  $\omega_p$  грузы расходятся и перемещают муфту 3 вверх (см. рис. 5.2). При этом точка  $B$  неподвижна, и потому рычаг  $BC$  4 вращается вокруг нее. В результате точка  $C$  вместе с приводом золотника 5 смещается вверх. Масло под давлением поступает в нижнюю полость сервомотора 6 и перемещает его поршень вверх. Теперь неподвижной становится точка  $A$ , и рычаг 4 поворачивается вокруг нее, смещая золотник 5 вниз, который перекрывает управляющие каналы. После окончания переходного процесса муфта ЧЭ и рейка ТНВД занимают новое положение, соответствующее изменению нагрузки на двигатель. Золотник же занимает исходное положение, которое было до начала переходного процесса, то есть управляющие каналы остаются перекрытыми.

Поэтому в регуляторе с ЖОС каждому положению поршня сервомотора и рейки ТНВД соответствует определенное равновесное положение муфты ЧЭ, а значит и частота вращения коленчатого вала. Следовательно, регуляторы с ЖОС обладают статизмом – неточностью поддержания  $\omega$  при изменении нагрузки.

*Регулятор с силовой жесткой обратной связью.* В таком регуляторе эффект обратной связи достигается воздействием на силу предварительной затяжки пружины. Принципиальная схема регулятора изображена на рис. 5.3.

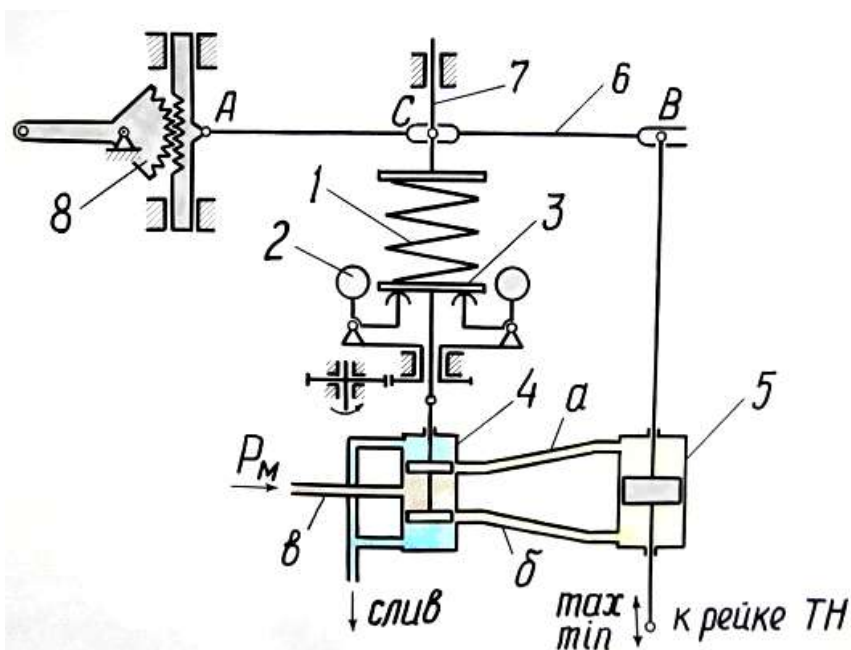


Рис. 5.3. Регулятор непрямого действия с силовой ЖОС:  
 1 – пружина, 2 – грузы, 3 – муфта ЧЭ, 4 – золотник, 5 – сервомотор,  
 6 – рычаг ОС, 7 – шток, 8 – рычаг управления

При сбросе нагрузки угловая скорость вращения вала регулятора  $\omega_p$  увеличивается, грузы 2 расходятся и деформируют пружину 1. При этом золотник 4 смещается вверх, вызывая перемещение поршня сервомотора 5 вниз, на уменьшение подачи топлива. Рычаг обратной связи 6 поворачивается вокруг неподвижной точки А и перемещает опору в точке С вниз, увеличивая натяжку пружины 1. Усилие натяжки пружины при этом увеличивается и грузы возвращаются в прежнее положение, а связанный с ними золотник перекрывает управляющие каналы подачи масла в сервомотор. Процесс регулирования на этом заканчивается. Таким образом, в регуляторе с силовой ЖОС на всех скоростных режимах муфта ЧЭ занимает одно и то же положение, что обеспечивает меньшее перемещение грузов, чем в регуляторе предыдущей конструкции.

### *5.3.2. Автоматический регулятор непрямого действия с изодромной обратной связью*

Регуляторы с изодромной обратной связью обеспечивают точное поддержание заданной частоты вращения при изменении нагрузки. Принципиальная схема такого регулятора изображена на рис. 5.4. Схема отличается от предыдущих, приведенных на рис. 5.1-5.3, наличием на линии ОС, между сервомотором и золотником, устройства, называемого изодромом.

Корпус изодрома (катаракт) 9 заполнен маслом и разделен на две полости, которые сообщаются через калиброванное отверстие-жиклер в поршне 10. Этот поршень, в принципе, является тормозом при движении поршня сервомотора.

При сбросе нагрузки угловая скорость вращения вала регулятора  $\omega_p$  возрастает, грузы 2 расходятся и перемещают муфту 3 вверх, деформируя пружину 1. Точка В рычага обратной связи ВС 4 неподвижна. Рычаг поворачивается относительно нее и перемещает золотник 5 вверх. Золотник открывает канал подачи масла в верхнюю полость сервомотора 6, а нижнюю полость соединяет со сливом. В результате поршень сервомотора движется вниз и перемещает рейку ТНВД через рычаг регулятора 7 и шток 8 на уменьшение подачи топлива. Так как сопротивление перетеканию масла через жиклер в поршне изодрома 10 велико, поршень вместе с корпусом 9 будет двигаться вверх, сжимая пружину изодрома 11. При этом точка А остается неподвижной и рычаг обратной связи ВС 4 поворачивается вокруг

нее по часовой стрелке. Точка *C* перемещается вниз и золотник 5 перекрывает подачу масла в сервомотор. Поршень сервомотора 6 останавливается и также останавливается связанный с ним корпус изодрома 9. Следует заметить, что кинематическая схема регулятора может быть выполнена в виде соединения с поршнем сервомотора не корпуса изодрома, а его поршня. Принцип действия при этом не меняется. Далее поршень изодрома 10 начинает движение вниз под действием силы деформированной пружины изодрома 11 до тех пор, пока пружина не распрямится и точка *B* не займет исходное положение. Поскольку точки *B* и *C* в конце процесса регулирования окажутся в исходном положении, то в него вернется и жестко связанная с ними точка *A*. Следовательно, положение ЧЭ, а значит и частота вращения  $\omega$  будет строго соответствовать исходной.

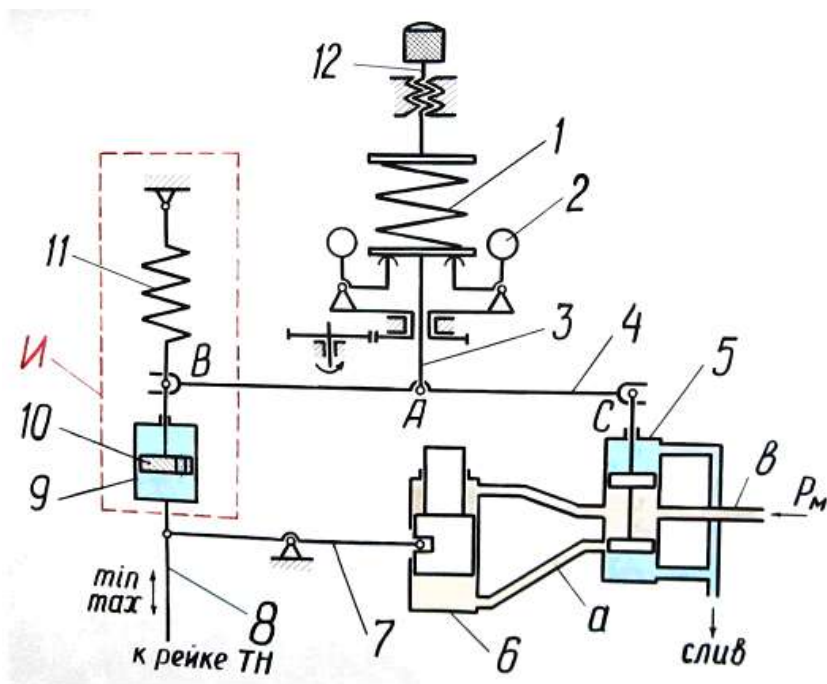


Рис. 5.4. Регулятор непрямого действия с ИОС:

1 – пружина, 2 – грузы, 3 – муфта ЧЭ, 4 – рычаг ОС, 5 – золотник, 6 – сервомотор, 7 – рычаг регулятора, 8 – шток, 9 – катаракт (корпус изодрома), 10 – поршень изодрома, 11 – пружина изодрома, 12 – винт управления, И - изодром

Действие описанной системы можно пояснить следующим образом. В первой фазе переходного процесса обратная связь ведет себя как ЖОС, что повышает общее быстродействие регулятора. Во второй фазе под действием ОС система возвращается в исходное состояние (кроме поршня сервомотора и рейки ТНВД), обеспечивая таким образом астатизм. В дей-

ствительности обе эти фазы протекают одновременно и взаимосвязь отдельных элементов регулятора более сложная.

### 5.3.3. Автоматический регулятор непрямого действия с комбинированной обратной связью

При параллельной работе на общую нагрузку нескольких двигателей необходимо обеспечить равномерное распределение на них нагрузки. Это возможно только если на двигателях установлены абсолютно одинаковые регуляторы, что на практике осуществить невозможно. Поэтому, в таких случаях отказываются от чистой изодромной ОС и вводят в состав регулятора приспособления, обеспечивающие статическую регуляторную характеристику при малой остаточной неравномерности. Такая обратная связь называется комбинированной. Принципиальная схема такого регулятора изображена на рис. 5.5.

