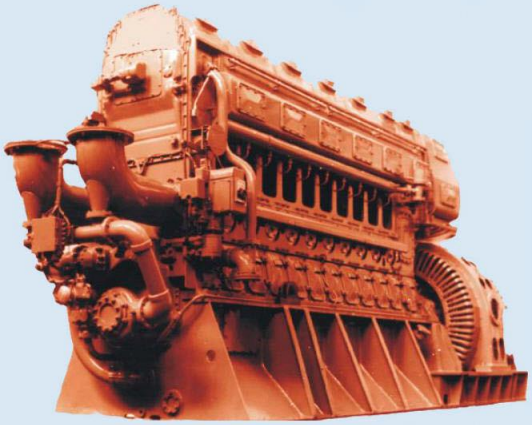


Вибір та обґрунтування раціональних параметрів двигуна 11ГД100М при роботі на шахтному газі

Автор: студент 5 курса Шелестов М.С
Керівник: к.т.н, асист. Кравченко С.С

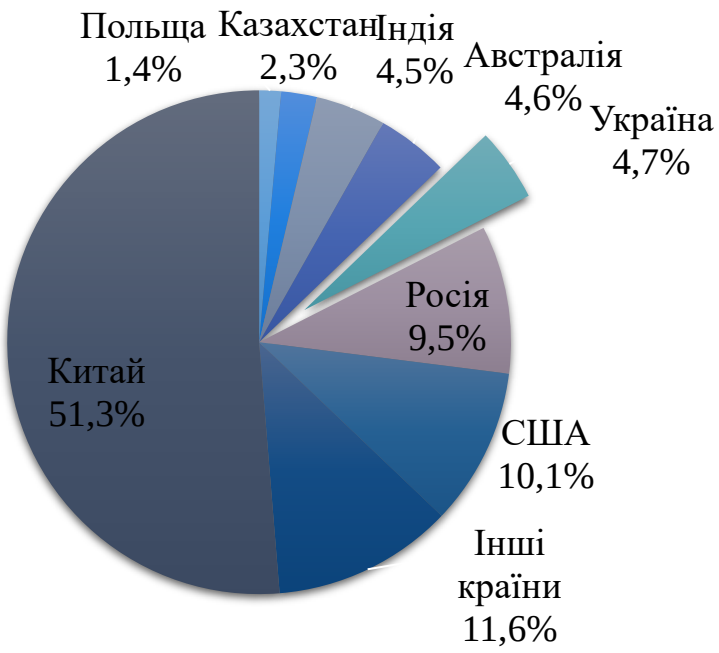
Мета та задачі

- **Об’єкт дослідження –** процес конвертації газового двигуна для використання шахтного газу.
- **Предмет дослідження** – процеси згоряння шахтного газу у циліндрі двигуна, показники конвертованого двигуна при використанні шахтного газу.

Задачі дослідження:

- 1. Виконати аналіз проблем та перспектив використання ШГ в двигунах внутрішнього згоряння.
- 2. Виконати аналіз особливостей конструкції та роботи стаціонарного газового двигуна 11ГД100М .
- 3. Розробити математичну модель робочого процесу двотактного газового двигуна з форкамеро-факельним запалюванням, що працює на шахтному газі.
- 4. Розрахувати робочий процес конвертованого двигуна на експлуатаційних режимах. Обгрунтувати раціональні параметри двигуна 11ГД100М при викорисстанні в якості палива шахтного газу
- 5. Вибір та обгрунтування раціональних параметрів газового двигуна 11гд100м при використанні шахтного газу.

