

Т.Ж. Сағындық

**ІШТЕН ЖАНУ
ҚОЗҒАЛТҚЫШТАР ТЕОРИЯСЫ**

АСТАНА-2007

УБК: 621.43.01(075.8)

ББС 39.35

С14

С14 Сағындық Т. Ж.

Іштен жану қозғалтқыштар теориясы: Техн. жоғары оқу орындарының студ. арн. оқу құралы.- Астана:

С. Сейфуллин атындағы Қазақ мем. агротехникалық университеті, 2007- 73 б.

ISBN 9965-868-68-9

Ұсынылып отырған оқу құралында автотракторлық қозғалтқыштардың теориялық және нақты циклдері, қозғалтқыштың негізгі көрсеткіштері, сипаттамалары, әрекет ететін күштері мен моменттері туралы мәлімет берілген. Оқу құралы техникалық жоғарғы оқу орындары студенттеріне арналған, сонымен қатар техникалық колледждердің оқушылары мен ауыл шаруашылығында, автокөлік кәсіпорындарында қызмет атқарып жүрген техника мамандарының да пайдалануына болады.

ББС 39.35

Пікір жазғандар:

Л.Н.Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университеті көлік жүйелері кафедрасының меңгерушісі, т.ғ.д., профессор Бекенов Т.Н., доценті, т.ғ.к. Арпабеков М.И.

С.Сейфуллин атындағы Қазақ мемлекеттік агротехникалық университетінің аға оқытушысы Асқаров Н.Қ.

ISBN 9965-868-68-9

С 3203030000

00(05)-07

Баспаға С.Сейфуллин атындағы Қазақ мемлекеттік агротехникалық университетінің оқу-әдістемелік көңесі мақұлдап, ұсынған.

Мазмұны

Кіріспе	5
1. Іштен жану қозғалтқышының теориялық циклдері және олардың пайдалы әсер коэффициенттерін анықтау.....	6
1.1 Жалпы түсінік.....	6
1.2 Қорытынды циклдің термиялық пайдалы әсер коэффициентін анықтау.	6
1.3 Турбокомпрессорсыз дизельдің теориялық циклдерінің термиялық пайдалы әсер коэффициенті.	11
1.4 Карбюраторлы қозғалтқыштың теориялық циклдерінің термиялық пайдалы әсер коэффициенті	11
1.5 Турбокомпрессорлық дизельдің теориялық циклдерінің термиялық пайдалы әсер коэффициенті.	12
1.6 Термиялық пайдалы әсер коэффициентіне әр түрлі факторлардың әсері.	13
2. Тракторлар мен автомобильдер қозғалтқыштарының нақты циклдері.	14
2.1 Жалпы мәліметтер.	14
2.2 Енгізу процесі.	15
2.2.1 Қоршаған ортаның қысымы және температурасы.	17
2.2.2 Енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі қысымды анықтау.	18
2.2.3 Қалдық газдар коэффициентін анықтау.	19
2.2.4 Енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі температураны анықтау	20
2.2.5 Толтыру коэффициентін анықтау	22
2.3 Сығымдау процесі	23
2.3.1 Сығымдаудың соңғы қысымы мен температурасын анықтау.	24
2.4 Жану процесі.	25
2.4.1 Отынның қозғалтқышта жануы.	25
2.4.2 Ауаның артық болу коэффициенті	27
2.5 Ұлғаю және шығару процестері	27
2.5.1 Ұлғаюдың соңғы қысымы және температурасы	28
3. Индикаторлық диаграммасын құру. Графоаналитикалық тәсіл.	30
4. Қозғалтқыштың жұмысын анықтайтын негізгі көрсеткіштер	32
4.1 Орташа индикаторлық қысым.	32
4.1.1 Орташа индикаторлық қысымның аналитикалық өрнегі	33
4.2 Қозғалтқыштың индикаторлық қуаты	35
4.3 Қозғалтқыштың пайдалы әсерінің индикаторлық коэффициенті.	36
4.4 Отынның индикаторлық меншікті шығыны.	37
4.5 Қозғалтқыштың механикалық шығыны	37

4.6 Қозғалтқыштың пайдалы әсерінің механикалық коэффициенті.	38
4.7 Тиімді орташа қысым.	39
4.8 Қозғалтыштың тиімді қуаты.	39
4.9 Қозғалтқыштың тиімді пайдалы әсерінің коэффициенті.	40
4.10 Отынның меншікті шығыны.	41
4.11 Қозғалтқыштың жылу балансы.	41
5. Қозғалтқыштың сипаттамалары	44
5.1 Жалпы мәлімет	44
5.2 Жылдамдық сипаттамасы	44
5.2.1 Сыртқы жылдамдық сипаттамасы	44
5.3 Реттеуіштік сипаттама.	45
5.4 Жүк сипаттамасы	45
5.5 Реттемелік сипаттамалар.	46
5.5.1 Қозғалтқыштың қосынды құрамы бойынша реттемелік сипаттамасы.	45
5.5.2 Карбюраторлы қозғалтқыштың ілгері тұтану бұрышы бойынша реттемелік сипаттамасы	47
5.6 Жиынтық сипаттама	48
5.7 Қозғалтқыштың жұмыс режимінің орнықтылығы	48
6. Қозғалтқыштың айналшақты механизмінің кинематикасы.	51
6.1 Иінді біліктің бұрылу бұрышына байланысты піспектің жолы	51
6.2 Піспектің белгілі бір кезіндегі жүріс жылдамдығы.	52
6.3 Піспек жүрісінің үдеуі	53
7. Қозғалтқыштың айналшақ механизмінде әрекет ететін күштер мен моменттер	55
7.1 Қозғалтқыш цилиндріндегі газ қысымы	55
7.2 Айналшақты механизм бөлшектерінің жылдамдай түсетін қозғалысы нәтижесінде алынатын екпін күші	56
7.3 Орталық айналшақты-бұлғақты механизмге әрекет ететін қосынды күштер мен моменттер	58
7.4 Жанама күштің графигін құру	59
7.5 Қозғалтқыштың айналдыру моментінің графигін құру	61
8. Қозғалтқышты теңдеу	64
8.1 Бір цилиндрлі қозғалтқышты теңдеу	64
8.2 Екі цилиндрлі қозғалтқышты теңдеу	65
8.3 Төрт цилиндрлі қозғалтқышты теңдеу.	67
8.4 Алты цилиндрлі қозғалтқышты теңдеу	68
8.5 Сегіз цилиндрлі қозғалтқышты теңдеу	71
8.6 Он екі цилиндрлі қозғалтқышты теңдеу	71
8.7 Қозғалтқыштың нақты теңделуі	71
Пайдаланылған әдебиеттер	73

