

**ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ**  
**ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ**  
**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.**

**ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ, ΔΥΝΑΜΙΚΗ, ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ  
ΡΟΠΩΝ ΚΑΙ ΒΑΣΙΚΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΜΗΧΑΝΩΝ  
ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

**ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ ΣΠΟΥΔΑΣΤΗ/ΤΩΝ**

**ΟΛΥΜΠΙΑ ΑΘΑΝΑΣΙΟΥ 6606**  
**ΣΤΑΥΡΟΣ ΚΟΝΤΟΠΟΥΛΟΣ 6547**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ. Π. ΜΑΥΡΙΔΗΣ, ΔΡ. ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΟΣ ΜΗΧΑΝΙΚΟΣ,**  
**ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ ΤΕΙ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ**

**ΠΑΤΡΑ 2018**

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και πραγματεύεται την κινηματική, τη δυναμική, τα διαγράμματα ροπών και τα βασικά εξαρτήματα των μηχανών εσωτερικής καύσης.

Αρχικά, περιγράφονται γενικά οι μηχανές εσωτερικής καύσης και ο τρόπος λειτουργίας τους. Στη συνέχεια, αναλύονται τα βασικά εξαρτήματα μιας παλινδρομικής μηχανής εσωτερικής καύσης. Ακολουθεί η περιγραφή των κινητήρων με υπερτροφοδότηση και των βασικών χαρακτηριστικών μεγεθών των μηχανών εσωτερικής καύσης. Τέλος, παρουσιάζονται οι εργαστηριακές ασκήσεις που πραγματοποιούνται στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΤΕΙ Πάτρας και κάποιες ενδεικτικές ασκήσεις με τις λύσεις τους.

Σε αυτό το σημείο θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μας Δρ. Κωνσταντίνο Μαυρίδη, Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας, χωρίς του οποίου την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση δε θα ήταν δυνατό να πραγματοποιηθεί η συγκεκριμένη Εργασία.

Ολυμπία Αθανασίου,  
Σταύρος Κοντόπουλος  
Πάτρα 2018

**Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστή:** Ο κάτωθι υπογεγραμμένος σπουδαστής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο σπουδαστής  
Ολυμπία Αθανασίου

.....  
(Υπογραφή)

Ο σπουδαστής  
Σταύρος Κοντόπουλος

.....  
(Υπογραφή)

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα Πτυχιακή Εργασία αναλύεται η κινηματική, η δυναμική, τα διαγράμματα ροπών και τα βασικά εξαρτήματα των μηχανών εσωτερικής καύσης, συγκεκριμένα των εμβολοφόρων και των περιστροφικών μηχανών εσωτερικής καύσης.

Η εργασία αποτελείται από έξι κεφάλαια, τα οποία παρουσιάζονται αναλυτικά στη συνέχεια. Στο Πρώτο Κεφάλαιο περιγράφονται οι δυο τύποι μηχανών εσωτερικής καύσης και ο τρόπος κίνησης του εμβόλου, ο οποίος τους χαρακτηρίζει. Στη συνέχεια, αναπτύσσεται το διάγραμμα ροπών μιας εμβολοφόρου παλινδρομικής μηχανής εσωτερικής καύσης και ακολουθεί περιγραφή της ζυγοστάθμισης των μαζών, οι οποίες δημιουργούν ταλαντώσεις λόγω της μεταβλητής περιοδικότητάς τους.

Στο Δεύτερο Κεφάλαιο περιγράφονται τα βασικά εξαρτήματα μιας παλινδρομικής μηχανής εσωτερικής καύσης. Αυτά είναι το έμβολο, τα ελατήρια και ο πείρος του εμβόλου, ο διωστήρας, ο στροφαλοφόρος άξονας, ο κύλινδρος, οι βαλβίδες, οι γωνίες χρονισμού και οι θυρίδες.

Στο Τρίτο Κεφάλαιο ακολουθεί μια περιγραφή των κινητήρων με υπερτροφοδότηση, οι οποίοι παράγουν περισσότερη ωφέλιμη ισχύ, ενώ ταυτόχρονα παρουσιάζουν μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Στο Τέταρτο Κεφάλαιο γίνεται μια εκτενής αναφορά στα βασικά χαρακτηριστικά μεγέθη των μηχανών εσωτερικής καύσης, και συγκεκριμένα στην ισχύ και στη ροπή του κινητήρα, καθώς και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Στο Πέμπτο Κεφάλαιο παρουσιάζονται οι εργαστηριακές ασκήσεις που πραγματοποιούνται στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΤΕΙ Πάτρας και στο Έκτο Κεφάλαιο δίνονται κάποιες ασκήσεις που αφορούν τις μηχανές εσωτερικής καύσης με τις λύσεις τους.

**Λέξεις κλειδιά:** βαλβίδες, διωστήρας, έμβολο, ζυγοστάθμιση, κύλινδρος, μηχανές εσωτερικής καύσης, στροφαλοφόρος άξονας, Diesel, Ott

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

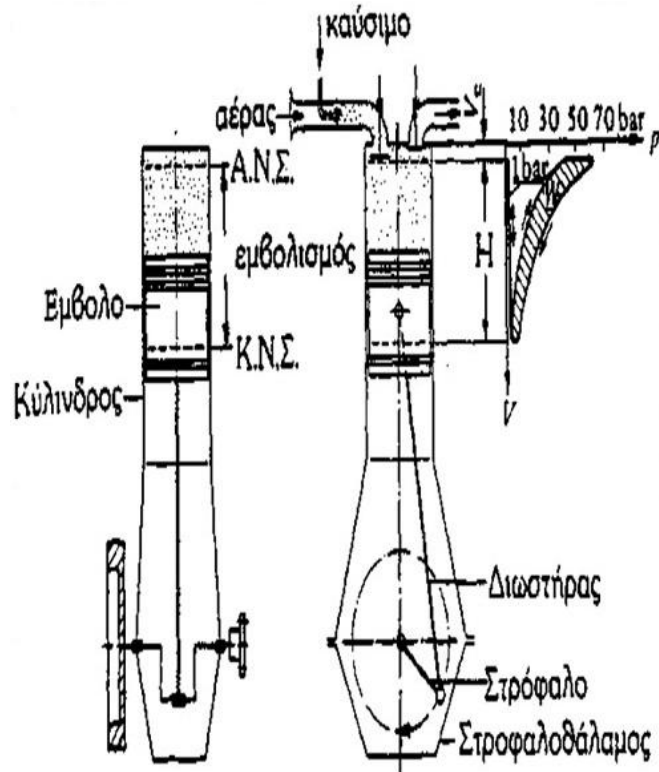
ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	I
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	II
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	III
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ</b>	<b>1</b>
1.1 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΡΟΠΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ .....	10
1.2 ΖΥΓΟΣΤΑΘΜΙΣΗ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΚΑΙ ΡΟΠΩΝ ΜΑΖΩΝ .....	11
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΒΑΣΙΚΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.....</b>	<b>18</b>
2.1 ΕΜΒΟΛΟ .....	20
2.1.1 ΕΛΑΤΗΡΙΑ ΕΜΒΟΛΟΥ .....	23
2.1.2 ΠΕΙΡΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ.....	24
2.2 ΔΙΩΣΤΗΡΑΣ.....	24
2.3 ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΣ ΑΞΟΝΑΣ.....	24
2.4 ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ .....	27
2.5 ΒΑΛΒΙΔΕΣ-ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΧΡΟΝΙΣΜΩΝ-ΘΥΡΙΑΔΕΣ.....	27
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΥΠΕΡΤΡΟΦΟΔΟΤΗΣΗ.....</b>	<b>34</b>
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ</b>	<b>41</b>
4.1 ΙΣΧΥΣ.....	41

4.2	ΡΟΠΗ.....	41
4.3	ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ.....	42
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΕΣ ΑΣΚΗΣΕΙΣ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ</b>		
		<b>47</b>
5.1	ΗΛΕΚΤΡΙΚΕΣ ΔΥΝΑΜΟΠΕΔΕΣ–ΓΕΝΙΚΑ .....	47
5.2	BENZINOKINHTHΡΑΣ (ΟΤΤΟ) ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΛΟΓΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ	
	48	
5.2.1	ΓΕΝΙΚΕΣ ΟΔΗΓΙΕΣ ΔΟΚΙΜΗΣ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΗΣ ΑΣΚΗΣΗΣ.....	53
5.2.2	ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΚΑΙ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.....	55
5.2.3	ΜΕΤΡΗΣΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΣΤΙΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ .....	64
5.2.4	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΛΟΓΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΙΓΜΑΤΟΣ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΗΣ BENZINOMΗΧΑΝΗΣ.....	67
5.2.5	ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΠΟΔΟΣΗ .....	68
5.2.6	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΛΟΓΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ.....	69
5.2.7	ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΗΣ ΔΙΧΡΟΝΗΣ BENZINOMΗΧΑΝΗΣ.....	72
5.2.8	ΧΡΟΝΙΣΜΟΣ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ ΚΑΙ ΕΓΧΥΣΗΣ .....	72
5.2.9	ΜΕΤΡΗΣΗ ΤΗΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ ΑΕΡΑ.....	73
5.2.10	ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΗΧΑΝΗΣ ΜΕ ΑΕΡΙΟ ΚΑΥΣΙΜΟ.....	76
5.3	ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ .....	77
5.4	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΠΟΛΥΤΡΟΠΙΚΟΥ ΕΚΘΕΤΗ.....	80
5.5	ΕΝΔΕΙΚΤΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ .....	84

5.6	ΑΡΜΟΝΙΚΟΣ ΚΝΩΛΑΚΑΣ (ΕΚΚΕΝΤΡΟ).....	87
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6.	ΑΣΚΗΣΕΙΣ .....	93
6.1	ΤΥΠΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΙΣΧΥΟΣ.....	93
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	.....	111

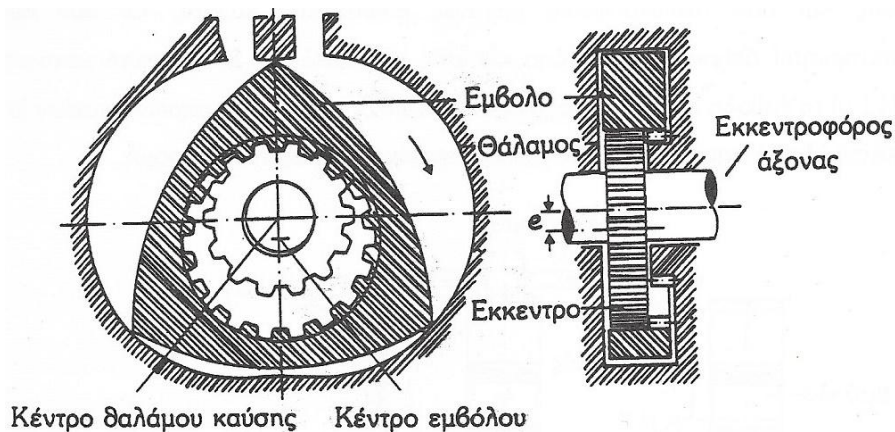
# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Οι μηχανές Otto και Diesel συναντώνται σαν εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) και σαν περιστροφικές μηχανές εσωτερικής καύσης. Οι δυο αυτοί χαρακτηρισμοί δείχνουν τον τρόπο κίνησης του εμβόλου. Στην πρώτη κατηγορία (Σχήμα 1.1) το έμβολο κινείται μεταξύ δύο ακραίων σημείων, των νεκρών σημείων (άνω και κάτω). Η απόσταση μεταξύ των νεκρών σημείων ονομάζεται διαδρομή.



Σχήμα 1.1. Εμβολοφόρα μηχανή

Ο μηχανισμός κίνησης της εμβολοφόρου μηχανής αποτελείται από το έμβολο, τον διωστήρα και τον στροφαλοφόρο άξονα. Η κίνηση του εμβόλου καθοδηγείται από τον κύλινδρο. Ο στροφαλοφόρος άξονας στηρίζεται στα έδρανά του. Η μεταβολή της ενέργειας λόγω πιέσεων σε μηχανικό έργο, λαμβάνει χώρα στο επάνω μέρος του εμβόλου. Η δύναμη που δημιουργείται από την μεταβολή αυτή, μεταδίδεται από τον διωστήρα στον στροφαλοφόρο άξονα και έχει σαν αποτέλεσμα την εμφάνιση μιας ροπής στρέψης. Ο σκοπός του στροφαλοφόρου άξονα είναι να μετατρέπει την παλινδρομική κίνηση σε περιστροφική. Στο Σχήμα 1.2 βλέπουμε την σχηματική παράσταση μιας περιστροφικής μηχανής εσωτερικής καύσης.



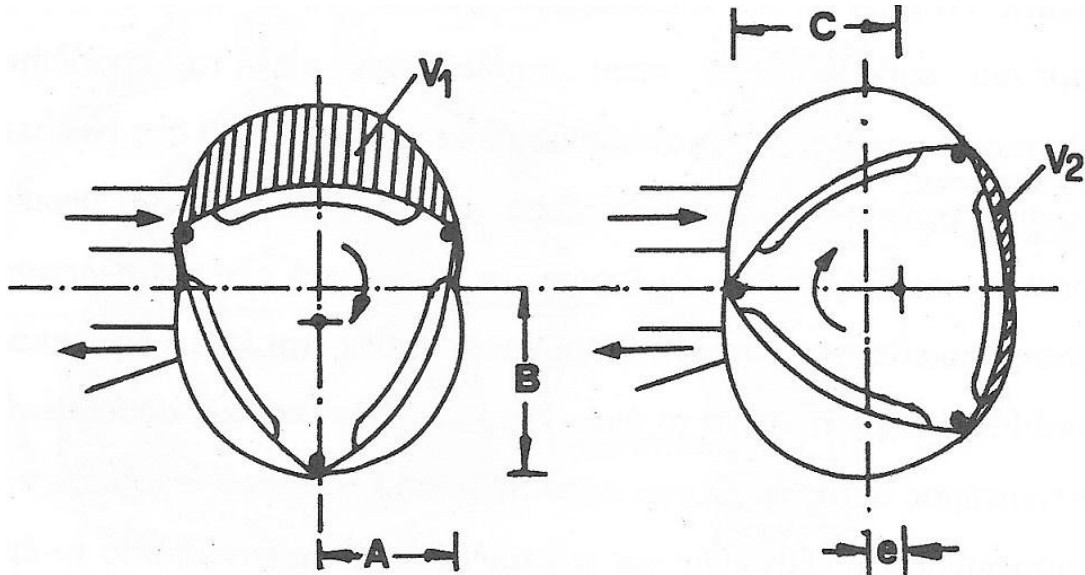
**Σχήμα 1.2. Περιστροφική μηχανή**

Ο μηχανισμός κίνησης της περιστροφικής μηχανής εσωτερικής καύσης αποτελείται από το έμβολο και τον εκκεντροφόρο άξονα. Το έμβολο οδηγείται στην σωστή διαδρομή από το έκκεντρο και τα δύο γρανάζια. Ο εκκεντροφόρος άξονας εδράζεται επάνω στο σώμα του κινητήρα. Στις τρεις μετωπικές επιφάνειες του εμβόλου, ολοκληρώνεται η μετατροπή της ενέργειας λόγω των πιέσεων σε μηχανικό έργο. Η δύναμη που δημιουργείται κατά την μετατροπή αυτή, ωθεί το έκκεντρο, το οποίο με την σειρά του δημιουργεί ροπή στρέψης στον εκκεντροφόρο άξονα. Νεκρά σημεία δεν υπάρχουν στις μηχανές εσωτερικής καύσης περιστρεφόμενου εμβόλου, λόγω του ότι η κίνηση είναι συνεχής. Η μηχανή εσωτερικής καύσης περιστρεφόμενου εμβόλου, πλεονεκτεί της εμβολοφόρου στο ότι δεν χρειάζεται μετατροπή της παλινδρομικής κίνησης σε περιστροφική και δεν εμφανίζονται ελεύθερες δυνάμεις μαζών. Δημιουργείται έτσι όμως το ερώτημα, γιατί δεν έχουν επικρατήσει τα τελευταία χρόνια οι μηχανές αυτές, εφόσον παρουσιάζουν τόσα πολλά πλεονεκτήματα. Οι μηχανές με περιστρεφόμενο έμβολο κατασκευάζονται εδώ και πολλά χρόνια. Όλες αυτές οι μηχανές όμως δεν προτιμήθηκαν επειδή η στεγανοποίηση του εμβόλου, που καταπονείται από υψηλής θερμοκρασίας και πίεσεως αέρια, ήταν εδώ και κάποια χρόνια αδύνατη. Το 1954 ο Felix Wankel πρώτος κατάφερε να κατασκευάσει μια MEK περιστρεφόμενου εμβόλου που ήταν απαλλαγμένη από τα προβλήματα της στεγανοποίησης. Η μηχανή αυτή κατασκευάστηκε από την NSU στο Neckarsulm της Γερμανίας και λειτούργησε για πρώτη φορά το 1957. Ύστερα από μερικά χρόνια έντονης έρευνας και εξέλιξης, ήταν έτοιμη για σωστή και αξιόπιστη λειτουργία και σήμερα χρησιμοποιείται ευρέως στη βιομηχανία καθώς και σε μεταφορικά μέσα. Η περιστροφική MEK πήρε τιμητικά το όνομά του εφευρέτη της και ονομάζεται μηχανή Wankel. Ο κινητήρας αυτός εργάζεται κατά την διαδικασία των 4-χρονων κινητήρων. Οι δίοδοι εισαγωγής και εξαγωγής για την πλήρωση ρυθμίζονται από το έμβολο. Σε μία περιστροφή του εμβόλου αντιστοιχούν τρεις περιστροφές του εκκεντροφόρου άξονα. Επειδή σε μία περιστροφή του εμβόλου λαμβάνουν χώρα τρεις κύκλοι λειτουργίας, είναι φανερό ότι σε κάθε περιστροφή του εκκεντροφόρου άξονα αντιστοιχεί ένας κύκλος λειτουργίας. Για να λάβουμε τον κυβισμό του κινητήρα Wankel προσθέτουμε τον κυβισμό δύο θαλάμων καύσης. Αυτό γίνεται κατανοητό κατά την σύγκριση με έναν τετράχρονο εμβολοφόρο κινητήρα, με την αντιστοίχιση μιας περιστροφής του εκκεντροφόρου άξονα με μία περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα. Για να αντιστοιχεί σ' έναν 4-χρονο εμβολοφόρο κινητήρα, ένας κύκλος λειτουργίας σε μία περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα, θα πρέπει ο κινητήρας να διαθέτει δύο κυλίνδρους και ο συνολικός κυβισμός να είναι ίσος με του διπλάσιο κυβισμό του κυλίνδρου.



Ο κυβισμός ενός θαλάμου είναι ίσος με την διαφορά του μέγιστου θαλάμου μείον τον ελάχιστο, (Σχήμα 1.3),  $V_h = V_1 - V_2$ . Η σχέση υπολογισμού του θαλάμου εμβολισμού είναι,  $V_h = 5.2eC\pi$ , όπου  $e$  είναι η εκκεντρότητα,  $C$  το ύψος κορυφής και  $\pi$  το πλάτος εμβόλου.

Ο υπολογισμός του θαλάμου εμβολισμού μπορεί να γίνει και με την χρήση των δύο ημιάξονων του θαλάμου,  $V_h = 1.3\pi(B^2 - A^2)$ , μεγάλος ημιάξονας  $B=C+e$ , μικρός ημιάξονας  $D=C-e$



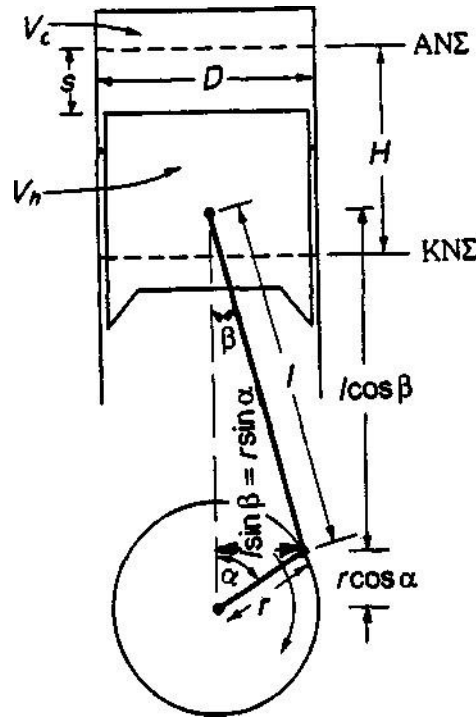
**Σχήμα 1.3. Χώρος εμβολισμού θαλάμου περιστροφικής εμβολοφόρου μηχανής.**

Ο κινητήρας Wankel μέχρι σήμερα κατασκευάζονταν ως κινητήρας Otto, επειδή η διαμόρφωση της επιφάνειας του θαλάμου καύσης του, δεν ενδείκνυται για έναν κινητήρα Diesel. Οι κινητήρες Wankel κατασκευάζονται για ένα μεγάλο εύρος παραγωγής ισχύος. Οι μεγαλύτεροι κινητήρες κατασκευάζονται να έχουν μέχρι και τέσσερα περιστρεφόμενα έμβολα που να εδράζονται πάνω σε έναν εκκεντροφόρο άξονα. Οι μεγάλοι κινητήρες είναι υδρόψυκτοι ενώ οι μικρότεροι αερόψυκτοι. Ο κινητήρας Wankel χαρακτηρίζεται από τον χαμηλό θόρυβο λειτουργίας του (μικρές παλινδρομικές δυνάμεις μαζών), από τον μικρό όγκο και βάρος κατασκευής του.

Στην παλινδρομική εμβολοφόρο μηχανή το έμβολο εκτελεί μία ανομοιόμορφη κίνηση μεταξύ των δύο νεκρών σημείων (άλλοτε επιταχυνόμενη και άλλοτε επιβραδυνόμενη). Ο στροφαλοφόρος άξονας αντίθετα, περιστρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα. Η κίνηση του διωστήρα καθορίζεται από τις κινήσεις του εμβόλου και του στροφαλοφόρου άξονα. Το έμβολο περιορίζεται από την ανώτερη δυνατή θέση του (Ανω Νεκρό Σημείο, ΑΝΣ) και την κατώτερη (Κάτω Νεκρό Σημείο, ΚΝΣ). Η απόσταση αυτών των σημείων ονομάζεται διαδρομή εμβόλου. Αυτή η διαδρομή εμβόλου  $s$  εκφράζεται σαν συνάρτηση της γωνίας του εμβόλου  $\alpha$  (Σχήμα 1.4),  $s = l + r - (l \sin \beta + r \sin \alpha)$ .

Η γωνία διωστήρα  $\beta$  με τη βοήθεια της σχέσης  $l \sin \beta = r \sin \alpha$  και εισάγοντας τον λόγο πλαγιότητας του διωστήρα  $\lambda = r/l$  παίρνουμε  $\eta \mu \beta = \lambda \eta \mu \alpha$  και  $\sin \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \eta^2 \alpha}$ . Έτσι καταλήγουμε στον τύπο της διαδρομής του εμβόλου:

$$s = r(1 - \sigma \nu \alpha) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \eta \mu^2 \alpha}) \quad (1.1)$$



Σχήμα 1.4. Διαδρομή εμβόλου s.

Οι μαθηματικές πράξεις όμως είναι δύσκολες λόγω της ρίζας που υπάρχει. Για τον λόγο αυτό χρησιμοποιείται μία προσεγγιστική εξίσωση, της οποίας η ακρίβεια μας εξυπηρετεί στις περισσότερες περιπτώσεις για μηχανολογικές εφαρμογές. Η προσεγγιστική εξίσωση προκύπτει με την μετατροπή της ρίζας σε μία σειρά και με αποκοπή των όρων δεύτερης τάξης και άνω. Η σειρά είναι η  $y(x) = y(0) + y' \frac{(0)x}{1!} + \dots$ , με  $\lambda^2 \eta \mu^2 \alpha = x$  και  $\sqrt{1 - \lambda^2 \eta \mu^2 \alpha} = y$ , άρα  $y = \sqrt{1 - x}$ . Σύμφωνα με την σειρά  $y = 1 - 0.5x/1!$ , έτσι προκύπτει η προσεγγιστική εξίσωση για την ρίζα:  $\sqrt{1 - \lambda^2 \eta \mu^2 \alpha} = 1 - \lambda^2 / 2 \eta \mu^2 \alpha$ . Η έκφραση της διαδρομής του εμβόλου δίδεται από την Σχέση:

$$s = r(1 - \sigma \nu \alpha + \frac{\lambda}{2} \eta \mu^2 \alpha) \quad (1.2)$$

Ένα επίσης πολύ σπουδαίο μέγεθος είναι αυτό της ταχύτητας του εμβόλου. Η πιο εύκολη στους μαθηματικούς υπολογισμούς είναι η μέση ταχύτητα εμβόλου που χρησιμοποιείται πολύ συχνά ως μέτρο σύγκρισης. Η μέση ταχύτητα εμβόλου ορίζεται από την σχέση, διαδρομή προς χρόνος. Ως διαδρομή παίρνουμε την διπλή διαδρομή του εμβόλου  $2H$ . Σ' αυτήν την διαδρομή αντιστοιχεί μια περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα σε χρόνο  $1/n$ . Το μέγεθος  $n$  είναι ο αριθμός των στροφών στην μονάδα του χρόνου. Ο τύπος της μέσης ταχύτητας εμβόλου είναι,  $v_m = 2Hn$ . Στην πράξη όμως χρησιμοποιούμε τον τύπο  $v_m = Hn/30$ ,  $H$  (m),  $n$  (1/min),  $v_m$  (m/s).

Σε μερικές περιπτώσεις μας ενδιαφέρει και η στιγμιαία (πραγματική) ταχύτητα εμβόλου, που προκύπτει από την παραγωγή της διαδρομής στον χρόνο σε συνάρτηση με την γωνία του τροφάλου,  $v = ds/da \ da/dt$ . Η έκφραση  $da/dt$  είναι η γωνιακή ταχύτητα  $\omega$  του τροφάλου. Ξεκινώντας από την Σχέση (1.2), καταλήγουμε επίσης σε μία κατά προσέγγιση εξίσωση για την ταχύτητα του εμβόλου. Η ακρίβειά της αρκεί για τις περισσότερες περιπτώσεις που χρησιμοποιούνται στις μηχανολογικές εφαρμογές. Με  $ds/da = r(\eta\mu\alpha + \lambda\eta\mu\alpha\sigma\upsilon\alpha) = r(\eta\mu\alpha + \lambda/2\eta\mu2\alpha)$ , γίνεται τελικά:

$$v = \omega / (\eta\mu\alpha + \frac{\lambda}{2}\eta\mu2\alpha) \quad (1.3)$$

Η επιτάχυνση του εμβόλου λαμβάνεται ομοίως εάν παραγωγίσουμε την ταχύτητα του εμβόλου:

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{dc}{da} \frac{da}{dt} = \omega^2 r (\sigma\upsilon\alpha + \lambda\sigma\upsilon\eta2\alpha) \quad (1.4)$$

Για μηχανές με υψηλό αριθμό στροφών λειτουργίας (ταχύστροφες), η ακρίβεια που δίνει η παραπάνω εξίσωση δεν αρκεί. Τότε πρέπει η παραγωγή να γίνει, ή στην ακριβή εξίσωση της διαδρομής του εμβόλου (Σχέση 1.1), ή να αναπτυχθεί η ρίζα σε μία εκθετική σειρά με περισσότερους από δύο παράγοντες.

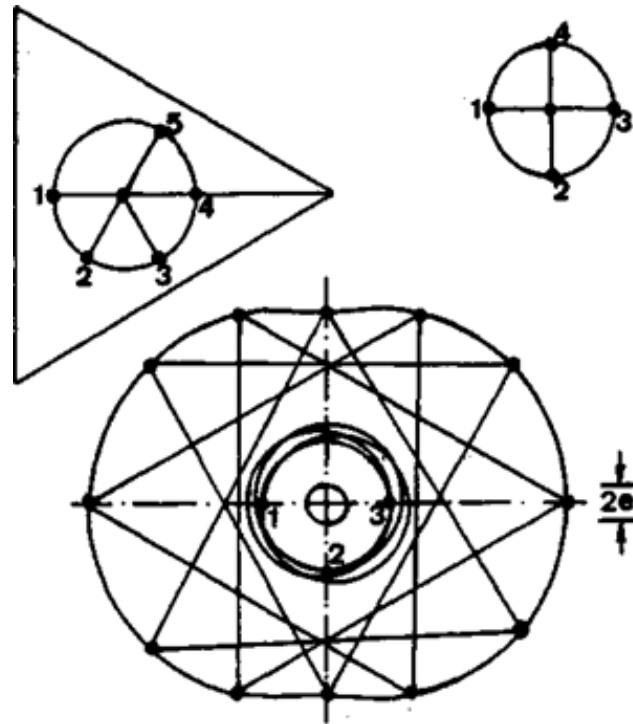
Το έμβολο μιας περιστροφικής εμβολοφόρου μηχανής περιστρέφεται γύρω από το έκκεντρο (Σχήμα 1.2). Στον μεγάλο μη σταθερό οδοντωτό τροχό κυλάει εσωτερικά ο μικρός σταθερός οδοντωτός τροχός. Το έκκεντρο δρα έτσι ώστε το κέντρο βάρους του εμβόλου με το κέντρο βάρους του σταθερού οδοντωτού τροχού (κέντρο του θαλάμου) να έχουν την ίδια πάντοτε απόσταση  $e$  ( $e$ =έκκεντρότητα). Η συνεργασία των δύο οδοντωτών τροχών δίνει μια ιδιόμορφη εκτυλισσόμενη κίνηση. Η συνεργασία του έκκεντρου και της οδόντωσης έχουν σαν αποτέλεσμα την κίνηση του εμβόλου, κατά την οποία οι ακμές του εμβόλου περιγράφουν μία καμπύλη η οποία χαρακτηρίζεται σαν περιτροχοειδής ή επιτροχοειδής κίνηση. Όπως η περιτροχοειδής έτσι επίσης και η επιτροχοειδής κίνηση σχεδιάζονται γεωμετρικά. Η αυστηρή γεωμετρική κατασκευή είναι εκτός των άλλων χρονοβόρα. Συντομότερα σχεδιάζεται ο θάλαμος καύσης μιας περιστροφικής εμβολοφόρου μηχανής με την χρησιμοποίηση της διαδικασίας σχεδιασμού του Σχήματος.1.5. Για την μέθοδο αυτήν σχεδιασμού είναι απαραίτητα, ένα λευκό και ένα διαφανές φύλλα χαρτιών. Στο λευκό χαρτί σχεδιάζεται ο βασικός κύκλος με ακτίνα  $r=2$  cm και στο διαφανές ο κυλιόμενος κύκλος με ακτίνα  $\rho=2$  cm. Προς επίτευξη της εκτυλισσόμενης κίνησης χωρίζονται οι δύο κύκλοι σε ίσα τμήματα τόξων και οι τομές των ακτινών με την κυκλική περιφέρεια αριθμίζονται από 1 μέχρι 5. Για την εύρεση του γεωμετρικού κέντρου του κυλιόμενου κύκλου, σχεδιάζεται ένα ισόπλευρο τρίγωνο στο οποίο οι αποστάσεις του κέντρου του από τις ακμές είναι 7.5 cm.

Αυτό το τρίγωνο παριστάνει το έμβολο. Μπορούμε λοιπόν να σχεδιάσουμε τον θάλαμο καύσης δηλ. την περιτροχοειδή κίνηση. Στο σχ.(4.1.5) αφήνεται ο κυλιόμενος κύκλος να κυλίσει πάνω στο βασικό κύκλο, έτσι ώστε τα ίσα αριθμημένα σημεία και οι ακτίνες των κύκλων να συμπίπτουν. Οι ακμές του ισόπλευρου τριγώνου σημειώνονται σε κάθε θέση του διαφανούς χαρτιού πάνω στο άσπρο χαρτί. Η διερχόμενη καμπύλη από τα σημεία αυτά είναι η ζητούμενη περιτροχοειδής κίνηση. Η πραγματική περίμετρος του θαλάμου αποκλίνει ελάχιστα από την περιτροχοειδή κίνηση. Αυτό οφείλεται στο ότι το έμβολο δεν έχει αιχμηρές ακμές, ώστε να μην μπορούν να κινηθούν τα αέρια από την μια μεριά του εμβόλου στην άλλη. Η καμπύλη

επικάλυψης είναι η πραγματική περίμετρος του θαλάμου. Στην συνέχεια επικάλυψη και περιτροχοειδή κίνηση θα εννοούμε το ίδιο πράγμα.

εμβόλο με του κυλιόμενο κύκλο  
(διαφανές χαρτί)

βασικός κύκλος  
(λευκό χαρτί)



Σχήμα 1.5. Σχεδιασμός της περιτροχοειδούς κίνησης.

Από την κατασκευή της περιτροχοειδούς κίνησης εξάγονται τα παρακάτω χρήσιμα συμπεράσματα σε σχέση με την κίνηση των περιστροφικών εμβολοφόρων μηχανών. Κατά την εκτυλισσόμενη κίνηση η απόσταση μεταξύ κέντρου του θαλάμου καύσης και του κέντρου του εμβόλου, παραμένει πάντοτε σταθερή και ίση με την απόσταση  $e$ . Σε μία πλήρη περιστροφή του εμβόλου αντιστοιχούν τρεις βασικές περιστροφές του εκκεντροφόρου άξονα, έτσι το κέντρο βάρους του εμβόλου, που συμπίπτει με το κέντρο του εκκεντροφόρου περιστρέφεται συγχρόνως και αυτό τρεις φορές. Οι "δυνάμεις αερίων" προέρχονται από την πίεση ενός αερίου σε μία επιφάνεια. Στο επάνω μέρος του εμβόλου ασκείται πίεση του εργαζόμενου μέσου και στο κάτω μέρος του η ατμοσφαιρική πίεση. Η δύναμη λόγω αερίων δίδεται από τον τύπο:

$$F = E p_{υπερπίεση} \quad (1.5)$$

όπου  $E$  είναι η προβολή της επιφάνειας του εμβόλου σε επιφάνεια η οποία είναι κάθετη στον άξονα του εμβόλου και  $p_{υπερπίεση}$  είναι η υπερπίεση του εργαζόμενου μέσου. Η πορεία των δυνάμεων που παράγονται λόγω των "δυνάμεων αερίων" στον κινητήρα, αποδεικνύει ότι δεν

ασκείται καμία εξωτερική δύναμη και ότι όλες οι δυνάμεις αντισταθμίζονται στο εσωτερικό της μηχανής.

Από μία ανομοιόμορφη κίνηση μαζών αναπτύσσονται "δυνάμεις μαζών". Οι δυνάμεις αυτές συναντώνται τόσο στις εμβολοφόρες όσο και στις περιστροφικές εμβολοφόρες μηχανές. Οι δυνάμεις στις περιστροφικές μηχανές ζυγοσταθμίζονται πλήρως, στις δε παλινδρομικές μόνο κατά ένα μέρος. Η ζυγοστάθμιση των "δυνάμεων μαζών" γίνεται με αντίθετες δυνάμεις, έτσι ώστε η δράση των δυνάμεων των μαζών να μην μεταφέρεται έξω από την μηχανή. Οι "δυνάμεις μαζών" μεταβάλλονται περιοδικά και διαχωρίζονται σε δυνάμεις περιστρεφόμενες και παλινδρομικές. Οι περιστρεφόμενες δυνάμεις είναι γνωστές σαν φυγόκεντρες δυνάμεις και δημιουργούνται λόγω των ομοιόμορφων κυκλικών κινήσεων των μαζών. Για τον υπολογισμό των περιστρεφόμενων δυνάμεων των μαζών, χρησιμοποιείται η σχέση:

$$F_r = m_r r \omega^2 \quad (1.6)$$

$m_r$  είναι η περιστρεφόμενη μάζα,  $r$  η απόσταση του κέντρου βάρους της μάζας από το σημείο περιστροφής και  $\omega$  η γωνιακή ταχύτητα.

Οι παλινδρομικές δυνάμεις μαζών δημιουργούνται από την ανομοιόμορφη κίνηση του εμβόλου. Ο υπολογισμός γίνεται με την ακόλουθη σχέση:

$$F_{\text{παλ.}} = m_{\text{παλ.}} \gamma \quad (1.7)$$

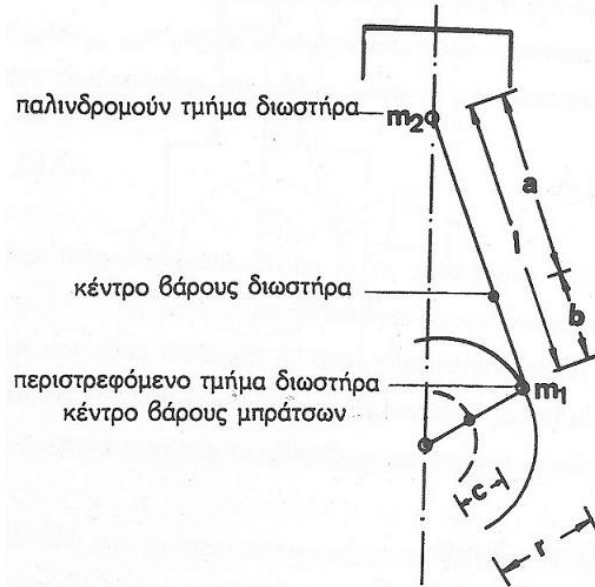
όπου  $m_{\text{παλ.}}$  είναι η παλινδρομική μάζα και  $\gamma$  η επιτάχυνση. Εάν αντικαταστήσουμε την επιτάχυνση του εμβόλου στην Σχέση (1.4) τότε η δύναμη των παλινδρομικών μαζών υπολογίζεται:

$$F_{\text{παλ.}} = m_{\text{παλ.}} r \omega^2 (\sigma \nu \alpha + \lambda \sigma \nu 2 \alpha) \quad (1.8)$$

Στην περιστροφική εμβολοφόρο μηχανή εμφανίζονται μόνο περιστροφικές δυνάμεις μαζών. Αυτές προέρχονται από τις μάζες του εμβόλου και έκκεντρου. Και οι δύο μάζες περιστρέφονται με τις στροφές του εκκεντροφόρου άξονα σε απόσταση  $e$  από το κέντρο του θαλάμου καύσης. Η σχέση για την δύναμη της περιστρεφόμενης μάζας στις περιστροφικές εμβολοφόρες μηχανές είναι:

$$F_r = (m_{\text{εμβόλου}} + m_{\text{έκκεντρου}}) e \omega^2 \quad (1.9)$$

Στις εμβολοφόρες μηχανές ο υπολογισμός των δυνάμεων των περιστρεφόμενων μαζών είναι πιο δύσκολος. Στις περιστρεφόμενες μάζες ανήκουν ο στροφαλοφόρος άξονας, τα κομβία του στροφάλου, και η περιστρεφόμενη μερική μάζα του διωστήρα (Σχήμα 1.6). Το περιστρεφόμενο μέρος του διωστήρα υπολογίζεται βάσει του ακόλουθου συλλογισμού. Η κίνηση του κέντρου βάρους του διωστήρα δεν μπορεί να αποδοθεί με έναν απλό συλλογισμό. Η κεφαλή του διωστήρα (το τμήμα του διωστήρα που συνδέεται με τον πείρο του εμβόλου) εκτελεί παλινδρομική κίνηση. Το κάτω τμήμα του διωστήρα (το τμήμα σύνδεσης του διωστήρα με το στροφάλο του στροφαλοφόρου άξονα) εκτελεί περιστροφική κίνηση. Τη μάζα του διωστήρα την θεωρούμε συγκεντρωμένη σε δύο σημεία, εκ των οποίων το ένα παλινδρομεί με την μάζα του εμβόλου και το άλλο περιστρέφεται με τον στροφαλοφόρο άξονα. Έτσι πρέπει να ισχύουν οι ακόλουθες σχέσεις:



**Σχήμα 1.6. Παλινδρομικό και περιστρεφόμενο τμήμα διωστήρα.**

$m_{\text{διωστήρα}} = m_1 + m_2$ ,  $m_1 b = m_2 a$ . Από τις εξισώσεις αυτές συνεπάγεται ότι  $m_1 = m_{\text{διωστήρα}} a/l$  και  $m_2 = m_{\text{διωστήρα}} - m_1$ . Η μάζα  $m_1$  είναι το περιστρεφόμενο τμήμα της μάζας του διωστήρα. Τα κέντρα βάρους των περιστρεφόμενων μαζών μίας εμβολοφόρου ΜΕΚ, έχουν διαφορετικές αποστάσεις από το κέντρο περιστροφής. Για τον λόγο αυτό θεωρείται το κέντρο βάρους όλων αυτών των περιστρεφόμενων μαζών συγκεντρωμένο σε απόσταση όσο και το μέγεθος της ακτίνας του στροφάλου  $r$ . Έτσι αντικαθίσταται η πραγματική μάζα, από μία μάζα αντικατάστασης που πρέπει να προκαλεί την ίδια επίδραση με την πραγματική μάζα. Η σχέση της σημειακής μάζας αντικατάστασης όλων των μαζών είναι  $m_{\text{αντ.}} = m_{\text{πραγ.}} / r$ .  $m_{\text{αντ.}}$  είναι η μάζα αντικατάστασης,  $m_{\text{πραγ.}}$  η πραγματική μάζα,  $c$  η απόσταση της πραγματικής μάζας από το κέντρο περιστροφής και  $r$  η απόσταση της μάζας αντικατάστασης από το κέντρο περιστροφής. Η μάζα του περιστρεφόμενου τμήματος του διωστήρα όπως και η μάζα του κομβίου είναι συγκεντρωμένες σε ένα σημείο σε απόσταση  $r$  από τον στροφαλοφόρο άξονα και γι' αυτό δεν ανάγονται. Ανάγονται οι μάζες των μπράτσων του στροφαλοφόρου άξονα  $m_{\text{αντ.μπρ.}} = m_{\text{πραγ.}} c/r$ . Η σχέση που δίνει τις περιστρεφόμενες δυνάμεις μαζών της εμβολοφόρου μηχανής είναι:

$$F_r = (m_{\text{κομ.}} + m_1 + 2m_{\text{μπρ}} \frac{c}{r}) r \omega \quad (1.10)$$

$m_{\text{κομ.}}$  είναι η μάζα κομβίου στροφάλου,  $m_1$  η μάζα περιστρεφόμενου τμήματος διωστήρα,  $2m_{\text{μπρ}}$  η μάζα μπράτσων στροφαλοφόρου άξονα.

Οι παλινδρομικές μάζες αποτελούνται από τη συνολική μάζα του εμβόλου (έμβολο, ελατήρια εμβόλου, πείρος εμβόλου) και το τμήμα της μάζας του διωστήρα  $m_2$  που παλινδρομεί. Οι παλινδρομικές δυνάμεις υπολογίζονται από την σχέση:

$$F_{\text{παλ.}} = (m_{\text{ολ.εμ.}} + m_2) r \omega^2 \sin \alpha + l \sin 2\alpha \quad (1.11)$$

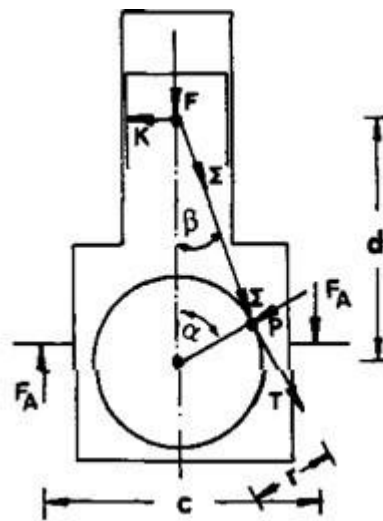
$m_{\text{ολ.εμ.}}$  είναι η ολική μάζα του εμβόλου και  $m_2$  το παλινδρομικό τμήμα μάζας διωστήρα.

Στο έμβολο επιδρά μια δύναμη  $F$ , η οποία είναι το άθροισμα διανυσματικά των δυνάμεων των αερίων και των δυνάμεων των μαζών. Αυτή η δύναμη αναλύεται σε μία κάθετη στην διεύθυνση εφαρμογής δύναμη  $K$  και σε μια δύναμη στην διεύθυνση του διωστήρα  $\Sigma$  (Σχήμα 1.7):

$$K = F \varepsilon \varphi \beta \text{ και } \Sigma = F / \sigma \nu \nu \beta \quad (1.12)$$

Η δύναμη  $K$  (κάθετη δύναμη) λαμβάνεται από τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Η δύναμη στην διεύθυνση του διωστήρα μεταφέρεται μέσω αυτού και στο κομβίο του στροφάλου και αναλύεται σε μια ακτινική δύναμη  $P$  και σε μια εφαπτομενική δύναμη  $T$ :

$$P = \Sigma \sigma \nu \nu (\alpha + \beta) \text{ και } T = \Sigma \eta \mu (\alpha + \beta) \quad (1.13)$$



Σχήμα 1.7. Δυνάμεις της εμβολοφόρου μηχανής

Η ακτινική δύναμη και η εφαπτομενική δύναμη επενεργούν στο στροφαλοφόρο άξονα και στα έδρανα στήριξης του στροφαλοφόρου άξονα. Λόγω της εφαπτομενικής δύναμης  $T$  έχουμε την ροπή:

$$M_{\sigma \tau \rho \acute{\epsilon} \psi \eta \varsigma} = T r \quad (1.14)$$

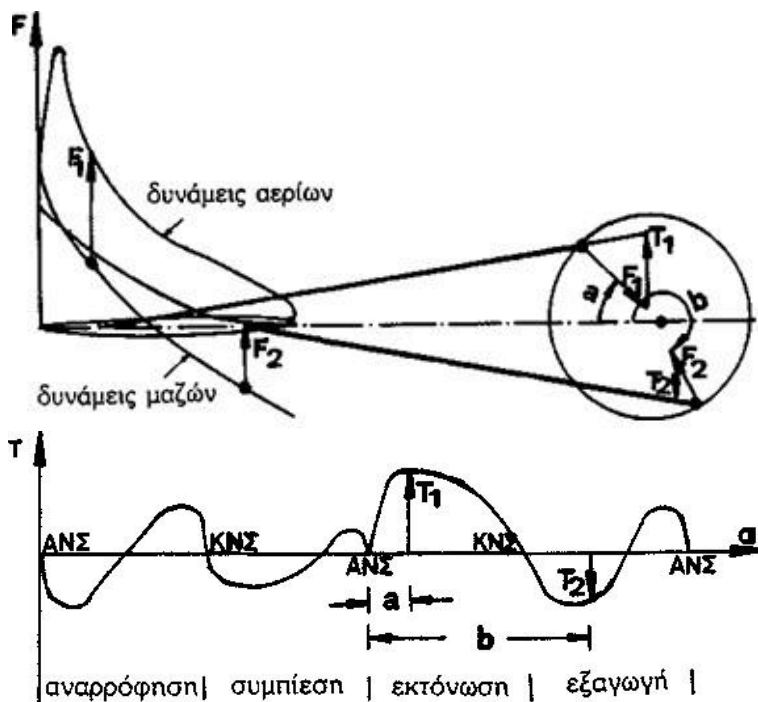
Η γωνία  $\beta$  είναι αρνητική κατά την κίνηση από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ.

Το έμβολο μιας περιστροφικής εμβολοφόρου μηχανής αποτελείται από τρία μέτωπα επιφανειών. Έτσι έχουμε ταυτόχρονα τρεις δυνάμεις από αέρια. Αυτές οι δυνάμεις αερίων αναλύονται σε εφαπτομενικές και ακτινικές δυνάμεις. Έτσι έχουμε τρεις εφαπτομενικές και τρεις ακτινικές δυνάμεις. Όλες αυτές οι δυνάμεις (έξι), επενεργούν στα σημεία στήριξης του εκκεντροφόρου άξονα. Η ροπή στρέψης του εκκεντροφόρου άξονα οφείλεται σ' αυτές τις δυνάμεις. Στο έμβολο και το έκκεντρο δημιουργούνται δυνάμεις μαζών. Αυτές είναι καθαρά φυγοκεντρικές δυνάμεις. Η διεύθυνση επενέργειας των δυνάμεων αυτών διέρχεται από το κέντρο βάρους του εκκεντροφόρου άξονα ώστε να μην είναι αιτία πρόκλησης ροπής. Οι δύο αναγκαίοι οδοντωτοί τροχοί για την επίτευξη της ελικοειδούς κίνησης πρέπει να μεταφέρουν

μόνο δυνάμεις τριβών και κατά την μεταβολή του αριθμού στροφών του εμβόλου επίσης δυνάμεις εξ αιτίας της επιτάχυνσης.

## 1.1 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΡΟΠΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Παρακάτω αναπτύσσεται το διάγραμμα ροπών μιας εμβολοφόρου παλινδρομικής ΜΕΚ. Στο διάγραμμα ροπών μελετάται η εφαπτομενική δύναμη σε σχέση με την γωνία στροφάλου ή με την διαδρομή του κομβίου του στροφάλου. Η εφαπτομενική δύναμη θα μπορούσε να υπολογισθεί με την Σχέση (1.13). Είναι όμως πιο εύκολο να προσδιορισθεί με μία γραφική διαδικασία. Η μέθοδος αυτή αναπτύσσεται παρακάτω. Επειδή η στρεπτική δύναμη έχει άμεση σχέση με τις δυνάμεις αερίων και μαζών, θα πρέπει να αναλυθούν πρώτα αυτές. Οι δυνάμεις αερίων προκύπτουν με την βοήθεια του ενδεικτικού διαγράμματος. Το ενδεικτικό διάγραμμα με κατάλληλη αλλαγή αναφοράς δεδομένων μετατρέπεται σε διάγραμμα διαδρομής-δυνάμεων αερίων. Οι δυνάμεις αερίων είναι το αποτέλεσμα που προκύπτει από την υπερπίεση των αερίων πάνω στην επιφάνεια του εμβόλου. Στην περίπτωση που στο ενδεικτικό διάγραμμα σχεδιάζεται η απόλυτη πίεση, πρέπει στον άξονα των τετμημένων να ληφθεί υπόψη και η ατμοσφαιρική πίεση. Στο διάγραμμα διαδρομής-δυνάμεων αερίων η παλινδρομική δύναμη μαζών σχεδιάζεται με αρνητικό πρόσημο. Οι παλινδρομικές δυνάμεις μαζών λαμβάνονται με αντίθετο πρόσημο, για να μπορούν να ληφθούν οι συνισταμένες άμεσα από τις τιμές των δυνάμεων αερίων και μαζών σαν την διαφορά απόστασης των διαγραμμάτων δυνάμεων αερίων και δυνάμεων μαζών. Στην συνέχεια σχεδιάζεται ο κύκλος στροφάλου σε απόσταση ίση με το μήκος του διωστήρα δίπλα στο διάγραμμα δυνάμεων-διαδρομής, (Σχήμα 1.8).



Σχήμα 1.8. Γραφικός υπολογισμός στρεπτικής δύναμης παλινδρομικής ΜΕΚ.

Η εφαπτομενική δύναμη για κάθε γωνία στροφάλου υπολογίζεται με την παρακάτω διαδικασία: Καθορίζεται η επιθυμούμενη τιμή γωνίας στροφάλου στον κύκλο στροφάλου.

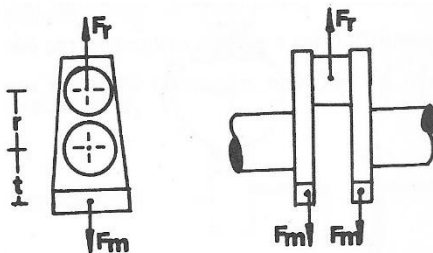


Καθορισμός της δέσεως του εμβόλου για την επιλεγμένη γωνία στροφάλου. Χρησιμοποιείται το σημείο τομής κύκλου-ακτίνας στροφάλου στο οποίο ανήκει η γωνία στροφάλου, σαν το ένα άκρο του διωστήρα, ενώ το άλλο άκρο του διωστήρα τέμνει τον άξονα των τετμημένων του διαγράμματος δυνάμεων-διαδρομής στην αντίστοιχη θέση.

Στο σημείο τομής σχεδιάζονται οι συνισταμένες δυνάμεις μαζών και αερίων. Η διαφορά της απόστασης των δύο καμπύλων δίδεται σαν διάνυσμα, του οποίου το σημείο αρχής βρίσκεται πάνω στην καμπύλη των δυνάμεων μαζών. Το διάνυσμα αυτό εγγράφεται και στον κύκλο του στροφάλου. Όταν η φορά του διανύσματος δείχνει προς τα επάνω στο διάγραμμα δυνάμεων-διαδρομής τότε το σχεδιάζουμε στον κύκλο του στροφάλου προς το εσωτερικό του κύκλου. Ενώ όταν δείχνει προς τα κάτω τότε το σχεδιάζουμε προς το εξωτερικό του κύκλου του στροφάλου. Στο σχήμα του κύκλου του στροφάλου φέρεται η  $T_1$  κατακόρυφα, με αρχή το τέλος του διανύσματος της  $F_1$ , μέχρις ότου τμήσει την επιμήκυνση του διωστήρα. Αυτή είναι η ζητούμενη εφαπτομενική δύναμη (στρεπτική δύναμη). Η κατακόρυφος αυτή δίδεται σαν διάνυσμα που η ακμή του κατευθύνεται πάντα προς την επέκταση του διωστήρα. Αν το διάνυσμα δείχνει προς τα επάνω τότε έχουμε θετική φορά κίνησης (η στρεπτική δύναμη επενεργεί στην κατεύθυνση της κίνησης). Η στρεπτική δύναμη σχεδιάζεται στο διάγραμμα ροπών, πάνω από την αντίστοιχη γωνία στροφάλου. Αν πάρουμε τα πραγματικά μήκη διανυσμάτων από το σχήμα του κύκλου του στροφάλου, τότε το μέτρο σύγκρισης του διαγράμματος των δυνάμεων περιστροφής είναι ακριβώς το ίδιο με αυτό του διαγράμματος δυνάμεων-διαδρομής. Το γραφικό διάγραμμα που αναφέρθηκε παραπάνω εκθέτει την διαδικασία υπολογισμού της στρεπτικής δύναμης για έναν κύλινδρο. Για πολυκύλινδρους κινητήρες ακολουθούμε ακριβώς την ίδια διαδικασία. Επειδή τα διαγράμματα όλων των κυλίνδρων είναι ίδια, με μόνη διαφορά την διαφορά φάσης (στην γωνία στροφάλου), σχεδιάζονται αρχικά όλα τα διαγράμματα και έπειτα μεταφέρονται στο γενικό διάγραμμα δυνάμεων ροπών του κινητήρα.