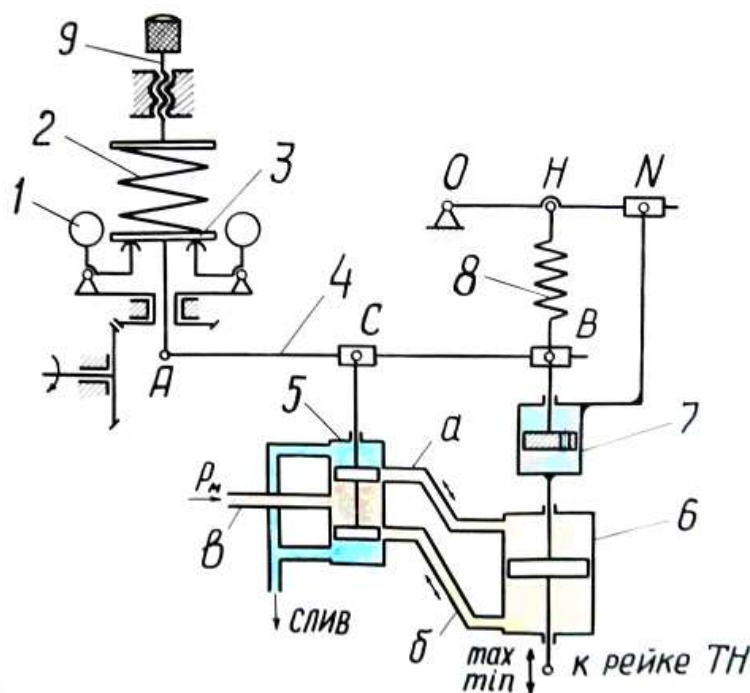


Рис. 5.5. Регулятор непрямого действия с КОС:

1 – грузы, 2 – пружина, 3 – муфта ЧЭ, 4 – рычаг ОС, 5 – золотник, 6 – сервомотор, 7 – корпус изодрома, 8 – пружина изодрома, 9 – винт управления

Функцию жесткой обратной связи выполняет рычаг *ON*, который изменяет положение точки *H* – места закрепления пружины изодрома – в зависимости от нагрузки двигателя. При различных положениях точки *H*

на равновесном режиме точка  $B$  также будет занимать различные положения. А так как точка  $C$  всегда возвращается в исходное состояние (золотник 5 перекрывает масляные отверстия), то точка  $A$  рычага обратной связи  $AB$  4, связанная с муфтой, также будет занимать различные положения, соответствующие различной  $\omega$ . Это и обеспечивает определенный статизм регуляторной характеристики.

Эффект воздействия ЖОС можно изменить путем изменения соотношения плеч  $OH$  и  $ON$  рычага  $ON$ . Так, при совмещении точек  $O$  и  $H$  регулятор становится чисто изодромным, а при совмещении точек  $H$  и  $N$  действие гибкой связи прекращается и регулятор имеет только ЖОС.

#### 5.4. Гидравлические усилители регуляторов непрямого действия

В регуляторах непрямого действия в качестве усилителей (усилительного устройства) чаще всего используются гидравлические устройства, называемые *сервомоторами*.

Такие устройства состоят из управляющей части (золотник-втулка) и усиливающей части (цилиндр-поршень). Сервомоторы обладают следующими преимуществами, по сравнению с другими типами усилителей:

1. Высокая скорость срабатывания.
2. Отсутствие необходимости смазки.
3. Возможность мгновенной остановки в любом положении.
4. Способность развивать полное перестановочное усилие в начальный момент движения.

Наиболее широкое применение в регуляторах ДВС нашли следующие типы сервомоторов:

1. Двухстороннего действия.
2. Дифференциальные.
3. Одностороннего действия (пружинные).

Рассмотрим более подробно их схемы и принцип действия.

Принципиальная схема сервомотора *двухстороннего действия* приведена на рис. 5.6.

Масло к золотнику 1 подводится от масляного насоса или гидроаккумулятора под давлением  $p_m$ . Золотник своими поясками закрывает оба управляющих канала ( $a$  и  $b$ ), подающих масло в цилиндр 3. При смещении золотника от нейтрального положения одна из полостей цилиндра соеди-

няется с напорным каналом  $\nu$ , и в ней устанавливается давление  $p_m$ . Вторая полость цилиндра при этом соединяется со сливным каналом  $\zeta$  и в ней устанавливается давление масла  $p_0 < p_m$ . Благодаря разности давлений, действующих с двух сторон на одинаковую площадь  $F_p$ , на поршень 4 воздействует сила  $P = (p_m - p_0)F_p$ , придающая ему движение.

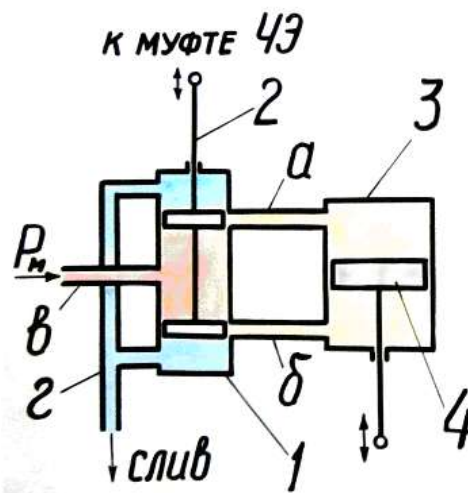


Рис. 5.6. Сервомотор двустороннего действия:

- 1 – золотник; 2 – шток золотника; 3 – цилиндр сервомотора;  
 4 – поршень сервомотора; а, б – управляющие масляные каналы;  
 в – напорный канал; ζ – сливной канал

Принципиальная схема *дифференциального* сервомотора приведена на рис. 5.7.

В сервомоторе такого типа канал  $a$  всегда открыт, благодаря чему в верхней полости цилиндра 3 на площадь  $F_3 = F_1 - F_2$  действует давление масла  $p_m$ . Когда золотник 2 перекрывает управляющий канал  $b$ , поршень приходит в состояние равновесия, поскольку в нижней полости устанавливается давление

$$p_1 = p_1 \frac{F_1 - F_2}{F_1}. \quad (5.1)$$

При перемещении штока золотника 2 вниз в нижней полости цилиндра 3 появляется давление  $p_m$  и поршень 4 будет двигаться вверх под действием силы

$$P = p_1 (F_1 - F_3) = p_1 F_2. \quad (5.2)$$

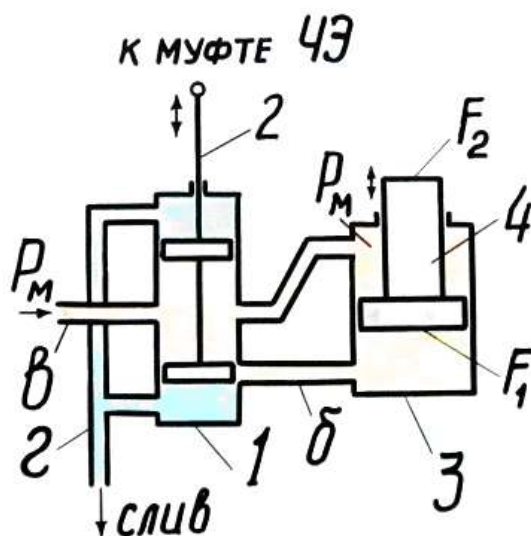


Рис. 5.7. Дифференциальный сервомотор:

1 – золотник; 2 – шток золотника; 3 – цилиндр сервомотора; 4 – поршень сервомотора; б – управляющий канал; в – напорный канал; з – сливной канал;

$F_1$  – площадь поршня;  $F_2$  – площадь штока

При смещении штока золотника 2 вверх канал б сообщается со сливом и в нижней полости цилиндра 3 установится давление  $p_0$ . Тогда поршень 4 будет двигаться вниз под действием силы

$$P = p_1 F_3 - p_0 F_1 = (p_1 - p_0) F_1 - p_1 F_2. \quad (5.3)$$

Принципиальная схема *пружинного* сервомотора приведена на рис. 5.8.

При смещении штока золотника 2 вниз в полости цилиндра 3 давление масла начнет подниматься (в пределе – до величины  $p_M$ ) и он будет двигаться вверх под действием силы давления масла, превышающей силу пружины  $P_{пр}$

$$P = p_1 F_1 - P_{пр}. \quad (5.4)$$

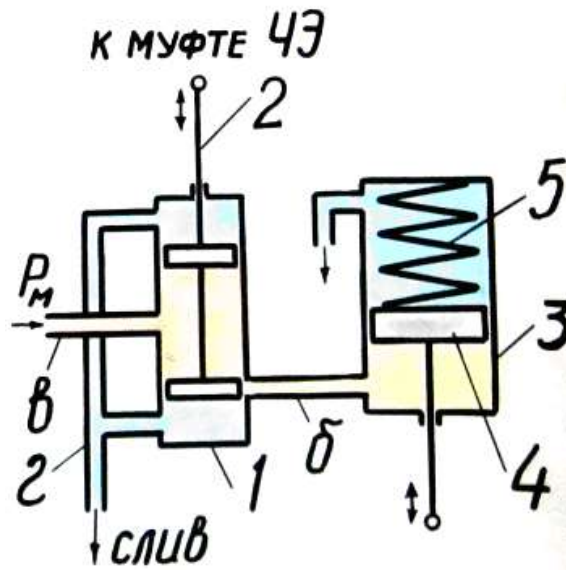


Рис. 5.8. Пружинный сервомотор:

1 – золотник; 2 – шток золотника; 3 – цилиндр сервомотора;  
 4 – поршень сервомотора; 5 – пружина сервомотора; б – управляющий канал;  
 в – напорный канал; г – сливной канал.

При смещении золотника вверх полость цилиндра соединится со сливом и давление в ней упадет до величины  $p_0$ . Поршень будет двигаться вниз под действием силы пружины, превышающей силу давления масла

$$P = P_{ip} - p_0 F_i. \quad (5.5)$$

Как правило, устройства, выполненные по схеме пружинного сервомотора, применяются для быстрого, аварийного выключения подачи топлива.

Во всех описанных принципиальных схемах сервомоторов золотником управляет муфта механического чувствительного элемента, а поршень сервомотора осуществляет перемещение рейки ТНВД.

### 5.5. Статический расчет регулятора непрямого действия

Статический расчет регулятора непрямого действия сводится к определению потребных значений параметров регулятора. Основные значения этих параметров определяют с использованием критерия *работоспособность регулятора*:



$$R = E_c \cdot y_{i\hat{i}\hat{i}}, \quad (5.6)$$

где  $E_c$  – среднее за ход усилие, развиваемое сервомотором;  $y_{ном}$  – ход поршня сервомотора от нулевой подачи до подачи топлива на номинальном режиме двигателя.