Кіріспе

Бұл оқу құралы бірнеше жылдан бері жоғары оқу орындарында оқылған дәрістер негізінде жазылған. Кітаптың негізгі мақсаты - іштен жану қозғалтқыштарының теориялық және нақты циклдері; оның жұмысын анықтайтын негізгі көрсеткіштері, сипаттамалары; айналшақты-бұлғақты механизмдерге әсер ететін күштер мен моменттер туралы мағлұматтарды жүйеге келтіру және түсінік беру, қозғалтқыштардың тиімді пайдалану іскерліктерін жетілдіру. Студенттер іштен жану қозғалтқыштардың негізгі ұғымдарын, теориялары мен жұмыс принциптерін оқып үйренеді. Оқу құралы типтік бағдарламаға сай жазылған.

Мұнда баяндау, талдау, жіктеу, жүйелеу, бағалау, қорытындылау сияқты әдістер кеңінен қолданылады, олар арқылы көптеген дидактикалық мәселелер тиянақты шешімдерін табады.

Оқу құралы студенттерге ғана емес, трактор мен автомобильдер пәндерінің мұғалімдеріне және басқа оқырмандарға да пайдалы болары сөзсіз.

1 Іштен жану қозғалтқышының теориялық циклдері және олардың пайдалы әсер коэффициенттерін анықтау

1.1 Жалпы түсінік

Іштен жану қозғалтқышында жанармайдың ішкі энергиясының механикалық энергияға айналуы кезегімен өтетін бірнеше процестер арқылы іске асырылады да, оны жұмыс циклі деп атайды. Қозғалтқышта жұмсалатын жылуды механикалық жұмысқа айналдырудың пайдалылығын зерттеу үшін қозғалтқыштың түпнұсқасы болып табылатын термодинамикалық циклді талдаудан бастайды. Термодинамиканың 2-заңына сәйкес жалғыз ғана жылу шығыны болатын, қайтымды, тұйық циклді термодинамикалық цикл деп атайды. Термодинамикалық циклдің өтуі бірқатар шарттарға негізделген. Цилиндр ішінде жылуды жұмысқа айналдыру тұйық цикл бойынша мөлшері мен химиялық құрамы тұрақты, алмастырылмайтын газдың көмегімен жүзеге асады. Цикл айналымына жылу оның белгілі бір кезеңінде сыртқы ыстық арнадан түседі. Цилиндр ішіндегі газдың жылу сыйымдылығы тұрақты. Газды сығымдау мен оның ұлғаю процестері жылу алмасуынсыз жүреді. Қазіргі қозғалтқыштар мына циклдердің біреуі арқылы жұмыс атқарады. Жұмыс затына жылу берілгенде [1,2,3,4,5]:

- газдың көлемі тұрақты болатын цикл. Бұл цикл карбюраторлы қозғалтқыштарда болатын жану процестеріне жақын;
- газдың көлемі және қысымы тұрақты болатын цикл-аралас цикл деп аталады;
- газдың қысымы тұрақты болатын цикл.

1.2 Қорытынды циклдің термиялық пайдалы әсер коэффициентін анықтау

Піспек жоғары шекті нүктеде болған кезде үстінде пайда болатын v_c кеңістік қысым камерасының аумағы немесе жану камерасының сыйымдылығы деп аталады. Піспек төменгі шекті нүктеде болған кезде оның үстінде пайда болған v_a кеңістігі цилиндрдің толық көлемі деп аталады. Цилиндрдің толық көлемінің v_a қысым камерасының аумағына v_c қатынасы қозғалтқыштың сығылу дәрежесі деп аталады.

Қозғалтқыштың жұмыс цикліне мыналар кіреді: жаңа жаңғыш қоспаның немесе ауаның толуы, жұмыс атқаратын қоспаның немесе ауаның сығылуы, отынның жануы, газдың ұлғаюы (жұмыс жүрісі), пайдаланылған газды сыртқа шығаруы, бұдан соң осы процестердің тағы да қайталанылуы, яғни кезектесіп келуі. Піспектің бір шекті нүктеден екінші шекті нүктеге қозғалысы кезіндегі жұмыс циклінің бір бөлігі ырғақ деп аталады.

Қозғалтқыштың жұмыс циклі (иінді біліктің екі айналымында) піспектің төрт жүрісінде (ырғақ) аяқталуы мүмкін, мұндай жағдайда қозғалтқыш төрт ырғақты деп аталады. Иінді біліктің бір айналымында (яғни піспектің екі жүрісінде немесе ырғағында) жасалатын жұмыс циклі бар қозғалтқыш екі ырғақты деп аталады. Цилиндрдегі жұмыс ырғақтарының алмасып келуі қозғалтқыштың жұмыс реті деп аталады. Піспек жоғары шекті нүктеге (ЖШН) қарай қозғалған кезде қоспа сығылады. Газдың көлемі кішірейеді, қысым мен температура артады. Жылу цилиндрдің қабырғалары арқылы алып кетілмейді, яғни қоспа адиабаттық жолмен сығылады. Сығымдау процесі графикалық жолмен pV диаграммасында (ac) сызығымен көрсетіледі (1.1 сурет). Сығымдау соңында жанғыш қоспа жанып, жылудың Q_1 біразын бөліп шығарады. Бұл жағдайда газдың көлемі өзгермейді. Газ температурасы мен қысымы арта түседі [1,2,3,4,5]. pV диаграммасында көлемнің тұрақты кезінде жылу әкелу процесі қысымның p осіне параллель, (cz^1) сызығымен графикалық жолмен көрсетіледі. Содан кейін тұрақты қысым кезінде жылудың біразын Q_2'' әкелуден (z^1z сызығы) құралады. Сөйтіп, газға әкелінетін барлық жылу оның ішкі энергиясының одан әрі арта түсуіне жұмсалады. Газға берілетін жылудың саны Q' арқылы белгіленеді. Содан кейін газ адиабаттық жолмен ұлғаяды да, піспекті төменгі шекті нүктеге (ТШН) қарай жылжытады. Бұл кезде газ ішкі энергиясының азаю есебінен, қозғалтқыш иінді білігіне берілетін механикалық жұмыс жасайды. Ұлғайған кезде газдың температурасы мен қысымы кемиді. Газдың ұлғайған кезде атқаратын механикалық жұмысы графикалық жолмен (cz^1zbfac) ауданымен көрсетіледі. Ең соңында газды сығымдаудың басталуы кезіндегі күйіне дейін жеткізу үшін жылудың біразы алынып кетіледі (Q_2' және Q''_2). Бұл процес газ көлемі (bf сызығы) мен қысымы (fa сызығы) тұрақты қалпында тұрғанда өтеді. Жылуды алып кету процесінде газдың температурасы мен қысымы сығымдау басталатын шамаға дейін кемиді.

