

PORÓWNANIE WYKRESU INDIKATOROWEGO I TEORETYCZNEGO - PRZYKŁADOWY TOK
OBLICZEŃ

Dane silnika:			
Perkins 1104C-44T			
Stopień sprężania : $\epsilon = 19,3$		ϵ	19,3
Średnica cylindra : $D = 105 \text{ mm}$		D [m]	0,105
Skok tłoka : $S = 127 \text{ mm}$		S [m]	0,127
Długość korbowodu: $l = 223,77 \text{ mm}$		l [m]	0,224

Dane wyjściowe:

paliwo ON			
wartość opałowa paliwa $W_u = 43,1 \text{ MJ/kg}$		W_u [MJ]	43,1
moc efektywna $N_e = 58,64 \text{ kW}$		N_e [kW]	58,64
prędkość obrotowa $n = 1400 \text{ obr/min}$		n [obr/min]	1400
godzinowe zużycie paliwa $G_e = 12,41 \text{ kg/h}$		G_e [kg/h]	12,41
liczba cylindrów: $i = 4$			

Obliczenia rzeczywistego cyklu pracy badanego silnika

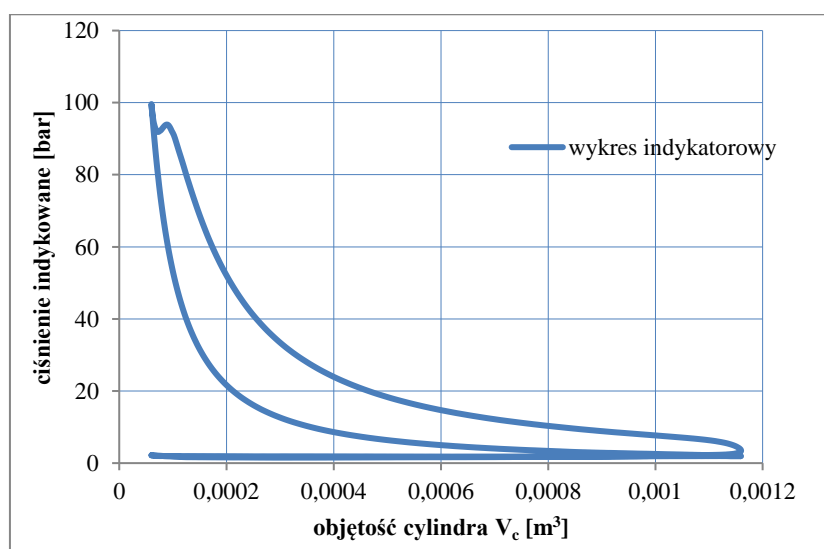
Tabela 1. Fragment tabeli wyników obliczeń

l.p.	kąt obrotu wał korbowego α [°OWK]	ciśnienie w cylindrze (indykowane) p_i [bar]	objętość cylindra $V(\alpha)$ [m ³]	praca indykowana L_i [J]
	A	B	C	D
	-360,1	2,18552	6,00937E-05	0,018704469
	-359,1	2,16502	6,01797E-05	0,064739247
	-358,1	2,13788	6,04806E-05	0,109613033
	-357,1	2,11328	6,09963E-05	0,153408663
	-356,1	2,0885	6,17265E-05	0,196005519
	-355,1	2,06252	6,26709E-05	0,237508421
	-185,1	1,9194	0,001158227	0,105967306
	-184,1	1,91924	0,001158779	0,082989619
	-183,1	1,92226	0,001159211	0,060051006
	-182,1	1,92666	0,001159523	0,037029404
	-181,1	1,93014	0,001159715	0,013897406
	-180,1	1,92986	0,001159787	-0,00927722
	-179,1	1,93526	0,001159739	-0,03254278
	-178,1	1,93846	0,001159571	-0,05590929
	-177,1	1,94364	0,001159283	-0,07940812
	-176,1	1,94832	0,001158875	-0,10324135
	-175,1	1,9616	0,001158347	-0,12752045
	-5,1	94,4522	6,28854E-05	-9,41228044
	-4,1	96,24316	6,18982E-05	-7,49581174
	-3,1	97,67934	6,11252E-05	-5,48600153
	-2,1	98,73562	6,05665E-05	-3,40639095
	-1,1	99,37942	6,02227E-05	-1,28324157
	-0,1	99,60636	6,00937E-05	0,855552388
	0,9	99,38966	6,01797E-05	2,982227414
	1,9	98,82436	6,04806E-05	5,076826232
	2,9	98,07194	6,09963E-05	7,129239506
	3,9	97,19406	6,17265E-05	9,125582969