Потребное значение работоспособности вычисляется по формуле:

$$R_{i\hat{i}\hat{o}\hat{o}} = k \cdot \lambda \cdot iV_h, \quad (5.7)$$

где  $iV_h$  – рабочий объем двигателя;  $\lambda$  – степень наддува;  $k$  – коэффициент пропорциональности ( $k = 150 \dots 300$ ).

Полученное значение потребной работоспособности  $R_{потр}$  дает возможность подобрать для двигателя регулятор непрямого действия из унифицированного размерного ряда, имеющего 5 размерностей. Соответствие размерностей и значений работоспособности приведено в табл. 5.1.

Объем, описываемый поршнем сервомотора, определяется по уравнению:

$$V_c = \frac{2R}{f \cdot p_i}, \quad (5.8)$$

Здесь  $f$  – число управляемых полостей сервомотора. Для сервомоторов двухстороннего действия  $f = 2$ , для остальных  $f = 1$ .  $p_m$  – рабочее давление масла в регуляторе. Как правило,  $p_m = 0,5 \dots 0,8$  МПа.

Таблица 5.1. Унифицированный размерный ряд РНД

Размерность РНД	Работоспособность, $R$ , Нм
1	1
2	3
3	10
4	15...30
5	54

Номинальный ход поршня сервомотора оценивается по эмпириче-

ской формуле:

$$y_{i\hat{i}} = (0,4\dots0,6)\sqrt[3]{V_c}. \quad (5.9)$$

Целесообразно размеры механизма связи рейки ТНВД с регулятором выбирать таким образом, чтобы передаточное отношение обеспечивало перемещение поршня сервомотора при полном сбросе нагрузки в пределах 7...12 мм.

Полный ход поршня сервомотора:

$$y_{i\hat{e}} = (1,6\dots2,0)y_{i\hat{i}}. \quad (5.10)$$

Рабочая площадь поршня сервомотора:

$$S_i = \frac{V_c}{y_{i\hat{i}}}. \quad (5.11)$$

Для сервомоторов с дифференциальным поршнем по этой формуле определяется площадь большего диаметра, а меньшая площадь назначается по условию:

$$S_{i\hat{i}} = \frac{S_i}{2}. \quad (5.12)$$

Усилие, развиваемое сервомотором:

$$E_c = p_i S_i. \quad (5.13)$$

Полученное значение  $E_c$  должно удовлетворять условию:

$$E_c > f_{тр}/\varepsilon_{ном}, \quad (5.14)$$

где  $f_{тр}$  – приведенное к штоку сервомотора перестановочное усилие перемещения рейки ТНВД,  $\varepsilon_{ном}$  – степень нечувствительности регулятора на номинальном режиме работы двигателя. Как правило  $\varepsilon_{ном} = 1,5\dots2\%$ .

Диаметр золотника управления выбирается из соотношения:

$$d_{\zeta} = (0,35 \dots 0,45) \sqrt[3]{V_c}. \quad (5.15)$$

Конструктивный ход золотника выбирается в пределах:

$$X_{\zeta} = (0,15 \dots 0,35) d_{\zeta}. \quad (5.16)$$

Зная размеры сервомотора и золотника, и определив их перемещения, выполняют расчет механического ЧЭ. При этом восстанавливающая сила ЧЭ предварительно оценивается по соотношению:

$$E = (35 \dots 85) d_{\zeta}^2. \quad (5.17)$$

В остальном расчет ЧЭ принципиально не отличается от расчета механического ЧЭ регулятора прямого действия.

### Вопросы для самоконтроля

1. Назовите основные признаки классификации регуляторов частоты вращения непрямого действия.
2. Назовите типы обратной связи в регуляторах непрямого действия
3. Чем отличается изодромная обратная связь от силовой?
4. В чем выражается комбинированная обратная связь регулятора?
5. Какие типы гидравлических усилителей используются в регуляторах непрямого действия?
6. Опишите принцип действия дифференциального гидравлического усилителя.
7. В чем состоит отличие гидравлического усилителя двойного действия от дифференциального?
8. Дайте определение параметру работоспособность регулятора.

## 6. ДИНАМИКА СЕРВОМОТОРОВ

### 6.1. Уравнение движения сервомотора без ОС

Уравнение движения сервомотора без ОС устанавливает связь между перемещениями управляющего золотника  $\Delta x$  и поршня сервомотора  $\Delta y$ .

При выводе этого и последующих уравнений приняты такие допущения:

а) массой поршня сервомотора и присоединенных к нему деталей пренебрегаем, так как его перемещение и ускорение движения достаточно малы;

б) масло является абсолютно несжимаемой жидкостью;

в) силы сухого трения отсутствуют или пренебрежимо малы по сравнению с движущими силами.

При перемещении поршня сервомотора скорость изменения объема  $V_{\text{ц}}$  под/над ним определяется исходя из линейной скорости поршня:

$$\frac{dV_{\text{ц}}}{dt} = F_{\text{п}} \frac{dy}{dt}, \quad (6.1)$$

где  $F_{\text{п}}$  – площадь поршня сервомотора,  $dy/dt$  – его линейная скорость.

С другой стороны, через открытое золотником управляющее отверстие в надпоршневую полость сервомотора поступает масло со скоростью, равной скорости изменения объема под поршнем (из условия неразрывности потока). Тогда

$$\frac{dV_{\text{ц}}}{dt} = \mu f_{\text{з}} V_{\text{м}}, \quad (6.2)$$

где  $\mu f_{\text{з}}$  – эффективное проходное сечение управляющего отверстия,  $V_{\text{м}}$  – линейная скорость течения масла через управляющее отверстие.

Приравняем правые части уравнений (6.1) и (6.2):

$$F_{\text{п}} \frac{dy}{dt} = \mu f_{\text{з}} V_{\text{м}}. \quad (6.3)$$

Линейная скорость истечения масла через управляющее отверстие может быть выражена из уравнения Бернулли:

$$V_M = \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_i - p_0)}. \quad (6.4)$$

Отсюда видно, что величина  $V_M = \text{const}$ , поскольку плотность масла, вследствие пренебрежения сжимаемостью, не изменяется, а давление подачи  $p_M$  и слива  $p_0$  масла также постоянны.

Перейдем к малым приращениям при выходе системы из состояния равновесия, введя подстановки:

$$y = y_0 + \Delta y, \quad \mu f_\zeta = \mu f_{\zeta 0} + \Delta \mu f_\zeta. \quad (6.5)$$

Очевидно, что перед началом процесса регулирования  $\mu f_{\zeta 0} = 0$ , и тогда, с учетом (6.5), уравнение (6.3) преобразуется к виду:

$$F_i \frac{d(\Delta y)}{dt} = \Delta \mu f_\zeta \cdot V_M. \quad (6.6)$$

Здесь  $\mu f_\zeta$  – проходное сечение управляющего отверстия, которое открывается вследствие перемещения управляющего золотника, поэтому можно записать:  $\mu f_\zeta = f(x)$ . Эту функцию можно линеаризовать разложением в ряд Тейлора, поскольку она является монотонной и непрерывной, следующим образом:

$$\Delta \mu f_\zeta = \frac{d(\mu f_\zeta)}{dx} \Delta x. \quad (6.7)$$

Тогда в уравнении (6.6)

$$F_i \frac{d(\Delta y)}{dt} = V_M \frac{d(\mu f_\zeta)}{dx} \Delta x. \quad (6.8)$$

Введем безразмерные обобщенные координаты:  $\sigma = \Delta x/x_0$  – относи-

тельное перемещение золотника и  $\lambda_c = \Delta y / y_0$  – относительное перемещение поршня сервомотора, и подставим их в уравнение (6.8):

$$F_i y_0 \frac{d\lambda_c}{dt} = V_M \frac{d(\mu f_\zeta)}{dx} x_0 \sigma. \quad (6.9)$$

Разделим уравнение (6.9) на коэффициент перед  $\sigma$ :

$$\frac{F_i y_0}{V_M \frac{d(\mu f_\zeta)}{dx} x_0} \frac{d\lambda_c}{dt} = \sigma, \quad (6.10)$$

и введем обозначение:

$$F_i y_0 / V_M \frac{d(\mu f_\zeta)}{dx} x_0 = T_c - \text{постоянная времени сервомотора.}$$

Тогда получим запись уравнения (6.10) в виде:

$$T_c \frac{d\lambda_c}{dt} = \sigma, \quad (6.11)$$

или в форме производных с обозначением Ньютона:

$$T_c \dot{\lambda}_c = \sigma. \quad (6.12)$$

Полученное дифференциальное уравнение является уравнением движения сервомотора без ОС и дополняет собой уравнение ЧЭ для получения общего уравнения регулятора. Причем, при непосредственном воздействии муфты ЧЭ на золотник имеет место равенство  $\sigma = \eta$  и уравнение приобретает вид  $T_c \dot{\lambda}_c = \eta$ .

## 6.2. Уравнение движения сервомотора с кинематической ЖОС

При наличии кинематической ЖОС уравнение сервомотора несколько изменяется. Это вызвано тем, что золотник в такой схеме перемещается как под действием муфты ЧЭ, так и под действием рычага местной обратной связи (BC на рис. 5.2), то есть общее перемещение золотника может быть рассмотрено как сумма двух перемещений  $\Delta z$  – муфты и  $\Delta y$  – рычага:

$$\Delta x = \Delta z - k_c \Delta y, \quad (6.13)$$

где  $k_c$  – передаточное отношение рычага МОС.

