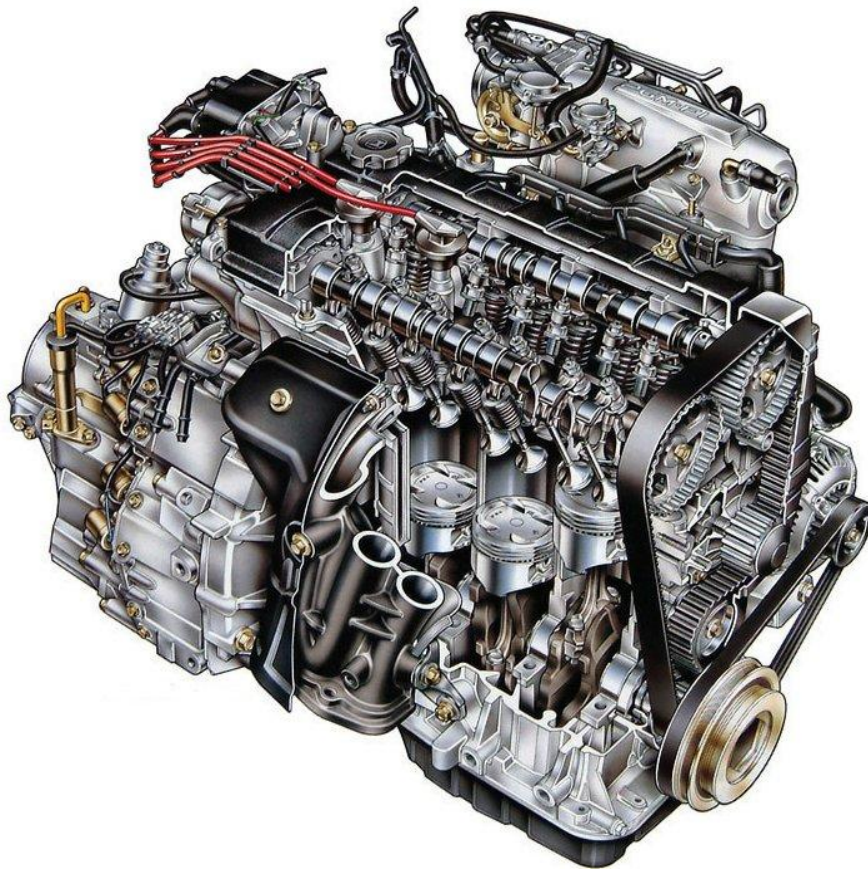


ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΤΕΤΡΑΧΡΟΝΟΥ ΒΕΝΖΙΝΟΚΙΝΗΤΗΡΑ 1100 CC



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ:
ΓΕΩΡΓΑΣ ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ
ΖΑΧΑΡΗΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ – ΝΙΚΟΛΑΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:
Κόντος Γιώργος
Διπλ. Μηχανολόγος Μηχανικός-(MSc)
Εργαστηριακός Συνεργάτης ΤΕΙ ΠΑΤΡΑΣ

ΠΑΤΡΑ 2010

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία αποτελεί ουσιαστικά τον επίλογο των σπουδών μας στο Α.Τ.Ε.Ι. Πάτρας. Κατά τη συγγραφή της είχαμε την δυνατότητα να θυμηθούμε γνώσεις που αποκτήσαμε κατά την διάρκεια των σπουδών μας στο ίδρυμα. Ήταν όμορφο το γεγονός ότι καταλάβαμε πως η πολυετής ενασχόληση και παρακολούθησή, μας είχε εφοδιάσει κατάλληλα για να ανταπεξέλθουμε σε ένα απαιτητικό θέμα Πτυχιακής Εργασίας. Οι γνώσεις και οι εμπειρίες από την σχολή μας έκαναν να επαναπροσδιορίσουμε τις απόψεις για το επίπεδο μόρφωσής μας όπως και για τις έννοιες γνώση, σκέψη, αμφισβήτηση, επιμονή, υπομονή, αυτοπεποίθηση, ηθική...

Ένα μέρος της εκπαίδευσης από το Ίδρυμα είναι οι Μηχανές Εσωτερικής Καύσης και η παρούσα εργασία που αφορά αυτές. Η συμβολή του Εργαστηριακού Συνεργάτη του Α.Τ.Ε.Ι. Πάτρας κ. Γ. Κόντου ήταν ανεκτίμητη και τον ευχαριστούμε θερμά τόσο για την ευκαιρία που μας έδωσε να ασχοληθούμε με το αντικείμενο που πραγματικά θέλαμε να καταπιαστούμε, όσο και για τις γνώσεις που αποκτήσαμε μέσα από τη διαρκή επίβλεψη, βοήθειά με την βιβλιογραφία και τις παρατηρήσεις του.

Στο σημείο αυτό θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τους γονείς μας για την συνεχή στήριξη καθ' όλη τη διάρκεια αυτών των σπουδών. Τέλος θα ήταν παράλειψη να μην αναφερθούμε στους φίλους μας και στο Ιωάννη για την βοήθειά του σε συγκεκριμένο μέρος της βιβλιογραφίας και να τους ευχαριστήσουμε για τα υπέροχα χρόνια που περάσαμε μαζί στο Α.Τ.Ε.Ι. Πάτρας.

Παναγιώτης, Αλέξανδρος
Ιούνιος 2010

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία αναφέρεται στην μελέτη των τετράχρονων βενζινοκινητήρων Otto και ειδικότερα στον υπολογισμό των διαφόρων μεγεθών που διέπουν την λειτουργία τους. Οι τετράχρονοι βενζινοκινητήρες Otto έχουν πολλές εφαρμογές αλλά ως επί το πλείστον τους συναντάμε στην αυτοκινητοβιομηχανία.

Η ανάπτυξη του θέματος έγινε σε 3 βασικά κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στην ιστορική αναδρομή των κινητήρων, αναλύονται οι κατηγορίες των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης, καθώς και η θεωρητική λειτουργία των τετράχρονων βενζινοκινητήρων. Επίσης υπάρχει αναφορά και σε άλλους κύκλους λειτουργίας όπως αυτή των δίχρονων βενζινοκινητήρων, των κινητήρων Diesel, ακόμη και του μικτού κύκλου. Για όλα δίνονται σχήματα και επισημάνσεις.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνονται οι υπολογισμοί των θερμοδυναμικών μεγεθών του κινητήρα. Υπολογίζονται η σχέση συμπίεσης, η διάμετρος κυλίνδρου, η διαδρομή του εμβόλου, η περιστροφική ταχύτητα, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης, ο πραγματικός βαθμός απόδοσης, ο υπολογισμός της κατανάλωσης, καθώς δίνεται και σχηματικά ο κύκλος λειτουργίας Otto του κινητήρα.

Στο τρίτο κεφάλαιο αναπτύσσονται οι κατασκευαστικοί υπολογισμοί με βάση τα δεδομένα των θερμοδυναμικών μεγεθών του δεύτερου κεφαλαίου. Υπολογίζονται δηλαδή οι διαστάσεις των εμβόλων, του στροφαλοφόρου άξονα, του διωστήρα, καθώς και αυτές των βαλβίδων. Τέλος δίνονται τα μηχανολογικά σχέδια του στροφαλοφόρου άξονα, του διωστήρα και των βαλβίδων του κινητήρα.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	3
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	4
ΜΕΡΟΣ Α, ΒΑΣΙΚΕΣ ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΕΣ ΓΙΑ ΤΙΣ ΜΕΚ	6
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1	7
1.1. ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ	7
1.2. ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΤΩΝ ΜΕΚ	9
1.3. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΒΕΝΖΙΝΟΚΙΝΗΤΗΡΩΝ	14
1.3.1. ΔΟΜΗ ΚΑΙ ΤΡΟΠΟΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	14
1.3.2. ΑΡΙΘΜΗΣΗ ΚΥΛΙΝΔΡΩΝ – ΣΕΙΡΑ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ	20
1.4. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΜΕΚ	22
1.4.1. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΟΤΤΟ.....	22
1.4.2. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ DIESEL.....	24
1.4.3. ΜΙΚΤΟΣ ΚΥΚΛΟΣ	25
1.4.4. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ 4-ΧΡΟΝΗΣ ΒΕΝΖΙΝΟΜΗΧΑΝΗΣ.....	26
1.4.5. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ 2-ΧΡΟΝΗΣ ΒΕΝΖΙΝΟΜΗΧΑΝΗΣ.....	27
ΜΕΡΟΣ Β, ΘΕΡΜΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ	28
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2	29
2.1. ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΜΗΧΑΝΗΣ	29
2.1.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΚΑΙ ΤΗΣ ΔΙΑΔΡΟΜΗΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ	29
2.1.1.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΣΗΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ P_{me}	30
2.1.1.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΣΗΣ ΕΝΔΕΙΚΝΥΟΜΕΝΗΣ ΠΙΕΣΗΣ P_{mi}	30
2.1.1.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΥΚΝΟΤΗΤΑΣ ΑΕΡΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ρ_a	32
2.1.1.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΗΣ ΜΙΓΜΑΤΟΣ ΣΤΗΝ ΕΙΣΟΔΟ P_i	33
2.1.1.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΜΙΓΜΑΤΟΣ ΣΤΗΝ ΕΙΣΟΔΟ T_i	33
2.1.1.6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΡΙΒΩΝ P_{mf}	34
2.1.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΔΙΑΔΡΟΜΗΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ S	37
2.1.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΟΥ ΛΟΓΟΥ ΕΜΒΟΛΙΣΜΟΥ S/D	37
2.1.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΡΟΦΩΝ ΜΗΧΑΝΗΣ	39
2.1.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΜΕΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΕΜΒΟΛΟΥ V_m	39
2.1.6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΜΕΓΙΣΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΕΜΒΟΛΟΥ V_{max}	41
2.2. ΕΠΑΝΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ - ΤΡΙΒΩΝ	41
2.2.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΡΙΒΩΝ P_{mf}	41
2.2.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΜΕΣΗΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΡΙΒΩΝ P_{me}	41
2.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΑΘΜΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ	42
2.3.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ n_m	42
2.3.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ (ΟΛΙΚΟΥ) ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ n_e	42
2.3.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΟΥ ΑΡΙΘΜΟΥ ΟΚΤΑΝΙΩΝ ΟΝ.....	43
2.3.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΥΚΛΟΥ ΟΤΤΟ $n_{οττο}$	43
2.3.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΥ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ n_t	44

2.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ	44
2.4.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ (ΕΙΔΙΚΗΣ) ΕΝΔΕΙΚΝΥΟΜΕΝΗΣ ΩΡΙΑΙΑΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ b_i	44
2.4.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ ΩΡΙΑΙΑΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ b_c	45
2.5. ΚΥΚΛΟΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΟΤΤΟ.....	46
2.5.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΝΕΚΡΟΥ ΧΩΡΟΥ V_c	48
2.5.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΗΣ, ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ & ΟΓΚΟΥ ΣΤΟ ΣΗΜΕΙΟ 1 (P_1 , T_1 , V_1)	49
2.5.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΗΣ, ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ & ΟΓΚΟΥ ΣΤΟ ΣΗΜΕΙΟ 2 (P_2 , T_2 , V_2)	50
2.5.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΗΣ, ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ & ΟΓΚΟΥ ΣΤΟ ΣΗΜΕΙΟ 2 (P_3 , T_3 , V_3)	52
2.5.4.1 ΤΟ ΕΡΓΟ ΠΟΥ ΠΑΙΡΝΟΥΜΕ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΗΧΑΝΗ.....	53
2.5.4.2 ΠΟΣΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΠΟΥ ΔΙΝΕΤΑΙ ΣΤΗ ΜΗΧΑΝΗ	53
2.5.4.3 ΜΑΖΑ ΕΙΣΕΡΧΟΜΕΝΟΥ ΑΕΡΑ (ΣΤΟ ΧΩΡΟ ΚΑΥΣΗΣ ΚΑΘΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ ..	53
2.5.4.4 ΠΡΟΣΔΙΔΟΜΕΝΟ ΠΟΣΟ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΝΑ ΚG ΑΕΡΑ	56
2.5.4.5 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΕΡΓΟ ΜΗΧΑΝΗΣ	57
2.5.4.6 ΕΙΣΟΔΥΝΑΜΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΟΤΤΟ	58
2.5.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΗΣ, ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ & ΟΓΚΟΥ ΣΤΟ ΣΗΜΕΙΟ 2 (P_4 , T_4 , V_4)	61
ΜΕΡΟΣ Γ, ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ.....	64
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3	65
3.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ - ΔΙΩΣΤΗΡΑ	65
3.1.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ	67
3.1.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΜΕΓΙΣΤΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ ΣΤΟ ΕΜΒΟΛΟ	68
3.1.3 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΩΣΤΗΡΑ - ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ	69
3.1.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ ΟΓΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΛΟΓΩ ΚΙΝΗΣΗΣ ΕΜΒΟΛΟΥ	75
3.2 ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ	78
3.2.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΣΕ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ	78
3.2.2 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΣΕ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΤΗ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ	80
3.2.3 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΣΤΙΓΜΙΑΙΑΣ ΕΠΙΤΑΓΧΥΝΣΗΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΣΕ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ	82
3.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΩΣΤΗΡΑ ΣΕ ΛΥΓΙΣΜΟ.....	84
3.4 ΒΑΛΒΙΔΕΣ	89
3.5 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ.....	90
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.....	94
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	103


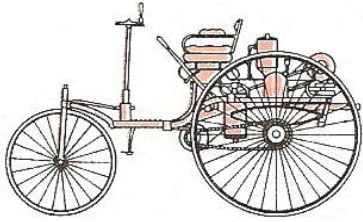


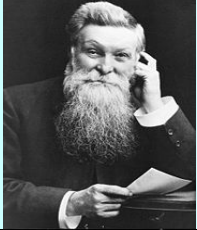
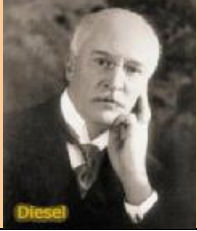
ΜΕΡΟΣ Α


ΒΑΣΙΚΕΣ ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΕΣ ΓΙΑ ΤΙΣ ΜΕΚ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ [6], [8]

Η ιστορία των μηχανών εσωτερικής καύσης σε μορφή συνοπτικού πίνακα ως ακολούθως (Πιν. 1.1)

1860	Ο Jean Joseph Etienne Lenoir κατασκεύασε τον πρώτο πρακτικά χρησιμοποιήσιμο κινητήρα		
1867	Ο Nikolaus August Otto και ο Eugen Langen παρουσίασαν ένα βελτιωμένο κινητήρα με βαθμό απόδοσης περίπου 9%		
1876	Ο Otto εφάρμοσε στην πράξη για πρώτη φορά την αρχή του τετράχρονου κύκλου		
1885	Ο Benz τοποθέτησε τον πρώτο κινητήρα του σε ένα τρίκυκλο	 	
1886	Ο Daimler κατασκεύασε την πρώτη άμαξα με τετράχρονο βενζινοκινητήρα		
1887	Ο Γερμανός Robert Bosch εφεύρε την έναυση των κινητήρων με ρεύμα		
1889	Ο John Boyd Dunlop κατασκεύασε το πρώτο ελαστικό συμπιεσμένου αέρα		
1892	Ο Rudolf Diesel κατοχύρωσε την ευρεσιτεχνία του για τη μέθοδο λειτουργίας των πετρελαιοκινητήρων		

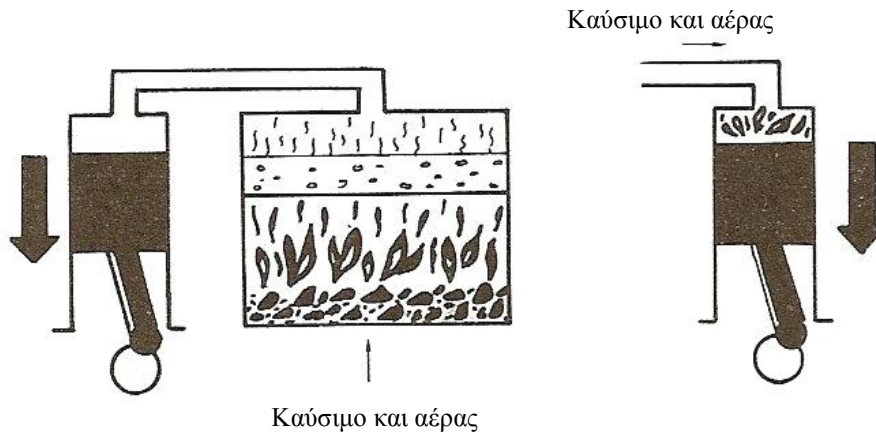
1897	Κατασκευάστηκε στην εταιρία MAN ο πρώτος χρησιμοποιήσιμος πετρελαιοκινητήρας
1899	Ιδρύθηκαν τα εργοστάσια της Fiat στο Τορίνο
1908	Παράγεται και διοχετεύεται στην αγορά το πρώτο αυτοκίνητο μαζικής παραγωγής, το Ford Model-T  
1916	Ιδρύθηκε το εργοστάσιο της BMW στο Μόναχο
1938	Ιδρύθηκε το εργοστάσιο της Volkswagen στο Wolfsburg 
1950	Η αγγλική Rover τοποθέτησε για πρώτη φορά αεριοστρόβιλο σε αυτοκίνητο
1954	Η εταιρία NSU κατασκεύασε τον κινητήρα περιστρεφόμενου εμβόλου (Wankel) 
1966	Ψεκασμός βενζίνης με ηλεκτρονικό έλεγχο (D – Jetronic) από την εταιρία Bosch
1970	Χρήση ζωνών ασφαλείας για οδηγό και συνοδηγό
1978	Τοποθέτηση του συστήματος ABS στα φρένα των επιβατικών
1984	Εισαγωγή αερόσακων και εντατήρων ζωνών ασφαλείας
1985	Δημιουργία ρυθμιζόμενων καταλυτών (με αισθητήρα λ) για αμόλυβδη βενζίνη
1997	Εισαγωγή ηλεκτρονικών συστημάτων αυτομάτου ελέγχου για το όχημα

(Πίνακας 1.1. Συνοπτικός πίνακας ιστορικής εξέλιξης των μηχανών εσωτερικής καύσης) [6]

1.2 ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΤΩΝ ΜΕΚ [6], [7]

Θερμικός κινητήρας ορίζεται κάθε μηχανή, που είναι σε θέση να μετατρέπει την θερμική ενέργεια σε μηχανική.

Υπάρχουν δύο βασικές μορφές θερμικών κινητήρων, οι εξωτερικής καύσης και οι εσωτερικής καύσης (Σχ. 1.2.) :



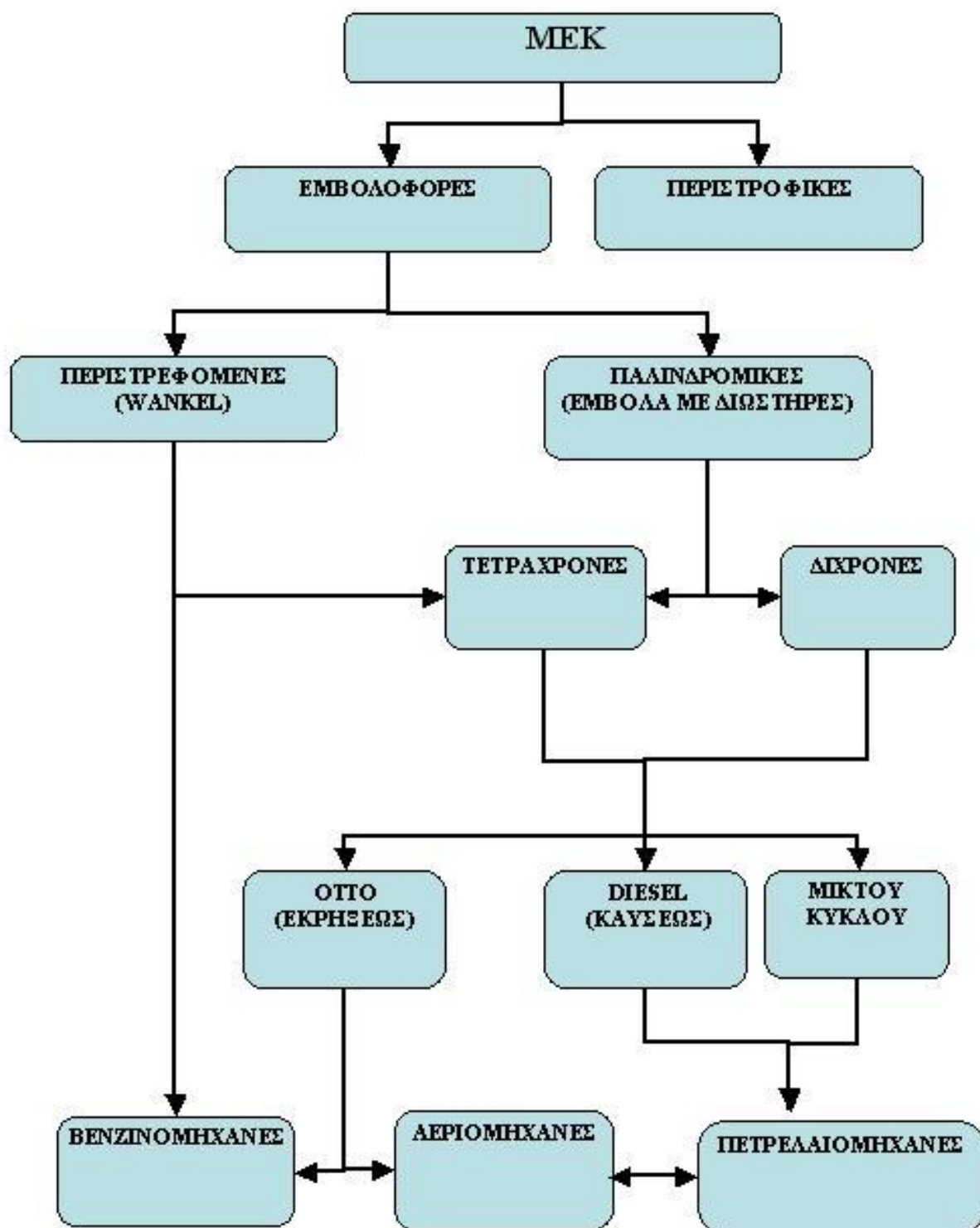
Σχήμα. 1.2.: Σχηματική παράσταση κινητήρων εξωτερικής και εσωτερικής καύσης [3]

Μηχανές εσωτερικής καύσης είναι οι θερμικές μηχανές που χρησιμοποιούν απ' ευθείας τα προϊόντα της καύσης του αέρα ως λειτουργό σώμα (θερμοδυναμικό σύστημα) σε αντίθεση με τις μηχανές εξωτερικής καύσης που τα προϊόντα της καύσης μεταφέρουν θερμότητα σε άλλο ρευστό που είναι το λειτουργό σώμα.

Κλασικό παράδειγμα κινητήρα εξωτερικής καύσης αποτελεί η ατμομηχανή, όπου το καύσιμο καίγεται έξω από τον κύλινδρο της μηχανής, σε λέβητα παραγωγής ατμού.

Αντίθετα, οι κινητήρες π.χ. των αυτοκινήτων με μορφή βενζινοκινητήρα ή με μορφή πετρελαιοκινητήρα, είναι εσωτερικής καύσης, όπου το καύσιμο καίγεται μέσα στον περιορισμένο χώρο των κυλίνδρων, που αποτελούν έτσι το κύριο όργανο μετατροπής της θερμικής σε μηχανική ενέργεια.

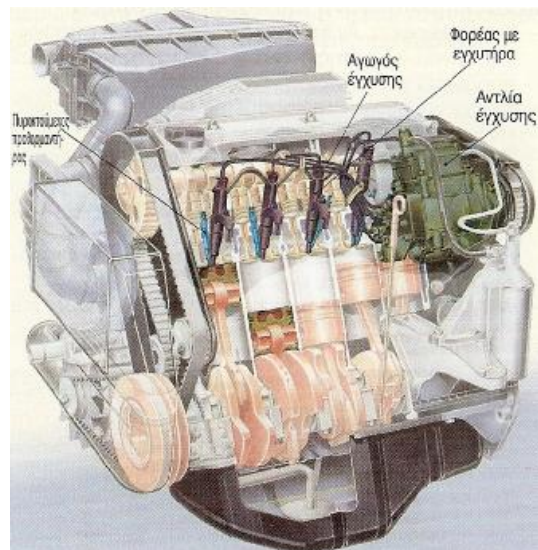
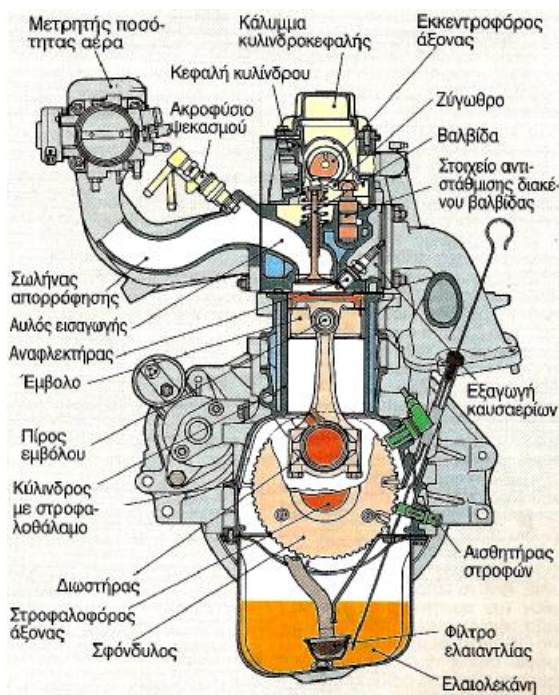
Στο ακόλουθο σχήμα (Σχ. 1.3.) δίνεται σε δενδροειδή μορφή η κατάταξη των κινητήρων εσωτερικής καύσης



Σχήμα 1.3.: Διάγραμμα κατάταξης των ΜΕΚ σε βασικές κατηγορίες [6], [7]

Κατάταξη σύμφωνα με το σχηματισμό του μίγματος και του τρόπου ανάφλεξης:

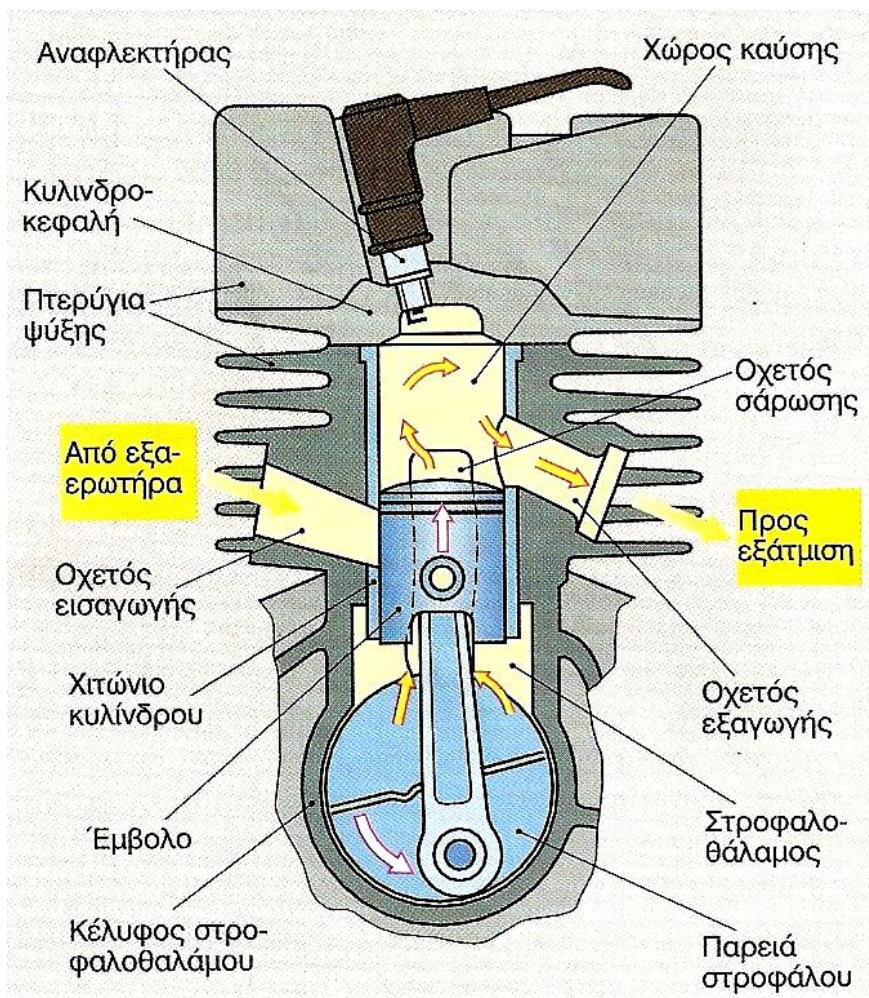
- Ø **Κινητήρες Otto:** Λειτουργούν συνήθως με βενζίνη και δημιουργία του μίγματος εξωτερικά του κυλίνδρου. Η καύση προκαλείται με ηλεκτρική ανάφλεξη (αναφλεκτήρες - μπουζί) (σχ. 1.4)
- Ø **Πετρελαιοκινητήρες (κινητήρες Diesel):** Το μίγμα δημιουργείται μέσα στον κύλινδρο και λειτουργούν με πετρέλαιο. Η καύση μέσα στον κύλινδρο προκαλείται με αυτανάφλεξη (σχ. 1.5).
- Ø **Κινητήρες Semi - Diesel:** Οι κινητήρες Semi - Diesel αναρροφούν αέρα όπως οι κινητήρες Diesel, ωστόσο λόγω σχετικά χαμηλής συμπίεσης δεν προκαλείται αυτανάφλεξη και η ανάφλεξη του μίγματος πραγματοποιείται με εξωτερική βοήθεια.



Σχ. 1.4.: Τετράχροτος Κινητήρας Otto [6] Σχ. 1.5.: Πετρελαιοκινητήρας (κινητήρας Diesel)[6]

Κατάταξη σύμφωνα με τον τρόπο λειτουργίας:

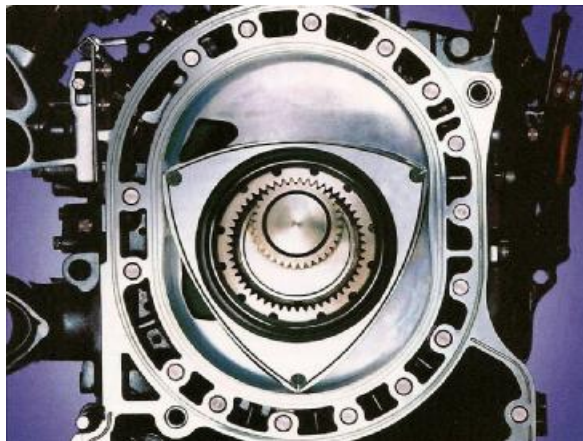
- Ø **Τετράχρονοι κινητήρες:** Υπάρχει σαφής διαχωρισμός της εναλλαγής του αερίου στον κύλινδρο και χρειάζονται για κάθε κύκλο εργασίας τέσσερις διαδρομές του εμβόλου (ή δύο στροφές του στροφαλοφόρου άξονα).
- Ø **Δίχρονοι κινητήρες:** Δεν υπάρχει σαφής διαχωρισμός κατά την εναλλαγή των αερίων στον κύλινδρο και χρειάζονται για κάθε κύκλο εργασίας δύο διαδρομές του εμβόλου (ή μία στροφή του στροφαλοφόρου άξονα) (σχ. 1.6).