Porównanie wykresu indykatorowego i teoretycznego ; Bilans energii

	4,9	96,06824	6,26709E-05	11,0566899
	5,9	94,88124	6,38289E-05	12,94703976
	175,9	3,82412	0,001158779	0,163200172
	176,9	3,73024	0,001159211	0,115109359
	177,9	3,6476	0,001159523	0,069186266
	178,9	3,5585	0,001159715	0,025305016
	179,9	3,46996	0,001159787	-0,01647376
	180,9	3,39342	0,001159739	-0,05635416
	181,9	3,31468	0,001159571	-0,09435293
	182,9	3,23678	0,001159283	-0,13060567
	183,9	3,16448	0,001158875	-0,16565215
	184,9	3,10904	0,001158347	-0,19919947
	185,9	3,03766	0,001157699	-0,23124788
	355,9	2,21696	6,18982E-05	-0,1712287
	356,9	2,21286	6,11252E-05	-0,12368539
	357,9	2,21544	6,05665E-05	-0,07599337
	358,9	2,20432	6,02227E-05	-0,02830969
	-360,1	2,18552	6,00937E-05	
			Li [J] =	1486,382692

V_s [m ³]	0,0011				
V_k [m ³]	6,01E-05				
$\lambda = r/l$	0,283482				
L_i [J]	1486,383	L_e [J]	1256,571	$\eta_m = L_e/L_i$	0,845389
p_i [Pa]	1351632	p_e [Pa]	1142655	$\eta_m = p_e/p_i$	0,845389
N_i [kW]	69,36453	N_e [kW]	58,64	$\eta_m = N_e/N_i$	0,845389
Q [J]	3183,756			$\eta_o = L_e/Q$	0,394682
				$\eta_c = L_i/Q$	0,466865



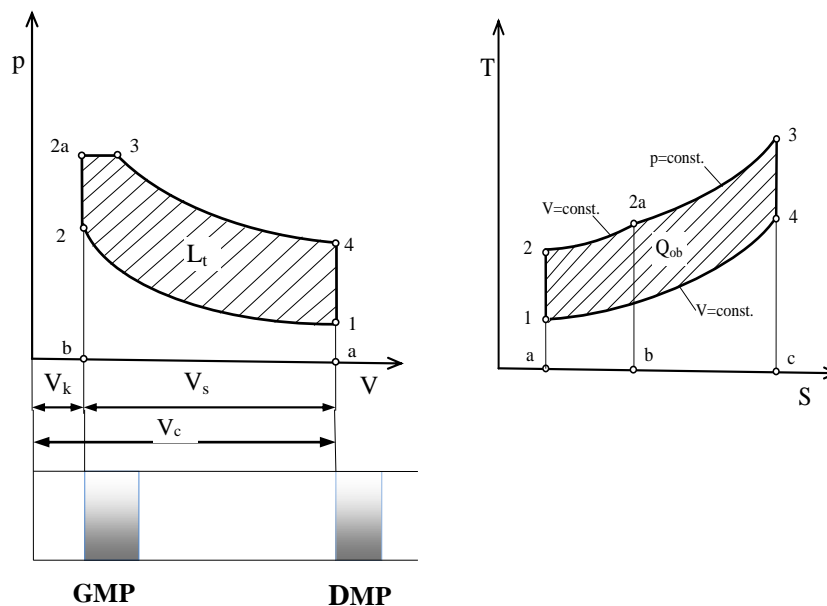
Rys. 1. Wykres indykatorowy zamknięty

Obliczenia obiegu teoretycznego

Założenia:

- czynnik roboczy: powietrze traktowane jako gaz doskonały,
- parametry czynnika roboczego: $R = 287$ [J/(kg·K)], $k = c_p/c_v = 1,4$,
- parametry początkowe procesu sprężania: $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 323$ K, $V_1 = V_{Cmax}$
 $V_{Cmax} = V_s + V_k$ – maksymalna objętość cylindra

W rozważanym przypadku, właściwym teoretycznym obiegiem porównawczym będzie obieg Sabathe (rys. 2), co wynika z przeprowadzonych poniżej obliczeń parametrów punktów obiegu teoretycznego.



