



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΙΤΛΟΣ

**Λειτουργία-εξέλιξη-προοπτικές εμβολοφόρου κινητήρα
περιστροφικής καύσης / πλανητικής περιστροφής τύπου
Wankel**



ΣΚΟΥΝΤΖΟΥΡΗΣ ΦΩΤΙΟΣ

Επιβλέπων καθηγητής: Ε.Γ.Γιακουμής, Λέκτορας ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ 2010

Πρόλογος-Ευχαριστίες

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Ευάγγελο Γιακουμή για την ανάθεση του θέματος και για τη συνεχή και πολύτιμη καθοδήγησή του καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής αυτής. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Καθηγητή κ. Κ. Ρακόπουλο και τον Καθηγητή κ. Δ. Χουντάλα, οι οποίοι συνδιδάσκουν τα μαθήματα που αφορούν τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Η διδασκαλία τους μου κίνησε το ενδιαφέρον για την περαιτέρω ενασχόλησή μου με τη μελέτη των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου για την αμέριστη συμπαράστασή τους και την πολύτιμη συνεισφορά τους σε κάθε μου βήμα.

Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

1.1. Θερμικές μηχανές

1.1.1. Γενικές αρχές.....12

1.1.2. Κατηγοριοποίηση.....14

1.2. Μηχανές εσωτερικής καύσης

1.2.1. Βασική αρχή λειτουργίας.....15

1.2.2. Ιστορική αναδρομή – οι πρωτοπόροι.....16

1.2.3. Ύστερες εξελίξεις-νέοι ορίζοντες.....24

Κεφάλαιο 2. Κινητήρες παλινδρομούντος εμβόλου

2.1. Βασικές αρχές

2.1.1. Γενικά χαρακτηριστικά.....25

2.1.2. Παράμετροι παλινδρομικών κινητήρων

ευθύγραμμης κίνησης.....26

2.2. Διακριτοποίηση.....27

2.3. Διακριτοποίηση ως προς την εσωτερική
λειτουργία

2.3.1. Κινητήρες Otto.....29

2.3.2. Κινητήρες Diesel.....31

2.3.3. Πραγματικός κύκλος λειτουργίας

κινητήρων Otto-Diesel.....32

2.4. Διακριτοποίηση ως προς την εξωτερική λειτουργία

2.4.1. Τετράχρονοι κινητήρες	32
2.4.1.1. Τετράχρονος κινητήρας Otto.....	33
2.4.1.2. Τετράχρονος κινητήρας Diesel.....	37
2.4.2. Δίχρονοι κινητήρες.....	40
2.4.2.1. Δίχρονος κινητήρας Diesel.....	41
2.4.2.2. Δίχρονος κινητήρας Otto.....	45

Κεφάλαιο 3. Κινητήρες εμβόλου τύπου «ρότορα»

3.1. Εισαγωγή.....	46
3.2. Κατηγορίες εμβολοφόρων κινητήρων τύπου «ρότορα»- κριτήρια.....	47
3.2.1. Κίνηση κέντρου βάρους εμπλεκόμενων τμημάτων.....	48
3.2.2. Σχετική θέση αξόνων περιστροφής.....	50
3.2.3. Τρόποι εμπλοκής.....	51
3.2.4. Παρατηρήσεις.....	57
3.3. Τύποι και εκδόσεις.....	57
3.4. Σχήμα-διαρρύθμιση στοιχείου ισχύος.....	59
3.5. Είδος τοιχωμάτων θαλάμου εργαζόμενου μέσου.....	60
3.6. Σχέσεις περιστροφής.....	60
3.7. Σημεία τροχιάς επαφών.....	61
3.8. Συμπεράσματα επί των εμβολοφόρων κινητήρων τύπου «ρότορα».....	61

Κεφάλαιο 4. Ο πρωτότυπος κινητήρας απλής περιστροφής (SIM) NSU Wankel RC

4.1. Εισαγωγή.....	64
4.2. Βασικά χαρακτηριστικά.....	65

Κεφάλαιο 5. Ο κινητήρας πλανητικής περιστροφής (PLM) NSU Wankel RC

5.1. Εισαγωγή.....	70
5.2. Η πρόταση του Froede.....	72
5.3. Σύγκριση SIM-PLM.....	73
5.4. Παραδείγματα κινητήρων πλανητικής περιστροφής....	75
5.5. Βασικές παρατηρήσεις.....	79

Κεφάλαιο 6. Χαρακτηριστικά λειτουργίας περιστροφικών κινητήρων - σύγκριση με παλινδρομικούς

6.1. Εισαγωγή.....	84
6.2. Χαρακτηριστικά μεγέθη.....	84
6.3. Βαθμός απόδοσης – βαθμός συμπίεσης.....	86
6.4. Θερμική διαστολή υλικών.....	86
6.5. Αδράνεια κινούμενων τμημάτων – γωνιακή ταχύτητα περιστροφής.....	87
6.6. Είσοδος μίγματος προς καύση (εργαζόμενο μέσο) – θυρίδες εισόδου/εξόδου.....	90

Κεφάλαιο 7. Η διαμόρφωση θαλάμου - ρότορα των κινητήρων Wankel

7.1. Εισαγωγή.....	96
7.2. Επιτροχοειδές πλαίσιο	
7.2.1. Ορισμός.....	98
7.2.2. Κατασκευή.....	99
7.2.3. Τροποποίηση διαστάσεων.....	102
7.3. Κατατομή του εμβόλου (ρότορα).....	102
7.4. Υπολογισμός σχηματιζόμενων όγκων.....	105
7.5. Παρατηρήσεις – επισημάνσεις.....	105

Κεφάλαιο 8. Βασικές παράμετροι - εξισώσεις κινητήρων Wankel

8.1. Εισαγωγή.....	107
8.2. Γωνία κλίσης (obliquity angle) ϕ.....	107
8.3. Υπολογισμός του όγκου εμβολισμού (και της μέγιστης τιμής αυτού) κατά G.B.Sewards	
8.3.1. Παλινδρομικοί κινητήρες.....	112
8.3.2. Κινητήρες Wankel.....	112
8.4. Υπολογισμός βαθμού συμπίεσης.....	116
8.5. Σύγκριση όγκων εμβολισμού παλινδρομικών – περιστροφικών κινητήρων.....	118
8.6. Υπολογισμός όγκου εμβολισμού κατά Kuhner.....	125

8.7. Λόγος επιφανείας/όγκου.....	127
8.8. Ταχύτητα μετάδοσης φλόγας – θέση σπινθηριστών...	131
Κεφάλαιο 9. Στεγανοποίηση	
9.1. Εισαγωγή.....	134
9.2. Παλινδρομικές Μ.Ε.Κ.....	134
9.3. Κινητήρες Wankel	
9.3.1. Γενικά στοιχεία.....	135
9.3.2. Στεγανοποίηση έναντι καυσαερίων.....	139
9.3.3. Δίοδος διαρροής.....	141
9.3.4. Πρωταρχικές – δευτερεύουσες επιφάνειες στεγανοποίησης.....	142
9.3.5. Βασικές προδιαγραφές συστήματος στεγανοποίησης.....	144
9.3.6. Στεγανοποίηση παράπλευρης επιφάνειας εμβόλου.....	145
9.3.7. Στεγανοποίηση ακμών εμβόλου.....	146
9.3.8. Γραμμή επαφών ρότορα-πλαισίου.....	148
9.3.9. Πεδίο πιέσεων και ταχυτήτων επί της ακμής εμβόλου – επίπτωση επί της στεγανοποιητικής ικανότητας	
9.3.9.1. Ταχύτητα ακμών.....	151
9.3.9.2. Δυνάμεις επί των ακμών.....	153
9.3.10. Συμπεράσματα – Παρατηρήσεις.....	156

Κεφάλαιο 10. Θυρίδες εργαζόμενου μέσου - ογκομετρικός βαθμός απόδοσης-μέση ταχύτητα εισαγωγής

10.1. Εισαγωγή.....	158
10.2. Δίοδοι διέλευσης εργαζόμενου μέσου	
10.2.1 Παλινδρομικές Μ.Ε.Κ.....	158
10.2.2. Κινητήρες Wankel	
10.2.2.1. Γενικά.....	159
10.2.2.2. Ροή εργαζόμενου μέσου.....	160
10.2.2.3. Βαθμός πλήρωσης.....	161
10.2.2.4. Θερμοκρασίες εργαζόμενου μέσου – επίπτωση επί του βαθμού πλήρωσης.....	162
10.2.2.5. Διάταξη Toyo Kogyo.....	163
10.2.2.6. Διαστήματα επικάλυψης λειτουργίας θυρίδων – συμπεριφορά εργαζόμενου μέσου.....	166
10.2.3. Εξισώσεις μέσης ταχύτητας εργαζόμενου μέσου	
10.2.3.1. Παλινδρομικοί κινητήρες.....	170
10.2.3.2. Κινητήρες Wankel.....	170
10.2.3.3. Ο ρόλος των κοιλοτήτων του ρότορα.....	171
10.2.3.4. Περιφερειακή ταχύτητα εργαζόμενου μέσου.....	173
10.2.4. Συνοπτικά συμπεράσματα.....	174

Κεφάλαιο 11. Λίπανση κινητήρων Wankel

11.1. Εισαγωγή.....	175
11.2. Κινητήρες Wankel	
11.2.1. Γενικά.....	176
11.2.2. Λίπανση των ακμών του εμβόλου.....	177
11.2.3. Προσμίξεις λιπαντικών.....	178
11.2.4. Ο ρόλος του ιξώδους.....	178
11.2.5. Παρατηρήσεις.....	179

Κεφάλαιο 12. Ψύξη κινητήρων Wankel

12.1. Εισαγωγή.....	182
12.2. Θερμικός βαθμός απόδοσης.....	182
12.3. Επίδραση των υψηλών θερμοκρασιών επί της λειτουργίας του κινητήρα.....	183
12.4. Ο ρόλος του συστήματος ψύξης	
12.4.1. Γενικά.....	185
12.4.2. Διάκριση βάσει ψυκτικού μέσου.....	186
12.4.2.1. Αερόψυκτοι κινητήρες Wankel.....	186
12.4.2.2. Υγρόψυκτοι κινητήρες Wankel.....	190
12.4.2.3. Σύγκριση των μεθόδων.....	192

Κεφάλαιο 13. Έναυση

13.1. Εισαγωγή.....	193
----------------------------	------------

13.2. Συστήματα έναυσης.....	193
13.3. Περιγραφή βασικών αρχών έναυσης.....	194
13.4. Διατάξεις σπινθηριστών.....	195
13.5. Παρατηρήσεις επί της τοποθέτησης των σπινθηριστών στους κινητήρες Wankel.....	197

Κεφάλαιο 14. Ισχύς εξόδου

14.1. Δυνάμεις επί του ρότορα – αναπτυσσόμενη ροπή...200
14.2. Παραγόμενη ισχύς.....203

Κεφάλαιο 15. Χαρακτηριστικά επιδόσεων

15.1. Εισαγωγή.....	204
15.2. Παράμετροι εργαζόμενου μέσου	
15.2.1. Είδος καυσίμου.....	204
15.2.2. Καταναλωση καυσίμου.....	205
15.2.3. Διάταξη άμεσης έγχυσης Curtiss-Wright.....	206
15.3. Ταχύτητα περιστροφής - Θόρυβος - Κραδασμοί	
15.3.1. Ταχύτητα περιστροφής και επίπεδα θορύβου.....	207
15.3.2. Ταχύτητα περιστροφής και καταπονήσεις εξαρτημάτων.....	208
15.3.3. Συνθήκες υπερτάχυνσης.....	209

15.4. Εκπομπές καυσαερίων	
15.4.1. Παραγόμενοι ρύποι συναρτήσεως όγκου εμβολισμού.....	212
15.4.2. Σύγκριση Wankel – παλινδρομικών κινητήρων.....	213
15.4.3. Παράγοντες που επηρεάζουν την εκπομπή ρύπων.....	213
15.4.4. Κινητήρες Wankel στρωματικής γόμωσης.....	217
15.5. Επιδόσεις.....	217
15.6. Απόκριση σε εφαρμογές αυτοκίνησης.....	222
15.6.1. Απόκριση στροβιλομηχανών.....	222
15.6.2. Απόκριση κινητήρων Wankel.....	223
15.7. Αξιοπιστία.....	224

Κεφάλαιο 16. Τα κεραμικά υλικά στους κινητήρες Wankel

16.1. Εισαγωγή	
16.1.1. Γενικά.....	225
16.1.2. Κεραμικά υλικά και κινητήρες Wankel.....	225
16.2. Κοινά μεταλλικά υλικά κινητήρων.....	226
16.3. Κεραμικά υλικά κινητήρων	
16.3.1. Γενικά.....	227
16.3.2. Είδη κεραμικών υλικών.....	227

16.3.3. Σταθμοί στη χρήση κεραμικών υλικών στις Μ.Ε.Κ – συμπεράσματα.....	233
---	-----

Κεφάλαιο 17. Χαρακτηριστικοί Wankel παραγωγής - εφαρμογές

17.1. Εισαγωγή.....	235
17.2. Εφαρμογές	
17.2.1. NSU Ro80.....	236
17.2.2. Mazda RX-8	
17.2.2.1. Οι πρωτότυπες εκδόσεις.....	237
17.2.2.2. Κινητήρες Wankel Renesis τελευταίας γενιάς.....	239
17.2.2.3. Οικολογικός κινητήρας Wankel Renesis.....	242
17.2.3. Mercedes Benz C-111.....	244
17.2.4. Citroen M35 - GS Birotor.....	247
17.2.5. Κινητήρας Wankel διπλού εμβόλου (παράλληλων αξόνων) άμεσης έγχυσης της Rolls Royce.....	250
17.2.6. Audi A1 e-tron.....	252
17.2.7. Αεροπορικές εφαρμογές.....	254
17.2.8. Το μη επανδρωμένο όχημα Sikorsky Cypher.....	263
Βιβλιογραφία.....	265
Παραπομπές στο διαδίκτυο.....	266

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

1.1. Θερμικές Μηχανές

1.1.1. Γενικές αρχές

Με τον όρο θερμικές μηχανές εννοούμε τις διατάξεις εκείνες οι οποίες χρησιμοποιούν θερμική ενέργεια (καύση) για την παραγωγή έργου εκτελώντας μια περιοδικά επαναλαμβανόμενη θερμοδυναμική διεργασία (θερμοδυναμικό κύκλο).

Η διεργασία αυτή διέπεται από τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο, σύμφωνα με τον οποίον το αλγεβρικό άθροισμα της μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας (ΔU) και του έργου (W) που είτε παράγεται είτε δαπανάται από ένα σύστημα

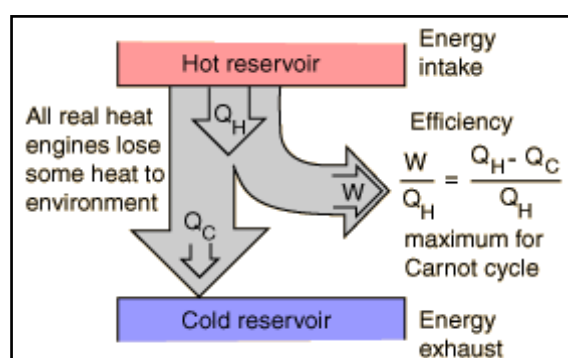
ισούται με το πόσο θερμότητας (Q) που εκλύεται ή απορροφάται από το σύστημα αυτό:

$$Q = \Delta U + W \quad (1.1)$$

Ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος είναι απόρροια της αρχής διατήρησης της ενέργειας στη Θερμοδυναμική (σε ένα κλειστό σύστημα η ενέργεια διατηρείται).

Ο τρόπος με τον οποίο οι θερμικές μηχανές απορροφούν θερμότητα ώστε να παράγουν έργο περιγράφεται από το μοντέλο των «δεξαμενών θερμότητας» (Σχήμα 1.1). Σύμφωνα με αυτό, μια θερμική μηχανή απορροφά θερμότητα από μια δεξαμενή υψηλότερης θερμοκρασίας και μετατρέπει μέρος αυτής σε ωφέλιμο έργο, ενώ το υπόλοιπο απορρίπτεται σε δεξαμενή χαμηλότερης θερμοκρασίας.

Το παραπάνω αποτελεί τη διατύπωση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου.



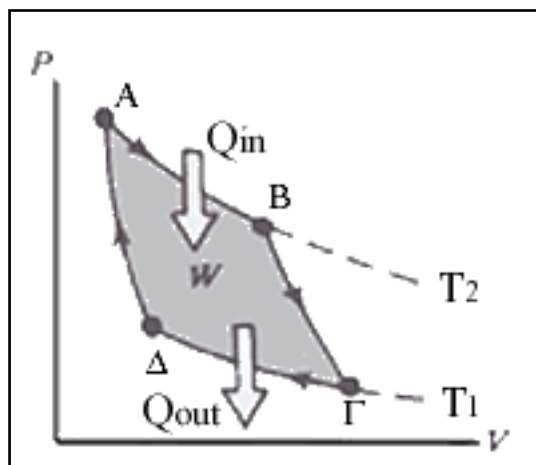
Σχήμα 1.1. Μετατροπή θερμότητας σε έργο από θερμική μηχανή

Η ικανότητα μια θερμικής μηχανής να μετατρέπει την απορροφώμενη θερμότητα σε έργο εκφράζεται με το βαθμό απόδοσής της η , όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.1:

$$\eta = W/Q_H \quad (1.2)$$

όπου $W=Q_H-Q_C$ το παραγόμενο έργο, Q_H το ποσό της θερμότητας που απορροφάται και Q_C το ποσό της θερμότητας που απορρίπτεται.

Είναι προφανές ότι ο βαθμός απόδοσης κάθε πραγματικής θερμικής μηχανής είναι μικρότερος από τη μονάδα. Τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης τον παρουσιάζουν εκείνες οι θερμικές μηχανές που εκτελούν το θερμοδυναμικό κύκλο του Carnot, ο οποίος αποτελείται από 2 ισόθερμες ($T=\text{σταθ}$) και 2 αδιαβατικές ($Q=0$) μεταβολές (Σχήμα 1.2):



Σχήμα 1.2. Απεικόνιση συσχέτισης πίεσης-όγκου(P-V) σε θερμοδυναμικό κύκλο Carnot.

1.1.2. Κατηγοριοποίηση

Η θερμική ενέργεια την οποία «παραλαμβάνει» μια θερμική μηχανή προκύπτει από τη χημική ενέργεια η οποία περικλείεται εντός στερεών ή υγρών πρώτων υλών, οι οποίες υπόκεινται σε καύση. Ανάλογα με τον τρόπο πραγματοποίησης της καύσης, διακρίνουμε δύο μεγάλες κατηγορίες:

- Μηχανές εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ)

- Μηχανές εξωτερικής καύσης ή ατμομηχανές

Μηχανές εσωτερικής καύσης ονομάζονται οι μηχανές που ως μέσο για την παραγωγή ωφέλιμου έργου χρησιμοποιούν ΑΜΕΣΑ τον αέρα και τα προϊόντα της καύσης κάποιου καυσίμου, δηλαδή τα καυσαέρια. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν μηχανές όπως οι κινητήρες αυτοκινήτων, οι βιομηχανικοί αεριοστρόβιλοι, οι στροβιλοαντιδραστήρες, οι στατοί θερμοαντιδραστήρες και οι πυραυλοκινητήρες.

Μηχανές εξωτερικής καύσης ονομάζονται οι μηχανές όπου η καύση δεν λαμβάνει μέρος μέσα στο χώρο παραγωγής έργου, αλλά έξω από αυτόν. Στην περίπτωση αυτή το μέσο παραγωγής ωφέλιμου έργου δεν είναι το καυσαέριο, αλλά κάποιο άλλο στοιχείο όπως π.χ. νερό.

Στην κατηγορία αυτή ανήκουν μηχανές όπως οι ατμοστρόβιλοι και οι ατμομηχανές.

Μια άλλη κατηγοριοποίηση των θερμικών μηχανών γίνεται ανάλογα με τον τρόπο μετατροπής της θερμικής ενέργειας σε μηχανικό έργο. Έτσι, έχουμε:

- εμβολοφόρες μηχανές.

- περιστροφικές μηχανές (ή στροβίλοι)

Οι εμβολοφόρες μηχανές με τη σειρά τους χωρίζονται σε δύο κατηγορίες, ανάλογα με το είδος και την κίνηση του εμβόλου τους: τις **μηχανές παλινδρομούντος εμβόλου (reciprocating piston engines)** και τις **μηχανές εμβόλου τύπου «ρότορα» (rotary piston engines)**. Πρέπει να αναφέρουμε ότι απαντώνται εμβολοφόρες μηχανές τόσο εσωτερικής όσο και εξωτερικής καύσεως.

Οι περιστροφικές μηχανές εσωτερικής καύσεως ονομάζονται **αεριοστρόβιλοι** και **οι αντίστοιχες εξωτερικής καύσεως ατμοστρόβιλοι**.

Ακολουθεί εκτενέστερη αναφορά σχετικά με τις μηχανές εσωτερικής καύσης.

1.2. Μηχανές εσωτερικής καύσης

1.2.1. Βασική αρχή λειτουργίας

Όπως προαναφέρθηκε, μηχανές εσωτερικής καύσης ονομάζονται οι μηχανές που μετατρέπουν την αποθηκευμένη στο καύσιμο χημική ενέργεια άμεσα σε μηχανική ενέργεια διαθέσιμη στη στροφαλοφόρο άτρακτο. Η βασική ιδέα λειτουργίας τους σχετίζεται με την πυροδότηση μίγματος εύφλεκτων αερίων ή υγρών, το οποίο εκρήγνυται μέσα στον κύλινδρο και με τον τρόπο αυτό κινεί ένα έμβολο.

Ως γνωστόν, κατά την καύση οποιασδήποτε καύσιμης ύλης παράγεται θερμότητα (εξώθερμη αντίδραση). Μέρος αυτής της θερμότητας συντελεί στην αύξηση της θερμοκρασίας των αερίων προϊόντων και αυξάνει την πίεσή τους. Τα συμπιεσμένα καυσαέρια σπρώχνουν προς όλες τις κατευθύνσεις και φυσικά και την επιφάνεια του εμβόλου, το οποίο αρχίζει να κινείται. Με αυτόν τον τρόπο μετατρέπουμε την θερμότητα σε κινητική ενέργεια.

Φυσικά, όπως υπαγορεύεται από το δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο, δεν μπορούμε να μετατρέψουμε όλο το ποσό της εκλυόμενης ενέργειας του καύσιμου σε κινητική. Η μείωση των απωλειών αυτών και κατά συνέπεια η αύξηση του βαθμού απόδοσης αποτελεί μείζον αντικείμενο έρευνας και εξέλιξης .

1.2.2. Ιστορική αναδρομή-οι πρωτοπόροι

Πρόγονος των Μ.Ε.Κ θεωρείται η ατμομηχανή, η οποία πρωτοεμφανίστηκε τον 18ο αιώνα. Η μηχανή εσωτερικής καύσης, που ακολούθησε τον 19ο αιώνα ως βελτίωση για πολλές εφαρμογές, αποτελεί τη συνισταμένη τις συνολικής προσπάθειας πολλών εφευρετών.

Ήδη από τον 17ο αιώνα αρκετοί ερευνητές προσπάθησαν αρχικά να χρησιμοποιήσουν θερμά καυσαέρια για την κίνηση αντλιών. Το 1820 στην Αγγλία ένας κινητήρας λειτουργούσε με βάση την έκρηξη μίγματος αέρα-υδρογόνου. Οι κινητήρες αυτοί είχαν ως βασικό μειονέκτημα το ότι ήταν ογκώδεις και πολύ δύσχρηστοι ώστε να χρησιμοποιηθούν σε διάφορες εφαρμογές. Ωστόσο, αποτέλεσαν τη βάση της μετέπειτα εξέλιξης.

Το αποφασιστικό βήμα για τη θεωρητική θεμελίωση της λειτουργίας των Μ.Ε.Κ έγινε το 1824, όταν ο Γάλλος φυσικός **Sadi Carnot** δημοσίευσε το σύγγραμμά του «Σκέψεις πάνω στην ωστική δύναμη της θερμότητας», στο οποίο περιέγραψε τις βασικές αρχές της θεωρίας εσωτερικής καύσης.

Στα επόμενα χρόνια εμφανίστηκαν βελτιωμένοι τύποι, καθώς και κινητήρες στους οποίους το καύσιμο συμπιεζόταν πριν αναφλεγεί, κάτι που αποτέλεσε αναμφισβήτητη μεγάλη κατάκτηση. Ωστόσο, κανείς τους όμως δεν αποδείχθηκε ικανοποιητικός μέχρι το 1860, οπότε και έγινε το πρώτο αποφασιστικό βήμα με το Γάλλο **Etien Lenoir**.

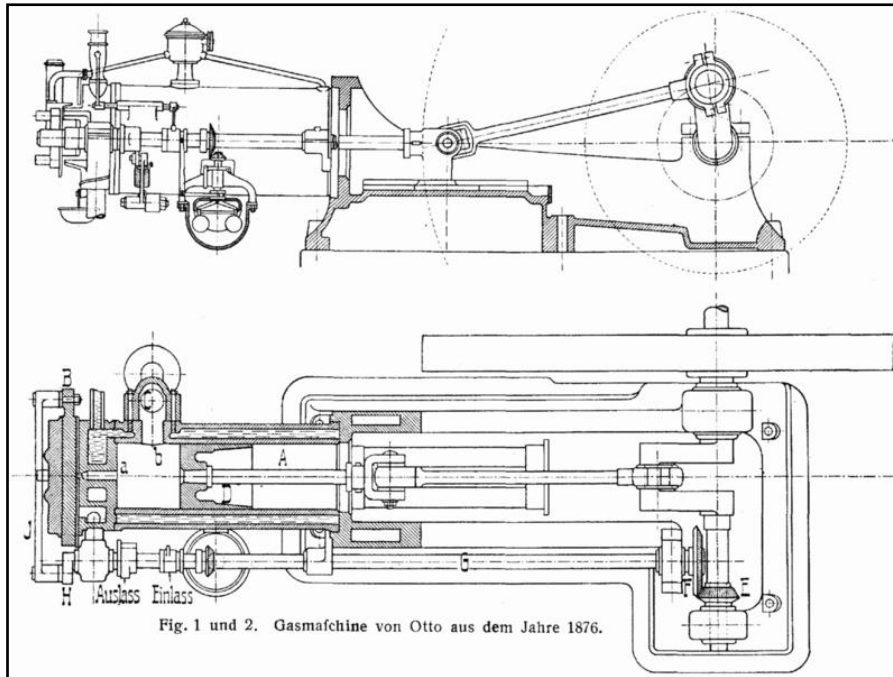
Ο Lenoir κατασκεύασε μια μονοκύλινδρο δίχρονη μηχανή, η οποία λειτουργούσε με μίγμα φωταερίου και αέρα. Η καύση του μίγματος γινόταν μέσω σπινθήρα, παραγόμενου με τη βοήθεια πηνίου Ruhmkoff. Χαρακτηριστικό της μηχανής του Lenoir ήταν ότι το μίγμα λειτουργούσε χωρίς να υφίσταται συμπίεση πριν την ανάφλεξή του. Δύο χρόνια αργότερα, το 1862, τοποθέτησε τη μηχανή του σε αυτοκίνητο.

Την ίδια χρονιά ένας άλλος Γάλλος, ο **Alphonse Beau de Rochas** κατασκεύασε έναν τετράχρονο κινητήρα, σε αντίθεση με το δίχρονο κύκλο (είσοδος-ανάφλεξη και ισχύς-έξοδος) του Λενουάρ. Όμως, για τα επόμενα 14 χρόνια ο τετράχρονος κινητήρας παρέμεινε στα χαρτιά.

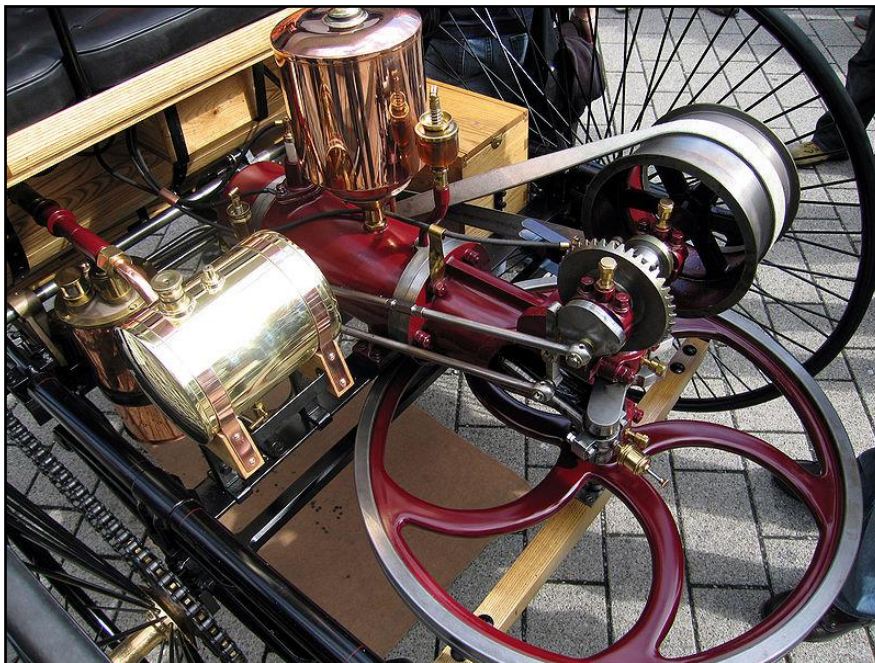
Στη συνέχεια, η σκυτάλη της εξέλιξης πέρασε στο Γερμανό μηχανικό **Nicolaus Otto**. Ο Όττο ίδρυσε το 1864 μαζί με το συνεργάτη του **Όιγκεν Λάνγκεν** (Eugen Langen) μια επιχείρηση κατασκευής μηχανών στην Κολωνία, την "N.A. Όττο & Συνεργάτες". Η πρώτη μεγάλη επιτυχία της επιχείρησης αυτής προέκυψε το ίδιο έτος, με την ανάπτυξη της "μηχανής αερίου ατμοσφαιρικής δύναμης". Σε αυτή την "ατμοσφαιρική μηχανή" απονεμήθηκε αργότερα το χρυσό μετάλλιο στην Παγκόσμια Έκθεση στο Παρίσι, καθώς παρά τη θορυβώδη λειτουργία του παρουσίαζε 60% μειωμένη κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με τον κινητήρα του Λενουάρ. Η κατασκευή αυτών των μηχανών άρχισε το 1868.

Η μεγάλη ζήτηση για τους κινητήρες του Όττο οδήγησε στην ίδρυση από τον Λάνγκεν της ανώνυμης εταιρίας Deutz AG στην Κολωνία, το έτος 1872, η οποία είχε στόχο τη μαζική παραγωγή κινητήρων. Το 1876 η εταιρεία χρησιμοποίησε το τετράχρονο κύκλο του Μπο ντε Ροσά στον σχεδιασμό ενός νέου κινητήρα. Η επιτυχία ήταν άμεση (Σχήμα 1.3).

Έτσι, η εφεύρεση του Όττο αναδείχθηκε σε μείζον τεχνολογικό επίτευγμα το οποίο αναπτύχθηκε περαιτέρω και από άλλους μηχανικούς. Συγκεκριμένα, ο **Μάιμπαχ (Maybach)** και ο **Γκότλιμπ Ντάιμλερ (Gottlieb Daimler)** κατασκεύασαν δικούς τους κινητήρες με βάση την πατέντα του Όττο, ενώ ο **Καρλ Μπεντς (Karl Benz)** την χρησιμοποίησε στην κατασκευή του πρώτου αυτοκινήτου το 1886 (Εικόνα 1.1). Χαρακτηριστικό παράδειγμα σύγχρονης μηχανής εσωτερικής καύσης Otto απεικονίζεται στην Εικόνα 1.2.



Σχήμα 1.3. Η μηχανή του Otto.



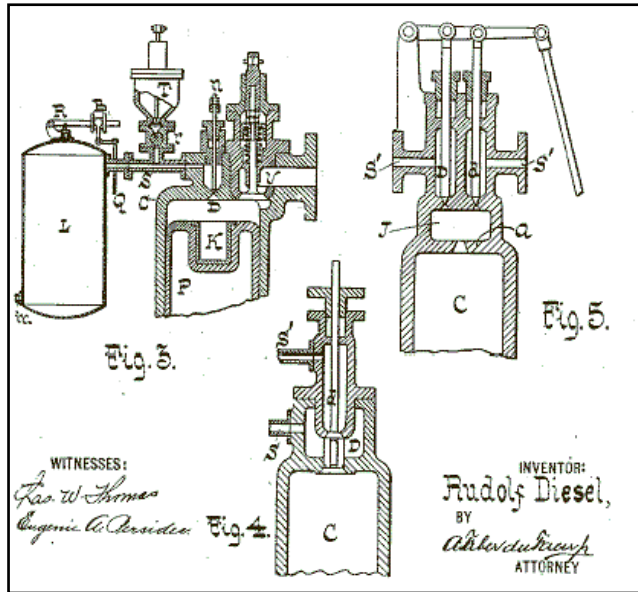
Εικόνα 1.1. Κινητήρας Otto τοποθετημένος στο αυτοκίνητο του Carl Benz(1886)



Εικόνα 1.2. Σύγχρονη μηχανή Otto.

Ο δεύτερος μεγάλος πρωτοπόρος της επιστήμης στο χώρο των Μ.Ε.Κ ήταν ο **Ρούντολφ Ντίζελ (Rudolf Diesel)**. Στα 1893, ο Ντίζελ παρουσίασε ένα νέο τύπο μηχανής εσωτερικής καύσης (Σχήμα 1.4), ο οποίος παρουσίαζε μια σημαντική διαφορά από την αντίστοιχη του Όττο. Συγκεκριμένα, δεν είχαμε καύση μίγματος βενζίνης-αέρα με τη βοήθεια σπινθήρα, αλλά είχαμε έγχυση καυσίμου στο θάλαμο καύσης στο τελευταίο στάδιο συμπίεσης και αυτανάφλεξή του. Η νέα αυτή εφεύρεση («Ντιζελομηχανή») δοκιμάστηκε επιτυχώς στα 1897 και εκτόπισε σιγά-σιγά τις ατμομηχανές, ενώ από το 1910 άρχισε να δοκιμάζεται σε πλοία και υποβρύχια. Ευρύτατη είναι έως σήμερα και η χρήση της σε αυτοκίνητα (Εικόνα 1.3).

Το πρώτο λειτουργικά ολοκληρωμένο δείγμα μηχανής Ντίζελ με καλό βαθμό απόδοσης και εξοικονόμηση καυσίμου κατασκευάστηκε στο εργοστάσιο της εταιρίας MAN στην πόλη Augsburg της Βαυαρίας. Αργότερα ιδρύθηκαν εργοστάσια σε διάφορες ευρωπαϊκές πόλεις και η μαζική παραγωγή κινητήρων Diesel ήταν πια γεγονός.



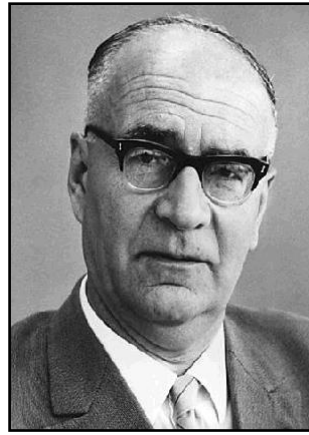
Σχήμα 1.4. Η μηχανή του Ντίζελ.



Εικόνα 1.3. Σύγχρονη μηχανή Diesel.

Όπως προαναφέραμε, οι δύο βασικοί κινητήρες Otto και Diesel σημείωσαν αμέσως επιτυχία, με ευρύ πεδίο εφαρμογών, όπως αυτοκίνητα, πλοία, αεροσκάφη, ενώ σε καιρό πολέμου χρησιμοποιήθηκαν στις νέες πολεμικές μηχανές που εμφανίστηκαν, όπως το άρμα μάχης και το πολεμικό αεροσκάφος.

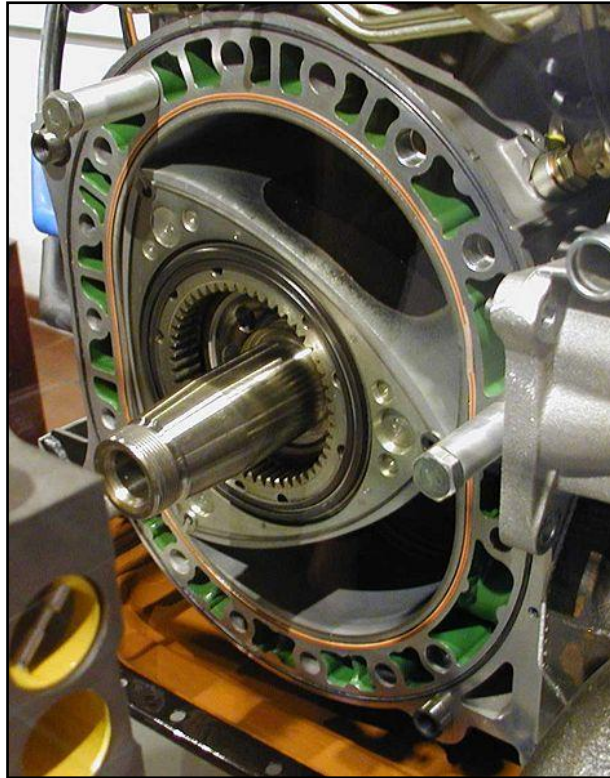
Μια ακόμη σημαντική καινοτομία συντελέστηκε υπό τον **Φέλιξ Βάνκελ (Felix Wankel)** - Εικόνα 1.4.



Εικόνα 1.4. Felix Wankel

Το 1952, ο Βάνκελ άρχισε να επεξεργάζεται την ιδέα ενός νέου κινητήρα εσωτερικής καύσης, ο οποίος παρουσίαζε σημαντικές διαφορές από τους συνήθεις Otto και Diesel. Ο κινητήρας αυτός είναι γνωστός ως κινητήρας περιστρεφόμενου εμβόλου, ή απλά κινητήρας Wankel.

Ο κινητήρας αυτός δε διαθέτει κυλινδρικά έμβολα, όπως οι άλλοι δύο, αλλά ένα και μοναδικό τριγωνικό έμβολο. Το έμβολο αυτό έχει σχήμα τριγώνου με ελαφρώς διογκωμένες πλευρές, και περιστρέφεται εντός θαλάμου ειδικά διαμορφωμένης γεωμετρίας (Εικόνα 1.5).

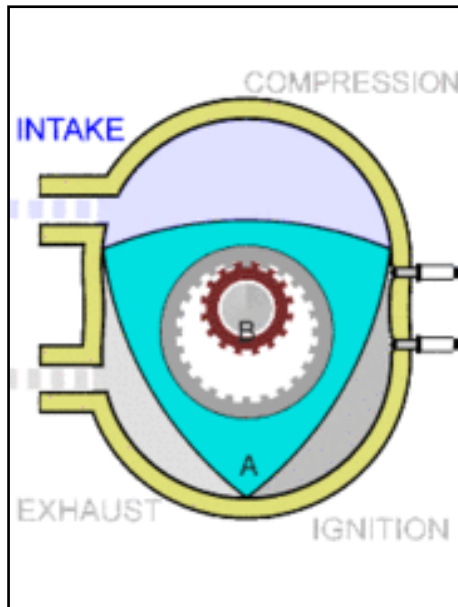


Εικόνα 1.5. Κινητήρας Wankel.

Κατά την περιστροφή του εμβόλου εντός του θαλάμου καύσης, δημιουργούνται τρεις επιμέρους θάλαμοι, σε καθέναν απ τους οποίους έχουμε διαδοχικά συμπίεση μίγματος αέρα-καυσίμου, πυροδότησή του και εκτόνωση των καυσαερίων (Σχήμα 1.5).

Αυτός ο κύκλος σε κάθε θάλαμο προκαλεί την περιστροφή του τριγωνικού ρότορα σε υψηλές ταχύτητες, κάτι που έχει ως αποτέλεσμα τη μεγάλη συγκέντρωση ωφέλιμης ισχύος σε μικρό όγκο κινητήρα.

Το πρωτότυπο του Βάνκελ είδε το φώς το 1957, ενώ η εταιρία κατασκευής NSU Motorenwerke AG τον τοποθέτησε στο Spider Car (Εικόνα 1.6). Παράλληλα, δόθηκε το πράσινο φώς για τη διάδοση του σχεδίου και σε άλλες εταιρίες παγκοσμίως, οπότε παρουσιάστηκαν και διάφορες άλλες τροποποιήσεις και βελτιώσεις.



Σχήμα 1.5. Μοντέλο κινητήρα Wankel με τις τέσσερις διακριτές φάσεις του κύκλου λειτουργίας του (εισαγωγή-συμπύεση-έναυση/καύση-εκτόνωση)



Εικόνα 1.6. Ο κινητήρας Wankel του NSU Spider Car, του πρώτου αυτοκινήτου παραγωγής με μηχανή τέτοιου τύπου.

Εξαιτίας των πλεονεκτημάτων που παρουσιάζουν, καθώς και λόγω του περιορισμένου όγκου τους, οι κινητήρες Wankel έχουν χρησιμοποιηθεί σε πληθώρα εφαρμογών, όπως αγωνιστικά αυτοκίνητα, μοτοσυκλέτες, βοηθητικές μονάδες ισχύος κλπ. Η πιο ευρεία χρήση κινητήρων Wankel μέχρι σήμερα έχει γίνει από την Ιαπωνική αυτοκινητοβιομηχανία Mazda.

1.2.3. Ύστερες εξελίξεις-νέοι ορίζοντες

Από τη δεκαετία του 1950 και έπειτα πραγματοποιήθηκε αλματώδης πρόοδος στον τομέα των μηχανών εσωτερικής καύσης με την εφεύρεση και εξέλιξη των αεριοστροβίλων (jet), με διαφορετική όμως αρχή λειτουργίας, οι οποίοι χρησιμοποιούνται κυρίως σε αεροσκάφη. Παράλληλα, στους κινητήρες Otto-Diesel αναπτύχθηκαν και τελειοποιήθηκαν νέες τεχνολογίες όπως η υπερσυμπύεση του αέρα λειτουργίας τους, ενώ από τα τέλη του 20^{ου} αιώνα οι μηχανές εσωτερικής καύσης τύπου Otto μπορούν να λειτουργήσουν και με αέριο καύσιμο.

Στη συνέχεια θα κάνουμε μια αναφορά στις παλινδρομικές μηχανές εσωτερικής καύσης καθώς και στον τρόπο λειτουργίας τους, ώστε να είμαστε σε θέση στη συνέχεια να τις συγκρίνουμε με τους κινητήρες Wankel, που αποτελούν το κύριο αντικείμενο της παρούσας εργασίας.

Κεφάλαιο 2. Μηχανές

παλινδρομικού

εμβόλου(Reciprocating Piston

Machines RPM)

2.1. Βασικές αρχές

2.1.1. Γενικά χαρακτηριστικά

Στις παλινδρομικές μηχανές εσωτερικής καύσης το έμβολο, που αποτελεί το πρωταρχικό εξάρτημα ισχύος, εκτελεί κίνηση εντός κυλίνδρου. Η κίνηση αυτή μπορεί να είναι είτε ευθείας γραμμής, είτε τοξοειδής (στην περίπτωση που ο κύλινδρος ταλαντώνεται γύρω από σταθερό σημείο). Στην τελευταία διάταξη, το κέντρο βάρους του εμβόλου ταλαντώνεται είτε επί κυκλικού τόξου είτε περί το ίδιο.

Ο θάλαμος καύσης των παλινδρομικών Μ.Ε.Κ μπορεί να διαμορφωθεί ως εξής:

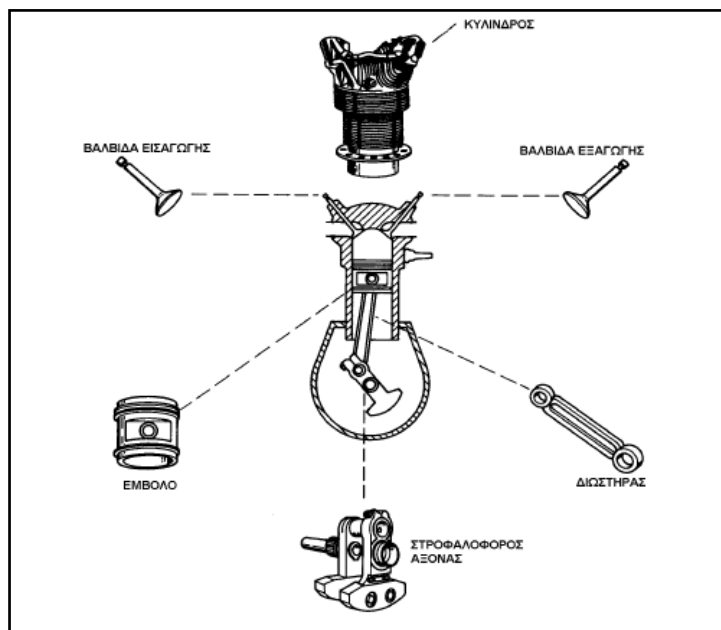
- 1α) Κινούμενο έμβολο επί στατικού κυλίνδρου ή το αντίστροφο(κινητήρες ευθείας κίνησης).
- 1β) Παλινδρομική ή περιστροφική κίνηση του χιτωνίου(εσωτερικής επιφάνειας) του κυλίνδρου για άνοιγμα-κλείσιμο θυρίδων εισαγωγής-εξαγωγής.

2) Διαμορφωμένο έμβολο ταλαντούμενο εντός κοιλότητας κυκλικού ή τετραγωνικού σχήματος (διατάξεις εμβόλου-εκκρεμούς). Τέτοιου είδους διατάξεις δεν εφαρμόζονται πλέον σε θερμικές μηχανές, ενώ στο παρελθόν κατασκευάζονταν από την εταιρία Allweiler.

3) Παλινδρομική κίνηση εμβόλου τύπου σπειρώματος (επίσης έχει εγκαταλειφθεί αυτός ο τύπος).

2.1.2. Παράμετροι παλινδρομικών κινητήρων ευθείας κίνησης

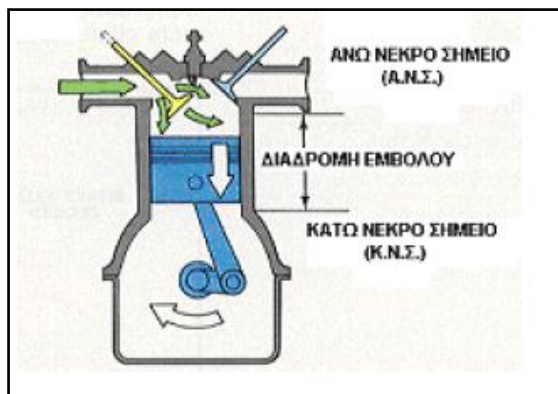
Στους συνήθεις παλινδρομικούς κινητήρες, το εξάρτημα στο οποίο μεταφέρεται η παλινδρομική κίνηση των κυλίνδρων και αποτελεί την έξοδο ισχύος ονομάζεται στροφαλοφόρος άτρακτος. Κατά μήκος της διαθέτει κατάλληλες διαμορφώσεις (κομβία στροφάλου). Κάθε κομβίο συνδέεται με ένα έμβολο της μηχανής μέσω του διωστήρα, δια του οποίου γίνεται μεταφορά της παραγόμενης ισχύος στη στροφαλοφόρο άτρακτο (Σχήμα 2.1).



Σχήμα 2.1. Κύρια εξαρτήματα παλινδρομικών κινητήρων (ευθείας κίνησης).

Η διαδρομή που διανύει το έμβολο κατά την παλινδρόμησή του ονομάζεται ενεργός διαδρομή, και τα όριά της είναι το Άνω Νεκρό Σημείο-ΑΝΣ και το

Κάτω Νεκρό Σημείο-ΚΝΣ (στο πάνω και στο κάτω μέρος του κυλίνδρου αντίστοιχα, σχήμα 2.2.).



Σχήμα 2.2. Όρια κίνησης εμβόλου-ενεργός διαδρομή.

Σε παλαιότερους κινητήρες (με μη περιστροφική κίνηση στην έξοδο) η σύνδεση του εμβόλου με τον άξονα ισχύος γινόταν είτε με διωστήρα σύνδεσης είτε με αλυσίδα. Απ' την άλλη, σε κινητήρες με άτρακτο ισχύος, ο διωστήρας είτε συνδεόταν απευθείας με κείνη είτε έμμεσα με τη βοήθεια άξονος ή «ρεβέρσας» (διάταξη οδοντωτών τροχών αντίθετης κίνησης). Υπάρχουν επίσης ελάχιστες περιπτώσεις στις οποίες το παλινδρομούν έμβολο δρα ευθέως επί κατάλληλων εκκέντρων ή άμεσα μέσω παρεμβαλλόμενων κυλινδρικών τμημάτων. Τέλος, συναντάμε τους λεγόμενους κινητήρες ελεύθερου εμβόλου, στους οποίους το έμβολο δρα απευθείας σε άλλη εργαζόμενη διάταξη, η οποία απορροφά την ισχύ (για την ακρίβεια, μέρος της ισχύος) που αυτό παράγει.

2.2. Διακριτοποίηση

Η διακριτοποίηση των κινητήρων παλινδρομικής κίνησης γίνεται με βάση δύο βασικά κριτήρια:

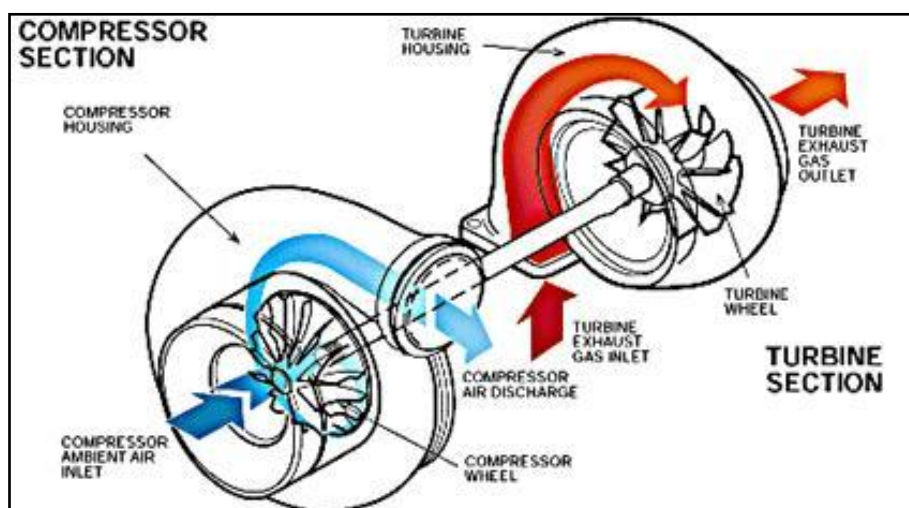
- I) Ως προς την εσωτερική λειτουργία. Διακρίνουμε τους **κινητήρες Otto (βενζινοκινητήρες)** και τους **κινητήρες Diesel (πετρελαιοκινητήρες)**.
- II) Ως προς την εξωτερική λειτουργία. Διακρίνουμε τις **δίχρονες (2-X)** και τις **τετράχρονες (4-X) εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ.**

Μια τρίτη διάκριση αφορά το εργαζόμενο μέσο που αναρροφούν οι εμβολοφόροι κινητήρες. Έχουμε λοιπόν:

- **Κινητήρες φυσικής αναπνοής**, όπου αναρροφάται ορισμένη μάζα αέρα κατευθείαν από το περιβάλλον σε συνθήκες ατμοσφαιρικής πίεσης.

- **Υπερπληρωμένους κινητήρες**. Εδώ ο αέρας συμπιέζεται προτού εισέλθει στον κύλινδρο, και ανάλογα με την πίεση εισαγωγής του αυξάνεται κατά ανάλογο περίπου τρόπο και η εισερχόμενη μάζα του. Κατά συνέπεια, καθίσταται δυνατή και η καύση αναλόγως μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου, και επομένως έχουμε παραγωγή ανάλογα υψηλότερης ισχύος.

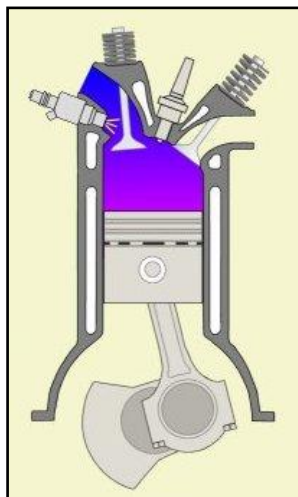
Η υπερπλήρωση εμβολοφόρων κινητήρων χωρίζεται σε δύο κατηγορίες: στη μηχανική και στην στροβιλουπερπλήρωση. Στην πρώτη περίπτωση έχουμε συμπίεση του αέρα από έναν συμπιεστή ο οποίος απορροφά μηχανικό έργο από την άτρακτο, ενώ στη δεύτερη περίπτωση ο συμπιεστής λαμβάνει κίνηση από στρόβιλο από τον οποίον διέρχονται τα εξερχόμενα καυσαέρια της μηχανής (ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου, Εικόνα 2.1.). Το σύστημα συμπιεστή-στροβίλου της δεύτερης περίπτωσης είναι ανεξάρτητο, και συνεπώς δεν παρουσιάζει κάποια μηχανική σύνδεση με τη στροφαλοφόρο άτρακτο της μηχανής.



Εικόνα 2.1. Υπερπλήρωση δια καυσαερίου (αρχή λειτουργίας)

2.3. Διακριτοποίηση ως προς την εσωτερική λειτουργία

2.3.1. Κινητήρες Otto



Σχήμα 2.3. Τυπική μορφή κινητήρα Otto.

Όπως προαναφέραμε, οι κινητήρες Otto (ή βενζινοκινητήρες) ανήκουν στις παλινδρομικές μηχανές εσωτερικής καύσης (Σχήμα 2.3). Η λειτουργία τους βασίζεται στο λεγόμενο θερμοδυναμικό κύκλο σταθερού όγκου ($V=\text{σταθ}$). Ονομάζεται έτσι, διότι η ταχύτητα με την οποία γίνεται η ανάφλεξη του μίγματος αέρα-βενζίνης (εργαζόμενο μέσο) είναι τόσο μεγάλη, ώστε το έμβολο εντός του κυλίνδρου δεν προλαβαίνει να μετατοπιστεί. Συνεπώς έχουμε έναυση-έκρηξη υπό σταθερό (θεωρητικά) όγκο. Στους βενζινοκινητήρες η έναυση γίνεται με τη βοήθεια σπινθήρα παραγόμενου από το ηλεκτρικό σύστημα ενός κατάλληλα τοποθετημένου σπινθηριστή (μπουζί).

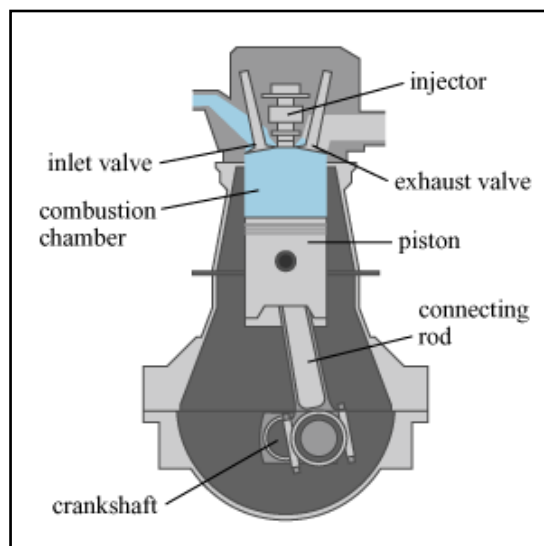
Η προετοιμασία του μίγματος αέρα-βενζίνης (ομοιόμορφος διασκορπισμός των σταγονιδίων του καυσίμου στη μάζα του εισερχόμενου αέρα λειτουργίας του κινητήρα) γίνεται σε ειδική διάταξη, τον εξαεριοτή ή καρμπυρατέρ (carburreteur). Η παροχή του μίγματος ρυθμίζεται μέσω της πεταλούδας στραγγαλισμού του καρμπυρατέρ (throttle). Επίσης, στους σύγχρονους

κινητήρες απαντώνται πλέον και συστήματα ηλεκτρονικού ψεκασμού του μίγματος αέρα-βενζίνης.

Η μέθοδος ανάφλεξης με μπουζί προτιμάται στους κινητήρες αυτούς σε σχέση με ενδεχόμενη αυτανάφλεξη του μίγματος (που σχετίζεται άμεσα με την επίτευξη μεγάλου βαθμού συμπίεσης). Ο λόγος είναι ότι θέλουμε να αποφύγουμε το φαινόμενο της κρουστικής καύσης. Κατά συνέπεια εφαρμόζουμε βαθμό συμπίεσης μικρότερο του 12 σε συνδυασμό με τον κατάλληλο τύπο βενζίνης. Ο βαθμός απόδοσης των κινητήρων Otto βρίσκεται συνήθως κάτω από το 30%, και οι λόγοι είναι τόσο το κόστος του καυσίμου όσο και η αυξημένη κατανάλωση ανά παραγόμενο ίππο (ισχύ).

Ειδικότερα όσον αφορά την κρουστική καύση, αποτελεί μια ανεπιθύμητη κατάσταση στους κινητήρες Otto: Όταν η άνοδος της θερμοκρασίας (που προκαλείται από την ανοδική κίνηση του εμβόλου και την εξάπλωση του μετώπου της φλόγας εντός του θαλάμου) ξεπεράσει κάποια συγκεκριμένα όρια, ορισμένες περιοχές του μίγματος θα αυτανάφλεγουν προτού προλάβει το μέτωπο της φλόγας να τις προσεγγίσει. Έτσι, συντελείται αστραπιαία αύξηση της πίεσης εντός του θαλάμου καύσης, και η καύση στην περίπτωση αυτή ονομάζεται κρουστική (μη προοδευτική). Το φαινόμενο αυτό συνοδεύεται από εντονότατες κρουστικές καταπονήσεις επί των εμπλεκομένων μηχανικών μερών του κινητήρα, με ό,τι αυτό συνεπάγεται για τη μηχανική αντοχή τους.

2.3.2. Κινητήρες Diesel



Σχήμα 2.4. Τυπική μορφή κινητήρα Diesel.

Οι κινητήρες Diesel (ή πετρελαιοκινητήρες) ανήκουν και εκείνοι στην κατηγορία των παλινδρομικών μηχανών εσωτερικής καύσης (Σχήμα 2.4). Η λειτουργία τους στηρίζεται στο θερμοδυναμικό κύκλο σταθερής πίεσης ($p=\text{σταθ}$), όπως τον περιέγραψε ο ίδιος ο Rudolf Diesel. Ονομάζεται έτσι, διότι έχουμε διασκορπισμό του καυσίμου υπό πίεση αέρος με συνέπεια η καύση να πραγματοποιείται σχεδόν υπό σταθερή πίεση (στην πράξη βέβαια δε συμβαίνει ακριβώς αυτό). Στους κινητήρες αυτούς δεν έχουμε έναυση με τη βοήθεια σπινθήρα, αλλά αυτανάφλεξη του καυσίμου, καθότι τη στιγμή που αυτό διασκορπίζεται στο θάλαμο καύσης ο εντός του κυλίνδρου αέρας έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία από τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου. Για να γίνει αυτό, απαιτούνται εδώ μεγαλύτεροι βαθμοί συμπίεσης απ' ότι στις μηχανές Otto (>12). Έτσι, σε θερμοκρασία περίπου 500°C το εγχυόμενο καύσιμο εξατμίζεται επαρκώς και σχηματίζεται κατά συνέπεια αναφλέξιμο μίγμα που αυτανάφλεγεται. Ο βαθμός απόδοσης των μηχανών Diesel είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο των Otto.

2.3.3. Πραγματικός κύκλος κινητήρων Otto-Diesel

Οι δύο παραπάνω κύκλοι που αναφέραμε είναι στην ουσία θεωρητικοί. Στην πραγματικότητα, ο θερμοδυναμικός κύκλος που απαντάται στις παλινδρομικές μηχανές καύσης είναι ο λεγόμενος μικτός κύκλος. Ονομάζεται έτσι διότι ένα μέρος του καυσίμου καίγεται υπό σταθερό όγκο και το υπόλοιπο υπό σταθερή πίεση.

Το ποσοστό του καυσίμου που καίγεται με $V=\text{σταθ}$, καθώς και εκείνο που καίεται με $p=\text{σταθ}$ καθορίζεται από παράγοντες όπως τη θερμοκρασία που επιτυγχάνεται εντός του θαλάμου καύσης κατά τη συμπίεση, την ικανότητα ανάφλεξης του καυσίμου και τον αριθμό στροφών στις οποίες δουλεύει η μηχανή.

Ο κύκλος αυτός αντιπροσωπεύει όλες τις σύγχρονες Μ.Ε.Κ., και η πλήρης κατανόηση των διαφόρων μερών του αποτελεί θεμελιώδη αρχή για την πραγματοποίηση τροποποιήσεων και βελτιώσεων με στόχο την αύξηση του βαθμού απόδοσής τους.

Στην πράξη, τα διαστήματα των διαφόρων φάσεων του πραγματικού κύκλου επικαλύπτουν το ένα το άλλο. Για παράδειγμα έχουμε τη χρονική επικάλυψη των περιόδων λειτουργίας των θυρίδων/βαλβίδων εργαζόμενου μέσου, καθώς και την έναρξη της καύσης πριν την ολοκλήρωση της φάσης που προηγείται. Η συμπεριφορά αυτή είναι χαρακτηριστικό γνώρισμα του σχεδιασμού μιας μηχανής. Ωστόσο, αυτές οι περίοδοι επικάλυψης έχουν διαφορετική βαρύτητα στις παλινδρομικές απ' ό,τι στις περιστροφικές μηχανές, όπως θα δούμε και παρακάτω.

2.4. Διακριτοποίηση ως προς την εξωτερική

λειτουργία

Τόσο οι κινητήρες Otto όσο και οι κινητήρες Diesel χωρίζονται ως προς την εξωτερική τους λειτουργία σε δίχρονους και τετράχρονους.

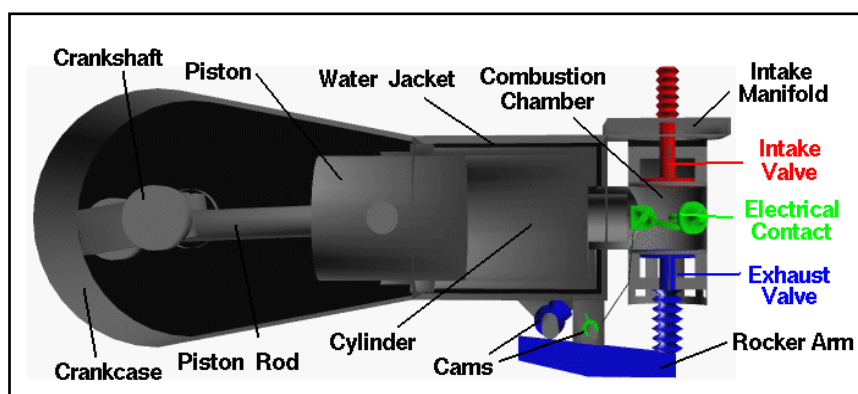
2.4.1. Τετράχρονοι κινητήρες

Στους τετράχρονους κινητήρες, μια περίοδος λειτουργίας (ένας κύκλος) διαρκεί όσο δύο περιστροφές της στροφαλοφόρου ατράκτου, αλλιώς 720° μοίρες περιστροφής αυτής. Πιο συγκεκριμένα, από τις τέσσερις διαδρομές

(χρόνους) του εμβόλου, η πρώτη και η τέταρτη είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων εντός του θαλάμου καύσης, διαδικασία η οποία περατώνεται με σχετική ευκολία χάρη στη σαφή αναρροφητική-εκτοπιστική δράση του εμβόλου επί του εργαζόμενου μέσου. Η πλήρωση-εκκένωση του κυλίνδρου καθώς και η έναρξη της καύσης ρυθμίζεται από ειδικά όργανα διανομής (βαλβίδες εισαγωγής-εξαγωγής, αντλία καυσίμου, εγχυτήρας ή σπινθηριστής), τα οποία ελέγχονται μέσω του εκκεντροφόρου άξονα. Ο εκκεντροφόρος άξονας λαμβάνει κίνηση από τη στροφαλοφόρο άτρακτο και περιστρέφεται με το μισό της ταχύτητας αυτής.

Στη συνέχεια θα περιγράψουμε τη διαδικασία εξωτερικής λειτουργίας δύο τυπικών τετράχρονων εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ(Otto-Diesel).

2.4.1.1. Τετράχρονος κινητήρας Otto



Σχήμα 2.5. Τετράχρονος κινητήρας Otto.

Στο Σχήμα 2.5 έχουμε:

intake valve: βαλβίδα εισόδου

exhaust valve: βαλβίδα εξόδου

electrical contact: διάταξη σπινθηριστή

Όπως προαναφέραμε, τα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας των κινητήρων αυτών (Σχήμα 2.5) περιγράφονται από τον αντίστοιχο θεωρητικό

θερμοδυναμικό κύκλο Otto. Στην πραγματικότητα όμως ο κύκλος τους παρουσιάζει σημαντικές διαφορές, και απεικονίζεται κατάλληλα στο λεγόμενο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης-όγκου (p-V). Ονομάζεται έτσι διότι τα αποτελέσματά του λαμβάνονται μέσω δυναμοδείκτη κατάλληλα τοποθετημένου στη μηχανή. Επίσης παρατίθεται κυκλικό διάγραμμα στο οποίο απεικονίζονται οι διάφορες φάσεις συναρτήσει της γωνίας στροφάλου σε μοίρες.

Ο θεωρητικός κύκλος απεικονίζεται στα λεγόμενα διαγράμματα αέρος (air standard), στα οποία ο αέρας θεωρείται τέλειο αέριο. Θεωρούμε ότι ο κινητήρας εργάζεται χωρίς θερμικές απώλειες, οι δε φάσεις λειτουργίας είναι ιδανικές.

Ο χώρος V_2 μεταξύ του πώματος και του εμβόλου ονομάζεται χώρος ή διάκενο συμπίεσης. Γνωρίζοντας και τον όγκο εμβολισμού του εμβόλου V_d (=διαδρομή εμβόλου \times διατομή κυλίνδρου) ορίζεται ο βαθμός συμπίεσης στον κύλινδρο:

$$r=(V_2+V_d)/V_2 \quad (2.1)$$

Τα στάδια του θεωρητικού κύκλου έχουν ως εξής(με αριθμούς ορίζονται στο Σχήμα 2.6 η έναρξη και η λήξη των αντίστοιχων φάσεων):

1) Αναρρόφηση (0-1): Έμβολο στο ANΣ με ανοιχτή τη βαλβίδα αναρρόφησης. Μετακίνηση του εμβόλου προς το ΚΝΣ-πλήρωση κυλίνδρου με μίγμα αέρα-βενζίνης. Διατήρηση σταθερής πίεσης στη φάση αυτή.

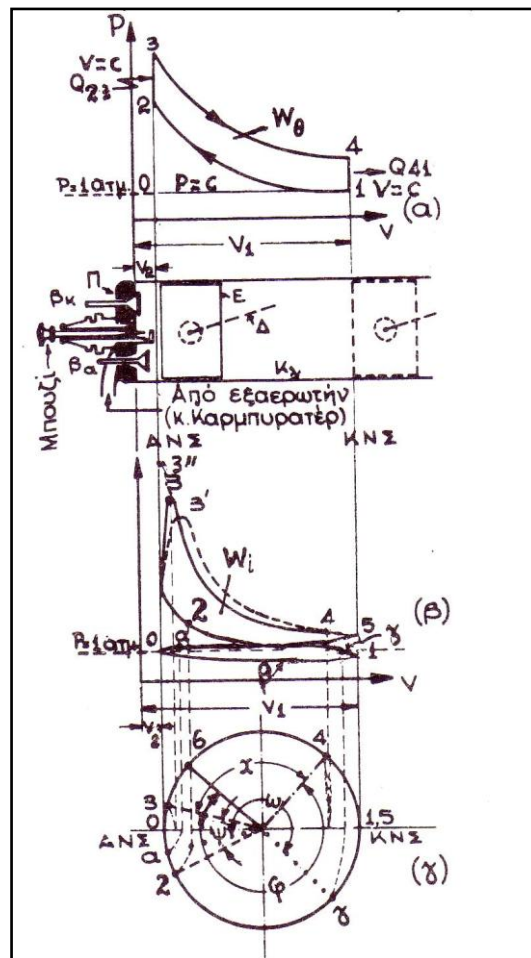
2) Συμπύεση (1-2): Κλείσιμο βαλβίδας αναρρόφησης-μετακίνηση του εμβόλου προς το ANΣ-αδιαβατική συμπίεση του μίγματος με χαμηλό βαθμό συμπίεσης ώστε να αποφύγουμε φαινόμενα αυτανάφλεξης και κρουστικής καύσης.

3) Έναυση-καύση (2-3): Ανάφλεξη του μίγματος με τη βοήθεια του σπινθηριστή μέσω εφαρμοζόμενης υψηλής τάσης μεταξύ των ακίδων του-ακαριαία καύση υπό πρακτικά σταθερό όγκο.

4) Εκτόνωση-παραγωγή μηχανικού έργου (3-4): Μετατόπιση του εμβόλου προς το ΚΝΣ λόγω της ώθησης των καυσαερίων.

5) Εξαγωγή (4-1): Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής στο ΚΝΣ του εμβόλου προτού αυτό αρχίσει να μετακινείται προς το ΑΝΣ (ισόογκη μεταβολή $V=\text{σταθ}$) - μετακίνηση του εμβόλου προς το ΑΝΣ και κατά συνέπεια ταυτόχρονη εξαγωγή των καυσαερίων από το θάλαμο καύσης υπό σταθερή πίεση ($p=\text{σταθ}$). (Εικόνα 2.13).

Το καθαρό μηχανικό έργο W_{θ} ισούται με το εμβαδόν 1234 επί του θεωρητικού διαγράμματος στο Σχήμα 2.6 (για την ακρίβεια ισούται με το παραγόμενο μηχανικό έργο κατά τη φάση της αποτόνωσης μείον το έργο που καταναλώνει το έμβολο για αναρρόφηση του μίγματος προς καύση και για εξαγωγή των καυσαερίων από το θάλαμο καύσης).



Σχήμα 2.6. Κύκλος λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα Otto.

Στο Σχήμα 2.6.β (δυναμοδεικτικό διάγραμμα) έχουμε τον πραγματικό κύκλο λειτουργίας p - V με τα διάφορα σημεία των φάσεων του κινητήρα. Για τον πραγματικό κύκλο έχουμε τις εξής παρατηρήσεις:

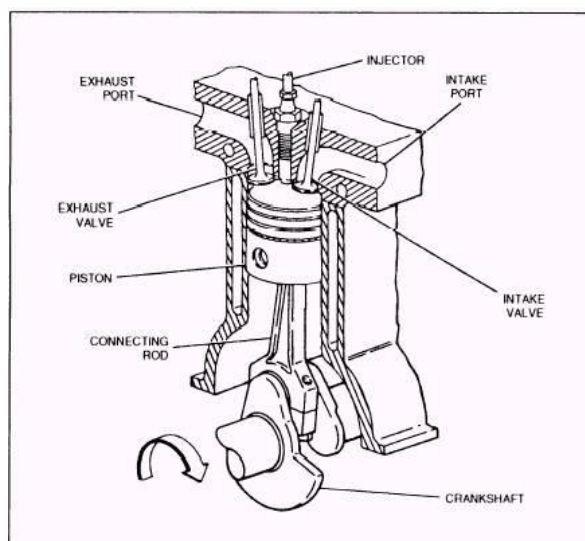
Φάση αναρρόφησης (αοβ1γ): άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής περίπου 15° (για αυτοκίνητα) προ του ΑΝΣ-«αραιότερο» γέμισμα του θαλάμου με μείγμα κατά τη μετατόπιση του εμβόλου προς το ΚΝΣ (καμπύλη υποπίεσης 0β1) - διαδικασία εισρόφησης έως και 35° - 50° μετά το ΚΝΣ.

Φάση συμπίεσης(γ-2): πολυτροπική συμπίεση του μίγματος (και όχι ΑΔΙΑΒΑΤΙΚΗ όπως στο θεωρητικό κύκλο) με τιμή του πολυτροπικού εκθέτη $n=1,35$ για βραδύστροφους και $n=1,38$ για ταχύστροφους κινητήρες-χαμηλός βαθμός συμπίεσης.

Φάση έκρηξης (2-3) και αποτόνωσης (3-4): ανάφλεξη του μίγματος με τη βοήθεια του σπινθηριστή περίπου 30° (για αυτοκίνητα) προ του ΑΝΣ-μεγάλη ταχύτητα διάδοσης φλόγας (αν έχουμε έναυση με βραδυπορεία, τόσο μικρότερη μέγιστη πίεση επιτυγχάνεται/σημείο 3', ενώ αν έχουμε μεγάλη προπορεία έχουμε υψηλότερη μέγιστη πίεση/σημείο 3''-ανεπιθύμητο το τελευταίο λόγω ανάπτυξης ισχυρών τάσεων σε έμβολο και σημεία έδρασης των εξαρτημάτων της μηχανής) - θερμοκρασία κυλίνδρου 1700 - 1800°C -πολυτροπική αποτόνωση μέχρι το σημείο 4, 40° - 65° προ του ΚΝΣ (εκθέτης πολυτροπικής μεταβολής $n=1,3$ - $1,39$).

Φάση εξαγωγής (4-5-0): άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής στο σημείο 4 έως το σημείο 5 για πλήρη έξοδο των καυσαερίων-πέρας της εξαγωγής μέχρι και 5° - 30° μετά το ΑΝΣ-θερμοκρασία καυσαερίων στο σημείο 4 μεγαλύτερη της αντίστοιχης των κινητήρων Diesel (400°C για πτωχά μίγματα και 700 - 800°C για πλούσια), καθότι στους κινητήρες Otto ο αέρας στο μίγμα προς καύση είναι λιγότερος σε σχέση με το αντίστοιχο τελικό μίγμα αέρα-εγχυόμενου καυσίμου στους κινητήρες Diesel, και επιπλέον γίνονται μετακαύσεις.

2.4.1.2. Τετράχρονος κινητήρας Diesel

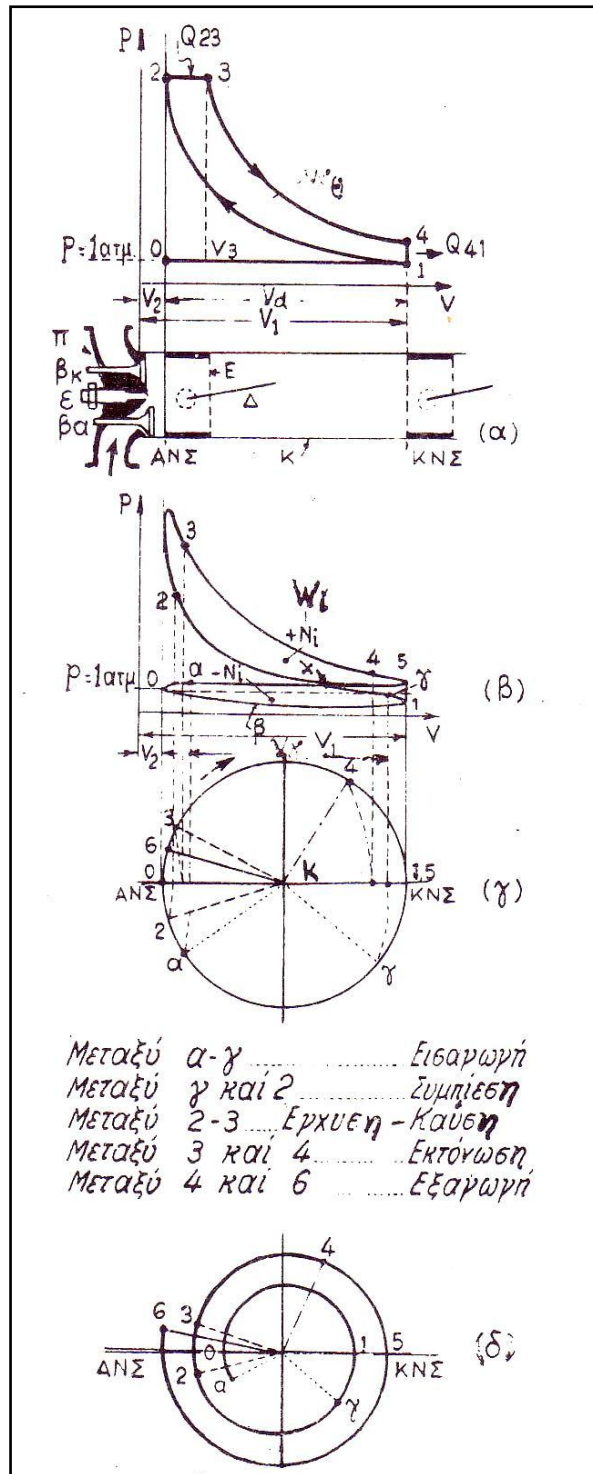


Σχήμα 2.7. 4-Χ κινητήρας Diesel.

Ο θεωρητικός κύκλος λειτουργίας των τετράχρονων κινητήρων Ντίζελ (Σχήμα 2.7) είναι παρόμοιος με τον αντίστοιχο των μηχανών Otto. Η διαφορά, όπως προαναφέραμε, είναι ότι εδώ δεν έχουμε συμπίεση μίγματος αέρα-καυσίμου, αλλά αέρα ατμοσφαιρικής πίεσης. Το καύσιμο εισάγεται στο θάλαμο καύσης με διάταξη εγχυτήρα τη στιγμή που φτάνει το πέρας της συμπίεσης και η θερμοκρασία του αέρα κυμαίνεται στους 500-550°C, δηλαδή μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του πετρελαίου(250-350°C).

Το διάγραμμα θεωρητικού κύκλου, καθώς και το αντίστοιχο πραγματικό δυναμοδεικτικό, απεικονίζονται στο Σχήμα 2.8.

Μετά την αναρρόφηση του αέρα (0-1) και τη συμπίεσή του (1-2) έχουμε την έγχυση του πετρελαίου, την αυτανάφλεξή του και την καύση (2-3). Στη συνέχεια έχουμε αδιαβατική εκτόνωση των καυσαερίων (3-4). Τέλος, ακολουθεί ακαριαία πτώση της πίεσης των καυσαερίων υπό σταθερό πρακτικά όγκο, χωρίς να προφθάσει να μετατοπιστεί το έμβολο (4-1) και η ισόθλιπτη εξαγωγή (1-0).



Σχήμα 2.8. Κύκλος λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα Diesel.

Όσον αφορά τις παρατηρήσεις επί του πραγματικού κύκλου, υπάρχουν αντιστοιχίες με εκείνες που έγιναν για τον πραγματικό κύκλο των μηχανών Otto.

Φάση αναρρόφησης (αοβ1γ): άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής (σημείο α) περίπου 10-15° (για βραδύστροφους) και 20-30° (για ταχύστροφους κινητήρες) προ του ΑΝΣ, ώστε όταν το έμβολο φθάσει στο ανώτερο σημείο να έχουμε πλήρες άνοιγμα αυτής-λόγω της υποπίεσης αναρρόφησης (καμπύλη 0β1), ο αέρας εισέρχεται στον κύλινδρο με ταχύτητα, στραγγαλιζόμενος στο στένωμα της βαλβίδας.-κλείσιμο αυτής έως και 20-30° (βραδύστροφοι) ή 40-50° (ταχύστροφοι κινητήρες) μετά το ΚΝΣ (σημείο γ).

Φάση συμπίεσης (γ-2): πολυτροπική συμπίεση του αέρα (και όχι αδιαβατική όπως στο θεωρητικό κύκλο) με τιμή του πολυτροπικού εκθέτη $n=1,35$ για βραδύστροφες και $n=1,38$ για ταχύστροφες μηχανές σε πίεση 29-40 bar περίπου-υψηλός βαθμός συμπίεσης ώστε να επιτευχθεί άμεση αυτανάφλεξη του πετρελαίου στη συνέχεια.

Φάση έγχυσης-καύσης (2-3) και αποτόνωσης (3-4): έγχυση του πετρελαίου και αυτανάφλεξή του περίπου 10° (αργόστροφοι) ή 30° (ταχύστροφοι κινητήρες) προ του ΑΝΣ. Βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα επιτυγχάνεται με την κατάλληλη επιλογή του διαστήματος καύσης. Πιο συγκεκριμένα, επιλέγεται τέτοια γωνία προπορείας(γωνία έγχυσης πριν το ΑΝΣ) ώστε η μέγιστη πίεση καύσης να επιτυγχάνεται 10-20° μετά από αυτό. Αυτό εξαρτάται από τις στροφές του κινητήρα (βραδύστροφοι-ταχύστροφοι) καθώς και από το χρησιμοποιούμενο καύσιμο.

Η αποτόνωση των καυσαερίων που ακολουθεί (μέχρι το σημείο 4) είναι πολυτροπική, με εκθέτη πολυτροπικής μεταβολής $n=1,3-1,2$ (βραδύστροφοι-ταχύστροφοι κινητήρες αντίστοιχα).

Φάση εξαγωγής (4-5-6): άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής στο σημείο 4 (20-35° προ του ΚΝΣ στις αργόστροφες, 50-60° στις ταχύστροφες) έως το σημείο 5 για πλήρη έξοδο των καυσαερίων. Η θερμοκρασία καυσαερίων είναι τώρα 450-500°C, και η εξώθησή τους μέσω της βαλβίδας εξαγωγής διευκολύνεται τόσο από τη μεγάλη τους πίεση σε σχέση με την ατμοσφαιρική, όσο και από την άνοδο του εμβόλου. Με τον τρόπο αυτό δημιουργείται «κενό» πίεσης (υποπίεση) στο σημείο κάτω από τη βαλβίδα εισαγωγής, οπότε ανοιγοντάς την πριν το ΑΝΣ εισέρχεται αέρας και διευκολύνεται και η απόπλυση του

κυλίνδρου. Το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής επέρχεται 5-25° (μέγιστο 40°)-σημείο 6- μετά το ΑΝΣ.

Πρέπει εδώ να αναφέρουμε ότι η χρονική επιλογή του σημείου 4 πρέπει να γίνεται με τον κατάλληλο τρόπο ώστε να επιτυγχάνεται χαμηλότερη κατανάλωση(ούτε πολύ νωρίς, οπότε έχουμε απώλειες καυσαερίων και κατά συνέπεια μηχανικού έργου, αλλά ούτε και πολύ κοντά στο ΚΝΣ, διότι θα συμβεί το αντίθετο, δηλαδή θα υπάρξει δυσκολία στην αποβολή τους από τον κύλινδρο λόγω εφαρμογής αντίθετης πίεσης-αντίθλιψης επί του ανερχόμενου εμβόλου).

2.4.2. Δίχρονοι κινητήρες

Στους δίχρονους κινητήρες, η κάθε περίοδος λειτουργίας διαρκεί μόνον όσο μια περιστροφή (360°) της στροφαλοφόρου ατράκτου. Περιλαμβάνει δηλαδή 2 διαδρομές εμβόλου (χρόνους), από τις οποίες μόνο οι 2 (πλησίον του ΚΝΣ) είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων εντός του κυλίνδρου. Κατά κανόνα την πλήρωση και την εκκένωση αυτού ρυθμίζει η άνω ακμή του εμβόλου, η οποία κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας αποκαλύπτει ή επανακαλύπτει θυρίδες εισόδου-εξόδου, τοποθετημένες κατάλληλα στην παράπλευρη επιφάνεια του κυλίνδρου.

Στην περίπτωση αυτή, η εναλλαγή των αερίων πρέπει να καθίσταται όσο το δυνατόν πιο «βίαιη», με απότομη εφαρμογή πιέσεων. Η διαδικασία αυτή υποβοηθείται σε πολύ μεγάλο βαθμό από την αντλία απόπλυσης, η οποία ωστόσο απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από τη στροφαλοφόρο άτρακτο.

Σε δίχρονους κινητήρες μικρών διαστάσεων, χρέη αντλίας εκτελεί συχνά ο στροφαλοθάλαμος, αναρροφώντας αέρα από το περιβάλλον μέσω κατάλληλων βαλβίδων αντεπιστροφής. Στην περίπτωση αυτή, η λειτουργία του εκκεντροφόρου άξονα αφορά μόνο το τμήμα της καύσης (κίνηση αντλίας καυσίμου) ή και τυχόν άλλα βοηθητικά όργανα, όπως για παράδειγμα τη βαλβίδα αέρος εκκίνησης.

