

**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

Μελέτη της συνδυασμένης χρήσης ανακυκλοφορίας  
καυσαερίου και εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε  
οξυγόνο, σε κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης

**ΡΑΠΤΟΤΑΣΙΟΣ ΣΠΥΡΙΔΩΝ**

Επιβλέπων: Δρ. Δ.Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ, Καθηγητής Ε.Μ.Π.



ΑΘΗΝΑ, Οκτώβριος 2009

## ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η συγγραφή της διπλωματικής, σηματοδοτεί το πέρας της φοίτησης μου στο Ε.Μ.Π. και συνάμα το τέλος μιάς εποχής και την αρχή μιας καινούριας. Με την επισημοποίηση της επιτυχούς ολοκλήρωσης των σπουδών μου, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα Καθηγητή της εργασίας κ. Δημήτριο Χουντάλα, γιατί με τη διδασκαλία του με προέτρεψε να ασχοληθώ με τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, καθώς και για την επίβλεψη και καθοδήγηση του στην εκπόνηση της διπλωματικής. Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τον Λέκτορα της σχολής Ναυτικών Δοκίμων κ. Θεόδωρο Ζάννη για τα στοιχεία που μου παρείχε και τη συμβολή του στην επίλυση των δυσκολιών που αντιμετώπισα. Τέλος για την αμέριστη συμπαράσταση και στήριξη τους, σε όλη τη διάρκεια των σπουδών μου, ευχαριστώ την οικογένεια μου και τους φίλους μου.

# ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

## 1) Γενική περιγραφή των κινητήρων Diesel

1.1) Εισαγωγή.....	1
1.2) Μηχανισμός της καύσης σε κινητήρες Diesel.....	3
1.2.1) Καύση.....	3
1.2.2) Περιγραφή των σταδίων της καύσης.....	4
1.2.2.α) Καθυστέρηση αναφλέξεως.....	5
1.2.2.β) Ανεξέλεγκτη Καύση.....	8
1.2.2.γ) Ελεγχόμενη καύση.....	8
1.3) Σχηματισμός ρύπων στους κινητήρες Diesel.....	10
1.3.1) Οξειδία του αζώτου (NO <sub>x</sub> ).....	10
1.3.1.α) Σχηματισμός οξειδίων του αζώτου σε κινητήρες Diesel.....	11
1.3.2) Μονοξειδίο του Άνθρακα (CO).....	12
1.3.3) Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες (HC) .....	13
1.3.3.α) Σχηματισμός ΆκαυστωνΥδρογονανθράκων σε κινητήρες Diesel.....	13
1.3.4) Σωματιδιακές εκπομπές-Αιθάλη.....	14
1.3.4.α) Σχηματισμος σωματιδίων Αιθάλης.....	15
1.3.5) Αντίθετη Μεταβολή Αιθάλης και NO <sub>x</sub> σε Κινητήρες Diesel.....	17
1.3.6) Διοξειδίο του θείου (SO <sub>2</sub> ).....	17
1.3.7) Όρια εκπομπής ρύπων κινητήρων Diesel.....	17

## 2) Τεχνικές μείωσης των ρύπων κινητήρων Diesel

2.1) Πρωτογενείς μέθοδοι (Έλεγχος του μηχανισμού καύσης).....	20
2.1.1) Έλεγχος του συστήματος έγχυσης του καυσίμου.....	21
2.1.1.α) Προπορεία εγχύσεως.....	21
2.1.1.β) Πίεση έγχυσης.....	22
2.1.1.γ) Ρυθμός έγχυσης καυσίμου - Χρήση εξελιγμένων συστημάτων έγχυσης.....	22
2.1.2) Έλεγχος του συστήματος εισαγωγής αέρα.....	23
2.1.2.α) Υπερπλήρωση.....	23
2.1.2.β) Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων.....	24
2.1.3) Σύνθεση του μίγματος.....	24
2.1.4) Έγχυση νερού ή χρήση γαλακτώματος νερού καυσίμου.....	24
2.1.5) Επίδραση της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης και της συστροφής του αέρα.....	25
2.2) Δευτερογενείς μέθοδοι (Περιστολή των σχηματισμένων ρύπων).....	26
2.2.1) Η μέθοδος SCR.....	26
2.2.2) Οι παγίδες αιθάλης.....	28
2.3) Ανακυκλοφορία των καυσαερίων (EGR).....	30

2.3.1) Μέθοδοι και διατάξεις ανακυκλοφορίας καυσαερίων.....	31
2.3.2) Επίδραση του EGR στη σύνθεση του μίγματος αερίου που παγιδεύεται στον κύλινδρο.....	34
2.3.3) Επίδραση του EGR στις εκπομπές ρύπων και την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα.....	36
2.3.4) Αντικατάσταση του EGR με N <sub>2</sub> και CO <sub>2</sub> .....	39
2.4) Εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο (Oxygen Enrichment).....	41
2.4.1) Γενικά.....	41
2.4.2) Σύντομη αναφορά στη τεχνολογική ανάπτυξη συσκευών εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο (μεμβράνες).....	42
2.4.3) Στρατηγική εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο- σύνθεση του μίγματος αέρα καυσίμου.....	44
2.4.4) Συνέπειες του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, στην απόδοση και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα.....	46
2.4.5) Καύση μίγματος εμπλουτισμένου σε οξυγόνο αέρα και καυσίμων με χαμηλή θερμογόνο δύναμη.....	49
2.4.6) Συνδυασμός της τεχνικής εμπλουτισμού σε O <sub>2</sub> του αέρα εισαγωγής με άλλες μεθόδους για ταυτόχρονη μείωση των NO <sub>x</sub> .....	50
2.4.7) Μεμβράνες διαχωρισμού για την παραγωγή εμπλουτισμένου σε οξυγόνο αέρα.....	53

### **3) Περιγραφή του πολυζωνικού μοντέλου για την προσομοίωση της καύσης σε κινητήρες Diesel**

3.1) Γενικά.....	59
3.2) Προσομοίωση διεργασιών καύσης και σχηματισμού ρύπων.....	60
3.2.1) Μεταφορά θερμότητας (Heat Transfer).....	61
3.2.1.α) Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας Στροφάλου.....	62
3.2.2) Συστροφή του αέρα (Air Swirl).....	62
3.2.3) Δέση καυσίμου (Spray).....	63
3.2.4) Ρυθμός Διείσδυσης αέρα (Air entrainment).....	65
3.2.5) Διασκορπισμός του καυσίμου σε σταγονίδια και ατμοποίηση... ..	65
3.2.6) Καύση.....	66
3.2.7) Σχηματισμός ρύπων.....	67
3.2.7.α) Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου.....	68
3.2.7.β) Μοντελοποίηση του σχηματισμού της αιθάλης.....	69
3.3) Προσομοίωση του συστήματος έγχυσης του κινητήρα.....	69
3.4) Δεδομένα εισόδου του μοντέλου (input data).....	70

#### **4) Περιγραφή κινητήρα - έλεγχος αξιοπιστίας του μοντέλου προσομοίωσης (validation)**

4.1) Περιγραφή του Κινητήρα.....	72
4.1.1) Πειραματικά δεδομένα μετρήσεων.....	73
4.1.2) Σημεία λειτουργίας των πειραματικών μετρήσεων.....	74
4.2) Βαθμονόμηση του κώδικα (calibration).....	75
4.3) Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα για μεταβολή EGR.....	75
4.4) Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα για μεταβολή του φορτίου.....	80
4.5) Συμπεράσματα.....	84
4.6) Περιγραφή της υπολογιστικής διερεύνησης.....	85

#### **5) Υπολογισμός δεδομένων εισαγωγής**

5.1) Εισαγωγή.....	86
5.2) Μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (EGR).....	88
5.2.1) Χρήση EGR με σταθερή πίεση υπερπλήρωσης.....	89
5.2.2) Χρήση EGR με σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου.....	90
5.3) Μεταβολή του ποσοστού του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής.....	92
5.3.1) Σταθερή παροχή καυσίμου.....	94
5.3.2) Μεταβλητή παροχή καυσίμου.....	95
5.4) Αλληλουχία υπολογισμών για την εύρεση των τελικών δεδομένων εισαγωγής.....	96
5.5) Αντικατάσταση της ανακυκλοφορίας καυσαερίων με χρήση αζώτου ή διοξειδίου του άνθρακα.....	103
5.5.1) Μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας αζώτου ή διοξειδίου του άνθρακα.....	103
5.5.1.α) Σταθερή πίεση υπερπλήρωσης.....	104
5.5.1.β) Σταθερός λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου.....	105
5.5.2) Μετατροπές στον υπολογισμό εύρεσης των τελικών δεδομένων εισαγωγής.....	106

#### **6) Διερεύνηση της επίδρασης της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων**

6.1) Εισαγωγή.....	108
6.2) Επίδραση του EGR στη λειτουργική συμπεριφορά και στις εκπομπές ρύπων.....	109
6.3) Επίδραση του EGR στο μηχανισμό της καύσης και το σχηματισμό ρύπων.....	113
6.4) Διερεύνηση της δυνατότητας αντικατάστασης της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων με χρήση N <sub>2</sub> ή CO <sub>2</sub> .....	117

**7) Διερεύνηση της επίδρασης εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο**

7.1) Εισαγωγή.....	126
7.2) Επίδραση του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, στη λειτουργική συμπεριφορά και στις εκπομπές ρύπων.....	127
7.3) Επίδραση του ποσοστού του οξυγόνου στο μηχανισμό της καύσης και το σχηματισμό ρύπων.....	131

**8) Διερεύνηση της συνδυασμένης χρήσης της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων και του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο**

8.1) Εισαγωγή.....	136
8.2) Στρατηγική σταθερής πίεσης υπερπλήρωσης.....	137
8.3) Στρατηγική σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου.....	143

**9) Συμπεράσματα.....** 150

**Βιβλιογραφία**

# 1) ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

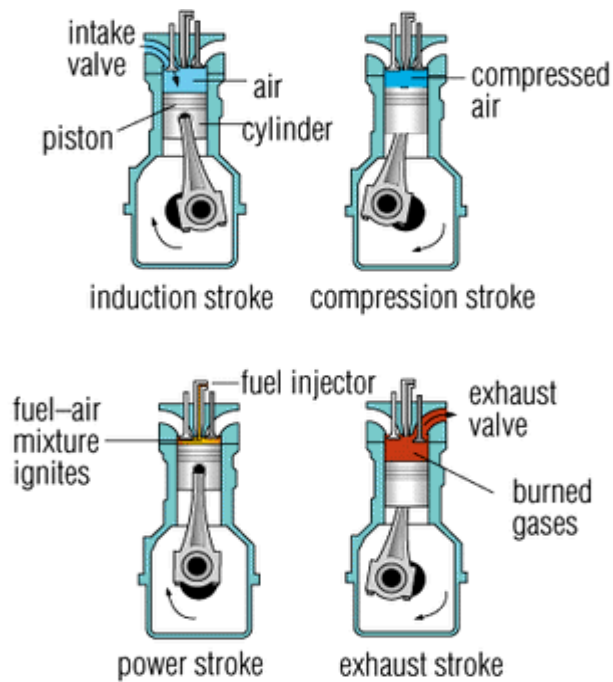
## 1.1) Εισαγωγή

Ο κινητήρας Diesel είναι μια εμβολοφόρος μηχανή εσωτερικής καύσης, που μετατρέπει τη θερμική ενέργεια του πετρελαίου σε κινητική ενέργεια. Κατά την φάση της εισαγωγής στον κύλινδρο εισέρχεται συνήθως μόνο αέρας. Για το σχηματισμό του καυσίμου μείγματος, το καύσιμο εισάγεται στον κύλινδρο διασκορπισμένο στη μάζα του ήδη συμπιεσμένου αέρα, υπό την επίδραση ισχυρής πίεσεως, που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου-εγχυτήρα. Μέσω της εγχύσεως του καυσίμου την κατάλληλη στιγμή στον κύλινδρο, όταν ο αέρας έχει θερμανθεί επαρκώς λόγω της συμπίεσης, δημιουργείται αυτανάφλεξη (αυτόματη ανάφλεξη). Στον κινητήρα Diesel έχουμε την καύση ενός ετερογενούς μείγματος καυσίμου και αέρα, εφόσον το καύσιμο εγχύεται προς το τέλος της διαδρομής συμπίεσεως. [1,2,5]

Υπάρχει μεγάλη ποικιλία κινητήρων Diesel, οι οποίοι έχουν ευρεία εφαρμογή στα μέσα μεταφοράς και στην παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Συνήθεις είναι, οι φυσικής αναπνοής (naturally aspirated) και οι υπερπληρωμένοι, όπου η υπερπλήρωση μπορεί να επιτευχθεί μηχανικώς (supercharged), ή με μονοβάθμια ή διβάθμια συμπίεση στροβίλου (turbocharged). Ως υπερπλήρωση ορίζεται η αύξηση της πυκνότητας του αέρα εισαγωγής, μέσω της αύξησης της πίεσης του πριν εισέλθει στον κύλινδρο και χρησιμοποιείται, συνήθως σε μεγαλύτερους κινητήρες, με σκοπό την μείωση του μεγέθους και του βάρους ενός κινητήρα για δεδομένη εξαγόμενη ισχύ (downsizing). [1]

Οι κινητήρες Diesel διακρίνονται σε δίχρονης (2-X) και τετράχρονης (4-X) λειτουργίας. Όσον αφορά τους τετράχρονους κινητήρες Diesel ο κύκλος λειτουργίας τους αποτελείται από τις παρακάτω φάσεις (Σχήμα 1.1):

1. Αναρρόφηση ατμοσφαιρικού (για κινητήρες φυσικής αναπνοής) ή υπερπληρωμένου αέρα εισαγωγής για την πλήρωση του κυλίνδρου.
2. Συμπίεση του αέρα εισαγωγής μέχρι το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ), μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής.
3. Ψεκασμός του καυσίμου στον υπέρθερμο αέρα του χώρου καύσης και προοδευτική καύση του ετερογενούς μίγματος. Επίσης λόγω της καύσης η αποτόνωση των αερίων και η μετακίνηση του εμβόλου προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ).
4. Άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής για την εξαγωγή των καυσαερίων. [1,5]



Σχήμα 1.1: Κύκλος 4-Χ λειτουργίας κινητήρα Diesel

Η ρύθμιση της ισχύος είναι ποιοτική, δηλαδή επιτυγχάνεται μεταβάλλοντας συνεχώς την ανά κύκλο εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου δηλαδή τον λόγο καυσίμου-αέρα, αφού η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα παραμένει πρακτικώς σταθερή για σταθερή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Έτσι το μέγιστο φορτίο στους μικρότερους κινητήρες καθορίζεται από την καύση και συνεπώς από την κατάσταση του καυσαερίου εξαγωγής (μέγιστο φορτίο εκείνο πέραν του οποίου εμφανίζεται απαράδεκτος, πλέον του "ελαφρού", καπνός στην εξαγωγή), ενώ στους μεγάλων διαστάσεων κινητήρες μπορεί να καθορίζεται και από τις μηχανικές ή θερμικές καταπονήσεις [1,2,5].

Αυτή η αρχή λειτουργίας τους έχει ως αποτέλεσμα την επιβολή ελάχιστου απαιτούμενου λόγου ισοδυναμίας αέρα  $\lambda_a = 1,2 \div 1,8$ , με σκοπό την ύπαρξη σε κάθε περίπτωση ικανής περίσσειας αέρα για την επίτευξη της τέλει καύσης, κάτι που είναι αναγκαίο στους κινητήρες Diesel λόγω των προϊόντων της ατελούς καύσης. Η ύπαρξη όμως των συγκεκριμένων ορίων οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος (αντιστρόφως ανάλογη του ελάχιστου  $\lambda_a$ ), το οποίο όμως αντιμετωπίζεται σήμερα μέσω της υπερπλήρωσης [1,2,5].

Επι πλέον οι συνθήκες καύσης στους κινητήρες Diesel είναι αρκετά δυσχερείς και αυτό διότι ψεκάζουμε σταγόνες καυσίμου, το οποίο πρέπει αρχικά να ατμοποιηθεί και να αναμιχθεί πλήρως με τον αέρα ώστε μετά να γίνει η ανάφλεξη του σχηματισμένου μίγματος. Μια τέτοια διαδικασία απαιτεί χρόνο, αλλά ο διατιθέμενος είναι ελάχιστος και αντιστοιχεί σε λίγες μοίρες γωνίας στροφάλου ( $\Delta t = \Delta \phi / 6N$  όπου  $\Delta t$  σε ms). Έτσι προκύπτει άνω όριο ταχύτητας περιστροφής ( $N = 5.000 \div 5.500$  rpm) πάνω από το οποίο ο χρόνος δεν επαρκεί για την έναυση, μιας και για διπλασιασμό της ταχύτητας περιστροφής ο διατιθέμενος χρόνος περιορίζεται στον μισό. [2,5]



Οι δυσμενείς αυτές συνθήκες καθιστούν αναγκαίο τον εξοπλισμό του κινητήρα με ένα υψηλών απαιτήσεων κατασκευής και λειτουργίας σύστημα προσαγωγής του καυσίμου, το οποίο αποτελείται συνήθως από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα και το σωλήνα καταθλίψεως που τα συνδέει. Το σύστημα εγχύσεως του καυσίμου αποτελεί το σημαντικότερο ίσως σύστημα των κινητήρων Diesel, διότι υπό την επίδραση ισχυρής πίεσεως επιβάλλει την διασκόρπιση του καυσίμου σε μικρά σταγονίδια, που διανέμονται ομοιόμορφα στον θάλαμο καύσης και έτσι βοηθά, μαζί με τις έντονες στροβιλώδεις κινήσεις του αέρα στον κύλινδρο, στην επαφή του με το  $O_2$  του αέρα για την επίτευξη ταχείας και τέλει καύσης. Εκτός αυτού σκοπός του συστήματος εγχύσεως είναι να εισέρχεται το καύσιμο σε κάθε περίπτωση (π.χ. για μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής) την κατάλληλη χρονική στιγμή (προπορεία εγχύσεως). [2]

Η επιτυχία της αυτανάφλεξης του μίγματος καυσίμου-αέρα εξαρτάται από τη θερμοκρασία του συμπιεσμένου αέρα. Η ελάχιστη αυτή θερμοκρασία καλείται θερμοκρασία αυτανάφλεξης. Για το λόγο αυτό απαιτείται υψηλή σχέση συμπίεσης (της τάξης του 12 με 24) με σκοπό την δημιουργία υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών. Εκτός αυτού η υψηλή σχέση συμπίεσης έχει ως θετικό αποτέλεσμα την επίτευξη μεγάλων βαθμών απόδοσης. Το γεγονός αυτό μαζί με την ικανότητα του κινητήρα Diesel να καύσει φτηνότερα και λιγότερο πτητικά καύσιμα τον καθιστά την οικονομικότερη των χρησιμοποιούμενων σήμερα θερμικών μηχανών. [2,3,5]

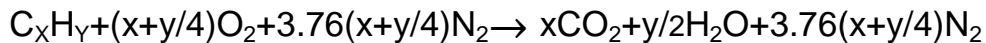
## 1.2) Μηχανισμός της καύσης σε κινητήρες Diesel

### 1.2.1) Καύση

Ο όρος Καύση αποδίδεται σε μια διεργασία μετατροπής μάζας και ενέργειας, όπου η χημική ενέργεια των δεσμών του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια. Είναι μια ταχύτατη εξώθερμη χημική αντίδραση μεταξύ του καυσίμου και του οξυγόνου του αέρα (οξειδωση), η οποία λαμβάνει χώρα με αρκετά υψηλό βαθμό απόδοσης θερμότητας με άμεσο επακόλουθο την εμφάνιση των φαινομένων καύσης (έντονη αύξηση θερμοκρασίας και πίεσης) [4].

Η επίτευξη τέλει καύσης είναι ο βασικός σκοπός των Μ.Ε.Κ. για την μεγιστοποίηση της απελευθέρωσης της διαθέσιμης ενέργειας και απαιτεί υψηλές θερμοκρασίες, υψηλά επίπεδα τύρβης και επαρκή χρόνο. Πέραν αυτού η ατελής καύση είναι ανεπιθύμητη και λόγω των επιβλαβών προϊόντων της [1,2,4].

Η στοιχειομετρική καύση ενός καυσίμου υδρογονάνθρακα ( $C_xH_y$ ) με οξυγόνο παρουσιάζεται μέσω της εξίσωσης:



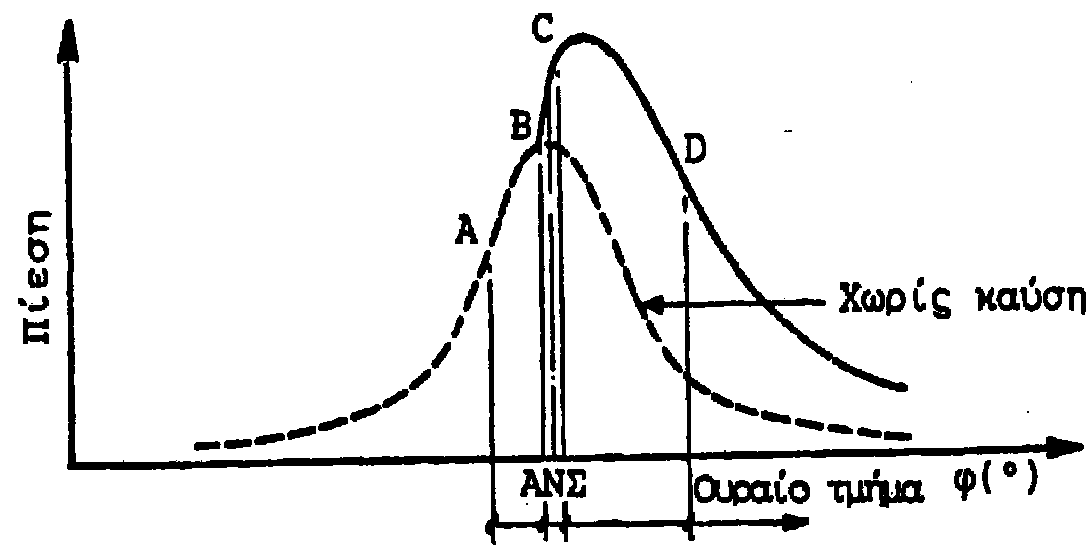
όπου χρησιμοποιείται το απαιτούμενο στοιχειομετρικό ποσό  $O_2$  (ελάχιστο) [1,2,4].

Στην πραγματικότητα όμως μόνο με την ύπαρξη ικανής περίσσειας αέρα μπορούμε να επιτύχουμε τέλεια καύση (ειδικά για κινητήρες Diesel). Υπό συνθήκες περίσσειας αέρα έχουμε εμφάνιση οξυγόνου στα προϊόντα της καύσης και λόγο ισοδυναμίας καυσίμου  $\Phi$  μικρότερο της μονάδας όπου [1,2]:

$$\Phi = \frac{\text{μάζα καυσίμου}}{\text{μάζα αέρα}} \left( \frac{\text{μάζα καυσίμου}}{\text{μάζα αέρα}} \right)_{\text{στοιχ}}$$

### 1.2.2) Περιγραφή των σταδίων της καύσης

Η καύση στον θάλαμο καύσης ενός κινητήρα Diesel δεν είναι απότομη αλλά προοδευτική. Πραγματοποιείται σε τρία χαρακτηριστικά στάδια, τα οποία αποτελούνται από σύνθετες εναλλαγές χημικών και φυσικών διεργασιών, των οποίων ο διαχωρισμός εξαρτάται από τη σχεδίαση και τη λειτουργία του κινητήρα. Τα τρία αυτά στάδια τα οποία διακρίνονται στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του σχήματος 1.2 θα αναλυθούν παρακάτω [2,3]:

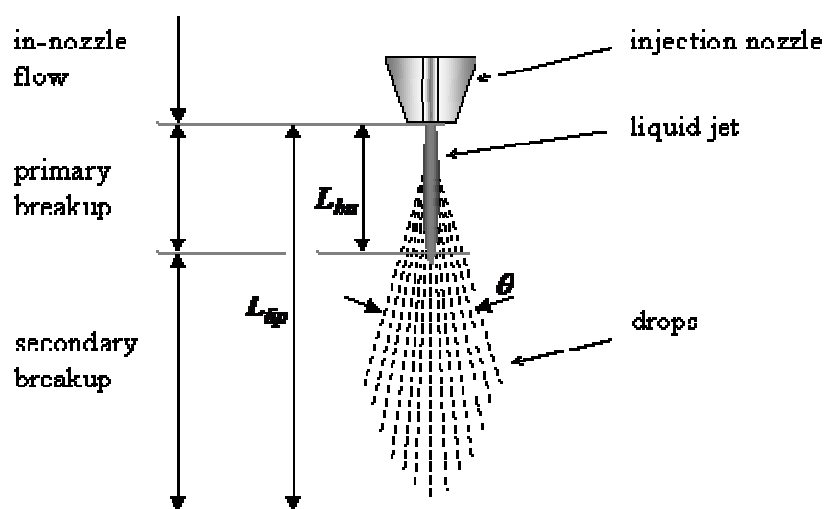


Σχήμα 1.2 Στάδια της καύσης σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα diesel

### 1.2.2.α) Καθυστερήση αναφλέξεως

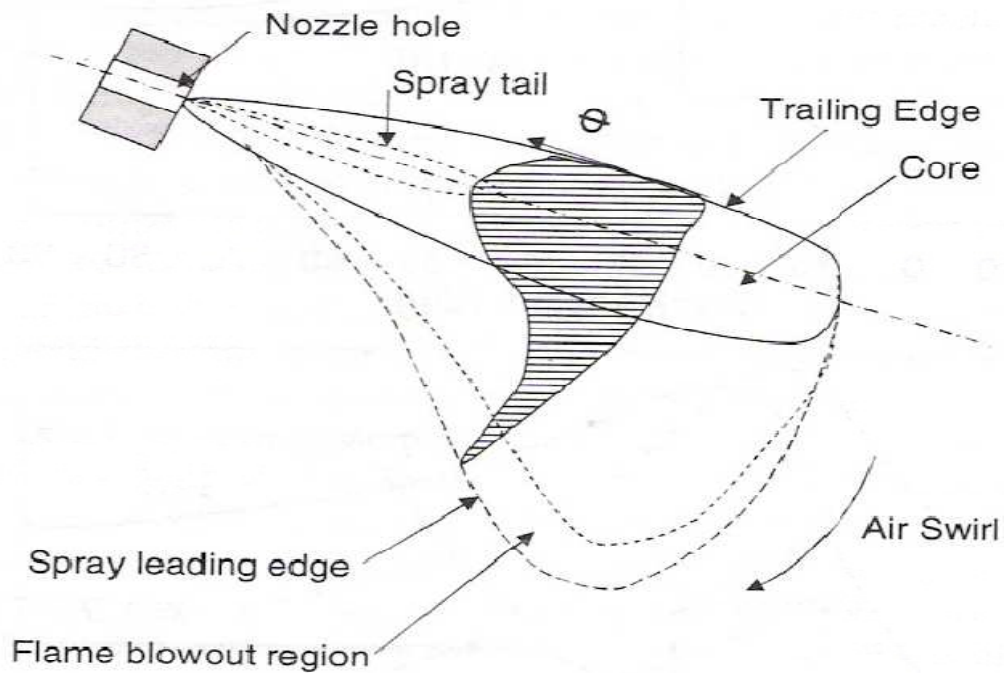
Προς το τέλος της συμπίεσης το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης με τη μορφή σταγονιδίων με υψηλή πίεση και αναμιγνύεται με το περιεχόμενο του κυλίνδρου. Στην χρονική αυτή περίοδο, της προανάμειξης του καυσίμου με το αέριο μίγμα του κυλίνδρου, δεν συντελείται καύση, διότι για οποιοδήποτε καύσιμο απαιτείται συγκεκριμένος χρόνος για την φυσική (ανάμιξη) και την χημική (κινητική αντιδράσεων) προετοιμασία του μείγματος. Η περίοδος αυτή ολοκληρώνεται, όπως φαίνεται και στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του σχήματος 1.2, με την απότομη αύξηση του ρυθμού μεταβολής της πίεσης, λόγω της αυτανάφλεξης του προαναμειγμένου μείγματος του κυλίνδρου. Ο χρόνος αυτός που παρέρχεται μεταξύ της εγχύσεως του καυσίμου και της αυτανάφλεξης καλείται χρόνος καθυστέρησης  $\tau_z$  (delay period) και είναι αντιστρόφως ανάλογος της θερμοκρασίας αυτανάφλεξης  $\theta_z$ , γεγονός το οποίο αποδुकνείει την σημασία ύπαρξης υψηλού βαθμού συμπίεσης. [1-3]

Η φυσική προετοιμασία του μίγματος αποτελεί τη δημιουργία δέσμης καυσίμου αέρα στον κύλινδρο. Με την επιβόλη μεγάλης διαφοράς πίεσης κατά μήκος του ακροφυσίου του εγχύτηρα, το υγρό καύσιμο εισέρχεται στον θάλαμο καύσης με αρκετή ταχύτητα ώστε να διασκορπίζεται σε μικρά σταγονίδια με σκοπό την ατμοποίηση του και την ανάμιξη του με τον συμπιεσμένο αέρα του κυλίνδρου. Σημαντικό ρόλο για την επίτευξη όσο το δυνατόν μικρότερων σταγονιδίων παίζει εκτός της υψηλής διαφοράς πίεσης, το μέγεθος των οπών και το ιξώδες του καυσίμου. Η σχηματιζόμενη, σχεδόν κωνική (σχήμα 1.3 και 1.5), δέσμη καυσίμου οδεύει εντός του θαλάμου καύσεως με μειούμενη ταχύτητα καθώς η μάζα του αέρα εντός της δέσμης αυξάνει, αυξάνοντας έτσι και το πλάτος της δέσμης ουσιαστικά διασκορπίζοντας την (όσο πιο λεπτή δέσμη τόσο πιο συμπαγής). [1,2]



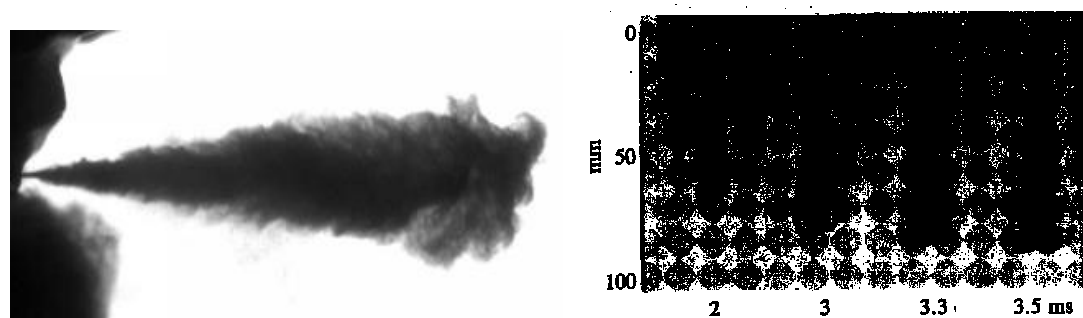
Σχήμα 1.3: Τυπική κωνική μορφή δέσμης καυσίμου

Το φαινόμενο αυτό ισχυροποιείται ιδιαίτερα σε περίπτωση που έχουμε συστροφή του αέρα εντός του θαλάμου καύσης (σχήμα 1.4). Τα σταγονίδια του καυσίμου εντός της δέσμης αρχίζουν να ατμοποιούνται, καθώς αυτή διεισδύει εντός του θαλάμου καύσης και συνεχίζει τον συμπαρασυρμό του αέρα. Έτσι δημιουργούνται περιοχές εντός της δέσμης με μικρότερη ή περισσότερη ποσότητα υγρού ή ατμοποιηθέντος καυσίμου (περισσότερο ατμοποιηθέν καύσιμο και αέρας στην περιφέρεια και περισσότερο υγρο καύσιμο στον άξονα της δέσμης). [1,2]



Σχήμα 1.4 : Μορφή δέσμης καυσίμου εγχυόμενης σε αέρα με συστροφή , και κτανομή του  $\Phi$  εγκαρσίως της δέσμης

Η ατμοποίηση του καυσίμου είναι τόσο εντονώτερη, όσο μικρότερο είναι το μέγεθος των σταγονιδίων, όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία του αέρα και όσο μεγαλύτερη η ταχύτητα της δέσμης. [1,2]



Σχήμα 1.5: Τυπική κωνική μορφή δέσμης καυσίμου

Όταν η δέσμη έχει διεισδύσει μέχρι τα όρια του θαλάμου καύσης, προσκρούει στα τοιχώματα του κυλίνδρου ή του εμβόλου και εξαναγκάζεται να ακολουθήσει ροή κατά μήκος του τοίχου ώσπου να αντιδράσει με μια άλλη δέσμη (για εγχυτήρες πολλών οπών), κάτι το οποίο είναι ανεπιθύμητο. Συμπεραίνουμε λοιπόν ότι μας ενδιαφέρει να βελτιστοποιήσουμε το μήκος και την ταχύτητα της δέσμης ώστε να έχουμε τα επιθυμητά αποτελέσματα.

Η χημική προετοιμασία του μίγματος επικεντρώνεται στις αντιδράσεις του καυσίμου που προηγούνται της αντίδρασης της καύσης. Μετά την ατμοποίηση των σταγονιδίων λαμβάνει μέρος η διάσπαση των βαρύτερων και κατά κανόνα αδρανέστερων υδρογονανθράκων σε ελαφρύτερους και πιο δραστικούς, των οποίων η αυτανάφλεξη είναι εφικτή. Αυτή η χημική διεργασία εξαρτάται από την σύνθεση του καυσίμου, τη θερμοκρασία και πίεση της πλήρωσας του κυλίνδρου, καθώς και από την φυσική προετοιμασία που αναφέραμε νωρίτερα. Συμπεραίνουμε λοιπόν πως στην αυτανάφλεξη του καυσίμου οδηγεί ο σωστός συνδυασμός φυσικής και χημικής προετοιμασίας του. [1,2]

Η κυριότερη ιδιότητα ενός καυσίμου Diesel είναι η Ποιότητα Αναφλέξεως (Ignition Quality), η οποία πρέπει να είναι υψηλή για την εξασφάλιση ομαλής καύσης και καθορίζεται από τον αριθμό κετανίου (cetane number). Για ομαλή καύση και επιθυμητά αποτελέσματα χρειάζονται, ειδικά για ταχύστροφους κινητήρες, καύσιμα με σχετικά υψηλό αριθμό κετανίου (CN>45), ενώ οι βραδύστροφοι μπορούν να λειτουργήσουν και με καύσιμο μικρότερου αριθμού κετανίου (CN>30). [2,5]

Είναι ευνοήτο πως ο χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως πρέπει να είναι βραχύς, για την αποφυγή έντονης προαναμεμειγμένης καύσης και των αρνητικών της συνεπειών (μη ομαλή λειτουργία, εκπομπές ρύπων, θόρυβος, καταπόνηση εξαρτημάτων μηχανής) [1,2]. Διάφοροι φυσικοί παράγοντες που επηρεάζουν τον χρόνο καθυστέρησης αναφλέξεως είναι:

- Ο χρονισμός εγχυσης του καυσίμου (προπορεία εγχύσεως) διότι επηρεάζει τις επικρατούσες στον θάλαμο συνθήκες κατά την έγχυση.
- Το φορτίο.
- Η πληρέστερη και λεπτότερη διασκόρπιση του καυσίμου καθώς και η ταχύτητα του.
- Ιδιότητες του αέρα εισαγωγής (πίεση, θερμοκρασία). Αντιστρόφως ανάλογη επίδραση στην καθυστέρηση
- Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Με την αύξηση της έχουμε μείωση της χρονικής καθυστέρησης, το οποίο μας επιτρέπει να δουλεύουμε σε ένα σχετικά ευρύ φάσμα στροφών. Δυστυχώς, όμως, υπάρχει άνω όριο αντιστροφής της θετικής επίδρασης
- Η θερμοκρασία των τοιχωμάτων.

- Η συστροφή του αέρα. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η συστροφή του αέρα βοηθά στην καλύτερη και γρηγορότερη φυσική προετοιμασία του μίγματος αέρα-καυσίμου.
- Η συγκέντρωση σε οξυγόνο με αντιστρόφως ανάλογη επίδραση στον χρόνο καθυστέρησης αναφλέξεως. [1,2]

### 1.2.2.β) Ανεξέλεγκτη Καύση

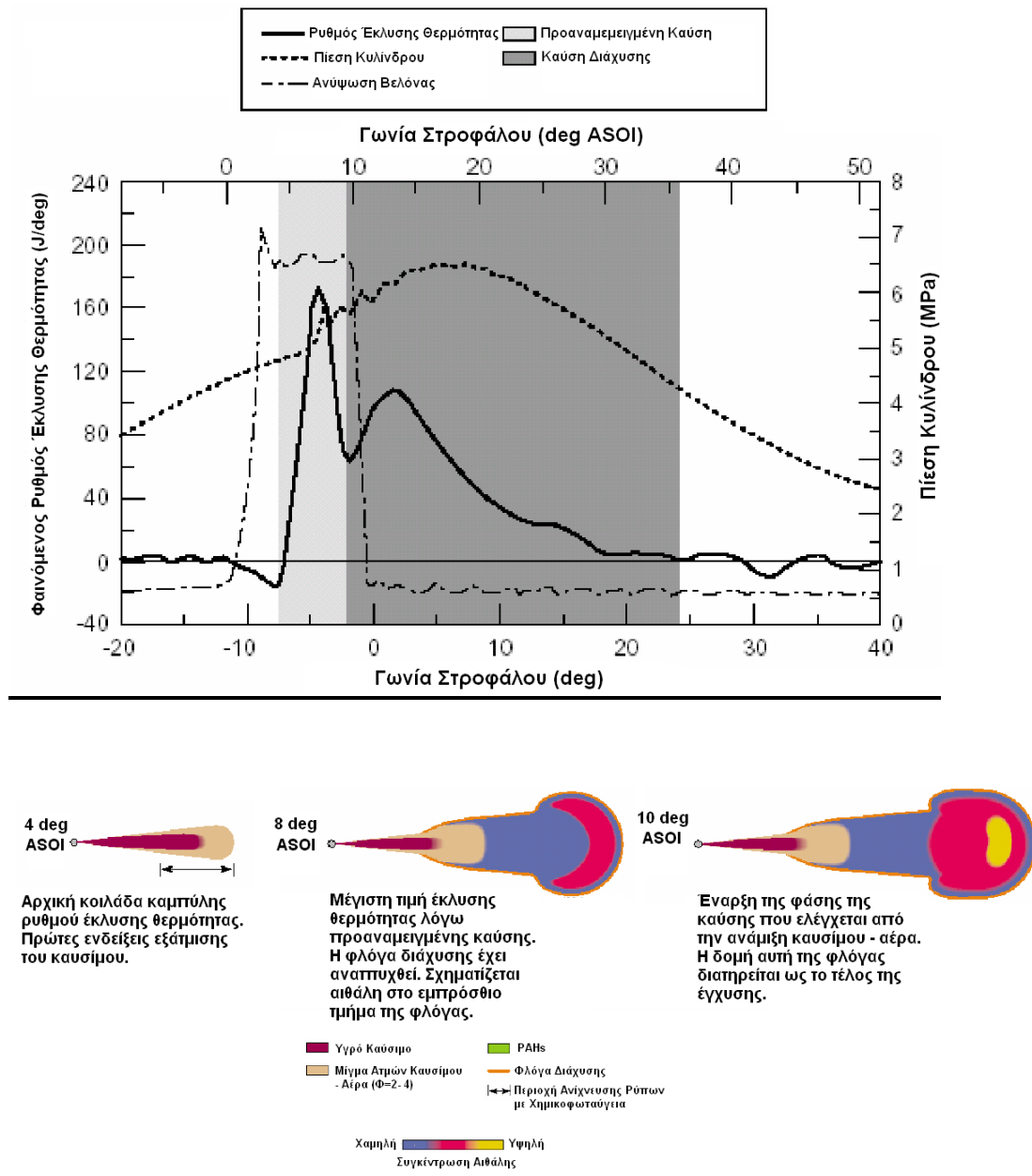
Η περίοδος προετοιμασίας του καυσίμου τελειώνει όταν το προαναμεμιγμένο μείγμα του κυλίνδρου αυταναφλέγεται λόγω της υψηλής του πίεσης και θερμοκρασίας, οι οποίες είναι απόρροια της συμπίεσης ενός ομογενούς μίγματος, σε σύντομο χρονικό διάστημα. Η ανάφλεξη λαμβάνει μέρος σε διάφορες θέσεις του θαλάμου καύσης, όπου το μίγμα αέρα-καυσίμου βρίσκεται μέσα στα όρια ανφλεξιμότητας. Ο ψεκασμός του καυσίμου συνεχίζεται μέχρι να εισέλθει στον κύλινδρο η επιθυμητή παροχή καυσίμου, αλλά δεν οφείλεται σε αυτό η απότομη αύξηση της πίεσης, παρά στις εστίες που έχουν αναφλεγεί. [2,3]

Καθώς η σταγονοποίηση του εγχυθέντος καυσίμου, η ατμοποίηση των σταγονιδίων και η ανάμιξη του αέρα με το καύσιμο συνεχίζουν να πραγματοποιούνται, οι εστίες αναφλέξεως επεκτείνονται σε όλη τη περιοχή του θαλάμου καύσεως δημιουργώντας τις συνθήκες για την καύση, του συνεχώς σχηματιζόμενου μίγματος. Η απότομη αυτή ανάφλεξη μπορεί να οδηγήσει σε κρουστική καύση και τη δημιουργία κυματος πίεσης που προκαλεί οξυ ήχο (κτύπος καύσης). Στην αποφυγή τέτοιων αρνητικών συνεπειών συντελεί ο μικρός χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως. [2]

### 1.2.2.γ) Ελεγχόμενη καύση

Αμέσως μετά την προαναμεμιγμένη καύση, η καύση του καυσίμου γίνεται κυρίως μη ομογενής και ελεγχόμενη από τη διάχυση (ο ρυθμός της καύσης καθορίζεται από τον ρυθμό ανάμιξης καυσίμου και αέρα). Η φάση αυτή ονομάζεται ελεγχόμενη διότι η πίεση, η ποσότητα και η ταχύτητα έγχυσης, καθώς και ο στροβιλισμός του αέρα μπορούν να ρυθμιστούν για την επίτευξη καλής ανάμιξης αέρα-καυσίμου. Το εγχυόμενο καύσιμο βρίσκει ιδανικές συνθήκες για την καύση του, η οποία γίνεται με την ελάχιστη δυνατή καθυστέρηση αναφλέξεως. Η καύση συνεχίζεται μέχρι και το τέλος της φάσης της αποτονώσεως στο λεγόμενο ουριαίο τμήμα της όλης διάρκειας της καύσης. [2,3]

Τα επιμέρους στάδια της καύσης του κινητήρα diesel διακρίνονται στο σχήμα 1.6, όπου σε ένα κοινό διάγραμμα δίνονται τυπικές μεταβολές για την ανύψωση της βελόνας του εγχυτήρα, την πίεση κυλίνδρου και το ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Επίσης αποδίδονται σχηματικά οι διάφορες μορφές που λαμβάνει η δέσμη του καυσίμου από τη στιγμή της έγχυσης και κατά τη διάρκεια των φάσεων καύσης.



Σχήμα 1.6: Χαρακτηριστικό διάγραμμα μεταβολής του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, της πίεσης καύσης και της ανύψωσης της βελόνας του εγχυτήρα κινητήρα diesel και μορφή της δέσμης κατά τη διάρκεια των φάσεων καύσης

### 1.3) Σχηματισμός ρύπων στους κινητήρες Diesel

Παρά τα πολλά του πλεονεκτήματα, ο κινητήρας diesel εξακολουθεί να είναι ρυπογόνος. Τα καυσαέρια του κινητήρα αποτελούνται από εκατοντάδες αέρια, ημι-πτητικά και σωματιδιακά οργανικά συστατικά, που παράγονται μέσω της καύσης του πετρελαίου. Η ακριβής σύσταση των καυσαερίων εξαρτάται από τις παραμέτρους λειτουργίας, όπως η ταχύτητα περιστροφής, το φορτίο του κινητήρα, ο τύπος του κινητήρα, η σύσταση του καυσίμου, η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος και η σχετική υγρασία. [3]

Όπως περιγράψαμε κατά τον μηχανισμό της καύσης, η διανομή του καυσίμου σε όλα τα κρίσιμα σημεία του κύκλου είναι ανομοιόμορφη, το οποίο έχει σημαντική επιρροή στον σχηματισμό των ρύπων. Το φαινόμενο της χημικής διάστασης που λαμβάνει χώρα κατά την καύση και το οποίο εξαρτάται έντονα από τη θερμοκρασία και από την αναλογία καυσίμου αέρα είναι έντονο λόγω του ετερογενούς χαρακτήρα του μίγματος. Για παράδειγμα η αιθάλη που εμφανίζεται για πολύ μεγάλες τιμές λόγου μάζας καυσίμου προς μάζα αέρα, σχηματίζεται σε συγκεκριμένες τοπικές περιοχές (πυρήνας της δέσμης), οι οποίες είναι πλούσιες σε καύσιμο, διότι δεν έχει επιτευχθεί πλήρης ανάμιξη. [2]

Στη συνέχεια δίνεται μια σύντομη περιγραφή των κυριότερων ατμοσφαιρικών ρύπων και της συνεισφοράς του κινητήρα diesel στο σχηματισμό τους καθώς και ο σχηματισμός τους στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης του κινητήρα.

#### 1.3.1) Οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>)

Τα οξειδία του αζώτου που θεωρούνται ατμοσφαιρικοί ρύποι είναι το μονοξείδιο του αζώτου (NO), το διοξείδιο του αζώτου (NO<sub>2</sub>) και το υποξείδιο του αζώτου (N<sub>2</sub>O). Οι δυο πρώτες από αυτές τις ενώσεις αναφέρονται από κοινού ως NO<sub>x</sub>, αλλά το NO είναι το κυρίαρχο οξείδιο του αζώτου που παράγεται από κινητήρες εσωτερικής καύσης. Σχεδόν όλη η ποσότητα NO<sub>x</sub> (94%) που εκπέμπεται στην ατμόσφαιρα προέρχεται από ανθρωπογενείς δραστηριότητες. Οι κινητήρες diesel είναι υπεύθυνοι για το 27% των συνολικών εκπομπών NO<sub>x</sub> που αποβάλλονται στο περιβάλλον από ανθρωπογενείς δραστηριότητες. [3]

Τα οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>) παίζουν σημαντικό ρόλο στους φωτοχημικούς κύκλους αντίδρασης, οδηγώντας στο σχηματισμό αιθαλομίχλης (φωτοχημικό νέφος) στην αστική τροπόσφαιρα. Κάτω από την επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας (υπεριώδες ηλιακό φως) συμμετέχουν σε ορισμένες χημικές αντιδράσεις υπό την αλληλεπίδραση πτητικών οργανικών ενώσεων (VOCs) που έχουν σαν αποτέλεσμα τη μετατροπή των άκαυστων υδρογονανθράκων στα λεγόμενα φωτοχημικά οξειδωτικά και την παραγωγή

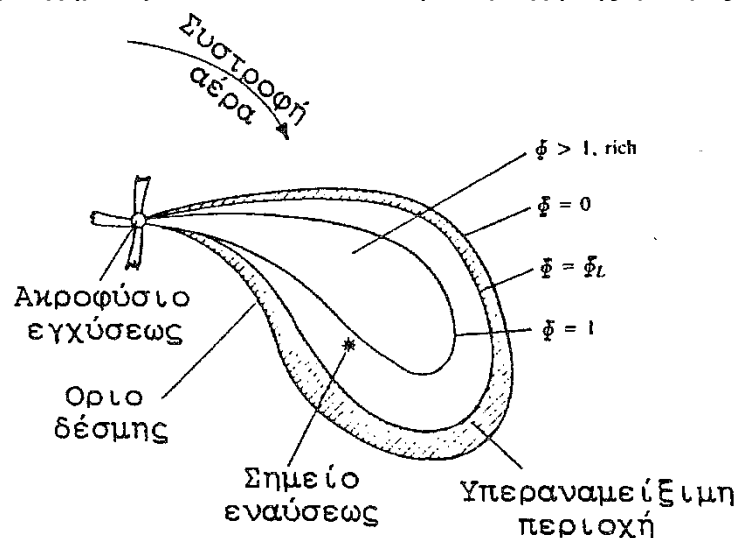


όζοντος, που επίσης είναι τοξικό για το αναπνευστικό σύστημα και προκαλεί απώλειες στην αγροτική παραγωγή. Με τη βοήθεια του όζοντος και του οξυγόνου της ατμόσφαιρας τα οξειδία του αζώτου δημιουργούν κατόπιν ένα κύκλο δευτερογενούς ρύπανσης, η οποία καταλήγει στο σχηματισμό του φωτοχημικού νέφους και αέριων τοξικών συστατικών. Τα οξειδία του αζώτου οδηγούν επίσης στη μείωση του πολύτιμου, για την απορρόφηση της υπεριώδους ακτινοβολίας, στρατοσφαιρικού όζοντος, όπως επίσης και στην όξινη βροχή. [3]

### 1.3.1.α) Σχηματισμός οξειδίων του αζώτου σε κινητήρες Diesel

Το μονοξείδιο του αζώτου (NO), σχηματίζεται σε κινητήρες diesel σε όλο το εύρος της περιοχής υψηλών θερμοκρασιών που καταλαμβάνουν τα προϊόντα της καύσης γύρω από τη φλόγα. Κύρια πηγή σχηματισμού του είναι η οξειδωση του αζώτου (N<sub>2</sub>) του αέρα πλήρωσης του κυλίνδρου. [2,3]

Οι υψηλότεροι ρυθμοί σχηματισμού NO παρατηρούνται σε περιοχές που βρίσκονται πλησίον της στοιχειομετρίας, άρα κυρίως κατά την φάση της ανεξέλεγκτης καύσης όπου έχουμε φλόγα προανάμιξης. Το διοξείδιο του αζώτου (NO<sub>2</sub>), σχηματίζεται από το NO στην περιοχή της φλόγας. [2,3]



Σχήμα 1.7: Κατανομή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου  $\Phi$ , την στιγμή της πρώτης εναύσεως, δέσμης καυσίμου κινητήρα diesel αμέσου εγχύσεως

Το άζωτο στον ατμοσφαιρικό αέρα είναι κανονικά ένα αδρανές αέριο. Στις θερμοκρασίες της καύσης του αεριοποιημένου καυσίμου, ποσότητες αζώτου συνδυάζονται με το οξυγόνο διαμορφώνοντας τα οξειδία του αζώτου. Για αυτό, ο σχηματισμός των NO<sub>x</sub> εξαρτάται κυρίως, από τις θερμοκρασίες που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου (ισχυρή εκθετική συσχέτιση) κατά τη διάρκεια της καύσης και από τη διαθέσιμη ποσότητα οξυγόνου. [1,2]

Καταλαβαίνουμε λοιπόν ότι η κρίσιμη περίοδος του σχηματισμού των NO<sub>x</sub>, βρίσκεται μεταξύ της έναρξης της καύσης και λίγο μετά την επίτευξη της μέγιστης πίεσης. Αυτό ισχύει διότι λίγο μετά (δηλαδή κατά την ελεγχόμενη καύση), λόγω της διεύθυνσης και της διάσπασης της δέσμης και της ανάμιξης με ψυχρό αέρα, έχουμε πτώση της θερμοκρασίας και "πάγωμα" των χημικών αντιδράσεων σχηματισμού. [1,2]

Οποιοσδήποτε παρεμβάσεις στη σχεδίαση ή στη λειτουργία του κινητήρα, που προκαλούν μείωση, της μέγιστης θερμοκρασίας της καύσης, των μερικών πιέσεων του αζώτου και του οξυγόνου που έχουν προκύψει από τη διάσταση, ή του χρόνου παραμονής του καύσιμου μίγματος σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες, μπορούν να επιφέρουν μείωση των εκπομπών NO<sub>x</sub>. [3]

Οι κύριες παράμετροι λειτουργίας που επηρεάζουν τον σχηματισμό των οξειδίων του αζώτου είναι:

- Η ρύθμιση του φορτίου στον κινητήρα, δηλαδή η ρύθμιση της παροχής καυσίμου, με την αύξηση του οποίου, παρατηρείται αύξηση της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης, της μίας δηλαδή εκ των δύο παραμέτρων που ευθύνονται για τον σχηματισμό των NO<sub>x</sub>
- Η προπορεία έγχυσης, η μείωση της οποίας συμβάλλει στη μείωση του διάρκειας της προαναμειγμένης (ανεξέλεγκτης) καύσης, συμβάλλοντας συνεπώς και στη μείωση των εκπομπών NO<sub>x</sub>.
- Το ποσοστό του παραμένου καυσαερίου (residual gas) στο θάλαμο καύσης, αύξησή του οποίου προκαλεί σημαντική μείωση των NO<sub>x</sub>, κυρίως λόγω της υψηλής ειδικής θερμοχωρητικότητας του που βοηθά στη μείωση του επιπέδου των θερμοκρασιών (λόγος ανάπτυξης της τεχνικής της ανακυκλοφορίας καυσαερίου όπως θα εξηγηθεί παρακάτω). [1,2]

### 1.3.2) Μονοξείδιο του Άνθρακα (CO)

Το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) παράγεται κυρίως λόγω της καύσης στερεών, αερίων και υγρών καυσίμων. Η Υπηρεσία Προστασίας Περιβάλλοντος των ΗΠΑ εκτιμά ότι οι κινητήρες diesel είναι υπεύθυνοι περίπου για το 5% των εκπομπών CO λόγω ανθρωπογενών δραστηριοτήτων (προέρχεται κυρίως από τους βενζινοκινητήρες). Η τοξικότητα του CO οφείλεται στην ικανότητα που έχει, για μείωση της μεταφορικής ικανότητας του αίματος σε οξυγόνο και προκαλεί πονοκεφάλους και προβλήματα στο κυκλοφορικό σύστημα. [3]

Το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) είναι αποτέλεσμα ατελούς καύσης των υδρογονανθράκων (και του άνθρακα γενικότερα) και σχηματίζεται κυρίως στις περιοχές του θαλάμου καύσης, οι οποίες είναι ιδιαίτερα πλούσιες σε καύσιμο. Αν οι θερμοκρασίες είναι αρκετά υψηλές, το μονοξείδιο του άνθρακα μπορεί να αντιδράσει περαιτέρω με το οξυγόνο σχηματίζοντας CO<sub>2</sub>. Γενικά, οι

εκπομπές CO από κινητήρες εσωτερικής καύσης, αυξάνονται όταν το διαθέσιμο οξυγόνο δεν επαρκεί για τη στοιχειομετρική καύση του μίγματος, οπότε ελέγχονται κυρίως από το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου. Επειδή οι κινητήρες diesel λειτουργούν πάντα με περίσσεια αέρα, οι εκπομπές CO είναι γενικά χαμηλές. [2,3]

### 1.3.3) Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες (HC)

Όλοι οι υδρογονάνθρακες στην ατμόσφαιρα θεωρούνται πτητικές οργανικές ενώσεις και δεν λογίζονται στο σύνολο τους ως ρύποι, παρόλο που κάποια συγκεκριμένα συστατικά τους χαρακτηρίζονται ως τοξικά. Οι περισσότεροι υδρογονάνθρακες δεν είναι τοξικοί σε χαμηλές συγκεντρώσεις ενώ ορισμένες ενώσεις είναι καρκινογενείς ή ύποπτες ως καρκινογόνες (ιδιαίτερα το βενζόλιο). Η σημασία τους προκύπτει από τη συμμετοχή τους στο σχηματισμό όζοντος άρα και φωτοχημικού νέφους. Συμφωνα με εκτιμήσεις οι κινητήρες diesel συμβάλλουν μόνο στο 5% των συνολικών εκπομπών πτητικών οργανικών ενώσεων που προέρχονται από ανθρωπογενείς δραστηριότητες. [3]

#### 1.3.3.α) Σχηματισμός Άκαυστων Υδρογονανθράκων σε κινητήρες Diesel

Οι εκπομπές ακαύστων υδρογονανθράκων από κινητήρες diesel αποτελούν συνέπεια της ατελούς καύσης του καυσίμου υδρογονάνθρακα. Υφίστανται κυρίως εξαιτίας του εγκλωβισμού του καυσίμου και του λιπαντικού στα διάκενα μεταξύ εμβόλου και τοιχωμάτων του κυλίνδρου, τα οποία εμποδίζουν την ικανοποιητική ανάμιξη με το αέρα ώστε να υπάρξει πλήρης καύση. Υπό κάποιες συνθήκες ψυχρής εκκίνησης, οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες που σχετίζονται με το καύσιμο εκπέμπονται ως ομίχλη υγρών άκαυστων σωματιδίων καυσίμου ("λευκός καπνός"). [2,3]

Οι κυριότερες αιτίες εκπομπών υδρογονανθράκων, για κανονικές συνθήκες λειτουργίας ενός κινητήρα Diesel, είναι το φαινόμενο της υπερανάμειξης κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης και η υποανάμειξιμότητα. Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες μπορούν να ελεγχθούν κατά τον σχηματισμό τους στο θάλαμο καύσης, μειώνοντας το μέγεθος και τον αριθμό των διακένων και μειώνοντας επίσης την καθυστέρηση ανάφλεξης. [1-3]

Η υπερανάμειξη είναι μια κατάσταση, κατά την οποία σε συγκεκριμένες περιοχές της δέσμης το καύσιμο έχει αναμιχθεί με το ρεύμα αέρα πέραν του ορίου φτωχής αναφλεξιμότητας (ετερογενές μίγμα αέρα-καυσίμου), με συνέπεια την ατελή καύση του μίγματος στην περιοχή αυτή. Άμεση επίδραση

στο φαινόμενο αυτό έχουν η διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης και ο ρυθμός ανάμειξης. [1,2]

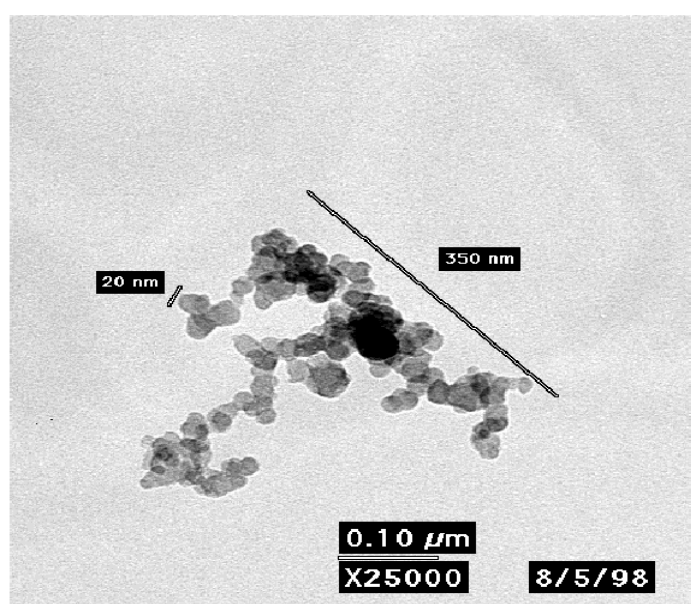
Η υποαναμειξιμότητα είναι η κατάσταση, κατά την οποία επικρατεί χαμηλή ανάμειξη του καυσίμου με τον αέρα. Αυτό συμβαίνει κυρίως λόγω του καυσίμου που εξέρχεται του εγχύτηρα με πολύ χαμηλή ταχύτητα στο τέλος της διέργασίας της καύσης, αλλά ενδεχομένως και σε περίπτωση υπερφορτίσεως του κινητήρα ή σε περίπτωση δευτερογενούς εγχύσεως. [1,2]

Τέλος σημαντική επίδραση έχει και η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσεως, που μπορεί να οδηγήσει σε σβέση της φλόγας ή ακόμα και σε αστοχία εναύσεως. [1,2]

#### 1.3.4) Σωματιδιακές εκπομπές -Αιθάλη

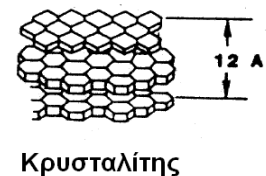
Η μεγάλη συγκέντρωση αιθάλης, που σχηματίζεται από την καύση, γίνεται αντιληπτή ως μαύρος καπνός στην εξαγωγή. Ο όρος "αιθάλη" δίνεται για τα σωματίδια άνθρακα που σχηματίζονται κατά την καύση, που λαμβάνει χώρα σε αέρια φάση υπό υψηλή θερμοκρασία. [2,3]

Η αιθάλη όταν εξετάζεται σε ηλεκτρονικό μικροσκόπιο (Σχήμα 1.8) έχει τη μορφή αλυσίδας στερεών συσσωματώσεων, που αποτελούνται από συλλογές μικρότερων πρωτογενών σωματιδίων. Αυτά είναι σφαιρικά ή σχεδόν σφαιρικά (πρωτεύοντα σωματίδια αιθάλης) συσσωρευμένα σε συναθροίσεις (συγκροτήματα ή αλυσίδες) καλούμενα σωματίδια, τα οποία εκπέμπονται από κινητήρες diesel, έχουν μέγεθος που ποικίλλει από 10 ως 80 nm και περιέχουν μικρή ποσότητα υδρογόνου. [1,2,3]



Σχήμα 1.8: Μικροφωτογραφία σωματιδίου αιθάλης που δημιουργήθηκε κατά τη διάρκεια της καύσης diesel, εμφανίζοντας το να είναι ένα συσσωμάτωμα από σφαιρικά σωματίδια με διάμετρο της τάξης των 20 nm.

Ένα πρωτεύον σωματίδιο περιέχει  $10^5$  ως  $10^6$  άτομα άνθρακα. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.9, τα άτομα άνθρακα των πρωτευόντων σωματιδίων αιθάλης τοποθετούνται σε εξαγωνικές επιφάνειες που ονομάζονται «πλακίδια» (platelets). Τα πλακίδια αυτά διευθετούνται σε επίπεδα σχηματίζοντας κρυσταλίτες καθένας εκ των οποίων περιέχει 2-5 πλακίδια. Για τα σωματίδια αιθάλης κινητήρων diesel, τυπικά το 15 με 30% της μάζας του σωματιδίου μπορεί να αποσπασθεί με χρήση ισχυρών διαλυτών. [1,3]



Σχήμα 1.9: Μικροδομή σωματιδίου αιθάλης

Οι εκπομπές Αιθάλης σχετίζονται με σοβαρά αναπνευστικά προβλήματα και θεωρούνται ύποπτες για καρκινογενέσεις. Ιδιαίτερα σημαντική είναι η κατανομή μεγέθους τους, διότι σωματίδια μικρότερα της τάξης των 2,5  $\mu\text{m}$ , δηλαδή το 90% της συνολικής μάζας των σωματιδίων της εξαγωγής, είναι αναπνεύσιμα και καταλήγουν απευθείας στους πνεύμονες. Εκτός αυτού η εκπομπή σωματιδίων προκαλεί προβλήματα και στην λειτουργία του κινητήρα λόγω των επικαθίσεων τους. [2,3]

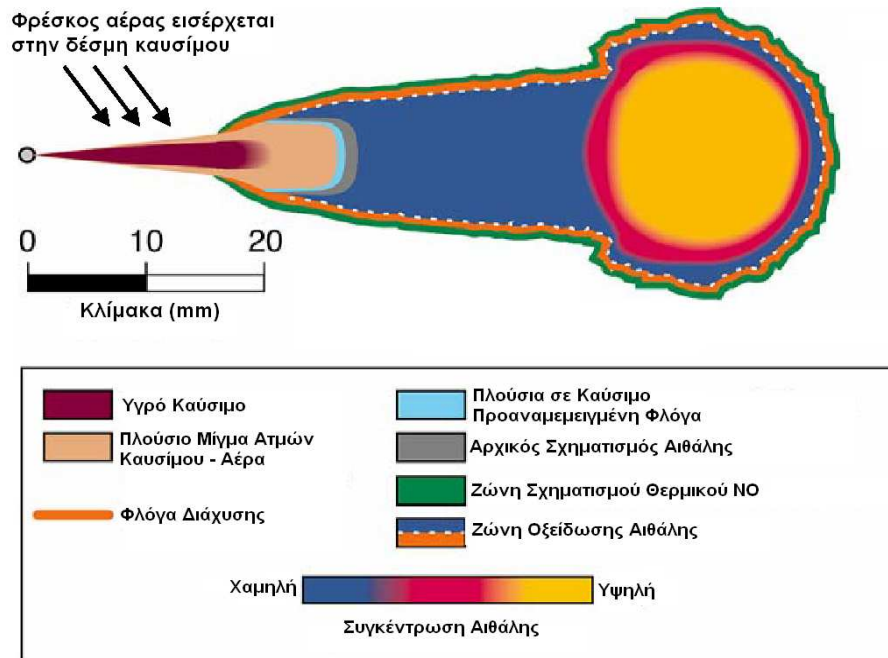
#### 1.3.4.α) Σχηματισμος σωματιδίων Αιθάλης

Τα στερεά σωματίδια αιθάλης που εκπέμπονται από κινητήρες diesel αποτελούνται κυρίως από άνθρακα. Σε θερμοκρασίες πάνω από 1300 K, τα συστατικά του καυσίμου στον πυρήνα της δέσμης, όπου το μίγμα είναι εξαιρετικά πλουσιο, μπορούν να πυρολυθούν και να σχηματίσουν σωματίδια άνθρακα (εκεί εμφανίζονται οι μεγαλύτερες συγκεντρώσεις αιθάλης). [3]

Πυρόλυση καλείται η χημική προετοιμασία των υδρογονανθράκων, δηλαδή η διάσπαση των βαρύτερων υδρογονανθράκων σε άλλους μικρότερου βάρους και πιο δραστικούς. Αυτά τα πρώτα σωματίδια είναι πολύ μικρα διότι ο ρυθμός σχηματισμού τους είναι πολύ μεγάλος. Αργότερα υπόκεινται σε επιφανειακή επέκταση, σύμπτυξη και συνάθροιση λόγω αλυσιδωτών χημικών ενώσεων που λαμβάνουν χώρα μέχρι τη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. [2]

Έτσι οι συγκεντρώσεις αιθάλης αυξάνουν ραγδαία με την έναρξη της καύσης και μειώνονται έντονα μετά το πέρας της εγχύσεως του καυσίμου, οπότε και ο πυρήνας αναμιχθεί με αέρα με φτωχότερες αναλογίες [2].

