

Γραπτή δοκιμασία στο μάθημα: **ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

Διάρκεια εξέτασης: **3:00 Βόλος 5.9.2000**

1. Ένας κινητήρας που καίει καύσιμο diesel κίνησης με θερμογόνο δύναμη 43400 kJ/kg, CH_{1.85} δοκιμάζεται στην πέδη κινητήρων σε ρύθμιση σταθερών στροφών, στις 2,000 στροφές. Στη διάρκεια των δοκιμών ο κινητήρας σταθεροποιείται στα παρακάτω σημεία λειτουργίας, όπως αυτά περιγράφονται από μετρήσεις παροχής καυσίμου και αέρα, καθώς και της αποδιδόμενης ισχύος στην πέδη:

Παροχή καυσίμου	kg/h	16.3	16.7	18.3	20.0	21.6	23.0	24.7
Παροχή αέρα	kg/h	470	467	464	465	463	460	457
Ισχύς	KW	62.6	64.3	68.9	73.1	75.5	76.9	77.8

Να χαράξετε σε διαγράμματα τις σχετικές χαρακτηριστικές του κινητήρα και να προσδιορίσετε τα παρακάτω:

- Ισχύς, μέση πραγματική πίεση και λόγος αέρα στα σημεία μέγιστου θερμοκικού βαθμού απόδοσης και μέγιστης ροπής. Εκτιμήστε τον κυβισμό του κινητήρα. Σχολιάστε.
- να χαράξετε τη γραμμή Willans στις συγκεκριμένες στροφές
- να χρησιμοποιήσετε τη γραμμή Willans για τον υπολογισμό της μέσης πίεσης τριβών και της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης στις συγκεκριμένες στροφές.
- θερμοκικός βαθμός απόδοσης, ειδική κατανάλωση καυσίμου και ενεργειακό ισοζύγιο σε μορφή πίτας στα σημεία μέγιστης ισχύος και ελάχιστης ειδικής κατανάλωσης
- Με κατάλληλες παραδοχές στα ενεργειακά ισοζύγια, να υπολογίσετε τη θερμοκρασία καυσαερίου σε όλα τα παραπάνω σημεία λειτουργίας

2. Τα παρακάτω δεδομένα μετρήθηκαν κατά τη διάρκεια δοκιμασίας επί της πέδης κινητήρων, κινητήρα diesel σε σταθερές στροφές; 2,800 rpm:

Ενδειξη ροπής δυναμομέτρου	152 Nm
Κατανάλωση καυσίμου	13.3 kg/h
Παροχή αέρα εισαγωγής	188 kg/h
Ειδική θερμογόνο δύναμη καυσίμου	43,800 kJ/kg
Παροχή νερού ψύξης κινητήρα	16.9 kg/min
Θερμοκρασιακή αύξηση νερού ψύξης μέσα από κινητήρα	51°C
Παροχή νερού θερμιδομέτρου καυσαερίων	8.9 kg/min
Θερμοκρασιακή αύξηση νερού θερμιδομέτρου καυσαερίων	68°C
Θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο από το θερμιδόμετρο	89°C
Ειδική θερμοχωρητικότητα καυσαερίου	1.15 kJ/kgK
Θερμοκρασία αέρα (ξηρού βολβού) δοκιμαστηρίου κινητήρων	25°C

Να χαράξετε διάγραμμα ενεργειακού ισοζυγίου του κινητήρα τύπου "πίτας", με θερμοκρασία αναφοράς τη θερμοκρασία αέρα του δοκιμαστηρίου. Να εκτιμήσετε τον κυβισμό του κινητήρα.

3. Στο συνημμένο διάγραμμα δίδονται οι κύριες χαρακτηριστικές λειτουργίας του μονοκύλινδρου κινητήρα Ruggerini BRIO RF 91 του εργαστηρίου. Κυβισμός 477 cm³, bore x stroke = 90 x 75 mm, σχέση συμπίεσης 18.5: 1. Δίδονται επίσης οι θερμοκρασίες καυσαερίου στην έξοδο του καναλιού εξαγωγής, στο πλήρες φορτίο:

rpm	1600	2000	2400	2800	3200
°C	450	473	481	502	555

- Να υπολογίσετε ενεργειακά ισοζύγια σε μορφή πίτας για τα παραπάνω σημεία λειτουργίας του πλήρους φορτίου.
- Να υπολογίσετε το θερμοκικό βαθμό απόδοσης στα παραπάνω σημεία, καθώς επίσης, με κατάλληλες παραδοχές, το λόγο αέρα λ.
- Να προτείνετε 2 τρόπους αύξησης ροπής (ανεβάσματος της καμπύλης μέγιστης ροπής), με εκτίμηση των δυνατών ποσοστών αύξησης και πιθανών παρενεργειών στην απόδοση – εκπομπές του κινητήρα.