Подставим эту зависимость в полученное ранее уравнение сервомотора (6.8):

$$F_{\dot{y}} \frac{d(\Delta y)}{dt} = V_M \frac{d(\mu f_{\zeta})}{dx} \Delta z - k_c V_M \frac{d(\mu f_{\zeta})}{dx} \Delta y. \quad (6.14)$$

Введем безразмерные обобщенные координаты:  $\eta = \Delta z / z_0$  – относительное перемещение муфты и  $\lambda_c = \Delta y / y_0$  – относительное перемещение рычага МОС, и подставим их в уравнение (6.14):

$$F_{\dot{y}} y_0 \frac{d\lambda_c}{dt} = V_M \frac{d(\mu f_{\zeta})}{dx} z_0 \eta - k_c V_M \frac{d(\mu f_{\zeta})}{dx} y_0 \lambda_c. \quad (6.15)$$

После деления всех членов уравнения на коэффициент перед  $\eta$  и на  $y_0$  с последующей группировкой входных и выходных обобщенных координат, получим уравнение в таком виде:

$$\frac{F_{\dot{y}} y_0}{V_M \frac{d(\mu f_{\zeta})}{dx} z_0} \frac{d\lambda_c}{dt} + \frac{k_c y_0}{z_0} \lambda_c = \eta. \quad (6.16)$$

В этом уравнении обозначим:

$$F_{\dot{y}} y_0 / V_M \frac{d(\mu f_{\zeta})}{dx} z_0 = T_c - \text{постоянная времени сервомотора,}$$

$$k_c y_0 / z_0 = k_{oc} - \text{коэффициент усиления обратной связи.}$$

Тогда уравнение (6.16) примет вид:

$$T_c \frac{d\lambda_c}{dt} + k_{oc} \lambda_c = \eta, \quad (6.17)$$

или в форме производных с обозначением Ньютона:

$$T_c \dot{\lambda}_c + k_{oc} \lambda_c = \eta. \quad (6.18)$$

Полученное дифференциальное уравнение является уравнением движения сервомотора с кинематической ЖОС и дополняет собой уравнение ЧЭ для получения общего уравнения (системы уравнений) регулятора непрямого действия.

### 6.3. Уравнение регулятора непрямого действия с силовой ЖОС

Силовая ЖОС оказывает влияние на движение ЧЭ следующим образом. Восстанавливающая сила  $E$  будет являться функцией не только от перемещения муфты  $z$  и предварительной деформации пружины  $\psi$ , но и от перемещения штока поршня сервомотора  $y$ . То есть  $E = f(z, \psi, y)$ , и, следовательно, в результате линеаризации получим:

$$\Delta E = \frac{\partial E}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial E}{\partial \psi} \Delta \psi + \frac{\partial E}{\partial y} \Delta y. \quad \text{Тогда, подставляя приведенное линеаризованное выражение в уравнение механического ЧЭ (4.20), которое, напомним, имеет вид:}$$

$$m \frac{d^2 \Delta z}{dt^2} = 2A_0 k_p^2 \omega_0 \Delta \omega + \Delta A k_p^2 \omega_0^2 - \Delta E - v \frac{d \Delta z}{dt}.$$

В результате получим следующее уравнение:

$$m \frac{d^2 \Delta z}{dt^2} = 2A_0 k_p^2 \omega_0 \Delta \omega + \frac{\partial A}{\partial z} \Delta z k_p^2 \omega_0^2 - \frac{\partial E}{\partial z} \Delta z - \frac{\partial E}{\partial \psi} \Delta \psi - \frac{\partial E}{\partial y} \Delta y - v \frac{d \Delta z}{dt}. \quad (6.19)$$

Введем безразмерные обобщенные координаты:  $\varphi = \Delta \omega / \omega_0$  – относительное изменение угловой скорости,  $\eta = \Delta z / z_0$  – относительно перемещение муфты,  $\alpha_p = \Delta \psi / \psi_0$  – относительное изменение деформации пружины,  $\lambda_c = \Delta y / y_0$  – относительное перемещение поршня сервомотора.

Подставим их в уравнение (6.19):

$$m z_0 \frac{d^2 \eta}{dt^2} = 2A_0 k_p^2 \omega_0^2 \varphi + \left( \frac{\partial A}{\partial z} k_p^2 \omega_0^2 - \frac{\partial E}{\partial z} \right) z_0 \eta - \frac{\partial E}{\partial \psi} \psi_0 \alpha_p - \frac{\partial E}{\partial y} y_0 \lambda_c - v z_0 \frac{d \eta}{dt}, \quad (6.20)$$



где  $A_0 k_p^2 \omega_0^2 = E_0$ , а  $F_p = \frac{\partial E}{\partial z} - \frac{\partial A}{\partial z} k_p^2 \omega_0^2$  – это фактор устойчивости ЧЭ.

Разделим уравнение (6.20) почленно на  $2E_0$ :

$$\frac{mz_0}{2E_0} \frac{d^2 \eta}{dt^2} = \varphi - \frac{F_p z_0}{2E_0} \eta - \frac{\partial E}{\partial \psi} \frac{\psi_0}{2E_0} \alpha_p - \frac{\partial E}{\partial y} \frac{y_0}{2E_0} \lambda_c - \frac{vz_0}{2E_0} \frac{d\eta}{dt}. \quad (6.21)$$

В полученном выражении имеют место следующие, уже известные, обозначения постоянных коэффициентов:

$mz_0/2E_0 = T_p^2$  – постоянная времени ЧЭ регулятора,

$vz_0/2E_0 = T_k$  – время катаракта,

$F_p z_0/2E_0 = \delta_z$  – местная степень неравномерности регулятора,

$\frac{\partial E}{\partial \psi} \psi_0 / 2E_0 = \theta_p$  – коэффициент усиления управления,

$\frac{\partial E}{\partial y} y_0 / 2E_0 = k_{oc}$  – коэффициент усиления обратной связи, который может

быть выражен следующим образом.

Известно, что восстанавливающая сила пружины изменяется согласно выражению:

$$E = C(z + k_c y), \quad (6.22)$$

где  $C$  – жесткость пружины,  $k_c$  – передаточное отношение рычага обратной связи. Тогда ее производная:

$$\frac{\partial E}{\partial y} = Ck_c. \quad (6.23)$$

После подстановки (6.23) в выражение для обозначения  $k_{oc}$ , получим:

$$k_{oc} = \frac{\partial E}{\partial y} \frac{y_0}{2E_0} = Ck_c \frac{y_0}{2E_0}. \quad (6.24)$$

С учетом принятых обозначений постоянных коэффициентов урав-

нение (6.21) принимает вид:

$$T_p^2 \frac{d^2 \eta}{dt^2} + T_k \frac{d\eta}{dt} + \delta_z \eta = \varphi - k_{oc} \lambda_c - \theta_p \alpha_p, \quad (6.25)$$

или в форме производных с обозначением Ньютона:

$$T_p^2 \ddot{\eta} + T_k \dot{\eta} + \delta_z \eta = \varphi - k_{oc} \lambda_c - \theta_p \alpha_p. \quad (6.26)$$

Это дифференциальное уравнение движения ЧЭ регулятора непрямого действия с силовой жесткой обратной связью. Для получения общего уравнения (системы уравнений) всережимного регулятора непрямого действия оно должно быть дополнено уравнением движения сервомотора  $T_n \dot{\lambda}_c = \eta$ .

### Вопросы для самоконтроля

1. Что такое обобщенные координаты САР?
2. Назовите входные и выходные обобщенные координаты в уравнении сервомотора без ОС.
3. Назовите входные и выходные обобщенные координаты в уравнении сервомотора с силовой ЖОС.
4. Назовите входные и выходные обобщенные координаты в уравнении сервомотора с кинематической ЖОС.
5. Запишите дифференциальное уравнение сервомотора без ОС.
6. Запишите дифференциальное уравнение сервомотора с силовой ЖОС.
7. Запишите дифференциальное уравнение сервомотора с кинематической ЖОС.

## 7. УСТОЙЧИВОСТЬ САР С РЕГУЛЯТОРОМ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

В разделах 4 и 6 были получены уравнения движения отдельных динамических звеньев, входящих в состав САР частоты вращения коленчатого вала двигателя. Основываясь на них, для САР с регулятором прямого действия можно составить следующую систему дифференциальных уравнений, описывающую ее поведение при внешнем воздействии:

$$\left. \begin{aligned} T_{\dot{\lambda}} \dot{\phi} + k_{\dot{\lambda}} \phi &= \lambda - \theta_i \alpha; \\ T_p^2 \ddot{\eta} + T_e \dot{\eta} + \delta_z \eta &= \varphi - \theta_p \alpha_p; \\ \lambda &= \alpha'_p - \eta. \end{aligned} \right\} \quad (7.1)$$

Эта система уравнений соответствует и поясняется функциональной схемой САР частоты вращения, приведенной на рис. 7.1. Следует напомнить, что здесь  $\alpha$  – возмущающее воздействие (относительное изменение нагрузки на двигатель),  $\alpha_p$  и  $\alpha'_p$  – управляющие воздействия (изменение затяжки пружины и положения рычага регулятора, соответственно).

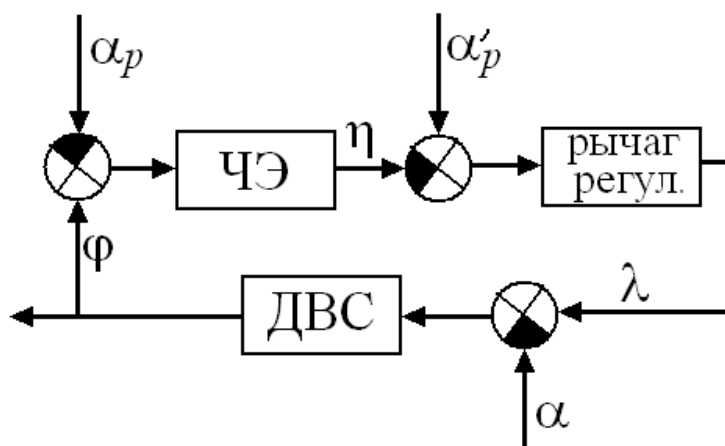


Рис. 7.1. Функциональная схема САР частоты вращения с регулятором прямого действия

Система (7.1) записана таким образом, что в левых частях ее уравнений стоят выходные координаты и их производные, а в правых – входные координаты и внешние воздействия.

Звенья САР различают по виду левых частей дифференциальных

уравнений, описывающих их движение. Так, если в левую часть уравнения входят 1-ая и 2-ая производные выходной величины, то такое звено называется колебательным. В данном случае таким колебательным звеном является ЧЭ. Если в левую часть уравнения входит выходная координата и ее 1-ая производная – такое звено называется апериодическим. В данном случае это двигатель – объект регулирования. Рычаг регулятора в своем уравнении не имеет производных, то есть является линейным звеном.

