

У процесі чорнового розточування змінюється структура металу поверхневого шару заготовки радіальним напрямком руху різання. За допомогою чорнового розточування відбувається виправлення не круглості заготовки під час різання, але під час цього процесу на поверхні заготовки не видаляється шар, збіднений на вуглець.

Деформуюче протягування – це процес зміни структури металу по твірній заготовки з деформаційним зміцненням. Унаслідок процесу протягування після чорнового розточення відбувається накладання різних напрямків (радіальний, твірний) зміни просторової структури металу, що забезпечує точність поверхні, але не надає потрібної шорсткості.

Розкатка – це зміцнення поверхні, вирівнювання макроповерхонь. Цією технологією ми досягаємо твердості поверхні, шорсткості, рівномірності поверхневого шару. Тому, згідно з цією технологією, потрібно ще дослідити експлуатаційні характеристики роботи силових гідроциліндрів.

І тому метою нашого дослідження є підвищення експлуатаційних характеристик поверхні гідроциліндрів. Важливими елементами та показниками у гідроциліндрах є твердість та шорсткість. Це пов'язано з тим, що у циліндрах є пара тертя (циліндр-поршень). Після процесу ріжучого протягування та розкатки залишаються канавки уздовж циліндра, в яких знаходяться частки мастила, що слугують змащувальним середовищем під час роботи гідроциліндра.

## **ОБГРУНТУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН НА БІОПАЛИВІ**

Рябошапка В. Б., аспірант

### **Вступ**

На теперішній час в Україні з паливом складається критична ситуація, так як 90% всієї споживаної нафти імпортується. Таке становище спричиняє стрімке зростання цін на нафтопродукти та з кожним роком підвищує собівартість сільськогосподарської продукції.

Вирішення проблеми – це можливість застосування альтернативних видів палив для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ).

Найбільш розповсюджені в сільському господарстві двигуни – це поршневі ДВЗ, які працюють по дизельному циклу і успішно застосовуються на мобільних, а іноді і стаціонарних машинах.

Ще на стадії патентування свого винаходу, Рудольф Дизель зауважував, що двигун може працювати на рослинних оліях [1], передбачивши тим самим перехід цього ж двигуна на альтернативне паливо більш як через сто років згодом.

У якості альтернативного палива пропонується використовувати так зване біодизельне паливо, що виробляється з рослинної олії.

Таким чином виробники сільськогосподарської продукції можуть стати незалежними від нафтотрейдерів, вирощуючи паливо на своїх землях, засіявши всього 10% орної землі ріпаком, так як саме ріпакова олія є найбільш оптимальним замінником нафтового дизпалива [1].

Альтернативні палива хоч і можуть частково замінити нафтові, але не повністю вирішують дану проблему, тому що заміна виду палива викликає значні зміни в роботі двигуна. Тому, перехід на інший вид палива того чи іншого двигуна потребує ретельних досліджень з метою: визначення оптимальних фізико-хімічних показників палива, здійснення оптимальних перерегулювань двигуна, оцінки його надійності при роботі на іншому паливі і т. і. Крім того при переході на альтернативне паливо часто потрібно вносити зміни в конструкцію двигуна, що іноді виявляється економічно не доцільно.

### **Результати досліджень**

У Вінницькому державному аграрному університеті було побудовано лінію по виробництву біодизельного палива по австрійській технології. На лінії виготовляється біопаливо з ріпакової та соняшникової олій.

Отримане біодизельне паливо проходить лабораторне випробування на кафедрі Тракторів, автомобілів та технічного сервісу машин ВДАУ.

В лабораторії паливно-мастильних матеріалів визначалась густина та кінематична в'язкість палива. Для порівняння перевірялись два види палив: дизельне нафтове паливо EN950 марки С та біопаливо, що з хімічної точки зору є метилефірами ріпакової та соняшникової олій (МЕРСО).

Результати вимірювань наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Основні фізичні показники дизельного палива та МЕРСО при 20 °С

Показник	Дизпаливо EN950 марки С	Біодизельне паливо (МЕРСО)
Густина, кг/м <sup>3</sup>	838,66	886,13
Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с	5,72	9,11

З таблиці 1 видно, що густина і в'язкість МЕРСО більші ніж нафтового традиційного дизпалива. Підвищення в'язкості та густини палива може негативно вплинути на якість сумішоутворення і згорання при роботі двигуна. На основі таких даних можна зробити припущення, що робота двигуна на біопаливі погіршиться, тому передбачається втрата потужності та робота двигуна із значною димністю через неповне згорання.

