

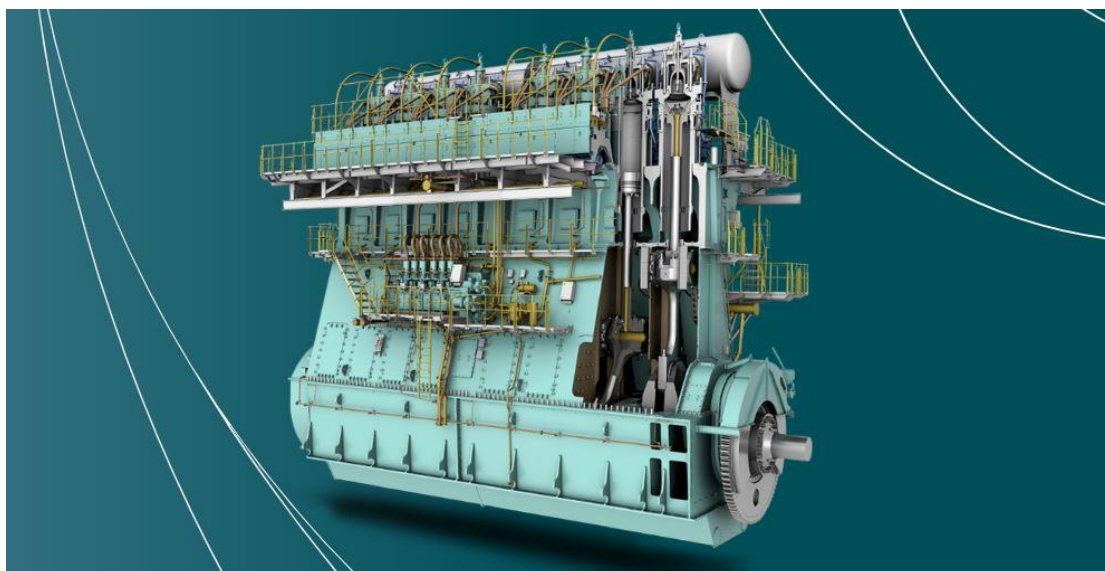


# ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ



«ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΠΙΛΕΚΤΙΚΗΣ ΚΑΤΑΛΥΣΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ  
ΓΙΑ ΤΟΝ ΈΛΕΓΧΟ ΤΩΝ ΝΟΧ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΤΙΖΕΛ ΚΑΙ  
ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΣΧΕΤΙΖΟΜΕΝΑ ΜΕ ΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΤΑ  
ΜΕΡΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ»

ΓΕΩΡΓΙΟΣ ΑΓΑΠΙΟΥ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:

ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ, ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 2020



# ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΠΙΛΕΚΤΙΚΗΣ ΚΑΤΑΛΥΣΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ  
ΓΙΑ ΤΟΝ ΈΛΕΓΧΟ ΤΩΝ NOX ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΤΙΖΕΛ ΚΑΙ  
ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΣΧΕΤΙΖΟΜΕΝΑ ΜΕ ΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΤΑ  
ΜΕΡΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ»

«HIGH PRESSURE SCR SYSTEMS FOR DIESEL ENGINE NOX  
CONTROL AND PROBLEMS RELATED WITH THEIR OPERATION  
AT LOW LOAD»

ΓΕΩΡΓΙΟΣ ΑΓΑΠΙΟΥ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:

ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ, ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 2020

Αφιέρωση

... Στον καθοδηγητή μου

... στον αδερφό μου.

## Πρόλογος

Καθ' όλη την διάρκεια της φοίτησης μου στην Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, βίωσα ένα ταξίδι γνώσεων με πολλά ενδιαφέροντα μαθήματα που σου εγείρουν την σκέψη, και σου διευρύνουν την αντίληψη στο κομμάτι της μηχανικής, και των επιστημών, προς όφελος του ανθρώπου. Πολλά μαθήματα, με τα κυριότερα από τα οποία είναι τα: «Μηχανές Εσωτερικής Καύσης», «Καύση Ρύπανση Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης» αμφότερα του καθηγητή Δ. Χουντάλα, μου κέντρισαν το ενδιαφέρον ως προς το θέμα επιλογής της διπλωματικής μου εργασίας.

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Δ. Χουντάλα, καθηγητής του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, για την βοήθεια που μου προσέφερε καθ' όλη την διάρκεια της διπλωματικής εργασίας και για τις πολλές και πολύτιμες γνώσεις που μετέφερε καθόλα τα διδακτικά έτη.

Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω, ξανά τον καθηγητή μου, Δ. Χουντάλα και τον υποψήφιο διδάκτορα του τομέα θερμότητας κ. Θεοφάνη Δ. Χουντάλα για τα shop tests που μου διέθεσαν, και αντιστοιχούν σε μετρήσεις που ελήφθησαν από τους ανωτέρους στις εγκαταστάσεις της Hyundai, στο Ulsan της Νότιας Κορέας.

## Περίληψη

Κατά τη διάρκεια των τελευταίων ετών, η ναυτιλιακή βιομηχανία αντιμετώπισε πολλαπλά ζητήματα που οφείλονται σε ποικίλους παράγοντες, όπως η αύξηση τιμών των καυσίμων, η σημαντική μείωση της ναύλωσης πλοίων, καθώς και η υπερπροσφορά της μεταφορικής ικανότητας. Όλα τα παραπάνω άσκησαν τεράστια οικονομική πίεση στις ναυτιλιακές εταιρείες. Επιπρόσθετα, η αυξανόμενη ανησυχία για την καταστολή των εκπομπών ρύπων από τη ναυτιλία μαζί με τους πρόσφατους πιο αυστηρούς διεθνείς και εθνικούς κανονισμούς για τον περιορισμό των εκπομπών ρύπων θερμοκηπίου και μη, έθεσαν πρόσθετες προκλήσεις. Επομένως, οι ιδιοκτήτες και οι πλοιοκτήτες αναγκάζονται πλέον να λάβουν μέτρα για τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και του σχετικού κόστους, καθώς και για τη μείωση των εκπομπών αερίων του πλοίου.

Προκειμένου να επιτευχθεί μία πιο αποτελεσματική και φιλική προς το περιβάλλον λειτουργία πλοίων, έχουν προταθεί και χρησιμοποιηθεί ορισμένα μέτρα. Σε αυτά περιλαμβάνεται η εισαγωγή των ηλεκτρονικά ελεγχόμενων εκδόσεων κινητήρων ντίζελ πλοίων, στις οποίες μπορούν να ελεγχθούν οι ρυθμίσεις του κινητήρα (χρονισμός ανοίγματος / κλεισίματος βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων, προπορεία εγχύσεως καυσίμου και ρύθμιση της πίεσης σαρώσεως) και έτσι εκείνος να λειτουργεί σε διάφορες ρυθμίσεις με υψηλή απόδοση και χαμηλή εκπομπή ρύπων σε ολόκληρο το φάκελο λειτουργίας. Περιλαμβάνεται ακόμη η εφαρμογή της παράκαμψης καυσαερίων, η χρήση στρόβιλο-συμπιεστών με στροβίλους μεταβλητής γεωμετρίας και η εγκατάσταση συστημάτων ανάκτησης θερμότητας αποβλήτων που χρησιμοποιούν ατμοστρόβιλο για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (σε ορισμένες περιπτώσεις σε συνδυασμό με στρόβιλο ισχύος).

Για τα υπάρχοντα πλοία, μπορούν να χρησιμοποιηθούν συστήματα ανακυκλοφορίας των καυσαερίων για τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων.

Μία επιπλέον λύση που χρησιμοποιείται και εγκαθίσταται στα καινούργια πλοία είναι η μέθοδος SCR (Selective Catalytic Reaction) επιλεκτικού καταλύτη ρύπων NO<sub>x</sub>, η οποία μετατρέπει τα οξείδια του αζώτου σε μοριακό άζωτο και νερό. Η αναφερόμενη μέθοδος κατάλυσης έχει μεγάλη δραστηριότητα για την μείωση των ρύπων οξειδίων του αζώτου, περίπου στο 80%, για πετρελαιοκίνητες μηχανές εσωτερικής καύσης. Η μέθοδος αυτή διέπεται, για την ασφαλή λειτουργία της, από μερικούς περιορισμούς

λειτουργίας, ως προς την θερμοκρασία των καυσαερίων που διέρχονται διαμέσου του συστήματος SCR, και ως προς την περιεκτικότητα του πετρελαίου σε θείο που χρησιμοποιείται.

Ωστόσο, η πλειονότητα των πλοίων που υπάρχουν, δεν διαθέτει συστήματα κατάλυσης των εκπεμπόμενων ρύπων οξειδίων του αζώτου, με αποτέλεσμα οι ιδιοκτήτες αυτών να λαμβάνουν μεγάλης αξίας πρόστιμα εξ αιτίας της μη συμμόρφωσης με τους περιβαλλοντολογικούς περιορισμούς.

## Abstract

In recent years, the shipping industry has faced several issues due to a variety of factors such as an increase in oil prices, a significant reduction in ship charters as well as an oversupply in transportation services. All the above have created an enormous financial pressure on shipping companies. In addition, the increasing concern of emissions being generated by the shipping industry along with the most recent national and international regulations to confine the greenhouse gas have posed additional challenges. Therefore, the owners and shipowners are now forced to take the necessary measures in order to reduce oil brake specific fuel consumption, the costs as well as reducing the vessel's gas emissions.

To achieve such an efficient and environmentally friendly vessel operation, specific guidelines have been proposed and are in effect. These include the introduction of electronically controlled version of diesel engines in which the vessel's engine can be controlled (exhaust valve opening/closing timer, fuel injection lead and scan pressure adjustment) which in turn can be operated in various settings with high efficiency and low emissions through the operating folder.

Included in the paper is the application of bypassing emissions, using turbochargers with geometry variable turbines and installation of waste heat recovery systems which generate electricity ( in some cases combined with the use of a power turbine).For existing ships there can be an implementation of recirculation of the exhaust gas in order to reduce emissions.

An additional solution which is currently used and installed in newly built vessel's is that of NOx selective catalyst. This catalyst is highly effective in reducing nitrogen oxide pollutants which has specific operation specifications.

However, the majority of the technical measures mentioned above require a high capital expenditure achieving greatly reducing emissions. The operation specifications will be reported and discussed in terms of increasing the special consumption and methodology through which it can be achieved.

## Σκοπός της Εργασίας

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται, αρχικά, μια αναφορά στις αργόστροφές ντίζελ μηχανές εσωτερικής καύσης και τους εκπεμπόμενους ρύπους αυτών. Στη συνέχεια ακολουθεί αναλυτική αναφορά στην παραγωγή των ρύπων οξειδίων του αζώτου από τις παραπάνω μηχανές και αναφέρονται ορισμένοι τρόποι με σκοπό τη μείωση εκπεμπόμενων ρύπων.

Εν συνεχεία, αναλύεται η μέθοδος του συστήματος του SCR (σύστημα επιλεκτικής κατάλυσης – Selective Catalytic Reaction) και γίνονται αναφορές σε ήδη υπάρχοντα συστήματα που παράγονται από εταιρίες, όπως η MAN ENERGIES, WIN GD, WARSTILA.

Η εργασία αφορά την εύρεση μεθόδων για την αποτελεσματική και ασφαλή (ως προς τις προδιαγραφές του συστήματος κατάλυσης) λειτουργία του SCR σε χαμηλά φορτία λειτουργίας του κινητήρα και στη συνέχεια ανάλυση των μεθόδων με πρόγραμμα προσομοίωσης της καύσης, ώστε να γίνει η ανάλυση των παραμέτρων λειτουργίας και η σύγκριση με τα ήδη υπάρχοντα συστήματα.

Η διπλωματική εργασία επιστρατεύει τα υπάρχοντα τεχνικά μέσα, για την αξιόπιστη λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία, και παράλληλα, την μείωση των παραγόμενων ρύπων NOx, βελτιστοποιώντας την κατανάλωση καυσίμου σε πλοία τα οποία μπορούν να εγκαταστήσουν το σύστημα του SCR χωρίς όμως να χρειάζεται να εγκαταστήσουν κάποιον επιπλέον εξοπλισμό για τα χαμηλά φορτία.



## Περιεχόμενα

Περίληψη .....	4
Abstract .....	6
Σκοπός της Εργασίας .....	7
1. Εισαγωγή .....	12
2. Βιβλιογραφική Ανασκόπηση.....	14
2.1. Ανάλυση Λειτουργίας Κινητήρα Ντίζελ.....	14
2.2. Καύση στον Κινητήρα Ντίζελ.....	19
2.2.1. Καύσιμο .....	19
2.2.2. Εκπεμπόμενοι ρύποι και νομοθεσία αυτών για την λειτουργία Μ.Ε.Κ..22	
2.2.3 Διεθνής νομοθεσία στην ναυτιλία για τον περιορισμό εκπεμπόμενων ρύπων οξειδίων του αζώτου (NO <sub>x</sub> ). .....	26
2.3. Τεχνικές περιορισμού εκπομπών αέριων ρύπων NO <sub>x</sub> , SO <sub>x</sub> και της αιθάλης28	
2.3.3 Κύκλος Miller .....	32
2.3.4 Χρήση τεχνολογιών νερού.....	34
2.3.5 Συστήματα επεξεργασίας καυσαερίων SCR.....	36
2.4 Εισαγωγή στο σύστημα του SCR (Selective Catalytic Reduction) .....	38
2.4.1 Η αρχή λειτουργίας του Επιλεκτικού Καταλύτη .....	40
2.4.2 Σύστημα κατάλυσης υψηλής πίεσης (SCR HIGH PRESSURE).....	41
2.4.3 Σύστημα κατάλυσης χαμηλής πίεσης (SCR LOW PRESSURE).....	43
2.4.4 Λειτουργία του συστήματος SCR με καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο S>3.5% και σε χαμηλά φορτία του κινητήρα .....	45
2.4.5 Βαλβίδες ελέγχου του συστήματος SCR HP, για την εμπλοκή στο σύστημα των καυσαερίων, και την λειτουργία του .....	48
2.4.6 Βαλβίδες ελέγχου του συστήματος SCR LP, για την εμπλοκή στο σύστημα των καυσαερίων, και την λειτουργία του .....	49
2.4.7 Χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν μέρος στον αντιδραστήρα του SCR .....	49
2.4.8 Επίδραση στον Κινητήρα του συστήματος SCR και πιθανές βλάβες ...	53
2.4.9 Έλεγχος για επικαθόμενους ρύπους στο δίκτυο του συστήματος SCR	53
2.4.10 Η ενεργειακή απαίτηση για τη λειτουργία του SCR LP.....	55
2.4.11 Ρύθμιση του κινητήρα σε χαμηλά φορτία και έλεγχος της βαλβίδας παρακάμψεως στροβίλου.....	55

2.4.12	Κατανάλωση Αναγωγικού Μέσου.....	56
2.4.13	Διαφορές Ανάμεσα σε SCR HP και LP.....	56
2.4.14	Λειτουργία του SCR HP σε χαμηλά φορτία.....	59
2.4.15	Τεχνικές αστοχίες, όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε ρύθμιση χαμηλών φορτίων, σύμφωνα με τις παραπάνω μεθόδους.....	65
2.4.16	Λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία με συμπλεγμένο το σύστημα του SCR.....	66
2.4.17	Λειτουργία του SCR όταν ο κινητήρας εργάζεται με καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο $S > 3.5\%$ – Heavy Fuel Oil.....	68
3.	Προσομοίωση του κινητήρα 7WFX82B, με χρήση του προγράμματος Pythia, και έλεγχος της λειτουργίας του με την παράλληλη χρήση του SCR HP σε χαμηλά φορτία	70
3.1	Προβλήματα της λειτουργίας του SCR HP στα μερικά φορτία κινητήρα...	70
3.1.1	Μέθοδοι Αύξησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλά φορτία.....	73
3.2.	Προσομοίωση του Κινητήρα.....	75
3.2.1	Περιγραφή του λογισμικού PYTHIA.....	75
3.2.2	Αναφορά στον κινητήρα που θα προσομοιωθεί.....	78
3.2.3	Αρχικές παράμετροι.....	79
3.2.4	Μέθοδος εξαγωγής δεδομένων.....	80
3.2.5	Τα αποτελέσματα των SHOP TESTS.....	82
3.3.	Ανάλυση των τριών παραμέτρων που με την μεταβολή τους, γίνεται δυνατό η αύξηση των θερμοκρασιών των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο.....	85
3.3.1	Λειτουργία του κινητήρα σε μερικό φορτίο 25%.....	87
3.3.2	Λειτουργία του κινητήρα σε μερικό φορτίο 20%.....	90
3.3.3	Έλεγχος για το πως επηρεάζει η μεταβολή του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής τον κινητήρα.....	93
3.3.4	Πως επηρεάζουν οι ρυθμίσεις που επιλέχθηκαν για παραμετροποίηση της κύριες παραμέτρους του κινητήρα.....	97
3.3.5	Σύγκριση των αποτελεσμάτων με τα SHOP TEST.....	100
3.3.6	Σχολιασμός αποτελεσμάτων.....	102
4.	Επισκόπηση της διπλωματικής εργασίας.....	103
	Βιβλιογραφία.....	105

## Περιεχόμενα Σχεδίων

Εικόνα 2-1 Κύκλος DIESEL .....	14
Εικόνα 2-2 Σάρωση σε δίχρονο κινητήρα με τύπο σαρώσεως Uniflow .....	15
Εικόνα 2-3 Διάγραμμα P – V 2-χ κινητήρα .....	16
Εικόνα 2-4 Ελεγχόμενη καύση ανάμιξης.....	24
Εικόνα 2-5 Διεθνής νομοθετημένοι περιορισμοί για τους εκπεμπόμενους ρύπους .....	27
Εικόνα 2-6 Όρια ρύπων οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα .....	28
Εικόνα 2-7 EGR – Ανακυκλοφορία Καυσαερίων.....	31
Εικόνα 2-8 Σύγκριση συμβατικού κύκλου Diesel και κύκλου Miller.....	33
Εικόνα 2-9 Τυπικό σύστημα υπερπλήρωσης δυο βαθμίδων που χρησιμοποιείται σε κινητήρες που λειτουργούν με τον κύκλο Miller .....	34
Εικόνα 2-10 Τεχνολογία νερού .....	35
Εικόνα 2-11 Αντιδραστήρας του SCR και οι κατάλυση των ρύπων NO <sub>x</sub> .....	36
Εικόνα 2-12 Οι τρεις μέθοδοι μείωσης των ρύπων οξειδίων του αζώτου.....	39
Εικόνα 2-13 Ποσοστό περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο και η επιθυμητή θερμοκρασία για την ασφαλής λειτουργία του SCR (κόκκινη γραμμή SCR υψηλής πίεσης, και μπλε γραμμή SCR χαμηλής πίεσης).....	40
Εικόνα 2-14 SCR high pressure .....	42
Εικόνα 2-15 SCR low pressure .....	44
Εικόνα 2-16 Επιθυμητή θερμοκρασία καυσαερίων πριν τον στρόβιλο για κάθε μέθοδο σε συνάρτηση με το Φορτίο του κινητήρα και με παράκαμψη κυλίνδρου .....	46
Εικόνα 2-17 Λειτουργία βαλβίδων αναλόγως της ρυθμίσεως με SCR HP .....	48
Εικόνα 2-18 Λειτουργία βαλβίδων αναλόγως της ρυθμίσεως με SCR LP .....	49
Εικόνα 2-19 Ποσοστό κατάλυσης οξειδίων του αζώτου σε σχέση με την έγχυση αμμωνίας. 52	
Εικόνα 2-20 Σπασμένες βαλβίδες σαρώσεως.....	53
Εικόνα 2-21 Ειδική κατανάλωση καυσίμου «Πέναλτι καυσίμου» .....	56
Εικόνα 2-22 Κατανάλωση αναγωγικού μέσου.....	57
Εικόνα 2-23 Σχεδιαστικές διαφορές SCR HP -LP .....	57
Εικόνα 2-24 Δημιουργία Αμμωνίας SCR HP -LP.....	58
Εικόνα 2-25 Ελάχιστη Θερμοκρασία λειτουργίας SCR HP - LP.....	58
Εικόνα 2-26 Μετατροπές στον κινητήρα SCR HP-LP.....	58
Εικόνα 2-27 Αύξηση ειδικής καταναλώσεως SCR HP -LP .....	59
Εικόνα 2-28 Επιμέρους Συστήματα SCR HP- LP.....	59
Εικόνα 2-29 Ηλεκτρικός Συμπιεστής.....	63

Εικόνα 2-30 Πίεση κυλίνδρου σε σχέση με το φορτίο κινητήρα και την γωνία στροφάλου ..	65
Εικόνα 3-1: Διάγραμμα Φορτίου – Θερμοκρασίας κυλίνδρου – Ισχύος – Συντελεστού λα και εκπεμπόμενων ρύπων .....	70
Εικόνα 3-2 Δομικό διάγραμμα για τα χαμηλά φορτία .....	72
Εικόνα 3-3 Κατάσταση Κινητήρα .....	76
Εικόνα 3-4 Παράμετροι λειτουργίας κινητήρα .....	76
Εικόνα 3-5 Έξοδος αποτελεσμάτων μετά την εκτέλεση του προσομοιωτή .....	77
Εικόνα 3-6 Χαρακτηριστικά Κινητήρα που βάση αυτού θα γίνει η προσομοίωση .....	79
Εικόνα 3-7 Shop Test 25% LOAD .....	82
Εικόνα 3-8 Shop Test 50% LOAD .....	83
Εικόνα 3-9 Shop Test 75% LOAD .....	83
Εικόνα 3-10 Σφάλμα Θερμοκρασιών της προσομοίωσης μέσω του πρόγραμμα .....	84
Εικόνα 3-11 Σφάλμα Ειδικής καταναλώσεως της προσομοίωσης μέσω του πρόγραμμα .....	84
Εικόνα 3-12 Μονοδιάστατη ανάλυση των τριών παραμέτρων για την ειδική κατανάλωση και τον θερμοκρασιακό στόχο όταν ο κινητήρας λειτουργεί με HFO .....	87
Εικόνα 3-13 Φορτίο 25% - Χάρτες .....	88
Εικόνα 3-14 Ίσο - επιφάνειες camera view1 .....	89
Εικόνα 3-15 Ίσο - επιφάνειες camera view2 .....	89
Εικόνα 3-16 Μονοδιάστατη ανάλυση των τριών παραμέτρων για την ειδική κατανάλωση και τον θερμοκρασιακό στόχο όταν ο κινητήρας λειτουργεί με HFO .....	90
Εικόνα 3-17 Φορτίο 20% - Χάρτες .....	91
Εικόνα 3-18 Ίσο - επιφάνειες camera view1 .....	92
Εικόνα 3-19 Ίσο - επιφάνειες camera view2 .....	92
Εικόνα 3-20 Πίεση κυλίνδρου συναρτήσει την γωνία στροφάλου .....	94
Εικόνα 3-21 Διαγράμματα φορτίων συναρτήσει προπορείας ανοίγματος βαλβίδας εξαγωγής .....	96
Εικόνα 3-22 Φορτίο 20 % - Διάγραμμα Συμπέσεως .....	98
Εικόνα 3-23 Φορτίο 20% - Διάγραμμα πίεσεως αναφλέξεως .....	99
Εικόνα 3-24 Διάγραμμα ειδικής καταναλώσεως καυσίμου συναρτήσει το Φορτίο .....	100

## 1. Εισαγωγή

Κατά τις τελευταίες δεκαετίες, κύρια οδηγός - γραμμή για την ανάπτυξη του ναυτιλιακού συστήματος πρόωσης αποτελούσε η αύξηση της καθορισμένης παραγόμενης ισχύος, η αύξηση του βαθμού απόδοσης και αξιοπιστίας τους, η μείωση της ειδικής καταναλώσεως (brake specific fuel consumption - BSFC), καθώς και η μείωση του συνολικού απαιτούμενου κόστους επένδυσης. Τα τελευταία χρόνια, όπως ήταν αναμενόμενο, τα περιβαλλοντικά ζητήματα που προέκυψαν, επηρέασαν στον ύψιστο βαθμό τον τομέα της ναυτιλίας. Η θέσπιση νέων αυστηρότερων κανονισμών σε διεθνές και εθνικό επίπεδο για τους εκπεμπόμενους ρύπους από τους ναυτικούς κινητήρες, που για χρόνια εξέλειπαν, έχει οδηγήσει τους κατασκευαστές ναυτικών κινητήρων στην έρευνα νέων βέλτιστων λύσεων για τη μείωση του περιβαλλοντικού αποτυπώματος των κινητήρων.

Το γεγονός αυτό έχει δημιουργήσει κίνητρα στην επιστημονική κοινότητα για ανάπτυξη και εφαρμογή καινοτόμων τεχνολογιών, με κύριο στόχο τη βελτιστοποίηση των κινητήρων. Η αποτελεσματικότητα των νέων αυτών τεχνολογιών και η επίδρασή τους στη συνολική λειτουργία των κινητήρων βρίσκεται υπό διερεύνηση μέσω διεξαγωγής σύνθετων πειραμάτων και εκτενών αριθμητικών προσομοιώσεων.

Η διεξαγωγή πειραμάτων αποτελεί μια ιδιαίτερα χρονοβόρα και δύσκολη διαδικασία με αυξημένο κόστος και αρκετούς περιορισμούς, καθώς καθίσταται αδύνατη η ταυτόχρονη παρακολούθηση όλων των παραμέτρων από τις οποίες καθορίζεται η λειτουργία ενός κινητήρα. Η αριθμητική προσομοίωση της λειτουργίας ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης, αν και πολλές φορές ιδιαίτερα απλουστευτική, παρουσιάζει κάποια ιδιαιτέρως σημαντικά πλεονεκτήματα. Μέσω αυτής, καθίσταται δυνατή η πραγματοποίηση παραμετρικών μελετών σε μικρότερο χρόνο και με χαμηλότερο κόστος σε σύγκριση με τη διεξαγωγή πειραμάτων. Επιπλέον, επιτρέπεται η μελέτη της επίδρασης πληθώρας παραμέτρων από τις οποίες επηρεάζεται η λειτουργία ενός κινητήρα και δίνεται η δυνατότητα μεμονωμένης εξέτασης της κάθε διεργασίας που πραγματοποιείται σε αυτόν. Η χρήση αριθμητικών προσομοιώσεων είναι πλέον αναγκαία κατά τη διαδικασία ανάπτυξης νέων κινητήρων καθώς και κατά τη βελτίωση

των ήδη υπαρχόντων, λόγω της μεγάλης ευελιξίας που έχει και της σχετικά μεγάλης ακρίβειας των αποτελεσμάτων.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, αναλύεται η λειτουργία του συστήματος SCR, και σε δεύτερη φάση γίνεται αναλυτική περιγραφή της λειτουργίας του παραπάνω συστήματος με παράλληλη λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία. Επίσης πραγματοποιείται μια προσομοίωση ώστε να ερευνηθεί ως προς ποιες παραμέτρους του κινητήρα, στα χαμηλά φορτία, επιτυγχάνουμε την ασφαλή λειτουργία του SCR. Η προσομοίωση σχετίζεται με τη λειτουργία ενός αργόστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel και στην συνέχεια επαληθεύεται με τα πειραματικά δεδομένα που αποκτήθηκαν. Τέλος, οι διάφορες τεχνικές μείωσης των παραγόμενων ρύπων με την χρήση του συστήματος SCR βρίσκονται υπό έλεγχο και μένει να εξεταστεί η αποτελεσματικότητά τους.

## 2. Βιβλιογραφική Ανασκόπηση

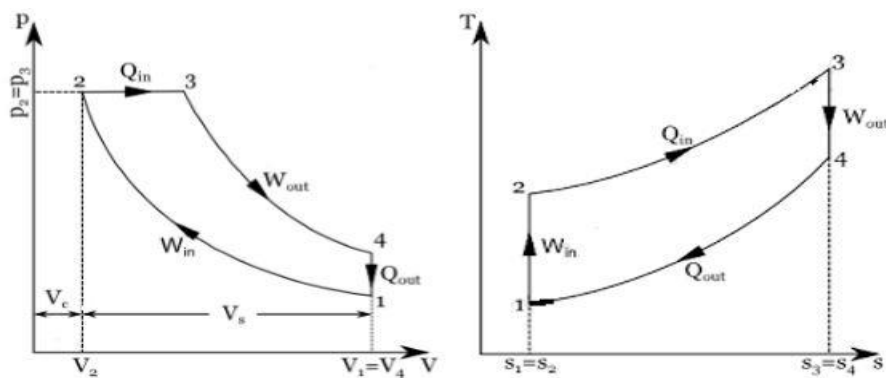
### 2.1. Ανάλυση Λειτουργίας Κινητήρα Ντίζελ

Οι κινητήρες αυτοί ονομάζονται και κινητήρες έναυσης με συμπίεση (compression ignition). Ο κύκλος Diesel πήρε το όνομά του από τον Rudolf Diesel (1858-1913), ο οποίος το 1897 ανέπτυξε έναν κινητήρα σχεδιασμένο, έτσι ώστε να πραγματοποιείται απευθείας η έγχυση υγρού καυσίμου στο θάλαμο καύσης (Δανιήλ, 2006).

#### Θεωρητικός Κύκλος

Ο ιδανικός πρότυπος κύκλος Diesel αποτελείται από τις εξής επιμέρους διεργασίες:

- 1) Ισεντροπική συμπίεση αέρα (1-2)
- 2) Πρόσδοση θερμότητας (καύση) υπό σταθερή πίεση (2-3)
- 3) Ισεντροπική εκτόνωση (3-4)
- 4) Απόρριψη θερμότητας υπό σταθερό όγκο (4-1)



Εικόνα 2-1 Κύκλος DIESEL

Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης ενός ιδανικού κύκλου Diesel, χωρίς να λαμβάνεται υπόψη το έργο άντλησης ή οι τριβές, δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_v^{\gamma-1}} \frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \quad (1)$$

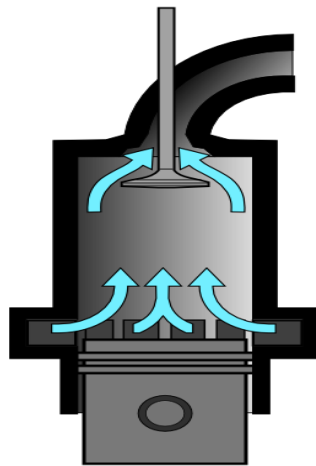
όπου:

$\gamma$  : ο λόγος ειδικών θερμοτήτων

$r_v$ : ο λόγος συμπίεσης  $r_v = \frac{V_1}{V_2}$  (2)

$r_c$ : ο λόγος προεκτόνωσης  $r_c = \frac{V_3}{V_2}$  (3)

Η θερμική απόδοση του κινητήρα αυξάνεται καθώς μειώνεται ο λόγος προεκτόνωσης και αυξάνεται ο λόγος συμπίεσης. Για τον ίδιο λόγο συμπίεσης, η θερμική απόδοση των κινητήρων έναυσης με συμπίεση είναι μικρότερη από αυτή των κινητήρων έναυσης με σπινθηριστή (Otto). Γενικά η απόδοση των κινητήρων Diesel είναι μεγαλύτερη, καθώς τα χρησιμοποιούμενα σε αυτούς καύσιμα επιτρέπουν τη λειτουργία σε υψηλότερους λόγους συμπίεσης σε σύγκριση με τους κινητήρες Otto (Κυρτάτος, 2013).



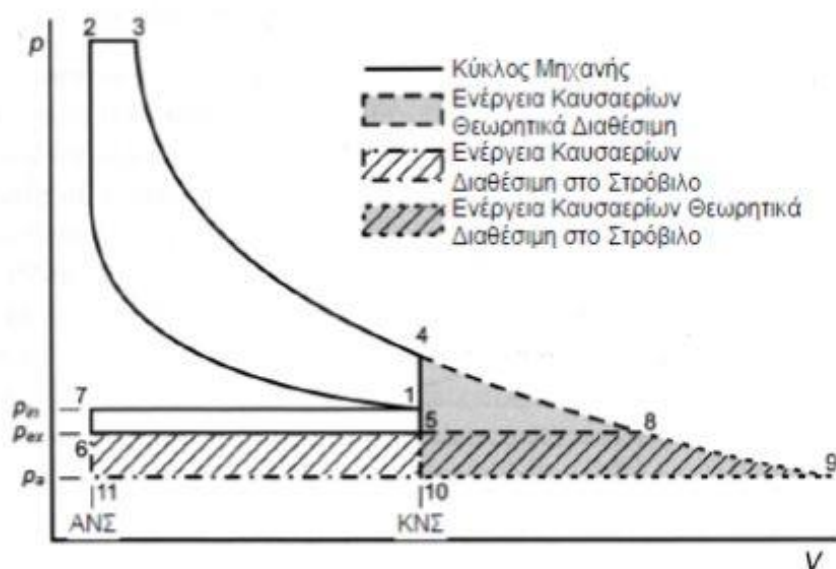
Εικόνα 2-2 Σάρωση σε δίχρονο κινητήρα με τύπο σαρώσεως Uniflow

Η ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες Diesel χαρακτηρίζεται ποιοτική, δηλαδή η αυξομείωση του παραγόμενου έργου επιτυγχάνεται μέσω της ρύθμισης της ποιότητας του μίγματος αέρα-καυσίμου στο εσωτερικό του κυλίνδρου του κινητήρα, η οποία προκαλείται με τη μεταβολή της ποσότητας του εγχεόμενου καυσίμου κατά τη διάρκεια



ενός κύκλου, εφόσον οι στροφές του κινητήρα και η πίεση εισαγωγής παραμένουν σταθερές.

Στην πλειονότητά τους οι σύγχρονοι κινητήρες Diesel διαθέτουν σύστημα υπερπλήρωσης στροβίλου-συμπιεστή (turbocharger) με ενδιάμεση ψύξη του αέρα εισαγωγής (intercooler). Το σύστημα αυτό εκμεταλλεύεται τη διαθέσιμη ενέργεια των καυσαερίων που αντιστοιχεί στο 30-40% της ενεργείας του καυσίμου. Συνεπώς, με την αύξηση της πίεσης και πυκνότητας του αέρα εισαγωγής, εισέρχεται μεγαλύτερη ποσότητα αέρα στον κύλινδρο και καθίσταται δυνατή η καύση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου. Το αποτέλεσμα είναι η απόδοση μεγαλύτερου έργου για δεδομένο όγκο εμβολισμού του κινητήρα (Δανιήλ, 2006).



Εικόνα 2-3 Διάγραμμα P – V 2-χ κινητήρα

Κατά την καύση σε έναν κινητήρα Diesel, πραγματοποιείται αυτανάφλεξη του ετερογενούς μίγματος καυσίμου-αέρα, δίχως τη χρήση σπινθηριστή. Ο λόγος αέρα-καυσίμου για συμβατικούς κινητήρες Diesel κυμαίνεται από 18:1 έως 70:1 και λαμβάνει μεγάλες τιμές, έτσι ώστε να αναμειχθεί το εγγερόμενο καύσιμο με τον αέρα και να επιτευχθεί πλήρης καύση στο μικρό χρονικό διάστημα που είναι διαθέσιμο. Η αυτανάφλεξη του καυσίμου επιτυγχάνεται εγχέοντας το καύσιμο την κατάλληλη χρονική στιγμή όπου επικρατούν συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης στον κύλινδρο. Αναλυτικότερα, διακρίνουμε τέσσερα διαφορετικά στάδια κατά την καύση στους κινητήρες Diesel (Κυρτάτος, 2013):

1ο στάδιο - Καθυστέρηση ανάφλεξης (ignition delay): Η διάρκεια του σταδίου αυτού ορίζεται από την έναρξη του ψεκασμού λίγο πριν το ΑΝΣ μέχρι την έναρξη της καύσης. Κατά το στάδιο αυτό λαμβάνει χώρα η φυσική και χημική προετοιμασία του μίγματος. Η φυσική προετοιμασία του μίγματος περιλαμβάνει το διασκορπισμό των σταγονιδίων του καυσίμου, την εξάτμισή τους και την ανάμιξή τους με τον αέρα. Η χημική προετοιμασία αναφέρεται στις χημικές αντιδράσεις που προηγούνται της αντίδρασης της καύσης και οδηγούν στην αυτανάφλεξη του μίγματος. Οι διαδικασίες αυτές επηρεάζονται από το σχεδιασμό του κινητήρα, τις συνθήκες λειτουργίας και τα χαρακτηριστικά του καυσίμου (Christen and Brand, 2013).

Παράγοντες που επηρεάζουν τη φυσική προετοιμασία: Ο καλός διασκορπισμός καυσίμου απαιτεί υψηλή πίεση έγχυσης, μικρότερη διάμετρο οπών του εγχυτήρα, ιδανικό ιξώδες καυσίμου και υψηλή πίεση αέρα στον κύλινδρο τη στιγμή της έγχυσης. Ο ρυθμός εξάτμισης των σταγονιδίων εξαρτάται από το μέγεθός τους, την κατανομή τους στο χώρο καύσης, την ταχύτητά τους, την πίεση και τη θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου, καθώς και την ικανότητα εξάτμισης του καυσίμου. Ο ρυθμός ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα ελέγχεται από τον εγχυτήρα και τη διαμόρφωση του θαλάμου καύσης (Μπογάτσας, 2011).