Порядок высшей производной в уравнении определяет порядок звена. Из приведенных уравнений видно, что двигатель – это звено 1-го порядка, ЧЭ – 2-го порядка, рычажный механизм – 0-го порядка. Порядок всей САР определяется как сумма порядков отдельных ее звеньев. Таким образом имеем САР 3-го порядка.

Для того, чтобы судить об устойчивости работы САР (далее – просто *устойчивости*) необходимо выполнить специальный анализ ее системы дифференциальных уравнений, который заключается в составлении так называемого *характеристического уравнения* и определении его *корней*.

### 7.1. Характеристическое уравнение САР с регулятором прямого действия

Воспользовавшись системой дифференциальных уравнений (7.1) положим, что внешние воздействия на САР отсутствуют, то есть  $\alpha = 0$ ,  $\alpha_p = 0$  и  $\alpha'_p = 0$ . Тогда эта система получит вид:

$$\left. \begin{aligned} T_{\bar{A}} \dot{\phi} + k_{\bar{A}} \phi &= \lambda; \\ T_p^2 \ddot{\eta} + T_e \dot{\eta} + \delta_z \eta &= \varphi; \\ \lambda &= -\eta. \end{aligned} \right\} \quad (7.2)$$

Подставив третье уравнение системы в первое, исключим внутреннюю координату  $\lambda$ :

$$\left. \begin{aligned} T_{\bar{A}} \dot{\phi} + k_{\bar{A}} \phi &= -\eta; \\ T_p^2 \ddot{\eta} + T_e \dot{\eta} + \delta_z \eta &= \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

Запишем, для удобства дальнейших преобразований, полученную систему в форме с оператором Лапласа:

$$\left. \begin{aligned} (T_{\ddot{A}}p + k_{\ddot{A}})\varphi &= -\eta; \\ (T_p^2 p^2 + T_{\dot{e}}p + \delta_z)\eta &= \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

Исключим внутреннюю координату  $\eta$  путем подстановки первого уравнения системы (7.4) во второе:

$$-(T_p^2 p^2 + T_{\dot{e}}p + \delta_z)(T_{\ddot{A}}p + k_{\ddot{A}})\varphi = \varphi. \quad (7.5)$$

Последовательно выполним следующие преобразования.

Раскроем скобки путем почленного перемножения слагаемых в левой части выражения (7.5):

$$(T_p^2 T_{\ddot{A}} p^3 + T_{\dot{e}} T_{\ddot{A}} p^2 + \delta_z T_{\ddot{A}} p + T_p^2 k_{\ddot{A}} p^2 + T_{\dot{e}} k_{\ddot{A}} p + \delta_z k_{\ddot{A}})\varphi = -\varphi,$$

и сгруппируем подобные слагаемые:

$$(T_p^2 T_{\ddot{A}} p^3 + (T_{\dot{e}} T_{\ddot{A}} + T_p^2 k_{\ddot{A}}) p^2 + (\delta_z T_{\ddot{A}} + T_{\dot{e}} k_{\ddot{A}}) p + (\delta_z k_{\ddot{A}} + 1))\varphi = 0. \quad (7.6)$$

В полученном уравнении обозначим:

$$T_p^2 T_{\ddot{A}} = a_3; \quad T_{\dot{e}} T_{\ddot{A}} + T_p^2 k_{\ddot{A}} = a_2; \quad \delta_z T_{\ddot{A}} + T_{\dot{e}} k_{\ddot{A}} = a_1; \quad \delta_z k_{\ddot{A}} + 1 = a_0.$$

С учетом этого, и после сокращения на величину  $\varphi$ , получим уравнение арифметического вида:

$$a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0. \quad (7.7)$$

Это уравнение называется характеристическим уравнением САР 3-го порядка. Корни данного уравнения  $(p_1, p_2, p_3)$  – это комплексные числа ви-

да  $p_j = \alpha_j \pm i\beta_j$ , где  $\alpha_j$  – вещественная часть числа,  $\beta_j$  – мнимая часть,  $i$  – мнимая единица,  $i = \sqrt{-1}$ .

Необходимым и достаточным условием устойчивости САР является неравенство  $\alpha_j < 0$ , то есть вещественная часть всех корней характеристического уравнения должна быть отрицательной. Таким образом, задача анализа САР на устойчивость сводится к нахождению корней ее характеристического полинома, в данном случае – 3-го порядка.

Однако процедура решения уравнений со степенью выше второй достаточно трудоемка. Поэтому был разработан ряд специальных критериев, позволяющих сделать вывод об устойчивости или неустойчивости САР без непосредственного решения ее характеристического уравнения.

## 7.2. Критерий устойчивости Рауса-Гурвица

Критерий Рауса-Гурвица позволяет определить необходимые и достаточные условия устойчивости системы автоматического регулирования.

*Необходимым условием* являются положительные значения всех коэффициентов ( $a_0, a_1, \dots, a_n$ ) характеристического уравнения САР. *Достаточным условием* – положительные значения определителей Гурвица для данной системы. Для достижения устойчивости системы  $n$ -го порядка достаточно, чтобы определители  $D_2, D_3 \dots D_{n-1}$  были положительны. Эти определители составляются следующим образом:

$$\text{– для системы 3-го порядка } D_2 = \begin{vmatrix} a_2 & a_0 \\ a_3 & a_1 \end{vmatrix};$$

$$\text{– для системы 4-го порядка } D_3 = \begin{vmatrix} a_3 & a_1 & 0 \\ a_4 & a_2 & a_0 \\ 0 & a_3 & a_1 \end{vmatrix};$$

$$\text{– для системы 5-го порядка } D_4 = \begin{vmatrix} a_4 & a_2 & a_0 & 0 \\ a_5 & a_3 & a_1 & 0 \\ 0 & a_4 & a_2 & a_0 \\ 0 & a_5 & a_3 & a_1 \end{vmatrix},$$

и так далее с возрастанием порядка системы.

Для записи определителей Гурвица используются следующие правила:

1. По главной диагонали определителей записываются элементы  $a_{n-1}, \dots, a_2, a_1$ .
2. Выше главной диагонали располагают элементы по убыванию номеров.
3. Ниже главной диагонали располагают элементы по возрастанию номеров.
4. После элементов  $a_0$  или  $a_n$  свободные места заполняются нулями.

Таким образом, для системы, например, 3-го порядка должно быть выполнено условие:  $D_2 = a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0$ . Для системы 4-го порядка:  $D_3 = a_3(a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1 a_1 a_4 > 0$  (при  $a_5 = 0$ ) и предыдущее условие  $D_2 > 0$ . Для системы 5-го порядка:  $D_4 > 0$ ,  $D_3 > 0$  и  $D_2 > 0$ , и так далее с увеличением порядка системы.

### 7.3. Диаграмма Вышнеградского\*

Диаграмма Вышнеградского используется при исследовании устойчивости САР 3-го порядка, что характерно для систем прямого регулирования с механическим ЧЭ в двигателях внутреннего сгорания малой и средней мощности. Особенности ее применения заключаются в следующем.

Выше было получено характеристическое уравнение (7.7) для САР 3-го порядка. Произведем замену переменной  $p$  в этом уравнении с условием, что

$$s = p \left( \frac{a_3}{a_0} \right)^{1/3}, \quad (7.8)$$

откуда  $p = s \left( \frac{a_0}{a_3} \right)^{1/3}$ .

Подставим полученное выражение для  $p$  в уравнение (7.7):

---

\* **Вышнеградский Иван Алексеевич** (1831–1895) – русский учёный-механик и государственный деятель. Основатель теории автоматического регулирования, почётный член Петербургской Академии наук. В 1887–1892 гг. – министр финансов Российской империи.

$$a_3 s^3 \left( \frac{a_0}{a_3} \right)^{3/3} + a_2 s^2 \left( \frac{a_0}{a_3} \right)^{2/3} + a_1 s \left( \frac{a_0}{a_3} \right)^{1/3} + a_0 = 0. \quad (7.9)$$

Сократим некоторые коэффициенты уравнения и разделим его слагаемые на величину  $a_0$ :

$$s^3 \frac{a_0}{a_0} + \frac{a_2}{a_0} s^2 \frac{a_0^{2/3}}{a_3^{2/3}} + \frac{a_1}{a_0} s \frac{a_0^{1/3}}{a_3^{1/3}} + \frac{a_0}{a_0} = 0. \quad (7.10)$$

После окончательных преобразований выражения (7.10) получим уравнение вида:

$$s^3 + \frac{a_2}{a_0^{1/3} a_3^{2/3}} s^2 + \frac{a_1}{a_0^{2/3} a_3^{1/3}} s + 1 = 0. \quad (7.11)$$

Примем для этого уравнения обозначение неких коэффициентов:

$X = \frac{a_2}{a_0^{1/3} a_3^{2/3}}$  и  $Y = \frac{a_1}{a_0^{2/3} a_3^{1/3}}$ . Тогда уравнение (7.11) можно записать в виде:

$$s^3 + Xs^2 + Ys + 1 = 0. \quad (7.12)$$

Для полученного характеристического уравнения определитель Гурвица, как достаточное условие устойчивости системы, следующий:

$$D_2 = \begin{vmatrix} X & 1 \\ 1 & Y \end{vmatrix} = XY - 1 > 0. \text{ Полученное условие можно записать так: } XY > 1,$$

и наглядно истолковать в виде области на плоскости  $X$ – $Y$ , ограниченной гиперболой  $Y = 1/X$ , как проиллюстрировано на рис. 7.2, кривая 1. Приведенный график и есть диаграммой Вышнеградского. Согласно нему, область устойчивости САР лежит справа и выше кривой  $Y = 1/X$ . Слева и ниже – область неустойчивости. В обеих областях переходные процессы могут быть как колебательными, так и аperiodическими.



