

Міністерство освіти та науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічної роботи  
«Проектування чутливого елемента механічного  
регулятора частоти обертання дизеля»  
з курсу «Автоматичне регулювання ДВЗ»

Затверджено методичною  
радою університету,  
протокол № 2 від 24.10.2018 р.

Харків  
ХНАДУ  
2019

Укладачі: А. О. Прохоренко  
Д.С. Таланін

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

## ВСТУП

Вивчення курсу «Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згоряння» повинно супроводжуватись освоєнням методів розрахунку основних параметрів, характеристик статичних та динамічних властивостей як об'єктів регулювання, так й самих регуляторів. Ці методи найкращим чином засвоюються в процесі розв'язання задачі синтезу чутливого елемента механічного регулятора за його заданими статичними характеристиками.

Для виконання даної розрахунково-графічної роботи (РГР) необхідні знання в межах освітніх програм з курсів «Вища математика», «Теоретична механіка», «Інформатика», «Теорія ДВЗ», «Паливна апаратура дизелів» тощо.

# 1. КОНСТРУКЦІЇ ЧУТЛИВИХ ЕЛЕМЕНТІВ РЕГУЛЯТОРІВ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ

Чутливий елемент (ЧЕ) регулятора частоти обертання може використовувати принцип регулювання за відхиленням, за похідною регульованої величини або за навантаженням.

Розглянемо найбільш поширений тип чутливого елемента, який використовує принцип регулювання за відхиленням. У цьому випадку він вимірює відхилення кутової швидкості колінчастого валу від заданого значення.

Якщо ЧЕ безпосередньо пов'язаний з органом управління подачею палива (зазвичай рейкою паливного насоса), регулятор називається *регулятором прямої дії*.

Якщо чутливий елемент пов'язаний з органом управління подачею палива через підсилувач (сервомотор), який використовує енергію стороннього джерела, то це є *регулятором непрямої дії*.

На рис. 1 зображений **регулятор РВ-850**. Це *регулятор прямої дії з постійною затяжкою пружини*. У цьому випадку зміна швидкісного режиму дизеля не пов'язана зі зміною сили зтяжки пружини.

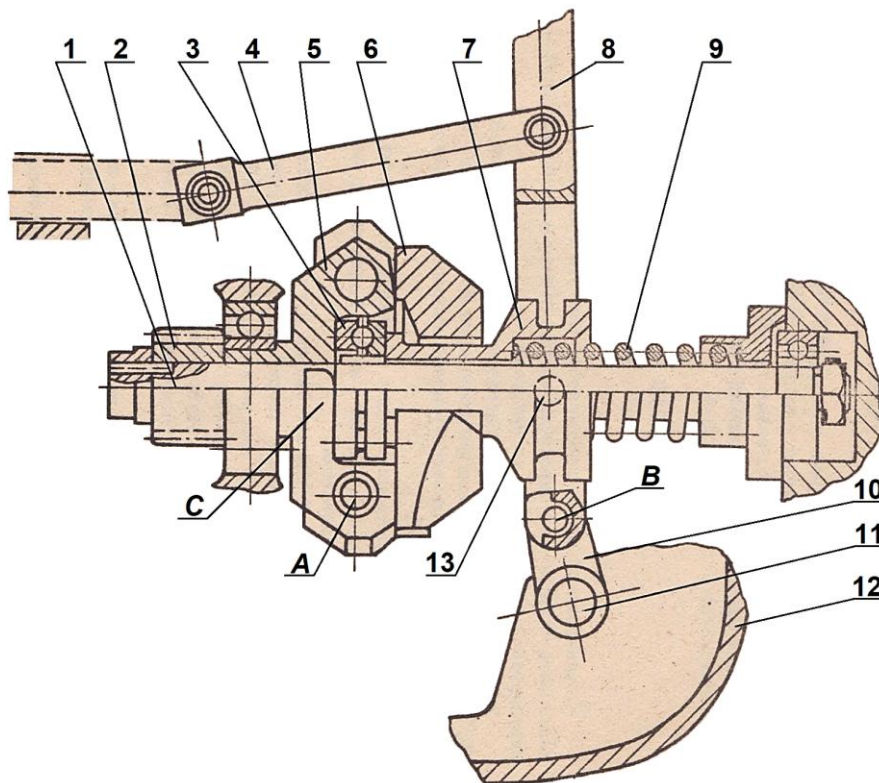


Рисунок 1 – Регулятор РВ-850

Робота цього ЧЕ здійснюється таким чином.

Валик регулятора 1 приводиться в обертання через шестерню 2. Хрестовина 5, жорстко з'єднана з валиком, обертається разом з вантажами 6 навколо вісі валика. При падінні навантаження на двигун частота обертання збільшується. Вантажі 6, які гойдаються відносно хрестовини в площині креслення навколо осей *A*, під дією відцентрової сили інерції розходяться.

Лапка вантажу *C* переміщує підшипник 3 і муфту 7 регулятора праворуч, стискаючи пружину 9. Зусилля пружини збільшується. Через палець 13 рух муфти передається важелю 8. Він повертається навколо вісі *B* за годинниковою стрілкою, тягне праворуч тягу 4. Рейка паливного насосу (зображена пунктиром) рухається в бік зменшення подачі палива.

