

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»
в.о. зав. кафедрою *Б.Є. Боднар*
« 16 » 12 2021 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»

Спеціалізація «Локомотиви та локомотивне господарство»

**ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ**

**IMPROVEMENT OF TECHNICAL, ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL
PARAMETERS OF LOCOMOTIVE DIESELS**

0032.206308.000.03MP.ПЗ

Керівник дипломного
проекту

Нормоконтролер

Виконавець: студент

групи ЛГ2026

Student

М.І. Капіца

Л.В. Колодій

І.Ю. Шовкун

I.J. Shovkun

РЕФЕРАТ

Актуальність даної роботи полягає у вирішенні проблеми підвищення паливної економічності дизельних двигунів на режимах часткових навантажень шляхом оптимізації процесів газорозподілу за рахунок удосконалення механізму газорозподілу.

Мета даної роботи: дослідити можливість підвищення середньоексплуатаційної паливної економічності за рахунок зміни фаз газорозподілу за допомогою альтернативного приводу клапанів. Обрати найбільш доцільний варіант приводу клапанів газорозподілу.

Завдання наукової роботи: виконати розрахунок економії палива при оптимізації газорозподілу на режимі холостого ходу. Проаналізувати технічну можливість зміни фаз газорозподілу на працюючому дизелі, обрати найбільш перспективний привід клапанів.

Магістерська робота складається з шести розділів:

- механізм газорозподілу дизеля ЧН26/26. Аналіз фаз газорозподілення чотиритактного двигуна;
- огляд перспективних систем газорозподілу двигунів внутрішнього згоряння;
- розробка математичної моделі процесу газообміну дизельного двигуна;
- пошук оптимальних фаз газорозподілу для режимів часткових навантажень дизеля ЧН26/26;
- розрахунок електрогідравлічного приводу клапанів газорозподілу.
- Розрахунок елементів електрогідравлічного приводу клапанів газорозподілу.

Обсяг роботи 98 сторінок та 57 рисунків. Робота складається з 5 основних розділів, висновків та списку використаної літератури.

Ключові слова: дизель, фази газорозподілу, паливна економічність, привід клапанів, механізм газорозподілу.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						4
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ БУДОВИ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДИЗЕЛЯ	8
1.1 Короткий опис механізму газорозподілу дизеля ЧН26/26	8
1.2 Особливості організації процесів газообміну в чотиритактних двигунах.....	10
1.3 Аналіз питання регулювання фаз газорозподілу	14
2 ОГЛЯД ПЕРСПЕКТИВНИХ СИСТЕМ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	20
2.1 Аналіз систем газорозподілу з механічним приводом.....	21
2.2 Аналіз систем газорозподілу з немеханічним приводом.....	36
2.3 Порівняльний аналіз основних типів приводу клапанів	52
3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ГАЗООБМІНУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ФАЗ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДЛЯ РЕЖИМІВ ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ДИЗЕЛЯ ЧН26/26	56
3.1 Опис програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ - РК»	56
3.2 Підготовка вхідних даних для розрахунку фаз газорозподілу дизеля ЧН26/26.....	59
3.3 Аналіз впливу зміни фаз газорозподілу на роботу дизельного двигуна.....	64
3.4 Оптимізація фаз газорозподілу для режиму холостого ходу	67
4 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ КЛАПАНІВ.....	75
4.1 Схема електрогідравлічного приводу клапанів	75
4.2 Будова насоса для електрогідравлічного приводу клапнів	76

					<i>0032.000000.000.03МР.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Шовкин</i>			<i>Поліпшення техніко-економічних та екологічних параметрів тепловозних дизелів</i>		Літ.	Арк.
Перевір.		<i>Капіца</i>						5
Реценз.							<i>УДЧНТ, зр. ЛГ2026</i>	
Н. Контр.		<i>Колодій</i>						
Затверд.		<i>Боднар</i>						

4.3 Вибір гідравлічного циліндру та електрогідравлічного клапану керування.....	77
4.4 Вибір типу гідроаккумулятора.....	81
5 РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ	
КЛАПАНІВ ГАЗОРОЗПОДІЛУ.....	84
5.1 Розрахунок гідроциліндра.....	84
5.2 Розрахунок пневмогідроаккумулятора.....	85
5.3 Розрахунок насосу високого тиску	88
5.4 Розрахунок впливу параметрів електрогідравлічного механізму газорозподілу на динаміку клапану дизеля	91
ВИСНОВКИ.....	97
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	98

ВСТУП

Дизельні двигуни застосовуються в магістральних та маневрових тепловозах в якості енергетичної установки. На них припадає основна частина витрат енергетичних ресурсів, тому питання їх вдосконалення досить актуальні та можуть нести високий економічний ефект. Світові тенденції зростання цін на енергетичні ресурси та посилення екологічних норм висувають жорсткі вимоги до ефективності сучасних дизельних двигунів. Одним з найбільш ефективних засобів підвищення експлуатаційних техніко-економічних показників дизелів при роботі в широких діапазонах зміни частоти обертання, навантаження і параметрів довкілля є оптимізація фаз газорозподілу на кожному режимі. Тому вдосконалення і створення систем, що дозволяють здійснювати ефективне управління механізмом газорозподілу – одне з актуальних завдань на сучасному етапі розвитку локомотивобудування.

Розширення можливостей управління фазами газорозподілу потрібне не лише для оптимізації робочого процесу, але і для забезпечення рівномірного розподілу навантаження багатоциліндрових дизелів, шумності, токсичності, якості автоматичного регулювання частоти обертання при забезпеченні на перехідних режимах допустимих значень механічної і термічної напруги, якості робочого процесу в кожному циклі, а також можливості управління розподілом навантаження між паралельно працюючими циліндрами дизеля.

Метою даної роботи є дослідження можливості поліпшення техніко – економічних та екологічних показників тепловозного дизеля за рахунок керування фазами газорозподілу, оптимізація фаз газорозподілу при роботі дизеля на режимах часткових навантажень та аналіз сучасних технічних засобів, що дозволяють змінювати фази газорозподілу на працюючому дизелі.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						7
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

1 АНАЛІЗ БУДОВИ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДИЗЕЛЯ

1.1 Короткий опис механізму газорозподілу дизеля ЧН26/26

У певні моменти повороту колінчастого валу механізм газорозподілу відкриває і закриває впускні і випускні клапани для газообміну в циліндрі дизеля. Механізм (рис. 1.1) має один розподільчий вал на обидва ряди циліндрів, а клапани і паливні насоси кожної пари циліндрів обох рядів приводяться одним комплектом кулачкових шайб.

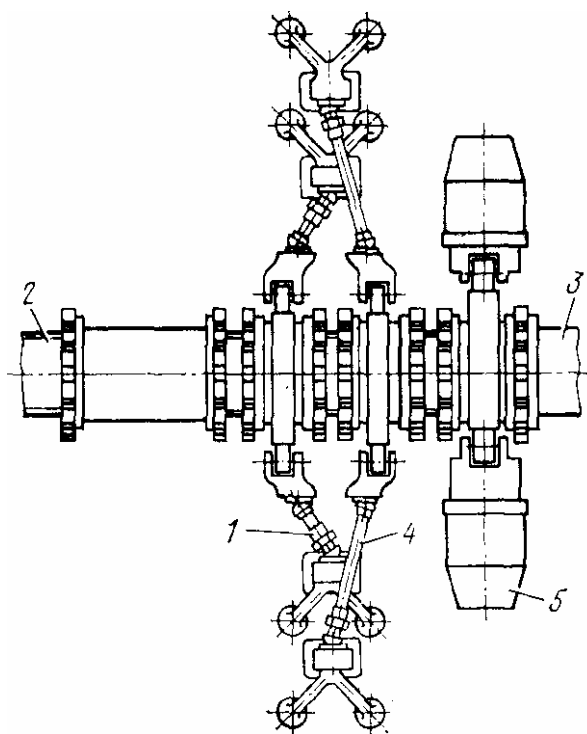


Рисунок 1.1 – Механізм газорозподілу:

1 – штанги впускних клапанів; 2 – сторона приводу насосів; 3 – сторона привода розподільчого валу; 4 – штанги до випускних клапанів; 5 – паливний насос

Зусилля від шайб розподільчого валу на впускні і випускні клапани передається через штанги, опорами яких є гнізда у важелях. До переваг такої схеми слід віднести меншу кількість деталей і підшипників та менші втрати на тертя, менші сили інерції в приводі клапанів. Механізми всіх модифікацій дизелів типа Д49 аналогічні. Базовою деталлю механізму є лоток, установлений на блоці

циліндрів. У лотку в роз'ємних алюмінієвих підшипниках обертається розподільчий вал. Перший підшипник від фланця упорний, в лотку він зафіксований штифтом.

Зусилля від кулачкових шайб передається клапанам кришки циліндра через впускні і випускні важелі та штанги. Усередині ролика, що обертається на осі, встановлено дві втулки плаваючого типу, що зменшує взаємне відносне прослизання ролика, втулки та осі і, отже, зменшує знос поверхонь тертя. Крім того, збільшується кількість масляних клинів (зазорів між деталями, заповнених маслом), що зменшують взаємний перекіс контактуючих поверхонь кулачкових шайб і роликів. Це вирівнює тиск по довжині лінії контакту і підвищує працездатність пари шайба – ролик.

Важіль закріплений на осі. Для зменшення зносу вісь цементована, а усередині важеля встановлена бронзова втулка. Зусилля від важеля лотка передається до важеля кришки циліндра через штанги. Конструкція штанги дозволяє змінювати її довжину і таким чином регулювати тепловий зазор в механізмі важеля.

Масло з системи дизеля по трубі через редукційний клапан поступає в центральний канал до лотка для змащення механізму. Далі масло по каналах поступає на змащення підшипників розподільчого валу. По каналам в штангах масло поступає на змащення деталей кришки циліндра і в гідроштовхачів. Стікає масло з лотка через вікна а в кришці циліндра і далі в картер дизеля. Кількість масла, що поступає в лоток, регулюється редукційним клапаном. Площа прохідного перетину редукційного клапана та кількість масла, що поступає в канал до лотка, регулюється автоматично. Клапан переміщається під дією зусилля пружини і тиску масла на клапан. Масло, що просочилося через клапан, стікає в лоток. Розподільчий вал приводиться в обертання від колінчастого валу через зубчасту втулку приводу розподільчого валу.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						9
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

1.2 Особливості організації процесів газообміну в чотиритактних двигунах

У чотиритактних двигунах процеси газообміну здійснюються в основному під час тактів випуску і впуску. Протягом такту випуску продукти згорання видаляються з робочої порожнини, а протягом такту впуску робоча порожнина заповнюється свіжим зарядом – повітрям. Тривалість процесів випуску і впуску відрізняється від тривалості тактів випуску і впуску, та визначається фазами газорозподілу. Фази газорозподілу – значення кутів повороту колінчастого валу (ПКВ) в градусах відносно верхньої мертвої точки (ВМТ) або нижньої мертвої точки (НМТ), відповідних моментам початку відкриття або закриття органів газорозподілу (клапанів, вікон) (рис. 1.2).

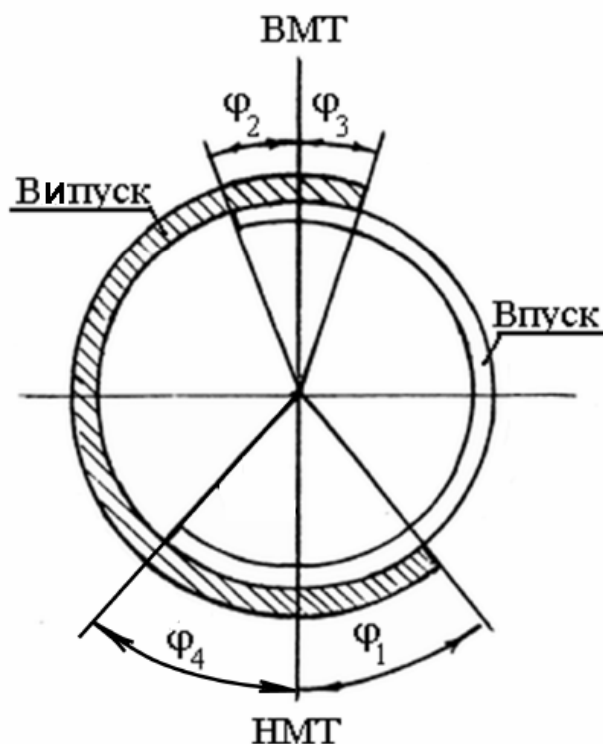


Рисунок 1.2 – Діаграма фаз газорозподілу чотиритактного двигуна

Значення фаз газорозподілу залежать від конструктивних особливостей двигуна і його газоповітряних систем. Фаза випередження відкриття випускного клапана φ_1 відносно НМТ складає $40-60^\circ$ ПКВ, фаза випередження відкриття впускного клапана φ_2 відносно ВМТ – $10-30^\circ$ ПКВ, фаза запізнення закриття

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03МР.ПЗ

Арк

10

впускного клапана φ_3 відносно ВМТ – 10-30° ПКВ, фаза запізнення закриття впускного клапана φ_4 відносно НМТ – 40-60° ПКВ.

Процеси газообміну супроводжуються зміною параметрів стану, складу і кількості робочого тіла в робочій порожнині, параметрами стану і швидкості потоку в газоповітряних трактах. Протікання процесів газообміну залежить від особливостей конструкції двигуна, впускної і випускної систем, режиму роботи двигуна, атмосферних умов.

У багатоциліндрових двигунах впускні канали приєднані до загального на всі циліндри впускного колектора, випускні канали – до загального на всі циліндри випускного колектора. У чотиритактних дизелях без наддуву на впуску встановлений лише повітряний фільтр. У чотиритактних дизелях з газотурбінним наддувом конструкція газоповітряних систем значно складніша (рис. 1.3).

На впуску двигуна встановлений компресор 10, повітроохолоджувач 9, на випуску – газова турбіна 11. Зміна тиску робочого тіла у впускній і випускній системах як в двигуні без наддуву, так і в двигуні з газотурбінним наддувом взаємопов'язано із зміною тиску робочого тіла в робочій порожнині (рис. 1.4, 1.5). Із збільшенням довжини і зменшенням діаметру впускних і випускних каналів до певних значень зміна тиску перед впускними і за випускними клапанами зростає. Коливання тиску робочого тіла у впускних і випускних системах обумовлене газодинамічними явищами. Із збільшенням діаметру впускних і випускних каналів, зменшенням їх довжини, збільшенням об'єму впускного і випускного ресиверів, до яких приєднані впускні і випускні канали, знижується вплив газодинамічних явищ в системах, зменшується амплітуда коливань тиску робочого тіла перед впускними і за випускними клапанами.

Процеси газообміну залежно від співвідношення значень параметрів робочого тіла в робочій порожнині і суміжних системах можна умовно підрозділити на декілька періодів: вільний випуск, випуск, закид продуктів згорання в впускний канал, продування, наповнення (впуск), дозарядка або викид свіжого заряду з циліндра.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						11
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

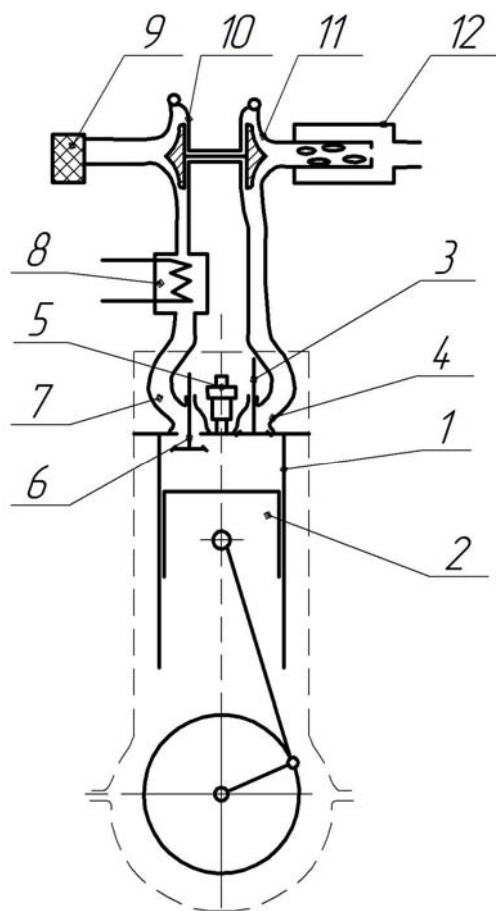


Рисунок 1.3 – Принципова схема чотиритактного дизеля з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням повітря:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – випускний клапан; 4 – випускний канал; 5 – форсунка; 6 – впускний клапан; 7 – впускний канал; 8 – повітроохолоджувач; 9 – очисник повітря; 10 – компресор; 11 – турбіна; 12 – глушник

Вільний випуск обумовлений значним перепадом тисків в робочій порожнині й у випускній системі. Починається вільний випуск з моменту відкриття випускних клапанів і триває до моменту, коли продукти згорання починають виштовхуватися з циліндра під впливом поршня. На значній частині вільного випуску виділення продуктів згорання з циліндра через випускні клапани відбувається із швидкістю рівної місцевої швидкості звуку. Цей період випуску називається надкритичним, а період випуску при швидкості виділення меншої швидкості звуку – підкритичним. У випадку, представленому на рис. 1.4, тривалість вільного випуску зростає унаслідок дії інерційного відсмоктування,

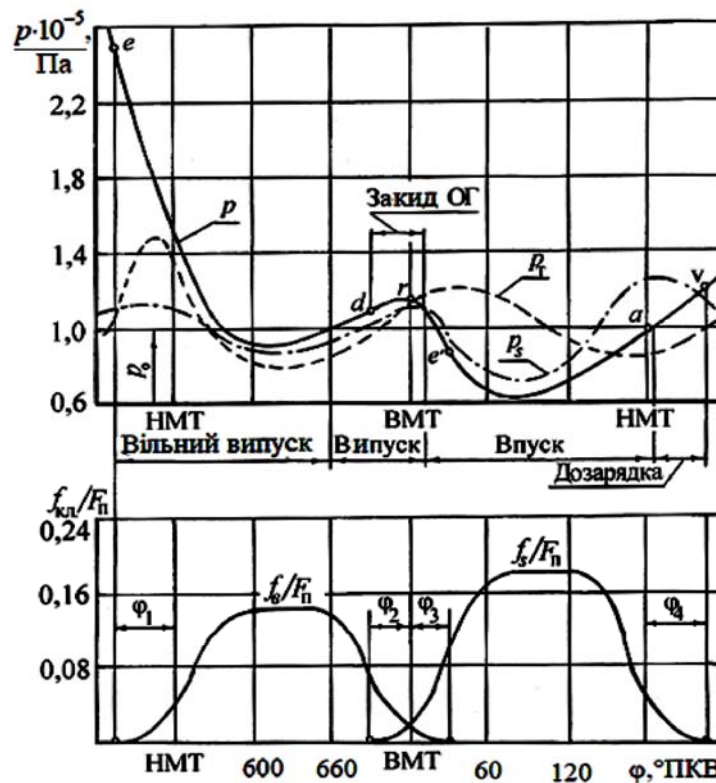


Рисунок 1.4 – Зміна тиску в циліндрі p , в випускному каналі p_t , у впускному каналі p_s і відношення площі прохідних перетинів впускних і випускних клапанів до площі поршня чотиритактного двигуна без наддуву

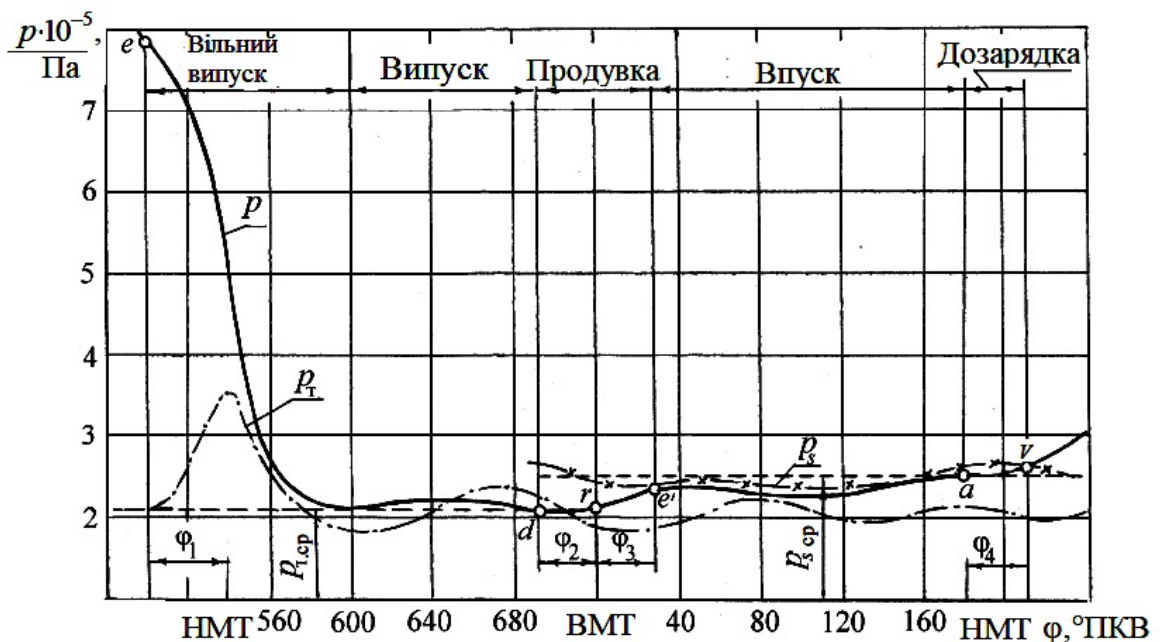


Рисунок 1.5 – Зміна тиску в циліндрі p , в випускному каналі p_t , у впускному каналі p_s чотиритактного двигуна з газотурбінним наддувом

обумовленого рухом газу у випускному каналі з високими швидкостями. При невеликій довжині випускного каналу, великому об'ємі випускного ресивера, до якого під'єднуються випускні канали, вплив газодинамічних явищ на процеси випуску незначний.

На ділянці випуску витік продуктів згорання з циліндру обумовлений дією поршня, що переміщається до ВМТ. У двигунах без наддуву процес випуску продовжується зазвичай за ВМТ до моменту, коли тиск в циліндрі зменшиться до тиску за випускним клапаном. На ділянці перекриття клапанів може відбуватися і закид продуктів згорання у впускний канал, а потім з випускного каналу в циліндр до закриття випускних клапанів (рис. 1.4).

У двигунах з наддувом $P_{s\text{cp}} > P_{t\text{cp}}$, тому процес випуску зазвичай триває до моменту відкриття впускних клапанів (рис. 1.5). З відкриттям впускних клапанів починається процес продування камери згорання повітрям, що триває до закриття випускних клапанів. Продувка камери згорання покращує наповнення циліндра, знижує температуру випускних клапанів, поршня. Процес наповнення як в двигунах без наддуву, так і в двигунах з наддувом обумовлений збільшенням об'єму робочої порожнини і зменшенням тиску при переміщенні поршня до НМТ.

Дозарядка надпоршневої порожнини за НМТ до закриття впускних клапанів має місце, якщо тиск повітря перед впускними клапанами вищий, ніж тиск в циліндрі (рис. 1.4). Інакше відбувається викид з циліндра частини свіжого заряду. Підвищення тиску повітря перед впускними клапанами в кінці такту впуску може бути досягнуте відповідним вибором діаметру і довжини впускного каналу.

1.3 Аналіз питання регулювання фаз газорозподілу

Актуальне завдання розширення діапазону ефективної роботи транспортних ДВЗ тісно пов'язане з вдосконаленням процесу газообміну, показники якого значною мірою визначаються законом руху органів газорозподілу.

Відомо, що фіксовані фази газорозподілу, відтворені кулачками розподільного валу традиційного механічного приводу, можуть бути

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						14
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

оптимальними у вузьких межах номінального режиму. Невідповідність фаз умовам неномінальних режимів є однією з причин підвищеної експлуатаційної витрати палива і невисокої пристосовності транспортних двигунів, що виявляється більш виразно при збільшенні агрегатної потужності, підвищенні міри наддуву і розширенні області експлуатації двигунів.

Слід зазначити неоднозначність самого визначення оптимальності фаз газорозподілу, оскільки фази, що задовольняють умові забезпечення найбільшої потужності, не завжди збігаються з фазами, відповідними мінімальній витраті палива. Останні, у свою чергу, не є задовільними з точки зору пускових і інших властивостей двигуна.

Наприклад, налаштування фаз газорозподілу, направлене на зниження емісії NO і CO₂ з відпрацьованими газами, погіршує наповнення циліндрів і повноту згорання, що призводить до зниження потужності і збільшення витрати палива. У практиці складним є не лише визначення оптимальних фаз на розрахунковому режимі, але і вибір цього режиму, який залежить від умов експлуатації і призначення двигуна.

Відмічені обставини обумовлюють доцільність регулювання фаз газорозподілу на працюючому двигуні.

При роботі чотиритактного двигуна по зовнішній характеристиці регулювання фаз, направлене на підвищення коефіцієнта наповнення, поліпшення очищення циліндрів і зниження витрат потужності на процес газообміну, як правило, зводиться до збільшення тривалості відкриття клапанів при підвищенні швидкісного режиму. Дійсно, на високих швидкісних режимах часу на відкриття клапанів недостатньо, і тому для якісного наповнення циліндра і задовільного газообміну в ньому, клапани мають бути відкриті в перебігу більшого кута повороту колінчастого валу.

При низьких частотах обертання колінчастого валу запізнювання закриття впускного клапана призводить до зворотного викиду свіжого заряду з циліндра. Оскільки тривалість фази закінчення впуску залежить від гідравлічного опору і

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						15
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

газодинамічної характеристики впускного тракту, оптимальне значення фази закриття впускного клапана на перший погляд повинно точно відповідати моменту настання рівності тисків заряду в циліндрі і повітряного потоку безпосередньо біля клапана з врахуванням можливих хвильових явищ. Таке припущення повною мірою справедливе лише для гіпотетичного випадку при нескінченно великій швидкості переміщення клапана від положення максимального відкриття до повного закриття. У реальних пристроях приводу кінцева швидкість переміщення клапана обумовлюється закриттям прохідного перерізу на останньому етапі процесу наповнення, що при високій частоті обертання колінчастого валу, в разі недостатнього запізнювання закриття клапана, призводить до дефіциту заряду в циліндрі при ході поршня в районі НМТ. Тому закриття впускного клапана доцільно здійснювати з деяким додатковим запізнюванням відносно точки "нульового" перепаду тисків.

Таким чином, супутньою ознакою оптимальності фази закриття впускного клапана на високих швидкісних режимах є наявність незначного закиду заряду у впускний тракт двигуна.

Оптимальне значення кута випередження відкриття впускного клапана є компромісом між зростанням втрат індикаторної роботи розширення при ранньому відкритті впускного клапана і зростанням роботи виштовхування газів з циліндра при його пізньому відкритті. Із збільшенням частоти обертання колінчастого валу переважає зростання газодинамічних втрат в клапанній щілині, що обумовлює доцільність раннього відкриття впускного клапана.

При оптимізації кута перекриття клапанів по критерію найкращого очищення циліндрів враховується позитивний ефект збільшення часу-перетину клапанів і небажані наслідки можливого зворотного викиду газів в циліндр з впускного колектора і закид газів у впускний тракт. Спрямованість руху газів в циліндрі в період перекриття клапанів залежить від співвідношення тиску перед впускним клапаном, і опору випуску газів з циліндра, який у свою чергу, залежить від режиму роботи двигуна і агрегату наддуву.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						16
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

При позитивному перепаді тисків і значному перекритті клапанів не можна виключати вірогідність втрат наддувочного повітря на здійснення продування. Тому для здійснення ефективного продування необхідне налаштування фаз газорозподілу для кожного швидкісного, а в разі наявності наддуву – і навантажувальних режимів роботи ДВЗ.

Для двигунів транспортних установок, найважливішим напрямом регулювання є підвищення пристосованості по моменту, за рахунок поліпшення повітрязабезпечення в області низьких частот обертання колінчастого валу. Поліпшення наповнюваності циліндрів при зниженні оборотів в безнаддувочних двигунах досягається автоматично зважаючи на зниження на цих режимах різних видів газодинамічних втрат.

Менш сприятливо по швидкісній характеристиці змінюється щільність заряду в циліндрі двигуна, форсованого газотурбінним наддувом. Властива лопаточним машинам чутливість до витрати робочого тіла виявляється в інтенсивному зниженні напору турбокомпресора в області низьких частот.

При використанні пристроїв регулювання фаз необхідне узгодження витратних характеристик агрегату наддуву і поршневої частини двигуна. Досить просто це може бути здійснене шляхом організації витоків "надлишкового" продувочного повітря відповідним збільшенням кута перекриття клапанів на режимах повних навантажень. Такий спосіб є різновидом кількісного регулювання турбокомпресора з перепусканням частини надувочного повітря на вхід в газову турбіну, проте відрізняється від традиційного вирішення можливістю додаткового охолодження поршневої групи завдяки інтенсивному транзиту повітря до камери згорань в процесі продування. Прикладом такого узгодження зміною кута перекриття клапанів чотиритактного дизеля може служити розроблена фірмою Cooper Bessemer система ступінчастого регулювання фаз, що дозволяє на режимах повного навантаження перепускати надлишкове повітря з відпрацьованими газами на турбіну. Для підвищення пристосованості двотактного дизеля фірмою Sulzer Freres запропоновано при зменшенні числа

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						17
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

оборотів більш пізнє відкриття і закриття випускного клапана [2]. При цьому підвищення температури газів, що поступають в турбіну, сприяє збільшенню кутової швидкості обертання ротора турбокомпресора.