Παράγοντες που επηρεάζουν τη χημική προετοιμασία: Οι χημικές αντιδράσεις που προηγούνται της καύσης εξαρτώνται από τη χημική σύσταση του καυσίμου, την πίεση και τη θερμοκρασία πλήρωσης του κυλίνδρου, καθώς και από τη φυσική προετοιμασία του μίγματος. Καθοριστική ιδιότητα του καυσίμου είναι ο αριθμός κετανίου, η τάση δηλαδή για αυτανάφλεξή του. Για την ομαλή καύση απαιτούνται καύσιμα με υψηλό αριθμό κετανίου. Ειδικότερα, για τους πολύστροφους κινητήρες απαιτείται καύσιμο με αριθμό κετανίου άνω του 45, ενώ για τους αργόστροφους (όπου υπάρχει περισσότερος διαθέσιμος χρόνος για την καύση) μπορούν να χρησιμοποιηθούν καύσιμα με αριθμό κετανίου μικρότερο του 30 (Μπογάτσας, 2011).

2ο στάδιο- Καύση προ ανάμιξης (premixed combustion): Μετά το στάδιο της υστέρησης ακολουθεί το στάδιο της καύσης προ ανάμιξης, που συνοδεύεται από απότομη αύξηση της πίεσης και υψηλό ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Σε αυτό το στάδιο, καίγεται το προετοιμασμένο (στο πρότερο στάδιο) μίγμα (διάδοση φλόγας προ ανάμιξης). Συνήθως, στη μάζα του καυσίμου μίγματος εμφανίζονται εστίες έναρξης της καύσης σε διαφορετικά σημεία του κυλίνδρου και με μικρές χρονικές αποκλίσεις.

Οι εστίες αυτές ενώνονται και σχηματίζουν ένα μέτωπο που κατευθύνεται προς τις άκαυστες περιοχές του μίγματος καταναλώνοντάς το. Σε περίπτωση που το πρώτο στάδιο διαρκεί πολύ, επιτυγχάνεται πολύ καλή ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα και υψηλός βαθμός εξάτμισης του καυσίμου. Τότε υπάρχει μεγάλη ποσότητα προετοιμασμένου μίγματος, οπότε στο δεύτερο στάδιο μπορεί η πίεση να φτάσει σε απαγορευτικά επίπεδα (κρουστική καύση Diesel). Είναι συνεπώς ουσιώδης η μείωση του χρόνου υστέρησης, η οποία επιτυγχάνεται είτε με αύξηση του στροβιλισμού, είτε με χρήση καυσίμου υψηλότερου αριθμού κετανίου, είτε με χρήση πιλοτικής έγχυσης. Λόγω των πολύ υψηλών πιέσεων που επικρατούν στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης δε γίνεται άμεσα αντιληπτή η κρουστική καύση, όπως συμβαίνει στην αντίστοιχη περίπτωση των βενζινοκινητήρων (Δανιήλ, 2006).

3ο στάδιο- Ελεγχόμενη καύση διάχυσης (diffusion controlled combustion): Η καύση στο στάδιο αυτό είναι μη ομογενής και ελεγχόμενη από τη διάχυση, καθώς ο ρυθμός καύσης καθορίζεται από το ρυθμό ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα και εξαρτάται κυρίως από την έγχυση του καυσίμου. Στο στάδιο αυτό η καύση εξελίσσεται χωρίς καθυστέρηση καθώς το εγγεόμενο καύσιμο βρίσκει ιδανικές συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας με έντονα επίπεδα τύρβης που συντελούν στην άμεση καύση του.

4ο στάδιο- Επίκαιση (Delayed combustion): Αντιστοιχεί στη φάση όπου έχει τελειώσει η έγχυση του καυσίμου και η καύση συνεχίζεται μέχρι το τέλος της εκτόνωσης. Γενικά, αυτή η φάση είναι ανεπιθύμητη λόγω της υπερθέρμανσης που δημιουργείται στις βαλβίδες εξαγωγής και στην κορώνα του εμβόλου (Κυρτάτος, 2013)

## 2.2. Καύση στον Κινητήρα Ντίζελ

Για τη λειτουργία μιας θερμικής μηχανής απαιτείται πρόσδοση θερμότητας. Για την παραγωγή αυτής της θερμότητας χρησιμοποιείται η καύση του καυσίμου με το οξυγόνο του ατμοσφαιρικού αέρα. Οι χημικές αντιδράσεις της καύσεως είναι εξώθερμες, συνοδεύονται δηλαδή από την έκλυση σημαντικού ποσού θερμότητας, που εξαρτάται από τη χημική σύσταση του καυσίμου και από τις συνθήκες της καύσεως. Αποτέλεσμα των παραπάνω χημικών αντιδράσεων είναι η παραγωγή συγκεκριμένων προϊόντων, των καυσαερίων. Ο ατμοσφαιρικός αέρας, εκτός από οξυγόνο, περιέχει άζωτο και άλλες ουσίες, οι οποίες ενώ δεν συμμετέχουν άμεσα στη διαδικασία τη παραγωγής θερμότητας, συμβάλλουν στην ποιότητα της καύσεως και των παραγόμενων καυσαερίων (Δανιήλ, 2006).

### 2.2.1. Καύσιμο

Στην πλειονότητά τους οι ναυτικοί κινητήρες μπορούν να λειτουργήσουν με διάφορα καύσιμα διαφορετικής σύστασης και ποιότητας. Το καύσιμο που χρησιμοποιείται συνήθως στη ναυτιλία είναι το βαρύ ή υπολειμματικό πετρέλαιο (Heavy Fuel Oil ή Residual Fuel Oil), προερχόμενο από τα κατάλοιπα της κλασματικής απόσταξης (λόγω του χαμηλότερου κόστους). Επίσης, χρησιμοποιούνται καύσιμα προϊόντα κλασματικής απόσταξης (Distillate Oil) με υψηλότερη καθαρότητα και θερμογόνο δύναμη (Κυρτάτος, 2009).

- Heavy Fuel Oil: Τα καύσιμα αυτά αποτελούνται από τα κατάλοιπα της κλασματικής απόσταξης και η ποιότητά τους ποικίλει ανάλογα με την διαδικασία διύλισης που ακολουθείται και τη σύσταση του ακατέργαστου πετρελαίου που χρησιμοποιείται. Επιπλέον, έχουν μεγάλη περιεκτικότητα σε θείο και γενικά η καύση τους είναι αρκετά ρυπογόνος με μεγάλη εκπομπή σωματιδίων. Έχουν υψηλό ιξώδες και έτσι απαιτείται η προθέρμανση του καυσίμου μέχρι κάποια θερμοκρασία (περίπου 50°C) προκειμένου να μειωθεί το ιξώδες τους και να είναι δυνατή η άντλησή του και η περαιτέρω θέρμανσή

του προκειμένου να μειωθεί κι άλλο το ιξώδες του ώστε να είναι δυνατή η έγχυσή του στον θάλαμο καύσης. Ενδεικτικά, το καύσιμο RME 380 με ιξώδες 380 cst στους 15°C απαιτεί προθέρμανση στους 125°C προκειμένου το ιξώδες του να πέσει στα 14 cst και να είναι κατάλληλο για έγχυση. Επίσης, το δίκτυο πετρελαίου της εγκατάστασης στα πλοία πρέπει να περιλαμβάνει δεξαμενές καθίζησης και διαχωριστές για την απομάκρυνση των στερεών καταλοίπων και του νερού από το καύσιμο πριν την κατανάλωσή του. Μικρές προσμίξεις ανώτερων προϊόντων της κλασματικής απόσταξης με υπολειμματικό πετρέλαιο οδηγούν στα ενδιάμεσα καύσιμα (Intermediate Fuel Oil –IFO), τα οποία έχουν σαφώς καλύτερη ποιότητα και αποδοτικότερη καύση. Οι προσμίξεις αυτές είναι της τάξης του 12% για το IFO-180 και 2% για το IFO-380. Αυτά αποτελούν τα συνηθέστερα καύσιμα για τέτοιου τύπου κινητήρες (Christen and Brand, 2013).

- **Distillate oil:** Τα καύσιμα αυτά αποτελούνται από μίγμα υδρογονανθράκων που προέρχονται από την απόσταξη του αργού πετρελαίου. Για τη χρήση τους δεν απαιτείται κάποια ιδιαίτερη προετοιμασία, διαχωρισμός ή προθέρμανση πριν την καύση, αν και οι ιδιότητές τους βελτιώνονται με την προσθήκη ουσιών με σκοπό την καλύτερη απόδοση του κινητήρα. Η περιεκτικότητά τους σε θείο και αλλά κατάλοιπα είναι σαφώς χαμηλότερη. Η χρήση τους γίνεται σε πολύ μικρή κλίμακα στη ναυτιλία, κυρίως σε περιπτώσεις όπου δε γίνεται να χρησιμοποιηθεί το βαρύ πετρέλαιο (όπως για παράδειγμα στους πολύστροφους κινητήρες Diesel). Τα καύσιμα-προϊόντα κλασματικής απόσταξης χωρίζονται σε δυο βασικές κατηγορίες: Marine Distillate Oil και Marine Gas Oils. Τα πρώτα περιέχουν μικρό ποσοστό υπολειμματικού πετρελαίου, ενώ τα δεύτερα θεωρούνται τα καθαρότερα καύσιμα από όσα χρησιμοποιούνται στη ναυτιλία (Μπογάτσας, 2011).

Ορισμένες αξιοσημείωτες ιδιότητες των καύσιμων που επηρεάζουν τη λειτουργία των κινητήρων είναι οι παρακάτω:

**Πυκνότητα :** Η τυπική τιμή πυκνότητας για τα βαρέα καύσιμα σε θερμοκρασία 15°C είναι 991 kg/m<sup>3</sup>, ενώ για τα καύσιμα κλασματικής απόσταξης είναι 845 kg/m<sup>3</sup>.

**Ιξώδες :** Είναι το μέτρο των διατμητικών τάσεων του υγρού και μονάδα μέτρησής του είναι τα centistoke (1cst=1mm<sup>2</sup>/sec). Το ιξώδες εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία

του καυσίμου και πρέπει να έχει τέτοια τιμή ώστε να είναι δυνατή η άντληση και η έγχυσή του.

Σημείο καύσης: Η ελάχιστη θερμοκρασία στην οποία οι ατμοί του θερμαινόμενου καυσίμου, παρουσία φλόγας, αναφλέγονται και συνεχίζουν να καίγονται για 5 δευτερόλεπτα. Το σημείο αυτό είναι κατά 15-25°C υψηλότερο από το σημείο αυτανάφλεξης.

Σημείο αυτανάφλεξης: Η θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου, η οποία σε ατμοσφαιρικές συνθήκες κυμαίνεται μεταξύ 350-500°C, ενώ σε πίεση 30bar μεταξύ 200-250°C.

Θερμογόνος δύναμη : Για τα βαρέα καύσιμα είναι περίπου 41000 kJ/kg και για τα καύσιμα προερχόμενα από κλασματική απόσταξη 42700 kJ/kg.

Καθυστέρηση ανάφλεξης : Γύρω στα 0,001 έως 0,002 δευτερόλεπτα για τυπικά καύσιμα.

Αριθμός κετανίου: Αποτελεί μέτρο της ποιότητας έναυσης του καυσίμου. Στους πολύστροφους κινητήρες, (όπου ο διαθέσιμος χρόνος αναφλέξεως είναι μικρότερος), το πετρέλαιο πρέπει να έχει αριθμό κετανίου που κυμαίνεται μεταξύ 45 - 55, με μέγιστη τιμή 60. Στους μεσόστροφους ο αριθμός κετανίου πρέπει να κυμαίνεται μεταξύ 35 και 45, ενώ στους αργόστροφους μεταξύ 25 και 30. Πετρέλαιο με αριθμό κετανίου μεγαλύτερο του 60 δε χρησιμοποιείται, διότι αναφλέγεται γρήγορα, πριν την ανάμιξή του με τον αέρα, με συνέπεια να παρατηρείται ατελής καύση και να ρυπαίνεται ο κινητήρας. Αριθμός κετανίου μικρότερος του κανονικού, δημιουργεί κρουστική καύση και απώλεια ισχύος (Δανιήλ, 2006).

Περιεκτικότητα σε ασφαλτένια, εξανθρακώματα, νερό, βανάδιο, θείο, κατάλοιπα κλασματικής απόσταξης και τέφρα: Υψηλή περιεκτικότητα στα παραπάνω συστατικά δημιουργεί προβλήματα όπως διάβρωση, έκλυση οξειδίων του θείου, φραγή των οπών των εγχυτήρων, επικαθήσεις και φθορές στα μηχανικά εξαρτήματα, αυξημένες εκπομπές σωματιδίων, φθορά στο στρόβιλο του υπερπληρωτή, επικαθήσεις στις δεξαμενές αποθήκευσης του πετρελαίου και προβλήματα στις αντλίες του πετρελαίου (Κυρτάτος, 2013).

Περιεκτικότητα σε αρωματικούς υδρογονάνθρακες: Το ποσοστό περιεκτικότητας σε αρωματικούς υδρογονάνθρακες για τα ελαφρά καύσιμα κλασματικής απόσταξης ανέρχεται στο 5.5-6%, ενώ στα βαρέα καύσιμα στο 30-47%. Ειδικά για τα βαρέα καύσιμα, η ποιότητα της καύσεως εξαρτάται σημαντικά από το ποσοστό των περιεχομένων αρωματικών υδρογονανθράκων. Η αύξηση της περιεκτικότητας κατά βάρος σε αρωματικούς υδρογονάνθρακες, αυξάνει την καθυστέρηση της ανάφλεξης και μειώνει την ποιότητα της καύσης. Παράλληλα, αυξάνεται η θερμοκρασία των παραγομένων καυσαερίων. Ο δείκτης που χρησιμοποιείται για να εκφράσει την επίδραση των περιεχόμενων αρωματικών υδρογονανθράκων στην ευκολία έναυσης του καυσίμου ονομάζεται δείκτης αρωματικότητας υδρογονανθράκων (Calculated Carbon Aromaticity Index - CCAI). Ο δείκτης αυτός χρησιμοποιείται αντί για τον αριθμό κετανίου στα βαρέα καύσιμα, όπου ο αριθμός αυτός δεν μπορεί να εφαρμοστεί. Υπολογίζεται από την συσχέτιση της πυκνότητάς του με το κινηματικό ιξώδες και προκύπτει από εμπειρικά διαγράμματα (Κυρτάτος, 2009).

#### 2.2.2. Εκπεμπόμενη ρύποι καύσεως και νομοθεσία για την αντιμετώπιση αυτών για την λειτουργία Μ.Ε.Κ.

Εάν υποθέσουμε ότι το καύσιμο περιέχει μόνο υδρογονάνθρακες και η καύση του πραγματοποιείται κατά ιδανικό τρόπο, τότε τα μόνα προϊόντα της καύσεως θα είναι διοξείδιο του άνθρακα και νερό. Καθότι όμως, τα καύσιμα περιέχουν διάφορα πρόσθετα, ενώ η καύση απέχει από το να είναι τέλεια, στα καυσαέρια, εκτός του διοξειδίου του άνθρακα και του νερού, περιέχεται μονοξείδιο του άνθρακα, οξείδια του αζώτου, ενώσεις του θείου, άκαυστοι υδρογονάνθρακες, οξυγονούχες οργανικές ενώσεις (κυρίως αλδεΐδες, εστέρες), σωματίδια άκαυστου άνθρακα (αιθάλη – καπνός) και άκαυστες ενώσεις. Συγκεκριμένα (Christen and Brand, 2013):

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) είναι η κύρια αιτία του φαινομένου του θερμοκηπίου. Αποτελεί προϊόν της τέλει καύσεως των υδρογονανθράκων. Λόγω της επικινδυνότητας του φαινομένου του θερμοκηπίου είναι επιτακτική η μείωση της παραγωγής CO<sub>2</sub> σε παγκόσμιο επίπεδο. Η μείωση αυτή μπορεί να επιτευχθεί είτε με χρήση καυσίμων, που περιέχουν λιγότερα ή και καθόλου άτομα άνθρακα (π.χ. υδρογόνο), είτε με την αύξηση της αποδοτικότητας των θερμικών μηχανών (οπότε για

δεδομένη ισχύ απαιτείται λιγότερο καύσιμο, άρα παράγεται λιγότερο CO<sub>2</sub>). Καθότι οι πετρελαιοκινητήρες εμφανίζουν υψηλότερο βαθμό αποδόσεως σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες, η παραγωγή του διοξειδίου του άνθρακα από πετρελαιοκινητήρες είναι μειωμένη σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες ίδιας ισχύος. Αυτός είναι και ο λόγος εξαπλώσεως των πετρελαιοκινητήρων για την κίνηση οχημάτων τα τελευταία χρόνια στην Ευρώπη.

Το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) παράγεται κατά την ατελή καύση του άνθρακα και εμφανίζεται σε μεγάλες ποσότητες όταν το μείγμα καυσίμου – αέρα είναι πλούσιο (περίσσεια καυσίμου). Στην περίπτωση πτωχού μείγματος, η παραγωγή CO είναι πολύ περιορισμένη. Το CO είναι αέριο ιδιαίτερα τοξικό, διότι αντιδρά με την αιμοσφαιρίνη του αίματος και την αδρανοποιεί. Μερικά μόνο p.p.m. στον αέρα είναι θανατηφόρα για τον άνθρωπο. Η μέγιστη επιτρεπόμενη συγκέντρωση στον αέρα για οκτάωρη έκθεση του οργανισμού είναι 50p.p.m..

Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) προκύπτουν ως αποτέλεσμα της ατελούς καύσεως και της χαμηλότερης θερμοκρασίας στα τοιχώματα του θαλάμου καύσεως. Είναι διάφορων τύπων (παραφίνες, ολεφίνες, αρωματικοί υδρογονάνθρακες), ενώ μπορεί να είναι εκτός από αέριοι και στερεοί σε μορφή σωματιδίων (πολυπυρηνικές ενώσεις). Πολλοί από αυτούς αποτελούν ιδιαίτερα καρκινογόνες ουσίες και συμμετέχουν στη δημιουργία του φωτοχημικού νέφους. Η πιο σημαντική κατηγορία των HC είναι οι αρωματικοί υδρογονάνθρακες.

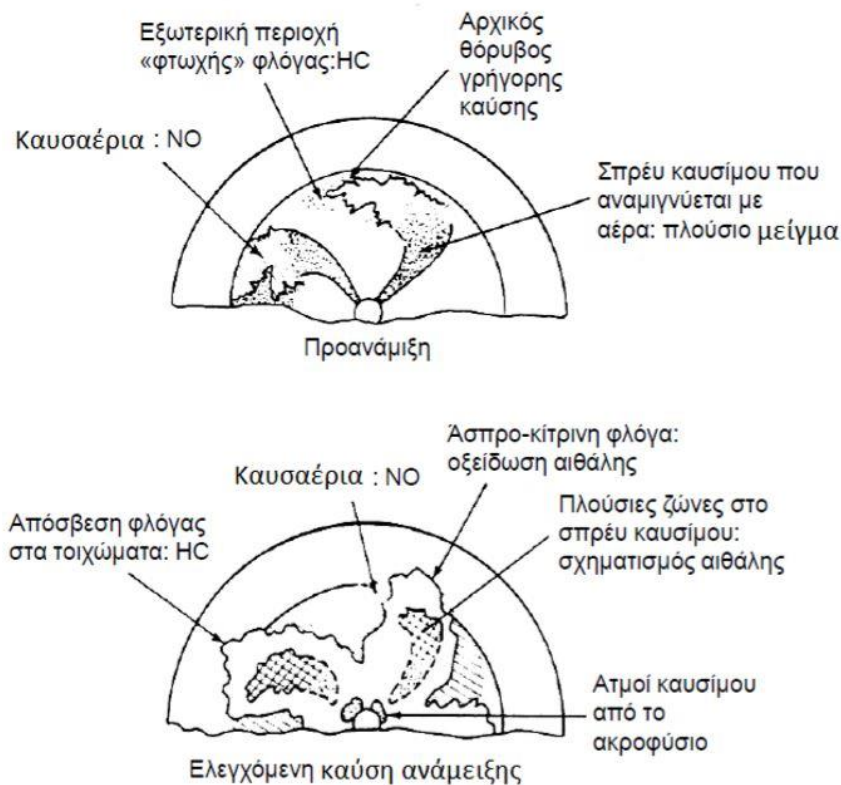
Το μονοξείδιο του αζώτου (NO) ή νιτρικό οξείδιο παράγεται εντός του θαλάμου καύσεως λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που επικρατούν κατά την καύση. Είναι ασταθής ένωση και εκπεμπόμενο στην ατμόσφαιρα μετατρέπεται σε NO<sub>2</sub>. Τα οξείδια του αζώτου μαζί με τους HC (κυρίως τους αρωματικούς) και υπό την επίδραση της υπεριώδους ακτινοβολίας του ηλίου σχηματίζουν το λεγόμενο φωτοχημικό νέφος. Οι αντιδράσεις που πραγματοποιούνται είναι ιδιαίτερα πολύπλοκες, με κύρια προϊόντα το όζον (O<sub>3</sub>), αλδεΐδες (RCHO), πολυπυρηνικές ενώσεις και νιτρικό οξύ. Το φωτοχημικό νέφος, εκτός της άσχημης οσμής και της μειωμένης ορατότητας, προκαλεί ερεθισμούς των οφθαλμών και του λαιμού, καρδιοαναπνευστικά προβλήματα, αλλά και απρόβλεπτες βλάβες σε όλους τους ζώντες οργανισμούς (Δανιήλ, 2006).

Οι βενζινοκινητήρες, σε μόνιμη λειτουργία παράγουν δύο τάξεις μεγέθους περισσότερο CO σε σχέση με τους πετρελαιοκινητήρες. Όσον αφορά στους άκαυστους



υδρογονάνθρακες, οι βενζινοκινητήρες παράγουν μία τάξη μεγέθους σε μεγαλύτερες ποσότητες. Οι ποσότητες των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου είναι περίπου ίδιες (με μεγαλύτερες ποσότητες να παράγονται από τους βενζινοκινητήρες). Οι διαφορές αμβλύνονται στα μερικά φορτία των κινητήρων, αλλά και πάλι οι πετρελαιοκινητήρες εμφανίζονται πολύ περισσότερο «καθαροί» σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες, όσον αφορά στους παραπάνω ρύπους.

Τα οξείδια του αζώτου προέρχονται από την οξείδωση του αζώτου κάτω από συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας στη θερμή περιοχή των προϊόντων της καύσης. Υψηλές θερμοκρασίες και υψηλή συγκέντρωση οξυγόνου οδηγούν στην αύξηση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου. Η συγκέντρωσή τους αυξάνεται στις περιοχές που βρίσκονται κοντά στη στοιχειομετρία όπου οι θερμοκρασίες είναι υψηλότερες. Έχει παρατηρηθεί επίσης ότι μικρή ποσότητα οξειδίων του αζώτου παράγεται και μέσα στη ζώνη αντίδρασης. Οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου ελέγχονται δύσκολα σε κινητήρες Diesel, καθώς η καύση είναι ετερογενής και πάντα υπάρχουν περιοχές κοντά στη στοιχειομετρία (Μπογάτσας, 2011).



Εικόνα 2-4 Ελεγχόμενη καύση ανάμειξης

Οι οξυγονούχες ενώσεις (κυρίως αλδεΐδες) παράγονται κατά την ατελή καύση των υδρογονανθράκων. Οι πετρελαιοκινητήρες παράγουν μικρότερες ποσότητες σε σχέση με του βενζινοκινητήρες. Οι εκπεμπόμενες όμως, οξυγονούχες ενώσεις από τους πετρελαιοκινητήρες είναι περισσότερο ερεθιστικές, ενώ διαθέτουν και εντονότερη οσμή (Μπογάτσας, 2011).

Το διοξείδιο του θείου ( $\text{SO}_2$ ) παράγεται κατά την αντίδραση με το οξυγόνο του περιεχόμενου θείου στο καύσιμο και ευθύνεται για την δημιουργία της όξινης βροχής. Το  $\text{SO}_2$  αντιδρά με την υγρασία της ατμόσφαιρας, οξειδώνεται και σχηματίζει θειικό οξύ. Η ταχύτητα της αντιδράσεως αυξάνεται όταν το  $\text{SO}_2$  βρεθεί μέσα στα σύννεφα. Η παρουσία μετάλλων και αμμωνίας στην ατμόσφαιρα, πάνω από βιομηχανικές περιοχές, δρα καταλυτικά στην αντίδραση. Λόγω της μεγαλύτερης περιεκτικότητας του πετρελαίου σε θείο, σε σχέση με την βενζίνη, οι πετρελαιοκινητήρες παράγουν μεγαλύτερες ποσότητες  $\text{SO}_2$ .

Το χαρακτηριστικό προϊόν της καύσεως στους πετρελαιοκινητήρες είναι ο καπνός. Ο λευκός καπνός αποτελείται από υγρά άκαυστα σωματίδια καυσίμου και εμφανίζεται κατά την εκκίνηση ή σε χαμηλά φορτία. Η συνεχής παρουσία λευκού καπνού και μετά την προθέρμανση υποδηλώνει διαρροή νερού ψύξεως προς τον θάλαμο καύσεως. Ο μαύρος καπνός αποτελείται από άκαυστα στερεά σωματίδια άνθρακα (αιθάλη) (Κυρτάτος, 2013).

Σύμφωνα με τους κανονισμούς για τα οξείδια του αζώτου  $\text{NO}_x$ , για κάθε πλοίο που κατασκευάστηκε από την 1 Ιανουαρίου 2016 και μετά πρέπει να πληροί τις προδιαγραφές TIER III, όταν πλέει μέσα σε περιοχές ECA (Emission Control Area). TIER III ονομάζονται οι περιορισμοί για τους ρύπους των οξειδίων του αζώτου μέσα σε περιοχές ECA, όπως και το TIER II αναφέρεται στους περιορισμούς των οξειδίων του αζώτου έξω από τις περιοχές ECA (Κυρτάτος, 2009).

Επίσης οι περιορισμοί για τα οξείδια του θείου  $\text{SO}_x$  και τους άκαυστους υδρογονάνθρακες σχετίζονται με την περιεκτικότητα του θείου μέσα στο κάθε καύσιμο που χρησιμοποιείται. Εδώ οι περιορισμοί αυτοί επιβάλλονται σε όλα τα πλοία ανεξαρτήτου ημερομηνίας κατασκευής (Μπογάτσας, 2011).

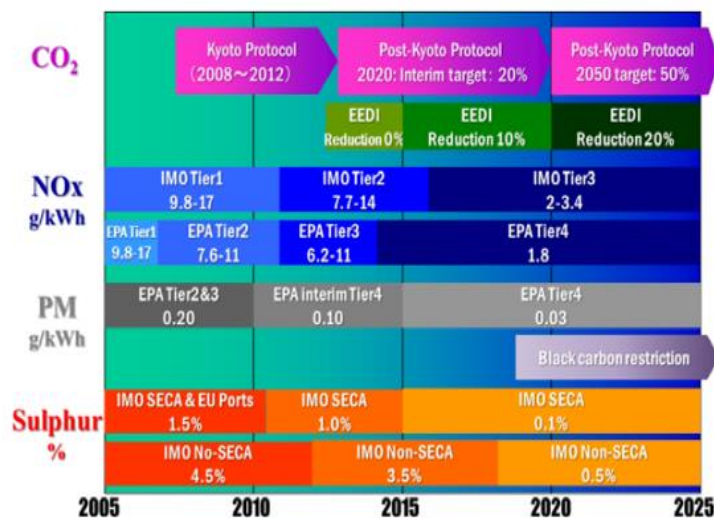
Όταν ένα πλοίο πλέει μέσα σε περιοχή ECA το ποσοστό του θείου μέσα στο καύσιμο πρέπει να μην υπερβαίνει το 0,1%. Για πλεύση εκτός περιοχής ECA ο περιορισμός περιεκτικότητας του θείου ανέρχεται σε 3,5% μέχρι την 1 Ιανουαρίου 2020, όπου νέος περιορισμός θα λάβει χώρα και θα κατέβει στο 0,5% η περιεκτικότητα του θείου στο καύσιμο (Christen and Brand, 2013).

### 2.2.3 Διεθνής νομοθεσία στην ναυτιλία για τον περιορισμό εκπεμπόμενων ρύπων οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>).

Το μονοξείδιο του αζώτου είναι αέριο με δριμεία αλλά γλυκεία οσμή. Είναι άχρωμο ή καφέ σε συνθήκες θερμοκρασίας δωματίου. Το διοξείδιο του αζώτου είναι άχρωμο έως καφέ υγρό σε θερμοκρασία δωματίου, με ισχυρή δριμεία οσμή, που σε θερμοκρασίες άνω των 40ο C μετατρέπεται σε καφέ-κόκκινο αέριο.

Όταν τα οξείδια του αζώτου, με την επίδραση του ηλιακού φωτός, συνδυαστούν με πτητικές οργανικές ενώσεις, δημιουργούν επιφανειακό όζον, το κύριο συστατικό της φωτοχημικής αιθαλομίχλης (smog) η οποία δημιουργείται στις περισσότερες αστικές περιοχές του πλανήτη κυρίως κατά το καλοκαίρι, καθώς τα οξείδια του αζώτου είναι δυνατό να μεταφερθούν σε μεγάλες αποστάσεις με την βοήθεια των ανέμων. Οι ανθρωπογενείς αιτίες σχηματισμού των οξειδίων μπορούν να μειωθούν - σε σχέση με το ποσοστό εκπομπών - με τη χρήση ειδικών συστημάτων κατάλυσης στις απολήξεις των μηχανών εσωτερικής καύσης, που παράγουν τέτοιου είδους ρύπους.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται μια σύντομη εικόνα για την διεθνής νομοθεσία στην ναυτιλία ως προς τους εκπεμπόμενους ρύπους, από το έτος 2005 έως το 2025.

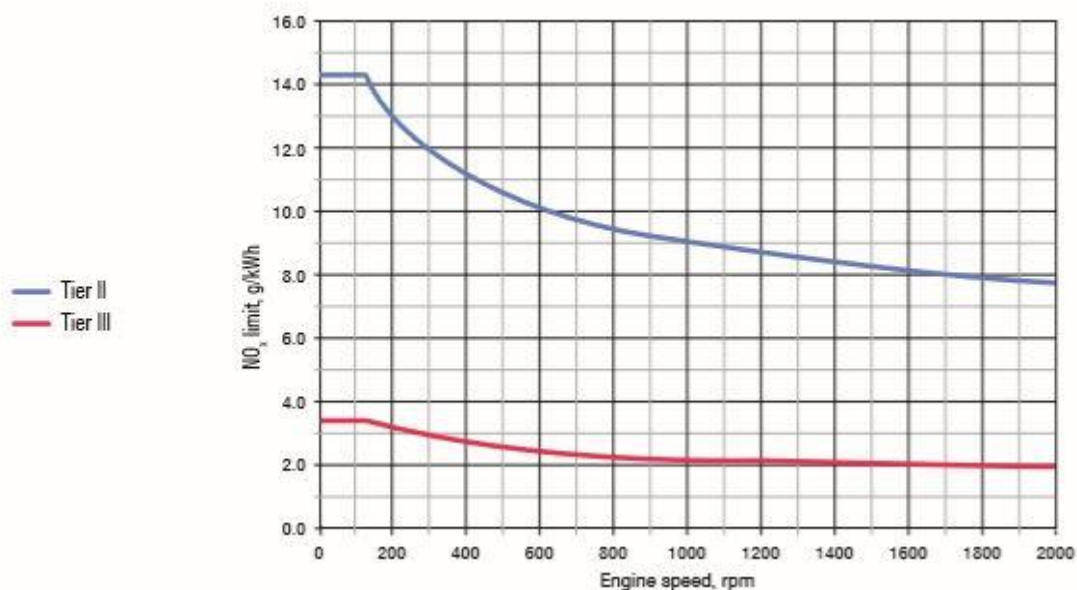


Εικόνα 2-5 Διεθνής νομοθετημένοι περιορισμοί για τους εκπεμπόμενους ρύπους

Όπως κατανοείται από την παραπάνω εικόνα, ο IMO (Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός - International Maritime Organization), έχει λάβει όλο και πιο δραστικά μέτρα με την πάροδο του χρόνου, για την μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων οξειδίων του αζώτου, όπου στις μέρες μας το ανώτατο όριο εκπεμπόμενων ρύπων να έχει φτάσει τα 14 g/kWh για μία αργόστροφη μηχανή ντίζελ εκτός της περιοχής ECA και τα 2,7 g/kWh μέσα στην περιοχή ECA.

Ο διεθνής περιορισμός για τους ρύπους οξείδια του αζώτου (NO<sub>x</sub>) που παράγονται από τις ντίζελ μηχανές θαλάσσης όπως τους προσδιορίζει ο MARPOL (Διεθνής σύμβαση για την πρόληψη της ρύπανσης από τα πλοία), σε συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, παρουσιάζεται παρακάτω.

Τα όρια του TIER II ισχύουν για όλα τα πλοία που έχουν κατασκευαστεί από την 1η Ιανουαρίου του 2011 και μετά.



Εικόνα 2-6 Όρια ρύπων οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

Το TIER III ισχύει για πλοία που πλέουν σε ελεγχόμενες περιοχές ρύπων (ECA) και έχουν κατασκευαστεί την ημερομηνία προσδιορισμού της περιοχής ως ECA. Δηλαδή για τις παράκτιες περιοχές ως 200 ναυτικά μίλια από την ακτή για την Βόρεια Αμερική και τον Καναδά, η ημερομηνία προσδιορισμού της περιοχής ως ECA είναι η 1η Ιανουαρίου 2016. Αντίθετα, για την Βαλτική Θάλασσα, την Βόρεια Θάλασσα και το Αγγλικό Κανάλι, αυτή η ημερομηνία θα είναι η 1η Ιανουαρίου 2021 (Κυρτάτος, 2013).

### 2.3. Τεχνικές περιορισμού εκπομπών αέριων ρύπων NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> και της αιθάλης

Γενικότερα, στους κινητήρες Diesel γίνεται προσπάθεια ελέγχου των εκπομπών οξειδίων του θείου, οξειδίων του αζώτου και της αιθάλης. Οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα είναι αναπόφευκτες ενώ οι εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες, καθώς οι κινητήρες Diesel λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα. Επίσης, η μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων πολλές φορές ταυτίζεται με την

αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, με συνέπεια η βελτιστοποίηση ενός κινητήρα Diesel να αποτελεί μια σύνθετη διαδικασία που εξαρτάται από πολλούς παράγοντες. Κανένα μέτρο δεν έχει θετική επίπτωση ταυτόχρονα σε όλες τις παραμέτρους λειτουργίας ενός κινητήρα και για αυτό απαιτείται συνδυασμός μέτρων που συνθέτουν ένα βέλτιστο αποτέλεσμα κατανάλωσης/εκπομπών ρύπων. Για παράδειγμα, αύξηση της πίεσης έγχυσης επιφέρει μείωση των ρύπων μόνο όταν συνδυάζεται με ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR). Ακολουθεί περιγραφή ορισμένων μεθόδων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων (Δανιήλ, 2006).

### 2.3.1 Βελτιστοποίηση Έγχυσης καυσίμου

Ο χρονισμός έγχυσης του καυσίμου είναι μια παράμετρος που επηρεάζει διαφορετικά το κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Μεγάλη προπορεία έγχυσης οδηγεί σε απότομη αύξηση της πίεσης και, συνεπώς, μεγαλύτερη θερμοκρασία κατά την καύση στο κύλινδρο. Μικρότερη προπορεία αυξάνει τη διάρκεια της έγχυσης και καύσης μετά το ANΣ και η αύξηση της πίεσης είναι λιγότερο απότομη λόγω της συνεχόμενης εκτόνωσης, η οποία προκαλεί μείωση των μέγιστων θερμοκρασιών κάνοντας τη διεξαγωγή της καύσης πιο αργή. Συνεπώς, καθυστέρηση της έγχυσης καυσίμου οδηγεί σε χαμηλότερες μέγιστες πιέσεις, άρα και θερμοκρασίες, καθώς η καύση διεξάγεται πιο αργά και υπάρχει περισσότερος διαθέσιμος χρόνος για το διασκορπισμό της παραγόμενης θερμότητας. Χαμηλότερες θερμοκρασίες καύσης ταυτίζονται με περιορισμό των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NOx). Επίσης, κατά τη μείωση της προπορείας έγχυσης, παρατηρείται αύξηση της παραγόμενης αιθάλης, καθώς, λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών, δυσχεραίνεται η οξείδωσή της, φαινόμενο που δεν παρατηρείται στα χαμηλότερα φορτία γιατί εκεί οι θερμοκρασίες είναι χαμηλές και δεν ευνοούν το σχηματισμό σωματιδίων αιθάλης. Ακόμη, παρατηρείται αύξηση των εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται, καθώς περιορίζεται η γρήγορη ισόχωρη καύση κοντά στο ANΣ (που είναι ιδανική για τη μείωση της κατανάλωσης). Η αύξηση της πίεσης έγχυσης ταυτίζεται με την αύξηση της παροχής καυσίμου και τη μείωση του απαιτούμενου χρόνου ολοκλήρωσης της έγχυσης δεδομένης ποσότητας καυσίμου. Με

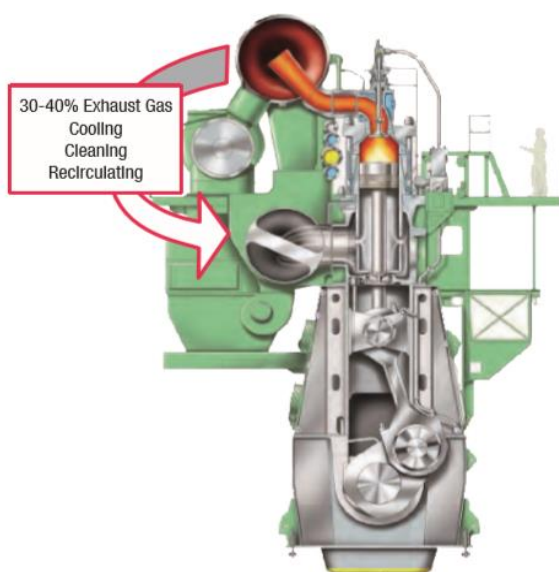
την αύξηση της πίεσης έγχυσης, η ειδική κατανάλωση καυσίμου (που αυξάνεται κατά τη μείωση της προπορείας έγχυσης), μπορεί να διατηρηθεί στα ίδια επίπεδα. Αυτό, διότι η διάρκεια του ψεκασμού μειώνεται, αφού ο ρυθμός έγχυσης είναι αυξημένος και σχηματίζεται εξίσου καλό μίγμα, αφού η ποιότητα ανάμιξης βελτιώνεται με αύξηση της πίεσης έγχυσης. Έτσι το κέντρο της καύσης που καθορίζει την ειδική κατανάλωση καυσίμου παραμένει σταθερό. Σημαντικότερο πλεονέκτημα της αυξημένης πίεσης έγχυσης θεωρείται η μείωση εκπομπών αιθάλης (Κυρτάτος, 2013).