## 1.2 ΖΥΓΟΣΤΑΘΜΙΣΗ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΚΑΙ ΡΟΠΩΝ ΜΑΖΩΝ

Οι δυνάμεις μαζών δημιουργούν ταλαντώσεις λόγω της μεταβλητής περιοδικότητάς των. Οι ταλαντώσεις αυτές μεταδίδονται στα σημεία στήριξης και γενικά στο περιβάλλον του κινητήρα. Για τον λόγο αυτό δίδεται μεγάλη προσοχή στην ζυγοστάθμιση των μαζών. Στους πολυκύλινδρους κινητήρες εκτός από τις δυνάμεις των μαζών παρουσιάζονται και οι ροπές των μαζών. Έτσι όταν αναφέρουμε ζυγοστάθμιση μαζών εννοούμε την χρησιμοποίηση τμημάτων στροφάλου και τοποθέτηση αντιβάρων στον στροφαλοφόρο άξονα, για να μειωθούν στο ελάχιστο οι δυνάμεις και οι ροπές των μαζών.



Σχήμα 1.9. Αντίβαρα στο στροφαλοφόρο άξονα.

Στον μονοκύλινδρο κινητήρα παρουσιάζονται μόνο περιστροφικές και παλινδρομικές δυνάμεις μαζών και όχι ροπές μαζών. Η περιστροφική δύναμη μαζών (Σχήμα 1.9), ζυγοσταθμίζεται με τη χρήση δύο αντιβάρων στον στροφαλοφόρο άξονα.

Το μέγεθος των αντιβάρων υπολογίζεται από την σχέση:

$$F_r = m_r r \omega^2 = 2m_{αντ.} t \omega^2, m_{αντ.} = m_r \frac{r}{2t} \quad (1.15)$$

$m_{αντ.}$  είναι μάζα αντιβάρου για ζυγοστάθμιση της περιστροφικής δύναμης μαζών,  $m_r$  η περιστρεφόμενη μάζα,  $r$  η ακτίνα στροφάλου και  $t$  η απόσταση του κέντρου βάρους του αντιβάρου από το κέντρο βάρους του στροφαλοφόρου άξονα. Η παλινδρομική δύναμη μαζών υπολογίζεται από την σχέση:

$$F_{παλ.} = m_{παλ.} r \omega^2 (\sigma \nu \alpha + \lambda \sigma \nu 2 \alpha)$$

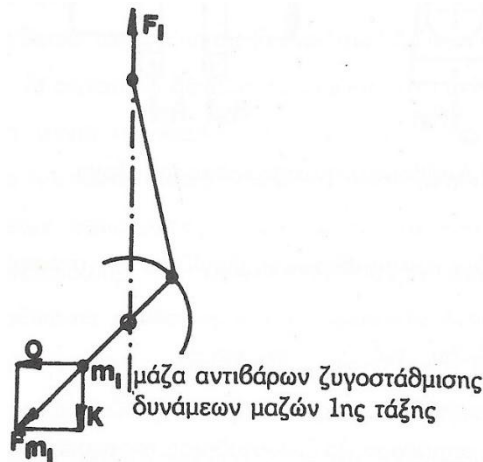
Αυτή η δύναμη μαζών αναλύεται σε δύναμη μαζών πρώτης και δεύτερης τάξης:

$$F_1 = m_{παλ.} r \omega^2 \sigma \nu \alpha \quad (1.16)$$

και

$$F_2 = m_{παλ.} r \omega^2 \lambda \sigma \nu 2 \alpha \quad (1.17)$$

Η δύναμη μαζών πρώτης τάξης αλλάζει με το ρυθμό περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα με το  $\sigma \nu \alpha$ . Η δύναμη μαζών δευτέρας τάξης αντίθετα εξαρτάται από την διπλάσια γωνία στροφάλου  $\alpha (\sigma \nu 2 \alpha)$ . Για τον λόγο αυτό με την χρήση αντιβάρων στο στροφαλοφόρο άξονα ζυγοσταθμίζεται μόνον η δύναμη μαζών πρώτης τάξης. Εφόσον η παλινδρομική δύναμη μαζών έχει την φορά του κατακόρυφου άξονα του κυλίνδρου και τα αντίβαρα ζυγοστάθμισης κινούνται μαζί με τον στροφαλοφόρο άξονα, είναι απαραίτητη μόνο η κάθετη συνιστώσα της δύναμης των αντιβάρων για την ζυγοστάθμιση. Η οριζόντια συνιστώσα είναι μία ανεπιθύμητη επιπρόσθετη δύναμη (Σχήμα 1.10).

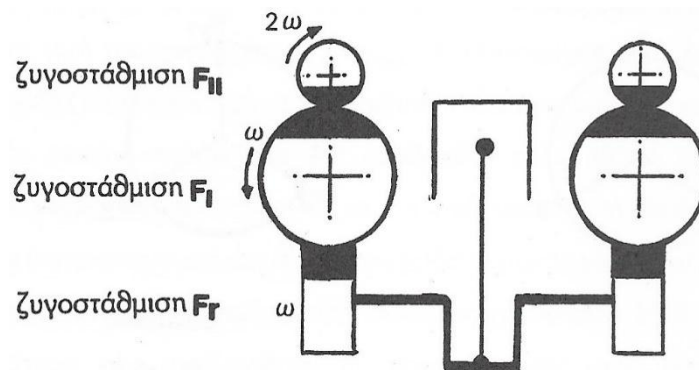


Σχήμα 1.10. Ανάλυση της δύναμης αντιβάρων σε οριζόντια και κάθετη συνιστώσα.

Για να μην γίνει η οριζόντια συνιστώσα πολύ μεγάλη ζυγοσταθμίζεται με αντίβαρα το 50% της δύναμης των μαζών πρώτης τάξης. Η σχέση για τον υπολογισμό των αντιβάρων προκύπτει από την εξίσωση,  $\zeta F_1 = \zeta m_{\text{παλ.}} r \omega^2 \text{ συνα} = 2 m_{\text{αντ.}} t \omega^2 \text{ συνα}$ :

$$m_{\text{αντ.}} = \zeta m_{\text{παλ.}} \frac{r}{2t} \quad (1.18)$$

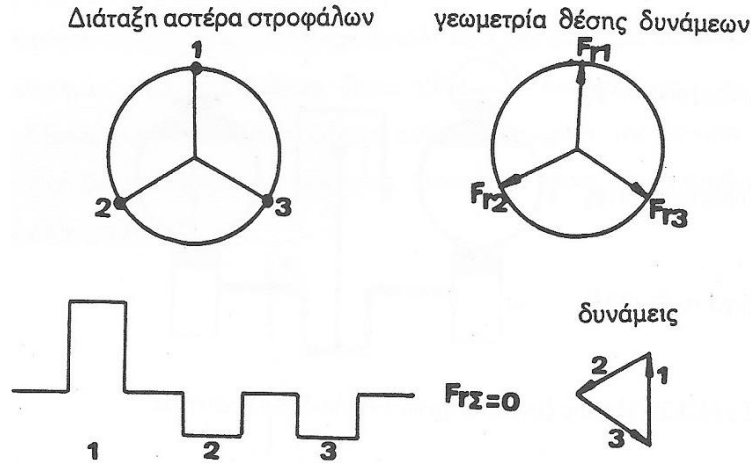
$m_{\text{αντ.}}$  είναι η μάζα αντιβάρων για την ζυγοστάθμιση των δυνάμεων μαζών πρώτης τάξης και  $\zeta$  το ποσοστό της ζυγοσταθμιζόμενης δύναμης πρώτης τάξης (συνήθως  $\zeta=0.5$ ). Στους μονοκύλινδρους κινητήρες ζυγοσταθμίζεται και η δύναμη μαζών δευτέρας τάξης. Για να επιτευχθεί αυτό απαιτείται μεγάλη κατασκευαστική δαπάνη. Στο Σχήμα 1.11 δείχνεται κινητήρας στον οποίο η περιστρεφόμενη και παλινδρομική δύναμη μαζών πρώτης και δεύτερης τάξης έχουν ζυγοσταθμισθεί.



**Σχήμα 1.11. Πλήρης ζυγοστάθμιση 1-κύλινδρου κινητήρα.**

Οι άξονες με τα αντίβαρα έχουν αντίθετη φορά, έτσι ώστε οι οριζόντιες συνιστώσες της δύναμης να αντιτίθενται μεταξύ τους και να εξισορροποούνται. Οι άξονες με τα αντίβαρα της ζυγοστάθμισης των δυνάμεων μαζών δευτέρας τάξης κινούνται με διπλάσια ταχύτητα σε σχέση με τον στροφαλοφόρο άξονα.

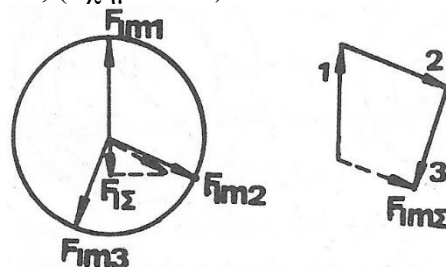
Για να επιτευχθεί ζυγοστάθμιση των δυνάμεων και των ροπών των μαζών σε κινητήρες εν σειρά, οι δυνάμεις μαζών που εμφανίζονται σε κάθε κύλινδρο υπολογίζονται από τους τύπους του παρόντος κεφαλαίου και συνυπολογίζονται κατόπιν για να δώσουν την συνισταμένη δύναμη. Η ζυγοστάθμιση είναι επιτυχημένη εάν η συνισταμένη δύναμη είναι μηδενική ή όσον το δυνατόν μικρότερη. Επειδή οι ιδιαίτερες δυνάμεις δεν επιδρούν στο κέντρο μάζας του κινητήρα, εμφανίζονται πρόσθετες ροπές μαζών οι οποίες προστίθενται στην συνισταμένη. Το μέγεθος όλων αυτών των συνισταμένων εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τον τύπο του στροφαλοφόρου άξονα. Για τον λόγο αυτό ο στροφαλοφόρος άξονας πρέπει να διαμορφωθεί έτσι ώστε οι ιδιαίτερες δυνάμεις να αλληλοαναιρούνται. Για την επίλυση τέτοιου τύπου προβλημάτων πρέπει να προσδιορίζεται η συνισταμένη δύναμη για τους διάφορους τύπους στροφαλοφόρου άξονα, που επιτυγχάνεται συντομότερα με την γραφική μέθοδο. Αρχικά σχεδιάζεται η διατομή, εγκάρσια και κατά μήκος του στροφαλοφόρου άξονα, (Σχήμα 1.12).



Σχήμα 1.12. Γραφικός υπολογισμός 3-κύλινδρου στροφαλοφόρου άξονα.

Η εγκάρσια διατομή που βρίσκεται αριστερά και πάνω από την κατά μήκος διατομή, ονομάζεται λόγω εμφάνισης, διάταξη τύπου αστέρα στροφάλου. Η αρίθμηση των στροφάλων ακολουθεί την κατά μήκος διατομή του στροφαλοφόρου άξονα και μεταφέρεται στην διάταξη αστέρα στροφάλων. Οι περιστρεφόμενες δυνάμεις μαζών κάθε κυλίνδρου υπολογίζονται με την σχέση (1.6). Για την διανυσματική πρόσθεση, όλες οι δυνάμεις ύστερα από τον καθορισμό μίας κατάλληλης κλίμακας, μεταφέρονται σ' ένα παράλληλο ενιαίο επίπεδο διατομής, (Σχήμα 1.12), δεξιά πάνω. Η δημιουργούμενη παραπάνω γεωμετρία θέσης δυνάμεων είναι ακριβώς ίδιας μορφής με την διάταξη αστέρα των στροφάλων. Στο διάγραμμα δυνάμεων προστίθενται οι ιδιαίτερες δυνάμεις για εξεύρεση της συνισταμένης  $F_{r\Sigma}$  και τοποθετείται στην σωστή θέση στο διάγραμμα διάταξης δυνάμεων. Σε μία περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα η συνισταμένη περιστρέφεται μαζί του με σταθερό μέγεθος και έτσι για μία άλλη θέση στροφαλοφόρου άξονα δεν πρέπει να επανακαθορισθεί η συνισταμένη αλλά αρκεί να περιστραφεί κατά αναλογία της γωνίας του στροφάλου. Σε κινητήρες εν σειρά με ομοιόμορφη σειρά αναφλέξεων και με περισσότερους από δύο κυλίνδρους η συνισταμένη είναι μηδέν.

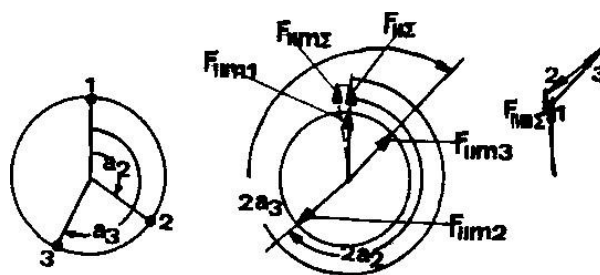
Οι δυνάμεις μαζών πρώτης τάξης υπολογίζονται από την σχέση (1.16). Η μέγιστη τιμή τους ανέρχεται,  $F_{1m} = m_{\text{πάλ}} \omega^2$ . Η στιγμιαία τιμή λαμβάνεται γραφικά εάν σχεδιασθεί η μέγιστη τιμή στην διεύθυνση που έχει ο βραχίονας του στροφάλου, στην διάταξη αστέρα στροφάλου και προβληθεί στον άξονα του κυλίνδρου. Για τον προσδιορισμό της συνισταμένης με την διαδικασία αυτή, θα έπρεπε να σχηματισθούν όλες οι στιγμιαίες τιμές των δυνάμεων μαζών πρώτης τάξης και κατόπιν να προστεθούν διανυσματικά. Αυτή η διαδικασία είναι όμως χρονοβόρα. Η ίδια συνιστώσα προκύπτει ευκολότερα εάν σχεδιασθούν οι μέγιστες τιμές στην φορά του βραχίονα του στροφαλοφόρου άξονα και προστεθούν αυτές οι δυνάμεις στο διάγραμμα διάταξης των δυνάμεων, (Σχήμα 1.13).



Σχήμα 1.13. Γραφική εύρεση της συνισταμένης των δυνάμεων μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης  $F_{1\Sigma}$  σ' έναν 3-κύλινδρο κινητήρα ομοιόμορφης σειράς ανάφλεξης.

Η συνισταμένη των μέγιστων τιμών προβάλλεται στον άξονα του κυλίνδρου. Η προβολή αυτή είναι η ζητούμενη συνισταμένη των δυνάμεων μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης  $F_{1Σ}$ . Επειδή τα διαγράμματα διάταξης των δυνάμεων των περιστροφικών δυνάμεων μαζών και των δυνάμεων μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης είναι ακριβώς τα ίδια πλην του μήκους του διανύσματος, είναι φανερό ότι όταν μηδενίζεται η συνισταμένη των δυνάμεων μαζών τότε και η συνισταμένη των δυνάμεων μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης είναι μηδέν. Με την περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα περιστρέφεται μαζί συγχρόνως και η συνισταμένη των μέγιστων τιμών. Για την νέα θέση του στροφαλοφόρου άξονα πρέπει απλά να προβληθεί η συνισταμένη των μέγιστων τιμών, επάνω στον άξονα του κυλίνδρου, για να ληφθεί η συνισταμένη των δυνάμεων μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης.

Η δύναμη μαζών 2<sup>ης</sup> τάξης λαμβάνεται από την σχέση (1.17). Η τιμή της μεταβάλλεται με διπλάσια γωνία απ' αυτήν του στροφαλοφόρου άξονα, αλλά επενεργεί όπως και η δύναμη μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης μόνον στον άξονα του κυλίνδρου. Για τον προσδιορισμό των συνισταμένων σχεδιάζεται όπως και με την δύναμη μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης, οι μέγιστες τιμές των δυνάμεων εκάστου κυλίνδρου στο διάγραμμα διάταξης δυνάμεων, (Σχήμα 1.14):



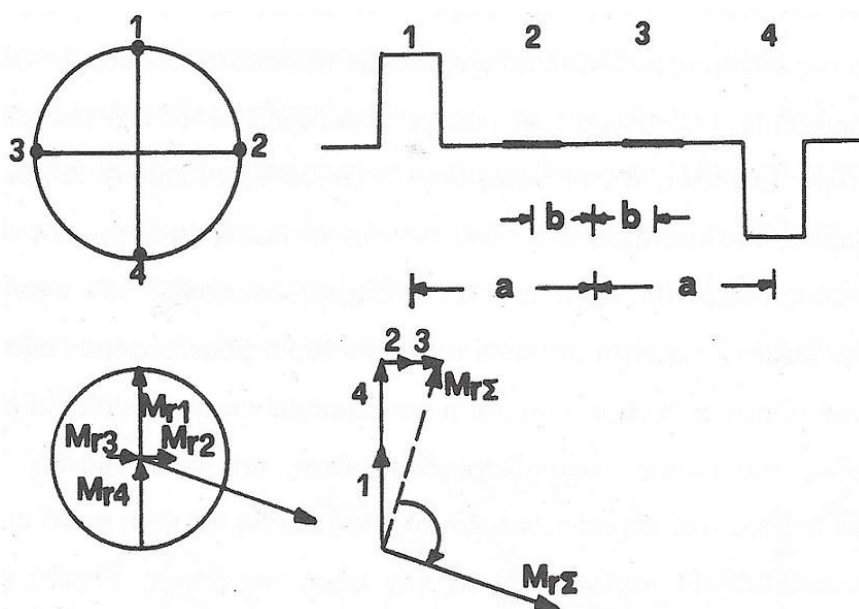
**Σχήμα 1.14. Γραφικός υπολογισμός της συνισταμένης των δυνάμεων μαζών 2<sup>ης</sup> τάξης  $F_{2Σ}$  για 3-κύλινδρο κινητήρα ανομοιόμορφης σειράς ανάφλεξης.**

Οι δυνάμεις αυτές δεν έχουν την ίδια διεύθυνση μ' αυτήν των ακτινών της διάταξης των στροφάλων, λόγω του  $(\sin 2\alpha)$ , αλλά πρέπει να σχεδιασθούν στο διάγραμμα διάταξης δυνάμεων με διπλάσια γωνία. Στο διάγραμμα διάταξης δυνάμεων συνθέτονται οι δυνάμεις αυτές σε συνισταμένη των μέγιστων τιμών  $F_{1mΣ}$  και μεταφέρονται στο διάγραμμα διάταξης θέσης. Η προβολή τους στον άξονα του κυλίνδρου δίνει την ζητούμενη συνισταμένη των δυνάμεων μαζών δεύτερης τάξης  $F_{2Σ}$ . Σε μία στροφή του στροφαλοφόρου άξονα κατά γωνία  $\alpha$ , η συνισταμένη της μέγιστης τιμής στο διάγραμμα διάταξης θέσης περιστρέφεται κατά γωνία  $2\alpha$ . Η ζητούμενη συνισταμένη είναι τότε η προβολή της στον άξονα του κυλίνδρου.

Επειδή οι δυνάμεις μαζών απέχουν από το κέντρο βάρους του κινητήρα κάποια απόσταση αναπτύσσονται ροπές μαζών. Οι ροπές αυτές υπολογίζονται από το γινόμενο της δύναμης πολλαπλασιαζόμενο με την απόσταση από το κέντρο βάρους. Για τον ακριβή προσδιορισμό τους πρέπει να καθορισθεί η θέση του κέντρου βάρους του κινητήρα. Συνήθως αποφεύγεται αυτή η χρονοβόρα διαδικασία και θεωρείται το κέντρο βάρους του κινητήρα, στο μέσο του στροφαλοφόρου άξονα. Το σφάλμα στους υπολογισμούς θεωρείται αμελητέο. Έτσι σημείο αναφοράς των υπολογισμών των ροπών των μαζών θεωρείται ότι είναι το μέσον του στροφαλοφόρου άξονα στην κατά μήκος τομή. Όπως η δύναμη έτσι και η ροπή μπορεί να παρουσιασθεί σαν διάνυσμα. Το μέγεθος της ροπής εμφανίζεται στο μήκος του διανύσματος. Το διάνυσμα εφαρμόζει κάθετα στο επίπεδο επενέργειας της ροπής και έχει φορά ομόρροπη ενός δεξιόστροφου κοχλία περιστροφής με την φορά της ροπής. Επειδή ένα διάνυσμα ροπής επιτρέπεται να μεταφερθεί παράλληλα στο επίπεδο επενέργειάς του, σχεδιάζονται όλα τα

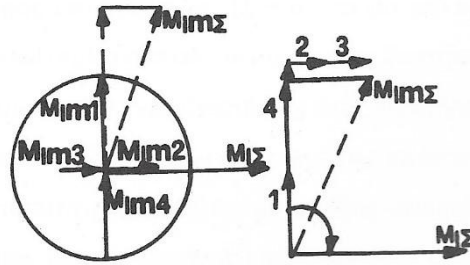
διανύσματα που διέρχονται από το μέσον του στροφαλοφόρου άξονα στο κάθετο επίπεδο επενέργειας. Το διάγραμμα διάταξης θέσης που προκύπτει, μπορεί να σχεδιασθεί και με την βοήθεια της διάταξης αστέρα των στροφάλων. Επιπλέον όμως θα πρέπει όλα τα διανύσματα των ροπών, όπως και οι βραχίονες των στροφάλων, να σχεδιαστούν σε περιστροφή κατά  $90^\circ$  ομόρροπα της κατεύθυνσης περιστροφής. Η φορά των διανυσμάτων των δυνάμεων αριστερά του σημείου αναφοράς έχει κατεύθυνση από το κέντρο της διάταξης αστέρα στροφάλων προς τα έξω, ενώ τα διανύσματα των δυνάμεων που βρίσκονται δεξιά του σημείου αναφοράς έχουν κατεύθυνση προς το κέντρο της διάταξης αστέρα στροφάλων.

Η συνισταμένη της ροπής των μαζών υπολογίζεται ευκολότερα εάν δεν σχεδιαστούν τα μεμονωμένα διανύσματα σε περιστροφή  $90^\circ$  ομόρροπα της κίνησης, αλλά σχεδιασθούν σύμφωνα με την διάταξη των βραχιόνων των στροφάλων. Κατόπιν αφού τα διανύσματα αυτά συνδέσουν την συνισταμένη δύναμη στο διάγραμμα διάταξης ροπών, λαμβάνεται το διάνυσμα της ροπής στην σωστή του θέση με περιστροφή ομόρροπα κατά  $90^\circ$ , (Σχήμα 1.15).



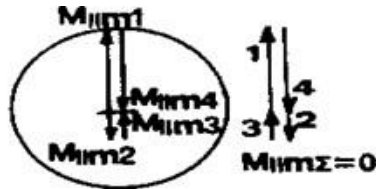
**Σχήμα 1.15. Γραφικός υπολογισμός της συνισταμένης των ροπών των περιστρεφόμενων μαζών  $M_{R\zeta}$  για 4-κύλινδρο κινητήρα.**

Οι παλινδρομικές δυνάμεις μαζών επενεργούν μόνον κατά μήκος του άξονα του κυλίνδρου. Για τον λόγο αυτό όλα τα διανύσματα των ροπών εφαρμόζονται κάθετα στο επίπεδο των αξόνων των κυλίνδρων. Για τον προσδιορισμό της συνισταμένης ροπής λαμβάνονται σαν βάση οι μέγιστες τιμές, όπως ακριβώς καθορίζεται η συνισταμένη των δυνάμεων μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης. Αρχικά υπολογίζονται οι μέγιστες τιμές της ροπής για όλους τους κυλίνδρους και σχεδιάζονται στο διάγραμμα διάταξης θέσης, (Σχήμα 1.16). Αφού σχηματισθεί στο διάγραμμα διάταξης ροπών η συνισταμένη, μεταφέρεται στο διάγραμμα διάταξης θέσης και προβάλλεται στον άξονα του κυλίνδρου. Με την κατά  $90^\circ$  (ομόρροπη περιστροφή) προβολή, λαμβάνεται η πραγματική συνισταμένη των ροπών των δυνάμεων 1<sup>ης</sup> τάξης  $M_{R\Sigma}$ .



Σχήμα 1.16. Γραφικός υπολογισμός της συνισταμένης των ροπών των μαζών 1<sup>ης</sup> τάξης  $M_{I\Sigma}$  για τον στροφαλοφόρο άξονα σχ.(1.8.2.4.2).

Τα διανύσματα των ροπών των μαζών 2ης τάξης εμφανίζονται κάθετα στο επίπεδο των αξόνων των κυλίνδρων, και το μέγεθος των μεταβάλλεται με διπλάσια γωνία στροφάλου. Ύστερα από τον υπολογισμό των μέγιστων τιμών των ροπών των μαζών δεύτερης τάξης, σχεδιάζονται τα διανύσματά τους με διπλάσια γωνία στροφάλου στο διάγραμμα διάνυσμα θέσης, (Σχήμα 1.17).



Σχήμα 1.17. Γραφικός υπολογισμός της συνισταμένης των ροπών των μαζών 2<sup>ης</sup> τάξης  $M_{II\Sigma}$  για τον στροφαλοφόρο άξονα του Σχήματος 1.15.

Η συνισταμένη του διαγράμματος διάταξης των ροπών  $M_{II\Sigma}$  μεταφέρεται στο διάγραμμα διάταξης θέσης και προβάλλεται στους άξονες των κυλίνδρων. Το πραγματικό διάνυσμα της συνισταμένης των ροπών των μαζών 2<sup>ης</sup> τάξης  $M_{II\Sigma}$  λαμβάνεται με περιστροφή της προβολής κατά  $90^\circ$  ομόρροπα της κατεύθυνσης κίνησης.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΒΑΣΙΚΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Η διάμετρος του κυλίνδρου  $D$ , η διαδρομή του εμβόλου  $H$  και ο αριθμός των κυλίνδρων  $z$ , χαρακτηρίζονται σαν οι κυριότερες διαστάσεις μιας παλινδρομικής ΜΕΚ, επειδή καθορίζουν τις βασικές διαστάσεις ενός κινητήρα. Οι βασικές διαστάσεις ενός κινητήρα πρέπει να καθορισθούν πριν από την κατασκευή του. Για τον υπολογισμό τους ο κατασκευαστής λαμβάνει υπόψη τα εξής στοιχεία. Την ωφέλιμη ισχύ και τον συνολικό κυβισμό, εάν ο κινητήρας υπόκειται στην φορολογία με βάση τον κυβισμό (αυτοκίνητα, μοτοσυκλέτες). Την ωφέλιμη ισχύ και τον αριθμό στροφών για όλους τους υπόλοιπους κινητήρες. Εκτός των παραπάνω πληροφοριών θα πρέπει να είναι γνωστός και ο τύπος του κινητήρα. Για την επιλογή του τύπου του κινητήρα παίζουν ρόλο η ωφέλιμη ισχύς, η επιθυμία του αγοραστή και ο χρόνος της παράδοσης της κατασκευάστριας εταιρείας. Η παρακάτω ταξινόμηση βοηθάει στην επιλογή του τύπου κατασκευής ενός κινητήρα.

- Ωφέλιμη ισχύς έως 7 kW, δίχρονοι Otto κινητήρες, τετράχρονοι κινητήρες Diesel, εξαιρούνται οι τετράχρονοι Otto κινητήρες.
- Κινητήρες μοτοσυκλετών, δίχρονοι και τετράχρονοι Otto κινητήρες.
- Κινητήρες επιβατικών αυτοκινήτων, τετράχρονοι Otto κινητήρες, τετράχρονοι κινητήρες Diesel, εξαιρούνται οι δίχρονοι Otto κινητήρες.
- Κινητήρες φορτηγών αυτοκινήτων, τετράχρονοι κινητήρες Diesel, για μικρά φορτηγά και τετράχρονοι Otto κινητήρες.
- Κινητήρες πλοίων, κινητήρες εγκαταστάσεων, έως 13.000 kW, δίχρονοι και τετράχρονοι κινητήρες Diesel, άνω των 13.000 kW, δίχρονοι κινητήρες Diesel.

Οι μεγαλύτεροι κινητήρες που λειτουργούν σήμερα είναι 12-κύλινδροι με 36.0001 kW.

Μερικές παρατηρήσεις θα βοηθήσουν στην καλύτερη κατανόηση της παραπάνω κατάταξης. Οι δίχρονοι Otto κινητήρες είναι οικονομικοί εξ αιτίας της απλής κατασκευής, αλλά έχουν πολύ μεγάλη ειδική κατανάλωση. Για τον λόγο αυτό είναι κατάλληλοι για απόδοση χαμηλής ισχύος σε εφαρμογές επίσης μη συνεχούς λειτουργίας (μοτοποδήλατα κ.τ.λ.). Οι τετράχρονοι Otto κινητήρες είναι ακριβότεροι στην κατασκευή τους, αλλά οικονομικότεροι κατά την λειτουργία τους. Την μικρότερη ειδική κατανάλωση έχουν οι κινητήρες Diesel. Λόγω όμως της πιο βαριάς κατασκευής και της προσθήκης του συστήματος έγχυσης, είναι η τιμή κατασκευής των μεγάλη. Αποδίδοντας την ίδια ισχύ, στους ίδιους αριθμούς στροφών, το μέγεθος κατασκευής και το βάρος στους δίχρονους κινητήρες Diesel είναι μικρότερα απ' ότι στους τετράχρονους κινητήρες Diesel. Γι' αυτόν τον λόγο οι δίχρονοι κινητήρες Diesel προτιμώνται στην κατασκευή μεγάλων κινητήρων.

Για τον υπολογισμό των κύριων διαστάσεων αυτοκινήτων και μοτοσυκλετών με βάση τον συνολικό κυβισμό προκύπτει η σχέση για τα  $D$ ,  $H$ :

$$V_h = \pi D^2/4Hz$$

Με την βοήθεια του λόγου εμβολισμού  $\kappa=H/D$  προκύπτει:

$$V_h = \pi D^3/4kz \quad (2.1)$$

Στην Σχέση (2.1) εμφανίζονται μεγέθη τα οποία λαμβάνονται από εμπειρία και είναι



πρακτικό να ελέγχονται οι υπολογισμοί με την βοήθεια της μέσης ταχύτητας του εμβόλου  $v_{μέση}=2 Hn=0_{επιτρ.}, v_{επιτρ}$  η επιτρεπόμενη μέση ταχύτητα εμβόλου. Ο απαραίτητος αριθμός στροφών που χρησιμοποιείται σ' αυτήν την σχέση λαμβάνεται από την κατάλληλη μετατροπή του τύπου της ισχύος,  $n=P_e/(p_e V_h z i)$ . Εάν η υπολογισμένη μέση ταχύτητα εμβόλου είναι κοντά στην επιτρεπόμενη, τότε οι κύριες διαστάσεις του κινητήρα έχουν καθορισθεί σωστά. Σε αντίθετη περίπτωση θα πρέπει να επαναληφθούν οι υπολογισμοί με βελτιωμένες εμπειρικές τιμές.

Εμπειρικές τιμές για τον αριθμό των κυλίνδρων κινητήρα μοτοσυκλέτας  $z=1, 2, 3, 4$  και για κινητήρα επιβατικού αυτοκινήτου  $z=4, 6$  ή  $8$  (V-τύπος κατασκευής). Μεγάλος αριθμός κυλίνδρων δίνει ομοιόμορφη ροπή και καλή ζυγοστάθμιση μαζών αλλά ο κινητήρας γίνεται ακριβότερος.

Εμπειρικές τιμές για τον λόγο εμβολισμού  $\kappa=0.6$  έως  $1.1$ . Προτιμάται μικρό και επειδή μικραίνει ο εμβολισμός και συνεπώς η μέση ταχύτητα του εμβόλου. Μικρότερος εμβολισμός σημαίνει μειωμένο ύψος κατασκευής και μικρή μέση ταχύτητα εμβόλου και τελικά μεγάλη διάρκεια ζωής του κινητήρα. Η διάμετρος του κυλίνδρου με μικρό και γίνεται μεγάλη. Συνεπώς μπορούν να κατασκευασθούν μεγάλες βαλβίδες με αποτέλεσμα καλή πλήρωση του κυλίνδρου και μεγάλη μέση ενεργή πίεση εμβόλου. Τα μειονεκτήματα του μικρού λόγου εμβολισμού είναι μεγαλύτερη διάμετρος εμβόλου με αντίστοιχα υψηλές δυνάμεις στο έμβολο και στις εδράσεις. Ιδιαίτερα στην περίπτωση της μεγάλης σχέσης συμπίεσης ο θάλαμος καύσης είναι πολύ επίπεδος με αποτέλεσμα κακή καύση και μεγαλύτερη απώλεια τοιχωμάτων.

Για την μέση ενεργό πίεση εμβόλου κινητήρας μοτοσυκλέτας, τετράχρονος Otto κινητήρας,  $p_e=8.5$  έως  $10$  bar. Κινητήρας μοτοσυκλέτας, δίχρονος Otto κινητήρας,  $p_e=6$  έως  $7.5$  bar. Κινητήρας επιβατικών αυτοκινήτων, τετράχρονος Otto κινητήρας,  $p_e=7$  έως  $10$  bar. Κινητήρας αυτοκινήτου, τετράχρονος κινητήρας Diesel,  $p_e=5.5$  έως  $6.5$  bar.

Η μέση ταχύτητα εμβόλου πρέπει να επιλέγεται όσον το δυνατόν μικρότερη για να μην γίνεται μεγάλη φθορά στα ελατήρια του εμβόλου, στο έμβολο και στα χιτώνια του κυλίνδρου.  $v_{μέση\ επιτρ.}=10$  έως  $17$  m/s.

Η βάση για τους υπολογισμούς των κύριων διαστάσεων κινητήρων, με βάση την ωφέλιμη ισχύ, ξεκινάει από τον τύπο της ωφέλιμης ισχύος,  $P_e=p_e V_h z n i$ , με  $V_h=\pi D^3/4\kappa$  λαμβάνεται:

$$P_e = p_e \frac{\pi D^3}{4} \kappa z n i, D = \left( \frac{4 P_e}{p_e \kappa z n i} \right)^{1/3}, H = \kappa D \quad (2.2)$$

Έλεγχος με την σχέση της επιτρεπόμενης ταχύτητας. Στην σχέση (2.2) χρησιμοποιούνται εμπειρικές τιμές για τα  $p_e, \kappa, z$ .

- Εμπειρικές τιμές για την μέση ενεργό πίεση εμβόλου, κινητήρας Diesel φορτηγού αυτοκινήτου (τετράχρονος), χωρίς υπερπλήρωση,  $p_e=6$  έως  $9$  bar, με υπερπλήρωση,  $p_e=9$  έως  $11$  bar.
- Μεσόστροφοι τετράχρονοι κινητήρες Diesel ( $n=500$  1/min), χωρίς υπερπλήρωση,  $p_e=5$  έως  $7$  bar, με υπερπλήρωση  $p_e=8$  έως  $10$  bar. Με υπερπλήρωση και αερόψυκτη πλήρωση,  $p_e=12$  έως  $20$  bar.
- Αργόστροφοι δίχρονοι κινητήρες Diesel ( $n=500$  1/min), με υπερπλήρωση και αερόψυκτη πλήρωση,  $p_e=9$  έως  $15$  bar.

Στην περίπτωση της υπερπλήρωσης ένας συμπιεστής χορηγεί τον φρέσκο αέρα με υπερπίεση, έτσι ώστε ο βαθμός υπερπλήρωσης γίνεται  $\lambda_1 > 1$ . Σε μεγάλο βαθμό υπερπλήρωσης αυξάνεται η θερμοκρασία του αέρα στον χώρο της υπερπλήρωσης λόγω της ισχυρής συμπίεσης. Γι' αυτό ο αέρας πριν εισέλθει στον κινητήρα μάχεται να αποκτήσει την αρχική του θερμοκρασία.

Για του λόγο εμβολισμού κινητήρες Diesel φορτηγών αυτοκινήτων  $\kappa=0.9$  έως 1.2. Μέσου αριθμού στροφών τετράχρονοι κινητήρες Diesel,  $\kappa =1.2$  έως 1.4, χαμηλού αριθμού στροφών, δίχρονοι κινητήρες Diesel,  $\kappa=1.8$  έως 2.2

Για τον αριθμό κυλίνδρων κινητήρες Diesel φορτηγών αυτοκινήτων  $z=6$  ή 8.

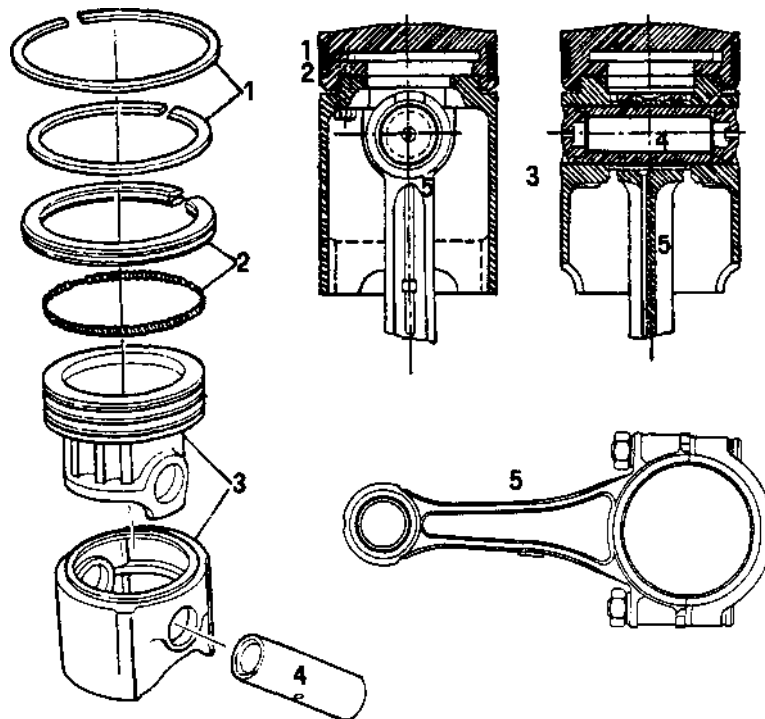
Για 8 κυλίνδρους επιλέγεται ο V-τύπος κατασκευής.

Κινητήρες πάγιας εγκατάστασης Diesel και κινητήρες πλοίων Diesel, τύπος κατασκευής ευ σειρά,  $z=1$  έως 12, V-τύπος κατασκευής  $z=8$  έως 20. Σε V-τύπου κινητήρα οι κύλινδροι βρίσκονται σε σχήμα V διατεταγμένοι σε δύο σειρές και για μεγάλο αριθμό κυλίνδρων ο κινητήρας και ιδιαίτερα ο στροφαλοφόρος άξονας είναι πιο κοντός και λιγότερο ελαστικός.

Για την επιτρεπόμενη μέση ταχύτητα εμβόλου κινητήρες Diesel φορτηγών αυτοκινήτων  $v_{επιτρ.}=10$  έως 11 m/sec, μέσου αριθμού στροφών τετράχρονοι κινητήρες Diesel,  $v_{επιτρ.}=6$  έως 8 m/sec, χαμηλού αριθμού στροφών δίχρονοι κινητήρες Diesel  $v_{επιτρ.}=6$  έως 7 m/sec.

## 2.1 ΕΜΒΟΛΟ

Το Έμβολο εργάζεται κάτω από πολύ δύσκολες συνθήκες. Υπόκειται σε πολύ ισχυρές μηχανικές και θερμικές καταπονήσεις. Στο Σχήμα 2.1 δείχνεται έμβολο με τα βασικότερα συνεργαζόμενα εξαρτήματα.



Σχήμα 2.1. (1) ελατήρια συμπίεσης, (2) ελατήρια λαδιού, (3) έμβολο, (4) πείρος εμβόλου, (5) διωστήρας

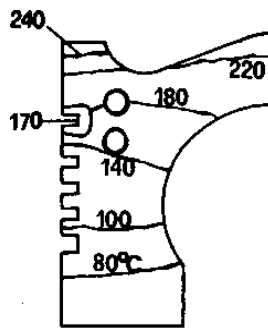
Κάτω από αυτές τις συνθήκες καλείται να φέρει εις πέρας τις παρακάτω λειτουργίες:

- την μετατροπή της ενέργειας πίεσης σε μηχανικό έργο,
- την στεγανοποίηση του χώρου του κυλίνδρου από τον στροφαλοθάλαμο,

- να οδηγεί ευθύγραμμα το άνω άκρο του διωστήρα σε μηχανές με βάκτρο,
  - να ρυθμίζει το άνοιγμα των θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής στους δίχρονους κινητήρες.
- Για να μπορεί να ανταπεξέλθει το έμβολο στις απαιτήσεις αυτές, θα πρέπει να έχει τα εξής χαρακτηριστικά:
- Μικρή μάζα, για να παραμένουν επίσης μικρές, σε υψηλές στροφές Λειτουργίας, οι παλινδρομούσες δυνάμεις μαζών.
  - Μεγάλη ακαμψία στο επάνω τμήμα του εμβόλου, ευλυγισία στην πλύμνη του και ελαστικότητα στον κορμό.
  - Μεγάλη αντοχή στην περιοχή των ελατηρίων, ακόμη και στην περίπτωση πιθανής θραύσης των.
  - Μεγάλη αντοχή στην θερμότητα.
  - Καλή θερμική αγωγιμότητα για να μην εμφανίζονται μεγάλες θερμοκρασιακές μεταβολές στο υλικό του εμβόλου.
  - Μικρή θερμική διαστολή, για να υπάρχουν μικρά διάκενα λειτουργίας.

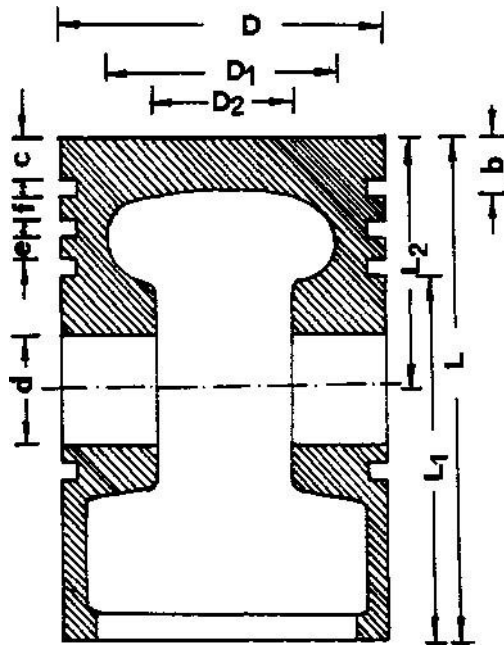
Στην κεφαλή του εμβόλου δρουν οι εξής πιέσεις ανάφλεξης, 40-70 bar στον κινητήρα Otto, 60-100 bar στον κινητήρα Diesel χωρίς υπερτροφοδότηση, 60-140 bar στον κινητήρα Diesel με υπερτροφοδότηση.

Η θερμοκρασία του εμβόλου επηρεάζεται από πολλούς παράγοντες, όπως τον τρόπο λειτουργίας του κινητήρα, τον τρόπο καύσης και ψύξης, το φορτίο του κινητήρα κ.τ.λ. Οι θερμοκρασίες του εμβόλου, που αναπτύσσονται σε έναν 4-χρονο κινητήρα Otto υπό πλήρη λειτουργία, δείχνονται στο Σχήμα 2.2.



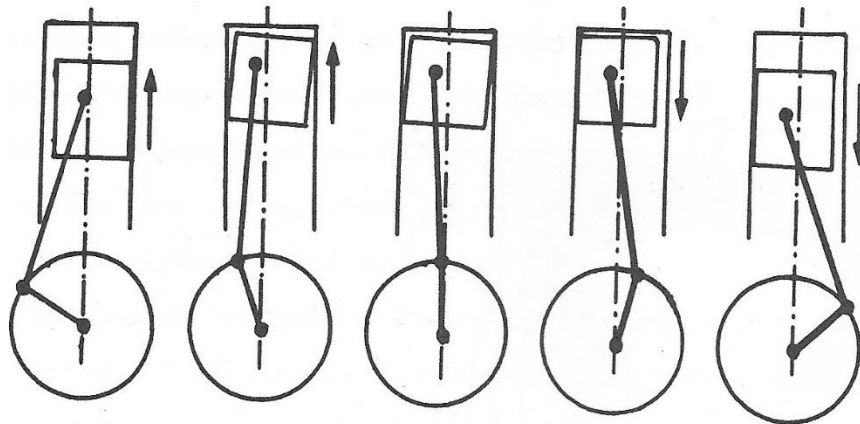
**Σχήμα 2.2. Θερμοκρασία εμβόλου υπό πλήρη λειτουργία.**

Στο Σχήμα 2.3 δείχνονται τα πιο σημαντικά κατασκευαστικά στοιχεία του εμβόλου.  $D$  η διάμετρος του εμβόλου,  $D_1$  η εσωτερική διάμετρος,  $D_2$  το ελεύθερο μήκος πείρου,  $L$  το μήκος εμβόλου,  $L_1$  το μήκος κορμού,  $L_2$  το ύψος συμπίεσης, ( $d$  διάμετρος πείρου,  $b$  πάχος κεφαλής,  $e$  ύψος 2<sup>ου</sup> ελατηρίου,  $f$  ύψος 1<sup>ου</sup> ελατηρίου και  $c$  ύψος καύσης).



Σχήμα 2.3. Μεγέθη εμβόλου.

Η θέση του πείρου του εμβόλου καθορίζεται από δυο παράγοντες. Για να αποφευχθεί η ανατροπή του εμβόλου θα έπρεπε το κέντρο βάρους του εμβόλου να βρίσκεται στον άξονα του πείρου. Διαφορετικά θα έπρεπε ο πείρος να είναι σταθερά συνδεδεμένος στο μέσον του κορμού του εμβόλου, για να μεταδίδεται ομοιόμορφα η κάθετη δύναμη στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Επειδή δεν είναι δυνατόν να τηρηθούν συγχρόνως και οι δύο προϋποθέσεις, τοποθετείται ο πείρος λίγο πιο πάνω από το κέντρο του κορμού του εμβόλου και για μείωση του θορύβου μετατοπίζεται η θέση του πείρου από τον κατακόρυφο άξονα, (Σχήμα 2.4). Το κέντρο του πείρου του εμβόλου είναι μετατοπισμένο 1 με 2 χιλιοστά προς την μεριά της πλευράς πίεσης του εμβόλου. Με την μετατόπιση του πείρου η αλλαγή θέσης του εμβόλου στον κύλινδρο γίνεται λίγο πριν από το ΑΝΣ και η κίνηση ανατροπής δεν είναι τόσο ισχυρή.



Σχήμα 2.4. Αλλαγή θέσης του εμβόλου (έμβολο μετατοπισμένο προς την μεριά της πλευράς πίεσης).

Μικρά και μέσου μεγέθους έμβολα (μέχρι 500 περίπου διάμετρο) κατασκευάζονται ως επί το πλείστον από χυτό κράμα αλουμινίου. Πολύ μεγάλα αυξημένων απαιτήσεων έμβολα χυτεύονται υπό πίεση από ειδικό κράμα αλουμινίου. Τα μεγάλα έμβολα αποτελούνται από δύο ή περισσότερα κομμάτια. Η κεφαλή του εμβόλου (υλικό κατασκευής χάλυβας ή χυτοσίδηρος) συνδέεται με τον κορμό (χυτοσίδηρος ή κράμα αλουμινίου) διά κοχλιών. Για την κατασκευή του εμβόλου χρησιμοποιούνται διάφορα κράματα αλουμινίου. Εκτός από αλουμίνιο περιέχονται στα κράματα 11-25% πυρίτιο, και ανάλογα με την περίπτωση 1-2% χαλκός, νικέλιο και μαγνήσιο και σε ποσότητες μικρότερες του 1% σίδηρος, τιτάνιο, μαγγάνιο και ψευδάργυρος. Το έμβολο κατά την λειτουργία του διαστέλλεται περισσότερο σε σχέση με του κύλινδρο που το περικλείει και γι' αυτό πρέπει να προβλέπεται σχετικά μεγάλο διάκενο (σε ψυχρή κατάσταση) κατά την συναρμολόγηση του κινητήρα. Η εξωτερική μορφή του εμβόλου σε ψυχρή κατάσταση είναι σχήματος στρογγυλοποιημένου-οβάλ, έτσι ώστε κατά την λειτουργία του κινητήρα υπό την επίδραση των θερμοκρασιών και των μαζών να παίρνει την κυλινδρική του μορφή. Διατήρηση της διαστολής του εμβόλου σε χαμηλά επίπεδα έχει όφελος τον χαμηλό θόρυβο λειτουργίας, την μικρή κατανάλωση λιπαντικού και τις μικρές τριβές.

### **2.1.1 ΕΛΑΤΗΡΙΑ ΕΜΒΟΛΟΥ**

Τα ελατήρια του εμβόλου χωρίζονται ανάλογα με την εργασία που εκτελούν σε δύο κατηγορίες, στα ελατήρια συμπίεσης και στα ελατήρια στεγανοποίησης ελαίου, (Σχήμα 2.1). Τα ελατήρια συμπίεσης έχουν σαν βασικό σκοπό την στεγανοποίηση του θαλάμου καύσης, αλλά επίσης επηρεάζουν και την ποσότητα του λιπαντικού που εναπομένει στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Η βασική λειτουργία των ελατηρίων στεγανοποίησης ελαίου επικεντρώνεται στο να οδηγήσει το έλαιο που εναπομένει προς τον στροφαλοθάλαμο. Το έλαιο λίπανσης εμβόλου και ελατηρίων ψεκάζεται από θέση του κομβίου του στροφάλου στα τοιχώματα του κυλίνδρου, ενώ στους μεγάλους κινητήρες καθοδηγείται από ειδικές γι' αυτό οπές στον κύλινδρο. Τα ελατήρια όμως χρησιμεύουν και στην απαγωγή της θερμότητας από το έμβολο στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Η μέγιστη ποσότητα θερμότητας απάγεται από το ανώτατο ελατήριο συμπίεσης, το οποίο λόγω θέσης λιπαίνεται λιγότερο και γι' αυτό υφίσταται και την μεγαλύτερη φθορά. Με την θερμική κατεργασία της σκλήρυνσης και χρωμίωσης αποφεύγονται σε μεγάλο βαθμό οι μηχανικές και διαβρωτικές φθορές.

Η μεγάλη ποικιλία στην μορφή των ελατηρίων είναι απαραίτητη λόγω του μεγάλου εύρους χρήσης των. Τα "λεπτά ελατήρια" προσαρμόζονται γρήγορα στην μορφή του κυλίνδρου, επειδή η επιφάνεια επαφής των είναι αρχικά πολύ μικρή. Τα "τραπεζοειδή ελατήρια" χρησιμοποιούνται εκεί όπου υπάρχουν ποσότητες ελαίου λίπανσης και καυσίμου που εναπομένουν. Τα ελατήρια επειδή είναι τοποθετημένα στο αυλάκι τους και ιδιαίτερα τα τραπεζοειδή, βοηθούν στην απομάκρυνση των βρώμικων ουσιών. Το ελατήριο του εμβόλου πρέπει να πιέζουν συνεχώς τα τοιχώματα του κυλίνδρου για να επιτυγχάνεται καλή στεγανότητα. Η αυξημένη τάση πίεσης είναι αναγκαία για να αποφευχθεί το λεγόμενο "παίξιμο" των ελατηρίων. Στους δίχρονους κινητήρες η πίεση πρέπει να είναι μικρότερη, για να μην σφηνώνουν τα ελατήρια στις εγχοπές και καταστρέφονται. Το υλικό κατασκευής των ελατηρίων είναι ειδικός χυτοσίδηρος, ενώ ακολουθείται εξειδικευμένος τρόπος χύτευσης. Κατόπιν διαμορφώνονται σε μη κυκλικό σχήμα και τέμνονται. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται η συμμετρία της κατανομής της ακτινικής πίεσης των ελατηρίων κατά την συναρμολόγησή τους στον κύλινδρο.

## 2.1.2 ΠΕΙΡΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ

Ο πείρος του εμβόλου μεταφέρει τις δυνάμεις μεταξύ εμβόλου και διωστήρα. Κατασκευάζεται από χάλυβα μετά από κατάλληλη κατεργασία σκλήρυνσης και επιφανειακής λείανσης. Λόγω των δυνάμεων που επιδρούν ο πείρος του εμβόλου κάμπτεται, παραμορφώνεται σε σχήμα οβάλ και καταπονείται διατμητικά. Στον υπολογισμό των διαστάσεων του δεν αναφέρονται οι επιτρεπόμενες τάσεις αλλά δίδονται οι παραμορφώσεις στην πλήμνη του εμβόλου, επειδή από εκεί ξεκινούν οι βλάβες που οδηγούν στην καταστροφή του εμβόλου. Αν μπορούσαν να κρατηθούν σε χαμηλά επίπεδα οι παραμορφώσεις του πείρου, τότε και οι τάσεις που αναπτύσσονται παραμένουν στα επιτρεπτά όρια.