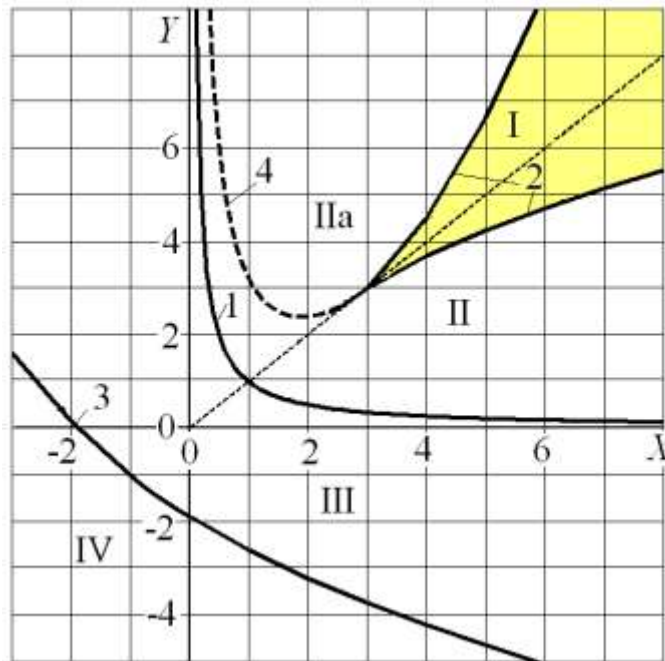


Рис. 7.2. Диаграмма Вышнеградского

Границей между апериодическими и колебательными процессами на плоскости  $X$ – $Y$  является кривая, описываемая уравнением:

$$4(X^3 + Y^3) - X^2Y^2 - 18XY + 27 = 0. \quad (7.13)$$

Это кривая 2 на рис. 7.2, которая имеет точку возврата с координатами  $X=3$  и  $Y=3$ , и кривая 3, которая является ее замыканием.

Таким образом, можно считать, что вся плоскость в координатах  $X$ – $Y$  разбита на четыре зоны.

Зона I – область апериодических сходящихся переходных процессов, которые имеют вид, приведенный на рис. 7.3. В этом случае характеристическое уравнение системы имеет три отрицательных действительных корня.

Зона II – область колебательных сходящихся процессов. Характеристическое уравнение при этом имеет один отрицательный действительный корень и два комплексно-сопряженных с отрицательной вещественной частью. Кривая 4, описанная уравнением  $2X^3 - 9XY + 27 = 0$  при  $X < 3$ , выделяет в зоне II подобласть IIa, в которой колебательный сходящийся процесс имеет монотонный вид, изображенный на рис. 7.4.

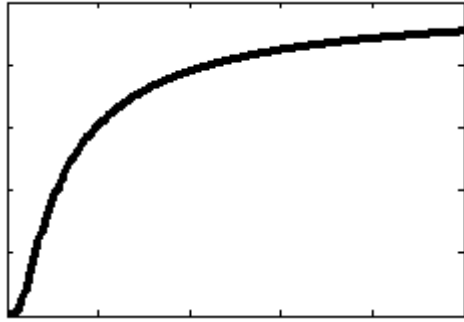


Рис. 7.3. Аперриодический сходящийся процесс

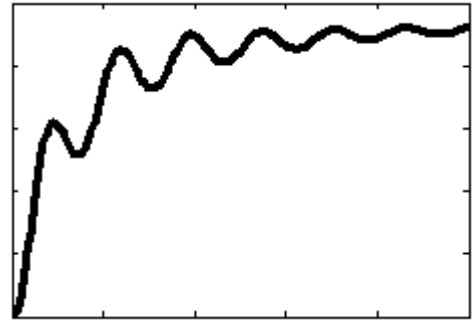


Рис. 7.4. Монотонный сходящийся процесс

В остальной части зоны II колебательный сходящийся процесс имеет периодический вид, изображенный на рис. 7.5.

В зоне III имеют место колебательные расходящиеся процессы, вида, показанного на рис. 7.6. Корни характеристического уравнения при этом положительные – один действительный и два комплексно-сопряженных.

В зоне IV все три корня характеристического уравнения положительные и действительные. В этой области имеет место аперриодический расходящийся процесс, вид которого представлен на рис. 7.7.

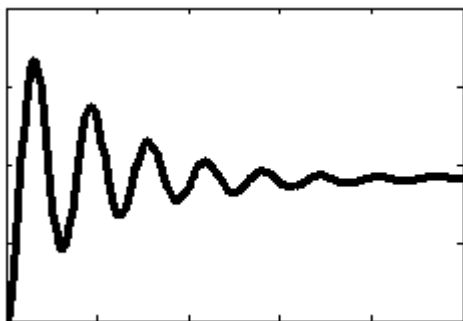


Рис. 7.5. Колебательный сходящийся процесс

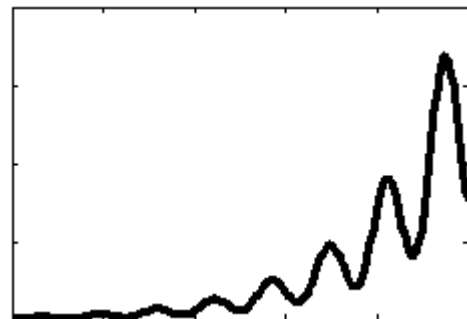


Рис. 7.6. Колебательный расходящийся процесс

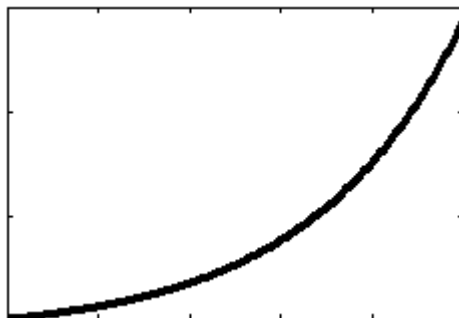


Рис. 7.7. Аперриодический расходящийся процесс

Главный вывод выполненного анализа заключается в том, что САР, попадающие в зоны III и IV диаграммы Вышнеградского – неустойчивы и, следовательно, непригодны к эксплуатации в составе САР с двигателем внутреннего сгорания.

#### 7.4. Анализ влияния на устойчивость САР параметров регулятора

При выполнении преобразований характеристического уравнения САР 3-го порядка (7.11) для построения диаграммы Вышнеградского было

принято, что  $X = \frac{a_2}{a_0^{1/3} a_3^{2/3}}$  и  $Y = \frac{a_1}{a_0^{2/3} a_3^{1/3}}$ . Причем, в этих зависимостях ко-

эффициенты  $a_i$  имеют значения:

$$a_3 = T_p^2 T_{\ddot{A}}; \quad a_2 = T_{\dot{e}} T_{\ddot{A}} + T_p^2 k_{\ddot{A}}; \quad a_1 = \delta_z T_{\ddot{A}} + T_{\dot{e}} k_{\ddot{A}}; \quad a_0 = \delta_z k_{\ddot{A}} + 1.$$

Напомним, что  $T_{\ddot{A}}$  – постоянная времени двигателя и  $k_{\ddot{A}}$  – коэффициент самовыравнивания – являются параметрами регулируемого объекта (двигателя), а  $T_p$  – постоянная времени ЧЭ регулятора,  $T_{\dot{e}}$  – время катаракта (вязкого трения) и  $\delta_z$  – местная степень неравномерности – параметрами регулятора.

Подставим значения коэффициентов  $a_i$  в выражения для  $X$  и  $Y$ :

$$X = \frac{T_{\dot{e}} T_{\ddot{A}} + T_p^2 k_{\ddot{A}}}{(\delta_z k_{\ddot{A}} + 1)^{1/3} (T_p^2 T_{\ddot{A}})^{2/3}}, \quad Y = \frac{\delta_z T_{\ddot{A}} + T_{\dot{e}} k_{\ddot{A}}}{(\delta_z k_{\ddot{A}} + 1)^{2/3} (T_p^2 T_{\ddot{A}})^{1/3}}. \quad (7.14)$$

Положим, что в САР  $k_{\ddot{A}} = 0$ . Тогда из выражений (7.14) имеем:

$$X = \frac{T_{\dot{e}} T_{\ddot{A}}}{(T_p^2 T_{\ddot{A}})^{2/3}} = T_{\dot{e}} \sqrt[3]{\frac{T_{\ddot{A}}}{T_p^4}}, \quad Y = \frac{\delta_z T_{\ddot{A}}}{(T_p^2 T_{\ddot{A}})^{1/3}} = \delta_z \sqrt[3]{\frac{T_{\ddot{A}}^2}{T_p^2}}. \quad (7.15)$$

Как следует из диаграммы Вышнеградского (рис. 7.2), для повышения устойчивости САР необходимо перемещаться в сторону увеличения координат  $X$  и  $Y$ . Из выражений (7.15) видно, что это возможно осуществить либо путем увеличения  $T_{\dot{e}}$  (вдоль оси  $X$ ), либо увеличением  $\delta_z$  (вдоль

оси  $Y$ ). При этом следует иметь в виду, что увеличение местной степени неравномерности  $\delta_z$  приводит к увеличению общей неравномерности регулятора  $\delta$  (статической ошибки регулирования), что не всегда приемлемо.

Два важных аналитических вывода можно сделать, последовательно приравняв нулю величину параметров  $T_\epsilon$  и  $\delta_z$ . Так, при  $T_k = 0$  получим  $X = 0$ , что соответствует положению на оси  $Y$  по диаграмме Вышнеградского. Как видно из рис. 7.2, эта ось находится в зоне III, которой соответствуют расходящиеся процессы, то есть неустойчивая работа САР. Таким образом, поскольку величина  $T_\epsilon$  по физическому смыслу характеризует величину силы трения в механизме регулятора, можно сделать вывод, что трение в системе автоматического регулирования обязательно должно присутствовать. *«Без трения нет регулятора!»*.

Второй вывод. Приняв  $\delta_z = 0$ , получим  $Y = 0$ , что соответствует положению на оси  $X$ , которая также попадает в зону III расходящихся процессов. То есть *использование астатического механического регулятора в ДВС невозможно*.

### Вопросы для самоконтроля

1. Чем определяется порядок САР?
2. Как составить характеристическое уравнение системы дифференциальных уравнений?
3. Чем определяется аperiodический или колебательный характер переходного процесса?
4. Сформулируйте критерий Рауса-Гурвица устойчивости динамической системы.
5. Составьте определители Гурвица для системы пятого порядка.
6. Как исследовать устойчивость системы при изменении одного из ее параметров?
7. Что такое диаграмма Вышнеградского? Какие зоны на ней можно отметить?
8. Как влияет изменение времени вязкого трения на устойчивость САР?
9. Как влияет изменение степени неравномерности на устойчивость САР?

