

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи
з дисципліни

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

*(для студентів 4 курсу денної форми навчання
за напрямом підготовки 0922 (6.050702) «Електромеханіка» спеціальності
«Електричні системи і комплекси транспортних засобів»)*

Харків – ХНАМГ – 2012

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ» (для студентів 4 курсу денної форми навчання напряму підготовки 0922 (6.050702) «Електромеханіка» спеціальності «Електричні системи і комплекси транспортних засобів») / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: Д. Ю. Зубенко. – Х. : ХНАМГ, 2012. – 16 с.

Укладачі: Д. Ю. Зубенко

Рецензент: доц. М. А. Голтв'янський

Рекомендовано кафедрою електричного транспорту,
протокол № 10 від 11.05.2010 р.

§ 1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Вихідні дані:

Потужність генератора, N_g , кВт

Частота обертання колінчатого вала, n , об/хв

Тиск повітря на вході в циліндр, P_k , МПа

Температура повітря на вході в циліндр, t_k , °С

Число циліндрів, i

Ступінь стиску, ε

Коефіцієнт надлишку повітря, α

Елементарний склад палива: С, Н, Q

1.1 Визначення параметрів робочого тіла наприкінці такту наповнення

При розрахунку приймаємо:

$$P_0 = 0,1033 \text{ МПа}; T_0 = 293 \text{ °К}$$

Приймаємо що охолодження двигуна рідинне з температурою вхідної води 90-95 °С. Двигун проектуємо як швидкохідний із середньою швидкістю поршня $C_{m2} = 6,0$ м/сек.

$$\text{Тиск : } P_a = 0,95 \cdot P_k, \text{ МПа}$$

Тиск у резервуарі турбіни:

$$P_p = 0,86 \cdot P_k, \text{ МПа}$$

Тиск залишкових газів:

$$P_{ch} = 1,05 \cdot P_p, \text{ МПа}$$

Температуру залишкових газів вибираємо в межах: $T_{ch} = 600 - 800 \text{ °К}$;
но т. к $P_k > 1,5$ то, приймаємо $T_{ch} = 700 \text{ °К}$

Підвищення температури повітря в процесі наповнення ΔT лежить у
межах $\Delta T = 0 - 20 \text{ °С}$. Вибираємо $\Delta T = 20 \text{ °С}$.

Коефіцієнт залишкових газів γ характеризує якість очищення циліндра, значно впливає на наповнення циліндра. Основна тенденція в розвитку двигунів стосовно γ зводиться до зниження цього коефіцієнта до можливо мінімального значення.

$$\gamma = \frac{T_k + \Delta T}{T_c} \cdot \frac{P_c}{\varepsilon P_a - P_c}$$

ΔT залежить від навантаження, числа оборотів, від умов охолодження двигуна, а так само від конструктивних особливостей двигуна, наприклад від відсутності або наявності охолодження поршня, продувки камери згоряння охолодженим повітрям, завихренні повітря при його надходженні в циліндр. Вище ΔT прийняли рівним 20°C

тоді $\gamma =$

Температура повітря наприкінці такту наповнення визначається:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_c}{1 + \gamma}, \quad ^\circ\text{K}$$

Коефіцієнт наповнення η_v знаходимо по формулі:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}$$

Значення η_v при незмінного ступеня стиску ε температури й тиски на вході у впускну систему (T_0 и P_0) залежить від трьох факторів: P_a , P_2 , ΔT .

При $\varepsilon = \text{const}$ коефіцієнт наповнення 4-х тактного двигуна залежить від ступеня зниження тиску $\frac{P_a}{P_0}$, ступеня підігріву заряду, від нагрітих поверхонь стінок і деталей циліндрової групи $\frac{T_0 + \Delta T}{T_0}$, від ступеня зниження тиску в циліндрі при наповненні.