Актуальність використання альтернативних газових палив

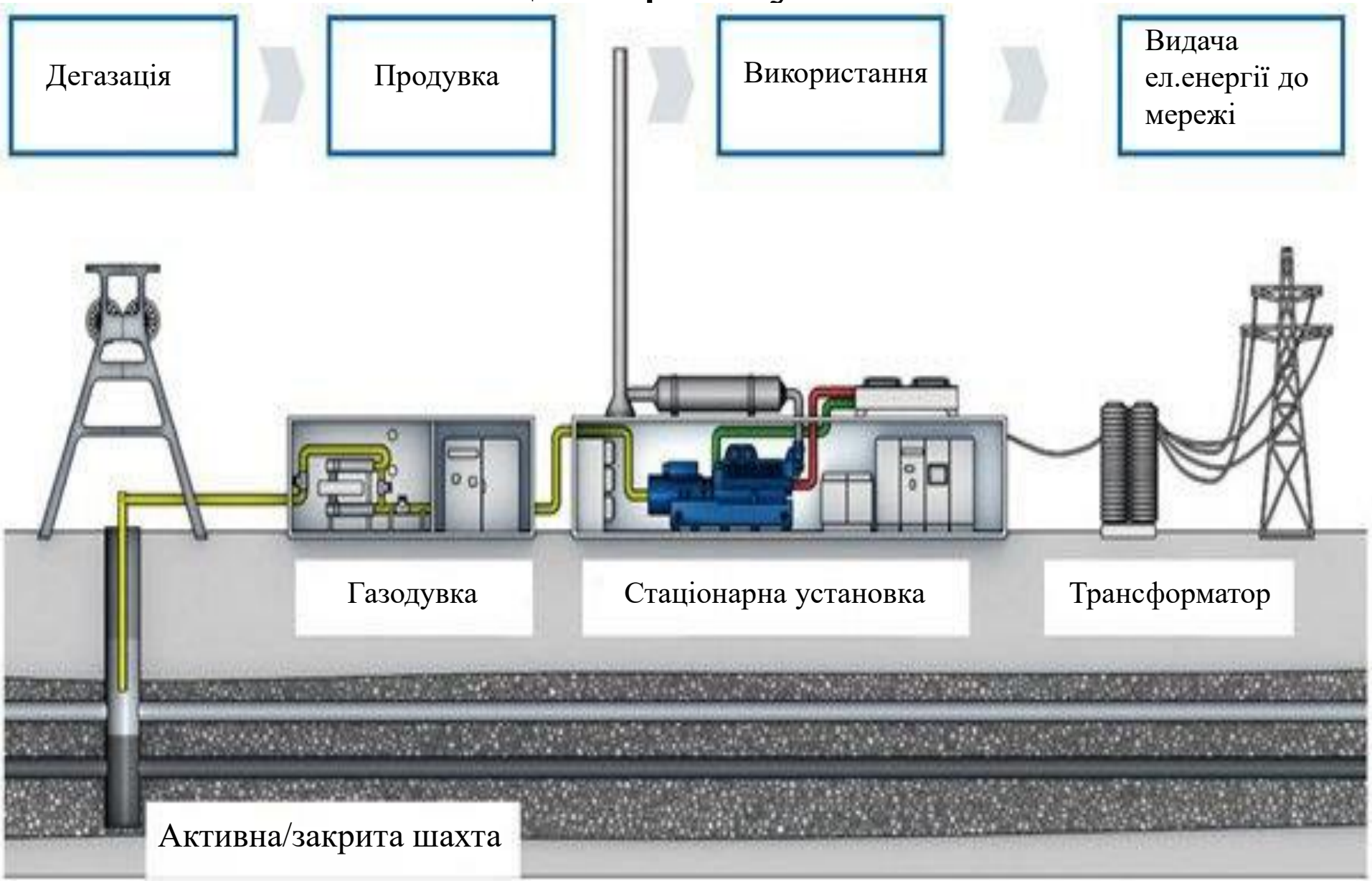


Викиди шахтного метану на вугільних шахтах світу

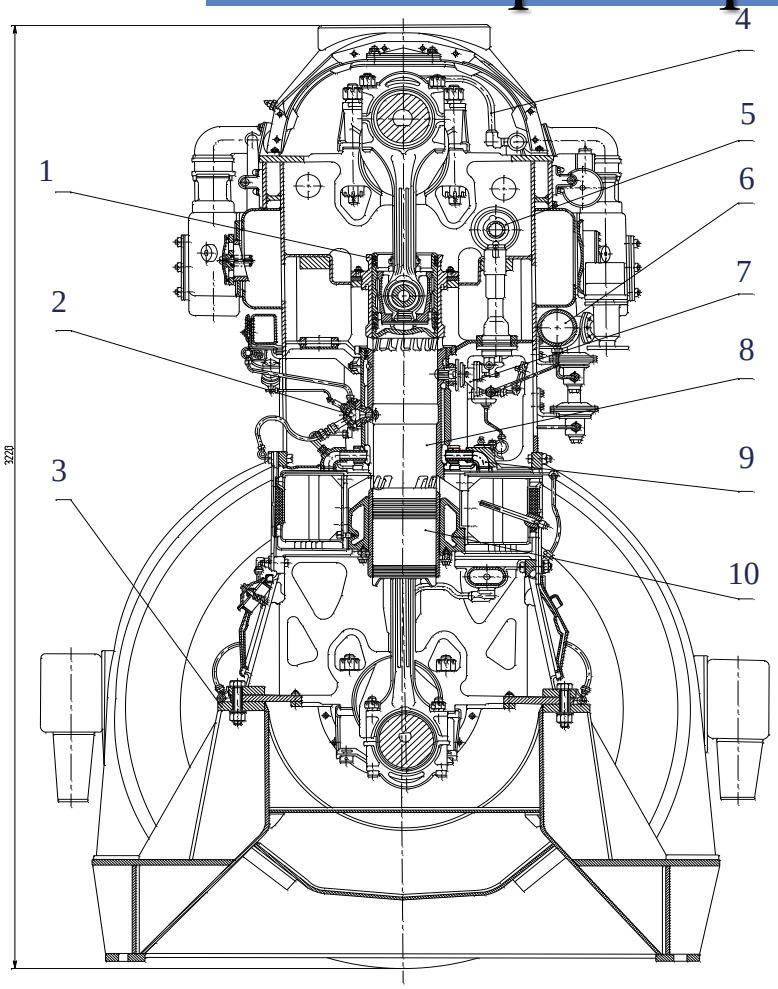
Хімічний склад шахтного газу на різних шахтах

Компоненти ШГ	Закрита шахта	Активна шахта №1	Активна шахта №2
CH4	68,6 %	43,8 %	31,5 %
CnHm	0,9 %	0,4 %	-
CO2	11,3 %	2,2 %	31,7 %
N2	18,9 %	43,7 %	31,0 %
O2	0,5 %	9,8 %	5,8 %
LHV (нижча теплота згоряння), ккал / нм³	6,9	4,5	3,1
MN (метанове число)	110	100	140
Густина, кг/м³	0,9568	1,0434	1,3189

Приклад використання ШГ в якості палива для стаціонарної уставки.



Конструктивні та регулювальні параметри двигуна ГД100М



Поперечний переріз двигуна

1 – верхній поршень; 2 – форкамера; 3 – рама; 4 – верхній масляний колектор; 5 - вал керування подачею палива; 6 – газопровід; 7 – газовий клапан; 8 – гільза циліндру; 9 – патрубок підводу охолоджуючої рідини; 10 – нижній поршень.

Параметри	Значення
Число циліндрів	10
Діаметр циліндру, мм	207
Хід поршня, мм	2х254
Робочий об’єм всіх циліндрів, л	170,9
Частота обертання колінчастого валу, хв.$^{-1}$	750
Частота обертання на холостому ході, хв.$^{-1}$	390-400
Ступінь стиску	15
Максимальна потужність, кВт	1100
Номінальна потужність, кВт	1000
Тиск паливного газу, кгс/см^2	3,0
Температура відпрацьованих газів, ˚С	345
Тиск продувочного повітря, кгс/см^2	1,265
Максимальний тиск згоряння, кгс/см^2	66
Кут випередження запалювання, град	9
Питома витрата палива, ккал/(к.с.·ч)	1910
Питома витрата масла, г/(к.с.·ч)	1,8

Диференціальні рівняння процесів масообміну і теплообміну в надпоршневій порожнині

- Рівняння масового й енергетичного балансів

$$dM = dM_s - dM_b, \quad (1)$$

$$\partial Q = dI - Vdp, \quad (2)$$

де dM - зміна маси РТ, що обумовлена надходженням свіжого заряду dMs і виходом РТ з надпоршневої порожнини dM_B протягом проміжку часу dτ; δQ - теплота, що підведена до робочого тіла за цей же проміжок часу; dI - зміна ентальпії робочого тіла протягом проміжку часу dτ;

- Рівняння стану

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} = \frac{dM}{M}, \quad (3)$$

де *dp, dT, dV* – відповідно, зміна тиску, температури РТ, об'єму надпоршневої порожнини.

- Маса свіжого заряду, що надійшла у надпоршневу порожнину протягом часу dτ

$$dM_s = \rho_s^{'} \cdot (\mu_s f_s) \cdot W_s \cdot d\tau, \quad (4)$$

де ρ_s' - густина свіжого заряду в розрахунковому прохідному перерізі вікна; $\mu_s f_s$ – ефективна площа прохідного перерізу впускного вікна; W_s – швидкість потоку свіжого заряду в прохідному перерізі впускного вікна.