Rys.2. Obieg teoretyczny Sabathe

Obliczenie parametrów punktów obiegu teoretycznego

Parametry czynnika roboczego

$$R = c_p - c_v = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}], \quad k = c_p / c_v = 1,4$$

$$c_v = \frac{R}{k - 1} = \frac{287}{1,4 - 1} = 717,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_p = R + c_v = 287 + 717,5 = 1004,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Ciepło doprowadzone do obiegu (pole a,2,2a,3,c- rys. 2)

$$Q = Q_d = 3183,756 \text{ J} - \text{rzeczywiste}$$

Punkt 1

$$T_1 = 323 \text{ K} - \text{założone}$$

$$p_1 = 1 \text{ bar} - \text{założone}$$

$$V_1 = V_c = 0,00116 \text{ m}^3 - \text{maksymalna objętość cylindra}$$

Masa czynnika roboczego

$$M = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,00116}{287 \cdot 323} = 0,001251 \text{ kg}$$

Punkt 2

$$V_2 = V_k = 6,01 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 - \text{objętość komory spalania}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = 1 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,00116}{6,01 \cdot 10^{-5}}\right)^{1,4} = 63,06 \text{ bar}$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot V_2}{M \cdot R} = \frac{63,06 \cdot 10^5 \cdot 6,01 \cdot 10^{-5}}{0,001251 \cdot 287} = 1055 \text{ K}$$

$$\text{lub } T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon_s^{k-1}$$

Punkt 2a

$p_{2a} = 99,60636 \text{ bar}$ – maksymalne ciśnienie w cylindrze silnika (na wykresie indykatorowym)

$V_{2a} = V_2 = V_k = 6,01 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ – objętość komory spalania

$$T_{2a} = \frac{p_{2a} \cdot V_{2a}}{M \cdot R} = \frac{99,6 \cdot 6,01 \cdot 10^{-5}}{0,001251 \cdot 287} = 1667 \text{ K}$$

Ilość ciepła doprowadzonego do obiegu, wykorzystana izochorycznie do zwiększenia temperatury czynnika od temperatury T_2 do temperatury T_{2a} (pole a,2,2a,b – rys.2)

$$Q_v = M \cdot c_v \cdot (T_{2a} - T_2) = 0,001251 \cdot 717,5 \cdot (1667 - 1055) = 549 \text{ J}$$

Doprowadzona do obiegu ilość ciepła, która spowodowała nie tylko wzrost temperatury ale również wzrost ciśnienia, jest mniejsza od ilości całkowitego ciepła doprowadzonego do obiegu:

$$Q_v = 549 \text{ J} < Q = 3183 \text{ J}$$

Niewykorzystaną ilość ciepła całkowitego należy zatem doprowadzić do obiegu izobarycznie (pole b,2a,3,c – rys.2), aby nie zwiększyć maksymalnego ciśnienia – tak jak ma to miejsce w obiegu Sabathe:

$$Q_p = Q_d - Q_v = 3183 - 549 = 2634 \text{ J}$$

$$Q_p = M \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2a})$$

punkt 3

$$p_3 = p_{2a} = 99,60636 \text{ bar}$$

$$T_3 = \frac{Q_p}{M \cdot c_p} + T_{2a} = \frac{2634}{0,001251 \cdot 1004,5} + 1667 = 3763 \text{ K}$$

$$V_3 = \frac{M \cdot R \cdot T_3}{p_3} = \frac{0,001251 \cdot 287 \cdot 3763}{99,6 \cdot 10^5} = 0,000136 \text{ m}^3$$

$$\text{lub } V_3 = V_{2a} \cdot \frac{T_3}{T_{2a}}$$

punkt 4

$V_4 = 0,00116 \text{ m}^3 = V_1 = V_c = 0,00116 \text{ m}^3$ – maksymalna objętość cylindra

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k = 99,6 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,000136}{0,00116}\right)^{1,4} = 4,93 \text{ bar}$$