1. 2 Визначення параметрів робочого тіла у процесі стискання

Процес стиску протікає політронно з деяким середнім значенням показника політроли n . Показник політроли визначається оборотами двигуна, навантаженням, розмірністю циліндрів. Найбільший вплив на n_1 роблять

обороту колінчатого вала .Зі збільшенням оборотів треба підвищення значення n приймаємо значення політропи стиску $n_1=1,38$.

Значення показника політропи визначається характером теплообміну між робочим тілом і стінками . Фактори , що зменшують відвід тепла від робочого тіла в процесі стиску, наближають процес до адіабатичного й отже збільшує показник політропи стиску. Температура і тиск наприкінці стиску :
 $T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1}$; $P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}$

Температура T_c зростає з підвищенням початкової температури T_a , ступеня стиску ϵ і показника політропи $n_1=1,378$. Маємо:

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1}, \text{ } ^\circ K$$

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

Тиск зростає з підвищенням початкового тиску P_a , ступеня стиску ϵ і показником політропи стиску n

Тиск стиску в проміжних точках діаграми визначається по формулі:

$$P_{сж} = P_a \cdot \left(\frac{l_a}{l}\right)^{n_1}, \text{ МПа}$$

де : l_a – відрізок по осі абсцис відповідному повному обсягу циліндра V_a ;

l – відрізок по осі абсцис відповідному обсягу під поршнем V у

проміжній точки процесу стиску.

З огляду на те, що на діаграмі $P - V$ обсяги зображуються пропорційними їм відрізками , приймаючи за базу відрізок $l_h=200$ мм , відповідному робітникові об'єму V_h можна записати:

$$l_c = \frac{l_h}{\epsilon - 1} = \text{мм};$$

$$l_a = l_h + l_c = l_h \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \text{ мм}$$

Таблиця №1 - Результати розрахунків

l, мм	214,3	107,2	53,6	35,7	26,8	19,5	14,3
l _a /l	1	2	4	6	8	11	14,9
(l _a /l) ^{n₁}	1	2,6	6,77	11,85	17,63	27,36	41,59
P _{сж} , МПа							

За результатами розрахунку будуємо політропу розширення.

1. 3 Визначення параметрів робочого тіла в кінці процесу згоряння

У дизелів значення P_z перебуває в межах 6-10 МПа. Більше високі значення P_z ставляться до швидкохідних дизелів. $P_z=f(P_k, n)$ тому нас задовольняє значення $P_z=9$ МПа.

Визначаємо ступінь підвищення тиску:

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Температура T_z наприкінці процесу згоряння визначається з рівняння згоряння :

$$\frac{\xi \cdot H_u}{M_1(1 + \gamma)} + q_1 U_c + q_2 U_{oc} + 1,985 \cdot \lambda \cdot T = \mu(r_0 \cdot U_{oz} + r_d U_z + 1,985 \cdot T_z)$$

где: ξ_z – коефіцієнт активного тепловиділення в процесі видимого згоряння;

H_u – нижча теплопровідність палива;

q_1, q_2 – об'ємні частки повітря й продуктів зробленого згоряння в робочій суміші;

μ – коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші;

U_c, U_z – внутрішня енергії продуктів зробленого згоряння при температурі відповідно T_c і T_z ккал/кг моль;

M_1 – число кіломолей свіжого заряду , що доводиться на 1кг палива; r_0 , r_d – об'ємні частки продуктів згоряння й надлишкового повітря в продуктах згоряння.

За дослідницькими даними для 4 - тактного дизеля $\xi = (0,7-0,85)$; ξ має менше значення для двигунів, що працюючих з більшим числом оборотів , так

як зі збільшенням числа оборотів двигуна в період видимого згорання при тих же швидкостях реакції може виділитися менша кількість тепла.

Обираємо $\xi = 0,75$

H_u – нижча теплопровідність палива, визначається по рівнянню Д.И.