Στο Σχήμα 1.10 αποδίδονται σχηματικά οι περιοχές σχηματισμού και οξειδωσης της αιθάλης, όπως επίσης και η ζώνη σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου γύρω από τη φλόγα [3].



Σχήμα 1.10: Σχηματική απεικόνιση της δέσμης καυσίμου στο εσωτερικό του κινητήρα diesel και κατανομή της συγκέντρωσης της αιθάλης

Το μεγαλύτερο ποσοστό του στοιχειακού άνθρακα που σχηματίζεται (80% ως 98%) οξειδώνεται κατά τη διάρκεια των τελευταίων σταδίων της καύσης. Ο εναπομένον στοιχειακός άνθρακας συσσωματώνεται σε μια σύνθετη αλυσίδα σωματιδίων αιθάλης και εξέρχεται από τον κινητήρα, ως ένα συστατικό των εκπομπών στερεών σωματιδίων. Η εκπεμπόμενη αιθάλη υπόκειται στη συνέχεια σε μια επιπλέον διαδικασία αυξήσεως της μάζας της, μετά τη ψύξη και την ανάμιξη των καυσαερίων με τον αέρα περιβάλλοντος. [1-3]

Από αυτή την περιγραφή, ο σχηματισμός της αιθάλης κατά τη διάρκεια της καύσης και η συνεπακόλουθη εκπομπή της από τον κινητήρα με τη μορφή στερεών σωματιδίων εξαρτάται από τρεις βασικούς παράγοντες:

- Τη θερμοκρασία
- Το χρόνο λειτουργίας με έντονα πλούσια μίγματα
- Τη διαθεσιμότητα των οξειδωτικών μέσων [3]

Επομένως, ο έλεγχος του σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, επιτυγχάνεται μεταβάλλοντας διάφορες παραμέτρους, που επηρεάζουν αυτές τις μεταβλητές, όπως είναι το φορτίο (επιβολή άνω ορίου φορτίου λόγω αιθάλης), η προπορεία εγχύσεως, η

ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η πίεση και ο ρυθμός έγχυσης καυσίμου και η συστροφή του αέρα, εξισορροπώντας παράλληλα τις επιδράσεις που προκύπτουν στις εκπομπές NOx και στην κατανάλωση καυσίμου. [2,3]

### 1.3.5) Αντίθετη Μεταβολή Αιθάλης και NOx σε Κινητήρες Diesel

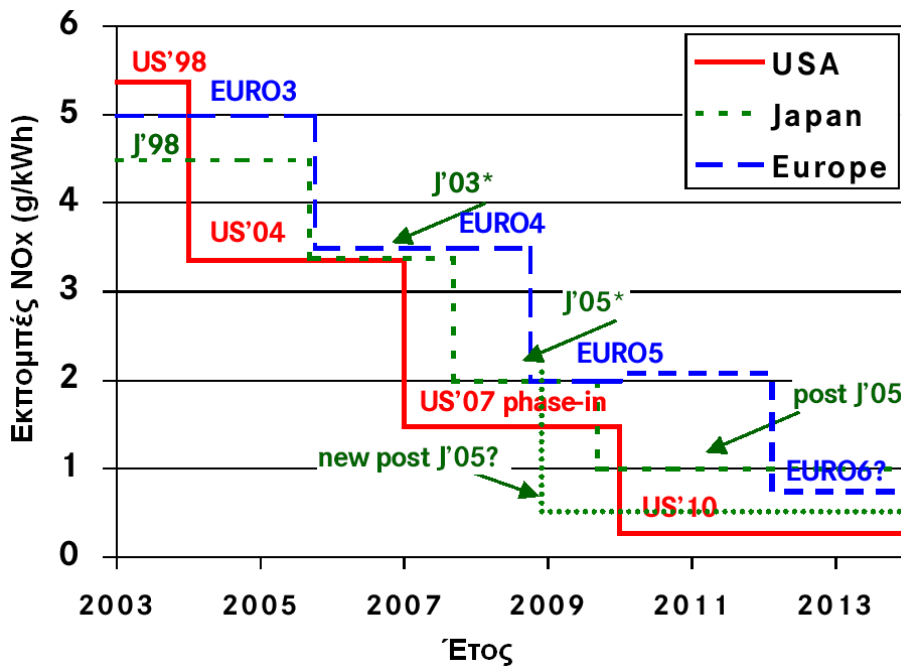
Η μεταβολή της αιθάλης σε κινητήρες diesel έχει συνήθως αντίθετο πρόσημο από τη μεταβολή των οξειδίων του αζώτου (NO-Soot trade off, αντίστοιχα και NO-bsfc trade off). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, στις περισσότερες περιπτώσεις, η τεχνολογία ελέγχου που έχει σχεδιασθεί για τη μείωση του ενός ρύπου (π.χ. των NOx) να προκαλεί αύξηση του άλλου (π.χ. της αιθάλης). Για παράδειγμα, η μείωση της διαθέσιμης ποσότητας οξυγόνου στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης (λόγω ανακυκλοφορίας), προκαλεί μείωση των οξειδίων του αζώτου, αλλά αυξάνει το σχηματισμό στερεών σωματιδίων αιθάλης. Ως συμπέρασμα το κλασικό πρόβλημα των σχεδιαστών των κινητήρων Diesel είναι ο περιορισμός και των δύο ρύπων ταυτόχρονα. [3,5]

### 1.3.6) Διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>)

Το διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>) παράγεται κυρίως από την καύση καυσίμων που περιέχουν θείο. Η χρήση καυσίμων σε κινητήρες οχημάτων και παραγωγής ισχύος εκτιμάται ότι είναι η πηγή λιγότερου από το 3% των συνολικών εκπομπών SO<sub>2</sub>. Το διοξείδιο του θείου προκαλεί μέτρια όχληση στους πνεύμονες και ελάττωση της ορατότητας. Μαζί με τα NOx είναι οι βασικότερες ενώσεις σχηματισμού όξινων επικαθίσεων λόγω της όξινης βροχής. [3]

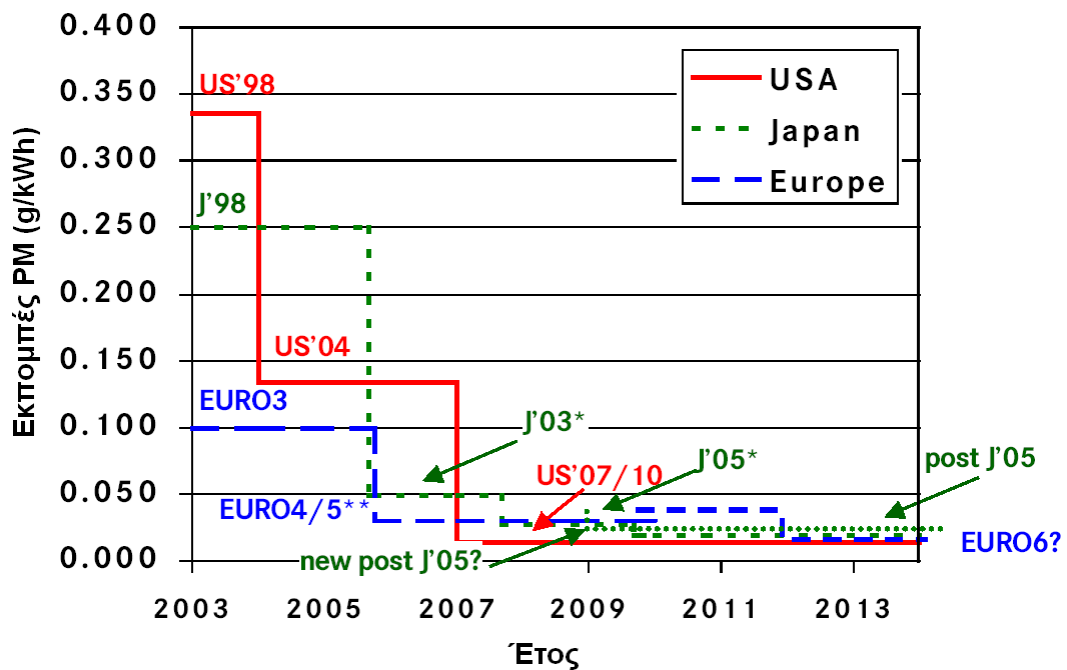
### 1.3.7) Όρια εκπομπής ρύπων κινητήρων Diesel

Τα όρια εκπομπής ρύπων από κινητήρες diesel οχημάτων βαρέος τύπου εφαρμόστηκαν για πρώτη φορά στην Καλιφόρνια το 1973 και στις υπόλοιπες περιοχές των Η.Π.Α το 1974. Ορίζονται ως ένα σύνολο από απαιτήσεις, οι οποίες καθορίζουν τα αποδεκτά όρια των εκπεμπόμενων ρύπων των νέων οχημάτων. [3]



Σχήμα 1.11: Όρια εκπομπής NOx στην Ευρώπη, στις ΗΠΑ και στην Ιαπωνία

Τα όρια εκπομπής ρύπων που ισχύουν στην Ευρώπη και στις Η.Π.Α (Σχήματα 1.11 και 1.12) βασίζονται σε διαφορετικούς κύκλους εργαστηριακών δοκιμών, με αποτέλεσμα αρχικά να μην είναι απευθείας συγκρίσιμα. Τα σχήματα 1.11, 1.12 και 1.13 δείχνουν μια συνεχή τάση για σταδιακή επιβολή όλο και πιο αυστηρών προδιαγραφών, για την μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και συνεπώς, για την ανάπτυξη περιβαλλοντικά φιλικότερων κινητήρων τόσο στις Η.Π.Α όσο και στην Ευρώπη. [3]

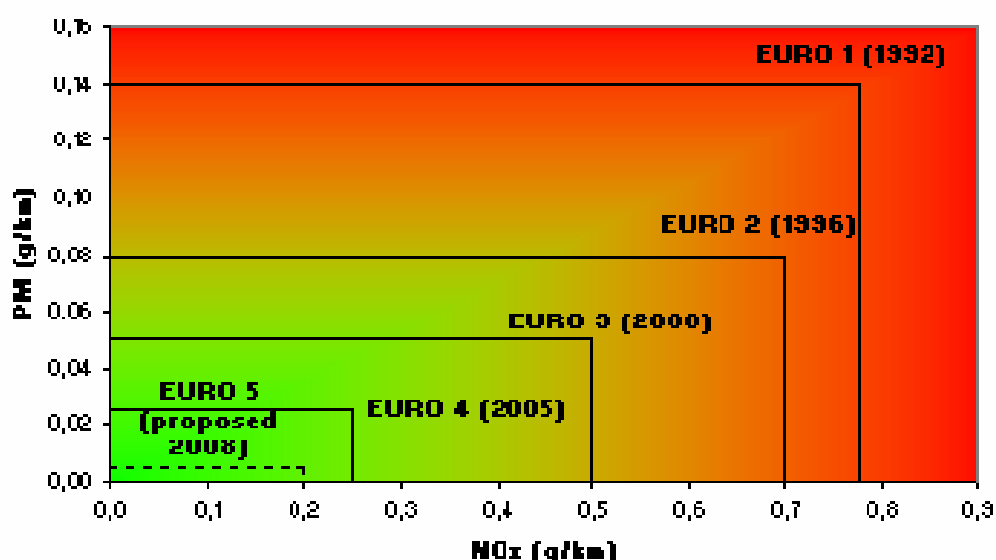


Σχήμα 1.12: Όρια εκπομπής σωματιδίων αιθάλης στην Ευρώπη, στις ΗΠΑ και στην Ιαπωνία



Όσον αφορά τον κύκλο δοκιμών της Ευρωπαϊκής Ένωσης, οι εκπομπές NOx, HC, CO και μικροσωματιδίων ρυθμίζονται σύμφωνα με διαφορετικά πρότυπα, ανάλογα με τον τύπο του οχήματος, ενώ ο έλεγχος της συμμόρφωσης με τις προδιαγραφές γίνεται με τυποποιημένους "Κύκλους Πόλης" που έχει υιοθετήσει η Ευρωπαϊκή Ένωση. Οχήματα που δεν τηρούν τις προδιαγραφές δεν μπορούν να ταξινομηθούν στα κράτη μέλη της Ε.Ε. ενώ τα νέα πρότυπα δεν ισχύουν για οχήματα που βρίσκονται ήδη στη κυκλοφορία.

### NOx and PM emission standards for diesel cars



Σχήμα 1.13: Διαγραμματική αναπαράσταση της προόδου των ευρωπαϊκών προτύπων εκπομπών για αυτοκίνητα Diesel.

Η εναρμόνιση ενός κινητήρα με το προβλεπόμενο όριο πριν το έτος 2000 γινόταν χρησιμοποιώντας τον κύκλο δοκιμών των 13 σημείων μόνιμης λειτουργίας που ονομαζόταν ECER-49. Ξεκινώντας από το 2000, αυτός ο κύκλος δοκιμών αντικαταστάθηκε από δυο νέους κύκλους: έναν ευρωπαϊκό κύκλο για κινητήρες παραγωγής ισχύος (European Stationary Cycle (ESC)) και ένα αντίστοιχο κύκλο μεταβατικής λειτουργίας (European Transient Cycle (ETC)). [3]

## 2) ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΜΕΙΩΣΗΣ ΤΩΝ ΡΥΠΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

Η εφαρμογή όλο και πιο αυστηρών προδιαγραφών για τα όρια εκπομπής ρύπων από κινητήρες diesel, αλλά και η συνεχής μείωση των διαθέσιμων αποθεμάτων ορυκτών καυσίμων, επιβάλλουν την ανάπτυξη μιας σειράς πρωτοποριακών τεχνολογιών με στόχο τη βελτιστοποίηση της λειτουργικής συμπεριφοράς, αλλά και τον περιορισμό των εκπομπών ρύπων κινητήρων diesel.

Οι τεχνολογίες αυτές διακρίνονται σε δυο κατηγορίες, δηλαδή στις πρωτογενείς μεθόδους που έχουν σαν στόχο τη μείωση του σχηματισμού των ρύπων στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης (internal measures) και στις δευτερογενείς που περιορίζουν τους εκπεμπόμενους ρύπους χρησιμοποιώντας συστήματα περιστολής στην εξαγωγή του κινητήρα (exhaust gas treatment). [3,5]

Επίσης οι μέθοδοι μείωσης των ρύπων μπορούν να χωρισθούν, σε αυτές που έχουν ως στόχο τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (και μέσω αυτής, τη μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub> αλλά και των υπόλοιπων ρύπων) και σε εκείνες που αποσκοπούν αποκλειστικά στην περιστολή των εκπεμπόμενων ρύπων, με πιθανά αρνητικά αποτελέσματα στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα. [3]

Οι διαθέσιμες σήμερα τεχνολογίες μείωσης των ρύπων και βελτίωσης της λειτουργικής απόδοσης των κινητήρων diesel περιγράφονται στις επόμενες παραγράφους. Έξετάζονται μόνο οι τεχνολογίες που εφαρμόζονται και έχουν άμεσα αποτελέσματα σε κινητήρες Diesel αμέσου εγχύσεως που αποτελούν και το αντικείμενο της εργασίας.

### 2.1) Πρωτογενείς μέθοδοι (Έλεγχος του μηχανισμού καύσης)

Είναι γνωστό ότι ο σχηματισμός ρύπων στο εσωτερικό του κινητήρα diesel ελέγχεται από τη χρονική εξέλιξη της καύσης. Οι πρωτογενείς μέθοδοι είναι μέθοδοι πρόληψης. Αποτελούν επεμβάσεις στη διαδικασία της καύσης με σκοπό, μέσω του ελέγχου της, το περιορισμό του σχηματισμού των ρύπων.

Σύμφωνα με όσα ειπώθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο οι παράγοντες που επηρεάζουν την ετερογενή καύση ενός κινητήρα diesel είναι :

1. Η Έγχυση του Καυσίμου
2. Η Κίνηση του Αέρα στο Εσωτερικό του Κυλίνδρου.
3. Η Γεωμετρία του Θαλάμου Καύσης

4. Ο Λόγος Συμπίεσης
5. Η Ποσότητα του Αέρα στο Θάλαμο Καύσης
6. Η Σύνθεση του μίγματος

### 2.1.1) Έλεγχος του συστήματος έγχυσης του καυσίμου

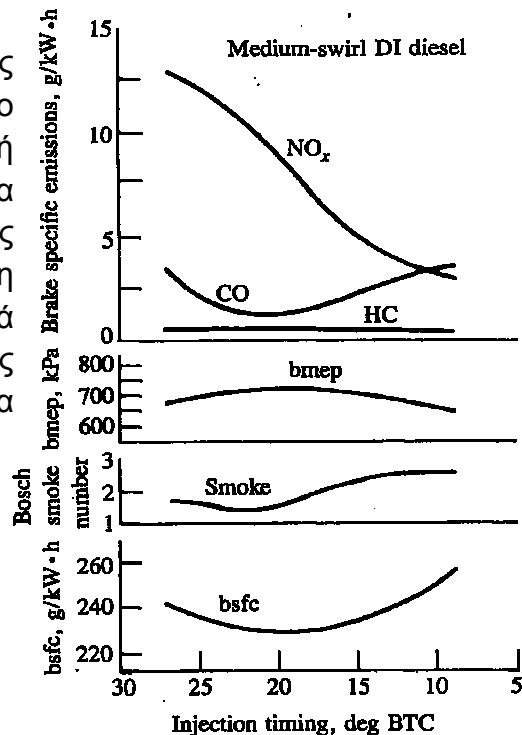
Σκοπός των παρεμβάσεων που γίνονται στο σύστημα έγχυσης καυσίμου είναι η τροποποίηση του ρυθμού καύσης και συγκεκριμένα η μεταβολή των ποσοστών της συνολικά εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου, που καίγονται υπό συνθήκες προανάμειξης και διάχυσης αντίστοιχα. Ακολουθούν οι κυριότερες μέθοδοι ελέγχου του συστήματος έγχυσης. [3]

#### 2.1.1.α) Προπορεία εγχύσεως

Είναι μια τεχνική που χρησιμοποιείται κυρίως για τη μείωση των εκπομπών NO<sub>x</sub>. Βασικός σκοπός της τεχνικής αυτής είναι ο έλεγχος του χρονισμού εγχύσεως, δηλαδή της γωνίας στροφάλου όπου ξεκινά η έγχυση, άρα και της γωνίας στροφάλου όπου ξεκινά η καύση. Η μείωση της προπορείας έγχυσης (καθυστέρηση εγχύσεως), δηλαδή η μετατόπιση του μηχανισμού της καύσης προς το στάδιο της εκτόνωσης προκαλεί μείωση της ποσότητας του καυσίμου που καίγεται υπό συνθήκες προανάμειξης (ανεξέλεγκτη καύση). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασίας του εργαζομένου μέσου και του ήδη καμμένου μίγματος και ως εκ τούτου τον περιορισμό του σχηματισμού NO<sub>x</sub> στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης. [1,3]

Βασικό μειονέκτημα της τεχνικής αυτής είναι ότι η μείωση των θερμοκρασιών στο θάλαμο καύσης, οδηγεί σε σημαντική αύξηση των εκπομπών αιθάλης και μέτρια αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Οι εκπομπές HC έχουν άμεση εξάρτηση και απο το φορτίο. Στα χαμηλά φορτία η μείωση της προπορείας έγχυσης έχει άκρως αρνητική επίδραση ενώ στα μεγάλα φορτία παρουσιάζεται μικρή μείωση εκπομπών. Όλες οι παραπάνω επιδράσεις παρουσιάζονται στο σχήμα 2.1.1. [1,3]

Σχήμα 2.1.1 : Μεταβολή των εκπομπών ρύπων και της απόδοσης ενός κινητήρα diesel συναρτήση της προπορείας εγχύσεως.



### 2.1.1.β) Πίεση έγχυσης

Η αύξηση της πίεσης έγχυσης προκαλεί μείωση του σχηματισμού αιθάλης και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, λόγω της βελτίωσης του διασκορπισμού του καυσίμου και της μείωσης του χρόνου ψεκασμού. Το μέγεθος των σταγονιδίων του καυσίμου μειώνεται δραστικά με την αύξηση της πίεσης εγχύσεως και συνεπώς εξατμίζονται ευκολότερα και επιπλέον η ίδια ποσότητα καυσίμου εγχύεται γρηγορότερα. Απο αυτό το γεγονός εξηγείται η απαίτηση για υψηλές πιέσεις έγχυσης (ως 2500 bar για κινητήρες diesel βαρέος τύπου). Σε συστήματα έγχυσης μέσω μηχανικής συμπίεσης, τίθεται όριο στην αύξηση της πίεσης έγχυσης από την υπερβολική αύξηση της μηχανικής ισχύος, που πρέπει να καταναλωθεί για την κίνηση της αντλίας. Αυτό έχει ως συνέπεια την μείωση, από ένα σημείο και μετά, του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα diesel. [1,3]

Όμως, η αύξηση της πίεσης έγχυσης έχει αρνητικές επιπτώσεις στις εκπομπές NO<sub>x</sub>, εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας που προκαλεί. Παρατηρούμε λοιπόν ότι η αύξηση της πίεσης εγχύσεως έχει αντιστρόφως ανάλογη επίδραση στις εκπομπές και την απόδοση του κινητήρα με αυτήν της μείωσης της προπορείας εγχύσεως, ως συνέπεια της αντίθετης επίπτωσης τους στη θερμοκρασία. Έτσι για δοσμένη παροχή καυσίμου η αύξηση της πίεσης έγχυσης μετατοπίζει τον βέλτιστο χρονισμό εγχύσεως προς το ANΣ. [1,3]

### 2.1.1.γ) Ρυθμός έγχυσης καυσίμου - Χρήση εξελιγμένων συστημάτων έγχυσης

Η τεχνική αυτή απαιτεί την τροποποίηση του συστήματος έγχυσης και συνήθως περιλαμβάνει:

- Τον έλεγχο του ρυθμού έγχυσης καυσίμου, εφαρμόζοντας διάφορα προφίλ.
- Την εφαρμογή πιλοτικής έγχυσης καυσίμου (pilot injection).
- Την έγχυση μιάς ποσότητας καυσίμου μετα τη κύρια έγχυση (post injection) για τον έλεγχο της αιθάλης.
- Τη σχεδίαση διαφορετικών ακροφυσίων του εγχυτήρα (π.χ. αριθμός οπών,). [1,3]

Με τη χρήση συστημάτων έγχυσης κοινού οχετού οι εκπομπές ρύπων και η οικονομία καυσίμου βελτιώνονται σημαντικά. Αφού ξεπεράστηκαν τα προβλήματα του ηλεκτρονικού αυτόματου ελέγχου χρησιμοποιείται πλέον εκτενώς το σύστημα κοινού συλλέκτη (common rail) σε κινητήρες Diesel. [3,5]

## 2.1.2) Έλεγχος του συστήματος εισαγωγής αέρα

### 2.1.2.α) Υπερπλήρωση

Ο βασικός άξονας της λειτουργίας ενός συστήματος υπερπλήρωσης είναι ο έλεγχος της παροχής του αέρα και η ταχεία απόκριση τους κατά την αλλαγή των συνθηκών λειτουργίας (φορτίο ή ταχύτητα περιστροφής) του κινητήρα. Κατά την αλλαγή από ένα σημείο λειτουργίας σε άλλο η διαφοροποίηση των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών και της παροχής του αέρα εισαγωγής που απαιτείται, επιτυγχάνεται με το σωστό συνδυασμό υπερπληρωτή και κινητήρα (turbo-matching). Το επιτυχές ταίριασμα υπερπληρωτή και στροβίλου εξασφαλίζει εκτός των άλλων την μακροχρόνια και αποδοτική λειτουργία του κινητήρα. [1,3]



Σχήμα 2.1.2 Υπερπληρωμένος κινητήρας

Η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης προκαλεί αύξηση του λόγου αέρα – καυσίμου με λογική συνέπεια την μείωση των εκπομπών της αιθάλης και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Το μειονέκτημα των αυξημένων, μόνο κατά τις απότομες αλλαγές φορτίου, εκπομπών αιθάλης αντιμετωπίζεται με τη χρήση ρυθμιστή καυσίμου, ενώ αυτό των σημαντικά αυξημένων εκπομπών οξειδίων του αζώτου αντιμετωπίζεται με την ψύξη του αέρα υπερπληρώσεως, για την αποτροπή υψηλών θερμοκρασιών του αέρα υπερπληρώσεως. [1,3,5]

Τα σύγχρονα συστήματα υπερπλήρωσης έχουν τη δυνατότητα επίτευξης υψηλών πιέσεων υπερπλήρωσης (πάνω από 3.5 bar- όριο λόγω μηχανικών καταπονήσεων) [1,3]. Συνήθεις μέθοδοι υπερπλήρωσης του αέρα εισαγωγής είναι:

1. Μονοβάθμιοι συμπιεστές με υψηλό λόγο πίεσης αέρα και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης.
2. Διβάθμιο σύστημα υπερπλήρωσης με ενδιάμεση ψύξη.
3. Υπερπληρωτές με μεταβλητή γεωμετρία εισόδου στο στρόβιλο.
4. Ηλεκτρικά υποβοηθούμενοι υπερπληρωτές. [1,3]

### 2.1.2.β) Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων

Μια τεχνική ελέγχου της ποσότητας του αέρα που εισάγεται στον κινητήρα (ογκομετρικός βαθμός απόδοσης), είναι ο μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων. Τα σύγχρονα συστήματα προσφέρουν όχι μόνο μεταβλητό χρονισμό ανοίγματος και κλεισίματος βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, αλλά και μεταβλητή ανύψωση, όπως επίσης και συνδυασμό όλων αυτών. Στους κινητήρες diesel ο μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων οδηγεί, σε μείωση των NO<sub>x</sub> σε συνδυασμό με EGR, βελτίωση της ισχύος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και καλύτερη δυναμική απόκριση του υπερπληρωτή. [3]

### 2.1.3) Σύνθεση του μίγματος

Με την εφαρμογή κάποιας από τις μεθόδους που πρόκειται να αναφερθούν παρακάτω μεταβάλλεται η σύνθεση του μίγματος, το οποίο εισέρχεται στον κύλινδρο του κινητήρα. Ως γνωστόν, η ποσότητα του διατειθέμενου οξυγόνου για την διαδικασία της καύσης (άρα και η τιμή του λόγου ισοδυναμίας) έχει σημαντική επίπτωση στην απόδοση και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα. Με τη χρήση μεθόδων όπως η ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation) μπορούμε να μειώσουμε την περιεκτικότητα σε οξυγόνο, του παγιδευμένου στον κύλινδρο αερίου. Την ακριβώς αντίθετη επίδραση στην απόδοση και τις εκπομπές ρύπων μπορεί να επιτύχει ο εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο. Αυτές οι δύο τεχνικές αποτελούν αντικείμενο της παρούσης εργασίας και θα εξηγηθούν αναλυτικά σε επόμενες παραγράφους.

### 2.1.4) Έγχυση νερού ή χρήση γαλακτώματος νερού καυσίμου

Μια άλλη εναλλακτική μέθοδος που επιτυγχάνει παρόμοια αποτελέσματα με την ανακυκλοφορία καυσαερίων στην απόδοση και τις εκπομπές ρύπων

του κινητήρα, είναι η χρήση νερού με σκοπό, κυρίως την μείωση της θερμοκρασίας, αλλά και την αλλαγή της σύνθεσης του μίγματος. Η μείωση των εκπομπών NOx με τη χρήση νερού, οφείλεται κυρίως στην αυξημένη ειδική θερμοχωρητικότητα του σε σχέση με αυτήν του κοινού καυσίμου Ντίζελ. Όμως πέραν αυτού η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του νερού επιδρά στο ρυθμό της ατμοποίησης του καυσίμου, ο οποίος με τη σειρά του αυξάνει τον διασκορπισμό του καυσίμου και τον ρυθμό ανάμειξης αυτού με τον αέρα, οδηγώντας σε μείωση των τοπικών θερμοκρασιών λόγω του πιο ομοιόμορφου χαρακτήρα της καύσης.

Η έγχυση νερού γίνεται στην αναρρόφηση του κινητήρα (αποδοτική και απλή στην εφαρμογή της) ή στο θάλαμο καύσης (σχετικά υψηλό κόστος). Οι δύο μέθοδοι εγκυμονούν κινδύνους για τα δομικά στοιχεία του κινητήρα, λόγω των σταγονιδίων του νερού που μπορούν να προκαλέσουν διάβρωσή.

Με τον όρο υδατικό γαλακτώμα, εννοούμε ουσιαστικά το μίγμα καυσίμου με νερό, το οποίο όμως μακροσκοπικά φαίνεται ομογενές. Η ιδιαιτερότητά του είναι ότι τα συστατικά του δεν είναι αναμίξιμα σε μοριακό επίπεδο, όπως για παράδειγμα είναι τα συστατικά ενός καυσίμου του εμπορίου, που αποτελείται από μια σειρά διαφορετικών καυσίμων. Το μίγμα αποτελείται κατά κανόνα από νερό συγκέντρωσης μεταξύ 5-40% κατά βάρος και καύσιμο diesel.

Η επίδραση της χρήσης του γαλακτώματος, είναι περισσότερο ισχυρή συγκρινόμενη με αυτή της χρήσης έγχυσης νερού, το οποίο προσάγεται από την αναρρόφηση του κινητήρα, διότι το νερό έρχεται σε άμεση επαφή με το καύσιμο. Για το λόγο αυτό, στατιστικά απαιτείται περίπου μισή ποσότητα νερού με τη μορφή γαλακτώματος, σε σχέση με αυτή που απαιτείται με τη μέθοδο της έγχυσης στην αναρρόφηση για την επίτευξη της ίδιας μείωσης των εκπομπών NOx. [5]

#### 2.1.5) Επίδραση της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης και της συστροφής του αέρα.

Η συστροφή του αέρα (π.χ ανάλογα με τη γεωμετρία του θαλάμου καύσης) βελτιώνει την ανάμιξη του αέρα με τη δέσμη καυσίμου και ως συνέπεια μειώνει τη χρονική περίοδο της καύσης, μειώνοντας την αιθάλη και αυξάνοντας τις εκπομπές NOx. Μελέτες σε μονοκύλινδρο κινητήρα diesel αμέσου εγχύσεως έδειξαν ότι υπάρχει βέλτιστη τιμή του λόγου συστροφής του αέρα, για τη βελτιστοποίηση των συγκεκριμένων παραμέτρων. Σήμερα όμως, με τη χρήση συστημάτων έγχυσης πολύ υψηλής πίεσης, ο ρόλος της συστροφής έχει μειωθεί σημαντικά.

## 2.2) Δευτερογενείς μέθοδοι (Περιστολή των σχηματισμένων ρύπων)

Οι δευτερογενείς μέθοδοι μείωσης των ρύπων είναι μέθοδοι περιστολής. Αποσκοπούν στην παγίδευση, ή την μετατροπή σε φιλικότερες προς το περιβάλλον ουσίες, των ήδη σχηματισμένων ανεπιθύμητων ρύπων κατά την εξαγωγή τους από τον κινητήρα. Ως εκ τούτου η χρήση συστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων στην εξαγωγή του κινητήρα δεν αποτελεί ιδιαίτερα ελκυστική λύση (είναι προτιμότερη η χρήση πρωτογενών μεθόδων), αλλά δυστυχώς είναι σε πολλές περιπτώσεις αναγκαία ώστε οι κινητήρες diesel να πληρούν τα διεθνή όρια εκπομπής ρύπων. [3]

Τα κύρια μειονεκτήματά τους είναι η αύξηση του κόστους και του όγκου της συνολικής εγκατάστασης και το γεγονός ότι δεν είναι ευχερής η προσαρμογή των συστημάτων αυτών στον κινητήρα. Αν και κατά καιρούς έχουν αναπτυχθεί πολλές τεχνικές περιστολής των εκπομπών NOx, η εφαρμογή τους σε κινητήρες diesel ενέχει πολλά προβλήματα. Κύριος λόγος είναι ότι λόγω του φτωχού σε καύσιμο μίγματος σε κινητήρες diesel το καυσαέριο εξέρχεται σε χαμηλές θερμοκρασίες και με υψηλή συγκέντρωση σε οξυγόνο. [2,3]

Μοναδική μέθοδος με ευρεία εφαρμογή είναι η μέθοδος SCR (Selective Catalytic Reduction: Εκλεκτικής καταλυτικής αναγωγής). Προβλήματα λόγω των συνθηκών αναγέννησης και της πρόκλησης αυξημένης κατανάλωσης καυσίμου αντιμετωπίζουν και οι μέθοδοι περιστολής σωματιδιακών εκπομπών. Η πιο ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος είναι αυτή των παγίδων αιθάλης. [2,5]

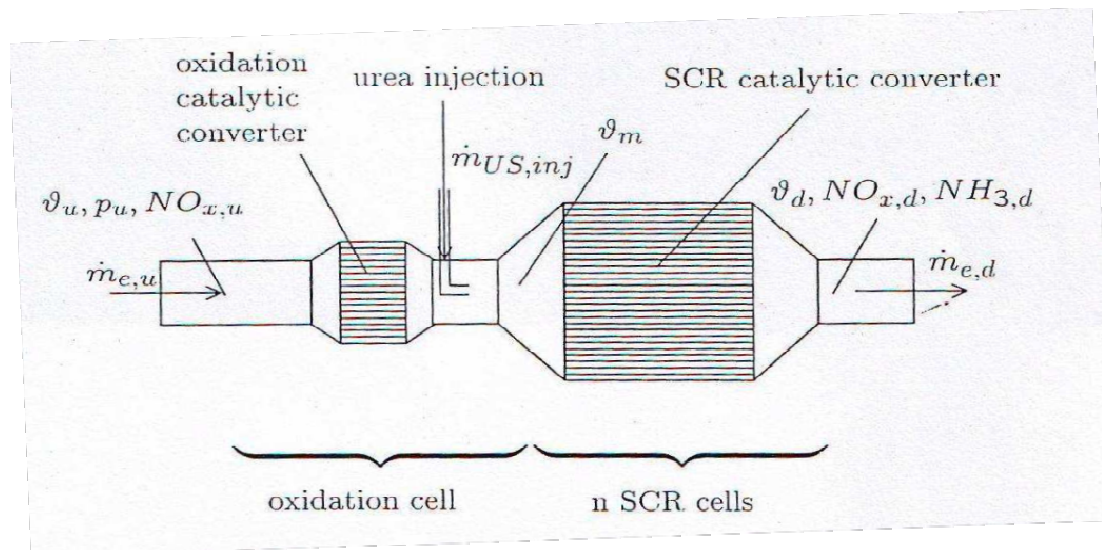
### 2.2.1) Η μέθοδος SCR

Τα συστήματα SCR έχουν ιδιαίτερα μεγάλους βαθμούς μετατροπής του NO των καυσαερίων, που προσεγγίζουν έως και την τιμή 95%. Ενας καταλυτικός μετατροπέας για μηχανές Diesel έχει προβλήματα στη λειτουργία του λόγω της περίσσειας οξυγόνου στα καυσαέρια. Αυτό αντιμετωπίζεται με την ανάμιξη των καυσαερίων του κινητήρα με φορέα μείωσης όπως είναι η αμμωνία. [6]

Για λόγους δοσομετρίας και ασφάλειας, η αμμωνία εγχέεται σαν διάλυμα νερού-ουρίας (AdBlue), το οποίο διασπάται στον καταλυτικό μετατροπέα σε αμμωνία και διοξείδιο του άνθρακα, ατμοποιείται και σχηματίζει ομοιογενές μίγμα με τα καυσαέρια. Το μίγμα αυτό ρέει μέσα από στρώματα καταλυτικού μετατροπέα (catalytic converter), ώστε να γίνουν οι αντιδράσεις απονίτρωσης του καυσαερίου. Σε κάθε περίπτωση το αναγωγικό μέσο πρέπει να είναι αρκετά καθαρό για την αποφυγή φραξίματος της επιφάνειας του καταλύτη. Εκτός του μετατροπέα ένα σύστημα SCR αποτελείται επίσης από τον



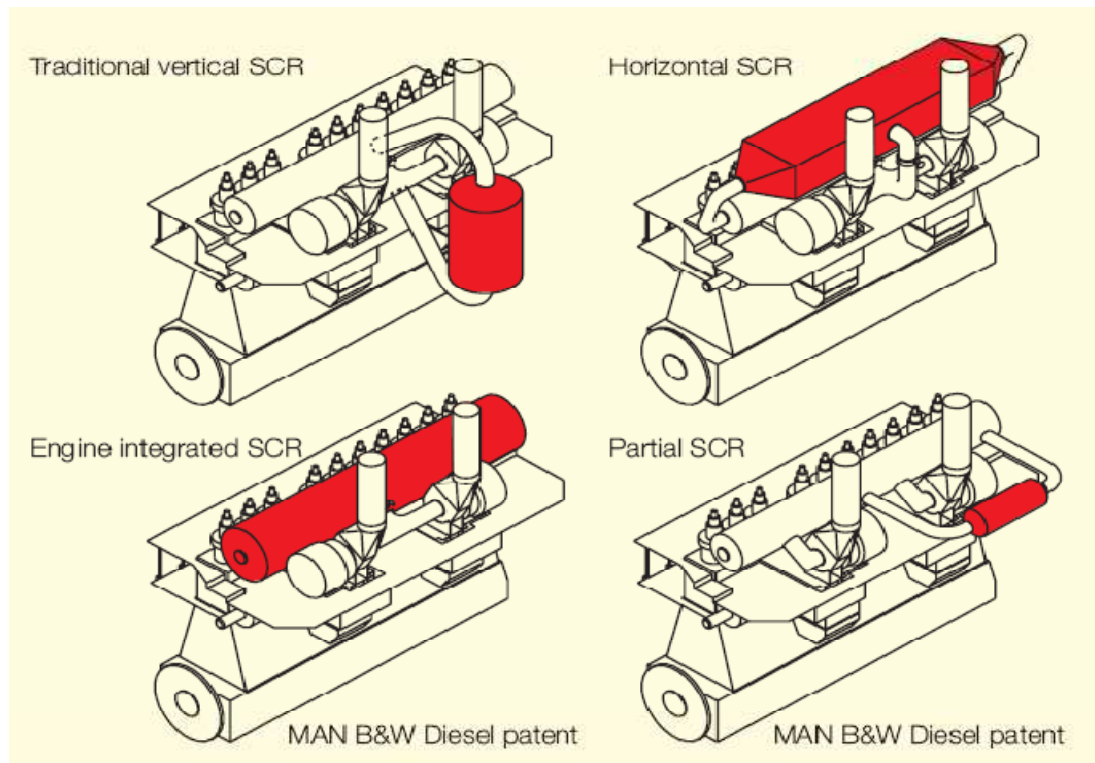
εγχυτήρα του διαλύματος ουρίας (urea injector) και ένα καταλύτη οξειδωσης (oxidation catalyst). Στο σχήμα 2.2.1 παρουσιάζεται ένα σύστημα SCR, με δύο καταλυτικούς μετατροπείς και έγχυση της ουρίας. [3,6]



Σχήμα 2.2.1: Πλήρες σύστημα SCR με τους δύο καταλυτικούς μετατροπείς και την έγχυση της ουρίας

Για να πραγματοποιηθεί η καταλυτική αντίδραση απονίτρωσης και να έχει ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης, πρέπει το μίγμα των καυσαερίων και του υδατικού διαλύματος αμμωνίας να έχει θερμοκρασία μεγαλύτερη των 300 °C (μεταξύ 300 °C και 400 °C). Αν η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι μεγαλύτερη από τις παραπάνω τιμές έχουμε καύση της αμμωνίας, ενώ αν είναι μικρότερη έχουμε πολύ μικρή ταχύτητα αντίδρασης και συνεπώς πολύ μικρή απόδοση του συστήματος. Υπάρχουν και περιπτώσεις που απαιτείται θέρμανση του καυσαερίου για να λειτουργεί ικανοποιητικά ο καταλύτης SCR. Μία περίπτωση είναι κατά την εκκίνηση του κινητήρα οπότε τα καυσαέρια είναι κρύα ή κατά τη λειτουργία του σε χαμηλό φορτίο. Στο σχήμα 2.2.2 παρουσιάζονται οι διατάξεις τοποθέτησης συστήματος SCR σε μονάδες Diesel μεγάλου μεγέθους, ανάλογα συνήθως με τη θερμοκρασία των καυσαερίων τους. [5,6]

Σύμφωνα με μελέτες που διεξήχθησαν σε κινητήρα Diesel 10 lt βαρέως τύπου με μέγιστη ταχύτητα τις 2150 rpm η χρήση συστήματος SCR επιφέρει μείωση εκπομπών των NOx κατά περίπου 90% [6].



Σχήμα 2.2.2: Τρόποι τοποθέτησης συστήματος SCR σε μονάδες Diesel

### 2.2.2) Οι παγίδες αιθάλης

Οι παγίδες αιθάλης (particulate ή soot traps) είναι ουσιαστικά φίλτρα που συγκρατούν τα σωματίδια της αιθάλης και στη συνέχεια τα οξειδώνουν. Οι παγίδες αυτές τοποθετούνται στον σωλήνα εξαγωγής των καυσαερίων μέσα από τον οποίο διέρχονται τα θερμά καυσαέρια.

Η τεχνολογία των παγίδων αιθάλης στους κινητήρες diesel παρουσιάζει κάποια πρακτικά προβλήματα τα κυριότερα εκ των οποίων παρατίθενται παρακάτω:

- Βασικό πρόβλημα είναι η τοποθέτησή τους στον σωλήνα της εξαγωγής η οποία αυξάνει την πίεση εξόδου, αφού ουσιαστικά αποτελεί ένα εμπόδιο στη διέλευση των καυσαερίων. Για την ομαλή ροή λοιπόν των καυσαερίων απαιτείται αυξημένη πίεση αντίθλιψης από τον κινητήρα. Αυτό γιατί από ένα σημείο και μετά η ποσότητα των συγκεντρωμένων σωματιδίων είναι τόσο μεγάλη (φόρτηση παγίδας), που φράσσει τη δίοδο των καυσαερίων προς την ατμόσφαιρα, εμποδίζοντας τη ροή τους. Με τον τρόπο αυτό μειώνεται η παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύς, το έλλειμα της οποίας για να αντισταθμιστεί απαιτεί επιπλέον παροχή καυσίμου στον κινητήρα (αύξηση φορτίου).

- Το φίλτρο,ακομα και καθαρό (μικρή συγκέντρωση των σωματιδίων) αυξάνει την πίεση αντίθλιψης του κινητήρα.
- Υπό κανονικές συνθήκες λειτουργείας του κινητήρα Diesel, τα παγιδευόμενα σωματίδια αιθάλης δεν μπορούν να αναφλεγούν και οξειδωθούν. [1,2,5]

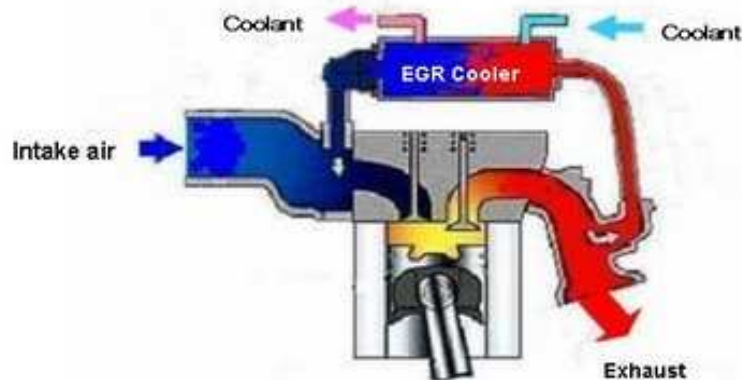
Για το λόγο αυτό σημαντική διεργασία για την λειτουργίας της παγίδας αποτελεί η λεγόμενη αναγέννηση της. Αυτή συνιστάται στην κατάκαυση των παγιδευμένων σε αυτή σωματιδίων, το οποίο μπορεί να επιτευχθεί δια ανυψώσεως της θερμοκρασίας στο σημείο αναφλέξεως της αιθάλης για όσο διάστημα παρέρχονται τα πλούσια σε αέρα καυσαέρια. Τα σωματίδια της αιθάλης αναφλέγονται σε θερμοκρασία της τάξης των 500-600 °C, η οποία όμως είναι ανώτερη απο τις κανονικά συναντώμενες θερμοκρασίες εξόδου των καυσαερίων κινητήρων Diesel. [1,2,5]

Έτσι για να λυθεί το πρόβλημα, θα πρέπει στη διάρκεια της αναγέννησης, είτε να γίνει εξωτερική θέρμανση των καυσαερίων (θετική αναγέννηση), είτε να επιτευχθεί ανάφλεξη σε αρκετά χαμηλότερη θερμοκρασία χρησιμοποιώντας κατάλληλο, ενεργό, καταλυτικό υλικό (καταλυτική αναγέννηση). Η θετική αναγέννηση γίνεται με απευθείας ψεκασμό καυσίμου στο ρεύμα εξαγωγής. Στη καταλυτική αναγέννηση το καταλυτικό υλικό μπορεί είτε να εμποτισθεί στην πορώδη κεραμική επίστρωση του υλικού υποστηρίξεως της παγίδας, είτε να εισαχθεί σαν πρόσθετο μέσα στο καύσιμο, επιφέροντας μείωση της θερμοκρασίας αναφλέξεως των σωματιδίων σε χαμηλά επίπεδα, εως και 200°C. [1,2,5]

Με κατάλληλη σχεδίαση και τοποθέτηση της παγίδας αιθάλης, η διαδικασία αναγέννησης της γίνεται μόνη της και μπορεί σε μεγάλη έκταση να είναι αυτορυθμιζόμενη. Σε μια καλώς σχεδιασμένη παγίδα η μείωση της αιθάλης μπορεί να φτάσει σε επίπεδα άνω του 70%, κατά το στάδιο που δεν αρχίζει να εμφανίζει προβλήματα. [1,2,5]

## 2.3 Ανακυκλοφορία των καυσαερίων (EGR)

Η τεχνική της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (exhaust gas recirculation) δεν είναι νέα τεχνική. Για διάφορους όμως λόγους η ανακυκλοφορία μέρους της ποσότητας των καυσαερίων (EGR), που παράγονται κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας και η ανάμιξη τους με τον αέρα εισαγωγής έχει γίνει προσφάτως απαραίτητη, για την επίτευξη χαμηλότερων επιπέδων εκπομπών NOx. [3,7]



Σχήμα 2.3.1: Ανακυκλοφορία καυσαερίων κινητήρα Diesel

Οι απαιτήσεις περαιτέρω μειώσεων των εκπομπών NOx που έχουν τεθεί από τους διεθνείς κανονισμούς, επιβάλλουν την ανάπτυξη μιας σειράς τεχνικών μείωσης τους, όπως η ανακυκλοφορία καυσαερίων. Επιπλέον, η ανάπτυξη μιας νέας γενιάς βαλβίδων ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και οι βελτιώσεις στους ηλεκτρονικούς ελέγχους επιτρέπουν μεγαλύτερη ακρίβεια και πιο σύντομο χρόνο απόκρισης στα νέα συστήματα EGR. [7,8]

Τα οξειδία του αζώτου μειώνονται, εξαιτίας της μείωσης του ποσοστού οξυγόνου του ρεύματος αέρα, λόγω της υποκατάστασης του από τα καυσαέρια, αλλά και λόγω της μείωσης της θερμοκρασίας στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης από την αύξηση της θερμοχωρητικότητας του καύσιμου μείγματος. Η μείωση της θερμοκρασίας οδηγεί σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, ενώ η μείωση του διαθέσιμου οξυγόνου στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης οδηγεί σε αύξηση των εκπομπών αιθάλης. [3,7,8]

Ως ποσοστό EGR ορίζουμε το επί τοις εκατό ποσοστό του λόγου της μάζας του καυσαερίου που ανακυκλοφορεί ( $m_{EGR}$ ) προς τη συνολική μάζα που εισέρχεται και παγιδεύεται στον κύλινδρο

$$EGR(\%) = \frac{m_{EGR}}{m} \times 100 \quad \text{Όπου:} \quad m = m_{air} + m_{EGR}$$

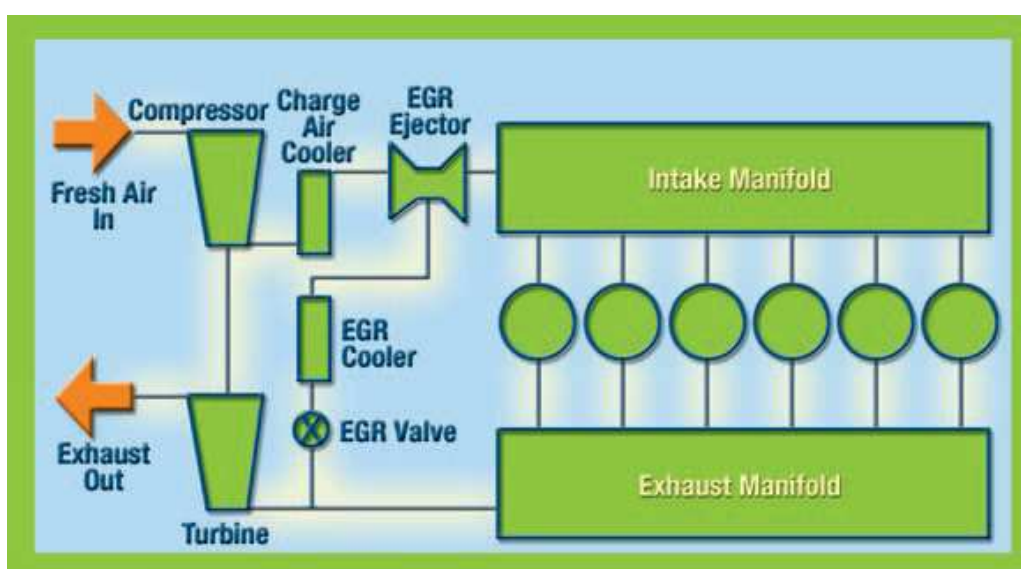
### 2.3.1) Μέθοδοι και διατάξεις ανακυκλοφορίας καυσαερίων

Η εισαγωγή του EGR στον θάλαμο καύσης μιας πολυκύλινδρης μηχανής είναι μια περίπλοκη και απαιτητική διαδικασία. Υπάρχουν δύο τρόποι χρήσης καυσαερίων, ο εσωτερικός και ο εξωτερικός.

Ο εσωτερικός (internal EGR) δεν αποτελεί ουσιαστικά ανακυκλοφορία του καυσαερίου, αλλά αύξηση της ποσότητας του παραμένουτος μετά την καύση, καυσαερίου (residual gas) μέσα στον κύλινδρο, το οποίο τελικώς καταλαμβάνει συγκεκριμένο χώρο στον θάλαμο καύσης. Ουσιαστικά χρησιμοποιείται μεταβλητός χρονισμός των βαλβίδων, ή άλλες συσκευές για να προκληθεί πλημμυλής απόπλυση. Η μέθοδος όμως αυτή δεν εμπεριέχει ψύξη των καυσαερίων και παρουσιάζει προβλήματα θερμικής φορτίσεως και ελάττωσης της ογκομετρικής απόδοσης του κινητήρα. [5,8]

Συνεπώς η πιο συνηθισμένη τεχνική είναι της εξωτερικής ανακυκλοφορίας καυσαερίου, το οποίο διοχετεύεται μέσω σωληνώσεων από την εξαγωγή στην εισαγωγή και εφαρμόζεται με σύστημα i) υψηλής πίεσης ή ii) χαμηλής πίεσης. Εντούτοις, η εφαρμογή εξωτερικού EGR θέτει διάφορα ζητήματα που πρέπει να αντιμετωπιστούν. Συγκεκριμένα, η υψηλή αποδοτικότητα των σύγχρονων συστημάτων υπερπλήρωσης, έχει συχνά ως συνέπεια, η πίεση της πολλαπλής εισαγωγής να είναι υψηλότερη από την πίεση της πολλαπλής εξαγωγής, το οποίο πρέπει να ξεπεραστεί στα συστήματα υψηλής πίεσης (Σχήμα 2.3.2). [8]

Όπως δηλώνεται και από το όνομα, στο σύστημα αυτό υπάρχει σύνδεση της εξαγωγής του καυσαερίου πριν τον στρόβιλο με την εισαγωγή του αέρα μετά τον συμπιεστή. Τόσο πριν το στρόβιλο όσο και μετά το συμπιεστή οι πιέσεις είναι συγκριτικά μεγαλύτερες και για το λόγο αυτό ο βρόχος που δημιουργείται αποκαλείται βρόχος υψηλής πίεσης. [5,8]



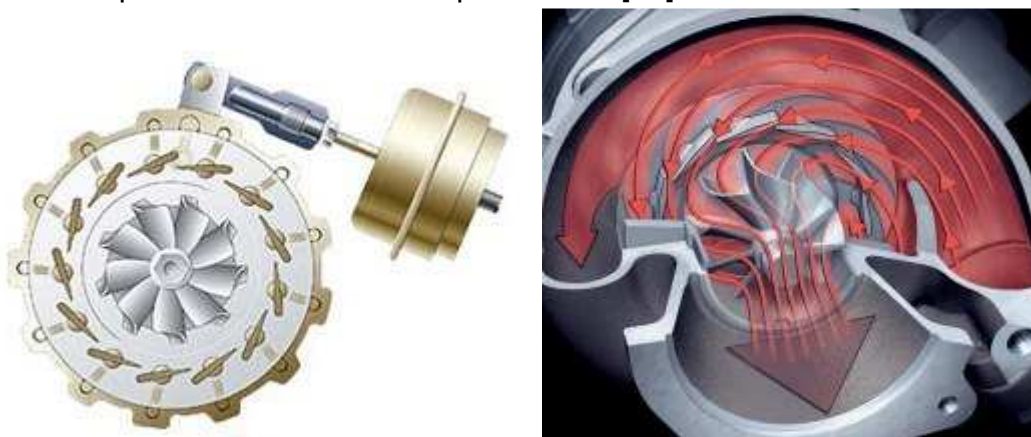
Σχήμα 2.3.2: Σύστημα EGR υψηλής πίεσης

Η ροή των καυσαερίων ρυθμίζεται μέσω κατάλληλης ρυθμιστικής δικλείδας (EGR valve) και επιτυγχάνεται μόνο όταν η πίεση των καυσαερίων προ του στροβίλου (back pressure) είναι υψηλότερη της πίεσης του αέρα μετά το συμπιεστή [5,8]. Ως εκ τούτου, μια βοηθητική συσκευή είναι απαραίτητη για την αύξηση της πίεσης των καυσαερίων προ του στροβίλου, η οποία επιτυγχάνεται με δύο τρόπους:

- Με κατάλληλη ρύθμιση της παρακαμπτήριας βαλβίδας του στροβιλο-υπερπληρωτή (wastegate).
- Με χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). [5]

Η χρήση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (Σχήμα 2.3.3) είναι αρκετά δημοφιλής, αφού μέσω της ρυθμιστικής στεφάνης των πτερυγίων μπορούμε να μεταβάλλουμε την γεωμετρία του άρα και τις περιοχές ροής του καυσαερίου (μειώνοντας ή αυξάνοντας την επιφάνεια ροής), επιτυγχάνοντας έτσι την επιθυμητή κάθε φορά πίεση. Η μέθοδος αυτή εφαρμόστηκε αρχικά για την γρηγορότερη απόκριση του συστήματος της στροβιλουπερπλήρωσης σε περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας, όμως είναι ιδιαίτερα χρήσιμη και για την σωστή λειτουργία του συστήματος υψηλής πίεσης, διότι όσο αυξάνουμε τα ποσοστά EGR τόσο μεγαλύτερη πρέπει να είναι η διαφορά της πίεσης στα άκρα του σωλήνα ανακυκλοφορίας [5,8]. Η χρήση λοιπόν στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας επιτρέπει υψηλά ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίου [8].

Πέραν τούτου αφού οι κινητήρες diesel λειτουργούν χωρίς πεταλούδα, στο μερικό φορτίο οι συγκεντρώσεις CO<sub>2</sub> και H<sub>2</sub>O στο καυσαέριο είναι σχετικά χαμηλές. Λόγω αυτού, απαιτούνται υψηλά ποσοστά EGR, τα οποία συνήθως αυξάνονται με τη μείωση του φορτίου, για σημαντικές μειώσεις των εκπομπών NOX [1,7]. Παρόλα αυτά λόγω των αρνητικών συνεπειών του EGR στην ειδική κατανάλωση και την αιθάλη υπάρχει άνω όριο χρήσης ανακυκλοφορίας, το οποίο κυμαίνεται σε ποσοστά περίπου 30% [10].



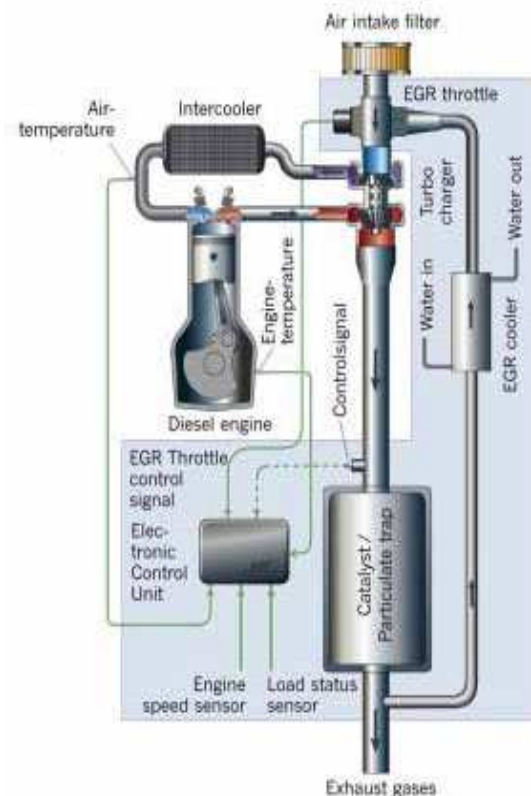
Σχήμα 2.3.3: Διάταξη και λειτουργία στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT)

Όπως φαίνεται στο σχήμα 2.3.4, στο σύστημα χαμηλής πίεσης το ρεύμα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων λαμβάνεται έπειτα από τον στρόβιλο και αναμιγνύεται με το φρέσκο αέρα σε κατάλληλο σημείο πριν τον συμπιεστή. Αυτή η μέθοδος θα απέτρεπε την υπερβολική πίεση πρό του στροβίλου για την ροή του EGR και αυτό διότι η πίεση των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής (που επικρατεί συνήθως στην είσοδο του συμπιεστή) δημιουργώντας έτσι την απαραίτητη ροή. [5,8]

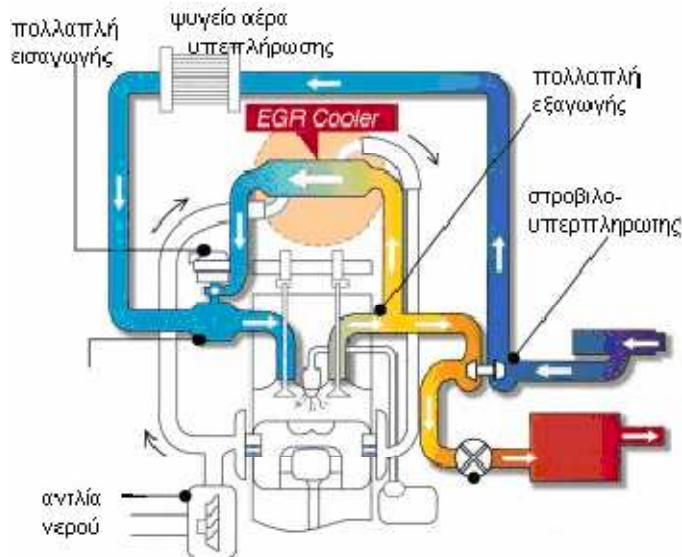
Εντούτοις, αν και τα καυσαέρια περιέχουν κυρίως διοξείδιο του άνθρακα ( $\text{CO}_2$ ) και νερό ( $\text{H}_2\text{O}$ ), στην πραγματικότητα η σύνθεση τους περιλαμβάνει αιθάλη, καθώς επίσης και οξειδία του θείου ( $\text{SO}_2$ ,  $\text{SO}_3$ ) και σε ορισμένες θερμοκρασίες και πιέσεις, θειικό οξύ [8]. Με το σύστημα χαμηλής πίεσης τα θερμά καυσαέρια διέρχονται μέσα από τα πτερύγια του συμπιεστή και του ψυγείου αέρος (intercooler), τα τμήματα αργιλίου των οποίων δεν θα είχαν μακρά ζωή εάν εκτίθονταν στη μόλυνση από τις διαβρωτικές ενώσεις και τις επικαθήσεις από τα σωματίδια [5,8]. Για το λόγο αυτό το πλέον χρησιμοποιούμενο σύστημα ανακυκλοφορίας των καυσαερίων είναι αυτό της υψηλής πίεσης [5].

Σχήμα 2.3.4: Σύστημα EGR χαμηλής πίεσης

Figure 6: Low Pressure EGR + DPF



Το EGR χρησιμοποιείται εδώ και πολλά χρόνια στους κινητήρες Otto, αλλά στους Diesel και μάλιστα σε αυτούς που χρησιμοποιούν βαρύ καύσιμο εμφανίζει προβλήματα. Για να μην επιβαρύνεται η ογκομετρική απόδοση του κινητήρα και για την επίτευξη ακόμα χαμηλότερων εκπομπών  $\text{NO}_x$  το καυσαέριο που ανακυκλοφορεί πρέπει να ψύχεται (όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.3.5). [3,9]



Σχήμα 2.3.5: Διάταξη EGR με ψύξη των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων

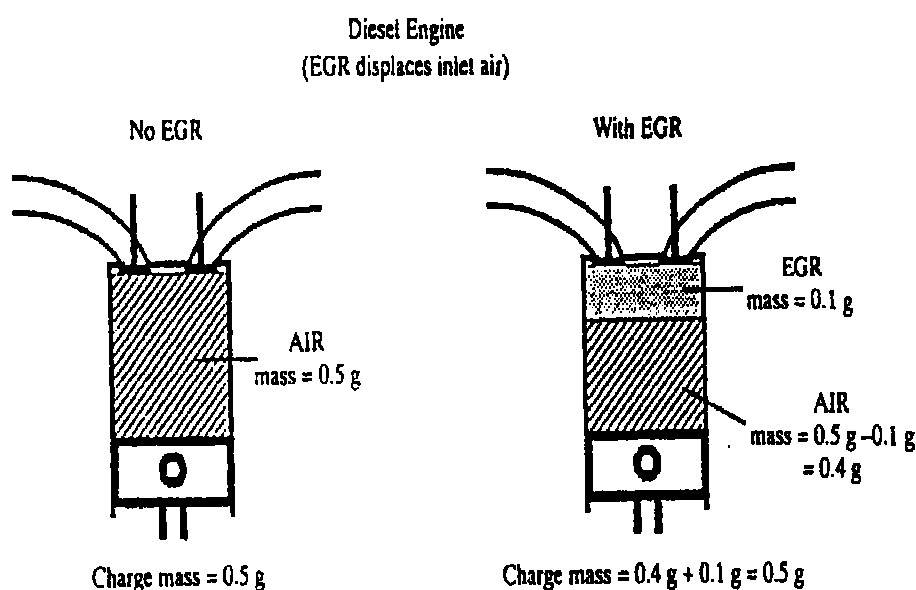
Για τον περιορισμό της ρύπανσης του συμπιεστή (αν ο βρόγχος ανακυκλοφορίας είναι χαμηλής πίεσεως) και για την ελαχιστοποίηση των φθορών του κινητήρα από τις όξινες επικαθίσεις της αιθάλης, τα ανακυκλοφορούντα καυσαέρια πρέπει να καθαρίζονται μέσω φίλτρου μετά τη έξοδό τους από τον στρόβιλο. Παράλληλα το φίλτρο αντιμετωπίζει το πρόβλημα ύπαρξης θείου στο καύσιμο, τα οξείδια του οποίου δημιουργούν σοβαρό πρόβλημα διάβρωσης απόθειικό οξύ που παράγεται στα ψυχόμενα καυσαέρια του βρόγχου EGR. Στην περίπτωση βαρέος καυσίμου η επιβάρυνση του φίλτρου είναι πολύ μεγαλύτερη και δημιουργείται ανάγκη συχνής αντικατάστασης. [3,6,10]

### 2.3.2) Επίδραση του EGR στη σύνθεση του μίγματος αέριου που παγιδεύεται στον κύλινδρο

Οι μηχανές diesel λειτουργούν χωρίς πεταλούδα. Κατά συνέπεια, στις μηχανές diesel οι κύλινδροι πληρώνονται με τόσο αέρα, όσος είναι δυνατόν να παγιδευτεί σε μια δεδομένη κατάσταση λειτουργίας της μηχανής (π.χ 0.5 g όπως φαίνεται στο σχήμα 2.3.6). Ως εκ τούτου, η χρήση EGR (π.χ. 0.1 g όπως φαίνεται στο σχήμα 2.3.6) περιλαμβάνει την αντικατάσταση, μερικού από τον αέρα εισαγωγής, από EGR. Μια συνέπεια αυτής της αντικατάστασης είναι η μείωση του διαθέσιμου αέρα για την καύση. Σύμφωνα με πειραματικές μελέτες εφαρμογή 25% EGR οδηγεί σε 14% μείωση της παροχής του αέρα πληρώσεως. Δεδομένου ότι για μια συγκεκριμένη παραγωγή ροπής και ισχύος η παροχή του καυσίμου πρέπει να παραμείνει περίπου σταθερή, ο μειωμένος, διαθέσιμος για την καύση, αέρας προκαλεί μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου στην οποία λειτουργεί η μηχανή [7]. Μελέτες σε



ένα εξακύλινδρο σε σειρά, κινητήρα diesel, βαρέως τύπου έδειξαν μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου από 18% έως 31%, για 25-30% EGR, ανάλογα με την κατάσταση λειτουργίας (φορτίο,στροφές) [8]. Το συγκεκριμένο γεγονός θα μπορούσε να αποφευχθεί, με συγκεκριμένη αύξηση της πίεσης πληρώσεως του κυλίνδρου, ώστε να αυξηθεί η παροχή αερίου που μπορεί να παγιδευτεί στον κύλινδρο και έτσι ο διαθέσιμος για την καύση αέρας να παραμένει σταθερός, παρά την είσοδο μάζας EGR στον κύλινδρο (π.χ. 0.5 g αέρα και 0.1 g EGR). Η αύξηση της πίεσης πληρώσεως του κυλίνδρου γίνεται με σκοπό την αποφυγή της αρνητικής επίδρασης, του μειωμένου λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, στην αιθάλη.