Άσκηση 1:

Για τα συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας της άσκησης μπορούν να υπολογιστούν τα παρακάτω.

Από την σχέση 2.13 των σημειώσεων υπολογίζεται η ροπή του κινητήρα

$$T = \frac{P}{2\pi N}$$

Από την σχέση 2.21 των σημειώσεων υπολογίζεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P}$$

Από την σχέση 2.24 των σημειώσεων υπολογίζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης

$$\eta_f = \frac{1}{sfc \cdot Q_{HV}}$$

Από την σχέση 2.27 των σημειώσεων

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_\alpha}{\rho_{\alpha,i} \cdot V_d \cdot N}$$

υπολογίζεται με κατάλληλες παραδοχές ο κυβισμός του κινητήρα.

Στη σχέση αυτή ο βαθμός πλήρωσης εξαρτάται αποκλειστικά από την ποσότητα του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο δεδομένου ότι η πυκνότητα του αέρα εισαγωγής ($\rho_{\alpha,i}$) και οι στροφές του κινητήρα (N) είναι σταθερά κατά την διάρκεια του πειράματος.

Η πυκνότητα του αέρα εισαγωγής θεωρώντας συμπεριφορά ιδανικού αερίου είναι από την σχέση 3.2 των σημειώσεων για συνθήκες εργαστηρίου $p=1\text{atm}$ και $T=298\text{K}$.

$$\rho_{\alpha,i} = \frac{3.483 \times 10^{-3} \times P}{T} = 1.184 \text{kg} / \text{m}^3$$

Θεωρούμε τιμή 0.9 για τον βαθμό πλήρωσης στο σημείο όπου παρουσιάζεται η μέγιστη ισχύς του κινητήρα, δεδομένου της απουσίας στραγγαλισμών από την πεταλούδα γκαζιού. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι σε αυτό το σημείο λειτουργίας λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του κινητήρα ο βαθμός πλήρωσης μειώνεται όπως φαίνεται και στον σχετικό πίνακα. Παρόλα αυτά το σφάλμα που υπεισέρχεται είναι σχετικά μικρό για οποιαδήποτε θεώρηση του η_v μέσα στο φάσμα τιμών 0.85-0.95, για τα δεδομένα σημεία λειτουργίας της άσκησης.

$$V_d = \frac{2\dot{m}_\alpha}{\rho_{\alpha,i} \cdot \eta_v \cdot N} = 0.00715 \text{m}^3 = 7.15 \text{lt}$$

Η στοιχειομετρική αναλογία αέρα καυσίμου είναι από την σχέση 3.6 των σημειώσεων

$$\left(\frac{A}{F} \right)_s = \frac{34.56(4+y)}{12.011+1.008y} = 14.57$$

όπου $y = \frac{b}{a} = 1.85$ ο λόγος ατόμων υδρογόνου προς άτομα άνθρακα στη σύσταση του H/C.

Η αναλογία αέρα καυσίμου με την οποία γίνεται η καύση είναι από την σχέση 2.25 των σημειώσεων