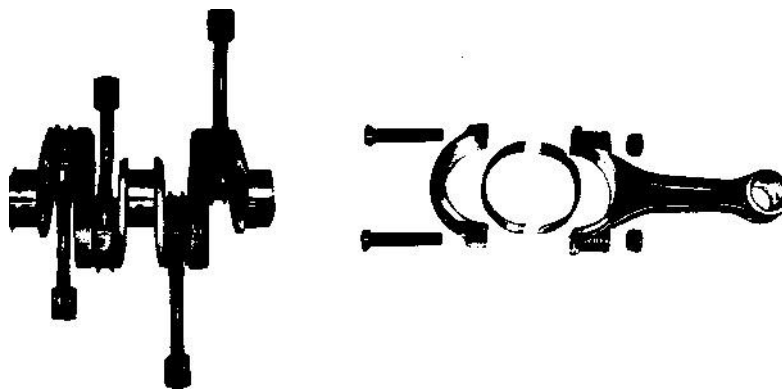
## 2.2 ΔΙΩΣΤΗΡΑΣ

Ο διωστήρας (Σχήμα 2.1) συνδέει το έμβολο με τον στροφαλοφόρο άξονα. Κατασκευάζεται από χάλυβα που έχει υποστεί βελτίωση με θερμική κατεργασία, σκληρότητας 600-700 N/mm<sup>2</sup>. Η διατομή του κορμού είναι κυκλική, ή τύπου διπλού T. Για την λίπανση του πείρου ή επίσης και για την μίξη του το έλαιο οδηγείται διά μέσου οπής κατά μήκος του κορμού του διωστήρα. Το μήκος του διωστήρα επιλέγεται όσο το δυνατόν μικρό, για να μειωθεί κατασκευαστικά το ύψος του κινητήρα και το οποίο συνεπάγεται λιγότερο βάρος. Το μικρότερο όριο για τον κατασκευαστικό λόγο του διωστήρα είναι  $\lambda=1/3.4$ . Το επάνω άκρο του διωστήρα συνδέεται με το έδρανο του πείρου του εμβόλου και κατασκευάζεται ενιαίο. Το κάτω άκρο του διωστήρα πρέπει να είναι διαιρούμενο για λόγους κατασκευαστικούς (συναρμολόγησης). Επειδή κατά την συναρμολόγηση ο διωστήρας πρέπει να περάσει μέσα από τον κύλινδρο, είναι απαραίτητο, με ολόσωμο κομβίο στροφάλου, το κάτω τμήμα του διωστήρα να είναι διαιρούμενο. Ο κορμός του διωστήρα καταπονείται λόγω δυνάμεων σε θλίψη και εφελκυσμό. Οι τάσεις καταπόνησης στα άκρα του διωστήρα είναι σύνθετες και στον υπολογισμό γίνεται χρήση συγκριτικών τάσεων. Οι συγκριτικές τάσεις δεν δίδουν τις πραγματικές τιμές των τάσεων. Ο κορμός του διωστήρα υπολογίζεται σε θλίψη και εφελκυσμό και όταν το μήκος του είναι μεγάλο και σε λογισμό.

## 2.3 ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

Στον στροφαλοφόρο άξονα (Σχήμα 2.5) πραγματοποιείται η μετατροπή της παλινδρομικής κίνησης σε περιστροφική.

Ως υλικό κατασκευής χρησιμοποιείται ο χάλυβας. Μικροί στροφαλοφόροι άξονες χάλυβα σφυρηλατούνται σε μήτρες, ενώ μεγαλύτεροι στροφαλοφόροι άξονες σφυρηλατούνται αρχικά ελεύθεροι, δίδεται προσοχή ώστε τα κομβία του άξονα να περιστρέφονται στη σωστή θέση και μετά υφίσταται ο στροφαλοφόρος άξονας την τελική επεξεργασία. Στροφαλοφόροι άξονες μεγάλων κινητήρων (διαμέτρου κυλίνδρων 500mm και άνω) συναρμολογούνται τμηματικά. Εδώ διαφέρουν οι ημικατασκευασμένοι από τους ολόσωμους άξονες. Στους ημικατασκευασμένους άξονες ενσωματώνονται τα κομβία των αξόνων στα μπράτσα του στροφάλου, που είναι μονοκόμματα (δύο μπράτσα και ένα κομβίο στροφάλου). Αντίθετα οι ολόσωμοι στροφαλοφόροι άξονες συναρμολογούνται τμηματικά. Για την κατασκευή των στροφαλοφόρων αξόνων χρησιμοποιείται χάλυβας που έχει υποστεί ειδική κατεργασία, σκληρότητας 800-900 N/mm<sup>2</sup>. Στους μικρότερους άξονες γίνεται σκλήρυνση στα σημεία έδρασης.



**Σχήμα 2.5. Στροφαλοφόρος άξονας.**

Ένας ακριβής υπολογισμός από απόψεως αντοχής για τον στροφαλοφόρο άξονα δεν είναι δυνατόν να πραγματοποιηθεί. Η καταπόνηση του άξονα είναι τόσο πολύπλοκη, μεταβαλλόμενες δυνάμεις μαζών και αερίων, στρεπτικές και καμπτικές ταλαντώσεις και επίσης οι δυνάμεις που επιδρούν είναι τόσο σύνθετες από απόψεως μορφής διάταξης και μεγέθους, ώστε να είναι εφικτοί μόνο απλοποιημένοι υπολογισμοί.

Οι στροφαλοφόροι άξονες είναι κατασκευές που αντέχουν στις ταλαντώσεις και συνίστανται από μάζες που συνδέονται μεταξύ τους ελαστικά. Εάν επιδράσει σ' ένα τέτοιο μηχανικό σύστημα μία περιοδικά μεταβαλλόμενη δύναμη, τότε λαμβάνει χώρα μία εξωτερικώς διεγερμένη ή εξαναγκασμένη ταλάντωση. Εάν η συχνότητα διεγερσης της δύναμης εξισωθεί με την ιδιοσυχνότητα του στροφαλοφόρου άξονα επέρχεται συντονισμός και το εύρος της ταλάντωσης γίνεται πολύ μεγάλο. Η επιπρόσθετη καταπόνηση λόγω των ταλαντώσεων δεν πρέπει να ξεπεράσει την αντοχή του υλικού, διαφορετικά ο άξονας θα σπάσει.

Στον στροφαλοφόρο άξονα μπορεί να εμφανιστούν τριών ειδών ταλαντώσεις:

- Διαμήκεις ταλαντώσεις: ο άξονας ταλαντώνεται κατά τον διαμήκη άξονα.
- Καμπτικές ταλαντώσεις: ο άξονας ταλαντώνεται κάθετα στον διαμήκη άξονα.
- Στρεπτικές ταλαντώσεις: ο άξονας ταλαντώνεται γύρω από τον διαμήκη άξονα.

Οι στρεπτικές ταλαντώσεις είναι οι πιο επικίνδυνες επειδή είναι η πιο συχνή αιτία αστοχίας των στροφαλοφόρων αξόνων.

Για την αποφυγή συντονισμών, ακόμη και εάν δεν αστοχήσει ο άξονας, επειδή εμφανίζονται ανεπιθύμητες καταστάσεις όπως διαταραχή στην ζυγοστάθμιση των μαζών, υπερβολική φθορά γραναζιών, εμφάνιση θορύβου, πρέπει πριν την κατασκευή του στροφαλοφόρου άξονα να πραγματοποιηθεί ο υπολογισμός για ταλαντώσεις. Πρέπει να διευκρινιστούν τα παρακάτω προβλήματα:

- Ο τύπος της ιδιοταλάντωσης και η ιδιοσυχνότητα του στροφαλοφόρου άξονα.
- Θέση συντονισμού και κρίσιμοι αριθμοί στροφών.
- Πλάτος ταλαντώσεων και στρεπτικές τάσεις.
- Μη επιτρεπόμενες μεγάλες στρεπτικές ταλαντώσεις.

Η ροπή ενός εμβολοφόρου κινητήρα δεν είναι σταθερή αλλά κατά την λειτουργία του μεταβάλλεται συνεχώς. Όμως οι μηχανισμοί που παίρνουν κίνηση από έναν κινητήρα απαιτούν γενικά σταθερή ροπή. Η ομαλοποίηση της καμπύλης ροπής επιτυγχάνεται με την προσθήκη σφονδύλου, (Σχήμα 2.6). Ο σφόνδυλος αποταμιεύει ενέργεια και διατηρεί, όσο το δυνατόν, τις στροφές λειτουργίας σταθερές. Αν η ροπή του κινητήρα είναι μεγαλύτερη από την μέση ροπή,

τότε αυξάνονται οι στροφές λειτουργίας και ο σφόνδυλος αποταμιεύει ενέργεια. Όταν πάλι η ροπή του κινητήρα γίνει μικρότερη της τιμής της μέσης ροπής, μειώνονται οι στροφές λειτουργίας και ο σφόνδυλος αποδίδει ενέργεια. Για να είναι δυνατή η λειτουργία του σφονδύλου σαν αποταμιευτήρας ενέργειας, θα πρέπει να είναι δυνατές οι διακυμάνσεις του αριθμού στροφών λειτουργίας. Το εύρος της διακύμανσης είναι μία τιμή εμπειρική και εξαρτάται από τον κινητήρα που δίνει την κίνηση. Επειδή στους μικρούς αριθμούς στροφών λειτουργίας οι διακυμάνσεις είναι μικρότερες, η εμπειρική τιμή δίδεται ανάλογη της διακύμανσης του μέσου αριθμού στροφών. Αυτή η σχέση χαρακτηρίζει τον βαθμό ανομοιομορφίας ( $\delta$ ). Στον καθορισμό του βαθμού ανομοιομορφίας χρησιμοποιείται συχνότερα αντί του αριθμού στροφών η γωνιακή ταχύτητα  $\omega$ .

$$\delta = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_\mu$$

όπου  $\omega_1$  είναι μεγίστη γωνιακή ταχύτητα κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας,  $\omega_2$  η ελάχιστη γωνιακή ταχύτητα κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας και  $\omega_\mu = (\omega_1 + \omega_2) / 2$  η αριθμητική μέση τιμή. Την τιμή για την  $\omega_\mu$  την υπολογίζουμε από τον αριθμό στροφών λειτουργίας του κινητήρα με την βοήθεια της σχέσης,  $\omega_\mu = 2\pi n$ .

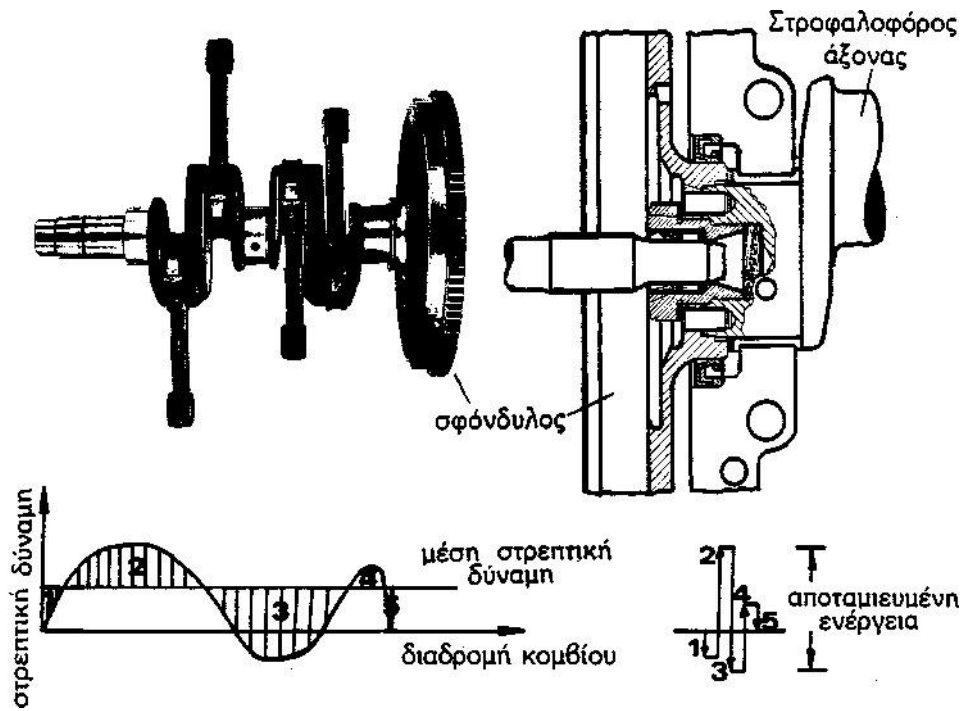
Για το επιτρεπόμενο βαθμό ανομοιομορφίας ( $\delta$ ) χρησιμοποιούνται οι εξής εμπειρικές τιμές, γεννήτρια ηλεκτρικού ρεύματος 1/300, κινητήρας οχημάτων 1/200, γεννήτρια συνεχούς ρεύματος 1/150, μηχανή υφαντουργίας 1/90, μηχανή εκτύπωσης χαρτιού 1/45, αντλίες και φυσητήρες 1/25.

Η αποθηκευμένη στον σφόνδυλο κινητική ενέργεια  $A$  υπολογίζεται από την σχέση  $A = J/2(\omega_1^2 - \omega_2^2)$ .  $J$  είναι η ροπή αδράνειας της μάζας του σφονδύλου. Η σχέση αυτή μετατρέπεται με την βοήθεια του βαθμού ανομοιομορφίας για τον υπολογισμό του σφονδύλου σε,  $A = J(\omega_1 + \omega_2) / 2(\omega_1 - \omega_2)$  και τελικά γίνεται με την προσθήκη του βαθμού ανομοιομορφίας  $A = J\omega_\mu \delta \omega_\mu$ :

$$A = J\omega_\mu^2 \delta \quad (2.3)$$

Με την βοήθεια αυτής της σχέσης υπολογίζεται η ροπή αδράνειας της μάζας του σφονδύλου, συνήθως δεν λαμβάνεται υπόψη η ροπή αδράνειας της μάζας του στροφαλοφόρου άξονα. Η ενέργεια  $A$  που αποθηκεύεται στον σφόνδυλο προκύπτει με την εξής διαδικασία. Σχεδιάζεται η μέση στρεπτική δύναμη στο διάγραμμα στρεπτικών δυνάμεων. Στο διάγραμμα των στρεπτικών δυνάμεων σχεδιάζεται η στρεπτική δύναμη σε σχέση με την διαδρομή. Το εμβαδόν της επιφάνειας παριστάνει το έργο. Λαμβάνονται οι τιμές όλων των εμβαδών επιφάνειας πάνω και κάτω από την οριζόντια μέση στρεπτική δύναμη και προσδιορίζονται οι τιμές των μεγεθών αυτών. Έπειτα καθορίζεται μία κλίμακα για τις περιεχόμενες τιμές των εμβαδών αυτών επιφάνειας και αποτυπώνονται υπό μορφήν διανυσμάτων. Τα διανύσματα του επάνω μισού διαγράμματος, της γραμμής της μέσης στρεπτικής δύναμης, δείχνουν προς τα επάνω. Η απόσταση των εξωτερικών άκρων των διανυσμάτων είναι η αποθηκευμένη ενέργεια του σφονδύλου, (Σχήμα 2.).





Σχήμα 2.6. Σφόνδυλος και υπολογισμός της αποταμιευμένης ενέργειας.

## 2.4 ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ

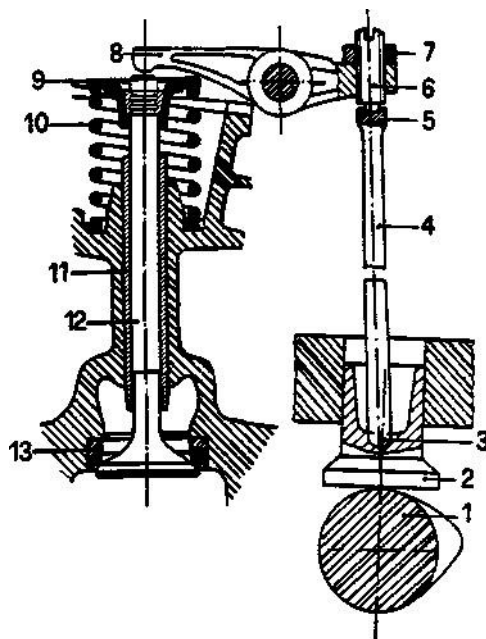
Ο κύλινδρος περιβάλλει και κατευθύνει την κίνηση του εμβόλου. Στους μικρούς κινητήρες γίνεται απευθείας χύτευση στον στροφαλοθάλαμο. Είναι μία πολύ οικονομική λύση, αλλά σε περίπτωση φθοράς του κυλίνδρου πρέπει να αποσυναρμολογηθεί πλήρως ο κινητήρας για την επιδιόρθωση της φθοράς. Η επιδιόρθωση του κινητήρα είναι πιο εύκολη εάν γίνεται χρήση ειδικών χιτωνίων. Κατασκευάζονται υγρά η ξηρά χιτώνια. Τα υγρά χιτώνια ψύχονται καλά, επειδή περιβάλλονται άμεσα από το νερό ψύξης. Τα τοιχώματά των είναι κατάλληλα κατασκευασμένα ώστε να μπορούν να απορροφήσουν τις πιέσεις των αερίων. Τα ξηρά χιτώνια έχουν λεπτά τοιχώματα και είναι «πρεσαριστά» στο εσωτερικό του στροφαλοθαλάμου. Η απαγωγή θερμότητας στα ξηρά χιτώνια δεν είναι τόσο καλή όσο στα υγρά χιτώνια. Το υλικό κατασκευής των χιτωνίων είναι χυτοσίδηρος καλής ποιότητας. Τα απαιτούμενα χαρακτηριστικά λειτουργίας των χιτωνίων βελτιώνονται περισσότερο με την χρωμίωση, η οποία αυξάνει την αντίσταση σε μηχανική αλλά και χημική φθορά. Επειδή στην λεία χρωμιωμένη επιφάνεια δεν κατακρατείται λιπαντικό, γίνεται πορώδης χρωμίωση. Στους αερόμυκτους κινητήρες χρησιμοποιείται με επιτυχία κύλινδρος κράματος αλουμινίου. Το κράμα αλουμινίου απάγει τρεις φορές περισσότερη θερμότητα από τον χυτοσίδηρο και γι' αυτό η κατανομή της θερμοκρασίας είναι πιο ομοιόμορφη και επίσης η ένταση μεταφοράς της θερμότητας είναι μικρότερη. Η επιφάνεια εργασίας των κυλίνδρων αυτών έχει επίσης επίστρωση χρωμίου.

## 2.5 ΒΑΛΒΙΔΕΣ-ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΧΡΟΝΙΣΜΩΝ-ΘΥΡΙΑΔΕΣ

Οι μηχανές Εσωτερικής Καύσης ανήκουν στις μηχανές που εργάζονται περιοδικά. Μία

συγκεκριμένη ποσότητα του εργαζόμενου μέσου εισρέει στον κύλινδρο, όπου εκτελεί κάποια εργασία και στη συνέχεια εξωθείται εκτός κυλίνδρου. Αυτό το γέμισμα (πλήρωση) και άδειασμα του κυλίνδρου ονομάζεται εναλλαγή φορτίου. Η συμπεριφορά της εναλλαγής φορτίου επηρεάζει κατά πολύ την απόδοση του κινητήρα. Ιδανικά θα έπρεπε η εναλλαγή φορτίου να γίνεται έτσι, ώστε όλη η ποσότητα των καυσαερίων να εξέρχονται από τον κύλινδρο και στην συνέχεια ο κύλινδρος να ξαναγεμίζει με φρέσκο μίγμα. Ο τρόπος της εναλλαγής του φορτίου είναι διαφορετικός σε 2-χρονους και 4-χρονους κινητήρες.

Η εναλλαγή του φορτίου πραγματοποιείται στον 4-χρονο κινητήρα κατά την διάρκεια δύο χρόνων. Το έμβολο αναρροφά το νέο φορτίο από την βαλβίδα εισαγωγής και με την ολοκλήρωση του χρόνου λειτουργίας εξωθεί τα καυσαέρια διά της βαλβίδας εξαγωγής, έξω από τον κύλινδρο. Ο θάλαμος καύσης, που είναι ο χώρος πάνω από το έμβολο στην θέση Άνω Νεκρό Σημείο, μπορεί να αδειάζει και να ξαναγεμίζει με ταυτόχρονα ανοιχτές τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, κάνοντας χρήση της αδράνειας της μάζας του εργαζόμενου μέσου. Το άνοιγμα και το κλείσιμο των οχτών πραγματοποιείται διά των βαλβίδων. Οι βαλβίδες ανοίγουν και κλείνουν σχετικά αργά, γιατί η αρχική και τελική τους ταχύτητα είναι μηδέν. Κατά την εισαγωγή και εξαγωγή παρουσιάζονται μεγάλες διαρροές και η λειτουργία των βαλβίδων στις υψηλές στροφές παρουσιάζει κάποια προβλήματα λόγω ταλαντώσεων, που μπορεί να οδηγήσουν στο σπάσιμο των ελατηρίων των βαλβίδων. Η λειτουργία της βαλβίδας δείχνεται στο Σχήμα 2.7.



**Σχήμα 2.7. Λειτουργία βαλβίδας, (1) εκκεντροφόρος άξονας, (2) μηχανισμός μετάδοσης κίνησης, (3) σφαίρα, (4) ωστήριο, (5) έδρανο στήριξης, (6) ρυθμιστικός κοχλίας, (7) περικόχλιο αντίστασης, (8) ζυγώθρο, (9) δίσκος ελατηρίου, (10) ελατήριο βαλβίδας, (11) οδηγός βαλβίδας, (12) βαλβίδα, (13) έδρα βαλβίδας.**

Το ωστήριο (ράβδος ώθησης) μεταφέρει την δύναμη από τον κύλινδρο του μηχανισμού μετάδοσης στο ζυγώθρο (μοχλός ανατροπής). Το ωστήριο κατασκευάζεται από χάλυβα ή κράμα αλουμινίου και η διατομή του είναι πλήρης, ή διάκενη.

Το ζυγώθρο κινεί την βαλβίδα και έχει μοχλοβραχίονες ίσου ή διαφορετικού μήκους. Στους

μοχλοβραχιόνες διαφορετικού μήκους ο πιο κοντός μοχλοβραχιόνας είναι προς την πλευρά του ωστηρίου και μία τότε πιο μικρή ανύψωση του κνώδακα επιτρέπει μεγαλύτερη διαδρομή της βαλβίδας. Μικρά ζύγωθρα κατασκευάζονται από σφυρήλατο χάλυβα, ή χαλύβδινα ελάσματα. Στο ζύγωθρο ρυθμίζεται το διάκενο της βαλβίδας. Η εκλογή του μεγέθους του διακένου της βαλβίδας πρέπει να είναι τέτοια, ώστε όταν ο κινητήρας βρίσκεται στην θερμοκρασία λειτουργίας του, να υπάρχει ακόμη ένα μικρό 'παίξιμο' μεταξύ ζύγωθρου και βαλβίδας, ώστε η βαλβίδα να κλείνει στεγανά και με ασφάλεια. Μία μη-στεγανή βαλβίδα θα καίγονταν από τα καυσαέρια υψηλής θερμοκρασίας που θα διέφευγαν με μεγάλη ταχύτητα, με συνέπεια την καταστροφή της.

Το ελατήριο της βαλβίδας πρέπει να κλείνει την βαλβίδα και να την διατηρεί κλειστή κάτω από συνθήκες υποπίεσης του κυλίνδρου. Όλα τα εξαρτήματα του μηχανισμού μετάδοσης γενικά πρέπει να είναι μεταξύ τους υπό τάση (συμπιεσμένα). Στις περισσότερες περιπτώσεις χρησιμοποιούνται τα ελικοειδή ελατήρια πίεσης. Για μικρές δυνάμεις και για μικρό ύψος κινητήρα κατασκευάζονται κλειστά ελατήρια. Στους ταχύστροφους κινητήρες πολλές φορές δεν χρησιμοποιούνται ελατήρια βαλβίδας προς αποφυγή λόγω κραδασμών του σπασίματός των.

Η βαλβίδα είναι εκτεθειμένη σε μεγάλες μηχανικές, θερμικές καταπονήσεις και διαβρώσεις εξ αιτίας των προϊόντων της καύσης. Στην πλήρη λειτουργία η θερμοκρασία στην έδρα της βαλβίδας εξαγωγής, μπορεί να φτάσει έως και 800° C και στην βαλβίδα εισαγωγής έως και 500° C. Στις καταπονήσεις που υφίσταται η βαλβίδα εξαγωγής ανταποκρίνονται μόνο υψηλής αντοχής κράματα χάλυβα μεγάλης θερμικής αντοχής. Για μεγαλύτερη διάρκεια ζωής η έδρα της βαλβίδας θωρακίζεται με ειδικό κράμα χρωμο-νικελίου μεγάλης αντοχής. Επίσης η θερμοκρασία της έδρας της βαλβίδας μειώνεται κατά 80 K, όταν η βαλβίδα ψύχεται με νάτριο. Το διάκενο στέλεχος είναι κατά τα 2/3 γεμάτο με νάτριο, το οποίο κατά την λειτουργία υγροποιείται, εξατμίζεται και υποβοηθά στην απαγωγή της θερμότητας από την έδρα στο στέλεχος και στον οδηγό μετάδοσης της βαλβίδας. Η βαλβίδα με διάκενο στέλεχος, εκτός των άλλων, δεν είναι τόσο ευαίσθητη στην στρέβλωση της έδρας της, στην κεφαλή του κυλίνδρου.

Ο οδηγός της βαλβίδας κατασκευάζεται από φαιό χυτοσίδηρο και η βάση της βαλβίδας κατασκευάζεται απ' ευθείας στην κεφαλή του κυλίνδρου, όταν το υλικό είναι χυτοσίδηρος.

Ο εκκεντροφόρος άξονας θέτει σε λειτουργία τις βαλβίδες. Οι στροφές του είναι οι μισές στον 4-χρονο και ολόκληρες στον 2-χρονο, με τις περιστροφές του στροφαλοφόρου άξονα.

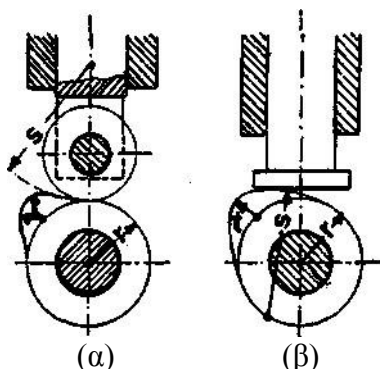
Ο υποκείμενος εκκεντροφόρος άξονας λαμβάνει την κίνηση από τον στροφαλοφόρο άξονα με πλάγιους οδοντωτούς τροχούς.

Ο επί κεφαλής εκκεντροφόρος άξονας τοποθετείται πάνω από αλυσίδες, οδοντωτούς μάντες, ή κωνικούς τροχούς με ενδιάμεσους άξονες και συνεργάζεται με τον στροφαλοφόρο άξονα. Ο εκκεντροφόρος άξονας τοποθετείται επικεφαλής για να αποφεύγονται οι καμπτικές ταλαντώσεις του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης των βαλβίδων. Αυτό είναι αναγκαίο στους κινητήρες υψηλών στροφών, για να μην εμφανίζονται κραδασμοί στον μηχανισμό της μετάδοσης κίνησης της βαλβίδας και στα ελατήρια. Το σπάσιμο του ελατηρίου της βαλβίδας προκαλεί μεγάλες ζημιές, επειδή η βαλβίδα πέφτει μέσα στον κύλινδρο και καταστρέφει το έμβολο. Στους μηχανισμούς μετάδοσης κίνησης με αλυσίδες και οδοντωτούς μάντες, χρησιμοποιούνται τανυστήρες και οδηγοί μετάδοσης, ώστε να μην υπάρχουν ταλαντώσεις και να επιτυγχάνεται μετάδοση κίνησης δίχως προβλήματα.

Το υλικό του εκκεντροφόρου άξονα είναι σφυρήλατος χάλυβας, η χάλυβας που έχει υποστεί σκλήρυνση, η χυτοσίδηρος. Οι επιφάνειες του κνώδακα και των σημείων στήριξης του εκκεντροφόρου άξονα σκληραίνονται και λειαίνονται.

Ο απλός τρόπος μετάδοσης κίνησης (μυκητοειδής), (Σχήμα 2.7, Σχήμα 2.8(β)),

χρησιμοποιείται για μεταφορά μικρών δυνάμεων. Για μεγαλύτερες δυνάμεις επιτυγχάνεται ευκολότερα η μετάδοση με την βοήθεια κυλινδρίσκων, (Σχήμα 2.8(α)), των οποίων όμως η κατασκευή είναι πιο σύνθετη.

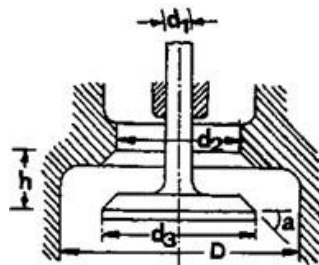


Σχήμα 2.8. Τρόποι μηχανισμού μετάδοσης κίνησης.

Ο υδραυλικός τρόπος μετάδοσης της κίνησης επιτυγχάνει την αυτο-ρύθμιση των βαλβίδων.

Ο μηχανισμός μετάδοσης κίνησης κατασκευάζεται κυρίως από χυτοσίδηρο. Οι επιφάνειες κύλισης σκληραίνονται και λειαινούνται.

Για την καλή πλήρωση του κυλίνδρου η διατομή εισροής πρέπει να είναι μεγάλη. Τα όρια της διαμέτρου του δίσκου της βαλβίδας καθορίζονται από την κατασκευή της κεφαλής του κυλίνδρου και του χώρου καύσης. Η βαλβίδα εξαγωγής κατασκευάζεται τις περισσότερες φορές με μικρότερη διάμετρο από την βαλβίδα εισαγωγής. Μία μεγάλη βαλβίδα εισαγωγής παρέχει την δυνατότητα καλύτερης πλήρωσης του κυλίνδρου. Επίσης κατά την συναρμολόγηση είναι αδύνατον να μπερδευτούν οι βαλβίδες, πράγμα που είναι σημαντικό, γιατί η βαλβίδα εξαγωγής είναι κατασκευασμένη από καλύτερο υλικό. Στις παράλληλες βαλβίδες επιλέγονται οι παρακάτω διαμέτροι δίσκων, βαλβίδες ίδιου μεγέθους  $d=0.40$ , διαφορετικές βαλβίδες  $d_{εισ.}=0.45D$ ,  $d_{εξ.}=0.35D$ , ( $D$ =διάμετρος κυλίνδρου). Το μέγεθος της διαμέτρου του στελέχους της βαλβίδας είναι σε υψηλόστροφους κινητήρες  $d_{στελ.}=(0.25 \text{ έως } 0.35)d$  και σε χαμηλόστροφους κινητήρες  $d_{στελ.}=(0.15 \text{ έως } 0.25)d$ . Η γωνία της βάσης της βαλβίδας είναι κατά προτίμηση  $45^\circ$  και το πλάτος της εφαρμογής της μεταξύ 1.5 και 2.5 mm. Για τον υπολογισμό του μέγιστου εμβολισμού της βαλβίδας υποτίθεται ότι η ροή στην διατομή της βαλβίδας και λίγο μετά απ' αυτήν, έχει περίπου το ίδιο μέγεθος. Βάσει της εμπειρίας (Σχήμα 2.9), ο μέγιστος εμβολισμός της βαλβίδας κυμαίνεται μεταξύ  $d/6$  και  $d/4$ .



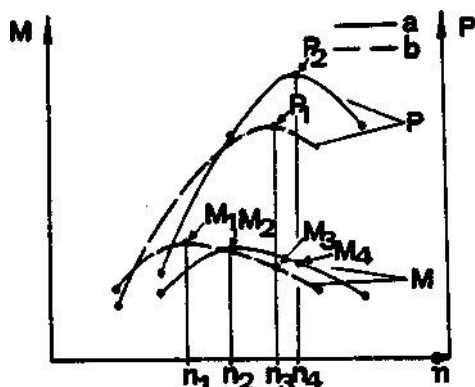
Σχήμα 2.9. Κατασκευαστικές λεπτομέρειες βαλβίδας.

Όταν ολοκληρωθούν οι υπολογισμοί της βαλβίδας, ελέγχονται η διάμετρος της βαλβίδας και

ο μέγιστος εμβολισμός της, με την βοήθεια της μέσης ταχύτητας της ροής, στην βάση της βαλβίδας. Η μέση ταχύτητα της ροής, που είναι μόνο ένα υπολογιστικό μέγεθος, δίδεται από την σχέση  $v_{\text{μέση βαλβίδας}} \text{ συναπ} d_3 h_{\text{μέγιστο}} = v_{\text{μέση εμβόλου}} \pi D^2 / 4$ , όπου  $v_{\text{μέση βαλβίδας}} \text{ συνα}$  είναι η συνιστώσα της ταχύτητας κάθετα στην διατομή  $d_3 h_{\text{μέγιστο}}$ , η  $v_{\text{μέση εμβόλου}}$  μέση ταχύτητα του εμβόλου και  $D$  η διάμετρος του κυλίνδρου. Από την προηγούμενη εξίσωση λαμβάνεται η μέση ταχύτητα ροής και συγκρίνεται με γνωστά μεγέθη όμοιων κινητήρων. Όταν η διαφορά του από τ' άλλα μεγέθη είναι μεγάλη, πρέπει να επαναπροσδιορισθούν η διάμετρος του δίσκου της βαλβίδας και ο εμβολισμός της. Εμπειρικές τιμές για την μέση ταχύτητα ροής στην βαλβίδα εισαγωγής 60 έως 90 m/s και στην βαλβίδα εξαγωγής 80 έως 120 m/s.

Το σχήμα του έκκεντρου είναι σημαντικό για την διαδρομή κίνησης της βαλβίδας και πρέπει να πληροί τους εξής όρους, α). η βαλβίδα πρέπει να ανοίγει γρήγορα στο μέγιστο της και να κλείνει πάλι το ίδιο γρήγορα, έτσι ώστε η ροή διά μέσου της διατομής να διαρκεί όσο το δυνατόν περισσότερο, β). η πορεία της κίνησης πρέπει να επιλεγεί έτσι, ώστε να αποφεύγονται ανεπίτρεπτα μεγάλες ταλαντώσεις (ταλαντώσεις του ελατηρίου). Επίσης πρέπει να ληφθεί υπ' όψη, ώστε η ιδιοσυχνότητα του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης, να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερη, με την χρήση ελαφρών άκαμπτων εξαρτημάτων. Αιτία των ταλαντώσεων είναι ο εκκεντροφόρος άξονας και το πρώτο τμήμα της επιτάχυνσης του κνώδακα. Με το κλείσιμο της βαλβίδας, σταματά λόγω του διακένου της βαλβίδας η μετάδοση της δύναμης μεταξύ των ταλαντούμενων τμημάτων και η ταλάντωση.

Οι χρονισμοί (γωνίες χρονισμού) δείχνουν πόσες μοίρες γωνίας στροφάλου είναι ανοικτές οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής. Επειδή οι βαλβίδες ανοίγουν και κλείνουν σχετικά αργά, ο χρόνος της αντίστοιχης γωνίας εκλέγεται να είναι μεγαλύτερος από τον χρόνο της αναρρόφησης και της εξαγωγής, που αντιστοιχεί στο έμβολο. Στο τέλος της εξαγωγής και στην αρχή της εισαγωγής επικαλύπτονται, δηλ. και οι δύο βαλβίδες είναι ταυτόχρονα ανοικτές. Με την επικάλυψη των βαλβίδων επιτυγχάνεται να απομακρυνθούν ταυτόχρονα (με την είσοδο του φρέσκου μίγματος) τα καυσαέρια από τον χώρο καύσης. Η μάζα των καυσαερίων ρέει λόγω της αδράνειάς της, ακόμη και τότε, όταν το έμβολο βρίσκεται ήδη στο Άνω Νεκρό Σημείο και γι' αυτό δημιουργείται στον χώρο καύσης υποπίεση με αναρρόφηση φρέσκου μίγματος από την ήδη ανοικτή βαλβίδα εισαγωγής, αναρροφάται φρέσκο μίγμα. Μεγάλη επικάλυψη των βαλβίδων παρέχει καλύτερο ξέπλυμα του χώρου καύσης από τα υπολειπόμενα καυσαέρια, αλλά σε κινητήρες Otto (πλην κινητήρων άμεσης έγχυσης), έχει ως αποτέλεσμα απώλεια κατανάλωσης καυσίμων. Επιζητείται μία βέλτιστη λύση κατά την οποία τα υπολειπόμενα καυσαέρια να απομακρυνθούν όσο το δυνατόν γίνεται, πριν υπάρξει απώλεια κατανάλωσης καυσίμου, ειδικά κάτω από τους σημερινούς περιορισμούς της μόλυνσης του περιβάλλοντος από άκαυστους υδρογονάνθρακες. Η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει αμέσως μετά το Κάτω Νεκρό Σημείο, έτσι ώστε εκμεταλλευόμενοι την αδράνεια της μάζας του φρέσκου μίγματος να επιτυγχάνεται η επαναπλήρωση του κυλίνδρου. Η επαναπλήρωση είναι τόσο μεγαλύτερη, όσο πιο γρήγορα εισρέει το φρέσκο μίγμα, δηλ. όσο μεγαλύτερη είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου και οι στροφές του κινητήρα. Με αργοπορημένο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, λόγω αυξημένης πλήρωσης, επιτυγχάνουμε σε υψηλές στροφές μεγάλη ισχύ κινητήρα. Αντιθέτως στις χαμηλές στροφές η ισχύς είναι μικρότερη, επειδή το έμβολο εξωθεί ένα μέρος του μίγματος πλήρωσης πάλι προς τα έξω. Στο Σχήμα 2.10 δίδονται η ροπή και η ισχύς συναρτήσεων των στροφών για πιο γρήγορο και πιο αργό κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής.



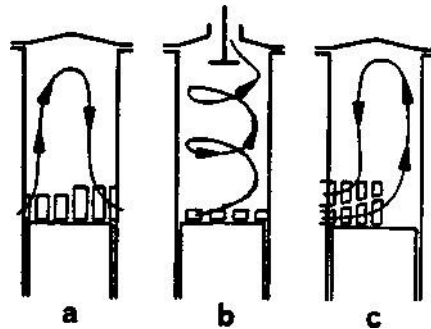
**Σχήμα 2.10. Ροπή και η ισχύς συναρτήσει των στροφών για πιο γρήγορο και πιο αργό κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, a, b, αργό και γρήγορο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής,  $P_1, P_2$  ισχύς,  $M_1, M_2, M_3, M_4$ , ροπή και  $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$  στροφές.**

Η ελαστικότητα ενός κινητήρα υψηλής ισχύος είναι μικρή (η εισαγωγή κλείνει αργοπορημένα). Στον κινητήρα αυτόν είναι απαραίτητες περισσότερες ταχύτητες, για να είναι πάντοτε στην κατάλληλη περιοχή στροφών (πτωτική θέση της χαρακτηριστικής καμπύλης της ροπής μεταξύ των στροφών που αποδίδεται η μέγιστη ροπή και η μέγιστη ισχύς.

Οι χρονισμοί λαμβάνονται εμπειρικά, για την εισαγωγή άνοιγμα  $10^\circ$  έως  $50^\circ$  Στροφαλοφόρου Άξονα (ΣΑ) πριν το ΑΝΣ, κλείσιμο  $40^\circ$  έως  $80^\circ$  ΣΑ μετά το ΚΝΣ, για την εξαγωγή άνοιγμα  $40^\circ$  έως  $80^\circ$  ΣΑ πριν το ΚΝΣ, κλείσιμο  $10^\circ$  έως  $50^\circ$  ΣΑ μετά το ΑΝΣ. Ο αρμονικός κνώδακας (έκκεντρο) αποτελείται από επιφάνειες κυλινδρικών μανδυών, είναι δηλ. ένα έκκεντρο (κνώδακας) κυκλικών τόξων. Αυτό το έκκεντρο κυκλικών τόξων συνεργάζεται μ' έναν μηχανισμό μετάδοσης κίνησης και αυτή την παραγόμενη κίνηση μπορούμε να την περιγράψουμε με απλές αρμονικές σχέσεις. Τότε και το έκκεντρο αυτού του τύπου ονομάζεται αρμονικό.

Η εναλλαγή φορτίου στον δίχρονο κινητήρα γίνεται κατά την χρονική διάρκεια που το έμβολο κινείται κοντά στο ΚΝΣ. Σ' αυτό το σύντομο χρονικό διάστημα ( $100^\circ$ - $150^\circ$  ΣΑ), πρέπει να έχει αδειάσει και να ξαναγεμίσει με φρέσκο φορτίο (μίγμα) ο κύλινδρος. Το έμβολο εδώ παίζει μόνον τον ρόλο του οδηγού των θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Το φρέσκο μίγμα αναρροφάται από τον συμπιεστή και οδηγείται στον κύλινδρο με υπερπίεση 0.1-0.4 bar. Η υπερπίεση επίσης σαρώνει τα καυσαέρια προς την έξοδο. Στο σημείο συνάντησης των ρευμάτων καυσαερίων και καυσίμου μίγματος, δεν μπορεί να αποφευχθεί τελείως μία κάποια ανάμιξη. Για την εναλλαγή του φορτίου έχουν μεγάλη σημασία τα μεγέθη της απαίτησης του αέρα (ποσότητα φρέσκου μίγματος ανά κύκλο λειτουργίας στον κύλινδρο, προς την θεωρητική ποσότητα σε κανονικές συνθήκες), ο βαθμός σάρωσης κυλίνδρου (πραγματικό φρέσκο μίγμα στον κύλινδρο, προς πραγματικό φρέσκο μίγμα συν τα υπολειπόμενα καυσαέρια) και βαθμός κατακράτησης (πραγματικό φρέσκο μίγμα στον κύλινδρο, προς ποσότητα φρέσκου μίγματος ανά κύκλο λειτουργίας). Οι τρόποι σάρωσης (ξεπλύματος) καθορίζονται αναλόγως της κατεύθυνσης της ροής ξεπλύματος σε ομόρροπη, αντίστροφη και εγκάρσια σάρωση, (Σχήμα 2.11). Κατά την ομόρροπη σάρωση το φρέσκο μίγμα εισέρχεται από την θυρίδα εισαγωγής στον κύλινδρο και εξωθεί τα καυσαέρια προς τα πάνω, μέσω μίας η περισσότερων βαλβίδων εξαγωγής. Οι θυρίδες εισαγωγής είναι εφραπτομενικά τοποθετημένες, ώστε να δίδουν στην ροή του αέρα σάρωσης μία περιστροφική κίνηση. Στην αντίστροφη σάρωση διαφεύγουν τα καυσαέρια σε αντίθετη κατεύθυνση απ' αυτήν του εισερχόμενου αέρα σάρωσης στον κύλινδρο. Η εγκάρσια σάρωση είναι η ευκολότερη κατασκευαστικά, αλλά έχει και το μικρότερο αποτέλεσμα σάρωσης. Το

ρεύμα του αέρα σάρωσης οδηγείται μέσω των πλάγια τοποθετημένων θυρίδων εισαγωγής προς τα πάνω στο καπάκι του κυλίνδρου, εκεί αλλάζει κατεύθυνση και εξωθεί τα καυσαέρια προς την έξοδο.



**Σχήμα 2.11. Τρόποι σάρωσης, (a) εγκάρσια, (b) ομόροπη, (c) αντίστροφη σάρωση.**

Ο συμπίεστος σάρωσης εισάγει το φρέσκο μίγμα με μικρή υπερπίεση στον κύλινδρο. Εκτελεί την εργασία την οποία κάνει το έμβολο στον 4-χρονο κινητήρα, δηλ. την αναρρόφηση και την εξαγωγή. Για την εισαγωγή του αέρα σάρωσης χρησιμοποιούνται συμπίεστος περιστρεφόμενου εμβόλου, συμπίεστος παλινδρομικού εμβόλου και επίσης συμπίεστος στροφαλοθαλάμου. Οι συμπίεστος στροφαλοθαλάμου προσάγουν λίγο αέρα σάρωσης και γι' αυτό χρησιμοποιούνται μόνο στους κινητήρες Otto. Στους κινητήρες Otto με εξαεριωτήρα πρέπει ο βαθμός απαίτησης αέρα να είναι τόσοσ, ώστε ο βαθμός κατακράτησης να είναι περίπου ίσος μ' ένα. Για μικρότερο βαθμό κατακράτησης θα υπήρχαν απώλειες όχι μόνον αέρα αλλά και καυσίμου.

### ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΥΠΕΡΤΡΟΦΟΔΟΤΗΣΗ

Το φρέσκο μίγμα σ' έναν κινητήρα με υπερτροφοδότηση οδηγείται στον κύλινδρο συνήθως με υπερπίεση μέσω ενός συμπιεστή. Έτσι αυξάνεται η ποσότητα του φρέσκου μίγματος (καίγεται περισσότερο καύσιμο) και η πραγματική ωφέλιμη ισχύς αυξάνεται ανάλογα με την αύξηση αυτή. Σήμερα όλοι οι μεγάλοι κινητήρες Diesel πλοίων υπερτροφοδοτούνται. Το πεδίο εφαρμογής της υπερτροφοδότησης έχει φτάσει ακόμη και στους κινητήρες χαμηλής ισχύος, π.χ. στους κινητήρες φορτηγών αυτοκινήτων. Στους κινητήρες Otto η εφαρμογή της υπερτροφοδότησης προχωρά έως τώρα με αργούς ρυθμούς. Για την εφαρμογή της υπερτροφοδότησης συντείνουν δύο καλοί λόγοι. Η αύξηση της ωφέλιμης ισχύος, με σύγχρονη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, σε σύγκριση κινητήρων παρόμοιων κατασκευαστικών μεγεθών στις ίδιες στροφές λειτουργίας. Η εξίσωση της ολοένα μειούμενης ισχύος του κινητήρα με αυξανόμενο ύψος της θέσης, η αντίστοιχα της πτήσης (αύξηση της υπερτροφοδότησης).

Μία εικόνα των μεγεθών που παίζουν ρόλο στην αύξηση της ωφέλιμης ισχύος δίνει η σχέση,  $P_e = p_e V_h z n i$ . Στην μεταφορά από του τετράχρονο στον δίχρονο κινητήρα, Βάσει του παραπάνω τύπου, έπρεπε να οδηγηθούμε στον διπλασιασμό της ισχύος. Αυτό όμως δεν είναι δυνατόν, επειδή η μέση ενεργός πίεση του εμβόλου  $p_e$  είναι στον δίχρονο κινητήρα μικρότερη απ' ότι στον τετράχρονο. Συνήθως δεν είναι δυνατόν, να αυξηθεί η ισχύς μέσω της αλλαγής του κύκλου λειτουργίας, επειδή για την εκλογή της είναι σημαντικά και άλλα μεγέθη. Σε μια αύξηση του κυβισμού  $V_h$ , ή του αριθμού στροφών  $n$ , δεν πρέπει να υπερβαίνουμε την μέση ταχύτητα του εμβόλου  $v_\mu$  και επίσης ο βέλτιστος λόγος εμβολισμού και δεν πρέπει να μεταβάλλεται. Βάσει αυτών των περιορισμών συνεπάγεται, ότι είναι δυνατή ή μία αύξηση του κυβισμού, ή του αριθμού στροφών, ή μία αλλαγή του αριθμού των κυλίνδρων και του αριθμού στροφών, ή του αριθμού των κυλίνδρων και του κυβισμού. Συνδιάζονται τα μεγέθη  $V_h$ ,  $n$ , και  $v_\mu$ .  $V_h = \pi D^2 / 4 H$ ,  $\kappa = H / D$ ,  $v_\mu = 2 H n$  παίρνουμε:

$$V_h = \frac{\pi}{32} \frac{1}{\kappa^2} \frac{v_\mu^3}{n} \quad (3.1)$$

Στην σχέση  $P_e = p_e V_h z n i$  επιθυμούμε να διπλασιάσουμε την ισχύ. Η αύξηση της ισχύος πρέπει να επιτυγχάνεται μέσω της αύξησης των  $p_e$ ,  $V_h$ ,  $z$  και  $n$ . Τα μεγέθη  $i$ , και  $v_\mu$  παραμένουν σταθερά. Για τον διπλασιασμό της ισχύος διπλασιάζουμε κατά σειρά την μέση ενεργό πίεση του εμβόλου, του κυβισμό, τον αριθμό των κυλίνδρων και τον αριθμό των στροφών. Μία αύξηση της ωφέλιμης ισχύος μέσω ανύψωσης της μέσης ενεργούς πίεσης ή του αριθμού των κυλίνδρων είναι δυνατή, χωρίς αλλαγή κάποιου άλλου μεγέθους. Μία αύξηση της ισχύος μέσω της ανύψωσης του αριθμού των στροφών δεν είναι δυνατή πρακτικά, επειδή τότε ο αριθμός των κυλίνδρων (και του κυβισμού) θα έπρεπε να αυξηθούν κατά την τρίτη δύναμη του λόγου της ισχύος. Μία αύξηση του κυβισμού ή του αριθμού των κυλίνδρων γίνεται μόνο εκεί, όπου υπάρχει αρκετός χώρος εγκατάστασης, λαμβάνοντας υπόψη και την αύξηση του βάρους του κινητήρα. Εάν δεν είναι δυνατή αυτή η λύση, τότε μένει μόνον η αύξηση της ισχύος, μέσω της ανύψωσης της μέσης ενεργούς πίεση του εμβόλου.

Για τη δυνατότητα της ανύψωσης της μέσης ενεργούς πίεσης του εμβόλου δίνει πληροφορίες η εξίσωση,  $p_e = n_{th} n_g n_m \lambda_1 H_a p_a / \rho_o$ . Ο θερμικός, βαθμός  $n_{th}$ , αυξάνεται με του λόγο συμπίεσης  $\epsilon$ . Στον κινητήρα Otto, τα όρια λειτουργίας περιορίζονται σε σχέση με τον λόγο συμπίεσης εκ της ανάγκης απρόσκοπτης λειτουργίας του κινητήρα δίχως χτυπήματα (πειράκια). Ο κινητήρας Diesel εργάζεται ήδη με μία υψηλή σχέση συμπίεσης και μία περαιτέρω αύξησή της θα μείωνε

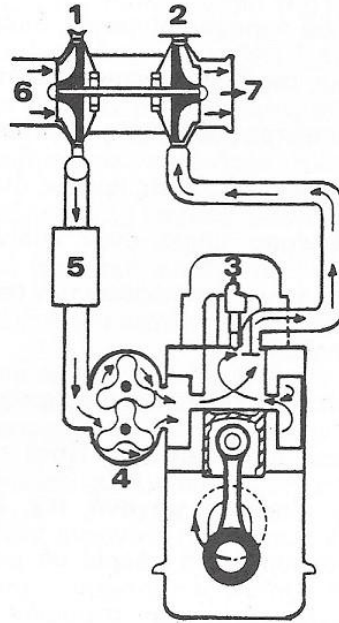


το μηχανικό βαθμό απόδοσης, αντί να αυξήσει τον θερμικό βαθμό. Με την προπορεία της χρονικής στιγμής ανάφλεξης και την μείωση των απωλειών της ροής κατά την εναλλαγή του φορτίου (π.χ. μέσω της λείανσης των οχετών των αερίων), μπορεί να αυξηθεί λίγο ο βαθμός ποιότητας καύσης  $n_g$ . Και στον κινητήρα Diesel καλλίτερης ποιότητας καύση έχει αποτέλεσμα την βελτίωση του βαθμού ποιότητας  $n_g$ . Ο μηχανικός βαθμός  $n_m$  βελτιώνεται όταν χρησιμοποιηθούν στον στροφαλοφόρο άξονα έδρανα με κυλινδρίσκους αντί των απλών εδράνων. Η θερμογόνος δύναμη του μίγματος  $H_a$  σταθεροποιείται μέσω της θερμογόνου δύναμης του καυσίμου και του απαιτούμενου λόγου αέρα. Αυτό λοιπόν που παραμένει σαν το βασικό ενεργό μέσο για την αύξηση της μέσης ενεργούς πίεσης του εμβόλου είναι η αύξηση του βαθμού παροχής  $\lambda_1$ . Ο βαθμός παροχής  $\lambda_1$  αυξάνεται μέσω της υπερτροφοδότησης.

Για την αύξηση του βαθμού παροχής μίγματος, δηλαδή την υπερτροφοδότηση του κινητήρα, υπάρχουν οι τρόποι, της ξένης υπερτροφοδότησης, της μηχανικής υπερτροφοδότησης, της στροβιλο-υπερτροφοδότησης καυσαερίων και της υπερτροφοδότησης μέσω ταλαντώσεων πίεσης. Στις τρεις πρώτες διαδικασίες ένας συμπιεστής οδηγεί το προ-συμπιεσμένο φρέσκο μίγμα στον κύλινδρο, ενώ στην τελευταία περίπτωση γίνεται εκμετάλλευση των ταλαντώσεων των σωληνώσεων των αερίων, για πλήρωση του κυλίνδρου με υπερπίεση.

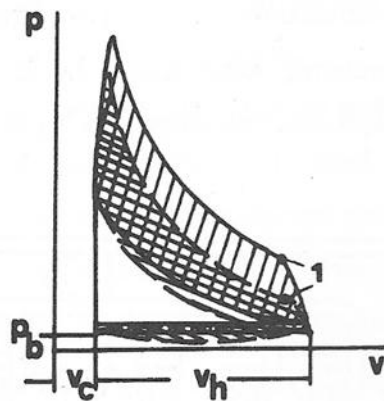
Η ξένη υπερτροφοδότηση και η μηχανική υπερτροφοδότηση διαφέρουν μεταξύ τους ως προς την λειτουργία της τροφοδότησης. Κατά την ξένη υπερτροφοδότηση λειτουργεί τον συμπιεστή μία ιδιαίτερη μηχανή, π.χ. ένας ηλεκτροκινητήρας. Η τροφοδοτούμενη ποσότητα του συμπιεστή μπορεί να ρυθμισθεί στον απαιτούμενο βαθμό υπερτροφοδότησης, ανεξαρτήτως των στροφών του κινητήρα. Μία τέτοια μονάδα συμπίεσης είναι ακριβή. Και γι' αυτό συναντάται σήμερα, το πολύ σαν επιπρόσθετος, συμπιεστής στους δίχρονους κινητήρες με στροβιλο-υπερτροφοδότηση καυσαερίων. Η μηχανική υπερτροφοδότηση, κατά την οποία ο συμπιεστής κινείται απευθείας από τραπεζοειδή ιμάντα, αλυσίδα ή οδοντωτούς τροχούς, είναι απλή στην λειτουργία και σχετικά φθηνή. Η μηχανική υπερτροφοδότηση χρησιμοποιείται κυρίως σε μικρούς κινητήρες, επειδή σ' αυτούς η στροβιλο-υπερτροφοδότηση καυσαερίων, θα ανέβαζε κατά πολύ την τιμή της τροφοδότησης. Επίσης οι στροβιλο-συμπιεστές καυσαερίων εργάζονται στις χαμηλές ροές αερίων με άσχημους βαθμούς απόδοσης.