Коли кількість енергії, що виробляється двигуном, прийде у відповідність з навантаженням, встановиться нова рівновага за частотою обертання.

Для зміни швидкісного режиму роботи двигуна важіль 10 повертають навколо вісі 11, укріпленої в корпусі 12 регулятора. Таким чином, оператор змінює швидкісний режим без прямого впливу на деформацію пружини. Завдяки цьому деталі, які передають керуючий вплив чутливого елемента, не навантажені силою пружини, що є перевагою розглянутої конструкції.

На рис. 2 зображений чутливий елемент регулятора **НД-22/6**. Цей регулятор – прямої дії зі змінною затяжкою пружини, яке оператор змінює безпосередньо поворотом важеля 3, встановлюючи необхідний швидкісний режим.

Валик регулятора 5 з хрестовиною 8 і вантажами 7, які гойдаються на ній, приводиться в обертання від конічної зубчастої пари 9. При зменшенні навантаження на двигун вантажі, розходячись, штовхають муфту 6, яка діє на механізм повороту дозаторів плунжерів паливного насосу (на рисунку не показаний) в бік зменшення подачі. При цьому пружина регулятора 2 декілька розтягується важелем 1. Рівноважна частота обертання дещо зростає. При повному скиданні навантаження частота обертання дизеля встановлюється рівною частоті обертання холостого ходу заданого швидкісного режиму.

Швидкісний режим змінюється встановленням нового положення важеля управління 3. Його рух у бік збільшення швидкісного режиму обмежується гвинтом 4.