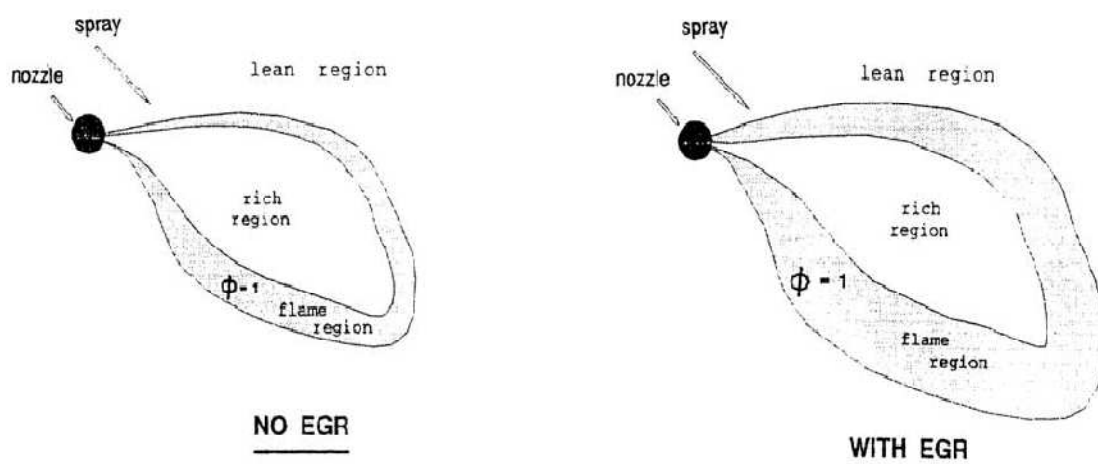
Σχήμα 2.3.6: Πλήρωση κυλίνδρου χωρίς και με ανακυκλοφορία καυσαερίων

Τα ανακυκλοφορούντα καυσαέρια, που πληρώνουν μαζί με τον αέρα τον κύλινδρο, περιλαμβάνουν πρώτιστα το διοξείδιο του άνθρακα ( $\text{CO}_2$ ) και το νερό ( $\text{H}_2\text{O}$ ) και τις πολύ μικρότερες συγκεντρώσεις του μονοξειδίου του άνθρακα, των νιτρικών οξειδίων, των υδρογονανθράκων, των μορίων, των διοξειδίων θείου, των θειικών αλάτων, κ.λπ.. Η αύξηση του ποσοστού του EGR προκαλεί μείωση της συγκέντρωσης του οξυγόνου, η οποία είναι εντονότερη στην περίπτωση μειωμένου λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, λόγω της μείωσης της παροχής του αέρα εισαγωγής άρα και της παροχής του οξυγόνου [7,8]. Σύμφωνα με μελέτες, η εφαρμογή 25% ανακυκλοφορίας καυσαερίων οδήγησε σε μείωση της παροχής του οξυγόνου κατά περίπου 15%. Περίπου το ένα πέμπτο της μείωσης της παροχής  $\text{O}_2$  οφείλεται στην αυξημένη συγκέντρωση του  $\text{CO}_2$  και  $\text{H}_2\text{O}$  παρουσία EGR και το υπόλοιπο οφείλεται στη μείωση της ογκομετρικής απόδοσης (μειωμένος λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου) [7].

### 2.3.3) Επίδραση του EGR στις εκπομπές ρύπων και την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα

Οι μηχανισμοί που επηρεάζουν την λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα λόγω του EGR είναι:

1. Θερμικοί μηχανισμοί: Όπως έχει ήδη περιγραφεί τα καυσαέρια που ανακυκλοφορούν, αποτελούνται μεταξύ άλλων και από διοξείδιο του άνθρακα ( $\text{CO}_2$ ) και νερό ( $\text{H}_2\text{O}$ ), οι συγκεντρώσεις των οποίων αυξάνονται με την αύξηση του ποσοστού ανακυκλοφορίας. Τα δύο αυτά συστατικά του EGR έχουν υψηλότερη θερμοχωρητικότητα από τον αέρα και λόγω της υψηλότερης θερμοχωρητικότητας που αποκτά το μίγμα, απαιτείται περισσότερη ενέργεια για την προθέρμανση του και ως εκ τούτου μειώνονται οι θερμοκρασίες. [8]
2. Οι μηχανισμοί αραίωσης: Ο αυξημένος χρόνος ανάμιξης και η μεγαλύτερη διάρκεια κάυσης που προκαλούνται από την αραίωση του μίγματος, λόγω μικρότερης διαθεσιμότητας σε οξυγόνο [8]. Μια πιθανή εξήγηση για αυτήν την επίδραση παρουσιάζεται με την βοήθεια και του σχήματος 2.3.7, το οποίο παρουσιάζει την καύση που εκτυλίσσεται σε δύο δέσμες καυσίμου ενός κινητήρα diesel, όπου στη μία περίπτωση έχει γίνει χρήση ανακυκλοφορίας, ενώ στην άλλη όχι. Αρχικά, όπως έχει ήδη εξηγηθεί, η καύση πραγματοποιείται στις περιοχές, όπου ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου είναι κοντά στις στοιχειομετρικές αναλογίες, όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.3.7. Με την χρήση EGR, η τοπική συγκέντρωση  $\text{O}_2$  στον κύλινδρο μειώνεται και ως συνέπεια μία δεδομένη παροχή καυσίμου θα πρέπει να διασκορπιστεί περισσότερο, μέχρι να επιτευχθεί η ανάμιξη του με το κατάλληλο ποσοστό  $\text{O}_2$  για την δημιουργία ενός στοιχειομετρικού μίγματος (σχήμα 2.3.7). [7]



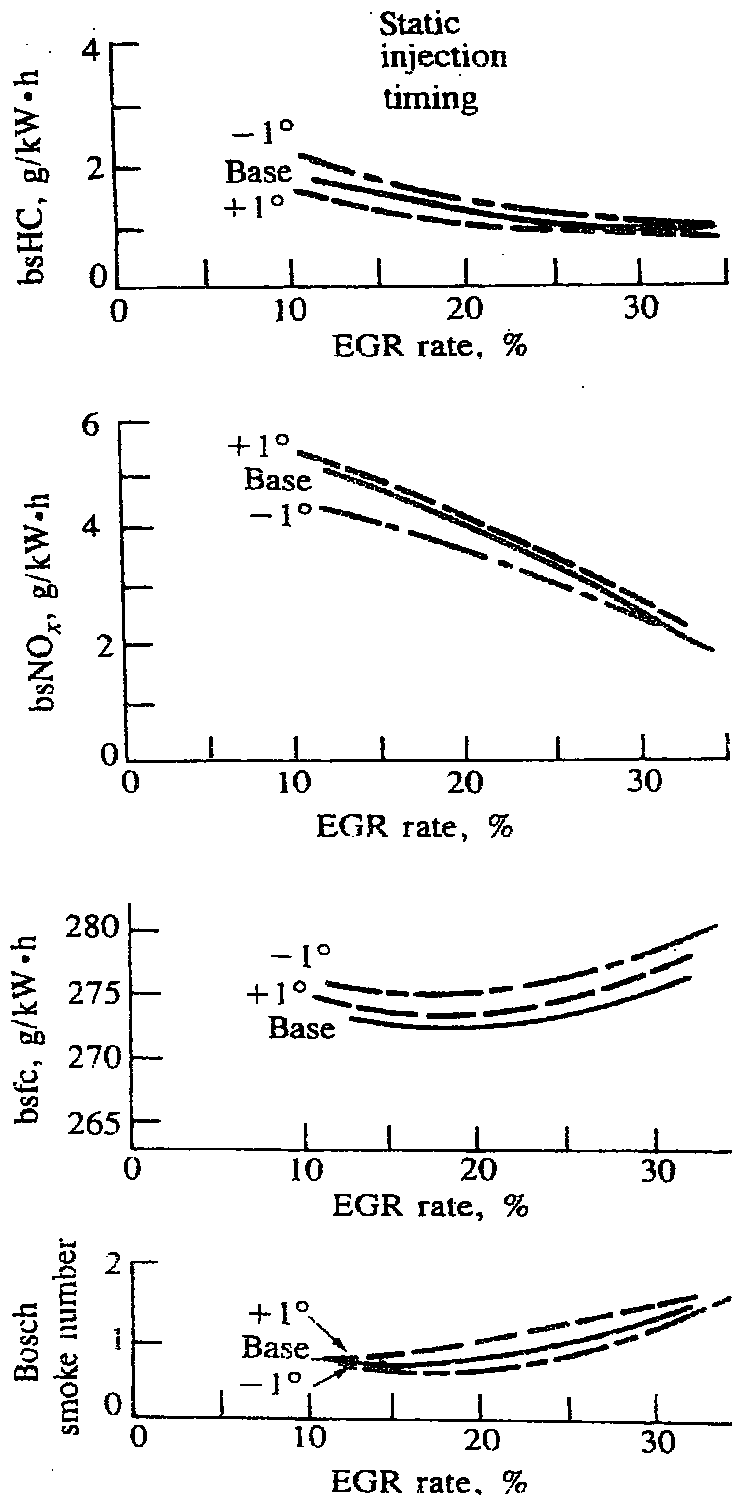
Σχήμα 2.3.7: Διασκορπισμός της δέσμης καυσίμου και ανάμιξη αέρα-καυσίμου χωρίς και με χρήση EGR

Για τη δεδομένη παροχή καυσίμου του κινητήρα, αυτή η μεγαλύτερη περιοχή του στοιχειομετρικού μίγματος περιέχει όχι μόνο το στοιχειομετρικό μίγμα, αλλά και τις συγκεντρώσεις CO<sub>2</sub> και H<sub>2</sub>O των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων [7]. Συνεπώς ο αναγκαίος μεγαλύτερος διασκορπισμός του καυσίμου, οδηγεί επίσης σε αύξηση της καθυστέρησης αναφλέξεως και μείωση του ρυθμού καύσης, με την έναρξη της ελεγχόμενης καύσης. Βέβαια τελικώς δεν παρουσιάζονται εμφανείς διαφορές στην καθυστέρηση αναφλέξεως, λόγω της ταυτόχρονης μείωσης της από την μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου [8].

3. Χημικοί μηχανισμοί: Μείωση της θερμοκρασίας που προωθεί την χημική δραστηριότητα κατά τις φάσεις σχηματισμού και διάσπασης, λόγω του αυξημένου διαχωρισμού και των αντιδράσεων των σύνθετων μορίων του διοξειδίου του άνθρακα και του νερού. [7,8]

Αξίζει να αναφερθεί, ότι κατά τη διάρκεια της φάσης σχηματισμού των NO<sub>x</sub>, η θερμοκρασία αντίδρασης προσεγγίζει την αδιαβατική θερμοκρασία φλόγας. Η αδιαβατική θερμοκρασία φλόγας και η θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της καύσης μειώνονται όσο αυξάνεται η ανακυκλοφορία, λόγω των παραπάνω παραμέτρων και μηχανισμών. [7,8]

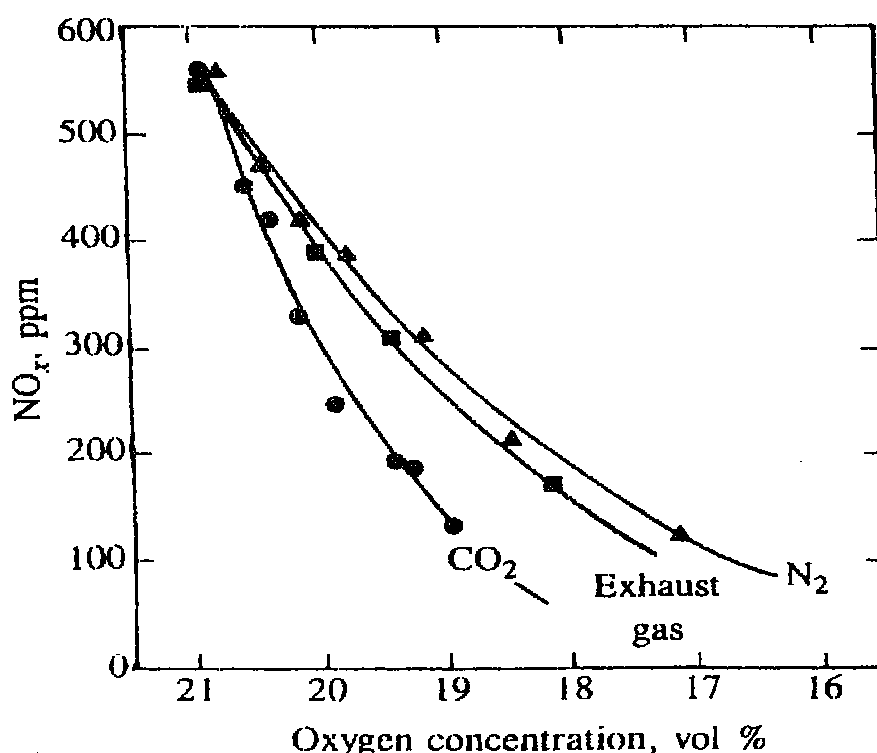
Οι τρεις αυτοί μηχανισμοί επηρεάζουν την απόδοση και τις εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα Diesel. Έτσι, όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.3.8, η αύξηση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (κατά περίπου 20%) είναι μια αποτελεσματική μέθοδος μείωσης των εκπομπών NO<sub>x</sub> (περίπου 60% μείωση), με ισχνή αρνητική επίπτωση στην ειδική καταναλωση καυσίμου (πολύ μικρή αύξηση της τάξης του 2%). Μεγάλο μειονέκτημα εντούτοις αποτελεί η σημαντική αύξηση (περίπου 75%) στις σωματιδιακές εκπομπές (NO<sub>x</sub>-Soot trade off) [1]. Άλλες μελέτες έδειξαν μείωση 55%-85% των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, σε σχέση με τις συνθήκες αναφοράς (0% EGR), για εφαρμογή 25% EGR και για διάφορα σημεία λειτουργίας (στροφές,φορτίο) [8].



Σχήμα 2.3.8: Επίδραση της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων στην ειδική κατανάλωση καυσίμου και στις εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων, αζώτου και αιθάλης. Κινητήρας diesel αμέσου εγγύσεως στις 1250 rpm

### 2.3.4) Αντικατάσταση του EGR με N<sub>2</sub> και CO<sub>2</sub>

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο περι των γενικών μεθόδων μείωσης των ρύπων, έχουν αναπτυχθεί διάφορες τεχνικές που μεταβάλλουν την σύνθεση του παγιδευμένου μίγματος αερίου στον κύλινδρο. Μία κατηγορία των τεχνικών αυτών είναι οι τεχνικές που αποσκοπούν στην μείωση των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>) και το επιτυγχάνουν αυξάνοντας την θερμοχωρητικότητα του μίγματος και μειώνοντας την συγκέντρωση σε οξυγόνο. Συγκρίνοντας τις τεχνικές αραίωσης του αέρα εισαγωγής με N<sub>2</sub> και CO<sub>2</sub>, με την τεχνική της ανκυκλοφορίας καυσαερίου που περιγράφηκε πριν λαμβάνουμε παρόμοια αποτελέσματα. [9,10]



Σχήμα 2.3.9: Συνέπειες της μείωσης της συγκέντρωσης οξυγόνου (αραίωση) από N<sub>2</sub> και CO<sub>2</sub> και EGR στις εκπομπές NO<sub>x</sub>

Στο σχήμα 2.3.9 παρουσιάζεται η μείωση των εκπομπών NO<sub>x</sub>, με τρεις διαφορετικές τεχνικές αραίωσης, για έναν κινητήρα diesel αμέσου εγχύσεως (1300rpm, χρονισμός έγχυσης: 4<sup>ο</sup> πριν το ANΣ). Παρατηρείται ότι για το ίδιο ποσοστό οξυγόνου (π.χ 19%), τα μεγαλύτερα ποσοστά μείωσης (περίπου 80%) επιτυγχάνονται όταν χρησιμοποιείται CO<sub>2</sub>. Για χρήση καυσαερίων ή αζώτου η μείωση των NO<sub>x</sub> είναι παρόμοια και αρκετά περιορισμένη σε σχέση με την αντίστοιχη για χρήση CO<sub>2</sub>. Η ειδική θερμοχωρητικότητα του διοξειδίου του άνθρακα, σε θερμοκρασίες σχετικές με της καύσης σε κινητήρες diesel, είναι περίπου διπλάσια από αυτήν του αζώτου, ενώ αυτή των καυσαερίων

είναι ελαφρώς μεγαλύτερη από αυτή του αζώτου. Τα δεδομένα αυτά αποδυναμώνουν ότι, τη κύρια επίδραση στις εκπομπές και την απόδοση του κινητήρα (ειδικά στα μερικά φορτία) ασκούν οι μειωμένες θερμοκρασίες του καμμένου μίγματος. [1]

Εντούτοις, παρόλο που οι τεχνικές είναι συγκρίσιμες, η αραίωση με τη χρήση αζώτου θεωρείται ότι πλεονεκτεί σε σχέση με την ανακυκλοφορία καυσαερίου, επειδή αποφεύγονται οι ακόλουθες αρνητικές συνέπειες του EGR:

- Τα ανεπιθύμητα συστατικά των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων, όπως η αιθάλη και τα οξείδια του θείου, που δημιουργούν προβλήματα στον συμπιεστή και τον θάλαμο καύσης.
- Η ανάγκη χρήσης εναλλακτών για τη ψύξη και τον έλεγχο της περιεκτικότητας σε νερό των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. [9,10]

## 2.4) Εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο (Oxygen Enrichment)

### 2.4.1) Γενικά

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, οι κυριότεροι ατμοσφαιρικοί ρύποι ενός κινητήρα Diesel είναι τα οξειδία του αζώτου και η αιθάλη (μικρότερης σημασίας λόγω χαμηλότερων εκπομπών αποτελούν το μονοξειδίο του άνθρακα και οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες). Η τεχνική που περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, μια από τις πολλές αναπτυχθείσες τεχνικές μείωσης των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου, είναι αυτή της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων. Εδώ εξετάζεται μια μέθοδος μείωσης των εκπομπών της αιθάλης, του άλλου σημαντικότερου ρύπου των κινητήρων Diesel, τα θεσπισμένα πρότυπα όρια εκπομπών της οποίας γίνονται (και αναμένεται να γίνουν στο μέλλον) όλο και πιο αυστηρά. [9-23]

Έχει αποδειχθεί ότι ένας ιδιαίτερα αποδοτικός τρόπος για την βελτίωση της καύσης και την παράλληλη μείωση των εκπομπών σωματιδίων, είναι η αύξηση της διαθέσιμης ποσότητας οξυγόνου στη περιοχή όπου εξελίσσεται η καύση [9-23]. Οι τρόποι επίτευξης της αύξησης αυτής της ποσότητας είναι:

- Με την αύξηση της διαθέσιμης για την καύση ποσότητας αέρα (αύξηση της ποσότητας του αέρα εισαγωγής π.χ. μέσω αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης-μέθοδος η οποία έχει ήδη αναφερθεί)
- Με την τοπική αύξηση της, διαθέσιμης για την καύση, ποσότητας οξυγόνου, μέσω της αύξησης του γραμμομοριακού κλάσματος οξυγόνου στην ποσότητα του αέρα που εισέρχεται στον κινητήρα
- Με την χρήση συμβατικών καυσίμων αναμεμιγμένων με οξυγονούχες οργανικές ενώσεις (αλκοόλες, αιθέρες, εστέρες κ.τ.λ.).

Στη συγκεκριμένη μελέτη παρουσιάζεται η δεύτερη τεχνική εφαρμογής αυξημένης διαθέσιμης ποσότητας οξυγόνου, το σημαντικό πλεονέκτημα της οποίας έναντι της πρώτης είναι η μη ανάγκη αύξησης της παροχής του αέρα. Η τεχνική αυτή πρωτοχρησιμοποιήθηκε για την ενίσχυση της ισχύος αεροσκαφών για σύντομες περιόδους, με την αύξηση του εγχυθέντος καυσίμου και της κατά μάζα συγκεντρώσεως του οξυγόνου [15].

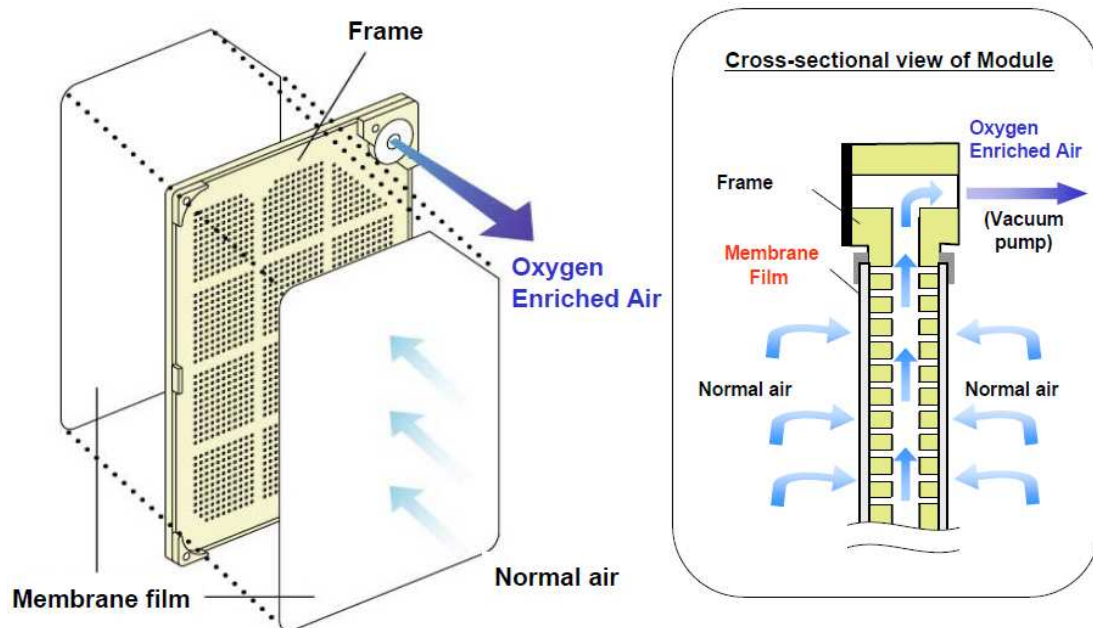
Διάφορες, ως επί τω πλείστον πειραματικές, διερευνήσεις που έγιναν στο παρελθόν, έδειξαν ότι η αύξηση του γραμμομοριακού κλάσματος του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής κινητήρων diesel, οδηγεί σε αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης, σημαντική μείωση των σωματιδιακών ρύπων, μείωση των εκπομπών μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και των ακαύστων υδρογονανθράκων (HC), καθώς και μικρή μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Τέλος υπεδείχθη σημαντική μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης και μείωση του θορύβου λόγω του περιορισμού της διάρκειας αλλά κυρίως της έντασης της προαναμεμιγμένης καύσης. [9-23]

Παρα τα πολλά και σημαντικά όμως πλεονεκτήματα αυτής της μεθόδου και λόγω της αντίθετης μεταβολής (μετά απο μεταβολή διαφόρων παραμέτρων) των οξειδίων του αζώτου με τις άλλες εκπομπές ρύπων και την απόδοση του κινητήρα diesel (NOx-Soot trade off και NOx-bsfc trade off), οδηγούμαστε σε σημαντική αύξηση των εκπομπών NOx η οποία απαιτεί τον συνδυασμό αυτής με άλλες μεθόδους (μείωσης των NOx) για την ταυτόχρονη επίτευξη θετικών επιδράσεων και στους δύο υπό ενδιαφέρον ρύπους. [9-23]

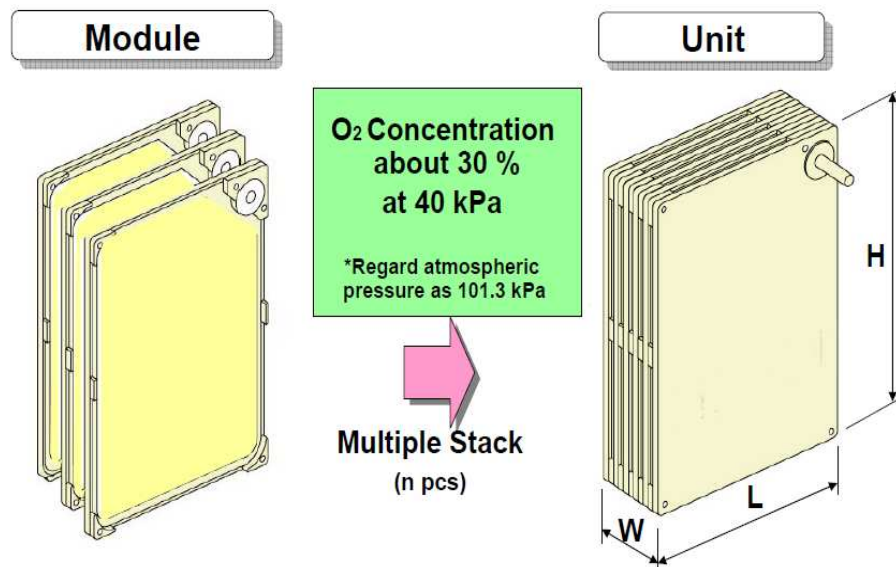
Αντιθέτως η οξυγόνωση του καυσίμου μπορεί να παρέχει μείωση στις σωματιδιακές εκπομπές με μικρότερη αρνητική επίδραση στις εκπομπές NOx, τα τεχνικά εμπόδια όμως για την εισαγωγή οξυγονούχων καυσίμων, όπως είναι τα λειτουργικά κόστη των κινητήρων και η υποδομή διανομής καυσίμου, δεν επιτρέπουν ακόμη την αποδοτική χρήση των οξυγονούχων καυσίμων και αναδुकνείουν τον εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής ως την κυριότερη τεχνική για την αύξηση της διαθεσιμότητας οξυγόνου. [13,14]

## 2.4.2) Σύντομη αναφορά στη τεχνολογική ανάπτυξη συσκευών εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο (μεμβράνες)

Η αύξηση του γραμμομοριακού κλάσματος οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής μπορεί να επιτευχθεί πρακτικά με τη χρήση μεμβρανών διαχωρισμού, οι οποίες διαχωρίζουν το μίγμα  $O_2$  και  $N_2$  του αέρα, με αποτέλεσμα την παραγωγή ποσότητας αέρα με ποσοστό οξυγόνου (ή αζώτου) μεγαλύτερο αυτού που είχε ο αέρας στην είσοδο της μεμβράνης. Η αρχή λειτουργίας του συστήματος διαχωρισμού βασίζεται στην εκλεκτική διείσδυση των μορίων διαμέσου στοιχείων (modules) από πολυμερικές μεμβράνες (Σχήματα 2.4.1 και 2.4.2). [9,11]







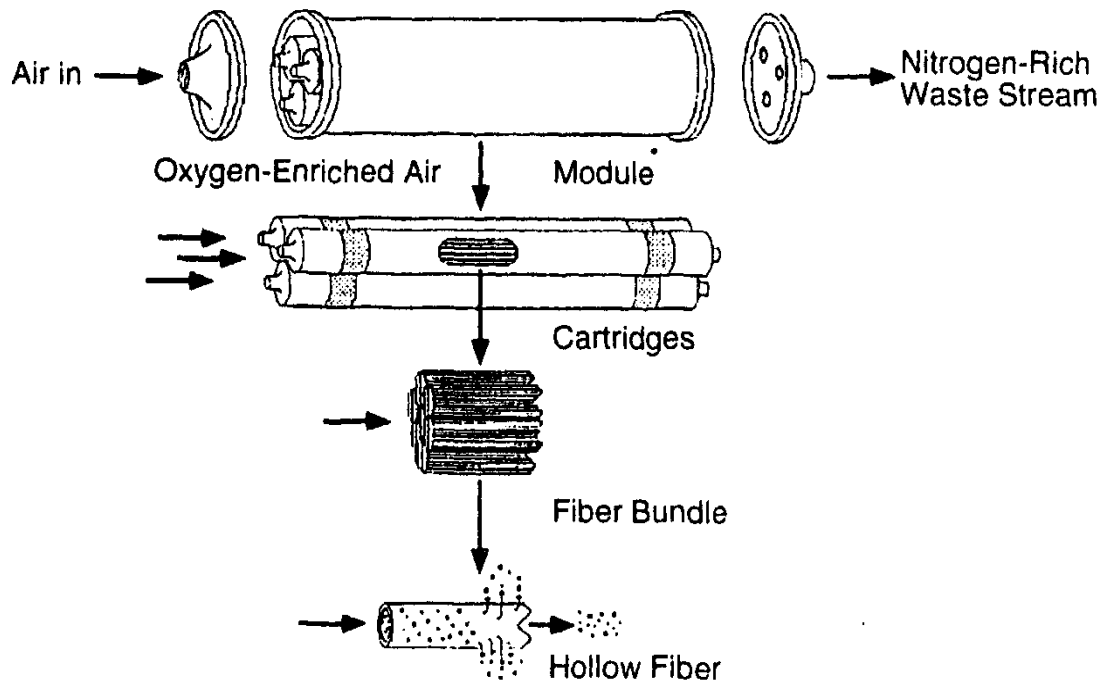
**Flowing quantity of unit changes depending on the number of modules.**

Σχήμα 2.4.1 Κατασκευαστική διαμόρφωση και τοποθέτηση στοιχείων (modules) μεμβρανών διαχωρισμού

Οι μεμβράνες είναι η μόνη πρακτική μέθοδος για τη μετατροπή της σύνθεσης του αέρα. Ως εκ τούτου η επιτυχία της τεχνικής εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο εξαρτάται από τη διαθεσιμότητα μιας αξιόπιστης, συμπαγούς, και οικονομικής μεμβράνης για την παραγωγή της επιθυμητής σύνθεσης αέρα, ανάλογα με τις απαιτήσεις του εκάστοτε κινητήρα και η δυνατότητα εφαρμογής της σε αυτόν [9,11]. Τα προηγούμενα χρόνια η ανάπτυξη μίας μεμβράνης με τα παραπάνω χαρακτηριστικά είχε εμποδιστεί, λόγω της έλλειψης οικονομικά συμφέρουσων συσκευών μικρού μεγέθους που θα είχαν τη δυνατότητα να εγκατασταθούν σε συστήματα μεταφορών για την εξαγωγή οξυγόνου από τον αέρα. Παρόλο που το οξυγόνο υπάρχει άφθονο στον αέρα, ο διαχωρισμός του χωρίς υπερβολικό κόστος και η παροχή του στην εισαγωγή του αέρα στον κινητήρα ήταν προβληματική και με περιορισμένη επιτυχία [11].

Τα τελευταία χρόνια όμως υπήρξε σημαντική τεχνική πρόοδος στην ανάπτυξη συσκευών ενίσχυσης του αέρα με οξυγόνο, όπως είναι οι ημιπερατές μεμβράνες διαχωρισμού, που επιτρέπουν τη μείωση του μεγέθους των στοιχείων και της κινητήριας ισχύος που απαιτείται. Η χρήση ημιπερατών μεμβρανών είναι η πιο βιώσιμη τεχνική που διατίθεται σήμερα για το διαχωρισμό των αερίων, που περιέχονται στον ατμοσφαιρικό αέρα. Οι μεμβράνες πρέπει να αναπτυχθούν περαιτέρω και να βελτιστοποιηθούν, για να προσαρμοστούν στις συνθήκες εισαγωγής κινητήρων diesel, όμως καθώς οι τεχνολογίες αυτές ωριμάζουν, η ενίσχυση του αέρα με οξυγόνο γίνεται ολοένα και πιο ελκυστική από οικονομικής άποψης και αξιόπιστη. [11]

Άλλες τεχνικές χρήσης εμπλουτισμένου σε οξυγόνο αέρα περιλαμβάνουν την έγχυση του στον κύλινδρο στη διάρκεια της τελευταίας φάσης της κάυσης (ελεγχόμενη κάυση και ουριαίο τμήμα), δηλαδή κατά την αποτόνωση, για επίτευξη υψηλότερων ρυθμών οξειδωσης, χωρίς να επηρεάζεται κάποιος από τους παράγοντες αύξησης των εκπομπών των NOx [9].



Σχήμα 2.4.2: Τυπική διαμόρφωση μεμβράνης

### 2.4.3) Στρατηγική εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο-σύνθεση του μίγματος αέρα καυσίμου

Η ποιότητα του αέρα μπορεί να περιγραφεί καλύτερα, από την γραμμομοριακή αναλογία αζώτου προς οξυγόνο. Λόγω των αλλαγών στη συγκέντρωση του οξυγόνου, που σχετίζεται με τον εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής οι όροι της ποιότητας και της σύνθεσης του μίγματος εντός του κυλίνδρου αλλάζουν. Για το σωστό χαρακτηρισμό της κάυσης μίγματος καυσίμου με αέρα εμπλουτισμένο σε οξυγόνο, με διαφορετικό ποσοστό κατά περίπτωση και τη σύγκριση της ποιότητας και της σύνθεσης του διαφορετικού κάθε φορά μίγματος, εισαγεται το μέγεθος αναλογία οξυγόνου-καυσίμου και διαχωρίζονται τρεις περιπτώσεις, για σταθερό όγκο κυλίνδρου και σταθερή παροχή μάζας αέρα. Παρακάτω δίνεται ο ορισμός των τριών αυτών περιπτώσεων. [11,12]

- 1) Πλούσια αναλογία οξυγόνου καυσίμου: για σταθερή παροχή καυσίμου, με τον εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής, έχουμε αύξηση της ποσότητας οξυγόνου:

$$\left( \frac{\text{μάζα οξυγόνου}}{\text{μάζα καυσίμου}} \right)_{\text{ατμ.}} < \left( \frac{\text{μάζα οξυγόνου}}{\text{μάζα καυσίμου}} \right)_{\text{εμπλ.}}$$

- 2) Σταθερή αναλογία οξυγόνου καυσίμου: αύξηση της παροχής καυσίμου, τέτοια ώστε με την αύξηση της ποσότητας του οξυγόνου λόγω του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής να έχουμε:

$$\left( \frac{\text{μάζα οξυγόνου}}{\text{μάζα καυσίμου}} \right)_{\text{ατμ.}} = \left( \frac{\text{μάζα οξυγόνου}}{\text{μάζα καυσίμου}} \right)_{\text{εμπλ.}}$$

- 3) Φτωχή αναλογία οξυγόνου-καυσίμου: μεγαλύτερη αύξηση της παροχής καυσίμου, τέτοια ώστε με την αύξηση της ποσότητας του οξυγόνου λόγω του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής να έχουμε:

$$\left( \frac{\text{μάζα οξυγόνου}}{\text{μάζα καυσίμου}} \right)_{\text{ατμ.}} > \left( \frac{\text{μάζα οξυγόνου}}{\text{μάζα καυσίμου}} \right)_{\text{εμπλ.}}$$

Πολλές προηγούμενες μελέτες εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο χρησιμοποίησαν την πρώτη περίπτωση προσδιορισμού της ποιότητας και της σύνθεσης του μίγματος αέρα-καυσίμου της καύσης, η οποία όμως δυστυχώς ενισχύει την αντίθετη μεταβολή των οξειδίων του αζώτου με την απόδοση του κινητήρα diesel (NO<sub>x</sub>-bsfc trade off), που αναφέρθηκε παραπάνω. Για την επίτευξη δεδομένης μείωσης σωματιδιακών εκπομπών και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, απαιτείται μεγαλύτερη συγκέντρωση οξυγόνου από ότι στις άλλες δύο στρατηγικές, η οποία οδηγεί και σε πιο αυξημένες εκπομπές NO<sub>x</sub>. Η αλλαγή της αναλογίας οξυγόνου-καυσίμου, όπως περιγράφεται στις περιπτώσεις 2 και 3, είναι σημαντική για την περαιτέρω εκμετάλλευση της ελεγχόμενης καύσης. [11]

#### 2.4.4) Συνέπειες του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, στην απόδοση και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα

Οι διαθέσιμες μελέτες που υποδुकνεύουν και σχολιάζουν την επίδραση του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, εξετάζουν την μεταβολή των σημαντικότερων παραμέτρων σχολιασμού της απόδοσης και των εκπομπών ενός κινητήρα Diesel, με τη μεταβολή διαφόρων παραγόντων εκ των οποίων και η συγκέντρωση του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής (γραμμομοριακό ποσοστό από 21% έως 40%). Τα πειράματα ή οι προσομοιώσεις διεξάγονται σε διάφορα είδη κινητήρων diesel (πειραματικούς είτε εμπορικού τύπου) και λαμβάνονται τα αποτελέσματα.

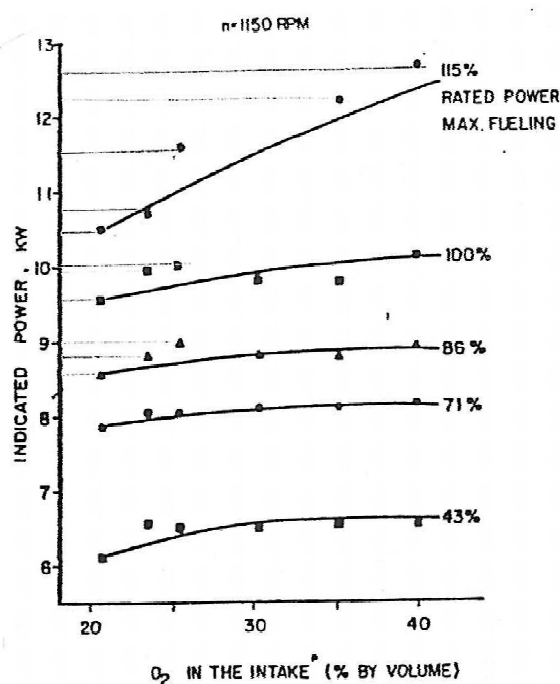
Πειράματα που διεξήχθησαν σε δίχρονο δικύλινδρο κινητήρα diesel με συγκεντρωση οξυγόνου από 21% έως 27% (βήμα προσαύξησης 2%) υπέδειξαν, ανάλογα με το ποσοστό οξυγόνου, κατά τη λειτουργία με σταθερή παροχή καυσίμου, μία σημαντική πτώση των σωματιδιακών εκπομπών (30%-70%) και την αναμενόμενη σύμφωνα με όσα ελέχθησαν στην προηγούμενη παράγραφο δραματική αύξηση των NO<sub>x</sub> (50%-150%), ενώ η ισχύς δεν μεταβλήθηκε. Αντιθέτως κατά τη λειτουργία με σταθερή αναλογία οξυγόνου καυσίμου, για αύξηση των NO<sub>x</sub> που κυμάνθηκε στα ίδια επίπεδα και για παρόμοια μείωση στις σωματιδιακές εκπομπές, παρατηρήθηκε σημαντική αύξηση της ισχύος (11%-22%). [11]

Την άποψη αυτή ενισχύει μια άλλη πειραματική μελέτη σε έναν μονοκύλινδρο, τετράχρονο, κινητήρα diesel εμμέσου έγχυσης (I.D.I), με χρονισμό έγχυσης καυσίμου 12<sup>0</sup> μοίρες πρό του ANΣ και στις 1500 rpm, όπου το ποσοστό συγκεντρωσης του οξυγόνου μεταβλήθηκε από 21% έως και 40%. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που εξήχθησαν από τη μελέτη, είναι εφικτή η αύξηση της ενδεικνύμενης ισχύος περίπου κατά 10%, με αύξηση του ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής από 21% σε 25% στα υψηλά φορτία, ενώ μικρότερο όφελος παρουσιάζεται και στα μερικά φορτία (παραδοχή σταθερού ογκομετρικού βαθμού απόδοσης). Σε αυτή την πειραματική διερεύνηση η αύξηση της ενδεικνύμενης ισχύος έφθασε το 20%, σε συνθήκες μέγιστης παροχής καυσίμου, για ποσοστό οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής ίσο με 40%. (σχήμα 2.4.3) [15]

Τα πειραματικά αποτελέσματα που διεξήχθησαν από τις παραπάνω πειραματικές μελέτες συμφωνούν στο ότι η αύξηση της συγκέντρωσης του οξυγόνου, οδηγεί σε αύξηση της ισχύος και υποδुकνεύουν τη δυνατότητα παραγωγής πραγματικής ισχύος από κινητήρες diesel, η οποία είναι συγκρίσιμη με τις αντίστοιχες παραγόμενες ισχύεις από υπερπληρωμένους κινητήρες diesel. Εάν ο εμπλουτισμός οξυγόνου χρησιμοποιείται για να παράγει την πρόσθετη ισχύ, θα πρέπει να ξαναγίνει ταίριασμα (re-matching) του στοβιλουπερπληρωτή με τον κινητήρα λόγω της αυξανόμενης παροχής καυσίμου. [12,16]

Δίνεται έτσι η δυνατότητα αντικατάστασης του συστήματος υπερπλήρωσης και ψύξης του αέρα εισαγωγής του κινητήρα diesel, με ένα μικρότερο από πλευράς μεγέθους και επιδόσεων σύστημα υπερπλήρωσης και συστοιχίες πολυμερικών μεμβρανών διαχωρισμού, με σκοπό την τροφοδοσία του κινητήρα με αέρα με αυξημένη περιεκτικότητα σε οξυγόνο. Αυτή η διαμόρφωση έχει το πλεονέκτημα ότι, ο μικρότερος υπερπληρωτής έχει βελτιωμένη απόκριση κατά τη μεταβατική λειτουργία και το μικρότερο σύστημα εισαγωγής αέρα έχει μικρότερο βάρος και κόστος κατασκευής, σε σχέση με τη συμβατική περίπτωση υπερπληρωμένου κινητήρα. [12]

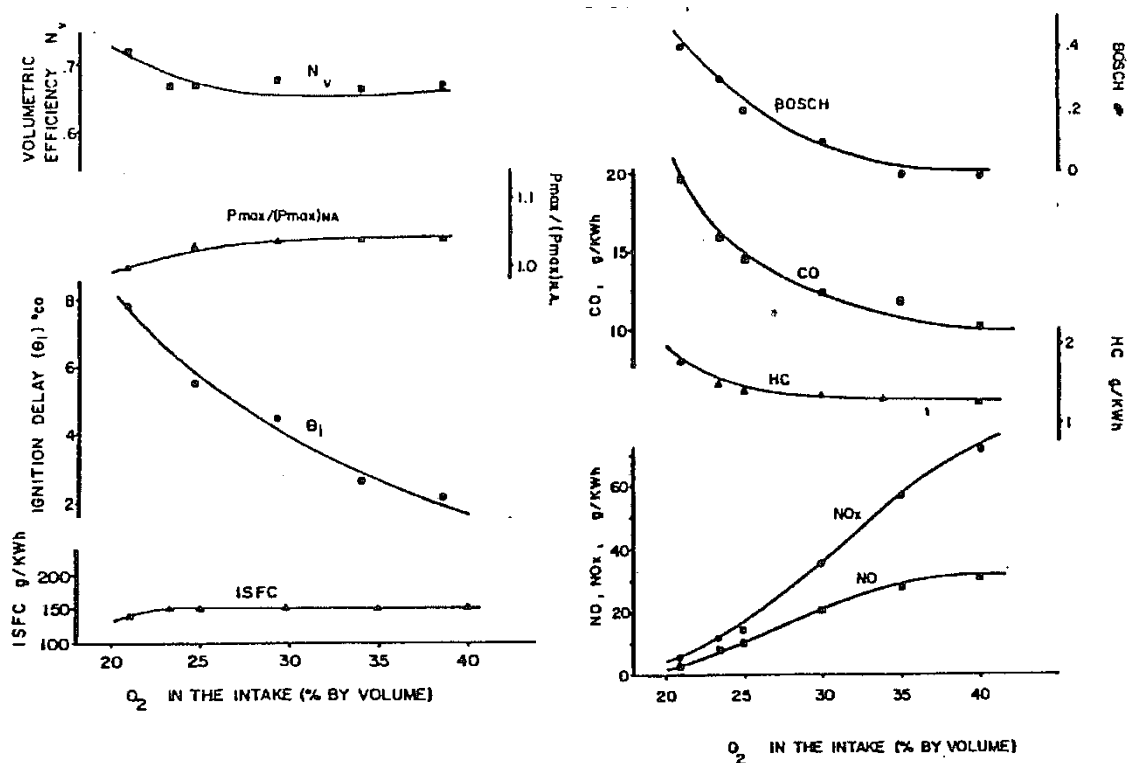
Αυτή η συνδυασμένη χρήση μπορεί να προσφέρει πρόσθετα πλεονεκτήματα στη προσπάθεια ανάπτυξης και κατασκευής κινητήρων υψηλής συγκέντρωσης ισχύος (Down-Sizing). Με αυτή τη χρήση αποφεύγονται οι απαιτήσεις της τεχνολογίας Down-Sizing, για υψηλή πίεση υπερπλήρωσης, που ξεπερνά τις δυνατότητες των σύγχρονων υπερπληρωτών, και για υψηλούς λόγους πίεσης συμπίεστη που είναι τεχνικά δύσκολο να επιτευχθούν με μονοβάθμιο συμπίεστη. [12]



Σχήμα 2.4.3: Ισχύς εξόδου συναρτήση του φορτίου και του ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής για σταθερή ογκομετρική απόδοση.

Η αύξηση του γραμμομοριακού κλάσματος του οξυγόνου από 21% σε 40% στην προηγούμενη πειραματική μελέτη, οδήγησε σε μεγάλη μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης, η οποία αποδόθηκε στην επιτάχυνση των αντιδράσεων που λαμβάνουν χώρα πριν την καύση, εξαιτίας της μεγαλύτερης διαθεσιμότητας οξυγόνου στο θάλαμο καύσης. Η μέγιστη πίεση, η κατανάλωση καυσίμου και η θερμοκρασία καυσαερίων δεν μεταβλήθηκαν ουσιαστικά. Οι εκπομπές HC και CO μειώθηκαν και τα επίπεδα αιθάλης

μειώθηκαν δραστικά. Οι εκπομπές NO αυξήθηκαν κατ' αναλογία με το οξυγόνο που προστέθηκε, φτάνοντας σε ένα όριο κορεσμού για συγκέντρωση οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής 40%, ενώ το NO<sub>2</sub> συνέχισε να αυξάνεται (σχήμα 2.4.4). [15]



Σχήμα 2.4.4 Μεταβολή των εκπομπών ρύπων και των κυριότερων παραμέτρων απόδοσης του κινητήρα συναρτήσει της γραμμομοριακής συγκέντρωσης οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής

Επιπροσθέτως και στα δύο προηγούμενα πειράματα, ο ρυθμός μείωσης της αιθάλης μειωνόταν, με την περαιτέρω αύξηση της συγκέντρωσης οξυγόνου γεγονός που επιβεβαιώνει την εξάρτηση των δύο παραμέτρων και υποδηλώνει πως δεν απαιτούνται υψηλές αυξήσεις στη συγκέντρωση του οξυγόνου. [11,15]

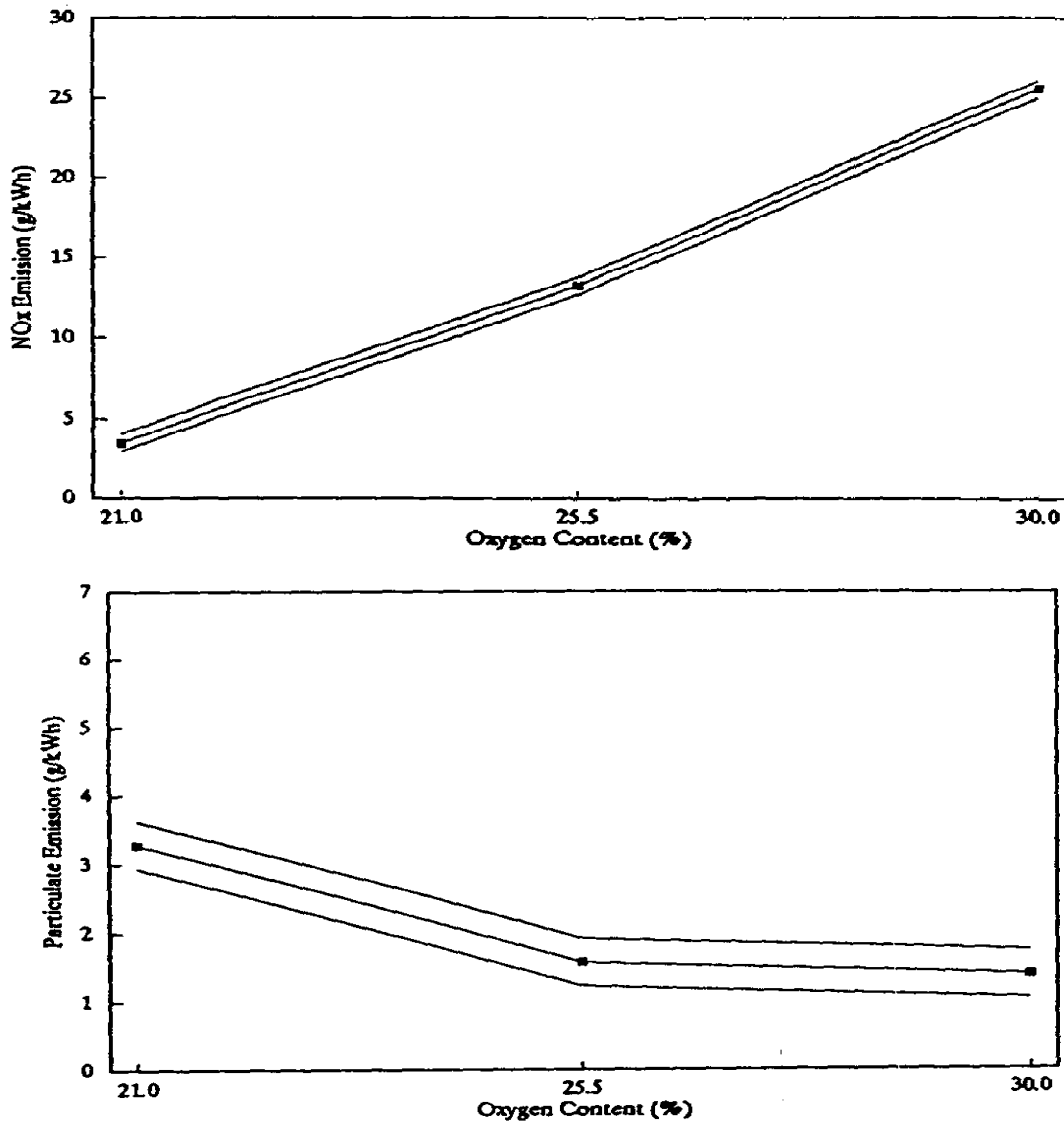
Παρόμοιες μεταβολές των παραμέτρων διαπιστώθηκαν και κατά την προσομοίωση εμπλουτισμού σε οξυγόνο μέχρι 25%, σε τετράχρονο, φυσικής αναπνοής κινητήρα Diesel άμεσου εγχύσεως, με χρονισμό έγχυσης καυσίμου 15° πριν το ANΣ. Η θερμοκρασία όμως των καυσαερίων κατά την προσομοίωση της στρατηγικής σταθερής αναλογίας οξυγόνου καυσίμου (αύξηση της παροχής καυσίμου), παρουσίασε αύξηση έως και 15% [12]. Κατά συνέπεια αυξάνεται η ενέργεια των καυσαερίων που μπορεί να αποδοθεί, είτε στον στρόβιλο για την καλύτερη απόδοση του υπερπληρωτή, είτε σε έναν στρόβιλο ισχύος για την παροχή της κινητήριας ισχύος, που απαιτείται για την μεμβράνη [17].

#### 2.4.5) Καύση μίγματος εμπλουτισμένου σε οξυγόνο αέρα και καυσίμων με χαμηλή θερμογόνο δύναμη

Στο παρελθόν διαπιστώθηκε ότι υπάρχει η δυνατότητα συνδυασμού της τεχνικής εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, με καύση καυσίμων με πολύ χαμηλή θερμογόνο δύναμη, για την αύξηση της ταχύτητας της χημικής τους αντίδρασης και την αποφυγή σημαντικής επιβάρυνσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Γενικώς, η αύξηση του ποσοστού οξυγόνου του αέρα εισαγωγής, είναι δυνατό να βελτιώσει την αναφλεξιμότητα και κυρίως τον βαθμό απόδοσης κινητήρων, που χρησιμοποιούν καύσιμα με χαμηλή θερμομαντική ικανότητα. Αυτό σημαίνει, ότι συγκεκριμένα καύσιμα που δεν ήταν δυνατόν να χρησιμοποιηθούν σε κινητήρες diesel πλέον με την τεχνική του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο μπορούν να χρησιμοποιηθούν κάνοντας τον κινητήρα diesel ακόμα πιο οικονομικό [16,18].

Συγκεκριμένα, σύμφωνα με έρευνα που έγινε σε έναν μονοκύλινδρο, τετράχρονο, βαρέως τύπου κινητήρα diesel αμέσου εγχύσεως, με χρονισμό έγχυσης  $33^{\circ}$  πριν το ANΣ εφαρμόστηκε εισαγωγή εμπλουτισμένου σε οξυγόνο, ως 35%, αέρα, με σκοπό την καύση βαρέος καυσίμου diesel (No. 4) και γαλακτωμάτων πετρελαίου – νερού. Από την έρευνά προέκυψε ότι ο εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, οδηγεί σε σημαντική αύξηση της ενέργειας που εκλύεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου, κατά τα αρχικά στάδια της καύσης [18]. Παρ'όλα αυτά μειονέκτημα αποτελεί, ότι τα συγκεκριμένα καύσιμα πρέπει συνήθως να θερμαίνονται αρχικά για την μείωση του ιξώδους τους [16].

Σε άλλη μελέτη που διεξήχθη σε ένα ταχύστροφο, εξακύλινδρο, τετράχρονο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel, χρησιμοποιήθηκε αέρας εμπλουτισμένος σε οξυγόνο (21%-30%) για την καύση βαρέος κλάσματος πετρελαίου (No. 6). Στα συμπεράσματα που υπεδείχθησαν, αναφέρθηκε μεταξύ άλλων, ότι αυξάνοντας το ποσοστό οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής έως 25%, οι εκπομπές καπνού μειώθηκαν κατά 50%, όμως προέκυψε επίσης δραματική αύξηση στις εκπομπές NOx οι οποίες αυξήθηκαν κατά περίπου κατά 200% (σχήμα 2.4.5). Τα αποτελέσματα αυτά, αποδυναμώνουν τη δυνατότητα χρήσης καυσίμων με χαμηλή θερμογόνο δύναμη σε κινητήρες Diesel, αφού είναι παρόμοια με τα αντίστοιχα όταν χρησιμοποιείται κλασσικό καύσιμο Diesel. [16]



Σχήμα 2.4.5: Μεταβολή των εκπομπών οξειδίων του αζώτου και των σωματιδιακών εκπομπών συναρτήσει του γραμμομοριακού ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής

#### 2.4.6) Συνδυασμός της τεχνικής εμπλουτισμού σε O<sub>2</sub> του αέρα εισαγωγής με άλλες μεθόδους για ταυτόχρονη μείωση των NOx

Έχοντας υπόψη τα ανωτέρω, προκύπτει ότι το πιο σημαντικό πρόβλημα που προκαλεί η αύξηση του ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής, είναι η υπερβολική αύξηση των εκπομπών NOx, σε σχέση με τη συμβατική λειτουργία. Έτσι σε διάφορες μελέτες που έλαβαν χώρα κατά το παρελθόν, προτάθηκαν διάφορες τεχνικές λύσεις για την αντιμετώπιση αυτής της αρνητικής επίδρασης στα NOx [11-14,16-19].

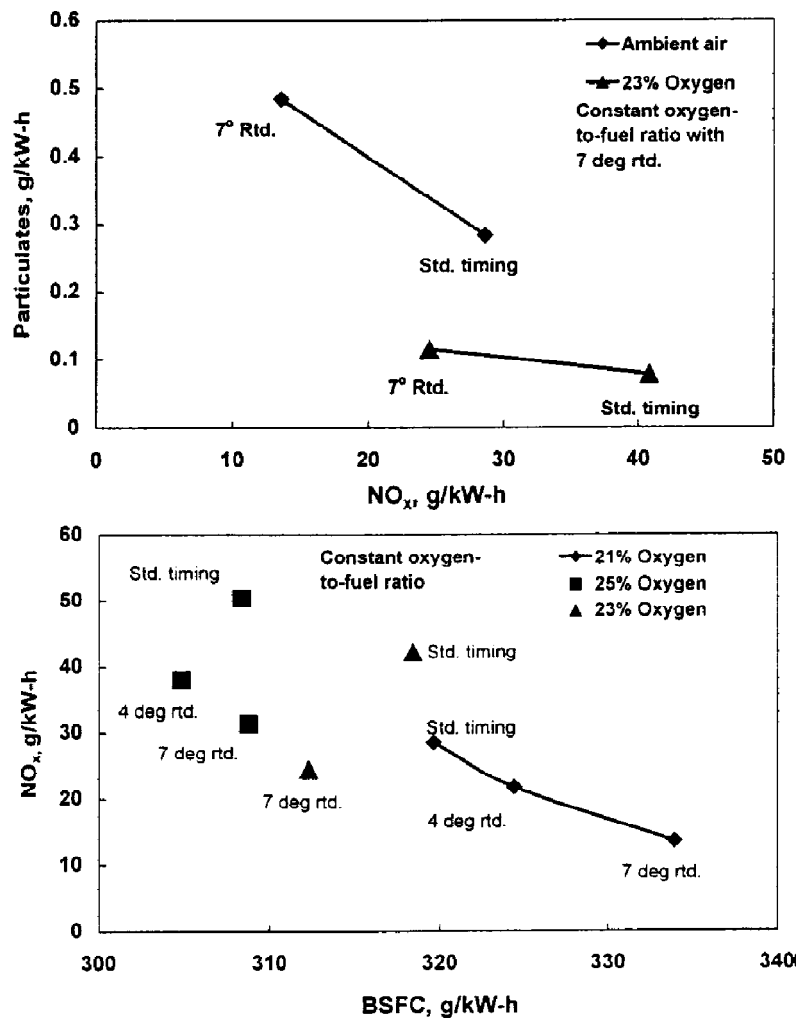


Συγκεκριμένα, στην τελευταία μελέτη που αναφέρθηκε στη προηγούμενη παράγραφο και αφού οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου αυξήθηκαν υπέρμετρα (περίπου 200%), μελετήθηκε η εφαρμογή δύο επιπλέον τεχνικών, σε συνδυασμό με τον εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο και η συνεισφορά τους στην μεταβολή των παραμέτρων, με σκοπό την επιλογή του συνδυασμού με την καλύτερη επίδραση στην απόδοση και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα. [17]

Διερευνήθηκαν η χρήση γαλακτώματος νερού-καυσίμου (γραμμομοριακή συγκέντρωση νερού στο καύσιμο) και η μείωση της προπορείας εγχύσεως του καυσίμου στον κύλινδρο και διαπιστώθηκε, ότι η καθυστέρηση του χρονισμού έγχυσης καυσίμου, οδήγησε σε σημαντικότερες μειώσεις, των ήδη αυξημένων λόγω του εμπλουτισμού σε οξυγόνο, εκπομπών NOx, από ότι η χρήση γαλακτώματος νερού-καυσίμου [16]. Η καθυστέρηση του χρονισμού εγχύσεως του καυσίμου πέρα από το βέλτιστο όριο, δεν θα ήταν δυνατή σε περίπτωση συμβατικής λειτουργίας του κινητήρα, αλλά καθίσταται δυνατή κατά την εφαρμογή της τεχνικής του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, λόγω της σημαντικής μείωσης της καθυστερήσεως αναφλέξεως που επιτυγχάνεται [17].

Η επίδραση της καθυστερημένης εγχύσεως του καυσίμου στις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου οφείλεται στην μειωμένη διάρκεια της καύσης που επιτυγχάνεται [11-14,16-19]. Σύμφωνα λοιπόν με έρευνα που έγινε σε έναν μονοκύλινδρο κινητήρα diesel αμέσου εγχύσεως, διαπιστώθηκε ότι η επιβάρυνση των εκπομπών NOx μπορεί να ελεγχθεί, με κατάλληλη επιλογή ενός βέλτιστου συνδυασμού ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής και προπορείας έγχυσης. Για την επίτευξη αυτού του βέλτιστου συνδυασμού η αύξηση του ποσοστού του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής περιορίστηκε αρκετά (διεξαγωγή δύο πειραμάτων με μέγιστα ποσοστά οξυγόνου 21,5% και 22,5%) και ο χρονισμός εγχύσεως του καυσίμου καθυστερήθηκε μέχρι τα οριακά επιτρεπτά όρια. Με αυτή τη τροποποίηση κατέστη δυνατό να περιορισθούν οι εκπομπές σωματιδίων, κατά 10-25% για την ελάχιστη τιμή εμπλουτισμού (21,5% O<sub>2</sub>) και κατά 20-30% για συγκέντρωση οξυγόνου 22,5%, με ταυτόχρονη διατήρηση των εκπομπών NOx στα ίδια επίπεδα με εκείνα της συμβατικής λειτουργίας diesel [19].

Αντίστοιχη έρευνα σε δίχρονο, δίκυλινδρο κινητήρα diesel με συγκεντρωση οξυγόνου 23% και καθυστέρηση του χρονισμού εγχύσεως κατά 7<sup>0</sup> (χρονισμός εγχύσεως αναφοράς 16,5<sup>0</sup> πριν το ANΣ), επιβεβαίωσε τα αποτελέσματα της προηγούμενης έρευνας με την επίτευξη μειώσεων στις σωματιδιακές εκπομπές (περίπου 55%), στην ειδική κατανάλωση καυσίμου (περίπου 2%) αλλά και στις εκπομπές NOx (περίπου 14%) με ταυτόχρονη αύξηση της ισχύος (σχήμα 2.4.6) [11].

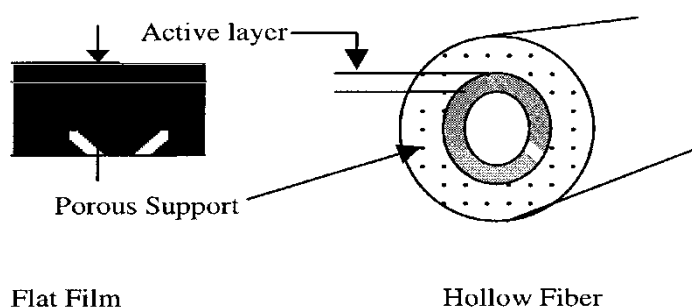


Σχήμα 2.4.6 : Επίδραση του ποσοστού οξυγόνου και χρονισμού έγχυσης καυσίμου στα NO και στην αιθάλη.