Υπάρχουν ποικίλες διατάξεις δίχρονων κινητήρων, όπως:

- Κινητήρας εσωτερικής πλήρωσης-εκκένωσης τύπου «θηλιάς» (loop scavenging)

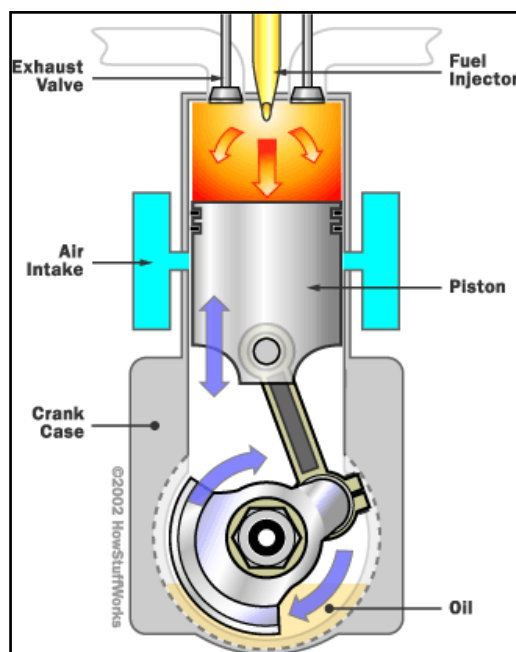
- Κινητήρας «σταυροειδούς» εσωτερικής πλήρωσης-εκκένωσης (cross scavenging)

- Κινητήρας αντιθέτως παλινδρομώντων εμβόλων

- Κινητήρας διαμήκους απόπλυσης. Η διάταξη αυτή διαθέτει θυρίδες εισαγωγής και ΒΑΛΒΙΔΑ (ή βαλβίδες εξαγωγής). Εδώ έχουμε αποτελεσματικότερη απόπλυση του κυλίνδρου, όμως η ύπαρξη της βαλβίδας αυξάνει την πολυπλοκότητα και το κόστος κατασκευής.

Στη συνέχεια θα περιγράψουμε τη διαδικασία εξωτερικής λειτουργίας δύο τυπικών δίχρονων εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ(Otto-Diesel).

2.4.2.1. Δίχρονος κινητήρας Diesel



Σχήμα 2.9. 2-Χ κινητήρας Diesel («διαμήκους απόπλυσης» στη συγκεκριμένη απεικόνιση).

Όπως προαναφέραμε, η είσοδος του αέρα σε δίχρονους κινητήρες Diesel (Σχήμα 2.9) γίνεται μέσω πλευρικών θυρίδων, τις λεγόμενες θυρίδες σάρωσης (Θ_o), ενώ τα καυσαέρια εξέρχονται είτε από βαλβίδες εκτόνωσης στο πάνω

μέρος του κυλίνδρου είτε από κατάλληλες θυρίδες εξαγωγής (Θ_ϵ), οι οποίες βρίσκονται σε μεγαλύτερο ύψος στην παράπλευρη επιφάνεια του κυλίνδρου σε σχέση με τις θυρίδες σάρωσης.

Ο αέρας καταθλίβεται στην είσοδο του κινητήρα με τη βοήθεια παλινδρομικής αντλίας ή αντλίας περιστρεφόμενων «λοβών», ώστε να έχουμε καθαρισμό του κυλίνδρου.

Το διάγραμμα θεωρητικού κύκλου καθώς και το αντίστοιχο πραγματικό δυναμοδεικτικό απεικονίζονται στο Σχήμα 2.10.

Ο θεωρητικός κύκλος λειτουργίας έχει ως εξής:

- Αρχικά, έχουμε τη συμπίεση του εισερχόμενου αέρα με την άνοδο του εμβόλου στο ΑΝΣ (1-2). Η συμπίεση είναι αδιαβατική, σε πιέσεις και θερμοκρασίες αντίστοιχες με αυτές των τετράχρονων Diesel.

- Στη συνέχεια, το πετρέλαιο ψεκάζεται μέσω των εγχυτήρων στο θάλαμο καύσης και αυταναφλέγεται, έχοντας θερμοκρασία αυτανάφλεξης μικρότερη από τη θερμοκρασία του συμπιεσμένου αέρα. Η καύση (2-3) γίνεται υπό σταθερή πίεση. Ακολουθούν η αδιαβατική εκτόνωση (3-4) και η εξαγωγή-σάρωση (4-1), με αέρα που καταθλίβεται με τη βοήθεια της αντλίας σάρωσης.

Στην περίπτωση τώρα που οι θυρίδες σάρωσης δε συμπίπτουν με το ΚΝΣ, αλλά είναι τοποθετημένες πριν από αυτό, οι φάσεις τότε είναι:

- Φάση μερικής σάρωσης (1-5') και εξαγωγής (1-4'). Συμπίεση (4'-2) κατά την άνοδο.

- Φάση έγχυσης πετρελαίου-καύσης (2-3), εκτόνωσης (3-4), μερικής εξαγωγής (4-6) και μερικής σάρωσης (5-6). Λόγω λοξότητας των θυρίδων σάρωσης, ο εισερχόμενος αέρας ακολουθεί ανοδική πορεία εντός του κυλίνδρου και συντελεί στην εξώθηση των καυσαερίων από τις θυρίδες εξαγωγής, οι οποίες ανοίγουν πάντα πριν από τις θυρίδες σάρωσης και κλείνουν ύστερα από αυτές.

Σχετικά με τον πραγματικό κύκλο λειτουργίας έχουμε τις εξής παρατηρήσεις:

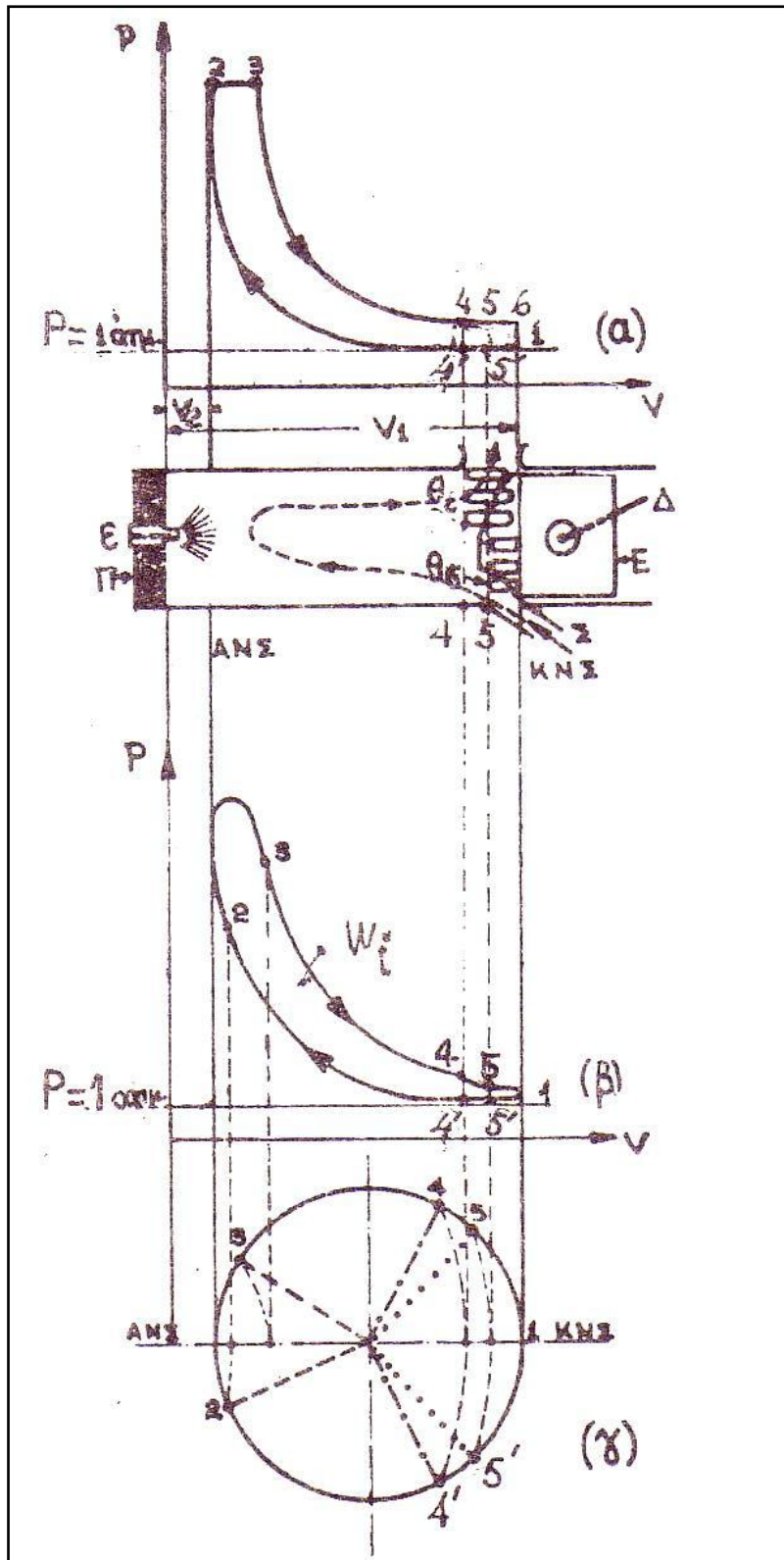
Φάση μερικής σάρωσης - εξαγωγής - συμπίεσης - μερικής έγχυσης-καύσης: Στο ΚΝΣ είναι ανοικτές οι θυρίδες εξαγωγής και έχουμε σάρωση

αέρα με πίεση μεγαλύτερη των καυσαερίων εντός του κυλίνδρου από τον προηγούμενο κύκλο. Η σάρωση διακόπτεται στο σημείο 5', ενώ η εξαγωγή συνεχίζεται μέχρι το σημείο 4', οπότε και καλύπτονται οι θυρίδες εξαγωγής. Όπως προαναφέραμε, στους δίχρονους κινητήρες συμβαίνει και απώλεια αέρα μαζί με τα εξερχόμενα καυσαέρια, διότι οι θυρίδες εξαγωγής είναι ανοικτές (φάση 5'-4'). Η συμπίεση του αέρα διαρκεί ως το σημείο 2 (θερμοκρασία 450-600°C), είναι πολυτροπική με $n=1,35-1,38$ και ο βαθμός συμπίεσης ϵ παίρνει τιμές 13-15 περίπου. Το καύσιμο εγχύεται 10-30° προ του ΑΝΣ και αυταναφλέγεται.

Φάση μερικής έγχυσης καύσης-εκτόνωσης-προεξαγωγής-εξαγωγής-μερικής σάρωσης:

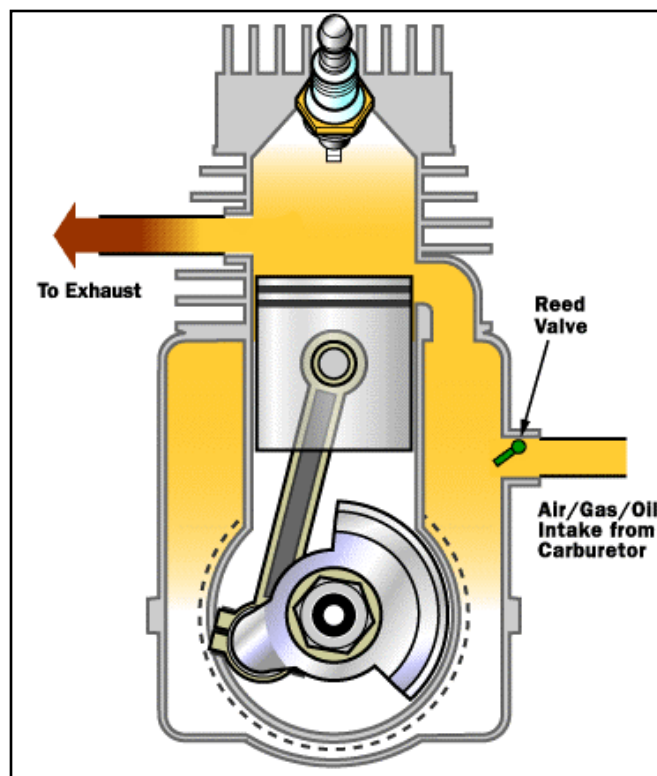
Το πέρας της καύσης έρχεται 10-30° μετά το ΑΝΣ (σημείο 3), ενώ ακολουθεί η πολυτροπική εκτόνωση ($n=1,2-1,27$) και παραγωγή μηχανικού έργου ως το σημείο 4, οπότε και ανοίγουν οι θυρίδες εξαγωγής. Η διάρκεια της εκτόνωσης των καυσαερίων εξαρτάται από το ύψος των θυρίδων εξαγωγής στον κύλινδρο, η δε γωνία της στροφαλοφόρου ευρίσκεται στις 60-70 (έως και 85°) προ του ΑΝΣ.

Η περαιτέρω κάθοδος του εμβόλου αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής (σημείο 5). Κατά τη διάρκεια της φάσης 4-5 έχουμε την προεξαγωγή των καυσαερίων, όμως μετά το σημείο 5 η βίαιη είσοδος του αέρα με μεγάλη πίεση τα εξωθεί αποτελεσματικότερα. Η φάση αυτή συνεχίζεται μέχρι το ΚΝΣ (σημείο 1) και την ακόλουθη άνοδο του εμβόλου.



Σχήμα 2.10. Κύκλος λειτουργίας δίχρονου κινητήρα Diesel.

2.4.2.2. Δίχρονος κινητήρας Otto



Σχήμα 2.11. Τυπική μορφή δίχρονου κινητήρα Otto.

Στους δίχρονους κινητήρες Otto (Σχήμα 2.11) η εξαγωγή των αερίων υποβοηθείται από το μίγμα αέρα–βενζίνης που εισέρχεται στον κύλινδρο δια των θυρίδων εισαγωγής και είναι έτοιμο προς καύση. Έτσι όμως έχουμε απώλεια μίγματος και συνεπώς αυξημένη κατανάλωση, και συνεπώς ο τύπος αυτός εφαρμόζεται μόνο σε μοτοποδήλατα και σπανιότατα σε αυτοκίνητα.

Ο κύκλος τους παρουσιάζει ομοιότητες με τον αντίστοιχο του τετράχρονου Otto (Σχήμα 2.6), με την εξής όμως διαφορά: από το μεν θεωρητικό διάγραμμα απουσιάζουν οι φάσεις 1-0 και 0-1, από το δε πραγματικό ο βρόχος αοβ1γα.

Κεφάλαιο 3. Μηχανές εμβόλου

τύπου ρότορα (Rotary Piston

Machines-ROPIMA)

3.1. Εισαγωγή

Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι κινητήρες στους οποίους το κέντρο βάρους του στοιχείου ισχύος (έμβολο) κινείται με ταχύτητα σταθερού ή μεταβλητού μέτρου και σταθερής κατεύθυνσης επί κυκλικής (ή διαφορετικής γεωμετρίας) τροχιάς. Το έμβολο μπορεί επίσης να περιστρέφεται με τον τρόπο που αναφέρθηκε γύρω από το ίδιο το κέντρο βάρους του.

Η ποικιλία διατάξεων που παρατηρείται στις ROPIMA είναι ασύγκριτα μεγαλύτερη σε σχέση με τις μηχανές παλινδρομούντος εμβόλου, καθώς η εκάστοτε διάταξη παρουσιάζει πληθώρα παραλλαγών. Ωστόσο, η κατηγοριοποίηση και η περαιτέρω ανάπτυξή τους καθίσταται ενίοτε δύσκολη για τους εξής λόγους:

- 1) Ο αριθμός των σχεδίων και των πειραματισμών που έκαναν την εμφάνισή τους ειδικά τα τελευταία 100 χρόνια είναι πραγματικά τεράστιος.
- 2) Οι ερευνητές δεν έχουν καταφέρει να εμβαθύνουν στις σχετικές κινήσεις των διαφόρων τμημάτων των κινητήρων αυτών και ειδικότερα στις κινήσεις που εκτελεί το κέντρο βάρους του κάθε εξαρτήματος.

Ενδεικτικά, ο ίδιος ο Felix Wankel αναφέρει ότι έχουν διερευνηθεί 864 διαφορετικές διατάξεις τέτοιων κινητήρων! Από αυτές, 278 έχουν αποδειχθεί μη εφαρμόσιμες, 149 έχουν μελετηθεί επαρκώς και ταξινομηθεί κατάλληλα,

ενώ 437 από αυτές είτε βρίσκονται υπό στάδια εξέλιξης είτε δεν έχουν ακόμη διερευνηθεί. Από τα νούμερα αυτά είναι εύκολο λοιπόν να καταλάβουμε ότι το πεδίο έρευνας των κινητήρων αυτών φαντάζει πραγματικά ανεξάντλητο.

Πρέπει εδώ να αναφερθεί ότι, κατά τα πρώτα χρόνια ανάπτυξης των κινητήρων αυτών, πολλά από τα φαινόμενα που στη συνέχεια θα προκαλούσαν έντονο προβληματισμό δεν αποτελούσαν αντικείμενο έρευνας. Για παράδειγμα, το ζήτημα αποφυγής φαινομένων αδράνειας μέσω επίτευξης σταθερής ταχύτητας λειτουργίας δεν προέκυπτε στους κινητήρες μεγάλου βάρους, επειδή ακριβώς οι χαμηλές ταχύτητες στις οποίες λειτουργούσαν δεν επέτρεπαν την εμφάνισή τους. Με τον καιρό όμως άρχισε να δίνεται βάρος στην επίτευξη ομοιόμορφων ταχυτήτων των κινούμενων μερών, καθότι άρχισαν να εμφανίζονται ταχύστροφοι κινητήρες στους οποίους τα αδρανειακά φαινόμενα γίνονταν πολύ πιο έντονα σε μεταβολές της ταχύτητάς τους.

Στους ηλεκτροκίνητους κινητήρες ο στόχος αυτός επετεύχθη πολύ γρηγορότερα. Ωστόσο η εφαρμογή σταθερών ταχυτήτων στους λεγόμενους κινητήρες θετικού εκτοπίσματος (και κατά συνέπεια στις Μ.Ε.Κ) είχε συνέχεια και στους αεριοστροβίλους. Συνεπώς το υπόβαθρο μελέτης τέτοιων φαινομένων για τους τελευταίους ήταν ήδη στέρεο.

Συνεπώς, κατά τη μελέτη και κατηγοριοποίηση των διαφόρων διατάξεων εμβολοφόρων μηχανών τύπου ρότορα θα πρέπει να αποτελεί κύριο μέλημα η αδρανειακή συμπεριφορά των διαφόρων κινούμενων τμημάτων τους και η εφαρμογή όσο το δυνατόν πιο ομαλού πεδίου ταχυτήτων σε αυτά, ώστε να επιτυγχάνονται και υψηλές ταχύτητες περιστροφής.

3.2. Κατηγορίες Εμβολοφόρων κινητήρων τύπου

«ρότορα»-Κριτήρια

Η κατηγοριοποίηση των ROPIMA (ή τουλάχιστον οι απαρχές της) θα ήταν πολύ δύσκολη χωρίς την ουσιαστική συμβολή του Franz Reulaux, 1829-1905 (προς τιμήν του οποίου έχει ονομαστεί «κατατομή Reulaux» η διαμόρφωση του πλευρικού περιγράμματος του οδόντα των κοινών γραναζιών). Η κατηγοριοποίηση που πρότεινε θεωρείται με τα σημερινά δεδομένα ελλιπής (λόγω ανεπάρκειας γνώσεων της τότε εποχής περί των μηχανών

αυτών), ωστόσο η δομή και τα κριτήριά της αποτέλεσαν πρότυπο σημείο αναφοράς για πολλές δεκαετίες. Ο Reulaux ενθάρρυνε μεταξύ άλλων και τον Otto στην ανάπτυξη του κινητήρα του παρέχοντας πολλές χρήσιμες τεχνικές γνώσεις, ανεξάρτητα του ότι το συγγραφικό του έργο αντικατοπτρίζει το χαμηλό επίπεδο γνώσεων της εποχής περί τους ROPIMA. Εκτός αυτού, ήταν ο πρώτος ο οποίος έδωσε βάση στα προβλήματα στεγανοποίησης ορισμένων ατμομηχανών και επέμεινε να δοθεί λύση στο αντίστοιχο πρόβλημα που παρουσιάζουν οι ROPIMA, μια κατάσταση η οποία προβλημάτισε τόσο τον Felix Wankel όσο και τους σημερινούς ερευνητές.

3.2.1. Κίνηση κέντρου βάρους εμπλεκόμενων τμημάτων

Ανάλογα με τον τρόπο κίνησης των κέντρων βάρους των περιστρεφόμενων τμημάτων διακρίνουμε τρεις μεγάλες κατηγορίες:

- 1) Κινητήρες απλής περιστροφής (Single Rotation Machines-SIM)**
- 2) Κινητήρες πλανητικής περιστροφής (Planetary Rotation Machines-PLM)**
- 3) Κινητήρες περιστρεφόμενου εμβόλου (Rotating Piston Machines-ROM)**

Στο σημείο αυτό, θα πρέπει να τονίσουμε τη διαφορά μεταξύ των εννοιών «rotary piston engines» (που αποτελεί τη γενική ονομασία των μη παλινδρομικών εμβολοφόρων ΜΕΚ) και «rotating piston engines», που αφορά μια συγκεκριμένη υποκατηγορία των παραπάνω (rotating=περιστρεφόμενος, rotary=περιστροφικός- για αποφυγή σύγχυσης η γενική κατηγορία αποδίδεται με τον όρο «τύπου ρότορα»).

Στους κινητήρες απλής περιστροφής, όλα τα κινούμενα τμήματα περιστρέφονται με ομοιόμορφη γωνιακή ταχύτητα γύρω από το κέντρο βάρους τους. Έχουμε πλήρη ισορροπία από πλευράς καταπονήσεων, καθώς δεν εφαρμόζονται δυναμικά φορτία στις εδράσεις-ρουλεμάν. Κατά συνέπεια,

οι κινητήρες αυτοί μπορούν να επιτύχουν τις υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής.

Στους κινητήρες πλανητικής περιστροφής έχουμε, όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, ομοιόμορφη περιστροφή κινούμενων τμημάτων γύρω από το κέντρο βάρους τους. Επιπλέον όμως, τουλάχιστον ένα από αυτά εκτελεί πλανητική περιστροφική κίνηση (κυκλικής ή κατά προσέγγιση κυκλικής τροχιάς) γύρω από σταθερό σημείο. Και τα δύο είδη περιστροφών εκτελούνται υπό σταθερή γωνιακή ταχύτητα. Ωστόσο, παρά την ομοιομορφία του μηχανισμού, είναι δυνατόν να εφαρμόζονται σε τουλάχιστον ένα έδρανο δυνάμεις λόγω των κινούμενων μαζών. Η ικανότητα των εδράνων να φέρουν τέτοιου είδους φορτία επηρεάζει αντίστοιχα τις δυνατότητες των κινητήρων αυτών για επίτευξη μέσων /υψηλών ταχυτήτων επιστροφής.

Οι κινητήρες περιστρεφόμενου εμβόλου μπορούν με τη σειρά τους να χωριστούν σε δύο κατηγορίες: σε κείνους που ο κινηματικός τους μηχανισμός προσομοιάζει εκείνον των κινητήρων απλής περιστροφής (**Single Rotating Piston Machines-SROM**) και σε κείνους που τοποθετούνται πλησιέστερα στους κινητήρες πλανητικής περιστροφής (**Planetary Rotating Piston Machines-PRM**). Το κινούμενο στοιχείο ισχύος (έμβολο ή ρότορας) της πρώτης κατηγορίας δύναται να εκτελεί περιστροφή μεταβλητής ταχύτητας, ενώ το ίδιο μπορούμε να πούμε για την κίνηση επί της τροχιάς του αντίστοιχου στοιχείου της δεύτερης κατηγορίας. Μπορεί όμως και να είναι ρυθμισμένο ώστε να περιστρέφεται με σταθερή ταχύτητα. Στην περίπτωση αυτή, ένα τουλάχιστον ακόμη από τα τμήματα που συγκροτούν το θάλαμο καύσης θα πρέπει να περιστρέφεται με μεταβλητή γωνιακή ταχύτητα ή να παλινδρομεί.

Οι κινητήρες περιστροφικού εμβόλου καθίστανται κατάλληλοι μόνο για χαμηλές ή μεσαίες ταχύτητες περιστροφής.

3.2.2. Σχετική θέση αξόνων περιστροφής

Ανάλογα με τη σχετική θέση των αξόνων περιστροφής των εμπλεκόμενων τμημάτων έχουμε τις εξής κατηγορίες:

1) **κινητήρες ROPIMA παράλληλων αξόνων**

2) **κινητήρες ROPIMA κεκλιμένων αξόνων**

3) **κινητήρες ROPIMA διασταυρούμενων αξόνων**

Στους κινητήρες ROPIMA παράλληλων αξόνων, οι άξονες προσομοιάζουν εκείνους δύο εμπλεκόμενων οδοντωτών τροχών. Εδώ, πέρα από τις διάφορες παραλλαγές που μπορούμε να συναντήσουμε, έχουμε δύο κύριες υποκατηγορίες, τους ROPIMA με παράλληλους εξωτερικούς και εκείνους με παράλληλους εσωτερικούς άξονες. Στην πρώτη περίπτωση έχουμε διάταξη αξόνων παρόμοια με εκείνη εξωτερικών γραναζιών, ενώ στη δεύτερη περίπτωση έχουμε διάταξη «πινιόν-οδοντωτής στεφάνης/κορώνας». Στην ειδική περίπτωση που οι άξονες συμπίπτουν, τότε έχουμε το λεγόμενο **κινητήρα κεντρικού άξονος**.

Στους κινητήρες ROPIMA κεκλιμένων αξόνων, οι δύο άξονες βρίσκονται τοποθετημένοι με κλίση ο ένας ως προς τον άλλον, όπως ακριβώς συμβαίνει με τους άξονες δύο κωνικών οδοντωτών τροχών. Και εδώ έχουμε επίσης διάκριση σε κινητήρες εξωτερικών και εσωτερικών αξόνων, ενώ τα σχετικά με τους άξονες στοιχεία που απαρτίζουν το θάλαμο εργαζόμενου μέσου κινούνται σχετικά μεταξύ τους όπως π.χ τα γρανάζια ελικοειδούς οδόντωσης.

Στους κινητήρες ROPIMA διασταυρούμενων αξόνων έχουμε επίσης τη διάκριση μεταξύ διατάξεων εσωτερικών και εξωτερικών αξόνων. Οι τύποι αυτοί απαντώνται σπάνια.

3.2.3. Τρόποι εμπλοκής

Ανάλογα με τον τρόπο εμπλοκής μεταξύ των διαφόρων τμημάτων που συγκροτούν το θάλαμο εργαζόμενου μέσου (ή τη σχετική τους κίνηση) έχουμε 5 απλές και ποικίλες πιο σύνθετες κατηγορίες. Έχουμε λοιπόν:

- 1) **Εμπλοκή εκκέντρου (cam engagement-C)**
- 2) **Εμπλοκή ολίσθησης (slip engagement-SI)**
- 3) **Εμπλοκή τόξου (arctuate engagement-A)**
- 4) **Αντίθετη εμπλοκή (counter engagement-Co)**
- 5) **Παλινδρομική εμπλοκή (reciprocate engagement-R)**

Η εμπλοκή εκκέντρου (C) σχετίζεται με τη αντίστοιχη «δράση εκκέντρου», βάση της οποίας διαμορφώνεται η κίνηση των τμημάτων που συγκροτούν το θάλαμο. Για παράδειγμα, σε κινητήρες εσωτερικού άξονα αυτής της κατηγορίας, το εξωτερικό τμήμα περιστρέφεται με πιο μικρή ταχύτητα από το πιο γρήγορο εσωτερικό. Κοινώς, αν προσομοιάζαμε τα τμήματα αυτά με γρανάζια, τότε η αντίστοιχη του εξωτερικού τμήματος οδοντωτή στεφάνη θα διέθετε τουλάχιστον ένα δόντι παραπάνω από τον μικρότερο εσωτερικό τροχό.

Ως γνωστόν, οι νόμοι μετάδοσης ισχύος μεταξύ οδοντωτών τροχών υπαγορεύουν ότι ένας τροχός μικρής διαμέτρου περιστρέφεται με μεγαλύτερη ταχύτητα από τον εμπλεκόμενό του μεγαλύτερης διαμέτρου. Ωστόσο, αυτό δεν είναι απαραίτητο να εφαρμόζεται πάντα στη σχέση μετάδοσης μεταξύ των εμπλεκόμενων τμημάτων των ROPIMA. Η διαπίστωση αυτή αποτελεί χαρακτηριστικό γνώρισμα των κινητήρων εμπλοκής ολίσθησης (slip engagement).

Στην εμπλοκή ολίσθησης (Sl), το εξωτερικό τμήμα περιστροφής περιστρέφεται με μεγαλύτερη ταχύτητα από το εσωτερικό, και συνεπώς το αντίστοιχο «γρανάζι-κορώνα» έχει στην περίπτωση αυτή ένα τουλάχιστον δόντι λιγότερο από το εσωτερικό.

Στο Σχήμα 3.2 έχουμε χαρακτηριστικά παραδείγματα εμπλοκής εκκέντρου και εμπλοκής ολίσθησης που απαντώνται σε κινητήρες απλής περιστροφής-εσωτερικών αξόνων (SIM). Προσοχή απαιτείται στις περιπτώσεις όπου οι άτρακτοι των εμπλεκόμενων τμημάτων εμπλέκονται μέσω γρاناζιών ίδιας διαμέτρου και ίδιου αριθμού οδόντων, οπότε αυτό μπορεί να σημαίνει ότι οι ταχύτητες περιστροφής εσωτερικού και εξωτερικού τμήματος έχουν αντιστραφεί.








Στην εμπλοκή τόξου (A), τα συνεργαζόμενα τμήματα περιστρέφονται σε παράλληλες τοξοειδείς τροχιές με σχέση μετάδοσης 1:1. Η σχέση αυτή είναι προφανές ότι δε μπορεί να επιτευχθεί στους κινητήρες εσωτερικού άξονα μέσω των δύο παραπάνω κατηγοριών που αναφέραμε (εμπλοκής-ολίσθησης). Στην πραγματικότητα, η κίνηση των εμπλεκόμενων τμημάτων δεν έχει σχέση με τη μετάδοση κίνησης μεταξύ δύο γρاناζιών. Υπάρχει διαφορά τόσο στην κατεύθυνση της περιστροφής όσο και στις σχετικές ταχύτητες.

Σε τέτοιου είδους εμπλοκές, και μάλιστα για κινητήρες εξωτερικών αξόνων, η κίνηση των δύο κινούμενων τμημάτων μπορεί να απεικονιστεί με τη συνεργασία τριών γρاناζιών εξωτερικής οδόντωσης, όπου στο σημείο επαφής έχουμε σχετική κίνηση αντίθετης φοράς.

Η προαναφερθείσα διάταξη εμπλοκής ονομάζεται **αντίθετη εμπλοκή (Co)**, και τα εμπλεκόμενα τμήματα περιστρέφονται στην πραγματικότητα με την ίδια φορά, παρά με διαφορετική όπως συμβαίνει σε ζεύγος γρاناζιών εξωτερικής οδόντωσης.

Τέλος, έχουμε τη λεγόμενη **παλινδρομική εμπλοκή (R)**, η οποία απαντάται μόνο σε κινητήρες πλανητικής περιστροφής οι οποίοι δεν δύνανται να μετατραπούν σε κινητήρες απλής περιστροφής.

Στους πίνακες των σχημάτων που ακολουθούν απεικονίζονται πολλά παραδείγματα μηχανών απλής περιστροφής και μηχανών πλανητικής περιστροφής, σε συνδυασμό με κάθε είδους διάταξη αξόνων (εσωτερική-εξωτερική). Κρίνεται αναγκαίο να παρατεθεί υπόμνημα για την επεξήγηση των αντιστοιχιών χρώματος-λειτουργίας για το κάθε τμήμα του κινητήρα (Σχήμα 3.1):

	Piston-runner or rotor (output component)
	Sealing-rotor (sealing component)
	} Alternating or simultaneous piston or rotor and sealing component
	
	Stationary chamber wall
	Crank
	Sealing element

Σχήμα 3.1. Υπόμνημα επεξήγησης πινάκων

Τα χρώματα που απεικονίζονται στο παραπάνω υπόμνημα ερμηνεύονται ως εξής (με σειρά από πάνω προς τα κάτω):

- Ρότορας ή περιστρεφόμενο τμήμα (στοιχείο ισχύος)
- Περιστρεφόμενο τμήμα με στεγανοποιητικό ρόλο (δεν αποδίδει ισχύ)
- Εναλλασσόμενος/ταυτόχρονος ρόλος περιστρεφόμενου τμήματος ως στοιχείο ισχύος ή/και στεγανοποίησης
- Σταθερό τοίχωμα θαλάμου εργαζόμενου μέσου
- Στοιχείο στροφάλου
- Στοιχείο στεγανοποίησης

Similar arrangement to the axes of an external-tooth gear meshing with internal tooth ring gear					
Principle of Engagement	I. Reciprocating engagement (R)	II. Arctuate engagement (A)	III. Cam engagement (Ce) or (Ci)	IV. Slip engagement (S)	V. Counter engagement (Co) or (Coe)
Example of models	Impossible as SIM machines				
Diagrammatic sketch, arrows indicate direction of rotation					
Distinguishing mark		At point of contact the rotating parts move in same direction. Engaging parts pursue parallel circular paths. They revolve at equal r. p. m.	At point of contact motion is in same direction. Engaging component with smaller diameter and higher speed has fewer teeth. Larger diameter part running at lower speed has more teeth.	At contact point rotation in same direction. Larger diameter part with higher speed has fewer teeth. Smaller diameter part with lower speed has more teeth.	Direction of rotation at contact point in opposite direction. Speed ratio may be anything provided it is a whole number.
Gear connections between axes					

Σχήμα 3.2. Κύριες μέθοδοι εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων κινητήρων απλής περιστροφής εσωτερικών αξόνων.

Similar to the axes of a pair of meshing spur gears					
Principle of Engagement	I. Reciprocating engagement (R)	II. Arctuate engagement (A)	III. Cam engagement (Ci) or (Ce)	IV. Slip engagement (S)	V. Counter engagement (Co) or (Coe)
Example of models	Impossible as SIM machines	Impossible with external-axis SIM machines		Cam engagement cannot form chambers on external-axis machines.	
Diagrammatic sketch, arrows indicate direction of rotation					
Distinguishing mark			At contact point rotation in same direction. Component with equal or unequal diameter and higher speed has fewer teeth. Component with equal or unequal diameter and lower speed has more teeth. Component with equal or unequal diameter and equal speed has equal number of teeth.		Direction of rotation at contact point in opposite direction. Speed ratio may be anything provided it is a whole number.
Gear connections between axes					

Σχήμα 3.3. Κύριες μέθοδοι εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων κινητήρων απλής περιστροφής εξωτερικών αξόνων.

Internal-axis PLM with inner piston-rotor similar to the arrangement of axes of pinion and internal-tooth ring gear, the piston-rotor revolving about its own centre of gravity

Principle of Engagement	I. Reciprocating engagement (R)	II. Arctuate engagement (A)	III. Cam engagement (Ci) or (Ce)	IV. Slip engagement (S)	V. Counter engagement (Co) or (Coe)
Example of models					
Diagrammatic sketch, arrows indicate direction of rotation					
Distinguishing mark	Linear motion between the engaging components. Piston-rotor rotates in opposite direction to crank at half crank speed relative to housing. Sealing component also rotates in same direction at half crank speed relative to casing.	Circular parallel motion of the engaging components. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank but at the same speed as the crank relative to the casing.	Rolling motion at engagement point. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank but at higher speed than the crank relative to casing. Engaging component with smaller diameter and higher speed has smaller number of teeth. Engaging component with larger diameter has more teeth.	Rolling motion at engagement point. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank but at lower speed relative to casing. Engaging component with larger diameter has fewer teeth. Engaging component with smaller diameter and lower speed has more teeth.	Counter movement at point of contact. Piston-rotor revolves at equal speed round crank pin at any speed ratio to crank relative to casing provided it is a whole number.
Gear connections between axes					

Σχήμα 3.4. Κύριες μέθοδοι εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων μηχανών πλανητικής περιστροφής εσωτερικών αξόνων με εσωτερικό περιστρεφόμενο στοιχείο ισχύος.

Internal-axis PLM with outer piston-rotor similar to the arrangement of axes of pinion and internal tooth ring gear, piston-rotor rotating about its own centre of gravity

Principle of Engagement	I. Reciprocating engagement (R)	II. Arctuate engagement (A)	III. Cam engagement (Ci) or (Ce)	IV. Slip engagement (S)	V. Counter engagement (Co) or (Coe)
Example of models					
Diagrammatic sketch, arrows indicate direction of rotation					
Distinguishing mark	Linear motion between the engaging components. Piston-rotor rotates in opposite direction to crank at half crank speed relative to housing. Sealing component also rotates in same direction at half crank speed relative to casing.	Circular parallel motion of the engaging components. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank but at the same speed as the crank relative to the casing.	Rolling motion at engagement point. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank at lower speed than the crank relative to casing. Engaging component with smaller diameter has fewer teeth. Larger diameter part with lower speed has more teeth.	Rolling motion at engagement point. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank at higher speed relative to casing. Engaging component with larger diameter and higher speed has fewer teeth. Larger diameter part has more teeth.	Counter movement at point of contact. Piston-rotor revolves at equal speed round crank pin at any speed ratio to crank relative to casing provided it is a whole number.
Gear connections between axes					

Σχήμα 3.5. Κύριες μέθοδοι εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων κινητήρων πλανητικής περιστροφής εσωτερικών αξόνων με εξωτερικό περιστρεφόμενο στοιχείο ισχύος.

External-axis PLM have axes similarly arranged to meshing spur gears and the rotating piston-rotor revolves round its c.g. which itself follows a circular path

Principle of Engagement	I. Reciprocating engagement (R)	II. Arctuate engagement (A)	III. Cam engagement (Ci) or (Ce)	IV. Slip engagement (S)	V. Counter engagement (Co) or (Coe)
Example of models			 Sealing component if present = crank	Cam engagement cannot form chambers on external-axis machines.	 Sealing component if present = crank
Diagrammatic sketch; arrows indicate direction of rotation					
Distinguishing mark	Linear motion of engaging components. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank and at the same speed relative to the casing. Crankshafts rotate in opposite directions.	Circular parallel motion of the engaging components. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank and at the same speed relative to casing. Crankshafts rotate in the same direction.	Rolling motion at engaging point. Piston-rotor revolves in the same direction relative to housing. Engaging component with equal or unequal diameters and higher speeds have fewer teeth. Engaging component with equal or unequal diameters and lower speeds have more teeth. Engaging component with equal or unequal diameters have equal number of teeth.		Counter rolling movement at contact point. Piston-rotor revolves in opposite direction to crank pin at any speed ratio relative to crank, provided it is a whole number.
Gear connections between axes					

Σχήμα 3.6. Κύριες μέθοδοι εμπλοκής κινητήρων πλανητικής περιστροφής εξωτερικών αξόνων.

Classification of single-rotation machines (SIM)

	INTERNAL-AXIS				
	no stationary chamber walls	outer or inner stationary chamber walls			
		outer	inner	outer	inner
I. Reciprocating engagement					
II. Arctuate engagement					
III. Cam engagement					
IV. Slip engagement					
V. Counter engagement					

Σχήμα 3.7. Κύρια είδη μηχανών απλής περιστροφής εσωτερικών αξόνων με κριτήρια το είδος εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων και το είδος των τοιχωμάτων θαλάμου εργαζόμενου μέσου (σταθερά-κινητά).

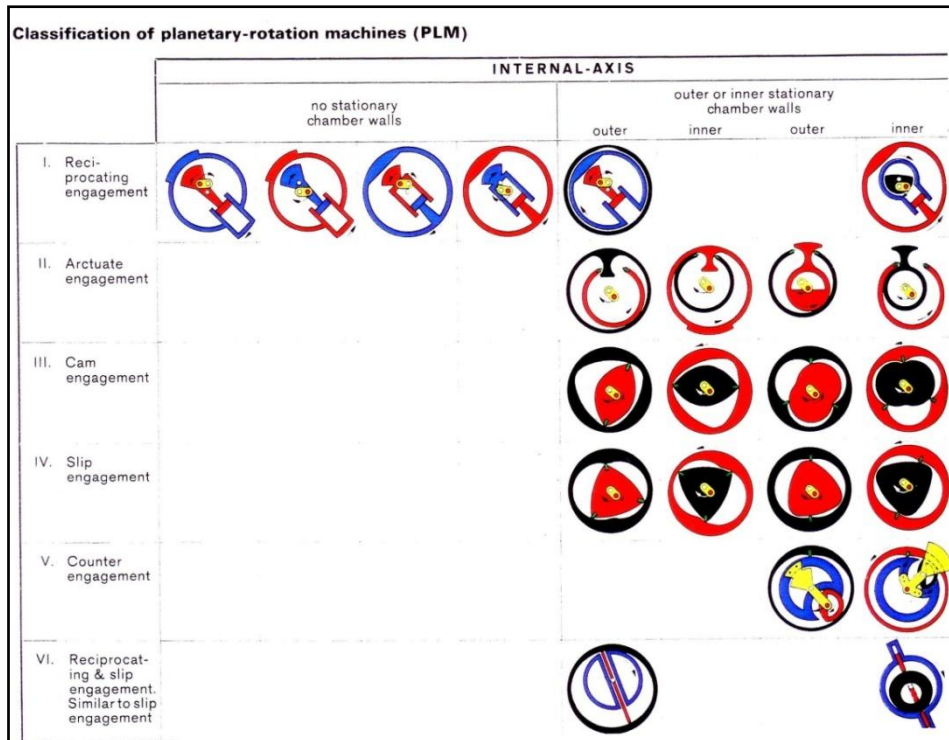
3.2.4. Παρατηρήσεις

1) Στους πίνακες αυτούς γίνεται λόγος για εμπλοκή (engagement) μεταξύ των διαφόρων τμημάτων. Αυτό σημαίνει ότι τα κέντρα τους συμπίπτουν ασυνεχώς κατά τη σχετική τους κίνηση. Στην περίπτωση που αυτά συμπίπτουν συνεχώς, χρησιμοποιείται ο όρος envelopment (=περιέλιξη, «εγκολπισμός» του ενός τμήματος από το άλλο.

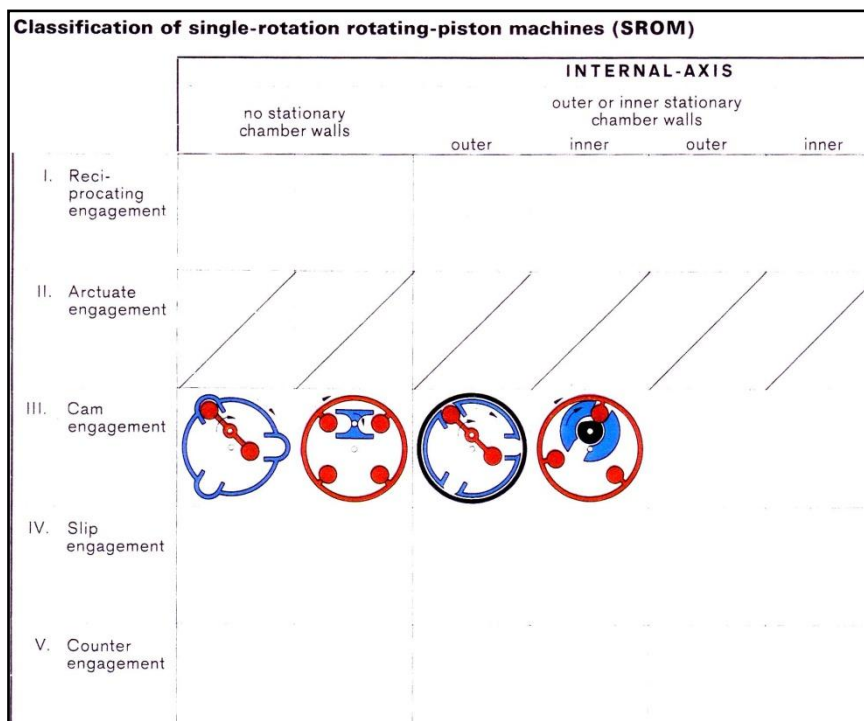
2) Στους κινητήρες εσωτερικού άξονα, το λεγόμενο σημείο εμπλοκής βρίσκεται πάντα εκεί όπου η απόσταση των δύο στοιχείων περιστροφής γίνεται ελάχιστη. Στο σημείο αυτό η εμπλοκή είναι σαφώς πιο διακριτή και το μέγεθος του θαλάμου εργαζόμενου μέσου έχει την ελάχιστη δυνατή τιμή. Απ' την άλλη μεριά η εμπλοκή δεν είναι σαφής στο αντιδιαμετρικό σημείο όπου η απόσταση μεταξύ των εμπλεκόμενων τμημάτων είναι μεγαλύτερη, χωρίς ωστόσο να επηρεάζεται η ικανότητά τους να προσφέρουν ικανοποιητική στεγανοποίηση του θαλάμου.

3.3. Τύποι και εκδόσεις

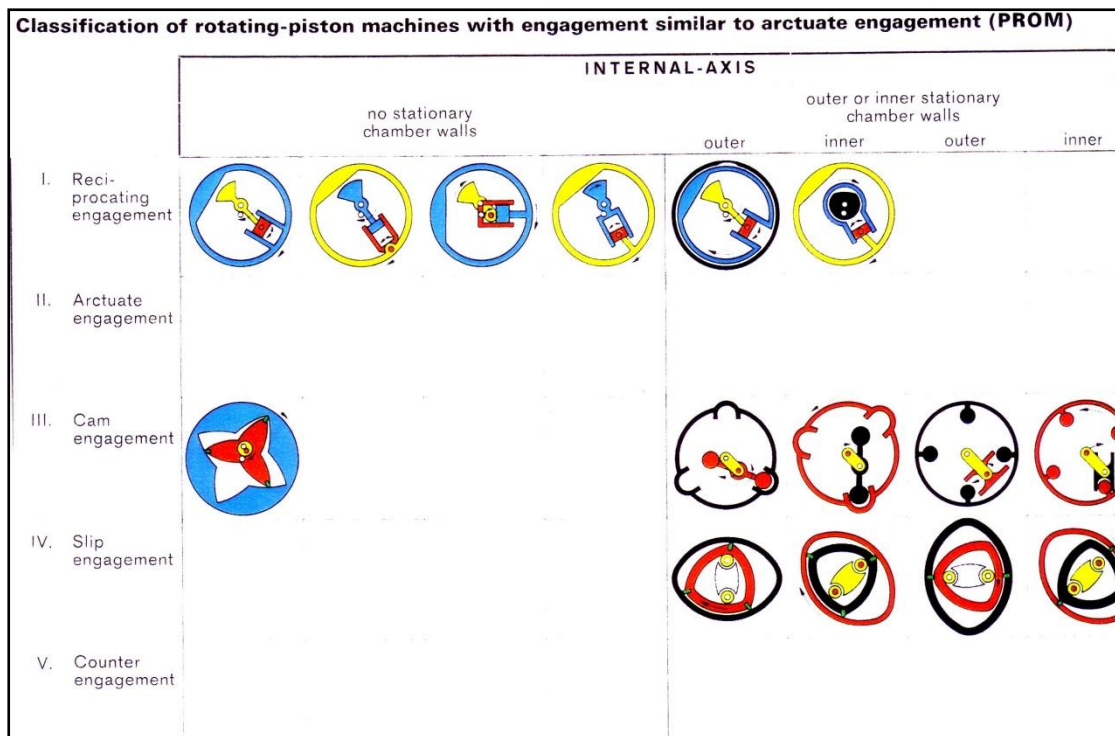
Στους πίνακες των παρακάτω σχημάτων παριστάνονται συγκεντρωτικά οι τρεις μεγάλες κατηγορίες εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ τύπου ρότορα (SIM, PLM, PROM). Σε κάθε κατηγορία βρίσκουμε διατάξεις που διακρίνονται τόσο βάση της θέσης των αξόνων τους (εσωτερικοί, εξωτερικοί), όσο και βάση της εμπλοκής μεταξύ των κινούμενων τμημάτων (εκκέντρου, ολίσθησης κλπ.)



Σχήμα 3.8. Κύρια είδη κινητήρων πλανητικής περιστροφής εσωτερικών αξόνων με κριτήρια το είδος εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων και το είδος των τοιχωμάτων θαλάμου εργαζόμενου μέσου (σταθερά-κινητά).



Σχήμα 3.9. Κύρια είδη κινητήρων περιστρεφόμενου εμβόλου («απλής περιστροφής») με κριτήρια το είδος εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων και το είδος των τοιχωμάτων θαλάμου εργαζόμενου μέσου (σταθερά-κινητά).



Σχήμα 3.10. Κύρια είδη μηχανών περιστρεφόμενου εμβόλου («πλανητικής περιστροφής») με κριτήρια το είδος εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων και το είδος των τοιχωμάτων θαλάμου εργαζόμενου μέσου(σταθερά-κινητά).

Παρατηρούμε ότι για να μπορέσουμε να προσδιορίσουμε επακριβώς το είδος ενός κινητήρα εμβόλου-ρότορα απαιτούνται και διάφορες άλλες παράμετροι, επιπρόσθετοι εκείνων που αναφέραμε παραπάνω. Τέτοιες είναι το σχήμα και η διαρρύθμιση του στοιχείου ισχύος του κινητήρα (ρότορας ή έμβολο), καθώς και το είδος των τοιχωμάτων του θαλάμου εργαζόμενου μέσου(σταθερά-κινητά).

3.4. Σχήμα - διαρρύθμιση στοιχείου ισχύος

Στη γραμμή I, στήλες 1-4 του πίνακα του σχήματος 3.8 διακρίνουμε 4 είδη κινητήρων πλανητικής περιστροφής παλινδρομικής εμπλοκής (R) που αντιστοιχούν σε τέσσερις ειδικές κατηγορίες:

- 1) Διάταξη εισχωρούντος εσωτερικού στοιχείου ισχύος (κινητήρας I1)
- 2) Διάταξη εισχωρούντος εξωτερικού στοιχείου ισχύος (κινητήρας I4)
- 3) Διάταξη περικλείοντος εσωτερικού στοιχείου ισχύος (κινητήρας I3)
- 4) Διάταξη περικλείοντος εξωτερικού στοιχείου ισχύος (κινητήρας I2)

Η παραπάνω διάκριση εφαρμόζεται στους πλανητικούς κινητήρες τοξοειδούς εμπλοκής (A). Ωστόσο, για εμπλοκή διάφορη των δύο που προαναφέραμε η κατηγοριοποίηση αυτή είναι πιο δύσκολη.

3.5. Είδος τοιχωμάτων θαλάμου εργαζόμενου μέσου

Διακρίνουμε τέσσερις περιπτώσεις διαμόρφωσης του θαλάμου εργαζόμενου μέσου:

- 1) Θάλαμος συγκροτούμενος μόνο από κινούμενα τμήματα
- 2) Εξωτερικός θάλαμος συγκροτούμενος από τουλάχιστον ένα κινούμενο και ένα σταθερό τμήμα.
- 3) Εσωτερικός θάλαμος συγκροτούμενος από τουλάχιστον ένα κινούμενο και ένα σταθερό τμήμα.
- 4) Εσωτερικός και εξωτερικός θάλαμος συγκροτούμενος από τουλάχιστον ένα κινούμενο και ένα σταθερό τμήμα.

3.6. Σχέσεις περιστροφής

Η σχέση περιστροφής ενός κινητήρα εμβόλου-ρότορα απεικονίζει το λόγο ταχυτήτων μεταξύ των διαφόρων τμημάτων.

Συγκεκριμένα, στους κινητήρες απλής περιστροφής εσωτερικού άξονα, η ταχύτητα περιστροφής του εσωτερικού περιστρεφόμενου τμήματος μικρότερης διαμέτρου παρατίθεται πρώτη και δεύτερη ακολουθεί η ταχύτητα του εξωτερικού τμήματος μεγαλύτερης διαμέτρου. Έτσι, για εμπλοκή εκκέντρου ο πρώτος αριθμός είναι μεγαλύτερος (π.χ σχέση μετάδοσης 2:1, 3:2 κλπ), ενώ για εμπλοκή ολίσθησης ισχύει το αντίστροφο (π.χ 1:2, 2:3 κλπ).

Τα ίδια ισχύουν και για τους κινητήρες πλανητικής περιστροφής (όπως είναι οι κινητήρες Wankel). Εδώ η ταχύτητα περιστροφής του σταθερού (στην περίπτωση αυτή) τμήματος έχει μεταφερθεί στη στροφαλοφόρο άτρακτο μέσω εφαρμογής της κατάλληλης σχέσης μετάδοσης που θα υφίστατο αν το σταθερό τμήμα κινούνταν.

Όσον αφορά τους κινητήρες εξωτερικού άξονα, ισχύει η ίδια διατύπωση και για τις δύο κατηγορίες: προηγείται η ταχύτητα περιστροφής του μικρότερου τμήματος, ακόμη και αν κάποιο από τα υπόλοιπα είναι σταθερό.

3.7. Σημεία τροχιάς επαφών

Ένα ακόμη κύριο ζήτημα στους ROPIMA αποτελεί η σχετική θέση των σημείων της τροχιάς επαφών, καθώς και η τοποθέτηση των στοιχείων (ή ακμών στεγανοποίησης) επί των διαφόρων τμημάτων στεγανοποίησης. Εδώ έχουμε 2 κατηγορίες:

- 1) κινητήρες στις οποίους αυτά τοποθετούνται στο εσωτερικό κομμάτι (ακολουθούνται από το πρόθεμα «i»)
- 2) κινητήρες όπου τα εξαρτήματα στεγανοποίησης τοποθετούνται στο εξωτερικό κομμάτι (ακολουθούνται από το πρόθεμα «e»)

Τα προθέματα τοποθετούνται πάντα έπειτα από τη συντομογραφία με την οποία δηλώνεται η αντίστοιχη μέθοδος εμπλοκής συνεργαζόμενων τμημάτων του κινητήρα (εκκέντρου, ολίσθησης κλπ).

Μιλώντας συγκεκριμένα για τον κινητήρα πλανητικής περιστροφής Wankel, ο οποίος αποτελεί το αντικείμενο της ανάλυσής μας, τα εξαρτήματα στεγανοποίησης βρίσκονται πάνω στο εσωτερικό κομμάτι, συνεπώς πρόκειται για **κινητήρα PLM εσωτερικών αξόνων Sli (εμπλοκής ολίσθησης)**.

3.8. Συμπεράσματα επί των εμβολοφόρων κινητήρων τύπου «ρότορα»

Είναι λοιπόν αντιληπτό από όλη την παραπάνω ανάλυση, καθώς και από τις εικόνες που τη συνοδεύουν, ότι οι συνδυασμοί κινητήρων που μπορούν να προκύψουν από τις διάφορες κατηγορίες που αναπτύχθηκαν είναι πάρα πολλοί. Στην πραγματικότητα, μόνο ένα μέρος τους έχει μελετηθεί σε ικανοποιητικό βαθμό. Μάλιστα, οι προσπάθειες επικεντρώνονται περισσότερο στη βελτίωση και στην αξιοποίηση των ήδη υπαρχόντων σχεδίων παρά στην ανακάλυψη νέων.

Αν προσθέσουμε στην ταξινόμηση των κινητήρων αυτών και τις διατάξεις που σχετίζονται με τις κατηγορίες κεκλιμένων και διασταυρούμενων αξόνων, τότε ο αριθμός τους αυξάνεται ακόμη περισσότερο. Μάλιστα ο Wankel συμπεριέλαβε

στην ταξινόμησή του περιστροφικές αντλίες και συμπιεστές. Το ερώτημα όμως που προκύπτει σχετίζεται με το πώς θα είμαστε σε θέση να γνωρίζουμε αν μια συγκεκριμένη ROPIMA είναι σε θέση να εκτελεί θερμοδυναμικό κύκλο «εισαγωγής / συμπίεσης αντιδρώντων-καύσης-εκτόνωσης / εξαγωγής προϊόντων», με συνέπεια την παραγωγή ωφέλιμης ισχύος. Με άλλα λόγια, **θα πρέπει να γνωρίζουμε τα κριτήρια πρέπει να πληρεί μια εμβολοφόρος μηχανή εμβόλου τύπου ρότορα-Rotary Piston Engine- ώστε να καθίσταται μια πραγματική μηχανή εμβόλου τύπου ρότορα περιστροφικής καύσης-Rotary Piston (RC) Engine (RC=ROTARY COMBUSTION), και φυσικά να είναι συγχρόνως αρκούτως ανταγωνιστική έναντι των εμβολοφόρων παλινδρομικών M.E.K.**

Οι παράμετροι που θα πρέπει να λαμβάνονται οπωσδήποτε υπ'όψιν είναι οι εξής:

- 1) Όλα τα κινούμενα τμήματα θα πρέπει να περιστρέφονται με σταθερή ταχύτητα.
- 2) Ύπαρξη σωστής διάταξης στεγανοποίησης «κλειστής διαδρομής». Θα πρέπει να εξασφαλίζεται η απουσία διαρροών εργαζόμενου μέσου ή/και συστατικών λίπανσης από τον ρότορα και το θάλαμό του, καθώς και η ελαχιστοποίηση του μεταξύ όγκου ο οποίος δεν αξιοποιείται κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.
- 3) Ο κινητήρας θα πρέπει να καθίσταται ικανός να εκτελεί ένα πλήρη θερμοδυναμικό κύκλο με φάσεις εισρόφησης, συμπίεσης, καύσης και εκτόνωσης εργαζόμενου μέσου. Συνεπώς θα πρέπει να έχουν προβλεφθεί κατάλληλες περιόδους λειτουργίας βαλβίδων/θυρίδων, ενταγμένες ικανοποιητικά στις απαιτούμενες προδιαγραφές.
- 4) Θα πρέπει να επιτυγχάνεται υψηλός βαθμός εκμετάλλευσης του θαλάμου εργαζόμενου μέσου, καθώς και υψηλός λόγος ισχύος/βάρους.
- 5) Τα εξαρτήματα του κινητήρα θα πρέπει να αντέχουν και στις πιο δύσκολες συνθήκες πιέσεων και ταχυτήτων περιστροφής στις οποίες τυχαίνει να υπόκεινται.
- 6) Ύπαρξη κατάλληλου συστήματος λίπανσης και ψύξης.

7) Ο κινητήρας δε θα πρέπει να είναι μεγαλύτερος σε μέγεθος, βάρος ή να κοστίζει περισσότερο από τον αντίστοιχο παλινδρομικό που αναπτύσσει παραπλήσια ισχύ.

8) Η παραγόμενη ισχύς, καθώς και η κατανάλωση καυσίμου, θα πρέπει να είναι ανταγωνιστική των καλύτερων επιδόσεων αντίστοιχου παλινδρομικού κινητήρα. Θα ήταν μάλιστα προτιμότερο ο περιστροφικός κινητήρας να υπερέχει σε τουλάχιστον ένα σημείο κατά τη μεταξύ τους σύγκριση. Για παράδειγμα, επιθυμούμε στο ίδιο μέγεθος και βάρος να παράγει μεγαλύτερη ωφέλιμη ισχύ, ενώ αντίστροφα για δεδομένη ωφέλιμη ισχύ επιδιώκουμε πιο συμπαγές μέγεθος περιστροφικού κινητήρα.

Σε περίπτωση που τα παραπάνω δεν ικανοποιούνται για ένα συγκεκριμένο σχέδιο, είναι άστοχη και άκαιρη η περαιτέρω εξέλιξή του, καθώς δε μπορεί να επιτελέσει τον απαιτούμενο ρόλο ως μηχανή περιστροφικής καύσης. Επίσης, μπορούμε να πούμε ότι είναι το ίδιο περιπτώ για έναν ερευνητή να μελετά τις περαιτέρω δυνατότητες και προτάσεις που μπορεί να του προσφέρει ένα νέο σχέδιο όταν αυτές έχουν ήδη ικανοποιηθεί από παλαιότερα και απλούστερα. Έτσι κατά τη διάρκεια όλων των ετών της έρευνας που διεξήχθη και συνεχίζει να διεξάγεται επί των ROPIMA, αποδεικνύεται ότι πολλά σχέδια δεν προχωρούν στην υλοποίησή τους επειδή ακριβώς δεν πληρούν ορισμένα από τα κριτήρια που προαναφέραμε.

Κλείνοντας το κεφάλαιο αυτό, μπορούμε να πούμε ότι η πορεία προς τον κινητήρα πλανητικής περιστροφής Wankel όπως τον γνωρίζουμε ως τις μέρες μας χαρακτηρίστηκε από τις προσπάθειες μεγάλων ερευνητών (όπως ο Relaux αλλά και ο ίδιος ο Wankel) να κατανοήσουν πρώτα το πλήρες υπόβαθρο λειτουργίας των κινητήρων εμβόλου «ρότορα» (κυρίως ο πρώτος) ώστε να προχωρήσουν σε σχέδια και διατάξεις άμεσα υλοποιήσιμες (κυρίως ο δεύτερος), με αποφασιστικότερο βήμα την εμφάνιση του πρώτου κινητήρα Wankel απλής περιστροφής (προπομπού του αντίστοιχου Wankel πλανητικής περιστροφής) κατά τη δεκαετία του 1960.

Κεφάλαιο 4. Ο πρωτότυπος κινητήρας (SIM) NSU Wankel RC

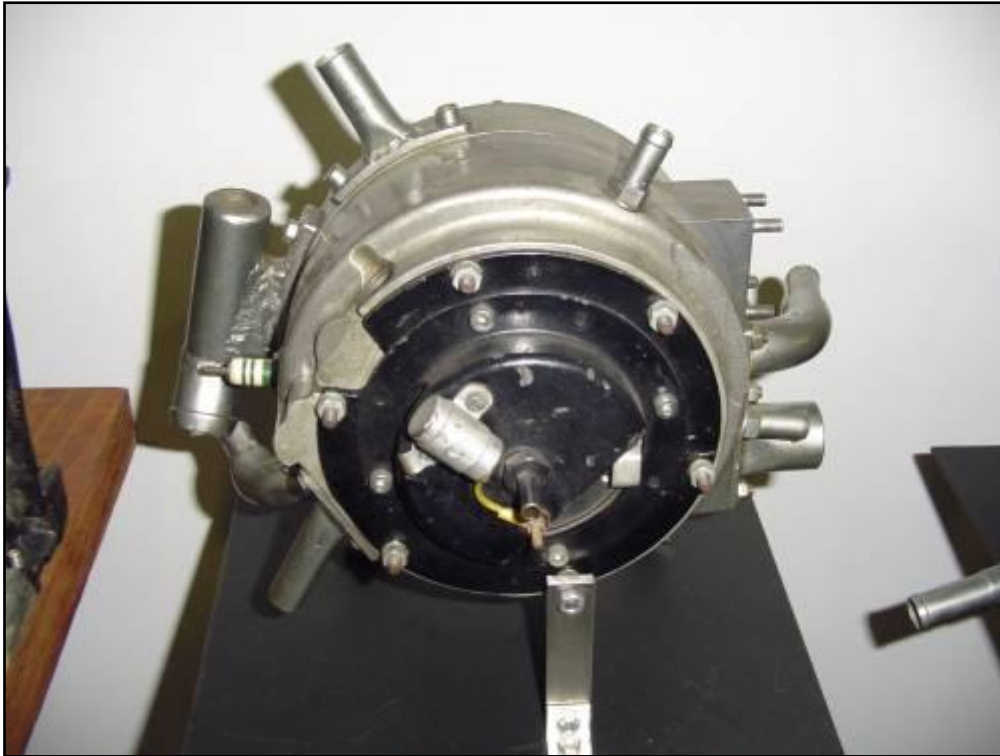
4.1. Εισαγωγή

Η ιστορία των κινητήρων αυτών ξεκινά στα 1954 με την παρουσίαση του σχεδίου KKM 54 της εταιρίας NSU από τον Felix Wankel (Εικόνα 4.1). Αποτέλεσε μια ομολογουμένως σημαντικότερη εφεύρεση στον τομέα της κίνησης, η οποία φιλοδοξούσε να θέσει ένα τέλος στο μονοπώλιο των παλινδρομικών κινητήρων.

Επιπλέον, το Φεβρουάριο του 1957 παρουσιάστηκε από τον Hanns Dieter Paschke ο κινητήρας απλής περιστροφής/περιστροφικής καύσης NSU KKM 57 (Εικόνα 4.2).



Εικόνα 4.1.Ο κινητήρας απλής περιστροφής NSU KKM54 του F.Wankel.



Εικόνα 4.2. Ο κινητήρας KKM 57 του Hanns Dieter Paschke.

4.2. Βασικά χαρακτηριστικά

Τεχνικά στοιχεία πρωτοτύπου SIM NSU KKM57 125cc RC Engine

(1957):

Μέγιστος όγκος εμβολισμού: 125cm³.

Καθαρή ισχύς (ισχύς πέδης): 28,6HP στις 17.000rpm (εξωτερικό περιστρεφόμενο τμήμα ισχύος) -11.330rpm (εσωτερικός ρότορας)

Κατανάλωση καυσίμου: 0.233kg/HP/hr

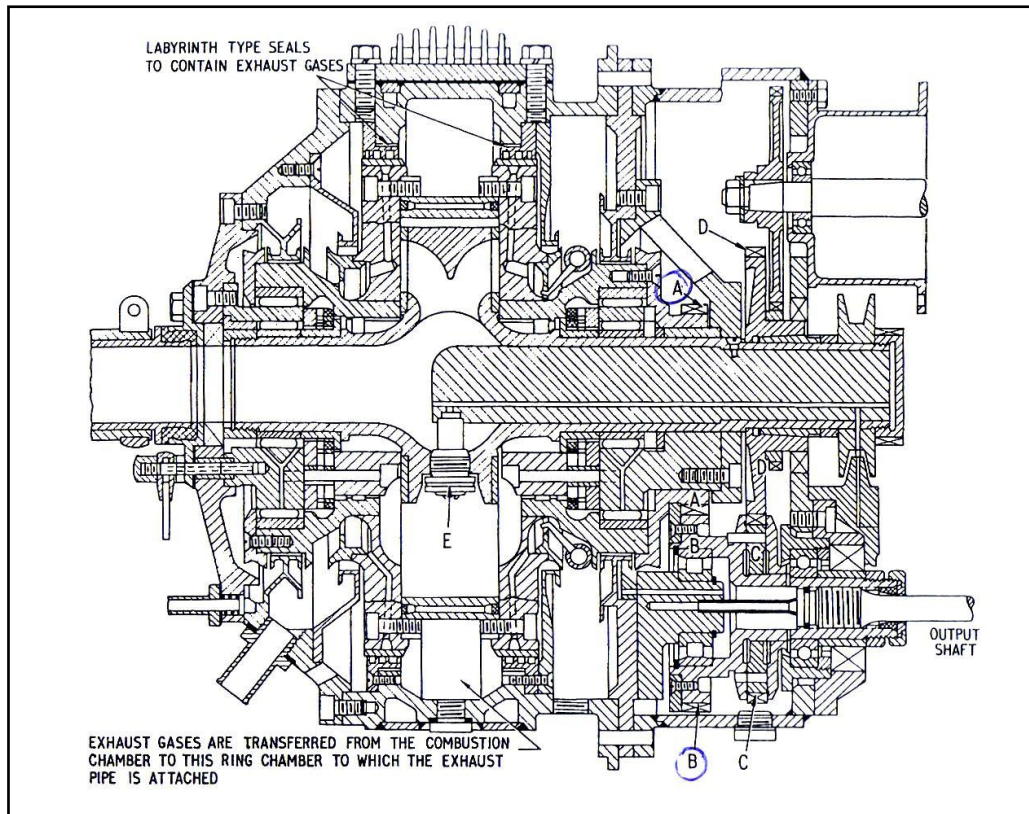
Μέση ενδεικνύμενη πίεση: 8.5kg/cm²

Η λειτουργία του κινητήρα διέπεται από τις τέσσερις φάσεις του γνωστού θερμοδυναμικού κύκλου (αναρρόφηση, εργαζόμενου μέσου, συμπίεση, καύση/εκτόνωση καυσαερίων, εξαγωγή) και εκτελούνται διαδοχικά σε κάθε έναν από τους τρεις σχηματιζόμενους μεταβλητούς θαλάμους ξεχωριστά. Η πραγματοποίηση ενός κύκλου εντός θαλάμου απαιτεί περιστροφή 360° της ατράκτου του περιστρεφόμενου εμβόλου σε σχέση με το εξωτερικό τμήμα.

Ως γνωστόν, ο κινητήρας εμβόλου-ρότορα SIM αποτελείται από δύο κινούμενα τμήματα, το εσωτερικό χαμηλότερης ταχύτητας και το εξωτερικό υψηλότερης. Σε δύο περιστροφές του εσωτερικού ρότορα αντιστοιχούν τρεις περιστροφές του εξωτερικού (σχέση μετάδοσης 2:3). Επίσης, έχουμε το περίβλημα έδρασης των περιστρεφόμενων τμημάτων καθώς και το κατάλληλο σύστημα οδοντωτών τροχών το οποίο εξασφαλίζει την επιθυμητή μεταξύ τους κίνηση(λόγο ταχυτήτων). Το εξωτερικό κινούμενο τμήμα έχει επιτροχειοειδή διαμόρφωση στην εσωτερική του επιφάνεια, ενώ το εσωτερικό τμήμα έχει σχήμα ισόπλευρου τριγώνου με προφίλ πλευρών όπως το περιγράψαμε στην προηγούμενη ενότητα. Η απόσταση μεταξύ των αξόνων τους είναι ίση με e . (Τα συγκεκριμένα χαρακτηριστικά θα αναπτυχθούν εκτενώς από γεωμετρικής σκοπιάς στο Κεφάλαιο 7).

Τα κινούμενα τμήματα περιστρέφονται με σταθερές ταχύτητες γύρω από το κέντρο βάρους τους. Συνεπώς, στους κινητήρες αυτούς παρουσιάζεται ισορροπία κινούμενων μαζών και δεν εμφανίζονται αδρανειακές δυνάμεις οι οποίες έχουν δυσμενή επίδραση επί των διαφόρων εδράσεων. Επιπρόσθετα, οι κορυφές του εσωτερικού ρότορα κινούνται επί ομαλής κυκλικής τροχιάς, συνεπώς απουσιάζουν τυχόν δυνάμεις Coriolis οι οποίες ευθύνονται για τα κρουστικά φαινόμενα των ακμών επί της εσωτερικής επιφάνειας του θαλάμου(αύλακες). Τα χαρακτηριστικά αυτά καθιστούν τον κινητήρα SIM του Wankel ικανή για την επίτευξη υψηλών ταχυτήτων περιστροφής.

Στο Σχήμα 4.1 φαίνονται οι οδοντωτοί τροχοί A,B διαμέσου των οποίων λαμβάνουμε ροπή και κατά συνέπεια ισχύ από το εξωτερικό τμήμα, και οι τροχοί C και D που σχετίζονται με την κίνηση του εσωτερικού ρότορα και την κάλυψη των απωλειών λόγω τριβής. Ουσιαστικά και οι δύο τροχοί συνδέονται μέσω των σχετικών οδοντωτών τροχών με την άτρακτο ισχύος, αλλά μόνον το εξωτερικό τμήμα αποτελεί το στοιχείο ισχύος εξόδου, καθώς η συνισταμένη των δυνάμεων που ασκούνται από το καυσαέριο επί του τριγωνικού εμβόλου διέρχεται από το κέντρο του, οπότε δεν αναπτύσσεται κάποια ροπή και κατά συνέπεια ωφέλιμη ισχύς. Από την άλλη, η συνισταμένη των δυνάμεων από τα καυσαέρια που ενεργούν επί του εξωτερικού στοιχείου δεν διέρχονται από το κέντρο του, και όπως είναι φυσικό έχουμε περιστροφή του και ανάπτυξη ροπής-ωφέλιμη ισχύος.

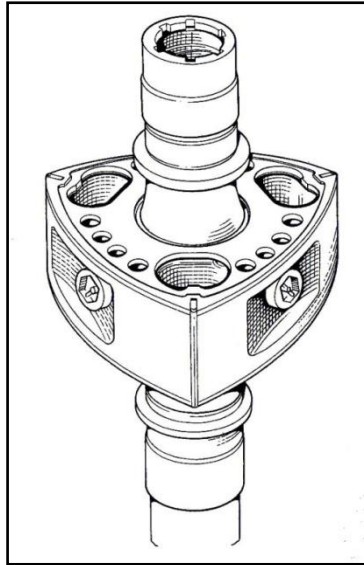


Σχήμα 4.1. Τομή του κινητήρα SIM KKM57P (1957).

Το καρμπυρατέρ, όπου έχουμε προετοιμασία του μίγματος αέρα-καυσίμου, βρίσκεται σε σταθερή (ομοαξονική της ατράκτου του εμβόλου) επέκταση. Το μίγμα διοχετεύεται διαμέσου της κούφιας εσωτερικής ατράκτου, του εσωτερικού εμβόλου και κατάλληλα τοποθετημένων θυρίδων στις πλευρές του εξωτερικού ρότορα. Αυτό βοηθά αποτελεσματικά (με μικρή απώλεια σε βαθμό όγκου/εμβαδού θαλάμου) στην ψύξη του τριγωνικού εμβόλου και των σπινθηριστών.

Οι θυρίδες εισόδου/εξόδου του εργαζόμενου μέσου βρίσκονται στον εξωτερικό ρότορα και αποκαλύπτονται/επικαλύπτονται κατά τη σχετική του κίνηση.

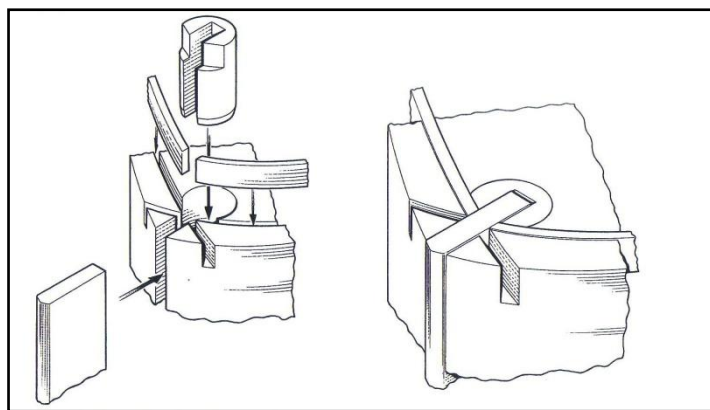
Οι σπινθηριστές (μπουζι) –γράμμα E στο Σχήμα 4.2- βρίσκονται επί του εσωτερικού εμβόλου (ένας σε κάθε μια πλευρά του). Καθίστανται προσβάσιμοι από ειδικά ανοίγματα του πλαισίου του κινητήρα και του εξωτερικού περιστρεφόμενου τμήματος.



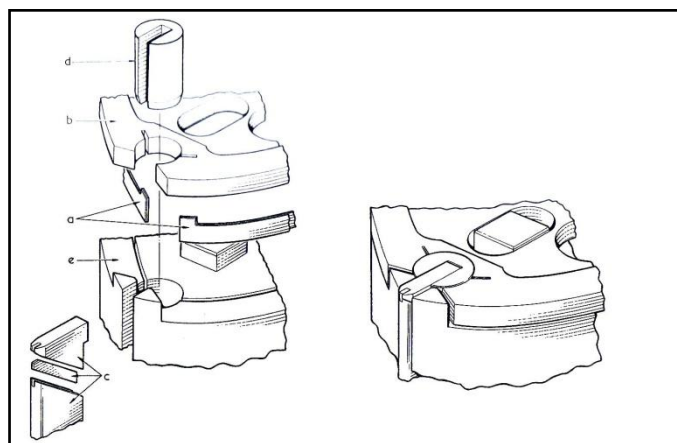
Σχήμα 4.2. Ο ρότορας του SIM κινητήρα Wankel. Διακρίνονται οι σπινθηριστές επί των κοιλοτήτων των πλευρών του.

Είναι λοιπόν αντιληπτό ότι ο κινητήρας αυτός, τόσο λόγω κατασκευής όσο και από πλευράς λειτουργίας, μας φέρνει αντιμέτωπους με προκλήσεις που δεν απαντώνται σε συνήθεις διατάξεις. Για παράδειγμα, το πλαίσιο και το εξωτερικό τμήμα της μηχανής καταπονούνται από ισχυρές θερμικές και δυναμικές τάσεις, ενώ σε κάθε περίπτωση θα πρέπει να διατηρείται η σταθερότητα των περιστρεφόμενων αξόνων, ώστε το κομμάτι ισχύος να εδράζεται επί δύο κοινών βελονοειδών ρουλεμάν και να περιστρέφεται χωρίς κανένα πρόβλημα κάτω από οποιεσδήποτε συνθήκες.

Τέλος, όσον αφορά το σύστημα στεγανοποίησης επί των ακμών του εμβόλου, σε πρώτη φάση υπήρξε μάλλον πολύπλοκο (Σχήμα 4.3). Εν τούτοις, στο επόμενο μοντέλο KKM 125H του 1959 υπήρξε σημαντική απλοποίηση (Σχήμα 4.4).



Σχήμα 4.3. Σύστημα στεγανοποίησης ακμών πρωτότυπου κινητήρα SIM Wankel.



Σχήμα 4.4. Βελτιωμένη πρόταση του συστήματος του Σχήματος 4.3.

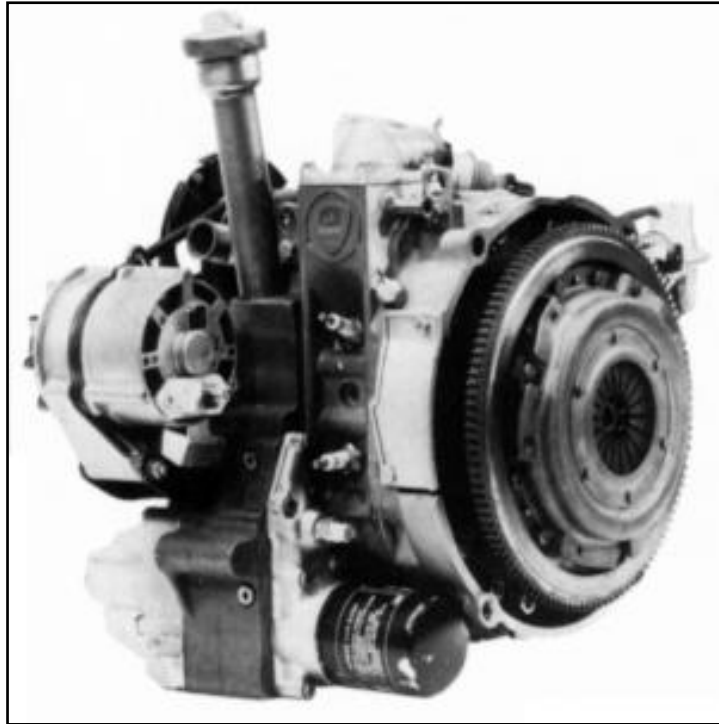
Πέρα από τις απαιτήσεις που προαναφέραμε, οι οποίες θα πρέπει οπωσδήποτε να ικανοποιούνται, ο κινητήρας SIM του Felix Wankel έθεσε νέα standards ανταγωνιστικότητας στο χώρο των Μ.Ε.Κ. Το επόμενο βήμα, η εμφάνιση του πρώτου PLM περιστροφικού κινητήρα από τον ίδιο εφευρέτη, έμελλε να αποδειχθεί ακόμη πιο αποφασιστικό.

Κεφάλαιο 5. Ο κινητήρας πλανητικής περιστροφής (PLM) NSU Wankel RC

5.1. Εισαγωγή

Ο κινητήρας αυτός προέκυψε ως άμεση συνέχεια των διδαγμάτων του προηγούμενου πρωτοτύπου SIM NSU.

Μαζί με τον Hoerrner, τον επικεφαλής του σχεδιαστικού γραφείου στο οποίο εργαζόταν, ο Felix Wankel βρισκόταν μπροστά στο δίλημμα μεταξύ του πρωτότυπου κινητήρα απλής περιστροφής και του νέου σχεδίου πλανητικής περιστροφής με την ονομασία **PLM KKM 502 NSU/RC Wankel engine** (Εικόνα 5.1), έχοντας ήδη καθιερώσει τον πρώτο ως μια εναλλακτική πρόταση στο χώρο των MEK με νέα αρχή λειτουργίας και πολύ ανταγωνιστικά χαρακτηριστικά.



Εικόνα 5.1. Πρώιμη μορφή PLM κινητήρα Wankel.

Η λειτουργία του κινητήρα SIM παραλληλιζόταν με εκείνη τετράχρονου παλινδρομικού κινητήρα (με τις βαλβίδες τοποθετημένες επικεφαλής), ενώ ο εκκολαπτόμενος κινητήρας PLM παρουσίαζε ομοιότητες με δίχρονο. Επίσης, παρουσιάζονταν δυσχέρειες στην εξέλιξη του τελευταίου, οι οποίες σχετίζονταν με τις ανεπαρκείς τότε γνώσεις σχετικά με τη γραμμική στεγανοποίηση των ακμών του ρότορα, οι οποίες επιπρόσθετα δεν διέγραφαν κυκλική τροχιά κατά την κίνησή τους, αλλά επιτροχειδή. Ειδικά το θέμα της στεγανοποίησης που επιτυγχάνεται από τα εξαρτήματα επαφής των δύο τμημάτων αποτέλεσε μεγάλο επιστημονικό πρόβλημα τουλάχιστον ως τις αρχές τις δεκαετίας του '70.

5.2. Η πρόταση του Froede

Με την επίγνωση των παραπάνω προβλημάτων, ο ερευνητής Walter Froede παρουσίασε τη δική του εκδοχή στο χώρο των PLM (Planetary Rotation Machines). Η κυριότερη διαφορά μεταξύ του κινητήρα SIM και του PLM του Froede ήταν ότι στον τελευταίο δεν περιστρεφόταν το εξωτερικό τμήμα, το οποίο είχε εσωτερική επιτροχειδή διαμόρφωση.

Το σχέδιο του στην ουσία αποτελεί τροποποίηση κινητήρα απλής περιστροφής. Αποτελούνταν από 5 κύρια τμήματα, με 3 από αυτά να παρουσιάζουν σχετική πολυπλοκότητα (ο αριθμός των απαιτούμενων εξαρτημάτων αυξάνεται κατά 2 για κάθε ρότορα στην περίπτωση που έχουμε κινητήρες πολλαπλών εμβόλων). Επιπλέον, θα πρέπει να είναι σε θέση να αντέχουν στις ισχυρές πιέσεις και θερμοκρασίες που αναπτύσσονται κατά το θερμοδυναμικό κύκλο της μηχανής και να διατηρούνται σε τέλεια ευθυγράμμιση για την αποδοτικότερη μετάδοση ισχύος στην άτρακτο εξόδου. Θα πρέπει εδώ να τονιστεί ότι η απόδοση και η λειτουργικότητα του κινητήρα (και κατά συνέπεια η ευθυγράμμιση των εμπλεκόμενων στοιχείων μετάδοσης ισχύος) δε θα πρέπει να επηρεάζονται ακόμη και ύστερα από πολλές από-συναρμολογήσεις του. Εξαρτήματα όπως πείροι μεγάλης διαμέτρου φαντάζουν ως τα κατάλληλα στοιχεία για την επίτευξη αυτού του στόχου. Τέτοιου είδους προβλήματα ευθυγράμμισης όμως δεν απασχόλησαν ποτέ τον Felix Wankel στην ανάπτυξη του δικού του μοντέλου πλανητικής περιστροφής.

Για τη σταθεροποίηση του εξωτερικού τμήματος στο σχέδιο του Froede, κρίθηκε σκόπιμη η έκκεντρη τοποθέτηση της άτρακτου ισχύος, ώστε να επιτραπεί στο ρότορα να περιστρέφεται γύρω από το κέντρο βάρους του και να διαγράφει κατά την κίνησή του τέλειο κύκλο γύρω από την άτρακτο αυτή. Με άλλα λόγια, η ισχύς που παραγόταν στον κινητήρα πλανητικής περιστροφής από την εξωτερική περιστρεφόμενη στεφάνη μεταφέρθηκε σε ξεχωριστή άτρακτο, ενώ η ίδια η στεφάνη είναι πλέον ακλόνητη. Η σχέση περιστροφής εδώ είναι 1:3, δηλαδή σε κάθε πλήρη περιστροφή του εσωτερικού εμβόλου αντιστοιχούν τρεις πλήρεις περιστροφές της άτρακτου ισχύος.

Όσον αφορά το σύστημα έναυσης, τόσο στο σχέδιο αυτό όσο και στο αντίστοιχο του Felix Wankel συναντάμε ENAN σπινθηριστή (και όχι τρεις), τοποθετημένο επί του σταθερού εξωτερικού επιτροχειδούς θαλάμου σε θέση όπου επιθυμούμε να γίνει η έναυση.