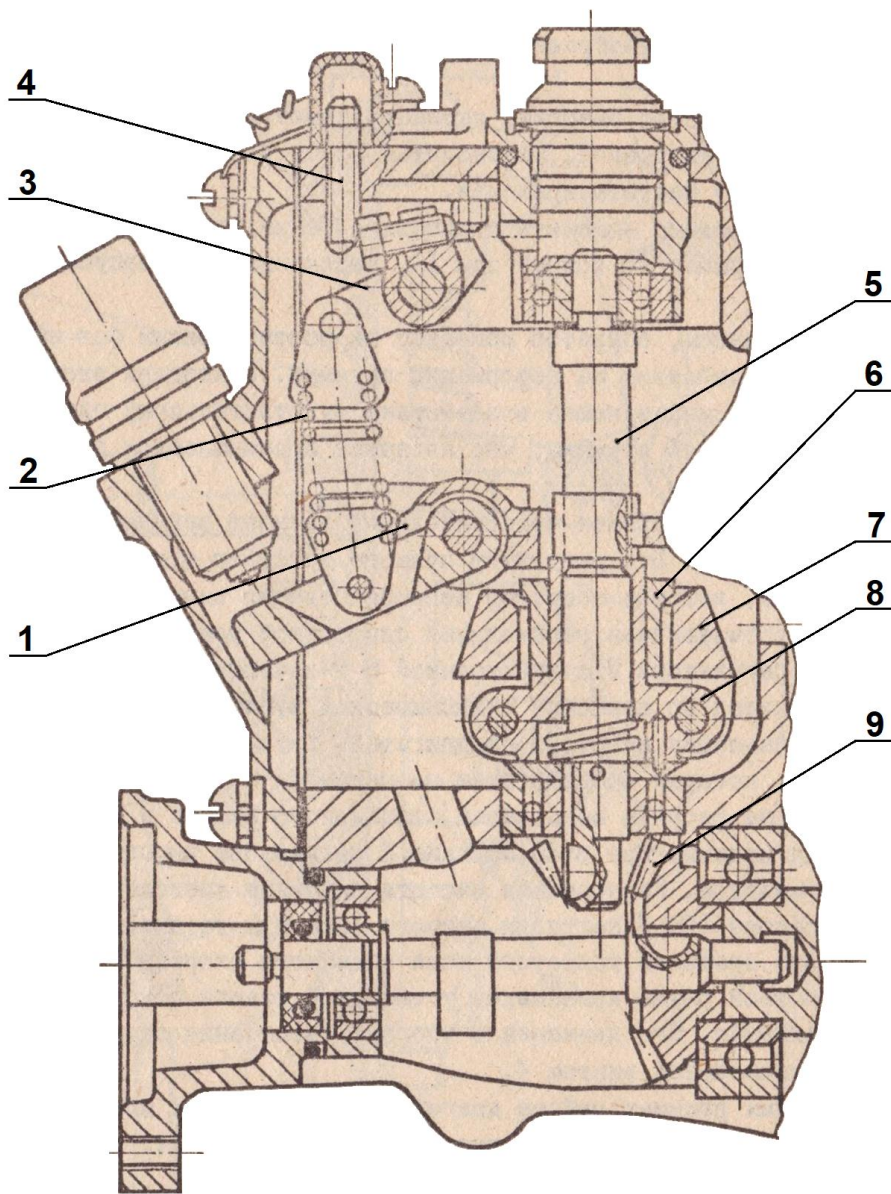


Рисунок 2 – Регулятор НД-22/6

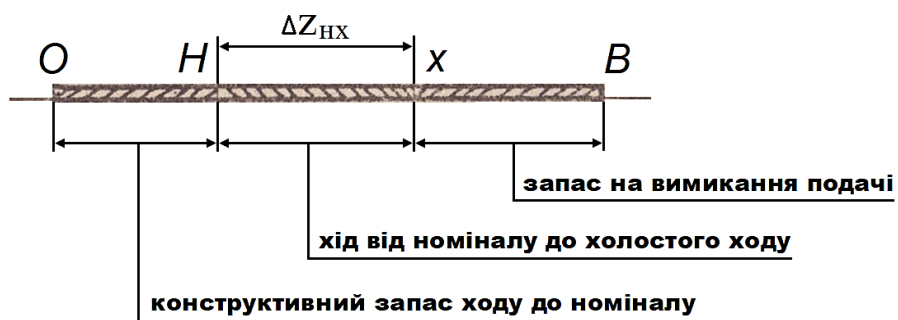


Рисунок 3 – Розподіл ділянки ходу муфти

На різних режимах роботи двигуна використовується приблизно одна і та ж ділянка ходу муфти, яка розподілена так, як вказано на діаграмі на рис. 3. При цьому, одним з основних розрахункових параметрів чутливого елемента є відстань  $\Delta z_{нх}$  між точками *H* і *X*, які відповідають номінальному режиму і холостому ходу.

На рис. 4 зображений чутливий елемент регулятора ВРН-30. Це регулятор непрямої дії, всережимний, з нелінійної пружиною.

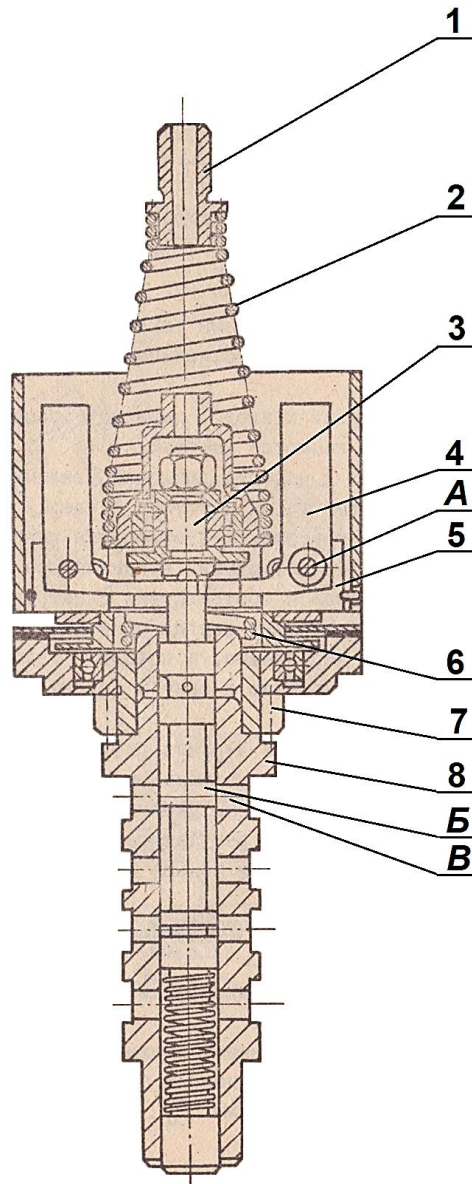


Рисунок 4 – Регулятор ВРН-30

Шестерня 7 через пружний привід 6 передає обертання хрестовині 5. Вантажі 4 регулятора гойдаються на вісях *A*. При зменшенні навантаження частота обертання збільшується, вантажі розходяться і їх лапки переміщують золотник 3 вгору. Золотник відкриває і

перекриває відповідні отвори в золотниковій втулці 8 таким чином, що дозуючий орган насосу приводить кількість палива, що подається, у відповідність до навантаження. На рівноважному режимі роботи золотник займає завжди одне і те ж положення, так як втулка золотника нерухома, а поясок  $\Gamma$  золотника 3 при цьому повинен займати по відношенню до вікна  $B$  втулки 8 нейтральне положення.

На різних швидкісних режимах верхня опора 1 пружини 2 займає різне положення. Витки з максимальними діаметрами сідають на опорні витки і жорсткість пружини збільшується, а значить, змінюється ступінь нерівномірності регулятора. Чим вище швидкісний режим, тим більше жорсткість пружини.

## 2. РОЗРАХУНОК ЧУТЛИВОГО ЕЛЕМЕНТУ

### 2.1. Визначення інерційного коефіцієнта вантажів

На рис. 5 наведена кінематична схема вантажу регулятора. Вважаємо, що вся маса вантажу зосереджена в його центрі мас (точка  $S$ ). Під дією відцентрової сили  $P_{ц}$  вантаж повертається навколо вісі  $A$ . При цьому

$$D_{\dot{\phi}} = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (1)$$

де  $m$  – маса вантажу;  $r$  – відстань центру мас вантажу від вісі обертання валика регулятора;  $\omega$  – кутова швидкість валика регулятора.

