

УТИЛИЗАЦИЯ НА ОТРАБОТИЛИТЕ ГАЗОВЕ В БУТАЛНИТЕ ДВГ ЧРЕЗ ЦИКЪЛА НА СТИРЛИНГ

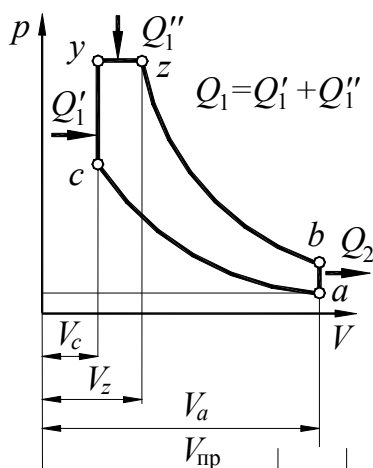
Мариан Мутафчиев
marian_mutafchiev@abv.bg

Висше Транспортно Училище „Тодор Каблешков”
1574 София, ул. „Гео Милев” No158
БЪЛГАРИЯ

Ключови думи: утилизация, двигател с вътрешно горене, двигател на Стирлинг

Резюме: В доклада са представени резултатите от теоретичното изследване на комбинация от двутактов двигател с вътрешно горене и двуцилиндрова Стирлингова група имащи общ колянов вал. Изграден е математичен модел на този двигател и е проведено числено изследване.

Един от пътищата за подобряване на горивната икономичност на ДВГ представлява включването в силовата установка система за утилизация на отработилите газове. В [5] има описание и анализ на установка, работеща по цикъл на Ренкин, за локомотивен дизелов двигател 10Д100. От анализа следва, че температурата на отработилите газове след парогенератора е $T_{g5} > 420 \div 450$ К, а температурата на прегрялата пара не е повече от $T_1 = 550$ К. Мощността на утилизационната парова турбина съставлява $10 \div 12\%$ от мощността на дизеловия двигател, при това системата изразходвала за собствени нужди $30 \div 40\%$ от мощността на утилизационната турбина. В [4] са описани две утилизационни установки. Първата представлява пластинков ротационен двигател, работещ по цикъл на Ренкин с фреон. Числените данни за КПД



Фиг. 1. Схема на цикъл със смесено внасяне на топлина и всички необходими означения.

няма. Втората установка е съставена от дизеловия двигател <<Мак>> с турбопълнене с мощност 212 и парна турбина, която развила мощност 40 kW, което съответства на повишение на мощността и икономичността с 19%. В популярната литература се намират сведения за опита на фирма МАН с дизелов двигател с утилизационна газова турбина, подобряваща икономичността с 20%.

Всички тези установки имат един и същ недостатък. Лопатъчните и пластинковите утилизационни машини се явяват външни за буталния двигател. Това създава условия за увеличаване както на топлинните, така и на механичните загуби. Газовите и парните турбини работят с честота на въртене десет-двадесет пъти по-голяма от буталния двигател. Оптималната съвместна работа в този случай

се получава само в изчислителния режим или в тесен работен диапазон.

Тези недостатъци могат да бъдат избегнати, ако утилизацията се извърши чрез цикъл на Стирлинг, при което цилиндрите с вътрешно горене и Стирлинговите цилиндри бъдат обединени в общ корпус с общ колян вал.

Процесите в цилиндрите с вътрешно горене се заменят с еквивалентен термодинамичен цикъл, представен на фиг. 1. Подробности могат да се намерят в [3].

Ако внесено количество топлина е Q_1 , то топлината, внесена при постоянен обем се определя с израза:

$$(1) \quad Q_1' = nQ_1,$$

където $n \leq 1$ е разпределителен коефициент.