Форсування дизелів наддувом проявляє суперечність вимог до величини ефективного ступеня стиснення, вибір якого повинен задовольняти умовам надійного запуску, обмеженням напруженості робочого циклу на повних навантаженнях, а також економічності на часткових режимах. Аналіз характеристик навантаження дизеля тепловоза показує, що в області $n < 0,7n_{\text{ном}}$ підвищення тиску наддуву дозволяє істотно форсувати дизель по p_e , а в деяких випадках - підвищувати економічність при незмінній температурі газів перед турбіною. На режимі $n = 0,7n_{\text{ном}}$ навантаження дизеля 16ЧН26/26 теоретично може бути збільшене при збереженні температури відпрацьованих газів і зниженні питомої витрати палива. При незмінній економічності на режимі $n = 0,5n_{\text{ном}}$ двигун може бути форсований по обертаючому моменту. Проте реалізувати переваги підвищення тиску наддуву можна лише у поєднанні з автоматичним зниженням тиску кінця стискування досягши $N_e = 0,8 - 0,85N_{e\text{ном}}$ з метою обмеження максимального тиску згорання гранично-допустимими значеннями. Оптимізація ступеня стиснення для кожного режиму роботи і сорту вживаного палива в деяких межах може бути досягнута перепусканням заряду шляхом зсуву моменту закриття впускного клапана на такті стискування.

Таким чином зміна фаз газорозподілу є перспективним кроком покращення середньо експлуатаційних техніко-економічних та екологічних показників роботи дизельного двигуна.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						18
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

					0032.0000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						19
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

2 ОГЛЯД ПЕРСПЕКТИВНИХ СИСТЕМ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Головними недоліками традиційного механічного приводу механізму газорозподілу є наступне:

- відсутність або значна складність регулювання фазами газорозподілу;
- наявність теплового зазору в кінематичних ланках;
- високий знос в процесі експлуатації пари «кулачок-штовхальник»;
- скручування розподільних валів в експлуатації.

Наявність цих недоліків та потреба реалізації зміни фаз газорозподілу обумовлює необхідність застосування альтернативних видів приводу клапанів (рис. 2.1).

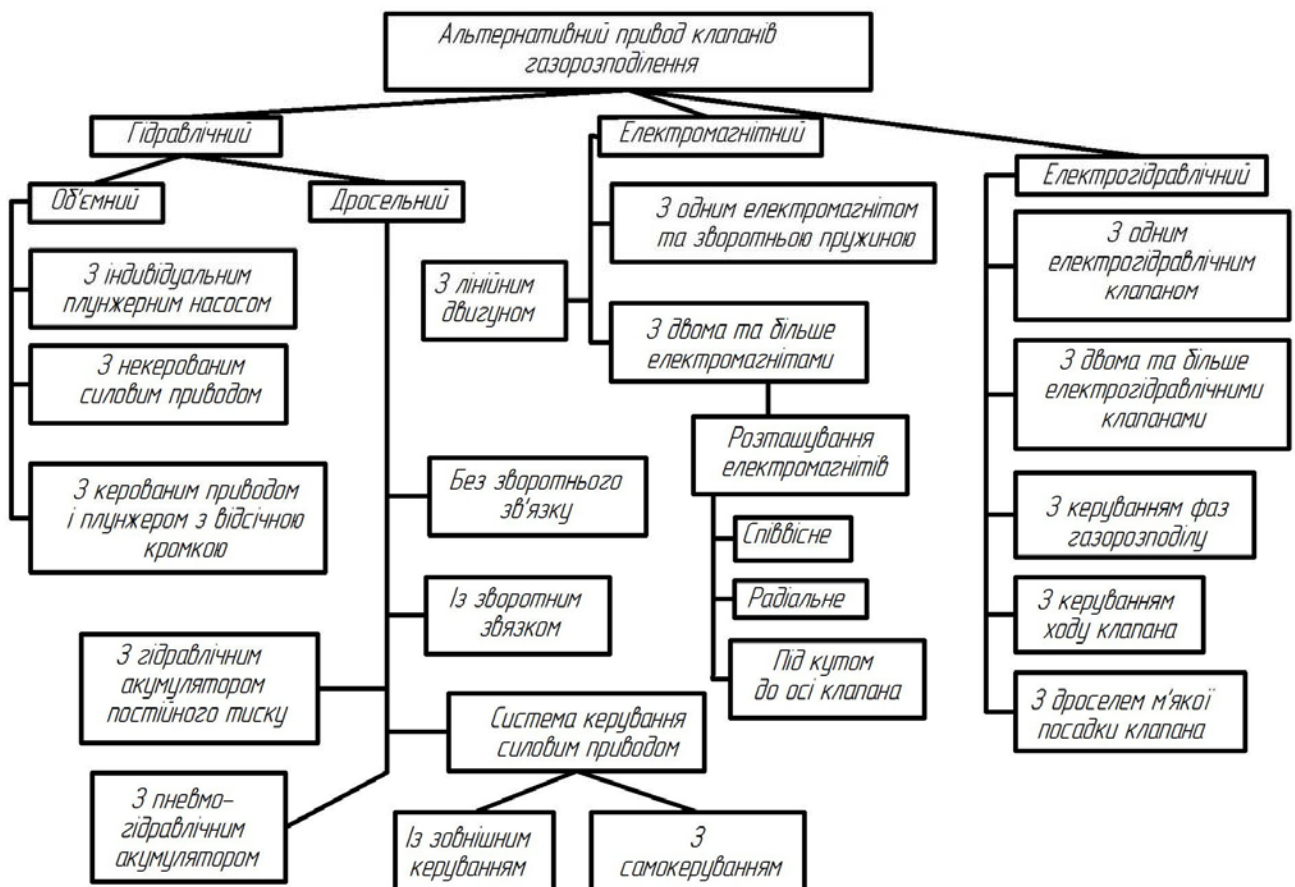


Рисунок 2.1 – Класифікація альтернативних приводів газорозподілу

2.1 Аналіз систем газорозподілу з механічним приводом

Будова механічного приводу клапанів газорозподілу, заснована на використанні кулачка, що впливає безпосередньо або через систему допоміжних ланок на шток клапана. З часу появи перших зразків чотиритактних двигунів внутрішнього згорання цей тип приводу принципових змін не зазнав. Не дивлячись на жорсткий кінематичний зв'язок клапана з профілем кулачка, спроби оснащення традиційного механічного приводу елементами, що дозволяють в певній мірі змінювати закон руху клапанів на працюючому двигуні впродовж 100 років робилися неодноразово.

Одна з перших конструкцій керованого механізму газорозподілу була запропонована Луї Рено в 1902 році (рис. 2.2).

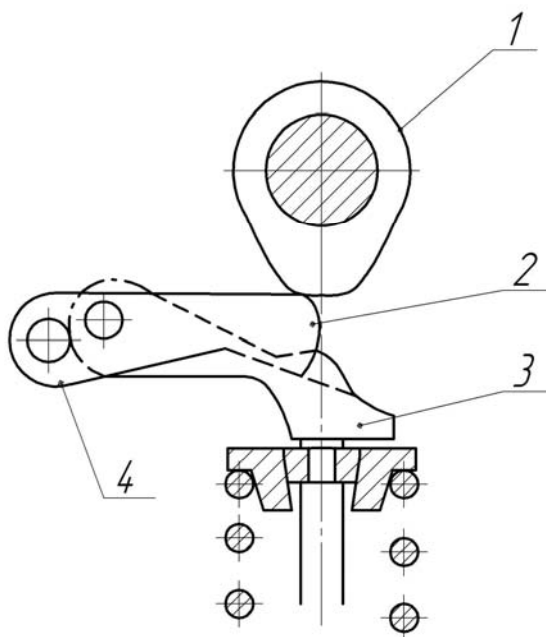


Рисунок 2.2 – Керований механізм газорозподілу Луї Рено:

1 – кулачок розподільчого валу; 2, 3 – важелі штовхача; 4 – опорна вісь (ексцентрик)

Механізм включав штовхач (важелі 2 і 3), кожне з плечей якого оберталося навколо ексцентриків, зміщених на 100 градусів на опорній осі 4, взаємодіючих

між собою похилими поверхнями. Поворот опорної осі 4 одночасно викликав зсув точки контакту кулачка 1 з верхнім плечем 2, а також зміну взаємної орієнтації плечей 2 і 3. В результаті досягалася плавна зміна фаз і висоти підйому клапана.

Широкого поширення даний пристрій не набув, ймовірно, зважаючи на наявність в той період інших значних резервів вдосконалення робочого процесу двигуна.

Різноманіття відомих способів регулювання фаз газорозподілу в двигунах з механічним приводом клапанів може бути представлене чотирма основними групами:

- зміна кутової орієнтації одного або двох розподільчих валів відносно колінчастого валу;
- використання кулачків із змінною геометрією профілю або змінною поверхнею взаємодії з штовхальником;
- використання спеціально спрофільованих передавальних елементів із змінною просторовою орієнтацією;
- зміни геометричних розмірів (довжини) ланок кінематичного ланцюга приводу.

Розглянемо деякі приклади відмічених способів регулювання закону руху газорозподільних клапанів.

2.1.1 Зміна кутової орієнтації розподільного валу

В простих схемах таких пристроїв при використанні ланцюгових або зубчасто-ремінних передач відносний поворот розподільного валу здійснюється шляхом зміни співвідношення довжин ланцюга (ременя), що охоплює ведену зірочку (шків) передачі. З цією метою (рис. 2.3.) передбачено принаймні дві регульовальні зірочки або ролики 3 [2].

При одночасному переміщенні регульовальних зірочок 3 в тому або іншому горизонтальному напрямі одна з них натягує і, таким чином, подовжує відповідну гілку ланцюга, тоді як інша зірочка виконує компенсаційну дію.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						22
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

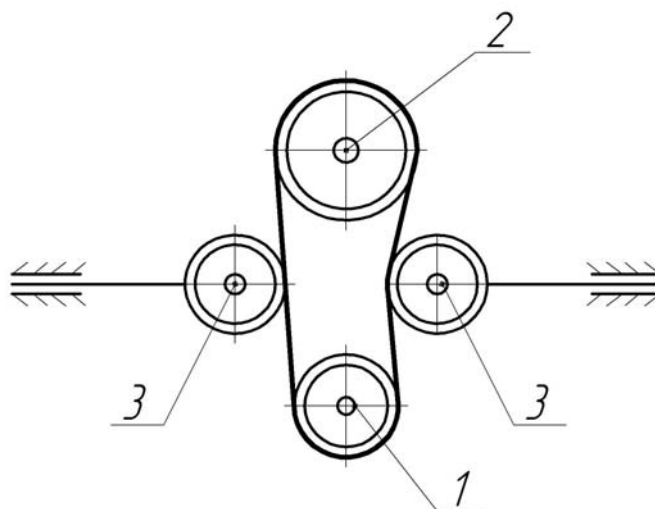


Рисунок 2.3 – Схема повороту розподільчого валу шляхом зміни відношення довжин ланцюга:

1,2 – ведуча і ведена зірочки; 3 – регулювальні зірочки

При цьому розподільний вал 2 додатково обертається на деякий кут відносно колінчастого валу 1 у напрямі подовженого ланцюга.

Зміна кутової орієнтації розподільного валу можлива при використанні диференціальної муфти (рис. 2.4), що розміщується між ведучим і веденим валами.

Поворот регулювальної шестерні 3 повідомляє кутовий зсув шестерням 4 і 5 і пов'язаним з ними валів 1 і 2. До недоліків приведених схем відносяться громіздкість виконання системи регулювання і відносно невеликий діапазон кутового зсуву розподільчого валу.

Досконалішою є конструкція механізму регулювання Double Vanos, розроблена фірмою BMW (рис.2.5).

Кожен з двох розподільчих валів 7, що окремо управляють впускними і випускними клапанами, приводиться в обертання від індивідуальної зірочки 1 через проміжну шліцьову втулку 2 з внутрішнім косозубим зачепленням.

При зміні режиму роботи двигуна керований мікропроцесором соленоїд 3 переміщає в певному напрямі гідророзподільний золотник 4, забезпечуючи підключення живлячої лінії гідросистеми (змащувальної магістралі двигуна) до відповідної порожнини 5 двостороннього гідроциліндра 6.

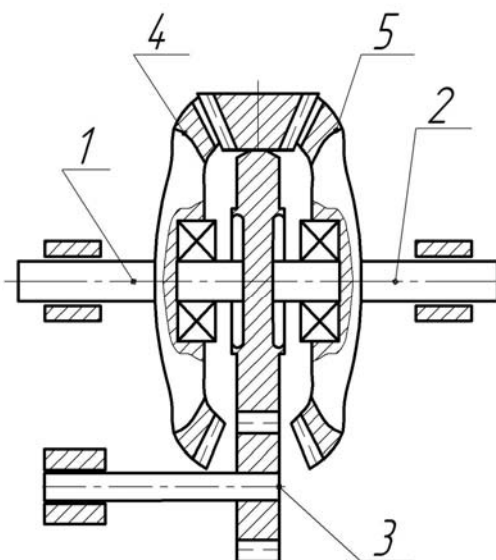


Рисунок 2.4 – Механізм зміни кутового зміщення розподільного валу за допомогою диференціальної муфти:

1, 2 – провідний і ведений вали; 3 – регулювальна шестерня; 4, 5 – шестерні

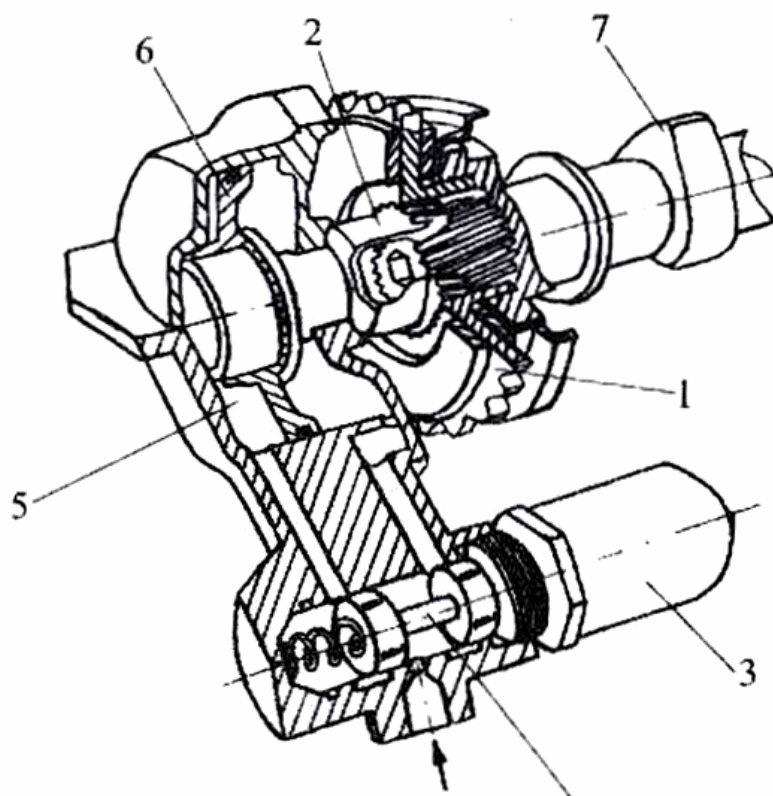


Рисунок 2.5 – Механізм регулювання фаз газорозподілу Double Vanos:

1 – ведуча зірочка; 2 – поворотна втулка; 3 – соленоїд; 4 – золотник; 5 – порожнина гідроциліндра; 6 – поршень гідроциліндра; 7 – розподільчий вал

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

24

Під впливом тиску масла здійснюється осьовий зсув втулки 2 і відносний поворот розподільчого валу 7 по лінії косозубого зачеплення.

У розробленій схемі регулювання фаз VVT (variable valve timing) кутовий зсув розподільного валу здійснюється за допомогою поворотної муфти, виконаної у вигляді роторного гідромотора поворотно-обертальної дії (рис. 2.6). По своїм функціональним можливостям даний пристрій аналогічно системі Double Vanos, проте герметизація робочих порожнин гідроциліндра передбачає використання високотехнологічних сполучень ротора з внутрішньою поверхнею статора. До переваг пристрою VVT слід віднести компактність виконавчого механізму. Загальним недоліком способів регулювання, заснованих на кутовому зсуві розподільних валів, є нерегульованість тривалості і висоти підйому клапанів, а також взаємозв'язок фаз відкриття і закриття клапана з профілем кулачка.

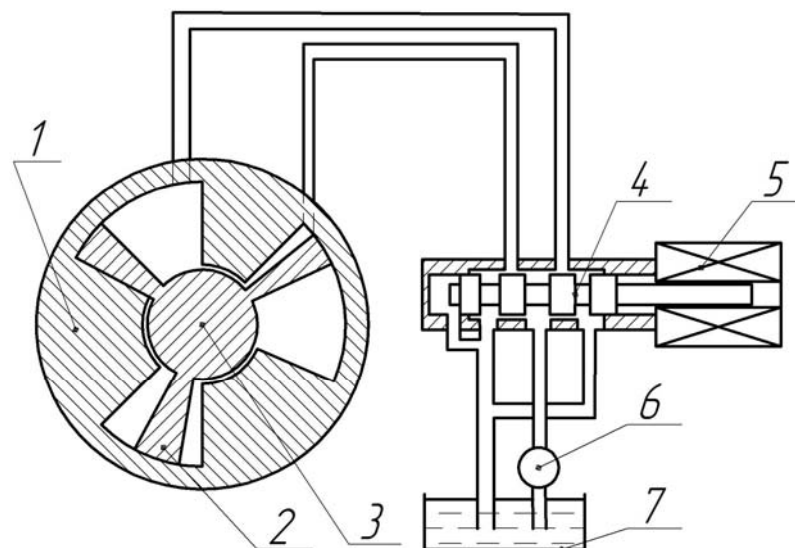


Рисунок 2.6 – Механізм регулювання фаз газорозподілу VVT:

1 – шестерня розподільчого валу; 2 – поворотний пристрій; 3 – розподільчий вал;
4 – золотник; 5 – соленоїд; 6 – насос; 7 – масляний резервуар

2.1.2 Використання кулачків із змінним профілем поверхні взаємодії з штовхальником

У пристроях даної групи регулювання закону руху клапана здійснюється як

за рахунок використання кулачків із змінною геометрією профілю, так і за рахунок зміни поверхні взаємодії кулачка змінного профілю з штовхачем.

Прикладом типового пристрою зміни профілю кулачка може служити механізм безступінчатого регулювання фаз фірми «Лукас» (рис. 2.7) [2]. Розподільчий вал складається з порожнистої зовнішньої і внутрішньої частин, кожна з яких містить складові елементи і комбінованих кулачків. При повороті однієї з частин валу відносно іншої досягається кутовий зсув складових елементів кулачків, що супроводжується зміною фаз і тривалості відкриття клапана до 44° .

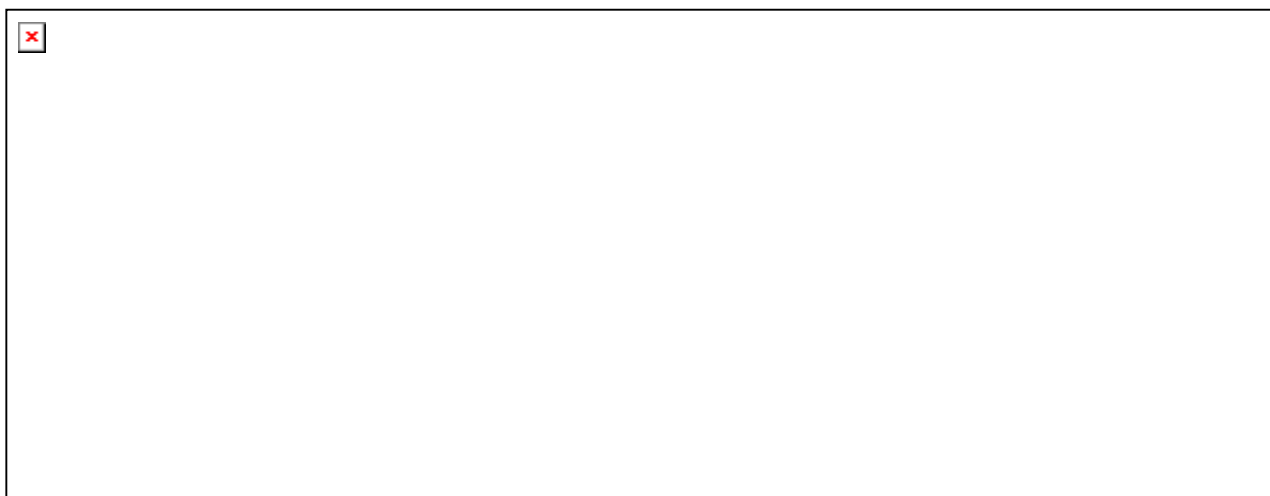


Рисунок 2.7 – Механізм регулювання фаз газорозподілу фірми «Лукас»:

1, 2 – внутрішня і зовнішня частини розподільчого валу; 3, 4 – кулачки розподільчого валу

Таке рішення принципово допускає можливість незалежного управління фазами відкриття і закриття клапана, проте складність конструкції і кінематики регулювання розподільчого валу, а також підвищений знос складових елементів кулачка, перешкоджають впровадженню даного пристрою в серійне виробництво. Певний закон програмного регулювання може бути здійснений шляхом осьового зміщення розподільчого валу з кулачками змінного профілю (рис. 2.8). Окрім технологічної складності виготовлення кулачків із змінним профілем до очевидних недоліків такого приводу відноситься висока напруга точкового контакту штовхача з кулачком з причини непаралельності утворюючої профілю

останнього. Слід зауважити і на обумовлену осьовим зсувом валу необхідність у високих вимогах до циліндричності поверхонь, що сполучаються, в опорних підшипниках розподільчого валу.

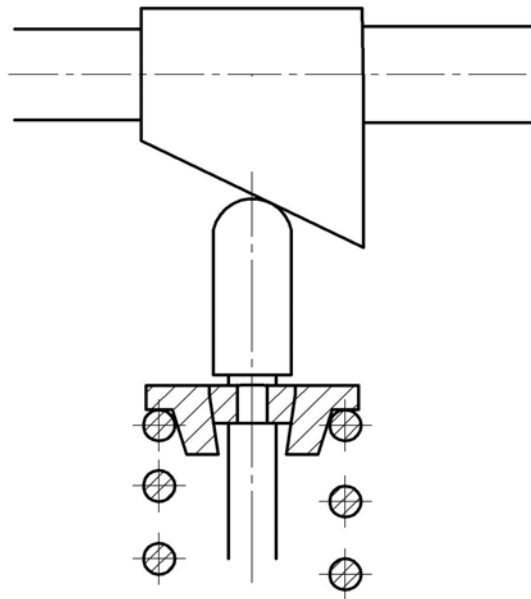


Рисунок 2.8 – Регульований привід клапана з кулачком змінного профілю

Серійне використання в двигунах автомобілів японських фірм Honda, Mitsubishi, Nissan, Toyota отримали пристрої ступінчастої зміни підйому клапанів, що містять багатопрофільні кулачки з двох або трисекційними штовхачами. Основні різновиди такого напрямку представлені системами VTEC – Honda (рис. 2.9) і VVTL – Toyota (рис. 2.10) [2].

У системі VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control) кожен з профілів взаємодіє зі своїм коромислом штовхача. Залежно від схеми взаємного з'єднання трьох коромисел штовхача, здійснюваного за допомогою гідроштоків 1 і 2, можливі різні варіанти управління двома впускними клапанами кулачковими профілями різної конфігурації. На малих швидкісних режимах кожне з трьох коромисел переміщується незалежно один від одного: лівий важіль приводить в дію лівий клапан, правий важіль – правий клапан. Середній важіль переміщається вільно.

На середніх швидкісних режимах верхній шток 1 під дією тиску рідини в

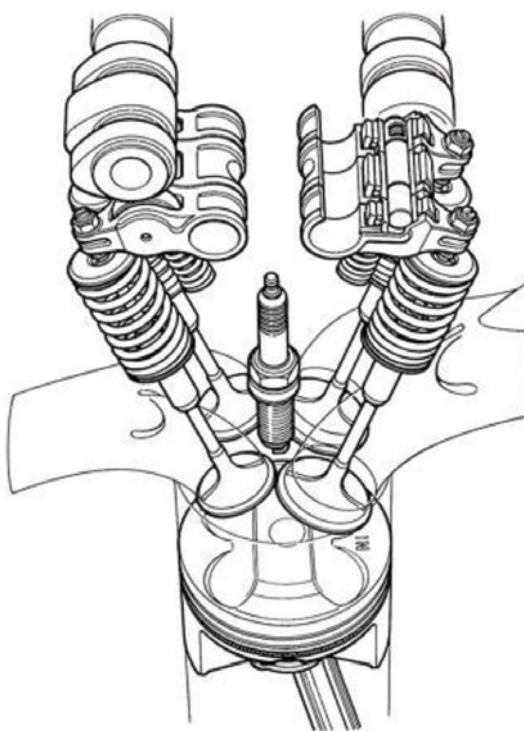


Рисунок 2.9 – Механізм приводу клапанів газорозподілу VTEC

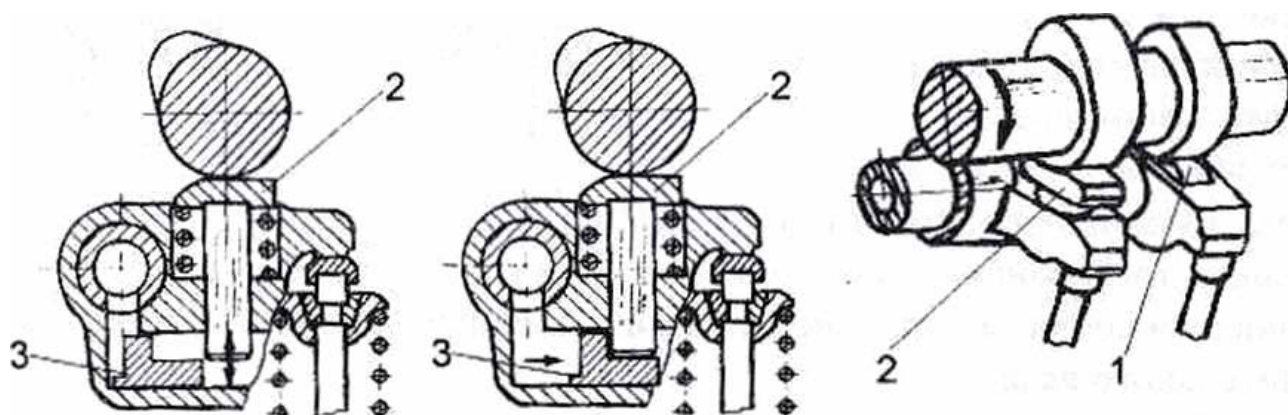


Рисунок 2.10 – Механізм приводу клапанів VVTL:

1 – роликпідшипник; 2 – гідроштовхач; 3 – ковзаючий шток

магістралі керування переміщаючись вліво, сполучає ліве і праве коромисла. Зв'язані коромисла і обидва впускні клапани переміщуються під дією більшого профілю.

На високошвидкісних режимах переміщення нижнього штока 2 вправо забезпечує зачеплення всіх трьох коромисел. В результаті обидва клапана фактично управляються середнім профілем, що має найбільший виступ. Висота

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

28

підйому і час відкриття обох клапанів досягає максимальних значень. Не дивлячись на широке рекламування даного пристрою не можна виключити можливі проблеми з надійністю його роботи в процесі тривалої експлуатації з причини очевидної складності конструкції і наявності великої кількості високопрецизійних елементів.

Система VVTI-I (Variable Valve Timing – intelligent) забезпечує ступінчасту зміну висоти і тривалості відкриття клапана поперемінною роботою двох кулачкових профілів. Менший з профілів впливає на здвоєний рокер через роликотпідшипник 1, більший - через гідроштовхач 2 з плунжером, що має на невисоких швидкісних режимах достатній вільний хід. Під дією тиску рідини, в порожнині ковзаючий шток 3, переміщаючись вправо, усуває зазор під плунжером гідроштовхача і включає в роботу більший з профілів.

Функціональним недоліком двох останніх пристроїв є ступінчасте двух- або трьохрежимне регулювання закону руху клапанів, а також недостатня гнучкість регулювання при роботі двигуна по швидкісній і навантажувальній характеристиках.

2.1.3 Використання спеціально спроектованих передавальних елементів зі змінною просторовою орієнтацією

Багаточисельні пристрої цього способу можуть бути розділені на дві підгрупи: механізми із змінною точкою опори рокера та механізми із змінною орієнтацією точки опори проміжного важеля. Механізми із змінною точкою опори рокера або коромисла наведено на рис. 2.11.

У схемах на рис. 2.11 зміна точки опори залежно від режиму роботи двигуна досягається за допомогою ексцентриків 1.

У схемі на рис. 2.12 за допомогою плаваючої гідроопори, що змінює свою висоту під дією рідини, що нагнітається. Механізми із змінною орієнтацією точки опори проміжного важеля.