Менделєєва:

$$H_u = 8100 \cdot C + 24600 \cdot H - 2600 \cdot Q, \quad \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{топл}}$$

Обчислюємо значення величин вхідних у рівняння згорання :

а) теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг

$$\text{палива: } L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{Q_T}{32} \right), \quad \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{топл}},$$

б) число молей продуктів совершенного згорання:

$$M_o = \frac{H}{4} + \frac{Q_T}{32} + L_o, \quad \frac{\text{кг} \cdot \text{моль}}{\text{кг} \cdot \text{топл}}$$

в) число кіломолей свіжого заряду:

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \quad \frac{\text{кг} \cdot \text{моль}}{\text{кг} \cdot \text{топл}}$$

г) число кіломолей продуктів згорання 1 кг палива:

$$M_2 = M_o + (\alpha - 1)L_o, \quad \frac{\text{кг} \cdot \text{моль}}{\text{кг} \cdot \text{топл}}$$

д) коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma}{1 + \gamma},$$

е) коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші:

$$\mu_o = \frac{\dot{I}_2}{\dot{I}_1} = \frac{1,07}{1,04} = 1,03$$

ж) Об'ємна частка надлишкового повітря в продуктах згорання:

$$r_d = \frac{(\alpha - 1) \cdot L_o}{M_2}$$

з) об'ємна частка продуктів зробленого згорання в продуктах згорання:

$$r_0 = \frac{M_o}{M_2}$$

и) об'ємна частка повітря в робочій суміші :

$$q_1 = \frac{1 + r_d \cdot \gamma}{1 + \gamma}$$

к) об'ємна частка продуктів зробленого згоряння в робочій суміші:

$$q_2 = \frac{\gamma \cdot r_0}{1 + \gamma}$$

$$q_1 + q_2 = 1;$$

По таблиці визначаємо внутрішню енергію повітря U_c і продуктів згоряння U_{oc} при температурі :

$$t_c = T_c - 273 = 994 - 273 = 721^\circ C$$

Тому що температура t_c відрізняється від табличних значень , то U_c визначаємо шляхом лінійної інтерполяції. Знаходимо внутрішню енергію повітря для найближчих табличних значень температур:

$$\text{за } t_c = 700^\circ C ; U_{700} = 3746 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

$$\text{за } t_c = 800^\circ C ; U_{800} = 4340 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Різниці температур $100^\circ C$ відповідає різниці внутрішніх енергій:

$$U_{800} - U_{700} = 4340 - 3746 = 594 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Різниці температур $721 - 700 = 21^\circ$ відповідає різниці внутрішніх енергій :

$$U_{721} - U_{700} = \frac{U_{800} - U_{700}}{100} \cdot 21$$

$$\text{Звідки: } U_c = U_{721} = U_{700} + \frac{U_{800} - U_{700}}{100} \cdot 21, \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Аналогічним шляхом визначається внутрішня енергія продуктів завершеного згоряння:

Приймаємо:

$$U_{0700} = 4193 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

$$U_{0800} = 4872 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Для температури $t_c = 721^\circ\text{C}$ шляхом інтерполяції одержуємо:

$$U_{oc} = U_{0721} = U_{0700} + \frac{U_{0800} - U_{0700}}{100} \cdot 21, \quad \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Позначаємо ліву частину рівняння А и обчислюємо її:

$$A = \frac{\xi \cdot H_u}{M_1(1 + \gamma)} + q_1 U_c + q_2 U_{oc} + 1,985 \lambda T_c, \quad \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Позначаючи праву частину рівняння згоряння, отримуємо:

$$B = \mu(r_0 U_{oz} + r_d U_z + 1,985 T_z).$$

Тут невідома температура T_z і залежні від її внутрішні енергії U_z і U_{oz} .

Для рішення рівняння згоряння будуємо графік функції $B(t_z)$.

