

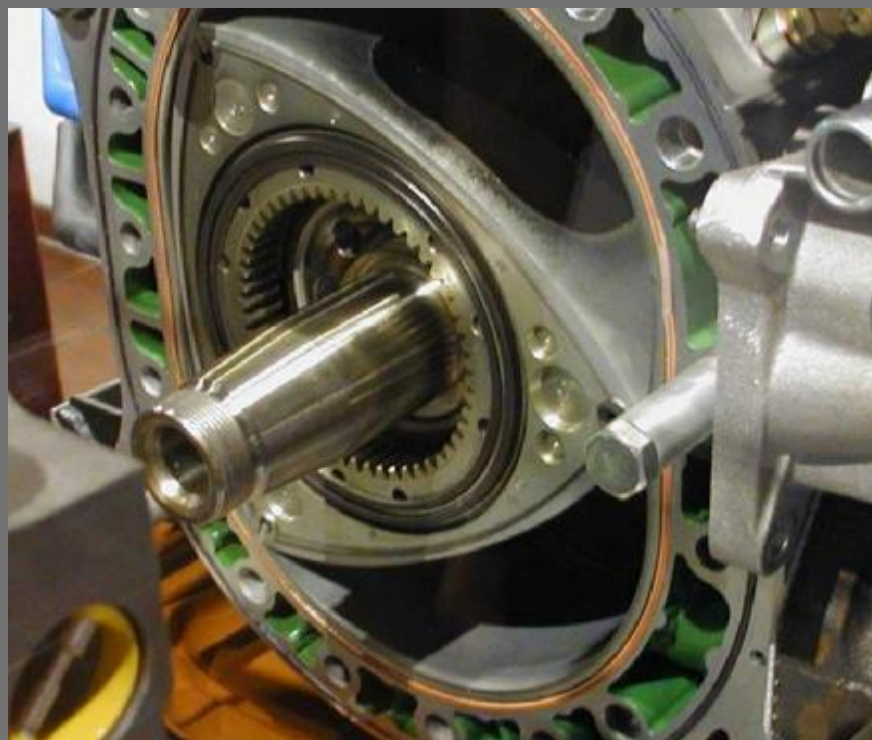
ΤΕΙ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ

ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΤΕ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

# Παρουσίαση και ανάλυση περιστροφικών κινητήρων WANKEL



ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: ΑΝΤΩΝΟΠΟΥΛΟΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ  
ΚΟΚΚΙΝΗΣ ΙΩΑΝΝΗΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: κ. ΚΩΝ/ΝΟΣ ΜΑΥΡΙΔΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2018



## **ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ**

Η παρούσα εργασία δεν θα γινόταν πραγματικότητα χωρίς την συμπαράσταση ορισμένων ανθρώπων.

Οι θερμότερες ευχαριστίες μας απευθύνονται στους δικούς μας ανθρώπους, οι οποίοι μας δίνουν δύναμη και κουράγιο για να προχωράμε μπροστά.

Επίσης ευχαριστούμε θερμά τον καθηγητή κ. Κων/νο Μαυρίδη για την άψογη καθοδήγηση και συνεργασία για το πέρας της παρούσας εργασίας

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία εξετάζεται το θέμα των περιστροφικών μηχανών Wankel με στόχο την κατανόηση του τρόπου λειτουργίας τους καθώς και της τεχνολογικής τους ανάπτυξης μέσα από την διερεύνηση της διαθέσιμης βιβλιογραφίας.

Η εργασία αναπτύσσεται μέσα από πέντε κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο αναλύονται κάποιες εισαγωγικές έννοιες σχετικά με τους περιστροφικούς κινητήρες Wankel, ενώ παρατίθεται η ιστορική εξέλιξη των διαφόρων μοντέλων που έχουν αναπτυχθεί από την εφεύρεση τους μέχρι σήμερα. Στο δεύτερο κεφάλαιο αναλύονται τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα των περιστροφικών κινητήρων, δίνοντας έμφαση στα μειονεκτήματα και το πώς αυτά επηρεάζουν την λειτουργία των κινητήρων. Στο τρίτο κεφάλαιο εξετάζονται τα συστήματα έγχυσης που έχουν δημιουργηθεί για την παροχή καυσίμου στο εσωτερικό των περιστροφικών κινητήρων με διερεύνηση της διαθέσιμης βιβλιογραφίας. Στο τέταρτο κεφάλαιο αναλύονται τα συστήματα έναυσης που έχουν αναπτυχθεί κατά καιρούς και τον τρόπο που έχουν βοηθήσει στην εξέλιξη των κινητήρων. Στο πέμπτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η συνολική τεχνολογική εξέλιξη των περιστροφικών κινητήρων και την διαμόρφωση τους μέσα από την έρευνα και την ανάπτυξη. Τέλος παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την εργασία και προτείνονται κάποια θέματα για μελλοντική έρευνα.

## **ABSTRACT**

This paper examines the issue of Wankel rotary engines in order to understand how they work and their technological development by exploring the available literature.

The work is developed through five chapters. In the first chapter we analyze some introductory concepts about Wankel rotary motors, and the historical evolution of the various models developed by their invention to date. In the second chapter we analyze the advantages and disadvantages of rotary engines, emphasizing the disadvantages and how they affect the operation of the motors. In the third chapter we investigate the injection systems that have been created to provide fuel in the rotary motors by exploring the available literature. In the fourth chapter we analyze the ignition systems that have been developed from time to time and how they have helped in the evolution of the engines. In the fifth chapter we present the overall technological development of rotary motors and their formation through research and development. Finally, the conclusions from the thesis are presented and some topics are proposed for future research.

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ .....	2
ΠΕΡΙΛΗΨΗ .....	3
ABSTRACT .....	4
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	5
Πίνακας Εικόνων και Πινάκων .....	7
1. ΙΣΤΟΡΙΑ ΤΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ .....	9
1.1 Δημιουργία των Περιστροφικών Κινητήρων .....	9
1.2 Διαδικασία Λειτουργίας του Κινητήρα Otto.....	10
1.3 Ο Περιστροφικός Κινητήρας Wankel .....	12
1.3.1 Λειτουργία της κινητήρα Wankel.....	14
1.4 Κύριες Διαφορές Μεταξύ Wankel και Εμβολοφόρων Κινητήρων.....	16
1.5 Η Εξέλιξη των Περιστροφικών Κινητήρων .....	17
2. ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ WANKEL.....	30
2.1 Τα Πλεονεκτήματα των Περιστροφικών Κινητήρων.....	30
2.2 Τα Μειονεκτήματα των Περιστροφικών Κινητήρων.....	31
2.3 Το Πρόβλημα της Κατανάλωσης Καυσίμου .....	32
2.3.1 Ο Θάλαμος Καύσης .....	32
2.3.2 Η ταχύτητα περιστροφής του στροφέα .....	34
2.3.3 Η Ανεπαρκής Στεγανοποίηση των Θαλάμων .....	34
2.3.4 Διαφοροποίηση του Βαθμού Απόδοσης στους Κύκλους Λειτουργίας.....	39
2.3.5 Η Κατανάλωση Λαδιού Ψύξης .....	39
2.3.6 Οι φθορές ενός κινητήρα Wankel.....	40
3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΓΧΥΣΗΣ .....	41
3.1 Γενικά.....	41
3.2 Το Σύστημα δυο Εγχυτήρων σε Σειρά .....	42
3.3 Σύστημα Έγχυσης Diesel.....	42
3.4 Σύστημα Ηλεκτρονικής Έγχυσης Καυσίμου Υψηλής Ταχύτητας.....	43
3.5 Σύστημα Σωματοποιημένης Καύσης με Δημιουργία της Φλόγας σε Υποθάλαμο .....	43
3.6 Διερεύνηση Διαθέσιμης Βιβλιογραφίας .....	44
4. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΝΑΥΣΗΣ ΤΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ .....	57

4.1 Σχέδια που έχουν αναπτυχθεί.....	57
4.2 Η σύγκριση των συστημάτων έναυσης με σπινθηριστή και με μπουζί πυρακτώσεως....	61
5. ΠΑΡΟΥΣΙΑ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΚΑΙ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΘΕΩΡΗΣΗ ΤΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ .....	67
5.1 Γενικά.....	67
5.2 Ανάπτυξη της Τεχνολογίας των Περιστροφικών Κινητήρων .....	67
5.2.1 Καύση Φτωχού Μίγματος στους Περιστροφικούς Κινητήρες.....	67
5.2.2 Υψηλή Απόδοση Περιστροφικών Κινητήρων.....	68
5.3 Υφιστάμενες Τεχνικές για Περιστροφικούς Κινητήρες και Ανάλυση της Μηχανικής Τριβής.....	69
5.4 Βελτίωση της Λίπανσης της Σφραγίδας Κορυφής .....	70
5.4.1 Άμεση έγχυση λιπαντικού ελαίου.....	70
5.4.2 Επιφανειακή επεξεργασία επί επιμετάλλωσης Cr της Τροχοειδούς.....	70
5.5 Βελτίωση των Σφραγίδων Αερίων.....	72
5.6 Βελτίωση Της Καύσης.....	73
5.6.1 Διάδοση της Φλόγας.....	73
5.6.2 Το Φαινόμενο Knocking .....	74
5.7 Βελτίωση της Αποτελεσματικής Φόρτισης .....	75
5.7.1 Εγχυτήρας καυσίμου με θάλαμο ανάμιξης.....	75
5.7.2 Σύστημα Μεταβλητής Επαγωγής 6 Θυρών.....	75
5.7.3 Σύστημα εισαγωγής δυναμικών αποτελεσμάτων .....	76
5.7.4 Twin Turbocharger .....	76
5.8 Περιστροφικός Κινητήρας RX-7.....	77
5.9 Το Μέλλον του Περιστροφικού Κινητήρα.....	79
5.9.1 TISC (Timed Induction Super Charge).....	79
5.9.2 Direct Injection Stratified Charge (DISC) .....	80
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ .....	82
Μελλοντική Έρευνα.....	83
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	85

## Πίνακας Εικόνων και Πινάκων

Εικόνα 1 Σχηματική απεικόνιση του τετράχρονου κύκλου.....	10
Εικόνα 2 Ο Γερμανός μηχανικός Wankel και η μηχανή που δημιούργησε .....	12
Εικόνα 3 Ο κινητήρας Wankel με το επιτροχοειδές σχήμα του περιβλήματος.....	13
Εικόνα 4 Φάσεις λειτουργίας ενός κινητήρα Wankel.....	14
Εικόνα 5 Μη ευνοϊκή μορφή του θαλάμου εργασίας σε έναν κινητήρα Wankel .....	16
Εικόνα 6 Κινητήρας με διπλό ρότορα L8A .....	18
Εικόνα 7 Κινητήρας Mazda L10A μοντέλο 0810 .....	19
Εικόνα 8 Κινητήρας Mazda L10B μοντέλο 0813.....	20
Εικόνα 9 Κινητήρας Mercedes-Benz C111-M950F.....	20
Εικόνα 10 Κινητήρας Mazda 12A .....	21
Εικόνα 11 Κινητήρας Mazda 10A - 0866 RX-3.....	22
Εικόνα 12 Κινητήρες Mazda Wankel της σειράς 13B.....	23
Εικόνα 13 Περιστροφικός κινητήρας Mazda RX-7 .....	24
Εικόνα 14 Κινητήρας Mazda RX7 GSL-SE 5spd 13B-RESI.....	24
Εικόνα 15 Κινητήρας Mazda 13B-T twin turbo .....	25
Εικόνα 16 Κινητήρας Eunos Cosmo στο Μουσείο Mazda.....	26
Εικόνα 17 Κινητήρας Mazda 13B-REW twin-turbocharged .....	27
Εικόνα 18 Κινητήρας τύπου Wankel 13B - Renesis.....	29
Εικόνα 19 Αριστερά: Στεγανοποίηση αερίου με ελατήρια. Δεξιά: Αποσυναρμολογημένη όψη τυπικών σφραγίδων αερίου κινητήρα .....	35
Εικόνα 20 Σχηματική απεικόνιση των θέσεων σχισμών στον κινητήρα Wankel.....	36
Εικόνα 21 Σφραγίδα κορυφής σε έναν περιστροφικό κινητήρα .....	37
Εικόνα 22 Μέρη ενός εμβόλου με δύο δακτυλίους συμπίεσης και έναν δακτύλιο λαδιού ..	37
Εικόνα 23 Εγχυτήρας με διάτρητο δίσκο για βέλτιστο διασκορπισμό του καυσίμου .....	41
Εικόνα 24 Διατάξεις SA, SB και SC.....	44
Εικόνα 25 Σχεδιασμός ενός ενιαίου εγχυτήρα .....	44
Εικόνα 26 Κεφαλή ντους σχεδιασμού μονό εγχυτήρα .....	45
Εικόνα 27 Διαμόρφωση σωματοποιημένης φόρτισης διπλού ακροφυσίου Curtiss-Wright .	45
Εικόνα 28 Σχέση μεταξύ της θέσης της θήκης (ή της εσοχής) του δρομέα και του εγχυτήρα	46
Εικόνα 29 Χαρακτηριστικά πιλοτικής παροχής καυσίμου (αριστερά) και κύρια χαρακτηριστικά παροχής καυσίμου (δεξιά) .....	47
Εικόνα 30 Πιλοτική παροχή καυσίμου σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα .....	48
Εικόνα 31 Τοποθεσίες διαφόρων εγχυτήρων ψεκασμού και σπινθηριστήρων.....	48
Εικόνα 32 Σχηματική απεικόνιση περιστρεφόμενου κινητήρα με διαστρωμένη φόρτιση άμεσης έγχυσης (DISC-RE) .....	49
Εικόνα 33 Μέθοδος ανάφλεξης (Αριστερά) Ανάφλεξη σε έναν πιο βαθύ υποθάλαμο, (Δεξιά) Ανάφλεξη σε έναν μικρότερο υποθάλαμο.....	49
Εικόνα 34 AFR έναντι πίεσης εισαγωγής (αριστερά) και BMEP (δεξιά) .....	50
Εικόνα 35 Επιδείνωση της πίεσης εισαγωγής BSFC έναντι διαφορετικών συστημάτων ανάφλεξης (αριστερά) και διαφορετικός όγκος του θαλάμου ανάφλεξης στο κάτω μέρος του θαλάμου (δεξιά).....	51
Εικόνα 36 Ανοδική και καθοδική έγχυση (αριστερά) και εξάτμιση καυσίμου κατά τη διάρκεια της πτήσης (δεξιά) .....	52

Εικόνα 37 Κατανομή καυσίμου στον κύριο θάλαμο ανάντη έγχυσης.....	52
Εικόνα 38 Σύγκριση μεταξύ της βασικής γραμμής και της μεγαλύτερης περιοχής ακροφυσίων των κύριων εγχυτήρων (αναπαράγονται από τους Hoffman et al. [1994]).....	53
Εικόνα 39 Αποστάσεις από το κέντρο του ακροφυσίου (αριστερά) και αναλογία ισοδυναμίας μείγματος (δεξιά).....	54
Εικόνα 40 Αναλογία ισοδυναμίας στο συγχρονισμό έγχυσης καυσίμου 20 ° bTC.....	55
Εικόνα 41 Σύγκριση ψεκασμού θαλάμου πίεσης μεταξύ μονού, διπλού και τριπλού παλμού με την ίδια συνολική μάζα καυσίμου που παραδόθηκε .....	56
Εικόνα 42 Σχηματική απεικόνιση του συστήματος καύσης 3,5-L V6 EcoBoost με έγχυση GDi πολλαπλών αγωγών .....	56
Εικόνα 43 Σχέση επιφάνειας προς όγκο έναντι μετατόπισης του θαλάμου καύσης. ....	57
Εικόνα 44 Πρότυπο διάδοσης της φλόγας για τον περιστρεφόμενο κινητήρα με δύο σπινθήρες.....	58
Εικόνα 45 Διπλή διάταξη ανάφλεξης με δύο σπινθηριστήρες (βοηθητικό και κύριο) .....	59
Εικόνα 46 Σύγκριση των προβλεπόμενων πιέσεων διπλής και μονής ανάφλεξης με επικυρωμένο κώδικα Sverdrup Technology AGNI-3D .....	60
Εικόνα 47 Εμπλοκή εμπρός φλόγας με ροή σάρωσης (αριστερά) και σύστημα ανάφλεξης τριών βυσμάτων (δεξιά).....	60
Εικόνα 48 Σύγκριση της ροπής και της BSFC μεταξύ συστημάτων δύο και τριών βυσμάτων	61
Εικόνα 49 Επιρροή του βάθους του μπουζί στην αρχή του κινητήρα.....	62
Εικόνα 50 Σύγκριση εικόνων υψηλής ταχύτητας σχετικά με την διαδικασία ανάφλεξης ανάμεσα σε ένα σύστημα PG και ένα σύστημα S.....	65
Εικόνα 51 Διαχρονική μεταβολή της ανάφλεξης ποσότητας συσσωρευμένης απελευθέρωσης θερμότητας τόσο για τον υπολογισμό όσο και για τη μέτρηση .....	66
Εικόνα 52 Απώλεια τριβής των RE, CE, DE .....	69
Εικόνα 53 Απώλεια τριβής του περιστροφικού και εμβολοφόρου κινητήρα .....	70
Εικόνα 54 Άμεση παροχή λιπαντικού στον περιστροφικό κινητήρα.....	70
Εικόνα 55 Κατασκευή πορώδους Cr με μικρο-κανάλια.....	71
Εικόνα 56 Μηχανισμός συμβατότητας.....	71
Εικόνα 57 Χαρακτηριστικά διαρροής αερίου .....	72
Εικόνα 58 Συνολική διαρροή αερίου .....	72
Εικόνα 59 Βελτίωση των σφραγίδων αερίου.....	73
Εικόνα 60 Θέσεις παραθύρων χαλαζία για φωτο-τεχνική.....	74
Εικόνα 61 Θέση του χτυπήματος και της θερμοκρασίας του τοιχώματος του ρότορα .....	75
Εικόνα 62 Εγχυτήρας καυσίμου με υποδοχή ανάμιξης .....	75
Εικόνα 63 Μεταβλητό σύστημα επαγωγής 6-θυρών.....	76
Εικόνα 64 Twin-Scroll Turbocharger .....	77
Εικόνα 65 Απόδοση του Turbocharged RE Twin-Scroll.....	77
Εικόνα 66 Σχηματική απεικόνιση του μοντέλου 13B-SI Dynamic effect intake system (αριστερά) και του μοντέλου 13B-TC Turbo charged system (δεξιά).....	78
Εικόνα 67 Απόδοση του περιστροφικού κινητήρα RX-7.....	79
Εικόνα 68 TISC .....	80
Εικόνα 69 Απόδοση του TISC .....	80



# 1. ΙΣΤΟΡΙΑ ΤΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

## 1.1 Δημιουργία των Περιστροφικών Κινητήρων

Οι περιστροφικοί κινητήρες αποτέλεσαν την λύση στην αναποτελεσματικότητα και την αναξιопιστία που παρουσίαζαν οι παλινδρομικοί κινητήρες κατά τον 19<sup>ο</sup> αιώνα. Ήδη από τις πρώτες δεκαετίες χρήσης των παλινδρομικών μηχανών εσωτερικής καύσης, παρουσιάστηκαν αρκετά προβλήματα, τα οποία για να λυθούν έπρεπε να εκτελεστούν πολυάριθμοι πειραματισμοί. Ο βιομηχανικός κόσμος ήταν ανοιχτός σε νέες ιδέες για το πώς να αποκομίσει την ενέργεια των καυσίμων καύσης και να την μετατρέψει σε κυκλική κίνηση.

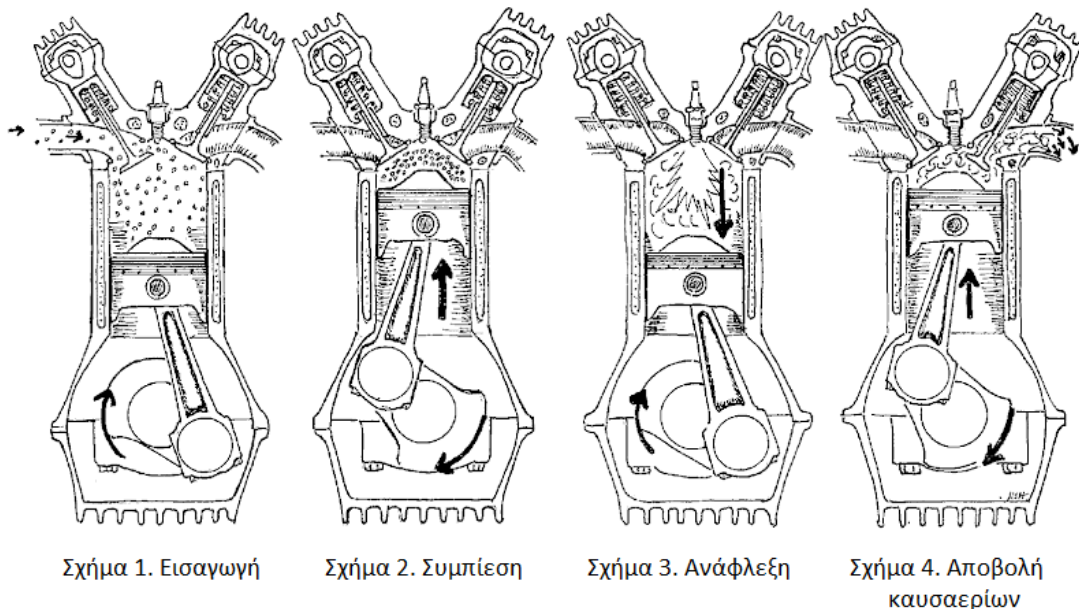
Κατά το δεύτερο μισό του 19<sup>ου</sup> αιώνα, οι εφευρέτες είχαν μελετήσει την εσωτερική καύση ως αντικατάσταση του ατμού. Όπως μία ατμομηχανή, μια παλινδρομική μηχανή εσωτερικής καύσης χρησιμοποιεί την πίεση του διογκούμενου αερίου για να μετακινήσει ένα έμβολο μέσω ενός κυλίνδρου, το έμβολο συνδέεται με έναν στροφαλοφόρο άξονα από μια ράβδο σύνδεσης για να μετατρέψει την εμπρός και πίσω κίνηση του σε μια πολύ πιο χρήσιμη κυκλική κίνηση. Αλλά για να λειτουργήσει η ατμομηχανή, πρέπει να παραχθεί ατμός σε εξωτερικό λέβητα. Οι ατμομηχανές όμως είχαν το μειονέκτημα του αυξημένου όγκου και βάρους, ενώ οι πολυάριθμες εκρήξεις που σημειώθηκαν κατά την χρήση τους, τις κατέστησαν μη πρακτικές για χρήση σε μικρά οχήματα. Έτσι κρίθηκε επιθυμητή η χρήση τους σε μεγάλες εγκαταστάσεις, πλοία και τρένα, ή ως σταθεροί κινητήρες για την τροφοδότηση εργοστασιακού εξοπλισμού. Πολλές εταιρείες ανέπτυξαν ατμοκίνητα αυτοκίνητα, αλλά το μεγαλύτερο μέρος του κόσμου θεωρούσε την εσωτερική καύση ως τον κύριο τρόπο για να γίνει έναν πραγματικά συμπαγή κινητήρα (Van Basshuysen & Schäfer, 2004).

Ο άνθρωπος ο οποίος αναγνωρίζεται για την παραγωγή του πρώτου πραγματικά χρήσιμου κινητήρα εσωτερικής καύσης είναι ο Nicholas Augustus Otto. Ο Otto εργάστηκε σε ένα μηχανουργείο κατά τη δεκαετία του 1860, μια εποχή έντονου ενδιαφέροντος για τους νέους κινητήρες οποιουδήποτε είδους. Έκανε αρκετές προσπάθειες κατασκευής κινητήρων, αλλά η πραγματική επιτυχία σημειώθηκε σε συνεργασία με έναν άλλο συνάδελφο μηχανικό, τον Eugene Langen. Δημιούργησαν μια στάσιμη μηχανή εμβόλων, η οποία κέρδισε ένα χρυσό βραβείο στην Παγκόσμια Έκθεση του Παρισιού το 1867 (Wu, Puzinauskas & Tsai, 2003).

Μετά την κατασκευή σταθερών κινητήρων για αρκετά χρόνια, ο Otto αποφάσισε να ασχοληθεί και πάλι με ένα παλαιότερο σχέδιο που είχε δοκιμάσει χρόνια πριν και που είχε εγκαταλείψει. Αυτή η νέα διάταξη έσπασε τη λειτουργία του κινητήρα σε τέσσερις διαφορετικούς κύκλους. Κάθε κύκλος πραγματοποιούνταν σε μια περιστροφή του εμβόλου ενώ χρησιμοποιήθηκαν βαλβίδες ώστε να παρέχουν, να συγκρατούν και να αποβάλουν τα αέρια καύσης. Πατεντάρισε τον κινητήρα με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας το 1877 και ξεκίνησε την παραγωγή του "Otto Silent Engine", η αρχή του οποίου θα αποδειχθεί στην συνέχεια το θεμέλιο της αυτοκινητοβιομηχανίας που θα δημιουργηθεί (Wang, Liu & He, 2009).

## 1.2 Διαδικασία Λειτουργίας του Κινητήρα Otto

Η διαδικασία λειτουργίας του κινητήρα ξεκινά με τη χρόνο εισαγωγής. Το έμβολο κατεβαίνει στον κύλινδρο και η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοιχτή. Το μίγμα καυσίμου-αέρα εισάγεται στον κύλινδρο με τρόπο παρόμοιο με την αντλία, καθώς ο στροφαλοφόρος άξονας περιστρέφεται κατά 180 μοίρες (σχήμα 1). Φτάνοντας στο κάτω μέρος της διαδρομής του, το έμβολο αναστρέφει την κατεύθυνση και η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει. Το έμβολο κινείται προς τα πάνω, συμπιέζοντας τα αέρια σε ένα κλάσμα του αρχικού τους όγκου (σχήμα 2). Στο σημείο της μέγιστης συμπίεσης το μείγμα αναφλέγεται, συνήθως με ηλεκτρικό σπινθήρα, και το έμβολο οδηγείται προς τα κάτω από τη δύναμη της ανάφλεξης (σχήμα 3). Ο στροφαλοφόρος άξονας συνεχίζει να στρέφεται, ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και τα χρησιμοποιημένα αέρια αποβάλλονται από τη δράση άντλησης του εμβόλου προς τα πάνω (σχήμα 4) (Wu, Puzinauskas & Tsai, 2003).



Εικόνα 1 Σχηματική απεικόνιση του τετράχρονου κύκλου

Οι κινητήρες που βασίζονται στην αρχή του τετράχρονου κύκλου του Otto ήταν πολύ πιο ισχυροί για το μέγεθός τους από τους πιο πρωτόγονους προγόνους τους, οπότε κατέστη δυνατή η προώθηση οχημάτων με φορτηγά και βαγόνια με μικρούς βενζινοκινητήρες. Η ιδέα υιοθετήθηκε γρήγορα σε όλο τον κόσμο και οι εφευρέτες και οι μηχανικοί άρχισαν να επεξεργάζονται και να αναπτύσσουν διαφορετικές διατάξεις μηχανών.

Η αυτοκινητοβιομηχανία γεννήθηκε σε διάφορα μέρη του κόσμου ως πρωτοπόροι όπως ο Carl Benz και οι Charles και Frank Duryea άρχισαν να εμπορεύονται τα βενζινοκίνητα αυτοκίνητά τους χρησιμοποιώντας κινητήρες που αναπτύχθηκαν γύρω από τον τετράχρονο κύκλο του Otto. Οι κινητήρες έγιναν πιο ισχυροί και αξιόπιστοι, αλλά εξακολουθούν να αποτυγχάνουν συχνά και οι αποτυχίες τους ήταν συχνά καταστροφικές. Εάν ένα μικρό εσωτερικό τμήμα, όπως ένας βιδωτός σύνδεσμος, αποτύγχανε ο κινητήρας θα μπορούσε γρήγορα να καταστραφεί ολικά, καταδεικνύοντας τις τεράστιες δυνάμεις που πρέπει να αντιμετωπιστούν μέσα σε ένα κινητό κινητήρα. Η κατασκευή ενός κινητήρα που θα μπορούσε να παράγει κάθε χρήσιμη δύναμη σημαίνει ότι τεντώνονταν τα όρια των υλικών

και του σχεδιασμού και καθώς αυξανόταν η ισχύς, οι καταστρεπτικές δυνάμεις μέσα στον κινητήρα αναγκαστικά θα ανέβαιναν και η αξιοπιστία θα κατέβαινε (Wu, Ruzinauskas & Tsai, 2003).

Ήταν η μεγάλη ποικιλία κινήσεων μέσα σε μια βενζινοκίνητη μηχανή που περιόρισε τους πρώτους εφευρέτες. Αρχικά, ένα έμβολο έπρεπε να σταματήσει, να αντιστραφεί και να επανεκκινηθεί τέσσερις φορές για κάθε κύκλο ισχύος. Σε μια μεσαίου μεγέθους μηχανή αυτοκινήτου κάτω από συνήθεις συνθήκες οδήγησης, μπορεί να επιταχύνει στα 90 περίπου μέτρα ανά δευτερόλεπτο και στη συνέχεια να επιβραδυνθεί στο μηδέν σε απόσταση περίπου 70 εκατοστών (Hege, 2006).

Οι πιέσεις αυτής της κίνησης οδήγησαν συχνά σε βλάβες των ίδιων των εμβόλων και των καρφίδων καρπού και των συνδετικών ράβδων που τα συνδέουν με τον στροφαλοφόρο άξονα. Στην κορυφή των εμβόλων, οι δακτύλιοι στεγανοποίησης πρέπει να υπομείνουν την τάση και τη θερμότητα της καύσης και να ωθούνται από κάθε πλευρά της αυλάκωσης κάθε φορά που το έμβολο αναστρέφει την κατεύθυνση. Κάτω από ορισμένες συνθήκες, όπως η προ-ανάφλεξη ή το χτύπημα με σπινθήρα, οι δακτύλιοι και τα έμβολα μπορεί να λιώσουν κοντά στην κορυφή ή το υλικό υποστήριξης γύρω από την αυλάκωση δακτυλίου μπορεί να απομακρυνθεί, καταστρέφοντας το έμβολο και συνεπώς ολόκληρο τον κινητήρα. Υπάρχει επίσης και η δόνηση που εισάγεται από τις βαριές συνδετικές ράβδους που αιωρούνται εμπρός και πίσω στην κίνηση του εμβόλου προς τα πάνω και προς τα κάτω. Πολλές από αυτές τις καταστρεπτικές δυνάμεις θα μπορούσαν να ακυρωθούν ή να αντισταθμιστούν από καλό σχεδιασμό, αλλά θα ήταν πολλά χρόνια στην ανάπτυξη του εμβολοφόρου κινητήρα πριν βρεθούν λύσεις αυτών και άλλων προβλημάτων (Hege, 2006).

Οι εμβολοφόροι κινητήρες παράγονται κατά εκατοντάδες εκατομμύρια σε όλο τον κόσμο. Αλλά πάντα υπήρχε περιθώριο βελτίωσης. Πολλοί από τους μηχανικούς και τους εφευρέτες του πρώτου μισού του αιώνα ήταν βέβαιοι ότι το κλειδί για την αξιοπιστία και τη μακροζωία ενός κινητήρα ήταν να καταργηθεί η σπατάλη της κίνησης (Hege, 2006).

Στην συνέχεια, ανά διαστήματα ο κόσμος της αυτοκινητοβιομηχανίας έβλεπε έναν καινούργιο τύπο βενζινοκινήτηρα. Συνήθως ονομάζεται περιστροφικός για να περιγράψει το θέμα της συνεχούς κυκλικής κίνησης. Τα περισσότερα προέρχονταν από υπάρχουσες διαμορφώσεις αντλιών. Πολλοί από αυτούς χρησιμοποιήθηκαν χωρίς κάποιο σημαντικό πρόβλημα, αλλά οι περισσότεροι είχαν προβλήματα με τη σφράγιση με καύση. Ορισμένοι ήταν πολύ δύσκολοι ή δαπανηροί στην κατασκευή. Το βέλτιστο χαρακτηριστικό ενός εμβολοφόρου κινητήρα αποδείχτηκε ότι ήταν όλες οι ολισθαίνουσες και σφραγισμένες επιφάνειές του να μπορούν να γίνουν με τρύπες ή με περιστροφικά τμήματα σε τόρνο. Η σφράγιση της πίεσης καύσης, ένα σημαντικό μέρος της μακροζωίας και της απόδοσης του κινητήρα, γίνεται ευκολότερα με κυκλικό σχήμα, ενώ οι στρογγυλές τρύπες είναι φθηνότερες για να κατασκευαστούν από τα συχνά περιέργα σχήματα που απαιτούνται από τα περιστροφικά σχέδια. Έτσι δημιουργήθηκαν πολυάριθμα σχέδια περιστροφέων. Κάποιοι προσέλκυαν περισσότερη προσοχή από άλλους, αλλά λίγοι γνώρισαν την ανάπτυξη ή χρησιμοποιήθηκαν για μαζική παραγωγή (Hege, 2006).

### 1.3 Ο Περιστροφικός Κινητήρας Wankel

Το 1951, ο Γερμανός μηχανικός Felix Wankel (1902-1988) ξεκίνησε να εργάζεται στο Lindau στο τμήμα έρευνας ενός κατασκευαστή κινητήρων NSU Motorenwerk AG. Ο πρώτος σχεδιασμός ενός περιστροφικού κινητήρα για το NSU ολοκληρώθηκε το 1954 και η δοκιμή των πρωτοτύπων έγινε κατά τα έτη 1957 – 1958. Ο κινητήρας Wankel έχει ριζικά διαφορετική δομή από συμβατικούς εμβολοφόρους περιστροφικούς κινητήρες (Encyclopaedia Britannica 2015).

Όταν ο νέος κινητήρας του Wankel έκανε την αρχική του εμφάνιση σε δημοφιλή τεχνικά περιοδικά το 1960, δεν θεωρήθηκε ως μια ιδιαίτερη ανακοίνωση, καθώς για χρόνια, πολλοί εφευρέτες παρήγαγαν διάφορες εναλλακτικές λύσεις για τα παλινδρομικά έμβολα. Αυτό που προκάλεσε έκπληξη ήταν η προσοχή που έλαβε το μοντέλο του Wankel στον βιομηχανικό κλάδο. Αρχικά, ο κινητήρας Wankel ήταν ασυνήθιστα μικρός για τα δεδομένα της εποχής σε σχέση με την ισχύ του. Σε σύγκριση με έναν εμβολοφόρο κινητήρα παρόμοιας μετατόπισης, ο βασικός κινητήρας κάλυπτε περίπου το μισό μέγεθος. Αυτό τόνωσε τη φαντασία των σχεδιαστών αυτοκινήτων καθώς ο κινητήρας ήταν αρκετά μικρός ώστε να ταιριάζει σχεδόν οπουδήποτε (Wu, Puzinauskas & Tsai, 2003).

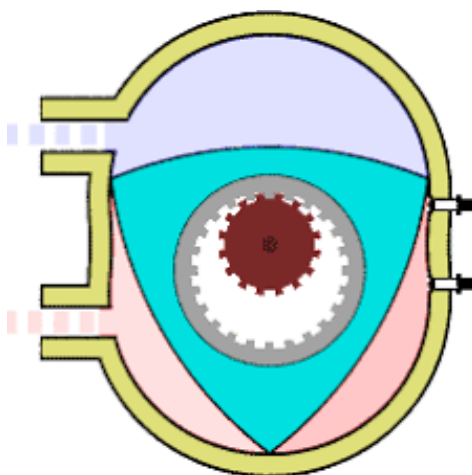


Εικόνα 2 Ο Γερμανός μηχανικός Wankel και η μηχανή που δημιούργησε

Η απλή κατασκευή του κινητήρα φάνηκε να είναι ιδανική για την κατασκευή μικρών κινητήρων. Αποτέλεσε μάλιστα έναν καλό δυναμικό ανταγωνιστή για τους δίχροτους κινητήρες στην χρήση σε αλυσοπρίονα, εξοπλισμού γκαζόν και εξωλέμβιων κινητήρων. Ωστόσο, ο σχεδιασμός φαινόταν επίσης κατάλληλος και για μεγάλες εφαρμογές, ενώ κάποιες εταιρείες μιλούσαν για την αρθρωτή σύσπαση, στοιβάζοντας επιπλέον ρότορες για να παράγουν κινητήρες μεγαλύτερης εμβέλειας. Μέχρι τη στιγμή που παρουσίασαν τον κινητήρα δημοσίως, η Curtiss-Wright, μια μεγάλη αμερικανική εταιρεία κατασκευής αεροσκαφών που είχε αγοράσει μεγάλο μερίδιο στο Wankel, πειραματίστηκε με κινητήρες πολλαπλών στροφών που στοιβάζονται παράλληλα (Hege, 2006).

Ο κινητήρας της Wankel μείωσε τις αναταράξεις, ενώ καθ' όλη την διάρκεια λειτουργίας του, όλα τα μέρη από τα οποία αποτελείται συνέχιζαν να περιστρέφονται προς την ίδια κατεύθυνση. Δεν υπάρχει καμία στάση και εκκίνηση, καμία κατεύθυνση αναστροφής, απλά μια ομαλή περιστροφή. Ο κινητήρας έτρεξε πρακτικά χωρίς κραδασμούς και οι μηχανικοί ήταν πεπεισμένοι ότι αυτό θα συνέβαλλε στη μακροζωία και την αξιοπιστία οποιουδήποτε μηχανήματος που τροφοδοτείται από έναν περιστροφικό κινητήρα (Hege, 2006).

Οι υποστηρικτές επίσης θεώρησαν ότι ο κινητήρας θα ήταν, σε μακροπρόθεσμο επίπεδο, φθηνότερος να παραχθεί. Αυτό ήταν ένα εύλογο σημείο λόγω των ασυνήθιστων σχημάτων που εμπλέκονται στην κατασκευή των δρομέων και των θαλάμων. Φυσικά, οι κύκλοι ήταν ευκολότεροι στην κατασκευή και λίγοι άνθρωποι έξω από την μαθηματική κοινότητα είχαν ακούσει ποτέ για το επιτροχοειδές σχήμα (είναι ο όρος που χρησιμοποιείται για να περιγράψει το σχήμα των περιβλημάτων). Ωστόσο, οι μηχανικοί της NSU δήλωσαν ότι από τη στιγμή που έγιναν τα πρώτα εργαλεία, ο κινητήρας ήταν πολύ φθηνός για να παραχθεί ο μικρός αριθμός εξαρτημάτων του (Hege, 2006).



Εικόνα 3 Ο κινητήρας Wankel με το επιτροχοειδές σχήμα του περιβλήματος

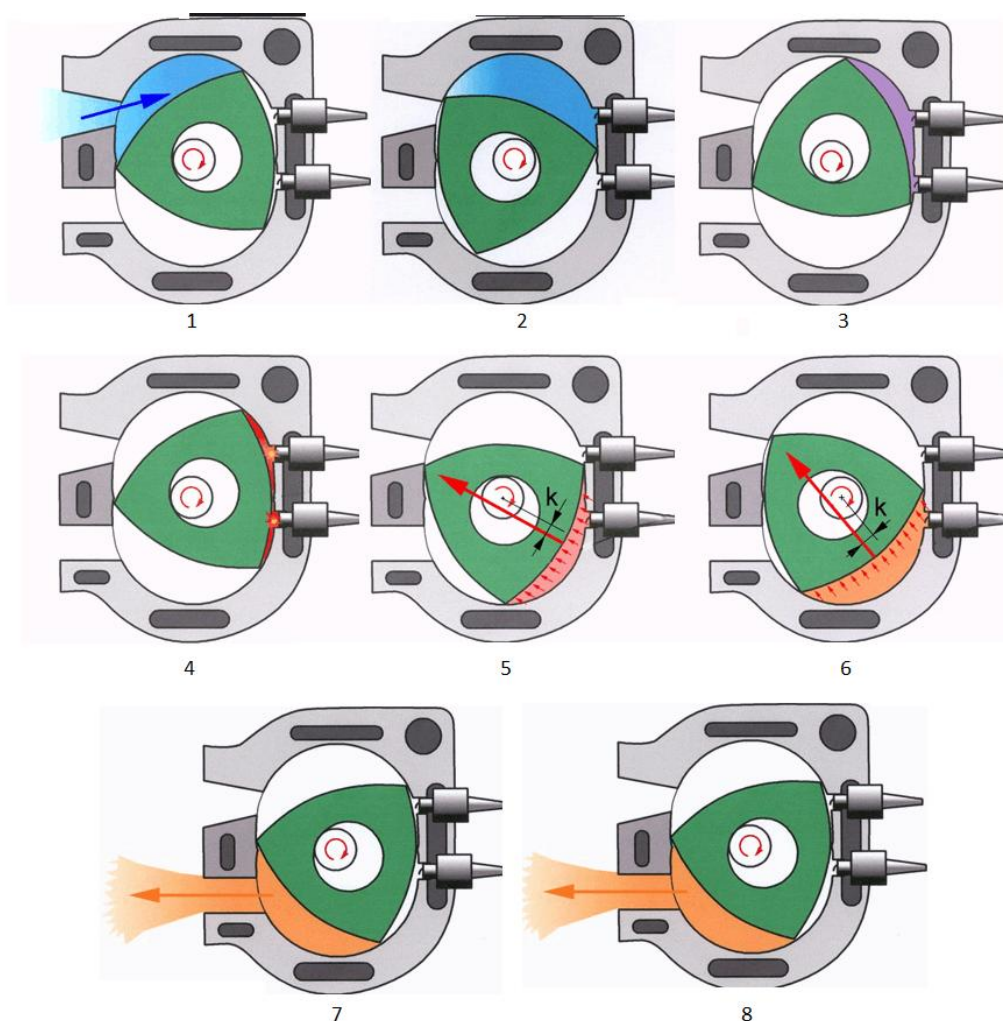
Ένα άλλο πλεονέκτημα του Wankel, το οποίο εμφανίστηκε στις δοκιμές και την πρώιμη ανάπτυξη, ήταν η αντοχή του στο σπινθήρισμα. Το σπινθήρισμα ή η προ-ανάφλεξη είναι ένα καταστροφικό πρόβλημα που συμβαίνει στους κινητήρες εμβόλων, συνήθως λόγω των θερμών σημείων στους θαλάμους καύσης, της χρήσης καυσίμου κατώτερης ποιότητας ή και των δύο. Σε ορισμένους σχεδιασμούς υψηλής ισχύος, χρειάστηκε εξαιρετικά υψηλής ποιότητας βενζίνη για τον έλεγχο της προ-ανάφλεξης σε παραδοσιακές παλινδρομικές μηχανές. Αυτό ήταν μερικές φορές δαπανηρό και δεν ήταν διαθέσιμο σε ορισμένα μέρη του κόσμου. Παρόλο που έχει μια συνηθισμένη αναλογία συμπίεσης 8,5 προς 1, η μηχανή Wankel μπορούσε να τρέξει καλά σε καύσιμα χαμηλής ποιότητας (Amrouche et al., 2014).

Ο εργοδότης του Wankel, η NSU, δεν διέθετε τα οικονομικά μέσα για την πλήρη ανάπτυξη και εκμετάλλευση του νέου μοντέλου κινητήρα καθώς ήταν μόνο ένας μικρός κατασκευαστής μοτοσυκλετών. Αναζήτησαν λοιπόν, έναν σημαντικό συνεργάτη για να τους βοηθήσουν να αξιοποιήσουν στο έπακρο την εφεύρεση του Wankel, βρίσκοντας ένα στο Curtiss-Wright το 1958. Ως ένας μεγάλος κατασκευαστής αεροσκαφών, η Curtiss-Wright ανακοίνωσε ότι είχε αγοράσει άδεια για την ανάπτυξη και την παραγωγή κινητήρων Wankel όλων των μεγεθών στις ΗΠΑ για 2,1 εκατομμύρια δολάρια. Η συμφωνία τους επέτρεψε

επίσης να πωλούν άδειες για την παραγωγή κινητήρων Wankel σε άλλες εταιρείες. Η συμφωνία αυτή κατέληξε σε λίγα κεφάλαια στην αυτοκινητοβιομηχανία (Hege, 2006).

### 1.3.1 Λειτουργία της κινητήρα Wankel

Το Wankel αναπαράγει τους τέσσερις κύκλους του κινητήρα Otto χρησιμοποιώντας ένα σχεδόν τριγωνικό (τροχοειδή) ρότορα που κινείται γύρω από ένα σχεδόν ελλειπτικό (επιτροχοειδή) περιβλήμα. Οι τρεις άκρες του δρομέα διατηρούνται σε επαφή με τις πλευρές του περιβλήματος καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου του δρομέα. Οι άκρες είναι εφοδιασμένες με σφραγίδες για να χωρίζουν ένα διάστημα από το άλλο. Το μικρό γρναζάκι δεν κινείται αλλά στερεώνεται στη μία πλευρά του περιβλήματος του ρότορα. Ο μεγαλύτερος οδοντωτός τροχός προσαρμόζεται στη μία πλευρά του δρομέα. Ο ρότορας στροβιλίζεται γύρω από το μικρό εργαλείο, ενώ τα δόντια υπάρχουν μόνο για να το κρατήσουν σε φάση. Στην άλλη πλευρά του δρομέα τοποθετείται ένα απλό ρουλεμάν τύπου babbitt που επιτρέπει στον ρότορα να ενεργοποιεί έναν εκκεντρικό άξονα. Ο εκκεντρικός άξονας διέρχεται από το κέντρο του μικρού γρναζιού και χρησιμεύει ως άξονας εξόδου. Ο εκκεντρικός άξονας μετατρέπει τρεις περιστροφές για κάθε περιστροφή του ρότορα. Η λειτουργία παρουσιάζεται στην επόμενη εικόνα (Hege, 2006).