Найбільш випробуваним прикладом таких пристроїв є розроблена і

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						29
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

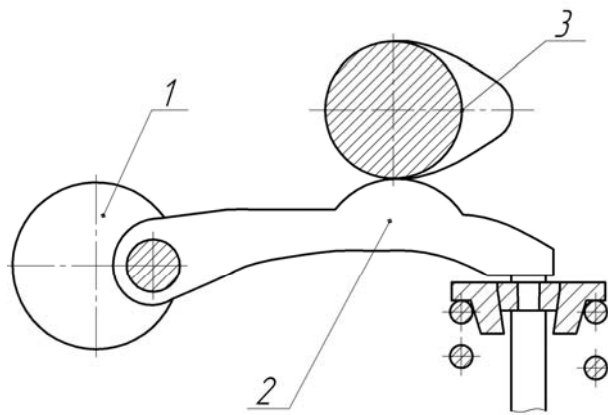


Рисунок 2.11 – Механізми із змінною точкою опори рокера:

1 – ексцентрик; 2 – рокер; 3 – розподільчий вал

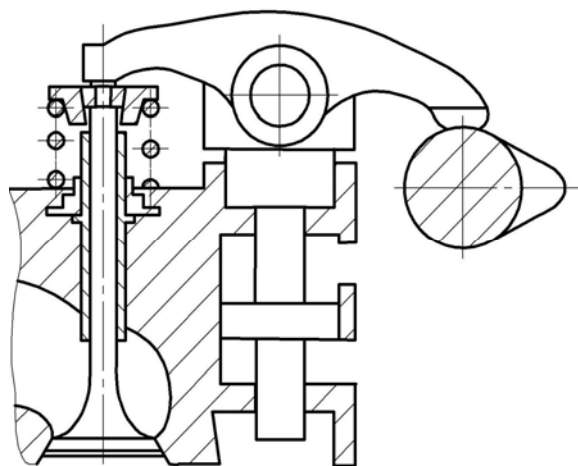


Рисунок 2.12 – Схема регулювання ходу клапану гідроопорою

впроваджена фірмою BMW система Valvetronic (рис. 2.13) [2]. Встановлена на автомобілях 7-ої серії система регулює висоту підйому клапана від 0,0 до 9,7 мм за допомогою проміжного важеля 1, розміщеного між кулачком 2 і рокером 3 клапана. Така система забезпечує регулювання в широкому діапазоні фазою відкриття випускного клапана, що забезпечує зниження витрати палива на режимах часткових навантажень.

2.1.4 Зміна геометричних розмірів ланок кінематичного ланцюга приводу

Реалізація даного способу найпростіше здійснюється при використанні гідравлічних елементів як ланок кінематичного ланцюга приводу.



Рисунок 2.13 – Принципова схема системи Valvetronic:

1 – важіль, 2 – кулачок; 3 – рокер; 4 – ексцентрик; 5 – клапан

У системі приводу, вживаного на двигунах, автомобілів Porsche 911 Turbo, функції такого елемента виконує гідроштовхач 1 з регульованим вільним ходом (рис. 2.14).

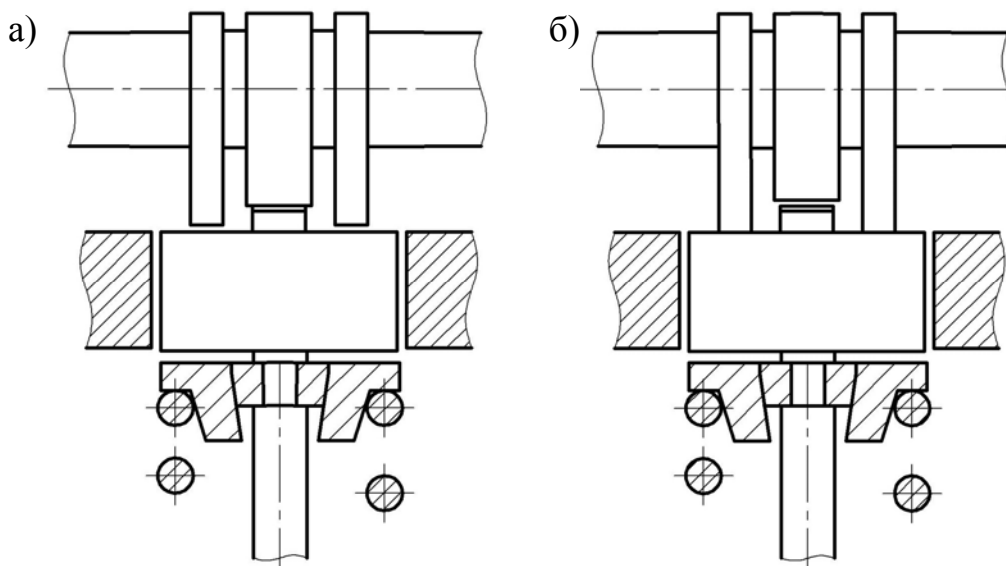


Рисунок 2.14 – Механізм приводу клапанів фірми Porsche: а) низький швидкісний режим б) високий швидкісний режим; 1 – гідроштовхач; 2, 5 – кулачки розподільчого валу; 3 – стержень; 4 – клапан

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

31

Залежно від кількості рідини в порожнині гідроштовхача 1 зовнішня тарілка, що взаємодіє з двома крайніми кулачками 2, переміщається відносно жорсткого стержня 3 на деяку величину. При максимальному вільному ході тарілки на низьких швидкісних режимах клапан 4 переміщається під дією внутрішнього кулачка 5 з меншим профілем, що взаємодіє із стержнем 3 гідроштовхача 1. Регулювання фаз газорозподілу по швидкісній характеристиці в деякій мірі можливо в пристроях приводу з гідравлічним штовхачем, призначеним для компенсації теплових зазорів.

У деяких конструкціях гідроштовхачів має місце незначне збільшення передавальної довжини при підвищенні швидкісного режиму, що пов'язане з ефектом негативної гідрокорекції, обумовленої зниженням витоків рідини через ущільнення рухливих сполучень.

Цілеспрямоване регулювання тривалості відкриття клапана використанням ефекту негативної гідрокорекції в схемах класичного призначення гідроштовхача не практикується із-за обмеженості діапазону зміни його передавальної довжини, а також вірогідних проблем ідентичності гідравлічних характеристик ущільнювачів різних штовхачів.

У простих версіях гідроштовхача посилення ефекту негативної гідрокорекції може бути досягнуте дроселюванням рідини через накопичувальне вікно 8 спеціальної конфігурації, як в схемі на рис. 2.15 [2].

Зменшення повноти використання профілю кулачка по мірі зниження частоти обертання розподільчого валу здійснюється по певному закону, залежному від геометрії вікна і в'язкості робочої рідини.

Подальшим кроком розвитку адаптивних гідро штовхачів є керована зміна висоти та тривалості підйому клапана.

На рис. 2.16 і 2.17 представлені схеми гідроштовхачів з регульованою передавальною довжиною по тиску рідини в магістралі керування. У першій з схем (рис. 2.16) функції задаючого елемента виконує плаваюча втулка 1, положення якої визначається тиском рідини в магістралі керування [2]. Зміна

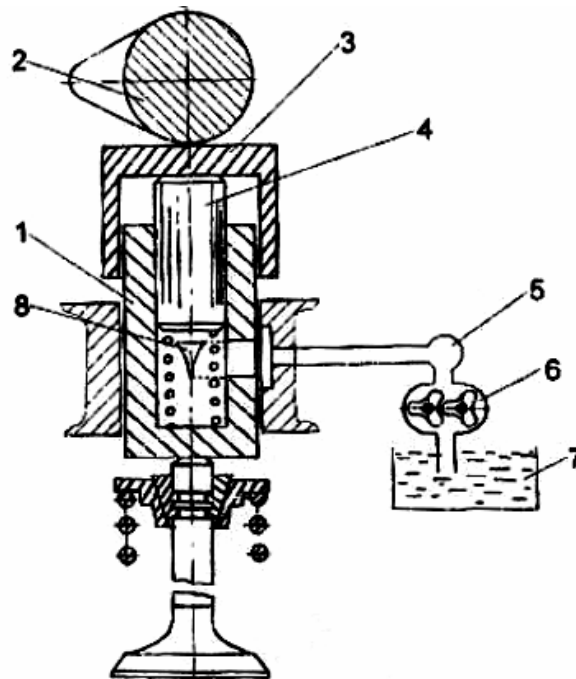


Рисунок 2.15 – Пристрій зміни ходу клапану за допомогою гідро штовхача:
1 – гідроштовхач; 2 – розподільний вал; 3 – кришка штовхача; 4 – плунжер; 5 –
аккумулятор; 6 – насос; 7 – масляний резервуар

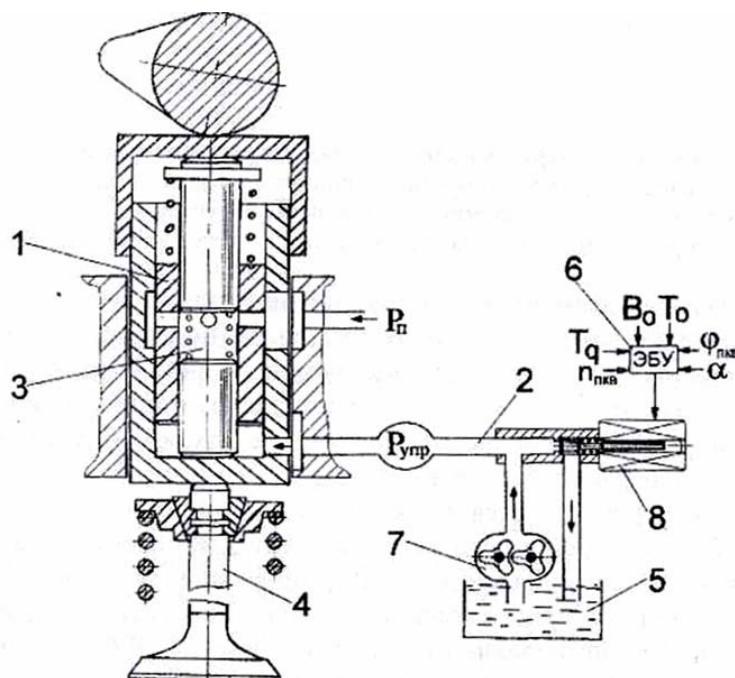


Рисунок. 2.16 – Гідравлічний механізм приводу клапанів:
1 – плаваюча втулка; 2 – магістраль керування; 3 – робоча порожнина; 4 – клапан;
5 – масляний резервуар; 6 – електронний блок управління; 7 – насос; 8 – клапан
керування

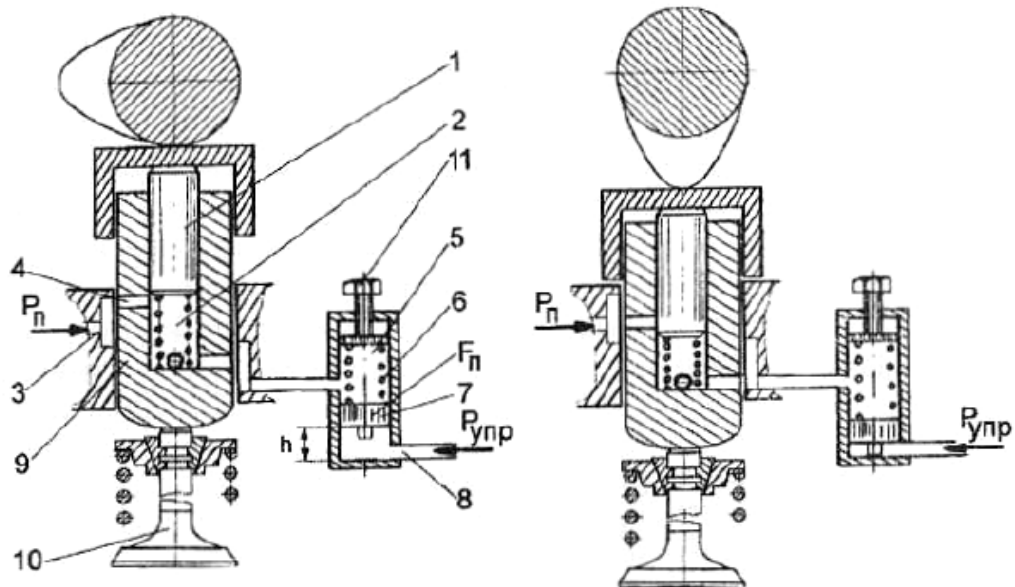


Рисунок 2.17 – Гідравлічний механізм управління клапаном:

- 1 – плунжер; 2 – робоча порожнина; 3 – підпитуючий канал; 4 – вікно;
 5 – буферна порожнина; 6 – пружина; 7 – поршень; 8 – магістраль керування;
 9 – корпус гідроштовхача; 10 – клапан; 11 – регулювальний гвинт

тиску рідини, що задається електронним блоком 6 залежно від різних параметрів режиму і умов роботи ДВЗ, викликає зсув плаваючої втулки 1, що супроводжується зміною кількості рідини, що перепускається з порожнини 3.

В результаті змінюється висота рідинного стовпа, передаючого зусилля від задаючого до виконуючого плунжера та передавальна довжина штовхача.

Уразливим елементом конструкції є прецизійна втулка 1 з одночасним рухливим сполученням по внутрішній і зовнішній поверхнях. Ненормоване тертя в будь-якому із сполучень, вельми вірогідне в процесі тривалої експлуатації, викликає дисбаланс сил, що врівноважують положення втулки. У пристрої на рис. 2.16 кількість перепускаємої з робочої порожнини 2 гідроштовхача рідини регулюється за допомогою буферної порожнини 5, розвантажувальний об'єм якої визначається амплітудою переміщення поршня 7, залежній від тиску рідині $P_{упр}$ магістралі керування 8. В період пасивного вистоя клапана 10 порожнина 2 гідроштовхача з'єднана з підпитуючим каналом 3 вікном 4.

У буферній порожнині 5 встановлюється тиск, рівний тиску P_n в

підпитуючий лінії. Положення поршня 7 в буферній порожнині визначається умовою рівноваги.

При набіганні профілю кулачка на штовхач плунжер 1, перекриваючи вікно 4 підпитуючого каналу 3, виштовхує рідину з робочої порожнини 2 в буферну порожнину 5.

Об'єм рідини, що перепускається, дорівнює об'єму, що описується поршнем 7 при переміщенні від рівноважного стану до нижнього упору. З моменту припинення перепускання рідини в буферну полость 5 рідинний стовп в робочій порожнині 2 передає зусилля від плунжера 1 до корпусу гідроштовхача 9, що безпосередньо взаємодіє з клапаном 10.

Збільшення тиску рідини в магістралі керування 8 супроводжується зміною рівноважного положення поршня 7 у напрямі стискування пружини 6, а, отже, збільшенням об'єму буферної порожнини, що вивільняється, в процесі дії кулачка на штовхач. В результаті передавальна довжина гідроштовхача зменшується, висота підйому і тривалість відкриття клапана скорочується.

Зміна регульовальних характеристик гідроштовхача легко здійснюється зміною попереднього стискування пружини 6 за рахунок гвинта 11 [2].

Слід відмітити, що привод клапанів, регульований гідроштовхачем одночасно може бути віднесений і до групи гідравлічних, а розглянутий в останній схемі принцип регулювання використаний в гідравлічних приводах об'ємного типу.

Даний пристрій регульованого гідроштовхача не містить складних прецизійних деталей і, можливо, послужить прототипом регульованого приводу клапанів газорозподілу перспективних поршневих і газотурбінних двигунів.

Не дивлячись на безперервний розвиток конструктивних рішень, механічний привід в значній мірі вичерпав резерви свого вдосконалення. Наявність жорсткого зв'язку між клапанами і колінчастим валом ускладнює можливість індивідуального регулювання фаз газорозподілу. Доповнення системи механічного приводу елементами незалежного регулювання фаз зв'язане з

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						35
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ускладненням і збільшенням габаритів конструкції. Важливим показником, характеризуючим закон руху клапана з точки зору пропускної спроможності, є повнота діаграми переміщення клапана. Прагнення до збільшення часу - перетину клапана за рахунок підвищення швидкості його переміщення в механічному приводі обмежується зростанням інерційних навантажень.

Традиційним пристроєм механічного приводу властивий ряд недоліків, що виявляються в несприятливих умовах роботи клапанної групи. Бічна складова зусилля керування, прикладеного до стержня, викликає перекус і знос його сполучення по спрямовуючій. Висока швидкість посадки клапана в гніздо у поєднанні з нерівномірним розподілом контактної напруги удару, унаслідок перекосу, наводить до інтенсивного зносу і втрати герметичності посадочних фасок. Наявність в кінематичному ланцюзі теплових зазорів також є причиною ударних явищ і джерелом шуму, відтворним механізмом приводу.

Прагнення підвищити гнучкість управління клапанами зумовило очевидну тенденцію насичення пристрою приводу елементами гідравлічного і електромагнітного управління. Подальша гібридизація пристроїв приводу ймовірно послужить проміжним етапом на дорозі створення гнучких немеханічних приводів з широкими функціональними властивостями і прийнятними массогабаритними показниками.

2.2 Аналіз систем газорозподілу з немеханічним приводом

Відомі типи немеханічних приводів клапанів газорозподілу в матеріалах технічної і патентної літератури представлені чотирма основними групами, що включають пневматичні, електромагнітні, гідравлічні та електрогідравлічні приводи.

Мабуть, найбільша можливість програмного регулювання фаз закладена в електромагнітному приводі. Безпосереднє посилення і використання електричного сигналу, що формується електронним блоком управління, як енергетична субстанція виконавчого органу – соленоїд, значно спрощує

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		36

комутаційну схему приводу, підвищує його реакцію на регулюючу дію.

З цієї ж причини електромагнітний привод, характеризується широкою можливістю синтезувати бажаний закон зміни фаз залежно від багатьох режимних параметрів і умов експлуатації з використанням сучасних мікропроцесорних технологій.

В той же час, поширення електромагнітного приводу стримує ряд невирішених проблем, пов'язаних з обмеженою потужністю, відносно невисоким ККД і незначним ходом якоря, на якому реалізується достатнє зусилля. Можливість значного скорочення габаритів електромагнітного приводу обмежена вже досягнутими межами магнітного насичення металевого контура соленоїда. Складним завданням залишається і зниження витрат електричної енергії на переміщення клапана з необхідною швидкістю, оскільки останні залежать не лише від ефективності робочого процесу соленоїда, але і закону зміни електромагнітних сил по координаті переміщення клапана. Згідно закону оптимального управління силова епюра, відповідна мінімуму енерговитрат на переміщення клапана, має форму 8-образної кривої із ступінчастою зміною силової дії в крайніх точках траєкторії руху рис. 2.18 а. Реалізація такого управління при використанні однокотушкових соленоїдів ускладнена.

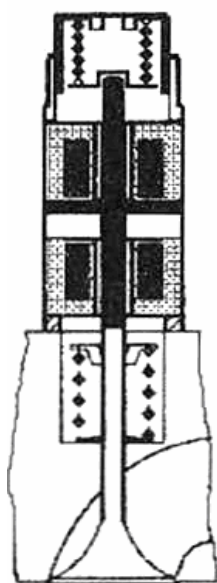
Відносно невисокий ККД електромагнітного приводу обумовлює необхідність відведення дисипативної теплоти. Пристрої котушок приводу, що охолоджують, у свою чергу, збільшують габарити приводу і ускладнюють його компоновку в голівці циліндрів двигуна.

Наблизити закон керування до необхідних характеристик з врахуванням існуючих обмежень по величині максимальної сили і активного ходу якоря, в певних межах, можливо шляхом використання каскадного електромагнітного приводу з послідовним розміщенням двох, трьох і більше котушок. Проте практика створення електромагнітного приводу клапанів ДВЗ обмежується одиничними зразками двох котушкових пристроїв.

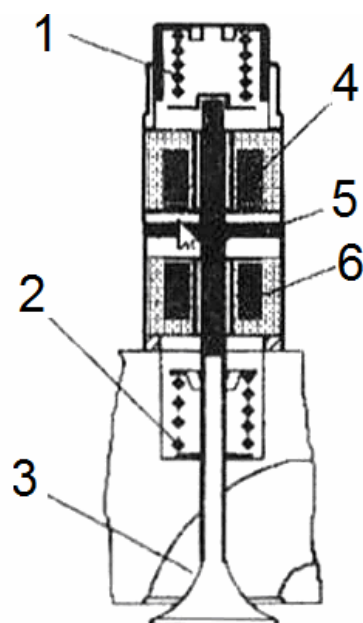
Закріплений на штоку якір розміщується між двома електромагнітами, які

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						37
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

клапан закритий



проміжне положення



клапан відкритий

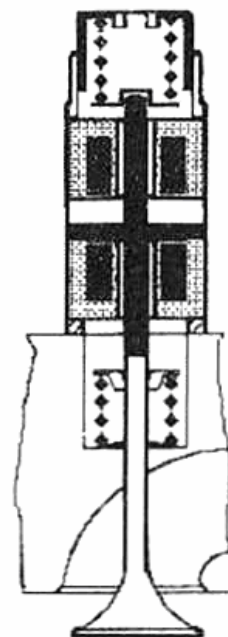


Рисунок 2.18 – Схема роботи двохкотушкового електромагнітного приводу:

1 – зворотна пружина; 2 – клапанна пружина; 3 – клапан; 4 – електромагніт, який закриває клапан; 5 – якорь; 6 – електромагніт, який відкриває клапан

утримують клапан в крайніх положеннях: закритому або повністю відкритому. У проміжному положенні зусилля верхньої і нижньої пружин врівноважуються. Початковий імпульс руху клапана з крайнього положення при відключенні утримуючого електромагніту, в основному, привноситься зусиллям стислої пружини, оскільки силова дія протилежного (що притягує) електромагніту помітно виявляється лише на кінцевій ділянці руху клапана. Таким чином, клапан здійснює коливальний рух довкола рівноважної точки з фіксацією положення в крайніх точках за допомогою утримуючих електромагнітів.

Стендові випробування пройшов дослідний зразок мотора BMW з електромагнітним приводом клапанів і безпосереднім впорскуванням бензину.

Для зниження швидкості посадки клапана в гніздо використовується інформація, що поступає в електронного блоку управління від спеціально передбаченого для цієї мети датчика контролю поточного положення клапана. Привод клапанів розрахований на частоти обертання колінчастого валу двигуна

до 6500 об/хв, час повного відкриття клапана складає 0,003 сек. Висота підйому клапана не змінюється. Кількісне регулювання потужності двигуна здійснюється без дросельної заслонки шляхом зміни тривалості відкриття впускних клапанів. У числі переваг випробуваного зразка, наголошується можливість відключення частини циліндрів і робота двигуна в режимі компресора. Електромагнітним приводом клапанів обладнаний двигун RS21, яким укомплектований болід Формули-1 Benetton [2].

Серйозні недоліки властиві пневматичному приводу. Внаслідок значного стиснення повітря, робота приводу характеризується великою інерційністю, низьким к.п.д. і незадовільною стабільністю фаз руху клапана. Окрім цього, при використанні пневматичного приводу виникає необхідність в джерелі стиснутого повітря, а також в системі змащення ущільнюючих елементів. Вживання ж мембранних ущільнень обмежує хід клапанів величиною допустимої стріли прогину, визначуваної розмірами і втомною міцністю діафрагми.

Найбільше практичне значення в даний час можуть мати гідравлічні приводи, що відрізняються від електромагнітних і пневматичних приводів високою питомою потужністю, вищим значенням к.п.д., а також можливістю оптимізації форми дії керування. Обширний клас гідравлічних приводів клапанів (ГПК) за способом формування імпульсів керування підрозділяється на гідроприводи об'ємного і дросельного типів.

У простих схемах дросельного гідроприводу управління робочими клапанами здійснюється через розподільник, частіше за золотникового типа, який періодично сполучає відповідні порожнини виконавчого гідроциліндра з напірною лінією акумуляторної системи. В деяких конструкціях (рис. 2.19), з метою зменшення енерговитрат на передачу інформаційного сигналу і спрощення його моделювання, імпульс керування, від розподільника передається по трубопроводу до пристрою релейного типа, виконаного у вигляді двопозиційного золотника і розташованого безпосередньо у виконавчого гідроциліндра. В цьому випадку напірна магістраль не несе інформаційного навантаження, завдяки чому

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						39
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

зменшуються втрати енергії, пов'язані із стискуванням рідини і хвиливими процесами в лінії нагнітання. Якщо інформаційний сигнал формується у вигляді електричного імпульсу, що подається на електромагніт, керуючим органом, то така схема є електрогідроприводом, який таким чином можна розглядати як окремий випадок дросельного гідроприводу.

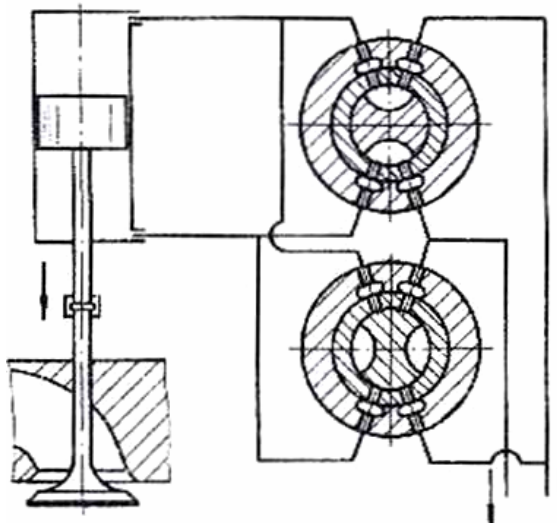


Рисунок 2.19 – Схема гідроприводу дросельного типу

Так, в запропонованому фірмою Rolling Hills пристрої (рис. 2.20) функцію розподільника виконують нагнітальний 1 і зливний 2 клапани.

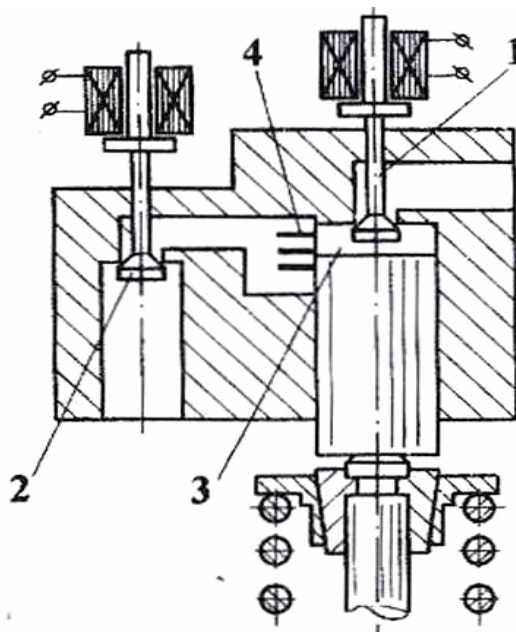


Рисунок 2.20 – Схема електрогідравлічного приводу фірми Rolling Hills

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

40

Кожен з клапанів має індивідуальний електромагнітний привод. Для зниження швидкості посадки газорозподільного клапана в гніздо передбачено дроселювання рідини з порожнини 3 гідроциліндри через перегородки 4.

На рис. 2.21 показана схема системи електрогідравлічного приводу, розробленого в Московському інституті інженерів залізничного транспорту [2]. Сигнал положення колінчастого валу від фотодатчика 1 поступає в електронний блок 2, що формує електричний імпульс, що подається на обмотку електромагніту 3 запираючого органа. Переміщуваний якорем 4 ігольчатий клапан двосторонньої дії 5 відкриває доступ рідини з акумулятора в порожнину гідроциліндра 7 і при знеструмленні обмотки сполучає порожнину запираючого органа із зливним каналом 8. Поєднуючи в собі переваги електричної системи управління, електрогідравлічний привід не позбавлений від деяких недоліків, властивих приводу дросельного типу, найбільш істотним з яких є невисоке значення ККД.

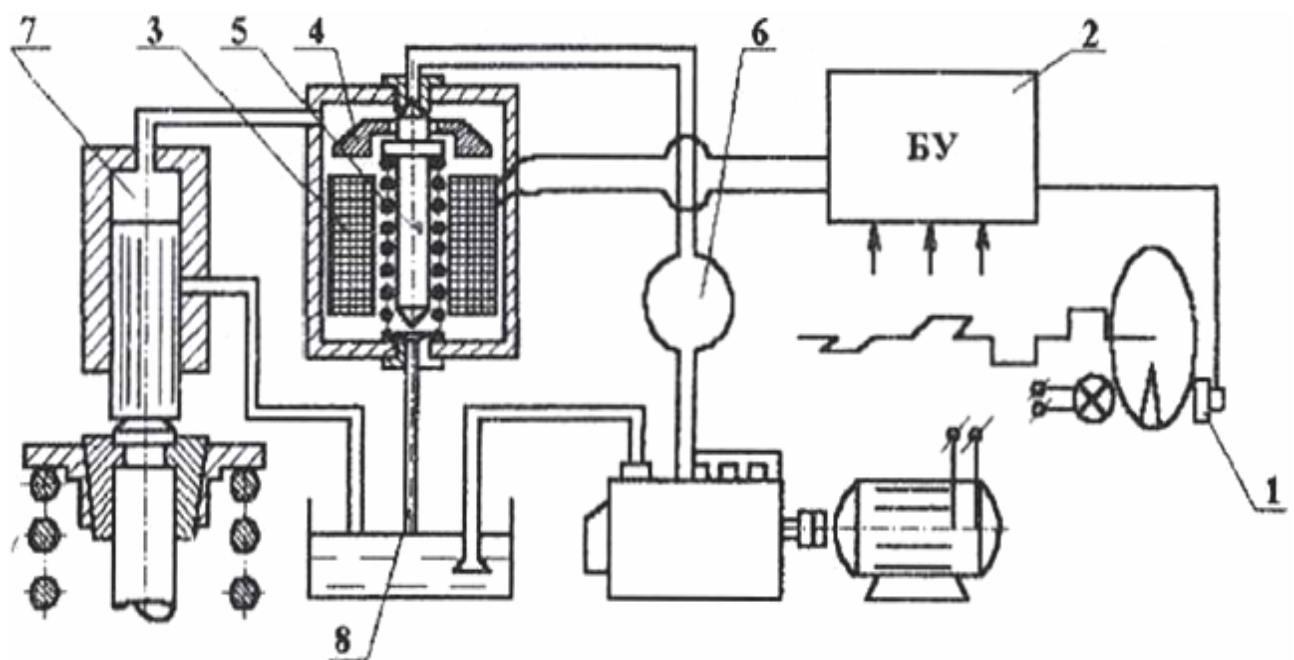


Рисунок 2.21 – Схема електрогідроприводу із запираючим органом двосторонньої дії:

1 – фотодатчик положення колінчастого валу, 2 – електронний блок керування, 3 – електромагніт запираючого органа, 4 – якор електромагніту, 5 – голчастий клапан двосторонньої дії, 6 – гідроаккумулятор, 7 – гідроциліндр, 8 – зливний канал

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03МР.ПЗ

Арк

41

Основна причина цього недоліку полягає в тому, що зміна рушійної сили по фазовій траєкторії переміщення клапана не відповідає закону оптимального управління, унаслідок чого кінетична енергія клапана при його гальмуванні безповоротно розсіюється в тепло.