Сөйтіп, қорытынды цикл pV координатында адиабаттық қысудан (ac сызық), жұмыс затына аралас жылу әкелуден ($v=const$, cz^1 сызық және $p=const$, z^1z сызық), адиабаталық ұлғаюдан (zb сызық) және аралас жылу әкетуден тұрады ($v=const$, bf сызық және $p=const$, fa сызық). Оның диаграммасын pV координаталары арқылы көрсетуге болады (1.1 сурет).

Мұндай түсініктер және белгілеулер енгіземіз:

- $\mathcal{E} = \frac{V_a}{V_c}$ - сығылу дәрежесі;
- $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ - алғашқы ұлғаюдың дәрежесі;

- $\delta = \frac{V_b}{V_z}$ - кейінгі ұлғаюдың дәрежесі;
- $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ - қысымның арту дәрежесі;
- $\kappa = \frac{C_p}{C_v}$ - адиабаттық көрсеткіші,

мұндағы C_p, C_v - жұмыс заттардың меншікті жылу сыйымдылықтары ($p = \text{const}$ және $v = \text{const}$ болған жағдайда).

Термиялық пайдалы әсер коэффициенті әкелген жылудың механикалық жұмысқа айналған дәрежесін көрсетеді [1,2,3,4,5]:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1.1)$$

мұндағы Q_1 -жұмыс затына берілетін жылудың мөлшері; Q_2 -жұмыстық дененің суытқышқа беретін жылу мөлшері.

Денеге берілетін немесе денеден алынатын жылу мөлшері:

$$\Delta Q = mC\Delta T, \quad (1.2)$$

мұндағы C - дененің меншікті жылу сыйымдылығы; ΔT -дене температурасының өзгерісі; m - дененің массасы.

Сондықтан

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' = C_v(T_z - T_c) + C_p(T_z - T_z),$$

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' = C_v(T_b - T_f) + C_p(T_f - T_a)$$

Осыдан $\frac{C_p}{C_v} = \kappa$ екенін ескере отырып:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_f + \kappa(T_f - T_a)}{T_z - T_c + \kappa(T_z - T_z)} \quad (1.3)$$

Ендігі міндетіміз T_b, T_f, T_c, T_z, T_x температураларын $T_a, \varepsilon, \rho, \delta, \lambda, \kappa$ көрсеткіштеріне ауыстыру. Адиабаттық процесс кезіндегі газ күйінің теңдеуі:

$$pV^\kappa = \text{const}, \quad (1.4)$$

мұндағы κ - Пуассон коэффициенті.

Идеал газ күйін сипаттайтын Клапейрон теңдеуі:

$$\frac{pV}{T} = R \quad (1.5)$$

Адиабаттық процестің pV координаттарындағы диаграммасы гиперболола қисығымен кескінделеді (1.1 сурет).

Адиабаттық сығымдау (ас) кезіндегі газ күйінің теңдеуі:

$$p_a V_a^k = p_c V_c^k$$

түрінде жазылады. Осыдан $p_c = p_a \varepsilon^K$.

Клапейрон теңдеуі (а мен с нүктелер үшін):

$$p_a V_a = RT_a;$$

$$p_c V_c = RT_c,$$

болады, осыдан $T_c = \frac{p_c V_c}{R} = \frac{p_c V_c T_a}{p_a V_a}$, **сонымен,**

$$T_c = \varepsilon^{K-1} \cdot T_a$$

1.1 суреттегі (CZ') графиктің бөлігін изохор деп атайды ($V = const$), сондықтан

$$p_c V_c = R \cdot T_c, \quad p_{z'} V_{z'} = RT_{z'},$$

Бірінші теңдікті екінші теңдікке бөлсе,

$$\frac{p_c V_c}{p_{z'} V_{z'}} = \frac{RT_c}{RT_{z'}} \quad \text{шығады.}$$

$V_c = V_{z'}$, $p_{z'} = p_z$ екендіктерін ескерсек, онда

$$\frac{p_c}{p_z} = \frac{T_c}{T_{z'}}$$

мұндағы $\frac{p_z}{p_c} = \lambda$, сондықтан $\frac{1}{\lambda} = \frac{T_c}{T_{z'}}$, немесе

$$T_{z'} = T_c \cdot \lambda = \varepsilon^{K-1} \cdot \lambda \cdot T_a \quad (1.6)$$

1.1 суреттегі (z'z) бөлігін алайық. (1.5) және (1.6) формулаларды еске алсақ:

$$\frac{p_{z'} V_{z'}}{p_z V_z} = \frac{RT_{z'}}{RT_z}, \quad T_z = \frac{T_{z'} \cdot V_z}{V_{z'}} = \rho T_{z'}, \quad T_z = \rho \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{K-1} \cdot T_a.$$

(1.4) және (1.5) формулалардан адиабаттық ұлғаю (zb) кезіндегі газ күйі мен Клапейрон теңдеулері (b мен z нүктелер үшін):

$$p_b V_b^k = p_z V_z^k,$$

$$p_b V_b = RT_b,$$

$$p_z V_z = RT_z,$$

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^k,$$

$$T_b = T_z \frac{p_b}{p_z} \left(\frac{V_b}{V_z} \right)^{1-k} = T_z \delta^{1-k} = \frac{\rho \lambda \varepsilon^{k-1}}{\delta^{k-1}} T_a$$

шығады.