Εικόνα 4 Φάσεις λειτουργίας ενός κινητήρα Wankel

Ο συνδυασμός του εκκεντρικού άξονα και του μηχανισμού χρονισμού ή φάσης, προκαλεί τη μετακίνηση του ρότορα γύρω από το περίβλημα με τις άκρες που ακολουθούν μια διαδρομή που ονομάζεται επιτροχοειδής, η οποία ενώ είναι αρκετά σύνθετη μαθηματικά, μοιάζει με ένα είδος ωοειδούς με ένα στένεμα στο κέντρο. Αυτή η διαδρομή που ακολουθούν οι άκρες του ρότορα σχηματίζουν ξεχωριστούς θαλάμους των οποίων ο όγκος αλλάζει διαρκώς, γεγονός που το καθιστά χρήσιμο στον σχεδιασμό κινητήρων ή αντλιών. Κάθε ένας από τους τρεις θαλάμους υφίσταται διαφορετικό μέρος του τετράχρονου Κύκλου Otto σε κάθε δεδομένη στιγμή (Hege, 2006).

Όπως φαίνεται και στην προηγούμενη εικόνα, στη φάση 1, ο θάλαμος βρίσκεται στον κύκλο εισαγωγής του καθώς είναι ανοικτός στη θύρα εισαγωγής και το μίγμα έλκεται στον κινητήρα. Στη φάση 2, το μίγμα αερίων συμπιέζεται φτάνοντας στην φάση 3, όπου βρίσκεται στη μέγιστη συμπίεση. Στην φάση 4, το συμπιεσμένο μίγμα στον θάλαμο αναφλέγεται. Από την δύναμη της ανάφλεξης, ο ρότορας ωθείται στις φάσεις 5 και 6, φτάνοντας στην φάση 7 όπου ανοίγει η έξοδος αποβολής των καυσαερίων, η οποία ολοκληρώνεται με την φάση 8. Με την ολοκλήρωση της φάσης 8 και την ολοκλήρωση της διαδικασίας εξάτμισης, ξεκινάει πάλι η φάση εισαγωγής.

Σε σύγκριση με έναν μονοκύλινδρο κινητήρα Otto, μπορεί να φανεί ότι μόνο ένα τέταρτο της περιόδου περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα χρησιμοποιείται για την παραγωγή ενέργειας. Για κάθε δύο περιστροφές του στροφαλοφόρου άξονα, μόνο το μισό μιας περιστροφής ξοδεύεται υπό την επήρεια δύναμης. Το υπόλοιπο διάστημα ο στροφαλοφόρος άξονας περιστρέφεται χρησιμοποιώντας την αδράνεια του σφονδύλου του για να διατηρήσει την κίνηση του (Wang et al., 2009).

Στον κινητήρα Wankel, υπάρχουν τρεις πλευρές στο ρότορα. Όταν η μία πλευρά παράγει ενέργεια (φάση 4), οι άλλες δύο πλευρές αφήνουν ελεύθερες τις διαδρομές εισαγωγής και εξάτμισης. Ο ρότορας κινείται μέσω ενός πολύ μεγαλύτερου τμήματος της περιόδου του, εάν περιστρέφεται. Ένας άξονας εξόδου (έκκεντρος) οδηγείται σε τρεις φορές την ταχύτητα του ρότορα και ο ρότορας έχει τρεις παλμούς ανάπτησης ανά περιστροφή, αυτό γίνεται μία διαδρομή εκτόξευσης ανά περιστροφή στον σφόνδυλο. Για να επιτευχθεί αυτό με ένα έμβολο χρειάζονται δύο κύλινδροι. Αυτό εξηγεί γιατί ο κινητήρας Wankel είναι ένα τόσο συμπαγές μηχανήμα (Hege, 2006).

Επειδή ο δρομέας κινείται πάντοτε προς την ίδια κατεύθυνση, υπάρχει ελάχιστη δόνηση στον κινητήρα. Υπάρχει ένα μικρό αντίβαρο που είναι στερεωμένο στο έκκεντρο για να εξομαλύνει μερικές από τις ταλαντεύσεις από τον ρότορα, αλλά σε σύγκριση με έναν εμβολοφόρο κινητήρα, ο Wankel πρακτικά δεν παράγει κραδασμούς. Οι εμβολοφόροι κινητήρες είναι γεμάτοι με μέρη που πρέπει να σταματήσουν και να ξεκινήσουν, να αλλάξουν κατεύθυνση και να κινηθούν μπρος και πίσω, τα οποία αναδεύουν τον κινητήρα σε κάθε δυνατή κατεύθυνση. Μεγάλα αντίβαρα προστίθενται συχνά και μερικές φορές ακόμη και πολύπλοκα συστήματα αντισταθμισμένων αξόνων ζυγοστάθμισης εγκαθίστανται, αλλά ακόμη και τότε, μια ορισμένη δόνηση θεωρείται αναπόφευκτη (Hege, 2006).

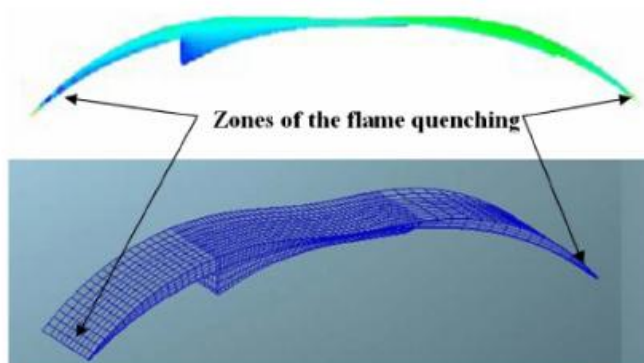
Ένα άλλο αξιοσημείωτο χαρακτηριστικό του Wankel είναι η απουσία βαλβίδων. Επειδή ο θάλαμος εργασίας στον κινητήρα βρίσκεται σε συνεχή κίνηση, η λειτουργία της εισαγωγής και της εξάτμισης μπορεί να πραγματοποιηθεί με το πέρασμα του ρότορα πάνω από τις

θυρίδες του περιβλήματος. Με αυτό τον τρόπο το Wankel μπορεί να συγκριθεί με έναν κινητήρα δύο κύκλων (Hege, 2006).

## 1.4 Κύριες Διαφορές Μεταξύ Wankel και Εμβολοφόρων Κινητήρων

Οι παρακάτω παραθέτονται οι κύριες διαφορές που εντοπίζονται ανάμεσα στους κινητήρες Wankel και τους εμβολοφόρους κινητήρες (Tartakovsky et al., 2012):

1. Μία διαφορά αφορά τα πρότυπα του όγκου του θαλάμου εργασίας και της εξάρτησης της επιφάνειας από τη γωνία περιστροφής του άξονα.
2. Η διάρκεια του κύκλου εργασίας Wankel είναι 1,5 φορές μεγαλύτερη σε σύγκριση με τον τετράχρονο εμβολοφόρο κινητήρα (από την άποψη της γωνίας περιστροφής του άξονα). Ο πλήρης κύκλος εργασίας ενός Wankel κινητήρα λαμβάνει χώρα σε κάθε θάλαμο εργασίας ανά περιστροφή ή σε τρεις περιστροφές άξονα. Με άλλα λόγια, ο κύκλος μιας εργασίας σε έναν κινητήρα Wankel συμβαίνει κατά τη διάρκεια της περιστροφής του άξονα (ή 360 μοίρες περιστροφής του στροφαλοφόρου), σε σύγκριση με τους 720 μοίρες της περιστροφής του στροφαλοφόρου σε έναν τετράχρονο εμβολοφόρο κινητήρα.
3. Οι ζώνες ζεστών και κρύων στρωμάτων των επιφανειών του κινητήρα Wankel διαχωρίζονται σε αντίθεση με έναν κινητήρα εμβόλων, όπου οι ίδιες επιφάνειες του θαλάμου εργασίας θερμαίνονται και ψύχονται με τη σειρά τους. Αυτό, σε συνδυασμό με την περιστροφική κίνηση φορτίου μαζί με ένα θάλαμο εργασίας, οδηγεί σε διαφορές στις συνθήκες μεταφοράς θερμότητας.
4. Το δυσμενές σχήμα του θαλάμου του κινητήρα Wankel (Σχήμα 1) οδηγεί σε υψηλότερες αναλογίες επιφάνειας προς όγκο και μεγαλύτερη σχετική τιμή όγκων σχισμών, όπου τοποθετείται η σβέση της φλόγας. Αυτό προκαλεί διαφορές στα μοντέλα καύσης.
5. Ο θάλαμος εργασίας Wankel έχει πιο περίπλοκο σχεδιασμό των σφραγίδων (κορυφές και πλευρικές σφραγίδες ρότορα). Αυτό οδηγεί στη δυνατότητα υψηλότερων τιμών διαρροής φορτίου.
6. Ο κινητήρας Wankel διαφέρει ουσιαστικά από τον κινηματικό μηχανισμό των κινητήρων εμβόλου. Αυτό οδηγεί σε διαφορές στις απώλειες ισχύος κατά την εσωτερική λειτουργία.



Εικόνα 5 Μη ευνοϊκή μορφή του θαλάμου εργασίας σε έναν κινητήρα Wankel



## 1.5 Η Εξέλιξη των Περιστροφικών Κινητήρων

Πριν από τη συγχώνευση της NSU με την Auto Union, ως κάτοχοι κοινού διπλώματος ευρεσιτεχνίας, ο Felix Wankel και το NSU πώλησαν άδειες σε άλλες αυτοκινητοβιομηχανίες για να αναπτύξουν τις δικές τους εκδοχές του περιστρεφόμενου κινητήρα. Οι περισσότερες μεγάλες αυτοκινητοβιομηχανίες αγόρασαν άδεια κατά τη διάρκεια της δεκαετίας του '60 και άρχισαν να αναπτύσσουν προγράμματα περιστροφικών κινητήρων, καθώς η ομαλή και αθόρυβη λειτουργία και τα λιγότερα κινούμενα μέρη ενός περιστροφικού κινητήρα αποτέλεσε βασικούς παράγοντες ελκυστικότητας. Μια σχετικά μικρή Ιαπωνική εταιρεία αυτοκινήτων με την επωνυμία Mazda ήταν εκείνη που τελικά αναδείχθηκε ως η μόνη αυτοκινητοβιομηχανία ικανή να παράγει μαζικά αξιόπιστες και οικονομικά αποδοτικές εκδόσεις του σχεδιασμού του κινητήρα Wankel.

Η πορεία της Mazda στον κόσμο των περιστροφικών κινητήρων άρχισε το 1961, όταν ο πρόεδρος Tsuneji Matsuda διαπραγματεύτηκε προσωπικά μια συμφωνία αδειοδότησης με την NSU. Στο πλαίσιο αυτής της συμφωνίας, η Mazda έλαβε ένα πρωτότυπο ενός κινητήρα μονού στροφέα που κατασκευάστηκε από την NSU και έμαθε για πρώτη φορά το πρόβλημα της για τα «σημάδια φλύαρος» (chatter marks). Ο περιστροφικός κινητήρας Wankel χαρακτηρίζεται από το μοναδικό τριγωνικό σχήμα του ρότορα του. Καθώς ο ρότορας στρέφεται με μεγάλη ταχύτητα, η σφραγίδα κορυφής, η οποία είναι προσαρτημένη σε κάθε κορυφή του τριγώνου για να εξασφαλίζεται η αεροστεγανότητα, υφίσταται τριβή με την εσωτερική επιφάνεια του περιβλήματος του ρότορα. Αυτή η διαδικασία προκαλεί ανώμαλη φθορά στο φινίρισμα επιχρίσματος χρωμίου μέσα σε λίγες ώρες, αφήνοντας ίχνη που ονομάζονται «σημάδια φλύαρος», τα οποία είναι επίσης γνωστά ως «σημάδια των νυχιών του διαβόλου». Η εύρεση ενός τρόπου αποφυγής τέτοιων ζημιών ήταν καθοριστικής σημασίας για την ανάπτυξη ενός πρακτικού περιστροφικού κινητήρα.

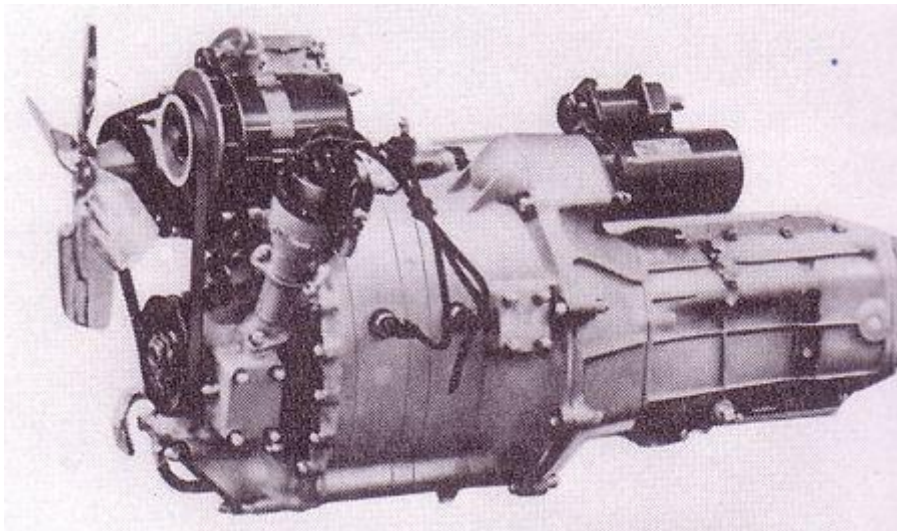
Για να αντιμετωπίσει την πρόκληση αυτή, η Mazda συγκέντρωσε μια ομάδα 47 νέων μηχανικών, οι οποίοι σχημάτισαν ένα τμήμα έρευνας και ανάπτυξης περιστροφικού κινητήρα. Αναγνωρίζοντας τους περιορισμούς (και ειδικότερα την έλλειψη ροπής χαμηλής τάσης) του σχεδιασμού κινητήρα ενός ρότορα, η Mazda άρχισε να ερευνά σχέδια διπλού, τριπλού και τετραπλού ρότορα, ενώ εργαζόταν για την επίλυση του προβλήματος των κραδασμών της κορυφής της σφραγίδας, την διάβρωση από την τριβή και το πρόβλημα της κατανάλωσης λαδιού που προκαλείται από μια στεγανή σφράγιση λαδιού.

Η ερευνητική ομάδα πέτυχε μια σημαντική ανακάλυψη το 1963, όταν ένας μηχανικός πρότεινε την ιδέα αλλαγής των χαρακτηριστικών της συχνότητας της κορυφής της σφραγίδας, τροποποιώντας το σχήμα της. Μία εγκάρσια κοίλη σφράγιση με εγκάρσια οπή πλησίον της κορυφής της σφράγισης αναπτύχθηκε και δοκιμάστηκε. Η δοκιμή αποδείχθηκε επιτυχής, χωρίς να εμφανίζονται σημάδια φθοράς στην εσωτερική επιφάνεια του κινητήρα. Το επόμενο έτος, με την υποστήριξη της Nippon Carbon Co., Ltd., η Mazda δημιούργησε μια νέα στεγανωτική σφραγίδα από σύνθετα υλικά αλουμινίου-άνθρακα. Αυτή η καινοτομία άνοιξε το δρόμο για την κυκλοφορία αυτοκινήτων με περιστροφικό κινητήρα στο δρόμο (Matsuura et al., 1978).

Τρία χρόνια μετά την υπογραφή της συμφωνίας αδειοδότησης με την Wankel/NSU, κατασκευάστηκε ο δεύτερος δοκιμαστικός κινητήρας δύο ρότορων, που ονομάζεται Type 3820 (2 x 491cc). Αυτός ο κινητήρας εξελίχθηκε σε μηχανή μαζικής παραγωγής 10A διπλού-ρότορα που παρουσιάστηκε στο διάσημο και εξαιρετικά συλλεκτικό Mazda Cosmo Sport '67. Το Cosmo Sport ήταν το πρώτο αυτοκίνητο της Mazda με περιστρεφόμενο κινητήρα. Πριν από την κυκλοφορία του Cosmo Sport, διοργανώθηκαν δοκιμαστικές διαδρομές σε αντιπροσώπους αυτοκινήτων στην Ιαπωνία για να αξιολογήσουν την απόδοση του νέου αυτοκινήτου, κατόπιν πρότασης του προέδρου Matsuda. Έτσι, με 110 hp, ο κινητήρας διπλού-ρότορα 10A ήταν εξοπλισμένος με νεοσύστατες, υψηλής αντοχής, σφραγίδες κορυφής με βάση τον άνθρακα που έδειξαν μικρή φθορά ακόμα και μετά από 100.000 χιλιόμετρα δοκιμών.

Στην συνέχεια παρουσιάζονται συνοπτικά οι κινητήρες που αναπτύχθηκαν με βάση τον σχεδιασμό του κινητήρα Wankel, με χρονολογική σειρά.

**1963:** Ο πρώτος πρωτότυπος περιστροφικός κινητήρας της Mazda Cosmo ανέπτυξε έναν κινητήρα τύπου Wankel 798cc με δύο ρότορες L8A. Ο κινητήρας και το αυτοκίνητο παρουσιάστηκαν και οι δύο στο Σαλόνι Αυτοκινήτου του Τόκιο το 1963. Η κοίλη κορυφή χυτοσιδήρου σφραγίζει μειωμένους κραδασμούς μεταβάλλοντας τη συχνότητα συντονισμού τους και έτσι εξαλείφοντας τα σημάδια φλύαρος. Η ακτίνα του στροφέα ήταν από 40 έως 98 mm (3,9 in), αλλά το βάθος μειώθηκε στα 56 mm (2,2 in).



Εικόνα 6 Κινητήρας με διπλό ρότορα L8A

**1965:** Η σειρά 10A ήταν η πρώτη Wankel παραγωγή της Mazda, που εμφανίστηκε το 1965. Ο κινητήρας ήταν σχεδιασμένος με διπλό ρότορα, με κάθε θάλαμο να μετατοπίζει 491 cc έτσι δύο θάλαμοι (ένας ανά στροφέιο) θα εκτοπίζουν 982 cc. Αυτοί οι κινητήρες χαρακτήρισαν τις διαστάσεις του κύριου ρεύματος με ένα βάθος 60 mm (2,4 in). Το περίβλημα του ρότορα κατασκευάστηκε από χυτοπρεσαριστό αλουμίνιο με χρώμιο, ενώ οι πλευρές αλουμινίου ψεκάστηκαν με τετηγμένο ανθρακούχο χάλυβα για αντοχή. Ο χυτοσίδηρος χρησιμοποιήθηκε για τους ίδιους τους ρότορες και οι εκκεντρικοί άξονές τους ήταν από ακριβά χαλύβδινο χάλυβα με χρώμιο-μολυβδαίνιο. Η προσθήκη σφραγίδων

κορυφής αλουμινίου / άνθρακα αφορούσε το πρόβλημα της φθοράς όπως αναλύθηκε πιο πάνω.

**1965:** Ο πρώτος κινητήρας 10A ήταν ο 0810 που χρησιμοποιήθηκε στη σειρά I Cosmo της Mazda από τον Μάιο του 1965 έως τον Ιούλιο του 1968. Αυτά τα αυτοκίνητα και ο επαναστατικός κινητήρας τους συχνά ονομάζονταν μοντέλα L10A. Η συνολική απόδοση ήταν 110 ίππων (82 kW) στις 7000 στροφές/λεπτό. Τα 10A διαθέτουν θυρίδες εισόδου διπλής πλευράς ανά στροφέιο, το καθένα από τους οποίους τροφοδοτείται από ένα από τα τέσσερα δοχεία καρμπυρατέρ. Χρησιμοποιήθηκε μόνο μία θύρα ανά στροφέιο υπό χαμηλά φορτία για αυξημένη οικονομία καυσίμου. Μια ενιαία περιφερειακή θύρα εξάτμισης οδηγούσε το θερμό αέριο μέσω των πιο υγρών τμημάτων του περιβλήματος και το ψυκτικό κινητήρα ρέει αξονικά και όχι η ακτινική ροή που χρησιμοποιείται από το NSU. Λίγη ποσότητα ελαίου αναμείχθηκε με το μίγμα εισαγωγής για λίπανση. Το 0810 τροποποιήθηκε για το αγωνιστικό Cosmos που χρησιμοποιήθηκε στο Nürburgring. Αυτοί οι κινητήρες είχαν θύρες εισαγωγής τοποθετημένες στο πλάι και στο περιφερικό άκρο τους, οι οποίοι είχαν ενεργοποιηθεί με βαλβίδα πεταλούδας για χρήση χαμηλής και υψηλής RPM. Εφαρμογή στο Mazda Cosmo Series I/L10A (1965–1968).



Cosmo Sport L10A engine (10A engine type 0810)

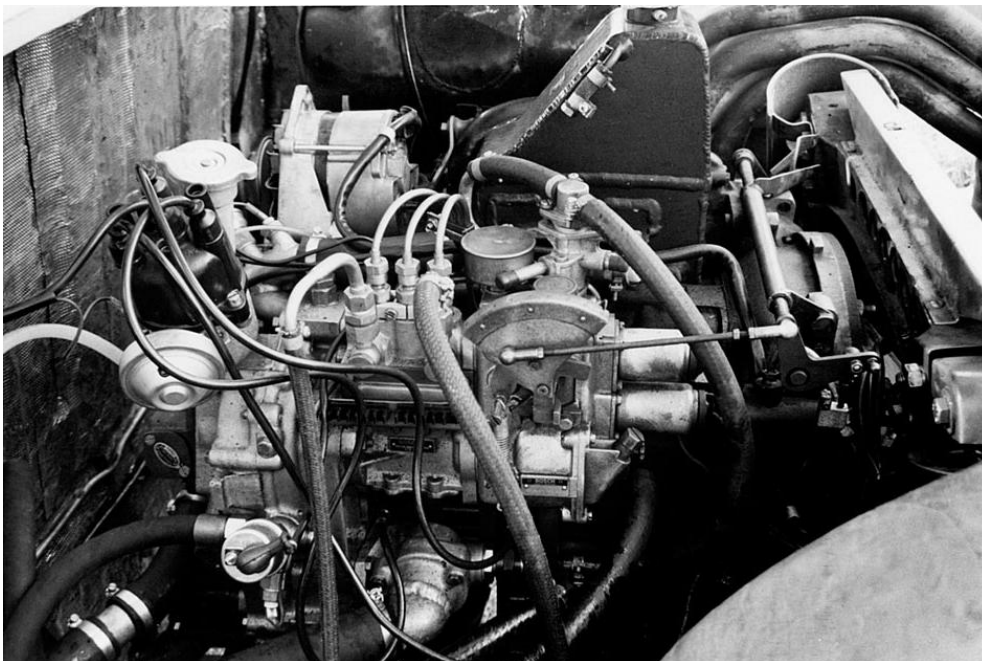
**Εικόνα 7 Κινητήρας Mazda L10A μοντέλο 0810**

**1968:** Ο βελτιωμένος κινητήρας 0813 εμφανίστηκε τον Ιούλιο του 1968 στο Cosmo Series II/L10B της Mazda. Η κατασκευή του ήταν πολύ παρόμοια με εκείνη του 0810. Ενώ σύμφωνα με τα χαρακτηριστικά του η υποδύναμη του έφτανε τους 100 ίππους (75 kW) με τις στροφές να φτάνουν στις 7000rpm. Η χρήση λιγότερο δαπανηρών εξαρτημάτων αύξησε το βάρος του κινητήρα από τα 102 kg στα 122 kg. Εφαρμογή στο Mazda R100/Familia Rotary (1968–1973).



Εικόνα 8 Κινητήρας Mazda L10B μοντέλο 0813

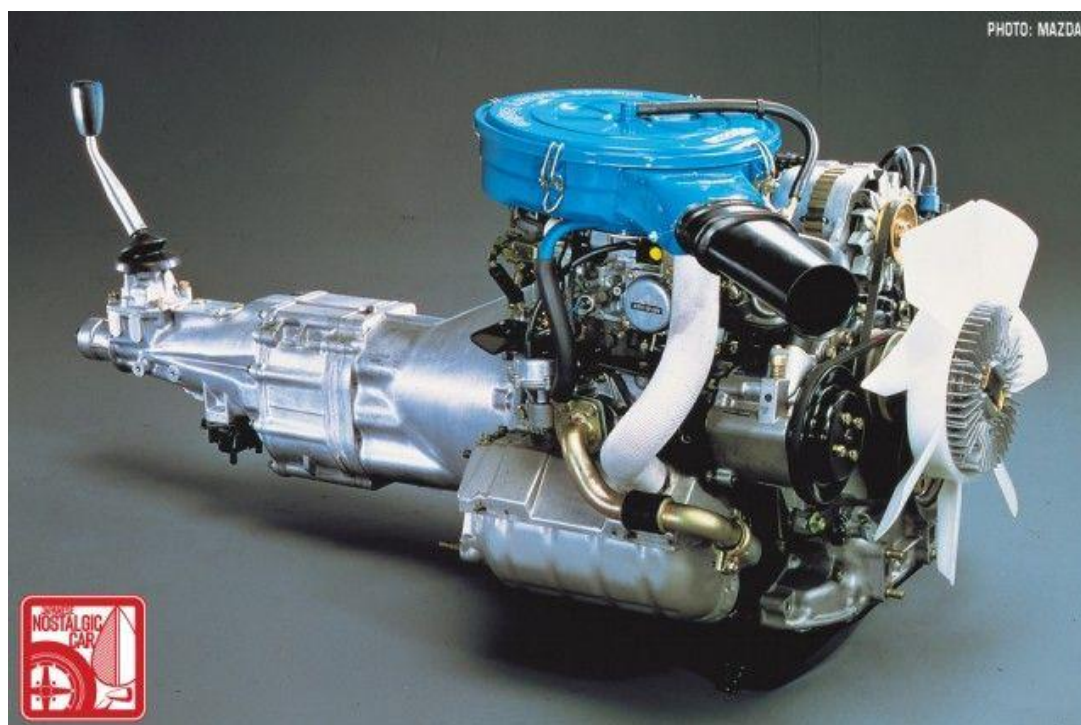
**1969-1970:** Το εξαιρετικά σπάνιο (12 στο σύνολο) Mercedes-Benz M950F ήταν ένας κινητήρας εμπνευσμένος από τον Wankel, ο οποίος τοποθετήθηκε σε πειραματικά οχήματα Mercedes-Benz C111, που κατασκευάστηκαν κατά την περίοδο 1969-70. Υπήρχαν δύο εκδόσεις: κινητήρας με τριπλό-ρότορα 600 cc, με ισχύ 280 hp (210 kW) στις 7000 rpm και μια μεταγενέστερη έκδοση κινητήρα τετραπλού ρότορα 600 cc, με ισχύ εξόδου 350 ίππων (260 kW) στις 7000 rpm. Το πειραματικό μοντέλο Mercedes-Benz C111 που περιέχει τον κινητήρα (κωδικός M950F) παρουσιάστηκε στο κοινό στο Διεθνές Σαλόνι Αυτοκινήτου της Φρανκφούρτης το 1969. Αυτό ήταν ένα εντελώς πειραματικό αυτοκίνητο από τη Daimler-Benz. Η εταιρεία έριξε την περιστροφική εξέλιξη της Wankel, κυρίως λόγω της κακής κατανάλωσης καυσίμου σε αυτόν τον κινητήρα, ένα απαράδεκτο χαρακτηριστικό στον κόσμο της πετρελαϊκής κρίσης μετά το 1973. Αντικαταστάθηκε από έναν υπερτροφοδοτούμενο εμβολοφόρο κινητήρα ντίζελ (Tan, 2006).



Εικόνα 9 Κινητήρας Mercedes-Benz C111-M950F

**1970 α:** Το 13A της Mazda σχεδιάστηκε ειδικά για εφαρμογές με κίνηση στους εμπρόσθιους τροχούς. Έχει σχεδίαση διπλού ρότορα, με κάθε θάλαμο να μετατοπίζει 655cc, έτσι ώστε δύο θάλαμοι (ένας ανά στροφέιο) να εκτοπίζουν 1310 cc. Αυτή ήταν η μόνη παραγωγή Mazda Wankel με διαφορετικές διαστάσεις ρότορα: Η ακτίνα ήταν 120 mm (4.7 in) και η μετατόπιση ήταν 17.5 mm (0.69 in), αλλά το βάθος παρέμεινε το ίδιο με το 10A στα 60 mm (2.4 in). Μια άλλη σημαντική διαφορά από τους προηγούμενους κινητήρες ήταν ο ενσωματωμένος ψύκτης λαδιού με νερό. Το 13A χρησιμοποιήθηκε μόνο στο 1969-1972 R130 Luce, όπου παράγει 126 hp (94 kW) και 172 N·m (127 lbf ft). Αυτό ήταν το τέλος της γραμμής για αυτόν τον σχεδιασμό του κινητήρα, καθώς το επόμενο μοντέλο Luce διέθετε κίνηση στους πίσω τροχούς. Εφαρμογές στο Mazda R130 (1970-1972).

**1970 β:** Το 12A είναι μια "επιμήκης" έκδοση του 10A της Mazda καθώς η ακτίνα του ρότορα ήταν ίδια, αλλά το βάθος αυξήθηκε κατά 10 mm (0,39 in) έως 70 mm (2,8 in). Συνεχίστηκε ο σχεδιασμός του διπλού ρότορα, ενώ με την αύξηση του βάθους κάθε θάλαμος εκτοπίζει 573 cc, με τους δύο θαλάμους (ένας ανά στροφέιο) να εκτοπίζουν 1146 cc. Η σειρά 12A κατασκευάστηκε για 15 χρόνια, από το Μάιο του 1970 έως το 1985. Το 1974, χρησιμοποιήθηκε μια νέα διαδικασία για την σκλήρυνση του περιβλήματος του ρότορα. Η διαδικασία Sheet-metal Insert Process (SIP) χρησιμοποίησε ένα φύλλο χάλυβα παρόμοιο με μια συμβατική επένδυση κυλίνδρων εμβολοφόρου κινητήρα με επιχρωμιωμένη επιφάνεια. Η επένδυση πλευρικού περιβλήματος επίσης άλλαξε για να εξαλείψει το προβληματικό ψεκασμένο μέταλλο. Η νέα διαδικασία "REST" δημιούργησε ένα τέτοιο ισχυρό κέλυφος, ώστε οι παλιές σφραγίδες άνθρακα θα μπορούσαν να εγκαταλειφθούν υπέρ του συμβατικού χυτοσιδήρου. Οι πρώτοι κινητήρες 12A διαθέτουν επίσης έναν θερμικό αντιδραστήρα, παρόμοιο με τον 0866 10A, ενώ κάποιοι χρησιμοποιούν ένα ένθετο θύρας εξάτμισης για τη μείωση του θορύβου εξάτμισης.



Εικόνα 10 Κινητήρας Mazda 12A

**1971:** Το τελικό μέλος της οικογένειας 10A της Mazda ήταν το 0866, που αναπτύχθηκε το 1971. Αυτή η παραλλαγή χαρακτηρίστηκε από έναν θερμικό αντιδραστήρα από χυτοσίδηρο για τη μείωση των εκπομπών καυσαερίων και των επαναρυθμισμένων θυρίδων εξάτμισης. Η νέα προσέγγιση για τη μείωση των εκπομπών ήταν εν μέρει αποτέλεσμα της νομοθεσίας της Ιαπωνικής Κυβέρνησης για τον έλεγχο των εκπομπών το 1968, με την εφαρμογή να ξεκινά το 1975. Η Mazda ονόμασε την τεχνολογία REAPS (Rotary Engine Anti Pollution System). Το περίβλημα του ρότορα από χυτοσίδηρο επικαλύφθηκε με μια νέα διαδικασία επίστρωσης μετασχηματισμού (Transplant Coating Process – TCP) στην οποία χρησιμοποιήθηκε ψεκασμένος χάλυβας, ο οποίος στη συνέχεια επικαλύφθηκε με χρώμιο. Η συνολική απόδοση ήταν 105 hp (78 kW) στις 7000 rpm. Εφαρμογή στο Mazda RX-3 (ιαπωνία-spec) (1972-1974).

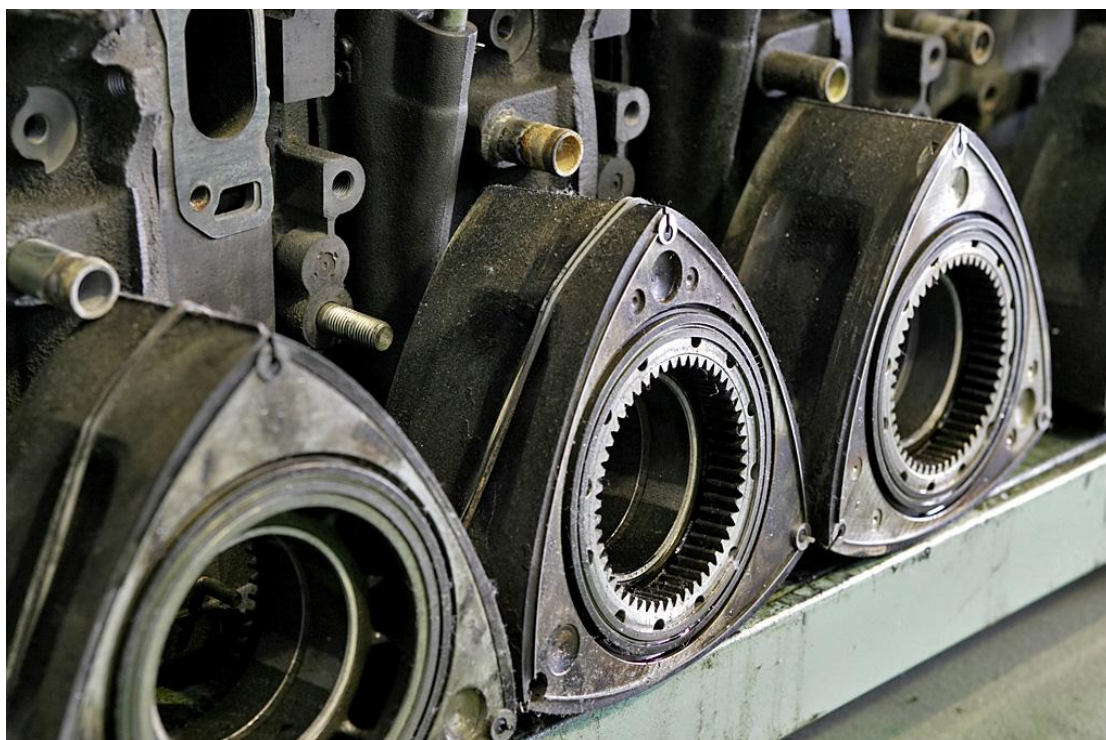


Εικόνα 11 Κινητήρας Mazda 10A - 0866 RX-3

**1972:** Η εταιρία Syvaro Ltd, σχεδιάζει και αναπτύσσει τον αερόψυκτο περιστροφικό κινητήρα Syvaro's SP-440, με σκοπό την διάθεση του στη βιομηχανία αλλά και για ιδιωτική χρήση. Για την επίτευξη της ψύξης του κινητήρα, η εταιρία σχεδίασε το κέλυφος με τέτοιο τρόπο ώστε να γίνεται περιφερειακός διαχωρισμός σε ψυχρές και θερμές ζώνες. Η ομάδα ανάπτυξης του κινητήρα, σχεδίασε κατά μήκος των θερμών περιοχών ειδικά πτερύγια ψύξης, συνοδευόμενα από μια θυρίδα εξαγωγής, ώστε να επιτυγχάνεται ψύξη με συμπληρωματικό αέρα και από τις δύο πλευρές του κελύφους (Adam, 1980).

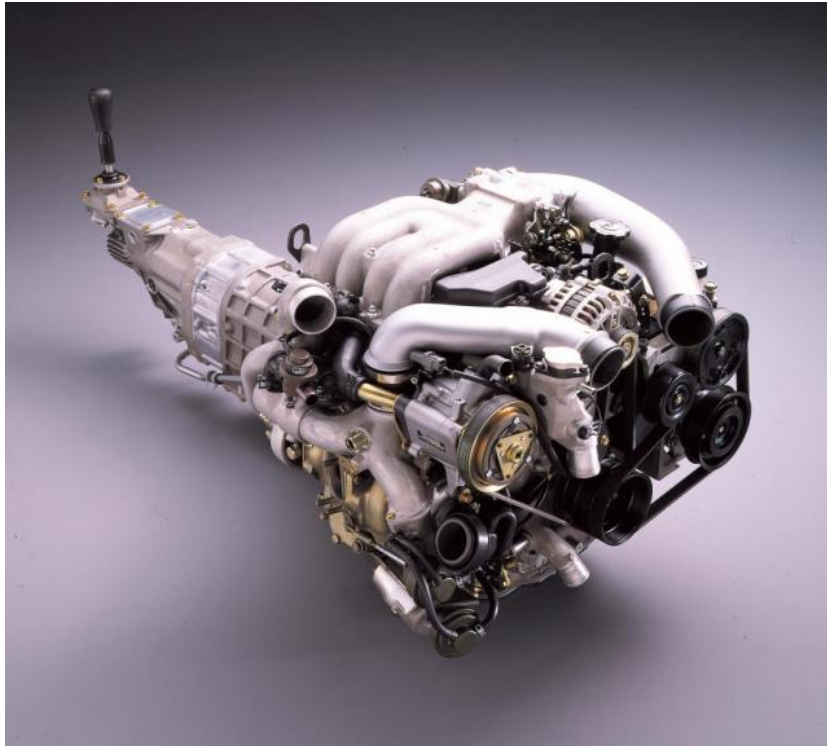
**1974 α:** Ο 12B, ο οποίος αναπτύχθηκε το 1974, ήταν ένας βραχύχρονος κινητήρας που κατασκευάστηκε για τα Mazda RX-2 και RX-3. Αύξησε το επίπεδο αξιοπιστίας σε σχέση με τις προηγούμενες σειρές και εισήγαγε έναν μόνο διανομέα. Αυτή ήταν η αρχή των περιστροφικών κινητήρων με μόνο διανομέα, καθώς τα προγενέστερα 12A και 10A διέθεταν και τα δύο διπλούς διανομείς Wankels.

**1974 β:** Ο 13B είναι ο πιο ευρέως παραγόμενος κινητήρας της Mazda. Ήταν η βάση για όλους τους μελλοντικούς κινητήρες Mazda Wankel, και παρήχθη για πάνω από 30 χρόνια. Ο 13B δεν έχει σχέση με τον 13A. Αντίθετα, είναι μια παρατεταμένη έκδοση του 12A, που έχει ρότορες πάχους 80 mm (3.1 in). Ήταν σχεδιασμένος με διπλό ρότορα στα 1,3 λίτρα, με κάθε θάλαμο να μετατοπίζει 654 cc, έτσι ώστε δύο θάλαμοι (ένας ανά ρότορα) να εκτοπίζουν 1308 cc. Στις Ηνωμένες Πολιτείες, το 13B ήταν διαθέσιμο από το 1974 έως το 1978 και στη συνέχεια αποσύρθηκε από τα sedans αλλά συνεχίστηκε κατά το 1984-1985 με τα RX-7 GSL-SE. Εξαφανίστηκε από την αμερικανική αγορά και πάλι το 1995, όταν πωλήθηκαν τα τελευταία RX-7 της Αμερικής. Ο κινητήρας χρησιμοποιήθηκε συνεχώς στην Ιαπωνία από το Mazda Luce / RX-4 του 1972 έως το RX-7 του 2002.



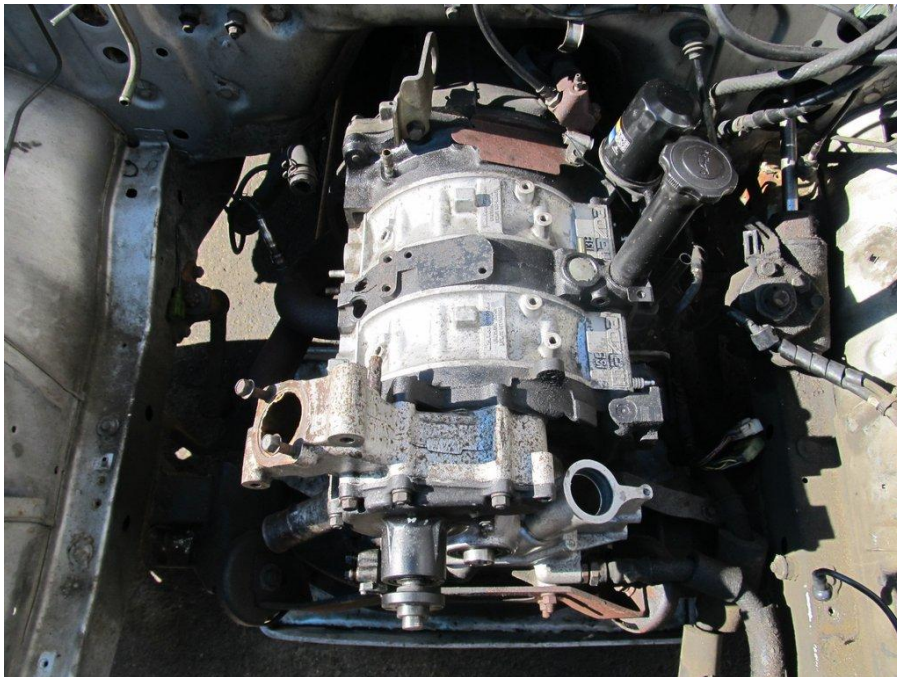
Εικόνα 12 Κινητήρες Mazda Wankel της σειράς 13B

**1978:** Στο Λας Βέγκας, η Mazda έκανε πρεμιέρα στο RX-7, ένα σπορ αυτοκίνητο με περιστροφικό κινητήρα μαζικής παραγωγής, σηματοδοτώντας την εμφάνιση μιας νέας εποχής περιστροφικών κινητήρων. Το RX-7 ανταγωνίστηκε σε διάφορους αγώνες δρόμου, όπως το 24 Hours του Le Mans και το Παγκόσμιο Πρωτάθλημα Ράλι. Ειδικότερα στη Βόρεια Αμερική, το RX-7 έκανε ένα εντυπωσιακό ντεμπούτο, μια νίκη στην κούρσα 24 Hours of Daytona και τις συσσωρευμένες νίκες για τα επόμενα χρόνια. Η επιτυχημένη πορεία στον κόσμο των αθλητικών αυτοκινήτων απέδειξε τον καλό συνδυασμό ταχύτητας και ανθεκτικότητας του RX-7 ως σπορ αυτοκίνητο και το έθεσε σε εικονική κατάσταση.



Εικόνα 13 Περιτροφικός κινητήρας Mazda RX-7

**1984-1985:** Για πρώτη φορά εισάγεται στους κινητήρες τύπου Wankel η συντονισμένη πολλαπλή εισαγωγή με το 13B-RESI (Rotary Engine Super Injection). Η αποκαλούμενη πρόσληψη δυναμικής επίδρασης παρουσίασε ένα κιβώτιο εισαγωγής δύο επιπέδων το οποίο προέκυψε από μια επίδραση τύπου Helmholtz των θυρίδων εισαγωγής ανοίγματος και κλεισίματος. Ο κινητήρας RESI διαθέτει επίσης έγχυση καυσίμου L-Jetronic της Bosch. Η απόδοση βελτιώθηκε σε 135 hp (101 kW) και 180 N·m (130 lbf ft).



Εικόνα 14 Κινητήρας Mazda RX7 GSL-SE 5spd 13B-RESI



**1986:** Όπως και το 12A-SIP, η δεύτερη γενιά RX-7 αναβαθμίστηκε με ένα σύστημα μεταβλητής πρόσληψης. Ονομάστηκε DEI, ο κινητήρας διαθέτει τα συστήματα 6PI και DEI, καθώς και ηλεκτρονική έγχυση καυσίμου με τέσσερα μπεκ ψεκασμού. Η συνολική απόδοση είναι μέχρι 146 ίππους (109 kW) στις 6500rpm και 187 N·m (138 lbf ft) στις 3500rpm. Το 13B-T παρουσιάστηκε για πρώτη φορά το 1986. Διαθέτει την νεότερη έγχυση καυσίμου τεσσάρων ψεκαστών του κινητήρα 6PI. Η Mazda επέστρεψε στο σχεδιασμό πρόσληψης 4 θυρών παρόμοιο με αυτό που χρησιμοποιήθηκε στο 13B (1974 -1978). Στους κινητήρες του (1986 – 1988) ο στροβιλοσυμπιεστής διπλής κύλισης τροφοδοτείται με μια βαλβίδα μηχανικής κίνησης δύο σταδίων, ωστόσο στις μηχανές (1989 -1991) χρησιμοποιήθηκε ένας καλύτερος σχεδιασμός turbo με ένα χωρισμένο διακλαδωτή που τροφοδοτεί τη διαμόρφωση διπλής κύλισης. Για τους κινητήρες που κατασκευάστηκαν μεταξύ του 1986 - 1988, η έξοδος βαθμονομείται σε 185 hp (138 kW) στις 6500 rpm και στα 248 N·m (183 lbf ft) στις 3500 rpm.



