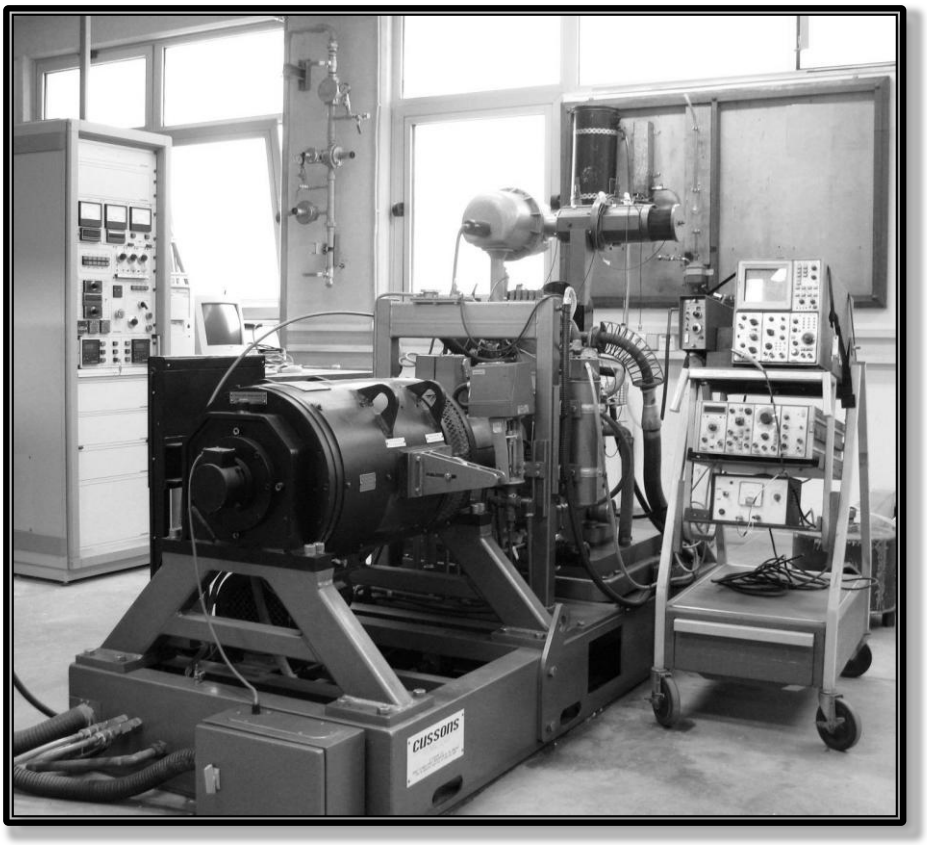
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΡΙΒΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ



ΟΜΗΡΟΥ ΧΡΗΣΤΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Ε.Γ. ΓΙΑΚΟΥΜΗΣ, ΕΠΙΚ. ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ, Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ 2011

Πρόλογος

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε κατά το ακαδημαϊκό έτος 2010-2011 στο Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ.) του Τομέα Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π..

Η ανάθεση του θέματος, η ακριβής καθοδήγηση και η επίβλεψη κατά την εκπόνηση της Διπλωματικής μου εργασίας οφείλονται στον Λέκτορα κ. Ευάγγελο Γ. Γιακουμή και σε αυτόν θα ήθελα να απευθύνω αρχικά τις θερμές μου ευχαριστίες.

Επίσης, θα ήθελα να εκφράσω την εκτίμησή μου προς τον Καθηγητή κ. Κ. Ρακόπουλο και τον Καθηγητή κ. Δ. Χουντάλα, οι οποίοι συνδιδάσκουν τα μαθήματα που αφορούν τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Οι γνώσεις που αποκόμισα από τα μαθήματά τους υπήρξαν αναπόσπαστο κομμάτι αυτής της εργασίας.

Το στήσιμο της πειραματικής εγκατάστασης και η συλλογή των πειραματικών στοιχείων που χρησιμοποιήθηκαν προέρχονται από τον Υ.Δ. κ. Αθανάσιο Δημάρατο, και τον ευχαριστώ για την πολύτιμη βοήθειά του.

Τέλος, η περαίωση της Διπλωματικής μου εργασίας δεν θα ήταν εφικτή εάν δεν είχα την αμέριστη συμπαράσταση της οικογένειάς μου και ιδιαιτέρως της μητέρας μου, στη μνήμη της οποίας θα ήθελα να την αφιερώσω.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

Πίνακας συμβόλων.....4

Εισαγωγή.....7

1. Κεφάλαιο 1: Εισαγωγικά περί μηχανικών απωλειών .....…….....9

1.1. Κατηγοριοποίηση μηχανικών απωλειών.....9
1.2. Γενικές εξισώσεις.....11
1.3. Αιτίες μηχανικών απωλειών 13
1.3.1. Απώλειες λόγω τριβών 13
1.3.2. Απώλειες λόγω διακίνησης ρευστών.....16
1.3.3. Ηλεκτρικές απώλειες 17

2. Κεφάλαιο 2: Μέθοδοι πειραματικού προσδιορισμού μηχανικών απωλειών.....18

2.1. Υπολογισμός μέσης πίεσης μηχανικών απωλειών από τη μέση ενδεικνύμενη πίεση 18
2.2. Ετεροκίνηση (Motoring) ……..…….……19
2.3. Δοκιμή Morse ……..……..20
2.4. Γραμμή Willans ……...……..…22
2.5. Μέθοδος επιβράδυνσης……...……....…23

3. Κεφάλαιο 3: Στοιχεία δυναμικής και δυνάμεις του κινηματικού μηχανισμού 25

3.1. Μετατόπιση, ταχύτητα και επιτάχυνση εμβόλου ……..……..…25
3.2. Αναγωγή του διωστήρα σε δύο μάζες.....28
3.3. Δυνάμεις επί του κινηματικού μηχανισμού.....30
3.3.1. Δυνάμεις από τα αέρια.....30

3.3.2. Μαζικές δυνάμεις 32
3.3.3. Βαρυτικές δυνάμεις 34
3.3.4. Σύνθεση των στρεπτικών ροπών 35

4. Κεφάλαιο 4: Μοντέλα υπολογισμού των μηχανικών απωλειών 37

4.1. Γενικά περί θεωρητικών μοντέλων.....37
4.2. Μοντέλο Rezeka–Henein ……..……..……38

5. Κεφάλαιο 5: Μελέτη μηχανικών απωλειών 4-Χ κινητήρα Diesel …….42

5.1. Κατασκευαστικά στοιχεία κινητήρα 42
5.2. Υπολογιστικός κώδικας μοντέλου Rezeka-Henein.....44
5.3. Περιγραφή της διαδικασίας 45

6. Παρουσίαση αποτελεσμάτων και συμπεράσματα 47

6.1. Παρουσίαση αποτελεσμάτων 48
6.1.1. Πειραματικές μετρήσεις και υπολογισμοί 48
6.1.2. Εφαρμογή θεωρητικού μοντέλου 62
6.2. Συμπεράσματα 63

Βιβλιογραφία 73

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

b	Επιτάχυνση εμβόλου, m/s^2
c	Ταχύτητα εμβόλου, m/s
c_i	Συντελεστής i θεωρητικού μοντέλου Rezeka-Henein
d_i	Διορθωτικός συντελεστής i θεωρητικού μοντέλου Rezeka-Henein
D	Διάμετρος εμβόλου, m
f	Συντελεστής τριβής
F_s	Δύναμη ελατηρίων βαλβίδων, N
G_l	Βάρος της συνολικής παλινδρομούσας μάζας, N
G_r	Βάρος της συνολικής περιστρεφόμενης μάζας, N
h_{oil}	Πάχος λιπαντικού στρώματος, m
ℓ	Μήκος διωστήρα, m
L_{ps}	Μήκος ποδιάς εμβόλου, m
$\dot{m}_B$	Παροχή καυσίμου, kg/s
m_l	Συνολική παλινδρομούσα μάζα, kg
m_r	Συνολική περιστρεφόμενη μάζα, kg
m_δ	Μάζα διωστήρα, kg
$m_{\delta l}$	Παλινδρομούσα μάζα διωστήρα, kg
$m_{\delta r}$	Περιστρεφόμενη μάζα διωστήρα, kg
m_ε	Μάζα εμβόλου, kg
m_σ	Μάζα στροφάλου ανηγμένη στην ακτίνα του, kg
n	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα, rpm
n_c	Αριθμός ελατηρίων σύσφιξης
n_{nom}	Ονομαστική ταχύτητα περιστροφής κινητήρα, rpm
n_o	Αριθμός ελατηρίων λαδιού
n_v	Αριθμός βαλβίδων κυλίνδρου
p_{aux}	Πίεση βοηθητικών συστημάτων, Pa
p_e	Πραγματική πίεση, Pa
p_{fr}	Πίεση λόγω τριβών, Pa
p_g	Πίεση αερίων, Pa
p_i	Ενδεικνύμενη πίεση, Pa

p_r	Πίεση μηχανικών απωλειών, Pa
$p_{r,c}$	Δύναμη ελατηρίων σύσφιξης, N
$p_{r,o}$	Δύναμη ελατηρίων λαδιού, N
P_e	Πραγματική ισχύς εξόδου, W
P_g	Δύναμη εξ' αερίων ασκούμενη στο έμβολο, N
P_i	Ενδεικνύμενη ισχύς, W
P_l	Αδρανειακή δύναμη από παλινδρομούσες μάζες ασκούμενη στο έμβολο, N
P_r	Ισχύς μηχανικών απωλειών, W
r	Ακτίνα στροφάλου, m
r_{jb}	Ακτίνα εδράνου βάσεως, m
s	Διαδρομή εμβόλου, m
S	Παράμετρος Stribeck
t	Χρόνος, s
u	Ταχύτητα ρευστού, m/s
V_h	Όγκος εμβολισμού κυλίνδρου, m^3
$w_{ring,o}$	Πλάτος ελατηρίων λαδιού, m
$w_{ring,c}$	Πλάτος ελατηρίων σύσφιξης, m
W_{aux}	Έργο απωλειών βοηθητικών συστημάτων, J
W_e	Πραγματικό έργο, J
W_{fr}	Έργο απωλειών λόγω τριβών, J
W_i	Ενδεικνύμενο έργο, J
W_r	Έργο μηχανικών απωλειών, J
x	Μετατόπιση εμβόλου, m
z	Αριθμός κυλίνδρων κινητήρα
β	Γωνία διωστήρα, rad
Θ_L	Μαζική ροπή αδράνειας πέδης, $kg \cdot m^2$
Θ_δ	Μαζική ροπή αδράνειας διωστήρα, $kg \cdot m^2$
Θ_ε	Μαζική ροπή αδράνειας εμβόλου, $kg \cdot m^2$
$\Theta_{o\lambda}$	Ολική μαζική ροπή αδράνειας, $kg \cdot m^2$
$\Theta_{\sigma\varphi}$	Μαζική ροπή αδράνειας σφονδύλου, $kg \cdot m^2$
μ_{oil}	Κινηματική συνεκτικότητα λιπαντικού λαδιού, $N \cdot s/m^2$
τ_{aux}	Στρεπτική ροπή τριβών λόγω βοηθητικών συστημάτων, N·m

τ_e	Στρεπτική ροπή κινητήρα άνευ απωλειών, N·m
τ_{fr}	Στρεπτική ροπή λόγω τριβών, N·m
τ_g	Στρεπτική λόγω δυνάμεων εξ' αερίων, N·m
τ_G	Στρεπτική λόγω βαρυτικών δυνάμεων, N·m
τ_l	Στρεπτική ροπή λόγω παλινδρομουσών μαζών, N·m
τ_r	Στρεπτική ροπή μηχανικών απωλειών, N·m
φ	Σχετική γωνία στροφάλου, rad
ω	Γωνιακή ταχύτητα, rad/s

Εισαγωγή

Οι μηχανικές απώλειες ενός κινητήρα απορροφούν ένα σημαντικό κομμάτι του παραγόμενου έργου από τα αέρια στο εσωτερικό των κυλίνδρων του, καθώς το ποσοστό τους κυμαίνεται από περίπου 10% σε λειτουργία πλήρους φορτίου έως και 100% σε λειτουργία χωρίς φορτίο.

Στη σχεδίαση και εξέλιξη ενός κινητήρα ένας από τους πρωταρχικούς στόχους είναι η μείωση του ποσοστού αυτού, καθώς συνδέεται άμεσα με το βαθμό απόδοσης και επομένως με την κατανάλωση καυσίμου. Επιπλέον, οι μειωμένες μηχανικές απώλειες, όταν αυτές οφείλονται στην ελαχιστοποίηση των τριβών μεταξύ των κινουμένων μεταλλικών μερών, προσδίδει αυξημένη αξιοπιστία στον κινητήρα λόγω της μειωμένης κόπωσης των υλικών του.

Επομένως, μάλιστα ο υπολογισμός τους αποτελεί θέμα μεγάλης πρακτικής σημασίας. Συχνά, η διαφορά ανάμεσα σε έναν καλά σχεδιασμένο κινητήρα και σε έναν κινητήρα μέσης (τυπικής) σχεδίασης καθορίζεται από το μέγεθος των μηχανικών απωλειών που παρουσιάζουν.

Στην παρούσα εργασία μελετώνται οι μηχανικές απώλειες των κινητήρων με έμφαση στην τριβή που αναπτύσσεται ανάμεσα στις κινούμενες

επιφάνειές του. Παρουσιάζονται μέθοδοι πειραματικού προσδιορισμού των μηχανικών απωλειών που εφαρμόζονται σε κινητήρες, καθώς και η αναφορά στα θεωρητικά μοντέλα υπολογισμού μηχανικών απωλειών. Τέλος, μελετώνται οι μηχανικές απώλειες κινητήρα Diesel του εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π. με χρήση πειραματικής μεθόδου, της οποίας παρουσιάζεται αναλυτικά η διαδικασία εφαρμογής και η διεξαγωγή των πειραματικών δεδομένων της. Από τα αποτελέσματα που προκύπτουν γίνεται σύγκριση με το θεωρητικό μοντέλο των Rezeka-Henein και διατυπώνονται τα συμπεράσματα της όλης μελέτης για τις μηχανικές απώλειες του κινητήρα.

Κεφάλαιο 1:

Εισαγωγικά περί μηχανικών απωλειών

Σε έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης το ενδεικνύμενο έργο W_i, δηλαδή το αποδιδόμενο στο έμβολο θερμοδυναμικό έργο από τα αέρια του κυλίνδρου, δεν μεταφέρεται εξ' ολοκλήρου στην άτρακτο του κινητήρα. Αυτή ακριβώς η διαφορά του διαθέσιμου έργου στην άτρακτο του κινητήρα W_e από το συνολικό ενδεικνύμενο έργο W_i αποτελεί τις μηχανικές απώλειες του κινητήρα W_r.

1.1. Κατηγοριοποίηση μηχανικών απωλειών

Οι μηχανικές απώλειες W_r ενός κινητήρα περιλαμβάνουν:

- Τις απώλειες ενέργειας W_{fr} από την τριβή ανάμεσα στα κινούμενα μέρη του κινητήρα, οι οποίες ονομάζονται απώλειες τριβών και αποτελούν και το σημαντικότερο τμήμα των μηχανικών απωλειών, και
- Τις απώλειες ενέργειας των βοηθητικών συσκευών και συστημάτων W_{aux} που είναι απαραίτητα για την λειτουργία του κινητήρα

Το πρώτο και μεγαλύτερο ποσοστό των μηχανικών απωλειών, οι απώλειες τριβών W_{fr}, περιλαμβάνουν:

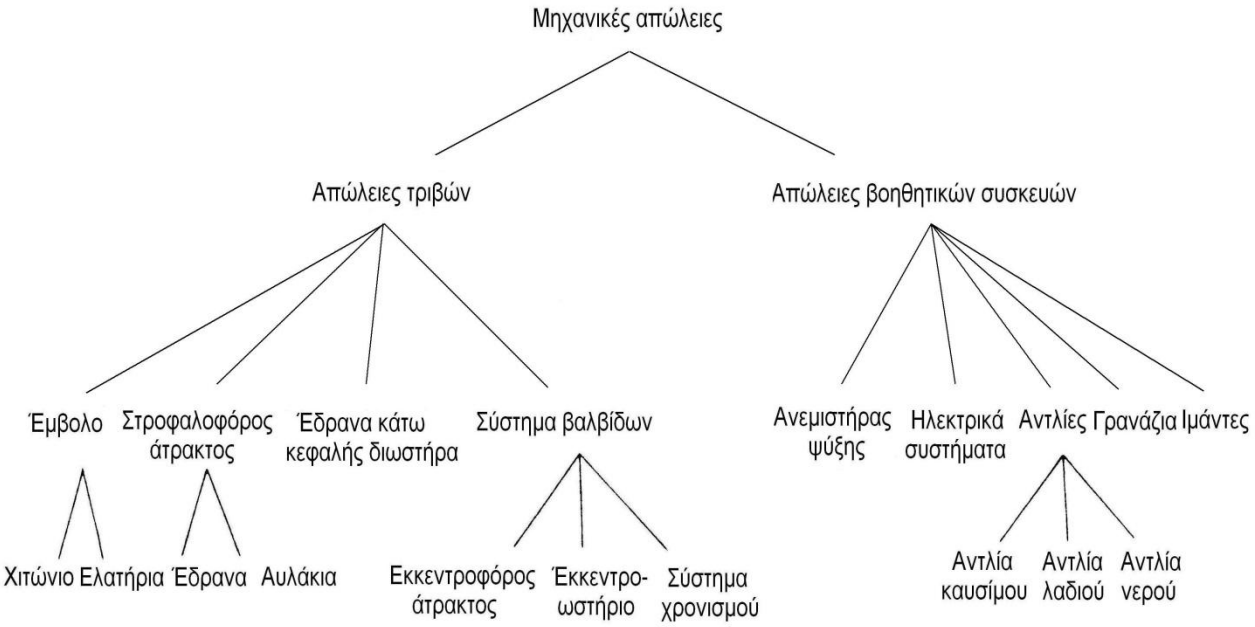
- Την τριβή ανάμεσα στα ελατήρια του εμβόλου και στο εσωτερικό τοίχωμα του κυλίνδρου
- Την τριβή ανάμεσα στο χιτώνιο του εμβόλου και στο εσωτερικό τοίχωμα του κυλίνδρου
- Την τριβή στα έδρανα της εκκεντροφόρου και της στροφαλοφόρου ατράκτου
- Την τριβή στο μηχανισμό των βαλβίδων
- Την τριβή σε γρανάζια, τροχαλίες και ιμάντες που κινούν την εκκεντροφόρο άτρακτο και τα βοηθητικά συστήματα του κινητήρα

Όσον αφορά τις απώλειες ενέργειας από τη λειτουργία των βοηθητικών συστημάτων W_{aux}, αυτές περιλαμβάνουν:

- Την ενέργεια για την κίνηση της αντλίας καυσίμου (κινητήρας Diesel)
- Την ενέργεια για την κίνηση της αντλίας λιπαντικού λαδιού
- Την ενέργεια για την κίνηση της αντλίας νερού ψύξης
- Την ενέργεια για την κίνηση του ανεμιστήρα ψύξης όταν υπάρχει (αερόψυκτος κινητήρας ή ψύξη του ψυγείου)
- Την ενέργεια για την κίνηση της αντλίας υδραυλικής υποβοήθησης του συστήματος διεύθυνσης (αν ο κινητήρας κινεί όχημα)
- Την ενέργεια για την κίνηση της αντλίας απόπλυσης σε 2-Χ κινητήρα
- Την ενέργεια για την κίνηση του μηχανικώς κινούμενου υπερπληρωτή (αν υφίσταται τέτοιος)

Οι απώλειες άντλησης περιλαμβάνονται στο ενδεικνύμενο έργο W_i, επομένως δεν αποτελούν τμήμα των μηχανικών απωλειών.

Στο Σχήμα 1.1, δίνεται μια γενική εικόνα των διαφόρων μορφών μηχανικών απωλειών ενός κινητήρα, με βάση το τμήμα του κινητήρα όπου αυτές εμφανίζονται.



Σχήμα 1.1. Μηχανικές απώλειες κινητήρα.

1.2. Γενικές εξισώσεις

Σύμφωνα με την ανάπτυξη των παραπάνω, το συνολικό έργο των μηχανικών απωλειών W_r κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας δίνεται από τις σχέσεις:

$$W_r = W_i - W_e \tag{1.1}$$

$$W_r = W_{fr} + W_{aux} \tag{1.2}$$

Γνωρίζουμε πως το ενδεικνύμενο έργο W_i ανηγμένο στον όγκο εμβολισμού του κυλίνδρου V_h μας δίνει τη μέση ενδεικνύμενη πίεση $\bar{p}_i$, σύμφωνα με τη σχέση:

$$\bar{p}_i = W_i / V_h \tag{1.3}$$

Ορίζονται, κατ' αναλογία ως προς τη σχέση (1.3), η μέση πίεση μηχανικών απωλειών $\bar{p}_r$, η μέση πραγματική πίεση $\bar{p}_e$, η μέση πίεση τριβών $\bar{p}_{fr}$ και η μέση πίεση βοηθητικών συστημάτων $\bar{p}_{aux}$.

Συνεπώς, αν ανάγουμε τους όρους των σχέσεων (1.1) και (1.2) στον όγκο εμβολισμού του κυλίνδρου V_h, προκύπτουν οι σχέσεις:

$$\bar{p}_r = \bar{p}_i - \bar{p}_e \tag{1.4}$$

$$\bar{p}_r = \bar{p}_{fr} + \bar{p}_{aux} \tag{1.5}$$

Επιπλέον, είναι γνωστή η σχέση που συνδέει την ενδεικνύμενη ισχύ P_i με το ενδεικνύμενο έργο W_i:

$$P_i = W_i \cdot n / 30k \tag{1.6}$$

όπου n η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε rpm και k σταθερά με τιμές k=2 για 2-Χ κινητήρα και k=4 για 4-Χ κινητήρα.

Ομοίως, ορίζονται η ισχύς μηχανικών απωλειών P_r, η πραγματική ισχύς P_e, η ισχύς τριβών P_{fr} και η ισχύς βοηθητικών συστημάτων P_{aux}.

Οπότε, από τις σχέσεις (1.1) και (1.2) μέσω της σχέσης (1.6), λαμβάνουμε:

$$P_r = P_i – P_e \tag{1.7}$$

$$P_r = P_{fr} + P_{aux} \tag{1.8}$$

Μία ακόμη χρήσιμη σχέση είναι εκείνη που ανάγει τους όρους των μέσων πιέσεων $\bar{p}$ σε όρους στρεπτικών ροπών τ:

$$\tau = \bar{p} \cdot V_H / \pi \cdot k \tag{1.9}$$

Για παράδειγμα, για τον όρο των τριβών σε 4-Χ κινητήρα (k=4) έχουμε:

$$\tau_{fr} = \bar{p}_{fr} \cdot V_h / 4 \cdot \pi$$

Με τη χρήση της τελευταίας, η σχέση (1.5) μπορεί να γραφεί:

$$\tau_r = \tau_{fr} + \tau_{aux} \tag{1.10}$$

1.3 Αιτίες μηχανικών απωλειών

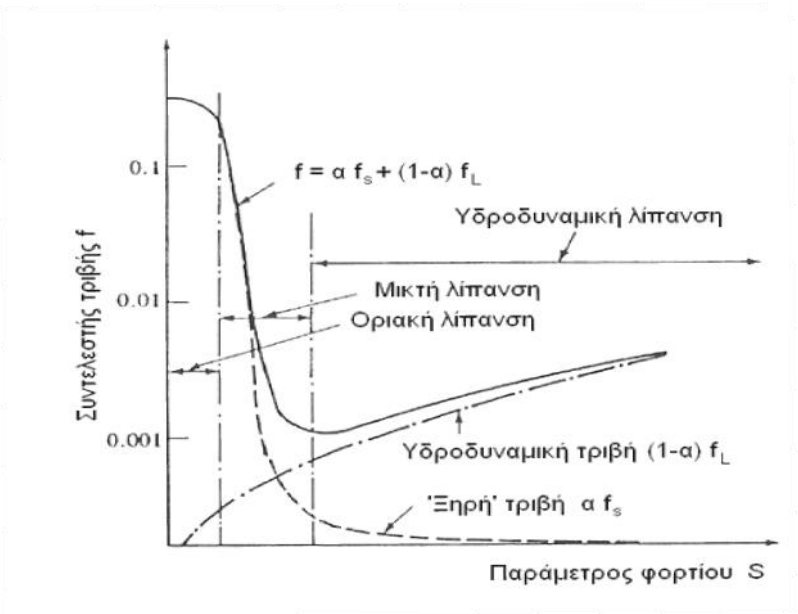
Οι μηχανικές απώλειες στους κινητήρες όπως αυτές παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο Κεφάλαιο μπορούν να διαχωριστούν και με βάση την φυσική αιτία στην οποία οφείλονται. Έτσι, έχουμε απώλειες λόγω τριβής μεταξύ μεταλλικών επιφανειών που βρίσκονται σε σχετική κίνηση και μεταξύ τους, απώλειες λόγω διακίνησης ρευστών μέσων του κινητήρα και απώλειες λόγω κατανάλωσης ενέργειας στο ηλεκτρικό σύστημα του κινητήρα.