- Кількість суміші газів, що вийшли з надпоршневої порожнини протягом часу dτ

$$dM_b = \rho^{'}(\mu_b f_b) \cdot W_b \cdot d\tau \quad (5)$$

де ρ' - густина суміші газів у розрахунковому прохідному перерізі випускного клапана; $\mu_в f_в$ - ефективна площа прохідного перерізу випускного вікна; W_b – швидкість потоку суміші газів в прохідному перерізі випускного вікна.

- Кількість теплоти, підведеної до суміші газів у надпоршневій порожнині

$$\partial Q = \partial Q_x \pm \partial Q_m + dM_s I_s - dM_b i, \quad (6)$$

де i_s – питома ентальпія свіжого заряду: $i_s = c_{pms}(T_s - 273)$; i– питома ентальпія робочого тіла в циліндрі $i = c_{pm}(T - 273)$; c_{pms}, c_{pm} – середня питома масова ізобарна теплоємність відповідно свіжого заряду і робочого тіла в циліндрі.

- Зміна ентальпії всієї маси робочого тіла в надпоршневій порожнині

$$dI = (dMi) = Mdi + idM \quad (7)$$

де *di* - зміна питомої ентальпії робочого тіла $(di = c_p dT)$.

- Зміна температури робочого тіла

$$dT = \frac{1}{M \cdot C_p}\left[dM_s(i_s - i) + \partial Q_x \pm \partial Q_m + Vdp\right] \quad (8)$$

- Зміна тиску робочого тіла

$$dp = \frac{k \cdot p}{V}\left\{\frac{1}{\rho}(dM_s \cdot a_s - dM_b) + V \cdot (\beta - 1)dx + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\partial Q_x \pm \partial Q_m}{p} - dV_n\right\} \quad (9)$$

де a_s - коефіцієнт, що враховує вплив змішування газів (свіжого заряду з робочим тілом у циліндрі) на зміну тиску

Моделювання теплообміну в циліндрі двигуна ГД100

- Кількість теплоти, що передається робочим тілом в стінки або від стінок надпоршневої порожнини протягом проміжку часу $d\tau$

$$\partial Q_m = \alpha_m (T - T_{cm}) \cdot F d\tau \qquad (10)$$

де α_m – поточне значення середнього по поверхні камери згоряння (КЗ) коефіцієнта тепловіддачі; T – поточне значення температури газів у надпоршневій порожнині; T_{cm} – середня по поверхні КЗ температура стінки; F_{cm} – площа надпоршневої поверхні;

- Коефіцієнт тепловіддачі від РТ до поверхні стінок надпоршневої порожнини

$$\alpha_m = a \frac{\lambda_{см}}{D} R_e^{\,b} + c \frac{T^4 - T_{cm}^{\;4}}{T - T_{cm}} \qquad (11)$$

де $\lambda_{см}$ – теплопровідність суміші в циліндрі; R_e – число Рейнольдса; D – діаметр циліндра; a=b=0,7 – коефіцієнти, що характеризують інтенсивність конвекційного теплообміну;

c= 4,252·10^{-9} – коефіцієнт, що характеризує інтенсивність радіаційного теплообміну при згорянні.

- Поточна середня температури стінки вогневої поверхні циліндру:

$$T_{cm} = 486{,}4 + 0{,}0217 \cdot N_e - 900{,}6 \cdot F_{cm} + 1362{,}6 \cdot F_{cm}^{\;2} + 0{,}056 \cdot N_e \cdot F_{cm}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна (Ne=280-1100 кВт) (12)

Математична модель процесу згоряння в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням

- Кількість палива, що згоріло

$$x = 1 - \exp\left[-C \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right], \qquad (13)$$

де φ_0, φ_z, φ, – відповідно кут початку згоряння, тривалість згоряння і поточне значення кута повороту кривошипа в процесі згоряння; C – константа, що характеризує повноту згоряння палива; m – показник динаміки згоряння.

- Константа C

$$C = \ln(1 - pol), \qquad (14)$$

де *pol* – доля палива, що повністю згоряє за цикл

$$pol = \sum pol_i \cdot r_i, \qquad (15)$$

pol_i, r_i – відповідно повнота згоряння та об'ємна доля і-го компоненту палива.

- Повнота згоряння для CH_4 та CO в межах зміни α=1,7-3,0

$$pol_{CH_4} = pol_{CO} = -0{,}427 \cdot \alpha^2 + 1{,}4571 \cdot \alpha - 0{,}315. \qquad (16)$$

При значеннях α <1,7 показник повноти згоряння для CH_4 та CO приймався постійним і рівним 0,92.

- Показник динаміки згоряння, що змінюється за лінійною залежністю від m_1 до m_2:

$$m = (m_2 - m_1) \cdot \bar{\varphi} + m_1 \qquad (18)$$

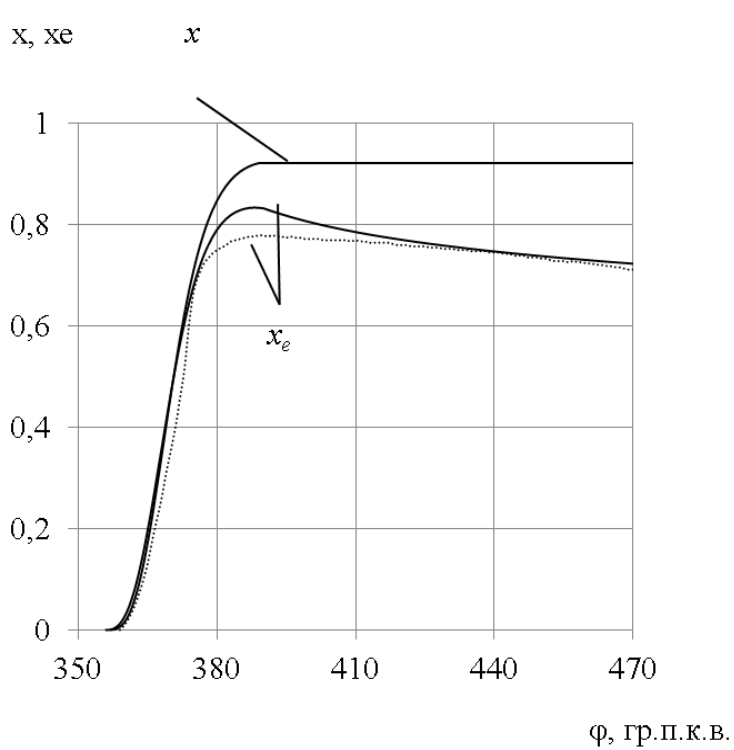
- Тривалість згоряння:

$$\varphi_z = -18{,}32 \cdot \alpha^2 + 129{,}45 \cdot \alpha - 139{,}95. \qquad (19)$$