Σχήμα 1.6.: Δίχρονος κινητήρας [6]

Κατάταξη σύμφωνα με την κίνηση του εμβόλου:

- Ø **Κινητήρες με παλινδρομικά έμβολα.**
- Ø **Κινητήρες με περιστρεφόμενα έμβολα (Wankel) (σχ. 1.7)**



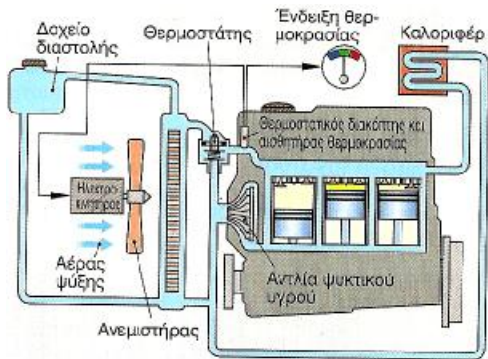
Σχ. 1.7.: Κινητήρας με περιστρεφόμενο έμβολο (Wankel) [8]

Κατάταξη σύμφωνα με τον τρόπο πλήρωσης των κυλίνδρων:

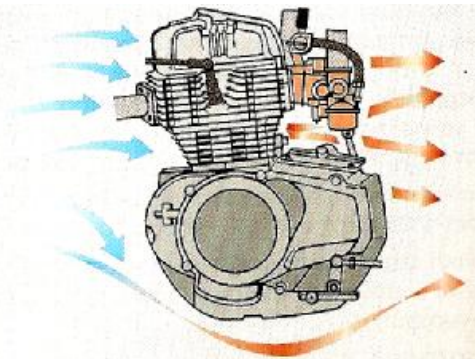
- Ø **Ατμοσφαιρικοί κινητήρες.**
- Ø **Υπερτροφοδοτούμενοι κινητήρες.**

Κατάταξη σύμφωνα με τον τρόπο ψύξης:

- Ø **Υγρόψυκτοι κινητήρες:** Το συγκρότημα των κυλίνδρων και η κυλινδροκεφαλή έχουν διαύλους ψύξης μέσα στους οποίους κυκλοφορεί ένα ψυκτικό υγρό και παραλαμβάνει από τα τοιχώματα την περιττή θερμότητα την οποία αποβάλλει μέσω ψυγείου το οποίο προσβάλλεται από ρεύμα αέρα (σχ. 1.8).
- Ø **Αερόψυκτοι κινητήρες:** Η απαγόμενη θερμότητα μεταφέρεται από την εξωτερική επιφάνεια των εξαρτημάτων του κινητήρα κατευθείαν στον αέρα του περιβάλλοντος (σχ. 1.9).



Σχ. 1.8.: Υγρόψυκτος κινητήρας [6]



Σχ. 1.9.: Αερόψυκτος κινητήρας [6]

Κατάταξη σύμφωνα με τη διάταξη των κυλίνδρων:

- Ø **Κινητήρες με κυλίνδρους σε σειρά.**
- Ø **Κινητήρες με κυλίνδρους σε διάταξη V** (δύο σειρές κυλίνδρων με κάποια περιεχόμενη γωνία μεταξύ τους).
- Ø **Κινητήρες Boxer** (διάταξη V με περιεχόμενη γωνία 180°).
- Ø **Κινητήρες με κυλίνδρους σε διάταξη W.**
- Ø **Αστεροειδής κινητήρες** (οι κύλινδροι είναι τοποθετημένοι σε περιφερειακή διάταξη έτσι ώστε να σχηματίζουν ένα είδος αστέρα).

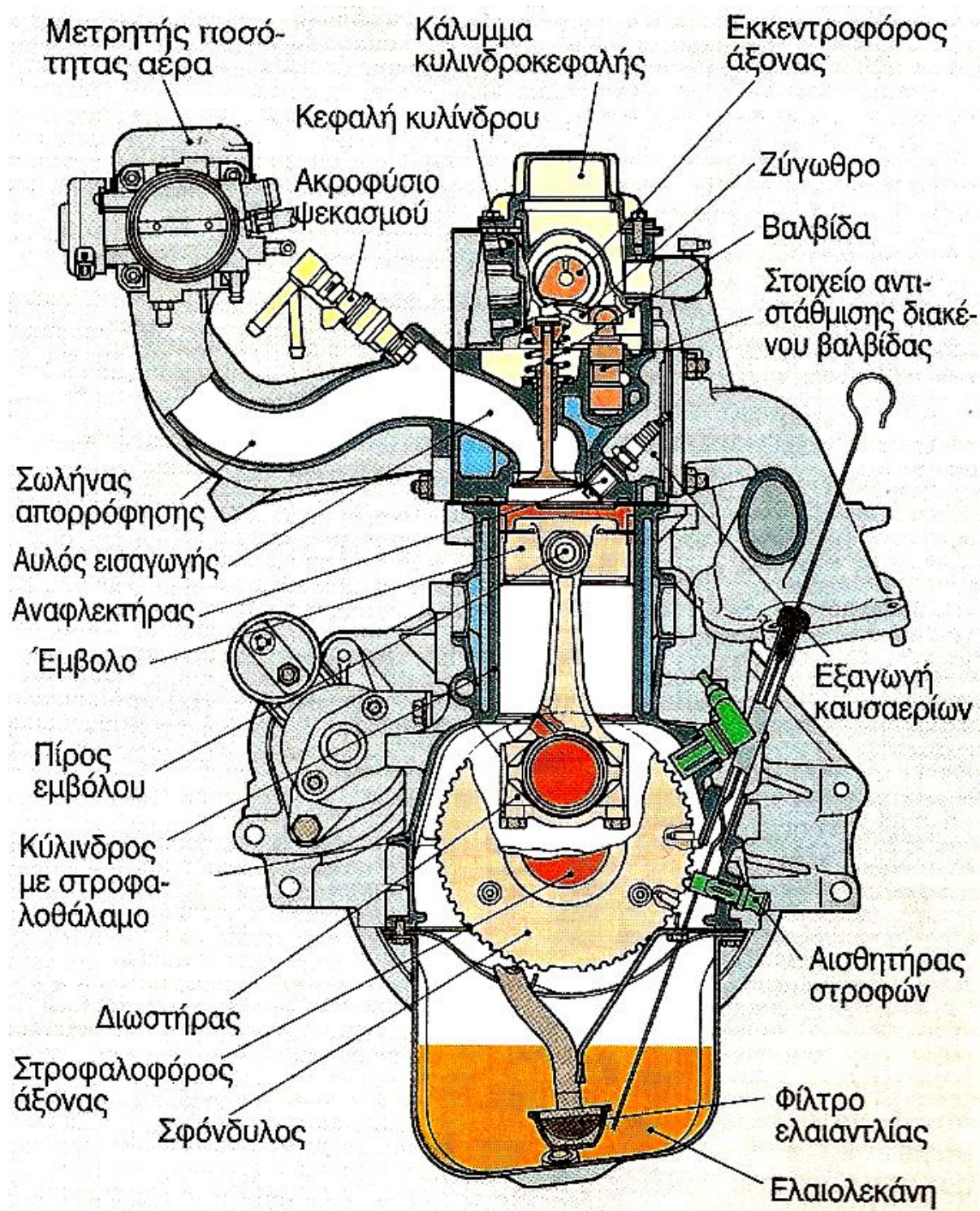
1.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΒΕΝΖΙΝΟΚΙΝΗΤΗΡΩΝ [6], [7]

1.3.1 ΔΟΜΗ ΚΑΙ ΤΡΟΠΟΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Ο τετράχρονος βενζινοκινητήρας απαρτίζεται βασικά από τέσσερις δομικές ομάδες και από επιπλέον βοηθητικές διατάξεις όπως φαίνονται στο (Σχ. 1.10.):

- Ø **Περίβλημα κινητήρα:** Αποτελείται από το κάλυμμα της κυλινδροκεφαλής, την κυλινδροκεφαλή, τους κυλίνδρους, το στροφαλοθάλαμο και την ελαιολεκάνη (κάρτερ).
- Ø **Σύστημα διωστήρα - στροφάλου:** Αποτελείται από το έμβολο, το διωστήρα και το στροφαλοφόρο άξονα.
- Ø **Σύστημα χρονισμού κινητήρα:** Αποτελείται από τις βαλβίδες, τα ελατήρια των βαλβίδων, τα ζύγωθρα (κοκοράκια), τον άξονα έδρασης ζυγώθρων, τον εκκεντροφόρο άξονα, τους οδοντοτροχούς κίνησης του εκκεντροφόρου άξονα και την αλυσίδα κίνησης ή τον οδοντωτό μίαντα.
- Ø **Διάταξη σχηματισμού μίγματος:** Εξαερωτήρας (καρμπυρατέρ) ή διάταξη ψεκασμού, σωλήνας πολλαπλής εισαγωγής ή σωλήνας αναρρόφησης.

Ø **Βοηθητικές διατάξεις:** Σύστημα έναυσης (ανάφλεξης), σύστημα λίπανσης κινητήρα, σύστημα ψύξης κινητήρα, σύστημα απαγωγής καυσαερίων.



Σχήμα 1.10.: Δομή του τετράχρονου βενζινοκινητήρα [6]

Η λειτουργία των τετράχρονων βενζινοκινητήρων αποτελείται από 4 χρόνους για να ολοκληρωθεί ο κάθε ένας κύκλος εργασίας :

1^{ος} Χρόνος Λειτουργίας – Εισαγωγή

Κατά την προς τα κάτω κίνηση του εμβόλου δημιουργείται λόγω αύξησης του όγκου στον κύλινδρο, μια διαφορά πίεσης από 0,1 bar έως 0,2 bar σε σχέση με την εξωτερική πίεση. Επειδή η εξωτερική πίεση είναι μεγαλύτερη, προωθείται αέρας στο σύστημα αναρρόφησης, όπου στον εξαερωτήρα ή με τη βοήθεια της διάταξης ψεκασμού, σχηματίζεται ένα αναφλέξιμο μίγμα καυσίμου – αέρα το οποίο εισέρχεται στον κύλινδρο από τη βαλβίδα εισαγωγής. Αν η βαλβίδα εισαγωγής ήταν ανοικτή μόνον κατά τη διάρκεια της κίνησης του εμβόλου από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ), δηλαδή το ανώτερο σημείο της διαδρομής του, προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ), δηλαδή το κατώτερο σημείο της διαδρομής του (γωνία στροφάλου 180°), τότε θα εισέρχεται στον κύλινδρο λιγότερο μίγμα (ελλιπής πλήρωση). Με τον όρο πλήρωση εννοούμε τη μάζα του μίγματος, η οποία εισέρχεται στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια του χρόνου της εισαγωγής. Για τη βελτίωση της πλήρωσης - και συνεπώς της ισχύος – μπορούν να επιμηκυνθούν οι χρόνοι κατά τους οποίους παραμένει ανοικτή η βαλβίδα εισαγωγής. Αυτό μπορεί να γίνει από 180° γωνίας στροφάλου έως 315°. Κατά τη διάρκεια του χρόνου εξαγωγής τα καυσαέρια εξέρχονται με υψηλή ταχύτητα και δημιουργούν ένα κενό. Αν ανοίξει η βαλβίδα εισαγωγής σε αυτή τη φάση, πριν δηλαδή φθάσει το έμβολο στο ΑΝΣ (έως και 45° πριν), τότε μπορεί το μίγμα (ή ο αέρας στην περίπτωση βενζινοκινητήρα άμεσου ψεκασμού) να εισρεύσει στον κύλινδρο λόγω της υποπίεσης αντίθετα προς την κίνηση του εμβόλου. Το φαινόμενο κατά το οποίο οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι ταυτόχρονα ανοικτές, από τον τέταρτο στον πρώτο χρόνο, ονομάζεται επικάλυψη βαλβίδων (overlap). Αν αφήσει κανείς τη βαλβίδα εισαγωγής ανοικτή αρκετό χρόνο κατά τη φάση της συμπίεσης τότε το μίγμα, που έχει επιταχυνθεί κατά την αναρρόφηση έως τα 100 m/sec (360 km/h), λόγω της αδράνειάς του μπορεί να συνεχίσει την εισροή του μέσα στον κύλινδρο. Αυτό το φαινόμενο της υπερπλήρωσης τελειώνει όταν η πίεση, την οποία παράγει το ανερχόμενο έμβολο, ανακόψει το εισερχόμενο μίγμα. Αυτή τη στιγμή το αργότερο πρέπει να κλείσει η βαλβίδα εισαγωγής (από 35° έως 90° μετά το ΚΝΣ). Αν και ο χρόνος εισαγωγής επιμηκύνεται, η πλήρωση του κυλίνδρου φθάνει το πολύ το 80% σε κινητήρες χωρίς υπερτροφοδότη.

2^{ος} Χρόνος Λειτουργίας – Συμπίεση

Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Κατά την προς τα πάνω κίνηση του εμβόλου συμπιέζεται το μίγμα ή ο αέρας έτσι, ώστε ο τελικός όγκος του (δηλαδή ο όγκος του θαλάμου καύσης) να γίνει το 1/7 έως το 1/13 του αρχικού όγκου του κυλίνδρου. Κατά τη συμπίεση του μίγματος καυσίμου – αέρα αναπτύσσεται μια θερμοκρασία 400°C έως 500°C, πράγμα που ανεβάζει την

πίεση έως τα 18 bar. Η συμπίεση διευκολύνει την περαιτέρω εξάτμιση του καύσιμου και την πληρέστερη ανάμιξή του με τον αέρα. Έτσι, προετοιμάζεται η καύση ώστε στον τρίτο χρόνο αυτή να εξελιχθεί γρήγορα και ολοσχερώς. Στην περίπτωση που έχουμε κινητήρες άμεσου ψεκασμού (π.χ. σύστημα FSI του group Volkswagen) συμπιέζεται ο αέρας και το μίγμα σχηματίζεται λίγο πριν το ANΣ με έγχυση του καυσίμου με πολύ υψηλή πίεση (έως 50 bar). Κατά τη διάρκεια του χρόνου της συμπίεσης οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής παραμένουν κλειστές.

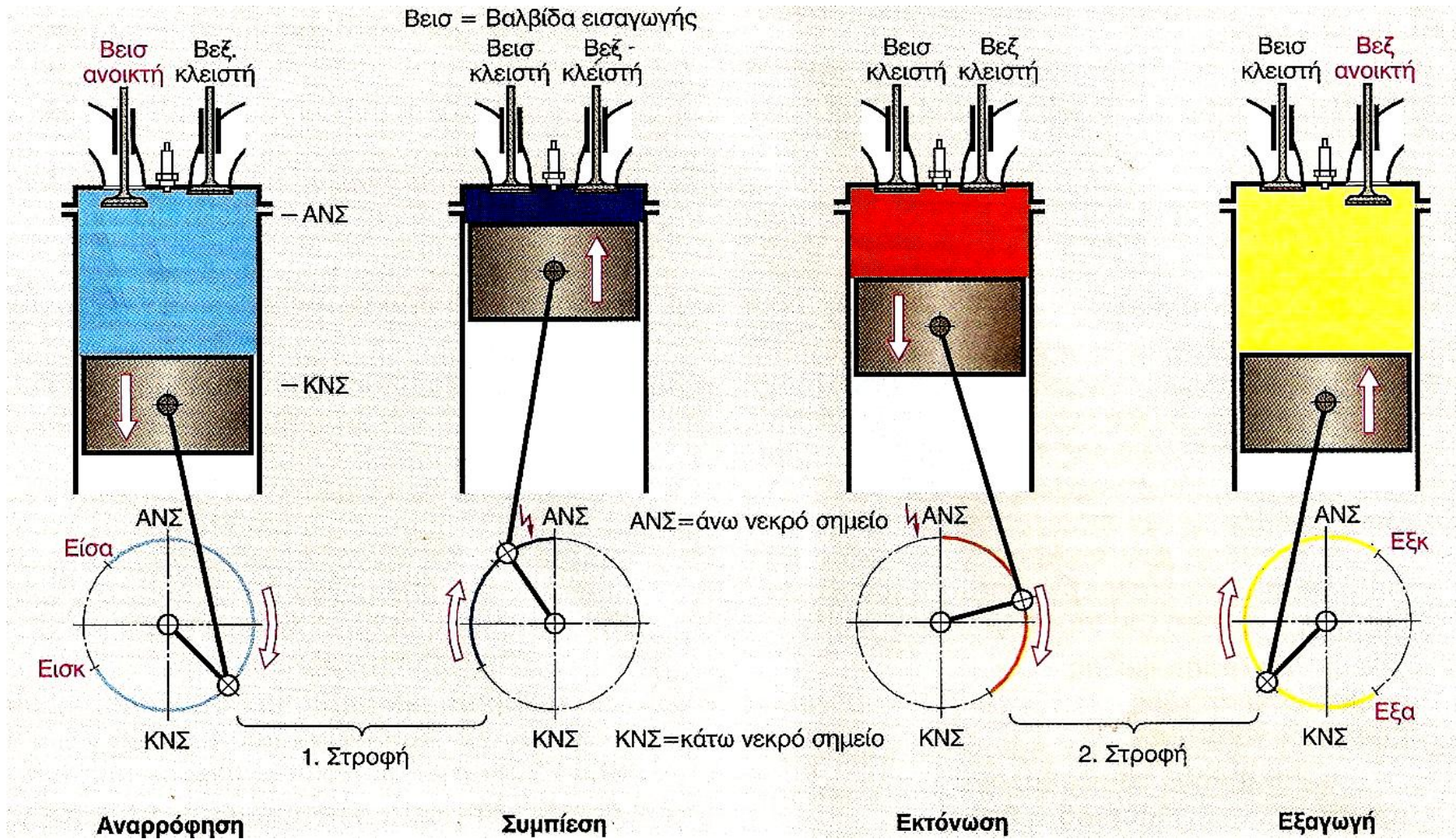
3^{ος} Χρόνος Λειτουργίας – Εκτόνωση (παραγωγή έργου)

Η καύση προκαλείται από την δημιουργία σπινθήρα στα ηλεκτρόδια του σπινθηριστή (μπουζί). Το χρονικό διάστημα από την εμφάνιση του σπινθήρα έως την πλήρη διαμόρφωση του μετώπου της φλόγας είναι περίπου 1/1000 του δευτερολέπτου, με ταχύτητα καύσης 20 m/sec. Γι' αυτόν το λόγο πρέπει ο σπινθήρας, ανάλογα με τις στροφές του κινητήρα, να παραχθεί από 0° έως περίπου 40° πριν από το ANΣ, ώστε η εξαπλωσόμενη καύση να φθάσει αμέσως μετά από το ANΣ τη μέγιστη θερμοκρασία της από 2000°C έως 2500°C και την αντίστοιχη μέγιστη πίεσή της από 30 bar έως 60 bar. Το υπόλοιπο χρονικό διάστημα διατίθεται για τη διαστολή των αερίων της καύσης. Με την προς τα κάτω κίνηση του εμβόλου προς το ΚΝΣ, μετατρέπεται η θερμική ενέργεια σε μηχανικό έργο.

4^{ος} Χρόνος Λειτουργίας – Εξαγωγή

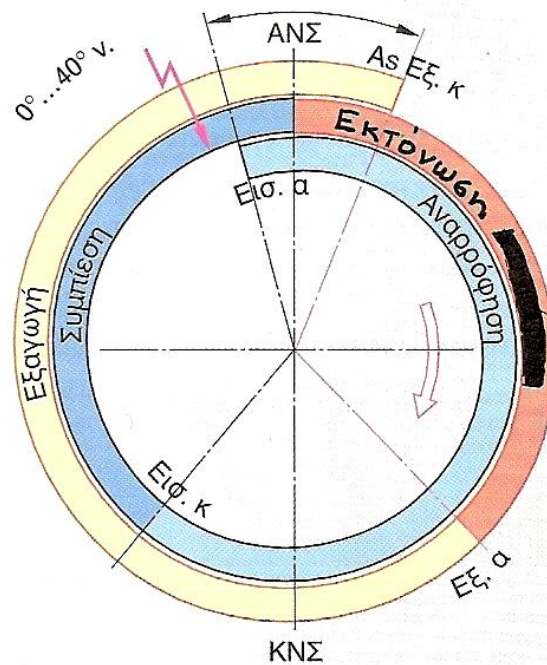
Για την ανακούφιση του συστήματος διωστήρα - στροφάλου στο ΚΝΣ, ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής ήδη 40° έως περίπου 90° προ του ΚΝΣ. Με την ακόμα υπάρχουσα πίεση από 3 έως 6 bar εξέρχονται τα καυσαέρια από τον κύλινδρο με την ταχύτητα του ήχου. Κατά την προς τα πάνω κίνηση του εμβόλου εκδιώκεται και το υπόλοιπο των καυσαερίων με μια πίεση περίπου 0,2 bar. Για τη διευκόλυνση της εξόδου των καυσαερίων, η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει μετά το ANΣ, ενώ η βαλβίδα εισαγωγής αρχίζει να ανοίγει (επικάλυψη των βαλβίδων) και ξεκινά ο επόμενος κύκλος. Η επικάλυψη στο χρονισμό των βαλβίδων διευκολύνει επιπλέον την εκκένωση και ψύξη του χώρου καύσης και βελτιώνει την πλήρωση.

Στο ακόλουθο σχήμα (Σχ. 1.11.) δίνονται οι 4 χρόνοι λειτουργίας ενός βενζινοκινητήρα Otto.



Σχήμα 1.11.: Οι τέσσερις χρόνοι ενός κύκλου εργασίας [6]

Αν σχεδιάσει κανείς τις στιγμές ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής ως γωνίες (σε μοίρες) της στροφής του στροφάλου, τότε θα πάρει το διάγραμμα χρονισμού (βλ. σχήμα 1.12.), το οποίο παρέχει μια εποπτεία σχετικά με τους χρόνους κίνησης των βαλβίδων και την “επικάλυψη των βαλβίδων”.



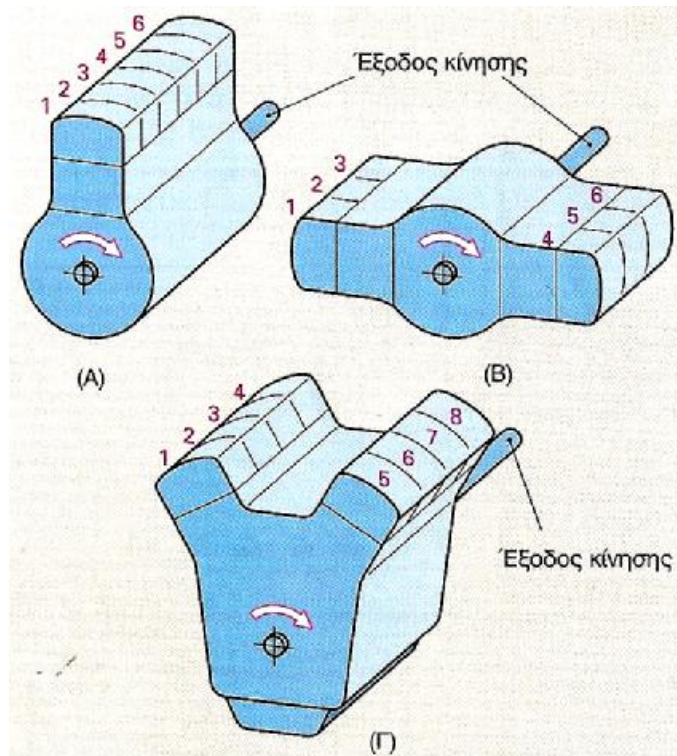
Βεισ. ανοίγει (Εισ.α) $0^{\circ} \dots 30^{\circ}$ προ ΑΝΣ
 Βεισ. κλείνει (Εισ. κ.) $40^{\circ} \dots 60^{\circ}$ μετά το ΚΝΣ
 ΒΕΞ ανοίγει (ΕΞ.α) $40^{\circ} \dots 60^{\circ}$ προ ΚΝΣ
 ΒΕΞ κλείνει (ΕΞ.κ.) $5^{\circ} \dots 30^{\circ}$ μετά το ΑΝΣ

Σχήμα. 1.12.: Διάγραμμα χρονισμού τετράχρονου κινητήρα [6]

Οι στιγμές ανοίγματος και η διάρκεια των βαλβίδων, καθώς και η μορφή των έκκεντρων καθορίζονται με δοκιμές χωριστά για κάθε τύπο κινητήρα, ώστε ο κινητήρας να αποδίδει τη μέγιστη δυνατή ισχύ του. Επειδή στους διάφορους τύπους κινητήρων, οι χρονισμοί των βαλβίδων είναι διαφορετικοί μεταξύ τους, δίνονται στο σχήμα περιοχές μέσων τιμών. Κατά κανόνα, οι γωνίες από το άνοιγμα έως το κλείσιμο των βαλβίδων είναι τόσο μεγαλύτερες, όσο μεγαλύτερες είναι οι στροφές λειτουργίας του κινητήρα. Αν οι γωνίες Εισ. α. προ του ΑΝΣ και Εξ. κ μετά το ΑΝΣ είναι μεταξύ τους ίσες καθώς και οι γωνίες Εξ. α προ του ΚΝΣ και Εισ. κ μετά το ΚΝΣ επίσης ίσες μεταξύ τους, τότε το διάγραμμα χρονισμού λέγεται συμμετρικό. Αν ένα ζεύγος γωνιών δεν έχει ίσες γωνίες τότε το διάγραμμα χρονισμού λέγεται ασύμμετρο.

1.3.2 ΑΡΙΘΜΗΣΗ ΚΥΛΙΝΔΡΩΝ – ΣΕΙΡΑ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ [6], [7]

- ∅ Η αρίθμηση των κυλίνδρων είναι τυποποιημένη. Η αρίθμηση των κυλίνδρων αρχίζει από εκείνη την πλευρά, η οποία βρίσκεται αντίθετα από την πλευρά εξόδου της κίνησης. Για τη διάταξη V και Boxer (σχ. 1.13), αρχίζει από την αριστερή σειρά των κυλίνδρων και τους αριθμεί τον έναν μετά τον άλλον.



Σχ. 1.13: Αρίθμηση κυλίνδρων σε κινητήρα με κυλίνδρους σε σειρά (Α), Boxer (Β), τύπου V (Γ) [6]

Σειρά ανάφλεξης και απόσταση ανάφλεξης σε πολυκύλινδρους κινητήρες

Η σειρά ανάφλεξης δηλώνει με ποια διαδοχική σειρά δημιουργούνται οι χρόνοι παραγωγής έργου των επί μέρους κυλίνδρων ενός κινητήρα.

Η απόσταση ανάφλεξης δηλώνει σε ποια απόσταση, η οποία μετράται σε μοίρες γωνίας του στροφάλου, ακολουθούν οι χρόνοι παραγωγής έργου, δηλαδή η παραγωγή σπινθήρα στους επί μέρους κυλίνδρους. Σε έναν μονοκύλινδρο κινητήρα παράγεται μόνο μία ανάφλεξη σε κάθε δύο περιστροφές του στροφαλοφόρου, δηλαδή η απόσταση ανάφλεξης θα είναι 720° γωνίας στροφάλου. Γενικά, απόσταση

$$\text{ανάφλεξης} = \frac{720^\circ \text{ γωνίας στροφάλου}}{\text{πλήθος κυλίνδρων}}$$

Όσο περισσότεροι κύλινδροι υπάρχουν, τόσο μικρότερη γίνεται η απόσταση ανάφλεξης, η λειτουργία του κινητήρα γίνεται ηρεμότερη και η ροπή γίνεται ομαλότερη. Η απόσταση ανάφλεξης προκύπτει με την κατάλληλη διάταξη των κυλίνδρων και την ανάλογη διαμόρφωση της θέσης των εδράνων του στροφαλοφόρου άξονα. (Σχ. 1.14.)

		Κύλινδρος	Χρόνοι	
Μονοκύλινδρος όρθιος 2 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 720°
Δικόλινδρος Boxer 2 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 360°
Δικόλινδρος σειράς 2 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 360°
Τρικόλινδρος σειράς 4 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 240° Έδρα ανάφλεξης 1-3-2
Τετρακύλινδρος σειράς 5 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 180° Έδρα ανάφλεξης 1-3-4-2 1-2-4-3
Τετρακύλινδρος Boxer 3 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 180° Έδρα ανάφλεξης 1-4-3-2
Πεντακύλινδρος σειράς 6 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 144° Έδρα ανάφλεξης 1-2-4-5-3
Εξακύλινδρος σειράς 7 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 120° Έδρα ανάφλεξης 1-5-3-6-2-4 (ή 1-2-4-6-5-3) (ή 1-5-4-6-2-3)
Οκτακύλινδρος κινητήρας V-90° 5 έδρανα				Απόσταση ανάφλεξης 90° Συνηθέστερη σειρά ανάφλεξης 1-8-2-7-4-5-3-6

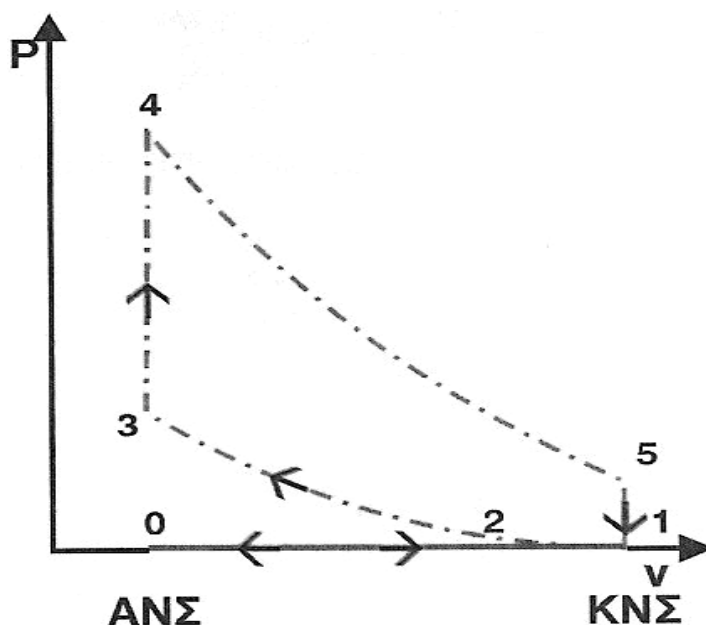
Σχήμα. 1.14.: Κατασκευαστικές μορφές στροφαλοφόρων αξόνων. Σειρά ανάφλεξης [6]

1.4 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΜΕΚ [1], [3]

Ιδανικές συνθήκες (διεργασίες) λειτουργίας είναι οι θεωρητικές κυκλικές διαδικασίες, σύμφωνα με τις οποίες θα μπορούσε να λειτουργήσει μια ιδανική μηχανή. Με τη βοήθεια τέτοιων διεργασιών, μπορούν να συγκριθούν μεταξύ τους, με αναφορά στην οικονομικότητά τους, κινητήρες με διαφορετικούς κύκλους λειτουργίας. Οι πραγματικές διεργασίες λειτουργίας αποκλίνουν συνήθως σημαντικά από τις ιδανικές διεργασίες και η οικονομικότητά τους είναι πολύ μικρότερη. Μεταβολές της πορείας της μπορούν πιο εύκολα να εξετασθούν από υπολογιστική άποψη, κάτω από ιδανικές συνθήκες, και να εκτιμηθεί η επίδρασή τους στην οικονομικότητα της πραγματικής διεργασίας. Επομένως οι ιδανικές διεργασίες αποτελούν ένα σημαντικό μέσο για την επιλογή της πορείας εργασίας στην πραγματική μηχανή. Για τον κινητήρα Otto, επιλέχθηκε ως ιδανική διεργασία η ισόχωρη διεργασία και για τον κινητήρα Diesel η μεικτή ιδανική διεργασία (σχ. 1.15, 1.16).