Επιπλέον διερεύνηση για την επίδραση της προσθήκης διαφόρων μέσων αραίωσης στον αέρα εισαγωγής, που έχει εμπλουτισθεί με οξυγόνο και την σύγκριση τους με την τεχνική καθυστέρησης του χρονισμού εγχύσεως, πραγματοποιήθηκε σε μονοκύλινδρο, τετράχρονο κινητήρα diesel στις 3600 rpm και με χρονισμό εγχύσεως στις συνθήκες αναφοράς 15<sup>0</sup> πριν το ΑΝΣ. Η προπορεία εγχύσεως μειώθηκε μέχρι τις 3<sup>0</sup> πριν το ΑΝΣ, το μέσο αραίωσης ήταν το διοξείδιο του άνθρακα με ποσοστά έως 10%, και ο αέρας εμπλουτίστηκε σε οξυγόνο έως 23%. Τα πειράματα υπέδειξαν ότι, το μέσο αραίωσης έχει θετικότερη επίδραση στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, ενώ η καθυστέρηση του χρονισμού έγχυσης καυσίμου έχει θετικότερη επίδραση στις σωματιδιακές εκπομπές και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Παρά ταύτα σημαντικό είναι να ελεγχθούν οι επιδράσεις και άλλων μέσων αραίωσης όπως η ανακυκλοφορία των καυσαερίων. [13]

## 2.4.7) Μεμβράνες διαχωρισμού για την παραγωγή εμπλουτισμένου σε οξυγόνο αέρα

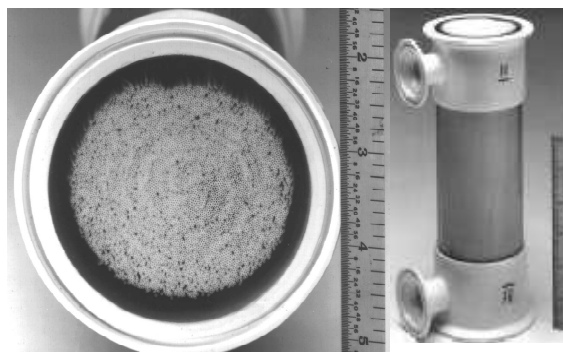
Όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενη παράγραφο του κεφαλαίου (2.4.1), η χρήση ημιπερατών μεμβρανών είναι η πιο βιώσιμη τεχνική, που διατίθεται σήμερα, για το διαχωρισμό των αερίων, που περιέχονται στον ατμοσφαιρικό αέρα. Τέτοιου είδους διατάξεις διαχωρισμού κατασκευάζονται από διάφορα τυπικά πολυμερή, τα οποία μετατρέπονται σε λεπτά στρώματα ή ίνες με οπή μέσω χύτευσης (Σχήματα 2.4.7 και 2.4.8) [9].



Σχήμα 2.4.7 : Γεωμέτρία ημιπερατής μεμβράνης

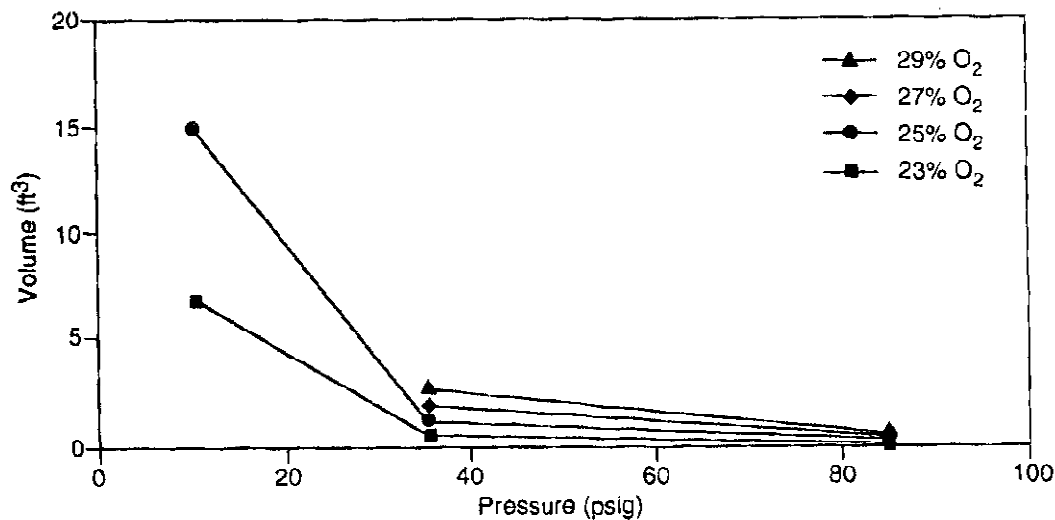
Ο φυσικός νόμος, που διέπει την ώσμωση των μορίων ενός αερίου διαμέσου της μεμβράνης, προέρχεται από την εφαρμογή διαφοράς πίεσης μεταξύ των άκρων της, η επίτευξη της οποίας αποτελεί το τίμημα που πρέπει να καταβληθεί και μεταφράζεται σε κόστος καυσίμου. Ο παρεχόμενος αέρας αντλείται στο ένα άκρο του στοιχείου και αναγκάζεται λόγω ανυψωμένης πίεσης να διαπεράσει κατά μήκος μιας πλευράς της μεμβράνης, με συνέπεια την διάλυση και την διάχυση των μορίων του (οξυγόνου και αζώτου). [9, 20]

Επειδή το εγγενές ποσοστό διάλυσης-διάχυσης του οξυγόνου είναι μεγαλύτερο από αυτό του αζώτου, το οξυγόνο διασκορπίζεται γρηγορότερα και ο αέρας γίνεται εμπλουτισμένος σε οξυγόνο στο ρεύμα χαμηλής πίεσεως, καλούμενο διαπερατό ρεύμα. Αυτός συλλέγεται και διοχετεύεται στο σύστημα εισαγωγής της μηχανής. Το ρεύμα εμπλουτισμένου σε άζωτο αέρα είτε απορρίπτεται είτε χρησιμοποιείται σε περαιτέρω διαδικασίες που θα αναφερθούν αργότερα. Μια δευτερευούσης σημασίας παράμετρος που ενισχύει αυτό το είδος διαχωρισμού είναι η μικρή διαφορά στα μοριακά βάρη του οξυγόνου και του αζώτου. [9, 20]



Σχήμα 2.4.8: Τυπική μεμβράνη με ίνες

Στη περίπτωση των κινητήρων φυσικής αναπνοής η απαιτούμενη διαφορά πίεσης μπορεί να επιτευχθεί μόνο με τη χρήση συμπιεστή ή αντλίας κενού. Αντίθετως στη περίπτωση των υπερπληρωμένων κινητήρων και λόγω των υψηλότερων θερμοκρασιών των καυσαερίων που επιτυγχάνονται κατά τον εμπλουτισμό, όπως έχει ήδη αναφερθεί, μπορεί για το σκοπό αυτό να χρησιμοποιηθεί ο ίδιος ο υπερπληρωτής. Το μέγεθος της διάταξης διαχωρισμού εξαρτάται από το πάχος της μεμβράνης και την σειρά των στοιχείων. Αυτό ορίζει το τελικό μέγεθος της μεμβράνης διαχωρισμού (και έτσι το βάρος της), όπως επίσης και το μέγεθος του συμπιεστή (ή της αντλίας κενού) και τις απαιτήσεις για κατανάλωση ισχύος. [11,17,23]. Το υπολογισμένο μέγεθος των στοιχείων της μεμβράνης συναρτήση του ποσοστού οξυγόνου και της πίεσης του αέρα πρό της μεμβράνης παρουσιάζεται στο σχήμα 2.4.9 [20]



Σχήμα 2.4.9: μεταβολή του μεγέθους στοιχείων της μεμβράνης συναρτήση του ποσοστού οξυγόνου και της πίεσης του αέρα

Η εφαρμογή διαφόρων πολυμερικών υλικών για κατασκευή μεμβρανών διαχωρισμού έδειξε ότι υπάρχει μια αντίθετη τάση μεταβολής (trade-off) μεταξύ της επιλεκτικότητας (παροχή μάζας αερίου συστατικού που διαχωρίζει μια μεμβράνη) και της διαπερατότητας (παροχής αερίου που διαχειρίζεται η μεμβράνη). Η σχέση που συνδέει τα δύο αυτά μεγέθη είναι η ακόλουθη:

$$a = \frac{P_i}{P_j}$$

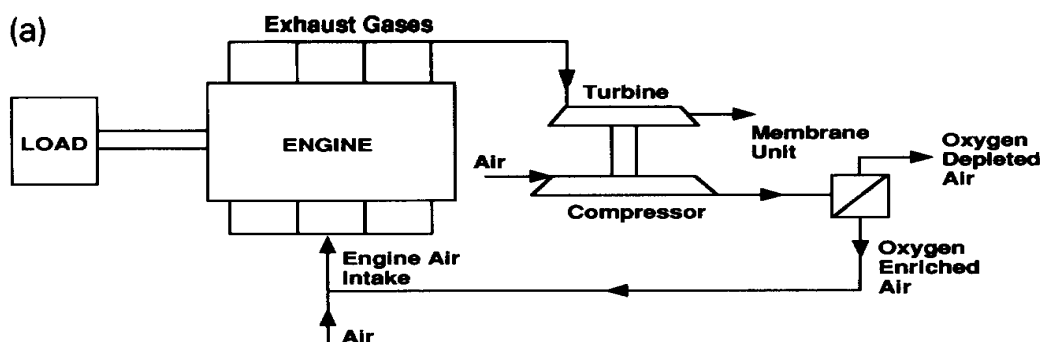
Όπου  $a$  είναι η επιλεκτικότητα η αλλιώς παράγοντας διαχωρισμού και  $P_i$ ,  $P_j$  οι διαπερατότητες δύο διαφορετικών αερίων (π.χ.  $O_2$  και  $N_2$ ). [9, 21,23]

Όσο αυξάνεται η τιμή της επιλεκτικότητας, τόσο πιο ολοκληρωμένος είναι ο διαχωρισμός του συστατικού  $i$  από το συστατικό  $j$ . Οι δυνατότητες λοιπόν των

μεμβρανών διαχωρισμού εξαρτώνται από την διαπερατότητά τους και την επιλεκτικότητά τους, οι οποίες εξαρτώνται από την διαφορά πίεσης που εφαρμόζεται στα άκρα της μεμβράνης, από τις θερμοκρασιακές συνθήκες και από το πάχος της μεμβράνης [9, 21,23].

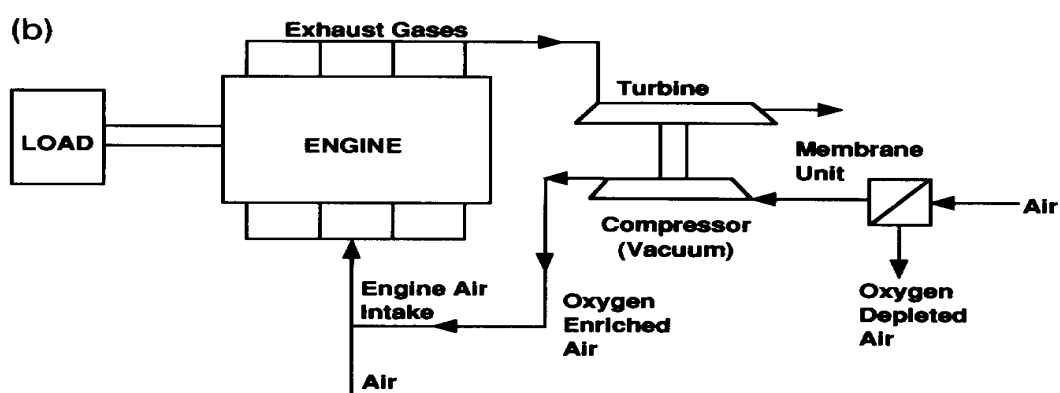
Την εκμετάλλευση των δύο αυτών χαρακτηριστικών μιας μεμβράνης υπέδειξε μία έρευνα, που διεξήχθη σε ένα μονοκύλινδρο και σε ένα εξακύλινδρο κινητήρα diesel. Στην έρευνα αυτή χρησιμοποιήθηκαν μεμβράνες διαχωρισμού αποτελούμενες από δύο διαφορετικά υλικά (σε ίδια αναλογία), ένα με υψηλή διαπερατότητα και ένα με υψηλή επιλεκτικότητα τα οποία ο αέρας πέρασε διαδοχικά. Με αυτόν τον τρόπο επιτεύχθηκε εμπλουτισμός του αέρα σε οξυγόνο έως 27% σε ποσοστό συγκέντρωσης οξυγόνου. Από τις μετρήσεις προέκυψε το συμπέρασμα ότι η χρήση μεμβρανών διαχωρισμού σε κινητήρες για εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής, οδηγεί σε εξαιρετικά σημαντική μείωση της αιθάλης, η οποία κυμαίνεται από 35% ως 73% ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας [22]. Άλλες διατάξεις μεμβρανών επέτυχαν ποσοστό οξυγόνου έως 35% [19].

Όσον αφορά την πρακτική εφαρμογή των μεμβρανών διαχωρισμού σε κινητήρες diesel πραγματοποιήθηκε εκτεταμένη πειραματική διερεύνηση σε έναν υπερπληρωμένο, οκτακύλινδρο κινητήρα diesel διάταξης V χρησιμοποιώντας μεμβράνη διαχωρισμού, για τον εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής με οξυγόνο. Συγκεκριμένα, διερευνήθηκε η εγκατάσταση της μεμβράνης διαχωρισμού πριν και μετά τον συμπιεστή του συστήματος υπερπλήρωσης, με σκοπό την εξέταση της επίδρασης, που έχει η πτώση πίεσης στη μεμβράνη διαχωρισμού, στη λειτουργική απόδοση του συστήματος υπερπλήρωσης και κατ' επέκταση στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα (Σχήματα 2.4.10 και 2.4.11). [21]



Σχήμα 2.4.10: Εγκατάσταση της μεμβράνης διαχωρισμού μετά τον συμπιεστή του συστήματος υπερπλήρωσης

Οι υπολογισμοί που πραγματοποιήθηκαν για τη λειτουργία του συστήματος διαχωρισμού όταν αυτό τοποθετείται μετά τον συμπιεστή (pressurized mode), έδειξαν ότι αυτή η επιλογή δεν είναι ελκυστική. Συγκεκριμένα, η πιο αποδοτική μεμβράνη διαχωρισμού θα απαιτούσε μεγάλη διαφορά πίεσης λειτουργίας, για να παράγει αέρα συγκέντρωσης 30% σε οξυγόνο, η οποία θα απαιτούσε χρήση διβάθμιου ακτινικού συμπιεστή, η λειτουργία του οποίου θα οδηγούσε σε σημαντική μείωση της παραγόμενης ισχύος και του θερμικού βαθμού απόδοσης. Ένα άλλο μειονέκτημα είναι ότι πρέπει να συμπιεσθεί περίπου η διπλάσια παροχή αέρα, σημαντικό μέρος της οποίας θα απορριφθεί στο περιβάλλον, αφού μόνο ένα ποσοστό της αρχικής ποσότητας αέρα μπορούμε να ανακτήσουμε στην έξοδο από τη μεμβράνη. [21]

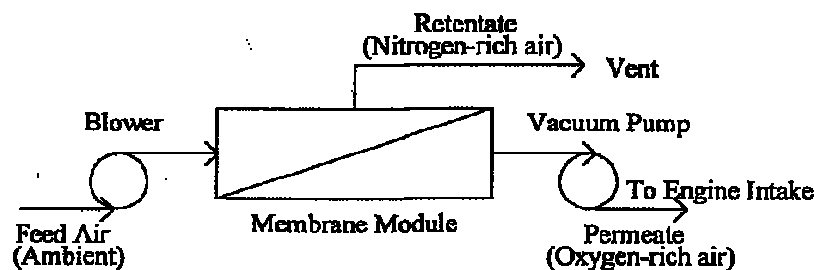


Σχήμα 2.4.11:Εγκατάσταση της μεμβράνης διαχωρισμού πριν τον συμπιεστή του συστήματος υπερπλήρωσης

Έτσι εξετάσθηκε η τοποθέτηση της μεμβράνης διαχωρισμού πριν τον συμπιεστή. Οί υπολογισμοί που έγιναν για αυτή την περίπτωση, έδειξαν ότι η ενέργεια των καυσαερίων επαρκεί για την παραγωγή της απαιτούμενης παροχής αέρα εμπλουτισμένου σε οξυγόνο (30%), λόγω ελαχιστοποίησης της απαιτούμενης διαφοράς πίεσης στα άκρα της μεμβράνης διαχωρισμού. Αυτός όμως ο τρόπος λειτουργίας οδηγεί σε σημαντική αύξηση της πίεσης αντίθλιψης στο στρόβιλο και έτσι σε μείωση της απόδοσης του κινητήρα. Με τοποθέτηση όμως δυο ξεχωριστών ζευγών υπερπλήρωσης σε κάθε σειρά κυλίνδρων, η παροχή αέρα εμπλουτισμένου σε οξυγόνο που καλείται να εξυπηρετήσει κάθε συμπιεστής είναι μικρότερη από ότι στην προηγούμενη περίπτωση, με αποτέλεσμα τη συνεπακόλουθη μείωση της παροχής καυσαερίων, που καλείται να διαχειριστεί κάθε ένας από τους στρόβιλους. [21]

Εναλλακτική τεχνική αποτελεί η χρήση αντλίας κενού μετά την μεμβράνη, που επιτρέπει τον αέρα να την διαπεράσει με ελάχιστη διαφορά πίεσης, τεχνική πιο αποδοτική αφού απαιτεί μικρά πόσα ενέργειας, τα οποία όπως έχει διευκρινιστεί μπορούν να αποδοθούν απο έναν στρόβιλο ισχύος, που

εκμεταλλεύεται την υψηλότερη ενεργειακή στάθμη των καυσαερίων (σχήμα 2.4.12). Μειονέκτημα αποτελεί η ανάγκη μεγαλύτερης επιφάνειας της μεμβράνης. Έτσι αρκετές φορές ακολουθείται ο συνδυασμός των τεχνικών αυτών για την εκμετάλλευση των πλεονεκτημάτων και των δύο. [9]



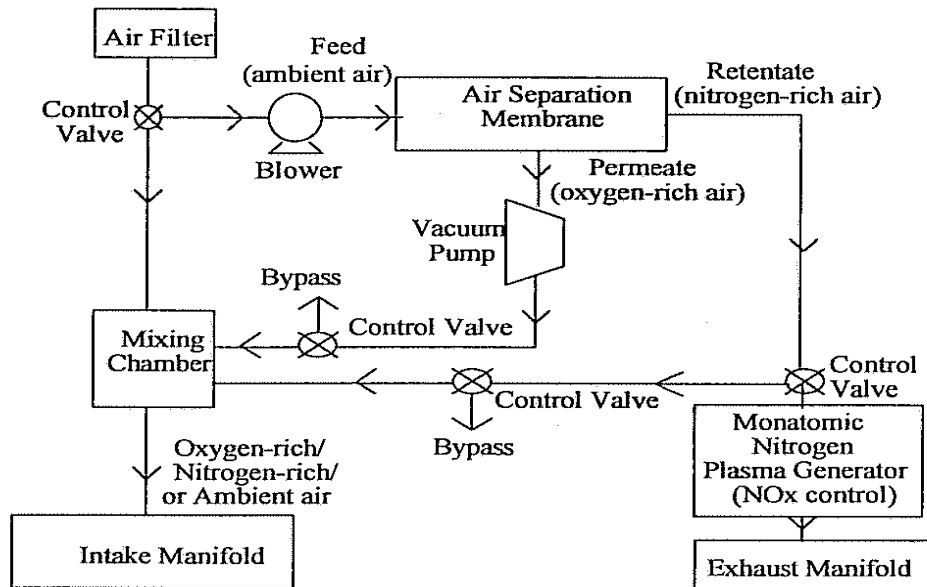
**Membrane Operating on Vacuum Mode for Oxygen-Enriched Air**

Σχήμα 2.4.12: Εγκατάσταση της μεμβράνης διαχωρισμού πριν απο αντλία κενού

Εκτός της τεχνικής του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, οι μεμβράνες συνεισφέρουν και σε διάφορες άλλες τεχνικές πρόληψης του σχηματισμού ή και περιστολής των ρύπων. Ως γνωστών όταν ο αέρας διαπερνά μια μεμβράνη χωρίζεται σε δύο ρεύματα αέρα.

Το ένα ρεύμα, του εμπλουτισμένου σε οξυγόνο αέρα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί στην εισαγωγή του κινητήρα ή να εισαχθεί με έγχυση κατά την φάση της αποτόνωσης της καύσης. Και οι δύο αυτές τεχνικές αποσκοπούν στην μείωση του σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου. Το άλλο ρεύμα, του εμπλουτισμένου σε άζωτο αέρα, μπορεί να απορριφθεί στο περιβάλλον, αλλά υπάρχει επίσης η δυνατότητα χρησιμοποίησης του σε δύο επι πλέον τεχνικές. Η πρώτη τεχνική αποτελεί αντικατάσταση της χρήσης του EGR και πραγματοποιείται με την εισαγωγή του εμπλουτισμένου σε άζωτο αέρα στον κύλινδρο. [9,10]

Είναι λοιπόν εφικτό με την χρήση ηλεκτρονικού ελέγχου να προωθείται επιλεκτικά, ανάλογα με το φορτίο, τις στροφές και άλλες λειτουργικές συνθήκες, ποιο ρεύμα αέρα θα χρησιμοποιηθεί στην εισαγωγή για την μείωση των εκπομπών που ενδιαφέρει σε κάθε σημείο λειτουργίας. Με χρήση βαλβίδας μπορεί επίσης να ελεγχθεί, εάν χρειάζεται ο αέρας να διαπεράσει την μεμβράνη ή είναι καλύτερο να χρησιμοποιηθεί, σε συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας, αέρας σε ατμοσφαιρικές συνθήκες [9,10]. Στο σχήμα 2.4.13 παρουσιάζεται ένα τέτοιο ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου.



Σχήμα 2.4.13: Διάταξη πολλαπλής εκμετάλλευσης του εμπλουτισμένου σε οξυγόνο η άζωτο αέρα

Στο σχήμα 2.4.13 δίνεται και η δεύτερη τεχνική χρήσης του εμπλουτισμένου σε άζωτο αέρα. Ενα μέρος του μπορεί, μέσω μίας ακόμα βαλβίδας ελέγχου, να εφοδιάσει μια γεννήτρια πλάσματος μονοατομικού αζώτου (N), που θα χρησιμοποιηθεί στην εξαγωγή των καυσαερίων για την μείωση, μέσω χημικών αντιδράσεων, των NOx [9,10].



Σχήμα 2.4.14 . Εγκατάσταση μεμβράνης διαχωρισμού για εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής κινητήρα diesel φορτηγού οχήματος με άζωτο



### 3) ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΠΟΛΥΖΩΝΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL

#### 3.1) Γενικά

Η προσομοίωση της καύσης έχει απασχολήσει ιδιαίτερα τους μελετητές, δεδομένου ότι αποτελεί την βασικότερη διαδικασία που λαμβάνει χώρα σε όλες τις θερμικές μηχανές. Ο ρόλος της προσομοίωσης είναι πολύ σημαντικός στην προσπάθεια εξέλιξης των κινητήρων Diesel, γιατί προσφέρει τη δυνατότητα μελέτης της επίδρασης κάθε παραμέτρου ξεχωριστά, με το ελάχιστο δυνατό κόστος και σε μικρό χρόνο. Η μελέτη αυτή οδηγεί στην ανάδειξη των κυριότερων παραμέτρων που επηρεάζουν το μηχανισμό της καύσης και της λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Σε ένα πείραμα δεν είναι δυνατό να απομονωθεί μια παράμετρος, και να μελετηθεί η επίδραση μόνο αυτής στη λειτουργία του κινητήρα. Έτσι όταν ένα έγκυρο μοντέλο υποδεικνύει ότι η μεταβολή μιας παραμέτρου δεν έχει σημαντική επίδραση στο υπό μελέτη φαινόμενο, αποφεύγεται συνήθως η άσκοπη εκτέλεση πειραμάτων. Όμως, σε καμία περίπτωση δεν υποβαθμίζεται η σημασία των πειραμάτων, διότι η ακρίβεια ενός σωστά οργανωμένου πειράματος είναι αδιαμφισβήτητη. [24]

Ανάλογα με το αν η προσέγγιση που γίνεται, βασίζεται στις αρχές της θερμοδυναμικής ή στην επίλυση των εξισώσεων, που περιγράφουν την κίνηση των ρευστών εντός του κυλίνδρου (ρευστοδυναμική), τα μοντέλα μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο κύριες κατηγορίες:

- Ρευστομηχανικά μοντέλα (CFD models), τα οποία είναι πιο λεπτομερή, αλλά απαιτούν μεγάλο υπολογιστικό χρόνο καθώς και μεγάλη χωρητικότητα μνήμης στον υπολογιστή
- Φαινομενολογικά μοντέλα (phenomenological models). Τα μοντέλα αυτά κάνουν χρήση ημι-εμπειρικών σχέσεων για την περιγραφή των διεργασιών που επιτελούνται κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας ενός κινητήρα. Οι σχέσεις αυτές σε συνδυασμό με τις εξισώσεις διατήρησης της συνέχειας, της ορμής και της ενέργειας καθώς και τις θεμελιώδεις αρχές της θερμοδυναμικής, εφαρμόζονται για να εκφράσουν φαινόμενα που μέχρι σήμερα δεν έχουν γίνει πλήρως κατανοητά. Τα φαινομενολογικά μοντέλα μπορούν να είναι μονοζωνικά, διζωνικά ή πολυζωνικά. [5,24]

Στα πολυζωνικά μοντέλα η δέσμη του καυσίμου που εγχύεται στον κύλινδρο χωρίζεται σε ακτινικές και αξονικές ζώνες, σε καθεμία από τις οποίες επικρατούν διαφορετικές συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης, σε κάθε χρονική στιγμή. Οι ζώνες αυτές μπορεί να αναπτύσσονται σε δύο ή σε τρεις

διαστάσεις. Στα διδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα θεωρείται ότι η δέσμη καυσίμου είναι συμμετρική γύρω από τον κύριο άξονα. Αυτή η υπόθεση επηρεάζει την κατανομή των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μέσα στη δέσμη και συνεπώς δεν είναι τόσο ακριβής σ' αυτά τα μοντέλα, δεδομένου ότι η κατανομή των μεγεθών δεν είναι ομοιόμορφη στην τρίτη διάσταση, εξαιτίας κυρίως της κίνησης του αέρα στο θάλαμο καύσης (air swirl & squish). Για να λυθεί αυτό το πρόβλημα αναπτύχθηκαν τα τρισδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα, στα οποία δε γίνεται η υπόθεση της συμμετρίας κι έτσι είναι πιο ρεαλιστικά [24].

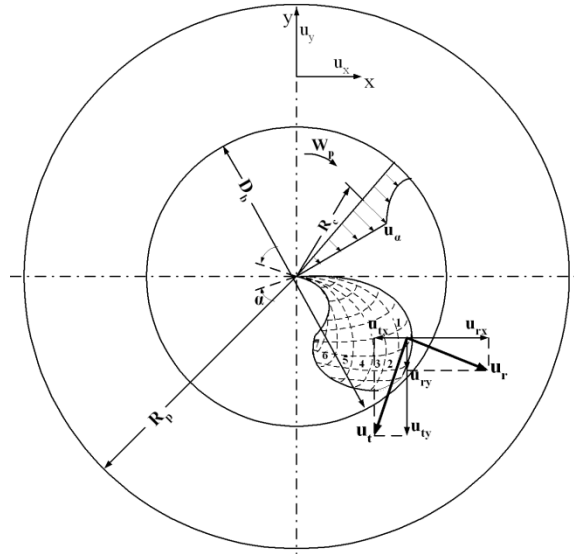
Στο κεφάλαιο αυτό δίνεται μια συνοπτική περιγραφή του μοντέλου NTUA-Engine Performance & Emissions Code, που εφαρμόστηκε και αξιολογείται στην παρούσα εργασία. Πρόκειται για ένα τρισδιάστατο, πολυζωνικό, φαινομενολογικό μοντέλο γραμμένο σε Visual Fortran, το οποίο αναπτύχθηκε στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κ. Δ.Θ. Χουντάλα. Το υπολογιστικό αυτό μοντέλο μπορεί να προσομοιώσει είτε μόνο την περίοδο της καύσης, δηλαδή το διάστημα απο το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής μέχρι το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής (διάταξη κλειστού κύκλου λειτουργίας), είτε ολόκληρο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, όπου η προσομοίωση περιλαμβάνει και τη διαδικασία της εναλλαγής των αερίων (διάταξη ανοικτού κύκλου λειτουργίας). Όλες οι διαδικασίες προσομοίωσης που διεξήχθησαν για την εξαγωγή των δεδομένων της παρούσης εργασίας έγιναν για διάταξη κλειστού κύκλου λειτουργίας. Στη συνέχεια δίνεται μία συνοπτική περιγραφή του μοντέλου, με έμφαση στα επιμέρους μοντέλα προσομοίωσης των διεργασιών, καύσης και σχηματισμού ρύπων, που λαμβάνουν χώρα στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης.

### 3.2) Προσομοίωση διεργασιών καύσης και σχηματισμού ρύπων

Όπως αναφέρθηκε, το εν λόγω μοντέλο είναι ένα τρισδιάστατο πολυζωνικό, στο οποίο η δέσμη καυσίμου στη διάρκεια της περιόδου της έγχυσης χωρίζεται σε "n" διακριτούς όγκους ελέγχου, τις λεγόμενες «ζώνες» (ή κελιά). Οι συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης είναι διαφορετικές για κάθε ζώνη και μεταβάλλονται με το χρόνο. Μια αντιπροσωπευτική περιγραφή της δέσμης καυσίμου στις ακτινικές και αξονικές ζώνες καθώς επίσης και της επίδρασης, της, εντός του κυλίνδρου, ροής του αέρα στην δέσμη καυσίμου απεικονίζεται στο σχήμα 3.1. [12,24]

Η πίεση εντός του κυλίνδρου του κινητήρα θεωρείται ομοιόμορφη. Η θερμοκρασία και η σύσταση κάθε ζώνης υπολογίζονται εφαρμόζοντας τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο και τις εξισώσεις διατήρησης μάζας και ορμής. Συνδυάζοντας όλες αυτές τις εξισώσεις, επιτυγχάνεται μια διαφορική εξίσωση για την κοινή πίεση μέσα στον κύλινδρο του κινητήρα. Μετά από την επίλυση της συγκεκριμένης διαφορικής εξίσωσης, εφαρμόζεται σε κάθε ζώνη ο

πρώτος θερμοδυναμικός νόμος για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας της. [12,24]



Σχήμα 3.1. Σχηματισμός δέσμης καυσίμου και επίδραση της ροής του αέρα σε αυτήν, στις ζώνες του κυλίνδρου

Τα υπόμοντέλα προσομοίωσης των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα εντός του θαλάμου καύσεως θα περιγραφούν συνοπτικά παρακάτω.

### 3.2.1) Μεταφορά θερμότητας (Heat Transfer) [1,12,24]

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $h_c$  στον κλειστό κύκλο υπολογίζεται με το μοντέλο Woschni και δίνεται από την εξίσωση:

$$h_c \left( \frac{W}{m^2 \times K} \right) = 3.26 \times B^{-0.2} \times p^{0.8} \times T^{-0.55} \times w^{0.8} \quad (3.1)$$

Όπου  $D$ : η διάμετρος του εμβόλου σε m,  $p$  η πίεση σε kPa και  $T$  η θερμοκρασία σε K ενώ  $w$  είναι η μέση ταχύτητα του αερίου στον κύλινδρο σε m/sec.

Ο αριθμός Nusselt δίνεται από τη σχέση:  $Nu = a \times Re^{0.8} \quad (3.2)$

ενώ ο στιγμιαίος ρυθμός μεταφοράς θερμότητας από την εξίσωση:

$$\dot{Q} = A \left[ h_c \times (T_g - T_w) + c_r (T_g^4 - T_w^4) \right] \quad (3.3)$$

Όπου:  $T_g$  είναι η μέση θερμοκρασία της δέσμης όπως προσδιορίζεται από την παρακάτω εξίσωση όπου ο δείκτης  $n$  υποδεικνύει την  $n$ -ιοστή ζώνη από τις  $k$ :

$$T_g = \frac{\sum_{n=1}^k m_n \times c_{v_n} \times T_n}{\sum_{n=1}^k m_n \times c_{v_n}} \quad (3.4)$$

Ο υπολογισμένος ρυθμός μεταφοράς θερμότητας όπως προέκυψε από την εξίσωση 1.3 διανέμεται στις ζώνες ανάλογα με τη μάζα τους, τη θερμοκρασία και την τοπική θερμοχωρητικότητα:

$$\dot{Q}_n = \frac{\dot{Q} \cdot (m_n \times c_{v_n} \times T_n)}{\sum_{n=1}^k m_n \times c_{v_n} \times T_n} \quad (3.5)$$

### 3.2.1.α) Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου [2,24]

Ο φαινομενικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας προκύπτει, χρησιμοποιώντας το διάγραμμα της πίεσης, από τη σχέση:

$$\frac{d\dot{Q}}{d\theta} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) \times p \times \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{C_v}{R}\right) \times V \times \frac{dp}{d\theta} - \frac{dq_w}{d\theta} \quad (3.6)$$

Χρησιμοποιείται κυρίως για την εκτίμηση του ρυθμού της καύσης από το μετρημένο διάγραμμα πίεσης και δεν πρόκειται για υπομοντέλο. Ο τελευταίος όρος αναφέρεται στις απώλειες θερμότητας οι οποίες υπολογίζονται από τις ημιεμπειρικές σχέσεις του Woschni.

### 3.2.2) Συστροφή του αέρα (Air Swirl) [1,12,24]

Η συστροφή είναι η εγκάρσια περιστροφή που κάνει ο εισερχόμενος στο θάλαμο καύσης αέρας. Αυτή έχει ως αποτέλεσμα την βελτίωση της ανάμιξης του εγχυόμενου καυσίμου με τον αέρα. Ένα υβριδικό σχέδιο υποτίθεται για τη

διαμόρφωση της, το οποίο αποτελείται από έναν στερεό πυρήνα σωμάτων, που περιβάλλεται από μια πιθανή περιοχή ροής. Κατά τη διάρκεια της εισαγωγής, γωνιακή ορμή προστίθεται συνεχώς στον κύλινδρο, μέρος της οποίας καταστρέφεται λόγω της τριβής, ενώ το υπόλοιπο μέρος διαμορφώνει την ροή. Λαμβάνεται υπόψη το ιξώδες του αέρα, εξαιτίας του οποίου δημιουργείται οριακό στρώμα στα τοιχώματα του κυλίνδρου.

Η εφαπτομενική ταχύτητα δίνεται από τις εξισώσεις που πρότεινε ο Heywood:

$$u = W_p \times R \quad 0 \leq R \leq R_c \quad (3.7)$$

$$u = W_p \times R_c \times \left( \frac{R_c}{R} \right)^{0.05} \quad R_c \leq R \leq R_p \quad (3.8)$$

Όπου:  $R_c$  είναι το σημείο που διακόπτεται η περιστροφή του στερεού σώματος και δίνεται από τη σχέση:

$$R_c = R_{in} \left( \frac{D_b}{2 \times R_p} \right) \quad (3.9)$$

και  $R_p$  η ακτίνα του κυλίνδρου,  $D_b$  η διάμετρος της κοιλότητας του εμβόλου και  $R_{in}$  η αξονική απόσταση κυλίνδρου - βαλβίδας. Από τη διατήρηση της στροφορμής υπολογίζεται η γωνιακή ταχύτητα.

### 3.2.3) Δέσμη καυσίμου (Spray) [12,24]

Οι συνθήκες που επικρατούν στη δέσμη του καυσίμου, κατά την έξοδό της από το ακροφύσιο εγχύσεως, υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος εγχύσεως, το οποίο υπολογίζει την ανεξάρτητη αρχική ταχύτητα κάθε ζώνης, η οποία εξαρτάται από την στιγμιαία πίεση εγχύσεως και την πίεση του κυλίνδρου. Το καύσιμο διανύει ένα ορισμένο μήκος, το μήκος διασπάσεως (breakup length) και διασπάται σε σταγονίδια. Το μήκος διασπάσεως δίνεται από την παρακάτω έκφραση (breakup theory of Levich):

$$L = u_{inj} \times t_{break} \cong c_1 \times \left( \frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0.5} d_{inj} \quad (3.10)$$

Όπου:  $u_{inj}$  η ταχύτητα με την οποία εγχύεται το καύσιμο στον κύλινδρο,  $c_1$  σταθερά,  $t_{break}$  ο χρόνος που μεσολαβεί έως τη διάσπαση,  $d_{inj}$  η διάμετρος της οπής του εγχυτήρα και  $\rho_a$  και  $\rho_l$  οι πυκνότητες του αέρα και του καυσίμου αντίστοιχα.

Χρησιμοποιώντας τους συσχετισμούς που παρέχουν τη διείδυση της δέσμης καυσίμου μέσα στον κύλινδρο, προκύπτει η παρακάτω σχέση για την ταχύτητα διείδυσης του μετώπου της δέσμης:

$$u_p = \frac{2.95}{2} \times \left( \frac{\Delta p}{\rho_g} \right) \times d_{inj}^{0.5} \times t^{-0.5} \quad (3.11)$$

Μετά από την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου, οι ζώνες αρχίζουν να διαμορφώνονται και να διεισδύουν στον θάλαμο καύσης. Η ταχύτητα ζώνης κατά μήκος του άξονα και στην περιφέρεια της δέσμης λαμβάνεται από πολλαπλασιασμό της παραπάνω ταχύτητας, με τον παρακάτω διορθωτικό παράγοντα. Αυτό γίνεται για να προσομοιωθεί η μείωση της αξονικής συνιστώσας της ταχύτητας όσο απομακρυνόμαστε από τον άξονα της δέσμης (ακτινική απόσταση).

$$\eta = \exp \left[ -\eta_1 \times \left( \frac{r_{j,i}}{r_{inj}} \right) \times a \right]^{\eta_2} \quad (3.12)$$

Όπου:  $r_{j,i}$  η ακτινική απόσταση της ζώνης  $j,i$  από την κεντρική γραμμή της δέσμης και  $a$  η αρχική γωνία της δέσμης:

$$a = 0.05 \left( \frac{d_{inj}^2 \times \rho_a \times \Delta p}{\mu_a^2} \right)^{0.25} \quad (3.13)$$

Η επίδραση της συστροφής του αέρα στην περαιτέρω μείωση της διείδυσης της δέσμης εξετάζεται επίσης, για τον υπολογισμό των τοπικών συστατικών της ταχύτητας αέρα στις ακτινικές και αξονικές κατευθύνσεις και την χρησιμοποίηση των εξισώσεων συντήρησης ορμής και στους δύο άξονες. Λαμβάνοντας υπόψη την τοπική ταχύτητα της περιστροφής του αέρα έχουμε:

$$u_{j,ixt} = u_{j,ix} + u_a \times \sin(\varphi_{j,i}) \quad (3.14)$$

$$u_{j,irt} = u_{j,ir} - u_a \times \cos(\varphi_{j,i}) \quad (3.15)$$

Όπου:  $u_{j,ix}$  και  $u_{j,ir}$  οι συνιστώσες της ταχύτητας της κάθε ζώνης στους άξονες

Μετά την πρόσκρουση της δέσμης στα τοιχώματα του κυλίνδρου (wall impingement) η ταχύτητα διείδυσης της δέσμης δίνεται από τη σχέση:

$$u_p = \frac{2.95}{2} \times \left( \frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0.25} \times d_{inj}^{0.5} \times \frac{t_{hit}^{0.25}}{t^{0.75}} \quad (3.16)$$

Θεωρείται ότι μετά την πρόσκρουση στα τοιχώματα οι ζώνες κινούνται παράλληλα σε αυτά, υπόθεση που είναι σχετικά ρεαλιστική.

### 3.2.4) Ρυθμός Διείδυσης αέρα (Air entrainment) [12,24]

Ο υπολογισμός του ρυθμού διείδυσης του αέρα στις ζώνες βασίζεται στη διατήρηση της ορμής σε κάθε ζώνη. Έτσι, η συνολική ποσότητα του συμπαρασυρόμενου αέρα από την έναρξη της έγχυσης προκύπτει ως εξής:

$$m_f \times u_{inj} = (f_{cor} \times m_a + m_f) \times u_p \rightarrow m_a = \left( m_f \times \frac{u_{inj}}{u_p} - m_f \right) \times \frac{1}{f_{cor}} \quad (3.17)$$

Όπου:  $f_{cor}$  είναι μια σταθερά που χρησιμοποιείται για τη διόρθωση του ρυθμού συμπαρασυρόμενου του αέρα.

### 3.2.5) Διασκορπισμός του καυσίμου σε σταγονίδια και ατμοποίηση [2,4,12,24]

Το εγχυθέν καύσιμο διανέμεται στις ζώνες, ενώ μέσα σε κάθε ζώνη τα καύσιμα διαιρούνται σε ομάδες, όπου τα σταγονίδια έχουν την ίδια μέση διάμετρο Sauter, ο ορισμός της οποίας είναι γνωστός από τη θεωρία. Η κατανομή της διαμέτρου των σταγονιδίων στα πακέτα αυτά δίνεται από τη  $\chi^2$  συνάρτηση κατανομής (Hiroyasu):

$$\frac{dV}{V} = 13.5 \left( \frac{D_d}{D_{SM}} \right)^3 \times \exp \left[ -3 \left( \frac{D_d}{D_{SM}} \right) \right] \times d \left( \frac{D_d}{D_{SM}} \right) \quad (3.18)$$

Η SMD είναι η μέγιστη από τις τιμές που δίνουν οι δύο ημιεμπειρικές σχέσεις που ακολουθούν:

$$D_{SM,1} = 0.38 \times Re_{inj}^{0.25} \times We_{inj}^{-0.32} \times \left( \frac{V_l}{V_a} \right)^{0.37} \times \left( \frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{-0.47} \times d_{inj} \quad (3.19)$$

$$D_{SM,2} = 4.12 \times Re_{inj}^{0.12} \times We_{inj}^{-0.75} \times \left( \frac{V_l}{V_a} \right)^{0.54} \times \left( \frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0.18} \times d_{inj} \quad (3.20)$$

Όπου: οι δείκτες «1» και «2» δηλώνουν πλήρη και ατελή διασκορπισμό, ενώ οι αριθμοί Reynolds και Weber (λόγος δυνάμεων αεροδυναμικής αντίστασης σταγονιδίου προς την επιφανειακή του τάση) δίνονται από τις σχέσεις:

$$Re_{inj} = \frac{u_{inj} \times d_{inj}}{\nu_l} \quad (3.21)$$

$$We_{inj} = \frac{u_{inj}^2 \times d_{inj} \times \rho_l}{\sigma} \quad (3.22)$$

Για τη διαδικασία της ατμοποίησης χρησιμοποιείται το μοντέλο των Borman και Johnson. Με βάση αυτό το μοντέλο ο ρυθμός ατμοποίησης δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{dm_t}{dt} = K_{diff} \times [-\pi \times d_l \times D \times \rho_{mix} \times \ln(1+B) \times Sh] \quad (3.23)$$

Όπου: **Kdiff** είναι σταθερά της οποίας η τιμή στον προαναφερθέν μοντέλο Borman και Johnson κανονικά είναι 1.

### 3.2.6) Καύση [12,24]

Η ποσότητα του αέρα που εισέρχεται σε μια ζώνη θεωρείται ότι αναμειγνύεται με το ατμοποιημένο καύσιμο, ενώ ο τοπικός βαθμός αντίδρασης εξαρτάται από την τοπική συγκέντρωση μάζας του καυσίμου, του οξυγόνου και την τοπική θερμοκρασία. Η ανάφλεξη λαμβάνει χώρα μετά από καθυστέρηση (ignition delay), το χρονικό διάστημα της οποίας δίνεται από τη σχέση:



$$S_{pr} = \int_0^1 \frac{1}{a_{del} p_{cyl}^{-2.5} \varphi_{eq}^{-1.04} \exp(5000/T_g)} dt \quad (3.24)$$

Όπου:  $\varphi_{eq}$  είναι ο τοπικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου/αέρα,  $T_g$  είναι η τοπική θερμοκρασία ζώνης,  $p_{cyl}$  είναι η πίεση στον κύλινδρο και  $a_{del}$  είναι σταθερά.

Μια εξίσωση τύπου Arrhenius, που περιέχει την πίεση στον κύλινδρο, την τοπική θερμοκρασία και την τοπική διαθεσιμότητα καυσίμου-αέρα, χρησιμοποιείται για να υπολογίσει το ρυθμό καύσης του καυσίμου. Η καύση του μίγματος κατά τη διάρκεια της προαναμεμιγμένης φάσης προωθείται με ρυθμό:

$$\frac{dm_{bu,j}}{dt} = c_{bu} \times p_{cyl}^{0.757} \times \exp(-4500/T_j) \times \min[m_{fev,j}, m_{a,av,j} FA_{st}] \quad (3.25)$$

Ο όρος δείχνει την εξάρτηση του ρυθμού καύσης από την ατμοποίηση του καυσίμου και τη διαθεσιμότητα αέρα της ζώνης «j». Το μοντέλο εφαρμόζεται σε κάθε ζώνη και ενσωματώνεται εγκαίρως, για να παρέχει το τοπικό ρυθμό προαναμεμιγμένης καύσης. Το μοντέλο δεν υιοθετείται για τον υπολογισμό του ρυθμού καύσης διάχυσης, επειδή αυτός ελέγχεται από τη τιμή συμπαρασυρμού του αέρα μέσα στη δέσμη καυσίμου.

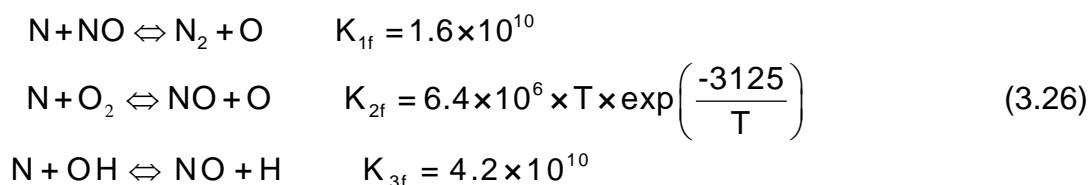
### 3.2.7) Σχηματισμός ρύπων [12]

Στο μοντέλο προσομοίωσης θεωρείται ότι το περιεχόμενο κάθε ζώνης αρχικά αποτελείται μόνο από αέρα και προϊόντα τέλει καύσης δηλαδή τα 4 παρακάτω στοιχεία:  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ .

Χρησιμοποιώντας αυτό ως αρχική εκτίμηση και εφαρμόζοντας ένα πλήρες σχέδιο χημικής ισορροπίας, η σύνθεση του μίγματος ισορροπίας υπολογίζεται εξετάζοντας 11 χημικά είδη ( $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $X$ ,  $H_2$ ,  $N$ ,  $NO$ ,  $O$ ,  $OH$ ,  $CO$ ). Επομένως, η συγκέντρωση του καθενός, μέσα σε κάθε ζώνη είναι γνωστή σε οποιαδήποτε χρονική στιγμή και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό των εκπομπών των ρύπων.

### 3.2.7.α) Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου [1,2,4,15,24]

Τα NO υπολογίζονται στο παρόν μοντέλο με το μηχανισμό αντιδράσεων του Zeldovich, που περιλαμβάνει τις εξής τρεις εξισώσεις χημικής κινητικής:



Η μεταβολή της συγκέντρωσης [NO] σε κάθε ζώνη εκφράζεται ως:

$$\frac{1}{V} \times \frac{d[(\text{NO})_V]}{dt} = \frac{2(1-\beta^2) \times R_1}{\left(1 + \beta \times \frac{R_1}{R_2 + R_3}\right)} \tag{3.27}$$

$$\text{Όπου:} \quad R_1 = k_{1f} \times [\text{N}]_e \times [\text{NO}]_e$$

$$R_2 = k_{2f} \times [\text{N}]_e \times [\text{O}_2]_e \tag{3.28}$$

$$R_3 = k_{3f} \times [\text{N}]_e \times [\text{OH}]_e$$

και  $\beta = [\text{NO}]/[\text{NO}]_e$ .

ο δείκτης  $e$  δηλώνει ισορροπία.

Ολοκληρώνοντας την εξίσωση (3.27) παίρνουμε τη συγκέντρωση [NO] σε κάθε ζώνη. Εισάγεται, στο σημείο αυτό, μια σταθερά ακόμα, η  $A_{\text{NO}}$ , που αποτελεί διορθωτικό παράγοντα στους υπολογισμούς των οξειδίων του αζώτου και προσδιορίζεται κατά τη διαδικασία βαθμονόμησης του μοντέλου, με σκοπό τη βέλτιστη σύμπτωση των τιμών που προκύπτουν από το μοντέλο με τις πειραματικές τιμές.

Διορθωτικός παράγοντας ( $A_{\text{CO}}$ ), χρησιμοποιείται επίσης, και κατά τον υπολογισμό του εκπεμπόμενου CO από το μοντέλο.

### 3.2.7.β) Μοντελοποίηση του σχηματισμού της αιθάλης

Το αποδεδειγμένα επιτυχές μοντέλο Hiroyasu χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των εκπομπών αιθάλης. Σύμφωνα με αυτό το μοντέλο, η αιθάλη στον κύλινδρο αποτελεί την καθαρή διαφορά δύο ανταγωνιστικών μηχανισμών: ενός που απεικονίζει το σχηματισμό αιθάλης και ενός άλλου που περιγράφει τον ρυθμό οξειδωσης της αιθάλης. Ο ρυθμός σχηματισμού αιθάλης ελέγχεται, από την τοπική διαθεσιμότητα της ατμοποιημένης μάζας καυσίμου, από την πίεση του κυλίνδρου και από την τοπική θερμοκρασία, ενώ η επιδρούσα, στον ρυθμό οξειδωσης της αιθάλης, παρουσία διαθέσιμου οξυγόνου σε κάθε ζώνη, λαμβάνεται υπόψη μέσω της μερικής πίεσής της (όρος  $P_{O_2}$ ). Συγκεκριμένα, ο ρυθμός σχηματισμού και οξειδωσης της αιθάλης σε κάθε ζώνη δίνεται από τις επόμενες δύο εξισώσεις:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f \times m_{f,ev} \times P^{0.5} \times \exp\left[\frac{-E_{sf}}{R \times T}\right] \quad (3.29)$$

$$\frac{dm_{sb}}{dt} = A_b \times m_s \cdot \left(\frac{P_{O_2}}{P}\right) \times P^{1.8} \times \exp\left[\frac{-E_{sb}}{R \times T}\right] \quad (3.30)$$

όπου: ο δείκτης «f» αναφέρεται στο σχηματισμό αιθάλης ενώ ο «b» στην οξειδωση, « $m_{ev}$ » είναι η ποσότητα του διαθέσιμου ατμοποιημένου καυσίμου στη ζώνη και  $P_{O_2}$  είναι η μερική πίεση του οξυγόνου.

$A_f$  είναι η σταθερά σχηματισμού και  $A_b$  η σταθερά οξειδωσης της αιθάλης.

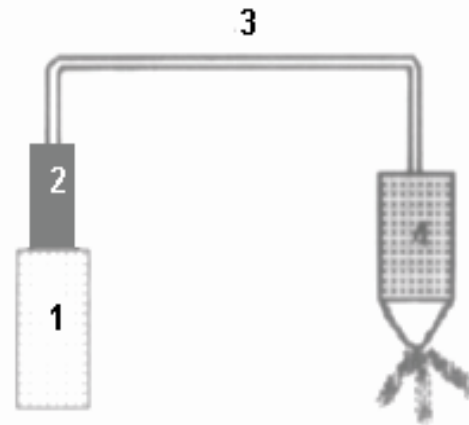
Οι ενέργειες ενεργοποίησης του σχηματισμού της αιθάλης  $E_{sf}$  και της οξειδωσης αυτής  $E_{sb}$  είναι αντίστοιχα 82000 kJ/kmol και 120000 kJ/kmol.

### 3.3) Προσομοίωση του συστήματος έγχυσης του κινητήρα. [24]

Το σύστημα έγχυσης παίζει σημαντικότερο ρόλο σε ένα κινητήρα Diesel, εφόσον επηρεάζει άμεσα το μηχανισμό της καύσης και του σχηματισμού των ρύπων. Για την προσομοίωσή του, στο εν λόγω μοντέλο, χρησιμοποιείται ένας απλός αλγόριθμος, με τον οποίο ξεπερνιούνται δυσκολίες που εμφανίζουν άλλα μοντέλα προσομοίωσης, στα οποία απαιτούνται λεπτομέρειες για τη γεωμετρία του συστήματος, οι οποίες δεν είναι πάντα γνωστές.

Στο παρόν μοντέλο το σύστημα έγχυσης χωρίζεται σε τέσσερις διακριτούς όγκους ελέγχου, οι οποίοι φαίνονται στο σχήμα 3.2:

1. Αντλία καυσίμου
2. Αντεπίστροφη βαλβίδα
3. Σωλήνας κατάθλιψης
4. Εγχυτήρας



Σχήμα 3.2: Σχηματική παράσταση του συστήματος έγχυσης

Στους όγκους ελέγχου επιλύονται αριθμητικά οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ορμής θεωρώντας το καύσιμο συμπιεστό. Έτσι υπολογίζονται οι συνθήκες που επικρατούν στη δέσμη κατά την έξοδό της από το ακροφύσιο.

### 3.4) Δεδομένα εισόδου του μοντέλου (input data) [5]

Για την εκτέλεση της προσομοίωσης ο κώδικας απαιτεί μια σειρά δεδομένων εισόδου (input data), καθώς επίσης και ένα σύνολο επιλογών για τον καθορισμό των απαραίτητων ρυθμίσεων. Τα αναγκαία δεδομένα που απαιτούνται αναφέρονται παρακάτω και εισάγονται από τις διάφορες επιλογές που εμφανίζονται στην επιφάνεια εργασίας του κώδικα:

- Δεδομένα του κινητήρα. Εδώ περιλαμβάνονται όλα τα κατασκευαστικά-γεωμετρικά στοιχεία του κινητήρα, τα δεδομένα του συστήματος αέρα εισαγωγής, τα δεδομένα του συστήματος εξαγωγής και τα δεδομένα του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου. Τα δεδομένα αυτά εισάγονται απο αρχεία με την επιλογή του εκάστοτε κινητήρα.
- Ιδιότητες του καυσίμου, στις οποίες περιλαμβάνονται η θερμογόνος δύναμη, η πυκνότητα, το ποσοστό υγρασίας, η σύσταση και οι χημικές ιδιότητες του καυσίμου.
- Καθορισμός ρυθμίσεων προσομοίωσης, όπως για παράδειγμα η επιλογή των υπομοντέλων που θα χρησιμοποιηθούν. Μέσω αυτών μπορεί να καθοριστεί το αν η προσομοίωση θα αφορά διάταξη ανοικτού ή κλειστού κύκλου λειτουργίας.
- Συνθήκες λειτουργίας (operating conditions). Πριν από κάθε προσομοίωση πρέπει να ορίζονται οι συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, για τις οποίες

είναι επιθυμητό να γίνει η προσομοίωση. Τα απαιτούμενα εδώ δεδομένα δίνονται από καταλληλα αρχεία μορφής .dat (input.dat), στα οποία περιέχονται όλες οι αρχικές συνθήκες (π.χ. πίεση, θερμοκρασία), λεπτομέρειες για τη σύσταση του αερίου που εγκλωβίζεται στον κύλινδρο, κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, καθώς και δεδομένα εγχύσεως (rate of injection files-αρχεία ROI).

- Τιμές των σταθερών του μοντέλου (model constants). Είναι οι τιμές των συντελεστών, που σχετίζονται με διάφορες εργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου του κινητήρα. Το βασικότερο μειονέκτημα όλων των σχετικών υπολογιστικών μοντέλων, είναι ότι τα υπομοντέλα που χρησιμοποιούν εισάγουν κάποιους περιορισμούς στην ακρίβεια των παρεχόμενων αποτελεσμάτων, λόγω των σταθερών που εμφανίζονται στις χρησιμοποιούμενες ημιεμπειρικές σχέσεις που περιγράφηκαν προηγουμένως. Η επιλογή της τιμής των παραπάνω σταθερών, επηρεάζει τα παρεχόμενα αποτελέσματα και λόγω αυτού απαιτείται ο σωστός υπολογισμός των ιδανικών τιμών των σταθερών, δηλαδή η βαθμονόμηση τους (calibration) απο το μοντέλο. Την μεγαλύτερη επίδραση στους υπολογισμούς έχουν οι σταθερές που σχετίζονται με τον συμπαρασυρμό του αέρα την και την οξειδωση της αιθαλης και οι παράγοντες διόρθωσης των τιμών εκπομπών NOx και CO. Έτσι και στον εν λόγω κώδικα προσομοίωσης διατίθεται η επιλογή βαθμονόμησης των σταθερών με χρήση ευρετικού αλγορίθμου, (εκτος της χειροκίνητης επιλογής τους) χρησιμοποιώντας τις πειραματικές τιμές (π.χ. εκπεμπόμενα NOx) ενός αρχείου. Η βαθμονόμηση παρέχει στις σταθερές, τις τιμές για τις οποίες η εκτέλεση μιας προσομοίωσης για το συγκεκριμένο αρχείο θα επιτύχει την καλύτερη σύγκλιση πειραματικών και υπολογισμένων μεγεθών.

Μετά το πέρας μιας προσομοίωσης το μοντέλο δίνει τη δυνατότητα εμφάνισης όλων των παρεχόμενων από την προσομοίωση αποτελεσμάτων, τα οποία καταγράφονται αναλυτικά σε κατάλληλο συγκεντρωτικό πίνακα και αποθηκεύονται σε αρχεία τύπου .dat στον κατάλογο μηχανής.

Επιπλέον, χρήσιμες πληροφορίες είναι διαθέσιμες υπό τη μορφή γραφημάτων, τα οποία είναι διαθέσιμα στην επιφάνεια εργασίας μετά από κάθε προσομοίωση ή και στη διάρκεια αυτής.

## 4) ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ-ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΙΟΠΙΣΤΙΑΣ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ (VALIDATION)

### 4.1) Περιγραφή του Κινητήρα

Το μοντέλο προσομοίωσης θα χρησιμοποιηθεί για την διερεύνηση της επίδρασης των δύο τεχνικών μείωσης των ρύπων, που παρουσιάστηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο (EGR και εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο). Η διερεύνηση πραγματοποιείται στον κινητήρα OM906LA. Πρόκειται για έναν εμπορικό, βαρέος τύπου (heavy duty), τετράχρονο, εξακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel αμέσου εγχύσεως, εφοδιασμένο με σύστημα κοινού οχετού (Common Rail) . Ο κινητήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ 170 Kw στις 2200 rpm και η ροπή του είναι 810 Nm στις 1200-1600 rpm, ενώ το ονομαστικό εύρος ταχυτήτων λειτουργίας είναι 1200-1400-1800-2200-2600 rpm. Τα κυριότερα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα και του καυσίμου που χρησιμοποιείται σε αυτόν δίνονται στον πίνακα 4.1:

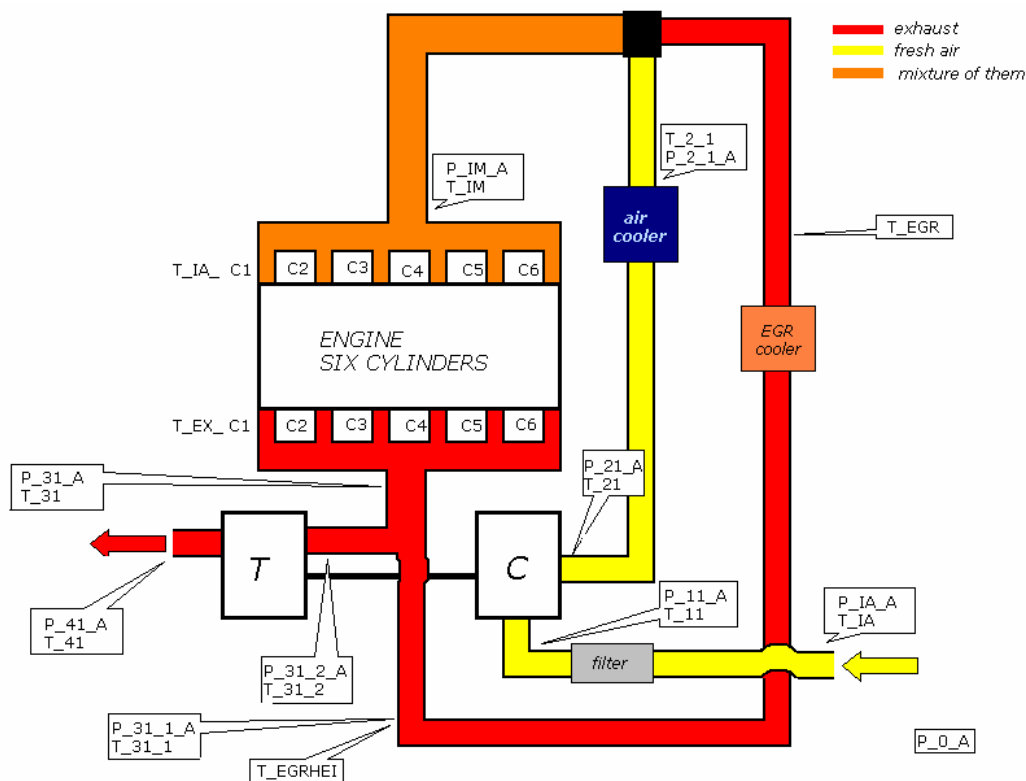
Πίνακας 4.1: Κυριότερα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα και του καυσίμου

Διάμετρος εμβόλου [mm]	102
Διαδρομή εμβόλου [mm]	130
Μήκος διωστήρα [mm]	215
Βαθμός συμπίεσης	18.5
Συνολικός όγκος εμβολισμού [L]	6.374
Αριθμός κυλίνδρων	6
Σειρά ανάφλεξης	1-5-3-6-2-4
Σύστημα έγχυσης	Bosch CR-System (1600 bar)
Επίπεδο εκλυόμενων ρύπων	Euro III
Μέγιστη πίεση κατά την καύση [bar]	180
Καύσιμο	Diesel
Κατώτερη θερμογόνος δύναμη [kJ/kg]	43000
Στοιχειομετρικός λόγος αέρα καυσίμου [kg/kg]	14.62

Πρίν χρησιμοποιηθεί το μοντέλο για τη διερεύνηση, κρίνεται σκόπιμο να αξιολογηθεί, όσον αφορά στην ικανότητα του να προβλέψει την επίδραση, του EGR και του φορτίου, στην λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα. Για τον λόγο αυτό, χρησιμοποιήθηκαν πειραματικά δεδομένα από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στον εν λόγω κινητήρα.

#### 4.1.1) Πειραματικά δεδομένα μετρήσεων [24]

Οι μετρήσεις πραγματοποιήθηκαν στα δοκιμαστήρια της εταιρείας AVL List GmbH στην Αυστρία, για διάφορες συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα (στη μόνιμη κατάσταση) και διατέθηκαν στο εργαστήριο του ΕΜΠ. Έγινε καταγραφή των τιμών για ένα πλήθος λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα καθώς και των εκπεμπόμενων ρύπων. Τα κυριότερα μεγέθη που μετρήθηκαν είναι η ταχύτητα περιστροφής (N), η παροχή μάζας καυσίμου ( $M_{fuel}$ ), εισερχόμενου αέρα ( $M_A$ ), η πίεση και η θερμοκρασία σε διάφορες θέσεις της διάταξης καθώς και οι παροχές των εκπεμπόμενων ρύπων (NO, CO, HC, αιθάλη) και η παραγόμενη ισχύς του κινητήρα. Με γνωστή παροχή καυσίμου και παραγόμενη ισχύ προκύπτει επίσης και η ειδική κατανάλωση καυσίμου (brake-specific fuel consumption (bsfc)). Επιπλέον μετρήθηκε η πίεση στον κύλινδρο 6 συναρτήσει της γωνίας στροφάλου καθώς και το προφίλ του ρυθμού έγχυσης καυσίμου (που μετρήθηκε έμμεσα μέσω της πίεσης έγχυσης και της ανύψωσης της βελόνας).



Σχήμα 4.1: πειραματική διάταξη λήψης μετρήσεων λειτουργίας του κινητήρα.