Суреттегі (fa) бөлігін алайық. (1.5) формуланы еске алсақ:

$$p_a V_a = RT_a, p_f V_f = RT_f,$$

бірінші теңдікті екінші теңдікке бөлсе,

$$p_a V_a / (p_f V_f) = RT_a / (RT_f) \quad \text{және} \quad p_f = p_a \quad \text{еске алсақ:}$$

$$T_f = p_f V_f T_a / (p_a V_a) = (V_f / V_a) T_a$$

шығады.

$$p_a V_a = RT_a, p_f V_f = RT_f,$$

$$p_a V_a / (p_f V_f) = RT_a / (RT_f)$$

$$T_f = p_f V_f T_a / (p_a V_a) = (V_f / V_a) T_a$$

Егер $\rho = v_z / v_c$, $\varepsilon = v_a / v_c$, $\delta = v_b / v_z$, v_f / v_b болса, онда $v_f / v_a = \rho \delta / \varepsilon$, немесе

$$T_f = \frac{\rho \cdot \delta}{\varepsilon} \cdot T_a.$$

Осы теңдеуді өзгерте келіп T_b, T_f, T_c, T_z мәндерін (1.3) теңдеуге қойсақ, онда

$$\eta_t = 1 - \left[\left(\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{k-1} \rho \lambda + \frac{\rho \delta}{\varepsilon} (k-1) - 1 \right] / \left\{ \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)] \right\} \quad (1.7)$$

1.3 Карбюраторлы қозғалтқыштың теориялық циклдерінің термиялық пайдалы әсер коэффициенті

p_v диаграммасында (1.2, а сурет) көлемінің тұрақты ($V = const$) кезінде жылу Q_1 әкелу процесі, қысымның p осіне параллель, (cz) сызығымен графикалық жолмен көрсетіледі. Сондықтан [2,3,5]

$$V_z = V_z^1 = V_c, \rho = \frac{V_z}{V_c} = 1$$

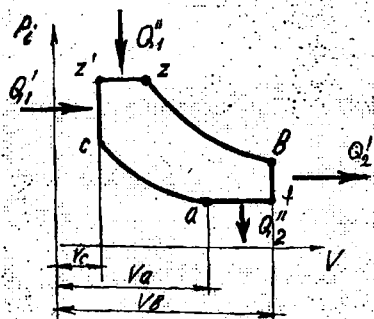
Карбюраторлы қозғалтқыштың теориялық циклдерінің термиялық пайдалы әсер коэффициенті мынаған тең:

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^{k-1}(\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.8)$$

1.4 Турбокомпрессорлық дизельдің теориялық циклдерінің термиялық пайдалы әсер коэффициенті

Бұл циклда газдың көлемі V өзгергенде, $p = const$ жағдайда жылу Q_1 беріледі (1.2,6 сурет). Мұнда $\frac{p_z}{p_c} = \lambda = 1$. Сондықтан турбокомпрессорлық дизельдер үшін п.ә.к. [1,2,3,4,5]:

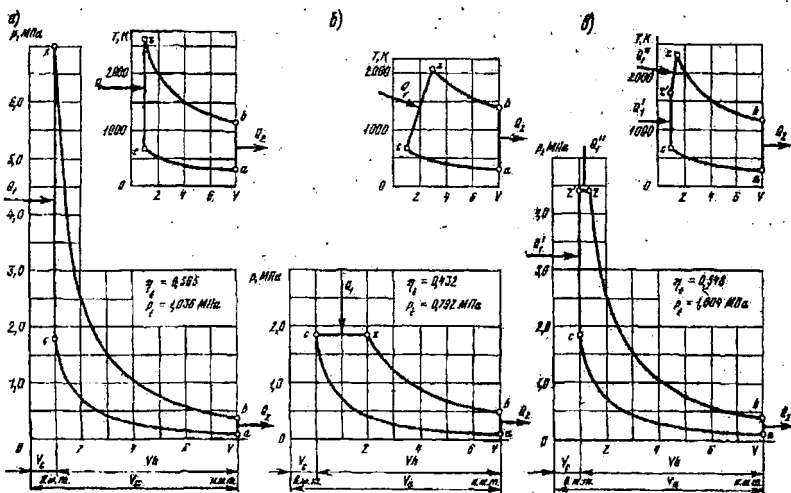
$$\eta_i = 1 - \frac{\rho^k \lambda - 1}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + \lambda(\rho - 1)]} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1}} \quad (1.9)$$



1.1 сурет - Қорытынды цикл

1.5 Турбокомпрессорсыз дизельдің теориялық циклдерінің термиялық пайдалы әсер коэффициенті

Цикл (1.2,в сурет) ауаның адиабаттық сығуынан (цикл диаграммасында ас сызығы), тұрақты көлем кезінде жылудың Q_1' біразын әкелуден (сз' сызығы), тұрақты қысым кезінде



1.2 сурет - Қозғалтқыштардың теориялық индикаторлық pV және TV диаграммалары: а) карбюраторлы қозғалтқыш үшін; б) турбокомпрессорлық дизель үшін; в) турбокомпрессорсыз дизель үшін

жылудың біразын Q_1'' әкелуден (z'z' сызығы), адиабаттық ұлғаюдан (zb сызығы) және тұрақты көлем кезінде жылуды Q_2 әкетуден (ba сызығы) құралады [2,3,5].

Төмендегі теңдеулерді ескере отырып:

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon, \frac{V_a V_z}{V_c V_z} = \varepsilon, \rho \delta = \varepsilon$$

Турбокомпрессорсыз дизельдер үшін теориялық циклдерінің ПӘК –і келесі түрде өрнектеледі:

$$\eta_i = 1 - \frac{\left(\frac{\rho \delta}{\delta}\right)^{k-1} \rho \lambda + \frac{\varepsilon}{\delta} (k-1) - k}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]} = 1 - \frac{\rho^k \lambda - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]} \quad (1.10)$$

1.6 Термиялық пайдалы әсер коэффициентіне әр түрлі факторлардың әсері

Теңдеулер (1.8–1.10) қозғалтқыштар үшін теориялық циклінің пайдалы әсерінің термиялық коэффициенті сығылудың дәрежесіне және адиабатаның көрсеткішіне k байланысты екенін көрсетеді. Сығылу дәрежесі мен адиабата көрсеткіші артса, циклдің пайдалы әсерінің термиялық коэффициенті де артады.