1.4.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΟΤΤΟ

Ο θεωρητικός κύκλος λειτουργίας τετράχρονου βενζινοκινητήρα περιλαμβάνει τις μεταβολές που γίνονται στον κύλινδρο υπό ιδανικές συνθήκες λειτουργίας και χωρίς απώλειες. Με την απεικόνιση αυτών των μεταβολών σε ένα διάγραμμα πίεσης - ειδικού όγκου υπολογίζεται το θεωρητικά παραγόμενο έργο σε κάθε κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.



Σχήμα 1.15.: Θεωρητικό διάγραμμα λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα Otto [8]

Κατά τη μεταβολή από 0 σε 1, το μείγμα αέρα - βενζίνης αναρροφάται στην κάθοδο του εμβόλου από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Η μεταβολή θεωρούμε ότι γίνεται υπό σταθερή πίεση, δηλαδή ότι είναι ισοβαρής. Στη συνέχεια εκτελείται η μεταβολή 1 έως 3. Μόλις το έμβολο φθάσει στο ΚΝΣ κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής. Το έμβολο κατά την άνοδό του προς το ΑΝΣ συμπιέζει αδιαβατικά το καύσιμο μείγμα και έτσι προκαλείται αύξηση της πίεσης. Η συμπίεση γίνεται πολύ γρήγορα και θεωρούμε ότι δεν 'προλαβαίνει' να πραγματοποιηθεί ανταλλαγή θερμότητας προς το περιβάλλον και έτσι η συμπίεση είναι αδιαβατική.

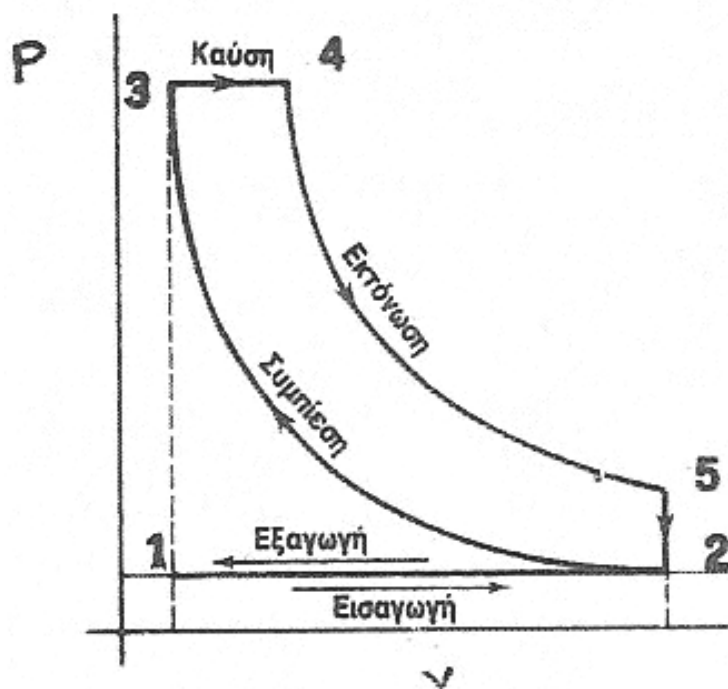
Στη μεταβολή από 3 σε 4, και ενώ το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ δίνεται ο σπινθήρας με αποτέλεσμα την καύση του μείγματος, την παραγωγή θερμότητας και την αύξηση της πίεσης. Θεωρούμε ότι η καύση γίνεται ακαριαία, τη στιγμή που το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ και κατά συνέπεια η αύξηση της πίεσης πραγματοποιείται υπό σταθερό όγκο, δηλαδή ισόχωρα.

Στη μεταβολή από 4 σε 5 τα καυσαέρια έχουν υψηλή πίεση και εκτονώνονται κινώντας το έμβολο προς τα κάτω. Έτσι, έχουμε τη παραγωγή έργου έως ότου φτάσει το έμβολο στο ΚΝΣ. Αυτή η μεταβολή θεωρείται αδιαβατική.

Στη μεταβολή από 5 σε 1, ενώ το έμβολο φτάνει στο ΚΝΣ, ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και θεωρητικά έχουμε ακαριαία απαγωγή θερμότητας από το σύστημα προς το περιβάλλον υπό σταθερό όγκο. Το σύστημα αποκτά την αρχική του πίεση. Η μεταβολή αυτή θεωρείται ισόχωρη.

Στη μεταβολή 1 έως 0, καθώς το έμβολο μετακινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ ωθεί τα καυσαέρια που εξέρχονται προς το περιβάλλον υπό σταθερή θεωρητικά πίεση. Η μεταβολή αυτή θεωρείται ισοβαρής.

1.4.2 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ DIESEL



Σχήμα 1.16.: Θεωρητικό διάγραμμα λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα Diesel [8]

Στη διάρκεια της μεταβολής από 1 σε 2 γίνεται εισαγωγή του αέρα με μετακίνηση του εμβόλου από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοικτή και η πίεση παραμένει σταθερή (ισοβαρής μεταβολή). Η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει όταν το έμβολο φθάσει στο ΚΝΣ.

Στη διάρκεια της μεταβολής από 2 σε 3 εκτελείται αδιαβατική συμπίεση του αέρα που έχει καταλάβει το χώρο του κυλίνδρου με κίνηση του εμβόλου από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Έτσι, ο όγκος μειώνεται, ενώ η πίεση και η θερμοκρασία αυξάνονται.

Κατά τη μεταβολή από 3 σε 4, με το έμβολο να βρίσκεται στο ΑΝΣ, το μπεκ (εγχυτήρας) ψεκάζει το πετρέλαιο με τη μορφή νέφους δηλαδή πολύ λεπτές σταγόνες. Το καύσιμα μείγμα αυταναφλέγεται. Η καύση πραγματοποιείται σε συνθήκες σταθερής πίεσης. Επειδή σε αυτή τη φάση λειτουργίας ο όγκος του κυλίνδρου μεγαλώνει εξαιτίας της μετατόπισης του εμβόλου, θεωρούμε ότι η πίεση παραμένει σταθερή (ισοβαρής μεταβολή).

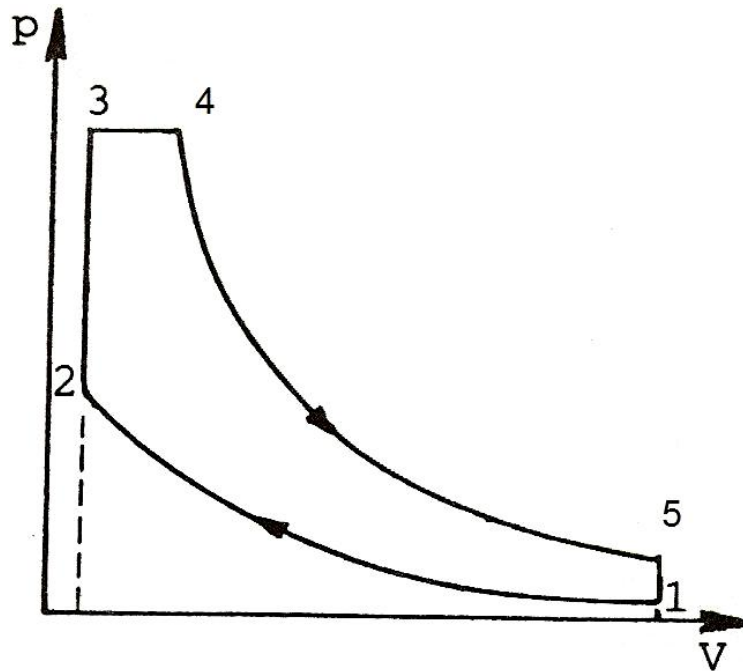
Κατά τη μεταβολή από 4 σε 5, εξαιτίας της καύσης παράγονται καυσαέρια που εκτονώνονται και ασκούν πίεση στο έμβολο, προκαλώντας την μετατόπισή του προς το ΚΝΣ, με αποτέλεσμα την παραγωγή μηχανικού έργου από τον κινητήρα. Θεωρούμε ότι η μεταβολή αυτή εκτελείται χωρίς να παρατηρούνται απώλειες θερμότητας, δηλαδή είναι μία αδιαβατική μεταβολή.

Κατά τη μεταβολή από 5 σε 2, η ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και τα καυσαέρια εξέρχονται υπό σταθερό όγκο λόγω της διαφοράς της πίεσης

που αναπτύσσεται μεταξύ του κυλίνδρου και του περιβάλλοντος. Η μεταβολή αυτή θεωρείται ισόχωρη.

Κατά τη μεταβολή από 2 σε 1, την τελευταία φάση, εκτελείται η εξαγωγή των καυσαερίων από τον κύλινδρο, υπό σταθερή πίεση, με τη βοήθεια της κίνησης του εμβόλου προς το ΑΝΣ (ισοβαρής μεταβολή).

1.4.3 ΜΙΚΤΟΣ ΚΥΚΛΟΣ

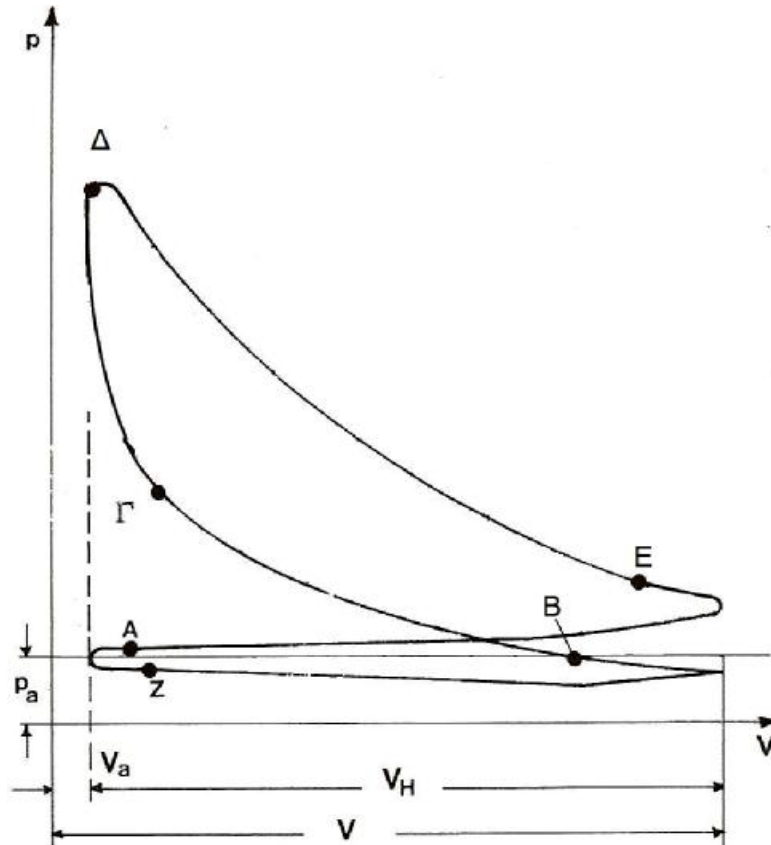


Σχήμα 1.17.: Ιδανικός μικτός κύκλος [8]

Στους κινητήρες μικτού κύκλου γίνεται αναρρόφηση αέρα, όπως και στους Diesel, όμως επειδή η συμπίεση του αέρα δεν είναι αρκετά υψηλή για την αυτανάφλεξη του καυσίμου, υπάρχει σύστημα αυτανάφλεξης παρόμοιο με αυτό των κινητήρων Otto. Έτσι λοιπόν ο λεγόμενος μικτός ιδανικός κύκλος αέρα είναι όμοιος με τους αντίστοιχους κύκλους Otto και Diesel διαφέροντας μόνο στο ότι η πρόσδοση θερμότητας από 2 έως 4 γίνεται κατά ένα τμήμα ισόχωρα (2 έως 3) και κατά ένα μέρος ισοβαρώς (3 έως 4).

Η μία οριακή περίπτωση του αντιστοιχεί στον κύκλο Diesel και η άλλη στον κύκλο Otto. (Σχ. 1.17.)

1.4.4 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ 4-ΧΡΟΝΗΣ ΒΕΝΖΙΝΟΜΗΧΑΝΗΣ



Σχήμα 1.18: Πραγματικός κύκλος 4-χρονης βενζινομηχανής [8]

Στην πραγματικότητα, η εισαγωγή αρχίζει πριν από το ΑΝΣ, δηλαδή στο σημείο Α. Από το σημείο αυτό, εξαιτίας του κενού που δημιουργείται από την πορεία του εμβόλου από ΑΝΣ στο ΚΝΣ η πίεση μέσα στον κύλινδρο πέφτει αρχικά μέχρι την ατμοσφαιρική και μετά λίγο χαμηλότερα από αυτή όπου και διατηρείται εξαιτίας της ταχύτητας εισόδου του καύσιμου μίγματος η οποία υπολείπεται της ταχύτητας του εμβόλου. (Σχ. 1.18.)

Κατά την επιβράδυνση του εμβόλου κοντά στο ΚΝΣ η πίεση αυξάνεται και μετά, εξαιτίας της ορμής που έχει το μίγμα κατά την είσοδό του, εξισώνεται με την ατμοσφαιρική στο σημείο Β.

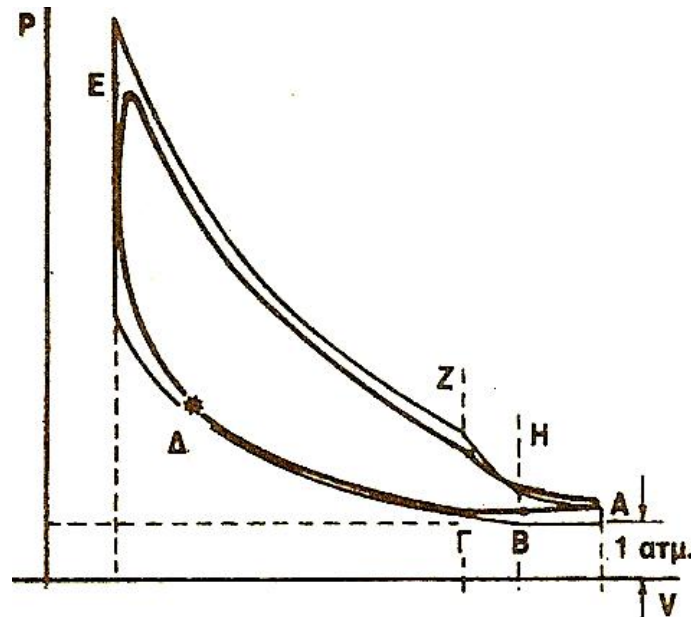
Έτσι η φάση της συμπίεσης αρχίζει από το σημείο Β και είναι μικρότερης διάρκειας από την θεωρητική.

Η καύση αρχίζει από το σημείο Γ όπου δίνεται ο σπινθήρας, δηλαδή 0 έως 40 μοίρες πριν το ΑΝΣ. Η πίεση αυξάνεται απότομα, το έμβολο διέρχεται από το ΑΝΣ και στο σημείο Δ τελειώνει η καύση του μίγματος. Το σημείο Δ είναι κάτω από το θεωρητικά δυνατό σημείο τέλους της καύσης, γιατί η καύση αρχίζει σε χαμηλότερο σημείο του θεωρητικά δυνατού, αλλά και γιατί έχουμε απώλεια θερμότητας μέσα από τα τοιχώματα του κυλίνδρου προς το περιβάλλον. Η εκτόνωση αρχίζει από το σημείο Δ και τελειώνει στο σημείο Ε, 30 έως 50 μοίρες πριν από το ΚΝΣ,

όπου ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής. Η εξαγωγή αρχίζει αμέσως μετά ενώ η πίεση πέφτει σταδιακά μέχρι το ΚΝΣ.

Κατά την κίνηση του εμβόλου από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ τα καυσαέρια εξέρχονται από τον κύλινδρο επειδή έχουν πίεση μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική. Η πίεση αυτή μειώνεται σταδιακά μέχρι το έμβολο να διέλθει το ΑΝΣ και να φτάσει το σημείο Ζ, 5 έως 15 μοίρες μετά το ΑΝΣ, όπου κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής.

1.4.5 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ 2-ΧΡΟΝΗΣ ΒΕΝΖΙΝΟΜΗΧΑΝΗΣ



Σχ. 1.19.: Πραγματικός κύκλος 2-χρονης βενζινομηχανής [8]

Στην πραγματικότητα έχουμε σπινθηροδότηση 10 έως 30 μοίρες πριν από το ΑΝΣ με αποτέλεσμα την καύση. Η έκρηξη διαρκεί μέχρι 5 μοίρες μετά το ΑΝΣ. Η εκτόνωση των καυσαερίων διαρκεί μέχρι το σημείο Γ που βρίσκεται 60 έως 80 μοίρες πριν από το ΚΝΣ. Ακολουθεί η εξαγωγή μέχρι το σημείο Δ που διαρκεί 60 έως 80 μοίρες μετά το ΚΝΣ και η συμπίεση μέχρι το σημείο Ε. Από το σημείο Α μέχρι το Β διαρκεί η σάρωση. Πιο συγκεκριμένα 50 έως 70 μοίρες πριν το ΚΝΣ, αποκαλύπτεται η θυρίδα επικοινωνίας με το στροφαλοθάλαμο και αρχίζει η ροή του μίγματος στον κύλινδρο. Η θυρίδα κλείνει 50 έως 70 μοίρες μετά το ΚΝΣ. Αμέσως μετά και μέχρι το σημείο Η του διαγράμματος, που βρίσκεται 50 έως 60 μοίρες πριν από το ΑΝΣ, δημιουργούνται συνθήκες υποπίεσης κάτω από το έμβολο για την εισαγωγή νέου μίγματος στο στροφαλοθάλαμο για προσυμπίεση. Από το σημείο Η μέχρι το Θ που βρίσκεται 50 έως 60 μοίρες μετά το ΑΝΣ, γίνεται η αναρρόφηση στο στροφαλοθάλαμο και μέχρι το σημείο Α γίνεται η προσυμπίεση του μίγματος (Σχ. 1.19.).

ΜΕΡΟΣ Β

ΘΕΡΜΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

Στο μέρος Β' θα υπολογιστούν τα βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα, όπως :

1. Σχέση συμπίεσης
2. Διάμετρος κυλίνδρου
3. Διαδρομή εμβόλου
4. Περιστροφική ταχύτητα
5. Μηχανικός βαθμός απόδοσης
6. Πραγματικός βαθμός απόδοσης
7. Υπολογισμός Κατανάλωσης
8. Κύκλος Λειτουργίας ΟΤΤΟ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

2.1 ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΜΗΧΑΝΗΣ

2.1.1 Υπολογισμός της διαμέτρου και της διαδρομής του εμβόλου.

Η πραγματική ισχύς της μηχανής δίνεται από την σχέση :

$$N_e = \frac{P_{me} \cdot A \cdot S \cdot n \cdot z}{60 \cdot 75 \cdot \frac{x}{2}} \quad (1)$$

όπου:

- N_e = πραγματική ισχύς σε PS
- P_{me} = μέση πραγματική πίεση σε kp/cm^2
- A = επιφάνεια εμβόλων σε cm^2
- S = διαδρομή εμβόλου σε m
- n = οι στροφές του κινητήρα σε rpm
- z = 4 ο αριθμός των κυλίνδρων
- x = 4 οι χρόνοι της μηχανής

η ανωτέρω σχέση (1) μπορεί να γραφτεί:

$$N_e = \frac{P_{me} \cdot A \cdot \frac{S \cdot n}{30} \cdot z}{150 \cdot \frac{4}{2}} \Rightarrow N_e = \frac{P_{me} \cdot A \cdot V_m \cdot z}{300} \quad (2)$$

όπου: V_m : μέση ταχύτητα εμβόλου [m/sec]

και λύνοντας ως προς την επιφάνεια εμβόλων A προκύπτει :

$$A = \frac{300 \cdot N_e}{P_{me} \cdot V_m \cdot z} \quad (3)$$

Στη σχέση αυτή δεν είναι γνωστό το μέγεθος του P_{me}

2.1.1.1 Υπολογισμός Μέσης Πραγματικής Πίεσης P_{me}

Ο υπολογισμός της μέσης πραγματικής πίεσης θα γίνει με βάση τον παρακάτω τύπο:

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} \quad (4)$$

όπου: P_{me} = μέση πραγματική πίεση [bar]
 P_{mi} = μέση ενδεικνυόμενη πίεση [bar]
 P_{mf} = μέση πίεση τριβών [bar]

2.1.1.2 Υπολογισμός μέσης ενδεικνυόμενης πίεσης P_{mi}

Ο υπολογισμός της μέσης ενδεικνυόμενης πίεσης θα γίνει με βάση τον παρακάτω τύπο:

$$P_{mi} = F \cdot Q_p^k \cdot \rho_i \cdot n_v \cdot n_i \quad (5)$$

όπου:

- $Q_p^k = 43000 \text{KJ/Kg} = 10277 \text{Kcal/Kg}$
 = θερμογόνο δύναμη καυσίμου (Βενζίνη C_8H_{17})
 (μετατροπή μονάδων : 1 Joule=0,239cal)

- $F = F_C \cdot F_R \quad (6)$

$$F = \frac{\text{ΜάζαΚαυσίμου}}{\text{ΠραγματικήΜάζαΞ.Α}}$$

$$F_C = \frac{\text{ΜάζαΚαυσίμου}}{\text{ΘεωρητικήΜάζαΞ.Α}}$$

$$F_R = \frac{\text{ΘεωρητικήΜάζαΞ.Α.}}{\text{ΠραγματικήΜάζαΞ.Α}}$$

Επιλέγεται $F_R=1,2$ για μέγιστη ισχύ με πλούσιο μίγμα

Η αναλογία αέρα - καυσίμου είναι $A_k=15:1$ σε κανονική

λειτουργία άρα $F_C = \frac{1}{A_k} = \frac{1}{15} = 0,067$ (7)

έτσι $\Rightarrow F = F_C \cdot F_R \Rightarrow 0,067 \cdot 1,2 = 0,0804$

- $n_v =$ ογκομετρικός βαθμός απόδοσης που λαμβάνει τιμές $0,85 \div 0,90$

έτσι εκλέγεται $n_v=0,87$

- $n_i =$ ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης που λαμβάνει τιμές

$0,28 \div 0,35$, έτσι λαμβάνεται η τιμή $n_i=0,32$

- $\rho_i =$ πυκνότητα μίγματος στην είσοδο

Από τις καταστατικές εξισώσεις προκύπτει:

$$\left. \begin{array}{l} P_a V_a = mRT_a \\ P_i V_i = mRT_i \end{array} \right\} \xrightarrow{\rho = \frac{m}{V}} \left. \begin{array}{l} P_a = \rho_a RT_a \\ P_i = \rho_i RT_i \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Με διαίρεση κατά μέλη} \\ \text{και λύνεται ως προς } \rho_i \end{array}$$

$$\Rightarrow \rho_i = \rho_a \cdot \frac{T_a}{T_i} \cdot \frac{P_i}{P_a} \quad (8)$$

όπου:

$$P_a = \text{πίεση περιβάλλοντος} = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_a = \text{θερμοκρασία περιβάλλοντος} = 15^\circ\text{C} = 273 + 15 = 288^\circ\text{K}$$

$$R = \text{παγκόσμια σταθερά αερίων} = 8,3143 \text{ KJ/Kmole}^\circ\text{K}$$

$P_i, V_i, T_i =$ συνθήκες μίγματος στην είσοδο

$\rho_a =$ πυκνότητα αέρα περιβάλλοντος

$\rho_i =$ πυκνότητα μίγματος στην είσοδο

Στη σχέση (8) δεν είναι γνωστά τα μεγέθη : ρ_a, P_i, V_i, T_i

2.1.1.3 Υπολογισμός πυκνότητας αέρα περιβάλλοντος ρ_a

Για να υπολογιστεί η πυκνότητα του αέρα περιβάλλοντος, γίνεται η παραδοχή ότι ισχύει η καταστατική εξίσωση των ιδανικών αερίων.

$$P_a V_a = m R_a T_a \Rightarrow P_a = \frac{m}{V_a} R_a T_a \Rightarrow P_a = r_a \frac{R_o}{M} T_a \Rightarrow$$
$$\Rightarrow r_a = \frac{P_a M}{R_o T_a} \quad (9)$$

όπου:

$R_o = R = 8,3143 \text{ KJ/Kmole}^\circ\text{K} =$ παγκόσμια σταθερά τέλειων αερίων

$M = 28,96 \text{ Kg/Kmole} =$ μοριακό βάρος αέρα

$P_a = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar} = 101325 \text{ Pa} = 101325 \text{ N/m}^2$

$T_a = 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288 \text{ }^\circ\text{K}$

$\rho_a =$ πυκνότητα αέρα περιβάλλοντος [kg/m^3]

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$r_a = \frac{101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 28,96 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmole}}}{8,3243 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmole } ^\circ\text{K}} \cdot 288 \text{ }^\circ\text{K}} \Rightarrow \text{αφού } (1 \text{ J} = 1 \text{ Nm})$$
$$\Rightarrow r_a = \frac{101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 28,96 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmole}}}{8,3243 \frac{\text{Nm}}{\text{Kmole } ^\circ\text{K}} \cdot 288 \text{ }^\circ\text{K}} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow r_a = 1,225 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

2.1.1.4 Υπολογισμός πίεσης μίγματος στην είσοδο P_i

Η πίεση μίγματος στην είσοδο υπολογίζεται :

$$P_i = 0,9 \cdot P_a = 0,9 \cdot 101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \underline{\underline{91193 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

2.1.1.5 Υπολογισμός της θερμοκρασίας μίγματος στην είσοδο T_i

Η θερμοκρασία μίγματος στην είσοδο υπολογίζεται :

$$T_i = T_a + 5^\circ \text{C} = 288 + 5 = \underline{\underline{293^\circ \text{K}}}$$

=>Με αντικατάσταση στη σχέση (8) υπολογίζεται η πυκνότητα μίγματος στην είσοδο ρ_i :

$$(8) \Rightarrow \rho_i = \rho_a \cdot \frac{T_a}{T_i} \cdot \frac{P_i}{P_a} \Rightarrow \rho_i = 1,225 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{288^\circ \text{K}}{293^\circ \text{K}} \cdot \frac{91193 \text{ N / m}^2}{101325 \text{ N / m}^2} \Rightarrow$$
$$\rho_i = \underline{\underline{1,084 \text{ Kg / m}^3}}$$

=>Με αντικατάσταση στη σχέση (5) υπολογίζεται η μέση ενδεικνυόμενη πίεση P_{mi} :

$$(5) \Rightarrow P_{mi} = F \cdot Q_p^k \cdot r_i \cdot n_v \cdot n_i = F_c \cdot F_R \cdot Q_p^k \cdot r_i \cdot n_v \cdot n_i =$$
$$= 1,2 \cdot 0,067 \cdot 43000 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \cdot 1,084 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,87 \cdot 0,32 =$$
$$= 1,2 \cdot 0,067 \cdot 43000 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{Kg}} \cdot 1,084 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,87 \cdot 0,32 \Rightarrow$$
$$= 1,2 \cdot 0,067 \cdot 43000 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{Nm}}{\text{Kg}} \cdot 1,084 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,87 \cdot 0,32 \Rightarrow$$
$$= 1,2 \cdot 0,067 \cdot 43000 \cdot 10^3 \cdot 1,084 \cdot 0,87 \cdot 0,32 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \Rightarrow$$
$$= (1,2 \cdot 0,067 \cdot 43000 \cdot 10^3 \cdot 1,084 \cdot 0,87 \cdot 0,32) 10^{-5} \text{ bar} \Rightarrow$$
$$P_{mi} = 10,73 \text{ bar}$$

Αν συγκριθεί το αποτέλεσμα $P_{mi} = 10,73 \text{ bar}$ με τις οριακές τιμές της μέσης ενδεικνυόμενης πίεσης P_{mi} του (πίν. 2.1) παρατηρείται ότι είναι αποδεκτό αφού τα όρια μιας τετράχρονης βενζινομηχανής ΟΤΤΟ είναι από 8 έως 12 .