След заместване на (1) в израза $Q_1' + Q_1'' = Q_1$, се получава:

$$(2) \quad Q_1'' = Q_1 - nQ_1 = (1-n)Q_1.$$

Температурата и налягането в т. b се определят съответно с изразите:

$$(3) \quad T_b = \frac{1}{\varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} m R k^k} \frac{\left[(1-n+kn)(k-1)(Q_1 - Q_w) + \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} k p_a V_{\text{пр}} \right]^k}{\left[n(k-1)(Q_1 - Q_w) + \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} p_a V_{\text{пр}} \right]^{k-1}},$$

където: $V_{\text{пр}}$ е приведения обем; $\varepsilon_{\text{пр}}$ - приведената степен на сгъстяване; k - показателя на адиабатата; m - масата на работното вещество; R - газовата константа; Q_1 - внесено количество топлина; Q_w - топлинните загуби.

В сила са изразите:

$$(4) \quad V_{\text{пр}} = \frac{m_d R T_o}{p_o}, \quad m_d = \frac{p_k V_a}{R T_k} \eta_m, \quad \varepsilon_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{пр}}}{V_c}.$$

Внесената топлина и топлинните загуби се определя с изразите:

$$(5) \quad Q_1 = g_{\text{ц}} H_u, \quad Q_w = \bar{t} q_{w1} Q_1,$$

където: \bar{t} е коефициент, отчитащ времето за топлообмена; q_{w1} - специфичната топлина, загубена чрез топлообмен по време на горенето и разширението.

Термичната работа за цикъл се определя с израза:

$$(6) \quad L_t = Q_1 + \frac{p_a V_{\text{пр}}}{k-1} - \frac{1}{(k-1) \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} k^k} \cdot \frac{\left[(1-n+kn)(k-1)Q_1 + \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} k V_{\text{пр}} p_a \right]^k}{\left[(k-1)nQ_1 + \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} V_{\text{пр}} p_a \right]^{k-1}}$$

Следва определяне на индикаторната работа и индикаторната мощност:

$$(7) \quad L_i = (L_t - Q_w) \varphi, \quad N_i = \frac{L_i n_i}{30 \tau 1000}$$

Определят се механичните загуби и ефективната мощност с изразите:

$$N_M = 1,3(0,18\lambda + 1,21) \mu \frac{\pi D h_{\delta i} R^2 n^2}{225 \delta_{\delta} 1000}, \quad N_e = N_i - N_M$$

Часовия и специфичния разход на гориво се определят с изразите:

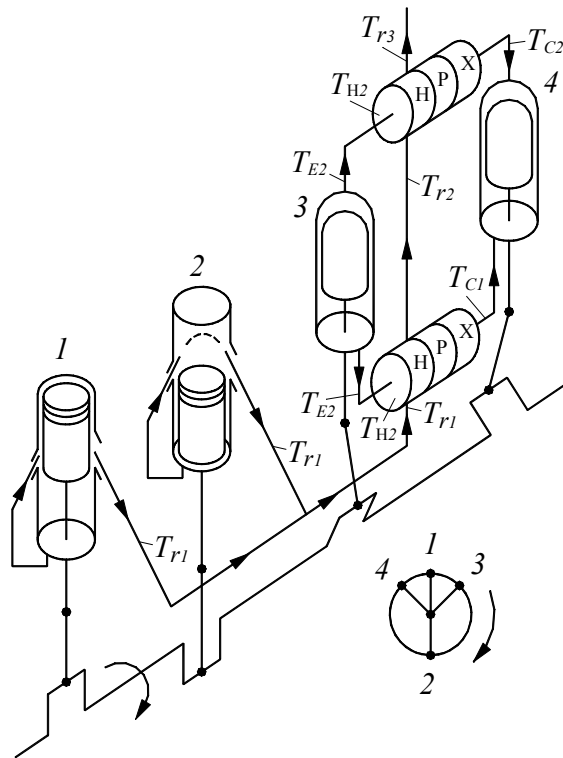
$$(8) \quad G_r = \frac{g_{\text{ц}} n_i}{30 \tau} 3600 \quad g_e = \frac{G_r}{N_e} 1000$$

Енергията, подлежаща на утилизация, както се вижда от фиг. 2, представлява отведеното от цикъла количество топлина, намалено с количеството топлина, загубено по време на изпускането в изпускателните тръби, свързващи цилиндровата глава на цилиндрите с вътрешно горене с първата нагревна глава на Стирлинговите групи, както е показано в [1].