Поширеним методом підвищення ККД у гідроприводах загального призначення є використання рекуперативного принципу, у відповідності з яким кінетична енергія рухливих мас повинна перетворюватися в потенційну і повертатися в систему. Реалізація рекуперативного принципу в гідроприводах клапанів газорозподілу ускладнюється наявністю виступів клапана в крайніх положеннях, а також необхідністю збереження величини активного ходу і фаз руху клапана, незалежно від кількості рекуперованої енергії.

Якщо розглядати переміщення клапана як рух матеріальної точки без зв'язку з особливостями протікання робочого процесу в двигуні, то має сенс оптимізація управління по критеріях енерговитрат і швидкодії.

Силкові епюри оптимальних по цих критеріях управлінь для прямого і зворотного ходів клапана при однакових обмеженнях величини сили керування показані на рис. 2.22 [2].

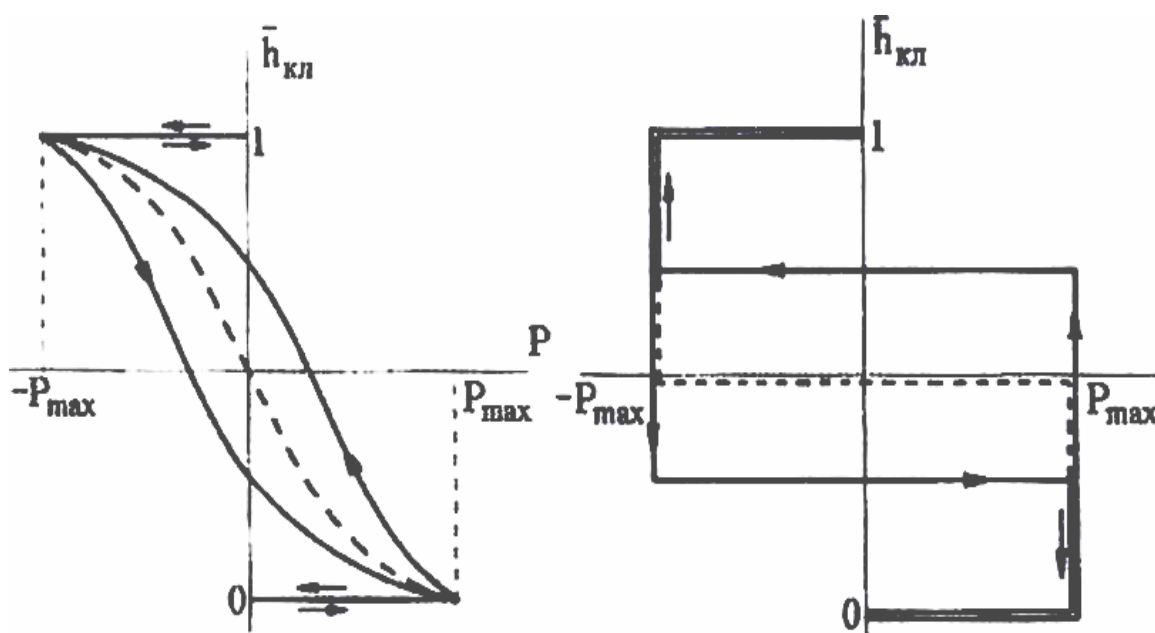


Рисунок 2.22 – Епюри оптимального управління клапанами по критеріях енерговитрат та швидкодії

На рис. 2.23 приведена схема гідроприводу, що реалізовує оптимальне в якійсь мірі управління клапаном з одночасною, хоча і частковою, рекуперацією його кінематичної енергії [2]. Рух клапана на початковій і кінцевій ділянках забезпечується тиском рідини в магістралі керування 1, яка з'єднується з надплунжерним простором через канали 2, а також отвори 3 і 4.

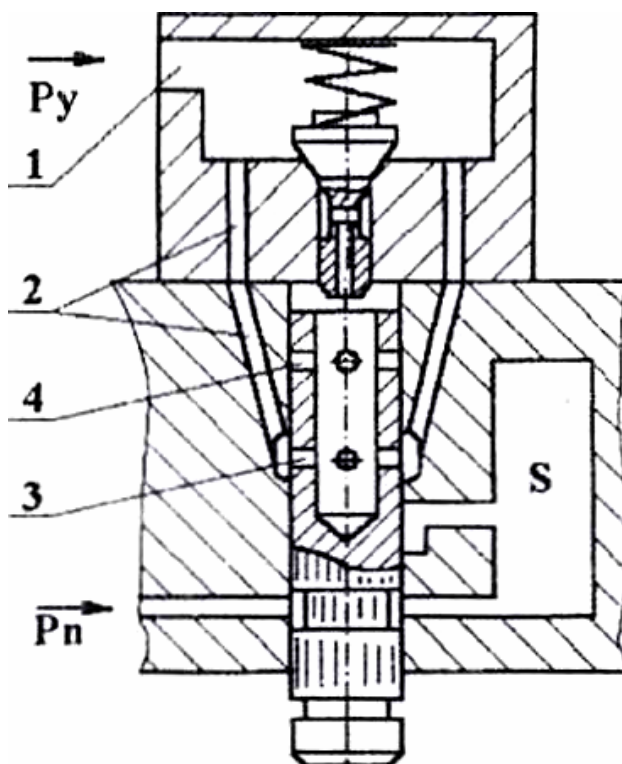


Рисунок 2.23 – Схема рекуперативного гідроприводу

На ділянці основного ходу надплунжерний простір перемикається з магістралі керування на акумуляторну порожнину Б. Таким чином, на ділянці основного ходу відкриття клапана здійснюється за рахунок енергії тиску рідини в акумуляторі 5, тоді як в процесі закриття клапана відбувається накопичення енергії в акумуляторі з подальшою його заряджанням від магістралі живлення в період верхнього вистоя плунжера. Інша, запропонована схема, показана на рис. 2.24, відрізняється від розглянутої відсутністю безпосереднього зв'язку між надплунжерним простором і магістраллю керування 1, що дозволяє понизити амплітуду сигналу керування а, отже, – втрати енергії, пов'язані з його передачею.

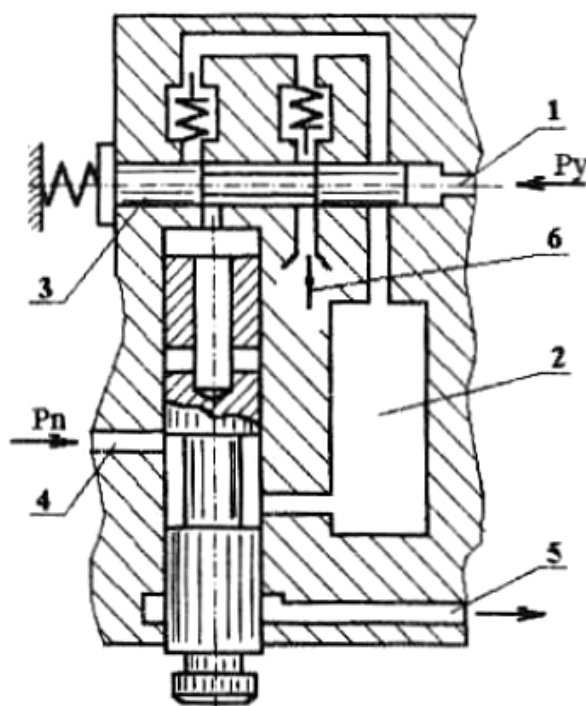


Рисунок 2.24 – Схема рекуперативного гідроприводу із золотниковим підключенням буферної порожнини

На початковій і кінцевій ділянках переміщення клапана надплунжерний простір з'єднується з акумуляторною порожниною 2 через золотник 3, при цьому у верхньому положенні плунжера акумуляторна порожнина підключається до магістралі живлення 4, в нижньому - до зливного каналу 5. Для виключення

зависання клапана і регулювання швидкості його посадки в гніздо передбачений дросель 6, що перепускає частину рідини з надплунжерного простору на злив впродовж всього зворотного ходу клапана.

У загальному випадку, введення елементів оптимального управління в гідроприводах дросельного типу супроводжується неминучим ускладненням конструкції, підвищенням вимог до точності її виготовлення. Ефективна рекуперація кінетичної енергії, як правило, досягається в певних для даної системи розрахункових умовах, підтримці яких перешкоджають витоки, а також залежність фізичних властивостей робочої рідини від температури і наявності нерозчиненого повітря. Зміна умов рекуперації не лише відбивається на енергетичній досконалості приводу, але і є причиною порушення стабільності фази закриття клапана. Особливо помітно спотворення фаз виявляється при управлінні клапанами високооборотного двигуна, де рекуперація енергії найбільш доцільна.

Певну скруту викликає фіксація клапана в період вистою у відкритому положенні. Обмеження ходу клапана шляхом перепускання рідини через зливне вікно в дросельних гідроприводах неприпустимо зважаючи на втрату енергії рідини, що нагнітається, в період вистою. Спроба забезпечити зупинку клапана за рахунок урівноваження рушійної сили зусиллям стискування клапанної пружини не усуває коливань клапана при високій швидкості його відкриття. Досить чітка фіксація клапана може бути досягнута при використанні виконавчого гідроциліндра двосторонньої дії.

В цьому випадку відпадає необхідність в клапанних пружинах, спрощується вирішення питань оптимізації управління. На прикладі схеми по рис. 2.25 покажемо можливий спосіб реалізації принципу рекуперації при використанні гідроциліндра двосторонньої дії [2].

При подачі електричного сигналу в обмотку, якір електромагніту і розподільного пристрою, долаючи зусилля 2, переміщається вправо і закриває зливний клапан 3. У цей момент рідина з живлячої магістралі 4, через звільнений

кінці зворотного ходу рідина витісняється з верхньої порожнини 6 лише через дросель 10, чим забезпечується плавна посадка клапана в гніздо. Основна відмінність гідроприводів об'ємного типу полягає у формуванні імпульсу керування безпосередньо насосним елементом, як правило, виконаним у вигляді плунжерної пари з кулачковим приводом. Завдяки тому, що закон руху клапана визначається параметрами кулачка, профіль якого наближається до оптимальної по енерговитратах форми, об'ємні гідроприводи мають вищі значення ККД [2]. Велика кількість патентів по гідроприводах об'ємного типу переслідує своєю метою регулювання фаз газорозподілу на працюючому двигуні. Широкі межі незалежного регулювання допускає пристрій, в якому управління клапанами здійснюється двома насосними елементами, що обертаються довкола осі розподільного кулачка. Вдосконалена схема такого пристрою показана на рис. 2.26. У період, коли обидва задаючі насосні плунжери 1 і 2 знаходяться на тильній стороні кулачка, вікна всіх каналів відкриті і тиск в нагнітальній магістралі дорівнює тиску в підживлюючому резервуарі 3. Відкриття клапана здійснюється нагнітанням рідини плунжером 1 після перекриття вікна 4 підживлюючого каналу, при цьому плунжер 2 знаходиться у верхньому положенні.

Закриття клапана визначається звільненням об'єму плунжером 2, який на останній ділянці свого збігання поясочком 5 перекриває вікно 6 нагнітальної магістралі, що призводить до уповільнення посадки клапана в гніздо. Уразливість схеми полягає в необхідності використання гнучких трубопроводів, що забезпечують можливість відносного переміщення насосних елементів. Регулювання фаз газорозподілу, засноване на зміні активного ходу насосного плунжера, може здійснюватися як поворотом плунжера, що має спіральну кромку, так і осьовим переміщенням втулки, що містить відсічні або наповнювальні вікна.

Для незалежного регулювання обох фаз додатково передбачено обертання виконавчого плунжера, що має спіральну кромку. Проте розташування регулювальних органів на кришці циліндрів ускладнює систему, її недоліком, до

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						47
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

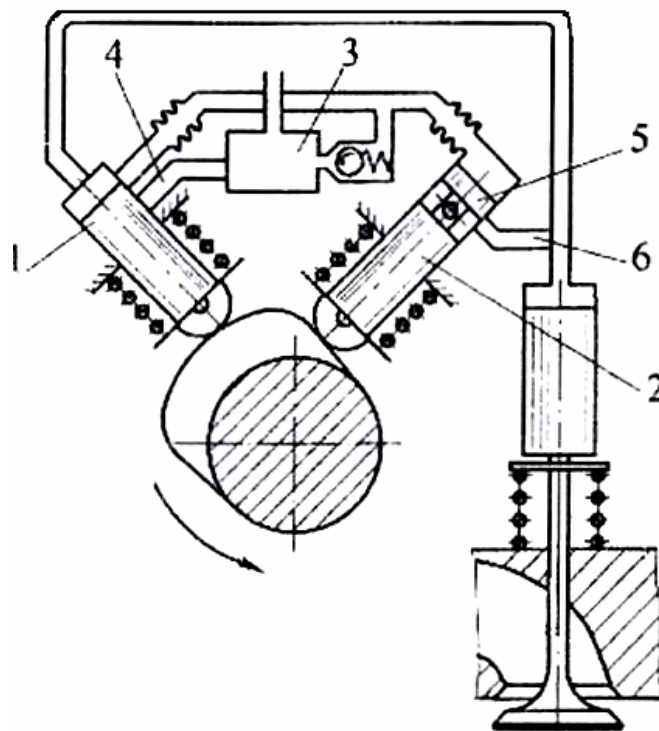


Рисунок 2.26 – Гідропривід об'ємного типу з двома насосними елементами

того ж, є залежність повного ходу клапана від фаз газорозподілу.

Незалежне регулювання фаз забезпечується додатковим золотником з лінією управління і двома регульованими дроселями, один з яких встановлюється у всмоктуючій магістралі насоса, інший - на ділянці зливу. Для зміни активного ходу насосного плунжера в пристрої передбачено підключення в лінію нагнітання допоміжного поршня з регульованим ходом.

Способи регулювання фаз, пов'язані із зміною орієнтації або розташування окремих елементів приводу, передбачають використання виконавчих пристроїв, не завжди виправдано бо вони ускладнюють конструкцію приводу. В зв'язку з цим представляє інтерес регулювання, засноване на зміні режимних параметрів перепускання рідини через наповнювальні вікна і дроселювання в період відсічки.

Значний вплив на динамічні властивості гідроприводу об'ємного типу надає наявність в кінематичному ланцюзі пружного рідинного стовпа, деформація якого обумовлює зсув ведучої і веденої ланок, що призводить до спотворення заданого профілем кулачка закону руху клапана. Підвищення швидкісного режиму

супроводиться наступними явищами: інтенсифікуються хвильві процеси в лінії нагнітання, посилюється вплив умов наповнення і дроселювання на стабільність фаз руху ведених ланок, порушується відповідність переміщень клапанів різних циліндрів унаслідок неідентичності гідравлічних опорів трубопроводів.

Основним напрямом вдосконалення динаміки приводу є зменшення впливу стиснення рідини на кінематичні функції передавальних ланок. Один із способів стабілізації фази закриття клапана полягає в частковій розв'язці законів руху насосного і виконавчого плунжерів шляхом перепускання рідини на злив в період закриття клапана. Наприклад, в схемі рис. 2.27 на ділянці прямого ходу клапана рідина, що нагнітається насосним елементом 1, поступає в порожнину виконавчого гідроциліндра 2 через зворотній клапан 3, при цьому лінія зливу перекрита диференціальним клапаном 4. Після відсічення нагнітання тиск в трубопроводі 5 і в порожнині над диференціальним клапаном 4 падає. Під дією пружини 6 рідина з порожнини гідроциліндра 2, піднімаючи клапан 4, витісняється на злив, що забезпечує закриття газорозподільного клапана незалежно від подальшого руху насосного плунжера.

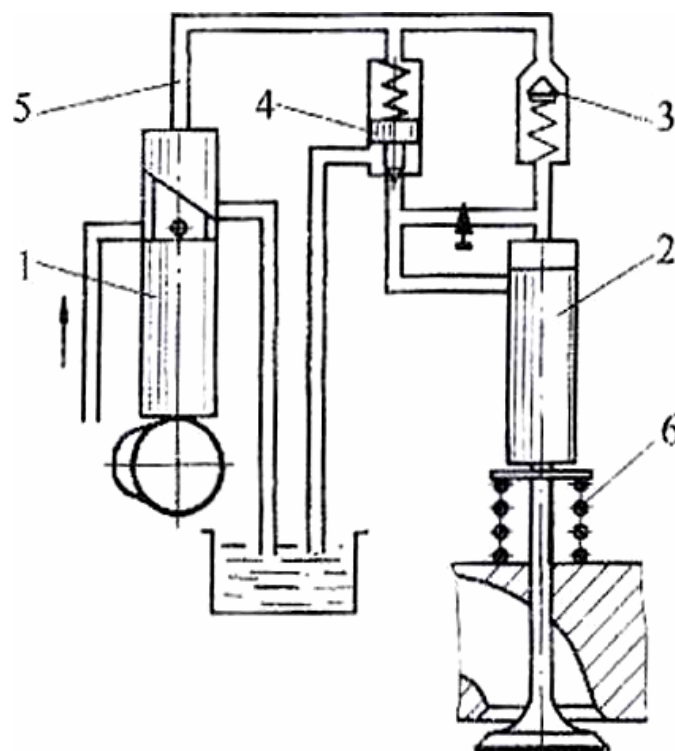


Рисунок 2.27 – Гідропривід об'ємного типа з розводкою зворотнього ходу клапана

Ефективним засобом збільшення швидкодії і зменшення впливу стисливості рідини є підвищення початкового тиску в лінії нагнітання.

На кафедрі ДВЗ Луганського машинобудівного інституту розроблена конструкція гідроприводу (рис. 2.28) [2], що допускає можливість підвищення початкового тиску підкачуючим насосом 1 до значення близького або такого, що перевищує тиск відкриття газорозподільного клапана.

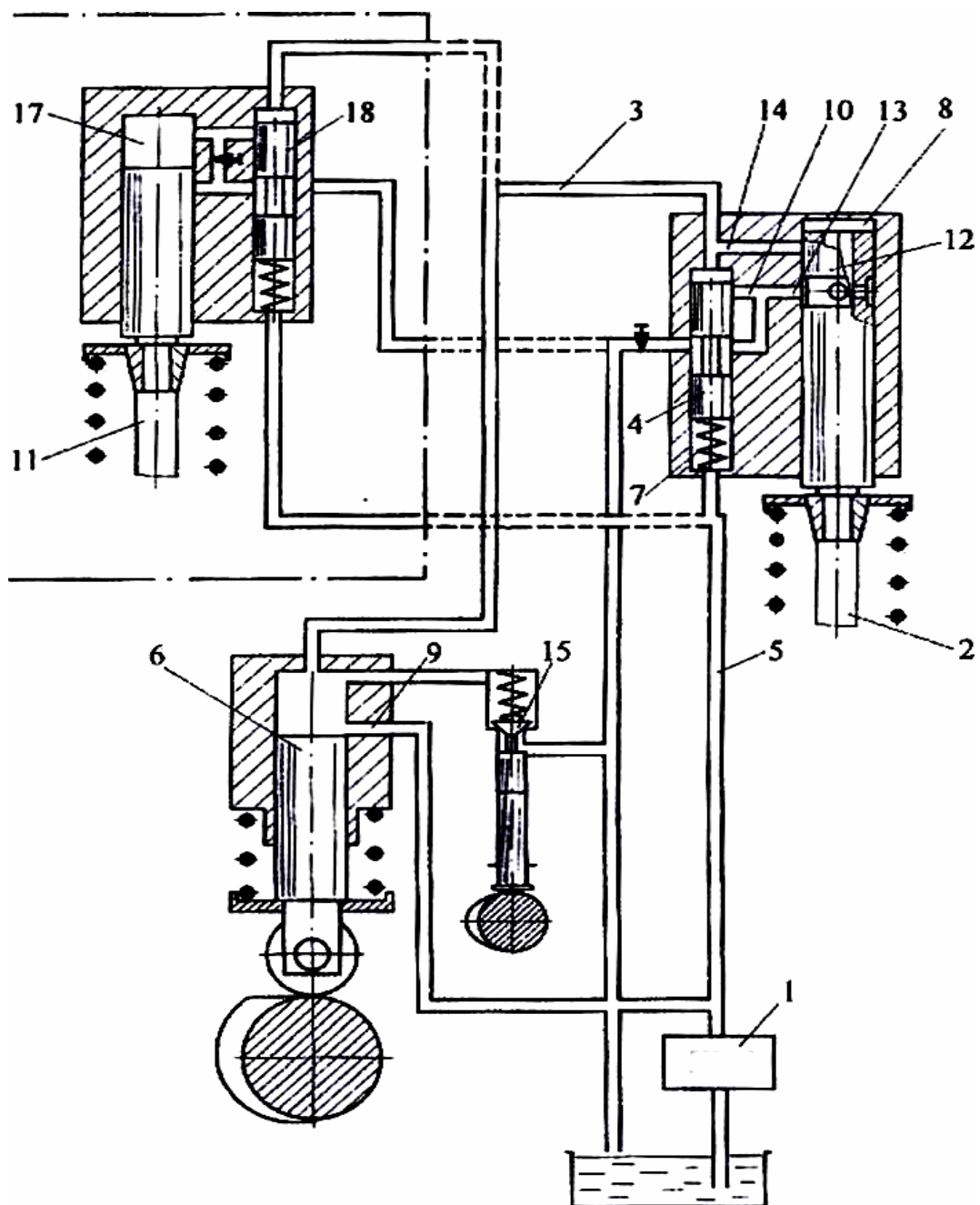


Рисунок 2.28 – Схема ГПК з попереднім стискуванням робочого тіла в нагнітаючій лінії

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03МР.ПЗ

Арк

50

З метою запобігання вільному відкриттю клапана в процесі попереднього підвищення тиску на виході нагнітального трубопроводу 3 встановлений золотник 4, нижня торцева порожнина якого пов'язана з магістраллю 5 підкачуючого насоса 1. В період знаходження насосного плунжера 6 в нижньому положенні тиск в нагнітальному трубопроводі 3 дорівнює тиску підкачування, тому сили тиску рідини, що діють на верхній і нижній торці золотника 4, врівноважують один одного. В цьому випадку при рівні тиску, що створюється підкачуючим насосом, золотник 4 під дією пружини 7 знаходиться у верхньому положенні і роз'єднує порожнину 8 виконавчого гідроциліндра від нагнітаючого трубопроводу.

Початок активного ходу насосного плунжера 6 визначається моментом перекриття вікна 9 магістралей 5, при цьому тиск у верхній торцевій порожнині підвищується і золотник 4, опускаючись, сполучає порожнину 8 гідроциліндра з лінією нагнітання через канал 10. Після перекриття поясочком 12 вікон 3 рідина поступає в порожнину 8 через канал 14 і подальший рух клапана 2 перестає залежати від положення золотника 4. Закриття клапана 2 забезпечується перепусканням рідини на злив відсічним клапаном 15.

Принцип роботи схеми з виконавчим елементом відрізняється від розглянутої тим, що після відсічення нагнітання рідина з порожнини гідроциліндра витісняється у відсічну магістраль безпосередньо через золотник 18, завдяки чому зменшується вплив неідентичності гідравлічних опорів трубопроводів і відсічних клапанів на відповідність фаз закриття клапанів різних циліндрів.

Інша відмінність полягає в тому, що рідина з нагнітаючого трубопроводу поступає в порожнину 17 гідроциліндра лише через золотник 18, тому тиск рідини у вихідному перетині трубопроводу 3 в період нагнітання не падає нижче за значення, визначуване силами, що діють на нижній торець золотника 18. Відмічена особливість сприяє зменшенню коливань клапана 11 в період вистою у відкритому положенні, перешкоджає розриву безперервності рідини в

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						51
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

нагнітальному трубопроводі, зважаючи на що останню схему слід вважати переважнішою стосовно високооборотних двигунів.

2.3 Порівняльний аналіз основних типів приводу клапанів

Для порівняння основних типів приводів клапанів приведемо їх недоліки та переваги.

Головними недоліками традиційного механічного приводу клапанів газорозподілу являються:

- складність регулювання фаз газорозподілу (ФГР);
- наявність теплового зазору в кінематичних ланках;
- високий знос в процесі експлуатації пари "кулачок-штовхач";
- обмежені можливості форсування двигуна за швидкістю;
- скручування розподільних валів в експлуатації.

Складність регулювання фаз газорозподілу. Патентна література і ряд науково-дослідних робіт, виконаних останнім часом свідчать, що регулюванням ФГР можна значно поліпшити техніко-економічні показники дизеля, розширити асортимент палив, понизити жорсткість роботи двигуна, токсичність відходить газів і підвищити термін служби механізмів в цілому. Проте, реальне впровадження ускладнене внаслідок відсутності достовірних знань впливу ФГР на робочий процес ДВЗ.

Наявність теплового зазору в кінематичних ланках приводу. Тепловий проміжок є джерелом шуму при роботі двигуна, призводить до значних ударів в системі і до передчасного руйнування деталей приводу. Для усунення цього недоліку застосовують різні компенсатори теплового зазору, що істотно ускладнює конструкцію.

Знос в процесі експлуатації пари "кулачок-штовхач". Пара "кулачок-штовхач" постійно знаходиться в контакті, передаючи через місця сполучення значні зусилля, що призводить до зносу як кулачка, так і штовхача. Величина зносу в окремих випадках настільки істотна, що доводиться робити коригування

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						52
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

при виготовленні профілів кулачків з урахуванням зносу робочих профілів, відхиляючись тим самим від оптимальних ФГР.

Обмежені можливості форсування двигуна за швидкістю. Форсування дизеля за швидкістю обмежують два чинники: робота паливної апаратури і системи приводу КГР. При високих частотах обертання розподільчого валу в системі приводу з'являється небезпека відриву штовхача від кулачка при закритті клапана в силу великої інерційності системи. Це явище призводить до ударів і руйнування деталей приводу.

Скручування розподільчого валу. Значні моменти передаються розподільними валами, це призводить до того, що в процесі експлуатації спостерігається явище скручування валів. Цьому явищу сприяє і те, що напруга в кожному перерізі валу циклічно змінюється від нуля до максимальної величини. Ці чинники призводять до часткової втрати пружних характеристик розподільчого валу і змінюють з часом ФГР.

Отже наявність цілого ряду недоліків традиційного механічного приводу клапанів призводить до потреби пошуку альтернативних механізмів газорозподілу.

Розглянемо електромагнітний привід клапанів. Для реалізації можливостей мікропроцесорного управління двигуном внутрішнього згорання необхідно підвищити керованість його вузлів, можливість зміни їх стану у будь-який момент часу і по будь-якій функції. Найбільший інтерес може представляти альтернативний механічному електромагнітний привід клапанів газорозподілу. Перевагами є його простота установки і зручність управління. Саме цей привод міг би стати вирішенням проблеми регулювання ФГР в широкому діапазоні.

Крім того, при в електромагнітному приводі реалізуються оптимальні енергетичні і екологічні показники дизеля при будь-яких режимах роботи.

Застосування цього типу приводу знайшло практичне застосування, починаючи з кінця 80-х років. Особливо велике число патентних публікацій належить Франції, США і Японії. Переваг електромагнітного приводу досить

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						53
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

багато, це:

- забезпечення широких діапазонів регулювання ФГР;
- висока швидкодія;
- зручність контролю роботи приводу;
- велика надійність елементів електронної системи управління і електроприводу і можливість при необхідності установки дублюючих схем формування сигналів керування;
- найвищий ККД з усіх існуючих немеханічних систем приводу.

У 2004 році в МИИТі виконано дослідження роботи випускного клапана двигуна тепловоза ЧН26/26 (Д49). Саме випускні клапани двигуна працюють в найбільш важких умовах і привід необхідно розраховувати на тиск газу в початковий момент відкриття. Масогабаритні показники приводу клапана дизеля тепловоза виявилися незадовільними: електромагніт для приводу одного випускного клапана дизеля типу ЧН26/26 мав вагу понад 16 кг, сердечник і обмотка мали приблизно рівну вагу. До цього значення слід додати вагу демпфера, кріплень і кожуха. ККД приводу виходить не вище 50%. Тільки на окремих режимах роботи двигуна в оптимальному варіанті ККД може досягти величини 65%. Середня спожита потужність на привід складає 1 кВт/клапан при частоті обертання колінчастого валу в 1000 об/хв. Електромагніти необхідно інтенсивно примусово охолоджувати.