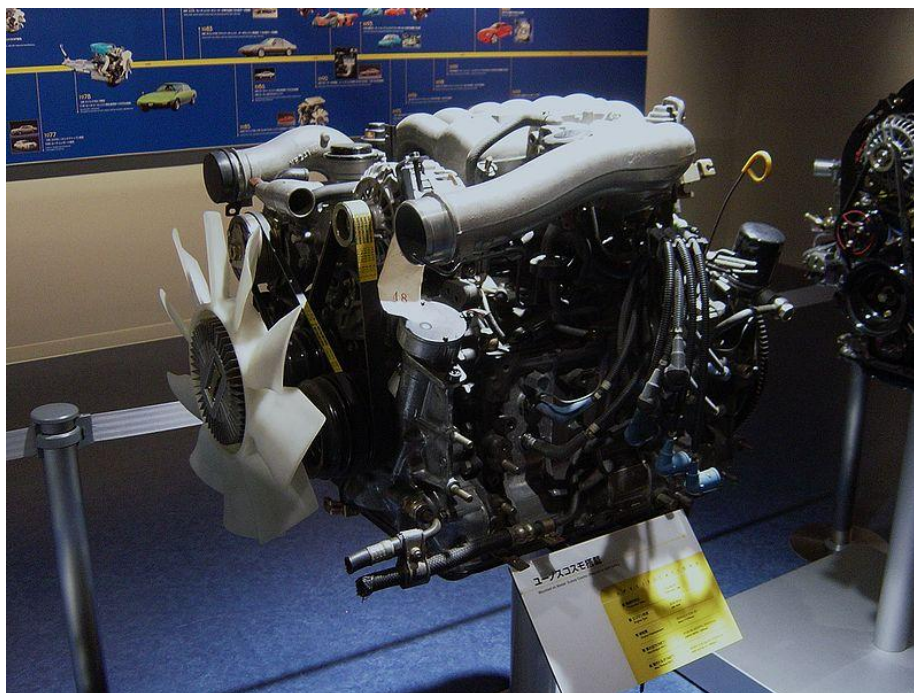
Εικόνα 15 Κινητήρας Mazda 13B-T twin turbo

**1987:** Ένας κινητήρας Wankel διπλού ρότορα αναπτύχθηκε για χρήση στο Norton Classic από τον David Garside ο οποίος εργάστηκε στην ερευνητική μονάδα του BMS Umberlade Hall. Ο Garside είχε εντυπωσιαστεί πολύ από τον αερόψυκτο μονοκινητήριο κινητήρα Fichtel & Sachs στη μοτοσυκλέτα Hercules - έτσι αγόρασε έναν κινητήρα και το εγκατέστησε σε ένα πλαίσιο BSA B25 Starfire ως λειτουργικό πρωτότυπο. Αυτό το περιστροφικό σύστημα BSA ήταν αξιόπιστο και πολύ ομαλό, αλλά τελικά αποδείχθηκε ότι δεν διέθετε την απαιτούμενη μηχανική δύναμη. Ο Garside έθεσε ως στόχο να αναπτύξει μια έκδοση διπλού ρότορα του κινητήρα με διπλή χωρητικότητα, εγκατέστησε τον νέο αυτό κινητήρα σε πλαίσιο BSA A65 και η προκύπτουσα μοτοσυκλέτα έδειξε εξαιρετική υπόσχεση (Garside, 1988)

**1990-1995:** Το 13B-RE της Mazda από τη σειρά JC Cosmo ήταν παρόμοιο με το 13B-REW, αλλά είχε μερικές βασικές διαφορές, δηλαδή ότι ήταν προικισμένο με τις μεγαλύτερες

πλευρικές θύρες οποιουδήποτε μεταγενέστερου περιστροφικού κινητήρα. Σε σύγκριση με τους δύο στρόβιλους που τοποθετήθηκαν στο 13B-REW στο FD RX-7, αυτοί οι διαδοχικοί στρόβιλοι έλαβαν ένα μεγάλο (HT-15) πρωτεύον με μικρότερο (HT-10) δευτερεύον στρόβιλο (μέγεθος εγχυτήρα = 550cc PRI + SEC). Περίπου 5000 13B-RE που επιλέχθηκαν για το JC Cosmos πωλήθηκαν, καθιστώντας αυτόν τον κινητήρα σχεδόν εξίσου δυσεύρετο στην όπωσ και ο σπανιότερος 20B-REW μεγάλος αδελφός του.

**1990-1995:** Ο 13G, υπήρξε ο πρώτος κινητήρας τριπλού ρότορα που χρησιμοποιήθηκε στο αγωνιστικό αυτοκίνητο Mazda 757 στον αγώνα Le Mans. Στην συνέχεια μετονομάστηκε σε 20B με την μόνη διαφορά ανάμεσα στα δύο είναι ότι το 13G χρησιμοποιεί ένα περιφερειακό στόμιο εισαγωγής (χρησιμοποιείται για αγώνες) και το 20B (όχημα παραγωγής) χρησιμοποιεί πλευρικές θύρες εισαγωγής. Ως κινητήρας τριπλού ρότορα, κάθε θάλαμος να φέρει 654 cc, ενώ στο σύνολο τους φέρουν 1962 cc. Το τρίτροχο 20B-REW χρησιμοποιήθηκε μόνο στην Eunos Cosmo 1990-1995. Προσφέρθηκε σε μορφή 13B-RE και 20B-REW. Διέθετε τα ίδια χαρακτηριστικά κυβισμού με την διαφορά ότι χρησιμοποίησε πίεση 0,7 bar (10 psi, 70 kPa) για την παραγωγή 300 hp (224 kW) και 407 N·m (300 lbf·ft).



Εικόνα 16 Κινητήρας Eunos Cosmo στο Μουσείο Mazda

**1991:** Ο πρώτος κινητήρας τεσσάρων στρόβιλών Mazda ήταν ο 13J-M που χρησιμοποιήθηκε στους αγωνιστές του Le Mans Group, του 1988 και του 1989 (13J-MM με δύο στάδια επαγωγής). Ο κινητήρας αυτός αντικαταστάθηκε από το 26B. Ο πιο σημαντικός κινητήρας τετραπλού ρότορα από τη Mazda, το 26B, χρησιμοποιήθηκε μόνο σε διάφορες spor πρωτότυπες αγωνιστικές κατασκευές Mazda συμπεριλαμβανομένων των 767 και 787B σε αντικατάσταση των παλαιότερων 13J. Το 1991 το Mazda 787B με κινητήρα 26B έγινε το πρώτο ιαπωνικό αυτοκίνητο και το πρώτο αυτοκίνητο με διαφορετικό κινητήρα εκτός από τον διαδεδομένο παλινδρομικό εμβολοφόρο κινητήρα για να κερδίσει την κούρσα των 24 Ώρες του Le Mans. Ο κινητήρας 26B διαθέτει 2622cc ανά σύνολο τεσσάρων θαλάμων (μετρώντας μόνο ένα θάλαμο 654cc για κάθε έναν από τους τέσσερις ρότορες) – με

αποτέλεσμα το "26" στο όνομα της σειράς να αναφέρεται στα 2.6 λίτρα – και να αναπτύξει 700 hp (520 kW) στις 900rpm. Ο σχεδιασμός του κινητήρα χρησιμοποιεί περιφερειακές θύρες εισαγωγής, συνεχόμενες μεταβολές γεωμετρίας και πρόσθετο (τρίτο) μπουζί ανά ρότορα.

**1992-2002:** Η twin-turbocharged έκδοση του 13B, το 13B-REW, έγινε γνωστό για την υψηλή απόδοση και το χαμηλό βάρος του. Οι δίδυμοι Turbos Hitachi HT-12 λειτουργούν διαδοχικά, με μόνο την πρωτογενή παροχή ώθησης μέχρι 4.500 rpm, και το δευτερεύον έρχεται σε σύνδεση αργότερα. Συγκεκριμένα, αυτό ήταν το πρώτο παγκόσμιο σύστημα κινητήρων διαδοχικών δίδυμων στροβιλοσυμπιεστών με τον μεγαλύτερο όγκο παραγωγής. Η απόδοση του τελικά έφτασε και ίσως ξεπέρασε την ανεπίσημη μέγιστη τιμή της Ιαπωνίας 280 hp κατά DIN (206 kW) για την τελική αναθεώρηση που χρησιμοποιήθηκε στη σειρά 8 Mazda RX-7.



Εικόνα 17 Κινητήρας Mazda 13B-REW twin-turbocharged

**1993 α:** Το Πολεμικό Ναυτικό Κέντρο Πολεμικής Αεροπορίας, διεξήγαγε μελέτες σχετικά με την ανάπτυξη κινητήρων για μη επανδρωμένα αεροσκάφη (UAV) δίνοντας λύση στο πρόβλημα της ισχύος-βάρους και της υψηλής κατανάλωσης καυσίμων. Για τις ανάγκες της έρευνας αναπτύχθηκαν τρεις διαφορετικοί κινητήρες, δύο τύπου Wankel και ένας εμβολοφόρος κινητήρας (Brucato et al., 1993).

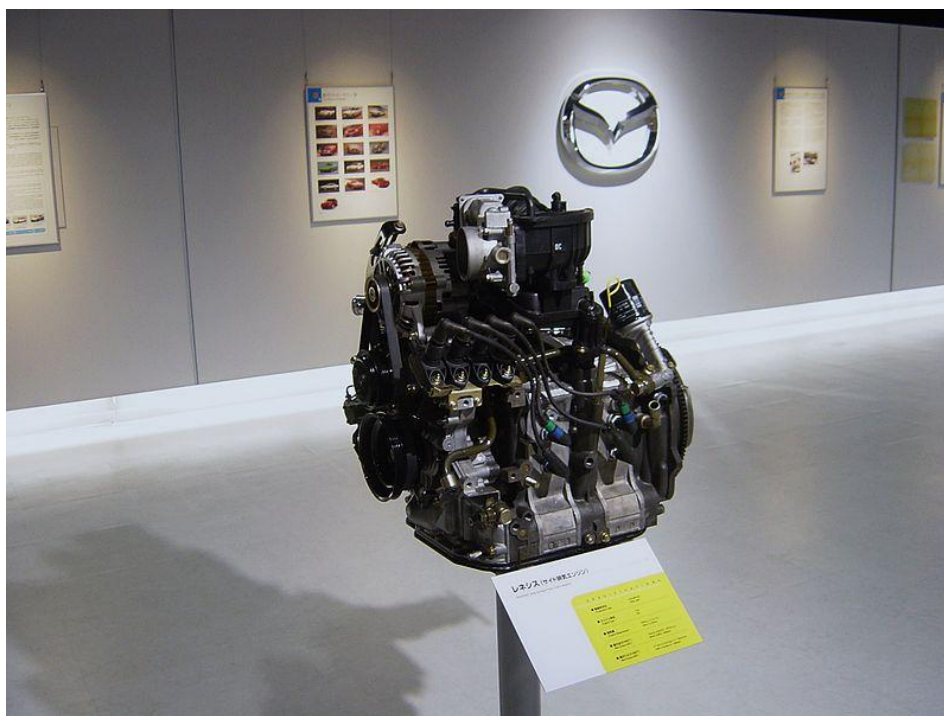
Ο πρώτος κινητήρας ήταν της AAI Corporation, ένας περιστρεφόμενος κινητήρας μονού στροφέα τύπου Wankel, ο οποίος έχει συνολική μετατόπιση 298 cc, με υπερτροφοδοτούμενο, υγρό και αερόψυκτο. Ο κινητήρας τροποποιήθηκε για να λειτουργήσει σε βαρέα καύσιμα (JP-5, JP-8 και Diesel) ως ακολουθεί με εγκατάσταση ενός συστήματος Lloyd Conditioned Compression Ignition αποτελούμενο από πιλότο και κύριο ψεκαστήρα, το μπουζί αντικαταστάθηκε με μια λάμπα πυράκτωσης, τοποθετήθηκε ένας προθάλαμος στο περίβλημα του τροχοειδούς και ο λόγος συμπίεσης άλλαξε

τροποποιώντας τον θάλαμο του δρομέα. Η μέγιστη απόδοση δύναμης έφτασε τους 32 hp με 5900rpm.

Ο δεύτερος κινητήρας σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε από την Wankel GmbH που βρίσκεται στο Lindau της Γερμανίας. Ο κινητήρας DGIH προέρχεται από ένα υπάρχον μοντέλο LOCR 407 περιστροφικού κινητήρα ντίζελ που διαθέτει 407cc μετατόπιση, λειτουργία χαμηλής ταχύτητας 3600rpm, ένα υγρόψυκτο περίβλημα και ένα αερόψυκτο δρομέα. Αυτός ο κινητήρας τροποποιήθηκε εκτενώς από τη DGIH, σε συνεργασία με την Wankel, για να επιτευχθούν οι στόχοι του προγράμματος των ΜΕΙΟ. Η μέγιστη απόδοση δύναμης έφτασε τα 56 hp με 5800rpm.

**1993 β:** Μια οικογένεια μικρών περιστροφικών κινητήρων με σπινθήρα, με άμεση έγχυση και κυβισμό 400cc, σχεδιάστηκε, LCCR 400 SD (μονού ρότορα) και LCCR 800 SD (διπλού ρότορα), κατασκευάστηκε και βελτιστοποιήθηκε για τη χρήση βαρέων καυσίμων, με ιδιαίτερη έμφαση στα καύσιμα ντίζελ. Η εξέλιξη επικεντρώθηκε στην τροποποίηση ενός υπάρχοντος περιστροφικού κινητήρα βενζίνης για τη διευθέτηση του σχηματισμού βαρέων καυσίμων και της καύσης. Οι εκδόσεις καυσίμου, χαμηλού κόστους και τα συστήματα ανάφλεξης τροποποιήθηκαν για να ταιριάζουν με τις ιδιαιτερότητες του κινητήρα Wankel. Η εργασία βελτιστοποίησης της απόδοσης είχε πειραματικό χαρακτήρα. Ένας μεγάλος αριθμός παραγόντων που διέπουν την ανάφλεξη και την καύση μείγματος καυσίμου σε μικρούς περιστρεφόμενους κινητήρες με άμεση έγχυση, που χρησιμοποιούν ένα μόνο μπεκ ψεκασμού και έναν ανοικτό θάλαμο καύσης, διερευνήθηκαν. Τα αποτελέσματα που ελήφθησαν θεωρήθηκαν ικανοποιητικά για ένα καθορισμένο εύρος στροφών σε διάφορα φορτία. Ειδική κατανάλωση καυσίμου κάτω από 330g / kW-hr (0,55 lb / hp-hr) ελήφθη σε διάφορα επιλεγμένα καθεστώτα με επίπεδα ισχύος μεταξύ 5-12kW και ταχύτητες μεταξύ 3000-4000rpm (Eiermann et al., 1993).

**2003:** Ο κινητήρας Renesis - επίσης 13B-MSP (Multi-Side Port) - ο οποίος εμφανίστηκε για πρώτη φορά στην παραγωγή του 2003 Mazda RX-8, είναι μια εξέλιξη της προηγούμενης 13B. Σχεδιάστηκε για να μειώσει τις εκπομπές καυσαερίων και να βελτιώσει την οικονομία καυσίμου, τα οποία ήταν δύο από τα πιο επαναλαμβανόμενα μειονεκτήματα των περιστροφικών κινητήρων της Wankel. Είναι φυσικά αναρτημένο, σε αντίθεση με τους προκατόχους του από τη σειρά 13B και ως εκ τούτου ελαφρώς λιγότερο ισχυρό από το twin-turbocharged 13B-REW 255-280 hp (190-209 kW) του Mazda RX-7.



**Εικόνα 18 Κινητήρας τύπου Wankel 13B - Renesis**

Το σχέδιο Renesis διαθέτει δύο σημαντικές αλλαγές από τους προκατόχους του. Πρώτον, οι θύρες εξάτμισης δεν είναι περιφερειακές αλλά βρίσκονται στην πλευρά του περιβλήματος, γεγονός που εξαλείφει την επικάλυψη και επιτρέπει τον επανασχεδιασμό της περιοχής της θύρας εισαγωγής. Αυτό προκάλεσε αισθητά περισσότερη ισχύ χάρη σε μια αυξημένη αποτελεσματική αναλογία συμπίεσης. Ωστόσο, οι μηχανικοί της Mazda ανακάλυψαν ότι όταν αλλάζει η θυρίδα εξάτμισης στο πλευρικό περίβλημα, η συσσώρευση άνθρακα στη θύρα εξάτμισης θα σταματούσε τη λειτουργία του κινητήρα. Για να αποκατασταθεί αυτό, οι μηχανικοί της Mazda πρόσθεσαν ένα πέραςμα νερού στο πλαϊνό περίβλημα. Δεύτερον, οι ρότορες σφραγίζονται διαφορετικά με τη χρήση επανασχεδιασμένων πλαϊνών σφραγίσεων, σφραγίδων κορυφής χαμηλού ύψους και την προσθήκη δεύτερου δακτυλίου αποκοπής. Οι μηχανικοί της Mazda είχαν χρησιμοποιήσει αρχικά σφραγίδες κορυφής πανομοιότυπες με το παλαιότερο σχέδιο σφραγίδας. Στη συνέχεια όμως άλλαξε το σχεδιασμό της στεγανότητας κορυφής για να μειώσει την τριβή και να ωθήσει τον νέο κινητήρα πιο κοντά στα όριά του.

## 2. ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ WANKEL

### 2.1 Τα Πλεονεκτήματα των Περιστροφικών Κινητήρων

Οι περιστροφικοί κινητήρες έχουν πολλά πλεονεκτήματα σε σύγκριση με τους παλινδρομικούς κινητήρες. Αυτά τα πλεονεκτήματα περιλαμβάνουν υψηλότερη πυκνότητα ισχύος, ομαλή λειτουργία, χαμηλή δόνηση, απλό σχεδιασμό, συμπαγές μέγεθος και μικρό βάρος (Kweon, 2011).

Ο Widener, (1995), αναφέρει ότι το βασικό του πλεονέκτημα έναντι των υπερσύγχρονων κινητήρων με παλινδρομική κίνηση είναι η πυκνότητα ισχύος τόσο ως προς το βάρος όσο και ως προς τον όγκο. Λόγω του ιδιαίτερου σχήματος του κινητήρα, μέσω της λειτουργίας του παράγεται ένας παλμός ισχύος ανά περιστροφή άξονα. Αυτό οφείλεται στην μεγαλύτερη ταχύτητα λειτουργίας μέσω της περιστροφής, η οποία οδηγεί στην εισαγωγή περισσότερου αέρα και καυσίμου ανά χρόνο και τέλος σε περισσότερη ισχύ εξόδου σε σχέση με το συνολικό βάρος κινητήρα.

Η ομαλή λειτουργία αποτελεί ένα ακόμη πλεονέκτημα των περιστροφικών κινητήρων. Αυτό ευθύνεται κυρίως σε δύο παράγοντες. Ο πρώτος είναι η συνεχής μονοκατευθυντική κίνηση του στροφέα (ή των στροφέων) και ο δεύτερος είναι η έλλειψη των παλινδρομικών εξαρτημάτων όπως συνδετικές ράβδοι και συμβατικοί στροφαλοφόροι άξονες με ισορροπία βάρους. Έτσι, το μόνο εξάρτημα είναι ο ρότορας ο οποίος συνδέεται απευθείας στον άξονα εξόδου, ενώ το εκκεντρικό σχήμα του άξονα αντισταθμίζει τον ρότορα μετατόπισης για την εξάλειψη της ταλάντωσης λόγω υψηλής ταχύτητας, προσφέροντας ευκολία εξισορρόπησης (Widener, 1995; Griffis et al., 2009).

Σε αυτό συμβάλει επίσης ο απλός σχεδιασμός καθώς και το συμπαγές μέγεθος του κινητήρα. Τα εξαρτήματα του κινητήρα σε σύγκριση με κινητήρες διαφορετικής σχεδίασης είναι πολύ λιγότερα, με έλλειψη βαλβίδων, μέχρι και κατά το ήμισυ του αριθμού των τμημάτων του παλινδρομικού κινητήρα (τετράχρονο). Τα λιγότερα μέρη του κινητήρα, προσδίδουν μικρότερο βάρος και όγκο, μέχρι και στο ένα τρίτο του όγκου και του βάρους ενός παλινδρομικού κινητήρα (τετράχρονο) (Griffis et al., 2009).

Όσον αφορά τα επίπεδα των κραδασμών, διατηρούνται χαμηλά καθώς εκτελούνται τρεις χρόνοι ισχύος ανά περιστροφή του εκκεντρικού άξονα εξόδου, γεγονός που οδηγεί σε εξαιρετικά χαμηλή ταλάντωση και δόνηση λόγω ροπής (Widener, 1995; Izweik, 2009).

Ένα ακόμα πλεονέκτημα αποτελεί ο λιγότερος θόρυβος του κινητήρα. Το καύσιμο καταναλώνεται πιο αργά παράγοντας λιγότερο θόρυβο. Ομοίως η έλλειψη πολυάριθμων εξαρτημάτων, δημιουργεί λιγότερο μηχανικό θόρυβο (Widener, 1995; Griffis et al., 2009).

Η δυνατότητα χρήσης πολλαπλών καυσίμων αποτελεί ένα σημαντικό πλεονέκτημα καθώς ο διαχωρισμός της περιοχής καύσης από την περιοχή εισαγωγής εμποδίζει τη διαμόρφωση των εντοπισμένων θερμών σημείων, επιτρέποντας έτσι τη χρήση καυσίμου με πολύ χαμηλό

αριθμό οκτανίων χωρίς προ-ανάφλεξη ή έκρηξη, ένα ιδιαίτερο πλεονέκτημα για τον κινητήρα υδρογόνου (Izweik, 2009).

Στα επιμέρους πλεονεκτήματα συγκαταλέγονται μεταξύ άλλων και τα εξής (Izweik, 2009; Kweon, 2011; Widener, 1995; Griffis et al., 2009).

- Χαμηλότερο κόστος κατασκευής και αγοράς ως αποτέλεσμα του απλού σχεδιασμού και του συμπαγούς μεγέθους.
- Λιγότερες εκπομπές NOx καθώς δημιουργούνται χαμηλότερες θερμοκρασίες φλόγας.
- Ευκολότερος σχεδιασμός των συσκευών ελέγχου εκπομπών λόγω του συμπαγούς μεγέθους.
- Μη αναστρεψιμότητα των διαδρομών σφράγισης καθώς η περιστροφή του στρόφρα (ή των στρόφρων) εκτελείται αποκλειστικά προς μία κατεύθυνση.
- Ευελιξία του μεγέθους του κινητήρα καθώς δύναται να γίνει προσθήκη επιπρόσθετων στρόφρων.
- Η μηχανική απλότητα του κινητήρα καθώς υπάρχουν λιγότερα εξαρτήματα και τμήματα παλινδρόμησης.
- Αξιοπιστία εξαιτίας των λιγότερων συνολικά σημείων πίεσης και της θετικής καθαρής ροπής μέσω του άξονα.

## 2.2 Τα Μειονεκτήματα των Περιστροφικών Κινητήρων

Το κύριο μειονέκτημα του περιστροφικού κινητήρα είναι η αναποτελεσματικότητα, γεγονός που το κατέστησε λιγότερο ελκυστικό για πολλούς κατασκευαστές. Ένα άλλο σημαντικό μειονέκτημα του περιστροφικού κινητήρα είναι η συχνή συντήρηση και η γενική επισκευή. Η χαμηλή απόδοση κινητήρα έχει βελτιωθεί συνεχώς από ορισμένους κατασκευαστές όπως η Mazda (Griffis et al., 2009; Kweon, 2011).

Οι περιορισμοί του συστήματος προκύπτουν από διάφορες αιτίες. Η μεγαλύτερη κατανάλωση του καυσίμου στους περιστροφικούς κινητήρες ακόμα και σε χαμηλές ταχύτητες αποτέλεσε ένα βασικό μειονέκτημα κατά τις δεκαετίες ανάπτυξης τους, καθώς ευνοεί την αναποτελεσματικότητα του κινητήρα με ανεπαρκή ροπή. Με την πάροδο του χρόνου και την εξέλιξη της τεχνολογικής προόδου, το πρόβλημα της υπερκατανάλωσης καυσίμου βελτιώθηκε καθώς εξελίσσεται η τεχνολογία (Griffis et al., 2009; Kweon, 2011).

Υπάρχει μεγάλη επιφάνεια ως προς τον όγκο του θαλάμου. Ως εκ τούτου, οι ρυθμοί μεταφοράς θερμότητας είναι υψηλοί, προκαλώντας σχετικά υψηλότερη απόρριψη θερμότητας και συναφή αναποτελεσματικότητα και φορτία συστατικών (Griffis et al., 2009).

Επίσης οι περιστροφικοί κινητήρες παρουσιάζουν και το πρόβλημα της χαμηλότερης θερμικής απόδοσης. Ο υψηλός λόγος επιφάνειας προς όγκο, δημιουργεί υψηλές θερμικές απώλειες. Επίσης, ο μακρύς και στενός θάλαμος καύσης έχει ως αποτέλεσμα την μεγαλύτερη διάρκεια φλόγας (Kweon, 2011).

Επίσης, η απόσβεση της καύσης είναι υψηλή, με αποτέλεσμα μεγαλύτερη δυσκολία στον έλεγχο των υδρογονανθράκων και των εκπομπών CO από την πηγή τους με ομοιογενή

φόρτιση. Αυτά τα προβλήματα οδήγησαν τους πιο εξελιγμένους κινητήρες να χρησιμοποιούν συστήματα καύσης διαστρωματωμένων φορτίων, περιορίζοντας το φορτίο με καύσιμο σε ένα μέρος της χρήσιμης ποσότητας, πράγμα που μειώνει την πυκνότητα ισχύος. Οι υψηλές ταχύτητες μεταφοράς θερμότητας προκαλούν προβλήματα ψύξης στον δρομέα, καθώς μεγάλο τμήμα της επιφάνειας εκτίθεται σε θερμά αέρια (Widener, 1995; Griffis et al., 2009).

Η εσωτερική ψύξη με λάδι είναι η πιο κοινή μέθοδος ψύξης του στροφέα. Οι αερόψυκτοι κινητήρες έχουν μεγάλη δυσκολία σε αυτόν τον τομέα, παρόλα αυτά παρατηρείται αυξημένη κατανάλωση λαδιού. Επίσης η ψύξη με λάδι, προσθέτει επιπλέον βάρος στον κινητήρα. Η σφράγιση της κορυφής και των πλευρών του ρότορα ήταν το επίκεντρο πολλών εξελίξεων και τα προβλήματα σε αυτούς τους τομείς έχουν γενικά επιλυθεί. Ωστόσο, το μεγάλο ποσοστό τριβής, μαζί με αρκετά υψηλές ταχύτητες λειτουργίας, οδηγεί σε μεγαλύτερη τριβή σε σύγκριση με τους εμβολοφόρους κινητήρες (Widener, 1995; Izweik, 2009).

Ο περιστρεφόμενος κινητήρας είναι ελκυστικός σε ορισμένες εφαρμογές όπου τα πλεονεκτήματά του γίνονται όλο και πιο σημαντικά. Ο σημερινός προηγμένος έλεγχος καύσης και το εξελιγμένο σύστημα έγχυσης καυσίμου μπορεί να καταστήσουν τους περιστροφικούς κινητήρες πιο αποδοτικούς. Η ακρίβεια κατασκευής και η τεχνολογία των υλικών μπορεί να επιλύσουν τα προβλήματα στεγανοποίησης.

## 2.3 Το Πρόβλημα της Κατανάλωσης Καυσίμου

Στην συνέχεια παρουσιάζονται οι σημαντικότεροι παράγοντες για τους οποίους δεν είναι δυνατή η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου στους περιστροφικούς κινητήρες.

### 2.3.1 Ο Θάλαμος Καύσης

Ο θάλαμος καύσης διαθέτει ένα μακρόστενο σχήμα, ενώ η επιφάνεια του είναι πολλαπλάσια του όγκου, με αποτέλεσμα η διαδικασία της ψύξης να είναι απαραίτητη. Στην μελέτη που εκπόνησαν οι Meng et al., (1982) σχετικά με την απόδοση ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα περιστροφικής καύσης, πραγματοποίησαν σύγκριση ανάμεσα σε δύο κινητήρες, έναν περιστροφικό κινητήρα Mazda 12B Spark-Ignition Engine και έναν παλινδρομικό κινητήρα AVL-521 Research Diesel Engine. Ο περιστροφικός κινητήρας που δοκιμάστηκε είχε μέση θερμική απόδοση 29%, ενώ ο παλινδρομικός παρουσίασε μέση απόδοση 40% για τα συγκρινόμενα δεδομένα. Η μεγαλύτερη διαφορά στην απώλεια ενέργειας εισόδου μεταξύ των δύο κινητήρων ήταν η απόρριψη της θερμότητας στο θάλαμο καύσης. Για το περιστροφικό κινητήρα, το 25% της ενέργειας εισόδου απορρίφθηκε στο περίβλημα του ρότορα και του κελύφους, ενώ για τον παλινδρομικό, οι συνολικές θερμικές απώλειες, οι οποίες έφτασαν το 17%, απορρίφθηκαν στα τοιχώματα του εμβόλου και του κυλίνδρου.

Το σχήμα του θαλάμου καύσης επηρεάζει επίσης και την μετάδοση του μετώπου φλόγας, καθιστώντας την αργή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το χαμηλό θερμικό βαθμό απόδοσης του περιστροφικού κινητήρα. Η ταχύτητα της μετάδοσης της φλόγας επηρεάζεται στο έπακρο από τις απώλειες θερμότητας. Οι Danieli et al., (1978), υποστηρίζουν ότι η μεγαλύτερη



απώλεια του περιστρεφόμενου κινητήρα σε σχέση με τον ιδανικό κύκλο καυσίμου-αέρα οφείλεται στην πεπερασμένη ταχύτητα καύσης. Μια σχετική βελτίωση παρατηρήθηκε κατά την έρευνα των Cichanowitz & Sawyer (1976). Κατά την διάρκεια λειτουργίας του περιστροφικού κινητήρα, οι Cichanowitz & Sawyer πρόσθεσαν υδρογόνο σε ποσοστό 20% κατά μάζα, με σκοπό την βελτίωση της ταχύτητας της φλόγας σε χαμηλά επίπεδα ισχύος. Το αποτέλεσμα αποδείχτηκε ενθαρρυντικό καθώς παρατηρήθηκε βελτίωση της θερμικής απόδοσης. Επιπροσθέτως, η καθυστερημένη καύση έχει ως αποτέλεσμα την αυξημένη μεταφορά θερμότητας μέσω της διαδρομής διαστολής, καθώς και αποτελεσματικό λόγο διαστολής ο οποίος είναι μικρότερος από τον λόγο διαστολής θερμικής προσθήκης σταθερού όγκου. Επομένως, είναι σημαντικό να καθοριστεί πώς μπορεί να καεί το καύσιμο ωρύτερα κατά τη διάρκεια της διαστολής.

Ένα μείζον πρόβλημα των κινητήρων SI Wankel ήταν η χαμηλή οικονομία καυσίμου. Το DI-SCRE αναπτύχθηκε από την Curtiss-Wright Corporation στα μέσα της δεκαετίας του 1960 για να βελτιώσει την οικονομία καυσίμου και να μειώσει τις εκπομπές καυσαερίων χωρίς καύση (Izweik, 2009). Σε έναν περιστροφικό κινητήρα DI-SCRE (Direct-Injection Stratified-Charge Rotary Engine), εισάγεται φρέσκος αέρας στον θάλαμο εργασίας μέσω της θυρίδας εισόδου. Δημιουργείται κυκλικός στροβιλισμός, καθώς ο φρέσκος αέρας διέρχεται από τη θύρα εισαγωγής και αυτή η περιστροφική κίνηση συνεχίζεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας συμπίεσης. Η έγχυση υγρού καυσίμου ξεκινά μετά από τις περίπου 30 μοίρες bTC (before top center - πριν από το κέντρο κορυφής). Η διάρκεια και η ποσότητα της έγχυσης καθορίζονται με βάση το απαιτούμενο φορτίο κινητήρα (Kweon, 2011).

Ο θάλαμος καύσης έχει σχεδιαστεί για να παρέχει ένα πλούσιο σε καύσιμα μίγμα (δηλ., στοιχειομετρικό μείγμα) δίπλα σε ένα μπουζί. Το μίγμα καυσίμου-αέρα γίνεται πιο αραιό όσο μακρύτερα φτάνει από τον σπινθήρα, με το μίγμα να αποτελείται αποκλειστικά από αέρα κοντά στα τοιχώματα. Αμέσως μετά την εκκίνηση της έγχυσης καυσίμου, το μπουζί ανάβει το μίγμα καυσίμου και η φλόγα διαδίδεται. Η περιστροφική κίνηση του φορτισμένου αέρα παρέχει συνεχώς αέρα στο καύσιμο μίγμα. Ως εκ τούτου, ο περιστροφικός κινητήρας DI-SCRE λειτουργεί υπό συνθήκες χαμηλής πίεσης. Καθώς οι ταχύτητες και τα φορτία του κινητήρα αυξάνονται, ο χρόνος ανάμιξης είναι ανεπαρκής και υπάρχει ένα τοπικά πλούσιο σε καύσιμο μίγμα που προκαλεί ανεπαρκή καύση. Ο ανεπαρκής χρόνος ανάμιξης μπορεί να ξεπεραστεί με τη λειτουργία χαμηλής αναλογίας ισοδυναμίας (ή με υψηλή αναλογία αέρα), με αυξημένη ένταση στροβιλισμού και/ή με πολλαπλές εγχύσεις (Kweon, 2011).

Οι Burley et al., (1978) έδειξαν ότι οι κύριες αιτίες των υψηλών εκπομπών υδρογονανθράκων στους περιστροφικούς κινητήρες ήταν:

- διαρροές κορυφής σφραγίδας,
- υπολείμματα (μειωμένη θερμοκρασία φλόγας)
- σβέση της φλόγας λόγω των ζωνών ψυχρού τοιχώματος (δηλαδή, του στενού θαλάμου καύσης) και
- της μεγάλης αναλογίας επιφανείας - όγκου του περιστροφικού κινητήρα (ριζική απομάκρυνση και ψύξη της ζώνης αντίδρασης).

Παρόλο που ο περιστροφικός κινητήρας DI-SCRE λειτούργησε υπό μη ιδανικές συνθήκες, η αποδοτικότητα της καύσης ήταν χαμηλή στο ελαφρύ φορτίο, γεγονός που προκάλεσε υψηλές εκπομπές καυσαερίων. Ένας από τους πολλούς πιθανούς λόγους για τις υψηλές εκπομπές υδρογονανθράκων ήταν η κακή κατανομή του καυσίμου εντός του κυλίνδρου, η οποία μπορεί να οφείλεται σε διαρκή έγχυση καυσίμου (Balles et al., 1984). Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η συνολική απελευθέρωση θερμότητας μεμονωμένου κύκλου σε ελαφρά φορτία διαφωνεί με την συνολική ενέργεια καυσίμου που παρέχεται, η οποία προκλήθηκε από μερική ή ατελή καύση μεμονωμένων κύκλων. Η ατελής καύση θα απελευθέρωνε περισσότερο άκαυστα και μερικώς καμένα αέρια. Ως εκ τούτου, η ενέργεια που απελευθερώνεται από την καύση είναι χαμηλότερη από την ενέργεια που παρέχεται από την παροχή καυσίμου. Τα σημερινά εξελιγμένα συστήματα έγχυσης καυσίμου υψηλής πίεσης μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη βελτίωση των διανομών καυσίμου εντός του κυλίνδρου (Kweon, 2011).

### **2.3.2 Η ταχύτητα περιστροφής του στρόφα**

Κατά την μελέτη των Meng et al., (1982), πραγματοποιήθηκε σύγκριση ανάμεσα στην μέση ταχύτητα του ρότορα του περιστροφικού κινητήρα Mazda 12B Spark-Ignition Engine και στην μέση ταχύτητα του εμβόλου του παλινδρομικού κινητήρα AVL-521 Research Diesel Engine.

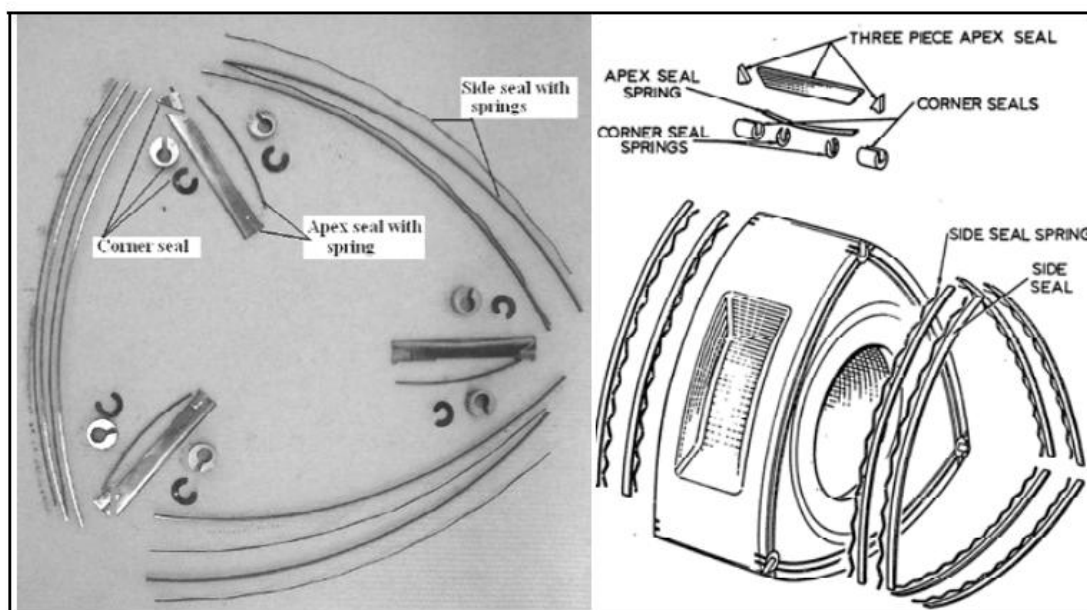
Η σύγκριση των δύο αυτών κινητήρων πραγματοποιήθηκε για συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας, στις 1500 στροφές ανά λεπτό και διαπιστώθηκε ότι η μέση ταχύτητα του εμβόλου του παλινδρομικού κινητήρα ήταν 6,1m/sec, ενώ του κινητήρα Mazda 18,8 m/sec, δηλαδή τριπλάσια ταχύτητα από εκείνη του παλινδρομικού κινητήρα.

Από αυτή την σύγκριση, προκύπτει η υπόθεση ότι η μέση ταχύτητα του άκρου του ρότορα και του εμβόλου είναι ενδεικτικές των τοπικών ταχυτήτων αερίου στο σύστημα καύσης του κάθε κινητήρα. Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας είναι γνωστό ότι ποικίλλουν άμεσα σε σχέση με τον αριθμό Reynolds, καθώς αυξάνεται με την αύξηση της ταχύτητας των παραγόμενων αερίων. Έτσι, η υψηλότερη ενέργεια που χάνεται στη μεταφορά θερμότητας είναι πιθανό να αποδοθεί τουλάχιστον εν μέρει από τις υψηλότερες ταχύτητες αερίου που σχετίζονται με τη γεωμετρία ενός κινητήρα όπως του περιστροφικού κινητήρα.

### **2.3.3 Η Ανεπαρκής Στεγανοποίηση των Θαλάμων**

Η στεγανοποίηση αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα του περιστροφικού κινητήρα και είναι κρίσιμη για την αποτελεσματική λειτουργία του. Ωστόσο, σε αντίθεση με τα προβλήματα με την υψηλότερη κατανάλωση καυσίμων, τα προβλήματα στεγανοποίησης μπορούν να βελτιωθούν με τη χρήση υλικών προηγμένης τεχνολογίας (δηλαδή υλικών, θερμικής επεξεργασίας και επιφανειακής επικάλυψης) μέχρι έναν βαθμό (Eiermann et al., 1990). Όπως περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, το σχήμα του περιστρεφόμενου θαλάμου καύσης του κινητήρα έχει σχεδιαστεί για να κάνει τα τρία άκρα του δρομέα να έρχονται σε επαφή με τα τοιχώματα του θαλάμου (π.χ. σφραγίδες κορυφής) κατά μήκος των άκρων του δρομέα (δηλ. πλευρικές σφραγίδες) και στις διασταυρώσεις μεταξύ της κορυφής και των πλευρικών σφραγίδων (δηλ. των γωνιακών σφραγίδων), που σχηματίζει τρεις σφραγισμένους όγκους αερίου.

Οι σφραγίδες λαδιού χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο της κατανάλωσης λαδιού. Σημαντικές διαφορές πίεσης μεταξύ των τριών θαλάμων του ρότορα σε διαφορετικές φάσεις του κύκλου απαιτούν αποτελεσματικές σφραγίσεις. Αυτά απαιτούνται για την αποφυγή διαρροών μεταξύ των παρακείμενων όγκων για τη μείωση της απώλειας απόδοσης. Τυπικά, το λάδι εισάγεται στο σύστημα εισαγωγής για να λιπαίνει αυτές τις σφραγίδες αερίου. Ένα ή δύο ελατήρια παρέχονται στο πίσω μέρος κάθε σφράγισης για να διατηρούν στενή επαφή με την επιφάνεια και να παραμένουν σφραγισμένα ακόμη και όταν έχουν φθαρεί, όπως φαίνεται στην επόμενη εικόνα (Izweik, 2009; Norman, 1983).

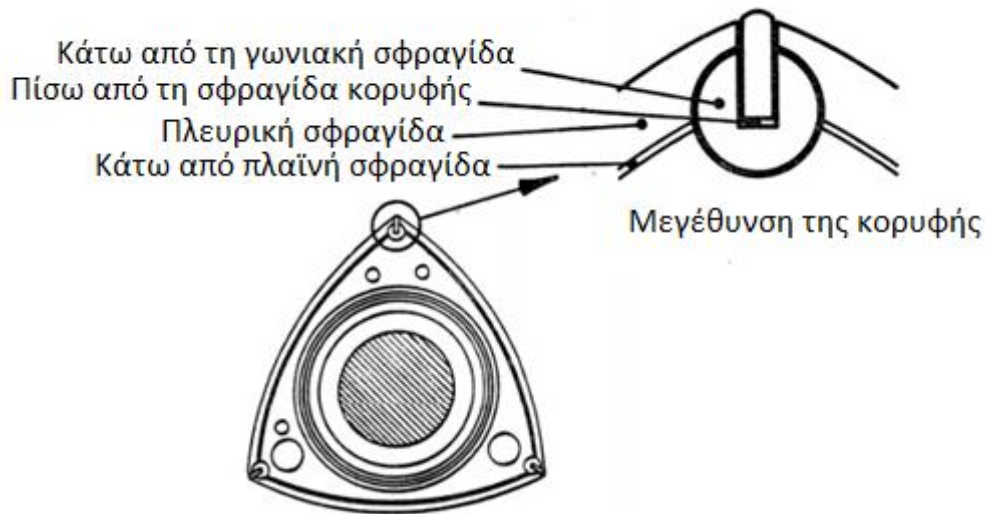


Εικόνα 19 Αριστερά: Στεγανοποίηση αερίου με ελατήρια. Δεξιά: Αποσυναρμολογημένη όψη τυπικών σφραγίδων αερίου κινητήρα

Οι κύριες σχισμές (δηλαδή οι στενές ανοικτές περιοχές στο θάλαμο καύσης) βρίσκονται γύρω από την κορυφή και τις πλευρικές σφραγίσεις, μαζί με μικρότερους όγκους στο μπουζί και στα μπεκ ψεκασμού καυσίμου. Ο συνολικός όγκος των σχισμών είναι περίπου 3% του όγκου εκκαθάρισης και μέχρι 10% της συνολικής μάζας κυλίνδρου (δηλαδή μάζα μίγματος αέρα και καυσίμου) και ωθείται στις σχισμές κατά πιέσεις κορυφής για τυπικούς τους παλινδρομικούς κινητήρες (Kweon, 2011).

Ο μετρημένος συνολικός όγκος σχισμών του κινητήρα Wankel, ο οποίος φαίνεται στην επόμενη εικόνα, ήταν 5% του όγκου διάκενου. Ο όγκος που σχετίζεται με τις πλευρικές σφραγίδες ήταν περίπου το μισό των όγκων της κορυφής και των γωνιακών σφραγίδων (Norman, 1983). Ο όγκος της σχισμής προκαλεί μεγάλη ποσότητα θερμότητας να μεταφέρεται στα εξαρτήματα του κινητήρα και την απομάκρυνση του φορτίου από το θάλαμο καύσης, με αποτέλεσμα την απώλεια απόδοσης.