$$\left(\frac{A}{F} \right) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

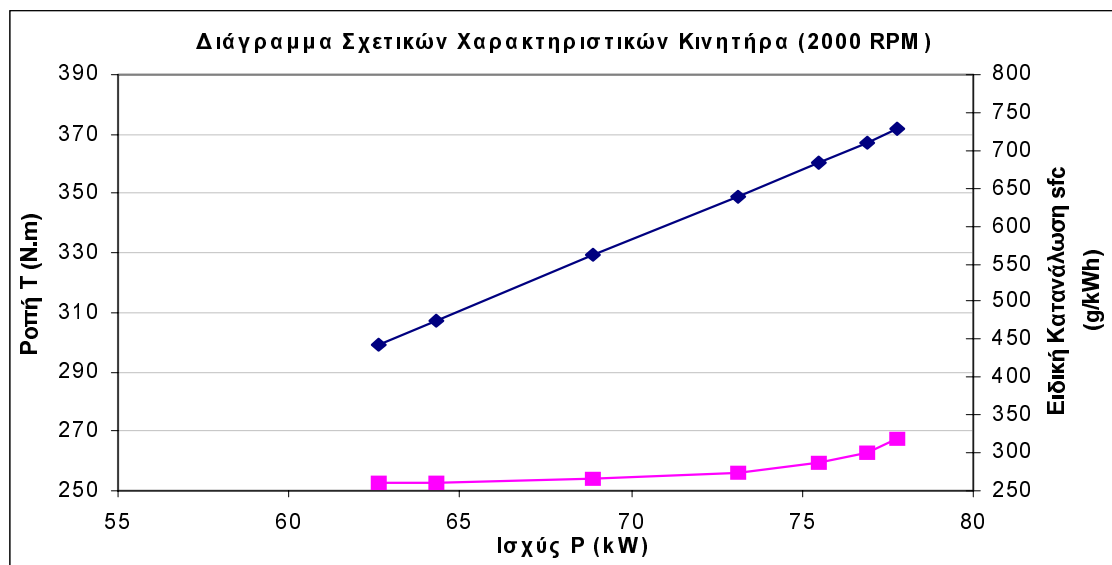
Από την σχέση 2.19 των σημειώσεων υπολογίζεται η μέση πραγματική πίεση

$$mep = \frac{P n_R}{V_d N}$$

Στα δεδομένα σημεία λειτουργίας του κινητήρα συνοψίζονται οι υπολογισμοί των παραπάνω στον παρακάτω πίνακα:

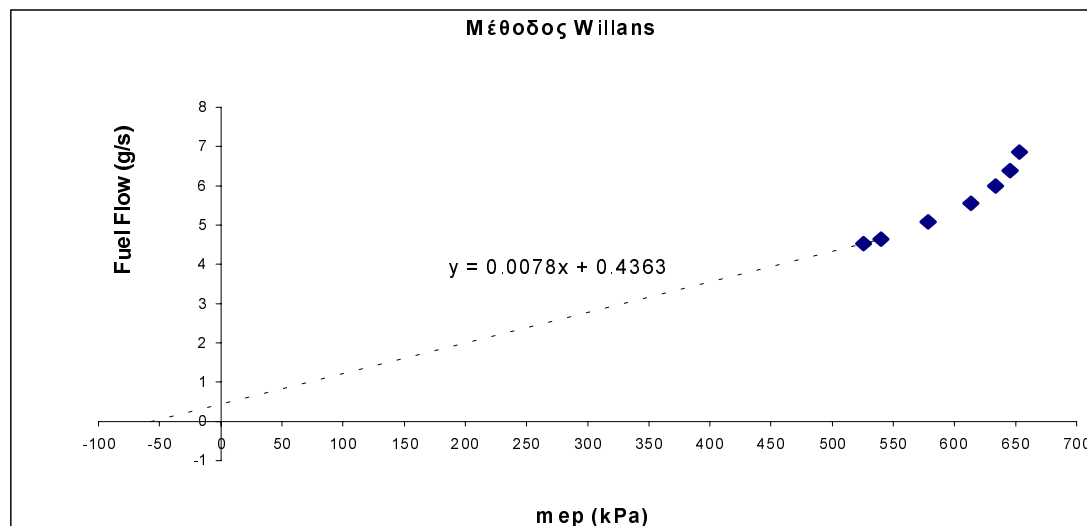
\dot{m}_f	\dot{m}_a	P	T	η_v	η_f	A/F	λ	sfc	mep
kg/h	kg/h	kW	N.m					g/kWh	kPa
16.3	470	62.6	299.045	0.926	0.319	28.834	1.979	260.383	525.462
16.7	467	64.3	307.166	0.920	0.319	27.964	1.919	259.720	539.731
18.3	464	68.9	329.140	0.914	0.312	25.355	1.740	265.602	578.344
20.0	465	73.1	349.204	0.916	0.303	23.250	1.596	273.598	613.598
21.6	463	75.5	360.669	0.912	0.290	21.435	1.471	286.093	633.744
23.0	460	76.9	367.357	0.906	0.277	20.000	1.373	299.090	645.495
24.7	457	77.8	371.656	0.900	0.261	18.502	1.270	317.481	653.050

Οι σχετικές χαρακτηριστικές λειτουργίας του κινητήρα για τα διάφορα σημεία λειτουργίας του στις 2000 RPM είναι.