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot V_4}{M \cdot R} = \frac{63,06 \cdot 10^5 \cdot 6,01 \cdot 10^{-5}}{0,001251 \cdot 287} = 1594 \text{ K}$$

$$\text{lub } T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}$$

Ciepło wyprowadzone z obiegu, niezbędne do ochłodzenia czynnika roboczego do parametrów początkowych, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki (pole a,1,4,c – rys. 2):

$$Q_{od} = M \cdot c_v \cdot (T_1 - T_5) = 0,001251 \cdot 717,5 \cdot (323 - 1594) = -1141 \text{ J}$$

Ciepło obiegu – część ciepła doprowadzonego zamieniona na pracę (pole 1,2,2a,3,4 – rys. 2):

$$Q_{ob} = L_t = Q_d - |Q_{od}| = 3183 - 1141 = 2042 \text{ J}$$

Sprawność obiegu teoretycznego

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_d} = \frac{2042}{3183} = 0,64$$

Sporządzenie wykresu obiegu teoretycznego

Opis sporządzania wykresu obiegu teoretycznego jest dostosowany do programu Excel. Będą wykorzystywane wyniki obliczeń rzeczywistego cyklu pracy badanego silnika.

Obieg teoretyczny jest realizowany w dwóch suwach podczas których czynnik roboczy jest najpierw sprężany a następnie rozprężany. Podczas suwu sprężania tłok przemieszcza się od DMP do GMP (rys.2) a podczas suwu rozprężania od GMP do DMP (rys. 2). Przemieszczenie tłoka w obiegu teoretycznym odpowiada zatem przemieszczeniom tłoka w silniku podczas jednego obrotu wału korbowego podczas którego jest realizowany suw sprężania i rozprężania, co w badanym silniku odpowiada przemieszczeniom tłoka od -180°OWK do $+180^{\circ}\text{OWK}$.

Dane do sporządzenia wykresu obiegu teoretycznego są zestawione w tabeli 2. W kolumnie E znajdują się przekopiowane z tabeli 1 wartości kąta obrotu wału korbowego od -180°OWK do 180°OWK , z tym że dodany jest wiersz 14 (powtórzony kąt 0°OWK) i wiersz 62 (powtórzony kąt -180°OWK).

W kolumnie G znajdują się przekopiowane (wklej specjalnie, tylko wartości) z tabeli 1 wartości chwilowej objętości cylindra od -180°OWK do 0°OWK (komórki od G1 do G13, $V_{G14}=V_{G13}$) oraz od 1°OWK do 180°OWK (komórki od G15 do G61, $V_{G62}=V_{G61}$).

W kolumnie F w komórce F1 wpisuje się wartość ciśnienia 1 bar (ciśnienie w punkcie 1 obiegu teoretycznego). W komórce F2 wpisuje się równanie izentropy sprężania w postaci

$$p_{F2} = p_{F1} \cdot \left(\frac{V_{G1}}{V_{G2}}\right)^k$$

i przeciąga do komórki F13. W komórce F14 wpisuje się wartość maksymalnego ciśnienia indykowanego (tabela 1, komórka B23) i przeciąga do obliczonej wartości objętości w punkcie 4 obiegu (w przybliżeniu –wartość w komórce G41). W komórce F42 wpisuje się równanie izentropy rozprężania w postaci

$$p_{F42} = p_{F41} \cdot \left(\frac{V_{G41}}{V_{G42}}\right)^k$$

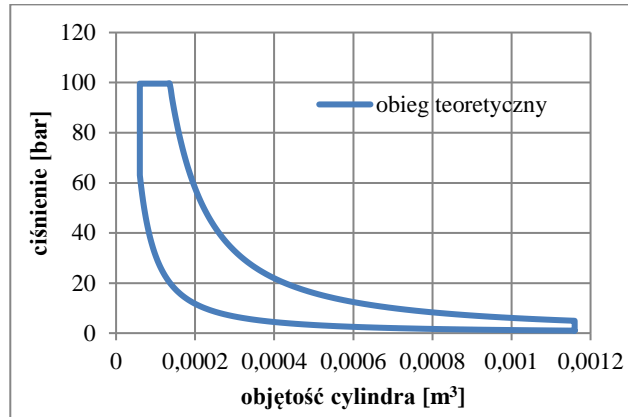
i przeciąga do komórki F61. W komórce F62 wpisuje się wartość ciśnienia w komórce F1. Na podstawie danych w kolumnie F i G sporządza się wykres obiegu teoretycznego (rys 3).