### Σημεία ύπαρξης σχισμών



Εικόνα 20 Σχηματική απεικόνιση των θέσεων σχισμών στον κινητήρα Wankel

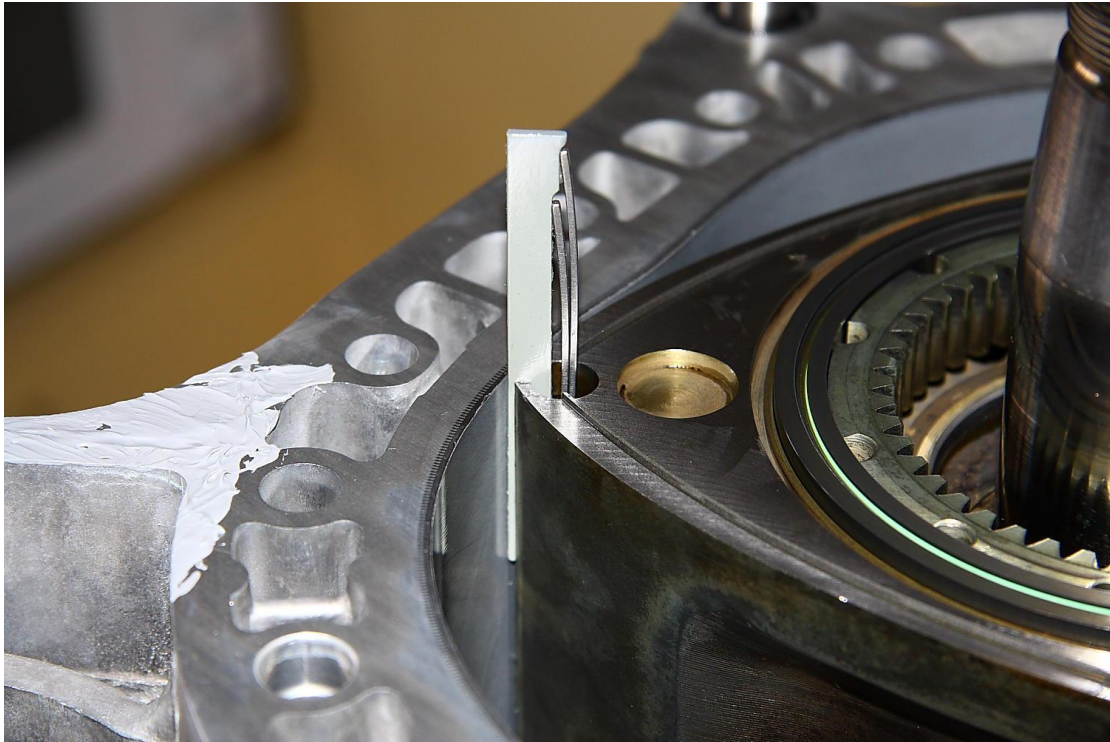
Η ανεπαρκής σφράγιση θα επέτρεπε στο αέριο να ρέει από ένα θάλαμο υψηλής πίεσης προς έναν θάλαμο χαμηλής πίεσης. Η διαρροή μειώνει την ογκομετρική απόδοση (τόσο πραγματική όσο και αποτελεσματική) και επιτρέπει την άκαυστη αέρια ενέργεια και την ευαίσθητη ενθαλπία να περάσει σε άλλους θαλάμους, πράγμα που οδηγεί σε μειωμένη απόδοση του κινητήρα (Roberts, 1985; Nguyen, 1987). Η πραγματική ογκομετρική αποδοτικότητα μειώνεται από τα καμένα προϊόντα που εισέρχονται στο θάλαμο επαγωγής από τους γειτονικούς θαλάμους καύσης και καυσαερίων. Από την άλλη πλευρά, η αποτελεσματική ογκομετρική απόδοση μειώνεται καθώς το φορτίο εξέρχεται από το θάλαμο καύσης στους θαλάμους εξαγωγής και εισαγωγής πριν από την καύση.

Οι κύριες διαφορές των διαρροών της πλευρικής στεγανοποίησης από τις διαρροές της κορυφής είναι οι ακόλουθες (Kweon, 2011):

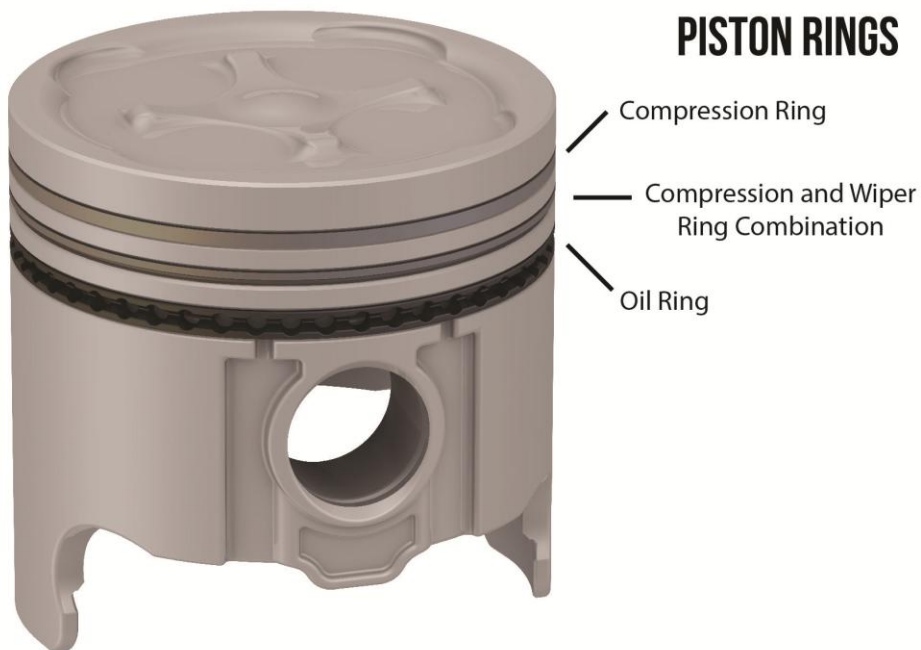
- Το καύσιμο αέριο θα διέλθει μέσω της πλευρικής σφράγισης κατά τη διάρκεια της καύσης σε αναλογία με την επιφάνεια που διαβρέχεται από τον όγκο του καυσαερίου.
- Οι διαρροές περνούν διαμέσου της πλευρικής σφράγισης στην πλευρά του ρότορα, στην πλευρική θύρα εισαγωγής (μόνο για έναν περιστροφικό κινητήρα με πλευρικές θύρες) και στο θάλαμο εισαγωγής. Έτσι, το μεγαλύτερο μέρος της διαρροής πλευρικής στεγανοποίησης καταλήγει στον θάλαμο εισαγωγής και δεν κατανέμεται ομοιόμορφα μεταξύ των θαλάμων μπροστά και πίσω από τον τρέχοντα.

Ένα σημαντικό ζήτημα με τις διαρροές είναι η μείωση της αποτελεσματικής αναλογίας συμπίεσης, η οποία επιδεινώνει την ανάφλεξη του μίγματος καυσίμου-αέρα (Nguyen, 1987; Liu et al., 2007; Sprague et al., 2007). Στις εικόνες 20 και 21, γίνεται σύγκριση ανάμεσα στα εξαρτήματα της διάταξης σφραγίσεως μεταξύ των περιστροφικών και παλινδρομικών κινητήρων (Froede, 1961; Andersson et al., 2002). Όπως φαίνεται στις εικόνες, ο περιστροφικός κινητήρας έχει μόνο μία γραμμή σφράγισης επαφής, σε σύγκριση με τον παλινδρομικό κινητήρα που αποτελείται συνήθως από δύο έως πέντε δακτυλίους,

συμπεριλαμβανομένου τουλάχιστον ενός δακτυλίου συμπίεσης. Αν και ο εμβολοφόρος κινητήρας διαθέτει κενά δακτυλίων σε σύγκριση με τον περιστροφικό κινητήρα οποίος δεν διαθέτει σχεδόν κενό, είναι ευκολότερο να αντισταθμιστεί η απώλεια συμπίεσης ελέγχοντας τον όγκο εκκαθάρισης ή τον όγκο μετατόπισης.



Εικόνα 21 Σφραγίδα κορυφής σε έναν περιστροφικό κινητήρα



Εικόνα 22 Μέρη ενός εμβόλου με δύο δακτυλίους συμπίεσης και έναν δακτύλιο λαδιού

Ως εκ τούτου, τα κενά του εμβόλου στον παλινδρομικό κινητήρα δεν αποτελούν σοβαρό πρόβλημα. Επιπλέον, τα αέρια εμφύσησης διοχετεύονται στην πολλαπλή εισαγωγής για να απομακρύνουν τις εκπομπές εξαερούμενων σωματιδίων. Αντίθετα, ο περιστροφικός κινητήρας έχει λιγότερη ευελιξία στο να ελέγχει την αναλογία συμπίεσης για να αντισταθμίσει την απώλεια συμπίεσης λόγω των διαρροών της σφραγίδας. Γενικά, πιστεύεται ότι η χαμηλή οικονομία καυσίμου των περιστροφικών κινητήρων προκαλείται από τις διαρροές του άκαυστου μίγματος καυσίμου-αέρα μέσω των σφραγίδων κατά τη συμπίεση και την καύση στους γειτονικούς θαλάμους (Izweik, 2009).

Αυτές οι διαρροές είναι επίσης ο κύριος παράγοντας των υψηλών εκπομπών υδρογονανθράκων του κινητήρα Wankel (Burley et al., 1978). Ένας άλλος σημαντικός συντελεστής των άκαυστων υδρογονανθράκων θα ήταν η χαμηλότερη απόδοση καύσης. Ένα μηδενικό μοντέλο καύσης από τον Norman (1983) έδειξε ότι η διαρροή της σφραγίδας κορυφής είχε τη μεγαλύτερη επίδραση στην απόδοση του κινητήρα. Σε χαμηλά φορτία, τόσο η χαμηλή χρησιμοποίηση της θερμικής ενέργειας όσο και ο όγκος των σχισμών έδειξαν μικρή επίδραση στην απόδοση του κινητήρα, ωστόσο, θα είχαν σημαντικές επιπτώσεις σε υψηλά φορτία.

Οι Eberle & Klorap (1973) χρησιμοποίησαν αναλυτικό μοντέλο περιστροφικού κινητήρα για τον υπολογισμό διαρροών κορυφής και πλευρικής σφραγίδας και χρησιμοποίησαν το μοντέλο σε συνδυασμό με πειραματικά δεδομένα για να εκτιμήσουν τη σχετική σημασία των διαρροών κορυφής και πλευρικής σφραγίδας. Η εκτιμώμενη διαρροή της σφραγίδας κορυφής ήταν 66% -75% των συνολικών διαρροών. Αυτή η διαρροή αυξήθηκε καθώς μειώθηκαν οι στροφές του κινητήρα. Το ίδιο φαινόμενο παρατηρείται και στη διαρροή σε έναν παλινδρομικό κινητήρα, η οποία αυξάνεται καθώς η ταχύτητα του κινητήρα μειώνεται. Έτσι προέκυψε το συμπέρασμα ότι μία δυναμική βελτίωση μπορεί να επιτευχθεί με τη μείωση της περιοχής διαρροής. Προέβλεπαν ότι η μείωση της περιοχής διαρροής κατά 5% στις 2000rpm θα μπορούσε να μειώσει την κατανάλωση καυσίμου κατά 6,5%.

Ο Nguyen (1987) χρησιμοποίησε μια προσομοίωση υπολογιστή ενός κινητήρα Wankel άμεσης έγχυσης στρωματοποιημένου φορτίου για έναν κινητήρα John Deere μοντέλο 1007R (CR – αναλογία συμπίεσης δοκιμασμένη από 7,5 έως 8,92) για να αξιολογήσει την επίδραση της περιοχής διαρροής στην απόδοση του κινητήρα. Το μοντέλο συνδυάζει τις σφραγίδες κορυφής και πλευρών σε τρεις πλευρικές περιοχές διαρροής σφραγίδας. Από την προσομοίωση προέκυψε ότι η ενδεικνυόμενη ισχύς αυξήθηκε κατά 12,4%, η ενδεικνυόμενη μέση αποτελεσματική πίεση αυξήθηκε κατά 12,8% και η ενδεικνυόμενη ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώθηκε κατά 15,7% καθώς η περιοχή διαρροής άλλαξε από 0,02 σε 0 cm<sup>2</sup> ανά κορυφή. Αν και η πλήρης εξάλειψη της διαρροής (δηλαδή μηδενική περιοχή διαρροής) δεν είναι πρακτικά δυνατή, ακόμη και μια μέτρια μείωση στη διαρροή μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα σημαντικές βελτιώσεις στην απόδοση.

Οι Nguyen et al., (1987) χρησιμοποίησαν την προσομοίωση υπολογιστή για έναν περιστροφικό κινητήρα Outboard Marine Corporation (CR = 12.94) για να αξιολογήσουν την επίδραση της περιοχής διαρροής στην απόδοση του κινητήρα, η οποία ήταν παρόμοια με την προσομοίωση του Nguyen (1987) και δείχνει την ίδια τάση. Ωστόσο, αυτή η μελέτη παρουσιάζει επιπλέον δεδομένα απόδοσης κινητήρα, όπως η θερμοκρασία καυσαερίων και

η ογκομετρική απόδοση. Καθώς η περιοχή διαρροής μειώθηκε από 0,02 μέχρι 0,005 cm<sup>2</sup> ανά κορυφή, τόσο η θερμοκρασία των καυσαερίων όσο και η ογκομετρική απόδοση αυξήθηκαν σχεδόν γραμμικά. Στην περίπτωση αυτή, η αύξηση της ισχύος ήταν 40%, η αύξηση της θερμοκρασίας του ρότορα και της σφράγισης ήταν 6,4%, η αύξηση της ογκομετρικής απόδοσης ήταν 11% και η ενδεικνυόμενη ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώθηκε κατά 45%. Η καλύτερη οικονομία καυσίμου για τον κινητήρα OMC από τον κινητήρα John Deere 1007R μπορεί να οφείλεται κυρίως στην υψηλότερη τιμή του CR.

### **2.3.4 Διαφοροποίηση του Βαθμού Απόδοσης στους Κύκλους Λειτουργίας**

Οι παλινδρομικοί κινητήρες έχουν την τάση να είναι πιο σταθεροί σε καταστάσεις χαμηλών φορτίων σε σχέση με τους περιστροφικούς κινητήρες. Στους περιστροφικούς κινητήρες κάθε κύκλος διαθέτει διαφορετικά πεδία ροής, όταν ο κινητήρας βρίσκεται σε χαμηλές στροφές ή σε χαμηλά φορτία. Σύμφωνα με τους Chouinard et al. (1990), αυτό συμβαίνει εξαιτίας του ότι οι κυρίαρχες δίνες στους θαλάμους εισαγωγής και συμπίεσης μπορεί να αλλάξουν κατεύθυνση, λόγω των θυρίδων εισαγωγής, καθώς δεν δύναται να ελέγξουν τη ροή του αέρα εισαγωγής μέσα στο θάλαμο εισαγωγής. Το αποτέλεσμα είναι ότι ο εισερχόμενος αέρας, ο οποίος έχει μεγαλύτερη ταχύτητα στις χαμηλές στροφές από τον ρότορα, πέφτει πάνω του και στην συνέχεια επιστρέφει προς την τη θυρίδα εισαγωγής. Σε αρκετές περιπτώσεις μάλιστα, ο αέρας μπορεί να κατευθυνθεί και πάλι προς την αυλό εισαγωγής, προκαλώντας μείωση του βαθμού πλήρωσης.

Για την αποφυγή αυτού του φαινομένου, έχουν αναπτυχθεί κάποια συστήματα διαχείρισης της ταχύτητας του αέρα που εισάγεται στον θάλαμο εισαγωγής, υποχρεώνοντας τον να εκτελέσει μεγαλύτερη διαδρομή κατά την διάρκεια των χαμηλών στροφών του κινητήρα (Ohkubo et al. 2004; Matsuda et al. 1990; Bartrand and Willis 1992).

### **2.3.5 Η Κατανάλωση Λαδιού Ψύξης**

Όπως αναφέρουν οι Louthan (1993) και Kweon, (2011), οι περιστροφικοί κινητήρες παρουσιάζουν μεγαλύτερη κατανάλωση σε λάδι ψύξης σε σύγκριση με τους παλινδρομικούς κινητήρες. Η ψύξη του περιστροφικού κινητήρα εκτελείται με την έγχυση ελαίου στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, προκειμένου να επιτευχθεί λίπανση των ελατηρίων των σφραγίδων κορυφής. Η έγχυση πραγματοποιείται με δύο τρόπους. Ο πρώτος είναι μέσω της πολλαπλής εισαγωγής και ο δεύτερος μέσω της απευθείας έγχυσης στο εσωτερικό των θαλάμων. Όσον αφορά τον δεύτερο τρόπο, όπως αναφέρουν οι Ohkubo et al., (2004), έχει αποδειχθεί ότι η χρήση δύο εγχυτήρων ανά θάλαμο αποτελεί την πιο αποτελεσματική μέθοδο για την επίτευξη της ψύξης του κινητήρα, καθώς επιτυγχάνεται μείωση στην κατανάλωση ελαίου.

Στους περιστροφικούς κινητήρες, η κάθε κορυφή φέρει ένα ελατήριο, με αποτέλεσμα να μην είναι εγγυημένη η προφύλαξη του κινητήρα από ενδεχόμενη αστοχία. Σε έναν δίχρονο κινητήρα Diesel, η ισχύς του μπορεί να διατηρηθεί ακόμα και στην περίπτωση που στο ελατήριο κορυφής του έχουν σχηματιστεί ανθρακούχες επικαθίσεις, καθώς κάθε έμβολο φέρει δύο ελατήρια. Ο περιστροφικός κινητήρας όμως, φέρει μόνο ένα ελατήριο σε κάθε

κορυφή του ρότορα, κάτι που θεωρείται επίφοβο, καθώς μπορεί να επιφέρει αστοχία στην περίπτωση που κολλήσει κάποιο από τα ελατήρια του ρότορα (Ohkubo et al., 2004).

Αυτό εξηγεί τον λόγο που στους περιστροφικούς κινητήρες παρουσιάζεται αυξημένη μέχρι και στο διπλάσιο η κατανάλωση λαδιού σε σχέση με έναν παλινδρομικό κινητήρα diesel, και θα πρέπει να διασφαλισθεί ότι δεν θα υπάρξει πρόβλημα με το ελατήριο της κάθε κορυφής με επαρκή λίπανση των θαλάμων του κινητήρα (Yabe et al., 1992).

### **2.3.6 Οι φθορές ενός κινητήρα Wankel**

Τα προβλήματα φθοράς που υφίστανται ένας κινητήρας Wankel, περιλαμβάνονται κυρίως οι φθορές που προκαλούνται στα εξαρτήματα καθώς και σε όλες τις επιφάνειες ολίσθησης λόγω της τριβής (Shidahara et al. 1985; Karros and Rajan 1989). Κατά τον ίδιο βαθμό, φθορές προκαλούνται και στα ελατήρια σφράγισης των κορυφών του ρότορα, καθώς λόγω των επιβαρυσμένων καταπονήσεων που υφίστανται κατά την διάρκεια λειτουργίας του κινητήρα, είναι πιο επιρρεπείς σε φθορές (Lee et al. 1989).

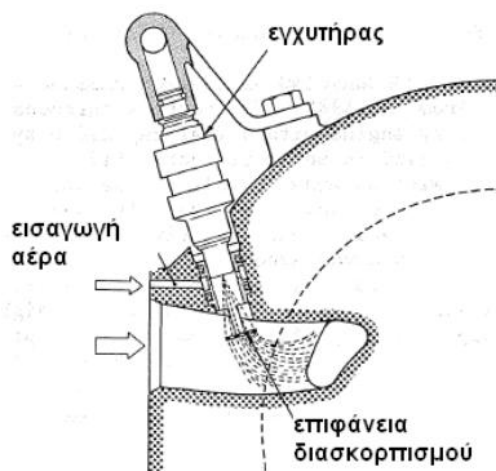
Επίσης, στις φθορές ενός κινητήρα Wankel, συγκαταλέγονται και οι φθορές στο γρανάζι ρότορα, οι οποίες δημιουργούνται λόγω της επιρροής μεγάλων ροπών. Οι ροπές αυτές είναι πολλαπλάσιες εκείνων που δέχεται ο ρότορας με αποτέλεσμα την καταπόνηση του και την φθορά του (Kulina 1986).



## 3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΓΧΥΣΗΣ

### 3.1 Γενικά

Ο πρώτος περιστροφικός κινητήρας αποτελούνταν από έναν εγχυτήρα έμμεσης έγχυσης, ο οποίος βρισκόταν σε σημείο όπου διοχετεύονταν πεπιεσμένος αέρας για την υποβοήθηση του ψεκασμού του καυσίμου καθώς και της διάχυσης του στον κινητήρα. Στην συνέχεια, όπως αναφέρει ο Muroki (1984), χρησιμοποιήθηκε ένας μικρός διάτρητος δίσκος τοποθετημένος στην άκρη του εγχυτήρα με σκοπό τον ομοιόμορφο ψεκασμό του καυσίμου.



Εικόνα 23 Εγχυτήρας με διάτρητο δίσκο για βέλτιστο διασκορπισμό του καυσίμου

Όπως αναφέρουν οι Matsuda et al. (1990), για την επίτευξη βέλτιστης απόκρισης του κινητήρα στην χρήση του γκαζιού, εισήχθη ένα νέο σύστημα για τον έλεγχο της έγχυσης του καυσίμου. Κατά τα πρώτα στάδια της επιτάχυνσης, το σύστημα αυτό, λαμβάνει μετρήσεις σχετικά με τις στροφές του κινητήρα και το άνοιγμα και τον ρυθμό μεταβολής του ανοίγματος της πεταλούδας, δίνοντας εντολή να ελευθερωθεί συγκεκριμένη ποσότητα καυσίμου στον θάλαμο του κινητήρα. Παρόλα αυτά, θα πρέπει να αναφερθεί ότι η συγκεκριμένη έγχυση εκτελείται μόνο κατά τα αρχικά στάδια της επιτάχυνσης και ενέχει συμπληρωματικό ρόλο.

Η επίτευξη της μείωσης στην κατανάλωση του καυσίμου στους περιστροφικούς κινητήρες ήρθε με την χρήση της ηλεκτρονικής έγχυσης. Παρόλα αυτά αποδείχθηκε ότι δεν υπήρξε ουσιαστική μείωση της κατανάλωσης καθώς κατά τις υψηλές στροφές του στροφέα, καταγράφονταν υψηλή κατανάλωση. Αυτό οφείλονταν στο ότι κατά την διάρκεια λειτουργίας του κινητήρα σε μεγάλα φορτία, ο ψεκασμός του καυσίμου δεν ήταν ικανοποιητικός με αποτέλεσμα να αυξάνονται οι απαιτήσεις σε καύσιμο. Ένας ακόμα λόγος σύμφωνα με τους Shidahara et al. (1985) είναι το ότι η βενζίνη έχει την τάση να διαλύει το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό με αποτέλεσμα η λειτουργία του κινητήρα να εκτελείται με ένα πιο λεπτό φιλμ λιπαντικού να καλύπτει τα τοιχώματα του κινητήρα.

Με το ηλεκτρονικό σύστημα έγχυσης υψηλής πίεσης να θεωρείται ως το ιδανικότερο σύστημα σχετικά με την επίτευξη μείωσης της διάρκειας του χρόνου της έγχυσης του

καυσίμου, η μείωση του χρόνου αυτού δεν έφερε τα αποτελέσματα που αναμένονταν για τους επιστήμονες του κλάδου. Ο λόγος διαπιστώθηκε αργότερα, καθώς βρέθηκε ότι ο όγκος του θαλάμου καύσης αποτελούσε τον βασικό παράγοντα εξάρτησης για την βέλτιστη διάρκεια της έγχυσης, ενώ σε ορισμένες περιπτώσεις εξίσου σημαντικό ρόλο έπαιζαν και άλλοι παράγοντες όπως η πίεση κατά το τέλος της διαδικασίας της έγχυσης.

Όσον αφορά την απόδοση της έγχυσης, οι Meyer & Shoemaker (1995), έχουν καταλήξει σε τρεις παράγοντες από τους οποίους εξαρτάται όπως ο αρχικός και τελικός ρυθμός έγχυσης που αφορά τον ρυθμό ροής καυσίμου στην αρχή κι στο τέλος της έγχυσης αντίστοιχα, καθώς και η μέγιστη ροή καυσίμου κατά τη διάρκεια της έγχυσης, ενώ εξίσου σπουδαίο ρόλο διαδραματίζουν οι χρόνοι κατά τους οποίους πραγματοποιείται η έγχυση, ο χρόνος ανάφλεξης και η ποσότητα του καυσίμου που εγχέεται στην περίπτωση του βοηθητικού εγχυτήρα κατά την στρωματοποιημένη καύση.

### **3.2 Το Σύστημα δυο Εγχυτήρων σε Σειρά**

Όπως αναφέρουν οι Robert & LaBouff (1989), η χρήση δύο εγχυτήρων σε σειρά στους περιστροφικούς κινητήρες χωρητικότητας μεγαλύτερης των 500cc (δηλαδή έναν κύριο και έναν βοηθητικό), παρουσίασε θετικά αποτελέσματα στην γενική απόδοση των συστημάτων σε ένα ευρύ φάσμα φορτίων και στροφών.

Σύμφωνα όμως με τους Eiermann et al. (1993), ο περιορισμός του χώρου που υπήρχε στους περιστροφικούς κινητήρες λόγω του μικρού τους μεγέθους τους, αποτέλεσε τον βασικό παράγοντα απόρριψης του συστήματος των δύο εγχυτήρων σε σειρά.

### **3.3 Σύστημα Έγχυσης Diesel**

Ο κίνδυνος έκρηξης κατά την ανάμιξη των βαρέων καυσίμων κατά την ανάμιξη τους με αέρα πριν από την φάση της συμπίεσης, είναι αρκετά μεγάλος καθώς αυτού του τύπου τα καύσιμα διαθέτουν μειωμένη ανθεκτικότητα στην κρουστική καύση. Όπως αναφέρουν οι Eiermann et al. (1993), αυτός είναι ο βασικός λόγος για τον οποίο η έγχυση του καυσίμου γίνεται απευθείας στον θάλαμο όπου πραγματοποιείται η καύση. Αναφέρουν μάλιστα ότι η εγκατάσταση του συστήματος έγχυσης στην ίδια περιοχή με τον σπινθηριστή είχε ως βασικό στόχο την εξασφάλιση της επάρκειας του μίγματος αέρα-καυσίμου κατά την διαδικασία της ανάφλεξης.

Πιο συγκεκριμένα, πριν από την ανάφλεξη του σπινθηριστή, εγχέονταν μια καθορισμένη ποσότητα καυσίμου μέσω του εγχυτήρα στον θάλαμο καύσης, με ομοιόμορφο ψεκασμό, για την εξασφάλιση του ομοιόμορφου διασκορπισμού του μίγματος. Έτσι ο περιστροφικός κινητήρας βασίστηκε στην αρχή λειτουργίας των περιστροφικών βενζινοκινητήρων άμεσης έγχυσης (Eiermann et al. 1993).

Καθώς ο κινητήρας επιταχύνει, οι στροφές του ρότορα αυξάνονται με αποτέλεσμα η θέση του να τόσο στην αρχή όσο και στο τέλος της διαδικασίας έγχυσης να μεταβάλλεται για τον προκαθορισμένο χρόνο έγχυσης σε συνάρτηση με τις στροφές. Η διάρκεια λοιπόν, της έγχυσης συνεχίζει να παραμένει η ίδια, περίπου στα 1,5msec, ενώ αυτό που αλλάζει είναι

οι μοίρες του έκκεντρου άξονα, οι οποίες διπλασιάζονται, από 27° σε 54°, καθώς οι στροφές του κινητήρα αυξάνονται από 3000 σε 6000rpm.

### **3.4 Σύστημα Ηλεκτρονικής Έγχυσης Καυσίμου Υψηλής Ταχύτητας**

Το 1995 δημιουργήθηκε ένα νέο πρότυπο μοντέλο συστήματος ηλεκτρονικής έγχυσης καυσίμου υψηλής ταχύτητας (HSEFI- high speed electronic fuel injection) βασιζόμενο στην στρωματοποιημένη καύση. Το πρότυπο αυτό μοντέλο πρότεινε ορισμένες αλλαγές στον εξοπλισμό του κινητήρα, καθώς τα προηγούμενα συστήματα έγχυσης διέθεταν μειωμένο ρυθμό έγχυσης καυσίμου λόγω της εξάρτησης τους από τον έκκεντρο άξονα του κινητήρα. Έτσι, η αλλαγή έγινε με το σύστημα common rail, ενώ αποδείχθηκε ότι ήταν πιο αποτελεσματικό σε σχέση με τα προηγούμενα συστήματα έγχυσης καυσίμων, καθώς έδινε την δυνατότητα μεγέθη όπως η συνολική πίεση και ο μέγιστος ρυθμός έγχυσης να αλλάζουν κατά την λειτουργία του περιστροφικού κινητήρα (Meyer & Shoemaker 1995).

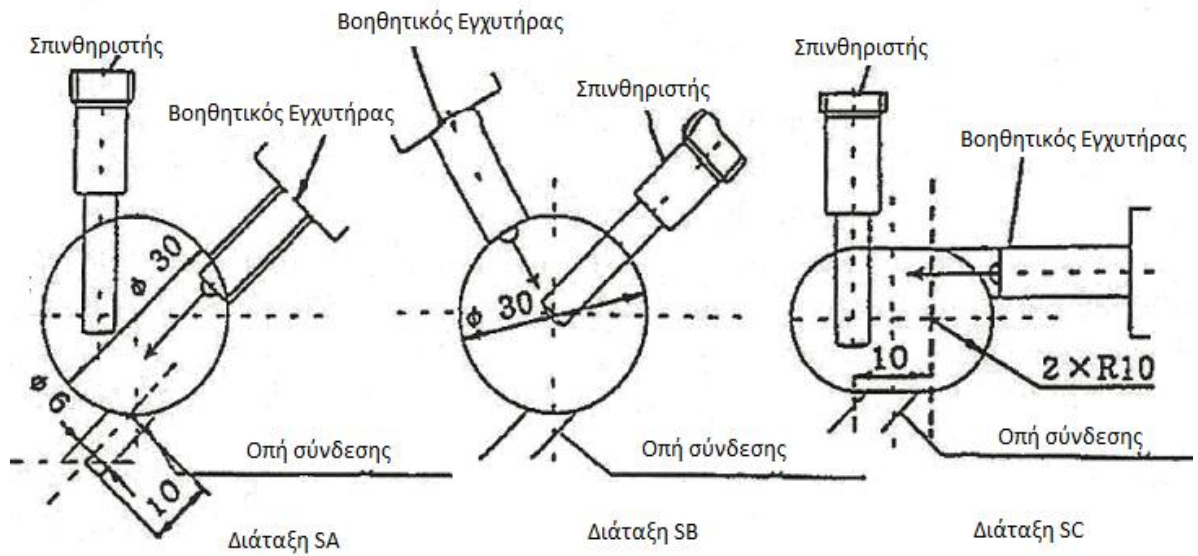
Το σύστημα, το οποίο αποτελούνταν από δύο εγχυτήρες, μετά από την δοκιμαστική του χρήση, παρατηρήθηκε ότι υπήρχαν αστοχίες κατά την έγχυση του καυσίμου όταν οι στροφές του κινητήρα ξεπερνούσαν τις 4000rpm, δηλαδή όταν άλλαζαν οι παράμετροι του συστήματος. Από την άλλη πλευρά, όταν ο κινητήρας βρισκόταν σε σταθερή λειτουργία (στροφές και φορτία), οι αστοχίες εξαλείφονταν. Με βάση τα αποτελέσματα της χρήσης του συστήματος HSEFI, προέκυψε ότι για μέσο φορτίο λειτουργίας η κατανάλωση στα καύσιμα μειωνόταν κατά 4%, ενώ κατά την λειτουργία του κινητήρα σε υψηλά φορτία, η κατανάλωση αυξάνονταν κατά 1,3% σε σχέση με τα παλαιότερα συστήματα έγχυσης (Meyer and Shoemaker 1995).

### **3.5 Σύστημα Σωματοποιημένης Καύσης με Δημιουργία της Φλόγας σε Υποθάλαμο**

Το στρωματοποιημένης καύσης διαθέτει έναν κύριο και έναν βοηθητικό εγχυτήρα. Το 1996, μελετήθηκε η περίπτωση της τοποθέτησης του βοηθητικού εγχυτήρα μαζί με τον σπινθηριστή πυρακτώσεως, σε έναν επιμέρους θάλαμο. Για την εύρεση της βέλτιστης θέσης του υποθαλάμου, εξετάστηκαν τρεις διαφορετικές διατάξεις όπως παρουσιάζεται στην επόμενη εικόνα. Η κάθε διάταξη υποθαλάμου εξετάστηκε ως προς το σχήμα, τον όγκο καθώς και την γωνία κλίσης του εγχυτήρα και του σπινθηριστή (Song et al. 1996).

Επίσης, όσον αφορά τον σχεδιασμό του καναλιού που ενώνει τον υποθάλαμο με τον κύριο θάλαμο, επιλέχθηκε διάμετρος οπής 6mm και μήκος 10mm, ενώ η κλίση ήταν τέτοια ώστε να ευνοείται η βέλτιστη ανάμειξη του μείγματος καυσίμου στον υποθάλαμο έναυσης (Song et al. 1996).

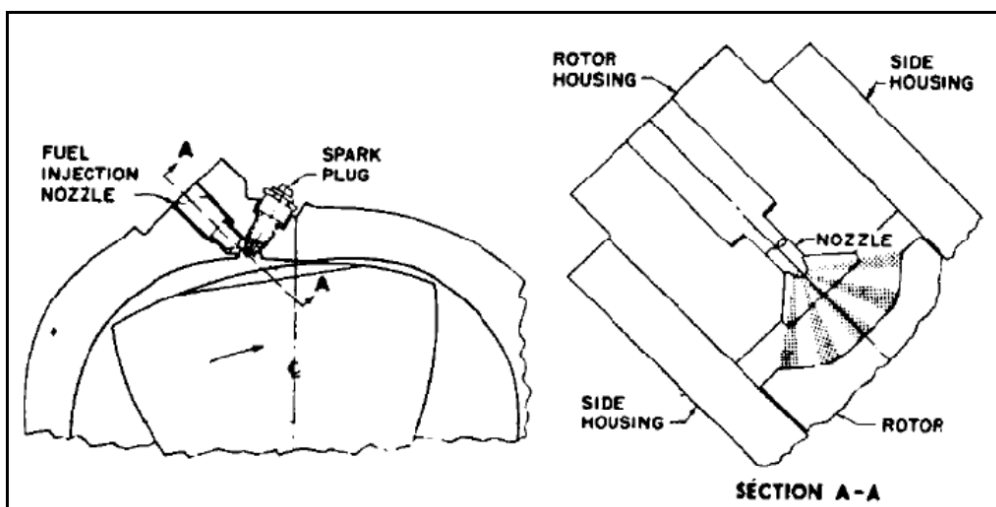
Για την μελέτη της καύσης που πραγματοποιείται στον υποθάλαμο, χρησιμοποιήθηκε ένας μονοκύλινδρος παλινδρομικός πετρελαιοκινητήρας ο οποίος έφερε ειδικά διαμορφωμένη κυλινδροκεφαλή έτσι ώστε να προσομοιωθεί ο θάλαμος καύσης και υποθάλαμος έναυσης του υποτιθέμενου περιστροφικού κινητήρα (Song et al. 1996).



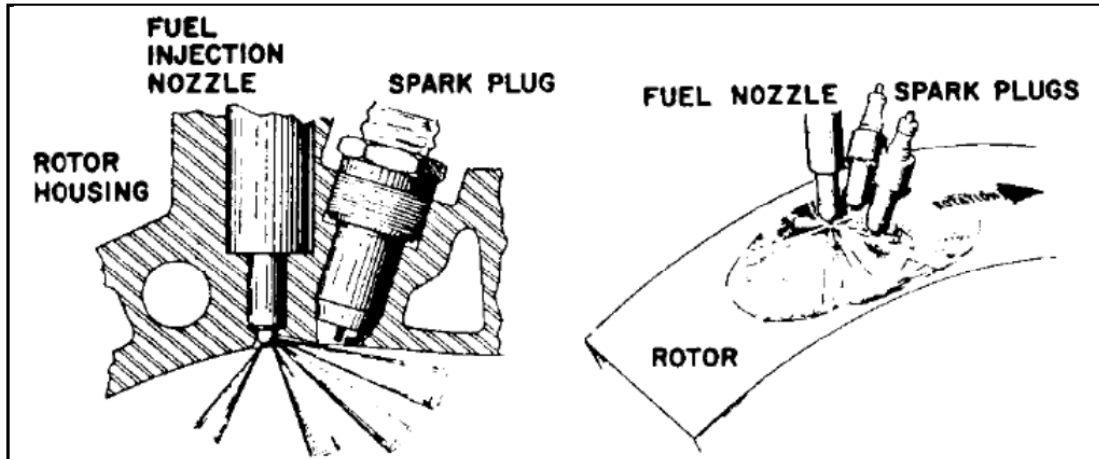
Εικόνα 24 Διατάξεις SA, SB και SC

### 3.6 Διερεύνηση Διαθέσιμης Βιβλιογραφίας

Η άμεση έγχυση υγρού καυσίμου είναι σημαντική για τη διαστρωμένη καύση και η έγχυση καυσίμου και ο έλεγχος του είναι κρίσιμες παράμετροι για αποτελεσματική στρωματοποιημένη καύση. Τα συστήματα έγχυσης καυσίμου υψηλής πίεσης έχουν εξελιχθεί δραστικά, ειδικά την τελευταία δεκαετία. Οι περιστροφικοί κινητήρες DI-SCRE έχουν ένα ή δύο εγχυτήρες, που βρίσκονται συνήθως στο κέντρο ή κοντά στο κέντρο. Οι πρώιμες εργασίες στο Curtiss Wright χρησιμοποίησαν ένα μπεκ ψεκασμού πολλαπλών ακροφυσίων με έναν από τους ψεκασμούς του κατευθυνόμενος προς το μπουζί. Το κύριο ζήτημα ήταν να διατηρηθεί η σωστή αναλογία καυσίμου-αέρα κοντά στο μπουζί για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Διάφορες έννοιες καύσης απλής έγχυσης στρωματοποιημένου φορτίου, αξιολογήθηκαν με διαφορετικούς βαθμούς επιτυχίας, όπως φαίνεται στις εικόνες 25 και 26 (Jones et al., 1977).

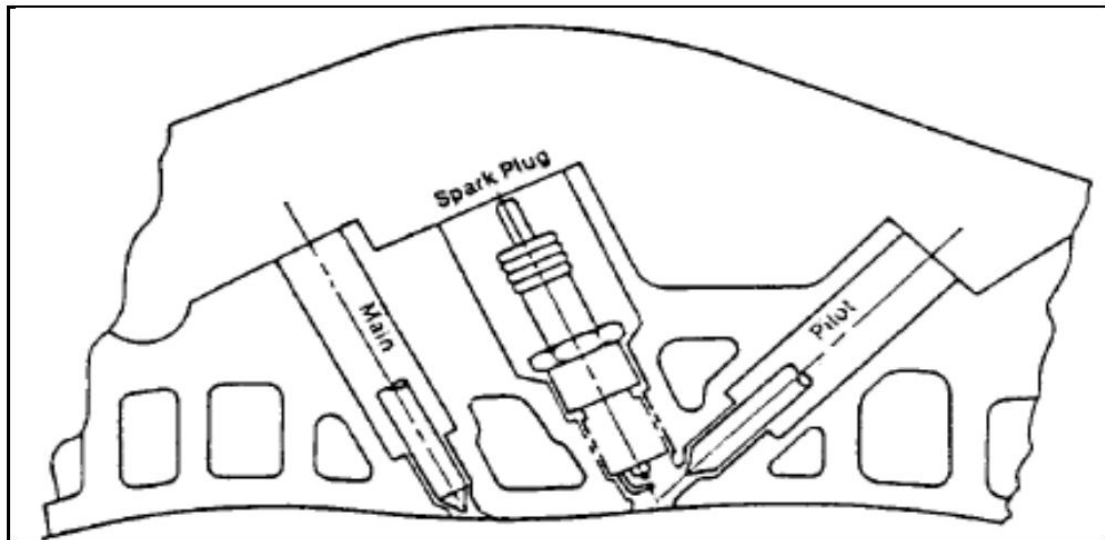


Εικόνα 25 Σχεδιασμός ενός ενιαίου εγχυτήρα



Εικόνα 26 Κεφαλή ντους σχεδιασμού μονό εγχυτήρα

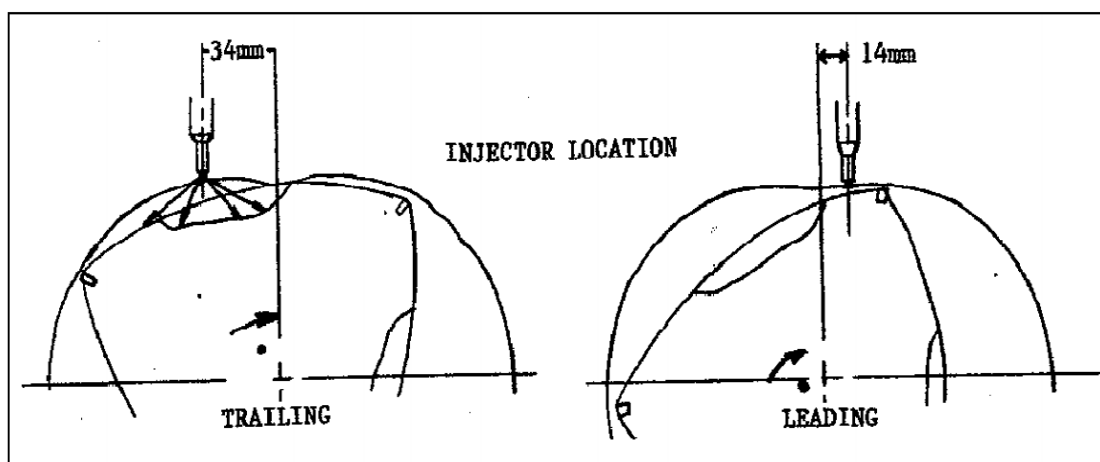
Ακολούθως, αναπτύχθηκε η διαμόρφωση διπλής έγχυσης στρωματοποιημένης φόρτισης στο Curtiss-Wright, η οποία παρουσιάζεται στην εικόνα 27. Ο πιλοτικός εγχυτήρας έχει μία μόνο οπή (ή ακροφύσιο) και εγχέει μια σταθερή ποσότητα καυσίμου, η οποία είναι βελτιστοποιημένη για να παράγει ένα αναφλέξιμο μείγμα στην περιοχή του μπουζί. Ο κύριος ψεκαστήρας έχει πολλαπλές οπές και η ποσότητα του καθορίζεται με βάση την απαίτηση φορτίου του κινητήρα. Το SCRE διπλού ακροφυσίου παρουσιάστηκε με επιτυχία σε βενζίνη, μεθανόλη, ντίζελ και καύσιμο με αεριωθούμενα χωρίς καμία ρύθμιση κινητήρα. Ως εκ τούτου, η δυνατότητα πολλαπλών καυσίμων ήταν δυνατή με την βοήθεια άμεσης έγχυσης και σπινθήρα (Kweon, 2011).



Εικόνα 27 Διαμόρφωση σωματοποιημένης φόρτισης διπλού ακροφυσίου Curtiss-Wright

Οι Kamo et al., (1987) διερεύνησαν τη σχέση μεταξύ της θέσης του υποθαλάμου (ή της εσοχής) του δρομέα και του εγχυτήρα κατά τη διάρκεια της ψυχρής εκκίνησης του καυσίμου ντίζελ σε έναν περιστροφικό κινητήρα: οι θέσεις του εμπρόσθιου και του εμπρόσθιου εγχυτήρα είναι σε σχέση με το άνω κέντρο, εικόνα 28. Ο συγχρονισμός έγχυσης καυσίμου μεταβλήθηκε από 5 ° έως 55 ° bT.C. Επιλέχθηκαν η θέση του αναστολέα με τον τύπο ρότορα τύπου E, ο οποίος συζητήθηκε νωρίτερα. Έχουν επίσης σχεδιάσει δύο

διαφορετικά μεγέθη ακροφυσίων (0,15 και 0,25 mm) ενός εγχυτήρα έξι οπών για τον έλεγχο του λευκού καπνού, ο οποίος προκύπτει από άκαυτο καύσιμο σε ψυχρές συνθήκες. Χρησιμοποίησαν μια οπτική αξιολόγηση για το επίπεδο λευκού καπνού από τη στοίβα των καυσαερίων του κινητήρα. Το αποτέλεσμα δείχνει ότι ο μικρότερος εγχυτήρας μεγέθους ακροφυσίου βοήθησε στην καταστολή του λευκού καπνού.