5.3. Σύγκριση SIM-PLM

Όσον αφορά τη σύγκριση με τον κινητήρα απλής περιστροφής, τα κύρια **πλεονεκτήματα** του κινητήρα PLM του Froede συνοψίζονται ως εξής:

- 1) Μικρότερος αριθμός τμημάτων που τον απαρτίζουν**
- 2) Μεγαλύτερη ελευθερία στην επιλογή διαμόρφωσης / χρονισμού θυρίδων εργαζόμενου μέσου**
- 3) Ευρύτερη γκάμα βαθμών συμπίεσης**
- 4) Ευκολότερη πρόσβαση στο σύστημα έναυσης**
- 5) Απλούστερη ψύξη-λίπανση**
- 6) Πολύ χαμηλότερο κόστος παραγωγής**

Όπως γίνεται αντιληπτό, η άτρακτος ισχύος στον κινητήρα αυτόν θα μπορούσε να χαρακτηριστεί και ως «ισοδύναμη μάζα» του (σταθερού πλέον) εξωτερικού τμήματος. Κατά συνέπεια, επιβάλλεται να γίνει σωστή κατανομή αντιβάρων ισορροπίας στα σημεία κοντά στις εδράσεις της, και επιπλέον θα πρέπει να εξασφαλίζεται η αντοχή έναντι των στρεπτικών και καμπτικών τάσεων που προαναφέραμε. Οι τάσεις αυτές είναι πολύ ισχυρές και χρήζουν ιδιαίτερης προσοχής, παρόλο που η άτρακτος ισχύος ενός κινητήρα πλανητικής περιστροφής δείχνει πιο στιβαρή και ανθεκτική σε σχέση με τη στροφαλοφόρο άτρακτο παλινδρομικής μηχανής.

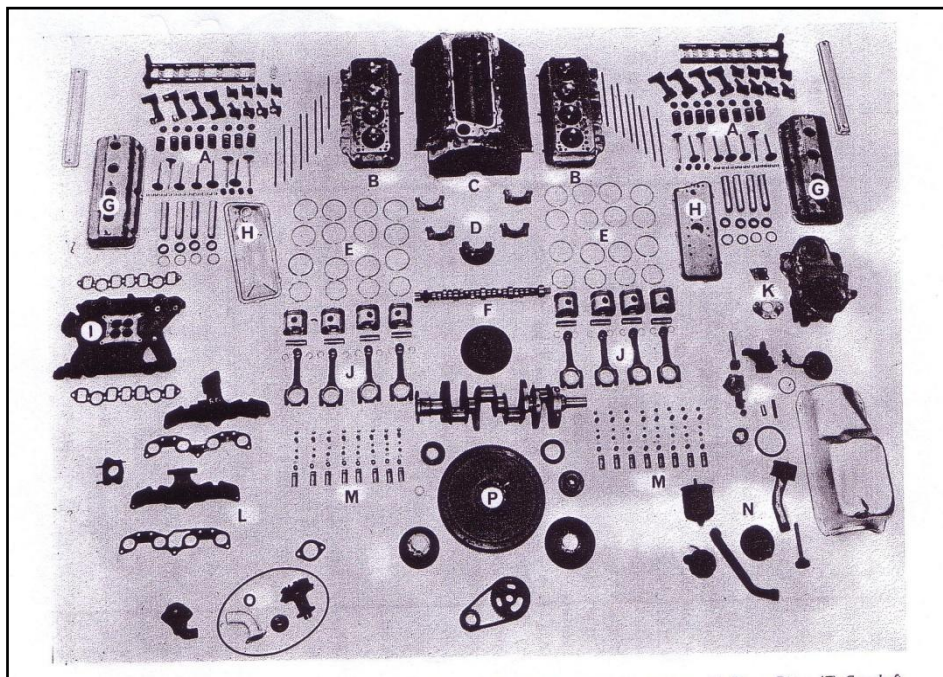
Πρέπει όμως να αναφέρουμε στο σημείο αυτό και δύο **μειονεκτήματα** του κινητήρα PLM:

- 1) υψηλές καταπονήσεις της ατράκτου εξόδου λόγω στρέψης/ κάμψης**
- 2) υψηλές θερμικές απαιτήσεις που καλείται να ικανοποιήσει ο μοναδικός σπινθηριστής.**

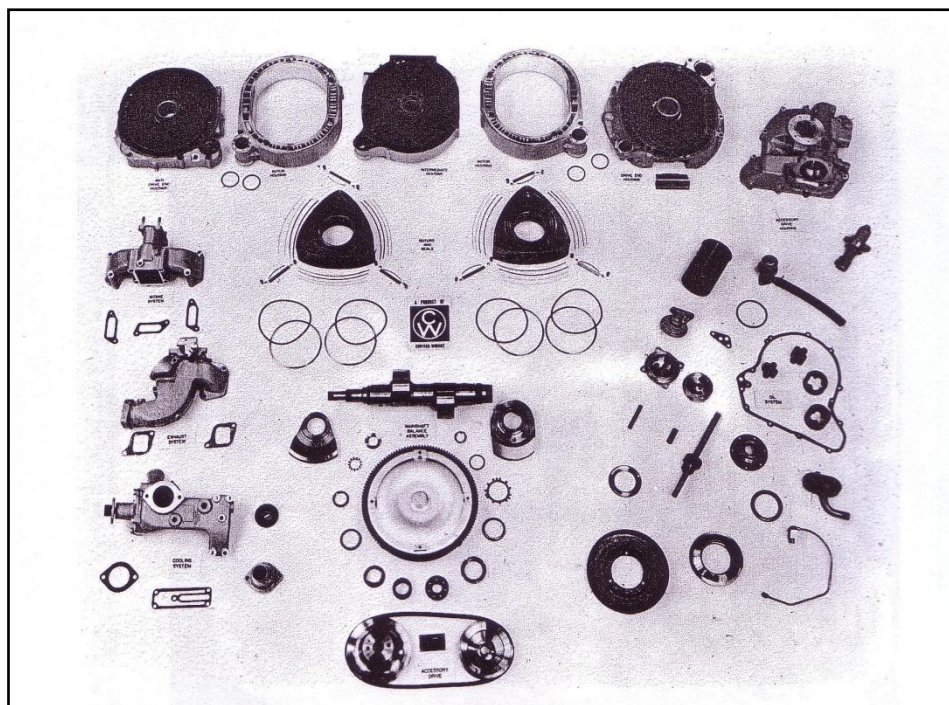
Για το λόγο αυτό, όπως θα δούμε αναλυτικότερα σε επόμενο κεφάλαιο, ερευνήθηκε ως εναλλακτική λύση η λεγόμενη πολλαπλή έναυση ώστε να μην

επωμίζεται ένας σπινθηριστής όλο το βάρος της αναπτυσσόμενης θερμικής καταπόνησης.

Σε καμία περίπτωση όμως αυτά τα μειονεκτήματα δεν αναιρούν την υπεροχή του κινητήρα πλανητικής περιστροφής έναντι του σχεδίου απλής περιστροφής. Πόσο μάλλον δε όταν γίνεται η σύγκριση με αντίστοιχο παλινδρομικό κινητήρα (Εικόνες 5.2, 5.3-υπεροχή του PLM και ως προς το απλούστερο της κατασκευής λόγω μικρότερου αριθμού εξαρτημάτων), οπότε η απουσία αδρανειακών δυνάμεων λόγω παλινδρομικής κίνησης αποτελεί από μόνη της ένα πολύ ισχυρό πλεονέκτημα!



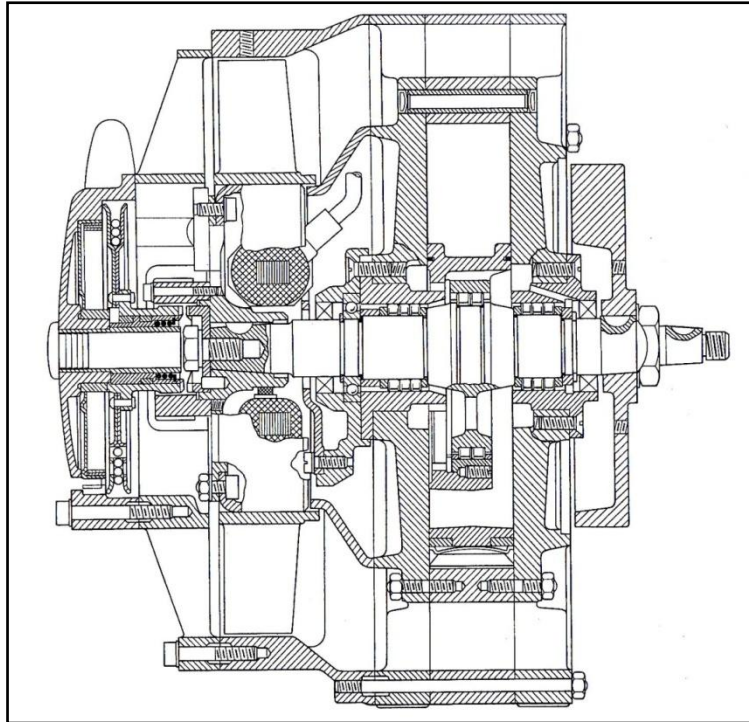
Εικόνα 5.2. Εξαρτήματα 6κύλινδρης παλινδρομικής Μ.Ε.Κ.



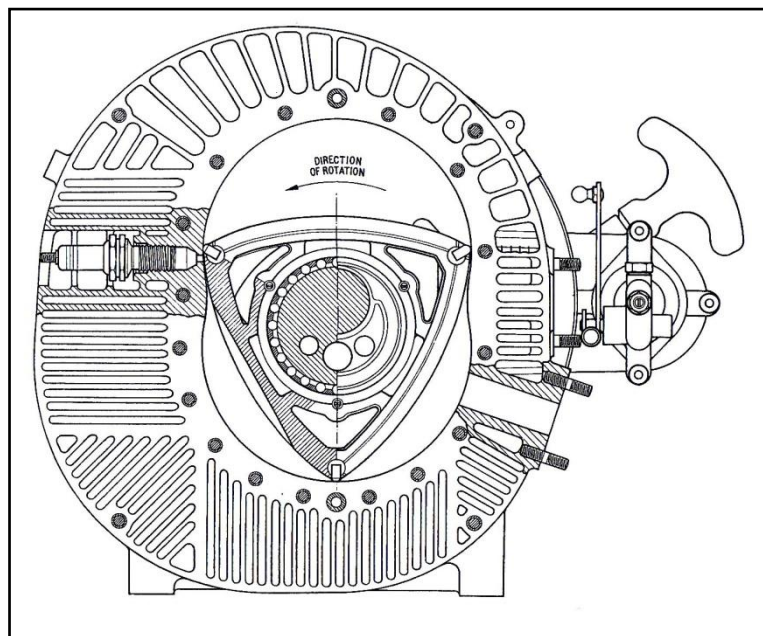
Εικόνα 5.3. Εξαρτήματα κινητήρα Wankel διπλού εμβόλου.

5.4. Παραδείγματα μηχανών πλανητικής περιστροφής

Στα Σχήματα 5.1-5.2 απεικονίζονται όψεις αερόψυκτου κινητήρα πλανητικής περιστροφής NSU Wankel. Το συγκεκριμένο μοντέλο έχει όγκο εμβολισμού 215cm^3 και πραγματική ισχύ 12HP στις 5000rpm. Η λίπανση των εσωτερικών τμημάτων, όπως θα εξηγήσουμε αναλυτικότερα σε επόμενο κεφάλαιο, επιτυγχάνεται με την έγχυση λιπαντικού στο εισερχόμενο μίγμα αέρα-καυσίμου σε αναλογία 1/100. Η ψύξη του κινητήρα υποβοηθείται από κατάλληλα τοποθετημένη πτερωτή, η οποία λαμβάνει κίνηση από την άτρακτο ισχύος. Επιπλέον, τοποθετούνται αντίβαρα επί της πλήμνης της ώστε να εξισοροπηθεί η έκκεντρη κίνηση των μαζών του συστήματος της μηχανής.



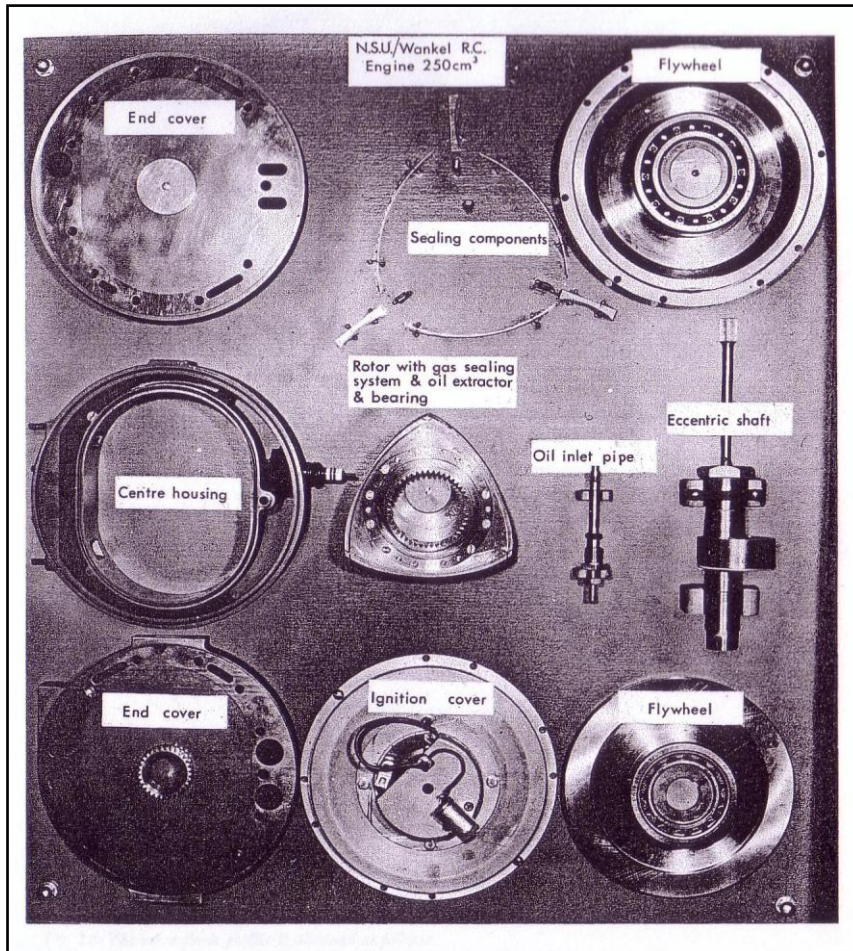
Σχήμα 5.1. Αερόψυκτος κινητήρας Wankel πλανητικής περιστροφής (NSU RC machine).



Σχήμα 5.2. Αερόψυκτος κινητήρας Wankel πλανητικής περιστροφής (NSU RC machine).

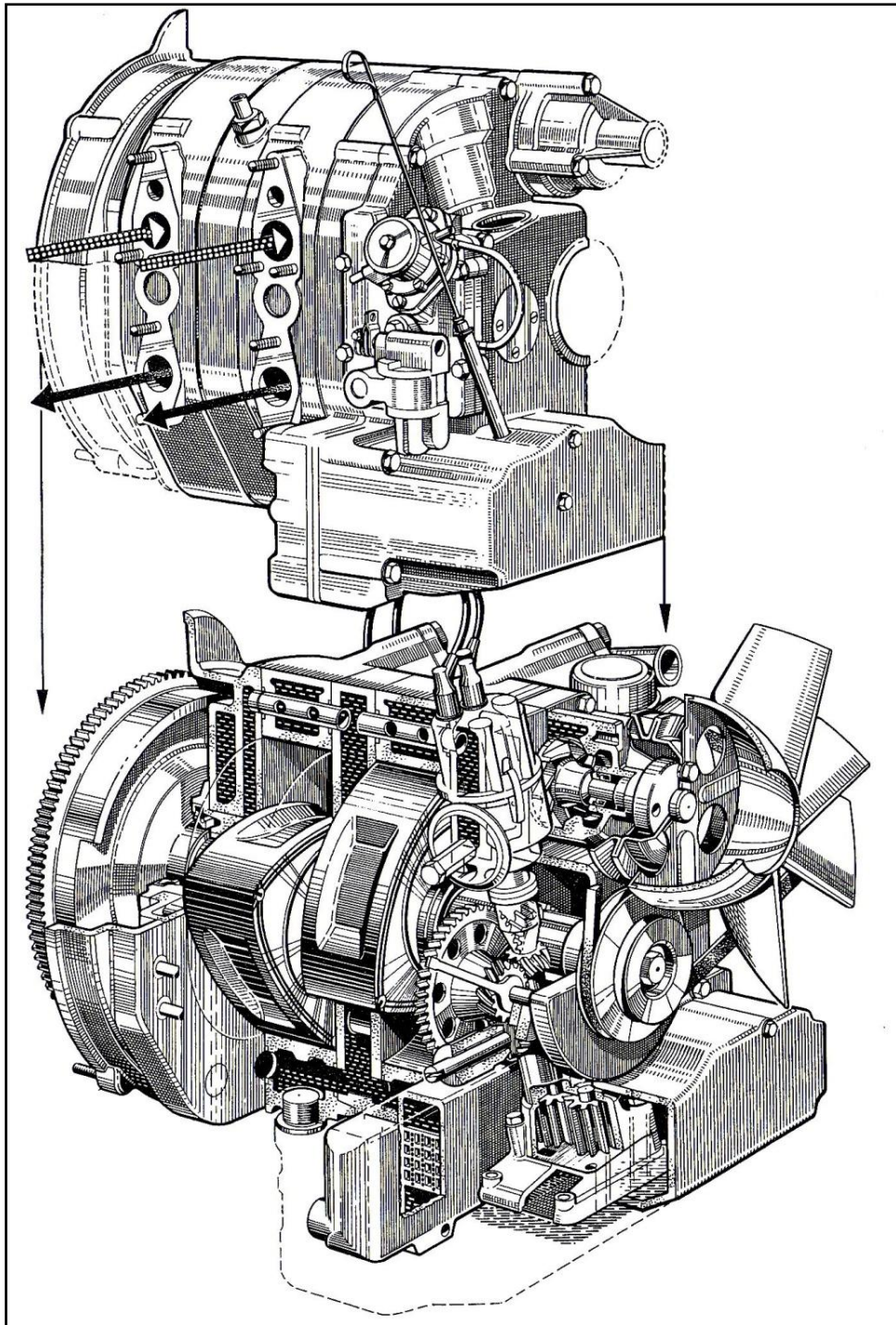
Στην Εικόνα 5.4 απεικονίζονται τα κύρια εξαρτήματα κινητήρα NSU/RC Wankel κυβισμού 250cm^3 (ρότορας και εκκεντροφόρος άτρακτός του,

πλαίσιο, καλύμματα πλαισίου, στοιχεία στεγανοποίησης, σύστημα έναυσης, σωλήνας έγχυσης ελαίου) .



Εικόνα 5.4. Εξαρτήματα κινητήρα NSU Wankel 250cm³/36HP στις 6000rpm και βάρους 30kg. Ο συγκεκριμένος Wankel ήταν ο πρώτος που τοποθετήθηκε σε αυτοκίνητο παραγωγής.

Πέραν των πρώιμων διατάξεων απλού εμβόλου, συνήθως συναντάμε κινητήρες δύο, τριών ή και παραπάνω εμβόλων. Στο Σχήμα 5.3 απεικονίζεται κινητήρας KKM 512 NSU/Wankel διπλού εμβόλου, πραγματικής ισχύος 110HP στις 6000rpm.



Σχήμα 5.3. Κινητήρας πλανητικής περιστροφής διδύμων εμβόλων KKM 512 NSU Wankel. Οι θάλαμοι είναι υδρόψυκτοι, ενώ τα έμβολα είναι ελαιόψυκτα. Διακρίνεται στο κάτω μέρος η ελαιολεκάνη (κάρτερ) με προσαρμοσμένο τον ψύκτη ελαίου.

Στον πίνακα της εικόνας 5.5 συναντάμε τις διάφορες μεθόδους ψύξης που απαντώνται στους κινητήρες αυτούς, καθώς και την επίδραση επί της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης.

Ψυκτικό μέσο		Μέγιστη μέση ενδεικνύμενη πίεση(%)
Πλαισίου	Ρότορα	
Νερό	Έλαιο-περιφερειακή θυρίδα εισόδου	100
Νερό	Έλαιο-πλευρική θυρίδα εισόδου	85
Αέρας	Έλαιο-περιφερειακή θυρίδα εισόδου	90
Νερό	Αέρας(μίγμα)	75
Αέρας	Αέρας(μίγμα)	60

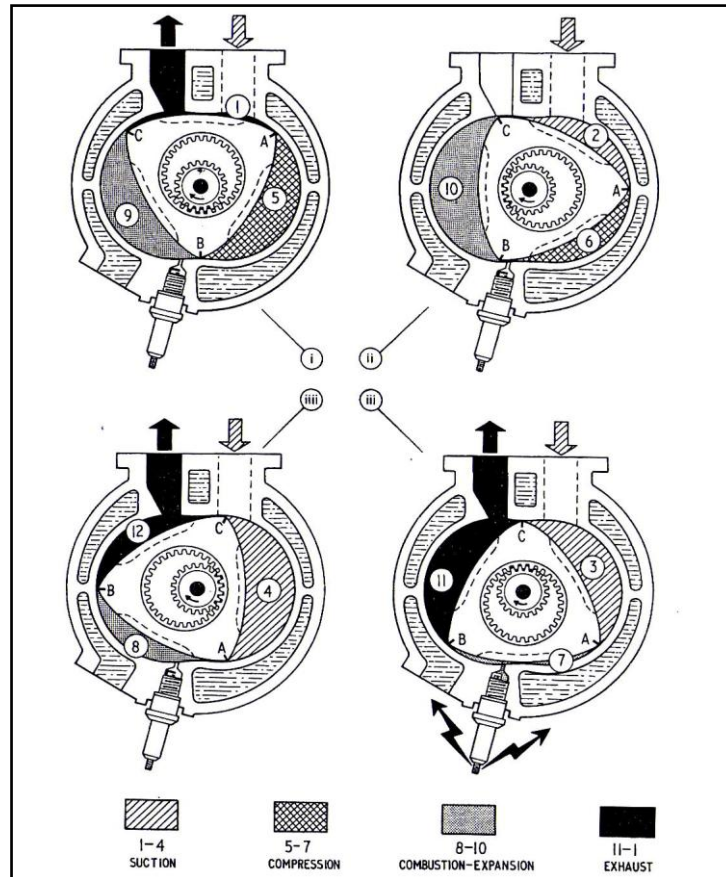
Εικόνα 5.5. Μέθοδοι ψύξης πλαισίου-ρότορα.

5.5. Βασικές Παρατηρήσεις

1) Λέγοντας ότι ο κινητήρας Wankel λειτουργεί όμοια με τον 4-Χ Otto, εννοούμε τον αντίστοιχο θερμοδυναμικό κύκλο, και αναφερόμαστε στις τέσσερις διακριτές φάσεις(εισαγωγή-συμπίεση-εκτόνωση/παραγωγή ισχύος-εξαγωγή). Τα όρια των φάσεων αυτών ενίοτε χαρακτηρίζονται από χρονική επικάλυψη των βαλβίδων εισόδου/εξόδου, όπως συμβαίνει με τις βαλβίδες των παλινδρομικών μηχανών.

2) Όπως και στους κινητήρες απλής περιστροφής, μεταξύ πλαισίου ρότορα σχηματίζονται τρεις μικρότεροι υποθάλαμοι εργαζόμενου μέσου. Σε κάθε έναν από τους τρεις σχηματιζόμενους θαλάμους λαμβάνει χώρα ένας πλήρης θερμοδυναμικός κύκλος ανά 360° περιστροφής του τριγωνικού εμβόλου. Κατά συνέπεια, περιστροφή 90° αυτού (270° περίπου της ατράκτου ισχύος) ορίζει τη διακύμανση μεταξύ του μέγιστου και του ελάχιστου υποθαλάμου

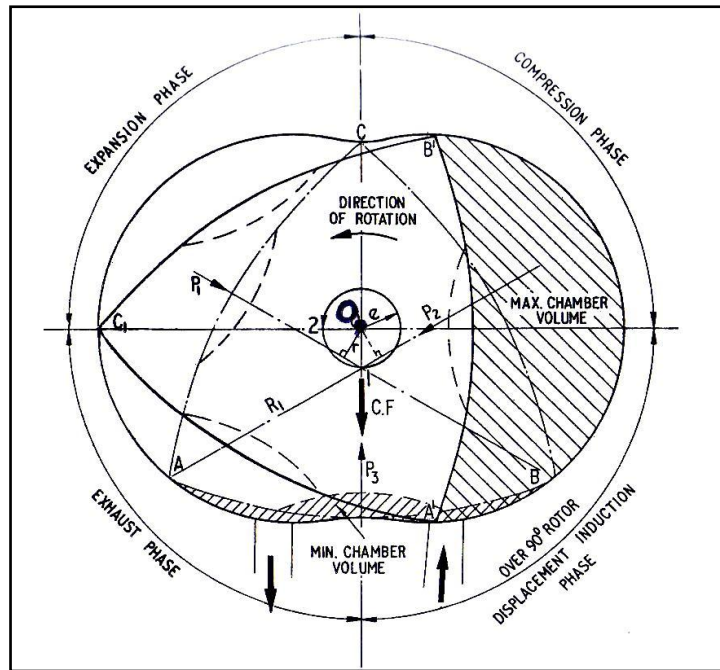
λειτουργίας, και σ αυτό το διάστημα λαμβάνουν χώρα εντός του οι θερμοδυναμικές φάσεις με αυστηρή σειρά (Σχήμα 5.4).



Σχήμα 5.4. Φάσεις λειτουργίας PLM κινητήρα Wankel.

Ωστόσο δεν είναι σωστό να θεωρήσουμε ότι αυτή η λειτουργία προσομοιάζει εκείνης τρικύλινδρου 4-Χ βενζινοκινητήρα (λόγω της ύπαρξης τριών μικρότερων «όγκων εμβόλισμού» στο Wankel). Ο λόγος θα εξηγηθεί στο Κεφάλαιο 8.

3) Στο σχήμα 5.5 βλέπουμε ότι για να βρίσκεται η κορυφή C του ρότορα επί του μικρού άξονος του επιτροχοειδούς, θα πρέπει να συμβαίνει το ίδιο και με το κέντρο του. Το O είναι το κέντρο της ατράκτου ισχύος, και ο κύκλος ακτίνας e περί αυτού αποτελεί την τροχιά που διαγράφει η άτρακτος του τριγωνικού εμβόλου (έκκεντρα τοποθετημένη, συνεπώς) καθώς περιστρέφεται κατά τις διάφορες φάσεις λειτουργίας.



Σχήμα 5.5. Θέση τριγωνικού εμβόλου κινητήρα Wankel κατά τις διάφορες φάσεις λειτουργίας. Με P_1 , P_2 , P_3 συμβολίζονται οι δυνάμεις των αερίων επί των αντίστοιχων πλευρών.

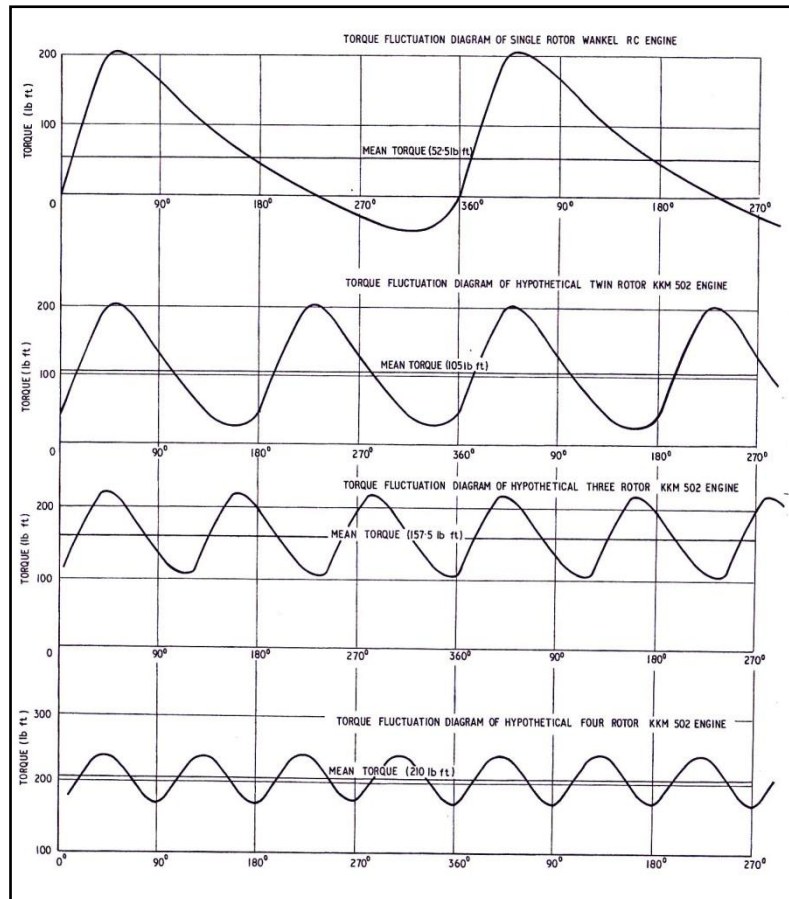
Για να επιτευχθεί η σχέση 1:3 μεταξύ των ταχυτήτων περιστροφής εμβόλου/ατράκτου ισχύος, διαμορφώνεται το εσωτερικό της ατράκτου έδρασης του ρότορα ως οδοντωτή στεφάνη συνεργαζόμενη με αντίστοιχη «διαμόρφωση» πινιόν της ατράκτου εξόδου. Η οδοντωτή στεφάνη θα πρέπει να έχει 50% περισσότερους οδόντες σε σχέση με το εσωτερικό πινιόν (λόγος εσωτερικής/εξωτερική οδόντωση = 2:3). Πρέπει εδώ να σημειωθεί ότι σε περιπτώσεις κινητήρων PLM πολλαπλών εμβόλων απαιτείται ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών για κάθε ρότορα, σε αντίθεση με τους αντίστοιχους SIM όπου έχουμε μόνο ένα ζεύγος συνολικά. Ο λόγος είναι ότι στους κινητήρες πλανητικής περιστροφής προκύπτει το ζήτημα συγχρονισμού και σωστής σχετικής κίνησης του κάθε ρότορα σε σχέση με την άτρακτο ισχύος.

4) Θεωρητικά, επί αυτών των οδοντωτών τροχών δεν ασκούνται τάσεις καταπόνησης. Στην πραγματικότητα όμως, τόσο τα αναπόφευκτα φαινόμενα αδράνειας του κινούμενου ρότορα όσο και οι τριβές στις εδράσεις τείνουν να λειτουργούν ως πέδη επί της ομαλής περιστροφής του. Παρόλα αυτά, τα

παραγόμενα καυσαέρια δεν έχουν καμία συμμετοχή στην συνολική καταπόνηση των γραναζιών.

5) Όσον αφορά τώρα τις διατάξεις πολλαπλών εμβόλων, πρέπει να σημειωθεί ότι εκτός του ότι αυξάνουν την ισχύ του κινητήρα Wankel, έχουν άλλο ευεργετικό αποτέλεσμα. Από το διάγραμμα του Σχήματος 5.6 παρατηρούμε ότι αν υποθετικά προσθέταμε 1, 2 ή και 3 ρότορες ακόμη παράλληλα στον ρότορα του πρωτότυπου PLM KKM 502 Wankel, θα είχαμε μεν μεγαλύτερη μέση ροπή (αύξηση καταπονήσεων), παράλληλα όμως θα μειωνόταν σημαντικά η διακύμανση της ροπής αυτής! Είναι αδιαμφισβήτητο ότι η διακύμανση είναι αυτή η οποία καταπονεί τα μηχανικά μέρη του κινητήρα, διότι εφαρμόζεται επί αυτών με τη μορφή κυκλικών καταπονήσεων. Και ως γνωστόν, όσο μεγαλύτερο είναι το εύρος μια κυκλικής καταπόνησης, δηλαδή όσο μεγαλύτερη είναι αυτή η διακύμανση, τόσο μικρότερη διάρκεια ζωής έναντι αυτής έχουμε.

6) Από τους παλινδρομικούς κινητήρες είναι γνωστό ότι όσο μεγαλύτερο είναι το μέγεθος του θαλάμου καύσης, τόσο μεγαλύτερος αριθμός οκτανίων βενζίνης απαιτείται. Αυτό ισχύει και στους κινητήρες Wankel. Επιπλέον όμως, διαπιστώνεται ότι οι κινητήρες Wankel είναι πιο «ανεκτικοί» σε λειτουργία με βενζίνη της οποίας ο αριθμός οκτανίων είναι διαφορετικός των προδιαγραφών της. Για παράδειγμα, ένας μικρός πειραματικός κινητήρας Wankel 250cm^3 κατάφερε να επιτύχει βαθμό συμπίεσης 8:1 λειτουργώντας με καύσιμο μόλις 30 οκτανίων, ενώ οι συνήθεις Wankel λειτουργώντας με κανονική βενζίνη πετυχαίνουν επίδοση 8-9,6:1. Βλέπουμε λοιπόν ότι δεν υπάρχει σημαντική διαφορά.



Σχήμα 5.6. Διακύμανση στρεπτικής ροπής κινητήρων Wankel απλού και πολλαπλών εμβόλων.

Κλείνοντας το κεφάλαιο αυτό, μπορούμε να πούμε σε πρώτη φάση ότι οι τρεις βασικοί τρόποι αύξησης της ισχύος ενός κινητήρα πλανητικής περιστροφής Wankel είναι οι εξής:

- 1) Η ίδια η βελτίωση των παραμέτρων λειτουργίας του, που προϋποθέτει τη σωστή κατανόηση του θερμοδυναμικού κύκλου.
- 2) Η τοποθέτηση πολλαπλών εμβόλων
- 3) Η μηχανική υπερπλήρωση (όπως και στους παλινδρομικούς κινητήρες). Ενδεικτικά αναφέρουμε μόνο ότι σύμφωνα με πρώιμες έρευνες η εφαρμογή 152mm Hg πίεσης υπερπλήρωσης μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση κατά 30% της παραγόμενης ισχύος.

Κεφάλαιο 6. Χαρακτηριστικά Λειτουργίας των περιστροφικών κινητήρων τύπου ρότορα-σύγκριση με παλινδρομικούς

6.1. Εισαγωγή

Προτού προχωρήσουμε στην ανάλυση των κινητήρων Wankel (απλής και πλανητικής περιστροφής), θα πρέπει να αναφερθούμε σε ορισμένα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά τους. Η παράθεση αυτή αποτελεί το απαραίτητο εργαλείο για μια πρώτη κατανόηση της λειτουργίας τους.

6.2. Χαρακτηριστικά μεγέθη

Ορίζονται τα εξής μεγέθη του κινητήρα:

Η ονομαστική ισχύς (indicated horsepower-ihp) ορίζεται ως το μηχανικό έργο ανά μονάδα χρόνου που παράγεται από τα καυσαέρια επί του εμβόλου του κινητήρα.

Η ισχύς «τριβής» (friction horsepower-fhp) ορίζεται ως το κομμάτι εκείνο της μηχανικής ισχύος το οποίο δεν είναι αξιοποιήσιμο)λόγω τριβών ή άλλων απωλειών ενέργειας).

Η πραγματική ισχύς (brake horsepower-bhp) ισούται με τη διαφορά της ονομαστικής ισχύος μείον την ισχύ τριβής.

Ονομαστικός θερμικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως το κλάσμα της ονομαστικής ισχύος προς την ολική θερμότητα του προσφερόμενου καυσίμου της ανά μονάδα χρόνου.

Πραγματικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως το κλάσμα της πραγματικής ισχύος προς την ολική θερμότητα του προσφερόμενου καυσίμου της ανά μονάδα χρόνου.

Ολική θερμότητα καυσίμου ανά μονάδα χρόνου = παροχή καυσίμου στη μονάδα του χρόνου Χ θερμογόνος ικανότητα καυσίμου.

Μέση ενδεικνύμενη πίεση (bmep): η μέση τιμή της πίεσης που ασκείται από το εργαζόμενο μέσο στο έμβολο κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας και είναι υπεύθυνη για την παραγωγή της ισχύος.

Όπως προαναφέραμε, η παραγόμενη ισχύς στις λεγόμενες «μηχανές θετικού εκτοπίσματος» (παλινδρομικές-περιστροφικές εμβολοφόρες ΜΕΚ) είναι αποτέλεσμα της πίεσης που αυτά ασκούν. Συνεπώς και για τα δύο είδη κινητήρων ισχύουν οι ίδιες βασικές αρχές.

Η περιστροφική κίνηση που εκτελούν τα καυσαέρια εντός του θαλάμου (κατά την μετακίνηση του ρότορα) δεν επιβάλλει γενικότερα περιορισμούς στην ίδια την καύση, αλλά ούτε και στην ταχύτητα περιστροφής. Επιπλέον, στους περιστροφικούς κινητήρες εφαρμόζεται μία και μοναδική ροπή εκκίνησης, ενώ στους παλινδρομικούς παρόμοιας φύσεως φόρτιση θα πρέπει να εφαρμόζεται στο τέλος κάθε κύκλου. Μάλιστα, στους τελευταίους η κατάσταση γίνεται ολοένα και χειρότερη καθώς οι δακτύλιοι στεγανοποίησης του εμβόλου δημιουργούν φθορά (κυκλικούς αύλακες) κοντά στο άνω και στο κάτω νεκρό σημείο του χιτωνίου του κυλίνδρου.

6.3. Βαθμός απόδοσης-λόγος συμπίεσης

Στους περιστροφικούς εμβολοφόρους κινητήρες έχουμε επίσης συσχετισμό μεταξύ του θερμικού βαθμού απόδοσης και του λόγου πίεσης που επιτυγχάνεται με τη συμπίεση του εργαζόμενου μέσου. Συγκεκριμένα, μέσω των εμπειρικών καμπύλων για πλήρες και μερικό φορτίο, διαπιστώνουμε ότι ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται ανάλογα με το βαθμό συμπίεσης, και μάλιστα το κέρδος γίνεται πιο αισθητό σε βαθμό συμπίεσης χαμηλότερο του 10, όπου η κλίση της καμπύλης γίνεται πιο απότομη. Όσον αφορά τώρα το μέγιστο λόγο συμπίεσης που δύναται να επιτευχθεί, αυτός εξαρτάται από τον αριθμό οκτανίων του χρησιμοποιούμενου καυσίμου και τη θερμοκρασία στην οποία πραγματοποιείται η έναυσή του. Στο σημείο αυτό οι μηχανές Wankel υπερτερούν έναντι των παλινδρομικών, καθώς δεν παρουσιάζονται οι λεγόμενες «θερμές κηλίδες» (φαινόμενο κρουστικής καύσης) και κατά συνέπεια οι περιορισμοί στη θερμοκρασία καύσης τίθενται μόνο από τα υλικά κατασκευής. Αυτό οφείλεται και στην απουσία των βαλβίδων εκτόνωσης. (Με τον όρο θερμές κηλίδες αναφερόμαστε στα σημεία εκείνα της μάζας του καυσίμου τα οποία αυταναφλέγονται προτού τα προσεγγίσει το μέτωπο της φλόγας και οδηγούν σε απότομη αύξηση της πίεσης εντός του θαλάμου καύσης με καταστρεπτικά συνήθως αποτελέσματα - Βλέπε Κεφάλαιο 2, παράγραφος 2.3.1).

6.4. Θερμική διαστολή υλικών

Όπως προαναφέραμε, οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες κατά την καύση πρέπει να βρίσκονται εντός κάποιων επιτρεπόμενων ορίων, καθ' ότι καταπονούν τα υλικά κατασκευής του κινητήρα. Συνέπεια αυτής της καταπόνησης είναι η ανάπτυξη θερμικών τάσεων και η ακόλουθη διαστολή που αυτά παρουσιάζουν. Το αποτέλεσμα αυτής της διαστολής είναι η αύξηση της χάρης μεταξύ των διαφόρων συναρμογών.

Η θερμική διαστολή είναι σίγουρα ένα φαινόμενο το οποίο δεν είναι δυνατό να αποφευχθεί. Αυτό όμως που μπορεί να προβλεφθεί με τις σύγχρονες τεχνικές σχεδιασμού και έρευνας των ΜΕΚ είναι η διατήρηση των χαρακτηριστικών ενός εξαρτήματος (όπως η ποιότητα συναρμογής του), ενώ παράλληλα θα μπορεί να βρίσκεται εντός όσο το δυνατόν πιο στενών ορίων διαστολής

(ευρισκόμενο στην εντονότερη δυνατή θερμική καταπόνηση). Το γεγονός αυτό έχει άμεσο αντίκτυπο στο κόστος του υλικού, καθώς αυτό ανεβαίνει όσο πιο στενά είναι τα όρια αυτά.

Το ίδιο ισχύει και για τα τρία βασικά εξαρτήματα του κινητήρα Wankel (θάλαμος και τα δύο πλευρικά καλύμματά του), η συναρμογή των οποίων επηρεάζεται από αθροιστική μεταβολή των διαστάσεων τους λόγω διαστολής. Επιπρόσθετα, λαμβάνοντας υπόψη τη χάρη μεταξύ ατράκτου ισχύος-εδράσεων, μπορούμε να ρυθμίσουμε την αντίστοιχη χάρη μεταξύ του ρότορα και του θαλάμου εντός του οποίου περιστρέφεται. Αυτό εξαρτάται άμεσα από τα χρησιμοποιούμενα υλικά, ενώ νέες έρευνες προσανατολίζονται σε τύπους κεραμικών και άλλων μη συμβατικών υλικών προς επίτευξη μικρότερων ορίων διαστολής. Ειδικότερα περί κεραμικών υλικών θα αναφερθούμε εκτενέστερα στο Κεφάλαιο 15.

Σε κάθε περίπτωση, είναι σημαντικό να υπάρχει το σωστό σύστημα στεγανοποίησης που θα εμποδίζει διαρροή εργαζόμενου μέσου/ελαίου/ψυκτικού μέσου από τα διάκενα των συναρμογών και των σημείων επαφής των κινούμενων τμημάτων (τα οποία δεν είναι δυνατό να εξαλειφθούν τελείως).

6.5. Αδράνεια κινούμενων τμημάτων-γωνιακή

ταχύτητα περιστροφής

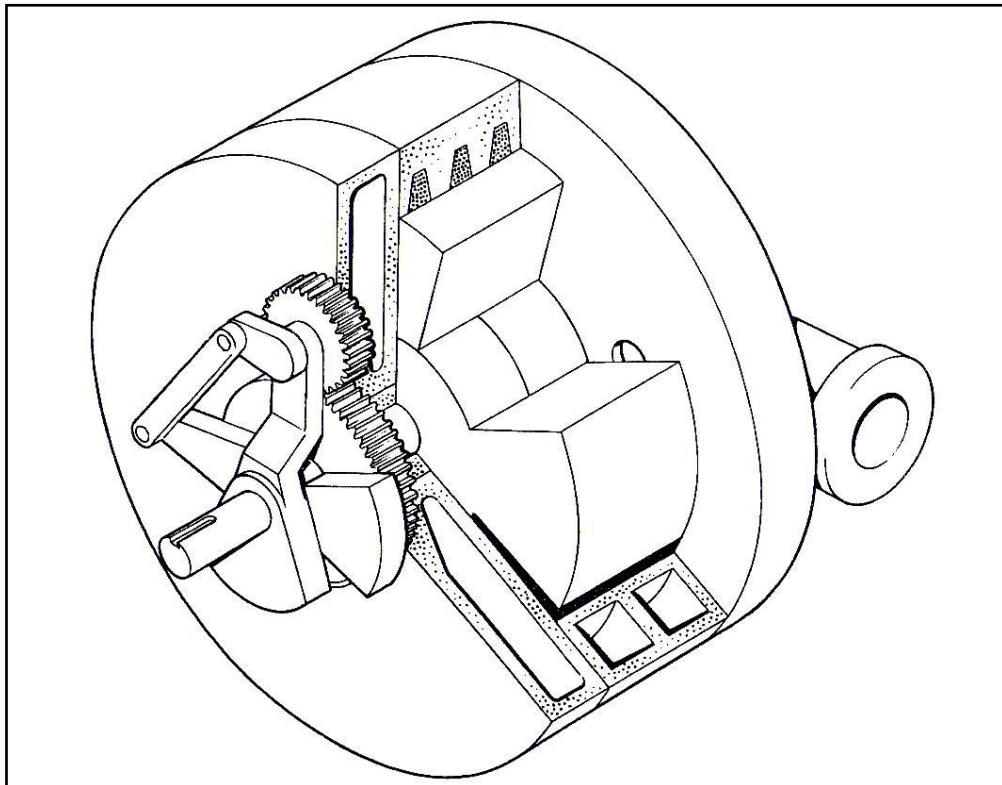
Ένα από τα κύρια θέματα προβληματισμού επί των παλινδρομικών Μ.Ε.Κ σχετίζεται με τη δυναμική συμπεριφορά των παλινδρομικών μάζών τους.

Παρ' όλες τις βελτιώσεις που έχουν εφαρμοστεί στους κινητήρες αυτές, εξακολουθούν να τίθενται εκ προοιμίου περιορισμοί στη λειτουργία τους. Οι περιορισμοί αυτοί τίθενται λόγω αδρανείας όχι μόνο των παλινδρομικών μαζών του συστήματος ισχύος (έμβολα, διωστήρες), αλλά και του συστήματος ενεργοποίησης των βαλβίδων. Ειδικά για τις βαλβίδες, είναι επιθυμητό τα εξαρτήματα κίνησής τους να είναι μικρού βάρους και λίγα σε αριθμό, ώστε να μειώνεται η ένταση και ο αριθμός των αδρανειακών δυνάμεων αντίστοιχα εντός του κινητήρα.

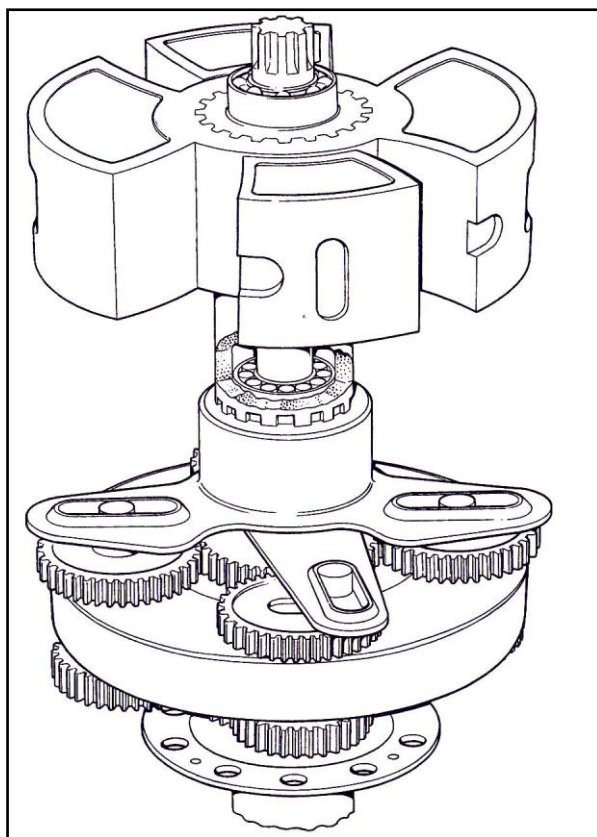
Απ' την άλλη μεριά, στους κινητήρες εμβόλου τύπου «ρότορα» συνήθως δεν έχουμε τέτοιου είδους προβλήματα, όπως επίσης δεν έχουμε (ή τουλάχιστον

επιδιώκουμε να μην έχουμε) ανομοιομορφία της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής των κινούμενων τμημάτων.

Χαρακτηριστικό αρνητικό παράδειγμα των αποτελεσμάτων της ανομοιομορφίας αυτής αποτελούν οι κινητήρες περιστρεφόμενου εμβόλου-απλής περιστροφής των Kauertz (Σχήμα 6.1) και Maier (Σχήμα 6.2).



Σχήμα 6.1. Ο κινητήρας περιστρεφόμενου εμβόλου κεντρικού άξονος του Kauertz. Διακρίνονται τα γρανάζια περιστροφής των ατράκτων, ο μεταξύ τους σύνδεσμος και η άτρακτος ισχύος.



Σχήμα 6.2. Ο κινητήρας Maier. Οι ρότορες κινούνται με μεταβλητή ταχύτητα με τη βοήθεια σύνθετης πλανητικής κίνησης οδοντωτών τροχών και ολισθαίνουσας ατράκτου ισχύος ώστε να σχηματίζονται μεταβλητοί θάλαμοι εργαζόμενου μέσου.

Οι κινητήρες αυτοί είναι κεντρικού άξονος (οι άξονες τους συμπίπτουν), και χαρακτηριστικό τους είναι η μεταβλητή ταχύτητα περιστροφής των εμβόλων τους, ως αποτέλεσμα της ίδιας της φύσης του κινηματικού τους μηχανισμού. Ωστόσο, αυτή η ανομοιομορφία στην ταχύτητα προκαλεί φαινόμενα αδρανείας που με τη σειρά τους μεταφράζονται σε ισχυρές φορτίσεις επί οδοντωτών τροχών, αξόνων, εδράσεων και λοιπών εξαρτημάτων εντός τους.

Με την ανάπτυξη σχεδίων από κατασκευαστές όπως ο Felix Wankel (μοντέλο NSU), η ιαπωνική εταιρία Isuzu και η Renault-American Motors έγινε αντιληπτό ότι η απουσία εξαρτημάτων που περιστρέφονται με μεταβλητές γωνιακές ταχύτητες αποτελεί απαραίτητη προδιαγραφή που εξασφαλίζει την εύρυθμη λειτουργία του κινητήρα. Μόνον έτσι μπορεί να αναπτυχθούν υψηλές ταχύτητες και επιθυμητές επιδόσεις.

6.6. Είσοδος μίγματος προς καύση (εργαζόμενο μέσο)

-θυρίδες εισόδου/εξόδου

Στην παράγραφο 2.3.1, είδαμε ότι στους κινητήρες Otto το μίγμα αέρα-βενζίνης διέρχεται από στραγγαλιστική πεταλούδα (throttle). Το άνοιγμά της ρυθμίζει την ποσότητα του καυσίμου που εισέρχεται στο θάλαμο καύσης και κατά συνέπεια και την παραγόμενη ισχύ.

Η διαδικασία αυτή είναι πολύ σημαντική τόσο για τους βενζινοκινητήρες όσο και για τους περιστροφικούς κινητήρες Wankel. Οι κινητήρες αυτοί δεν διαθέτουν βαλβίδες εισαγωγής/εξαγωγής, αλλά θυρίδες τοποθετημένες κατά πλάτος επί της περιφέρειας του θαλάμου οποίο εμπεριέχει το περιστρεφόμενο έμβολο, και αποκαλύπτονται/επικαλύπτονται διαδοχικά κατά την κίνηση του ρότορα επιτρέποντας τη διέλευση εργαζόμενου μέσου. Η σχετική τους θέση επηρεάζει άμεσα τη λειτουργία του κινητήρα, προσφέροντας πληθώρα επιλογών σε σχέση με τους παλινδρομικούς (Σχήμα 6.4).

Στο Σχήμα 6.3 παριστάνονται τα διαγράμματα των θυρίδων εισόδου/εξόδου διαφόρων περιπτώσεων περιστροφικών κινητήρων (περιπτώσεις 2.7a έως 2.7e). Εδώ απεικονίζεται το ποσοστό ανοίγματος των θυρίδων συναρτήσει της γωνίας περιστροφής του ρότορα. Τα διαγράμματα θυρίδων είναι αρκετά διαφορετικά από τα αντίστοιχα διαγράμματα βαλβίδων των παλινδρομικών κινητήρων.

Στους περιστροφικούς κινητήρες δε μας απασχολούν τα προβλήματα «χρονικής επικάλυψης» των βαλβίδων που συναντάμε στους τετράχρονους Otto-Diesel. Απ' την άλλη όμως, η διαμόρφωση των βαλβίδων των κινητήρων αυτών δημιουργεί το ιδανικό περιβάλλον τύρβης κατά την είσοδο του εργαζόμενου μέσου στο θάλαμο καύσης, κάτι που αποτελεί πολύ μεγάλη πρόκληση κατά το σχεδιασμό των αντίστοιχων συστημάτων στους περιστροφικούς.

Η απευθείας σύγκριση παλινδρομικών-περιστροφικών κινητήρων στο ζήτημα χρονισμού των βαλβίδων-θυρίδων δεν είναι εύκολη. Κάθε φάση του θερμοδυναμικού κύκλου στους κινητήρες Wankel εκτείνεται επί 270° περιστροφής της ατράκτου ισχύος, ενώ το αντίστοιχο διάστημα στους παλινδρομικούς είναι 180° περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου, αν αγνοηθεί η επικάλυψη των βαλβίδων. Αυτό το διάστημα επικάλυψης

αντιστοιχεί σε 30° στους Wankel και 20° σε 4-X παλινδρομικό κινητήρα με βαλβίδες.

Περαιτέρω μελέτη των φάσεων αυτών οδηγεί σε χρήσιμα συμπεράσματα για τη συσχέτιση του διαστήματος λειτουργίας των βαλβίδων με το ογκομετρικό εκτόπισμα του εμβόλου εντός του Θ.Κ. Δεν πρέπει να ξεχνάμε όμως ότι τα μοντέλα ροής που αφορούν 1) την ανάμιξη του μίγματος αέρα-καυσίμου(είσοδος) και 2) την έξοδο των καυσαερίων παρουσιάζουν αναντιστοιχία μεταξύ των δύο τύπων κινητήρων, και ο λόγος είναι οι διαφορές στα χρονικά διαστήματα ανοίγματος/κλεισίματος των διόδων εργαζόμενου μέσου.

Από την περίπτωση 2.7b παρατηρούμε ότι είναι δυνατόν να πετύχουμε πιο σύντομες περιόδους ανοίγματος-κλεισίματος των θυρίδων μέσω κατάλληλης διαμόρφωσης του σχήματός τους. Ο συγκεκριμένος κινητήρας στον οποίο αναφέρεται το συγκεκριμένο διάγραμμα έχει τοποθετηθεί στο γνωστό NSU Spider Car (Εικόνα 6.1).

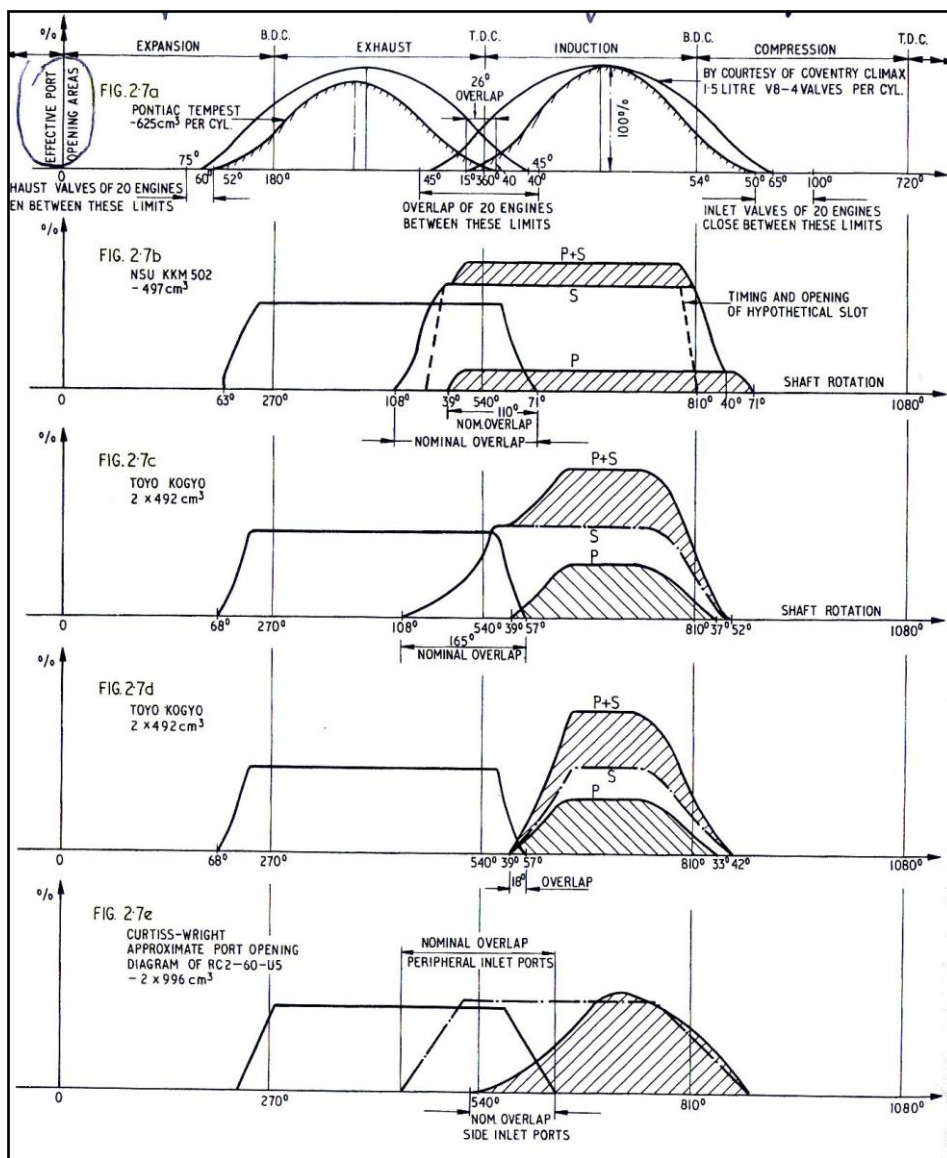


Εικόνα 6.1. Το NSU Spider Car.

Οι καμπύλες αυτές είναι έχουν μεγάλη κλίση στην περίπτωση όπου έχουμε θυρίδα ορθογωνικού σχήματος τοποθετημένης εγκάρσια επί της περιφέρειας του θαλάμου. Απ' την άλλη, οι καμπύλες έχουν μικρότερη κλίση(δηλαδή έχουμε προοδευτικό άνοιγμα/κλείσιμο των θυρίδων) στην περίπτωση όπου η τοποθέτηση αυτή είναι διαμήκης. Γενικότερα συναντάται πληθώρα

παραλλαγών των δύο αυτών τύπων, ενώ η επιθυμητή συμπεριφορά επιτυγχάνεται με θυρίδες οβάλ διατομής.

Οι καμπύλες ανοίγματος/κλεισίματος των θυρίδων έχουν θεωρητική σημασία, καθώς στην πραγματικότητα έχουν λίγο διαφορετική μορφή. Το πώς επηρεάζονται τα διαγράμματα αυτά από τη διαμόρφωση και την τοποθέτηση των θυρίδων επί της περιφέρειάς του Θ.Κ. θα μας απασχολήσει διεξοδικότερα σε επόμενο κεφάλαιο.

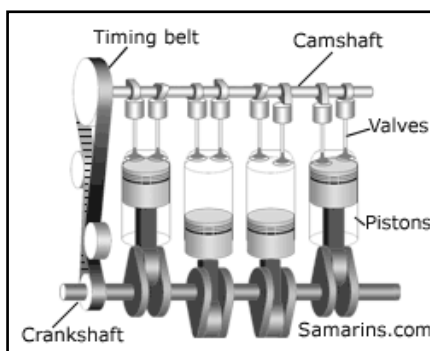


Σχήμα 6.3. Απεικόνιση λειτουργίας θυρίδων εισόδου-εξόδου για διάφορες διατάξεις κινητήρων.

Επεξήγηση σχήματος 6.3

- **περίπτωση 2.a:** Σύγκριση ανοίγματος και χρονισμού βαλβίδων μεταξύ του Pontiac Tempest OHC κινητήρα (626cm^3 ανά κύλινδρο) και του Coventry Climax V8 κινητήρα τεσσάρων βαλβίδων (187cm^3 ανά κύλινδρο). Είναι εμφανείς οι προσπάθειες για τη βελτίωση της ροής εργαζόμενου μέσου διαμέσου των βαλβίδων με στόχο τη βελτίωση των επιδόσεων.

- **OHC(Over Head Cam):** ο όρος αναφέρεται στη θέση του εκκεντροφόρου άξονα. Στην περίπτωση αυτή είναι τοποθετημένος ακριβώς από πάνω από τους κυλίνδρους της μηχανής, παράλληλα προς τη στροφαλοφόρο άτρακτο, και ενεργοποιεί με τη βοήθεια εκκέντρων τις βαλβίδες εισόδου/εξόδου (Εικόνα 6.2).



Εικόνα 6.2. Διάταξη OHC εκκεντροφόρου άτρακτου παλινδρομικής Μ.Ε.Κ.

- **περίπτωση 2.b:** Διάγραμμα του συστήματος εισαγωγής δύο σταδίων του κινητήρα εμβόλου «ρότορα» Wankel NSU KKM 502 υψηλών επιδόσεων, τοποθετημένου στο πρωτότυπο NSU Spider car. Όταν ο κινητήρας αυτός δουλεύει στο «ρελαντί» (αδρανής) ή σε χαμηλά φορτία, η είσοδος του εργαζόμενου μέσου γίνεται από την πρωταρχική θυρίδα (primary port-P), ενώ όσο μεγαλώνει το άνοιγμα της πεταλούδας στραγγαλισμού (μεγαλύτερα φορτία) τίθενται σε λειτουργία οι δευτερεύουσες θυρίδες (secondary ports-S).

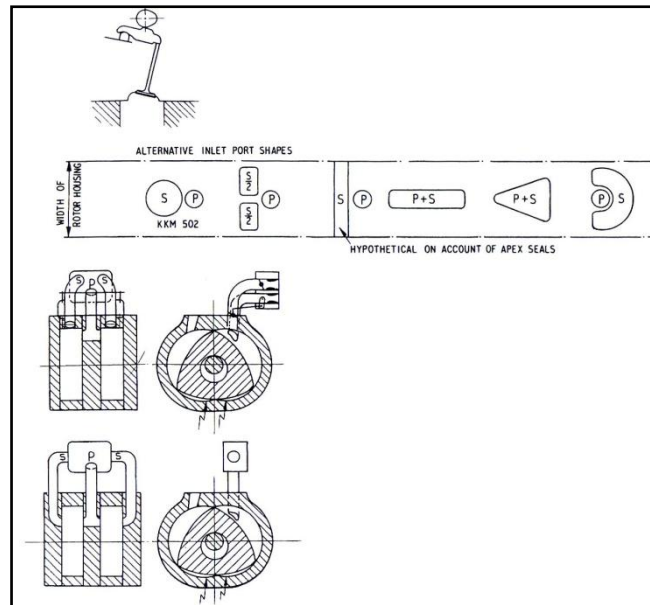
- **περίπτωση 2.c:** Συνδυασμός πλευρικής πρωταρχικής-δευτερευουσών περιφερειακών θυρίδων του περιστροφικού κινητήρα διπλού ρότορα Toyo Kogyo «απλού» εκτοπίσματος 492cm^3 , ο οποίος είναι παραπλήσιος του

κινητήρα Wankel περιστροφικής καύσης. Η μηχανή αυτή απαντάται σε διάφορες εκδοχές:

- 1) με καρμπυρατέρ τριών θαλάμων και συνδυασμό πλευρικής πρωταρχικής-δευτερευουσών περιφερειακών θυρίδων, των οποίων η λειτουργία ρυθμίζεται μέσω βαλβίδων τύπου «πεταλούδας».
- 2) με καρμπυρατέρ τριών θαλάμων και πλευρικές πρωταρχικές-δευτερεύουσες θυρίδες.
- 3) παρόμοια διάταξη με το (2) αλλά με καρμπυρατέρ δύο θαλάμων.
- 4) παρόμοια διάταξη με το (2) αλλά με καρμπυρατέρ τεσσάρων θαλάμων.

- **περίπτωση 2.d:** Ίδια περίπτωση με τη διάταξη της Tokyo Kogyo, αλλά με περιφερειακή τοποθέτηση αμφοτέρης της πρωταρχικής και των δευτερευουσών θυρίδων. Η περίπτωση αυτή συναντάται περισσότερο σε κινητήρες αυτοκινήτων πολυτελείας παρά σε υψηλών επιδόσεων sportcars.

- **περίπτωση 2e:** Διάταξη πλευρικών-περιφερειακών θυρίδων Curtiss-Wright. Γενικότερα, οι πλευρικά τοποθετημένες θυρίδες εισόδου χρησιμοποιούνται περισσότερο σε κινητήρες που λειτουργούν σε ένα ευρύ πεδίο φορτίων και ταχυτήτων, όπως στα αγωνιστικά αυτοκίνητα, ενώ οι περιφερειακές θυρίδες χρησιμοποιούνται σε άλλες εφαρμογές, όπως σε κινητήρες αεροσκαφών. Η επιλογή μεταξύ των δύο τρόπων τοποθέτησης θυρίδων σχετίζεται άμεσα με την ανάπτυξη άμεσου ψεκασμού του μίγματος του καυσίμου, και μπορούμε να πούμε ότι η πρόοδος στον τομέα αυτόν ευνοεί την καθιέρωση των περιφερειακά τοποθετημένων θυρίδων εισαγωγής.



Σχήμα 6.4. Διατάξεις θυρίδων εισόδου-εξόδου.

Από πάνω προς τα κάτω:

- τυπική βαλβίδα βενζινοκινητήρα
- περιφέρεια θαλάμου καύσης περιστροφικού κινητήρα με απεικόνιση των δυνατοτήτων τοποθέτησης πρωταρχικής-δευτερευουσών θυρίδων
- διάταξη της Toyco Kogyo
- διάταξη πλευρικών θυρίδων(πρωταρχικής-δευτερευουσών)

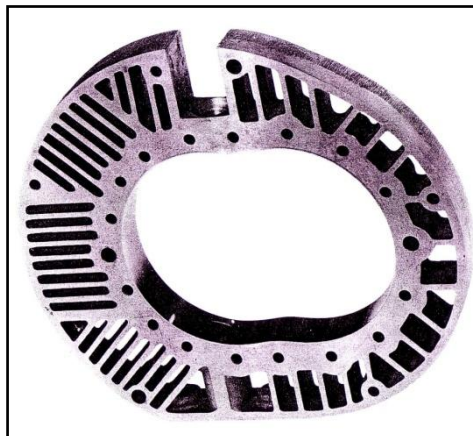
Κεφάλαιο 7. Η διαμόρφωση

θαλάμου-ρότορα των

κινητήρων Wankel

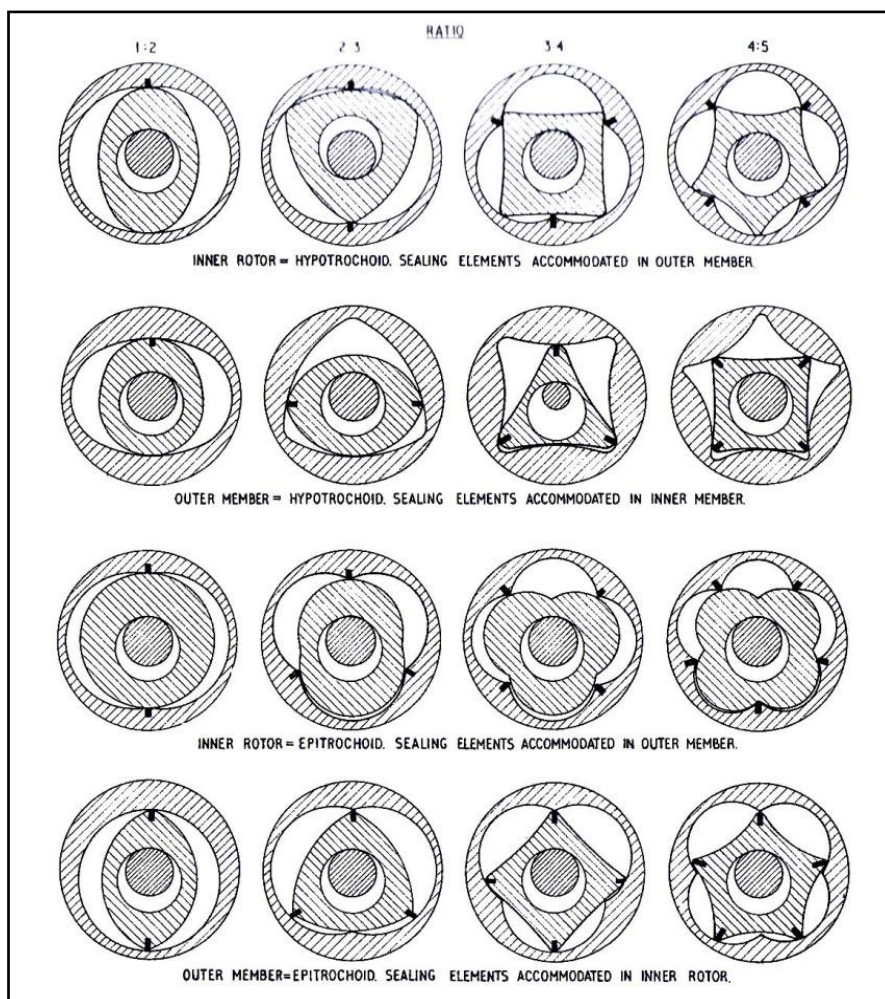
7.1. Εισαγωγή

Όπως αναφέραμε, η λειτουργία του κινητήρα εμβόλου-ρότορα του Felix Wankel διέπεται από το εξής κινηματικό χαρακτηριστικό: Με την περιστροφή εμβόλου σχήματος ισόπλευρου τριγώνου εντός κατάλληλα διαμορφωμένου πλαισίου, σχηματίζονται μεταξύ τους τρεις μεταβλητού όγκου μικρότεροι θάλαμοι. Το σχήμα του θαλάμου αυτού θα μπορούσαμε να το περιγράψουμε σε πρώτη φάση σαν ένα «θάρι» ή σαν έλλειψη με σχηματισμό «λαιμού» επί του μικρού άξονά της (Εικόνα 7.1). Στην ουσία αποτελεί το γεωμετρικό τόπο των κορυφών του τριγωνικού ρότορα και ονομάζεται επιτροχοειδές.



Εικόνα 7.1. Επιτροχοειδές περίβλημα θαλάμου κάυσης κινητήρα Wankel. Οι οπές βοηθούν στην αποτελεσματικότερη ψύξη.

Όπως φαίνεται στο σχήμα 7.1, οι συνδυασμοί θαλάμου-κινούμενου ρότορα που μπορούν να προκύψουν σε κινητήρες πλανητικής περιστροφής είναι πολλοί και διαφορετικοί. Εξ' άλλου αυτό είδαμε και στους προηγούμενους πίνακες κατάταξης των κινητήρων αυτών. Μιλώντας για το αντικείμενο μελέτης μας, ο κινητήρας NSU Wankel είναι κινητήρας πλανητικής περιστροφής-εμπλοκής ολίσθησης Slι και σχέσεως μετάδοσης 1:3. Τα εξαρτήματα που διαγράφουν την επιτροχοειδή τροχιά επαφών θαλάμου-τριγωνικού ρότορα βρίσκονται επί του περιστρεφόμενου εμβόλου.



Σχήμα 7.1. Περιπτώσεις συνεργασίας εμβόλου θαλάμου περιστροφικών κινητήρων απλής(και πλανητικής περιστροφής). Οι λόγοι που απεικονίζονται στο επάνω μέρος εκφράζουν τον αριθμό των λοβών του εξωτερικού προς το εσωτερικό τμήμα.

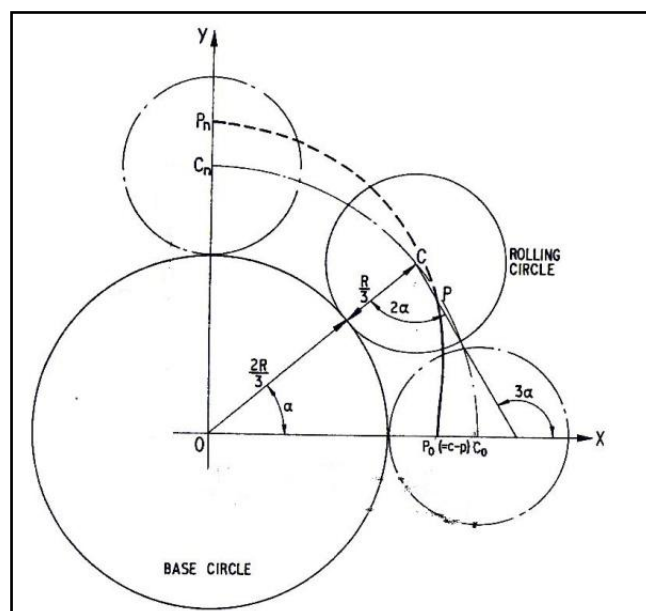
7.2. Επιτροχοειδές πλαίσιο

7.2.1. Ορισμός

Με τον όρο επιτροχοειδές ή επίμηκες τροχοειδές εννοούμε τη διαγραφόμενη τροχιά από σημείο επί της ακτίνας κύκλου ο οποίος κυλιέται χωρίς ολίσθηση επί της περιφέρειας ενός βασικού κύκλου. Για να σχηματιστεί η δίλοβη επιτροχοειδής διαμόρφωση του κινητήρα Wankel, θα πρέπει ο βασικός κύκλος να έχει διάμετρο διπλάσια του κυλιόμενου. Με άλλα λόγια ο κυλιόμενος εκτελεί δύο περιστροφές γύρω από τον εαυτό του σε κάθε μια πλήρη κύλιση του γύρω από τον βασικό κύκλο.

Τα βασικά μεγέθη του επιτροχοειδούς (σχήμα 7.2) είναι η ακτίνα του βασικού κύκλου $r_0=2r$, η ακτίνα του κυλιόμενου κύκλου r και η απόσταση e της γενέτειρας επιτροχοειδούς καμπύλης(που διαγράφει το σημείο P) από το κέντρο του κυλιόμενου κύκλου.

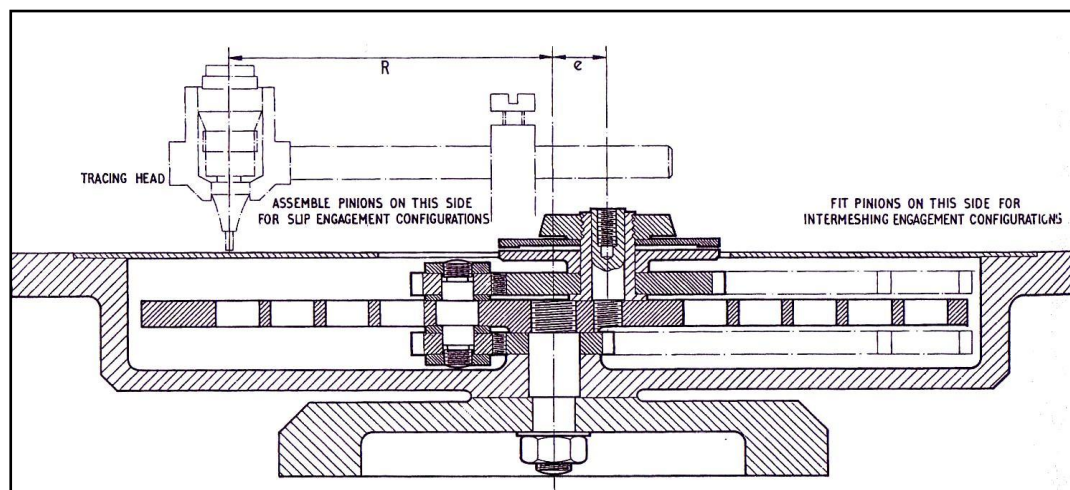
Η απόσταση $R=3r=r_0+r$ ονομάζεται ακτίνα του επιτροχοειδούς. Παίρνει μέγιστη τιμή $R+e$ (απόσταση OP_n) και ελάχιστη $R-e$ απόσταση ο P_n . Η απεικονιζόμενη καμπύλη P_nP_0 αποτελεί τμήμα της επιτροχοειδούς καμπύλης. Τέλος έχουμε το λεγόμενο λόγο R/e . Συμβολίζεται με το γράμμα K , όμως αποφεύγεται γενικότερα ο συμβολισμός αυτός για αποφυγή σύγχυσης.



Σχήμα 7.2. Αρχή σχηματισμού επιτροχοειδούς καμπύλης.

7.2.2. Κατασκευή

Η κατασκευή του επιτροχειδούς δεν είναι εύκολη υπόθεση. Η χάραξη του γίνεται ευκολότερα με τη βοήθεια ειδικού μηχανισμού (Σχήμα 7.3).



Σχήμα 7.3. Διάταξη σχεδίασης διαφόρων τροχοειδών καμπύλων.

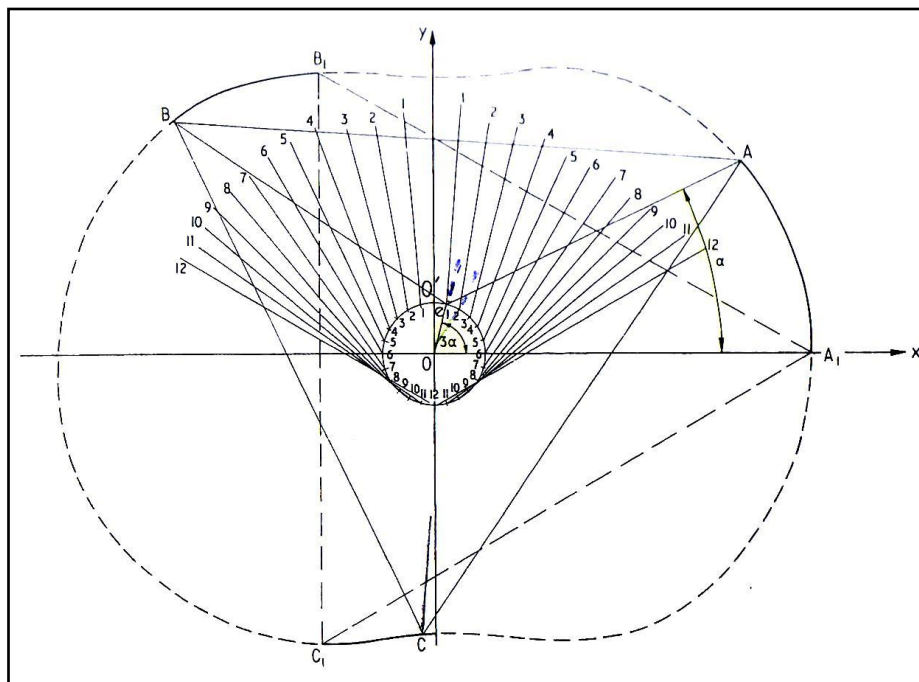
Η συνήθης γεωμετρική μέθοδος που ακολουθούμε απεικονίζεται στο σχήμα 7.3 και είναι η εξής:

- 1) Σε καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων Oxy χαράσσουμε κύκλο κέντρου O και ακτίνας e .
- 2) Χωρίζουμε τον κυκλικό δίσκο σε ίσα μέρη (π.χ. 24 κυκλικούς τομείς των 15° έκαστος) και αριθμούμε τα σημεία όπου οι αντίστοιχες ακτίνες τέμνουν την περιφέρεια του κύκλου (σημείο 1,2,3,4,...).
- 3) Φέρουμε από κάθε σημείο τομής ευθεία (1,2,3,4,...) με κλίση 5° προς τα αριστερά (πλησιέστερα στον Oy) σε σχέση με την αντίστοιχη ακτίνα.
- 4) Σχεδιάζουμε σε ξεχωριστό χαρτί ισόπλευρο τρίγωνο $AB\Gamma$ πλευράς μήκους $2R\cos 60^\circ$. Οι γραμμές που άγονται από τις κορυφές του τριγώνου τέμνονται στο κέντρο βάρους \bar{O} και έχουμε $\bar{O}A = \bar{O}B = \bar{O}\Gamma = R$.
- 5) Τοποθετούμε το τρίγωνο πάνω στο χαρτί σχεδίασης του κύκλου ακτίνας e με τον τρόπο που απεικονίζεται: Το κέντρο βάρους \bar{O} του τριγώνου να συμπίπτει με το σημείο 1 και την $\bar{O}C$ να αποτελεί προέκταση της ευθείας 1. Αν

περιστρέψουμε το τρίγωνο κατά τέτοιο τρόπο ώστε το O να συμπίπτει διαδοχικά με τα σημεία 1,2,3,4,... και η OC να συμπίπτει με τις αντίστοιχες ευθείες κάθε φορά, τότε οι κορυφές $AB\Gamma$ του τριγώνου θα διαγράψουν την επιθυμητή επιτροχειδή καμπύλη.

Στην παραπάνω μέθοδο αντιστρέψαμε τη σχετική θέση e και R (το στοιχείο που «περιέχει» την R περιστρέφεται!). Παρ'όλα αυτά, προκύπτει επιτροχειδής καμπύλη σε κάθε περίπτωση.

Το e υποδηλώνει την εκκεντρότητα της ατράκτου ισχύος στους κινητήρες Wankel, η οποία περιστρέφεται με ταχύτητα τριπλάσια του ρότορα(αυτό φαίνεται και από το Σχήμα 7.4 («γωνία θέσης» τριγώνου-ρότορα a , «γωνία θέσης» κύκλου ακτίνας e -ατράκτου ισχύος 3^a , με a τη γωνία που σχηματίζει η R με τον άξονα Ox). Τονίζεται ότι τρίγωνο και επιτροχειδής κλειστή καμπύλη εφάπτονται συνεχώς.



Σχήμα 7.4. Κατασκευή επιτροχειδούς διαμόρφωσης. Διακρίνεται και το ισόπλευρο τρίγωνο-έμβολο κατά την περιστροφή του οποίου διαγράφεται το επιθυμητό περίγραμμα.

Οι καρτεσιανές συντεταγμένες σημείου A της επιτροχοειδούς καμπύλης και του σημείου e επί του κύκλου ακτίνας επίσης e είναι οι εξής (Σχήμα 7.5):

$$Y_A = R \sin \alpha \quad (7.1)$$

$$Y_e = R \sin \alpha - e \sin 3\alpha \quad (7.2)$$

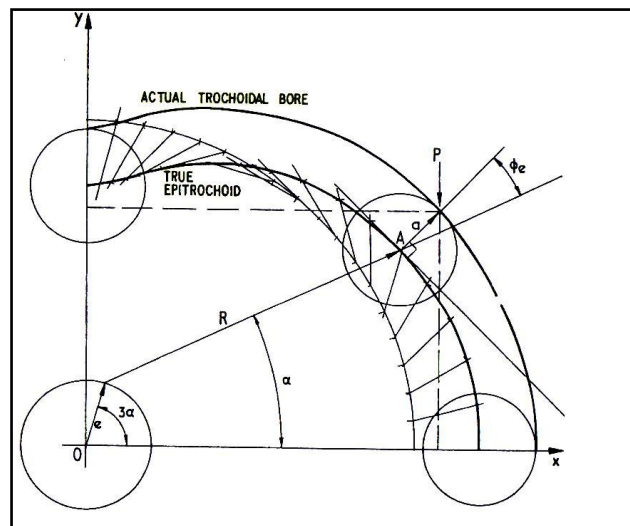
$$X_A = R \cos \alpha \quad (7.3)$$

$$X_e = R \cos \alpha - e \cos \alpha \quad (7.4)$$

Επίσης :

$$\alpha = \omega_1 \cdot t \quad (7.5)$$

όπου t ο χρόνος και ω_1 η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του τριγώνου-ρότορα.



Σχήμα 7.5. Επιτροχοειδής καμπύλη (σχεδιαζόμενη και πραγματική).

Η μέθοδος κατασκευής που περιγράψαμε είναι μεν ακριβής, αλλά υπερβολικά χρονοβόρα για την περίπτωση μαζικής σχεδίασης - παραγωγής κινητήρων Wankel. Έτσι, όπως προαναφέραμε άλλωστε, η σχεδίαση γίνεται με τη βοήθεια κατάλληλων μηχανισμών, οι οποίοι εκτός του ότι βοηθούν στην τυποποίηση της παραπάνω διαδικασίας είναι χρήσιμοι και σε άλλα ζητήματα, όπως το άνοιγμα/κλείσιμο θυρίδων εργαζόμενου μέσου.

Ο σχεδιασμός μπορεί να γίνει είτε θεωρώντας μεταβλητό e και σταθερό R εκ προδιαγραφών είτε θεωρώντας μεταβλητό R και ταυτόχρονα τιμή αναφοράς $e=10\text{mm}$ (σταθερό). Στην τελευταία περίπτωση το επιτροχοειδές δύναται να χαραχθεί βάση της τιμής $(e/e_0)^2$, όπου e η εκάστοτε επιθυμητή εκκεντρότητα και $e_0=10\text{mm}$.

7.2.3. Τροποποίηση διαστάσεων

Η επιτροχοειδής διαμόρφωση των κινητήρων Wankel αναγκάζει τις κορυφές του ρότορα να υπόκεινται σε μικρή μετατόπιση καθώς η γραμμή επαφών ρότορα- θαλάμου κινείται εφασπτομενικά των ακμών τους. Αυτό έχει ως άμεσο αποτέλεσμα την κυκλική φόρτιση του θαλάμου στις περιοχές των σημείων αυτών λόγω αδρανειακών δυνάμεων και την εμφάνιση αυλάκων επί της εσωτερικής επιφάνειάς του. Συνέπεια αυτής της φθοράς είναι η μειωμένη ικανότητα λίπανσης του κινητήρα καθώς και η απώλεια ισχύος.