Для оцінки роботи дизельного двигуна використовуються основні експлуатаційні параметри: ефективна потужність, ефективний крутний момент, годинна витрата палива, ефективна питома витрата палива, швидкість обертання колінчастого вала.

Взаємозв'язок цих параметрів описується характеристиками двигуна, які протікають для дизеля по визначених законах. Аналізуючи ці характеристики, приймаються рекомендації щодо регулювання систем нових та відремонтованих двигунів. Для переведення двигуна на нові види палива також потрібен аналіз його характеристик з метою здійснення необхідних пере регулювань, так як фізико-хімічні показники палива впливають на роботу ДВЗ.

Протікання характеристик залежить від параметрів робочого циклу, які впливають на експлуатаційні параметри двигуна, зокрема на його ефективну потужність.

Для теоретичного опису характеристик дизеля використаємо математичну модель, що враховує багатофакторний зв'язок потужності дизеля з параметрами робочого циклу у малих відхиленнях [2]:

$$\begin{aligned} \delta N_e = & K_8 \cdot \{ [K_{14} + K_{12} \cdot (K_{17} - K_{18})] \delta T_o + [K_{15} + (1 - K_{12}) \cdot (K_{17} - K_{18})] \delta \Delta T + \\ & + K_{16} \delta T_r + (K_{17} - K_{18}) \delta P_r - [(K_{17} - K_{18}) \cdot K_{13}] \delta P_a + [(K_{17} - K_{18}) \cdot (1 - K_{13})] \delta P_z - \\ & - (K_{17} - K_{18}) \delta \beta - (K_{17} - K_{18}) \delta T_z - \delta \varphi + (K_1 - K_7 - 1 + n_1 + \frac{1}{A} - K_{14}) \delta \varepsilon + \\ & + A \cdot K_2 \delta \lambda + A \cdot K_3 \delta \rho \}. \end{aligned} \quad (1)$$

де  $\delta N_e$  - відносний приріст ефективної потужності двигуна;

$\delta T_o$  - відносний приріст температури атмосферного повітря;

$\delta \Delta T$  - відносний приріст різниці температур повітря з урахуванням його підігріву від нагрітих стінок циліндра;

$\delta T_r$  і  $\delta P_r$  - відносні прирости температури та тиску відпрацьованих газів;

$\delta P_a$  - відносний приріст тиску в циліндрі у кінці такту впуску;

$\delta T_z$  і  $\delta P_z$  - відносні прирости температури та тиску в циліндрі у кінці згорання;

$\delta \beta$  - відносний приріст коефіцієнту молекулярної зміни;

$\delta \varphi$  - відносний приріст коефіцієнту до зарядження циліндра;

$n_1$  - показник політропи стиску;

$\delta \varepsilon$  - відносний приріст степені стиску;

$\delta \lambda$  - відносний приріст степені підвищення тиску;

$\delta \rho$  - степінь попереднього розширення;

$A$ ,  $K_i$  - коефіцієнти впливу відповідних параметрів на ефективну потужність.

Використовуючи формулу (1), можна побудувати криві залежностей потужності від параметрів робочого циклу.

На рис. 1 розглядається залежність ефективної потужності двигуна  $N_e$  від степені попереднього розширення  $\rho$  при різних значеннях  $\varepsilon$  і  $\lambda$ , виходячи з яких – при збільшенні  $\rho$ , ефективна потужність збільшується. Криві  $N_e = f(\rho)$  показують, що при великих значеннях  $\varepsilon$  і  $\rho$  функція  $N_e = f(\rho)$  змінюється в діапазоні великих значень  $N_e$ . Таким чином, із збільшенням степенів попереднього розширення  $\rho$ , підвищення тиску  $\lambda$  і стиску  $\varepsilon$ , ефективна потужність збільшується.