Хоча електромагнітний привід є перспективним технічним рішенням, його широке застосування представляється недоцільним. Можливо, є області, де його переваги переважають над недоліками, наприклад, судновий дизель, що є тихохідним, реверсивним і таким, що не має обмежень по масі і габаритам. Все ж необхідність охолодження електромагнітів, а головне - висока вартість, викликає сумніви в практичній цінності ідеї застосування такого приводу на тепловозному дизелі.

Гідравлічний привід відрізняється наступними особливостями:

- великі сили інерції в порівнянні з силами опору (недолік);

					0032.000000.000.03МР.ПЗ	Арк
						54
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

- необхідність в додатковому устаткуванні: гідронасосі, розподільній і регулювальній арматурі і так далі (недолік);
- висока швидкодія (перевага);
- можливістю управління окремими фазами руху клапана і часом його вистою в крайніх положеннях (перевага);
- високими значеннями ККД усього приводу(до 80-85%) (перевага);
- відсутністю бічних сил, що діють на шток клапана, що зменшує знос штока і направляючої втулки (перевага);
- зниженням вартості ремонту деталей приводу і збільшенням довговічності роботи двигуна (перевага).

Не зважаючи на переваги гідравлічного приводу, його застосування на тепловозних дизелях гальмується необхідністю застосування складного механізму керуванням законом руху клапана.

При електрогідравлічному приводі поєднуються переваги гідравлічного і електромагнітного способів управління по необхідній швидкодії і можливості регулювання ФГР або закону руху клапанів.

В цілому цей привід має ряд переваг, в порівнянні з розглянутими раніше типами приводом і, зокрема:

- швидкодією, необхідну для якісного протікання робочого процесу двигунів (особливо швидкохідних);
- мала маса частин, що рухаються;
- можливість регулювання ФГР в широкому діапазоні;
- збільшення "часу-перерізу" клапанів при незмінних ФГР.

З вище наведеного можна зробити висновок, що найбільш перспективним та доцільним для застосування на тепловозному дизелі є електрогідравлічний привід клапанів, який здатний забезпечити основні вимоги до приводу клапанів газорозподілу.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						55
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ГАЗООБМІНУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ФАЗ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДЛЯ РЕЖИМІВ ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ДИЗЕЛЯ ЧН26/26

Для пошуку фаз газорозподілу оптимальних з точки зору мінімізації питомої витрати палива при роботі дизеля на режимах часткових навантажень доцільно використовувати програмний комплекс «ДИЗЕЛЬ - РК», в якому реалізована математична модель, що приведена в попередньому розділі. Приведемо короткий опис особливостей програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ - РК».

3.1 Опис програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ - РК»

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, розроблений групою фахівців з МГТУ ім. Баумана [4], призначений для розрахунку і оптимізації двотактних і чотиритактних двигунів внутрішнього згорання.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє:

- проводити математичне моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згорання, в тому числі і дизельних, використовуючи при цьому різні моделі згорання - від простої моделі І.І.Вібе, до сучасних, побудованих на розрахунку тривимірного руху паливних струменів в завихреному заряді камери згорання дизеля;

- здійснювати розрахунок різних режимів роботи, включаючи швидкісну, навантажувальну, висотну та інші характеристики двох- і чотиритактних ДВЗ, з різними схемами підключення колекторів, перетворювачів імпульсів, турбін, компресорів і охолоджувачів наддувочного повітря; розрахунок агрегатів наддуву здійснюється різними способами, включаючи узгодження їх характеристик (можливий оптимальний підбір проточних частин турбін і компресорів до поршневого ДВЗ);

- розраховувати поля універсальних характеристик органів газорозподілу та

					0032.000000.000.03МР.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		56

турбін і компресорів по розмірах їх проточних частин;

– прогнозувати потужнісні, економічні і екологічні показники двигуна при проведенні різних конструктивних заходів, пов'язаних з модернізацією паливної апаратури, форми камери згорання, організацією закручування заряду, вибором фаз газорозподілу і системи наддуву;

– вирішувати багатofакторні завдання оптимізації робочого процесу, використовуючи для цього, як метод сканування(для двовимірних завдань), так і методи нелінійного програмування (для n-мірних завдань), бібліотека програми містить 14 методів оптимального пошуку.

Завдяки оригінальному алгоритму визначення параметрів газу в циліндрі і колекторах з системи рівнянь збереження маси і енергії, а також рівняння стану, математична модель ДВЗ, закладена в програмний комплекс, перевершує по швидкодії кращі аналоги в 5 разів. Використання сучасних моделей тепловиділення, газообміну і теплообміну, у поєднанні з високою швидкістю, дозволяє ставити і вирішувати різноманітні дослідницькі і оптимізаційні завдання, пов'язані з доведенням або форсуванням двох- і чотиритактних ДВЗ різної розмірності і швидкохідності.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК призначена в першу чергу для розробників і дослідників ДВЗ, тому забезпеченню зручності роботи інженера прикладена підвищена увага. Вхідні і вихідні дані організовані таким чином, як це прийнято в промисловості.

Будучи професійною, програма ДИЗЕЛЬ-РК може бути з успіхом використана і початкуючими користувачами, студентами і аспірантами. Для полегшення трудомісткого процесу завдання числових вхідних даних (особливо коефіцієнтів розрахункових методик) в програмі розроблені спеціальні засоби - майстри налаштувань. Ці процедури на підставі найзагальніших відомостей про досліджуваний об'єкт самі сформують файли даних, використовуючи найбільш відомі технічні рішення прийняті в двигунобудуванні. Таким чином істотно спрощується не лише процес завдання вхідних даних, але і найбільш складний

етап розрахункового дослідження : ідентифікація математичної моделі. Останнє особливо важливе для студентів, що не мають досить досвіду, часу і експериментальних даних для налаштування програми на об'єкті дослідження, а також для потреб дослідників, що проводять експрес-оцінку тих або інших конструкцій.

Впровадження в програму апарату багатовимірної оптимізації дозволило радикальним чином підвищити ефективність проведення чисельних досліджень, спрямованих на підвищення технічного рівня двигунів.

Програмний комплекс успішно використовується для пошуку оптимальних фаз газорозподілу. Дуже ефективний засіб для вирішення цієї проблеми багатопараметрична оптимізація, коли пошук оптимальної комбінації параметрів цілком покладається на формальні процедури нелінійного програмування, а в завдання дослідника входить тільки формулювання мети і обмежень, а також сам аналіз результатів пошуку.

Процедура оптимізації з одного боку використовує математичну модель двигуна спільно з незалежними змінними (параметрами, що оптимізуються) з функцією мети, і з обмеженнями з іншого боку. Завдяки високій швидкості рахунку ядра ДИЗЕЛЬ-РК, можливе проведення досліджень пов'язаних з оптимізацією без великих витрат.

Програмний комплекс пройшов перевірку при дослідженні десятків типів двигунів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва: Коломенський завод, ЗИЛ, ГАЗ, КамАЗ, Володимирський тракторний завод, ХЗТМ ім. Малишева, "БМЗ", Заволзький моторний завод, ЯМЗ, Алтайський моторний завод, Юждизельмаш, Свердловський турбомоторний завод, Уфімське НВО Мотор, Завод " Зірка", "Двигун Революції", ВАЗ, Mercedes, MTU, MAN, ЛОМ(Прага) [5]. У тій або іншій конфігурації комплекс використовується більш ніж на половині з перелічених вище вітчизняних підприємств, де неодноразово доводив адекватність використаних математичних моделей у порівнянні з експериментальними даними.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						58
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

3.2 Підготовка вхідних даних для розрахунку фаз газорозподілу дизеля ЧН26/26

В програмному комплексі для підготовки вхідних даних, які описують параметри досліджуваного двигуна, використовується діалогові вікна. Загальний вигляд інтерфейсу програми з діалоговим вікном зображено на рис. 3.1.

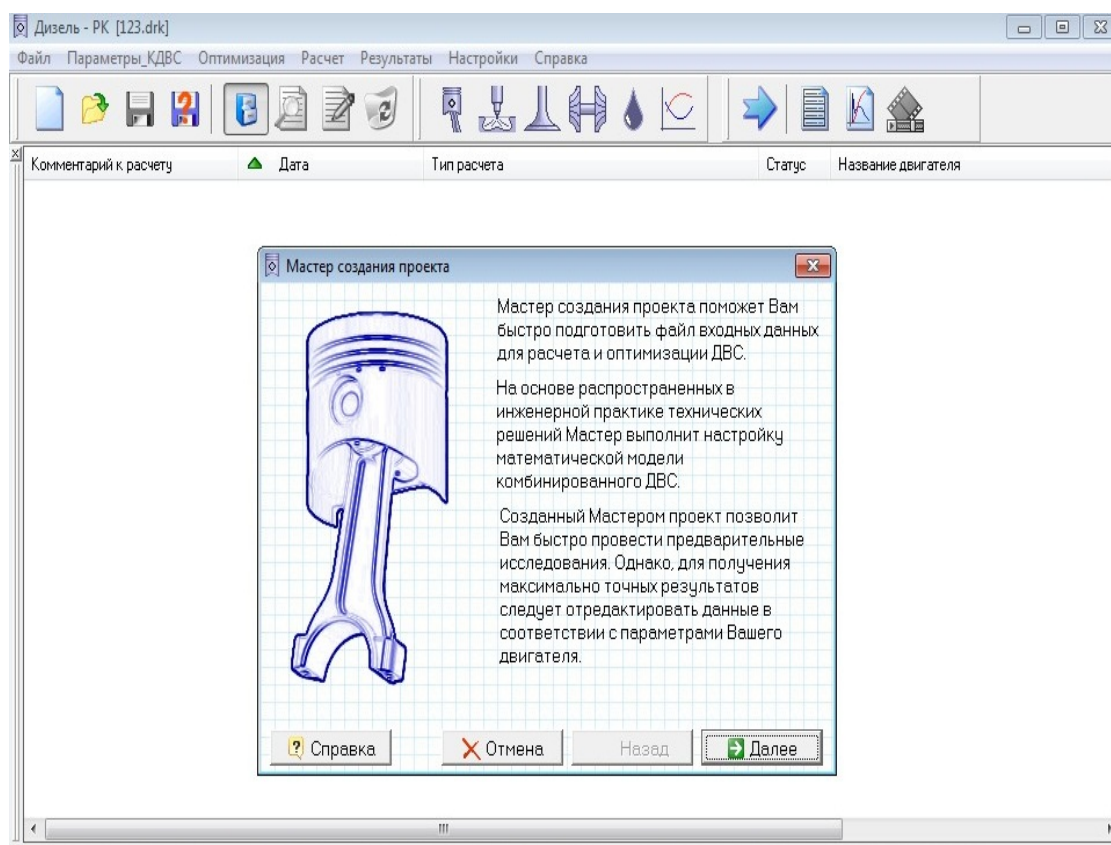


Рисунок 3.1 – Интерфейс програми «ДИЗЕЛЬ – РК»

Розглянемо детальніше процес опису особливостей конструкції, основних характеристик, розмірів вузлів циліндро-поршневої групи, способу організації процесів газообміну та інших параметрів тепловозного дизеля типу 16ЧН26/26. Для цього необхідно на панелі інструментів натиснути іконку «Створити новий проект». Після чого з'явиться діалогове вікно «Майстра створення нового проекту», в якому і будуть вводитися інформація про досліджуваний дизель. В першому діалоговому вікні необхідно обрати тактність та тип двигуна. Для дизеля 16ЧН26/26 обираємо пункти «Чотирихтактний» та «Дизельний» (рис. 3.2).

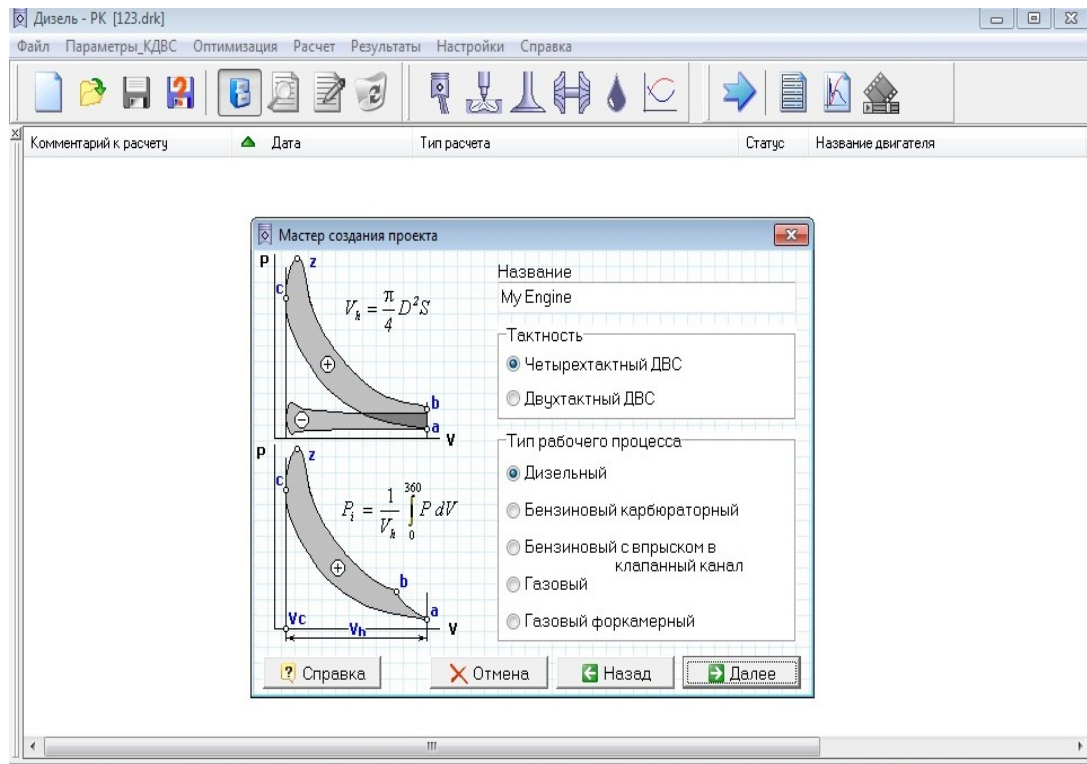


Рисунок 3.2 – Вибір тактності та типу робочого процесу двигуна

В наступному діалоговому вікні слід обрати розміщення циліндрів двигуна та спосіб його охолодження (рис. 3.3).

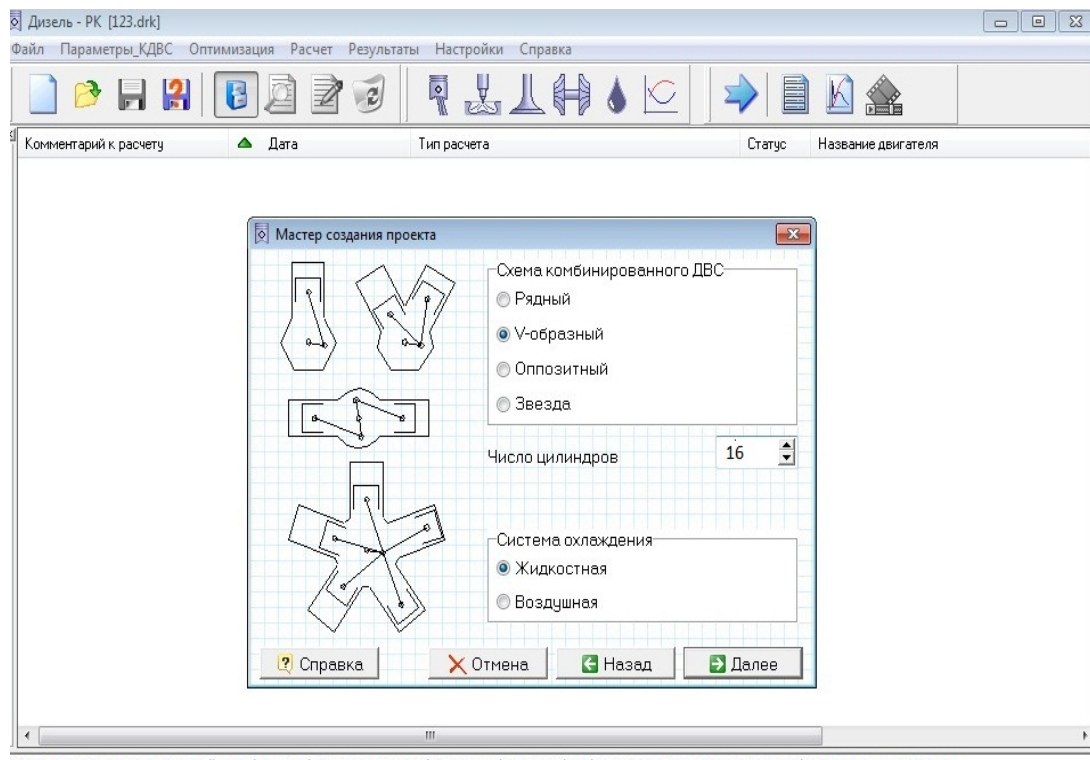


Рисунок 3.3 – Вибір схеми двигуна та системи його охолодження

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

60

Наступним кроком є опис робочого об'єму двигуна, за допомогою вказування діаметру циліндра та ходу поршня рис. 3.4. В цьому вікні також вказується номінальна частота обертання колінчатого валу та ступінь стиснення.

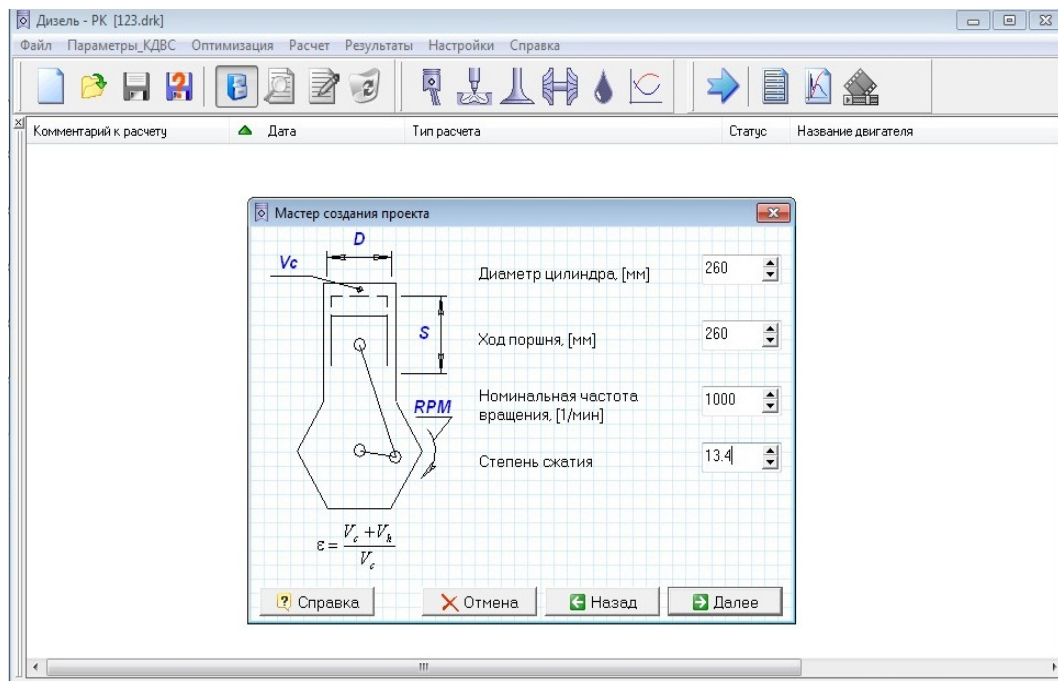


Рисунок 3.4 – Вибір розмірності двигуна

Далі задаються параметри наддуву двигуна (рис. 3.5).

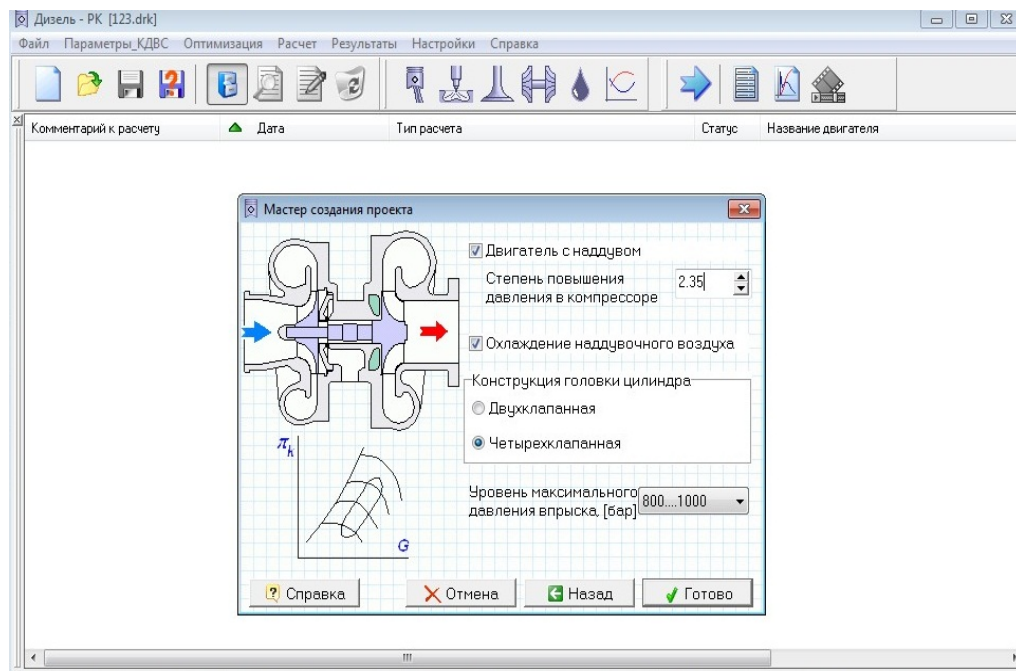


Рисунок 3.5 –Вибір параметрів наддуву двигуна

Для уточнення параметрів окремих вузлів двигуна слід використовувати відповідні кнопки на панелі інструментів програми. В пункті «Циліндро-поршнева група» вказуємо розміри кривошипно-шатунного механізму та особливості будови поршня (рис. 3.6).

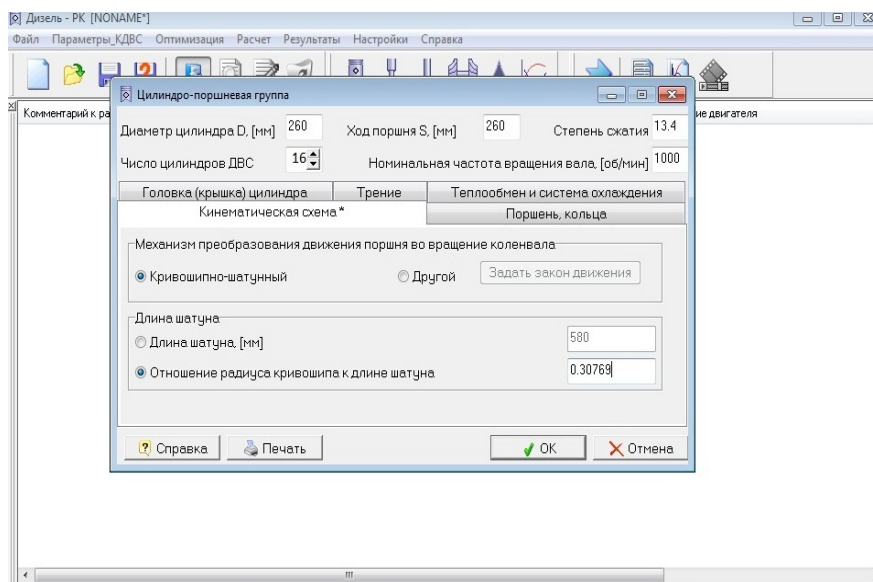


Рисунок 3.6 – Задання параметрів циліндро-поршневої групи

Аналогічним чином задається склад палива, що використовується на дизелі (рис. 3.7).

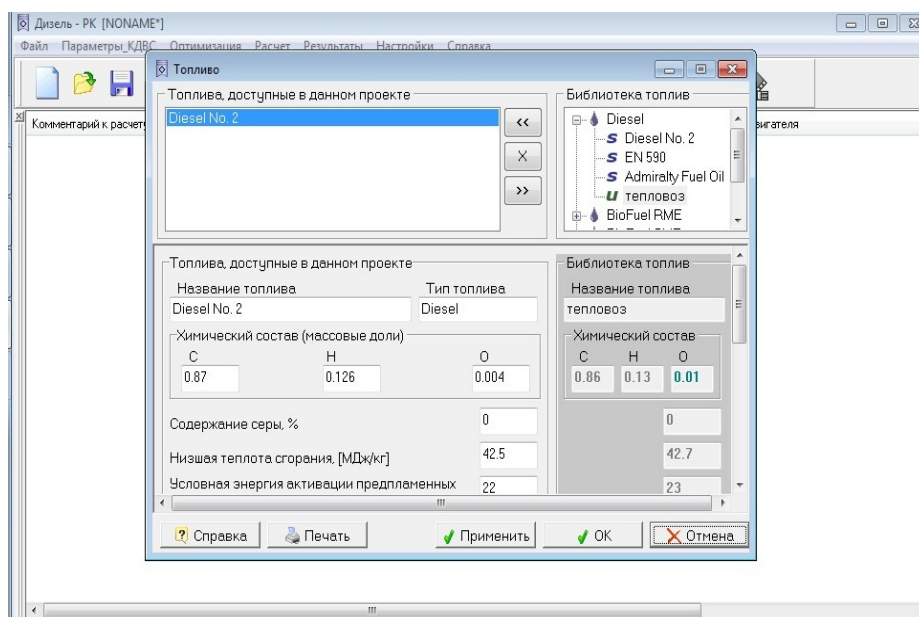


Рисунок 3.7– Уточнення складу палива

Наступним кроком необхідно задати параметри паливної апаратури та органів газорозподілу (рис. 3.8-3.9).

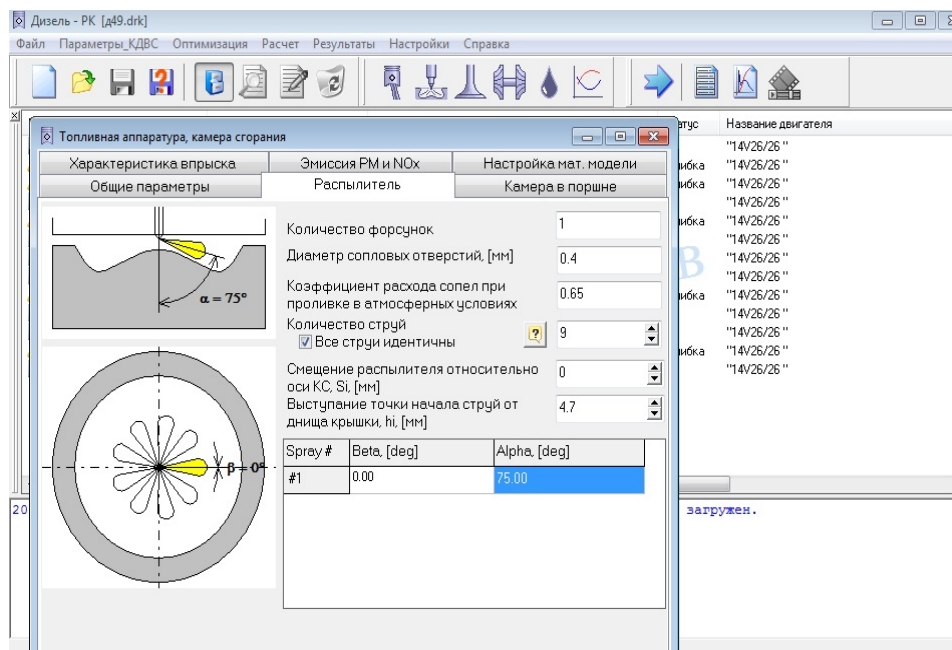


Рисунок 3.8 – Задання параметрів паливної апаратури

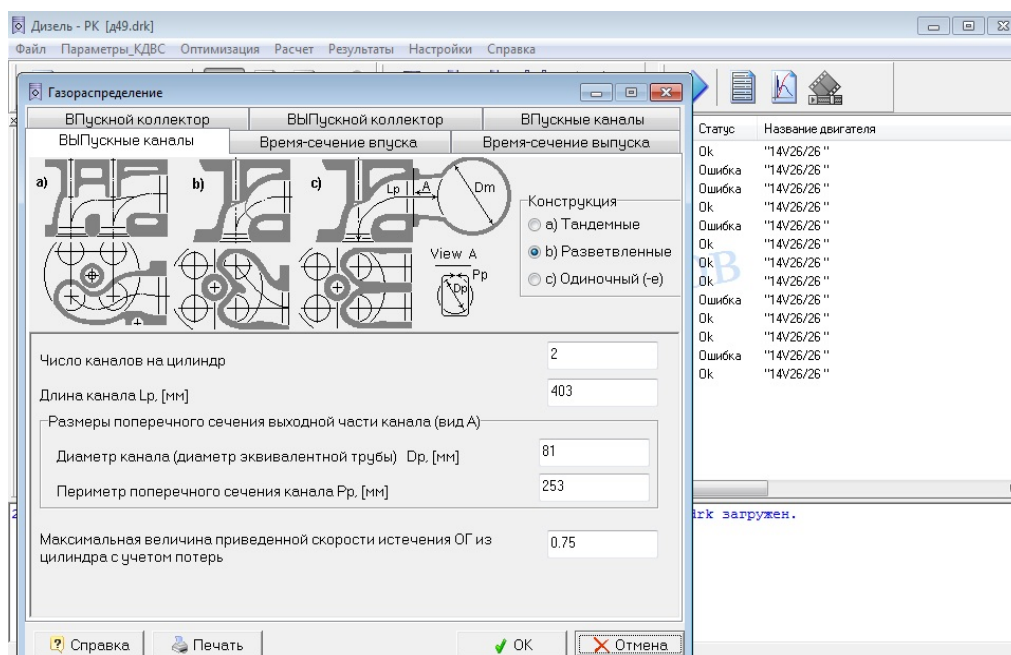


Рисунок 3.9 – Задання параметрів органів газорозподілу

Провівши підготовку вхідних даних можна приступити до процедури пошуку оптимальних фаз газорозподілу.