Приймаємо $t_{z1} = 1400^\circ\text{C}$ ($T_z = 1673^\circ\text{K}$), $U_{z1} = 8109 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$, $U_{oz} =$

$$9240 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}.$$

$$B_1 =, \quad \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Оскільки $B_1 < A$ приймаємо друге значення температури $t_{z2} = 1700^\circ\text{C}$ ($T_{z2} = 1973^\circ\text{K}$),

$$\text{тоді } U_{z2} = 10800 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}, U_{oz2} = 11540 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}.$$

$$B_2 =$$

Будуємо графік $B(t_z)$ і відклавши по осі ординат знаходимо температуру T_z :

$$t_z = 1510 \quad (T_z = 273 + 1510 = 1783^\circ\text{K})$$

Робимо перевірку правильності розрахунку. Припустимо внутрішні енергії повітря та продуктів згоряння за температури:

$$t_z = 1510^\circ\text{C}$$

$$U_{1510} = U_{1600} - \frac{U_{1600} - U_{1500}}{100} \cdot 90 = 9421 - \frac{9421 - 8763}{100} \cdot 90 = 8828,8 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

$$U_{01510} = U_{01600} - \frac{U_{01600} - U_{01500}}{100} \cdot 90 = 10770 - \frac{10770 - 9990}{100} \cdot 90 = 10068 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Обчислюємо значення правої частини рівняння при температурі t_z :

$$B =, \quad \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{моль}}$$

Отримане значення відрізняється від значення лівої частини на величину, що не перевищує погрішність побудови графіка $B(tz)$ отже рівняння згорання розв'язане правильно.

$$\text{Ступінь попереднього розширення} : \rho = \frac{M}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,029}{1,32} \cdot \frac{1783}{994} = 1,398$$

На діаграму розрахункового циклу наносимо точку z_1 , що відповідає максимальному тискові P_z циклу , і крапку z відповідному кінцю підведення тепла в розрахунковому циклі, завдяки чому маємо:

$$l_z = \rho l_c, \quad \text{мм}$$

1.4 Визначення параметрів робочого тіла у процесі розширення

Із підвищенням оборотів скорочується тривалість процесу розширення , у зв'язку із чим зменшується час контакту робочого тіла зі стінками циліндра й витоку газів через зазори між поршнем і циліндром. Оскільки всі ці явища впливають у напрямку зниження кількості тепла , що відводить від робочого тіла в процесі розширення , то зі збільшенням оборотів колінчатого вала середній показник політропи розширення повинен зменшуватися. Більше низькі значення n_2 у високооберткових двигунів. Обираємо $n_2 = 1,24$

Температура T_v визначається по формулі:

$$T_v = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad ^\circ K$$

$$\text{де: } \delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

δ – ступінь наступного розширення

Тиск P_v визначається:

$$P_v = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad \text{МПа}$$

Знайдемо кілька проміжних значень для побудови політропи розширення.

Табл. №2

l, мм	20	40	55	75	100	150	214.3
la/l _z	1	2	2,75	3,75	5	7,5	10,7
(la/l) ⁿ²	1	2,36	3,5	5,14	7,36	12,16	18,9
P, кг/см ²							

За результатами розрахунку будуємо політропу розширення.

1.5 Побудова діаграми дійсного циклу

1) Кут випередження упорскування палива $\varphi_{впр} = 28^\circ$ повороту колінчатого вала до в.м.т. (кут випередження упорскування палива лежить у межах $\varphi_{впр} = 10 - 40^\circ$).

За раннього упорскуванні температура й тиск у циліндрі мають відносно низькі значення, і фізико-хімічна підготовка палива до згоряння сповільнюється.

Занадто раннє упорскування палива підвищує втрати від недосконалості динаміки згоряння й негативно впливає на термін служби деталей двигуна .

При пізнім упорскуванні тиск і температура заряду в циліндрі встигають підвищитися й затримка запалення скорочується .