Για την χάραξη της γραμμής Willans (σελ. 192-193) απαιτούνται σημεία λειτουργίας του κινητήρα μέχρι το 75% περίπου της μέγιστης ισχύος αφού μετά η καμπύλωση των δεδομένων είναι ιδιαίτερα έντονη και οδηγεί σε λανθασμένα αποτελέσματα. Στην προκειμένη περίπτωση τα δοσμένα σημεία λειτουργίας κρίνονται ανεπαρκή και η χρησιμοποίηση αυτών

για την εφαρμογή της μεθόδου οδηγεί σε **λανθασμένα** συμπεράσματα όπως αποδεικνύεται παρακάτω.



Επιλύνοντας την εξίσωση της γραμμής για μηδενική κατανάλωση βρίσκουμε ότι
 $f_{mep} = 56kPa$

Αυτή είναι μια πολύ μικρή τιμή της μέσης πίεσης τριβών η οποία κυμαίνεται μεταξύ 200 και 300 kPa. Απαιτούνται σημεία σε χαμηλές mep τα οποία να δίνουν μια πιο ακριβή προσέγγιση της λύσης.

Η μέση ενδεικνύμενη πίεση όπως προκύπτει από την σχέση 11.2c είναι

$$i_{mep} = b_{mep} + f_{mep}$$

(Βλέπε κεφάλαιο 13 των σημειώσεων).

Το ενεργειακό ισοζύγιο μπορεί να εκφραστεί γενικά ως

$$\dot{m}_f Q_{HV} = P_s + (H_e - H_a) + Q_w + Q$$

όπου P_s η ωφέλιμη ισχύς

H_e, H_a οι ενθαλπίες καυσαερίου και αέρα εισαγωγής αντίστοιχα

Q_w η θερμότητα που απάγεται από το νερό

Q υπόλοιπες θερμικές απώλειες (ακτινοβολία, συναγωγή, θερμορροή προς λιπαντικό μέσο)

Σημείωση¹: Ο λόγος της μέσης πίεσης τριβών προς την ενδεικνύμενη πίεση είναι ένα μέτρο των απωλειών ισχύος από τις τριβές και της ισχύος που απαιτείται για την κίνηση των παρελκόμενων του κινητήρα.

$$\frac{f_{mep}}{i_{mep}}$$

Παρόλα αυτά δεν συμπεριλαμβάνεται στους υπολογισμούς του ενεργειακού ισοζυγίου επειδή

- 1) Οι περισσότερες από τις τριβές μεταξύ πιστονιού και κυλίνδρου καθώς επίσης και οι απώλειες της αντλίας νερού εμφανίζονται στις απώλειες του ψυκτικού μέσου (νερό).
- 2) Οι απώλειες προς τα ρουλεμάν και αυτές της αντλίας λαδιού εμπεριέχονται στις απώλειες προς το λιπαντικό μέσο.

¹ Michael Plint & Anthony Martyr, Engine Testing Theory & Practice, Butterworth-Heinemann, Manchester, 1995, pp 163-177

Δεδομένου λοιπόν ότι μια ακριβής ανάλυση με βάση τα στοιχεία της άσκησης δεν είναι εφικτή δεχόμαστε ότι οι απώλειες προς το ψυκτικό μέσο είναι περίπου 60% και οι λοιπές απώλειες 20% της ωφέλιμης ισχύος σε κάθε περίπτωση.

Οι όροι του ενεργειακού ισοζυγίου υπολογίζονται ως εξής

$$P_s = \text{γνωστό}$$

$$Q_w = 0.6P_s$$

$$Q = 0.2P_s$$

$$H_a = \dot{m}_a C_p T_a$$

$$H_e = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_p T_e = \dot{m}_f Q_{HV} + H_a - P_s - Q_w - Q$$

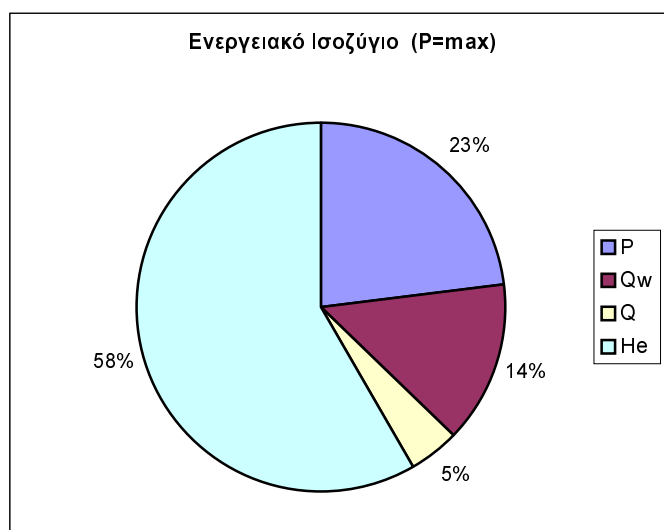
όπου $T_a = 298\text{K}$ η θερμοκρασία εργαστηρίου