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

63

3.3 Аналіз впливу зміни фаз газорозподілу на роботу дизельного двигуна

Для дослідження впливу зміни фаз газорозподілу на техніко-економічні показники роботи дизеля було використано апарат сканування програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ-РК» [4]. Якщо завдання оптимізації якого-небудь процесу може бути сформульоване як двовимірне (число незалежних змінних рівне двом), або одновимірне, то для вирішення такого завдання доцільно використати апарат сканування. Апарат сканування програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє довільним чином вибирати пару аргументів для сітки сканування і крок їх зміни. У кожній точці цієї ортогональної двовимірної або одновимірної сітки буде автоматично робитися розрахунок робочого процесу ДВЗ [5]. Після виконання сканування, отримані параметри двигуна можуть бути представлені як функції однієї або двох змінних у вигляді плоских або об'ємних графіків або сімейств ізоліній. Можливість наочного графічного відображення цільової функції і обмежень відразу від двох аргументів допомагає краще осмислити кількісні закономірності процесів, що відбуваються, і швидко знаходити ефективні рішення при доведенні робочого процесу двигунів.

Використовуючи описані вище можливості програмного комплексу було проведено аналіз впливу фаз газорозподілу на показники роботи двигуна. Спочатку було побудовано залежність середнього індикаторного тиску в циліндрі дизеля, потужності, питомої витрати палива від зміни фази початку відкриття випускного клапану для режиму повного навантаження. Як видно з рис. 4.10 характер досліджуваних кривих такий, що вони мають чітко виражені зони оптимальних значень.

На рисунку 3.10 ці оптимальні значення (максимальний середній індикаторний тиск, максимальна потужність і мінімальна питома витрата палива) припадають на фазу початку відкриття випускного клапану, що дорівнює 60° після НМТ. Ця фаза є штатною для даного типу дизеля.

					0032.000000.000.03МР.ПЗ	Арк
						64
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

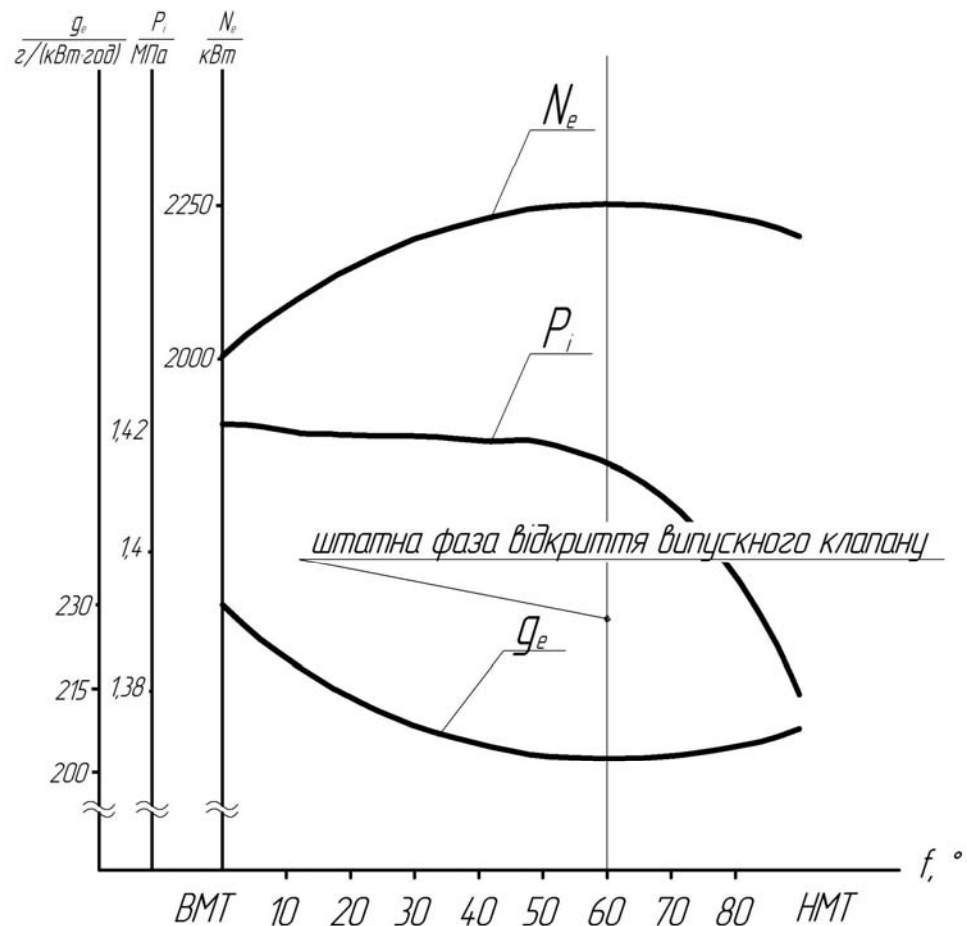


Рисунок 3.10 – Залежності середнього індикаторного тиску в циліндрі дизеля, потужності, питомої витрати палива від зміни фази початку відкриття випускного клапану для режиму повного навантаження

Отримані результати підтверджують те, що фази газорозподілу встановлені на дизелі є оптимальними для досить вузької зони режимів роботи двигуна. Це також підтверджує адекватність використаної математичної моделі в програмному комплексі.

Проведемо розрахунок аналогічних залежностей, але для режиму холостого ходу. Для цього необхідно задати частоту обертання колінчатого валу та циклову подачу паливо у відповідності до їх реальних значень на режимі холостого ходу. Ці данні вказуються у діалоговому вікні «Режими роботи» програми [5]. Отримані розрахункові залежності зображені на рисунку 3.11.

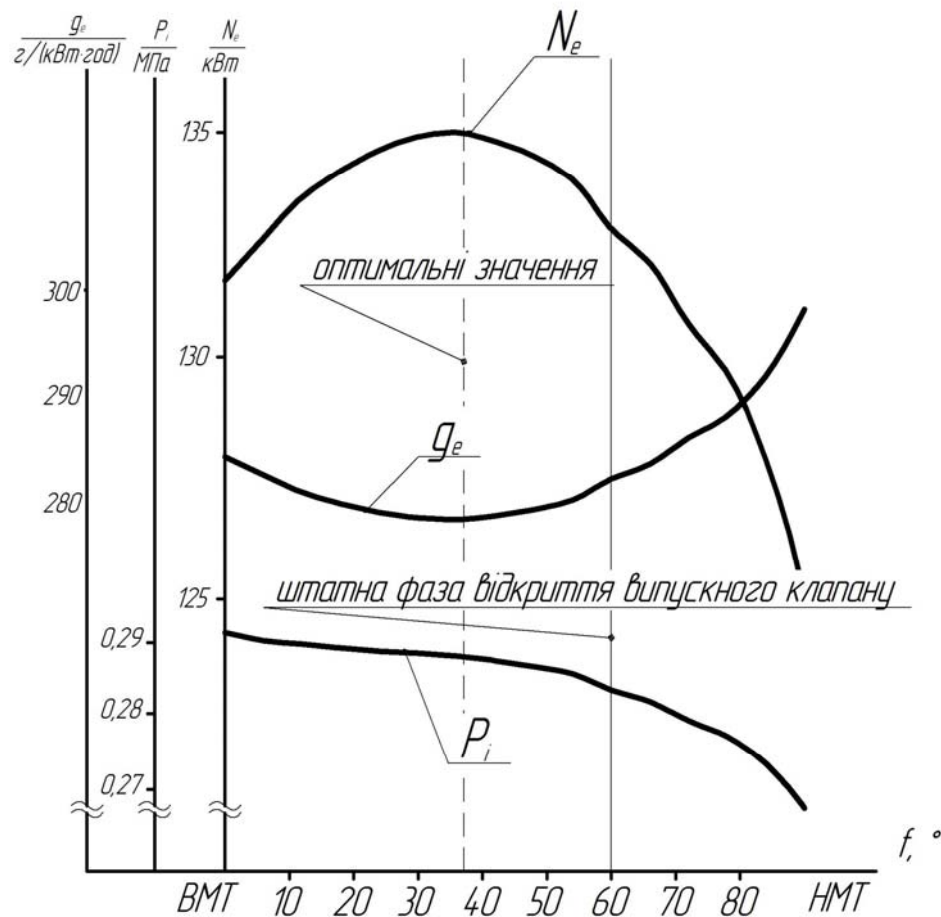


Рисунок 3.11 – Залежності середнього індикаторного тиску в циліндрі дизеля, потужності, питомої витрати палива від зміни фази початку відкриття випускного клапану для режиму холостого ходу

Як видно з рисунку 3.11 штатні фази газорозподілу не є оптимальними з точки зору забезпечення мінімальної витрати палива, тому отримані результати підтверджують доцільність керування фазами газорозподілу на працюючому двигуні.

Для аналізу впливу фази закриття впускного клапану на показники робочого процесу проведемо аналогічні розрахунки. Отримані залежності для режиму повного навантаження зображено на рисунку 3.12.

Характер отриманих залежностей підтверджує той факт, що штатні фази газорозподілу оптимальні для режиму повного навантаження. Для аналізу залежностей коефіцієнта наповнення циліндру дизеля та питомої витрати палива

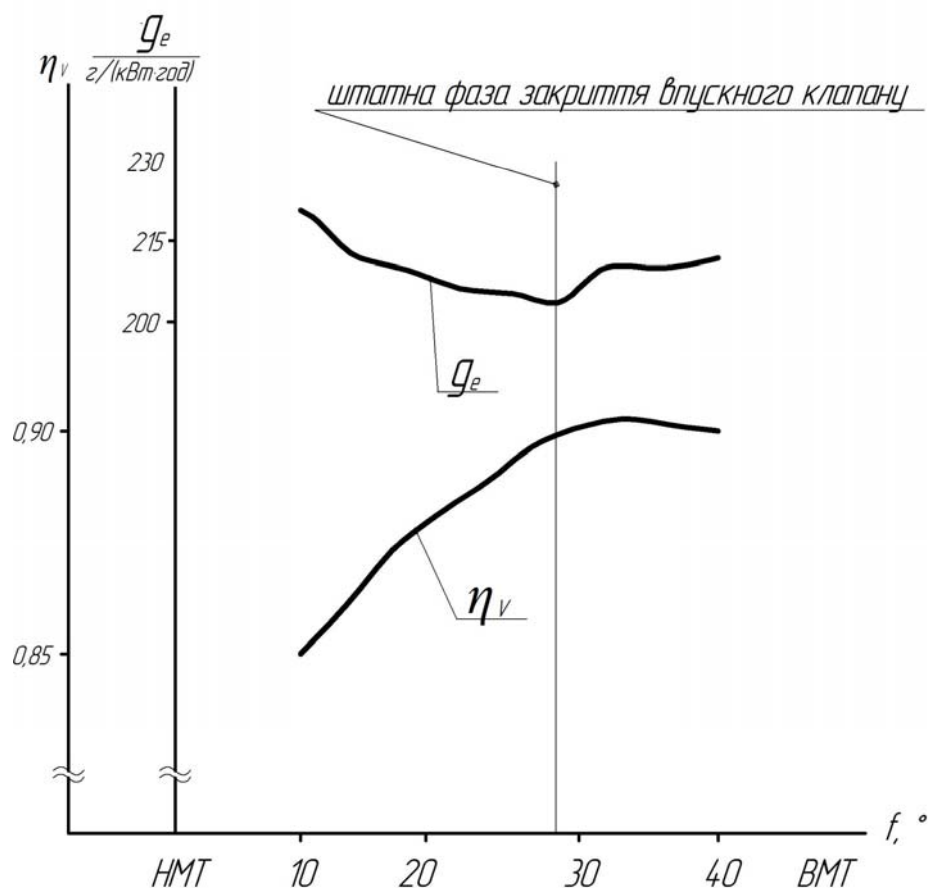


Рисунок 3.12 – Залежності коефіцієнта наповнення циліндру дизеля та питомої витрати палива від фази закриття впускного клапану для режиму повного навантаження

від фази закриття впускного клапану для режиму холостого ходу розрахуємо в програмі «ДИЗЕЛЬ - РК» аналогічні криві (рис. 3.13).

Отриманні залежності для впускного клапану доводять, що керування фазами роботи впускного клапану також є доцільним з точки зору економії палива. Для встановлення оптимальних значень фаз газорозподілу доцільно провести процедуру їх оптимізації, що буде описана нижче.

3.4 Оптимізація фаз газорозподілу для режиму холостого ходу

Оптимізація фаз газорозподілу проводиться в три етапи [5], при фіксованій величині циклової подачі палива та частоти обертання.

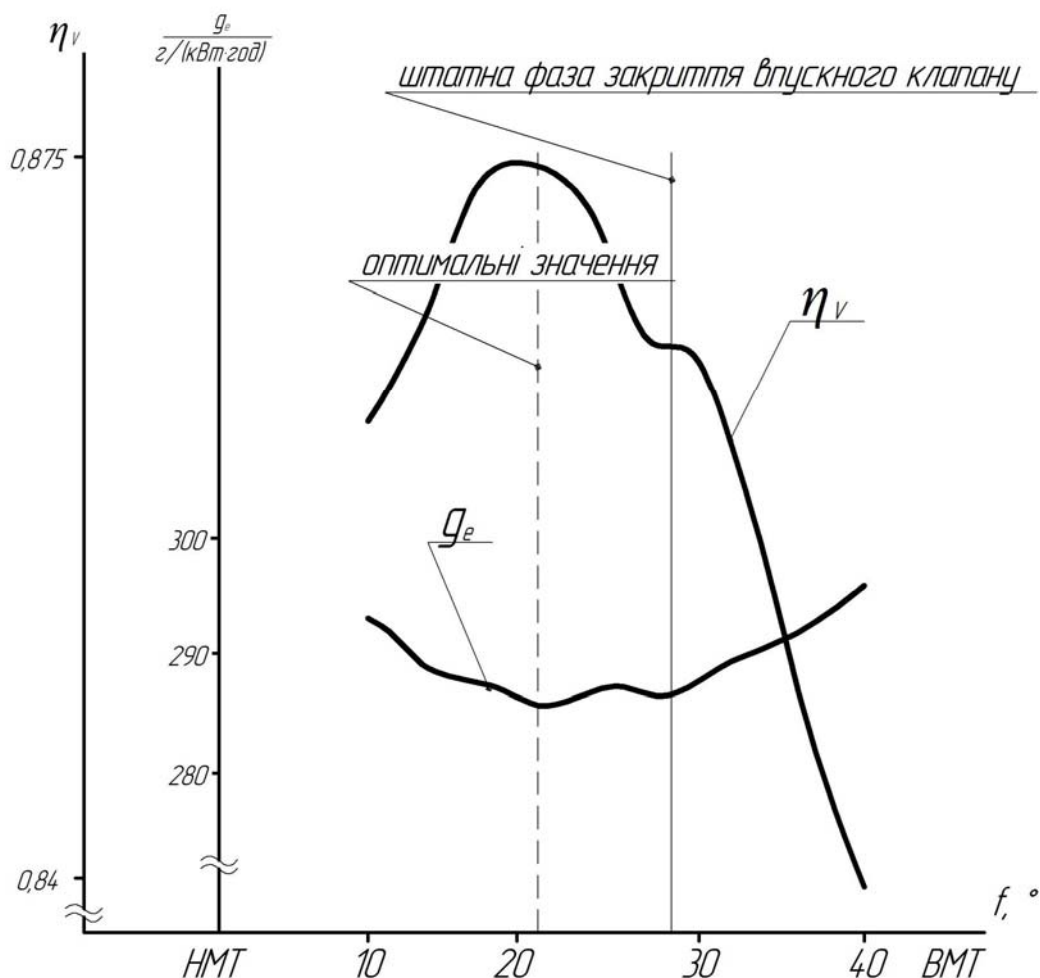


Рисунок 3.13 – Залежності коефіцієнта наповнення циліндру дизеля та питомої витрати палива від фази закриття впускного клапану для режиму холостого ходу

Перший етап це вибір кута закриття впускних клапанів методом одновимірного сканування. Одновимірне сканування означає, що вибирається лише один аргумент, змінюючи який в заданих межах, програма визначить залежності параметрів двигуна від цього аргументу. Результати одновимірного сканування відображуються як одновимірні (плоскі) графіки.

Як аргумент сканування по осі абсцис вибирається «Кут закінчення впуску» у діалоговому вікні програми. У вікні «Кінець впуску», що відкривається відповідною кнопкою, призначаються: мінімальне значення -10° за НМТ і максимальним значенням -40° за НМТ; а також число точок сканування з розрахунку, щоб крок по куту кінця впускання склав 4 – 8 градусів.

Після закінчення сканування, результати можуть відображуватися у вигляді

графіка, рисунок 3.14. Побудова графіка здійснюється у вікні «Результати / Результати одновимірного сканування».

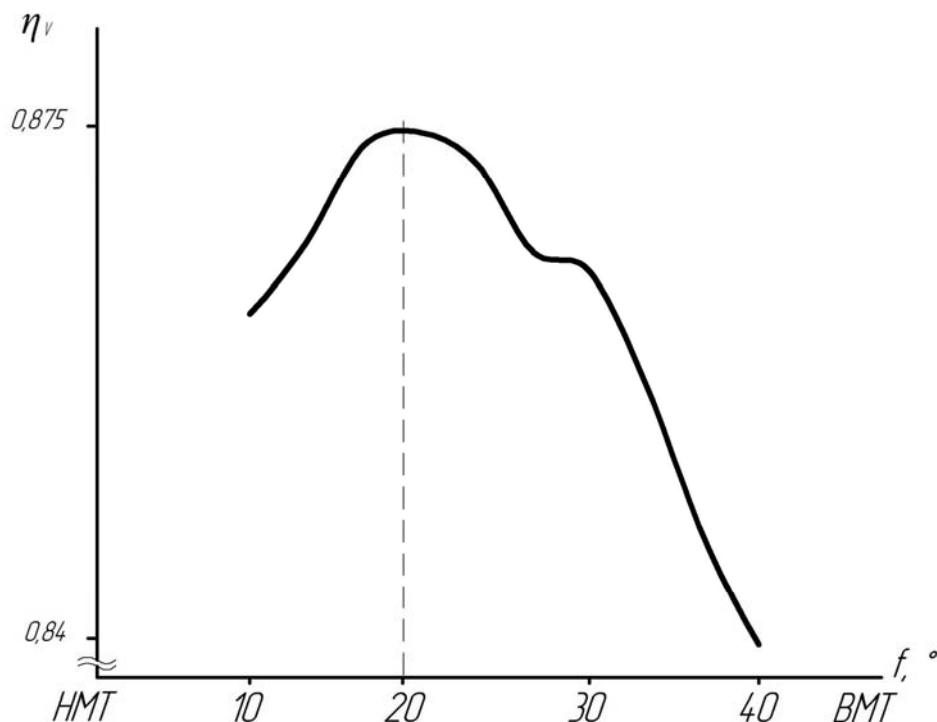


Рисунок 3.14 – Залежність коефіцієнта наповнення циліндру дизеля від фази закриття впускного клапана для режиму холостого ходу

По графіку визначається оптимальний кут закриття впускного клапана, що дорівнює приблизно 20 градусів за НМТ, відповідний відносно високому значенню коефіцієнта наповнення.

Другий етап – вибір кута закриття випускних клапанів і кута відкриття впускних клапанів методом двовимірного сканування. Метод двовимірного сканування [5] передбачає зміну одночасно двох параметрів фаз газорозподілу та знаходження залежностей параметрів роботи дизеля від їх зміни.

Метод двовимірного сканування вибирається у вікні «Оптимізація / Сканування» [5].

Як аргументи сканування вибираються:

– по осі абсцис «Кут закінчення випуску»: від 0 до 40 град. за ВМТ;

– по осі ординат «Кут початку впуску»: від 0 до 40 град. до ВМТ.

Кількість точок по кожній координаті 5 - 9. Результати розрахунку представляються у вигляді сімейств ізоліній залежності тиску насосних ходів та питомої витрати палива від аргументів сканування, рис. 3.15.

Аналіз розрахункових даних показує, що найкращі показники двигуна досягаються при наступних значеннях фаз газорозподілу:

- кут відкриття впускного клапану - 14 град. до ВМТ;
- кут закриття випускного клапану - 15 град. за ВМТ.

При такому перекритті фаз досягається максимальне наповнення циліндра, при більшому перекритті хоч насосні втрати трохи зменшуються, але витрата палива не зменшуються. Третій етап - вибір кута відкриття випускних клапанів методом одновимірного сканування. Як аргумент сканування по осі абсцис вибирається «Кут початку випуску»: мінімальне значення -15 град. до НМТ і максимального значення -75 град. до НМТ; число точок сканування вибирається з розрахунку, аби крок склав 4-8 градусів. Після закінчення сканування, результати відображуються у вигляді графіків питомої витрати палива (рис. 3.15).

З аналізу графіків рис. 3.15, по величині мінімальної питомої витрати палива вибирається оптимальна величина кута початку випуску - 35° до НМТ. Характер взаємного протікання кривих такий, що їх сума це середній ефективний тиск циклу, від якого залежить потужність, має максимум в районі 35° до НМТ. Середній тиск механічних втрат постійний в рамках даного дослідження. Цей максимум і є зоною оптимального значення кута початку випуску. Оптимальні фази газорозподілу знайдені, проілюструємо їх на рис. 3.17.

Розрахуємо економію витрати палива. При штатному приводі клапанів питома витрата палива на холостому ході в експлуатації складає приблизно $g_{\text{еекс}}=0,341$ кг/(кВт·год) [7]. За рис. 3.16 видно, що при оптимальних фазах газорозподілу це значення може бути зменшене до $g_{\text{е опт}}= 0,280$ кг/(кВт·год). Різниця питомих витрат палива складе $\Delta g_{\text{е}}=0,061$ кг/(кВт·год). Підрахуємо економію палива у відсотках:

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						70
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

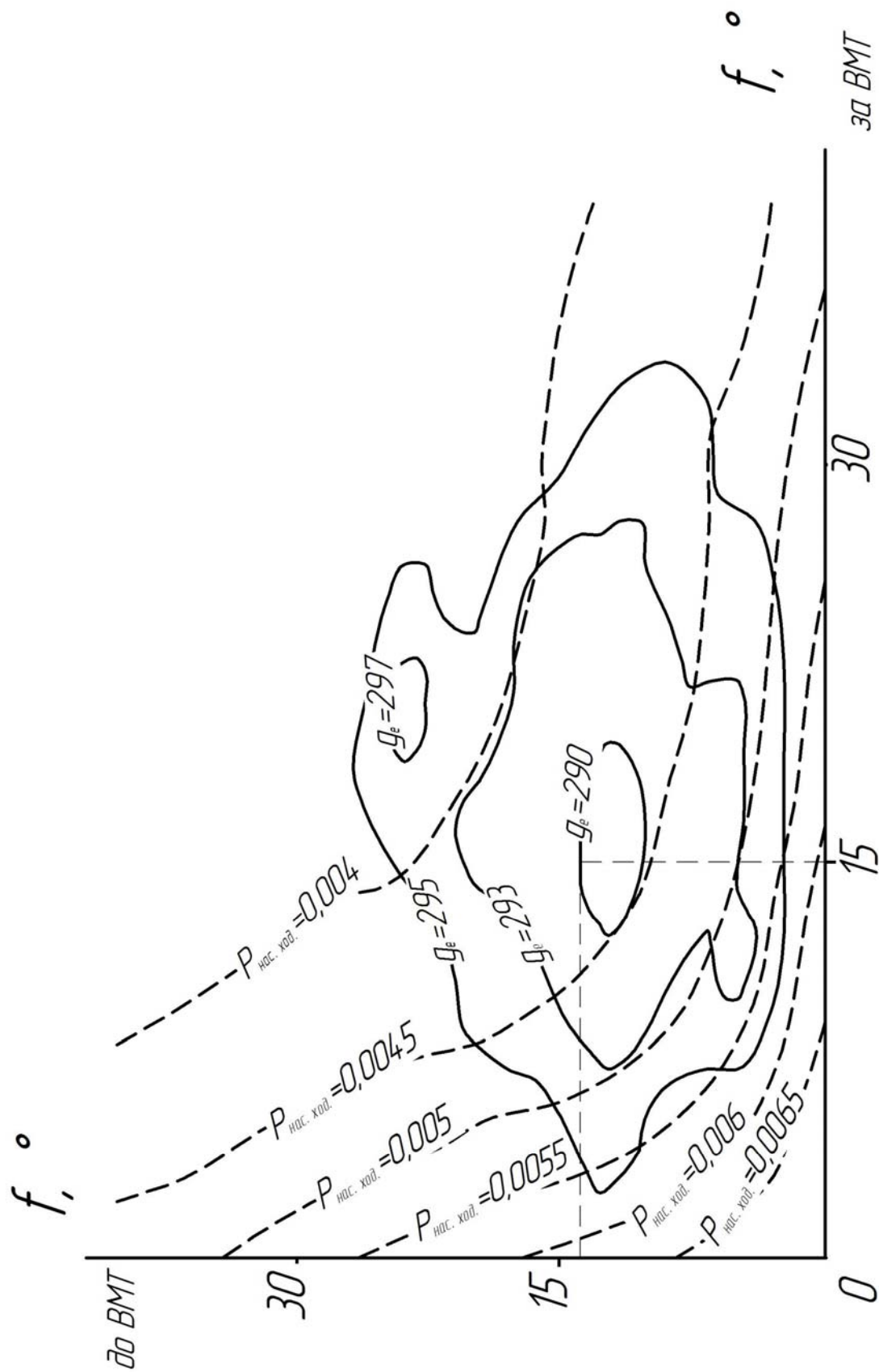


Рисунок 3.15 – Залежності тиску насосних ходів та питомої витрати палива від кутів закінчення випуску і початку впуску дизеля 16ЧН26/26 на режимі холостого ходу

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03МР.ПЗ

Арк

71

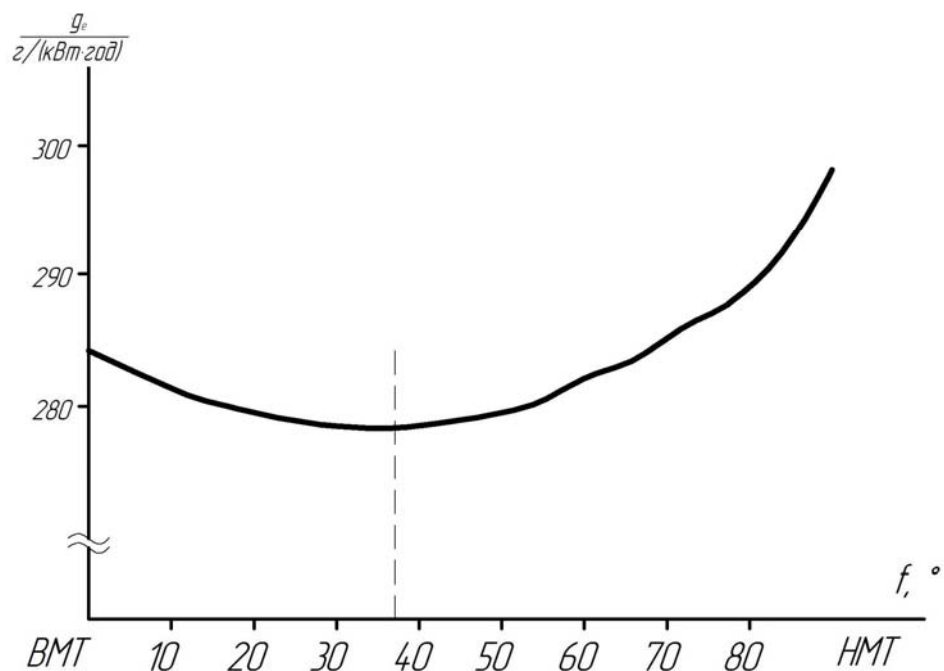


Рисунок 3.16 – Вибір оптимального кута відкриття випускних клапанів

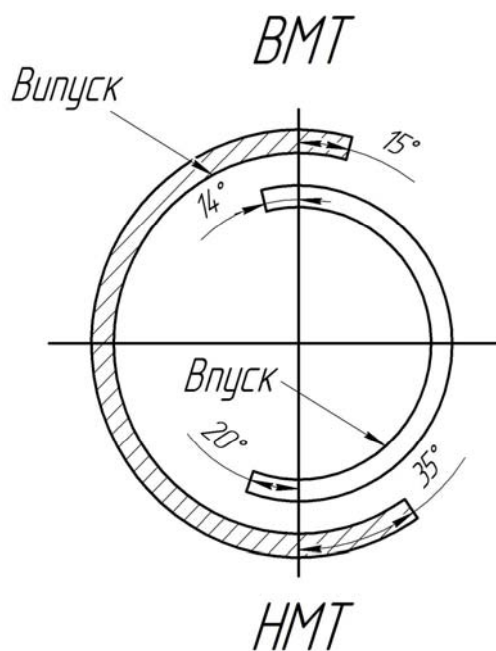


Рисунок 3.17 – Діаграма фаз газорозподілу оптимальних для режиму холостого ходу

$$\Delta g_e = \frac{g_{e \text{ экс}} - g_{e \text{ опт}}}{g_{e \text{ экс}}} 100; \quad (3.1)$$

$$\Delta g_e = \frac{0,341 - 0,287}{0,341} \cdot 100 = 16\%$$

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

72

Економію палива за годину можна підрахувати за простою формулою:

$$B_{\text{год}} = \Delta g_e \cdot N_{\text{хх}},$$

де $N_{\text{хх}}$ – потужність дизеля на холостому ході, приймаємо $N_{\text{хх}}=60$ кВт;

$$B_{\text{год}} = 0,054 \cdot 60 = 3,24 \text{ кг/год.}$$

Таким чином економія палива на режимі холостого ходу складе 16% або 3,24 кг за годину роботи дизеля.