Στο σχήμα 4.1 απεικονίζεται ένα σχηματικό διάγραμμα, της πειραματικής διάταξης που χρησιμοποιήθηκε και σημειώνονται τα βασικά σημεία λήψης

μετρήσεων. Στο φίλτρο αέρα λαμβάνει χώρα πτώση πίεσης, ενώ ακολουθεί η συμπίεση στο σύστημα υπερπλήρωσης οπότε αυξάνεται και η θερμοκρασία. Η πίεση και η θερμοκρασία μειώνονται μετά το ψυγείο του αέρα (air cooler). Στο σημείο αυτό γίνεται ανάμιξη του ρεύματος του αέρα με το ρεύμα του EGR, το οποίο μόλις έχει εξέλθει από το ψυγείο των καυσαερίων ανακυκλοφορίας (egr cooler). Μετά την ανάμιξη των δύο ρευμάτων προκύπτει μίγμα στον αγωγό εισόδου, το οποίο εισέρχεται στους κυλίνδρους του κινητήρα. Πρέπει να σημειωθεί ότι ένα μέρος των καυσαερίων παραμένει εντός των κυλίνδρων (residual gas) και για τον επόμενο κύκλο λειτουργίας. Τα καυσαέρια αυτά θεωρούνται προσεγγιστικά ίσα με το 3% της μάζας του περιεχομένου του κυλίνδρου. Τα καυσαέρια που εξέρχονται από τον κύλινδρο χωρίζονται σε δύο ρεύματα: το ένα πάει στο στρόβιλο και το άλλο ανακυκλοφορεί στον κινητήρα (EGR).

#### 4.1.2) Σημεία λειτουργίας των πειραματικών μετρήσεων [24].

Αρχικά, οι μετρήσεις έγιναν στα 12 σημεία λειτουργίας του κινητήρα, που αντιστοιχούν στον κύκλο European Stationary Cycle (ESC), δηλαδή για ταχύτητες περιστροφής κινητήρα στο εύρος 1400-1800-2200 rpm (σημεία A, B, C αντίστοιχα) και για φορτία 25%, 50%, 75% και 100% του πλήρους. Στα σημεία αυτού του κύκλου έχει θεσπιστεί από την Ευρωπαϊκή Ένωση να γίνονται οι δοκιμές και οι πιστοποιήσεις, για τους βαρέος τύπου κινητήρες Diesel που πρόκειται να διατεθούν στην αγορά, σχετικά με την έκλυση ρύπων σύμφωνα με το πρότυπο Euro IV.

Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκαν πρόσθετες μετρήσεις στον κινητήρα, στο σημείο B50 όπου η ταχύτητα περιστροφής είναι 1800rpm και το φορτίο 50%. Η επιλογή αυτού του σημείου γίνεται, διότι βρίσκεται περίπου στο μέσο του εύρους λειτουργίας που ορίζουν τα 12 ESC σημεία. Υπό αυτές τις συνθήκες λειτουργίας, έγιναν μετρήσεις για περιπτώσεις όπου μεταβάλλονται διάφορες λειτουργικές παράμετροι, όπως η μεταβολή του ποσοστού EGR, η πίεση εισαγωγής, η πίεση έγχυσης και τα πειραματικά δεδομένα που αναφέρθηκαν προηγουμένως.

Στην παρούσα εργασία ο κώδικας θα αξιολογηθεί, αν μπορεί να προβλέψει την επίδραση της ανακυκλοφορίας, οπότε εξετάζονται τα σημεία λειτουργίας για μεταβολή του ποσοστού EGR. Το ποσοστό του EGR μεταβλήθηκε στα σημεία από 0%÷18%. Η μεταβολή αυτή επετεύχθει με ανάλογη ρύθμιση της βαλβίδας που ελέγχει την παροχή του EGR προς τον οχετό εισαγωγής του κινητήρα.



#### 4.2) Βαθμονόμηση του κώδικα (calibration)

Ακολουθεί η βαθμονόμηση των σταθερών με χρήση των αρχείων, με τα δεδομένα των πειραματικών μετρήσεων του κινητήρα που περιγράφηκε προηγουμένως. Ενδιαφέρει κυρίως, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης του κώδικα, να ανταποκρίνονται στις μεταβολές του ποσοστού ανακυκλοφορίας συνεπώς διεξάγεται βαθμονόμηση των σταθερών με χρήση τεσσαρων αρχείων με διαφορετικό EGR. Το ποσοστό EGR κάθε αρχείου καθώς και τα αποτελέσματα της βαθμονόμησης για κάθε περίπτωση παρέχονται στον πίνακα 4.2:

Πίνακας 4.2: Αποτελέσματα βαθμονόμησης του κώδικα για μεταβλητό EGR

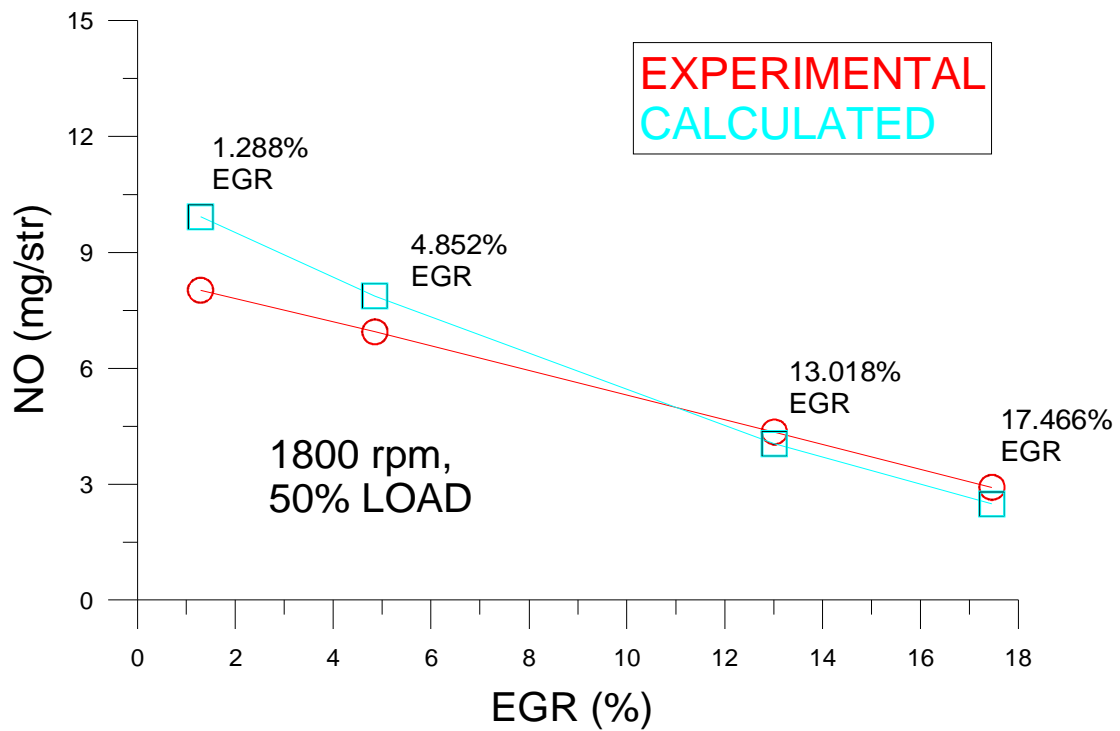
	EGR (%)	Air Entrainment Rate	Soot Oxidation	Nitric Oxide Correction	Carbon Monoxide
1	1.288	0.747	6560	0.70	10.27
2	4.852	0.746	9040	0.77	9.17
3	13.018	0.733	20500	1.02	4.81
4	17.466	0.730	26400	1.16	3.69
μ.ο.		0,739	15625	0,91	6,99

Οι τιμές που παρέχονται στον πίνακα 4.2, υποδηλώνουν ότι απαιτείται σημαντική μεταβολή της σταθεράς οξειδωσης της αιθάλης, με την μεταβολή του ποσοστού του EGR. Όμως αυτό οφείλεται κυρίως στην πολύ μικρή απόλυτη τιμή της αιθάλης, στις μετρήσεις που έχουν διατεθεί. Αυτό αποδυναμώνεται στη συνέχεια, όπου δίνεται η σύγκριση μετρημένων και υπολογισμένων τιμών, χρησιμοποιώντας την μέση τιμή των σταθερών.

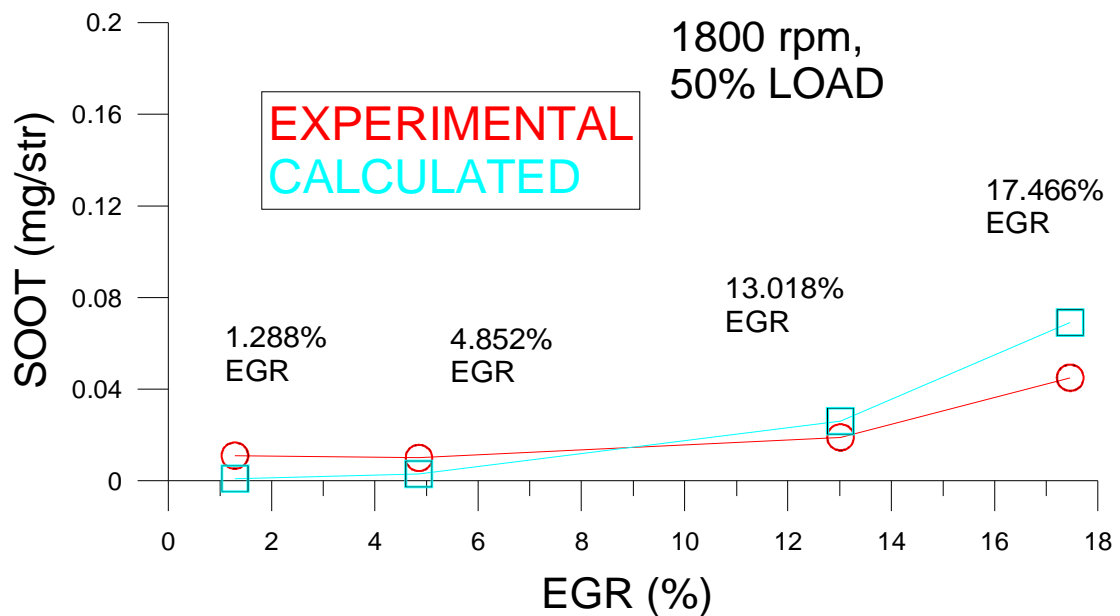
Σε όλες οι διαδικασίες προσομοίωσης που αναμένεται να διεξαχθούν στη διάρκεια της διερεύνησης, οι τιμές των σταθερών θα είναι αμετάβλητες και ίσες με την τιμή του μέσου όρου (μ.ο.) των τιμών των σταθερών, που προέκυψαν για τις τέσσερις παραπάνω περιπτώσεις αρχείων δεδομένων. Επίσης όπως έχει ήδη αναφερθεί εξετάζουμε συνεχώς προσομοίωση διάταξης κλειστού κύκλου λειτουργίας.

#### 4.3) Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα για μεταβολή EGR

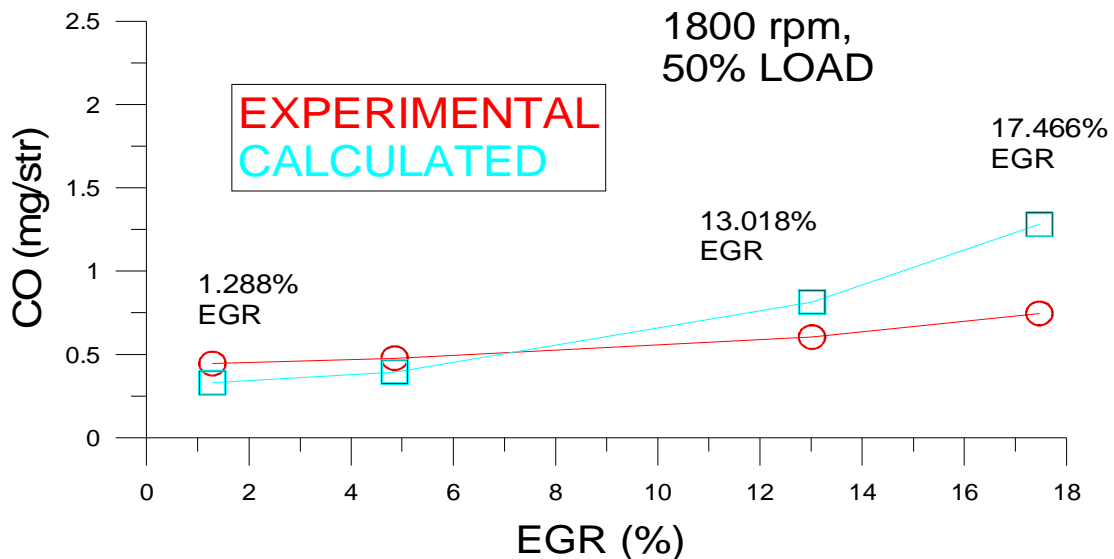
Στα διαγράμματα των σχημάτων 4.2 έως 4.9 που ακολουθούν, παρέχονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης των αρχείων με τις 4 διαφορετικές τιμές ποσοστού EGR και τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα για σύγκριση:



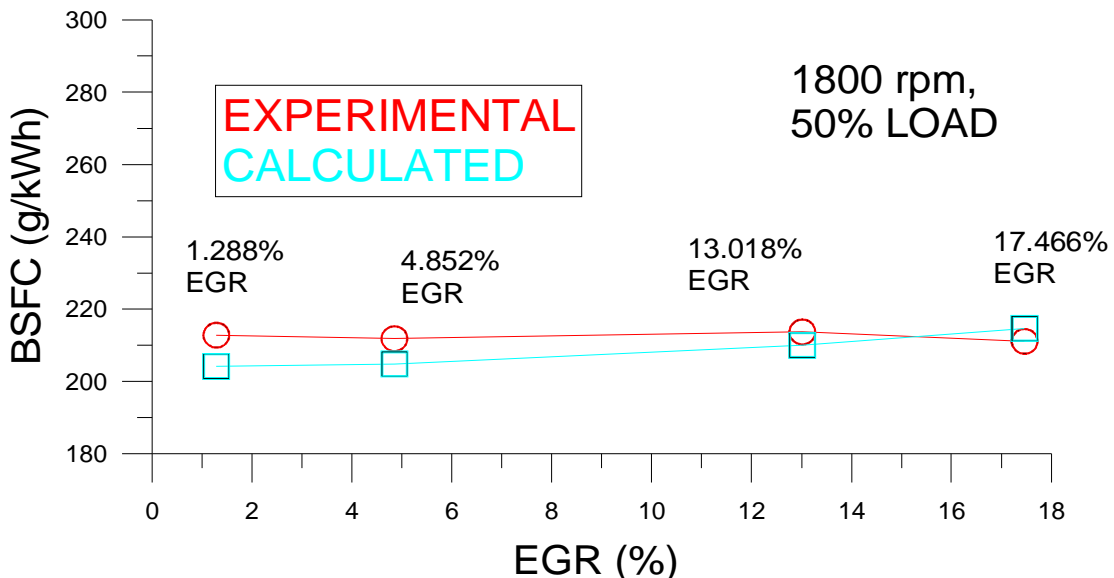
Σχήμα 4.2: Μεταβολή οξειδίων του αζώτου (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης) συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων



Σχήμα 4.3: Μεταβολή αιθάλης (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης) συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων



Σχήμα 4.4: Μεταβολή μονοξειδίου του άνθρακα (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης) συναρτήσει του ποσοστού EGR.

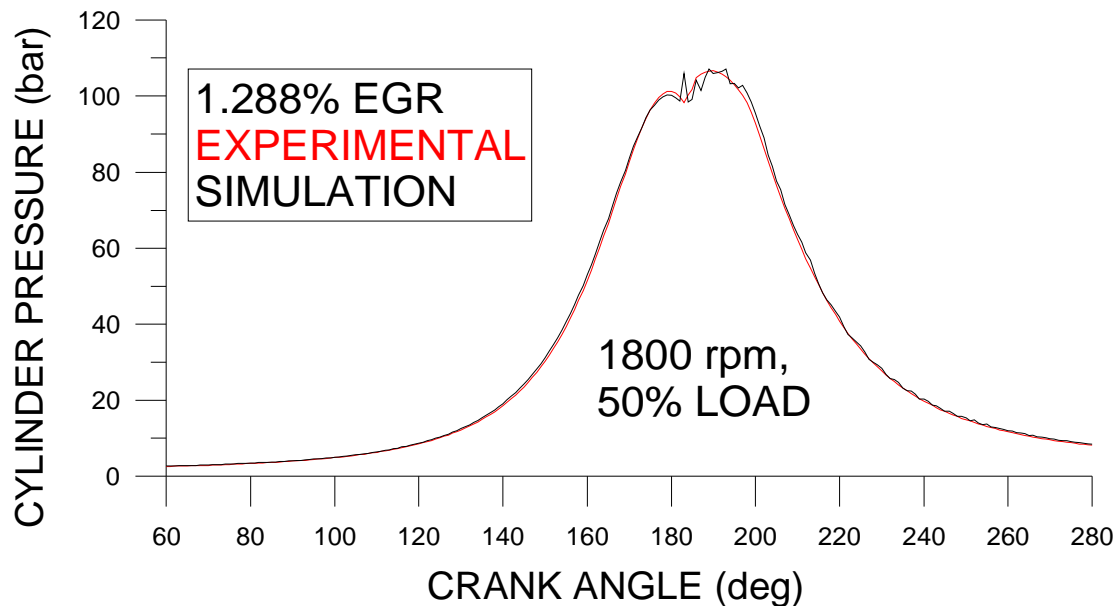


Σχήμα 4.5: Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης διορθωμένων με ένα συντελεστή  $C=0.9$ ) συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων

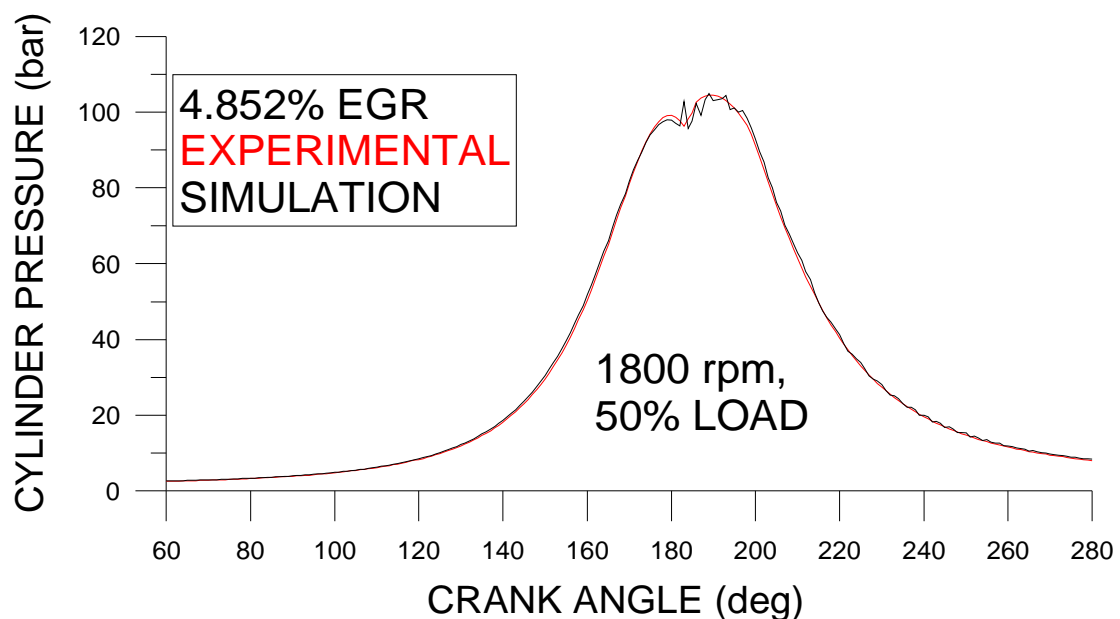
Όπως παρατηρούμε αρχικά στα διαγράμματα των σχημάτων 4.2 έως 4.5, διαμορφώνεται αρκετά καλή σύγκλιση μεταξύ, των παρεχόμενων απο τον υπολογιστικό κωδικα αποτελεσμάτων και των πειραματικών δεδομένων. Παρατηρείται επίσης, όπως αναμενόταν λόγω της χρήσης της μέσης τιμής των σταθερών, πώς οι δύο καμπύλες (αποτελέσματα-πειραματικά δεδομένα) τέμνονται σε κάποιο σημείο ανάμεσα στις δύο μεσαίες τιμές ποσοστού EGR. Απο το γεγονός αυτό και την σχετικά παρόμοια κλίση των καμπυλών, πρίν και αφού τμηθούν, συμπεραίνουμε ότι με αυτές τις τιμές σταθερών, ο κώδικας μπορεί να ανταπεξέλθει και σε μεγαλύτερο εύρος τιμών ποσοστού EGR.

Οι μονάδες έκφρασης των εκπεμπόμενων ρύπων είναι σε mg/stroke. Αυτό γίνεται, διότι για προσομοίωση κλειστού κύκλου και λόγω της παράλειψης της φάσης της εναλλαγής των αερίων, δεν είναι δυνατή η αναγωγή των εκπεμπόμενων ρύπων στην υπολογισμένη ισχύ, επειδή αυτή είναι μικρότερη της πραγματικής. Αυτός είναι και ο λόγος που τα αποτελέσματα της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου διορθώνονται με έναν συντελεστή  $C=0.9$ .

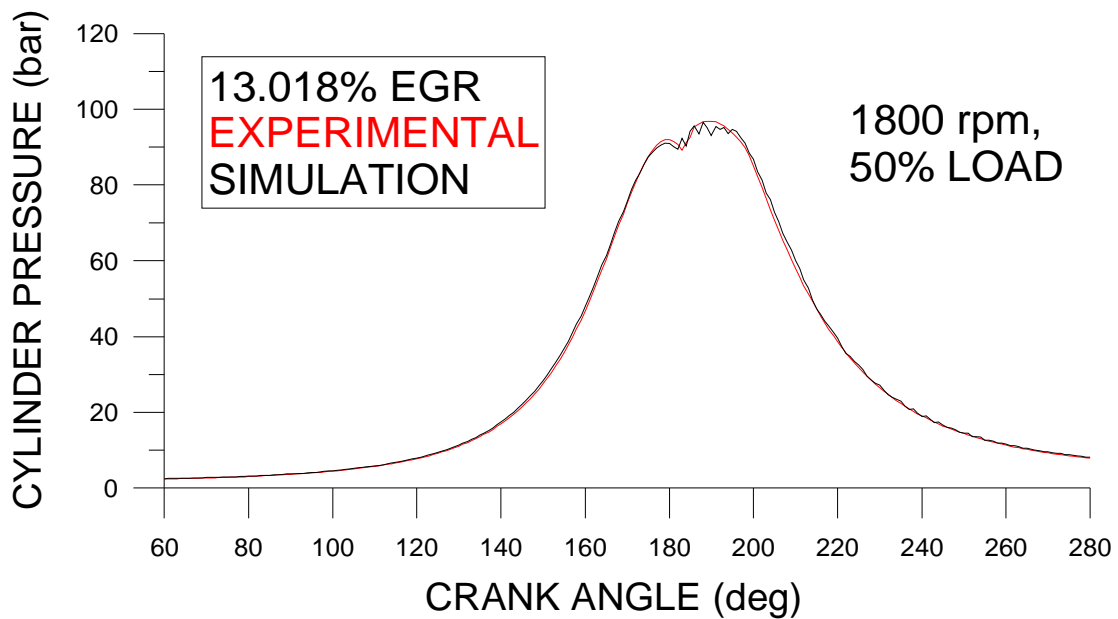
Ακολουθούν στα σχήματα 4.6 έως 4.9, τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε ποσοστό EGR:



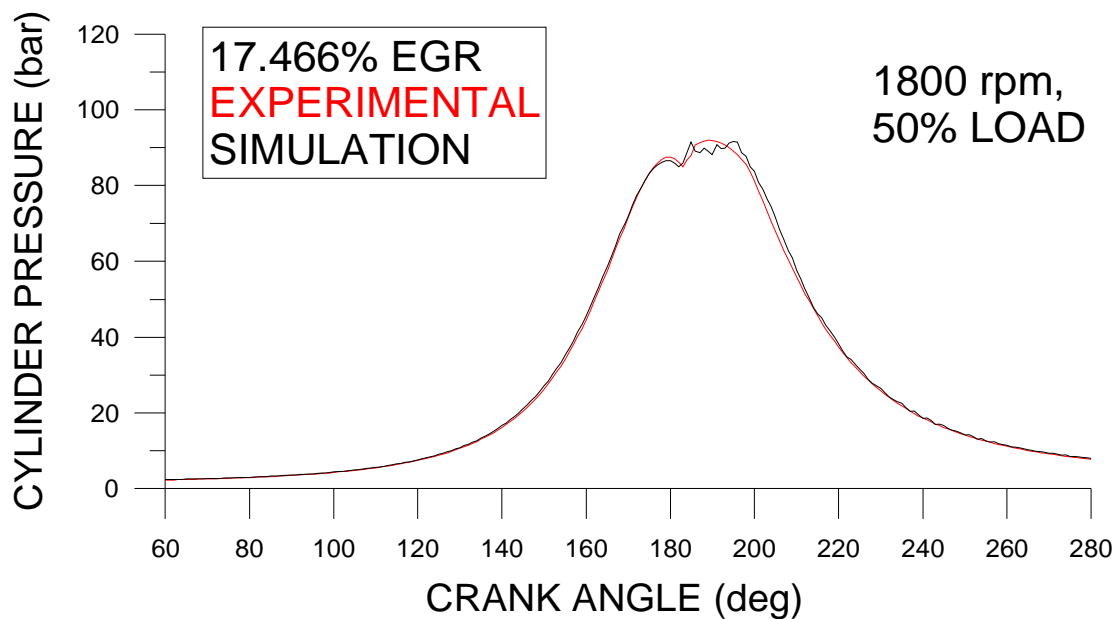
Σχήμα 4.6: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων 1.288 %



Σχήμα 4.7: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων 4.852 %



Σχήμα 4.8: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων 13.018%



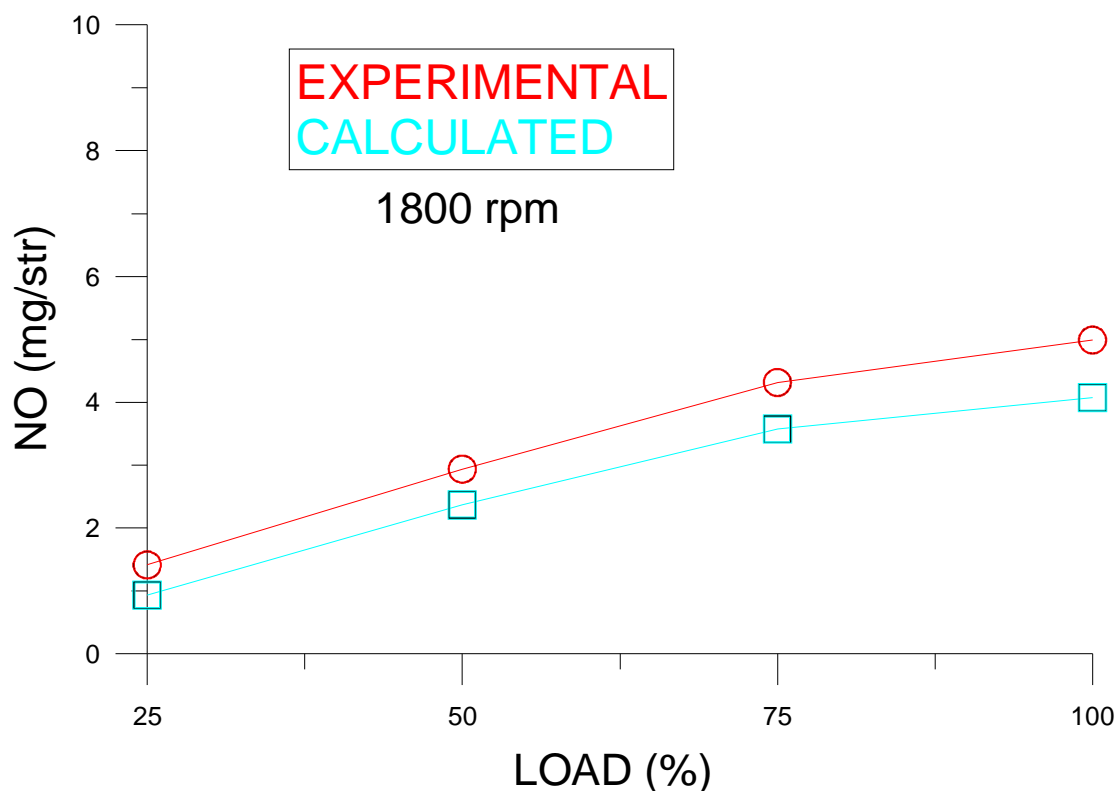
Σχήμα 4.9: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων 17.466 %

Η σωστή και ευσταθής λειτουργία του κωδικα προσομοίωσης, μετά την διαδικασία βαθμονόμησης που εφαρμόστηκε, επιβεβαιώνεται και απο τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα πειραματικών και υπολογισμένων τιμών, των σχημάτων 4.6 έως 4.9, για κάθε ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου που εξετάστηκε. Παρατηρούμε ότι κατά τη φάση της συμπίεσης αλλά και της αποτόνωσης οι τιμές ουσιαστικά συμπίπτουν σε κάθε περίπτωση. Επιπλέον κατά την καύση παρατηρούνται ελάχιστες μεταβολές μεταξύ των δύο

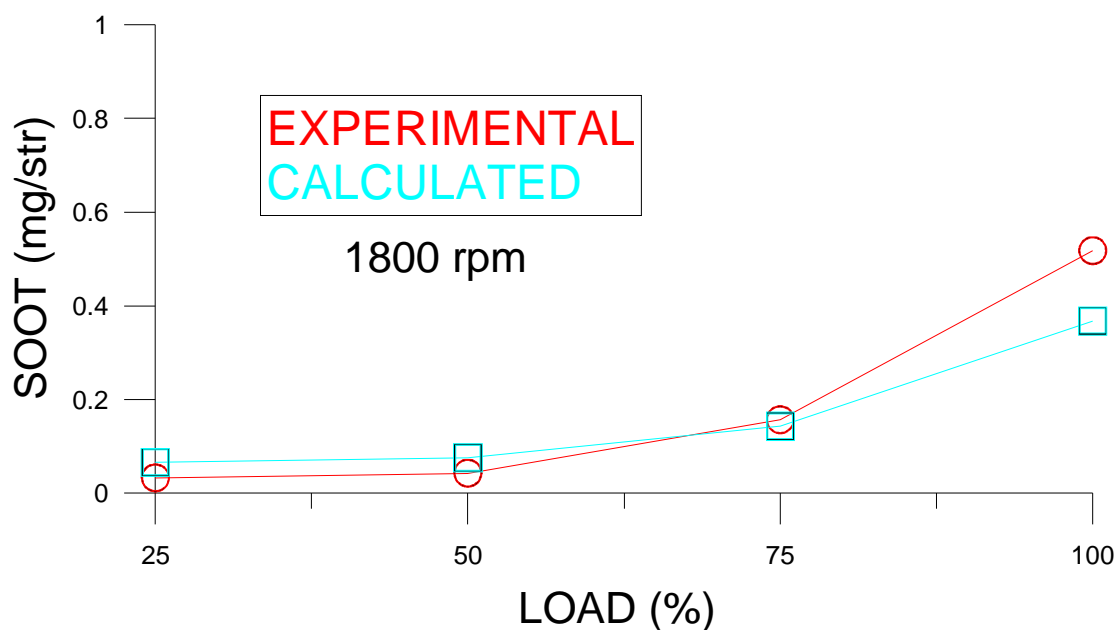
καμπυλών και κυρίως μόνο κατά την φάση της ανεξέλεγκτης καύσης. Τα παραπάνω είναι τα λογικά αποτελέσματα της μικρής μεταβολής του συντελεστή συμπαρασυρμού του αέρα κατά την βαθμονόμηση.

#### 4.4) Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με πειραματικά δεδομένα για μεταβολή του φορτίου

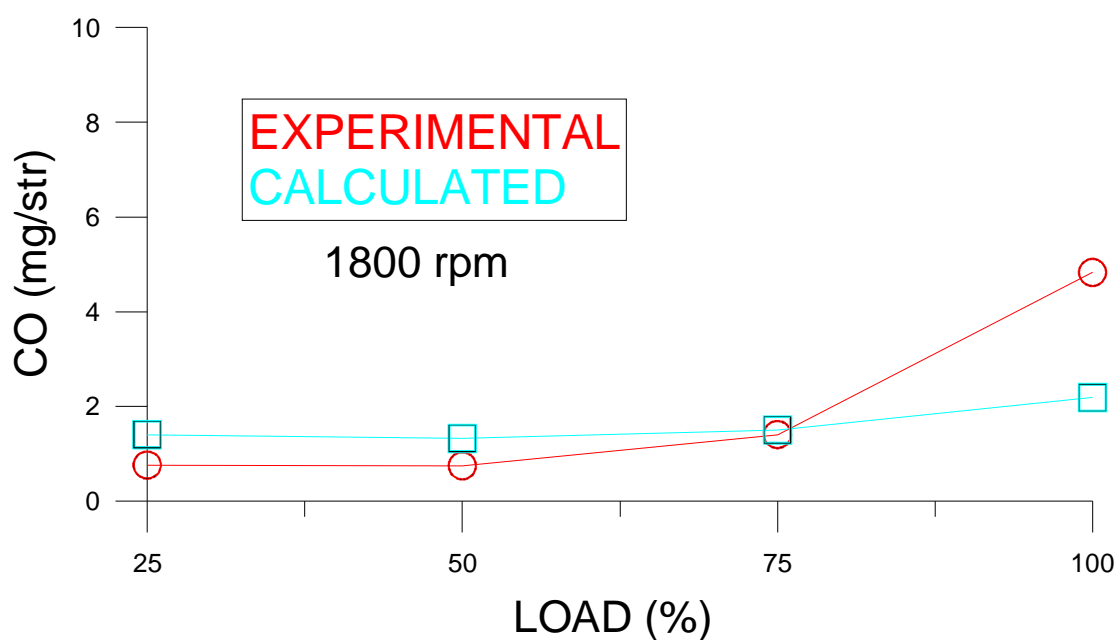
Ένας δεύτερος κύκλος προσομοιώσεων διεξήχθη με σκοπό να ελεγχθεί, εάν ο κώδικας προσομοίωσης μπορεί να προβλέψει την επίδραση της μεταβολής του φορτίου. Για τον σκοπό αυτό έγιναν προσομοιώσεις για τις τέσσερις τιμές του φορτίου, της ομάδας B των 12 ESC σημείων (συγκεκριμένα στα σημεία λειτουργίας B25, B50, B75 και B100). Τα αποτελέσματα που προέκυψαν και απεικονίζονται στα διαγράμματα των σχημάτων 4.10 έως 4.17 που ακολουθούν, υπέδειξαν ότι προκύπτει σύγκλιση πειραματικών δεδομένων και αποτελεσμάτων προσομοίωσης και για την περίπτωση μεταβλητού φορτίου, παρόλο που οι σταθερές βαθμονομήθηκαν για διάφορες τιμές του EGR, αλλά για την ίδια τιμή φορτίου (50%). Επίσης παρατηρείται ότι εκτός από τις σχετικά μικρές διαφορές, οι καμπύλες έχουν την ίδια τάση κατά την μεταβολή του φορτίου.



Σχήμα 4.10: Μεταβολή οξειδίων του αζώτου (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης) συναρτήσεως του φορτίου



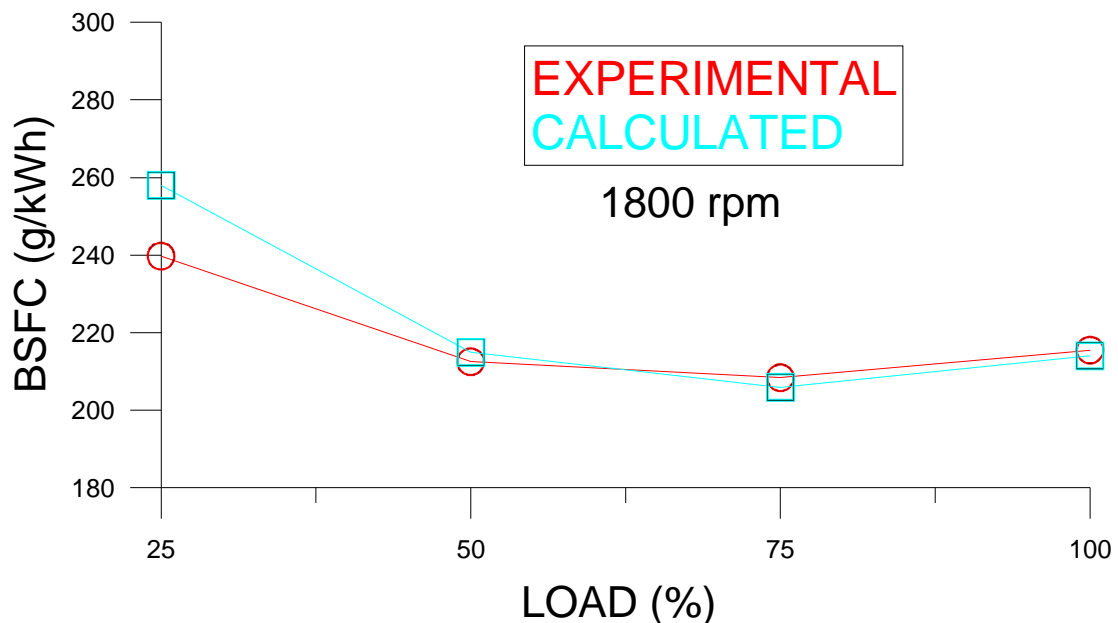
Σχήμα 4.11: Μεταβολή αιθάλης (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης) συναρτήσει του φορτίου



Σχήμα 4.12: Μεταβολή μονοξειδίου του άνθρακα (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης) συναρτήσει του φορτίου

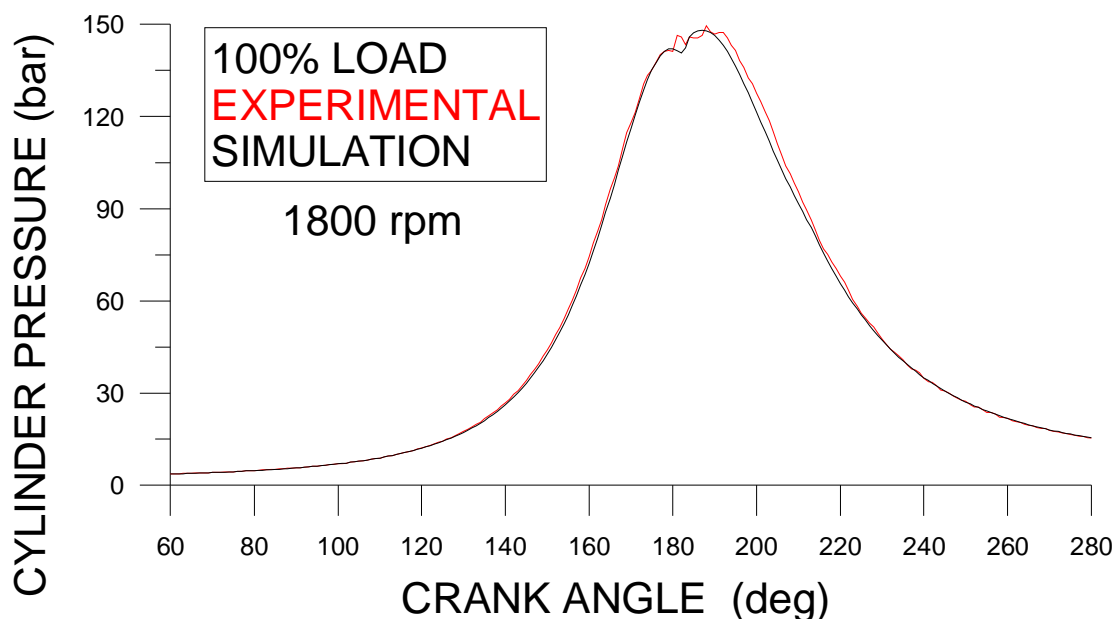
Ακολουθεί το διάγραμμα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (σχήμα 4.13), στο οποίο τα αποτελέσματα προσομοίωσης έχουν πολλαπλασιαστεί, με ένα

συντελεστή διόρθωσης  $C=0.9$  για τον ίδιο λόγο, με του αντίστοιχου διαγράμματος μεταβολής EGR.



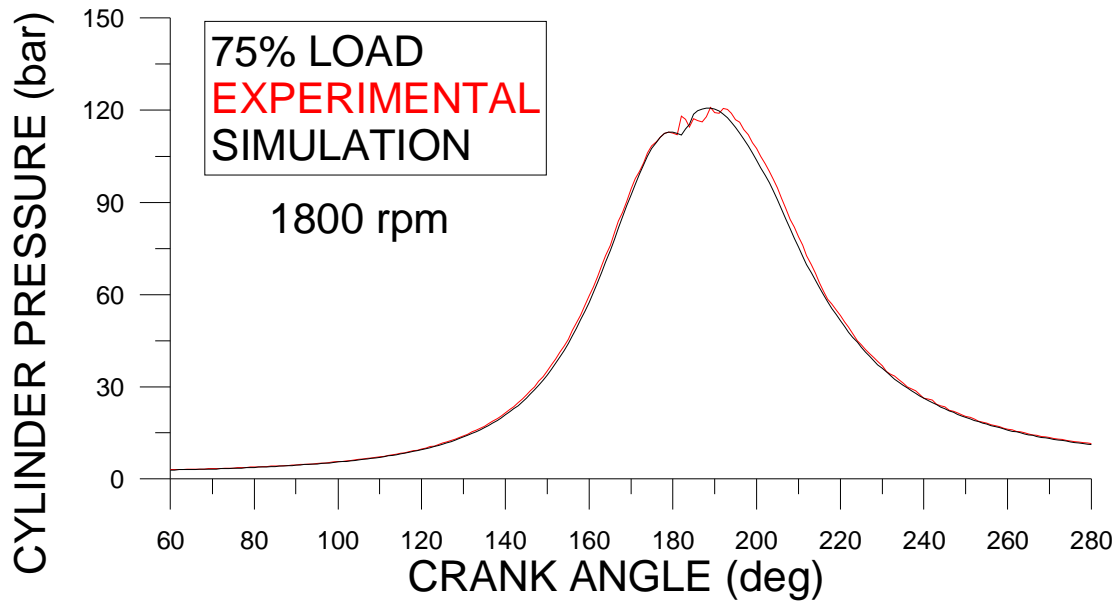
Σχήμα 4.13: Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (πειραματικών τιμών και αποτελεσμάτων προσομοίωσης) διορθωμένων με ένα συντελεστή  $C=0.9$  συναρτήσει του φορτίου

Ακολουθούν τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα (σχήματα 4.14 έως 4.17), στα οποία εκτός της σύγκλισης πειραματικών δεδομένων και των αποτελεσμάτων προσομοίωσης (ελάχιστη απόκλιση μόνο κατά την φάση της ανεξέλεγκτης, όμως σε αυτή τη περίπτωση και της ελεγχόμενης καύσης) παρατηρείται επίσης η επίδραση του φορτίου στην πίεση του κυλίνδρου (στα χαμηλα φορτία πολυ μικρότερες πιέσεις απο ότι στο πλήρες φορτίο).

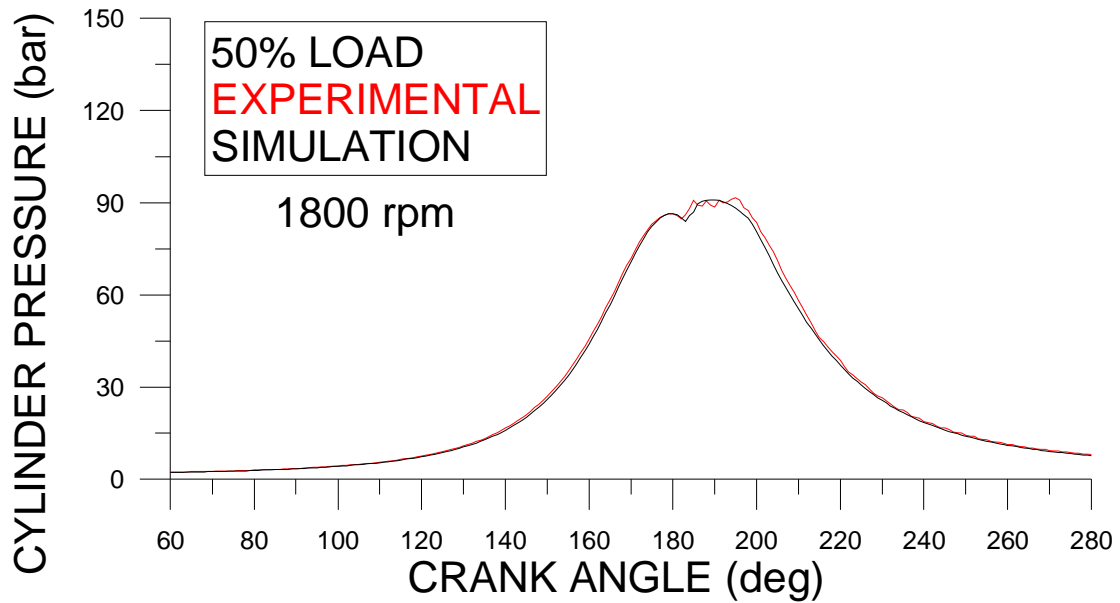




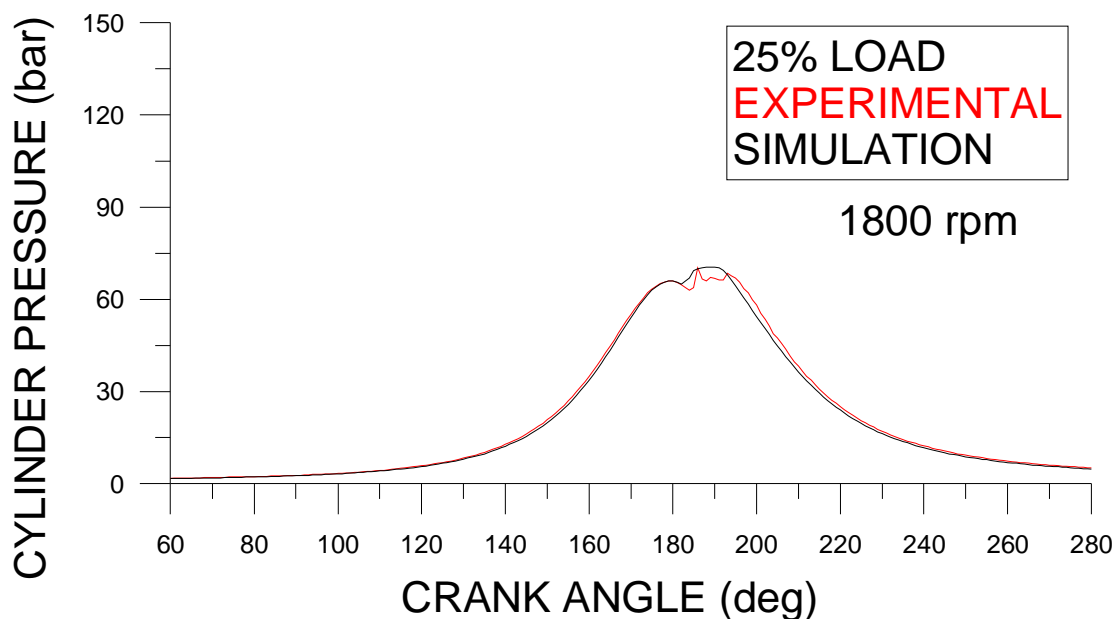
Σχήμα 4.14: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για 100 % φορτίο



Σχήμα 4.15: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για 75% φορτίο



Σχήμα 4.16: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για 50 % φορτίο



Σχήμα 4.17: Πειραματικό και υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου για 25 % φορτίο

#### 4.5) Συμπεράσματα

Μετα τον έλεγχο της αξιοπιστίας που πραγματοποιήθηκε στο παρών κεφάλαιο, για τον κώδικα προσομοίωσης, συμπεραίνουμε ότι μπορούμε να προσεγγίσουμε με σχετικά καλή ακρίβεια τις πραγματικές τιμές που προκύπτουν από την μεταβολή κάποιου παραμέτρου (π.χ. ποσοστό EGR). Αυτό όμως που ενδιαφέρει κυρίως, είναι η ποιοτική μεταβολή (επί τοι εκατό μεταβολή) του κάθε μεγέθους, δηλαδή η τάση που ακολουθείται, χαρακτηριστικό το οποίο έχει εκτιμηθεί με ακόμα καλύτερη ακρίβεια.

Η μοναδική περίπτωση όπου ο κώδικας δεν προβλέπει επακριβώς την ποιοτική μεταβολή που προκύπτει, είναι και στους δύο ελέγχους αξιοπιστίας που διενεργήθηκαν, η τάση σημαντικής αύξησης του μονοξειδίου του άνθρακα για μεταβολή του φορτίου από 75% σε 100% (πλήρες φορτίο). Ο σχηματισμός όμως του συγκεκριμένου ρύπου εκτός του ότι δεν είναι τόσο σημαντικός για κινητήρες Diesel, είναι γενικά αρκετά δύσκολο να προβλεφθεί [24].

Όπως μπορεί κάποιος να παρατηρήσει, οι μετρημένες (πειραματικές) τιμές της αιθάλης, του κινητήρα που εξετάζεται, για πολύ μικρά ποσοστά ανακυκλοφορίας, πλησιάζουν τις μηδενικές. Το γεγονός αυτό καθιστά δύσκολο τον έλεγχο της μεταβολής της, κατά τη διάρκεια της παραμετρικής ανάλυσης που θα διεξαχθεί στα παρακάτω κεφάλαια, καθώς ως τιμή

αναφοράς, για τον έλεγχο της επίδρασης των τεχνικών που θα διερευνηθούν, χρησιμοποιείται η τιμή για λειτουργία του κινητήρα με 0% EGR.

Για τον λόγο αυτό και επειδή όπως εξηγήθηκε παραπάνω ενδιαφερόμαστε κυρίως για την ποιοτική μεταβολή των μεγεθών, αναπροσαρμόζουμε την τιμή της σταθεράς οξειδωσης της αιθάλης, έτσι ώστε η εκπεμπόμενη αιθάλη που θα υπολογιστεί κατά την προσομοίωση χωρίς χρήση EGR, να είναι μεγαλύτερη και ικανοποιητική για σύγκριση.

Απο το διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς οξειδωσης της αιθάλης συναρτήση του ποσοστού EGR που προκύπτει απο τα αποτελεσματα της βαθμονόμησης, υποδुकνειείται πώς για απουσία χρήσης EGR η σταθερά λαμβάνει κατά προσέγγιση την τιμή 5000. Οι προσομοιώσεις λοιπόν που θα γίνουν στη συνέχεια της εργασίας, θα διεξαχθούν με τις τιμές των σταθερών που προέκυψαν απο την διαδικασία της βαθμονόμησης, με την διαφορά ότι η σταθερά της οξειδωσης της αιθάλης θα έχει πλέον την τιμή 5000.

#### 4.6) Περιγραφή της υπολογιστικής διερεύνησης

Μετά την επιτυχή διαδικασία αξιολόγησης, του υπολογιστικού μοντελου, που διεξήχθη στο παρών κεφάλαιο, διεξάγεται η διερεύνηση των δύο τεχνικών που εξετάζονται.

Με την χρήση των κατάλληλων σχέσεων, υπολογίζονται οι απαιτούμενες τιμες για την κατάρτιση των δεδομένων εισαγωγής, που θα χρησιμοποιηθούν κατα την προσομοίωση στον πολυζωνικό κώδικα.

Στη συνέχεια, εκτελείται προσομοίωση για τέσσερις διαφορετικές περιπτώσεις δεδομένων εισαγωγής στον εν λόγω κινητήρα:

α) Χρήση EGR με κανονικές συνθήκες αέρα εισαγωγής (χωρίς εμπλουτισμό σε οξυγόνο)

β) Αντικατάσταση της χρήσης ανακυκλοφορίας καυσαερίου, με προσομοίωση εισαγωγής στον κύλινδρο i) καθαρού αζώτου ( $N_2$ ) και ii) διοξειδίου του άνθρακα ( $CO_2$ )

γ) Εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο ( $O_2$ ), χωρίς την ταυτόχρονη χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και

δ) Διερεύνηση της ταυτόχρονης χρήσης ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και εμπλουτισμού του αερά εισαγωγής σε οξυγόνο.

Τέλος καταγράφονται τα συμπεράσματα για την επίδραση, της κάθε περίπτωσης, στην λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα και συγκρίνονται τα αποτελέσματα με τα αντίστοιχα πειραματικά της βιβλιογραφίας.

## 5) ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ

### 5.1) Εισαγωγή

Για την κατάρτιση των αρχείων δεδομένων εισαγωγής που θα χρησιμοποιηθούν για την εκτέλεση του κώδικα χρησιμοποιούνται οι πειραματικές μετρήσεις ενός από τα σημεία που μελετήθηκαν. Επειδή όμως διερευνάται, η επίδραση του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (EGR) και του γραμμομοριακού ποσοστού του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής, κάποια από τα δεδομένα λαμβάνονται ως σταθερά και κάποια ως μεταβλητά, ανάλογα με την περίπτωση που εξετάζεται.

#### ➤ Αμετάβλητα για κάθε διεργασία δεδομένα

Αρχικά το καύσιμο που χρησιμοποιείται στον κινητήρα προσομοιάζεται με το κυκλοδεκάνιο ( $C_{12}H_{24}$ ) άρα :

$$C_x=12 \text{ και } C_y=24$$

Ατομικό Βάρος Άνθρακα :  $MB_C= 12.01$

Ατομικό Βάρος Υδρογόνου :  $MB_H= 1.008$

Ατομικό Βάρος Αζώτου :  $MB_N = 14.01$

Ατομικό Βάρος Οξυγόνου :  $MB_O= 16$

Μοριακό Βάρος Διοξειδίου του Άνθρακα :  $MB_{CO_2}= 44.01$

Μοριακό Βάρος Νερού :  $MB_{H_2O}= 18.02$

Μοριακό Βάρος Αζώτου :  $MB_{N_2}= 28.02$

Μοριακό Βάρος Οξυγόνου :  $MB_{O_2}= 32$

Αναλογία moles Υδρογόνου/ Άνθρακα στο καύσιμο :  $N_{h/c}=1.86$

Προκύπτει λοιπόν το ποσοστό Άνθρακα στο καύσιμο :

$$X_{C_{fuel}} = \frac{M_C}{N_{h/c} \times M_H + M_C} = 0.865$$

και το ποσοστό Υδρογόνου στο καύσιμο :  $X_{H_{fuel}} = 1 - X_{C_{fuel}} = 0.135$

Μοριακό Βάρος Καυσίμου :

$$MB_{fuel} = C_X \times MB_C + C_Y \times MB_H = 168.312$$

Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (rpm):  $N = 1799.8$

Σταθερά Αερίου (J/kg\*K) :  $R_{gas} = 287$

Διάμετρος κυλίνδρου (mm):  $D = 102$

Διαδρομή Εμβόλου (mm):  $s = 130$

Όγκος εμβολισμού (m<sup>3</sup>): 
$$V_h = \frac{n \times 3.14 \times D^2 \times s}{4} = 0.00637$$

Παροχή όγκου εισαγωγής (m<sup>3</sup>/h): 
$$\dot{V}_H = \left( \frac{N}{30 \times 4} \right) \times V_h \times 3600 = 343.942$$

Όγκος κυλίνδρου στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής (m<sup>3</sup>):  $V = 1.118$

Λόγος υγρασίας Αέρα (kg h<sub>2</sub>O/kg ξ.α.)  $W = 0.0026$

Ποσοστό παραμένοντων αερίων στον κύλινδρο (Residual gas fraction) % :  
 $RGE = 3$

Αρχική θερμοκρασία στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής (K) :  
 $T = 345.08$

Η αρχική θερμοκρασία στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής είναι μια συνάρτηση της θερμοκρασίας του υπερπληρωμένου αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο και της θερμοκρασίας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Το καυσαέριο όταν εξέρχεται του κυλίνδρου έχουν πολύ υψηλά επίπεδα θερμοκρασιών, αλλά κατά την ανακυκλοφορία τους ψύχονται σε εναλλάκτη, ώστε να αποκτήσουν την επιθυμητή θερμοκρασία (μεταξύ 70<sup>0</sup> C και 80<sup>0</sup> C).

Για να διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, θα πρέπει αντίστοιχα τα καυσαέρια να εξέρχονται του εναλλάκτη με σταθερή θερμοκρασία. Για τις ανάγκες της εργασίας θεωρούμε ότι αυτό είναι εφικτό (πρακτικά μικρή μεταβολή) παρά το εύρος θερμοκρασιών της εξαγωγής των καυσαερίων από τον κύλινδρο.

## 5.2) ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΟΥ ΠΟΣΟΣΤΟΥ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ (EGR)

Στην περίπτωση μεταβλητού ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων διερευνούνται δυο διαφορετικές στρατηγικές υπολογισμού των δεδομένων εισαγωγής, όπως αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο περί ανακυκλοφορίας καυσαερίων (2.3). Αρχικά μελετάται η επίδραση του EGR για σταθερή πίεση αέρα υπερπληρώσεως του κινητήρα και συνεπώς μειωμένο λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου  $\lambda_a$ . Στη συνέχεια εξετάζεται αντίστοιχα, η επίδραση του EGR για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα –καυσίμου  $\lambda_a$ , που επιτυγχάνεται με αύξηση της πίεσης του αέρα υπερπλήρωσης. Το  $\lambda_a$  ορίζεται από την θεωρία ως ο λόγος αέρα-καυσίμου προς τον στοιχειομετρικό λόγο αέρα-καυσίμου ( $AF_{st}$ ). Ως λόγος αέρα-καυσίμου για την προσομοίωση της χρήσης EGR, ορίζεται ο λόγος της παροχής του αέρα που οδηγείται στο κύλινδρο του κινητήρα, προς την παροχή του καυσίμου στο κύλινδρο.

Παρακάτω παρατίθενται κάποια επιπλέον σταθερά δεδομένα για μεταβολή του EGR:

Γραμμομοριακό ποσοστό Διοξειδίου του Άνθρακα στον αέρα εισαγωγής :  
 $X_{A\text{CO}_2} = 0.00003$

Γραμμομοριακό ποσοστό Αζώτου στον αέρα εισαγωγής :  
 $X_{AN_2} = 0.79047$

Γραμμομοριακό ποσοστό Οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής :  
 $X_{AO_2} = 1 - X_{ACO_2} - X_{AN_2} = 0.2095$

Μοριακό Βάρος Αέρα:

$$MB_A = X_{AO_2} \times MB_{O_2} + X_{AN_2} \times MB_{N_2} + X_{ACO_2} \times MB_{CO_2} = 28.854$$

Κατανάλωση Καυσίμου (kg/h) :  $M_{fuel} = 18.25$

Στοιχειομετρικός λόγος αέρα-καυσίμου :  $AF_{st} = 14.62235$

### 5.2.1) ΧΡΗΣΗ EGR ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΠΙΕΣΗ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗΣ

Για σταθερή πίεση αερα υπερπλήρωσης και επειδή η θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής στον κύλινδρο παραμένει πρακτικώς σταθερή, προκύπτει απο την σχέση των ιδανικών αερίων, οτι η πυκνότητα πλήρωσης του κυλίνδρου παραμένει σταθερη για κάθε μεταβολή του EGR ( $P=\rho RT$ ,  $R=\text{σταθ.}=287$ ). Ως συμπέρασμα προκύπτει, οτι αφού η παροχή όγκου εισαγωγής στον κύλινδρο είναι σταθερή, σταθερή παραμένει και η ποσότητα της μάζας  $m$  στον κύλινδρο μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής άρα και η παροχή μάζας πλήρωσης του κυλίνδρου  $M$  (σταθερή ταχύτητα περιστροφής, 1800 RPM).

Όταν δεν υπάρχει ανακυκλοφορία των καυσαερίων, δηλαδή η βαλβίδα του EGR είναι πλήρως κλειστή, η παροχή αυτή ισούται με την παροχή του αέρα εισαγωγής  $M_A$  ( $M_A = M = 692,611 \text{ kg/h}$ ). Με το άνοιγμα όμως της βαλβίδας του EGR, στην παροχή του αέρα εισαγωγής  $M_A$  προστίθεται η παροχή των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων  $M_{EGR}$  ( $M = M_A + M_{EGR}$ ), η οποία όπως είναι λογικό αυξάνει με την αύξηση του ποσοστού του EGR. Συνεπώς συμπεραίνουμε, οτι αφού η παροχή μάζας πλήρωσης του κυλίνδρου  $M$  παραμένει σταθερή, η παροχή του αέρα εισαγωγής  $M_A$  και ως συνέπεια ο λόγος ισοδυναμίας αέρα –καυσίμου  $\lambda_\alpha$ , μειώνονται με την αύξηση του ποσοστού του EGR. Χρησιμοποιούνται λοιπόν οι σχέσεις:

$$\text{Παροχή Ένυδρου Αέρα Εισαγωγής ( kg/h ): } \dot{M}_A = \dot{M} - \left( \frac{\text{EGR}}{100} \right) \times \dot{M}$$

$$\text{Λόγος Ισοδυναμίας Αέρα-Καυσίμου : } \lambda_\alpha = \frac{\dot{M}_A}{\dot{M}_{\text{fuel}} \times AF_{\text{st}}}$$

$$\text{Παροχή Ξηρού Αέρα Εισαγωγής ( kg/h ): } \dot{M}_{A\xi} = \frac{\dot{M}_A}{w + 1}$$

$$\text{Παροχή νερού στον αέρα εισαγωγής (kg/h): } \dot{M}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{M}_A - \dot{M}_{A\xi}$$

Με εφαρμογή των παραπάνω σχέσεων για ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίων απο 0% έως 30% με βήμα 5% προκύπτει ο πίνακας 5.1:

Πίνακας 5.1: Μεταβολή μεγεθών για χρήση EGR με σταθερή πίεση υπερπλήρωσης

EGR (%)	$M_A$ (kg/h)	$\lambda_a$	$M_{A\xi}$ (kg/h)	$M_{A_{H_2O}}$ (kg/h)
0	692.611	2.595	690.815	1.796
5	657.98	2.466	656.274	1.706
10	623.35	2.336	621.733	1.617
15	588.719	2.206	587.193	1.527
20	554.089	2.076	552.652	1.437
25	519.458	1.947	518.111	1.347
30	484.828	1.817	483.57	1.257

Παρατηρείται 25% μείωση του διαθέσιμου για την καύση αέρα με εφαρμογή 25% ανακυκλοφορίας τιμή άμεσα συγκρίσιμη με την αντίστοιχη (14%) της βιβλιογραφίας [8]. Επιπλέον ο λόγος ισοδυναμίας μειώνεται κατα 30% για εφαρμογή 30% ανακυκλοφορίας τιμή που συγκλίνει οριακά με την αντίστοιχη (31%) της βιβλιογραφίας [8].

### 5.2.2) ΧΡΗΣΗ EGR ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΟ ΛΟΓΟ ΙΣΟΔΥΝΑΜΙΑΣ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Για να διατηρηθεί σταθερός ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου κατα την μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (EGR), πρέπει να διατηρηθεί σταθερή η παροχή του αέρα εισαγωγής  $M_A$ . Σε αυτή τη περίπτωση, όσο θα αυξάνει το ποσοστο του EGR (%) και συνάμα και η παροχή μάζας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων  $M_{EGR}$ , θα λαμβάνει χώρα όπως είναι λογικό και ταυτόχρονη αύξηση και της παροχής μάζας πλήρωσης του κυλίνδρου  $M$  ( $M = M_A + M_{EGR}$ ). Έτσι, όπως αποδείχθηκε και για την προηγούμενη περίπτωση, αφού η πυκνότητα μεταβάλλεται ανάλογα με την παροχής μάζα πλήρωσης του κυλίνδρου  $M$ , θα έχουμε αύξηση της πυκνότητας του αέρα υπερπλήρωσης και σύμφωνα με την σχέση των τέλειων αερίων αύξηση και της πίεσης υπερπλήρωσης για σταθερό λόγο αέρα-καυσίμου.



Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου :  $\lambda_\alpha = 2.5954$

Παροχή Ένυδρου Αέρα Εισαγωγής (kg/h):

$$\dot{M}_A = \lambda_\alpha \times \dot{M}_{\text{fuel}} \times AF_{\text{st}} = 692.611$$

Παροχή Ξηρού Αέρα Εισαγωγής ( kg/h ) :  $\dot{M}_{A_\xi} = 690.815$

Παροχή νερού στον αέρα εισαγωγής (kg/h):

$$\dot{M}_{A_{H_2O}} = \dot{M}_A - \dot{M}_{A_\xi} = 1.796$$

Η πίεση υπερπλήρωσης υπολογίζεται όπως θα φανεί και παρακάτω με την βοήθεια της σχέσης των τέλειων αερίων.