Лапка вантажу штовхає муфту регулятора з силою  $P_{ц1}$ , яка дорівнює приведеній до муфти відцентровій силі вантажу.

Для приведення відцентрової сили вантажу до муфти скористаємося рівністю моментів цих сил відносно вісі коливання вантажу  $A$ :

$$D_{\dot{\phi}} z_s = F_{\dot{\phi}1} \cdot y_c, \quad (2)$$

де

$$z_s = r_s \cos \varphi, \quad (3)$$

$$y_c = q \cos \beta, \quad (4)$$



$z_s$  – проекція відрізка  $r_s$  на вісь  $z$ ;  $y_c$  – проекція відрізка  $q$  на вісь  $y$ ;  
 $r_s$  – відстань від центру мас вантажу до вісі  $A$  коливання вантажу;  
 $q$  – відстань  $AC$  від центру кривизни лапки вантажу до вісі  $A$ .

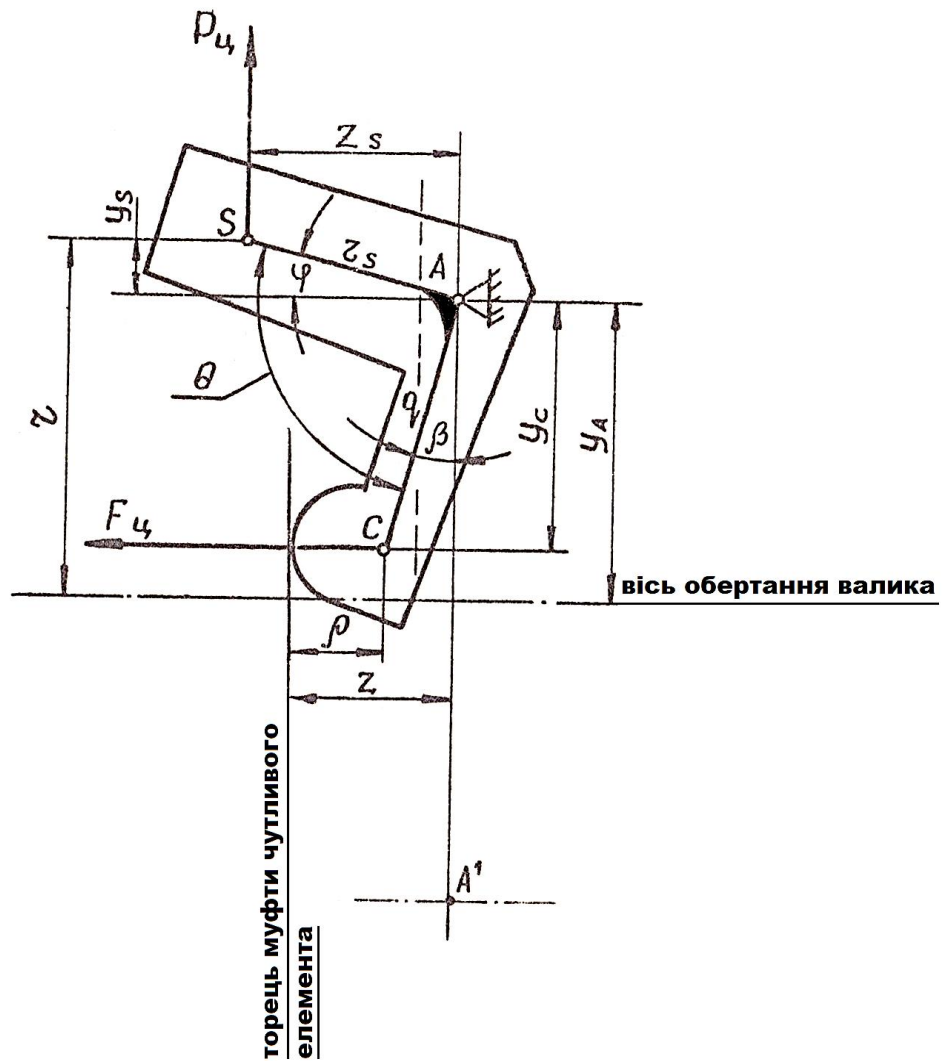


Рисунок 5 – Кінематична схема вантажу регулятора

З рис. 5 очевидно, що поточний кут відхилення лапки вантажу дорівнює

$$\beta = \arcsin \frac{z - \rho}{q},$$

де  $z$  – хід муфти регулятора, відлічений від осі коливання вантажів (лінії  $AA'$ );  $\rho$  – радіус кривизни лапки вантажу.

Також, з креслення видно, що кут відхилення вантажу від перпендикулярної вісі (позитивний при відліку за годинниковою стрілкою),

$$\varphi = \beta + \theta - \frac{\pi}{2},$$

де  $\theta$  – кут між відрізками  $SA$  і  $CA$ , постійний для даного вантажу.