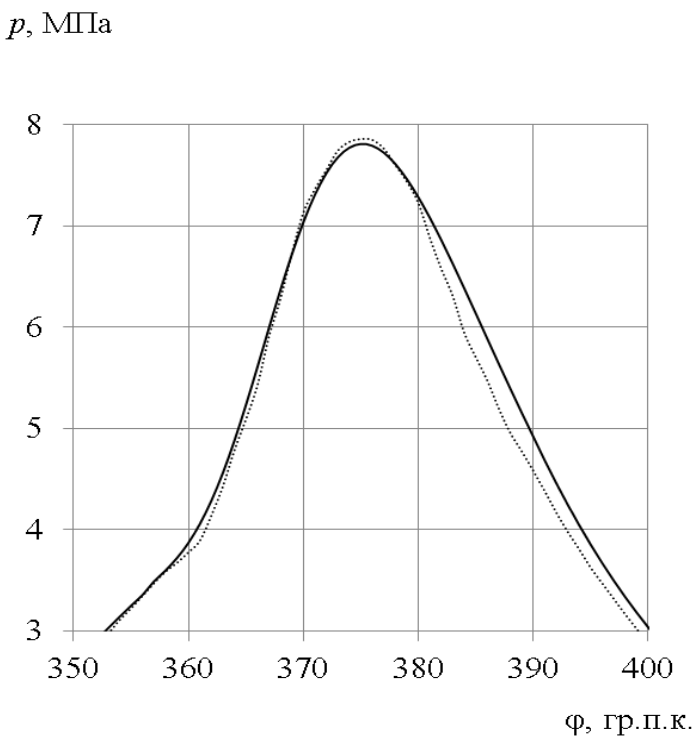
- Показник динаміки згоряння

$$m_1 = -2{,}059 \cdot \alpha + 5{,}186;\ m_2 = -0{,}5. \qquad (20)$$

Математична модель процесу згоряння в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням



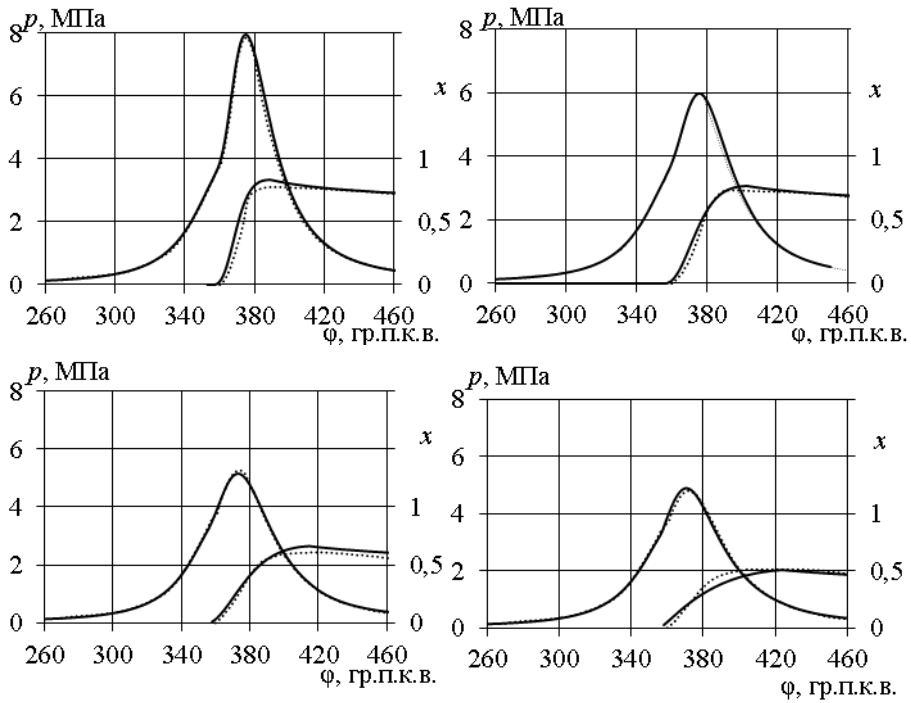
а)



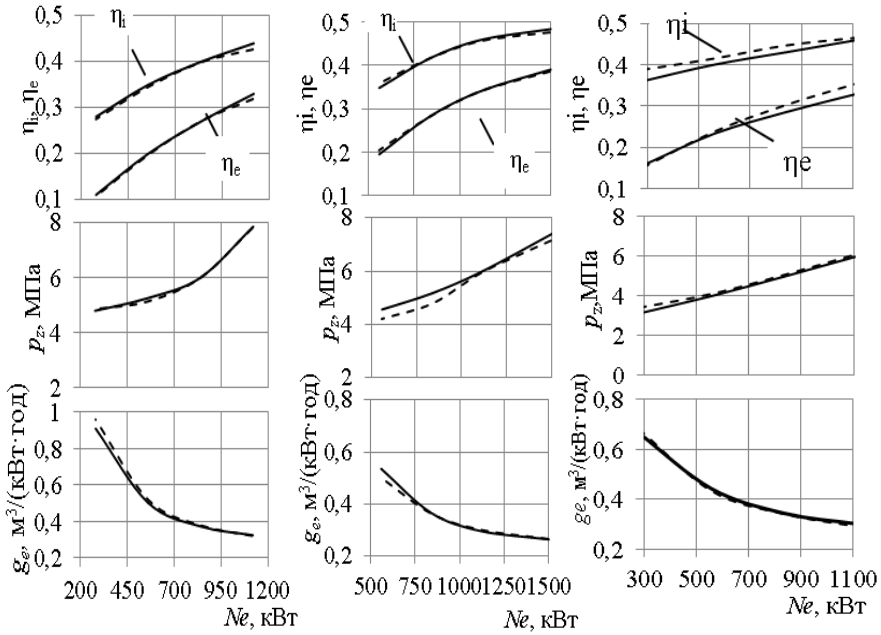
б)