### 5.3) ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΟΥ ΠΟΣΟΣΤΟΥ ΤΟΥ ΟΞΥΓΟΝΟΥ ΣΤΟΝ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ

Κατά τη μεταβολή του γραμμομοριακού ποσοστού του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής, μελετώνται επίσης δυο διαφορετικές στρατηγικές υπολογισμού των δεδομένων εισαγωγής, όπως παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο περί εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο (2.4). Η βασική διαφορά με τα αρχικά μεγέθη, είναι η μεταβολές των γραμμομοριακών ποσοστών οξυγόνου και αζώτου ( $X_{A O_2}$  και  $X_{A N_2}$ ) καθώς και η μεταβολή του στοιχειομετρικού λόγου αέρα-καυσίμου  $AF_{st}$ , λόγω της μεταβολής του στοιχειομετρικού λόγου οξυγόνου-καυσίμου  $OF_{st}$ . Λόγω της μεταβολής αυτής, για σταθερή παροχή καυσίμου  $M_{fuel}$ , λαμβάνει χώρα αύξηση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου  $\lambda_\alpha$  (πλούσια αναλογία οξυγόνου καυσίμου), ενώ για να διατηρηθεί ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου  $\lambda_\alpha$  σταθερός, πρέπει να αυξηθεί η παροχή καυσίμου  $M_{fuel}$ . Σε κάθε περίπτωση θεωρούνται αρχικά, τα παρακάτω δεδομένα:

Ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων (%) :  $EGR=0$

Παροχή Ένυδρου Αέρα Εισαγωγής (kg/h):  $M_A=692.611$

Παροχή Ξηρού Αέρα Εισαγωγής (kg/h):  $\dot{M}_{A_\xi} = \frac{\dot{M}_A}{w + 1} = 690.815$

Παροχή νερού στον αέρα εισαγωγής (kg/h):

$$\dot{M}_{A_{H_2O}} = \dot{M}_A - \dot{M}_{A_\xi} = 1.796$$

ΚΑΙ χρησιμοποιούμε τους παρακάτω τύπους :

Γραμμομοριακό ποσοστό Διοξειδίου του Άνθρακα στον αέρα εισαγωγής :  
 $X_{A CO_2} = 0.00003$

Γραμμομοριακό ποσοστό Αζώτου στον αέρα εισαγωγής :  
 $X_{A O_2} = 1 - X_{A CO_2} - X_{A N_2}$

Μοριακό Βάρος Αέρα:

$$MB_A = X_{A_{O_2}} \times MB_{O_2} + X_{A_{N_2}} \times MB_{N_2} + X_{A_{CO_2}} \times MB_{CO_2}$$

Παροχή όγκου οξυγόνου (kg/h) :  $\dot{V}_{O_2} = X_{A_{O_2}} \times \dot{V}_H$

Παροχή οξυγόνου εισαγωγής (kg/h) :  $\dot{M}_{O_2} = \left[ \frac{MB_{O_2}}{MB_{O_2} \times X_{A_{O_2}} + (1 - X_{A_{O_2}}) \times MB_{N_2}} \right] \times \left( \frac{\dot{V}_{O_2}}{\dot{V}_H} \right) \times \dot{M}_A$

Στοιχειομετρικός λόγος οξυγόνου-καυσίμου :  $\lambda_{O_2} = \frac{\dot{M}_{O_2}}{\dot{M}_{fuel} \times OF_{st}} = 3.422$

Στοιχειομετρικός λόγος αέρα-καυσίμου :

$$AF_{st} = \frac{(1 - X_{A_{O_2}}) \times \left[ \left( C_X + \frac{C_Y}{4} \right) \times \dot{M}_{N_2} \right] + \left( C_X + \frac{C_Y}{4} \right) \times \dot{M}_{O_2}}{MB_{fuel}}$$

Με εφαρμογή των παραπάνω σχέσεων για ποσοστά του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής απο 21% έως 25% με βήμα 1% προκύπτει ο πίνακας 5.2:

Πίνακας 5.2: Μεταβολή μεγεθών για εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο

$X_{A_{O_2}}$	$X_{A_{N_2}}$	$MB_A$	$V_{O_2}$ (kg/h)	$M_{O_2}$ (kg/h)	$AF_{st}$
0.2095	0.79047	28.854	72.056	160.924	14.7291
0.2195	0.78047	28.894	75.495	168.373	14.0775
0.2295	0.77047	28.934	78.935	175.801	13.4826
0.2395	0.76047	28.974	82.374	183.21	12.9374
0.2495	0.75047	29.013	85.813	190.597	12.436

### 5.3.1) ΣΤΑΘΕΡΗ ΠΑΡΟΧΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Για σταθερή παροχή καυσίμου, η μεταβολή του στοιχειομετρικού λόγου αέρα-καυσίμου  $AF_{st}$ , οδηγεί στη μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου  $\lambda_\alpha$ , όπως περιγράφηκε στην αρχή της παραγράφου.

Κατανάλωση Καυσίμου (kg/h) :  $M_{fuel}=18.25$

Λόγος ισοδυναμίας  
οξυγόνου-καυσίμου:  $\lambda_{O_2} = \frac{\dot{M}_{O_2}}{\dot{M}_{fuel} \times OF_{st}}$

Λόγος ισοδυναμίας  
αέρα-καυσίμου:  $\lambda_\alpha = \frac{\dot{M}_A}{\dot{M}_{fuel} \times AF_{st}}$

και προκύπτει ο πίνακας 5.3:

Πίνακας 5.3: Μεταβολή μεγεθών για εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, με σταθερή παροχή καυσίμου

$\chi_{A_{O_2}}$	$\lambda_{O_2}$	$\lambda_\alpha$
0.2095	2.577	2.577
0.2195	2.696	2.696
0.2295	2.815	2.815
0.2395	2.933	2.933
0.2495	3.052	3.052

Όπως προκύπτει απο τις πράξεις που έγιναν οι λόγος ισοδυναμίας οξυγόνου-καυσίμου  $\lambda_{O_2}$  και αέρα-καυσίμου  $\lambda_\alpha$  ταυτίζονται.

### 5.3.2) ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΠΑΡΟΧΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Για την επίτευξη σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου  $\lambda_\alpha$ , πρέπει συγχρόνως με την αύξηση του γραμμομοριακού ποσοστού το οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής, να εφαρμοστεί και αύξηση της παροχής καυσίμου. Αυτό ώστε, η μείωση του στοιχειομετρικού λόγου αέρα-καυσίμου  $AF_{st}$ , να μην οδηγήσει σε αύξηση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου  $\lambda_\alpha$ .

$$\text{Λόγος ισοδυναμίας οξυγόνου-καυσίμου (OF}_{st}) = \text{Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (AF}_{st}) = 2.577$$

Κατανάλωση Καυσίμου (kg/h) :

$$\dot{M}_{fuel} = \frac{\dot{M}_A}{\lambda_\alpha \times AF_{st}}$$

και προκύπτει ο πίνακας 5.4

Πίνακας 5.4: Μεταβολή μεγεθών για εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, με μεταβλητή παροχή καυσίμου

$\chi_{A O_2}$	0.2095	0.2195	0.2295	0.2395	0.2495
$M_{fuel}$ (kg/h)	18.25	19.092	19.934	20.774	21.612

#### 5.4) ΑΛΛΗΛΟΥΧΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΥΡΕΣΗ ΤΩΝ ΤΕΛΙΚΩΝ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ

Μετά απο την εύρεση, με τον τρόπο που αναπτύχθηκε ανωτέρω για κάθε περίπτωση, των αρχικών δεδομένων εισαγωγής, ακολουθεί μια σειρά πράξεων ίδια για όλες τις περιπτώσεις, με την οποία υπολογίζονται τα τελικά δεδομένα των αρχείων εισαγωγής της προσομοίωσης. Αυτα τα τελικά δεδομένα είναι η σύσταση και οι συνθήκες του αερίου μίγματος, όταν αρχίζει η συμπίεση, επειδή εξετάζεται προσομοίωση κλειστού κυκλου. Επιπλέον δεδομένα εισαγωγής θεωρούνται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα και του συστήματος έγχυσης καθώς και το προφίλ του ρυθμού έγχυσης του καυσίμου, που δίνεται στα αντίστοιχα αρχεία (ROI). Ακολουθούν με την σειρά οι πράξεις που εκτελούνται:

- Παροχή μάζας των συστατικών του αέρα εισαγωγής

Παροχη Αζώτου στον  
Αέρα εισαγωγής (kg/h) :

$$\dot{M}_{A_{N_2}} = \left( \frac{\dot{M}_{A_\xi}}{\dot{M}_A} \right) \times (X_{A_{N_2}} \times M_{B_{N_2}}) \quad (5.1)$$

Παροχη Οξυγόνου στον  
Αέρα εισαγωγής (kg/h) :

$$\dot{M}_{A_{O_2}} = \left( \frac{\dot{M}_{A_\xi}}{\dot{M}_A} \right) \times (X_{A_{O_2}} \times M_{B_{O_2}}) \quad (5.2)$$

Παροχη Διοξειδίου του Άνθρακα  
στον Αέρα εισαγωγής (kg/h) :

$$\dot{M}_{A_{CO_2}} = \left( \frac{\dot{M}_{A_\xi}}{\dot{M}_A} \right) \times (X_{A_{CO_2}} \times M_{B_{CO_2}}) \quad (5.3)$$

- Γραμμομοριακές παροχές Άνθρακα-Υδρογόνου του καυσίμου

Γραμμομοριακή παροχή Άνθρακα που περιέχεται στο καύσιμο (kMol/h) :

$$N_{fuel_C} = \left( \frac{\dot{M}_{fuel} \times X_{fuel_C}}{MB_C} \right) \quad (5.4)$$

Γραμμομοριακή παροχή Υδρογόνου που περιέχεται στο καύσιμο (kMol/h) :

$$N_{fuel_H} = \left( \frac{\dot{M}_{fuel} \times X_{fuel_H}}{MB_H} \right) \quad (5.5)$$

- Ανάλυση καυσαερίων-Παροχές μάζας των συστατικών του

Παροχή μάζας καυσαερίων = Παροχή μάζας καυσίμου + Παροχή μάζας ένυδρου αέρα (kg/h) :

$$\dot{M}_G = \dot{M}_{fuel} + \dot{M}_A \quad (5.6)$$

Παροχή μάζας Υδρατμών στα καυσαέρια (kg/h) :

$$\dot{M}_{G_{H_2O}} = \dot{M}_{A_{H_2O}} + 0.5 N_{fuel_H} \times MB_{H_2O} \quad (5.7)$$

Παροχή μάζας Αζώτου στα καυσαέρια (kg/h) :

$$\dot{M}_{G_{N_2}} = \dot{M}_{A_{N_2}} \quad (5.8)$$

Παροχή μάζας Οξυγόνου στα καυσαέρια (kg/h) :

$$\dot{M}_{G_{O_2}} = \dot{M}_{A_{O_2}} - (0.5 \cdot N_{fuel_H} + 2 \cdot N_{fuel_C}) \times MB_{O_2} \quad (5.9)$$

Παροχή μάζας Διοξειδίου του Άνθρακα στα καυσαέρια (kg/h) :

$$\dot{M}_{G_{CO_2}} = \dot{M}_{A_{CO_2}} + N_{fuel_C} \times MB_{CO_2} \quad (5.10)$$

- Ανάλυση καυσαερίων – Κατά μάζα συστάσεις αερίων συστατικών

Ποσοστό Υδρατμών στα καυσαέρια (%κ.β.) :

$$X_{G_{H_2O}} = \frac{\dot{M}_{G_{H_2O}}}{\dot{M}_G} \quad (5.11)$$

Ποσοστό Αζώτου στα καυσαέρια (%κ.β.) :

$$X_{G_{N_2}} = \frac{\dot{M}_{G_{N_2}}}{\dot{M}_G} \quad (5.12)$$

Ποσοστό Οξυγόνου στα καυσαέρια (%κ.β.) :

$$X_{G_{O_2}} = \frac{\dot{M}_{G_{O_2}}}{\dot{M}_G} \quad (5.13)$$

Ποσοστό Διοξειδίου του  
Άνθρακα στα καυσαέρια (%κ.β.) :

$$X_{G_{CO_2}} = \frac{\dot{M}_{G_{CO_2}}}{\dot{M}_G} \quad (5.14)$$

- Παροχές μάζας στο μίγμα Αέρα + EGR

Παροχή μάζας αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από EGR (kg/h) :

$$\dot{M} = \frac{\dot{M}_A}{\left(1 - \frac{EGR}{100}\right)} \quad (5.15)$$

Ποσότητα αέρα εισαγωγής ανα  
εμβολισμό λόγω υποκατάστασης  
ενός ποσοστού από EGR (g/str) :

$$\dot{M}_{str} = \frac{\left[ \frac{\left( \frac{100}{3} \right) \times \dot{M}}{n} \right]}{N} \quad (5.16)$$



Παροχή μάζας καυσαερίων  
EGR στην εισαγωγή (kg/h) :

$$\dot{M}_{EGR} = \left( \frac{EGR}{100} \right) \times \dot{M} \quad (5.17)$$

Παροχή μάζας Υδρατμών στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης  
ενός ποσοστού απο EGR (kg/h) :

$$\dot{M}_{H_2O} = \dot{M}_{A_{H_2O}} + \left( \frac{\dot{M}_{EGR}}{\dot{M}_G} \right) \times \dot{M}_{G_{H_2O}} \quad (5.18)$$

Παροχή μάζας Αζώτου στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης  
ενός ποσοστού απο EGR (kg/h) :

$$\dot{M}_{N_2} = \dot{M}_{A_{N_2}} + \left( \frac{\dot{M}_{EGR}}{\dot{M}_G} \right) \times \dot{M}_{G_{N_2}} \quad (5.19)$$

Παροχή μάζας Οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης  
ενός ποσοστού απο EGR (kg/h) :

$$\dot{M}_{O_2} = \dot{M}_{A_{O_2}} + \left( \frac{\dot{M}_{EGR}}{\dot{M}_G} \right) \times \dot{M}_{G_{O_2}} \quad (5.20)$$

Παροχή μάζας Διοξειδίου του Άνθρακα στον αέρα εισαγωγής λόγω  
υποκατάστασης ενός ποσοστού απο EGR (kg/h) :

$$\dot{M}_{CO_2} = \dot{M}_{A_{CO_2}} + \left( \frac{\dot{M}_{EGR}}{\dot{M}_G} \right) \times \dot{M}_{G_{CO_2}} \quad (5.21)$$

Ποσότητα παραμένοντων αερίων  
στον κυλινδρό ανα εμβολισμό  
για Αέρα + EGR (g/str) :

$$\dot{M}_{RGE} = \frac{RGE}{100} \times \dot{M}_{str} \quad (5.22)$$

- Ανάλυση παγιδευμένου στον κύλινδρο αερίου – Μάζα ανά εμβολισμό

Ποσότητα συνολικής μάζας ανά εμβολισμό (g/str) :

$$m = \dot{M}_{RGE} + \dot{M}_{str} \quad (5.23)$$

Ποσότητα μάζας Υδρατμών ανά εμβολισμό (g/str) :

$$m_{H_2O} = \frac{\dot{M}_{str}}{\dot{M}} \times \dot{M}_{H_2O} + X_{G_{H_2O}} \times \dot{M}_{RGE} \quad (5.24)$$

Ποσότητα μάζας Αζώτου ανά εμβολισμό (g/str) :

$$m_{N_2} = \frac{\dot{M}_{str}}{\dot{M}} \times \dot{M}_{N_2} + X_{G_{N_2}} \times \dot{M}_{RGE} \quad (5.25)$$

Ποσότητα μάζας Οξυγόνου ανά εμβολισμό (g/str) :

$$m_{O_2} = \frac{\dot{M}_{str}}{\dot{M}} \times \dot{M}_{O_2} + X_{G_{O_2}} \times \dot{M}_{RGE} \quad (5.26)$$

Ποσότητα μάζας Διοξειδίου του Άνθρακα ανά εμβολισμό (g/str) :

$$m_{CO_2} = \frac{\dot{M}_{str}}{\dot{M}} \times \dot{M}_{CO_2} + X_{G_{CO_2}} \times \dot{M}_{RGE} \quad (5.27)$$

- Ανάλυση παγιδευμένου στον κύλινδρο αερίου – Κατά μάζα συστάσεις

Ποσοστό Υδρατμών στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.β.) :

$$Y_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m} \times 100 \quad (5.28)$$

Ποσοστό Αζώτου στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.β.) :

$$Y_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m} \times 100 \quad (5.29)$$

Ποσοστό Οξυγόνου στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.β.) :

$$Y_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m} \times 100 \quad (5.30)$$

Ποσοστό Διοξειδίου του Άνθρακα στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.β.) :

$$Y_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m} \times 100 \quad (5.31)$$

- Ανάλυση παγιδευμένου στον κύλινδρο αερίου – Γραμμομοριακή ποσότητα

Γραμμομοριακή ποσότητα Υδρατμών στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (kMol) :

$$N_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{MB_{H_2O}} \times 1000 \quad (5.32)$$

Γραμμομοριακή ποσότητα Αζώτου στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (kMol) :

$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{MB_{N_2}} \times 1000 \quad (5.33)$$

Γραμμομοριακή ποσότητα Οξυγόνου στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (kMol) :

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{MB_{O_2}} \times 1000 \quad (5.34)$$

Γραμμομοριακή ποσότητα Διοξειδίου του Άνθρακα στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (kMol) :

$$N_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{MB_{CO_2}} \times 1000 \quad (5.35)$$

Συνολική γραμμομοριακή ποσότητα του παγιδευμένου στον κύλινδρο αερίου (kMol) :

$$N_{gas} = N_{H_2O} + N_{N_2} + N_{O_2} + N_{CO_2} \quad (5.36)$$

**Γραμμομοριακή σύσταση του αερίου εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης:**

Γραμμομοριακή σύσταση Υδρατμών στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.ο.) :

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{N_{\text{H}_2\text{O}}}{N_{\text{gas}}} \times 100 \quad (5.37)$$

Γραμμομοριακή σύσταση Αζώτου στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.ο.) :

$$X_{\text{N}_2} = \frac{N_{\text{N}_2}}{N_{\text{gas}}} \times 100 \quad (5.38)$$

Γραμμομοριακή σύσταση Οξυγόνου στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.ο.) :

$$X_{\text{O}_2} = \frac{N_{\text{O}_2}}{N_{\text{gas}}} \times 100 \quad (5.39)$$

Γραμμομοριακή σύσταση Διοξειδίου του Άνθρακα στο παγιδευμένο στον κύλινδρο αέριο (%κ.ο.) :

$$X_{\text{CO}_2} = \frac{N_{\text{CO}_2}}{N_{\text{gas}}} \times 100 \quad (5.40)$$

Αρχική πίεση στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής (bar) :

$$P = \frac{m \times R_{\text{gas}} \times T}{V \times 10^5} \quad (5.41)$$

## 5.5) ΑΝΤΙΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΤΗΣ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΑΖΩΤΟΥ Η ΔΙΟΞΕΙΔΙΟΥ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ

### 5.5.1) Μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας αζώτου ή διοξειδίου του άνθρακα

Στις περιπτώσεις αντικατάστασης της ανακυκλοφορίας καυσαερίων με χρήση καθαρού αζώτου ή διοξειδίου του άνθρακα, απαιτείται μια αλλαγή στις πράξεις υπολογισμού των μεγεθών. Αρχικά σημαντικό ρόλο παίζει η αλλαγή της σταθεράς του αερίου μίγματος στον κύλινδρο, λόγω της αντικατάστασης των καυσαερίων αφού το Άζωτο και το διοξείδιο του Άνθρακα έχουν διαφορετικό Μοριακό Βάρος. Η αλλαγή αυτή απαιτεί κάποιες τροποποιήσεις στις σχέσεις για κάθε περίπτωση υπολογισμού δεδομένων αέρα εισαγωγής (σταθερή πίεση υπερπλήρωσης ή σταθερός λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσιμίου).

#### Ανακυκλοφορία Αζώτου:

Σταθερά αερίου Αζώτου (J/kg\*K):  $R_{N_2}=296$

Σταθερά αερίου μίγματος  
αέρα και Αζώτου (J/kg\*K): 
$$R_{mix} = \frac{Rec}{100} \times R_{N_2} + \left(1 - \frac{Rec}{100}\right) R_{gas}$$

#### Ανακυκλοφορία Διοξειδίου του Άνθρακα:

Σταθερά αερίου Διοξειδίου του Άνθρακα (J/kg\*K):  $R_{CO_2}=188$

Σταθερά αερίου μίγματος  
αέρα και Αζώτου (J/kg\*K): 
$$R_{mix} = \frac{Rec}{100} \times R_{CO_2} + \left(1 - \frac{Rec}{100}\right) R_{gas}$$

όπου Rec: το ποσοστό της ανακυκλοφορίας του διοξειδίου του άνθρακα η του αζώτου

### 5.5.1.α) ΣΤΑΘΕΡΗ ΠΙΕΣΗ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗΣ

Απο τη σχέση των τελειων αερίων για σταθερή πίεση υπερπλήρωσης, σταθερό όγκο και σταθερή θερμοκρασία, προκύπτει πως για μεταβολή της ανακυκλοφορίας αζώτου ή διοξειδίου του άνθρακα, λαμβάνει χώρα μεταβολή της μάζας πλήρωσης του κυλίνδρου, συναρτήσει της μεταβολής της σταθερας αερίου.

Ποσότητα συνολικής μάζας  
ανά εμβολισμό (g/str) :

$$m = \frac{P \times V \times 10^5}{R_{\text{mix}} \times T}$$

Ποσότητα αέρα εισαγωγής ανα  
εμβολισμό λόγω υποκατάστασης  
ενός ποσοστού απο EGR (g/str) :

$$\dot{M}_{\text{str}} = \frac{m}{1 + \frac{\text{Rec}}{100}}$$

Παροχή πλήρωσεως κυλίνδρου (kg/h) :

$$\dot{M} = N \times \dot{M}_{\text{str}} \times n \times 0.03$$

Παροχή Ένυδρου Αέρα Εισαγωγής (kg/h):

$$\dot{M}_A = \left(1 - \frac{\text{Rec}}{100}\right) \times \dot{M}$$

Λόγος Ισοδυναμίας  
Αέρα-Καυσίμου :

$$\lambda_\alpha = \frac{\dot{M}_A}{\dot{M}_{\text{fuel}} \times \text{AF}_{\text{st}}}$$

Παροχή Ξηρού Αέρα Εισαγωγής ( kg/h ):

$$\dot{M}_{A\xi} = \frac{\dot{M}_A}{w + 1}$$

Παροχή νερού στον αέρα εισαγωγής (kg/h):

$$\dot{M}_{A_{\text{H}_2\text{O}}} = \dot{M}_A - \dot{M}_{A\xi}$$

Ουσιαστικά ακολουθείται αντίθετη πορεία απο αυτήν για ανακυκλοφορία καυσαερίων με σκοπό την έυρεση, μέσω της γνωστής σταθερης τιμής της

πίεσης υπερπλήρωσης, των παροχών πλήρωσης κυλίνδρου M και αέρα εισαγωγής  $M_A$ . Έτσι προκύπτουν οι πίνακες 5.5 και 5.6, της μεταβολής των παραπάνω δεδομένων με την μεταβολή της ανακυκλοφορίας Αζώτου η Διοξειδίου το Άνθρακα:

Πίνακας 5.5: Μεταβολή μεγεθών για χρήση ανακυκλοφορίας αζώτου με σταθερή πίεση υπερπλήρωσης

ΑΖΩΤΟ	Rec	$R_{mix}(J/kg^*K)$	$m(g/str)$	$M_{str}(g/str)$	$M(kg/h)$	$M_A(kg/h)$	$\lambda_\alpha$	$MA_\xi(kg/h)$
	0%	287	2,2021	2,138	692,612	692,612	2,60	690,816
	5%	287,45	2,1986	2,135	691,528	656,952	2,46	655,248
	10%	287,9	2,1952	2,131	690,447	621,402	2,33	619,791
	15%	288,35	2,1918	2,128	689,37	585,964	2,20	584,445
	20%	288,8	2,1883	2,125	688,295	550,636	2,13	549,208
	25%	289,25	2,1849	2,121	687,225	515,418	1,93	514,082
	30%	289,7	2,1815	2,118	686,157	480,31	1,80	479,064

Πίνακας 5.6: Μεταβολή μεγεθών για χρήση ανακυκλοφορίας διοξειδίου του άνθρακα με σταθερή πίεση υπερπλήρωσης

ΔΙΟΞΕΙΔΙΟ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ	Rec	$R_{mix}(J/kg^*K)$	$m(g/str)$	$M_{str}(g/str)$	$M(kg/h)$	$M_A(kg/h)$	$\lambda_\alpha$	$MA_\xi(kg/h)$
	0%	287	2,2021	2,138	692,612	692,612	2,60	690,816
	5%	282,05	2,2407	2,175	704,768	669,529	2,51	667,793
	10%	277,1	2,2807	2,214	717,357	645,622	2,41	643,947
	15%	272,15	2,3222	2,255	730,405	620,844	2,33	619,234
	20%	267,2	2,3652	2,296	743,936	595,149	2,23	593,605
	25%	262,25	2,4099	2,34	757,978	568,483	2,13	567,009
	30%	257,3	2,4563	2,385	772,56	540,792	2,03	539,39

### 5.5.1.β) ΣΤΑΘΕΡΟΣ ΛΟΓΟΣ ΙΣΟΔΥΝΑΜΙΑΣ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Για τη διατήρηση σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, αυξάνεται η πίεση του αέρα υπερπλήρωσης, για την αύξηση της πυκνότητας του αέρα υπερπλήρωσης άρα και της παροχής του αέρα εισαγωγής, τόσο ώστε να διατηρείται σταθερο το  $\lambda_\alpha$ , παρά την αύξηση της παροχής του ανακυκλοφορούντος  $CO_2$  ή  $N_2$ . Όμως λόγω διαφορετικής σταθεράς μίγματος

αερίου, η απαιτούμενη αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα καυσίμου, διαφέρει από την αντίστοιχη για EGR.

$$P = \frac{m \times R_{mix} \times T}{V \times 10^5}$$

Όπου για τις πιο πάνω υπολογισμένες τιμές σταθεράς μίγματος αερίου προκύπτει και τιμή της πίεσης

### 5.5.2) Μετατροπές στον υπολογισμό εύρεσης των τελικών δεδομένων εισαγωγής

Οι επιπλέον αλλαγές που απαιτούνται εντοπίζονται στον υπολογισμό των παροχών μάζας στο μίγμα αέρα και Rec για κάθε περίπτωση ανακυκλοφορίας (N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub>). Αρχικά, στην περίπτωση που θεωρητικά λαμβάνει χώρα ανακυκλοφορία μόνο N<sub>2</sub>, αμελείται ο όρος ανακυκλοφορίας για τον υπολογισμό της παροχής μάζας Υδρατμών, διοξειδίου του Άνθρακα και Οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής και προστίθεται όλη η παροχή ανακυκλοφορίας στην παροχή μάζας Αζώτου στον αέρα εισαγωγής.

Αντίστοιχη μεταβολή έχουμε και για προσομοίωση ανακυκλοφορίας διοξειδίου του Άνθρακα.

#### Ανακυκλοφορία Άζωτου:

Παροχή μάζας Υδρατμών στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία αζώτου (kg/h) :

$$\dot{M}_{H_2O} = \dot{M}A_{H_2O}$$

Παροχή μάζας Οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία αζώτου (kg/h) :

$$\dot{M}_{O_2} = \dot{M}A_{O_2}$$

Παροχή μάζας Διοξειδίου του Άνθρακα στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία αζώτου (kg/h) :

$$\dot{M}_{CO_2} = \dot{M}A_{CO_2}$$



Παροχή μάζας Αζώτου στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία αζώτου (kg/h) :

$$\dot{M}_{N_2} = \dot{M}_{A_{N_2}} + \dot{M}_{EGR}$$

Ανακυκλοφορία Διοξειδίου του Άνθρακα:

Παροχή μάζας Υδρατμών στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία διοξειδίου του άνθρακα (kg/h) :

$$\dot{M}_{H_2O} = \dot{M}_{A_{H_2O}}$$

Παροχή μάζας Οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία διοξειδίου του άνθρακα (kg/h) :

$$\dot{M}_{O_2} = \dot{M}_{A_{O_2}}$$

Παροχή μάζας Αζώτου στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία διοξειδίου του άνθρακα (kg/h) :

$$\dot{M}_{N_2} = \dot{M}_{A_{N_2}}$$

Παροχή μάζας Διοξειδίου του Άνθρακα στον αέρα εισαγωγής λόγω υποκατάστασης ενός ποσοστού από ανακυκλοφορία διοξειδίου του άνθρακα (kg/h) :

$$\dot{M}_{CO_2} = \dot{M}_{A_{CO_2}} + \dot{M}_{EGR}$$

Στη συνέχεια υπολογίζονται με την ίδια διαδικασία τα υπόλοιπα δεδομένα για την εύρεση τελικώς, των γραμμομοριακών συστάσεων του παγιδευμένου στον κύλινδρο αερίου και των συνθηκών στην αρχή της συμπίεσης και την κατάρτιση με αυτές τις τιμές των αρχείων εισαγωγής (input.dat) για την προσομοίωση.

## 6) ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ

### 6.1) Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό εξετάζεται η επίδραση της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων στην απόδοση και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα Diesel. Διερευνάται επίσης η δυνατότητα αντικατάστασης της τεχνικής της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων, με χρήση καθαρού αζώτου ή διοξειδίου του άνθρακα στην εισαγωγή. Οι τιμές σύστασης του αερίου και πίεσης εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης, που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση των μεταβλητών ποσοστών EGR, δίνονται στον πίνακα 6.1. Εκτός των μεταβλητών αυτών δεδομένων τα αρχεία εισαγωγής περιέχουν δεδομένα που παραμένουν σταθερά για κάθε διαδικασία προσομοίωσης (π.χ ταχύτητα περιστροφής) καθώς και το προφίλ του ρυθμού έγχυσης του καυσίμου που δίνεται στο αρχείο ROI.

Πίνακας 6.1: Σύσταση αερίου και πίεση εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης για μεταβολή του ποσοστού του EGR

$P_{inl}=ct$					
EGR (%)	$X_{H_2O}(v\%)$	$X_{N_2}(v\%)$	$X_{O_2}(v\%)$	$X_{CO_2}(v\%)$	P(bar)
0	0,5586	78,6625	20,6208	0,1581	1,9507
5	0,8182	78,5601	20,1838	0,4379	1,9507
10	1,1061	78,4465	19,6994	0,7480	1,9507
15	1,4264	78,3203	19,1599	1,0934	1,9507
20	1,7861	78,1783	18,5549	1,4807	1,9507
25	2,1918	78,0183	17,8719	1,9180	1,9507
30	2,6538	77,8360	17,0947	2,4155	1,9507
$L_a=ct$					
EGR (%)	$X_{H_2O}(v\%)$	$X_{N_2}(v\%)$	$X_{O_2}(v\%)$	$X_{CO_2}(v\%)$	P(bar)
0	0,5586	78,6625	20,6208	0,1581	1,9507
5	0,7986	78,5678	20,2168	0,4167	2,0534
10	1,0386	78,4732	19,8129	0,6754	2,1674
15	1,2787	78,3785	19,4088	0,9340	2,2949
20	1,5187	78,2838	19,0048	1,1927	2,4384
25	1,7588	78,1891	18,6007	1,4514	2,6009
30	1,9989	78,0944	18,1966	1,7101	2,7867

Σύμφωνα με τα δεδομένα που παρέχονται στον πίνακα 6.1 παρατηρείται μείωση των συγκεντρώσεων του οξυγόνου, με την αύξηση της μάζας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Συγκεκριμένα για εφαρμογή 30% EGR, παρατηρείται μείωση του ποσοστού του οξυγόνου κατά 17% στην περίπτωση σταθερής πίεσης υπερπλήρωσης και κατά περίπου 12% στην περίπτωση σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, διαφορά που προκύπτει λόγω της διαφορετικής παροχής μάζας οξυγόνου εισαγωγής, στις δύο περιπτώσεις.

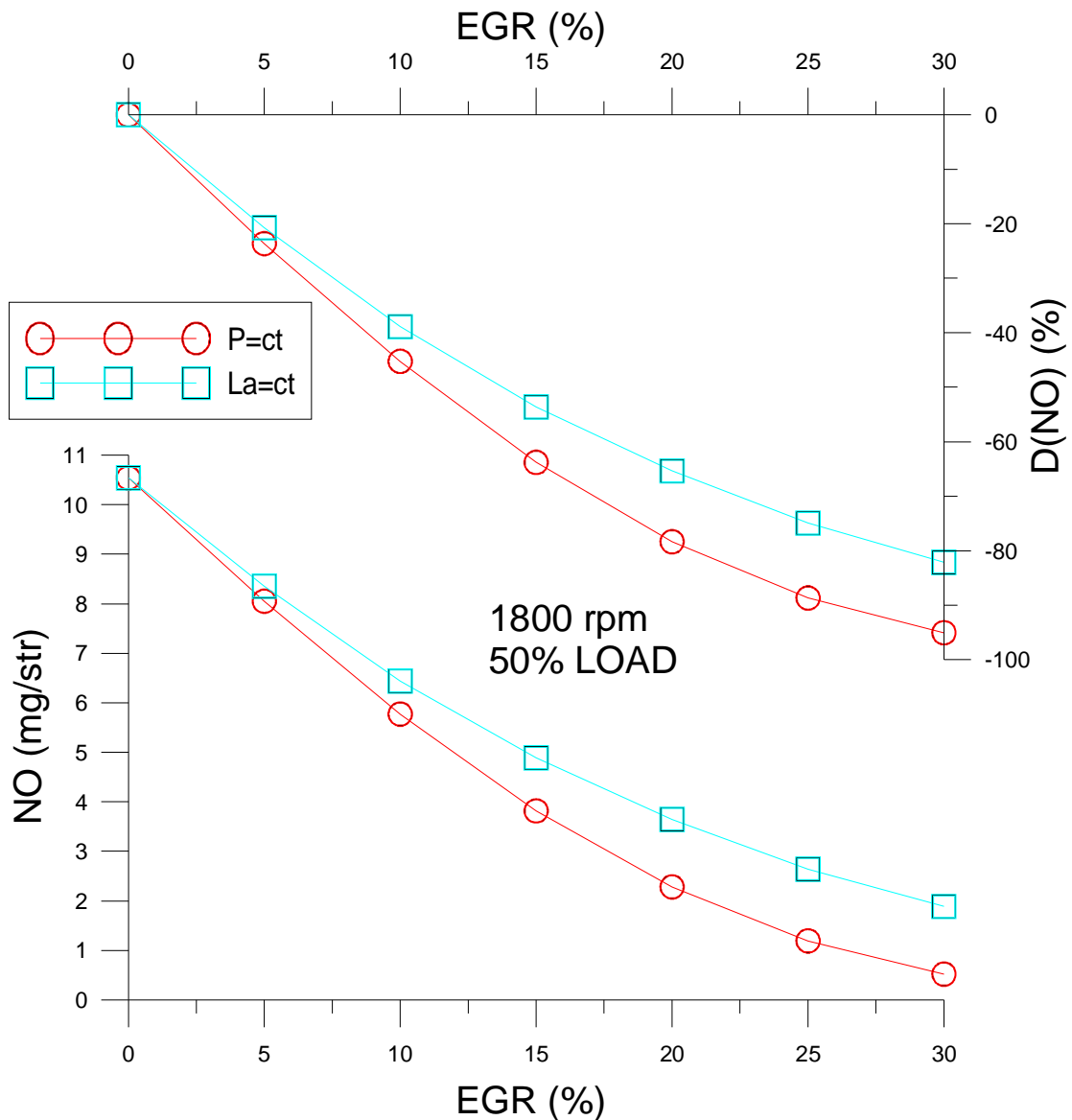
## 6.2) Επίδραση του EGR στη λειτουργική συμπεριφορά και στις εκπομπές ρύπων

Στον πίνακα 6.2 παρέχονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την ειδική κατανάλωση καυσίμου και τους εκπεμπόμενους ρύπους. Δίνονται επίσης οι επι τοις εκατό μεταβολές των μεγεθών, σε σύγκριση με την τιμή αναφοράς, η οποία ορίζεται για μηδενικό ποσοστό EGR.

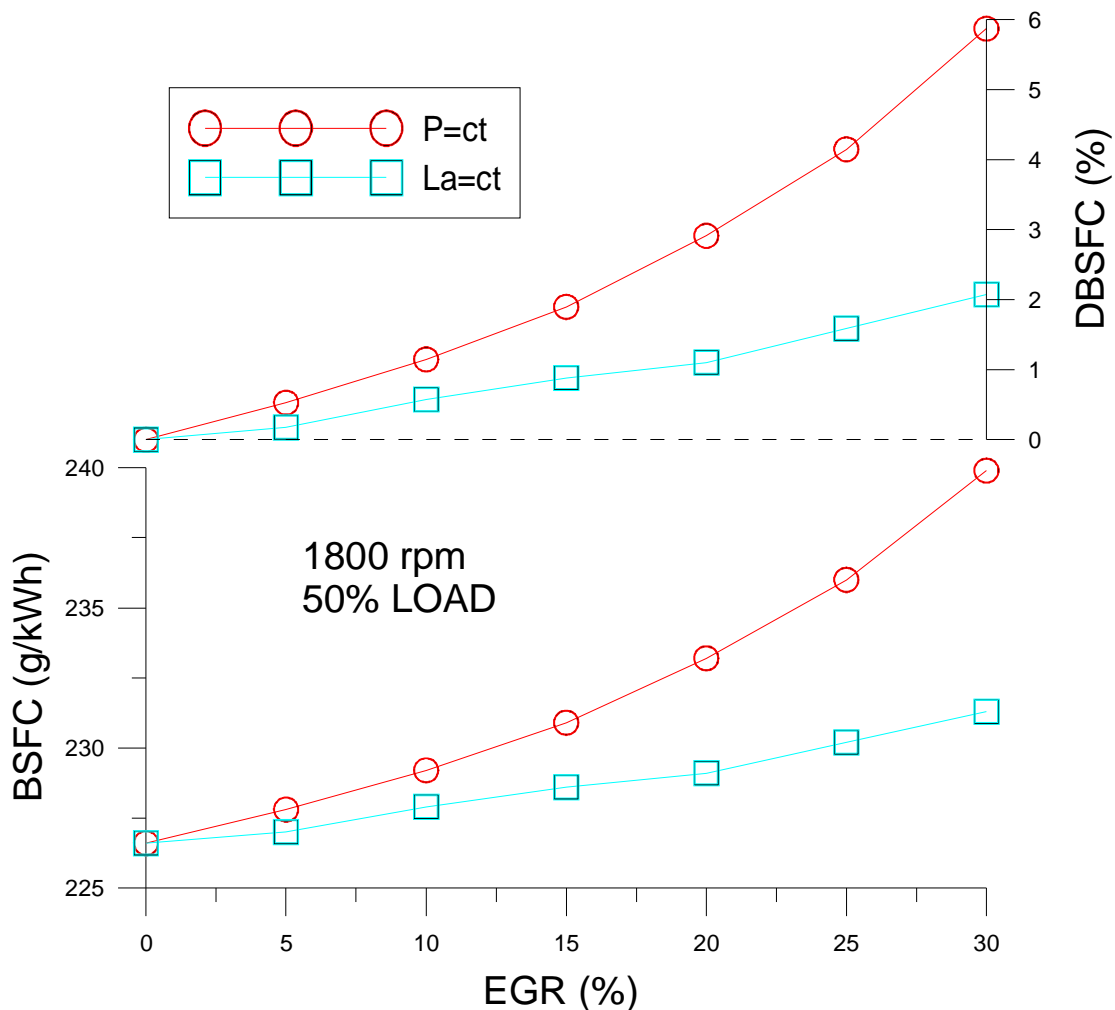
Πίνακας 6.2: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων για μεταβολή του ποσοστού του EGR

$P_{inj}=Ct$								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	227,8	8,051	0,381	0,037	0,53	-23,6	20,6	60,8
10	229,2	5,771	0,483	0,059	1,15	-45,3	52,9	156,5
15	230,9	3,816	0,649	0,095	1,90	-63,8	105,4	313,0
20	233,2	2,28	0,89	0,148	2,91	-78,4	181,7	543,5
25	236	1,191	1,236	0,232	4,15	-88,7	291,1	908,7
30	239,9	0,52	1,685	0,357	5,87	-95,0	433,2	1452,2
$L_a=Ct$								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	227	8,355	0,327	0,026	0,18	-20,8	3,5	13,0
10	227,9	6,44	0,347	0,03	0,57	-38,9	9,8	30,4
15	228,6	4,889	0,372	0,035	0,88	-53,6	17,7	52,2
20	229,1	3,648	0,395	0,04	1,10	-65,4	25,0	73,9
25	230,2	2,639	0,427	0,044	1,60	-75,0	35,1	91,3
30	231,3	1,883	0,453	0,047	2,08	-82,1	43,4	104,4

Στη συνέχεια παρέχονται στα σχήματα 6.1 έως 6.4, τα διαγράμματα των αποτελεσμάτων που δόθηκαν στον πίνακα 6.2, για την καλύτερη εποπτεία των μεταβολών. Η ποσοτική και η επι τοις εκατό μεταβολή των μεγεθών συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας έχει γίνει σε κοινό διάγραμμα για τις δύο στρατηγικές εφαρμογής του EGR, με σκοπό την ποιοτική σύγκριση τους.



Σχήμα 6.1: Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή των οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για **σταθερή πίεση υπερπήρωσης** και **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου**



Σχήμα 6.2: Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για **σταθερή πίεση υπερπήρωσης** και **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου**

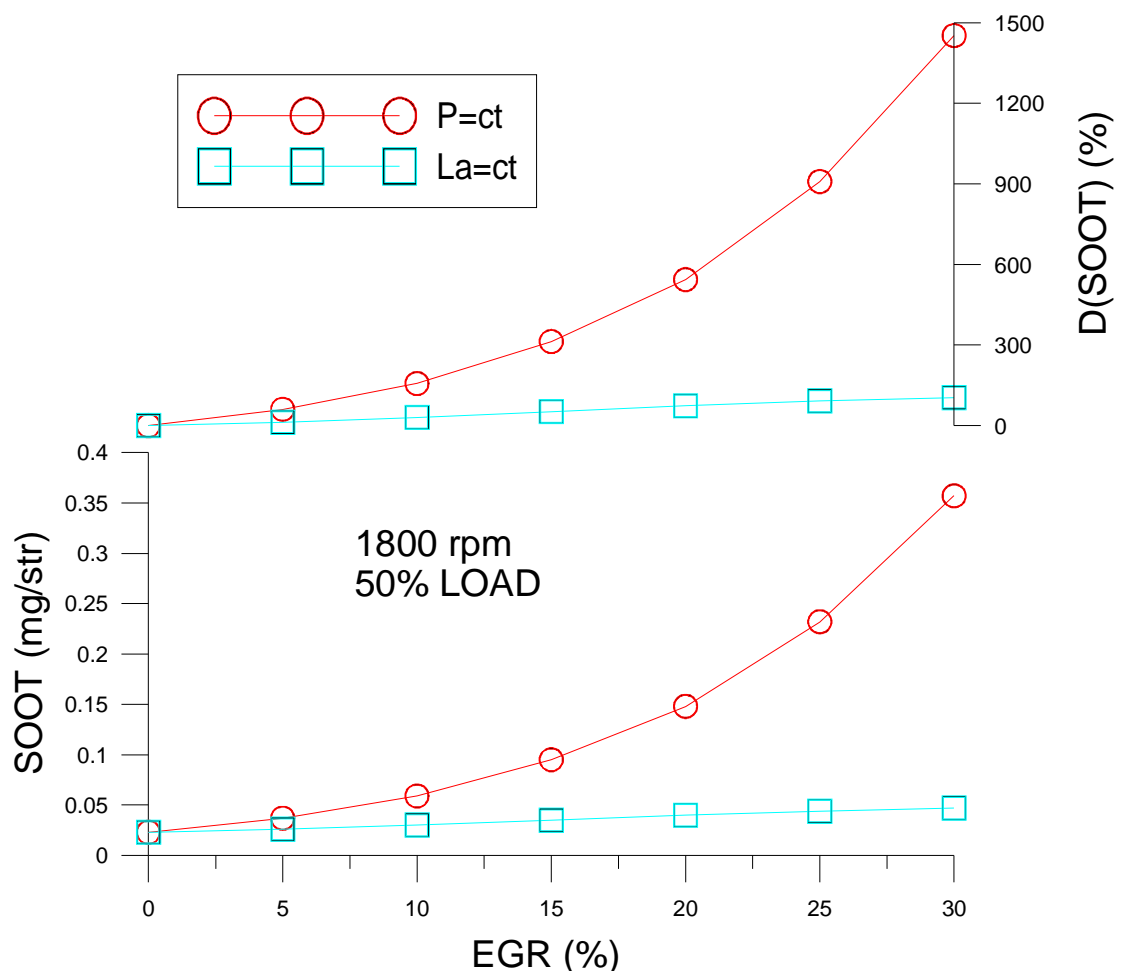
Στα σχήματα 6.1 και 6.2 παρατηρείται η αναμενόμενη σημαντική μείωση των οξειδίων του αζώτου, που προκαλείται από την ανακυκλοφορία των καυσαερίων καθώς και η αντίθετη επίδραση της (trade off) στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η μικρή αύξηση όμως που παρατηρείται, δεν είναι αντιπροσωπευτική, διότι έχει διεξαχθεί προσομοίωση κλειστού κύκλου. Στην ουσία αναμένονται μικρότερες τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, διότι δεν λογίζεται το έργο που παράγεται στην εκτόνωση.

Οι μεταβολές των δύο μεγεθών κυμαίνονται στα ίδια περίπου επίπεδα με τα αντίστοιχα της επισκόπησης της βιβλιογραφίας που παρατέθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο [8]. Σημαντικό γεγονός αποτελεί πως η τάση μείωσης των NOx περιορίζεται σταδιακά μετά από ένα ποσοστό EGR της τάξης του 20%, ενώ επίσης παρατηρείται ότι ειδικά για μειωμένο λόγο ισοδυναμίας αέρα καυσίμου οι εκπομπές NOx τείνουν να μηδενισθούν (95% μείωση για 30% EGR). Οι παρατηρήσεις αυτές αποδυνκνείουν πως δεν είναι πάντα απαραίτητο

να εφαρμόζονται μεγάλα ποσοστά ανακυκλοφορίας (άνω του 20%-25%), ώστε να αποφεύγονται οι αρνητικές της συνέπειες.

Οι συνέπειες αυτές παρατηρούνται στο επόμενο διάγραμμα (σχήμα 6.3), όπου παρουσιάζεται επίσης επιτυχώς η αντίθετη επίδραση (trade off) στην αιθάλη, η αύξηση της οποίας γίνεται όλο και πιο σημαντική με την αύξηση του ποσοστού EGR. Παρατηρείται επίσης ότι η ποσοστιαία αύξηση της αιθάλης για την στρατηγική σταθερής πίεσης υπερπλήρωσης είναι πολύ υψηλή. Το γεγονός αυτό συμβαίνει διότι, όπως έχει ήδη περιγραφεί, η απόλυτη τιμή της αιθάλης χωρίς EGR, είναι πολύ μικρής τάξης μεγέθους.

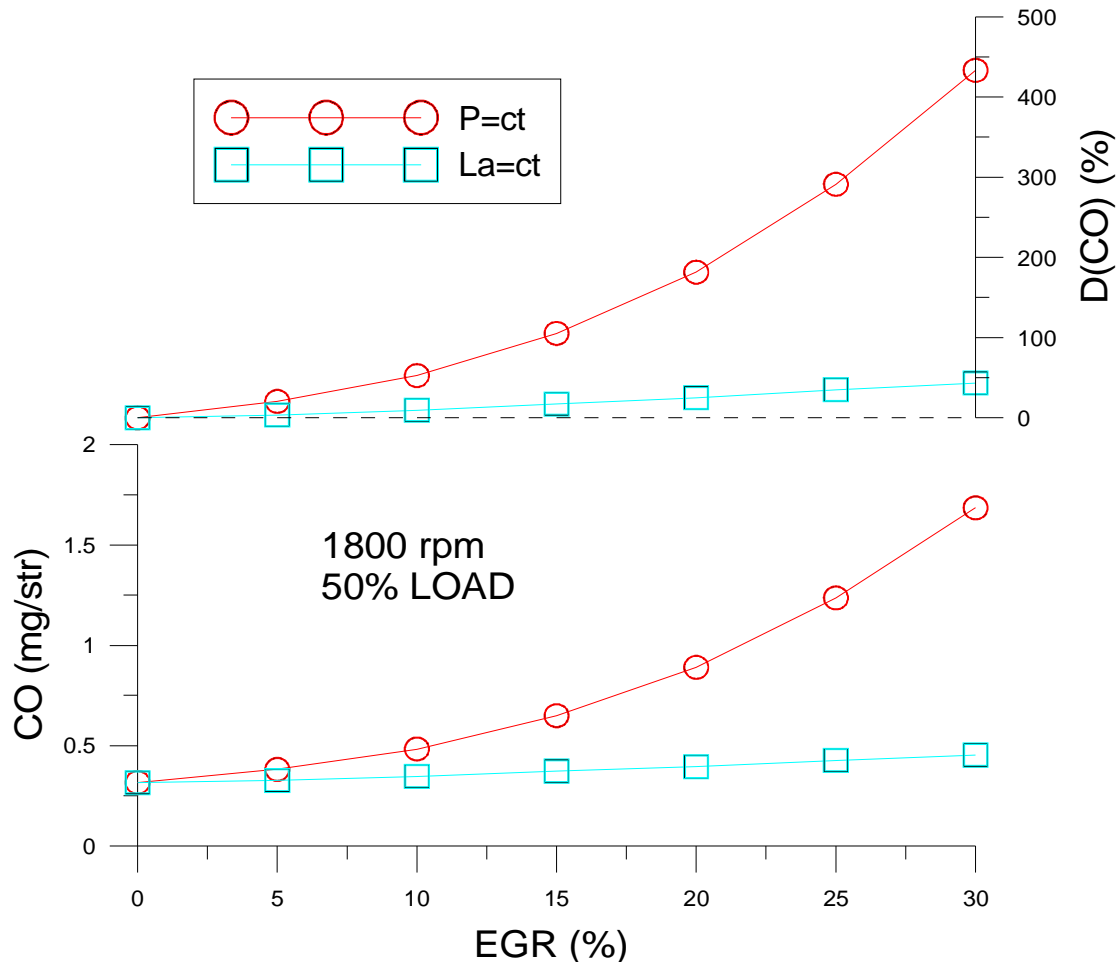
Η σημαντική ωστόσο διαφορά της επίδρασης των δύο στρατηγικών, η οποία παρατηρείται σε όλα τα διαγράμματα οφείλεται στις διαφορές, της σύνθεσης του μίγματος που παγιδεύεται στον κύλινδρο και της αρχικής πίεσης κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, που παρουσιάστηκαν στον πίνακα 6.2. Η επίδραση της διαφορετικής σύνθεσης και αρχικής πίεσης θα εξηγηθεί αργότερα και με την βοήθεια πρόσθετων διαγραμμάτων.



Σχήμα 6.3: Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για **σταθερή πίεση υπερπλήρωσης** και **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου**

Τα σχήματα 6.1 και 6.3 υποδικνεύουν ως βέλτιστη στρατηγική, αυτή του σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα, διότι διατηρούνται οι θετικές επιπτώσεις στο περιορισμό των NOx (ελάχιστη μεταβολή σε σχέση με την άλλη στρατηγική), ενώ μειώνονται δραστικά οι αρνητικές επιπτώσεις στην αιθάλη.

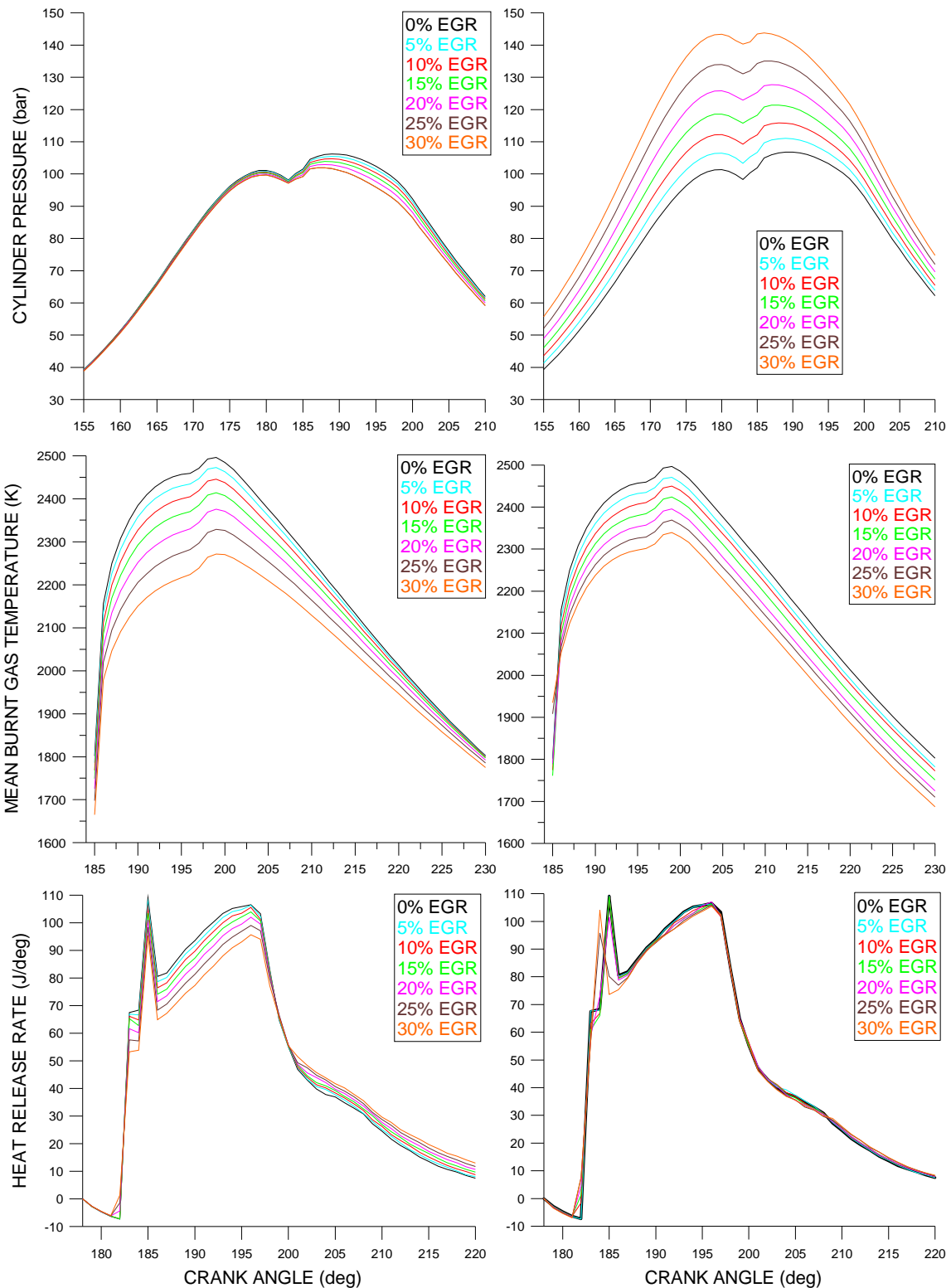
Στη συνέχεια παρατίθεται το διάγραμμα της μεταβολής του μονοξειδίου του άνθρακα, συναρτήσει του ποσοστού EGR (σχήμα 6.4), όπου παρατηρείται σημαντική αύξηση με εφαρμογή ποσοστών EGR πέραν του 10%.



Σχήμα 6.4: Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή του μονοξειδίου του άνθρακα συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για **σταθερή πίεση υπερπήρωσης** και **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου**

### 6.3) Επίδραση του EGR στο μηχανισμό της καύσης και το σχηματισμό ρύπων

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι μεταβολές της πίεσης, της θερμοκρασίας και της έκλυσης θερμότητας καθώς και το ιστορικό σχηματισμού των ρύπων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας). Τα διαγράμματα του σχήματος 6.5 βοηθούν στην κατανόηση των διαφορετικών αποτελεσμάτων των δύο στρατηγικών εφαρμογής EGR που ακολουθήθηκαν.



$P_{inl}=ct$

$L_a=ct$

Σχήμα 6.5: Κυλινδρική πίεση, μέση θερμοκρασία καμμένου μίγματος και πραγματικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας ανα μοίρα γωνίας στροφάλου για διάφορα ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίων (σημείο λειτουργίας: 1800 rpm, 100% LOAD)



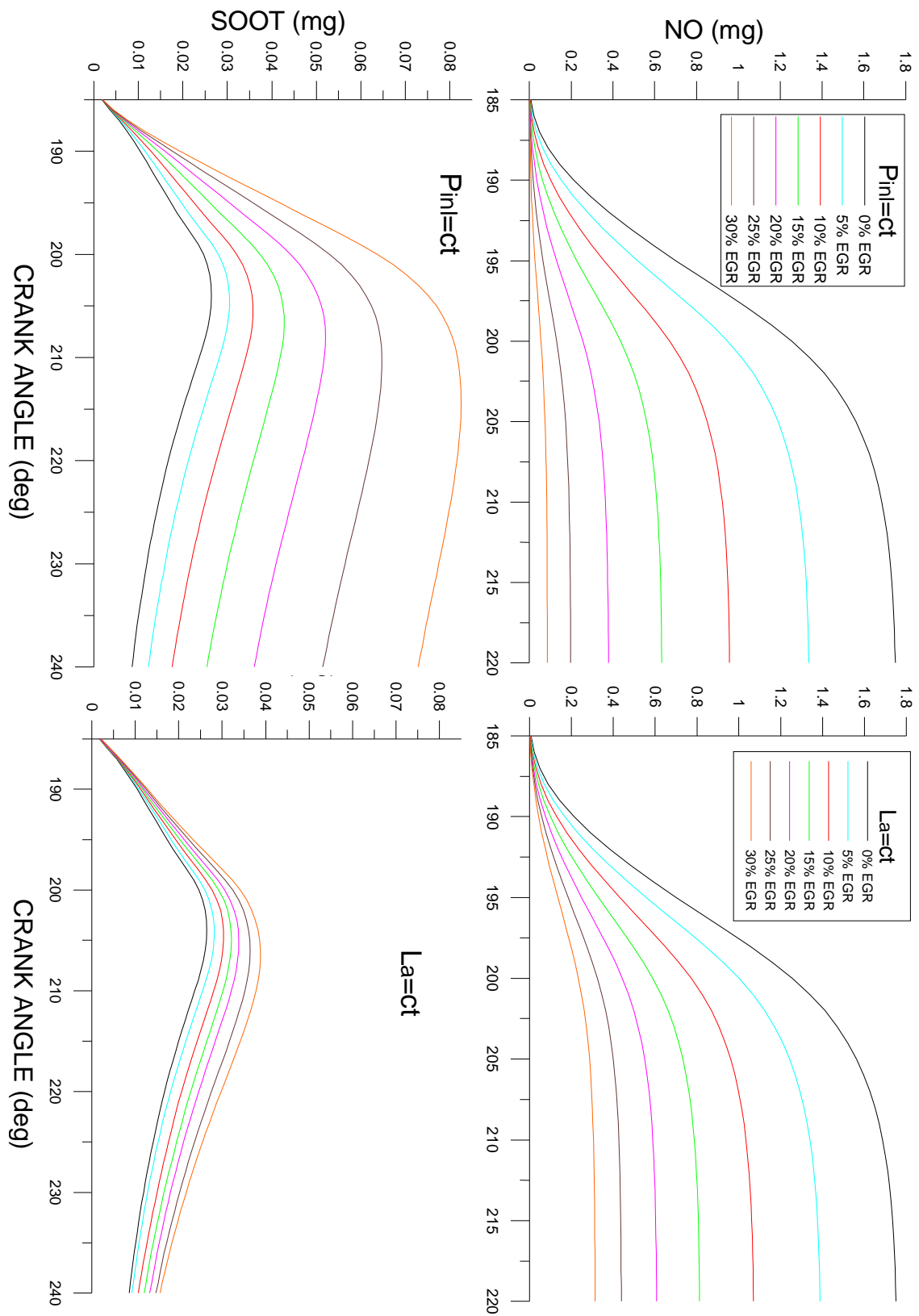
Στο σχήμα 6.5 παρατηρούμε αρχικά ότι η πίεση εντός του κυλίνδρου ακολουθεί αντίθετη μεταβολή, συναρτήσσει της αύξησης του EGR, κατά την εφαρμογή των δύο στρατηγικών. Η χρήση EGR με σταθερή πίεση αέρα υπερπλήρωσης παρέχει μικρές μειώσεις στη πίεση του κυλίνδρου, όταν αυξάνεται το ποσοστό EGR. Οι μειώσεις αυτές είναι εμφανείς μόνο κατά την καύση και ειδικότερα κατά την ανεξέλεγκτη φάση της.

Αντιθέτως στην περίπτωση σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα, προκύπτει σημαντική αύξηση των τιμών της πίεσης, με την αύξηση του EGR. Η αύξηση αυτή λαμβάνει χώρα στην συμπίεση και την καύση και περιορίζεται μόνο στην αποτόνωση. Το φαινόμενο αυτό εξηγείται από την αύξηση της αρχικής πίεσης εντός του κυλίνδρου, λόγω της αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης, που απαιτείται για την διατήρηση σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα- καυσίμου. Έτσι επειδή και στις δύο περιπτώσεις η καμπύλη για μηδενικό EGR είναι η ίδια, προκύπτουν πολύ μικρότερες τιμές πίεσης όταν χρησιμοποιείται ανακυκλοφορία καυσαερίου με μειωμένο λόγο ισοδυναμίας αέρα.

Η αύξηση του ποσοστού του EGR επιφέρει μειώσεις στις θερμοκρασίες οι οποίες είναι εντονότερες στην περίπτωση μειωμένου λόγου αέρα-καυσίμου. Οι μεγαλύτερες συγκεντρώσεις CO<sub>2</sub> και H<sub>2</sub>O που συντελούν στην υψηλότερη θερμοχωρητικότητα του μίγματος, η αυξημένη διάσπαση των CO<sub>2</sub> και H<sub>2</sub>O και οι μικρότερες συγκεντρώσεις O<sub>2</sub> οδηγούν στις διαφορετικές, τοπικές θερμοκρασίες αλλά και θερμοκρασίες φλόγας, των δύο στρατηγικών. Πρέπει όμως να αναφερθεί πως έχει γίνει παραδοχή σταθερής αρχικής θερμοκρασίας, η οποία στην ουσία επιδέχεται μικρής αυξήσεως, με την αύξηση του ποσοστού EGR.

Οι διαφορά αυτή στις θερμοκρασίες σε συνδυασμο με τους μηχανισμούς αραίωσης, που μειώνουν τον ρυθμό καύσης οδηγεί σε διαφορετικές τιμές σχηματισμού και κατά συνέπεια σε διαφορετικά ποσοστά μείωσης των NO<sub>x</sub>, με λογικά μεγαλύτερη μείωση κατά τη λειτουργία με μειωμένο λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (σταθερή πίεση υπερπλήρωσης). Οι χαμηλότερες τιμές σχηματισμού των NO<sub>x</sub> για αυτή τη περίπτωση υποδυκνείονται και στα διαγράμματα του σχήματος 6.6 που δίνονται στη συνέχεια.

Την ακριβώς αντίθετη και εντονότερη επίδραση έχουν οι παραπάνω μεταβολές στις εκπομπές αιθάλης. Οι χαμηλές τιμές της θερμοκρασίας και κυρίως η μειωμένη συγκέντρωση οξυγόνου οδηγούν σε υψηλές τιμές σχηματισμού της αιθάλης που είναι εντονότερες στην περίπτωση μειωμένου λ<sub>α</sub>, γεγονός λογικό αφού σε αυτή τη περίπτωση έχουμε μικρότερη γραμμομοριακή συγκέντρωση οξυγόνου. Η δραματική όμως αύξηση της εκπεμπόμενης αιθάλης σε συγκριση με την αντίστοιχη για σταθερο λ<sub>α</sub> (αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης) προκύπτει κυρίως λόγω του μικρού ρυθμού μείωσης της κατά την οξειδωση όπως παρατηρείται και στα διαγράμματα του σχήματος 6.6 που παρουσιάζονται παρακάτω.