Για το λόγο αυτό είναι αναγκαία μια τροποποίηση της διάστασης του επιτροχοειδούς, η οποία μπορεί να γίνει με τους εξής τρόπους: είτε χαράσσοντας επί της επιφάνειάς του τόξα ακτίνας α , οπότε η νέα επιτροχοειδής προκύπτει από την εφασπτομένη των τόξων αυτών, είτε απλά αυξάνουμε την ακτίνα R κατά α όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.5 ($R_1=R+\alpha$). Η τελευταία αυτή μέθοδος είναι αποτελεσματική για λιγότερο ακριβείς υπολογισμούς, αλλά σε περιπτώσεις που απαιτείται σχεδιασμός του θαλάμου με αυστηρή διαστασιολόγηση οι συντεταγμένες του επιτροχοειδούς προκύπτουν υπολογιστικά(παρα γεωμετρικά).

7.3. Κατατομή του εμβόλου(ρότορα)

Είναι φανερό ότι οι πλευρές του τριγωνικού εμβόλου του κινητήρα Wankel δε θα πρέπει να έρχονται σε επαφή με την επιφάνεια του επιτροχοειδούς θαλάμου σε οποιαδήποτε θέση και αν αυτό βρίσκεται. Αυτή η απαίτηση σχετίζεται με δύο βασικές παραμέτρους:

1) Ο ελάχιστος σχηματιζόμενος όγκος μεταξύ του εμβόλου και της επιφάνειας του θαλάμου θα πρέπει να είναι, δεδομένων των διαστάσεων που έχουμε, και ο μικρότερος δυνατός.

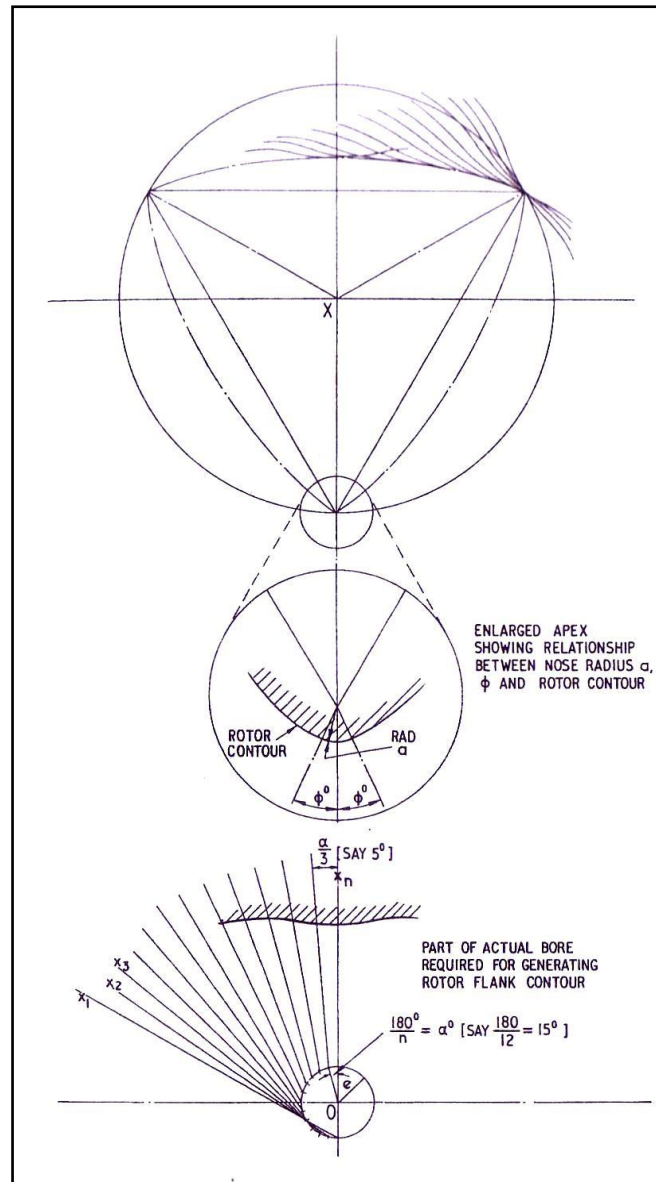
2) Στον όγκο αυτόν θα πρέπει να επιτυγχάνεται ο μέγιστος δυνατός βαθμός συμπίεσης ,και κατά συνέπεια και ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης. Τα δύο αυτά μεγέθη συνδέονται μεταξύ τους με τη σχέση:

$$\eta=1-(1-\varepsilon)^{\gamma-1} \quad (7.6)$$

Όπου ο $\varepsilon=V_{\max}/V_{\min}$ ο βαθμός συμπίεσης, γ ο εκθέτης της μεταβολής και η ο θερμικός βαθμός απόδοσης.

Ο μέγιστος θεωρητικός βαθμός συμπίεσης επιτυγχάνεται στην περίπτωση που η διαμόρφωση της πλευράς του ρότορα συμπίπτει με την επιτροχειδή επιφάνεια του θαλάμου. Η γεωμετρική κατασκευή του περιγράφεται ως εξής (Σχήμα 7.6):

- 1) Χαράσσουμε κύκλο ακτίνας e και χωρίζουμε το μισό κυκλικό δίσκο σε n ίσα μέρη.
- 2) Από το $n-1$ σημείο της περιφέρειάς του κύκλου φέρουμε ευθεία χ_{n-1} η οποία σχηματίζει με τον άξονα Oy γωνία $\alpha/3$. Συνεχίζουμε μέχρι το σημείο 1 την ίδια διαδικασία, με κάθε ευθεία να σχηματίζει γωνία $\alpha/3$ σε σχέση με την προηγούμενη.
- 3) Τοποθετούμε το ισόπλευρο τρίγωνο επί του κύκλου ώστε το κέντρο του να συμπίπτει με το σημείο 1 της περιφέρειάς του και σχεδιάζουμε τμήμα της γνωστής επιτροχειδούς καμπύλης εκατέρωθεν της ευθείας χ_1 .
- 4) Κάνουμε την ίδια διαδικασία και για τα υπόλοιπα σημεία. Η κοινή επαπτομένη των n επιτροχειδών καμπύλων που σχεδιάζονται αποτελεί την κατατομή της πλευράς του εμβόλου.



Σχήμα 7.6. Γεωμετρική κατασκευή κατατομής εμβόλου κινητήρα Wankel.

Δεδομένου των διακένων συναρμογής, της θερμικής διαστολής και των κατασκευαστικών ανοχών, το μέγεθος της επιτροχειδούς κοιλότητας του κινητήρα θα είναι κατά τι μικρότερο. Αυτό εξαρτάται και από παράγοντες όπως το υλικό κατασκευής ρότορα-θαλάμου.

Καθώς το έμβολο περιστρέφεται σε σχέση με τον επιτροχειδή θάλαμο, σχηματίζονται στην πραγματικότητα δύο χωριστοί κατά κάποιο τρόπο μεταβλητοί όγκοι εργαζόμενου μέσου, οι οποίοι επικοινωνούν μεταξύ τους διαμέσου της διόδου που σχηματίζεται μεταξύ της πλευράς του ρότορα και της διαμόρφωσης του επιτροχειδούς στον μικρό άξονά του. Η σχετική αυτή

θέση θα ήταν επιθυμητή στην περίπτωση που συνέβαινε στο χώρο των περιφερειακών θυρίδων εργαζόμενου μέσου. Εν τούτοις, θα απέβαινε αρνητική αν συνέβαινε στο σημείο έναρξης καύσης, όπως και συμβαίνει! Για το λόγο αυτό, κρίθηκε σκόπιμο να διαμορφωθεί μια κοιλότητα στην κάθε πλευρά του εμβόλου, και έτσι ο θάλαμος καύσης αποκτά πιο διακριτό και ενιαίο σχήμα. Όπως είναι φυσικό, ο βαθμός συμπίεσης στην περίπτωση αυτή είναι μικρότερος.

7.4. Υπολογισμός σχηματιζόμενων όγκων

Οι τιμές των σχηματιζόμενων όγκων μεταξύ εμβόλου-επιτροχειδούς επιφάνειας θαλάμου υπολογίζονται με τη βοήθεια ειδικών μετρητικών διατάξεων. Στην περίπτωση που η εκκεντρότητα e ανάγεται στην τιμή $e_0=10\text{mm}$, τότε τα αποτελέσματα των οργάνων πολλαπλασιάζονται με τον παράγοντα $(e/e_0)^2$. Αν δεν έχουμε αναγωγή, τότε παίρνουμε την τιμή του οργάνου κατευθείαν. Και στις δύο περιπτώσεις ο όγκος προκύπτει πολλαπλασιάζοντας τις τιμές με το πλάτος b του θαλάμου, ενώ αφαιρείται ο όγκος της κοιλότητας της κάθε πλευράς του εμβόλου για να έχουμε τον καθαρό περιεχόμενο όγκο.

7.5. Παρατηρήσεις-επισημάνσεις

Είδαμε λοιπόν ότι στους κινητήρες Wankel σχηματίζονται τρεις μεταβλητοί όγκοι εργαζόμενου μέσου κατά την περιστροφή του εμβόλου. Ωστόσο, σε άλλα σχέδια όπως στον περιστροφικό κινητήρα των Renault/American Motors απαντώνται τελείως διαφορετικές μέθοδοι. Για παράδειγμα, στο συγκεκριμένο κινητήρα οι διάφορες φάσεις του θερμοδυναμικού κύκλου (εισαγωγή, συμπίεση, έναυση-καύση, εκτόνωση και εξαγωγή) διεξάγονται σε ισάριθμους χωριστούς θαλάμους, με το έμβολο να παίζει το ρόλο διανομέα του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου στον καθένα θάλαμο διαδοχικά. Στην περίπτωση αυτή, τα εξαρτήματα στεγανοποίησης βρίσκονται επί της κατασκευής του ιδίου του θαλάμου και όχι στο ρότορα, ο οποίος έχει τροχειδή διαμόρφωση.

Η λειτουργία του κινητήρα αυτού βασίζεται σε εξαρτήματα (όπως ένα σύνθετο οδοντωτό τροχό ελέγχου βαλβίδων) οι οποίες θέτουν περιορισμούς ίδιους με εκείνους των παλινδρομικών M.E.K. Επιπρόσθετα, έχουμε ανεπιθύμητες

περιόδους λειτουργίας των βαλβίδων/θυρίδων εργαζόμενου μέσου οι οποίες περιορίζουν αισθητά το μέγιστο βαθμό συμπίεσης. Όλα αυτά αποδεικνύουν το γεγονός ότι ο συγκεκριμένος κινητήρα δε μπορεί να ανταγωνιστεί αποτελεσματικά τους συμβατικούς παλινδρομικούς κινητήρες.

Κεφάλαιο 8. Βασικές παράμετροι-εξισώσεις κινητήρων Wankel

8.1. Εισαγωγή

Η λειτουργία των κινητήρων Wankel, όπως άλλωστε και κάθε μηχανής ισχύος, διέπεται από ορισμένες βασικές παραμέτρους. Σε αυτές περιλαμβάνονται μαθηματικές εξισώσεις σχετικές με τη γεωμετρία του κινηματικού μηχανισμού αλλά και διαφόρων άλλων χαρακτηριστικών του. Κάποιες από τις σχέσεις αυτές εμφανίζουν πολυπλοκότητα ή προξενούν σχετική σύγχυση, όπως εκείνες που αφορούν το θερμικό βαθμό απόδοσης, το βαθμό συμπίεσης κ.α.

Στη συνέχεια θα αναφέρουμε τα βασικά μεγέθη και όλες τις σχέσεις που είναι απαραίτητες για την κατανόηση της λειτουργίας του κινητήρα.

8.2. Γωνία κλίσης (obliquity angle) φ

Είναι η γωνία που σχηματίζεται σε κάθε σημείο του επιτροχειδούς (σημείο επαφής) ανάμεσα στην ακτίνα R του ρότορα και στην κάθετο α στο σημείο αυτό, όπου α η απόσταση του γεωμετρικά χαρασσόμενου από το πραγματικό επιτροχειδές.

Η μαθηματική σχέση μεταξύ φ και R είναι η εξής:

$$\sin\phi=3e/R \quad (8.1)$$

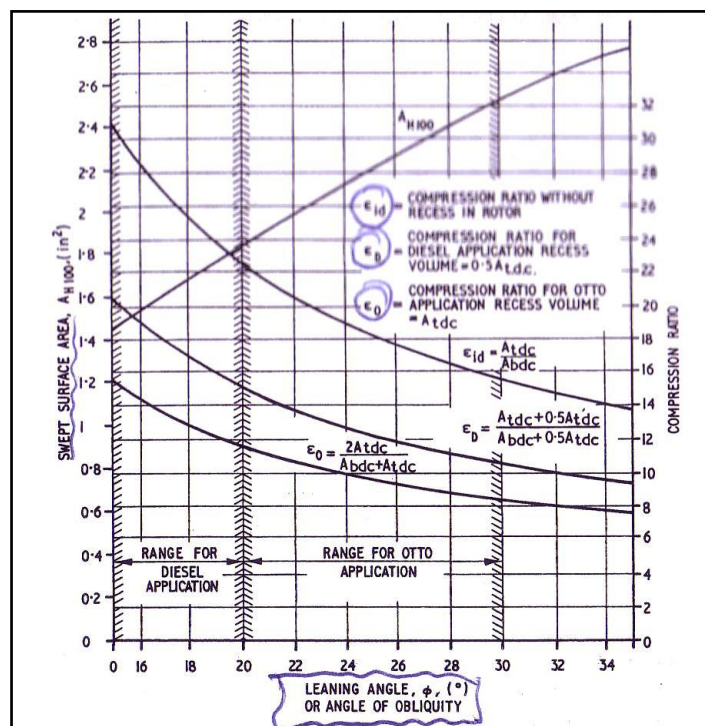
Όπου e η εκκεντρότητα.

Γενικότερα για τους περιστροφικούς κινητήρες ισχύει η σχέση

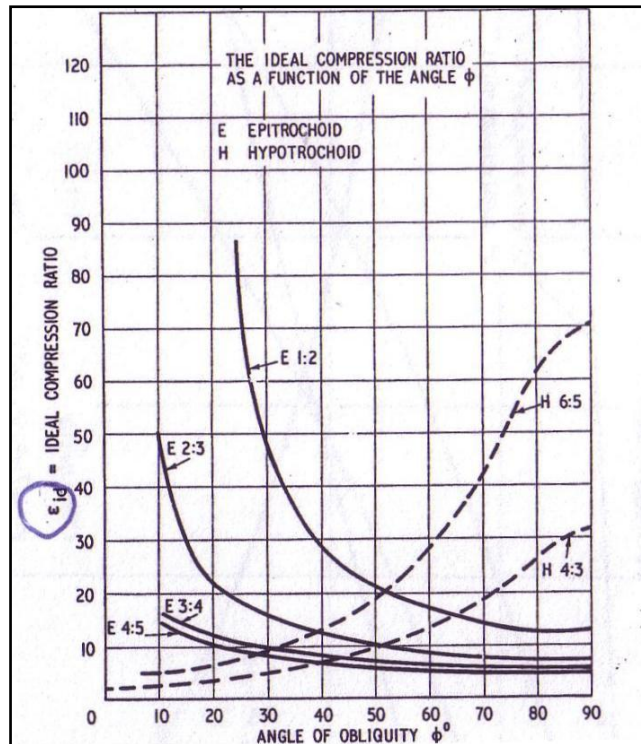
$$\sin\phi=Z.e/R \quad (8.2)$$

Όπου Z το πλήθος των σημείων επαφής μεταξύ ρότορα και πλαισίου του θαλάμου καύσης.

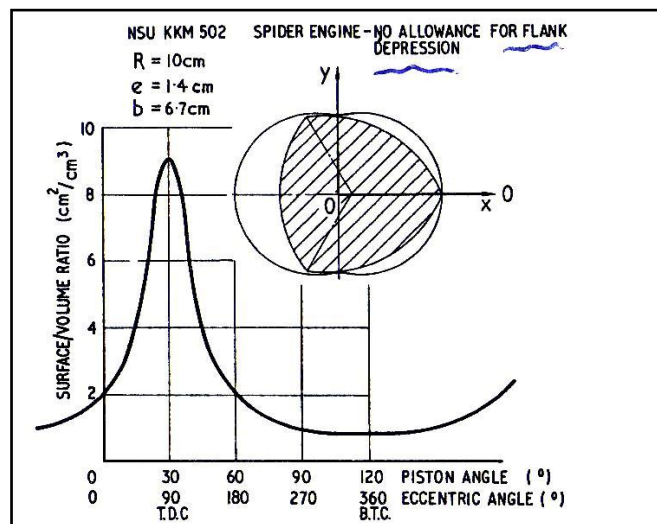
Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα των σχημάτων 8.1, 8.2 και 8.3, η γωνία ϕ επηρεάζει το μέγιστο θεωρητικό βαθμό συμπίεσης, την επιφάνεια σάρωσης του εμβόλου καθώς και το λόγο επιφανείας/όγκου του υποθαλάμου κατά τη στιγμή που το έμβολο βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο και σχηματίζεται ο μικρότερος δυνατός όγκος. Η περίπτωση αυτή θα αναλυθεί εκτενέστερα σε επόμενη παράγραφο του κεφαλαίου.



Σχήμα 8.1. Εξάρτηση της επιφάνειας σάρωσης εμβόλου από τη γωνία κλίσης ϕ για ποικιλία μέγιστων βαθμών συμπίεσης διαφόρων κινητήρων. Η καμπύλη που αναφέρεται στον κινητήρα Wankel (χωρίς κοιλότητες επί των πλευρών του ρότορα) ισχύει για τη γνωστή σχέση 2:3 του επιτροχοειδούς και για μήκος 10cm επί του μεγάλου άξονός του.



Σχήμα 8.2. Εξάρτηση του μέγιστου θεωρητικού βαθμού συμπίεσης από τη γωνία κλίσης ϕ , για διάφορα είδη επιτροχοειδών αλλά και υποτροχοειδών διαμορφώσεων (π.χ 2:3 η σχέση ταχύτητας μεταξύ εσωτερικού-εξωτερικού εμπλεκόμενου τμήματος αντίστοιχα για τον κινητήρα Wankel).



Σχήμα 8.3. Μεταβολή του λόγου επιφάνειας/όγκου θαλάμου συναρτήσει της γωνίας κλίσης ϕ για τον κινητήρα NSU Wankel KKM 502.

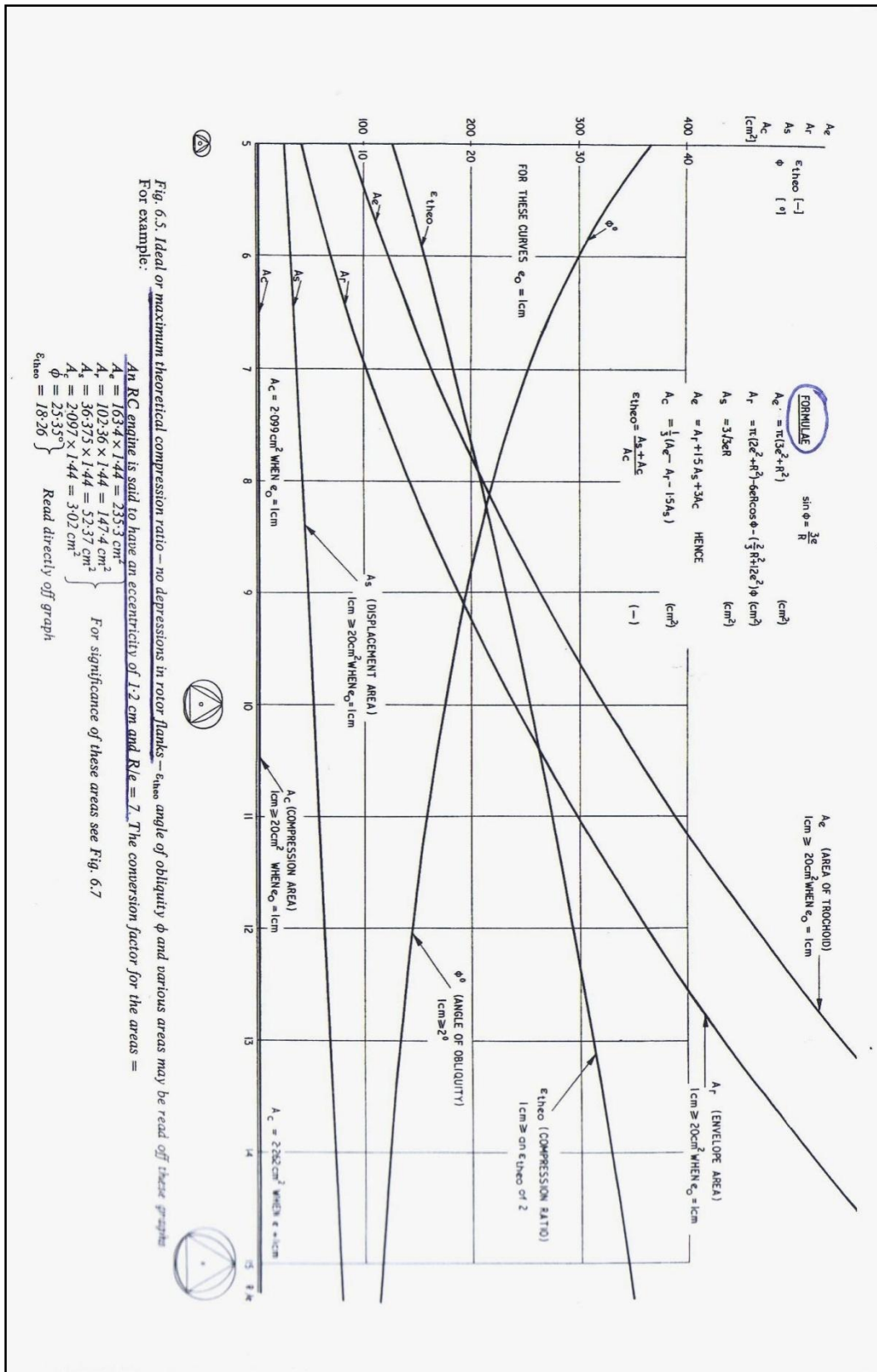
Ο θεωρητικός βαθμός συμπίεσης σε κάθε υποθάλαμο προκύπτει αν δεν λάβουμε υπόψιν την αντίστοιχη κοιλότητα επί της πλευράς του εμβόλου.

Παρατηρούμε ότι οι βέλτιστες τιμές αυτού λαμβάνονται για μικρές τιμές του φ . Από την άλλη όμως, αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο θάλαμος καύσης να γίνεται περισσότερο επιμήκης και λεπτός, με αρνητικές συνέπειες για την καύση κάτω από ορισμένες συνθήκες λειτουργίας.

Στο Σχήμα 8.4 έχουμε την πλήρη απεικόνιση της επίδρασης της κλίσης φ επί των χαρακτηριστικών μεγεθών του κινητήρα.

Παρατηρήσεις επί του Σχήματος 8.4

- Τα μεγέθη που απεικονίζονται αναφέρονται στο χώρο που περικλείεται μεταξύ ρότορα και πλαισίου και θα επεξηγηθούν παρακάτω.
- Για να βρούμε τους αντίστοιχους όγκους, πολλαπλασιάζουμε το επιθυμητό εμβαδόν με το πλάτος του εμβόλου B , ή για να είμαστε πιο ακριβείς, με το πλάτος του επιτροχειδούς πλαισίου B_c .
- Για λόγους απλότητας, τα διαγράμματα κατασκευάζονται βάση της τυποποιημένης εκκενρότητας $e=1\text{cm}$. Για την αναγωγή σε χαρακτηριστικά μεγέθη επιτροχειδούς διαφορετικής εκκενρότητας, πολλαπλασιάζουμε τα μεγέθη που βρίσκουμε (συναρτήσει του λόγου R/e) με τον παράγοντα $(e/e_0)^2$, όπου e η επιθυμητή εκκενρότητα. Η κλίση φ και ο βαθμός συμπίεσης διαβάζονται κατευθείαν από το διάγραμμα χωρίς να γίνονται επιπλέον υπολογισμοί αναγωγής.



Σχήμα 8.4. Σχέση γωνίας κλίσης φ, μέγιστου θεωρητικού βαθμού συμπίεσης και χαρακτηριστικών μεγεθών επιτροχειδούς θαλάμου.

8.3. Υπολογισμός του όγκου εμβολισμού (και της μέγιστης τιμής αυτού) κατά G.B. Swards

8.3.1. Παλινδρομικοί κινητήρες

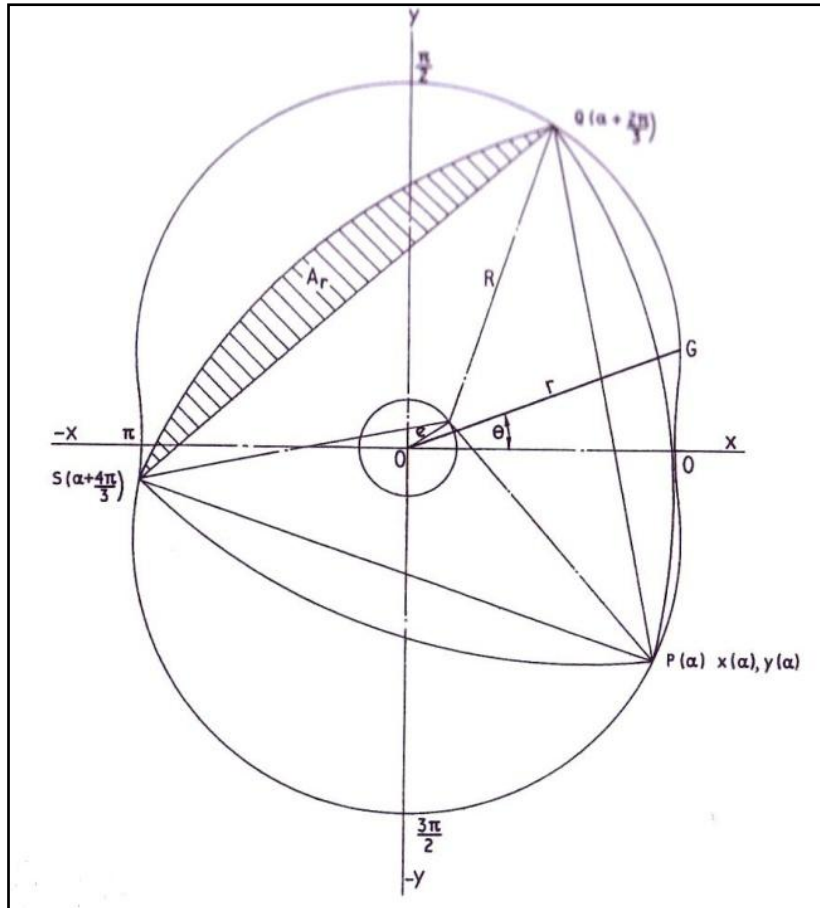
Στους παλινδρομικούς κινητήρες, ο μέγιστος όγκος εντός του κυλίνδρου που δύναται να πληρωθεί με εργαζόμενο μέσο δίνεται από το γινόμενο της διαδρομής του εμβόλου επί τη διατομή του κυλίνδρου, ενώ στο παραπάνω γινόμενο θα πρέπει να προστεθεί και ο επιζήμιος όγκος. Με τον όρο αυτόν εννοούμε τον όγκο που περιέχεται μεταξύ του καλύμματος του κυλίνδρου και της κεφαλής του εμβόλου όταν αυτό βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο.

8.3.2. Κινητήρες Wankel

Σε προηγούμενο κεφάλαιο είδαμε τις σχέσεις των συντεταγμένων σημείου P επί ακτίνας r κύκλου, ο οποίος εκτελεί κύλιση χωρίς ολίσθηση επί της περιφέρειας κύκλου ακτίνας $2r$.

Στο σχήμα 8.5 διακρίνουμε το ισόπλευρο τρίγωνο QSP, με τις τρεις ακμές του να πρόσκεινται επί της επιτροχειδούς τροχιάς. Στα σημεία P και Q αντιστοιχούν οι γωνίες α και $\alpha+2\pi/3$ αντίστοιχα.

Για να υπολογίσουμε την επιφάνεια που περικλείεται μεταξύ της πλευράς PQ και της επιτροχειδούς διαμόρφωσης, αφαιρούμε το εμβαδόν του ισοσκελούς τριγώνου POQ από την επιφάνεια που περιέχεται μεταξύ των πλευρών OP, OQ και του επιτροχειδούς μήκους PQ.



Σχήμα 8.5. Απεικόνιση βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών επιτροχειδούς θαλάμου.

Συγκεκριμένα, έχουμε:

Εμβαδόν τομέα OPQ (όπου PQ επί της επιτροχειδούς τροχιάς)=

$$= \int_a^{a+2\pi/3} \frac{1}{2} \times OG^2 d\theta = R^2 \left[1 + 3 \left(\frac{e}{R} \right)^2 \right] \cdot \pi/3 - eR\sqrt{3} \cos(2a + 2\pi/3) \quad (8.3)$$

Εμβαδόν ισοσκελούς τριγώνου OPQ=

$$= \frac{\sqrt{3}}{2} \left[\frac{1}{2} - \frac{e}{R} \cos(2a - \pi/3) \right] R^2 \quad (8.4)$$

Αφαιρώντας αυτές τις δύο σχέσεις και επιπλέον ξέροντας ότι

$$\cos(2\alpha-\pi/3) = -\cos(2\alpha+2\pi/3) \quad (8.5)$$

έχουμε ότι η περιοχή μεταξύ της ευθείας PQ και του επιτροχοειδούς πλαισίου έχει εμβαδό

$$[R^2+3e^2] \frac{\pi}{3} - \sqrt{3}R^2/4 - 3\frac{\sqrt{3}}{2}Re\cos 2(\alpha+\pi/3) \quad (8.6)$$

Η παράσταση αυτή παρουσιάζει ελάχιστο για $\alpha=-60^\circ$ και μέγιστο για $\alpha=30^\circ$. Οι αντίστοιχες τιμές των επιφανειών είναι οι εξής:

$$A_{\min} = [R^2+3e^2] \frac{\pi}{3} - \sqrt{3}R^2/4 - 3\frac{\sqrt{3}}{2}Re \quad (8.7)$$

Και

$$A_{\max} = [R^2+3e^2] \frac{\pi}{3} - \sqrt{3}R^2/4 + 3\frac{\sqrt{3}}{2}Re \quad (8.8)$$

Η διαφορά $A_s = A_{\max} - A_{\min} = 3\frac{\sqrt{3}}{2}Re$, πολλαπλασιαζόμενη επί το πλάτος του επιτροχοειδούς πλαισίου και λαμβάνοντας υπόψιν και την επαύξηση α ονομάζεται όγκος εμβολισμού V_s :

$$V_s = 3\sqrt{3}R_1B_c e \quad (8.9)$$

Με

$$R_1 = R + \alpha \quad (8.10)$$

Γενικότερα για τον όγκο εμβολισμού ισχύει η σχέση

$$V_s = eR_1B_c \frac{4Z}{Z-1} \sin \frac{\pi}{Z} \quad (8.11)$$

8.5. Σύγκριση όγκων εμβολισμού παλινδρομικών-περιστροφικών κινητήρων

Προτού προχωρήσουμε στην ανάλυσή μας, θα διατυπώσουμε την εξίσωση που μας δίνει την ωφέλιμη (πραγματική) ισχύ μιας πολυκύλινδρης Μ.Ε.Κ:

$$P_{net} = \left(p \times \frac{\pi D^2}{4} \right) \left(2LN \left(\frac{nf}{2 \times 33000} \right) \right) \eta = p \frac{D^2 S n \eta}{168069} \quad (8.16)$$

Όπου $168069 = 16 \times 33000 / \pi$

Επεξήγηση μεγεθών

\bar{p} : μέση ενδεικνύμενη πίεση (kg/m^2)

D: διάμετρος κυλίνδρου (m)

A: εμβαδόν διατομής εμβόλου (m^2)

s: διαδρομή εμβόλου (m)

\bar{c}_E : ταχύτητα εμβόλου (m/sec)

N: ταχύτητα περιστροφής ατράκτου ισχύος (rpm)

z: αριθμός κυλίνδρων

K: αριθμός φάσεων εκτόνωσης ανά περιστροφή ατράκτου ισχύος (1/2 σε κινητήρες 4-X)

η_m : μηχανικός βαθμός απόδοσης (%)

Η ισχύς (σε hp) που παράγεται επί της στροφαλοφόρου ατράκτου ενός παλινδρομικού κινητήρα αποτελεί την κύρια έκφραση των επιδόσεών του. Η άτρακτος εξόδου αποτελεί το στοιχείο μετάδοσης της παραγόμενης ισχύος στο επιθυμητό φορτίο. Για το λόγο αυτό ονομάζεται και πρωτεύον στοιχείο της μηχανής.

Αντίστοιχα, η έκκεντρα τοποθετημένη άτρακτος εξόδου στους κινητήρες Wankel αποτελεί το πρωτεύον στοιχείο εξόδου στην περίπτωση αυτή. Κατά συνέπεια, η σύγκριση επί των διαγραμμάτων όγκου εμβολισμού θα γίνει με κύριο σημείο αναφοράς την περιστροφή ατράκτου εξόδου για τους δύο τύπους κινητήρων, και επάνω στη βάση αυτή θα διεξαχθούν τα όποια συμπεράσματα.

Στο Σχήμα 8.7 βλέπουμε κατά σειρά τις φάσεις όγκου εμβολισμού για τους εξής κινητήρες:

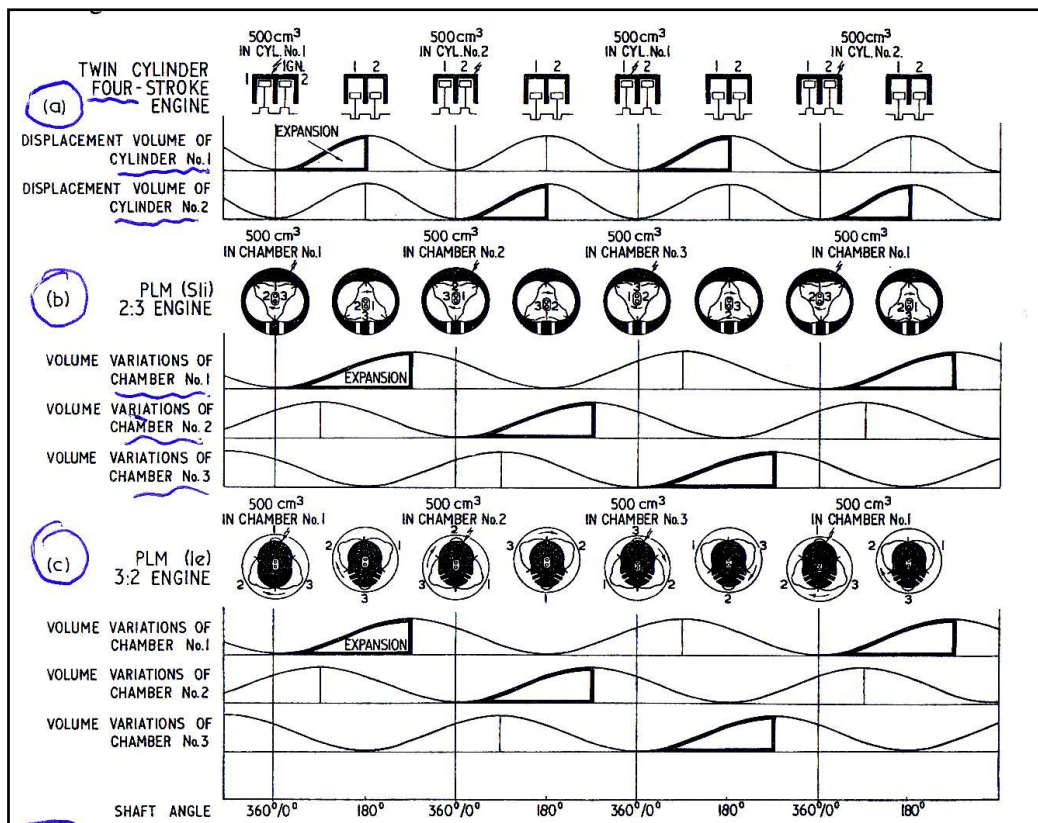
- 4-Χ δίκυλινδρος παλινδρομικός (500cm^3 ανά κύλινδρο)
- πλανητικής εσωτερικής περιστροφής, διαμόρφωσης 2:3 (=λόγος λοβών εξωτερικού πλαισίου προς αριθμό πλευρών εσωτερικού ρότορα) και εμπλοκής ολίσθησης (Wankel, 500cm^3 ο κάθε υποθάλαμος)
- πλανητικής εξωτερικής περιστροφής, διαμόρφωσης 3:2 και εμπλοκής εκκέντρου (επίσης 500cm^3 ο κάθε υποθάλαμος)

Παρατηρήσεις

Όπως παρατηρούμε, κάθε φάση στον 4-Χ παλινδρομικό κινητήρα «διαρκεί» 180° περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου, και κατά συνέπεια τόση είναι και η διάρκεια της φάσης εκτόνωσης των αερίων (παραγωγή ωφέλιμου έργου).

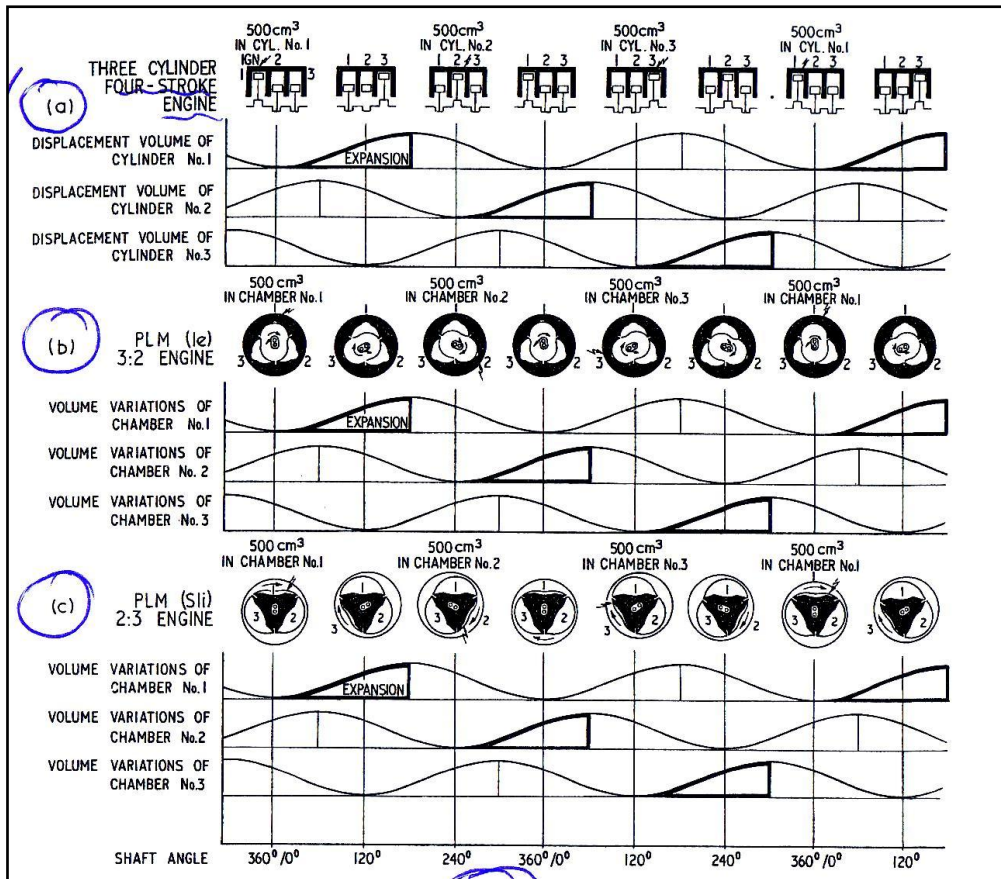
Από την άλλη, στον κινητήρα Wankel αυτό εκτείνεται για περισσότερο από 270° της ατράκτου ισχύος (η οποία περιστρέφεται ως γνωστόν με τριπλάσια ταχύτητα από αυτή του ρότορα). Συνεπώς, σε τέσσερις περιστροφές αυτής έχουμε συνολικά οκτώ φάσεις θερμοδυναμικού κύκλου (ή πιο απλά δύο πλήρεις κύκλους ανά δύο περιστροφές της ατράκτου. Συνεπώς παρατηρείται ισοδυναμία με δίκυλινδρο 4-Χ κινητήρα όπου ο όγκος κάθε κυλίνδρου ισούται με τον όγκο του κάθε σχηματιζόμενου υποθαλάμου στον κινητήρα Wankel.

Ο τρίτος κινητήρας του Σχήματος 8.7 διαθέτει σταθερό εσωτερικό τμήμα επιτροχοειδούς σχεδίασης και περιστρεφόμενο εξωτερικό, η δε εμπλοκή των δύο τμημάτων είναι τύπου εκκέντρου. Και εδώ επίσης έχουμε δύο πλήρεις θερμοδυναμικούς κύκλους ανά δύο περιστροφές της ατράκτου.



Σχήμα 8.7.

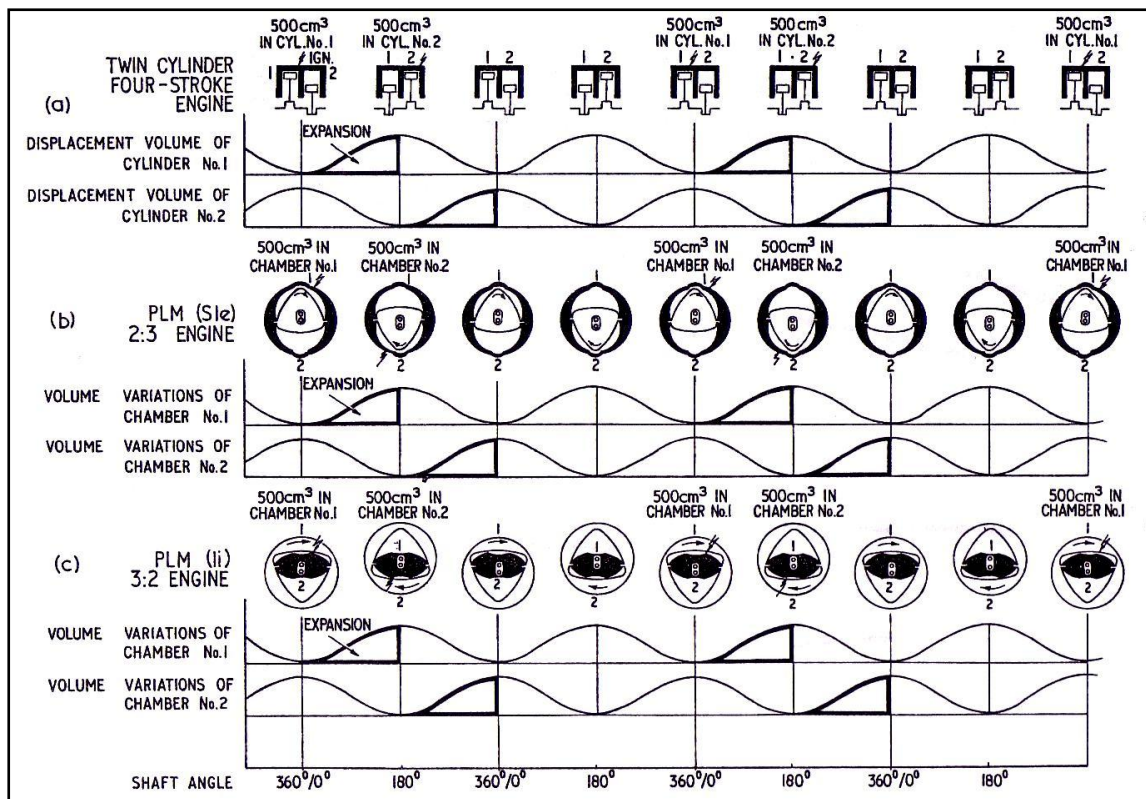
Εάν τώρα στους παραπάνω περιστροφικούς κινητήρες αντιστρέψουμε την κινηματική του μηχανισμού (δηλαδή τα σταθερά τμήματα γίνουν κινητά και το ανάποδο), τα διαγράμματα όγκου εμβολισμού τους θα είναι ίδια με εκείνα τρικύλινδρου 4-Χ παλινδρομικού κινητήρα, όπου κάθε κύλινδρος έχει χωρητικότητα όση και ο επιμέρους υποθάλαμος των περιστροφικών (500cm³)-Σχήμα 8.8.



Σχήμα 8.8.

Παρατήρηση: Ο κινητήρας του Σχήματος 8.7c αποτελεί το «αρνητικό» του κινητήρα του Σχήματος 8.8b. Η δεύτερη αντιστοιχία είναι μεταξύ των κινητήρων των Σχημάτων 8.7b και 8.8c.

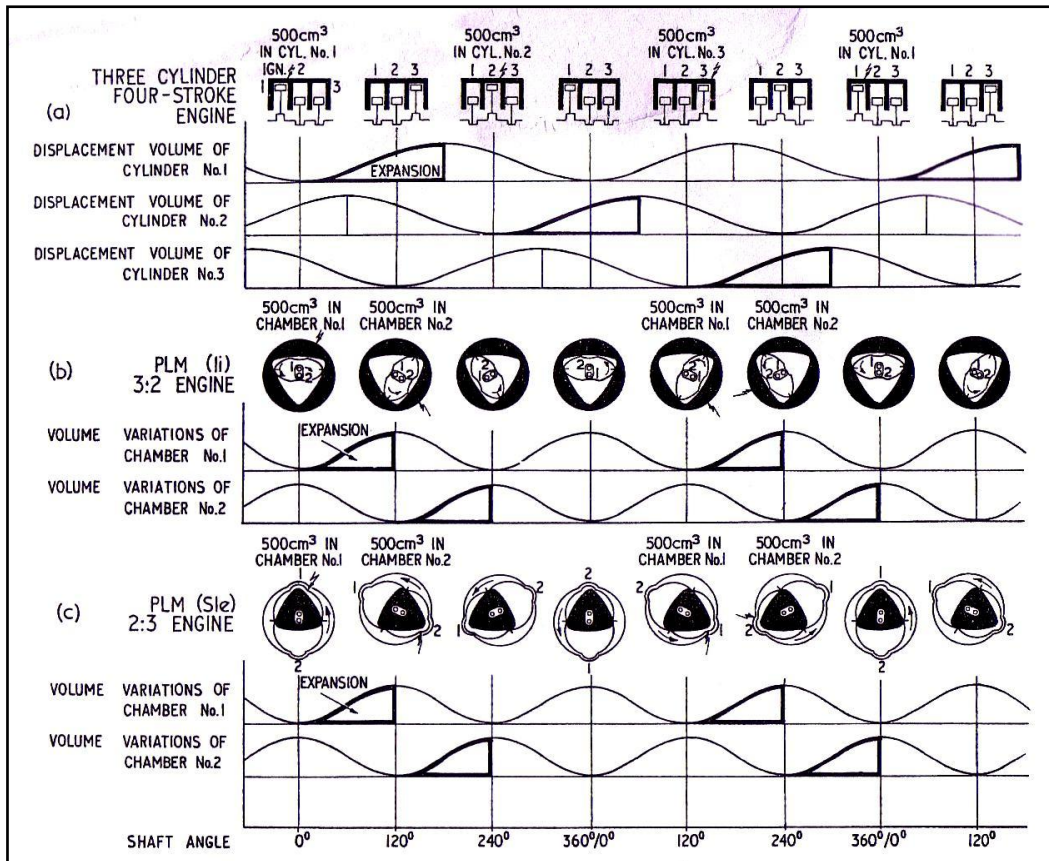
Στο Σχήμα 8.9 συγκρίνονται οι όγκοι εμβολισμού δικύλινδρου 2-X παλινδρομικού κινητήρα με 2 κατηγορίες περιστροφικών κινητήρων, στους οποίους διακρίνουμε το σχηματισμό δύο υποθαλάμων.



Σχήμα 8.9.

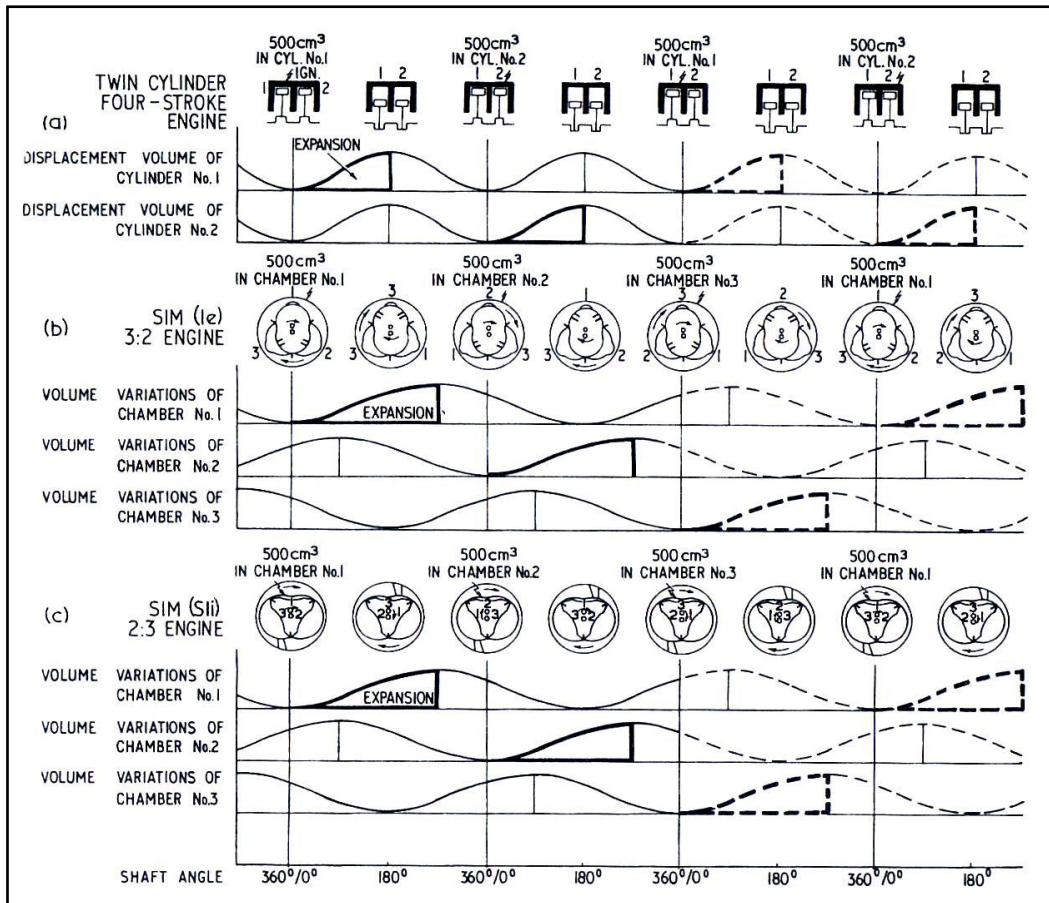
Παρατηρούμε ότι υπάρχει σαφής αντιστοιχία μεταξύ των διαφόρων θερμοδυναμικών φάσεων.

Στο Σχήμα 8.10 απεικονίζονται οι φάσεις τρικύλινδρου 2-Χ παλινδρομικού και περιστροφικών κινητήρων πλανητικής περιστροφής, οι οποίοι αποτελούν στην ουσία τα «αρνητικά» των κινητήρων του Σχήματος 8.9 όσον αφορά το περιστρεφόμενο και το σταθερό τμήμα τους (αντιστοιχία 8.9b με 8.10c και 8.10b με 8.9c). Η ιδιαιτερότητα των κινητήρων αυτών έγκειται στο γεγονός ότι δε μπορούμε να πετύχουμε ίσες χρονικές περιόδους μεταξύ των διαστημάτων εκτόνωσης (βλέπουμε πχ στο διάγραμμα 8.9c ότι η πρώτη με τη δεύτερη εκτόνωση του κινητήρα δεν απέχουν μεταξύ τους, ενώ η δεύτερη με την τρίτη «απέχουν» μια ολόκληρη περιστροφή της ατράκτου ισχύος! Οι κινητήρες αυτοί παρουσιάζουν αντιστοιχία με τον 2-Χ τρικύλινδρο καθώς εκτελούν έξι θερμοδυναμικούς κύκλους σε τέσσερις περιστροφές ατράκτου.

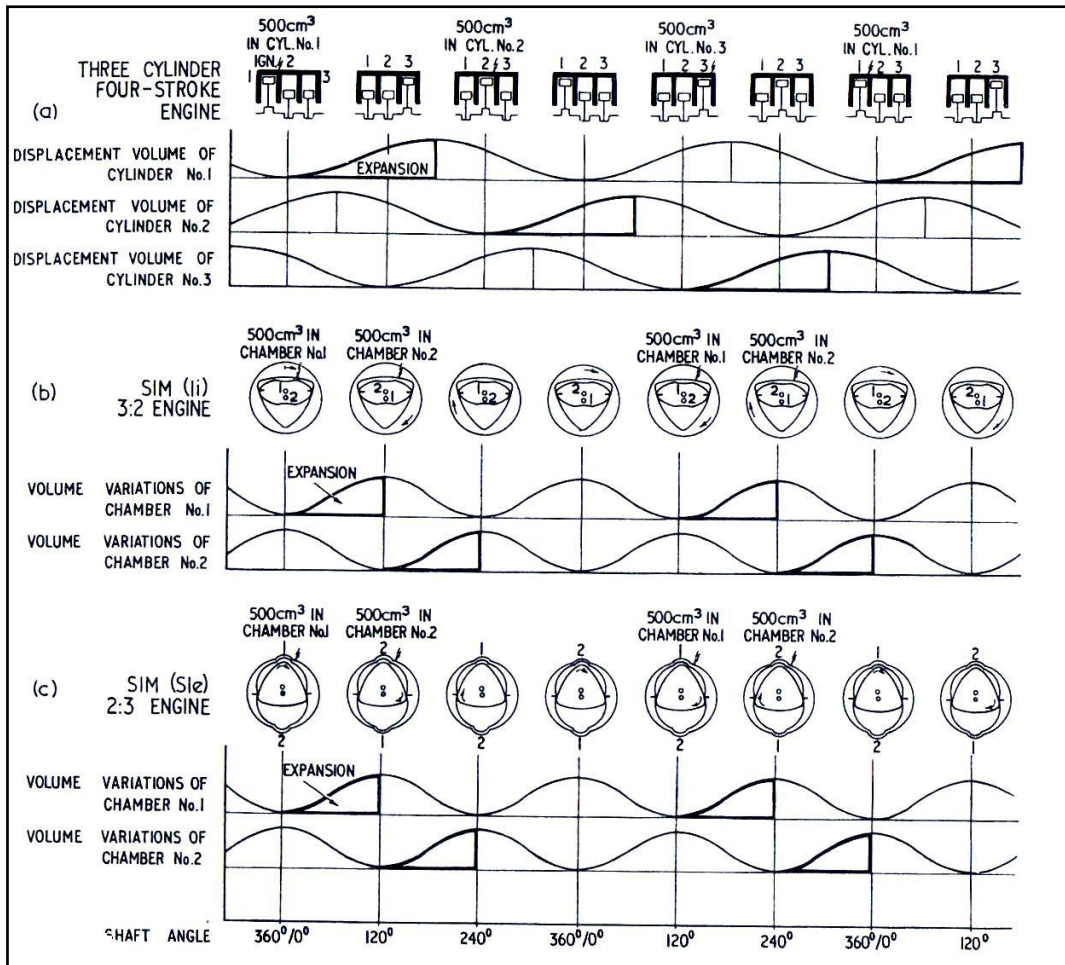


Σχήμα 8.10.

Στα Σχήματα 8.11 και 8.12 απεικονίζονται οι φάσεις όγκων εμβολισμού των λεγόμενων κινητήρων απλής περιστροφής. Για το διάγραμμα 8.9, παρατηρούμε ότι οι συγκεκριμένοι κινητήρες απλής περιστροφής προσομοιάζουν στη λειτουργία δικύλινδρου δίχρονου κινητήρα με δύο πλήρεις θερμοδυναμικούς κύκλους εντός δύο περιστροφών, ενώ σε περιστροφικούς όπως του Σχήματος 8.12 με δύο υποθαλάμους καύσης έχουμε παρόμοια λειτουργία θερμοδυναμικού κύκλου με εκείνη δίχρονου τρικύλινδρου παλινδρομικού κινητήρα.



Σχήμα 8.11.



Σχήμα 8.12.

8.6. Υπολογισμός όγκου εμβολισμού κατά Kuhner

Σε προηγούμενη παράγραφο είδαμε τον τρόπο υπολογισμού του μέγιστου όγκου εμβολισμού σε κινητήρα Wankel. Στη συνέχεια θα δούμε μια διαφορετική προσέγγιση, η οποία επεκτείνεται και σε κινητήρες με έμβολα Z πλευρών.

Ας θεωρήσουμε ρότορα Z πλευρών περιστρεφόμενου εντός σταθερού τροχοειδούς. Σε αναλογία με την εξίσωση για τους κινητήρες Wankel ($Z=3$), όπου εμβαδόν περιφέρειάς της κάθε πλευράς είναι ίσο με $2(R_1 \sin \pi/3)B_c$, για τη γενική περίπτωση το εμβαδόν αυτό ισούται με $2(R_1 \sin \pi/Z)B_c$. Συνεπώς ο μέγιστος όγκος εμβολισμού εργαζόμενου μέσου θα είναι ίσος με

$$\begin{aligned}
V_s &= (A_s + A_{\min} - A_r) B_c = \\
&= 2(R_1 \sin \pi / Z) B_c \times (\text{καλυπτόμενη απόσταση εκ της επιφανείας} \\
&\text{αυτής}) \qquad \qquad \qquad (8.17)
\end{aligned}$$

Η έκκεντρη άτρακτος ισχύος εξόδου της διάταξης θα πρέπει να εκτελεί Z πλήρεις περιστροφές για κάθε μία περιστροφή του εμβόλου, και κάθε πλευρά καλύπτει ενεργό απόσταση 2(Z-1) σε μία περιστροφή αυτού. Σε κάθε φάση εργαζόμενου μέσου η άτρακτος εξόδου περιστρέφεται κατά γωνία α, η οποία συνδέεται με τον αριθμό πλευρών Z με τη σχέση

$$\alpha = \frac{Z \times 2\pi}{2(Z-1)} = \frac{Z \times \pi}{Z-1} \qquad \qquad \qquad (8.18)$$

Με τον όρο «ενεργή απόσταση» εννοούμε το μήκος του τόξου που διαγράφεται από ευθεία διερχόμενη από το κέντρο μιας πλευράς του ρότορα και κάθετη στην ευθεία που ενώνει τις δύο ακμές της. Κάθε πίεση που ασκείται από το εργαζόμενο μέσο επί της πλευράς του εμβόλου αναλύεται σε δύναμη με διεύθυνση επί της καθέτου και εφαρμοζόμενη σε μεταβαλλόμενη ακτίνα r επί της άτρακτου ισχύος.

$$\int dS = \int r \cdot da \qquad \qquad \qquad (8.19)$$

$$r = e \cdot \sin \frac{Z-1}{Z} a \qquad \qquad \qquad (8.20)$$

όπου S η καλυπτόμενη απόσταση εκ της επιφανείας.

Με όρια στο παραπάνω ολοκλήρωμα τα $\alpha_1=0$ και $\alpha_2=(Z \times \pi)/(Z - 1)$ και μετά από πράξεις η απόσταση γίνεται

$$S = e \frac{2Z}{Z-1} \qquad \qquad \qquad (8.21)$$

Από την (8.17) έχουμε λοιπόν ότι

$$V_s=(A_s+A_{\min}-A_r)B_c=R_1eB_c\frac{4Z}{Z-1}\sin\frac{\pi}{Z}\text{ cm}^3 \quad (8.22)$$

Η παραπάνω σχέση για $Z=3$ εμπίπτει στη σχέση για τον μέγιστο όγκο υποθαλάμου σε κινητήρα Wankel που βρήκαμε προηγουμένως (εξίσωση 8.11).

8.7. Λόγος επιφανείας/όγκου

Ένα άλλο μέγεθος, το οποίο όμως δεν έχει εξέχουσα σημασία, αποτελεί και ο λόγος επιφανείας/όγκου. Το μέγεθος αυτό αποτελεί κριτήριο για τη θερμότητα που απελευθερώνεται κατά τη φάση της καύσης και μας αποκαλύπτει πολλά για τις προδιαγραφές του θαλάμου καύσης.

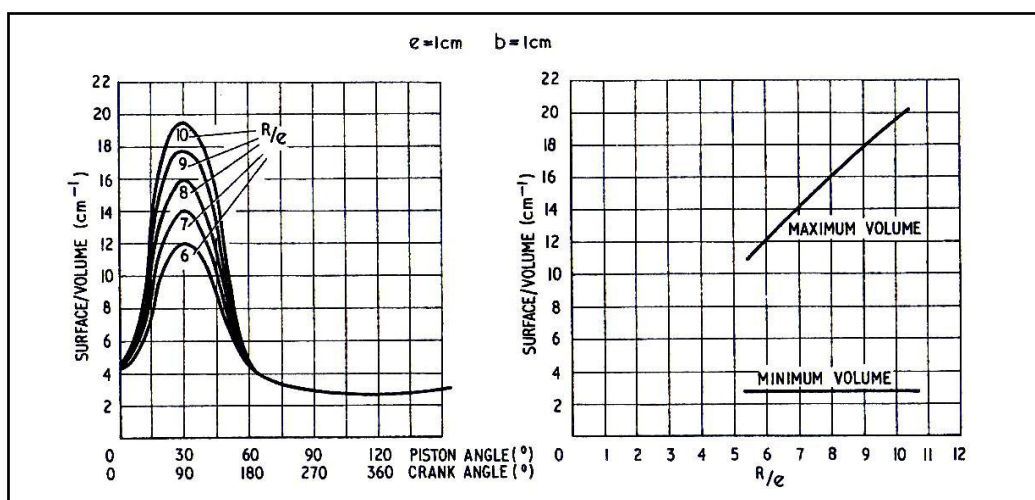
Ορίζεται ως το πηλίκο της επιφανείας των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης τη στιγμή που ο όγκος εμβολισμού έχει την ελάχιστη τιμή του προς τον όγκο αυτό (με το έμβολο στο ΑΝΣ).

Το χαρακτηριστικό του λόγου αυτού είναι ότι αυξάνεται ανάλογα με το λόγο συμπίεσης του κινητήρα, και οι κυριότεροι παράγοντες οι οποίοι επηρεάζουν την τιμή του είναι οι εξής:

- 1) Το υλικό των τοιχωμάτων, του καλύμματος του κυλίνδρου(για τις εμβολοφόρες ΜΕΚ) και του εμβόλου
- 2) Η μεταφορά θερμότητας διαμέσου των υλικών αυτών.
- 3) Η θερμοκρασία των τοιχωμάτων
- 4) Συγκέντρωση ανθρακούχων ακαθαρσιών επί των τοιχωμάτων, κάτι που επίσης επηρεάζει τους παράγοντες 2 και 3.
- 5) Το σχήμα του ΘΚ, η αναπτυσσόμενη τύρβη, η χρονική στιγμή έναυσης, η παρουσία «φίλμ ελαίου» κ.α.

Τυπικές τιμές για εμβολοφόρες παλινδρομικές ΜΕΚ (Αμερικανικής κατασκευής) κυμαίνονται γύρω στο 4.5-10.

Στο Σχήμα 8.13 παριστάνεται η μεταβολή του λόγου επιφάνειας/όγκου συναρτήσει της γωνίας περιστροφής ατράκτου εξόδου (και τριγωνικού εμβόλου), και η σχέση γωνίας περιστροφής-λόγου επιφάνειας/όγκου για διάφορες τιμές R/e . Παράλληλα απεικονίζεται και η μεταβολή του μέγιστου και του ελάχιστου όγκου συναρτήσει των τιμών αυτών.

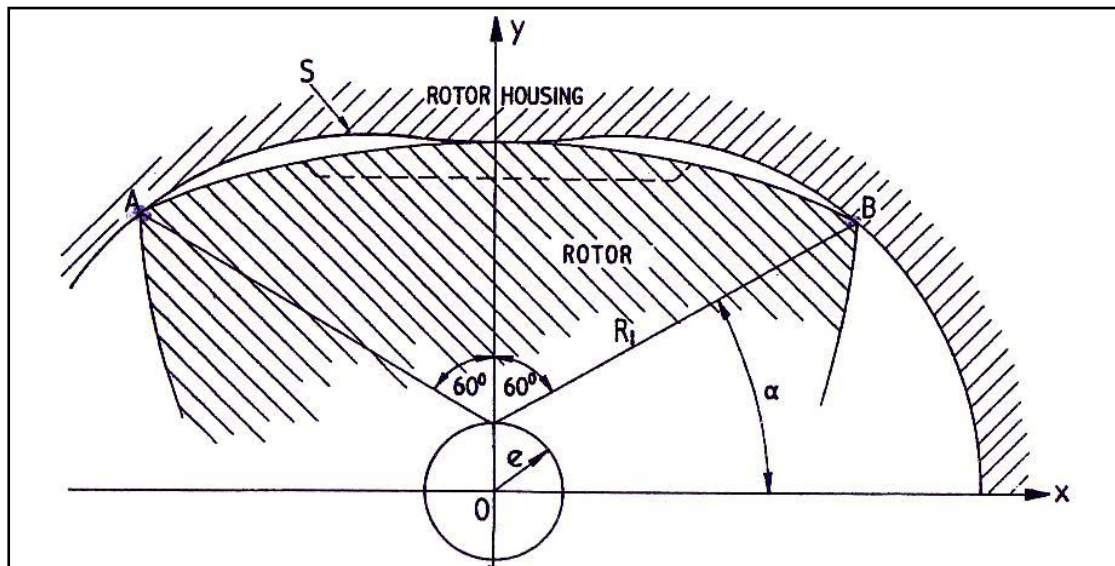


Σχήμα 8.13.

Η διατύπωση του λόγου επιφάνειας/όγκου για τις περιστροφικές μηχανές Wankel δεν αποτελεί εύκολη υπόθεση, παρ' όλο που βασίζονται στον ίδιο θερμοδυναμικό κύκλο με τις παλινδρομικές μηχανές. Ο λόγος είναι οι διαφορές που παρουσιάζονται στις ταχύτητες εργαζόμενου μέσου της μηχανής και στους συντελεστές απωλειών θερμότητας, καθώς το μίγμα ακολουθεί κυκλική κίνηση στην περίπτωση των περιστροφικών κινητήρων, διαφορετική από εκείνη των παλινδρομικών.

Ωστόσο θα πρέπει να πούμε στο σημείο αυτό ότι όσον αφορά και τους δύο κινητήρες δεν έχει διερευνηθεί πλήρως η ακριβής επίδραση του λόγου επιφάνειας/όγκου στη συνολική λειτουργία. Παρόλα αυτά η σχεδίαση γίνεται εντός ορισμένων ορίων του λόγου αυτού, πέραν των οποίων η λειτουργία του κινητήρα κρίνεται απαράδεκτη. Επίσης, είναι δυνατόν κατά τη σχεδίαση να προκύψουν μείζονα προβλήματα, καθώς ανεπιθύμητα φαινόμενα μπορούν να

προσλάβουν σημαντικές διαστάσεις, όπως η ύπαρξη θερμών κηλίδων ή τοπική υπερθέρμανση σημείου επί του θαλάμου καύσης. Στην περίπτωση αυτή, απαιτείται η κατάλληλη επιλογή του λόγου επιφανείας/όγκου, ώστε να μην εμφανίζονται τέτοιες καταστάσεις.



Σχήμα 8.14. Τόξο S του επιτροχειδούς πλαισίου(ελάχιστος όγκος εμβολισμού)

Στο σχήμα 8.14 βλέπουμε το τόξο S επί της επιτροχειδούς διαμόρφωσης σε έναν από τους τρεις υποθαλάμους του κινητήρα Wankel τη στιγμή όπου το έμβολο βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο.

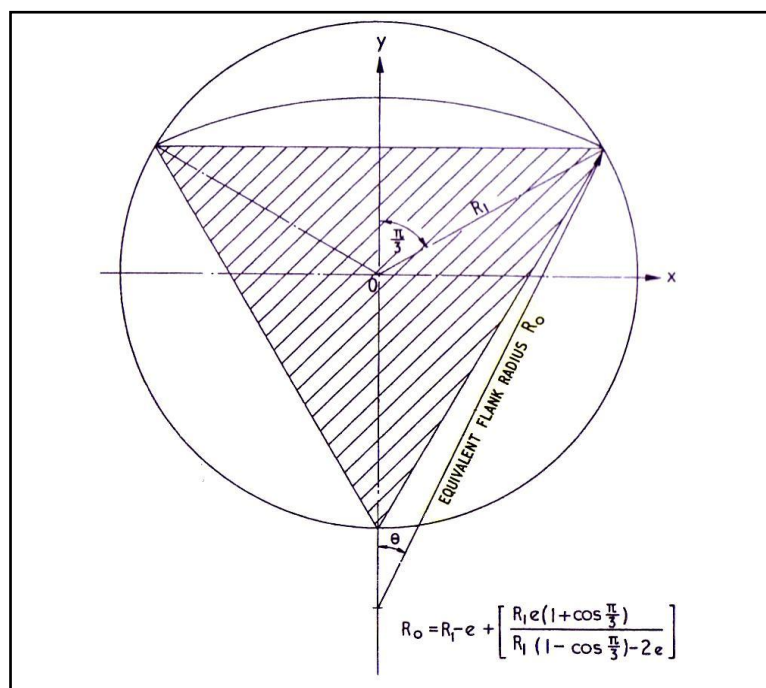
Το μήκος S δίνεται από τη σχέση

$$S = \int (3e + R_1) \sqrt{(1 - k^2 \sin^2 a)} da \quad (8.22)$$

Όπου $k^2 = 12eR_1 / (3e + R_1)^2$

Κοινώς, πρόκειται για ελλειπτικό ολοκλήρωμα (επί καμπύλης τροχιάς) δευτέρου βαθμού. Σε περίπτωση που τα e και R_1 είναι γνωστά, το ολοκλήρωμα υπολογίζεται με τη βοήθεια πινάκων.

Όσον αφορά την επιφάνεια της κάθε πλευράς του εμβόλου, η κατατομή της οποίας ως γνωστόν προκύπτει γεωμετρικά εκ της επιτροχειδούς διαμόρφωσης, μπορούμε να πούμε ότι υπάρχουν δυσκολίες ως προς τον μαθηματικό υπολογισμό αυτής και ειδικά στην περίπτωση όπου λαμβάνουμε υπόψιν και τοις κοιλότητες επί των πλευρών. Για το λόγο αυτό, είναι καλύτερο είτε να μετρήσουμε την κατατομή με ειδικό όργανο είτε να υπολογίσουμε το μήκος ιδεατού τόξου που την προσεγγίζει σχηματικά. Μέσω της προσέγγισης αυτής, το μήκος του τόξου επί του εμβόλου ισούται με $R_0(2\theta)\pi/180$, όπου R_0 το λεγόμενο «ισοδύναμο μήκος πλευράς» (προκύπτει αν αντικατασταθεί η καμπύλη κατατομή της πλευράς με ευθεία γραμμή ίσου μήκους) και θ η γωνία του ισοδύναμου μήκους με τον άξονα Oy (Σχήμα 8.15):



Σχήμα 8.15. Ισοδύναμο μήκος πλευράς.

Συνεπώς, ο λόγος επιφανείας/όγκου για τον κινητήρα Wankel είναι ίσος με

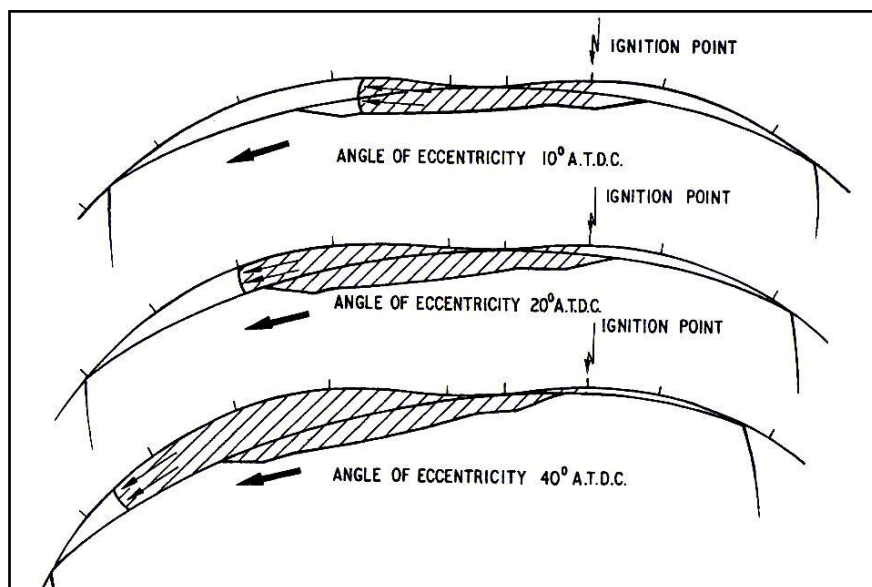
$$\frac{SB_c + 2(A_{\min} - A_r) + \frac{R2\theta\pi}{180}B_c \pm \text{εμβαδόν κοιλότητας εμβόλου}}{(A_{\min} - A_r)B_c + \text{όγκος κοιλότητας εμβόλου}} \quad (8.23)$$

Τυπικές τιμές για τους κινητήρες Wankel βρίσκονται γύρω στο 7-7,2.

Σύμφωνα με τη διατύπωση του Charles Jones, στα πλαίσια της έρευνας επί των κινητήρων Wankel για λογαριασμό της Curtiss-Wright, η υπεραπλούστευση στους υπολογισμούς του λόγου επιφανείας/όγκου μπορεί, όπως προαναφέραμε, να οδηγήσει σε επισφαλή συμπεράσματα για τα θερμοκρασιακά πεδία, τις ταχύτητες του εργαζόμενου μέσου και τους τρόπους μετάδοσης θερμότητας εντός του θαλάμου.

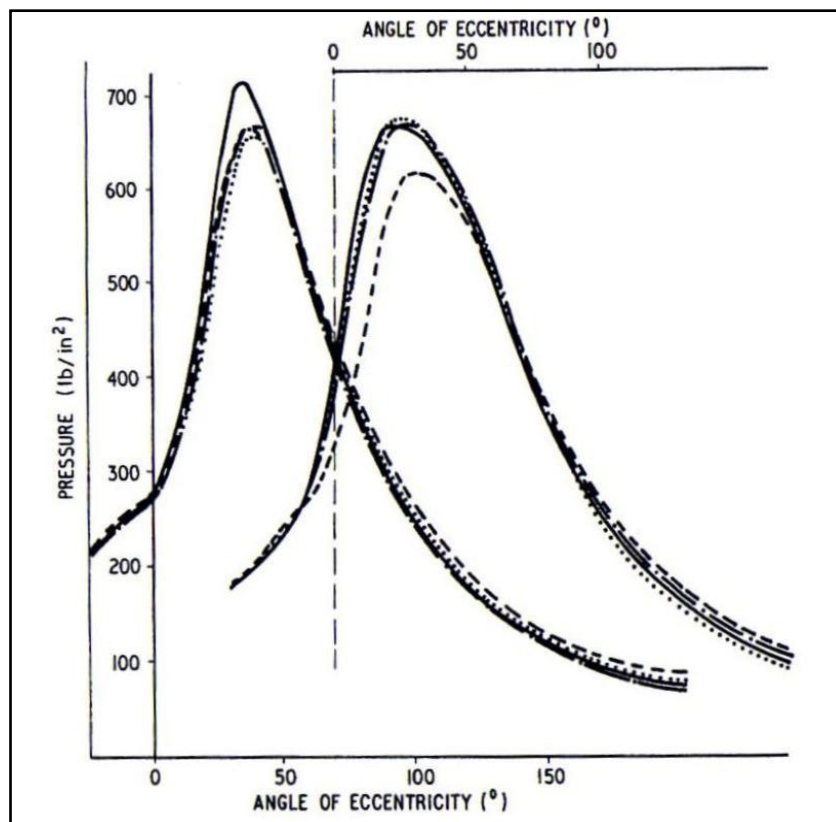
8.8. Ταχύτητα μετάδοσης φλόγας-θέση σπινθηριστών

Η ταχύτητα μετάδοσης της φλόγας εντός του θαλάμου καύσης έχει την ίδια διεύθυνση με την περιστροφή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.16 για διάφορες τιμές της εκκεντρότητας.



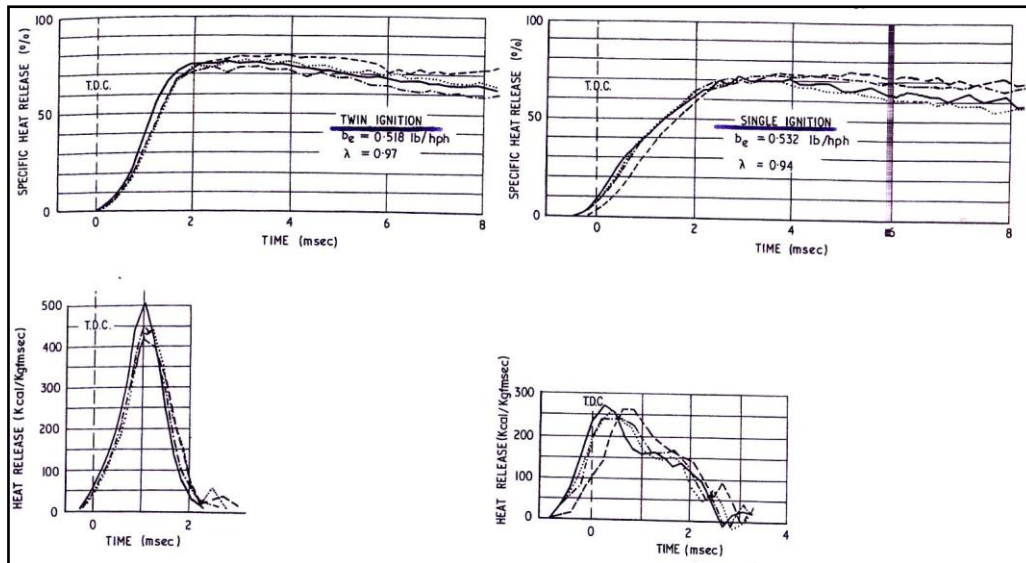
Σχήμα 8.16. Ταχύτητα περιστροφής και διάδοση μετώπου φλόγας για ποικίλη εκκεντρότητα θαλάμου.

Ένα ακόμη στοιχείο που μπορεί να επηρεάσει την καύση είναι η τοποθέτηση του σπινθηριστή ή των σπινθηριστών στο εμπρόσθιο ή στο οπίσθιο τμήμα του υποθαλάμου καύσης. Η πίεση εντός του θαλάμου σε περιπτώσεις απλής και διπλής έναυσης φαίνεται στο Σχήμα 8.17, όπου παρατηρούμε ότι στη διπλή έναυση έχουμε υψηλότερες τιμές πίεσης και αντίστοιχα μεγαλύτερο ρυθμό μεταβολής (η αυξομειώσεις λαμβάνουν χώρα εντός μικρότερου χρόνου).



Σχήμα 8.17. Μεταβολή πίεσης εντός θαλάμου καύσης για διπλή έναυση (αριστερή καμπύλη) και απλή έναυση (δεξιά καμπύλη).

Αντίστοιχα, από το Σχήμα 8.18, έχουμε ότι στις περιπτώσεις διπλής έναυσης απελευθερώνονται μεγαλύτερα ποσά θερμικής ενέργειας σε μικρότερο χρόνο.



Σχήμα 8.18. Χρονική εξέλιξη της καύσης συναρτήσει των σπινθηριστών κινητήρα Wankel.

Οι δυνατότητες επιλογής απλής η διπλής έναυσης, η σχετική τοποθέτηση των σπινθηριστών καθώς και η τεράστια γεωμετρική ποικιλία που συναντάται στο σχεδιασμό των κοιλοτήτων επί των πλευρών του ρότορα μας αποδεικνύουν ότι υπάρχει ευρύτατο πεδίο μελλοντικής έρευνας ώστε να επιτευχθούν οι επιθυμητές παράμετροι έναυσης-καύσης. Κατά συνέπεια, έχουμε ανάλογη επίπτωση επί του λόγου επιφανείας/όγκου.

Κεφάλαιο 9. Στεγανοποίηση

9.1. Εισαγωγή

Το κεφάλαιο της στεγανοποίησης στους κινητήρες Wankel παρουσιάζει διαφορετικά προβλήματα και επιπλοκές σε σχέση με τις συνήθεις παλινδρομικές εμβολοφόρες ΜΕΚ. Οι δυσχέρειες αυτές μπορούν είτε να διογκωθούν είτε ακόμη και να συνδεθούν με προβλήματα που αφορούν τα υλικά κατασκευής, την αναπτυσσόμενη φθορά και τα διάφορα δυναμικά φαινόμενα εντός του κινητήρα.

9.2. Παλινδρομικές Μ.Ε.Κ

Η φθορά του χιτωνίου στις παλινδρομικές Μ.Ε.Κ μπορεί να αντιμετωπιστεί με τη χρήση κατάλληλων λιπαντικών ή/και με την σωστότερη συναρμογή των ελατηρίων του εμβόλου με τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Η αποτελεσματικότητα της στεγανοποίησης στην περίπτωση αυτή υπερβαίνει οποιοδήποτε σχεδιαστικό πλαίσιο, και σχετίζεται με την ικανότητα σωστής εφαρμογής των διαφόρων εξαρτημάτων. Έτσι, τα στεγανωτικά ελατήρια ενός παλινδρομικού κινητήρα θα πρέπει να εφαρμόζουν αδιάλλειπτα τόσο επί του χιτωνίου του κυλίνδρου όσο και επί του αντίστοιχου αύλακος του εμβόλου επί του οποίου εδράζονται.

Στο σημείο αυτό, αναφερόμενοι στα στοιχεία στεγανοποίησης επί του παλινδρομικού εμβόλου, θα πρέπει να γίνει διάκριση μεταξύ ελατηρίων σύσφιξης και ελατηρίων ελαίου.

Ελατήρια σύσφιξης

Όπως δηλώνει και η ονομασία τους, τα ελατήρια αυτά έχουν ως κύρια αποστολή τους τη διατήρηση ενός όσο το δυνατόν πιο ερμητικά κλειστού θαλάμου εργαζόμενου μέσου, την επίτευξη του επιθυμητού βαθμού συμπίεσης καθώς και την αποφυγή διαρροής των θερμών καυσαερίων μέσω της ανοχής εμβόλου-χιτωνίου προς το θάλαμο της στροφαλοφόρου ατράκτου.

Ελατήρια ελαίου

Τα συγκεκριμένα ελατήρια έχουν ως κύρια αποστολή τους την απομάκρυνση του περισσευούμενου ελαίου εντός των τοιχωμάτων του κυλίνδρου (δηλαδή ελαίου παραπάνω από όσο απαιτείται για τη λίπανση των προαναφερόμενων ελατηρίων σύσφιξης). Παράλληλα, χρησιμεύουν ως πρόσθετα στοιχεία στεγανοποίησης μεταξύ των ελατηρίων αυτών και του χιτωνίου, καθώς και της αντίστοιχης αυλακωτής πλευράς του κυλίνδρου.

9.3. Κινητήρες Wankel

9.3.1. Γενικά στοιχεία

Η κατάσταση είναι λίγο διαφορετική στους κινητήρες Wankel, και συγκεκριμένα στους λεγόμενους αερόψυκτους κινητήρες, όπως διάφορα πειραματικά μοντέλα της NSU και ο βιομηχανικός κινητήρας KM48 της Fichter and Sachs. Τα προβλήματα στεγανοποίησής τους προσομοιάζουν εκείνα των δίχρονων παλινδρομικών M.E.K, καθώς το εργαζόμενο μέσο περιέχει και την απαραίτητη ποσότητα λιπαντικού ελαίου. (Αναφέρουμε ακόμη ότι διαθέτουν ενσωματωμένο σύστημα λίπανσης «ελεγχόμενης διαρροής» -θα εξηγηθεί στο Κεφάλαιο 11-, με το έλαιο να λιπαίνει τους ένσφαιρους τριβείς και τα στοιχεία του συστήματος στεγανοποίησης καυσαερίων, ενώ το μίγμα εργαζόμενου μέσου ψύχει το ρότορα διερχόμενο διαμέσου του).