Закон згоряння x, ефективні характеристики тепловиділення x_e (*а*) та індикаторні діаграми (*б*) на режимі номінальної потужності двигуна ГД100 (N_e=1100 кВт, n=750 хв$^{-1}$, ε=14,5);

Перевірка адекватності математичної моделі робочого процесу двигуна типу ГД100



Індикаторні діаграми та характеристики тепловиділення за n=750 хв$^{-1}$ та 100% *Ne* (*а*), 75% *Ne* (*б*), 50% *Ne* (*в*); 25% *Ne* (*г*):
--------- - експеримент, ····· - розрахунок



ε=14,5; θ=10 гр. п.к.в ε=12,5; θ=8 гр. п.к.в. ε=12,5; θ=8 гр. п.к.в. *ps*=var

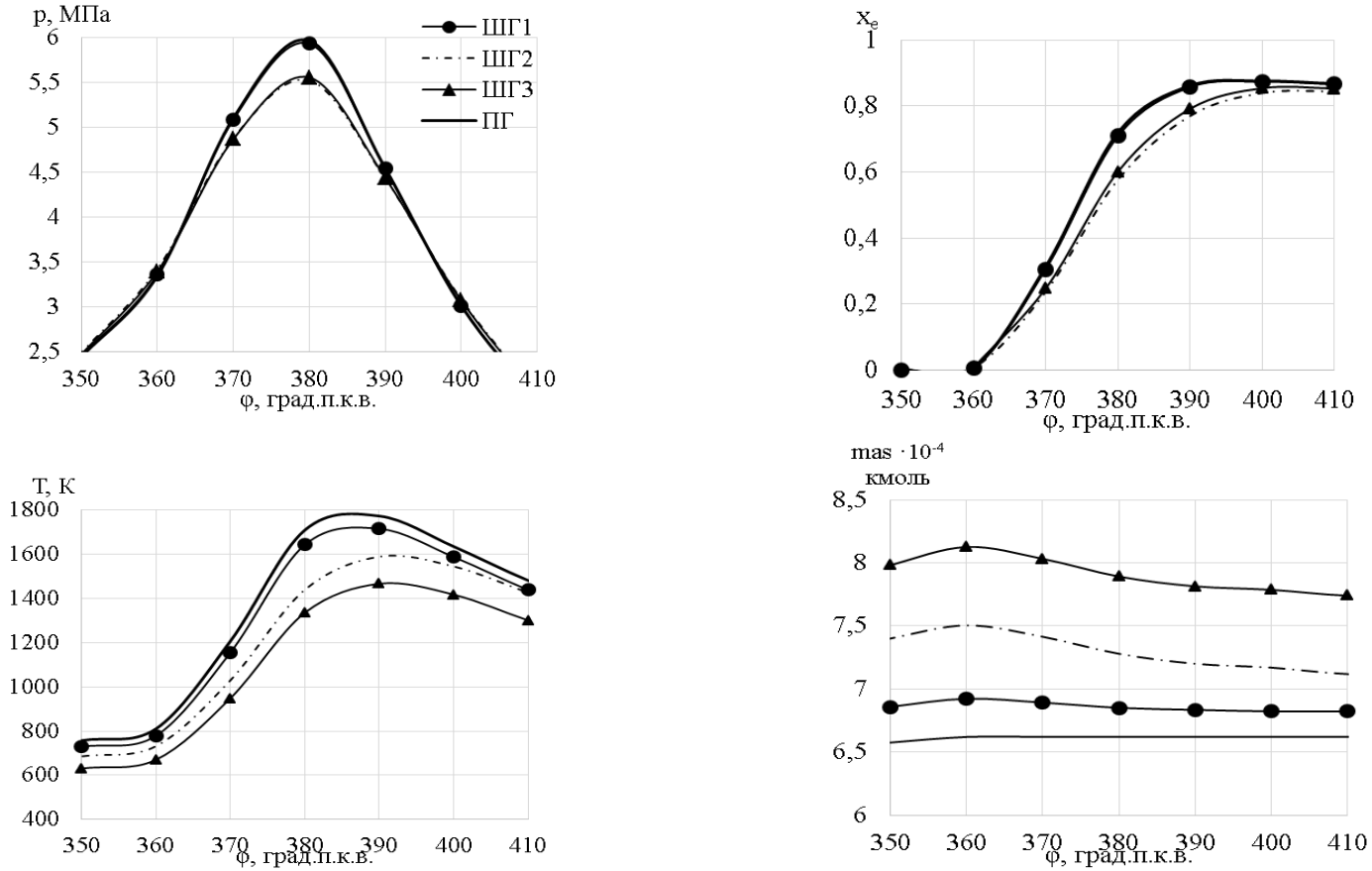
Навантажувальні характеристики газового двигуна 11ГД100:
--------- - експеримент, ····· - розрахунок

Порівняння розрахункових та експериментальних значень показників двигуна 11ГД100 на режимах навантажувальної характеристики

Режим навантаження *Ne*,%	ηe	ηi	α	p_z, МПа
	експ/розр	експ/розр	експ/розр	експ/розр
100%	0,33/0,320	0,44/0,430	1,777/1,78	7,86/7,81
75%	0,27/0,271	0,4/0,399	2,03/2,025	6,0/6,01
50%	0,20/0,198	0,35/0,346	2,227/2,24	5,26/5,14
25%	0,11/0,107	0,28/0,275	2,49/2,48	4,8/4,86

Похибка розрахунку індикаторних та ефективних показників за розробленою математичною моделлю не перевищує 5%