Аналіз шкідливих викидів зробимо на основі отриманих даних при розрахунку потужності дизеля.

Дані для розрахунку екологічних характеристик скористуємось таблицею з екологічними параметрами двигуна (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Екологічні параметри двигунів

Частота обертання $n, \text{с}^{-1}$	Шкідливі викиди двигуна-прототипа, г/кВт·год			Шкідливі викиди двигуна зі зміненими фазами, г/кВт·год			Різниця шкідливих викидів		
	Тверді частини	CO_2	NO_x	Тверді частини	CO_2	NO_x	Тверді частини	CO_2	NO_x
16,7	0,02982	638,89	15,146	0,02982	638,89	15,146	0	0	0
15,1	0,02344	636,1	15,136	0,0223	637,36	15,537	0,00114	-1,26	-0,401
13,6	0,01584	630,81	15,401	0,0141	635,63	15,986	0,00174	-4,82	-0,585
12,0	0,01134	629,32	15,687	0,00856	636,53	16,565	0,00278	-7,21	-0,878
10,5	0,01051	629,25	15,88	0,0063	642,84	17,32	0,00421	-13,59	-1,44
8,93	0,0127	633,73	16,041	0,00594	652,04	17,938	0,00676	-18,31	-1,897
7,38	0,01854	641,21	15,994	0,00836	669,35	17,973	0,01018	-28,14	-1,979
5,83	0,03294	653,58	15,544	0,01398	692,57	17,922	0,01896	-38,99	-2,378
Середнє							0,005721	-14,04	-1,195

Графічне відображення екологічних характеристик представимо на рис. 3.18.

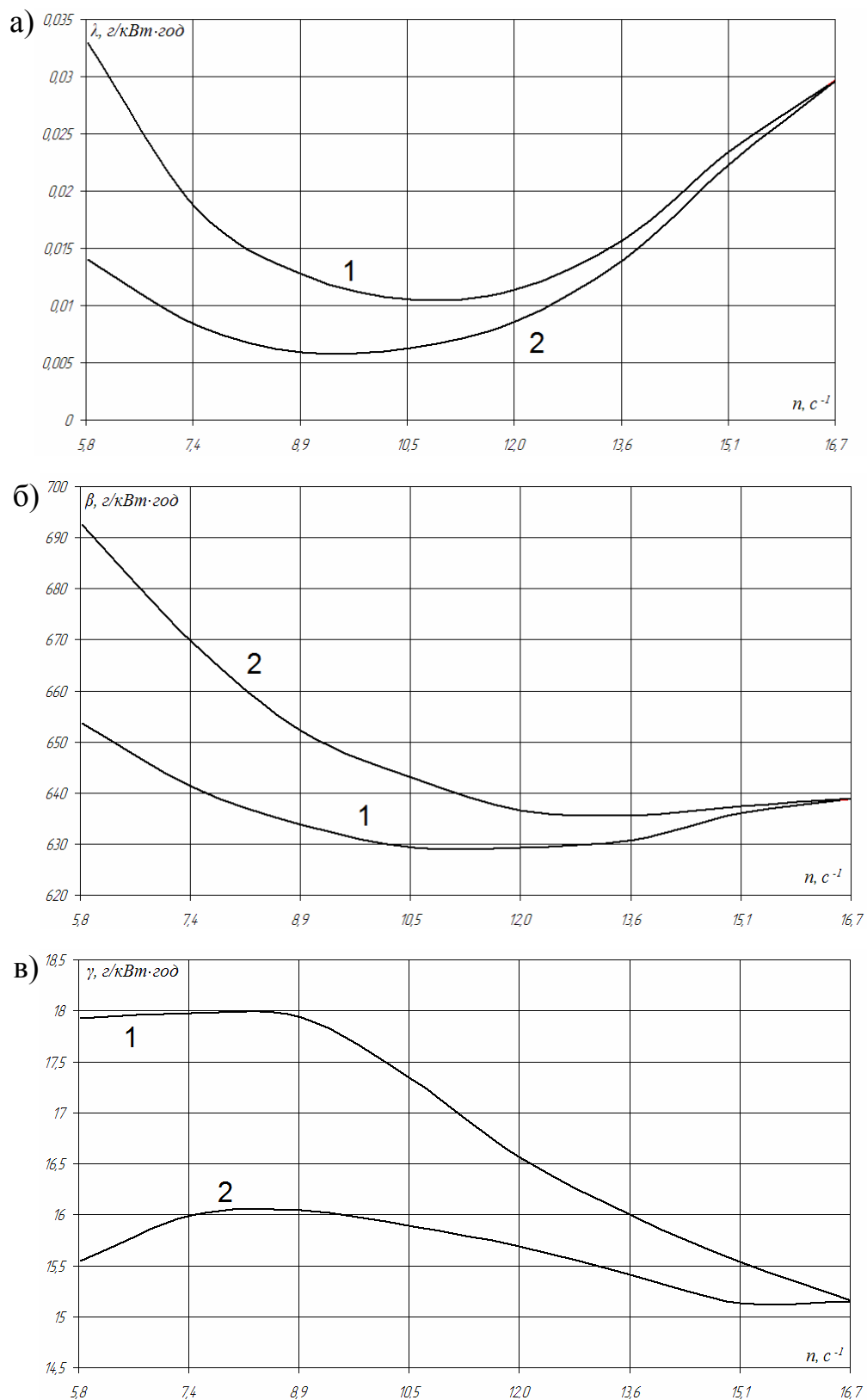


Рисунок 3.18 – Порівняння екологічних характеристик: а) – викиди твердих частинок; б) – викиди двоокису вуглецю; в) – викиди окислів азоту; 1 – базовий дизель; 2 – двигун зі зміненими фазами

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

74

4 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ КЛАПАНІВ

4.1 Схема електрогідравлічного приводу клапанів

При електрогідравлічному приводі клапанів (ЕГПК) узагальнюються переваги гідравлічного і електромагнітного способів управління по необхідній швидкодії і можливості регулювання ФГР або закону руху клапанів.

Схема електрогідравлічного приводу показана на рис. 4.1.

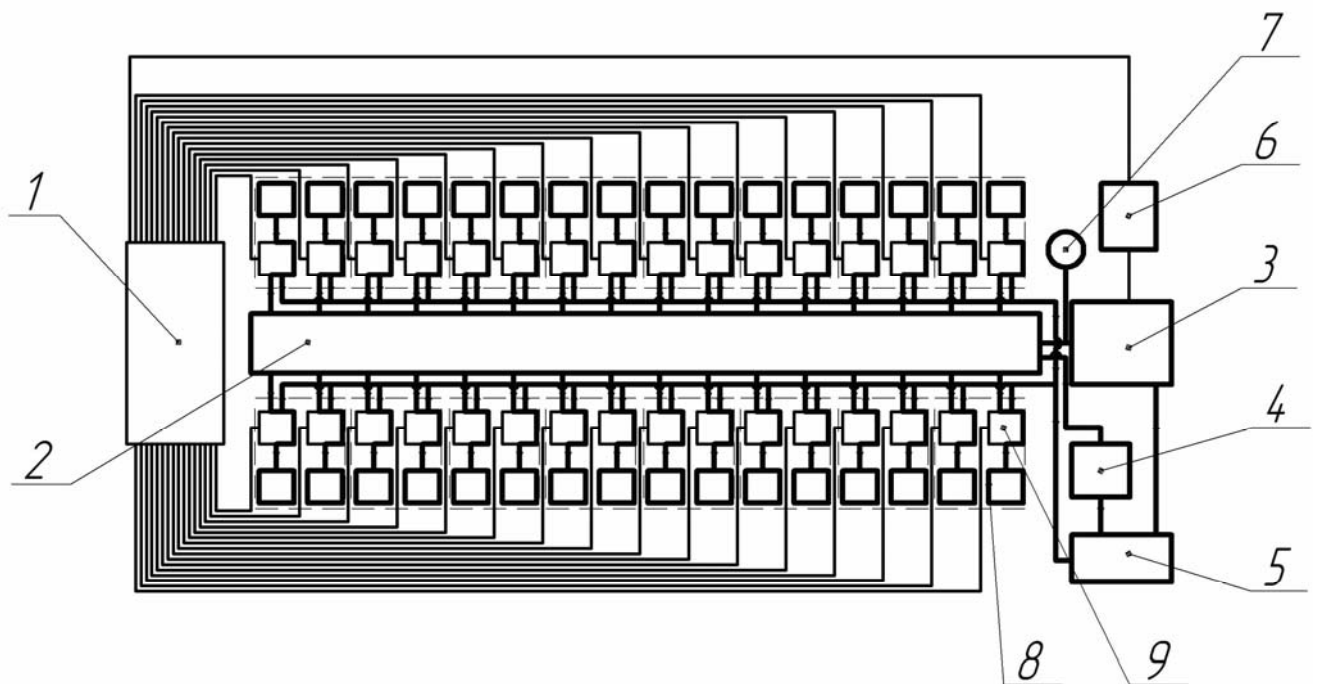


Рисунок 4.1 – Схема електрогідравлічного приводу клапанів:

1 – електронний блок керування, 2 – гідравлічний акумулятор, 3 – гідравлічний насос, 4 – аварійний клапан, 5 – бак, 6 – регулятор тиску, 7 – манометр, 8 – гідравлічний циліндр, 9 – електрогідравлічний клапан

Плунжерный насос високого тиску 3, що приводиться в дію кулачковим валом, подає робочу рідину в гідравлічний акумулятор 2. Електричний сигнал з блоку керування 1, сформований сигналами датчиків режиму роботи дизеля,

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03МР.ПЗ

Арк

75

поступає в електрогідравлічний замочний клапан 9. Цей клапан сполучає акумулятор 2 з силовим гідроциліндром 8 (клапан дизеля відкривається), або гідроциліндр сполучає із зливним (клапан дизеля закривається). В якості замочних органів в електрогідравлічному приводі клапанів застосовуються електрогідравлічні клапани із слабкострумовими електромагнітами і гідравлічними ключами.

Для контролю тиску перед гідроакумулятором встановлено манометр 7, за показаннями якого можливо діагностувати роботу гідравлічного насосу в експлуатації.

Для запобігання перенавантаження магістралей високого тиску під час позаштатних ситуацій використовується аварійний клапан 4, що сполучає гідравлічний акумулятор зі зливом, розвантажуючи таким чином магістраль.

Для встановлення необхідних значень тиску використовується спеціальний регулятор тиску, який отримує сигнали від електронного блоку керування. Датчик тиску, регулюючи подачу плунжерного насосу, підтримує оптимальні значення тиску в гідравлічному акумуляторі у відповідності до режимів роботи дизеля. Зливні магістралі з гідроциліндрів сполучені із баком 5.

4.2 Будова насоса для електрогідравлічного приводу клапанів

Як свідчать джерела по системам електрогідравлічного приводу, для нормального функціонування ЕГПК при частоті обертання колінчастого валу до 40 об/хв, вимагається створювати тиск робочої рідини в гідравлічному акумуляторі близько 18-35 МПа, оскільки темп відкриття і закриття клапанів залежить від тиску в акумуляторі.

Аналіз вітчизняної літератури по насосах показує, що для створення такого тиску можуть служити плунжерні, деякі типи роторних і гвинтових насосів.

При використанні в якості робочої рідини дизельного палива тиск може створюватися за допомогою серійних плунжерних паливних насосів або тригвинтових насосів з одностороннім підведенням рідини.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						76
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Також можуть використовуватися аксіальні чи радіальнопоршневі насоси. Серійний аксіальні та радіальнопоршневі насоси використовують як робочу рідину мінеральні масла, що мають більшу в порівнянні з дизельним паливом в'язкість і кращі змащувальні властивості.

Привід насоса повинен здійснюватися від стороннього електродвигуна, оскільки при запуску двигуна спочатку необхідно підняти тиск в гідравлічному акумуляторі до необхідної величини.

Найбільш доцільним з перелічених варіантів можна вважати плунжерні насоси високого тиску [9], які добре зарекомендували себе в транспортному машинобудуванні. До ключових переваг таких насосів можна віднести наступні показники:

- можливість регулювання подачі в широкому діапазоні;
- простота конструкції та обслуговування;
- високі значення ККД в широкому діапазоні;
- висока надійність у порівнянні з іншими типами насосів;
- наявність на локомотиворемонтних підприємствах обладнання для їх ремонту.

Таким чином доцільно використовувати плунжерні насоси високого тиску.

4.3 Вибір гідравлічного циліндру та електрогідравлічного клапану керування

Гідроциліндр представляю собою об'ємний гідравлічний двигун зворотно – поступового руху, призначений для безпосереднього приводу клапанів газорозподілу дизеля. Загальний вид гідроциліндру зображено на рисунку 4.2.

Також вкрай важливим є питання вибору електрогідравлічного клапану керування (ЕГК), що безпосередньо впливає на роботу всього приводу. ЕГК призначений для своєчасного, надійного і швидкого відкриття або закриття відповідних (нагнітальної або зливної) магістралей і відповідного управління клапаном газорозподілу дизеля. ЕГК повинен мати певні властивості. Необхідні великі прохідні перерізами в процесі відкриття і закриття, що

					0032.000000.000.03МР.ПЗ	Арк
						77
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

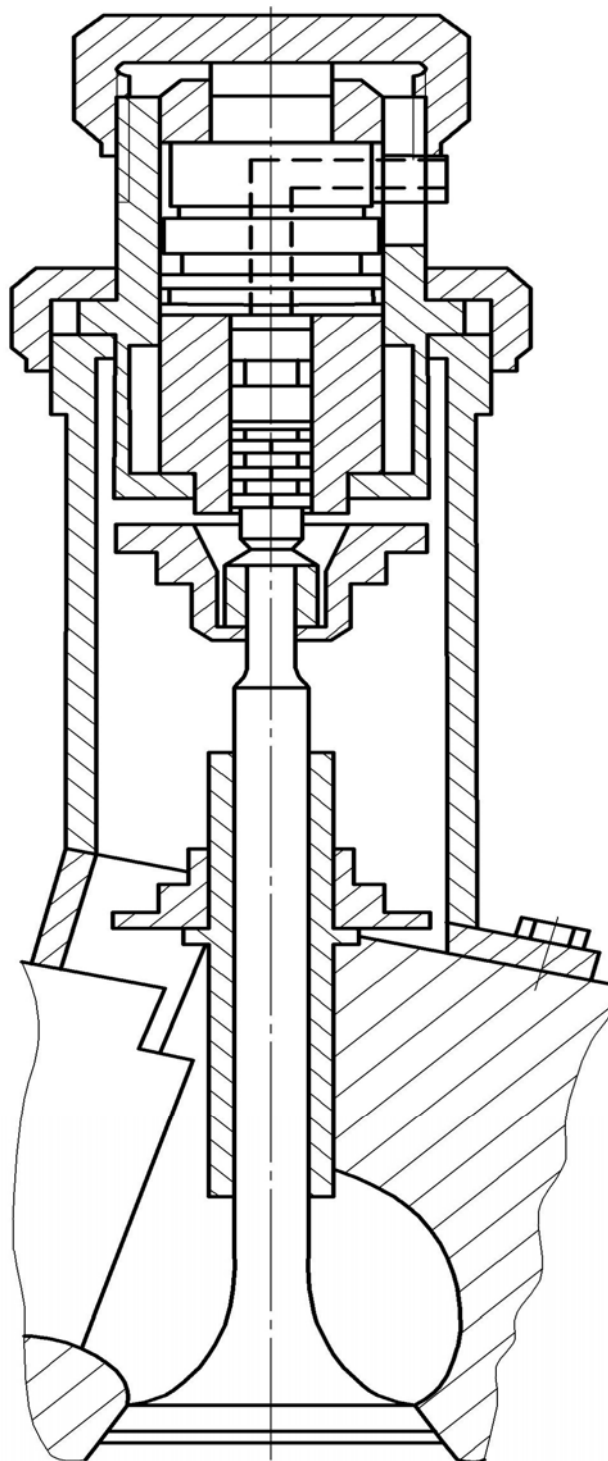


Рисунок 4.2 – Загальний вид силового гідроциліндру

забезпечує швидке наповнення або спорожнення силового гідроциліндру, тим самим зменшуючи час перехідних процесів. Проте великі прохідні перерізи ЕГК можуть бути отримані при збільшенні геометричних розмірів рухливих частин,

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03МР.ПЗ

Арк

78

що негативно позначається на величині часу спрацьовування електромагнітів і поворотних пружин. Очевидно для тихохідних двигунів, що мають великі маси рухливих частин застосовувати ЕГК потрібно з великими прохідними перерізами і масами рухливих частин. Для швидкохідних ДВЗ, таких, що мають невеликі маси клапанів, як на тепловозних дизелях - ЕГК повинні виконуватися компактними з малим часом спрацьовування.

Також ЕГК повинні володіти достатньою гідравлічною щільністю замочного органу, для зменшення витоків і реалізації високих значень ККД [9]. Часто при роботі двигуна потрібно забезпечити реалізацію певного закону руху клапана на різних швидкісних і навантажувальних режимах, для поліпшення характеристик роботи двигуна. Зміна закону руху клапана, в основному повинна досягатися варіаціями в роботі ЕГК.

Принципово це може здійснюватися двома способами. Перший спосіб це подачею декількох відкриваючих імпульсів від електронної системи на обмотки електромагнітів під час роботи приводу клапанів. Зміною кількості, часом подачі і шириною імпульсів можна добитися реалізації будь-якого закону руху клапана.

Недоліками такого способу є: помітне ускладнення електронної системи керування роботою приводу, із-за необхідності подавати імпульси різної ширини і в різні моменти часу, наявність додаткових датчиків, що подають сигнали на електричну систему, також ускладнить і зробить дорожче конструкцію приводу.

Другий спосіб це зміною конструкції ЕГК. Ускладнюючи конструкцію ЕГК, за допомогою декількох електромагнітів, що впливають на певні замочні органи, що мають різні прохідні перерізи можна добитися зміни закону руху клапана. Конструктивно така схема складніша, але з'являється можливість змінювати закон руху без значного ускладнення електронної системи.

Для тепловозного дизеля було обрано варіант з одним замочним органом та електромагнітом, як більш надійну конструкцію (рис. 4.3).

Принципова схема керування роботою гідроциліндру зображена на рис. 4.4.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						79
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

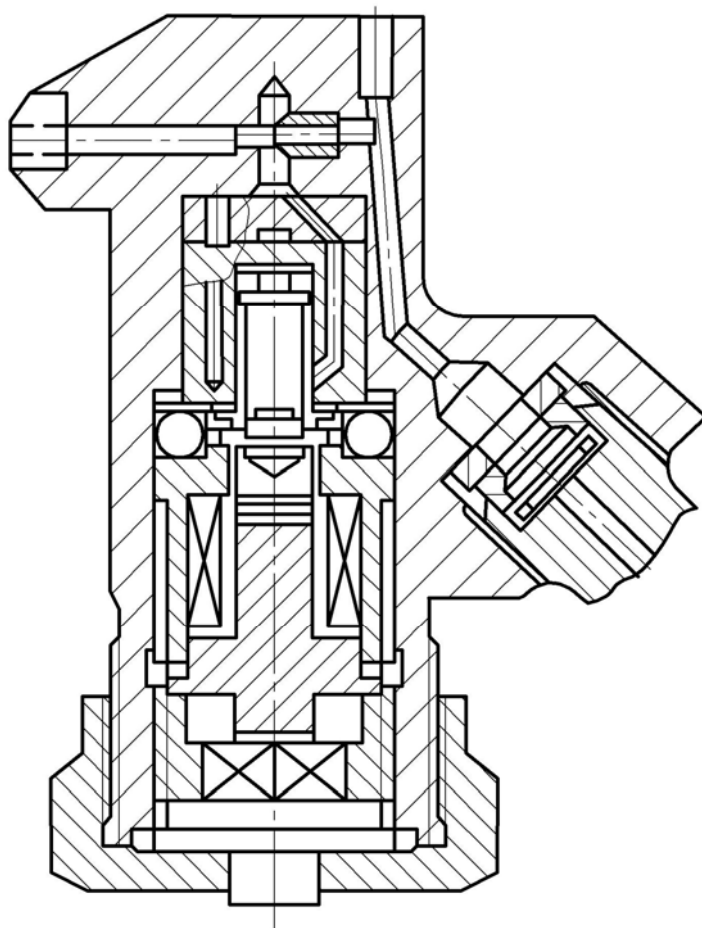


Рисунок 5.3 – Електрогідравлічний клапан керування

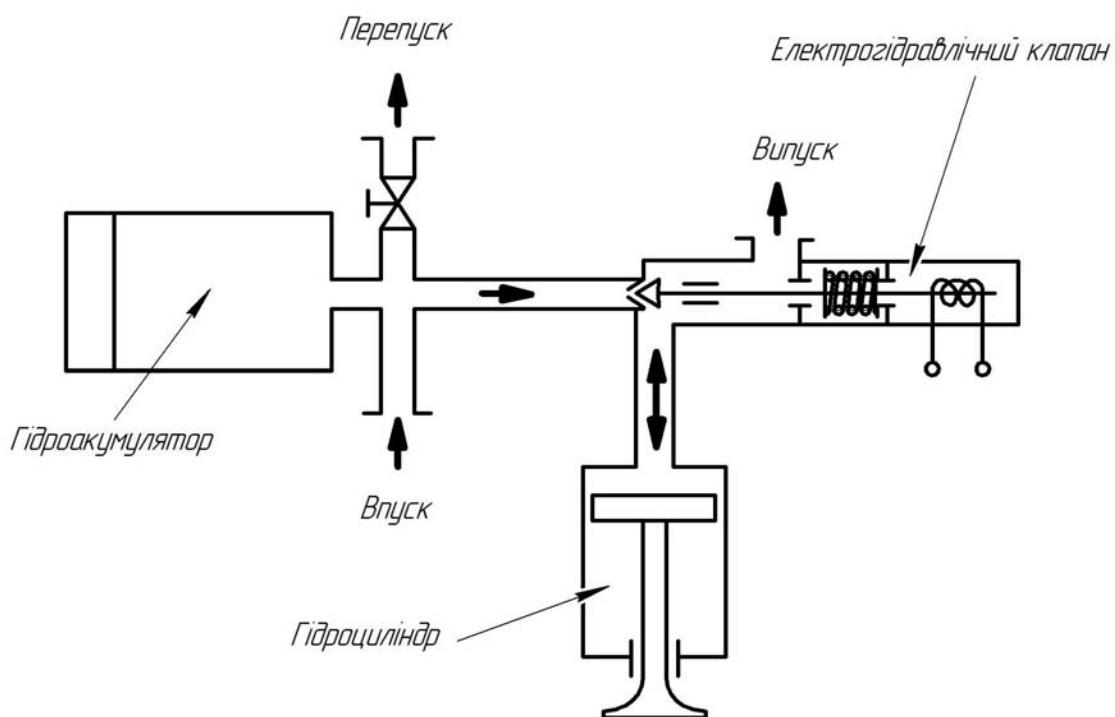


Рисунок 4.4 – Принципова схема керування гідроциліндром

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03МР.ПЗ

Арк

80

4.4 Вибір типу гідроаккумулятора

Гідроаккумулятором називається гідравлічний пристрій, призначений для накопичення енергії робочої рідини, що знаходиться під тиском, з метою її наступного використання. Гідроаккумулятори накопичують енергію, що поступає від насосу, в періоди зменшення споживання витрати виконавчими пристроями і віддають її в моменти найбільших витрат.

Накопичення енергії гідроаккумуляторів може відбуватися за рахунок стискування або розтягування механічних пружин, стискання газу, підйому вантажу або деформації стінок посудини. Цим обумовлено існування великої кількості конструкцій гідроаккумуляторів, які призначені для застосування в конкретних випадках.

Гідроаккумулятори, що складаються з гідроциліндра і вантажу, мають велику місткість, але в той же час великі габарити і інерційність, мала швидкодія [9]. Робочий тиск вантажних гідроаккумуляторів визначається відношенням маси вантажу і площі циліндра. Тому їх застосування не доцільне в системі керування приводом клапанів.

Пружинні гідроаккумулятори складаються з циліндра з поршнем і пружини або групи пружин, які забезпечують необхідне зусилля на поршні для підтримки робочого тиску. Із збільшенням тиску сильно збільшуються габарити такого гідроаккумулятора за рахунок збільшення розмірів пружин. Основною перевагою пружинних гідроаккумуляторів є стабільність характеристик при зміні температури у поєднанні з відносною компактністю і порівняно хорошою швидкодією. Тому пружинні гідроаккумулятори застосовуються в основному при низьких робочих тисках (до 2 МПа), що не задовольняє вимоги електрогідравлічної системи.

Найбільш широкого поширення в гідроприводах і системах гідроавтоматики набули пневмогідроаккумулятори з діафрагмовим роздільником середовищ (газу і робочої рідини).

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						81
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Взагалі пневмогідроаккумулятори можуть бути без розділювача, з розділювачем у вигляді поршня (поршневі гідроаккумулятори) і з еластичним розділювачем. Недоліком пневмогідроаккумулятори без розділювача являється контакт робочої рідини і газу. Газ під тиском інтенсивно розчиняється в рідині. Це призводить до швидкого насичення рідини газом і зменшення об'єму газу в балоні. Роздільник у вигляді поршня також не гарантує витоку газу в рідині. Крім того, знос поршня і поверхні циліндра, а також інерційність такого гідроаккумулятора, обумовлена масою поршня, обмежує застосування поршневих гідроаккумуляторів на тепловозних дизелях.

Мембранні пневмогідроаккумулятори є найбільш швидкодіючими і компактними. Тому вони широко застосовуються не лише для зменшення потужності насоса, але і для згладжування високочастотних пульсацій тиску в гідролініях. У мембранних пневмогідроаккумулятори при рівних корисних об'ємах габарити менші, ніж у балонних з еластичним роздільником у вигляді балона.

Таким чином серед розмаїття пневмогідроаккумуляторів найбільш доцільним є використання балонного пневмогідроаккумулятора, оскільки він має ряд переваг:

- висока швидкодія;
- більш якісне згладжування перепадів тиску;
- відсутність можливості потрапляння газу в робочу рідину;
- довгий строк служби.

Принципова схема пневмогідроаккумулятора зображена на рис. 4.5. Балонний пневмокомпенсатор під'єднаний до джерела повітря високого тиску, тому, коли об'єм рідини в акумуляторі зменшується через її витрату гідроциліндрами, балон розширюється і тиск в акумуляторі збільшується. Така робота пневмогідроаккумулятора забезпечить сталий тиск робочої рідини, що є необхідною умовою рівномірної роботи гідроциліндрів. Конструктивно пневмогідроаккумулятор пропонується виконувати у вигляді довгої труби, що має довжину рівну довжині двигуна, і розміщену у розвалі блоку циліндрів. Така компоновка забезпечить однаково гарний доступ до всіх гідроциліндрів, що

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						82
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

сприятиме рівномірній роботі всього електрогідравлічного приводу.

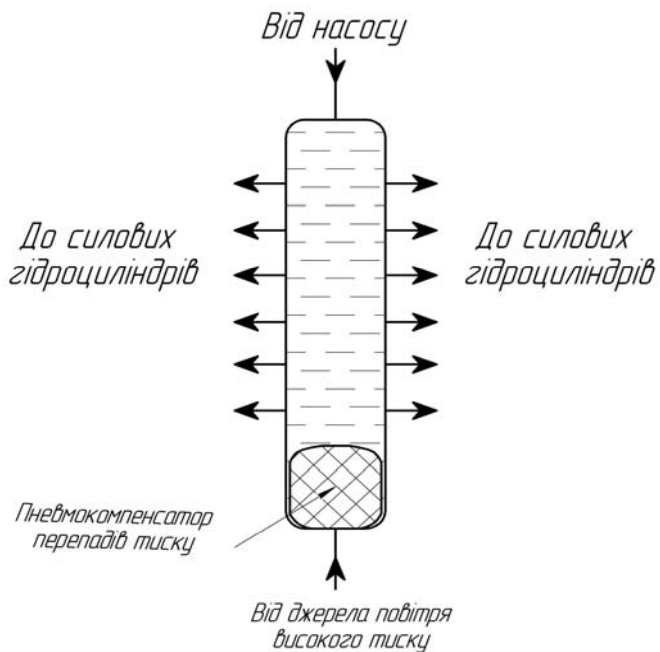


Рисунок 4.5 – Принципова схема роботи пневмогідроаккумулятора

Конструктивне виконання пневмогідроаккумулятора зі з'єднуючими трубками зображене на рис. 4.6.