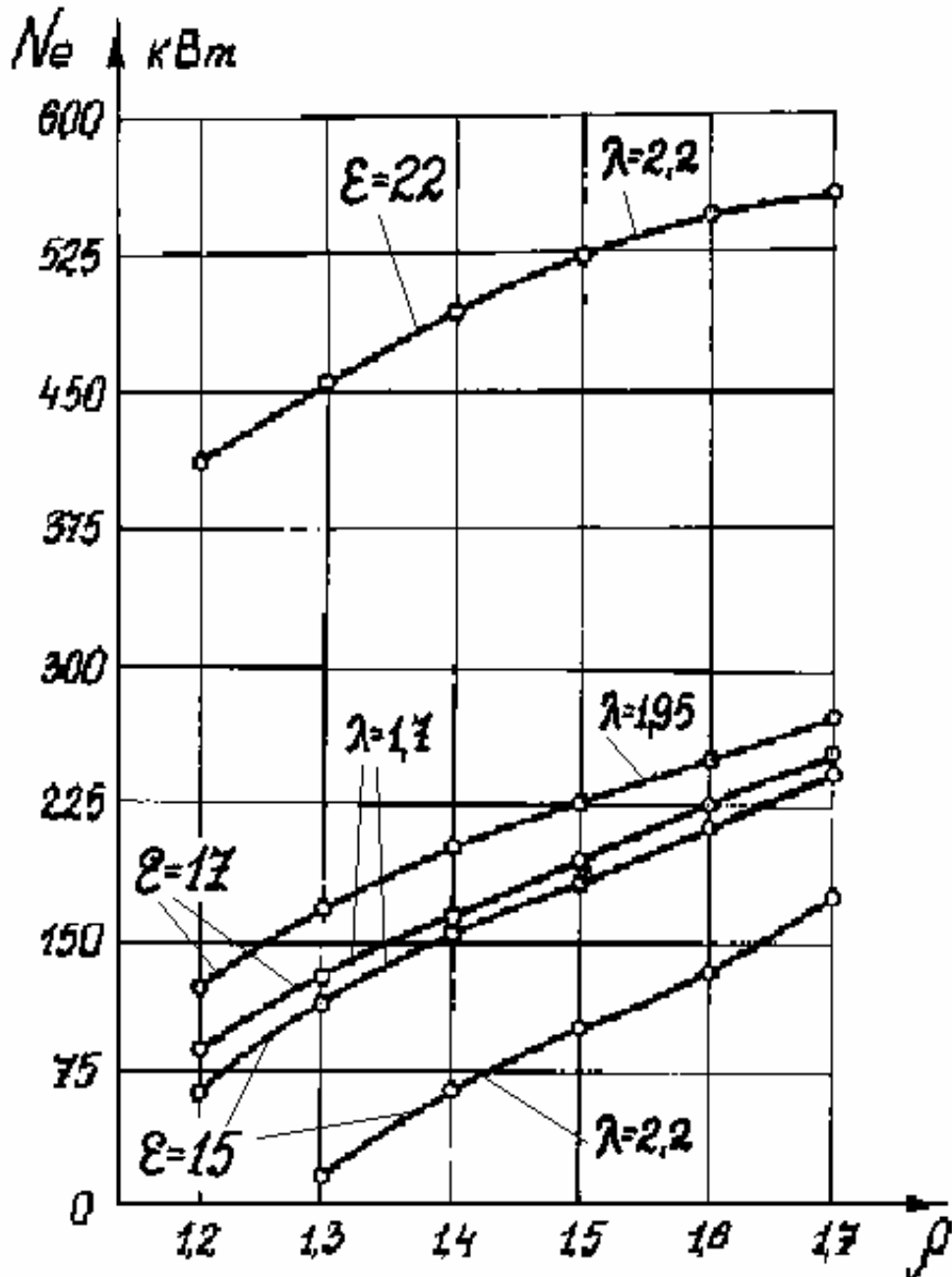


Рисунок 1. Залежність ефективної потужності  $N_e$  від степені попереднього розширення  $\rho$ .

З рис. 2 видно, що при збільшенні степені підвищення тиску  $\lambda$ , ефективна потужність  $N_e$ , як правило, збільшується. Крім того, при великих значеннях  $\epsilon$  і  $\lambda$ , функція  $N_e = f(\lambda)$  змінюється в діапазоні великих значень, а з цього виходить, що із збільшенням степенів підвищення тиску  $\lambda$ , попереднього розширення  $\rho$ , стиску  $\epsilon$ , ефективна потужність двигуна  $N_e$  збільшується.