Οι συμπιεστές που συχνότερα χρησιμοποιούνται είναι εκείνοι των περιστρεφόμενων εμβόλων (Roots-συμπιεστές). Η ποσότητα παροχής αυτών των συμπιεστών μεταβάλλεται αναλόγως του αριθμού στροφών και είναι σχεδόν ανεξάρτητη της πίεσης αντίθλιψης και επειδή η ικανότητα απορρόφησης του κινητήρα αυξάνεται αναλόγως του αριθμού στροφών, ενδείκνυται σαν ο πλέον κατάλληλος για υπερτροφοδότηση ο συμπιεστής περιστρεφόμενων εμβόλων. Στο Σχήμα 3.1 δείχνεται 2-χρονος νηζελοκινητήρας με στροβιλοσυμπιεστή και μηχανικό συμπιεστή περιστρεφόμενων εμβόλων.



**Σχήμα 3.1. 2-χρονος Diesel με στροβιλοσυμπιεστή και μηχανικό συμπιεστή περιστρεφόμενων εμβόλων, (1) συμπιεστής, (2) στρόβιλος, (3) εγχυτήρας, (4) συμπιεστής περιστρεφόμενων εμβόλων, (5) μεταψύκτης, (6) αέρας, (7) καυσαέρια**

Στο Σχήμα 3.2 δείχνονται τα διαγράμματα  $p, V$  ενός απλού κινητήρα και ενός κινητήρα με υπερτροφοδότηση. Είναι φανερό, ότι το έμβολο του κινητήρα με υπερτροφοδότηση, παράγει θετικό έργο και κατά την πλήρωση του κυλίνδρου. Έτσι η ενέργεια που αποδίδει ο συμπιεστής στο φρέσκο μίγμα ξανακερδίζεται.

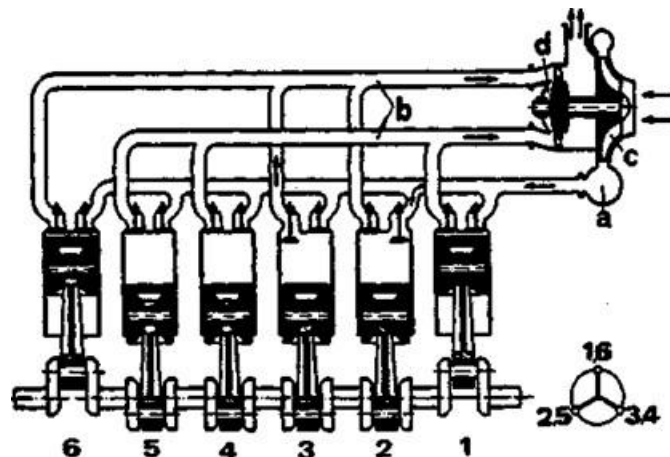


**Σχήμα 3.2. Διαγράμματα  $p, V$  σε επικάλυψη κινητήρα αναρρόφησης και κινητήρα με υπερτροφοδότηση. 1 εξαγωγή ανοικτή.**

Με ανοιχτή εξαγωγή, η πίεση στον κύλινδρο του κινητήρα με υπερτροφοδότηση είναι υψηλότερη από την πίεση του απλού κινητήρα και υπάρχει απώλεια περισσότερης ενέργειας μαζί με τα καυσαέρια. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου, ιδιαίτερα στο πεδίο λειτουργίας του κινητήρα, είναι στον κινητήρα με μηχανική υπερτροφοδότηση υψηλότερη απ' ότι στον μη

υπερτροφοδοτημένο, κάτω από σύγκριση ίδιων κατασκευαστικών μεγεθών. Αυτή η σύγκριση δεν είναι τελείως ορθή, επειδή οι δύο κινητήρες αποδίδουν διαφορετική ωφέλιμη ισχύ. Αυξάνοντας τα μεγέθη (κυβισμό, αριθμό κυλίνδρων) του κινητήρα χωρίς υπερτροφοδότηση, ώστε να αποδίδει την ίδια ωφέλιμη ισχύ με τον κινητήρα με υπερτροφοδότηση, ανεβαίνει η ισχύς τριβών δυσανάλογα περισσότερο απ' ότι οι απώλειες ισχύος λόγω του συμπιεστή. Με μία ακριβέστερη λοιπόν βάση σύγκρισης ο κινητήρας με υπερτροφοδότηση μπορεί να έχει καλλίτερη ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Στην στροβιλο-υπερτροφοδότηση καυσαερίων τα καυσαέρια του κινητήρα δεν εκρέουν άμεσα στο περιβάλλον, αλλά αποδίδουν πρώτα την ενέργειά τους (που ειδικά στους κινητήρες με υπερτροφοδότηση είναι μεγάλη), σ' έναν στρόβιλο καυσαερίων. Ο στρόβιλος καυσαερίων λειτουργεί τον συμπιεστή που είναι τοποθετημένος στον ίδιο άξονα. Ο συμπιεστής αναρροφά το φρέσκο μίγμα και το ωθεί με υπερπίεση στον κύλινδρο, (Σχήμα 3.1). Η κατασκευαστική μονάδα του στροβίλου και του συμπιεστή ονομάζεται στροβιλο-συμπιεστής καυσαερίων. Στους πολυκύλινδρους κινητήρες οδηγούν περισσότεροι αγωγοί στον αεριοστρόβιλο, (Σχήμα 3.3).



**Σχήμα 3.3.** Στροβιλο-συμπιεστής καυσαερίων και σύστημα εξαγωγής φορτίου. (a) φρέσκος αέρας, (b) καυσαέρια, (c) συμπιεστής, (d) στρόβιλος, σειρά ανάφλεξης 1-2-4-6-5-3, επικοινωνούντες αγωγοί καυσαερίων 1-4-5 και 2-3-6.

Στην στροβιλο-υπερτροφοδότηση καυσαερίων η μονάδα τροφοδότησης είναι συνδεδεμένη με τον κινητήρα μόνο μέσω του ρεύματος αερίων. Γι' αυτό δημιουργείται το ερώτημα κατά πόσο γρήγορα αντιδρά ο συμπιεστής στη μεταβολή της ισχύος του κινητήρα. Με την αύξηση της ισχύος μέσω της αύξησης της εγχυόμενης ποσότητας (κινητήρας Diesel), αρχικά υπάρχει λιγότερος αέρας για την αντίστοιχη ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου. Αυτό μπορεί να οδηγήσει για μικρό χρονικό διάστημα (περίπου 1 sec), στη δημιουργία κάπνας (συνθήκες φτωχού μίγματος). Η θερμοκρασία των καυσαερίων ανεβαίνει επίσης για μικρό χρονικό διάστημα πάνω από το κανονικό, μέχρις ότου ο αεριοστρόβιλος, που δέχεται μέσω των θερμών καυσαερίων περισσότερη ενέργεια, επιταχύνει σε νέα κατάσταση λειτουργίας τη μονάδα του συμπιεστή. Ο κινητήρας με υπερτροφοδότηση φτάνει στη νέα κατάσταση λειτουργίας σχεδόν το ίδιο γρήγορα όπως ο κινητήρας χωρίς υπερτροφοδότηση.

Ο συμπιεστής υπερτροφοδότησης συμπιέζει το φρέσκο μίγμα. Έτσι ανεβαίνει όχι μόνο η πίεση αλλά και η θερμοκρασία του. Γι' αυτό η πυκνότητα αυξάνεται σε αναλογία με την πίεση και επίσης και η πλήρωση του κυλίνδρου. Ο κύλινδρος πληρούται με λιγότερη μάζα από εκείνη

που θα αντιστοιχούσε στην καθαρή αύξηση της πίεσης. Αυτήν η μείωση της μάζας, σαν επακόλουθο της ανύψωσης της θερμοκρασίας, γίνεται ιδιαίτερα αισθητή σε μεγάλους λόγους συμπίεσης. Γι' αυτό σε υψηλές υπερτροφοδοτήσεις ο αέρας μετά του συμπιεστή ψύχεται σ' έναν ψύκτη-συμπιεστή πριν εισέλθει στον κύλινδρο. Το κόστος της μονάδας συμπίεσης ανεβαίνει βέβαια με την προσθήκη του ψύκτη αέρα, αλλά αποκομίζονται τα οφέλη της αύξησης της μάζας τροφοδότησης του φρέσκου μίγματος και το σχετικά κρύο φρέσκο μίγμα μειώνει την θερμοκρασία του κυλίνδρου. Εάν γίνει σε κινητήρα με υπερτροφοδότηση θερμικός ισολογισμός, τότε αποδεικνύεται ότι απαγόμενη θερμότητα με το νερό ψύξης είναι μικρότερη απ' ότι σε κινητήρα χωρίς υπερτροφοδότηση. Αντίθετα ανεβαίνει στα καυσαέρια η ανά kWh απαγόμενη θερμότητα, επειδή σαρώνεται πολύ καλά ο κύλινδρος.

Ο τετράχρονος κινητήρας Diesel μπορεί να λειτουργήσει με κρουστική υπερτροφοδότηση αλλά και με υπερτροφοδότηση καθυστέρησης. Επιπρόσθετοι συμπιεστές δεν είναι αναγκαίοι. Δεν δημιουργούνται δυσκολίες κατά την απομάκρυνση των καυσαερίων από τον κύλινδρο, επειδή το έμβολο ωθεί προς τα έξω τα καυσαέρια, παρά την πίεση αντίθλιψης λόγω του αεριοστρόβιλου. Η καύση δεν είναι τόσο απότομη, επειδή μικραίνει ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης, επακόλουθο της αύξησης της συγκέντρωσης του οξυγόνου. Διακρίνεται υπερτροφοδότηση χαμηλής και υψηλής πίεσης. Το όριο μεταξύ των βρίσκεται περίπου στην αύξηση της ισχύος κατά 50 %.

Για την περίπτωση της υπερτροφοδότησης χαμηλής πίεσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί και ο κανονικός μη-ενισχυμένος κινητήρας. Η επικάλυψη των βαλβίδων ανέρχεται στις 100 με 140 °ΣΑ, έτσι ώστε ο χώρος συμπίεσης να μπορεί να σαρωθεί πολύ καλά και οι θερμοκρασίες να παραμείνουν σε χαμηλά επίπεδα. Μέσω μιας καλής εσωτερικής ψύξης με αέρα σάρωσης, η θερμοκρασία των καυσαερίων στον κινητήρα με υπερτροφοδότηση δε βρίσκεται πολύ ψηλότερα από την θερμοκρασία του κινητήρα χωρίς υπερτροφοδότηση.

Σε μία αύξηση της ισχύος περισσότερο από το 50% μιλάμε για υπερτροφοδότηση υψηλής πίεσης. Ο κινητήρας πρέπει να είναι κατασκευασμένος για συνθήκες μέγιστης μηχανικής και θερμικής καταπόνησης. Εμφανίζονται πιέσεις ανάφλεξης έως και 120 bar. Σ' έναν διπλασιασμό της ισχύος η πίεση του συμπιεστή ανέρχεται περίπου στα 2.5 bar. Το όριο για υπερτροφοδότηση χωρίς ψύξη βρίσκεται περίπου σε μία πίεση συμπιεστή των 1.8 bar και μία θερμοκρασία μετά την συμπίεση των 110°C. Γι' αυτό πρέπει σε υπερτροφοδότηση με υψηλή πίεση να χρησιμοποιείται ένας ψύκτης αέρα. Η θερμοκρασία του αέρα μέσα στον αεροψύκτη είναι καλό να φτάνει στους 50 έως 60°C. Μέσω του αεροψύκτη διέρχεται το νερό ψύξης του κινητήρα. Η θερμοκρασία των καυσαερίων περιορίζεται από τις επιτρεπόμενες θερμοκρασίες του στροβίλου, των 600°C για συνεχή λειτουργία και των 650°C για διακοπτόμενη λειτουργία.

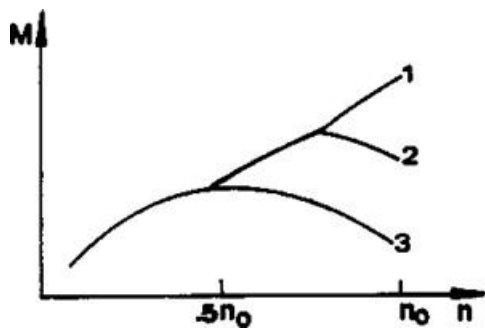
Η στροβιλο-υπερτροφοδότηση καυσαερίων σε δίχρονους κινητήρες Diesel καθυστέρησε για μεγάλο χρονικό διάστημα. Έλειπε για τον δίχρονο κινητήρα το ενδιαφέρον για την αύξηση της ισχύος του, επειδή ο τετράχρονος κινητήρας ήταν ούτως ή άλλως ανώτερος. Προβλήματα όπως η υψηλή θερμική καταπόνηση του εμβόλου και του κυλίνδρου έπρεπε να ξεπεραστούν. Στον δίχρονο κινητήρα καθορίζεται η μέγιστη ισχύς όχι μόνο βάσει των ορίων εκπομπών αιθάλης αλλά και βάσει της μέγιστης επιτρεπόμενης θερμοκρασίας του εμβόλου. Θα έπρεπε λοιπόν να αναπτυχθούν καινούργιοι τρόποι υπερτροφοδότησης, έτσι ώστε η θερμική καταπόνηση να παραμένει πρακτικά ίδια μ' αυτήν του κινητήρα χωρίς υπερτροφοδότηση. Για να κρατηθεί χαμηλά η θερμική καταπόνηση, ο αέρας ψύχεται πριν την είσοδο του στον κύλινδρο (πίσω από τον συμπιεστή). Η υπερτροφοδότηση του δίχρονου κινητήρα είναι δύσκολη υπόθεση, επειδή τα καυσαέρια δε ωθούνται από το έμβολο προς την έξοδο, αλλά από το φρέσκο μίγμα που εισέρχεται στον κύλινδρο. Γι' αυτό η πίεση σάρωσης του κυλίνδρου πρέπει να είναι πάντοτε

υψηλότερη από την πίεση των καυσαερίων πριν τον αεριοστρόβιλο. Αυτή η απαίτηση είναι πολύ δύσκολο να πραγματοποιηθεί, ειδικά στον δίχρονο κινητήρα. Σε δίχρονους κινητήρες υπερτροφοδότησης υποβοηθείται η διαδικασία με επιπρόσθετους συμπιεστές, οι οποίοι τοποθετούνται συνήθως παράλληλα, αλλά και εν σειρά με τον στρόβιλο-συμπιεστή καυσαερίων. Η αύξηση της ισχύος στον δίχρονο κινητήρα ανέρχεται περίπου στο 30%.

Μέχρι στιγμής υπάρχουν λίγοι κινητήρες Otto με στρόβιλο-υπερτροφοδότηση καυσαερίων. Προτιμάται ένας ισχυρότερος κινητήρας από τον μικρό κινητήρα με υπερτροφοδότηση.

Οι στροφείς του στροβίλου και του συμπιεστή πρέπει να έχουν μικρή διάμετρο, επειδή και οι διαρέοντες όγκοι αερίων, στους κινητήρες Otto μικρού εμβολισμού, είναι μικροί. Τέτοιοι μικρού μεγέθους τροχοί δουλεύουν φυσικά με άσχημο βαθμό απόδοσης. Στους κινητήρες Otto ανεβαίνει η πίεση ανάφλεξης περίπου ανάλογα της πίεσης του συμπιεστή. Τα όρια υπερτροφοδότησης εκλέγονται έτσι ώστε να μην εμφανίζεται χτύπημα (πειράκια). Για να μειωθεί ο κίνδυνος των χτυπημάτων μειώνεται συνήθως ο λόγος συμπίεσης.

Όταν η βαλβίδα στραγγαλισμού είναι τελείως ανοιχτή ξεκινά η υπερτροφοδότηση, στις μισές ονομαστικές στροφές του κινητήρα, επειδή μόλις τότε ο στρόβιλος έχει την απαιτούμενη ποσότητα καυσαερίων. Η πίεση του συμπιεστή ανεβαίνει γρήγορα με τον αριθμό στροφών του κινητήρα και φτάνει ήδη, στα 3/4 του ονομαστικού αριθμού στροφών, την μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή. Παρατηρείται ότι μέσω της στρόβιλο-υπερτροφοδότησης καυσαερίων λαμβάνεται μία όχι τόσο καλή καμπύλη ροπής στρέψης, (Σχήμα 3.4). Για την βελτίωση της καμπύλης της ροπής (σε χαμηλές στροφές η ροπή πρέπει να είναι μεγάλη και σε υψηλούς αριθμούς στροφών να πέφτει), πρέπει να ρυθμισθεί η μονάδα υπερτροφοδότησης. Συνήθως όταν φτάσουμε στη μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση συμπίεσης, μία ποσότητα καυσαερίων παρακάμπτει τον στρόβιλο και οδηγείται κατευθείαν στην εξάτμιση.



**Σχήμα 3.4. Χαρακτηριστική καμπύλη ροπής κινητήρα Otto, (1) κινητήρας με υπερτροφοδότηση δίχως ρύθμιση, (2) κινητήρας με υπερτροφοδότηση με ρύθμιση, (3) κινητήρας δίχως υπερτροφοδότηση.**

Ο εξαεριωτήρας μπορεί να τοποθετηθεί πριν τον συμπιεστή αλλά και μετά απ' αυτόν σαν εξαεριωτήρας πίεσης. Όμως οι κινητήρες με εξαεριωτήρα έχουν το μειονέκτημα, ότι δεν είναι δυνατή αποτελεσματική σάρωση του χώρου συμπίεσης (θα είχαμε πολύ μεγάλες απώλειες καυσίμου). Στους κινητήρες έγχυσης βενζίνης, όπως και στους κινητήρες Diesel, μπορεί να σαρωθεί καλά ο χώρος συμπίεσης, έτσι ώστε η θερμική καταπόνηση του κινητήρα και η θερμοκρασία των καυσαερίων να κρατηθούν ευκολότερα στα επιτρεπτά όρια. Για να μην έχουμε απώλειες καυσίμου κατά την σάρωση, πρέπει το καύσιμο να εγχύεται όταν η βαλβίδα εξαγωγής είναι κλειστή, δηλ. για τον κάθε κύλινδρο πρέπει η βαλβίδα έγχυσης να είναι ρυθμιζόμενη.

Η εναλλαγή του φορτίου (εισροή φρέσκου μίγματος-εξαγωγή καυσαερίων) σ' έναν κινητήρα,

αποτυπώνεται στις εμφανιζόμενες ταλαντώσεις πίεσης. Εκμεταλλευόμενοι αυτές τις ταλαντώσεις επιτυγχάνουμε κάποιο αποτέλεσμα υπερτροφοδότησης. Για να επιτευχθεί αυτό πρέπει η συχνότητα και η θέση της φάσης της ταλάντωσης να προσαρμοσθεί στην συχνότητα του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα.

Μία καλή πλήρωση του κυλίνδρου στον τετράχρονο κινητήρα επιτυγχάνεται κάτω από τις προϋποθέσεις, της χαμηλής πίεσης στον κύλινδρο κατά το τέλος της χρονικής περιόδου του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής (ώστε να παραμένει πολύ λίγο καυσαέριο στον κύλινδρο) και επίσης κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής πρέπει να είναι μεγάλη η πίεση στον κύλινδρο. Με τον κατάλληλο καθορισμό του μήκους των αγωγών και των διατομών των είναι δυνατόν να εκπληρωθούν οι παραπάνω προϋποθέσεις. Και ο δίχρονος κινητήρας μπορεί να υπερτροφοδοτηθεί χωρίς συμπίεστη σάρωσης, μέσω καθορισμού των διαστάσεων των αγωγών του. Ο συντονισμός, μέσω του καθορισμού των διαστάσεων, είναι δυνατόν να πραγματοποιηθεί μόνον για ένα μικρό εύρος αριθμού στροφών, επειδή οι ιδιοσυχνότητες της μάζας των αερίων εξαρτώνται από το μήκος των αγωγών.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

### 4.1 ΙΣΧΥΣ

Ένα από τα σπουδαιότερα χαρακτηριστικά μεγέθη ενός κινητήρα είναι η ισχύς του, η οποία ορίζεται σαν το έργο στην μονάδα του χρόνου:

$$P = \frac{E}{t} \quad (4.1)$$

όπου P: ισχύς, E: έργο, t: χρόνος

Η ισχύς υπολογίζεται επίσης από το γινόμενο της ροπής επί τη γωνιακή ταχύτητα του στροφαλοφόρου άξονα:

$$P = M\omega \quad (4.2)$$

όπου M: ροπή σε Nm,  $\omega$ : γωνιακή ταχύτητα.

Η γωνιακή ταχύτητα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\omega = 2\pi n \quad (4.3)$$

όπου n: αριθμός στροφών σε 1/s ή 1/min, μονάδες ισχύος σε W ή kW

Δεν είναι δυνατή η άμεση μέτρηση της ισχύος του κινητήρα και για αυτό καθορίζονται είτε τα μεγέθη της ροπής M και των στροφών n, είτε το έργο E και ο αντίστοιχος χρόνος t και εξ αυτών υπολογίζεται η ισχύς P.

### 4.2 ΡΟΠΗ

Η ωφέλιμη ισχύς (ισχύς στον άξονα της μηχανής), υπολογίζεται από τη σχέση:

$$P = M\omega \quad \text{με} \quad \omega = 2\pi n \quad (4.4)$$

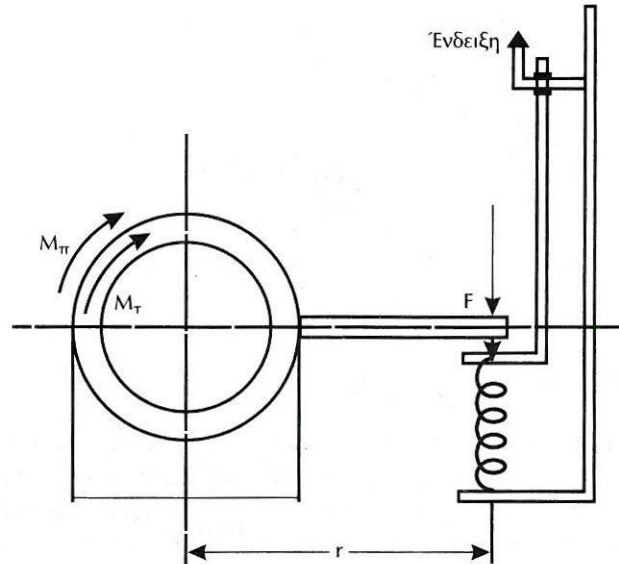
καθορίζονται δηλαδή η ροπή M και ο αριθμός στροφών n και κατόπιν υπολογίζεται η ωφέλιμη ισχύς. Αυτός ο τρόπος υπολογισμού είναι γρήγορος και ακριβής και προτιμάται από τη μέθοδο υπολογισμού βάσει του έργου E και του χρόνου t:  $P = E/t$ , με τη μέτρηση του έργου E και του χρόνου t.

Οι ηλεκτρικές πέδες ισχύος είναι από τους πιο εύχρηστους και ακριβείς μετρητικούς μηχανισμούς για τη μέτρηση της ροπής:

Στο Σχήμα 4.1 η ροπή δια του στροφαλοφόρου άξονα μεταφέρεται στο κινητό τύμπανο της πέδης ισχύος ( $M_\tau$ : ροπή τυμπάνου). Από το περιστρεφόμενο τύμπανο μέσω του μαγνητικού πεδίου μεταφέρεται στο περίβλημα της δυναμοπέδης (στάτορα) ( $M_\pi$ : ροπή περιβλήματος). Το περίβλημα της δυναμοπέδης που έχει την ευχέρεια να πάλλεται, υποβαστάζεται διά μέσου ενός μοχλοβραχίονα μήκους r πάνω σε ένα ζυγό και εφαρμόζει στο άκρο του τη δύναμη F επί του ζυγού. Η δύναμη αντίδρασης στο ζυγό επενεργεί διά μέσου του μοχλοβραχίονα τη ροπή

αντίδρασης  $M_\pi$  στο περίβλημα της δυναμοπέδης. Σύμφωνα με τη μεθοδολογία αυτή λαμβάνεται απευθείας στην ένδειξη του ζυγού η εφαρμοζόμενη ροπή είτε η δύναμη. Λαμβάνοντας όπως παραπάνω τη ροπή γνωστού και του αριθμού στροφών, υπολογίζεται η ισχύς του κινητήρα από τις σχέσεις:

$$P = M\omega \quad M=Fr \quad \text{και} \quad \omega=2\pi n \quad (4.5)$$



**Σχήμα 4.1. Πέδη ισχύος ( $M_\pi$ : ροπή περιβλήματος,  $M_\tau$ : ροπή τυμπάνου,  $r$ =ακτίνα μοχλοβραχίονα ροπής)**

Με κατάλληλη επιλογή των μονάδων μέτρησης ισχύος, ροπής, στροφών και του κατάλληλου μήκους μοχλοβραχίονα, λαμβάνονται διάφοροι εύχρηστοι τύποι ισχύος του κινητήρα:

**A)** για μήκος μοχλοβραχίονα  $r=1.5915$  m:

$$P = Fr2\pi n = Fn \frac{1.5915 \cdot 2 \cdot \pi}{1000} = \frac{Fn}{100} \quad (4.6)$$

όπου  $P$ : ισχύς σε kW,  $F$ : δύναμη σε N,  $n$ : στροφές σε 1/sec.

**B)** εάν θέσουμε τον αριθμό των στροφών από 1/sec σε 1/min και το μήκος του μοχλοβραχίονα  $r=0.9549$  m:

$$P = Fr2\pi n = Fn \frac{0.9549 \cdot 2 \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = \frac{Fn}{10000} \quad (4.7)$$

όπου  $P$ : ισχύς σε kW,  $F$ : δύναμη σε N,  $n$ : στροφές σε 1/min.

### 4.3 ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Οι κινητήρες για τη λειτουργία τους χρειάζονται καύσιμη ύλη. Με την καύση του καυσίμου στο εσωτερικό του κυλίνδρου του κινητήρα παράγεται θερμική ενέργεια που μόνο το 33%



περίπου μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια. Η υπόλοιπη θερμική ενέργεια χάνεται στο ψυκτικό μέσο (νερό ή αέρα) και με τα καυσαέρια στο περιβάλλον. Στους κινητήρες OTTO το χρησιμοποιούμενο καύσιμο είναι η βενζίνη (βενζινοκινητήρες) και στους κινητήρες DIESEL το πετρέλαιο εσωτερικής καύσης (πετρελαιοκινητήρες). Τα καύσιμα παρασκευάζονται κυρίως από το αργό πετρέλαιο (με κλασματική απόσταξη) ή το φυσικό αέριο. Λαμβάνουμε από 40 έως 200°C βενζίνη και από 200 έως 360°C πετρέλαιο εσωτερικής καύσης DIESEL. Το υπολειπόμενο της κλασματικής απόσταξης (βαρύ έλαιο) ενδείκνυται σαν καύσιμο πετρελαιοκινητήρων μεγάλης ισχύος.

Ένα από τα κυριότερα χαρακτηριστικά μεγέθη του κινητήρα είναι η κατανάλωση καυσίμου που συνήθως μετριέται σε kg/h. Η μεθοδολογία που ακολουθείται είναι να καθορίζεται ο χρόνος στον οποίο καταναλίσκει ένας κινητήρας έναν ορισμένο όγκο καυσίμου ή μια ορισμένη μάζα ποσότητα καυσίμου. Από το χρόνο και τον όγκο καυσίμου υπολογίζεται η μάζα καυσίμου και στη συνέχεια η κατανάλωση:

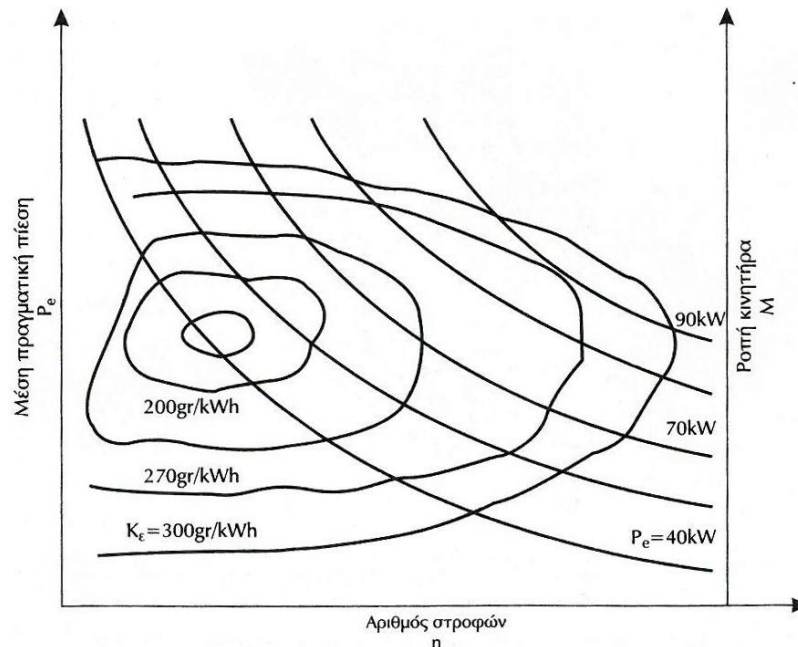
$$K_k = \frac{m}{t}, \quad m = \rho V \quad (4.8)$$

όπου  $K_k$ : κατανάλωση καυσίμου,  $m$ : μάζα καυσίμου,  $\rho$ : πυκνότητα καυσίμου,  $V$ : όγκος καυσίμου,  $t$ : χρόνος.

Για τη σύγκριση διαφορετικών κινητήρων καθορίστηκε το μέγεθος της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Διά μέσου αυτού συνδέουμε την κατανάλωση με την ωφέλιμη ισχύ του κινητήρα:

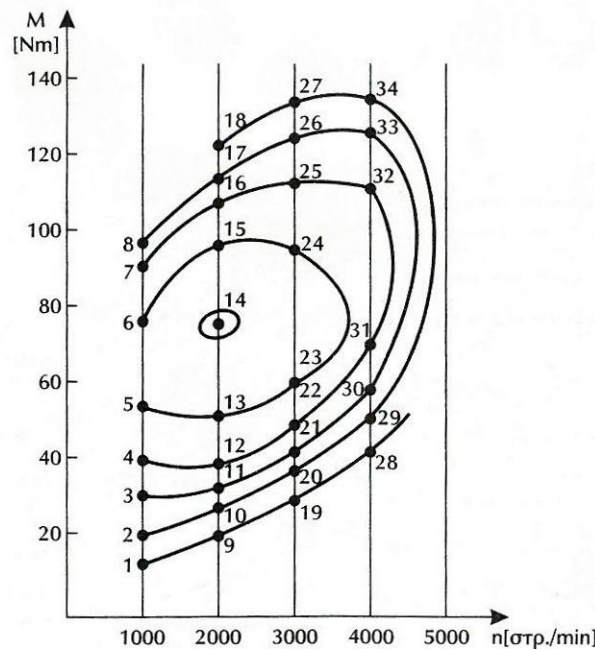
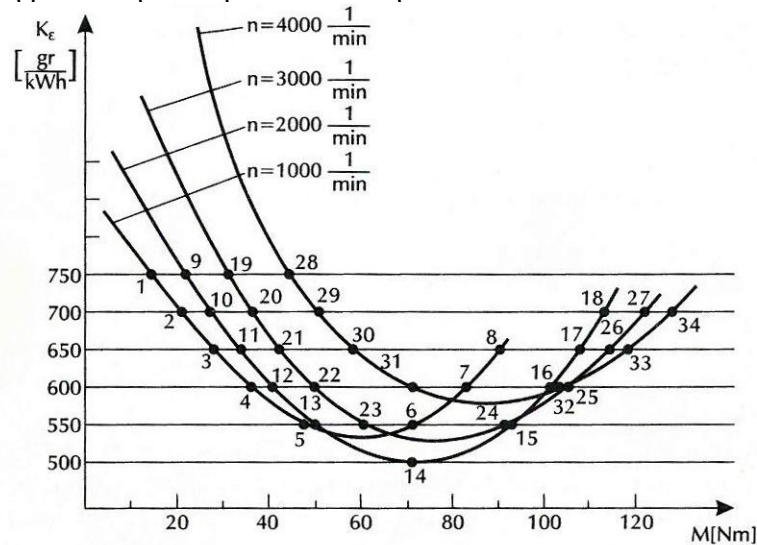
$$K_\epsilon = \frac{K_k}{P_e} \quad (4.9)$$

όπου  $K_\epsilon$ : ειδική κατανάλωση καυσίμου,  $K_k$ : κατανάλωση καυσίμου,  $P_e$ : ωφέλιμη ισχύς.



**Σχήμα 4.2. Χαρακτηριστικό διάγραμμα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.**

Στο χαρακτηριστικό διάγραμμα κατανάλωσης καυσίμου (Σχήμα 4.2), εμφανίζονται η μέση πραγματική πίεση και η ροπή του κινητήρα σαν συνάρτηση του αριθμού στροφών και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Οι καμπύλες σταθερής ειδικής κατανάλωσης είναι κλειστές καμπύλες. Επιπρόσθετα στο διάγραμμα εμπεριέχονται καμπύλες σταθερής ωφέλιμης ισχύος. Από το διάγραμμα του Σχήματος 4.2 γίνεται φανερό ότι κινητήρες που αποδίδουν την αυτή ωφέλιμη ισχύ, δύναται να λειτουργούν με εντελώς διαφορετικές ειδικές καταναλώσεις καυσίμου. Επιδίωξή μας είναι ο κινητήρας να λειτουργεί στις χαμηλότερες δυνατόν ειδικές καταναλώσεις καυσίμου και θα πρέπει να εργάζεται σε συνθήκες κανονικής λειτουργίας, όσο το δυνατόν πιο κοντά στη βέλτιστη ειδική κατανάλωσή του.



**Σχήμα 4.3. Κατασκευή του χαρακτηριστικού διαγράμματος της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.**

Για το σχεδιασμό του χαρακτηριστικού διαγράμματος της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ακολουθείται η παρακάτω μεθοδολογία. Μεταβάλλεται η ροπή του κινητήρα με σταθερό τον αριθμό στροφών και μετριέται η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Οι τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μεταφέρονται στο διάγραμμα σαν συνάρτηση της μέσης πραγματικής πίεσης, της ροπής και του αριθμού στροφών Σχήμα 4.3

Στο Σχήμα 4.3 οι παράλληλες ευθείες του πάνω διαγράμματος και οι καμπύλες του κάτω διαγράμματος είναι καμπύλες σταθερής ειδικής κατανάλωσης. Το παραπάνω διάγραμμα κατανάλωσης καυσίμου είναι κατασκευασμένο ενδεικτικά μόνο για τέσσερις αριθμούς στροφών.

Στις 1000 στρ/min μετρήθηκαν τα εξής ζεύγη ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και ροπής  $K_{\varepsilon}$  [g/kWh],  $M$  [Nm]

$\alpha/\alpha$	$K_{\varepsilon}$ [g/kWh]	$M$ [Nm]
1	750	13
2	700	20
3	650	27
4	600	37
5	550	53
6	550	75
7	600	87
8	650	93

Στις 2000 στρ/min μετρήθηκαν τα εξής ζεύγη ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και ροπής  $K_{\varepsilon}$  [g/kWh],  $M$  [Nm]

$\alpha/\alpha$	$K_{\varepsilon}$ [g/kWh]	$M$ [Nm]
9	750	22
10	700	26
11	650	31
12	600	39
13	550	49
14	500	76
15	550	99
16	600	109
17	650	115
18	700	120

Στις 3000 στρ/min μετρήθηκαν τα εξής ζεύγη ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και ροπής  $K_{\varepsilon}$  [g/kWh],  $M$  [Nm]

$\alpha/\alpha$	$K_{\varepsilon}$ [g/kWh]	$M$ [Nm]
19	750	30
20	700	36
21	650	41
22	600	48

23	550	60
24	550	95
25	600	111
26	650	122
27	700	130

Στις 4000 στρ/min μετρήθηκαν τα εξής ζεύγη ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και ροπής  $K_e$  [g/kWh],  $M$  [Nm]

$\alpha/\alpha$	$K_e$ [g/kWh]	$M$ [Nm]
28	750	43
29	700	50
30	650	59
31	600	69
32	600	110
33	650	125
34	700	133

Η μέση πραγματική πίεση υπολογίζεται από τη ροπή σύμφωνα με τη σχέση:

$$p_e = \frac{M2\pi}{V_h z i} \quad (4.10)$$

όπου  $p_e$ : μέση πραγματική πίεση,  $M$ : ροπή,  $V_h$ : εμβολισμός ενός κυλίνδρου,  $z$ : αριθμός κυλίνδρων,  $i$ : αριθμός εμβολισμών ανά κύκλο λειτουργίας.

Για την κατασκευή των κλειστών καμπυλών σταθερής ειδικής κατανάλωσης ακολουθείται η παρακάτω μεθοδολογία. Για μια συγκεκριμένη μηχανή μετρείται η ειδική κατανάλωση καυσίμου μεταβάλλοντας τη ροπή και κρατώντας σταθερό τον αριθμό στροφών. Κατασκευάζονται έτσι καμπύλες σταθερού αριθμού στροφών με τετμημένη τη ροπή και τεταγμένη την ειδική κατανάλωση καυσίμου.

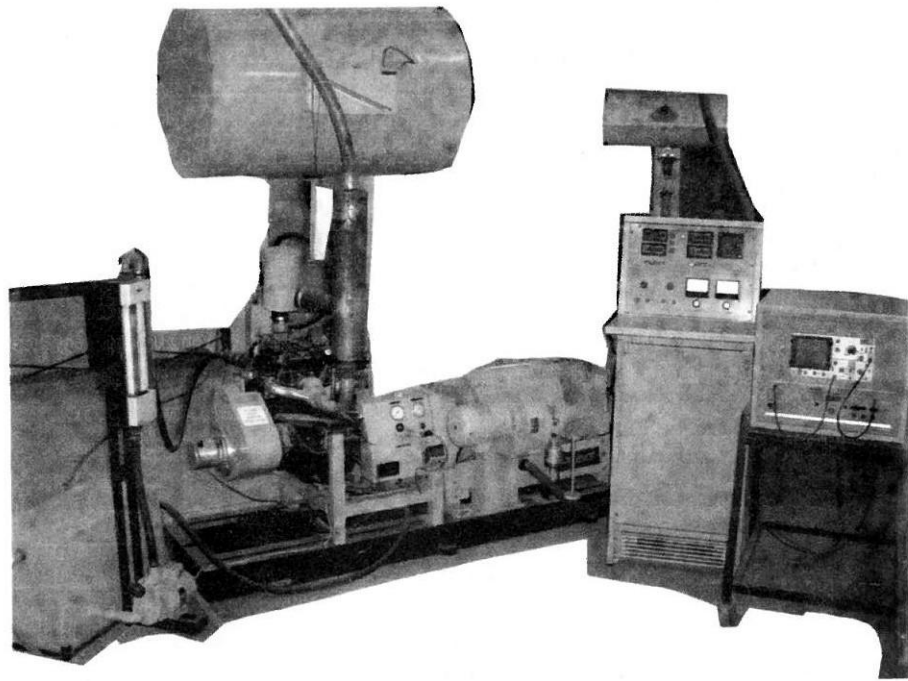
$$M = \frac{P_e}{2\pi n} \quad (4.11)$$

όπου  $M$ : ροπή,  $P_e$ : ωφέλιμη ισχύς (μέση πραγματική),  $n$ : αριθμός στροφών.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΕΣ ΑΣΚΗΣΕΙΣ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

### 5.1 ΗΛΕΚΤΡΙΚΕΣ ΔΥΝΑΜΟΠΕΔΕΣ–ΓΕΝΙΚΑ

Οι τράπεζες δοκιμών των τριών εγκατεστημένων στο χώρο του εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΤΕΙ Πάτρας, μηχανών εσωτερικής καύσης, της 1-κύλινδρης βενζινομηχανής (OTTO)  $468\text{ cm}^3$  μεταβλητής συμπίεσης, της 2-κύλινδρης πετρελαιομηχανής (DIESEL)  $1620\text{ cm}^3$  και της 4-κύλινδρης βενζινομηχανής (OTTO)  $1600\text{ cm}^3$ , μπορούν να συνεργαστούν και με άλλους κινητήρες των οποίων η έξοδος και οι στροφές βρίσκονται μέσα στα όρια ισχύος της υφιστάμενης δυναμοπέδης. Στο Σχήμα 5.1 δίδεται γενική εικόνα πλήρους τράπεζας δοκιμών με προσαρμοσμένο κινητήρα.



**Σχήμα 5.1.** Άποψη εργαστηριακής άσκησης δοκιμών 4-κύλινδρης βενζινομηχανής (Otto)  $1600\text{cm}^3$

Στην κονσόλα ελέγχου ένα ψηφιακό όργανο δίνει διαρκή ένδειξη της ροπής σε Nm και επίσης υπάρχουν ρυθμιστές για ανεξάρτητη ρύθμιση φορτίου και στροφών. Το ρεύμα του φορτίου και οι στροφές αναγράφονται σε ψηφιακά όργανα.

Υπάρχουν τέσσερα ψηφιακά όργανα:

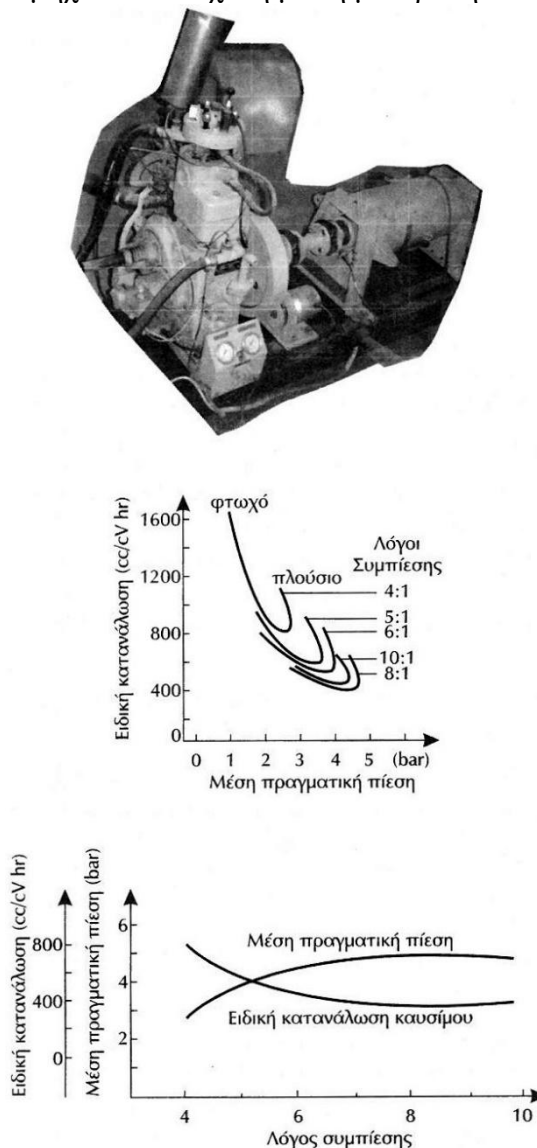
- α.** Ροπής σε Nm
- β.** Ταχύτητας σε στροφές/min
- γ.** Χρονομετρητής (sec) για χρήση σε συνδυασμό με τη μέτρηση κατανάλωσης καυσίμου
- δ.** Μετρητής συνολικών περιστροφών μηχανής

Με θερμοζεύγη μετρείται η θερμοκρασία του ψυκτικού υγρού και των καυσαερίων. Το

σύστημα παροχής καυσίμου δίνει δυνατότητα υπολογισμού κατανάλωσης καυσίμου περιλαμβάνοντας βαθμονομημένη στήλη διέλευσης καυσίμου, χωρητικότητας 25, 50, 75 και 100 cm<sup>3</sup> καυσίμου. Ο κινητήρας έχει κατάλληλο σύστημα εξαγωγής καυσαερίων και ψύχεται μέσω συστήματος ψύξης νερού ανακυκλοφορίας και όχι με το ψυχρό νερό του δικτύου ύδρευσης. Επιπρόσθετος εξοπλισμός που συνοδεύει την τράπεζα δοκιμών είναι μετρητής παροχής αέρα και ηλεκτρονικός παλμογράφος για τη λήψη του ενδεικτικού διαγράμματος της μηχανής.

## 5.2 BENZINOKINΗΤΗΡΑΣ (Otto) ΜΕΤΑΒΛΗΤΟΥ ΛΟΓΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ

Σκοπός της συγκεκριμένης εργαστηριακής άσκησης είναι να παρουσιάσει τα αποτελέσματα της συμπεριφοράς των βενζινομηχανών σε σχέση με τη μεταβολή του λόγου συμπίεσης.



Σχήμα 5.2. Αποψη της βενζινομηχανής μεταβλητής συμπίεσης και συμπεριφορά της σε διαφορετικούς λόγους συμπίεσης.

Ο κινητήρας αποτελείται από έναν υδρόψυκτο κύλινδρο συμβατικού σχεδιασμού ενώ ο νεκρός χώρος του κυλίνδρου έχει το ειδικό χαρακτηριστικό γνώρισμα της δυνατότητας μεταβολής του. Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης της μηχανής είναι κατάλληλα σχεδιασμένα ώστε να αντέχουν στην καταπόνηση που προέρχεται από την προανάφλεξη και το κτύπημα (πειράκια). Το έμβολο από κράμα αλουμινίου είναι εφοδιασμένο με δύο ελατήρια συμπίεσης και ένα ελατήριο λαδιού. Εξωτερικά τοποθετημένη αντλία λαδιού τροφοδοτεί με λιπαντικό τους τριβείς του στροφάλου, τον κύλινδρο και τον εκκεντροφόρο άξονα. Ο εξαερωτήρας είναι εφοδιασμένος με ρυθμιστή παροχής καυσίμου για τη ρύθμιση της ισχύος του μίγματος. Ο χρονισμός μπορεί επίσης να μεταβάλλεται με τη βοήθεια ρυθμιστικού κοχλία. Ο λόγος συμπίεσης μεταβάλλεται με τη ρύθμιση της θέσης ενός υδρόψυκτου χυτοσιδηρού άνω εμβόλου προσαρμοσμένου σε οπή στην κεφαλή του υδρόψυκτου κυλίνδρου. Το άνω έμβολο το οποίο φέρει και τον αναφλεκτήρα μονώνεται με χυτοσιδηρά ελατήρια συμπίεσης και ελαστικά μονωτικά δακτυλίδια. Το άνω άκρο του σχηματίζει την επιφάνεια της οροφής του θαλάμου καύσης. Το άνω έμβολο με κατάλληλο σύστημα κοχλιών ασφαλείας ρυθμίζει τον όγκο του θαλάμου καύσης.

### **Τεχνικά Στοιχεία Βενζινομηχανών Μεταβλητής Συμπίεσης**

*Υδρόψυκτη, 4-χρονη, 1-κύλινδρη βενζινομηχανή με πλευρικές βαλβίδες*

Διάμετρος εμβόλου:	85 mm
Διαδρομή εμβόλου:	82.5 mm
Κυβισμός:	468 cm <sup>3</sup>
Λόγος συμπίεσης:	4:1 έως 10:1
Εύρος στροφών:	1500 έως 2000 στρ./min
Μέγιστες στροφές:	2500 στρ./min
Ονομαστική ισχύς εξόδου:	2.3 kW

### **Λόγος συμπίεσης και Θέση Άνω Εμβόλου**

<i>Λόγος συμπίεσης</i>	<i>Νεκρός χώρος</i>	<i>Ένδειξη δείκτη</i>
4:1	156 cm <sup>3</sup>	0
5:1	117 cm <sup>3</sup>	107
6:1	93.6 cm <sup>3</sup>	172
7:1	78 cm <sup>3</sup>	215
8:1	67 cm <sup>3</sup>	245
9:1	58.5 cm <sup>3</sup>	268
10:1	52 cm <sup>3</sup>	286

Όταν ο δείκτης δείχνει 0 και ο λόγος συμπίεσης είναι 4:1 το άνω έμβολο βρίσκεται στην ανώτατη θέση.

#### **Πριν τεθεί σε λειτουργία η μηχανή**

- α.** Ελέγχεται με το χέρι αν περιστρέφεται ελεύθερα
- β.** Ελέγχεται η παροχή καυσίμου
- γ.** Ελέγχεται η δυνατότητα λίπανσης
- δ.** Ελέγχεται η παροχή ψυκτικού υγρού

### Έλεγχος του ηλεκτρικού δικτύου

Στην κονσόλα ελέγχου υπάρχουν δύο ρυθμιστικά κομβία και μία πράσινη ενδεικτική λυχνία που χαρακτηρίζονται ON, OFF και MAINS αντίστοιχα. Μέσω αυτών ελέγχεται η παροχή ισχύος προς το εσωτερικό της μονάδας, με εξαίρεση τη δυναμοπέδη. Η δυναμοπέδη για να ενεργοποιηθεί πρέπει αυτά τα ρυθμιστικά κομβία να είναι σε θέση ON.

### Έλεγχος δυναμοπέδης

Υπάρχουν δύο ρυθμιστικά κομβία και μια μπλε ενδεικτική λυχνία που χαρακτηρίζονται σαν RUN, STOP, DYNAMOMETER. Μέσω αυτών ρυθμίζεται η παροχή ισχύος στη δυναμοπέδη. Ο χειριστής πρέπει να βεβαιωθεί ότι ο ρυθμιστής της φόρτισης είναι σε θέση ελαχίστου πριν πιέσει το κομβίο στο ON. Λάθος σε αυτόν τον χειρισμό μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα την απρόβλεπτη ξαφνική εκκίνηση της μηχανής με απρόβλεπτες συνέπειες. Η δυναμοπέδη πρέπει να είναι σε θέση OF όταν δε χρησιμοποιείται.

### Έλεγχος λειτουργίας

Δύο ποτενσιόμετρα δέκα θέσεων μπροστά στον κινητήρα, που χαρακτηρίζονται σαν “ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΤΡΟΦΩΝ” και “ΕΛΕΓΧΟΣ ΦΟΡΤΙΣΗΣ”, προσδιορίζουν την αντιστοιχία των στροφών και του ρεύματος φόρτισης δυναμοπέδης.

### Λειτουργία σταθερών στροφών

Εάν τεθεί ο ρυθμιστής φορτίου σε ένα σημείο όπου διατίθεται επαρκές ρεύμα οπλισμού (και κατά συνέπεια ροπή), για να ανταπεξέλθει σε κάθε εφαρμοζόμενο φορτίο τότε η δυναμοπέδη λειτουργεί με αριθμό στροφών καθοριζόμενο μόνο από το ρυθμιστή ελέγχου στροφών. Οι στροφές είναι απόλυτα ανεξάρτητες από την κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα και η δυναμοπέδη αυτομάτως ρυθμίζει την κίνηση ή τη φόρτιση (πέδηση) για τη διατήρηση των επιθυμητών στροφών.

### Λειτουργία σταθερής ροπής

Εάν η ρύθμιση της φόρτισης είναι τέτοια ώστε να διατίθεται ανεπαρκές ρεύμα οπλισμού (και κατά συνέπεια ροπή) για να επιτύχουμε τις επιθυμητές στροφές, τότε η εφαρμοζόμενη ροπή στον κινητήρα θα περιορισθεί σε μια σταθερή τιμή και οι στροφές θα αυξηθούν ή θα μειωθούν υπό τον έλεγχο του κινητήρα. Εάν οι στροφές του κινητήρα πέσουν σε ένα σημείο που ισοδυναμεί στον έλεγχο στροφών από τη δυναμοπέδη, η λειτουργία μεταπίπτει αυτόματα στη λειτουργία σταθερών στροφών. Αυτό το χαρακτηριστικό μπορεί να χρησιμοποιείται από το χειριστή για να επιλέγει έναν ελάχιστο αριθμό στροφών κάτω από τον οποίο δε θέλει να λειτουργεί ο κινητήρας, όταν χρησιμοποιείται η λειτουργία σταθερής ροπής. Ακριβώς πάνω από το ρυθμιστή στροφών υπάρχει ένδειξη του στιγμιαίου αριθμού στροφών, για την περίπτωση λειτουργίας του κινητήρα σταθερής ροπής, ενώ πάνω από τον ρυθμιστή φόρτισης ένδειξη του μεγέθους και της διεύθυνσης του ρεύματος οπλισμού. Το όργανο αυτό είναι τύπου απόκλισης, όταν δείχνει δεξιά από το μηδέν η δυναμοπέδη λειτουργεί τον κινητήρα και όταν δείχνει αριστερά από το μηδέν η δυναμοπέδη επιβάλλει φορτίο (φρενάρει) τον κινητήρα.

### Οδηγίες εκκίνησης της μηχανής

- α.** Επιβεβαίωση τη απαιτούμενης διαθέσιμης ισχύος του δικτύου.
- β.** Παροχή ηλεκτρικού ρεύματος προς τη μονάδα ελέγχου.
- γ.** Ρυθμιστικό κομβίο ON στο MAINS και ενεργοποίηση πράσινης ενδεικτικής λυχνίας.



- δ.** Τοποθέτηση των ρυθμιστών στροφών και φορτίου στην ελάχιστη θέση.
- ε.** Ετοιμασία της μηχανής για εκκίνηση
- στ.** Τοποθέτηση στο RUN του ρυθμιστικού κομβίου του δυναμομέτρου και ενεργοποίηση μπλε ενδεικτικής λυχνίας.
- ζ.** Ρύθμιση του ρυθμιστή στροφών στις επιθυμητές στροφές.
- η.** Ταχεία τοποθέτηση του ρυθμιστή φόρτισης από το μηδέν στο MAXIMUM.
- θ.** Η μηχανή πρέπει να λειτουργήσει στις επιθυμητές στροφές. Εάν όχι, επανατοποθέτηση του ρυθμιστή φόρτισης στην ελάχιστη θέση και διερεύνηση των αιτιών.
- ι.** Σε αυτό το σημείο το δυναμόμετρο λειτουργεί σε κατάσταση σταθερών στροφών.