Συνεπώς, για σταθερό χρονισμό έναρξης της έγχυσης, όσο αυξάνεται η πίεση έγχυσης μειώνεται η σχηματιζόμενη αιθάλη κατά την καύση, ενώ παρατηρείται αύξηση μόνο σε ιδιαίτερα μεγάλη καθυστέρηση έναρξης της έγχυσης. Επίσης, αύξηση της πίεσης έγχυσης για σταθερό χρονισμό έναρξης της έγχυσης προκαλεί αξιοσημείωτη αύξηση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου λόγω του γεγονότος ότι μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου οξειδώνεται κατά την καύση προ ανάμιξης (Δανιήλ, 2006).

Η πιλοτική έγχυση χαμηλής ποσότητας καυσίμου κατά τη φάση της συμπίεσης και η καύση του λίγο πριν το ΑΝΣ οδηγούν σε μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες στον θάλαμο καύσης πριν την έναρξη της κύριας καύσης. Αυτό επιδρά θετικά στη μείωση του παραγόμενου θορύβου και έχει παρόμοια επίδραση με την ανακυκλοφορία καυσαερίων σχετικά με το σχηματισμό ρύπων, περιγραφή της οποίας ακολουθεί στην επόμενη παράγραφο. Ο καλύτερος έλεγχος των διάφορων παραμέτρων έγχυσης μπορεί επιτευχθεί με χρήση συστημάτων έγχυσης κοινού συλλέκτη (common rail), όπου το σημείο έναρξης της έγχυσης και η πίεση έγχυσης μπορούν να είναι διαφορετικά σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Με τον τρόπο αυτό, μπορεί να βελτιστοποιηθεί η διεργασία της έγχυσης του καυσίμου σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Στα συστήματα αυτά διαχωρίζεται ο μηχανισμός αύξησης πίεσης του καυσίμου με την διαδικασία της έγχυσης, σε αντίθεση με τα παλαιότερα συμβατικά συστήματα που υπήρχε αλληλεξάρτηση. Στα συστήματα αυτά υπάρχει μία ή περισσότερες αντλίες υψηλής πίεσης που παίρνουν κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα και διανέμουν το καύσιμο μέσω ενός συλλέκτη στους εγχυτήρες, οι οποίοι ελέγχονται ηλεκτρονικά.

### 2.3.2 Ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR)

Κατά τη μέθοδο αυτή ποσοστό των παραγόμενων καυσαερίων από τον κινητήρα επαναχρησιμοποιείται αφού αναμιχθεί με τον φρέσκο εισερχόμενο στον κινητήρα αέρα. Ως ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων ορίζεται ο λόγος της παροχής καυσαερίων προς τη συνολική παροχή (αέρα και καυσαερίων) στην πολλαπλή εισαγωγή του κινητήρα. Γενικά, παρατηρείται μια συνεχής μείωση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου, όσο αυξάνεται το ποσοστό ανακυκλοφορίας. Αυτό οφείλεται στην επιβράδυνση της καύσης, την αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης και τη μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα του εισερχόμενου αέριου μίγματος λόγω του υψηλότερου ποσοστού του σε τριατομικά στοιχεία. Η καύση επιβραδύνεται λόγω της ύπαρξης λιγότερου οξυγόνου στο αέριο μίγμα, παράγοντας στον οποίο οφείλεται και η αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης, καθώς απαιτείται περισσότερος χρόνος για το σχηματισμό μίγματος αέρα-καυσίμου ικανού να αυτανάφλεχθεί. Η καθυστέρηση της ανάφλεξης και η επιβράδυνση της καύσης μπορούν να αποφευχθούν με ταυτόχρονη αύξηση της πίεσης έγχυσης. Συνεπώς, η ανακυκλοφορία των καυσαερίων οδηγεί σε χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες στο θάλαμο καύσης, άρα και μείωση των



Εικόνα 2-7 EGR – Ανακυκλοφορία Καυσαερίων

σχηματιζόμενων NOx. Από την άλλη πλευρά όμως, παρατηρείται αύξηση των εκπομπών αιθάλης και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η αύξηση των εκπομπών αιθάλης οφείλεται στη χαμηλότερη περιεκτικότητα του αέριου μίγματος σε οξυγόνο και συνεπώς, δυσχεραίνεται η οξειδωση της παραγόμενης αιθάλης. Η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης οφείλεται στην επιβράδυνση της καύσης και στη μετατόπιση της θέσης του κέντρου της. Ενδιάμεση ψύξη των καυσαερίων πριν την ανάμιξή τους με τον εισερχόμενο αέρα (EGR cooler) βελτιώνει περαιτέρω την αποδοτικότητα αυτής της μεθόδου. Η χρήση της παραπάνω τεχνικής, εκτός από τα θετικά αποτελέσματα, μπορεί να δημιουργήσει και πολλά προβλήματα. Η μεγάλη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε αιθάλη απαιτεί τη χρήση ειδικού φίλτρου για την κατακράτησή της, ενώ η αυξημένη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε οξείδια του θείου μπορεί να



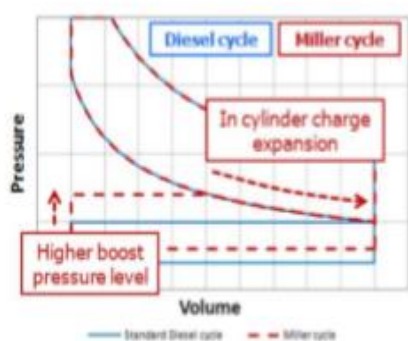
προκαλέσει διάβρωση του κινητήρα. Τα προβλήματα αυτά οξύνονται στην περίπτωση των ναυτικών κινητήρων, όπου γίνεται χρήση καυσίμων χαμηλής ποιότητας (Κυρτάτος, 2009).

### 2.3.3 Κύκλος Miller

Ο κύκλος Miller είναι ένας θερμοδυναμικός κύκλος που χαρακτηρίζεται από μικρότερο ενεργό λόγο συμπίεσης σε σχέση με το λόγο εκτόνωσης. Ο κύκλος αυτός είχε σαν αρχικό στόχο την αύξηση του παραγόμενου έργου των υπερπληρούμενων κινητήρων Diesel, ενώ η μηχανική και θερμική φόρτιση του κινητήρα παρέμενε σε χαμηλά επίπεδα. Στις μέρες μας, έχει δοθεί ιδιαίτερη σημασία στον κύκλο αυτό λόγω των χαμηλότερων μέγιστων θερμοκρασιών που επιτυγχάνονται κατά την καύση, συμβάλλοντας έτσι στη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>). Η μείωση του ενεργού λόγου συμπίεσης επιτυγχάνεται με πρόωμο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής πριν το ΚΝΣ. Όταν κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής πριν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, ο παγιδευμένος αέρας στο θάλαμο καύσης εκτονώνεται, αφού το έμβολο συνεχίζει να κατεβαίνει με ταυτόχρονη μείωση της θερμοκρασίας του. Προκειμένου να διατηρηθεί η πίεση συμπίεσης στα ίδια επίπεδα σε έναν κινητήρα που εφαρμόζει τον κύκλο Miller, σε σύγκριση με έναν συμβατικό κινητήρα, θα πρέπει να αυξηθεί η πίεση πλήρωσης του κυλίνδρου εξαιτίας του πρόωμου κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής. Παρόλα αυτά, στον κινητήρα που εφαρμόζει τον κύκλο Miller η θερμοκρασία θα είναι χαμηλότερη, ενώ, ταυτόχρονα, παγιδεύεται μεγαλύτερη μάζα αέρα στον κύλινδρο. Το γεγονός αυτό επιτρέπει την έγχυση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου στην περίπτωση που ο λόγος αέρα καυσίμου θεωρηθεί σταθερός και συνεπώς, το παραγόμενο έργο του κινητήρα που εφαρμόζει τον κύκλο Miller είναι μεγαλύτερο σε σύγκριση με τον απλό κύκλο Diesel για δεδομένο όγκο εμβολισμού (Δανιήλ, 2006).

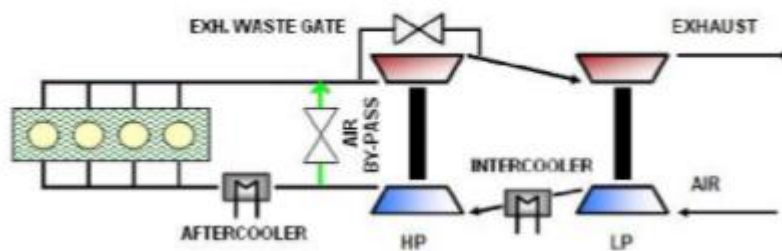
Όλα τα παραπάνω είναι καλά για ένα 4-χρονο κινητήρα, αλλά για έναν 2-χρονο κινητήρα ντίζελ η εφαρμογή ενός κύκλου Miller είναι πιο περίπλοκη, καθώς οι δίχρονοι

κινητήρες δε διαθέτουν βαλβίδες εισαγωγής και ο μόνος τρόπος πραγματοποίησης ενός κύκλου Miller είναι η καθυστέρηση του χρόνου κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής. Εξαιτίας αυτού, η έκταση του κύκλου Miller των δίχρονων κινητήρων δεν μπορεί να είναι τόσο υψηλή όσο εκείνων των τετράχρονων κινητήρων και κατά συνέπεια, το δυναμικό μείωσης των ρύπων NOx του κύκλου Miller ενός δίχρονου κινητήρα είναι χαμηλότερο από αυτό σε έναν τετράχρονο κινητήρα. Προκειμένου να μειωθούν περαιτέρω οι εκπομπές NOx απαιτείται συνδυασμός με άλλα μέτρα ελέγχου εντός του κυλίνδρου. Η ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR) σε συνδυασμό με τον κύκλο Miller έχει αξιολογηθεί ως αποτελεσματικός τρόπος για την μείωση των εκπομπών NOx (Κυρτάτος, 2013).



Εικόνα 2-8 Σύγκριση συμβατικού κύκλου Diesel και κύκλου Miller

Ο κύκλος Miller χρησιμοποιείται ευρέως στους σύγχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Οι ανάγκες για αυξημένη πίεση πλήρωσης καλύπτονται με χρήση συστημάτων υπερπλήρωσης μιας βαθμίδας αυξημένου βαθμού απόδοσης, ή με συστήματα υπερπλήρωσης δύο βαθμίδων με συνολικό βαθμό απόδοσης που φτάνει το 80%. Αύξηση της πίεσης πλήρωσης απαιτεί αύξηση του έργου αποβολής των καυσαερίων (Christen and Brand, 2013)

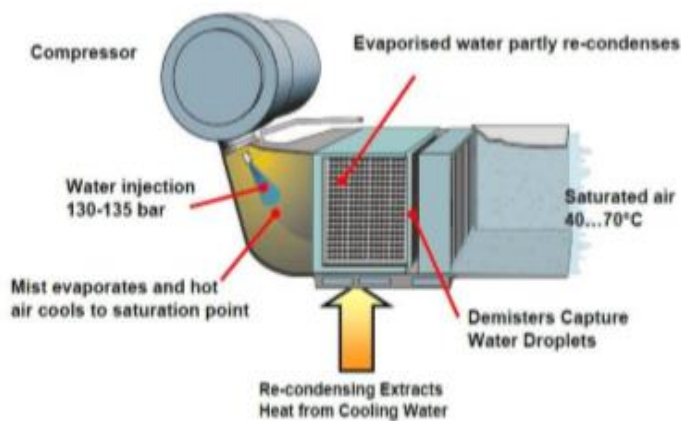


Εικόνα 2-9 Τυπικό σύστημα υπερπλήρωσης δυο βαθμίδων που χρησιμοποιείται σε κινητήρες που λειτουργούν με τον κύκλο Miller

Στα χαμηλά φορτία, στους κινητήρες που χρησιμοποιούν κύκλο Miller, λόγω χαμηλότερης απόδοσης του συστήματος υπερπλήρωσης και του πρώιμου κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής, ο λόγος αέρα-καυσίμου πέφτει σε επίπεδα χαμηλότερα από αυτά των συμβατικών κινητήρων, γεγονός που έχει ως συνέπεια την αύξηση των εκπομπών αιθάλης. Το φαινόμενο αυτό αντιμετωπίζεται με χρήση συστημάτων μεταβλητού χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής, έτσι ώστε να ενεργοποιεί την χρήση του κύκλου Miller μόνο κατά τη λειτουργία σε υψηλά φορτία (φορτίο > 50%).

#### 2.3.4 Χρήση τεχνολογιών νερού

Το νερό παρουσιάζει μεγάλη θερμοχωρητικότητα και η ύπαρξή του στον κύλινδρο κατά τη διεργασία της καύσης οδηγεί σε χαμηλότερες μέγιστες θερμοκρασίες λόγω απορρόφησης μέρους της εκλυόμενης θερμότητας. Η επίδραση της ύπαρξης νερού στο θάλαμο καύσης είναι παρόμοια με αυτή της ανακυκλοφορίας καυσαερίων. Επιτυγχάνεται είτε με ανάμιξη του εγγεόμενου καυσίμου με νερό (χρήση γαλακτώματος καυσίμου-νερού) είτε με απευθείας έγχυση νερού στον κύλινδρο (Direct Water Injection) είτε με ανάμιξη του εισερχόμενου αέρα με νερό και είσοδό του στον κύλινδρο ως κορεσμένο μίγμα (intake air humidification). Η πρώτη μέθοδος, εκτός από τη μείωση των εκπομπών NO<sub>x</sub>, συμβάλλει, επιπλέον, στη μείωση τις παραγόμενης αιθάλης. Η μείωση της αιθάλης που παρατηρείται κατά την πρώτη τεχνική οφείλεται στο ότι κατά την εξάτμιση των σταγονιδίων νερού του γαλακτώματος, οι παραγόμενοι ατμοί συμπαρασύρουν τα σταγονίδια καυσίμου και επιτυγχάνεται καλύτερος διασκορπισμός και ανάμιξη (Christen and Brand, 2013).



Εικόνα 2-10 Τεχνολογία νερού

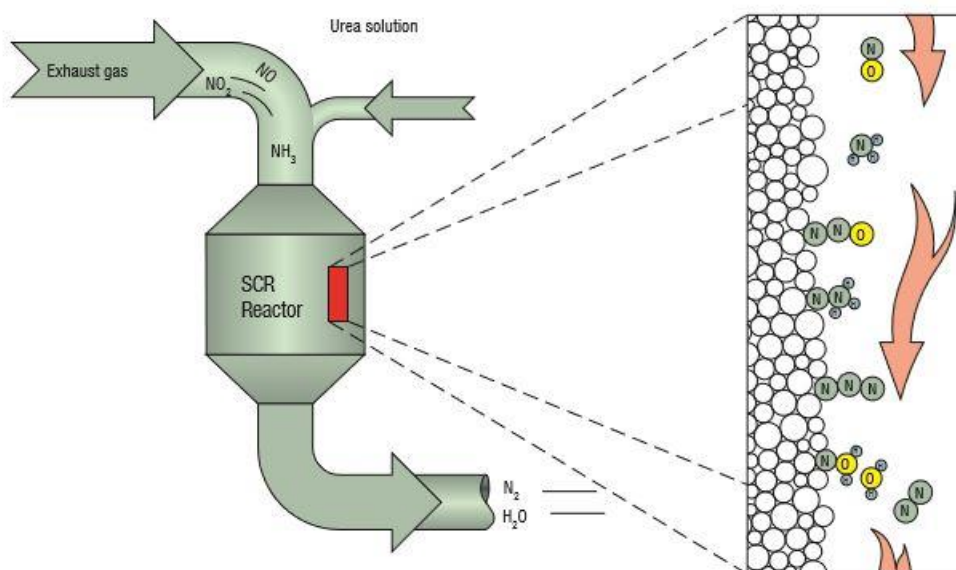
Παρά την αποδεδειγμένη συμβολή τους στη μείωση των εκπομπών αέριων ρύπων, οι τεχνικές αυτές παρουσιάζουν κάποια σημαντικά μειονεκτήματα. Η παρασκευή γαλακτώματος καυσίμου νερού είναι μια πολύπλοκη διαδικασία, ενώ δεν είναι δυνατός ο έλεγχος του περιεχόμενου νερού στο καύσιμο ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα. Η χρονική διάρκεια της έγχυσης αυξάνεται ώστε να εισέλθει όλη η απαιτούμενη ποσότητα καυσίμου με σκοπό να παραχθεί η απαιτούμενη ισχύς. Ως συνέπεια παρατηρείται καθυστέρηση της ολοκλήρωσης της καύσης, αυξάνοντας τις θερμικές καταπονήσεις του κινητήρα. Κατά την ανάμιξη του νερού με τον αέρα εισαγωγής, παρατηρείται αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και της παραγόμενης αιθάλης λόγω του ότι σε αυτή την περίπτωση η ύπαρξη νερού στον αέρα δυσχεραίνει την ανάμιξή του με το καύσιμο, ενώ αυξάνεται και η καθυστέρηση αυτανάφλεξης. Η απευθείας έγχυση νερού απαιτεί μεγαλύτερη ποσότητα νερού για να την επίτευξη του ίδιου αποτελέσματος σε σχέση με τις άλλες δύο, ενώ δε μειώνει τα σωματίδια αιθάλης τόσο αποτελεσματικά όσο η έγχυση γαλακτώματος καυσίμου. Οι τρεις αυτές μέθοδοι βρίσκουν εφαρμογή κυρίως σε ναυτικούς κινητήρες Diesel. Σε κάθε περίπτωση απαιτείται προσεκτική εφαρμογή τους, καθώς εύκολα μπορούν να επιφέρουν μη επιθυμητά αποτελέσματα:

### 2.3.5 Συστήματα επεξεργασίας καυσαερίων SCR

Η επεξεργασία των παραγόμενων καυσαερίων μπορεί να επιφέρει υψίστης σημασίας αποτελέσματα στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων. Η επεξεργασία αυτή επιτυγχάνεται με χρήση συστημάτων καταλυτικών μετατροπέων, συστημάτων απόπλυσης καυσαερίων (με φρέσκο ή θαλασσινό νερό) και φίλτρων συγκράτησης αιθάλης.

Αρχικά, αναφέρουμε ότι οι λύσεις που δίνονται παρακάτω αφορούν μόνο καύσιμο με μικρή περιεκτικότητα θείου (<0,1% S), όταν λειτουργεί η μηχανή σε ρύθμιση TIER III.

Ο επιλεκτικός καταλύτης μείωσης ρύπων (SCR) είναι ένα σύστημα που στοχεύει στη μείωση των ρύπων NO<sub>x</sub> που παράγονται από τις μηχανές ντίζελ, μετά την έξοδό τους από την μηχανή και συμμορφώνουν τους ρύπους στα επίπεδα που χρειάζονται για ρύθμιση TIER III.

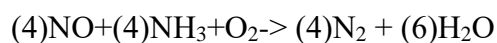
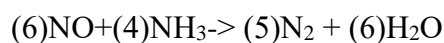


Εικόνα 2-11 Αντιδραστήρας του SCR και οι κατάλυση των ρύπων NO<sub>x</sub>

Η μείωση των ρύπων NO<sub>x</sub> επιτυγχάνεται από μια αντίδραση κατάλυσης μέσα σε αντιδραστήρα SCR που τοποθετείται στην έξοδο της μηχανής μετά τον θάλαμο καύσης. Μέσα στον αντιδραστήρα λόγω του ότι προσθέτουμε αμμωνία, οι ρύποι NO<sub>x</sub> καταλύονται σε νερό και άζωτο. Ο αντιδραστήρας SCR αποτελείται από επίπεδα με

πολλά κανάλια, τα οποία μεγιστοποιούν την επιφάνεια, ώστε να λάβει χώρα η αντίδραση.

Τα επίπεδα NO<sub>x</sub> μειώνονται καθώς συντελούνται οι παρακάτω αντιδράσεις:

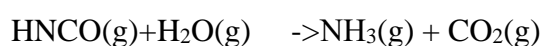
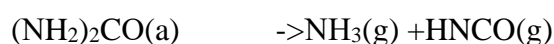
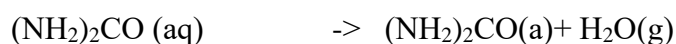


$(6)\text{NO}_2+(8)\text{NH}_3\rightarrow (7)\text{N}_2 + (12)\text{H}_2\text{O}$  Η συγκεκριμένη αφορά την κατάλυση του διοξειδίου του αζώτου

$(4)\text{NO}_2+(4)\text{NH}_3+\text{O}_2\rightarrow (3)\text{N}_2 + (6)\text{H}_2\text{O}$  Η συγκεκριμένη αφορά την κατάλυση του διοξειδίου του αζώτου

$(1)\text{NO}+(1)\text{NO}_2+(2)\text{NH}_3\rightarrow (2)\text{N}_2 + (3)\text{H}_2\text{O}$  Η συγκεκριμένη αφορά την κατάλυση του διοξειδίου του αζώτου και είναι πολύ γρήγορη.

Για λόγους ασφαλείας, η αμμωνία εκχύνεται στο σύστημα ως ουρία. Η ουρία αποσυντίθεται σε αμμωνία και διοξείδιο του άνθρακα μόλις εκχυθεί μέσα στον εξατμιστή, σύμφωνα με τις παρακάτω αντιδράσεις διάσπασης.



## 2.4 Εισαγωγή στο σύστημα του SCR (Selective Catalytic Reduction)

Η τεχνολογία του SCR (selective catalytic reduction – σύστημα επιλεκτικής κατάλυσης) αποσκοπεί στον περιορισμό των ρύπων οξειδίων του αζώτου  $\text{NO}_x$ , καταλύοντάς τους σε διατομικό άζωτο  $\text{N}_2$  και νερό  $\text{H}_2\text{O}$ , μετά την εκπομπή τους από την μηχανή εσωτερικής καύσης. Το μέσο αναγωγής είναι η αμμωνία  $\text{NH}_3$  σε υγρή μορφή ή η ουρία  $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$  και ψεκάζεται μέσα σε έναν μικτή, ώστε το νεφέλωμα που έχει δημιουργηθεί να προσμιχθεί με τα καυσαέρια. Στη συνέχεια το μίγμα καυσαερίων – αναγωγικού μέσου που έχει δημιουργηθεί κατευθύνεται στον αντιδραστήρα, ο οποίος αποτελείται από καταλυτικά στοιχεία, με σκοπό να γίνει η κατάλυση. Κατά την διάρκεια της κατάλυσης παρακολουθείται με ηλεκτρονικό έλεγχο η θερμοκρασία των καυσαερίων. Η θερμοκρασία των καυσαερίων που εισέρχονται στα καταλυτικά στοιχεία είναι ουσιώδεις διότι η κατάλυση των οξειδίων του αζώτου έχει μεγάλο ποσοστό επιτυχίας μέσα σε ένα επιτρεπτό θερμοκρασιακό παράθυρο. Πάνω ή κάτω από αυτά τα περιθώρια ο καταλύτης μπορεί να χάσει την αποτελεσματικότητά του ή και να καταστραφεί. Το συγκεκριμένο σύστημα διαμορφώνεται σε δύο τύπους σχεδιασμού. Πρώτος σχεδιασμός είναι η τοποθέτηση του SCR πριν την τουρμπίνα και ονομάζεται «υψηλής πίεσεως» (HP SCR), λόγω του ότι η τουρμπίνα δεν έχει απορροφήσει ακόμη την κινητική ενέργεια των καυσαερίων. Ο δεύτερος σχεδιασμός τοποθετεί τον καταλύτη μετά την τουρμπίνα και ονομάζεται «χαμηλής πίεσεως» (LP SCR), πάλι λόγω του ότι η κινητική ενέργεια έχει απορροφηθεί από την τουρμπίνα. Η επιλογή του συστήματος προς τοποθέτηση, έχει να κάνει κυρίως με σχεδιαστικούς και λειτουργικούς παράγοντες. Στους σχεδιαστικούς παράγοντες, υπεισέρχεται, η χωρική ικανότητα του μηχανοστασίου, καθώς το SCR υψηλής πίεσεως τοποθετείται πάντα μέσα στο μηχανοστάσιο ενώ το SCR χαμηλής πίεσεως μπορεί να τοποθετηθεί και σε άλλο χώρο κοντά στο μηχανοστάσιο. Κατά τους λειτουργικούς παράγοντες, παρατηρείται πώς εάν η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι χαμηλή μετά την τουρμπίνα επιλέγεται το SCR να τοποθετηθεί στην μεριά υψηλής πίεσεως όπου τα καυσαέρια έχουν μεγαλύτερη θερμοκρασία. Αντιστοίχως για την επιλογή του SCR χαμηλής πίεσεως.



Εικόνα 2-12 Οι τρεις μέθοδοι μείωσης των ρύπων οξειδίων του αζώτου

Συμπληρωματικά, στις παραπάνω μεθόδους αξίζει να προσθέσουμε ότι οι κινητήρες θα πρέπει να λειτουργούν με καύσιμο χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο  $S_2$  ή να διαθέτουν σύστημα επεξεργασίας – αποθείωσης των καυσαερίων (scrubbers) ώστε να περιορίζουν την εκπομπή των ρύπων των οξειδίων του θείου  $SO_x$ .

Ένας ναυτιλιακός κινητήρας πρέπει να διαθέτει δυο προγραμματισμούς λειτουργίας:

1η ρύθμιση του κινητήρα ώστε τα καυσαέρια που εκπέμπει να είναι μέσα στα πλαίσια των περιορισμών TIER II, για λειτουργία έξω από την περιοχή ECA,

2η ρύθμιση του κινητήρα ώστε τα καυσαέρια που εκπέμπει να είναι μέσα στα πλαίσια των περιορισμών TIER III, για λειτουργία μέσα στην περιοχή ECA.

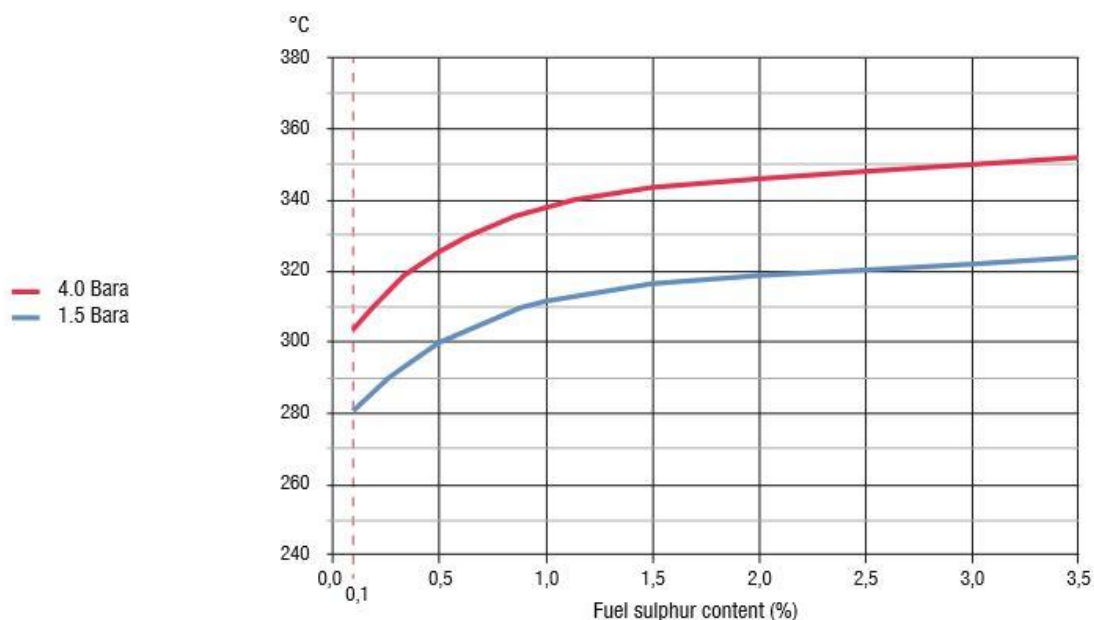
Στην πραγματικότητα όταν ο κινητήρας δουλεύει μπορεί να μεταπηδήσει από την ρύθμιση TIER II σε TIER III και αυτό ενεργοποιείται όταν εισαγόμαστε σε μια περιοχή ECA. Ο χειριστής πρέπει να βεβαιώνεται ότι η μηχανή λειτουργεί σωστά και σύμφωνα με τους περιορισμούς. Και στις δύο λειτουργίες υπάρχει ηλεκτρονικό σύστημα που ελέγχει τις εκπομπές  $NO_x$ , και ενημερώνει τον χειριστή.



#### 2.4.1 Η αρχή λειτουργίας του Επιλεκτικού Καταλύτη

Για τη σωστή λειτουργία του SCR, τοποθετούνται από τους κατασκευαστές προδιαγραφές λειτουργίας. Μία βασική παράμετρος του συστήματος είναι η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων μέσα στον καταλύτη. Η παραπάνω παράμετρος μας δίνει ένα κατώτατο και ένα ανώτατο όριο θερμοκρασίας και σχετίζεται με το ποσοστό του θείου στα καυσαέρια και τη δημιουργία θειικού οξέος στον καταλύτη. Σε χαμηλές θερμοκρασίες καυσαερίων το θειικό οξύ αντιδρά με την αμμωνία και δημιουργεί άλας διθειώδες αμμώνιο, το οποίο μπορεί να συσσωρευτεί στα στοιχεία του καταλύτη και να μειώσει, έως και να καταστρέψει την απόδοσή του. Ωστόσο, αυτή η αντίδραση μπορεί να κατασταλεί με τη διατήρηση μίας υψηλής θερμοκρασίας. Όταν η περιεκτικότητα του θείου στο καύσιμο είναι ίση ή μικρότερη του 0,1%, η κατάλληλη θερμοκρασία των καυσαερίων είναι 310°C βαθμοί Κέλσιου:

Οι ελάχιστες θερμοκρασίες για να αποφύγουμε τη δημιουργία του διθειώδους αμμώνιου βρέθηκαν να είναι οι παρακάτω, σε συνάρτηση με την περιεκτικότητα του θείου στο καύσιμο και την πίεση:



Εικόνα 2-13 Ποσοστό περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο και η επιθυμητή θερμοκρασία για την ασφαλή λειτουργία του SCR (κόκκινη γραμμή SCR υψηλής πίεσης, και μπλε γραμμή SCR χαμηλής πίεσης).

Από την άλλη μεριά, η θερμοκρασία των καυσαερίων δεν πρέπει να είναι πολύ μεγάλη για να αποφεύγεται η δημιουργία των ρύπων τριοξειδίου του θείου  $\text{SO}_3$  μέσα στον καταλύτη. Το  $\text{SO}_3$  μέσα στον καταλύτη αντιδρά με το νερό  $\text{H}_2\text{O}$  και δημιουργεί θειικό οξύ που αποβάλλεται στο περιβάλλον μέσω της εξατμίσεως ως άσπρος καπνός. Ένα άλλο πρόβλημα που παρατηρείται όταν ανεβαίνει η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων και εισέρχονται στο σύστημα του SCR, είναι η οξειδωση της αμμωνίας, δηλαδή αύξηση των ρύπων  $\text{NO}_x$ . Επιπρόσθετα, καθώς η θερμοκρασία καυσαερίων προσεγγίζει τους 500 βαθμούς Κελσίου, τα υλικά του καταλύτη αρχίζουν να φθείρονται από τις υψηλές θερμοκρασίες.

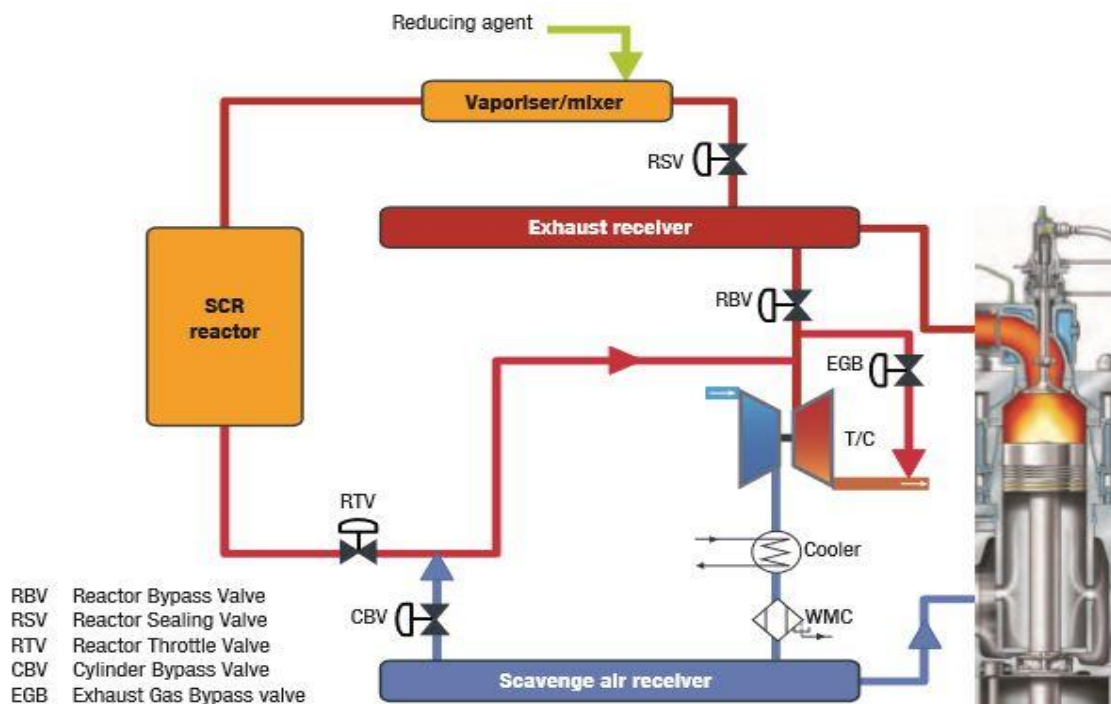
Εν κατά κλειδί, για τη σωστή λειτουργία του SCR, πρέπει να περιορίζουμε τις θερμοκρασίες των καυσαερίων σε κάποια συμβατά όρια ώστε να έχουμε τη βέλτιστη κατάλυση των ρύπων σε συνδυασμό με την ασφαλή λειτουργία του συστήματος. Έχει παρατηρηθεί πως σε συστήματα υψηλής πίεσεως οι θερμοκρασίες των καυσαερίων πριν τον αντιδραστήρα είναι αναγκαίο να κυμαίνονται από 310 – 360 Κέλσιου και για συστήματα χαμηλής πίεσεως από 280 -330 βαθμούς Κελσίου.

#### 2.4.2 Σύστημα κατάλυσης υψηλής πίεσης (SCR HIGH PRESSURE)

Η διαδικασία λειτουργίας του SCR HP (High Pressure) εικονίζεται στο παρακάτω σχέδιο και αποτελείται από δύο κύρια τμήματα:

1ον την μονάδα εγχύσεως – ανάμιξης

2ον τον αντιδραστήρα του συστήματος SCR



Εικόνα 2-14 SCR high pressure

Μέσα στον εξατμιστή, εκχύνεται η ουρία και αναμιγνύεται με τα καυσαέρια. Έπειτα, τα αναμεμιγμένα καυσαέρια με την ουρία εισάγονται μέσα στον αντιδραστήρα, όπου πραγματοποιείται η αντίδραση των οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub> με την αμμωνία NH<sub>3</sub> και καταλύονται σε άζωτο N<sub>2</sub> και νερό H<sub>2</sub>O.

Λόγω της απαίτησης υψηλών θερμοκρασιών στην εισαγωγή του αντιδραστήρα SCR, είναι λογικό να τοποθετήσουμε τον αντιδραστήρα στη μεριά υψηλής πίεσης της δίχρονης μηχανής ντίζελ, δηλαδή πριν τον στρόβιλο – συμπιεστή. Καθώς το φορτίο της μηχανής μεταβάλλεται, η θερμοκρασία των καυσαερίων στη μεριά της υψηλής πίεσης μεταβάλλεται από 50°C – 175°C βαθμούς Κέλσιου, υψηλότερα, σε σύγκριση με αυτήν της χαμηλής πίεσης.