## 8. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ

### 8.1. Корректоры внешней скоростной характеристики

Часто в процессе эксплуатации транспортные двигатели работают по внешней скоростной характеристике (ВСХ). В первом приближении внешняя скоростная характеристика дизеля соответствует скоростной характеристике ТНВД – при снижении частоты вращения кулачкового вала и неподвижной рейке насоса подача топлива несколько падает. При этом скоростная характеристика дизеля будет иметь вид, показанный на рис. 8.1 (кривая 1). Такая ВСХ не позволяет эксплуатировать транспортный двигатель, поскольку приводит к неустойчивым равновесным режимам работы при изменении нагрузки. Во избежание этого с понижением частоты вращения коленчатого вала двигателя его крутящий момент должен возрастать (кривая 2 на рис. 8.1), а значит – должна возрастать подача ТНВД. Для обеспечения увеличения подачи со снижением частоты вращения автоматические регуляторы оборудуют специальным устройством – положительным корректором ВСХ.

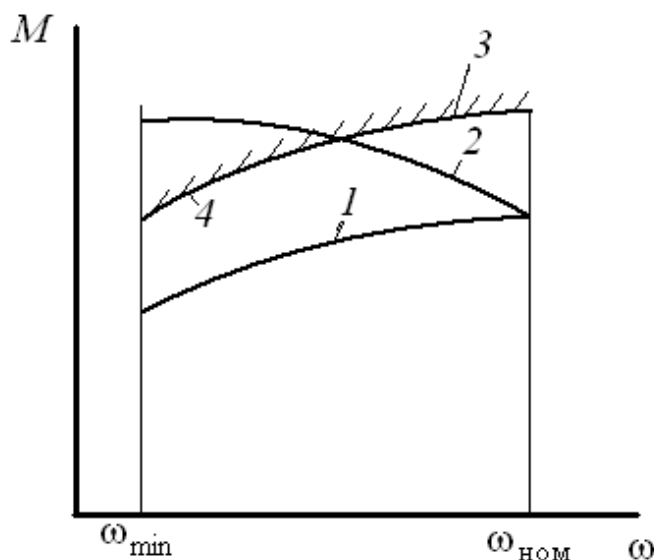


Рис. 8.1. Характеристики двигателя:

1 – внешняя скоростная без коррекции; 2 – внешняя скоростная с положительной коррекцией; 3 – предел дымления; 4 – участок отрицательной коррекции

При этом следует учитывать, что уменьшение частоты вращения ко-

ленчатого вала при полной подаче топлива сопровождается снижением коэффициента избытка воздуха при сгорании и, как следствие, возникновению значительного дымления. Для исключения таких режимов из рабочей области устанавливается отрицательный или обратный корректор внешней скоростной характеристики.

Конструкции таких положительных и отрицательных корректоров могут быть разнообразны. Рассмотрим некоторые, наиболее распространенные из них.

### 8.1.1. Положительные корректоры

*Корректор с профилированной призмой.* Принципиальная схема положительного корректора ВСХ с профилированной призмой показана на рис. 8.2.

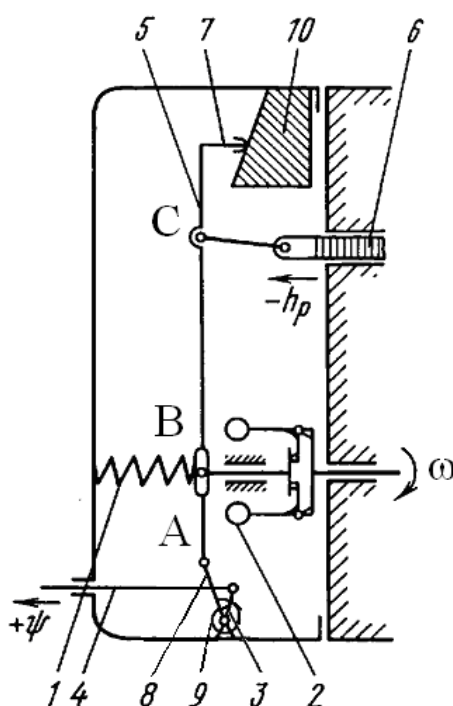


Рис. 8.2. Положительный корректор с профилированной призмой:

- 1 – пружина регулятора; 2 – грузы ЧЭ; 3 – рычаг управления; 4 – тяга;  
 5 – рычаг регулятора; 6 – рейка ТНВД; 7 – упор; 8 – качающийся рычаг;  
 9 – спиральная пружина; 10 – профилированная призма.

При уменьшении угловой скорости вращения входного вала  $\omega$  грузы 2 сходятся и точка А рычага 5 перемещается вправо и вверх (под действи-

ем рычага 8). Рычаг 3 и тяга 4, из-за наличия спиральной пружины 9, при этом неподвижны. В результате упор 7 скользит по наклонной поверхности призмы 10 и позволяет переместить рейку дальше вправо, на увеличение подачи топлива. Такая схема корректора используется для всережимных регуляторов с постоянной затяжкой пружины. Желаемое перемещение рейки на участке коррекции достигается подбором профиля призмы.

*Корректор в виде упругого упора рейки.* Принципиальная схема положительного корректора с упругим упором рейки показана на рис. 8.3.

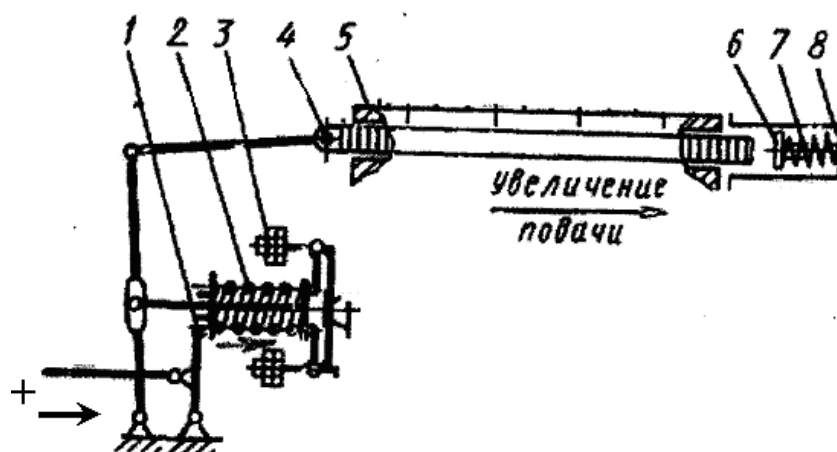


Рис. 8.3. Положительный корректор с упругим упором рейки:

1 – рычаг управления; 2 – пружина регулятора; 3 – грузы ЧЭ; 4 – рейка ТНВД; 5 – корпус ТНВД; 6 – подвижный упор; 7 – пружина; 8 – неподвижный упор

При номинальной нагрузке и частоте вращения рейка касается подвижного упора 6. При уменьшении угловой скорости вращения коленчатого вала  $\omega$  поддерживающая сила грузов уменьшается и часть восстанавливающей силы пружины ЧЭ через рычаг и рейку воздействует на подвижный упор и пружину 7, вызывая ее деформацию. Деформация пружины позволяет перемещаться рейке ТНВД вправо, на увеличение подачи топлива. Желаемое перемещение рейки на участке коррекции достигается подбором жесткости пружины.

### 8.1.2. Отрицательные корректоры

*Пружинный отрицательный корректор.* Принципиальная схема пружинного отрицательного корректора показана на рис. 8.4.

При полной подаче топлива рычаг корректора 8 (АС) становится на упор 10 и пружина 9 имеет наибольшую деформацию. При уменьшении

частоты вращения коленчатого вала поддерживающая сила грузов уменьшается и сила пружины корректора поворачивает рычаг  $AC$  вокруг точки  $B$  (точка  $A$  при этом смещается вправо), что и вызывает перемещение рейки на уменьшение подачи. При наибольшем значении коррекции рычаг становится на упор 7.

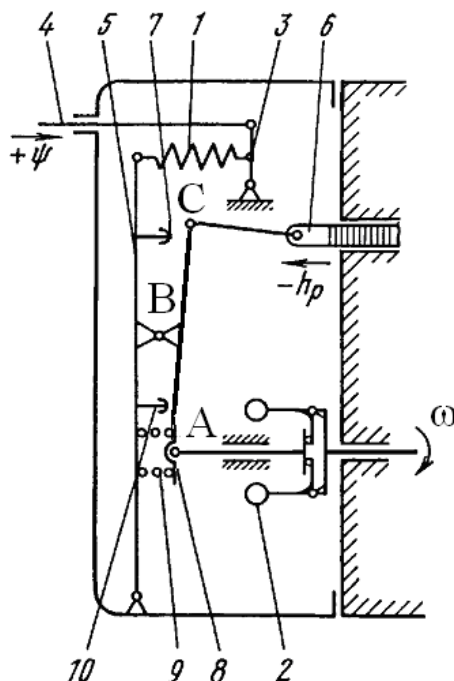


Рис. 8.4. Пружинный отрицательный корректор:  
 1 – пружина регулятора; 2 – грузы ЧЭ; 3 – рычаг управления;  
 4 – тяга; 5 – рычаг регулятора; 6 – рейка ТНВД; 7 – упор;  
 8 – рычаг корректора; 9 – пружина корректора; 10 – упор

*Пневматический отрицательный корректор.* Принципиальная схема пневматического отрицательного корректора показана на рис. 8.5.

При падении давления наддува  $p_k$  пружина корректора 9 смещает мембрану 4 и шток 5 вправо, что вызывает перемещение упорного рычага 6 против часовой стрелки и повороту рычага регулятора 8 на уменьшение подачи топлива.