Отведената топлина се определя с помощта на уравнението:

$$(9) \quad Q_2 = \frac{mR}{k-1}(T_b - T_o)$$

Температурата на отработилите газове T_{r1} , постъпващи в утилизационната секция, се определя от системата уравнения:



Фиг. 2. Схема на комбиниран двигател състоящ се от два двутактови цилиндри с вътрешно горене и две Стирлингови утилизационни степени с двойно действие. H - нагревател, P - регенератор, X - охладител.

работното вещество в пространството с ниска температура на първата Стирлингова група.

Тогава максималната термична работа, която е възможно да се получи от първата Стирлингова група, ще бъде:

$$(14) \quad L_{St1} = Q_{St1} \eta_{St1}$$

За по-пълна утилизация на отработилите газове е необходима втора утилизационна степен. Това е лесно постижимо, ако утилизационната секция се изпълни като двигател на Стирлинг с двойно действие - фиг. 2.

Тогава температурата на газовете след първата степен се определя като разлика между температурата на газовете пред първата степен и температурния пад ΔT_{r1} в тази степен:

$$(15) \quad T_{r2} = T_{r1} - \Delta T_{r1}$$

Количеството топлина, съдържащо се в газовете, след първата Стирлингова група, ще бъде:

$$(16) \quad Q_{St2} = \frac{mR}{k-1}(T_{r2} - T_{r3}) \frac{2i}{\tau},$$

където: T_{r3} е температурата, до която се охлаждат газовете във втората утилизационна степен.

$$(10) \quad \begin{cases} Q_{r1} = \frac{mR}{k-1}(T_{r1} - T_o) \\ Q_{r1} = \bar{t} q_{w2} Q_2 \end{cases}$$

където: q_{w2} е специфичната топлина, загубена по време на изпускането и в изпускателните тръби.

От системата уравнения следва за температурата на отработилите газове:

$$(11) \quad T_{r1} = \bar{t} q_{w2} (T_b - T_o) + T_o.$$

Тогава количеството топлина, съдържащо се в изпусканите газове от всички цилиндри с вътрешно горене и предавано на първата от Стирлинговите групи, ще бъде:

$$(12) \quad Q_{St1} = \frac{mR}{k-1}(T_{r1} - T_{r2}) \frac{2i}{\tau},$$

където: T_{r2} е температурата, до която се охлаждат газовете в първата утилизационна степен.

Приема се, че термичният КПД на първата Стирлингова група е

$$(13) \quad \eta_{St1} = 1 - \frac{T_{C1}}{T_{E1}}$$

където: T_{E1} е температурата на работното вещество в пространството с висока температура; T_{C1} - е температурата на

Приема се, че термичния КПД на втората Стирлингова група е:

$$(17) \quad \eta_{St2} = 1 - \frac{T_{C2}}{T_{E2}},$$

където: T_{E2} и T_{C2} са съответно температурите на работното вещество в топлата и студената области на втората Стирлингова група.

Следва определяне на термичната работа, която е възможно да се получи от втората степен:

$$(18) \quad L_{St2} = Q_{St2} \eta_{St2}$$

Следва кратко описание на математичния модел на работния процес на Стирлинговата утилизационна степен. Подробно описание се намира в [3].

За съставяне на модела се използва класическата схема на анализа на Шмид.

Тъй като масата на работното вещество е константа, в сила е уравнението

$$(19) \quad M_T = M_E + M_C + M_D,$$

където M е масата на работното вещество в съответното пространство, а индексите, са както следва: T - за целия работен обем; E - за пространството с висока температура; C - за пространството с ниска температура; D - за мъртвия обем.