Як правило, кількість вантажів дорівнює двом. Тоді

$$F_{\ddot{o}} = 2F_{\ddot{o}1} = \frac{2D_{\ddot{o}} \cdot z_c}{y_c}.$$

У рівнянні (1) величина

$$r = y_A + r_s \sin \varphi, \quad (5)$$

та, якщо врахувати залежності (1)–(5), то

$$F_{\ddot{o}} = 2m \frac{(y_A + r_s \sin \varphi) r_s \cos \varphi}{q \cdot \cos \beta} \cdot \omega^2$$

або

$$F_{\ddot{o}} = A \cdot \omega^2$$

де

$$A = \frac{2m(y_A + r_s \sin \varphi) r_s \cos \varphi}{q \cdot \cos \beta}.$$

Коефіцієнт  $A$  називається *інерційним коефіцієнтом*. Він залежить тільки від координати  $z$ . За фізичним сенсом інерційний коефіцієнт  $A$  представляє собою приведену до муфти відцентрову силу вантажів при одиничній кутовій швидкості валика регулятора.

## **2.2. Визначення жорсткості пружини і рівноважної кривої**

2.2.1. При розрахунку регулятора задані номінальна частота обертання  $n_n$  колінчастого вала і ступінь нерівномірності регулятора  $\delta$  (нахил регуляторної характеристики дизеля, відсоток від номінальної частоти обертання).

За формулою

$$n_x = (1 + \delta)n_1$$

отримуємо частоту обертання холостого ходу для номінального швидкісного режиму.

Кутові швидкості валика регулятора  $\omega_n$  і  $\omega_x$ , що відповідають номінальному режиму і холостому ходу, обчислюються підставленням у формулу

$$\omega = \frac{\pi n}{30} u$$

відповідних частот обертання  $n_n$  і  $n_x$ .

Тут  $u$  – передатне число від колінчастого вала до валика регулятора.

Далі будуються залежності  $F_{\delta 1} = \dot{A}(z)\omega_1^2$  і  $F_{\delta 0} = \dot{A}(z)\omega_0^2$  (рис. 6). Побудова починається зі значення координати муфти  $z_0$ , відповідного упору муфти в хрестовину вантажів.

З досвіду проектування регуляторів даного типу слід прийняти  $\Delta z_{nx} = 2,0 \dots 2,5$  мм.

При роботі двигуна на номінальному режимі положення муфти регулятора характеризує координата  $z_n$ . Задавши орієнтовно це значення рівним  $z_{n1}$  (рис. 6), відзначимо точку  $N_1$  номінального режиму на кривій  $F_{цн}$ . Відкладаємо по осі  $z$  обрану величину  $\Delta z_{nx}$ . Відзначаємо на кривій  $F_{цх}$  точку  $M_1$ . Проводимо пряму  $MN$  до перетину її з віссю  $z$  або вертикальної прямої, що відповідає початку руху муфти. Це і буде характеристика пружини, відповідна  $z_{n1}$ . Така пружина не буде мати попереднього натягу, а матиме зазор  $\Delta$ . Це призведе до удару в початковий момент роботи регулятора і збільшення його осьового розміру.

Тоді будуємо за тією ж методикою характеристику пружини №2 при  $z_{n2} < z_{n1}$ .

У варіанті характеристики №2 пружина буде мати попередній натяг. Але якщо цей натяг занадто великий, це призведе до неможливості забезпечення належне значення  $n_{x\min}$  частоти обертання на мінімальному холостому ходу. Це станеться, якщо сила пружини