Дослідження процесу згоряння шахтного газу в циліндрі двигуна

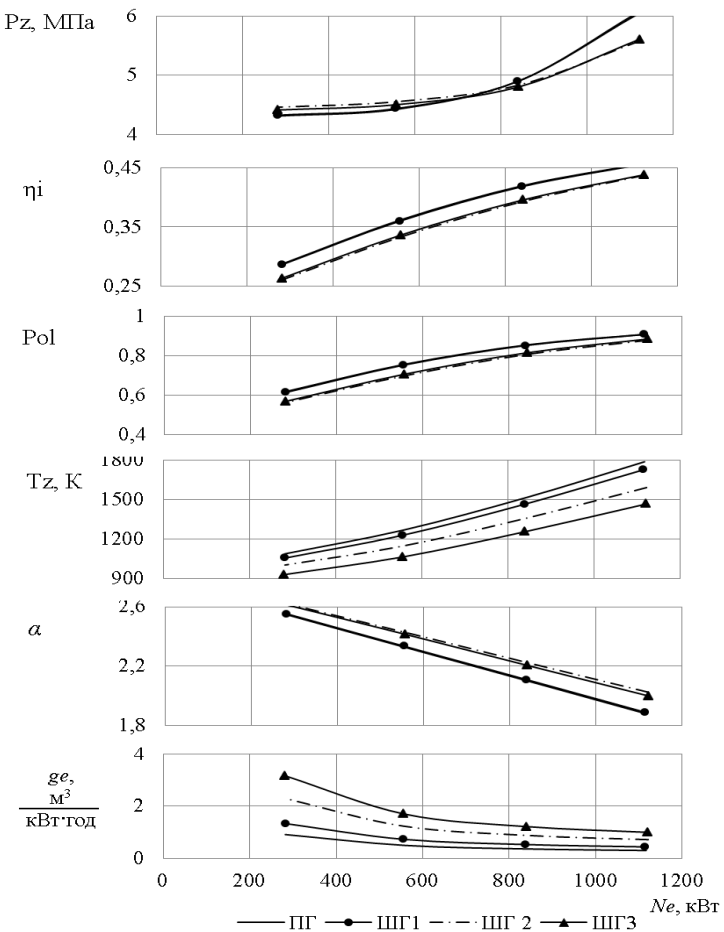


Розрахункові тиск в циліндрі (а), характеристики тепловиділення (б), температура РТ (в) та маса РТ (г) в циліндрі двигуна 11ГД100М в процесі згоряння при використанні в якості палива природного газу та шахтного газу (n = 750 хв-1; Ne = 839 кВт; ps = 0,127 МПа; θзп=8 гр. п.к.в; ε=12,5):

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА 11ГД100М ПРИ ВИКОРИСТАННІ ШАХТНОГО ГАЗУ

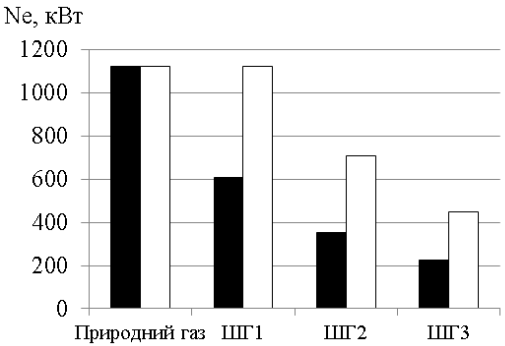
Основні показники робочого процесу двигуна на номінальному режимі (N_e=1119 кВт; p_s=0,127 МПа; θ=358 гр. п.к.в; ε=12,5)

Вид палива	Природ-ний газ	Шахтний газ		
		ШГ1	ШГ2	ШГ3
Параметр	Значення			
Індикаторна потужність, кВт	1493,8	1491,3	1498,6	1499
Потужність механічних втрат, кВт	251	251	251	251
Коеф. надлишку повітря	1,88	1,89	2,025	2,0
Повнота згоряння палива, %	0,908	0,906	0,877	0,88
Максимальний тиск циклу, МПа	6,05	6,01	5,576	5,6
Максимальна температура циклу, К	1785,5	1724,9	1590	1466,5
Питома ефективна витрата палива, м^3/кВт·год	0,3016	0,441	0,7187	0,9967
Індикаторний ККД	0,456	0,455	0,4367	0,437
Ефективний ККД	0,341	0,339	0,326	0,327
Механічний ККД	0,75	0,75	0,75	0,75
Об'ємна витрата палива м^3/год	336,7	491,4	805,8	1117,9
Циклова подача, кг/цикл ·10^4	5,4	10,44	18,7	32,8

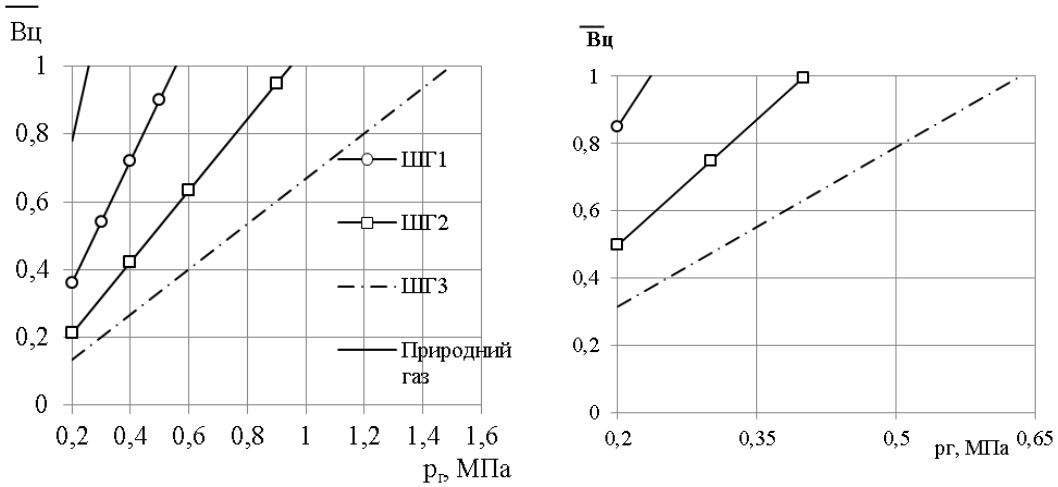


Навантажувальна характеристика двигуна 11ГД100М при використанні природного газу та шахтного газу (n=750 хв$^{-1}$)

Забезпечення номінальної потужності двигуна



Потужність двигуна при використанні природного газу та ШГ:
– за умови застосування ГА двигуна 11ГД100М; за умови застосування ГА двигуна 17ГД100А;

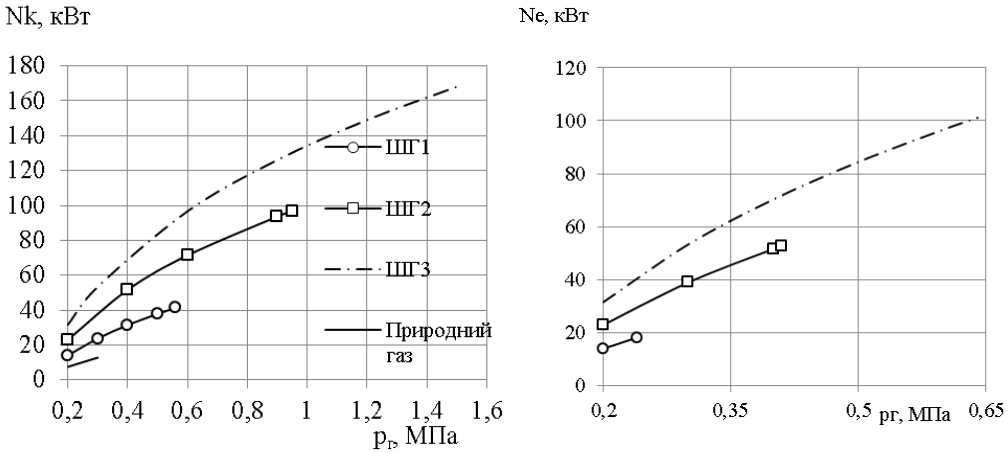


а) б)