Όταν η μηχανή λειτουργεί σε ρύθμιση TIER II, και τα καυσαέρια δεν χρήζουν βελτίωσης ως προς τις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub>, το SCR απομονώνεται με τη βοήθεια των βαλβίδων RSV (βαλβίδα στεγάνωσης αντιδραστήρα) και RTV (βαλβίδα εξόδου του αντιδραστήρα). Επίσης, η βαλβίδα RBV (βαλβίδα παράκαμψης αντιδραστήρα) ανοίγει, με αποτέλεσμα τα καυσαέρια να κατευθύνονται κατευθείαν στο στρόβιλο – συμπιεστή. Το σύστημα περιλαμβάνει ακόμη μία βαλβίδα, την EGB

(βαλβίδα παράκαμψης τουρμπίνας), ώστε να βελτιώνει την απόδοση της μηχανής σε ρύθμιση TIER II, σε χαμηλά φορτία.

Αντιθέτως όταν τα καυσαέρια χρήζουν βελτίωσης ως προς τους εκπεμπόμενους ρύπους οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub>, τότε πρέπει να ρυθμίσουμε την μηχανή σύμφωνα με τους περιορισμούς TIER III, και το σύστημα SCR να συμπλεχθεί ώστε τα καυσαέρια να περάσουν μέσω αυτού. Αυτό συμβαίνει όταν οι βαλβίδες RSV και RTV ανοίξουν και η RBV κλείσει.

### 2.4.3 Σύστημα κατάλυσης χαμηλής πίεσης (SCR LOW PRESSURE)

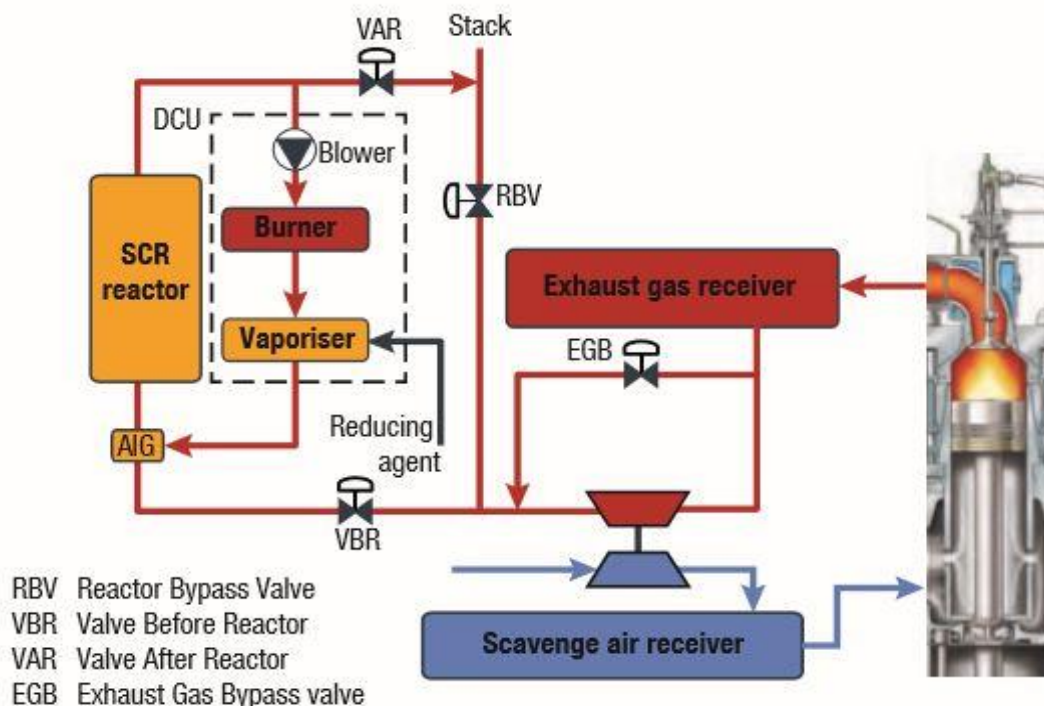
Εάν με ειδική μέθοδο περιορίζεται η περιεκτικότητα σε θείο του καυσίμου κατά την λειτουργία του SCR σε λιγότερο από 0,1%, είναι δυνατή η εγκατάσταση του συστήματος SCR στην περιοχή χαμηλής πίεσης μετά το στρόβιλο – συμπιεστή. Το νέο σύστημα που δημιουργείται επιφέρει ευελιξία στο χώρο τοποθέτησης του SCR.

Το σύστημα SCR Low Pressure (LP) αποτελείται από τρία υποσυστήματα:

1ον Τον αντιδραστήρα SCR

2ον Τον αναμίκτη αμμωνίας ( AIG – ammonia injection grid)

3ον Τη μονάδα αποσύνθεσης (DCU)



Εικόνα 2-15 SCR low pressure

Η μονάδα αποσύνθεσης DCU (Dosing Control Unit) τοποθετείται στη γραμμή των καυσαερίων, μεταξύ της εξόδου του αντιδραστήρα και της εισόδου του αναμίκτη. Αποτελείται από ένα φυσητήρα, από ένα θερμαντήρα (καυστήρα) και από έναν εξατμιστή. Στον εξατμιστή εκχύνεται η αμμωνία και δημιουργείται ένα μίγμα ατμών και υγρής αμμωνίας, όπου στη συνέχεια ψεκάζεται στον αναμίκτη και εν τέλει οδηγείται στον αντιδραστήρα. Ο ψεκασμός του μίγματος, καυσαερίου και αμμωνίας, στον ανάμικτη γίνεται με τη βοήθεια του φυσητήρα.

Ας σημειωθεί ακόμη ότι, αν και χρησιμοποιούμε καύσιμο με μικρή περιεκτικότητα σε θείο, οι θερμοκρασίες των καυσαερίων στην έξοδο του στρόβιλο-συμπιεστή υπάρχει περίπτωση να είναι χαμηλότερες από το επιτρεπτό όριο λειτουργίας του αντιδραστήρα, ειδικά όταν η μηχανή δουλεύει σε χαμηλά φορτία ή ακόμη και όταν έχουμε θερμοκρασιακά ακραίες συνθήκες λειτουργίας. Για να ελέγξουμε τη λειτουργία του αντιδραστήρα δημιουργούμε ένα σύστημα κλειστού βρόχου με έλεγχο της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν τον αντιδραστήρα. Ο επενεργητής σε αυτό το σύστημα είναι η βαλβίδα παράκαμψης του στρόβιλο-συμπιεστή (EGB). Με αυτόν τον

τρόπο, αν οι θερμοκρασίες των καυσαερίων είναι μικρές, παρακάμπτεται ο στρόβιλο-συμπιεστής και έτσι αυξάνεται η θερμοκρασία πριν τον αντιδραστήρα. Βέβαια, παρακάμπτοντας το στρόβιλο-συμπιεστή αυξάνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου (SFOC), σε συνάρτηση με την επιθυμητή θερμοκρασία που πρέπει να προσεγγίσουμε.

Παρόλο που, η περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο είναι μικρή, υπάρχει ακόμη η πιθανότητα σχηματισμού όξινου θεικού αμμωνίου (ABS- Ammonium bisulfate). Για το λόγο αυτό, δημιουργείται μια ανακυκλοφορία των καυσαερίων διαμέσου του συστήματος DCU, όπου τα καυσαέρια αναθερμαίνονται από τον καυστήρα και επαναφεκάζονται στον αντιδραστήρα ώστε να απομακρύνουμε το όξινο θεικό αμμώνιο ABS από αυτόν.

#### 2.4.4 Λειτουργία του συστήματος SCR με καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο $S > 3.5\%$ και σε χαμηλά φορτία του κινητήρα

Στην προηγούμενες αναφορές έγινε ανάλυση λειτουργίας του συστήματος SCR με την συνθήκη ότι το καύσιμο που χρησιμοποιείται από τον κινητήρα είναι χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο  $S < 0,1\%$ . Στο τρέχον κεφάλαιο θα γίνει ανάλυση για το πως επηρεάζεται το σύστημα του SCR από τη λειτουργία του κινητήρα με χρήση καυσίμου υψηλής περιεκτικότητας σε θείο  $S > 3,5\%$ .

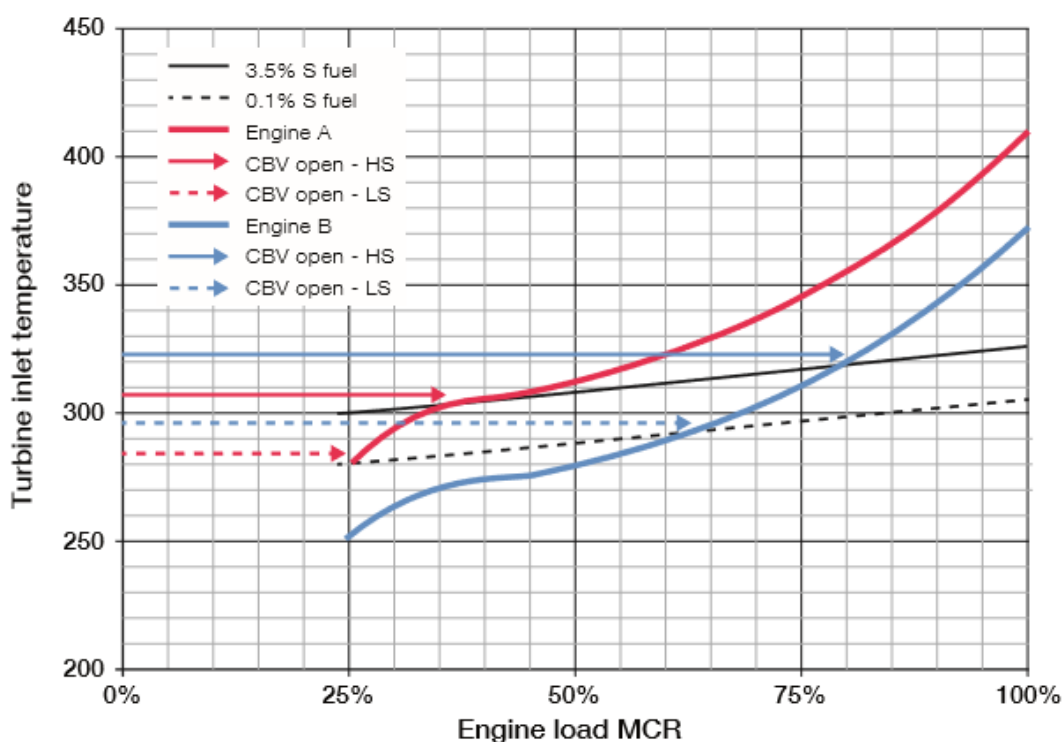
Ανεξαρτήτως ότι το SCR τοποθετείται πριν την τουρμπίνα, όπου τα καυσαέρια έχουν μεγαλύτερη θερμοκρασία και υψηλή πίεση, έχει παρατηρηθεί πως η λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία έχει ως αποτέλεσμα η θερμοκρασία των καυσαερίων να είναι χαμηλότερη από την προτεινόμενη τιμή. Σε χαμηλά φορτία οι πετρελαιοκινητήρες έχουν αυξημένο λόγο ισοδυναμίας αέρα (φτωχό μίγμα), και λόγω αυτού τα εκπεμπόμενα καυσαέρια έχουν χαμηλότερη θερμοκρασία. Κύριο αποτέλεσμα, όπως έχει συζητηθεί παραπάνω, αποτελεί η δημιουργία όξινου θεικού αμμωνίου (ABS), και στην συνέχεια μείωση της αποδόσεως των καταλυτικών στοιχείων κάτω από το 30%.

Η επίλυση του ζητήματος που δίνεται από την εταιρία MAN, περιγράφεται παρακάτω:

Για να αυξηθεί η θερμοκρασία των καυσαερίων τοποθετείται μια παράκαμψη στην εισαγωγή του αέρα με την εισαγωγή στην τουρμπίνα. Αυτή η παράκαμψη ελέγχεται

από την βαλβίδα CBV (βαλβίδα παράκαμψης κυλίνδρου). Όταν η βαλβίδα CBV ανοίγει, μέρος της μάζας αέρα εισόδου κατευθύνεται απευθείας στην είσοδο της τουρμπίνας, με τρόπο τέτοιο ώστε να μειώνεται η πίεση του αέρα σαρώσεως. Με τη μέθοδο αυτή παρατηρείται αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων λόγω του ότι μειώνεται η μάζα αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο, κρατώντας σταθερή την παροχή καυσίμου (πλούσιο μίγμα). Το πλεονέκτημα αυτής της μεθόδου είναι ότι τα καυσαέρια παραμένουν σε επιτρεπτά επίπεδα θερμοκρασιών έως το φορτίο 20% του κινητήρα, αλλά το μειονέκτημα είναι ότι αυξάνεται ο συντελεστής SFOC (ειδική κατανάλωση καυσίμου).

Στο διάγραμμα που ακολουθεί απεικονίζεται το ποσοστό φορτίου της μηχανής για δυο είδη καυσίμων (υψηλής και χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο) όταν ανοίγει η βαλβίδα CBV, σε σχέση με τη θερμοκρασία καυσαερίων. Σε φορτία χαμηλότερα του 15% MCR ανάλογα την μηχανή και το καύσιμο, η έγχυση ουρίας σταματά ώστε να μην υπάρξουν προβλήματα από τις χαμηλές θερμοκρασίες.



Εικόνα 2-16 Επιθυμητή θερμοκρασία καυσαερίων πριν τον στρόβιλο για κάθε μέθοδο σε συνάρτηση με το Φορτίο του κινητήρα και με παράκαμψη κυλίνδρου

Από το παραπάνω διάγραμμα παρατηρείται πως ο κινητήρας A που λειτουργεί με καύσιμο χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο  $S < 0.1\%$ , για το σύστημα υψηλής πίεσεως

χρειάζεται θερμοκρασίες καυσαερίων άνω των 310°C και για το χαμηλής πίεσεως χρειάζεται θερμοκρασίες καυσαερίων άνω των 280°C. Για τον κινητήρα Β που χρησιμοποιεί καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο  $S > 3.5\%$ , οι κατώτερες θερμοκρασίες των καυσαερίων πρέπει να είναι 320°C για το σύστημα υψηλής πίεσεως και 295°C για το σύστημα χαμηλής πίεσεως. (Όπου γίνεται αναφορά για τις θερμοκρασίες των καυσαερίων που αφορούν τις θερμοκρασίες αυτών πριν την είσοδο τους στο σύστημα του SCR).

Στο SCR HP, ο αντιδραστήρας και ο εξατμιστής έχουν μεγάλη θερμοχωρητικότητα, με αποτέλεσμα να βλέπουμε μια θερμοκρασιακή καθυστέρηση ανάμεσα στο συσσωρευτή καυσαερίων και την τουρμπίνα όταν συμπλέκεται το SCR στο κύκλωμα. Για το λόγο αυτό, ορισμένες φορές, ανάλογα με τη χρήση του πλοίου τοποθετείται ένας θερμαντήρας για τον καταλύτη. Εν παραδείγματι, αν το πλοίο είναι δεμένο στο λιμάνι με σβηστή μηχανή, ο θερμαντήρας κρατάει τον καταλύτη σε μια σταθερή τιμή θερμοκρασίας. Αντίθετα, όταν το πλοίο πλέει σε περιοχή μη ECA και η χαραγμένη πορεία που ακολουθεί διέρχεται από περιοχή ECA, δηλαδή θα πρέπει να αλλάξουμε ρύθμιση από TIER II σε TIER III, τότε ανοίγουμε λίγο τις βαλβίδες RSV και RTV χωρίς να εγχύνουμε ουρία, με αποτέλεσμα να προθερμαίνουμε τον καταλύτη. Αντίθετα το σύστημα SCR LP, δεν χρειάζεται κάποια προθέρμανση εφόσον το σύστημα διαθέτει θερμαντήρα.



2.4.5 Βαλβίδες ελέγχου του συστήματος SCR HP, για την εμπλοκή στο σύστημα των καυσαερίων, και την λειτουργία του

Το SCR σύστημα σχεδιάζεται και ρυθμίζεται ώστε να λειτουργεί βέλτιστα στη μεριά της υψηλής πίεσεως. Στη ρύθμιση TIER II, ο συντελεστής ειδικής κατανάλωσης SFOC και οι ιδιότητες των καυσαερίων είναι σταθερές και ίσες με εκείνες των shop tests, και υπάρχει η δυνατότητα της λειτουργίας της βαλβίδας EGB για τα υψηλά φορτία. Στη ρύθμιση TIER III της μηχανής ο συντελεστής SFOC αυξάνει από 0,5 έως 2,0 g/kWh, συγκριτικά με τη ρύθμιση της μηχανής σε TIER II μερικού φορτίου. Παρακάτω παραθέτουμε ένα σχεδιάγραμμα αναφορικά με τη ρύθμιση των βαλβίδων ανάλογα το

	<i>TIER II ρύθμιση</i>					<i>TIER III ρύθμιση</i>				
<i>Φορτίο %</i>	RB	RS	RT	CB	EGB	RB	RS	RT	CBV	EGB
	V	V	V	V		V	V	V		
100	Ανοικτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή	Ανοικτ ή	Κλειστή	Ανοικτή	Ανοικτή	Κλειστ ή	Ανοικτ ή
85					Κλειστ					Κλειστ
75					ή				Ανοικτ	ή
50									ή	
25										

φορτίο και τη ρύθμιση της μηχανής.

*Εικόνα 2-17 Λειτουργία βαλβίδων αναλόγως της ρυθμίσεως με SCR HP*

Παρατηρείται ότι η βαλβίδα παρακάμψεως του κυλίνδρου CBV ανοίγει από το 75% - 25% του φορτίου, γεγονός που συμβαίνει διότι το άνοιγμά της εξαρτάται από την απόδοση της τουρμπίνας και από την περιεκτικότητα του θείου μέσα στο καύσιμο.

Επιπλέον, παρατηρείται ότι η βαλβίδα παράκαμψης της τουρμπίνας EGB έχει την ίδια ρύθμιση και για TIER II και για TIER III, κάτι το οποίο είναι απολύτως λογικό εφόσον σχετίζεται μόνο με τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας της μηχανής σε υψηλά φορτία.

2.4.6 Βαλβίδες ελέγχου του συστήματος SCR LP, για την εμπλοκή στο σύστημα των καυσαερίων, και την λειτουργία του.

Η μέθοδος τοποθέτησης του SCR στην περιοχή χαμηλής πίεσης χρήζει ρυθμίσεως. Κατά τη λειτουργία της μηχανής σε TIER II, η ειδική κατανάλωση καυσίμου και οι ιδιότητες των καυσαερίων παραμένουν ίδιες με εκείνες για έναν τυποποιημένο κινητήρα TIER II με ρύθμιση του EGB για χαμηλά φορτία. Για τη λειτουργία TIER III, η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται από 1,0 έως 2,0 g/kWh σε σχέση με τη λειτουργία του κινητήρα σε ρύθμιση TIER II χαμηλών φορτίων. Παρακάτω παρουσιάζεται η ρύθμιση των βαλβίδων του συστήματος ελέγχου του SCR LP για τις ρυθμίσεις TIER II και TIER III.

Φορτίο %	TIER II ρύθμιση				TIER III ρύθμιση			
	RBV	VBR	VAR	EGB	RBV	VBR	VAR	EGB
100	Ανοικτή	Κλειστή	Κλειστή	Ανοικτή	Κλειστή	Ανοικτή	Ανοικτή	Ανοικτή
85	Ανοικτή	Κλειστή	Κλειστή	Ανοικτή	Κλειστή	Ανοικτή	Ανοικτή	Ανοικτή
75	Ανοικτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή	Ανοικτή	Ανοικτή	Ανοικτή
50	Ανοικτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή	Ανοικτή	Ανοικτή	Ανοικτή
25	Ανοικτή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή	Κλειστή	Ανοικτή	Ανοικτή	Ανοικτή

Εικόνα 2-18 Λειτουργία βαλβίδων αναλόγως της ρυθμίσεως με SCR LP

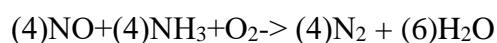
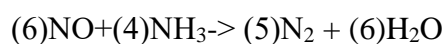
2.4.7 Χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν μέρος στον αντιδραστήρα του SCR κατά την λειτουργία του

Υπάρχουν δύο χημικά υγρά για τη λειτουργία του αντιδραστήρα: η άνυδρη αμμωνία και η ενυδατωμένη αμμωνία. Η άνυδρη αμμωνία είναι άκρως τοξική για τους ζωντανούς οργανισμούς. Επίσης, για τη μεταφορά της και την αποθήκευσή της απαιτούνται μεγάλες σε πάχος δεξαμενές και πολλές δικλείδες ασφαλείας λόγω της υψηλής πίεσης εξατμίσεως. Αντιθέτως, η ενυδατωμένη αμμωνία, που αποτελείται από 27% NH<sub>3</sub> και 73% H<sub>2</sub>O κατά βάρος, έχει πολύ μικρότερη τοξικότητα και σε

θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι σε υγρή κατάσταση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την εύκολη μεταφορά της.

#### *A) Ανάλυση Αλυσιδωτών Αντιδράσεων*

Κατά τη λειτουργία του καταλύτη SCR, στο εσωτερικό του αντιδραστήρα πραγματοποιούνται πολλές αντιδράσεις, ανάλογα με τα καυσαέρια και το υγρό αντιδράσεως. Παρακάτω θα αναφέρουμε αυτές που διασπών τα οξειδία του αζώτου NO<sub>x</sub> σε άζωτο N<sub>2</sub> και νερό H<sub>2</sub>O:



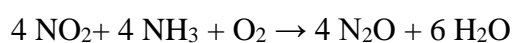
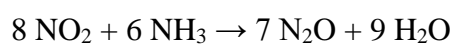
$(6)\text{NO}_2 + (8)\text{NH}_3 \rightarrow (7)\text{N}_2 + (12)\text{H}_2\text{O}$  Η συγκεκριμένη αφορά την κατάλυση του διοξειδίου του αζώτου

$(4)\text{NO}_2 + (4)\text{NH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow (3)\text{N}_2 + (6)\text{H}_2\text{O}$  Η συγκεκριμένη αφορά την κατάλυση του διοξειδίου του αζώτου

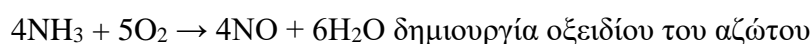
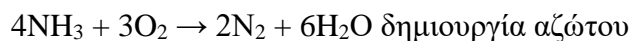
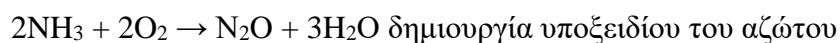
$(1)\text{NO} + (1)\text{NO}_2 + (2)\text{NH}_3 \rightarrow (2)\text{N}_2 + (3)\text{H}_2\text{O}$  Η συγκεκριμένη αφορά την κατάλυση του διοξειδίου του αζώτου και επίσης είναι πολύ γρήγορη.

Αναφορικά με τα παραπάνω, το διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub> δεν είναι σύνηθες προϊόν από μηχανές εσωτερικής καύσης και καταλύεται σε χαμηλές θερμοκρασίες του SCR. Συνήθως το ποσοστό του στα καυσαέρια είναι μικρό. Τα παραπάνω καθιστούν το διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub> "καλό" προϊόν καύσης ώστε να λειτουργήσει ο αντιδραστήρας σε χαμηλότερες θερμοκρασίες.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, πρέπει να προσθέσουμε ότι αν το διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub> υπερβεί σε ποσοστό περιεκτικότητας τα επίπεδα οξειδίων του αζώτου NO, μπορούν να λάβουν χώρα οι παρακάτω αντιδράσεις μέσα στον καταλύτη και να δημιουργηθεί το υποξείδιο το αζώτου N<sub>2</sub>O:



Ακόμη, πρέπει να αναφέρουμε πως η αμμωνία σε μεγαλύτερη ποσότητα και περιεκτικότητα μπορεί να αντιδράσει με το άκαυστο οξυγόνο που υπάρχει στα καυσαέρια. Οι επόμενες αντιδράσεις περιγράφουν τον τρόπο που γίνεται αυτό:

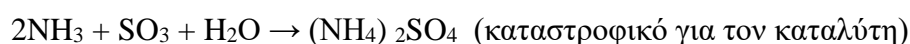
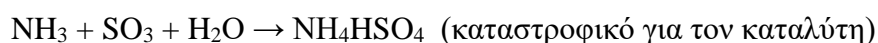


Εσωτερικά του καταλύτη μπορούν να πραγματοποιηθούν και άλλες αντιδράσεις, μία εκ των οποίων είναι η αντίδραση της αμμωνίας με το διοξείδιο του αζώτου και το νερό που περιγράφεται παρακάτω. Η αντίδραση αυτή παράγει νιτρικό αμμώνιο ( $\text{NH}_4\text{NO}_3$ ).



Η παραπάνω αντίδραση συντελείται όταν οι θερμοκρασίες είναι της τάξεως των 100-200°C βαθμών Κελσίου. Επίσης, το νιτρικό αμμώνιο είναι άλας και συνεπώς εκρηκτικό. Τα άλατα του νιτρικού αμμωνίου μπορούν να κατακάτσουν στα τοιχώματα του καταλύτη με αποτέλεσμα τη μείωση της απόδοσής του.

Συμπληρωματικά, υπάρχουν άλλες δύο καταστροφικές αντιδράσεις για τον καταλύτη που μπορούν να πραγματοποιηθούν στο εσωτερικό του. Για θερμοκρασίες κάτω από τους 250 βαθμούς Κελσίου και για καύσιμα που περιέχουν θείο, μπορεί η αμμωνία να αντιδράσει με το διοξείδιο του θείου και το τριοξείδιο του θείου σύμφωνα με τις παρακάτω αντιδράσεις:



Οι αντιδράσεις αυτές δημιουργούν το άλας αμμώνιο του υπεροξειδίου του θείου, το οποίο κατακάθεται πάνω στον καταλύτη, με αποτέλεσμα τη μείωση της απόδοσής του. Επίσης, το αμμώνιο του υπεροξειδίου του θείου είναι διαβρωτικό.

#### *B) Ασφαλής λειτουργία του αντιδραστήρα*

Σύμφωνα με τα προαναφερθέντα προβλέπεται ότι ο αντιδραστήρας είναι λειτουργικός και για HFO (Heavy fuel oil- Βαρύ πετρέλαιο). Αυτό βέβαια, αν οι θερμοκρασίες

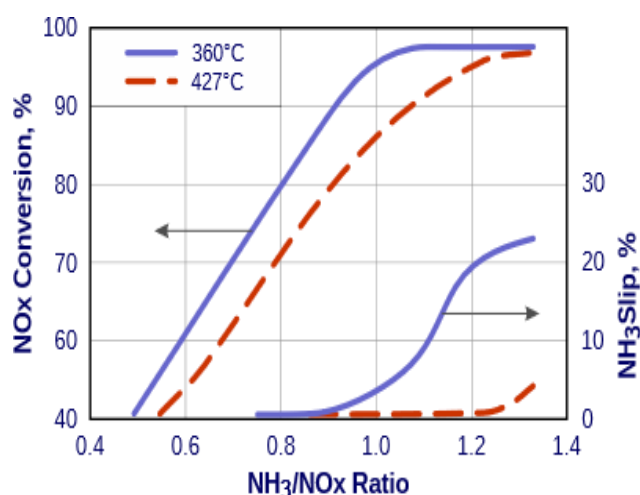
λειτουργίας του κυμαίνονται σε συγκεκριμένες τιμές (πάνω από 310° έως 450° για HFO και από 280° έως 450° για MDO) . Επίσης, στην περίπτωση αυτή είναι αναγκαίος ο πιο συχνός έλεγχος των καταλυτικών στοιχείων και ο καθαρισμός του αντιδραστήρα με σύστημα αιθάλης.

Αξιοσημείωτο είναι ότι η μεγάλη έκχυση αμμωνίας στον καταλύτη μπορεί να προκαλέσει διαρροή αμμωνίας στην έξοδο των καυσαερίων, κάτι το οποίο είναι απαγορευτικό λόγω της μεγάλης τοξικότητας που έχει η αμμωνία.

Εν κατακλείδι, παρατηρούμε ότι για να λειτουργεί με αποτελεσματικό τρόπο το σύστημα κατάλυσης SCR θα πρέπει να υπάρχουν όρια λειτουργίας και ιδανικές συνθήκες κατάλυσης. Δηλαδή, να ελέγχουμε την έκχυση της αμμωνίας και να κρατάμε τον καταλύτη σε επιθυμητές θερμοκρασίες διότι το αντίθετο μπορεί να αποδειχτεί καταστροφικό για τον αντιδραστήρα ή και καταστροφικό για ολόκληρη την προσέγγιση της μείωσης των οξειδίων του αζώτου.

Στη συνέχεια, παρουσιάζεται ένα διάγραμμα που αφορά το λόγο έκχυσης αμμωνίας ως προς τα μονοξείδια του αζώτου, με την ποσοστιαία κατάλυση των οξειδίων και την ποσοστιαία διαρροή της αμμωνίας.

Όπως παρατηρούμε, η ποσοστιαία κατάλυση των NOx εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την έκχυση αμμωνίας. Επίσης, παρατηρούμε ότι η διαρροή αμμωνίας, για ίδια ποσοστά έκχυσης, μεγαλώνει καθώς μικραίνει η θερμοκρασία κατάλυσης.



Εικόνα 2-19 Ποσοστό κατάλυσης οξειδίων του αζώτου σε σχέση με την έκχυση αμμωνίας

#### 2.4.8 Επίδραση στον Κινητήρα κατά τη λειτουργία του συστήματος SCR και πιθανές βλάβες που προκύπτουν

Αν και εφόσον τηρηθούν οι προδιαγραφές λειτουργίας του SCR, η επίδρασή του στο δίχρονο κινητήρα θα είναι μηδαμινή στα υψηλά φορτία λειτουργίας. Όσον αφορά τα χαμηλά φορτία η επίδρασή του έχει προσομοιωθεί ανάλογα με την εκάστοτε πρακτική λειτουργίας σε χαμηλά φορτία. Παραδείγματος χάρη, στην προσέγγιση της MAN βλέπουμε ότι η επίδραση στον κινητήρα είναι η αύξηση της ειδικής καταναλώσεως καυσίμου, κάτι που συνεπάγεται με την αύξηση της καταναλώσεως εγχεόμενου ελαίου. Αυτό στη συνέχεια δημιουργεί κατακαθίσεις στο έμβολο στη βαλβίδα εξαγωγής και στον κύλινδρο. Επίσης, έχουν προκύψει και προβλήματα στις τουρμπίνες λόγω φορτίσεως τους με θερμικά πλήγματα (βλέπε βαλβίδα CBV). Ακόμη, έχει καταγραφεί από την MAN καταστροφή των βαλβίδων σαρώσεως λόγω των κρουστικών κυμάτων που δημιουργούνται λόγω της ρυθμίσεως σε χαμηλά φορτία LOW LOAD.



Εικόνα 2-20 Σπασμένες βαλβίδες σαρώσεως

#### 2.4.9 Έλεγχος για βαρέους ρύπους που κατακάθονται στο δίκτυο του συστήματος SCR

Ένα άλλο πρόβλημα που αφορά το σύστημα του SCR, είναι οι κατακαθίσεις βαρέων ρύπων (όπως το άλας αμμώνιο του υπεροξειδίου του θείου) στα τοιχώματα των σωληνώσεων του συστήματος και στα καταλυτικά στοιχεία μέσα στον αντιδραστήρα. Αυτό, εκτός την δημιουργία προβλήματος στο σύστημα του SCR, έχει και άμεσο

αντίκτυπο στην λειτουργία του κινητήρα, διότι αυξάνεται η back pressure (πίεση εξόδου των καυσαερίων από το σύστημα εξατμίσεως).

Σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή για τη σωστή λειτουργία του κινητήρα υφίσταται και θέμα ελέγχου των διαφορικών πιέσεων πριν και μετά το SCR, ώστε αυτό να κυμαίνεται εφόρου ζωής σε επιτρεπτά όρια.

Όσον αφορά το SCR HP, με ένα συνυπολογισμό των σωληνώσεων των καυσαερίων και του αντιδραστήρα, δίχως τις βαλβίδες παρακάμψεως, υπολογίζεται ότι η διαφορά πιέσεως δεν πρέπει να ξεπερνά την βαθμίδα των 70mbar. Παράλληλα, ο ηλεκτρονικός έλεγχος του συστήματος του SCR θα πρέπει να προειδοποιήσει σε τυχόν μεγιστοποίηση της διαφορικής πίεσης ώστε να απεμπλακεί το σύστημα από το κύκλωμα και να γίνει η απαραίτητη συντήρηση. Ομοίως, για το σύστημα SCR LP, η μέγιστη επιτρεπόμενη διαφορά πιέσεως είναι στα 300 mmΣΥ (στήλη ύδατος).

Συνοψίζοντας, μπορούμε να επισημάνουμε ότι ανάλογα με το φορτίο που δέχεται το σύστημα του SCR, τα στοιχεία του αντιδραστήρα, με την πάροδο του χρόνου χάνουν την ικανότητά τους να καταλύουν τους ρύπους. Για το λόγο αυτό, πρέπει, εκτός από τον έλεγχο της διαφορικής πιέσεως με αισθητήρια, να γίνονται και άλλοι έλεγχοι, όπως οπτικοί, για την εύρεση της αποδόσεως του καταλύτη. Εν συνεχεία, για να παραμείνει η απόδοση του αντιδραστήρα σε επιτρεπτά επίπεδα, θα είναι χρήσιμο περιοδικά να γίνεται έλεγχος και αντικατάσταση των στοιχείων του καταλύτη μέσα στον αντιδραστήρα. Τέλος, τα καταλυτικά στοιχεία, θεωρούνται αναλώσιμα, οπότε θα πρέπει να υπεισέρχονται μέσα στο κόστος λειτουργίας του συστήματος του SCR.

Επιπρόσθετα, για να αποφευχθεί η μόλυνση των στοιχείων του καταλύτη με ρύπους όπως το άλας, αμμώνιο του υπεροξειδίου του θείου, εγκαθίσταται ένα σύστημα φυσητήρα αιθάλης. Το συγκεκριμένο σύστημα λειτουργεί με πεπιεσμένο αέρα στα 8 bar και ψεκάζει σωματίδια αιθάλης πάνω στα καταλυτικά στοιχεία ώστε να τα καθαρίσει από τους επικαθόμενους ρύπους. Αυτή η λειτουργία πραγματοποιείται σε τακτά χρονικά διαστήματα και σύμφωνα με τις ενδείξεις της μονάδας ελέγχου του SCR. Επίσης, η διεργασία αυτή γίνεται παράλληλα με τη λειτουργία του SCR ώστε η ψεκαζόμενη αιθάλη να απομακρυνθεί με τα καυσαέρια. Με αυτόν τον τρόπο αυξάνεται η απόδοση και η διάρκεια ζωής των καταλυτικών στοιχείων.

Η διάρκεια ζωής ενός καταλυτικού στοιχείου καθορίζεται κατά κύριο λόγο από τη διάρκεια λειτουργίας του. Το φορτίο του κινητήρα, ο ρυθμός κατάλυσης των ρύπων

και ο χρόνος που το σύστημα είναι συμπλεγμένο στον κινητήρα, επιδρούν άμεσα στην απόδοση και το χρόνο ζωής του καταλυτικού στοιχείου. Συγκρίσιμο, επίσης, στη μείωση του χρόνου ζωής του καταλύτη είναι το μέγεθος του αντιδραστήρα σε σχέση με το μέγεθος της μηχανής.

#### 2.4.10 Η ενεργειακή απαίτηση για τη λειτουργία του SCR LP

Η ενέργεια που απαιτείται για τη λειτουργία του SCR είναι ανάλογη του τύπου του συστήματος. Η μέγιστη καταναλισκόμενη ενέργεια, προσθέτοντας όλους τους καταναλωτές του συστήματος, ο εγχυτής, ο φυσητήρας και οι βοηθητικοί φυσητήρες για τον καυστήρα (για το σύστημα χαμηλής πίεσεως), είναι 5kW/MW, και εξαρτώνται αρκετά από το φορτίο του κινητήρα.

#### 2.4.11 Ρύθμιση του κινητήρα σε χαμηλά φορτία και έλεγχος της βαλβίδας παρακάμψεως στροβίλου

Η ρύθμιση των μηχανών χαμηλών στροφών βασίζεται στην αρχή της βελτιστοποίησης της υπερτροφοδότησης σε χαμηλά φορτία λειτουργίας. Με τη χρήση της βαλβίδας EGB γίνεται δυνατή η τοποθέτηση μικρότερης τουρμπίνας, με αποτέλεσμα την μεγαλύτερη απόδοση της μηχανής σε χαμηλά φορτία. Εν συνεχεία, για να μπορέσουμε να λειτουργήσουμε την μηχανή σε μεγάλα φορτία, πρέπει να προφυλάξουμε την τουρμπίνα από την ανάπτυξη μεγάλων ταχυτήτων και έτσι να αναστείλουμε μερικώς τη λειτουργία της τουρμπίνας ανοίγοντας την βαλβίδα EGB.

Η EGB έχει κύριο λόγο τη μείωση των φορτίων στην τουρμπίνα και επίσης, τη μείωση πίεσεως σαρώσεως και άρα την μείωση της παροχής αέρα στο θάλαμο καύσης. Όλα αυτά συμβαίνουν όταν η μηχανή δουλεύει σε μεγάλα φορτία. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου SFOC.



Στο παρακάτω διάγραμμα βλέπουμε την αύξηση του SFOC όταν γυρνάμε τη ρύθμιση της μηχανής από TIER II σε TIER III.

*Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (g/kWh)*

Φορτίο %	TIER II	TIER III
100	Κατανάλωση από τον κατασκευαστή	+0,5
75		+1,0
50		+1,5
25		+2,0

*Εικόνα 2-21 Ειδική κατανάλωση καυσίμου «Πέναλτι καυσίμου»*

2.4.12 Κατανάλωση Αναγωγικού Μέσου

Η κατανάλωση του αναγωγικού μέσου εξαρτάται από τη χημική του σύνθεση, το φορτίο του κινητήρα και την ποσότητα του ρυπαντή που πρέπει να ανάγουμε (NOx). Αναλυτικότερα, η εκτιμώμενη ειδική κατανάλωση του αναγωγικού μέσου, για την αναγωγή των ρύπων (NOx) από το επιτρεπόμενο όριο TIER II σε TIER III, βρίσκεται στον παρακάτω πίνακα.

Μέσο Αναγωγής	g/kWh	l/MWh
Ουρία - 40%	17,9	16,1
Αμμωνία – 24,5%	16,6	18,4

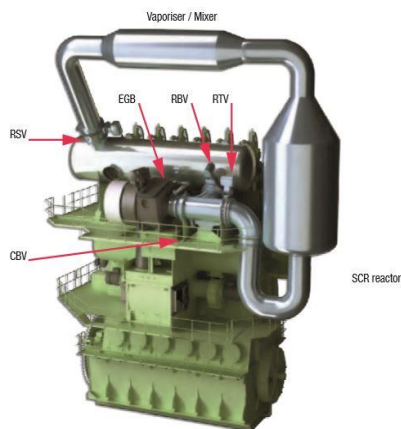
*Εικόνα 2-22 Κατανάλωση αναγωγικού μέσου*

2.4.13 Διαφορές Ανάμεσα σε SCR HP και LP

Συγκρίνοντας τα δύο παραπάνω συστήματα, οι ειδοποιηθείσες διαφορές τους είναι:

**HP SCR**

Ο αντιδραστήρας τοποθετείται πριν το στρόβιλο συμπιεστή. Τα εξερχόμενα καυσαέρια έχουν μεγαλύτερη θερμοκρασία και πίεση (max 4 bar)



Ως επί το πλείστον το SCR HP αποτελείται από τρία κύρια σχεδιαστικά χαρακτηριστικά.

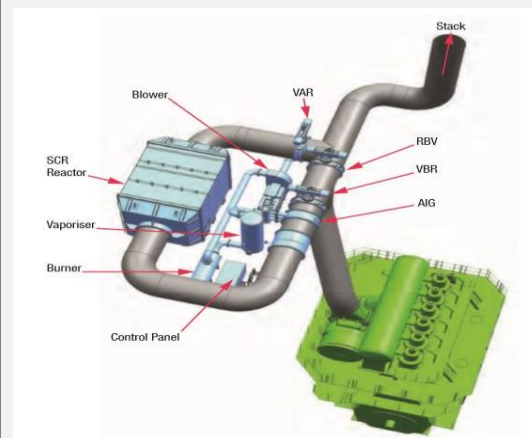
Τον αντιδραστήρα

Τη σωλήνωση εισαγωγής, ανάμιξης και ψεκασμού της ουρίας

Και τις βαλβίδες ελέγχου του συστήματος

**LP SCR**

Ο αντιδραστήρας βρίσκεται μετά το στρόβιλο συμπιεστή. Η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι χαμηλότερη και η πίεση κυμαίνεται στα 0,6 (bar)



Το SCR LP αποτελείται κυρίως από:

Τον αντιδραστήρα

Τη μονάδα αποσύνθεσης (DCU) για τη δημιουργία αμμωνίας

Και τις βαλβίδες ελέγχου και κατεύθυνσης των καυσαερίων

Εικόνα 2-23 Σχεδιαστικές διαφορές SCR HP -LP

Από τα δύο παραπάνω συστήματα, το SCR HP τοποθετείται στο μηχανοστάσιο, ενώ το SCR LP τοποθετείται έξω από το μηχανοστάσιο. Για το HP ο σχεδιαστής του πλοίου μπορεί να τοποθετήσει τον αντιδραστήρα κατακόρυφα ή οριζόντια, ανάλογα το διαθέσιμο χώρο. Αντιθέτως, για το LP ο σχεδιαστής έχει ευελιξία στο χώρο του μηχανοστασίου, διότι το σύστημα τοποθετείται εκτός αυτού.

## Δημιουργία Αμμωνίας

<b>SCR HP</b>	<b>SCR LP</b>
<i>Η ουρία εκχύνεται στον αναμίκτη και λόγω των υψηλών θερμοκρασιών των καυσαερίων αποσυντίθεται σε αμμωνία και διοξείδιο του άνθρακα.</i>	<i>Για την παραγωγή αμμωνίας χρησιμοποιούμε καυστήρα πετρελαίου (ενεργοβόρο).</i>

Εικόνα 2-24 Δημιουργία Αμμωνίας SCR HP -LP

## Ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας

<b>SCR HP</b>	<b>SCR LP</b>
<i>Η κατώτερη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν το στρόβιλο συμπίεστή:</i>	<i>Η κατώτερη θερμοκρασία των καυσαερίων μετά το στρόβιλο συμπίεστή:</i>
<i>➤ 310° για καύσιμο &lt;0.1%S</i>	<i>➤ 230° για καύσιμο &lt;0.1%S</i>

Εικόνα 2-25 Ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας SCR HP - LP

## Μετατροπές στον κινητήρα

<b>SCR HP</b>	<b>SCR LP</b>
<i>Τροποποίηση στις σωληνώσεις των καυσαερίων έως τον στρόβιλο συμπίεστή</i>	<i>Καμία τροποποίηση του κινητήρα</i>
<i>Ο έλεγχος συμπλοκής και απεμπλοκής του συστήματος γίνεται μέσω του λογισμικού του κινητήρα.</i>	<i>Ο έλεγχος συμπλοκής και απεμπλοκής του συστήματος γίνεται μέσω αυτόνομου λογισμικού για το SCR LP.</i>

Εικόνα 2-26 Μετατροπές στον κινητήρα SCR HP-LP

## Αύξηση κατανάλωσης καυσίμου λόγω του SCR (fuel penalties)

<b>SCR HP</b>	<b>SCR LP</b>
<i>= 0 - 3 g/kWh</i>	<i>= 0 - 3 g/kWh</i>

Για φορτία της μηχανής από 25% έως 40%	Για φορτία της μηχανής από 25% έως 50%
	= 0 - 2 g/kWh
	Για φορτία της μηχανής από 50% έως 80%

Εικόνα 2-27 Αύξηση ειδικής καταναλώσεως SCR HP -LP

### Επιμέρους Συστήματα

SCR HP	SCR LP
Δεξαμενή ουρίας	Δεξαμενή ουρίας
Συμπιεστής αέρα	Συμπιεστής αέρα
Δοχείο συμπιεσμένου αέρα	Δοχείο συμπιεσμένου αέρα
Αντλία και σωληνώσεις παροχής ουρίας	Αντλία και σωληνώσεις παροχής ουρίας
Σύστημα καθαρισμού με αιθάλη	Σύστημα καθαρισμού με αιθάλη
Βαλβίδες SCR	Βαλβίδες SCR
-	Καυστήρας (DCU)
-	Φυσητήρας (DCU)

Εικόνα 2-28 Επιμέρους Συστήματα SCR HP- LP

#### 2.4.14 Λειτουργία του SCR HP σε μερικά φορτία

Όπως προαναφέρθηκε, υπάρχει ένα ζήτημα στη λειτουργία του κινητήρα σε μερικά φορτία. Πολλές φορές, σε παράκτιες περιοχές, όπου ισχύουν οι περιορισμοί ECA, ο κινητήρας θα πρέπει να βρίσκεται σε ρύθμιση TIER III, τα φορτία όμως του κινητήρα λόγω χαμηλής ταχύτητας πλεύσης είναι χαμηλά. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ότι εκεί που

χρειαζόμαστε την λειτουργία του SCR, είναι στην περίπτωση των χαμηλών φορτίων, στην πλειοψηφία των περιπτώσεων.

Λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία, συνεπάγεται ότι η θερμοκρασία των καυσαερίων φθίνει ανάλογα με τη μείωση του φορτίου. Το σύστημα της επιλεκτικής κατάλυσης όμως, διέπτε από θερμοκρασιακούς περιορισμούς λειτουργίας (βλέπε παράγραφο «2.4.7 Χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν μέρος στον αντιδραστήρα του SCR κατά την λειτουργία του» . Από τα παραπάνω προκύπτει το πρόβλημα της λειτουργίας του SCR HP σε χαμηλά φορτία.

«Χαμηλά φορτία» σημαίνει:

- Μεγάλος λόγος αέρα καυσίμου (χαμηλότερη θερμοκρασία καύσης λόγω περίσσειας αέρα)
- Χαμηλή πίεση Σαρώσεως
- Χαμηλότερη ενεργή πίεση θαλάμου

Η πραγματική ισχύς του κινητήρα εκφράζεται με την παρακάτω σχέση:

$$P_e = zV_h \bar{p}_e v \quad (4)$$

Όπου  $V_H = zV_h$  (5) ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα

και  $\dot{V}_H = vV_H$  (6) η παροχή αναρροφήσεως του κινητήρα, με το  $v = \frac{n}{30K}$  (7),  $K = 2$  για δίχρονο και 4 για τετράχρονο. Και  $n =$  περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα σε RPM

Για το έργο, σε ένα κύκλο λειτουργίας (ανά κύλινδρο) ισχύει:

$$W_e = \eta_e Q_B = B \eta_e \Theta_u \quad (8)$$

$\Theta_u =$  θερμογόνος ικανότητα καυσίμου

$B =$  κατανάλωση καυσίμου

$\eta_e =$  πραγματικός βαθμός αποδόσεως κινητήρα

Όπου όμως λόγω των:

$$\eta_\lambda = \frac{\text{μάζα αέρα στην αρχή της συμπίεσεως}}{\text{μάζα αέρα στο επιζίμο όγκο και τον όγκο εμβολισμού}} = \frac{\frac{p_o}{T_o}}{\frac{p_a}{T_a}} \quad (9)$$

$$\text{Και για 2-X : } \lambda_\alpha = \frac{m_o/B}{m_a} = \frac{(1-\sigma_\xi)V_h\rho_o}{Bm_a} = \frac{\eta_\lambda V_h\rho_\alpha}{Bm_a} \quad (10)$$

Έτσι το έργο σε ένα κύκλο λειτουργίας εκφράζεται από την:

$$W_e = \eta_e \theta_u \frac{\eta_\lambda V_h \rho_\alpha}{m_a \lambda_\alpha} \quad (11)$$

Όπου αν διαιρέσουμε με  $V_h$  τον ολικό όγκο εμβολισμού, προκύπτει η μέση ενεργή πίεση:

$$\bar{p}_e = \frac{\theta_u}{m_a} \rho_\alpha \eta_e \eta_\lambda \frac{1}{\lambda_\alpha} \quad (12)$$

Οι παραπάνω παράγοντες εκφράζουν κατά σειρά τις ιδιότητες του καυσίμου, του περιβάλλοντος, του κύκλου του κινητήρα και του φορτίου. Επίσης αν ο κινητήρας είναι υπερπληρωμένος αντί για  $\rho_\alpha = p_\alpha / RT_\alpha$  (13), ισχύει η  $\rho_{υπερ} = p_{υπερ} / RT_{υπερ}$  (14).

Όπως και  $\rho_\alpha \eta_\lambda = (1 - \sigma_\xi) \rho_o$  (15) για τους 2 - X κινητήρες.

Όπως παρατηρείται στην σχέση (12), για ένα σταθερό φορτίο του κινητήρα (π.χ. 25%), έχουμε μία αντίστοιχη ενεργή μέση πίεση του κυλίνδρου  $\bar{p}_e$  η οποία πρέπει να παραμένει σταθερή, ώστε το παραγόμενο έργο να παραμένει και αυτό σταθερό. Από αυτό προκύπτει μια σχέση δράσης αντίδρασης. Δηλαδή,

$$\bar{p}_e = \frac{\theta_u}{m_a} \rho_\alpha \eta_e \eta_\lambda \frac{1}{\lambda_\alpha} = const = \frac{\theta_u}{m_a} \rho_\alpha \downarrow \eta_e \eta_\lambda \frac{1}{\lambda_\alpha \downarrow} \quad \text{ή} \quad \frac{\theta_u \uparrow}{m_a} \rho_\alpha \eta_e \eta_\lambda \frac{1}{\lambda_\alpha \uparrow} \quad (15)$$

αν θέλουμε να μειώσουμε το λόγο ισοδυναμίας αέρα καυσίμου, χρειάζεται να μειώσουμε την πίεση σαρώσεως, είτε αν εισάγουμε καύσιμο με μεγαλύτερη θερμογόνο δύναμη ο λόγος ισοδυναμίας αέρα θα αυξηθεί, έτσι ώστε να παραμείνουμε στο ίδιο φορτίο του κινητήρα.

Επίσης ο συντελεστής  $\eta_l$  που εκφράζει το ποσοστό της αποτελεσματικής απόπλυσης του κυλίνδρου, παίζει ρόλο στη εξίσωση και στις θερμοκρασίες των εξαγόμενων καυσαερίων.

Όλα τα παραπάνω συνδέονται μεταξύ τους και συμβάλλουν στη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων σε όρια υπό των επιτρεπόμενων για τη λειτουργία του αντιδραστήρα. Παράλληλα, η μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων επηρεάζει την παραγωγή των ρύπων  $\text{NO}_x$  μέσα στο θάλαμο στις περιοχές καύσης του εγγεόμενου νέφους καυσίμου, διότι η θερμοκρασία καύσης του μίγματος αυξάνει ελάχιστα και μειώνεται ο χρόνος αποβολής της θερμοκρασίας, με την πίεση της καύσης να φθίνει στο μισό της πίεσεως στο πλήρες φορτίο.

Στην απλή λειτουργία του κινητήρα και για φορτίο μικρότερο του 50% του κύκλου λειτουργίας η μέγιστη πίεση (firing pressure) του κυλίνδρου μειώνεται δραστικά, όπου, εν συνεχεία, μειώνονται οι στροφές του στροβίλου και έτσι φθίνει και η πίεση σαρώσεως, με αποτέλεσμα την αύξηση της ειδικής κατανάλωσης.

Η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης σε χαμηλά φορτία είναι μεγάλη και χρειάζεται διόρθωση-βελτιστοποίηση ώστε να μην επιβαρύνει τον ιδιοκτήτη του πλοίου. Σύμφωνα με ένα μονοδιάστατο μοντέλο προσομοίωσης για τα χαμηλά φορτία και την κατανάλωση που έγινε σε ένα δημοσίευμα των CongGuan, Gerasimos Theotokatos και HuiChen με τίτλο «Analysis of Two Stroke Marine Diesel Engine Operation Including Turbocharger Cut-Out by Using a Zero-Dimensional Model», διερευνήθηκε η λειτουργία του κινητήρα σε συνθήκες σταθερής κατάστασης καλύπτοντας ολόκληρη την περιοχή φορτίου από 10% έως 100%. Στο συγκεκριμένο ελέγχεται:

A) η ενεργοποίηση ηλεκτρικών ανεμιστήρων όταν τα φορτία του κινητήρα βρίσκονται κάτω από το 40% του MCR, όπου η πίεση σάρωσης γίνεται χαμηλότερη από 1,55bar

B) η μερική απεμπλοκή στροβίλων – συμπιεστών από το κύκλωμα της εξατμίσεως, όταν τα φορτία του κινητήρα είναι μικρότερα του 40%.

Οι ανεμιστήρες τοποθετούνται ανάμεσα στον εναλλάκτη του αέρα και τη δεξαμενή σαρώσεως και λαμβάνουν ισχύ από ηλεκτροκινητήρες. Με τον τρόπο αυτό γίνεται δυνατή η αύξηση της πίεσης συμπίεσεως (compression pressure) και της μέγιστης πίεσης (firing pressure) μέσα στον θάλαμο καύσης και άρα της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου, με άμεσο αντίκτυπο στη μείωση της ειδικής καταναλώσεως.



*Εικόνα 2-29 Ηλεκτρικός Συμπιεστής*

Με την παραπάνω μέθοδο επιτυγχάνεται η εισροή μεγαλύτερης ποσότητας αέρα στους κυλίνδρους του κινητήρα και συνεπώς, οι τιμές του λόγου αναλογίας αέρα καυσίμου αυξάνονται, ενώ οι θερμοκρασίες των καυσαερίων στην είσοδο και την έξοδο του στροβίλου γίνονται χαμηλότερες από τις αντίστοιχες τιμές στο 40% φορτίο, όπου οι φυσητήρες είναι απενεργοποιημένοι. Η ενεργοποίηση του φυσητήρα έχει ως αποτέλεσμα μεγαλύτερη ενεργειακή περιεκτικότητα που παρέχεται στο στρόβιλο, γεγονός που προκαλεί αύξηση της ταχύτητας του στροβίλου - συμπιεστή και ακολούθως αύξηση της πίεσης σάρωσης σε σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές χωρίς ενεργοποίηση του ανεμιστήρα. Αυτό, με τη σειρά του, αυξάνει την πίεση συμπίεσης του κυλίνδρου και τη μέγιστη πίεση, μειώνοντας την ειδική κατανάλωση του κινητήρα BSFC σε σύγκριση με τη λειτουργία του χωρίς ενεργοποίηση του ανεμιστήρα. Επιπλέον, η μέθοδος συμπίεσεως με την εγκατάσταση ηλεκτρικού ανεμιστήρα οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα που εμπεριέχεται στο δέκτη σάρωσης κατά περίπου 5°C για φορτία χαμηλότερα από 35% (σε σύγκριση με την αντίστοιχη τιμή θερμοκρασίας στο φορτίο 35%). Στην περιοχή φόρτωσης από 35% έως 25% της MCR, ο συμπιεστής του συστήματος λειτουργεί με χαμηλότερη ταχύτητα παρέχοντας μικρότερο ρυθμό παρεχόμενης ροής αέρα και ως αποτέλεσμα, η θερμοκρασία του δέκτη καυσαερίων αυξάνεται οριακά, συγκριτικά με τα παραπάνω. Σε φορτία κινητήρα 20% και χαμηλότερα, η θερμοκρασία των καυσαερίων μειώνεται, καθώς το εγγερόμενο καύσιμο μειώνεται δραστικά, παράλληλα μειώνεται και η παροχή της ροής του αέρα



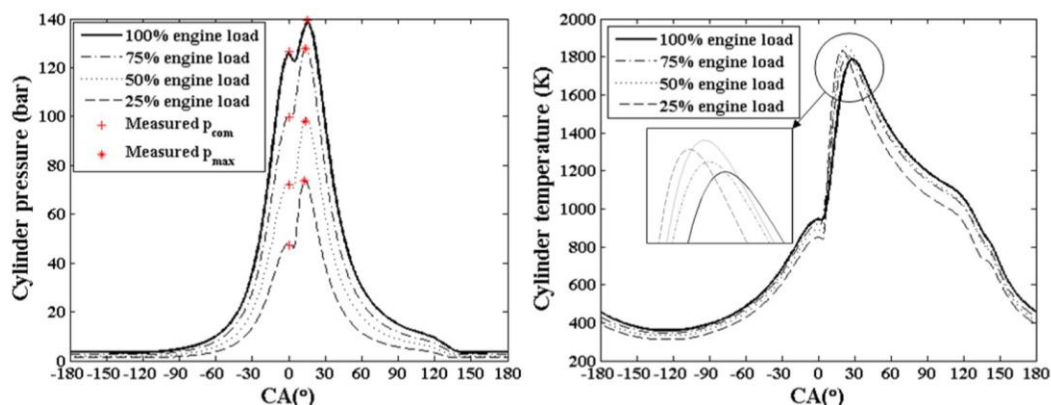
που εισάγεται στον κύλινδρο (λόγω της πτώσης της ταχύτητας του στρόβιλο - συμπιεστή), με αποτέλεσμα ο λόγος αέρα καυσίμου να αυξάνει.

Η υιοθέτηση μιας διακοπής μονάδας στρόβιλου συμπιεστή TCcutout (ένας από τους τρεις ή ένας στους δύο, εξαρτάται από τους πόσους έχουμε) προκαλεί σημαντική αύξηση της ταχύτητας του στρόβιλου και ως αποτέλεσμα έχει την αύξηση της πίεσεως σάρωσης. Από αυτή την άποψη, επιτυγχάνεται μεγαλύτερη συνολική ροή αέρα κινητήρα, όπως προκύπτει από τις τιμές αναλογίας αέρα προς καύσιμο κινητήρα, οι οποίες είναι μεγαλύτερες από αυτές της κανονικής λειτουργίας του κινητήρα στην περιοχή από 40% έως 50% (όπου αλλάζουν οι φυσητήρες σε μη λειτουργία) και σχεδόν το ίδιο με αυτό της κανονικής λειτουργίας του κινητήρα για την περιοχή με φορτίο 25% έως 35% (όπου είναι ενεργοποιημένοι οι ανεμιστήρες). Επιπλέον, περισσότερη ποσότητα αέρα παραμένει στους κυλίνδρους του κινητήρα, όπως παρατηρείται, λαμβάνοντας υπόψη τις τιμές αναλογίας αέρα καύσης προς καύσιμο, οι οποίες αυξάνονται στην περιοχή φορτίου από 25% σε 50% της MCR. Η αυξημένη πίεση σάρωσης έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της συμπίεσης του κυλίνδρου και των μέγιστων πιέσεων και την επακόλουθη μείωση του BSFC.

Λόγω της αύξησης της συμπίεσης του συμπιεστή μεγαλύτερη ποσότητα αέρα παγιδεύεται στους κυλίνδρους του κινητήρα, η διακοπή του ενός στρόβιλου συμπιεστή μειώνει τη θερμοκρασία των καυσαερίων και, επομένως, μειώνει τη θερμική φόρτιση του κινητήρα σε φορτία από 40% έως 50%. Παρατηρείται επίσης, ότι οι τιμές της αναλογίας αέρα - καυσίμου μειώθηκαν όταν το φορτίο κυμαινόταν από 35% σε 25% με μία διακοπή στρόβιλου συμπιεστή και εκτιμάται ότι η αναλογία αέρα -καυσίμου θα μειωθεί από την αντίστοιχη σε κανονική λειτουργία του κινητήρα σε φορτία κάτω από 25%, για την περίπτωση όπου ο κινητήρας λειτουργεί χωρίς ενεργοποίηση ανεμιστήρα. Αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα μια σημαντική αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων επιβάλλοντας μεγαλύτερη θερμική φόρτιση στα εξαρτήματα του κινητήρα. Επομένως, συνάγεται ότι οι δύο στρόβιλο - συμπιεστές που λειτουργούν δε μπορούν να παρέχουν επαρκή ποσότητα αέρα στους κυλίνδρους του κινητήρα. Κατά συνέπεια, πρέπει να ληφθούν υπόψη οι ακόλουθες λύσεις για τη λειτουργία του κινητήρα με φορτία κάτω από το 25%:

- είτε η ενεργοποίηση των ηλεκτρικών ανεμιστήρων,
- είτε η διακοπή της δεύτερης μονάδας στρόβιλο-συμπιεστή.

Για τη λειτουργία του κινητήρα με την απεμπλοκή ενός στρόβιλο - συμπιεστή σε φορτία κάτω του 25%, η ενεργοποίηση του ανεμιστήρα παρέχει περισσότερη ποσότητα αέρα, αυξάνει την μάζα του αέρα μέσα στον κύλινδρο (όπως μπορεί να συναχθεί από τις τιμές του λόγου αέρα - καυσίμου κατά την καύση) και στη συνέχεια βελτιώνει τον BSFC του κινητήρα.



Εικόνα 2-30 Πίεση κυλίνδρου σε σχέση με το φορτίο κινητήρα και την γωνία στρόβιλου

Όπως παρατηρείται στα παραπάνω, για τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης στα χαμηλά φορτία το κλειδί είναι η αύξηση της πίεσης σαρώσεως, με τρόπο ώστε να μην επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό (αύξηση της ειδικής κατανάλωσης από προσθήκη περιφερειακών συστημάτων) η λειτουργία του κινητήρα.

#### 2.4.15 Τεχνικές αστοχίες, όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε ρύθμιση χαμηλών φορτίων, σύμφωνα με τις παραπάνω μεθόδους

Οι τεχνικές που έχουν εφαρμοστεί για τη βέλτιστη χρήση του κινητήρα σε χαμηλά φορτία λειτουργίας, όσο αφορά την ειδική κατανάλωση καυσίμου, έχουν και αρκετά μειονεκτήματα που έχουν να κάνουν με την αρχή λειτουργίας των πρόσθετων μεθόδων. Μερικά τεχνικά προβλήματα αναφέρονται παρακάτω:

1. Ταλάντωση αστοχίας των βαλβίδων σαρώσεως. Όταν προστίθεται εξωτερικός φυσητήρας στην εισαγωγή του αέρα σαρώσεως υπάρχει πρόβλημα όταν ο κινητήρας δουλεύει σε φορτία κάτω του 10%. Εκεί υπάρχει ταλάντωση των βαλβίδων σαρώσεως ίδια με την 2η ιδιοσυχνότητα της βαλβίδας με αποτέλεσμα

να οδηγείται σε αστοχία. Αυτή η ταλάντωση υπάρχει διότι στα χαμηλά φορτία σε συνδυασμό με τη λειτουργία του φυσητήρα, οι βαλβίδες παραμένουν ανοικτές και κλείνουν μόνο από τα κρουστικά φαινόμενα πίεσεως που δημιουργούνται όταν το έμβολο προσεγγίζει το όριο της θέσης σαρώσεως. Επίσης, έχει αναφερθεί ότι σε εκείνο το όριο των φορτίων ακούγεται ένας κρουστικός ήχος εξαιτίας των βαλβίδων.

2. Η λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία, έχει παρουσιάσει και άλλο μεγάλο πρόβλημα, το οποίο έχει άμεση σχέση με την ειδική κατανάλωση λαδιού του κυλίνδρου (g/KWh). Σε αυτά τα φορτία η κατανάλωση λαδιού αυξάνει λόγω του ότι το σύστημα ψεκασμού λαδιού μέσα στον κινητήρα είναι ανάλογο της εγχύσεως καυσίμου και όχι της παραγόμενης ισχύος, με αποτέλεσμα να γίνεται περισσότερη έγχυση από ότι χρειάζεται ο κύλινδρος για να λιπανθεί. Λόγω αυτού έχουμε κατακαθίσεις μη χρησιμοποιούμενου λαδιού σε απαγορευμένα σημεία, όπως η πάνω επιφάνεια του εμβόλου, κάτι το οποίο μπορεί να οδηγήσει σε πολλές αστοχίες. Αυτό μπορεί να αποφευχθεί με την αλλαγή του ελέγχου έγχυσης λιπαντικού, από τον υπάρχοντα έλεγχο, σε έλεγχο της μέσης ενεργής πίεσης του κυλίνδρου.

#### 2.4.16 Λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία με συμπλεγμένο το σύστημα του SCR

Όλα τα παραπάνω αφορούν τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης του κινητήρα σε χαμηλά φορτία. Ένα ακόμη αρνητικό στοιχείο για την παρούσα ανάλυση στη λειτουργία των χαμηλών φορτίων είναι η μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Και αυτό, διότι δεν είναι δυνατή η λειτουργία του συστήματος του SCR με χαμηλές θερμοκρασίες καυσαερίων στην είσοδο του αντιδραστήρα. Άρα, στα χαμηλά φορτία λειτουργίας του κινητήρα επιζητάμε να πληρούνται δύο κανόνες ώστε να μπορεί το σύστημα του SCR να συμπλεχθεί με ασφάλεια στο δίκτυο:

1. Χαμηλή κατανάλωση, όσον αυτό είναι δυνατόν
2. Υψηλές - επιτρεπόμενες θερμοκρασίες καυσαερίων στην είσοδο του αντιδραστήρα

Με βάση αυτούς τους κανόνες αναπτύχθηκαν τεχνολογίες από πολλές εταιρίες όπως η MAN, Win GD κλπ, ώστε να συνδέσουν την οικονομική λειτουργία του κινητήρα με τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub>, δηλαδή την ασφαλή λειτουργία του SCR. Η μέθοδος της MAN ENERGIES αναφέρεται στο κεφάλαιο εισαγωγής του SCR. Οι μέθοδοι που επιτυγχάνονται με τους δύο παραπάνω κανόνες συγκεντρώνονται σε μία παράμετρο, που είναι η πίεση σαρώσεως, όπου με την σειρά της επηρεάζει την μέγιστη πίεση μέσα στον θάλαμο καύσης και άρα την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η πίεση σάρωσης δύναται να τροποποιηθεί, τροποποιώντας μεταβλητές όπως το ποσοστό αέρα παρακάμψεως ή το χρονισμό έγχυσης καυσίμου ή ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής κατά το άνοιγμα ή το κλείσιμο (για το σύστημα UNIFLOW).

Οι περισσότεροι κατασκευαστές κινητήρων εγκαθιστούν συστήματα που λειτουργούν κατά βάση με την αλλαγή της πίεσεως σαρώσεως, μεταβάλλοντας το ποσοστό παρακάμψεως αέρα, αλλά κάτι τέτοιο απαιτεί ένα μεγάλο κύκλωμα σωληνώσεων, ειδικά σε μεγάλους κινητήρες και επομένως ελεύθερο χώρο στο μηχανοστάσιο. Επίσης, το κόστος αγοράς και εγκαταστάσεως αυξάνεται.

Όλα αυτά ισχύουν για ένα καινούριο πλοίο. Για τα παλιά όμως πλοία, που υπόκεινται επίσης σε περιορισμούς για τους ρύπους δεν είναι εύκολη η τοποθέτηση του συστήματος αυτού, αν ληφθεί υπόψη ότι μόνο για το SCR HP χρειάζεται αρκετός χώρος στο μηχανοστάσιο για την τοποθέτηση του. Άρα, για τα παλιά πλοία απαιτείται να βρεθεί ένας τρόπος λειτουργίας του SCR σε όλα τα επιθυμητά φορτία, χωρίς να επηρεάζει την κατανάλωση του κινητήρα ή τη βέλτιστη λειτουργία του SCR.

Σύμφωνα με την παραπάνω ανάλυση, μπορεί να υιοθετηθεί μία παρόμοια ιδέα για την κατανάλωση σε χαμηλά φορτία και την ταυτόχρονη λειτουργία του SCR HP. Παρόμοια με την μερική παράκαμψη των στρόβιλο - συμπιεστών αλλά χωρίς την μείωση της παροχής εγχόμενου καυσίμου, ώστε οι θερμοκρασίες των καυσαερίων να ακολουθήσουν μια αύξηση στην επιτρεπόμενη θερμοκρασία του SCR HP.

Μια άλλη μέθοδος για τη βελτιστοποίηση της ειδικής κατανάλωσης και την αύξηση των θερμοκρασιών των καυσαερίων είναι η χρήση αντίστροφου κύκλου MILLER. Όπως είχε αναφερθεί στο κεφάλαιο 2.3.3, ο κύκλος MILLER για δίχρονες αργόστροφες μηχανές επιτυγχάνεται όταν κρατείται σταθερός ο ενεργός λόγος συμπίεσης και αυξάνεται ο λόγος αποσυμπίεσης, δηλαδή καθυστερούμε το άνοιγμα

της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων, με σκοπό να παραλάβουμε περισσότερο φορτίο από το έμβολο, μειώνοντας παράλληλα τη θερμοκρασία των καυσαερίων. Το αντίστροφο αυτού θα είχε ως αποτέλεσμα τη μη απολαβή του πλήρους έργου από το έμβολο και επίσης, την αύξηση των θερμοκρασιών των καυσαερίων. Η αντιστροφή αυτή οδηγεί σε έναν κύκλο όπου έχουμε προπορεία στο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής ή την προπορεία στο κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής, γεγονός που ασφαλώς συνεπάγεται στην αύξηση της ειδικής καταναλώσεως. Ωστόσο η εν προκειμένω ρύθμιση αυτή αφορά μόνο την περίπτωση που θα είναι συμπλεγμένο το σύστημα του SCR και επίσης, μόνον όταν η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο μειώνεται υπό της επιτρεπόμενης.

Η αντιστροφή του κύκλου Miller δε θα επηρεάζει τη διάρκεια της καύσης του μίγματος παρά μόνο την αποβολή των καυσαερίων. Άρα οι παραγόμενοι ρύποι NOx σε συγκέντρωση θα παραμένουν σταθεροί.

Η ρύθμιση αυτή αποτελεί μια εύκολη λύση για τη λειτουργία του SCR HP χωρίς να χρειάζεται τοποθέτηση παραπάνω ρυθμιστήρων ή αγωγών, εκτός βέβαια από το ίδιο το SCR. Άρα, γίνεται δυνατή η εγκατάσταση του SCR στα πλοία στα οποία έχουν περιορισμένη ικανότητα σε χώρο μηχανοστασίου. Για την προαναφερόμενη ρύθμιση έπεται ανάλυση στα παρακάτω κεφάλαια.

#### 2.4.17 Λειτουργία του SCR όταν ο κινητήρας εργάζεται με καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο S>3.5% – Heavy Fuel Oil

Η λειτουργία του SCR HP με βαρύ πετρέλαιο μπορεί να γίνει δυνατή στους κινητήρες, αν αυτοί με την σειρά τους διαθέτουν συστήματα SCRAMBERS καθαρισμού των καυσαερίων. Αυτό συνοδεύεται από έναν περιορισμό, την αυξημένη συντήρηση σωληνώσεων εξόδου των καυσαερίων του στρόβιλου και μείωση του χρόνου ζωής των καταλυτικών στοιχείων του SCR.

Επίσης, η λειτουργία του SCR HP με καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο (S> 3.5% S), προδιαγράφει ότι η θερμοκρασία των καυσαερίων με τη σειρά της θα είναι υψηλότερη στην είσοδο του αντιδραστήρα. Μάλιστα, έχει βρεθεί από την WIN GD ότι ο θερμοκρασιακός περιορισμός βρίσκεται μεταξύ των 325°C και 340°C. Το γεγονός

αυτό είναι κρουστικής σημασίας για την αποφυγή δημιουργίας αμμωνίου του υπεροξειδίου του θείου.

Άρα για την λειτουργία του κινητήρα με καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο και την ασφαλή εμπλοκή του SCR πρέπει να υπάρχει έλεγχος των θερμοκρασιών των καυσαερίων πριν την είσοδο τους στον αντιδραστήρα.

### 3. Προσομοίωση του κινητήρα 7WFX82B, με χρήση του προγράμματος Pythia, και έλεγχος της λειτουργίας του σε μερικά φορτία με την παράλληλη χρήση του SCR HP

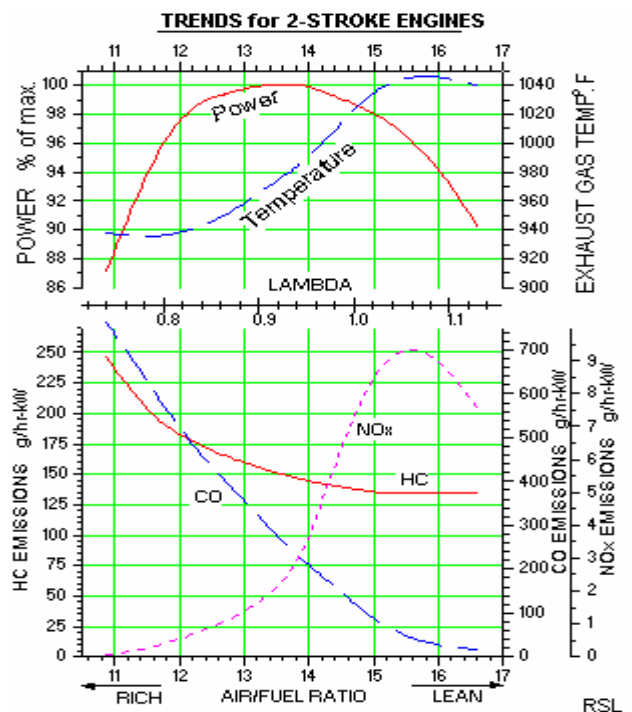
Σε συμφωνία με την προηγούμενη ανάλυση, σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται αναζήτηση και έλεγχος μεθόδων για τη βέλτιστη λειτουργία κινητήρα ώστε να είναι συμπλεγμένο με το SCR HP. Θα διερευνηθούν μέθοδοι ρυθμίσεως του κινητήρα ώστε να επιτυγχάνεται ο θερμοκρασιακός στόχος λειτουργίας του SCR HP, με την παράλληλη ελαχιστοποίηση της ειδικής καταναλώσεως καυσίμου. Το καύσιμο θα είναι υψηλής περιεκτικότητας σε θείο  $S > 3.5\%$ .

#### 3.1 Προβλήματα της λειτουργίας του SCR HP στα μερικά φορτία κινητήρα

Εν αρχή, θα γίνει η αποσαφήνιση του προβλήματος. Το πρόβλημα που διέπει τη σωστή λειτουργία του SCR HP σε χαμηλά φορτία λειτουργίας είναι οι χαμηλές θερμοκρασίες των καυσαερίων στην έξοδο του κινητήρα.