$C_p = 1\text{kJ/kgK}$ η ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα σε συνθήκες εργαστηρίου

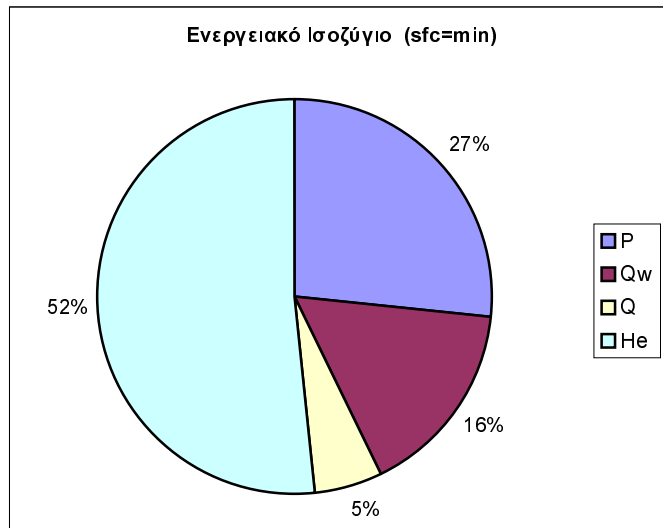
Για τα δεδομένα σημεία λειτουργίας του κινητήρα τα αποτελέσματα είναι

P	Q_w	Q	H_a	H_e	$\dot{m}_f Q_{HV}$
kW	kW	kW	kW	kW	kW
62.60	37.56	12.52	38.91	122.73	196.51
64.30	38.58	12.86	38.66	124.25	201.33
68.90	41.34	13.78	38.41	135.01	220.62
73.10	43.86	14.62	38.49	148.02	241.11
75.50	45.30	15.10	38.33	162.83	260.40
76.90	46.14	15.38	38.08	176.94	277.28
77.80	46.68	15.56	37.83	195.56	297.77

Το ενεργειακό ισοζύγιο σε μορφή πίτας στο σημείο της μέγιστης ισχύος είναι



Το ενεργειακό ισοζύγιο σε μορφή πίτας στο σημείο της ελάχιστης ειδικής κατανάλωσης είναι



Από τα ενεργειακά ισοζύγια παρατηρείται χαμηλός θερμικός βαθμός απόδοσης (προκύπτει και στους υπολογισμούς) για κινητήρα DIESEL, καθώς επίσης και υψηλή ενθαλπία καυσαερίων. (Μια καλή κατανομή των ποσοστών φαίνεται στην 3^η άσκηση).

Η θερμοκρασία καυσαερίου υπολογίζεται ως εξής

$$T_e = \frac{H_e}{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)C_p}$$

όπου $C_p = 1.15 \text{ kJ/kgK}$ υποθέτουμε ότι είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του καυσαερίου.

Μια πιο σωστή υπολογιστική προσέγγιση της μέσης ειδικής θερμοχωρητικότητας του καυσαερίου μπορεί να γίνει εφόσον είναι γνωστή η σύσταση αυτού με την χρησιμοποίηση του τύπου 3.32 των σημειώσεων.

Τα αποτελέσματα για τα σημεία λειτουργίας είναι

P	H_e	T_e
kW	kW	K
62.60	122.73	790.05
64.30	124.25	804.10
68.90	135.01	876.27
73.10	148.02	955.41
75.50	162.83	1051.83
76.90	176.94	1146.76
77.80	195.56	1270.90

Παρατηρούμε ότι οι θερμοκρασίες εξόδου του καυσαερίου είναι εξαιρετικά υψηλές γεγονός που επιβεβαιώνει και τα συμπεράσματα από τα ενεργειακά ισοζύγια.

Αυτή η συμπεριφορά θα μπορούσε να αποδοθεί σε απορύθμιση της προπορείας έγχυσης του κινητήρα (αβάνς). Πιο ασφαλή συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν με μέτρηση των εκπομπών καυσαερίων του κινητήρα.