$$F_0 > A \cdot \omega_{x\min}^2.$$

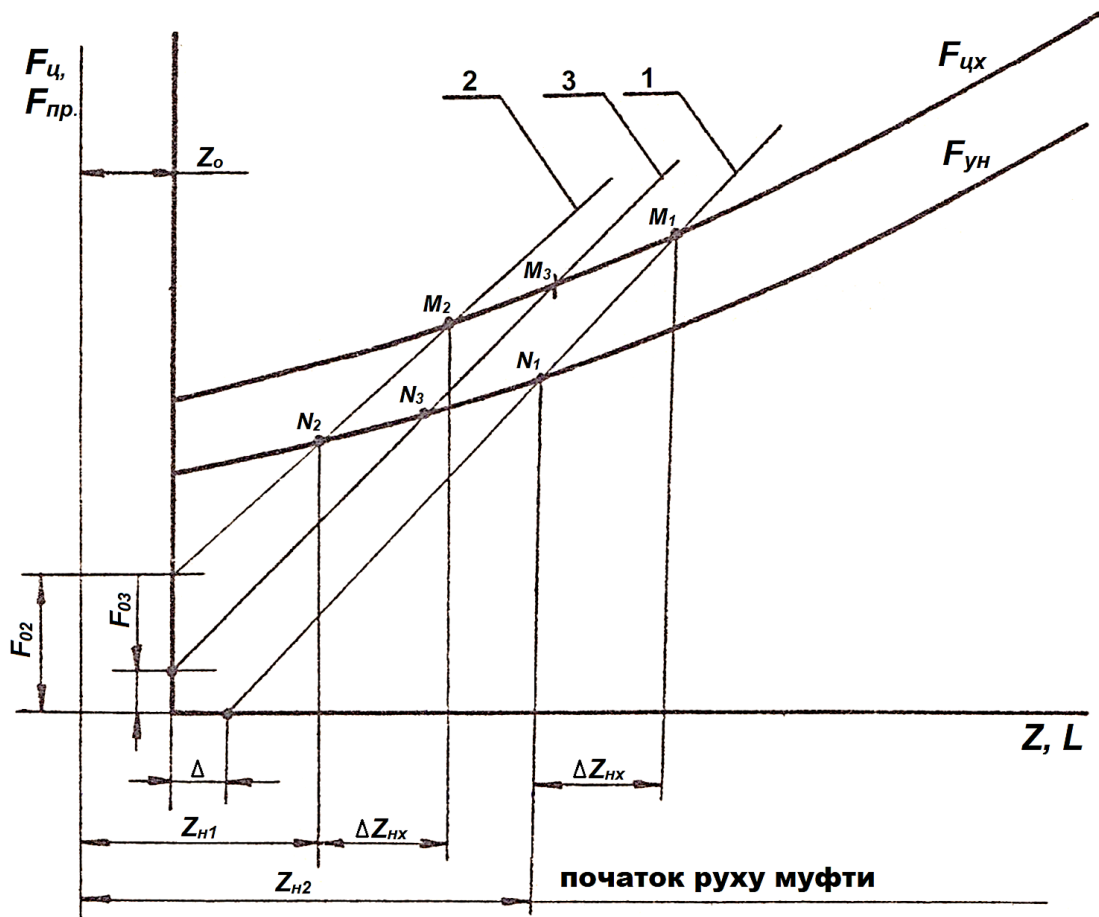


Рисунок 6 – Характеристики підтримуючої та відновлюючої сили

У варіанті характеристики №2 пружина буде мати попередній натяг. Але якщо цей натяг занадто великий, це призведе до неможливості забезпечення належне значення  $n_{x\min}$  частоти обертання на мінімальному холостому ході. Це станеться, якщо сила пружини

$$F_0 > A \cdot \omega_{x\min}^2.$$

Тоді потрібно зсунути точку  $z_H$  праворуч (характеристика №3). Це дозволить забезпечити стійкі мінімальні холості оберти.

Таким чином, з графіка на рис. 6 отримуємо потрібну жорсткість пружини.

Якщо регулятор зі змінним натягом пружини, то фактичні жорсткість і сила пружини підраховуються за формулами, відповідно:

$$\tilde{n}_1 = \frac{\tilde{n}}{i_{i1}^2}; F_{i\delta} = \frac{F}{i_{i1}},$$

де  $i_{\text{пм}}$  – передатне відношення важільного механізму від пружини до муфти (з урахуванням кута нахилу пружини до важеля).

2.2.2. Рівноважна крива чутливого елемента – це залежність  $\omega = f(z)$ . Вона має цінність при проектуванні регулятора з постійним натягом пружини, так як в цьому випадку на кожному швидкісному режимі використовується інша ділянка ходу муфти регулятора.

На рівноважному режимі має місце рівність  $F_{\text{ц}} = F_{\text{пр}}$ . Так як  $F_{\text{ц}} = A\omega^2$ , де  $A = f(z)$ , то при відомій характеристиці пружини можна записати

$$F_{\dot{\delta}} = F_0 + c \cdot \Delta z = F_{\dot{\delta}}(z),$$

де  $F_0$  – попереднє затягування пружини при початку ходу муфти  $z_0$ ;  $c$  – жорсткість пружини.

Таким чином

$$F_{\dot{\delta}}(z) = A(z)\omega^2,$$

звідки кутова швидкість обертання валика регулятора на рівноважному режимі

$$\omega(z) = \sqrt{\frac{F_{\dot{\delta}}(z)}{A(z)}}. \quad (6)$$

З рис. 6 випливає що:

1. Чим більше  $z_{\text{н}}$ , тим більше повний хід муфти. Його обмежують розкриття вантажів і поворот важеля регулятора. Тому  $z_{\text{н}}$  потрібно прагнути зменшувати.

2. Якщо попередня сила затягування пружини більше, ніж наведена до муфти відцентрова сила вантажів на режимі мінімального холостого ходу, то муфта регулятора не зрушиться і мінімальна стійка частота обертання буде вище, ніж задана. А при більш низьких частотах обертання двигун не буде мати стійких режимів роботи.

Отже,  $z_{\text{н}}$  потрібно вибирати так, щоб виконувалась умова

$$F_0 \leq F_{\ddot{\delta} \text{ min } \ddot{\delta} \cdot}$$

### 3.3. Розрахунок пружини чутливого елемента

3.3.1. Конструкція пружини визначена, якщо відомі:  $D$  – середній діаметр витка;  $d$  – діаметр дроту;  $n$  – число робочих витків.