Σχήμα 6.6: Μεταβολή των οξειδίων του αζώτου και της αιθάλης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για διάφορα ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίων

#### 6.4) Διερεύνηση της δυνατότητας αντικατάστασης της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων με χρήση N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub>

Στη παράγραφο αυτή παρουσιάζονται και μελετώνται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση χρήσης N<sub>2</sub> και CO<sub>2</sub> αντί του καυσαερίου. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, γενικά, γίνεται η παραδοχή πως τα καυσαέρια που ανακυκλοφορούν αποτελούνται μόνο από N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> και H<sub>2</sub>O. Οι τιμές σύστασης του αερίου και πίεσης εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης, που χρησιμοποιήθηκαν για τους δύο κύκλους προσομοιώσεων δίνονται στους πίνακες 6.3 και 6.4

Πίνακας 6.3: Σύσταση αερίου και πίεση εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης για μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας αζώτου

P <sub>inl</sub> =ct					
N <sub>2rec</sub> (%)	X <sub>H<sub>2</sub>O</sub> (v%)	X <sub>N<sub>2</sub></sub> (v%)	X <sub>O<sub>2</sub></sub> (v%)	X <sub>CO<sub>2</sub></sub> (v%)	P(bar)
0	0,5586	78,6625	20,6208	0,1581	1,9507
5	0,5452	79,7203	19,5684	0,166	1,9507
10	0,5329	80,7749	18,5176	0,1746	1,9507
15	0,5215	81,8263	17,4679	0,1843	1,9507
20	0,5112	82,8743	16,4193	0,1952	1,9507
25	0,5023	83,919	15,3712	0,2075	1,9507
30	0,4951	84,9602	14,3232	0,2215	1,9507
L <sub>a</sub> =ct					
N <sub>2rec</sub> (%)	X <sub>H<sub>2</sub>O</sub> (v%)	X <sub>N<sub>2</sub></sub> (v%)	X <sub>O<sub>2</sub></sub> (v%)	X <sub>CO<sub>2</sub></sub> (v%)	P(bar)
0	0,5586	78,6625	20,6208	0,1581	1,9507
5	0,5377	79,7233	19,5812	0,1578	2,0566
10	0,5169	80,7812	18,5446	0,1574	2,1742
15	0,4691	81,8362	17,5106	0,1571	2,3057
20	0,4755	82,8884	16,494	0,1567	2,4537
25	0,4548	83,9377	15,4511	0,1563	2,6213
30	0,4342	84,9841	14,4256	0,156	2,8129

Πίνακας 6.4: Σύσταση αερίου και πίεση εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης για μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας CO<sub>2</sub>

P <sub>inl</sub> =ct					
CO <sub>2</sub> rec(%)	XH <sub>2</sub> O(v%)	XN <sub>2</sub> (v%)	XO <sub>2</sub> (v%)	XCO <sub>2</sub> (v%)	P(bar)
0	0,5586	78,6625	20,6208	0,1581	1,9507
5	0,5526	76,1154	19,9341	3,398	1,9507
10	0,5469	73,479	19,2226	6,7508	1,9507
15	0,5416	70,7506	18,485	10,2228	1,9507
20	0,537	67,9232	17,7195	13,8204	1,9507
25	0,5331	64,9918	16,9243	17,5507	1,9507
30	0,5303	61,9507	16,0976	21,4214	1,9507
L <sub>a</sub> =ct					
CO <sub>2</sub> rec(%)	XH <sub>2</sub> O(v%)	XN <sub>2</sub> (v%)	XO <sub>2</sub> (v%)	XCO <sub>2</sub> (v%)	P(bar)
0	0,5586	78,6625	20,6208	0,1581	1,9507
5	0,5476	76,1173	19,9424	3,3927	2,0179
10	0,5363	73,4839	19,2404	6,7395	2,0927
15	0,5246	70,7574	18,5136	10,2044	2,1762
20	0,5124	67,9329	17,7608	13,7939	2,2701
25	0,4998	65,0051	16,9803	17,5148	2,3766
30	0,4868	61,968	16,1708	21,3744	2,4983

Απο τα αποτελέσματα που προκύπτουν παρατηρείται αρκετά μεγαλύτερη μείωση της συγκέντρωσης του οξυγόνου σε σχέση με την αντίστοιχη για EGR, οπότε αναμένεται σημαντικότερη επίδραση στις εκπομπές NO<sub>x</sub>, αλλά και αύξηση των αρνητικών συνεπειών στην ειδική κατανάλωση και την αιθάλη (trade off), ειδικότερα στην περίπτωση χρήσης CO<sub>2</sub>. Ειδικά όσον αφορά την αιθάλη αναμένεται αύξηση εκπομπών λόγω του αναμενόμενου πολύ μικρού ρυθμού οξειδωσης, που συμβαίνει λόγω της μείωσης της συγκέντρωσης του οξυγόνου. Παρατηρείται επίσης πώς η γραμμομοριακή συγκέντρωση οξυγόνου είναι παρόμοια για ίδιο ποσοστό N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub> κατά την εφαρμογή των δύο διαφορετικών στρατηγικών, γεγονός που όπως θα εξηγηθεί παρακάτω έχει σημαντική επίδραση.

Στον συνέχεια παρατίθενται στους πίνακες 6.5 και 6.6 τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την ειδική κατανάλωση και τους εκπεμπόμενους ρύπους και στα σχήματα 6.7-6.12 τα αντίστοιχα διαγράμματα. Συγκρίνοντα και οι τρεις τεχνικές (μαζί με το EGR) για κάθε εφαρμοσμένη στρατηγική αραιώσης του μίγματος (σταθερή πίεση υπερπλήρωσης και σταθερός λόγος ισοδυναμίας αέρα καυσίμου).

Πίνακας 6.5: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων για μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub> (στρατηγική σταθερής πίεσης υπερπλήρωσης)

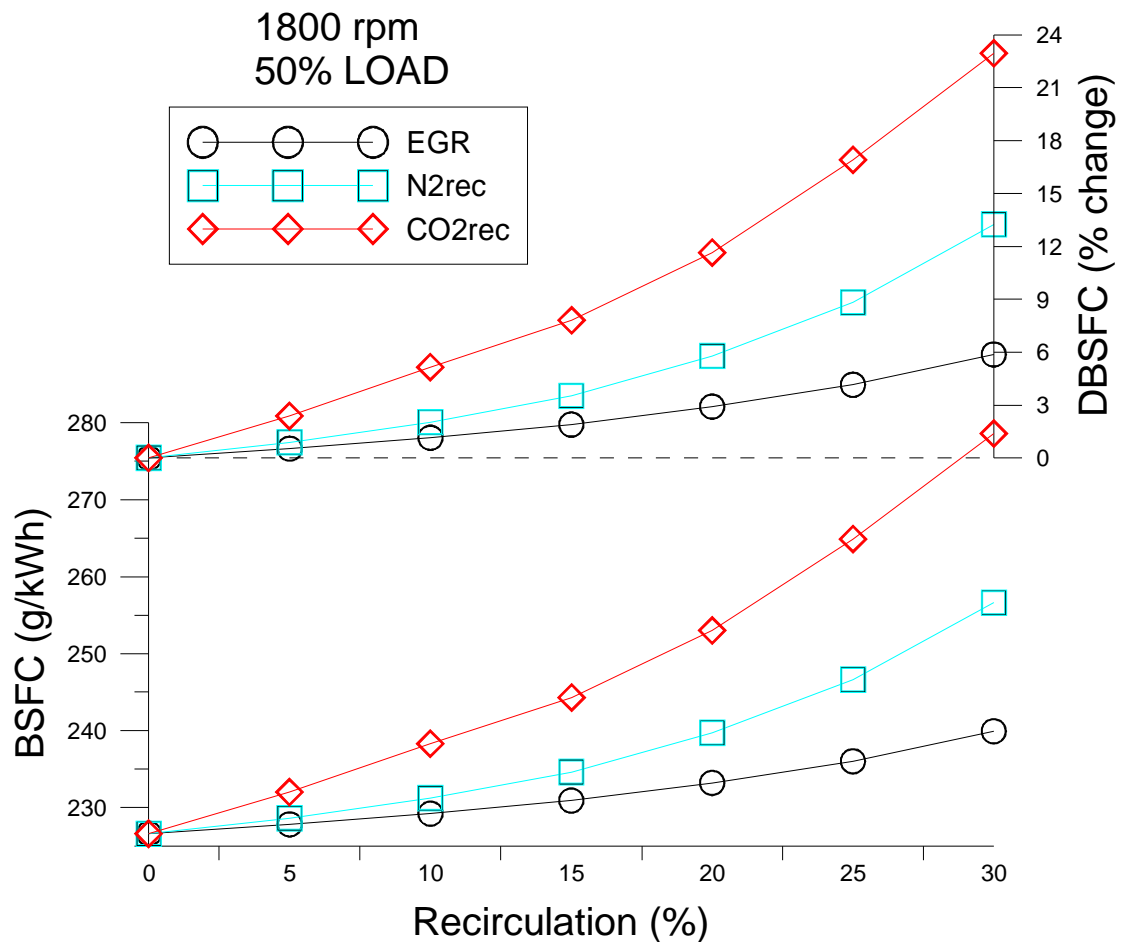
P <sub>inl</sub> =ct								
N <sub>2</sub> recirculation								
N <sub>2</sub>	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	228,6	5,865	0,508	0,066	0,88	-44,4	60,8	187,0
10	231,2	2,835	0,876	0,15	2,03	-73,1	177,2	552,2
15	234,6	1,175	1,41	0,291	3,53	-88,9	346,2	1165,2
20	239,7	0,413	1,987	0,489	5,78	-96,1	528,8	2026,1
25	246,6	0,122	2,496	0,742	8,83	-98,8	689,9	3126,1
30	256,6	0,03	2,711	1,014	13,24	-99,7	757,9	4308,7
CO <sub>2</sub> recirculation								
CO <sub>2</sub>	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	232	4,998	0,572	0,053	2,38	-52,6	81,0	130,4
10	238,3	2,001	1,044	0,108	5,16	-81,0	230,4	369,6
15	244,3	0,686	1,762	0,199	7,81	-93,5	457,6	765,2
20	253	0,197	2,697	0,332	11,65	-98,1	753,5	1343,5
25	264,9	0,045	3,713	0,521	16,902	-99,6	1075	2165,2
30	278,6	0,009	4,239	0,716	22,95	-99,9	1241	3013,0

Πίνακας 6.6: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων για μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub> (στρατηγική σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα)

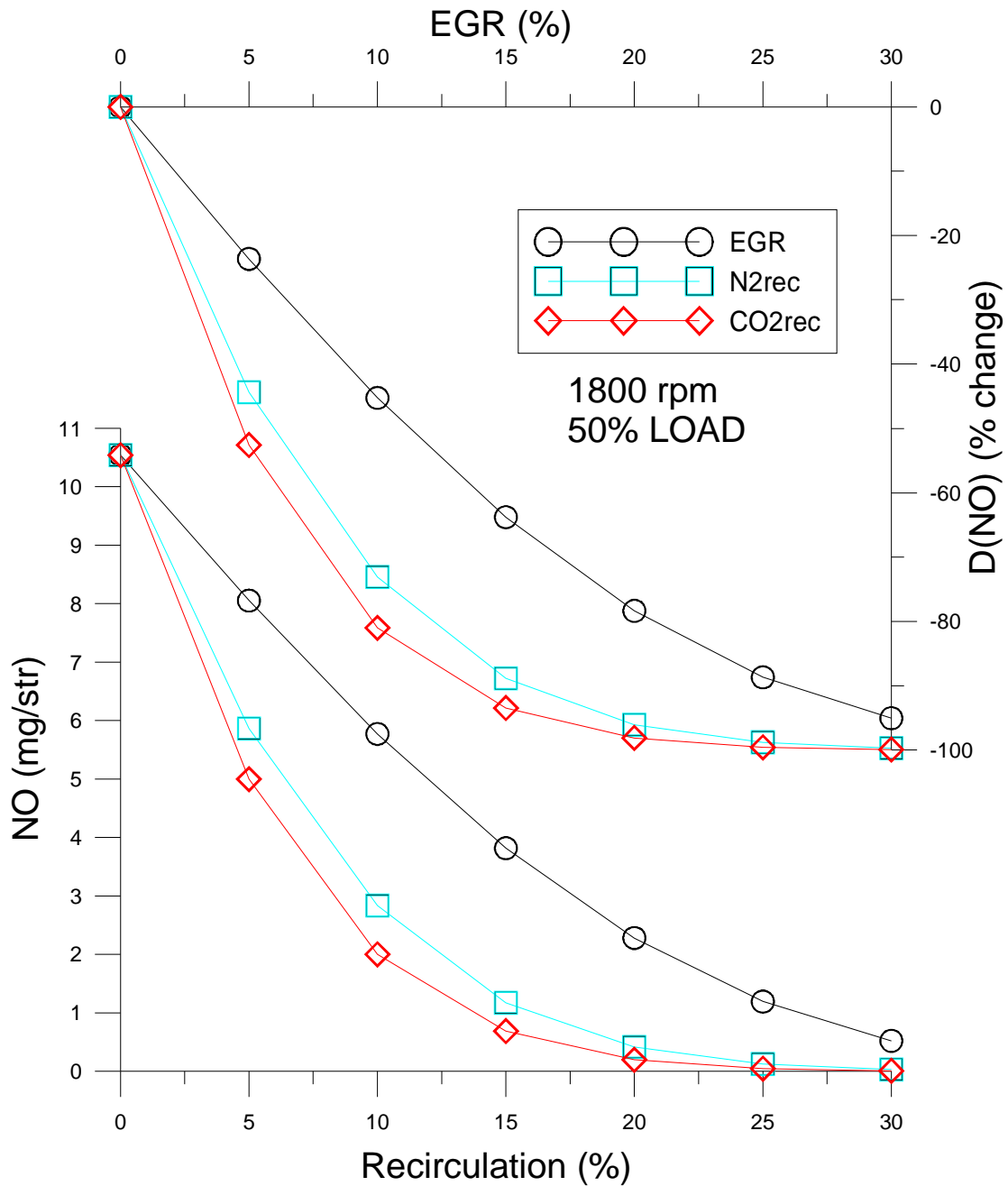
La=ct								
N <sub>2</sub> recirculation								
N <sub>2</sub>	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	227,7	6,037	0,43	0,049	0,49	-42,7	36,1	113,0
10	229,8	3,004	0,66	0,099	1,41	-71,5	108,9	330,4
15	231,9	1,312	0,999	0,181	2,34	-87,6	216,1	687,0
20	234,8	0,499	1,384	0,298	3,62	-95,3	338,0	1195,7
25	239,5	0,157	1,802	0,466	5,69	-98,5	470,2	1926,1
30	245,2	0,043	2,062	0,676	8,20	-99,6	552,5	2839,1

CO <sub>2</sub> recirculation								
CO <sub>2</sub>	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	231,4	5,082	0,519	0,044	2,12	-51,8	64,2	91,3
10	237,6	2,063	0,894	0,083	4,86	-80,4	182,9	260,9
15	243,3	0,723	1,461	0,147	7,37	-93,1	362,3	539,1
20	250,1	0,22	2,16	0,237	10,37	-97,9	583,5	930,4
25	259,5	0,054	2,976	0,366	14,52	-99,5	841,8	1491,3
30	270,1	0,011	3,546	0,52	19,20	-99,9	1022	2160,9

Στα διαγράμματα των σχημάτων 6.7-6.9 που ακολουθούν γίνεται η συγκριση των τριών τεχνικών, αρχικά για την περίπτωση όπου κρατάμε την πίεση υπερπλήρωσης σταθερή (μειωμένος λόγος ισοδυναμίας αέρα).



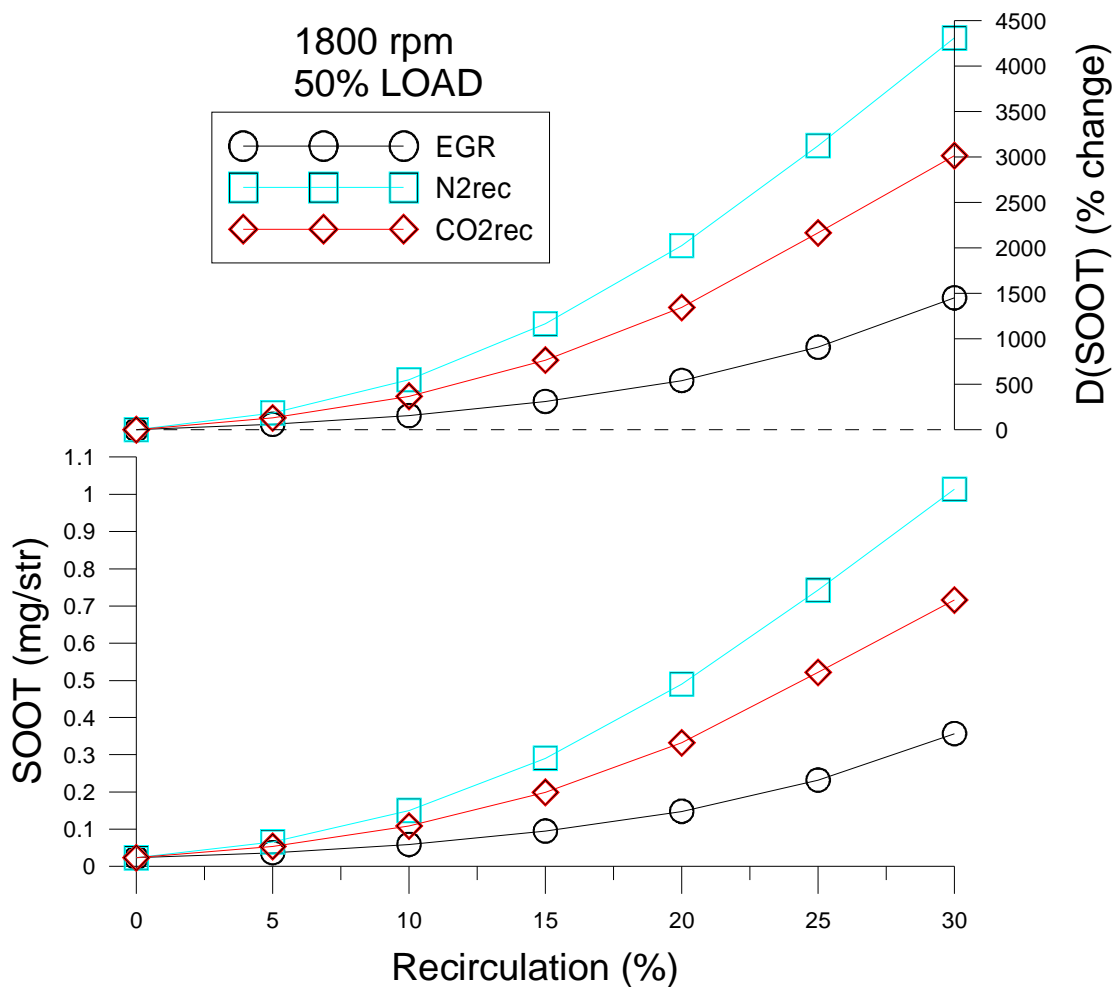
Σχήμα 6.7: Μεταβολη της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθαρού αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα ( $P_{inl}=c_t$ )



Σχήμα 6.8: Μεταβολή των οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθαρού αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα (Pinl=ct)

Στα διαγράμματα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών NOx (σχήματα 6.7 και 6.8), παρατηρείται η αναμενόμενη αύξηση του περιορισμού των οξειδίων του αζώτου, όταν τα καυσαέρια αντικαταστάθηκαν από N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub> (ελάχιστα θετικότερη επίδραση για χρήση CO<sub>2</sub>). Αυτό σύμφωνα με την θεωρία συμβαίνει λόγω της χαμηλότερης συγκέντρωσης της εισαγωγής σε οξυγόνο που επιτυγχάνεται κυρίως για χρήση αζώτου (πίνακες 6.3 και 6.4). Η ελαφρώς μεγαλύτερη μείωση των NOx, όταν χρησιμοποιείται διοξείδιο του άνθρακα (παρά την υψηλότερη συγκέντρωση σε οξυγόνο, σε σχέση με την αντίστοιχη

για χρήση αζώτου) ωφείλεται στην περίπου διπλάσια θερμοχωρητικότητα του σε σχέση με το άζωτο.



Σχήμα 6.9: Μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθαρού αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα ( $P_{inl}=ct$ )

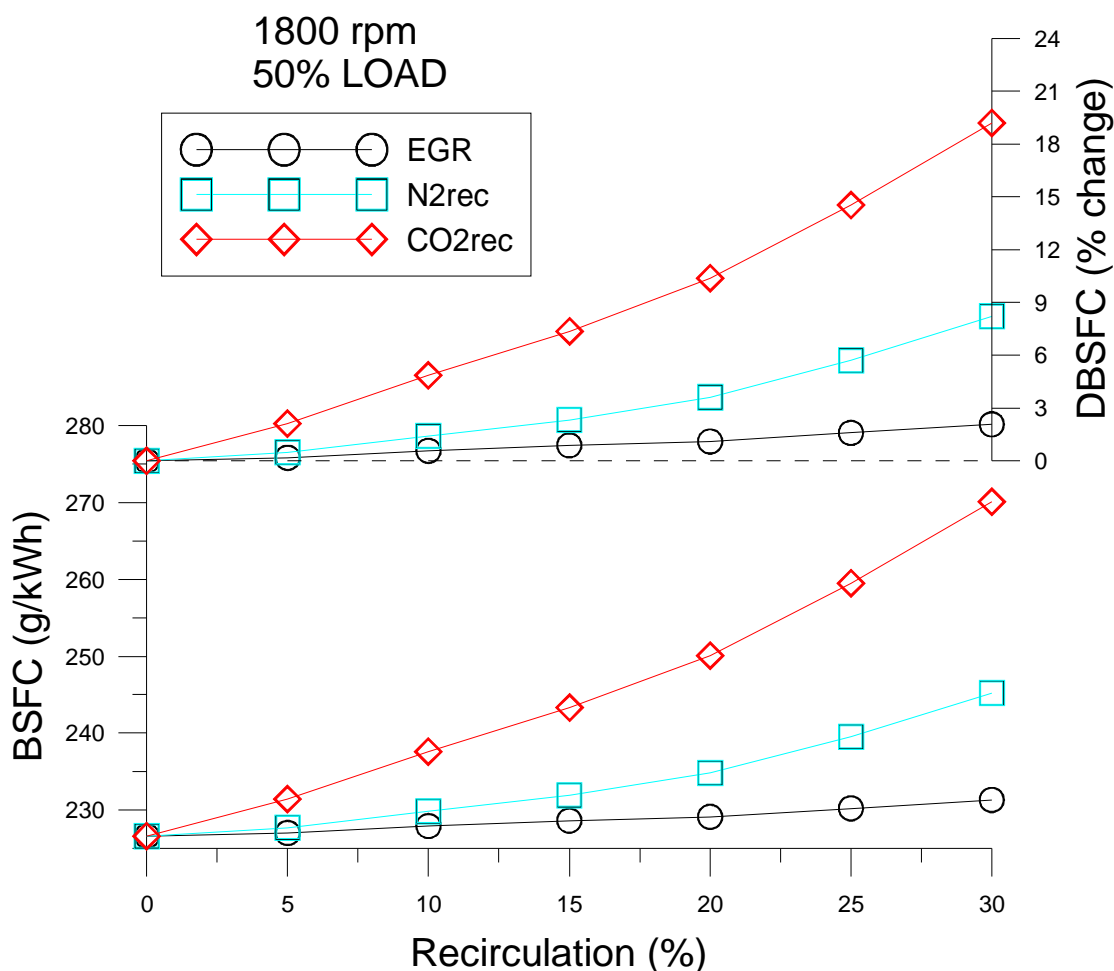
Σύμφωνα με την τάση μεταβολής των NOx το αναμενόμενο, λόγω της αντίθετης επίδρασης, θα ήταν η μεγαλύτερη αύξηση στην αιθάλη να εμφανίζεται για χρήση CO<sub>2</sub>. Τα αποτελέσματα όμως που προκύπτουν αποδυναμώνουν πως, εάν σκοπός μίας εγκατάστασης είναι η μείωση των ρύπων, καλύτερη τεχνική αντικατάστασης του EGR είναι η χρήση CO<sub>2</sub> διότι επιτυγχάνεται η μέγιστη μείωση των οξειδίων του αζώτου χωρίς να έχει ως αντίκτυπο την μέγιστη αύξηση της αιθάλης.

Επίσης όπως διαπιστώθηκε και για ανακυκλοφορία καυσαερίου, η βέλτιστη χρήση προκύπτει για μικρά ποσοστά ανακυκλοφορίας και μάλιστα ακόμα μικρότερα για χρήση N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub>. Για παράδειγμα με χρήση μόλις 10% ανακυκλοφορίας CO<sub>2</sub>, επιτυγχάνεται η ζητούμενη μείωση των NOx (80%) η οποία για να επιτευχθεί με το EGR οδηγεί σε σχεδόν διπλάσιες εκπομπές



αιθάλης (πίνακες 6.2 και 6.5). Η διαφορά αυτή θα ήταν πιο εύκολο να παρατηρηθεί εάν δεν εξεταζόταν το ίδιο ποσοστό ανακυκλοφορίας αλλά το ίδιο ποσοστό οξυγόνου.

Στα διαγράμματα των σχημάτων 6.10-6.12, παρουσιάζεται η μεταβολή των ίδιων μεγεθών, με χρήση των τριών τεχνικών για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου.

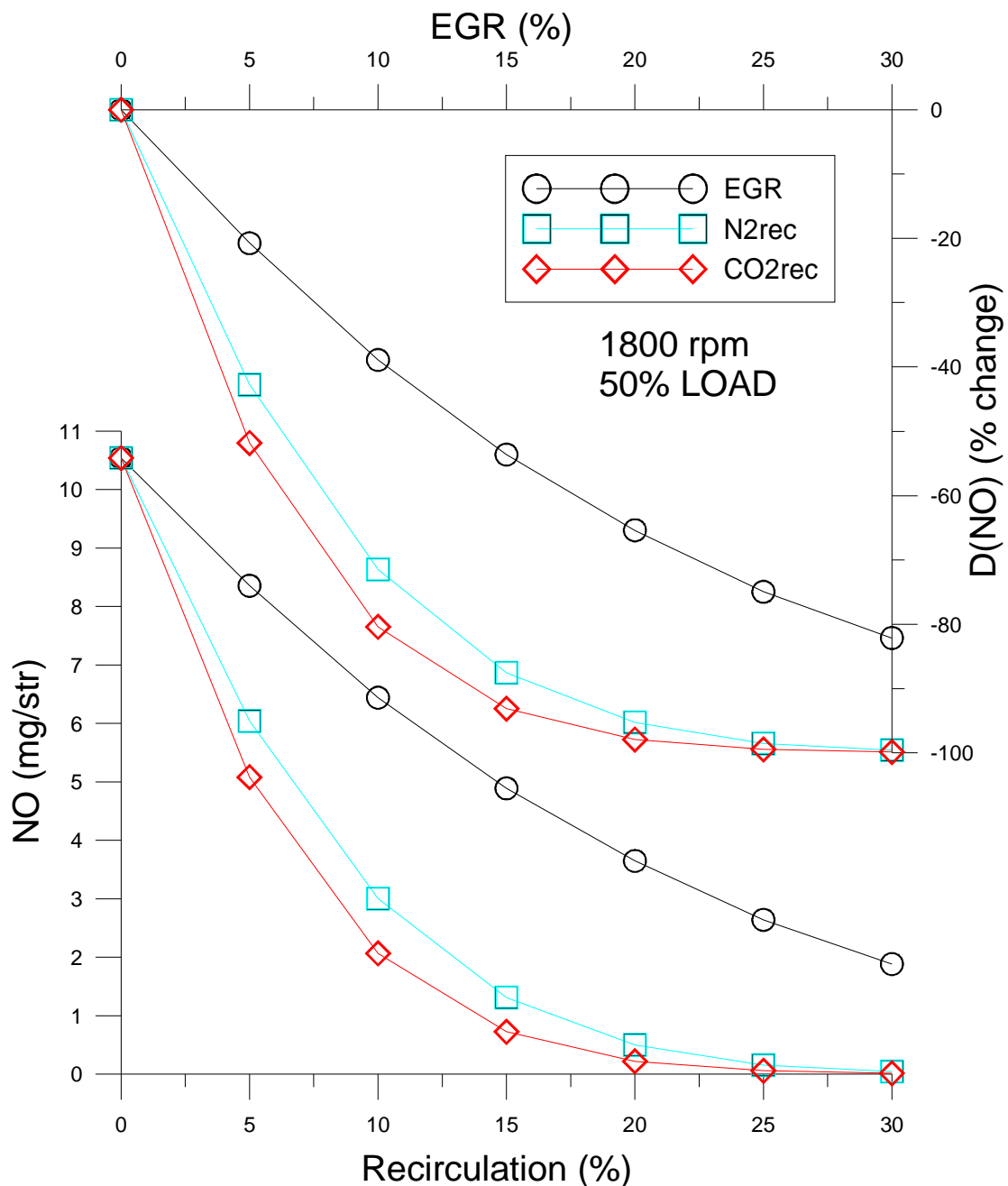


Σχήμα 6.10: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθαρού αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα ( $La=ct$ )

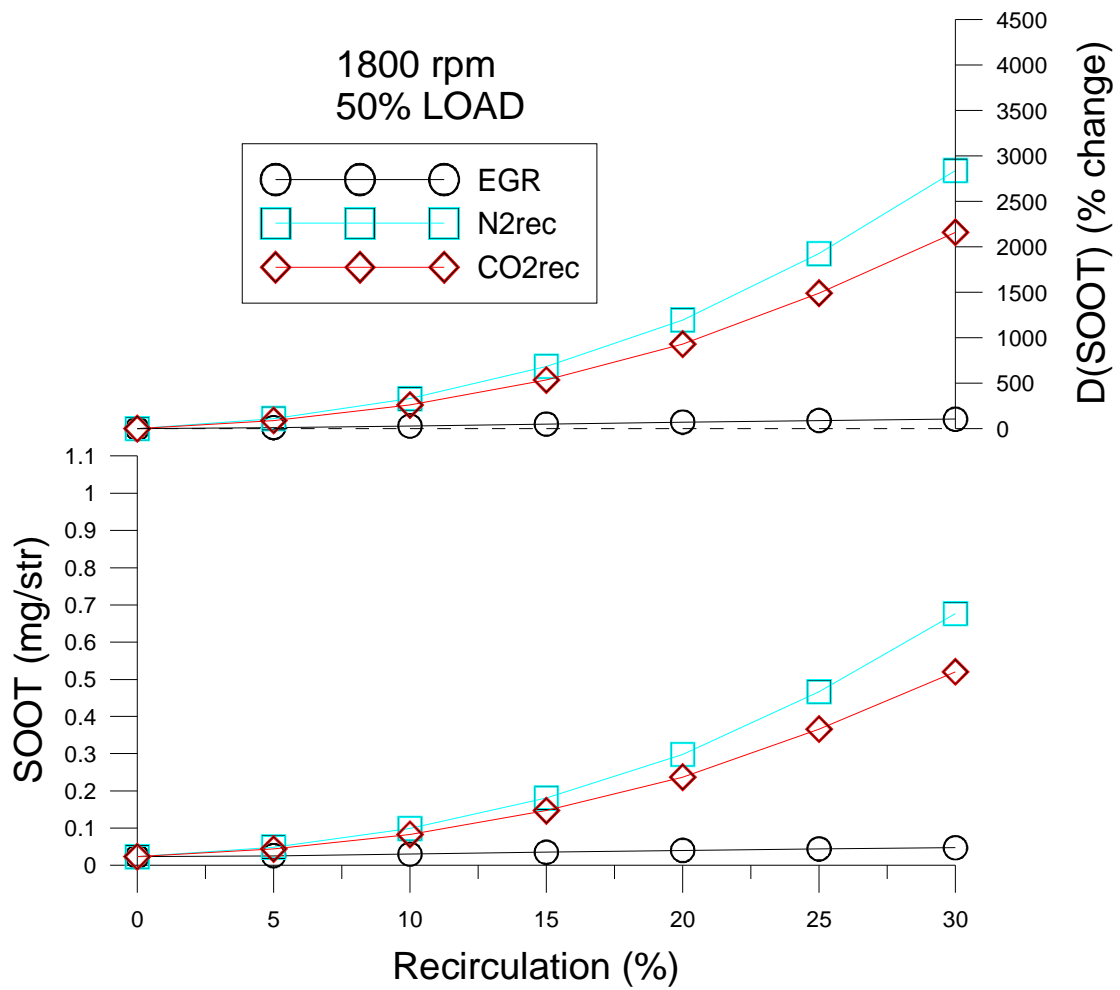
Παρατηρούμε ότι η επίδραση του ποσοστού ανακυκλοφορίας είναι παρόμοια με αυτή για σταθερή πίεση υπερπλήρωσης. Όπως παρατηρείται στα σχήματα 6.8 και 6.11 η μεταβολή των NOx για χρήση N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub> είναι πρακτικώς η ίδια είτε  $Pinl=ct$ , είτε  $La=ct$ . Αυτό συμβαίνει διότι, όπως έχει ήδη αναφερθεί, η γραμμομοριακή συγκέντρωση του οξυγόνου είναι επίσης πρακτικώς η ίδια είτε  $Pinl=ct$ , είτε  $La=ct$  (πίνακες 6.3 και 6.4).

Η αύξηση όμως της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και της αιθάλης είναι μικρότερη για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα. Ωστόσο για χρήση N<sub>2</sub> ή CO<sub>2</sub> η διαφορά αυτή δεν είναι τόσο σημαντική, όσο η αντίστοιχη διαφορά για χρήση

EGR. Αυτό οφείλεται επίσης στο γεγονός, ότι διατηρείται η διαθεσιμότητα σε οξυγόνο, το οποίο δεν συμβαίνει για χρήση EGR. Ως αποτέλεσμα της μικρότερης μείωσης της αιθάλης για σταθερό  $La$ , προκύπτει ότι δεν διατηρείται η χρήση  $CO_2$ , ως βέλτιστη τεχνική και για αυτή τη στρατηγική. Για παράδειγμα με χρήση 10% ανακυκλοφορίας  $CO_2$ , επιτυγχάνεται επίσης για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα η ζητούμενη μείωση των  $NO_x$  (80%), όμως η αύξηση της αιθάλης, είναι σχεδόν 2,5 φορές μεγαλύτερη σε σχέση με χρήση EGR για σταθερό  $La$  (πίνακες 6.2 και 6.6).



Σχήμα 6.11: Μεταβολή των οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθαρού αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα ( $La=ct$ )



Σχήμα 6.12: Μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, καθαρού αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα (La=ct)

## 7) ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΕΜΠΛΟΥΤΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΣΕ ΟΞΥΓΟΝΟ

### 7.1) Εισαγωγή

Ο έλεγχος του ποσοστού του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής έχει ως σκοπό την μείωση των εκπομπών της αιθάλης. Ακολουθήθηκαν δύο στρατηγικές εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο, με σκοπό την συγκριση της αποτελεσματικότητας τους. Αρχικά για σταθερή παροχή καυσίμου (μειωμένος λόγος ισοδυναμίας αέρα) και στη συνέχεια για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα. Στη συνέχεια δίνονται στο πίνακα 7.1 οι τιμές, σύστασης του αερίου και πίεσης εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης, που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση.

Πίνακας 7.1: Σύσταση αερίου και πίεση εντός του θαλάμου καύσης στην αρχή της συμπίεσης για μεταβολή του ποσοστού οξυγόνου στην εισαγωγή

$M_{fuel}=ct$					
$O_{2\text{εισαγ}}(v\%)$	$X_{H_2O}(v\%)$	$X_{N_2}(v\%)$	$X_{O_2}(v\%)$	$X_{CO_2}(v\%)$	$M_{fuel}(kg/h)$
0,2095	0,5585	78,6626	20,6208	0,1581	18,25
0,2195	0,5593	77,6669	21,6155	0,1583	18,25
0,2295	0,5600	76,6713	22,6102	0,1585	18,25
0,2395	0,5608	75,6756	23,6048	0,1588	18,25
0,2495	0,5616	74,6800	24,5995	0,1590	18,25
$L_a=ct$					
$O_{2\text{εισαγ}}(v\%)$	$X_{H_2O}(v\%)$	$X_{N_2}(v\%)$	$X_{O_2}(v\%)$	$X_{CO_2}(v\%)$	$M_{fuel}$
0,2095	0,5585	78,6626	20,6208	0,1581	18,25
0,2195	0,5657	77,6644	21,6046	0,1653	19,092
0,2295	0,5730	76,6663	22,5883	0,1725	19,934
0,2395	0,5802	75,6683	23,5719	0,1797	20,774
0,2495	0,5874	74,6703	24,5554	0,1868	21,612

Η σύνθεση του μίγματος και για τις δύο περιπτώσεις είναι πρακτικά η ίδια, αφού όσο και να εμπλουτιστεί ο αέρας εισαγωγής, σε καμία απο τις δύο στρατηγικές δεν προκύπτει μεταβολή της μάζας πλήρωσης του κυλίνδρου. Οι ανεπαίσθητες μεταβολές, ωφείλονται στην μεταβολή μάζας του καυσίμου, που μεταβάλλει την κατά μάζα σύσταση του κατάλοιπου καυσαερίου.

Για την στρατηγική αύξησης της παροχής καυσίμου (ώστε να διατηρηθεί σταθερός ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου) και επειδή δεν υπήρχαν αντίστοιχα αρχεία για το ρυθμό έγχυσης του καυσίμου (αρχεία ROI), χρησιμοποιήθηκε σταθερή κατανομή παροχής καυσίμου και πίεσης εγχύσεως (μέση τιμή).

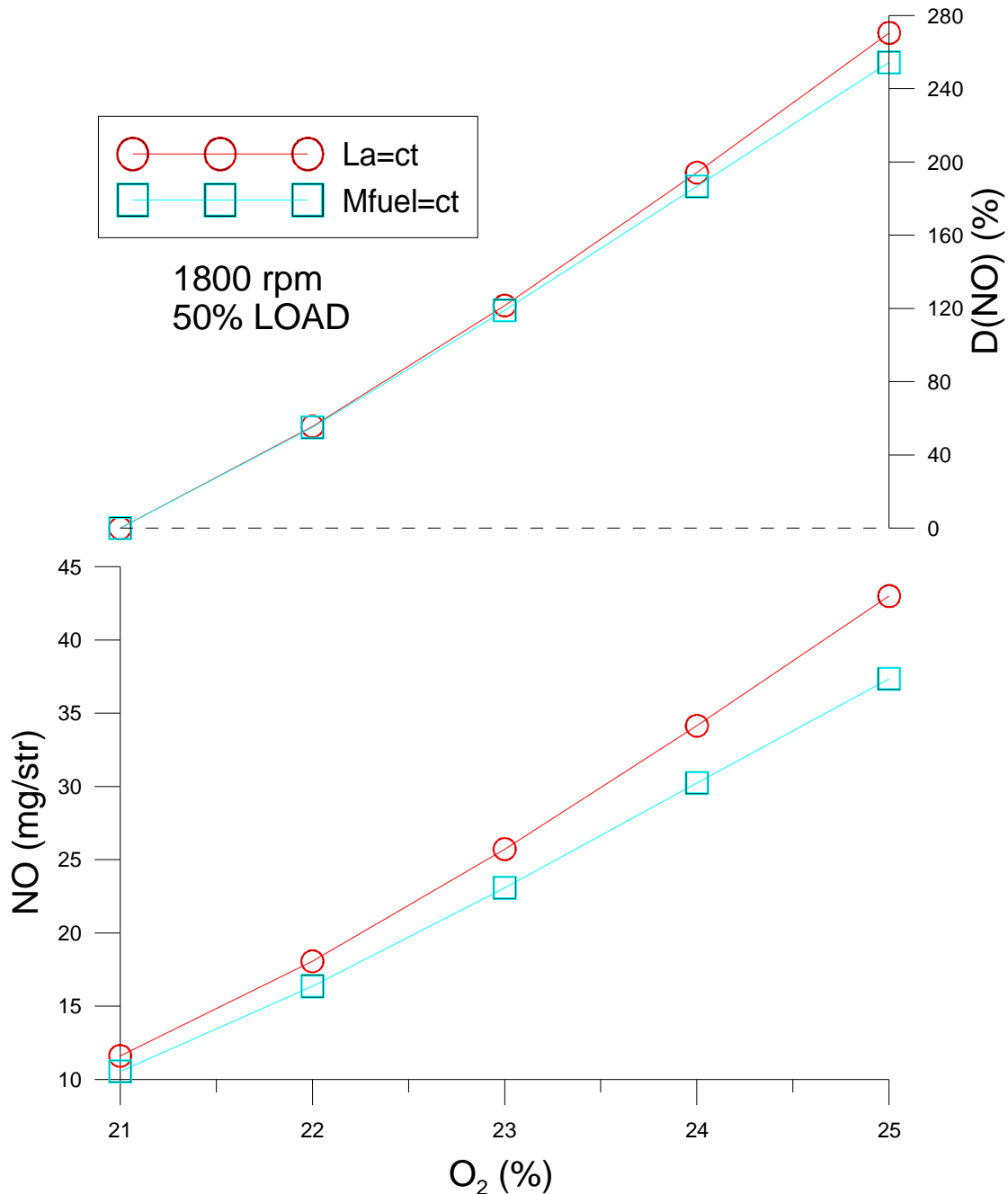
## 7.2) Επίδραση του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο στη λειτουργική συμπεριφορά και στις εκπομπές ρύπων

Στον πίνακα 7.2 παρέχονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την εδική κατανάλωση και τους εκπεμπόμενους ρύπους. Δίνονται επίσης οι επιτοίς εκατό μεταβολές των μεγεθών, σε σύγκριση με την τιμή αναφοράς, η οποία ορίζεται για χρήση ατμοσφαιρικού αέρα στην εισαγωγή. Αξίζει να αναφερθεί πως, επειδή για σταθερό  $\lambda_a$  δεν έγινε χρήση αρχείου για το προφίλ του ρυθμού έγχυσης του καυσίμου, οι τιμές αναφοράς παρουσιάζουν μια ελάχιστη μεταβολή σε σχέση με τις αντίστοιχες για σταθερο  $M_{fuel}$  (1%-10%).

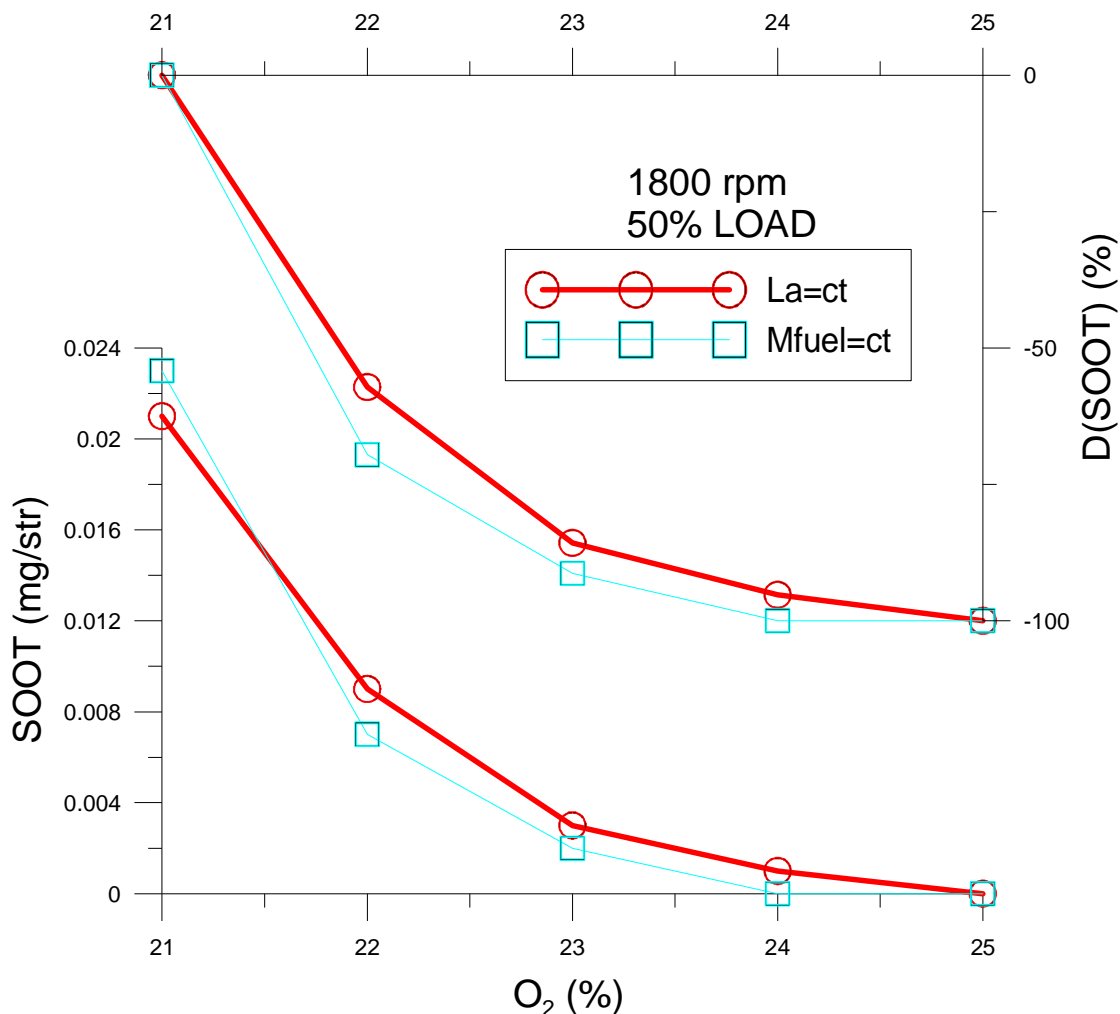
Πίνακας 7.2: Μεταβολή της εδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων για μεταβολή του ποσοστού οξυγόνου στην εισαγωγή

M <sub>fuel</sub> =ct								
O <sub>2</sub> <sub>εισαγ</sub>	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(v%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0,2095	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
0,2195	225,3	16,359	0,236	0,007	-0,57	55,2	-25,3	-69,6
0,2295	224,2	23,082	0,195	0,002	-1,06	119,0	-38,3	-91,3
0,2395	223,4	30,233	0,168	0	-1,41	186,8	-46,8	-100
0,2495	222,8	37,351	0,148	0	-1,68	254,3	-53,2	-100
L <sub>a</sub> =ct								
O <sub>2</sub> <sub>εισαγ</sub>	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(v%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0,2095	224,2	11,604	0,301	0,021	0	0	0	0
0,2195	222,3	18,062	0,243	0,009	-0,85	55,7	-19,3	-57,1
0,2295	220,8	25,716	0,21	0,003	-1,52	121,6	-30,2	-85,7
0,2395	219,7	34,136	0,189	0,001	-2,00	194,2	-37,2	-95,2
0,2495	218,8	42,992	0,173	0	-2,41	270,5	-42,5	-100

Παρατηρείται ίδια τάση και παρόμοιες τιμές, στις μεταβολές των μεγεθών και για τις δύο στρατηγικές. Η εκπομπή της αιθάλης πρακτικά μηδενίζεται (100% μείωση), ενώ οι εκπομπές NOx αυξάνονται έως και 270%, δηλαδή σημειώνονται αρκετά μεγάλες μεταβολές, οι οποίες όμως ανήκουν στο εύρος των μεταβολών που συναντάται στην βιβλιογραφία [11,12,15]. Για καλύτερη εποπτεία και την επεξήγηση των μεταβολών αυτών, δίνονται παρακάτω τα αντίστοιχα διαγράμματα (σχήματα 7.1-7.3):



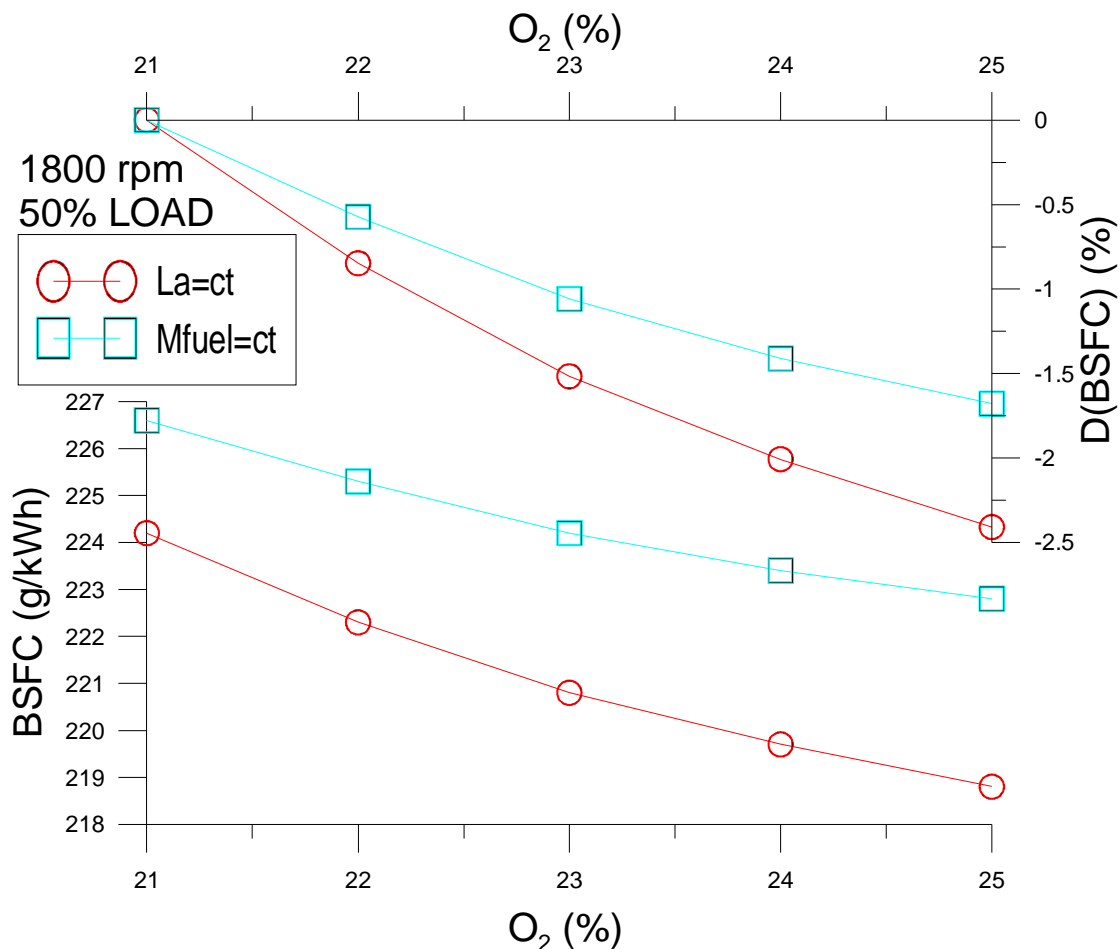
Σχήμα 7.1: Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή των οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του γραμμομοριακού ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής για **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου** και **σταθερή παροχή καυσίμου**



Σχήμα 7.2: Απόλυτες τιμές και επί τοις εκατό μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει του γραμμομοριακού ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής για **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου** και **σταθερή παροχή καυσίμου**

Η υψηλή γραμμομοριακή συγκέντρωση οξυγόνου της σύνθεσης και οι υψηλές θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου, οδηγούν σε σχεδόν γραμμική αύξηση των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου (σχήμα 7.2). Αντίθετη επίδραση όπως αναμενόταν παρατηρείται στη μεταβολή της αιθάλης (NO<sub>x</sub>-Soot trade off) και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (NO<sub>x</sub>-bsfc trade off). (σχήματα 7.3 και 7.4)

Οι μεταβολή των NO<sub>x</sub> και της αιθάλης συναρτήσει του ποσοστού οξυγόνου είναι παρόμοια και για τις δύο στρατηγικές που εξετάζονται, γεγονός που θα εξηγηθεί αργότερα με την παρουσίαση επιπλέον διαγραμμάτων. Η μείωση της αιθάλης περιορίζεται σημαντικά, μετά από ποσοστό 23% του οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής, ενώ οι εκπομπές αιθάλης ουσιαστικά μηδενίζονται όταν ο αέρας εισαγωγής εμπλουτιστεί σε οξυγόνο με ποσοστό 24%. Έτσι αποδुकνείται, πως δεν είναι πάντα απαραίτητος ο εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε υψηλά ποσοστά, ώστε να αποφεύγονται οι αρνητικές του συνέπειες στις εκπομπές των NO<sub>x</sub>.



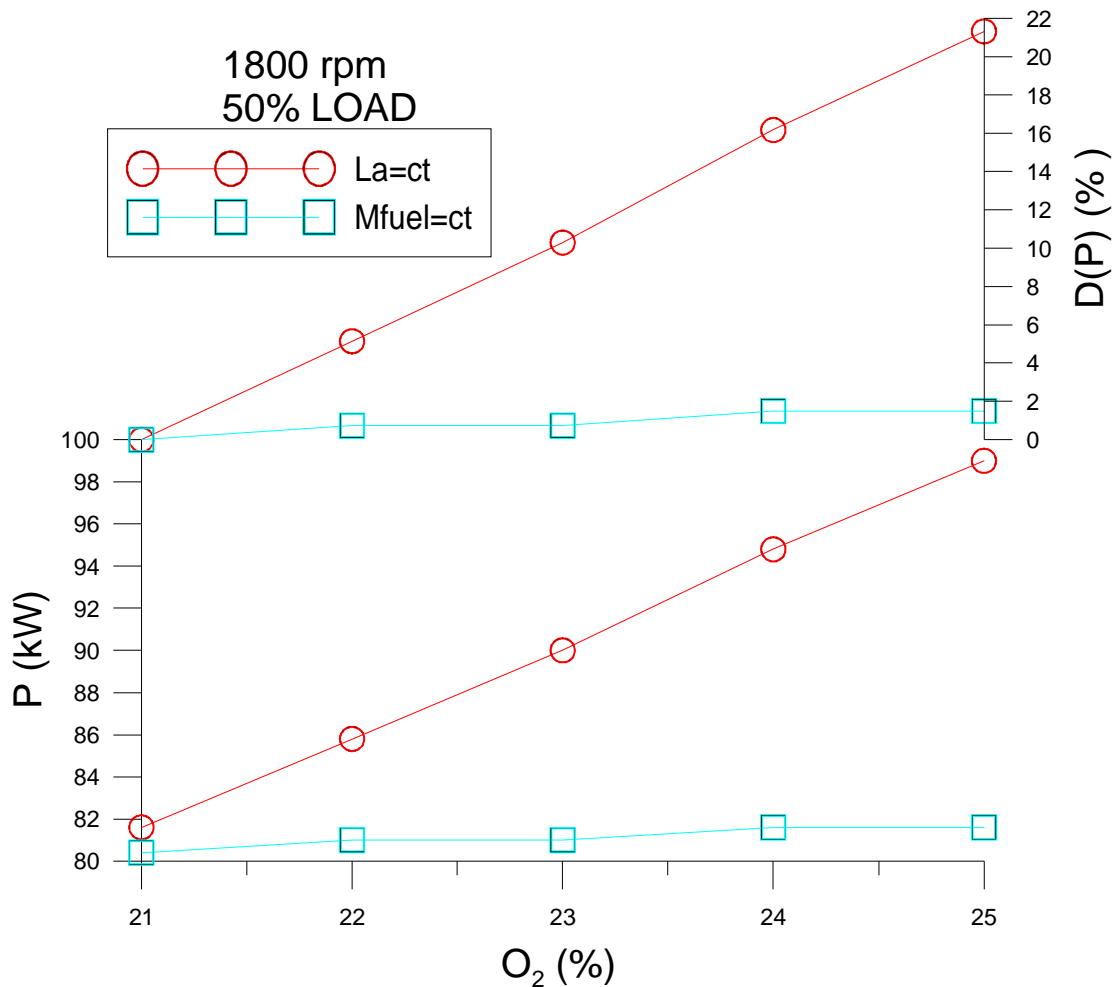
Σχήμα 7.3: Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής για **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου** και **σταθερή παροχή καυσίμου**

Όσον αφορά την ειδική κατανάλωση καυσίμου, παρατηρείται μεγαλύτερη μείωση για εφαρμογή σταθερου λόγου ισοδυναμίας αέρα (σχήμα 7.3). Η ταυτόχρονη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και αύξηση της παροχής του καυσίμου, για αυτή τη στρατηγική, συνεπάγονται σημαντική αύξηση της ισχύος. Αντίθετα για σταθερή παροχή του καυσίμου, η ισχύς παραμένει παρακτικά σταθερή. Η μεταβολή της ισχύος συναρτήσει του ποσοστού οξυγόνου δίνεται στο σχήμα 7.4.

Ο εμπλουτισμός σε οξυγόνο απο 21% σε 23% και 25% δίνει τη δυνατότητα αύξησης της ισχύος κατά 11% και 22% αντίστοιχα. Η αύξηση αυτή μπορεί να αξιοποιηθεί, για την ανάπτυξη κινητήρων υψηλής συγκέντρωσης ισχύος (Down-Sizing). Καθίσταται δυνατή η αντικατάσταση του συστήματος υπερπλήρωσης και ψύξης του αέρα εισαγωγής ενός κινητήρα Diesel, με ένα μικρότερο απο πλευράς επιδόσεων και μεγέθους σύστημα υπερπλήρωσης, σε συνδυασμό με σχετικά επίπεδα εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο. Έτσι αποφεύγονται, οι απαιτήσεις υψηλής πίεσης υπερπλήρωσης



και η ανάγκη χρήσης διβάθμιου συμπιεστή για την επίτευξη υψηλών λόγων συνπίεσης.

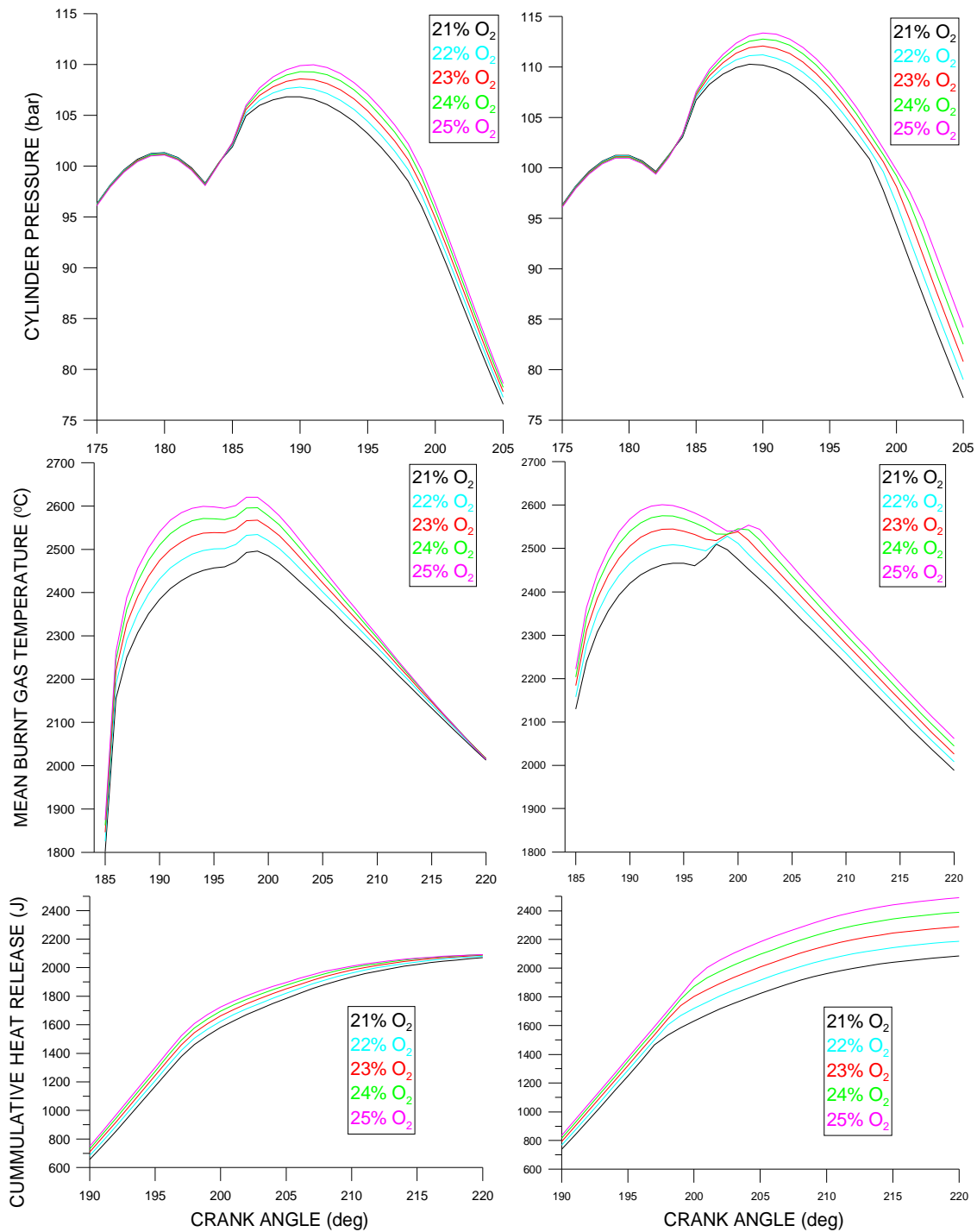


Σχήμα 7.4: Απόλυτες τιμές και επί τοις εκατό μεταβολή της ισχύος συναρτήσει του γραμμιομοριακού ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής για **σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου** και **σταθερή παροχή καυσίμου**

Δεν δίνεται το διάγραμμα των εκπομπών του μονοξειδίου του άνθρακα συναρτήσει του ποσοστού οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής, διότι η σημαντικότητα τους γενικά είναι μικρή για κινητήρες Diesel (πολύ μικρά ποσοστά εμφάνισης).

### 7.3) Επίδραση του ποσοστού του οξυγόνου στο μηχανισμό της καύσης και το σχηματισμό ρύπων

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι μεταβολές της πίεσης του κυλίνδρου, της θερμοκρασίας, της έκλυσης θερμότητας καθώς και το ιστορικό σχηματισμού των ρύπων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (κατα τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας).



$M_{fuel}=ct$

$L_a=ct$

Σχήμα 7.5: Κυλινδρική πίεση, μέση θερμοκρασία καμμένου μίγματος και αθροιστική έκλυση θερμότητας ανα μοίρα γωνίας στροφάλου για διάφορα ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίων (σημείο λειτουργίας: 1800 rpm, 100% LOAD)

Τα ανωτέρω διαγράμματα του σχήματος 7.5 βοηθούν στην κατανόηση των φαινομένων, που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου και οδηγούν στις μεταβολές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων, καθώς και στην επεξήγηση των διαφορών στη ποιοτική τους μεταβολή ανάλογα με την στρατηγική που εφαρμόζεται.

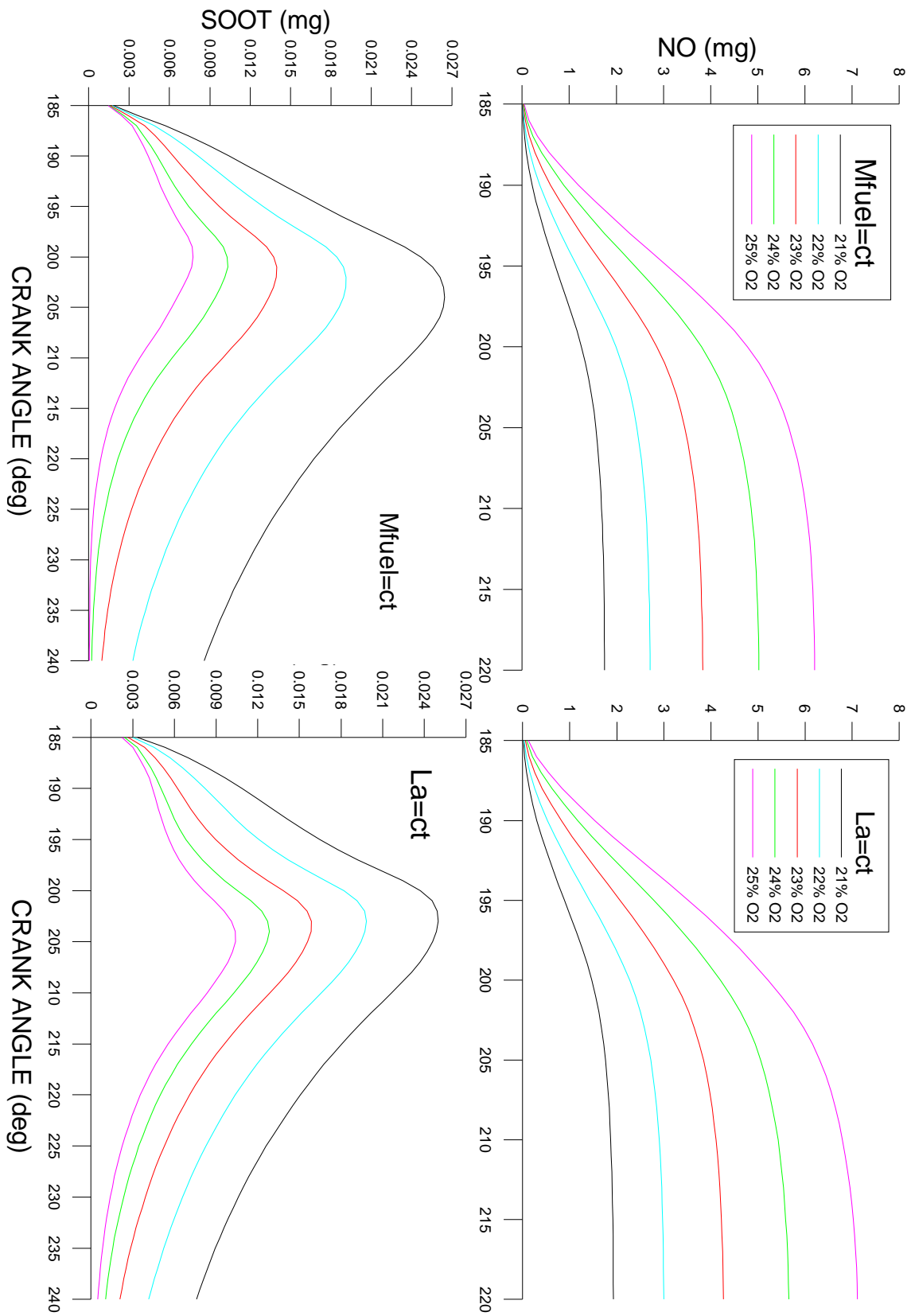
Αρχικά παρατηρείται ότι η αύξηση της γραμμομοριακής συγκέντρωσης του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο έχει ως αποτέλεσμα, σημαντική αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου και της θερμοκρασίας καμμένου μίγματος, η οποία εμφανίζεται περίπου  $6^{\circ}$  μετά την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου. Κατά συνέπεια παρατηρείται ότι η μέγιστη τιμή της πίεσης καθώς και η μέγιστη τιμή της θερμοκρασίας καμμένου μίγματος αυξάνονται επίσης.