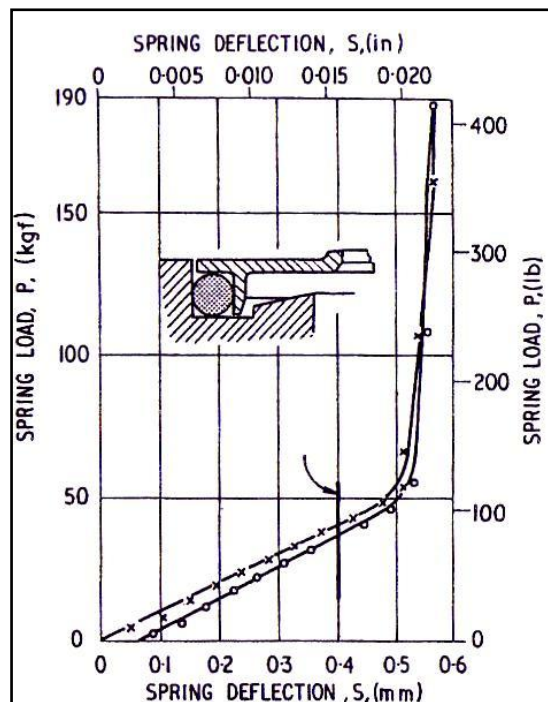
Επίσης, στους αποκλειστικά υγρόψυκτους κινητήρες, όπως είναι οι NSU Spider KKM 502/512, συναντάμε ένα δεύτερο σύστημα στεγανοποίησης, το οποίο είναι επιφορτισμένο με τον έλεγχο της διαρροής λίπανσης.

Και στα δύο είδη κινητήρων όμως απαντώνται διατάξεις στεγανοποίησης έναντι καυσαερίων με πολύ ικανοποιητικές αποδόσεις, ενώ σε περιπτώσεις

όπου ο ρότορας είναι υγρόψυκτος απαιτείται επιπρόσθετο ελαιόψυκτο (ή υδρόψυκτο) σύστημα για την ενίσχυση της στεγανοποιητικής ικανότητας.

Στο Σχήμα 9.1 παριστάνεται η επιλογή του δακτυλίου συναρτήσει του εφαρμοζόμενου φορτίου λειτουργίας για απλή στεγανωτική διάταξη ελαίου μετωπικής μορφής.

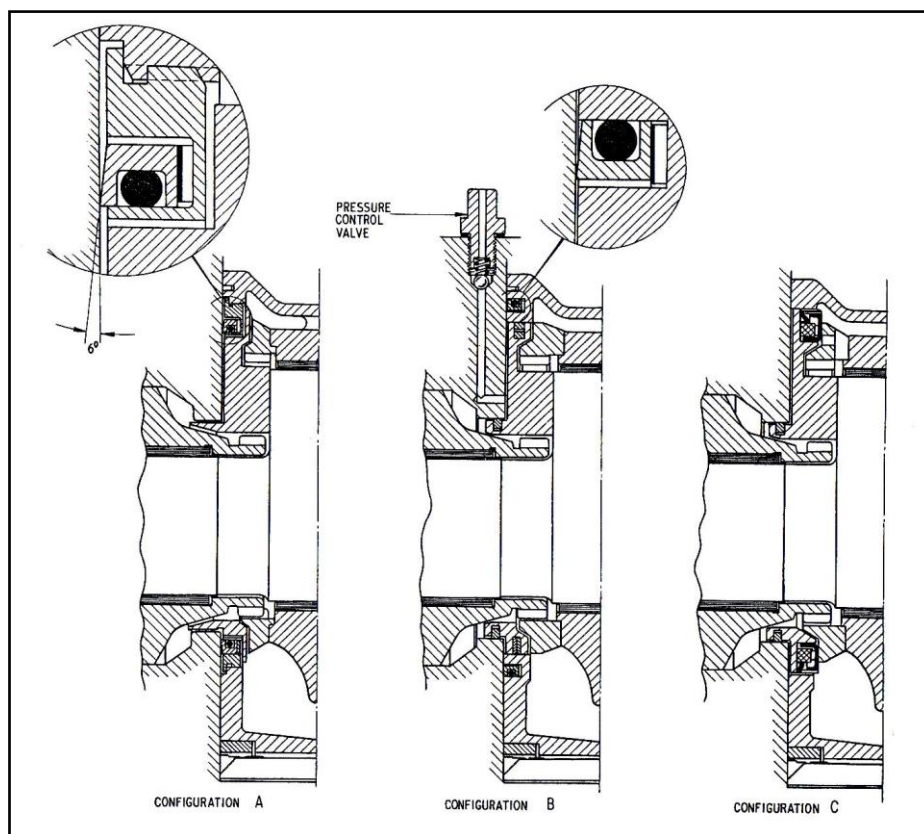
Η διάταξη αυτή παρουσίαζε πολλά προβλήματα, τα οποία εκτός των άλλων σχετίζονταν με τη δυσκολία σωστής στεγανοποιητικής εφαρμογής του καλύμματος επί της παράπλευρης επιφάνειας υπό οποιεσδήποτε συνθήκες και φορτίσεις. Η πρόκληση λοιπόν είναι να επιτυγχάνεται η συνεχής επαφή των στοιχείων αυτών σε κάθε ταχύτητα λειτουργίας και υπό οποιαδήποτε πεδίο θερμοκρασιών και πιέσεων.



Διάγραμμα 9.1. Απλή στεγανωτική διάταξη ελαίου μετωπικής μορφής.

Μεταγενέστερα συστήματα στεγανοποίησης σε κινητήρες Wankel απεικονίζονται στο Σχήμα 9.2. Οι χαρακτηριστικές παράμετροι των συστημάτων αυτών επιδρούν πιο αποφασιστικά στη λειτουργία και τη

γενικότερη απόδοση της μηχανής, και μπορούν να οδηγήσουν σε απαράδεκτες εκπομπές καυσαερίων.

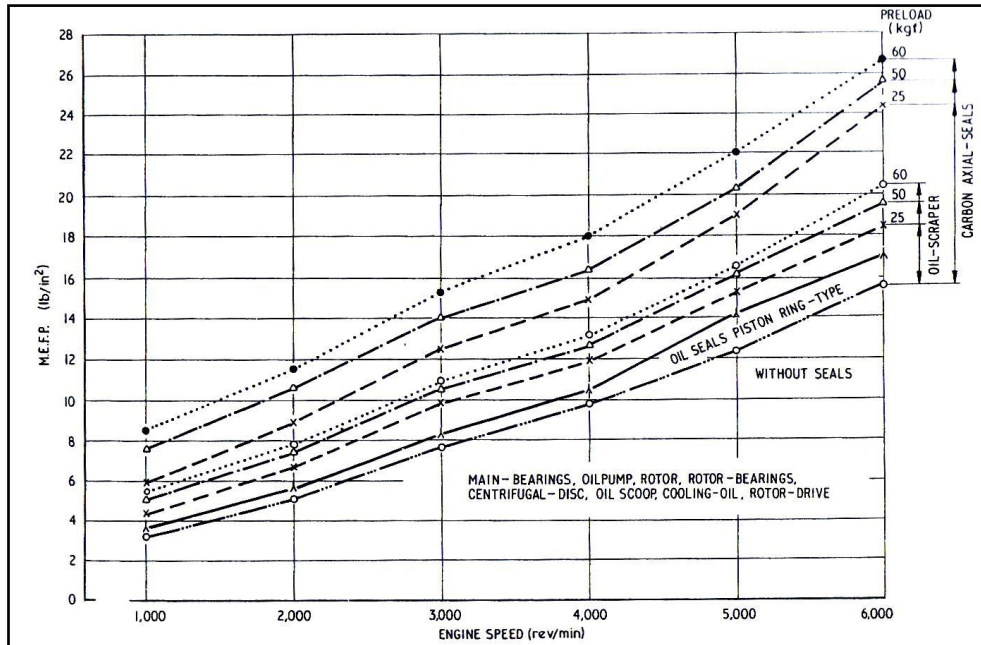


Σχήμα 9.2. Μορφές στεγανοποιητικών διατάξεων κινητήρων Wankel.

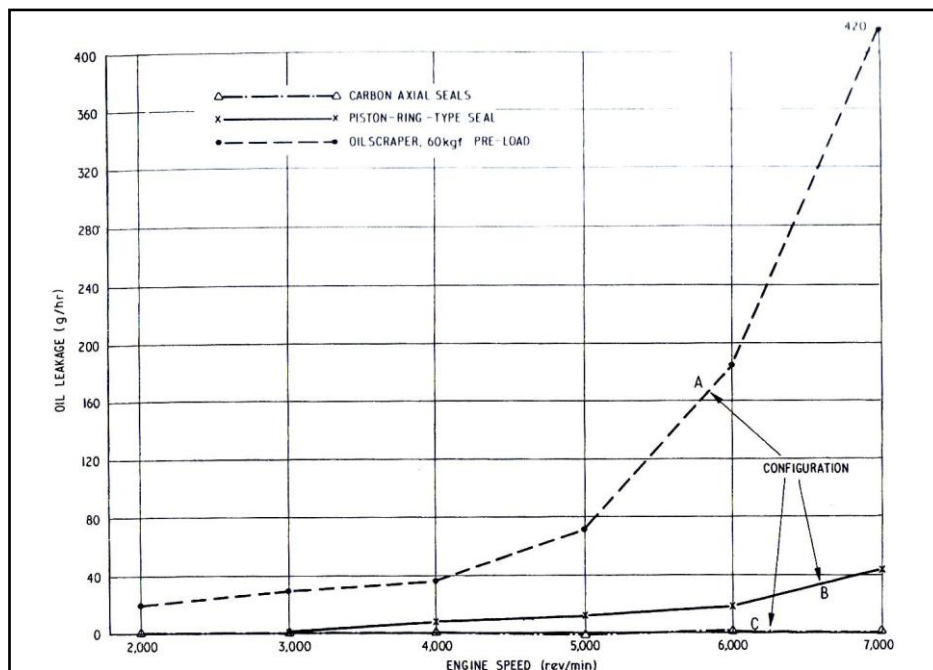
Οι στεγανοποιητικές διατάξεις τύπου δακτυλίου εμβόλου έχουν χρησιμοποιηθεί επίσης στις ατράκτους εξόδου κινητήρων αγωνιστικών αυτοκινήτων, καθώς και σε στροβίλους. Στο Σχήμα 9.2B απεικονίζεται μια πιο εξελιγμένη διάταξη, στην οποία ενσωματώνεται ανακουφιστική βαλβίδα ώστε να ρυθμιστεί η πίεση των αερίων στο διάκενο μεταξύ των στεγανοποιητικών στοιχείων στις $0,35\text{kg/cm}^2$, εξασφαλίζοντας ικανοποιητική επαφή μεταξύ των πρωταρχικών και των δευτερευουσών επιφανειών στεγανοποίησης(ο όρος θα εξηγηθεί παρακάτω).

Στα Σχήματα 9.3 και 9.4 απεικονίζονται οι απώλειες ελαίου και οι πιέσεις αντιστάθμισης των απωλειών τριβής σε κάθε διάταξη (από τις

προαναφερόμενες) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για τους κινητήρες NSU/Wankel.



Σχήμα 9.3. Πιέσεις αντιστάθμισης των απωλειών τριβής συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής κινητήρα NSU/Wankel.



Σχήμα 9.4. Απώλειες ελαίου συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής κινητήρα Wankel.

9.3.2. Στεγανοποίηση έναντι καυσαερίων

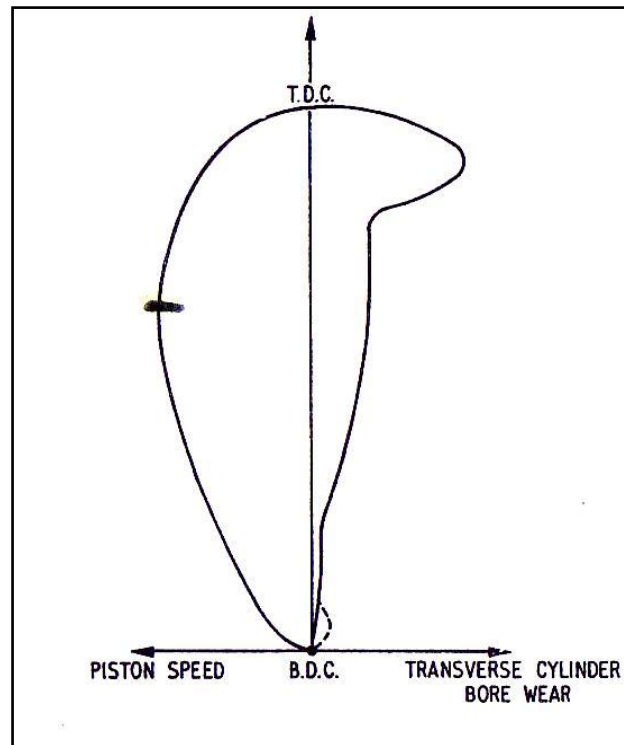
Στους κινητήρες Wankel, οι διατάξεις στεγανοποίησης αυτού του είδους έχουν ως στόχο να αποτρέψουν τη διαρροή καυσαερίου και/ή ελαίου από τον έναν υποθάλαμο στον άλλο μέσω των ανοχών μεταξύ των ακμών του ρότορα και της επιπροχοειδούς διαμόρφωσης του θαλάμου. Οι ανοχές αυτές ποικίλουν και είναι αποτέλεσμα τόσο της ίδιας της φύσης των υλικών όσο και των θερμοκρασιακών καταπονήσεων στις οποίες αυτά υποβάλλονται, όπως αναφέραμε σε προηγούμενο κεφάλαιο. Η δυσκολία να ενσωματώσουμε διατάξεις στεγανοποίησης σε κινητήρα με υλικά κατασκευής όπως το ασάλι, το αλουμίνιο και ο χυτοσίδηρος έγκειται στον προκαλούμενο θόρυβο, στις συνθήκες έναρξης του κινητήρα και στην υπερβολική εκπομπή ρύπων.

Στις παλινδρομικές Μ.Ε.Κ, κάθε διάταξη στεγανοποίησης που πληρεί τις βασικές αρχές λειτουργίας θα πρέπει να περιλαμβάνει τρία ελατήρια, εκ των οποίων τα δύο για στεγανοποίηση καυσαερίων και το άλλο για απόξεση ελαίου. Παρόλα αυτά, απαντώνται και περιπτώσεις χρήσεις παραπάνω των τριών ελατηρίων, ενώ σε κινητήρες υψηλών επιδόσεων αρκεί ένα και μόνο ελατήριο. Δε νοείται όμως κινητήρας εμβόλου χωρίς την παρουσία ελατηρίου στεγανοποίησης, ή τουλάχιστον αυτό δεν έχει επιτευχθεί ακόμη κατασκευαστικά.

Γεγονός είναι όμως πως το ελατήριο εμβόλου δεν αποτελεί το ιδανικότερο μέσο στεγανοποίησης, χωρίς αυτό σε καμιά περίπτωση να σημαίνει ότι δε μπορεί να εκπληρώσει ικανοποιητικά το ρόλο του εντός ευρέως πεδίου λειτουργίας και για μεγάλα χρονικά διαστήματα. Από κει και πέρα όμως, με την πάροδο του χρόνου η αποτελεσματικότητά του αρχίζει να μειώνεται όπως φαίνεται στο Σχήμα 9.5. Εδώ παρουσιάζεται η ταχύτητα του εμβόλου και η εγκάρσια διάσταση (πάχος) του χιτωνίου από το ΑΝΣ μέχρι το ΚΝΣ.

Το έμβολο μαζί με τα ελατήρια στεγανοποίησης ως γνωστόν ακινητοποιείται στιγμιαία στο τέλος κάθε «χρόνου». Η ταχύτητά του μεταβάλλεται χρονικά, και φτάνει στη μέγιστη τιμή της τη στιγμή που η νοητή γραμμή κατά μήκος του διωστήρα σχηματίζει γωνία 90° με τη γραμμή που διέρχεται εγκάρσια εκ του κομβίου του στροφάλου και της ατράκτου ισχύος. Πρέπει εδώ να επισημάνουμε, όπως φαίνεται και από το Σχήμα 9.5, ότι γενικότερα έχουμε

μικρό πάχος χιτωνίου στα σημεία όπου η ταχύτητα του εμβόλου είναι μεγάλη και η λίπανση είναι η καλύτερη δυνατή.



Σχήμα 9.5. Συσχέτιση ταχύτητας εμβόλου πάχος χιτωνίου παλινδρομικού κινητήρα. Η μικρή αύξηση του πάχους στο ΚΝΣ συνδέεται με την επικάλυψη ακαθάρτου ελαίου.

Πέραν της εγκάρσιας διακύμανσης του χιτωνίου που παριστάνεται στο παραπάνω διάγραμμα, συναντάμε και διαμήκη ανομοιομορφία επί αυτού. Συνεπώς οι δακτύλιοι στεγανοποίησης εμβόλου θα πρέπει επωμίζονται το σημαντικότερο ρόλο της αδιάλειπτης επαφής κυλίνδρου-εμβόλου καθ'όλο το μήκος της ενεργής διαδρομής του, υπό οποιοσδήποτε συνθήκες ταχύτητας και παρά τις κατασκευαστικές ανομοιομορφίες.

Στους κινητήρες Wankel τα προβλήματα είναι διαφορετικής φύσεως, λόγω ενίοτε διαφορετικών συνθηκών λειτουργίας. Η σύγκριση με τους παλινδρομικούς κινητήρες γίνεται αντιπαραθέτοντας τα επιμέρους χαρακτηριστικά των αντίστοιχων στεγανοποιητικών διατάξεων.

9.3.3. Δίοδος διαρροής

Γεγονός είναι, πάντως, πως τόσο στους παλινδρομικούς όσο και στους περιστροφικούς κινητήρες δεν μπορεί να προσδιοριστεί επακριβώς η λεγόμενη δίοδος διαρροής στα πλαίσια της ευρύτερης στεγανοποιητικής διάταξής τους. Με τον όρο «δίοδος διαρροής» εννοούμε κάθε οδό (ανοχή) προκύπτουσα εκ συναρμογής εξαρτημάτων του κινητήρα διαμέσου της οποίας έχουμε (ελεγχόμενη) διαρροή υγρού ή αερίου προς οποιοδήποτε θάλαμο, δοχείο ή συλλέκτη γενικότερα.

Στους παλινδρομικούς κινητήρες η λεγόμενη οδός διαρροής εντοπίζεται στην κατασκευαστική ανοχή περιφερειακά του εμβόλου, καθώς και στα διάκενα επί των εδράσεων των βαλβίδων εργαζόμενου μέσου. Αντίστοιχα, στους κινητήρες Wankel η δίοδος αυτή εντοπίζεται κυρίως στο διάκενο μεταξύ της ακμής του περιστρεφόμενου εμβόλου και του επιτροχοειδούς πλαισίου. Επιπλέον, σε αερόψυκτους Wankel η δίοδος διαρροής περιλαμβάνει και τις οδούς ψύξης του ρότορα δι' εργαζόμενου μέσου, όπως θα δούμε σε επόμενο κεφάλαιο.

Για παράδειγμα, σε ένα δοχείο ή συλλέκτη που διαθέτει σφράγιση επί της εισόδου του, η δίοδος διαρροής εντοπίζεται στα σημεία μη σωστής εφαρμογής της σφράγισης. Αυτό συμβαίνει λόγω διαφοράς στις διαστάσεις. Η σύγκριση της αποτελεσματικότητας στεγανοποίησης για τις δύο περιπτώσεις μπορεί να γίνει προσμετρώντας την πτώση πίεσης ανά μονάδα όγκου διαρροής ή τον ίδιο τον όγκο διαρροής του συγκεκριμένου υγρού για δεδομένες συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης, ενώ δε μπορούμε να αντλήσουμε σαφή συμπεράσματα συγκρίνοντας το μήκος της δίοδου διαρροής των δύο κινητήρων.

Ειδικά για τους κινητήρες περιστροφικής καύσης (RC), είναι επιθυμητό η δίοδος διαρροής να βρίσκεται επί των σημείων συναρμογής των διαφόρων εξαρτημάτων στεγανοποίησης. Αυτό απαντάται σε διάφορους αερόψυκτους Wankel, καθώς και σε άλλους με περιφερειακές θυρίδες εισόδου, όπου απαιτείται αποτελεσματική περίπτωση επί των ακμών του εμβόλου οι οποίες θα πρέπει να χωρίζουν τον προπορευόμενο υποθάλαμο από τον επόμενο. Επιπλέον, τα πλευρικά στοιχεία στεγανοποίησης θα πρέπει να συντελούν στη

δημιουργία διακριτών ροών του αέρα ψύξης διαμέσου του ρότορα και του εργαζόμενου μέσου που προορίζεται για καύση στον εκάστοτε υποθάλαμο.

9.3.4. Πρωταρχικές- δευτερεύουσες επιφάνειες

στεγανοποίησης

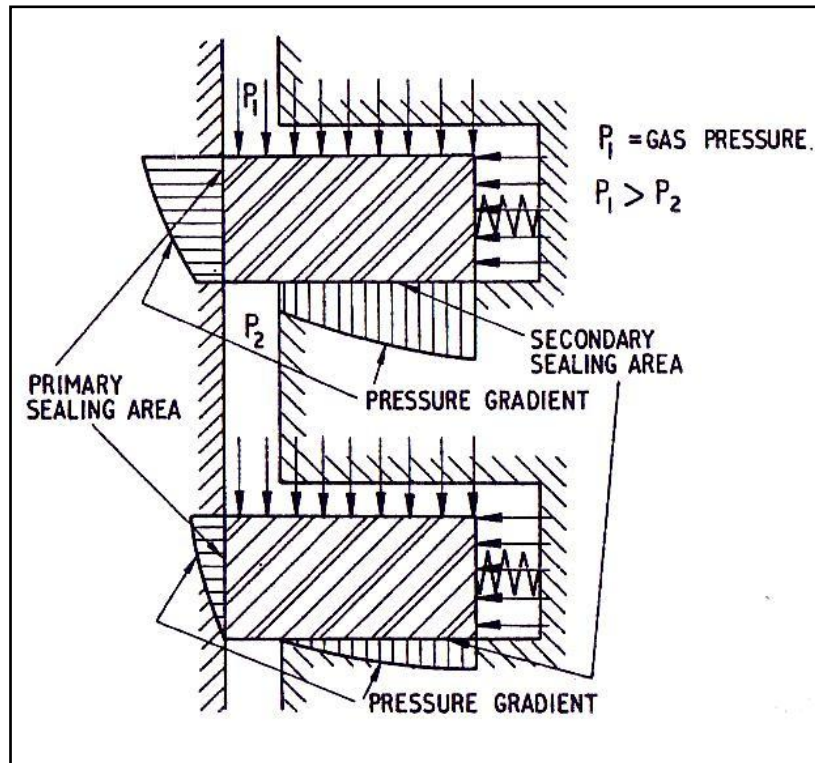
Σύμφωνα με τον ορισμό που έδωσε ο Wolf Dieter Besinger (επικεφαλής σχεδιασμού κινητήρων περιστροφικής καύσης για λογαριασμό της Daimler Benz): Με τον όρο πρωταρχικές επιφάνειες στεγανοποίησης κινητήρα Wankel αναφερόμαστε σε οποιαδήποτε επαφή μεταξύ του συστήματος στεγανοποίησης και του επιτροχοειδούς πλαισίου. Η διάταξη στεγανοποίησης ως σύνολο βρίσκεται επί του ρότορα και περιστρέφεται με την ταχύτητα αυτού.

Με τον όρο δευτερεύουσες επιφάνειες στεγανοποίησης αναφερόμαστε στις επαφές μεταξύ των ιδίων των στοιχείων στεγανοποίησης και των διαφόρων αυλάκων, εσοχών κλπ επί των οποίων αυτά εδράζονται.

Το σύστημα στεγανοποίησης των κινητήρων Wankel μπορεί να επιτελέσει σωστά το ρόλο του μόνο στην περίπτωση όπου οι πρωταρχικές και δευτερεύουσες επιφάνειες στεγανοποίησης βρίσκονται σε αδιάλειπτη επαφή μεταξύ τους. Το πώς όμως αυτό επιτυγχάνεται χρήζει ιδιαίτερης ανάλυσης, καθώς, όπως γνωρίζουμε, δεν συναντάται η άμεση επαφή μεταξύ δύο μετάλλων, διότι εκτός των άλλων προκαλούνται απώλειες τριβής και φθορά με το πέρασμα του χρόνου. Ωστόσο, τα φαινόμενα αυτά μπορούν να περιοριστούν με την παρουσία κατάλληλου λιπαντικού, ενώ ταυτόχρονα βελτιώνονται οι συνθήκες στεγανοποίησης.

Η αποτελεσματικότητα του συστήματος στεγανοποίησης εξαρτάται σε καθοριστικό βαθμό από τις δυνάμεις που ενεργούν επί των διαφόρων εξαρτημάτων του, ανεξάρτητα της ίδιας της φύσης των επιφανειών και διαφόρων δυναμικών παραγόντων. Προφανώς οι δυνάμεις αυτές θα ασκούνται από το ίδιο το εργαζόμενο μέσο του κινητήρα, ενώ η αδιάλειπτη συνεργασία επί των πρωταρχικών επιφανειών εξασφαλίζεται με την ενσωμάτωση ελατηρίου σε κάθε στοιχείο στεγανοποίησης.

Στο Σχήμα 9.6 διακρίνουμε τις πρωταρχικές και τις δευτερεύουσες περιοχές ενός στεγανοποιητικού μηχανισμού με τα αντίστοιχα πεδία πιέσεων.



Σχήμα 9.6. Απεικόνιση πρωταρχικών- δευτερευουσών επιφανειών στεγανοποίησης και της κατανομής πιέσεων επί αυτών. Η αποτελεσματικότητα της διάταξης βασίζεται σε μεγάλο βαθμό (όπως προαναφέρθηκε) στην παρουσία κατάλληλου λιπαντικού μέσου.

Η όλη συμπεριφορά του μηχανισμού επεξηγείται σε μεγάλο βαθμό αν λάβουμε υπόψη μας την τραχύτητα των εμπλεκόμενων μεταλλικών επιφανειών. Συγκεκριμένα, αν παρατηρήσουμε μια τέτοια επιφάνεια σε ένα ηλεκτρονικό μικροσκόπιο σάρωσης, θα διαπιστώσουμε ότι μια φαινομενικά λεία επιφάνεια διαθέτει «όρη» και «κοιλιάδες», συνεπώς χαρακτηρίζεται από κάποια συγκεκριμένη τιμή τραχύτητας. Η αποστολή του λιπαντικού μέσου είναι να πληρεί τα διάκενα που σχηματίζονται επί της διεπαφής των κινούμενων επιφανειών της στεγανοποιητικής διάταξης και του σταθερού τμήματος και να αποτρέπει τη φθορά που εμφανίζεται λόγω της εμπλοκής

των «ορέων» μεταξύ τους. Λόγω της σχετικής κίνησης, και ανάλογα με το λιπαντικό που χρησιμοποιείται, εμφανίζονται φαινόμενα υδροστατικής πίεσης επί των διακένων. Αυτά σε συνδυασμό με τη φύση των επιφανειών και την εφαρμοζόμενη πίεση εκ του εργαζόμενου μέσου (που αποτελεί και τον καθοριστικότερο παράγοντα), συντελούν στη διαμόρφωση προφίλ πιέσεων επί των επιφανειών στεγανοποίησης το οποίο παρουσιάζει διακυμάνσεις. Η διακύμανση αυτή είναι θεμελιώδης για τη σωστή λειτουργία του συστήματος στεγανοποίησης.

Στο σημείο αυτό πρέπει να πούμε ότι ο ρόλος των παραμέτρων αυτών στην διαμόρφωση του τελικού προφίλ πιέσεων συνεχίζει να αποτελεί αντικείμενο έρευνας. Αιτία αποτελεί το πολύ μικρό διάκενο επί των επιφανειών στεγανοποίησης (0,0762-0,254cm), ακόμη και για κινητήρες μεγάλου μεγέθους, το οποίο δυσχεραίνει τη μικροσκοπική ανάλυση και μελέτη του φαινομένου ανάπτυξης τάσεων.

9.3.5. Βασικές προδιαγραφές συστήματος στεγανοποίησης

Προτού προχωρήσουμε στη διεξοδικότερη ανάλυση των παραμέτρων του συστήματος στεγανοποίησης στους κινητήρες Wankel, είναι απαραίτητο να παραθέσουμε, συνοψίζοντας παράλληλα, τις βασικότερες προϋποθέσεις που πρέπει να πληρεί:

- 1) Διατήρηση των απαιτητών ανοχών μεταξύ των εμπλεκόμενων τμημάτων του κινητήρα κάτω από οποιοσδήποτε συνθήκες λειτουργίας και θερμοκρασιακών πεδίων.
- 2) Διατήρηση συνεχούς επαφής πρωταρχικών δευτερευουσών επιφανειών στεγανοποίησης μέσω των κατάλληλων εξαρτημάτων και συνδέσμων, παρά την ύπαρξη δυσμενών φορτίσεων και διαφόρων δυναμικών φαινομένων.
- 3) Ανάπτυξη συστήματος στεγανοποίησης εντός προδιαγραφόμενων ανοχών, αποτελεσματικότητα υπό οποιοσδήποτε θερμοκρασιακές συνθήκες χωρίς επιπτώσεις στην λειτουργικότητά του.
- 4) Η στεγανοποιητική λειτουργία θα πρέπει να υποστηρίζεται από την παρουσία επαρκούς ποσότητας λιπαντικού μέσου και την εφαρμογή πεδίου πιέσεων από πλευράς του εργαζόμενου μέσου. Κατά την

έναρξη λειτουργίας του κινητήρα ενεργό ρόλο παίζει η ίδια η δύναμη ελατηρίου των εξαρτημάτων στεγανοποίησης.

5) Εγκατάσταση των εξαρτημάτων του συστήματος είτε επί του σταθερού είτε επί του κινητού τμήματος, αλλά όχι και στα δύο ταυτόχρονα.

6) Το σύστημα στεγανοποίησης δε μπορεί να λειτουργήσει σε περιπτώσεις όπου έχουμε παραπάνω από δύο εμπλεκόμενα τμήματα. Για παράδειγμα, ενώ μπορούμε να πετύχουμε στεγανοποίηση μεταξύ στατικού πλαισίου-κινούμενου ρότορα (PLM Wankel engine) ή μεταξύ κινούμενου πλαισίου-κινούμενου ρότορα (SLM Wankel engine), δεν είναι δυνατόν να έχουμε στεγανοποίηση μεταξύ ενός στατικού πλαισίου και δύο κινούμενων τμημάτων! Ο λόγος είναι ότι στην περίπτωση αυτή θα έπρεπε τουλάχιστον μια εκ των πρωταρχικών επιφανειών να κείται εναλλάξ επί του πλαισίου, του πρώτου κινούμενου τμήματος, του δευτέρου, στη συνέχεια πάλι επί του πλαισίου και ούτω καθεξής. Καταλαβαίνουμε λοιπόν ότι εδώ αναιρείται η βασική παράμετρος σωστής λειτουργίας της διάταξης, που σχετίζεται με την αδιάλειπτη επαφή των εμπλεκόμενων τμημάτων στις χαρακτηριστικές επιφάνειες στεγανοποίησης.

9.3.6. Στεγανοποίηση παράπλευρης επιφάνειας εμβόλου

Η στεγανοποίηση επί της παράπλευρης επιφάνειας του εμβόλου των κινητήρων Wankel δεν παρουσίασε σχεδόν καμιά δυσκολία κατά την ανάπτυξή της, σε αντίθεση με τη στεγανοποίηση επί των ακμών. Και αυτό γιατί στην περίπτωση αυτή δεν τίθεται το θέμα της φθοράς λόγω κρουστικών φαινομένων επί του πλαισίου με τις γνωστές δυσμενείς επιπτώσεις.

Για να έχουμε σωστή πλευρική στεγανοποίηση, θα πρέπει τα καλύμματα του κινητήρα να είναι απολύτως επίπεδα και επιπλέον κάθετα τοποθετημένα σε σχέση με τον άξονα της ατράκτου ισχύος κάτω από οποιοσδήποτε συνθήκες λειτουργίας. Εδώ έχουμε υπεροχή έναντι των αντίστοιχων διατάξεων που απαντώνται στις παλινδρομικές ΜΕΚ, η οποία οφείλεται κυρίως σε δύο λόγους:

1) Η δύναμη των ελατηρίων πλευρικής στεγανοποίησης στους κινητήρες Wankel έχει σημαντικό ρόλο μόνο κατά την έναρξη λειτουργίας της μηχανής, όπως και προαναφέραμε. Σε όλες τις άλλες περιπτώσεις η ευθύνη μετατοπίζεται στις ασκούμενες από το εργαζόμενο μέσο πιέσεις.

2) Η σχετικά χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του εμβόλου σε σχέση με εκείνη της ατράκτου ισχύος συντελεί στη μικρή καταπόνηση των υλικών στεγανοποίησης στα σημεία επαφής, και αυτό έχει ως αποτέλεσμα μεγαλύτερη διάρκεια ζωής των εξαρτημάτων.

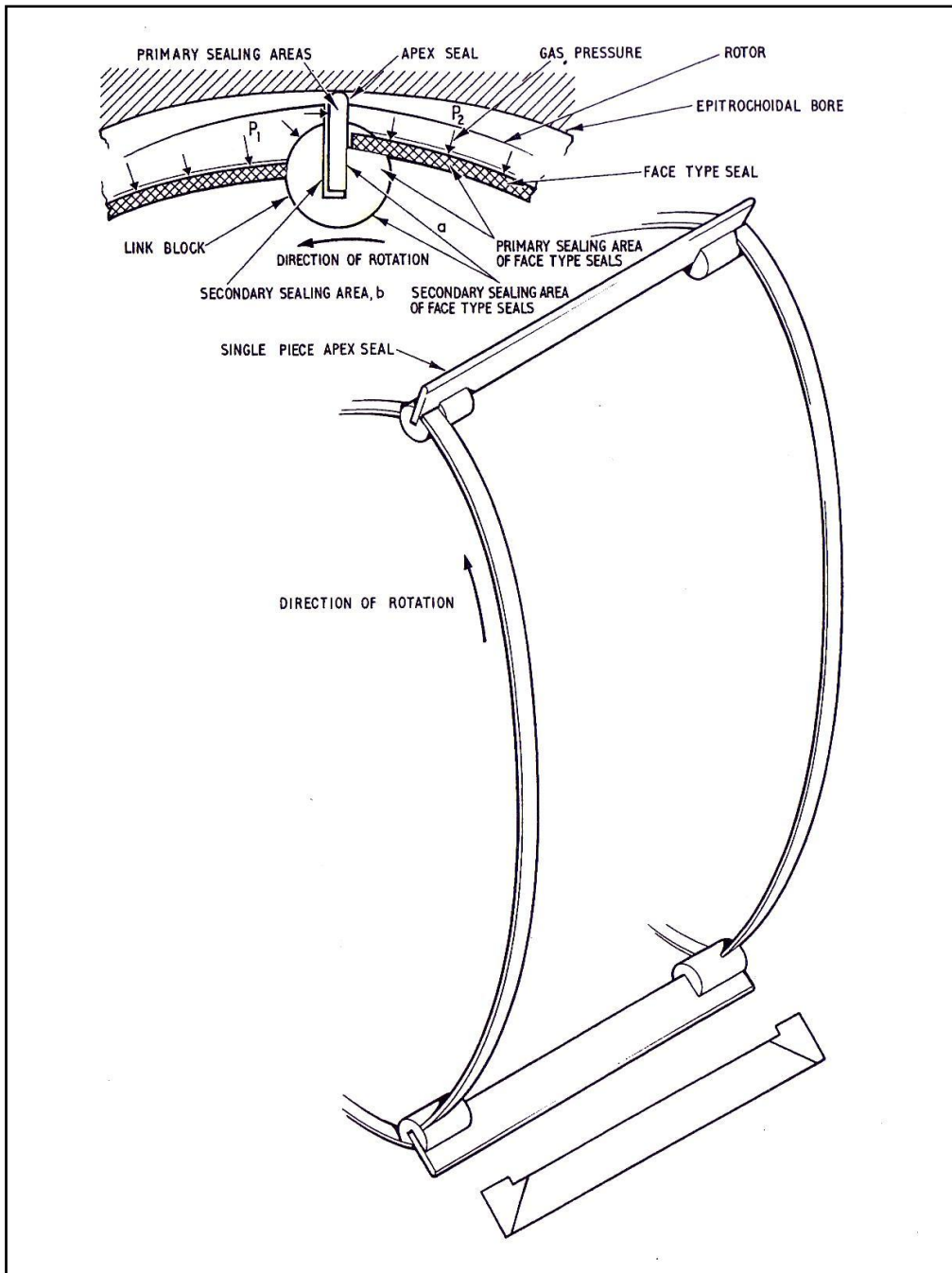
Από τη στιγμή λοιπόν που επιτυγχάνεται η σωστή στεγανοποίηση μεταξύ της παράπλευρης επιφάνειας του τριγωνικού ρότορα και των πλευρικών καλυμμάτων του επιτροχοειδούς πλαισίου (παρουσία κατάλληλου λιπαντικού), δεν εμφανίζεται κάποιο ιδιαίτερο πρόβλημα στη λειτουργία της διάταξης (Σχήματα 9.7, 9.8).

9.3.7. Στεγανοποίηση ακμών εμβόλου

Στο σχήμα 9.3 βλέπουμε τα εξαρτήματα των ακμών του τριγωνικού εμβόλου του κινητήρα Wankel. Για τη στεγανοποίηση του κάθε υποθαλάμου είναι υπεύθυνα:

- 1) Δύο ελάσματα τύπου «ακμής», από ένα τοποθετημένο περιφερειακά του εμβόλου επί της καθεμιάς κορυφής που ορίζει τον υποθάλαμο(κάθε υποθάλαμος ορίζεται από δύο κορυφές),
- 2) δύο ελάσματα επί της παράπλευρης επιφάνειας αυτού,
- 3) δύο πώματα σύνδεσης-σταθεροποίησης του συστήματος στεγανοποίησης κάθε κορυφής-τοποθετημένα στις παράπλευρες επιφάνειες καθεμιάς εκ των δύο ακμών.

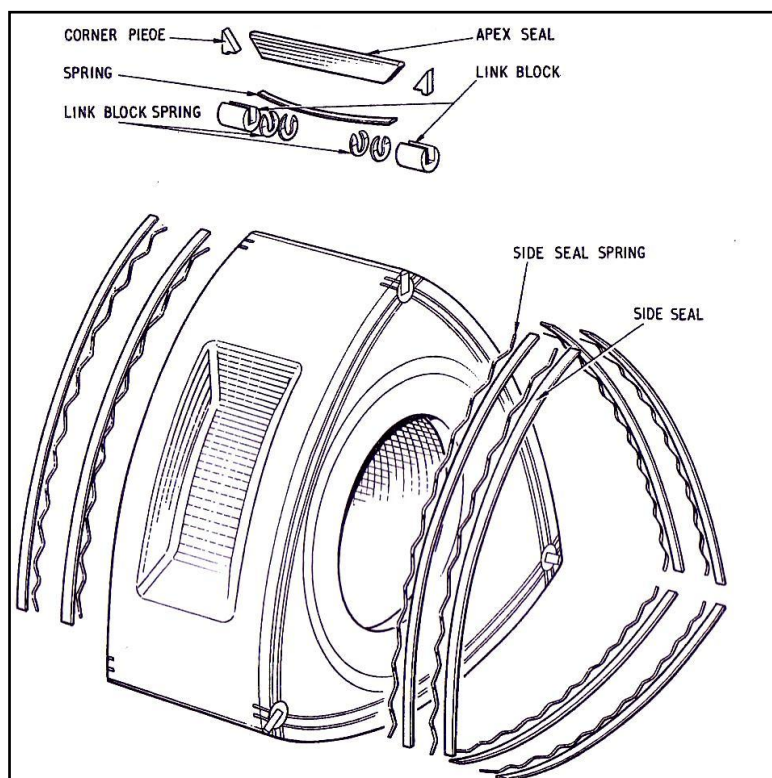
Αυτή η στεγανοποιητική διάταξη επί του ρότορα θα πρέπει εκτός των άλλων να διέπεται από τις κατάλληλες κατασκευαστικές ανοχές και παράλληλα να λαμβάνει υπόψιν τη θερμική διαστολή των υλικών η οποία αναπόφευκτα λαμβάνει χώρα σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας.



Σχήμα 9.7. Εξαρτήματα στεγανοποίησης επί τριγωνικού ρότορα κινητήρος Wankel.

Κάθε ακμή αποτελεί στην ουσία κόμβο μεταξύ δύο γειτονικών εξαρτημάτων στεγανοποίησης. Η συγκεκριμένη στεγανοποίηση ακμής «τριών τμημάτων» εξασφαλίζει τη λειτουργικότητα του συστήματος στεγανοποίησης ακόμη και ύστερα από την εμφάνιση φθοράς επί των κορυφών του εμβόλου.

Στο Σχήμα 9.8 βλέπουμε μια πιο πρόσφατη εκδοχή στεγανοποίησης επί του ρότορα, με διαφορετική όμως φιλοσοφία.



Σχήμα 9.8. Νεότερο σύστημα στεγανοποίησης του ρότορα, με έμφαση στην ευκολία συναρμολόγησης. Αποδεικνύεται αποτελεσματικό σε ευρύ πεδίο συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα. Όπως παρατηρούμε, πέραν του συνήθους ελάσματος επί της ακμής, η παράπλευρη επιφάνεια του εμβόλου στεγανοποιείται με τη βοήθεια ζευγαριών ελασμάτων. Η συγκεκριμένη διάταξη στεγανοποίησης χαρακτηρίζεται ως «ημιτελής», διότι στα πλαίσιά της εντοπίζονται διόδοι διαρροής.

Πέραν των δύο διατάξεων που παρουσιάστηκαν, η έρευνα για τη βελτίωση υπαρχουσών και την εξεύρεση νέων λύσεων διεξάγεται συνεχώς από όλες τις εταιρίες παραγωγής κινητήρων Wankel. Κατά συνέπεια, συναντάμε πληθώρα παραλλαγών και νέων προτάσεων στεγανοποίησης.

9.3.8. Γραμμή επαφών ρότορα-πλαισίου

Όπως γνωρίζουμε, το πλαίσιο του θαλάμου καύσης στους κινητήρες Wankel κατασκευάζεται με προσαύξηση επί της ακτινικής διάστασης του

σχεδιαζόμενου επιτροχοειδούς. Αυτό γίνεται ώστε να μην έχουμε κρουστική επαφή μεταξύ του ρότορα και πλαισίου, να υπάρχει ομαλότερη διάχυση θερμότητας και αποτελεσματικότερη λίπανση, με επακόλουθο τη μεγαλύτερη αντοχή έναντι φθοράς.

Η ευρέως διαδεδομένη άποψη για τους κινητήρες Wankel περί αυτής της επαφής εμβόλου-πλαισίου είναι ότι σε καμιά περίπτωση δεν εξασφαλίζεται ικανοποιητική στεγανοποίηση επί των ακμών. Στην πραγματικότητα όπως συμβαίνει το αντίθετο. Για να τεκμηριώσουμε το αναληθές του πράγματος, ας αναλύσουμε πρώτα τη λεγόμενη γραμμή επαφών.

Με τον όρο γραμμική επαφή υποδηλώνεται η επαφή δύο σχετικώς κινούμενων εξαρτημάτων επί ευθείας γραμμής η οποία στερείται πλάτους, με συνέπεια να μην αναπτύσσεται επ' αυτής πεδίο πιέσεων καταπόνησης.

Ωστόσο, αυτό που πρέπει να τονιστεί είναι ότι το να έχουμε μια συνεχή γραμμή επαφής μεταξύ της παράπλευρης επιφάνειας του εμβόλου (στο σημείο της κορυφής) και της επιτροχοειδούς επιφάνειας του πλαισίου φαντάζει εκ των πραγμάτων μη ρεαλιστικό, λόγω της ίδιας της φύσεως των υλικών των εμπλεκόμενων εξαρτημάτων. Συγκεκριμένα, έχουμε «περιοχή» και όχι «γραμμή» επαφών μεταξύ ρότορα και πλαισίου, κάτι που σημαίνει ότι εκτός των προαναφερθέντων πιέσεων κάνουν την εμφάνισή τους και φαινόμενα υδροστατικής φύσεως που οφείλονται τόσο στο εργαζόμενο μέσο όσο και στο υπάρχον λιπαντικό. Το ευρύ πεδίο λειτουργίας των κινητήρων Wankel συνεπάγεται εξίσου μεγάλη ποικιλομορφία του προφίλ τάσεων επί των ακμών, κάτι που αποτελεί αντικείμενο συνεχούς έρευνας ώστε να κατανοηθεί πλήρως το φαινόμενο και να αντιμετωπιστούν τα όποια προβλήματα μπορεί να προκύψουν.

Παρενθετικά αξίζει εδώ να αναφερθεί ότι παρόμοιας φύσεως επαφές μεταξύ εμπλεκόμενων τμημάτων, όπως δηλαδή μεταξύ ρότορα - πλαισίου στους κινητήρες Wankel, συναντάμε και σε ορισμένους κινητήρες Diesel αυτοκινήτων, όπου απαντάται μετωπικό ελατήριο κυλινδρικού προφίλ με περάτωση επιχρωμίωσης επί της επιφάνειάς του. Και σε αυτή την περίπτωση λοιπόν επεκτείνονται τα ζητήματα που μας απασχολούν επί της επαφής ακμών των περιστροφικών κινητήρων. Γενικότερα πάντως, η απαντώμενη φθορά τέτοιου είδους είναι πολύ μικρότερης έκτασης στους κινητήρες Wankel

απότι στους παλινδρομικούς κινητήρες, όπου παίζει σημαντικό ρόλο η εμφάνιση έντονων αδρανειακών φαινομένων.

Η δυσκολία μελέτης αυτού του είδους επαφής έγκειται τόσο στο πολύ μικρό (πλην υπαρκτό) πλάτος της, όσο και στις ισχυρά εφαρμοζόμενες πιέσεις, οι οποίες εκτοπίζουν σε σημασία το ρόλο της επιφανειακής τραχύτητας των εμπλεκόμενων τμημάτων με μια πρώτη ματιά. Ωστόσο, όπως αναφέραμε και προηγουμένων, μελετώντας το θέμα μικροσκοπικά διαπιστώνουμε ότι εξαιτίας της τραχύτητας ούτε και η λεγόμενη περιοχή επαφών υφίσταται πραγματικά, καθώς παρουσιάζονται έντονες ασυνέχειες. Επιπλέον, είναι πολύ δύσκολο να επιτύχουμε την ύπαρξη συνεχούς φιλμ ελαίου επί της επαφής κάτω από οποιοσδήποτε συνθήκες. Για το λόγο αυτό, δίνεται μεγάλο βάρος στην ίδια την ποιότητα επιφανείας των εμπλεκόμενων εξαρτημάτων, ώστε να έχουμε το καλύτερο δυνατό συνταίριασμα και τους μικρότερους δυνατούς ρυθμούς φθοράς.

Για παράδειγμα, η ποιότητα επιφανείας μπορεί να βελτιωθεί με πολλούς τρόπους όπως ο ψεκασμός υλικού επίστρωσης επί της επιφανείας του ρότορα και του επιτροχειδούς πλαισίου. Άλλοι τρόποι επεξεργασίας σχετίζονται με διάφορες ηλεκτροχημικές μεθόδους. Όπως φαίνεται και στον πίνακα 9.1, έχουμε τέσσερεις κύριους τρόπους με τους οποίους επιτυγχάνουμε την επιθυμητή ποιότητα επιφανείας τόσο για επαφές επί των κορυφών όσο και επί της παράπλευρης επιφάνειας του εμβόλου. Η συνεχής έρευνα δεν αποκλείει σε καμιά περίπτωση την ανακάλυψη όλο και πιο προηγμένων μεθόδων.

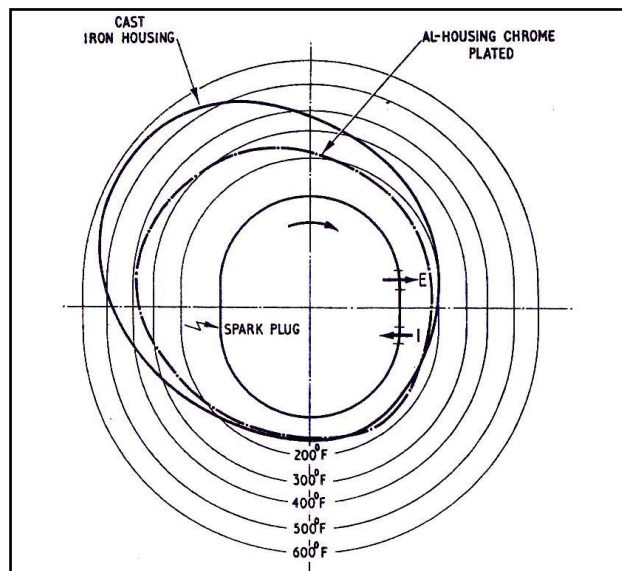
<u>Bore Surface</u>	<u>Apex Seals</u>	<u>Side Covers</u>	<u>Side Seal</u>
Hard Chrome	Carbon	Molybdenum	Piston Ring Cast Iron
Cemented Carbide	Cast Iron	Bronze	Cast Iron and Steel
10% Molybdenum + 90% Steel	Soft Iron	Cast Iron Nitrided or Induction Hardened	Piston Ring Cast Iron (Soft)
*Nickel plating and simultaneous depositing of Silicon-Carbide particles	Piston Ring Cast Iron	Steel—spray deposited	Piston Ring Cast Iron

*This process was originally developed in the U.S.A. where it is known as the C.E.M. (Composite Electrochemical Material) depositing process.

Πίνακας 9.1. Επικρατέστεροι τρόποι επιφανειακής περάτωσης κύριων εμπλεκόμενων τμημάτων στεγανοποίησης κινητήρα Wankel. Η τελευταία μέθοδος χρήσης νικελίου-

άνθρακα/σιλικόνης πρωτοαναπτύχθηκε στις Η.Π.Α και καλείται «Ηλεκτροχημική επίστρωση σύνθετου υλικού».

Η κατάλληλη επιφανειακή περάτωση εμπλεκόμενων τμημάτων του κινητήρα Wankel, όπως το επιχρωμιωμένο επιτροχοειδές πλαίσιο, έχει εκτός των άλλων και ευεργετικές επιπτώσεις όπως το ηπιότερο θερμοκρασιακό πεδίο, όπως φαίνεται στο Σχήμα 9.9:



Σχήμα 9.9. Μεταβολή του θερμοκρασιακού πεδίου λειτουργίας επιτροχοειδούς πλαισίου ως αποτέλεσμα της επιχρωμίωσής του.

9.3.9. Πεδίο πιέσεων και ταχυτήτων επί της ακμής εμβόλου-επίπτωση επί της στεγανοποιητικής ικανότητας

9.3.9.1. Ταχύτητα ακμών

Χαρακτηριστικό της κίνησης του τριγωνικού εμβόλου εντός του επιτροχοειδούς πλαισίου αποτελεί η μεταβαλλόμενη ταχύτητα των κορυφών του κατά την περιστροφή.

Η γραμμική περιφερειακή ταχύτητα u_a μιας ακμής του εμβόλου συναρτήσσει της γωνιακής θέσης α της ατράκτου ισχύος (σε μοίρες) δίνεται από τη σχέση

$$u_{\alpha} = \frac{\omega_1}{3} \sqrt{9e^2 + R_1^2 + 6eR_1 \cos \frac{2\alpha}{3}} \quad (9.1)$$

όπου ω_1 η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου ισχύος. Ισχύει ότι $\alpha = \omega_1 \cdot t$

Η παραπάνω σχέση παρουσιάζει μέγιστο και ελάχιστο για κάποια α :

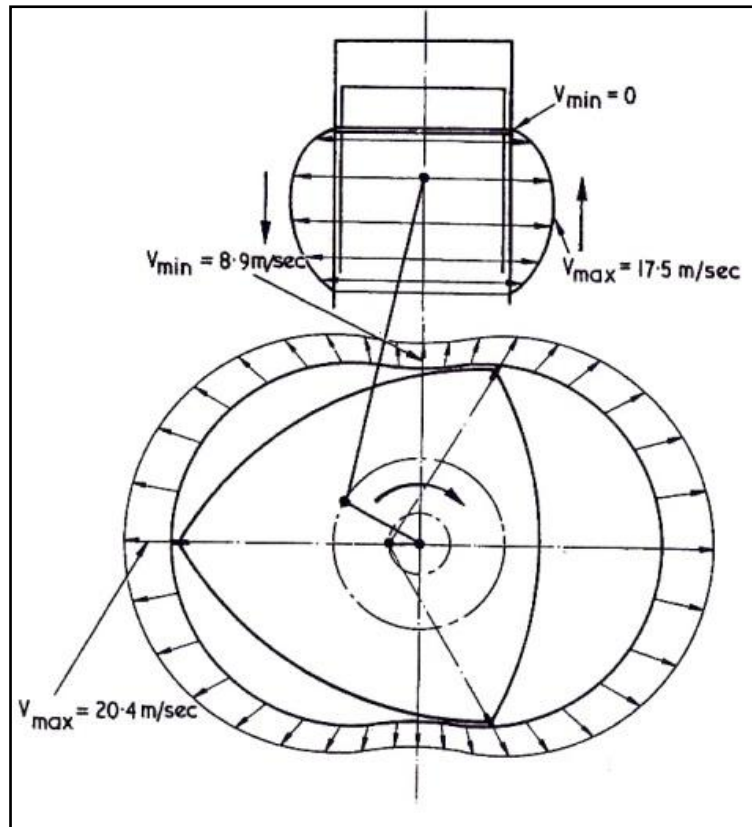
$$U_{\max} = \frac{2\pi n_E \left(\frac{R_1}{3} + e\right)}{1000} \text{ m/sec } (R_1, e \text{ σε χιλιοστά}) \quad (9.2)$$

και

$$U_{\min} = \frac{2\pi n_E \left(\frac{R_1}{3} - e\right)}{1000} \text{ m/sec } (R_1, e \text{ σε χιλιοστά}) \quad (9.3)$$

Και n_E η ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου ισχύος σε rpm.

Στο Σχήμα 9.10 παριστάνεται το διάγραμμα ταχυτήτων ακμής τριγωνικού εμβόλου κινητήρα Wankel με $R=84\text{mm}$ και $e=11\text{mm}$. Για την περίπτωση αυτή έχουμε ότι η μέγιστη ταχύτητα της ακμής έχει τιμή $u_{\max}=20,4\text{m/sec}$ (διεύθυνση επί του μεγάλου άξονος του επιτροχοειδούς) και η ελάχιστη $u_{\min}=8,9\text{m/sec}$ (διεύθυνση επί του μικρού άξονος).



Σχήμα 9.10. Διάγραμμα ταχυτήτων ακμής τριγωνικού εμβόλου κινητήρα Wankel με $R=84\text{mm}$ και $e=11\text{mm}$. Παρατίθεται για σύγκριση και το πεδίο ταχυτήτων εμβόλου παλινδρομικού κινητήρα, όπου επιτυγχάνεται μέγιστη ταχύτητα της τάξεως των $17,5\text{m/sec}$.

9.3.9.2. Δυνάμεις επί των ακμών

Ας αναλύσουμε τώρα τις ασκούμενες δυνάμεις επί των κινούμενων ακμών του εμβόλου βάσει του Σχήματος 9.11α. Θεωρούμε ότι ο ρότορας περιστρέφεται σύμφωνα με τη φορά του ρολογιού.

Δυνάμεις εργαζόμενου μέσου

Όπως προαναφέραμε, οι κύριες δυνάμεις που ασκούνται επί αυτών προέρχονται από το ίδιο το εργαζόμενο μέσο. Όταν η ακμή διέρχεται από το μικρό άξονα του επιτροχειδούς πλαισίου και αρχίζει η συμπίεση εργαζόμενου μέσου στον υποθάλαμο που προπορεύεται αυτής, το πεδίο φορτίσεων απεικονίζεται στο Σχήμα 9.11α. Στη φάση αυτή, η δύναμη P_1 είναι μεγαλύτερη της P_2 , με την P_1 να ασκείται και επί της δευτερεύουσας επιφάνειας στεγανοποίησης στο προπορευόμενο διάκενο που βρίσκεται στα δεξιά του εξαρτήματος της ακμής.

Η συνισταμένη δύναμη επαφής στην περίπτωση αυτή έχει τιμή

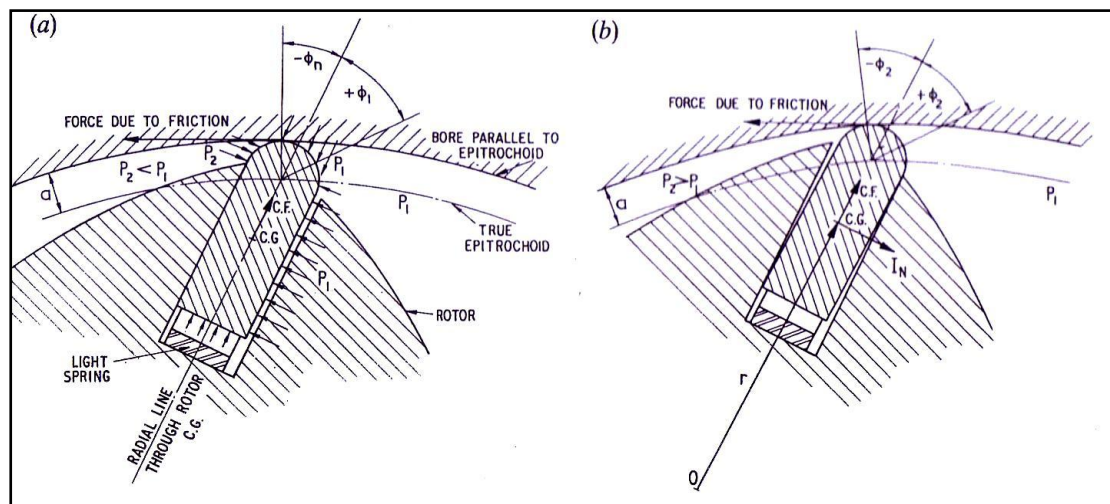
$$\Sigma F = P_1 B_c \{2\alpha - (\alpha + a \sin \phi_n)\} - P_2 B_c \{2\alpha - (\alpha - a \sin \phi_n)\} \quad (9.4)$$

Καθώς όμως η ακμή συνεχίζει να ολισθαίνει επί του πλαισίου, αυξάνεται η πίεση του εργαζόμενου μέσου που βρίσκεται όπισθεν αυτής, με συνέπεια να αυξάνεται συνεχώς η P_2 . Από κάποιο σημείο και έπειτα, η τιμή της γίνεται μεγαλύτερη της P_1 (Σχήμα 9.11b), με αποτέλεσμα η συνισταμένη να γίνεται τώρα

$$\Sigma F = P_1 B_c \{2\alpha - (\alpha + a \sin \phi_n)\} - P_2 B_c \{2\alpha - (\alpha - a \sin \phi_n)\} \quad (9.5)$$

Με φορά αντίθετη της συνισταμένης της προηγούμενης περίπτωσης.

Επιπλέον, λόγω επίδρασης της P_2 , το εξάρτημα της ακμής παρουσιάζει λοξότητα (σε σχέση με την περίπτωση α), η οποία εξαρτάται από το διάκενο στα δεξιά της.



Σχήμα 9.11. Φόρτιση ακμής τριγωνικού εμβόλου κινητήρα Wankel.

Επεξήγηση συμβόλων

P_1 : η πίεση που ασκεί το συμπιεζόμενο εργαζόμενο μέσο.

P_2 : η πίεση του εργαζόμενου μέσου που συμπιέζεται από την ακμή που ακολουθεί.

C.F.: η φυγόκεντρος δύναμη επί του εξαρτήματος της ακμής. Διέρχεται από το κέντρο βάρους του (C.G) και σχηματίζει γωνία $-\varphi_n$ με την κατακόρυφο ($|\varphi_n| = |\varphi_1|$).

friction force: η δύναμη τριβής που αντιτίθεται στην περιστροφή.

Φυγόκεντρος δύναμη επί της ακμής

Η φυγόκεντρος δύναμη επί του κέντρου βάρους της ακμής δίνεται γενικά από τη σχέση

$$\mathbf{F} = \mathbf{W}u^2/r = \mathbf{M}\omega^2/r \quad (9.6)$$

Όπου r η απόσταση του κέντρου περιστροφής της ακμής από το κέντρο βάρους της, u η περιφερειακή ταχύτητα, M η μάζα του εξαρτήματος ακμής και W το βάρος. Θεωρώντας την ακμή ως ενιαίο σύνολο μαζί με το ελατήριο το οποίο συντηρεί την επαφή της με το επιτροχειδές πλαίσιο, μπορούμε να υπολογίσουμε το ολικό κέντρο βάρους για το σύμπλοκο ακμής-ελατηρίου. Βέβαια, λόγω του μικρού βάρους του ελατηρίου Ωστόσο, λόγω της ίδιας της τροχιάς επαφών ρότορα πλαισίου, καθώς και της φύσεως του ελατηρίου ως δυναμικό μέσο, η απόσταση r του κέντρου βάρους δεν είναι δυνατόν να παραμένει σταθερή κατά την περιστροφή του εμβόλου. Έτσι, τροποποιούμε την παραπάνω σχέση εισάγοντας τη γωνία περιστροφής α :

$$\mathbf{F} = \left(\frac{r}{g} + e \cos 2\alpha \right) \omega_1^2 \frac{W}{g} \quad (9.7)$$

Οπότε η μέγιστη τιμή της παραπάνω δύναμης είναι ίση με

$$\mathbf{F}_{\max} = \left(\frac{r}{g} + e \right) \omega_1^2 \frac{W}{g} \quad (9.8)$$

και η ελάχιστη

$$\mathbf{F}_{\min} = \left(\frac{r}{g} - e \right) \omega_1^2 \frac{W}{g} \quad (9.9)$$

Αδρανειακές δυνάμεις επί του εξαρτήματος ακμής

Λόγω του ανομοιόμορφου προφίλ της περιφερειακής ταχύτητας της ακμής κατά μήκος του επιτροχοειδούς πλαισίου, αναπτύσσονται αδρανειακές δυνάμεις I_N επί του εξαρτήματος της ακμής:

$$I_N = e\omega_1^2 \frac{W}{g} \sin 2\alpha \quad (9.10)$$

Με μέγιστη τιμή

$$I_{N\max} = +e\omega_1^2 \frac{W}{g} \quad (9.11)$$

και ελάχιστη

$$I_{N\min} = -e\omega_1^2 \frac{W}{g} \quad (9.12)$$

Εξαιτίας των δυνάμεων αυτών έχουμε προβληματική πρόσφυση του εξαρτήματος ακμής επί της δευτερεύουσας επιφάνειας στεγανοποίησης, ενώ καθίσταται ελαττωματική και η επαφή με το επιτροχοειδές πλαίσιο. Συνέπειες της συμπεριφοράς αυτής αποτελούν η εμφάνιση κραδασμών και ο σχηματισμός αυλακιών επί της εσωτερικής παράπλευρης επιφάνειας του πλαισίου.

Γίνεται λοιπόν αντιληπτό ότι οι αδρανειακές δυνάμεις προξενούν προβλήματα επί της στεγανοποιητικής διάταξης. Ο περιορισμός αυτών των δυσμενών επιπτώσεων είναι δυνατός μόνο μέσω συστηματικής έρευνας επί του προβλήματος και εξεύρεσης νέων λύσεων επί του εξαρτήματος της ακμής.

9.3.10. Συμπεράσματα-Παρατηρήσεις

1) Ο έλεγχος της στεγανοποιητικής ικανότητας και της σωστής λίπανσης των εξαρτημάτων ακμής κάτω από οποιοσδήποτε συνθήκες δεν αποτελεί σε καμία περίπτωση εύκολη υπόθεση. Παρόλο που η απαραίτητη ποσότητα λιπαντικού μέσου επί των εσωτερικών επιφανειών του πλαισίου κρίνεται απαραίτητη, εν τούτοις μελετάται η ανάπτυξη συστημάτων στεγανοποίησης χωρίς τη χρήση ελαίου λίπανσης.

2) Πέραν της στεγανοποιητικής διάταξης ακμής ενός τεμαχίου που αναλύσαμε, η εφαρμογή νέων διατάξεων, όπως η στεγανοποιητική διάταξη ακμής τριών τεμαχίων δύναται να εγγυηθεί πολύ καλύτερα αποτελέσματα έναντι φθοράς.

3) Το αναπτυσσόμενο πεδίο πιέσεων αποτρέπει αποτελεσματικά εκτεταμένες διαρροές εργαζόμενου μέσου και λιπαντικού ελαίου από τον έναν υποθάλαμο στον άλλο, κάτι που θα είχε σημαντική επίπτωση στις επιπτώσεις του κινητήρα. Σε κάθε περίπτωση, υπάρχουν οπωσδήποτε περιθώρια για την εξεύρεση αποτελεσματικότερων λύσεων στεγανοποίησης μέσω και της βαθύτερης κατανόησης του πεδίου τάσεων επί των σημείων επαφής των εμπλεκόμενων τμημάτων.

Κεφάλαιο 10. Θυρίδες

εργαζόμενου μέσου κινητήρων

Wankel-ογκομετρικός βαθμός

απόδοσης-μέση ταχύτητα

εισαγωγής εργαζόμενου μέσου

10.1. Εισαγωγή

Όπως είναι γνωστό, οι επιδόσεις των μηχανών εσωτερικής καύσης εξαρτώνται άμεσα από την απαιτούμενη ποσότητα καυσίμου/αέρα που εισέρχεται εντός του θαλάμου λειτουργίας. Η είσοδος του μίγματος αυτού υποβοηθείται από τη δημιουργούμενη υποπίεση κατά την κίνηση του εμβόλου. Το μέγεθος της υποπίεσης αυτής εξαρτάται από πολλούς παράγοντες, όπως από το ρυθμό μεταβολής του όγκου του θαλάμου, τη λειτουργία των βαλβίδων/θυρίδων εργαζόμενου μέσου (το λεγόμενο ωφέλιμο πεδίο λειτουργίας τους και τους διάφορους περιορισμούς που προκύπτουν από την κατασκευαστική τους διαμόρφωση), καθώς και τους περιορισμούς που επιβάλλονται από στοιχεία όπως το φίλτρο αέρα, ο σιγαστήρας εισόδου και τα διάφορα τμήματα του εξαερωτή («τσοκ», στραγγαλιστική πεταλούδα). Δεν πρέπει επίσης να ξεχνάμε το ρόλο που διαδραματίζουν οι μεταβολές της πίεσης των εξερχόμενων καυσαερίων σε συνδυασμό με τις θερμοκρασιακές επιδράσεις.

10.2. Δίοδοι διέλευσης εργαζόμενου μέσου

10.2.1. Παλινδρομικές Μ.Ε.Κ

Στις παλινδρομικές ΜΕΚ ο έλεγχος της ροής εργαζόμενου μέσου γίνεται από τις βαλβίδες ως τη στιγμή που η ωφέλιμη περιοχή λειτουργίας αυτών,

διαμέσου της οποίας επιτρέπεται η διέλευσή του, γίνεται ίση με την επιφάνεια της διατομής που δε «σαρώνει» η στραγγαλιστική πεταλούδα. Από κει και πέρα, ο έλεγχος περνά στην ίδια την πεταλούδα, και στη συνέχεια εμπλέκονται και πάλι οι βαλβίδες κατά τη φάση του κλεισίματός τους. Ωστόσο, πρέπει να γίνει αντιληπτό ότι η διαδικασία ελέγχου σχετίζεται γενικότερα με τις συνθήκες επί της ελαχίστης διατομής από την οποία καλείται να διέλθει, ανεξάρτητα από το αν αυτή επιτυγχάνεται στη βαλβίδα, στην πεταλούδα ή στον εμπλουτιστή μίγματος («τσοκ»).

Η εναλλαγή ελέγχου μεταξύ των στοιχείων που αναφέραμε συνήθως είναι δύσκολη στο να εποπτευθεί και περνά σχεδόν απαρατήρητη, ωστόσο αναφερόμαστε σε αυτήν διότι είναι πιο σημαντική απ' ό,τι στους κινητήρες Wankel (λόγω διαφοράς στα διαγράμματα λειτουργίας βαλβίδων/θυρίδων εργαζόμενου μέσου σε σχέση με τις παλινδρομικές μηχανές). Αυτό που αξίζει να ειπωθεί είναι ότι οι φάσεις ανοίγματος/κλεισίματος των θυρίδων στους κινητήρες Wankel φαντάζουν πολύ μικρότερες σε σχέση με το διάστημα κατά το οποίο αυτές είναι πλήρως ανοιχτές, ενώ στις παλινδρομικές μηχανές οι βαλβίδες μένουν για πολύ μικρό διάστημα πλήρως ανοιχτές. Σε κάθε περίπτωση, η κατάλληλη κατασκευαστική διαμόρφωση των ανοιγμάτων εισόδου μπορεί να μεταβάλλει ανάλογα αυτά τα χρονικά διαστήματα.

10.2.2. Κινητήρες Wankel

10.2.2.1. Γενικά

Όπως είδαμε λοιπόν σε πρώτη φάση, το μοντέλο ελέγχου των διόδων εργαζόμενου μέσου στους κινητήρες Wankel (αλλά και το πεδίο ταχυτήτων αυτού, όπως θα δούμε στη συνέχεια) παρουσιάζει διαφορές σε σχέση με κείνο των συμβατικών εμβολοφόρων μηχανών.

Λόγω της διέλευσης των ακμών του τριγωνικού εμβόλου εφαιπτομενικά της διατομής των θυρίδων, αυτές στην πραγματικότητα δεν είναι ποτέ κλειστές. Αυτό διότι καθώς η διερχόμενη ακμή κλείνει τη διατομή εισόδου για τον έναν υποθάλαμο εργαζόμενου μέσου, ταυτόχρονα την ανοίγει για εκείνον που «ακολουθεί» (και εκτελεί την αμέσως προηγούμενη φάση θερμοδυναμικού κύκλου).

Ο έλεγχος της ποσότητας εισερχομένου μίγματος εναπόκειται στη λειτουργία των θυρίδων εισόδου και στη χρονική διάρκεια ανοίγματος αυτών, όπως και προαναφέρθηκε. Δεδομένος όγκος εργαζόμενου μέσου μπορεί είτε να διέλθει μέσω μεγάλου ανοίγματος για μικρό χρονικό διάστημα είτε μέσω μικρότερου ανοίγματος για μεγαλύτερο. Στους 2-Χ κινητήρες προτιμώνται τα μεγαλύτερα ανοίγματα για ευνόητους λόγους(καλύτερη και γρηγορότερη απόπλυση), ενώ στους κινητήρες Wankel έχουμε μεγαλύτερη ελευθερία επιλογής, καθότι εκτός των άλλων οι φάσεις εισαγωγής και εξαγωγής εργαζόμενου μέσου παραπέμπουν περισσότερο στο μοντέλο των παραδοσιακών 4-Χ μηχανών.

Οι θυρίδες εισαγωγής/εξαγωγής ενός κινητήρα Wankel είναι σχεδιασμένες να διαχειρίζονται την ίδια ποσότητα εργαζόμενου μέσου(αυτό εξάλλου ισχύει και από την αρχή διατήρησης της μάζας προϊόντων-αντιδρώντων κατά τη διάρκεια της καύσης-«νόμος του Λαβουαζιέ»). Ωστόσο, παρουσιάζουν διαφορές ως προς κάποια χαρακτηριστικά. Για παράδειγμα, οι θυρίδες εξόδου είναι σχεδιασμένες ώστε να απάγονται διαμέσου τους εντός μικρού χρονικού διαστήματος τα καυσαέρια. Αυτό επιτυγχάνεται και με κατάλληλο σχεδιασμό του συστήματος εκτόνωσης ως σύνολο. Ο ακριβής χρονικός προσδιορισμός έναρξης και λήξης της φάσης εκτόνωσης εντάσσεται στα πλαίσια εξίσου προσεκτικού σχεδιασμού. Για παράδειγμα, πρόωρο άνοιγμα των θυρίδων εξόδου, όταν δηλαδή η πίεση των καυσαερίων είναι ακόμη υψηλή, είναι υπεύθυνο για τη δημιουργία θορύβου στη μηχανή και αποφεύγεται. Άλλο αντικείμενο του παραπάνω σχεδιασμού αποτελεί η επικάλυψη των χρονικών διαστημάτων εισόδου και εξόδου από τις αντίστοιχες θυρίδες σχετίζεται πάντα με το πεδίο ταχυτήτων της μηχανής. Όπως διαπιστώνεται από την αντίστοιχη τοποθέτησή τους, οι περιφερειακά τοποθετημένες θυρίδες εμφανίζουν μεγάλα επικαλυπτόμενα διαστήματα, ενώ στις πλευρικές θυρίδες έχουμε μικρότερα τέτοια διαστήματα αλλά πιο ύστερο άνοιγμα αυτών(κοντά στο λεγόμενο «άνω νεκρό σημείο», δηλαδή τη στιγμή της μέγιστης συμπίεσης, ή και αργότερα).

10.2.2.2. Ροή εργαζόμενου μέσου

Η κατανόηση της ροής διαφόρων ρευστών διαμέσου σωλήνων και ανοιγμάτων έχει πλέον στην εποχή μας ισχυρό θεωρητικό υπόβαθρο. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, το μοντέλο ροής εργαζόμενου μέσου επί του θαλάμου σχετίζεται άμεσα με τον τρόπο ενσωμάτωσης των θυρίδων στο

πλαίσιο του θαλάμου. Για παράδειγμα, έχουμε διαφορετική συμπεριφορά της ροής στη περίπτωση που το περίγραμμα των θυρίδων εξαγωγής επί του πλαισίου του θαλάμου χαρακτηρίζεται κατασκευαστικώς από αιχμηρή περάτωση, και διαφορετική συμπεριφορά όταν έχουμε εξομάλυνση. Επίσης, δύναται η θυρίδα εξόδου να έχει συγκλίνουσα/αποκλίσουσα διαμόρφωση, όπως το λεγόμενο ακροφύσιο Venturi. Ωστόσο, η σωστή εφαρμογή των παραπάνω διατάξεων στους κινητήρες Wankel, καθώς εμπλέκονται και άλλοι παράγοντες οι οποίοι δύνανται κάτω από ιδιαίτερες συνθήκες λειτουργίας να αποκτήσουν βαρύνουσα σημασία.

Θυρίδες εξόδου «αιχμηρής περάτωσης» με γρήγορο άνοιγμα την κατάλληλη στιγμή ίσως να είναι προτιμότερες, διότι με τη γρήγορη εξαγωγή του καυσαερίου δημιουργείται ακαριαία υποπίεση στο θάλαμο η οποία βοηθάει στην εισαγωγή του νέου μίγματος προς καύση. Αυτό εφαρμόζεται στις περισσότερες περιπτώσεις θυρίδων εξόδου κινητήρων Wankel (σπάνια συναντώνται στρογγυλεμένες άκρες).

Θα πρέπει λοιπόν το παραγόμενο καυσαέριο να διευκολύνεται κατά την έξοδό του από το θάλαμο καύσης. Γενικεύοντας τα παραπάνω, αντίστοιχος σχεδιασμός θα πρέπει να γίνεται και για την είσοδο του μίγματος στο θάλαμο μέσω των θυρίδων εισόδου. Ωστόσο, δεδομένης της μεγάλης γκάμας ταχυτήτων και συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα Wankel, η επιδιωκόμενη αποτελεσματική απόπλυση/πλήρωσή του δεν είναι πάντοτε εφικτή.

10.2.2.3. Βαθμός πλήρωσης (ογκομετρικός βαθμός απόδοσης)

Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης $\eta_v (V_a/V_h) \times 100\%$: ορίζεται ως το πηλίκο του πραγματικά εισαγόμενου όγκου ανά πλήρωση (V_a) προς το θεωρητικό όγκο πλήρωσης (V_h). Και τα δύο μεγέθη αναφέρονται σε συνθήκες περιβάλλοντος και εκφράζονται ως μονάδα όγκου/περιστροφή ατράκτου ισχύος.

Μια πιο εύχρηστη μορφή της παραπάνω σχέσης (λαμβάνοντας υπόψιν τις αναπτυσσόμενες πιέσεις και θερμοκρασίες) περιλαμβάνει τις αντίστοιχες μάζες:

$$\eta_{\text{mass}} = m/m_a \text{ (x100\%)} \quad (10.1)$$

όπου

$$m = P_a \cdot V_a / T_a \cdot R \quad (10.2)$$

$$m_a = P_a \cdot V_h / T_a \cdot R \quad (10.3)$$

Ακολουθεί επεξήγηση των συμβόλων ώστε να μην υπάρξει σύγχυση με τους αντίστοιχους δείκτες.

P_a, T_a : πίεση και θερμοκρασία περιβάλλοντος αντίστοιχα.

V_h : Ολικός όγκος σάρωσης-εκτοπίσματος. Είναι εύκολο να υπολογιστεί και αποτελεί τον περιεχόμενο όγκο μεταξύ εμβόλου και πλαισίου του θαλάμου καύσης.

V_a : πραγματικά εισαγόμενος όγκος ανά περιστροφή ατράκτου ισχύος.

m : Πραγματικά εισαγόμενη μάζα μίγματος ανά φάση εισαγωγής.

R : σταθερά εργαζόμενου μέσου.

Η δεύτερη εξίσωση εφαρμόζεται γενικότερα σε κάθε μηχανή «θετικής εκτόπισης», είτε είναι παλινδρομική είτε περιστροφική. Υψηλός βαθμός ογκομετρικής πλήρωσης επιτυγχάνεται σε περιπτώσεις απότομης υποπίεσης στο σύστημα εισαγωγής. Θα ήταν επισφαλές όμως να διατυπώναμε μαθηματική σχέση μεταξύ του εμβαδού της διατομής θυρίδας του συστήματος εισαγωγής και της ογκομετρικής απόδοσης. Παρόμοιες συνθήκες εισαγωγής αποτελούν προαπαιτούμενα για μηχανές υψηλών ταχυτήτων, καθώς εκτός των άλλων απαιτείται πολύ συχνότερη πλήρωση/απόπλυση του θαλάμου σε σχέση με τις αργόστροφες μηχανές. Γενικότερα, το λεγόμενο **ωφέλιμο άνοιγμα θυρίδων**, καθώς και ο καθορισμός των χρονικών στιγμών των περιόδων ανοίγματος/κλεισίματός τους (το αντίστοιχο του χρονισμού βαλβίδων στις παλινδρομικές μηχανές), έχει άμεση επίπτωση στη μέγιστη ταχύτητα λειτουργίας κάθε μηχανής θετικού εκτοπίσματος.

10.2.2.4. Θερμοκρασίες εργαζόμενου μέσου - επίπτωση επί του βαθμού πλήρωσης

Ένας ακόμη παράγοντας που επηρεάζει τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης είναι η θερμοκρασίες που επικρατούν στη διαδρομή εντός του κινητήρα από

τον εξαεριωτή μέχρι την είσοδο του θαλάμου καύσης. Είναι γνωστό ότι αυξανόμενη της θερμοκρασίας του μίγματος προς καύση, μειώνεται και η πυκνότητά του, και έτσι αλλάζει ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσής του(μεταβάλλεται το «μοτίβο» της ροής κατά την πλήρωση του θαλάμου καύσης).

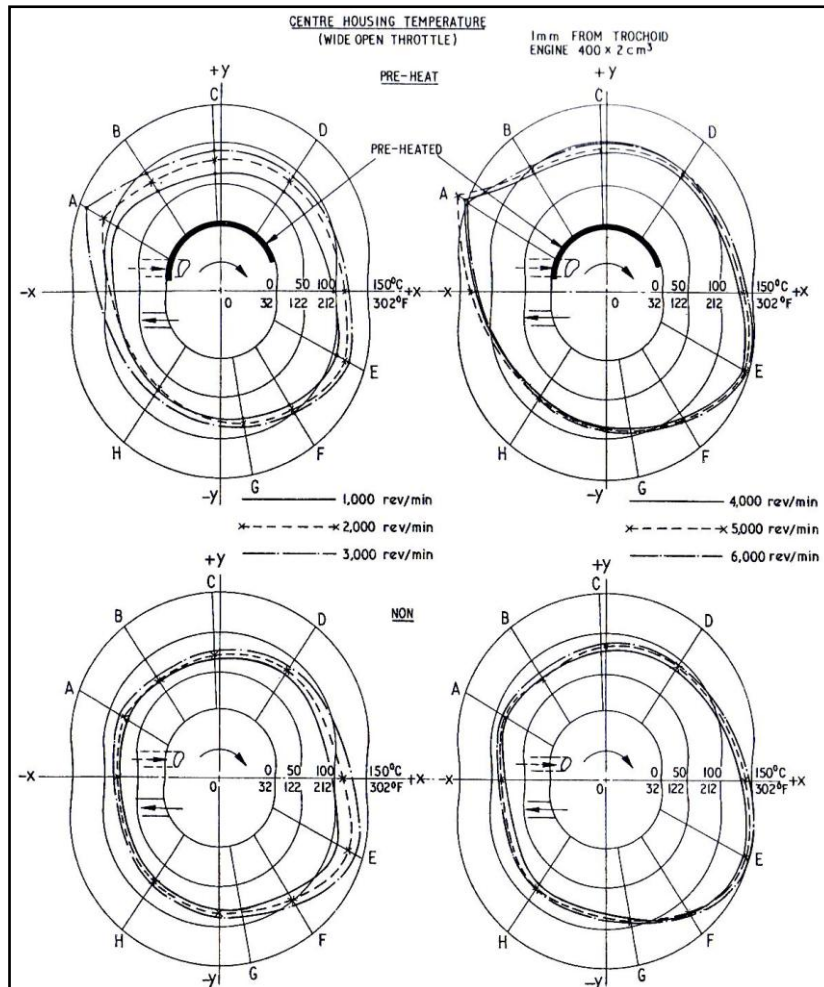
Όσον αφορά το θερμοκρασιακό αυτό πεδίο, έχουν καταβληθεί προσπάθειες ώστε να υπάρξει μια όσο το δυνατόν πιο ομοιόμορφη κατανομή περιφερειακά του πλαισίου στο θάλαμο καύσης. Οι διατάξεις με τις οποίες αυτό επιτυγχάνεται είναι οι εξής:

- 1) ψύξη της θερμής πλευράς του πλαισίου ώστε να αποκτήσει χαμηλότερη θερμοκρασία
- 2) θέρμανση της ψυχρής πλευράς του κινητήρα με τη βοήθεια των παραγόμενων καυσαερίων
- 3) συνδυασμός των 1 και 2.

10.2.2.5. Διάταξη Τογο Κογγο

Η διάταξη της ιαπωνικής εταιρίας Τογο Κογγο συνδυάζει τις μεθόδους 1 και 2 χωρίς σημαντική σπατάλη ενέργειας. Στα Σχήματα 10.2 και 10.3 βλέπουμε τη διάταξη του συστήματος εισαγωγής για τη μηχανή Τογο Κογγο σε διάφορες εκδόσεις, καθώς και το σύστημα προθέρμανσης - «θερμής κηλίδας», το οποίο είναι υπεύθυνο για τη θερμοκρασιακή κατανομή της εικόνας .

Το αποτέλεσμα του συστήματος προθέρμανσης του κινητήρα αυτού έχει ως εξής: Στις 3000rpm, η θερμοκρασία πλαισίου του θαλάμου αυξάνεται κατά 51,2°C σημείο A (Σχήμα 10.1), ενώ η θερμοκρασία στο σημείο E (στο οποίο σε απλές διατάξεις χωρίς προθέρμανση έχουμε την υψηλότερη θερμοκρασία), έχει μειωθεί κατά 12,2°C. Αντίστοιχα, στις 6000rpm η θερμοκρασιακή μείωση στο σημείο A είναι 63°C και στο σημείο E στους 10°C. Αξίζει να αναφέρουμε ότι η θερμοκρασία στο σημείο A για τις 5000rpm ξεπερνά την αντίστοιχη των 6000rpm,συνεπώς γίνεται αντιληπτό ότι δύναται να επιτευχθεί βέλτιστη λειτουργία της διάταξης προθέρμανσης για τη μηχανή αυτή.