Άσκηση 2

Το ενεργειακό ισοζύγιο μπορεί να εκφραστεί γενικά θεωρώντας ως θερμοκρασία αναφοράς την θερμοκρασία αέρα του δοκιμαστηρίου, ως

$$\dot{m}_f Q_{HV} = P_s + H + Q_w + Q_\theta + Q$$

όπου P_s η ωφέλιμη ισχύς

H η ενθαλπία καυσαερίου μετά το θερμιδόμετρο, με θερμοκρασία αναφοράς $T_a = 298K$

Q_w η θερμότητα που απάγεται από το νερό

Q_θ θερμικές απώλειες θερμιδόμετρου.

Q υπόλοιπες θερμικές απώλειες (ακτινοβολία, συναγωγή, θερμορροή προς λιπαντικό μέσο)

Η ενθαλπία καυσαερίου στην έξοδο του κινητήρα είναι το άθροισμα

$$H_e = Q_\theta + H$$

Οι όροι του ενεργειακού ισοζυγίου υπολογίζονται ως εξής

$$P_s = 2\pi NT = 2 \cdot 3.14 \cdot \frac{2800}{60} s^{-1} \cdot 152 N \cdot m = 44.55 kW$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) = \frac{16.9}{60} \frac{kg}{s} \cdot 4.18 \frac{kJ}{kgK} \cdot 51K = 60.05 kW$$

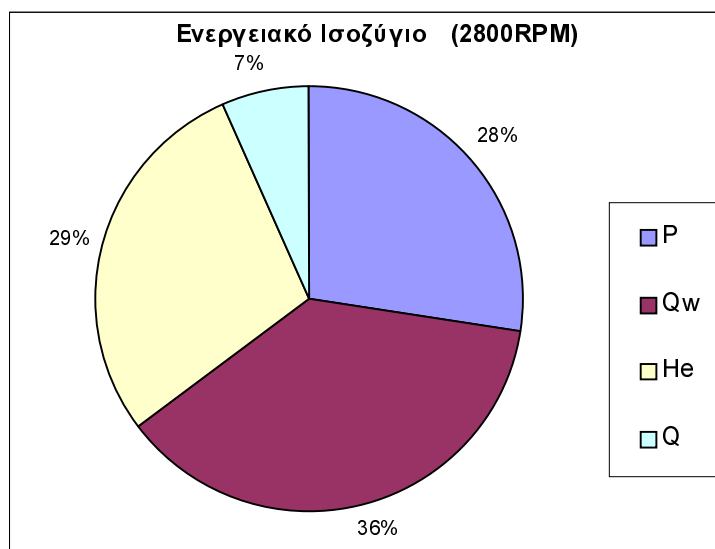
$$Q_\theta = \dot{m}_{w,\theta} C_{pw} (T_{w\theta,out} - T_{w\theta,in}) = \frac{8.9}{60} \frac{kg}{s} \cdot 4.18 \frac{kJ}{kgK} \cdot 68K = 42.16 kW$$

όπου $C_{p,w} = 4.18 kJ/kgK$ η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού σε αυτές τις συνθήκες

$$H = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{p,o} (T_e - T_a) = \frac{188 + 13.3}{3600} \frac{kg}{s} \cdot 1.15 \frac{kJ}{kgK} (362 - 298)K = 4.11 kW$$

$$Q = \dot{m}_f Q_{HV} - P_s - H_e - Q_w - Q_\theta =$$

$$\frac{13.3}{3600} \frac{kg}{s} \cdot 43800 \frac{kJ}{kg} - 44.55 kW - 4.11 kW - 60.05 kW - 42.16 kW = 10.94 kW$$



Και εδώ παρατηρείται από το ενεργειακό ισοζύγιο χαμηλός θερμικός βαθμός απόδοσης για κινητήρα DIESEL, καθώς επίσης και υψηλή κατανάλωση ισχύος στην ψύξη του κινητήρα.

Ο κυβισμός του κινητήρα είναι

$$V_d = \frac{2\dot{m}_\alpha}{\rho_{\alpha,i} \cdot \eta_v \cdot N}$$

Θεωρούμε τιμή 0.9 για τον βαθμό πλήρωσης (κινητήρας DIESEL).