Η λειτουργία του κινητήρα σε μερικά φορτία επιφέρει μεγάλους λόγους αναλογίας αέρα καυσίμου. Όταν ο λόγος αέρα καυσίμου είναι μεγάλος μέσα στον κύλινδρο, παρατηρείται φτωχό μίγμα καύσεως και άρα η ανάφλεξη του καυσίμου αναπτύσσει μεγαλύτερες θερμοκρασίες αλλά σε πολύ μικρά χωρικά εύρη. Αυτό έχει ως συνέπεια την μείωση των θερμοκρασιών στην έξοδο του κυλίνδρου και άρα χαμηλές θερμοκρασίες και στην είσοδό

τους στον αντιδραστήρα του SCR. Η αύξηση της παρεχόμενης μάζας αέρα στον



Εικόνα 3-1: Διάγραμμα Φορτίου – Θερμοκρασίας κυλίνδρου – Ισχύος – Συντελεστού λα και εκπεμπόμενων ρύπων

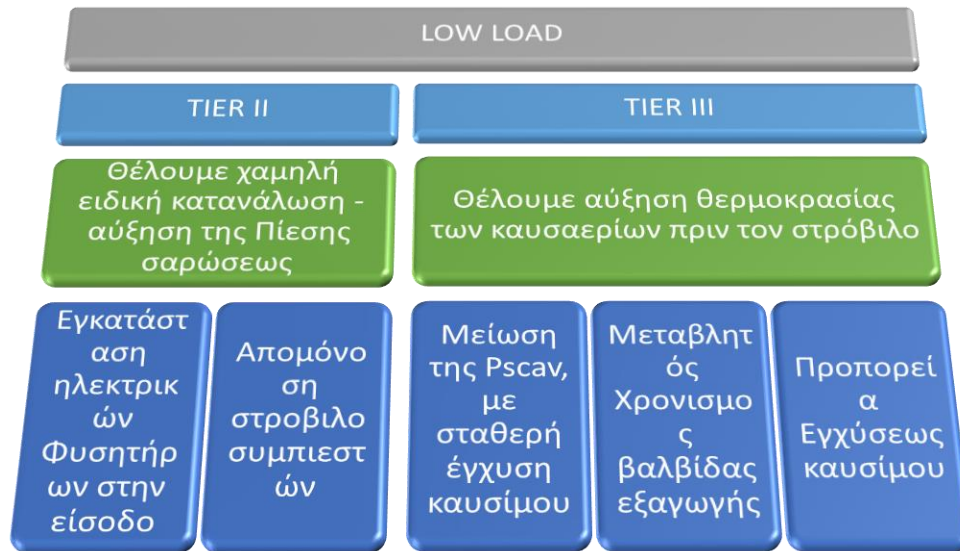
κύλινδρο είναι δυνατή, και μπορεί να τροποποιηθεί με ποικίλους τρόπους, εννοείται βέβαια πως κατά την τροποποίηση αυτή θα έχουμε αρνητικές επιπτώσεις ως προς την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Σε αυτό το κεφάλαιο θα διερευνηθεί ο τρόπος με τον οποίο επηρεάζεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου με την μεταβολή μερικών παραμέτρων του κινητήρα. Όταν μιλάμε για μεταβολή παραμέτρων, εννοούμε τις μεταβολές εκείνων των παραμέτρων που επηρεάζουν την παροχή της μάζας αέρα στον κύλινδρο. Η παροχή μάζας αέρα στον κύλινδρο εξαρτάται από την πυκνότητα του, δηλαδή την θερμοκρασία και την πίεση και την προπορεία κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής.

Όλα τα παραπάνω είναι ο λόγος και μια μέθοδος επίλυσης των χαμηλών θερμοκρασιών των καυσαερίων που παρατηρούνται στην εξαγωγή του κυλίνδρου. Η λύση του προβλήματος των χαμηλών θερμοκρασιών μπορεί να ερευνηθεί και σε άλλες μεθόδους που δεν έχουν άμεση σχέση με τον λόγο αέρα καυσίμου. Αυτές οι μέθοδοι σχετίζονται με την μέγιστη πίεση του κυλίνδρου και το σημείο στο οποίο αυτή βρίσκεται. Άλλος ένας τρόπος είναι η διαδικασία απόπλυσης του κυλίνδρου, δηλαδή, ο χρονισμός του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής.

Παρακάτω παρουσιάζεται ένα δομικό διάγραμμα που αφορά την λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία. Σε αυτό, παρατηρούμε ότι στη ρύθμιση του κινητήρα για περιορισμούς TIER II χρειαζόμαστε την ελαχιστοποίηση της ειδικής κατανάλωσης, και τρόπους επίτευξης, ενώ στην ρύθμιση TIER III χρειαζόμαστε την επίτευξη του



θερμοκρασιακού στόχου των καυσαερίων πριν την είσοδο τους στον αντιδραστήρα του SCR, με παράλληλη ελαχιστοποίηση της ειδικής καταναλώσεως.



Εικόνα 3-2 Δομικό διάγραμμα για τα χαμηλά φορτία

Υπάρχουν αρκετές μέθοδοι που ενδείκνυνται από τους κατασκευαστές των ναυτιλιακών κινητήρων για την επίλυση των χαμηλών θερμοκρασιών σε χαμηλά φορτία του κινητήρα παράλληλη λειτουργία του SCR. Κάποιοι από αυτούς είναι η τοποθέτηση φυσητήρων (για τη μείωση της ειδικής καταναλώσεως), η χρήση διπλού καυσίμου (για την μείωση της ειδικής καταναλώσεως και την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων) και η απομάστευση αέρα από το δοχείο αέρα σαρώσεως προς τον στρόβιλο (για την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων).

Όπως εμφανίζεται στο παραπάνω δομικό διάγραμμα τα προβλήματα των χαμηλών φορτίων σε μια δίχρονη βραδύστροφη μηχανή είναι πολλά και προτείνονται ορισμένοι τρόποι επίλυσης.

### 3.1.1 Μέθοδοι Αύξησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλά φορτία

Σε αυτό το κεφάλαιο θα επικεντρωθούμε στην επίλυση των χαμηλών φορτίων για ρύθμιση της μηχανής σε TIER III, ώστε να διερευνηθεί η σωστή λειτουργία του SCR HP σε χαμηλά φορτία με τη χρήση των παρακάτω τρόπων:

1ον Μείωση της μανομετρικής Πίεσης σαρώσεως, Pscav

2ον Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδας εξαγωγής, κλεισίματος και ανοίγματος

3ον Προπορεία εγχύσεως καυσίμου

Όλα τα παραπάνω προϋποθέτουν ότι οι μεταβολές θα διεξάγονται κρατώντας το φορτίο σταθερό, δηλαδή η έγχυση καυσίμου (ο χρόνος έγχυσης) θα μεταβάλλεται ώστε πάντα να οδηγούμαστε σε ένα επιθυμητό φορτίο.

Μείωση της Pscav είναι ο τρόπος που χρησιμοποιείται από τους περισσότερους κατασκευαστές. Αυτή η μέθοδος βασίζεται στην εξαναγκασμένη μείωση της παροχής αέρα, κρατώντας την έγχυση καυσίμου σταθερή με αποτέλεσμα το μίγμα καύσης να γίνεται πλούσιο. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην έξοδο τους από τον κύλινδρο.

Η μείωση της πίεσεως σαρώσεως γίνεται με δύο τρόπους:

A) με τη χρήση κυκλώματος βραχυκύκλωσης του δοχείου σαρώσεως με τη σωλήνωση μετά τον αντιδραστήρα του SCR HP και πριν τον στρόβιλο (μέθοδος MAN).

B) με παράκαμψη του στροβίλου καυσαερίων, ώστε τα καυσαέρια να μην προσδίδουν την ενέργειά τους στο σύστημα του στροβίλου και άρα ο συμπιεστής να λειτουργεί σε χαμηλότερες πιέσεις (μέθοδος WIN GD).

Από τις δύο παραπάνω μεθόδους εμφανώς, η λύση A δίνει καλύτερη ειδική κατανάλωση (διότι δεν αποκόπτει την λειτουργία του στροβίλου και επίσης στον στρόβιλο μειώνονται τα θερμικά φορτία), ενώ η λύση B είναι πιο ευέλικτη (διότι η

απεμπλοκή του στροβίλου είναι πιο γρήγορη στον έλεγχο από την μερική παράκαμψη του αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο).

Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδας εξαγωγής: Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται εδώ και πολλά χρόνια σε κινητήρες επίγειων μεταφορών ώστε να πετυχαίνουν ελάχιστη κατανάλωση καυσίμου όταν χρειάζεται και αυξημένη ισχύ, ανάλογα με το χρόνο. Εδώ θα χρησιμοποιηθεί για τη λειτουργία του κινητήρα με κύκλο αντίστροφο του κύκλου Miller, όπως έχουμε προαναφέρει. Με αυτή τη μέθοδο είναι δυνατόν το SCR HP να εγκαθίσταται σε πλοία τα οποία έχουν περιορισμούς σε χώρους μηχανοστασίου, διότι δεν χρειάζεται καμία επιπλέον εγκατάσταση εξοπλισμού εκτός του SCR. Επιπλέον, αυτή η μέθοδος ρίχνει αρκετά το κόστος της επένδυσης και εγκαταστάσεως του SCR.

Η ρύθμιση του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής θα ελέγχεται από την μονάδα ελέγχου του κινητήρα και θα ρυθμίζεται αναλόγως της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην είσοδο του αντιδραστήρα. Η ρύθμιση θα υπαγορεύει το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής πρόωρα, ώστε η καύση να μην εκτονώσει όλο το έργο της μέχρι το κάτω μέρος της διαδρομής του εμβόλου και τα αντιδρώντα καυσαέρια θα έχουν ακόμη θερμική ενέργεια, ώστε να έχουν την κατώτερη επιτρεπτή θερμοκρασία πριν εισαχθούν στον αντιδραστήρα.

Επίσης θα γίνει έλεγχος ως προς τον χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής, ώστε να διερευνηθεί πως ο χρονισμός του κλεισίματος της βαλβίδας επηρεάζει την είσοδο της μάζας αέρα στον κύλινδρο, και με ποιον τρόπο αυξάνεται η πίεση συμπίεσεως. (Για τον χρονισμό του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής θα γίνει μελέτη αλλά τα αποτελέσματα που θα προκύψουν είναι ποιοτικά, δεν είναι πραγματικά ώστε να μπορούν να ληφθούν σε άλλου είδους μελέτη)

Προπορεία εγχύσεως καυσίμου: Ακόμη μία μέθοδος που έχει να κάνει μόνο με τον έλεγχο της μηχανής και δεν χρειάζεται κανένα εξωτερικό εξάρτημα ή κάποια εγκατάσταση. Η βέλτιστη προπορεία εγχύσεως εξαρτάται πάντα από το φορτίο του κινητήρα και είναι πλήρως χαρτογραφημένη. Μία μικρή αλλαγή από το καθορισμένο επιφέρει μεγάλη αύξηση της ειδικής καταναλώσεως και πολλά προβλήματα στη λειτουργία του κινητήρα. Ωστόσο, με μικρές μεταβολές ειδικά στα χαμηλά φορτία

μπορεί να φέρει τα επιθυμητά αποτελέσματα που χρειαζόμαστε, δηλαδή την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Η συγκεκριμένη ρύθμιση θα πρέπει να βρίσκεται μέσα στα όρια σωστής λειτουργίας ώστε να αποφευχθούν τα φαινόμενα της κρουστικής καύσης και της αστοχίας έναυσης. Αξιοσημείωτο είναι ότι το περιθώριο λανθασμένης ρύθμισης οδηγεί γρήγορα σε αστοχία λειτουργίας. Κατά βάση, είναι μια δύσκολη ρύθμιση που πρέπει να λαμβάνει υπόψη πολλές παραμέτρους ώστε να γίνει σωστά.

Η επιρροή της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης στη λειτουργία που θέλουμε είναι κατάλληλη. Η προπορεία της εγχύσεως αυξάνεται καθώς αυξάνει η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα, ώστε η θερμότητα που εξάγεται από την καύση να απορροφάτε ομοιόμορφα από την κίνηση του εμβόλου.

### 3.2. Προσομοίωση του Κινητήρα

Στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει ανάλυση του κινητήρα με τη βοήθεια του διαγνωστικού προγράμματος ΡΥΤΗΙΑ το οποίο μας έχει δοθεί από τον καθηγητή Δημήτριο Χουντάλα, ώστε να γίνει προσομοίωση του κινητήρα με τις ρυθμίσεις που επιθυμούμε να εξετάσουμε προκειμένου να γίνει έλεγχος και λήψη μέτρων σχετικά με την αύξηση των θερμοκρασιών των καυσαερίων για την βέλτιστη λειτουργία του καταλύτη υψηλής πίεσεως.

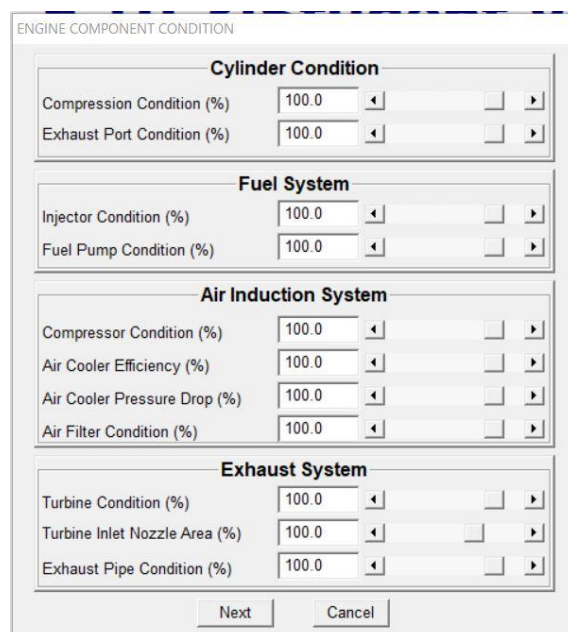
#### 3.2.1 Περιγραφή του λογισμικού ΡΥΤΗΙΑ

Το ΡΥΤΗΙΑ είναι λογισμικό με το οποίο μπορεί να ελεγχθεί η λειτουργία κινητήρων DIESEL. Με αυτό μπορούν να εξαχθούν αρκετά δεδομένα και να επεξεργαστούν αναλόγως, με σκοπό τη διάγνωση της κατάστασης του κινητήρα. Διαθέτει αισθητήρα πίεσης και προσαρμογέα THOMSON κατασκευής Kistler. Το λογισμικό αποτελεί έργο του καθηγητή Δ. Χουντάλα.

Το συγκεκριμένο λογισμικό μπορεί να λάβει μετρήσεις από έναν κινητήρα ώστε να διεξαχθεί μια διάγνωση της καταστάσεως αυτού, και επίσης διαθέτει προσομοιωτή

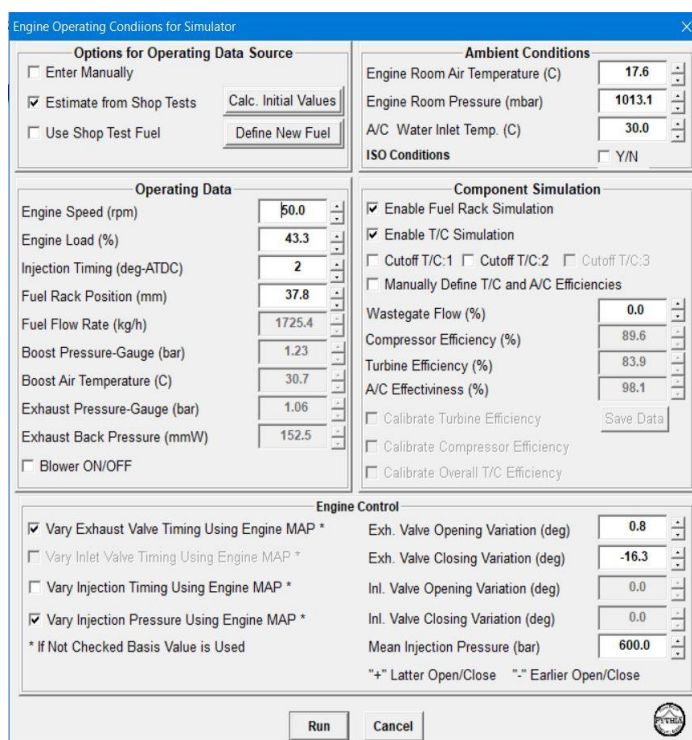
λειτουργίας του κινητήρα με την ικανότητα της επιλογής μεταβολής 33 παραμέτρων. Από αυτές αρχικά είναι 11 παράμετροι καταστάσεως μηχανής και εμφανίζονται στην δεξιά εικόνα:

Υπάρχουν 22 ακόμη παράμετροι που μπορούν να καθορίσουν συνθήκες λειτουργίας και βασικές παραμέτρους της μηχανής, όπως τον χρονισμό των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, τον χρονισμό έγχυσης καυσίμου, την πίεση σαρώσεως κλπ. Οι παράμετροι αυτοί εμφανίζονται στην παρακάτω εικόνα:



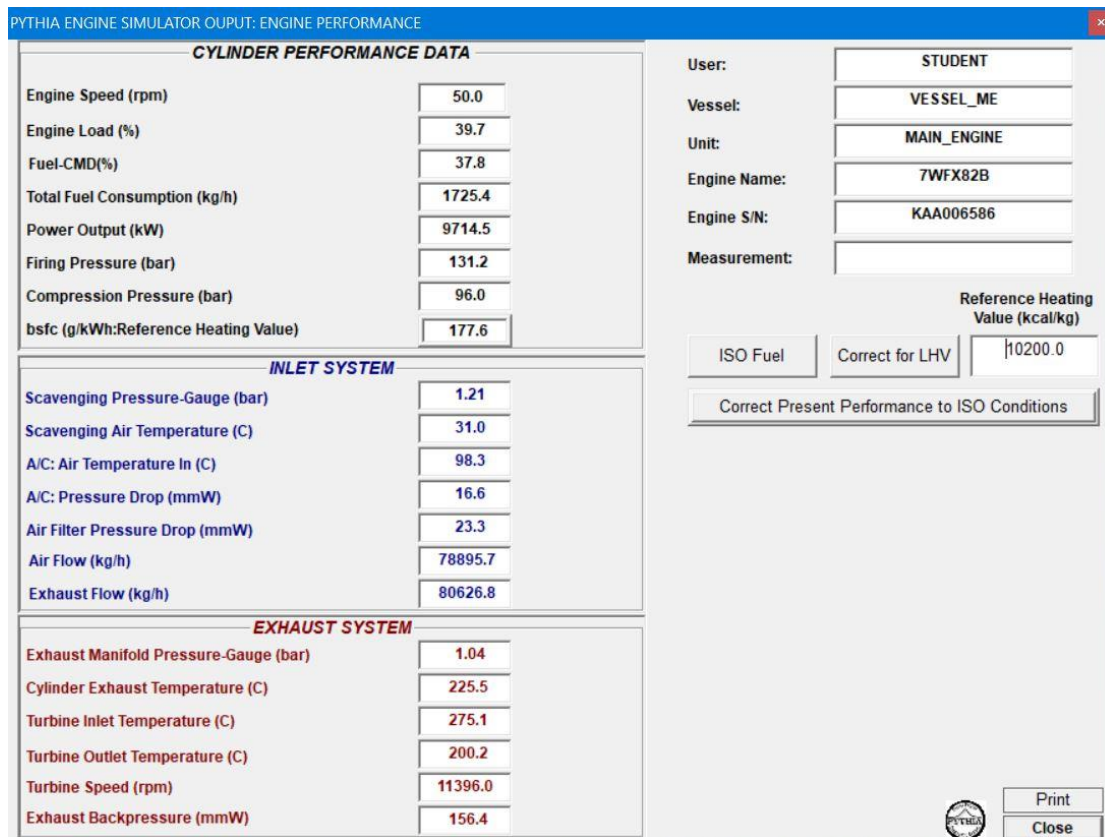
Εικόνα 3-3 Κατάσταση Κινητήρα

Όπως διακρίνουμε στη διπλανή εικόνα μπορούμε να εισάγουμε τις ρυθμίσεις του κατασκευαστή του κινητήρα από τα SHOP TEST που έχει εκτελέσει και μας έχει δώσει, να εκτελέσουμε διάφορες δοκιμές και να τις συγκρίνουμε με αυτές του κατασκευαστή. Επίσης, είναι δυνατόν να εναλλάξουμε καύσιμο, δηλαδή να αλλάξουμε την θερμογόνο ικανότητα του, την πυκνότητα του και την θερμοκρασία με την οποία εγχέεται. Επιπλέον, δύναται να προσομοιωθεί ο κινητήρας με λειτουργία υπερπληρωτή ή και με αποκοπή στρόβιλο – υπερπληρωτών (TC cut out).



Εικόνα 3-4 Παράμετροι λειτουργίας κινητήρα

Στη συνέχεια μόλις τοποθετούν όλες οι απαραίτητες παράμετροι, αρχίζει η προσομοίωση και σε μόλις λίγους κύκλους τα αποτελέσματα εξάγονται. Αυτά εμφανίζονται στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 3-5 Έξοδος αποτελεσμάτων μετά την εκτέλεση του προσομοιωτή

Στην παραπάνω εικόνα μπορούμε να διακρίνουμε σε σειρά τα αποτελέσματα που εξάγονται από τη προσομοίωση:

- 1) Ταχύτητα Περιστροφής κινητήρα (RPM)
- 2) Φορτίο κινητήρα (%)
- 3) Κατανάλωση καυσίμου (CMD %)
- 4) Κατανάλωση καυσίμου (Kg/h)
- 5) Ισχύς (kW)
- 6) Μέγιστη πίεση θαλάμου καύσεως (bar)
- 7) Πίεση συμπίεσεως (bar)
- 8) Ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh)
- 9) Μανομετρική πίεση σαρώσεως (bar)
- 10) Θερμοκρασία Αέρα σαρώσεως (C )
- 11) Θερμοκρασία Αέρα μετά τον εναλλάκτη (C )
- 12) Πτώση πίεσεως μέσα στον εναλλάκτη (mmW)
- 13) Πτώση πίεσεως στο φίλτρο (mmW)
- 14) Παροχή Αέρα (kg/h)

- 15) Παροχή καυσαερίων (kg/h)
- 16) Μανομετρική πίεση δοχείου καυσαερίων (bar)
- 17) Θερμοκρασία καυσαερίων εξόδου από τον κύλινδρο (C )
- 18) Θερμοκρασία καυσαερίων πριν τον στρόβιλο (C )
- 19) Θερμοκρασία καυσαερίων μετά τον στρόβιλο (C )
- 20) Ταχύτητα περιστροφής στρόβιλου (RPM)
- 21) Πτώση πίεσης στο σύστημα εξατμίσεως (mmW)

Με το παραπάνω πρόγραμμα και έχοντας περαστεί το SHOP TEST και οι ρυθμίσεις αυτού θα γίνουν προσομοιώσεις λειτουργίας του κινητήρα στις επιθυμητές συνθήκες και θα αποφανθούμε για τις θερμοκρασίες που μας ενδιαφέρουν και για την αύξηση της ειδικής καταναλώσεως καυσίμου.

### 3.2.2 Αναφορά στον κινητήρα που θα προσομοιωθεί

Ο κινητήρας που επιλέχτηκε για την συγκεκριμένη προσομοίωση είναι ο 7WFX82B, αποτελείται από 7 κυλίνδρους, έχει διάμετρο κυλίνδρου 820mm, μήκος εμβολισμού 3375mm, εύρος ταχυτήτων 58-84 RPM.

Ο κινητήρας X82-B είναι εξοπλισμένος με την τελευταία λέξη της τεχνολογίας στην τεχνολογία common rail, η οποία έχει ως αποτέλεσμα χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου σε ολόκληρο το εύρος λειτουργίας, ειδικά σε χαμηλά και μερικά φορτία. Το σύστημα Intelligent Combustion Control (ICC) επιτρέπει περαιτέρω εξοικονόμηση καυσίμου με αυτόματη εξισορρόπηση του φορτίου σε κάθε κύλινδρο. Διατίθενται διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα (Standard, Delta, Delta By-Pass και Low Load) προκειμένου να ικανοποιηθούν συγκεκριμένες απαιτήσεις των πελατών ανάλογα με τις ιδιαίτερες ανάγκες τους. Η ευελιξία στις παραμέτρους συντονισμού επιτρέπει την επίτευξη της καλύτερης ρύθμισης για το προφίλ λειτουργίας του σκάφους. Η εφαρμογή ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας αποβλήτων (WHR) μπορεί να αυξήσει την αποδοτικότητα της ενέργειας εισόδου του καυσίμου κατά περίπου 10%, βελτιώνοντας τη συνολική χρήση ενέργειας και μειώνοντας τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Η εισαγωγή του δείκτη EEDI έδωσε επίσης έμφαση στις εκπομπές CO<sub>2</sub> και στη συνολική απόδοση των πλοίων. Η εσωτερική απόδοση του κινητήρα και της πρόωσης του X82-B, καθώς και η δυνατότητα εφαρμογής διαφόρων ρυθμίσεων Power Take-Off (PTO)

για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας επί του πλοίου, διευκολύνουν τα ναυπηγεία να πληρούν αυτές τις νέες απαιτήσεις.

### WinGD X82-B

IMO Tier II/Tier III (SCR)

<b>Cylinder bore:</b> 820mm	<b>Stroke/bore:</b> 4.12
<b>Piston stroke:</b> 3375mm	<b>Mean effective pressure at R1:</b> 21.0/19.0 bar
<b>Speed:</b> 58-84rpm	

#### RATED POWER, PRINCIPAL DIMENSIONS AND WEIGHTS

Cyl.	Output in kw at				Length A (mm)	Weight (tonnes)
	76/ 84rpm		58rpm			
	R1	R2	R3	R4		
6	28500	21720	21750	16590	11045	805
7	33250	25340	25375	19355	12550	910
8	38000	28960	29000	22120	14055	1020

*Εικόνα 3-6 Χαρακτηριστικά Κινητήρα που βάση αυτού θα γίνει η προσομοίωση*

Ο παραπάνω κινητήρας είναι σχεδιασμένος να λειτουργεί και σε TIERII και σε TIERIII ρύθμιση (με τοποθετημένο το SCR). Ακόμη, είναι ικανός να δουλέψει και με βαρύ πετρέλαιο (HFO – μετά από προθέρμανση του πετρελαίου σε υψηλή θερμοκρασία ~120C, ώστε να μπορεί να εγχέεται από τους εκτοξευτήρες του κυλίνδρου). Εννοείται πάντα με παράλληλη λειτουργία του συστήματος αποθείωσης των καυσαερίων (SCRUBBERS).

### 3.2.3 Αρχικές παράμετροι

Όσον αφορά τις αρχικές συνθήκες και παραμέτρους λειτουργίας του παραπάνω κινητήρα στο πρόγραμμα προσομοίωσης, αυτές σχετίζονται με τις περιβαλλοντολογικές συνθήκες που βρίσκεται ο κινητήρας, το πετρέλαιο που καταναλώνει και την επιπλέον προσομοίωση περιφερειακών συστημάτων (όπως ο στρόβιλο – συμπιεστής).



- Οι περιβαλλοντολογικές συνθήκες λειτουργίας είναι ISO, κάτι που σημαίνει ότι η θερμοκρασία μέσα στο μηχανοστάσιο είναι στους 25 C, η ατμοσφαιρική πίεση στο μηχανοστάσιο βρίσκεται στα 1000 mbar και η θερμοκρασία του νερού στην είσοδο του εναλλάκτη είναι στους 25 C.
- Το καύσιμο λειτουργίας είναι βαρύ πετρέλαιο με πυκνότητα 950Kg/m<sup>3</sup>, θερμογόνο ικανότητα 9650kcal/kg και θερμοκρασία κυκλοφορίας μέσα στο σύστημα τροφοδοσίας 130 C.
- Επίσης, η λειτουργία του στρόβιλο – συμπιεστή δεν θα προσομοιωθεί για την μεταβολή της πίεσης σαρώσεως.
- Οι φυσητήρες για τον αέρα σαρώσεως θα παραμείνουν κλειστοί καθ' όλη τη διάρκεια προσομοίωσης του κινητήρα.

#### 3.2.4 Μέθοδος εξαγωγής δεδομένων

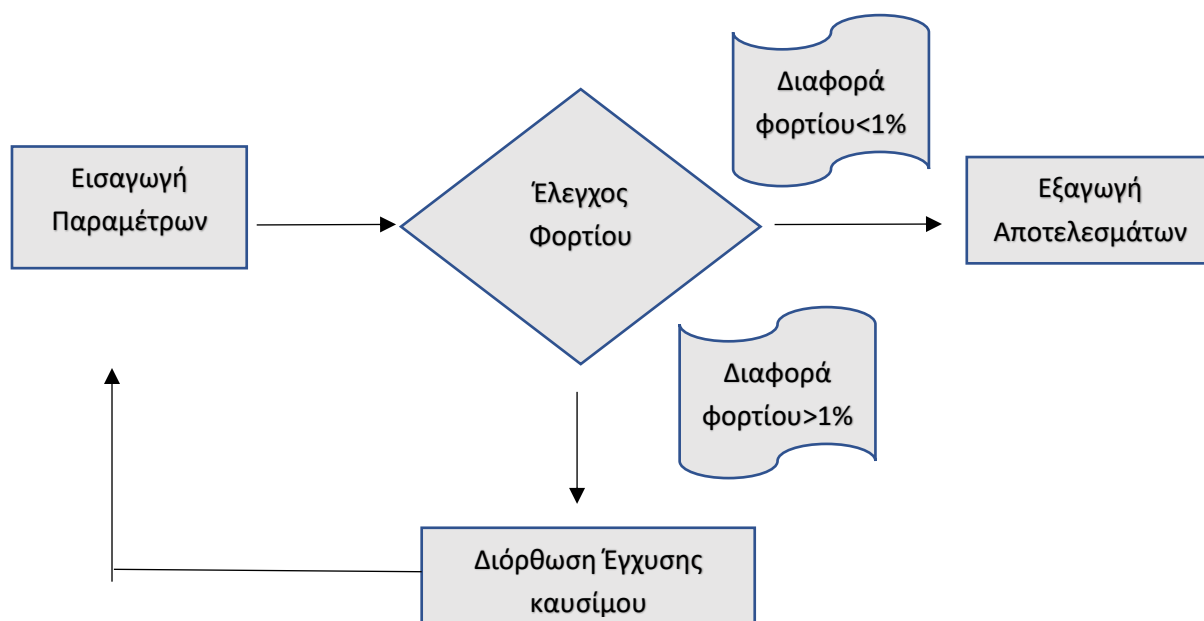
Στο παρόν κεφάλαιο θα αναλυθεί ο τρόπος με τον οποίο εξήχθησαν τα αποτελέσματα και η φιλοσοφία αξιολόγησής τους. Στην εισαγωγή των δεδομένων λειτουργίας του κινητήρα επιλέγουμε τη μεταβολή τριών παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα. Οι παράμετροι αυτοί είναι:

1. Η μανομετρική πίεση Σαρώσεως (bar)
2. Ο χρονισμός αρχής της έγχυσης καυσίμου (deg)
3. Ο χρονισμός της αρχής του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής (deg)
4. Και ο χρονισμός της αρχής του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής (deg)  
(Ποιοτική αναφορά)

Όπως έχει προαναφερθεί και όπως θα παρατηρηθεί αυτές οι τέσσερις παράμετροι παίζουν καθοριστικό ρόλο στην επίτευξη υψηλών θερμοκρασιών των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο και στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου. Αρχικά, λοιπόν θα πραγματοποιείται μια ποσοτική μονοδιάστατη ανάλυση που για τις τρεις παραμέτρους (μανομετρική πίεση σαρώσεως, ο χρονισμός της αρχής εγχύσεως καυσίμου και ο χρονισμός ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής). Για κάθε παράμετρο που μεταβάλετε οι υπόλοιπες παράμετροι θα παραμένουν σταθερές και ίσες με τις τιμές των shop tests.

Με λίγα λόγια αν εναλλάσσεται ο χρονισμός εγχύσεως καυσίμου η πίεση σαρώσεως θα παραμένει σταθερή. Με αυτόν τον τρόπο θα δείχθει προσεγγιστικά ποια από τις τρεις παραμέτρους «παίζει» καθοριστικό ρόλο στην αύξηση των θερμοκρασιών των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο.

Στη συνέχεια θα προσομοιωθεί μία τρι-παραμετρική ανάλυση. Η προσομοίωση αυτή είναι ποιοτική και δεν πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν για την διεκπεραίωση μελετών. Στην ανάλυση αυτή θα μεταβάλλονται τρεις παράμετροι (πίεση σαρώσεως, χρονισμός εγχύσεως και χρονισμός κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής), οι υπόλοιπες παράμετροι θα λαμβάνονται σύμφωνα με τις ρυθμίσεις στα shop test με μοναδική εξαίρεση, την χρόνο ογκομετρική έγχυση καυσίμου. Η παροχή καυσίμου στην συγκεκριμένη ανάλυση θα πρέπει να «διορθώνεται» κάθε φορά, λόγω του ότι οι παραπάνω παράμετροι έχουν επίδραση στην εξαγόμενη ισχύ του κάθε κυλίνδρου και λόγω του ότι εμείς κάθε φορά θα αναλύουμε ένα διακριτό φορτίο και θα πρέπει σε κάθε μεταβολή των παραμέτρων να ελέγχουμε την ισχύ εξόδου και να διορθώνουμε την έγχυση.



Η εξαγωγή των δεδομένων γίνεται κατόπιν μίας παραμετρικής ανάλυσης τριών παραμέτρων όπου σε κάθε μία ορίζουμε τη λήψη τεσσάρων τιμών γύρω από τις τιμές που έχουν ληφθεί για την πραγματοποίηση των shop test (παραδείγματος χάρη για την μανομετρική πίεση σάρωσης ο κατασκευαστής έχει λάβει την τιμή 0,8 bar. Εμείς χάριν αναλύσεως λαμβάνουμε 0.6 bar, 0.7 bar και 0.9 bar). Κατά αυτόν τον τρόπο

κατασκευάζουμε έναν πίνακα τριών διαστάσεων για τις παραμέτρους και το κάθε αποτέλεσμα αναφοράς θα εκφράζεται πάλι από πίνακα τριών διαστάσεων.

Ακολουθώς, οι πίνακες των παραμέτρων και των αποτελεσμάτων υπόκεινται σε κυβική παρεμβολή όπου αυξάνουμε τα στοιχεία μέσα σε κάθε πίνακα. Με λίγα λόγια αν ο αρχικός πίνακας ήταν 4X4X4 με την κυβική παρεμβολή τον κάνουμε 24X24X24 στοιχείων, μέσα στα όρια που έχουμε ορίσει. Το σφάλμα της παρεμβολής είναι δεύτερης τάξης αποκοπής.

Η όλη διαδικασία θα γίνει εύκολα αντιληπτή στα παρακάτω κεφάλαια.

### 3.2.5 Αναφορά στα SHOP TESTS

Στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει εισαγωγή στα Shop test για τον κινητήρα W7X82-B που έχουν πραγματοποιηθεί από την HYUNDAI - WINGD και μας δόθηκαν για αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που παράχθηκαν από την χαρτογράφηση.

### 3.2.5 Τα αποτελέσματα των SHOP TESTS

Εισαγωγικά να αναφέρουμε ότι το shop test παράχθηκαν για πετρέλαιο με χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο  $S < 0.25\%$ , θερμογόνο ικανότητα 10023 kcal/kg και πυκνότητα στους 43 C ίση με  $907 \text{ kg/m}^3$ .

Παρακάτω παρουσιάζονται οι ρυθμίσεις και τα αποτελέσματα λειτουργίας του κινητήρα σύμφωνα με το shop test, διακρινόμενα για φορτία λειτουργίας 25%, 50%, 75%.

Company: STUDENT		Vessel: VESSEL_ME		Unit: MAIN_ENGINE		Engine S/N: KAA005586		Engine Name: 7WFX82B		Shop Test: 3	
General Operation Data											
Date	20/04/2018	Speed (rpm)	60.1	Load (%)	75.0	Fuel (kg/h)	3042.2				
Ind. Power (kW)	N/A	Torquemeter	18375.0	E/R Temperature (C)	24.6						
Fuel Dens. 15C (kg/m3)	907.1	Fuel Temp. (C)	44.0	E/R Pressure (mbar)	1013.1						
H. Value (kcal/kg)	10023.0	Fuel Sulfur (%)	0.23								
Cylinder Oil Cons. (l/day)	N/A	Oil Dens.(kg/m3)	936.0								
Cylinder Data											
	1	2	3	4	5	6	7	Mean			
Max. Pressure (bar)	166.0	167.0	168.0	167.0	167.0	169.0	169.0	167.6			
Compr. Pressure (bar)	121.0	120.0	122.0	120.0	122.0	121.0	121.0	121.0			
Exh. Gas Temp. (C)	340.0	337.0	332.0	352.0	342.0	321.0	340.0	337.7			
Fuel-CMD(%)	56.1	56.1	56.1	56.1	56.1	56.1	56.1	56.1			
Gas Exchange System											
Blower ON <input type="checkbox"/>		Turbocharger Data		Gas Exchange System				Air Cooler Data			
		1	2					1	2		
Turbocharger Speed (rpm)	14849.0		14894.0						Air Temperature Before Cooler (C)	173.0 170.0	
Scav. Pressure-Gauge (bar)	2.66		2.66						Scav. Air Temperature-A/C Out (C)	34.0 35.0	
Exh. Man. Pressure-Gauge (bar)	2.40		2.40						Water Temperature In (C)	34.0 34.0	
Exh. Back Pressure (mmW)	380.0		390.0						Water Temperature Out (C)	38.0 37.0	
Turbine Inlet Temp. (C)	353.0		353.0						Pressure Drop (mmW)	22.0 17.0	
Turbine Outlet Temp. (C)	205.0		215.0						Air Filter Pressure Drop (mmW)	61.0 62.0	
										Print	
										Close	

Εικόνα 3-7 Shop Test 25% LOAD

Όπως παρατηρείται στα διπλανά διαγράμματα βλέπουμε ότι η διάκριση που έχει γίνει δεν μπορεί να μας βοηθήσει ώστε να κάνουμε σύγκριση και αξιολόγηση των αποτελεσμάτων μας.