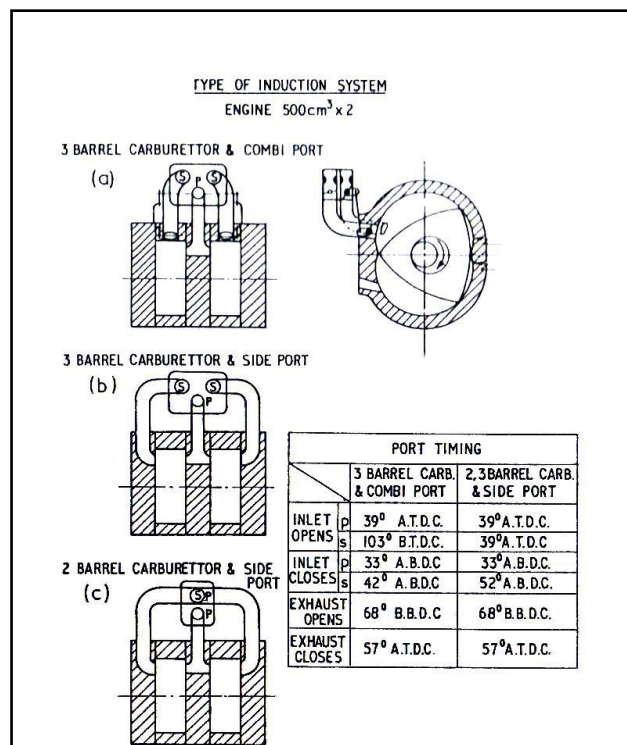


Σχήμα 10.1. Θερμοκρασιακά πεδία επιτροχειδούς πλαισίου για απλή περίπτωση (κάτω) και για διάταξη προθέρμανσης Toyo Kogyo (επάνω)

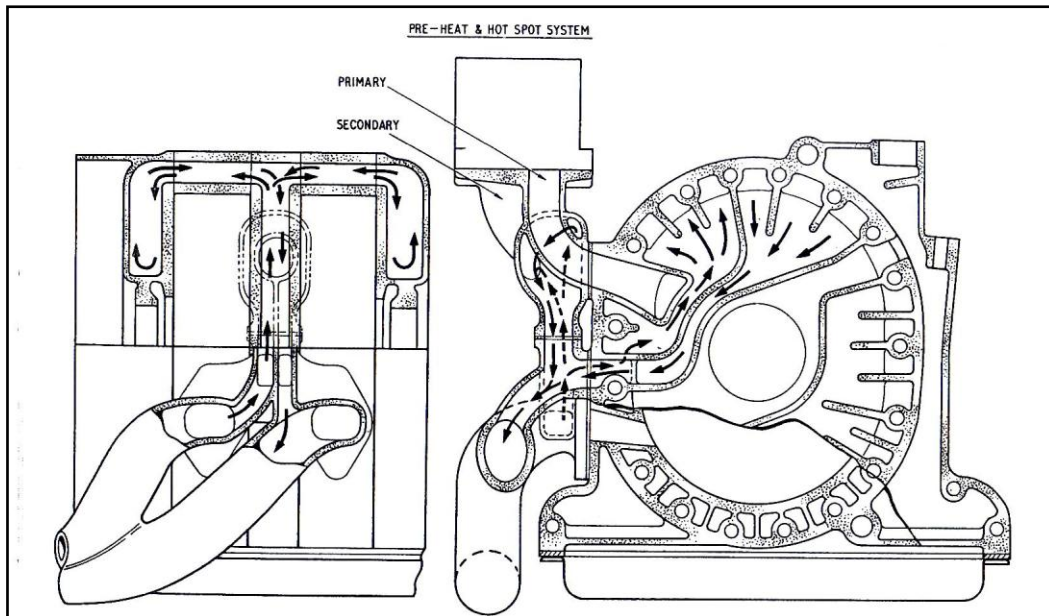
Όσον αφορά τώρα το θερμοκρασιακό πεδίο επί ολόκληρου του πλαισίου, η διάταξη προθέρμανσης προσφέρει περιφερειακή συμμετρία κατανομής θερμοκρασιών, παράλληλα με τη θερμοκρασιακή εξομάλυνση. Κατά συνέπεια ελαχιστοποιούνται τα προβλήματα ανομοιόμορφης θερμικής διαστολής του πλαισίου, τα οποία δύνανται να επηρεάσουν αρνητικά την κατασκευή.

Αναφερόμενοι περαιτέρω στη μηχανή Toyo Kogyo, αυτή ενσωματώνει και άλλες αξιοσημείωτα χαρακτηριστικά εκτός από το προαναφερθέν σύστημα εξομάλυνσης θερμοκρασιακού πεδίου. Για παράδειγμα, μπορεί να εφοδιαστεί με καρμπυρατέρ τριών κυλίνδρων, για τη διοχέτευση του μίγματος στο θάλαμο καύσης. Η εισαγωγή του εργαζόμενου μέσου, για λειτουργία μηχανής στο ρελαντί ή σε χαμηλά φορτία/χαμηλές ταχύτητες, γίνεται μέσω μιας

πλευρικής πρωταρχικής θυρίδας εισόδου διχαλωτής μορφής (για να μοιράζεται το μίγμα στους δύο θαλάμους της μηχανής). Σε υψηλότερες ταχύτητες/φορτία, ανοίγει και από μια περιφερειακή δευτερεύουσα θυρίδα σε κάθε θάλαμο, ενώ η λειτουργία τους ελέγχεται μέσω κατάλληλα ρυθμισμένης στραγγαλιστικής πεταλούδας. Η διάταξη αυτή συναντάται σε μηχανή υψηλών επιδόσεων (παραγόμενη ισχύς 118 ίπποι), ενώ έχουμε και ομαλή συμπεριφορά κατά τη λειτουργία σε πολύ χαμηλές ταχύτητες (ρελαντί).



Σχήμα 10.2. Σχηματική απεικόνιση των διαφόρων παραλλαγών του συστήματος εισαγωγής της περιστροφικής μηχανής Toyo Kogyo διπλού εμβόλου.



Σχήμα 10.3. Σύστημα προθέρμανσης - «θερμής κηλίδας» περιστροφικής μηχανής διδύμων ατράκτων Toyo Kogyo.

10.2.2.6. Διαστήματα επικάλυψης λειτουργίας θυρίδων - συμπεριφορά εργαζόμενου μέσου

Τα διαγράμματα λειτουργίας βαλβίδων παλινδρομικών/θυρίδων περιστροφικών κινητήρων που συναντήσαμε σε προηγούμενο Κεφάλαιο αντιπαρατέθηκαν με τις αντίστοιχες θερμοδυναμικές φάσεις που συμβαίνουν σε κάθε χρονικό διάστημα, και με τον τρόπο αυτόν γίνεται εκτός των άλλων πιο εύκολη και η μεταξύ τους σύγκριση. Σημαντικός παράγοντας για τη μελέτη αυτή, καθώς και για τον προσδιορισμό των λεγόμενων «διαστημάτων αλληλοεπικάλυψης λειτουργίας» τους, δεν είναι τόσο η ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου, όσο οι μεταβολές των όγκων μεταξύ εμβόλου-πλαϊσίου θαλάμου.

Εκφράζοντας τα διαστήματα αυτά ως ποσοστό επί τοις % του διαστήματος λειτουργίας (180° για τους παλινδρομικούς κινητήρες και 270° για τους κινητήρες Wankel), διαπιστώνουμε ότι τα διαστήματα επικάλυψης για 20 διαφορετικά είδη παλινδρομικών κινητήρων αντιστοιχούν σε ποσοστό 55%, ενώ το αντίστοιχο ποσοστό για τους κινητήρες Wankel κυμαίνεται στο 74% για μεγάλα φορτία (λειτουργία και της περιφερειακής θυρίδας εισόδου), ενώ για

περιπτώσεις άφορτης λειτουργίας (ρελαντί) ή σε φορτία που αντιστοιχούν στο 30% περίπου του μεγίστου, το αντίστοιχο ποσοστό είναι 45,4%.

Ο κινητήρας διατάξεως Toyo Kogyo εμφανίζει ποσοστό επικάλυψης 6,7% όταν είναι ανοιχτή μόνο η πρωταρχική πλευρική θυρίδα, ενώ το ποσοστό αυξάνεται στο 59,3% για μεγάλα φορτία (λειτουργία και των δευτερευουσών περιφερειακών θυρίδων).

Τα διαστήματα επικάλυψης των θυρίδων εισόδου στους κινητήρες Wankel δεν έχουν την ίδια σημασία με τα αντίστοιχα διαστήματα των βαλβίδων στους παλινδρομικούς κινητήρες. Αυτό συμβαίνει διότι **ναι μεν στους Wankel το άνοιγμα/κλείσιμο των θυρίδων ελέγχεται από την περιφερειακώς κινούμενη ακμή του τριγωνικού εμβόλου, η επικάλυψη των διαστημάτων λειτουργίας τους όμως σχετίζεται με την αρχή και το πέρας κάθε κοιλότητας επί των πλευρών του ρότορα, καθώς αυτός διέρχεται από την περιφερειακή νοητή γραμμή επί του μικρού άξονος του επιτροχοειδούς θαλάμου(στο σημείο αυτό είναι τοποθετημένες οι θυρίδες εισόδου/εξόδου σε γειτονικές θέσεις).** Στο σημείο αυτό, θάλαμος και έμβολο χωρίζονται μόνο από την ελάχιστη απαιτούμενη ανοχή.

Ίδιο φαινόμενο παρατηρείται και στη λεγόμενη θερμή πλευρά του κινητήρα. Εδώ ο κάθε υποθάλαμος καύσης χωρίζεται με τη σειρά του σε δύο μικρότερα μέρη, τα οποία επικοινωνούν μέσω της κοιλότητας στην αντίστοιχη πλευρά του ρότορα. Οι πλευρές και ο πυθμένας της κοιλότητας αυτής σχηματίζουν ένα είδος διόδου (μεταβλητής διατομής). Καθώς έχει περατωθεί η φάση της συμπίεσης και βρισκόμαστε λίγο πριν την έναυση, το μίγμα μετακινείται μέσω της διόδου αυτής από το οπίσθιο τμήμα του θαλάμου (που γίνεται ολοένα και μικρότερο καθώς το έμβολο κινείται) προς το εμπρόσθιο τμήμα(το οποίο κατά συνέπεια γίνεται μεγαλύτερο). Η ταχύτητα διέλευσης του συνόλου μίγματος μέσω της διόδου, καθώς και η σχετική τύρβη που αναπτύσσεται, επηρεάζουν τις συνθήκες της καύσης σε μεγάλο βαθμό.

Μπορούμε να πούμε ότι γενικότερα η γεωμετρία σχεδίασης παίζει καθοριστικό ρόλο στον έλεγχο των περιόδων λειτουργίας των θυρίδων. **Οι περιφερειακές θυρίδες** δεν μπορούν να ανοίξουν πολύ νωρίτερα ή αργότερα από το προβλεπόμενο χωρίς την μείωση του μέγιστου βαθμού συμπίεσης. Από την άλλη, υπάρχει μεγάλη ελευθερία επιλογής όσον αφορά το ρυθμό αποκάλυψης των θυρίδων(υψηλός/απτόμα ή χαμηλός/προοδευτικά), κάτι που επίσης

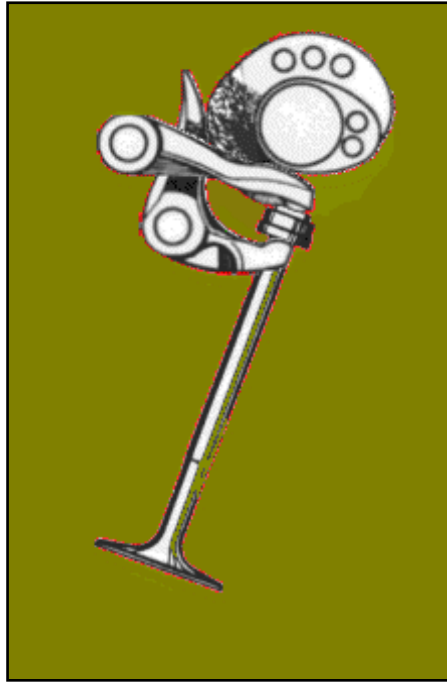
επηρεάζει τις επιδόσεις της μηχανής. Σε κάθε περίπτωση, παράγοντας καθοριστικός παράγοντας ελέγχου αποδεικνύεται η απόσταση μεταξύ δύο διαδοχικών ακμών του εμβόλου.

Απ την άλλη, οι καμπύλες των **πλευρικά τοποθετημένων θυρίδων** έχουν χαρακτηριστική ημιτονοειδή μορφή, και η έναρξη της περιόδου ανοίγματος της θυρίδας εισόδου δε μπορεί να «προσαρμοστεί» εύκολα πριν το άνω νεκρό σημείο χωρίς να σημειωθεί ζημία σε άλλες παραμέτρους. Τα διαστήματα αλληλοεπικάλυψης μπορούν να μειωθούν, ενώ ο κατάλληλος χρονισμός ευνοεί τις επιδόσεις σε χαμηλές ταχύτητες.

Ο σχεδιασμός κατάλληλων πλευρικών/περιφερειακών θυρίδων εργαζόμενου μέσου σε συνδυασμό με εξαερωτές τριών ή και τεσσάρων κυλίνδρων (μηχανές Toyota Kogyo) έχει ως στόχο δύο πράγματα: την επίτευξη υψηλής ροπής και χαμηλής κατανάλωσης καυσίμου στις χαμηλές ταχύτητες λειτουργίας και παράλληλα την επίτευξη όσο το δυνατό μεγαλύτερης ειδικής ισχύος εξόδου (ισχύς ανά kg μηχανής) στις υψηλές ταχύτητες.

Συγκρίνοντας τώρα με τους παλινδρομικούς κινητήρες, ο χρονισμός των βαλβίδων σε σχέση με την θέση «άνω νεκρού σημείου» της στροφαλοφόρου ατράκτου μπορεί να ρυθμιστεί με μεγάλη ελευθερία. Δυστυχώς όμως η ελευθερία αυτή περιορίζεται από τις ιδιαιτερότητες της ενεργοποίησής τους. Αυτό συμβαίνει τόσο λόγω των αδρανειακών δυνάμεων του αντίστοιχου γραναζιού ενεργοποίησης βαλβίδων, όσο και λόγω του ότι θα πρέπει τα ελατήρια επιστροφής που διαθέτουν να μην τις επαναφέρουν στην αρχική τους θέση με υπερβολικά μεγάλη ταχύτητα, οπότε τίθενται αυστηροί περιορισμοί. Δε θα πρέπει επίσης να ξεχνάμε ότι η τοποθέτηση τέτοιων ελατηρίων με τις επιθυμητές προδιαγραφές στο διαθέσιμο χώρο έδρασης δεν είναι πάντα εύκολη και απαιτεί ειδική μελέτη!

Η υιοθέτηση συστήματος ενεργοποίησης βαλβίδων άνευ ελατηρίων (με έκκεντρα) και ειδικό σύστημα μοχλού μπορεί να βοηθήσει στη μερική μόνο επίλυση των παραπάνω προβλημάτων, καθώς παρουσιάζει και εκείνο τις δικές του ιδιαιτερότητες και επιπλοκές (Σχήμα 10.4).



Σχήμα 10.4. Σύστημα ενεργοποίησης βαλβίδων άνευ ελατηρίου (με έκκεντρο).

Από τα διαγράμματα χρονισμού βαλβίδων/θυρίδων έχουμε πει συμπεραίνουμε ότι οι μηχανές Wankel με περιφερειακές θυρίδες είναι κατάλληλες για την επίτευξη φάσματος υψηλών επιδόσεων λειτουργίας, όπου πλέον καθοριστικό παράγοντα παίζουν τα φαινόμενα τριβής, φθοράς και λίπανσης, ενδεχομένως και οι συνθήκες έναυσης.

Επίσης, μια από τις σημαντικότερες παραμέτρους στις παλινδρομικές/περιστροφικές μηχανές που επηρεάζει την παραγόμενη ροπή στο φάσμα των χαμηλών ταχυτήτων είναι η μέση ταχύτητα διέλευσης του μίγματος διαμέσου των διόδων εισαγωγής (για μέγιστη ισχύ). Ενδεικτικά αναφέρουμε ότι στα αγωνιστικά αυτοκίνητα F1 η ταχύτητα αυτή έχει τιμή πάνω από 120m/sec, για μέγιστη τιμή ισχύος της στροφαλοφόρου ατράκτου. Αυτό συμβαίνει ώστε να εξασφαλίζεται ικανοποιητική τύρβη εντός του θαλάμου στις χαμηλές ταχύτητες, ώστε να έχουμε υψηλή ποιότητα καύσης και κατά συνέπεια ανάπτυξη μεγάλης ροπής εξόδου. Οι αντίστοιχες τιμές για πιο συμβατικούς κινητήρες κυμαίνονται σε πολύ πιο χαμηλά επίπεδα. Γενικότερα πάντως επιδιώκεται να έχουμε όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ταχύτητα εισόδου του μίγματος στο θάλαμο, ώστε να εξασφαλίζεται μέγιστος ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, υψηλά επίπεδα τύρβης και τις επιθυμητές τιμές μέσης

ωφέλιμης πίεσης πέδης (η οποία σχετίζεται με την παραγόμενη ισχύ) στο φάσμα των χαμηλών ταχυτήτων του κινητήρα.

10.2.3. Εξισώσεις μέσης ταχύτητας εργαζόμενου μέσου

10.2.3.1. Παλινδρομικοί κινητήρες

Στους παλινδρομικούς κινητήρες, η μέση ταχύτητα εργαζόμενου μέσου c διαμέσου των βαλβίδων δίδεται από το γινόμενο της μέσης ταχύτητας του παλινδρομούτος εμβόλου επί τη διατομή του κυλίνδρου και στη συνέχεια διαιρώντας με το εμβαδόν της επιφάνειας ενεργού ανοίγματος της βαλβίδας:

$$c=2.S.n.A/12.a=S.n.A/6.a.60 \text{ m/sec} \quad (10.4)$$

Όπου S : ενεργός διαδρομή του εμβόλου (m)

n : στροφές της ατράκτου ισχύος (rpm)

A : διατομή κυλίνδρου (m^2)

a : διατομή ενεργού ανοίγματος βαλβίδας (m)

10.2.3.2. Κινητήρες Wankel

Για τους κινητήρες Wankel, η εφαρμογή της παραπάνω σχέση απαιτεί ορισμένες τροποποιήσεις.

$$c(\text{m/sec})= \text{όγκος εμβολισμού}(m^3) \times \text{ταχύτητα περιστροφής} \\ \text{ατράκτου}(\text{rpm})/ (1000 \times \text{εμβαδόν διατομής θυρίδας} (m^2) \times 4.5)$$

Παρατήρηση: Ο όρος $1/4,5$ εισέρχονται στην παραπάνω σχέση καθότι η περίοδος εισαγωγής εργαζόμενου μέσου έχει «διάρκεια» 270° της περιστροφής ατράκτου ισχύος

$$1/4,5=360^\circ/(6 \times 270^\circ)$$

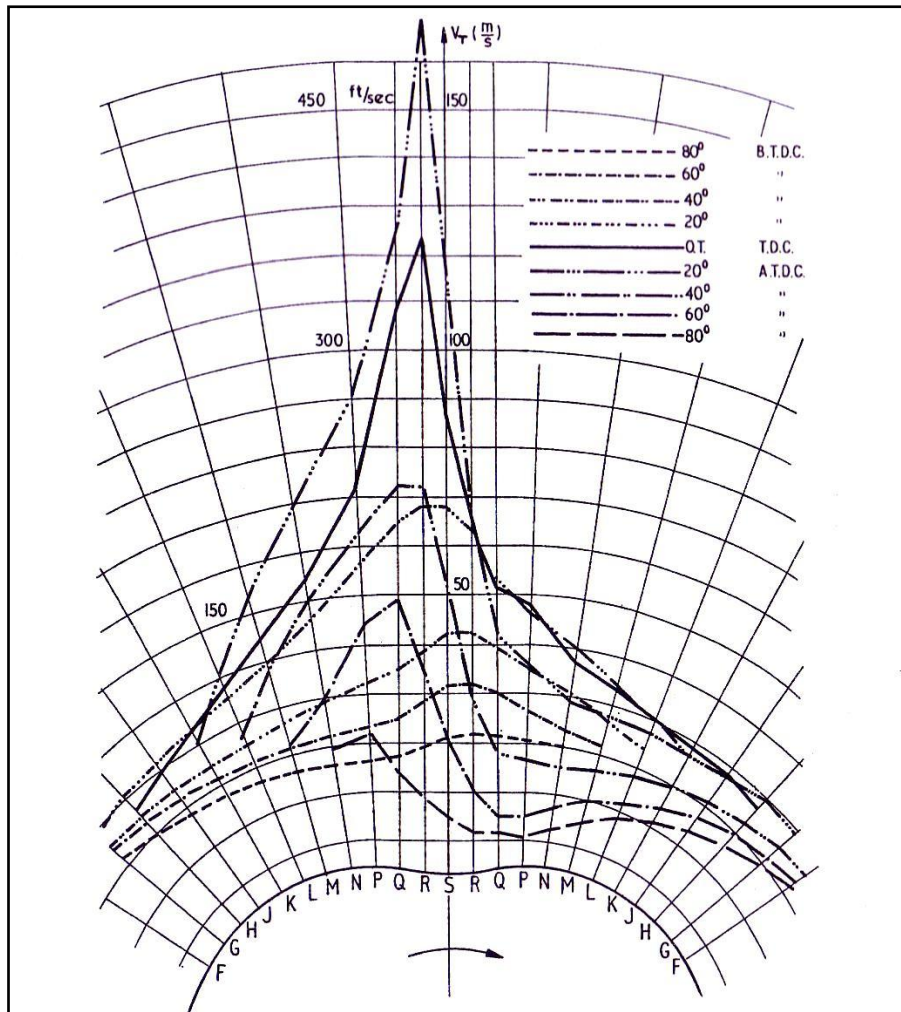
Στην περίπτωση του κινητήρα NSU/KKM 502 Wankel, για παράδειγμα η μέση ταχύτητα εισόδου του αερίου στις 6000rpm με βάση τον παραπάνω τύπο είναι **67,44m/sec** στο SI.

Εδώ δεν πρέπει να ξεχνάμε ότι για ένα διάστημα της περιόδου ανοίγματος θυρίδας το ενεργό άνοιγμα αυτής καθορίζεται από τη γειννιάσή της με την πλευρά του ρότορα, και ο θάλαμος καύσης (θερμή πλευρά της μηχανής) χωρίζεται μεταξύ των θυρίδων από τη στένωση που παρουσιάζει το επιτροχοειδές πλαίσιο επί του μικρού άξονά του. Μαζί με την κοιλότητα της πλευράς του εμβόλου, η στένωση αυτή αποτελεί τη δίοδο επικοινωνίας μεταξύ των δύο τμημάτων του καθενός από τους τρεις σχηματιζόμενους υποθαλάμους. Ειδικά στην περίπτωση όπου οι κοιλότητες αυτές είναι μικρής διαμέτρου, η ταχύτητα διέλευσης V_t διαμέσου της διόδου αυτής συνοδεύεται και από πρόσθετο στροβιλισμό της ροής του μίγματος, ο οποίος είναι απαραίτητος για τη σωστή καύση του.

10.2.3.3. Ο ρόλος των κοιλοτήτων του ρότορα

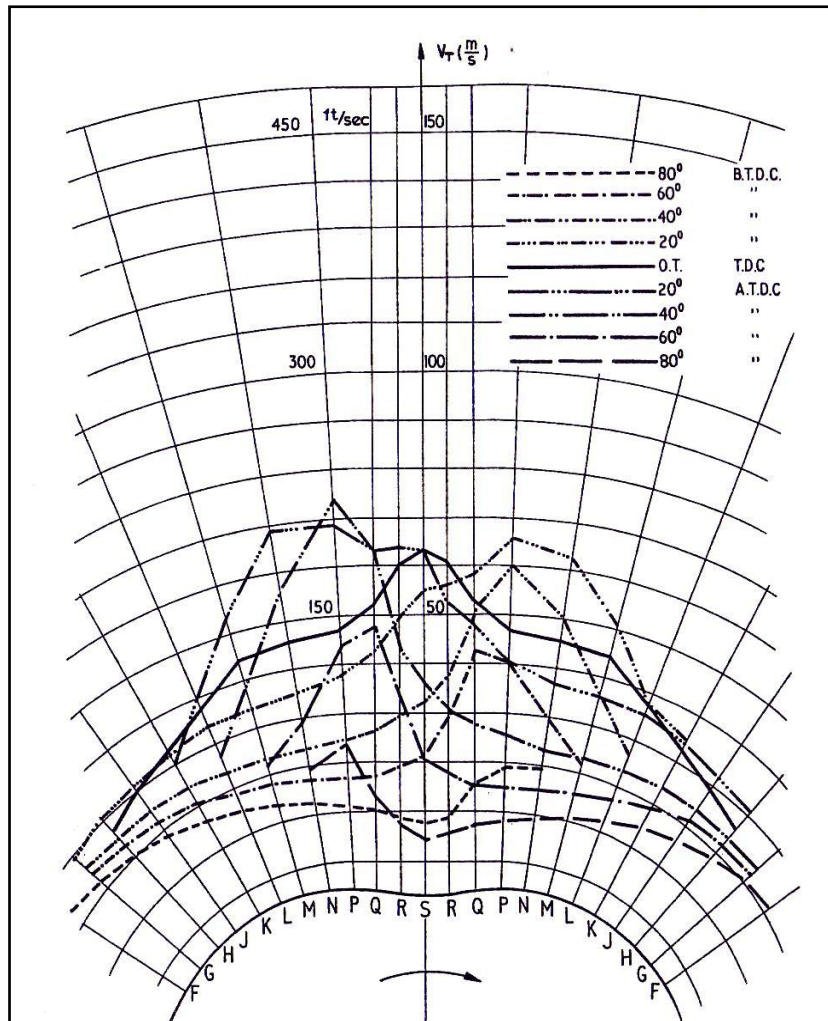
Οι πρόσφατες μελέτες επί του μέγιστου βαθμού συμπίεσης που δύναται να επιτευχθεί εντός του θαλάμου λαμβάνουν υπόψιν τους και τον όγκο της κοιλότητας κάθε πλευράς, καθώς το σχήμα και η θέση τους επί της πλευράς επηρεάζουν ποικιλοτρόπως την καύση.

Όσον αφορά το ρόλο της κοιλότητας των πλευρών του εμβόλου στη μέση ταχύτητα αερίου(εφαπτόμενη) και στο βαθμό συμπίεσης έχουμε το δεδομένο ότι η τοποθέτησή της είναι συμμετρική ως προς τη διάμεσο της κάθε πλευράς. Ωστόσο, διατυπώθηκε ένα επιπλέον συμπέρασμα: ενώ με συμμετρική διαμόρφωση των κοιλοτήτων επιτυγχάνονται ταχύτητες μέχρι της τάξεως των 60m/sec, στην περίπτωση που αυτές τοποθετηθούν στο εμπρόσθιο μέρος της κάθε πλευράς, το οποίο προηγείται κατά την περιστροφική κίνηση, τότε οι ταχύτητες μπορούν να φτάσουν και τα 150m/sec. (Σχήματα 10.5, 10.6).



Σχήμα 10.5. Θερμοκρασιακό πεδίο επιπροχοειδούς πλαισίου για συμμετρικά διαμορφωμένη κοιλότητα επί της πλευράς του ρότορα.

Η περαιτέρω εξέλιξη της διαπίστωσης αυτής βρίσκεται ακόμη σε πρωταρχικό στάδιο, συνεπώς μπορούν να μελετηθούν διάφορες σχετικές θέσεις της κοιλότητας επί της πλευράς και το πώς αυτό επηρεάζει την ταχύτητα του μίγματος.



Σχήμα 10.6. Θερμοκρασιακό πεδίο επιτροχειδούς πλαισίου για διαμορφωμένη κοιλότητα στο εμπρόσθιο τμήμα της πλευράς του ρότορα.

10.2.3.4. Περιφερειακή ταχύτητα εργαζόμενου μέσου

Η περιφερειακή ταχύτητα του αερίου παίζει επίσης σημαντικό ρόλο στη διάδοση της φλόγας κατά την καύση. Και αυτό γιατί η διάδοση της φλόγας αποτελεί συνάρτηση δύο παραγόντων, της λεγόμενης «ταχύτητας μετώπου φλόγας» και της περιφερειακής ταχύτητας που έχει ήδη αποκτήσει το μίγμα κατά τη φάση της συμπίεσης. Μάλιστα, η ταχύτητα μετάδοσης της φλόγας προς κατεύθυνση ίδια ή αντίθετη της ροής του εργαζόμενου μέσου είναι σχετικώς χαμηλότερη σε σχέση με την ίδια την ταχύτητα κίνησής του, οπότε η διάδοση της φλόγας γίνεται. Η σύνθεση των δύο αυτών παραγόντων για την επίτευξη της επιθυμητής φλόγας καύσης έχει παρατηρηθεί εργαστηριακά με τη βοήθεια ειδικών ανιχνευτών ιονισμού στο θάλαμο της μηχανής.

10.2.4. Συνοπτικά συμπεράσματα

Περιφερειακή είσοδος εργαζόμενου μέσου: Καλύτερη λειτουργία σε υψηλές ταχύτητες λειτουργίας.

Πλευρική είσοδος εργαζόμενου μέσου: καλύτερη λειτουργία στο χαμηλό φάσμα ταχυτήτων περιστροφής, ενώ έχουμε ζημιά επί του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης και κατά συνέπεια επί τω επιδόσεων στις υψηλές ταχύτητες.

Τέλος, συμπληρωματικώς αναφερόμενοι στη διάταξη Toyo Kogyo, ορισμένοι κινητήρες αυτής με πλευρικές θυρίδες εισαγωγής εκατέρωθεν του ρότορα εμφανίζουν επιδόσεις σε υψηλό φάσμα ταχυτήτων ανάλογες με εκείνες κινητήρων Wankel περιφερειακής εισόδου εργαζόμενου μέσου.

Κεφάλαιο 11. Λίπανση

κινητήρων Wankel

11.1. Εισαγωγή

Το θέμα της λίπανσης στους εμβολοφόρους κινητήρες έχει θεμελιώδη σημασία για τη σωστή λειτουργία τους. Διάφορες τεχνικές και υλικά έχουν μελετηθεί/χρησιμοποιηθεί για τη σωστή λίπανση των παλινδρομικών κινητήρων, σε πρώτη φάση. Παρόλα αυτά, η κατανόηση των βασικών αρχών της λίπανσης αυτής καθ' εαυτής δεν είναι πάντοτε εύκολη, παρουσιάζοντας κενά και ελλείψεις! Ήταν επόμενο λοιπόν, νέες εφευρέσεις όπως ο κινητήρας Wankel να δημιουργήσουν πρωτόγνωρες προκλήσεις και έτσι να προστεθούν νέα ερωτηματικά στα ήδη υπάρχοντα.

Κάθε πρόβλημα λίπανσης μιας μηχανής αντιμετωπίζεται έχοντας πάντα υπόψιν τις παρακάτω παραμέτρους:

- 1) Τις συνθήκες λειτουργίας
- 2) Τα φυσικά χαρακτηριστικά του λιπαντικού
- 3) Την εξάτμιση και την καύση του λιπαντικού
- 4) Τους φυσικούς και χημικούς μετασχηματισμούς στο λιπαντικό κατά τη λειτουργία του.

Οι συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα επηρεάζονται με τη σειρά τους από άλλους παράγοντες, καθιστώντας το πρόβλημα της λίπανσης ακόμη πιο πολυδιάστατο:

- 1) Δυναμικούς μεταβλητούς παράγοντες (κινήσεις, καταπονήσεις)
- 2) Θερμοκρασιακούς μεταβλητούς παράγοντες

3) Ποιότητα (τραχύτητα-ομαλότητα) επιφανειών

4) Υλικά των κινούμενων τμημάτων

Πρέπει εδώ να σημειωθεί ότι στην παραπάνω λίστα θα μπορούσαν να προστεθούν και οι διάφορες παράμετροι του ιδίου του λιπαντικού. Αυτά όμως δεν αποτελούν αντικείμενο έρευνας της μηχανολογίας και κινούνται σε επίπεδο κυρίως θεωρητικό, ενώ η πραγματική πρόκληση για το μηχανικό είναι η επιλογή του κατάλληλου από δεδομένη γκάμα συγκεκριμένων λιπαντικών (με τυποποιημένα χαρακτηριστικά). Η διαδικασία επιλογής δεν είναι καθόλου εύκολη και κρύβει εντός της το εξαιρετικό υπόβαθρο κατανόησης της κινηματικής, των αναπτυσσόμενων τριβών και του βαθμού φθοράς των επιμέρους εξαρτημάτων του κινητήρα αλλά και του συνόλου αυτών παράλληλα.

11.2. Κινητήρες Wankel

11.2.1. Γενικά

Στους κινητήρες Wankel θα πρέπει σε πρώτη φάση να γίνει μια διάκριση ανάμεσα 1) στις απαιτήσεις των εδράσεων της ατράκτου ισχύος, του ρότορα και των εμπλεκόμενων γραναζιών και 2) στις απαιτήσεις των κορυφών του εμβόλου και του επιτροχειδούς θαλάμου.

Έχει παρατηρηθεί ότι δεν υφίσταται σε γενικές γραμμές πρόβλημα λίπανσης των οδοντώσεων και των ρουλεμάν, καθώς το ψυκτικό υγρό που διαπερνά το ρότορα παίζει σε κάποιο βαθμό και το ρόλο λιπαντικού. Το πρόβλημα εντοπίζεται στις ακμές επαφής εμβόλου-θαλάμου, καθώς το έλαιο που φτάνει στο θάλαμο καύσης μαζί με το καύσιμο δε μπορεί να λειτουργήσει επί των σημείων αυτών (σε συνεργασία με το έλαιο του ρότορα), διότι είτε καίγεται είτε απορρίπτεται μαζί με τα καυσαέρια. Αυτή ακριβώς η ανεπάρκεια σχετίζεται άμεσα με τα φαινόμενα κόπωσης και φθοράς επί των ακμών.

Είναι σημαντικό να τονιστεί εδώ ότι το σύστημα λίπανσης συνδέεται άρρηκτα με το αντίστοιχο σύστημα στεγανοποίησης που περιγράψαμε προηγουμένως. Συγκεκριμένα, το έλαιο βάσει συγκεκριμένης ποσότητας και ποιότητας μπορεί να ενισχύσει τη λειτουργία των πρωταρχικών και των δευτερευουσών περιοχών στεγανοποίησης. Φυσικά, οι θερμοκρασιακές συνθήκες θα πρέπει

να είναι τέτοιες ώστε να μην έχουμε εξάτμιση ή καύση του ελαίου, κάτι που θα οδηγούσε αντίστοιχα σε μειωμένη στεγανοποιητική ικανότητα. Αυτό το πρόβλημα αντιμετωπίζεται είτε επιλέγοντας κατάλληλο λιπαντικό βάσει των υπαρχουσών συνθηκών, είτε υιοθετώντας αποτελεσματικό σύστημα ψύξεως.

11.2.2. Λίπανση των ακμών του εμβόλου

Όσον αφορά τη λίπανση των ακμών, είναι προφανές ότι τα μοντέλα «δυναμικής σφήνας» και «φίλμ ελαίου» θα πρέπει να επαναπροσδιοριστούν. **Το να έχουμε συνεχές προφίλ ή τη λεγόμενη «σφήνα» λαδιού επί μιας κινούμενης επαφής κάτω από όλες τις συνθήκες φαντάζει αδύνατον τόσο για τις μηχανές Wankel όσο και για τις παλινδρομικές μηχανές,** παρόλο που οι πρώτες μπορούμε να πούμε ότι υπερέχουν γενικά σε θέματα λίπανσης. Κατά συνέπεια, η φθορά που εμφανίζεται μεταξύ των σχετικώς κινούμενων τμημάτων που έρχονται σε επαφή είναι αναπόφευκτη.

Μπορούμε να φανταστούμε τη διαδικασία φθοράς αν μεγεθύνουμε κατά πολύ ένα σημείο επαφής. Λόγω της τραχύτητας των εξαρτημάτων(σχηματίζονται έχουμε «όρη» και «κοιλιάδες» σε κάθε επιφάνεια, ενώ ορίζεται και η λεγόμενη «μέση γραμμή» αυτής), στο σημείο αυτό έχουμε εμπλοκή των αιχμών-«ορέων» τις επιφανείας του ενός τμήματος με αντίστοιχες οπές-«κοιλιάδες» του άλλου, με το λιπαντικό μέσο να παρεμβάλλεται μεταξύ των σχηματιζόμενων διακένων προσδίδοντας κάποιου είδους «ελαστικότητα». Η φθορά αρχίζει όταν οι αιχμές της μιας επιφάνειας αρχίζουν να αποκόπτονται, ή αντίστροφα όταν προξενούν αυλάκια και χαραγές στην άλλη επιφάνεια, και επιταχύνεται όταν η ποσότητα του λιπαντικού ελαίου δεν είναι επαρκής. Επίσης, είναι δυνατόν οι αιχμές που αποκόπτονται να συσσωρεύονται λόγω της σχετικής κίνησης σε άλλα σημεία επαφών, προξενώντας επιπλέον φθορά και οδηγώντας στο σχηματισμό διόλου αμελητέων αυλάκων επί της εσωτερικής επιφάνειας του θαλάμου.

Αντιλαμβανόμαστε λοιπόν ότι η λίπανση επί των επαφών μεταξύ εμβόλου-επιτροχοειδούς θαλάμου εμφανίζει τα δικά της ιδιαίτερα χαρακτηριστικά, και διέπεται από τις λεγόμενες **Οριακές Συνθήκες Λίπανσης** όπως περιγράφονται στο βιβλίο «Βιομηχανικές Τεχνικές Λίπανσης» της British Petroleum Company Ltd:

Λίπανση «Λεπτού Φίλμ» ή «Οριακή» Λίπανση: ονομάζεται η τεχνική λίπανσης μεταξύ δύο επιφανειών με φιλμ ρευστού αρκετά μικρού πάχους ώστε η αναπτυσσόμενη τριβή να επηρεάζεται μεν από τις επαπτόμενες επιφάνειες και τη δομή του λιπαντικού, αλλά να είναι σχετικά ανεξάρτητη από το ιξώδες του. Η τεχνική αυτή δεν πρέπει να συγχέεται με εκείνη του «συμπαγούς-πλήρους φιλμ» ελαίου.

Το λιπαντικό μέσο μεταξύ δύο επιφανειών στην περίπτωση αυτή σχηματίζει ένα προφίλ πολύ μικρού πάχους, μειώνοντας την τριβή ολίσθησης. Εξάλλου, η τριβή μειώνεται και λόγω μικρότερου βαθμού εμπλοκής μεταξύ των αιχμών τραχύτητας των υλικών.

11.2.3. Προσμίξεις λιπαντικών

Για να έχουμε καλύτερη απόδοση του λιπαντικού μέσου, ενσωματώνονται σε αυτό χημικά πρόσθετα. Πολλά από αυτά αντιδρούν χημικά με τις επιφάνειες συντελώντας στο σχηματισμό του λεπτού στρώματος επαφής και καθυστερώντας τη φθορά κατά τη σχετική κίνηση. Τέτοιου είδους έλαια ονομάζονται **Λιπαντικά υψηλής πίεσης - extreme pressure (EP) lubricants.**

11.2.4. Ο ρόλος του ιξώδους

Στην εσωτερική επιφάνεια του θαλάμου καύσης δεν αναπτύσσονται ιδιαίτερα υψηλές θερμοκρασίες, καθώς υπό ομαλές συνθήκες το μέτωπο της φλόγας δεν προσεγγίζει τα τοιχώματά του, όπως έχει παρατηρηθεί από φωτογραφικά στιγμιότυπα «υψηλής ταχύτητας» της διαδικασίας καύσης. Παρόλα αυτά, ακόμη και στα πλαίσια αυτής της μέτριας θερμικής καταπόνησης, είναι δυνατό να έχουμε αλλαγή του ιξώδους του λιπαντικού, (ή καύση-εξάτμισή του, όπως προαναφέραμε). Η αλλαγή ιξώδους οδηγεί σε αύξηση της τριβής μεταξύ των ακμών και του θαλάμου, ακόμη και με ανεπιθύμητες συνέπειες όπως η θραύση. Αυτό είναι εμφανές με τη χρήση λιπαντικών υψηλού ιξώδους, τα οποία μειώνουν τα φαινόμενα δυσμενούς καταπόνησης επί των ακμών του εμβόλου. Η αύξηση της θερμοκρασίας όμως μειώνει την ικανότητά τους αυτή, και έτσι δε μπορεί να αποτραπεί η δημιουργούμενη φθορά.

11.2.5. Παρατηρήσεις

1) Το σωστό φινίρισμα των εμπλεκόμενων επιφανειών καθώς και η χρήση του κατάλληλου λιπαντικού αποσοβούν τον κίνδυνο εμφάνισης των προβλημάτων αυτών. Ενδεικτικά, μπορούμε να έχουμε χρονικά διαστήματα ικανοποιητικής εξασφάλισης αντοχής της τάξεως των 1000-2000 ωρών λειτουργίας της μηχανής.

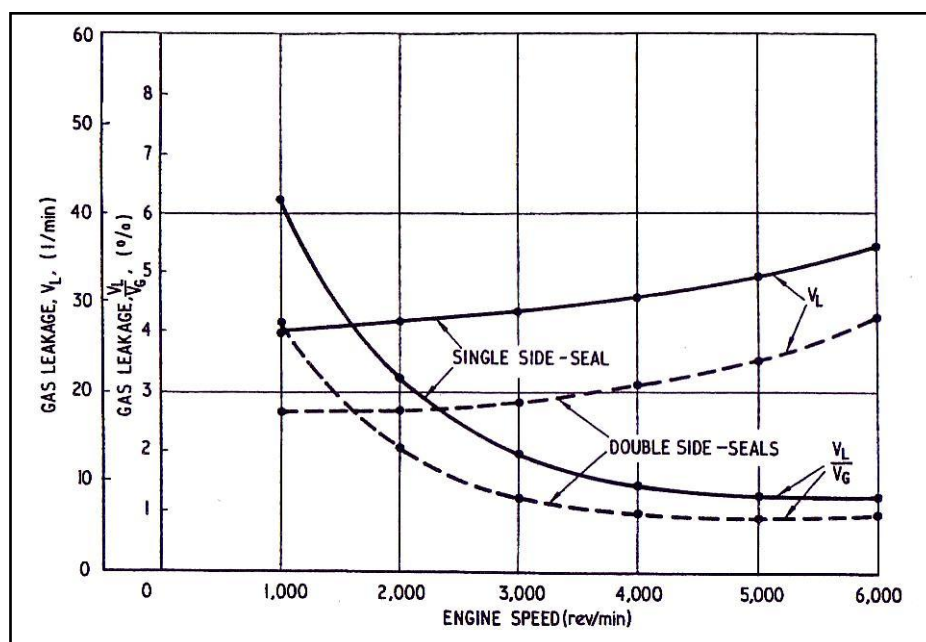
2) Κατά τα πρώτα στάδια ανάπτυξης του κινητήρα Wankel, διαπιστώθηκε ότι για τη σωστή λίπανση του ρότορα και των στοιχείων στεγανοποίησης κρίνεται ικανοποιητική η ανάμιξη ελαίου-καυσίμου σε αναλογία 1:50. Αυτό είχε ήδη εφαρμογή στους δίχρονους παλινδρομικούς κινητήρες. Η εταιρία Fichter and Sachs, η οποία είχε ενεργό συμμετοχή στην παραγωγή κινητήρων Wankel, πρότεινε την προσθήκη ελαίου 2-2,5% κατ'όγκον στο καύσιμο, με κύρια λιπαντικά τα SAE 30 ή 40. Συγκεκριμένα, το λιπαντικό SAE 10W/40 επιλέχθηκε για τη λίπανση της μηχανής Wankel του αυτοκινήτου NSU Spider, με κατανάλωση 0,25 γαλόνια περίπου ανά 1000 μίλια, σύμφωνα με τα standards του 1965. Από τότε καταβάλλονται προσπάθειες ώστε να μειωθεί η κατανάλωση σε τιμές ανταγωνιστικές των παλινδρομικών ΜΕΚ.

Το πρόβλημα επικεντρώθηκε κυρίως στο να βρεθεί η κατάλληλη μέθοδος εισαγωγής ποικίλων ποσοτήτων λιπαντικού σε κατάλληλες χρονικές στιγμές και σε κατάλληλα σημεία στη μηχανή. Η απευθείας εισαγωγή ελαίου στο θάλαμο καύσης προσέκρουσε επί προβλημάτων και υποχώρησε έναντι της εισαγωγής ελαίου στο καρμπυρατέρ, κατά την προετοιμασία του μίγματος αέρα-καυσίμου. Η τελευταία μέθοδος μειώνει σημαντικά την κατανάλωση λιπαντικού, ενώ ταυτόχρονα του προσδίδεται τύρβη παραπλήσια εκείνης του μίγματος κατά την εισαγωγή στο θάλαμο, και συνεπώς εξασφαλίζεται η καλύτερη διάχυσή του προς όλα τα σημεία επαφών στα οποία απαιτείται λίπανση.

3) Το σύστημα εισαγωγής λιπαντικού της Daimler Benz αποτελεί μια διαφορετική πρόταση. Πρόκειται για την τοποθέτηση διάταξης μεταλλικού «φυτιλιού» στη θυρίδα εισόδου, πλησίον της αντίστοιχης θέσης επί της εσωτερικής επιφάνειας του θαλάμου. Το έλαιο εισάγεται με τη βοήθεια ειδικής αντλίας. Ένα ακόμη σύστημα στο οποίο προσανατολίζονται άλλοι σχεδιαστές σχετίζεται με τη λεγόμενη ελεγχόμενη διαρροή του λιπαντικού εκ του

συστήματος στεγανοποίησης. Στην περίπτωση αυτή επιτυγχάνεται λίπανση του περιγράμματος της επιτροχειδούς διαμόρφωσης του θαλάμου καύσης, αλλά και γενικότερα των πρωταρχικών/δευτερευουσών επιφανειών στεγανοποίησης του κινητήρα. Η αποτελεσματικότητα της μεθόδου αυτής αποτελεί αντικείμενο συνεχούς έρευνας ώστε να ελεγχθεί η αξιοπιστία της, καθώς και περαιτέρω προοπτικές εξέλιξής της.

4) Αναφερόμενοι στην ελεγχόμενη διαρροή, παρατηρούμε σε πρώτη φάση στο διάγραμμα 11.1 την διαρροή εργαζόμενου μέσου από τον κινητήρα NSU KKM 502 RC Wankel στη μονάδα του χρόνου συναρτήσει της ταχύτητας επιστροφής και για τις περιπτώσεις απλής/διπλής πλευρικής στεγανοποίησης.



Σχήμα 11.1. Διαρροή εργαζόμενου μέσου από τον κινητήρα NSU KKM 502 RC Wankel.

Η διαρροή αυτή παίζει σπουδαίο ρόλο σε άμεση σχέση με το κεφάλαιο της στεγανοποίησης και της λίπανσης των πλευρών του κινητήρα. Συνήθως η ποσότητα που διαφεύγει περιέχει άκαυστο μίγμα αέρα καυσίμου (και δεν είναι εύφλεκτο). Η διαρροή συμβαίνει κατά τη φάση της συμπίεσης, όπου έχουμε ισορροπία μεταξύ των φυγόκεντρων δυνάμεων επί των πλευρικών εξαρτημάτων στεγανοποίησης και εκείνων που ασκούνται από το εργαζόμενο

μέσο κατά τη φάση της συμπίεσης. Το «μίγμα διαρροής» βρίσκει διόδους χάρη στη διακύμανση της εγγύτητας των πλευρικών στοιχείων στεγανοποίησης και της εσωτερικής/εξωτερικής πλευράς του αντίστοιχου δακτυλιοειδούς αύλακος. Ως γνωστόν όμως το μίγμα αυτό περιέχει έλαιο, οπότε επιτυγχάνεται με τον τρόπο αυτό η αποτελεσματική λίπανση αυτής ακριβώς της πλευρικής επαφής.

Κεφάλαιο 12. Ψύξη κινητήρων

Wankel

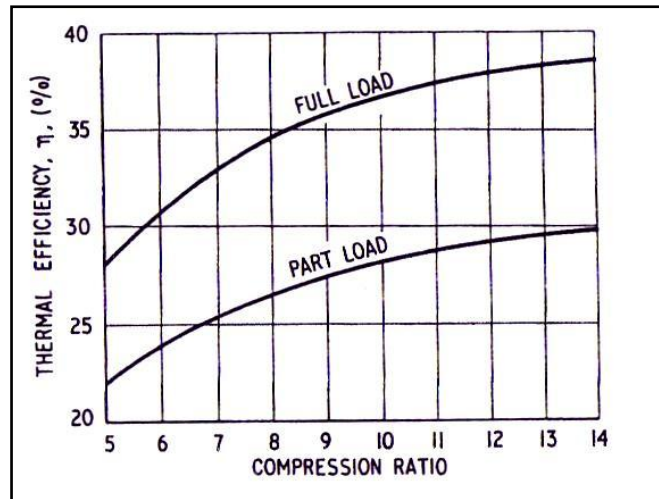
12.1. Εισαγωγή

Η ψύξη αποτελεί σημαντικότατο κεφάλαιο της λειτουργίας ενός κινητήρα. Χάρη σ αυτήν, μειώνονται οι θερμικές καταπονήσεις των διαφόρων μηχανικών μερών και κατά συνέπεια αποτρέπονται φαινόμενα όπως η υπερθέρμανση και η θερμική διαστολή των υλικών. Όπως είναι φυσικό, η ανάγκη για θερμική αποφόρτιση των εμπλεκόμενων τμημάτων υπάρχει και στους κινητήρες Wankel και μπορεί να επιτευχθεί με διάφορους τρόπους και διατάξεις.

12.2. Θερμικός βαθμός απόδοσης

Όπως αναφέραμε στο Κεφάλαιο 6, ο θερμικός βαθμός απόδοσης (η) μιας θερμικής μηχανής ορίζεται ως το πηλίκο της θερμότητας που μετατρέπεται σε μηχανικό έργο προς τη συνολική θερμότητα που παρέχεται στον κινητήρα. Ο ορισμός αυτός εκ πρώτης όψεως φαίνεται απλός, όμως η έννοια του θερμικού βαθμού απόδοσης περιγράφει τη μάλλον πολύπλοκη συσχέτιση της μετατρεπόμενης θερμότητας με τους λεγόμενους δυναμικούς παράγοντες καύσης, όπως ο λόγος καυσίμου/αέρα, η σύσταση του μίγματος, η θερμοκρασία του, η αποκτώμενη τύρβη και η θερμοκρασία του θαλάμου καύσης.

Στο Σχήμα 12.1 δίνεται η εμπειρική απεικόνιση της εξάρτησης του θερμικού βαθμού απόδοσης από το βαθμό συμπίεσης για πλήρες και μερικό φορτίο:



Σχήμα 12.1. Εξάρτηση του θερμικού βαθμού απόδοσης από το λόγο συμπίεσης.

Για βαθμούς συμπίεσης από 6:1 έως και 10:1 έχουμε την καλύτερη δυνατή αναλογία (μεγαλώνει ο η αυξανόμενου του βαθμού). Από κει και πέρα, τίθενται περιορισμοί στη διαδικασία της συμπίεσης οι οποίοι σχετίζονται άμεσα με την ικανότητα μη κρουστικής καύσης του χρησιμοποιούμενου καυσίμου, και αυτό εκφράζεται με τον αριθμό οκτανίων της βενζίνης.

12.3. Επίδραση των υψηλών θερμοκρασιών επί της λειτουργίας του κινητήρα

Όπως έχουμε προαναφέρει, στο μίγμα υπάρχει κίνδυνος να έχουμε κρουστική καύση (έκρηξη) λόγω πολύ υψηλής θερμοκρασίας. Από τη μια πλευρά, βέβαια, ισχύει ότι όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία της μηχανής για τις παλινδρομικές Μ.Ε.Κ και για τους κινητήρες Wankel τόσο καλύτερος θερμικός βαθμός απόδοσης επιτυγχάνεται. Απ' την άλλη όμως, πολύ υψηλή θερμοκρασία μπορεί να αποβεί καταστρεπτική για την αντοχή διαφόρων τμημάτων παλινδρομικών κινητήρων όπως έμβολα, κύλινδροι, βαλβίδες κλπ, καθώς μια υποθετική καύση άνω των 2000°C μπορεί πολύ εύκολα να προκαλέσει τήξη του αλουμινίου, του χυτοσιδήρου, ακόμη και του χάλυβα. Εδώ λοιπόν αναλαμβάνει «δράση» το σύστημα ψύξης, με στόχο να έχουμε χαμηλότερες θερμοκρασίες επί των διαφόρων τμημάτων της μηχανής και να αποτρέπεται ο σχηματισμός θερμών κηλίδων από το υπάρχον θερμοκρασιακό πεδίο.

Όπως προαναφέραμε, περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του κινητήρα είναι επιθυμητή για καλύτερη απόδοση και χαμηλότερες εκπομπές ρύπων. Ωστόσο, οδηγούμαστε σε επικίνδυνες θερμικές καταπονήσεις καθώς και σε μειωμένο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης (κατά συνέπεια και σε μειωμένη ισχύ), υπερβολική εξάτμιση του μίγματος προς καύση (και του λιπαντικού μέσου) και μη ελεγχόμενη έναυση. Από την άλλη, χαμηλότερη θερμοκρασία λειτουργίας εκτός του προαναφερθέντος εύρους έχει ως αποτέλεσμα επίσης χαμηλό ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, χαμηλή ποιότητα καύσης του μίγματος λόγω ανεπαρκούς εξάτμισης, καθώς και αλλοίωση του λιπαντικού μέσου.

Στους κινητήρες Wankel, όπως είναι αναμενόμενο, τα τμήματα που καταπονούνται περισσότερο από το υπάρχον πεδίο θερμοκρασιών και πιέσεων είναι ο ρότορας και το επιτροχοειδές πλαίσιο. Ωστόσο, δεν υπάρχει άμεσος κίνδυνος να επηρεαστεί το λιπαντικό μέσο από άκαυστο μίγμα, καθώς μόνο ένα τμήμα αυτού μέσω της λεγόμενης ελεγχόμενης διαρροής (Κεφάλαιο 11) συμμετέχει στη στεγανοποίηση του θαλάμου και επικοινωνεί άμεσα με αυτόν. Ακόμη, στους κινητήρες NSU/KKM 502 και Toyo Kogyo διδύμων ατράκτων οι ακμές του τριγωνικού εμβόλου είναι κατασκευασμένες από ειδικό κράμα άνθρακα ώστε να λειτουργούν ικανοποιητικά κάτω από οποιαδήποτε δυσμενή θερμική καταπόνηση.

Το πραγματικό πρόβλημα διατήρησης μιας βέλτιστης θερμοκρασίας λειτουργίας στους κινητήρες των αυτοκινήτων ειδικότερα σχετίζεται με το ότι αυτοί συνήθως λειτουργούν σε μερικά φορτία λειτουργίας. Σύμφωνα με το μοντέλο οδήγησης στις Ηνωμένες Πολιτείες, ένας κινητήρας αυτοκινήτου δουλεύει κατά

- **15% σε συνθήκες άφορτης λειτουργίας**
- **16% υπό σταθερή ταχύτητα**
- **32% σε συνθήκες υπερφόρτωσης (εμφάνιση αδρανειακών φαινομένων)**
- **37% επιταχύνοντας**

Κοινώς, το ποσοστό λειτουργίας του κινητήρα στο πλήρες φορτίο του (μέγιστη ταχύτητα-ισχύς) είναι πολύ μικρό, και εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό από τη χρήση στην οποία το αυτοκίνητο υπόκειται.

Οι κινητήρες Wankel λειτουργούν με σύσταση εργαζόμενου μέσου παρόμοια με εκείνη των παλινδρομικών μηχανών, και έχουν παραπλήσια κατανάλωση. Επιπλέον και τα θερμοκρασιακά πεδία των παραγόμενων καυσαερίων παρουσιάζουν αντιστοιχία μεταξύ τους, παρόλο που στους Wankel η απουσία πολύπλοκων συστημάτων εισόδου εργαζόμενου μέσου ενθαρρύνει την επίτευξη υψηλότερων θερμοκρασιών.

12.4. Ο ρόλος του συστήματος ψύξης

12.4.1. Γενικά

Έχει γίνει αντιληπτό ότι τα ψυκτικά συστήματα και στα δύο είδη κινητήρων έχουν να αντιμετωπίσουν παραπλήσιες προκλήσεις. Η μόνη διαφορά εντοπίζεται ουσιαστικά στο τμήμα καύσης-εκτόνωσης του επιτροχοειδούς πλαισίου καθώς και στην περιοχή της θυρίδας εξόδου, λόγω της συνεχούς επαφής με τα παραγόμενα καυσαέρια υψηλής θερμοκρασίας. Γίνεται κατανοητό ότι προκύπτουν πολύ μεγάλες απαιτήσεις θερμικής αντοχής για το πλαίσιο του θαλάμου καύσης (για το ρότορα η κατάσταση είναι λιγότερο δυσμενής διότι ψύχεται εν μέρει από το εισερχόμενο εργαζόμενο μέσο χαμηλότερης θερμοκρασίας), συνεπώς η σχεδίαση του αντίστοιχου συστήματος ψύξης φαντάζει ιδιαίτερα προχωρημένη αν θέλουμε η θερμοκρασία του επιτροχοειδούς πλαισίου να διατηρηθεί σε επιτρεπτά επίπεδα.

Πιο συγκεκριμένα, οι προκλήσεις στο θέμα της ψύξης του επιτροχοειδούς πλαισίου σχετίζονται με την υψηλή τοπική ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου κατά την καύση, η οποία συνδυαζόμενη με την αναπτυσσόμενη τύρβη ευθύνεται για υψηλούς ρυθμούς μετάδοσης θερμότητας στην περιοχή του σπινθηριστή και της θυρίδας εξόδου των καυσαερίων. Συνεπώς, η σωστά εφαρμοζόμενη τοπική ψύξη επί των προαναφερθέντων κρίσιμων σημείων αποτελεί την πιο κρίσιμη παράμετρο του συστήματος. Η υψηλή θερμοκρασία των καυσαερίων (για μέγιστο άνοιγμα της στραγγαλιστικής πεταλούδας του καρμπυρατέρ και για υψηλές τιμές της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης) οφείλεται σε μεγάλο βαθμό στην εκτεταμένη διάρκεια της διαδικασίας καύσης μέχρι και την έναρξη εξόδου των παραγόμενων καυσαερίων. Στα πλαίσια της ανάπτυξης συστήματος ψύξης ειδικά για τους κινητήρες Wankel, έχουν

δοκιμαστεί διάφορες τεχνικές. Ως κύρια ψυκτικά μέσα χρησιμοποιούνται ο αέρας, το νερό και διάφορα ψυκτικά έλαια, συνδυαζόμενα με διάφορους τρόπους όπως βλέπουμε και στον Πίνακα 12.1:

<i>Cooling Medium</i>		<i>Maximum b.m.e.p. %</i>
<i>Rotor Housing</i>	<i>Rotor</i>	
Water	Oil—Peripheral inlet ports	100
Water	Oil—Side inlet ports	85
Air	Oil—Peripheral inlet ports	90
Water	Mixture Side inlet ports	75
Air	Mixture Side inlet ports	60

Πίνακας 12.1. Ψυκτικά μέσα και συνδυασμοί αυτών για το πλαίσιο και το ρότορα του κινητήρα του κινητήρα NSU, σε αντιστοιχία με τη μέση ενδεικνύμενη πίεση.

Τα κύρια ψυχόμενα μέρη του κινητήρα Wankel είναι τα εξής:

- 1) Το επιτροχειδές πλαίσιο του θαλάμου καύσης
- 2) Τα πλευρικά καλύμματα αυτού
- 3) Ο ρότορας
- 4) Τα στοιχεία στεγανοποίησης (με κύριο βάρος στις ακμές του εμβόλου)

12.4.2. Διάκριση βάσει ψυκτικού μέσου

Οι κινητήρες Wankel χωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες, ανάλογα με το ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιείται για την απαγωγή της αναπτυσσόμενης θερμότητας:

- 1) Στους αερόψυκτους
- 2) Στους υγρόψυκτους.

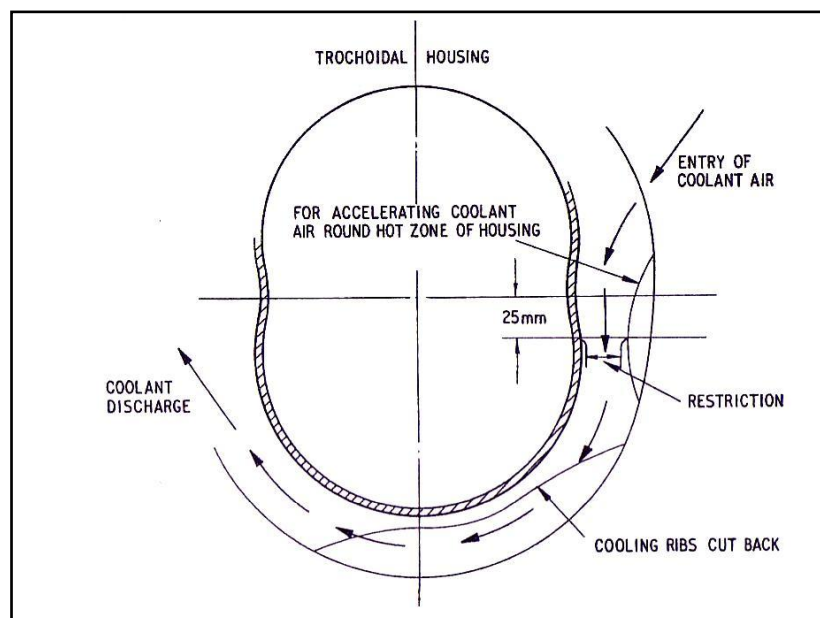
Ακολουθεί περιγραφή των δύο κατηγοριών.

12.4.2.1. Αερόψυκτοι κινητήρες Wankel

Η ψύξη του επιτροχειδούς πλαισίου με αέρα εφαρμόζεται κυρίως σε μικρού μεγέθους και χαμηλής ισχύος κινητήρες, εκτός και αν οι απαιτήσεις ισχύος του εν λόγω ψυκτικού συστήματος γίνονται αποδεκτές και για άλλες κατηγορίες

Wankel. Ενδεικτικά αναφέρουμε ότι η εταιρία NSU έχει καταβάλλει προσπάθειες σχεδιασμού ψυκτικών συστημάτων τέτοιου είδους για κινητήρες Wankel μικρού μεγέθους (απλού ή διπλού εμβόλου), ενώ η Curtiss-Wright επέτυχε την ψύξη δι' αέρος αεροπορικού κινητήρα Wankel ισχύος 310 hp και καθαρού βάρους 285lb. Οι τιμές της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης στον κινητήρα αυτόν είναι σχεδόν ταυτόσημες με εκείνες κινητήρων Wankel που χρησιμοποιούνται σε αυτοκίνητα. Απ' την άλλη, χαρακτηριστικά όπως το ευρύ πεδίο λειτουργίας του κινητήρα και η ανάπτυξη υψηλής ροπής στις χαμηλές ταχύτητες έχουν δευτερεύουσα σημασία.

Η ικανότητα ψύξης εξαρτάται άμεσα από τη πίεση και τη ροή (παροχή) του ψυκτικού μέσου, και η διερεύνηση της σχέσης μεταξύ των δύο αυτών παραμέτρων αποδεικνύεται καθοριστική ώστε να έχουμε σε κάθε περίπτωση ικανοποιητική απαγωγή θερμότητας. Τα συνήθη συστήματα ψύξεως με αέρα βασίζονται σε ροές υψηλής παροχής/χαμηλής πίεσης. Η διάταξη της Curtiss-Wright απ την άλλη (στον αεροπορικό κινητήρα) βασίζεται σε ροή χαμηλής παροχής/υψηλής πίεσης, η οποία προσαρμόζεται καλύτερα στις διακυμάνσεις εισερχόμενης θερμότητας στον κινητήρα αυτόν (Σχήμα 12.1.)



Σχήμα 12.1. Περιφερειακή ψύξη επιτροχοειδούς πλαισίου θαλάμου καύσης με τη μέθοδο Curtiss-Wright.

Κύρια χαρακτηριστικά αυτού του συστήματος ψύξης είναι τα εξής:

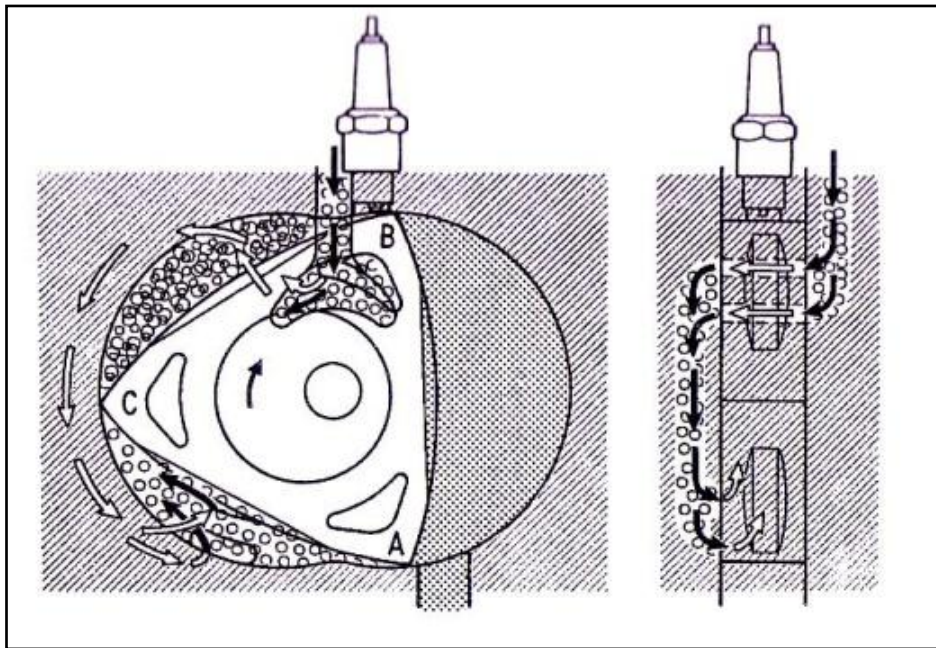
- 1) Πυκνή διάταξη ψυκτικών πτερυγίων περιφερειακά του επιτροχοειδούς πλαισίου.
- 2) Επιτάχυνση της ροής του αέρα ψύξης εντός του πλαισίου στο λεγόμενο «θερμό τόξο» (στο τμήμα δηλαδή που έχουμε καύση-εκτόνωση).
- 3) Επιβράδυνση του αέρα ψύξης στο «ψυχρό τόξο», διαμορφώνοντας ως διαχύτη την αντίστοιχη εσωτερική δίοδο εντός του πλαισίου κατά την αξονική και την ακτινική κατεύθυνση.
- 4) Τρόχισμα των πλευρών των ψυκτικών πτερυγίων, ώστε να διευκολύνεται η διέλευση του αέρα. Στην περίπτωση αυτή βέβαια έχουμε ως επακόλουθο τη μικρή μείωση της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας.
- 5) Ψύξη θυρίδας εξόδου-υπόλοιπου πλαισίου με ενιαία παροχή αέρα (δεν απαιτείται πρόσθετη).

Αναφερόμενοι επίσης στην ψύξη των καλυμμάτων του πλαισίου, εδώ δεν είναι απαραίτητη η πυκνή διάταξη των ψυκτικών πτερυγίων ακόμη και στις περιοχές που αντιστοιχούν στο «θερμό τόξο», καθότι οι θερμοκρασιακές καταπονήσεις είναι λιγότερο δυσμενείς.

Τέλος, η ψύξη του ρότορα επιτυγχάνεται με τη βοήθεια ψυκτικού ελαίου, ενώ η ισχύς που απαιτεί η συνολική ψυκτική διάταξη ανέρχεται σε λιγότερο από 10% της καθαρής παραγόμενης ισχύος.

Μια άλλη ψυκτική διάταξη αέρος, διαφορετικής όμως φιλοσοφίας, απαντάται στον κινητήρα Fichter & Sachs KM 48(τύπου Wankel). Έχει όγκο εμβολισμού 160cm³, αποδίδει 8hp στις 4700rpm και έχει καθαρό βάρος 17kg.

Εδώ, η ψυκτική διάταξη βασίζεται στο μοντέλο υψηλής παροχής/χαμηλής πίεσης. Τόσο το πλαίσιο όσο και ο ρότορας είναι αποκλειστικά αερόψυκτα. Αυτό σημαίνει ότι η απαγωγή θερμότητας στο ρότορα γίνεται με τη βοήθεια του εισερχόμενου εργαζόμενου μέσου που διέρχεται εναλλάξ από κατάλληλα διαμορφωμένες οπές επί του τριγωνικού εμβόλου μέσω αξονικής οδού, το άνοιγμα της οποίας καθορίζεται από την περιστροφική κίνησή του (Σχήμα 12.2).



Σχήμα 12.2. Αερόψυκτος ρότορας (διάταξη Fichtel & Sachs)

Καθώς το εργαζόμενο μέσο διαπερνά το ρότορα, η θερμοκρασία του αυξάνεται κατά 50°C , κάτι που έχει ως επακόλουθο τη μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Κατά συνέπεια, έχουμε περιορισμό της ειδικής ισχύος του κινητήρα και ταυτόχρονα διατήρηση του θερμοκρασιακού του πεδίου σε λογικά πλαίσια.

Παρατηρήσεις

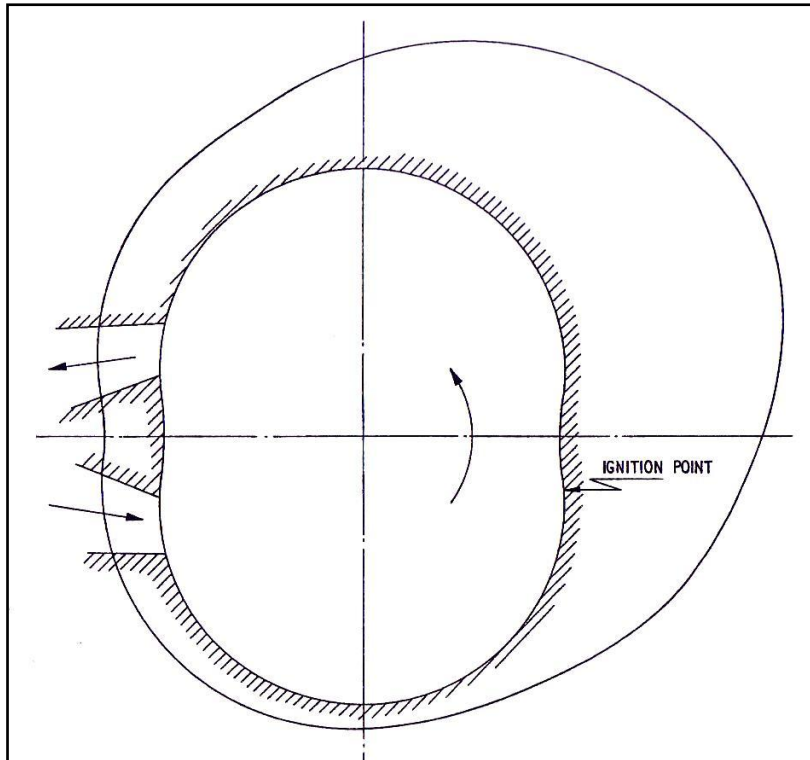
Οι αερόψυκτοι Wankel μπορούν γενικότερα να ανταποκριθούν ικανοποιητικά στις περισσότερες απαιτήσεις λειτουργίας. Πέραν από την πρόταση της Curtiss-Wright, η οποία ούτως η άλλως βασίζεται όπως είδαμε σε διαφορετικό μοντέλο χαρακτηριστικών του ψυκτικού μέσου, τα συστήματα των εταιριών NSU και Fichtel & Sachs βελτιώνουν την απόδοσή τους μέσω κατάλληλης αξονικής ροής του ψυκτικού μέσου και της σωστά μελετημένης διαμόρφωσης των πτερυγίων ψύξης στα πιο κρίσιμα σημεία. Για παράδειγμα, εκεί όπου αναπτύσσονται υψηλές θερμοκρασίες τα ψυκτικά πτερύγια έχουν μεγαλύτερη επιφάνεια για αποτελεσματικότερη απαγωγή της αναπτυσσόμενης θερμότητας.

12.4.2.2. Υγρόψυκτοι κινητήρες Wankel

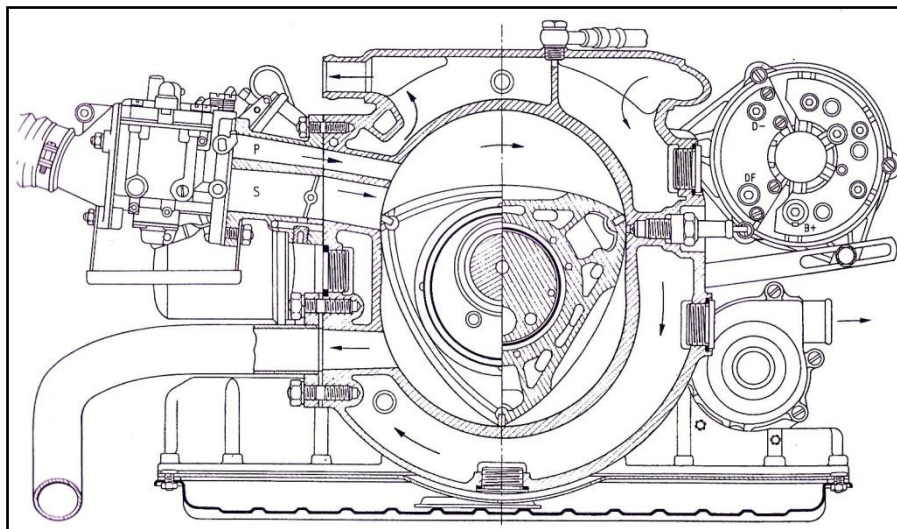
Είδαμε προηγουμένως ότι ψυκτικές διατάξεις όπως εκείνη της Curtiss-Wright επιτυγχάνουν ικανοποιητική απαγωγή θερμότητας από τον κινητήρα Wankel με αντίστοιχα πολύ μικρή κατανάλωση ισχύος. Ωστόσο, ίδια αποτελέσματα μπορούμε να επιτύχουμε και με την υιοθέτηση ψυκτικού υγρού αντί για αέρα, λαμβάνοντας όπως υπόψιν τις βασικές παραμέτρους ψύξης οι οποίες είναι κοινές και για τις δύο μεθόδους.

Για παράδειγμα, είναι απαραίτητο οι υγρόψυκτες διατάξεις να δρουν σε συνδυασμό με την κατάλληλη διαμόρφωση του επιπροχειδούς πλαισίου και του ρότορα (πυκνά τοποθετημένα ψυκτικά πτερύγια, κοιλοότητες τύπου «φατνώματος», μεγάλες επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας). Οι προϋποθέσεις αυτές κατασκευαστικά ικανοποιούνται και στους υγρόψυκτους κινητήρες. Το πρόβλημα εδώ όμως έγκειται στο να εναρμονιστεί ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας στο πλαίσιο του θαλάμου με τις ικανότητες του ψυκτικού μας συστήματος, ώστε αυτή η θερμότητα να απάγεται ικανοποιητικά στα πλαίσια των δυνατοτήτων του. Επιπλέον, μια δεύτερη δυσχέρεια προκύπτει από το γεγονός ότι η κατανομή του θερμοκρασιακού πεδίου κατά μήκος της περιφέρειας του κινητήρα Wankel είναι τόσο ανομοιόμορφη όσο και αδιάστατη(ποιοτική) - Σχήμα 12.3. Συνεπώς μας είναι δύσκολο να έχουμε μια σαφή και εύχρηστη απεικόνισή του.

Η κατάλληλη κυκλοφορία του υγρού ψυκτικού μέσου εντός του κινητήρα εξασφαλίζει τη δυνατότητα του συστήματος ψύξης να ανταποκρίνεται στους υψηλούς ρυθμούς παραγόμενης θερμότητας. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί η περιφερειακή κυκλοφορία ψυκτικού μέσου που εφάρμοσε η εταιρία NSU στον κινητήρα KKM 502 απλού εμβόλου, Σχήμα 12.4.

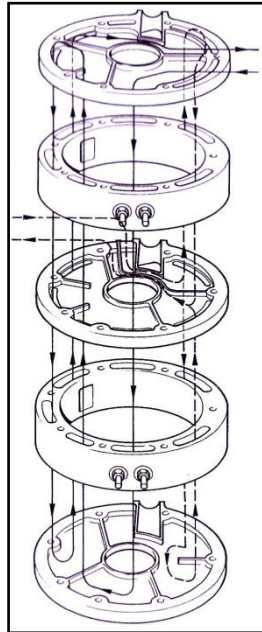


Σχήμα 12.3. Τυπική κατανομή του ρυθμού μετάδοσης θερμότητας προς το επιτροχοειδές πλαίσιο κινητήρα Wankel ανά μονάδα επιφάνειάς αυτού. Παρατηρούμε ότι οι ρυθμοί είναι υψηλοί στη φάση εκτόνωσης των καυσαερίων.



Σχήμα 12.4. Περιφερειακή ροή ψυκτικού μέσου κινητήρος NSU KKM 502 Wankel.

Από την άλλη, η Curtiss-Wright ανέπτυξε το δικό της μοντέλο και για τις υγρόψυκτες μηχανές, υιοθετώντας μια αξονική ροή πολλαπλών δρόμων, σχήμα 12.5.



Σχήμα 12.5. Αξονική ροή ψυκτικού μέσου πολλαπλών δρόμων της Curtiss-Wright.

12.4.2.3. Σύγκριση των μεθόδων

Όπως προαναφέραμε, τρόποι ελέγχου της απορροφηθείσας θερμότητας και στις δύο μεθόδους είναι η αύξηση της επιφάνειας συναγωγής στο θερμό τόξο του πλαισίου, καθώς και η αύξηση/μείωση της ροής του ψυκτικού υγρού. Όσον αφορά τώρα τη σύγκρισή τους, μπορούμε να πούμε ότι η διάταξη περιφερειακής ροής ψυκτικού μέσου για της περιστροφικές μηχανές πολλαπλού εμβόλου/υψηλών επιδόσεων προσφέρει μια πιο ομαλή κατανομή του παραγόμενου θερμοκρασιακού πεδίου. Πρέπει εδώ να πούμε ότι στην περίπτωση που κάθε ένα από τα ανεξάρτητα πλαίσια είναι εφοδιασμένο με το δικό του ανεξάρτητο ψυκτικό σύστημα, οι συνδέσεις μεταξύ των τμημάτων των διαφορετικών θαλάμων καύσης θα πρέπει να εξασφαλίζουν ικανοποιητική στεγανοποίηση έναντι των καυσαερίων, και μάλιστα είναι προτιμότερο να αποδυναμωθεί ο στεγνωτικός ρόλος του εργαζόμενου μέσου και του ψυκτικού. Αυτό θα πρέπει να εξασφαλίζεται παρά τα όποια προβλήματα όπως είναι η έδραση των σπινθηριστών, η διαμόρφωση της θυρίδας εξόδου και φυσικά η ατελής εφαρμογή των πλαϊνών καλυμμάτων .

Κεφάλαιο 13. Έναυση

13.1. Εισαγωγή

Η διαδικασία έναυσης στις ΜΕΚ αποτελεί ένα πολύ σημαντικό κεφάλαιο, το οποίο συνήθως εξετάζεται ξέχωρα από τις συνθήκες και τα δυναμικά φαινόμενα της καύσης. Και αυτό γιατί η λεγόμενη «πυροδότηση» του εργαζόμενου μίγματος παρουσιάζει τις δικές της ιδιαιτερότητες και παίζει το δικό της ρόλο επί του συνολικού κύκλου λειτουργίας της μηχανής.

13.2. Συστήματα έναυσης

Η ανάπτυξη συστημάτων έναυσης στους κινητήρες είναι άρρηκτα συνδεδεμένη με τη γενικότερη προσπάθεια για αύξηση της παραγόμενης ισχύος, της ταχύτητας περιστροφής και βελτίωση της μηχανική αντοχής τους.

Τα συνηθέστερα συστήματα που απαντώνται σήμερα είναι τα εξής:

- 1) Σύστημα μαγνητικής ηλεκτρογεννήτριας εναλασσόμενου ρεύματος
- 2) Σύστημα πηνίου
- 3) Σύστημα αποφόρτισης πυκνωτή
- 4) Σύστημα «ελεγχόμενης επαφής»
- 5) Σύστημα μαγνητικού ελέγχου
- 6) Σύστημα έναυσης πιεζοηλεκτρικού φαινομένου

Η ανακάλυψη της διόδου (τρανζίστορ) έδωσε σημαντική ώθηση στην ανάπτυξη νέων διατάξεων έναυσης. Από τις έξι που προαναφέραμε, οι τρεις τελευταίες ανήκουν στα λεγόμενα «συστήματα διόδου». Τα περισσότερα σύγχρονα συστήματα ηλεκτρονικής έναυσης μπορούν να λειτουργούν άριστα

ακόμη και σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής, ενώ η τοποθέτησή τους επεκτείνεται σε όλους κινητήρες μαζικής παραγωγής, και όχι μόνο σε αγωνιστικά αυτοκίνητα, όπως γινόταν παλαιότερα.

13.3. Περιγραφή βασικών αρχών έναυσης

Στους κινητήρες Wankel το σύστημα έναυσης παίζει εξίσου καθοριστικό ρόλο, καθώς θα πρέπει σε κάθε περιστροφή να δίνεται αρκετή ενέργεια από το σπινθηριστή ή τους σπινθηριστές της μηχανής, ώστε να έχουμε τη σωστή περαίωση του κάθε θερμοδυναμικού κύκλου και την επίτευξη όσο το δυνατόν καλύτερων επιδόσεων.

Πέρα από τη σημασία του σπινθηριστή ως απαραίτητου στοιχείου, θα πρέπει στο σημείο αυτό να τονίσουμε ότι σε κάθε κινητήρα του οποίου η αλληλουχία των θερμοδυναμικών κύκλων χαρακτηρίζεται από διαδοχικές διακοπτόμενες φάσεις καύσης αυτή ως διεργασία θα πρέπει να γίνεται κατά το δυνατόν σε συνθήκες σταθερού όγκου. Ταυτόχρονα, θα πρέπει η μετάδοση θερμότητας που συντελείται να είναι τέτοια ώστε να υπερκαλύπτει τις απώλειες θερμότητας που συμβαίνουν στα χρονικά διαστήματα καύσης.

Για τους κινητήρες Wankel ισχύει ομοίως η παραπάνω διαπίστωση. Ο ρόλος του σπινθηριστή σ' αυτή τη φάση είναι να προκαλέσει πυροδότηση του μίγματος σε ένα πολύ συγκεκριμένο σημείο αυτού (σημείο έναρξης καύσης). Από τη στιγμή εκείνη, η εστία πυροδότησης θα αρχίσει να αυξάνεται σε διαστάσεις εντός του εργαζόμενου μέσου, με συνέπεια τη δημιουργία μετώπου φλόγας το οποίο διαδίδεται εφ' όλης της μάζας του. Η διαδικασία αυτή συντελείται σχεδόν ακαριαία, όμως στην πραγματικότητα είναι πολυσύνθετη και εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό από παράγοντες όπως η ενέργεια που απελευθερώνεται από το σπινθηριστή και η θερμοκρασία που επιτυγχάνεται.

Στους κινητήρες Wankel έχουμε μία έναυση σε κάθε περιστροφή της ατράκτου ισχύος, καθότι τόσο διαρκεί και ένας θερμοδυναμικός κύκλος. Το σύστημα αυτό λοιπόν προσομοιάζει στη λειτουργία του με δίχρονο μονοκύλινδρο κινητήρα εργαζομένου στην ίδια ταχύτητα περιστροφής στροφαλοφόρου. Εδώ παρουσιάζεται η εξής διαφορά στο σύστημα έναυσης σε σχέση με τους παλινδρομικούς: Ο σπινθηριστής δεν κατορθώνει να ψυχθεί

στον ίδιο βαθμό από το νεοεισερχόμενο μίγμα χαμηλότερης θερμοκρασίας. Η τοποθέτησή του γίνεται επί του επιτροχειδούς πλαισίου κοντά στο μικρό άξονά του, όπου έχουμε το πέρας της φάσεως συμπίεσης και η θερμοκρασία του μίγματος έχει ήδη υπερβεί κατά πολύ εκείνη του περιβάλλοντος. Αυτή η θερμοκρασιακή αύξηση δε συμβαίνει μόνο λόγω της αύξησης της πίεσης, αλλά και λόγω της θερμότητας που απορροφά το εργαζόμενο μέσο από το ρότορα και το πλαίσιο και η οποία υπάρχει από την καύση στον προηγούμενο κύκλο. Έτσι, ο σπινθηριστής θα πρέπει να είναι κατάλληλα σχεδιασμένος ώστε να αντέχει τέτοιου είδους θερμικές καταπονήσεις, ενώ παράλληλα δε θα πρέπει να επηρεάζεται από προβλήματα που πιθανόν προκύπτουν σε συνθήκες έναρξης, λειτουργίας σε μερικά φορτία και υπερφόρτωσης του κινητήρα. Επίσης, όπως αναφέραμε σε προηγούμενο κεφάλαιο, λόγω της σχετικής κίνησης ρότορα-πλαισίου, το μίγμα εξαναγκάζεται σε κίνηση και κατά συνέπεια αλλάζει θέση σε σχέση και με το σπινθηριστή(τον προσπερνά δηλαδή).

13.4. Διατάξεις σπινθηριστών

Η εταιρία NSU κατάφερε να επιλύσει προβλήματα όπως τα παραπάνω ενσωματώνοντας στο πλαίσιο του Wankel κινητήρα της ένα σύστημα έναυσης της Bosch εφοδιασμένο με πυκνωτή αποφόρτισης υψηλής τάσης. Το σύστημα αυτό παράγει σπινθήρες σε κατάλληλα χρονικά διαστήματα και λειτουργεί ικανοποιητικά ακόμη και όταν το στόμιο προσαρμογής του στο πλαίσιο του θαλάμου είναι ακάθαρμο λόγω των προϊόντων της καύσης.