Теңдеу (1.10) турбокомпрессорсыз дизельдер үшін теориялық циклдің пайдалы әсер термиялық коэффициенті η , сығылу дәрежесі ε артып, алғашқы ұлғаюдың дәрежесі ρ кемісе, артатынын көрсетеді.

Идеалдық қозғалтқыштар үшін термиялық п.ә.к.-ке әсер ететін факторлар туралы істелетін жалпы қорытындылар, іс жүзіндегі қозғалтқыштар үшін де дұрыс болады.

Бақылау сұрақтары

1. Қандай қозғалтқыштар төрт ырғақты деп аталады?
2. Дизельдің турбокомпрессорлық және турбокомпрессорсыз теориялық циклдері термиялық ПәК арасында қандай айырма бар?
3. Екі ырғақты процесті түсіндіріңіз?
4. Қорытынды циклінің пайдалы әсерінің термиялық коэффициенттеріне қандай факторлар әсер етеді?
5. Сығылу дәрежесі деген не?
6. Қозғалтқыштың жұмыс циклі деп нені айтады?

2 Тракторлар мен автомобильдер қозғалтқыштарының нақты циклдері

2.1 Жалпы мәліметтер

Іштен жану қозғалтқышта жанармайдың ішкі энергиясының механикалық энергияға кезегімен өтетін бірнеше процестер арқылы іске асырылады да, оны жұмыс циклі деп атайды. Жұмыс циклінің құрамына мыналар кіреді: цилиндрге жаңа жанғыш қоспаның немесе ауаның енгізуі; жұмыс атқаратын қоспаның немесе ауаның сығымдалуы; жұмыс атқаратын қоспаның тұтануы мен жануы; газ көлемінің ұлғаюы; цилиндрдің пайдаланылған газдан тазаруы. Бұл операциялардың барлығы да піспектің жоғары және төмен қозғалуының көмегімен және тиісті клапандармен жабылып тұратын кіргізу және шығару тесіктерін ашу арқылы орындалады. Цилиндр ішіндегі піспектің бір жүрісінде өтетін процесті ырғақ деп атайды. Қозғалтқышта жұмыс циклі піспектің 2 немесе 4 жүрісінде аяқталуы мүмкін. Бірінші жағдайда қозғалтқышты екі ырғақты, екінші жағдайда төрт ырғақты деп атайды. Цилиндр бүйіріне кететін жылу шығыны да есептеледі. Жұмыс атқаратын қоспаның сығымдануы және ұлғаю процестері политроп заңымен өтеді.

Дизельдер үшін

$$\eta_{\text{нақты}} \leq \eta_{\text{теорет.}}, \quad (2.1)$$

мұндағы $\eta_{\text{нақты}}$, $\eta_{\text{теорет.}}$ – нақты мен теориялық термиялық пайдалы әсер коэффициенттері.

Аналитикалық тәсілмен нақты циклінің жұмысын анықтау өте күрделі. Есептеу жұмыстарын жүргізгенде тәжірибе арқылы алынған коэффициенттер қолданады. Иінді біліктің айналыс саны карбюраторлы қозғалтқыштар үшін 6000 мин^{-1} , дизельдер үшін 2600 мин^{-1} ; циклының мерзімі $0,02 \dots 0,05 \text{ с}$, жану процесіне уақыттың жұмсалуды $0,001 \dots 0,003 \text{ с}$ тең болады. Нақты цикл термодинамикалық циклға қарағанда көп күрделі. 2.1...2.3. суреттерде барлық төрт ырғақ кезінде қозғалтқыш цилиндрдегі газдардың қысымының өзгеру диаграммасы берілген. Горизонталь сызықта піспек әр түрлі жағдайда тұрғанда, цилиндрдің ішіндегі газ көлемі көрсетіледі, ал тік сызықта газдардың мегапаскаль (МПа) есебінен қысымы көрсетіледі. Мұндай диаграмма индикаторлық диаграмма деп аталады. Индикаторлық диаграмма қозғалтқышты сынап көргенде қозғалтқышта орнатылатын, индикатор деп аталатын, арнаулы жабдықтың көмегімен алынады.

Индикаторлық диаграмма жиылған (2.1, 2.2 сурет) және жайылған (2.3 сурет) қалпында болады. Пайдаланған газдарды шығарып жіберу жұмыстық жүріс аяқталғаннан кейін піспек, иінді біліктің айналасымен алғанда, ТШН-ге $30^0 \dots 60^0$ жетпей басталады (2.4 сурет). Сонымен қозғалтқыштың шығару клапаны піспек ТШН-ге жетпей тұрғанда ашылады. Оның осылай ертерек ашылуы газды шығаруға жұмсалған жұмысын азайту. Нақты қарағанда $p_r \neq \text{const}$. “г” нүктеде ауаның серпімді тербелесі пайда болады. Бірақ шартты түрде $p_r \neq \text{const}$ деп аламыз [1,2,3,4,5]. Газдың қысымы, шамамен алғанда, $p_r = 0,105 \dots 0,125$ МПА дейін төмендейді. p_r қысымды мына формула бойынша анықтауға болады

$$p_r = p_0(1 + 0,55 \cdot 10^{-4} n), \quad (2.2)$$

мұндағы n – қозғалтқыш иінді білігінің айналыс саны.

Пайдаланылған газдардың температурасы клапанның астынан шыққан жерде: карбюраторлы қозғалтқыш үшін $T_r = 900 \dots 1100$ К, дизельдер үшін $T_r = 900 \dots 1100$ К тең болады. Сығылу дәрежесі ϵ артса г нүктедегі температура T_r азаяды. Иінді біліктің айналыс саны n артса г нүктедегі температура T_r артады.