Кут випередження упорскування зростає при збільшенні числа оборотів або при застосуванні палив, які мають погану займистість.

2) кут відповідному періоду затримки самозапалювання $\varphi_i = 10^\circ$ повороту колінчатого вала;

3) кут відкриття випускного клапана повороту колінчатого вала до н.м.т.

По методу Ф. А. Брикса визначаємо розміщення точок С', С'' и b₁, на діаграмі.

$$\text{Приймаємо: } \lambda_{\partial} = \frac{1}{3,6}$$

Тоді:

$$\infty_1 = \frac{c_{\partial} \lambda_{\partial}}{2} = \frac{\ell_n}{2} \cdot \frac{\lambda_{\partial}}{2} = \frac{200}{4} \cdot \frac{1}{3,6} = 13,9 \text{ мм}$$

Наносимо крапку O₁, з якої під кутами до осі абсцис, рівними куту випередження упорскування палива, куту пересування (розширення) відкриття випускного клапана й т.д. проводимо промені до перетинання з півколом.

Визначивши відповідне положення поршня, яким на нейтралах шукані крапки С', С'' и b

Скругляя діаграму розрахункового циклу, одержуємо діаграмі дійсного циклу.

Визначаємо площі F_p и F_o.

$$F_p = 4470 \text{ мм}^2;$$

$$F_o = 4290 \text{ мм}^2$$

$$\text{Коефіцієнт повноти діаграми: } f_H = \frac{F_o}{F_p} = \frac{4290}{4470} = 0,96$$

1. 6 Визначення індикаторних й ефективних показників дизеля

За площею діаграми розрахункового циклу визначається середній індикаторний тиск:

$$P_{i_y}^{(p)} = \frac{F_p}{\ell_h} m_p, \quad \text{МПа}$$

Розрахунковий середній індикаторний тиск визначається:

$$P_{i^{(p)}} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_1 - 1}}\right) \right], \quad \text{МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск P_i виходить множенням розрахункового $P_i^{(p)}$ на коефіцієнт повноти діаграми циклу:

$$P_i = P_i^{(p)} \cdot \varphi_n$$

Індикаторний к.к.д. і питома індикаторна витрата палива визначається по формулах:

$$\eta_i = 1,985 \cdot \frac{M_1 \cdot T_k \cdot P_i}{P_k \cdot \eta_v \cdot H_u}$$

$$g_i = \frac{632}{H_u \cdot \eta_i}$$

Задаємося механічним к.п.д. т.к $\eta = f(N_c; n; P_k; i)$ приймаємо $\eta_m = 0,85$

$$P_e = P_i \cdot \eta_m, \quad \text{МПа}$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

1. 7 Визначення геометричних розмірів циліндра

Робочий обсяг циліндра визначається за формулою:

$$V_h = \frac{900 N_e}{P_e \cdot n_i}$$

Приймаємо $S/D = 1,1$

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_n}{0,785 \cdot \frac{S}{D}}}, \text{ мм}$$

$$S = 1,1 \cdot D, \quad \text{мм}$$

Приймаємо: $D = 140 \text{ мм}$

Визначаємо робітничий обсяг циліндра.

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S, \quad \text{л}$$

Отриманий робочий обсяг перевищує розрахункове значення, отже, задана потужність забезпечується.

За отриманого обсягу.

$$N_i = \frac{10,058 \cdot 1,85 \cdot 8 \cdot 1500}{900} = 248 \text{ л.с.}$$

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 0,85 \cdot 248 = 211 \text{ л.с.}$$