Σε άλλες διατάξεις προτιμάται η τοποθέτηση του ηλεκτροδίου αποφόρτισης πολύ κοντά στην επιτροχειδή επιφάνεια. Στην περίπτωση αυτή, η οπή επικοινωνίας ηλεκτροδίου θαλάμου καθίσταται ελαχιστότατης διαμέτρου (μόλις 1/8 της ίντσας). Με τον τρόπο αυτό μειώνεται κατά πολύ η ποσότητα καυσαερίου που ωθείται εντός της οπής κατά τη διέλευση της ακμής του εμβόλου εφραπτομενικά αυτής. Τέλος, απαντάται και το σύστημα έναυσης πυκνωτού Curtiss-Wright με ανόρθωση τάσης τετραπλάσια αυτής των συμβατικών κινητήρων για καλύτερη προστασία έναντι διάβρωσης από τα καυσαέρια και αποτελεσματικότερη λειτουργία.

Η εταιρία Fichter and Sachs, από την άλλη, υιοθέτησε τη δική της εκδοχή αντίστοιχου συστήματος έναυσης στον KM περιστροφικό κινητήρα της (είχε τοποθετηθεί και σε δίχρονες μηχανές μικρού κυβισμού). Ο σπινθηριστής Bosch W150 M11S που χρησιμοποιείται εδώ έχει διάρκεια ικανοποιητικής λειτουργίας 150-200hr, τιμή που κρίνεται αρκούντως ικανοποιητική. Αν και η οπή σύνδεσής του με το θάλαμο δεν παρουσιάζει διαμόρφωση ανάλογη της περίπτωσης που προαναφέραμε, εν τούτοις και εδώ δεν παρουσιάζεται κάποιο πρόβλημα εισχώρησης καυσαερίων.

Γενικότερα πάντως μπορούμε να πούμε ότι η ανάπτυξη συστημάτων έναυσης στους κινητήρες εσωτερικής καύσης (παλινδρομικούς, περιστροφικούς), παρουσιάζει τάσεις προς απλές κυρίως, παρά σύνθετες διατάξεις. Τα προβλήματα που παρουσιάζονται είναι σε γενικές γραμμές ίδια και για τις δύο κατηγορίες, χωρίς αυτό να σημαίνει ότι οι κινητήρες Wankel παρουσιάζουν τις δικές τους ιδιαιτερότητες στον τομέα αυτό, και ενίοτε απαιτούν ιδιαίτερη αντιμετώπιση.

Μια άλλη μέθοδος η οποία μπορεί να εφαρμοστεί είναι η διπλή έναυση. Έχει εφαρμοστεί και στις παλινδρομικές μηχανές, ώστε να έχουμε πιο αξιόπιστη λειτουργία κατά την καύση του μίγματος και (σε μικρότερο βαθμό) αύξηση της παραγόμενης ισχύος. Όσον αφορά τους κινητήρες Wankel, η διάταξη αυτή μπορεί να αυξήσει σε κάποιο βαθμό την ισχύ εξόδου, καθότι επιταχύνεται η διαδικασία της καύσης. Αυτό έχει ως συνέπεια μεγαλύτερο ρυθμό αύξησης της πίεσης και μεγαλύτερο διάστημα παραγωγής ωφέλιμου έργου (μεγαλύτερη φάση εκτόνωσης).

Ωστόσο, ενώ στις παλινδρομικές μηχανές η τοποθέτηση του σπινθηριστή γίνεται με περιορισμένη ελευθερία (καθότι περιορίζεται ο διαθέσιμος χώρος από βαλβίδες και τα στοιχεία σύνδεσης του κυλίνδρου με το κάλυμμά του), στις μηχανές Wankel η σχετικά μεγάλη επιφάνεια του επιτροχοειδούς πλαισίου στο χώρο όπου πρόκειται να γίνει η έναυση προσφέρει πολλές επιλογές.

13.5. Παρατηρήσεις επί της τοποθέτησης του

σπινθηριστή στους κινητήρες Wankel

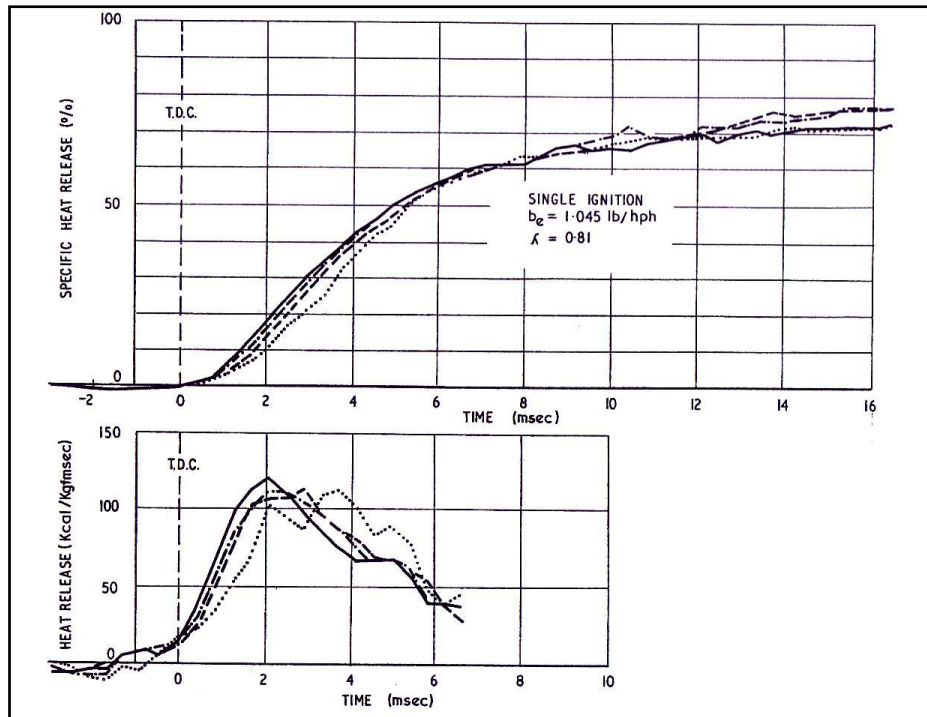
1) Η θέση επί του επιτροχοειδούς πλαισίου θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε τη στιγμή της πυροδότησης ο κύριος όγκος του μίγματος να βρίσκεται μεταξύ πλαισίου και κοιλότητας εμβόλου, και όχι στο εμπρόσθιο ή οπίσθιο τμήμα του σχηματιζόμενου υποθαλάμου.

2) Για μηχανές Wankel με ρότορες συμμετρικής κοιλότητας σε κάθε πλευρά, η τοποθέτηση λίγο πριν το «άνω νεκρό σημείο» του κινητήρα (δηλαδή το σημείο που ο υποθάλαμος μεταξύ εμβόλου ρότορα έχει τον ελάχιστο δυνατό όγκο) εξασφαλίζει ομαλότερη λειτουργία της μηχανής. Από την άλλη, η τοποθέτηση λίγο μετά το νεκρό σημείο οδηγεί σε μικρή αύξηση της παραγόμενης ισχύος. Γενικότερα όμως προτιμάται η πρώτη μέθοδος, καθότι εξασφαλίζονται ικανοποιητικές συνθήκες έναυσης για μεγάλο φάσμα τιμών του λόγου καυσίμου/αέρα της μηχανής.

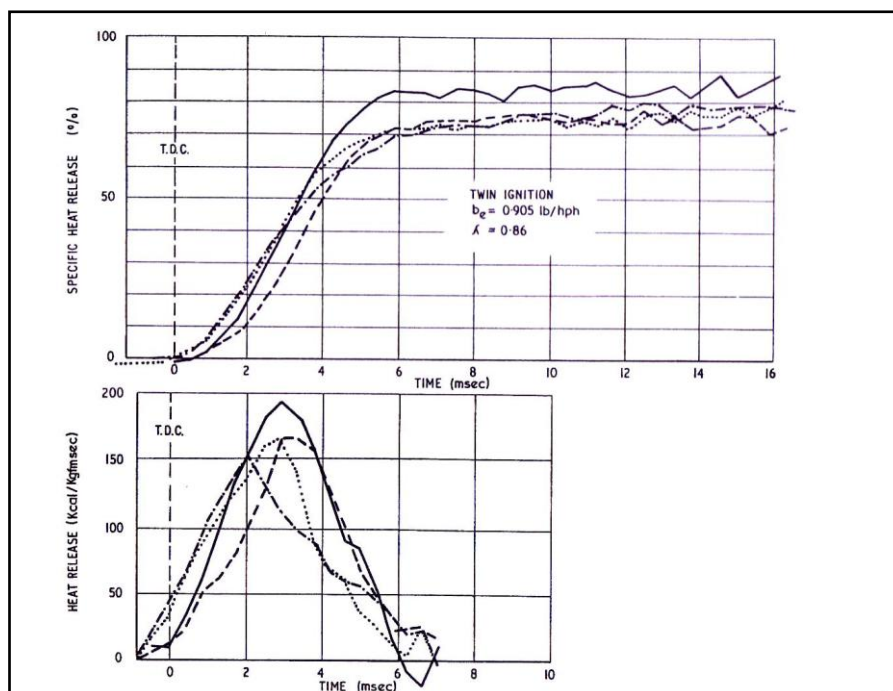
3) Ένα άλλο θέμα που προκύπτει είναι ο χρονισμός μεταξύ των σπινθηριστών στην περίπτωση διπλής (ή και πολλαπλής έναυσης). Και αυτό γιατί είναι σημαντικό να καθοριστεί αν οι δύο σπινθηριστές πρόκειται να λειτουργούν ταυτόχρονα ή βάση κάποιου άλλου μοντέλου λειτουργίας. Ένα τέτοιο παράδειγμα αποτελεί ο κινητήρας RC Mazda 110S, Στον οποίο τα δύο μπουζί ενεργοποιούνται διαδοχικά 2° - 7° μετά το άνω νεκρό σημείο σε ταχύτητες άφορτης λειτουργίας.

Η διπλή/πολλαπλή έναυση στους κινητήρες Wankel όμως έχει και εκείνη τα μειονεκτήματά της. Ειδικά για την περίπτωση διπλής έναυσης, όσο μεγαλύτερη είναι η ταχύτητα της μηχανής τόσο απειροελάχιστος γίνεται ο χρόνος μεταξύ των δύο διαδοχικών πυροδοτήσεων, με αποτέλεσμα από κάποια ταχύτητα περιστροφής και μετά να έχουμε απλή (μονή) πυροδότηση. Επίσης, είναι προτιμότερο να έχουμε ένα κοινό σύστημα έναυσης το οποίο διαθέτει δύο σπινθηριστές, διότι πέρα από το χαμηλότερο κόστος κατασκευής και ανάπτυξης, έχουμε χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου και φιλικότερες εκπομπές προς το περιβάλλον (τέτοια συστήματα απαντώνται π.χ. σε παλινδρομικές μηχανές αεροσκαφών).

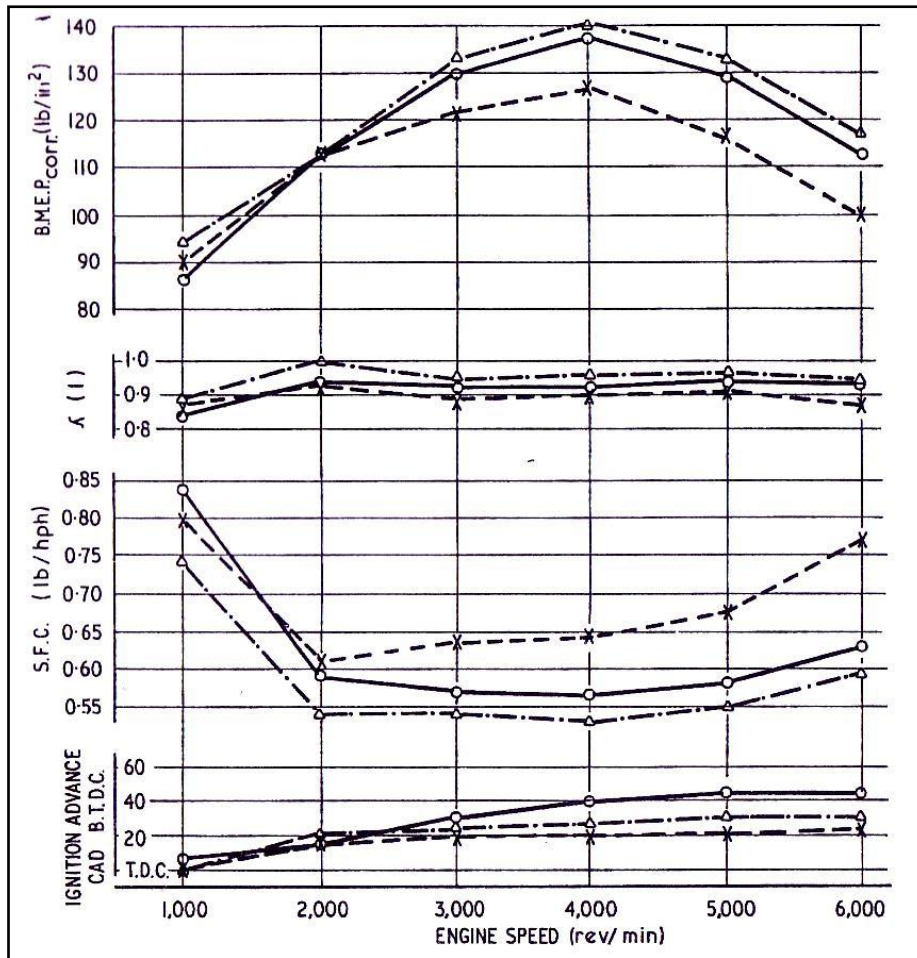
Στα παρακάτω σχήματα παρατίθενται χαρακτηριστικά διαγράμματα και των δύο τύπων έναυσης:



Σχήμα 13.1. Μεταβολή της εκλυόμενης θερμότητας καύσης (απόλυτη τιμή και ποσοστό επί τοις % αυτής) συναρτήσει του χρόνου για διάταξη έναυσης με έναν σπινθηριστή.



Σχήμα 13.2. Μεταβολή της εκλυόμενης θερμότητας καύσης (απόλυτη τιμή και ποσοστό επί τοις % αυτής) συναρτήσει του χρόνου για διάταξη έναυσης με δυο σπινθηριστές.



Σχήμα 13.3 (από πάνω προς τα κάτω): Διαγράμματα μέσης ενδεικνύμενης πίεσης, ειδικής κατανάλωσης και φάσης έναυσης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής.

Συνεχής γραμμή: Σύστημα απλής έναυσης με σπινθηριστή τοποθετημένο 28mm προ του μικρού άξονος επί του επιτροχοειδούς πλαισίου (πριν το άνω νεκρό σημείο).

Διακεκομμένη γραμμή: Σύστημα απλής έναυσης με σπινθηριστή τοποθετημένο 20mm μετά το μικρό άξονα.

Ημιδιακεκομμένη γραμμή: Σύστημα διπλής έναυσης με ένα σπινθηριστή τοποθετημένο 56mm πριν και ένα δεύτερο 20mm μετά το μικρό άξονα.

Κεφάλαιο 14. Ισχύς εξόδου

14.1. Δυνάμεις επί του ρότορα - αναπτυσσόμενη ροπή

Όπως είδαμε και στο Κεφάλαιο 5, οι τρεις δυνάμεις που ενεργούν επί του τριγωνικού ρότορα του κινητήρα Wankel διέρχονται από το κέντρο του και παράλληλα δρουν έκκεντρα επί της ατράκτου εξόδου, κάτι που έχει ως συνέπεια την περιστροφή της. Η δύναμη αποκτά τη μέγιστη τιμή της κατά τη φάση της καύσης- εκτόνωσης, ασκούμενη από το παραγόμενο καυσαέριο, μέχρις ότου έχουμε πτώση πίεσης λόγω του ανοίγματος των θυρίδων εισόδου και η επόμενη πλευρά του ρότορα είναι έτοιμη να αρχίσει τη φάση της συμπίεσης νεοεισελθόντος εργαζόμενου μέσου.

Η τιμή της δύναμης P επί της κάθε πλευράς ισούται με το γινόμενο της πίεσης p των παραγόμενων καυσαερίων επ'αυτής με την ενεργή επιφάνειά της από τη μια ακμή στην άλλη (επί της οποίας τα καυσαέρια ενεργούν):

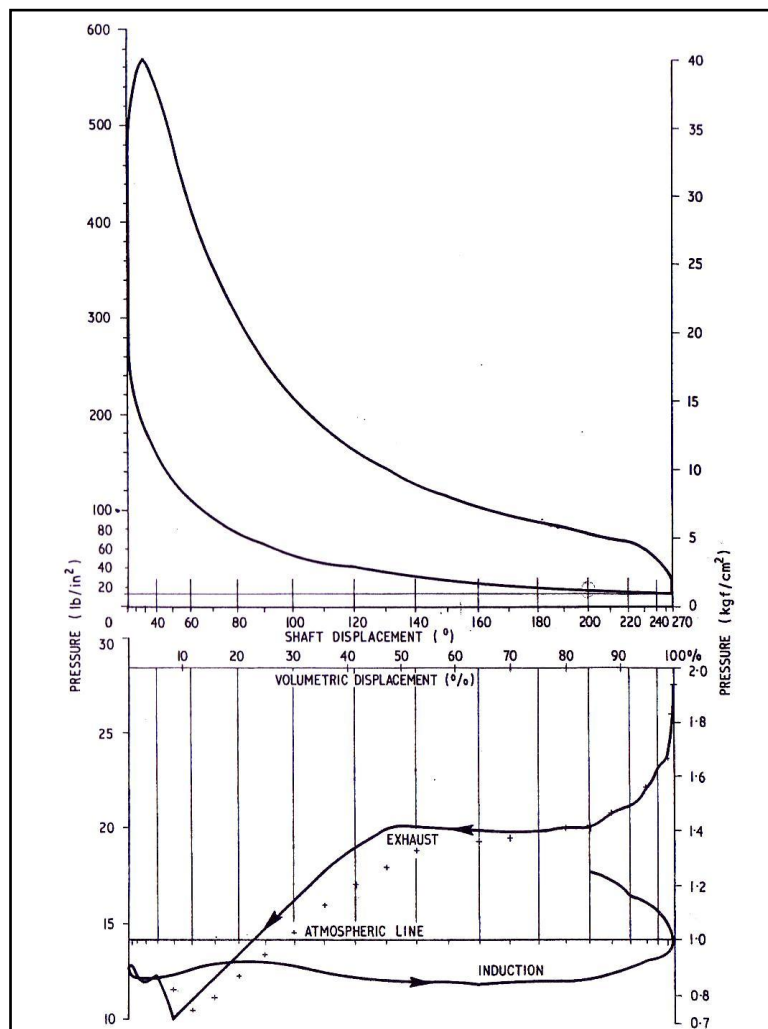
$$P=2R_1 B_c \sin 60^\circ p \quad (14.1)$$

με $R_1=R+\alpha$ την πραγματική ακτίνα του ισόπλευρου τριγώνου, α τη διαφορά από τη γεωμετρική κατασκευή ακτίνας R (για θεωρητικό επιτροχοειδές), και B_c το πλάτος της κάθε πλευράς.

Στην πραγματικότητα, η ενεργός επιφάνεια της κάθε πλευράς ίσως να διαφέρει λίγο από την πραγματική τιμή, διότι η γραμμή επαφής μεταξύ των ακμών του εμβόλου και του επιτροχοειδούς θαλάμου μετακινείται περιοδικά

κατά γωνία $\pm\phi$. Ωστόσο οι διαφορές αυτές είναι συνήθως αμελητέες και δεν επηρεάζουν τους υπολογισμούς μας.

Από το δυναμοδεικτικά διαγράμματα του κινητήρα Wankel (Σχήμα 14.1, κινητήρας NSU Wankel KKM502 για πλήρες φορτίο στις 5000rpm) είναι εύκολο να υπολογίσουμε τις δυνάμεις που δρουν έκκεντρα επί της ατράκτου ισχύος σε κάθε χρονική στιγμή και συνεπώς να κατασκευάσουμε το διάγραμμα στρεπτικής ροπής του κινητήρα για τις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας, διαδικασία η οποία ακολουθείται και στους παλινδρομικούς κινητήρες.



Σχήμα 14.1. Δυναμοδεικτικά διαγράμματα κινητήρα NSU Wankel KKM502 για πλήρες φορτίο στις 5000rpm.

Στην πραγματικότητα, τους υπολογισμούς αυτούς επηρεάζουν και οι φυγόκεντρες δυνάμεις επί του περιστρεφόμενου ρότορα, του έκκεντρου τμήματος της ατράκτου ισχύος καθώς και το ψυκτικού μέσο εντός του εμβόλου. Ανάλογα φαινόμενα έχουμε και στις παλινδρομικές μηχανές, όπου η παραγόμενη ροπή /ισχύς εξαρτάται με ανάλογο τρόπο από την αδράνεια των παλινδρομουσών μαζών. Παρόλα αυτά, στους Wankel η επίδρασή τους δε λαμβάνεται υπόψιν, καθώς κατά πρώτον είναι πολύ μικρότερες σε σχέση με τις δυνάμεις των καυσαερίων, ενώ με την κατάλληλη ζυγοστάθμιση (τοποθέτηση αντιβάρων) επιτυγχάνουμε τη σύμπτωση του γεωμετρικού κέντρου με το κέντρο βάρους του τριγωνικού εμβόλου. Με τον τρόπο αυτό οι φυγόκεντρες δυνάμεις καθίστανται αμελητέες.

Όσον αφορά το ψυκτικό ειδικότερα, οι φυγόκεντρες αλλά και οι κεντρομόλες δυνάμεις που του ασκούνται θα μπορούσαν να προκαλούν αδρανειακά φαινόμενα που ίσως επηρέαζαν τους υπολογισμούς μας. Ωστόσο, επειδή η μάζα του είναι μικρή και πληρεί μερικώς τις ψυχόμενες κοιλότητες του εμβόλου, τα φαινόμενα αυτά μπορούν να αγνοηθούν.

Επιπλέον, οι θέσεις επί της ατράκτου ισχύος στις οποίες θα λάβουμε τα μεγέθη που θέλουμε σε κάθε χρονική στιγμή συνηθίζεται να προσμετρούνται ως πολλαπλάσια του 3 (πχ. 9° , 15° , ανάλογα με την επιθυμητή βαθμονόμηση), ώστε να υπάρχει και ευκολότερη αναγωγή ως προς τη σχετική θέση του ρότορα (ο οποίος περιστρέφεται με το $1/3$ της ταχύτητας της ατράκτου).

Ένα πολύ χρήσιμο μέγεθος είναι η ενεργή ακτίνα (radius) r_e επί της οποίας δρούν οι δυνάμεις των καυσαερίων και ισούται με

$$r_e = e \cdot \sin(3\alpha - \alpha) \quad (14.2)$$

όπου e η εκκεντρότητα και α η γωνιακή μετατόπιση του ρότορα (3α η αντίστοιχη μετατόπιση της ατράκτου ισχύος).

Ως γραμμή αναφοράς για τους υπολογισμούς επιλέγεται ο μικρός άξονας του επιτροχοειδούς θαλάμου.

Παρακάτω δίδονται οι ορισμοί για τις τρεις δυνάμεις P_1, P_2, P_3 που ασκούνται στο έμβολο επί διαδοχικών στιγμών (moments) m_1, m_2, m_3 αντίστοιχα, καθώς και η συνισταμένη ροπή που οι δυνάμεις αυτές προκαλούν.

$$P_1, m_1 = e \cdot \sin 2\alpha \quad (14.3)$$

$$P_2, m_2 = e \cdot \sin(\pi/3 - 2\alpha) \quad (14.4)$$

$$P_3, m_3 = e \cdot \sin(2\pi/3 - 2\alpha) = e \cdot \sin(\pi/3 + 2\alpha) \quad (14.5)$$

Συνισταμένη ροπή (όπου A το εμβαδόν επιφανείας της κάθε πλευράς επί του οποίου ασκεί πίεση το καυσαέριο):

$$T = A \cdot e \cdot [P_1 \cdot \sin 2\alpha + P_2 \cdot \sin(\pi/3 - 2\alpha) - P_3 \cdot \sin(\pi/3 + 2\alpha)] = A \cdot e \cdot [P_1 \cdot \sin(\pi/3 + 2\alpha) + P_2 \cdot \sin 2\alpha + P_3 \cdot \sin(\pi/3 - 2\alpha)] \quad (14.6)$$

14.2. Παραγόμενη ισχύς

Η αναπτυσσόμενη ισχύς δίνεται από την απλή σχέση

$$P = T \cdot 2\pi N / 3600 \quad (14.7)$$

Όπου N η ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου ισχύος. Από τη σχέση αυτή, το άμεσο συμπέρασμα που βγάζουμε είναι ότι ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα δεν αποτελεί θεμελιώδη παράγοντα για τον υπολογισμό της παραγόμενης ισχύος (δεν υπεισέρχεται στην εξίσωση).

Κεφάλαιο 15. Χαρακτηριστικά Λειτουργίας

15.1. Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο θα εξετάσουμε τη συμπεριφορά του κινητήρα Wankel σε τομείς όπως είναι η απαίτησή του σε καύσιμο, η ανάπτυξη ή όχι κραδασμών και θορύβου, οι εκπομπές καυσαερίων, η επίτευξη των επιθυμητών επιδόσεων κ.α. Η ανάλυση των παραμέτρων αυτών αποτελεί το απαραίτητο βήμα για τη συνολική εκτίμηση της λειτουργίας του κινητήρα.

15.2. Παράμετροι εργαζόμενου μέσου

15.2.1. Είδος καυσίμου

Ο ελάχιστος αριθμός οκτανίων του καυσίμου που χρησιμοποιεί ένας κινητήρας Wankel αποτελεί σημαντικό κομμάτι των προδιαγραφών του. Γενικότερα ισχύει ότι όσο μεγαλύτερο είναι το μέγεθος του κινητήρα, τόσο μεγαλύτερος είναι ο αριθμός των οκτανίων του καυσίμου του. Αυτό ισχύει τόσο για τους παλινδρομικούς όσο και για τους περιστροφικούς κινητήρες.

Ενδεικτικά περί του καταναλισκόμενου καυσίμου αναφέρουμε ότι ο περιστροφικός κινητήρας Wankel RC-260-U5 της εταιρίας Curtiss-Wright, ο οποίος χρησιμοποιείται μόνο σε αυτοκίνητα, χρησιμοποιεί κοινή βενζίνη συνήθους αριθμού οκτανίου (90) επιτυγχάνοντας λόγο συμπίεσης 8,9:1. Ο αντίστοιχος Wankel εταιριών όπως η NSU, η Fichter&Sachs και άλλες λειτουργεί με τον ίδιο τύπο καυσίμου επιτυγχάνοντας βαθμό συμπίεσης 8,5:1 ή και παραπάνω.

Παράλληλα, έχει διαπιστωθεί ότι οι κινητήρες Wankel είναι στην πραγματικότητα δεκτικοί σε καύσιμο με αριθμό οκτανίων ακόμη και αρκετά διαφορετικό του προδιαγραφόμενου. Είναι χαρακτηριστικό να αναφέρουμε ότι πειραματικός κινητήρας Wankel της εταιρίας NSU λειτούργησε με βενζίνη 50 οκτανίων ή και λιγότερο χωρίς αυτό να έχει αρνητικό αντίκτυπο επί των επιδόσεών του.

15.2.2. Κατανάλωση καυσίμου

Το κεφάλαιο της κατανάλωσης καυσίμου αποδεικνύεται το ίδιο σημαντικό με εκείνο της παραγόμενης ισχύος και της αξιοπιστίας του κινητήρα, καθώς αποτελεί σημαντικό κριτήριο για την εκτίμηση του κόστους χρήσης τους.

Πέραν της έκφρασης της κατανάλωσης π.χ. ενός αυτοκινήτου σε μάζα καυσίμου/μονάδα διανυόμενης απόστασης, η ειδική κατανάλωση σε g/kW.hr επιτρέπει τη σύγκριση μεταξύ διαφορετικών κινητήρων. Η πρώτη τιμή αφορά την επίδοση του αυτοκινήτου ως σύνολο, ενώ η έκφραση της καταναλισκόμενης ποσότητας συναρτήσει της παραγόμενης ισχύος αποτελεί μέτρο των επιδόσεων της μηχανής.

Στο Σχήμα 15.7 μας δίνεται μια ολοκληρωμένη εικόνα της ειδικής κατανάλωσης του κινητήρα KKM502 Wankel συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής της ατράκτου ισχύος. Μάλιστα, εκφράζεται και η αντίσταση που συναντάει το Spider Car (επί του οποίου τοποθετήθηκε ο κινητήρας αυτός) κατά την κίνησή του, μέσω της λεγόμενης «καμπύλης απαιτούμενης ισχύος πέδης».

Επίσης, στο Σχήμα 15.8 έχουμε τη σύγκριση της ειδικής κατανάλωσης τεσσάρων ειδών κινητήρων Wankel (όλοι εξοπλισμένοι με εξαεριωτή) στις 5000rpm με τετρακύλινδρο 4-Χ παλινδρομικού κινητήρα συνολικού όγκου εμβολισμού 1000cm³.

Οι καμπύλες αυτές εκτείνονται ως το όριο μέσης ενδεικνύμενης πίεσης των 52kg/cm², σε ένα πεδίο που αποτελεί τη συνηθέστερη περιοχή λειτουργίας για τις περισσότερες εφαρμογές αυτοκίνησης.

Παρατηρούμε ότι ο πρωτότυπος κινητήρας NSU KKM502 Wankel παρουσιάζει περίπου 10% υψηλότερη κατανάλωση σε σχέση με τον παλινδρομικό. Απ' την άλλη, οι κινητήρες Toyo Kogyo και NSU KKM507

παρουσιάζουν σαφώς καλύτερη συμπεριφορά και καλύτερες επιδόσεις σε χαμηλές πιέσεις σε σχέση με τον αντίπαλό τους. Μάλιστα, όπως φαίνεται από το διάγραμμα, ο δεύτερος από τους προαναφερθέντες Wankel διατηρεί το πλεονέκτημα αυτό για το σύνολο του πεδίου λειτουργίας του.

15.2.3. Διάταξη άμεσης έγχυσης Curtiss-Wright

Στο σημείο αυτό, θα αναφερθούμε στην πρόταση άμεσου ψεκασμού της Curtiss Wright.

Συγκεκριμένα, στη διάταξη αυτή το καύσιμο εγχύεται άμεσα εντός του θαλάμου καύσης μέσω ειδικού ακροφυσίου υψηλής πίεσης (αντίστοιχου των κινητήρων Diesel), το οποίο προσαρμόζεται πλησίον του σπινθηριστή και ακολουθεί τον αντίστοιχο χρονισμό έναυσης. Αποστολή του συστήματος αυτού αποτελεί η διατήρηση σταθερού μετώπου καύσης κατά τον ψεκασμό (αυτό επιτυγχάνεται όταν οι ταχύτητες μετάδοσης φλόγας και ροής εργαζόμενου μέσου εντός του θαλάμου έχουν ίδιο μέτρο και αντίθετη φορά).

Στην πράξη είναι δυνατό να εμφανίζονται φαινόμενα όπως εξάτμιση του καυσίμου επί της επιφανείας του ρότορα και κατά τόπους διαρροές. Από την άλλη όμως έχουμε λειτουργία του κινητήρα με ευρεία γκάμα ειδών βενζίνης ανεξάρτητα του αριθμού οκτανίων, καθώς οποιοδήποτε υγρό καύσιμο που δύναται να απελευθερώσει στοιχειώδη θερμική ενέργεια μπορεί να καεί εξίσου αποτελεσματικά. Αυτή η ευελιξία των συγκεκριμένων κινητήρων μπορεί να επιτευχθεί με γεωμετρικά χαρακτηριστικά επιτροχοειδούς (R/e) παρόμοια με εκείνα των κινητήρων Wankel με καρμπυρατέρ, ενώ διατηρείται το χρηστικό τους σχήμα και η ικανότητα για επίτευξη υψηλών ταχυτήτων.

Η καύση στη διάταξη Curtiss-Wright υποβοηθείται τόσο από το πεδίο ταχυτήτων εργαζόμενου μέσου εντός του επιτροχοειδούς θαλάμου κατά τη σχετική κίνηση των εμπλεκόμενων τμημάτων, όσο και από την άρση ορισμένων περιορισμών που επιβάλλει ο εξαιρεωτής. Συγκεκριμένα, η παροχή καυσίμου δεν ελέγχεται από κάποια στραγγαλιστική βαλβίδα ούτε διέπεται από κάποιο όριο κατά την εισροή αυτού στο θάλαμο, ενώ σε περιπτώσεις όπου έχουμε πλευρικές θυρίδες εισόδου δεν είναι απαραίτητο να έχουμε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής για αποτελεσματικότερη εισροή.

Έτσι, ο λεγόμενος «κινητήρας περιστροφικής καύσης συνδυαζόμενου σύστηματος έναυσης-ψεκασμού καυσίμου» (RC spark ignited coordinate ignition engine) εμφανίζει το πλεονέκτημα της λειτουργίας άνευ στραγγαλισμού σε μερικά φορτία και με χαμηλό λόγο καυσίμου αέρα. Άλλα πλεονεκτήματα σχετίζονται με το μικρότερο αριθμό εξαρτημάτων του συστήματος έγχυσης (σε συνδυασμό με το μειωμένο κόστος του κινητήρα ως σύνολο), τις μειωμένες απώλειες άντλησης καυσίμου, θερμότητας και τις χαμηλότερες θερμοκρασίες εξόδου καυσαερίων. Ειδικότερα περί εκπομπών, οι κινητήρες αυτοί λειτουργούν φιλικότερα ως προς το περιβάλλον (σχετικά με τους συμβατικούς) σε λόγους αέρα/καυσίμου 0,01-0,02 και σε μερικά φορτία που απαντώνται συνηθέστερα.

Από την άλλη, τουλάχιστον για κινητήρες τέτοιου τύπου με υψηλές επιδόσεις, τίθενται περιορισμοί που αφορούν τη σχέση απαιτούμενου αέρα-εισερχόμενου καυσίμου σε φορτία αιχμής. Επιπλέον, η παραγόμενη ισχύς είναι κατά 20% μειωμένη σε σχέση με κινητήρες Wankel πλευρικών θυρίδων που διαθέτουν εξαερωτή. Ακόμη και έτσι όπως, τα πλεονεκτήματα της διάταξης Curtiss-Wright την καθιστούν μια ούτως ή άλλως ανταγωνιστική πρόταση.

Κλείνοντας την υποενότητα αυτή, μπορούμε να πούμε ότι η έγχυση καυσίμου χωρίς την παρουσία εξαερωτή στους Wankel αποτελεί ένα καθοριστικό βήμα στην εξέλιξη των συστημάτων έγχυσης καυσίμου, αλλά και με απώτερο ίσως στόχο την πιθανή εξέλιξη κινητήρων Diesel αυτού του είδους. Κάτι τέτοιο θα σηματοδοτούσε αυτόματα και τη χρησιμοποίηση των κινητήρων αυτών σε ακόμη πιο ευρύ πεδίο εφαρμογών.

15.3. Ταχύτητα περιστροφής-Θόρυβος-Κραδασμοί

15.3.1. Ταχύτητα περιστροφής και επίπεδα θορύβου

Ανεξάρτητα από τον αριθμό των περιστρεφόμενων εμβόλων κινητήρα Wankel τοποθετημένου σε αυτοκίνητο, το σίγουρο είναι ότι ο παραγόμενος θόρυβος θα διαφέρει κατά τις διάφορες περιπτώσεις λειτουργίας (άφορτη λειτουργία, χαμηλές ταχύτητες, ταχύτητες άνω των 2000rpm).

Συγκεκριμένα, στις χαμηλές στροφές ο παραγόμενος θόρυβος δεν διαφέρει από εκείνον δίχρονης παλινδρομικής M.E.K. Καθώς η ταχύτητα περιστροφής

αυξάνεται, ο θόρυβος μειώνεται μέχρι που σταθεροποιείται στα ήπια ηχητικά επίπεδα πολυκύλινδρου κινητήρα. Αυτή η μείωση του θορύβου με την αύξηση των στροφών συνοδεύεται παράλληλα με πιο ομαλή (λιγότερο τραχιά) λειτουργία της μηχανής, ειδικά στην περίπτωση των Wankel απλού εμβόλου. Όσο πλησιάζουμε μάλιστα τη μέγιστη δυνατή τιμή της ταχύτητας περιστροφής, η ομαλότητα αυτή προσομοιάζει εκείνη των στροβιλομηχανών, όπου απουσιάζουν φαινόμενα κραδασμών ή θορύβου σε τέτοιες περιπτώσεις.

Για να αντιληφθούμε καλύτερα το τι σημαίνει ο όρος «τραχιά λειτουργία», ας υποθέσουμε ότι κινητήρας Wankel βρίσκεται σε άφορτη λειτουργία στις 900rpm (σχετικά υψηλή τιμή). Στην περίπτωση αυτή το τριγωνικό έμβολο περιστρέφεται με μόλις 5 στροφές/sec, κάτι που σημαίνει ότι τα δυναμικά φαινόμενα που συμβαίνουν στη φάση της καύσης γίνονται κάνουν αισθητή την παρουσία τους υπό τη μορφή κραδασμών και θορύβου. Όσο η ταχύτητα περιστροφής αυξάνει η κατάσταση γίνεται ομαλότερη, ενώ ειδικά στους Wankel διπλού εμβόλου τα φαινόμενα αυτά γίνονται μετά βίας αισθητά.

15.3.2. Ταχύτητα περιστροφής και καταπονήσεις εξαρτημάτων

Θα μπορούσαμε να πούμε ότι η σχέση παραγόμενου θορύβου-στροφών λειτουργίας των κινητήρων Wankel είναι ακριβώς αντίστροφη σε σχέση με κείνη των παλινδρομικών κινητήρων, όπου έχουμε μακράν εντονότερα ηχητικά φαινόμενα σε υψηλές ταχύτητες επιδόσεων. Σε τέτοιες περιπτώσεις τίθενται περιορισμοί λόγω έντονης καταπόνησης των εξαρτημάτων του κυλίνδρου ή του πλαισίου της στροφαλοφόρου, καθώς είναι πολύ έντονος ο κίνδυνος εμφάνισης αστοχίας.

Τέτοια ολέθρια προβλήματα μπορούν να εμφανιστούν σε περίπτωση που η σύμπλεξη της στροφαλοφόρου ατράκτου με το κιβώτιο παρουσιάσει ανωμαλίες (αστοχία γραναζιού μετάδοσης). Απ' την άλλη, στους κινητήρες Wankel μπορούν να επιτευχθούν πολύ υψηλές ταχύτητες λειτουργίας ακόμη και σε χαμηλές βαθμίδες σύμπλεξης. Χαρακτηριστικά αναφέρουμε ότι κατά τη διάρκεια τεστ οδήγησης σε πρωτότυπο αυτοκίνητο Spider της NSU

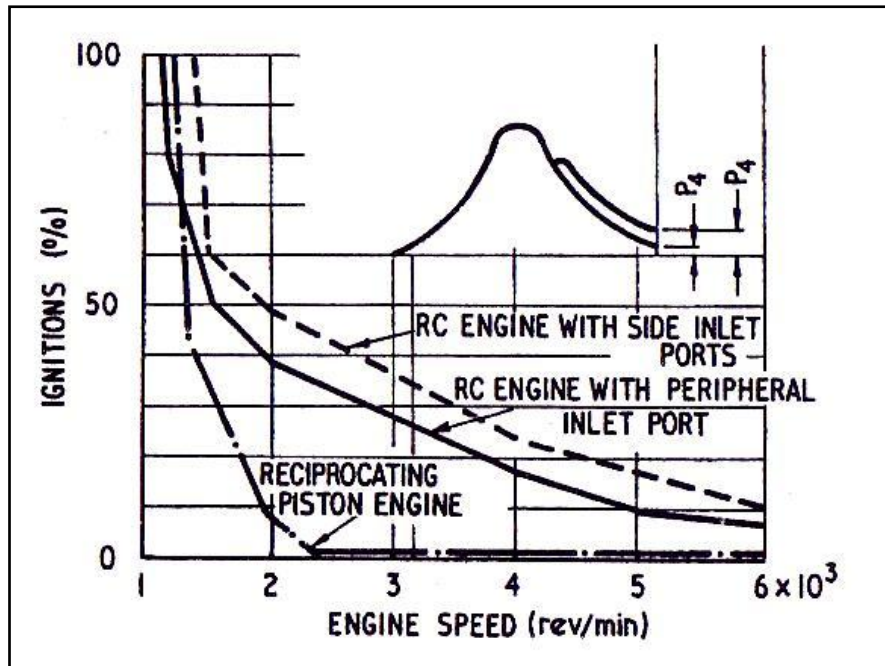
παρατηρήθηκε ότι σε χαμηλή σχέση μετάδοσης ο κινητήρας του ανέπτυξε ταχύτητα περιστροφής της τάξεως των 11.000rpm.

Ωστόσο, τα αποτελέσματα αυτής της ομολογουμένως έντονης καταπόνησης δεν είναι καταστρεπτικά. Το μόνο που χρειάζεται να εξεταστεί είναι η κατάσταση στην οποία βρίσκονται οι ακμές του εμβόλου, ώστε να μην έχουμε το σχηματισμό αυλάκων στην εσωτερική επιφάνεια του επιτροχοειδούς πλαισίου κατά την κίνηση του εμβόλου. Το αποτέλεσμα αυτής της φθοράς είναι η αύξηση των επιπέδων θορύβου της μηχανής σε απαράδεκτο βαθμό, εκτός του ότι στο τέλος θα είναι επιτακτική η ανάγκη αντικατάστασης ολόκληρου του πλαισίου.

15.3.3. Συνθήκες υπερτάχυνσης

Ένα άλλο ενδιαφέρον φαινόμενο που παρουσιάζεται στους κινητήρες Wankel σχετίζεται με τη συμπεριφορά τους σε συνθήκες υπερτάχυνσης (overrun conditions). Με τον όρο αυτόν αναφερόμαστε στην ανάπτυξη ταχυτήτων περιστροφής πέραν του κανονικού σε μια δεδομένη κατάσταση λειτουργίας. Παράδειγμα τέτοιας συμπεριφοράς αποτελεί η κίνηση βαρέος οχήματος επί κατηφορικού οδοστρώματος, όπου έχουμε επιτάχυνση αυτού προκαλούμενη και από το ίδιο το βάρος του. Κατά συνέπεια ο κινητήρας τείνει να λειτουργήσει σε ταχύτητες περιστροφής υψηλότερες από τις προδιαγραφόμενες για τις συνθήκες αυτές. Το φαινόμενο αυτό δεν γίνεται εύκολα αντιληπτό από τον οδηγό του αυτοκινήτου, και η έκταση στην οποία γίνεται αντιληπτό δεν είναι κατ' ανάγκην αντίστοιχη της σημασίας που έχει στους κινητήρες Wankel αλλά και στους παλινδρομικούς.

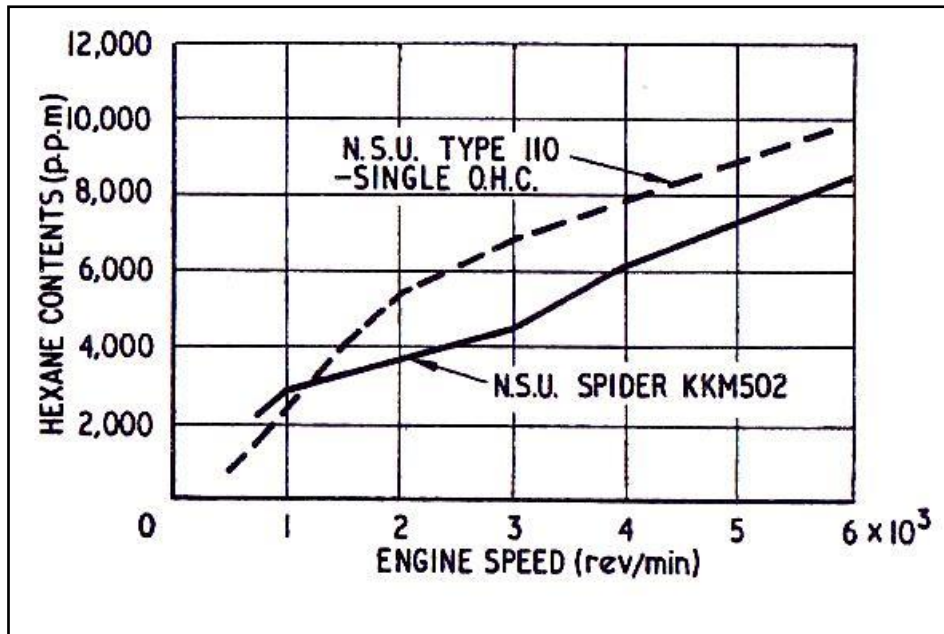
Συγκεκριμένα, παρατηρήθηκε ότι κατά τη λειτουργία τετρακύλινδρου παλινδρομικού κινητήρα 1100cm³ υπό καθεστώς υπερτάχυνσης, ο αριθμός των εναύσεων σε οριακές συνθήκες είναι πολύ μικρός, έως ότου η ταχύτητα περιστροφής πέσει κάτω από τις 2000rpm, οπότε αυξάνεται ραγδαία και φτάνει στο 100%(δηλαδή μία έναυση ανά περιστροφή ατράκτου ισχύος) στις 1500rpm περίπου, όπως φαίνεται και από το Σχήμα 15.1.



Σχήμα 15.1. Μεταβολή του αριθμού εναύσεων συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για κινητήρες παλινδρομικούς και Wankel σε συνθήκες υπερτάχυνσης.

Απ' την άλλη, σε κινητήρα Wankel παρατηρείται (σε συνθήκες υπερτάχυνσης πάντα) η ομαλή αύξηση του ποσοστού εναύσεων καθώς μειώνονται οι στροφές, ώσπου για 3500rpm έχουμε 25% ποσοστό έναυσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα (δηλαδή μία έναυση ανά τέσσερις περιστροφές της ατράκτου ισχύος), δηλαδή κατά πολύ μεγαλύτερο σε σχέση με το αντίστοιχο ποσοστό παλινδρομικού κινητήρα για τις ίδιες στροφές. Οι διακοπτόμενες εναύσεις γίνονται αισθητές με τη μορφή «ωθήσεων ισχύος», και κατά συνέπεια παρατηρούνται περιοδικοί κραδασμοί.

Οι περιοδικές εναύσεις καυσίμου στους περιστροφικούς κινητήρες Wankel έχει παρατηρηθεί ότι οδηγούν αντίστοιχα σε μειωμένους ρύπους για ταχύτητες άνω των 1500rpm, όπως φαίνεται στο Σχήμα 15.2.



Διάγραμμα 15.2. Συγκέντρωση εξανίου σε ppm στο παραγόμενο καυσαέριο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής σε συνθήκες υπερτάχυνσης για τον κινητήρα Wankel του Spider car της NSU και του παλινδρομικού κινητήρα «type 110».

Το φαινόμενο της υπερτάχυνσης, ανεξάρτητα της εν δυνάμει ευεργετικής επίδρασής του στους κινητήρες Wankel, δεν παύει να αποτελεί πρόβλημα και για τα δύο είδη κινητήρων. Οι λύσεις που έχουν δοκιμαστεί ώστε να περιοριστεί είναι πολλές, όπως:

- 1) πλήρης διακοπή έγχυσης καυσίμου σε συνθήκες υπερτάχυνσης (π.χ. σύστημα ψεκασμού της BRISCO).
- 2) εγκατάσταση πνευματικού συνδέσμου/μετατροπέα ροπής/απλού περιστροφικού στοιχείου στην προέκταση της ατράκτου ισχύος της μηχανής.

Ωστόσο, τα παραπάνω δεν αντιμετωπίζουν το πρόβλημα στη ρίζα του και είναι φανερό ότι για την εξεύρεση πραγματικά αποτελεσματικών λύσεων απαιτείται πιο προσεκτική μελέτη των παραμέτρων του.

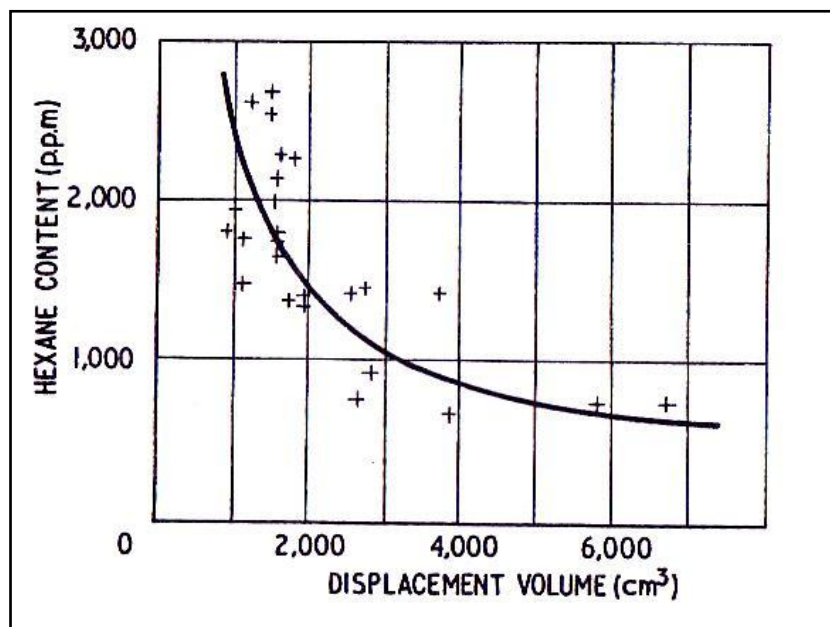
15.4. Εκπομπές καυσαερίων

15.4.1. Παραγόμενοι ρύποι συναρτήσεσι όγκου εμβολισμού

Όπως αναφέραμε στην προηγούμενη παράγραφο, οι κινητήρες Wankel παρουσιάζουν μικρότερη εκπομπή ρύπων από τους παλινδρομικούς σε συνθήκες υπερτάχυνσης, λόγω υψηλότερου ποσοστού εναύσεων για δεδομένη ταχύτητα περιστροφής στις συνθήκες αυτές. Ωστόσο, το ζήτημα των παραγόμενων ρύπων στην περίπτωση αυτή (αλλά και γενικότερα) αντιμετωπίστηκε σε πρώτη φάση ως ένα περιστασιακό χαρακτηριστικό του κινητήρα, παρά ως ένα ξεχωριστό ζήτημα που χρήζει ιδιαίτερης προσοχής, σχετιζόμενο με θέματα επιδόσεων αλλά και αντοχών.

Κατά την ανάλυσή μας, είναι προτιμότερο να αναφερόμαστε στις εκπομπές καυσαερίων ως κεφάλαιο που αφορά το σύνολο των μηχανών εσωτερικής καύσης, εξετάζοντας παράλληλα τη θέση των κινητήρων Wankel σε σχέση με τις συμβατικές Μ.Ε.Κ.

Στο Σχήμα 15.3 απεικονίζεται η σχέση μεταξύ του όγκου εμβολισμού ενός κινητήρα και των παραγόμενων ρύπων.



Σχήμα 15.3. Εκπομπές ρύπων σε ppm συναρτήσεσι του όγκου εμβολισμού.

15.4.2. Σύγκριση Wankel - παλινδρομικών κινητήρων

Παράλληλα, βάσει πειραματικών μετρήσεων που διεξήχθησαν στις Ηνωμένες Πολιτείες και στη Μεγάλη Βρετανία, διαπιστώθηκε ότι οι εκπομπές εξανίου του κινητήρα KKM502 Wankel της NSU, τοποθετημένου στο Spider car, κυμαίνονται στα όρια 1400-1600 ppm. Η τιμή αυτή είναι πολύ χαμηλότερη σε σχέση με την αντίστοιχη παλινδρομικού κινητήρα 1000cm², οπότε οι Wankel κατατάσσονται στη χαμηλότερη βαθμίδα εκπομπής ρύπων σε σχέση με τους συμβατικούς κινητήρες. Η σύγκριση αυτή βέβαια καθίσταται δυνατή διότι και στα δύο είδη κινητήρων μπορούν εύκολα να εγκατασταθούν παραπλήσια συστήματα ελέγχου εκπομπών.

Γενικότερα πάντως η σύγκριση ρύπων μεταξύ δύο ανόμοιων ΜΕΚ δεν κρίνεται δόκιμη, εκτός και αν προκύπτει συνδυασμός παραμέτρων επιδόσεων και έχουμε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Για παράδειγμα, το να συγκρίνουμε τους ρύπους δύο διαφορετικών κινητήρων που λειτουργούν αμφότεροι στις 2000rpm ίσως να ακούγεται σχετικά απλό. Αν όμως λάβουμε υπόψιν ότι ο ένας από τους δύο λειτουργεί για μεγάλα χρονικά διαστήματα στις στροφές αυτές εντός πόλεως ενώ ο δεύτερος είναι σχεδιασμένος ώστε σε κίνηση εντός πόλης να μην αναμένεται μείωση των στροφών του κάτω από τις 4000rpm, τότε η διαφορά στους ρύπους είναι θα προφανής λόγω των επιδόσεων του κάθε κινητήρα και στην ουσία συγκρίνουμε ανόμοιες καταστάσεις.

15.4.3. Παράγοντες που επηρεάζουν την εκπομπή ρύπων

Η εκπομπή ρύπων στις μηχανές εσωτερικής καύσης γενικότερα επηρεάζεται από μια σειρά σημαντικών παραμέτρων.

Ας πάρουμε για παράδειγμα το λόγο επιφανείας/όγκου. Η τιμή του λόγου αυτού είναι χρήσιμη κατά τη σύγκριση παραγόμενων ρύπων διαφορετικών μηχανών. Παρόλα αυτά, το να βασιστούμε μόνο σε αυτό θεωρείται επισφαλές. Και ο λόγος είναι ότι το φαινόμενο της καύσης μίγματος αέρα-βενζίνης αποτελεί απ' τη φύση του ένα πολυδιάστατο φαινόμενο που εξαρτάται από πολλές παραμέτρους και δεν αποτελεί σε καμιά περίπτωση απλώς και μόνο μια ακαριαία χρονική στιγμή επί του θερμοδυναμικού κύκλου του κινητήρα. Και αυτό διότι θέματα όπως η παρουσία τύρβης του μίγματος, ο βαθμός

εξάτμισης, η ενεργός επιφάνεια των σωματιδίων της διασκορπιζόμενης βενζίνης συνθέτουν το γενικότερο μοτίβο διάδοσης της φλόγας από το σημείο έναυσης προς όλα τα σημεία του θαλάμου καύσης.

Πιο συγκεκριμένα, η φλόγα αδυνατεί να φτάσει στο μίγμα που βρίσκεται πλησίον των τοιχωμάτων του θαλάμου. Κατά συνέπεια σχηματίζεται επ' αυτών στρώμα άκαυστων υδρογονανθράκων, οι οποίοι αναμιγνύονται με τα προϊόντα της καύσης και διαφεύγουν στο περιβάλλον.

Σε πρώτη φάση, μπορούμε να ισχυριστούμε ότι η ποσότητα άκαυστου υδρογονάνθρακα στα καυσαέρια είναι ανάλογη της εσωτερικής επιφάνειας του θαλάμου, οπότε μειώνοντας το εμβαδόν της ίσως είχαμε και λιγότερες εκπομπές. Στους κινητήρες Wankel, το ερώτημα έχει να κάνει με το μήκος της επιφάνειας η οποία «ευθύνεται» για το φαινόμενο αυτό, καθώς πάνω από το μισό μήκος της περιφέρειας του επιτροχοειδούς πλαισίου έρχεται σε επαφή με καυσαέρια (από την έναρξη της έναυσης μέχρι και το πέρας της απαγωγής καυσαερίων). Παράλληλα, θα πρέπει να διερευνηθεί αν το τμήμα της περιφέρειας που αντιστοιχεί στην αφετηρία της καύσης διαδραματίζει τον ίδιο ρόλο στην εκπομπή ρύπων σε σχέση με το αντίστοιχο τμήμα της απαγωγής του παραγόμενου καυσαερίου.

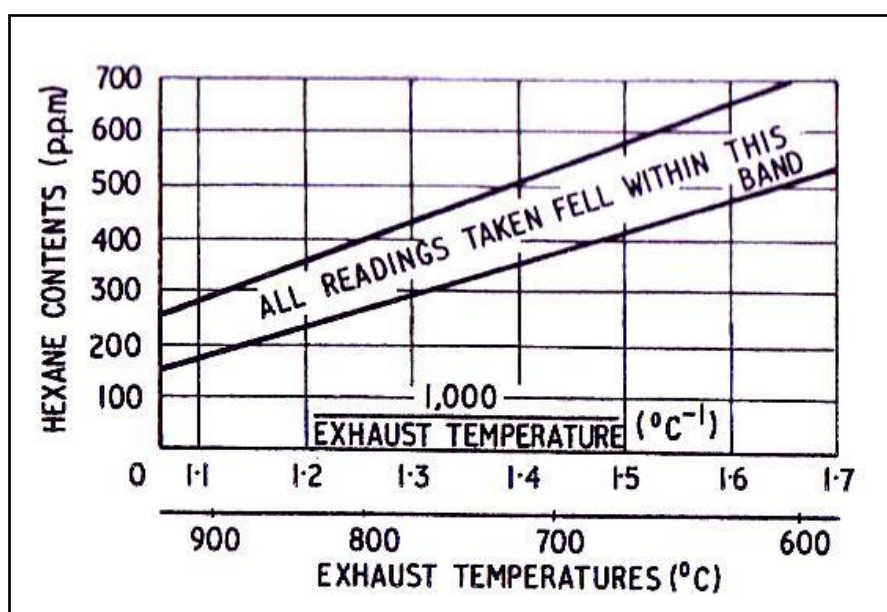
Παρόλο που ο ισχυρισμός αυτός είναι εν μέρει δικαιολογημένος, εν τούτοις υπάρχει κίνδυνος υπεραπλούστευσης. Και αυτό διότι το πάχος των ακαύστων εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό από παράγοντες όπως η ποιότητα του μίγματος(φτωχό/πλούσιο), και η θερμοκρασία κυρίως μίγματος και τοιχωμάτων θαλάμου, ενώ η διάδοση της φλόγας εντός του θαλάμου(η οποία ευθύνεται για την ύπαρξη του άκαυστου μίγματος) εξαρτάται από τις ταχύτητες του αερίου και τη δημιουργούμενη τύρβη.

Καταλαβαίνουμε λοιπόν ότι το εμβαδόν της επιφάνειας του θαλάμου αποτελεί ελάχιστο παράμετρο σε σχέση με τις υπόλοιπες. Αυτό όμως δε σημαίνει ως δε θα μπορούσαμε να θεωρήσουμε τους παράγοντες αυτούς περίπου σταθερούς για κάθε περίπτωση και έχοντας ως μοναδική μεταβλητή την εσωτερική επιφάνεια του θαλάμου καύσης.

Όσον αφορά τη τύρβη ως στοιχείο που επηρεάζει την εκπομπή ρύπων, είδαμε και στο κεφάλαιο περί ταχυτήτων εργαζόμενου μέσου στους κινητήρες Wankel ότι το μοτίβο ροής από το οπίσθιο στο εμπρόσθιο τμήμα του

υποθαλάμου εξυπηρετεί άριστα το σκοπό αυτό. Έτσι οι συνθήκες τύρβης είναι πολύ καλύτερες απ' ότι στους παλινδρομικούς κινητήρες.

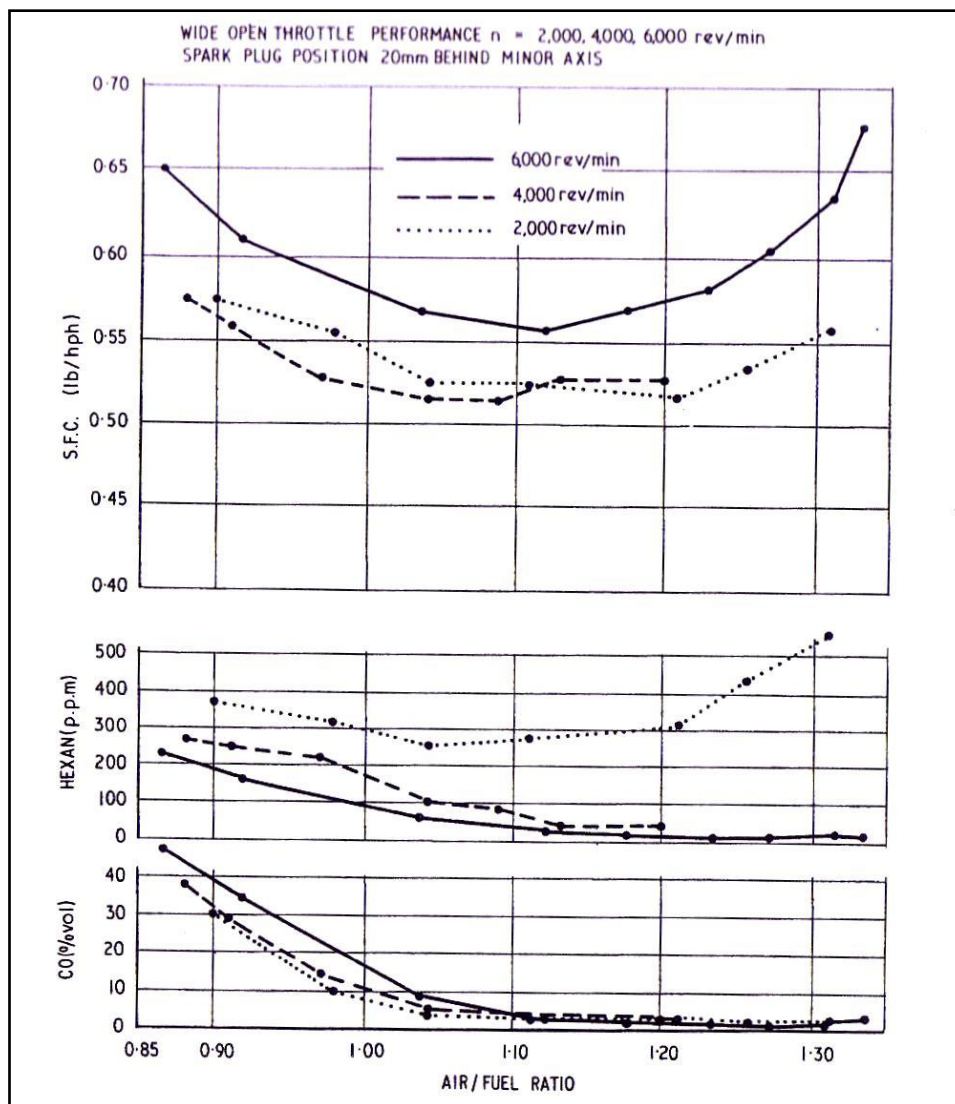
Για τη συσχέτιση της θερμοκρασίας των παραγόμενων καυσαερίων με τα τιμές των ρύπων σε ppm ανατρέχουμε στο Σχήμα 15.4, απ' όπου προκύπτει γραμμική σχέση εξάρτησης ρύπων-θερμοκρασίας καυσαερίων κινητήρων Wankel.



Σχήμα 15.4. Εξάρτηση των παραγόμενων ρύπων από τη θερμοκρασία του καυσαερίου σε κινητήρες Wankel. Οι συνήθεις τιμές βρίσκονται μεταξύ των δύο ευθειών.

Το παραπάνω διάγραμμα δεν είναι γνωστόν αν μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για παλινδρομικούς κινητήρες. Μπορούμε όμως να πούμε ότι και για τις δύο κατηγορίες κινητήρων ισχύει γενικότερα παρόμοια εξάρτηση μεταξύ των παραγόντων οι οποίοι επηρεάζουν τη συγκέντρωση των παραγόμενων ρύπων. Για παράδειγμα, είναι γνωστό ότι σε οποιαδήποτε Μ.Ε.Κ ο θερμικός βαθμός απόδοσης μπορεί να βελτιωθεί είτε αυξάνοντας το βαθμό συμπίεσης είτε τη θερμοκρασία λειτουργίας της, και αυτό έχει άμεσο αντίκτυπο στην καλύτερη συμπεριφορά του κινητήρα και κατά συνέπεια στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων.

Στο Σχήμα 15.5 έχουμε την αλληλεξάρτηση των παραγόμενων ρύπων με το λόγο πίεσης, την ειδική κατανάλωση καυσίμου, το λόγο αέρα/καυσίμου και τις εκπομπές CO του κινητήρα NSU KKM 502RC Wankel. Παρόλα αυτά όμως, εξυπακούεται ότι δεν είναι δόκιμο να χρησιμοποιούμε δεδομένα του διαγράμματος αυτού ώστε να εξάγουμε συμπεράσματα περί των παλινδρομικών κινητήρων, αλλά ούτε και επί των κινητήρων Wankel σε γενικά πλαίσια.



Σχήμα 15.5. Παράμετροι ρύπων κινητήρα NSU KKM 502Wankel.

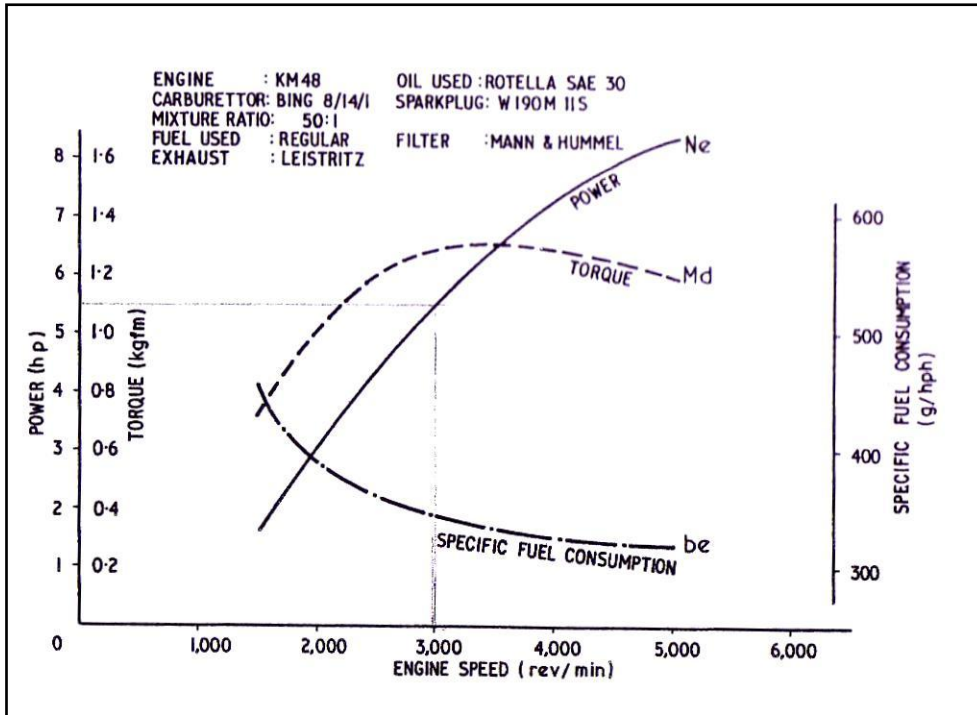
15.4.4. Κινητήρες Wankel στρωματικής γόμωσης

Η σωστή λειτουργία των κινητήρων στρωματικής γόμωσης συνδέεται άρρηκτα με την τροχιά που ακολουθεί το εργαζόμενο μέσο εντός του υποθαλάμου, όπως περιγράψαμε στο κεφάλαιο περί ταχυτήτων ροής. Εδώ έχουμε άμεση έγχυση του καυσίμου εξαρτώμενη από την (χωρίς τη μεσολάβηση καρμπυρατέρ και το σχηματισμό μίγματος), με αποτέλεσμα η καύση να επεκτείνεται σε όλο τον όγκο του θαλάμου και να μην έχουμε άκαυστους υδρογονάνθρακες τόσο στην εσωτερική επιτροχειδή επιφάνει όσο και στα σημεία πέριξ των κορυφών του εμβόλου.

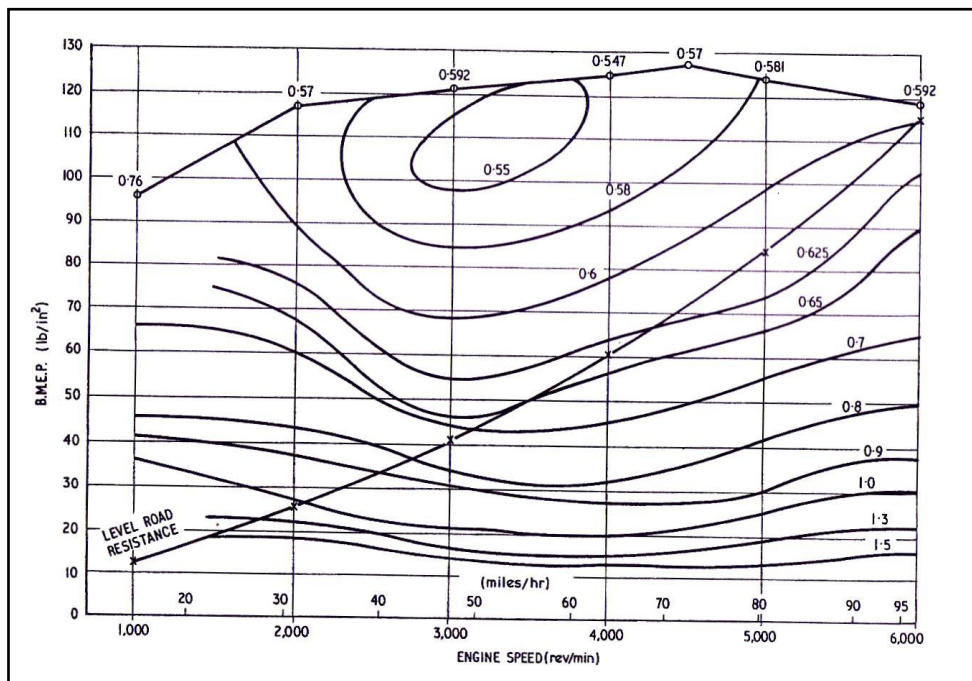
15.5. Επιδόσεις

Τα Σχήματα 15.6-15.9 αφορούν τις παραμέτρους επιδόσεων τεσσάρων διαφορετικών κινητήρων Wankel, με αντίστοιχους όγκους εμβολισμού που κυμαίνονται από 108 έως 1960cm³. Ειδικότερα στο Σχήμα 15.9 απεικονίζονται τα αποτελέσματα επιδόσεων σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής για τον κινητήρα απλού εμβόλου RC1-60 όγκου εμβολισμού 980cm², καθώς και για τον κινητήρα RC2-90.

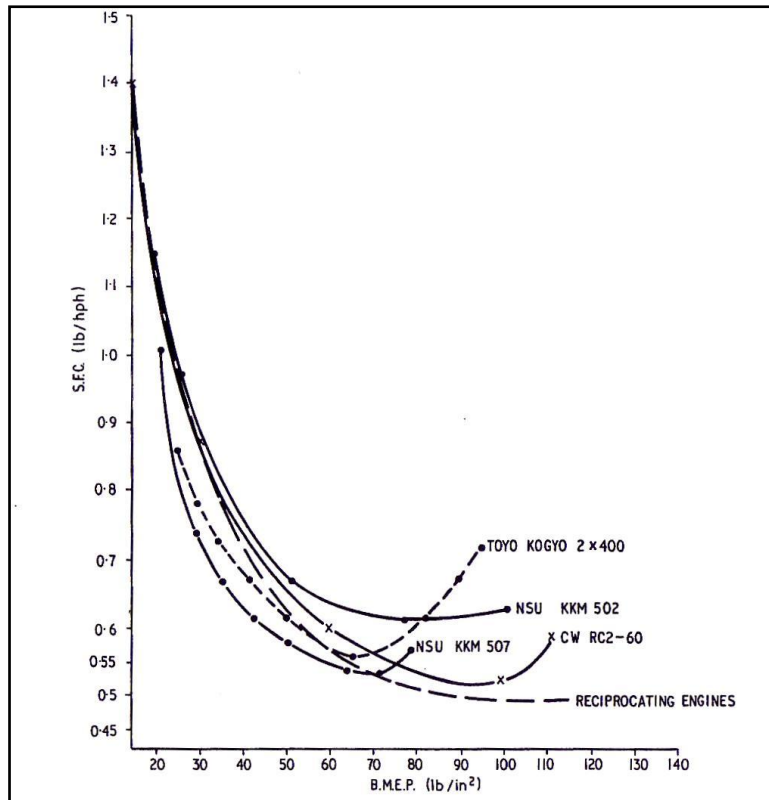
Από τους κινητήρες που παρατίθενται, μόνον ο NSU KKM502 Wankel και ο Curtiss-Wright RC2-60-U5 έχουν χρησιμοποιηθεί σε αυτοκίνητα. Και οι δύο ανήκουν στους πρώτους κινητήρες περιστροφικής καύσης Wankel, ενώ η πρόοδος που συντελείται όσον αφορά βασικά χαρακτηριστικά τους (κατανάλωση καυσίμου, αντοχή, αξιοπιστία) είναι συνεχής και οδηγεί στην επανεξέταση των δεδομένων που απεικονίζονται στα παρακάτω διαγράμματα.



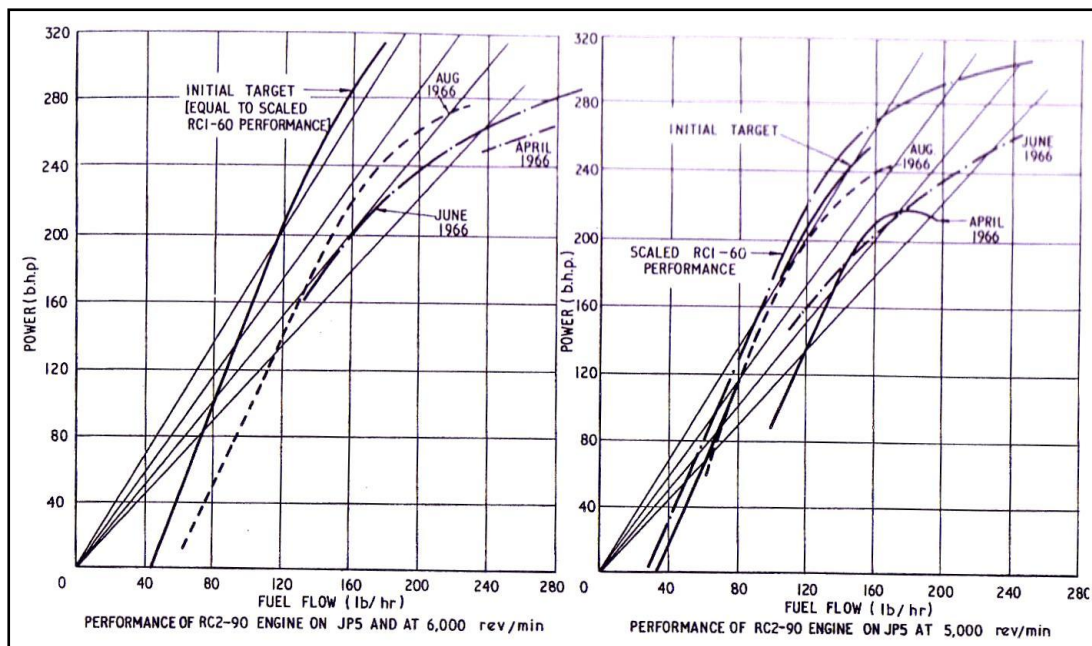
Σχήμα 15.6. Χαρακτηριστικές καμπύλες επιδόσεων κινητήρα Wankel KM 37 απλού εμβόλου της Fichter & Sachs (κυβισμός 108cm³, βαθμός συμπίεσης 8,5:1).



Σχήμα 15.7. Καμπύλες κατανάλωσης καυσίμου-μέσης ενδεικνύμενης πίεσης του κινητήρα KKM502 Wankel συναρτήσεϊ του επιπέδου αντίστασης του οδοστρώματος.



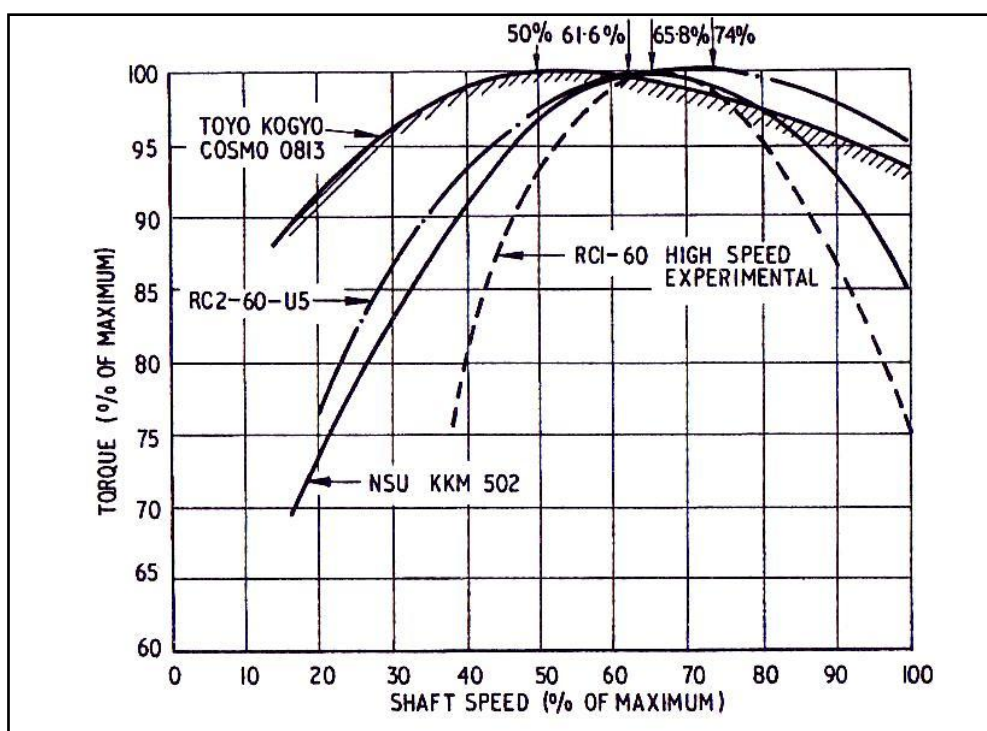
Σχήμα 15.8. Σύγκριση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης εμβόλου για τέσσερις διαφορετικούς κινητήρες Wankel και για έναν παλινδρομικό.



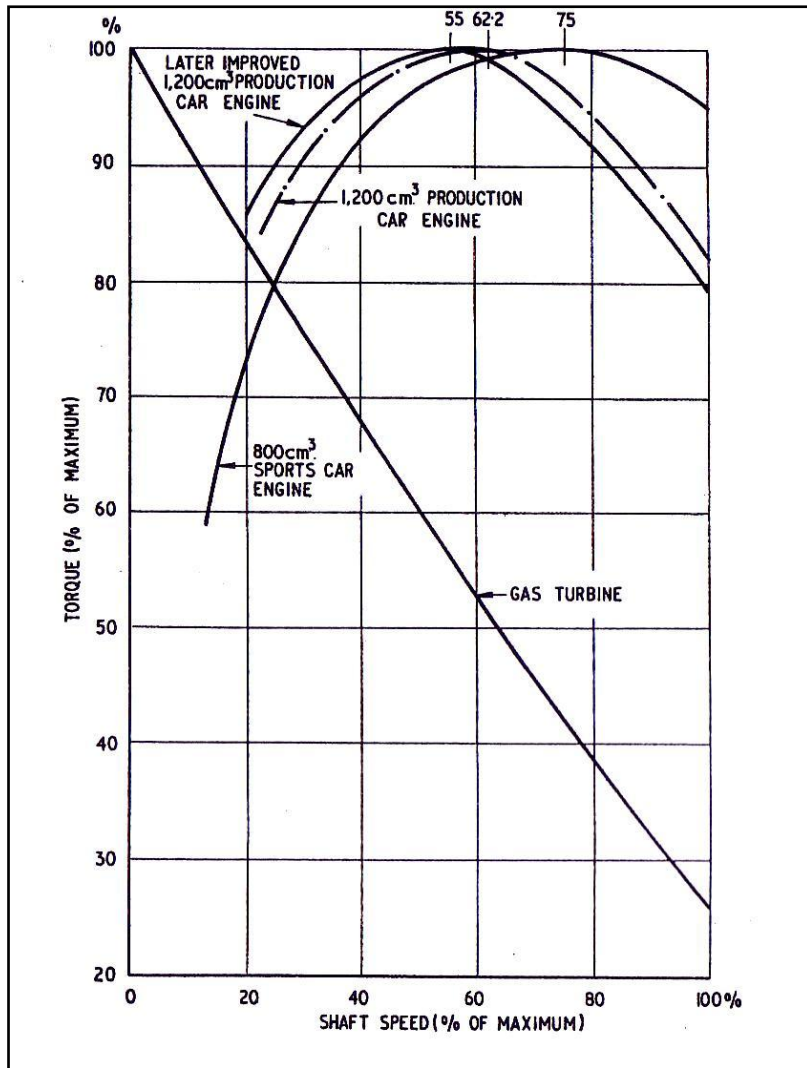
Σχήμα 15.9. Καμπύλες ισχύος κινητήρων RC1-60 / RC2-90.

Η αντιπαράθεση των διαγραμμάτων κινητήρων Wankel με τα αντίστοιχα των παλινδρομικών δεν είναι πάντα εύκολη, παρά τις όποιες ομοιότητες. Βολικότερο σε κάθε περίπτωση αποδεικνύεται να συγκρίνουμε την αναπτυσσόμενη ροπή εξόδου επί μιας ισοδύναμης αδιάστατης βάσης.

Στα Σχήματα 15.10 και 15.11 παριστάνονται οι καμπύλες ροπής (ως ποσοστό επί τοις %) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής(ομοίως επί τοις %) επί της μέγιστης ταχύτητας ατράκτου ισχύος.



Διάγραμμα 15.10. Σύγκριση παραγόμενης ροπής (συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής-αδιάστατα μεγέθη) μεταξύ πρώιμου πειραματικού κινητήρα Wankel και τριών μοντέλων παραγωγής. Όπως φαίνεται από τις καμπύλη του πιο εξελιγμένου κινητήρα Toyo Kogyo Mazda Cosmo 0813 διπλού εμβόλου, οι πιο σύγχρονοι κινητήρες Wankel μπορούν να αναπτύξουν υψηλή ροπή σε πολύ πιο ευρύ πεδίο ταχυτήτων απ' ότι οι πρώιμες διατάξεις.



Σχήμα 15.11. Καμπύλες ροπής τριών παλινδρομικών κινητήρων παραγωγής.

Στο Σχήμα 15.10 βλέπουμε ότι οι κινητήρες Wankel γενικότερα αναπτύσσουν τη μέγιστη ροπή τους σε ποσοστό 50, 61.6, 65.8 και 74% της ταχύτητας περιστροφής ατράκτου, ενώ οι αντίστοιχες τιμές για παλινδρομικούς κινητήρες είναι 55, 62.2 και 75%, κοινώς έχουμε παραπλήσια συμπεριφορά. Αυτό όμως που κάνει τη διαφορά κατά τη μεταξύ τους σύγκριση είναι η κυρτότητα (κλίση) των καμπυλών, κάτι που παίζει καθοριστικότερο ρόλο σε σχέση με παράγοντες όπως είναι το βάρος του οχήματος και η μικρότερη δυνατή επιτευχθείσα ταχύτητα περιστροφής.

Για παράδειγμα, έχει διαπιστωθεί πως ακόμη και σε συνθήκες κίνησης εντός πόλεως δεν είναι δυνατόν κάποιος παλινδρομικός κινητήρας αυτοκινήτου κυβισμού 800cm³ να αναπτύξει ταχύτητα 4000rpm χωρίς να έχουμε διακοπή της λειτουργίας του (stall). Αυτό συνδέεται άμεσα με το γεγονός ότι μόνο ένα

50% του εύρους ταχυτήτων περιστροφής της ατράκτου ισχύος είναι «διαθέσιμο» σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Επιπρόσθετα, η ροπή που αναπτύσσεται σε ταχύτητες κάτω του 50% της μέγιστης ταχύτητας περιστροφής έχει μικρή πρακτική σημασία σε συνήθεις περιπτώσεις.

Αντίθετα, ο κινητήρας Wankel του Spider car της NSU μπορεί υπό παρόμοιες συνθήκες κίνησης οχήματος (εντός πόλης) να λειτουργήσει ακόμη και με λιγότερο από το 30% (2000rpm) της μέγιστης ταχύτητας του εμφανίσει αστάθεια και διακοπή της λειτουργίας του.