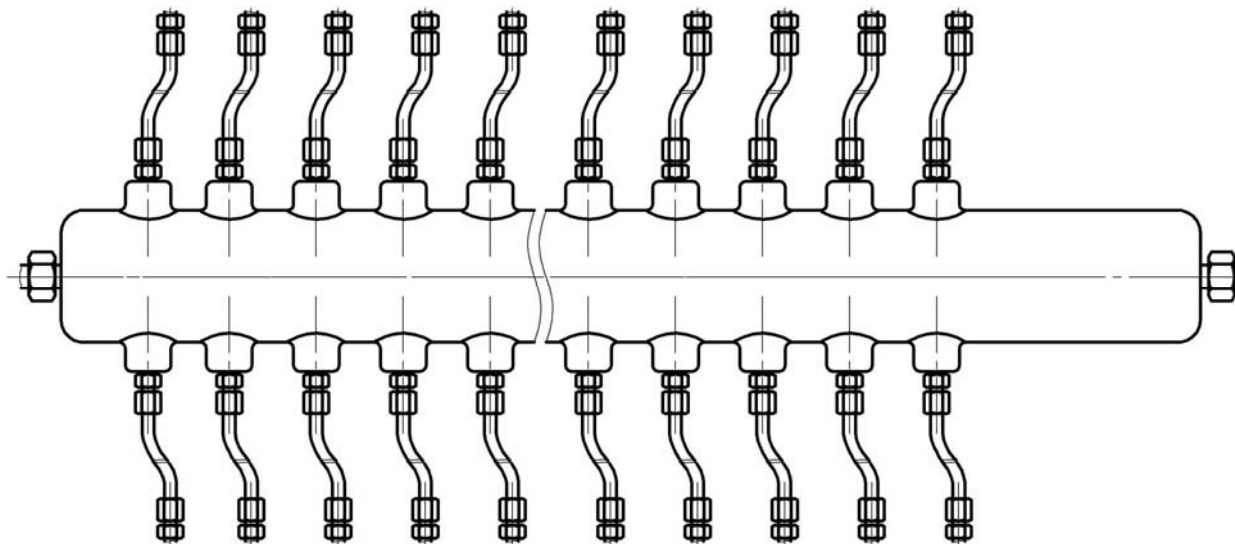


Рисунок 4.6 – Загальний вид пневмогідроаккумулятора

Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк

83

5 РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ КЛАПАНІВ ГАЗОРОЗПОДІЛУ

5.1 Розрахунок гідроциліндра

Гідравлічний циліндр повинен забезпечити відкриття клапанів дизеля у відповідний момент, для цього необхідно подолати тиск газів всередині циліндру. Оскільки найбільший тиск зі сторони циліндру буде діяти під час відкриття випускного клапану, тому розрахунки будемо вести для цього клапану. Для знаходження діаметру гідроциліндру необхідно знати силу, яку він має розвивати, щоб відкрився клапан дизеля. Ця сила з одного боку буде дорівнювати:

$$F_{ГЦ} = P_{Г} \cdot f_{ШТ}, \quad (5.1)$$

де $P_{Г}$ – тиск рідини в гідроциліндрі, МПа;

$f_{ШТ}$ – площа штоку гідроциліндра, м².

Максимальний тиск який доцільно використовувати в системах гідравлічного керування $P_{Г} = 35$ МПа. Для знаходження сили $F_{ГЦ}$ запишемо умову рівноваги клапану дизеля:

$$F_{ГЦ} = F_{Ц}, \quad (5.2)$$

де $F_{ГЦ}$ – сила, що діє на клапан з боку циліндру від тиску газів:

$$F_{Ц} = P_{Ц} \cdot f_{КЛ}, \quad (5.3)$$

де $P_{Ц}$ – тиск газів в циліндрі, приймаємо $P_{Ц} = 2,5$ МПа;

$f_{КЛ}$ – площа штоку гідроциліндра, м².

Підставимо в вираз (5.2) вираз (5.3) та (5.1):

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						84
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$P_{\Gamma} \cdot f_{\text{ШТ}} = P_{\text{Ц}} \cdot f_{\text{КЛ}}, \quad (5.4)$$

$$f_{\text{КЛ}} = \frac{\pi d_{\text{КЛ}}^2}{4}, \quad (5.5)$$

де $d_{\text{КЛ}}$ – діаметр випускного клапану, $d_{\text{КЛ}} = 75$ мм, тоді:

$$f_{\text{КЛ}} = \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (5.6)$$

З виразу (5.4) знайдемо площу штоку гідроциліндру:

$$f_{\text{ШТ}} = \frac{P_{\text{Ц}} \cdot f_{\text{КЛ}}}{P_{\Gamma}}, \quad (5.7)$$

$$f_{\text{ШТ}} = \frac{2,5 \cdot 4,4 \cdot 10^{-3}}{35} = 3,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (5.8)$$

Діаметр штоку знайдемо з виразу:

$$d_{\text{ШТ}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{ШТ}}}{\pi}}, \quad (5.9)$$

$$d_{\text{ШТ}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,13 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 19,8 \text{ мм.}$$

Діаметр штоку приймаємо 20 мм. Таким чином було розраховано діаметр штоку гідроциліндру, який здатний прикласти необхідне зусилля до випускного клапану для його відкриття при значенні тиску в гідравлічній магістралі 35 МПа.

5.2 Розрахунок пневмогідроаккумулятора

Основним параметром акумулятора є його об'єм, який визначається необхідністю згладжувати коливання тиску, що створюються від роботи

					0032.000000.000.03МР.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		85

електрогідравлічних циліндрів. Виходячи з цього його об'єм можна визначити задавшись допустимим значенням перепаду тиску в гідравлічному акумуляторі:

$$V_{ak} = \frac{V_{\Sigma}}{\beta \cdot \Delta P}, \quad (5.10)$$

де V_{ak} – об'єм гідравлічного акумулятора, см^3 ;

V_{Σ} – сумарна витрата робочої рідини гідроциліндрами, см^3 ;

ΔP – допустимий перепад тиску в паливному акумуляторі, МПа, приймаємо рівний 5 МПа;

β – коефіцієнт стискання робочої рідини, $\beta = 35 \cdot 10^{-5}, 1/\text{МПа}$.

Сумарна витрата робочої рідини гідроциліндрами буде визначатися площею штоку гідроциліндра та ходом клапану:

$$V_{\Sigma} = f_{\text{ШТ}} \cdot h_{\text{КЛ}}, \quad (5.11)$$

$$V_{\Sigma} = 3,14 \cdot 2,4 = 7,53 \text{ см}^3.$$

де $h_{\text{КЛ}}$ – ход клапану, см.

Тоді об'єм акумулятора дорівнює:

$$V_{ak} = \frac{7,53}{35 \cdot 10^{-5} \cdot 1} = 4303 \text{ см}^3.$$

Приймаючи розміри паливного акумулятора, котрі забезпечать необхідний об'єм, слід в першу чергу задатися його довжиною, яка створить однаково зручний доступ до всіх клапанів дизеля. Внутрішній діаметр гідравлічного акумулятора розрахуємо за формулою:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{V_{ak} \cdot 4}{L \cdot \pi}}, \quad (5.12)$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						86
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

де L – довжина акумулятора, приймаємо $L = 3000$ мм.

Тоді внутрішній діаметр дорівнює:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4303 \cdot 4}{300 \cdot \pi}} = 4,3 \text{ см.}$$

Приймаємо діаметр гідроакумулятора рівним $d_{\text{в}} = 45$ мм.

Наступним важливим розміром акумулятора, що визначається з умови міцності, є товщина стінок труби, котра здатна витримати необхідні значення тиску робочої рідини. Для знаходження мінімальної товщини стінки акумулятора розглянемо ділянку труби довжиною l (рис. 5.1), сила що розриває трубу дорівнює силі тиску рідини на проекцію циліндричної поверхні на діаметральну площину:

$$F = P_{\text{max}} \cdot l \cdot d, \quad (5.13)$$

де P_{max} – максимальне значення тиску в акумуляторі, МПа;

d – діаметр труби, м;

l – довжина труби, м.

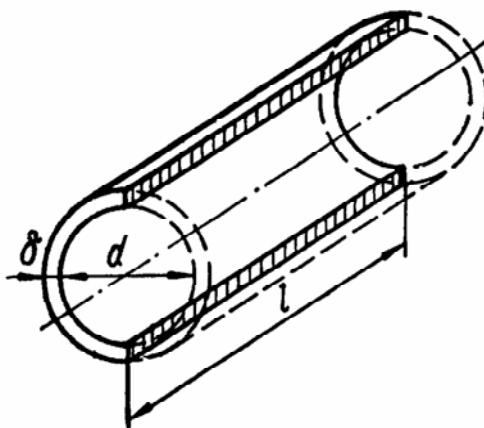


Рисунок 5.1 – Схема для розрахунку товщини стінки акумулятора.

Ця сила сприймається двома стінками труби тому:

$$P_{\text{max}} \cdot d \cdot l = 2[\sigma] \cdot l \cdot \delta, \quad (5.14)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження сталі на розтяг, приймаємо $[\sigma]=150$ МПа;

δ – товщина стінки акумулятора, м.

Тоді товщина стінки знаходиться з виразу:

$$\delta = \frac{P_{max} d}{2[\sigma]}. \quad (5.15)$$

Враховуючи гідроудари та аварійні режими роботи акумулятора приймаємо максимальний тиск $P_{max} = 40$ МПа, тоді товщина стінки становить:

$$\delta = \frac{40 \cdot 45}{2 \cdot 150} = 6 \text{ мм.}$$

Для запасу міцності та враховуючи зменшення товщини стінки в експлуатації внаслідок зношення, приймаємо $\delta=10$ мм. Розрахований переріз пневмогідроакумулятора зображено на рис. 5.2.

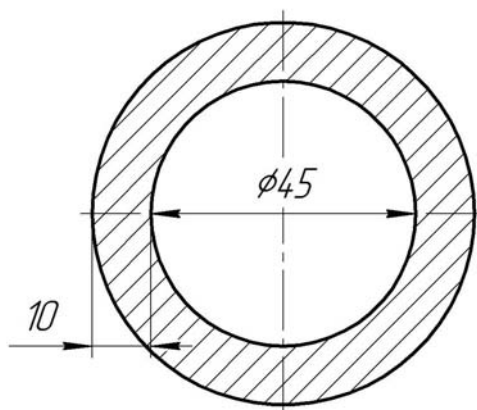


Рисунок 5.2 – Розрахований переріз пневмогідроакумулятора

5.3 Розрахунок насосу високого тиску

Насос високого тиску в системі електрогідравлічного приводу клапанів газорозподілу повинен забезпечити необхідний тиск в гідравлічному акумуляторі в залежності від режиму роботи тепловозного дизеля. Для цього необхідно

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		88

розрахувати подачу насоса, яка має забезпечити теоретично необхідну витрату робочої рідини гідроциліндрами, а також компенсувати втрати напору в з'єднуючих трубопроводах та через нещільності гідроциліндрів, що можуть виникати в процесі експлуатації.

Як зазначалося вище доцільно використовувати плунжерні насоси високого тиску. Тиск, який буде створювати такий насос, залежить від затяжки пружини нагнітаючого клапану, а подачу такого насосу можливо регулювати декількома перспективними способами: дроселюванням на всмоктуванні або за допомогою золотникового принципу, який реалізований на паливних насосах тепловозних дизелів.

Враховуючи, той факт що насос повинен мати електричний привід для забезпечення можливості запуску двигуна, то це дає можливість регулювати подачу насосу високого тиску за рахунок зміни частоти обертання електродвигуна. Керування частотою обертання електродвигуна може здійснюватися через блок електронного керування, який задасть необхідні значення частоти, виходячи з необхідної подачі насосу, яка залежить від режиму роботи дизеля.

Основним параметром насосу є його робочий об'єм q_p (см³/хв), який можна знайти за формулою [9]:

$$q_p = 10^3 \cdot \frac{Q_{гп}}{n_{ном} \cdot \eta_{об}}, \quad (5.16)$$

де $Q_{гп}$ – витрата робочої рідини гідравлічним приводом, л/хв;

$n_{ном}$ – номінальна частота обертання валу насосу, приймаємо $n_{ном} = 1500$ об

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД насосу, приймаємо $\eta_{об} = 0,85$.

Витрата робочої рідини гідравлічним приводом розрахуємо за необхідним об'ємом робочої рідини для приводу гідроциліндрів:

$$Q_{гп} = V_{\Sigma} \cdot i \cdot n \cdot K, \quad (5.17)$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						89
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

де V_{Σ} – сумарна витрата робочої рідини гідроциліндрами, з попередніх розрахунків $V_{\Sigma} = 7,53 \cdot 10^{-3}$ л;

i – кількість одночасно працюючих гідроциліндрів, оскільки двигун чотирьох тактний, то $i = 16$;

n – частота обертання колінчатого валу дизеля;

K – коефіцієнт, що враховує зменшення подачі у зв'язку з вистоями клапанів, приймаємо $K = 0,75$.

Розрахуємо витрату робочої рідини гідравлічним приводом:

$$Q_{\Sigma n} = 7,53 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 1000 \cdot 0,75 = 90,36 \text{ л/хв.}$$

Тоді робочий об'єм насосу:

$$q_p = 10^3 \cdot \frac{90,36}{1500 \cdot 0,85} = 70,87 \text{ см}^3.$$

Знаючи необхідний робочий об'єм насосу можна розрахувати його конструкційні параметри, а саме кількість плунжерних секцій i_{nl} , ход плунжера h_{nl} та його діаметр d_{nl} . Кількість плунжерних секцій оберемо рівну шести, оскільки така кількість оптимальна з точки зору експлуатаційних якостей, тоді робочий об'єм одного плунжера становить:

$$V_n = \frac{q_p}{i_{nl}}. \quad (5.18)$$

$$V_n = \frac{70,87}{i_{nl}} = 11,82 \text{ см}^3.$$

З іншого боку об'єм одного плунжера рівний:

$$V_n = h_{nl} \cdot \frac{\pi \cdot d_{nl}^2}{4}. \quad (5.19)$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						90
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Діаметр плунжера відповідно до ГОСТ 12052-90 вибираємо $d_{пл} = 40$ мм.

Тоді ход плунжера можна розрахувати за формулою:

$$h_{пл} = \frac{4 \cdot V_n}{\pi \cdot d_{пл}^2}, \quad (5.19)$$

$$h_{пл} = \frac{4 \cdot 11,82}{3,14 \cdot 3^2} = 1,67 \text{ см.}$$

Для компенсації втрат через нещільності та відповідно до ГОСТ 12052-90 обираємо $h_{пл} = 25$ мм.

Таким чином було розраховано основні параметри насосу високого тиску який забезпечить необхідну подачу робочої рідини, яка за розрахунками склала 90,36 л/хв.

5.4 Розрахунок впливу параметрів електрогідравлічного механізму газорозподілу на динаміку клапану дизеля

Для дослідження впливу параметрів електрогідравлічного механізму газорозподілу на динаміку клапану дизеля запишемо рівняння руху клапана на основі другого закону Ньютона:

$$ma = P_{Г} \cdot f_{шт} - P_{Ц} \cdot f_{кл} \cdot n, \quad (5.20)$$

де $f_{шт}$ – площа штоку гідроциліндра, м^2 ,

a – прискорення клапану, м/с^2 ,

m – маса клапану та рухомих частин гідроциліндру, кг,

$P_{Г}$ – тиск рідини в гідроциліндрі, Па,

$P_{Ц}$ – тиск газів в циліндрі, Па,

$f_{кл}$ – площа клапану газорозподілу, м^2 ,

n – кількість клапанів газорозподілу на один гідроциліндр, $n = 2$.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						91
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Якщо тиск газів у циліндрі представити у вигляді функції повороту колінчатого валу та враховуючи вираз 6.20 динаміку клапану газорозподілу дизеля можна представити у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{cases} ma = P_{\Gamma} \cdot f_{\text{ШТ}} - P_{\text{Ц}} \cdot f_{\text{КЛ}} \cdot n; \\ P_{\text{Ц}} = f(f_{\text{КВ}}); \end{cases} \quad (5.21)$$

де $V_{\text{ц}}$ – об'єм циліндру дизеля.

Тиск газів у циліндрі в залежності від повороту колінчатого валу можна знайти по індикаторній діаграмі двигуна.

Площу клапану дизеля знаходимо за формулою:

$$f_{\text{КЛ}} = \frac{\pi d_{\text{КЛ}}^2}{4}, \quad (5.22)$$

де $d_{\text{КЛ}}$ – діаметр випускного клапану, $d_{\text{КЛ}} = 75$ мм, тоді:

$$f_{\text{КЛ}} = \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (5.23)$$

Аналогічно знайдемо площу штоку:

$$f_{\text{ШТ}} = \frac{\pi d_{\text{ШТ}}^2}{4}, \quad (5.24)$$

де $d_{\text{ШТ}}$ – діаметр штоку гідроциліндра, $d_{\text{ШТ}} = 20$ мм, тоді:

$$f_{\text{ШТ}} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (5.25)$$

Один гідроциліндр приводить в рух два однойменні клапани, маса кожного з них складає приблизно 300 – 400 г, окрім клапанів рухається також і гідроциліндр, маса якого порядку 200 г, тому масу рухомих частин можна

					0032.000000.000.03МР.ПЗ	Арк
						92
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

прийняти рівною 1 кг.

З формули 5.20 виведемо прискорення клапану газорозподілу дизеля, яке буде розвиватися під дією гідроциліндра:

$$a = \frac{P_{\Gamma} \cdot f_{\text{ШТ}} - P_{\text{Ц}} \cdot f_{\text{КЛ}} \cdot n}{m}. \quad (5.26)$$

Проведемо аналіз впливу тиску в гідроциліндрі на динаміку клапану газорозподілу. Для цього задамося тиском P_{Γ} в інтервалі від 22,5 до 25 МПа та підставимо ці значення в систему 6.21. Розрахунки виконуємо для випускного клапану. Тиск газів на момент початку відкриття випускного клапану приймаємо рівний 0,8 МПа. Тоді прискорення клапану буде рівним:

$$a = \frac{22,5 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} - 0,8 \cdot 10^6 \cdot 4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{1} = 25 \text{ м / с}^2.$$

Подальші розрахунки подамо в табличній формі (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Аналіз впливу тиску в гідроциліндрі на прискорення клапану

Тиск газів в циліндрі, МПа	Маса клапанів та рухомих частин приводу, кг	Площа клапану дизеля, м ²	Площа штоку гідро циліндра, м ²	Тиск рідини в гідро циліндрі, МПа	Прискорен- ня клапану, м/с ²
0,8	1	0,0044	0,000314	22,5	25
0,8	1	0,0044	0,000314	23	182
0,8	1	0,0044	0,000314	23,5	339
0,8	1	0,0044	0,000314	24	496
0,8	1	0,0044	0,000314	24,5	653
0,8	1	0,0044	0,000314	25	810

За даними табл. 5.1 будуємо графік залежності прискорення клапану від тиску в гідроциліндрі.

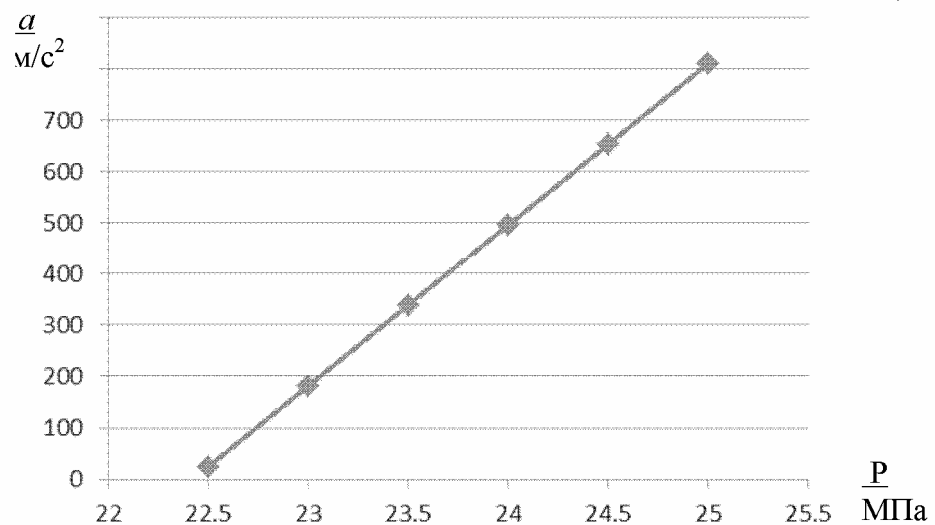


Рисунок 5.3 – Графік залежності прискорення клапану від тиску в гідроциліндрі

Як видно з графіку оптимальна швидкодія приводу досягається при збільшенні тиску в гідравлічному циліндрі.

Аналогічно розрахуємо вплив маси рухомих части приводу:

$$a = \frac{23 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} - 0,8 \cdot 10^6 \cdot 4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{1,5} = 121 \text{ м / с}^2.$$

Подальші розрахунки зводимо в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Аналіз впливу маси рухомих частин на прискорення клапану

Тиск газів в циліндрі, МПа	Маса клапанів та рухомих частин приводу, кг	Площа клапану дизеля, м ²	Площа штоку гідро циліндра, м ²	Тиск рідини в гідро циліндрі, МПа	Прискорення клапану, м/с ²
0,8	1,5	0,0044	0,000314	23	121
0,8	1,4	0,0044	0,000314	23	130
0,8	1,3	0,0044	0,000314	23	140
0,8	1,2	0,0044	0,000314	23	152
0,8	1,1	0,0044	0,000314	23	165
0,8	1	0,0044	0,000314	23	182

За даними табл. 5.2 будемо графік залежності прискорення клапану від маси рухомих частин приводу.

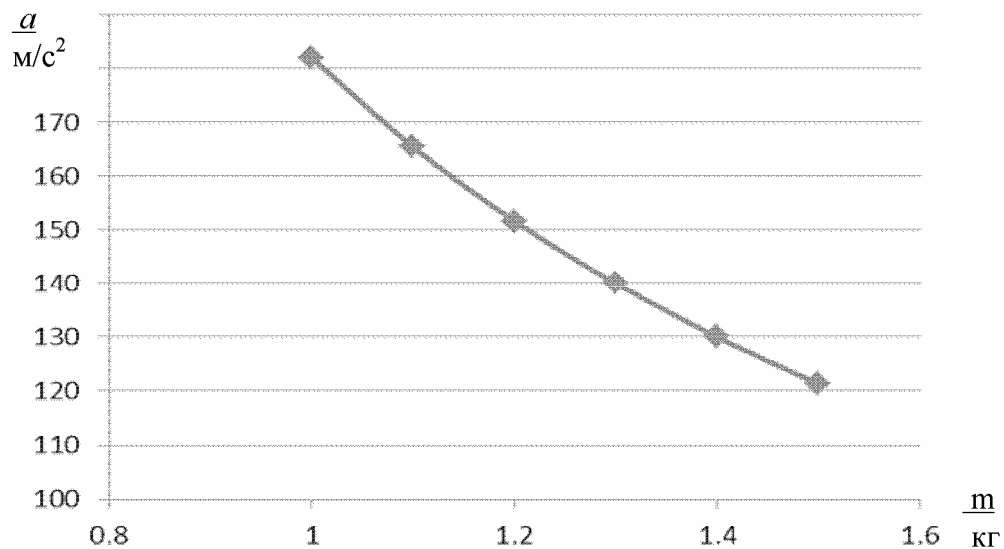


Рисунок 5.4 – Графік залежності прискорення клапану від маси рухомих частин

Як видно з графіку швидкодія приводу збільшується при зменшенні маси рухомих частин.

Також розрахуємо вплив діаметру штоку гідроциліндру для цього спочатку розрахуємо площу гідроциліндру в залежності від його діаметру, а потім підставимо отримані значення в рівняння 5.22:

$$f_{шт} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$a = \frac{23 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} - 0,8 \cdot 10^6 \cdot 4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{1} = 182 \text{ м / с}^2.$$

Подальші розрахунки зводимо в табл. 5.3.

За даними таблиці 6.2 будемо графік залежності прискорення клапану від діаметру штоку гідроциліндру.

Як видно з графіку швидкодія приводу збільшується при збільшенні діаметру штоку гідроциліндру.

Таблиця 5.3 – Аналіз впливу діаметру штоку гідроциліндру на прискорення клапану

Тиск газів в циліндрі, МПа	Маса клапанів та рухомих частин приводу, кг	Площа клапану дизеля, м ²	Діаметр штоку гідроциліндра, м	Площа штоку гідроциліндра, м ²	Тиск рідини в гідроциліндрі, МПа	Прискорення клапану, м/с ²
0,8	1	0,0044	0.02	0,000314	23	182
0,8	1	0,0044	0.0205	0,0003298	23	548
0,8	1	0,0044	0.021	0,0003461	23	922
0,8	1	0,0044	0.0215	0,0003628	23	1306
0,8	1	0,0044	0.022	0,0003799	23	1699
0,8	1	0,0044	0.0225	0,0003974	23	2100

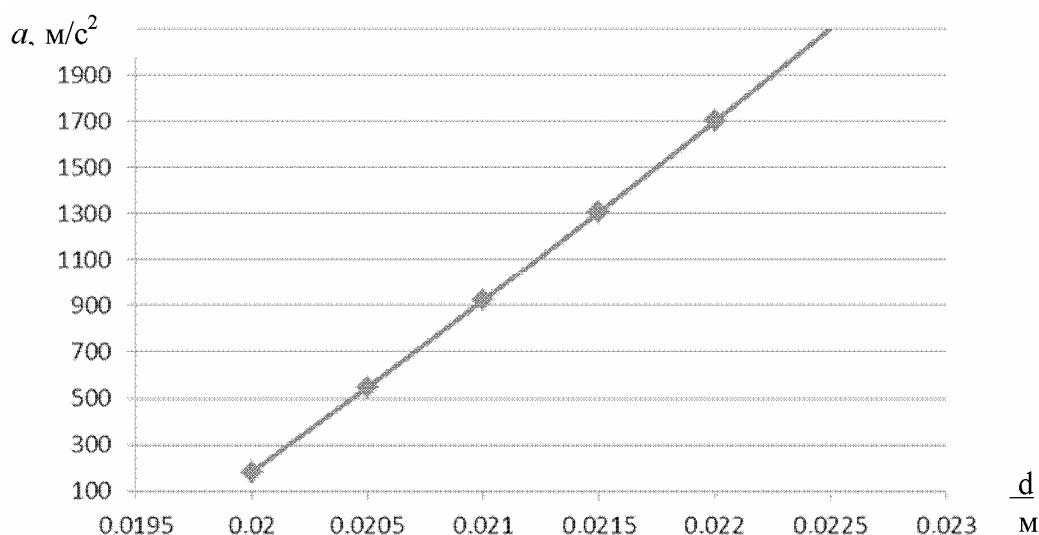


Рисунок 5.5 – Графік залежності прискорення клапану від діаметру штоку гідроциліндру

Таким чином було отримано залежності швидкодії приводу від основних параметрів компонентів електрогідравлічного приводу клапанів. Встановлено, що для отримання кращих показників швидкодії приводу необхідно підвищити тиск в гідроциліндрі до 23 МПа, зменшити масу рухомих частин до 1 кг, та обрати діаметр штоку гідроциліндру до 20 мм.

ВИСНОВКИ

В даній магістерській роботі розглянуто основні недоліки та шляхи удосконалення механізму газорозподілу тепловозних дизелів.

Під час розрахунків було підтверджено можливість поліпшення техніко-економічних та частково екологічних показників на режимах неповного навантаження дизеля ЧН26/26 за рахунок оптимізації фаз газорозподілу для кожного режиму.

Розраховано оптимальні фази газорозподілу для роботи дизеля на режимі холостого ходу, так як на цей режим припадає найбільша частка роботи дизеля, а штатні фази газорозподілу не є оптимальними. При оптимізації кутів газорозподілу за головний критерій було обрано мінімізацію питомої витрати палива, яка досягла значення приблизно 280 г/(кВт·год), що менше за середньоексплуатаційний показник на 16%.

Розглянуто та проаналізовано основні види альтернативних приводів клапанів, які здатні забезпечити керування фазами газорозподілу. Як найбільш перспективними запропоновано використання електрогідравлічного типу приводу клапанів. Даний вид приводу поєднує переваги електронного керування (можливість гнучкого керування за рахунок простоти використання мікропроцесорного блоку керування), а також має менші габарити, вартість, більш високий ККД в порівнянні з іншими типами приводу. Було запропоновані елементи електрогідравлічного приводу, які найкраще підходять до умов роботи на тепловозному дизелі, розраховано їх основні параметри.

Враховуючи вище викладене можна зробити висновок, що керування фазами газорозподілу є перспективним шляхом для покращення середньоексплуатаційних техніко-економічних та екологічних показників роботи дизеля тепловоза.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						97
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / А. Э. Симпсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. 536 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности «двигатели внутреннего сгорания» / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
3. Крайнюк О.І. Регульовані системи газорозподілу ДВЗ. Монографія / О.І. Крайнюк. Луганськ: Ви-дво СНУ імені В. Даля, 2003. – 232 с.
4. Кулешов А.С. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК: [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus>.
5. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ–РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М.: МГТУ им. Баумана, 2004. – 123 с.
6. Чечет Ю. С. Электрические микромашины автоматических устройств. - М.: Желдориздат, 1976. – 144 с.
7. Володин, А. И. Локомотивные энергетические установки: Учебник для вузов ж.-д. трансп. – М.: Желдориздат, 2002. – 718 с.
8. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. – К.: Техника, 1992. – 272 с.
9. Чурпаков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк
						98
Змн.	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		