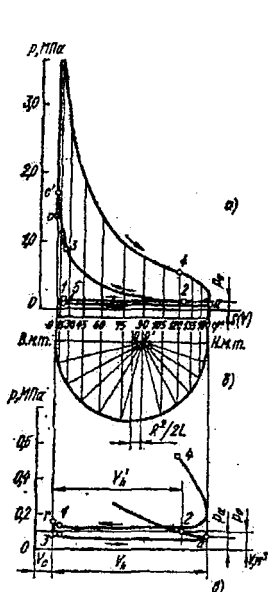
2.2 Енгізу процесі

Бұл процесс цилиндрді жанғыш қоспамен, не болмаса ауамен толтыруға арналған [1,2,3,4]. Піспек ЖШН –нен ТШН-ге дейін ауысқан кезде, енгізу клапаны ашық тұрғанда, цилиндрге жанғыш қоспа толады. Диаграммада (2.4 сурет) енгізу процесі $a^1 a^{11}$ сызығымен көрсетілген. Енгізу клапаны ЖШН –ге $10 \dots 30^0$ жетпей тұрғанда ашылады (А нүкте), ТШН –нен $40 \dots 80^0$ өткесін жабылады (Б нүкте) (2.4 сурет). 4–ырғақты қозғалтқышта енгізу қысымының шамасы P_a :

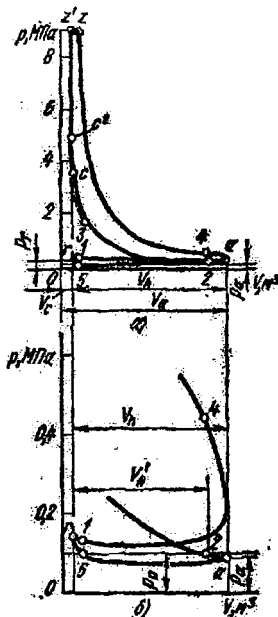
- енгізу түтіктерінің құрылысына (олардың кеңдігі мен ұзындығы, иіндері мен олардың радиустары, түтіктердің ішкі қабырғаларындағы кедір-бұдырлығы);

- қозғалтқыштың иінді білігінің айналу санына байланысты болады.

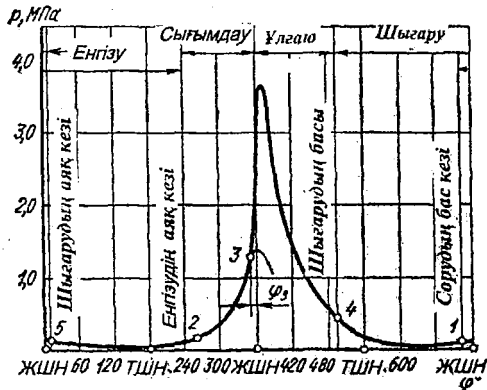
Иінді білігінің айналу саны үлкен болса, енгізудің қысымы аз болады. Енгізу процесін сипаттайтын қысым p_a және температура T_a . Енгізу арнадағы қысым p_a - ге тең.



2.1 сурет - Карбюраторлы қозғалтқыштың индикаторлық диаграммасы: а) цикл үшін; б) инді біліктің бұрылу бұрышы мен піспектің жолы үшін; в) шығару және енгізу процестері үшін



2.2 сурет - Дизельдің индикаторлық диаграммасы: а) цикл үшін; б) шығару және енгізу процесі



2.3 сурет - $p-\varphi$ координатадағы карбюраторлы қозғалтқыштың индикаторлық диаграммасы: 1,2 – енгізу клапанның ашылуы және жабылуы; 3 – электр ұшқынының пайда болуы; 4,5 – шығару клапанның ашылуы және жабылуы.

Жаңарған зарядтың алдын ала жылытылу шамалары:



а нүктедегі қысымды p_a анықтағанда, жаңарған зарядтың алдын ала жылытылуы ΔT есептеледі. Жаңарған зарядтың жылытылуы ΔT мынандай факторларға:

- енгізу түтіктің ұзындығына;
- иінді біліктің айналыс санына;
- турбокомпрессордың болуына;
- қозғалтқыштың жүктелуіне байланысты.

2.2.2 Енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі қысымды анықтау

Енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі қысым p_a қозғалтқыштың цилиндріне баратын жұмыстық заттың санын белгілейтін негізгі факторларына жатады :

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \text{ немесе } p_a = p_k - \Delta p_k, \quad (2.4)$$

мұндағы $\Delta p_a, \Delta p_k$ – енгізу ырғақ шығыны.

Енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі қысымды анықтауға жиірек мына формуланы қолданады:

$$p_a = p_0 \left(1 - 0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n \right) \quad (2.5)$$

Бұл тәжірибе арқылы шығарылған Петров–Ширин формуласы деп аталады, мәндері төмендегідей:

- Карбюраторлы қозғалтқыштар үшін:

$$p_a = (0,80 \dots 0,94) p_0; \Delta p_a = (0,05 \dots 0,20) p_0$$

Дизельдер үшін:

$$p_a = (0,82...0,96) p_0; \Delta p_a = (0,03...0,18) p_0.$$

Турбокомпрессорлық дизельдер үшін:

$$p_a = (0,90...0,96) p_k; \Delta p_k = (0,03...0,10) p_k.$$

Енгізу ырғағының соңындағы қысымды p_a арту үшін кедергілерді азайту керек, ол үшін:

- клапандарды дұрыс орналастыру;
- енгізу қиманы үлкейту;
- енгізу арна бетінің тазалығын, конфигурациясын жақсарту, ұзындылығын азайту;
- газ тарату кезендерін дұрыс таңдау;
- орташа тиімді қысымды p_e азайту керек.

2.2.3 Қалдық газдар коэффициентін анықтау

Қалдық газдардың коэффициенті γ_r қалдық газдар санының (моль есебімен) M_r жаңадан сорылған жанғыш қоспаның санына (немесе ауаға) M_1 қатынасы болады[1,2,3,4]:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}, \quad (2.6)$$

Қалдық газдар коэффициентінің формуласын қорытып шығару үшін Менделеев–Клапперон формуласы қолданылады:

$$pv = MRT, \quad (2.7)$$

мұндағы p – қысым; v – көлем; M – газ салмағы; T – температура; R – газдың тұрақты саны.