#### **Διακοπή λειτουργίας του κινητήρα**

- α.** Μειώνονται οι στροφές μέσω του ρυθμιστή στροφών.
- β.** Μειώνεται το φορτίο μέσω του ρυθμιστή φόρτισης στο ελάχιστο για να αποσυρθεί όλο το επιβαλλόμενο φορτίο στον κινητήρα.
- γ.** Διακόπεται η λειτουργία της μηχανής (καύσιμο, έναυση).
- δ.** Ο ρυθμιστής στροφών στο ελάχιστο.
- ε.** Τίθεται ο διακόπτης του δυναμόμετρου στο OFF και σβήνει η μπλε ενδεικτική λυχνία.

Για την περίπτωση λειτουργίας σε κατάσταση σταθερών στροφών, από τη στιγμή που η μηχανή αρχίζει να λειτουργεί, επιβεβαιώνεται ότι ο ρυθμιστής φόρτισης έχει τεθεί στη μέγιστη τιμή. Οι στροφές του κινητήρα μπορούν να ελέγχονται από το ρυθμιστή στροφών και είναι ανεξάρτητες από τη λειτουργία του κινητήρα. Η κατάσταση σταθερών στροφών είναι περισσότερο χρήσιμη όταν δοκιμάζονται κινητήρες που χρειάζονται άμεσο έλεγχο της βαλβίδας έγχυσης, ή της αντλίας του καυσίμου. Σε κινητήρες που χρειάζονται ρύθμιση η λειτουργία σταθερής ροπής χρησιμοποιείται με προσοχή για την αποφυγή υπέρβασης του ανώτατου αριθμού στροφών.

Η διαδικασία που ακολουθείται στη λειτουργία σταθερής ροπής πρέπει να είναι η παρακάτω:

- α.** Τοποθέτηση του ρυθμιστή φορτίου σε μικρή απόκλιση από το ελάχιστο και του ρυθμιστή στροφών στη μέση τιμή του.
- β.** Τοποθέτηση του ρυθμιστή φορτίου αργά και προσεκτικά σε μια θέση που η μηχανή μόλις αρχίζει να λειτουργεί.
- γ.** Τοποθέτηση του ρυθμιστή στροφών στις επιθυμητές ελάχιστες στροφές του κινητήρα.
- δ.** Ο ρυθμιστής φορτίου χρησιμοποιείται για τη ρύθμιση της εφαρμοζόμενης ροπής και οι στροφές του κινητήρα μεταβάλλονται, αντιδρώντας στην επίδραση της εφαρμοζόμενης ροπής ή το άνοιγμα της βαλβίδας ή της αντλίας καυσίμου.
- ε.** Εάν το άνοιγμα της βαλβίδας ή της αντλίας καυσίμου ή η θέση του ρυθμιστή φορτίου, είναι τέτοια ώστε οι στροφές να πέσουν στην τιμή που θέσαμε στο ρυθμιστή στροφών, τότε αυτόματα το σύστημα μεταπίπτει σε κατάσταση σταθερών στροφών και παραμένει σε αυτήν την κατάσταση όσο ισχύουν οι παραπάνω συνθήκες λειτουργίας.

Η λειτουργία σε κατάσταση σταθερής ροπής είναι η πιο ενδιαφέρουσα κατάσταση λειτουργίας, όταν δοκιμάζονται κινητήρες μη αυτοκινούμενοι. Ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία.

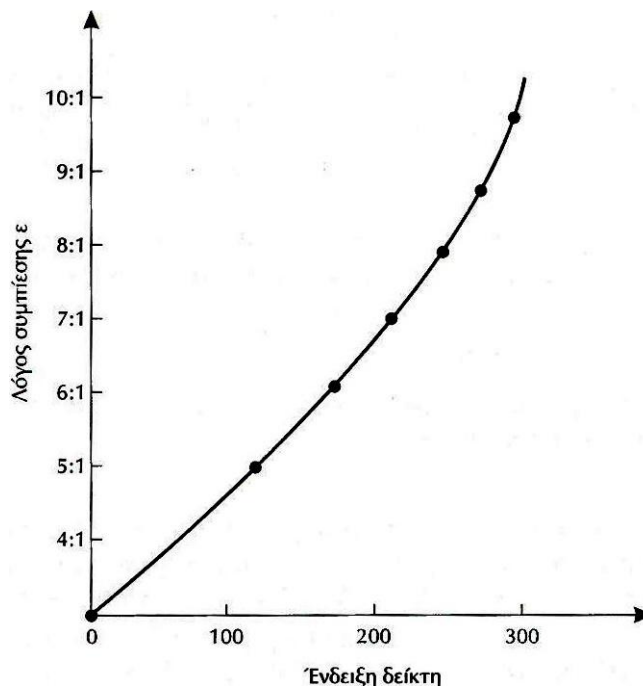
- α.** Ξεκινά να λειτουργεί ο κινητήρας κανονικά.
- β.** Σε λειτουργία χαμηλών στροφών ρυθμίζεται ο ρυθμιστής φορτίου στο ελάχιστο.

- γ. Ρυθμίζεται ο ρυθμιστής στροφών στην επιθυμητή ελάχιστη τιμή.
- δ. Με χρήση των συστημάτων ελέγχου λειτουργείται η μηχανή στις επιθυμητές στροφές.
- ε. Εφαρμόζεται φορτίο στον κινητήρα αυξάνοντας τη φόρτιση μέσω του ρυθμιστή φορτίου, ελέγχοντας τις αλλαγές των στροφών με τη χρήση ψηφιακού ταχύμετρου.

Λαμβάνονται οι εξής προφυλάξεις:

- α. Επιβεβαίωση της θέσης του ρυθμιστή φορτίου ότι είναι τοποθετημένος στο ελάχιστο πριν ενεργοποιηθεί η δυναμοπέδη.
- β. Έλεγχος λιπαντικού.
- γ. Κατά τη λειτουργία σε κατάσταση σταθερής ροπής σε αυτοκινούμενους κινητήρες, μικρές μεταβολές στη ρύθμιση του φορτίου ή των χαρακτηριστικών του κινητήρα, μπορούν να επιφέρουν μεγάλες αλλαγές στις στροφές του κινητήρα.
- δ. Τίθενται ρεαλιστικές ελάχιστες στροφές όταν το σύστημα λειτουργεί σε κατάσταση σταθερής ροπής και αποφεύγονται ρυθμίσεις πολύ χαμηλών στροφών, σε χρήση λειτουργίας σταθερών στροφών.
- ε. Η δυναμοπέδη διατηρείται με ενεργοποιημένη όταν δεν χρησιμοποιείται.
- στ. Αποφεύγεται η διακοπή της παροχής ηλεκτρικού ρεύματος όταν ο κινητήρας βρίσκεται σε λειτουργία με αριθμό στροφών υψηλότερων της φυσιολογικής του λειτουργίας (υπέρμετρη αύξηση στροφών).

Ο λόγος συμπίεσης του κινητήρα ρυθμίζεται μηχανικά με ειδικό στέλεχος και η θέση του ασφαρίζεται με ειδικό μηχανισμό μετά τη ρύθμιση. Η θέση του μετρητικού εμβόλου και κατά συνέπεια ο λόγος συμπίεσης προσδιορίζεται από δείκτη τοποθετημένο στο πλαίσιο της μηχανής. Η ένδειξη του δείκτη σε συνδυασμό με την καμπύλη ρύθμισης χρησιμοποιούνται για τον προσδιορισμό του λόγου συμπίεσης Σχήμα 5.3.



Σχήμα 5.3. Καμπύλη ρύθμισης λόγου συμπίεσης.

Απαιτείται χρήση βενζίνης υψηλής ποιότητας, για επίτευξη ικανοποιητικής συμπεριφοράς

του κινητήρα στο μέγιστο λόγο συμπίεσης 10:1, πλην της περίπτωσης που ο κινητήρας χρησιμοποιείται για σύγκριση διαφορετικών καυσίμων. Είναι απαραίτητο να αρχίζει να λειτουργεί ο κινητήρας σε έναν μέγιστο λόγο συμπίεσης 6:1 και με προπορεία έναυσης 12ο πριν το Άνω Νεκρό Σημείο (το σημείο χρονισμού ρυθμίζεται μέσω κατάλληλου μηχανισμού πάνω στον κινητήρα). Είναι επίσης αναγκαία η ρύθμιση της βαλβίδας παροχής καυσίμου στον εξαερωτήρα. Κατά την έναρξη λειτουργίας του κινητήρα ελέγχεται η πίεση του ελαίου, που δεν πρέπει να είναι μικρότερη από 1 bar.

Η βενζινομηχανή μεταβλητού λόγου συμπίεσης δίνει τη δυνατότητα της εκτέλεσης πολλών διαφορετικών δοκιμών. Το πείραμα που έχει ίσως το μεγαλύτερο ενδιαφέρον είναι εκείνο που επιδεικνύει την επίδραση του λόγου συμπίεσης πάνω στη συμπεριφορά του βενζινοκινητήρα. Ο συγκεκριμένος κινητήρας δεν ενδείκνυται για μέτρηση του ακριβούς αριθμού οκτανίων της βενζίνης, αλλά μπορεί να γίνει ένας προσεγγιστικός προσδιορισμός της ποιότητας του καυσίμου. Όταν κάνουμε τέτοιου είδους πειράματα χρησιμοποιούνται δύο δοχεία καυσίμου, το ένα με το καύσιμο που ελέγχεται και το άλλο με το καύσιμο αναφοράς. Με τη βοήθεια και του ενδεικτικού διαγράμματος λειτουργίας της μηχανής δίδεται η δυνατότητα να μελετηθούν και να συγκριθούν ο λόγος συμπίεσης, ο χρονισμός προανάφλεξης του μίγματος και ο αριθμός οκτανίων του καυσίμου.

## **5.2.1 ΓΕΝΙΚΕΣ ΟΔΗΓΙΕΣ ΔΟΚΙΜΗΣ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΗΣ ΑΣΚΗΣΗΣ**

Κατά την εκτέλεση μιας εργαστηριακής άσκησης που περιέχει ταυτόχρονη μέτρηση της ισχύος εξόδου, της κατανάλωσης καυσίμου, της κατανάλωσης αέρα, της θερμότητας στο ψυκτικό υγρό και της θερμοκρασίας καυσαερίων. Μια κατάλληλη κατανομή υποχρεώσεων θα ήταν η ακόλουθη:

### **Σπουδαστής 1**

Λειτουργεί τη στήλη κατανάλωσης καυσίμου, το διακόπτη της μηχανής, το μετρητή στροφών και γράφει στα φύλλα δοκιμής την ένδειξη της μέσης τιμής της ροπής.

### **Σπουδαστής 2**

Παρατηρεί τη μέση τιμή της ένδειξης του μανομέτρου που δείχνει την πίεση του αέρα εισόδου, τη θερμοκρασία του αέρα εισόδου και τη θερμοκρασία των καυσαερίων.

### **Σπουδαστής 3**

Παρατηρεί την ένδειξη της μέσης ροής του ψυκτικού υγρού (νερό) και τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ψυκτικού υγρού.

### **Σπουδαστής 4**

Καταγράφει τα δεδομένα από τα επιμέρους φύλλα δοκιμών στο συνολικό φύλλο δοκιμής, κάνει στοιχειώδη έλεγχο υπολογισμού και σχεδιασμό των αποτελεσμάτων και επιβεβαιώνει τη λήψη των άλλων δεδομένων που αφορούν στη δοκιμή.

Στη διάρκεια μιας πλήρους εργαστηριακής περιόδου, διάρκειας δύο ωρών, οι σπουδαστές εναλλάσσονται κυκλικά στις τέσσερις προαναφερθείσες θέσεις.

Οι εργαστηριακές δοκιμές μηχανών εσωτερικής καύσης προσφέρουν ευκαιρία στους μηχανικούς για επιμόρφωση και πρακτική εξάσκηση πάνω στα σχετικά θέματα.

Μια καλή παρουσίαση των αποτελεσμάτων ενός πειράματος πρέπει να περιλαμβάνει την παρακάτω μορφή:

**α.** Εισαγωγή.

**β.** Περιγραφή και βασικά τεχνικά δεδομένα της υπό έλεγχο μηχανής, συνοπτική περιγραφή των συστημάτων και των μεθόδων μέτρησης, πειραματικά δεδομένα που λαμβάνονται κατά τη διάρκεια του πειράματος, μέθοδοι υπολογισμού και ανάλυση των δεδομένων της δοκιμής που δίδονται γενικά υπό μορφή καμπυλών.

**γ.** Συζήτηση των αποτελεσμάτων της δοκιμής.

**δ.** Συμπεράσματα.

### ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ ΜΕΓΕΘΩΝ

<i>Ενδείξεις δυναμομέτρου</i>	<i>Σύμβολο</i>	<i>Μονάδες</i>
Ροπή	M	Nm
Ένδειξη δύναμης εξισορρόπησης	F	N
Μήκος βραχίονα ροπής	r	mm
Χρόνος	t	s
Στροφές ανά λεπτό	n	στρ./min
Ισχύς εξόδου	P	kW
Σταθερά δυναμόμετρου	K1	
<b><i>Κατανάλωση καυσίμου</i></b>		
Βαθμονομημένος όγκος του μετρητή καυσίμου	V <sub>G</sub>	lt
Κατανάλωση καυσίμου	K <sub>k</sub>	lt/h
Ειδική κατανάλωση καυσίμου	K <sub>e</sub>	lt/kWh
Πυκνότητα καυσίμου	ρ <sub>f</sub>	kg/lt
Κατώτερη θερμογόνος δύναμη	H <sub>L</sub>	j/kg
<b><i>Διαστάσεις μηχανής</i></b>		
Διάμετρος κυλίνδρου	d	mm
Διαδρομή εμβόλου	s	mm
Αριθμός κυλίνδρων	z	
Σταθερά δίχρονης	i=1	
Σταθερά τετράχρονης	i=2	
Όγκος εμβολισμού	V <sub>h</sub>	lt
Όγκος θαλάμου καύσης	V <sub>c</sub>	lt
Λόγος συμπίεσης	ε	
<b><i>Διαμόρφωση μηχανής</i></b>		
Ενδεικτική ισχύς	P <sub>i</sub>	kW
Μηχανικές απώλειες	P <sub>r</sub>	kW
Μέση ενεργός πίεση στο έμβολο	p <sub>c</sub>	kN/m <sup>2</sup>
Ενδεικτική μέση ενεργός πίεση	p <sub>i</sub>	kN/m <sup>2</sup>
Μέση ενεργός πίεση τριβών	p <sub>m</sub>	kN/m <sup>2</sup>
Μηχανικός βαθμός απόδοσης	η <sub>m</sub>	
Θερμικός βαθμός απόδοσης	η <sub>th</sub>	
<b><i>Κατανάλωση αέρα</i></b>		
Διάμετρος στομίου μέτρησης παροχής	D	mm
Όγκος αεροδοχείου	V <sub>B</sub>	lt
Συντελεστής στομίου εισροής	K <sub>3</sub>	
Θερμοκρασία αέρα	T <sub>A</sub>	K

Βαρομετρική πίεση	$P_a$	$\text{kN/m}^2$
Πυκνότητα αέρα	$\rho_a$	$\text{kg/m}^3$
Ταχύτητα ροής αέρα	$U$	$\text{m/s}$
Σταθερά τελείων αερίων	$R$	$\text{J/kg/K}$
Ογκομετρικός όγκος ροής	$V_a$	$\text{lt/s}$
Λόγος ροής μάζας	$m_a$	$\text{kg/s}$
Ογκομετρική απόδοση μηχανής	$n_{\text{vol}}$	

#### *Ενεργειακό ισοζύγιο*

Θερμογόνος δύναμη καυσίμου	$H_1$	$\text{J/s}$
Ενθαλπία καυσαερίων	$H_2$	$\text{J/s}$
Ενθαλπία αέρα εισόδου	$H_3$	$\text{J/s}$
Θερμότητα στο ψυκτικό υγρό	$Q_1$	$\text{J/s}$
Άλλες θερμικές απώλειες	$Q_2$	$\text{J/s}$
Θερμοκρασία καυσαερίων	$T_e$	$^{\circ}\text{C}$
Ροή ψυκτικού νερού μηχανής	$q_w$	$\text{J/s}$
Θερμοκρασία εισόδου νερού	$T_1$	$^{\circ}\text{C}$
Θερμοκρασία εξόδου νερού	$T_2$	$^{\circ}\text{C}$
Θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού νερού	$T_{1c}$	$^{\circ}\text{C}$
Θερμοκρασία εξόδου ψυκτικού νερού	$T_{2c}$	$^{\circ}\text{C}$

## 5.2.2 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΚΑΙ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Στα ηλεκτρικά δυναμόμετρα τα ελατήρια και τα βάρη βαθμονομούνται σε Newton γνωστού μήκους του μοχλοβραχίονα ροπής. Έτσι:

$$M = \frac{Fr}{1000} \quad (5.1)$$

όπου  $M$ : ροπή σε Nm,  $F$ : ένδειξη δύναμης εξισορρόπησης σε N,  $r$ : μήκος μοχλοβραχίονα ροπής σε mm.

Το αποδιδόμενο έργο (ισχύς) μετριέται σε W ή kW και είναι το γινόμενο της ροπής επί τη γωνιακή ταχύτητα.

$$P = \frac{1}{1000} \frac{2\pi n}{60} M \quad (5.2)$$

όπου  $P$ : ισχύς σε kW,  $n$ : στροφές σε στρ/min.

Συνθέτοντας τις δύο παραπάνω σχέσεις (5.1) και (5.2) έχουμε:

$$P = \frac{2\pi nrF}{6 \cdot 10^7} \quad (5.3)$$

Η ισχύς δίδεται από τη σχέση που διέπει το δυναμόμετρο:

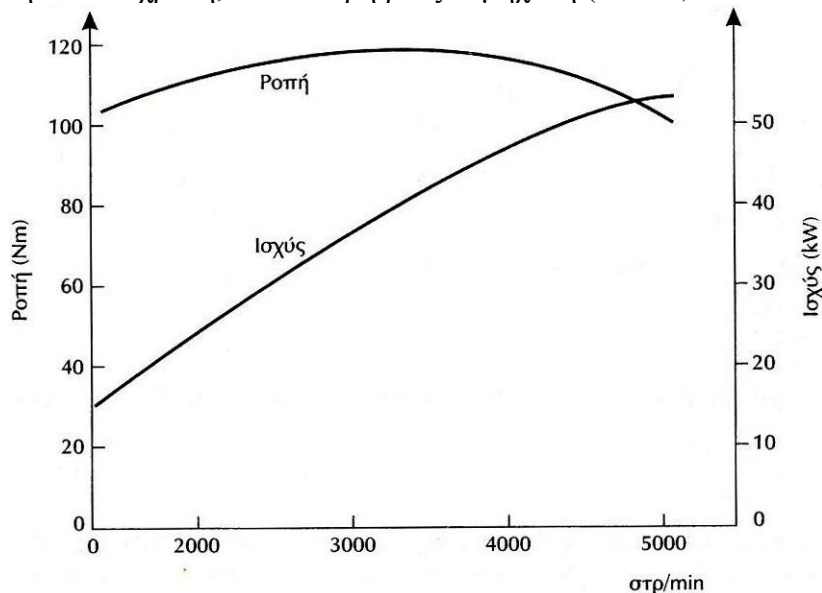
$$P = \frac{Fn}{K_1} \quad (5.4)$$

όπου  $K_1$  η σταθερά δυναμόμετρου. Από τις σχέσεις (5.3) και (5.4) έχουμε:

$$K_1 = \frac{6 \cdot 10^7}{2\pi r} \quad (5.5)$$

Το διάγραμμα ροπής-στροφών (ιδιαίτερα στην περίπτωση κινητήρων έναυσης με σπινθηριστή, πλήρους παροχής καυσίμου, στη λειτουργία μέγιστης απόδοσης ισχύος), είναι πολύ σημαντικό, επειδή παρουσιάζει ένα από τα σημαντικότερα χαρακτηριστικά της απόδοσης κινητήρα, που επηρεάζει τη συνολική διαμόρφωση του οχήματος και εμφανίζει την επίδραση της στοιχειομετρικής αναλογίας στην αποδιδόμενη ισχύ. Για να πάρουμε χαρακτηριστικό διάγραμμα στροφής-ροπών ο κινητήρας πρέπει να είναι ζεστός σε πλήρη παροχή καυσίμου και σε στροφές λειτουργίας στο μέσο του πεδίου τιμών του. Ρυθμίζεται η αναλογία αέρα-καυσίμου και ο χρονισμός έναυσης για να αποδίδεται η μέγιστη ροπή. Αυξάνεται το φορτίο της δυναμοπέδης για να κρατήσουμε τις στροφές του κινητήρα στη χαμηλότερη τιμή τους, στην οποία η μηχανή ακόμη λειτουργεί. Λαμβάνουμε τις στροφές του κινητήρα και την ένδειξη της ροπής και σημειώνουμε τη μέση τιμή των διακυμάνσεών της. Για ακριβέστερο υπολογισμό των στροφών τα ηλεκτρικά δυναμόμετρα παρέχονται με μετρητές οι οποίοι μετρούν συνολικές περιστροφές του στροφαλοφόρου άξονα για μια συγκεκριμένη και μετρούμενη χρονική περίοδο. Το χαρακτηριστικό διάγραμμα ισχύος πλήρους παροχής καυσίμου-στροφών ενός κινητήρα είναι του ίδιου ενδιαφέροντος με το χαρακτηριστικό διάγραμμα ροπής-στροφών και μπορεί να χαραχθεί χωρίς δυσκολία με την εφαρμογή αντίστοιχων εξισώσεων.

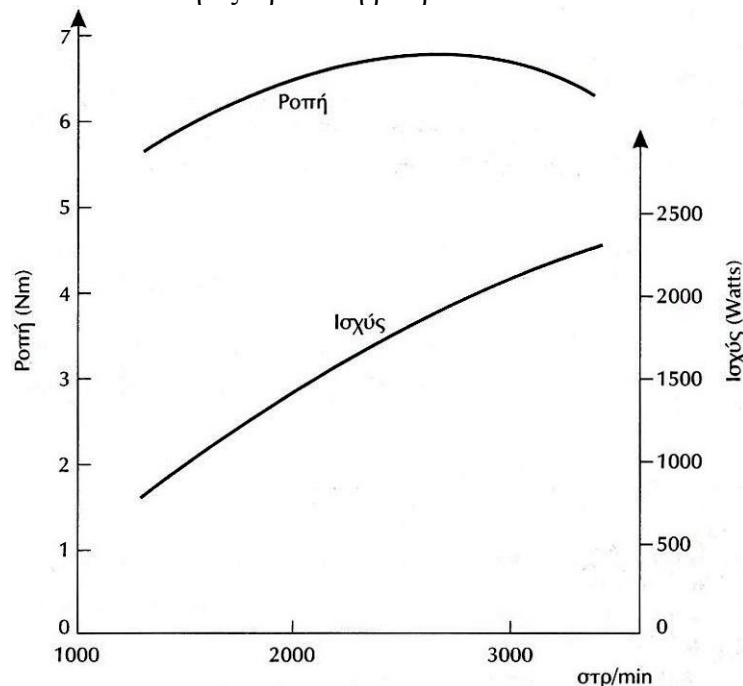
Ιδιαίτερα στην περίπτωση μηχανών με αναφλεκτήρα η καμπύλη ροπής-στροφών υπό πλήρη παροχή καυσίμου είναι μεγίστου ενδιαφέροντος, επειδή καταδεικνύει τη συμπεριφορά της μηχανής και την επίδραση της ογκομετρικής απόδοσης στην έξοδο. Στο Σχήμα 5.4. παρουσιάζονται τυπικά χαρακτηριστικά συμπεριφοράς κινητήρα με μέγιστη ροπή εμφανιζόμενη γύρω από το μέσο του εύρους των στροφών λειτουργίας και με εμφανή πτώση στο μέγιστο των στροφών. Η μηχανή είναι 4-χρονη, 4-κύλινδρη βενζινομηχανή (ΟΤΤΟ)  $1600\text{cm}^3$ .



**Σχήμα 5.4. Ροπή-ισχύς 4-χρονης, 4-κύλινδρης βενζινομηχανής (ΟΤΤΟ)  $1600\text{cm}^3$ .**

Στο Σχήμα 5.5 δίδονται ροπή και ισχύς μικρής σταθερής αερόψυκτης 1-κύλινδρης 4-χρονης βενζινομηχανής 150cm<sup>3</sup>.

Το σύστημα μέτρησης κατανάλωσης καυσίμου συνίσταται από ένα γυάλινο σωλήνα που περιέχει τέσσερις βαθμονομημένους χώρους, που διαχωρίζονται από δίσκους, έτσι ώστε να περιέχεται ακριβής όγκος καυσίμου μεταξύ τους. Κατά τη διαδικασία της δοκιμής τροφοδοτείται ο βαθμονομημένος σωλήνας σε κάποιο επίπεδο πάνω από τον κορυφαίο διαχωριστικό δίσκο, με τη ρύθμιση της εξαεριστικής βαλβίδας στην κορυφή του σωλήνα. Η βαλβίδα, που συνδέει το μετρητή το μετρητή με το δοχείο καυσίμου, διακόπτεται όταν η μηχανή είναι σε λειτουργία και τροφοδοτείται με καύσιμο από τον μετρητή. Καθώς η στάθμη του καυσίμου περνά από τον τελευταίο διαχωριστικό δίσκο το χρονόμετρο σταματά και ο μετρητής απενεργοποιείται. Τελειώνοντας τη δοκιμή πρέπει να ξαναανοιχθεί η βαλβίδα που συνδέει το μετρητή καυσίμου με το δοχείο καυσίμου και να κλείσει η εξαεριστική βαλβίδα.



**Σχήμα 5.5. Ροπή και ισχύς μικρής σταθερής αερόψυκτης 1-κύλινδρης 4-χρονης βενζινομηχανής 150cm<sup>3</sup>.**

Η κατανάλωση καυσίμου υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$K_k = \frac{3600V_G}{t} \quad (5.6)$$

όπου  $V_G$ : ο βαθμονομημένος όγκος του μετρητή καυσίμου σε lt,  $t$ : ο χρόνος κατανάλωσης του βαθμονομημένου όγκου σε sec,  $K_k$ : η κατανάλωση καυσίμου σε lt/h.

Η κατανάλωση καυσίμου  $K_k$  σε μονάδες lt/h για καθορισμένο όγκο καυσίμου 50cm<sup>3</sup> βενζίνης δίδεται από τη σχέση:

$$K_k = \frac{3600 \cdot \frac{50}{1000}}{t} = \frac{180}{t} \quad (5.7)$$

Ένα ενδιαφέρον χαρακτηριστικό μιας μηχανής εσωτερικής καύσης είναι η ειδική κατανάλωση καυσίμου που δίνει ένα μέρος της θερμικής απόδοσης του κινητήρα και ορίζεται ως ακολούθως:

$$K_{\varepsilon} = \frac{K_{\kappa}}{P} \quad (5.8)$$

όπου  $K_{\varepsilon}$ : η ειδική κατανάλωση καυσίμου σε lt/kWh.

Η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής προσδιορίζεται από το μετρητή στροφών και το χρονόμετρο ως εξής:

$$n = \frac{60N}{t} \quad (5.9)$$

N: οι συνολικές στροφές στροφαλοφόρου άξονα σε χρόνο t.

Συχνά αναφέρεται ο όρος “μέση ενεργός πίεση”. Είναι η μέση πίεση που θα έπρεπε να ενεργεί στην κεφαλή των εμβόλων για να ληφθεί η παρατηρούμενη ισχύς εξόδου εάν δεν υπήρχαν μηχανικές απώλειες:

$$P = \frac{p_c n V_h}{i \cdot 6 \cdot 10^4} \quad (5.10)$$

όπου  $p_c$ : μέση ενεργός πίεση (b.m.e.p.) σε  $\text{kN/m}^2$ ,  $V_h$ : κυβισμός της μηχανής σε  $\text{lt}^3$ ,  $i=1$  για δίχρονη μηχανή,  $i=2$  για τεράχρονη. Ο κυβισμός δίδεται από τη σχέση:

$$V_h = \frac{sz\pi d^2}{4 \cdot 10^6} \quad (5.11)$$

όπου d: διάμετρος κυλίνδρου σε mm, s: διαδρομή εμβόλου σε mm, z: αριθμός κυλίνδρων.

Με χειρισμό της εξίσωσης (5.10) λαμβάνουμε:

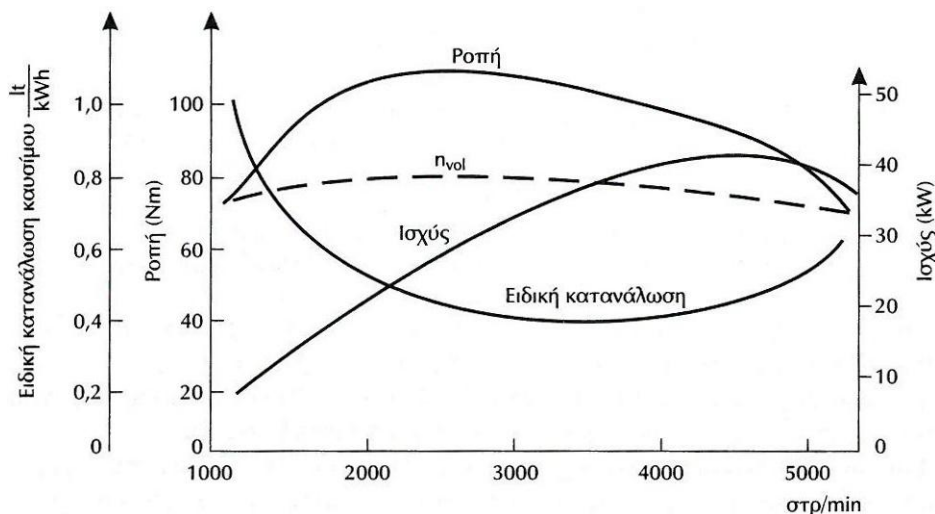
$$p_e = \frac{iP \cdot 6 \cdot 10^4}{nV_h} \quad (5.12)$$

Συνδυάζοντας την εξίσωση (5.12) με την εξίσωση (5.4) λαμβάνουμε:

$$p_e = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot iF}{K_1 V_h} \quad (5.13)$$

$$p_e = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot iM}{K_1 V_h} \quad (5.14)$$





**Σχήμα 5.6. Ισχύς, ροπή και ειδική κατανάλωση καυσίμου βενζινομηχανής υπό πλήρη παροχή καυσίμου.**

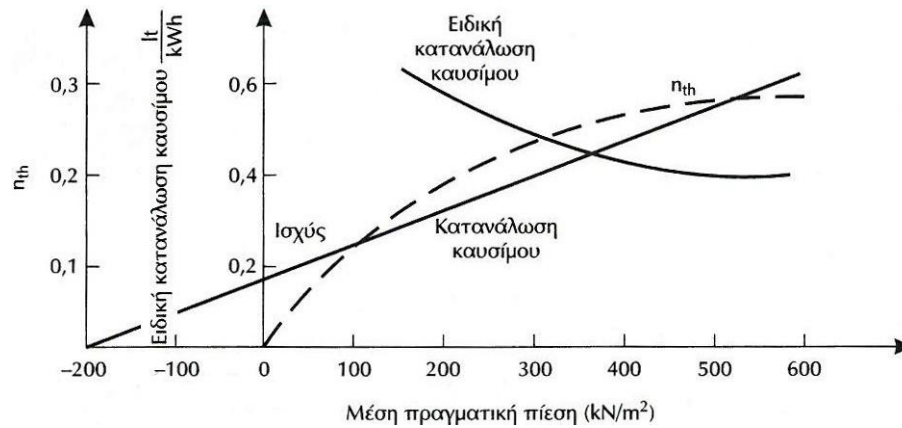
Στο Σχήμα 5.6 φαίνεται η συμπεριφορά 4-κύλινδρης βενζινομηχανής  $1600\text{cm}^3$  ως προς την ισχύ, τη ροπή και την ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Οι πετρελαιομηχανές αυτοκινήτων δίδουν όμοιες καμπύλες ροπής, ισχύος και στροφών σε μορφή, με αυτές που λαμβάνονται στις βενζινομηχανές. Οι καμπύλες αυτές στις πετρελαιομηχανές παρουσιάζουν μικρότερο ενδιαφέρον, επειδή η μέγιστη ισχύς εξόδου μιας πετρελαιομηχανής, καθορίζεται βασικά από την αντλία καυσίμου, σε συνδυασμό με ένα ανεκτό επίπεδο εκπομπής κάπνας στην εξαγωγή. Για μία πετρελαιομηχανή, η μέγιστη ισχύς εξόδου είναι ένα λιγότερο καθορισμένο χαρακτηριστικό, από την αντίστοιχη ισχύ εξόδου μιας βενζινομηχανής, στην οποία καθορίζεται κύρια από την ογκομετρική της απόδοση.

Η ισχύς εξόδου μιας πετρελαιομηχανής ρυθμίζεται μόνον από την παροχή καυσίμου, δίχως ρύθμιση του αέρα, αντίθετα η ισχύς εξόδου μιας συμβατικής βενζινομηχανής ρυθμίζεται μέσω ελέγχου της στοιχειομετρικής αναλογίας αέρα-καυσίμου. Η βενζινομηχανή είναι “ποιοτικά ελεγχόμενη” ενώ η πετρελαιομηχανή είναι “ποσοτικά ελεγχόμενη”.

Στο Σχήμα 5.7 δίδονται κατανάλωση και ειδική κατανάλωση καυσίμου μίας 1-κύλινδρης 4-χρονης πετρελαιομηχανής σε σταθερή λειτουργία στις  $1500\text{στρ}/\text{min}$ , με συντεταγμένους άξονες την ειδική κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με τη μέση πραγματική πίεση.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται εργαστηριακές μετρήσεις στις τράπεζες δοκιμών του Εργαστηρίου MEK του TEI Πάτρας, τριών εγκατεστημένων στο χώρο του εργαστηρίου παλινδρομικών 4-χρονων μηχανών εσωτερικής καύσης, (της 1-κύλινδρης βενζινομηχανής (OTTO)  $468\text{cm}^3$  μεταβλητής συμπίεσης, της 2-κύλινδρης πετρελαιομηχανής (DIESEL)  $1620\text{cm}^3$  και της 4-κύλινδρης βενζινομηχανής (OTTO)  $1599\text{cm}^3$ ).



**Σχήμα 5.7. Κατανάλωση και ειδική κατανάλωση καυσίμου πετρελαιομηχανής σε κατάσταση λειτουργίας σταθερών στροφών.**

Για 1-κύλινδρη βενζινομηχανή (ΟΤΤΟ) 468 cm<sup>3</sup> μεταβλητής συμπίεσης δίδονται ροπή, ισχύς και ειδική κατανάλωση συναρτήσεσι των στροφών.

Για την 2-κύλινδρη πετρελαιομηχανή (DIESEL) 1620 cm<sup>3</sup> δίδονται η ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσεσι της μέσης πραγματικής πίεσης.

Για την 4-κύλινδρη βενζινομηχανή (ΟΤΤΟ) 1599 cm<sup>3</sup>, δίδονται ροπή, ισχύς και ειδική κατανάλωση συναρτήσεσι των στροφών, για καύσιμα βενζίνη και αέριο.

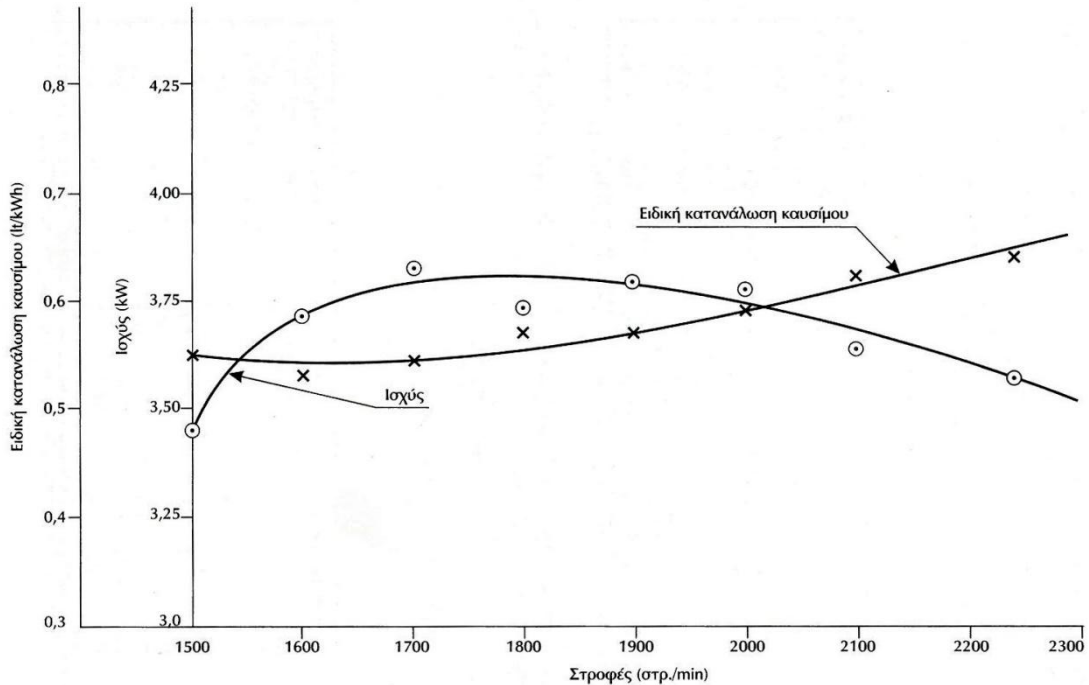
**A)** 4-χρονη 1-κύλινδρη βενζινομηχανή, κυβισμού 468 cm<sup>3</sup>, μεταβλητής συμπίεσης, διάμετρος εμβόλου 85 mm, διαδρομή εμβόλου 82,5 mm, συμπίεση 7:1, προπορεία 12°.

$$\text{Ισχύς [kW]} = \frac{\text{Nm} \cdot \text{στρ./min}}{9549.29}$$

$$\text{Κατανάλωση καυσίμου [lt/h]} = \frac{180}{t}$$

Ένδειξη στροφών (στρ./min)	Ακριβείς στροφές			Ροπή (Nm)	Ισχύς (kW)	Κατανάλωση καυσίμου (lt/h)	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (lt/kW·h)
	Περί-στροφές	sec	στρ./min				
2241	2925	78.3	2241	12.2	3.57	2.30	0.64
2100	2787	79.7	2098	16.5	3.63	2.26	0.62
2000	2703	81.1	1999	18.0	3.77	2.22	0.59
1900	2646	83.4	1903	19.0	3.79	2.16	0.57
1800	2550	84.6	1808	19.7	3.73	2.13	0.57
1700	2461	86.6	1705	21.4	3.82	2.08	0.54
1600	2427	91.2	1596	22.2	3.71	1.97	0.53
1500	2386	94.6	1513	21.8	3.45	1.90	0.55

**Πίνακας 5.1. Μετρήσεις μονοκύλινδρης βενζινομηχανής μεταβλητής συμπίεσης 468 cm<sup>3</sup>.**



**Σχήμα 5.8. Ροπή–Ειδική κατανάλωση καυσίμου 1-κύλινδρης 4χρονης βενζινομηχανής 468 cm<sup>3</sup> μεταβλητής συμπίεσης συναρτήσει των στροφών.**

**Β)** 4-χρονη 2-κύλινδρη πετρελαιομηχανή, κυβισμού 1620 cm<sup>3</sup>, διάμετρος εμβόλου 96,8 mm, διαδρομή εμβόλου 110 mm.

$$\text{Ισχύς [kW]} = \frac{\text{Nm} \cdot \text{στρ./min}}{9549.29}$$

$$\text{Μέση πραγματική πίεση (b. m. e. p.)} = 7.76 \text{ Nm (kN/m}^2\text{)}$$

$$\text{Κατανάλωση καυσίμου [lt/h]} = \frac{180}{t}$$

Ένδειξη στροφών (στρ./min)	Αξονβείς στροφές			Ροπή (Nm)	Ισχύς (kW)	b.m.e.p. (kN/m <sup>2</sup> )	t. sec	Κατανάλωση καυσίμου (lt/h)	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (lt/kWh)
	Περι-στροφές	sec	στρ./min						
2150	3044	84.8	2154	15	3.38	116.4	84.8	2.12	0.63
2123	2312	65.8	2108	30	6.62	232.8	65.8	2.74	0.41
2088	1840	52.9	2087	45	9.83	349.2	52.9	3.40	0.35
2067	1497	43.5	2064	60	12.97	465.6	43.5	4.14	0.32
2041	1195	35.2	2037	75	16.00	582.0	35.2	5.11	0.32
2025	1075	31.8	2028	80	16.99	620.8	31.8	5.66	0.33
2005	848	25.4	2003	85	17.83	659.6	25.4	7.09	0.40

**Πίνακας 5.2. Μετρήσεις 2-κύλινδρης πετρελαιομηχανής 1620 cm<sup>3</sup>.**

**Γ)** 4-κύλινδρη βενζινομηχανή, κυβισμού 1599 cm<sup>3</sup>, διάμετρος εμβόλου 80,98 mm, διαδρομή εμβόλου 77,62 mm

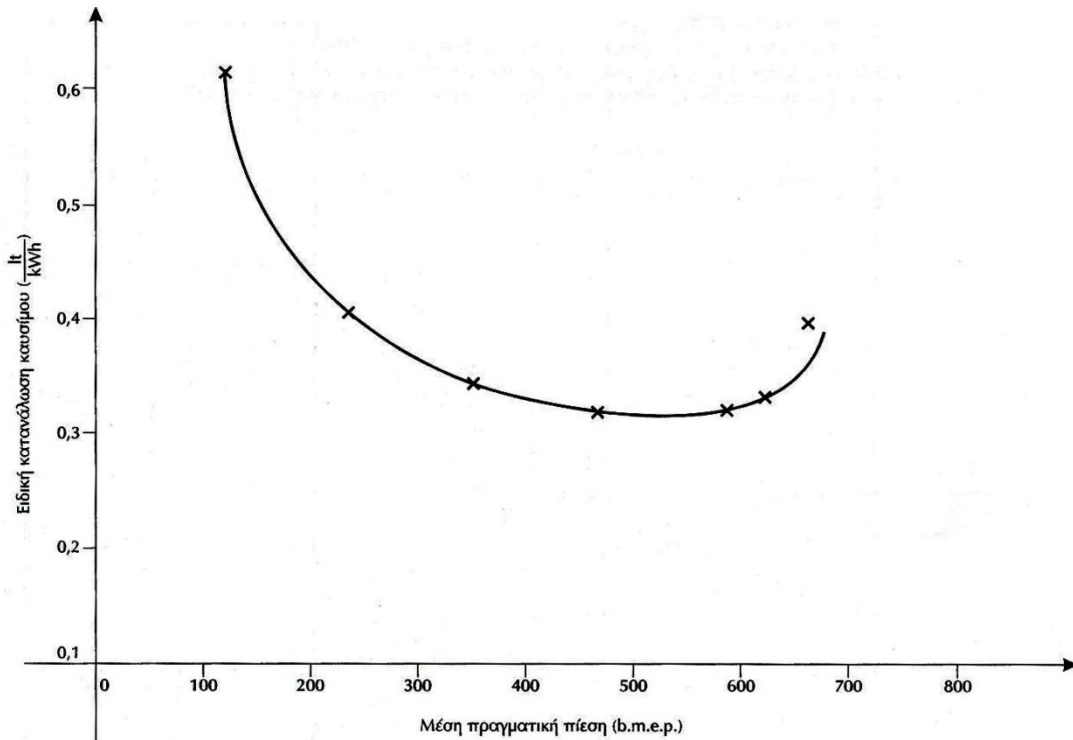
$$\text{Ισχύς [kW]} = \frac{\text{Nm} \cdot \text{στρ./min}}{9549.29}$$

$$\text{Μέση πραγματική πίεση (b. m. e. p.)} = 7.86 \text{ Nm (kN/m}^2\text{)}$$

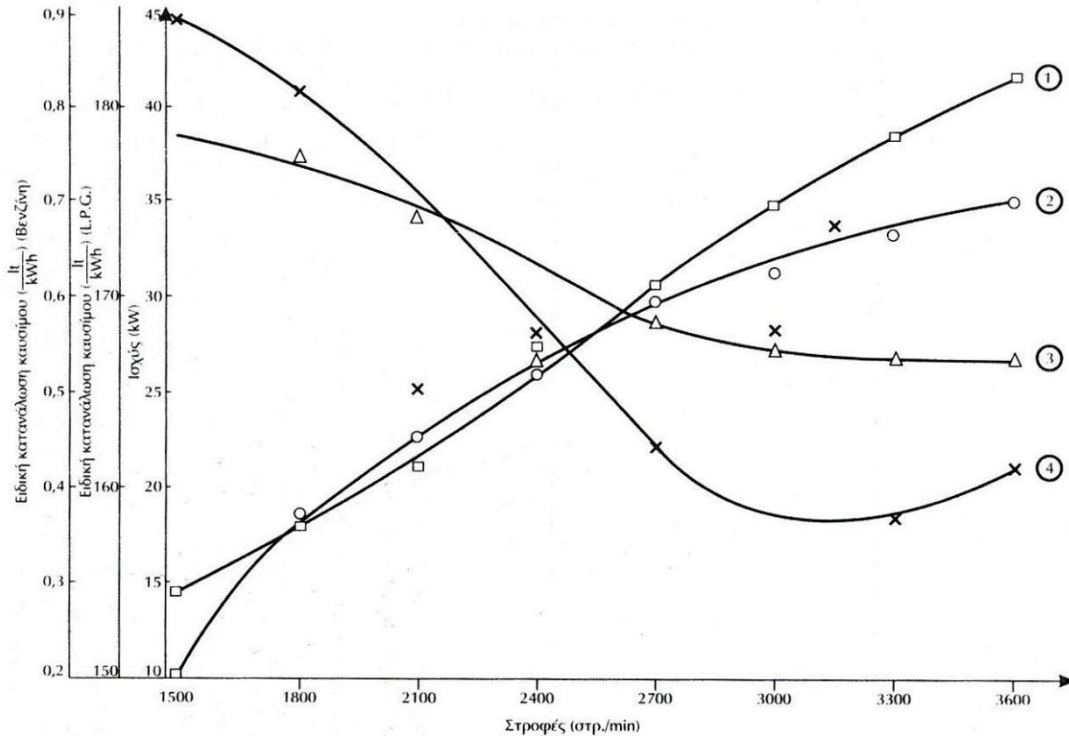
$$\text{Κατανάλωση καυσίμου [lt/h]} = \frac{180}{t}$$

Ένδειξη στροφορών (στρο./min)	Ακριβείς στροφές			Ροπή (Nm)	Ισχύς (kW)	b.m.c.p. <sub>2</sub> (kN/m <sup>2</sup> )	t. sec 50 (cm <sup>3</sup> )	Κατανάλωση καυσίμου (lt/h)	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (lt/kW·h)
	Πετρι-στροφές	sec	στρο./min						
3600	497	8.2	3637	109	41.51	856.7	8.2	21.95	0.53
3300	494	8.9	3330	110	38.36	864.6	8.9	20.22	0.53
3000	486	9.7	3006	110	34.63	864.6	9.7	18.56	0.54
2700	470	10.4	2712	107	30.38	841.0	10.4	17.31	0.57
2400	502	12.5	2410	108	27.25	848.9	12.5	14.40	0.53
2100	444	12.7	2098	95	20.97	746.7	12.7	14.17	0.68
1800	418	13.8	1817	93	17.70	731.0	13.8	13.04	0.74
1500	420	16.7	1509	89	14.06	699.5	16.7	10.78	0.77

Πίνακας 5.3. Μετρήσεις 4-κύλινδρης βενζινομηχανής 1599 cm<sup>3</sup>.



Σχήμα 5.9. Ειδική κατανάλωση καυσίμου 2-κύλινδρης πετρελαιομηχανής 1620 cm<sup>3</sup>, συναρτήσεως της μέσης πραγματικής πίεσης.



**Σχήμα 5.10. Ισχύς–Ειδική κατανάλωση καυσίμου 4-κύλινδρης βενζινομηχανής 1599 cm<sup>3</sup>, συναρτήσει των στροφών για καύσιμο βενζίνη και αέριο L.P.G. 1-ισχύς για βενζίνη, 2-ισχύς για αέριο, 3-ειδική κατανάλωση για βενζίνη, 4-ειδική κατανάλωση για αέριο.**

Δ) 4-χρονη 4-κύλινδρη βενζινομηχανή, καύσιμο L.P.G., κυβισμού 1599 cm<sup>3</sup>, διάμετρος εμβόλου 80,98 mm, διαδρομή εμβόλου 77,62 mm.

$$\text{Ισχύς [kW]} = \frac{\text{Nm} \cdot \text{στρ./min}}{9549.29}$$

$$\text{Μέση πραγματική πίεση (b. m. e. p.)} = 7.86 \text{ Nm (kN/m}^2\text{)}$$

$$\text{Κατανάλωση καυσίμου} \left[ \frac{\text{lt}}{\text{kWh}} \right] = \frac{\frac{\text{lt}}{\text{min}} \cdot 60}{\text{kW}}$$

Ένδειξη στροφών (στρ./min)	Ροή αερίου			Ροπή (Nm)	Ισχύς (kW)	b.m.e.p. (kN/m <sup>2</sup> )	Κατανάλωση καυσίμου (lt/h)	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (lt/kWh)
	Πίεση mmH <sub>2</sub> O	lt/min	Θερμοκρασία °C					
3600	8.5	92.0	24.4	91.0	34.31	715.3	5520	160.9
3300	8.0	87.5	24.1	96.0	33.18	754.6	5250	158.2
3000	7.0	87.0	24.2	99.0	31.10	778.1	5220	167.9
2700	6.5	80.0	24.9	104.5	29.55	821.4	4800	162.4
2400	6.0	72.0	25.0	102.5	25.76	805.7	4320	167.7
2100	5.5	62.0	25.4	102.5	22.54	805.7	3720	165.0
1800	4.5	55.0	26.3	97.0	18.28	762.4	3300	180.5
1500	3.5	32.5	27.2	61.0	9.58	479.5	1950	203.6

**Πίνακας 5.4. Μετρήσεις 4-κύλινδρης 4-χρονης βενζινομηχανής 1599 cm<sup>3</sup> με καύσιμο αέριο (L.P.G.).**

### 5.2.3 ΜΕΤΡΗΣΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΣΤΙΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Οι μηχανικές απώλειες σε μια Μηχανή Εσωτερικής Καύσης εκφράζουν τη διαφορά μεταξύ της ισχύος που αναπτύσσεται στην κεφαλή των εμβόλων από την εκτόνωση των καυσαερίων (ενδεικτική ισχύς) και της ωφέλιμης ισχύος που λαμβάνεται στον στροφαλοφόρο άξονα της μηχανής.

Οι μηχανικές απώλειες οφείλονται κυρίως στις τριβές των εδράνων και εμβόλων και τοιχωμάτων του κυλίνδρου, καθώς επίσης και στην ισχύ που διατίθεται για την κίνηση της αντλίας έγχυσης καυσίμου, ελαίου, ψυκτικού υγρού, για την ηλεκτρική γεννήτρια, τον ανεμιστήρα. Αναλόγως της μεθόδου μέτρησης των μηχανικών απωλειών που εφαρμόζεται, μπορεί ακόμη να περιλαμβάνονται “απώλειες αναρρόφησης”, που οφείλονται στην ισχύ που διατίθεται για αναρρόφηση του αέρα ή του μίγματος αέρα-καυσίμου στη μηχανή και στην ισχύ που απαιτείται για την απαγωγή των καυσαερίων.

Υπάρχουν τέσσερις κοινές μέθοδοι για τη μέτρηση των μηχανικών απωλειών:

- α. Μέτρηση της ισχύος που απαιτείται για να κινηθεί η μηχανή χωρίς ανάφλεξη στους κυλίνδρους.
- β. Άμεσος υπολογισμός της ενδεικνυόμενης ισχύος εξόδου από το ενδεικτικό διάγραμμα και ταυτόχρονη μέτρηση της πραγματικής ισχύος.
- γ. Με την προέκταση της γραμμής Willans.
- δ. Με τη βοήθεια δοκιμής Morse.

#### **α. Μέτρηση των μηχανικών απωλειών με κίνηση του κινητήρα δίχως ανάφλεξη**

Αυτή η μέθοδος μέτρησης των μηχανικών απωλειών η οποία είναι και γρήγορη και εύκολη, είναι δυνατή, όταν είναι διαθέσιμη μια ηλεκτρική δυναμοπέδη, ικανή να δράσει σαν μια πηγή ισχύος. Σύμφωνα με τη μέθοδο αυτή λειτουργεί ο κινητήρας μέχρι να ζεσταθεί καλά και κατόπιν διακόπτεται η ανάφλεξη στην περίπτωση της βενζινομηχανής ή μειώνεται η ποσότητα έγχυσης στο μηδέν στην περίπτωση της πετρελαιομηχανής και μετά προσδιορίζεται η ισχύς που απαιτείται για να λειτουργήσει η μηχανή σε πλήρη ανάπτυξη αριθμού στροφών. Η ροπή που απαιτείται για να κινηθεί η μηχανή προσδίδει αντίδραση στο περίβλημα του δυναμόμετρου στην αντίθετη κατεύθυνση από εκείνη κατά την οποία απορροφούσε ισχύ. Είναι επομένως αναγκαία η χρήση πρόσθετων βαρών κατά τη μέτρηση της ροπής και για την επίτευξη αποτελέσματος είναι ουσιώδες να τελειώνει η δοκιμή πολύ γρήγορα. Η μέτρηση της ροπής λειτουργίας πρέπει να γίνεται μέσα σε λίγα δευτερόλεπτα διακοπτόμενης ανάφλεξης ή παροχής καυσίμου, εάν είναι δυνατό χωρίς να επιτραπεί στον κινητήρα να διακόψει τη λειτουργία του. Ο λόγος είναι η γρήγορη μεταβολή της κατανομής θερμοκρασίας στη μηχανή και ιδιαίτερα στα έμβολα και στα ελατήρια όταν διακοπεί η καύση με επακόλουθη την ταχεία μεταβολή της τιμής του ιξώδους του ελαίου και κατ' επέκταση των απωλειών της τριβής. Στην περίπτωση της βενζινομηχανής οι μηχανικές απώλειες εξαρτώνται από το άνοιγμα της βαλβίδας παροχής του μίγματος και αυξάνουν με τη βαλβίδα κλειστή, με αντίστοιχη πτώση της ισχύος εξόδου. Συμβαίνει επειδή οι κατ' αυτόν τον τρόπο μετρούμενες μηχανικές απώλειες περιλαμβάνουν και την ισχύ που απαιτείται για την απορρόφηση του αέρα στη μηχανή μετά τη βαλβίδα στραγγαλισμού και αυτές οι απώλειες φυσικά αυξάνουν με τη βαλβίδα κλειστή και η πίεση στην πολλαπλή αναρρόφηση ή στο σωλήνα εισαγωγής πέφτει. Αυτό δεν συμβαίνει φυσικά στους πετρελαιοκινητήρες. Μειονέκτημα της μεθόδου αυτής είναι η θεώρηση ότι οι απώλειες αναρρόφησης σε μια



καθοδηγούμενη και σε μια αυτοκινούμενη μηχανή είναι ίδιες. Όπως αποδεικνύεται από το ενδεικτικό διάγραμμα αυτή η θεώρηση δεν ισχύει.