Залежність відносної циклової подачі від тиску газу в газовій магістралі:
а – серійної газової апаратури; *б* – серійної газової апаратури зі збільшеними прохідними перетинами;

Розрахунок потрібного тиску в газовій магістралі для забезпечення циклової подачі газу до циліндрів двигуна при використанні подвійної ГА

Газ	ШГ3
Потрібний тиск в газовій магістралі $p_г$, МПа: - ГА двигуна 11ГД100М - ГА двигуна 17ГД100А зі збільшеними прохідними перетинами	 0,75 0,32
Потужність, що витрачається на привід компресора N_k, кВт: - ГА двигуна 11ГД100М -ГА двигуна 17ГД100А зі збільшеними прохідними перетинами	 112,5 57,04



Залежність потужності, що витрачається на привід компресора від створюваного тиску газу в паливній магістралі

Вибір та обгрунтування параметрів газового двигуна 11ГД100М

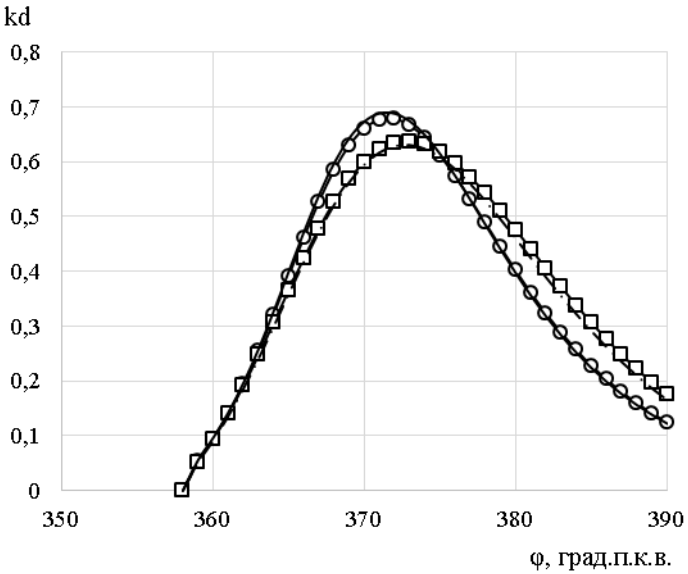
Аналіз літератури показує, що найбільший вплив на показники двигунів мають наступні параметри:

- ступінь стиску;
- тиск наддувного повітря;
- температура наддувного повітря;
- кут випередження запалювання;

Критерію виникнення детонаційного згоряння

$$K_n = \frac{h_{sp} - h_t}{h_{см}} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1)$$

де h_{sp} – питома ентальпія незгорілої суміші в момент запалювання;
h_t – питома ентальпія незгорлої суміші в будь-який момент часу.



Значення критерію детонації K_n в процесі згоряння для двигуна 11ГД100М при використанні в якості палива природного газу та шахтних газів за умов: N_e = 1100кВт; p_s=0,127 МПа; ε=12,5; θ=358 гр.п.к.в.

Вибір оптимальних параметрів проводився з урахуванням обмежень по критерію детонації K_n<1, максимальному тиску згоряння $p_z \leq$ 7,5 МПа та коефіцієнту продувки циліндру ψ=1,2-1,5.

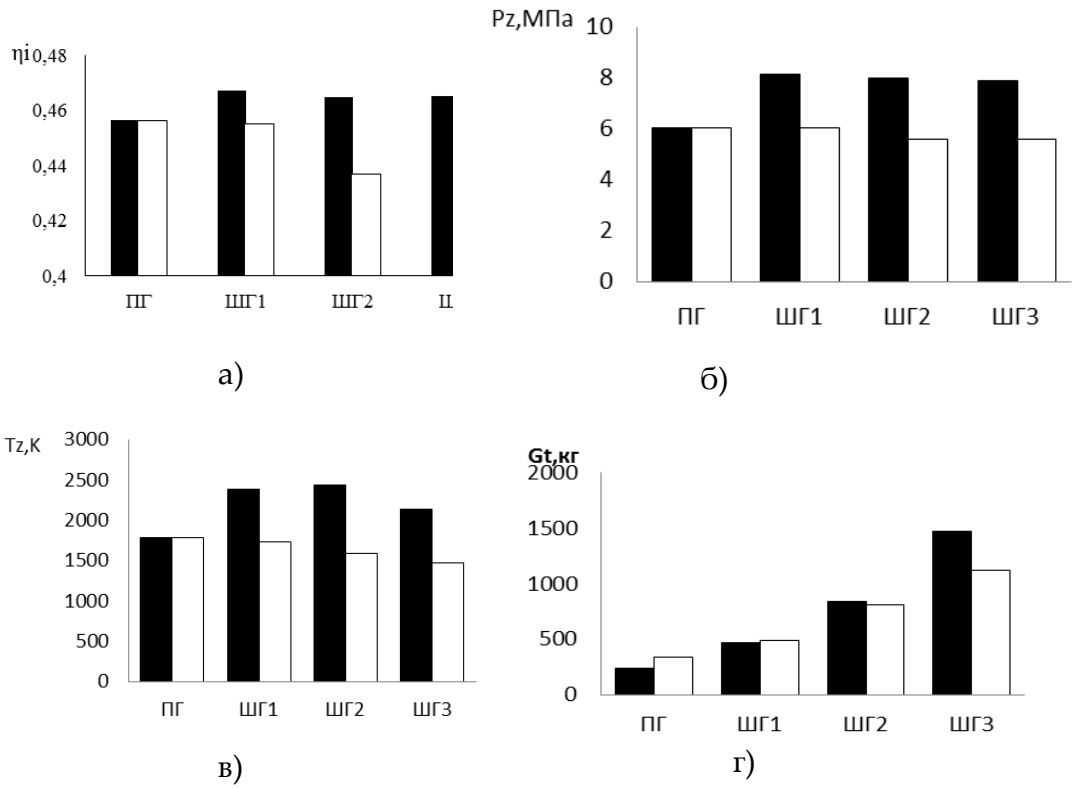
Вибір параметрів газового двигуна при використанні ШГ