Σύμφωνα με το παραπάνω πρόβλημα θέσαμε σε λειτουργία το πρόγραμμα ΡΥΤΗΙΑ σε προσομοίωση και βρήκαμε τα ενδιάμεσα διακριτά φορτία ώστε να γίνει η σύγκριση.

Λαμβάνεται υπόψη επίσης ότι τα δεδομένα δεν ήταν σε ISO συνθήκες αλλά σε συνθήκες μηχανοστασίου και το πετρέλαιο που χρησιμοποιήθηκε ήταν χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο, όποτε έγινε η μετατροπή των δεδομένων σε ISO συνθήκες και το πετρέλαιο εναλλάχθηκε με το ίδιο πετρέλαιο που χρησιμοποιήσαμε για την ανάλυση. Θεωρήθηκε ότι το σφάλμα των πειραματικών δεδομένων με αυτά της προσομοίωσης είναι μικρό, εφόσον εναλλάσσουμε μόνο τις ιδιότητες του πετρελαίου και τις συνθήκες περιβάλλοντος. Οι υπόλοιπες ρυθμίσεις παρέμειναν όπως στο shop test.

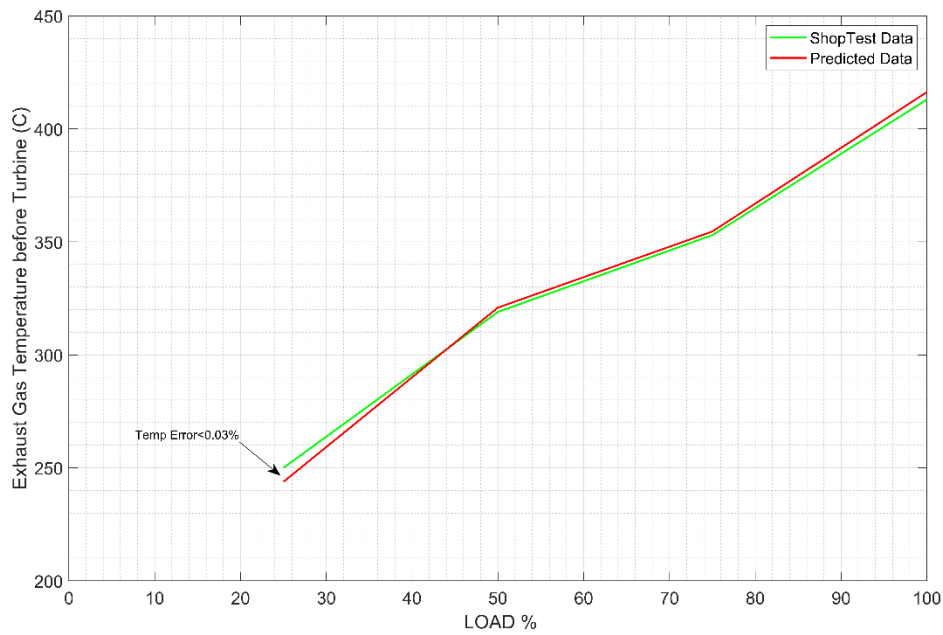
Επίσης πραγματοποιήθηκε, μια αρχική προσομοίωση όπου έγινε η σύγκριση των πειραματικών δεδομένων με τα δεδομένα που προέκυψαν από το πρόγραμμα όταν σε αυτό εισήλθαν όλες οι παράμετροι ρύθμισης του κινητήρα όπως και στα πειραματικά δεδομένα. Δηλαδή γίνεται ανάλυση αν το πρόγραμμα μπορεί να προσομοιώσει τον κινητήρα με μικρό σφάλμα, ώστε στη συνέχεια να χρησιμοποιηθεί το πρόγραμμα για την ανάλυση. Παρακάτω παρατίθενται τα δεδομένα που προέκυψαν πειραματικά και θεωρητικά:

Company: STUDENT		Vessel: VESSEL_ME		Unit: MAIN_ENGINE		Engine S/N: KAA006586		Engine Name: 7WFX82B		Shop Test: 1	
General Operation Data											
Date	20/04/2018	Speed (rpm)	41.6	Load (%)	25.0	Fuel (kg/h)	1066.7				
Ind. Power (kW)	N/A	Torque	6125.0	E/R Temperature (C)	N/A						
Fuel Dens. 15C (kg/m3)	907.1	Fuel Temp. (C)	43.0	E/R Pressure (mbar)	1013.1						
H. Value (kcal/kg)	10023.0	Fuel Sulfur (%)	0.25								
Cylinder Oil Cons. (lt/day)	N/A	Oil Dens.(kg/m3)	936.0								
Cylinder Data											
	1	2	3	4	5	6	7	Mean			
Max. Pressure (bar)	110.0	109.0	110.0	111.0	110.0	110.0	110.0	110.0			
Compr. Pressure (bar)	88.0	87.0	88.0	88.0	88.0	88.0	88.0	87.9			
Exh. Gas Temp. (C)	228.0	232.0	219.0	220.0	220.0	203.0	221.0	220.4			
Fuel-CMD(%)	26.7	26.7	26.7	26.7	26.7	26.7	26.7	26.7			
Turbocharger Data											
Blower ON	<input checked="" type="checkbox"/>										
Turbocharger Speed (rpm)	8143.0	8150.0									
Scav. Pressure-Gauge (bar)	0.60	0.60									
Exh. Man. Pressure-Gauge (bar)	0.47	0.47									
Exh. Back Pressure (mmW)	50.0	70.0									
Turbine Inlet Temp. (C)	250.0	250.0									
Turbine Outlet Temp. (C)	202.0	206.0									
Gas Exchange System											
				Air Cooler Data							
				1	2						
				Air Temperature Before Cooler (C)	65.0			63.0			
				Scav. Air Temperature-A/C Out (C)	30.0			30.0			
				Water Temperature In (C)	30.0			30.0			
				Water Temperature Out (C)	32.0			33.0			
				Pressure Drop (mmW)	17.0			10.0			
				Air Filter Pressure Drop (mmW)	11.0			10.0			

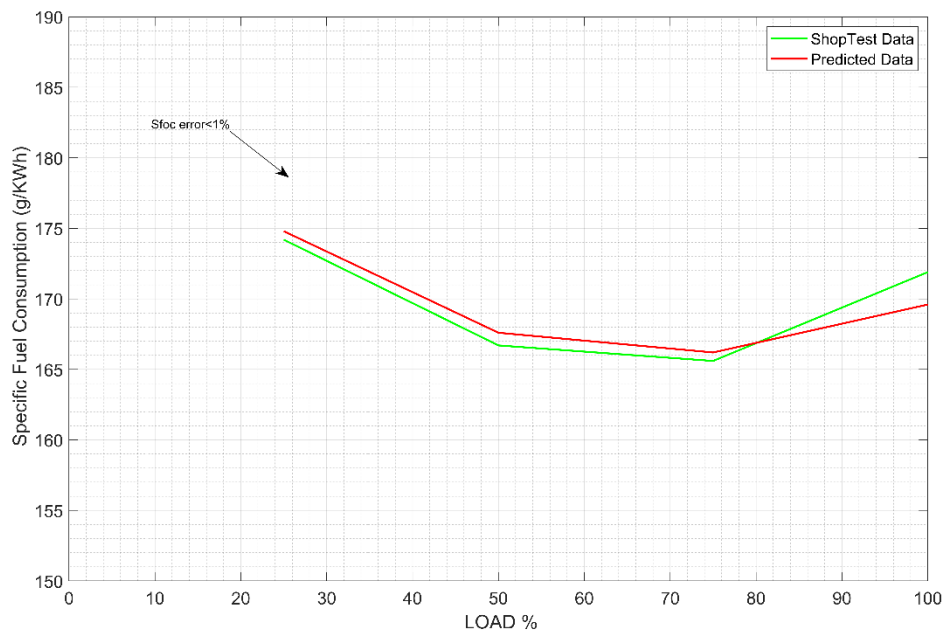
Εικόνα 3-8 Shop Test 50% LOAD

Company: STUDENT		Vessel: VESSEL_ME		Unit: MAIN_ENGINE		Engine S/N: KAA006586		Engine Name: 7WFX82B		Shop Test: 2	
General Operation Data											
Date	20/04/2018	Speed (rpm)	52.5	Load (%)	50.0	Fuel (kg/h)	2042.6				
Ind. Power (kW)	N/A	Torque	12250.0	E/R Temperature (C)	24.0						
Fuel Dens. 15C (kg/m3)	907.1	Fuel Temp. (C)	44.0	E/R Pressure (mbar)	1013.1						
H. Value (kcal/kg)	10023.0	Fuel Sulfur (%)	0.23								
Cylinder Oil Cons. (lt/day)	N/A	Oil Dens.(kg/m3)	936.0								
Cylinder Data											
	1	2	3	4	5	6	7	Mean			
Max. Pressure (bar)	144.0	144.0	144.0	143.0	146.0	143.0	146.0	144.3			
Compr. Pressure (bar)	100.0	101.0	100.0	100.0	101.0	101.0	101.0	100.6			
Exh. Gas Temp. (C)	290.0	287.0	287.0	297.0	291.0	271.0	289.0	287.4			
Fuel-CMD(%)	41.8	41.8	41.8	41.8	41.8	41.8	41.8	41.8			
Turbocharger Data											
Blower ON	<input type="checkbox"/>										
Turbocharger Speed (rpm)	12322.0	12329.0									
Scav. Pressure-Gauge (bar)	1.46	1.46									
Exh. Man. Pressure-Gauge (bar)	1.28	1.28									
Exh. Back Pressure (mmW)	190.0	190.0									
Turbine Inlet Temp. (C)	319.0	319.0									
Turbine Outlet Temp. (C)	213.0	215.0									
Gas Exchange System											
				Air Cooler Data							
				1	2						
				Air Temperature Before Cooler (C)	120.0			115.0			
				Scav. Air Temperature-A/C Out (C)	31.0			31.0			
				Water Temperature In (C)	30.0			30.0			
				Water Temperature Out (C)	40.0			30.0			
				Pressure Drop (mmW)	14.0			11.0			
				Air Filter Pressure Drop (mmW)	26.0			30.0			

Εικόνα 3-9 Shop Test 75% LOAD



Εικόνα 3-10 Σφάλμα Θερμοκρασιών της προσομοίωσης μέσω του πρόγραμμα



Εικόνα 3-11 Σφάλμα Ειδικής καταναλώσεως της προσομοίωσης μέσω του πρόγραμμα

Φαίνεται, καθαρά ότι για την θερμοκρασία των καυσαερίων το μέγιστο σφάλμα είναι της τάξεως του 0.3%, και για την ειδική κατανάλωση έχουμε μέγιστο σφάλμα 3% κάτι που σημαίνει ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου μπορεί να έχει απόκλιση κατά την προσομοίωση κατά  $\pm 3\%$  από την πραγματική τιμή της. Εφόσον, έχουμε τα παραπάνω

σφάλματα, θεωρούμε πως για τον προκαταρτικό υπολογισμό που θέλουμε η προσομοίωση του προγράμματος έχει συνετά αποτελέσματα.

### 3.3. Ανάλυση των τριών παραμέτρων που με την μεταβολή τους, γίνεται δυνατό η αύξηση των θερμοκρασιών των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο

Βάσει της προηγούμενης αναλύσεως προχωράμε στη μονοδιάστατη παραμετρική ανάλυση. Σε κάθε υποκείμενο κεφάλαιο θα αναφερόμαστε σε ένα διακριτό φορτίο που μας ενδιαφέρει για την ανάλυση. Τα φορτία που μας ενδιαφέρουν είναι εκείνα όπου στα shop test έχει αποδειχθεί ότι χρήζουν ρυθμίσεως ώστε οι θερμοκρασίες των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο να είναι άνω της επιτρεπτής τιμής, όπου για το βαρύ πετρέλαιο, η τιμή αυτή έχει κατώτερο όριο τους 320 C. Τα φορτία που αντιμετωπίζουν πρόβλημα χαμηλών θερμοκρασιών βρέθηκαν να είναι:

- 25%
- 20%

Παρατηρείται ότι δώσαμε έμφαση στα φορτία υπό του 30%, διότι αυτά έχουν το ύψιστο πρόβλημα χαμηλών θερμοκρασιών.

Σε κάθε φορτίο που θα αξιολογείται και θα παρουσιάζεται η ανάλυση του, θα γίνεται παρουσίαση των ορίων που πραγματοποιήθηκε η ανάλυση. Επίσης, σε κάθε διάγραμμα που θα παρουσιάζεται θα εμφανίζονται ισοϋψείς καμπύλες που θα εκφράζουν την ειδική κατανάλωση καυσίμου και τη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο. Οι ισοϋψείς καμπύλες για την ειδική κατανάλωση σχεδιάζονται με μαύρες παχιές γραμμές, ενώ για την θερμοκρασία οι καμπύλες σχεδιάζονται με ψιλές μαύρες γραμμές και εναλλάσσονται με χρωματικές απεικονίσεις. Το παραπάνω κρίνεται απαραίτητο προκειμένου να μην συγχέονται οι γραμμές. Έπειτα, για κάθε φορτίο εμφανίζονται πέντε δισδιάστατα διαγράμματα, όπου εμπεριέχονται οι παραπάνω ισοϋψείς. Κάθε διάσταση αφορά μία παράμετρο από τις δύο και η τρίτη διάσταση αφορά το πλήθος των διαγραμμάτων που εμφανίζονται.

Όπως θα παρατηρήσουμε στα διαγράμματα που έπονται, ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής έχει άλλα όρια από τα προαναφερόμενα. Εν προκειμένω, ο παραπάνω

χρονισμός αναφέρεται ως προς το ΑΝΣ, ενώ παρακάτω αναφέρονται ως προς σημείο αναφοράς κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής του κατασκευαστή, το οποίο είναι -90 μοίρες πριν το ΑΝΣ.

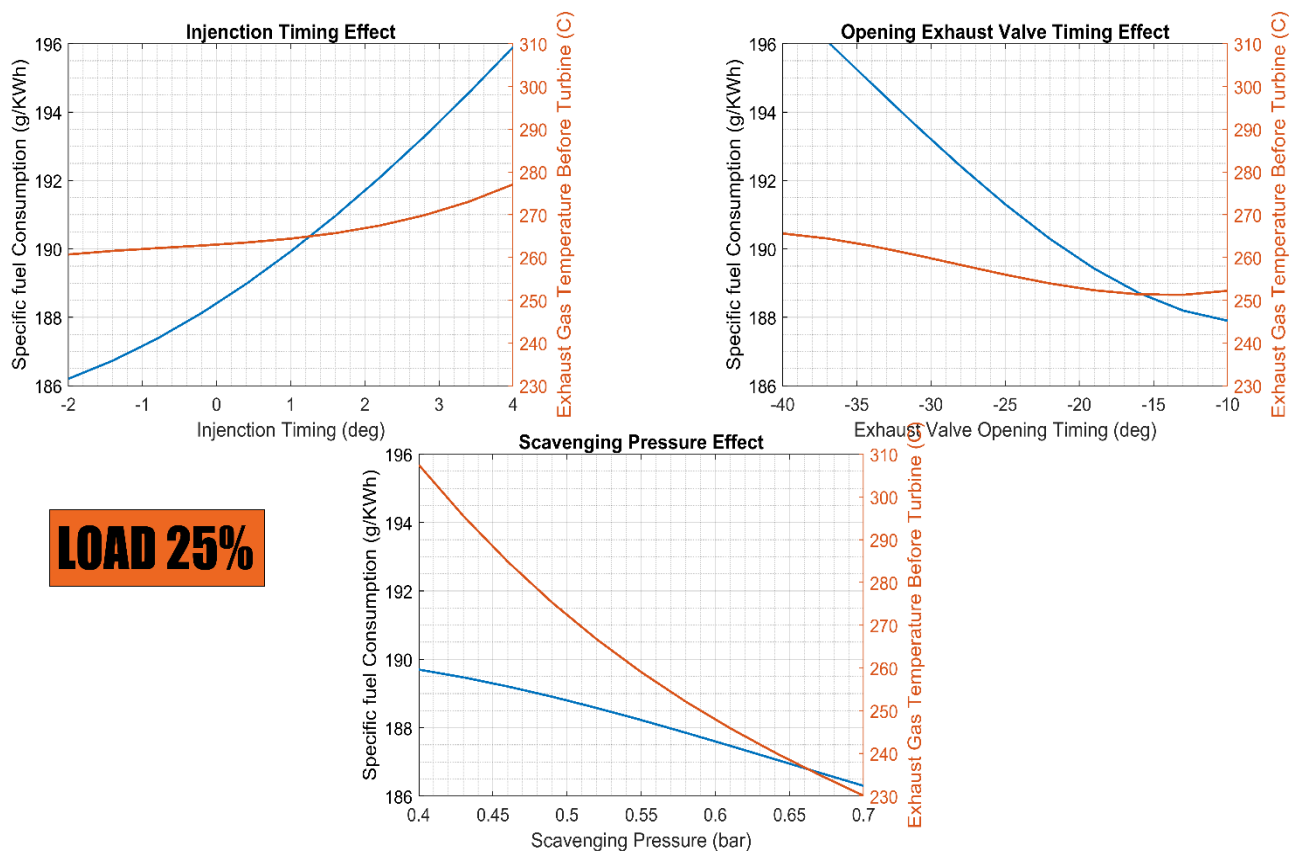
Στα πλαϊνά διαγράμματα που θα επακολουθήσουν παρατηρείται ένας τρισδιάστατος χάρτης ειδικής καταναλώσεως και θερμοκρασιών των καυσαερίων πριν από τον στρόβιλο. Σε αυτά φαίνονται δύο επιφάνειες, εκτός των οποίων η πράσινη είναι η ίσο - επιφάνεια της ειδικής καταναλώσεως και η κόκκινη η ίσο – επιφάνεια της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο. Η ίσο – επιφάνεια της θερμοκρασίας έχει την τιμή των 320 C, ενώ η πράσινη έχει την τιμή που αναγράφεται στον τίτλο του διαγράμματος.

Με απλά λόγια, η κόκκινη επιφάνεια είναι ο στόχος μας για την θερμοκρασία των καυσαερίων, ενώ η πράσινη μας δίνει την ειδική κατανάλωση σε κάθε ορίζουσα παράμετρο.

Η τομή των δύο επιφανειών δημιουργεί μια τρισδιάστατη καμπύλη η οποία είναι η επιθυμητή καμπύλη ρυθμίσεως του κινητήρα. Κάθε τέτοια καμπύλη είναι ίσο – καμπύλη ειδικής καταναλώσεως και επιτρεπτής θερμοκρασίας καυσαερίων.

### 3.3.1 Λειτουργία του κινητήρα σε μερικό φορτίο 25%

Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιείται μια μονοπαραμετρική ανάλυση σε λειτουργία του κινητήρα με μερικό φορτίο 25%. Σε κάθε διάγραμμα που θα παρουσιαστεί παρακάτω μεταβάλετε, κάθε φορά μόνο μία παράμετρος και οι υπόλοιπες κρατούνται σταθερές και ίσες με αυτές των shop tests. Ακολουθούν τα διαγράμματα όπου φαίνεται η επιρροή της κάθε μεταβολής στην ειδική κατανάλωση καυσίμου και στην θερμοκρασία των καυσαερίων πριν την είσοδο τους στον στρόβιλο.



Εικόνα 3-12 Μονοδιάστατη ανάλυση των τριών παραμέτρων για την ειδική κατανάλωση και τον θερμοκρασιακό στόχο όταν ο κινητήρας λειτουργεί με HFO

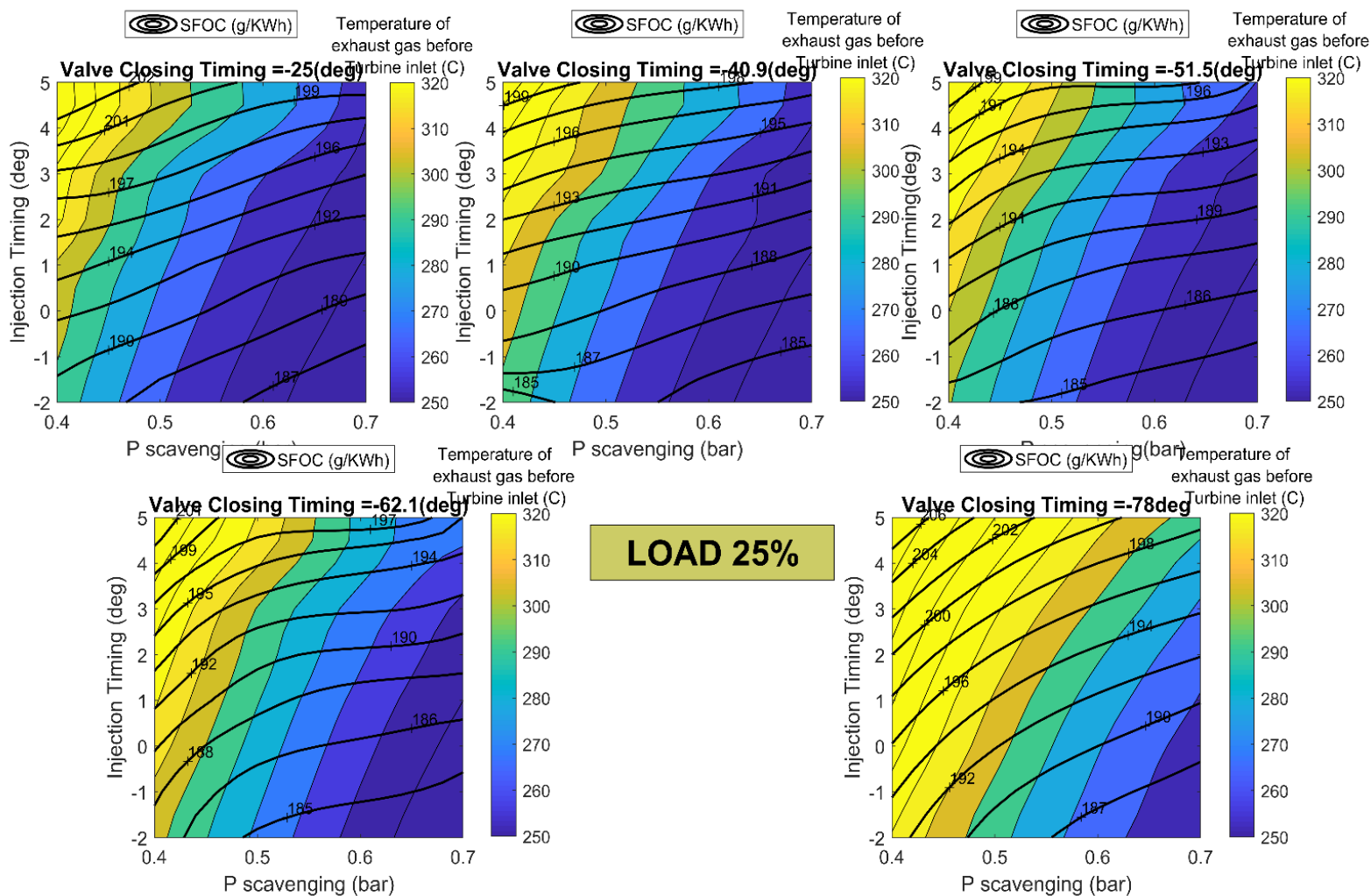
Όπως παρατηρείται στα παραπάνω διαγράμματα, για τις μεταβολές του χρονισμού εγχύσεως καυσίμου και του χρονισμού του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής η κατανάλωση αυξάνει γραμμικά ενώ η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο αυξάνει 10 με 15 μόνο βαθμούς. Αντίθετα, η μεταβολή της πίεσης σαρώσεως και μάλιστα η μείωση της αυξάνει γραμμικά την θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξάνει κατά 3% σε σχέση με την πίεση σαρώσεως που πραγματοποιήθηκε στο shop test. Να αναφέρουμε ότι οι τιμές των παραπάνω μεταβλητών στα shop test ήταν:



- Injection Timing = -0.7 deg
- Exhaust Valve Opening Timing = 0.4 deg
- Scavenging Pressure = 0.6 bar

Παρακάτω θα αναλύσουμε το φορτίο 25% με τρι - παραμετρική ανάλυση (τα αποτελέσματα δεν είναι ακριβή, παρουσιάζονται μόνο για ποιοτική ανάλυση). Εμφανίζονται τα διαγράμματα με τα όρια των παραμέτρων που προέκυψαν από προκαταρκτική ανάλυση:

- Για την πίεση σαρώσεως από 0.4 bar έως 0.7 bar
- Για τον χρονισμό της έναρξης εγχύσεως καυσίμου από -2 μοίρες πριν το ΑΝΣ έως +5 μοίρες μετά το ΑΝΣ
- Για τον χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής από -115 μοίρες πριν το ΑΝΣ έως και -168 μοίρες πριν το ΑΝΣ



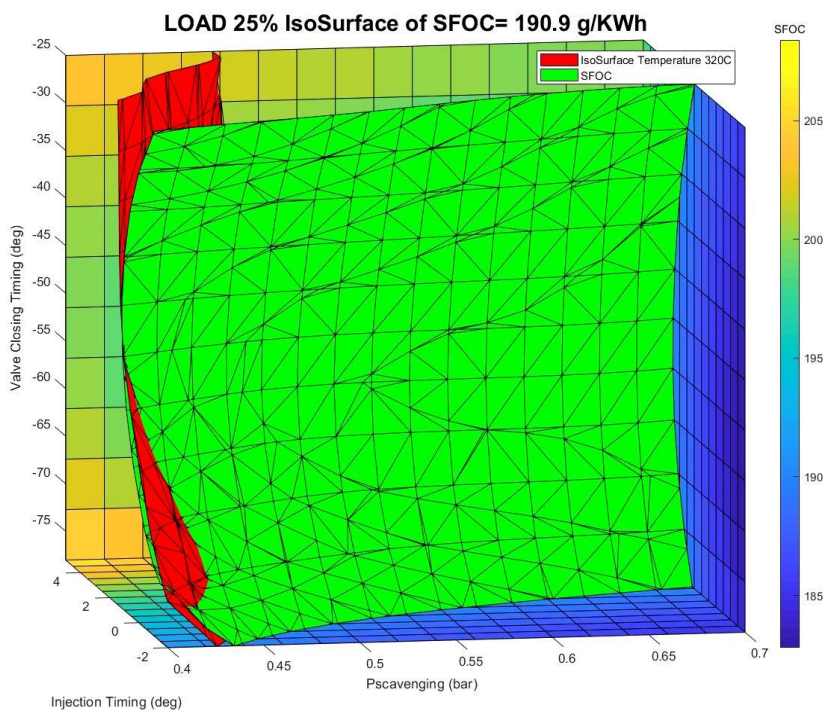
Εικόνα 3-13 Φορτίο 25% Διάγραμμα Τρι παραμετρικής ανάλυσης

Στο 25% του φορτίου παρατηρήθηκε ότι σε χαμηλές τιμές της προπορείας του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής, οι θερμοκρασίες των καυσαερίων είναι πολύ χαμηλές και όσο αυξάνει η προπορεία του κλεισίματος τις βαλβίδας αυξάνει και η θερμοκρασία των καυσαερίων. Αυτό επιτυγχάνεται όταν η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει πριν καν ακόμα το έμβολο ξεπεράσει την θυρίδα σαρώσεως. Εννοείται βέβαια πως αυξάνεται και η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

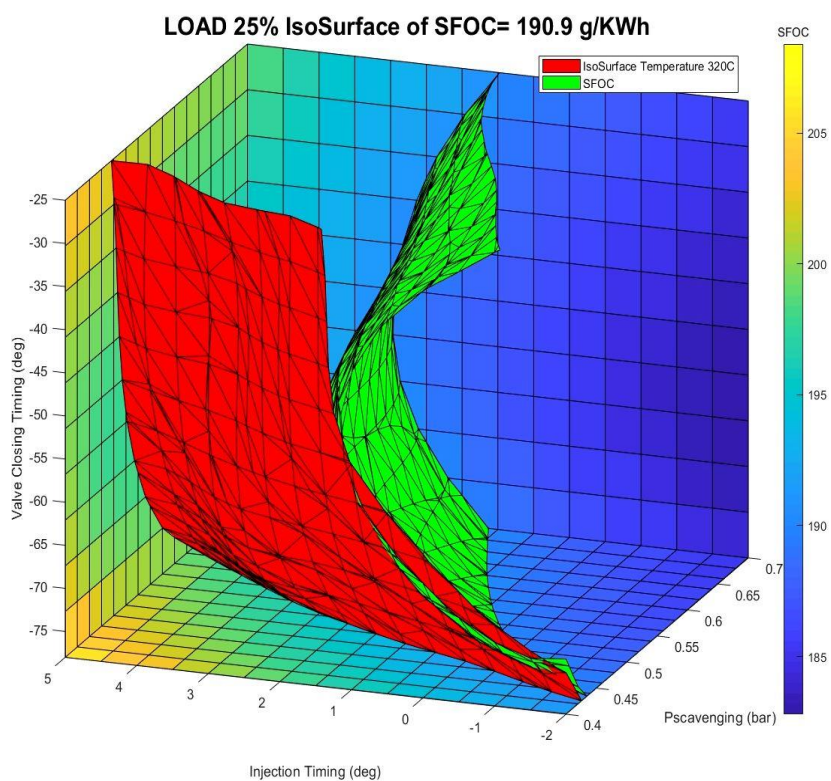
Στα πλαϊνά διαγράμματα φαίνεται αυτό που αναφέραμε παραπάνω. Όσο φθίνει η πίεση σαρώσεως τόσο πιο εύκολα επιτυγχάνεται και ο θερμοκρασιακός στόχος.

Επίσης, η ίσο- επιφάνεια της ειδικής κατανάλωσης παρουσιάζει ένα καμπύλο χαρακτήρα ως την προπορεία κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής και το μέγιστο της να εμφανίζεται περίπου στις -50 μοίρες.

Η χαμηλότερη τιμή της ειδικής κατανάλωσης που υπάρχει τομή με την επιφάνεια των απαιτήσεών μας είναι κοντά στο 189 g/KWh και



Εικόνα 3-14 Ίσο - επιφάνειες camera view1



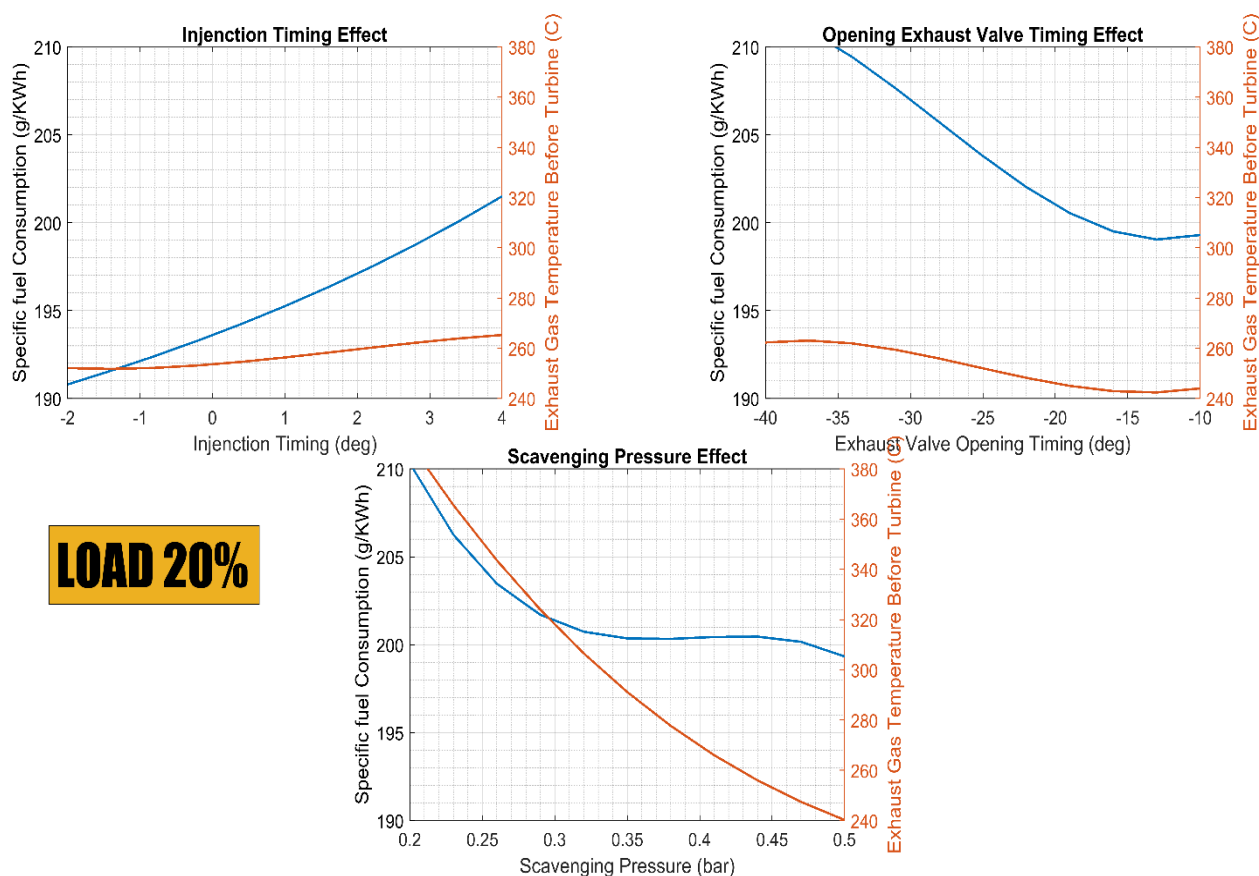
Εικόνα 3-15 Ίσο - επιφάνειες camera view2

επιτυγχάνεται σε χαμηλή πίεση σαρώσεως μεγάλη προπορεία κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής και έγχυση καυσίμου μία με δύο μοίρες πριν το ΑΝΣ.

### 3.3.2 Λειτουργία του κινητήρα σε μερικό φορτίο 20%

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο γίνεται η μονοπαραμετρική ανάλυση του κινητήρα σε φορτίο 20%. Οι τιμές των μεταβλητών όταν δεν παίρνουν μέρος στην παραμετροποίηση κρατούνται σταθερές και ίσες με εκείνες των shop tests:

- Injection Timing = 4 deg
- Exhaust Valve Opening Timing = 0.4 deg
- Scavenging Pressure = 0.43 bar



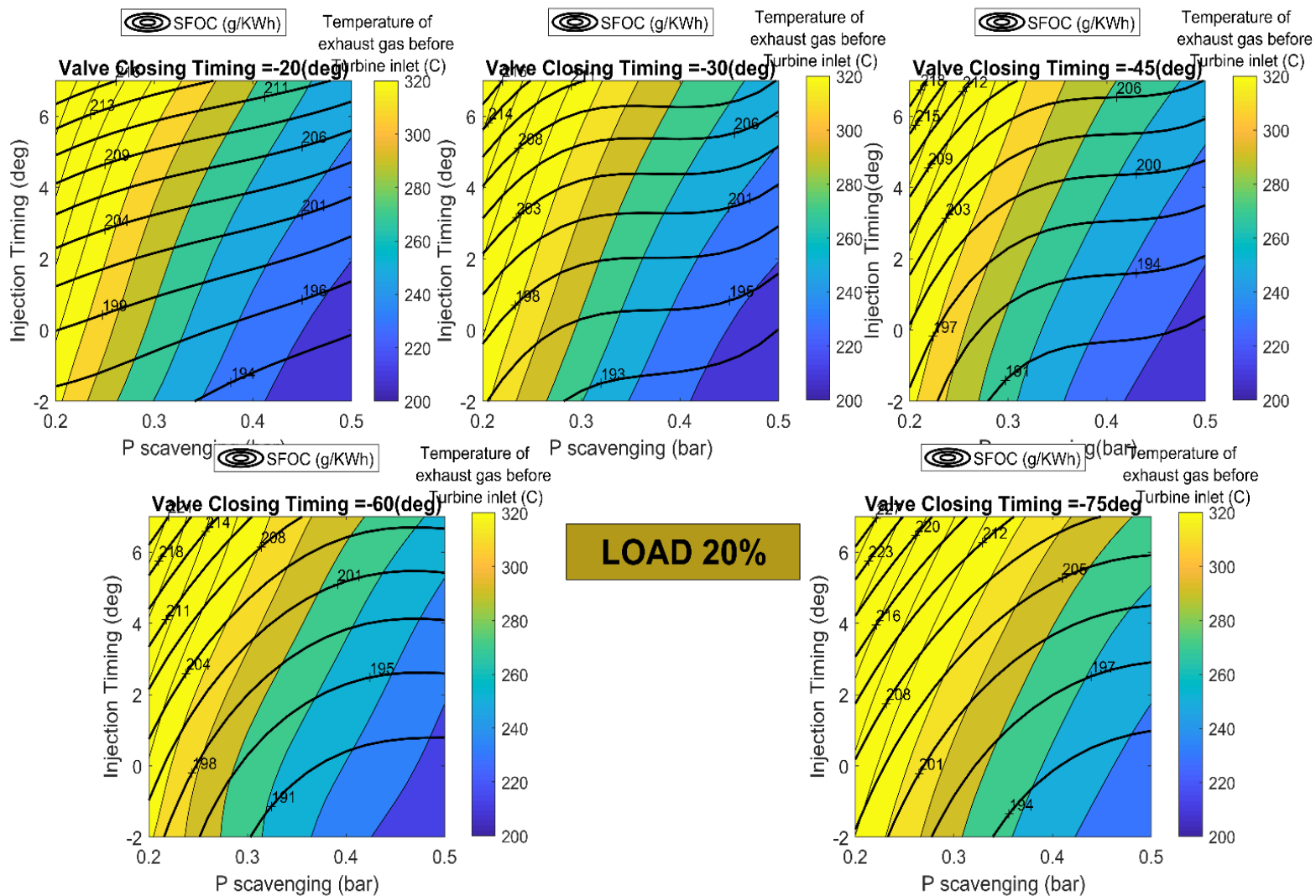
Εικόνα 3-16 Μονοδιάστατη ανάλυση των τριών παραμέτρων για την ειδική κατανάλωση και τον θερμοκρασιακό στόχο όταν ο κινητήρας λειτουργεί με HFO

Όπως γίνεται αντιληπτό από τα παραπάνω διαγράμματα για το χρονισμό της εγχύσεως καυσίμου και για την προπορεία ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής, η μικρή μεταβολή αυτών των παραμέτρων μεταβάλει πολύ την ειδική κατανάλωση καυσίμου, χωρίς να αυξάνει την θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο, κάτι το οποίο είναι ασύμφορο. Αντίστοιχα, η μείωση της πίεσης σαρώσεως φέρει το επιθυμητό

αποτέλεσμα όσον αφορά την επίτευξη του θερμοκρασιακού στόχου με την βέλτιστη ειδική κατανάλωση.