Εικόνα 28 Σχέση μεταξύ της θέσης της θήκης (ή της εσοχής) του δρομέα και του εγχυτήρα

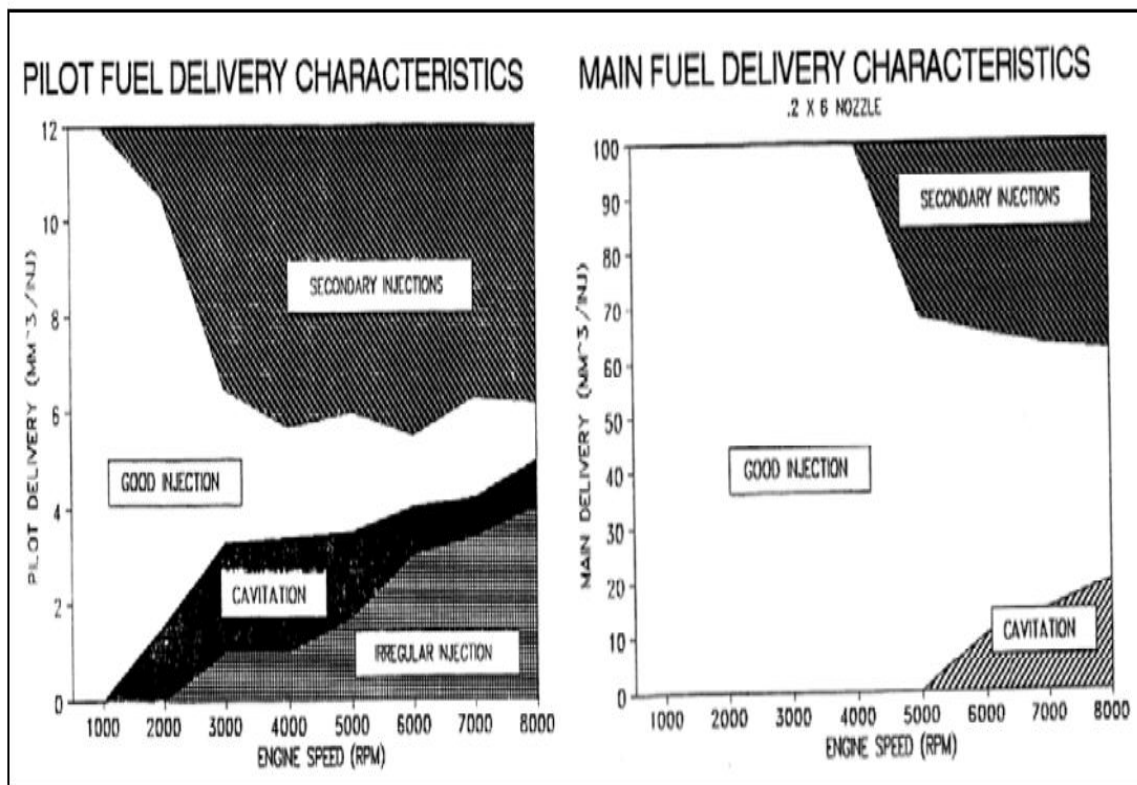
Οι Abraham & Bracco (1993) χρησιμοποίησαν ένα 3-D CFD μοντέλο για να προσδιορίσουν τις κύριες παραμέτρους για τον έλεγχο της ταχύτητας καύσης σε έναν περιστροφικό κινητήρα DI-SCRE. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι ο προσανατολισμός των ψεκασμών έξι οπών του κύριου εγχυτήρα σε σχέση με το ρεύμα αέρα είναι σημαντικός για την ενίσχυση της εξάτμισης καυσίμου και την παραγωγή εύφλεκτου μείγματος καυσίμου-αέρα. Ιδιαίτερα, δεν θα πρέπει να υπάρχει ψεκασμός μετά από οποιονδήποτε άλλο ψεκασμό, ο οποίος θα αλλοίωνε με οποιοδήποτε τρόπο την ανάμιξη καυσίμου-αέρα. Στις ελεγχόμενες συνθήκες ψεκασμού, η ενδεικνυόμενη θερμική απόδοση προβλεπόταν να είναι 6% υψηλότερη σε υψηλότερα φορτία και 2% υψηλότερη σε χαμηλότερα φορτία από τη γραμμή βάσης. Μια νέα άκρη του εγχυτήρα σχεδιάστηκε βάσει των αποτελεσμάτων της CFD και τα πειραματικά αποτελέσματα παρουσίασαν ελαφρώς καλύτερη απόδοση από το CFD.

Οι Abraham & Bracco χρησιμοποίησαν επίσης το μοντέλο 3-D CFD για να ερευνήσουν την επίδραση των αλλαγών σχεδιασμού στον βοηθητικό εγχυτήρα στην αποδοτικότητα του κινητήρα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι ένας βοηθητικός εγχυτήρας διπλού στομίου «rabbit ear» μπορεί να επιτύχει υψηλότερη θερμική απόδοση (περίπου 5%) από τον πιλοτικό εγχυτήρα βασικής γραμμής μονής οπής. Ο νέος εγχυτήρας προβλεπόταν να αυξάνει την επιφάνεια της πρώιμης φλόγας λόγω της καλύτερης κατανομής καυσίμου, η οποία οδήγησε σε αυξημένο ρυθμό καύσης.

Το δοκιμαστικό ακροφύσιο διπλού στομίου που δοκιμάστηκε στον κινητήρα της ερευνητικής πλατφόρμας της NASA (CR = 7.5: 1) παρουσίασε μείωση 4,3% στο BSFC στις 4400 rpm και η καλύτερη απόδοση παρατηρήθηκε στις 5500 rpm (Iriou & Mount, 1992). Το επιτυγχανόμενο BSFC ήταν 257 g/kWh (0,422 lb/hr-h) στα 98 ίππους (73,1 kW) στις 5500 rpm. Η πρώτη έκδοση του κινητήρα διπλού στομίου παρουσίασε κακή ανθεκτικότητα στο

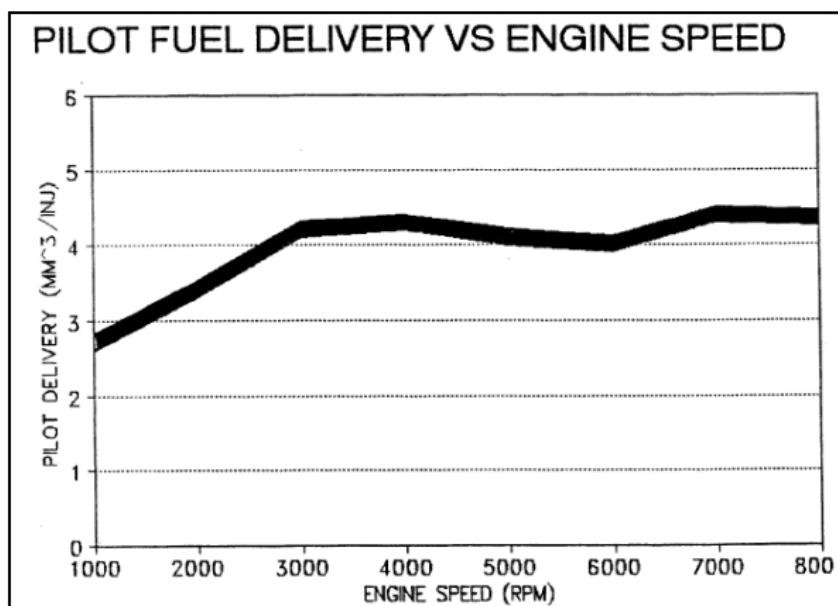
υλικό λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που δημιουργήθηκαν μέσα στην κοιλότητα σπινθηριστή-έγχυτήρα. Αυτές οι θερμοκρασίες κατέστρεψαν τα ηλεκτρόδια του μπουζί και προκάλεσαν τη δημιουργία άνθρακα στο άκρο του ακροφυσίου του μπεκ ψεκασμού. Η βελτιωμένη έκδοση του κινητήρα διπλού στομίου έδειξε 242 g/kWh (0,398 lb/hr-h) στις BME 11,64 bar με στροφές 5500 rpm (95 ίππους ή 71 kW). Η τιμή BSFC 249,4 g/kWh (0,41 lb/hr-h) παρατηρήθηκε για το εύρος φορτίου των 10 και 12,4 bar BMEP στις 6000 rpm.

Η εικόνα 29 δείχνει τις περιοχές των βοηθητικών και των κύριων ποσοτήτων ψεκασμού καυσίμου στις στροφές του κινητήρα. Καθώς αυξάνουν οι στροφές του κινητήρα, οι περιοχές των ποσοτήτων ψεκασμού καυσίμου περιορίζονται, ιδιαίτερα για τις πιλοτικές ποσότητες ψεκασμού καυσίμου (Irion & Mount, 1992).



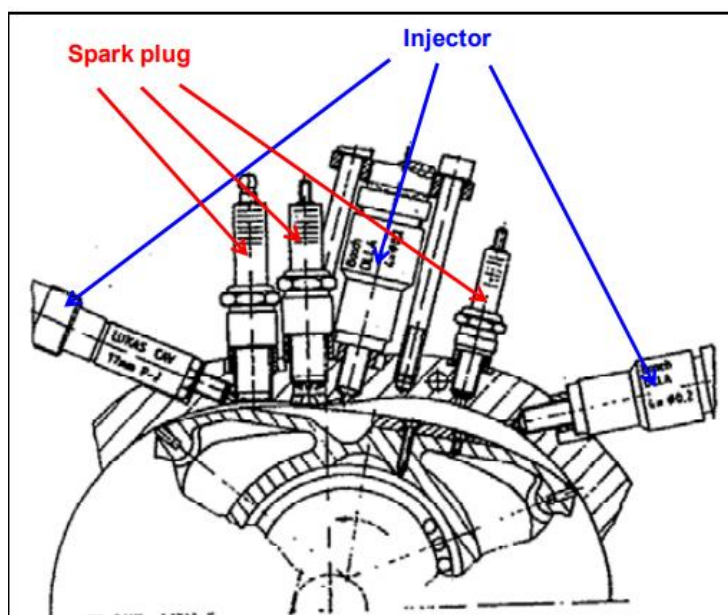
Εικόνα 29 Χαρακτηριστικά πιλοτικής παροχής καυσίμου (αριστερά) και κύρια χαρακτηριστικά παροχής καυσίμου (δεξιά)

Το γράφημα στην εικόνα 30 παρουσιάζει τις ποσότητες ψεκασμού του βοηθητικού έγχυτήρα, οι οποίες κυμαίνονται μεταξύ 3 και 4,5 mm<sup>3</sup>/έγχυση, πάνω από τις στροφές του κινητήρα για τον εξεταζόμενο κινητήρα. Η απόδοση του περιστροφικού κινητήρα ήταν ευαίσθητη σε διάφορα συστήματα έγχυσης καυσίμου, ιδιαίτερα για διάφορα προφίλ ταχύτητας έγχυσης καυσίμου. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ένα σύστημα καυσίμου κοινής σιδηροτροχιάς υψηλής πίεσης έχει τη δυνατότητα να παρέχει τα χαρακτηριστικά ψεκασμού καυσίμου ευνοϊκά για το SCRE (Irion & Mount, 1992).



Εικόνα 30 Πιλοτική παροχή καυσίμου σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα

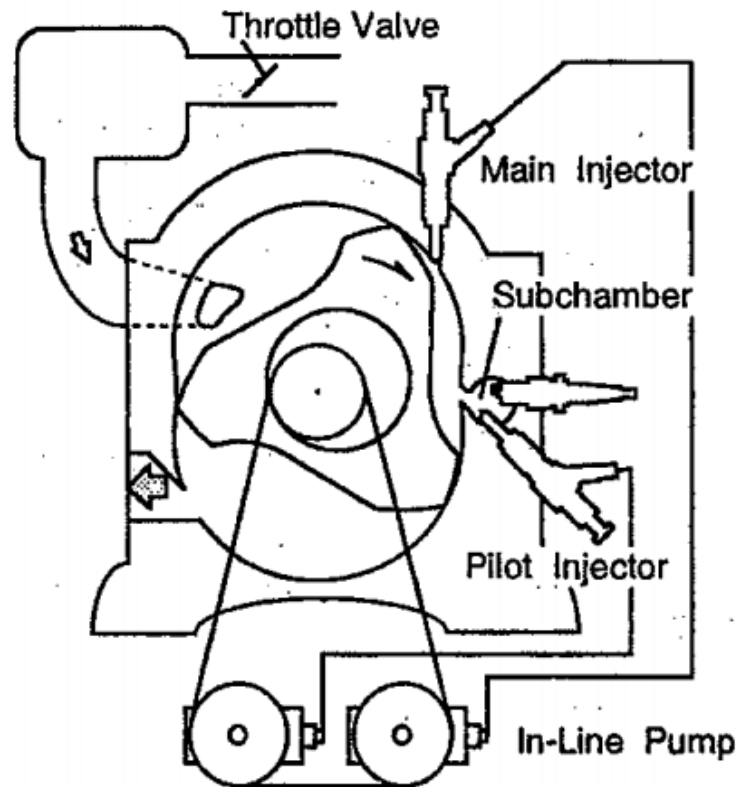
Οι Eiermann et al., (1993) σχεδίασαν έναν μικρό περιστρεφόμενο κινητήρα (εκτόπισμα: 400 cc) από υπάρχον περιστροφικό κινητήρα βενζίνης με άμεση έγχυση βαρέων καυσίμων όπως το ντίζελ και τα καύσιμα αεριωθουμένων. Σε αντίθεση με τις προηγούμενες μελέτες που χρησιμοποίησαν μια μικρή κοιλότητα ανάφλεξης για πιλοτική ένεση, αυτή η μελέτη χρησιμοποίησε ένα μόνο μπεκ ψεκαστήρα με έναν ανοικτό θάλαμο καύσης, όπως φαίνεται στην εικόνα 31. Ο κινητήρας αυτός έδειξε BSFC χαμηλότερα από 335 g / kWh (ή 0,55 lb / hp-h ) σε 5-12 kW και 3000 4000 rpm, η οποία είναι υψηλότερη από τις μεσαίες και μεγάλες μηχανές SCRE διπλού εγχυτήρα. Αυτός ο κινητήρας χρειάζεται περαιτέρω βελτίωση του BSFC, πυκνότητα ισχύος κινητήρα και ευελιξία στη λειτουργία σε ένα ευρύτερο φάσμα στροφών και φορτίων.



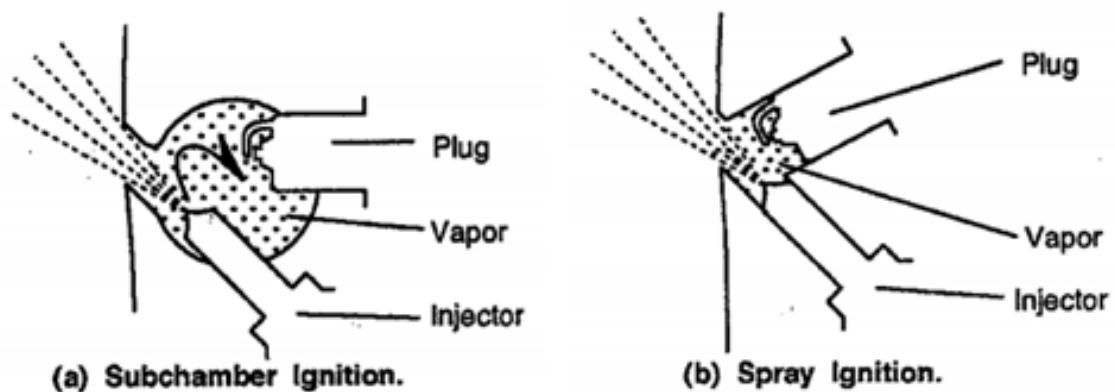
Εικόνα 31 Τοποθεσίες διαφόρων εγχυτήρων ψεκασμού και σπινθηριστήρων



Οι Kagawa et al., (1993) διερεύνησαν έναν περιστροφικό κινητήρα DI-SCRE για μια εφαρμογή αυτοκινήτου. Σε αυτή τη μελέτη, το σύστημα διπλού ακροφυσίου Curtiss-Wright ονομάζεται σύστημα ανάφλεξης με ψεκασμό. Οι Kagawa et al., ανέπτυξαν ένα σύστημα ανάφλεξης υποθαλάμου. Ο δευτερεύων θάλαμος, ο οποίος ορίζεται ως η περιοχή γύρω από το μπουζί, σχεδιάστηκε για να ασφαλίσει ένα μίγμα καυσίμου-αέρα κατάλληλο για ανάφλεξη γύρω από το μπουζί. Οι εικόνες 32 και 33 παρουσιάζουν τον περιστρεφόμενο κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε και τα σχέδια υποθαλάμων που εξετάστηκαν.

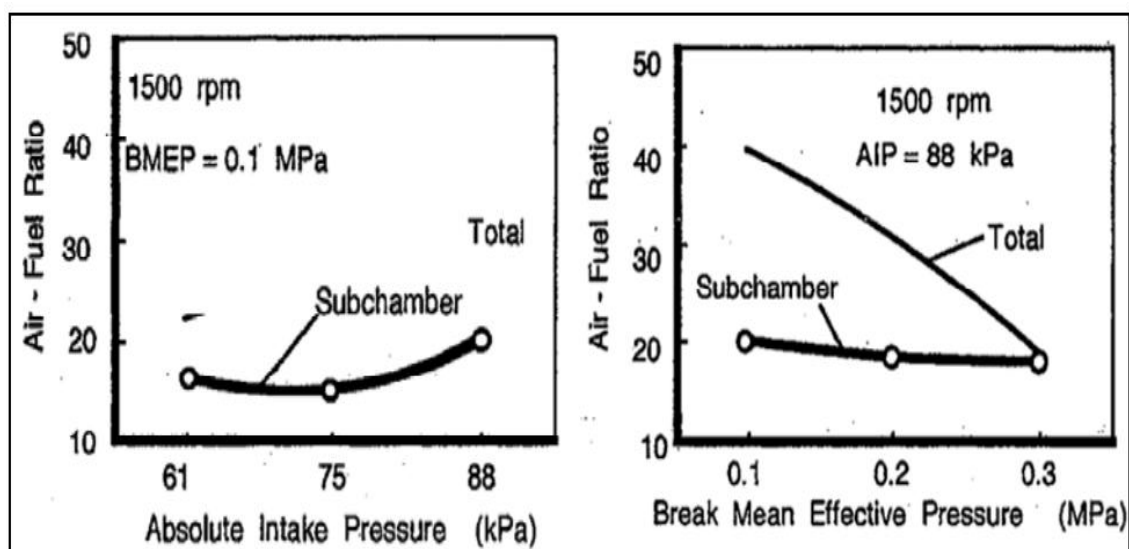


Εικόνα 32 Σχηματική απεικόνιση περιστρεφόμενου κινητήρα με διαστρωμένη φόρτιση άμεσης έγχυσης (DISCRE)



Εικόνα 33 Μέθοδος ανάφλεξης (Αριστερά) Ανάφλεξη σε έναν πιο βαθύ υποθάλαμο, (Δεξιά) Ανάφλεξη σε έναν μικρότερο υποθάλαμο

Η θέση του ακροφυσίου προσδιορίστηκε έτσι ώστε το καύσιμο που εγχύθηκε να φτάσει στον κύριο θάλαμο καύσης χωρίς να συγκρουστεί στα τοιχώματα του υποθαλάμου. Η οπή του δευτερεύοντος θαλάμου κατασκευάστηκε για να ελέγχει τη ροή με στραγγαλισμό έτσι ώστε ο ατμός καυσίμου και μια μικρή ποσότητα σταγονιδίων καυσίμου να παραμένει στον υποθάλαμο. Όπως φαίνεται στην εικόνα 34, η AFR στον υποθάλαμο επηρεάστηκε ελαφρά από την απόλυτη πίεση εισόδου (αριστερά) και το φορτίο του κινητήρα (δεξιά). Ως εκ τούτου, το μεγαλύτερο μέρος του μείγματος αέρα-καυσίμου στον υποθάλαμο ήταν αναφλέξιμο. Αυτό το πιο ομοιόμορφο AFR στον δευτερεύοντα θάλαμο οδήγησε σε συνεχή σταθερή ανάφλεξη χωρίς να επηρεάζεται από το ρυθμό έγχυσης καυσίμου, το χρονοδιάγραμμα έγχυσης ή την πίεση του θαλάμου καύσης (Kagawa et al., 1993).



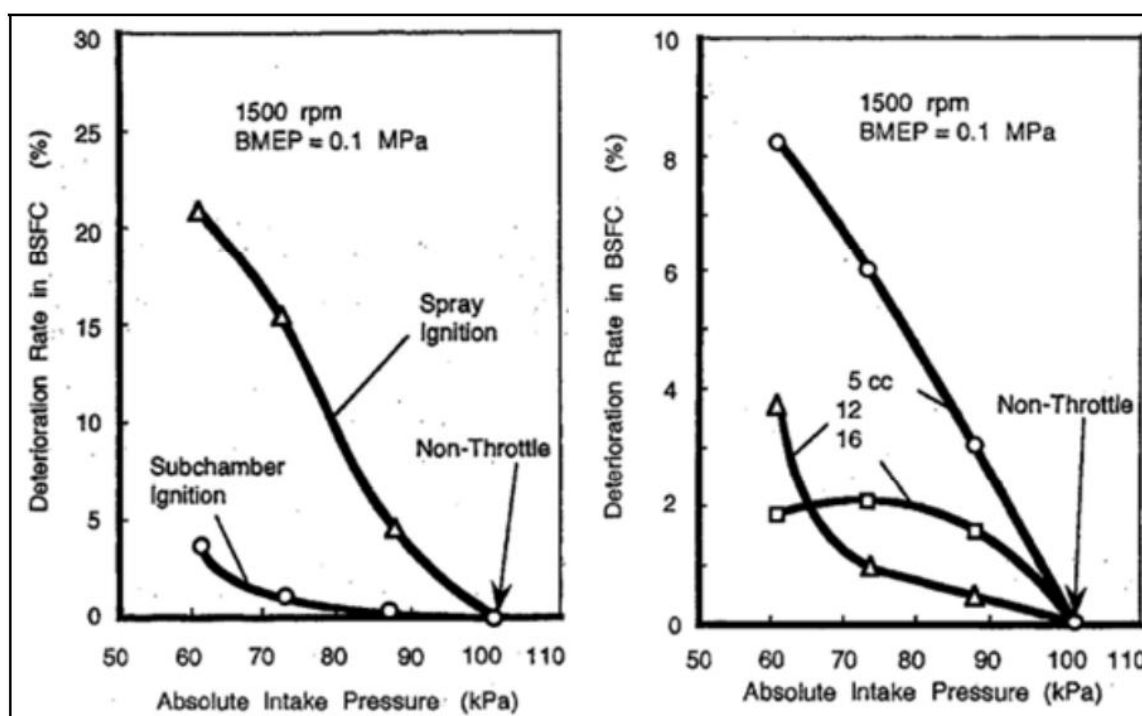
Εικόνα 34 AFR έναντι πίεσης εισαγωγής (αριστερά) και BMEP (δεξιά)

Η αναφλεξιμότητα και των δύο συστημάτων κατά τη διάρκεια του της πίεσης του γκαζιού αξιολογήθηκε με τη σύγκριση των αλλαγών στη συγκεκριμένη κατανάλωση καυσίμου. Στην εικόνα 35, το σχήμα στα αριστερά, παρουσιάζει μια σύγκριση τέτοιων αλλαγών με και χωρίς αέρα εισαγωγής. Ο οριζόντιος άξονας αντιπροσωπεύει την απόλυτη πίεση εισαγωγής. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου διατηρήθηκε ουσιαστικά σταθερή με το σύστημα ανάφλεξης του υποθαλάμου. Από την άλλη πλευρά, η κατανάλωση καυσίμου επιδεινώθηκε με ταχείς ρυθμούς με τη χρήση του συστήματος ανάφλεξης με ψεκασμό (Kagawa et al., 1993).

Στην εικόνα 35, στα δεξιά, φαίνονται τα πειραματικά αποτελέσματα των επιδράσεων του όγκου του υποθαλάμου. Παρόμοια με την περίπτωση του σχήματος στα αριστερά, παρατηρήθηκαν μεταβολές στη συγκεκριμένη κατανάλωση καυσίμου κατά τη διάρκεια της διακοπής του αέρα εισαγωγής. Οι δοκιμές διεξήχθησαν χρησιμοποιώντας τρεις διαφορετικούς όγκους υποθαλάμων, 5cc, 12cc και 16 cc. Παράλληλα, στους όγκους των υποθαλάμων δεν προσμετρήθηκε ο όγκος της οπής σύνδεσης, ενώ το σχήμα της οπής σύνδεσης διατηρήθηκε σταθερό. Στον υποθάλαμο 5cc, η ειδική κατανάλωση καυσίμου επιδεινώθηκε γρήγορα καθώς μειώθηκε η πίεση πρόσκρουσης. Στον υποθάλαμο των 12cc, η ειδική κατανάλωση καυσίμου επιδεινώθηκε αξιοσημείωτα υπό πίεση πρόσληψης μικρότερη από 75 kPa (Kagawa et al., 1993).

Όσον αφορά τον υποθάλαμο 16cc, δεν παρατηρήθηκε ταχεία αλλοίωση στο εύρος των συνθηκών δοκιμής. Βάσει αυτών των αποτελεσμάτων, οι μελετητές κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι απαιτείται όγκος υποθαλάμου τουλάχιστον 12cc για να αποδειχθεί επαρκώς το αποτέλεσμα συγκράτησης του αερίου καυσίμου. Παράλληλα, λαμβάνοντας υπόψη το γεγονός ότι όσο μικρότερος είναι ο όγκος του υποθαλάμου, τόσο καλύτερη είναι η αξιοπιστία και η συμπίεσότητά του, χρησιμοποιήθηκε ένας υποθάλαμος 12cc για όλες τις επόμενες δοκιμές (Kagawa et al., 1993).

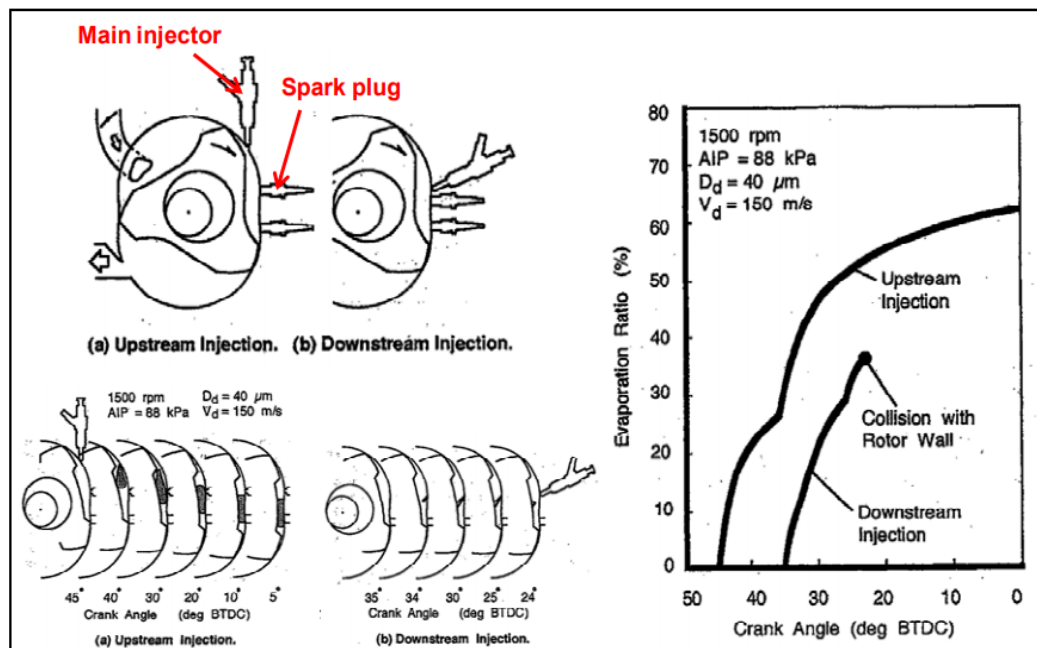
Όπως παρουσιάζεται στην εικόνα 35 (αριστερά), παρατηρείται ομοιόμορφη AFR (απόλυτη πίεση εισαγωγής) στον υποθάλαμο οδηγώντας παράλληλα σε βελτιωμένη και συνεπή BSFC, η οποία συγκρίνεται με το σύστημα ανάφλεξης με ψεκασμό. Το σχήμα στα δεξιά παρουσιάζει την υποβάθμιση της BSFC όσον αφορά την πίεση εισαγωγής για διάφορους όγκους υποθαλάμων. Το αποτέλεσμα δείχνει ότι ο υποθάλαμος χρειάζεται τουλάχιστον 12 cc. Αυτό το αποτέλεσμα δείχνει ότι το σχήμα του υποθαλάμου είναι πιο σημαντικό από τον όγκο του θαλάμου.



Εικόνα 35 Επιδείνωση της πίεσης εισαγωγής BSFC έναντι διαφορετικών συστημάτων ανάφλεξης (αριστερά) και διαφορετικός όγκος του θαλάμου ανάφλεξης στο κάτω μέρος του θαλάμου (δεξιά)

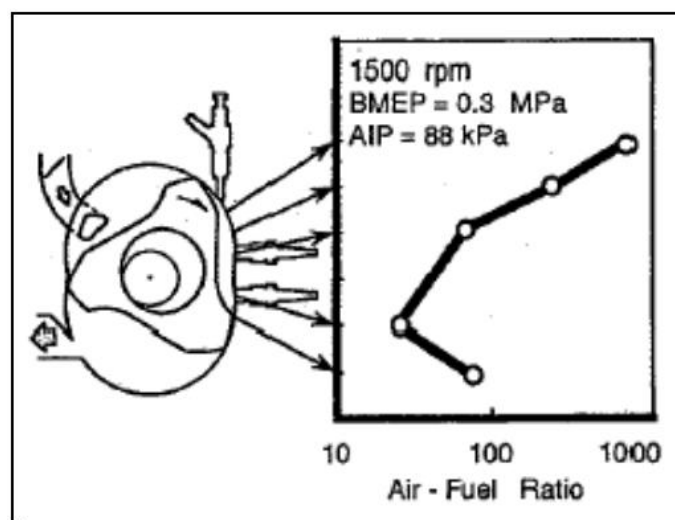
Επιπλέον, οι Kagawa et al., (1993) μελέτησε την επίδραση της θέσης του κύριου εγχυτήρα καυσίμου για τη βελτίωση της χρήσης του αέρα στη διαδικασία καύσης. Χρησιμοποίησαν την κύρια ένεση μόνο για να διευκρινίσουν τη διαστρωμάτωση του μείγματος. Η συμπεριφορά του ψεκασμού καυσίμου προβλεπόταν χρησιμοποιώντας έναν απλοποιημένο υπολογισμό 2-D, όπως φαίνεται στην εικόνα 36. Οι απλουστευμένοι υπολογισμοί δεν ήταν ακριβείς αλλά ήταν αποδεκτοί για σχετικές συγκρίσεις. Η εικόνα 36 δείχνει ότι η προς τα κάτω έγχυση δεν έχει επαρκή χρόνο για ανάμιξη και ότι το εγχυμένο καύσιμο συγκρούστηκε με την επιφάνεια του δρομέα. Αντίστροφα, η ανάντη έγχυση έχει επαρκή χρόνο ανάμιξης και φθάνει στο κοντινό άνω κέντρο (TC) με σημαντική εξάτμιση. Το σχήμα

στα δεξιά δείχνει ότι η ανάντη έγχυση πραγματοποιήσε περίπου 60% εξάτμιση, ενώ η προς τα κάτω έγχυση πραγματοποιήσε περίπου 38% εξάτμιση. Ο υπολογισμός αυτός υπολόγισε ότι υπήρξε μικρή εξάτμιση μετά τη σύγκρουση.



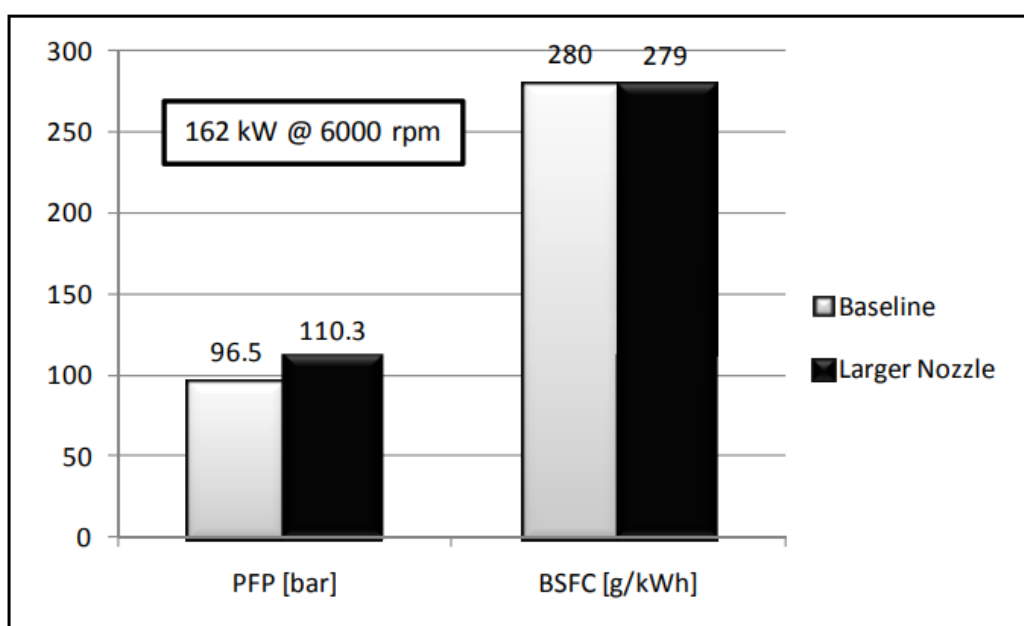
Εικόνα 36 Ανοδική και καθοδική έγχυση (αριστερά) και εξάτμιση καυσίμου κατά τη διάρκεια της πτήσης (δεξιά)

Οι Kagawa et al., χρησιμοποίησαν επίσης μία οπή δειγματοληψίας διαμέτρου 1,5 mm στην επιφάνεια του τροχοειδούς για να μετρήσει την κατανομή καυσίμου στον κύριο θάλαμο καύσης για την προς τα πάνω έγχυση καυσίμου. Το σχήμα 37 δείχνει ότι η έγχυση καυσίμου προς τα πάνω διασκορπίζει το καύσιμο στην πλευρά που οδηγεί στο θάλαμο καύσης και η πίσω πλευρά είναι αρκετά άπαχη. Δεδομένου ότι είναι δύσκολο να καίει καύσιμο στην οπίσθια πλευρά του θαλάμου καύσης, η διαστρωμάτωση στην κορυφαία πλευρά θα ήταν επωφελής. Επομένως, η ανάντη έγχυση θα επέτρεπε την ιδανική κατανομή καυσίμου (λόγω της ευρείας κλίμακας ψεκασμού) με καλή διαστρωμάτωση στην οδηγό πλευρά.



Εικόνα 37 Κατανομή καυσίμου στον κύριο θάλαμο ανάντη έγχυσης

Ο μέγιστος ρυθμός έγχυσης καυσίμου εξαρτάται από την περιοχή του στομίου του κύριου εγχυτήρα και τη διαφορά πίεσης μεταξύ του καυσίμου και του θαλάμου καύσης. Οι Hoffman et al., (1994) σύγκριναν την αυξημένη περιοχή του στομίου του ακροφυσίου ( $6 \times 0,254$  mm) με τη γραμμική βάση ( $6 \times 0,203$  mm) για το ίδιο σχέδιο ψεκασμού. Όπως φαίνεται στο γράφημα της εικόνας 38, η μεγαλύτερη περιοχή ακροφυσίου του κύριου εγχυτήρα είχε υψηλότερη μέγιστη πίεση πυροδότησης (PFP) από την βασική γραμμή με παρόμοια κατανάλωση καυσίμου (δηλ. BSFC). Ο κύριος χρόνος έγχυσης ήταν 5 λεπτά προχωρημένος, και η διάρκεια ήταν 4 λεπτά μειωμένη για την μεγαλύτερη περιοχή κύριου ακροφυσίου. Ο χρονομετρητής έγχυσης πιλότου προωθήθηκε επίσης στην ίδια ποσότητα για τη μεγαλύτερη περιοχή κύριου ακροφυσίου. Δεν ήταν σαφές εάν αυτή η αύξηση του PFP οφείλεται στην αύξηση στη διάμετρο του κύριου ακροφυσίου ή στην πρόοδο του χρονομέτρου έγχυσης.



Εικόνα 38 Σύγκριση μεταξύ της βασικής γραμμής και της μεγαλύτερης περιοχής ακροφυσίων των κύριων εγχυτήρων (αναπαράγονται από τους Hoffman et al. [1994]).

Ο Izweik (2009) χρησιμοποίησε τον κώδικα AVL FIRE CFD για να ερευνήσει την καλύτερη γωνία μεταξύ των οπών του ακροφυσίου και τη γωνία κλίσης του κώνου ψεκασμού στον άξονα του ψεκαστήρα για να επιτύχει καλύτερη διείσδυση και σχηματισμό μείγματος. Ένα σύστημα καυσίμου common-rail χρησιμοποιήθηκε με εγχυτήρες τριών και τεσσάρων οπών (διάμετρος οπών = 0,15 mm). Ο εγχυτήρας τοποθετήθηκε στην κεντρική θέση του μικρού άξονα του περιβλήματος. Χρησιμοποιήθηκε καύσιμο ντίζελ επειδή τα πειραματικά δεδομένα ήταν διαθέσιμα, το καύσιμο εγχύθηκε μεταξύ  $15^\circ$  και  $40^\circ$  bTC. Το περίβλημα των τροχοειδών κατασκευάστηκε με σταθερό πλέγμα ενώ ο ρότορας κατασκευάστηκε με μετακινούμενο πλέγμα.

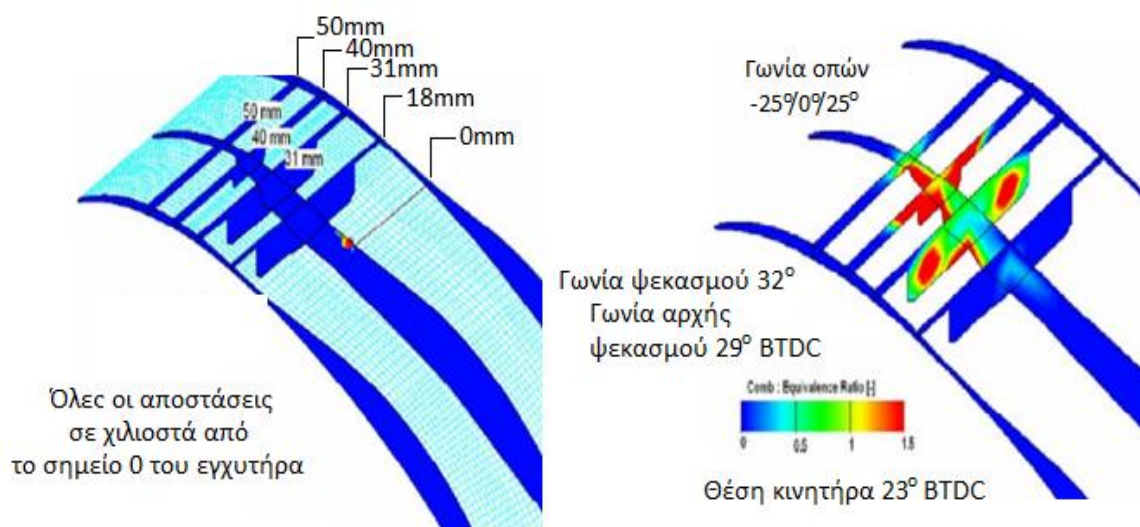
Όλες οι θερμοκρασίες των τοιχωμάτων σταθεροποιήθηκαν στους  $300^\circ$  C. Μόνο  $54^\circ$  πριν από τον κινητήρα TC μέχρι το τέλος της συμπίεσης (δηλ. TC) προσομοιώνεται ως κινούμενο πλέγμα. Αρχικές συνθήκες πίεσης (P), θερμοκρασίας (T) και ταχύτητας ελήφθησαν από την ανάλυση μοντέλου χωριστής ροής. Οι παράμετροι περιελάμβαναν τρεις γωνίες ψεκασμού, τρεις γωνίες μεταξύ των οπών και τρεις χρονοδιακόπτες ψεκασμού καυσίμου, όπως

φαίνεται στο σχήμα 39. Οι ποσότητες έγχυσης καυσίμου κυμαίνονταν από 8 mm<sup>3</sup>/έγχυση έως 50 mm<sup>3</sup>/έγχυση. Η ταχύτητα του κινητήρα ρυθμίστηκε στις 2000 rpm. Τρεις διαφορετικές ενέσεις αξιολογήθηκαν: πιλοτική έγχυση (ή προέγχυση), κύρια έγχυση και πιλοτικές και κύριες εγχύσεις. Το μοντέλο διάλυσης κύματος χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό της ροής ακροφυσίου κινητήρα ντήζελ όπως συνιστάται από την AVL. Το μοντέλο ακροφυσίου ντήζελ επικυρώθηκε χρησιμοποιώντας ένα ξεχωριστό μοντέλο ψεκασμού μίας οπής. Το μοντέλο επικυρώθηκε μόνο για διεύθυνση υγρών και ατμών και γωνία ψεκασμού (Izweik, 2009).

Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι οι γωνίες μεταξύ των οπών κάτω από τις 13° είναι πολύ μικρές, επειδή οι κώνοι ψεκασμού θα διασυνδεθούν μεταξύ τους και μπορεί να δράσουν σαν ένα μπεκ ψεκασμού. Από την άλλη πλευρά, οι γωνίες μεταξύ των οπών >25° θα εισάγουν το καύσιμο κατευθείαν στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης λόγω του στενού πλάτους του ρότορα. Η γωνία ψεκασμού περιορίζεται επίσης λόγω του μικρού ύψους του θαλάμου καύσης. Οι γωνίες ψεκασμού <27° θα ψεκάσουν το καύσιμο απευθείας στην επιφάνεια του δρομέα και θα ανακλαστούν από την επιφάνεια του δρομέα στο περίβλημα και τα τοιχώματα του θύλακα (ή της εσοχής) του ρότορα. Αυτός ο ψεκασμός μπορεί να παράγει υγρό φιλμ στις επιφάνειες που είναι δύσκολο να εξατμιστεί όταν ο κινητήρας είναι κρύος (Izweik, 2009).

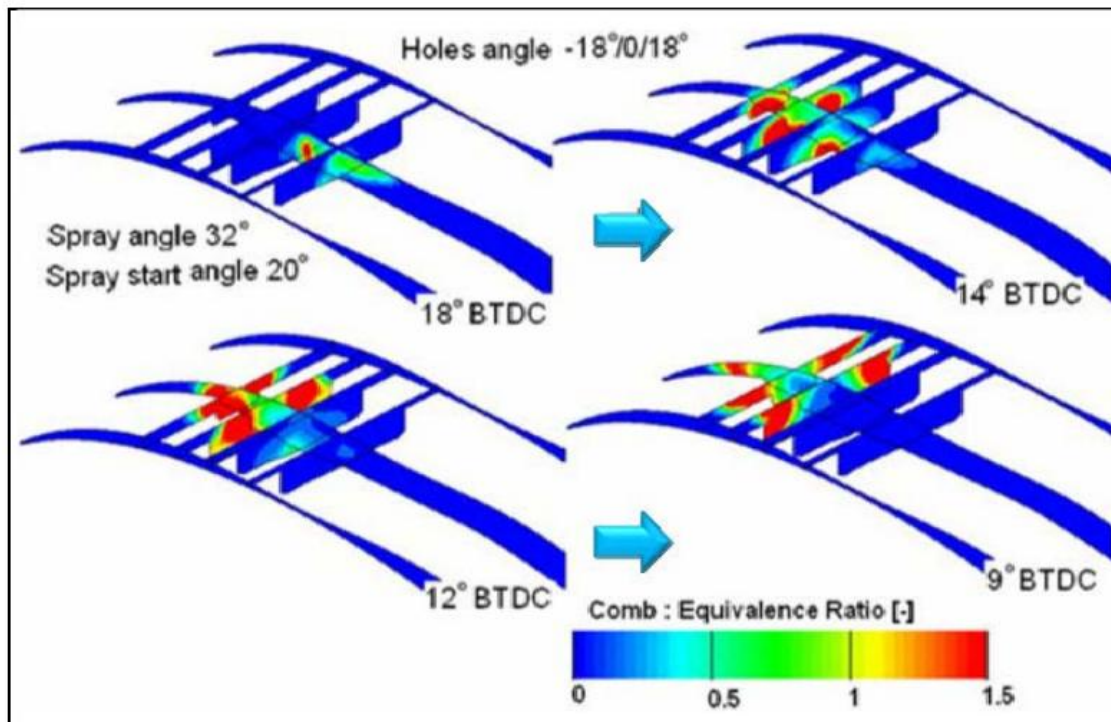
Οι γωνίες ψεκασμού >35° μπορεί να είναι μια καλή επιλογή. Ωστόσο, δεδομένου ότι ο εγχυτήρας είναι συνήθως εσοχή μερικά χιλιοστά από την επιφάνεια του περιβλήματος, ο εγχυτήρας μπορεί να παράγει ένα υγρό φιλμ στην επιφάνεια του περιβλήματος που φθάνει στο μπουζί προκαλώντας σκληρή ανάφλεξη (Izweik, 2009).

Η αριστερή πλευρά του σχήματος 39 δείχνει τις επίπεδες αποστάσεις κοπής από το κέντρο του ακροφυσίου και η δεξιά παρουσιάζει το σχηματισμό του μίγματος: η γωνία ψεκασμού είναι 32°, η γωνία μεταξύ των οπών είναι 25° και ο συγχρονισμός έγχυσης είναι 29° bTDC.



Εικόνα 39 Αποστάσεις από το κέντρο του ακροφυσίου (αριστερά) και αναλογία ισοδυναμίας μίγματος (δεξιά)

Ο χρονισμός της έγχυσης καυσίμου έχει σημαντικό αντίκτυπο στο σχηματισμό του μείγματος και στο χρονισμό ανάφλεξης. Το σχήμα 41 παρουσιάζει την αναλογία ισοδυναμίας σε τέσσερις διαφορετικές γωνίες στροφάλου κατά τον χρόνο προέγχυσης των  $39^\circ$  bTC και τον κύριο συγχρονισμό έγχυσης  $20^\circ$  bTC για τη γωνία μεταξύ των οπών  $18^\circ$  και της γωνίας ψεκασμού  $32^\circ$ . Το αποτέλεσμα δείχνει ότι το προ-εγχυμένο καύσιμο ήταν τόσο αραιό στο μπουζί που ήταν δύσκολο να αναφλεγεί κατά τον χρόνο ανάφλεξης (συνήθως  $10^\circ - 20^\circ$  bTC). Ο μειωμένος χρόνος διαχωρισμού μεταξύ της προένεσης και της κύριας ένεσης ήταν απαραίτητος για τη βελτίωση της ανάφλεξης του καυσίμου προέγχυσης (Izweik, 2009).