Tabela 2. Fragment tabeli obliczeń obiegu teoretycznego

l.p.	kąt obrotu wału korbowego α [deg]	ciśnienie p_i [bar]	$V(\alpha)$ [m ³]	L_t [J]
	E	F	G	H
1	-180	1	0,001159787	-0,00480062
2	-179	1,00005795	0,001159739	-0,016804503
3	-178	1,000260824	0,001159571	-0,028816158
4	-177	1,000608777	0,001159283	-0,040841145
5	-176	1,001102079	0,001158875	-0,052885029
6	-175	1,001741112	0,001158347	-0,064953391
7	-6	57,63147247	6,40861E-05	-7,012948236
8	-5	59,17793673	6,28854E-05	-5,907193843
9	-4	60,50341606	6,18982E-05	-4,718869167
10	-3	61,5774123	6,11252E-05	-3,46204571
11	-2	62,37398772	6,05665E-05	-2,15350052
12	-1	62,87318673	6,02227E-05	-0,812146024
13	0	63,06218913	6,00937E-05	0
14	0	99,60636	6,00937E-05	0,856484056
15	1	99,60636	6,01797E-05	2,997253347
16	2	99,60636	6,04806E-05	5,136553418
17	3	99,60636	6,09963E-05	7,273335826

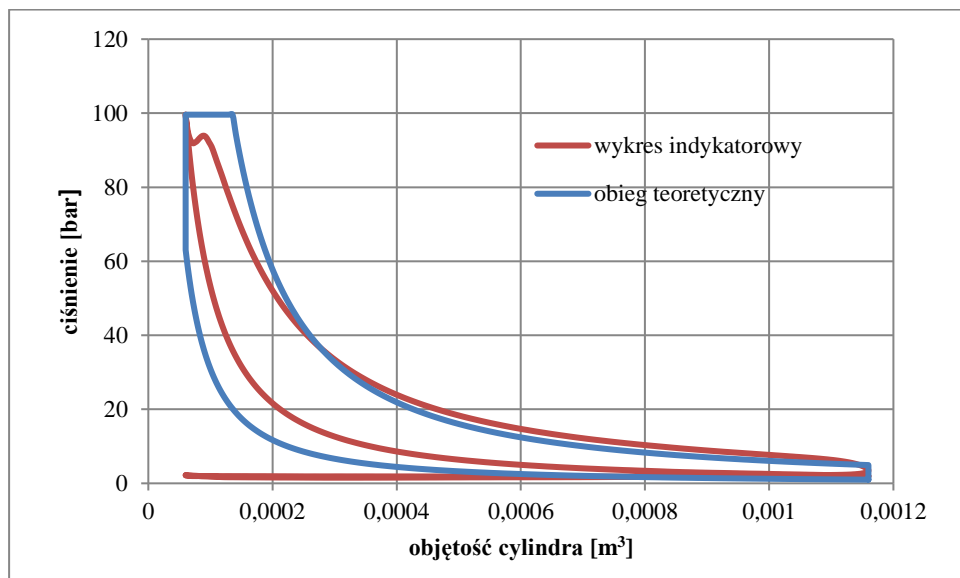
Porównanie wykresu indykatorowego i teoretycznego ; Bilans energii