1.3.1. Απώλειες λόγω τριβών

Οι απώλειες ενέργειας μεταξύ των κινούμενων μεταλλικών επιφανειών προκύπτουν από την διάτμηση του λιπαντικού στρώματος που παρεμβάλλεται. Ως εκ τούτου, το μέγεθος των απωλειών αυτών εξαρτάται κυρίως από τις ιδιότητες του λιπαντικού στρώματος. Στη συνέχεια, η ενέργεια αυτή αποβάλλεται ως θερμότητα μέσω του συστήματος ψύξης του κινητήρα.

Ένα πρωταρχικό πρόβλημα στη μελέτη της τριβής μεταξύ λιπαινόμενων επιφανειών σε κινητήρες είναι η ευρεία διακύμανση στις τιμές των δυνάμεων που εμπλέκονται. Για αυτό το λόγο διακρίνουμε τρεις ξεχωριστές περιπτώσεις λίπανσης.

Οι τρεις αυτές περιπτώσεις λίπανσης, στη γενική τους μορφή, είναι η υδροδυναμική λίπανση (hydrodynamic lubrication), η μικτή λίπανση (mixed lubrication) και η οριακή λίπανση (boundary lubrication), και παριστάνονται μέσω αντίστοιχων διαφορετικών περιοχών στο διάγραμμα Stribeck (Σχήμα 1.2).



Σχήμα 1.2. Διάγραμμα Stribeck.

Το διάγραμμα Stribeck αποτελεί τη γραφική παράσταση του συντελεστή τριβής f, ο οποίος ορίζεται ως η εφαπτομενική δύναμη προς την κάθετη δύναμη που αναπτύσσονται μεταξύ των επιφανειών, συναρτήσει της αδιάστατης παραμέτρου λιπάνσεως S (παράμετρος Stribeck), η οποία για περιστρεφόμενα έδρανα ορίζεται ως:

$$S = \mu_{oil} \cdot n / P \qquad (1.11)$$

όπου μ_{oil} η δυναμική συνεκτικότητα του λιπαντικού μέσου, n η σχετική περιστροφική ταχύτητα μεταξύ των επιφανειών και P η δύναμη φόρτισης ανά μονάδα επιφανείας. Για επίπεδες ολισθαίνουσες επιφάνειες ορίζεται ως:

$$S = \mu_{oil} \cdot U / P \cdot b \qquad (1.12)$$

όπου U η σχετική ταχύτητα μεταξύ των επιφανειών και b το πλάτος της επιφάνειας ολίσθησης στην κατεύθυνση της κίνησης.

Η επιθυμητή λίπανση κατά τη διάρκεια λειτουργίας του κινητήρα είναι η υδροδυναμική λίπανση. Στην υδροδυναμική λίπανση το στρώμα του λιπαντικού μέσου είναι αρκετά παχύ ώστε να αποτρέπει τις δύο επιφάνειες να έρχονται σε επαφή μεταξύ τους, με αποτέλεσμα η φθορά των επιφανειών είναι η ελάχιστη δυνατή. Όπως φαίνεται κι από το διάγραμμα, η υδροδυναμική λίπανση συμβαίνει για σχετικά μεγάλες τιμές της παραμέτρου Stribeck,

δηλαδή για σχετικά μεγάλες ταχύτητες ολίσθησης και μικρά κάθετα φορτία. Τέτοιου είδους λίπανση εμφανίζεται μεταξύ των εδράνων της μηχανής, μεταξύ της ποδιάς (skirt) του εμβόλου και του χιτωνίου του κυλίνδρου, όπως επίσης και μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και του χιτωνίου του κυλίνδρου σε υψηλές ταχύτητες ολίσθησης.

Καθώς η ταχύτητα μειώνεται και η πίεση αυξάνεται περαιτέρω, το στρώμα του λιπαντικού μέσου λεπταίνει και το πάχος του γίνεται συγκρίσιμο με την τραχύτητα των επιφανειών. Πλέον, αρχίζει να αναπτύσσεται τριβή και από την επαφή των μεταλλικών επιφανειών μεταξύ τους χωρίς την παρεμβολή λιπαντικού. Αυτή η ενδιάμεση κατάσταση είναι η μικτή λίπανση και στην περιοχή αυτή ο συντελεστής τριβής αυξάνεται απότομα με τη μείωση της παραμέτρου Stribeck. Γενικά, η μικτή λίπανση προκαλείται όταν συμβαίνουν απότομες αλλαγές στο φορτίο, διακυμάνσεις στην ταχύτητα ή ακόμα και διάφορες μηχανικές ταλαντώσεις. Τέτοια φαινόμενα εμφανίζονται στο διωστήρα, καθώς επίσης και στα έδρανα του στροφαλοφόρου, όπου παρουσιάζεται περιοδικά επαφή μετάλλου με μέταλλο, λόγω απότομων διασπάσεων του στρώματος του λαδιού. Η επιφάνεια μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και των χιτωνίων, είναι, επίσης, μία περιοχή στην οποία εμφανίζεται μικτή λίπανση. Αυτό οφείλεται στις συχνές διακυμάνσεις στο φορτίο, τη θερμοκρασία αλλά και την ταχύτητα.

Η περίπτωση κατά την οποία το λιπαντικό στρώμα είναι τόσο λεπτό που δεν μπορεί να αποτρέψει την άμεση επαφή των δύο επιφανειών και χάνει ουσιαστικά το ρόλο του ως λιπαντικό είναι η οριακή λίπανση. Ο συντελεστής τριβής, στην κατάσταση αυτή, δεν εξαρτάται από την συνεκτικότητα του λαδιού και την ταχύτητα ολίσθησης. Επηρεάζεται, όμως, από κάποιες ιδιότητες των επιφανειών, όπως είναι η τραχύτητα, η σκληρότητα, η ελαστικότητα, η μηχανική αντοχή, η θερμική αγωγιμότητα και η ικανότητα διαβροχής σε σχέση με το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό μέσο, και κάποιες ιδιότητες του λιπαντικού μέσου, με σημαντικότερη την ικανότητα των μορίων του να προσκολλώνται στην επιφάνεια των στερεών σωμάτων που βρίσκονται σε σχετική κίνηση. Η οριακή λίπανση, καθώς συμβαίνει για μικρές τιμές της παραμέτρου Stribeck, εμφανίζεται κατά την εκκίνηση και το σβήσιμο στα έδρανα, στα έμβολα και στα ελατήρια. Επιπλέον, κατά τη φυσιολογική λειτουργία του κινητήρα, εμφανίζεται μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και

της εσωτερικής επιφάνειας του χιτωνίου, μεταξύ στοιχείων του κινητήρα που φέρουν υψηλό φορτίο και μεταξύ αργά κινούμενων στοιχείων όπως μηχανισμοί βαλβίδων, γρανάζια και ιμάντες χρονισμού του στροφάλου.

1.3.2. Απώλειες λόγω διακίνησης ρευστών

Τμήμα της παραγόμενης ενέργειας αναλίσκεται στη διακίνηση των ρευστών, σύμφωνα πάντα με τις βασικές αρχές της μηχανικής των ρευστών. Τα ρευστά αυτά που διακινούνται σ' ένα κινητήρα είναι ο αέρας που συμμετέχει στην καύση του καυσίμου, το ίδιο το καύσιμο, τα ψυκτικά ρευστά του κινητήρα (αέρας, νερό, λάδι), και το λιπαντικό μέσο.

Καταρχήν, για τη διακίνηση ρευστών μέσω αγωγού απαιτείται η εφαρμογή κάποιας διαφοράς πίεσης στα άκρα του. Προκειμένου να διατηρείται η ροή των ρευστών προς την επιθυμητή κατεύθυνση και με την ταχύτητα που θέλουμε σε κάθε αγωγό, χρειάζεται σε κάποιες διατομές η πίεση να είναι αυξημένη και σε κάποιες άλλες να είναι μειωμένη. Αυτό το επιτυγχάνουμε είτε με αντλίες πίεσης (π.χ. αντλία καυσίμου), είτε εκμεταλλευόμενοι απ' ευθείας τα κινούμενα μέρη του κινητήρα (π.χ. κίνηση εμβόλου). Σε κάθε περίπτωση, απορροφάται ενέργεια από το ωφέλιμο έργο του κινητήρα με τη μορφή απωλειών βοηθητικών συστημάτων W_{aux}.

Επιπλέον, ένα τμήμα των απωλειών οφείλεται στη συνεκτικότητα των ρευστών, λόγω της οποίας είτε μεταξύ μορίων ρευστού είτε μεταξύ μορίων ρευστού και τοιχωμάτων αναπτύσσεται τριβή. Με την τριβή προκύπτουν απώλειες πιέσεων. Για το λόγο αυτό, το έργο που απαιτείται για την κίνηση των ρευστών είναι τελικά μεγαλύτερο από αυτό που θα απαιτείτο για μη συνεκτικά ρευστά. Αυτές οι απώλειες πίεσης είναι ιδιαίτερα σημαντικές όταν η ροή είναι τυρβώδης λόγω αυξημένης ταχύτητας, όπως στη ροή του αέρα προς τους κυλίνδρους, συνεπώς σημαντικό είναι και το επιπλέον έργο απωλειών.

Γενικά, οι απώλειες που οφείλονται στη διακίνηση των ρευστών του κινητήρα είναι κατά προσέγγιση ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας της ροής τους ($\sim u^2$). Επειδή, όμως, η ταχύτητα της ροής τους σε γενικές γραμμές αυξάνεται ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, τουλάχιστον για τον αέρα, το καύσιμο και το λάδι λίπανσης, μπορούμε να καταλήξουμε στο

συμπέρασμα ότι οι απώλειες αυτές είναι, τελικά, ανάλογες της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (~n^2).

1.3.3. Ηλεκτρικές Απώλειες

Τέλος, η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας είναι απαραίτητη για τη λειτουργία του κινητήρα. Η ηλεκτρική ενέργεια που απαιτείται προέρχεται από την ενέργεια που παράγει ο κινητήρας και ως εκ τούτου αποτελεί απώλεια. Καταναλώνεται στις ηλεκτρικές αντιστάσεις των βοηθητικών συστημάτων που διαρρέονται από ηλεκτρικό ρεύμα, τα οποία ποικίλλουν ανάλογα με την τεχνολογία του κινητήρα και το καύσιμο που χρησιμοποιεί (κινητήρας Diesel ή Otto). Τέτοια συστήματα είναι ο συσσωρευτής όπου αποθηκεύεται η ηλεκτρική ενέργεια, η ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου του κινητήρα, οι ηλεκτρονικοί αισθητήρες, ο εκκινητής, το σύστημα ανάφλεξης (κινητήρας Otto), τα καλώδια υψηλής και χαμηλής τάσης.

Πέρα από τον εκκινητή, που λειτουργεί μόνο κατά την εκκίνηση, και το σύστημα ανάφλεξης των κινητήρων Otto, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας στα υπόλοιπα βοηθητικά συστήματα είναι αμελητέα, ενώ καθίσταται σημαντική κυρίως για τα μη απαραίτητα βοηθητικά συστήματα που μπορεί να υπάρχουν π.χ. σε ένα όχημα, όπως φώτα, ηχοσύστημα, ηλεκτρική υποβοήθηση συστήματος διεύθυνσης, κ.ά..

Η παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας γίνεται με τη βοήθεια μίας γεννήτριας εναλλασσόμενου ρεύματος (εναλλάκτης ή alternator), η οποία μετατρέπει τμήμα της κινητικής ενέργειας από τον κινητήρα σε ηλεκτρική, παίρνοντας κίνηση από την στροφαλοφόρο άτρακτο μέσω ενός ιμάντα. Με τον τρόπο αυτό φορτίζεται ο συσσωρευτής του συστήματος ο οποίος με τη σειρά του τροφοδοτεί όλα τα ηλεκτρικά συστήματα.

Κεφάλαιο 2:

Μέθοδοι πειραματικού προσδιορισμού μηχανικών απωλειών

Το ποσό των μηχανικών απωλειών ενός κινητήρα μπορεί να υπολογιστεί αφαιρώντας την τελική ισχύ εξόδου P_e από την ενδεικνύμενη ισχύ P_i, σύμφωνα με τη σχέση (1.7). Με βάση το σκεπτικό αυτό, παρουσιάζονται διάφοροι μέθοδοι μέτρησης των παραπάνω μεγεθών για τον προσδιορισμό των μηχανικών απωλειών.

2.1. Υπολογισμός μέσης πίεσης μηχανικών απωλειών από τη μέση ενδεικνύμενη πίεση

Η μέση πίεση μηχανικών απωλειών $\bar{p}_r$ μπορεί να υπολογιστεί με τη χρήση της σχέσης (1.4):

$$\bar{p}_r = \bar{p}_i - \bar{p}_e$$

Η μέση ενδεικνύμενη πίεση $\bar{p}_i$ υπολογίζεται από την ολοκλήρωση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος $p_g – x$, ενώ η μέση πραγματική πίεση $\bar{p}_e$ από

τη μέτρηση της πραγματικής ισχύος στην πέδη P_e και εφαρμογή των σχέσεων (1.3) και (1.6) του προηγούμενου κεφαλαίου.

Οι τιμές της πίεσης των αερίων του κυλίνδρου λαμβάνονται από κάθε κύλινδρο με πιεζοηλεκτρικούς μεταλλάκτες και η αντιστοίχησή τους με τη γωνία στροφάλου γίνεται με κατάλληλη χρήση μονάδων σάρωσης χρόνου και οπτικών ή ηλεκτρομαγνητικών αισθητήρων.

Η μέθοδος αυτή έχει ως ''λεπτό'' σημείο τη δυσκολία καθορισμού του άνω νεκρού σημείου (ΑΝΣ) σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-φ, αλλά αποτελεί την πιο σωστή και ακριβή μέθοδο μέτρησης των μηχανικών απωλειών.

2.2. Ετεροκίνηση (Motoring)

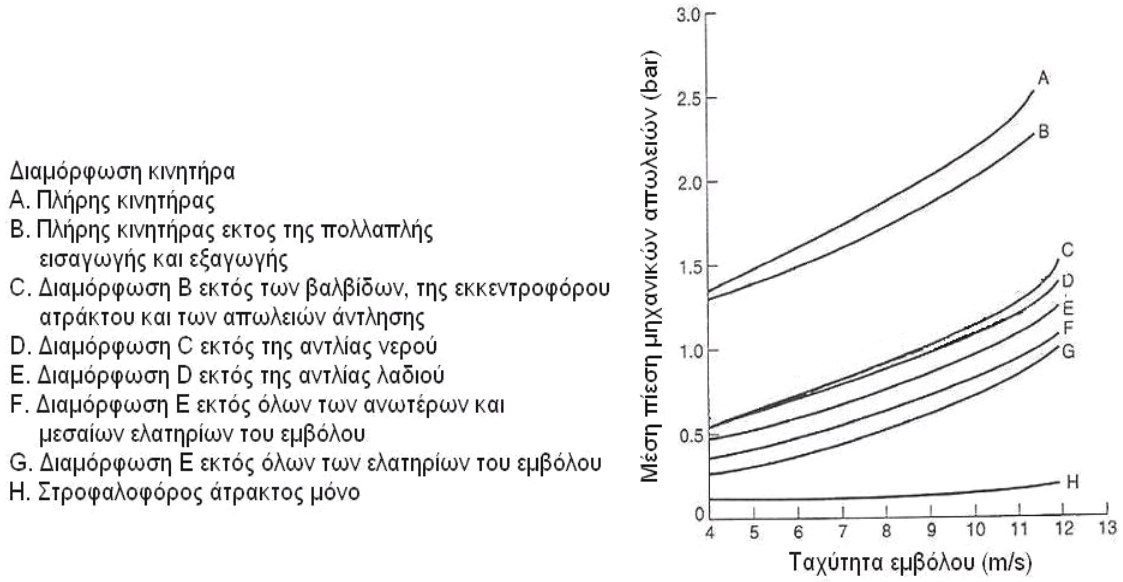
Για να πραγματοποιηθεί η μέθοδος αυτή, πρέπει τα μέρη του κινητήρα να αποκτήσουν θερμοκρασία όσο το δυνατόν πλησιέστερη στη θερμοκρασία κανονικής λειτουργίας για την ταχύτητα περιστροφής που επιθυμούμε να μετρήσουμε τις μηχανικές απώλειες. Για το σκοπό αυτό, αφήνεται ο κινητήρας να λειτουργήσει αυτόνομα για ένα αρκετά μεγάλο χρονικό διάστημα σε αυτή την ταχύτητα περιστροφής ή, διαφορετικά, η απαραίτητη αύξηση της θερμοκρασίας γίνεται με εξωτερική θέρμανση του νερού και του λιπαντικού λαδιού που διακινούνται στον κινητήρα.

Στη συνέχεια, διακόπτεται η τροφοδοσία του κινητήρα με καύσιμο και ταυτόχρονα με τη βοήθεια εξωτερικής πέδης ηλεκτρογεννήτριας διατηρείται η ταχύτητα περιστροφής. Κατά τη φάση αυτή, η εξωτερική ισχύς, η οποία είναι μετρήσιμη, ισούται με την ισχύ των μηχανικών απωλειών.

Για όσο οι θερμοκρασίες των μερών του κινητήρα παραμένουν σταθερές, η μέτρηση είναι σχετικά αξιόπιστη. Από τη στιγμή, όμως, που διακόπτεται η καύση στους κυλίνδρους, η θερμοκρασία ξεκινά να ελαττώνεται με αποτέλεσμα την αύξηση της συνεκτικότητας του διακινούμενου λιπαντικού λαδιού και την αύξηση των διακένων μεταξύ των μεταλλικών μερών του κινητήρα. Επιπλέον, προκύπτει κάποιο σφάλμα στη μέτρηση λόγω της σημαντικής πτώσης πίεσης μέσα στους κυλίνδρους, επηρεάζοντας ελαφρώς τις τριβές κυρίως στα έδρανα και στην κυλινδρική επιφάνεια των εμβόλων. Τέλος, η ενέργεια απωλειών άντλησης, δηλαδή ο αρνητικός βρόχος του ενδεικνύμενου έργου W_i, στην ετεροκίνηση είναι αυξημένη σε σχέση με την

κανονική λειτουργία, εξαιτίας της αυξημένης πυκνότητας του περιεχομένου των κυλίνδρων.

Η ετεροκίνηση του κινητήρα εφαρμόζεται συνήθως όταν επιθυμούμε να μετρήσουμε τις μηχανικές απώλειες σε συγκεκριμένο τμήμα του κινητήρα. Αυτό επιτυγχάνεται μετρώντας τις απώλειες, αφού πρώτα αφαιρεθεί το τμήμα που μας ενδιαφέρει (π.χ. εκκεντροφόροι, βαλβίδες, κ.ά.), και συγκρίνοντας στη συνέχεια με τη μέτρηση των απωλειών πριν την αφαίρεση του τμήματος αυτού. Μια τυπική μορφή των αποτελεσμάτων υπολογισμού μέσης πίεσης μηχανικών απωλειών όπως προκύπτουν με διαδοχική αφαίρεση τμημάτων του κινητήρα δίνεται στο Σχήμα 2.1.



Σχήμα 2.1. Μέση πίεση μηχανικών απωλειών όπως προκύπτει κατά τη διαδοχική αφαίρεση τμημάτων ενός κινητήρα diesel.

2.3. Δοκιμή Morse

Η μέθοδος αυτή είναι κατάλληλη για εφαρμογή σε κινητήρες με περισσότερους από έναν κυλίνδρους. Κατά τη δοκιμή Morse ο κινητήρας λειτουργεί σε πέδη υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής μέχρι να αποκατασταθούν οι κανονικές θερμοκρασίες λειτουργίας. Στη συνέχεια διακόπτεται η καύση σε έναν από τους κυλίνδρους και ρυθμίζεται η νέα ισχύς της πέδης, ώστε να διατηρηθεί η ίδια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Η

διαδικασία επαναλαμβάνεται για όλους τους κυλίνδρους, διακόπτοντας διαδοχικά την καύση σε κάθε έναν από αυτούς.

Αν z ο αριθμός των κυλίνδρων, για κανονική λειτουργία του κινητήρα από τη σχέση (1.4) προκύπτει η ισχύς των μηχανικών απωλειών του κινητήρα:

$$P_r = P_i - P_e \qquad \text{ή}$$

$$\sum_{j=1}^{z} P_{r,j} = \sum_{j=1}^{z} P_{i,j} - \sum_{j=1}^{z} P_{e,j} \tag{2.1}$$

Αποκόπτοντας τον κύλινδρο 1 εφαρμόζουμε την ίδια σχέση και επειδή ο όρος των μηχανικών απωλειών παραμένει ο ίδιος, προκύπτει:

$$\sum_{j=1}^{z} P_{r,j} = \sum_{\substack{j=1 \\ j\neq 1}}^{z} P_{i,j} - \sum_{\substack{j=1 \\ j\neq 1}}^{z} P_{e,j} \tag{2.2}$$

Αφαιρώντας κατά μέλη τη σχέση (2.2) από τη σχέση (2.1) καταλήγουμε στον τύπο που δίνει την ενδεικνύμενη ισχύ του κυλίνδρου 1:

$$P_{i,1} = \sum_{j=1}^{z} P_e - \sum_{\substack{j=1 \\ j\neq 1}}^{z} P_e \qquad \text{ή}$$

$$P_{i,1} = P_e - \sum_{\substack{j=1 \\ j\neq 1}}^{z} P_e \tag{2.3}$$

Παρατηρούμε ότι το δεύτερο μέλος της σχέσης (2.3) είναι άμεσα μετρήσιμο, επομένως, μπορεί να υπολογιστεί η ενδεικνύμενη ισχύς του κυλίνδρου 1.

Αποκόπτοντας διαδοχικά κάθε κύλινδρο του κινητήρα εφαρμόζουμε την τελευταία σχέση z φορές και αθροίζοντας τις z σχέσεις προκύπτει η ενδεικνύμενη ισχύς όλου του κινητήρα P_i:

$$\sum_{j=1}^{z} P_{i,j} = z \cdot P_e - \sum_{k=1}^{z} \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^{z} P_e \qquad \text{ή}$$

$$P_i = z \cdot P_e - \sum_{k=1}^{z} \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^{z} P_e \qquad (2.4)$$

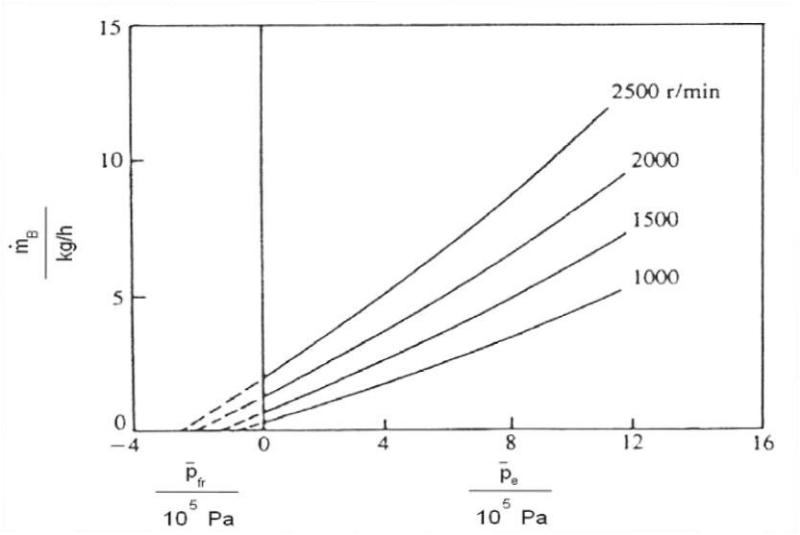
Τελικά, αφαιρώντας τη μετρούμενη συνολική πραγματική ισχύ P_e του κινητήρα από την γνωστή πλέον συνολική ενδεικνύμενη ισχύ P_i υπολογίζεται η ολική ισχύς P_r των μηχανικών απωλειών του, σύμφωνα με την αρχική σχέση (1.4).