Γένος Μηχανής	P_{mi} (bars)
4-Χρονες μηχανές S.I χωρίς υπερπλήρωση και υγρά καύσιμα	8 - 12
4-Χρονες S.I αέριον καύσιμο	5 - 7
4-Χρονες Diesel χωρίς υπερπλήρωση	7,5 - 10,5
4-Χρονες Diesel με υπερπλήρωση	έως 22
2-Χρονες S.I	2,5 - 4,5
2-Χρονες Diesel χωρίς υπερπλήρωση	3,5 - 7,0
2-Χρονες Diesel με υπερπλήρωση	έως 12

Πίνακας 2.1 : Οριακές τιμές της μέσης ενδεικνυόμενης πίεσης P_{mi} [2]

2.1.1.6 Υπολογισμός μέσης πίεσης τριβών P_{mf}

Η μέση πίεση τριβών έχει σχέση με την ισχύ τριβών της μηχανής και υπολογίζεται από την σχέση της εξίσωσης Ricardo:

$$P_{mf} = A + BV_m \quad (10)$$

όπου: A,B σταθερές από πίνακα τιμών (πιν. 2.2) και

για μηχανές ΟΤΤΟ και $\frac{S}{D} < 1$, λαμβάνονται οι τιμές:

$$\underline{\underline{A=0,4 \text{ bar}}} \quad \text{και} \quad \underline{\underline{B=0,135 \text{ (bar} \cdot \text{sec/m)}}}$$

Μηχανή	A Bars	A psi	B $\frac{\text{bars} \cdot \text{sec}}{\text{m}}$	B $\frac{\text{psi} \cdot \text{sec}}{\text{ft}}$
Otto				
s/d > 1	0,5	7,25	0,155	0,69
s/d < 1	0,4	5,80	0,135	0,64
Diesel				
Διπλού θαλάμου καύσεως	1,05	15,23	0,138	0,61
Μονού θαλάμου καύσεως	1,05	15,23	0,120	0,53

Πίνακας 2.2: Τιμές των σταθερών A και B της σχέσης (10) [2]

V_m = είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου από πίνακα τιμών (πιν.2.3) για αυτοκίνητα εκτός ΗΠΑ: $V_m = 2000 \div 3750 \text{ft/min}$

Επιλέγεται $V_m = 2400 \text{ft/min} = 2400 \cdot 0,3/60 = \underline{\underline{12 \text{m/sec}}}$

(1ft=0,3m, 1min=60sec)

Τύπος	ϵ	N (PPH)	P_{me} (psi)	v_m ($\frac{\text{ft}}{\text{min}}$)	$\frac{P_{se}(\text{HP})}{A (\text{in}^2)}$	$\frac{P_{se}(\frac{\text{Hl}}{\text{D in}^3})}{D (\text{in}^3)}$	s/d
Αυτοκίνητα I.X	8	4400	100	2300	1,85	0,6	0,8
Η.Π.Α	10,5	5200	150	3260	3,75	0,98	0,98
Αυτοκίνητα I.X	7,1	4100	90	2000	1,75	0,72	0,87
έκτός Η.Π.Α	10	7500	160	3750	4,27	1,27	1,30
Φορτηγά καύ	7,5	2400	110	1430	1,40	0,40	0,75
Λεωφορεία	9,1	4800	130	2920	2,70	0,78	1,4
S.I							
Μηχανές diesel	15	2200	98	1810	1,33	0,32	0,75
για αυτοκίνητα	21	4200	175	2480	2,97	0,52	1,22
Μηχανές diesel	10	850	96	1400	1,82	0,18	1,04
δία Σιδηροδρόμους 'Υπερκλίση	18	150	271	2280	3,67	0,32	1,21
Ετάσιμες καύ							
Ναυτικές	12	425	100	1420	1,43	0,1	0,98
diesel							
μέσης 'Ισχύος	18	1800	240	2170	4,42	0,45	1,5

Πίνακας 2.3: Χαρακτηριστικά μηχανών εν λειτουργία [2]

=> Με αντικατάσταση στην σχέση (10) η μέση πίεση τριβών είναι :

$$P_{mf} = 0,4bar + 0,135 \frac{bar \cdot sec}{m} \cdot 12 \frac{m}{sec} \Rightarrow$$

$$P_{mf} = \underline{\underline{2,02bar}}$$

=> Με αντικατάσταση στην σχέση (4) η μέση πραγματική πίεση είναι:

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} = 10,73 bar - 2,02 bar = 8,71 bar \Rightarrow$$

$$P_{me} = 8,71 bar \cdot 1,019 \Rightarrow P_{me} = \underline{\underline{8,875 \frac{Kg}{cm^2}}}$$

$$(1bar=1,019at=1,019Kg/cm^2)$$

=> Με αντικατάσταση στην σχέση (3) υπολογίζεται η επιφάνεια A του εμβόλου :

$$A = \frac{300 N_e}{P_{me} \cdot V_m \cdot z} \Rightarrow A = \frac{300 \cdot 50 PS}{8,875 \frac{Kg}{cm^2} \cdot 12 \frac{m}{sec} \cdot 4} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow A = \underline{\underline{35,21 cm^2}}$$

Άρα η διάμετρος του εμβόλου θα είναι:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,21 cm^2}{3,14}} \Rightarrow$$

$$D = \underline{\underline{6,697cm}}$$

2.1.2 Υπολογισμός της διαδρομής του εμβόλου S

Είναι γνωστό από τα δεδομένα, ότι ο κυβισμός της μηχανής είναι

$V_H=1100\text{cm}^3$. Άρα ο όγκος ενός κυλίνδρου είναι:

$$V_h = \frac{V_H}{z} = \frac{1100 \text{ cm}^3}{4} = \underline{\underline{275 \text{ cm}^3}}$$

Είναι γνωστή η σχέση που συνδέει τον όγκο του κυλίνδρου με την διαδρομή:

$$V_h = A \cdot S \Rightarrow S = \frac{V_h}{A} \Rightarrow S = \frac{275\text{cm}^3}{35,21\text{cm}^2} \Rightarrow \underline{\underline{S = 7,81\text{cm}}}$$

2.1.3 Έλεγχος του λόγου εμβολισμού S/D

Ο λόγος εμβολισμού από τα ανωτέρω αποτελέσματα θα είναι :

$$\frac{S}{D} = \frac{7,81 \text{ cm}}{6,697} = 1,166 > 1 \quad \underline{\underline{\text{δεν είναι αποδεκτό}}}$$

Διότι είχε γίνει αποδεκτό $\frac{S}{D} < 1$, για την επιλογή των A και B στον

υπολογισμό της μέσης πίεσης τριβών (σχέσης 10). Άρα θα πρέπει να επιλεγεί νέα διάμετρος εμβόλου.

Κατ'εκτίμηση λαμβάνεται νέα διάμετρος εμβόλου **D=7,2 cm**

- Υπολογισμός διαδρομής εμβόλου :

$$S = \frac{V_h}{A} \Rightarrow S = \frac{275 \text{cm}^3}{\frac{\rho D^2}{4}} \Rightarrow S = \frac{275 \text{cm}^3}{\frac{3,14 \cdot 7,2^2 \text{cm}^2}{4}} \Rightarrow S = \underline{\underline{6,8 \text{cm}}}$$

- Γίνεται έλεγχος του λόγου εμβολισμού:

$$\frac{S}{D} = \frac{6,8 \text{cm}}{7,2} = 0,94 < 1 \quad \underline{\underline{\text{αποδεκτό}}}$$

- Κατόπιν θα πρέπει να διορθωθεί ο συνολικός κυβισμός που έχει δοθεί στα δεδομένα, ο οποίος θα είναι :

$$V_H = S \cdot A \cdot z = S \cdot \frac{\rho D^2}{4} \cdot z \Rightarrow V_H = 6,8 \cdot \frac{3,14 \cdot 7,2^2}{4} \cdot 4 = 1106,88 \Rightarrow$$

$$V_H \approx \underline{\underline{1107 \text{cm}^3}}$$

- και ο όγκος κάθε κυλίνδρου θα είναι:

$$V_h = \frac{V_H}{z} = \frac{1107 \text{cm}^3}{4} = \underline{\underline{276,75 \text{cm}^3}}$$

2.1.4 Υπολογισμός στροφών μηχανής

Χρησιμοποιείται η αρχική σχέση (1) της πραγματικής ισχύος και η οποία θα λυθεί ως προς τις στροφές n :

$$N_e = \frac{P_{me} \cdot A \cdot S \cdot n \cdot z}{60 \cdot 75 \cdot \frac{x}{2}} \Rightarrow n = \frac{N_e \cdot 60 \cdot 75 \cdot \frac{x}{2}}{P_{me} \cdot A \cdot S \cdot z} = \frac{50PS \cdot 60 \cdot 75 \cdot \frac{4}{2}}{8,875 \frac{Kg}{cm^2} \cdot 3,14 \cdot 7,2^2 cm^2 \cdot \frac{6,8m}{100} \cdot 4} \Rightarrow$$

$$n = 4580,8rpm \Rightarrow n \approx \underline{\underline{4600rpm}}$$

2.1.5 Υπολογισμός της μέσης ταχύτητας εμβόλου:

Η μέση ταχύτητα του εμβόλου, όπως φαίνεται και στο ακόλουθο (σχ.2.1) υπολογίζεται από την σχέση:

$$V_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{\frac{6,8}{100} m \cdot 4600 rpm}{30} \Rightarrow V_m = \underline{\underline{10,43 \frac{m}{sec}}}$$

αποδεκτή

Απόδειξη:

1 στροφή \hat{a} διαδρομή 2S

n στροφές \hat{a} x;

$$x=2Sn$$

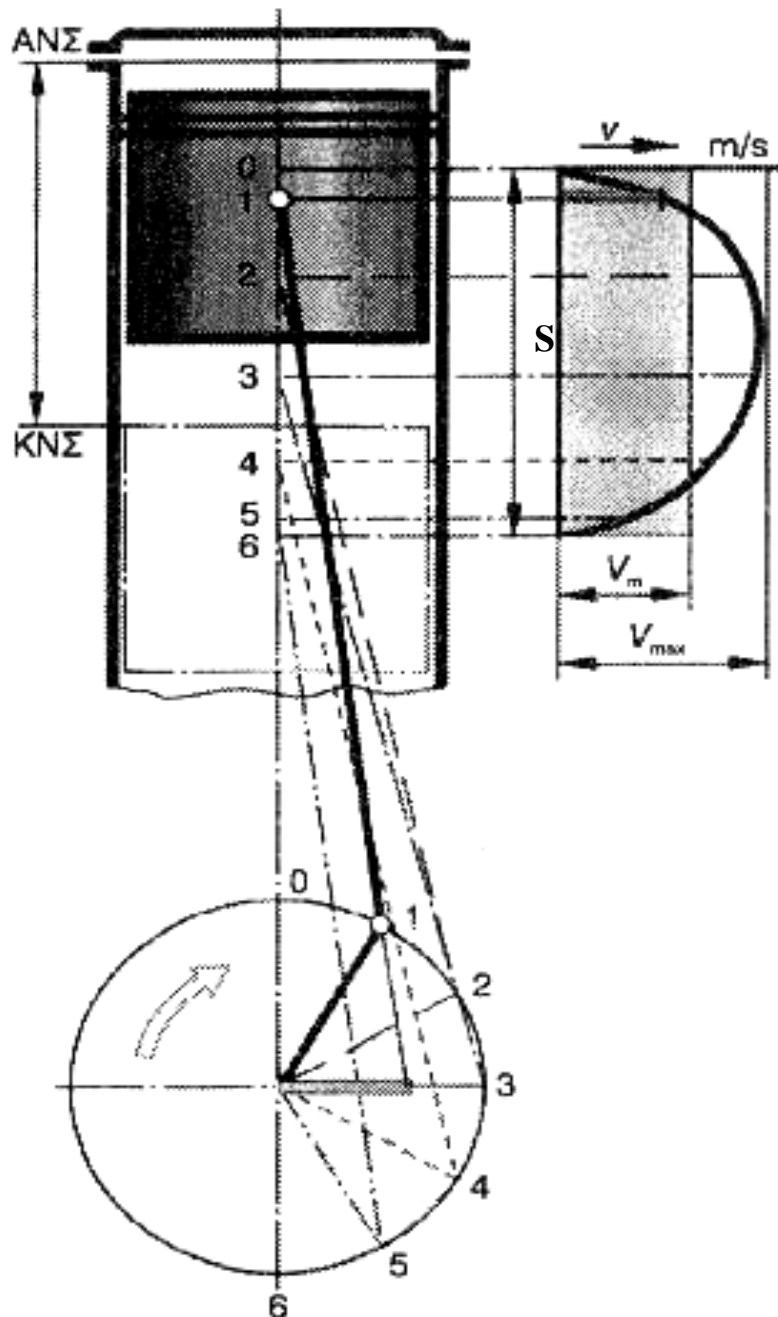
Μέση ταχύτητα εμβόλου: $V_m = \frac{x}{t} = \frac{2Sn}{1 \text{ min}} = \frac{2Sn}{60 \text{ sec}} = \frac{Sn}{30 \text{ sec}}$

(Είναι αποδεκτή διότι βρίσκεται εντός των ορίων που επιλέχθηκαν από τον πιν. 2.3)

$$V_m = 2000 \div 3750 \text{ ft/min}$$

Με μετατροπή σε m/sec θα γίνουν:

$$V_m = 2000 \cdot 0,3/60 = 10 \text{ m/sec} \div 3750 \cdot 0,3/60 = 18,75 \text{ m/sec}$$



Σχήμα 2.1 : Διάγραμμα ταχύτητας -διαδρομής εμβόλου (V - S) [3]

2.1.6 Υπολογισμός της μέγιστης ταχύτητας εμβόλου:

Η μέγιστη ταχύτητα του εμβόλου , υπολογίζεται από την σχέση:

$$V_{\max} = 1,6 \cdot V_m = 1,6 \cdot 10,43 \text{ m / sec} \Rightarrow V_{\max} = \underline{\underline{16,68 \frac{\text{m}}{\text{sec}}}}$$

2.2. ΕΠΑΝΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ – ΤΡΙΒΩΝ

Με βάση τον υπολογισμό της νέας τιμής διαμέτρου του εμβόλου καθώς και της νέας μέσης ταχύτητας εμβόλου , είναι αναγκαίο να επανυπολογιστούν τα ακόλουθα μεγέθη:

2.2.1 Υπολογισμός της μέσης πίεσης τριβών P_{mf}

$$P_{mf} = A + BV_m = 0,4 + 0,135 \cdot 10,43 = 1,808 \text{ bar} = \underline{\underline{1,842 \text{ atm}}}$$

2.2.2 Υπολογισμός της μέσης πραγματικής πίεσης τριβών P_{me}

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} = 10,75 \text{ bar} - 1,808 \text{ bar} = 8,942 \text{ bar} = \underline{\underline{9,11 \text{ atm}}}$$

2.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΑΘΜΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

2.3.1 Υπολογισμός του μηχανικού βαθμού απόδοσης η_m :

$$\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{8,942 \text{ bar}}{10,75 \text{ bar}} \Rightarrow$$

$$\eta_m = 0,83 = \underline{\underline{83 \%}} \quad \text{αποδεκτή}$$

(αφού τα όρια είναι $\eta_m=0,7\div 0,85$ με βάση τον πίν. 2.4)

ΤΥΠΟΙ ΜΗΧΑΝΗΣ	η_m	b _{me} (bars)
4-Χ μηχανή S.I	0,70-0,85	6-9,5
4-Χ μηχανή Diesel	0,70-0,82	5,5-8,5
4-Χ μηχανή με υπερκλήρωση	0,80-0,90	> 7,0
2-Χ μηχανή ταχύστροφη Diesel	0,70-0,85	4-7,5

Πίνακας 2.4 : Χαρακτηριστικές τιμές του η_m για διάφορους τύπους μηχανών [3]

2.3.2 Υπολογισμός του (ολικού) πραγματικού βαθμού απόδοσης η_e

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,83 \cdot 0,32 \Rightarrow \eta_e = \underline{\underline{0,265}} \quad \text{αποδεκτή}$$

όπου: $\eta_i=0,32$

(αφού τα όρια είναι $\eta_e=0,25\div 0,29$ με βάση τον πίν. 2.5)

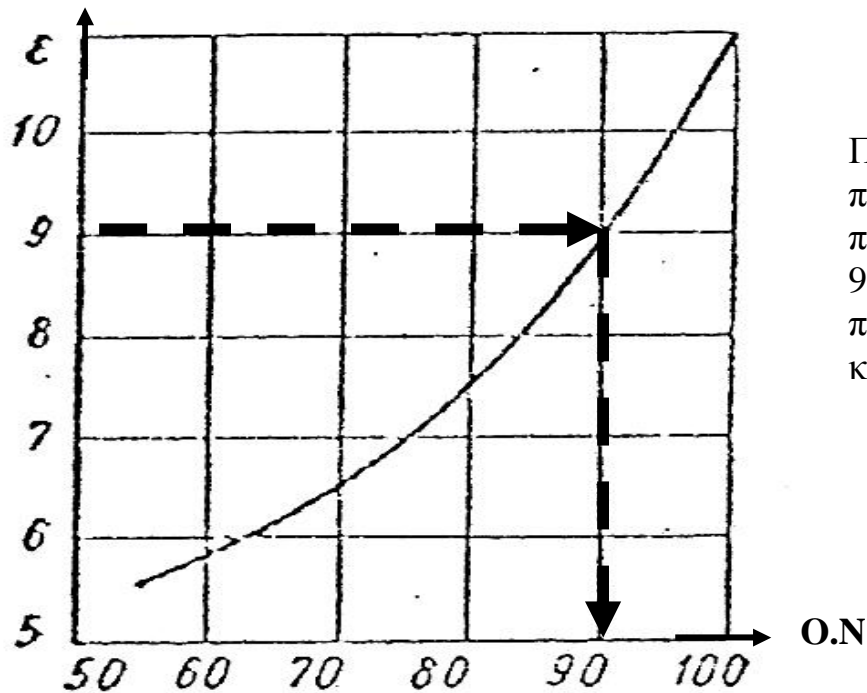
ΤΥΠΟΣ ΜΗΧΑΝΗΣ	η_e	b _e ή (z _e) (Kg/HP-hr)
Μηχανές S.I	0,25-0,29	0,22-0,24
Μηχανές Diesel	0,35-0,40	0,16-0,175

Πίνακας 2.5 : Χαρακτηριστικές τιμές του η_e για διάφορους τύπους μηχανών [3]

2.3.3 Υπολογισμός του απαιτούμενου αριθμού οκτανίων O.N

Με όρια $\varepsilon = 7,1 \div 10$ \rightarrow Επιλέγω βαθμό συμπίεσης $\varepsilon = 9$

Από το παρακάτω (σχ.2.2), υπολογίζεται γραφικά ο αριθμός οκτανίων O.N συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης.



Παρατηρείται ότι η βενζίνη που θα χρησιμοποιηθεί θα πρέπει να έχει τουλάχιστον 90 οκτάνια για να μην παρουσιαστεί κρουστική καύση.

Σχήμα: 2.2 Λόγος συμπίεσης συναρτήσει του αριθμού οκτανίων [3]

2.3.4. Υπολογισμός του βαθμού απόδοσης κύκλου Otto

$$n_{\text{OTTO}} = 1 - \frac{1}{e^{k-1}} = 1 - \frac{1}{9^{1,4-1}} \Rightarrow n_{\text{OTTO}} = \underline{\underline{0,585}}$$

2.3.5 Υπολογισμός του θεωρητικού βαθμού απόδοσης n_{th}

Στα ανωτέρω, ο ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης έχει τη τιμή $n_i=0,32$

Από [3] σελ 236 ισχύει για τις μηχανές ΟΤΤΟ :

$$\frac{n_i}{n_{th}} = (0,8 - 0,9) \Rightarrow \frac{n_i}{n_{th}} = 0,85 \quad \text{άρα}$$

$$n_{th} = \frac{n_i}{0,85} = \frac{0,32}{0,85} \Rightarrow \underline{\underline{n_{th} = 0,37}}$$

όπου: n_i = ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης

n_{th} = θεωρητικός βαθμός απόδοσης

2.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ

2.4.1 Υπολογισμός της (ειδικής) ενδεικνυόμενης ωριαίας

κατανάλωσης b_i

Χρησιμοποιείται η σχέση:

$$b_i = \frac{632}{n_i Q_p^k} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{PS} \cdot \text{h}} \right]$$

όπου: $Q_p^k = 43000 \text{KJ/Kg} = 10277 \text{Kcal/Kg}$: θερμογόνος δύναμη

καυσίμου (κατώτερη)

n_i = ενδεικνυόμενος βαθμός απόδοσης $n_i=0,32$

Έτσι με αντικατάσταση προκύπτει:

$$b_i = \frac{632}{0,32 \cdot 10277} = \underline{\underline{0,192}} \frac{\text{kg}}{\text{PS} \cdot \text{h}} \quad \text{Αποδεκτό}$$

(αφού τα επιτρεπτά όρια του (πιν. 2.6) είναι $0,18 \div 0,22$)

Είδος Μηχανής	η_i	$b_i \cdot \eta_i$ (Kg/HP-hr)
Μηχανές με σπινθήριστή	0,28 - 0,35	0,18 - 0,22
Μηχανές Diesel	0,42 - 0,48	0,13 - 0,15

2.4.2 Υπολογισμός της πραγματικής ωριαίας κατανάλωσης b_e

Χρησιμοποιείται η σχέση:

$$b_e = \frac{632}{n_e Q_p^k} \left[\frac{\text{kg}}{\text{PS} \cdot \text{h}} \right]$$

όπου: $Q_p^k = 43000 \text{KJ/Kg} = 10277 \text{Kcal/Kg}$: θερμογόνος δύναμη
καυσίμου (κατώτερη)
 $n_e =$ πραγματικός βαθμός απόδοσης $n_e = 0,265$

Έτσι με αντικατάσταση προκύπτει:

$$b_e = \frac{632}{0,265 \cdot 10277} = \underline{\underline{0,232}} \frac{\text{kg}}{\text{PS} \cdot \text{h}} \quad \text{Αποδεκτό}$$

(αφού τα όρια είναι $b_e = 0,22 \div 0,24$ με βάση τον πίν. 2.7)

ΤΥΠΟΣ ΜΗΧΑΝΗΣ	η_e	$b_e \cdot \eta_e$ (g_e) (Kg/HP-hr)
Μηχανές S.I	0,25-0,29	0,22-0,24
Μηχανές Diesel	0,35-0,40	0,16-0,175

Πίνακας 2.7: Χαρακτηριστικές τιμές του b_e για διάφορους τύπους μηχανών [4]

2.5 ΚΥΚΛΟΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΟΤΤΟ

Ο κύκλος λειτουργίας είναι η διαδικασία κατά την οποία η εισαγόμενη στον κινητήρα ενέργεια του καυσίμου μετατρέπεται σε μηχανικό έργο.

Ο 4-χρονος κύκλος λειτουργίας πραγματοποιείται με τέσσερις εμβολισμούς ή δύο περιστροφές του στροφαλοφόρου άξονα.

Στον πρώτο χρόνο (Αναρρόφηση) το έμβολο κινείται από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ) με ανοικτή τη βαλβίδα εισαγωγής και κλειστή τη βαλβίδα εξαγωγής και αναρροφά συγχρόνως στον κύλινδρο φρέσκο μίγμα. Την στιγμή εκείνη στον κύλινδρο επικρατεί υποπίεση μερικών δεκάτων του bar.

Στον δεύτερο χρόνο (Συμπίεση), το έμβολο οδηγείται από το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ) προς το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) με κλειστές τις βαλβίδες και συμπιέζει το μίγμα. Η πίεση και η θερμοκρασία αυξάνουν. Οι τελικές τιμές τους ανέρχονται στη μηχανή Otto περίπου από 10 έως 16 bar και 350 έως 450°C.

Στον τρίτο χρόνο (Χρόνος Έργου) οι βαλβίδες είναι κλειστές. Η καύση του καυσίμου ξεκινά, όταν το έμβολο βρίσκεται περίπου στο ΑΝΣ. Αυτό έχει ως συνέπεια το να αυξηθούν η θερμοκρασία και η πίεση και να φθάσουν τις υψηλότερες τιμές (στη μηχανή Otto περίπου 2500°C και από 40 μέχρι 70 bar). Μετά την καύση τα αέρια διαστέλλονται και μόνο κατά τη διάρκεια αυτού του χρόνου μεταφέρεται έργο από τα αέρια στο έμβολο. Κατά τη διάρκεια των τριών άλλων χρόνων, το έμβολο αποδίδει έργο στα αέρια.

Στον τέταρτο χρόνο (Εξαγωγή) με ανοικτή τη βαλβίδα εξαγωγής και κλειστή την βαλβίδα εισαγωγής το έμβολο εξωθεί από τον κύλινδρο τα καυσαέρια. Στον κύλινδρο επικρατεί μικρή υπερπίεση.

Το καύσιμο καίγεται μέσα στον κινητήρα για έναν και μόνον λόγο, για να αυξηθεί η θερμοκρασία του αέρα. Στο βενζινοκινητήρα συμπιέζουμε τον αέρα πλήρωσης σ' ένα εύρος πιέσεων από 9 ατμόσφαιρες (μικρή αερόψυκτη μηχανή) έως 25 ατμόσφαιρες (τυπική σύγχρονη μηχανή αυτοκινήτου) και ακόμη σε 35 ατμόσφαιρες (κινητήρας υψηλών επιδόσεων αυτοκινήτων αγώνων), που αντιστοιχούν σε λόγους συμπίεσης 5:1, 10:1 και 14:1, με αντίστοιχες θερμοκρασίες αέρα περίπου 300, 450 και 550 °C.

Στο τέλος της διαδρομής συμπίεσης, το καύσιμο καίγεται, για να αυξηθεί η θερμοκρασία του αέρα, να αυξηθεί η πίεση και να ληφθεί περισσότερο έργο από τη μηχανή στον χρόνο της εκτόνωσης. Με την καύση ολόκληρης της ποσότητας του οξυγόνου του αέρα.

Η θερμοκρασία ανέρχεται στους 2600 έως 3000 °C κι αυτό αποτελεί ένα όριο στην αύξηση της πίεσης και επομένως της ισχύος της μηχανής.

Πρέπει να τονισθεί ότι μία ΜΕΚ είναι αεριομηχανή και η απόδοσή της καθορίζεται από τις ιδιότητες του αέρα και όχι του καυσίμου. Είναι εύκολο να εισάγουμε στη μηχανή όση ποσότητα καυσίμου θέλουμε, αλλά είναι ασύγκριτα δύσκολη η πλήρωση με καθαρό αέρα ενώ η αναρροφούμενη ποσότητα αέρα μιας μηχανής είναι αυτή που καθορίζει την ισχύ της.

Στο κύκλο λειτουργίας ΟΤΤΟ οι ιδανικές συνθήκες (διεργασίες) λειτουργίας είναι οι ιδεατές κυκλικές διαδικασίες, σύμφωνα με τις οποίες θα μπορούσε να λειτουργήσει μια ιδανική μηχανή. Οι πραγματικές διεργασίες λειτουργίας αποκλίνουν συνήθως σημαντικά από τις ιδανικές διεργασίες. Μεταβολές της πορείας της μπορούν πιο εύκολα να εξετασθούν από υπολογιστική άποψη, κάτω από ιδανικές συνθήκες, και να εκτιμηθεί η επίδρασή τους στην οικονομικότητα της πραγματικής διεργασίας. Επομένως οι ιδανικές διεργασίες αποτελούν ένα σημαντικό μέσο για την επιλογή της πορείας εργασίας στην πραγματική μηχανή. Για τον κινητήρα οττο, επιλέχθηκε ως ιδανική διεργασία η ισόχωρη διεργασία.

Η ισόχωρη διεργασία είναι η ιδανική διεργασία του κινητήρα Otto. Σ' αυτή τη διεργασία, το συνολικό καύσιμο καίγεται ακαριαία, δηλ. υπό σταθερό όγκο. Η κυκλική διεργασία αποτελείται από τις ακόλουθες αλλαγές κατάστασης: 1-2 ισεντροπική συμπίεση, 2-3 παροχή θερμότητας υπό σταθερό όγκο, ισόχωρη καύση, 3-4 ισεντροπική εκτόνωση, 4-1 απαγωγή θερμότητας υπό σταθερό όγκο.

2.5.1 Υπολογισμός Νεκρού χώρου V_c

Σύμφωνα με την σχηματική διάταξη της κίνησης του εμβόλου (Σχ. 2.3) ο υπολογισμός του νεκρού χώρου θα γίνει από την σχέση :

$$e = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

όπου :

- V_h = ο όγκος εμβολισμού $V_h = 276,75 \text{ cm}^3$ (όπως υπολογίστηκε στην § 2.1.3)

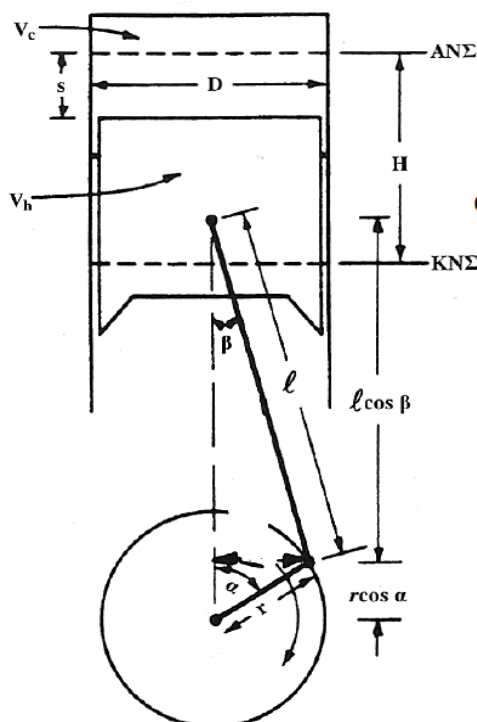
- ε = ο λόγος συμπίεσης $\varepsilon = 9:1$

- V_c = ο όγκος του νεκρού χώρου [cm^3]

με άγνωστο το V_c και με αντικατάσταση προκύπτει:

$$e = \frac{V_h + V_c}{V_c} \Rightarrow e \cdot V_c = V_h + V_c \Rightarrow 9V_c = V_h + V_c \Rightarrow \underline{\underline{9V_c - V_c = V_h}} \Rightarrow$$

$$8V_c = V_h \Rightarrow V_c = \frac{V_h}{8} \Rightarrow V_c = \frac{276,75 \text{ cm}^3}{8} \Rightarrow \underline{\underline{V_c = 34,6 \text{ cm}^3}}$$



Σχήμα 2.3 : Σχηματική διάταξη κίνησης του εμβόλου

2.5.2 Υπολογισμός πίεσης ,θερμοκρασίας και όγκου στο σημείο 1

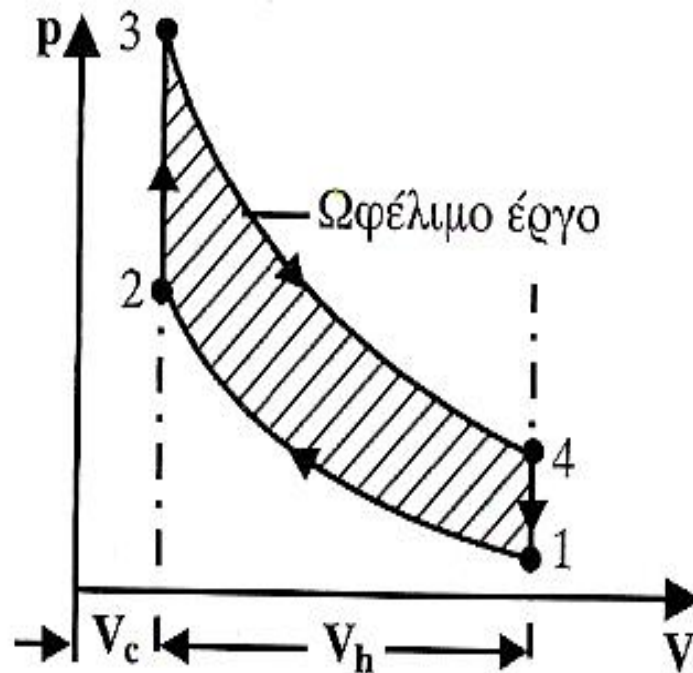
(P_1, T_1, V_1)

Για το Σημείο 1 του Σχ.2.4 θα υπολογίσουμε τα μεγέθη P_1, T_1, V_1 .

Συνθήκες περιβάλλοντος για τον θερμικό υπολογισμό, θεωρούμε ότι το εισαγόμενο μείγμα (αέρας – καύσιμο) έχει :

- θερμοκρασία $T_1=15^\circ\text{C} = 273 + 15 = 288 \text{ }^\circ\text{K}$ και
- πίεση την ατμοσφαιρική $P_1=1\text{bar}=10^5\text{Pa}=10^5\text{N/m}^2$.