Η πυκνότητα του αέρα εισαγωγής θεωρώντας συμπεριφορά ιδανικού αερίου είναι από την σχέση 3.2 των σημειώσεων για συνθήκες εργαστηρίου $p=1\text{atm}$ και $T=298\text{K}$.

$$\rho_{\alpha,i} = \frac{3.483 \times 10^{-3} \times P}{T} = 1.184 \text{kg/m}^3$$

Επομένως ο κυβισμός είναι

$$V_d = 0.0021 \text{m}^3 = 2.1 \text{lt}$$

Άσκηση 3

Όπως φαίνεται από το διάγραμμα η αποδιδόμενη ισχύς και η ειδική κατανάλωση στις συγκεκριμένες στροφές είναι

N	P	sfc	\dot{m}_f	\dot{m}_a
RPM	kW	g/kWh	kg/h	kg/h
1600	3.5	248	0.87	24.40
2000	4.7	247	1.16	30.50
2400	6.1	246	1.50	36.60
2800	7	250	1.75	42.70
3200	7.8	258	2.01	48.80

Η παροχή καυσίμου μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση 2.21

$$\dot{m}_f = sfc \cdot P$$

Η παροχή αέρα μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση 2.27

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v \cdot \rho_{a,i} \cdot V_d \cdot N}{2}$$

υποθέτοντας βαθμό πλήρωσης 0.9 και θεωρώντας τον αέρα σαν ιδανικό αέριο με πυκνότητα υπολογισμένη από την σχέση 3.2 των σημειώσεων για συνθήκες εργαστηρίου $p=1\text{atm}$ και $T=298\text{K}$.

$$\rho_{a,i} = \frac{3.483 \times 10^{-3} \times P}{T} = 1.184 \text{ kg/m}^3$$

Ο κινητήρας είναι αερόψυκτος. Το ενεργειακό ισοζύγιο μπορεί να εκφραστεί γενικά όπως προηγουμένως με θερμοκρασία αναφοράς την θερμοκρασία αέρα του δοκιμαστηρίου

$$\dot{m}_f Q_{HV} = P_s + H_e + Q_w + Q$$

Είναι

$$P_s = \text{γνωστό}$$

$$Q_w = 0.6 P_s \text{ η θερμότητα που απάγεται από τον αέρα (ψυκτικό μέσο ο αέρας)}$$

$$Q = 0.2 P_s$$

$$H_e = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_p (T_e - T_a)$$

όπου $T_a = 298\text{K}$ και

$C_p = 1.15 \text{ kJ/kgK}$ υποθέτουμε ότι είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του καυσαερίου