Η ισχύς που απαιτείται για την κίνηση ενός κινητήρα με τη βοήθεια της δυναμοπέδης υπολογίζεται βάσει των εξισώσεων:

$$P_r = \frac{Fn}{K_1} \quad (5.15)$$

$$P_r = \frac{Mn}{K_1} \quad (5.16)$$

όπου  $P_r$ : μηχανικές απώλειες σε kW.

Η μηχανική απόδοση της μηχανής δίδεται από τη σχέση:

$$n_m = \frac{P}{P + P_r} \quad (5.17)$$

και η ενδεικτική ισχύς από τη σχέση:

$$P_i = P + P_r \quad (5.18)$$

Είναι συνηθισμένο να εκφράζονται οι μηχανικές απώλειες και η ενδεικτική ισχύς σε όρους μέσης ενεργούς πίεσης:

$$p_i = \frac{6 \cdot i P_i \cdot 10^4}{n V_h} \quad (5.19)$$

$$p_e = \frac{6 \cdot i P_e \cdot 10^4}{n V_h} \quad (5.20)$$

όπου  $p_i$ : μέση ενδεικτική πίεση σε  $\text{kN/m}^2$ ,  $p_e$ : μέση ενεργός πίεση σε  $\text{kN/m}^2$ ,  $P_r$ : ισχύς τριβών σε kW,  $P_i$ : ενδεικτική ισχύς σε kW,  $n$ : στρ./min,  $i$ : 1 για δίχρονη μηχανή και  $i$ : 2 για τετράχρονη μηχανή,  $V_h$ : κυβισμός.

$$n_m = \frac{P}{P_i} = \frac{P}{P + P_r} \quad (5.21)$$

Μπορούμε να λάβουμε το ενδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα, όπου φαίνεται η μεταβολή της πίεσης του κυλίνδρου σε σχέση με τη θέση του εμβόλου. Κατόπιν με ολοκλήρωση της επιφάνειας λαμβάνεται η μέση ενδεικτική πίεση. Εάν συγχρόνως λαμβάνεται και η ισχύς εξόδου του κινητήρα μπορεί να υπολογισθεί η ισχύς τριβών με απλή αφαίρεση.

### **β. Μέτρηση των μηχανικών απωλειών προεκτείνοντας τη γραμμή Willans**

Αυτή η μέθοδος η οποία είναι εφαρμόσιμη σε πετρελαιομηχανές, στις οποίες η παροχή αέρα δεν στραγγαλίζεται, απεικονίζεται ήδη στο Σχήμα 5.7. Αν σχεδιασθεί η κατανάλωση καυσίμου κάτω από σταθερές στροφές, σε συνάρτηση με την ισχύ εξόδου για μια τέτοια μηχανή, προκύπτει μία ευθεία γραμμή στο 75% της ισχύος εξόδου. Με προέκταση αυτής της γραμμής προς τη μηδενική κατανάλωση καυσίμου, τέμνεται ο οριζόντιος άξονας και η διαφορά ύψους εκφράζει το μέτρο των μηχανικών απωλειών της μηχανής.

### γ. Εκτίμηση των μηχανικών απωλειών με τη βοήθεια της δοκιμής Morse

Αυτή η μέθοδος είναι εφαρμόσιμη μόνο για πολυκύλινδρους κινητήρες. Λειτουργεί ο κινητήρας στη μέγιστη ισχύ του, και κατόπιν διακόπτεται η ανάφλεξη (περίπτωση βενζινομηχανής) ή της παροχής καυσίμου (πετρελαιομηχανή) σε κάθε κύλινδρο σε σειρά. Σε κάθε περίπτωση η ισχύς εξόδου και η ισχύς τριβών υπολογίζεται ως ακολούθως:

Θεωρούμε την περίπτωση μιας 4-κύλινδρης μηχανής και υποθέτουμε ότι η ενδεικτική ισχύς εξόδου κάθε κυλίνδρου είναι  $P_{i1}$ ,  $P_{i2}$ ,  $P_{i3}$  και  $P_{i4}$  αντιστοίχως. Τότε οι μηχανικές απώλειες δίνονται από τη σχέση:

$$P_r = P_{i1} + P_{i2} + P_{i3} + P_{i4} - P$$

Αν οι μετρούμενες ισχύες εξόδου με τη μέθοδο της καταστολής της καύσης σε κάθε κύλινδρο σε σειρά είναι αντιστοίχως  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  και  $P_4$  τότε:

$$P - P_1 = P_{i1}$$

$$P - P_2 = P_{i2}$$

$$P - P_3 = P_{i3}$$

$$P - P_4 = P_{i4}$$

συνεπώς

$$P_i = P_{i1} + P_{i2} + P_{i3} + P_{i4} = 4P - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4)$$

Ισχύς τριβών:

$$P_r = P_i - P = 3P - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) \quad (5.22)$$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_m = \frac{P}{P_i} = \frac{P}{4P - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4)} \quad (5.23)$$

Ίσως είναι πιο εύκολος ο υπολογισμός των απωλειών με όρους της μέσης ενεργούς πίεσης. Αν η μέση πραγματική πίεση που αντιστοιχεί σε όλους τους κυλίνδρους που λειτουργούν με ανάφλεξη και στη λειτουργία του κάθε διακοπτόμενου κυλίνδρου σε σειρά, είναι αντίστοιχα  $p$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $p_4$ , τότε σε δοκιμή κάτω σταθερό αριθμό στροφών:

$$\frac{p}{P} = \frac{p_1}{P_1} = \frac{p_2}{P_2} = \frac{p_3}{P_3} = \frac{p_4}{P_4}$$

και μπορούμε να αντικαταστήσουμε τη μέση πραγματική πίεση με τις αντίστοιχες τιμές της ισχύος στην εξίσωση για τον μηχανικό βαθμό απόδοσης  $n_m$ . Το πλεονέκτημα είναι ότι χρειάζεται μόνο προσοχή στη ροπή πέδησης, διατηρώντας τις στροφές σταθερές κατά τη διάρκεια της δοκιμής. Για να εφαρμοσθεί η παραπάνω δοκιμή σε μια βενζινομηχανή, γίνεται χρήση χειριστηρίου που διακόπτει τη σύνδεση μεταξύ του διανομέα και των σπινθηριστών και καταστέλλει τον σπινθήρα κάθε κυλίνδρου. Για να εφαρμοσθεί η δοκιμή σε μία πετρελαιομηχανή συνηθίζεται να διακόπτεται η παροχή καυσίμου σε κάθε κύλινδρο.



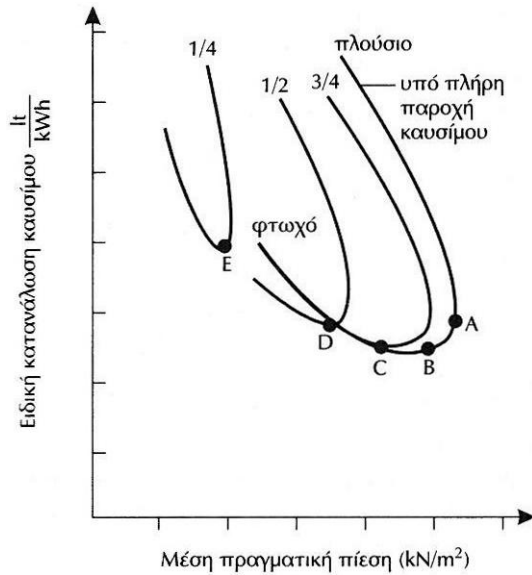
Στην παραπάνω δοκιμή λαμβάνουν χώρα σφάλματα κατά την αποσύνδεση και επίσης υφίστανται θερμοκρασιακές επιδράσεις στον κύλινδρο. Η διακοπή της καύσης επενεργεί και στη ροή του αέρα καύσης ή του μίγματος αέρα-καυσίμου στην πολλαπλή εισαγωγή και επιπλέον στην επικρατούσα πίεση στο σύστημα απαγωγής καυσαερίων. Αυτές οι επιδράσεις αρκούν για να μεταβάλουν τη διαδικασία που λαμβάνει χώρα στους κυλίνδρους στους οποίους υπάρχει ακόμη καύση. Επίσης η μέθοδος βασίζεται στην παραδοχή ότι η μείωση της ισχύος εξόδου όταν αναστέλλεται η καύση σε κάποιον κύλινδρο ισούται με τη συνεισφορά της ενδεικτικής ισχύος εκείνου του κυλίνδρου. Αυτό δεν ισχύει επειδή οι απώλειες αναρρόφησης στον κύλινδρο αναμφιβόλως θα αλλάξουν με την αναστολή της ανάφλεξης και επίσης προστίθενται οι απώλειες τριβών στο έμβολο του αποσυνδεόμενου κυλίνδρου.

#### **5.2.4 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΛΟΓΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΙΓΜΑΤΟΣ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΗΣ ΒΕΝΖΙΝΟΜΗΧΑΝΗΣ**

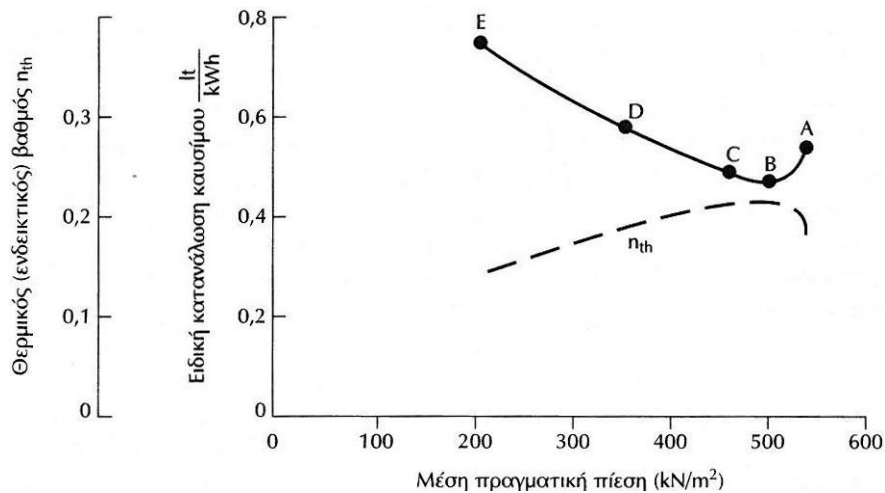
Μια βενζινομηχανή μπορεί να λειτουργεί σε λόγους αέρα-καυσίμου από 8:1 έως 22:1, που αντιστοιχούν σε πλούσιο μίγμα (περίσσεια καυσίμου) και φτωχό μίγμα (περίσσεια αέρα). Η συνολική απόδοση του κινητήρα ως προς την ισχύ εξόδου, οικονομία, παραγωγή ρύπων στα καυσαέρια κ.τ.λ. εξαρτάται κρίσιμα από την αναλογία αέρα-καυσίμου, η οποία πρέπει να ρυθμιστεί κατάλληλα από τη βαλβίδα του εξαερωτήρα για ολόκληρο το εύρος λειτουργίας της μηχανής (υπό πλήρες φορτίο, στις μέγιστες στροφές, στην εν κενώ λειτουργία κ.τ.λ.).

Στο Σχήμα 5.11 δίδονται αποτελέσματα δοκιμής βενζινομηχανής, μεταβλητής συμπίεσης στο λόγο συμπίεσης 7:1 στις 2000 στρ./min με ανοιχτή τη βαλβίδα του εξαερωτήρα πλήρως, κατά 3/4, 1/2 και 1/4.

Η δοκιμή αρχίζει με τον κινητήρα να λειτουργεί με πολύ πλούσιο μίγμα αέρα-καυσίμου και προοδευτικά γίνεται πιο φτωχό έως ότου η λειτουργία του κινητήρα καταστεί ασταθής. Στο Σχήμα 5.11 δίδονται τα αποτελέσματα της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε σχέση με τη μέση ενεργό πίεση. Ιδιαίτερης σημαντικότητας είναι το σημείο A που αντιστοιχεί στη μέγιστη ισχύ εξόδου και το σημείο B που αντιστοιχεί στην ελάχιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου. Λειτουργία του κινητήρα αριστερότερα του σημείου B με φτωχότερο μίγμα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.11 συνεπάγεται υψηλότερη ειδική κατανάλωση. Όμοιες καμπύλες λαμβάνονται με ανοιχτή τη βαλβίδα παροχής καυσίμου στα 3/4, 1/2 και 1/4 και επίσης αντίστοιχα σημεία ελάχιστης ειδικής κατανάλωσης καυσίμου C, D και E. Η καλύτερη απόδοση επιτυγχάνεται με ρύθμιση του εξαερωστήρα για την κάθε περίπτωση στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας για ολόκληρο το εύρος λειτουργίας της μηχανής. Το Σχήμα 5.12 δίδει από το Σχήμα 5.11 μόνο τις θέσεις ελάχιστης ειδικής κατανάλωσης για παροχή καυσίμου-αέρα με τη βαλβίδα του εξαερωστήρα ανοικτή κατά 1/4, 1/2 και 3/4 και υπόπλήρη παροχή καυσίμου. Το σημείο A είναι η μέγιστη αποδιδόμενη ισχύς υπό πλήρη παροχή καυσίμου.



**Σχήμα 5.11. Κύκλοι πλούσιου-φτωχού μίγματος υπό πλήρη, 3/4, 1/2 και 1/4 και ανοικτή τη βαλβίδα παροχής καυσίμου του εξαεριστήρα.**



**Σχήμα 5.12. Θερμικός (ενδεικτικός) βαθμός απόδοσης και ειδική κατανάλωση καυσίμου στις βέλτιστες τιμές αναφοράς.**

### 5.2.5 ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΠΟΔΟΣΗ

Η λειτουργία των μηχανών ΜΕΚ έχει μελετηθεί αρκετά σε όρους ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Μπορεί εξίσου καλά να εκφραστεί σε όρους θερμικής απόδοσης, που δίνει γνώση της θερμογόνου δύναμης του καυσίμου και της πυκνότητάς του. Συνήθως όταν εκτιμάται η απόδοση μιας Μηχανής Εσωτερικής Καύσης γίνεται χρήση της κατώτερης θερμογόνου δύναμης, αφού δεν υπάρχει πιθανότητα να γίνει χρήση της λανθάνουσας θερμότητας σε μια συμβατική μηχανή. Η κατώτερη θερμογόνου δύναμη της βενζίνης ή του πετρελαίου diesel είναι:

$$H_L = 41.868 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Τυπικές τιμές της πυκνότητας καυσίμων στους 20°C είναι:

- βενζίνη  $\rho_f = 0.75 \text{ kg/l}$ ,
- πετρέλαιο Diesel  $\rho_f = 0.85 \text{ kg/l}$

Η θερμική απόδοση της μηχανής ορίζεται σαν το λόγο της θερμότητας που παρέχεται με την καύση του καυσίμου και που μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο.

Συσχετίζεται με την ειδική κατανάλωση καυσίμου ως ακολούθως:

$$\eta_{th} = \frac{3.6 \cdot 10^6}{K_e \rho_f H_L} \quad (5.24)$$

Τελικά λαμβάνονται οι ακόλουθες σχέσεις:

- βενζίνη:  $\eta_{th} = 0.1146 / K_e$
- πετρέλαιο Diesel:  $\eta_{th} = 0.1011 / K_e$

Κάνοντας χρήση των παραπάνω σχέσεων σχεδιάστηκε η θερμική απόδοση της πετρελαιομηχανής του Σχήματος 5.7 και της βενζινομηχανής μεταβλητής συμπίεσης του Σχήματος 5.8, του βέλτιστου σημείου ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

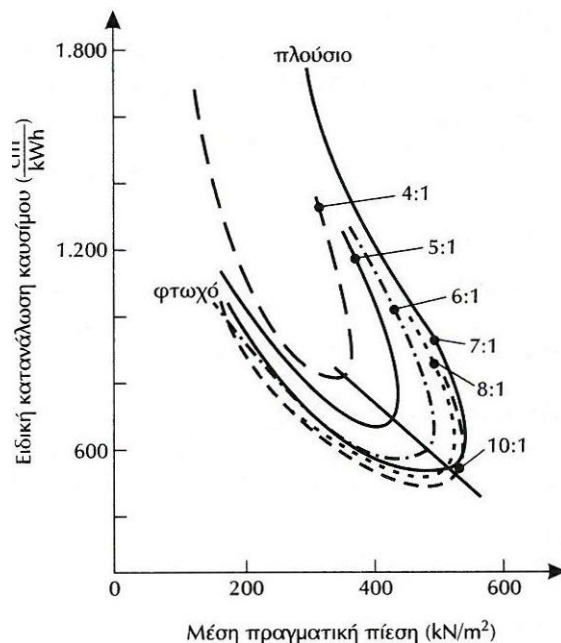
## 5.2.6 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΛΟΓΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ

Η συγκεκριμένη βενζινομηχανή μεταβλητής συμπίεσης είναι μια μονάδα πλευρικών βαλβίδων, της οποίας ο θάλαμος καύσης δύναται να μεταβάλλεται με τη βοήθεια εμβόλου προσαρμοσμένου στο επάνω μέρος του θαλάμου καύσης. Ο λόγος συμπίεσης δύναται να μεταβάλλεται από 4:1 έως 10:1 και δίδεται από τη σχέση:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (5.25)$$

όπου  $V_h$ : κυβισμός,  $V_c$ : νεκρός χώρος.

Στο Σχήμα 5.13 δίδονται κλειστές καμπύλες ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της μηχανής μεταβλητής συμπίεσης σε διάφορους λόγους συμπίεσης. Ακολουθείται το παράδειγμα του Σχήματος 5.11.



**Σχήμα 5.13. Καμπύλη κατανάλωσης για διάφορους λόγους συμπίεσης.**

Όσο ο λόγος συμπίεσης αυξάνει η κατανάλωση καυσίμου πέφτει και η ισχύς εξόδου αυξάνει.

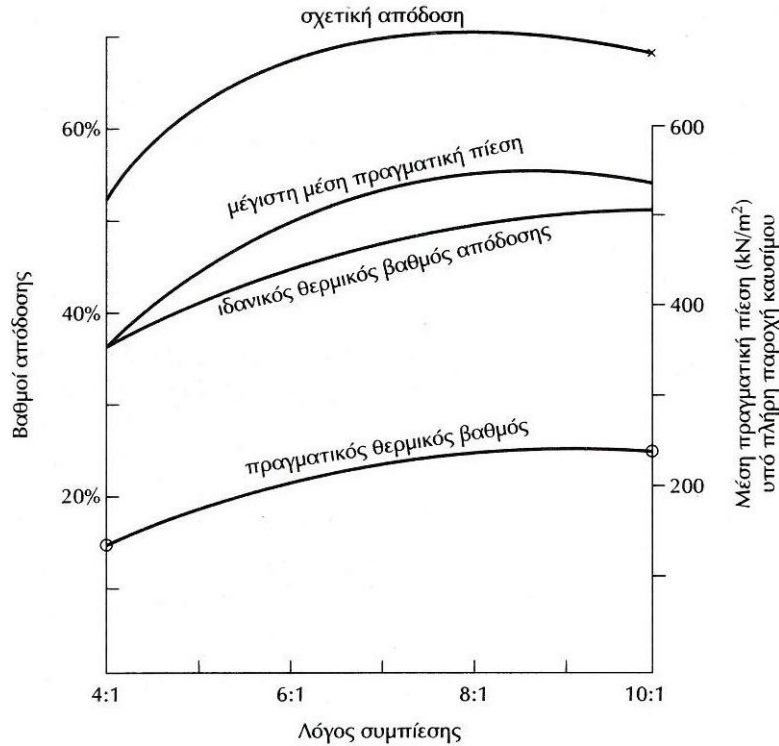
Το Σχήμα 5.14 που λαμβάνεται από το Σχήμα 5.13, δείχνει τη μεταβολή της μέγιστης μέσης πραγματικής πίεσης, του θερμικού βαθμού απόδοσης από την εξίσωση:

$$n_{th} = \frac{0.1146}{K_\varepsilon} \quad (5.26)$$

και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε σχέση με το λόγο συμπίεσης. Η ανάλυση του ιδανικού κύκλου της βενζινομηχανής δίδει τη σχέση:

$$n_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} \quad (5.27)$$

$n_{th}$ : ιδανική θερμική απόδοση,  $\varepsilon$ : λόγος συμπίεσης,  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ : αδιαβατικός συντελεστής,  $C_p$ : ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση,  $C_v$ : ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο.



**Σχήμα 5.14. Επίδραση του λόγου συμπίεσης στη συμπεριφορά του κινητήρα.**

Για αέρα σε κανονικές συνθήκες  $\gamma=1.41$  και:

$$n_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0.41} \quad (5.28)$$

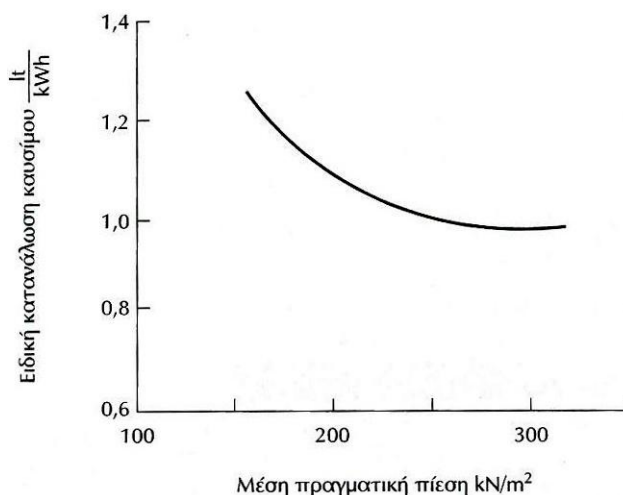
Η ανωτέρω ανάλυση δεν έλαβε υπόψη τις θερμικές και μηχανικές απώλειες και έτσι ο βαθμός  $n_{th}$  είναι ένας ιδανικός ενδεικτικός θερμικός βαθμός.

$$n_{th(\text{ενδεικτικό})} = \frac{n_{th(\text{πραγματικό})}}{n_m} \quad (5.29)$$

Οι μηχανικές απώλειες σε λειτουργία σταθερών στροφών υπό πλήρη παροχή καυσίμου δεν επηρεάζονται σημαντικά από το λόγο συμπίεσης. Έτσι μετρήσεις των μηχανικών απωλειών σε λόγο συμπίεσης  $\varepsilon=7:1$ , δίδουν τη δυνατότητα να εκτιμήσουμε το βαθμό μηχανικής απόδοσης και τον ενδεικτικό θερμικό βαθμό απόδοσης σε κάθε λόγο συμπίεσης. Τα αποτελέσματα αυτά σχεδιάστηκαν στο Σχήμα 5.14. Οι τιμές τους ενώ ακολουθούν την ίδια τάση της εξίσωσης 2.14 είναι χαμηλότερες λόγω της επίδρασης των απωλειών θερμότητας, της αύξησης της ειδικής θερμότητας με τη θερμοκρασία και της διάσπασης και των απωλειών καύσης. Το Σχήμα 5.14 δίνει την καμπύλη της σχετικής απόδοσης, που καθορίζεται σαν ο λόγος της πραγματικής προς την ιδανική θερμική απόδοση του κινητήρα και λαμβάνει τιμές μεταξύ του 50%-70%. Παρατηρείται ότι δεν αυξάνει η μέση ενεργός πίεση με την αύξηση της συμπίεσης πέραν του 8:1, μολονότι θεωρητικά η ισχύς αυξάνεται με την αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης και που αποδίδεται στην αύξηση των μηχανικών απωλειών.

## 5.2.7 ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΗΣ ΔΙΧΡΟΝΗΣ ΒΕΝΖΙΝΟΜΗΧΑΝΗΣ

Όλα τα προηγούμενα αναφέρονταν σε 4-χρονες μηχανές, στις οποίες η καύση λαμβάνει χώρα σε κάθε κύλινδρο μία φορά σε κάθε δύο περιστροφές του στροφαλοφόρου άξονα. Τα χαρακτηριστικά των 2-χρονων βενζινομηχανών είναι όμοια με εκείνων των 4-χρονων, αλλά γενικά η μέση πραγματική πίεση είναι πολύ μικρότερη, η ειδική κατανάλωση υψηλότερη και το εύρος της αναλογίας αέρα-καυσίμου μικρότερο.

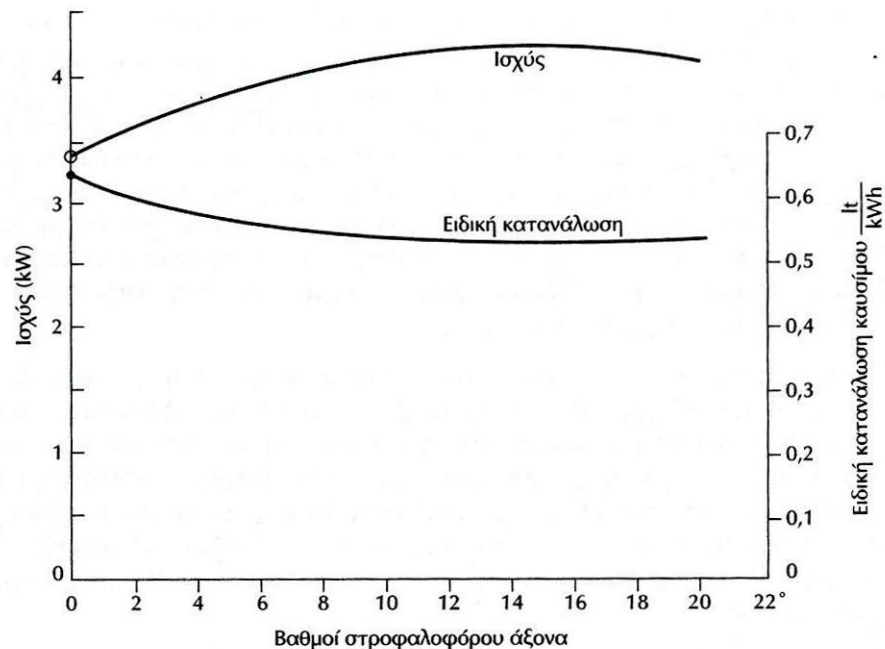


Σχήμα 5.15. Ειδική κατανάλωση καυσίμου 2-χρονης βενζινομηχανής.

Στο Σχήμα 5.15 δίδονται αποτελέσματα για ένα μικρό μονοκύλινδρο, υδρόψυκτο, 2-χρονο βενζινοκινητήρα. Οι στροφές λειτουργίας είναι 1500στρ./min και η απόδοσή του σχεδιάζεται στο Σχήμα 5.15, όπου δίδεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με τη μέση πραγματική πίεση. Παρατηρείται ότι η μέγιστη μέση πραγματική πίεση είναι μόνο 320kN/m<sup>2</sup>, συγκρινόμενη με τα 530 kN/m<sup>2</sup> της 4-χρονης βενζινομηχανής του Σχήματος 5.6.

## 5.2.8 ΧΡΟΝΙΣΜΟΣ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ ΚΑΙ ΕΓΧΥΣΗΣ

Ο χρονισμός ανάφλεξης στην περίπτωση των μηχανών με σπινθηριστή και έγχυσης στην περίπτωση πετρελαιομηχανών είναι αμφότεροι σημαντικοί παράγοντες στην απόδοση της μηχανής. Οι χρονισμοί καθορίζονται σε όρους μοιρών στροφαλοφόρου άξονα πριν το Άνω Νεκρό Σημείο του εμβόλου. Συνήθως υπολογίζεται η επίδραση του χρονισμού ανάφλεξης στην ισχύ της μηχανής και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, στη λειτουργία βενζινομηχανής στην κατάσταση σταθερών στροφών υπό πλήρη παροχή καυσίμου.



**Σχήμα 5.16. Μεταβολή συμπεριφοράς ως προς το χρονισμό ανάφλεξης βενζινομηχανής μεταβλητής συμπίεσης.**

Το Σχήμα 5.16 δείχνει τη μεταβολή της μέσης πραγματικής πίεσης και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε σχέση με το χρονισμό ανάφλεξης για τη μηχανή μεταβλητής συμπίεσης, κάτω από τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας του σχήματος 5.11 στις 2000στρ./min και λόγο συμπίεσης 7:1. Παρατηρείται ότι όσο αυξάνεται η προπορεία ανάφλεξης πριν το Άνω Νεκρό Σημείο πέφτει η ειδική κατανάλωση καυσίμου μέχρι μια ελάχιστη τιμή και κατόπιν διαπιστώνεται μια τάση αύξησης. Σε προπορεία ανάφλεξης 16° στροφαλοφόρου άξονα, η ισχύς εξόδου γίνεται μέγιστη και η κατανάλωση καυσίμου ελάχιστη. Επιπρόσθετα, ο χρονισμός ανάφλεξης επιδρά ουσιαστικά στο κτύπημα της μηχανής, (πειράκια). Γενικά αυξανόμενη προπορεία συνεπάγεται μεγαλύτερη τάση για κτύπημα και βέβαια υψηλότερος αριθμός οκτανίων της βενζίνης οδηγεί σε ομαλότερη λειτουργία.

Η επίδραση του χρονισμού έγχυσης στην πετρελαιομηχανή είναι γενικά παρόμοια. Είναι απαραίτητο να διατηρείται ο χρονισμός έγχυσης κάτω από μια βέλτιστη τιμή για επίτευξη καλύτερων τιμών ισχύος και απόδοσης.

## 5.2.9 ΜΕΤΡΗΣΗ ΤΗΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ ΑΕΡΑ

Η μηχανή εσωτερικής καύσης είναι στην ουσία μια αεριομηχανή στην οποία ο αέρας είναι το εργαζόμενο μέσο. Ο ρόλος του καυσίμου συνίσταται στην παραγωγή θερμότητας. Δεν υπάρχει πρακτικά καμία τεχνική δυσκολία στην εισαγωγή οσοδήποτε μεγάλης ποσότητας καυσίμου στον εργαζόμενο κύλινδρο, αλλά η επιθυμητή ισχύς εξόδου περιορίζεται αυστηρά από την ποσότητα του αέρα που μπορεί να αναρροφηθεί. Είναι επακόλουθο ότι η επίτευξη της υψηλότερης δυνατής ογκομετρικής απόδοσης είναι ένας σημαντικός στόχος για την ανάπτυξη μηχανών υψηλών επιδόσεων. Ο σχεδιασμός των συστημάτων εισαγωγής και εξαγωγής, βαλβίδων και θυρίδων των

κυλίνδρων αποτελεί ένα κύριο μέρος του προγράμματος ανάπτυξης στις μηχανές αυτού του τύπου.

Ο μετρητής κατανάλωσης αέρα, είναι ένα απλό μέσο μέτρησης της ροής του αέρα το οποίο με σωστή χρήση παράγει ακριβή αποτελέσματα. Αποτελείται κύρια από ένα δοχείο αέρα κατάλληλου μεγέθους, που συνδέεται με την είσοδο του αέρα της μηχανής μέσω ενός εύκαμπτου σωλήνα. Ο αέρας εισέρχεται στον μετρητή από κυκλικό άνοιγμα και η πτώση πίεσης κατά μήκος του ακροφυσίου μετριέται με τη βοήθεια επικλινούς μανομέτρου. Η πτώση πίεσης περιορίζεται στα 10cm H<sub>2</sub>O, και αυτό επιτρέπει να αγνοηθούν οι επιδράσεις της συμπίεστικότητας στον υπολογισμό της εισροής αέρα.

Η σχέση που συνδέει την πτώση πίεσης με την ταχύτητα διέλευσης της ροής μέσω του μετρητή είναι:

$$\Delta P = \frac{\rho_{\alpha} U^2}{2} \quad (5.30)$$

$\rho_{\alpha}$ : πυκνότητα του αέρα σε kg/m<sup>3</sup>, U: ταχύτητα σε m/s,  $\Delta P$ : διαφορά πίεσης σε N/m<sup>2</sup>.

Η διαφορά πίεσης μετριέται σε cm H<sub>2</sub>O και είναι: 1cm H<sub>2</sub>O=98,1 N/m<sup>2</sup> 100 N/m<sup>2</sup>.

Η εξίσωση 5.30 γίνεται:

$$\frac{\rho_{\alpha} U^2}{2} = 98,1 h_0 \quad (5.30)$$

όπου  $h_0$ : πτώση πίεσης στο στόμιο σε cm H<sub>2</sub>O.

Η πυκνότητα του αέρα δίδεται από τη σχέση:

$$\frac{10^3 P_{\alpha}}{\rho_{\alpha}} = R T_{\alpha} \quad (5.31)$$

$P_{\alpha}$ : βαρομετρική πίεση σε kN/m<sup>2</sup>,  $T_{\alpha}$ : θερμοκρασία αέρα σε K, R=287 J/kgK.

Συνδυάζοντας τις (5.30) και (5.31):

$$U = 2367.3 \sqrt{\frac{h_0 T_{\alpha}}{10^3 P_{\alpha}}} \quad (5.32)$$

Ο ογκομετρικός λόγος ροής δίδεται από τη σχέση:

$$V_{\alpha} = 10^{-3} \frac{\pi D^2 K_3}{4} 2367.3 \sqrt{\frac{h_0 T_{\alpha}}{10^3 P_{\alpha}}} \quad (5.33)$$

$V_{\alpha}$ : ογκομετρικός λόγος ροής σε lt/s, D: διάμετρος στομίου σε mm,  $K_3$ : συντελεστής εκροής του στομίου.

Η τιμή της μάζας εκροής, από τις (5.31) και (5.33) είναι:

$$m_{\alpha} = 10^{-6} \frac{\pi D^2 K_3}{4} 0.827 \sqrt{\frac{10^3 h_0 T_{\alpha}}{T_{\alpha}}} \quad (5.34)$$



$m_\alpha$ : λόγος μάζας εκροής kg/s.

Θεωρώντας μια τιμή για το συντελεστή εκροής στομίου  $K_3=0.6$  λαμβάνουμε από τις εξισώσεις (5.33) και (5.34):

$$V_\alpha = 0.003536D^2 \sqrt{\frac{h_0 T_\alpha}{P_\alpha}} \quad (5.35)$$

$$m_\alpha = 0.00001232D^2 \sqrt{\frac{h_0 P_\alpha}{T_\alpha}} \quad (5.36)$$

Για την εκλογή του κατάλληλου στομίου εκροής ο παρακάτω πίνακας δίδει προσεγγιστικές τιμές ρυθμών εκροής, για σταθερές συνθήκες,  $h_0=10\text{cm H}_2\text{O}$ ,  $T_\alpha=293\text{K}$ ,  $P_\alpha=100\text{kN/m}^2$ .

<b>Διάμετρος Στομίου [mm]</b>	<b><math>V_\alpha</math> [lt/sec]</b>	<b><math>M_\alpha</math> [kg/sec]</b>
10	2	0.002
20	8	0.009
40	31	0.036
60	69	0.082
80	122	0.150
100	190	0.230

Η κατανάλωση αέρα μιας μηχανής φυσικής αναρρόφησης μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$V_\alpha = n_{vol} \frac{V_h}{i} \frac{n}{60} \quad (5.37)$$

$V_\alpha$ : παροχή αέρα σε lt/s,  $n_{vol}$ : ογκομετρική απόδοση της μηχανής,  $i$ : σταθερά με  $i=1$  για 2-χρονης και  $i=2$  για 4-χρονης μηχανές,  $V_h$ : κυβισμός σε lt.

Για την εκλογή του στομίου μπορεί να ληφθεί  $n_{vol}=0.8$ . Η παραπάνω εξίσωση μπορεί να μετατραπεί:

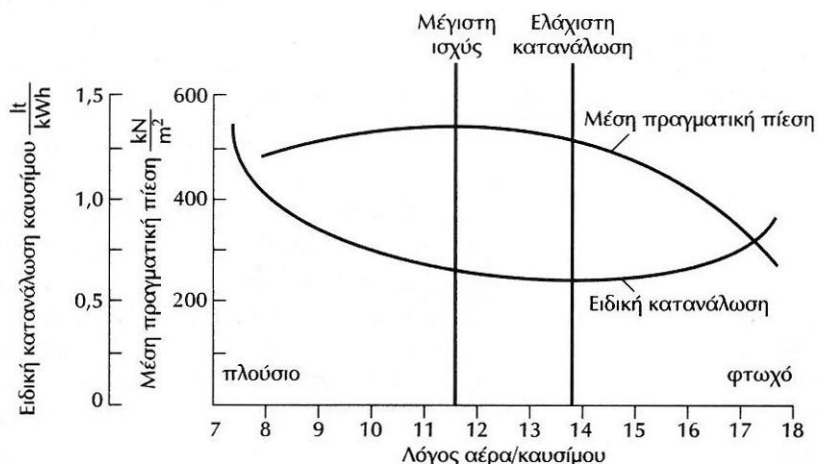
$$n_{vol} = \frac{60iV_\alpha}{nV_h} \quad (5.38)$$

Αν το εύρος του αριθμού στροφών της μηχανής υπερβεί την αναλογία 2:1 τότε είναι επιθυμητό να εκλέγουμε δύο ή τρία στόμια διαφορετικών διαστάσεων για να καλύπτεται όλο το εύρος λειτουργίας. Διαφορετικά αν χρησιμοποιείται ένα στόμιο αρκετά μεγάλο για το μέγιστο αριθμό στροφών, οι διαφορές πίεσης στις χαμηλές ταχύτητες δεν είναι επαρκείς για ακριβή μέτρηση με ένα απλό μανόμετρο. Είναι απαραίτητο να επιβεβαιωθεί ότι το δοχείο του αέρα έχει έναν ελάχιστο όγκο ο οποίος είναι συνάρτηση του μεγέθους της μηχανής και άλλων χαρακτηριστικών της ροής, για να είναι αυτή η μέθοδος μέτρησης αξιόπιστη. Γενικά, όσο μεγαλύτερη είναι η μηχανή τόσο μικρότερος είναι ο αριθμός στροφών και όσο μικρότερος ο αριθμός των κυλίνδρων τόσο μεγαλύτερο το απαραίτητο μέγεθος του δοχείου αέρα. Επακόλουθο είναι ότι για μια δεδομένη μηχανή, ο ελάχιστος αριθμός στροφών λειτουργίας στην οποία θέλουμε να πάρουμε αξιόπιστες μετρήσεις της ροής του αέρα, καθορίζει το μέγεθος του δοχείου αέρα που χρειάζεται. Το κριτήριο του Kastner προσδιορίζει την παρακάτω έκφραση:

$$V_B = \frac{4.1810^2 D^4 i^2}{n^2 V_h z} \quad 5.39)$$

$V_B$ : όγκος του δοχείου αέρα του μετρητή ροής σε lt,  $n$ : στροφές του κινητήρα σε στρ./min,  $z$ : αριθμός κυλίνδρων,  $D$ : διάμετρος στομίου σε mm,  $i=1$  για 2-χρονο κινητήρα και  $I=2$  για 4-χρονο κινητήρα,  $V_h$ : κυβισμός σε lt.

Το Σχήμα 5.17 δίδει τη μεταβολή της μέσης πραγματικής πίεσης και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε σχέση με την αναλογία αέρα-καυσίμου. Το ίδιο σχήμα δείχνει ότι επικρατεί μέγιστη πραγματική πίεση όταν η αναλογία αέρα-καυσίμου είναι 11:6:1 και ελάχιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου όταν η αναλογία αέρα-καυσίμου είναι 14:1. Η στοιχειομετρική αναλογία αέρα-καυσίμου που αντιστοιχεί στην τέλεια καύση είναι περίπου 14:5:1.



**Σχήμα 5.17. Μεταβολή μέσης πραγματικής πίεσης και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε σχέση με το λόγο αέρα-καυσίμου.**

## 5.2.10 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΗΧΑΝΗΣ ΜΕ ΑΕΡΙΟ ΚΑΥΣΙΜΟ

Η έλλειψη πετρελαίου έχει καταστήσει αναγκαία την εκμετάλλευση όλων των διαθέσιμων πηγών ενέργειας. Η μεγαλύτερη ποσότητα της παραγόμενης βενζίνης καταναλώνεται στις Μ.Ε.Κ. και έτσι προβάλλει αυξημένη η απαίτηση για χρήση εναλλακτικών καυσίμων. Το υγροποιημένο αέριο μίγμα υδρογονανθράκων γνωστό ως L.P.G. (Liquified Petroleum Gas) υγραέριο ή γκάζι, αποτελεί ένα από τα εναλλακτικά καύσιμα. Λαμβάνεται κατά την απόσταξη του αργού πετρελαίου, ή κατευθείαν από τις πετρελαιοπηγές και αποτελεί μίγμα υδρογονανθράκων και κυρίως προπάνιου. Στο εμπόριο φέρεται μέσα σε μεταλλικές φιάλες.

Οι μηχανές αερίου ανήκουν στην κατηγορία των Μ.Ε.Κ. και έχουν την ίδια περίπου κατασκευή και διάταξη με αυτές. Η βασική διαφορά τους από τις βενζινομηχανές είναι ότι χρησιμοποιούν αέριο καύσιμο αντί για βενζίνη. Στις μηχανές αερίου χρησιμοποιούνται οι γνωστοί μας εξαερωτήρες με μικρές τροποποιήσεις. Συνηθέστερα χρησιμοποιείται μια βαλβίδα, η οποία ονομάζεται βαλβίδα ανάμιξης, το έργο της οποίας είναι η ανάμιξη του αέρα και του καυσίμου, καθώς εισέρχονται στον κύλινδρο από διαφορετικούς το καθένα οχετούς. Η βαλβίδα αυτή αποτελεί ουσιώδες εξάρτημα της μηχανής αερίου. Σκοπός της είναι να επιτρέπει την είσοδο του μίγματος αέρα-καυσίμου στον κύλινδρο, την ανάμιξή τους στην κατάλληλη αναλογία, ώστε να εξασφαλίζεται καλή ποιότητα καύσης και να παρεμποδίζεται η εισχώρηση

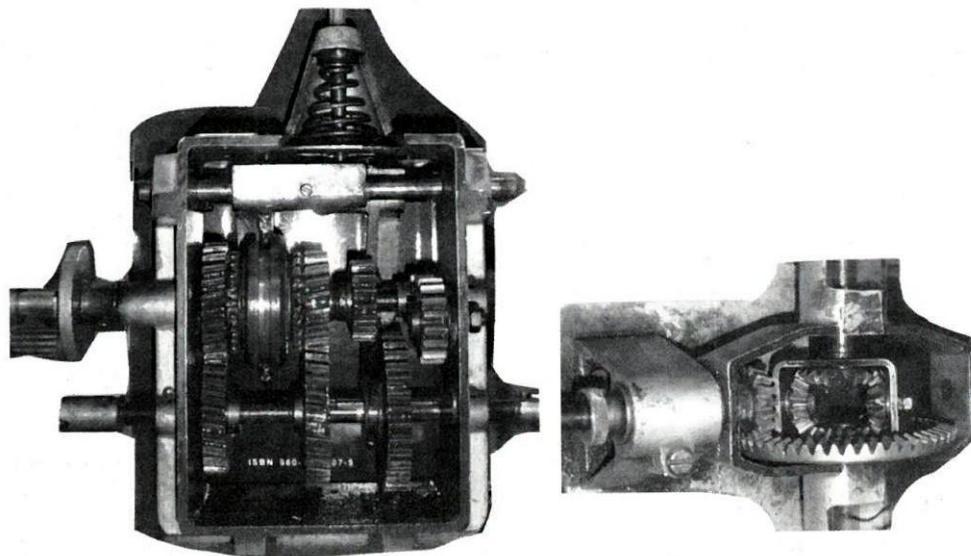
του αέρα στη σωλήνωση του αερίου προς αποφυγή έκρηξης. Η πρώτη από τις δύο αυτές προϋποθέσεις εξασφαλίζεται με την κατάλληλη εκλογή των διατομών των αγωγών αέρα και αερίου και με τη ρύθμιση της πίεσης στην αναρρόφηση της μηχανής. Η δεύτερη επιτυγχάνεται με κατάλληλη διάταξη η οποία ανοίγει πρώτα τη δίοδο εισροής του αέρα αποκαθιστώντας τη ροή του προς τον κύλινδρο και στη συνέχεια ανοίγει τη δίοδο του αερίου.

Τα λαμβανόμενα λειτουργικά αποτελέσματα χρησιμοποιώντας σαν καύσιμο βενζίνη ή L.P.G. είναι διαφορετικά. Στον Πίνακα 5.4 και στο Σχήμα 5.10 παρατίθενται μετρήσεις που αφορούν τη βενζίνη σαν καύσιμο σε 4-χρονη 4-κύλινδρη βενζινομηχανή 1600 m<sup>3</sup>. Στον Πίνακα 5.4 και στο Σχήμα 5.10 παρατίθενται μετρήσεις που αφορούν αέριο καύσιμο L.P.G. στην ίδια μηχανή. Από τη σύγκριση των αποτελεσμάτων προκύπτει ότι η ισχύς της μηχανής με καύσιμο L.P.G. είναι μικρότερη αυτής που επιτυγχάνεται με βενζίνη. Η διαφορά αυξάνει με τον αριθμό στροφών λόγω του υψηλού ειδικού όγκου του αερίου στην είσοδο. Η ροπή στρέψης είναι χαμηλότερη επίσης όταν η μηχανή λειτουργεί με L.P.G. για τον ίδιο λόγο. Παρόλα αυτά, είναι προτιμότερη η χρήση L.P.G. λόγω της καλύτερης ποιότητας καύσης και της ουσιαστικής μείωσης ρυπογόνων εκπομπών στην ατμόσφαιρα.

### 5.3 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

Έχουμε ένα σύστημα μετάδοσης κίνησης στους πίσω τροχούς που αποτελείται από τα παρακάτω κύρια μέρη Σχήμα 5.18:

- α) Το συμπλέκτη
- β) Το κιβώτιο ταχυτήτων με συγχρονισμό, τριών ταχυτήτων εμπροσθοπορείας και μιας οπισθοπορείας.
- γ) Τον άξονα μετάδοσης κίνησης με τους αρθρωτούς συνδέσμους
- δ) Την οπίσθια γέφυρα με το διαφορικό, τα ημιαξόνια και τους κινητήριους τροχούς.



Σχήμα 5.18. Αποψη κιβωτίου ταχυτήτων και πλανητικού συστήματος.

**Ζητούνται:**

- 1) Πόσες στροφές/min (RPM) παίρνουν οι πίσω τροχοί για κάθε ταχύτητα, όταν ο πρωτεύοντας άξονας του συμπλέκτη περιστρέφεται με 50 στροφές/min και το όχημα κινείται σε ευθεία πορεία.
- 2) Ομοίως με 50 στροφές/min του πρωτεύοντα άξονα του συμπλέκτη, πόσες στροφές παίρνει ο κάθε ένας από τους δύο πίσω τροχούς όταν:
  - α) ο ένας τροχός είναι ανυψωμένος
  - β) ο ένας περιστρέφεται με μικρό συντελεστή πρόσφυσης, π.χ. σε χιόνι.
- 3) Εάν ανυψωθούν και οι δύο τροχοί και περιστρέψουμε με το ένα χέρι τον ένα, τι θα κάνει ο άλλος τροχός. Να δοθεί εξήγηση.

**Δίδονται:**

- A)  $\omega_k$ : γωνιακή ταχύτητα κορώνας  
 $\omega_1, \omega_2$ : γωνιακή ταχύτητα πλανητών 1 και 2 αντίστοιχα  
 $\omega_\delta$ : γωνιακή ταχύτητα δορυφόρων  
 R: ακτίνα πλανητών  
 r: ακτίνα δορυφόρων

B) Περιφερειακή ταχύτητα:  $u = \omega r = \frac{2\pi n}{60} = \frac{rn}{9.55} \text{ [m/s]}$

Γωνιακή ταχύτητα:  $\omega = \frac{u}{r} = \frac{2\pi n}{60} = \frac{n}{9.55} \text{ [1/s]}$

Η εξίσωση των περιφερειακών ταχυτήτων θα είναι:

$$\omega_1 R = \omega_k R - \omega_\delta r \quad (5.40)$$

$$\omega_2 R = \omega_k R - \omega_\delta r \quad (5.41)$$

με πρόσθεση κατά μέλη των (5.40) και (5.41) προκύπτει:

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_k \quad (5.42)$$

α) Όταν το όχημα κινείται σε ευθεία οδό, οι αντιστάσεις των τροχών είναι ίδιες και κατά συνέπεια οι δορυφόροι δεν περιστρέφονται. Αφού λοιπόν οι αντιστάσεις είναι ίδιες έχουμε  $\omega_1 = \omega_2$ . Έτσι η σχέση (5.42) γίνεται:

$$2\omega_1 = 2\omega_2 = 2\omega_k$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_k$$

$$n_1 = n_2 = n_k$$

Δηλαδή κάθε οπίσθιος τροχός περιστρέφεται με τις στροφές της κορώνας.

β) Σε περίπτωση όμως που το όχημα κινείται σε στροφή ο εσωτερικός τροχός, έστω ο 1, θα συναντά μεγαλύτερη αντίσταση από τον εξωτερικό τροχό 2. Άρα  $\omega_1 < \omega_2$  και οι δορυφόροι περιστρέφονται γύρω από τον άξονά τους. Αν σταματήσει τελείως ο τροχός 1 λόγω αντίστασης, τότε  $\omega_1 = 0$  και από τη σχέση (5.42):

$$\omega_2 = 2\omega_k \text{ και } n_2 = 2n_k$$

Δηλαδή ο άλλος τροχός παίρνει και τις στροφές του 1 και περιστρέφεται με διπλάσιες στροφές από αυτές της κορώνας.

Για τις ανάγκες της άσκησης οι σχέσεις μετάδοσης της κίνησης στο κιβώτιο ταχυτήτων για κάθε ταχύτητα υπολογίζονται με τη μέτρηση των οδόντων των οδοντωτών τροχών.

**Απαντήσεις:**

- 1) Οι στροφές που παίρνουν οι τροχοί για κάθε ταχύτητα σε ευθεία πορεία, δίδονται από τη σχέση:

$$n_1 = n_2 = \frac{n_{\pi} z_1 z_3}{z_2 z_4} \quad (5.43)$$

$n_1, n_2$ : στροφές των τροχών σε RPM,  $n_{\pi}$ : στροφές του πρωτεύοντος άξονα του συμπλέκτη σε RPM,  $z_1$ : αριθμός οδόντων του μικρού οδοντωτού τροχού για κάθε μία από τις ταχύτητες,  $z_2$ : αριθμός οδόντων του μεγάλου οδοντωτού τροχού για κάθε μία από τις ταχύτητες,  $z_3$ : αριθμός οδόντων του πηνίου,  $z_4$ : αριθμός οδόντων της κορώνας.

Μεγέθη που μετρούνται και υπολογίζονται καταχωρούνται στον παρακάτω πίνακα:

	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$n_{\pi}$ [RPM]	$n_1=n_2$ [RPM]
<b>1<sup>η</sup> ταχύτητα</b>	16	32	15	50	50	7,50
<b>2<sup>η</sup> ταχύτητα</b>	20	28	15	50	50	10,71
<b>3<sup>η</sup> ταχύτητα</b>	24	24	15	50	50	15,00
<b>4<sup>η</sup> ταχύτητα</b>	10	32	15	50	50	4,69

- 2) Με τη βοήθεια των σχέσεων  $\omega_1 = n_1/9.55$ ,  $\omega_2 = n_2/9.55$ ,  $\omega_3 = n_3/9.55$  η εξίσωση (5.42) γίνεται:

$$n_1 = 2n_k - n_2 \quad (5.44)$$

$n_1$ : στροφές του ανυψωμένου τροχού σε RPM,  $n_2$ : στροφές του τροχού που δεν είναι ανυψωμένος σε RPM,  $n_k (=n_2)$ : στροφές της κορώνας σε RPM που προκύπτουν από τη σχέση (2.43).