Діапазон варіювання параметрів двигуна 11ГД100М при вибору оптимальних параметрів

	p_s, МПа	T_s, К	θ, гр.п.к.в.	ε
min	0,11	300	300	10,5
max	0,13	350	360	14,5

Оптимізовані значення параметрів газового двигуна 11ГД100М при використанні ШГ

Газ	p_s, МПа	T_s, К	θ, гр.п. к.в.	ε
ШГ1	0,11	300	359	12,5
ШГ2	0,11	350	360	12,5
ШГ3	0,11	350	360	12,5



Порівняння показників газового двигуна 11ГД100М за базовими та оптимізованими параметрами при використанні природного газу та ШГ: *а* – індикаторний ККД; *б* – максимальний тиск циклу; *в* – максимальна температура циклу; *г* –витрата повітря; ■ за оптимізованих параметрах; □ – за базових параметрах.

Висновки

- Був виконаний аналіз актуальності використання альтернативних газових палив у двигунах внутрішнього згоряння. У результаті аналізу , визначено що одним з найбільш перспективних джерел енергії на сьогодні слід віднести шахтні гази (ШГ), які можуть бути ефективно використані в якості альтернативних палив для когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння. Це паливо зазвичай викидаються в атмосферу, або спалюються на факельних установках забруднюючи при цьому навколишнє середовище. Тому роль використання шахтного газу швидко зростає в Європі та по всьому світу. Проаналізовані властивості і походження шахтного газу, в залежності від глибини залягання вугільного пласта, ступеня метаморфізму і геологічної історії, а також використовуваних технологій дегазації і герметичності трубопроводів, хімічний склад шахтного метану може змінюватися в широких межах. У зв′язку з цим проаналізований хімічний склад шахтного газу на різних шахтах.
- Проаналізовані особливості конструкції та роботи стаціонарного газового двигуна 11ГД100М. Аналіз конструкцій і показників роботи сучасних газових двигунів показав, що порівняно високі показники паливної економічності мають двигуни вітчизняного виробництва 11ГД100М, які працюють на природному газі. В цих двигунах реалізоване форкамерно-факельне запалювання паливо-повітряних сумішей та якісне регулювання потужності. Завдяки високій енергії форкамерного факелу в двигунах 11ГД100М відбувається надійне та ефективне запалювання збіднених і вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей. Таким чином, на сьогодні в Україні є великий потенціал утилізації шахтного газу в енергетичних установках на базі стаціонарних двигунів 11ГД100М. Утилізація цих газів дозволить поліпшити екологічну ситуацію в країні, а також зменшити її енергозалежність від імпорту природного газу.
- Розроблено та програмно реалізовано комплекс математичних моделей внутрішньоциліндрових процесів у двигунах з ФФЗ і якісним регулюванням потужності.При розробці моделі були отримані наступні результати:

1. Кількість теплоти, що передається від газу стінкам камери згоряння запропоновано розраховувати за рівнянням Ньютона-Ріхмана, де коефіцієнт тепловіддачі описувати залежністю В. Аннанда.
2. На основі моделі І. І. Вібе запропоновано математичну модель процесу згоряння збіднених паливо-повітряних сумішей, що враховує особливості форкамерно-факельного запалювання та відрізняється від базової використанням змінного показника динаміки згоряння на різних стадіях згоряння. Для опису динаміки та тривалості згоряння вкрай збіднених (α=1,7-3,0) сумішей природного газу та ШГ з повітрям запропоновано емпіричні залежності, як функції від якісного складу паливо-повітряної суміші.
3. Відносна похибка розрахунку показників дослідного двигуна на режимах навантажувальної характеристики не перевищує 5%, що свідчить про достовірність запропонованої математичної моделі

Висновки

.

- При дослідження робочого процесу двигуна 11ГД100М при використанні шахтного газу були отріманні наступні висновки:

1. При використанні ШГ в двигунах з форкамерно-факельним запалюванням і якісним регулюванням потужності відбувається значне збіднення паливо-повітряної суміші в циліндрі у порівняні з роботою на природному газі. Проте показники ефективності робочого циклу (індикаторний та ефективний ККД) майже не змінюються. На режимах близьких до холостого ходу при роботі двигуна на ШГ показники паливної економічності дещо погіршуються, що пояснюється значним зростанням коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі, зменшенням температури циклу, як наслідок, зменшенням індикаторного ККД двигуна.
2. При використанні ШГ суттєво збільшується об’ємна витрата палива, що потребує корінної модифікації газової апаратури двигуна.

- Зниження теплотворної здатності ШГ передбачає збільшення циклової подачі для отримання незмінної потужності двигуна типу ГД100. Для забезпечення відповідної циклової подачі палива запропоновано збільшувати прохідні перетини ГА, збільшувати тиск в системі подачі газу та дублювати ГА. При застосуванні ГА двигуна 11ГД100М циклова подача палива і відповідно його номінальна потужність знижується на 45-80% в усіх випадках використання ШГ. У випадку застосування ГА двигуна 17ГД100А при використанні ШГ1 (CH_4≈70%) циклова подача палива забезпечується на 100%, номінальна потужність двигуна не змінюються. Для ШГ2 у сукупності зі збільшенням прохідних перетинів деталей ГА потрібно підвищувати тиск паливного газу до 0,41 МПа. При використання ШГ3 (з вмістом метану CH_4≈30%) раціонально застосувати подвійну ГА зі збільшеними прохідними перетинами у сукупності із підвищенням тиску до 0,32 МПа.
- Основною метою даного дослідження є пошук поєднань параметрів, що забезпечують максимальні значення індикаторного ККД двигуна:

1. Для кожного ШГ з використанням розробленої математичної моделі проводилися розрахункові експерименти в 15 точках. За прийнятими обмеженнями були відсіяні неефективні точки. Точка, що відповідала максимальному значенню індикаторного ККД вважалася оптимальною.
2. При використанні рекомендованих значень параметрів двигуна відбувається збільшення максимального тиску та температури циклу. Як результат, підвищується на 1,5-2,8% індикаторний ККД двигуна (з 0,436-0,455 до 0,46-0,47) у порівнянні з базовим варіантом.