15.6. Απόκριση σε εφαρμογές αυτοκίνησης

Το θέμα της απόκρισης κινητήρα αυτοκινήτου σε διάφορες συνθήκες αποτελεί συνάρτηση πολλών παραγόντων. Οι παράγοντες αυτοί δεν έχουν να κάνουν μόνο με τον ίδιο τον κινητήρα, αλλά αφορούν επίσης το κιβώτιο ταχυτήτων (σχέση μετάδοσης), τα χαρακτηριστικά του μετατροπέα ροπής, το συνταίριασμα κινητήρα-αμαξώματος, την ιδιοσυγκρασία του οδηγού κ.ά. Στη συνέχεια θα αναφερθούμε στην απόκριση παλινδρομικών κινητήρων και Wankel, συγκρίνοντας όμως με την αντίστοιχη συμπεριφορά των θερμικών στροβιλομηχανών ώστε να κατανοήσουμε και τις διαφοροποιήσεις που είναι δυνατόν να παρουσιάζονται μεταξύ δύο διαφορετικών ειδών ΜΕΚ.

15.6.1. Απόκριση στροβιλομηχανών

Οι κινητήρες αυτοί παρουσιάζουν την ιδιαιτερότητα ότι υπάρχει ένα διακριτό χρονικό διάστημα από τη στιγμή που δοθεί εντολή στον κινητήρα να επιταχύνει μέχρι τη στιγμή που αυτή θα παρατηρηθεί. Αιτία αυτής της αργοπορίας είναι η μεγάλη αδράνεια που παρουσιάζουν οι περιστρεφόμενες μάζες του κινητήρα. Για το λόγο αυτό η εκκίνηση μιας στροβιλομηχανής αεροσκάφους γίνεται πρώτα δίνοντας εντολή για μέγιστη ισχύ με μπλοκαρισμένα τα φρένα και στη συνέχεια αυτά απελευθερώνονται ώστε να έχουμε άμεση απογείωση.

Αν υποθέσουμε ότι αυτό γινόταν σε στροβιλομηχανή τοποθετημένη επί αυτοκινήτου παραγωγής κατά την εκκίνησή του(πχ σε συνθήκες κίνησης εντός πόλεως, όπου υποχρεωνόμαστε σε πολλές διαδοχικές εκκινήσεις-στάσεις), θα αντιμετωπίζαμε πολλά προβλήματα με κυριότερο την

ανεξέλεγκτη κατανάλωση καυσίμου. Για τους λόγους αυτούς δεν αναπτύχθηκε η ιδέα της χρήσης θερμικών στροβιλομηχανών.

15.6.2. Απόκριση κινητήρων Wankel

Από την άλλη, η απόκριση των συνηθισμένων κινητήρων αυτοκίνησης είναι πολύ πιο άμεση υπό τέτοιες συνθήκες. Αυτό γίνεται άμεσα αντιληπτό και από την αντιπαράθεση των αντίστοιχων καμπύλων ροπής-ταχύτητας περιστροφής του διαγράμματος 15.11. Παρατηρούμε ότι στις χαμηλές στροφές (εκκίνηση) οι στροβιλομηχανές αναπτύσσουν υψηλότερη ροπή από τις εμβολοφόρες, όμως αυτό δεν έχει αντίκρουσμα καθώς τότε ο βαθμός απόδοσης είναι χαμηλός και κατά συνέπεια έχουμε μικρή διαθέσιμη ισχύ. Και δεν πρέπει να ξεχνάμε πως η επιτάχυνση του αυτοκινήτου επιτυγχάνεται μέσω της παραγόμενης ισχύος και όχι της αναπτυσσόμενης στρεπτικής ροπής.

Οι κινητήρες Wankel, και ειδικότερα ο πρωτότυπος NSU/KKM502 (καθώς και δύο ακόμη μοντέλα παραγωγής) αποδεικνύονται ακόμη πιο αποτελεσματικοί όσον αφορά την απόκρισή τους. Βέβαια, η μελέτη αυτής της συμπεριφοράς ίσως να μην έχει συστηματοποιηθεί σε τόσο μεγάλο βαθμό όσο στους παλινδρομικούς κινητήρες. Ωστόσο, μπορούν να προσδιοριστούν οι παράγοντες που την επηρεάζουν συναρτήσει των αναπτυσσόμενων ταχυτήτων περιστροφής. Σημαντικό ρόλο παίζουν επίσης και οι κατάλληλες αλλαγές στη σχέση μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων του αυτοκινήτου (ο παραγόμενος θόρυβος από τη συνεργασία των οδοντωτών τροχών και η εκπομπή ρύπων υποδεικνύουν τον κατάλληλο τρόπο).

Ένα ενδεικτικό πείραμα που διεξήχθη στις Ηνωμένες Πολιτείες αποδεικνύει πως οι κινητήρες Wankel χαρακτηρίζονται από παρόμοια επίπεδα απόκρισης σε σχέση με τους παλινδρομικούς, εμφανίζοντας παράλληλα πλεονεκτήματα όπως οικονομία καυσίμου λόγω μικρότερης αναπτυσσόμενης ισχύος για δεδομένες συνθήκες. Συγκεκριμένα, μετά την τοποθέτηση του κινητήρα Wankel RC2-60-U5 της Curtiss Wright στο Ford Mustang, διαπιστώθηκε ότι το αυτοκίνητο επιτάχυνε από 0-60m.p.h σε 11,2sec, δηλαδή μόνο 0,6sec παραπάνω από τις προδιαγραφές του εργοστασιακού V8 κινητήρα, ενώ για επιτάχυνση από 25-70m.p.h είχαμε υπέρβαση μόλις 1,5sec του ορίου προδιαγραφών. Το πιο χαρακτηριστικό όμως ότι για την επίτευξη των

συγκεκριμένων παραπλήσιων επιδόσεων ο κινητήρας Wankel ανέπτυξε 8% λιγότερη ισχύ, και συνεπώς είχαμε λιγότερη κατανάλωση καυσίμου, κάτι που αν μη τι άλλο αποδεικνύει μια σχετική υπεροχή του!

15.7. Αξιοπιστία

Η αναφορά μας στην αξιοπιστία των κινητήρων Wankel αποτελεί και το συμπέρασμα της γενικότερης αναφοράς σε αυτούς και στη σύγκριση με τους παλινδρομικούς. Όσον αφορά τώρα το NSU Spider car και τον κινητήρα του KKM502 Wankel συγκεκριμένα, η υποβολή του σε εκτεταμένα δοκιμαστικά τεστ επιβεβαιώνει αναμφισβήτητα τη μεγάλη αξιοπιστία του και τη μικρή ανάγκη για επισκευές.

Πέραν λοιπόν των όποιων προβλημάτων σε συνθήκες άφορτης λειτουργίας, καθώς και της σχετικής ευαισθησίας που παρουσιάζουν οι σπινθηριστές του κινητήρα, στο σύνολό του αποτελεί μια αρκετά στιβαρή και αξιόπιστη κατασκευή. Η συνεχής έρευνα για βελτίωση επί των διαφόρων αδυναμιών και ιδιαιτεροτήτων του κινητήρα Wankel αποτελεί εγγύηση για την επίτευξη ακόμη υψηλότερων επιπέδων στιβαρότητας, αξιοπιστίας χαμηλότερων ρύπων και βελτιωμένων χαρακτηριστικών γενικότερα στα πλαίσια του μικρότερου δυνατού κόστους.

Έτσι, οι παλινδρομικοί κινητήρες διαθέτουν με την πάροδο των ετών έναν ολοένα και πιο ανταγωνιστικό αντίπαλο, με πολλά σημεία υπεροχής και ευρεία γκάμα εφαρμογών, ακόμη και σε τομείς όπου η αποκλειστική χρήση κινητήρων Otto-Diesel φάνταζε κάποτε ως αδιαμφισβήτητος κανόνας.

Κεφάλαιο 16. Τα κεραμικά υλικά στους κινητήρες Wankel

16.1. Εισαγωγή

16.1.1. Γενικά

Η χρήση των κεραμικών υλικών τόσο στους κινητήρες Wankel όσο και στις μηχανές εσωτερικής καύσεως γενικότερα κερδίζει ολοένα έδαφος τα τελευταία χρόνια. Τα υλικά αυτά εμφανίζουν ξεχωριστές ιδιότητες, χάρη στις οποίες μπορούν να αντικαταστήσουν τα συμβατικά μέταλλα, ενώ τα οφέλη που προκύπτουν είναι πολλαπλά.

Συγκεκριμένα θα αναφερθούμε στην ανάπτυξη περιστροφικού κινητήρα τύπου Wankel από τη λεγόμενη «τεχνική ομάδα CRE –Ceramic Rotary Engine technical team». Η συγκεκριμένη επιστημονική ομάδα αποτελείται από στελέχη διαφορετικών εν μέρει ιδιοτήτων, που κοινός τους στόχος είναι η διερεύνηση της χρήσεως κεραμικών υλικών σε κινητήρες Wankel.

16.1.2. Κεραμικά υλικά και κινητήρες Wankel

Η επιλογή του κινητήρα Wankel ως πεδίο χρήσης κεραμικών υλικών έχει να κάνει με τη διαπιστωμένη αξιοπιστία του συγκεκριμένου κινητήρα. Θεωρήθηκε από τη συγκεκριμένη τεχνική ομάδα ως η ιδανική πλατφόρμα συνδυασμού τεχνογνωσίας κινητήρων και υλικών κατασκευής, καθώς στην περίπτωση αυτή μπορούν να αναδειχθούν τα πλεονεκτήματα της εφαρμογής υλικών που δεν έχουν σχέση με τα συνήθη μέταλλα. Για το λόγο αυτό, στόχος δεν ήταν η ανάπτυξη ενός νέου μοντέλου Wankel, αλλά η χρησιμοποίηση μιας νέας

κατηγορίας υλικών στο ήδη υπάρχον σχέδιο, γι αυτό και οι βασικές παράμετροι έμειναν αναλλοίωτες.

Οι ολομέταλλοι κινητήρες Wankel αποτελούν σίγουρα ανταγωνιστικότητα σχέδια. Ενώ όμως η πρόοδος επί των βασικών παραμέτρων τους είναι συνεχής, η αντίστοιχη έρευνα επί των υλικών κατασκευής του διεξάγεται με πολύ πιο αργούς ρυθμούς. Είναι χαρακτηριστικό ότι η εταιρία Mazda δεν έχει προχωρήσει σε σημαντικές βελτιώσεις στον τομέα αυτόν από το 1970, οπότε και πρωτοπαρουσίασε τον κινητήρα της. Η σημαντικότερη από αυτές τις καινοτομίες αφορά τη χρήση κεραμικών υλικών με τέτοιες ιδιότητες ώστε να βελτιώνεται η συμπεριφορά της μηχανής τόσο σε θέματα απόδοσης όσο και αντοχής έναντι παντός είδους καταπόνησης.

Στη συνέχεια θα αναφέρουμε ορισμένα χαρακτηριστικά των συμβατικών χρησιμοποιούμενων μετάλλων.

16.2. Κοινά μεταλλικά υλικά κινητήρων

Η χρήση κοινών μετάλλων στην κατασκευή των διαφόρων εξαρτημάτων ενός κινητήρα παρουσιάζει ποικίλες δυσκολίες. Τα κυριότερα χαρακτηριστικά τους που μας προβληματίζουν είναι το χαμηλό σημείο τήξης τους σε σχέση με τις θερμοκρασίες λειτουργίας των Μ.Ε.Κ (εντονότατη θερμική καταπόνηση και συνεπώς φθορά), καθώς και η υψηλή θερμική τους αγωγιμότητα, ιδιότητα που είναι υπεύθυνη για τη διαφυγή θερμότητας κατά την καύση και κατά συνέπεια τη μείωση του ολικού θερμικού βαθμού απόδοσης. Είναι γνωστό ότι περίπου το 1/3 της παραγόμενης θερμότητας κατά την καύση στις Μ.Ε.Κ δεν είναι εκμεταλλεύσιμο.

Η μέγιστη θερμοκρασία στην οποία μπορεί να εκτεθεί ένα τέτοιο υλικό δεν πρέπει να ξεπερνά τους 600°C. Όμως υπό τέτοιες συνθήκες είναι αδύνατον να έχουμε καύση του εργαζόμενου μέσου του κινητήρα. Παράλληλα, η υψηλή θερμική αγωγιμότητά του καθιστά απαραίτητη την ύπαρξη υγρού ψυκτικού μέσου το οποίο καλείται να απορροφήσει έως και 30% της παραγόμενης θερμότητας εντός του θαλάμου (τιμή που κρίνεται αρκετά υψηλή), ενώ ένα άλλο πρόβλημα που προκύπτει από την προβληματική καύση του κινητήρα εντός του προαναφερθέντος θερμοκρασιακού πεδίου αφορά με την παρουσία

άκαυστου μίγματος στο καυσαέριο και την επακόλουθη περιβαλλοντική επιβάρυνση.

16.3. Κεραμικά υλικά κινητήρων

16.3.1. Γενικά

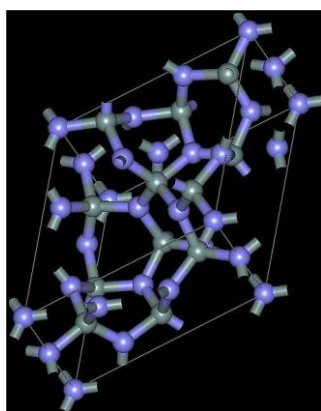
Τα κεραμικά υλικά, σε αντίθεση με τα συνηθισμένα μέταλλα, έχουν υψηλότερη αντοχή σε δυσμενή θερμοκρασιακά πεδία. Κατά συνέπεια, οι αντίστοιχες μηχανές μπορούν να δουλέψουν με υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας και υψηλότερο βαθμό απόδοσης. Έτσι αυξάνεται η αναπτυσσόμενη ισχύς, μειώνεται η κατανάλωση καυσίμου και παράγονται ρύποι φιλικότεροι προς το περιβάλλον. Παράλληλα ο κινητήρας γίνεται ανεκτικότερος σε καύσιμα ποικίλου αριθμού οκτανίων (multi-fuel capacity).

16.3.2. Είδη κεραμικών υλικών

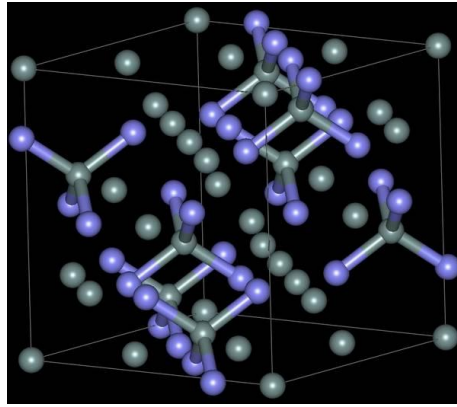
Τα υλικά που εξετάζονται προς χρήση στους κινητήρες Wankel είναι τα εξής:

1) νιτρίδια του πυριτίου (Si_3N_4): Αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα κεραμικά κράματα που σχετίζεται άμεσα με τις μηχανές εσωτερικής καύσης καθώς και με τις θερμικές στροβιλομηχανές. Το όριο θέρμανσής του εντοπίζεται στους 1850°C , καθώς από κει και πέρα διασπάται σε πυρίτιο και άζωτο.

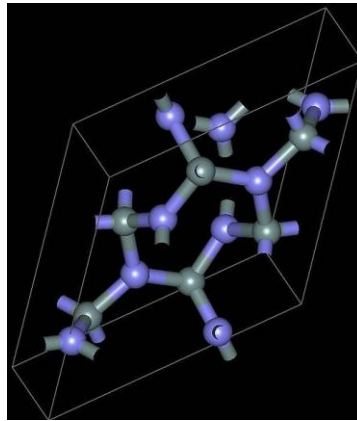
Οι κρυσταλλικές μορφές στις οποίες απαντάται απεικονίζονται στις παρακάτω εικόνες:



Εικόνα 16.1. Τριγωνικό-α Si_3N_4



Εικόνα 16.2. Κυβικό-γ Si₃N₄



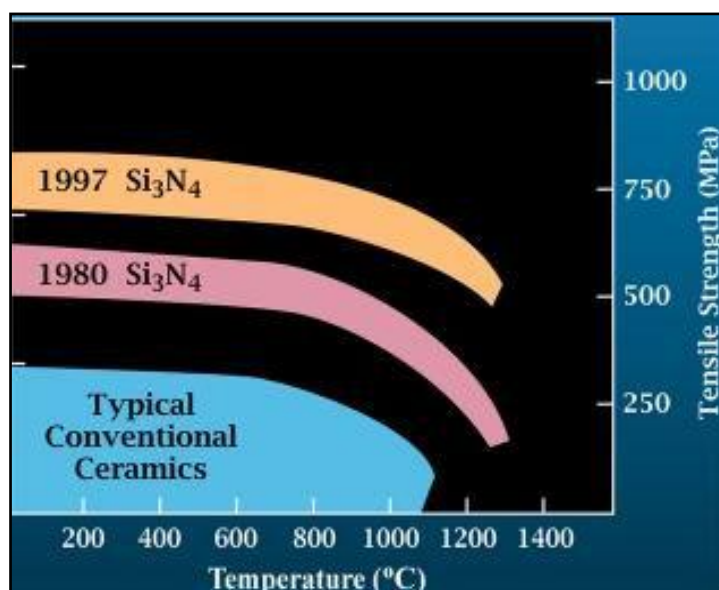
Εικόνα 16.3. Εξαγωνικό-β Si₃N₄

Γενικότερη καταπόνηση των υλικών αυτών συμβαίνει παρουσία οξειδωτικών παραγόντων και σε συνθήκες έντονης θερμοκρασίας, υψηλής θερμοκρασίας και διάβρωσης. Στην περίπτωση αυτή, σχηματίζεται λεπτό στρώμα νιτρικού οξέος επί της επιφανείας τους, το οποίο μετασχηματίζεται σταδιακά σε υδροξείδιο το οποίο προκαλεί τοπική διάβρωση του υλικού και κατά συνέπεια εξασθένηση των ιδιοτήτων του.

Το υλικό αυτό εμφανίζει αξιοσημείωτη αντοχή σε θερμικές καταπονήσεις (δεν τήκεται εύκολα λόγω των ισχυρών ομοιοπολικών δεσμών), καθώς και σε ερπυσμό. Απ' την άλλη όμως, η χαμηλή αντοχή του σε δυναμικές καταπονήσεις και η έντονη ψαθυρότητα το καθιστά ακατάλληλο για χρήση σε εφαρμογές όπως η κατασκευή ένσφαιρων τριβέων.

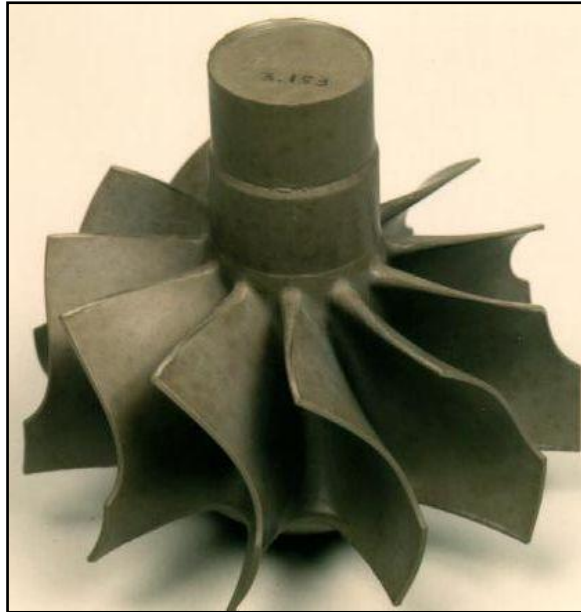
Από τη στιγμή που η φαθυρότητα αυτή αποτελεί έμφυτο χαρακτηριστικό του υλικού, οφειλόμενη στο είδος των ομοιοπολικών (ή ιοντικών) δεσμών του, λίγα περιθώρια βελτίωσης μπορούν να υπάρξουν μέσω προσμίξεων. Η ανάπτυξη παραπλήσιων κραμάτων όπως διάφορα κεραμικά σύνθετα (ceramic matrix composites-CMC) θα μπορούσε να βοηθήσει στο πρόβλημα, όπως και κει η εξέλιξη βρίσκεται σε πρώιμο στάδιο.

Στο Σχήμα 16.1 απεικονίζεται η εξέλιξη της αντοχής των κεραμικών υλικών συναρτήσει της θερμοκρασίας με την πάροδο των ετών:



Σχήμα 16.1. Αντοχή των κεραμικών υλικών συναρτήσει της θερμοκρασίας.

Παρά τα όποια μειονεκτήματα όμως, το νιτρίδιο του πυριτίου χρησιμοποιείται ευρύτατα σε εξαρτήματα κινητήρων εσωτερικής καύσης υψηλών θερμοκρασιών(εικόνες 16.4,16.5), όπως είναι οι θερμικές στροβιλομηχανές.



Εικόνα 16.4. Πτερωτή κατασκευασμένη από νιτρίδιο του πυριτίου.

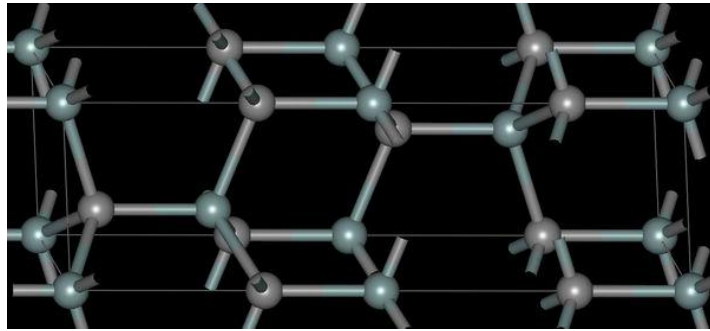


Εικόνα 16.5. Εξαρτήματα θερμικών μηχανών κατασκευασμένα από νιτρικό πυρίτιο.

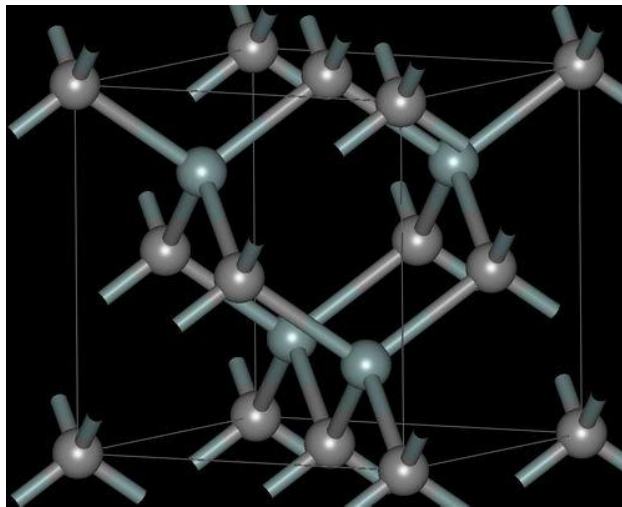
2) Πυριτιούχο καρβίδιο (SiC): Αποτελεί υλικό πολύ υψηλής σκληρότητας, το οποίο τα τελευταία χρόνια χρησιμοποιείται σε κινητήρες πολύ μικρού μεγέθους. Παρόλα αυτά, παρουσιάζει τα ίδια μειονεκτήματα από πλευράς

αντοχής σε σχέση με το πυριτιούχο νιτρίδιο, ενώ η αντοχή του σε θραύση είναι ακόμη μικρότερη. Συνεπώς μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε μηχανολογικές εφαρμογές όπου τα πεδία εφαρμοζόμενων τάσεων δεν είναι έντονα.

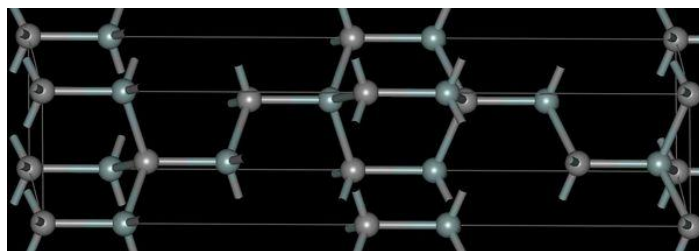
Οι κρυσταλλικές μορφές στις οποίες απαντάται απεικονίζονται παρακάτω:



Εικόνα 16.6. 4C-SiC



Εικόνα.16.7. 3C-SiC



Εικόνα 16.8. 6C-SiC

3) Οξειδία του αργιλίου(Al_2O_3): Στην κατηγορία αυτή ανήκει το κορούνδιο, το οποίο απαντάται σε πληθώρα βιομηχανικών εφαρμογών.

Αυτή η κατηγορία υλικών χρησιμοποιείται κυρίως σε εφαρμογές ηλεκτρικής μόνωσης. Η χρήση της σε κινητήρες ωστόσο είναι σπάνια, λόγω χαμηλής αντοχής έναντι θραύσης και υψηλής θερμικής αγωγιμότητας. Ωστόσο, ορισμένα είδη της κατηγορίας αυτής χρησιμοποιούνται στην κατασκευή εξαρτημάτων για κινητήρες πολύ μικρού μεγέθους(π.χ. μικροτουρμπίνες).

4) Κράματα ζirkονίου(Zr): Αυτά τα βιομηχανικά υλικά καλούνται συχνά και «κεραμικοί χάλυβες», λόγω της υψηλής αντοχής έναντι θραύσης που παρουσιάζουν σε σχέση με τα υπόλοιπα κεραμικά. Η χρήση τους στη μόνωση του θαλάμου καύσης λόγω υψηλής θερμοκρασιακής αντοχής αποτελεί αντικείμενο ερευνών για πάνω από 30 χρόνια, όμως δεν παρατηρείται εξέλιξη με γρήγορους ρυθμούς.

Τα κράματα ζirkονίου αντέχουν σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες (της τάξης των $2000^{\circ}C$ και πάνω), ενώ μπορούν να διατηρήσουν σε ικανοποιητικό βαθμό τις μηχανικές τους ιδιότητες ακόμη και κοντά στο σημείο τήξης τους ($2750^{\circ}C$). Απ' την άλλη όμως εμφανίζουν και εκείνα τρωτά σημεία όπως η χαμηλή αντοχή σε ερπυσμό και η μικρή ανοχή σε απότομες θερμοκρασιακές διακυμάνσεις (όχι παραπάνω από $\Delta T=350^{\circ}C$).

Λόγω των δύο πολύ σημαντικών πλεονεκτημάτων που αναφέραμε, τα κράματα αυτά χρησιμοποιούνται ευρέως στην κατασκευή εξαρτημάτων θερμικών μηχανών. Ειδικά η πολύ χαμηλή τους θερμική αγωγιμότητα τα καθιστά ιδιαίτερα χρήσιμα. Αυτό σημαίνει ότι οι κινητήρες των οποίων ο θάλαμος καύσης είναι κατασκευασμένος από ζirkονιούχα κράματα συγκρατεί πολλή περισσότερη θερμότητα απ' ότι τα υπόλοιπα υλικά, και με αυτόν τον τρόπο σχεδόν αδιαβατικές συνθήκες καύσης. Κατά συνέπεια, έχουμε και μικρότερες απαιτήσεις ψύξης των γειτονικών τμημάτων.

Κατά τη δεκαετία του '80 η Ford Motor Company χρησιμοποίησε κατά κόρον τέτοια υλικά κατά την κατασκευή των κινητήρων της. Όσον αφορά τις θερμικές στροβιλομηχανές, η υιοθέτηση κραμάτων ζirkονίου συνεπάγεται υψηλότερες θερμοκρασίες εισόδου και κατά συνέπεια υψηλότερο βαθμό απόδοσης.

16.3.4. Σταθμοί στη χρήση κεραμικών υλικών στις ΜΕΚ-

συμπεράσματα

1) Κατά τη δεκαετία του '80, στα πλαίσια ερευνητικού προγράμματος, ζirkονιούχα κεραμικά υλικά δοκιμάστηκαν επιτυχώς σε παλινδρομικές μηχανές εσωτερικής καύσης. Το τεστ διεξήχθη σε πειραματικό μονοκύλινδρο κινητήρα Diesel άμεσου ψεκασμού διαμέτρου χιτωνίου 80mm και διαδρομής εμβόλου 80mm στο πλήρες φορτίο του. Βάσει των αποτελεσμάτων, ο κεραμικός μη ψυχόμενος κινητήρας έχει 5-9% λιγότερη κατανάλωση σε σχέση με αντίστοιχο κοινό υδρόψυκτο. Παράλληλα, η διάρκεια ζωής των κεραμικών εξαρτημάτων διαπιστώθηκε ότι αντιστοιχεί έως και σε 500 ώρες λειτουργίας!

2) Βάσει έρευνας της NASA που πραγματοποιήθηκε το 1984, διαπιστώθηκε ότι οι επιδόσεις των κινητήρων Wankel θα μπορούσαν να βελτιωθούν αν μειωνόταν η θερμική αγωγιμότητα των εξαρτημάτων που απαρτίζουν το θάλαμο καύσης. Το επακόλουθο αυτής της καλύτερης εκμετάλλευσης της παραγόμενης θερμότητας είναι η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 25% (με πρόσθετη μείωση 5% στην περίπτωση όπου μειώνονται οι απαιτήσεις του συστήματος ψύξης) και η αύξηση της παραγόμενης ισχύος κατά 34%. Μια δεύτερη έρευνα του 1988 από την ίδια εταιρία κατέληξε στο συμπέρασμα ότι η τοποθέτηση συνήθους θερμομονωτικού χιτωνίου σε κινητήρα Wankel άμεσου ψεκασμού-στρωματικής γόμωσης δεν έχει ουσιαστικά αποτελέσματα λόγω της ύπαρξης πεδίου υψηλών θερμικών τάσεων, και τονιζόταν ότι η επιλογή του συγκεκριμένου υλικού κατασκευής αποτελεί σημαντικό και πολύπλοκο ζήτημα. Έτσι άνοιγε ο δρόμος για τη μελέτη χρήσης άλλων υλικών για την εφαρμογή αυτή.

3) Έχει διαπιστωθεί ότι η τοποθέτηση κεραμικής επένδυσης πάχους 1mm επί της εσωτερικής επιφάνειας του κυλίνδρου και πάχους 2mm επί της κεφαλής του εμβόλου σε κινητήρες Diesel μειώνει τη ροή θερμότητας προς το ψυκτικό μέσο κατά 9%, ενώ αυξάνει την αντίστοιχη ροή στο έλαιο κατά 3%.

4) Η έρευνα του Dr Harold Sliney για λογαριασμό της NASA το 1990 έδειξε ότι ένα είδος στερεού λιπαντικού μέσου, το επωνομαζόμενο PS212, μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε μεταλλικό κινητήρα Wankel για έντονα θερμοκρασιακά πεδία. Συγκεκριμένα, ο ψεκασμός «πλάσματος» χρωμιούχου καρβιδίου

μεταλλικής βάσης με πρόσθετα αργύρου και φθοριούχου άλατος, σε συνδυασμό με τη χρήση χιτωνίου σύστασης ζirkονίου επί του επιτροχειδούς πλαισίου προσφέρει (πέρα από τη θερμομόνωση) και ικανοποιητική ποιότητα λίπανσης σε θερμοκρασίες πάνω από τους 900°C.

5) Βάσει μιας ακόμη έρευνας, ελαφρά μέταλλα όπως είναι ο χρυσός και ο άργυρος μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως στερεά λιπαντικά μέσα σε υψηλές θερμοκρασίες. Συγκεκριμένα, λεπτό φιλμ χρωμίου-χρυσού αποτελεί αποτελεσματικό είδος λιπαντικού ακόμη και σε θερμοκρασίες πάνω από τους 1000°C, ενώ παρουσίασε αξιοσημείωτη αντοχή σε φθορά έναντι τριβής.

Οι παραπάνω έρευνες, καθώς και πολλές άλλες ακόμη, μας οδηγούν στο συμπέρασμα ότι αν μονώσουμε το θάλαμο καύσης μιας Μ.Ε.Κ με κεραμικό υλικό, μπορούμε να μειώσουμε τις απώλειες θερμότητας και να επιτύχουμε καλύτερο βαθμό απόδοσης. Επιπλέον, τα στερεά λιπαντικά μέσα που προαναφέρθηκαν μπορούν να ελαχιστοποιήσουν τη φθορά που παρατηρείται λόγω επαφής των ακμών του τριγωνικού εμβόλου και του επιτροχειδούς πλαισίου σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες, όπου τα συνήθη υγρά λιπαντικά παύουν να καθίστανται λειτουργικά.

Κεφάλαιο 17. Χαρακτηριστικοί

Wankel παραγωγής-

εφαρμογές

17.1. Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό θα παραθέσουμε ενδεικτικά ορισμένα από τα μοντέλα παραγωγής (στον τομέα της αυτοκίνησης και μη) στα οποία τοποθετήθηκαν κινητήρες τύπου Wankel. Ανεξάρτητα από την επιτυχία του κάθε μοντέλου, στο σύνολό τους αποτέλεσαν σημαντικούς σταθμούς της πορείας του Wankel στο χώρο της μηχανολογίας. Με τον τρόπο αυτό κατάφερε εν μέρει να εδραιωθεί ως μια αρκετά ανταγωνιστική εναλλακτική λύση σε σχέση με τις συμβατικές Μ.Ε.Κ.

Η αναφορά μας δε θα μπορούσε παρά να είναι εκτενέστερη για το μοντέλο RX-8 της εταιρίας Mazda, καθώς αποτελεί τη χαρακτηριστικότερη περίπτωση επιτυχούς εφαρμογής του κινητήρα Wankel στην αυτοκίνηση αλλά και στο πεδίο των μηχανολογικών εφαρμογών γενικότερα.

17.2. Εφαρμογές

17.2.1. NSU Ro80



Εικόνα 17.1. NSU Ro80.

Το sedan Ro80 παρήχθη από την εταιρία NSU στο διάστημα 1967-1977 και αποτέλεσε μια από τις πρώτες απόπειρες αυτοκινητοβιομηχανίας για προώθηση αυτοκινήτου με κινητήρα Wankel. Μάλιστα, το 1968 ψηφίστηκε ως το αυτοκίνητο της χρονιάς, κάτι που αποδεικνύει την αίσθηση που προκάλεσαν οι ενσωματωμένες καινοτομίες του.

Ο κινητήρας Wankel διπλού εμβόλου του Ro80 είχε κυβισμό 995cm^3 και απέδιδε 113HP. Η κίνηση μεταδιδόταν στους εμπρόσθιους τροχούς με το επαναστατικό ημιαυτόματο σύστημα οδοντωτής μετάδοσης τριών ταχυτήτων της Fichter & Sachs, το οποίο εκτός των άλλων ενσωμάτωνε κατάλληλο μετατροπέα ροπής (torque converter).

Δυστυχώς όμως το συγκεκριμένο μοντέλο απέκτησε γρήγορα κακή φήμη ως αναξιόπιστο. Τα προβλήματα σχετίζονται κυρίως με την ανεξέλεγκτη φθορά των ακμών του τριγωνικού εμβόλου του κινητήρα του. Είναι χαρακτηριστικό

ότι ορισμένα από τα πρώτα Rο80 απαιτούσαν ολική αντικατάσταση κινητήρα μετά τα 50.000km, με τις πρώτες ενδείξεις φθοράς να γίνονται ορατές ήδη από τα 24.000km. Επιπλέον οι απαιτήσεις του κινητήρα σε καύσιμο ήταν όντως υπερβολικές, ενώ και οι γνώσεις επί των σχεδίων Wankel της εποχής δεν επαρκούσαν ώστε να παρακαμφούν τέτοιου είδους προβλήματα.

Γύρω στο 1970 παρουσιάστηκαν βελτιωμένες εκδόσεις του Rο80, αλλά το γόητρο του αυτοκινήτου είχε ήδη πληγεί ανεπανόρθωτα. (Συνέπεια αυτού υπήρξε η οικονομική δυσπραγία της NSU και η εξαγορά της από τον όμιλο Volkswagen). Για να μπορέσει η εταιρία να διατηρήσει το Rο80 στην παραγωγή, έφτασε στο σημείο να υιοθετήσει τον κινητήρα V4 Essex τον οποίο χρησιμοποιούσε η εταιρία Ford στο μοντέλο Mk1 Transit. Ο συγκεκριμένος κινητήρας όμως ήταν πολύ πιο τραχύς λειτουργικά από τον πολύ ομαλότερο αρχικό κινητήρα του Rο80, και συνεπώς και αυτή η προοπτική καταδικάστηκε σε αποτυχία.

Τα διδάγματα από το Rο80, καθώς και από άλλα πρωτότυπα της NSU, θα αποδεικνύονταν πολύ χρήσιμα σε εταιρίες όπως η Mazda που αποτελεί τον κυριότερο θιασώτη των κινητήρων Wankel έως σήμερα, όπως θα δούμε και στη συνέχεια.

17.2.2. Mazda RX-8

17.2.2.1. Οι πρωτότυπες εκδόσεις

Όλοι οι κινητήρες Wankel της εταιρίας Mazda βασίζονται στον πρωτότυπο PLM κινητήρα του Felix Wankel που παρουσιάστηκε τη δεκαετία του '60. Με την πάροδο των ετών φυσικά σημειώθηκαν ποικίλες βελτιώσεις όπως είναι η αύξηση του όγκου εμβολισμού και η υπερπλήρωση.

Τα σχέδια της εταιρίας αυτής έγιναν γνωστά για το μικρό τους μέγεθος, το χαμηλό βάρος, τη μεγάλη παραγόμενη ισχύ και την υψηλή τιμή λόγου ισχύος/βάρος. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιήθηκαν εκτός των άλλων και σε εφαρμογές όπου το βάρος χρειαζόταν να κρατηθεί σε χαμηλά επίπεδα, όπως σε ελαφρά αεροσκάφη επιδείξεων.



Εικόνα 17.2. Mazda RX-8 με κινητήρα Wankel (Πρόσφατη έκδοση).

Ο πρωτότυπος Wankel της Mazda ήταν ο 40A, ένας κινητήρας απλού εμβόλου παραπλήσιος του KKM400 της NSU. Παρόλο που δεν εισήλθε ποτέ στην παραγωγή, το σχέδιο αυτό αποτέλεσε την πλατφόρμα ερευνών για τους μηχανικούς της εταιρίας, και σ' αυτό πρωτοεπιτοπίστηκαν τα δύο μείζονα προβλήματα αυτής της κατηγορίας κινητήρων: η υπερβολική κατανάλωση ελαίου και ο σχηματισμός αυλάκων από την κρουστική επαφή τριγωνικού εμβόλου-επιτροχειδούς πλαισίου, ο οποίος οφειλόταν σε ποικίλες δονήσεις και ταλαντώσεις των κινούμενων τμημάτων. Η κατανάλωση ελαίου περιορίστηκε με την προσθήκη κατάλληλων στεγανοποιητικών εξαρτημάτων επί των ακμών. Ο 40A είχε ακτίνα εμβόλου 90mm και πλάτος πλαισίου 59mm.

Ο πρώτος Wankel που δοκιμάστηκε σε αυτοκίνητο της Mazda (στο Mazda Cosmo) ήταν ο L8A διπλού εμβόλου. Το σύνολο παρουσιάστηκε στο Σαλόνι Αυτοκινήτου του Τόκιο το 1963. Οι ταλαντώσεις είχαν περιοριστεί χάρη στην προσεγγισμένη σχεδίαση των ακμών των εμβόλων, ενώ διέθετε και πιο εξελιγμένο σύστημα λίπανσης με ελαιολεκάνη (κάρτερ). Η διάμετρος του εμβόλου αυξήθηκε στα 98mm αλλά το πάχος του πλαισίου έπεσε στα 56mm.

Πέραν των εκδόσεων ποικίλου αριθμού εμβόλων του L8A, ο άμεσος διάδοχός του με την ονομασία 10A διπλού εμβόλου του 1965 αποτέλεσε τον πρώτο

Wankel παραγωγής της εταιρίας αυτής. Το πλαίσιο του κινητήρα αποτελούνταν από αλουμίνιο φινιρισμένο με χρώμιο, ενώ επί των ακμών του εμβόλου είχαμε ψεκασμό ανθρακούχου χάλυβα για καλύτερη αντοχή. Έτσι περιορίστηκε το πρόβλημα του σχηματισμού αυλάκων. Ο ρότορας ήταν κατασκευασμένος από χυτοσίδηρο ενώ η έκκεντρη άτρακτος ισχύος από ασάλι με πρόσμιξη χρωμίου-μολυβδαινίου (ιδιαίτερα δαπανηρό).

Σήμερα, η εμπορικότερη εφαρμογή του κινητήρα Wankel απαντάται στα μοντέλα RX-7 και RX-8 (Εικόνα 17.2). Παρακάτω θα αναφερθούμε στους κινητήρες τελευταίας γενιάς Wankel Renesis τις συγκεκριμένης εταιρίας, καθώς και σε μία νέα οικολογική πρόταση.

17.2.2.2. Κινητήρες Wankel Renesis τελευταίας γενιάς



Εικόνα 17.3. Κινητήρας Wankel Renesis.



Εικόνα 17.4. Τομή κινητήρα Wankel Renesis.

Ο νέος κινητήρας Wankel Renesis διπλού εμβόλου του RX-8 δε διαθέτει υπερσυμπιεστή σε αντίθεση με τα υπόλοιπα μηχανικά σύνολα των μοντέλων RX που προηγήθηκαν. Η βασική αιτία που απουσιάζει ο υπερσυμπιεστής από το νέο μηχανικό σύνολο είναι ότι έπρεπε να μειωθούν η κατανάλωση αλλά και οι εκπεμπόμενοι ρύποι και σύμφωνα με τους υπευθύνους της εταιρίας η εκπομπή καυσαερίων έχει μειωθεί κατά 20% σε σχέση με τον κινητήρα του RX-7. Ακόμα και χωρίς υπερσυμπιεστή, η ιπποδύναμη του κινητήρα έχει διατηρηθεί στα ίδια περίπου επίπεδα αλλά η μέγιστη ροπή του Renesis υστερεί κατά 28% συγκρινόμενη με τη μέγιστη ροπή του υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα του RX-7.

Επανασχεδιασμένες είναι οι θυρίδες εξαγωγής, οι οποίες είναι διπλές και βρίσκονται εκατέρωθεν του θαλάμου καύσης και όχι στην περιφέρεια. Η ίδια τεχνική έχει χρησιμοποιηθεί και στις θυρίδες εισαγωγής. Ο συγκεκριμένος σχεδιασμός συντελεί στο να αυξηθεί ο ρυθμός περιστροφής (κατά 2.000 rpm) ενώ δεν επιτρέπει να γίνει μεταφορά άκαυστων αερίων στη διαδικασία εισαγωγής, έχοντας σαν αποτέλεσμα την καλύτερη καύση του μείγματος. Η έκδοση High Power των 231 HP διαθέτει τρεις θυρίδες εισαγωγής (δύο έχει η έκδοση standard power με τους 192 HP) μεταβλητού χρονισμού, χαρίζοντας 30% καλύτερη πλήρωση του θαλάμου καύσης. Η ροπή στην έκδοση high power φτάνει τα 215 Nm στις 5.500 rpm ενώ στην έκδοση standard power τα 224 Nm στις 5.000 rpm. Οι αυλοί εισαγωγής είναι πλαστικοί με μεταβλητό

μήκος, ενώ το φίλτρο αέρα έχει διπλό άνοιγμα που ανοίγει όταν ανεβαίνουν οι στροφές, παρέχοντας περισσότερο αέρα. Οι τρεις ψεκασθήρες σε κάθε ρότορα που φροντίζουν για την τροφοδοσία ελέγχονται από ένα μικροεπεξεργαστή 32 bit ενώ σε κάθε ρότορα δύο μπουζί ευθύνονται για την ανάφλεξη του μείγματος.

Στο RX-8 ο κινητήρας είναι τοποθετημένος 40 mm χαμηλότερα και 60 mm πιο πίσω σε σχέση με την θέση του κινητήρα στο RX-7 συντελώντας στο να εξασφαλιστεί η ιδανική κατανομή βάρους (50-50%, με δύο επιβαίνοντες) ενώ μεταθέτει και το κέντρο βάρους πιο χαμηλά βελτιώνοντας την οδική συμπεριφορά.

Όπως προαναφέραμε, οι θυρίδες εξαγωγής του Renesis βρίσκονται στην πλευρά του θαλάμου, μακριά από την επιφάνεια ολίσθησης των λεπίδων στεγανοποίησης (ακμών) των εμβόλων. Έτσι, η περίμετρος του θαλάμου είναι πλέον συνεχής και χωρίς θυρίδες, με αποτέλεσμα οι απώλειες λιπαντικού να περιορίζονται σημαντικά επειδή δεν διαφεύγει πια το λάδι προς την εξαγωγή. Επιπλέον, οι λεπίδες στεγανοποίησης καλύπτονται μόνιμως από λάδι ώστε να λιπαίνονται μετά από κάθε επαφή τους πάνω από τις θυρίδες, με σκοπό να αυξηθεί η διάρκεια ζωής τους.

Renesis High Power (231 HP) & Renesis Standard Power (192 HP)

Ο Renesis High Power διαθέτει τρεις εγχυτήρες ψεκασμού καυσίμου για κάθε ρότορα. Η κάθε τριάδα αποτελείται από το Primary (Πρωτεύον), το Secondary (Δευτερεύον) και το Primary 2 (Πρωτεύον 2). Τα Primary είναι αυτά που λειτουργούν σε όλες τις συνθήκες. Τα Secondary ενεργοποιούνται υπό πίεση του κινητήρα, όταν αυτός ξεπεράσει τις 3.750rpm ενώ τα Primary 2 λειτουργούν όταν δέχεται ολοκληρωμένη πίεση, δηλαδή σε συνθήκες μέγιστου φορτίου. Ο Renesis Standard Power διαθέτει μόνο τους εγχυτήρες Primary και Secondary.

Η κυριότερη διαφορά μεταξύ των κινητήρων High Power και Standard Power εντοπίζεται στο σύστημα εισαγωγής. Ο Renesis High Power έχει τρεις θυρίδες εισαγωγής σε κάθε ρότορα αντί για δυο του Standard Power. Κάθε μία από τις θυρίδες αυτές συνδέεται με έναν αυλό εισαγωγής και η λειτουργία που ακολουθούν είναι παρόμοια με αυτή που ακολουθείται στους εγχυτήρες. Οι δυο θυρίδες ονομάζονται Primary και Secondary Ports και η τρίτη θυρίδα του

κινητήρα High Power ονομάζεται Auxiliary Port. Οι αυλοί εισαγωγής που συνδέονται με τις θυρίδες Secondary και Auxiliary μπορούν να σφραγίσουν μέσω κλαπέτων, ενώ οι αυλοί των Primary Ports μένουν πάντοτε ανοικτοί ώστε να λειτουργεί ο κινητήρας.

Πλεονεκτήματα - μειονεκτήματα

(+): Μικρότερα κινούμενα μηχανικά μέρη, λιγότεροι κραδασμοί, μειωμένες απώλειες ισχύος, μικρή χωρητικότητα ατμοσφαιρικού κινητήρα με μεγάλη απόδοση

(-): Κατανάλωση καυσίμου και λαδιού

Τεχνικά Χαρακτηριστικά *		
Κινητήρας Renesis	Twin Rotary STD-Power	Twin Rotary High Power
Κυβισμός (cm³)	654 x 2 ρότορες	654 x 2 ρότορες
Ισχύς (HP/rpm)	192/7.000	231/8.200
Ροπή (Nm/rpm)	220/5.000	211/5.500

*Εργοστασιακές μετρήσεις

17.2.2.3. Οικολογικός Wankel Renesis



Εικόνα 17.5. Wankel Renesis υδρογόνου.

Καθώς η αυτοκινητοβιομηχανία στρέφει την προσοχή της στα καύσιμα υδρογόνου ως εναλλακτική λύση για τη βενζίνη, η Mazda κατασκεύασε μια υδρογονοκίνητη εκδοχή του Renesis. Αυτός ο κινητήρας επιτρέπει στο RX-8 να λειτουργεί είτε με καύσιμο υδρογόνο είτε με βενζίνη και να επωφελείται από όλα τα πλεονεκτήματα του περιστροφικού κινητήρα.

Ο Renesis υδρογόνου ενσωματώνει ένα ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα έκχυσης υδρογόνου, όπου αυτό εγχέεται σε αερώδη μορφή. Το σύστημα αντλεί αέρα από την αριστερή πλευρά κατά τη διάρκεια του κύκλου εισαγωγής και χρησιμοποιεί διπλούς εγχυτήρες υδρογόνου σε καθεμία από τις διπλές υποδοχές των στροφείων του κινητήρα για να εγχέει απευθείας υδρογόνο στους θαλάμους εισαγωγής. Ο ξεχωριστός θάλαμος επαγωγής επίσης παρέχει πιο ασφαλή θερμοκρασία ώστε να εφαρμόζουν οι διπλοί εγχυτήρες υδρογόνου στα ελαστικά τους κλείστρα, τα οποία είναι ευπαθή στις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται σε έναν συμβατικό παλινδρομικό κινητήρα με έμβολα.

Για τη μεγιστοποίηση των πλεονεκτημάτων του περιστροφικού κινητήρα στο ρυθμό καύσης υδρογόνου, διαθέτει τον κατάλληλο χώρο για την εγκατάσταση δυο εγχυτήρων για κάθε θάλαμο εισαγωγής. Επειδή το υδρογόνο έχει εξαιρετικά χαμηλή πυκνότητα, απαιτείται πολύ μεγαλύτερη ισχύς έγχυσης σε σχέση με την βενζίνη, γεγονός που απαιτεί τη χρήση περισσότερων από έναν εγχυτήρα. Τυπικά, αυτό μπορεί να είναι δύσκολο να επιτευχθεί με έναν συμβατικό παλινδρομικό κινητήρα με έμβολα λόγω των κατασκευαστικών περιορισμών που εμποδίζουν την εφαρμογή εγχυτήρων στο θάλαμο καύσης. Παρ' όλα αυτά, με τους διπλούς εγχυτήρες υδρογόνου καταφέρνει να είναι πρακτικός και ικανός να παράσχει επαρκή ισχύ.

Η υδάτινης βάσης μπογιά τριών στρωμάτων στον κινητήρα Renesis υδρογόνου μειώνει δραματικά την εκπομπή οργανικών διαλυτικών ουσιών, εξοικονομεί ενέργεια μειώνοντας τη διαδικασία στεγνώματος και μειώνει τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα. Επιπλέον, τα φυτικής βάσης πλαστικά που χρησιμοποιούνται για τα εσωτερικά μέρη του οχήματος παρέχουν μια ελκυστική εναλλακτική λύση για τα πλαστικά που προέρχονται από φυσικά καύσιμα όπως το πετρέλαιο.

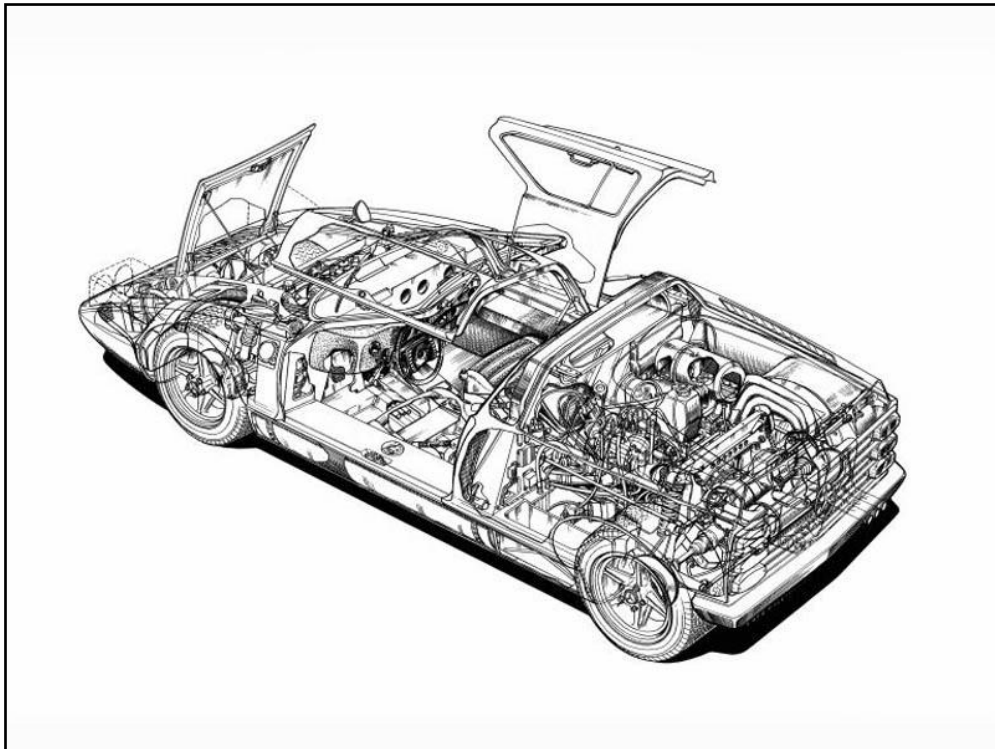
17.2.3. Mercedes Benz C-111



Εικόνα 17.6.Το C-111.



Εικόνα 17.7. Τομή του C-111.



Εικόνα 17.8. Σχεδιαστική απεικόνιση του C-111.

Το C-111 (C-111-I) πρωτοπαρουσιάστηκε στο Σαλόνι Αυτοκινήτου της Φρανκφούρτης το Σεπτέμβριο του 1969. Εξαρχής προοριζόταν να παραμείνει σε πειραματικό στάδιο και όχι να αποτελέσει το διάδοχο του κουπέ SL. Εν τούτοις άνοιξε νέους δρόμους, μεταξύ άλλων λόγω του αεροδυναμικού του σχεδίου και της χρήσης προηγμένων υλικών (όπως το φάιμπεργκλας), ενώ και οι επιδόσεις του υπήρξαν ανταγωνιστικές.

Ο Wankel του συγκεκριμένου μοντέλου ήταν το αποτέλεσμα της μακράς έρευνας της Mercedes επί των συγκεκριμένων κινητήρων από το 1962 (σειρές KP έως KC). Μάλιστα, υπήρξαν εξαντλητικές δοκιμές προτού δοκιμαστεί επί αμαξώματος. Αυτή η πορεία εξέλιξης τερματίστηκε με τον κινητήρα Wankel τεσσάρων εμβόλων DB M950 KE409 του C 111-II το 1970.

Ο πρώτος κινητήρας Wankel της κατηγορίας αυτής προσέδιδε στο C-111 αρκούντως ικανοποιητικές επιδόσεις στο C-111-I. Η έκδοση τριών εμβόλων του 1969 (600 cm³ ο όγκος εμβολισμού του κάθε ρότορα-συνολικός κυβισμός 1800cm³) απέδιδε 280HP, δίνοντας στο αυτοκίνητο τελική ταχύτητα 280km την ώρα και επιτάχυνση 0-100km/h σε 5 sec από στάση. Ο επόμενος κινητήρας του C-II τεσσάρων εμβόλων (2400cm³) απέδιδε 350HP, η τελική ταχύτητα προσέγγιζε τα 300km/h, ενώ η επιτάχυνση 0-100 έπεσε στα 4,8. Ο συγκεκριμένος κινητήρας ήταν απλής έναυσης, ενώ ο κινητήρας τριών εμβόλων του C-111-I βασιζόταν στη διπλή έναυση. Και οι δύο κινητήρες όμως υιοθέτησαν σύστημα άμεσης έγχυσης καυσίμου (τύπου Diesel).

Άλλα πλεονεκτήματα των κινητήρων αυτών αποτέλεσαν η ομαλή λειτουργία τους σε διάφορες συνθήκες (και από πλευράς θορύβου, καθώς και το συμπαγές σχήμα τους, κάτι που αποτελεί πάντα βασική απαίτηση για τις διάφορες εφαρμογές.

Παρά τις πολλά υποσχόμενες επιδόσεις τους, οι κινητήρες αυτοί δεν κατάφεραν να ευδοκιμήσουν για πολλούς λόγους. Ο κυριότερος ήταν η πολύ μεγάλη κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με παλινδρομικές μηχανές αντίστοιχης ισχύος, κάτι που καθιστούσε το σχέδιο ιδιαίτερα αντιοικονομικό.

Επιπλέον, την εποχή εκείνη δεν είχαν γίνει κατανοητές όλες οι παράμετροι καύσης εντός του υποθαλάμου μεταξύ του τριγωνικού εμβόλου και του επιτροχοειδούς πλαισίου, ώστε οι μηχανικοί να επιφέρουν τις κατάλληλες εκείνες βελτιώσεις που θα οδηγούσαν σε καλύτερη ποιότητα καύσης και σε υψηλότερους βαθμούς απόδοσης. Συνέπεια των προβλημάτων της καύσης

αποτέλεσε και η συγκέντρωση υψηλών ρύπων στα παραγόμενα καυσαέρια, με αποτέλεσμα οι κινητήρες αυτοί να αποδεικνύονται εκτός των άλλων και αντιοικολογικοί.

Έτσι, το 1971 η Mercedes αποφάσισε να εγκαταλείψει την εξέλιξη των συγκεκριμένων κινητήρων, καθώς πέραν των πλεονεκτημάτων τους δε μπόρεσαν να αποτελέσουν ολοκληρωμένες ανταγωνιστικές προτάσεις. Ωστόσο, η παρακαταθήκη της σχετικής έρευνας αποτελεί μια αναμφισβήτητα σημαντική κατάκτηση.

17.2.4. Citroen M35-GS Birotor

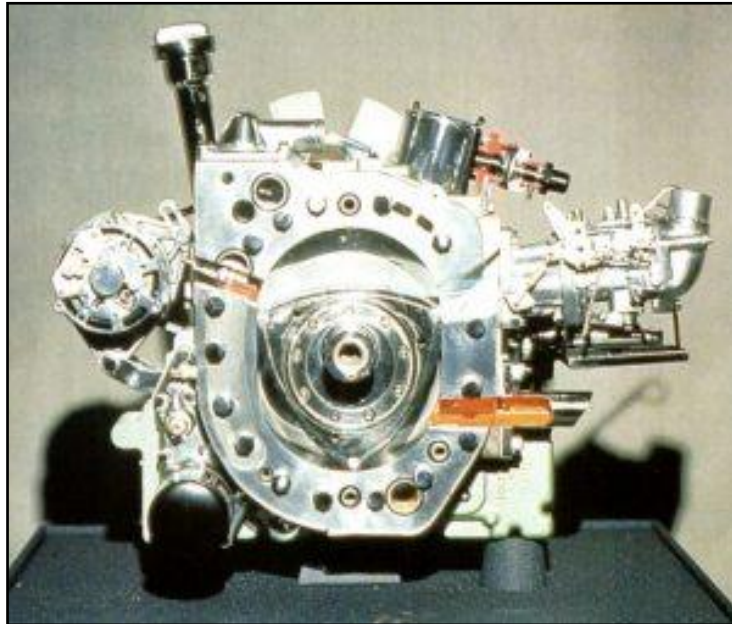


Εικόνα 17.9. Citroen M-35.



Εικόνα 17.10. Citroen GS Birotor.

Η αντίστοιχη πρόταση της Citroen στο χώρο των κινητήρων Wankel εμφανίστηκε το 1970 με το πρωτότυπο M35. Διέθετε υδρόψυκτο κινητήρα Wankel απλού εμβόλου (εικόνα 17.11) 6 φορολογίσιμων ίππων με όγκο εμβολισμού 993cm^3 , λόγο συμπίεσης 9:1, ισχύ 49HP στις 5500rpm και αναπτυσσόμενη ροπή 69Nm στις 2745rpm.



Εικόνα 17.11. Ο κινητήρας Wankel της Citroen.

Η τελική ταχύτητα του πρωτοτύπου έφτανε τα 144km/h, επιτάχυνε από 0-100km/h σε 19 sec και είχε κατανάλωση καυσίμου 9,68lt/100km. Το πρωτότυπο αυτό αποτελούσε στην ουσία τροποποιημένο δίθυρο κουπέ Citroen Ami με υδροπνευματική ανάρτηση.

Κατά τα έτη 1971-1972 κυκλοφόρησαν 267 M35s παραγωγής για τη διεξαγωγή δοκιμών, τα οποία διήνυσαν πάνω από 30.000.000km ώστε να διεξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα αναφορικά με τη στεγανοποίηση του εργαζόμενου μέσου, την επιτροχειδή διαμόρφωση και το σύστημα ψύξης.

Παράλληλα όμως η Citroen είχε σε εξέλιξη ένα νέο σχέδιο Wankel διπλού εμβόλου, τον κινητήρα 11 φορολογίσιμων ίππων COMOTOR 624, ο οποίος τοποθετήθηκε σε μια έκδοση του γνωστού GS, το GS Birotor. Ο κινητήρας

αυτός είχε όγκο εμβολισμού 1990cm^3 , βαθμό συμπίεσης 9:1, ισχύ 107HP στις 6500rpm και μέγιστη ροπή 138Nm στις 3000rpm.

Τα προβλήματα με τη στεγανοποίηση του εργαζόμενου μέσου, τις εκπομπές καυσαερίων και την υψηλή κατανάλωση δεν επέτρεψαν την περαιτέρω ανάπτυξη του συγκεκριμένου σχεδίου. Παράλληλα, η πετρελαϊκή κρίση καθώς και η αγορά της Citroen από την Peugeot (στην οποία δεν υπήρχε ιδιαίτερη ζέση για την ανάπτυξη τέτοιων κινητήρων) έθεσαν οριστικό τέλος σε αυτούς τους πειραματισμούς. Ίδια η κατάληξη λοιπόν με αντίστοιχες προτάσεις εταιριών όπως η Mercedes Benz (που προαναφέραμε), Rolls Royce(θα δούμε στη συνέχεια) και η General Motors.

Οπωσδήποτε, οι επιδόσεις ισχύος των συγκεκριμένων κινητήρων υπήρξαν ανώτερες συγκριτικά με αντίστοιχους παλινδρομικούς κινητήρες, αν συνυπολογίσουμε το γεγονός ότι οι προδιαγραφές όγκου εμβολισμού τους που προαναφέρθηκαν είναι διπλάσιες από τις πραγματικές. Έτσι ο κινητήρας του M35 είχε στην πραγματικότητα όγκο 497cm^3 και του Birotor 995cm^3 . Τα προβλήματα όμως υπερβολικής κατανάλωσης καυσίμου-ελαίου καθώς και ασταθούς συμπεριφοράς σε συνθήκες υπερτάχυνσης ήταν αναπόφευκτα. Βέβαια με τα σύγχρονα συστήματα πολλά από αυτά θα μπορούσαν να επιλυθούν, όχι όμως και η υπερκατανάλωση. Το μόνο θετικό που μας μένει να συμπεράσουμε αφορά στη γραμμικότητα της καμπύλης ροπής συναρτήσει των στροφών, κάτι που επέτρεπε τον πολλαπλασιασμό της παραγόμενης ροπής στις χαμηλές ταχύτητες μέσω ειδικού μετατροπέα κατά τη σύμπλεξη με ημιαυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων).

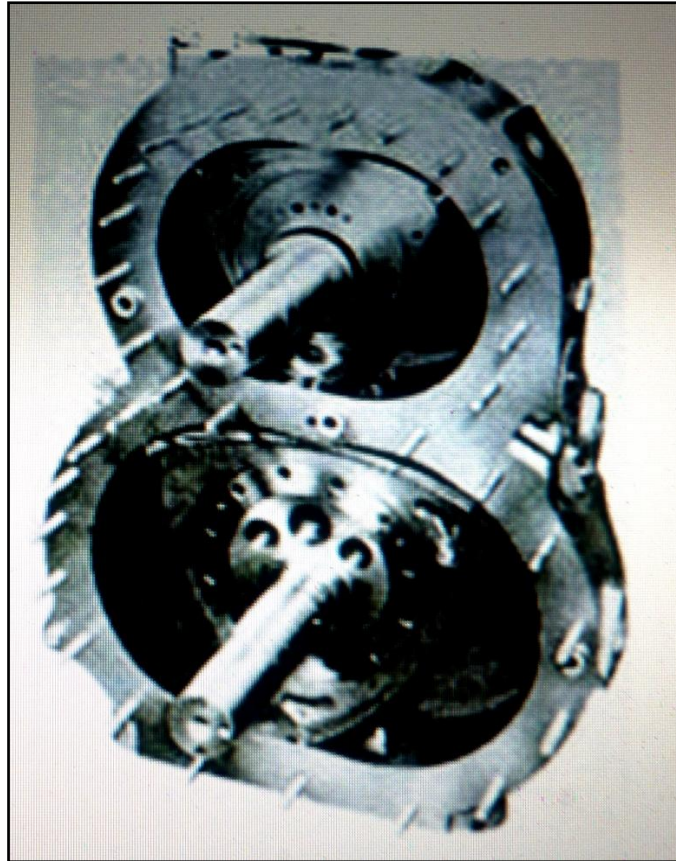
17.2.5. Κινητήρας Wankel διπλού εμβόλου (παράλληλων αξόνων) άμεσης έγχυσης της Rolls Royce



Εικόνα 17.12. Ο κινητήρας Wankel διπλού εμβόλου της Rolls Royce.

Η εταιρία κατασκευής πολυτελών οχημάτων και μηχανών αεροσκαφών Rolls Royce, στα πλαίσια έρευνας για λογαριασμό των Βρετανικών Ενόπλων Δυνάμεων, έθεσε σε εφαρμογή το 1965 την εξέλιξη του πρώτου κινητήρα Wankel της εταιρίας αυτής.

Ο κινητήρας αυτός ήταν και ο πρώτος «λειτουργίας Diesel». Η ιδιομορφία του έγκειτο στο γεγονός ότι διέθετε 2 περιστροφικούς ρότορες, όχι όμως ομοαξονικούς όπως συνηθίζεται σε Wankel διπλού εμβόλου, αλλά με παράλληλους άξονες. (Εικόνα 17.13).



Εικόνα 17.13. Τομή κινητήρα Wankel της Rolls Royce.

Εντός του μικρότερου επιτροχειδούς πλαισίου εργαζόταν ο ρότορας μικρής διαμέτρου (υψηλής πίεσης), ενώ στο μεγαλύτερο πλαίσιο τοποθετήθηκε το έμβολο μεγάλης διαμέτρου (χαμηλής πίεσης). Τα δύο έμβολα περιστρέφονταν με την ίδια ταχύτητα. Αυτό όμως που ενδεχομένως φαντάζει παράδοξο είναι ότι η έκκεντρη άτρακτος παραγόμενης ισχύος δεν αφορούσε το έμβολο του μικρού Wankel όπου γινόταν η έναυση, αλλά το Wankel μεγαλύτερης διαμέτρου ο οποίος όπως θα πούμε παρακάτω εκτελούσε χρέη συμπιεστή.

Άλλο κύριο χαρακτηριστικό του ήταν η άμεση έγχυση του καυσίμου στο θάλαμο καύσης. Στην περίπτωση αυτή ο κινητήρας εμφάνιζε τα πλεονεκτήματα μικρότερου βάρους (απουσία συστήματος εξαερωτή), αθόρυβης λειτουργίας, μεγαλύτερης χρηστικότητας καθώς και μικρότερων απαιτήσεων σε καταναλισκόμενο καύσιμο.

Ο κινητήρας αυτός προοριζόταν για χρήση σε στρατιωτικές εφαρμογές. Κατά συνέπεια, ο κύριος στόχος της εταιρίας δεν ήταν τόσο η καινοτόμος ανάπτυξη κινητήρα τύπου Diesel, όσο η ικανότητα του σχεδίου που θα προέκυπτε να

μπορεί να λειτουργεί με μεγάλη γκάμα καυσίμων, στοιχείο απαραίτητο σε περιόδους πολέμου όπου ο κινητήρας καλείται συνήθως να λειτουργήσει με ετερόκλητα καύσιμα.

Εν τέλει στα 1972 παρουσιάστηκε ο πρώτος ολοκληρωμένος κινητήρας. Με κυβισμό $(1265+3250) \text{ cm}^3$ και βάρος 410kg, ανέπτυξε 350HP στις 4500rpm. Δεδομένου όμως ότι οι συνήθεις μηχανές Diesel επιτύγχαναν λόγους συμπίεσης γύρω στο 16:1-20:1, η εταιρία δεν είχε άλλη επιλογή από την εφαρμογή υπερπλήρωσης, η οποία επιτυγχάνεται μέσω του τριγωνικού εμβόλου χαμηλής πίεσεως, ενώ το μικρότερο έμβολο της υψηλής πίεσεως αναπτύσσει την ωφέλιμη ισχύ καθώς εντός του επιτροχειδούς πλαισίου του πραγματοποιείται η έναυση.

Αν και ο συγκεκριμένος κινητήρας δεν τέθηκε ποτέ σε παραγωγή επί οχήματος, εν τούτοις αποτελεί σημαντική παρακαταθήκη για μελλοντική εξέλιξη επί βαρέων στρατιωτικών οχημάτων άνω των 1000HP καθώς και για στατικούς κινητήρες πάσης χρήσεως.

17.2.6. Audi A-1 e-tron



Εικόνα 17.14. Το Audi A1 e-tron.

Η Audi παρουσίασε στο πρόσφατο Σαλόνι Αυτοκινήτου της Γενεύης (2010) το A1 e-Tron Concept. Το πρωτότυπο αυτό είναι πλήρως υβριδικό και εφοδιάζεται με έναν ηλεκτροκινητήρα ισχύος 102HP, ενώ ένας κινητήρας Wankel 250cm³ (λειτουργία στις 5000rpm) μικρού μεγέθους, τοποθετημένος στο πάτωμα του αμαξώματος, βοηθά στην φόρτιση των μπαταριών του ηλεκτροκινητήρα εξασφαλίζοντας στο αυτοκίνητο αυξημένη αυτονομία.



Εικόνα 17.15. Ο κινητήρας Wankel του Audi A1 e-tron.

Το όχημα μπορεί να κινηθεί αποκλειστικά με τον ηλεκτροκινητήρα για 50km ενώ η συνολική αυτονομία του αυτοκινήτου ανέρχεται στα 200km με μέση κατανάλωση 1,9lt/100km. Οι εκπομπές CO₂ είναι μικρότερες από 45gr/km, ενώ τα επίπεδα θορύβου βρίσκονται σε πολύ χαμηλά επίπεδα, καθώς ακόμη και ο Wankel ακούγεται ελάχιστα όταν λειτουργεί.

17.2.7. Αεροπορικές εφαρμογές

Στον Πίνακα 17.1 παρατίθενται τα χαρακτηριστικά των κινητήρων της οικογένειας LCR που χρησιμοποιούνται σε αεροπορικές εφαρμογές (Εικόνες 17.16, 17.17):



Εικόνα 17.16. Αεροσκάφος με κινητήρα Wankel της οικογένειας LCR.



Εικόνα 17.17. Κινητήρας Wankel LCR επί αεροσκάφους.

Aircraft-engine LCR - 407 SGti

Design	single rotor injected engine
Dim. [mm] L x W x H l x w x h	481 x 462 x 430 404 x 280 x 285
Weight [kg] Engine Drive Electric system	25 6,5 3,5
Performance [kW(hp)] at speed [rpm]	27 (37) 6000
Torque [Nm] at speed [rpm]	42 4500
Displacement [cm ³]	407
BCFC [g/kWh]	300
Fuel	unleaded gasoline / Mogas (ROZ 92) or 1:80-mixture (premix)
Lubrication	standart-2-stroke-oil (API-TC)
Ignition unit	WANKEL tric-injection with engine management system
Electric starter	12 V / 900 W
Generator	14 V / 200 W
Standard specifikation	Engine equipment with electric starter, generator, airfilter, engine management system with twin spark ignition

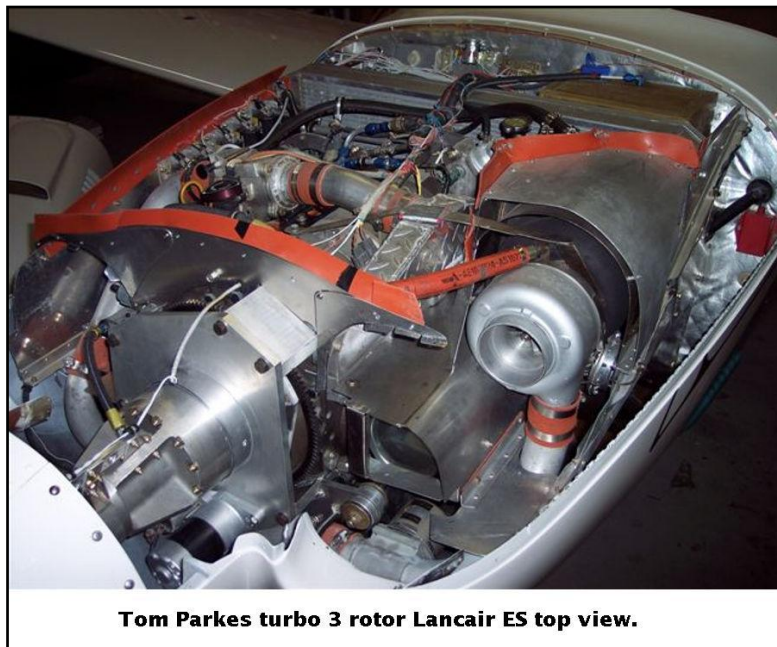
Aircraft engine LCR - 814 TGti

Design	twin rotor injected engine
Dim. [mm] L x W x H l x w x h	600 x 462 x 430 523 x 280 x 285
Weight [kg] Engine Drive Electric system	35 6,5 4,5
Performance [kW(hp)] at speed [rpm]	55 (75) 6000
Torque [Nm] at speed [rpm]	90 4000
Displacement [cm ³]	814
BCFC [g/kWh]	300
Fuel	unleaded gasoline / Mogas (ROZ 92) or 1:80-mixture (premix)
Lubrication	standart-2-stroke-oil (API-TC)
Ignition unit	WANKEL tric-injection with engine management system
Electric starter	12 V / 900 W
Generator	14 V / 200 W
Standard specifikation	Engine equipment with electric starter, generator, airfilter, engine management system with twin spark ignition

Στη συνέχεια παρατίθενται εικόνες ακροβατικών αεροπλάνων και των αντίστοιχων κινητήρων Wankel που φέρουν. Παρατηρούμε ότι οι εφαρμογές είναι πάρα πολλές και έχουμε πληθώρα σχεδίων και διατάξεων.



Εικόνα 17.18α.



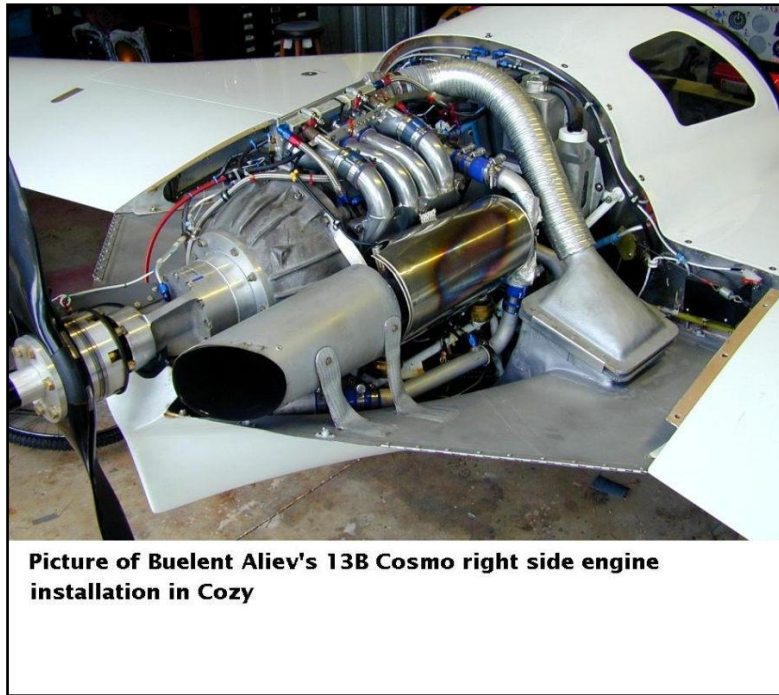
Εικόνα 17.18β.



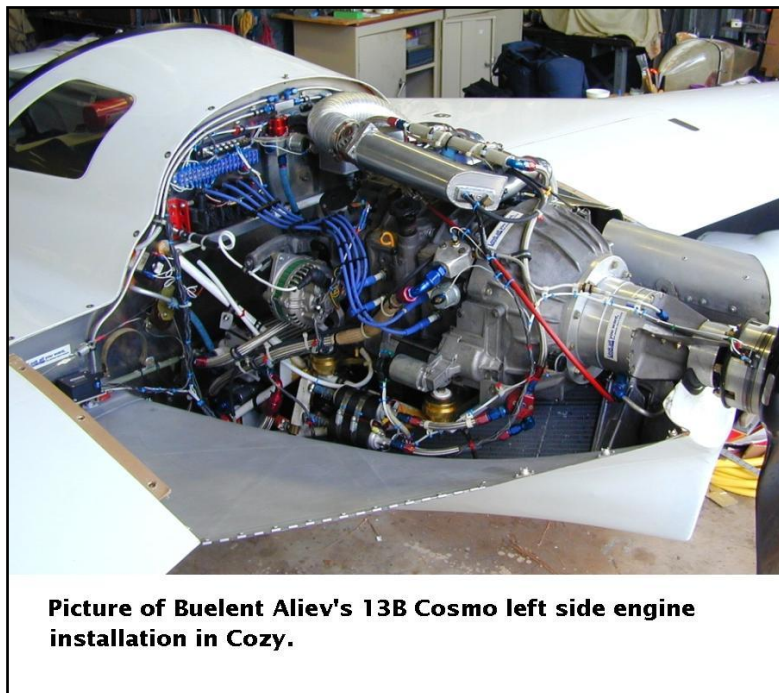
Εικόνα 17.19α.



Εικόνα 17.19β.



Εικόνα 17.20α.



Εικόνα 17.20β.



Mike Wills Mazda 13B powered Van's RV4.

Εικόνα 17.21α.



Mike Wills Mazda 13B powered Van's RV 4 left side.

Εικόνα 17.21β.



Εικόνα 17.22α.



Εικόνα 17.22β.



Mark Steitle Lancair ES Mazda three rotor.

Εικόνα 17.23α.

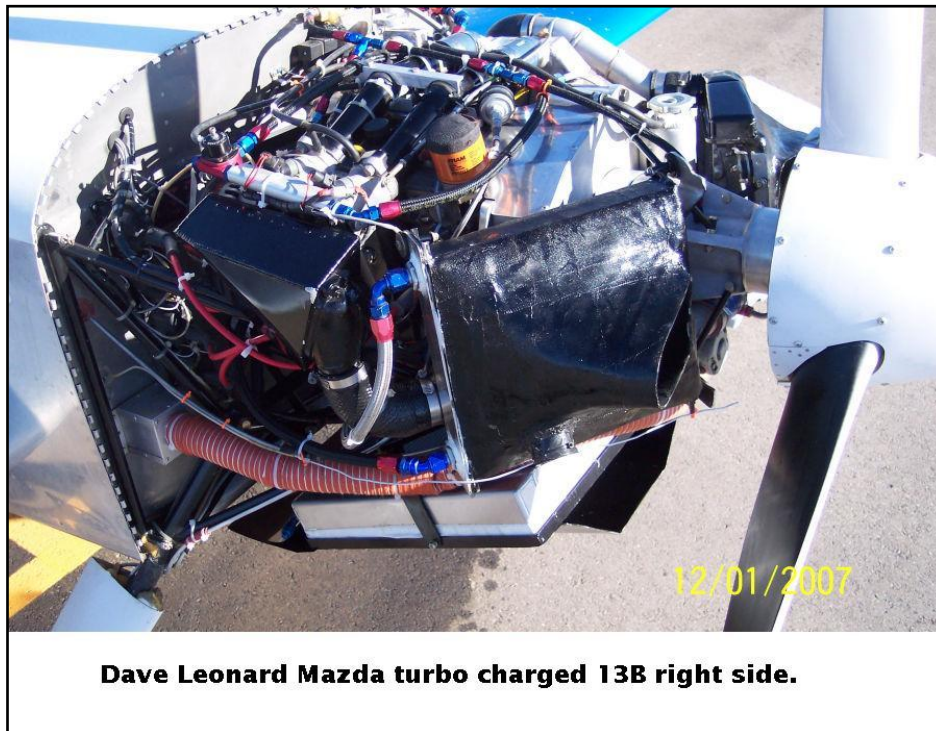


Mark Steitle Lancair ES Mazda three rotor left side.

Εικόνα 17.23β.



Εικόνα 17.24α.



Εικόνα 17.24β.

17.2.8. Το μη επανδρωμένο ιπτάμενο όχημα Sikorsky Cypher



Εικόνα 17.25. Το Sikorsky Cypher.

Το 1992 η εταιρία Sikorsky στις Ηνωμένες Πολιτείες, μετά από μια δεκαετία δοκιμών, παρουσίασε ένα μη επανδρωμένο όχημα καθέτου από/προσγείωσης, το «Cypher I» (Εικόνα 17.24) με κινητήρα Wankel δύο ομοαξονικών εμβόλων εντός κατάλληλου πλαισίου, το οποίο βελτίωνε τις παραμέτρους ασφάλειας του, και επιπλέον αύξανε την άνωση. Η διάμετρος του εμβόλου του κινητήρα ήταν 1.9m και η παραγόμενη ισχύς 53HP.

Το συγκεκριμένο πρωτότυπο πραγματοποίησε περί τις 500 πτήσεις δοκιμών. Τα διδάγματα που προέκυψαν από τα εξαντλητικά τέστ αυτού του πρωτοτύπου έως και το 1993 είχαν ως άμεση συνέπεια την παρουσίαση και δεύτερου πρωτοτύπου, του “Cypher II”. Το όχημα αυτό προσομοίαζε σε πολλά χαρακτηριστικά στον προκάτοχό του, αλλά διέθετε επίσης προπέλλα ώθησης καθώς και αποσπώμενα φτερά για αποστολές αναγνώρισης μακράς εμβέλειας. Στη έκδοση αυτή, το Cypher II ανέπτυξε τελική ταχύτητα 230km/h, ενώ η εμβέλειά του ξεπερνούσε τα 180km. Κατασκευάστηκαν δύο πρωτότυπα, ενώ είναι άγνωστο αν το όχημα αυτό θα εισέλθει τελικά στην παραγωγή.

Τα γενικά χαρακτηριστικά του οχήματος αυτού παρουσιάζονται παρακάτω:

Γενικά χαρακτηριστικά

- **Αριθμός ατόμων πληρώματος:** -
- **Μήκος:** 1.88 m
- **Διάμετρος ρότορα:** 1.22 m
- **Ύψος:** 0.61 m
- **Επιφάνεια:** 2.4 m²
- **Μικτό βάρος:** 120 kg
- **Μέγιστο βάρος απογείωσης:** 136-154 kg
- **Κινητήρας:** 1× UAV Engines AR801 Wankel rotary engine, 50 HP (37 kW)

Επιδόσεις

- **Μέγιστη ταχύτητα:** 60 mph (97 km/h)
- **Εμβέλεια:** 90-125 km
- **Επιχειρησιακή οροφή:** 2,440 m
- **Λόγος ισχύος/μάζα:** 0.32 kW/kg

Βιβλιογραφία

- 1) Κ. Δ. Ρακόπουλος (1988), «Αρχές εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Εισαγωγή–Λειτουργία–Θερμοδυναμική», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 2) Κ. Δ. Ρακόπουλος (2000), «Εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης II. Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 3) Κ. Δ. Ρακόπουλος (1994) «Εργαστηριακές δοκιμές και μετρήσεις εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 4) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση ρύπανση εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις Ε.Μ.Π.
- 5) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2006) «Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις ΕΜΠ.
- 6) C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2009) «Diesel engine transient operation», Springer, London.
- 7) R.F. Ansdale, «The Wankel Rotary Combustion (RC) Engine-Design and Performance», Editions ILIFFE Books Limited, 1968.
- 8) Felix Wankel, «The Rotary Piston Engines», 1963.
- 9) Ευθ.Α. Βουσούρα, «Μηχανές εσωτερικής καύσης».
- 10) Ν.Π. Δημόπουλου, «Μηχαναί Εσωτερικής Καύσεως-Γενικά Αρχαί», - Παραδόσεις στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα 1979.

Παραπομπές στο διαδίκτυο

1. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/Hbase/thermo/heaeng.html>
2. <http://homepages.ius.edu/kforinas/physlets/thermo/Otto.html>
3. <http://library.thinkquest.org/C006011/english/sites/diesel.php3?v=2>
4. http://en.wikipedia.org/wiki/Mazda_Wankel_engine
5. <http://www.dmack.net/mazda/information.html>
6. <http://blogs.motortrend.com/6214902/auto-review/2008-mazda-rx-8-happy-40th-anniversary-wankel-twin/index.html>
7. http://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_C111
8. <http://www.worldcarfans.com/104082310348/mercedes-benz-c-111-power-elegance-and-speed>
9. http://en.wikipedia.org/wiki/NSU_Ro_80
10. <http://retro-motoring.blogspot.com/2009/03/rolls-royce-make-wankel.html>
11. <http://www.citroenet.org.uk/miscellaneous/wankel/wankel2.html>
12. <http://www.flickr.com/photos/retromotoring/3363752372/>
13. <http://www.autoblog.gr/2010/03/01/audi-a1-e-tron-concept/>
14. <http://www.scribd.com/doc/27153927/Wankel-Engine>
15. <http://www.carsuk.net/audi-a1-e-tron-detail-its-a-wankel-electric/>