З попереднього розрахунку було отримано зусилля вантажів  $A\omega_1^2$  і  $A\omega_0^2$  на номінальному режимі і режимі мінімального холостого ходу відповідно, а також хід муфти  $\Delta z_{\text{нх}}$  між цими режимами. Тоді можна підрахувати необхідний коефіцієнт жорсткості пружини

$$c = \frac{A\omega_x^2 - A\omega_1^2}{\Delta z_{1\delta}}.$$

Задавши або хід муфти до виключення подачі палива  $\Delta z_{\text{в}}$ , або частоту обертання при виключенні подачі, можна отримати максимальне зусилля пружини  $F_{\text{max}}$  (за характеристикою пружини в першому випадку і розрахунком у другому).

З опору матеріалів відомо, що коефіцієнт жорсткості пружини визначається так:

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3n}; \quad (7)$$

при цьому в матеріалі пружини виникають дотичні напруження, які дорівнюють:

$$\tau = \frac{8kFD}{\pi d^3}, \quad (8)$$

де  $G$  – модуль зсуву (для пружинної сталі  $G = 7,85 \cdot 10^4$  МПа);  $k$  – коефіцієнт, що враховує кривизну витка,  $k = \frac{4i-1}{4i-4} + \frac{0,615}{i}$ ,  $i$  – індекс пружини.

У рівняннях (7) і (8) є 3 невідомих –  $D$ ,  $d$  та  $n$ . Тому для вирішення цієї системи потрібно задати один з параметрів або співвідношення між ними. Задамо значення індексу пружини

$$i = \frac{D}{d}. \quad (9)$$

У загальному машинобудуванні пружини мають індекс в межах  $i = 4 \dots 6$ .

Підставивши вираз (9) в (7), отримаємо

$$c = \frac{Gd}{8i^3 n}.$$

Звідси можна виразити потрібний діаметр дроту

$$d = \frac{8i^3 nc}{G}. \quad (10)$$

Підставивши (9) і (10) в (8), при умові  $F = F_{\max}$  отримаємо значення дотичних напружень у матеріалі пружини

$$\tau = \frac{kF_{\max} G^2}{8\pi c^2 i^5 n^2},$$

звідки можна знайти потрібне число витків

$$n = \frac{G}{2ci^2} \sqrt{\frac{kF_{\max}}{2\pi i \tau}}. \quad (11)$$

Максимальні дотичні напруження в матеріалі пружини  $\tau$  не повинні перевищувати допустимих значень  $[\tau]$  для дроту, з якого навиватиметься пружина. Для різних марок пружинних сталей  $[\tau] = 500\text{--}1300$  МПа.

Підставивши в (11) значення  $\tau = [\tau]$ , отримаємо необхідну кількість робочих витків  $n$ . Число витків  $n$  може бути або цілим, або цілим  $\pm 0,5$  витка.

З рівняння (10) визначається діаметр дроту пружини  $d$ . Розрахункове значення  $d$  має бути округлено до найближчого за стандартом на сортамент пружинного дроту виходячи з такого ряду, мм: 0,16; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30; 0,32; 0,35; 0,36; 0,37; 0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,56; 0,60; 0,63; 0,70; 0,80; 0,85; 0,90; 0,95; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,6;

1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 5,6; 6,0; 6,3; 7,0; 8,0; 10,0.

Отримавши значення діаметру дроту  $d$  можна визначити середній діаметр витка пружини

$$D = i \cdot d,$$

значення, якого також може бути округлено.

Після виконання всіх округлень, за формулою (7), підраховується дійсний коефіцієнт жорсткості пружини  $s$  та для нього за формулою (6) визначається статична характеристика регулятора (рівноважна крива)  $\omega(z)$ . З одержаної таким чином рівноважної кривої слід визначити параметри:

– координату положення муфти  $z_1$ , яка відповідає частоті обертання на номінальному режимі  $\omega_n$ ;

– значення максимальної частоти обертання холостого ходу:

$$\omega_{\max} = \omega(z_1 + \Delta z_{\text{HX}});$$

– ступінь нерівномірності регулятора:

$$\delta = \frac{\omega_{\max}}{\omega_1} - 1.$$

Значення  $\delta$  не повинне відрізнятися від заданого у вихідних даних більш ніж на 5%. В іншому випадку необхідно підібрати конструктивні параметри пружини більш коректно.

Таблиця 1 – Вихідні дані для виконання домашнього завдання

Маса вантажу, кг	$m$
Номінальна частота обертання валу ПНВТ, хв. <sup>-1</sup>	$n_n$
Мінімальна частота обертання валу ПНВТ, хв. <sup>-1</sup>	$n_{\min}$
Передаточне число від валу ПНВТ до валу ЧЕ	$u$
Ступінь нерівномірності регулятора, %	$\delta$
Хід муфти від номінального режиму до режиму холостого ходу, мм	$\Delta z_{\text{HX}}$



Кінець таблиці 1.