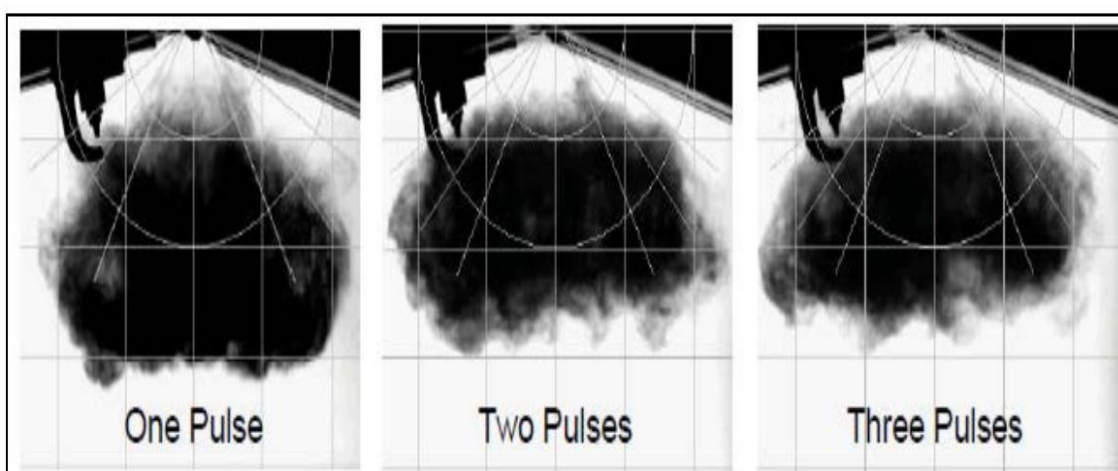
Εικόνα 40 Αναλογία ισοδυναμίας στο συγχρονισμό έγχυσης καυσίμου  $20^\circ$  bTC

Τα συστήματα έγχυσης καυσίμου για κινητήρες ελαφρού και βαρέως τύπου έχουν εξελιχθεί σημαντικά τις τελευταίες τρεις δεκαετίες. Ωστόσο, μέχρι πρόσφατα δεν έχουν αναπτυχθεί ηλεκτρονικά ελεγχόμενα έγχυσης καυσίμου για μικρούς κινητήρες. Ορισμένα έργα που χρηματοδοτούνται από το στρατό των Η.Π.Α. και από τα αμερικανικά στρατεύματα αναπτύσσουν εγχυτήρες για μικρού μεγέθους κινητήρες που τροφοδοτούνται με βαρέα καύσιμα. Ο Mashayek, (2008), έχει προβεί σε συνεργασία με την Διεύθυνση Τεχνολογίας Οχημάτων του Ερευνητικού Στρατού των Η.Π.Α., για να αναπτύξει έναν παλμικό ηλεκτροϋδραυλικό εγχυτήρα ψεκασμού για βαρέα καύσιμα με χρηματοδότηση από το Αμερικανικό Γραφείο Έρευνας Στρατού.

Χρησιμοποιούν σύστημα ψεκασμού χαμηλής πίεσης (1 bar) με πολλαπλά σχέδια στομίων για την ενίσχυση μικρών διαμέτρων μέσης πτώσης σε σταγόνες χαμηλής πίεσης. Το Kinetic BEI (2010) αναπτύσσει εγχυτήρες μικρο-καυσίμου και αντλίες μικρο-καυσίμου για μικρούς κινητήρες βαρέων καυσίμων μέχρι 100 hp. Τα μπεκ ψεκασμού μικρο-καυσίμων βασίζονται σε σύστημα καυσίμου common-rail και έχουν σχεδιαστεί για κινητήρες συμπίεσης και ανάφλεξης με σπινθήρα. Ο στόχος του μεμονωμένου μικροεγχυτήρα είναι 2,5 έως 25 hp με πιθανή μέγιστη πίεση καυσίμου 2000 bar. Ο εγχυτήρας πρωτοτύπου τρίτης γενιάς

λειτουργεί από 100 έως 414 bar και η προδιαγραφή στόχος των αντλιών μικρο-καυσίμων είναι 276 bar. Αυτά τα μπεκ ψεκασμού είναι ακόμα υπό ανάπτυξη και δεν έχουν δοκιμαστεί σε συστήματα κινητήρα.

Το Σχήμα 41 δείχνει τις εικόνες ψεκασμού κοίλου κώνου του πιεζοηλεκτρικού εγχυτήρα βενζίνης (GDi) (Husted et al., 2009). Η στρατηγική έγχυσης αυτού του συστήματος είναι να κρατήσει το μίγμα καυσίμου-αέρα κοντά στο μπουζί. Όπως φαίνεται στο σχήμα, η διεύθυνση του ψεκασμού γίνεται μικρότερη καθώς ο αριθμός των ενέσεων αυξάνεται, ενώ η ανάμιξη καυσίμου και αέρα αυξάνεται με τον αυξανόμενο αριθμό ενέσεων. Ένας πολλαπλός εγχυτήρας GDi αναπτύχθηκε επίσης και χρησιμοποιήθηκε σε κινητήρες παραγωγής της Ford (Yi et al., 2009). Σε αυτό το σύστημα καύσης, ένας ψεκασμός κατευθύνθηκε προς το ηλεκτρόδιο του μπουζί για την ανάφλεξη με σπινθήρα, όπως φαίνεται στο σχήμα 42.



Εικόνα 41 Σύγκριση ψεκασμού θαλάμου πίεσης μεταξύ μονού, διπλού και τριπλού παλμού με την ίδια συνολική μάζα καυσίμου που παραδόθηκε



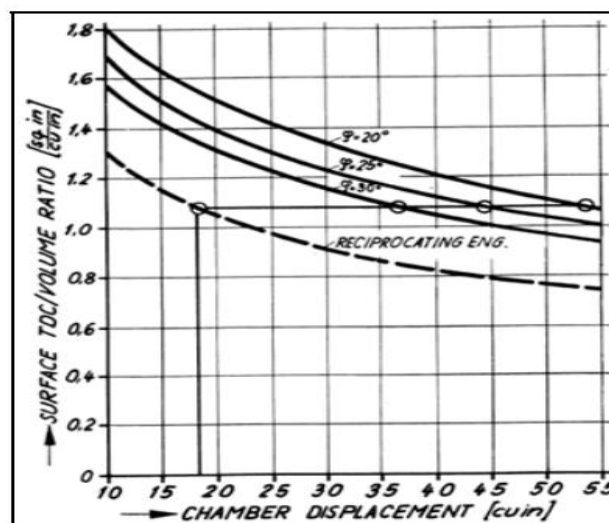
Εικόνα 42 Σχηματική απεικόνιση του συστήματος καύσης 3,5-L V6 EcoBoost με έγχυση GDi πολλαπλών αγωγών



## 4. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΝΑΥΣΗΣ ΤΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

### 4.1 Σχέδια που έχουν αναπτυχθεί

Οι περιστροφικοί κινητήρες διαθέτουν ένα μακρύ, στενό θάλαμο καύσης που περιορίζει τις γωνίες ψεκασμού καυσίμου. Έχει επίσης μεγάλη αναλογία επιφάνειας προς όγκο, όπως φαίνεται στο επόμενο σχήμα, γεγονός που αυξάνει την απώλεια θερμότητας (Picard et al., 2015). Επιπλέον, η συμπίεση του περιστρεφόμενου κινητήρα είναι περιορισμένη λόγω της γεωμετρικής διαμόρφωσής του. Αυτός ο περιορισμός μπορεί να μειωθεί με τη χρήση υπερσυμπιεστή. Επομένως, η καύση ενός βαρύ τύπου καυσίμου σε περιστρεφόμενο κινητήρα είναι αναποτελεσματική. Προκειμένου να αυξηθεί η απόδοση της καύσης, χρησιμοποιήθηκαν εξωτερικές πηγές ανάφλεξης όπως μπουζί ή βολβοί σε περιστροφικούς κινητήρες (Eiermann et al., 1993). Οι στρωματοποιημένοι περιστροφικοί κινητήρες ευνοούν ένα στοιχειομετρικό μίγμα καυσίμου-αέρα κοντά στο μπουζί για αποτελεσματική ανάφλεξη. Ωστόσο, είναι άβολο να διατηρείται ένα συνεχές μίγμα καυσίμου-αέρα κοντά στο μπουζί για διάφορες συνθήκες λειτουργίας.

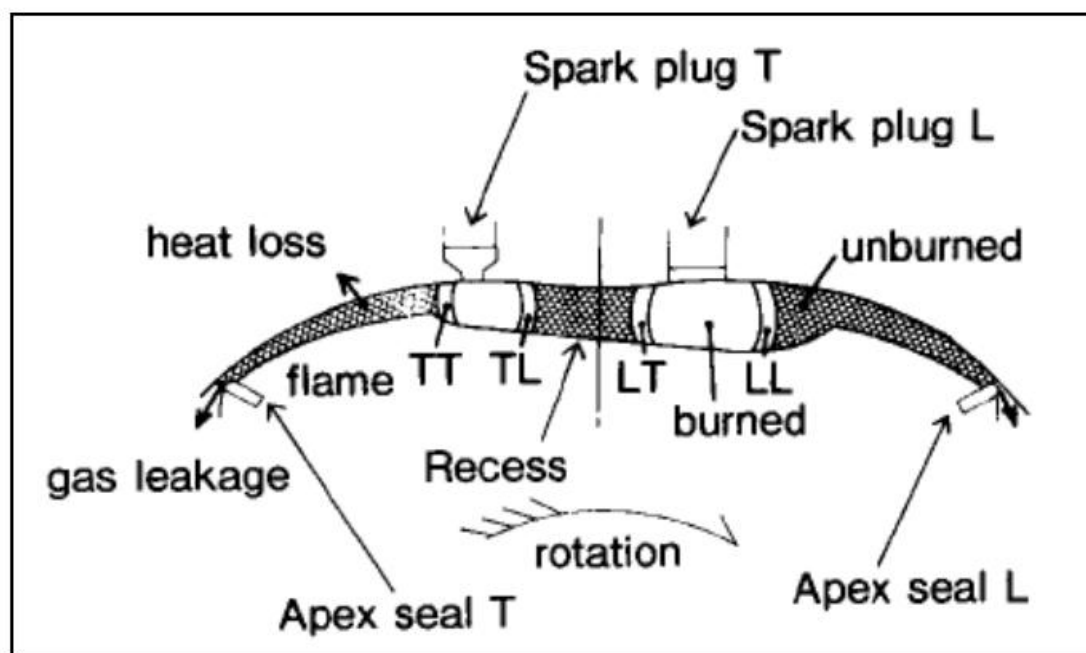


Εικόνα 43 Σχέση επιφάνειας προς όγκο έναντι μετατόπισης του θαλάμου καύσης.

Έτσι, αναπτύχθηκαν διάφορα σχέδια υποθαλάμων για να καταστεί το μίγμα καυσίμου-αέρα συνεκτικό. Σε αυτές τις εφαρμογές, ένας εγχυτήρας μονής ή διπλής οπής χρησιμοποιήθηκε στον μικρό θάλαμο για τη δημιουργία μίγματος καυσίμου-αέρα για ανάφλεξη με σπινθήρα. Για τους περιστρεφόμενους κινητήρες μικρής κλίμακας, η διαθεσιμότητα χώρου είναι περιορισμένη στο περίβλημα των τροχοειδών ώστε να χρησιμοποιούνται οι μέθοδοι ανάφλεξης του υποθαλάμου ή του ψεκασμού. Ως εκ τούτου, είναι προτιμότερο να χρησιμοποιείται ένας ανοικτός θάλαμος καύσης. Δεδομένου ότι το μίγμα καυσίμου-αέρα κινείται γρήγορα κάτω από τον μακρύ, στενό θάλαμο καύσης, εφαρμόστηκαν δύο ή τρεις σπαθιστήρες για να βελτιωθεί η απόδοση καύσης (Shkolnik et al., 2014). Ως εναλλακτική λύση, χρησιμοποιήθηκαν επίσης λαμπτήρες για την ανάφλεξη του βαρύ μείγματος

καυσίμου-αέρα σε έναν περιστροφικό κινητήρα (Hoffman et al., 1994; Muroki & Moriyoshi, 2000; Muroki et al., 2001).

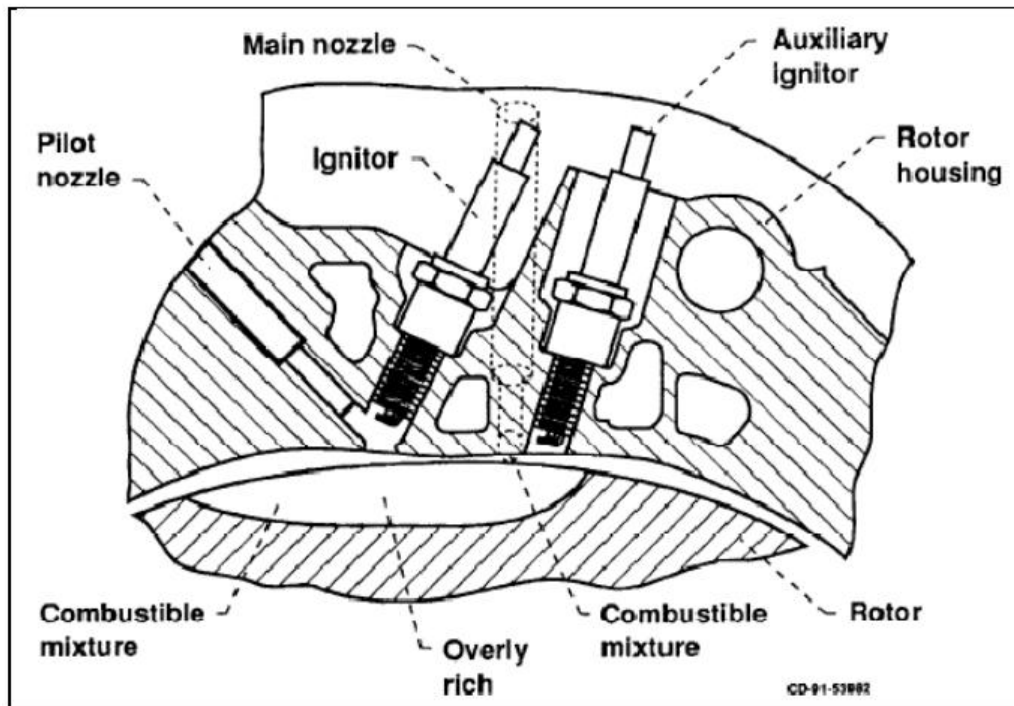
Το επόμενο σχήμα (εικόνα 44) δείχνει ένα σχηματικό μοντέλο διάδοσης φλόγας για τον περιστρεφόμενο κινητήρα του βύσματος με δύο σπινθήρες (Hasegawa & Yamaguchi, 1993). Το μοντέλο αυτό βασίζεται σε έναν αναμειγμένο περιστροφικό κινητήρα βενζινοκινητήρα SI για εφαρμογές επιβατών και σπορ αυτοκινήτων της Mazda. Ωστόσο, αυτό το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την καλύτερη κατανόηση των διεργασιών καύσης στις περιστροφικές μηχανές βαριάς τροφοδοσίας με άμεση έγχυση. Το μοντέλο διάδοσης φλόγας έχει τέσσερα μέτωπα φλόγας, TT, TL, LT και LL, που παράγονται από δύο μπουζί T και L, δύο περιοχές καμένων αερίων και τρεις περιοχές άκαυστου αερίου. Η διάδοση της φλόγας επηρεάζεται από την ισχυρή ροή κοπής που παράγεται κατά την κατεύθυνση της περιστροφής του ρότορα. Για τους στρωματοποιημένους περιστρεφόμενους κινητήρες άμεσης έγχυσης, οι διεργασίες καύσης θα επηρεαστούν περισσότερο από τη μεγάλη ροή κοπής, διότι θα επηρεάσουν τον ψεκασμό, τη στρωματοποίηση, το σχηματισμό μείγματος και την ανάφλεξη.



Εικόνα 44 Πρότυπο διάδοσης της φλόγας για τον περιστρεφόμενο κινητήρα με δύο σπινθήρες

Η εικόνα 45 δείχνει μία διάταξη διπλών μπουζί για μεγάλους περιστροφικούς κινητήρες, η οποία δοκιμάστηκε στο Deere (Kweon, 2011). Χρησιμοποιήθηκε η ανάφλεξη με ψεκασμό, πράγμα που συμβαίνει όταν ένας πιλοτικός εγχυτήρας εγχέει μικρή ποσότητα καυσίμου και παράγει ένα μίγμα καυσίμου-αέρα κοντά στο μπουζί στην κοιλότητα. Ένα πρόσθετο μπουζί δηλαδή ο βοηθητικός σπινθηριστής, χρησιμοποιείται για την παροχή άμεσης ανάφλεξης μιας δευτερεύουσας περιοχής του μίγματος καυσίμου-αέρα. Η ιδέα διπλής ανάφλεξης βασίστηκε στην ανάλυση CFD που έδειξε πολύ μη ομοιόμορφες κατανομές μίγματος κοντά στο TC, με δύο περιοχές καύσης να διαχωρίζονται από μια περιοχή υπερβολικά πλούσιου, βραδείας καύσης μίγματος. Ένας αναφλεκτήρας είχε ως αποτέλεσμα την καθυστέρηση της

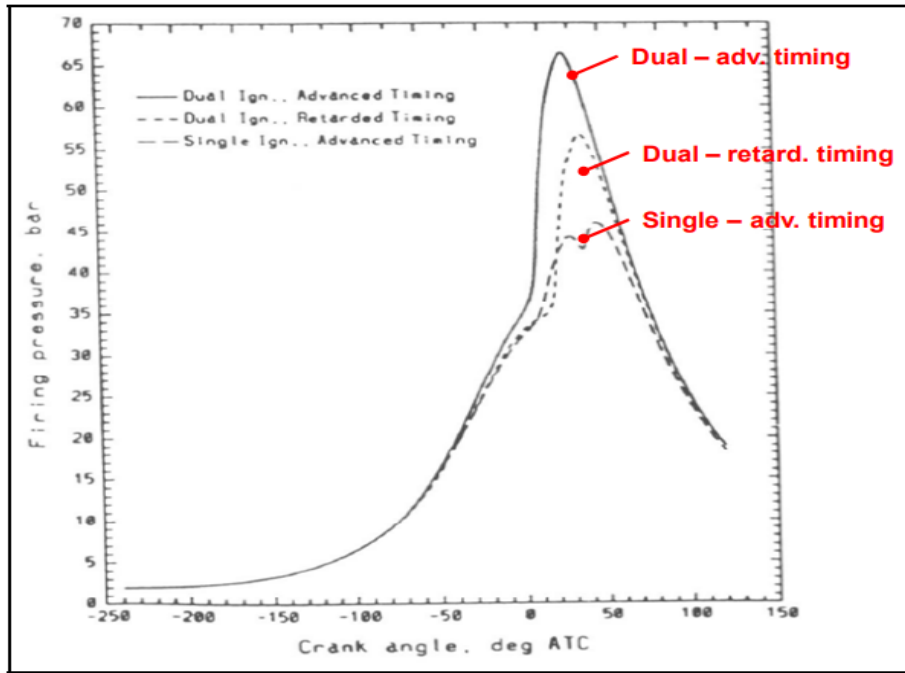
ανάφλεξης της δεύτερης εύφλεκτης περιοχής, η οποία καθυστέρησε πολύ πέρα από την TC (Willis & McFadden, 1992).



Εικόνα 45 Διπλή διάταξη ανάφλεξης με δύο σπινθηριστήρες (βοηθητικό και κύριο)

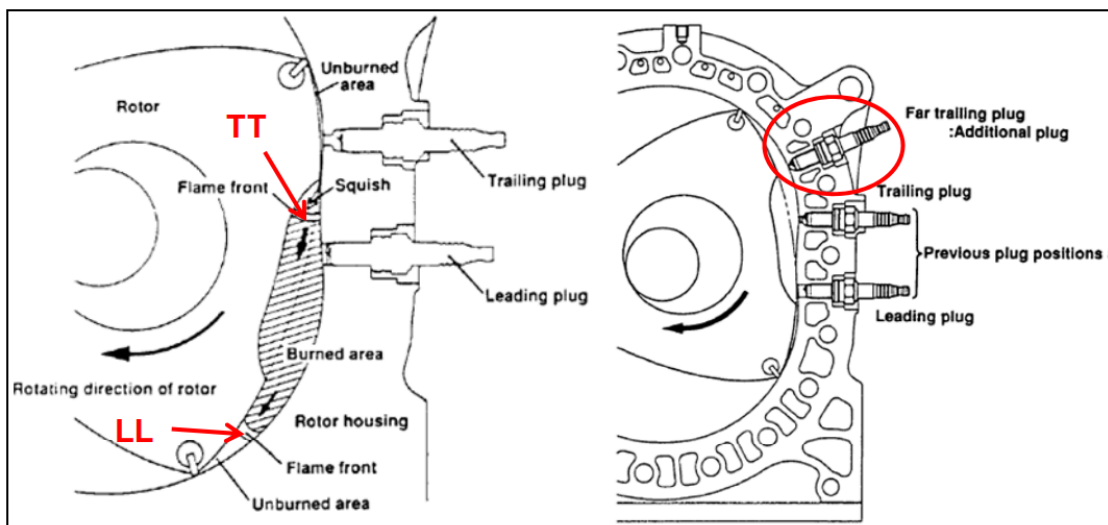
Η διπλή ανάφλεξη πιστεύεται ότι παρέχει ταυτόχρονη ανάφλεξη σε δύο περιοχές, γεγονός που θα ενίσχυε το συνολικό ποσοστό απελευθέρωσης θερμότητας. Όπως ήταν αναμενόμενο, το σύστημα διπλής ανάφλεξης είχε ως αποτέλεσμα ταχύτερο ρυθμό αύξησης της πίεσης, υψηλότερη πίεση αιχμής και βελτιωμένη θερμική απόδοση (παρουσιάζεται στην εικόνα 46) (Willis & McFadden, 1992). Η περίπτωση απλής αναφλέξεως δείχνει δύο κορυφές πίεσης που αντιπροσωπεύουν την διαδοχική καύση των δύο περιοχών καυσίμων. Η επιτευχθείσα τιμή BSFC ήταν περίπου 231 g/kWh. Ωστόσο, αυτή η βελτίωση της τάξης του 8% - 10% στην BSFC επιτεύχθηκε σε μικρά έως μεσαία φορτία (Willis & McFadden, 1992).

Οι Abraham et al., (1993) προέβλεπαν επίσης βελτίωση της απόδοσης κατά 7% -10% όταν χρησιμοποιήθηκαν δύο πηγές ανάφλεξης στο μοντέλο καύσης 3-D για έναν περιστρεφόμενο κινητήρα στρωματοποιημένου φορτίου απευθείας εισαγωγής. Σε υψηλότερα φορτία, ένας διπλός αναφλεκτήρας σε προχωρημένο χρονισμό οδήγησε σε έναν τύπο εκτόνωσης αστάθειας καύσης, που οδήγησε σε τοπική υπερθέρμανση, ασφάλιση στεγανοποίησης και υπερβολική εκτόξευση θερμού εύφλεκτου μίγματος στον επόμενο θάλαμο. Αυτό αύξησε επίσης την πιθανότητα έκρηξης σε αυτόν τον θάλαμο. Όταν ο χρονισμός σπινθήρων επιβραδύνθηκε, ο δεύτερος αναφλεκτήρας δεν ήταν σε θέση να παράσχει συνεπή ανάφλεξη. Αυτό οδήγησε σε σημαντική υποβάθμιση της απόδοσης του κινητήρα σε υψηλά φορτία. Οι ερευνητές χρειάστηκαν να βελτιστοποιήσουν το χρόνο σπινθήρων καθώς εισήχθηκαν περισσότερα καύσιμα. Επιπλέον, έπρεπε να βελτιστοποιήσουν τις θέσεις των μπουζί για τη συγκεκριμένη διαμόρφωση του κινητήρα.



Εικόνα 46 Σύγκριση των προβλεπόμενων πιέσεων διπλής και μονής ανάφλεξης με επικυρωμένο κώδικα Sverdrup Technology AGNI-3D

Η οπίσθια πλευρά του θαλάμου καύσης σε έναν περιστροφικό κινητήρα παράγει μια ισχυρή ροή συμπίεσης, η οποία ωθεί πίσω το μέτωπο της φλόγας (δηλ. TT), όπως φαίνεται στην εικόνα 47 (αριστερά) (Shimizu et al., 1992). Αυτό μπορεί να είναι ένα πρόβλημα για ένα μίγμα μίγματος καυσίμου και αέρα με το σύστημα ανάφλεξης με δύο βύσματα, επειδή η φλόγα δεν μπορεί να φτάσει στην πίσω πλευρά, ειδικά στις μεσαίες έως υψηλές στροφές του κινητήρα, οι οποίες θα εξαντλούσαν μια σημαντική ποσότητα άκαυστων υδρογονανθράκων. Το ίδιο ισχύει και για την οδηγημένη πλευρά του θαλάμου καύσης. Ωστόσο, αυτό μπορεί να είναι ένα πλεονέκτημα για το σύστημα καύσης στρωματοποιημένου φορτίου, επειδή μόνο ο φρέσκος αέρας θα βρίσκεται στις πίσω και τις εμπρόσθιες πλευρές.

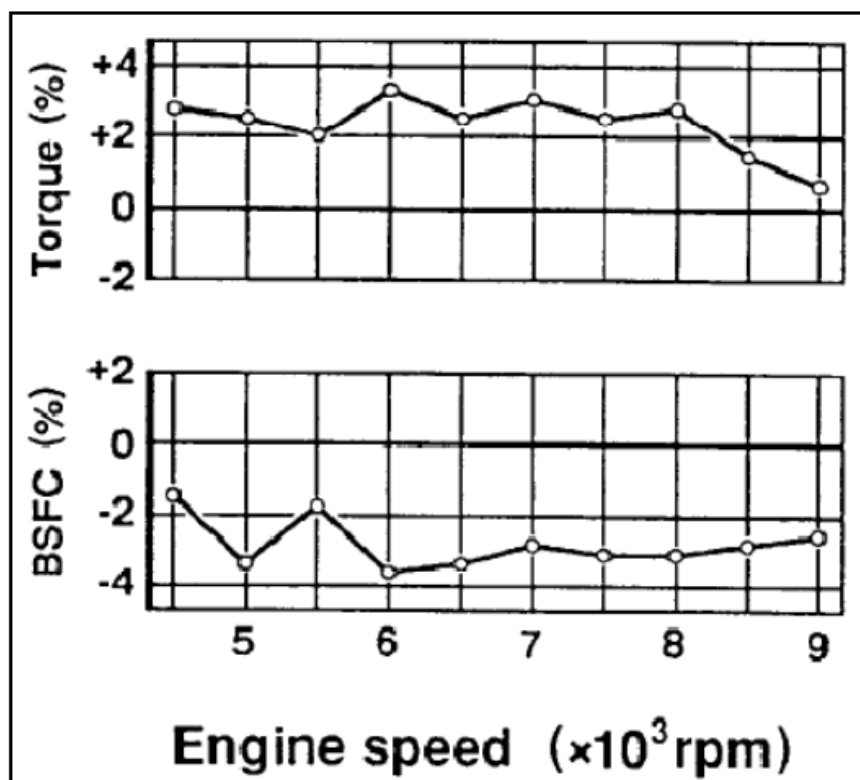


Εικόνα 47 Εμπλοκή εμπρός φλόγας με ροή σάρωσης (αριστερά) και σύστημα ανάφλεξης τριών βυσμάτων (δεξιά)

## 4.2 Η σύγκριση των συστημάτων έναυσης με σπινθηριστή και με μπουζί πυρακτώσεως

Η Mazda εισήγαγε ένα σύστημα ανάφλεξης τριών βυσμάτων στον κινητήρα τους R26B, όπως φαίνεται στην εικόνα 47 (δεξιά) (Shimizu et al., 1992). Χρησιμοποίησαν πρόσθετο μπουζί στην πίσω πλευρά. Η πρόθεση ήταν να αναφλεγεί το μίγμα καυσίμου-αέρα πριν δημιουργηθεί η ροή συμπίεσης. Με αυτόν τον τρόπο, το μίγμα στην περιοχή συμπίεσης θα καίει εντελώς και θα επιταχύνει τη διάδοση της φλόγας, γεγονός που θα οδηγήσει σε βελτιωμένη οικονομία καυσίμου. Ο όγκος της σπής του μπουζί έγινε όσο το δυνατόν μικρότερος για να αποτρέψει οποιαδήποτε ροή αερίου από τον θάλαμο υψηλής πίεσης στον ακόλουθο θάλαμο χαμηλής πίεσης όταν η στεγανωτική κορυφή είναι εν μέρει κατά μήκος της σπής του βύσματος. Ωστόσο, το μέγεθος της σπής του βύσματος δεν πρέπει να είναι πολύ μικρό ώστε να επηρεάζει την καύση.

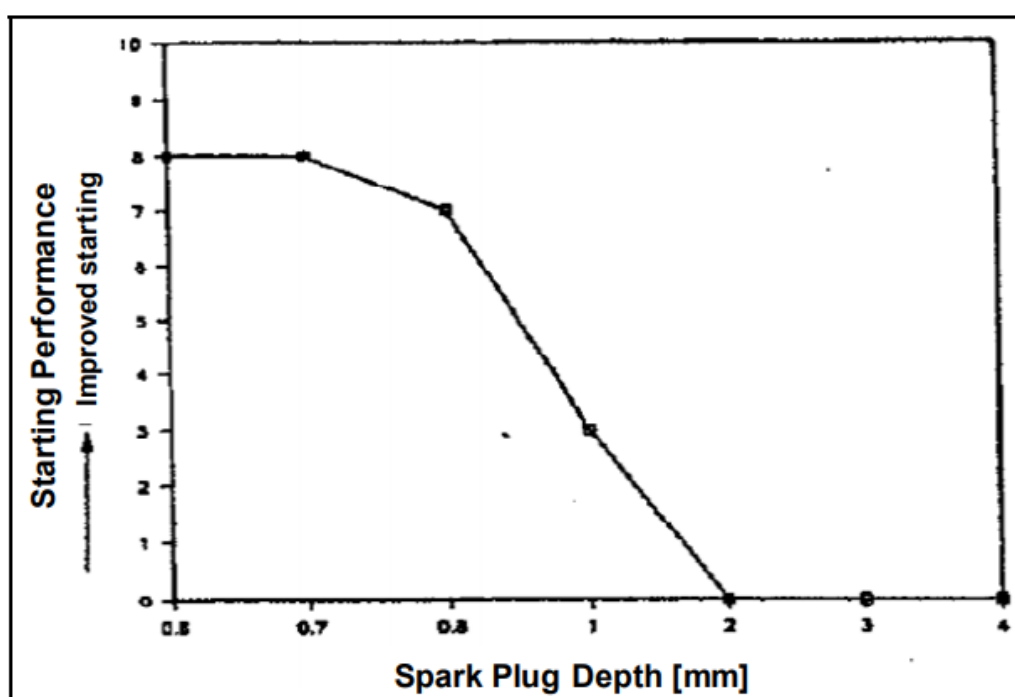
Στην εικόνα 48 παρουσιάζονται οι βελτιώσεις στο φορτίο και την κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με το σύστημα με δύο βύσματα. Η κατανάλωση καυσίμου μειώθηκε περίπου στο 3%, ενώ το φορτίο αυξήθηκε περισσότερο από 2% στις περισσότερες ταχύτητες του κινητήρα. Η βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου μειώθηκε στις χαμηλότερες στροφές του κινητήρα, ενώ η βελτίωση του φορτίου μειώθηκε στις υψηλότερες στροφές του κινητήρα. Αν και πρέπει να επαληθεύεται, το σύστημα ανάφλεξης με τρία βύσματα μπορεί να μην είναι ευεργετικό για τον περιστρεφόμενο κινητήρα στρωματοποιημένης καύσης.



Εικόνα 48 Σύγκριση της ροπής και της BSFC μεταξύ συστημάτων δύο και τριών βυσμάτων

Ένας μόνο εγχυτήρας με τον ανοικτό θάλαμο καύσης θα είναι μια επιλογή για μικρής κλίμακας περιστροφικές μηχανές λόγω των περιορισμών χώρου. Οι Eiermann et al., (1993)

χρησιμοποίησαν έναν ενιαίο εγχυτήρα σε έναν ανοικτό θάλαμο καύσης ενός μικρού περιστροφικού κινητήρα με άμεση έγχυση με υποβοήθηση σπινθήρα, που τροφοδοτήθηκε με πετρέλαιο ντίζελ και με διάφορα αεριωθούμενα καύσιμα. Ο κινητήρας λειτούργησε επιτυχώς με σταθερή ταχύτητα και διάφορα φορτία για πολλαπλά καύσιμα. Η κατανάλωση καυσίμου που μετρήθηκε ήταν κάτω από 330 g/kWh σε διάφορα λειτουργικά καθεστώτα. Περαιτέρω εργασίες προτάθηκαν για τη βελτίωση της ισχύος του κινητήρα, της κατανάλωσης καυσίμου και της ευελιξίας λειτουργίας σε ένα ευρύτερο φάσμα στροφών και φορτίων. Οι Eiermann et al. αξιολόγησαν τη θέση του μπουζί αναφορικά με το ακροφύσιο του μπεκ ψεκασμού στο σύστημα απεικόνισης ψεκασμού καυσίμου και βελτίωσε τη θέση του μπουζί με βάση τα δεδομένα απόδοσης από τον πάγκο κινητήρα. Η επίδραση του βάθους σπινθήρων στην έναρξη του κινητήρα εκτιμήθηκε με δοκιμή διάφορων βάθους μπουζί με φλάντζες διαφόρων παχών. το αποτέλεσμα φαίνεται στην εικόνα 49.



Εικόνα 49 Επιρροή του βάθους του μπουζί στην αρχή του κινητήρα

Σαφώς, το βάθος του μπουζί πρέπει να είναι τουλάχιστον 1 mm ή μικρότερο για να έχει καλή αρχικοποίηση. Γενικά, ένας από τους πιο κρίσιμους παράγοντες που επηρεάζουν τις διεργασίες καύσης στον μικρού περιστροφικού κινητήρα SI με ανοικτό θάλαμο ενιαίας έγχυσης ήταν η καθυστέρηση ανάφλεξης του μίγματος καυσίμου-αέρα. Ένας απλός τρόπος για να βελτιωθεί η δυνατότητα έναυσης θα ήταν να χρησιμοποιηθεί ένα σύστημα ανάφλεξης με αρκετή ενέργεια, το οποίο θα μπορούσε εύκολα να αναφλέξει το μίγμα αερίου καυσίμου-αέρα. Η χρήση υψηλότερης ενέργειας ανάφλεξης καθίσταται κοινή στις σύγχρονες μηχανές GDi (Eiermann et al., 1993).

Οι Hoffman et al., (1994) σύγκριναν το σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα και το σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα σε περιστρεφόμενο κινητήρα διαστρωματικής φόρτισης (2013R SCORE). Η μέγιστη ισχύς του κινητήρα ήταν 340hp στις 8000rpm και ο CR ήταν 7.5:1. Εξοπλίστηκε με το διπλό σύστημα έγχυσης καυσίμου (δηλ. πιλοτικά και κύρια μπεκ

ψεκασμού), έναν υπερσυμπιεστή TD08H-23K-33 cm<sup>2</sup> και ένα σύστημα ανάφλεξης με δύο βύσματα Nihon Gaishi Kaisha (NGK) CZ02. Ο κινητήρας δοκιμάστηκε αρχικά με το σύστημα ανάφλεξης με το σύστημα ανάφλεξης με καυστήρα ως βασική γραμμή και στη συνέχεια το σύστημα ανάφλεξης με κασέτα αντικατάστασης αντικαταστάθηκε με ένα σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα D&V. Η μετάβαση στο σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα είχε ως αποτέλεσμα τη βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου, της δυνατότητας εκκίνησης του κινητήρα και της ποιότητας καύσης. Η παρατηρούμενη βελτίωση της BSFC για το σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα ήταν τόσο υψηλή σχεδόν στο 4% σε σύγκριση με το σύστημα ανάφλεξης με λάμψη. Ένας από τους λόγους για χαμηλότερες επιδόσεις του συστήματος ανάφλεξης με λάμψη θα μπορούσε να είναι το γεγονός ότι τα λάμπες πυράκτωσης ήταν εσοχικά τοποθετημένα στο περίβλημα, πράγμα που περιόριζε τη ροή μέσα και έξω από την πιλοτική κοιλότητα.

Ωστόσο, το σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα D&V δεν μπόρεσε να πυροδοτήσει τον κινητήρα στις ταχύτητες του κινητήρα άνω των 6500rpm. Αυτό το αποτέλεσμα αναφέρθηκε σε αδυναμία ενός συγκεκριμένου εξαρτήματος στο σύστημα ανάφλεξης και οδήγησε στην αξιολόγηση διαφόρων διαφορετικών συστημάτων ανάφλεξης με σπινθήρα. Πριν από αυτήν την αξιολόγηση, χρησιμοποιήθηκε το σύστημα ανάφλεξης FOE για να μελετήσει τις επιδράσεις του χρονισμού ανάφλεξης και της διάρκειας του συστήματος ανάφλεξης με σπινθήρα σε δύο στροφές κινητήρα (δηλ., 4000 και 7000rpm) χρησιμοποιώντας ένα μεταβλητό σύστημα ελέγχου έναρξης και διάρκειας ανάφλεξης. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ο χρόνος έναρξης της ανάφλεξης θα μπορούσε να είναι ανεκτός έως 10 ° καθυστέρηση και η απαιτούμενη διάρκεια ανάφλεξης ήταν τουλάχιστον 35 °. Παρατηρήθηκε επίσης ότι ο κινητήρας δεν μπόρεσε να ανεχτεί κανένα χρονοδιάγραμμα σπινθήρων αργότερα από το χρονοδιάγραμμα της έγχυσης πιλότου στις 7000 rpm και το ελαφρύ φορτίο. Ο βέλτιστος χρόνος ανάφλεξης βρέθηκε να είναι ο ίδιος με την έναρξη του χρονισμού της πιλοτικής έγχυσης. Η περίληψη των ευρημάτων από τις δοκιμές παρουσιάζεται στον πίνακα 1.

**Πίνακας 1 Ορισμός της κύριας ρύθμισης παραμέτρων ανάφλεξης**

Διάρκεια Spark	40 ° CA επιθυμητή για 150 έως 10.000 σ.α.λ.
Spark Energy	5000 mJ στις 150 rpm και 50 mJ στις 10.000 rpm. Μεταβάλλοντας γραμμικά μεταξύ 50 και 10.000 rpm με σταθερή διάρκεια σπινθήρα
Τάση σπινθήρων	35 kV για διάκενο σπινθήρων 1,78 mm με πίεση καύσης περίπου 21 bar

Τέσσερα διαφορετικά συστήματα ανάφλεξης αξιολογήθηκαν στην δοκιμή σε εξέδρα για την ανάπτυξη περιστροφικών κινητήρων σειράς 70 της NASA, η οποία συνοψίζεται στον πίνακα 2. Το σύστημα ανάφλεξης FOE επιλέχθηκε για συνεχή εργασία και κατασκευάστηκαν δύο συστήματα ανάφλεξης με βάση το σύστημα ανάφλεξης FOE.

**Πίνακας 2 Σημαντικές παράμετροι του συστήματος ανάφλεξης που επηρεάζουν την καύση (αναπαράγονται από τους Hoffman et al)**

Σύστημα Ανάφλεξης	Χαρακτηριστικό	Ταχύτητα Μηχανής (rpm)	Διάρκεια Σπινθήρων (°CA)	Ενέργεια Σπινθήρα (mJ)	Τάση Σπινθήρων (kV)
FOE (Autotronic)	Συνεχόμενος Σπινθήρας	150	80	6900	41
		10,000	40	50	41
MSD 7 (Autotronic)	Χωρητική πολλαπλή εκφόρτιση με σπινθήρα	150	28	280	35
		10,000	28	40	35
HiFire (Mallory)	Επαγωγικός μεμονωμένος σπινθήρας	150	1.8 (2 ms)	200	35
		10,000	72 (1.2 ms)	110	35
Plasmachine	Συνεχόμενος Σπινθήρας	Δεν έχει εξεταστεί			

Ο πίνακας 3 δείχνει τη σύγκριση των συστημάτων ανάφλεξης με σπινθηριστή FOE και ABB. Το σύστημα ανάφλεξης ABB εμφανίζει ελαφρώς χαμηλότερη διάρκεια σπινθήρων, ενέργεια σπινθήρων και τάση σπινθηρισμού σε σύγκριση με το σύστημα ανάφλεξης FOE. Η διαφορά τάσης σπινθήρων πιστεύεται ότι είναι το αποτέλεσμα της μεταβολής της προσομοιωμένης πίεσης καύσης. Οι δύο δοκιμές πραγματοποιήθηκαν σε σημαντικά διαφορετικά χρονικά διαστήματα στο δοχείο πίεσης δοκιμής. Το σύστημα ανάφλεξης ABB εμφάνισε λανθασμένη ψύξη στις 5000 rpm. Το σύστημα ανάφλεξης FOE παρουσίασε ελαφρώς καλύτερη λειτουργία κινητήρα από το σύστημα ABB. Θεωρήθηκε ότι η ελαφρώς κακή λειτουργία του κινητήρα με το σύστημα ανάφλεξης ABB οφείλεται στην ελαφρώς μικρότερη διάρκεια σπινθήρα, επειδή τα δύο συστήματα ήταν ουσιαστικά τα ίδια. Το έργο δεν συνεχιζόταν λόγω άλλων προτεραιοτήτων και το αποτέλεσμα ήταν ασαφές.

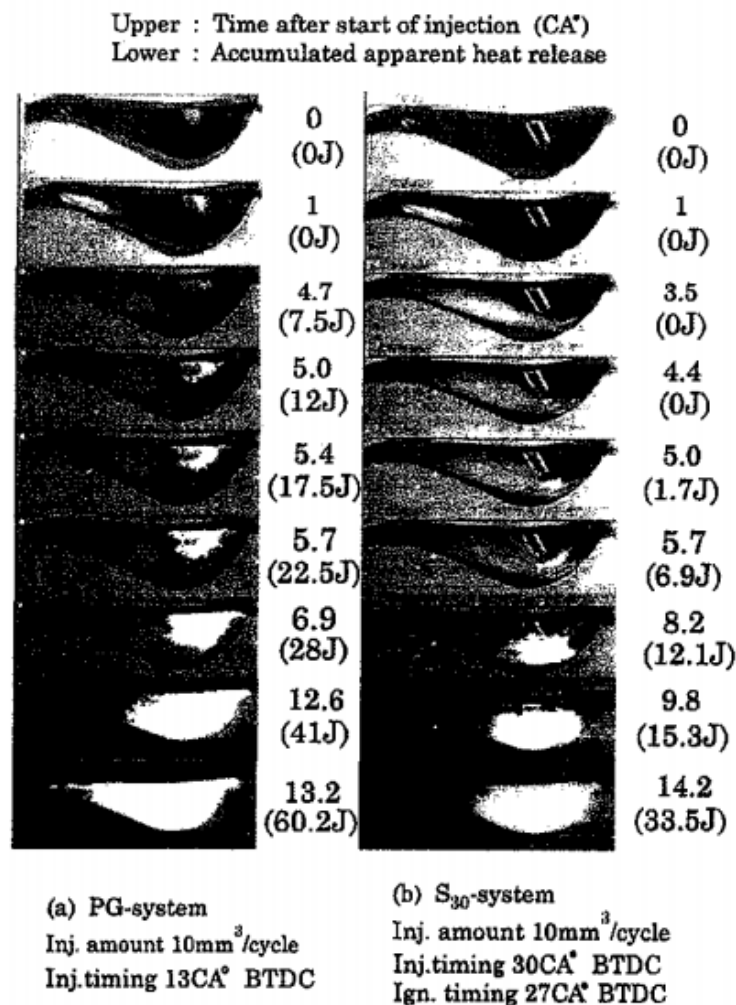
**Πίνακας 3 Σύγκριση των συστημάτων ανάφλεξης FOE και ABB**

Σύστημα Ανάφλεξης	Χαρακτηριστικό	Ταχύτητα Μηχανής (rpm)	Διάρκεια Σπινθήρων (°CA)	Ενέργεια Σπινθήρα (mJ)	Τάση Σπινθήρων (kV)
FOE (Autotronic)	Συνεχόμενος Σπινθήρας	150	80	6900	41
		10,000	40	50	41
ABB	Συνεχόμενος Σπινθήρας	150	78	6700	38
		10,000	36	44	38



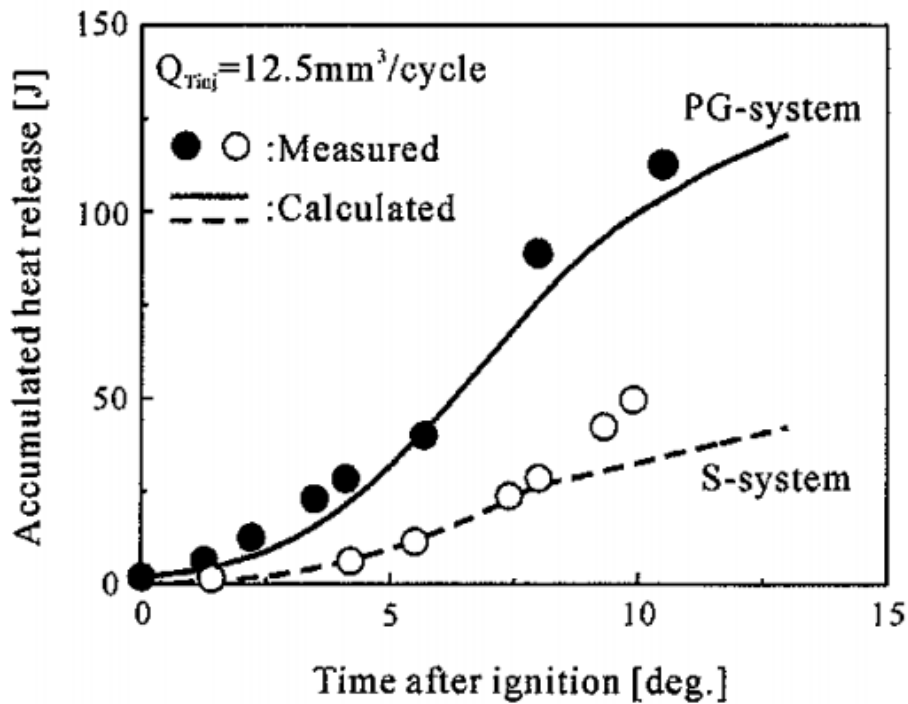
Σε αντίθεση με τα ευρήματα των Hoffman et al., οι Muroki & Moriyoshi (2000) παρατήρησαν ότι ένα σύστημα ανάφλεξης με πυρακτωτή πηγή πυρακτώσεως έδειξε καλύτερη ανάφλεξη και βελτιωμένα χαρακτηριστικά καύσης, ιδιαίτερα στην περιοχή του άπαχου μίγματος, σε σύγκριση με το σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα. Αν και χρησιμοποίησαν ένα μοντέλο θαλάμου καύσης Wankel σε δίχρονο κινητήρα ντήζελ, αυτό το αποτέλεσμα σημαίνει ότι η χρήση ενός συστήματος ανάφλεξης με ανάφλεξη μπορεί να δώσει διαφορετικό αποτέλεσμα για διαφορετικές διαμορφώσεις κινητήρων και μεθόδους δοκιμών. Επομένως, δεν πρέπει να αποκλειστεί το σύστημα ανάφλεξης με βαλβίδα ανάφλεξης για περαιτέρω αξιολόγηση.