Για τη δοκιμή Morse γίνεται η παραδοχή ότι οι μηχανικές απώλειες του αποκομμένου κυλίνδρου παραμένουν ίδιες με αυτές κατά την αντίστοιχη κανονική λειτουργία του με καύση, καθώς και οι παραδοχές που ισχύουν για τη μέθοδο της ετεροκίνησης.

2.4. Γραμμή Willans

Η μέθοδος αυτή μέτρησης των μηχανικών απωλειών βρίσκει εφαρμογή στους κινητήρες Diesel. Αυτό ισχύει γιατί στηρίζεται στο γεγονός ότι στην περιοχή χαμηλού φορτίου, όπου προσδίδεται σχετικά πολύ μικρή ποσότητα καυσίμου και συνεπώς υπάρχει υπερεπάρκεια αέρα για την καύση, ο βαθμός απόδοσης της καύσης παραμένει προσεγγιστικά σταθερός. Η σταθερή απόδοση στην περιοχή αυτή έχει ως συνέπεια τη γραμμική εξάρτηση της πραγματικής ισχύος P_e από την παροχή καυσίμου $\dot{m}_B$, εφόσον η ταχύτητα περιστροφής n του κινητήρα παραμένει σταθερή. Η γραφική παράσταση που περιγράφει την γραμμική αυτή εξάρτηση καλείται γραμμή Willans και, προφανώς, στην περιοχή χαμηλού φορτίου είναι ευθεία.

Μια τυπική μορφή της γραμμής (ευθείας) Willans παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.2 η οποία χαράζεται από τα μετρούμενα σημεία ($\dot{m}_B$, $\bar{p}_e$) για σταθερή ταχύτητα περιστροφής n του κινητήρα. Η μεγάλη κλίση της ευθείας του Σχήματος 2.2 σε υψηλά φορτία αντιστοιχεί στη μείωση της απόδοσης της καύσης καθώς όλο και περισσότερη ποσότητα καυσίμου εγχέεται στον ίδιο όγκο αέρα του κυλίνδρου.



Σχήμα 2.2. Γραμμή Willans.

Όπως φαίνεται και από το Σχήμα 2.2, προεκτείνοντας την ευθεία μέχρι του σημείου μηδενικής κατανάλωσης καυσίμου (οριζόντιος άξονας) λαμβάνουμε μία αρνητική θεωρητική τιμή μέσης πίεσης (ή ισχύος), η οποία αντιστοιχεί στην απαραίτητη ισχύ για την υπερνίκηση των μηχανικών απωλειών.

Η χρήση της γραμμής Willans για την εύρεση των μηχανικών απωλειών δεν είναι εφικτή σε κινητήρες Otto στους οποίους, καθώς υπάρχει στραγγαλισμός της ροής για μετάβαση σε μικρά φορτία και η αναλογία αέρα καυσίμου παραμένει σταθερή, ο γραμμικός νόμος μεταξύ κατανάλωσης καυσίμου και πραγματικής ισχύος δεν υφίσταται. Επιπλέον, ακόμα και στους κινητήρες Diesel, χρειάζεται να γίνουν πολλές δοκιμές σε χαμηλά φορτία για να επιβεβαιωθεί η γραμμικότητα της εξάρτησης που αντιπροσωπεύει η γραμμή Willans ώστε να θεωρηθεί η μέθοδος αξιόπιστη.

2.5. Μέθοδος επιβράδυνσης

Αρχικά, ο κινητήρας λειτουργεί σε πέδη υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής έως ότου να αναπτυχθούν οι κανονικές θερμοκρασίες λειτουργίας. Στη συνέχεια, αποσυνδέεται ο κινητήρας από την πέδη και, ταυτόχρονα, διακόπτεται η καύση στους κυλίνδρους. Κατά τη φάση αυτή, στον κινητήρα δρα αποκλειστικά το έργο των μηχανικών απωλειών, λόγω του

οποίου ξεκινά να επιβραδύνεται. Η μέθοδος βασίζεται στη μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής n προς υπολογισμό της επιβράδυνσης του κινητήρα τη στιγμή της παύσης της καύσης.

Στο διάγραμμα της γωνιακής ταχύτητας ω ($\omega=\pi\cdot n/30$) συναρτήσει του χρόνου t, με t=0 τη χρονική στιγμή της παύσης της καύσης και διακοπής του φορτίου της πέδης, η γωνιακή επιτάχυνση δίνεται από την κλίση της καμπύλης. Έτσι, η αρχική κλίση της καμπύλης είναι και η ζητούμενη γωνιακή επιτάχυνση $(d\omega/dt)_{t=0}$.

Με γνωστή την ολική μαζική ροπή αδρανείας $\Theta_{o\lambda}$ των κινούμενων τμημάτων του κινητήρα, βρίσκουμε την ροπή των μηχανικών απωλειών τ_r από τη σχέση:

$$\tau_r = \Theta_{o\lambda} \cdot (d\omega/dt)_{t=0} \qquad (2.5)$$

Από τη σχέση (1.9) εκφρασμένη για τις μηχανικές απώλειες, λύνοντας ως προς τη μέση πίεση μηχανικών απωλειών $\bar{p}_r$, λαμβάνουμε:

$$\bar{p}_r = \tau_r \cdot \pi \cdot k / V_h \qquad (2.6)$$

όπου, ως γνωστόν, V_h ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κυλίνδρου και k σταθερά με τιμές k=2 για 2-Χ κινητήρα και k=4 για 4-Χ κινητήρα.

Η μέθοδος της επιβράδυνσης εφαρμόζεται εύκολα σε κινητήρες διαφόρων τύπων, επιφέρει όμως σφάλματα εξαιτίας του ότι οι επιβραδύνουσες δυνάμεις ύστερα από το σβήσιμο του κινητήρα δεν είναι ίδιες με αυτές που παρουσιάζονται υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας.

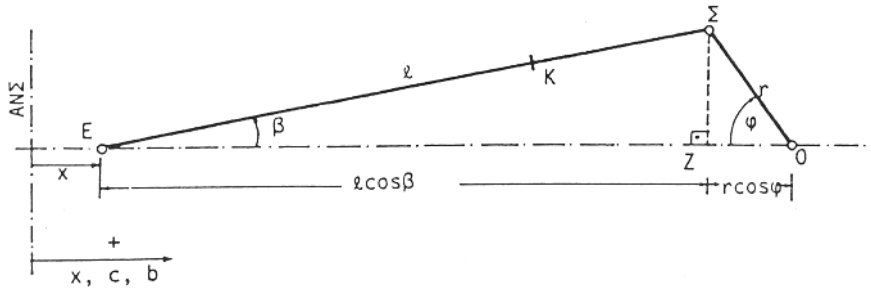
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3:

ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

Στο κεφάλαιο αυτό, παρουσιάζονται τα βασικά στοιχεία του κινηματικού μηχανισμού καθώς και οι δυνάμεις που ασκούνται σε αυτόν, με στόχο την κατανόηση του τρόπου με τον οποίο αναπτύσσεται η στρεπτική ροπή στην στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα και τον υπολογισμό της.

3.1. Μετατόπιση, ταχύτητα και επιτάχυνση εμβόλου

Τα βασικά στοιχεία του κινηματικού μηχανισμού ενός εμβολοφόρου κινητήρα είναι η ακτίνα r του στροφάλου, το μήκος ℓ του διωστήρα, η σχετική γωνία στροφάλου φ και η γωνία β του διωστήρα.



Σχήμα 3.1. Κινηματικός μηχανισμός κινητήρα

Σημειώνεται ότι, για την παρούσα εργασία, θεωρούμε την τιμή της γωνίας στροφάλου φ=0 όταν το έμβολο βρίσκεται στο κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ), πριν από τη φάση της συμπίεσης.

Με βάση το Σχήμα 3.1, όπου απεικονίζονται όλα τα βασικά στοιχεία του κινηματικού μηχανισμού, μπορούμε να καταλήξουμε στις περισσότερες χρήσιμες, γεωμετρικές σχέσεις. Αν s η διαδρομή του εμβόλου, για την ακτίνα r του στροφάλου ισχύει:

$$r = s/2 \tag{3.1}$$

Για τυχαία θέση του στροφάλου, που καθορίζεται από τη σχετική γωνία στροφάλου φ, η μετατόπιση του εμβόλου x, δηλαδή η απόσταση της άνω επιφάνειας του εμβόλου από το άνω νεκρό σημείο, είναι:

$$x = r + \ell - \ell \cdot \cos\beta - r \cdot \cos\varphi \tag{3.2}$$

Για την κοινή πλευρά ΣΖ των ορθογώνιων τριγώνων ΕΣΖ και ΟΣΖ, ισχύει:

$$\ell \cdot \sin\beta = r \cdot \sin\varphi \tag{3.3}$$

Θέτοντας την παράμετρο λ ως τον λόγο ακτίνας στροφάλου προς το μήκος του διωστήρα ($\lambda = r / \ell$), από την σχέση (3.3), προκύπτει:

$$\sin\beta = \lambda \cdot \sin\varphi \qquad \text{ή}$$

$$\cos\beta = 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi} \tag{3.4}$$

Οπότε, η μετατόπιση x εκφράζεται, τελικά, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ:

$$x = r \cdot (1 - \cos\varphi) + \ell \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi}\right) \qquad (3.5)$$

Η ταχύτητα του εμβόλου c ορίζεται ως η παράγωγος της μετατόπισης του εμβόλου x ως προς το χρόνο t:

$$c = dx / dt \qquad \text{ή}$$

$$c = (dx / d\varphi) \cdot (d\varphi / dt) \qquad (3.6)$$

Για σταθερή γωνιακή ταχύτητα του στροφάλου ισχύουν:

$$d\varphi / dt = \omega$$

$$\varphi = \omega \cdot t$$

Συνεπώς, από τη σχέση (3.6) προκύπτει, μετά από παραγώγιση της σχέσης (3.5) ως προς τη γωνία στροφάλου, η τιμή της ταχύτητας εμβόλου c ως συνάρτηση της γωνίας φ:

$$c = \omega \cdot r \cdot \sin\varphi \cdot \frac{1 + \lambda \cdot \cos\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi}} \qquad (3.7)$$

Τέλος, η επιτάχυνση του εμβόλου b ορίζεται ως η παράγωγος της ταχύτητας του εμβόλου c ως προς το χρόνο t:

$$b = dc / dt \qquad \text{ή}$$

$$b = (dc / d\varphi) \cdot (d\varphi / dt) \qquad (3.8)$$

Για σταθερή γωνιακή ταχύτητα του στροφάλου $\omega = d\varphi / dt$, όπως και προηγουμένως, μετά από παραγώγιση της σχέσης (3.7) ως προς τη γωνία στροφάλου, η σχέση (3.8) γράφεται:

$$b = \omega^2 \cdot r \cdot \left(\cos\varphi + \lambda \cdot \frac{\cos 2\varphi + \lambda^2 \cdot \sin^4\varphi}{\left(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi\right)^{3/2}} \right) \tag{3.9}$$

3.2. Αναγωγή του διωστήρα σε δύο μάζες

Ο διωστήρας είναι το μόνο από τα κινούμενα μέρη του που εκτελούν σύνθετη κίνηση. Η σύνθετη αυτή κίνηση πραγματοποιείται σε επίπεδο κάθετο στον άξονα της στροφαλοφόρου ατράκτου, καθώς το ένα άκρο του (σημείο Ε) είναι συνδεδεμένο με το έμβολο που εκτελεί ευθύγραμμη παλινδρομική κίνηση, ενώ το άλλο άκρο του (σημείο Σ) στο κομβίο του στροφάλου που εκτελεί κυκλική κίνηση ακτίνας r. Για το λόγο αυτό, ο προσδιορισμός της δύναμης αδρανείας του διωστήρα δεν είναι άμεσα εφικτός.

Προκειμένου να υπολογιστεί, η μάζα κάθε διωστήρα m_δ ανάγεται σε δύο ξεχωριστές σημειακές μάζες, οι οποίες είναι συνδεδεμένες στερεά μεταξύ τους με αβαρή, αμφιαρθρωτή ράβδο, που μεταβιβάζει δυνάμεις μόνο κατά τον άξονά της. Η πρώτη μάζα $m_{\delta l}$ είναι συγκεντρωμένη στο σημείο Ε και ως εκ τούτου εκτελεί ευθύγραμμη κίνηση, ενώ η δεύτερη μάζα $m_{\delta r}$ είναι συγκεντρωμένη στο σημείο Σ, οπότε εκτελεί κυκλική κίνηση.

Το σύστημα των δύο αυτών μαζών, για να θεωρηθεί δυναμικά ισοδύναμο προς το διωστήρα, πρέπει να πληροί κάποιες προϋποθέσεις. Αρχικά, η συνολική μάζα του συστήματος πρέπει να είναι ίση με τη μάζα του διωστήρα, όπως επίσης και το κέντρο βάρους του θα πρέπει να συμπίπτει με εκείνο του διωστήρα. Τέλος, η ροπή αδράνειας του ως προς τον άξονα, που διέρχεται από το κέντρο βάρους και είναι κάθετος στο επίπεδο της κίνησης, θα πρέπει να είναι ίση με την ροπή αδράνειας του διωστήρα ως προς τον ίδιο άξονα. Μαθηματικά, οι προϋποθέσεις αυτές εκφράζονται ως εξής:

$$m_{\delta l} + m_{\delta r} = m_\delta \tag{3.10}$$

$$m_{\delta l} \cdot (EK) - m_{\delta r} \cdot (\Sigma K) = 0 \tag{3.11}$$

$$m_{\delta l} \cdot (EK)^2 + m_{\delta r} \cdot (\Sigma K)^2 = \Theta_\delta \tag{3.12}$$

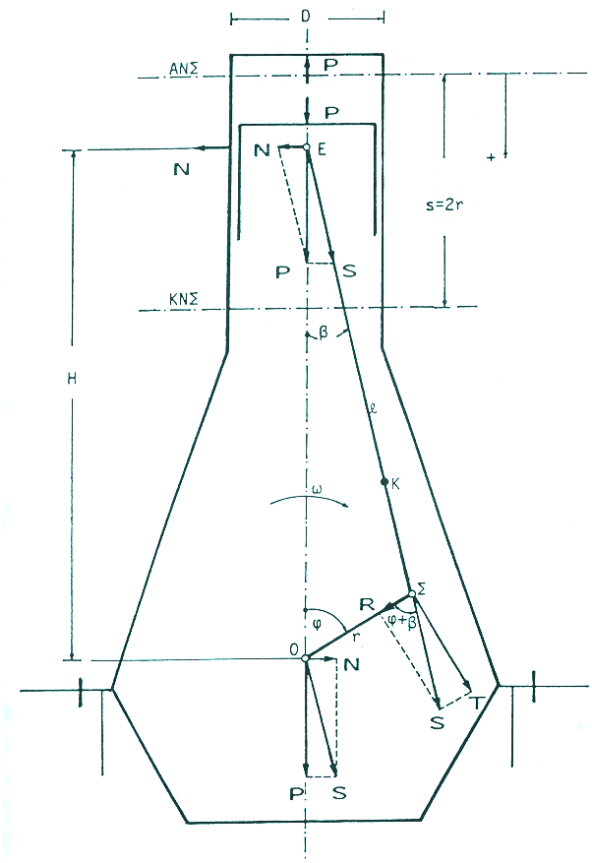
όπου Θ_δ η μαζική ροπή αδράνειας του διωστήρα και (ΕΚ), (ΣΚ) οι αποστάσεις των αντίστοιχων σημείων του διωστήρα (Σχήμα 3.1), με το σημείο Κ να αντιπροσωπεύει το κέντρο βάρους του διωστήρα.

Επειδή το σύστημα των εξισώσεων (3.10) και (3.11) έχει μοναδική λύση, η οποία εν γένει δεν ικανοποιεί την εξίσωση (3.12), δεν είναι δυνατόν να επιτευχθεί πλήρης ισοδυναμία των δύο συστημάτων. Παρ' όλα αυτά, για τεχνικές εφαρμογές, όπως και για τη μελέτη αυτή, παραλείπεται η εξίσωση (3.12), θεωρώντας το σφάλμα που προκύπτει αμελητέο. Συνεπώς, η τιμή των μαζών $m_{\delta l}$ και $m_{\delta r}$ προκύπτει από τη λύση του συστήματος των εξισώσεων (3.10) και (3.11).

3.3. Δυνάμεις επί του κινηματικού μηχανισμού

3.3.1. Δυνάμεις από τα αέρια

Η πίεση που ασκείται από τα αέρια στα εσωτερικά τοιχώματα των κυλίνδρων ενός κινητήρα είναι η αιτία των δυνάμεων που αναφέρονται στην παράγραφο αυτή. Η τιμή της πίεσης των αερίων στο εσωτερικό ενός κυλίνδρου δίνεται από το αντίστοιχο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα συναρτήσει της θέσης του εμβόλου (διάγραμμα $p_g - x$), είτε από τη χρήση της μεθόδου που αναφέρθηκε στην παράγραφο 2.1 συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (διάγραμμα $p_g - \varphi$).



Σχ. 3.2. Δυνάμεις επί του κινηματικού μηχανισμού

Η πίεση των αερίων στο εσωτερικό του κυλίνδρου ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης μεταβάλλεται σε πλατιά όρια κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του. Η ελάχιστη τιμή της είναι περίπου η ατμοσφαιρική ή

αντίστοιχα η πίεση υπερπλήρωσης για υπερπληρωμένο κινητήρα, ενώ η μέγιστη τιμή της φτάνει περίπου 40 έως και 100 φορές μεγαλύτερη της πρώτης.

Η πρώτη και κυριότερη δύναμη που αναπτύσσεται εξαιτίας της πίεσης p_g είναι η δύναμη P_g, η οποία ασκείται στο έμβολο του κινητήρα κατά τον άξονα του κυλίνδρου με φορά πάντα από το άνω νεκρό σημείο προς το κάτω νεκρό σημείο και δίνεται από τη σχέση:

$$P_g = (\pi/4) \cdot D^2 \cdot p_g \qquad (3.13)$$

όπου D η διάμετρος του εμβόλου, ενώ p_g η μανομετρική πίεση, εφόσον στην κάτω πλευρά του εμβόλου ασκείται ατμοσφαιρική πίεση (κινητήρες απλής ενέργειας).

Επίσης, ίση κατά μέτρο δύναμη P_g, αλλά με αντίθετη φορά, ασκείται στο άνω κάλυμμα του κυλίνδρου, ενώ και στα παράπλευρα τοιχώματα ασκούνται αντίστοιχες δυνάμεις ανάλογες της πίεσης p_g. Οι δυνάμεις αυτές δεν έχουν επίδραση στον κινηματικό μηχανισμό.

Σύμφωνα με το Σχήμα 3.2, η δύναμη P_g που ασκείται στο έμβολο αναλύεται σε δύο συνιστώσες, την πρώτη εκ των οποίων παραλαμβάνει το τοίχωμα του κυλίνδρου, ενώ τη δεύτερη ο διωστήρας, ο οποίος μεταβιβάζει δυνάμεις μόνο κατά τον άξονά του.

Η πρώτη συνιστώσα είναι η δύναμη παρειάς κυλίνδρου N_g, η οποία είναι κάθετη στο τοίχωμα του κυλίνδρου και ανήκει στο επίπεδο που είναι κάθετο στον άξονα της στροφαλοφόρου ατράκτου, και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$N_g = P_g \cdot \tan\beta \qquad (3.14)$$

και επιπλέον, μεταβιβάζεται μέσω του διωστήρα στο κομβίο του στροφάλου.

Η δεύτερη συνιστώσα είναι η δύναμη S_g που ασκείται στην άνω κεφαλή του διωστήρα με διεύθυνση κατά τον άξονά του, η οποία δίνεται από τη σχέση:

$$S_g = P_g / \cos\beta \qquad (3.15)$$

και μεταβιβάζεται μέσω του διωστήρα στο κομβίο του στροφάλου, ενώ με αναγωγή της τελευταίας στο έδρανο βάσεως, δημιουργείται ροπή τ_g επί της στροφαλοφόρου ατράκτου, που αποτελεί και τη στρεπτική ροπή του κινητήρα που οφείλεται στην πίεση των αερίων και δίνεται από τη σχέση:

$$\tau_g = S_g \cdot \sin(\varphi+\beta) \cdot r \qquad \text{ή}$$

$$\tau_g = P_g \cdot r \cdot \sin(\varphi+\beta) / \cos\beta \qquad \text{ή}$$

$$\tau_g = (\pi/4) \cdot D^2 \cdot p_g \cdot r \cdot \sin(\varphi+\beta) / \cos\beta \qquad (3.16)$$

με θετική φορά εκείνη της περιστροφής του στροφάλου.

3.3.2. Μαζικές δυνάμεις

Οι μαζικές δυνάμεις προκαλούνται από την αδράνεια των κινούμενων μαζών του κινηματικού μηχανισμού. Οι μάζες αυτές διαχωρίζονται σε αυτές που κινούνται ευθύγραμμα παλινδρομικά, σε εκείνες που κινούνται περιστροφικά και αυτές που εκτελούν σύνθετη κίνηση.

Σύμφωνα με την προηγούμενη παράγραφο 3.2, σύνθετη κίνηση εκτελεί μόνο η μάζα του διωστήρα m_δ, η οποία ανάγεται στις μάζες $m_{\delta l}$ και $m_{\delta r}$ με τις ιδιότητες που αναφέρθηκαν. Με το δεδομένο αυτό, το σύνολο των μαζών του κινηματικού μηχανισμού για κάθε κύλινδρο μπορεί να αναχθεί με τη σειρά του σε δύο μάζες ως εξής:

$$m_l = m_\varepsilon + m_{\delta l} \qquad (3.17)$$

$$m_r = m_\sigma + m_{\delta r} \qquad (3.18)$$

όπου m_ε το άθροισμα των μαζών του κινηματικού μηχανισμού που εκτελούν αμιγώς παλινδρομική κίνηση, δηλαδή η μάζα του εμβόλου και των στοιχείων που παλινδρομούν μαζί του, και m_σ το άθροισμα των ανηγμένων στην ακτίνα στροφάλου μαζών που εκτελούν αμιγώς περιστροφική κίνηση γύρω από τον άξονα της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή το σύνολο των μαζών που αποτελούν το στρόφαλο του υπό εξέταση κυλίνδρου ανηγμένο σε ακτίνα r.

Η μάζα m_l είναι, τελικά, η συνολική παλινδρομούσα με το ρυθμό του εμβόλου μάζα. Η επιτάχυνση που δέχεται είναι ίση με εκείνη του εμβόλου,

δηλαδή ίση με b, οπότε, η αδρανειακή δύναμη που ασκεί στον κινηματικό μηχανισμό έχει τιμή:

$$P_l = -\, m_l \cdot b \qquad (3.19)$$

και φορέα τον άξονα του κυλίνδρου. Η φορά της δίνεται από το πρόσημο της τιμής της, με θετική φορά εκείνη που θεωρήσαμε και στην παράγραφο 3.1. Με τον ίδιο τρόπο που μεταφέρεται η δύναμη P_g στο έδρανο βάσεως και δημιουργείται ροπή τ_g, στη δύναμη P_l οφείλεται η ροπή τ_l, η οποία αντίστοιχα δίνεται από τη σχέση:

$$\tau_l = P_l \cdot r \cdot \sin(\varphi+\beta) / \cos\beta \qquad \text{ή}$$

$$\tau_l = -\, m_l \cdot b \cdot r \cdot \sin(\varphi+\beta) / \cos\beta \qquad (3.20)$$

Η μάζα m_r είναι η συνολική περιστρεφόμενη μάζα γύρω από τον άξονα της στροφαλοφόρου ατράκτου, συγκεντρωμένη στο κομβίο του στροφάλου (ακτίνα r), λόγω της αναγωγής των πραγματικών μαζών που έχει προηγηθεί. Η αναγωγή των μαζών στην επιθυμητή ακτίνα έχει γίνει ούτως ώστε να έχουμε ισότητα των φυγοκεντρικών δυνάμεων πριν και μετά την αναγωγή, σύμφωνα με τη σχέση:

$$m_{\sigma(i)} = m_i \cdot r_i / r \qquad (3.21)$$

όπου m_i η πραγματική περιστρεφόμενη μάζα που ανάγεται και r_i η απόσταση του κέντρου βάρους της από τον άξονα περιστροφής.