Με βάση τον κύκλο του Otto (Σχ. 2.4) ισχύει $V_1=V_4$ και $V_2=V_3$:



Σχήμα 2.4 : Περιγραφή σχήματος

$$V_1=V_4= V_h + V_c = 276,75 + 34,6 = 311,35\text{cm}^3 = \underline{\underline{311,35 \times 10^{-6}\text{m}^3}}$$

2.5.3 Υπολογισμός πίεσης, θερμοκρασίας και όγκου στο σημείο 2

(P₂, T₂, V₂)

-> Μεταβολή 1-2 Ισεντροπική

<u>Σημείο 1</u>	<u>Σημείο 2</u>
$P_1 = 10^5 \text{ Pa} = 1 \text{ at}$	$P_2 = ?$
$V_1 = 311,35 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	$V_2 = ?$
$T_1 = 288^\circ \text{ K}$	$T_2 = ?$

α) Υπολογισμός όγκου V₂:

Με βάση τον κύκλο του Otto (Σχ. 2.4) ισχύει :

$$V_2 = V_3 = V_c = 34,6 \text{ cm}^3 = \underline{\underline{34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3}}$$

$$\text{Επαλήθευση : } \varepsilon = V_1 / V_2 = 311,35 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / 34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 9$$

β) Υπολογισμός πίεσης P₂:

$$\text{Ισχύει: } V \cdot P^{1/k} = \text{σταθερό} \Rightarrow V_1 \cdot P_1^{1/k} = V_2 \cdot P_2^{1/k} \Rightarrow$$

όπου:

$$k = c_p / c_v = \underline{\underline{0,24 / 0,1714 = 1,4}}$$

$$c_p = \text{ειδική θερμότητα του αέρα} = 0,24 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 1,0048 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{K} \quad (\text{με σταθερή πίεση})$$

$$c_v = \text{ειδική θερμότητα του αέρα} = 0,1714 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 0,7177 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{K} \quad (\text{με σταθερό όγκο})$$

Άρα

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \Rightarrow P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \Rightarrow P_2 = 10^5 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{311,35 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3}\right)^{1,4} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow P_2 = \underline{\underline{21,67 \cdot 10^5 \text{ Pa}}}$$

γ) Υπολογισμός θερμοκρασίας T_2 :

Ισχύει: $T \cdot V^{k-1} = \text{σταθερό} \Rightarrow T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1} \Rightarrow$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = 288 \cdot \left(\frac{311,35 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3}\right)^{1,4-1} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow T_2 = 288 \cdot 2,408 \Rightarrow T_2 = \underline{\underline{693,5 \text{ } ^\circ\text{K}}}$$

β' τρόπος Η θερμοκρασία T_2 μπορεί να υπολογιστεί και από την σχέση:

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{Rm} \quad \text{όπου} \quad \left| \quad \begin{array}{l} \text{m η μάζα του μείγματος που είναι ίση με} \\ \\ m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \Rightarrow m = \frac{10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} 311,35 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{287 \frac{\text{Nm}}{\text{Kg}} \text{ K} \cdot 288 \text{ K}} \Rightarrow \\ \\ m = 3,77 \times 10^{-4} \text{ Kg} \end{array} \right.$$

Αντικαθιστώντας :

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{Rm} \Rightarrow T_2 = \frac{21,67 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} 34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{287 \frac{\text{Nm}}{\text{Kg}} \text{ K} \cdot 3,77 \times 10^{-4} \text{ Kg}} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow T_2 = \underline{\underline{693 \text{ } ^\circ\text{K}}}$$

2.5.4 Υπολογισμός πίεσης ,θερμοκρασίας και όγκου στο σημείο 3
(P₃,T₃,V₃)

Για το Σημείο 3 του Σχ.2.4 θα υπολογίσουμε το μέγεθος P₃,T₃,V₃.

-> **Μεταβολή 2-3 Ισόχωρη**

<p><u>Σημείο 2</u></p> <p>$P_2 = 21,67 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 21,67 \text{ at}$</p> <p>$V_2 = 34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3$</p> <p>$T_2 = 693,5 \text{ }^\circ\text{K}$</p>
--

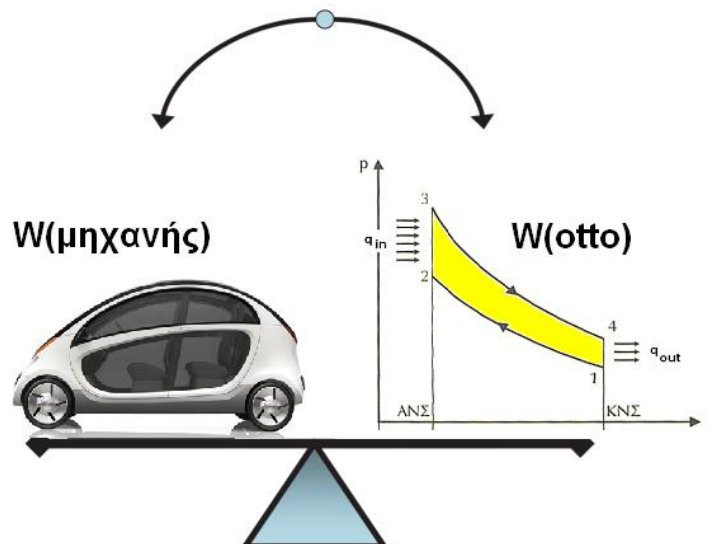
<p><u>Σημείο 3</u></p> <p>$P_3 = ?$</p> <p>$V_3 = ?$</p> <p>$T_3 = ?$</p>
--

α) Υπολογισμός όγκου V₃:

$$V_2 = V_3 = V_c = 34,6 \text{ cm}^3 = \underline{\underline{34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3}}$$

β) Υπολογισμός της θερμοκρασίας T₃:

Για τον υπολογισμό της T₃ αφού μας είναι γνωστή η αποδιδόμενη ισχύς από την μηχανή θα αναζητηθεί μια επιπλέον σχέση μέσα από την ισοδυναμία του προσαγόμενου έργου στη μηχανή και του ισοδύναμου κύκλου Otto που δίνει το ίδιο θεωρητικό έργο (σχ. 2.5).



Σχήμα 2.5 : Ισοδυναμία προσαγόμενου έργου μηχανής με ισοδύναμο κύκλο Otto που δίνει το ίδιο θεωρητικό έργο.

2.5.4.1 Το έργο που παίρνουμε από την μηχανή:

$$\begin{aligned} Q_{\text{out (Μηχανής)}} &= 50 \text{ PS} = \\ &= 50 \text{ PS} \cdot 0,736 \text{ kW/PS} = 36,8 \text{ kW} \\ &= 36,8 \text{ KJ/sec} = 36,8 \times 60 \text{ kJ/min} = \underline{\underline{2208 \text{ kJ/min}}} \end{aligned}$$

2.5.4.2 Ποσό ενέργειας που δίνεται στην μηχανή

$$Q_{\text{in (Μηχανής)}} = Q_{\text{out (Μηχανής)}} / \eta_e$$

$$\begin{array}{l} \text{όπου :} \\ \left| \begin{array}{l} Q_{\text{out (Μηχανής)}} = 2208 \text{ kJ/min} \\ \eta_e = \text{ο ολικός βαθμός απόδοσης} = 0,265 \\ \text{(από παράγραφο 2.3.2)} \end{array} \right. \end{array}$$

Με αντικατάσταση λαμβάνεται:

$$\begin{aligned} Q_{\text{in (Μηχανής)}} &= Q_{\text{out (Μηχανής)}} / \eta_e = \\ &= 2208 / 0,265 = \underline{\underline{8333,6 \text{ kJ/min}}} \end{aligned}$$

2.5.4.3 Μάζα εισερχόμενου αέρα (στο χώρο καύσης κάθε κυλίνδρου)

α) Όγκος χώρου καύσης του ενός κυλίνδρου είναι:

$$V_h = V_H / 4 = 1107 \text{ cm}^3 / 4 = 1107 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / 4 = \underline{\underline{0,000277 \text{ m}^3}} \text{ / κύλινδρο}$$

Αν είχαμε 0 °C τότε στον όγκο V_h θα ερχόταν μάζα αέρα = $V_h \cdot \rho_0$
 άρα στους 15 °C ο όγκος του αέρα που θα γέμιζε τον κύλινδρο θα είναι
 διαφορετικός (με την προϋπόθεση ότι η μάζα του εισερχόμενου αέρα
 είναι ίδια).

Με αναγωγή του όγκου σε πραγματικές συνθήκες (στους 15 °C) η
 μάζα αέρα στο όγκο αυτό θα υπολογιστεί :

$$m = V_h \cdot \rho_0 = V_{h'} \cdot \rho_{15}$$

όπου : $V_h = \text{Όγκος χώρου καύσης κυλίνδρου} = 0,000277 \text{ m}^3 / \text{κύλ}$
 $\rho_0 = \text{πυκνότητα αέρα σε } 0 \text{ }^\circ\text{C ή } 273 \text{ }^\circ\text{K} = 1,292 \text{ kg/ m}^3$
 (από πιν. 2.8)
 $V_{h'} = \text{Όγκος αέρα στους } 15 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\rho_{15} = \text{πυκνότητα αέρα σε } 15 \text{ }^\circ\text{C ή } 288 \text{ }^\circ\text{K} = 1,225 \text{ kg/ m}^3$
 (από πιν. 2.8)

Θερμοκρασία °C	Θερμοκρασία °K	Πυκνότητα ρ (Kg/m ³)
0	273	1.292
+5	278	1.269
+10	283	1.247
+15	288	1.225
+20	293	1.204
+25	298	1.184
+30	303	1.165

Πίνακας 2.8 : Επίδραση της θερμοκρασίας στις ιδιότητες του αέρα

Με επίλυση ως προς τον άγνωστο V_h , και αντικατάσταση τιμών :

$$V_{h'} = V_h \cdot (\rho_0 / \rho_{15}) = \\ = 0,000277 \text{ m}^3 / \text{κύλ} \cdot (1,292/1,225) = \underline{\underline{0,000292 \text{ m}^3 \text{ αέρα} / \text{κύλινδρο}}}$$

Πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν η ογκομετρική απόδοση που αφορά την παροχή όγκου αέρα που πραγματικά εισέρχεται στο κινητήρα προς τον όγκο εμβολισμού.

Η ογκομετρική απόδοση με εύρος τιμών από 0,85 έως 9

λαμβάνεται $n_v = 0,88$

Τότε ο όγκος αέρα σε 15 °C θα είναι :

$$V_{he} = V_{h'} \cdot n_v = 0,000292 \text{ m}^3 \text{ αέρα} / \text{κύλ} \cdot 0,88 = \\ = \underline{\underline{0,000256 \text{ m}^3 \text{ αέρα} / \text{κύκλο κυλίνδρου}}}$$

β) Η παροχή αέρα που αντιστοιχεί στο ανωτέρω όγκο σε κάθε λεπτό σε κάθε κύλινδρο είναι :

$$V' = V_{he} \cdot n/2$$

$$\text{όπου : } \left| \begin{array}{l} V_{he} = \text{όγκος αέρα σε } 15 \text{ }^\circ\text{C} = 0,000256 \text{ m}^3 \text{ αέρα} / \text{κυκλ κύλ} \\ n/2 = 4600/2 \text{ rpm} = 2300 \text{ rpm} \\ \text{(αφού η εισαγωγή αέρα δεν γίνεται σε όλη την} \\ \text{διάρκεια του κύκλου)} \end{array} \right.$$

Άρα :

$$V' = V_{he} \cdot n/2 = 0,000256 \text{ m}^3 \text{ αέρα} / \text{κυκλ κύλ} \cdot 2300 \text{ rpm} =$$

$$= \underline{\underline{0,5888 \text{ m}^3 \text{αέρα/ min κύλινδρο}}}$$

γ) Η μάζα του αέρα που αντιστοιχεί στον ανωτέρω όγκο σε κάθε λεπτό σε κάθε κύλινδρο είναι :

$$m' = V' \cdot \rho_{\text{εισόδου}}$$

$$\begin{array}{l} \text{όπου :} \\ \left| \begin{array}{l} V' = \text{η παροχή αέρα στο ανωτέρω όγκο σε κάθε λεπτό} \\ \text{και κύλινδρο} = 0,5888 \text{ m}^3 \text{αέρα/ min κύλινδρο} \\ \rho_{\text{εισόδου}} = \text{πυκνότητα αέρα εισόδου} = 1,084 \text{ kg/ m}^3 \\ \text{(παράγραφος 2.1.1.5)} \end{array} \right. \end{array}$$

Άρα :

$$\begin{aligned} m' &= V' \cdot \rho_{15} = 0,5888 \text{ m}^3 \text{αέρα/ min κύλινδρο} \cdot 1,084 \text{ kg/ m}^3 = \\ &= \underline{\underline{0,638 \text{ kg αέρα/ min κύλινδρο}}} \end{aligned}$$

2.5.4.4. Προσδιδόμενο ποσό θερμότητας q_{in} ανά kg αέρα

Το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας q_{in} στη μηχανή (Σχ. 2.6) ανά kg αέρα υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$q_{in} = (Q_{in} / z) / m'$$

$$\begin{array}{l} \text{όπου :} \\ \left| \begin{array}{l} Q_{in} = \text{ποσό θερμότητας από όλη την μηχανή} = 8333,6 \text{ kJ/min} \\ z = 4 \text{ (αρ. κυλίνδρων)} \\ m' = 0,638 \text{ kg αέρα/ min κύλινδρο} \end{array} \right. \end{array}$$

Άρα :

$$q_{in} = (Q_{in} / z) / m' = (8333,6 \text{ kJ/min} / 4) / 0,638 \text{ kg αέρα/min κύλινδρο}$$

$$= \underline{\underline{3265,5 \text{ kJ/kg}}}$$

2.5.4.5. Θεωρητικό έργο μηχανής

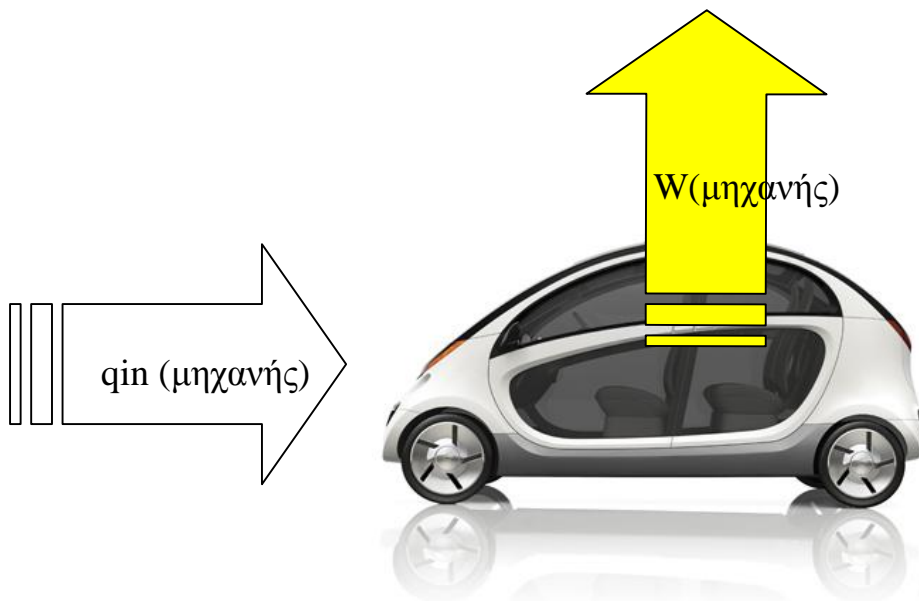
$$W_{(μηχανής)} = q_{in} \cdot n_{th}$$

όπου :

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{(μηχανής)} = \text{θεωρητικό έργο μηχανής kJ/kg} \\ q_{in} = 3265,5 \text{ kJ/kg} \\ n_{th} = 0,37 \text{ θεωρητικός βαθμός απόδοσης (παράγραφος 2.3.5)} \end{array} \right.$$

Άρα :

$$W_{(μηχανής)} = q_{in} \cdot n_{th} = 3265,5 \text{ kJ/kg} \cdot 0,37 = \underline{\underline{1208,2 \text{ kJ/kg (καυσ. μίγμα)}}$$



Σχήμα 2.6 : Προσδιδόμενη ενέργεια –Ωφέλιμο έργο μηχανής

2.5.4.6 Ισοδύναμος κύκλος ΟΤΤΟ

Ο ισοδύναμος κύκλος ΟΤΤΟ έχει το ίδιο θεωρητικό έργο, δηλ

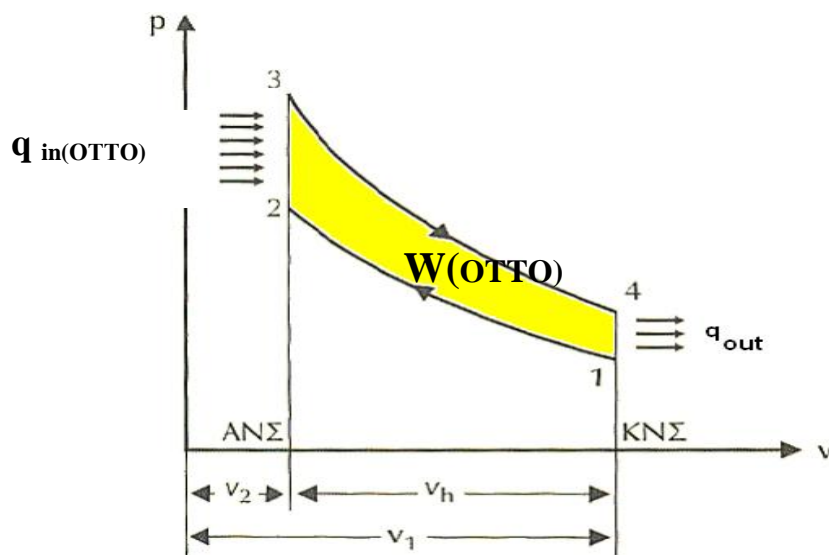
$$W_{(\mu\eta\chi\alpha\nu\eta\varsigma)} = W_{(\text{ΟΤΤΟ})} = 1208,2 \text{ kJ/kg (καυσ. μίγμα)}$$

Έτσι το προσαγόμενο ποσό ενέργειας στον κύκλο ΟΤΤΟ (Σχ. 2.7) θα είναι:

$$q_{\text{in(ΟΤΤΟ)}} = W_{(\text{ΟΤΤΟ})} / \eta_{(\text{ΟΤΤΟ})}$$

$$\begin{cases} \text{όπου : } W_{(\text{ΟΤΤΟ})} = W_{(\mu\eta\chi\alpha\nu\eta\varsigma)} = 1208,2 \text{ kJ/kg (καυσ. μίγμα)} \\ q_{\text{in}} = \text{προσαγόμενο ποσό ενέργειας ανά μονάδα μάζας αέρα} \\ \qquad \qquad \qquad \text{ισοδύναμου κύκλου ΟΤΤΟ (kJ/kg αέρα)} \\ n_{(\text{ΟΤΤΟ})} = 0,585 \text{ θεωρητικός βαθμός απόδοσης (παράγρ. 2.3.4)} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \text{Άρα : } q_{\text{in(ΟΤΤΟ)}} &= W_{(\text{ΟΤΤΟ})} / \eta_{(\text{ΟΤΤΟ})} = \\ &= 1208,2 \text{ kJ/kg} / 0,585 = \underline{\underline{2065,3 \text{ kJ/kg αέρα}}} \end{aligned}$$



Σχήμα 2.7 : Προσδιδόμενη ενέργεια –Ωφέλιμο έργο κύκλου ΟΤΤΟ

Υπολογισμός θερμοκρασίας T_3 :

Η θερμοκρασία T_3 υπολογίζεται με την σχέση:

$$q_{in} = c_v (T_3 - T_2)$$

Με λύση της σχέσης αυτής ως προς T_3 προκύπτει :

$$T_3 = T_2 + (q_{in}/c_v)$$

όπου :

	$q_{in} = q_{in(OTTO)} = 2065,3 \text{ kJ/kg αέρα}$
	$T_2 = 693,5 \text{ }^\circ\text{K}$
	$c_v = 0,7177 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{K}$ (από παράγραφο 2.5.3)

με αντικατάσταση προκύπτει :

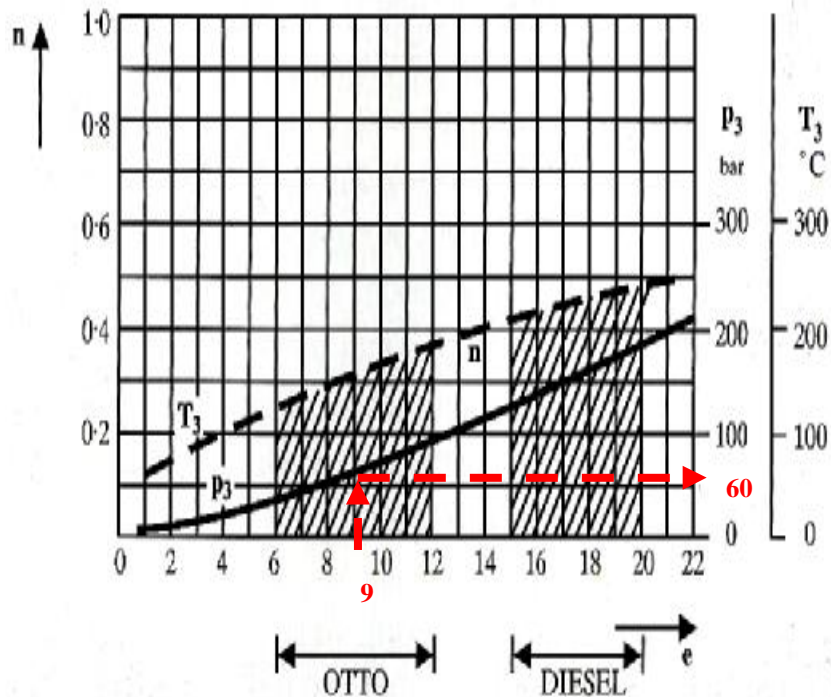
$$T_3 = T_2 + (q_{in}/c_v) = 693,5 + (2065,3/0,7177) = \underline{\underline{3571,16 \text{ }^\circ\text{K}}}$$

γ) Υπολογισμός πίεσης P_3 :

$$\left. \begin{array}{l} P_2 V_2 = mRT_2 \\ P_3 V_3 = mRT_3 \end{array} \right\} \Rightarrow T_3 / T_2 = P_3 / P_2 \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow P_3 &= P_2 \cdot (T_3 / T_2) = 21,67 \cdot 10^5 \text{ Pa} (3571,16 \text{ }^\circ\text{K} / 693,5 \text{ }^\circ\text{K}) = \\ &= 111,6 \text{ at} \end{aligned}$$

β' τρόπος Η P_3 υπολογίζεται από το παρακάτω γράφημα (Σχ. 2.8)
 με γνωστό τον λόγο συμπίεσης ($\epsilon=9:1$) λαμβάνεται
 η μέγιστη πίεση στον κύκλο λειτουργίας $P_3 = 60\text{bar}$



Σχήμα 2.8 : Όρια συμπίεσης Otto – Diesel κινητήρα [1]

και κατόπιν υπολογίζεται η T_3

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow T_3 = \frac{T_2 P_3}{P_2} \Rightarrow T_3 = \frac{693,5 \text{ K} \cdot 60 \text{ bar}}{25,12 \text{ bar}} \Rightarrow$$

$$T_3 = 1770,8 \text{ K}$$

Με τον τρόπο αυτόν το T_3 βγήκε αρκετά μικρότερο.

2.5.5 . Υπολογισμός πίεσης ,θερμοκρασίας και όγκου στο σημείο 4

(P₄,T₄,V₄)

Για το Σημείο 4 του Σχ.2.4 θα υπολογίσουμε το μέγεθος P₄,T₄,V₄.

-> Μεταβολή 3-4 Ισεντροπική

Σημείο 3

$$P_3 = 111,6 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 111,6 \text{ at}$$

$$V_3 = 34,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_3 = 3571,16 \text{ }^\circ\text{K}$$

Σημείο 4

$$P_4 = ?$$

$$V_4 = ?$$

$$T_4 = ?$$

α) Υπολογισμός όγκου V₄:

$$V_1 = V_4 = V_h + V_c = (276,75 + 34,6) \times 10^{-6} \text{ m}^3 = \underline{\underline{311,35 \times 10^{-6} \text{ m}^3}}$$

β) Υπολογισμός θερμοκρασίας T₄:

$$T_4 = \frac{T_3}{e^{k-1}} = \frac{3571,16 \text{ K}}{9^{1,41-1}} = \frac{3571,16}{2,461} = \underline{\underline{1451,1 \text{ K}}}$$

γ) Υπολογισμός πίεσης P₄:

$$\frac{P_4}{P_1} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow P_4 = P_1 \cdot \frac{T_4}{T_1} = 1 \cdot \frac{1451,1}{288} = \underline{\underline{5,08 \text{ at}}}$$

Οι τιμές που προέκυψαν από τους υπολογισμούς στα 4 κύρια σημεία του διαγράμματος, φαίνονται παρακάτω (πίν.2.9) :

Όγκοι		Πιέσεις	
V ₁ =	311,35 x10 ⁻⁶ m ³	P ₁ =	1x10 ⁵ Pa
V ₂ =	34,6 x10 ⁻⁶ m ³	P ₂ =	21,67x10 ⁵ Pa
V ₃ =	34,6 x10 ⁻⁶ m ³	P ₃ =	111,6x10 ⁵ Pa
V ₄ =	311,35 x10 ⁻⁶ m ³	P ₄ =	5,08x10 ⁵ Pa

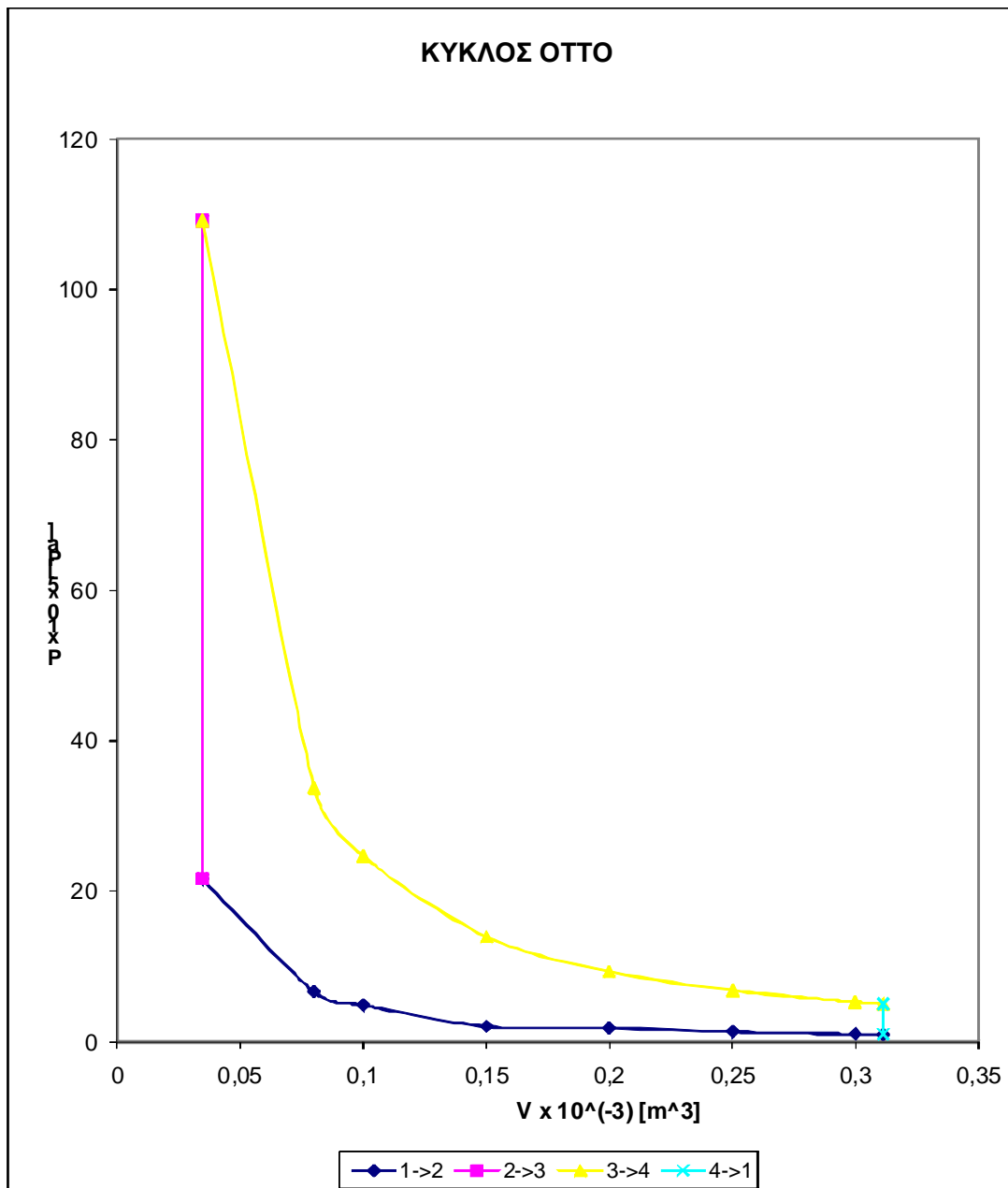
Πίνακας 2.9 : Τιμές των 4 σημείων του διαγράμματος Κύκλου ΟΤΤΟ

Με χρήση του προγράμματος Excel και με βάση τις εξισώσεις που ισχύουν για κάθε μεταβολή σχεδιάστηκε ο θερμικός κύκλος Otto.