Από τις σχέσεις (5.43) και (5.44) συνάγεται:

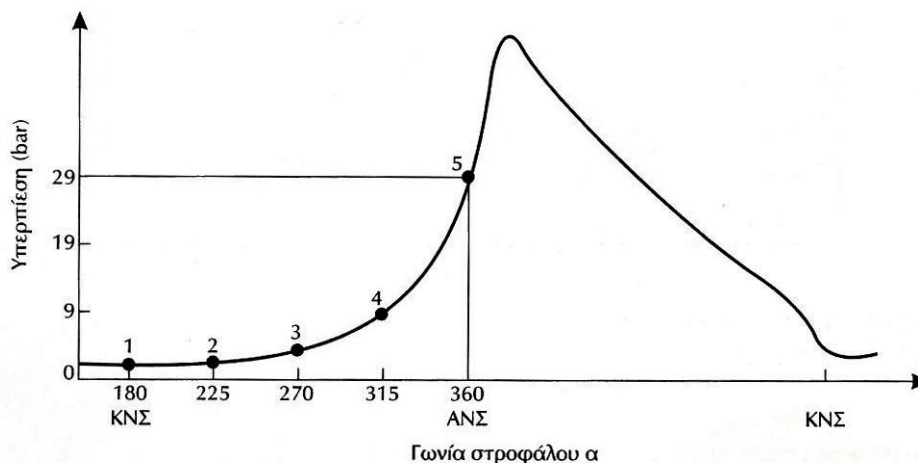
$$n_1 = 2 \left( \frac{n_{\pi} z_1 z_3}{z_2 z_4} \right) - n_2 \quad (5.45)$$

Από τη σχέση (5.45) αν  $n_2=0$ , ο ανυψωμένος τροχός παίρνει διπλάσιες στροφές από όσες θα είχε αν εργαζόταν και οι δύο τροχοί κανονικά. Τα ίδια συμπεράσματα εξάγονται και για την περίπτωση που ο ένας τροχός εργάζεται με μικρό συντελεστή πρόσφυσης.

- 3) Στην περίπτωση αυτή ο άλλος τροχός θα περιστρέφεται με τις ίδιες στροφές αλλά με αντίθετη φορά, διότι μεταξύ των δύο πλανητών (που έχουν ίδιο αριθμό οδόντων), μεσολαβεί ένας τρίτος οδοντωτός τροχός (δορυφόρος), που αλλάζει τη φορά περιστροφής.

## 5.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΠΟΛΥΤΡΟΠΙΚΟΥ ΕΚΘΕΤΗ

Για τον υπολογισμό ενός ενδεικτικού διαγράμματος κατά την κατασκευή μιας μηχανής εσωτερικής καύσης, πρέπει να είναι γνωστός ο πολυτροπικός εκθέτης στις τρέχουσες αλλαγές καταστάσεως στον κύλινδρο. Ο εκθέτης αυτός πρέπει να γίνεται αποδεκτός από εμπειρία. Στις δοκιμές μηχανών εσωτερικής καύσης λαμβάνεται το διάγραμμα της επικρατούσης πίεσης στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής και απ' αυτό καθορίζεται ο πολυτροπικός εκθέτης. Ακολουθείται η εξής πορεία. Λαμβάνεται η πίεση στον κύλινδρο σε συνάρτηση με τη γωνία περιστροφής του στροφάλου α Σχήμα 5.19.



**Σχήμα 5.19.** Καμπύλη πίεσης στον κύλινδρο σε συνάρτηση με τη γωνία περιστροφής α του στροφάλου.

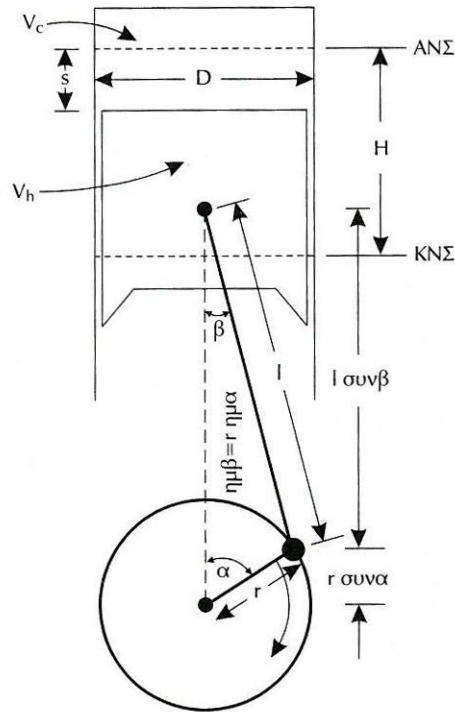
Αυτό το διάγραμμα μεταφέρεται σε λογαριθμικούς άξονες, στους οποίους γίνεται επιπλέον αλλαγή ως προς τα μεγέθη. Η υπερπίεση γίνεται απόλυτη πίεση και η γωνία περιστροφής στροφάλου α αντικαθίσταται από τον αντίστοιχο όγκο εμβολισμού. Για τον υπολογισμό του εμβολισμού που αντιστοιχεί στην εκάστοτε γωνία περιστροφής στροφάλου α χρησιμοποιούνται οι σχέσεις με τη βοήθεια του Σχήματος 5.20:

$$s = r(1 - \sigma \nu \alpha + \frac{\lambda}{2} \eta \mu^2 \alpha)$$

s: διαδρομή εμβόλου, r: ακτίνα στροφάλου, α: γωνία περιστροφής στροφάλου, λ=r/l: λόγος πλαγιότητας, l: μήκος διωστήρα.

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} s$$

V: ο εκάστοτε ολικός όγκος κυλίνδρου, V<sub>h</sub>: κυβισμός, V<sub>c</sub>: όγκος θαλάμου καύσης, D: διάμετρος κυλίνδρου.



**Σχήμα 5.20. Κίνηση εμβόλου στον κύλινδρο.**

Με τη μεταφορά από το Σχήμα (5.19) στους λογαριθμημένους άξονες σχηματίζεται η παριστάμενη ευθεία του Σχήματος 5.21.

Ο ζητούμενος πολυτροπικός εκθέτης είναι το μέγεθος που εκφράζει η κλίση της ευθείας. Για την απόδειξη των παραπάνω έχουμε:

Για την πολυτροπική αλλαγή κατάστασης ισχύει:

$$p_1 V_1^n = p V_n$$

Με λογαρίθμηση της σχέσης αυτής παίρνουμε:

$$\log(p_1 V_1^n) = \log(p V^n)$$

$$\log p_1 + n \log V_1 = \log p + n \log V$$

και

$$\log p + n \log p_1 = -n(\log V - \log V_1)$$

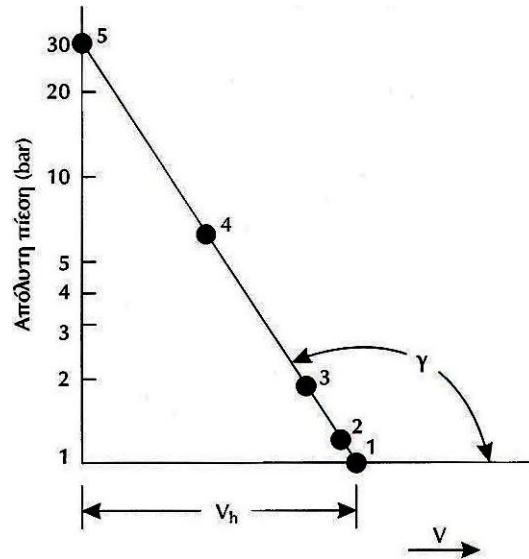
Αυτή η σχέση είναι η εξίσωση μιας ευθείας που πάνω σε λογαριθμικούς άξονες παριστάνεται με ευθεία γραμμή, με n την τιμή της κλίσης της.

Εάν με θ ορισθεί η κλίση της ευθείας τότε:

$$n = -\text{τοξεφ}\theta$$

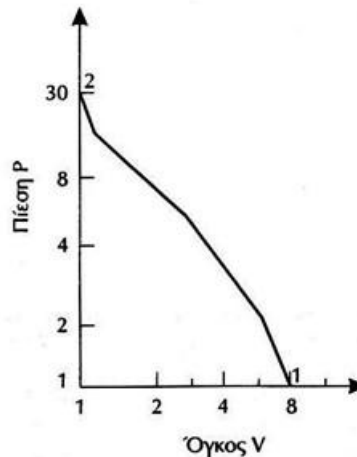
Επίσης ο πολυτροπικός εκθέτης  $n$  μπορεί να ορισθεί με δύο σημεία της ευθείας:

$$n = - \frac{\log p_2 - \log p_1}{\log V_2 - \log V_1}$$



Σχήμα 5.21. Καμπύλη συμπίεσης από το σχήμα 5.19 πάνω σε λογαριθμημένους άξονες.

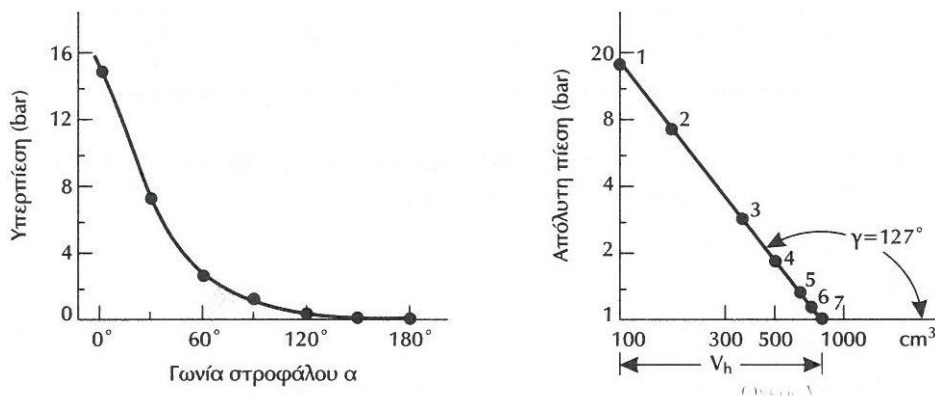
Με τη μεταφορά της καμπύλης πίεσης πάνω σε λογαριθμημένους άξονες ως επί το πλείστον δεν σχηματίζεται ευθεία Σχήμα 5.22. Αυτό συμβαίνει γιατί η καμπύλη πίεσης δεν έχει σταθερό πολυτροπικό εκθέτη. Η ευθεία που ενώνει τα σημεία 1 και 2 ορίζει το μέσο πολυτροπικό εκθέτη.



Σχήμα 5.22. Υπολογισμός του μέσου πολυτροπικού εκθέτη.

Στη συνέχεια υπολογίζεται πολυτροπικός εκθέτης καμπύλης πίεσης (στο χρόνο της εκτόνωσης) που δίδεται στο Σχήμα 5.23. Δίδονται: διαδρομή εμβόλου  $H=100$  mm, διάμετρος εμβόλου  $D=100$ mm, μήκος διωστήρα  $l=200$ mm, λόγος συμπίεσης  $\epsilon=8$ , ατμοσφαιρική πίεση  $P_b=1$  bar.





**Σχήμα 5.23. Υπολογισμός του πολυτροπικού εκθέτη στην εκτόνωση.**

Η καμπύλη πίεσης που δίδεται αριστερά στο Σχήμα 5.23 μεταφέρεται δεξιά στο διπλό λογαριθμικό χαρτί. Επιπλέον μετατρέπεται η υπερπίεση σε απόλυτη πίεση και η διαδρομή του εμβόλου αντιστοιχείται με τον ανάλογο όγκο εμβολισμού με τη βοήθεια της σχέσης:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} r \left( 1 - \sigma \nu \alpha + \frac{\lambda}{2} \eta \mu^2 \alpha \right)$$

Ο όγκος του χώρου καύσης υπολογίζεται από τον όγκο εμβολισμού και τη σχέση συμπίεσης:

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c} \Rightarrow V_c = \frac{\frac{\pi D^2}{4} H}{\varepsilon - 1} = \frac{\frac{\pi 10^2}{4} 10}{8 - 1} = 112.2 \text{ cm}^3$$

$$r = \frac{H}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ cm}$$

$$\lambda = \frac{r}{1} = \frac{5}{20} = 0.25$$

$\alpha$ σε μοίρες	$\sigma \nu \alpha$	$\eta \mu^2 \alpha$	$(\lambda/2) \eta \mu^2 \alpha$	$1 - \sigma \nu \alpha + (\lambda/2) \eta \mu^2 \alpha$	$V$ σε $\text{cm}^3$
0	1.000	0.000	0.000	0.000	112.2
30	0.866	0.250	0.031	0.165	177.0
60	0.500	0.750	0.094	0.594	315.5
90	0.000	1.000	0.125	1.125	554.0
120	-0.500	0.750	0.094	1.594	738.2
150	-0.866	0.250	0.031	1.897	857.2
180	-1.000	0.000	0.000	2.000	897.6

Από το Σχήμα 5.23 και από τη δεξιά καμπύλη πίεσης (ευθεία) στους λογαριθμικούς άξονες λαμβάνεται η κλίση της ευθείας:

$$\theta = 127^\circ$$

Οπότε:

$$\tau_{\xi\epsilon\theta} = -1.33$$

και ο πολυτροπικός εκθέτης της καμπύλης πίεσης ανέρχεται:

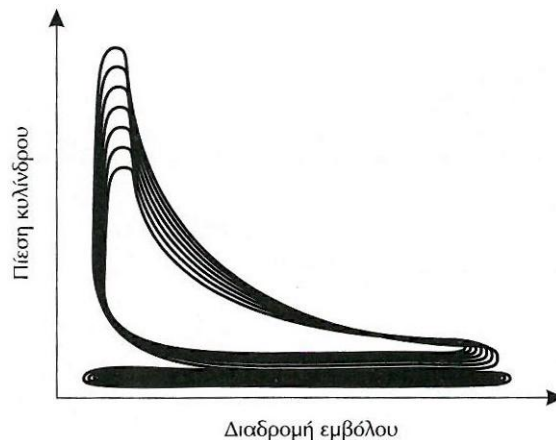
$$n = 1.33$$

Για υπολογιστικούς λόγους δίδονται οι σχέσεις  $p=p_b+p_{\text{υπερπίεση}}$  και  $p=p_b+p_{\text{υποπίεση}}$ , όπου  $p$ : απόλυτη πίεση,  $p_b$ : βαρομετρική πίεση αέρα.

## 5.5 ΕΝΔΕΙΚΤΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ

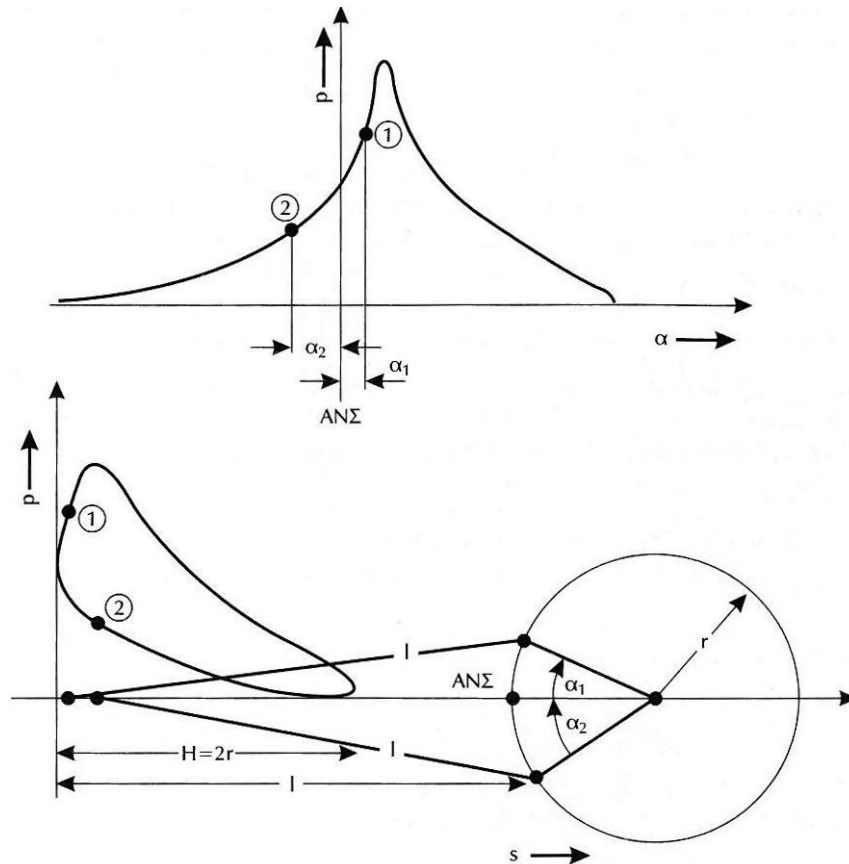
Οι μηχανικοί ενδείκτες επιτρέπουν το σχεδιασμό των ενδεικτικών διαγραμμάτων σχετικά αργόστροφων κινητήρων, δίδοντας ένα μέσο ενδεικτικό διάγραμμα που σχηματίζεται από πολλούς κύκλους λειτουργίας. Αιτία είναι η ύπαρξη μηχανικών μερών λειτουργίας. Ένας ηλεκτρικός ενδείκτης μπορεί να καταγράψει ενδεικτικά διαγράμματα μεμονωμένων κύκλων λειτουργίας και ταχύστροφων κινητήρων και επίσης τη μεταβολή της πίεσης κατά τη διάρκεια μιας κρουστικής καύσης.

Ο ηλεκτρικός ενδείκτης αποτελείται από τον αισθητήρα πίεσης, τον ενισχυτή και τη συσκευή ένδειξης. Ο ενισχυτής ενισχύει το αδύναμο ηλεκτρικό σήμα που λαμβάνεται από τον αισθητήρα, μερικές φορές μάλιστα μετατρέποντάς το σε άλλο ηλεκτρικό σήμα. Κατά κύριο λόγο χρησιμοποιούνται ηλεκτρονικοί παλμογράφοι και παλμογράφοι φωτεινής ακτίνας, μέσω των οποίων λαμβάνονται τα γνωστά διαγράμματα πίεσης-χρόνου και το διάγραμμα πίεσης σε σχέση με τη διαδρομή του εμβόλου. Για κάθε κύκλο λειτουργίας λαμβάνεται το αντίστοιχο διάγραμμα. Λαμβάνοντας το ενδεικτικό διάγραμμα αποκτούμε μια πολύ χρήσιμη εικόνα για την αξιολόγηση κάποιων σημαντικών χαρακτηριστικών της μηχανής. Ο ηλεκτρονικός παλμογράφος δεν χρησιμεύει μόνο για την καταγραφή του ενδεικτικού διαγράμματος ενός κύκλου λειτουργίας αλλά μπορεί να παρουσιάσει τα διάγραμμα περισσότερων κύκλων λειτουργίας σε επικάλυψη Σχήμα 5.24:



**Σχήμα 5.24. Ενδεικτικό διάγραμμα περισσότερων κύκλων εργασίας.**

Με έναν ηλεκτρονικό παλμογράφο και με τη χρήση ενός αισθητήρα της διαδρομής του εμβόλου, μπορεί να ληφθεί με ακρίβεια το διάγραμμα πίεσης-διαδρομής εμβόλου. Στο Σχήμα 5.25 παρουσιάζεται πως ένα διάγραμμα πίεσης-γωνίας στροφάλου, μετατρέπεται σε διάγραμμα πίεσης-διαδρομής εμβόλου. Αυτή η μέθοδος μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για το διάγραμμα πίεσης-χρόνου, εάν βέβαια έχει προηγηθεί το διάγραμμα πίεσης-γωνίας στροφάλου.

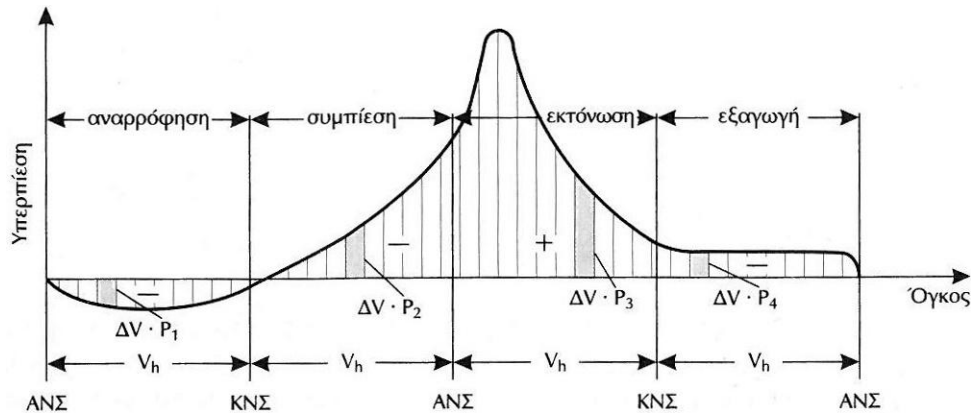


**Σχήμα 5.25. Μετατροπή του διαγράμματος πίεσης-γωνίας στροφάλου στο διάγραμμα πίεσης-διαδρομής εμβόλου.**

Για να γίνει αυτό απαιτείται η θέση του Άνω Νεκρού Σημείου και ένα δεύτερο γνωστό σημείο γωνίας πάνω στο διάγραμμα πίεσης-χρόνου.

Ο υπολογισμός της μέσης πίεσης του εμβόλου  $p_i$  με τη βοήθεια του ενδεικτικού διαγράμματος είναι πολύπλοκη διαδικασία. Εάν δεν πρέπει να προσδιορισθεί η μέση πίεση του εμβόλου όχι από ένα ενδεικτικό διάγραμμα αλλά από πολλά, καθίσταται τότε ιδιαίτερα χρονοβόρα μέθοδος.

Η μεθοδολογία του  $p_i$ -μέτρου λειτουργεί ηλεκτρονικά και αναπτύχθηκε για να διευκολύνει στους υπολογισμούς και να βελτιώνει την ακρίβεια των μετρήσεων. Δίδεται περιγραφή της. Στο Σχήμα 5.26 παρουσιάζεται ένα  $p$ - $V$  διάγραμμα τετράχρονου κινητήρα. Η καμπύλη πίεσης έχει σχήμα όπως αυτό λαμβάνεται στο διάγραμμα πίεσης-γωνίας στροφάλου.



**Σχήμα 5.26. p-V διάγραμμα ενός τετράχρονου κινητήρα.**

Ένα τέτοιο διάγραμμα υπολογίζεται με τη μέθοδο του  $p_i$ -μέτρου. Το παραγόμενο έργο υπολογίζεται:

$$E = - \int_{AN\Sigma 1}^{KN\Sigma 1} p dV - \int_{KN\Sigma 1}^{AN\Sigma 2} p dV + \int_{AN\Sigma 2}^{KN\Sigma 2} p dV - \int_{KN\Sigma 2}^{AN\Sigma 3} p dV \quad (5.33)$$

Για τον υπολογισμό με τη μέθοδο του  $p_i$ -μέτρου έχουμε:

$$E = - \sum_1^n (p_\alpha)_\kappa \Delta V - \sum_1^n (p_\kappa)_\kappa \Delta V + \sum_1^n (p_e)_\kappa \Delta V - \sum_1^n (p_u)_\kappa \Delta V \quad (5.34)$$

Η σχέση (5.34) δίνει τιμές προσεγγιστικά ίσες με τη σχέση (5.33) και μάλιστα όσο μικρότερο  $\Delta V$  επιλέγεται. Από τη σχέση:

$$E = p_i * V_h$$

προκύπτει:

$$p_i = \frac{E}{V_h}$$

Για τον όγκο του εμβολισμού μπορεί να γραφεί:

$$V_h = n * \Delta V$$

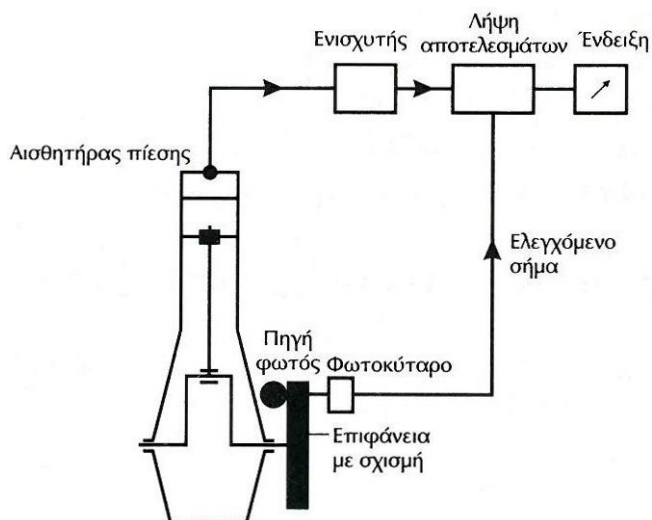
Έτσι καταλήγουμε στη σχέση για τον προσδιορισμό της μέσης πίεσης του εμβόλου από το ενδεικτικό διάγραμμα:

$$p_i = \frac{1}{n\Delta V} [- \sum_1^n (p_\alpha)_\kappa \Delta V - \sum_1^n (p_\kappa)_\kappa \Delta V + \sum_1^n (p_e)_\kappa \Delta V - \sum_1^n (p_u)_\kappa \Delta V] \quad (5.35)$$

$$p_i = \frac{1}{n} \left[ - \sum_1^n (p_\alpha)_\kappa - \sum_1^n (p_\kappa)_\kappa + \sum_1^n (p_e)_\kappa - \sum_1^n (p_u)_\kappa \right]$$

E: έργο αερίων, ANΣ: Άνω Νεκρό Σημείο, ΚΝΣ: Κάτω Νεκρό Σημείο,  $V_h$ : Εμβολισμός ενός κυλίνδρου,  $\Delta V$ : Διαφορά όγκου, n: Αριθμός ογκομετρικών διαφορών εμβολισμού,  $p_a$ : πίεση κατά τη διάρκεια εισαγωγής,  $p_k$ : πίεση κατά τη διάρκεια συμπίεσης,  $p_e$ : πίεση κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης,  $p_i$ : πίεση κατά τη διάρκεια εξαγωγής, κ: από 1 έως n.

Η παραπάνω θεώρηση αναφέρεται σε ένα P-V διάγραμμα ενός τετράχρονου κινητήρα. Για έναν δίχρονο κινητήρα μπορεί να βρεθεί μια αντίστοιχη σχέση.



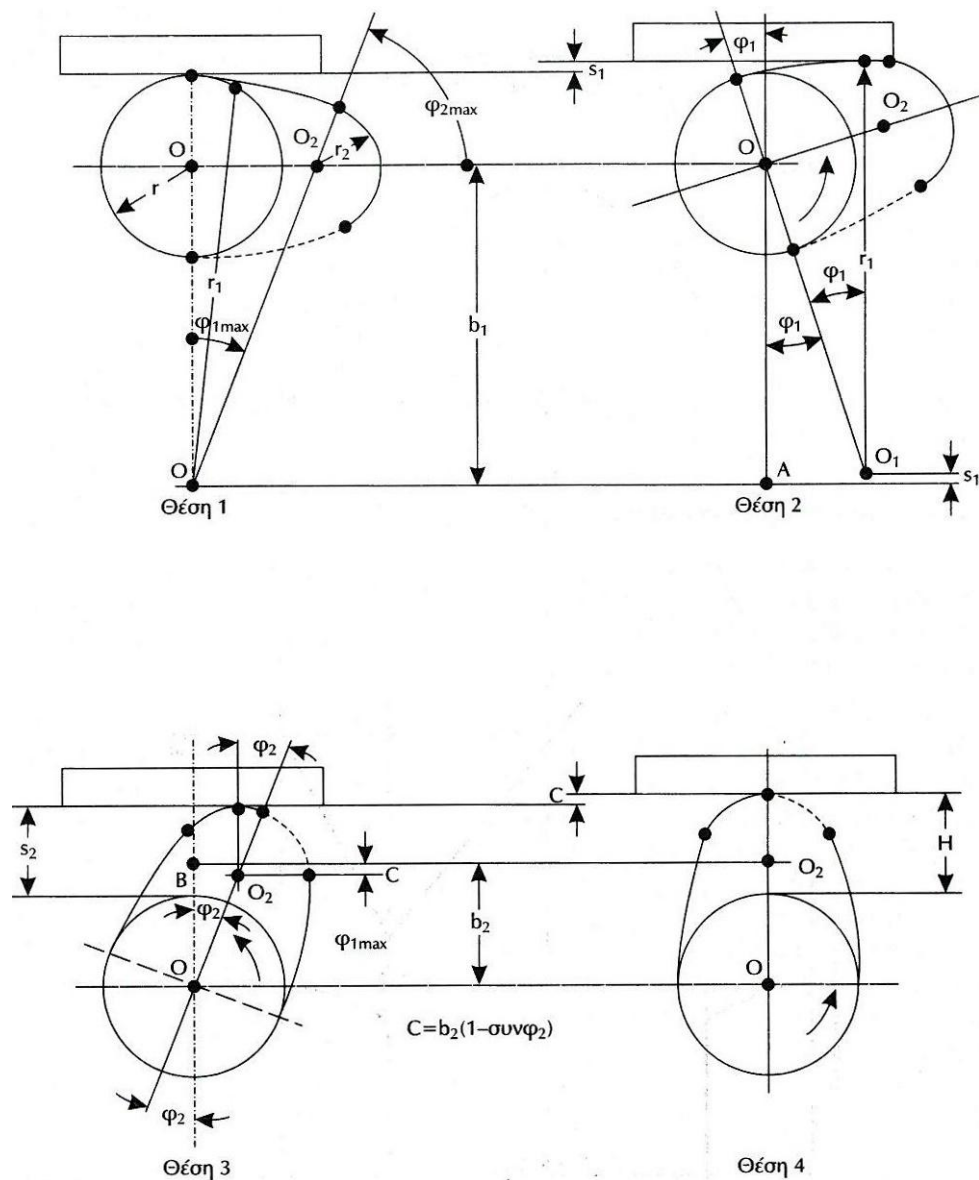
**Σχήμα 5.27. Μεθοδολογία του  $p_i$ -μέτρου.**

Η σχέση (5.35) περιγράφει τη μεθοδολογία του  $p_i$ -μέτρου. Για κάθε στοιχειώδες βήμα όγκου λαμβάνεται η αντίστοιχη πίεση μέσα στον κύλινδρο. Αυτές οι πιέσεις αθροίζονται και το άθροισμα της πίεσης διαιρείται με τον αριθμό των στοιχειωδών όγκων. Στην κεφαλή του κυλίνδρου είναι ενσωματωμένος ένας δότης πίεσης ο οποίος λαμβάνει συνεχώς την τιμή των πιέσεων  $p_k$ . Με τη βοήθεια ενός δεύτερου δότη πίεσης, για κάθε στοιχειώδη όγκο δίδει ένα σήμα για την καταχώρηση της συγκεκριμένης τιμής πίεσης. Τα σήματα παράγονται π.χ. μέσω σχισμών, στον στροφαλοφόρο άξονα. Η απόσταση των σχισμών επιλέγεται έτσι ώστε οι στοιχειώδεις όγκοι κατά τη μέτρηση να είναι ταυτόσημοι. Στη μια πλευρά της σχισμής βρίσκεται μια φωτεινή λυχνία και στην άλλη ένα φωτοκύταρο. Ο συγκεκριμένος δότης πίεσης παράγει μέσω ενός ενισχυτή, πίεση ανάλογη της τάσης. Ο αριθμός των σημάτων που προκύπτει είναι ανάλογος της αναγραφόμενης μέσης πίεσης του εμβόλου. Με τη βοήθεια μιας τέτοιας συσκευής μπορούμε να μετρήσουμε τη μέση πίεση που εξασκείται στην κεφαλή ενός εμβόλου ενός ή περισσότερων κύκλων λειτουργίας (ενδεικτικών διαγραμμάτων). Στο Σχήμα 5.27 παρατίθεται η μεθοδολογία ενός τέτοιου  $p_i$ -μέτρου.

## 5.6 ΑΡΜΟΝΙΚΟΣ ΚΝΩΔΑΚΑΣ (ΕΚΚΕΝΤΡΟ)

Ο αρμονικός κνώδακας αποτελείται από επιφάνειες κυλινδρικών μανδύων, είναι δηλαδή έκκεντρο (κνώδακας) κυκλικών τόξων. Αυτό το έκκεντρο κυκλικών τόξων συνεργάζεται με έναν μηχανισμό μετάδοσης κίνησης. Την παραγόμενη κίνηση μπορούμε να την περιγράψουμε με απλές αρμονικές σχέσεις.

Παρακάτω δίδονται οι εξισώσεις κίνησης για αρμονικό έκκεντρο του οποίου οι πλευρές αποτελούνται από δύο διαφορετικά κυκλικά τόξα. Στο Σχήμα 5.28 είναι σχεδιασμένο το έκκεντρο σε τέσσερις θέσεις λειτουργίας. Στη θέση 1 εφάπτεται η επίπεδη βάση του μηχανισμού στο βασικό κύκλο του έκκεντρο. Όταν συμβαίνει αυτό ο εμβολισμός του μηχανισμού κίνησης είναι μηδέν. Όταν το έκκεντρο έχει περιστραφεί κατά γωνία  $\varphi_1$  (θέση 2), ο μηχανισμός κίνησης αλλάζει το πρώτο τόξο του κύκλου με την ακτίνα  $r_1$  και έχει διανύσει την απόσταση  $s_1$ . Το κέντρο  $O_1$  μετακινήθηκε ταυτόχρονα προς τα άνω κατά την απόσταση  $s_1$ . Η κίνηση του μηχανισμού μπορεί να καθορισθεί από το σχήμα  $OA O_1$ . Στη θέση 3 εφάπτεται η βάση του μηχανισμού στο δεύτερο τόξο του κύκλου. Η βάση του μηχανισμού βρίσκεται κατά απόσταση  $c$  χαμηλότερα απ' ότι στη θέση 4 όπου και βρίσκεται στο υψηλότερο σημείο του. Η γωνία περιστροφής του έκκεντρο μεταξύ της 3<sup>ης</sup> και 4<sup>ης</sup> θέσης  $\varphi_2$ . Το μέγεθος  $c$  δίδεται από το σχήμα  $OO_2B$ .



Σχήμα 5.28. Κίνηση μηχανισμού με αρμονικό έκκεντρο.

Μετά από αυτές τις παρατηρήσεις μπορούν να διατυπωθούν οι παρακάτω εξισώσεις για τον εμβολισμό του μηχανισμού.

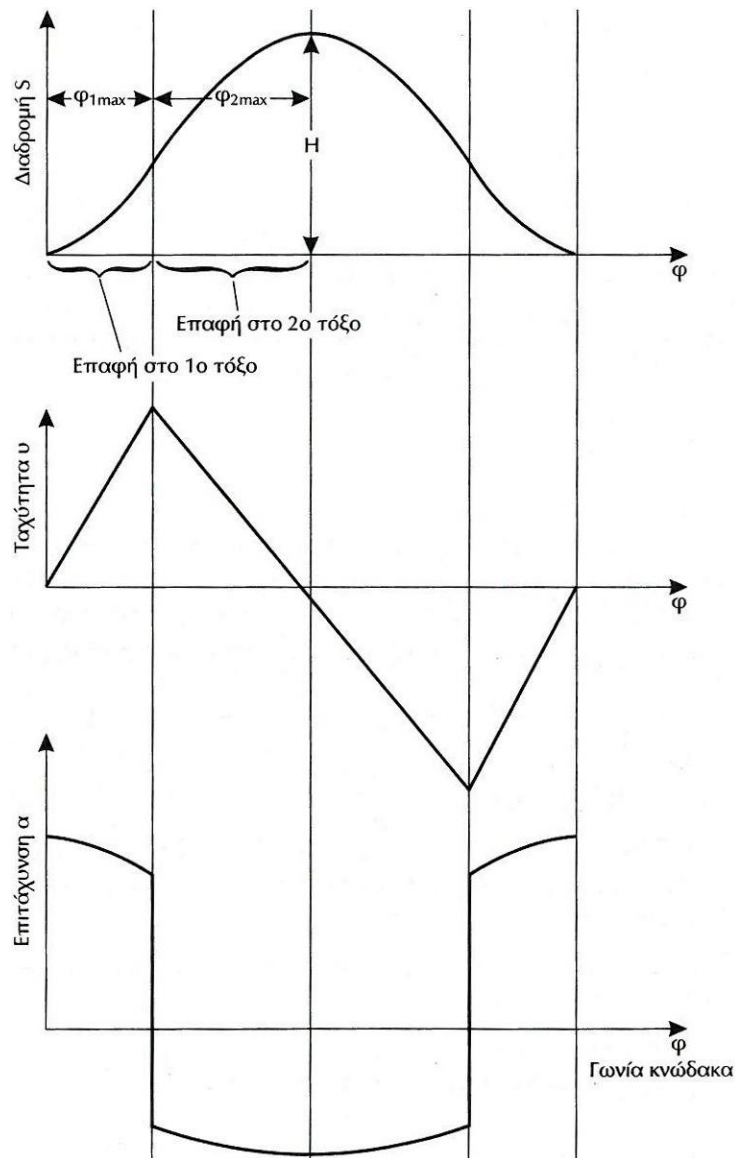
- 1) Ο μηχανισμός κίνησης εφάπτεται στο πρώτο τόξο του κύκλου, η γωνία του έκκεντρου μεταβάλλεται από  $\varphi_1=0$  έως  $\varphi_{1\max}$ .

$$s_1 = b_1 (1 - \sin \varphi_1) \quad (5.36)$$

- 2) Ο μηχανισμός κίνησης εφάπτεται στο δεύτερο τόξο του κύκλου, η γωνία του έκκεντρου μεταβάλλεται από  $\varphi_2=\varphi_{2\max}$  έως 0.

$$s_2 = H - b_2 (1 - \sin \varphi_2) \quad (5.37)$$

Με αυτές τις δυο εξισώσεις υπολογίζεται η προς τα άνω διαδρομή του μηχανισμού κίνησης, η διαδρομή προς τα κάτω υπολογίζεται συμμετρικά σχήμα 5.29.



**Σχήμα 5.29. Διαδρομή κίνησης αρμονικού έκκεντρο.**

Η σχέση για την ταχύτητα του μηχανισμού κίνησης λαμβάνεται μέσω της παραγώγισης της διαδρομής με το χρόνο:

$$u = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}$$

γίνεται:

$$u_1 = \omega b_1 \eta \mu \varphi_1 \tag{5.38}$$

$$u_2 = -\omega b_2 \eta \mu \varphi_2 \tag{5.39}$$

$\omega$ : γωνιακή ταχύτητα του εκκεντροφόρου άξονα.



Η γωνία  $\varphi_2$  σε όλες τις εξισώσεις έχει αρνητικό πρόσημο, επειδή κινείται προς τη θετική φορά της γωνίας του εκκέντρου. Το αρνητικό πρόσημο επιδρά μόνο στην εξίσωση (5.39), επειδή στις άλλες εξισώσεις σχηματίζεται το συνημίτονο της γωνίας  $\varphi_2$ . Με την παραγωγή της εξίσωσης της ταχύτητας στο χρόνο, λαμβάνονται οι εξισώσεις για την επιτάχυνση του μηχανισμού κίνησης:

$$\alpha_1 = -\omega^2 b_1 \text{ συν}\varphi_1 \quad (5.40)$$

$$\alpha_2 = -\omega^2 b_2 \text{ συν}\varphi_2 \quad (5.41)$$

Στο Σχήμα 5.29 δίδονται η διαδρομή, η ταχύτητα και η επιτάχυνση του μηχανισμού κίνησης σε σχέση με τη γωνία του εκκέντρου. Δίδονται επίσης οι εξισώσεις της επιτάχυνσης του μηχανισμού κίνησης σαν συνάρτηση της διαδρομής του μηχανισμού κίνησης. Με συνδυασμό των εξισώσεων της διαδρομής και της επιτάχυνσης λαμβάνεται:

$$\alpha_1 = \omega^2 b_1 - \omega^2 s_1 \quad (5.42)$$

$$\alpha_2 = -\omega^2 s_2 + \omega^2 (H - b_2) \quad (5.43)$$

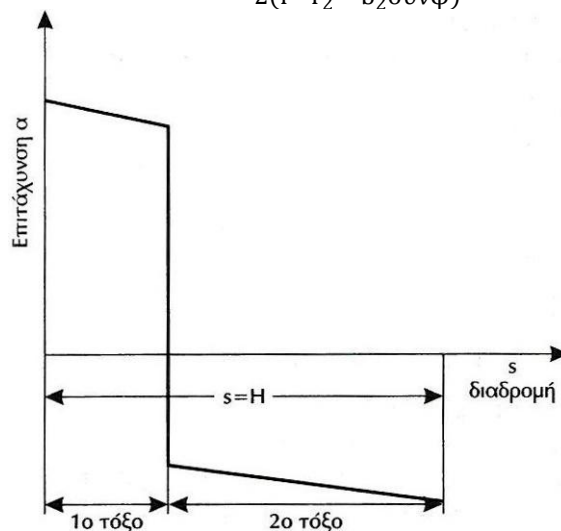
Η διαφοροποίησή τους είναι ανεξαρτήτως  $s_1$  και  $s_2$ . Με τις δύο αυτές γραμμικές εξισώσεις δίδεται η καμπύλη της επιτάχυνσης σαν συνάρτηση του εμβολισμού του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης Σχήμα 5.30.

Από το Σχήμα 5.31 λαμβάνονται με απλές γεωμετρικές παρατηρήσεις σημαντικές σχέσεις για τον υπολογισμό του εκκέντρου:

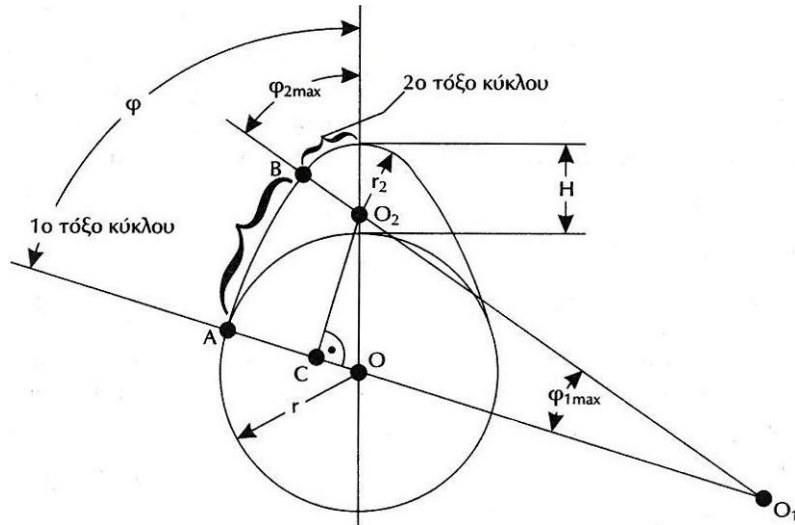
Ακτίνα στην κορυφή του εκκέντρου  $r_2$ :

$$r_2 = r + H - b_2 \quad (5.44)$$

$$b_1 = \frac{b_2^2 - (r - r_2)^2}{2(r - r_2 - b_2 \text{ συν}\varphi)} \quad (5.45)$$



Σχήμα 5.30. Επιτάχυνση μηχανισμού κίνησης αρμονικού εκκέντρου.



Σχήμα 5.31. Κυκλικά τόξα έκκεντρο.

Το  $b_1$  δεν πρέπει να είναι αρνητικό και επίσης δεν πρέπει να είναι άπειρο, γιατί διαφορετικά δεν μπορούν να συνεργαστούν η επίπεδη βάση του μηχανισμού με το έκκεντρο. Γωνίες  $\varphi_{1max}$  και  $\varphi_{2max}$ :

$$\eta\mu\varphi_{1max} = \frac{b_2 \eta\mu\varphi}{b_1 + r - r_2} \quad (5.45)$$

$$\varphi_{2max} = \varphi - \varphi_{1max} \quad (5.46)$$

με  $b_1 = OO_1$ ,  $b_2 = OO_2$  και  $r_1 = O_1A = O_2B$

Το  $b_1$  υπολογίζεται από το νόμο των συνημίτονων στο τρίγωνο  $OO_1O_2$ :

$$\eta\mu\varphi_{1max} = \frac{CO_2}{O_1O_2}, \text{ με } CO_2 = b_2 \eta\mu\varphi$$

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΑΣΚΗΣΕΙΣ

### 6.1 ΤΥΠΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΙΣΧΥΟΣ

#### A. ΒΑΣΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

Το παραγόμενο έργο ανά κύκλο λειτουργίας της μηχανής είναι:

$$W = p_m \cdot \Delta V = p_m \cdot V_H = p_m \cdot S \cdot L = p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} L$$

όπου:  $p_m$ : μέση πίεση και  $V_H$ : διατομή εμβόλου επί τη διαδρομή του εμβόλου. Οι μονάδες της σχέσης αυτής θα είναι:  $p_m$  [kr/cm<sup>2</sup>],  $D$  [cm] και  $L$  [m] οπότε  $W$  [kr·m]·t είναι ο χρόνος εκτέλεσης του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα και είναι ίσος με:

$$t = x/2 \cdot 60/n$$

όπου  $x$  οι χρόνοι του κινητήρα και  $n$  ο αριθμός των στροφών του κινητήρα.

Η ισχύς  $N$  του κινητήρα είναι η πραγματική ισχύς. Το  $N_i$  είναι η ενδεικτική ισχύς και το  $N_e$  η πραγματική ισχύς με  $N_e = N_i \cdot \eta_m$ . Για να μετατραπεί η ισχύς σε PS:

$$N = W/(75t) = (p_m \cdot S \cdot L) / (75x/2 \cdot 60/n) = p_m \cdot S \cdot L \cdot n / (4500 \cdot x/2)$$

Για πολυκύλινδρους κινητήρες η τελική σχέση είναι:

$$N = \frac{p_m \cdot S \cdot L \cdot n \cdot z}{4500 \cdot x/2}$$

όπου  $z$ : ο αριθμός των κυλίνδρων. Σε περίπτωση ισχύος μηχανής διπλής ενέργειας η ισχύς ισούται με το άθροισμα των ισχύων των δύο εργαζομένων πλευρών, δηλαδή:

$$N = N_a + N_k = (p_{ma} \cdot S_a + p_{mk} \cdot S_k) \cdot L \cdot n \cdot z / (4500 \cdot x/2) \rightarrow N = \frac{p_m \cdot L \cdot n \cdot z}{4500 \cdot x/2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot D^2 - d^2)$$

Αυτή η σχέση ισχύει όταν λάβουμε υπόψη τη διατομή του εμβόλου επάνω και αφαιρέσουμε τη διατομή του διωστήρα στην κάτω πλευρά.

#### B. ΕΚΦΡΑΣΗ ΤΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙ ΤΩΝ ΕΝΕΡΓΩΝ ΔΙΑΔΡΟΜΩΝ

Η ενεργός διαδρομή  $n'$  ορίζεται από τη σχέση:  $n' = \frac{\eta}{x \cdot f}$ , όπου  $\eta$ : αριθμός στροφών ανά λεπτό,  $x$ : αριθμός των χρόνων,  $f=1$  για μηχανές απλής ενέργειας,  $f=2$  για μηχανές διπλής ενέργειας.

Από τη σχέση της ισχύος θα έχουμε:

$$N = (p_m \cdot 2 \cdot S \cdot L \cdot n' \cdot z) / 4500 \rightarrow N = \frac{p_m \cdot \frac{2\pi D^2}{4} L \cdot n' \cdot z}{4500}$$

### **Γ. ΕΚΦΡΑΣΗ ΤΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙ ΤΟΥ ΟΓΚΟΥ ΔΙΑΔΡΟΜΗΣ**

Χαρακτηρίζεται ως  $V_z$ . Ο όγκος όλων των κυλίνδρων του κινητήρα δίδεται από τη σχέση:

$$V_z = z \cdot V_H = z \cdot S \cdot L$$

οπότε η ισχύς γίνεται:

$$N = (p_m \cdot V_z \cdot \eta) / (4500 \cdot x/2)$$

και οι μονάδες μέτρησης είναι:  $p_m$  [Κρ/μ<sup>2</sup>],  $V_z$  [μ<sup>3</sup>]. Εάν το  $p_m$  ήταν σε [Κρ/σμ<sup>2</sup>] και το  $V_z$  σε [lt=dm<sup>3</sup>] τότε θα ίσχυε:  $N = (p_m \cdot V_z \cdot \eta) / (450 \cdot x/2)$ . Ακόμα μπορεί να γραφεί η σχέση:

$$N = (2 \cdot p_m \cdot V_z \cdot \eta) / 450.$$

Μέσα στο  $n'$  υπάρχει το  $k$  και ισούται με:  $k = 450 \cdot x/2$  οπότε γίνεται:  $N = (p_m \cdot V_z \cdot \eta) / k$  για τετράχρονη απλής ενέργειας  $k = 900$ , για δίχρονη απλής ενέργειας και για τετράχρονη διπλής ενέργειας  $k = 450$  και για δίχρονη διπλής ενέργειας  $k = 225$ .

### **Δ. ΙΣΧΥΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙ ΤΗΣ ΜΕΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ**

$$\text{Από τη σχέση } N = p_m \cdot S \cdot C_m \cdot \frac{z}{75 \cdot z} = p_m \frac{\pi D^2}{4} \cdot C_m \cdot \frac{z}{75 \cdot x}.$$

### **Ε. ΤΥΠΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΙΣΧΥΟΣ ΒΑΣΗ ΤΗΣ ΚΑΤΑΝΑΛΙΣΚΟΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ**

Σε μηχανές που καίνε υγρά καύσιμα λόγω του μικρού όγκου του καυσίμου, με  $V_g$  εκφράζεται η ανά kg καυσίμου απαιτούμενη ποσότητα του αέρα καυσίμου. Αυτό σημαίνει ότι η ανά Nm<sup>3</sup> καταναλισκόμενη ποσότητα καυσίμου σε κανονικές συνθήκες θα είναι ίση με:

$$1/V_g \text{ kg καυσίμου/Nm}^3 \text{ αέρα} \quad (1)$$

$$V_c = n_\lambda \cdot V_H \cdot \text{Nm}^3/\text{κύκλος λειτουργίας} \quad (2)$$

όπου  $n_\lambda$ : βαθμός πλήρωσης του κυλίνδρου και το  $V_H$  εκφράζει τον κυβισμό του κινητήρα.

Από την (1) και (2) έχουμε ότι:

$$\frac{n_\lambda \cdot V_H}{V_g} = \frac{\text{kg καυσίμου}}{\text{κύκλος λειτουργίας}} \quad (3)$$

Αν με  $H_k$  θεωρήσουμε την κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου και  $Q_1$  είναι το ποσό της θερμότητας από την καύση, από την (3) έχουμε:

$$Q_1 = n_\lambda \cdot (V_H \cdot V_g) \cdot H_k$$

Το ενδεικτικό έργο είναι ίσο με:  $W_i=427 \cdot Q_i \cdot \eta_i$  και η ισχύς:  $N_i=(W_i \cdot \eta_i)/(4500 \cdot x/2)$ , άρα η τελική σχέση θα είναι:

$$N_e = \frac{427 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_\lambda \cdot H_k}{V_g} \cdot Z \cdot V_H \cdot \frac{\eta}{4500 \cdot x/2} \rightarrow N_e = [427 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_\lambda \cdot H_k] \cdot V_z \cdot \eta / (4500 \cdot x/2)$$

Η μέση πραγματική πίεση μέσα στον κύλινδρο είναι:  $p_m=L/V_H$  όπου  $V_H$  ο κυβισμός του κινητήρα και  $L$  το παραγόμενο έργο.

**1.** Μονοκύλινδρη δίχρονη Μ.Ε.Κ. ακολουθεί τον κύκλο Diesel, έχει κυβισμό 28 lt και χώρο συμπίεσης  $V_k=V_c=2$  lt ακολουθεί ιδανικό κύκλο και έχει στη θέση (1)  $P_1=0.9$  at και  $T_1=70^\circ\text{C}$ . Η καύση διαρκεί κατά το 1/3 της διαδρομής του εμβόλου. Θεωρείται ότι διατηρούνται σταθερές οι  $C_p$  και  $C_v$  και ίσες με:  $C_p=0.240$  kcal/(kg·grad) και  $C_v=0.170$  kcal/(kg·grad) κατά τη διάρκεια του θερμοδυναμικού κύκλου. Κατώτερη θερμογόνο δύναμη καυσίμου  $H_u=10^4$  kcal/kg<sub>καυσίμου</sub>. Αναλογία συστατικών αέρα είναι  $C=0.825$ ,  $S=0.005$ ,  $H=0.12$  και  $O=0.05$ . Ζητούνται:

- α) πιέσεις, όγκοι και θερμοκρασίες του διαγράμματος
- β) προσδιδόμενο και απαγόμενο ποσό θερμότητας
- γ) η ισχύς της μηχανής με γνωστά τα  $N_i=0.4$  και  $\eta_m=0.7$
- δ) το ποσό του εισερχόμενου αέρα για την καύση 1kg καυσίμου χωρίς περίσσεια αέρα
- ε) η ειδική κατανάλωση καυσίμου
- στ) ο θερμοκός βαθμός απόδοσης
- ζ) διαμέτρος και διαδρομή εμβόλου με γνωστά τα  $C_m=8$  m/sec και  $L/D=1.2$ .

### Λύση:

Πρέπει, για να λυθεί η άσκηση, να αναχθεί στον ιδανικό κύκλο λειτουργίας. Μας έχει δοθεί το  $P_1=0.9$  atm=0.9 kp/cm<sup>2</sup>. Η θερμοκρασία  $T_1=t_1+273\text{K} \rightarrow T_1=70+273=343\text{K}$ . Και ο όγκος  $V_1$  θα είναι:

$$V_1=V_H+V_k=(28+2) \rightarrow V_1=30 \text{ lt}=0.03 \text{ m}^3$$

Από (1)→(2) έχουμε αδιαβατική μεταβολή και ισχύει:

$$V_2=2 \text{ lt}=0.002 \text{ m}^3, T_2=T_1 \cdot (V_1/V_2)^{k-1} \quad (1)$$

όπου το  $k$  θα είναι:

$$k=(C_p/C_v)=(0,246/0,170) \rightarrow k=1.41.$$

Από τη σχέση (1)→ $T_2=343 \cdot (0.03/0.002)^{0.41} \rightarrow T_2=1041 \text{ K}$

και η πίεση  $P_2=P_1 \cdot (V_1/V_2)^k=0.9 \cdot (0.03/0.002)^{1.41} \rightarrow P_2 \approx 41 \text{ kp/cm}^2$ .

Από (2)→(3) έχουμε ισοβαρή μεταβολή (ισόθερμη καύση). Η πίεση  $P_3=P_2=41 \text{ kp/cm}^2$ , ο όγκος  $V_{2 \rightarrow 3}=(1/13) \cdot V_H=(1/13) \cdot 0.028 \rightarrow V_{2 \rightarrow 3}=0.00215 \text{ m}^3$ . Ο όγκος  $V_3$  θα είναι:

$$V_3=V_k+V_{2 \rightarrow 3}=0.002+0.00215 \rightarrow V_3=0.00415 \text{ m}^3.$$

Η θερμοκρασία  $T_3=(V_3 \cdot T_2)/V_2=(0.00415 \cdot 1041)/0.002 \rightarrow T_3=2160$  K. Από 3→4 έχουμε αδιαβατική εκτόνωση. Και ο όγκος  $V_4$  θα είναι:

$$V_4=V_1=0.03 \text{ m}^3.$$

Η πίεση  $P_4=P_3/(V_4/V_3)^k=41/(0.03/0.00415)^{1.41} \rightarrow P_4=2.52 \text{ kp/cm}^2$ .