18	4	99,60636	6,17265E-05	9,406553709
19	5	99,60636	6,26709E-05	11,53516244
20	6	99,60636	6,38289E-05	13,65812029
21	7	99,60636	6,52001E-05	15,77438908
22	8	99,60636	6,67838E-05	17,88293484
23	9	99,60636	6,85792E-05	19,98272848
24	10	99,60636	7,05853E-05	22,07274643
25	11	99,60636	7,28013E-05	24,15197128
26	12	99,60636	7,52261E-05	26,21939248
27	13	99,60636	7,78584E-05	28,27400698
28	14	99,60636	8,0697E-05	30,31481985
29	15	99,60636	8,37404E-05	32,34084499
30	16	99,60636	8,69873E-05	34,35110573
31	17	99,60636	9,0436E-05	36,34463553
32	18	99,60636	9,40848E-05	38,32047857
33	19	99,60636	9,7932E-05	40,27769047
34	20	99,60636	0,000101976	42,21533888
35	21	99,60636	0,000106214	44,13250414
36	22	99,60636	0,000110645	46,02827992
37	23	99,60636	0,000115266	47,90177388
38	24	99,60636	0,000120075	49,75210827
39	25	99,60636	0,00012507	51,57842056
40	26	99,60636	0,000130248	53,37986411
41	27	99,60636	0,000135607	53,6528866
42	28	94,17878205	0,000141144	52,350427
43	29	89,08982401	0,000146857	51,03344897
44	30	84,32093641	0,000152743	49,71123826
45	31	79,85365357	0,000158799	48,39158067
46	32	75,66984776	0,000165022	47,08094648
47	33	71,75191714	0,000171409	45,78465947
48	34	68,08291974	0,000177958	44,50704992
49	35	64,64666411	0,000184664	43,25159168
50	36	61,42776559	0,000191525	42,02102409
51	37	58,41167555	0,000198538	40,8174595
52	171	4,96549841	0,001154817	0,512339193
53	172	4,959290032	0,00115585	0,452200202
54	173	4,953815009	0,001156762	0,392270783
55	174	4,94906908	0,001157554	0,332523073
56	175	4,94504856	0,001158227	0,272929331
57	176	4,941750328	0,001158779	0,21346192
58	177	4,939171829	0,001159211	0,154093287
59	178	4,937311067	0,001159523	0,094795944
60	179	4,936166602	0,001159715	0,035542451
61	180	4,935737549	0,001159787	0
62	-180	1	0,001159787	
			L _t [J]	2040,674272



Rys. 3. Wykres obiegu teoretycznego

Nałożenie wykresu obiegu teoretycznego (*kopiuj*) na wykres indykatorowy (*wklej*) pokazuje możliwość realizacji obiegu teoretycznego w praktyce (rys. 4).



Rys.4. Porównanie wykresu obiegu teoretycznego i wykresu indykatorowego

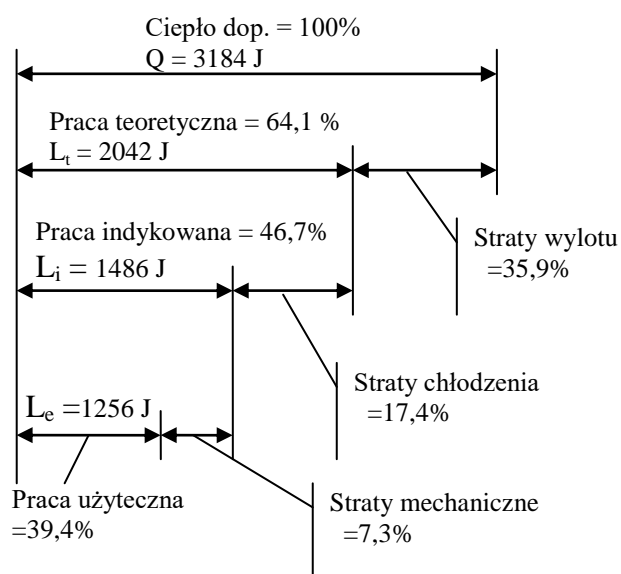
Stopień wykorzystania obiegu teoretycznego w praktyce, określa sprawność indykowana:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t} = \frac{1486}{2040} = 0,73$$

Wykres bilansu energii badanego silnika

Obliczone wielkości energetyczne charakteryzujące proces zamiany ciepła zawartego w paliwie zużywanym przez silnik na energię mechaniczną przekazywaną na układ napędowy przedstawia się w postaci wykresu bilansu energii nazywanym wykresem Sankeya (rys. 5).

Q [J]	3184	L _t [J]	2042
L _i [J]	1486	L _e [J]	1256



Rys. 5. Wykres bilansu energii

Sprawności

Sprawność teoretyczna

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q}$$

Sprawność indykowana

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}$$

Sprawność cieplna

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q} = \eta_t \cdot \eta_i$$

Sprawność mechaniczna

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i}$$

Sprawność ogólna (użyteczna, efektywna)

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q} = \eta_c \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$