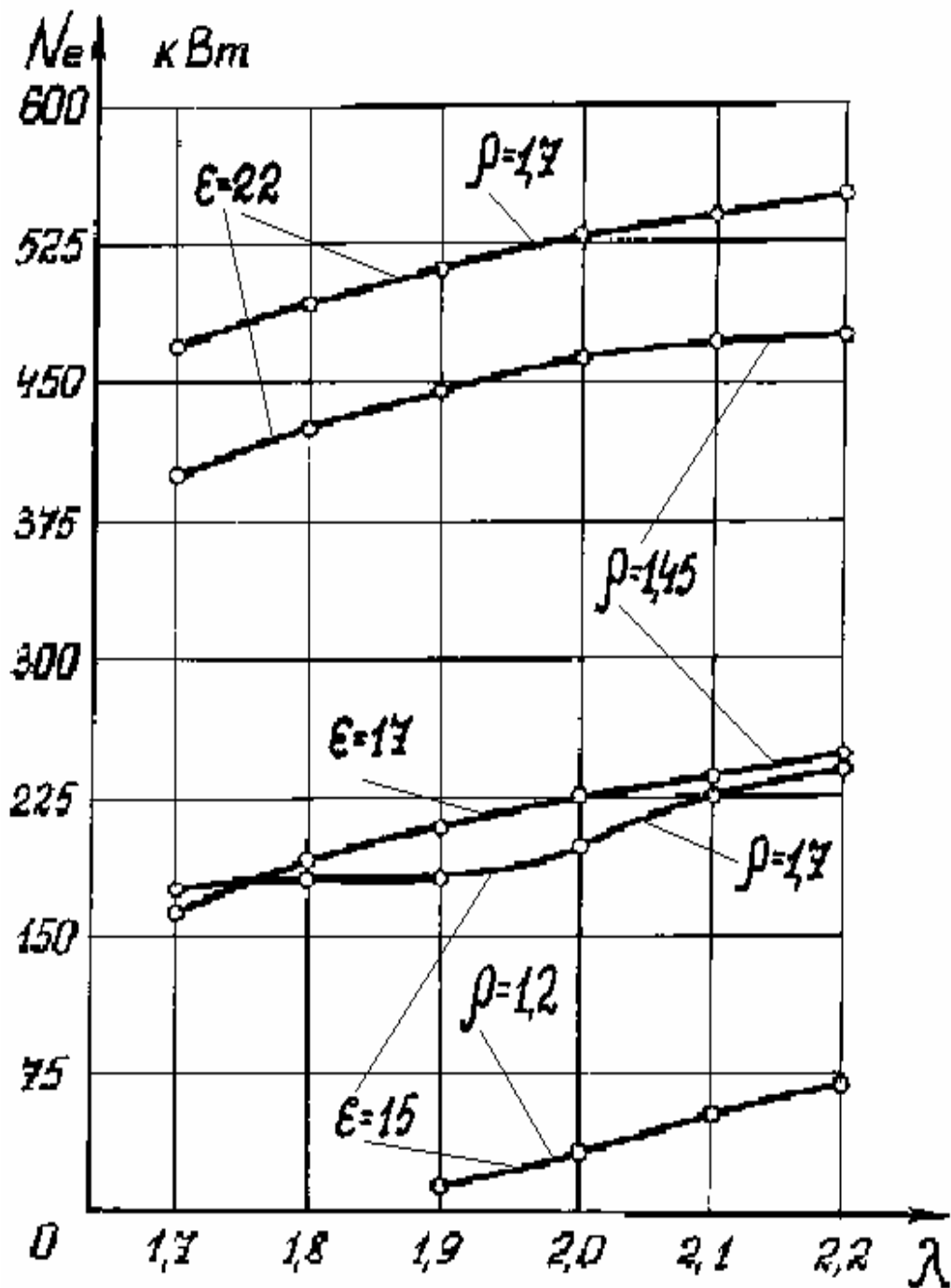


Рисунок 2. Залежність ефективної потужності  $N_e$  від степені підвищення тиску  $\lambda$ .