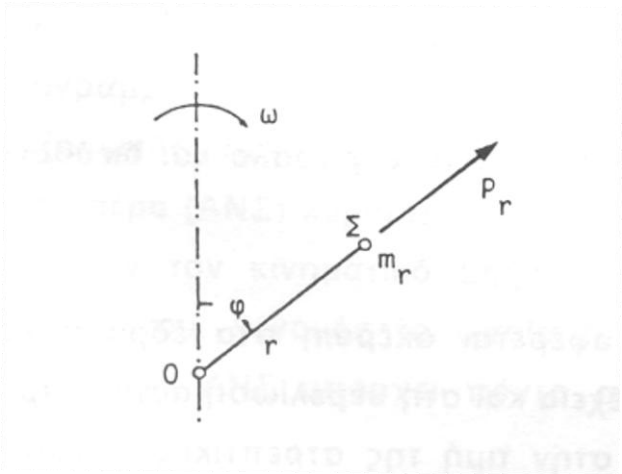
Η φυγοκεντρική δύναμη P_r που ασκεί η μάζα m_r στον κινηματικό μηχανισμό έχει ακτινική διεύθυνση που διέρχεται από το κομβίο του στροφάλου που περιστρέφεται και σταθερή φορά αντίθετη προς το κέντρο περιστροφής, ενώ το μέτρο της είναι επίσης σταθερό και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$P_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \qquad (3.22)$$

Η δύναμη P_r μεταφέρεται ακέραιη στα έδρανα και στο σώμα της μηχανής, και στη συνέχεια στη θεμελίωση αυτής. Λόγω της διεύθυνσής της,

όμως, η οποία φαίνεται και στο Σχήμα 3.3, δεν έχει επίδραση στην τιμή της στρεπτικής ροπής του κινητήρα. Δηλαδή:

$$\tau_r = 0 \qquad (3.23)$$



Σχήμα 3.3. Δυνάμεις λόγω περιστρεφόμενων μαζών

3.3.3. Βαρυτικές Δυνάμεις

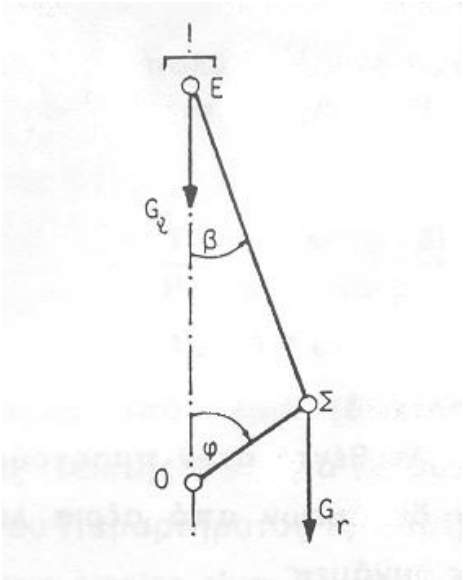
Οι βαρυτικές δυνάμεις των τμημάτων του κινητήρα που έχουν επίδραση στη στρεπτική ροπή του κινητήρα, δηλαδή των κινούμενων μερών του, είναι πολύ μικρές σε σχέση με τις δυνάμεις που αναφέρθηκαν στις δύο προηγούμενες παραγράφους. Ενώ συνήθως θεωρείται αμελητέα η επιρροή αυτή, για μεγάλων διαστάσεων βραδύστροφους κινητήρες Diesel μπορεί να υπολογιστεί, σύμφωνα με τα παρακάτω.

Εάν G_l το βάρος της μάζας m_l και G_r το βάρος της μάζας m_r, τότε η στρεπτική ροπή λόγω του βάρους του κινηματικού μηχανισμού είναι:

$$\tau_G = [G_l \cdot \sin(\varphi+\beta) / \cos\beta + G_r \cdot \sin\varphi] \cdot r \qquad \text{ή}$$

$$\tau_G = [m_l \cdot g \cdot \sin(\varphi+\beta) / \cos\beta + m_r \cdot g \cdot \sin\varphi] \cdot r \qquad (3.24)$$

όπου ο πρώτος όρος προκύπτει κατ' αντιστοιχία με τις σχέσεις (3.16) και (3.20), ενώ ο δεύτερος όρος προκύπτει εύκολα από το Σχήμα 3.4.



Σχήμα 3.4. Βαρυτικές δυνάμεις

3.3.4. Σύνθεση των στρεπτικών ροπών

Η σύνθεση των στρεπτικών ροπών λόγω των δυνάμεων από τα αέρια, των μαζικών δυνάμεων και των βαρυτικών δυνάμεων, σύμφωνα με τις σχέσεις (3.16), (3.20) και (3.24), δίνει τη στρεπτική ροπή του κινητήρα τ_e άνευ μηχανικών απωλειών:

$$\tau_e = \tau_g + \tau_l + \tau_G \qquad \text{ή}$$

$$\tau_e = \left[\frac{\pi}{4}\cdot D^2\cdot p_g\cdot\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta} - m_l\cdot b\cdot\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta} + \left(m_l\cdot g\cdot\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta} + m_r\cdot\sin\varphi\right)\right]\cdot r$$

Μία χρήσιμη σχέση που προκύπτει, λαμβάνοντας υπ' όψιν ότι στο Σχήμα 3.2 η ισχύς της δύναμης P που ασκείται στο έμβολο και η ισχύς της στρεπτικής δύναμης T είναι ίσες, είναι η εξής:

$$P \cdot c \cdot dt = T \cdot r \cdot d\varphi \qquad \text{ή}$$

$$T = P \cdot (c / r\cdot\omega)$$

Όμως, σύμφωνα και με το ίδιο σχήμα:

$$T = P \cdot \sin(\varphi+\beta) / \cos\beta$$

Συνεπώς, καταλήγουμε στη σχέση:

$$\sin(\varphi+\beta) / \cos\beta = (c / r\cdot\omega) \qquad (3.25)$$

Η στρεπτική ροπή του κινητήρα συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, μέσω της τελευταίας σχέσης (3.25), παίρνει την τελική μορφή της:

$$\tau_e = \tau_g + \tau_l + \tau_G \qquad \text{ή}$$

$$\tau_e = \left[\frac{\pi}{4}\cdot D^2\cdot p_g\cdot\frac{c}{r\omega} - m_l\cdot b\cdot\frac{c}{r\omega} + \left(m_l\cdot g\cdot\frac{c}{r\omega} + m_r\cdot\sin\varphi\right)\right]\cdot r \qquad (3.26)$$

και αν παραλείψουμε την επίδραση των βαρυτικών δυνάμεων στη στρεπτική ροπή:

$$\tau_e = \tau_g + \tau_l \qquad \text{ή}$$

$$\tau_e = \left(\frac{\pi}{4}\cdot D^2\cdot p_g\cdot\frac{c}{r\omega} - m_l\cdot b\cdot\frac{c}{r\omega}\right)\cdot r \qquad (3.27)$$

όπου όλες οι παράμετροι είναι γνωστές, μέσω των σχέσεων (3.7) και (3.9) και των κατασκευαστικών δεδομένων, αν γνωρίζουμε μέσω πειραματικών μετρήσεων την πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου p_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Κεφάλαιο 4:

Μοντέλα Υπολογισμού Μηχανικών Απωλειών

4.1. Γενικά περί θεωρητικών μοντέλων

Το ζήτημα των μηχανικών απωλειών ενός κινητήρα παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον όσον αφορά τη σχεδίαση, κατασκευή και εξέλιξη κινητήρων με βελτιωμένη απόδοση. Όπως έχει ήδη αναφερθεί και προηγουμένως, οι μηχανικές απώλειες ενός κινητήρα σχετίζονται άμεσα με την απόδοση, την αξιοπιστία, την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα. Για αυτόν το λόγο, έχουν ήδη πραγματοποιηθεί πολυάριθμες μελέτες στο θέμα των μηχανικών απωλειών κινητήρων από διάφορους ερευνητές, ενώ συνεχίζουν να πραγματοποιούνται και άλλες.

Αποτέλεσμα της όλης αυτής προσπάθειας είναι η ανάπτυξη διαφόρων θεωρητικών μοντέλων υπολογισμού των μηχανικών απωλειών, που αποτελούν χρήσιμα εργαλεία για τη μελέτη, σχεδίαση και βελτιστοποίηση κινητήρων σε πρακτικό πλέον επίπεδο.

Κατά την έρευνα, ο μελετητής εισάγει τις παραμέτρους του κινητήρα που είναι υπό εξέταση στο μοντέλο υπολογισμού που χρησιμοποιεί και

λαμβάνει πληροφορίες σε σχέση με τις μηχανικές απώλειες. Οι παράμετροι που εισάγονται είναι κυρίως τα κατασκευαστικά στοιχεία του κινητήρα και οι συνθήκες λειτουργίας του. Τα μοντέλα υπολογισμού αναπτύσσονται σε υπολογιστικό κώδικα και η πολυπλοκότητά τους είναι συνήθως ανάλογη με την ακρίβεια των αποτελεσμάτων τους, το πλήθος των ζητούμενων παραμέτρων και το πλήθος των πληροφοριών που παρέχουν. Συνεπώς, είναι στην κρίση του ερευνητή να επιλέξει το κατάλληλο μοντέλο για εφαρμογή στη μελέτη του.

Τα μοντέλα υπολογισμού μηχανικών απωλειών χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

- στα μοντέλα που υπολογίζουν τη μέση τιμή των μηχανικών απωλειών για έναν ολόκληρο κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, και
- στα μοντέλα που υπολογίζουν στιγμιαίες τιμές των μηχανικών απωλειών συναρτήσει της σχετικής γωνίας στροφάλου του κινητήρα.

Επίσης, γίνεται διάκριση των μοντέλων ανάλογα με το αν υπολογίζουν τις απώλειες του κινητήρα συνολικά ή αν υπολογίζουν τις απώλειες που αντιστοιχούν σε κάθε ένα από τα ανεξάρτητα τμήματα του κινητήρα.

4.2. Μοντέλο Rezeka - Henein

Η πρώτη σημαντική μελέτη που έγινε στο ζήτημα της προσομοίωσης τριβών σε επίπεδο γωνίας στροφάλου ήταν αυτή των Rezeka και Henein στα μέσα της δεκαετίας του 1980.

Στο μοντέλο που πρότειναν οι Rezeka και Henein, η στρεπτική ροπή των μηχανικών απωλειών διαχωρίζεται σε έξι όρους τριβών, οι οποίοι εκφράζονται μαθηματικά συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, και ο καθένας από αυτούς σχετίζεται με ένα βασικό μηχανικό τμήμα του κινητήρα όπου εντοπίζονται απώλειες.

Οι ημιεμπειρικές αυτές μαθηματικές εκφράσεις των όρων μηχανικών απωλειών του μοντέλου περιλαμβάνουν, πέρα από κατασκευαστικές παραμέτρους του κινητήρα, ισάριθμους εμπειρικούς συντελεστές, ένα για κάθε όρο, των οποίων οι τιμές υπολογίζονται από τη σύγκριση σε σχέση με τις πειραματικές μετρήσεις των μηχανικών απωλειών του κινητήρα για σταθερή ταχύτητα περιστροφής. Μετά τον υπολογισμό των συντελεστών

αυτών, κάθε μηχανικό τμήμα μπορεί να μελετηθεί ξεχωριστά μέσω της αντίστοιχης μαθηματικής σχέσης.

Το μοντέλο των Rezeka και Henein είναι λεπτομερές και παρουσιάζει ικανοποιητική ακρίβεια αποτελεσμάτων. Το κύριο μειονέκτημα του είναι η απαίτηση της εύρεσης των εμπειρικών συντελεστών για κάθε όρο στρεπτικής ροπής τριβών.

Επειδή το μοντέλο που θα χρησιμοποιηθεί στην παρούσα μελέτη είναι το μοντέλο των Rezeka – Henein, ακολουθεί η διεξοδικότερη ανάλυσή του.

Όπως προαναφέρθηκε, η στρεπτική ροπή των μηχανικών απωλειών του κινητήρα διαχωρίζεται σε έξι όρους μηχανικών απωλειών. Οι τρεις πρώτοι όροι σχετίζονται με την κίνηση του εμβόλου, ενώ οι υπόλοιποι με την κίνηση της στροφαλοφόρου ατράκτου. Διατυπωμένοι με τη μαθηματική τους έκφραση, είναι οι εξής:

α) Όρος απωλειών υδροδυναμικής λίπανσης ελατηρίων

$$\tau_{r,1} = c_1 \cdot \left[\mu_{oil} \cdot (r\omega R_1) \cdot \left(p_{r,o} + p_g\right) \cdot w_{ring,o}\right]^{0.5} \cdot D \cdot (n_o + 0.4n_c) \cdot r \cdot \left|{}^{c}/_{r\omega}\right| \quad (4.1)$$

β) Όρος απωλειών μικτής λίπανσης ελατηρίων

$$\tau_{r,2} = c_2 \cdot \pi \cdot D \cdot n_c \cdot w_{ring,c} \cdot \left(p_{r,c} + p_g\right) \cdot \left(1 - |\sin\varphi|\right) \cdot r \cdot \left|{}^{c}/_{r\omega}\right| \quad (4.2)$$

γ) Όρος απωλειών ποδιάς εμβόλου

$$\tau_{r,3} = c_3 \cdot \left(\mu_{oil} \cdot \frac{r\omega R_1}{h_{oil}}\right) \cdot D \cdot L_{ps} \cdot r \cdot \left|{}^{c}/_{r\omega}\right| \quad (4.3)$$

δ) Όρος απωλειών συστήματος βαλβίδων

$$\tau_{r,4} = c_4 \cdot n_v \cdot F_s \cdot r \cdot \left|{}^{c}/_{r\omega}\right| \cdot \omega^{-0.5} \quad (4.4)$$

ε) Όρος απωλειών βοηθητικών συστημάτων

$$\tau_{r,5} = c_5 \cdot \mu_{oil} \cdot \omega \quad (4.5)$$

στ) Όρος απωλειών εδράνων στήριξης

$$\tau_{r,6} = c_6 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot |\cos\varphi| \quad (4.6)$$

όπου: n_o ο αριθμός ελατηρίων λαδιού

n_c ο αριθμός ελατηρίων σύσφιξης

$w_{ring,o}$ το πλάτος ελατηρίων λαδιού

$w_{ring,c}$ το πλάτος ελατηρίων σύσφιξης

$p_{r,o}$ η δύναμη ελατηρίων λαδιού

$p_{r,c}$ η δύναμη ελατηρίων σύσφιξης

μ_{oil} η κινηματική συνεκτικότητα του λιπαντικού λαδιού

h_{oil} το πάχος του λιπαντικού στρώματος

L_{ps} το μήκος ποδιάς (skirt)

n_v ο αριθμός βαλβίδων κυλίνδρου

F_s η δύναμη ελατηρίων βαλβίδων

r_{jb} η ακτίνα εδράνων βάσης

Τέλος, οι συντελεστές c_i με i=1,2,..,6 είναι αδιάστατοι εμπειρικοί συντελεστές, οι οποίοι αναφέρθηκαν και προηγουμένως, και υπολογίζονται από τη σύγκριση σε σχέση με τα πειραματικά δεδομένα για συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Οι τιμές αυτές ισχύουν μόνο για την ταχύτητα περιστροφής που υπολογίστηκαν.

Αθροίζοντας τους όρους αυτούς, προφανώς καταλήγουμε στη ροπή των μηχανικών απωλειών συναρτήσει της γωνίας στροφάλου:

$$\tau_r = \sum_{i=1}^{6} \tau_{r,i} \tag{4.7}$$

Παρατηρούμε ότι οι τιμές των συντελεστών c_i ισχύουν μόνο για μία τιμή περιστροφής ταχύτητας του κινητήρα. Για κάθε άλλη ταχύτητα περιστροφής πρέπει να γίνει επανάληψη της διαδικασίας εύρεσης νέων τιμών των συντελεστών c_i και αυτό αποτελεί μειονέκτημα της μεθόδου. Προκειμένου να αποφευχθεί η επανάληψη της όλης διαδικασίας, προτείνεται η χρήση σχέσεων που συνδέουν συντελεστές c_i που αναφέρονται σε διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, όπως περιγράφεται παρακάτω.

Θεωρούμε ονομαστική την ταχύτητα περιστροφής για την οποία υπολογίζονται οι συντελεστές c_i μέσω πειραματικών μετρήσεων. Επομένως,

στην ταχύτητα n_{nom} αντιστοιχούν οι συντελεστές $c_{nom,i}$. Τότε, για ταχύτητα περιστροφής n, οι αντίστοιχοι συντελεστές c_i υπολογίζονται από τη σχέση:

$$c_i = c_{nom,i} \cdot (n / n_{nom})^{d_i} \tag{4.8}$$

όπου d_i οι συντελεστές διόρθωσης οι οποίοι βρίσκονται επίσης με βαθμόνόμηση σε σχέση με πειραματικά δεδομένα που προκύπτουν για δύο διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα. Σημειώνεται ότι οι τιμές αυτές των συντελεστών d_i αντιστοιχούν σε μία μόνο ονομαστική περιστροφική ταχύτητα n_{nom}, εκείνη για την οποία υπολογίστηκαν.

Κεφάλαιο 5:

Μελέτη μηχανικών απωλειών 4-Χ κινητήρα Diesel

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφεται λεπτομερώς ο τρόπος της επεξεργασίας των πειραματικών δεδομένων, τα οποία ελήφθησαν κατά τη διάρκεια εκπόνησης διδακτορικής διατριβής στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. [9]. Αναφέρονται τα τεχνικά στοιχεία του κινητήρα Diesel του εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π., που υποβλήθηκε στη μελέτη, και τα υπολογιστικά εργαλεία που χρησιμοποιήθηκαν κατά τη διάρκεια της όλης διαδικασίας.

5.1. Κατασκευαστικά στοιχεία κινητήρα

Ο κινητήρας του εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π. της παραπάνω εγκατάστασης είναι ο 4-Χ μονοκύλινδρος κινητήρας Ricardo Hydra, ο οποίος στην παρούσα μελέτη δουλεύει με καύσιμο Diesel. Τα τεχνικά στοιχεία του κινητήρα δίνονται στον Πίνακα 5.1:

Πίνακας 5.1. Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα Ricardo Hydra	
Διάμετρος εμβόλου D	80,26 mm
Διαδρομή εμβόλου s	88,90 mm
Μήκος διωστήρα ℓ	158 mm
Απόσταση κάτω κεφαλής διωστήρα από το κέντρο βάρους του (απόσταση ΣΚ)	54 mm
Μήκος ποδιάς εμβόλου L_{ps}	65 mm
Ακτίνα εδράνου βάσης r_{jb}	55 mm
Αριθμός βαλβίδων κυλίνδρου n_v	2
Δύναμη ελατηρίων βαλβίδων F_s	300 N
Μάζα εμβόλου m_ε	0,581 kg
Μάζα διωστήρα m_δ	2,282 kg
Μαζική ροπή αδράνειας εμβόλου Θ_ε	0,000564793 kg·m^2
Μαζική ροπή αδράνειας διωστήρα Θ_δ	0,004759 kg·m^2
Συνεκτικότητα λαδιού μ_{oil}	0,015 Pa.s
Πάχος film λαδιού h_{oil}	0,018·10^{-3} mm
Αριθμός ελατηρίων λαδιού n_o	1
Αριθμός ελατηρίων σύσφιξης n_c	2
Πλάτος ελατηρίων λαδιού $w_{ring,o}$	0,36 cm
Πλάτος ελατηρίων σύσφιξης $w_{ring,c}$	0,29 cm
Δύναμη ελατηρίων λαδιού $p_{s,o}$	30000 N
Δύναμη ελατηρίων σύσφιξης $p_{s,c}$	30000 N

Επιπλέον, γνωρίζουμε την μαζική ροπή αδράνειας του σφονδύλου και της πέδης:

- Ροπή αδράνειας σφονδύλου: $\Theta_{\sigma\varphi}$ = 0,445 kg·m^2
- Ροπή αδράνειας πέδης: Θ_L = 1,8 kg·m^2

Συνεπώς, μπορούμε να υπολογίσουμε τη συνολική μαζική ροπή αδράνειας $\Theta_{o\lambda}$ ως:

$$\Theta_{o\lambda} = \Theta_L + \Theta_{\sigma\varphi} + \Theta_\delta + \Theta_\varepsilon \qquad \text{ή}$$

$$\Theta_{o\lambda} = 2{,}2503\ kg{\cdot}m^2$$

5.2. Υπολογιστικός κώδικας μοντέλου Rezeka-Henein

Η εφαρμογή του μοντέλου Rezeka-Henein στον κινητήρα, γίνεται μέσω υπολογιστικού κώδικα. Ο κώδικας αυτός είναι γραμμένος σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran και έχει αναπτυχθεί στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π..

Ως δεδομένα, ο υπολογιστικός κώδικας δέχεται τα εξής:

- την πίεση του κυλίνδρου p_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ
- τη διάμετρο εμβόλου D
- τη διαδρομή εμβόλου s
- το μήκος του διωστήρα ℓ
- τον αριθμό βαλβίδων κυλίνδρου n_v
- την κινηματική συνεκτικότητα του λιπαντικού λαδιού μ_{oil}
- το πάχος του λιπαντικού στρώματος h_{oil}
- τον αριθμό ελατηρίων λαδιού n_o
- τον αριθμό ελατηρίων σύσφιξης n_c
- το πλάτος ελατηρίων λαδιού $w_{ring,o}$
- το πλάτος ελατηρίων σύσφιξης $w_{ring,c}$
- τη δύναμη ελατηρίων λαδιού $p_{r,o}$
- τη δύναμη ελατηρίων σύσφιξης $p_{r,c}$
- το μήκος ποδιάς εμβόλου L_{ps}
- την ακτίνα εδράνων βάσης r_{jb}
- τη δύναμη ελατηρίων βαλβίδων F_s
- την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής n_{nom}
- την ταχύτητα περιστροφής n
- τους συντελεστές $c_{i,nom}$
- τους διορθωτικούς συντελεστές d_i

Σημειώνεται ότι όταν η ταχύτητα περιστροφής n είναι ίση με την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής n_{nom}, τότε ο κώδικας δε λαμβάνει υπ' όψιν του τους διορθωτικούς συντελεστές d_i.

Ως αποτελέσματα, ο κώδικας δίνει τη ροπή τριβών συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για κάθε έναν από τους 6 όρους του μοντέλου Rezeka-Henein, δηλαδή τις τιμές των $\tau_{r,i}$ για i=1,2,..,6, καθώς και τη ροπή μηχανικών απωλειών τ_r ομοίως συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, που προκύπτει από το άθροισμα των $\tau_{r,i}$ (σχέσεις 4.1 - 4.6).

5.3. Περιγραφή της διαδικασίας

Η διαδικασία περιλαμβάνει μετρήσεις από τη μετρητική εγκατάσταση για λειτουργία του κινητήρα σε δύο διαφορετικές σταθερές ταχύτητες περιστροφής, εύρεση της ροπής των μηχανικών απωλειών μέσω υπολογισμών και εφαρμογή του μοντέλου Rezeka-Henein προς εύρεση των εμπειρικών συντελεστών των σχέσεων που δίνουν τους έξι όρους μηχανικών απωλειών.

Η πρώτη σειρά μετρήσεων λαμβάνεται για ταχύτητα περιστροφής n_{nom} =1200 rpm (την οποία θεωρούμε ονομαστική) και μέση ροπή του φορτίου της πέδης $\overline{\tau_L}$=9,20 Nm, ενώ η δεύτερη σειρά μετρήσεων για ταχύτητα περιστροφής n=1500 rpm και μέση ροπή του φορτίου της πέδης $\overline{\tau_L}$=13,00 Nm. Από την κάθε σειρά μετρήσεων, προκύπτουν η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου p_g, η ροπή του φορτίου της πέδης τ_L και η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του στροφάλου. Η μέτρηση των μεγεθών αυτών γίνεται συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Εφαρμόζοντας την αρχή διατήρησης της ενέργειας στο σύστημα κινητήρας-πέδη, λαμβάνουμε τη σχέση:

$$\tau_e - \tau_r - \tau_L = \Theta_{o\lambda} \cdot \frac{d\omega}{dt} \qquad (5.1)$$

όπου $\Theta_{o\lambda}$ η συνολική ροπή αδράνειας ως προς τον άξονα της στροφαλοφόρου ατράκτου και τ_e η ροπή του κινητήρα που δίνεται από τη σχέση (3.27), εφόσον θεωρηθεί η επίδραση των βαρυτικών δυνάμεων αμελητέα.