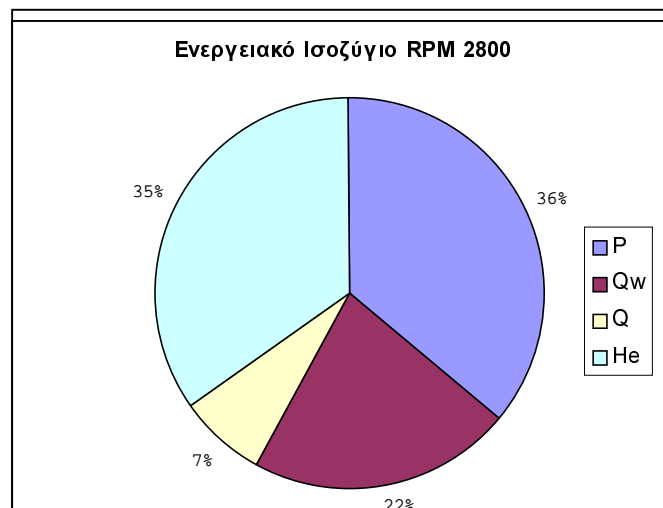
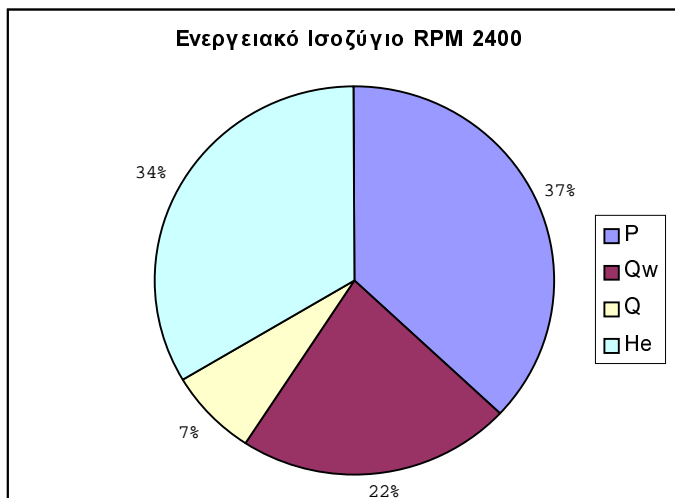
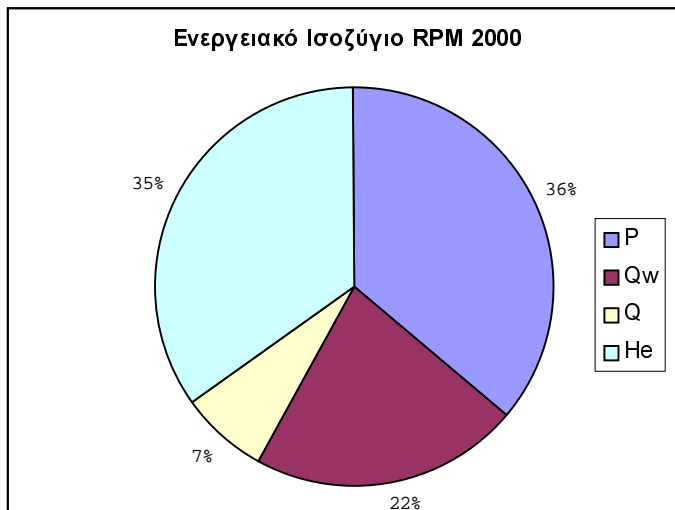
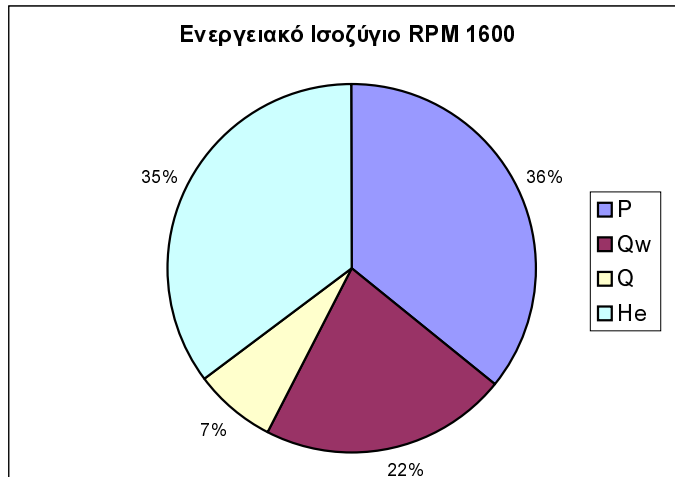
Για τα δεδομένα σημεία είναι

N	P	T_e	Q_w	Q	H_e	$\dot{m}_f Q_{HV}$	Q_{HV}
RPM	kW	K	kW	kW	kW	KW	KJ/kg
1600	3.5	723	2.1	0.7	3.43	9.73	40355
2000	4.7	746	2.82	0.94	4.53	12.99	40284
2400	6.1	754	3.66	1.22	5.55	16.52	39655
2800	7	775	4.2	1.4	6.77	19.37	39852
3200	7.8	828	4.68	1.56	8.60	22.64	40504

Φυσικά η θερμογόνος δύναμη δεν μεταβάλλεται. Οι μεταβολές που φαίνονται στον πίνακα είναι προϊόν υπολογιστικών σφαλμάτων, παρόλα αυτά δίνουν μια βασική ένδειξη για την θερμογόνο δύναμη του καυσίμου που χρησιμοποιήθηκε στο πείραμα.

Έτσι υποθέτουμε ότι

$$Q_{HV} = 40000 \text{ kJ / kg}$$



Από την σχέση 2.24 των σημειώσεων υπολογίζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης

$$\eta_f = \frac{1}{sfc \cdot Q_{HV}}$$

Θεωρώντας στοιχειομετρικό λόγο αέρα $(A/F)_s = 14.5$ και ως γνωστόν η αναλογία αέρα καυσίμου με την οποία γίνεται η καύση είναι από την σχέση 2.25 των σημειώσεων

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

Συντάσσεται ο παρακάτω πίνακας για τα σημεία λειτουργίας

N	P	A/F	λ	nf
RPM	kW			
1600	3.5	28.11	1.94	0.363
2000	4.7	26.27	1.81	0.364
2400	6.1	24.39	1.68	0.366
2800	7	24.40	1.68	0.360
3200	7.8	24.25	1.67	0.349