На рис. 3 зображена залежність ефективної потужності двигуна  $N_e$  від степені стиску  $\epsilon$  при різних значеннях  $\lambda$  і  $\rho$ , з яких видно, що при збільшенні  $\epsilon$  ефективна потужність збільшується. До того ж, при великих значеннях  $\rho$  і  $\lambda$ , функція  $K_\epsilon = f(\epsilon)$  змінюється в діапазоні великих значень.

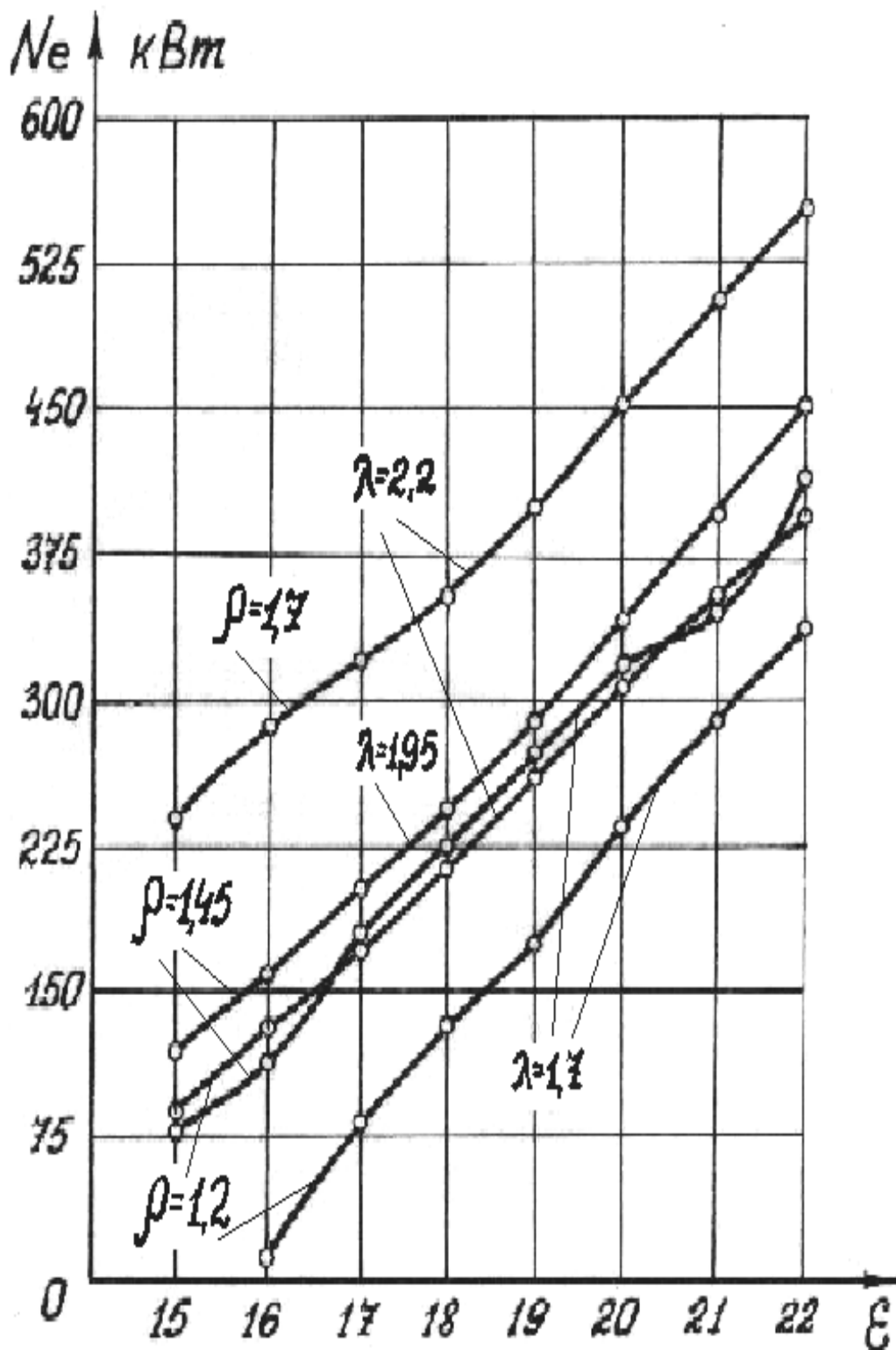


Рисунок 3. Залежність ефективної потужності  $N_e$  від ступеня стиску  $\varepsilon$ .