Η θερμοκρασία  $T_4=T_3/(V_4/V_3)^{k-1}=2160/(0.03/0.00415)^{0.41} \rightarrow T_4 \approx 960$  K.

**β)** Το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας στην ισοβαρή καύση ( $Q_1$ ) δίνεται από τη σχέση:

$$Q_1=G \cdot C_p \cdot (T_3-T_2)$$

όπου  $G$  είναι η μάζα του θερμοδυναμικού μέσου που εκτελεί τον θερμικό κύκλο (ιδανικό μέσο) και δίνεται από τη σχέση:

$$G = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{0.9 \cdot \frac{10^4 \text{ kp}}{\text{m}^2} \cdot 0.03 \text{ m}^3}{29.27 \text{ kp} \cdot \frac{\text{m}}{\text{kg}} \cdot \text{grad} \cdot 343 \text{ grad}} \rightarrow G = 0.027 \text{ kg}$$

Άρα  $Q_1=G \cdot C_p \cdot (T_3-T_2)=0.027 \text{ kg} \cdot 0.240 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grad} \cdot (2160-1041) \text{ grad} \rightarrow Q_1 7.25 \text{ kcal/κύκλο λειτουργίας}$ .

Η θερμοκρασία  $Q_2$  που χάνεται με τα καυσαέρια θα είναι  $Q_2=G \cdot C_v \cdot (T_4-T_3) \rightarrow Q_2=0.027 \cdot 0.170 \cdot (960-343) \rightarrow Q_2=2.83 \text{ kcal/κύκλο λειτουργίας}$ .

**γ)** Η πραγματική ισχύς του κινητήρα θα είναι:

$$N_e = \frac{Q_1 \cdot 427 \cdot n_e \cdot n'}{60 \cdot 75} \quad (2)$$

για το  $n_e$  ισχύει:  $n_e=n_i \cdot n_m$  επειδή  $n_i=0.4$  και  $n_m=0.7$  έχουμε:  $n_e=0.4 \cdot 0.7 \rightarrow n_e=0.28$ .

Το  $n'=n/x$  όπου  $n=300 \text{ rpm}$  (αριθμός στροφών κινητήρα) και  $x=1 \rightarrow n'=300 \text{ rpm}$

$$\rightarrow N_e = \frac{7.25 \cdot 427 \cdot 0.28 \cdot 300}{60 \cdot 75} \rightarrow N_e \approx 57.8 \text{ HP}$$

**δ)** Το απαιτούμενο ποσό αέρα για την τέλεια καύση 1 kg καυσίμου χωρίς περίσσεια αέρα είναι:

$$L_o = \frac{2.67C+8H-O+S}{0.233 \cdot 1.293} = \frac{(2.67 \cdot 0.825)+(8 \cdot 0.12)-0.05+0.005}{0.233 \cdot 1.293} \rightarrow L_o=10.65 \text{ m}^3$$

**ε)** Το ποσό καυσίμου που καταναλίσκεται ανά κύκλο λειτουργίας ισούται με:

$$B_{\text{κλειτ}} = \frac{Q_1}{H_u} = \frac{7.25 \text{ kcal/κ.λειτ.}}{10^4 \text{ kcal/kg καυσίμου}} \rightarrow B_{\text{κλειτ}}=0.000725 \text{ kg/κύκλο λειτουργίας}$$

Στις δίχρονες μηχανές έχουμε έναν κύκλο λειτουργίας ανά στροφή του στροφαλοφόρου, άρα το ποσό καυσίμου που καταναλώνεται ανά ώρα λειτουργίας είναι:

$$B_h = B_{\text{κλειτ}} \cdot \eta \cdot 60 \rightarrow B_h = 0.725 \text{ gr/κ.λ.} \cdot 300 \text{ κ.λ./min} \cdot 60 \text{ min/h} \rightarrow B_h = 1350 \text{ gr/h.}$$

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου  $b_e$  ισούται με:

$$b_e = B_h / N_e \rightarrow b_e = \frac{B_h}{N_e} = \frac{1350 \text{ gr/h}}{57.8 \text{ HP}} \rightarrow b_e = 226 \text{ gr/HP} \cdot \text{h}$$

**στ)** Ο θερμικός βαθμός απόδοσης ή θερμικός βαθμός  $\eta_{th}$  δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{7.25 - 2.83}{7.25} \rightarrow \eta_{th} = 0.61$$

άρα έχουμε θερμικό απόδοσης ίσο με 61%.

**ζ)** Βρίσκουμε τη διάμετρο του εμβόλου χρησιμοποιώντας τη μέση ταχύτητα του εμβόλου, η οποία δίνεται από τη σχέση:

$$C_m = \frac{L \cdot \eta}{30} \rightarrow L = \frac{30 \cdot C_m}{\eta} = \frac{30 \cdot 8 \text{ m/sec}}{300 \text{ rpm}}$$

Η μέση διαδρομή του εμβόλου είναι:

$$\frac{L}{D} = 1.2 \rightarrow D = \frac{L}{1.2} = \frac{0.8 \text{ m}}{1.2} \rightarrow D = 0.67 \text{ m.}$$

**2.** Μηχανή Diesel δίχρονη, απλής ενέργειας, τετρακύλινδρη με ειδική κατανάλωση ίση με  $b_p = 150 \text{ gr/HP} \cdot \text{h}$ , με σχέση συμπίεσης  $\varepsilon = 12 = V_a / V_c = V_1 / V_2$ , με βαθμό πλήρωσης  $\eta_\lambda = 0.85$ , με όγκο συμπίεσης ή καύσης  $V_c = 1 \text{ lt}$  και αριθμό στροφών του κινητήρα ίσο με  $\eta = 800 \text{ rpm}$ . Στο σημείο 1 του διαγράμματος  $P_1 = 0.95 \text{ kp/cm}^2$  και  $t_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Για την τέλεια καύση  $1 \text{ kg}$  καυσίμου με κατώτερη θερμογόνο δύναμη  $H_u = 10^4 \text{ kcal/kg}$  απαιτούνται  $11 \text{ m}^3$  αέρα. Η καύση γίνεται μεταξύ των σημείων 2 και 4. Έχουμε  $C_p = 0.240 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grad}$  και  $C_v = 0.170 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grad}$ . Στο σημείο 3 έχουμε  $P_3 = P_4 = 50 \text{ kp/cm}^2$  (μέγιστη πίεση καύσης). Το ειδικό βάρος του αέρα  $\gamma_{\text{αερ}} = 1.293 \text{ kg/m}^3$ . Ζητούνται:

**α)** Η ενδεικνυόμενη ισχύς της μηχανής  $N_i$ .

**β)** Οι διαστάσεις της μηχανής αν  $C_m = 8.5 \text{ m/sec}$ .

**γ)** Τα ποσά της θερμότητας κατά την ισοβαρή και ισόχωρη συμπίεση καθώς και τα χαρακτηριστικά  $P, V, T$  στα σημεία 1, 2, 3, 4, 5 του διαγράμματος.

**ε)** Το ποσό του επί τοις εκατό του κυλινδρισμού που είναι η ισοβαρής καύση  $3 \rightarrow 4$ .

**Λύση:**

Ο κύκλος είναι μεικτός άρα ισχύει ο θερμοδυναμικός κύκλος που σχεδιάστηκε παραπλεύρως.  
**α)** Για την ενδεικνυόμενη ισχύ χρησιμοποιούμε τη σχέση:

$$N_i = \frac{427 \cdot n_i \cdot n_\lambda \cdot V_H \cdot H_u}{V_g} * \frac{z \cdot n'}{60 \cdot 75} \quad (1)$$

Το  $V_H$  (εμβολισμός) θα είναι ίσος με:

$$V_H = V_a - V_c \quad (2)$$

επειδή όμως  $V_a/V_c = 12 \rightarrow V_a = 12 V_c$  η σχέση (2) γίνεται:

$$V_H = 12V_c - V_c \rightarrow V_H = 11V_c \rightarrow V_H = 11 \cdot 0.001 \text{ m}^3 \rightarrow V_H = 0.011 \text{ m}^3$$

Το  $V_g$  είναι ο όγκος μίγματος καυσίμου-αέρα που αντιστοιχεί σε 1 kg καυσίμου. Το  $V_g$  είναι:  $V_g = \lambda \cdot L_o$  (όπου  $\lambda$  είναι η περίσσεια αέρα  $\lambda = L/L_o$ , για τη συγκεκριμένη άσκηση  $\lambda = 1.8$ ). Το  $L_o$  είναι η θεωρητική ποσότητα αέρα και είναι ίση με:  $L_o = 11 \text{ m}^3$ . Άρα  $V_g = 1.8 \cdot 11 \text{ m}^3 \rightarrow V_g \approx 20 \text{ m}^3$ . Το  $n'$  είναι ο αριθμός ενεργών διαδρομών και ισούται με:

$$\eta' = \eta / (x \cdot f) \text{ ή } \eta' = \eta = 800 \text{ rpm}$$

Το  $n_i$  είναι ο ενδεικτικός βαθμός απόδοσης και ισούται με:

$$n_i = \frac{623.3}{b_i H_u} = \frac{623.3}{0.150 \frac{\text{kg}}{\text{HP}} \cdot \text{h} \cdot 10^4 \text{ kcal/kg}} \rightarrow n_i = 0.41$$

Αν αντικαταστήσουμε στη σχέση (1) θα έχουμε:

$$N_i = \frac{427 \cdot 0.41 \cdot 0.85 \cdot 0.011 \text{ m}^3 \cdot 10^4 \text{ kcal/kg}}{20 \text{ m}^3} * \frac{4 \cdot 800 \text{ rpm}}{60 \cdot 75} \rightarrow N_i = 582 \text{ HP}$$

**β)** Διαδρομή εμβόλου

$$C_m = \frac{2 \cdot S \cdot \eta}{60} = \frac{S \cdot \eta}{30} \rightarrow S = \frac{30 \cdot C_m}{\eta} = \frac{30 \cdot 8.5 \text{ m/s}}{800 \text{ rpm}} \rightarrow S = 0.318 \text{ m}$$

Χρησιμοποιώντας τη σχέση του εμβολισμού βρίσκουμε:

$$V_H = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \rightarrow D^3 = \frac{4 \cdot V_H}{\pi \cdot S} = \frac{4 \cdot 0.011 \text{ m}^3}{\pi \cdot 0.318} \rightarrow D = 0.21 \text{ m}$$

**γ)** Το ποσό της θερμότητας που δίνεται κατά την καύση είναι:

$$Q_1 = Q_1' + Q_1''$$

$$Q_1 = (n_\lambda \cdot V_H \cdot H_u) / V_g = (0.85 \cdot 0.011 \text{ m}^3 \cdot 10^4 \text{ kcal/kg}) / 20 \text{ m}^3 \rightarrow Q_1 = 4.67 \text{ kcal/κ.λειτ.}$$



$$\rightarrow T_1=343 \text{ K } V_1=V_a=12 V_c \rightarrow V_1=0.012 \text{ m}^3$$

Για το σημείο 2 (από 1→2 έχουμε αδιαβατικά συμπίεση) ισχύει:

$$V_2=V_c=0.001 \text{ m}^3 P_2/P_1=(V_1/V_2)^k \rightarrow P_2=P_1 (V_1/V_2)^k$$

$$\rightarrow P_2=0.95 \cdot (0.012/0.001)^{1.41} \rightarrow P_2=31.5 \text{ kp/cm}^2$$

$$T_2/T_1=(V_1/V_2)^{k-1} \rightarrow T_2=T_1 \cdot (V_1/V_2)^{k-1} \rightarrow T_2=343 \cdot (0.012/0.001)^{0.41} \rightarrow T_2=950 \text{ K}$$

Στο σημείο 3 (από 2→3 έχουμε ισόχωρη καύση) ισχύει:

$$V_3=V_2=V_c=0.001 \text{ m}^3 P_3=P_4=50 \text{ kp/cm}^2$$

$$P_2/P_3=T_2/T_3 \rightarrow T_3=T_2 \cdot (P_3/P_2) \rightarrow T_3=950 \cdot (50/31.5) \rightarrow T_3=1557 \text{ K}$$

Στο σημείο 4 (από 3→4 έχουμε ισοβαρή εκτόνωση) ισχύει:

$$P_4=P_3=50 \text{ kp/cm}^2$$

$$G=V_a \cdot \gamma$$

όπου  $\gamma$  το ειδικό βάρος του αερίου και  $G$  το βάρος του θερμοδυναμικού μέσου που εκτελεί τον θερμοδυναμικό κύκλο:

$$G=0.012 \text{ m}^3 \cdot 1.293 \text{ kp/m}^3 \rightarrow G=0.015 \text{ kp}$$

$$Q_1' = C_v \cdot G \cdot (T_3 - T_2) = 0.170 \cdot 0.015 \cdot (1557 - 950) \rightarrow Q_1' = 1.53 \text{ kcal/κ.λειτ.}$$

$$Q_1'' = Q_1 - Q_1' \rightarrow Q_1'' = 4.67 - 1.53 \rightarrow Q_1'' = 3.14 \text{ kcal/κ.λειτ.}$$

$$Q_1'' = G \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3) \rightarrow T_4 = T_3 + Q_1'' / (G \cdot C_p) \rightarrow$$

$$\rightarrow T_4 = 1557 + 3.14 / (0.015 \cdot 0.240) \rightarrow T_4 = 2429 \text{ K}$$

$$V_3/V_4 = T_3/T_4 \rightarrow V_4 = V_3 \cdot (T_4/T_3) \rightarrow V_4 = 0.001 \cdot (2429/1557) \rightarrow V_4 = 0.0013 \text{ m}^3$$

Στο σημείο 5 έχουμε αδιαβατική μεταβολή και ισχύει:

$$P_5 = P_4 \cdot (V_4/V_5)^k \rightarrow P_5 = 50 \cdot (0.0013/0.012)^{1.41} \rightarrow P_5 = 2 \text{ kp/cm}^2$$

$$T_5 = T_4 \cdot (V_4/V_5)^{k-1} = 2429 \cdot (0.0013/0.012)^{0.41} \rightarrow T_5 = 600 \text{ K}$$

Η ποσότητα της θερμότητας που φεύγει με τα καυσαέρια είναι:

$$Q_2 = 0.015 \cdot 0.170 \cdot (600 - 343) \rightarrow Q_2 = 0.655 \text{ kcal/κ.λειτ.}$$

δ) Η θεωρητική απόδοση  $n_{th}$  είναι:

$$n_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \rightarrow n_{th} = \frac{4.67 - 0.655}{4.67} \rightarrow n_{th} = 0.86$$

ε) Το ποσό του επί τοις εκατό του κυλινδρισμού θα είναι:

$$V_H = V_a - V_c \rightarrow V_H = 12 \quad V_c - V_c = 11 \quad V_c \rightarrow V_H = 11 \cdot 0.001 \text{ m}^3 \rightarrow V_H = 0.011 \text{ m}^3$$

Για την ισοβαρή μεταβολή 3→4 ισχύει:

$$V_{3-4} = V_4 - V_3 \rightarrow V_{3-4} = 0.0013 - 0.001 \rightarrow V_{3-4} = 0.0003 \text{ m}^3.$$

Σε κυβισμό  $0.011 \text{ m}^3$  αντιστοιχεί όγκος καυσίμου  $100 \text{ m}^3$

$$V_{3-4}\% = (V_{3-4}/V_H) 100\% \rightarrow V_{3-4}\% = (0.0003/0.011) 100\% \rightarrow V_{3-4}\% = 2.7\% \quad V_H$$

**3.** Κινητήρας έχει πραγματική ισχύ  $N_e = 40 \text{ kW}$  στις  $n = 4000 \text{ rpm}$ , είναι εξακύλινδρος τετράχρονος και έχει πραγματική πίεση  $P_e = 8 \text{ bar}$ . Επίσης έχουμε τη συνθήκη  $S/D = 1$ , όπου  $S$  η διαδρομή του εμβόλου και  $D$  η διάμετρος του. Να βρεθεί η διάμετρος του εμβόλου  $D$  και η διαδρομή  $S$ .

Θεωρία συνοπτικά: Τα καυσαέρια πάνω στην κεφαλή του εμβόλου δίνουν έργο  $L_i$ . Η ενδεικνυόμενη πίεση ισούται με:  $P_i = L_i/V$  όπου  $V_H = S \cdot (\pi \cdot D^2/4)$ . Η πραγματική πίεση ισούται με  $P_e = P_i \cdot n_m$  όπου  $n_m$  είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης,  $N_i$  η ενδεικνυόμενη ισχύς και  $N_e$  η πραγματική. Ισχύει:  $N_e = N_i \cdot n_m$ .

### Λύση:

Έχουμε δεδομένο ότι  $S/D = 1 \rightarrow D = S$ .

Ο κυβισμός του κινητήρα ισούται με:

$$V_H = (\pi \cdot D^2/4) \cdot S \cdot z$$

όπου  $z$  ο αριθμός των κυλίνδρων. Επειδή  $z = 6$ ,

$$D = S \rightarrow V_H = (\pi \cdot D^2/4) \cdot S \cdot 6 \rightarrow V_H = (6 \cdot \pi \cdot S^3)/4 \quad (1)$$

Η πραγματική ισχύς δίνεται από τη σχέση:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_H \cdot n}{300 \cdot r}$$

$r = 2$  για δίχρονους κινητήρες, ενώ για τετράχρονους  $r = 4$ .

$$\text{Άρα } V_H = (N_e \cdot 300 \cdot r) / (P_e \cdot \eta) \rightarrow V_H = (40 \cdot 300 \cdot 4) / (8 \cdot 4000) \rightarrow V_H = 1.5 \text{ lt} \quad (2)$$

$$\text{Από (1) και (2)} \rightarrow S^3 = (4 \cdot V_H) / (6 \cdot \pi) = (4 \cdot 1500 \text{ cm}^3) / (6 \cdot \pi) \rightarrow S = D = 6.8 \text{ cm.}$$

4. Ποια η πίεση συμπίεσης μίας μηχανής Diesel που έχει βαθμό συμπίεσης  $\varepsilon=19$ .

Λύση:

$P_1$  είναι η πίεση συμπίεσης (έμβολο στο A.N.Σ.) ενώ  $P_2$  είναι η πίεση αναρρόφησης (έμβολο K.N.Σ.). Συνήθως θεωρούμε:

$$P_1 = 0.8 \cdot P_{\text{ατμ}} \quad (1)$$

Κατά τη διάρκεια της συμπίεσης συμβαίνει μία πολυτροπική μεταβολή, οπότε ισχύει:

$$P_2 / P_1 = \varepsilon^{\kappa} \quad (2)$$

όπου  $\kappa$  ο πολυτροπικός εκθέτης. Για μηχανή Diesel ισχύει:  $\kappa=1.3/1.32$ , στην άσκησή μας θα τον θεωρήσουμε ίσο με  $\kappa=1.31$ , οπότε θα έχουμε:

$$(1), (2) \rightarrow P_2 = 0.8 \cdot P_{\text{ατμ}} \cdot \varepsilon^{\kappa} \rightarrow P_2 = 0.8 \cdot 1 \cdot 19^{1.31} \rightarrow P_2 = 37.866 \text{ atm}$$

Για μηχανές Diesel  $\varepsilon=12/25$ , ενώ για μηχανές Otto  $\varepsilon=12$

5. Τετράχρονη εξακύλινδρη μηχανή Diesel εργάζεται κατά το μικτό κύκλο μεσχέση συμπίεσης  $\varepsilon=13$ . Στο σημείο 1 του διαγράμματος η πίεση είναι  $P_1=0.9 \text{ atm}$  και η θερμοκρασία  $T_1=50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Κατά τη διάρκεια του κύκλου θεωρούνται σταθερά τα  $C_p$  και  $C_v$  και ίσα με:  $C_p=0.241 \text{ kcal/kg}\cdot\text{grad}$ ,  $C_v=0.170 \text{ kcal/kg}\cdot\text{grad}$ . Η κατανάλωση της μηχανής είναι  $G=225 \text{ kg/h}$ . Κατά την ισόχωρη καύση καίγεται το 1/3 του καυσίμου. η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου είναι  $H_u=10^4 \text{ kcal/kg}_{\text{καυσίμου}}$ . Η σύνθεση του καυσίμου είναι 84 % C, 14 % H, 1 % S και 1% O. Ο βαθμός πλήρωσης της μηχανής είναι  $\eta_l 0.85$ . Διάμετρος του κυλίνδρου  $D=600 \text{ mm}$ . Διαδρομή του εμβόλου  $L=900 \text{ mm}$ . Οι στροφές της μηχανής είναι  $\eta=120 \text{ rpm}$ . Ζητούνται:

- 1) Να βρεθούν τα P, V, T στις γωνίες του διαγράμματος.
- 2) Το ωφέλιμο έργο σε ένα κύλινδρο και
- 3) ο θερμικός βαθμός απόδοσης.
- 4) Η επί τοις εκατό διαδρομή του εμβόλου κατά τη διάρκεια της ισοβαρούς καύσης.
- 5) Η μέση πίεση.
- 6) Η ισχύς της μηχανής αφού εκλεγούν κατά την κρίση σας όλοι οι βαθμοί απόδοσης (ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $\eta_m$  για μηχανές με υπερπλήρωση έχει τιμές από 0.8 ~0.9. Ο ενδεικτικός βαθμός αποδοσης  $\eta_i$  έχει τιμές από 0.42~0.44)
- 7) Υπολογισμός του πείρου του εμβόλου (δεδομένα: ελεύθερο μήκος πείρου  $l_p=41 \text{ cm}$ , υλικό πείρου για αντοχή σε κάμψη  $\sigma_{\text{επκάμψης}}=800\sim 1200 \text{ kp/cm}^2$  και για πίεση επιφανείας  $\sigma_{\text{επιπίεσης}}=150 \sim 300 \text{ kp/cm}^2$ ).

8) Υπολογισμός σφονδύλου αν ο βαθμός ανομοιομορφίας του είναι:  $\delta=1/100$ .

**Λύση:**

Ο κύκλος είναι μεικτός, άρα ισχύει ο θερμοδυναμικός κύκλος που σχεδιάστηκε παραπλεύρως.

1) Στο σημείο 1 ισχύει  $P_1=0.9 \text{ atm}$  και  $T_1=273+t_1=(273+50) \text{ K} \rightarrow T_1=323 \text{ K}$ . Από την καταστατική εξίσωση έχουμε:

$$V_1 = (R \cdot T_1) / P_1 \rightarrow V_1 = \frac{((C_p - C_v) / A) \cdot T_1}{P_1} = \frac{(0.241 - 0.170) \text{ kcal} \cdot \text{grad} \cdot 427 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{kcal} \cdot 323 \text{ grad}}{0.9 \cdot 10^4 \text{ kp} / \text{m}^2} \rightarrow V_1 = 1.06 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Στο σημείο 2 (από 1  $\rightarrow$  2 έχουμε αδιαβατική συμπίεση) ισχύει:

$$P_2 = P_1 \cdot \epsilon^{\kappa} \text{ όπου } \kappa = C_p / C_v = 1.4 \text{ άρα } P_2 = 0.9 \cdot 13^{1.4} \rightarrow P_2 = 32.6 \text{ atm}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\kappa-1} \rightarrow T_2 = 323 \cdot 13^{0.4} \rightarrow T_2 = 901 \text{ K}$$

$$V_2 = V_1 / \epsilon \rightarrow V_2 = 1.06 / 13 \rightarrow V_2 = 0.08 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Στο σημείο 3 (από 2  $\rightarrow$  3 έχουμε ισόχωρη καύση) ισχύει:

$$V_3 = V_2 = 0.08 \text{ m}^3 / \text{kg}, P_3 = (T_3 \cdot P_2) / T_2 \quad (1)$$

$$Q_1' = G \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \rightarrow T_3 = T_2 + Q_1' / (G \cdot C_v) \quad (2)$$

Το  $G=225 \text{ kg/h}$  ανά κύλινδρο,  $G_z = G/z = 225/6 \rightarrow G_z = 37.5 \text{ kg/h/κύλινδρο}$ .

Το ποσό καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας είναι:  $G_{\text{κ.λειτ.}} = G_z / \eta'$ , όπου  $\eta'$  οι ενεργές διαδρομές ανά ώρα. Για τετράχρονη μηχανή και για  $\eta=120 \text{ rpm}$  θα ισχύει:

$$\eta' = \eta / 2 = 120 / 2 \text{ rpm} \rightarrow \eta' = 60 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ min/h} \rightarrow \eta' = 3600 \text{ rph}$$

Θα έχουμε κατανάλωση ίση με:

$$G_{\text{κ.λειτ.}} = 37.5 \text{ kg/h} / 3600_{\text{κ.λειτ./h}} \rightarrow G_{\text{κ.λειτ.}} = 10.4 \text{ gr/κ.λειτ.}$$

Το 1/3 από αυτό το ποσό θα καταναλώνεται αποκλειστικά στην ισόχωρη καύση οπότε θα ισχύει:

$$G_{\text{ισοχ.}} = (1/3) \cdot 10.4 \text{ gr/κ.λειτ.} \rightarrow G_{\text{ισοχ.}} = 3.47 \text{ gr/κ.λειτ.}$$

Το  $Q_1'$  ισούται με:

$$Q_1' = G_{\text{ισοχ.}} \cdot H_u = 3.47 \cdot 10^{-3} \text{ gr/κ.λειτ.} \cdot 10^4 \text{ kcal/kg καυσίμου} \rightarrow Q_1' = 34.7 \text{ kcal/κ.λειτ.}$$

$$g = P_1 V_1 / R T_1 \quad (3) \quad V_1 / V_c = 13 = (V_H + V_c) / V_c \rightarrow V_c = V_1 / 13$$

οπότε  $V_1 = V_H + V_c \rightarrow V_1 = V_H + (V_1 / 13) \rightarrow V_1 = 13V_H / 12$  (4)

επειδή  $V_H = (\pi^2 \cdot D^2 / 4) \cdot L = (\pi \cdot 0.6^2 / 4) \cdot 0.9 \rightarrow V_H = 0.254 \text{ m}^3$

από την (4)  $\rightarrow V_1 = (13 \cdot 0.254) / 12 \rightarrow V_1 = 0.275 \text{ cm}^3$

$$R = (C_p - C_v) / A$$

άρα από την (3) θα έχουμε:

$$g = (0.9 \cdot 10^4 \text{ kp/m}^2 \cdot 0.275 \text{ m}^3) / (29.5 \text{ kp} \cdot \text{m/kg} \cdot \text{grad} \cdot 323 \text{ grad}) \rightarrow g = 0.26 \text{ kg}_{\alpha\epsilon\rho\alpha} / \text{κ.λ.ε.ι.τ.}$$

$$T_3 = T_2 + Q_1' / (g \cdot C_v) = 901 \text{ K} + 34.7 \text{ kcal} / (0.26 \text{ kg/κ.λ.ε.ι.τ.} \cdot 0.172 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grad}) \rightarrow T_3 = 1677 \text{ K}$$

$$P_3 = (T_3 \cdot P_2) / T_2 = (1677 \cdot 32.6) / 909 \rightarrow P_3 = 60.7 \text{ atm}$$

Στο σημείο 4 (από 3  $\rightarrow$  4 έχουμε ισοβαρή καύση) ισχύει:

$$P_u = P_3 = 60.7 \text{ atm} \quad V_4 = (T_4 \cdot V_3) / T_3 \quad (5)$$

$$Q_1'' = g \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3) \rightarrow T_4 = T_3 + Q_1'' / (g \cdot C_p) \quad (6)$$

$$Q_1'' = G_{\text{ισοβαρούς}} \cdot H_u \quad (7)$$

$$G_{\text{ισοβαρούς}} = (2/3) \cdot G_{\text{κ.λ.ε.ι.τ.}} = (2/3) \cdot 10.4 \text{ gr/κ.λ.ε.ι.τ.} \rightarrow G_{\text{ισοβαρούς}} = 6.94 \text{ gr/κ.λ.ε.ι.τ.}$$

$$(7) \rightarrow Q_1'' = 6.94 \cdot 10^{-3} \text{ kg/κ.λ.ε.ι.τ.} \cdot 10^4 \text{ kcal/kg}_{\text{καυσίμου}} \rightarrow Q_1'' = 6.94 \text{ kcal/κ.λ.ε.ι.τ.}$$

$$(6) \rightarrow T_4 = 1667 \text{ K} + 69.4 \text{ kcal/κ.λ.ε.ι.τ.} / (0.26 \text{ kg/κ.λ.ε.ι.τ.} \cdot 0.241 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grad}) \rightarrow T_4 = 2775 \text{ K}$$

$$(5) \rightarrow V_4 = (2775 \cdot 0.08) / 1677 \rightarrow V_4 = 0.133 \text{ cm}^3 / \text{kg}$$

Στο σημείο 5 (από 4  $\rightarrow$  5 έχουμε αδιαβατική εκτόνωση) ισχύει:

$$V_1 = V_5 = 1.06 \text{ cm}^3 / \text{kg}, \quad P_5 = P_4 / (V_5 / V_4)^{\kappa} = 60.7 / (1.06 / 0.133)^{1.4} \rightarrow P_5 = 3.32 \text{ atm}$$

$$T_5 = T_4 / (V_5 / V_4)^{\kappa-1} = 2775 / (1.06 / 0.133)^{0.4} \rightarrow T_5 = 1214 \text{ K}$$

$$2) \quad Q_1 = Q_1' + Q_1'' = 34.7 + 69.4 \rightarrow Q_1 = 104.1 \text{ kcal/κ.λ.ε.ι.τ.}$$

$$Q_2 = g \cdot C_v \cdot (T_5 - T_1) = 0.26 \text{ kg/κ.λ.ε.ι.τ.} \cdot 0.172 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grad} \cdot (1214 - 323) \text{ grad} \rightarrow Q_2 = 39.8 \text{ kcal/κ.λ.ε.ι.τ.}$$

$$3) \quad L_o = 427 \cdot (Q_1 - Q_2) = 427 \cdot (104.1 - 39.8) \rightarrow L_o = 27413 \text{ kp} \cdot \text{m}$$

$$n_{th}=(Q_1-Q_2)/Q_1=(104.1-39.8)/104.1 \rightarrow n_{th}=0.614$$

4) Η επί τοις εκατό διαδρομή του εμβόλου, της ισοβαρούς καύσης είναι ίσο με:

$$V_{3-4\%} = \frac{V_{3-4}}{V_H} \cdot 100\% \rightarrow V_{3-4\%} = \frac{V_4 - V_3}{V_1 - V_2} \cdot 100\% \rightarrow V_{3-4\%} = \frac{0.133 - 0.08}{1.06 - 0.08} \cdot 100\% \rightarrow V_{3-4\%} = 5.4\% V_H$$

5) Η μέση πίεση δίδεται από τη σχέση:

$$P_{me} = \frac{L_o}{V_H} \rightarrow P_{me} = \frac{27413 \text{ kp}\cdot\text{m}}{0.254 \text{ m}^3} \rightarrow P_{me} = 107925 \text{ kp/m}^2 \rightarrow P_{me} = 10.8 \text{ atm}$$

$$6) \quad N_e = \frac{Q_1 \cdot 427 \cdot n_e \cdot \eta'}{60 \cdot 75} \quad (8)$$

Για τετράχρονες απλής ενέργειας μηχανές  $\eta' = \eta/2 = 120/2 = 60$ . Το  $n_m$  είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης, για τετράχρονες μηχανές με υπερπλήρωση κυμαίνεται από  $0.8 \div 0.9$  εμείς τον λαμβάνουμε ίσο με:  $n_m = 0.84$ , ενώ ο βαθμός ποιότητας κυμαίνεται από  $0.42 \div 0.44$  εμείς τον λαμβάνουμε ίσο με:  $n_i = 0.44$ . Οπότε  $n_e = n_m \cdot n_i = 0.84 \cdot 0.44 \rightarrow n_e = 0.37$ . Από τη σχέση (8) βρίσκουμε:

$$N_e = 219 \text{ HP}. \quad N_{ez} = Z \cdot N_e = 6 \cdot 219 \rightarrow N_{ez} = 1314 \text{ HP}$$

7) Ειδική κατανάλωση καυσίμου:

$$b = \frac{G}{N_{ez}} = \frac{225 \cdot 10^3 \text{ gr/h}}{1314 \text{ HP}} \rightarrow b = 172 \text{ gr/HP}\cdot\text{h}$$

$$8) \quad \lambda = L' / L_o \quad (9)$$

$$L_o = \frac{2.67 \cdot C + 8 \cdot H - O + S}{0.233 \cdot 1.293} = \frac{2.67 \cdot 0.84 + 8 \cdot 0.14 - 0.01 + 0.01}{0.233 \cdot 1.293} \rightarrow L_o = 11.2 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

$L'$  είναι το ποσό του αέρα που διατίθεται στη μηχανή ανά κύκλο λειτουργίας και ανά κύλινδρο.

$$L_1 = V_H \cdot n_\lambda = 0.254 \cdot 0.85 \rightarrow L_1 = 0.216 \text{ Nm}^3/\text{κ.λειτουργ.}$$

Ο όγκος που διατίθεται σε ένα κύλινδρο ανά ώρα είναι:

$$L = L_1 \cdot \eta \cdot 60 = 0.216 \cdot 60 \cdot 60 \rightarrow L = 777.6 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

όπου  $\eta$  ο αριθμός ενεργών διαδρομών. Το ποσό του καυσίμου που καίγεται ανά κύλινδρο και ώρα είναι:

$$\beta = C/Z \rightarrow \beta = 255 \text{ kg/h} \rightarrow \beta = 37.5 \text{ kg/h}$$

Ο όγκος που διατίθεται για 1kg καυσίμου είναι:

$$L' = L/\beta = 777.6 \text{ Nm}^3/\text{h} / 37.5 \text{ kg/h} \rightarrow L' = 20.7 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Από τη σχέση (9) έχουμε:

$$\lambda = 20.7/11.2 \rightarrow \lambda = 1.83$$

9) Στον υπολογισμό του πείρου εμπεριέχεται η εύρεση της διαμέτρου του πείρου. Για τη διάμετρο έχουμε καταπόνηση σε κάμψη και πίεση επιφάνειας. Σε κάμψη  $\sigma = (P \cdot l) / (8 \cdot W)$  όπου  $P = (P_k \cdot \pi \cdot D^2) / 4$ ,  $P_k$  είναι η μέγιστη πίεση καύσης. Δεδομένα:  $P_k = 60.7 \text{ kp/cm}^2$ ,  $D = 0.6 \text{ m}$  και  $l = 41 \text{ cm}$ . Ροπή αντίστασης του πείρου  $W$  σε  $\text{cm}^3$  για πλήρη διατομή πείρου:

$$W = (\pi \cdot d_\pi^3) / 32. \quad \sigma = (P \cdot l) / (8 \cdot W) = P_k \cdot (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot l / 8 \cdot (\pi \cdot d_\pi^3 / 32) \rightarrow d_\pi = \sqrt[3]{P_k \cdot D^2 \cdot l \cdot \sigma_{\epsilon\pi}}$$

Το  $\sigma_{\epsilon\pi}$  για κάμψη είναι:  $800 \div 1200 \text{ kp/cm}^2$ . Για να υπολογισθεί η μεγαλύτερη διάμετρος πείρου λαμβάνεται το ίσο με:  $\sigma_{\epsilon\pi} = 800 \text{ kp/cm}^2$ . Αυτό γιατί έχουμε περιορισμό για την εκλογή της διαμέτρου του πείρου  $d_\pi = (0.35 \div 0.40) \cdot D$  που για αυτή την περίπτωση θα έχουμε:  $0.35 \cdot 600 \div 0.4 \cdot 600 = 210 \text{ mm} \div 240 \text{ mm}$ . Αν η διάμετρος που προκύπτει με την εκλεγμένη  $\sigma_{\epsilon\pi} = 800 \text{ kp/cm}^2$  είναι εκτός των ορίων  $210 \div 240 \text{ mm}$  εκλέγεται άλλος πείρος. Έστω ότι είμαστε μέσα στα όρια οπότε θα έχουμε

$$d_\pi = \sqrt[3]{(60.7 \cdot 60^2 \cdot 41 / 800)} \rightarrow d_\pi = 22.37 \text{ cm} = 224 \text{ mm}$$

Έλεγχος σε πίεση επιφανείας:

$$P = l \cdot d_\pi \cdot \sigma_{\epsilon\pi} \rightarrow \sigma_{\epsilon\pi} = P / (l \cdot d_\pi) \quad (10)$$

$$P = (P_k \cdot \pi \cdot D^2) / 4 = 60.7 \text{ kp/cm}^2 \cdot (\pi \cdot 60^2 \text{ cm}^2 / 4) \rightarrow P = 171625 \text{ kp}$$

(η οποία είναι η μεγαλύτερη πίεση). Το  $l = 41 \text{ cm}$ , το  $d_\pi = 22.5 \text{ cm}$  και η  $\sigma_{\epsilon\pi} = 150 \div 300 \text{ kp/cm}^2$ .

$$\begin{aligned} \text{Άρα από τη σχέση (10)} \quad \rightarrow \quad \sigma_{\epsilon\pi} &= l \cdot d_\pi \cdot \sigma_{\epsilon\pi} \rightarrow \sigma_{\epsilon\pi} = 186 \text{ kp/cm}^2 \rightarrow \\ \rightarrow \sigma_{\epsilon\pi} &= \frac{P}{l \cdot d_\pi} = \frac{171625 \text{ kp}}{41 \text{ cm} \cdot 22.5 \text{ cm}} \rightarrow \\ \rightarrow \sigma_{\epsilon\pi} &= 186 \text{ kp/cm}^2 \end{aligned}$$

### 10) Υπολογισμός σφονδύλου

Πρέπει να μας δίνεται το υλικό κατασκευής του σφονδύλου (στην περίπτωση μας το υλικό είναι χυτοσίδηρος) και θα έχουμε  $U = 30 \text{ m/s}$  (περιφερειακή ταχύτητα σφονδύλου). Έχουμε τη σχέση

$$D_{\sigma\phi} \leq \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot \eta} = \frac{60 \cdot 30 \text{ m/sec}}{\pi \cdot 120 \text{ rpm}} \rightarrow D_{\sigma\phi} \leq 4.8 \text{ m}$$

Από τη σχέση:

$$G \cdot D_{\sigma\phi}^2 = (C \cdot N_e \cdot 10^6) / (\delta_s \cdot n^3) \quad (1)$$

Το C από πίνακα για Diesel μεγάλου μεγέθους, απλής ενέργειας, για τετράχρονη και εξακύλινδρη ισούται με: C=1.6.

$N_e=1314$  HP και  $\delta_s=1/100$ . Από τη σχέση (1) έχουμε:

$$G = \frac{1.6 \cdot 1314 \cdot 10^6}{4^2 \cdot (1/100) \cdot 120^3} \rightarrow G = 7.6 \text{ ton.}$$

**6.** Βενζινοκινητήρας τετράχρονος έχει ισχύ  $N_e=40$  kW στις  $n=5000$  rpm, με πραγματική πίεση  $P_e=8$  bar και συμπίεση  $\varepsilon=8$ . Αλλάζουμε την κεφαλή των κυλίνδρων και η συμπίεση γίνεται  $\varepsilon=10$ . Να υπολογιστεί η νέα ισχύς  $N_e$ , η νέα  $P_e$  και ο όγκος καύσης  $V_c$ . Έχουμε σαν δεδομένο ότι  $n_m$  και  $n_g$  είναι σταθερά.

Θεωρία συνοπτικά: Έχουμε πραγματικό βαθμό απόδοσης  $\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$ , όπου  $\eta_{th}$  ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης,  $\eta_m$  ο μηχανικός βαθμός και  $\eta_g$  ο βαθμός ποιότητας ή ενδεικτικός βαθμός. Πραγματική ισχύς  $N_e = (P_e \cdot V \cdot n) / (300 \cdot r)$ . Η πραγματική πίεση  $P_e = P_i \cdot \eta_m$  όπου  $P_i$  η μέση ενδεικτική πίεση  $P_i = L_i / V$ . Το έργο καυσαερίων πάνω στη μηχανή (επιφάνεια του εμβόλου) ισούται με  $L_i = Q_i \cdot n_i$ , όπου  $Q_i$  είναι το ποσό θερμότητας. Ενδεικνυόμενο ή θερμικό βαθμό απόδοσης  $\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_g = L_i / Q_i$ . Ακόμα  $\eta_{th} = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$  (για κύκλο ΟΤΤΟ), όπου  $\varepsilon$  είναι ο βαθμός συμπίεσης και  $k$  ο πολυτροπικός εκθέτης.

### Λύση:

α) Αν  $L_i = Q_i \cdot n_i$  αρχικά και μετά την αλλαγή της κεφαλής έχουμε  $L_i' = Q_i' \cdot n_i'$ .

$$\text{Τότε} \quad \frac{L_i}{L_i'} = \frac{Q_i \cdot n_i}{Q_i' \cdot n_i'} = \frac{\eta_{th} \cdot \eta_g}{\eta_{th}' \cdot \eta_g} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th}'} \quad (1)$$

$$\text{Ακόμα} \quad \frac{L_i}{L_i'} = \frac{P_i \cdot V}{P_i' \cdot V} = \frac{P_i}{P_i'} \quad (2)$$

αφού  $V = (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot S \cdot \mu$  είναι σταθερός.

$$\text{Και} \quad \frac{P_e'}{P_e} = \frac{P_i' \cdot \eta_m}{P_i \cdot \eta_m} = \frac{P_i'}{P_i} \quad (3)$$

Από (1), (2) και (3) έχουμε:

$$\frac{P_e'}{P_e} = \frac{\eta_{th}'}{\eta_{th}} \rightarrow P_e' = P_e \cdot \frac{\eta_{th}'}{\eta_{th}}$$

όπου  $\eta_{th} = 1 - 8^{-0.4} = 0.565$  και  $\eta_{th}' = 1 - 10^{-0.4} = 0.602$  για  $k=1.4$ .



Άρα  $P_e' = P_e \cdot (n_{th}' / n_{th}) \rightarrow P_e' = 8 \text{ bar} \cdot (0.602/0.565) = 8.524 \text{ bar}$ .

β) Έχουμε  $N_e = \frac{P_e \cdot V_H \cdot \eta}{300 \cdot r}$  αρχικά, μετά την αλλαγή της κεφαλής η νέα πραγματική ισχύς είναι  $N_e' = \frac{P_e' \cdot V_H \cdot \eta}{300 \cdot r}$ . Διαιρώντας κατά μέλη έχουμε:

$$\frac{N_e}{N_e'} = \frac{P_e}{P_e'} \rightarrow N_e' = N_e \cdot (P_e' / P_e) = 40 \text{ kW} \cdot (8.524 \text{ bar} / 8 \text{ bar}) \rightarrow N_e' = 42.62 \text{ kW}$$

γ) Ισχύει:

$$\varepsilon = \frac{V_H + V_c}{V_c} \rightarrow V_c = V_H / (\varepsilon - 1)$$

όπου  $V_c$  είναι ο χώρος καύσεως και  $V_H$  ο κυλινδρισμός ή κυβισμός. Αλλά

$$V_H = \frac{300 \cdot r \cdot N_e}{P_e \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 4 \cdot 40}{8 \cdot 5000} \rightarrow V_H = 1.2 \text{ lt}$$

Άρα  $V_c' = V_H / (\varepsilon' - 1) = 1.2 \text{ lt} / (10 - 1) \rightarrow V_c' = 133 \text{ cm}^3$ .

**7.** Έχουμε εξακύλινδρο τετράχρονο κινητήρα ΟΤΤΟ με διαστάσεις  $S=200 \text{ mm}$  (διαδρομή) και  $D=160 \text{ mm}$  (διάμετρος). Βάση των ομοίων κατασκευών υπολογίστηκε η μέση πραγματική πίεση  $P_e=6 \text{ bar}$ . Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα καθορίστηκε σε  $n=1000 \text{ rpm}$  και ο βαθμός συμπίεσης  $\varepsilon=8$ . Στην κατασκευή λόγω σφάλματος κατασκευάστηκε ακτίνα στροφάλου  $r=105 \text{ mm}$  ενώ όλες οι υπόλοιπες διαστάσεις κατασκευάστηκαν όπως είχαν υπολογιστεί. Ζητούνται

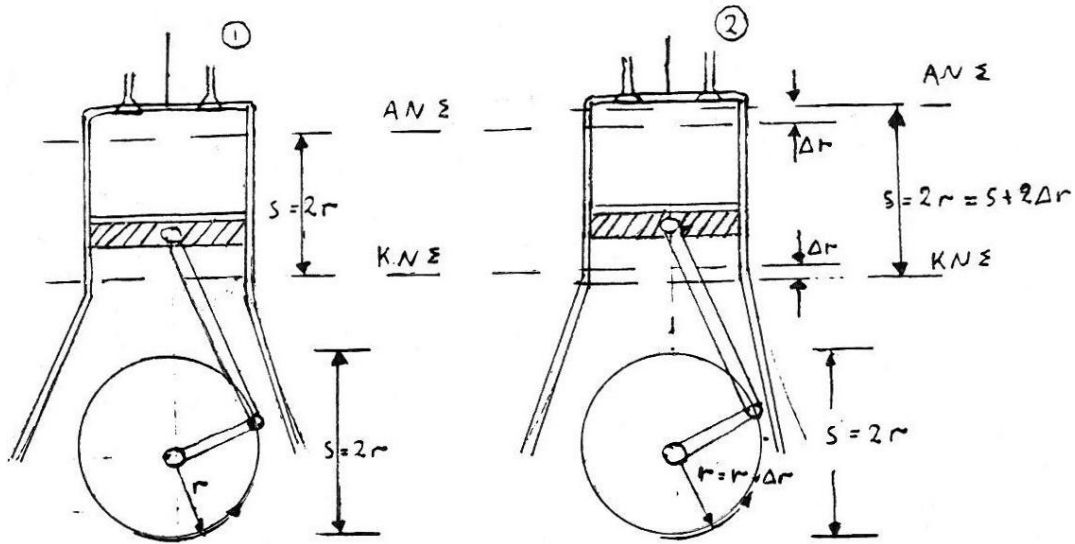
**α)** η ισχύς που θα απέδιδε ο αρχικά σχεδιασμένος κινητήρας αν δεν είχε γίνει το σφάλμα

**β)** η ισχύς που θα απέδιδε ο κατασκευασμένος κινητήρας στις  $1000 \text{ rpm}$  κάτω από τις εξής πρόσθετες συνθήκες

**i)** το εργαζόμενο σώμα να θεωρηθεί σαν διατομικό τέλειο αέριο αμετάβλητης ειδικής θερμότητας

**ii)** η κατάσταση μέσα στον κύλινδρο κατά την έναρξη της συμπίεσης, ο βαθμός ποιότητας ως προς το κλασικό διάγραμμα του ΟΤΤΟ και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης δεν μεταβλήθηκαν.

**Λύση:**



α) Ο τύπος της ισχύος είναι:  $N_e = \frac{P_e \cdot V_H \cdot \eta}{300 \cdot r}$

με κατάλληλες μετατροπές γίνεται:  $N_e = P_e \cdot (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot S \cdot z \cdot (\eta / 30 \cdot r)$ .

Άρα με  $N_e = 6 \text{ bar} \cdot (\pi / 4) \cdot 0.16^2 \text{ m}^2 \cdot 0.2 \text{ m} \cdot 6 \text{ κυλ} \cdot [1000 / (4 \cdot 30)] \cdot 10^5 \rightarrow N_e = 121 \text{ kW}$

β) Γνωρίζουμε ότι:  $n_e = L_i / Q_i$ . Άρα  $n_e = L_e / Q_i$ ,  $n_e' = L_e' / Q_i$ . Διαιρώντας κατά μέλη έχουμε:

$$\frac{n_e}{n_e'} = \frac{L_e}{L_e'} \rightarrow \frac{n_e'}{n_e} = \frac{L_e' / t}{L_e / t} = \frac{N_e'}{N_e} \quad (t: \text{χρόνος})$$

Συνεπώς

$$\frac{N_e'}{N_e} = \frac{n_e'}{n_e} = \frac{n_m \cdot n_g \cdot n_{th}'}{n_m \cdot n_g \cdot n_{th}} = \frac{n_{th}'}{n_{th}}$$

Επειδή το εργαζόμενο σώμα θεωρείται ως διατομικό και τέλει αέριο ισχύει το θεωρητικό διάγραμμα. Άρα θα ισχύει ότι  $n_{th} = 1 - (1/\epsilon^{\gamma-1})$  (θεωρητικός κύκλος).

Άρα

$$\frac{N_e'}{N_e} = \frac{n_{th}'}{n_{th}} = \frac{1 - \frac{1}{\epsilon'(\gamma-1)}}{1 - \frac{1}{\epsilon(\gamma-1)}} \quad (1)$$

όπου

$$\epsilon' = 1 + (V_{H'} / V_c') \quad (2)$$

γιατί  $\epsilon = (V_H / V_c) / V_c$

$$V_{H'} = V_H - \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 2 \cdot \Delta r \quad (3)$$

$$V_c' = V_c - \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 2 \cdot \Delta r \quad (4)$$

Από την παλιά συμπίεση έχουμε

$$\epsilon = 1 + V_H / V_c = 8 \rightarrow V_H / V_c = 7 \quad (5)$$

Από τις σχέσεις (2), (3) και (4) έχουμε:

$$\varepsilon' = 1 + \frac{V_H + \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 2 \cdot \Delta r}{V_C - \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \Delta r} \rightarrow \varepsilon' = 1 + \frac{V_H + \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 2 \cdot \Delta r}{\frac{V_H}{7} - \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 2 \cdot \Delta r} \quad (6)$$

με  $V_H = (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot S$  (7)

Άρα από (6), (7) έχουμε:

$$\varepsilon' = 1 + \frac{1 + 2 \cdot \Delta r / S}{1/7 - \Delta r / S} = 1 + \frac{1 + (2 \cdot 5) / 200}{1/7 - 5 / 200} \rightarrow \varepsilon' = 9.9 \quad (8)$$

Από την (1), (8) έχουμε:

$$N_e' = 1.075 \cdot N_e = (1.075 \cdot 121) \text{ kW} \rightarrow N_e = 130.075 \text{ kW}$$

**8.** Να βρεθεί η μέση ταχύτητα εμβόλου μηχανής με  $n=3750$  rpm εάν η διαδρομή  $S$  της παλινδρόμησης είναι  $S=96$  mm.

**Λύση:**

Σε κάθε περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα το έμβολο θα κάνει μια πλήρη παλινδρόμηση, δηλαδή μια διαδρομή μήκους  $2S$ . Επομένως η μέση ταχύτητα του εμβόλου είναι:

$$C_m = \frac{2 \cdot S(\text{mm}) \cdot n(\text{rpm})}{60(\text{sec})} = \frac{2 \cdot 96 \cdot 3750}{60 \cdot 100} \text{ (m/sec)} \rightarrow C_m = 12 \text{ m/sec.}$$

**9.** Αναμιγνύουμε 3 βαρέλια καυσίμου των 200 lt με αριθμό οκτανίων 90 με ένα βαρέλι των 70 οκτανίων. Τι αριθμό οκτανίων θα έχει το μίγμα;

**Λύση**

Αριθμός οκτανίων μίγματος:

$$\frac{(90 \cdot 3 \cdot 200) + (70 \cdot 1 \cdot 200)}{(3 \cdot 200) + (1 \cdot 200)} = 85 \text{ οκτάνια}$$

**10.** Σε κινητήρα DIESEL, δίχρονο με 6 κυλίνδρους να βρεθούν:

**α)** η διάμετρος του εμβόλου  $D$ ,

**β)** η ακτίνα του στροφάλου  $r$ ,

**γ)** η μέση ταχύτητα του εμβόλου  $C_m$  όταν έχει πραγματική ισχύ  $N_e=200$  kW στις 2000 rpm και μέση πραγματική πίεση  $P_e=8$  bar. Ακόμα δίνεται ότι  $S/D=1.2$

### Λύση

α) Έχουμε ότι:

$$S/D=1.2 \rightarrow S=1.2 \cdot D \quad V=\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \cdot \mu$$

όπου  $\mu$  είναι ο αριθμός κυλίνδρων. Άρα

$$V=\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 1.2 \cdot D \cdot \mu \rightarrow V=\frac{\pi}{4} \cdot 7.2 \cdot D^3 \quad (1)$$

Σύμφωνα με τον τύπο της ισχύος:

$$N_e=\frac{P_e \cdot V_H \cdot \eta}{300 \cdot r} \rightarrow V=\frac{300 \cdot r \cdot N_e}{P_e \cdot \eta} \rightarrow V=\frac{300 \cdot 2 \cdot 200}{8 \cdot 2000} \rightarrow V=7.5 \text{ lt ή } 7500 \text{ cm}^3 \quad (2)$$

Από τις σχέσεις (1) και (2)  $\rightarrow D^3=(4 \cdot V)/(7.2 \cdot \pi) \rightarrow D^3=(4 \cdot 7500)/(7.2 \cdot 3.14) \rightarrow D=10.98 \text{ cm}$ .

β) Από τη σχέση  $S=1.2 \cdot D \rightarrow S=13.18 \text{ cm}$ . Άρα  $r=S/2=6.59 \text{ cm}$ .

γ) Έχουμε  $C_m=(2 \cdot S \cdot \eta)/60=(0.1318 \cdot 2000)/30 \rightarrow C_m=8.7 \text{ m/s}$ .

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ**

- [1] Μηχανές εσωτερικής καύσης, Εκδόσεις ΤΕΙ Πάτρας (1996)
- [2] Μηχανές εσωτερικής καύσης, Εκδόσεις ΙΩΝ (1999)
- [3] Εργαστήριο Μηχανών εσωτερικής καύσης, Εκδόσεις ΙΩΝ (2003)