Στην περίπτωση όμως, σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα καυσίμου, και λόγω της αύξησης της παροχής καυσίμου που απαιτείται για να συμβεί αυτό, εμφανίζονται μεγαλύτερες τιμές πίεσης σε σχέση με τις αντίστοιχες για μειωμένο λόγο ισοδυναμίας. Εκτός αυτού παρατηρείται ότι η αύξηση αυτή διαρκεί έως και την φάση της αποτόνωσης.

Όσον αφορά τη θερμοκρασία, η αύξηση της για κάθε στρατηγική είναι η ίδια και κατά συνέπεια παρατηρείται περίπου ίδια αύξηση της μέγιστης τοπικής θερμοκρασίας (για διαφορετική όμως γωνία στροφάλου-διαφορετική χρονική στιγμή). Η παρόμοια τάση που παρατηρείται, ωφείλεται στο γεγονός ότι η σύνθεση του μίγματος άρα και η συγκέντρωση του οξυγόνου είναι και για τις δύο περιπτώσεις πρακτικά η ίδια. Παρατηρείται όμως μια διαφορά για την στρατηγική σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα καυσίμου, η οποία έγκειται στο γεγονός ότι η αύξηση της θερμοκρασίας επεκτείνεται, όπως και η πίεση, έως και την φάση της αποτόνωσης.

Τα ανωτέρω φαινόμενα συμβαίνουν, λόγω της υψηλότερης έκλυσης θερμότητας στα τελευταία στάδια της καύσης, που ωφείλεται στην αύξηση της διαθέσιμης ποσότητας καυσίμου. Ως συνέπεια της αύξησης της θερμοκρασίας στην αποτόνωση, όταν εφαρμόζεται η στρατηγική σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα, προκύπτει αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων που εξέρχονται του κυλίνδρου. Τις αυξημένες αυτές θερμοκρασίες μπορούμε, όπως αναφέρεται και στην βιβλιογραφία, να τις εκμεταλλευτούμε για καλύτερη απόδοση της υπερπλήρωσης, ή μέσω στροβίλου ισχύος για την παροχή της απαιτούμενης ισχύος στη διάταξη του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής [18].

Σε κάθε περίπτωση η αύξηση αυτή της θερμοκρασίας, σε συνδυασμό με την σημαντική μείωση του γραμμομοριακού ποσοστού του οξυγόνου στην εισαγωγή, οδηγεί σε σημαντική αύξηση των  $\text{NO}_x$  και μείωση της αιθάλης. Η μεταβολή των δύο ρύπων στη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας παρουσιάζεται στα παρακάτω διαγράμματα του σχήματος 7.6.



Σχήμα 7.6: Σχηματιζόμενα οξείδια του αζώτου και σχηματιζόμενη αιθάλη ανα μοίρα γωνίας στροφάλου για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής

Συγκεκριμένα, παρατηρείται απο τα παραπάνω διαγράμματα του σχήματος 7.6, ότι ο ρυθμός σχηματισμού των NOx είναι εντονώτερος, όταν διατηρείται σταθερός ο λόγος ισοδυναμίας αέρα. Αυτό συμβαίνει διότι αφενός υπάρχει ελάχιστα μεγαλύτερη συγκέντρωση οξυγόνου, αφετέρου κυρίως διότι κατα τη διάρκεια που λαμβάνει χώρα ο σχηματισμός, η αύξηση της θερμοκρασίας είναι ελαφρώς μεγαλύτερη για αυτή τη στρατηγική. Και στις δύο περιπτώσεις όμως, το πάγωμα της διαδικασίας σχηματισμού των NOx συμβαίνει την ίδια χρονική στιγμή. Ο συνδυασμός των δύο αυτών φαινομένων, οδηγεί στην ελάχιστη διαφορά που παρατηρείται, κατά την εφαρμογή των δύο στρατηγικών, στην αύξηση των NOx.

Όσον αφορά την αιθάλη, παρατηρείται μείωση του ρυθμού σχηματισμού της, η οποία είναι ελάχιστα μεγαλύτερη στη περίπτωση σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα λόγω πλούσιου, σε καύσιμο, μίγματος. Η μεγάλη όμως διαφορά μείωσης που προκύπτει ανάλογα με την στρατηγική που ακολουθείται, ωφείλεται επίσης στη σημαντική αύξηση του ρυθμού οξειδωσης, που παρατηρείται στην περίπτωση του αυξημένου λόγου ισοδυναμίας αέρα. Αντιθέτως για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα, που επιτυγχάνεται με αύξηση της παροχής καυσίμου, προκύπτουν πιο πλούσιες σε καύσιμο αναλογίες άρα και μικρότερος και πιο καθυστερημένος ρυθμός οξειδωσης.

## 8) ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΗΣ ΧΡΗΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΑΙ ΤΟΥ ΕΜΠΛΟΥΤΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΣΕ ΟΞΥΓΟΝΟ

### 8.1) Εισαγωγή

Σύμφωνα με την διερεύνηση που διεξήχθη στα δύο προηγούμενα κεφάλαια προέκυψε το αναμενόμενο συμπέρασμα, πως οι δύο τεχνικές έχουν θετικά και αρνητικά αποτελέσματα στη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα Diesel. Η ανακυκλοφορία των καυσαερίων μειώνει τις εκπομπές των NO<sub>x</sub>, αλλά αυξάνει τις εκπομπές της αιθάλης, την ειδική κατανάλωση καυσίμου και το εκπεμπόμενο CO. Αντιθέτως ο εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο μειώνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές αιθάλης και CO, αλλά αυξάνει τις εκπομπές των NO<sub>x</sub>.

Παρατηρείται δηλαδή, άκρως αντίθετη επίδραση των δύο τεχνικών στη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα Diesel. Για τον λόγο αυτό μελετάται στο παρόν κεφάλαιο η συνδυασμένη χρήση των δύο τεχνικών. Σκοπός της μελέτης είναι η εύρεση του βέλτιστου συνδυασμού, για τον οποίο μεγιστοποιείται η θετική και ελαχιστοποιείται η αρνητική επίδραση, και των δύο τεχνικών. Εφαρμόζεται ανακυκλοφορία καυσαερίου έως και 30% και εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής έως 25% γραμμομοριακής συγκέντρωσης του οξυγόνου. Διεξάγονται δύο κύκλοι προσομοιώσεων για τις δύο στρατηγικές ανακυκλοφορίας που έχουν ήδη παρουσιασθεί (σταθερή πίεση υπερπλήρωσης και σταθερός λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου).

Στη συνέχεια παρέχονται τα αποτελέσματα (πίνακες 8.1 και 8.2) και τα διαγράμματα (σχήματα 8.1 έως 8.9), διερευνάται η πιθανότητα θετικής επίδρασης του συνδυασμού των δύο τεχνικών στις εκπομπές ρύπων και την απόδοση και συγκρίνεται με τα αποτελέσματα συνδυασμού χρήσης εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο και μείωσης της προπορείας εγχύσεως. Σε κάθε σχήμα σχεδιάζεται ένας επιπλέον άξονας στη τιμή αναφοράς (0% EGR, 21% ποσοστό οξυγόνου). Οι τιμές των διαγραμμάτων κάτω από αυτό τον άξονα αυτό, αποτελούν το όφελος του συνδυασμού των δύο τεχνικών.

Οι μηχανισμοί καύσης και σχηματισμού ρύπων, που λαμβάνουν χώρα στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας μεταβάλλονται και ασκούν διαφορετική επιρροή, όταν γίνεται συνδυασμός των δύο τεχνικών. Όμως είναι ασκοπιο να παρατεθούν τα αντίστοιχα διαγράμματα (πίεσης κυλίνδρου, θερμοκρασίας, εκκυσής θερμότητας κ.α.) για κάθε περίπτωση συνδυασμένης χρήσης καθώς αυτό που ενδιαφέρει κυρίως, είναι πως μεταβλήθηκαν η ειδική κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές ρύπων.

## 8.2) Στρατηγική σταθερής πίεσης υπερπλήρωσης

Αρχικά δίνεται ο πίνακας των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης

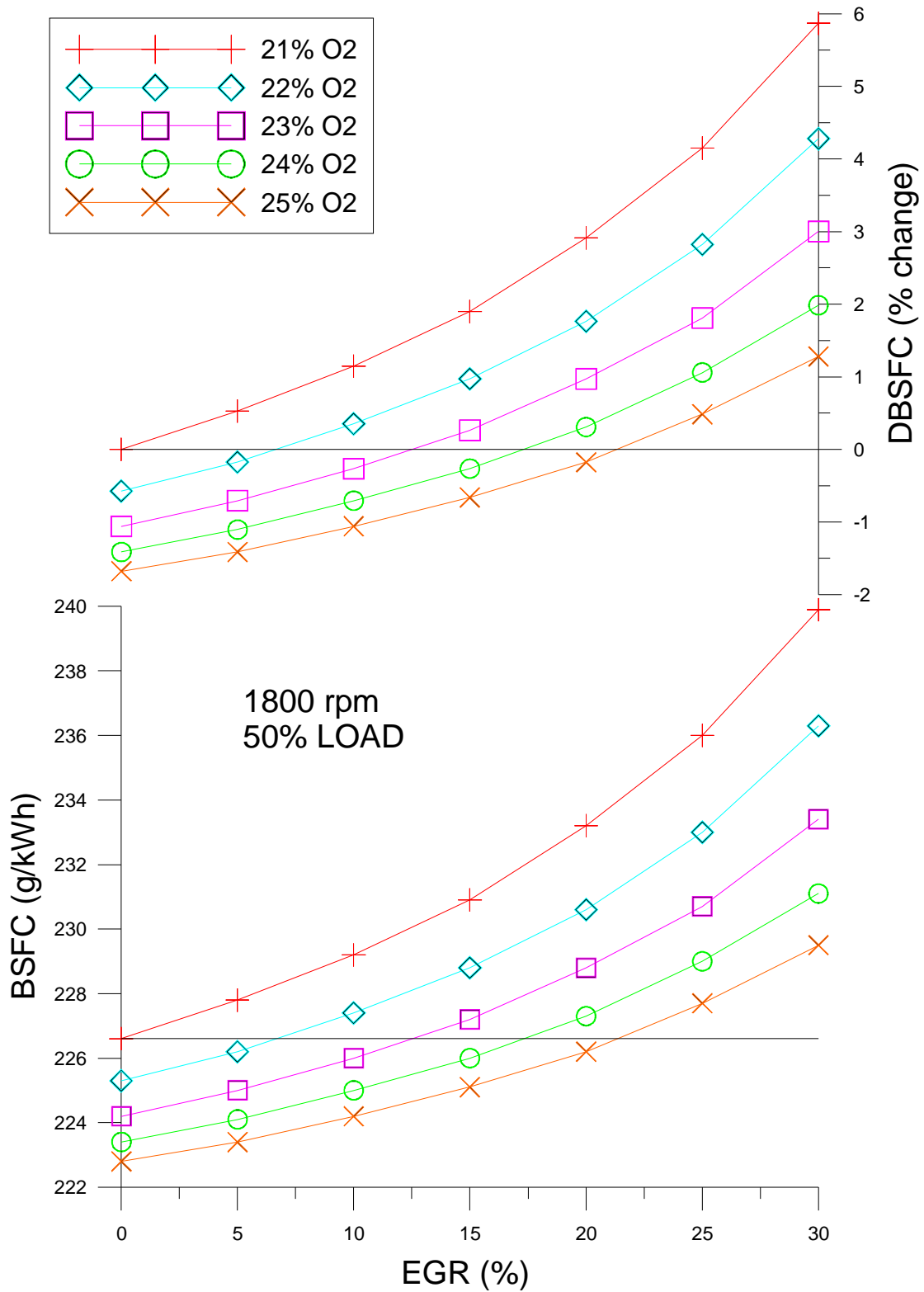
Πίνακας 8.1: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων για μεταβολή του ποσοστού EGR και του ποσοστού οξυγόνου στην εισαγωγή (σταθερή πίεση υπερπλήρωσης)

21% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	227,8	8,051	0,381	0,037	0,53	-23,6	20,6	60,8
10	229,2	5,771	0,483	0,059	1,15	-45,3	52,9	156,5
15	230,9	3,816	0,649	0,095	1,90	-63,8	105,4	313,0
20	233,2	2,28	0,89	0,148	2,91	-78,4	181,7	543,5
25	236	1,191	1,236	0,232	4,15	-88,7	291,1	908,7
30	239,9	0,52	1,685	0,357	5,87	-95,0	433,2	1452,2
22% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	225,3	16,359	0,236	0,007	-0,57	55,2	-25,3	-69,6
5	226,2	13,155	0,268	0,012	-0,18	24,8	-15,2	-47,8
10	227,4	10,02	0,315	0,022	0,35	-5,0	-0,3	-4,3
15	228,8	7,118	0,395	0,04	0,97	-32,5	25,0	73,9
20	230,6	4,605	0,538	0,07	1,77	-56,3	70,3	204,3
25	233	2,64	0,779	0,121	2,82	-75,0	146,5	426,1
30	236,3	1,284	1,147	0,207	4,28	-87,8	263,0	800,0
23% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	224,2	23,082	0,195	0,002	-1,06	119,0	-38,3	-91,3
5	225	19,413	0,213	0,003	-0,71	84,1	-32,6	-87,0
10	226	15,609	0,238	0,007	-0,27	48,1	-24,7	-69,6
15	227,2	11,811	0,276	0,013	0,27	12,0	-12,7	-43,5
20	228,8	8,241	0,343	0,027	0,97	-21,8	8,5	17,4
25	230,7	5,16	0,47	0,054	1,81	-51,1	48,7	134,8
30	233,4	2,782	0,712	0,106	3,0	-73,6	125,3	360,9

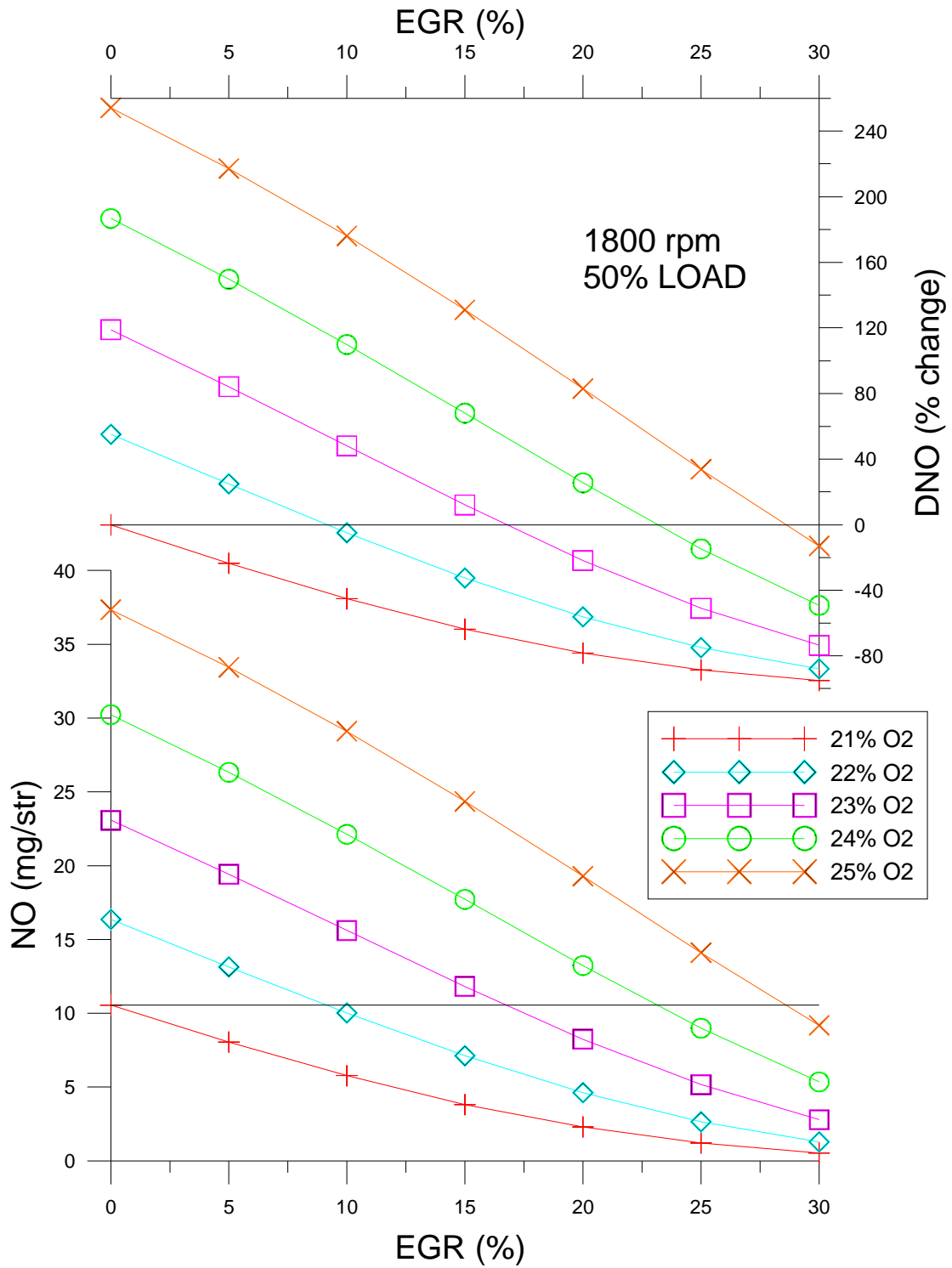
24% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	223,4	30,233	0,168	0	-1,41	186,8	-46,8	-100
5	224,1	26,327	0,18	0,001	-1,10	149,7	-43,0	-95,7
10	225	22,126	0,197	0,001	-0,71	109,9	-37,7	-95,7
15	226	17,713	0,219	0,004	-0,27	68,0	-30,7	-82,6
20	227,3	13,234	0,253	0,009	0,31	25,5	-19,9	-60,9
25	229	8,985	0,312	0,02	1,06	-14,8	-1,3	-13,0
30	231,1	5,346	0,436	0,046	1,97	-49,3	38,0	100
25% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	222,8	37,351	0,148	0	-1,68	254,3	-53,2	-100
5	223,4	33,439	0,157	0	-1,41	217,2	-50,3	-100
10	224,2	29,114	0,169	0	-1,06	176,2	-46,5	-100
15	225,1	24,36	0,185	0,001	-0,66	131,1	-41,6	-95,7
20	226,2	19,286	0,207	0,002	-0,18	82,9	-34,5	-91,3
25	227,7	14,103	0,24	0,006	0,49	33,8	-24,0	-73,9
30	229,5	9,179	0,298	0,017	1,28	-12,9	-5,7	-26,1

Σε συγκεκριμένες περιπτώσεις συνδυασμού η προσομοίωση έδωσε μείωση και των τριών ρύπων με ελάχιστη αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Για παράδειγμα για χρήση 30% EGR και αέρα εισαγωγής με συγκέντρωση οξυγόνου 25% παρατηρείται σημαντική μείωση της αιθάλης (26,1%), των NO<sub>x</sub> (12,9%) και του CO (5,7%) με αύξηση της ειδικής κατανάλωσης μόλις κατά 1,28%, αποτελέσματα συγκρίσιμα [11] ή και θετικότερα [20] από αυτά της βιβλιογραφίας. Συμπεραίνουμε επίσης πως, αφού αυτο το βέλτιστο σημείο προκύπτει για τις οριακές τιμές EGR και εμπλουτισμού που εξετάστηκαν, η περαιτέρω αύξηση των ποσοστών ανακυκλοφορίας και εμπλουτισμού θα οδηγούσε πιθανώς σε ακόμα καλύτερα αποτελέσματα. Στη συνέχεια δίνονται τα διαγράμματα των μεγεθών με τη σειρά που εμφανίζονται στον πίνακα (σχήματα 8.1 έως και 8.4).

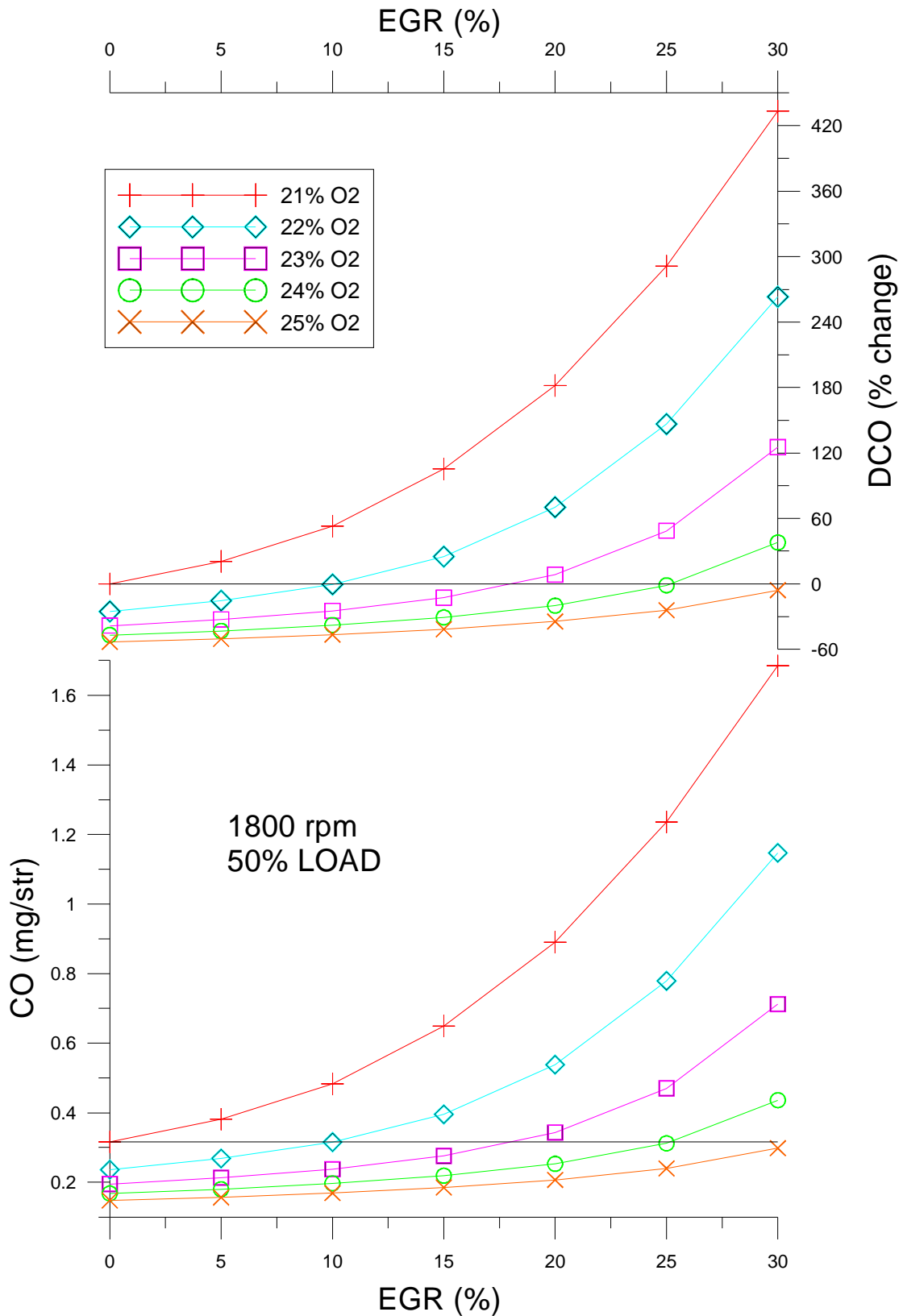




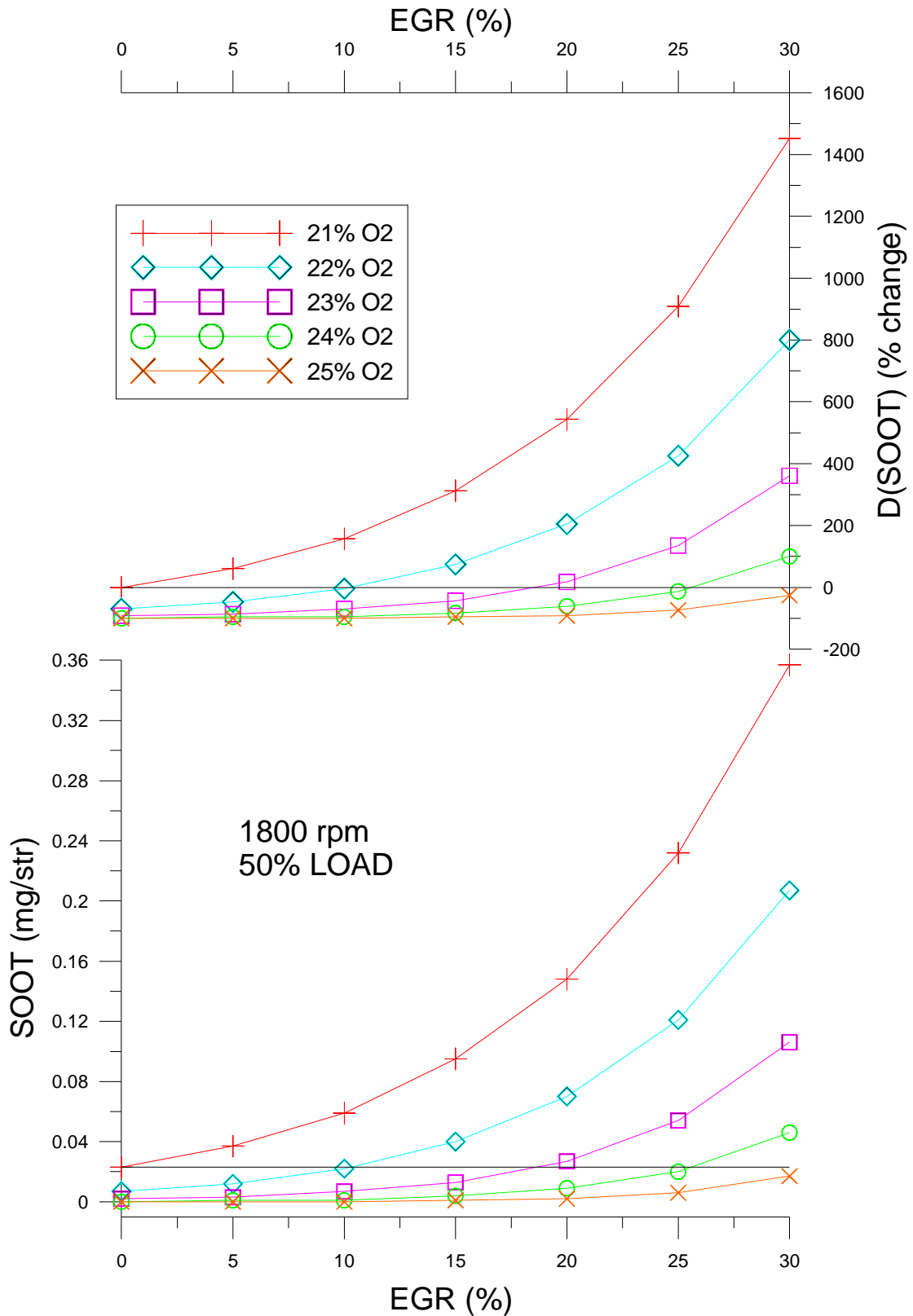
Σχήμα 8.1) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (Brake-specific Fuel Consumption) συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής



Σχήμα 8.2) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή των οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής



Σχήμα 8.3) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή του μονοξειδίου του άνθρακα συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής



Σχήμα 8.4) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής

### 8.3) Στρατηγική σταθερού λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου

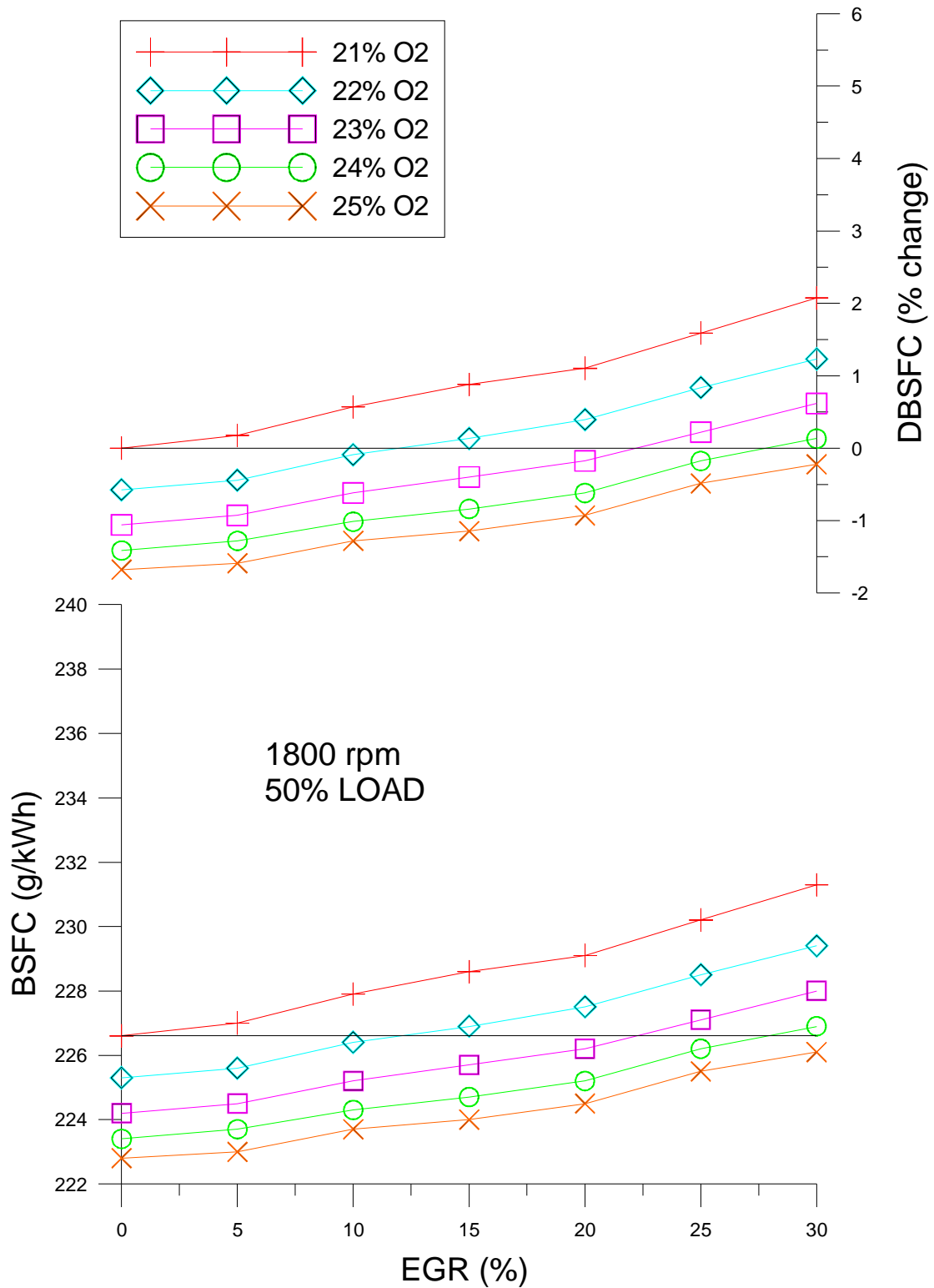
Αρχικά δίνεται ο πίνακας των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης

Πίνακας 8.2: Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων για μεταβολή του ποσοστού EGR και του ποσοστού οξυγόνου στην εισαγωγή (σταθερός λόγος ισοδυναμίας αέρα)

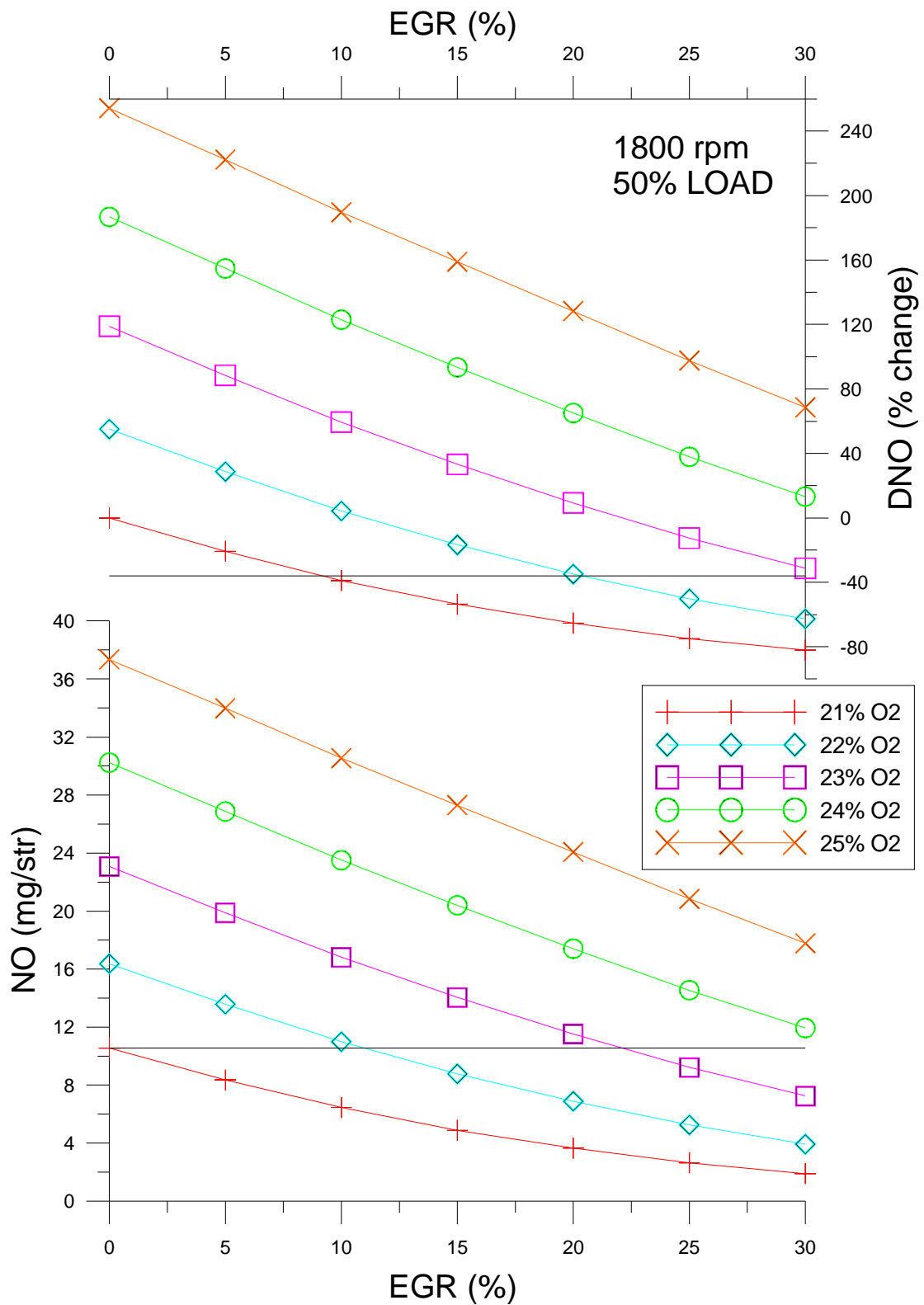
21% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	226,6	10,542	0,316	0,023	0	0	0	0
5	227	8,355	0,327	0,026	0,18	-20,8	3,5	13,0
10	227,9	6,44	0,347	0,03	0,57	-38,9	9,8	30,4
15	228,6	4,889	0,372	0,035	0,88	-53,6	17,7	52,2
20	229,1	3,648	0,395	0,04	1,10	-65,4	25,0	73,9
25	230,2	2,639	0,427	0,044	1,60	-75,0	35,1	91,3
30	231,3	1,883	0,453	0,047	2,08	-82,1	43,4	104,4
22% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	225,3	16,359	0,236	0,007	-0,57	55,2	-25,3	-69,6
5	225,6	13,561	0,239	0,008	-0,44	28,6	-24,4	-65,2
10	226,4	10,985	0,246	0,009	-0,09	4,2	-22,2	-60,9
15	226,9	8,771	0,251	0,01	0,13	-16,8	-20,6	-56,5
20	227,5	6,877	0,257	0,012	0,40	-34,8	-18,7	-47,8
25	228,5	5,24	0,265	0,013	0,84	-50,3	-16,1	-43,5
30	229,4	3,928	0,271	0,014	1,24	-62,7	-14,2	-39,1
23% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	224,2	23,082	0,195	0,002	-1,06	119,0	-38,3	-91,3
5	224,5	19,875	0,194	0,002	-0,93	88,5	-38,6	-91,3
10	225,2	16,807	0,198	0,002	-0,62	59,4	-37,3	-91,3
15	225,7	14,039	0,197	0,002	-0,40	33,2	-37,7	-91,3
20	226,2	11,514	0,195	0,003	-0,18	9,2	-38,3	-87,0
25	227,1	9,204	0,197	0,003	0,22	-12,7	-37,7	-87,0
30	228	7,241	0,195	0,003	0,62	-31,3	-38,3	-87,0

24% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	223,4	30,233	0,168	0	-1,41	186,8	-46,8	-100
5	223,7	26,86	0,166	0	-1,28	154,8	-47,5	-100
10	224,3	23,505	0,167	0	-1,02	123,0	-47,2	-100
15	224,7	20,388	0,165	0	-0,84	93,4	-47,8	-100
20	225,2	17,402	0,162	0	-0,62	65,1	-48,7	-100
25	226,2	14,535	0,161	0	-0,18	37,9	-49,1	-100
30	226,9	11,93	0,157	0	0,13	13,2	-50,3	-100
25% O <sub>2</sub>								
EGR	BSFC	NO	CO	SOOT	D(BSFC)	D(NO)	D(CO)	D(soot)
(%)	(g/kWh)	(mg/str)	(mg/str)	(mg/str)	(%)	(%)	(%)	(%)
0	222,8	37,351	0,148	0	-1,68	254,3	-53,2	-100
5	223	33,979	0,146	0	-1,59	222,3	-53,8	-100
10	223,7	30,537	0,146	0	-1,28	189,7	-53,8	-100
15	224	27,295	0,143	0	-1,15	158,9	-54,7	-100
20	224,5	24,069	0,139	0	-0,93	128,3	-56,0	-100
25	225,5	20,839	0,138	0	-0,49	97,7	-56,3	-100
30	226,1	17,767	0,134	0	-0,22	68,5	-57,6	-100

Παρατηρούμε ότι, όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, υπάρχουν συνθήκες όπου η προσομοίωση έδωσε μείωση και των τριών ρύπων με ελάχιστη αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Για παράδειγμα με εφαρμογή 30% EGR και αέρα εισαγωγής με συγκέντρωση οξυγόνου 23% παρατηρείται σημαντική μείωση της αιθάλης (87%), των NO<sub>x</sub> (31,3%) και του CO (38,3%) με αύξηση της ειδικής κατανάλωσης μόλις κατά 0,62%, αποτελέσματα θετικότερα από αυτά της στρατηγικής μειωμένου λόγου ισοδυναμίας αέρα. Συμπεραίνουμε επίσης πως, σύμφωνα με την τάση που ακολουθούν τα μεγέθη, υπάρχουν ενδιάμεσες τιμές ποσοστών EGR και εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής, για τις οποίες επικρατεί μείωση και των τριών ρύπων αλλά και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Επιπλέον διάφοροι άλλοι συνδυασμοί ποσοστών οδηγούν σε επίσης άκρως θετικά αποτελέσματα (π.χ για 22% O<sub>2</sub> και 25% ή 30% EGR). Οι διαφορές που προκύπτουν ανάλογα με την στρατηγική που ακολουθείται, ωφείλονται στις αντίστοιχες διαφορές που εμφανίστηκαν κατά την εφαρμογή των δύο αυτών στρατηγικών όταν διεξήχθει προσομοίωση μόνο ανακυκλοφορίας. Στη συνέχεια δίνονται τα διαγράμματα των μεγεθών με τη σειρά που εμφανίζονται στον πίνακα (σχήματα 8.5 έως και 8.9).

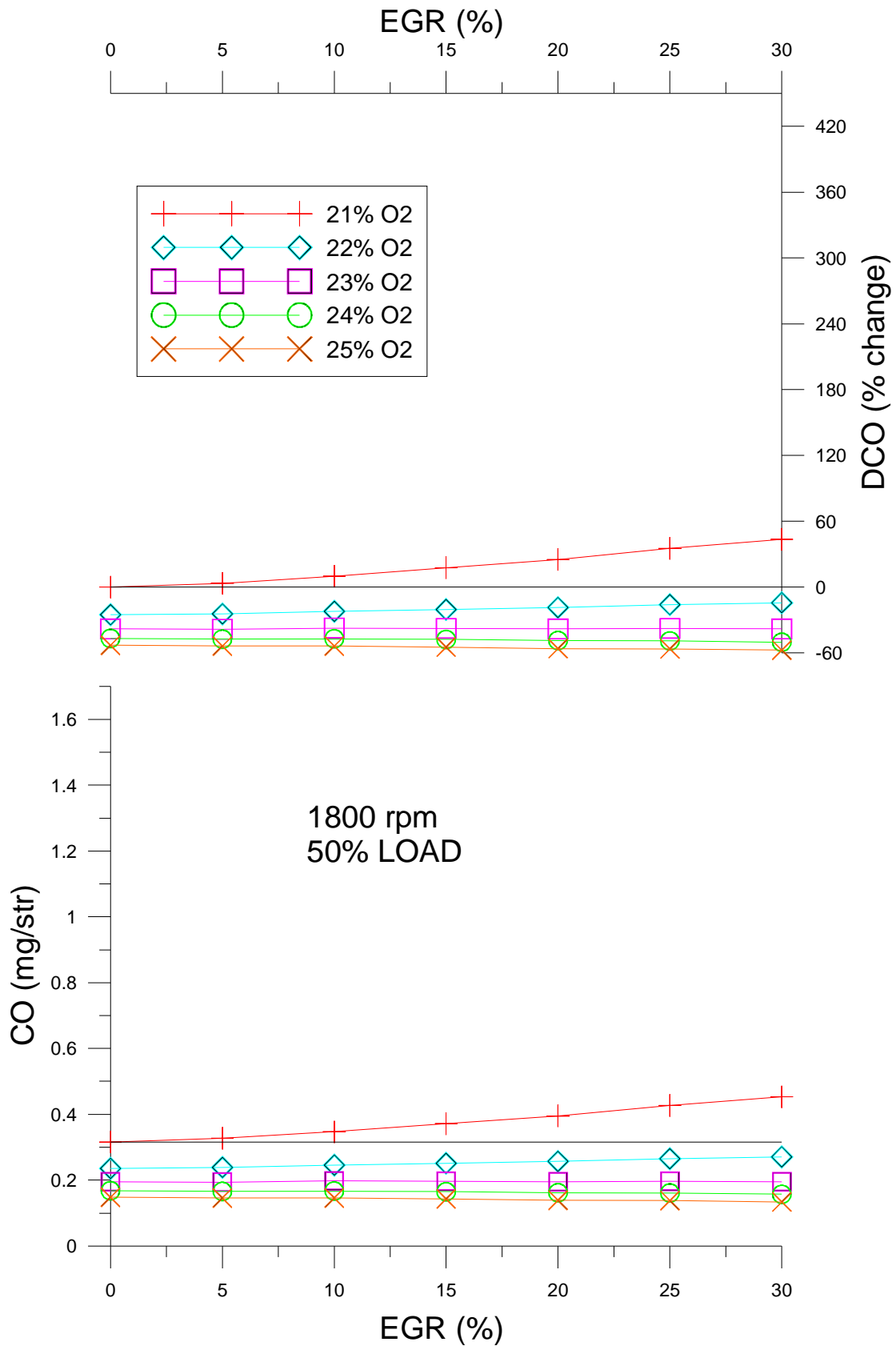


Σχήμα 8.5) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (Brake-specific Fuel Consumption) συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής

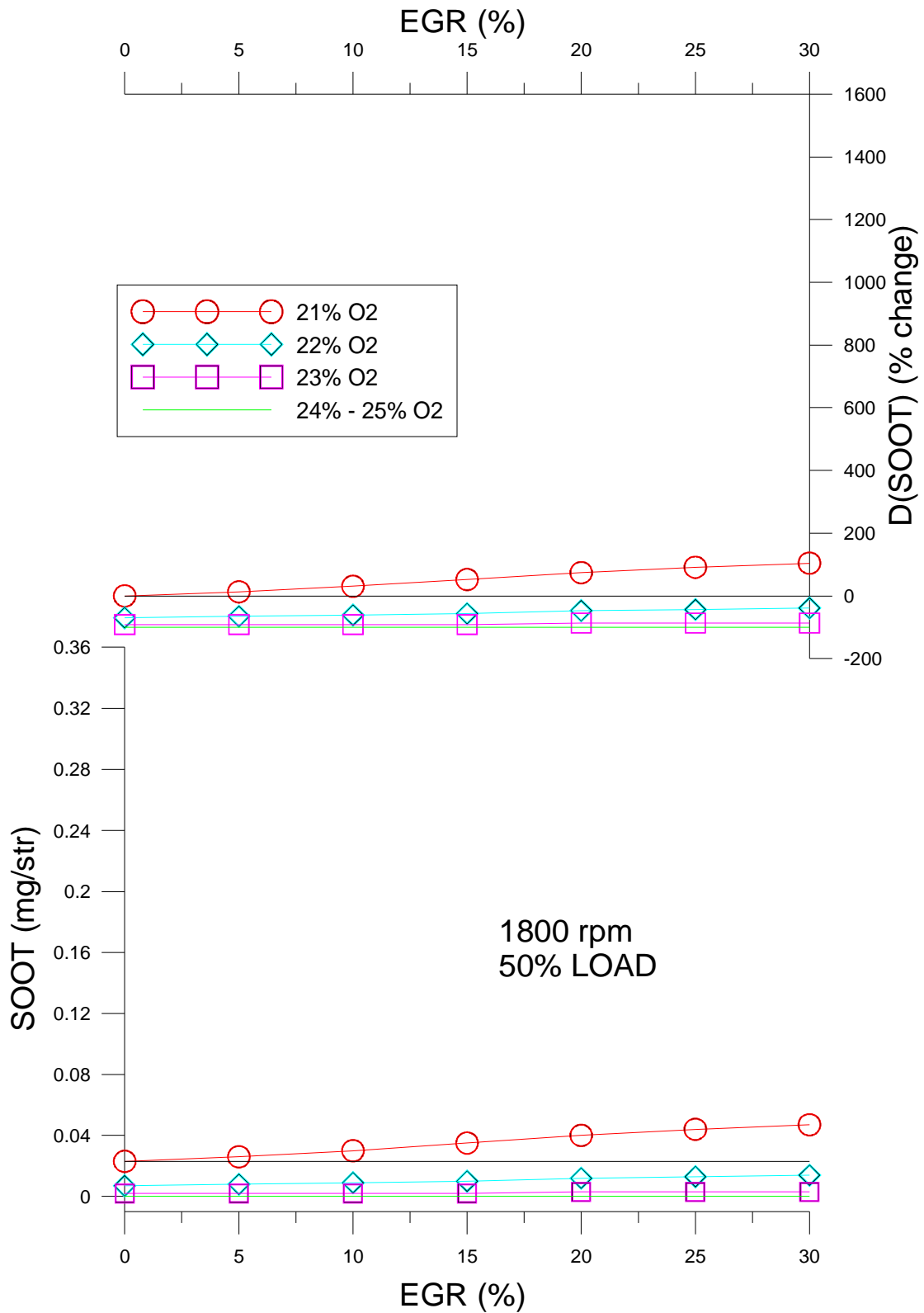


Σχήμα 8.6) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή των οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής



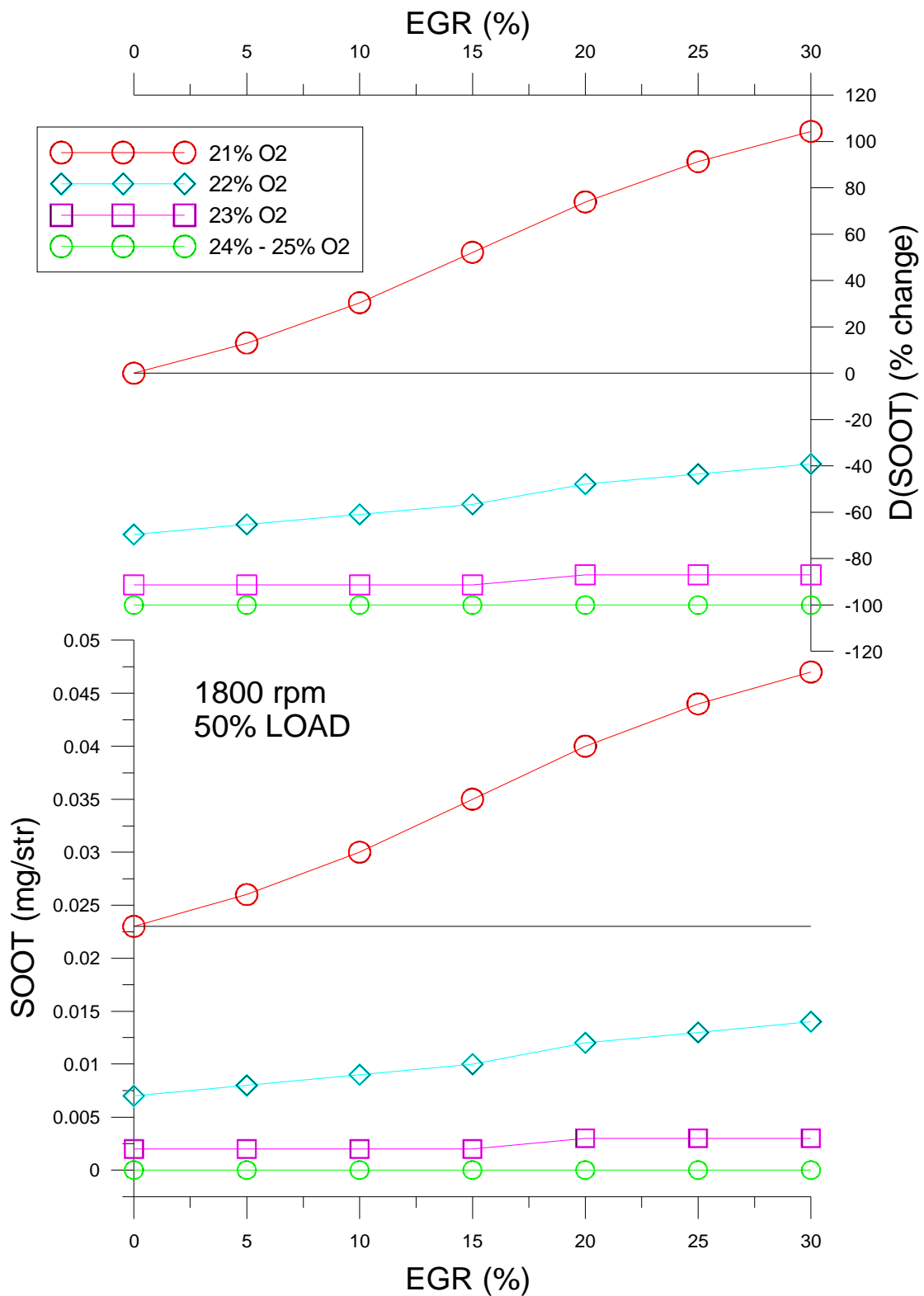


Σχήμα 8.7) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή του μονοξειδίου του άνθρακα συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής



Σχήμα 8.8) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής.

Λόγω των μικρών απόλυτων τιμών ακολουθεί μεγέθυνση για καλύτερη εποπτεία των μεταβολών (σχήμα 8.9)



Σχήμα 8.9) Απόλυτες τιμές και επι τοις εκατό μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για διάφορα ποσοστά οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής.

## 9) ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Το αντικείμενο της μελέτης που διεξήχθη ήταν η διερεύνηση της χρήσης δύο τεχνικών μείωσης των ρύπων (ανακυκλοφορία καυσαερίου ή  $N_2$  ή  $CO_2$  και εμπλουτισμός του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο) και του συνδυασμού τους. Η διερεύνηση αυτή επιτεύχθηκε μέσω της προσομοίωσης τους σε έναν κώδικα, για έναν κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης. Τα συμπεράσματα που εξήλθαν από τις διάφορες ενότητες της διερεύνησης αυτής συνοψίζονται ως ακολούθως.

Αρχικά διεξήχθη έλεγχος αξιοπιστίας του πολυζωνικού μοντέλου προσομοίωσης της καύσης:

- Διαπιστώθηκε πως τα αποτελέσματα που παρέχονται κατά την χρήση του μοντέλου είναι αξιόπιστα και προσεγγίζουν με μεγάλη ακρίβεια τις πραγματικές τιμές ενός μεγέθους. Το μοντέλο προβλέπει σωστά την επίδραση της μεταβολής του ποσοστού ανακυκλοφορίας και του φορτίου στη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα Diesel. Ως συμπέρασμα οι προσομοιώσεις που διεξήχθησαν θα ήταν δυνατό να μην περιοριστούν μόνο σε ένα σημείο λειτουργίας (φορτίο, ταχύτητα περιστροφής).

Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε διερεύνηση της χρήσης ανακυκλοφορίας των καυσαερίων. Η προσομοίωση της ανακυκλοφορίας διεξήχθη με χρήση δύο στρατηγικών: i) μειωμένου λόγου ισοδυναμίας αέρα και ii) σταθερου λόγου ισοδυναμίας αέρα μέσω αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης.

- Η προσομοίωση χρήσης ανακυκλοφορίας καυσαερίων, υπέδειξε σημαντική μείωση των οξειδίων του αζώτου, αλλά ταυτόχρονα αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και υπέρμετρη αύξηση των σωματιδιακών εκπομπών. Προέκυψε επίσης το συμπέρασμα πως, εαν δεν διετελείται συνδυασμός με κάποια άλλη τεχνική, η βέλτιστη χρήση είναι για μικρά ποσοστά ανακυκλοφορίας των καυσαερίων. Βέλτιστη στρατηγική αποδείχθηκε, αυτή του σταθερου λόγου ισοδυναμίας αέρα, διότι διατηρήθηκαν οι θετικές επιπτώσεις στον περιορισμό των  $NO_x$ , ενώ μειώθηκαν δραστικά οι αρνητικές επιπτώσεις στην αιθάλη.

Ακολούθως πραγματοποιήθηκε διερεύνηση της αντικατάστασης της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων, με προσομοίωση ανακυκλοφορίας καθαρού αζώτου ή διοξειδίου του άνθρακα, με χρήση δύο στρατηγικών: i) μειωμένου λόγου ισοδυναμίας αέρα και ii) σταθερου λόγου ισοδυναμίας αέρα μέσω αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης.

- Η σύγκριση των αποτελεσμάτων της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων, του αζώτου και του διοξειδίου του άνθρακα υπέδειξε ως βέλτιστο μέσο αραίωσης για την βελτιστοποίηση των ρύπων, όταν διατηρήθηκε σταθερή η πίεση υπερπλήρωσης, το διοξείδιο του άνθρακα. Αντιθέτως στην

περίπτωση σταθερου λόγου ισοδυναμίας αέρα βέλτιστη τεχνική απεδείχθη η ανακυκλοφορία των καυσαερίων.

Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε διερεύνηση του εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο. Η διερεύνηση αυτή έγινε, με χρήση δύο στρατηγικών: i) αυξημένου λόγου ισοδυναμίας αέρα λόγω μείωσης του στοιχειομετρικού λόγου αέρα και ii) σταθερου λόγου ισοδυναμίας αέρα μέσω αύξησης της παροχής καυσίμου.

- Η προσομοίωση εμπλουτισμένου σε οξυγόνο αέρα, υπέδειξε σημαντική μείωση των σωματιδιακών εκπομπών και μικρή μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, αλλά ταυτόχρονη σημαντική αύξηση των εκπομπών NO<sub>x</sub>. Τα αποτελέσματα της διερεύνησης αυτής υπέδειξαν την στρατηγική αυξημένου λόγου ισοδυναμίας αέρα, ως οριακά βέλτιστη για την βελτίωση των εκπομπών ρύπων. Η χρήση της στρατηγικής σταθερου λόγου ισοδυναμίας αέρα όμως, οδήγησε σε σημαντική αύξηση της ισχύος και θεωρείται καλύτερη για συνδυασμό βέλτιστων εκπομπών ρύπων και λειτουργικής συμπεριφοράς. Η αύξηση της ισχύος υπέδειξε, την δυνατότητα αξιοποίησης της τεχνικής εμπλουτισμού του αέρα σε οξυγόνο, για ανάπτυξη κινητήρων υψηλής συγκέντρωσης ισχύος (Down-Sizing).

Τέλος διεξήχθη διερεύνηση της συνδυασμένης χρήσης ανακυκλοφορίας καυσαερίων και εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο. Η διερεύνηση πραγματοποιήθηκε για τις στρατηγικές οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν κατά την προσομοίωση χρήσης ανακυκλοφορίας των καυσαερίων.

- Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση της διερεύνησης, υπέδειξαν διαφορετικά ποσοστά ανακυκλοφορίας και εμπλουτισμού, για τα οποία επιτυγχάνεται η βέλτιστη λειτουργία του κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε. Για μειωμένο λόγο ισοδυναμίας αέρα απαιτείται ποσοστό 30% ανακυκλοφορίας καυσαερίου και 25% ποσοστό οξυγόνου στον αέρα εισαγωγής, ενώ για σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα απαιτείται 30% ανακυκλοφορία καυσαερίου και 23% ποσοστό οξυγόνου. Γενικά, στον συγκεκριμένο κινητήρα, απαιτούνται υψηλά ποσοστά ανακυκλοφορίας ενώ το ποσοστό εμπλουτισμού μεταβάλλεται ανάλογα με την στρατηγική που ακολουθείται.
- Προέκυψε επίσης το συμπέρασμα πως, για μειωμένο λόγο ισοδυναμίας αέρα, η βέλτιστη λειτουργία είναι πιθανό να επιτυγχάνεται για μεγαλύτερα ποσοστά, ανακυκλοφορίας και οξυγόνου του αέρα εισαγωγής. Με τα υπάρχοντα δεδομένα, βέλτιστη λειτουργία είναι αυτή με σταθερό λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, όπου προκύπτουν ποσοστά μείωσης της τάξης του 30% για τα NO<sub>x</sub> και του 85% για την αιθάλη, ενώ οι αντίστοιχες μειώσεις για μειωμένο λόγο ισοδυναμίας αέρα είναι της τάξης του 10% για τα NO<sub>x</sub> και του 25% για την αιθάλη. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου στη βέλτιστη λειτουργία, κυμάνθηκε περίπου στα ίδια επίπεδα με της αναφοράς και για τις δύο στρατηγικές.

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 1) John B. Heywood “Internal Combustion Engine Fundamentals”  
Mc Graw-Hill International Editions, Automotive Technology Series, 1988
- 2) Κων. Δ. Ρακόπουλος, Δημ. Θ. Χουντάλας  
“Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ”. Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1998
- 3) Θεόδωρος Κ. Ζάννης, Διδακτορική διατριβη: “Θερμοδυναμική Ανάλυση και Πειραματική Διερεύνηση της Επίδρασης των Υγρών Καυσίμων σε Κινητήρες DIESEL” , 2006
- 4) Μ. Φούντη: “Θεωρία Καύσης και Συστήματα Καύσης”. ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ, 2005
- 5) Αθανάσιος Τερτίπης, Διπλωματική Εργασία: “Μελέτη της επίδρασης της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών σε κινητήρα Diesel με χρήση πολυζωνικού μοντέλου καύσης”, Ε.Μ.Π., 2007
- 6) Γεώργιος Παπαλάμπρου “Ειδικά Συστήματα Ελέγχου Πλοίου” 2009
- 7) G.H. Abd-Alla: “Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review” Energy Conversion and Management 43 (2002) 1027-1042, PERGAMON
- 8) Timothy Jacobs, Dennis Assanis and Zoran Filipi: “The Impact of Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine” Automotive Research Center, The University of Michigan, 2003-01-1068
- 9) K. Stork and R. Poola: “Membrane-Based Air Composition Control for Light-Duty Diesel Vehicles: A Benefit and Cost Assessment” Center for Transportation Research, Argonne National Laboratory, 1998 ANL/ESD/TM-144
- 10) Poola, et al. : “VARIABLE OXYGEN/NITROGEN-ENRICHED INTAKE AIR SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE APPLICATIONS” 710520, September 1996
- 11) R.B. Poola, R. Sekar: “Reduction of NOx and Particulate Emissions by Using Oxygen-Enriched Combustion Air in a Locomotive Diesel Engine” Transactions of the ASME, APRIL 2003

- 12) Theodoros C. Zannis, Dimitrios T. Hountalas, et al. :“Intake-Air Oxygen-Enrichment of Diesel Engines as a Power Enhancement Method and Implications on Pollutant Emissions” ICEF2009-14022 , ASME
- 13) Andre L. Boehman, Peter L. Perez:“Experimental Study of Oxygen-Enriched Diesel Combustion Using Simulated Exhaust Gas Recirculation” 042802-1, JULY 2009, ASME
- 14) Andre´ L. Boehman, Juhun Song, Vince Zello: “Comparison of the Impact of Intake Oxygen Enrichment and Fuel Oxygenation on Diesel Combustion and Emissions” Energy and Fuels 2004,18,1282-1290
- 15) Jamil Ghojel, John C. Hilliard and John A. Levendis: “Effect of Oxygen Enrichment on the Performance and Emissions of I.D.I. Diesel Engines” SAE Technical Paper Series 1983 , 830245
- 16) W. W. Marr, R. R. Sekar, R. L. Cole, T. J. Marciniak and D. E. Longman: “Oxygen-Enriched Diesel Engine Experiments with a Low-Grade Fuel” SAE Technical Paper Series 1993 , 932805
- 17) Poola, et al. :“METHOD AND APPARATUS FOR REDUCING PARTICULATES AND NOx EMISSIONS FROM DIESEL ENGINES UTILIZING OXYGEN-ENRICHED COMBUSTION AIR”-2000 6,055,808
- 18) R. R. Sekar, et al. :“Cylinder Pressure Analysis of a Diesel Engine Using Oxygen-Enriched Air and Emulsified Fuels” SAE Technical Paper Series 1990 , 901565
- 19) Kashmir S. Virk, Uygur Kokturk, and Craig R. Bartels: “Effects of Oxygen-Enriched Air on Diesel Engine Exhaust Emissions and Engine Performance” SAE Technical Paper Series 1993 , 931004
- 20) R.R Sekar and W.W. Marr:“Bus Application of Oxygen-Enrichment Technology and Diesel Electric Hybrid Systems” Center for Transportation Research, Argonne National Laboratory, October 1993 ANL/ESD/TM-58
- 21) Geoff R. Rigby and Harry C. Watson :“Application of membrane gas separation to oxygen enrichment of diesel engines” Journal of Membrane Science, 87 (1994) 159-169
- 22) Hongsik Byun, Byungpyo Hong, Byoungsoo Lee: “The effect of oxygen enriched air obtained by gas separation membranes from the emission gas of diesel engines” Desalination 193 (2006) 73-81, ELSEVIER

23) Ramesh B. Poola, et al. :“Utilizing Intake-Air Oxygen-Enrichment Technology to Reduce Cold-Phase Emissions” SAE Technical Paper Series 1995 , 952420

24) Γεωργία-Βιργινία Λαμπρούση, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., 2007