Като се има предвид уравнението на състоянието, израза (19) приема вида

$$(20) \quad M_T = \frac{p}{R} \left(\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_C}{T_C} + \frac{V_D}{T_D} \right).$$

От уравнение (20) може да се определи налягането в системата

$$(21) \quad p = \frac{M_T R}{\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_C}{T_C} + \frac{V_D}{T_D}} \quad \text{или} \quad p = \frac{M_T R}{\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_C}{T_C} + \frac{2V_D}{T_E + T_C}}.$$

Приема се, че общата маса на работното вещество M_T е равна на масата в началния момент M_o , която заема максималния обем V_{max} за началните стойности на температурата T_o и налягането p_o .

$$(22) \quad M_o = \frac{p_o V_{max}}{R T_o} \quad M_T = \frac{p_o V_{max}}{R T_o}.$$

След заместване в (21) се получава окончателната форма на уравнението на налягането

$$(23) \quad p = p_o \frac{V_{max}}{T_o \left(\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_C}{T_C} + \frac{2V_D}{T_E + T_C} \right)}.$$

Изменението на обемите V_E и V_C се определят с изразите

$$(24) \quad V_E = \frac{\pi D_E^2}{4} x_E \quad \text{и} \quad V_C = \frac{\pi D_C^2}{4} x_C,$$

където D_E и D_C са диаметрите, а x_E и x_C преместванията на буталата.

Максималната стойност на общия обем V_{max} се определя от уравнението

$$(25) \quad V = V_E + V_C + V_D.$$

Преместването на буталото в студеното пространство е дефазирано, така че $\varphi_C = \varphi_E - \gamma$, където γ е фазовия ъгъл. Максималната работа се получава при $\gamma = 90^\circ$.

След определяне на изменението на налягането и обема като функция на ъгъла на завъртане на колянния вал, се определя елементарната работа променяйки обема в съответните области (фиг. 4.)

$$(26) \quad dL_E = p dV_E \quad \text{или} \quad \Delta L_{Ei} = p_i \Delta V_{Ei}$$

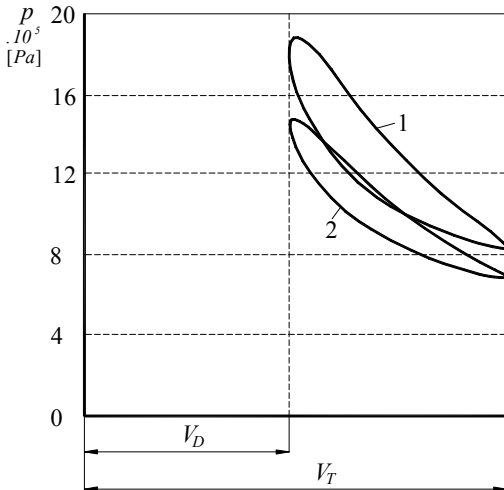
$$(27) \quad dL_C = p dV_C \quad \text{или} \quad \Delta L_{Ci} = p_i \Delta V_{Ci}$$

Елементарната работа, предавана на вала, се явява сума от работите на двата цилиндъра

$$(28) \quad dL = dL_E + dL_C \quad \text{или} \quad \Delta L = \Delta L_E + \Delta L_C, \quad L = \int_{\varphi_0}^{\varphi_{360}} dL = \sum_{i=0}^{360} \Delta L_i.$$

Принципа на работа на двигателя Стирлинг е двутактов, затова мощността се определя, както следва

$$(29) \quad N_{St} = \frac{L}{t}; \quad \Rightarrow \quad N_{St} = L \frac{60}{n}$$



Фиг. 3. Индикаторни диаграми на Стирлинговите групи. За първа степен - крива 1, за втора - крива 2.

където n е честотата на въртене на коляновия вал.

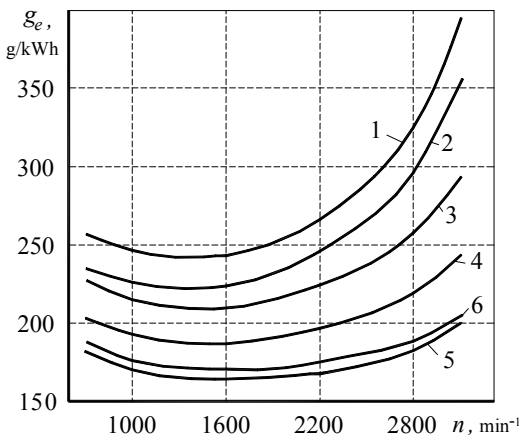
Накрая, се определя общата мощност и специфичния разход на гориво.