Τόσο οι τιμές (πιν. 2.10) όσο και ο κύκλος ΟΤΤΟ (σχ. 2.9) παρατίθενται ακριβώς παρακάτω :

Όγκος V (m ³)	Πίεση P (x10 ⁵ Pa)	
	Συμπίεση (1-2)	Εκτόνωση (3-4)
0,0346x10 ⁻³	21,67	109,21
0,08 x10 ⁻³	6,7	33,78
0,1 x10 ⁻³	4,9	24,72
0,15 x10 ⁻³	2,076	14,01
0,2 x10 ⁻³	1,858	9,37
0,25 x10 ⁻³	1,36	6,85
0,3 x10 ⁻³	1,038	5,31
0,31135 x10 ⁻³	1	5,04

Πίνακας 2.10 : Υπολογισθείσες τιμές για διάφορα σημεία διαγράμματος του Κύκλου ΟΤΤΟ



Σχέδιο 2.9 : Διάγραμμα Κύκλου ΟΤΤΟ

ΜΕΡΟΣ Γ

ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

3.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ -ΔΙΩΣΤΗΡΑ

Με βάση το Β μέρος έχουν προκύψει τα παρακάτω δεδομένα:

Κυβισμός Μηχανής:

$$V_H = \underline{\underline{1107\text{cm}^3}}$$

Διαδρομή εμβόλου:

$$s = \underline{\underline{6,8\text{cm}}}$$

Όγκος κυλίνδρου:

$$V_h = \underline{\underline{276,75\text{cm}^3}}$$

Διάμετρος εμβόλου:

$$D = \underline{\underline{7,2\text{cm}}}$$

Νεκρός χώρος:

$$V_c = \underline{\underline{34,6\text{cm}^3}}$$

Θα γίνει υπολογισμός της ακτίνας και του μήκους του διωστήρα με βάση τους παρακάτω τύπους [5]:

Με βάση τα παραπάνω επιλέγεται:

- Ακτίνα στροφάλου r:

$$r = \frac{s}{2} = \frac{6,8\text{cm}}{2} \Rightarrow r = \underline{\underline{3,4\text{cm}}}$$

Ο λόγος του διωστήρα ή λόγος πλαγιότητας λ , είναι το πηλίκο της ακτίνας του στροφάλου δια του μήκους του διωστήρα. Ανάλογα με το είδος του κινητήρα επιλέγεται και η τιμή λ . Με βάση τον παρακάτω πίνακα (πιν. 3.1) θα γίνει η επιλογή του λ . [3]

<i>Είδος Κινητήρα</i>	λ
Μοτοποδήλατα, Επιβατικά	0,21 ... 0,31
Φορτηγά, λεωφορεία	0,22 ... 0,33

Πίνακας 3.1: Τυποποιημένες τιμές λόγου του διωστήρα λ [3]

- Μήκος του διωστήρα ℓ :

Επιλέγεται λόγος πλαγιότητας $\lambda=0,25$ και κατόπιν υπολογίζεται το μήκος του διωστήρα ℓ :

$$\lambda = \frac{r}{\ell} \Rightarrow \ell = \frac{r}{\lambda} \Rightarrow \ell = \frac{3,4\text{cm}}{0,25} \Rightarrow \ell = \underline{\underline{13,6\text{cm}}}$$

3.1.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ

Διακρίνουμε δύο είδη δυνάμεων στο μηχανισμό στροφάλου :

- a) πρωτογενείς δυνάμεις
- b) δευτερογενείς δυνάμεις

Οι πρωτογενείς είναι οι δυνάμεις (\mathbf{F}_p) που προέρχονται από την πίεση των αερίων της καύσης, και

Οι δευτερογενείς δυνάμεις προέρχονται από την αδράνεια (\mathbf{F}_d) και το βάρος (\mathbf{F}_g) των κινουμένων μερών:

$$\mathbf{F}_{\max} = \mathbf{F}_p + \mathbf{F}_d + \mathbf{F}_g$$

Για τις ανάγκες της πτυχιακής εργασίας (αφού οι μάζες δεν είναι γνωστές) θα δουλέψουμε με την παραδοχή ότι το συνολικό φορτίο που καταπονεί το μηχανισμό στροφάλου είναι το φορτίο από την πίεση των αερίων της καύσης:

$$\mathbf{F}_{\max} = \mathbf{F}_p$$

3.1.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΜΕΓΙΣΤΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ ΣΤΟ ΕΜΒΟΛΟ

Από το Β μέρος της Πτυχιακής, έχει υπολογιστεί ότι η μέγιστη πίεση που ασκείται στον κύλινδρο είναι $P_4=111,6 \times 10^5 \text{Pa}$.

Θεωρώντας ότι

$$P_{\max} = P_4 = 111,6 \times 10^5 \text{Pa}$$

Έτσι η τιμή της μέγιστης δύναμης στο έμβολο θα υπολογιστεί με βάση τον παρακάτω τύπο:

$$\begin{aligned} F_{\max} &= A \cdot P_{\max} \Rightarrow F_{\max} = 40,69 \text{cm}^2 \cdot 111,6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \\ \Rightarrow F_{\max} &= 40,69 (10^{-2} \text{m})^2 \cdot 111,6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \Rightarrow F_{\max} = 40,69 \cdot 10^{-4} \text{m}^2 \cdot 111,6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \\ \Rightarrow F_{\max} &= \underline{\underline{45410 \text{N}}} \end{aligned}$$

$$\text{όπου: } \left| \begin{aligned} A &= \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (7,2 \text{cm})^2}{4} = \underline{\underline{40,69 \text{cm}^2}} \end{aligned} \right.$$

3.1.3 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΩΣΤΗΡΑ – ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ

Η δύναμη στο έμβολο (F) αναλύεται σε δύο συνιστώσες, των οποίων οι εντάσεις εξαρτώνται από την πίεση των αερίων και την θέση του διωστήρα :

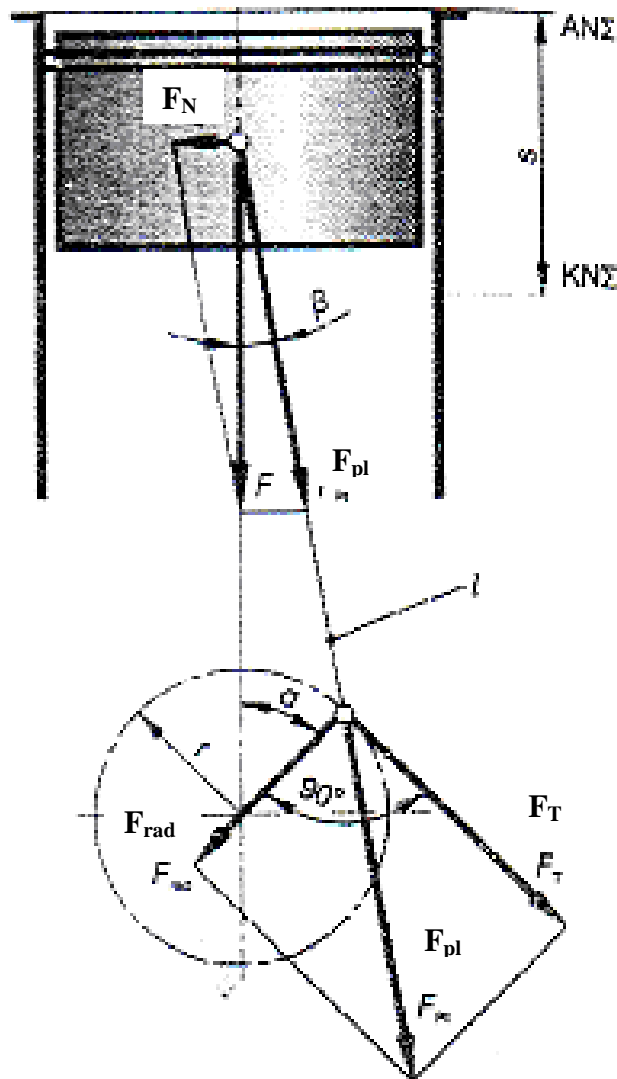
1. Η πλευρική δύναμη (F_N) (κάθετη δύναμη) ενεργεί κάθετα προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου.
2. Η δύναμη του διωστήρα (F_{PI}) ενεργεί στη διεύθυνση του διωστήρα επάνω στο κομβίο του στροφάλου στο στροφαλοφόρο.

Η δύναμη του διωστήρα (F_{PI}) αναλύεται σε:

α. Την εφαπτομενική δύναμη (F_T) (δύναμη περιστροφής). Αυτή ενεργεί στην περιφέρεια του κύκλου του στροφάλου και είναι ανάλογη της ροπής στρέψης M .

β. Ακτινική δύναμη (F_{rad}) η οποία ενεργεί στα έδρανα βάσεως του στροφαλοφόρου.

Όλες οι παραπάνω αναφερόμενες δυνάμεις φαίνονται στο παρακάτω σχήμα (Σχ.3.1).



Σχήμα 3.1: Ανάλυση δυνάμεων στο σύστημα διωστήρα - στροφάλου

Οι σχέσεις που θα χρησιμοποιήσουμε για τον υπολογισμό των δυνάμεων και της ροπής στρέψης είναι:

$$F_N = F \cdot \epsilon\phi\beta \quad \text{Κάθετη δύναμη}$$

$$F_{PI} = \frac{F}{\sigma\upsilon\nu\beta} \quad \text{Δύναμη διωστήρα}$$

$$F_T = \frac{F \cdot \eta\mu(\alpha + \beta)}{\sigma\upsilon\nu\beta} \quad \text{και} \quad F_T = \frac{F \cdot \sigma\upsilon\nu(\alpha + \beta)}{\sigma\upsilon\nu\beta} \quad \text{Εφαπτομενική δύναμη}$$

$$M = F_T \cdot r \quad \text{Ροπή στρέψης}$$

όπου:

α: γωνία τροφάλου σε μοίρες

β: γωνία διωστήρα σε μοίρες

r: ακτίνα τροφάλου

Με χρήση του προγράμματος Excel έγινε ο υπολογισμός όλων των παραπάνω δυνάμεων, γωνιών και ροπών για διαφορετικές γωνίες. Οι τιμές και τα αποτελέσματα φαίνονται στους παρακάτω πίνακες (Πιν.3.2, 3.3, 3.4):

α	cosa	sina	sinβ	β	cosβ
0	1	0	0	0	1
30	0,866	0,5	0,11	6,32	0,994
60	0,5	0,866	0,19052	10,98	0,982
90	0	1	0,22	12,71	0,976
120	-0,5	0,866	0,19052	10,98	0,982

150	-0,866	0,5	0,11	6,32	0,994
180	-1	0	0	0	1
210	-0,866	-0,5	-0,11	-6,32	0,994
240	-0,5	-0,866	-0,19052	-10,98	0,982
270	0	-1	-0,22	-12,71	0,976
300	0,5	-0,866	-0,19052	-10,98	0,982
330	0,866	-0,5	-0,11	-6,32	0,994
360	1	0	0	0	1

Πίνακας 3.2: Υπολογισμοί και αποτελέσματα γωνιών

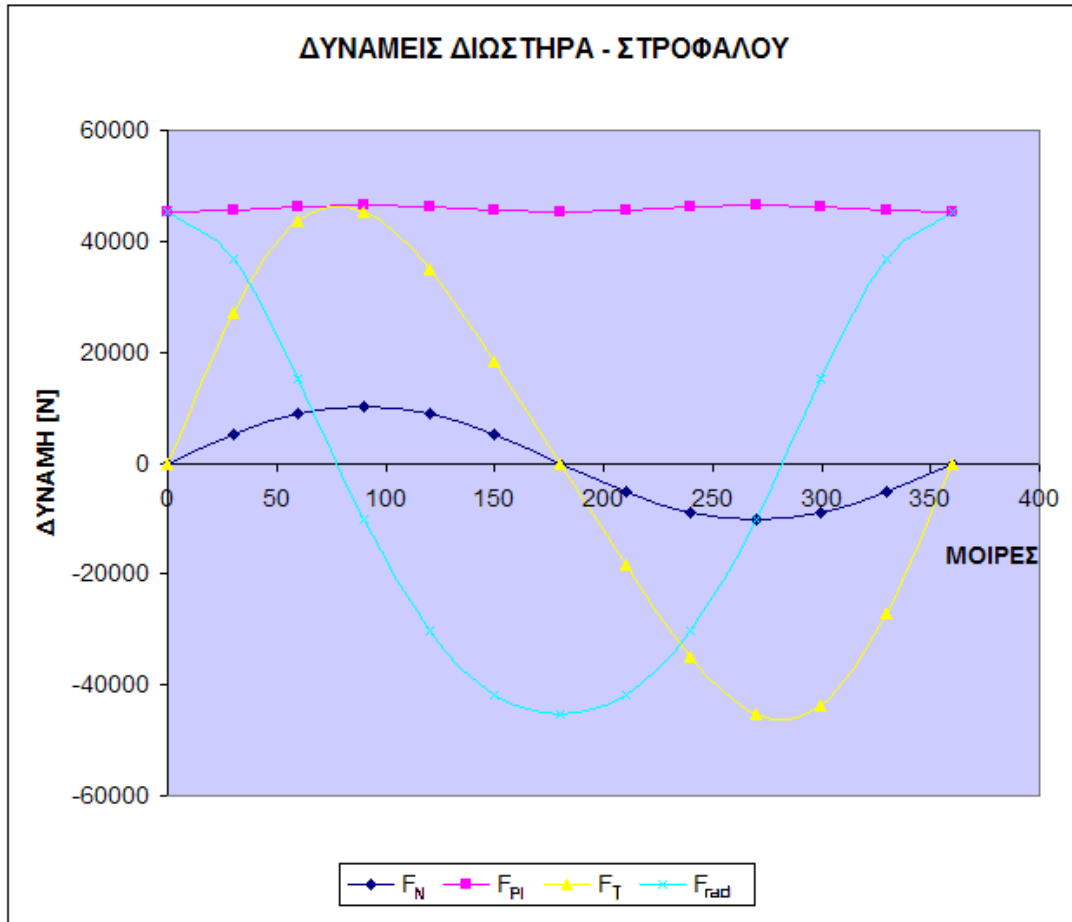
α	β	$\tan\beta$	$\alpha+\beta$	$\sin(\alpha+\beta)$	$\cos(\alpha+\beta)$	r [cm]
0	0	0	0	0	1	3,4
30	6,32	0,1107	36,32	0,593	0,806	3,4
60	10,98	0,1940	70,98	0,945	0,326	3,4
90	12,71	0,2254	102,71	0,975	-0,22	3,4
120	10,98	0,1940	130,98	0,755	-0,656	3,4
150	6,32	0,1107	156,32	0,402	-0,916	3,4
180	0	0	180	0	-1	3,4
210	-6,32	-0,1107	203,68	-0,402	-0,916	3,4
240	-10,98	-0,1940	229,02	-0,755	-0,656	3,4
270	-12,71	-0,2254	257,29	-0,975	-0,22	3,4
300	-10,98	-0,1940	289,02	-0,945	0,326	3,4
330	-6,32	-0,1107	323,68	-0,593	0,806	3,4
360	0	0	360	0	1	3,4

Πίνακας 3.3: Υπολογισμοί και αποτελέσματα γωνιών (συνέχεια)

α	F [N]	F_N [N]	F_{PI} [N]	F_T [N]	F_{rad} [N]	M_T [Nm]
0	45410	0	45410	0	45410	0
30	45410	5025,25	45684,1	27090,67	36821,39	92108,29
60	45410	8810,09	46242,36	43699,03	15075,01	148576,7
90	45410	10235,86	46526,64	45363,47	-10235,9	154235,8
120	45410	8810,09	46242,36	34912,98	-30335	118704,1
150	45410	5025,25	45684,1	18365,01	-41846,6	62441,03
180	45410	0	45410	0	-45410	0
210	45410	-5025,25	45684,1	-18365	-41846,6	-62441
240	45410	-8810,09	46242,36	-34913	-30335	-118704
270	45410	-10235,9	46526,64	-45363,5	-10235,9	-154236
300	45410	-8810,09	46242,36	-43699	15075,01	-148577
330	45410	-5025,25	45684,1	-27090,7	36821,39	-92108,3
360	45410	0	45410	0	45410	0

Πίνακας 3.4: Υπολογισμοί : Δυνάμειων και ροπών για διάφορες τιμές γωνιών

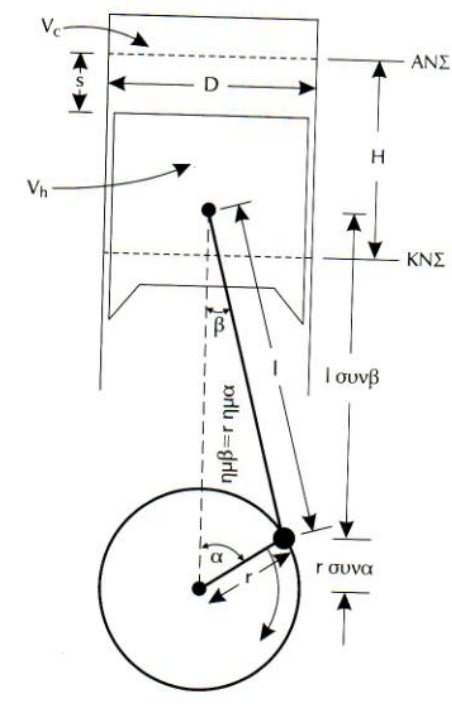
Με βάση τις παραπάνω τιμές των δυνάμεων που προέκυψαν, κατασκευάστηκε ένα διάγραμμα με τιμές των δυνάμεων στις διαφορετικές τιμές των γωνιών (Διαγρ. 1):



Διάγραμμα 1: Κατανομή Δυνάμεων Διωστήρα – Στροφάλου για διάφορες τιμές γωνιών

3.1.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ ΟΓΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΛΟΓΩ ΚΙΝΗΣΗΣ ΕΜΒΟΛΟΥ

Η κίνηση του εμβόλου στον κύλινδρο φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (Σχ.3.2).



Σχήμα 3.2: Κίνηση εμβόλου στον κύλινδρο

Η διαδρομή του εμβόλου αντιστοιχείται με τον ανάλογο όγκο εμβολισμού με την βοήθεια της σχέσης:

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

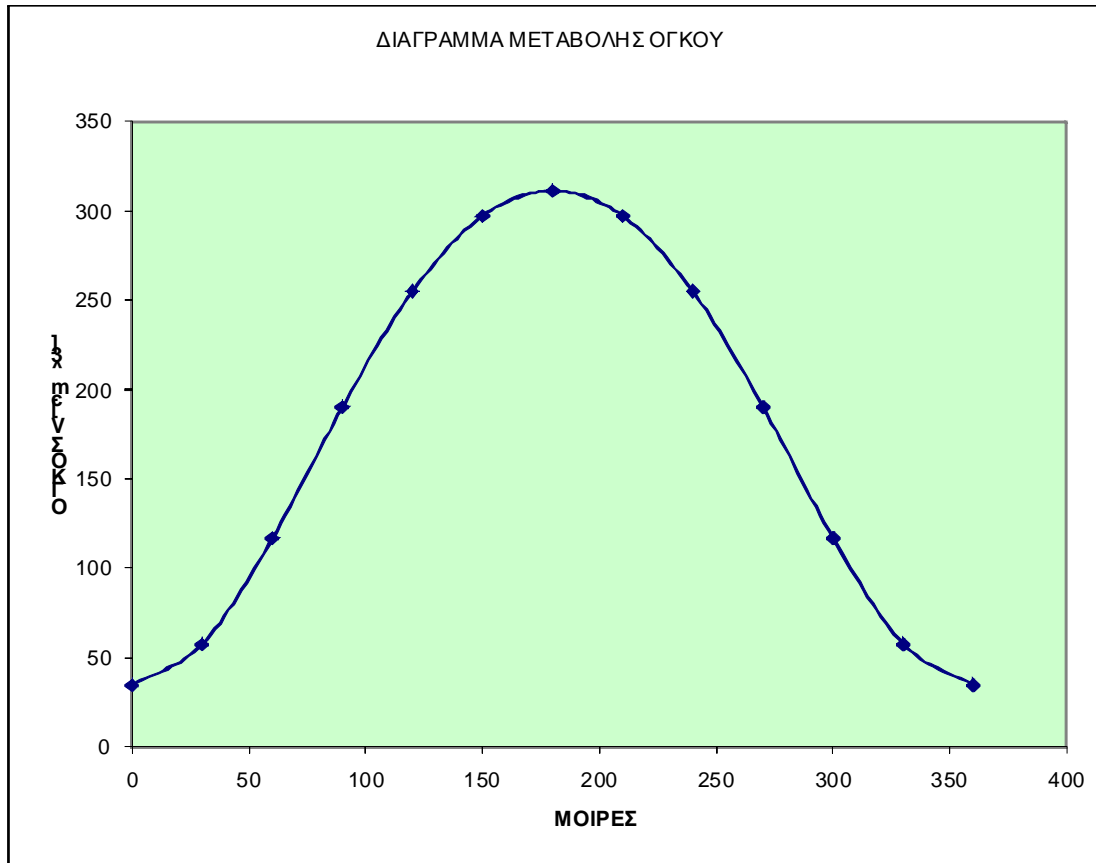
Γίνονται οι υπολογισμοί, τα αποτελέσματα των οποίων φαίνονται παρακάτω (πιν.3.5):

A	cosa	$\eta\mu^2\alpha$	$(\lambda/2)\eta\mu^2\alpha$	$1-\sigma\upsilon\nu\alpha+(\lambda/2)\eta\mu^2\alpha$	V[cm ³]
0	1	0	0	0	34,6
30	0,866	0,25	0,03125	0,16525	57,46
60	0,5	0,75	0,09375	0,59375	116,75
90	0	1	0,125	1,125	190,24
120	-0,5	0,75	0,09375	1,59375	255,10
150	-0,866	0,25	0,03125	1,89725	297,08
180	-1	0	0	2	311,3
210	-0,866	0,25	0,03125	1,89725	297,08
240	-0,5	0,75	0,09375	1,59375	255,10
270	0	1	0,125	1,125	190,24
300	0,5	0,75	0,09375	0,59375	116,75
330	0,866	0,25	0,03125	0,16525	57,46
360	1	0	0	0	34,6

Πίνακας 3.5 Υπολογισμοί και αποτελέσματα για τον όγκο εμβολισμού

Τα οποία είναι αποδεκτά.

Με βάση τις παραπάνω τιμές κατασκευάζεται το διάγραμμα μεταβολής του όγκου σε σχέση με τις μοίρες το οποίο φαίνεται παρακάτω (Διαγρ.3.2):



Διάγραμμα 3.2: Μεταβολή όγκου συναρτήσει των μοιρών

3.2 ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

3.2.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΣΕ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ

Η μεταβολή της μετατόπισης του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

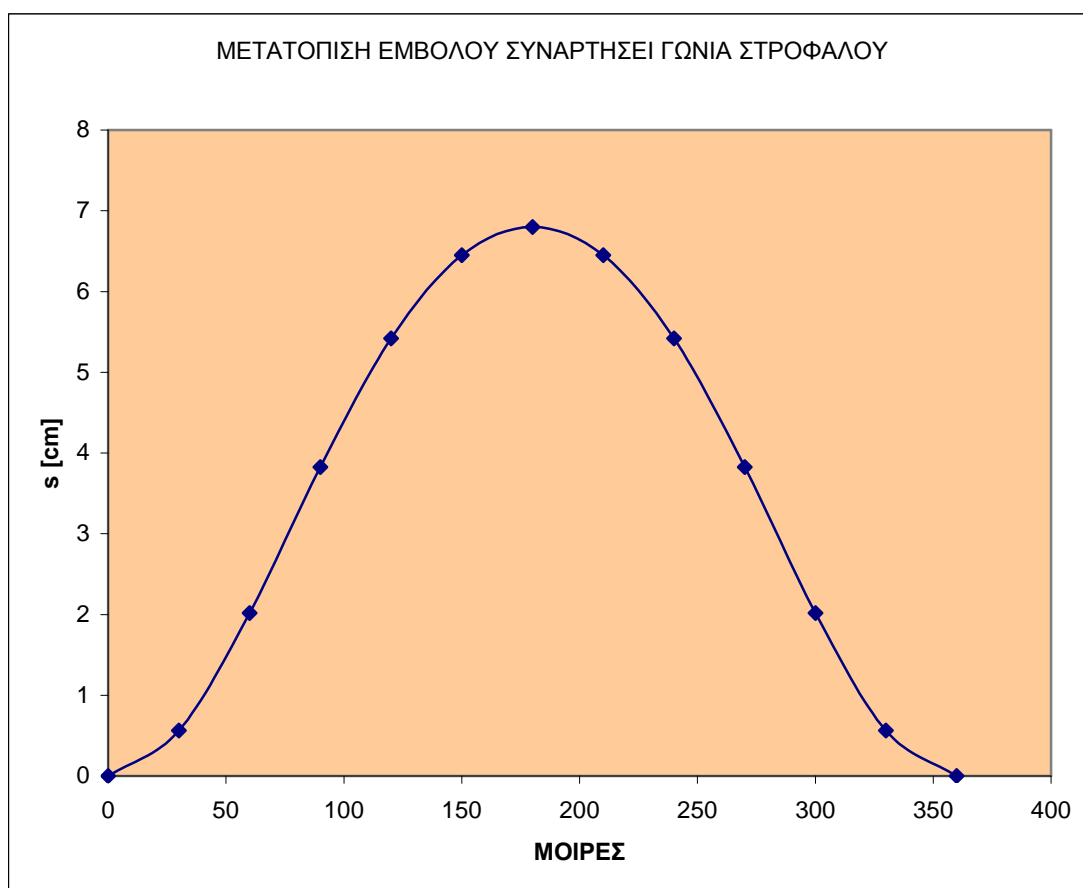
$$S = r(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha)$$

Με χρήση του προγράμματος Excel υπολογίστηκε η μεταβολή της μετατόπισης του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου όπου οι τιμές και τα αποτελέσματα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πιν.3.6):

α [μοίρες]	$\cos \alpha$	$\sin^2 \alpha$	$(\lambda/2)\sin^2 \alpha$	r [cm]	S [cm]
0	1	0	0	3,4	0
30	0,866	0,25	0,03125	3,4	0,56
60	0,5	0,75	0,09375	3,4	2,018
90	0	1	0,125	3,4	3,825
120	-0,5	0,75	0,09375	3,4	5,418
150	-0,866	0,25	0,03125	3,4	6,451
180	-1	0	0	3,4	6,8
210	-0,866	0,25	0,03125	3,4	6,45
240	-0,5	0,75	0,09375	3,4	5,418
270	0	1	0,125	3,4	3,825
300	0,5	0,75	0,09375	3,4	2,018
330	0,866	0,25	0,03125	3,4	0,561
360	1	0	0	3,4	0

Πίνακας 3.6: Υπολογισμός Μετατόπισης εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου

Τα παραπάνω αποτελέσματα απεικονίζονται στο παρακάτω διάγραμμα, όπου φαίνεται η μετατόπιση του εμβόλου συναρτήσει της γωνίας του στροφάλου (Διάγρ. 3.3.)



Διάγραμμα 3.3: Μεταβολή της μετατόπισης του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου

3.2.2 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΣΕ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ

Η ταχύτητα του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$c = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

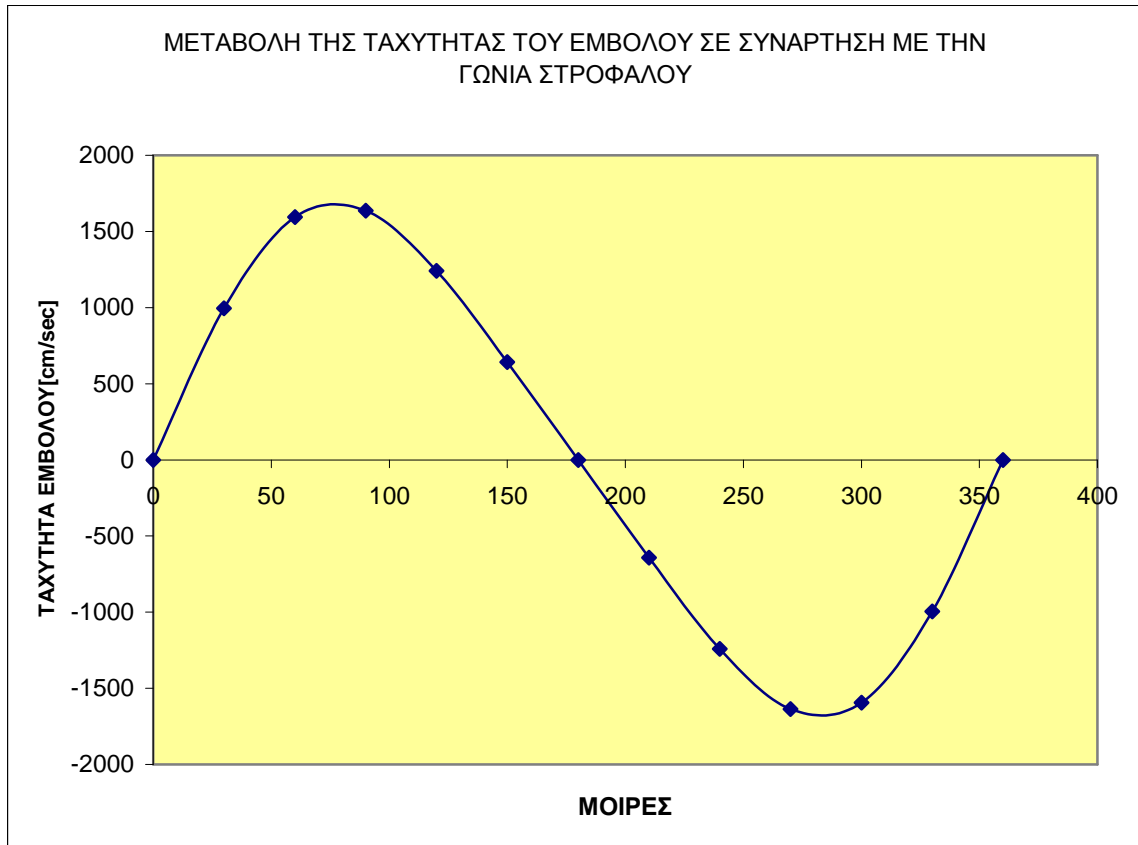
όπου: c = ταχύτητα του εμβόλου [cm/sec]
 $\omega = 2\pi n$, γωνιακή ταχύτητα [rad/sec]
 $n = 4600$ rpm (βλ. Β' μέρος)

Με χρήση του προγράμματος Excel υπολογίστηκε η μεταβολή της ταχύτητας του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου όπου οι τιμές και τα αποτελέσματα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πιν.3.7):

α	$\sin \alpha$	$\sin 2\alpha$	n [rpm]	ω [rad/sec]	r [cm]	c [cm/sec]
0	0	0	4600	481,47	3,4	0
30	0,5	0,866	4600	481,47	3,4	995,6971
60	0,866	0,866	4600	481,47	3,4	1594,834
90	1	0	4600	481,47	3,4	1636,987
120	0,866	-0,866	4600	481,47	3,4	1240,427
150	0,5	-0,866	4600	481,47	3,4	641,2895
180	0	0	4600	481,47	3,4	0
210	-0,5	0,866	4600	481,47	3,4	-641,29
240	-0,866	0,866	4600	481,47	3,4	-1240,43
270	-1	0	4600	481,47	3,4	-1636,99
300	-0,866	-0,866	4600	481,47	3,4	-1594,83
330	-0,5	-0,866	4600	481,47	3,4	-995,697
360	0	0	4600	481,47	3,4	0

Πίνακας 3.7: Υπολογισμός Ταχύτητας εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου

Τα παραπάνω αποτελέσματα απεικονίζονται στο παρακάτω διάγραμμα, όπου φαίνεται η μετατόπιση του εμβόλου συναρτήσει της γωνίας του στροφάλου (Διάγρ. 3.4)



Διάγραμμα 3.4: Μεταβολή της ταχύτητας του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου

3.2.3 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΣΤΙΓΜΙΑΙΑΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΣΕ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΑΛΟΥ

Η μεταβολή της στιγμιαίας επιτάχυνσης του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