Η σχέση (5.1) λύνεται ως προς τον μοναδικό άγνωστο, αν λάβουμε υπ' όψιν μας τις πειραματικές μετρήσεις και τα κατασκευαστικά δεδομένα του κινητήρα:

$$\tau_r = \tau_e - \tau_L - \Theta_{o\lambda} \cdot \frac{d\omega}{dt} \qquad \text{ή}$$

$$\tau_r = \tau_g + \tau_I - \tau_L - \Theta_{o\lambda} \cdot \frac{d\omega}{dt} \qquad (5.2)$$

Συνεπώς, βρίσκουμε πειραματικά τη ροπή των μηχανικών απωλειών συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για κάθε μία από τις σειρές μετρήσεων, εφόσον υπολογίσουμε πρώτα τους τέσσερις αντίστοιχους όρους της σχέσης (5.2).

Στη συνέχεια, με εφαρμογή του μοντέλου μέσω του υπολογιστικού κώδικα για την πρώτη σειρά μετρήσεων, που αφορά την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής n_{nom}=1200 rpm, βρίσκουμε τους αντίστοιχους εμπειρικούς συντελεστές $c_{nom,i}$, ούτως ώστε η καμπύλη της ροπής των μηχανικών απωλειών του κώδικα να συμπίπτει με την καμπύλη που δίνει η σχέση (5.2). Ομοίως, για τη δεύτερη σειρά μετρήσεων, που αφορά την ταχύτητα περιστροφής των 1500 rpm, βρίσκουμε τους αντίστοιχους εμπειρικούς συντελεστές c_i, καθώς και τους διορθωτικούς συντελεστές d_i με βάση τους συντελεστές $c_{nom,i}$ από τη σχέση (4.8).

Κεφάλαιο 6:

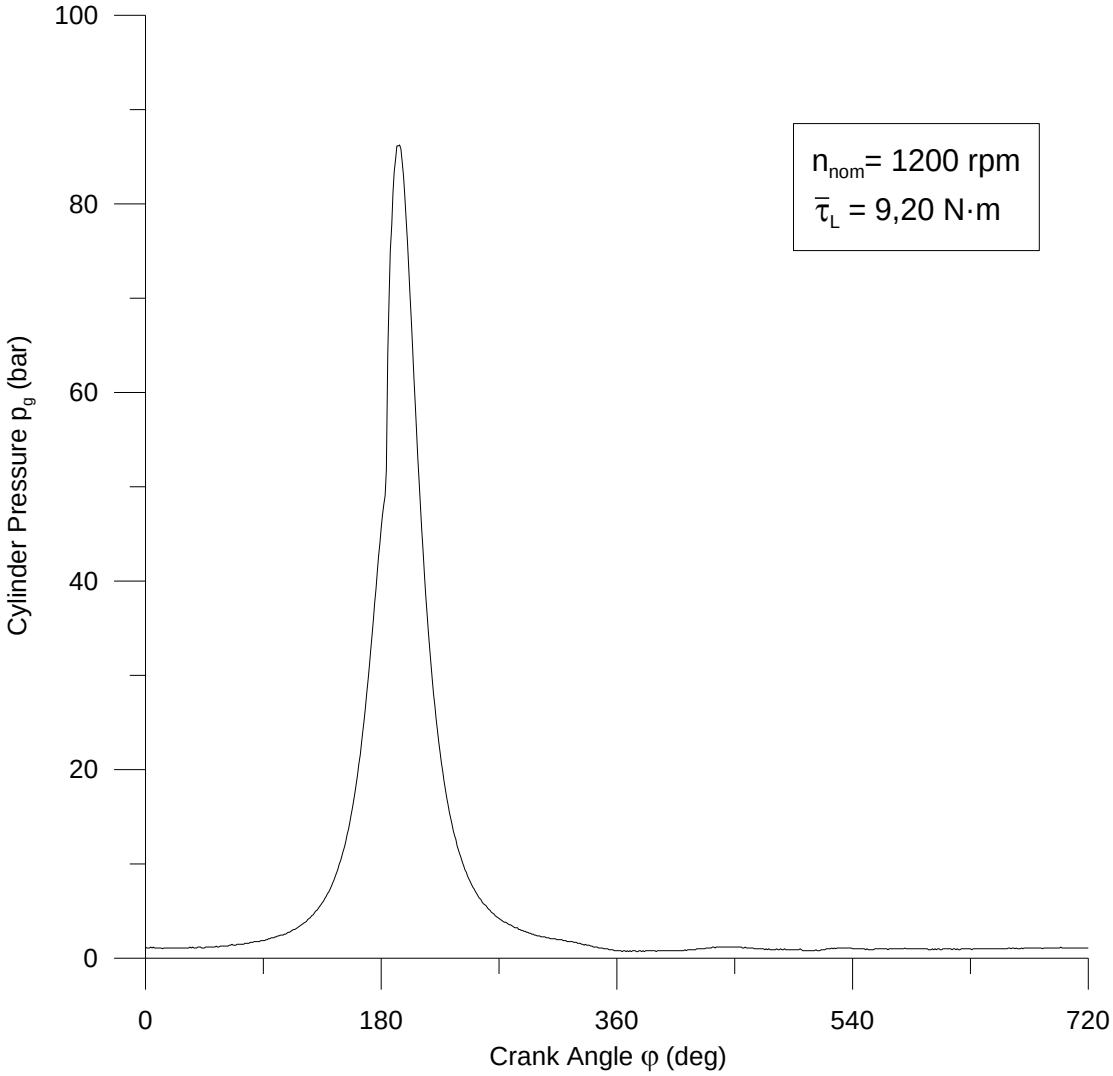
Παρουσίαση αποτελεσμάτων και συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό, παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα της διαδικασίας που περιγράφεται στην παράγραφο 5.4 με τη μορφή διαγραμμάτων. Ακολουθεί ο σχολιασμός και τα συμπεράσματα της όλης μελέτης των μηχανικών απωλειών του 4-Χ κινητήρα Diesel της εγκατάστασης.

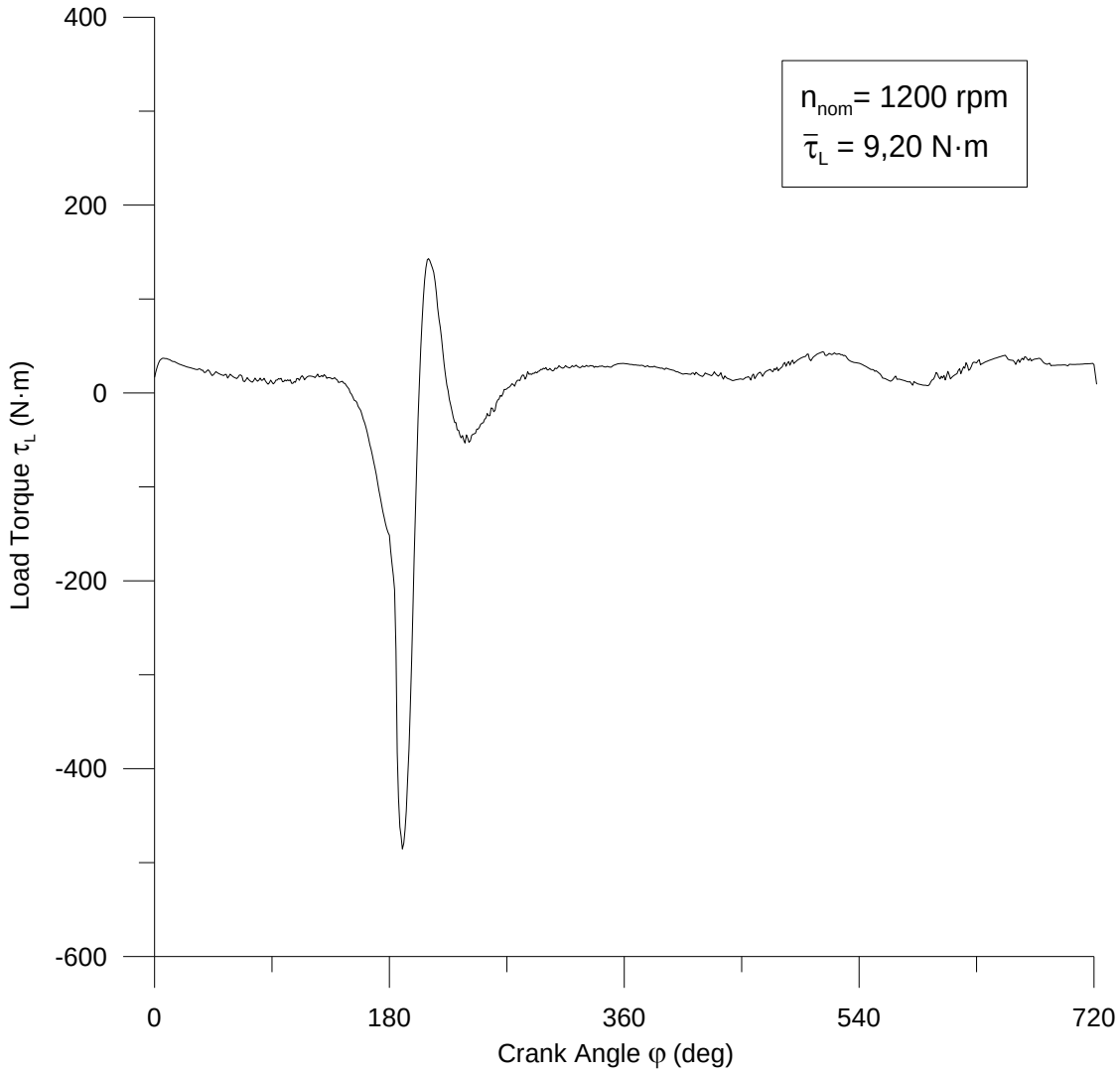
6.1. Παρουσίαση αποτελεσμάτων

6.1.1. Πειραματικές μετρήσεις και υπολογισμοί

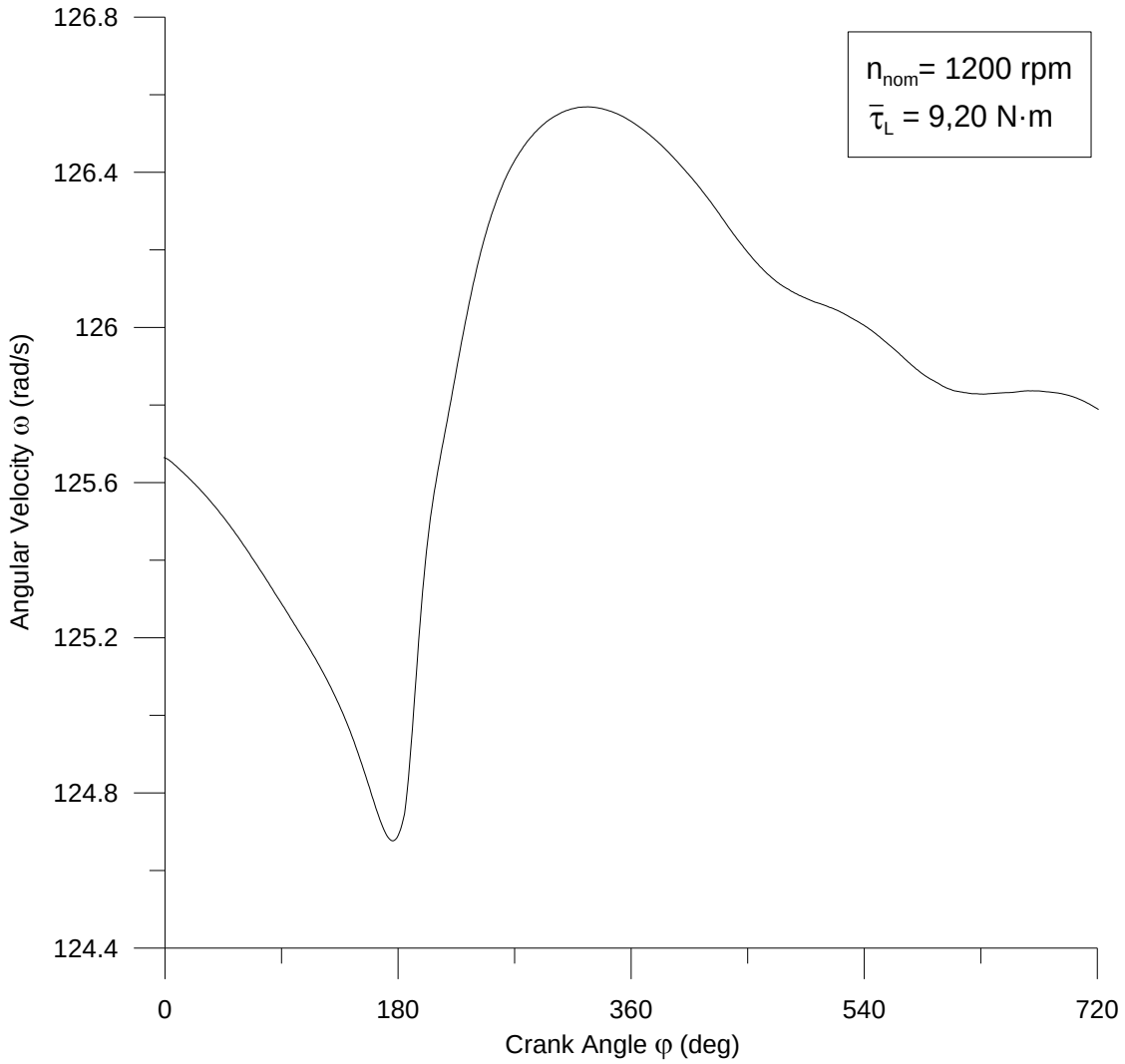
Με χρήση της μετρητικής εγκατάστασης προέκυψαν τα παρακάτω διαγράμματα, για λειτουργία στην σταθερή ονομαστική ταχύτητα περιστροφής των 1200 rpm:



Σχ. 6.1. Πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου p_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

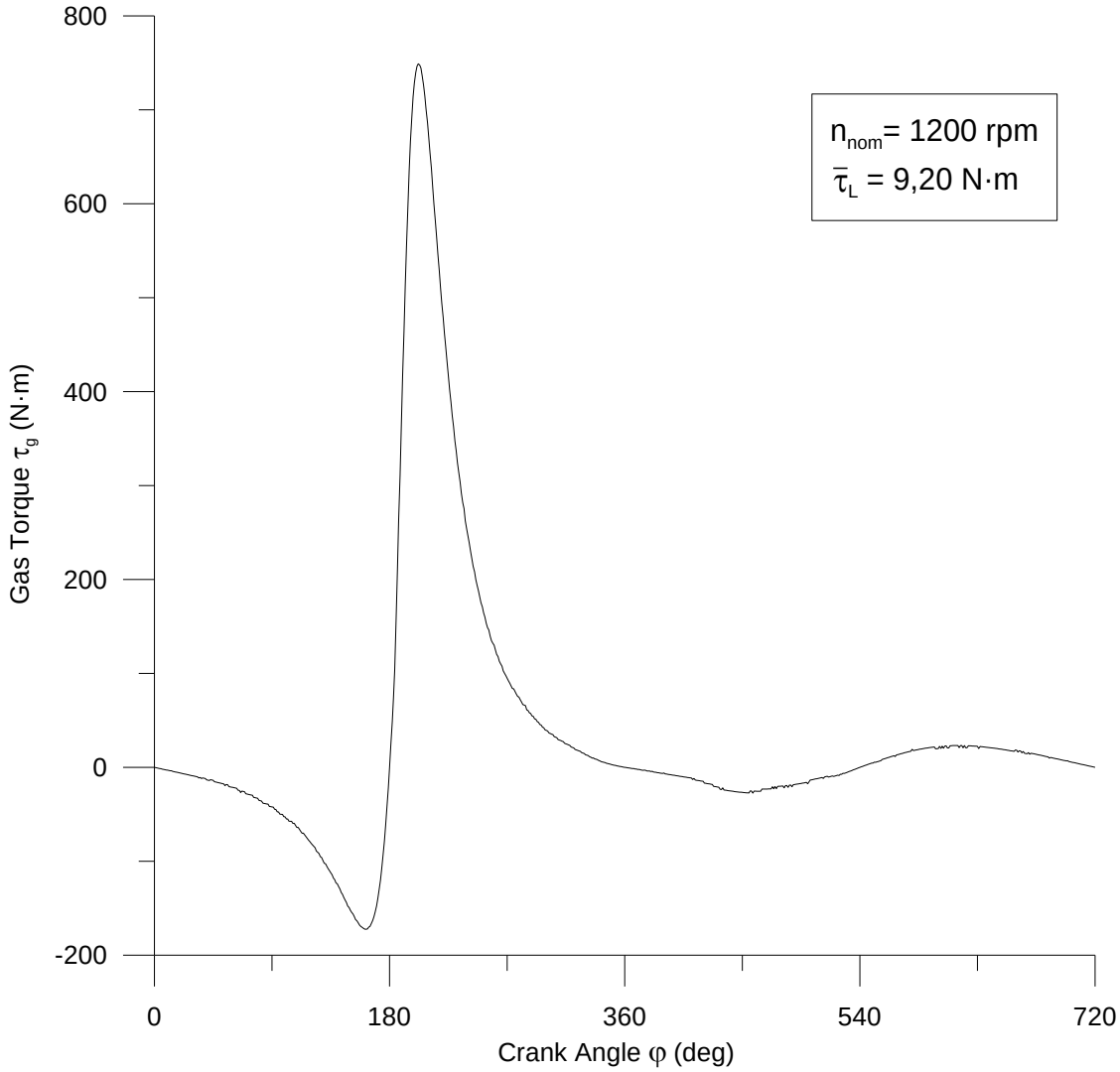


Σχ. 6.2. Ροπή του φορτίου της πέδης τ_L συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

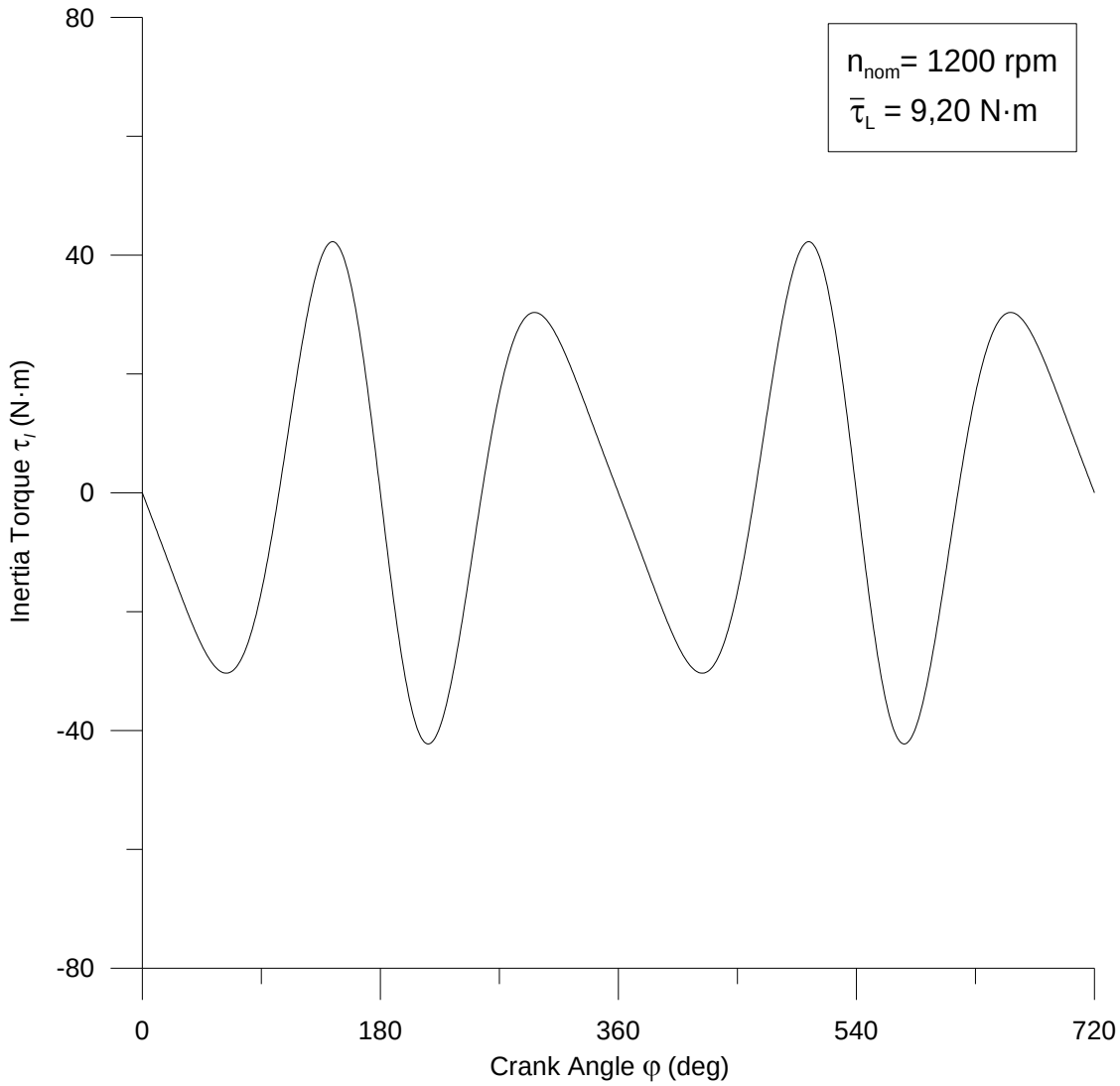


Σχ. 6.3. Γωνιακή ταχύτητα στροφάλου ω συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

Με βάση τη σχέση (3.27) και τα παραπάνω διαγράμματα, προκύπτουν:

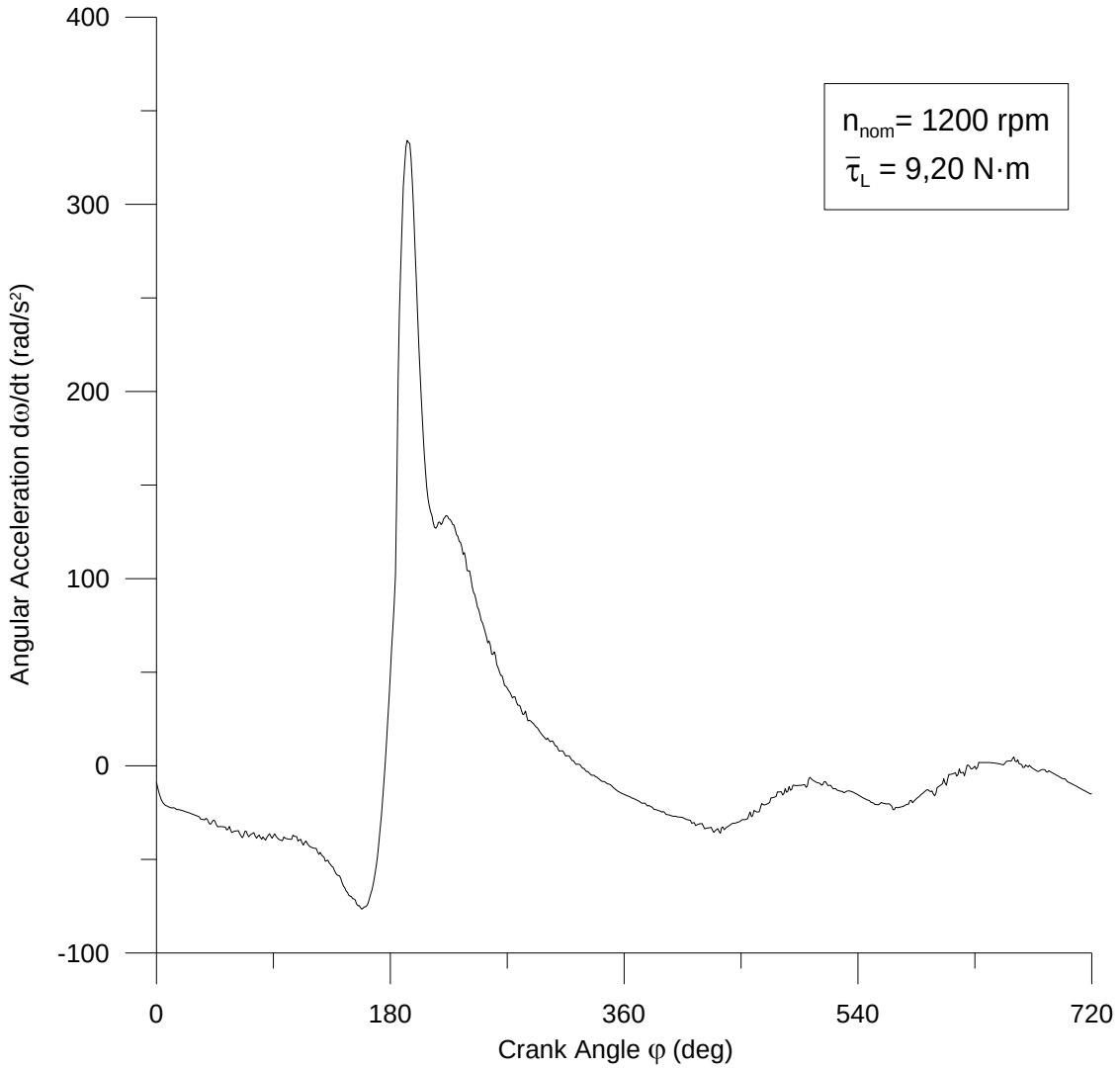


Σχ. 6.4. Ροπή λόγω δυνάμεων εξ' αερίων τ_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ



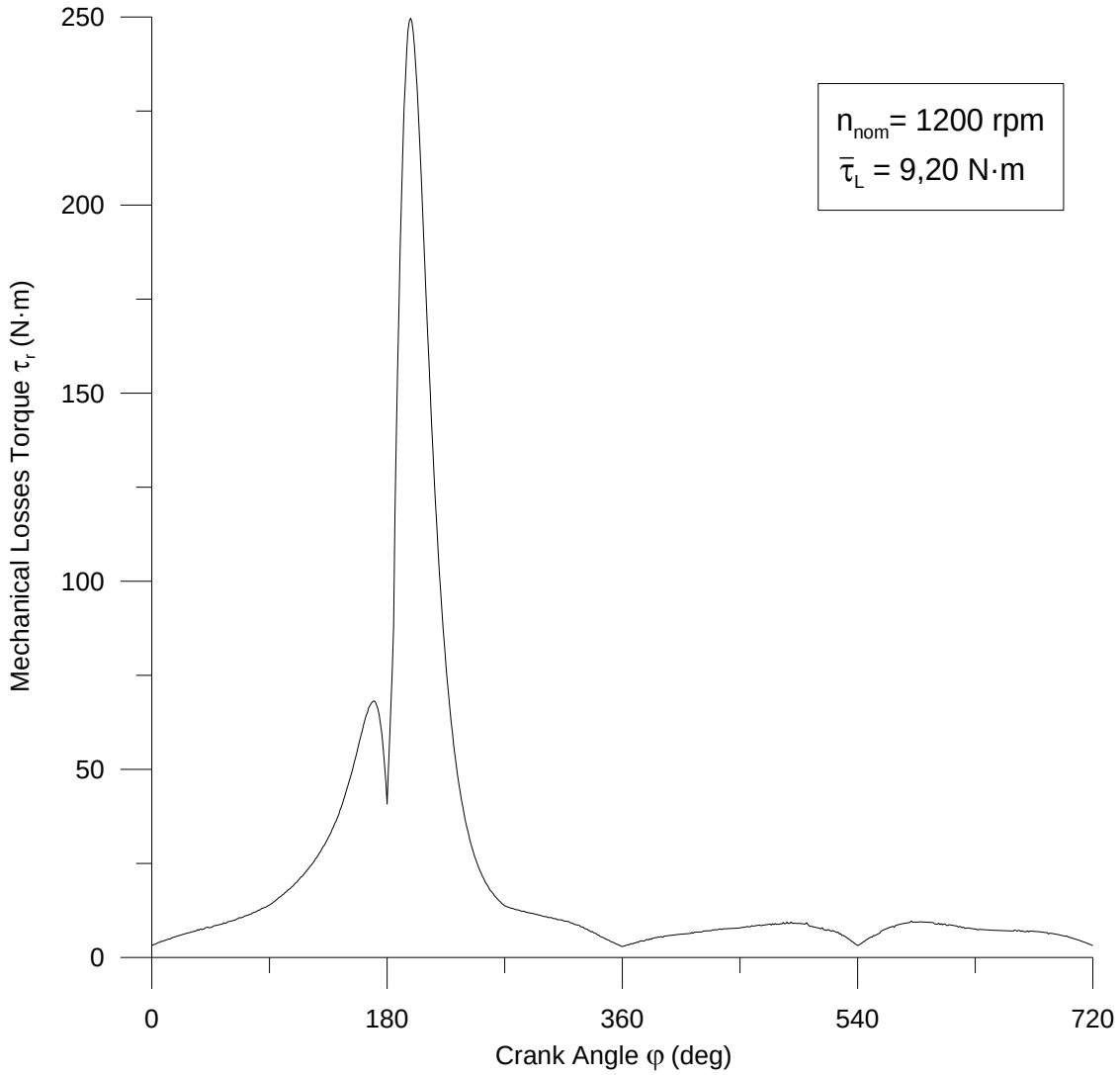
Σχ. 6.5. Ροπή λόγω αδρανειακών δυνάμεων τ_I συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

Με παραγώγιση ως προς το χρόνο της γωνιακής ταχύτητας στροφάλου, λαμβάνουμε το διάγραμμα:



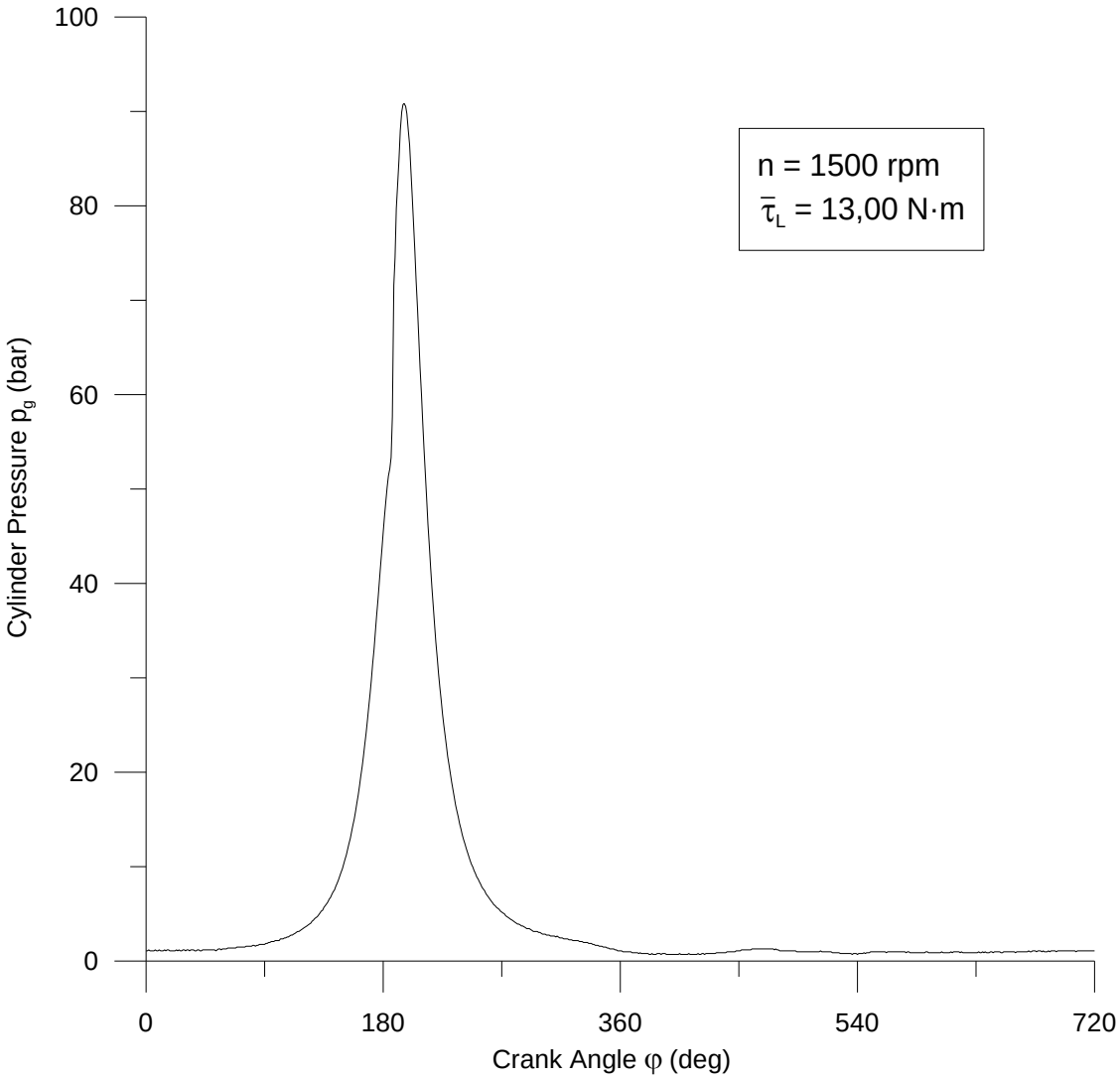
Σχ. 6.6. Γωνιακή επιτάχυνση στροφάλου dω/dt συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

Από τη σχέση (5.2), μπορούμε πλέον να λάβουμε το διάγραμμα που δίνει την συνολική ροπή τριβών:

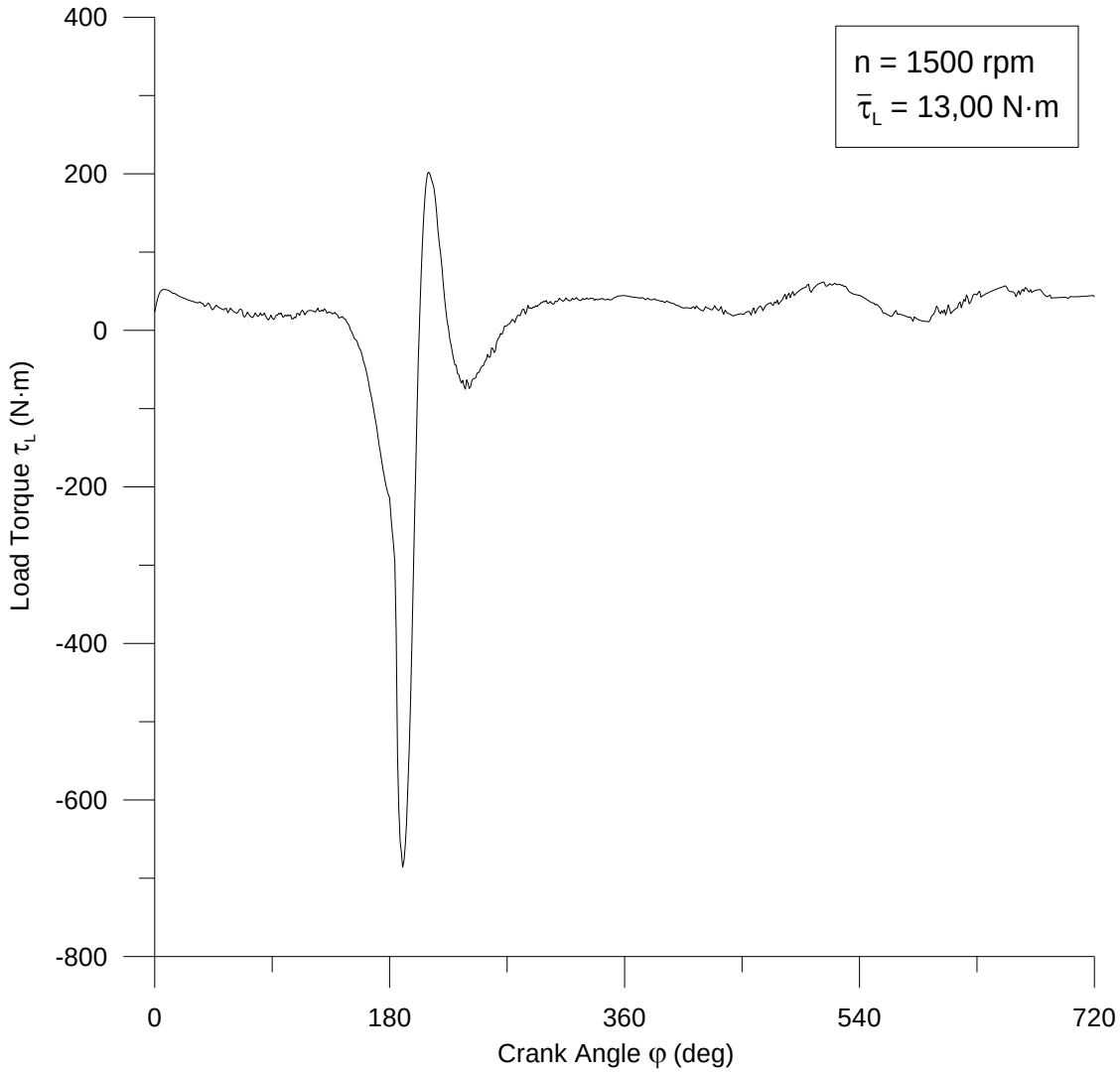


Σχ. 6.7. Ροπή μηχανικών απωλειών τ_r συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

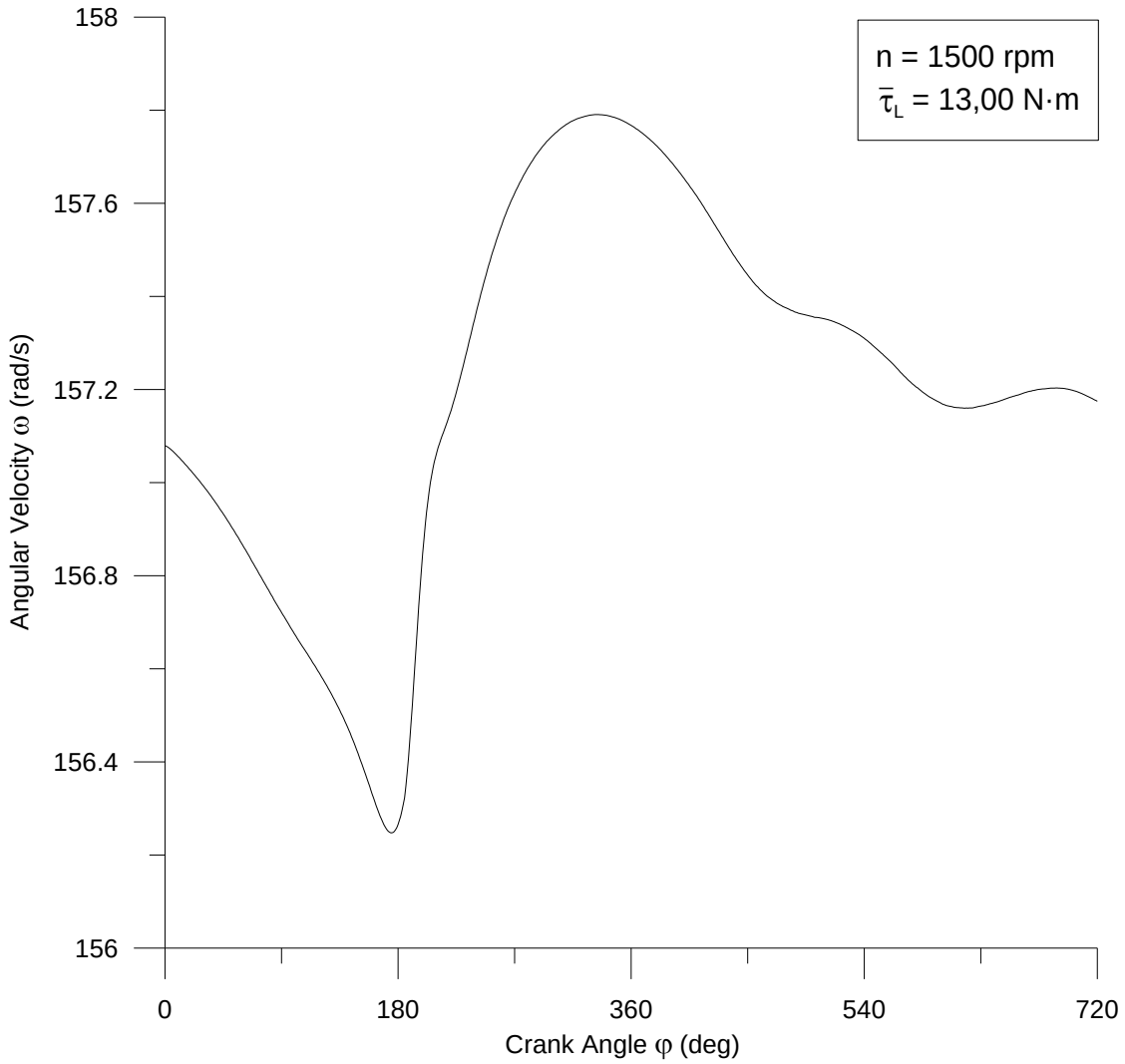
Για τη δεύτερη σειρά μετρήσεων, ακολουθούμε την ίδια διαδικασία. Οι πειραματικές μετρήσεις δίνουν τα διαγράμματα:



Σχ. 6.8. Πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου p_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

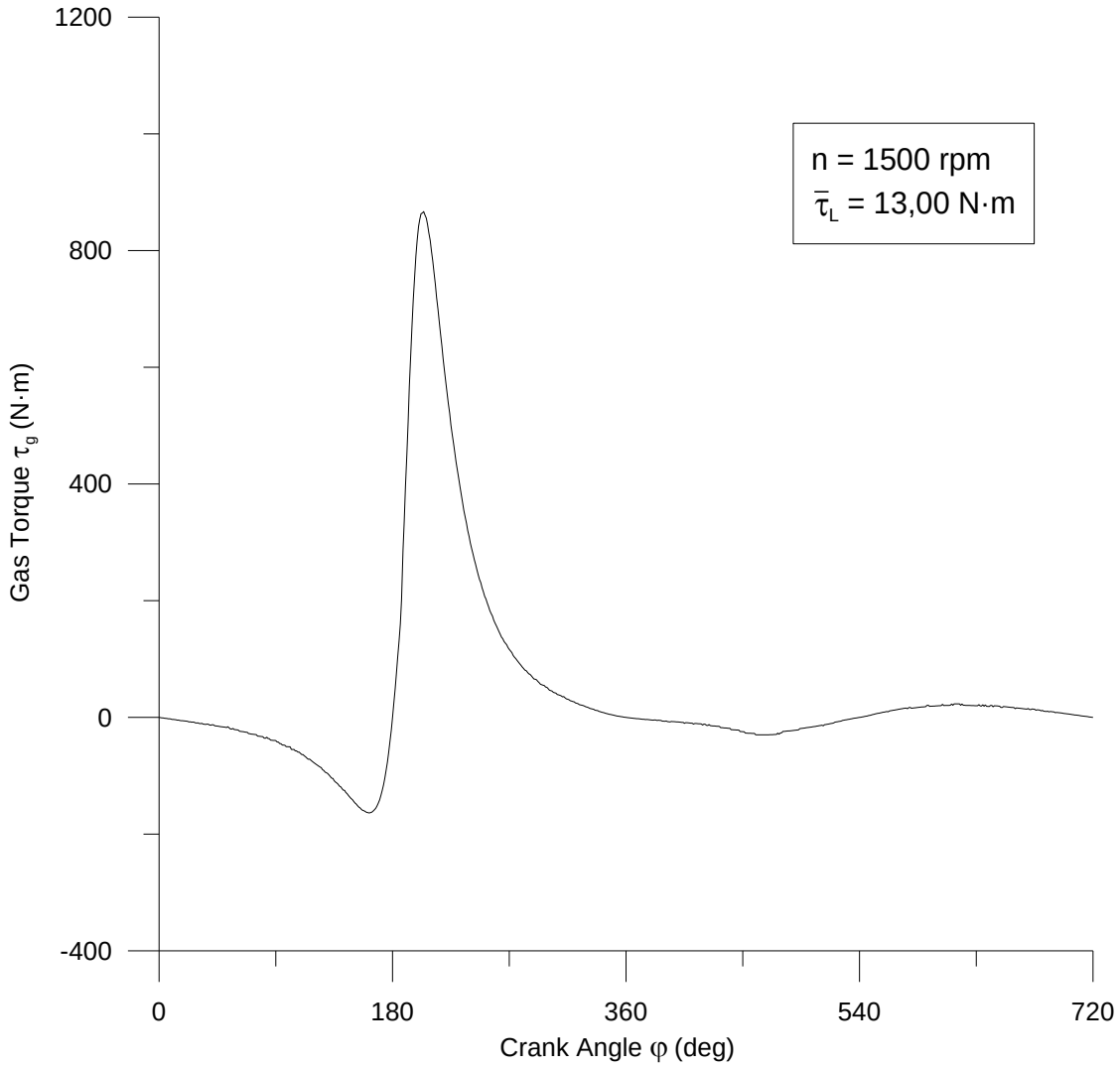


Σχ. 6.9. Ροπή του φορτίου της πέδης τ_L συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

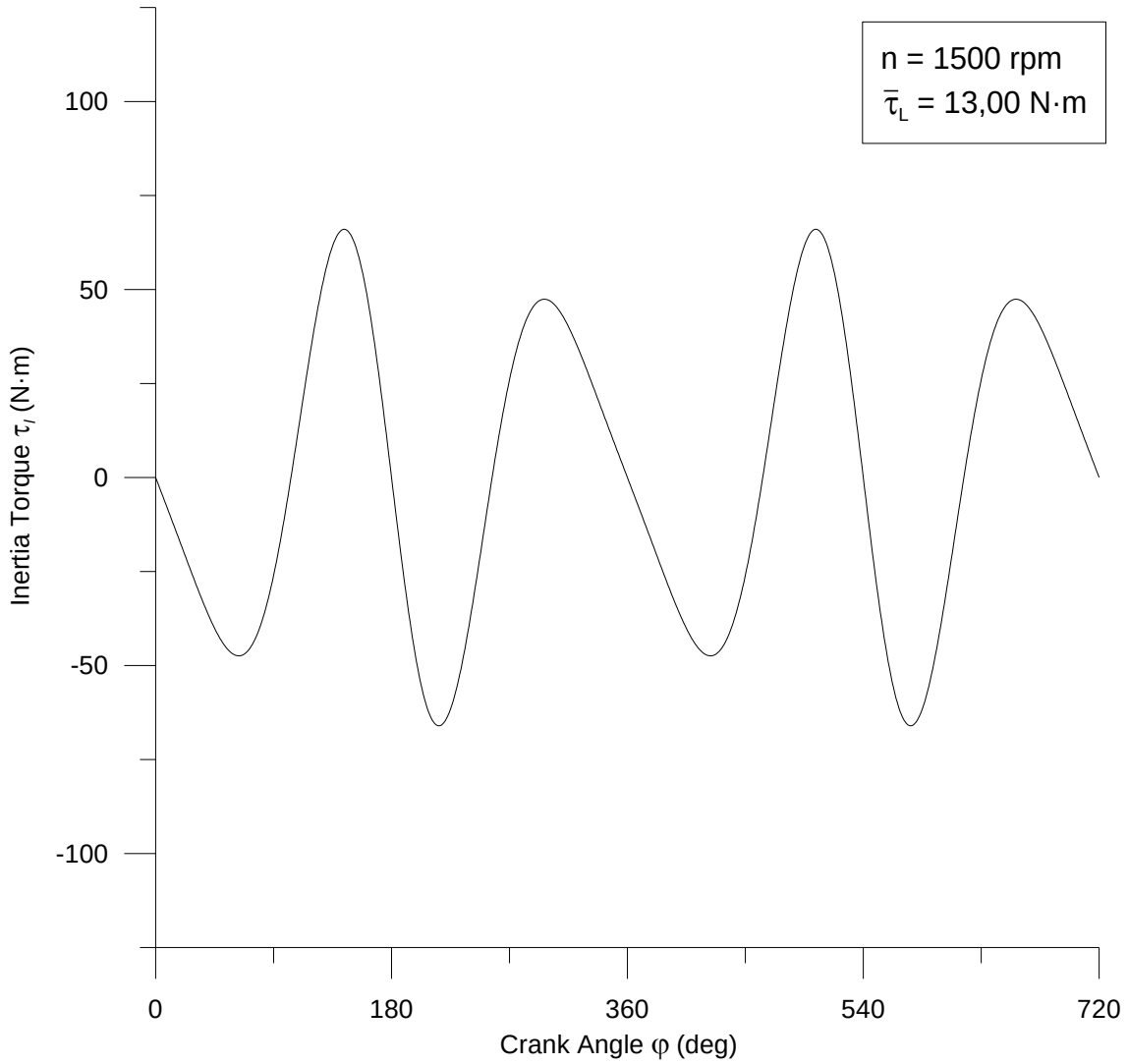


Σχ. 6.10. Ταχύτητα περιστροφής ω συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