Відстань від вісі гойдання вантажу, мм:	
до осі валика ЧЕ	$y_a$
до центра ваги вантажу	$r_s$
Початкова відстань торця муфти від лінії, що з'єднує вісі гойдання вантажів, мм	$z_0$
Кут між радіусами $AS$ і $AC$ , рад	$\theta$
$AS$ – радіус центра ваги, $AC$ - радіус центра кривизни лапки	
Знайти:	
Хід муфти до номінального режиму	$z_H$
Коефіцієнт жорсткості пружини і її початкову деформацію	$c, E_0$
Конструктивні параметри пружини	$D, d, n$

Таблиця 2 – Варіанти вихідних даних

№ з/п	$m$	$y_a$	$r_s$	$q$	$\rho$	$z_0$	$\theta$	$n_H$	$\delta$	$u$	$\Delta z_{HX}$	$n_{min}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0,1	30	15	25	5	6	1,1	1000	3,5	3,5	2,5	250
2	0,12	30	15	25	5	6	1	1100	3	3,3	2	250
3	0,15	25	15	28	3	4	1,1	1200	3,5	3	2,2	250
4	0,1	25	15	20	3	4	1,1	1000	5	3,6	2,2	250
5	0,12	25	20	20	3	4	1,2	1100	3	3,3	2	250
6	0,15	25	20	22	5	6	1	1000	3,5	3	2,5	250
7	0,1	30	20	28	5	6	1,2	1100	3,5	3,5	3	250
8	0,12	28	25	20	3	4	1,1	1200	3	3,3	2	300
9	0,15	28	15	25	5	6	1,1	1200	3	3	2,2	300
10	0,1	25	20	22	3	4	1,2	1100	3,5	3	2,5	300
11	0,12	28	25	23	3	4	1	1000	5	3,2	2,8	300

Кінець таблиці 2.

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>
<b>12</b>	0,15	20	15	18	4	5	1,2	1000	4	3,1	2,5	300
<b>13</b>	0,1	22	16	20	4	5	1,3	1000	4,5	3,2	2,5	250
<b>14</b>	0,12	24	15	22	4	5	1,2	1000	4,5	3,3	2,6	250
<b>15</b>	0,15	25	18	24	4	5	1	1100	4,5	3	2,6	250
<b>16</b>	0,1	28	16	26	4	5	1,1	1100	4	3,5	2,7	300
<b>17</b>	0,12	30	20	28	3	4	1,2	1100	4	3,3	2,7	300
<b>18</b>	0,15	20	17	20	3	4	1,3	1100	4	3	2,7	300
<b>19</b>	0,1	22	21	22	3	4	1	1200	3,5	3,5	2,8	300
<b>20</b>	0,12	24	23	24	3	4	1,1	1200	3,5	3,3	2,8	250
<b>21</b>	0,15	26	16	26	3	4	1,2	1200	3,5	3	2,8	250
<b>22</b>	0,1	28	17	28	5	6	1,3	1200	3,5	3,5	2,9	300
<b>23</b>	0,12	30	20	30	5	6	1,1	1100	3	3,2	2,9	300
<b>24</b>	0,15	20	21	22	5	6	1,2	1100	3	3	2,8	300
<b>25</b>	0,1	22	22	24	5	6	1,2	1100	3	3,3	2,8	300

## ЗАКЛЮЧЕННЯ

Таким чином, в результаті виконання даної РГР

1. Знання прикладів конструкцій чутливих елементів регуляторів обертання колінчатого валу дизеля прямої і непрямої дії.

2. Вміння застосування методики розрахунку параметрів чутливого елемента, що забезпечує задану ступінь нерівномірності регулятора на одному з швидкісних режимів при обраній геометрії вантажу.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Долганов К.Є. Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згоряння: навч. посібник / К.Є. Долганов, А.А. Лісовал. – К.: НТУ, 2003. – 138 с.
2. Грунауер О.А. Розрахунок і проектування систем регулювання ДВЗ. Використання мікропроцесорів: навч. посібник / О.А. Грунауер, І.Д. Долгіх. – К.: УМК ВО, 1991. – 379 с.
3. Прохоренко А.А. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания (навчальний посібник) // Харків: «Підручник НТУ «ХП», 2014. – 102 с.
4. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
5. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.: ил.

Навчальне видання

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічної роботи  
«Проектування чутливого елемента механічного  
регулятора частоти обертання дизеля»  
з курсу «Автоматичне регулювання ДВЗ»

Укладачі:           ПРОХОРЕНКО Андрій Олексійович  
                          ТАЛАНІН Дмитро Сергійович

Відповідальний за випуск           *Ф.І. Абрамчук*

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка           *Н. В. Журавльової*

План 2019, поз. \_\_\_\_\_

Підписано до друку 03.05.2018 р. Формат 60×84 1/16. Папір газетний.

Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на різнографі.

Умов. друк. арк. \_\_\_\_\_. Обл.-вид. арк. \_\_\_\_\_.

Зам. № \_\_\_\_\_. Тираж 25 прим. Ціна договірна.

### **ВИДАВНИЦТВО**

**Харківського національного автомобільно-дорожнього університету**

**Видавництво ХНАДУ, 61002, м. Харків-МСП, вул. Ярослава Мудрого, 25.  
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua**

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04.2002 р.