Οι Muroki et al., (2001) διεξήγαγαν περαιτέρω έρευνα σχετικά με τη σύγκριση των συστημάτων ανάφλεξης με σπινθηριστή και του συστήματος ανάφλεξης των μπουζί σε προσομοιωμένη περιστροφική μηχανή στρωματοποιημένου φορτίου με άμεση ένεση, χρησιμοποιώντας τόσο το πείραμα όσο και την αριθμητική προσομοίωση. Οι εικόνες υψηλής ταχύτητας της εικόνας 50 δείχνουν ότι η φλόγα διαδόθηκε στην κατεύθυνση και στις λοξές γωνίες του θαλάμου καύσης με το σύστημα ανάφλεξης του αναφλεκτήρα. Ωστόσο, η φλόγα δεν μπόρεσε να φτάσει στις περιοχές εκσκαφής του θαλάμου καύσης με το σύστημα ανάφλεξης του μπουζί.



Εικόνα 50 Σύγκριση εικόνων υψηλής ταχύτητας σχετικά με την διαδικασία ανάφλεξης ανάμεσα σε ένα σύστημα PG και ένα σύστημα S

Στην εικόνα 51, το σύστημα ανάφλεξης του σπινθηριστήρα παρουσιάζει σημαντικά υψηλότερη απελευθέρωση συσσωρευμένης θερμότητας από το σύστημα ανάφλεξης του μπουζί. Αυτό δείχνει ότι το σύστημα ανάφλεξης του αναφλεκτήρα είχε περισσότερη ενέργεια ανάφλεξης από το σύστημα ανάφλεξης των μπουζί, όπως φαίνεται στο σχήμα 53. Συνεπώς, δεν ήταν μια δίκαιη σύγκριση μεταξύ των συστημάτων ανάφλεξης των σπινθήρων και των καυστήρων. Προφανώς, η ποσότητα της ενέργειας ανάφλεξης έχει σημαντική επίδραση στην ανάφλεξη του μείγματος καυσίμου-αέρα στρωματοποιημένου φορτίου. Ως εκ τούτου, περισσότερη ενέργεια ανάφλεξης θα επέτρεπε την έναρξη της καύσης των πιο ελαφρών μιγμάτων.



Εικόνα 51 Διαχρονική μεταβολή της ανάφλεξης ποσότητας συσσωρευμένης απελευθέρωσης θερμότητας τόσο για τον υπολογισμό όσο και για τη μέτρηση

## 5. ΠΑΡΟΥΣΙΑ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΚΑΙ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΘΕΩΡΗΣΗ ΤΩΝ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

### 5.1 Γενικά

Ο θεμελιώδης μηχανισμός του περιστροφικού κινητήρα (RE) επινοήθηκε από τον Δρ Felix Wankel ο οποίος είχε διεξαγάγει εμπειριστατωμένες έρευνες σχετικά με την ομαλότητα των κεντροειδών κινήσεων των κινούμενων μερών. Ο περιστροφικός κινητήρας δεν διαθέτει παλινδρομικά έμβολα και βαλβίδες που αποτελούν τις πηγές κραδασμών και τα εμπόδια για την αύξηση της ταχύτητας του κινητήρα. Γενικά, αναρροφά μια μεγαλύτερη ποσότητα αέρα ανά μονάδα όγκου του κιβωτίου κινητήρα από ό, τι ένας εμβολοφόρος κινητήρας, επειδή το φορτίο ρέει συνεχώς από ένα θάλαμο διαδρομής εισαγωγής διαμέσου ενός θαλάμου διαδρομής εξαγωγής. Ως εκ τούτου, τα εγγενή χαρακτηριστικά του περιστροφικού είναι οι λιγότεροι κραδασμοί, το συμπαγές μέγεθος, το μικρό βάρος και η υψηλή απόδοση.

Έχουν περάσει πάνω από 3 δεκαετίες από τότε που η Mazda άρχισε να αναπτύσσει τον περιστροφικό κινητήρα. Η Mazda έχει παράγει εκατομμύρια αυτοκίνητα με περιστροφικούς κινητήρες που εκμεταλλεύονται τα χαρακτηριστικά που αναφέρονται παραπάνω. Λαμβάνοντας υπόψη την πραγματική παραγωγή, μπορεί να ειπωθεί ότι ο περιστροφικός κινητήρας διαδραματίζει σημαντικό ρόλο ως μηχανή αυτοκινήτου. Έχουν διεξαχθεί αρκετές έρευνες από πολλές εταιρείες και ινστιτούτα σχετικά με τις προηγμένες και πολλαπλές τροφοδοτούμενες μονάδες περιστροφικών κινητήρων για ευρεία χρήση σε διάφορους τομείς, εκτός από τη χρήση στην αυτοκίνηση, όπως στην αεροδιαστημική, την θαλάσσια και βιομηχανική χρήση (Meng & Hady, 1984; Chen et al., 1986).

Όταν εξετάζουμε τη διαδικασία ανάπτυξης του περιστροφικού κινητήρα για πρακτική χρήση, τα θέματα μπορούν να ταξινομηθούν σε τρεις τεχνικούς τομείς. Το πρώτο είναι η ανάπτυξη της στεγανοποίησης αερίου και ενός συστήματος ολίσθησης επιφάνειας μέσω της λίπανσης, το οποίο είναι απαραίτητο για να μειωθεί η τριβή και η φθορά των σφραγίδων και των περιβλημάτων. Ο δεύτερος τομέας είναι η ανάπτυξη τεχνολογιών καύσης και ελέγχου των εκπομπών για τη βελτίωση της οικονομίας καυσίμου σύμφωνα με τα πρότυπα εκπομπών. Ο τρίτος τομέας είναι η ανάπτυξη τεχνολογιών υψηλής απόδοσης για την εντατικοποίηση των εγγενών χαρακτηριστικών του περιστροφικού κινητήρα.

### 5.2 Ανάπτυξη της Τεχνολογίας των Περιστροφικών Κινητήρων

Η ανάπτυξη των τεχνολογιών περιστροφικών κινητήρων για την αυτοκινητοβιομηχανία, τις οποίες εισήγαγε η Mazda για πρακτική χρήση, ξεκίνησε κατά τα μέσα της δεκαετίας του 1970. Κατά την χρονική αυτή περίοδο, πραγματοποιήθηκε εκτενής έρευνα σχετικά με το Lean-burn στους περιστροφικούς κινητήρες, για καλύτερη εξοικονόμηση καυσίμου σύμφωνα με τα αυστηρά πρότυπα εκπομπής καυσαερίων που εμφανίστηκαν μετά τις πετρελαϊκές κρίσεις. Στη δεκαετία του 1980, ξεκίνησε η ανάπτυξη μιας υψηλότερης απόδοσης (Nagao et al., 1987).

#### 5.2.1 Καύση Φτωχού Μίγματος στους Περιστροφικούς Κινητήρες

Κατά την αρχική περίοδο, ως σύστημα ελέγχου εκπομπών χρησιμοποιήθηκε σύστημα θερμικών αντιδραστών, επειδή ήταν κατάλληλο για τα χαρακτηριστικά εκπομπής του

περιστροφικού κινητήρα, όπως λιγότερα NOx, περισσότερο HC και συγκριτικά υψηλότερες θερμοκρασίες αερίων στα καυσαέρια από εκείνες του κινητήρα με παλινδρομικό σύστημα, και επειδή είχε καλή εφαρμογή για καύσιμα με μόλυβδο. Προκειμένου να επιτευχθεί μια βελτιωμένη, φτωχότερη αντίδραση, υιοθετήθηκε ένα σύστημα προθέρμανσης δευτερεύοντος αέρα και ένας θερμομονωτικός παράγων θύρας εξάτμισης. Ωστόσο, αποδείχθηκε ότι καθιστώντας το μίγμα αραιό τείνει να περιορίζει την αποτελεσματικότητα του συστήματος θερμικού αντιδραστήρα (Shimamura & Tadokoro, 1981).

Γενικά, ένα σύστημα καταλύτη είναι επωφελές για τη βελτίωση της οικονομίας καυσίμου επειδή διατηρεί υψηλή απόδοση μετατροπής υπό χαμηλή θερμοκρασία καυσαερίων εξαιτίας της καύσης φτωχού μίγματος (Shimamura & Tadokoro, 1981).

Κατά συνέπεια, το Lean Burn στους περιστροφικούς κινητήρες, με σύστημα καταλύτη εισήχθη για πρακτική χρήση στις αρχές αυτής της δεκαετίας. Δύο βασικά προβλήματα έπρεπε να ξεπεραστούν για την υιοθέτηση του καταλύτη, τη μείωση των υδρογονανθράκων προς την κατεύθυνση του καταλύτη για την πρόληψη της υποβάθμισης της θερμότητας και την ανάπτυξη ενός συστήματος καταλυτικού μετατροπέα υψηλής απόδοσης. Τα θέματα αυτά επιλύθηκαν ως εξής (Shimamura & Tadokoro, 1981):

- A) Μείωση πρωτογενών υδρογονανθράκων
  - Βελτιωμένες σφραγίδες αερίου με ελαστικό υλικό στεγανοποίησης
  - Σύστημα ανάφλεξης υψηλής ενέργειας με μπουζί με 4 ηλεκτρόδια
  - Σύστημα ελέγχου επιβράδυνσης τύπου βαλβίδας κλείστρου
- B) Ανάπτυξη συστήματος εξάτμισης με μεγαλύτερη απόδοση μετατροπής.
  - Αντιδραστική εξάτμιση πολλαπλή εξαγωγής για καλύτερη προθέρμανση
  - Ένας μετατροπέας με καταλύτη τύπου 2 κλινών
  - Σύστημα δευτερογενούς αερισμού για αποτελεσματικό έλεγχο των εκπομπών υπό διάφορες συνθήκες οδήγησης

Με την εισαγωγή αυτών των τεχνολογιών, το Lean-Burn RE με καταλυτικό σύστημα πραγματοποίησε βελτίωση της οικονομίας καυσίμου κατά περίπου 20% υπό τη λειτουργία LA-4 και κατά 30% σε κατάσταση ρελαντί.

### 5.2.2 Υψηλή Απόδοση Περιστροφικών Κινητήρων

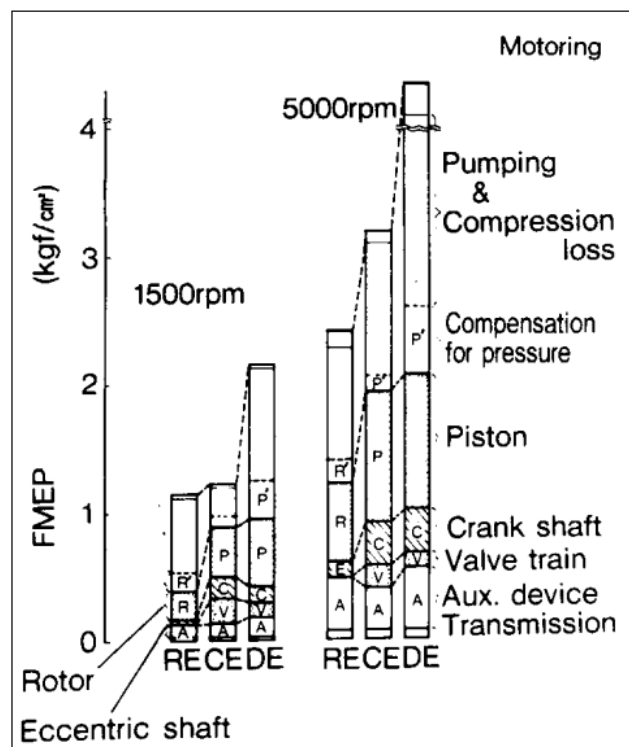
Στο πρώτο στάδιο κατασκευής μιας μηχανής υψηλής απόδοσης, εγκαταστάθηκε στο Lean Burn RE ένα σύστημα 6-θυρών, το οποίο είναι ένα είδος μηχανισμού χρονισμού μεταβλητής θύρας. Το σύστημα αυτό επέτρεψε να ξεπεραστούν τα προβλήματα εξοικονόμησης καυσίμου με χαμηλή ταχύτητα και απόδοση σε υψηλή ταχύτητα (Muroki, 1984).

Στο επόμενο στάδιο, το καρμπυρατέρ αντικαταστάθηκε από ένα EGI (Electric Gasoline Injection) και εισήχθη ένας στροβιλοσυμπιεστής (Muroki, 1984). Δεδομένου ότι ο περιστροφικός κινητήρας δεν έχει βαλβίδα εξαγωγής, η υψηλή ενεργειακή απόδοση των καυσαερίων οδηγεί τον στρόβιλο κρούσης αποτελεσματικά. Για να βελτιωθεί περαιτέρω η απόκριση και τα χαρακτηριστικά ροπής σ' ένα ευρύ φάσμα στροφών, αναπτύχθηκε ο στροβιλοσυμπιεστής τύπου twin-scroll. Μαζί με τη μεγέθυνση του όγκου μετατόπισης από 573 cc x 2 (Τύπος 12A) σε 654 cc x 2 (Τύπος 13B), αναπτύχθηκε ένα νέο σύστημα εισαγωγής δυναμικού εφέ, το οποίο ονομάζεται Super Injection (Nagao et al., 1987).

Στη διαδικασία ανάπτυξης της προαναφερθείσας υψηλής απόδοσης περιστροφικών κινητήρων, έχουν εφαρμοστεί διάφορα είδη τεχνικών για τη βελτίωση της στεγανοποίησης αερίων, της λίπανσης και της καύσης. Οι βασικές τεχνικές για τον περιστροφικό κινητήρα εξηγούνται στην συνέχεια.

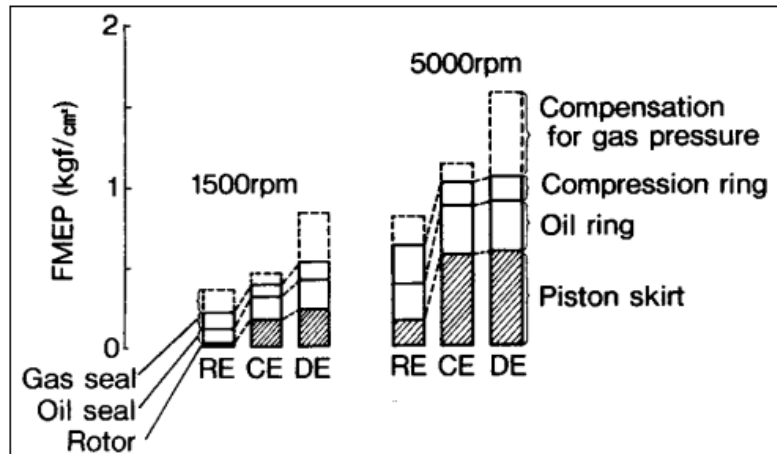
### 5.3 Υφιστάμενες Τεχνικές για Περιστροφικούς Κινητήρες και Ανάλυση της Μηχανικής Τριβής

Στην εικόνα 52 παρουσιάζεται η απώλεια τριβής του περιστροφικού κινητήρα (RE) σε σύγκριση με εκείνη του κινητήρα βενζίνης (CE) με παλινδρομική κίνηση και του πετρελαιοκινητήρα (DE) που έχει σχεδόν τον ίδιο όγκο μετατόπισης. Οι συντελεστές τριβής αναλύθηκαν με τη μέθοδο της ταινίας κατά την οδήγηση. Η απώλεια τριβής του RE είναι μικρότερη από αυτή των παλινδρομικών κινητήρων, ειδικά στην περιοχή υψηλών ταχυτήτων. Το RE έχει μια τόσο μικρή τριβή συνολικά επειδή έχει μικρότερη τριβή στον ρότορα από ότι οι παλινδρομικοί κινητήρες στο έμβολο και δεν έχει τριβή με τρεξίματα βαλβίδων. Αυτά τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ο περιστροφικός κινητήρας είναι κατάλληλος για χρήση σε υψηλές ταχύτητες (Nagao et al., 1987).



Εικόνα 52 Απώλεια τριβής των RE, CE, DE

Ωστόσο, η τριβή των σφραγίδων αερίων είναι μεγαλύτερη από αυτή των εμβόλων. Επιπλέον, όπως φαίνεται στην εικόνα 53, η τριβή της σφραγίδας αερίων επηρεάζεται σημαντικά από την πίεση των αερίων, επειδή οι σφραγίσεις επηρεάζονται από την πίεση κάτω από τις σφραγίσεις αερίου πάνω σε μεγαλύτερη περιοχή και μεγαλύτερη περίοδο από ότι οι δακτύλιοι εμβόλου. Ως εκ τούτου, ένα πρόβλημα είναι να μειωθεί η περιοχή αντίθλιψης των φιαλών αερίου. Από την άλλη πλευρά, είναι σημαντικό να μειωθεί η διαρροή αερίου, ιδίως στο εύρος των χαμηλών στροφών του κινητήρα (Nagao et al., 1987).

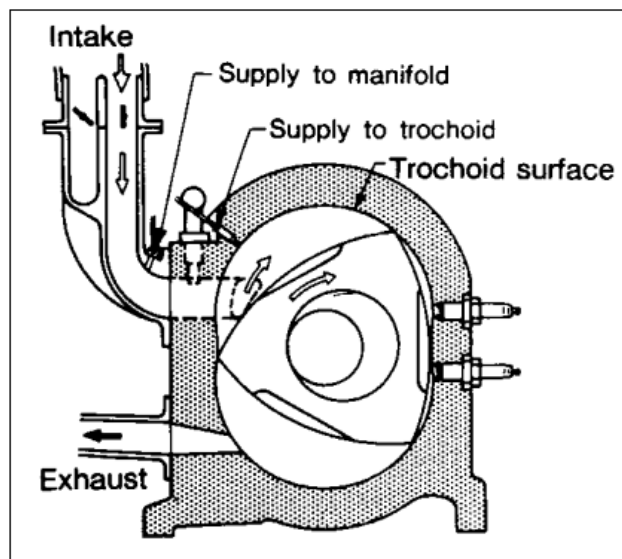


Εικόνα 53 Απώλεια τριβής του περιστροφικού και εμβολοφόρου κινητήρα

## 5.4 Βελτίωση της Λίπανσης της Σφραγίδας Κορυφής

### 5.4.1 Άμεση έγχυση λιπαντικού ελαίου.

Οι συνθήκες λίπανσης για τα στεγανοποιητικά στελέχη κορυφής που ολισθαίνουν στην επιφάνεια των τροχοϊδών επιφανειών καθίστανται ολοένα και πιο έντονες, αυξάνοντας την απόδοση εξόδου. Το σύστημα άμεσης τροφοδοσίας λαδιού, όπως φαίνεται στην εικόνα 54, επέτρεψε την μείωση της κατανάλωσης λαδιού λίπανσης κατά 1/3 - 1/5 από εκείνη του συμβατικού συστήματος τροφοδοσίας πολλαπλών σωλήνων (Ohzeki et al., 1985).

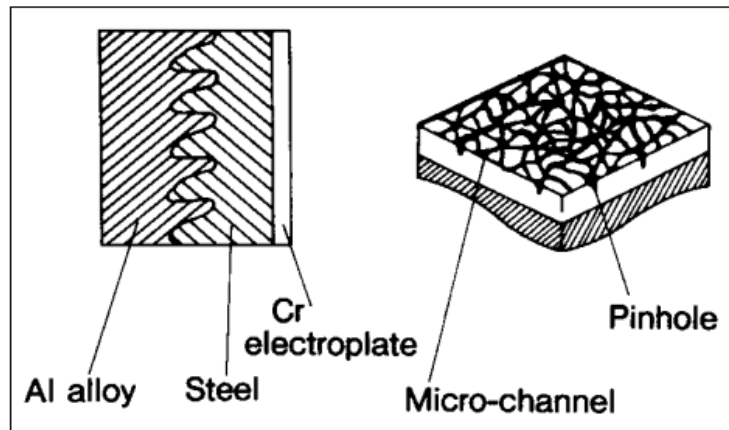


Εικόνα 54 Άμεση παροχή λιπαντικού στον περιστροφικό κινητήρα

### 5.4.2 Επιφανειακή επεξεργασία επί επιμετάλλωσης Cr της Τροχοειδούς

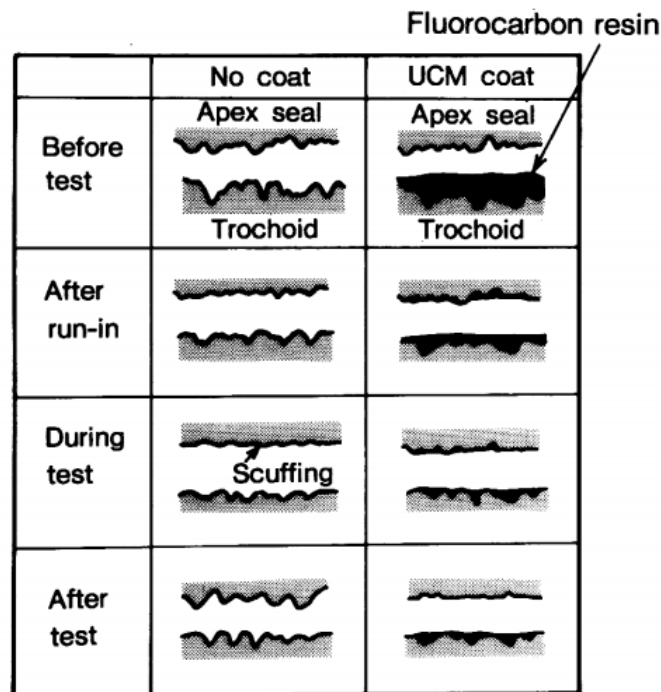
Η εσωτερική επιφάνεια ενός περιβλήματος στροφέα από κράμα αλουμινίου σχηματίζεται από ένα μεταλλικό φύλλο σχήματος τροχοειδούς με σκληρή επίστρωση χρωμίου επάνω του, όπως φαίνεται στην εικόνα 55. Η επιμήκυνση Cr επιμετάλλωσης πορώδους μικροκαναλιών (MCP) είναι το πιο προηγμένο σχέδιο. Η επιφάνειά του έχει γίνει πιο ανθεκτική στη φθορά, παρέχοντας πόρους για καλύτερη κατακράτηση και διανομή λιπαντικού. Με τη χρήση της επιμετάλλωσης με MCP Cr, η φθορά του τοιχώματος των τροχοϊδών έχει μειωθεί

κατά 50% σε σύγκριση με εκείνη της συμβατικής πορώδους επιμετάλλωσης (Muroki & Miyata, 1986).



Εικόνα 55 Κατασκευή πορώδους Cr με μικρο-канάλια

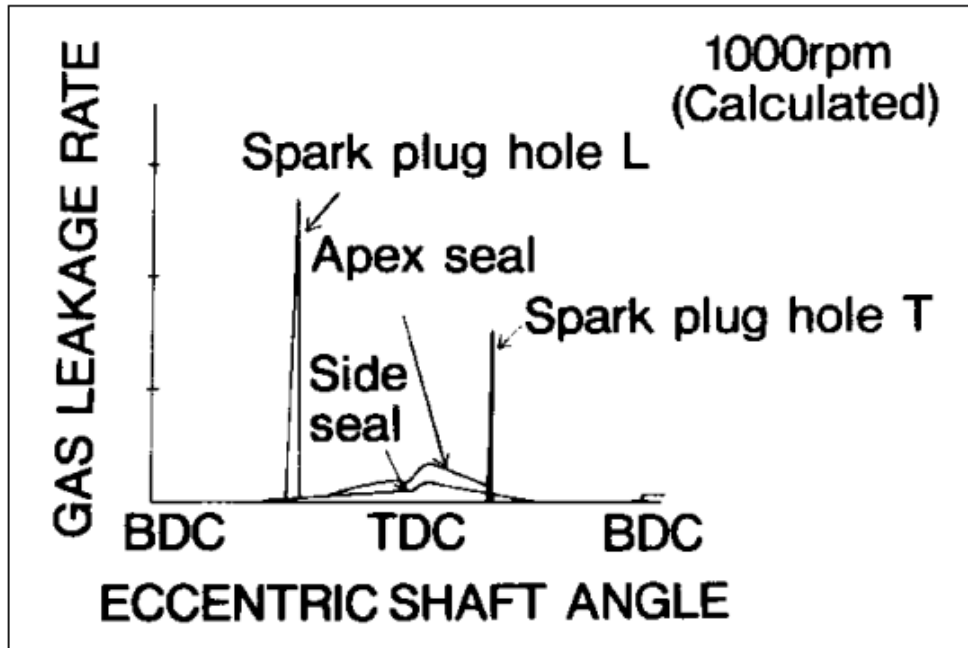
Για να μειωθεί περαιτέρω η τριβή και η φθορά των σφραγίδων κορυφής κάτω από ανεπαρκή παροχή υγρών λιπαντικών, εφαρμόστηκε επικάλυψη με ρητίνη φθοροάνθρακα πάνω στο MCH-Cr τοίχωμα του τροχοειδούς. Το αποτέλεσμα ήταν ότι η παραπάνω επικάλυψη επέτρεψε τη μείωση της φθοράς των στεγανωτικών επιστρώσεων στο 1/8 της συμβατικής επικάλυψης MCP, ειδικά κάτω από συνθήκες πράσινου κινητήρα, επειδή η ρητίνη φθοροάνθρακα, ένα στερεό λιπαντικό, δεν έχει κολλήσει και διαθέτει μειωμένα χαρακτηριστικά τριβής. Η εικόνα 56 δείχνει ένα μηχανισμό συμβατότητας μεταξύ σφράγισης κορυφής και Cr επίστρωσης με και χωρίς την επίστρωση ρητίνης φθοροάνθρακα (ονομάζεται επίστρωση υλικού Un-Coherence Material) (Shidahara et al., 1985).



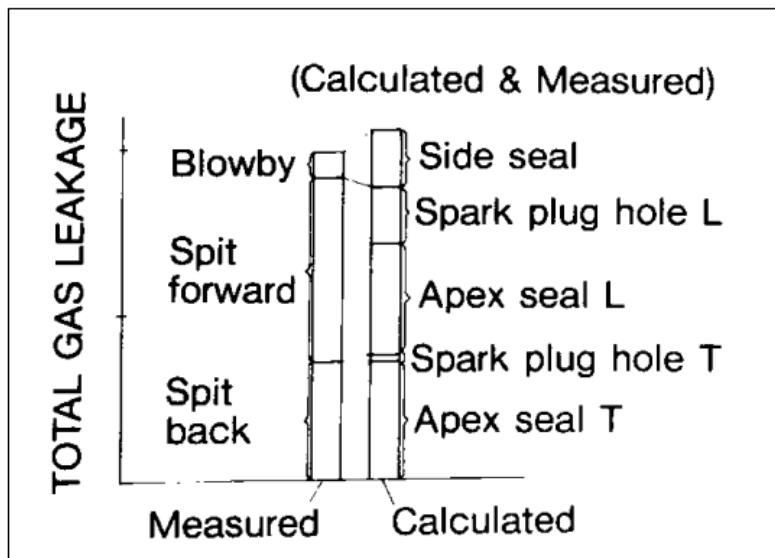
Εικόνα 56 Μηχανισμός συμβατότητας

## 5.5 Βελτίωση των Σφραγίδων Αερίων

Στην εικόνα 57 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά διαρροής αερίου εκάστου παράγοντα και η εικόνα 58 δείχνει τη συνολική ποσότητα διαρροής. Η μεγαλύτερη διαρροή οφείλεται στις σφραγίδες κορυφής. Ωστόσο, η διαρροή από τις οπές των μπουζί, που συμβαίνει όταν τα στεγανοποιητικά της κορυφής διέρχονται από την οπή, δεν είναι αμελητέα (Nagao, 1986).



Εικόνα 57 Χαρακτηριστικά διαρροής αερίου

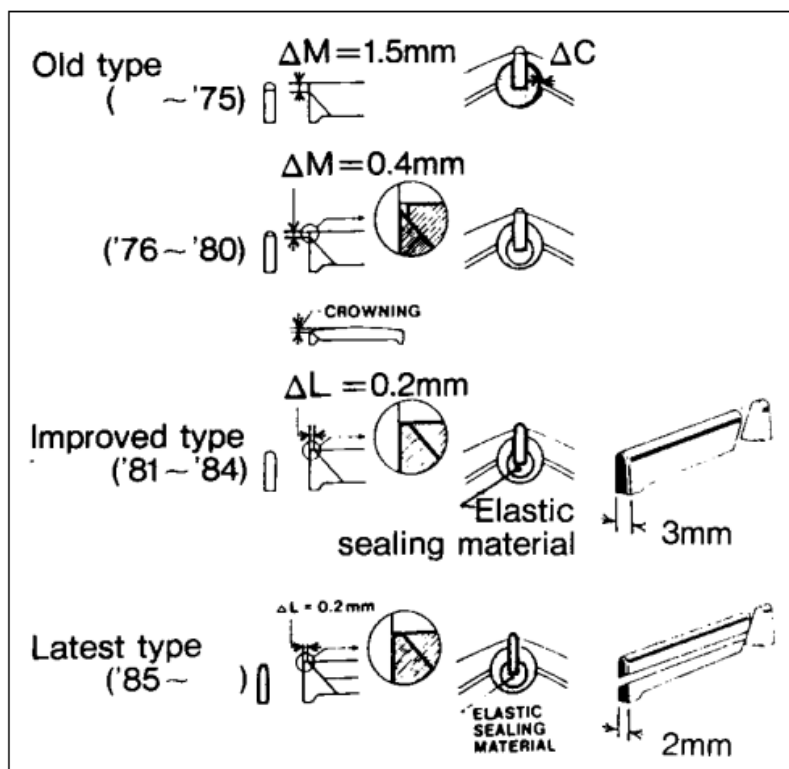


Εικόνα 58 Συνολική διαρροή αερίου

Για να περιοριστεί η διαρροή από τις σφραγίδες κορυφής, είναι σημαντικό να μειωθεί η απόσταση των γωνιακών σφραγίδων. Η ανάπτυξη και των δύο τύπων σφραγίδων φαίνεται στην εικόνα 59. Η πιο προοδευτική στεγανοποίηση κορυφής αποτελείται από τρία



κομμάτια μειωμένου πλάτους, τα οποία βελτιώνουν την πρόσφυση τους στο τοίχωμα του καναλιού σφράγισης. Λόγω αυτού, μειώθηκε όχι μόνο η διαρροή αλλά και η τριβή των στεγανωτικών επιστρώσεων κορυφής (Tatsutomi et al., 1986; Shimamura & Tadokoro, 1981).



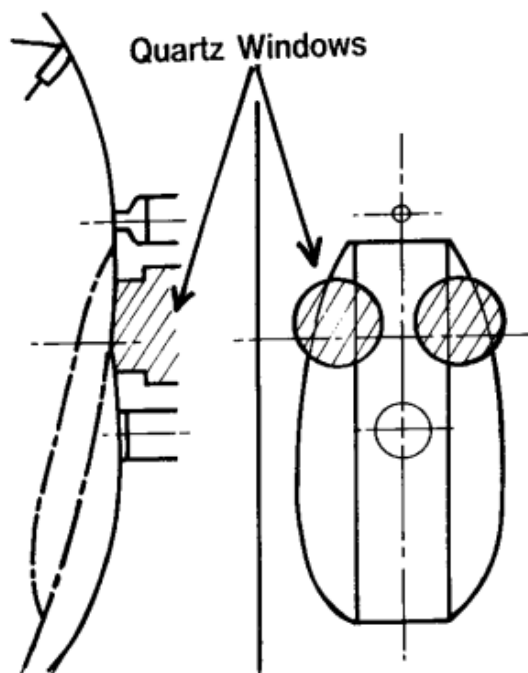
Εικόνα 59 Βελτίωση των σφραγίδων αερίου

## 5.6 Βελτίωση Της Καύσης

Προκειμένου να βελτιωθεί η καύση σε έναν περιστροφικό κινητήρα, είναι απαραίτητο να κατανοηθεί η επίδραση της ροής συμπίεσης στη διάδοση της φλόγας, επειδή η κίνηση του δρομέα δημιουργεί ισχυρή συμπίεση στην κατεύθυνση της περιστροφής. Για το σκοπό αυτό, τα μοτίβα του squish απεικονίστηκαν κοντά στο TDC της διαδρομής συμπίεσης σε έναν διαφανή κινητήρα χρησιμοποιώντας μια τεχνική εντοπισμού σπινθήρων. Από την έρευνα προέκυψε ότι στην περιοχή του οπίσθιου άκρου της εσοχής του δρομέα, το σχέδιο ροής επηρεάζεται έντονα από το σχήμα της εσοχής (Yoshioka et al., 1986).

### 5.6.1 Διάδοση της Φλόγας.

Η σχέση μεταξύ σάρωσης και διάδοσης φλόγας διασαφηνίστηκε με τη χρήση φωτοτεχνικής υψηλής ταχύτητας και μονής κατεύθυνσης μοντέλου διάδοσης φλόγας. Η εικόνα 60 παρουσιάζει τη θέση των παραθύρων χαλαζία στην περιοχή μεταξύ των δύο μπουζί, T και L, στο περίβλημα (Nagao et al., 1985).



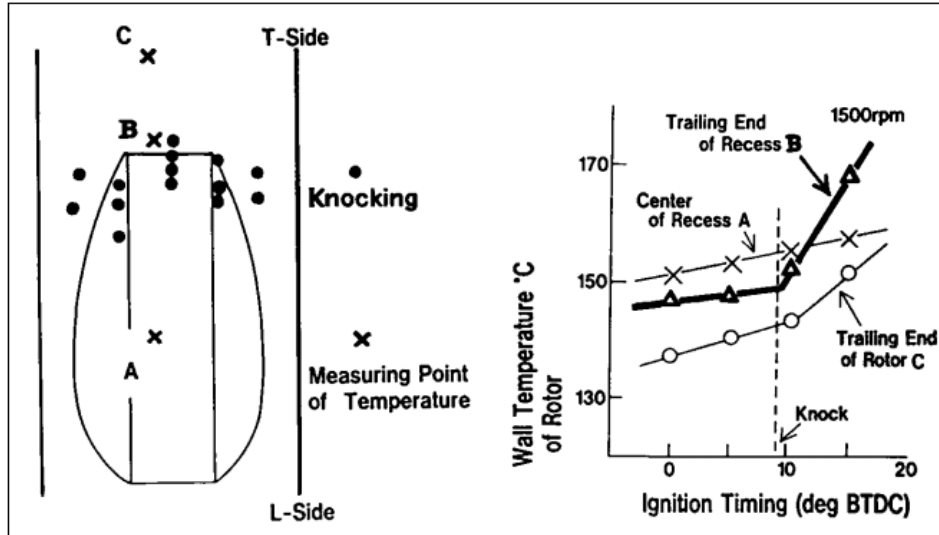
Εικόνα 60 Θέσεις παραθύρων χαλαζία για φωτο-τεχνική

Η συμπεριφορά δύο εμπρόσθιων φλόγων, TL και LT, παρατηρήθηκε να πλησιάζει η μία την άλλη. Αν και η περιοχή που μπορεί να φανεί περιορίζεται στα προαναφερθέντα παράθυρα, προέκυψε ότι η φλόγα TL διαδίδεται γρήγορα οδηγώντας την κατεύθυνση, αλλά η φλόγα LT κινείται αρκετά αργά με κατεύθυνση προς τα πίσω. Η συμπεριφορά όλων των φλογών σε ολόκληρο τον θάλαμο καύσης προβλέφθηκε χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο καύσης το οποίο είχε ήδη επαληθευτεί με μετρήσεις από τη μέθοδο ιονισμένου διακένου. Η φλόγα TT η οποία διαδίδεται κατά την κατεύθυνση από την πίσω πλευρά του μπουζί, παρουσιάζει ένα σύνθετο φαινόμενο, επειδή η φλόγα επηρεάζεται έντονα από το σπάσιμο (Nagao et al., 1985).

Η καύση με δύο μπουζί είναι αποτελεσματική για τη βελτίωση της θερμικής απόδοσης. Στον περιστροφικό κινητήρα, είναι σημαντικό να βοηθηθεί η καύση χρησιμοποιώντας το μπροστινό μπουζί, διότι η φλόγα στην περιοχή που ακολουθεί ψύχεται με ισχυρό σβήσιμο.

### 5.6.2 Το Φαινόμενο Knocking

Στην εικόνα 61 παρουσιάζονται τα σημεία όπου συμβαίνει το φαινόμενο knocking στους περιστροφικούς κινητήρες. Το χτύπημα συμβαίνει κοντά στο οπίσθιο άκρο της εσοχής του στροφέα όταν δημιουργείται ισχυρό σκούπισμα. Παρατηρήθηκε το χτύπημα σαν μια πολύ φωτεινή φλόγα που απλώθηκε απότομα. Προκειμένου να αυξηθεί ο λόγος συμπίεσης ή η πίεση φόρτισης για μεγαλύτερη απόδοση, είναι σημαντικό να βελτιωθούν τα χαρακτηριστικά καύσης και ψύξης στην περιοχή όπου συμβαίνει το χτύπημα (Nagao et al., 1985).



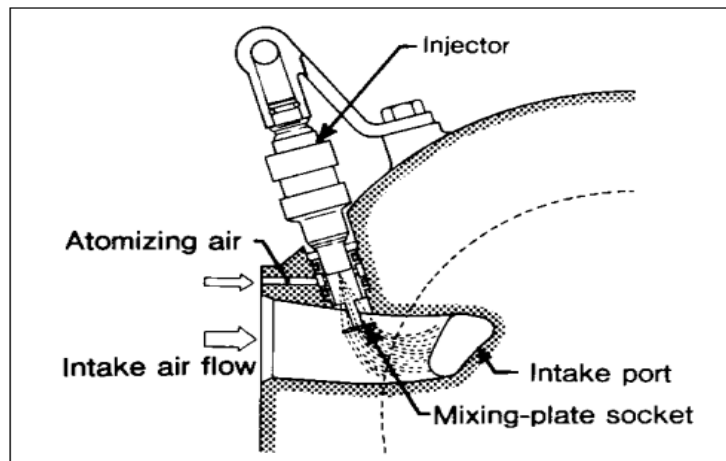
Εικόνα 61 Θέση του χτυπήματος και της θερμοκρασίας του τοιχώματος του ρότορα

## 5.7 Βελτίωση της Αποτελεσματικής Φόρτισης

### 5.7.1 Εγχυτήρας καυσίμου με θάλαμο ανάμιξης

Αν και το ηλεκτρονικό σύστημα ψεκασμού καυσίμου έχει κάποιο όφελος στην αποδοτικότητα της φόρτισης όταν συγκρίνεται με το συμβατικό σύστημα καρμπρατέρ, είναι ακόμα αναγκαίο να βελτιωθεί η ψεκασμός του ψεκαστήρα από τον εγχυτήρα.

Συνεπώς, έχει αναπτυχθεί ένας νέος εγχυτήρας με υποδοχή πλάκας ανάμιξης, ο οποίος προωθεί την ανάμιξη αέρα και καυσίμου με τον αέρα ψεκασμού κατευθυνόμενο στον υποδοχέα ακροφυσίου σε χαμηλές στροφές κινητήρα και με πλάκα ανάμιξης που φέρει έναν αριθμό μικρών οπών σε ανοιχτό από την πλευρά των πλαστικών σωλήνων σε υψηλότερες ταχύτητες, όπως φαίνεται στο σχήμα της εικόνας 62. (Muroki, 1984).

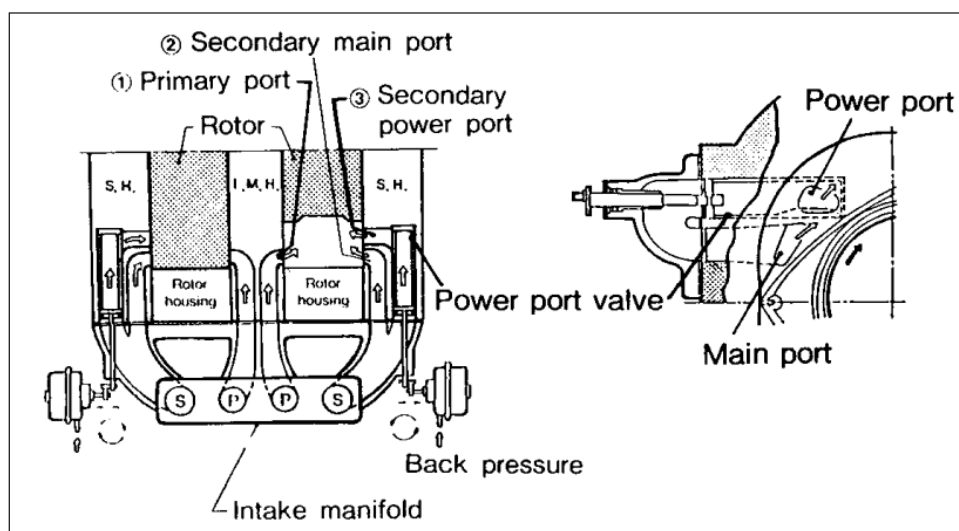


Εικόνα 62 Εγχυτήρας καυσίμου με υποδοχή ανάμιξης

### 5.7.2 Σύστημα Μεταβλητής Επαγωγής 6 Θυρών.

Το μεταβλητό σύστημα επαγωγής 6 θυρών έχει τρεις θύρες εισαγωγής ανά έναν δρομέα, δηλαδή την κύρια θύρα, τη δευτερεύουσα θύρα και την βοηθητική θύρα ισχύος, όπως

φαίνεται στην εικόνα 63. Η βοηθητική θύρα ισχύος ελέγχεται από μια κυλινδρική βαλβίδα που ενεργοποιείται από την πίεση εξαγωγής σύμφωνα με τη λειτουργία του κινητήρα. Η κύρια θύρα έχει μεγάλη ταχύτητα εισαγωγής αερίου και μια σύντομη περίοδο όπου τα ανοίγματα των θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής επικαλύπτονται για να βελτιώσουν την καύση και τη ροπή χαμηλού άκρου. Η θύρα βοηθητικής τροφοδοσίας αυξάνει την περιοχή ανοίγματος θύρας εισαγωγής και τη διάρκεια για να βελτιώσει την ισχύ κορυφής (Muroki, 1984).