## 8.2. Автоматическое регулирование угла опережения подачи топлива

Для обеспечения эффективной работы дизеля в широком диапазоне скоростных режимов необходимо приближать к ВМТ момент начала



впрыскивания топлива при уменьшении частоты вращения коленчатого вала. Для этого применяются автоматические муфты, соединяющие привод вала ТНВД с двигателем. Вид такой муфты показан на рис. 8.6

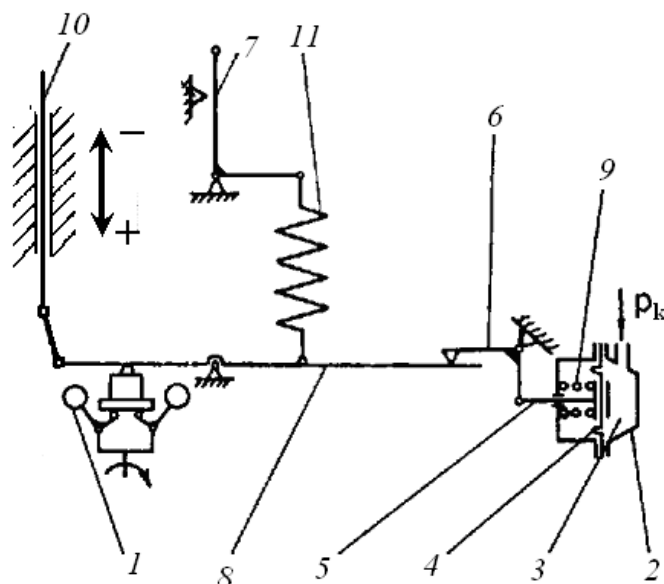


Рис. 8.5. Пневматический отрицательный корректор:

1 – грузы ЧЭ; 2 – пневмокорректор; 3 – полость; 4 – мембрана; 5 – шток;  
 6 – упорный рычаг; 7 – рычаг управления; 8 – рычаг регулятора;  
 9 – пружина пневмокорректора; 10 – рейка ТНВД; 11 – пружина регулятора

При увеличении частоты вращения грузы 4, преодолевая усилие пружин 2, расходятся и поворачиваются на осях 1, закрепленных в корпусе. При этом благодаря обкатыванию роликами 3, оси которых закреплены на грузах, кулачковых шайб 5, жестко связанных со ступицей, производится поворот ступицы относительно корпуса на угол  $\alpha$ . Корпус приводится во вращение распределительной шестерней от коленчатого вала. Ступица соединена с кулачковым валом ТНВД. Таким образом, наполнительные отверстия во втулке ТНВД будут перекрываться раньше, а значит, угол начала впрыскивания отодвигаться от ВМТ с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Кроме того, в качестве дополнительных устройств регуляторов могут использоваться:

- устройства, обеспечивающие пуск двигателя;
- устройства аварийной остановки двигателя;
- устройства, следящие за давлением масла в системе смазки и дру-

гие.

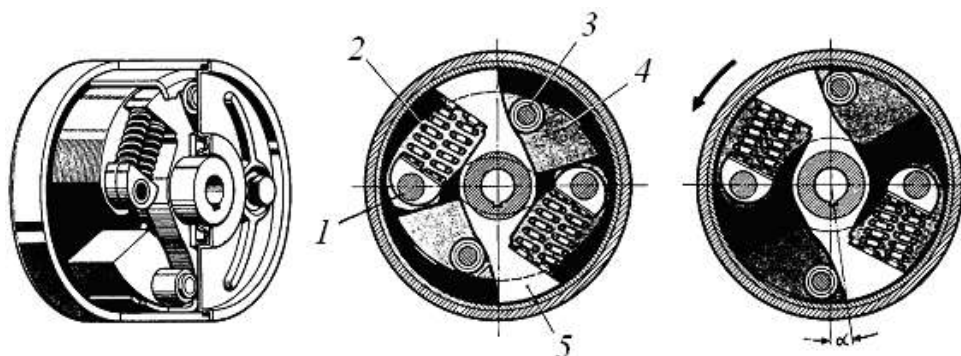


Рис. 8.6. Автоматическая муфта изменения угла опережения впрыскивания:  
1 – оси; 2 – пружины; 3 – ролики; 4 – грузы; 5 – кулачковые шайбы.

### 8.3. Объединенный регулятор мощности и частоты вращения

Предположим, что рейки топливных насосов дизеля находятся в положении максимальной подачи топлива, а нагрузка на двигатель по каким-либо причинам увеличилась сверх того, что он может обеспечить при данном положении реек. В этом случае регулятор частоты вращения бессилён поддерживать скоростной режим дизеля, так как все резервы увеличения подачи топлива в цилиндры исчерпаны (рейки доведены до упора). В результате из-за чрезмерной нагрузки дизель начинает снижать частоту вращения.

Для исключения этого негативного явления в состав регулятора частоты вращения дизеля вводят регулятор нагрузки. Чтобы понять принцип действия такого объединенного регулятора, обратимся к рис. 8.7. В нижней части рисунка представлена схема регулятора частоты вращения, в верхней части – схема регулятора нагрузки. Механизм управления нагрузкой соединяется с помощью жесткого рычага *CD* с механизмом управления частотой вращения. В регуляторе нагрузки так же, как и в регуляторе частоты, есть серводвигатель регулятора нагрузки (верхний, он используется для изменения сопротивления реостата возбуждения генератора) и золотник (верхний, который управляет подачей масла через каналы в силовой серводвигатель – золотник регулятора нагрузки). Такая система применяется для тепловозных дизелей, работающих на генератор.

Если рукоятка контроллера машиниста находится в неизменном положении, а установившийся режим работы дизель-генератора нарушился,

например выключился компрессор или вентилятор, высвободилась дополнительная мощность и начался разгон двигателя, то произойдет следующее: частота вращения коленчатого вала возрастет, грузы разойдутся, точка *B* рычага *AOB* поднимется, нижний золотник переместится вверх и откроет доступ масла под поршень силового серводвигателя – подача топлива уменьшится. Но при этом переместится и верхний золотник, открывая доступ масла в подпоршневое пространство верхнего серводвигателя. Поршень верхнего серводвигателя поднимется и своим штоком передвинет подвижной контакт реостата (увеличит возбуждение тягового генератора). Нагрузка увеличится, а частота вращения вала дизеля уменьшится. Тотчас чувствительный регулятор частоты вращения увеличит подачу топлива и возвратит верхний золотник, управляющий нагрузкой, в первоначальное положение, соответствующее установившемуся режиму работы дизель-генератора.

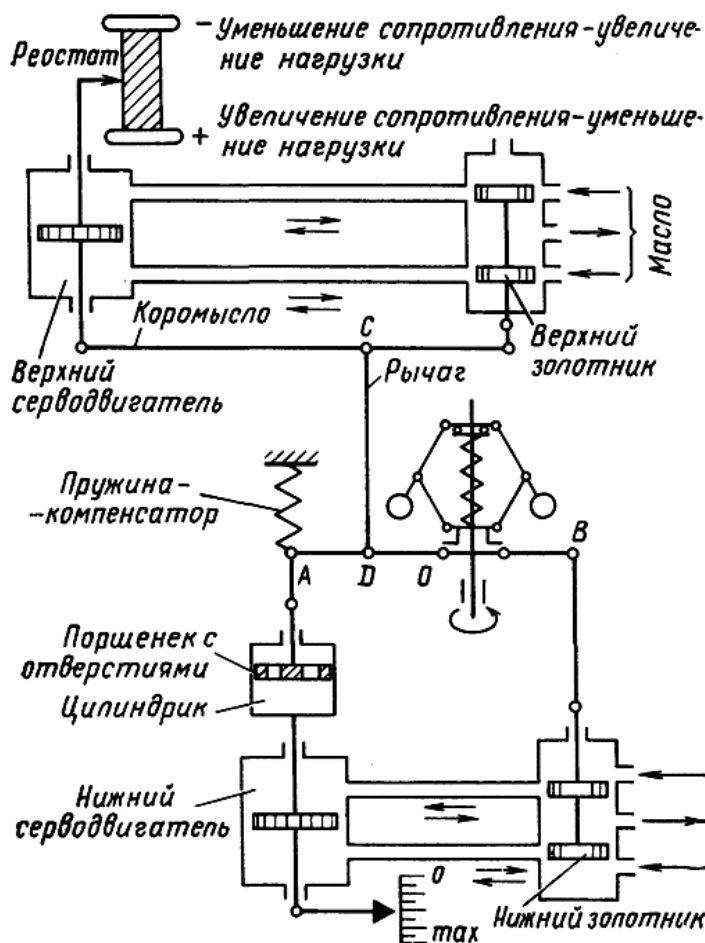


Рис.8.7. Схема объединенного регулятора частоты вращения и нагрузки

Пользуясь этой схемой (рис. 8.7) и рассуждая аналогично, нетрудно уяснить, как будет протекать работа объединенного регулятора при возрастании нагрузки на двигатель (включении компрессора или вентилятора).

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Назовите дополнительные устройства автоматических регуляторов.
2. Для чего предназначен положительный корректор?
3. Для чего предназначен отрицательный корректор?
4. Опишите принцип действия муфты изменения опережения угла подачи топлива.
5. Каково назначение объединенного регулятора частоты вращения и нагрузки?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического управления /В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – СПб.: «Профессия», 2004. – 752 с.
2. Грунауэр А.А. Расчет и проектирование регуляторов ДВС: учеб. пособие /А.А. Грунауэр, И.Д. Долгих. – К.: УМК ВО, 1988. – 87 с.
3. Грунауэр О.А. Розрахунок і проектування систем регулювання ДВЗ. Використання мікропроцесорів: навч. посібник /О.А. Грунауэр, І.Д. Долгіх. – К.: УМК ВО, 1991. – 379 с.
4. Долганов К.Є. Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згоряння: навч. посібник. /К.Є. Долганов, А.А. Лісовал. – К.: НТУ, 2003. – 138 с.
5. Дорф Р. Современные системы управления /Р. Дорф, Р. Бишоп; пер. с англ. Б.И. Копылова. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. –832 с.
6. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем /Н.Н. Иващенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 606 с.
7. Крутов В.И. Основы теории автоматического регулирования: учебник для машиностроительных специальностей вузов /В.И. Крутов [и др.]; под ред. В.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1984. – 368 с
8. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания./ В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.

Навчальне видання

ПРОХОРЕНКО Андрій Олексійович

**АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ  
ДИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Навчальний посібник

Російською мовою

Відповідальний за випуск проф. *А.П. Марченко*  
Роботу рекомендував до видання проф. *В.Г. Дяченко*  
В авторській редакції

План 2014 р. поз. 195

Підп. до друку . .2014. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.  
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 4,9. Наклад 100 прим.  
Зам. № . Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ». 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21  
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.

---

Друкарня НТУ «ХПІ», 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21