За числените експерименти са използвани конструктивните данни на автотракторния двигател D3900. Изследвани са три варианта. В първия вариант комбинираният двигател се състои от четири четиритактови цилиндри с вътрешно горене и една двуцилиндрова Стирлингова група с просто действие. Получава се така, че механичните загуби на Стирлинговата група съставлява 50% от индикаторната и мощност. Средния специфичен разход на гориво на дизела е

278 g/kWh - крива 1, фиг. 4. След утилизацията разхода намалява на 254,5 g/kWh - крива 2, фиг. 4. Увеличаването на средната мощност и икономичност е само 8,4%.

Вторият вариант представлява комбинация, от два двутактови дизелови цилиндри и една двуцилиндрова Стирлингова група с просто действие. Така се намалява броя на цилиндрите от шест на четири и съответно се намаляват механичните загуби, а утизираната топлина остава без изменение. Средния специфичен разход на гориво се получава 230 g/kWh - крива 3, фиг. 4, а средната мощност и икономичност се увеличават на 16,3%.

Третият вариант представлява комбинация от два двутактови дизелови цилиндри и две утилизационни степени, с двойно действие. Средния специфичен разход на гориво става 202 g/kWh - крива 4, фиг. 4. Това съответства на ефективен КПД - $\eta_e = 0,42$. Без утилизация тази



Фиг. 4. Изменение на специфичния разход на гориво във функция от честотния режим.

стойност е $\eta_e = 0,3$. Средната мощност и икономичност се увеличават с 26,5%, а увеличаването на тези величини при максимална честота на въртене е повече от 30%. Средния специфичен разход на гориво се получава 174 g/kWh - крива 5, фиг. 4, а средният ефективен КПД - $\eta_e = 0,48$. Подаването на допълнително гориво за външното

горене в Стирлиговата секция увеличава КПД на секцията и общата мощност, но намалява икономичността- крива 6, фиг. 4.

Изводи

1. Утилизацията на топлината на отработилите газове на четиртактовите двигатели посредством увеличение броя на цилиндрите, работещи по цикъл на Стирлиг с просто действие ще бъде неефективна, защото механичните загуби от добавените цилиндри са съизмерими с тяхната индикаторна мощност.
2. Утилизацията на топлината на отработилите газове на двутактовите двигатели посредством Стирлингови групи с двойно действие е напълно оправдано, тъй като мощността и икономичността се увеличават с 25%.

Литература

- [1] Vasilev D., Use of exhaust gases in piston internal combustion engine by implementation of the Stirling cycle, 20. medzinárodná vedecká konferencia Riešenie krízových situácií v špecifickom prostredí, Žilina, 20. - 21. máj 2015, s. 707-713.
- [2] Мутафчиев М. Н., Рабочие процессы и равновесие двигателя Стирлинга с V-образным расположением цилиндров - 62 научная конференция МАДИ
- [3] Мутафчиев М. Н., Ръководство за курсово проектиране на двигатели с вътрешно горене, София, 2005.
- [4] Мацкерле Ю., Современный экономичный автомобиль/ Пер. с чешк. - М., Машиностроение, 1987. - 320 с. Москва, 1960.
- [5] Шотоков Н. К., Марченко А. П. Козельски В. Д. : Выбор рациональных параметров системы утилизации теплоты отработавших газов ДВС - ДВС Республиканский межведомственный научно-технический сборник. Харьков, 1988.

DISPOSAL OF WASTE GASES IN THE PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE THROUGH THE CYCLE OF STIRLING

Marian Mutafchiev
marian_mutafchiev@abv.bg

Todor Kableshkov University of Transport
158 Geo Milev str., 1574 Sofia
BULGARIA

Key words: *utilization, internal combustion engine, Stirling engine*

Abstract: *In the paper presents the results of the theoretical study of the combination of two-stroke internal combustion engine and two-cylinder Stirling group having a common crankshaft. Built a mathematical model of this engine and was conducted numerical study.*