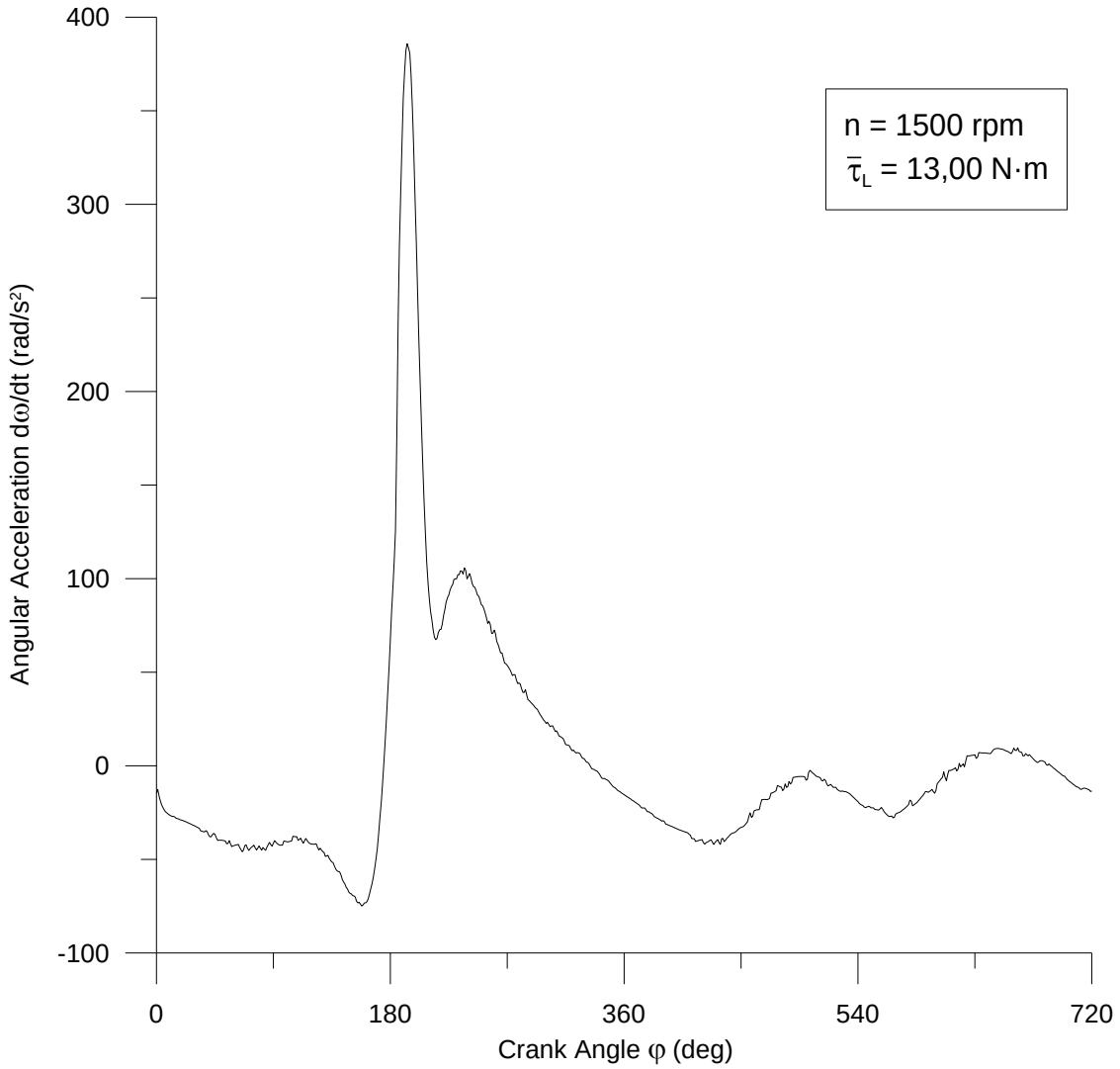
Λόγω της σχέσης (3.27) και της παραγώγισης της γωνιακής ταχύτητας ως προς το χρόνο, λαμβάνουμε:



Σχ. 6.11. Ροπή λόγω δυνάμεων εξ' αερίων τ_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

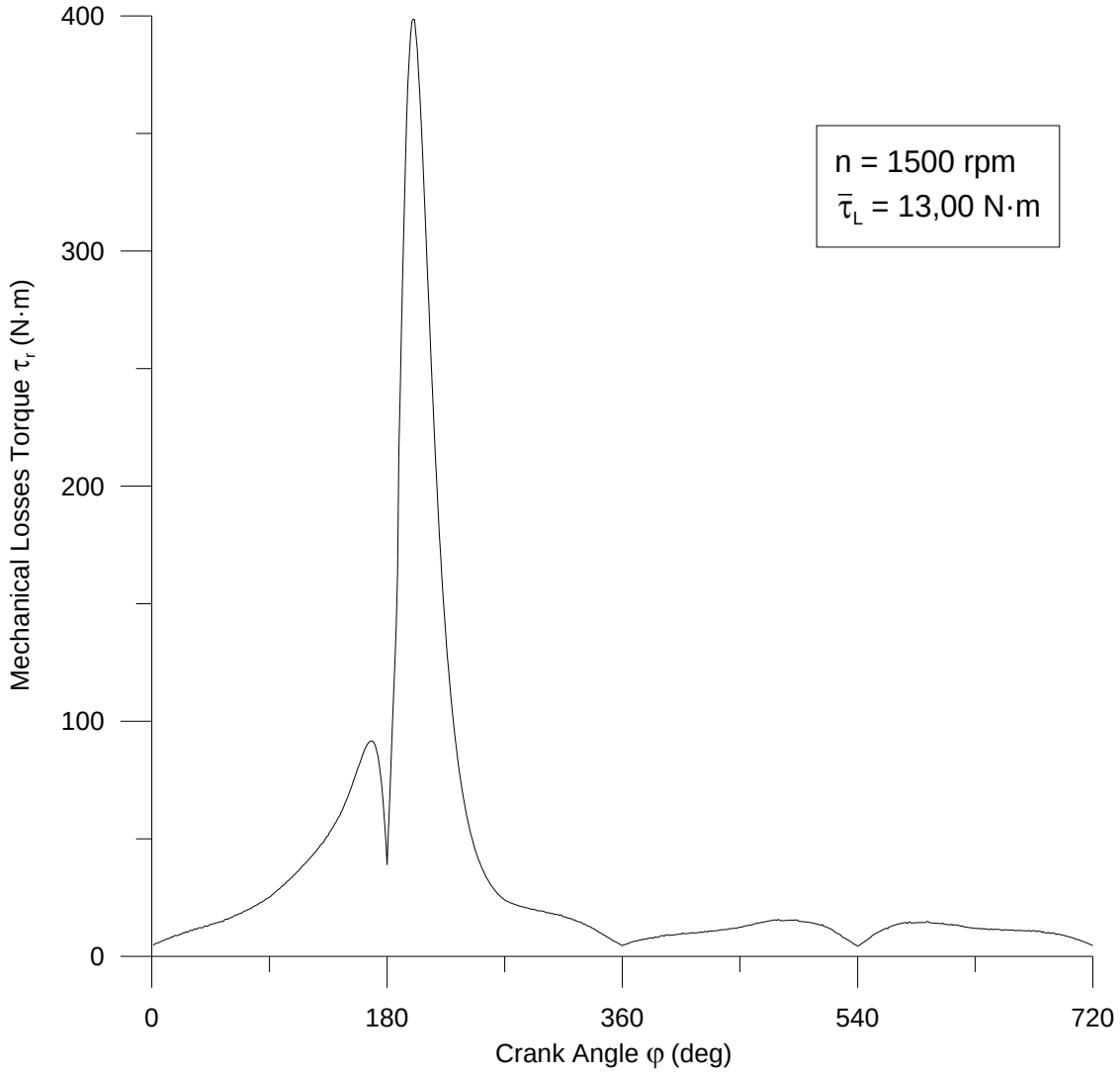


Σχ. 6.12. Ροπή λόγω αδρανειακών δυνάμεων τ_I συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ



Σχ. 6.13. Γωνιακή επιτάχυνση στροφάλου dω/dt συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

Τελικά, με χρήση της σχέσης (5.2) προκύπτει η συνολική ροπή τριβών:



Σχ. 6.14. Ροπή μηχανικών απωλειών τ_r συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

6.1.2. Εφαρμογή θεωρητικού μοντέλου

Γνωρίζοντας πλέον την καμπύλη της ροπής των μηχανικών απωλειών συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Σχήματα 6.7 και 6.14), μπορούμε να βρούμε τους εμπειρικούς συντελεστές του μοντέλου Rezeka-Henein.

Για την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής n_{nom}=1200 rpm, εκτελώντας τον υπολογιστικό κώδικα για διάφορες τιμές των συντελεστών $c_{nom,i}$ έως ότου προσεγγίσουμε την καμπύλη του Σχήματος 6.7, καταλήγουμε στις τελικές τιμές:

$c_{nom,1}$ = 110,560	$c_{nom,4}$ = 0,210
$c_{nom,2}$ = 1,149	$c_{nom,5}$ = 1,170
$c_{nom,3}$ = 0,820	$c_{nom,6}$ = 0,353

Ομοίως, για την ταχύτητα περιστροφής n=1500 rpm και με βάση το Σχήμα 6.14, οι τιμές των αντίστοιχων συντελεστών c_i που προκύπτουν είναι:

c_1 = 138,670	c_4 = 0,610
c_2 = 1,894	c_5 = 1,590
c_3 = 1,470	c_6 = 0,364

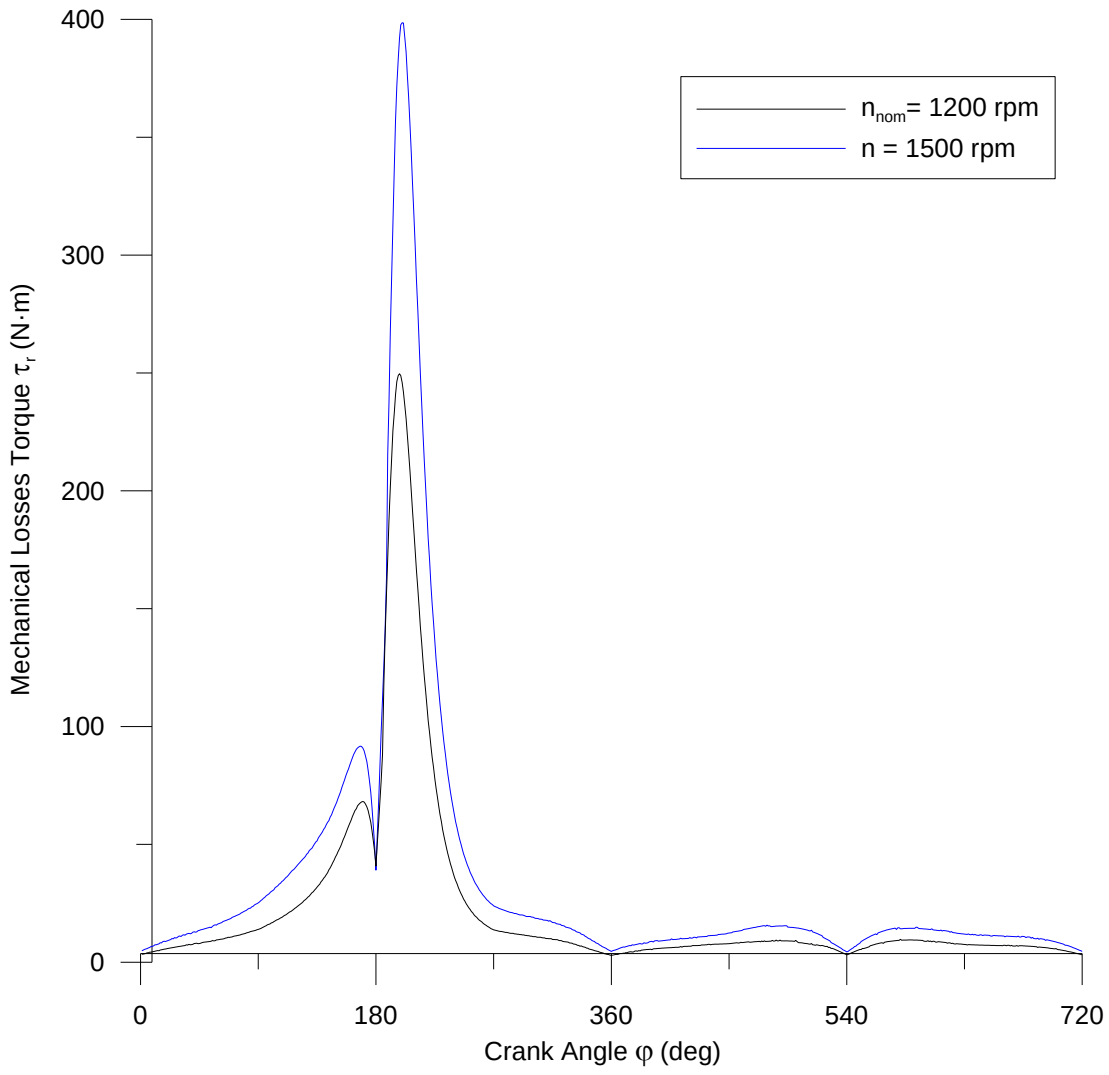
Με τη βοήθεια της εξίσωσης (4.8), μπορούμε πλέον να υπολογίσουμε τους διορθωτικούς συντελεστές d_i:

d_1 = 1,0152	d_4 = 4,7788
d_2 = 2,2398	d_5 = 1,3746
d_3 = 2,6159	d_6 = 0,1375

6.2. Συμπεράσματα

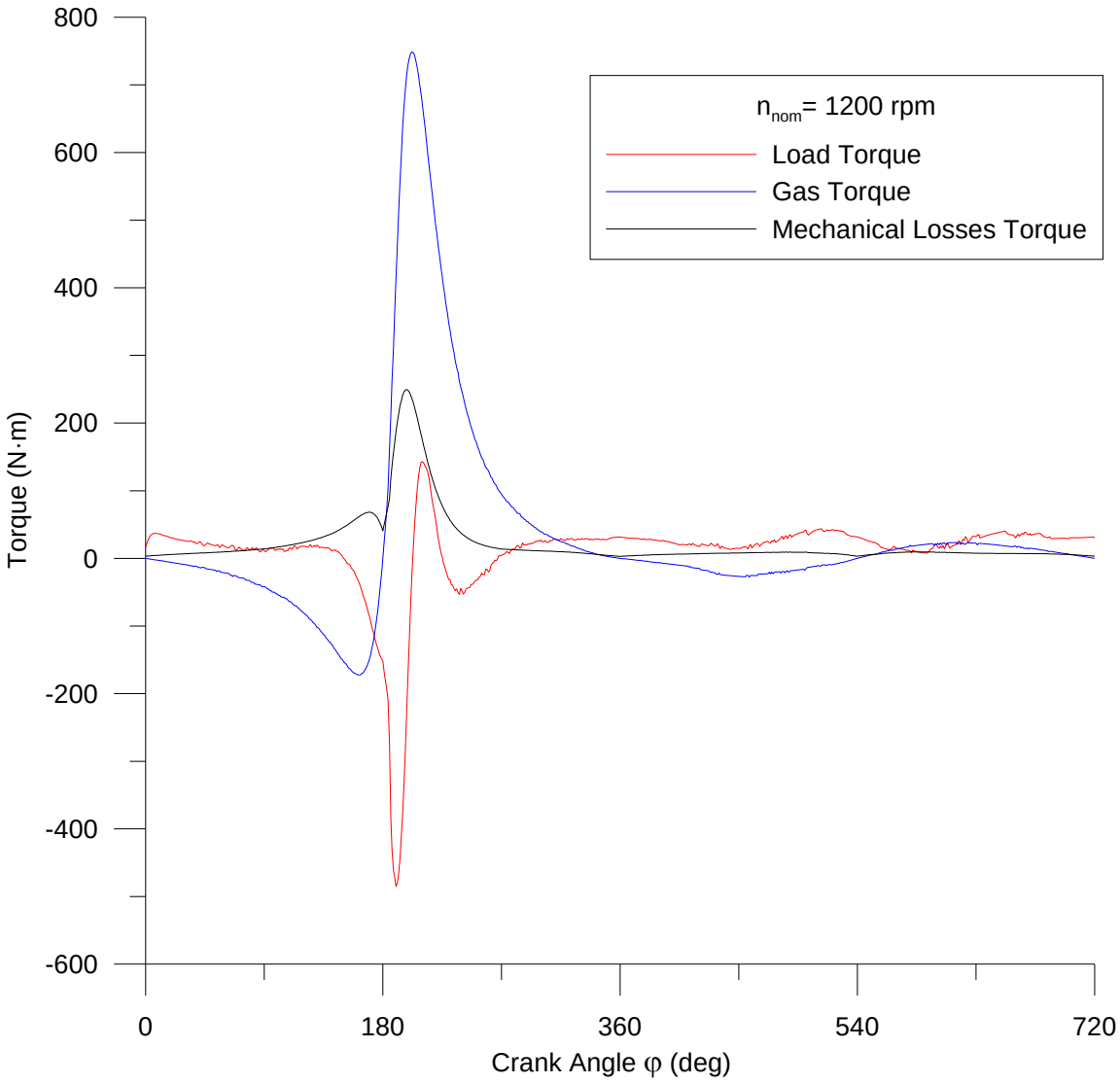
Από την όλη διαδικασία, προέκυψαν οι εμπειρικοί συντελεστές $c_{i,nom}$ για την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής και οι αντίστοιχοι διορθωτικοί συντελεστές d_i. Αυτό μας επιτρέπει τον υπολογισμό των συντελεστών c_i για όποια ταχύτητα περιστροφής n επιθυμούμε μέσω της σχέσης (4.8). Κατ΄ επέκταση, εφόσον γνωρίζουμε την πίεση εντός του κυλίνδρου p_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, μπορούμε να υπολογίσουμε τη ροπή των μηχανικών απωλειών τ_r συναρτήσει της γωνίας στροφάλου μέσω του μοντέλου Rezeka-Henein, καθώς και κάθε όρο μηχανικών απωλειών $\tau_{r,i}$ που αντιστοιχεί σε ένα από τα έξι βασικά μηχανικά τμήματα που περιγράφει το μοντέλο, ομοίως συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Στη συνέχεια, παραθέτουμε τη σύμπτυξη των Σχημάτων 6.7 και 6.14 για άμεση σύγκριση των ροπών μηχανικών απωλειών τ_r για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα:

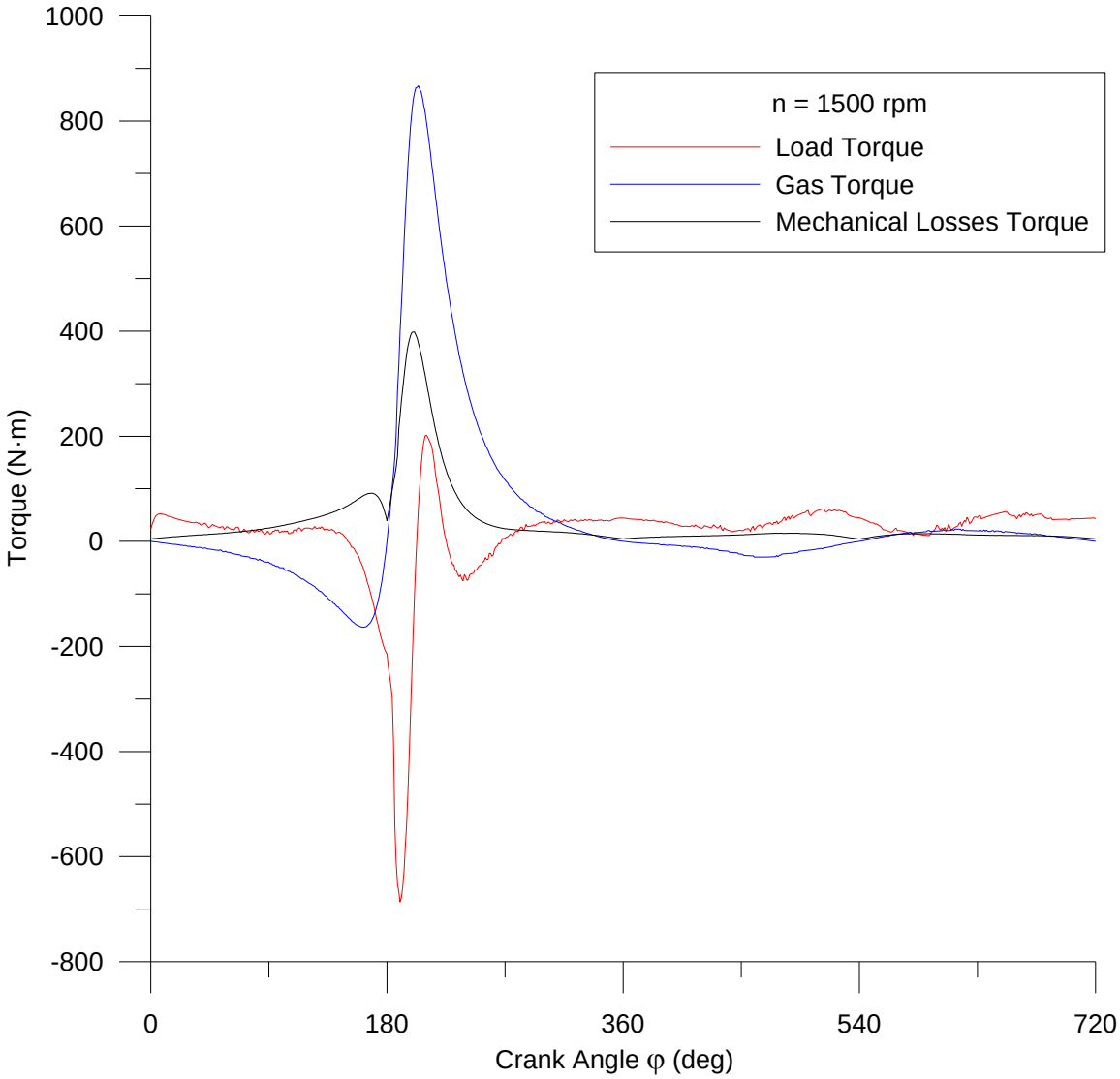


Σχ. 6.15. Σύγκριση καμπυλών της ροπής μηχανικών απωλειών τ_r διαφορετικών ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα n

Επιπλέον, για καλύτερη εποπτεία των αποτελεσμάτων, σχεδιάζουμε συγκεντρωτικά διαγράμματα για τις δύο σειρές μετρήσεων των πειραμάτων, που περιλαμβάνουν τη ροπή του φορτίου της πέδης τ_L, τη ροπή λόγω δυνάμεων εξ' αερίων τ_g και τη ροπή μηχανικών απωλειών τ_r:

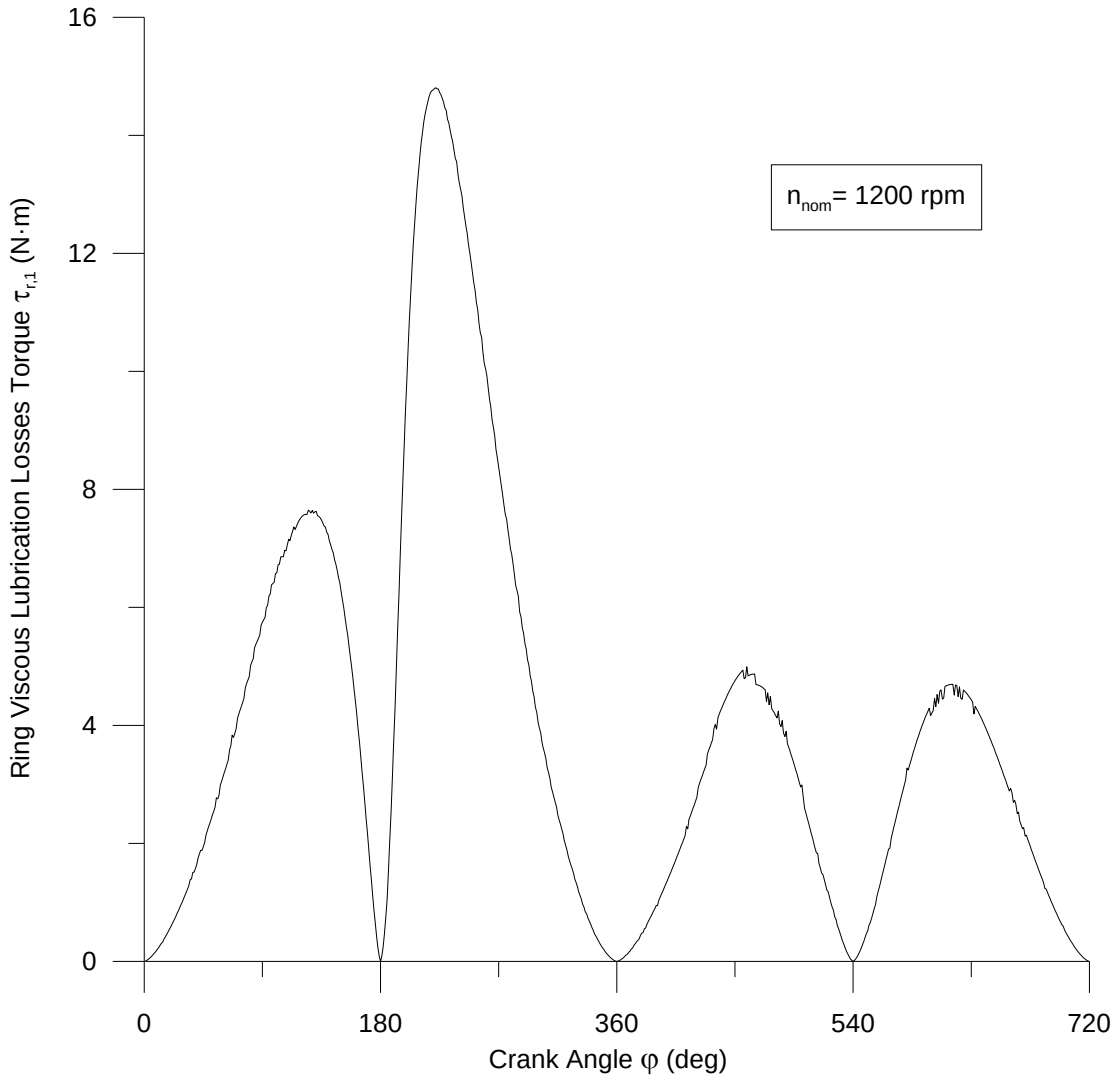


Σχ. 6.16. Συγκεντρωτικό διάγραμμα ροπών για ταχύτητα περιστροφής κινητήρα n_{nom}= 1200 rpm

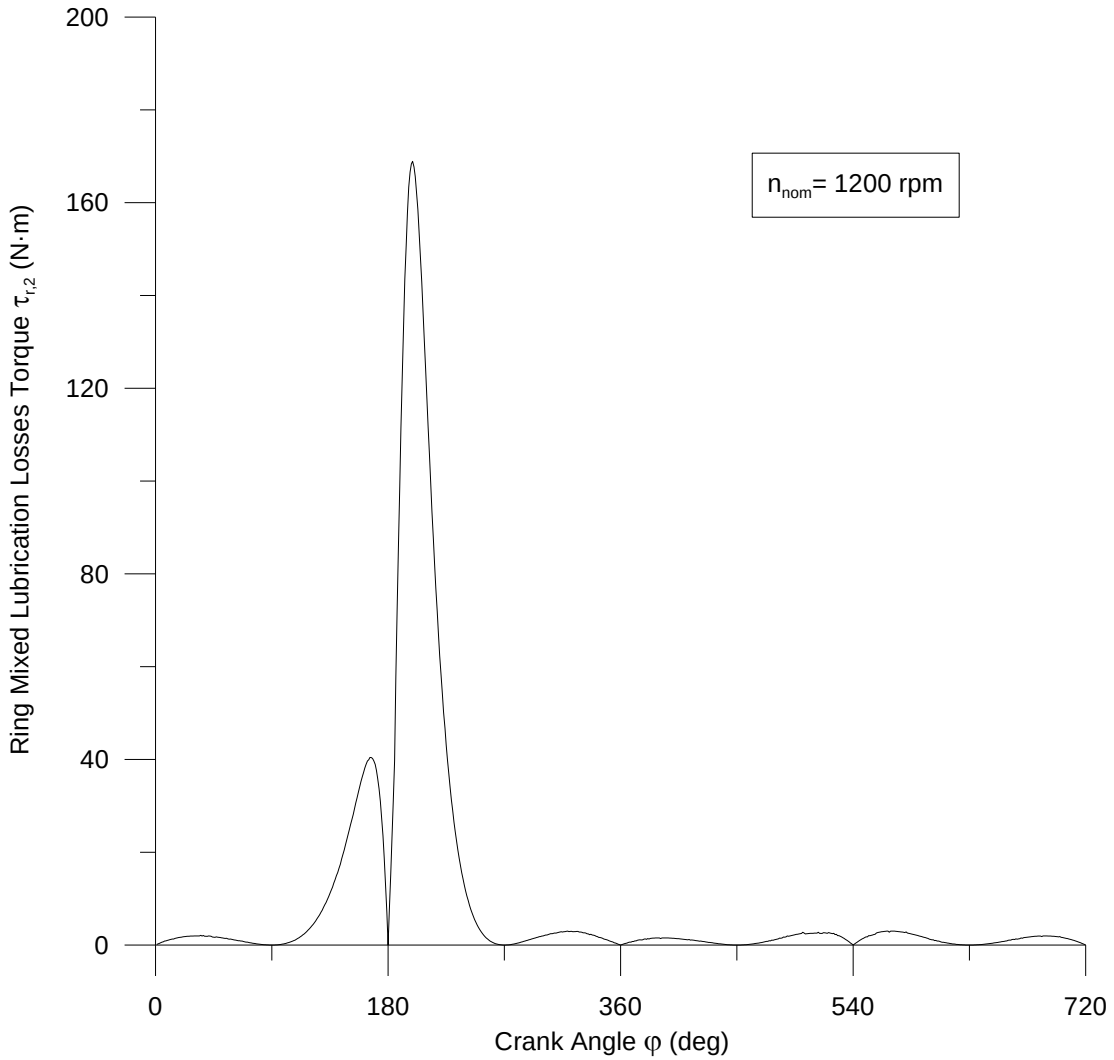


Σχ. 6.17. Συγκεντρωτικό διάγραμμα ροπών για ταχύτητα περιστροφής κινητήρα n = 1500 rpm

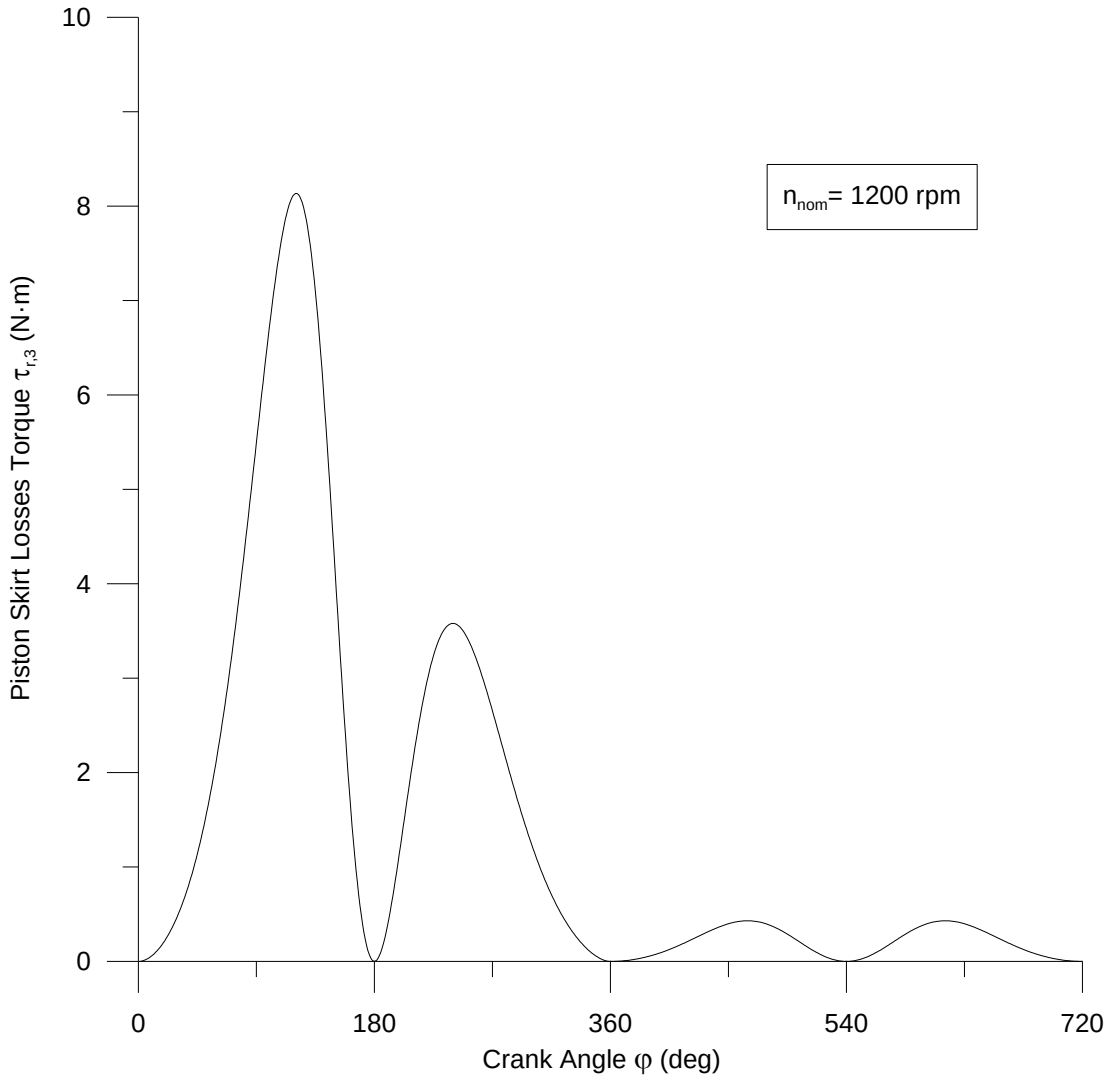
Τέλος, μέσω των σχέσεων (4.1) - (4.6), χαράζουμε ξεχωριστά τις καμπύλες των έξι όρων μηχανικών απωλειών που συνθέτουν τη ροπή των μηχανικών απωλειών σύμφωνα με το μοντέλο Rezeka-Henein, για την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής n_{nom}= 1200 rpm:



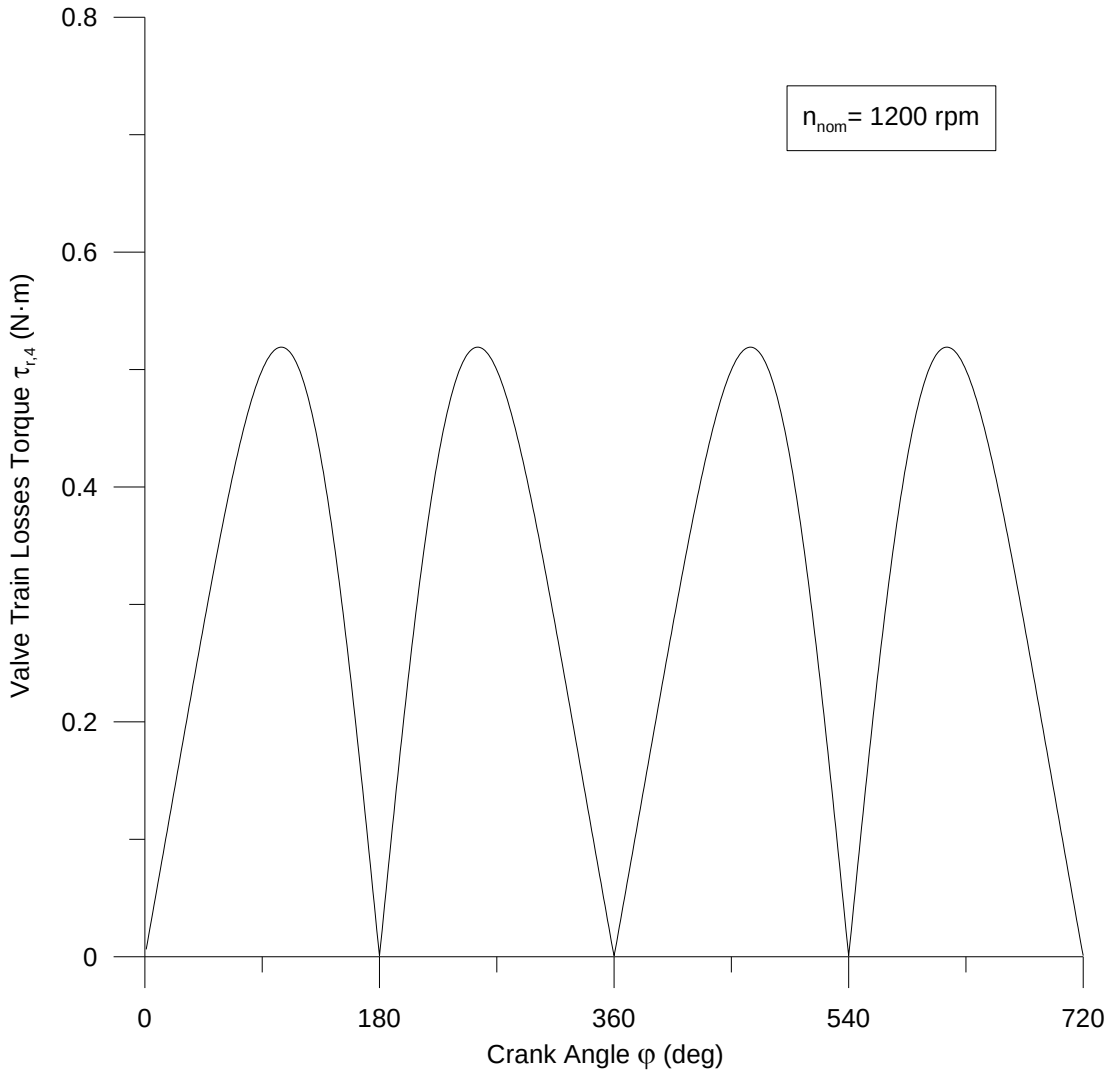
Σχ. 6.18. Ροπή απωλειών υδροδυναμικής λίπανσης ελατηρίων $\tau_{r,1}$ συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ



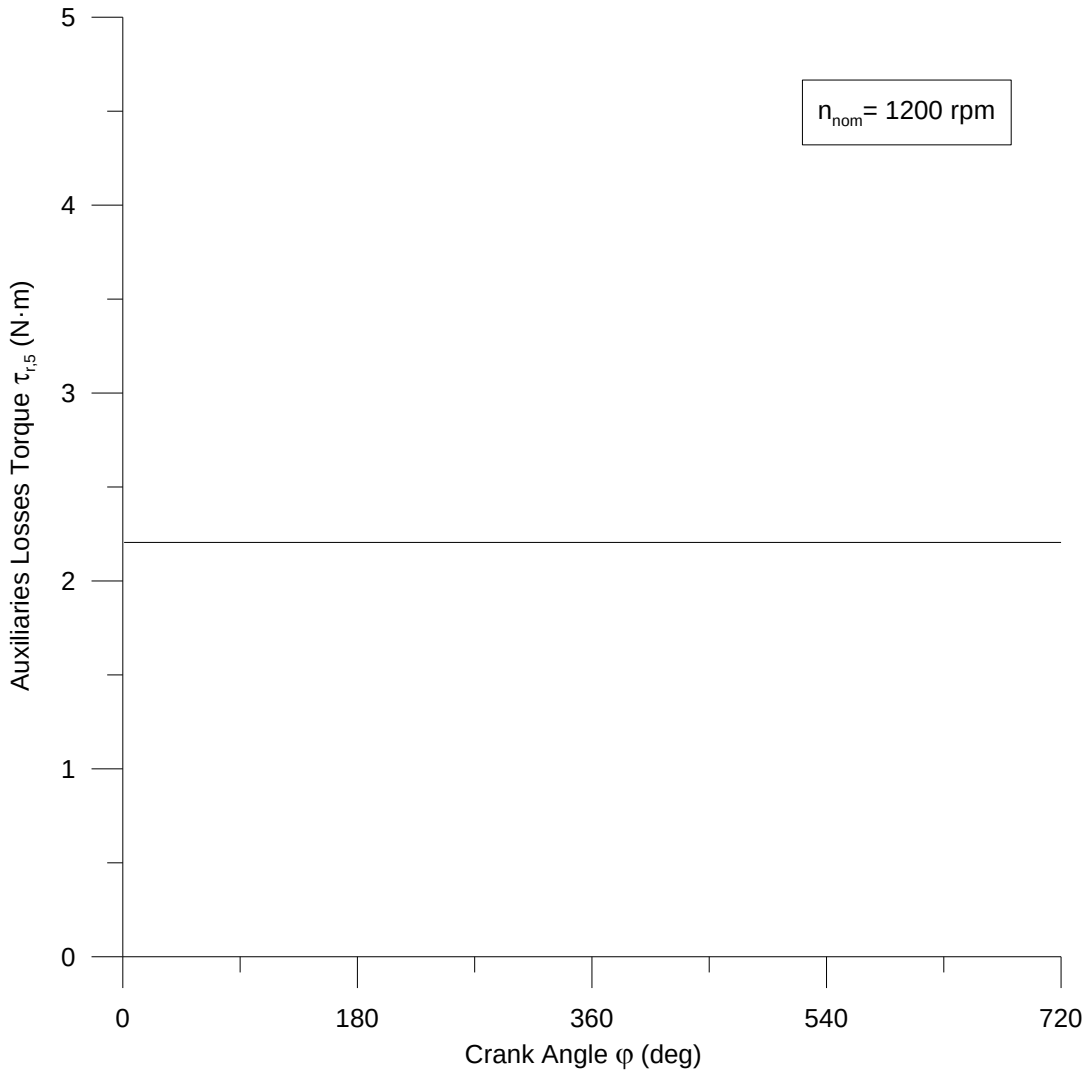
Σχ. 6.19. Ροπή απωλειών μικτής λίπανσης ελατηρίων $\tau_{r,2}$ συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ



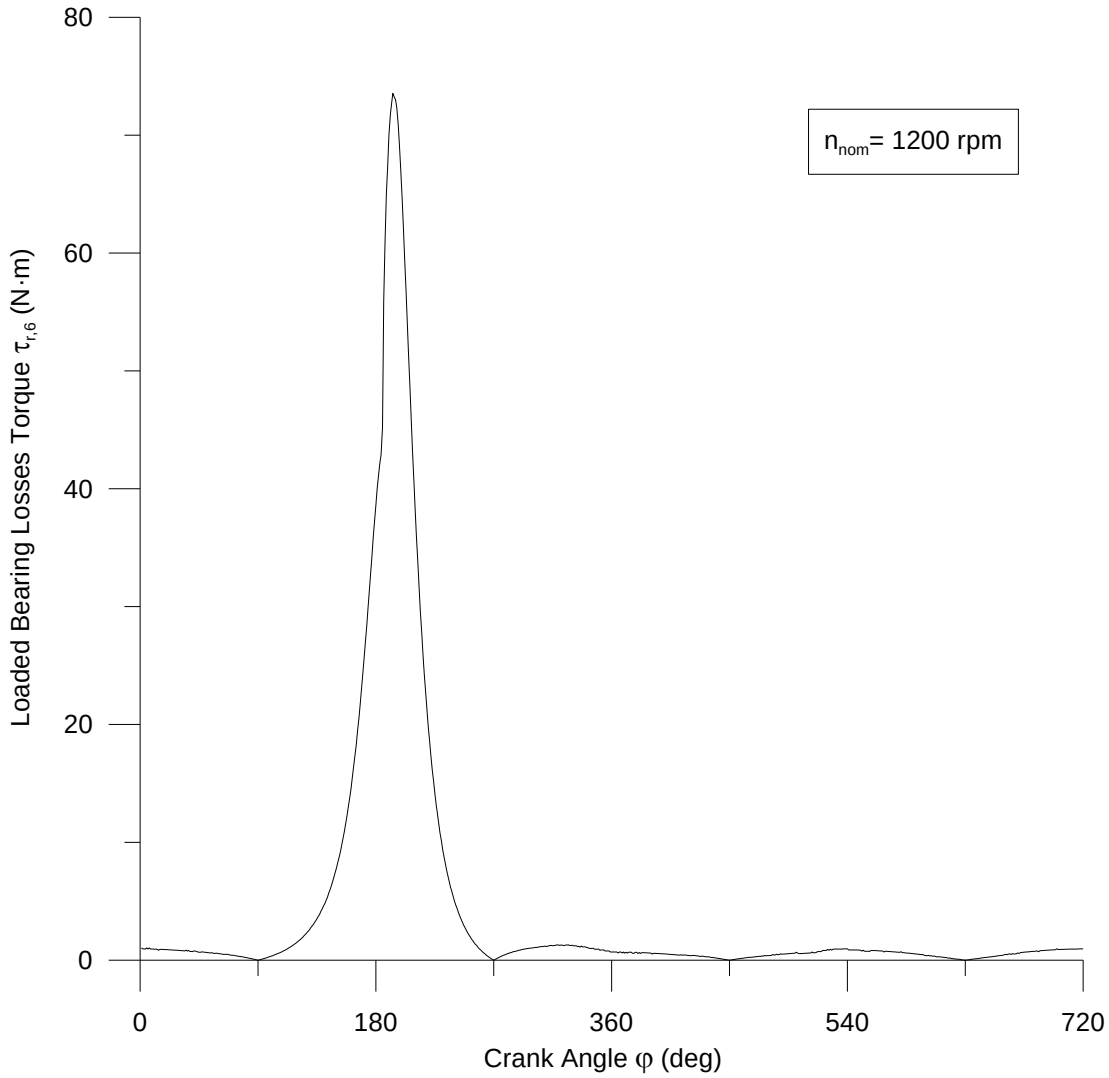
Σχ. 6.20. Ροπή απωλειών ποδιάς εμβόλου $\tau_{r,3}$ συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ



Σχ. 6.21. Ροπή απωλειών συστήματος βαλβίδων $\tau_{r,4}$ συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ



Σχ. 6.22. Ροπή απωλειών βοηθητικών συστημάτων $\tau_{r,5}$ συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ



Σχ. 6.23. Ροπή απωλειών εδράνων στήριξης $\tau_{r,6}$ συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ

Βιβλιογραφία

1. Κ.Δ. Ρακόπουλος (1988), «Αρχές εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Εισαγωγή–Λειτουργία–Θερμοδυναμική.», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.

2. Κ.Δ. Ρακόπουλος (2000), «Εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης ΙΙ. Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία.», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.

3. Κ.Δ. Ρακόπουλος (1994) «Εργαστηριακές δοκιμές και μετρήσεις εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.

4. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση ρύπανση εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις Ε.Μ.Π.

5. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2006) «Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις Ε.Μ.Π.

6. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2009) «Diesel engine transient operation», Springer, London.

7. Rezeka, S.F. and Henein, N.A. (1984) «A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines», SAE Paper No. 840179.

8. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2007) «Prediction of friction development during transient diesel engine operation using a detailed model», Springer, London.

9. Α.Μ. Δημάρατος (2011) «Διερεύνηση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel», Ε.Μ.Π., Αθήνα.