Середня швидкість поршня:

$$C_m = \frac{Sh}{30}, \text{ м/сек}$$

Літраж двигуна:

$$V_L = i \cdot V_h, \text{ л}$$

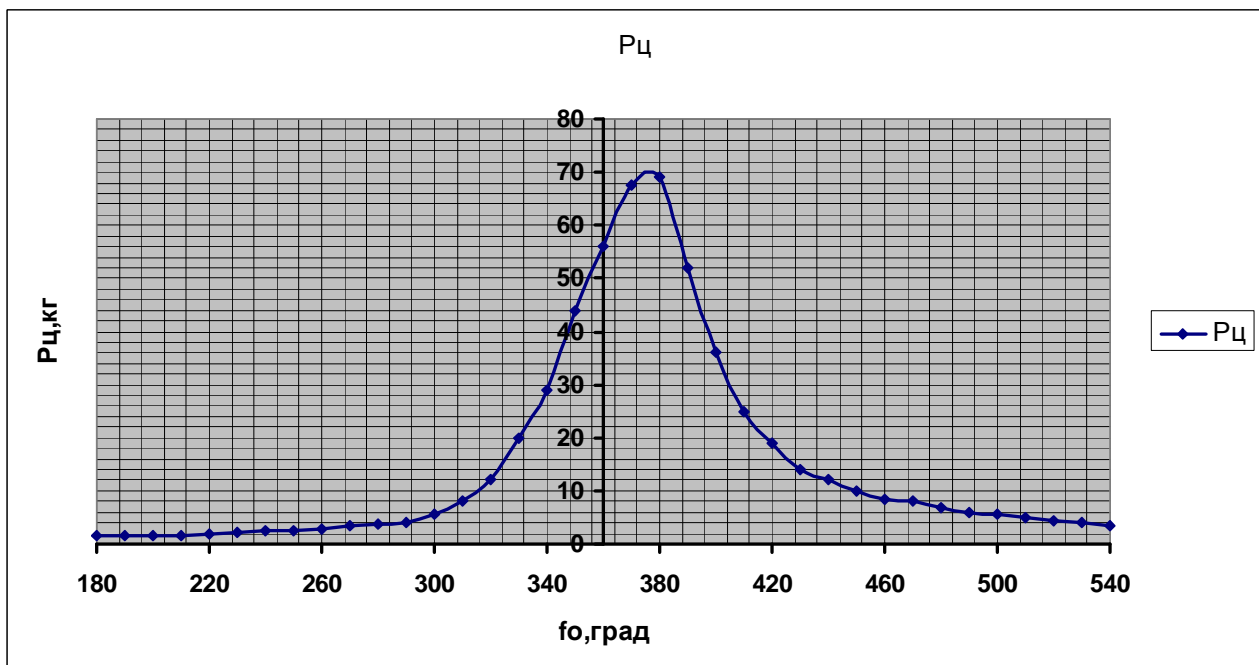


Рис 1.1 Індикаторна діаграма

ЗМІСТ

§1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА.....	3
1. 1 Визначення параметрів робочого тіла наприкінці такту наповнення.....	3
1. 2 Визначення параметрів робочого тіла у процесі стискання.....	4
1. 3 Визначення параметрів робочого тіла в кінці процесу згоряння.....	6
1. 4 Визначення параметрів робочого тіла в процесі розширення.....	10
1. 5 Побудова діаграми дійсного циклу.....	11
1. 6 Визначення індикаторних й ефективних показників дизеля.....	12
1. 7 Визначення геометричних розмірів циліндра.....	13

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи
з дисципліни

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

(для студентів 4 курсу денної форми навчання за напрямом підготовки
0922 (6.050702) «Електромеханіка» спеціальності
«Електричні системи і комплекси транспортних засобів»)

Укладач **ЗУБЕНКО** Денис Юрійович

Редактор *К. В. Дюкар*

Комп'ютерне верстання *О. А. Балашова*

План 2010, поз. 179М

Підп. До друку 08. 10. 2010

Друк на ризографі.

Зам. №

Формат 60x84/16

Ум. друк. арк. 0,9

Тираж 50 пр.

Видавець і виготовлювач:

Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: rektorat@ksame.kharkov.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 4064 від 12. 05. 2011 р.