Таким чином, метод малих відхилень параметрів дає можливість з достатньою точністю оцінити взаємозв'язок між експлуатаційними параметрами та параметрами робочого циклу двигуна.

В лабораторії двигунів внутрішнього згоряння кафедри проводяться випробовування дизельного двигуна Д-240 на дизельному та біодизельному паливах при різних режимах роботи. Двигун встановлений на обкаточно-випробувальному стенді КИ-5542 ГОСНИТИ.

В результаті було отримано ряд характеристик по куту випередження подачі [3].

Аналізуючи характеристику (рис. 1), отриману на режимі, що відповідає швидкості обертання колінчастого вала  $n = 2200$  об/хв видно, що при переведенні двигуна на біопаливо, ефективна потужність  $N_e$  втрачається, а питома витрата  $g_e$  росте, порівняно з роботою на дизельному паливі, причому втрати потужності та збільшення питомої витрати спостерігаються при всіх значеннях кута випередження подачі. Значення годинних витрат дизельного палива  $G_{д}$  та біопалива  $G_{б}$  не залежать від зміни кута випередження подачі, але витрата біопалива більша за витрату дизельного палива. Крім того, оптимальні значення кута випередження подачі на дизельному та біодизельному паливах не збігаються і становлять: для дизельного палива 24, а для біопалива – 21,5 град. пкв до ВМТ.

Ця характеристика показує, що при переведенні двигуна на біопаливо і регулюванні його на оптимальний кут для дизельного палива, його робота на даному швидкісному режимі призводить до втрати потужності на 8,71% і збільшення питомої витрати палива на 17,53%; а при регулюванні оптимального кута для біопалива, втрата потужності та збільшення питомої витрати палива, становлять відповідно – 4,29% і 9,01%.