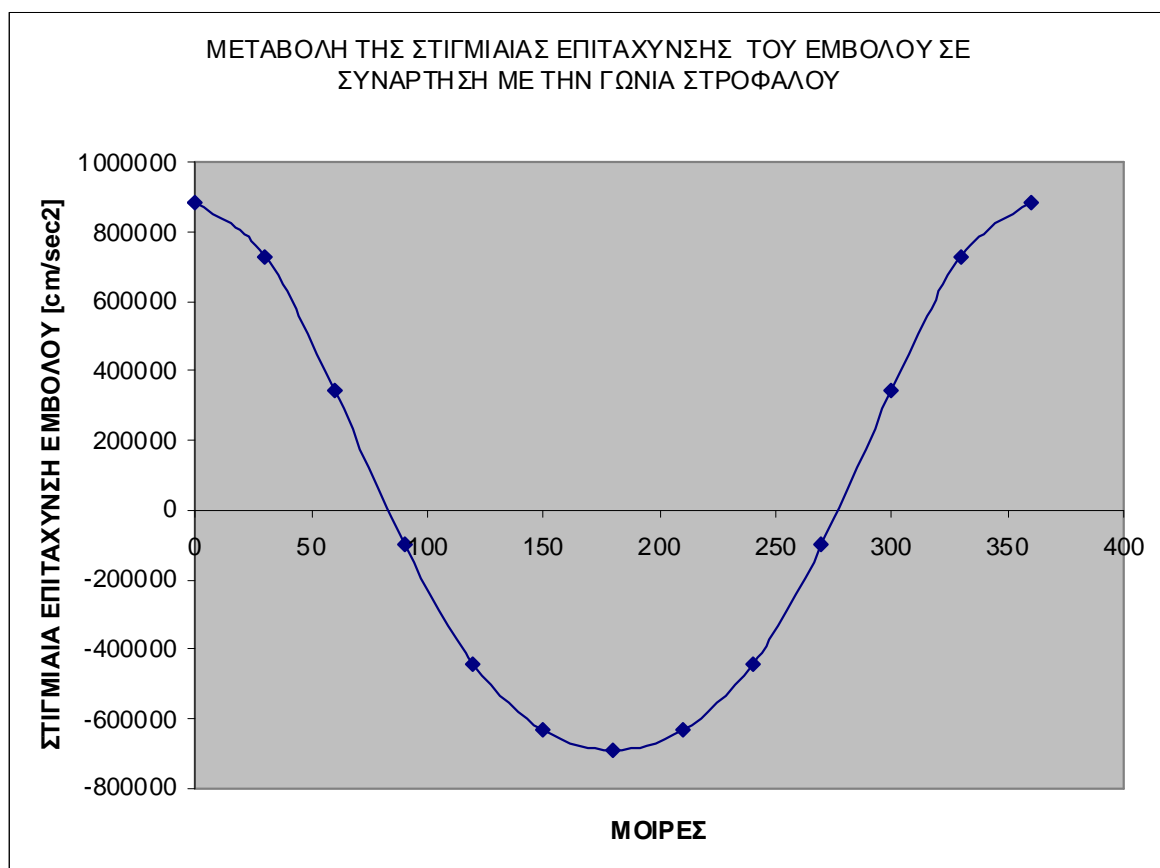
$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \sin \alpha)$$

Με χρήση του προγράμματος Excel υπολογίστηκε η μεταβολή της στιγμιαίας επιτάχυνσης του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου όπου οι τιμές και τα αποτελέσματα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πιν.3.8):

α	$\cos\alpha$	$\cos 2\alpha$	n [rpm]	ω [rad/sec]	r [cm]	a [cm/sec ²]
0	1	1	4600	481,47	3,4	886673,8
30	0,866	0,5	4600	481,47	3,4	731801,5
60	0,5	-0,5	4600	481,47	3,4	344817,6
90	0	-1	4600	481,47	3,4	-98519,3
120	-0,5	-0,5	4600	481,47	3,4	-443337
150	-0,866	0,5	4600	481,47	3,4	-633282
180	-1	1	4600	481,47	3,4	-689635
210	-0,866	0,5	4600	481,47	3,4	-633282
240	-0,5	-0,5	4600	481,47	3,4	-443337
270	0	-1	4600	481,47	3,4	-98519,3
300	0,5	-0,5	4600	481,47	3,4	344817,6
330	0,866	0,5	4600	481,47	3,4	731801,5
360	1	1	4600	481,47	3,4	886673,8

Πίνακας 3.8: Υπολογισμός στιγμιαίας επιτάχυνσης εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου

Τα παραπάνω αποτελέσματα απεικονίζονται στο παρακάτω διάγραμμα, όπου φαίνεται η μεταβολή στιγμιαίας επιτάχυνσης του εμβόλου συναρτήσει της γωνίας του στροφάλου (Διάγρ. 3.5)



Διάγραμμα 3.5: Μεταβολή της στιγμιαίας επιτάχυνσης του εμβόλου σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου

3.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΩΣΤΗΡΑ ΣΕ ΛΥΓΙΣΜΟ

Ο υπολογισμός θα γίνει με βάση την δύναμη των αερίων της καύσης (όπως έχει υπολογιστεί στο κεφάλαιο 3.1.2) που είναι :

$$F_{\max}=45410 \text{ N}$$

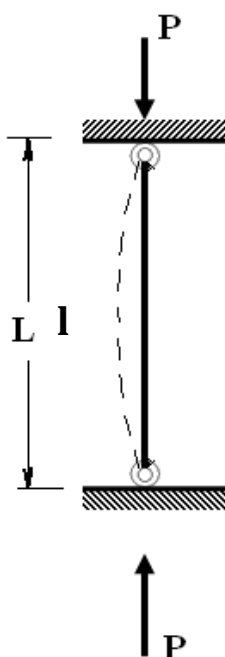
Θα υπολογίσουμε το κρίσιμο φορτίο λυγισμού από τον τύπο του Euler :

$$P_{\text{κρ}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_k^2}$$

όπου: $E =$ μέτρο ελαστικότητας υλικού $=200 \text{ GPa}$,
(Υλικό χάλυβας υψηλής αντοχής (St 50) με $\sigma_{\theta p} = 480 \text{ GPa}$)

$l_k =$ ανηγμένο μήκος λυγισμού (εξαρτάται από την στήριξη και το μήκος του διωστήρα) και για την περίπτωση μας που είναι

αμφιαρθρωτή στήριξη (σχ. 3.3.1) θα ισχύει : $l_k = l = 13,6 \text{ cm} = 0,136 \text{ m}$

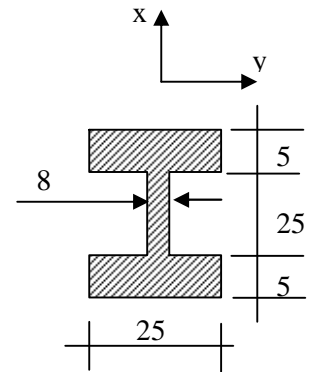


Σχήμα 3.3.1: Αμφιαρθρωτή στήριξη

Τα βήματα που θα ακολουθήσουμε είναι:

- ορίζω μια διατομή
- υπολογίζω το λ
- συγκρίνω το λ με το λ_a (αν $\lambda \geq \lambda_a$ $\hat{=}$ υπολογίζω το $P_{κρ}$ από την σχέση Euler, αν $\lambda < \lambda_a$ επαναλαμβάνω την διαδικασία επιλέγοντας νέα διατομή)

Επιλογή μιας αρχικής διατομής (σχ. 3.3.2)



Έλεγχος λ

Για να ισχύει ο τύπος Euler πρέπει $\lambda \geq \lambda_a$

όπου: λ_a = η οριακή λυγηρότητα
 παίρνω $\lambda_a = 100$ (για χάλυβα) [11]
 λ = η λυγηρότητα του διωστήρα
 $= l_k / i_{\min}$

Σχήμα 3.3.2: Διατομή διωστήρα (αρχική)

όπου: i_{\min} = η ελάχιστη ακτίνα αδρανείας

$$= \sqrt{J_{\min} / A_{\text{διατομ}}}$$

όπου $A_{\text{διατομ}}$ = η επιφάνεια της διατομής =

$$= 2 \cdot 0,5 \cdot 2,5 + 0,8 \cdot 2,5 =$$

$$= 4,5 \text{ cm}^2 = \underline{\underline{4,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

J_{\min} = η ελάχιστη ακτίνα αδρανείας του σχήματος της διατομής

$$= J_x = \frac{(3,5-2,5) \cdot 2,5^3 + 2,5 \cdot (2,5-0,8)^3}{12}$$

$$= 2,32 \text{ cm}^4 = \underline{\underline{2,32 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}}$$

άρα θα έχω

$$i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / A_{\text{διατομή}}} =$$

$$= \sqrt{2,32 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 / 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} =$$

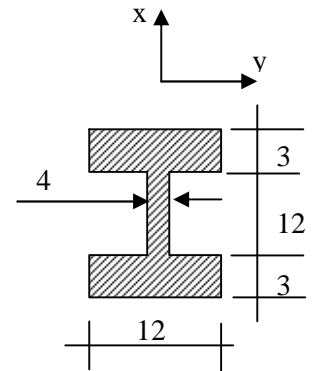
$$= \underline{\underline{0,72 \cdot 10^{-2} \text{ m}}}$$

άρα θα έχω

$$\lambda = l_k / i_{\min} = 0,136 \text{ m} / 0,72 \cdot 10^{-2} \text{ m} = 18,88$$

άρα $\lambda < \lambda_a \Rightarrow$ άρα δεν ισχύει η σχέση Euler.

Επιλογή νέας διατομής 2^η φορά (σχ. 3.3.3)



Για να ισχύει ο τύπος Euler πρέπει $\lambda \geq \lambda_a$

όπου: $\lambda_a = 100$

$\lambda =$ η λυγηρότητα του διωστήρα

$$= l_k / i_{\min}$$

όπου: $i_{\min} =$ η ελάχιστη ακτίνα αδρανείας

$$= \sqrt{J_{\min} / A_{\text{διατομή}}}$$

όπου $A_{\text{διατομή}} =$ η επιφάνεια της διατομής =

$$= 2 \cdot 0,3 \cdot 1,2 + 0,4 \cdot 1,2 =$$

$$= 1,2 \text{ cm}^2 = \underline{\underline{1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

$J_{\min} =$ η ελάχιστη ακτίνα αδρανείας του σχήματος της διατομής

$$= J_x = \frac{(1,8-1,2) \cdot 1,2^3 + 1,2 \cdot (1,2-0,4)^3}{12} =$$

$$= \underline{\underline{0,137 \text{ cm}^4 = 0,137 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}}$$

άρα θα έχω

Σχήμα 3.3.3: Διατομή διωστήρα (2^η φορά)

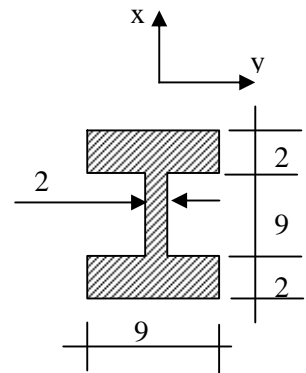
$$\begin{aligned}
 i_{\min} &= \sqrt{J_{\min} / A_{\text{διατομή}}} = \\
 &= \sqrt{0,137 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 / 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = \\
 &= \underline{\underline{0,337 \cdot 10^{-2} \text{ m}}}
 \end{aligned}$$

άρα θα έχω

$$\lambda = l_k / i_{\min} = 0,136 \text{ m} / 0,337 \cdot 10^{-2} \text{ m} = \underline{\underline{40,35}}$$

άρα $\lambda < \lambda_a \Rightarrow$ άρα δεν ισχύει η σχέση Euler.

Επιλογή νέας διατομής 3^η φορά (σχ. 3.3.4)



Για να ισχύει ο τύπος Euler πρέπει $\lambda \geq \lambda_a$

Σχήμα 3.3.4: Διατομή διωστήρα

όπου: $\lambda_a = 100$

$\lambda =$ η λυγηρότητα του διωστήρα
 $= l_k / i_{\min}$

όπου: $i_{\min} =$ η ελάχιστη ακτίνα αδρανείας

$$= \sqrt{J_{\min} / A_{\text{διατομή}}}$$

$$\begin{aligned}
 \text{όπου } A_{\text{διατομή}} &= \text{η επιφάνεια της διατομής} = \\
 &= 2 \cdot 0,2 \cdot 0,9 + 0,2 \cdot 0,9 = \\
 &= 0,54 \text{ cm}^2 = \underline{\underline{0,54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}}
 \end{aligned}$$

$J_{\min} =$ η ελάχιστη ακτίνα αδρανείας του σχήματος της διατομής

$$\begin{aligned}
 &= J_x = \frac{(1,3-0,9) \cdot 0,9^3 + 0,9 \cdot (0,9-0,2)^3}{12} = \\
 &= 0,599 \text{ cm}^4 = \underline{\underline{0,599 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}}
 \end{aligned}$$

άρα θα έχω

$$\sqrt{\quad}$$

$$\begin{aligned}
 i_{\min} &= J_{\min} / A_{\text{διατομή}} = \\
 &= \sqrt{0,599 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 / 0,54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = \\
 &= \underline{\underline{1,05 \cdot 10^{-2} \text{ m}}}
 \end{aligned}$$

άρα θα έχω

$$\lambda = l_k / i_{\min} = 0,136 \text{ m} / 1,05 \cdot 10^{-2} \text{ m} = \underline{\underline{129,5}}$$

άρα $\lambda > \lambda_a \Rightarrow$ άρα ισχύει η σχέση Euler.

Άρα θα υπολογίσουμε το κρίσιμο φορτίο λυγισμού από τον τύπο του Euler :

$$\boxed{P_{\text{κρ}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_k^2}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_k^2} = \frac{3,14^2 \cdot 200 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 \cdot 0,599 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}{(0,136 \text{ m})^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_{\text{κρ}} = \underline{\underline{639.679,92 \text{ N}}}$$

και αφού $P_{\text{κρ}} > F_{\text{max}} = 45410 \text{ N}$ δεν θα κινδυνέψει ο διωστήρας από λυγισμό

3.4 ΒΑΛΒΙΔΕΣ

Για τον υπολογισμό των βαλβίδων, θα επιλεγθούν βαλβίδες ίδιου μεγέθους, όπου ισχύει η σχέση [1]:

$$\left. \begin{array}{l} d=0,4D \text{ (διάμετρος βαλβίδας)} \\ D=7,2\text{cm (διάμετρος κυλίνδρου)} \end{array} \right\}$$

$$\bar{D} \quad d=0,4 \times 7,2\text{cm}=2,88\text{cm}$$

Η γωνία της βάσης της βαλβίδας λαμβάνεται κατά προτίμηση 45° και το πλάτος της εφαρμογής της μεταξύ 1,5 και 2,5mm.

Για τον υπολογισμό του μέγιστης διαδρομής, βάσει εμπειρίας, κυμαίνεται μεταξύ $d/6$ και $d/4$.

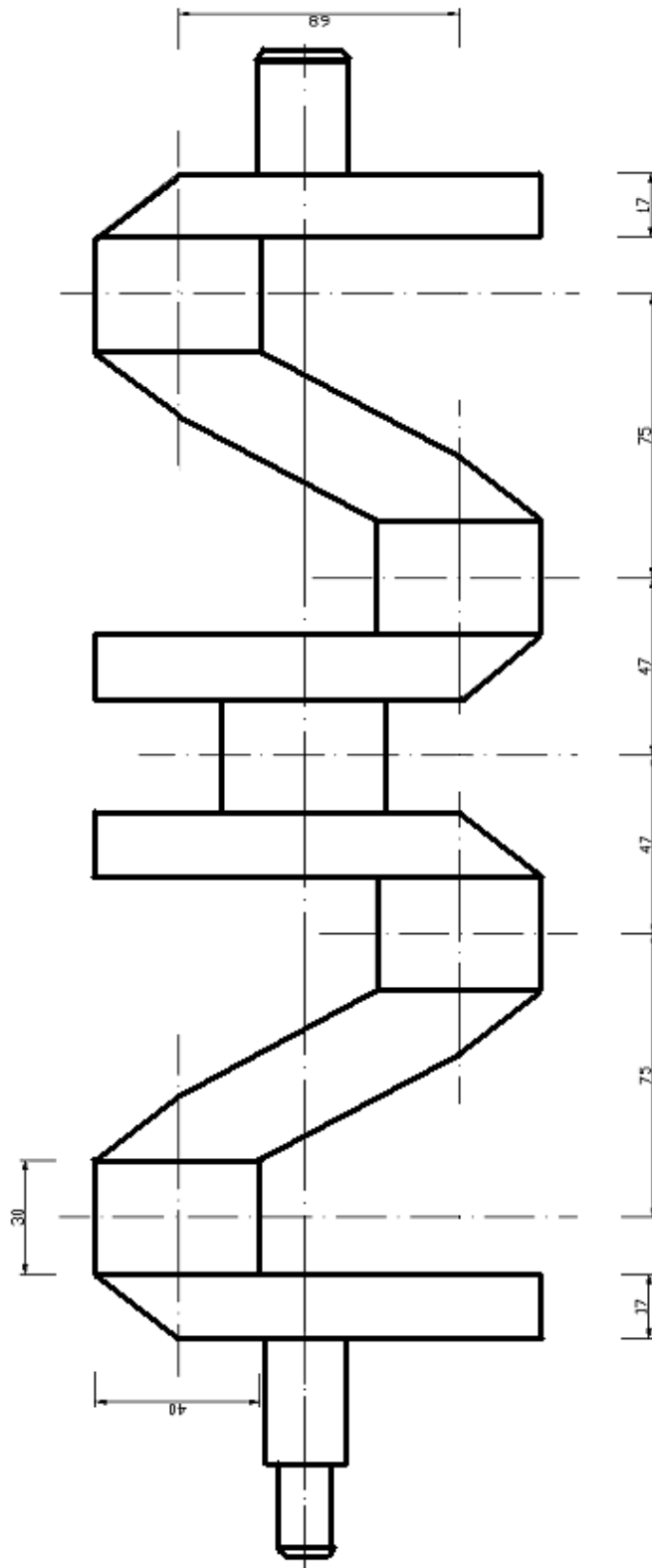
$$\text{Λαμβάνεται } d/5=0,576\text{cm}$$

3.5 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ

Θα κατασκευαστούν ορισμένα ενδεικτικά σχέδια με βάση τα αποτελέσματα των παραπάνω υπολογισμών, όπως :

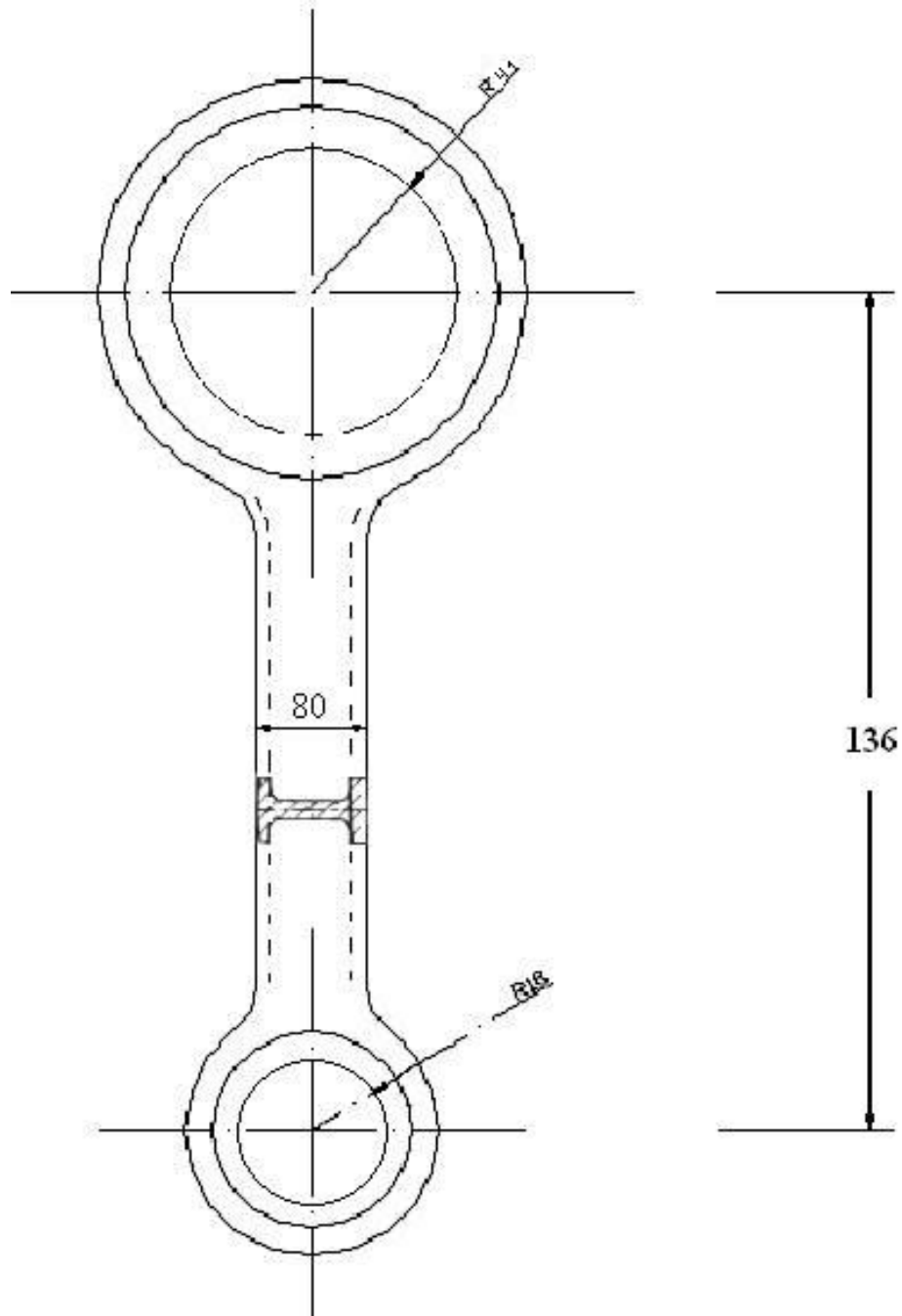
- ο στροφαλοφόρος άξονας του τετρακύλινδρου κινητήρα.
- η κατασκευαστική σχεδίαση του διωστήρα.
- η κατασκευαστική σχεδίαση της βαλβίδας.

Στο πρώτο σχέδιο (Σχέδιο 3.1) φαίνεται ο στροφαλοφόρος άξονας του τετρακύλινδρου κινητήρα.



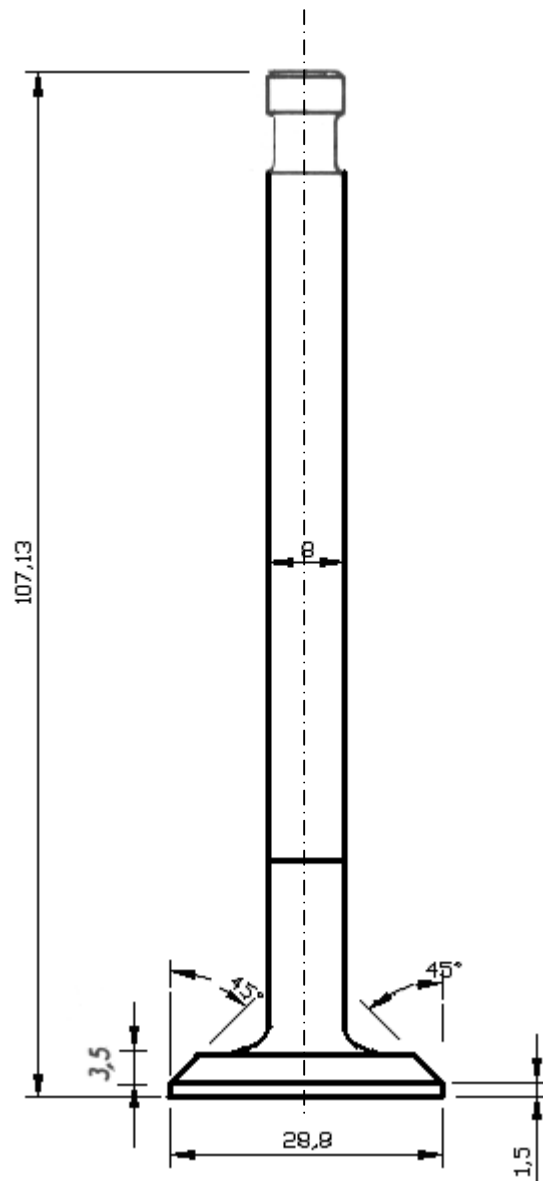
Σχέδιο 3.1: Κατασκευαστική σχεδίαση στροφαλοφόρου ατράκτου τετρακύλινδρου κινητήρα

Στο παρακάτω σχέδιο (Σχέδιο 3.2) φαίνεται η κατασκευαστική σχεδίαση του διωστήρα.



Σχέδιο 3.2: Κατασκευαστική σχεδίαση διωστήρα

Στο τελευταίο σχέδιο (Σχέδιο 3.3) φαίνεται η κατασκευαστική σχεδίαση της βαλβίδας.



Σχέδιο 3.3: Κατασκευαστική σχεδίαση βαλβίδας

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

1. ΜΟΝΑΔΕΣ-ΟΡΙΣΜΟΙ

ΜΕΓΕΘΟΣ	Σύμβολο	ΜΟΝΑΔΕΣ	ΤΥΠΟΣ	ΟΡΙΣΜΟΣ
Χρόνος	t	δευτερόλεπτο (s)		Θεμελιώδες φυσικό μέγεθος με το οποίο μπορεί να γίνει ο διαχωρισμός και να παραχθεί μία ακολουθία γεγονότων
Μήκος (απόσταση, θέση)	l,r,x	μέτρο (m), ίντσα (in), πόδι (ft), μίλι (mi), γιάρδα (yd)		Η οριζόντια απόσταση από το ένα άκρο ενός αντικείμενου ως το άλλο.
Μάζα	m	χιλιόγραμμα [κιλό] (kg), Τόνος (t), λίμπρα (lb), μικρός τόνος(tn(US)), μεγάλος τόνος(tn(UK))	-	Η ποσότητα της ύλης.
Επιφάνεια	s,A	τετραγωνικό μέτρο (m ²), τετραγωνική ίντσα(in ²), acre (ac)	s=l ²	Το εξωτερικό σύνορο ενός σώματος που το περιβάλλει και το διαχωρίζει από το χώρο που βρίσκεται έξω από αυτό.
Όγκος	V	κυβικό μέτρο (m ³), λίτρο (l)	v=l ³ , v=m/ρ	Ο χώρος που καταλαμβάνει ένα τρισδιάστατο αντικείμενο.
Γωνία	θ,φ	Μοίρα(°, grad) ακτίνιο(rad)	-	Το τμήμα της περιοχής μεταξύ δύο ακτίνων με κοινή αρχή.
Βάρος	B	Newton (N), dyn, λίμπρα δύναμης(lbf), χιλιόγραμμα δύναμης(kgf), μικρός τόνος(tn(US)), μεγάλος τόνος(tn(UK))	B=mg	Η ελκτική δύναμη η οποία ασκείται σε ένα αντικείμενο από την μάζα της Γης ή άλλου ουράνιου σώματος.
Δύναμη	F	Newton (N), dyn, λίμπρα δύναμης(lbf), χιλιόγραμμα δύναμης(kgf), μικρός τόνος(tn(US)), μεγάλος τόνος(tn(UK))	F= dP/dt =m.a	Η απτία που προκαλεί τη μεταβολή της κινητικής κατάσταση ενός σώματος ή την παραμόρφωσή του
Ειδικό βάρος	γ	Newton ανά κυβικό μέτρο (N/m ³).	γ=ρ.g	Το βάρος ενός σώματος, ανά μονάδα όγκου αυτού.
Ροπή	τ	newton metre (Nm)	τ = r x F = r.d	Το γινόμενο της δύναμης (F) επί το μοχλοβραχίονά της (d).
Ορμή	P,J	kg.m/s	P=m.u	Το γινόμενο της μάζας ενός σώματος επί την ταχύτητά του.
Στροφορμή	L	Joule second (J.s)	L= ω.I	Το γινόμενο της γωνιακής ταχύτητας ω και της ροπής αδρανείας I ενός περιστρεφόμενου σώματος.
Ροπή αδρανείας	I	kg.m ²		Η ιδιότητα ενός σώματος να διατηρεί την κινητική του κατάσταση.
Πυκνότητα	ρ	χιλιόγραμμα ανά κυβικό μέτρο (Kg/m ³)	ρ=m/V	Το πηλίκο της μάζας ενός σώματος προς τον όγκο που καταλαμβάνει αυτή.
Ταχύτητα	u	μέτρα ανά δευτερόλεπτο(m/s), χιλιόμετρα την ώρα (km/h), ίντσες ανά δευτερόλεπτο (in/s), μίλια την ώρα (mph)	u=dx/dt	Προσδιορίζει πόσο γρήγορα κινείται ένα σώμα. Ο ρυθμός μεταβολής της θέσης ενός σώματος προς τη μεταβολή του χρόνου.
Γωνιακή ταχύτητα	ω	ακτίνια ανά δευτερόλεπτο (rad/s), περιστροφές ανά λεπτό (rpm)	ω=dφ/dt	Περιγράφει την ταχύτητα περιστροφής αναφορικά με την γωνία που καλύπτει το περιστρεφόμενο σώμα
Επιτάχυνση	a	μέτρα ανά τετρ. δευτερόλεπτο (m/s ²), χιλιόμετρα ανά τετρ ώρα (km/h ²), ίντσες ανά τετρ δευτερόλεπτο (in/s ²), μίλια ανά τετρ ώρα (mi/h ²),	a=du/dt=F/m	Ο ρυθμός μεταβολής της ταχύτητας σε σχέση με το χρόνο.
Ενέργεια	E	Joule (J=kg.m ² /s ²), calorie (cal), kilowatt/hour (KWh), erg, electronvolt (eV)	E=1/2mu ² =mgI	Η ικανότητα για την παραγωγή έργου. Υπάρχουν πέντε μορφές ενέργειας: μηχανική ενέργεια, χημική ενέργεια, ηλεκτρική ενέργεια, ενέργεια από ακτινοβολία, ηλεκτρική και πυρηνική ενέργεια.
Θερμοκρασία	θ, T	βαθμοί Κελσίου (°C), Φαρενάιτ (°F), Κέλβιν (°K)	PV=nRT	Μέτρο της ιδιότητας ενός αντικείμενου να είναι "ζεστό" ή "κρύο", εξαιτίας της κινητικότητας των μορίων του.
Θερμότητα	Q	Joule (J), kilogram (μεγάλη) θερμίδα (kcal), Κιλοβατώρα (KWh), peak sun hours (psh), kilogram metre (kg.m), Βρετανική θερμική μονάδα (Btu)		Μία μορφή ενέργειας, η οποία μπορεί να μεταδοθεί με την ακτινοβολία ή με την επαφή.
Πίεση	P	ατμόσφαιρα(atm), τεχνική ατμόσφαιρα(at), Λίμπρες ανά τετραγωνική ίντσα(psi), Pascal (Pa=1N/m ²), bar (b), Torr= mmHg 0°C (torr)	P=F/A, PV=nRT	Η δύναμη ανά μονάδα επιφάνειας.
Εντροπία	S	Joules per Kelvin (J/K), 1e.u. = 4.184JK ⁻¹ mol ⁻¹ Joules per kilogram Kelvin (Celsius), kilocalorie per kilogram Celsius (kg/kg°C), Btu per poun Fahrenheit (Btu/lb°F)	dS = dQ / T	Η ποσότητα της τάξης ή αταξίας σε ένα σύστημα.
Εσωτερική ενέργεια	U	Joule (J), kilogram (μεγάλη) θερμίδα (kcal), Κιλοβατώρα (KWh), peak sun hours (psh), kilogram metre (kg.m), Βρετανική θερμική μονάδα (Btu)		Το ενεργειακό περιεχόμενο ενός θερμοδυναμικού συστήματος.
Ενθαλπία	H	Kilojoule per kilogram (kJ/kg), British thermal unit per pound (Btu/lb)	H(S,P) = U + PV	Το άθροισμα της εσωτερικής ενέργειας και του γινόμενου πίεσης και όγκου.
Χωρητικότητα υγρών	V	λίτρο (L), Ουγγιάυγρών (US)(US.fl.oz), Imperial fluid ounce (Imp.fl.oz), Imp.pint(Imp.pt), U.S.gallon(US.gal), Imperial gallon(imp.gal)	v=m/ρ	Όγκος που καταλαμβάνει ένα υγρό σε δοχείο
Ιξώδες (απόλυτο)	μ	Poise(P)		Η αντίσταση ενός υγρού στη ροή του, λόγω τριβής μεταξύ των μορίων του.
Ιξώδες (κινηματικό)	ν	Stokes (St)	ν=μ/ρ	