"г" нүкте үшін:

$$p_r V_r = M_r R_r T_r \quad (2.8)$$

Жаңа заряд үшін:

$$p_0 V_h \eta_v = M_1 R_0 T_0, \quad (2.9)$$

мұндағы p_0 , T_0 қоршап тұрған ортаның қысымы және температурасы; V_h – цилиндрдің жұмыстық көлемі; M_1 – жаңа заряд мөлшері; η_v – толу коэффициенті.

(2.8), (2.9) формуладан M_r және M_1 анықтайық. Енді $v_r = v_c$ және $V_h = V_c$ ($\varepsilon - 1$) өрнектерді ескеріп, қалдық газдардың формуласын мына түрде анықтауға болады:

$$\gamma_r = \frac{p_r v_r R_0 T_0}{R_r T_r p_0 v_h \eta_v} = \frac{p_r T_0}{T_r p_0 (\varepsilon - 1) \eta_v} \quad (2.10)$$

мұндағы - p_r және T_r қалдық газдардың қысымы мен температурасы.

(2.10) теңдеу, қалдық газдардың қысымы p_r артса және сығылу дәрежесі ε кемісе, газдардың коэффициенті артатынын көрсетеді.

Колчин формуласы

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \quad (2.11)$$

Қалдық газдар коэффициентінің мәндері:

□ Карбюраторлы қозғалтқыштар үшін $\gamma_r = 0,05 \dots 0,1$.

□ Дизельдер үшін $\gamma_r = 0,02 - 0,06$.

2.2.4 Енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі температураны анықтау

Жаңа зарядтың, қалдық газдардың, қоспа балансының теңдеуін құрайық [2,3,4,5]:

$$Q_{c3} + Q_{подогрев} + Q_r = Q_a, \quad (2.12)$$

мұндағы Q_{c3} - жаңа зарядтың жылуы; $Q_{подогрев}$ - жаңа зарядты алдын ала жылытуға кеткен жылу; Q_r - қалдық газдардың жылуы; Q_a - қоспаның (жаңа зарядпен қалдық газдардың қосындысы) жылуы.

Енді Q_{c3} , $Q_{подогрев}$, Q_r , Q_a мәндерін (1.2) формула арқылы анықтайық:

$$Q_{c3} = M_1 \mu c_p {}^1 T_0$$

$$Q_{подогрев} = M_1 \mu c_p {}^1 \Delta T$$

$$Q_r = M_r \mu c_p {}^{11} T_r$$

$$Q_a = M_a \mu c_p T_a = (M_1 + M_r) \mu c_p T_a$$

мұндағы M_1, M_r, M_a – жаңа зарядтың, қалдық газдардың, қоспаның мольдық мөлшерлері; $\mu C_p, \mu C_p^I, \mu C_p^{II}$ – бір моль қоспаның, бір моль жаңа зарядтың, бір моль қалдық газдардың жылу сыйымдылығының орташа саны; T_0, T_a, T_r – қоршап тұрған ортаның, енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі цилиндрдегі қоспа мен қалдық газдардың температурасы; ΔT – алдын ала жылыту мөлшері.

Жылу балансының теңдеуін құрастырайық.

$$M_1 \cdot \mu C_p^I \cdot (T_0 + \Delta T) + M_r \cdot \mu C_p^{II} T_r = (M_1 + M_r) \cdot \mu C_p \cdot T_a \quad (2.13)$$

Соңғы теңдіктің екі жағын M_1 -ге бөлсек, $\gamma_r = M_r / M_1$ қатынасын, $\mu C_p \approx \mu C_p^I \approx \mu C_p^{II}$ ескеріп, (2.13) теңдеуді былай жазуға болады:

$$(T_0 + \Delta T) + \gamma_r T_r = (1 + \gamma_r) \cdot T_a$$

Сонда енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі температура:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.14)$$

Енгізу ырғағының аяқталу кезіндегі температура төмендегідей болады:

- Карбюраторлы қозғалтқыштар үшін $T_a = 320 \dots 360$ К.
- Дизельдер үшін $T_a = 310 \dots 350$ К.
- Турбокомпрессорлық дизельдер үшін $T_a = 320 \dots 400$ К

(2.14) теңдеу қалдық газдардың коэффициенті артса, енгізудің аяқ кезінің температурасы T_a артатынын көрсетеді. Мұнымен қатар, сығылу дәрежесі артса, енгізудің аяқ кезінің температурасы төмендейді.

2.2.5 Толтыру коэффициентін анықтау

Қозғалтқыш жанғыш қоспаны енгізу кезінде (немесе ауаны) теория бойынша цилиндрдің жұмыс көлемі қоршап тұрған ортаның қысымы мен температурасының арқасында жанғыш қоспаға (немесе ауаға) толуы тиіс. Шынында қозғалтқыштар цилиндрінің салмақ жағынан толуы теория жүзіндегіден кем болады. Бұлай болатын себебі: клапан ашылған кезде, яғни енгізудің бас кезінде, сығылу камерасы жоғарғы температуралы

(870...970 К) қалдық газға толы болады және қысым қоршап тұрған ортаның қысымынан артық болады (0,11... 0,115 МПа). Міне, сондықтан да, енгізу кезінде әуелі қалдық газдар сыртқы қысымнан кем қысымға дейін ұлғаяды, содан кейін барып қозғалтқыш цилиндріне тың жаңғыш қоспа кіре бастайды.

Қозғалтқыш цилиндріне барып кіретін тың жаңғыш қоспа, енгізу түтігі мен клапаннан өткенде қарысуды кездестіреді және сонымен қатар, қалдық газдармен араласып температурасын арттырады. Қоспаның температурасы енгізу түтігі мен цилиндрдің ыстық қабырғаларына, піспектің тиюінен де артады. Мұнымен қатар, енгізу түтігі және клапанның ашық саңылауы енгізуге біраз қиындық туғызатын болады. Осылардың нәтижесінде қозғалтқыш цилиндріне шын барып кірген жаңғыш қоспаның (немесе ауаның) салмағының мөлшері кемиді. Енгізу кезіндегі шығын толтыру коэффициенті деп аталатын коэффициентпен есепке алынады. Толтыру коэффициент η_v деп, қозғалтқыш цилиндріне нақты барып түскен жаңғыш қоспаның G_1 , салмағының (немесе ауаның) қоршап тұрған ортаның бар температурасы мен қысымы кезіндегі теория бойынша мүмкін салмақ санына G_0 қатысы аталады [1,2,3,4,5]:

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_0} = \frac{M_1}{M_0} \quad (2.15)$$

Толтыру коэффициентінің формуласын қорытып шығару үшін қозғалтқыштың жылу балансын (2.13) қолданамыз.