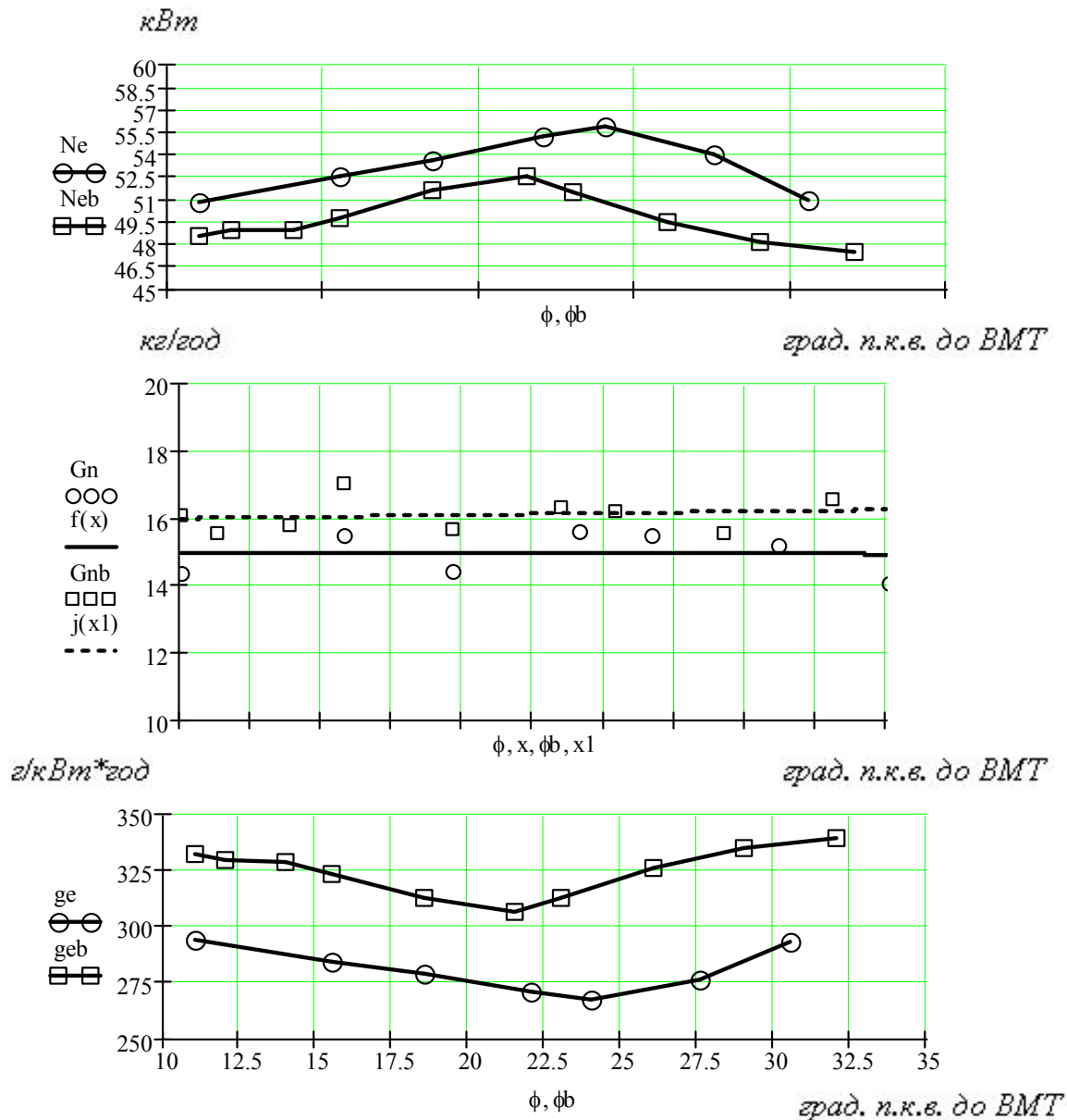


Рис. 1. Регульовальна характеристика по куту випередження подачі палива тракторного дизеля Д-240 на режимі  $n = 2200$  об./хв. при повній подачі палива.

### Висновки

1. Проведений аналіз літературних джерел показав, що переведення двигуна, який працює по дизельному циклу на альтернативні види палива дає можливість виробникам сільськогосподарської продукції забезпечити потреби господарства паливом, вирощуючи сировину для його вироблення на своїх землях, засіявши всього 10% орної землі ріпаком.

2. Результати дослідження фізичних показників показали, що густина та в'язкість у МЕРСО більші порівняно з традиційним дизельним паливом, що негативно впливає на якість сумішоутворення та згорання.

3. Метод малих відхилень дозволяє визначати багатofакторний зв'язок між нескінченно безлічі параметрів, набагато скорочувати об'єм обчислювальної роботи, при цьому забезпечувати достатньо високу точність результатів.

4. Визначений багатofакторний зв'язок ефективної потужності дизеля з основними параметрами робочого циклу, з якого видно, що найбільший вплив на потужність мають параметри:  $\varepsilon$  і навантаження, що характеризується параметрами  $\lambda$  і  $\rho$ .

5. Проаналізувавши регулювальні характеристики по куту випередження подачі на біопаливі, можна стверджувати, що регулювальні значення кута повинні знаходитись на межі 21,5 град. пкв до ВМТ.

6. Характеристики, що приведені на рис. 1 показують, що при переведенні двигуна Д-240 на альтернативне паливо, або його експлуатування одночасно на двох видах палива, кут випередження подачі потрібно встановлювати оптимальним для біопалива, що зменшить відносну втрату потужності і підвищить ефективність машинно-тракторного агрегату.

7. Проведені дослідження свідчать про те, що МЕРСО є оптимальним заміником дизельного нафтового палива.

### Література

1. SciTecLibrary Научно-техническая библиотека. Рапс – новый подход к АСУ ТП : [http://www.sciteclibrary.ru/texts/rus/stat/st\\_614-5.htm](http://www.sciteclibrary.ru/texts/rus/stat/st_614-5.htm) – 2007.

2. В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка, А. А. Пясецкий: Многофакторная связь мощности дизеля с параметрами рабочего цикла в малых отклонениях / Промислова гідравліка і пневматика, №2(8)'2005.

3. Анисимов В.Ф., Серeda Л.П., Рябошапка В.Б., Пясецкий А. А.: Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо / „Промислова гідравліка і пневматика”. – №2(20). – 2008.