ΜΕΓΕΘΟΣ	Σύμβολο	ΜΟΝΑΔΕΣ	ΤΥΠΟΣ	ΟΡΙΣΜΟΣ
Ηλεκτρικό φορτίο	q	Coulomb (C)		Για τα ηλεκτρόνια -1 και τα πρωτόνια +1. Το ηλεκτρικό φορτίο των αντικειμένων είναι το άθροισμα των φορτίων των σωματιδίων τους.
Εναλλασσόμενο ηλεκτρικό ρεύμα	AC	-		Ροή ηλεκτρικών φορτίων που μεταβάλλεται περιοδικά από την αρχική κατεύθυνση στην αντίθετη και αντίστροφα.
Συνεχές ηλεκτρικό ρεύμα	DC	-		Ροή ηλεκτρικών φορτίων που κινείται προς μία κατεύθυνση
Ένταση ηλεκτρικού ρεύματος	I	Ampere (A)	$I=dq/dt, I=V/R$	Ο ρυθμός διέλευσης φορτίων σε μία διατομή του αγωγού
Διαφορά δυναμικού (τάση)	V	Volt (V)	$V=IR=P/I$	Το αίτιο που προκαλεί την κίνηση των ηλεκτρονίων σε έναν αγωγό.
Ηλεκτρική αντίσταση	R	ohm (Ω)	$R=V/I$	Η ιδιότητα ενός υλικού να αντιστέκεται στη ροή του ηλεκτρικού ρεύματος.
Ειδική αντίσταση	ρ	Ohm μέτρο ($\Omega \cdot m$)	$\rho=RA/l = 1/\sigma$	Μέτρο της αντίστασης ενός υλικού στη ροή ηλεκτρικού ρεύματος. (A:επιφάνεια διατομής αγωγού)
Ηλεκτρική Αγωγιμότητα	G	siemens (S)	$G=1/R=I/V$	Η ευκολία ροής ηλεκτρικού ρεύματος σε αγωγό. Αντίστροφο της αντίστασης.
Ειδική αγωγιμότητα	σ	$S \cdot m^{-1} = \Omega^{-1} m^{-1}$	$\sigma=J/E = 1/\rho$	Μέτρο της ικανότητας ενός υλικού να άγει ηλεκτρικό ρεύμα.
Χωρητικότητα (πυκνωτή)	C	Farad (F)	$C=Q/V$	Μέτρο της ποσότητας φορτίου που βρίσκεται αποθηκευμένη σε έναν αγωγό (ή πυκνωτή) όταν στα άκρα του υπάρχει συγκεκριμένη διαφορά δυναμικού.
Αυτεπαγωγή	L	Henry (H)	$L = \Phi/I,$ πηνίο(coil): $L=\mu_r N^2 A/l$	Ο συντελεστής αναλογίας στον τύπο της ηλεκτρεγερτικής δύναμης αυτεπαγωγής V_{out} .
Περίοδος	T	δευτερόλεπτο (s)	$T=1/f$	Το χρονικό διάστημα μεταξύ της επανάληψης των κύκλων/φάσεων ενός φαινομένου.
Συχνότητα	f, ν	Hertz (Hz) = κύκλοι ανά δευτερόλεπτο (1/s), περιστροφές ανά λεπτό (rpm), ακτινία ανά δευτερόλεπτο (rad/s)	$f=1/T$	Είναι ο αριθμός των επαναλήψεων ενός περιοδικού φαινομένου στη μονάδα του χρόνου.
Ενέργεια (ηλεκτρική)	E	Joule (J), χιλιοθερμίδα (kcal), Κιλοβατώρα (KWh), peak sun hours (psh), kilogram metre (kg.m), Βρετανική θερμική μονάδα (Btu)		Η ικανότητα για την παραγωγή έργου, προερχόμενη από ηλεκτρικό πεδίο ή κίνηση φορτίων (ηλεκτρικό ρεύμα).
Ισχύς (ηλεκτρική)	P	watt, ίππος (hp), kilogram force metres per hour (kg.f m/h), χιλιοθερμίδα ανά ώρα (kcal/h)	$P=dE/dt=E/t=V^2/R= I^2R$	Ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας ή ο ρυθμός παραγωγής έργου.

Προθέματα

10^n	prefix	symbol
10^{12}	tera	T
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	hecto	h
10^1	deca	da
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	milli	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	pico	p

2. ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΜΟΝΑΔΩΝ

Βάρος[=δύναμη]-Weight[=Force]							
	N	lbf	kgf	tn(UK)	tn(US)		
1 N	1	0,225	980665	9964	8896,4		
1lbf	4,448	1	2,205	2240	2000		
kgf	9,81	0,454	1	1016	907,2		
tn(UK)	9964	$4,46 \cdot 10^{-4}$	0,001	1	0,893		
tn(US)	9806,7	$5 \cdot 10^{-4}$	0,001	1,12	1		
1kg f=0,001tonne f 1N = 105 dyn							
Μάζα-Mass							
	kg	lb (lb(av))	lb t	sh.tn(US)	lg.ton (UK)	oz	
1 kg	1	2,205	2,68	0,0011	$9,84 \cdot 10^{-4}$	35,2733	
1 lb (lb(av))	0,4536	1	0,823	0,0005	$4,46 \cdot 10^{-4}$	16	
1 lb t	0,3732	1,215	1	2430,5	2722,2	12	
1 sh.ton(US)	907,2	2000	$4,11 \cdot 10^{-4}$	1	0,8929	0,03888	
1 lg.ton(UK)	1016	2240	$3,67 \cdot 10^{-4}$	1,12	1	0,034719	
1 oz	0,02835	0,0625	0,08333	25,719	28,803	1	
1lb = 16 oz 1kg=1000g 1m.ton=1000 kg 1lb(av)=16 oz(av) 1lb(t)=12 oz(t)							
Μήκος-Length							
	cm	m	km	in	ft	yard	mile
1 cm	1	0,01	10^6	0,3937	0,0328	$1,09 \cdot 10^{-2}$	$6,21 \cdot 10^6$
1 m	100	1	0,001	39,37	3,281	1,094	$6,21 \cdot 10^{-4}$
1 km	$1 \cdot 10^5$	1000	1	$3,94 \cdot 10^4$	3281	1094	0,6214
1 in	2,54	0,0254	$2,54 \cdot 10^{-5}$	1	0,0833	0,0278	$1,58 \cdot 10^{-5}$
1 ft	30,48	0,3048	$3,05 \cdot 10^{-4}$	12	1	0,333	$1,89 \cdot 10^{-4}$
1 yard	91,44	0,9144	$9,14 \cdot 10^{-4}$	36	3	1	$5,68 \cdot 10^{-4}$
1 mile	$1,61 \cdot 10^5$	1609	1,609	$6,34 \cdot 10^4$	5280	1760	1
1yd=3ft=36in							
Επιφάνεια-Area							
	cm²	m²	km²	in²	ft²	mi²	
1 cm²	1	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-10}$	0,155	$10,8 \cdot 10^4$	$3,86 \cdot 10^{-11}$	
1 m²	10^4	1	$1 \cdot 10^{-6}$	1550	10,76	$3,86 \cdot 10^{-7}$	
1 km²	10^{10}	$1 \cdot 10^6$	1	$1,55 \cdot 10^9$	$1,08 \cdot 10^7$	0,3861	
1 in²	6,452	$6,45 \cdot 10^{-4}$	$6,45 \cdot 10^{-8}$	1	$6,94 \cdot 10^{-3}$	$2,49 \cdot 10^{-10}$	
1 ft²	928,8	0,0929	$9,29 \cdot 10^{-6}$	144	1	$3,59 \cdot 10^{-8}$	
1 mi²	$2,59 \cdot 10^{10}$	$2,59 \cdot 10^6$	2,59	$4,01 \cdot 10^9$	$2,79 \cdot 10^7$	1	
1mi ² = 640ac 1km ² =247,1ac							
Όγκος-Volume							
	cm³	lt=dm³	m³	in³	ft³	yd³	
1cm³	1	0,001	$1 \cdot 10^6$	0,061	$3,53 \cdot 10^5$	$1,31 \cdot 10^6$	
lt=dm³	1000	1	0,001	61,02	0,035	$1,31 \cdot 10^3$	
1m³	$1 \cdot 10^6$	1000	1	$6,1 \cdot 10^4$	35,31	1,308	
1in³	16,39	0,0164	$1,64 \cdot 10^{-5}$	1	$5,79 \cdot 10^{-4}$	$2,14 \cdot 10^5$	
1ft³	$2,83 \cdot 10^4$	28,32	0,0283	1728	1	0,037	
1yd³	$7,65 \cdot 10^5$	764,5	0,7645	$4,67 \cdot 10^4$	27	1	

Θερμοκρασία-Temperature

	°C	°F	°K
1°C	1	-17,22	274,15
1°F	33,8	1	255,93
1°K	-272,15	-457,87	1

$$^{\circ}\text{C}=(5^{\circ}\text{F}-160)/9, \quad ^{\circ}\text{F}=9/5 \text{ }^{\circ}\text{C}+32$$

Πυκνότητα-Density

	kg/m³	kg/l	lb/in³	oz/in³	oz/gal(US)	oz/gal(UK)
1kg/m³	1	1000	27679,9	1730	119,826	99,77
1kg/l	0,001	1	27,68	1,73	0,12	0,0998
1lb/in³	$3,6 \cdot 10^{-5}$	0,036	1	0,0625	$4,33 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$
1oz/in³	$5,78 \cdot 10^{-4}$	0,578	16	1	0,069	0,058
1oz/gal(US)	0,1335	133,53	231	14,437	1	0,833
1oz/gal(UK)	0,1604	160,36	277,4	17,339	19,215	1

Πίεση-Pressure

	atm	at	psi	torr	bar	Pa
1 atm	1	1,0332	14,7	760	1,0132	101325
1 at	0,9678	1	14,2	735,56	0,9807	98067
1 psi	0,068	0,07	1	51,715	0,0689	6894,76
1 torr (mmHg 0°C)	$1,32 \cdot 10^{-3}$	$1,35 \cdot 10^{-3}$	0,0193	1	$1,33 \cdot 10^{-3}$	133,322
1 bar	0,9869	1,0197	14,504	750,06	1	10^5
1 Pa	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$1,45 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$	10^{-5}	1

Εντροπία-Entropy

	J/kg°K	kcal/kg°C
1 J/kg°K	1	$2,39 \cdot 10^{-4}$
1 kcal/kg°C	4186,8	1

1 J/kg°K= 1 J/kg°C, 1 kcal/kg°C=1 Btu/lb°F

Ενέργεια -Energy

	J	kwh	psh	hph	kg-m	kcal	Btu (th)
1 J	1	2,68.10 ⁻⁶	$3,78 \cdot 10^{-7}$	$3,73 \cdot 10^{-7}$	0,1020	$2,38 \cdot 10^{-4}$	$9,48 \cdot 10^{-4}$
1 kwh	$3,6 \cdot 10^6$	1	1,360	1,341	$3,67 \cdot 10^5$	859,84	3413
1 psh	$2,65 \cdot 10^6$	0,7355	1	0,9863	$2,70 \cdot 10^5$	632,4	2510
1 hph	$2,68 \cdot 10^6$	0,7457	1,014	1	$2,74 \cdot 10^5$	641,2	2545
1 kg-m	9,807	$2,72 \cdot 10^{-6}$	$3,7 \cdot 10^{-6}$	$3,65 \cdot 10^{-6}$	1	$2,34 \cdot 10^{-3}$	$9,29 \cdot 10^{-3}$
1 kcal	4186,8	$1,16 \cdot 10^{-3}$	$1,58 \cdot 10^{-3}$	$1,56 \cdot 10^{-3}$	426,9	1	3,968
1 Btu (th)	1055	$2,93 \cdot 10^{-4}$	$3,98 \cdot 10^{-4}$	$3,93 \cdot 10^{-4}$	107,6	0,252	1

Ισχύς-Power

	Watt	hp	kg.f m/h	kcal/h
Watt	1	735,5	$2,94 \cdot 10^{-3}$	1,162
hp	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1	$4 \cdot 10^{-6}$	$1,58 \cdot 10^{-3}$
kg.f m/h	367,1	$27 \cdot 10^4$	1	426,66
kcal/h	0,86	632,84	$2,53 \cdot 10^{-3}$	1

Συχνότητα-Frequency

	Hertz	rpm	rad/s
1 Hertz	1	60	6,28
1 rpm	0,016	1	0,105
1 rad/s	0,159	9,549	1

ΠΙΝΑΚΕΣ (ΔΙΑΔΡΟΜΗΣ-ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ- ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΕΜΒΟΛΟΥ) [10]

ΠΙΝΑΚΑΣ 1

Ανηγμένη διαδρομή εμβόλου x/r (μετατόπιση εμβόλου από το Α.Ν.Σ./ακτίνα στροφάλου) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ , για διάφορες τιμές του λόγου l/r (μήκος διωστήρα/ακτίνα στροφάλου).

$l/r =$	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0
φ	Τιμές του x/r										
0°	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
5°	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005
10°	0.020	0.020	0.020	0.019	0.019	0.019	0.019	0.019	0.019	0.019	0.018
15°	0.045	0.045	0.044	0.043	0.043	0.043	0.042	0.042	0.041	0.041	0.041
20°	0.080	0.079	0.078	0.077	0.076	0.075	0.074	0.074	0.073	0.073	0.072
25°	0.124	0.122	0.120	0.118	0.117	0.116	0.115	0.114	0.113	0.112	0.112
30°	0.176	0.173	0.171	0.169	0.167	0.165	0.163	0.162	0.161	0.160	0.159
35°	0.236	0.233	0.230	0.227	0.224	0.222	0.220	0.218	0.216	0.215	0.214
40°	0.304	0.299	0.295	0.292	0.289	0.286	0.283	0.281	0.279	0.277	0.276
45°	0.377	0.372	0.367	0.363	0.359	0.356	0.353	0.350	0.347	0.345	0.343
50°	0.457	0.450	0.445	0.440	0.435	0.431	0.427	0.424	0.421	0.418	0.416
55°	0.540	0.533	0.527	0.521	0.516	0.511	0.507	0.503	0.500	0.497	0.494
60°	0.628	0.619	0.612	0.606	0.600	0.595	0.590	0.586	0.582	0.579	0.576
65°	0.718	0.708	0.700	0.693	0.687	0.681	0.676	0.672	0.668	0.664	0.660
70°	0.809	0.799	0.790	0.783	0.776	0.770	0.765	0.760	0.755	0.751	0.747
75°	0.901	0.890	0.881	0.873	0.866	0.860	0.854	0.849	0.844	0.839	0.835
80°	0.993	0.982	0.972	0.964	0.956	0.949	0.943	0.938	0.933	0.928	0.924
85°	1.083	1.072	1.062	1.053	1.046	1.039	1.033	1.027	1.022	1.017	1.013
90°	1.172	1.160	1.150	1.142	1.134	1.127	1.121	1.115	1.110	1.105	1.101
95°	1.257	1.246	1.236	1.228	1.220	1.213	1.207	1.201	1.196	1.192	1.187
100°	1.340	1.329	1.319	1.311	1.304	1.297	1.291	1.285	1.280	1.276	1.272
105°	1.419	1.408	1.399	1.391	1.384	1.377	1.371	1.366	1.361	1.357	1.353
110°	1.493	1.483	1.475	1.467	1.460	1.454	1.449	1.444	1.439	1.435	1.431
115°	1.563	1.554	1.546	1.539	1.532	1.527	1.522	1.517	1.513	1.509	1.506
120°	1.628	1.619	1.612	1.606	1.600	1.595	1.590	1.586	1.582	1.579	1.576
125°	1.688	1.680	1.674	1.668	1.663	1.658	1.654	1.650	1.647	1.644	1.641
130°	1.742	1.736	1.730	1.725	1.721	1.717	1.713	1.710	1.707	1.704	1.702
135°	1.792	1.786	1.781	1.777	1.773	1.770	1.767	1.764	1.761	1.759	1.757
140°	1.836	1.831	1.827	1.824	1.821	1.818	1.815	1.813	1.811	1.809	1.808
145°	1.875	1.871	1.868	1.865	1.863	1.861	1.859	1.857	1.855	1.853	1.852
150°	1.908	1.905	1.903	1.901	1.899	1.897	1.895	1.894	1.893	1.892	1.891
155°	1.936	1.934	1.933	1.931	1.930	1.929	1.928	1.927	1.926	1.925	1.924
160°	1.959	1.958	1.957	1.956	1.955	1.954	1.953	1.952	1.952	1.952	1.951
165°	1.977	1.976	1.976	1.975	1.975	1.974	1.974	1.974	1.973	1.973	1.973
170°	1.990	1.990	1.989	1.989	1.989	1.989	1.988	1.988	1.988	1.988	1.988
175°	1.998	1.997	1.997	1.997	1.997	1.997	1.997	1.997	1.997	1.997	1.997
180°	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000

ΠΙΝΑΚΑΣ 2

Ανηγμένη ταχύτητα εμβόλου $c/\omega r$ (c =ταχύτητα εμβόλου, r =ακτίνα στροφάλου, ω =γωνιακή ταχύτητα στροφάλου) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ , για διάφορες τιμές του λόγου l/r (μήκος διωατήρα/ακτίνα στροφάλου).

$l/r =$	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0
φ	Τιμές του $c/\omega r$										
0°	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
5°	0.116	0.114	0.113	0.111	0.110	0.109	0.108	0.107	0.106	0.105	0.105
10°	0.231	0.227	0.224	0.221	0.218	0.216	0.214	0.212	0.210	0.209	0.208
15°	0.343	0.337	0.332	0.328	0.325	0.322	0.319	0.316	0.313	0.311	0.309
20°	0.450	0.443	0.437	0.432	0.427	0.423	0.419	0.415	0.412	0.409	0.406
25°	0.552	0.543	0.536	0.530	0.524	0.519	0.514	0.510	0.506	0.503	0.500
30°	0.646	0.637	0.629	0.622	0.615	0.609	0.604	0.599	0.595	0.591	0.587
35°	0.733	0.723	0.714	0.706	0.699	0.692	0.686	0.681	0.676	0.672	0.668
40°	0.811	0.800	0.790	0.782	0.774	0.767	0.761	0.756	0.751	0.746	0.742
45°	0.879	0.867	0.856	0.849	0.841	0.834	0.828	0.822	0.817	0.812	0.808
50°	0.936	0.925	0.915	0.906	0.898	0.891	0.885	0.880	0.875	0.870	0.866
55°	0.982	0.971	0.962	0.953	0.946	0.939	0.933	0.928	0.923	0.918	0.914
60°	1.017	1.007	0.998	0.990	0.983	0.977	0.971	0.966	0.962	0.958	0.954
65°	1.040	1.031	1.023	1.016	1.010	1.005	1.000	0.995	0.991	0.987	0.984
70°	1.053	1.045	1.038	1.032	1.027	1.022	1.018	1.014	1.011	1.008	1.005
75°	1.054	1.048	1.043	1.038	1.034	1.030	1.027	1.024	1.021	1.019	1.017
80°	1.045	1.041	1.037	1.034	1.031	1.029	1.027	1.025	1.023	1.021	1.020
85°	1.027	1.025	1.023	1.021	1.020	1.019	1.018	1.017	1.016	1.015	1.014
90°	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
95°	0.966	0.968	0.970	0.972	0.973	0.974	0.975	0.976	0.977	0.978	0.979
100°	0.925	0.929	0.932	0.935	0.938	0.941	0.943	0.945	0.947	0.948	0.950
105°	0.878	0.884	0.889	0.894	0.898	0.902	0.905	0.908	0.911	0.913	0.915
110°	0.827	0.835	0.841	0.847	0.852	0.857	0.861	0.865	0.868	0.871	0.874
115°	0.772	0.781	0.789	0.796	0.803	0.808	0.813	0.817	0.821	0.825	0.829
120°	0.715	0.726	0.734	0.742	0.749	0.755	0.761	0.766	0.770	0.774	0.778
125°	0.656	0.667	0.677	0.685	0.693	0.699	0.705	0.711	0.716	0.720	0.724
130°	0.596	0.608	0.617	0.626	0.634	0.641	0.647	0.653	0.658	0.662	0.666
135°	0.536	0.547	0.557	0.566	0.573	0.580	0.586	0.592	0.597	0.602	0.606
140°	0.475	0.486	0.495	0.504	0.511	0.518	0.524	0.530	0.535	0.539	0.543
145°	0.414	0.424	0.433	0.441	0.449	0.455	0.461	0.466	0.471	0.475	0.479
150°	0.354	0.363	0.371	0.379	0.385	0.391	0.396	0.401	0.405	0.409	0.413
155°	0.294	0.302	0.309	0.316	0.321	0.326	0.331	0.335	0.339	0.343	0.346
160°	0.234	0.241	0.247	0.252	0.257	0.261	0.265	0.269	0.272	0.275	0.278
165°	0.175	0.180	0.185	0.189	0.193	0.196	0.199	0.202	0.205	0.207	0.209
170°	0.117	0.120	0.122	0.126	0.129	0.131	0.133	0.135	0.137	0.138	0.139
175°	0.058	0.060	0.062	0.063	0.064	0.065	0.066	0.067	0.068	0.069	0.070
180°	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

ΠΙΝΑΚΑΣ 3

Ανηγμένη επιτάχυνση εμβόλου $b/\omega^2 r$ (b =επιτάχυνση εμβόλου, r = ακτίνα στροφάλου, ω =γωνιακή ταχύτητα στροφάλου) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου φ , για διάφορες τιμές του λόγου l/r (μήκος διωστήρα/ακτίνα στροφάλου).

$l/r =$	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0
φ	Τιμές του $b/\omega^2 r$										
0°	1.333	1.313	1.295	1.278	1.263	1.250	1.237	1.227	1.217	1.208	1.200
5°	1.323	1.303	1.285	1.269	1.255	1.242	1.230	1.220	1.211	1.202	1.193
10°	1.299	1.279	1.262	1.247	1.233	1.220	1.208	1.198	1.189	1.180	1.171
15°	1.256	1.237	1.220	1.207	1.194	1.182	1.171	1.162	1.154	1.147	1.140
20°	1.195	1.180	1.167	1.154	1.142	1.131	1.122	1.113	1.105	1.098	1.093
25°	1.120	1.107	1.096	1.085	1.075	1.067	1.059	1.052	1.045	1.039	1.034
30°	1.033	1.023	1.013	1.004	0.997	0.991	0.985	0.979	0.974	0.970	0.967
35°	0.934	0.926	0.920	0.914	0.909	0.905	0.901	0.897	0.894	0.891	0.888
40°	0.825	0.821	0.818	0.815	0.812	0.810	0.808	0.806	0.804	0.802	0.801
45°	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707	0.707
50°	0.586	0.589	0.592	0.595	0.597	0.599	0.601	0.603	0.605	0.606	0.607
55°	0.460	0.466	0.472	0.478	0.483	0.488	0.492	0.496	0.499	0.502	0.505
60°	0.334	0.343	0.351	0.359	0.367	0.375	0.382	0.388	0.393	0.398	0.401
65°	0.208	0.221	0.233	0.244	0.253	0.262	0.269	0.276	0.283	0.289	0.294
70°	0.087	0.102	0.118	0.128	0.140	0.151	0.160	0.168	0.176	0.183	0.188
75°	-0.029	-0.012	0.003	0.017	0.031	0.042	0.052	0.062	0.071	0.079	0.086
80°	-0.140	-0.122	-0.105	-0.088	-0.074	-0.061	-0.051	-0.041	-0.031	-0.022	-0.014
85°	-0.241	-0.221	-0.203	-0.186	-0.172	-0.159	-0.148	-0.137	-0.127	-0.118	-0.109
90°	-0.334	-0.313	-0.294	-0.278	-0.264	-0.250	-0.237	-0.227	-0.216	-0.208	-0.201
95°	-0.416	-0.396	-0.378	-0.360	-0.345	-0.333	-0.322	-0.312	-0.302	-0.293	-0.285
100°	-0.487	-0.468	-0.449	-0.434	-0.420	-0.409	-0.398	-0.387	-0.378	-0.369	-0.361
105°	-0.548	-0.532	-0.515	-0.499	-0.486	-0.475	-0.465	-0.456	-0.447	-0.437	-0.432
110°	-0.597	-0.582	-0.567	-0.554	-0.544	-0.534	-0.524	-0.515	-0.507	-0.498	-0.494
115°	-0.637	-0.625	-0.613	-0.602	-0.592	-0.583	-0.577	-0.569	-0.561	-0.555	-0.551
120°	-0.668	-0.655	-0.646	-0.638	-0.632	-0.625	-0.620	-0.615	-0.610	-0.605	-0.600
125°	-0.688	-0.690	-0.675	-0.670	-0.664	-0.659	-0.655	-0.651	-0.648	-0.645	-0.642
130°	-0.701	-0.697	-0.693	-0.690	-0.688	-0.686	-0.684	-0.683	-0.681	-0.679	-0.677
135°	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707	-0.707
140°	-0.709	-0.711	-0.714	-0.717	-0.720	-0.723	-0.723	-0.726	-0.727	-0.729	-0.731
145°	-0.706	-0.711	-0.717	-0.724	-0.730	-0.734	-0.737	-0.741	-0.745	-0.748	-0.751
150°	-0.699	-0.708	-0.718	-0.727	-0.735	-0.741	-0.747	-0.752	-0.757	-0.762	-0.766
155°	-0.692	-0.705	-0.718	-0.728	-0.737	-0.746	-0.753	-0.760	-0.766	-0.772	-0.777
160°	-0.684	-0.700	-0.714	-0.727	-0.738	-0.748	-0.758	-0.766	-0.772	-0.780	-0.786
165°	-0.677	-0.696	-0.712	-0.725	-0.738	-0.749	-0.760	-0.767	-0.774	-0.780	-0.792
170°	-0.672	-0.692	-0.710	-0.724	-0.738	-0.750	-0.760	-0.768	-0.774	-0.780	-0.797
175°	-0.668	-0.688	-0.706	-0.724	-0.738	-0.750	-0.762	-0.772	-0.782	-0.792	-0.799
180°	-0.666	-0.685	-0.705	-0.723	-0.738	-0.750	-0.763	-0.773	-0.783	-0.794	-0.801

ΠΙΝΑΚΑΣ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ ΥΛΙΚΩΝ [11]

Μηχανικές Ιδιότητες Υλικών

Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας E	Μέτρο διάτμησης G	Λόγος Poisson μ	τάση διαρροής σε Εμφλεκισμό σ_d	Τάση θραύσης σε Εμφλεκισμό $\sigma_{θθ}$	Τάση θραύσης σε Θλίψη $\sigma_{θθ}$	Τάση θραύσης σε Διάτμηση $\tau_{θθ}$	Ολκιμότητα (διάταση θραύσης)
	GPa	GPa	-	MPa	MPa	MPa	MPa	(%)
Αλουμίνιο								
Κράμμα(99%Al)	70	26		95	110	...	70	20
Κράμμα(44%Cu)	72	27	.34	410	480	...	290	13
Κράμμα(1%Mg)	69	26		255	290	...	185	17
Ορείχαλκος (65%Cu,35%Zn)								
Ψυχρά κατεργασμένος	105	39	.38	105	540	...	300	8
Θερμά κατεργασμένος	330	...	220	...
Χαλκός	119	42	.35	266	385			10
Χάλυβας								
Δομικός	200	83		250	400	23
Υψηλής Αντοχής (StIII)	200	83		345	480	21
Υψηλής Αντοχής (StIV)	200	83		690	825	18
Ανοξειδωτός								
Ψυχρά κατεργασμένος	190	72		520	860	...	700	12
Θερμά κατεργασμένος	190	72		275	620	50
Χυτοσίδηρος(4.5%C)								
ΣτακτόχρουςASTMA-48	70	28		...	170	650	240	10.5
Ελατός ASTMA-47	165	64	.25	230	340	620	330	10

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1]. Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, Κωνσταντίνος Π. Μαυρίδης, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2002
- [2]. Μαθήματα Μηχανών εσωτερικής καύσης , Π. Ραζέλου , Σημειώσεις Πολυτεχνείου Πάτρας, Πάτρα 1983
- [3]. Επαγγελματικοί υπολογισμοί μηχανικού αυτοκινήτων, Μελέτης Δ. Βούλγαρης , Εκδ ΙΩΝ , Αθήνα 1997
- [4]. Κινητήριες μηχανές Β' τόμος, Γεωργίου Φ. Δανιήλ και Φραγκίσκου Κ. Ρεβίδη- Εκδ. Ίδρυμα Ευγενίδη – Αθήνα 1983
- [5]. Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης, Κωνσταντίνος Π. Μαυρίδης, Ιωάννης Γεωργουδάκης, Ιωάννης Καλογήρου, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2004
- [6]. Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, Τεχνολογία Αυτοκινήτου 1, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 1999
- [7]. Μηχανές Εσωτερικής Καύσης I, Έκδοση Ε, Θεοδοσίου Κ. Παπαθεοδοσίου, ΟΕΔΒ, Αθήνα 1993
- [8]. Μηχανές Εσωτερικής Καύσης II, Έκδοση Β, Καραπάνος Χ, Κοτσολιέρης Αν. Κουντουράς Λ, ΟΕΔΒ, Αθήνα 2002
- [9]. Διαδίκτυο - Βικειπαίδια
- [10]. Εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσεως , Κων. Δ. Ρακόπουλος καθηγ ΕΜΠ , εκδ Πλαίσιο , Αθήνα 1986
- [11] Σημειώσεις Μηχανικής II , Γ. Μπαράκος καθηγ. ΤΕΙ Πάτρας, Πάτρα 2000