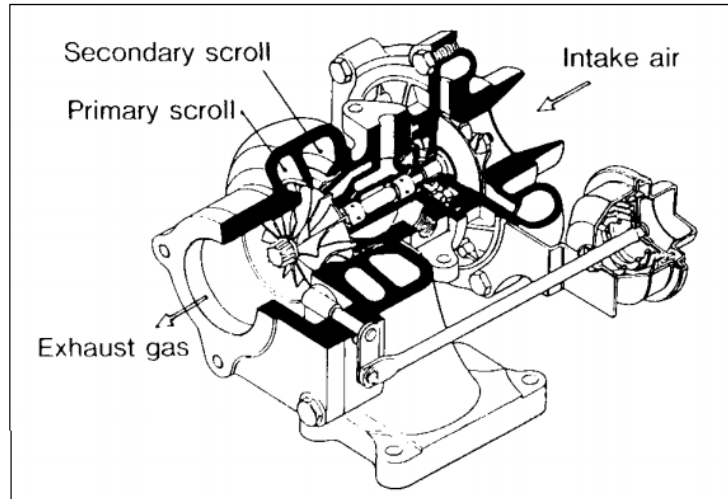
Εικόνα 63 Μεταβλητό σύστημα επαγωγής 6-θυρών

### 5.7.3 Σύστημα εισαγωγής δυναμικών αποτελεσμάτων

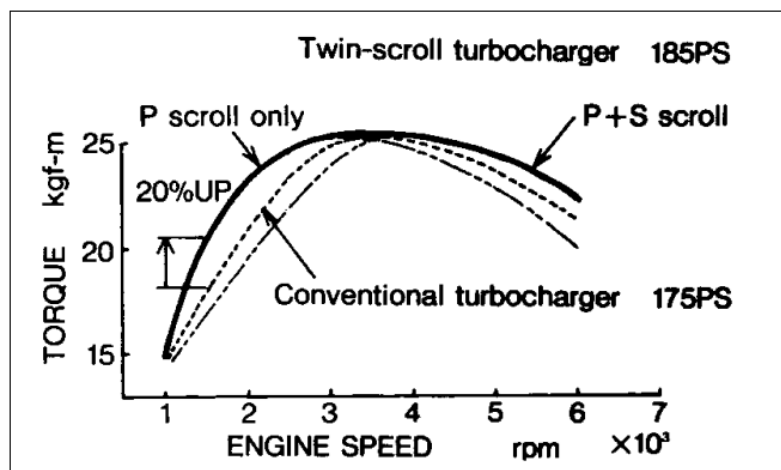
Το σύστημα εισαγωγής δυναμικού αποτελέσματος, αποτελείται από σχετικά μεγάλες διόδους εισόδου οι οποίες συνδέονται με ένα δυναμικό θάλαμο. Το σύστημα χρησιμοποιεί την επίδραση της παρεμβολής κύματος πίεσης μεταξύ των δύο δρομέων για να αυξήσει την απόδοση φόρτισης. Καθώς η θύρα εισαγωγής κλείνει, δημιουργείται ένα συμπιεσμένο κύμα πίεσης με την δική του αδράνεια στη δίοδο εισαγωγής. Καθώς αρχίζει να ανοίγει, συμβαίνει ένα άλλο κύμα πίεσης λόγω της αντίθετης ροής του υπολειμματικού αερίου από το θάλαμο καύσης μέσα στη δίοδο εισαγωγής. Αυτά τα δύο κύματα πίεσεως τροφοδοτούν περισσότερο αέρα στην άλλη θύρα, εξαιτίας τόσο των χαρακτηριστικών ταχείας ανοίγματος-κλεισίματος όσο και των μακροπρόθεσμων χαρακτηριστικών πρόσληψης-επικάλυψης των θυρίδων εισαγωγής του περιστροφικού κινητήρα (Muroki, 1984).

### 5.7.4 Twin Turbocharger

Γενικά, η χρήση ενός μικρού στροβιλοσυμπιεστή με μικρό A/R (όπου A είναι η τομή της μετακίνησης και R είναι η απόσταση μεταξύ του κέντρου κύλισης και του κέντρου του στροβίλου) βελτιώνει την απόκριση ροπής και επιτάχυνσης χαμηλού βαθμού, αλλά μειώνει σημαντικά την απόδοση υπερτροφοδότησης στις υψηλότερες στροφές του κινητήρα (Nagao et al., 1987).



Εικόνα 64 Twin-Scroll Turbocharger



Εικόνα 65 Απόδοση του Turbocharged RE Twin-Scroll

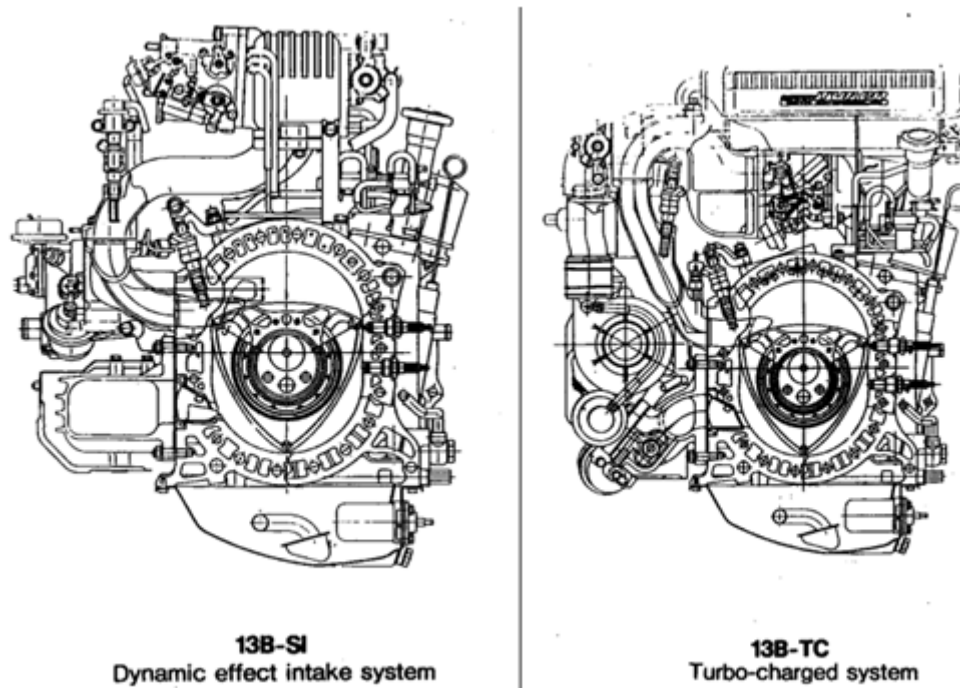
Για να βελτιωθεί η γρήγορη απόκριση και η απόδοση σε όλο το φάσμα των ταχυτήτων, εισήχθη ο στροβιλοσυμπιεστής twin-scroll. Η εικόνα 64 δίνει μια διαχωριστική όψη του δίδυμου κύλισης. Με τη μετάβαση των κυλίνδρων σε λειτουργία σύμφωνα με τη λειτουργία του κινητήρα, μπορεί να επιτευχθεί όχι μόνο μικρός A/R (= 0,4) με χαμηλές στροφές κινητήρα αλλά και μεγαλύτερο A/R (= 1,0) σε υψηλότερες ταχύτητες, φάσμα ταχυτήτων, όπως φαίνεται στην εικόνα 65 (Nagao et al., 1987).

## 5.8 Περιστροφικός Κινητήρας RX-7

Το νέο RX-7 αποτέλεσε ένα state-of-the-art σπορ αυτοκίνητο που αναπτύχθηκε με σκοπό την επίτευξη ενός υψηλού επιπέδου συνδυασμού στυλ, χειρισμού και ελιγμών. Το συμπαγές μέγεθος και η ελαφρότητα του περιστροφικού αυτού κινητήρα, επέτρεψαν το χαμηλό προφίλ της κουκούλας και τη διάταξη του εμπρός-μέσου που είναι σημαντικοί παράγοντες για τον ανώτερο χειρισμό του RX-7 (Nagao et al., 1987).

Η εικόνα 66 παρουσιάζει τον κινητήρα 13B-SI (Super Injection) και τον 13B-TC (Turbo-charged) κινητήρα για το νέο RX-7. Οι κύριες τεχνικές που ενσωματώνονται σε αυτές τις

μηχανές για να υλοποιήσουν αυτές τις απαιτήσεις παρουσιάζονται στον Πίνακα 4. Το βελτιωμένο σύστημα εισαγωγής δυναμικού αποτελέσματος, ο υπερσυμπιεστής twinscroll και ένας άμεσος inter-cooler ενσωματώθηκαν για μεγαλύτερη απόδοση. Ο διπλός εγχυτήρας, ένα πολύ μικρό πέρασμα μεταξύ των ψυγείων (γι 'αυτό ονομάζεται άμεσος ψύκτης) και ένα ολοκληρωμένο ηλεκτρονικό σύστημα διαχείρισης μικρών υπολογιστών 8-μπιτ, με ένα άκρο, υιοθετήθηκαν για γρήγορη ανταπόκριση. Επιπλέον, η βελτιωμένη στεγανοποίηση αερίου και ο έλεγχος της ροής του λαδιού ψύξης του δρομέα συμβάλλουν στη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου.

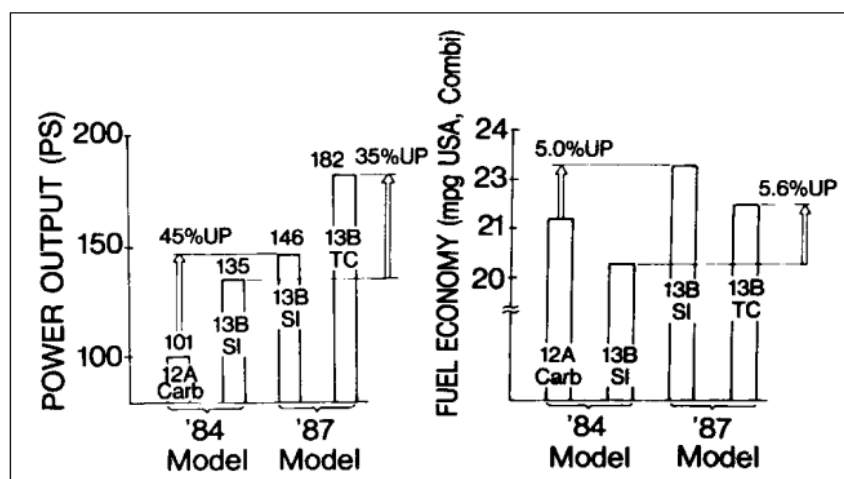


Εικόνα 66 Σχηματική απεικόνιση του μοντέλου 13B-SI Dynamic effect intake system (αριστερά) και του μοντέλου 13B-TC Turbo charged system (δεξιά)

Πίνακας 4 Σημαντικές τεχνικές ενσωματωμένες στο νέο RX-7 της RE

	13B-SI	13B-TO
Βελτιωμένο σύστημα μεταβλητών επαγωγών 6 θυρών	0	-
Βελτιωμένο σύστημα εισαγωγής δυναμικών αποτελεσμάτων	0	0
Διπλή έγχυση	0	0
Εξαμιστήρας με διπλό κύλινδρο	-	0
Απευθείας Inter Cooler	-	0
Σύνολο ηλεκτρονικού συστήματος διαχείρισης	0	0
Βελτιωμένες σφραγίδες αερίου	0	0
Βελτιωμένο σύστημα ψύξης ρότορα	0	0

Ο διπλός σιγαστήρας υιοθετήθηκε για την μείωση του θορύβου. Η βελτίωση της λίπανσης της επιφάνειας του περιβλήματος του δρομέα, η μείωση του βάρους του ρότορα, η τροποποίηση των ακίδων σταθερής ολίσθησης του γραναζιού, ο έλεγχος της ροής του ψυκτικού υγρού μέσω ενός θερμαντήρα και η χρήση υδραυλικού υπερσυμπιεστή συμβάλλουν στην εξασφάλιση της ανθεκτικότητας. Λόγω αυτών των τεχνικών, η απόδοση του κινητήρα αυξάνεται σημαντικά και η οικονομία καυσίμου υπό κανονικές συνθήκες οδήγησης βελτιώνεται, όπως φαίνεται στην επόμενη εικόνα (Nagao et al., 1987).



Εικόνα 67 Απόδοση του περιστροφικού κινητήρα RX-7

## 5.9 Το Μέλλον του Περιστροφικού Κινητήρα

Λόγω της αυξανόμενης ζήτησης για διαφοροποίηση των κινητήρων αυτοκινήτων, τα ελαφριά και συμπαγή σχέδια κινητήρων, τα οποία θα είναι σε θέση να συμβάλουν στο φανταστικό στυλ των αυτοκινήτων αυξάνοντας την ευελιξία του σχεδιασμού, θα αποκτήσουν μεγάλη σημασία εκτός από την τεχνολογία υψηλών επιδόσεων για οδήγηση υψηλού επιπέδου. Για την εξοικονόμηση ενέργειας, η επιδίωξη της βελτίωσης της θερμικής απόδοσης είναι ένα αιώνιο θέμα, ενώ οι τεχνολογίες καύσης πολλαπλών καυσίμων καθίστανται ακόμα πιο σημαντικές στο μέλλον (Meng & Hady, 1984).

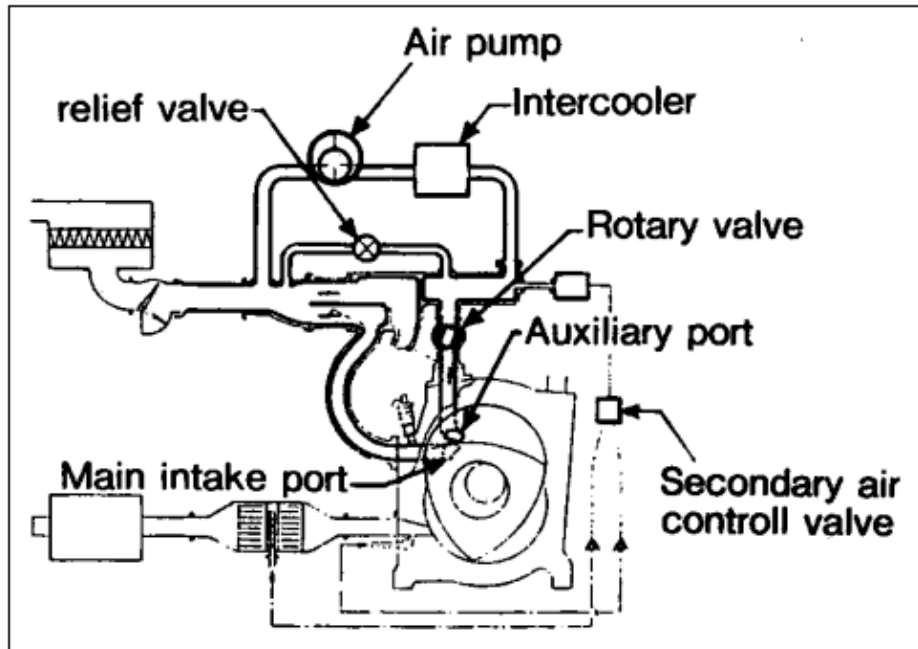
Για την εκπλήρωση των ανωτέρω απαιτήσεων, εκπονήθηκαν προγράμματα έρευνας και ανάπτυξης για τις ακόλουθες τεχνολογίες.

- Μηχανική υπερσυμπίεση υψηλής απόδοσης, πολυρότορα με υψηλότερες στροφές κινητήρα.
- Μείωση του βάρους και του μεγέθους. Επέκταση της ελευθερίας σχεδιασμού.
- Μείωση της απώλειας τριβής, απώλεια άντλησης και απώλεια ψύξης.
- Καύση φορτίου πολλαπλών καυσίμων. Βελτίωση της δυνατότητας ανάφλεξης.

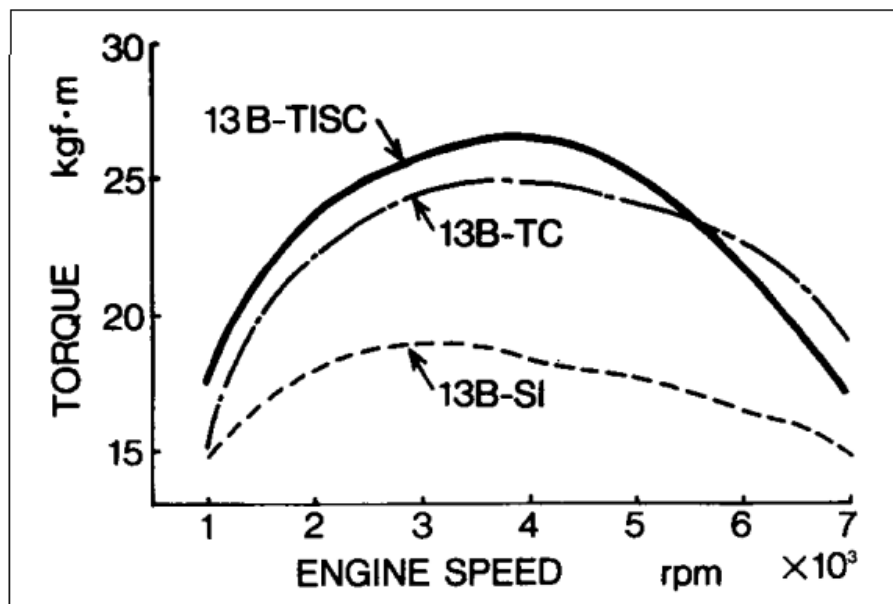
### 5.9.1 TISC (Timed Induction Super Charge)

Ο περιστροφικός κινητήρας έχει μεγάλη ελευθερία σχεδιασμού για τη διάταξη της θύρας εισαγωγής. Το TISC αξιοποιεί στο έπακρο αυτό το χαρακτηριστικό, όπως φαίνεται στο σχήμα της εικόνας 68. Μέρος του αέρα εισαγωγής υπερφορτίζεται από μια μικρή αντλία αέρα με χαμηλή τριβή. Ο χρονισμός της υπερσυμπίεσης ελέγχεται από μια περιστροφική

βαλβίδα συγχρονισμένη με τον άξονα εξόδου. Οι βελτιώσεις της απόδοσης για το εύρος ταχύτητας για κανονική οδήγηση είναι σημαντικές, όπως φαίνεται στο σχήμα της εικόνας 69, και επομένως αναμένεται να είναι ένα πιθανό σύστημα σούπερ χρέωσης στο εγγύς μέλλον (Nagao et al., 1987).



Εικόνα 68 TISC



Εικόνα 69 Απόδοση του TISC

### 5.9.2 Direct Injection Stratified Charge (DISC)

Ο κινητήρας Direct Injection Stratified Charge (DISC), όπως και ο κινητήρας ντίζελ, δεν έχει απώλεια άντλησης εξαιτίας του στραγγαλισμού της εισαγωγής. Σε αυτόν τον κινητήρα, το μίγμα από το ψεκασμό καυσίμου στρωματοποιείται στη περιοχή του βύσματος ανάφλεξης με το σύστημα έγχυσης καυσίμου υψηλής πίεσης απευθείας συνδεδεμένο με το θάλαμο



καύσης. Ο κινητήρας DISC όχι μόνο αυξάνει δραματικά τη θερμική απόδοση αλλά επίσης βελτιώνει την καύση σε ένα ευρύ φάσμα καυσίμων, σε σύγκριση με τους συμβατικούς κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα (Nagao et l., 1987).

Οι Curtiss-Wright είχαν δοκιμάσει και βελτιώσει ενεργά τον περιστροφικό κινητήρα DISC και διευκρίνισαν ότι η γεωμετρία του θα μπορούσε να παράσχει άμεσα την απαιτούμενη κίνηση αέρα για στρωματοποιημένη φόρτιση χωρίς αρνητικό αποτέλεσμα στην ογκομετρική απόδοση και στην εργασία άντλησης. Καθώς θα βελτιώσει περαιτέρω την καύση, η τεχνολογία της αδιαβατικής μηχανής θα αυξήσει τα πιθανά οφέλη του DISC RE. Ως εκ τούτου, η ανεπιθύμητη, χαμηλή απόρριψη θερμότητας, DISC RE πολλαπλών καυσίμων αναμένεται να γίνει μια από τις πιο προηγμένες μηχανές εσωτερικής καύσης (Jones, 1984).

## ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία εξετάστηκε το θέμα των περιστροφικών μηχανών Wankel με στόχο την κατανόηση του τρόπου λειτουργίας τους καθώς και της τεχνολογικής τους ανάπτυξης μέσα από την διερεύνηση της διαθέσιμης βιβλιογραφίας. Διερευνήθηκε επίσης η κατάσταση των τεχνολογιών καύσης περιστροφικών κινητήρων για την κατανόηση των κενών που παρουσιάζονται στην τεχνολογία των περιστροφικών κινητήρων και της εύρεσης των σημείων που απαιτούν περαιτέρω έρευνα και ανάπτυξη.

Ένας περιστροφικός κινητήρας θεωρείται γενικά ς ένας από τους πιο ελπιδοφόρους κινητήρες παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος για τα μη επανδρωμένα οχήματα για την αεροπορία καθώς και για οχήματα εδάφους λόγω της υψηλής πυκνότητας ισχύος, του συμπαγούς μεγέθους, του ελαφρού βάρους και των χαμηλών κραδασμών, τα οποία γίνονται όλο και πιο σημαντικά στα προηγμένα οχήματα.

Οι περιστρεφόμενοι κινητήρες δεν έχουν διερευνηθεί και αναπτυχθεί διεξοδικά τόσο με πειράματα όσο και με προσομοίωση, ιδιαίτερα για τους περιστροφικούς κινητήρες καύσης καυσίμων βαρύ τύπου, σε σύγκριση με τους παλινδρομικούς κινητήρες. Ως εκ τούτου, υπάρχουν σημαντικές ευκαιρίες για βελτίωση της απόδοσης και των επιδόσεων της με την εφαρμογή προηγμένων συστημάτων καυσίμων, συστημάτων ανάφλεξης, συστημάτων ελέγχου, τεχνολογιών σφράγισης και βελτιστοποίησης συστημάτων.

Η βελτίωση της απόδοσης του κινητήρα απαιτεί βελτιωμένη απόδοση καύσης, μειωμένη απώλεια ψύξης και καυσαερίων και μειωμένη απώλεια τριβής, διατηρώντας παράλληλα το επίπεδο θορύβου καύσης κάτω από ένα συγκεκριμένο όριο. Η αποδοτικότητα της καύσης μπορεί να βελτιωθεί με την λειτουργία καύσης φτωχού μίγματος και την πληρέστερη καύση του παραδιδόμενου καυσίμου. Αυτό απαιτεί πλήρη κατανόηση του ψεκασμού καυσίμου, του σχηματισμού μίγματος καυσίμου-αέρα, καθώς και την ανάφλεξη, την καύση και τις διαδικασίες σχηματισμού εκπομπών.

Ένας περιστροφικός κινητήρας είναι εγγενώς περιορισμένος για ένα υψηλό CR λόγω του γεωμετρικού του σχήματος του τροχοειδούς δηλαδή του μικρού όγκου μετατόπισης. Πρέπει να διαθέτει εξωτερικές πηγές ανάφλεξης, όπως σπινθήρες ή μπουζί πυρακτώσεως, για να αυξήσει την απόδοση καύσης. Η διαστρωμάτωση καυσίμου θεωρείται ένας από τους καλύτερους τρόπους για να επιτευχθεί σχεδόν καθαρός αέρας κοντά στις εμπρός και πίσω πλευρές του θαλάμου καύσης, διατηρώντας ταυτόχρονα το εύφλεκτο μείγμα καυσίμου-αέρα κοντά στο σπινθηριστή ή στο μπουζί πυρακτώσεως για αποτελεσματική ανάφλεξη. Η λειτουργία Lean-burn μπορεί να επιτευχθεί χρησιμοποιώντας έναν υπερσυμπιεστή, ο οποίος θα παρέχει υψηλότερη ροή αέρα.

Η πληρέστερη καύση θα μειώσει επίσης την απώλεια των καυσαερίων μειώνοντας τα άκαυστα και αέρια ατελούς καύσης. Η απώλεια θερμότητας ψύξης μπορεί να μειωθεί με τον καλύτερο έλεγχο της ταχύτητας καύσης για τη μείωση της θερμοκρασίας του θαλάμου καύσης και με την εφαρμογή υλικών χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας στις εσωτερικές επιφάνειες του θαλάμου καύσης. Η απώλεια τριβής μπορεί να μειωθεί βελτιστοποιώντας

τη φόρτιση της σφράγισης και χρησιμοποιώντας υλικά χαμηλότερης τριβής για τις σφραγίσεις ελαχιστοποιώντας τη φθορά της σφράγισης. Η απώλεια τριβής μπορεί επίσης να μειωθεί μειώνοντας την περιοχή σφράγισης.

Η σφράγιση ήταν ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα των περιστροφικών κινητήρων. Οι διαρροές μέσω των στεγανών οδηγούν σε χαμηλότερες ογκομετρικές αποδόσεις (πραγματικές και αποτελεσματικές), μειώνοντας έτσι την απόδοση του κινητήρα. Ένα από τα βασικά ζητήματα με τις διαρροές είναι η μείωση της αποτελεσματικής CR, η οποία επιδεινώνει την ανάφλεξη του μίγματος καυσίμου-αέρα. Αποδείχθηκε ότι ακόμη και η μέτρια μείωση της περιοχής διαρροής θα μπορούσε να οδηγήσει σε σημαντική βελτίωση της απόδοσης. Οι κύριοι παράγοντες σφράγισης περιλαμβάνουν τη φόρτιση και τη φθορά της σφράγισης (τόσο τη σφράγιση όσο και την επιφάνεια του περιβλήματος), επειδή σχεδόν δεν υπάρχουν κενά στην κορυφή και στις πλευρικές σφραγίσεις. Από την βιβλιογραφική ανασκόπηση, παρατηρείται ότι έχουν διερευνηθεί και αναπτυχθεί αρκετές περιοχές για τη μείωση των διαρροών και της φθοράς, που περιλαμβάνουν νέα υλικά σφραγίσεως, υλικά επικάλυψης, μεθόδους ψεκασμού, διαφορετικά σχέδια σφραγίσεως και προσθήκη νέας σφραγίσεως.

Η βελτιστοποίηση της καύσης του κινητήρα θα πρέπει να πραγματοποιείται μαζί με το στροβιλοσυμπιεστή, καθώς και με βελτιστοποίηση των σχεδίων του μπεκ ψεκασμού καυσίμου και των στρατηγικών έγχυσης καυσίμου. Αυτές οι προσπάθειες βελτιστοποίησης μπορούν να γίνουν χρησιμοποιώντας προηγμένο σχεδιασμό εργαλείων πειράματος και βελτιστοποίησης. Για την τελευταία δεκαετία, οι δραματικά εξελισσόμενες τεχνολογίες στροβιλοσυμπιεστών και υπερσυμπιεστών καθοδηγούνται από την ανάπτυξη προηγμένων κινητήρων ντίζελ. Οι ελεγκτές κινητήρων έχουν επίσης βελτιωθεί σημαντικά εξαιτίας της ταχείας εξέλιξης των υπολογιστών, ιδιαίτερα για την τελευταία δεκαετία. Όλα αυτά τα προηγμένα υποσυστήματα και οι στρατηγικές ελέγχου δεν έχουν εφαρμοστεί ποτέ στις περιστροφικές μηχανές μέχρι τώρα. Ιδιαίτερα, η ανάπτυξη μικρών περιστροφικών κινητήρων είναι πρωτόγονη, επειδή η ζήτηση ήταν χαμηλή και όλες αυτές οι προσπάθειες μέχρι τώρα έχουν γίνει από μικρές εταιρείες, σε αντίθεση με τους ελαφρούς έως τους πετρελαιοκινητήρες μεγάλου φορτίου που κατασκευάζονται από μεγαλύτερες εταιρείες.

## Μελλοντική Έρευνα

Οι ακόλουθοι τομείς προτείνονται ως θέματα περαιτέρω έρευνας και ανάπτυξης για τους περιστρεφόμενους κινητήρες:

- Βελτιστοποίηση του σχεδιασμού του θαλάμου καύσης, που περιλαμβάνει το σχήμα του θύλακα (ή εσοχή) του ρότορα, το βάθος, το πλάτος, το μήκος, τη θέση και τον όγκο του θύλακα (ή της εσοχής) για βελτιωμένη ανάμιξη καυσίμου-αέρα.
- Βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του περιβλήματος, η οποία περιλαμβάνει την εκκεντρότητα ( $e$ ) και την ακτίνα του ρότορα ( $R$ ). Το CR πρέπει να λαμβάνεται υπόψη όταν γίνεται αυτή η βελτιστοποίηση.
- Χρήση προηγμένου συστήματος ψεκασμού καυσίμου με κοινή ζεύξη υψηλής πίεσης.

- Βελτιστοποίηση του εγχυτήρα καυσίμου, που περιλαμβάνει τη γωνία ψεκασμού, τη γωνία μεταξύ των οπών του μπεκ ψεκασμού, το μέγεθος του ακροφυσίου, τον αριθμό των ακροφυσίων και τη θέση του εγχυτήρα.
- Στρατηγικές έγχυσης καυσίμου, οι οποίες περιλαμβάνουν συγχρονισμό έγχυσης, πολλαπλές ενέσεις (χρονοδιάγραμμα προέγχυσης, ποσότητα και χρόνος διαχωρισμού), πίεση έγχυσης και σχήματα ταχύτητας έγχυσης.
- Βελτιστοποίηση του συστήματος ανάφλεξης με σπινθήρες ή ανάφλεξη, που περιλαμβάνει τον αριθμό των σπινθηριστών ή των μπουζί πυρακτώσεως, την ενέργεια ανάφλεξης, τη διάρκεια λειτουργίας του σπινθηριστή ή του μπουζί πυρακτώσεως, την τάση των σπινθηριστών ή των μπουζί πυρακτώσεως, τη γεωμετρία του διακένου σπινθήρων και τη θέση των σπινθηριστών ή των μπουζί. Επίσης, μπορούν να αξιολογηθούν διάφορα άλλα συστήματα ανάφλεξης, συμπεριλαμβανομένων των νέων μπουζί (δηλ., Μικροηλεκτρόδιο, σπινθήρας ευρέως διακλαδιού τεσσάρων ηλεκτροδίων ή βύσμα παλμού).
- Βελτιστοποίηση χρονισμού ανάφλεξης με σπινθήρα ή ανάφλεξη για διάφορες ταχύτητες και φορτία.
- Σχέδια θυρών εισαγωγής και εξαγωγής για βελτιστοποιημένη ροή εισαγωγής και εξαγωγής, οι οποίες περιλαμβάνουν περιφερειακές και πλευρικές θύρες. Ανάπτυξη ιδεών για την εφαρμογή των εννοιών των κύκλων Atkinson και Miller.
- Βελτιστοποίηση του βάθους των εσοχών του μπεκ ψεκασμού ή / και του σπινθηριστή από την επιφάνεια του περιβλήματος.
- Σχεδίαση κορυφής και πλευρικής σφράγισης για ελαχιστοποίηση διαρροών και φθοράς, που περιλαμβάνουν τη χρήση διαφορετικών υλικών και επιφάνειας επαφής. Ειδικά, η στεγανοποίηση κορυφής χρειάζεται βελτιωμένη ανθεκτικότητα.
- Μέθοδοι ελαχιστοποίησης της απώλειας θερμότητας του θαλάμου καύσης για την ελαχιστοποίηση της σβέσης της φλόγας, που περιλαμβάνουν τη χρήση υλικών χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας για ένα ρότορα, όπως κεραμικό και τιτάνιο.
- Βελτιστοποίηση της τοπικής διαστρωμάτωσης φορτίου κοντά στο μπουζί ή το λάμπα στο περιστρεφόμενο κινητήρα.
- Χρήση προηγμένου υπερσυμπιεστή ή υπερτροφοδότη, που περιλαμβάνει αντιστοίχιση και βελτιστοποίηση στροβιλοσυμπιεστή ή υπερτροφοδότη.
- Μέθοδοι ανίχνευσης καύσης για έλεγχο καύσης κλειστού βρόχου χρησιμοποιώντας έναν αισθητήρα πίεσης εντός του κυλίνδρου, αισθητήρα ιόντων, επιταχυνσιόμετρο ή αισθητήρα ταχύτητας.

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Abraham, J., & Magi, V. (1994). Effects of ignition cavity flows on the performance of a stratified-charge rotary engine: Initial 3-D predictions. SAE transactions, 1644-1652.

Abraham, J., Braceo, F. V., & Epstein, P. (1993). 3-D Computations to Improve Combustion in a Stratified-Charge Rotary Engine Part IV: Modified Geometries. SAE Transactions, 936-948.

Adam, A. (1980). Syvaro's SP-440, Air Cooled, Rotary-Trochoidal Engine (No. 800974). SAE Technical Paper.

Amrouche, F., Erickson, P., Park, J., & Varnhagen, S. (2014). An experimental investigation of hydrogen-enriched gasoline in a Wankel rotary engine. International journal of hydrogen energy, 39(16), 8525-8534.

Andersson, P., Tamminen, J., & Sandström, C. E. (2002). Piston ring tribology. A literature survey. VTT Tiedotteita-Research Notes, 2178(1).

Balles, E. N., Ekchian, J. A., & Heywood, J. B. (1984). Fuel injection characteristics and combustion behavior of a direct-injection stratified-charge engine. SAE transactions, 1-12.

Bartrand, T. A., & Willis, E. A. (1992). Rotary engine performance limits predicted by a zero-dimensional model. SAE transactions, 442-458.

Brucato, R., Lawton, J., Magglo, A. (1993). Unmanned Aerial Vehicle Heavy Fuel Engine Test. Naval Air Warfare Center Aircraft Division. Ανακτήθηκε από: <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a284332.pdf>

Burley, H. A., Meloeny, M. R., & Stark, T. L. (1978). Sources of hydrocarbon emissions in rotary engines. SAE Transactions, 1996-2011.

Chen, T. (1988). Research and Development Work on Rotary Combustion Engines in China (No. 880628). SAE Technical Paper.

Chen, T. N., Alford, R. N., & Kim, S. S. (1986). Detonation characteristics of industrial natural gas rotary engines (No. 860563). SAE Technical Paper.

Chouinard, E., Hamady, F., & Schock, H. (1990). Airflow Visualization and LDV Measurements in a Motored Rotary Engine Assembly Part 2: LDV Measurements. SAE transactions, 184-207.

Cichanowicz, J. E., & Sawyer, R. F. (1976). Rotary engine combustion with hydrogen addition (No. 760611). SAE Technical Paper.

Danieli, G. A., Keck, J. C., & Heywood, J. B. (1978). Experimental and theoretical analysis of wankel engine performance (No. 780416). SAE Technical Paper.

Eberle, M. K., Klorap, E. D. (1973). An Evaluation of the Potential Gain From Leakage Reduction in Rotary Engines. Society of Automotive Engineers International (SAE), SAE 730117.

Eiermann, D., Nuber, R., Breuer, J., Soimar, M., & Gheorghiu, M. (1993). An experimental approach for the development of a small spark assisted diesel fueled rotary engine (No. 930683). SAE Technical Paper.

Eiermann, D., Nuber, R., Soimar, M. (1990). The Introduction of a New Ultra-Lite Multipurpose Wankel Engine. Society of Automotive Engineers International (SAE), SAE 900035.

Encyclopaedia Britannica. (2015). Felix Wankel. Encyclopædia Britannica, inc. Ανακτήθηκε από: <https://www.britannica.com/biography/Felix-Wankel>

Froede, W. G. (1961). The NSU-Wankel rotating combustion engine. *SAE Transactions*, 69, 179-193. Ανακτήθηκε από: <http://rotaryeng.net/NSU-rotating-combustion.pdf>

Garside, D. W. (1988). *U.S. Patent No. 4,772,189*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Griffis, C., Wilson, T., Schneider, J., & Pierpont, P. (2009). Unmanned Aircraft System Propulsion Systems Technology Survey. Ανακτήθηκε από: <https://commons.erau.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1042&context=publication>

Hasegawa, Y., & Yamaguchi, K. (1993). An experimental investigation on air-fuel mixture formation inside a low-pressure direct injection stratified charge rotary engine (No. 930678). SAE Technical Paper.

Hege, J. B. (2006). *The Wankel rotary engine: a history*. McFarland.

Hoffman, T., Mack, J., & Mount, R. (1994). Two Rotor Stratified Charge Rotary Engine (SCRE) Engine System Technology Evaluation.

Husted, H. L., Piock, W., & Ramsay, G. (2009). Fuel efficiency improvements from lean, stratified combustion with a solenoid injector. *SAE International Journal of Engines*, 2(1), 1359-1366.

Irion, C. E., & Mount, R. E. (1992). *Stratified Charge Rotary Engine Critical Technology Enablement, Volume 1*.

Izweik, H. T. (2009). CFD investigations of mixture formation, flow and combustion for multi-fuel rotary engine. Technische Universität Cottbus. Ανακτήθηκε από: <https://d-nb.info/1001122860/34>

Jiang, K. C., Prewett, P. D., Ward, M. C. L., Tian, Y., & Yang, H. (2001, April). Design of a micro-Wankel rotary engine for MEMS fabrication. In *MEMS Design, Fabrication, Characterization, and Packaging* (Vol. 4407, pp. 54-61). International Society for Optics and Photonics.

Jones, C. (1984). *Advanced Development of Rotary Stratified Charge 750 and 1500 HP Military Multi-Fuel Engines at Curtiss-Wright* (No. 840460). SAE Technical Paper.

Jones, C., Lamping, H. D., Myers, D. M., & Loyd, R. W. (1977). An Update of the Direct Injected Stratified Charge Rotary Combustion Engine Developments at Curtiss-Wright. SAE Transactions, 174-199.

Kagawa, R., Okazaki, S., Somyo, N., & Akagi, Y. (1993). A study of a direct-injection stratified-charge rotary engine for motor vehicle application. SAE Transactions, 918-926.

Kamo, R., Yamada, T. Y., & Hamada, Y. (1987). Starting Low Compression Ratio Rotary Wankel Diesel Engine (No. 870449). SAE Technical Paper.

Kappos, C., & Rajan, S. (1989). Relative Performance of Rotary and Piston Engines on Synthetic Coal-Derived Gasoline (No. 890212). SAE Technical Paper.

Kinetic BEI.(2010). Introducing Micro Fuel Injectors for Small Heavy Fuel Engines. Micro Fuel Injection Product Sheet 2-10 R3; South Elgin, IL.

Kulina, M. R. (1986). Experimental Evaluation of Rotary Engine Timing Gear Loads (No. 860562). SAE Technical Paper.

Kweon, C. B. M. (2011). A review of heavy-fueled rotary engine combustion technologies (No. ARL-TR-5546). ARMY RESEARCH LAB ABERDEEN PROVING GROUND MD. Ανακτήθηκε από: <http://www.arl.army.mil/arlreports/2011/ARL-TR-5546.pdf>

Lee, C. M., Bond, T. H., Addy, H. E., Chun, K. S., & Lu, C. Y. (1989). Strain measurements in a rotary engine housing. International Congress and Exposition. Detroit, Michigan, SAE.

Liu, Y., Li, W., Yang, C., & Song, R. (2007). Design and test of small-scale rotary engine power system. In 2007 First International Conference on Integration and Commercialization of Micro and Nanosystems (pp. 47-51). American Society of Mechanical Engineers.

Louthan, L. (1993). Development of a Lightweight Heavy Fuel Rotary Engine (No. 930682). SAE Technical Paper.

Mashayek, F. (2008). STTR Phase I: Electrostatic Atomizing Fuel Injector for Small Scale Engines (No. EES-DD0010). ENABLING ENERGY SYSTEMS INC CROWN POINT IN.

Matsuda, I., Tadokoro, T., Kita, T., & Nakao, M. (1990). New Technology Employed for the Latest 13B-Rotary Engine. SAE transactions, 230-240.

Matsuura, K., Terasaki, K., & Watanabe, I. (1978). The behavior of a rotary engine apex seal against the trochoidal surface. Bulletin of JSME, 21(161), 1642-1651.

McCoy, C. D., Reville, J., Limtiaco, J., Hopcroft, M., & Pisano, A. P. (2009). Fuel-Flexible Engines for Portable-Power Applications. CALIFORNIA UNIV BERKELEY SPONSORED PROJECTS OFFICE.

Meng, P. R., & Hady, W. F. (1984). An overview of the NASA rotary engine research program.

Meng, P. R., Rice, W. J., Schock, H. J., & Pringle, D. P. (1982). Preliminary results on performance testing of a turbocharged rotary combustion engine. International Congress

and Exposition. Detroit, Michigan, SAE. Ανακτήθηκε από:  
<https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19820013320.pdf>

Meyer, A. E., & Shoemaker, C. R. (1995). High speed electronic fuel injection for direct injected rotary engine (No. 950452). SAE Technical Paper.

Mount, R. E., & LaBouff, G. A. (1989). Advanced stratified charge rotary engine design (No. 890324). SAE Technical Paper.

Muroki, T. (1984). Recent technology development of high-powered rotary engine at Mazda (No. 841017). SAE Technical Paper.

Muroki, T., & Miyata, J. (1986). Material technology development applied to rotary engine at Mazda (No. 860560). SAE Technical Paper.

Muroki, T., & Moriyoshi, Y. (2000). Combustion characteristics of spark-ignition and pilot flame ignition systems in a model Wankel stratified charge engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 214(8), 949-955.

Muroki, T., Moriyoshi, Y., Takagi, M., Suzuki, K., & Imai, M. (2001). Research and development of a direct injection stratified charge rotary engine with a pilot flame ignition system (No. 2001-01-1844). SAE Technical Paper.

Nagao, A. (1986). Analysis of Flame Propagation and knocking in a Rotary Engine. Mazda Technical Review, 4, 69-78.

Nagao, A., Ohzeki, H., & Niura, Y. (1987). Present Status and Future View of Rotary Engines. In Automotive Engine Alternatives (pp. 183-201). Springer, Boston, MA.

Nagao, A., Yoshioka, S., Ohnishi, K., & Tanaka, K. (1985). Flame Propagation and Knocking in Wankel Rotary Engines. In Proc. of Combustion Symposium of JSME (p. 91).

Nguyen, H. L. (1987). Performance and combustion characteristics of direct-injection stratified-charge rotary engines. NASA-TM-100134; National Aeronautics and Space Administration: Cleveland, OH.

Nguyen, H. L., Addy, H. E., Bond, T. H., Lee, C. M., & Chun, K. S. (1987). Performance and efficiency evaluation and heat release study of a direct-injection stratified-charge rotary engine (No. 870445). SAE Technical Paper.

Norman, T. J. (1983). A performance model of a spark ignition Wankel engine: including the effects of crevice volumes, gas leakage, and heat transfer (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology). Cambridge, MA.

Ohkubo, M., Tashima, S., Shimizu, R., Fuse, S., & Ebino, H. (2004). Developed technologies of the new rotary engine (RENESIS) (No. 2004-01-1790). SAE Technical Paper.

Ohzeki, H., Kurio, N., & Fujimoto, Y. (1985). Wear Prevention Technology of High-power Rotary Engine. Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, 39(4), 375.



- Picard, M., Tian, T., & Nishino, T. (2015). Modeling of the rotary engine apex seal lubrication (No. 2015-01-2035). SAE Technical Paper.
- Roberts, J. M. (1985). Heat Release Estimation and Prediction of Wankel Stratified-Charge Combustion Engine. M.S. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA.
- Shidahara, Y., Murata, Y., Tanita, Y., & Fujimoto, Y. (1985). Development of Sliding Surface Material for Combustion Chamber of High-Output Rotary Engine (No. 852176). SAE Technical Paper.
- Shimamura, K., & Tadokoro, T. (1981). Fuel Economy Improvement of Rotary Engine by Using Catalyst System. SAE Transactions, 1242-1252.
- Shimizu, R., Tadokoro, T., Nakanishi, T., & Funamoto, J. (1992). Mazda 4-rotor rotary engine for the Le Mans 24-hour endurance race (No. 920309). SAE Technical Paper.
- Shkolnik, A., Littera, D., Nickerson, M., Shkolnik, N., & Cho, K. (2014). Development of a small rotary SI/CI combustion engine (No. 2014-32-0104). SAE Technical Paper.
- Song, Y., Moriyoshi, Y., & Muroki, T. (1996). Analysis of DISC rotary engine combustion using improved pilot flame ignition system (No. 962021). SAE Technical Paper.
- Sprague, S. B., Park, S. W., Walther, D. C., Pisano, A. P., & Fernandez-Pello, A. C. (2007). Development and characterisation of small-scale rotary engines. *International Journal of Alternative Propulsion*, 1(2-3), 275-293.
- Tan P., (2006). Automotive News: Rotary-powered Mercedes Benz C111 Concept. Ανακτήθηκε από: <http://paultan.org/2006/12/18/rotary-powered-mercedes-benz-c111-concept/>
- Tartakovsky, L., Baibikov, V., Gutman, M., Veinblat, M., & Reif, J. (2012). Simulation of Wankel engine performance using commercial software for piston engines (No. 2012-32-0098). SAE Technical Paper.
- Tatsutomi, Y., Ohzeki, H., Tadokoro, T., & Okimoto, H. (1986). Present and Future of Rotary Engine Technology. *Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan*, 40(1), 67.
- Van Basshuysen, R., & Schäfer, F. (2004). *Internal combustion engine handbook-basics, components, systems and perspectives* (Vol. 345).
- Wang, H., Liu, S., & He, J. (2009). Thermal entanglement in two-atom cavity QED and the entangled quantum Otto engine. *Physical Review E*, 79(4), 041113.
- Widener, S. K. (1995). *A Survey of Technology for Hybrid Vehicle Auxiliary Power Units*. SOUTHWEST RESEARCH INST SAN ANTONIO TX. Ανακτήθηκε από: <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a300457.pdf>
- Willis, E. A., & McFadden, J. J. (1992). NASA's Rotary Engine Technology Enablement Program--1983 through 1991 (No. 920311). SAE Technical Paper.

Wu, C., Puzinauskas, P. V., & Tsai, J. S. (2003). Performance analysis and optimization of a supercharged Miller cycle Otto engine. *Applied Thermal Engineering*, 23(5), 511-521.

Yabe, T., Arai, T., Aoyama, S., & Oshima, M. (1992). The Development of Lubricating Oils for Rotary Racing Engines (No. 922375). SAE Technical Paper.

Yi, J., Wooldridge, S., Coulson, G., Hilditch, J., Iyer, C. O., Moilanen, P., ... & Weaver, C. (2009). Development and optimization of the Ford 3.5 L V6 EcoBoost combustion system. *SAE International Journal of Engines*, 2(1), 1388-1407.

Yoshioka, S., Nagao, A., Kariyama, S., Ohnishi, K., & Tanaka, K. (1986). Visualizing Study on Squish Flow and Flame Propagation in Rotary Engine. *Journal of the Flow Visualization Society of Japan*, 6(22), 3.