Енді (2.8) және (2.9) өрнектерді пайдаланып:

$$M_1 = M_0 \cdot \eta_v = \frac{p_0 \cdot v_h \cdot \eta_v}{R_0 \cdot T} \quad , \quad M_r = \frac{p_r \cdot v_r}{R_r \cdot T_r}$$

$$M_a = \frac{p_a \cdot V_a}{R_a \cdot T_a} \quad , \quad M_1 + M_r = M_a$$

(2.13) тендеуін мына түрде жазуға болады:

$$\frac{p_0 \cdot v_h \cdot \eta_v}{R_0 \cdot T_0} (T_0 + \Delta T) + \frac{p_r \cdot V_r}{R_r \cdot T_r} \cdot T_r = \frac{p_a \cdot V_a}{R_a \cdot V_a} \cdot T_a$$

Соңғы теңдіктің екі жағын R-ге бөлсек, ықшамдасақ:

$$\frac{p_0 \cdot v_h}{R_0 \cdot T_0} \cdot \eta_v (T_0 + \Delta T) = p_a \cdot V_a - p_r \cdot V_r$$

Енді $V_h = V_c(\varepsilon - 1)$, $V_r = V_c$, $V_a = \varepsilon V_c$ екендіктерін ескерсек, онда

$$\eta_v = \frac{T_0(p_a \cdot V_a - p_r \cdot V_r)}{p_0 V_k (T_0 + \Delta T)} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{p_0} (\varepsilon p_a - p_r) \quad (2.16)$$

Жоғарғы (2.16) өрнек Колчин формуласы деп аталады. Турбокомпрессорлық қозғалтқыштар үшін:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{p_a} (\varepsilon p_a - p_r) \quad (2.17)$$

Толтыру коэффициентінің мәндері:

- Карбюраторлы қозғалтқыштар үшін $\eta_v = 0,75 \dots 0,85$
- Дизельдер үшін $\eta_v = 0,8 \dots 0,9$
- Турбокомпрессорлық дизельдер үшін $\eta_v = 0,8 \dots 0,95$

Төңдеу (2.16), толтыру коэффициентінің енгізу қысымы p_a кемісе, шығарған кезде қысым p_r артса және енгізу кезінде температура артса T_a , кемітінін көрсетеді. Енгізу түтігінде қарысу артса, енгізу қысымы p_a кемиді. Қарысуы үлкен енгізу түтігінің, тазартқыштың болуы енгізудің қысымын p_a төмендетеді, сөйтіп толтырудың коэффициентін азайтады.

Қарысуы көп шығару түтігінің, тындырғышының болуы шығару қысымын p_a арттырады, сөйтіп бұл да толтырудың коэффициентін азайтады. Енгізу түтігінің жоғарғы температурасы енгізу ақырының температурасын T_a арттырады және сонымен қатар толтырудың коэффициентін азайтады.

2.3 Сығымдау процесі

Піспек ЖШН-ге қарай қозғалған кезде қоспа (ауа) сығымдалады – газдың көлемі кішірейеді, қысым мен температура артады. Сығымдау процесі графикалық жолмен p_v диаграммасында (2.1, 2.2 суреттер) ас сызығымен көрсетіледі. Жанғыш қоспаның сығымдалуы цилиндрдің қабырғалары арқылы жылууды алып кетумен өтеді, яғни шын қозғалтқышта сығымдау адиабата бойынша емес жылу әкету арқылы политропа бойынша өтеді [2,3,4,5].

Сығымдау политропасының көрсеткіші n :

- тәжірибемен алынған индикаторлық диаграммасы;
- Колчин-Демидов номограммасы;
- Петров формуласы (карбюраторлы қозғалтқыштар үшін) арқылы анықталады.

2.3.1 Сығымдаудың соңғы қысымы мен температурасын анықтау

(1.4) өрнекті пайдаланып [2,3,4,5]

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1} \quad (2.18)$$

$$p_a V_a = R T_a \quad (2.19)$$

түрінде жазуға болады. Соңғы өрнектерді біріктіріп қарастырсақ, сығымдаудың аяқ кезеңі қысымы p_c анықталады.

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (2.20)$$

c нүкте үшін $p_c V_c = R T_c$ түрінде жазуға болады.

Соңғы және (2.19) өрнектерден сығымдаудың соңғы температурасы T_c анықталады:

$$T_c = \frac{p_c V_c}{R} = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.21)$$

мұндағы T_a – енгізудің аяқ кезінің температурасы.

Сөйтіп сығымдаудың аяқ кезіндегі қысымы мен температурасы, P_c және T_c :

□ Сығылу дәрежесі ε артса;

□ Политропаның n_1 , көрсеткіші кемісе, артатын болады.

Мұнымен қатар, енгізудің соңғы қысымы P_a артса, P_c қысым артады, енгізудің аяқ кезінің температурасы T_a артса, T_c температурасы артады. T_c мен p_c мәндері:

• Карбюраторлы қозғалтқыштар үшін

$$P_c = 0.9 - 2.0 \text{ МПа}, \quad T_c = 600 - 800 \text{ К};$$

• Дизельдер үшін

$$P_c = 3.5 - 5.5 \text{ МПа}, \quad T_c = 700 - 900 \text{ К};$$

• Турбокомпрессорлық дизельдер үшін

$$P_c = 6 - 8 \text{ МПа}, \quad T_c = 900 - 1000 \text{ К}.$$

2.4 Жану процесі

Жану қандай да болса бір заттың (әдетте отынның) оттегімен химиялық қосылуынан болады, мұнан кейін жылу және жарық бө