Εν συνεχεία, παρατίθεται η τρι- παραμετρική ανάλυση για το μερικό φορτίο 20% (ποιοτική απεικόνιση). Εμφανίζονται παρακάτω τα διαγράμματα με τα όρια των παραμέτρων που προέκυψαν από προκαταρκτική ανάλυση:

- Για την πίεση σαρώσεως από 0.2 bar έως 0.5 bar
- Για τον χρονισμό της έναρξης εγχύσεως καυσίμου από -2 μοίρες πριν το ΑΝΣ έως +7 μοίρες μετά το ΑΝΣ
- Για τον χρονισμό κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής από -110 μοίρες πριν το ΑΝΣ έως και -165 μοίρες πριν το ΑΝΣ



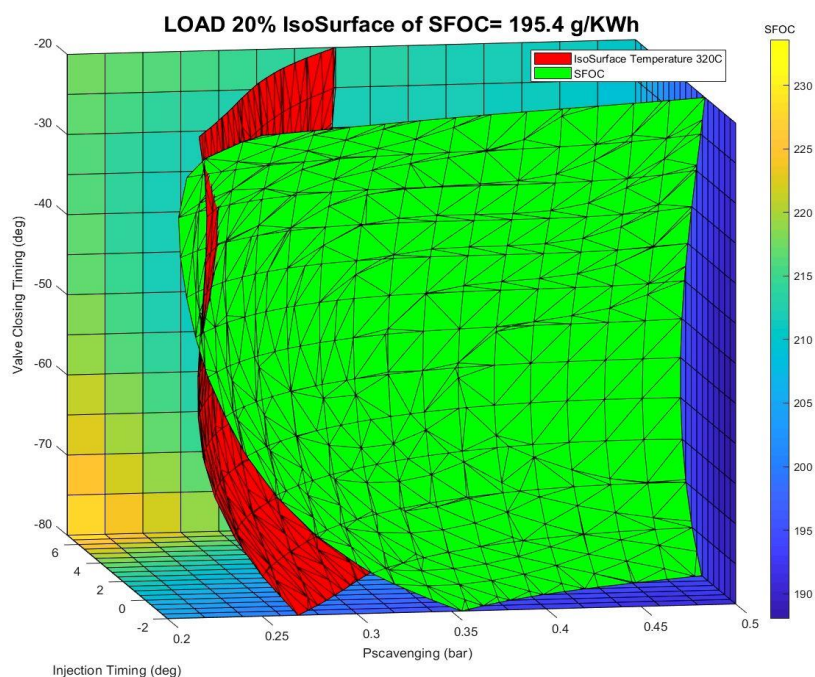
Εικόνα 3-17 Φορτίο 20% - Διάγραμμα Τρι παραμετρικής ανάλυσης



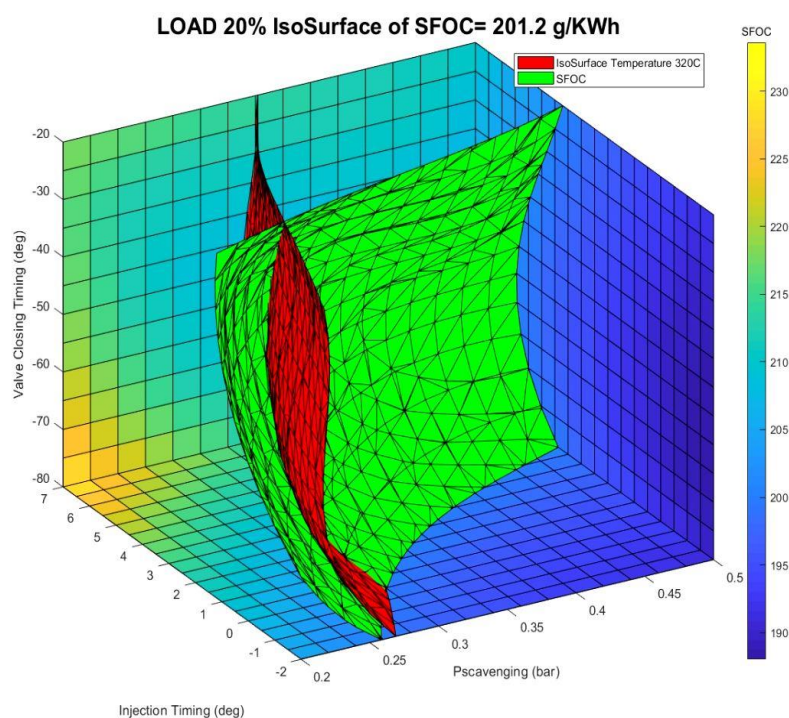
Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα συνάγεται ότι η κατανάλωση αυξάνει όσο αυξάνει η καθυστέρηση εγχύσεως του καυσίμου, όσο φθίνει η πίεση σαρώσεως και όσο αυξάνει η προπορεία κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής. Σαφώς, ο θερμοκρασιακός στόχος που έχουμε θέσει με τη βέλτιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου επιτυγχάνεται σε χαμηλή πίεση σαρώσεως, αυξημένη προπορεία κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής και χρονισμό εγχύσεως καυσίμου κοντά στο ΑΝΣ.

Επιπρόσθετα, όπως και στο φορτίο 25% τα διπλανά διαγράμματα παρουσιάζουν μεγάλη ομοιότητα.

Για ειδική κατανάλωση 195.4 g/KWh η ίσο – επιφάνεια της καταναλώσεως τέμνει την επιφάνεια του θερμοκρασιακού μας στόχου σε «κανονικό» ύψος, δηλαδή με κανονική προπορεία κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής -32 μοίρες (όπως περίπου στα shop test).



Εικόνα 3-18 Ίσο - επιφάνειες camera view1



Εικόνα 3-19 Ίσο - επιφάνειες camera view2

### 3.3.3 Έλεγχος για το πως επηρεάζει η μεταβολή του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής τον κινητήρα

Στην παραπάνω χαρτογράφηση, όλη η παραμετροποίηση είχε μόνο τρεις παραμέτρους, το χρονισμό της εγχύσεως καυσίμου, το χρονισμό του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής και την πίεση σαρώσεως. Ωστόσο, καθοριστικό συντελεστή της λειτουργίας του κινητήρα αποτελεί και ο χρονισμός του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής. Στην παραπάνω ανάλυση βέβαια δεν συμπεριλήφθηκε διότι όπως είδαμε έχει την ίδια συμπεριφορά με το χρονισμό έγχυσης καυσίμου.

Βεβαίως στην παραπάνω ανάλυση η τιμή του χρονισμού ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής παρέμενε σταθερή και ίση με τη ρύθμιση του κατασκευαστή στα shop test. Καθώς κυμαίνονταν τα φορτία από 25% -20%, αυτό κυμαινόταν από 0.5 μοίρες μετά το καθορισμένο σημείο έως 0.4 μοίρες. Το καθορισμένο σημείο ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής είναι 10 μοίρες πριν «ανοίξει» η θυρίδα σαρώσεως.

Στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει μερική ανάλυση για τον τρόπο με τον οποίο επηρεάζει η μεταβολή της παραμέτρου της προπορείας ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής. Όπως θα παρατηρηθεί για μικρές γωνίες προπορείας βελτιστοποιείται η ειδική κατανάλωση καυσίμου αλλά δεν μεταβάλλεται αρκετά η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο.

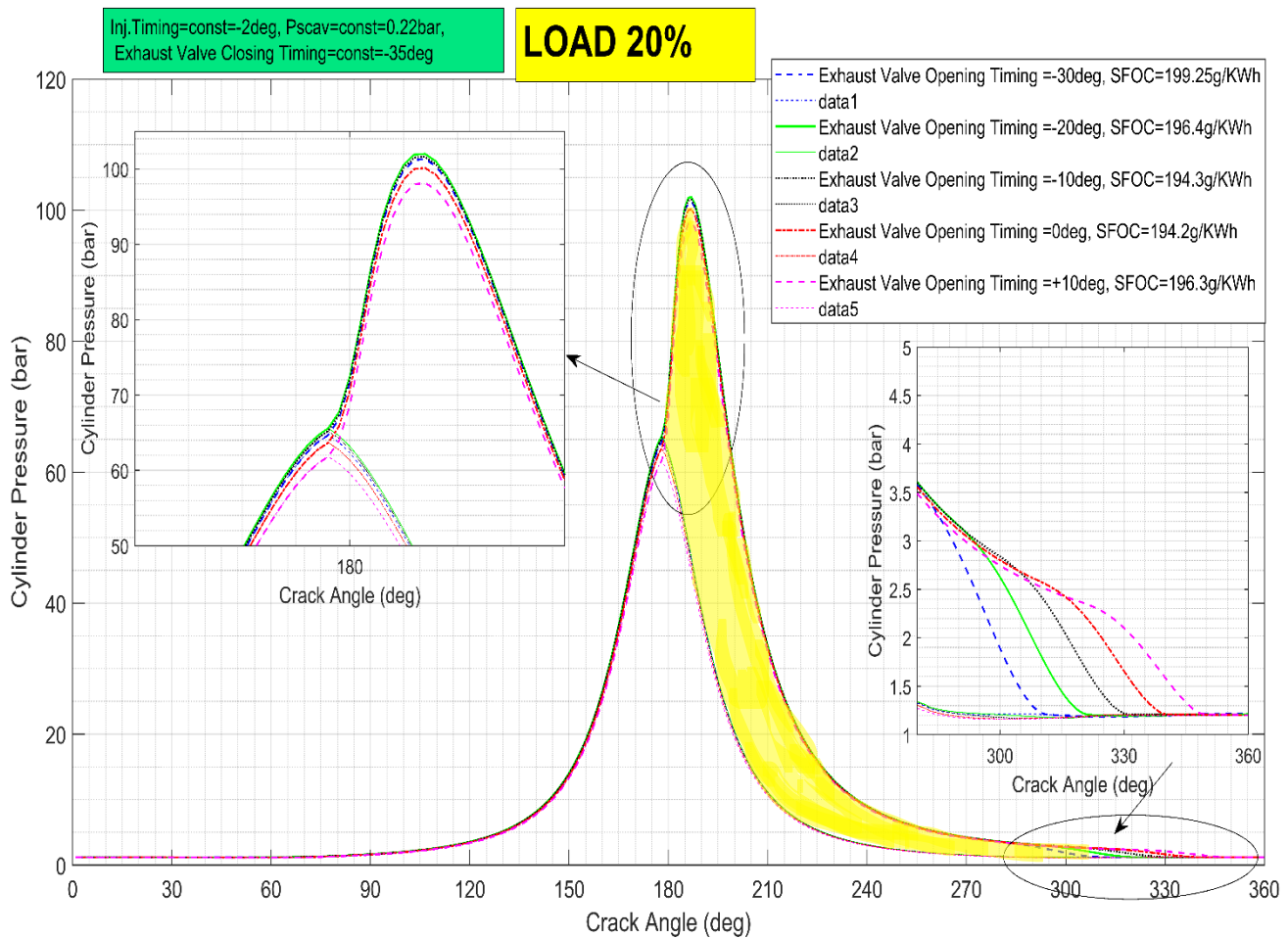
Ασφαλώς, για μεγάλες γωνίες προπορείας του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής, αυξάνεται η θερμοκρασία των καυσαερίων αλλά «εκτινάσσεται» η ειδική κατανάλωση καυσίμου στα ύψη. Κάτι τέτοιο είναι πλήρως κατανοητό εφόσον, αφού ανοίγεται η βαλβίδα εξαγωγής πολύ πριν, το έμβολο δεν παραλαμβάνει όλο το έργο των καυσαερίων.

Στο διάγραμμα που ακολουθεί παρουσιάζεται η μεταβολή της προπορείας του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής σε σχέση με τη γωνία στροφάλου και την πίεση του κυλίνδρου.

Γίνεται αναφορά στο 20% του φορτίου του κινητήρα, και οι υπόλοιπες ρυθμίσεις είναι:

- Έγχυση καυσίμου στις -2 μοίρες πριν το ΑΝΣ
- Πίεση σαρώσεως 0.22 bar
- Προπορεία κλεισίματος βαλβίδας εξαγωγής -125 μοίρες πριν το ΑΝΣ

Οι παραπάνω ρυθμίσεις είναι οι βέλτιστες ως προς την προ ηγηθείσα ανάλυση που πραγματοποιήθηκε για το συγκεκριμένο φορτίο, διότι επιτυγχάνεται ο θερμοκρασιακός μας στόχος με την ελάχιστη κατανάλωση.



Εικόνα 3-20 Πίεση κυλίνδρου συναρτήσει την γωνία στροφάλου

Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα βλέπουμε πως ενώ η πράσινη καμπύλη έχει την μεγαλύτερη μέγιστη πίεση που αντιστοιχεί σε -20 μοίρες πρόωρο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής, δεν έχει την βέλτιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Επιπρόσθετα, στο παραπάνω διάγραμμα βλέπουμε την διαγραμμισμένη περιοχή που είναι η αποβολή του έργου του κύκλου. Ενώ έχουν μικρές διαφορές στα μέγιστα της πίεσης κυλίνδρου, το στοιχειώδες για την κατανάλωση του καυσίμου είναι το σημείο το οποίο ανοίγει πρόωρα η βαλβίδα εξαγωγής.

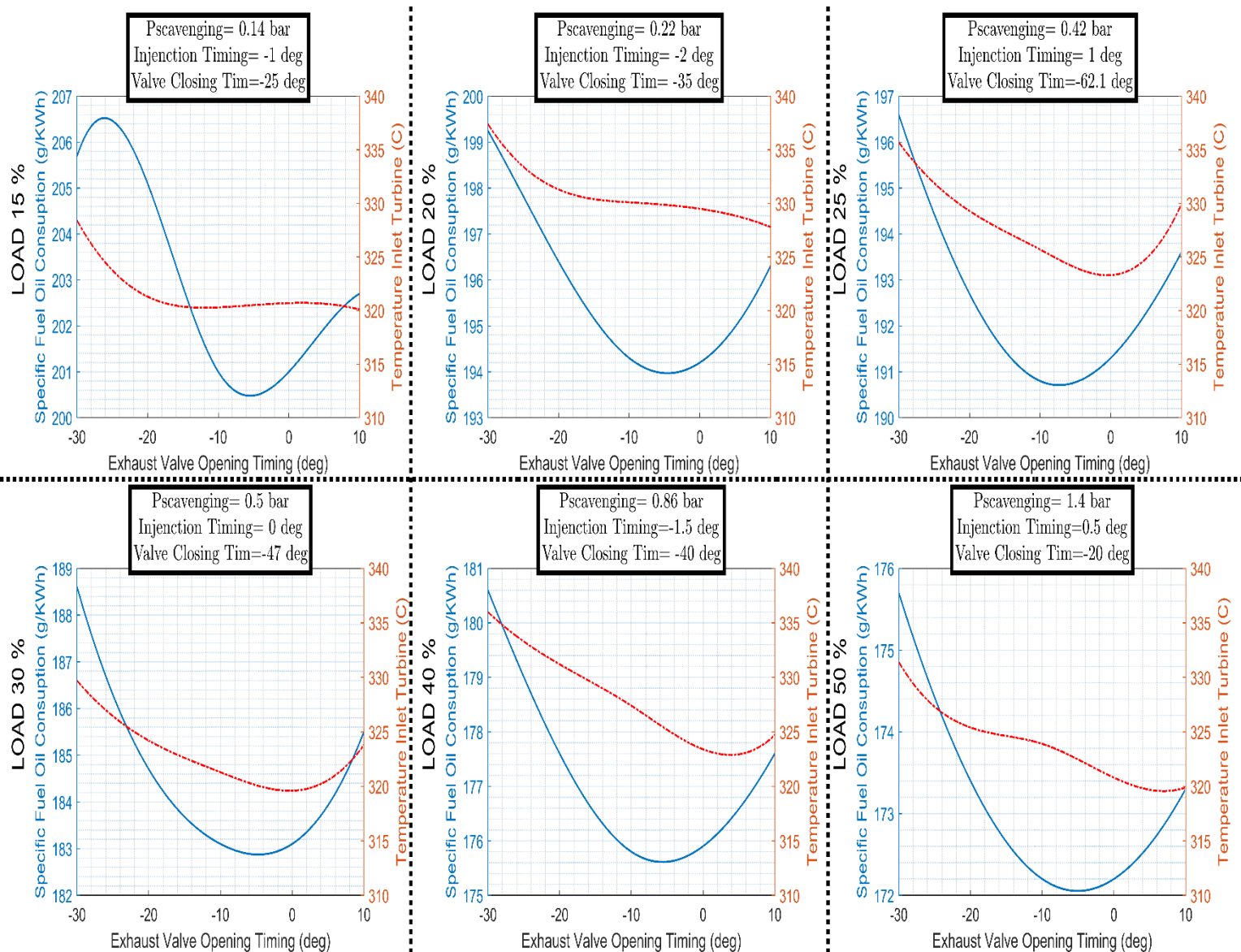
Μάλιστα, η βέλτιστη κατανάλωση επιτυγχάνεται όταν η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει λίγο πριν την προσέγγιση του εμβόλου στην θυρίδα σαρώσεως. Το γεγονός αυτό έχει ουσία διότι αποπλένεται σωστά ο κύλινδρος από τα καυσαέρια και από τη στιγμή που θα ανοίξει η θυρίδα σαρώσεως γεμίζει ο κύλινδρος, με ένα στροβιλισμό της ροής, ομοιόμορφα με αέρα.

Από τις δύο μεγεθύνσεις που φαίνονται στο διάγραμμα καταλαβαίνουμε ότι παρά τα μέγιστα των πιέσεων κάποιων καμπυλών, οι καμπύλες που περιλαμβάνουν και επιφέρουν έργο είναι αυτές που κλείνουν κοντά στο σημείο που ανοίγει η θυρίδα σαρώσεως.

Στο παρακάτω διάγραμμα έχουμε αναλύσει για κάθε φορτίο, την προπορεία του ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής σε συνάρτηση με την ειδική κατανάλωση (αριστερός κατακόρυφος άξονας) και τη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο (δεξιός κατακόρυφος άξονας). Οι υπόλοιπες ρυθμίσεις λειτουργίας έχουν



ληφθεί ώστε να επιτυγχάνουμε το θερμοκρασιακό στόχο και να έχουμε την ελάχιστη κατανάλωση, σύμφωνα με τη ανάλυση που έχει προηγηθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο.



Εικόνα 3-21 Διαγράμματα φορτίων συναρτήσε προπορείας ανοίγματος βαλβίδας εξαγωγής

Όπως παρατηρείται στα παραπάνω διαγράμματα, για όλα τα φορτία επιτυγχάνουμε το θερμοκρασιακό στόχο (σωστά εφόσον είναι ρυθμίσεις που έχουν προκύψει από την προηγούμενη μελέτη), υπάρχει όμως ένα εύρος της προπορείας ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής όπου πετυχαίνουμε την ελάχιστη κατανάλωση με μικρή αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο. Αυτό το εύρος εμφανίζεται σε όλα τα φορτία και βρίσκεται μεταξύ των -10 μοιρών έως 0 μοίρες, κάτι που ισχύει για

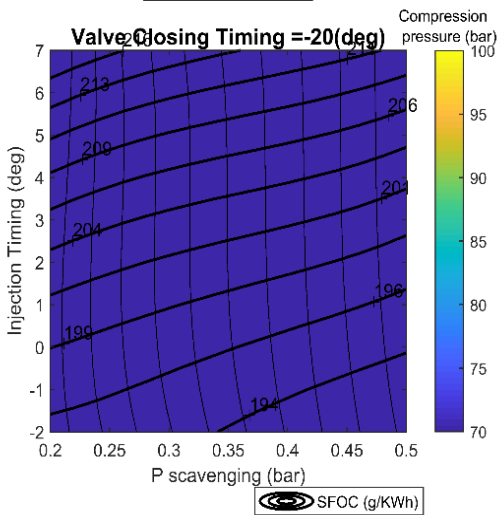
όλα τα φορτία. Αν βρίσκονται οι ρυθμίσεις μας μέσα σε αυτό το όριο μπορούμε να έχουμε επιπλέον μείωση της ειδικής καταναλώσεως κατά 0.6 g/KWh.

### 3.3.4 Πως επηρεάζουν οι ρυθμίσεις που επιλέχθηκαν για παραμετροποίηση τις κύριες παραμέτρους του κινητήρα.

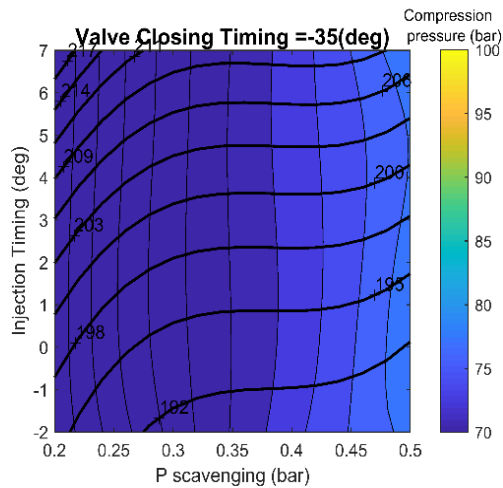
Στο παρόν κεφάλαιο θα αναλύσουμε το λόγο για τον οποίο οι παράμετροι που επιλέχθηκαν επηρεάζουν την θερμοκρασία των καυσαερίων και την ειδική κατανάλωση του καυσίμου. Θα αναλυθεί επίσης ο τρόπος με τον οποίο κάθε παράμετρος επηρεάζει τις κύριες παραμέτρους του κινητήρα (όπως μέγιστη πίεση κυλίνδρου, μέγιστη πίεση συμπίεσεως).

Παρακάτω αποτυπώνεται σε διαγράμματα, με επίπεδα, η πίεση συμπίεσεως σε bar, ανάλογα με τις παραμέτρους που είχαν επιλεγεί για την χαρτογράφηση, πίεση σαρώσεως, προπορεία εγχύσεως καυσίμου και προπορεία κλεισίματος βαλβίδας εξαγωγής. Επίσης θα αναλυθεί μόνο το φορτίο 20%, διότι σε όλα τα φορτία θα έχουμε τον ίδιο χαρακτήρα διαγραμμάτων.

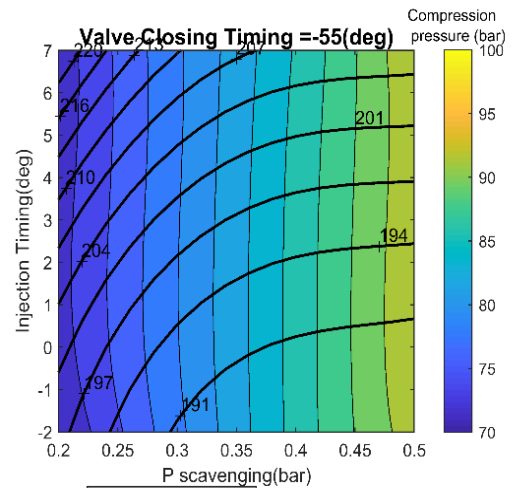
SFOC (g/kWh)



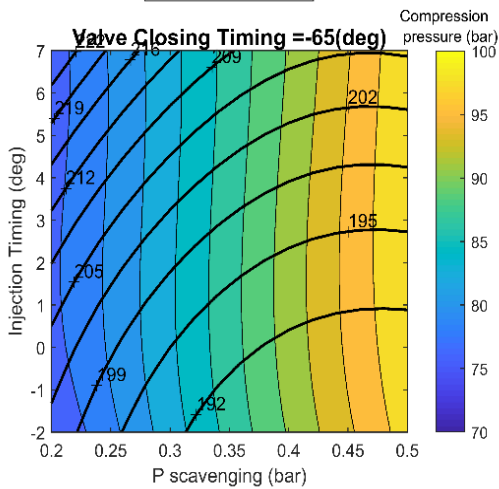
SFOC (g/kWh)



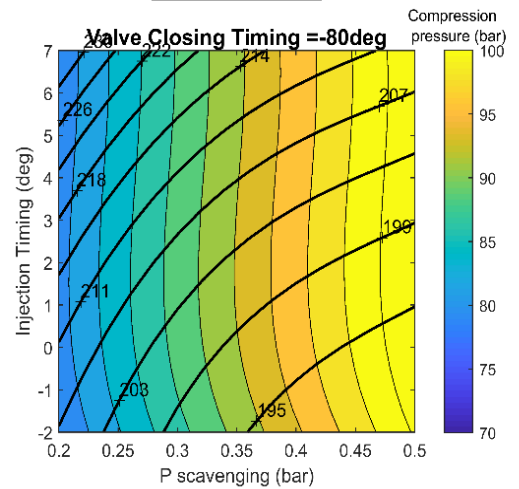
SFOC (g/kWh)



SFOC (g/kWh)



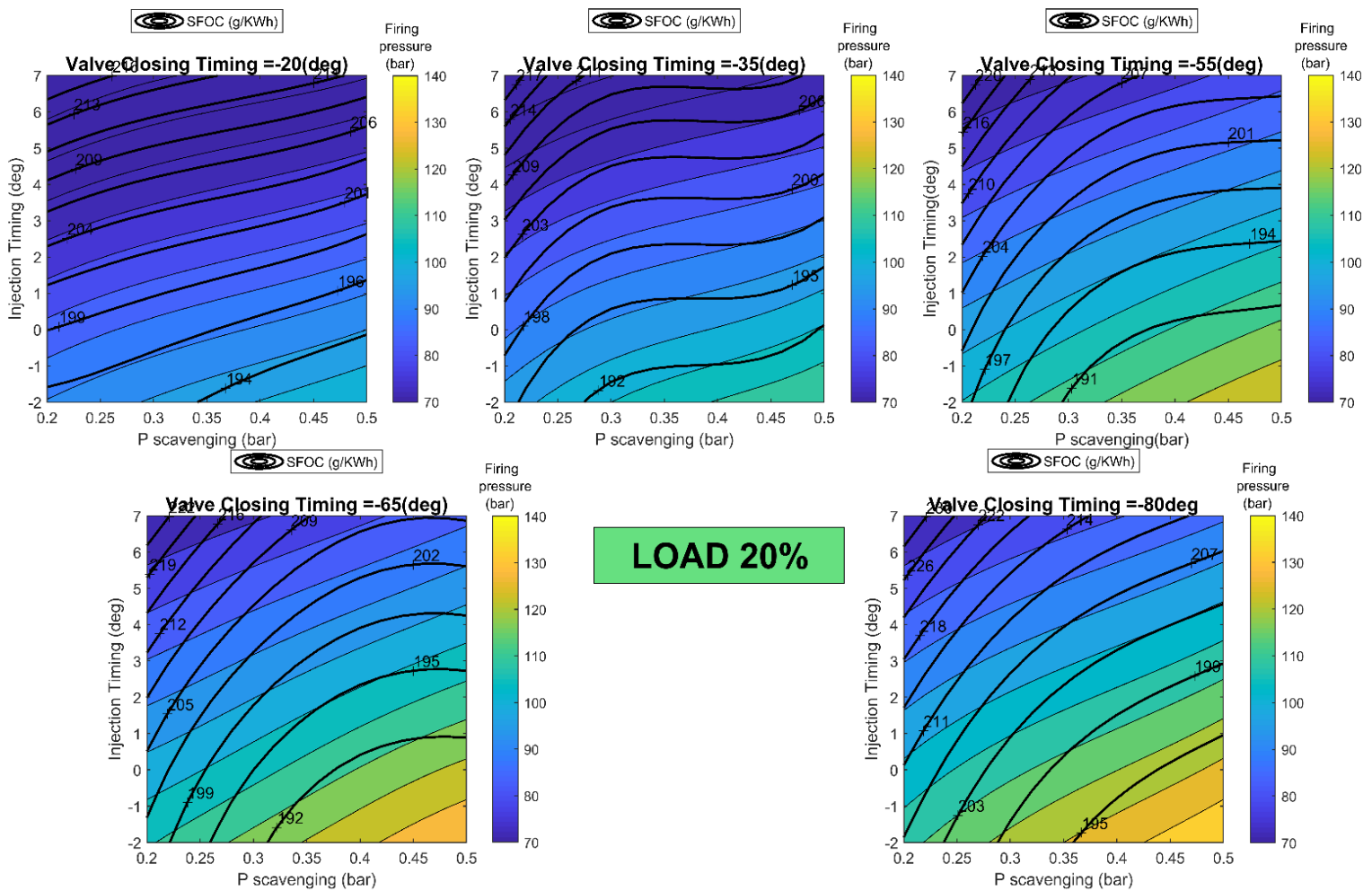
LOAD 20%



Εικόνα 3-22 Φορτίο 20 % - Διάγραμμα Συμπιέσεως

Στα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρείται πως κατά κύριο λόγο η μέγιστη πίεση συμπίεσεως έχει ιδιαίτερη μεταβολή καθώς αυξάνουμε την προπορεία του κλεισίματος της βαλβίδας (εφόσον ο κύλινδρος συμπιέζει για μεγαλύτερο όγκο) και η δεύτερη εξάρτηση είναι από την πίεση σαρώσεως. Όσο μεγαλύτερη η πίεση σαρώσεως τόσο μεγαλύτερη η πίεση συμπίεσεως. Μηδαμινό ρόλο διαδραματίζει η προπορεία εγχύσεως.

Στη συνέχεια, ακολουθεί το διάγραμμα για τη μέγιστη πίεση αναφλέξεως, όπου εξαρτάται πάλι από τις παραμέτρους που επιλέχτηκαν για την παραμετροποίηση.



Εικόνα 3-23 Φορτίο 20% - Διάγραμμα πίεσης αναφλέξεως

Σε αυτό το διάγραμμα παρατηρούμε την ομοιότητα των ίσο – καμπύλων της μέγιστης πίεσης αναφλέξεως με την ειδική κατανάλωση καυσίμου, αυτή τη φορά με αντίθετες κλήσεις. Παρατηρείται λοιπόν πως καθώς αυξάνεται η μέγιστη πίεση αναφλέξεως (προπορεία εγχύσεως καυσίμου πριν το ΑΝΣ, προπορεία κλεισίματος βαλβίδας εξαγωγής και μεγάλη πίεση σαρώσεως) φθίνει η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

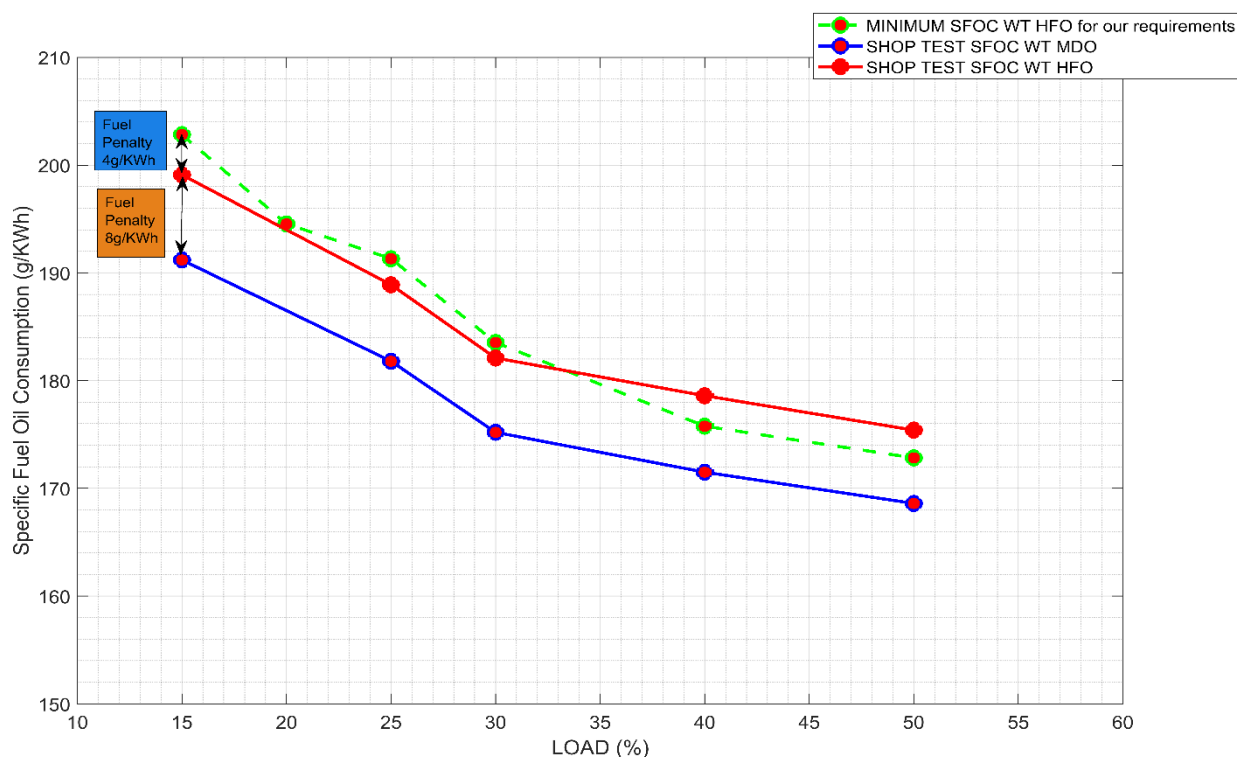
### 3.3.5 Σύγκριση των αποτελεσμάτων με τα SHOP TEST

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από το shortest, μεταφρασμένα στις συνθήκες που πραγματοποιήθηκε η ανάλυση του κινητήρα.

Όπως θα παρατηρηθεί, η καμπύλη χαμηλότερης ειδικής κατανάλωσης που επιτυγχάνει το θερμοκρασιακό στόχο που έχουμε θέσει δεν έχει μεγάλο «πέναλι» αύξησης της ειδικής καταναλώσεως από την καμπύλη χρήσης του κινητήρα με τις ρυθμίσεις του shop test και με βαρύ πετρέλαιο.

Η πράσινη καμπύλη αφορά τις μετρήσεις που εξήχθησαν από την προσομοίωση και είναι σε συνθήκες ISO και το καύσιμο να είναι βαρύ πετρέλαιο στους 130 C. Τα δεδομένα αυτά έχουν τη χαμηλότερη ειδική κατανάλωση που επιτυγχάνουν τον θερμοκρασιακό στόχο.

Έπειτα, η μπλε καμπύλη αφορά το shop test που πραγματοποιήθηκε με πετρέλαιο



υψηλής θερμογόνου ικανότητας και χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο  $S < 0.25\%$ .

Εικόνα 3-24 Διάγραμμα ειδικής καταναλώσεως καυσίμου συναρτήσει το Φορτίο

Στη συνέχεια, η κόκκινη καμπύλη αφορά τη διόρθωση της μπλε καμπύλης ως προς το καύσιμο και τις ατμοσφαιρικές συνθήκες. Το διορθωμένο καύσιμο είναι βαρύ πετρέλαιο και βρίσκεται στους 130 C. Επίσης, οι ατμοσφαιρικές συνθήκες λήφθηκαν ομοίως με αυτές της αναλύσεως.

Κατά την αξιολόγηση γίνεται εμφανές πως η μεγαλύτερη αύξηση της ειδικής καταναλώσεως παρατηρείται καθώς φεύγουμε από το καύσιμο μεγάλης θερμογόνου ικανότητας και πάμε σε υποκείμενο καύσιμο μικρότερης θερμογόνου ικανότητας. Η συγκεκριμένη αύξηση είναι περίπου κατά 8 g/kWh, αρκετά υψηλό σε κόστος αν συνυπολογίσουμε ότι θα χρειαστούμε και σύστημα αποθείωσης των καυσαερίων (SCRUBBERS).

Ασφαλώς, για να επιτύχουμε των θερμοκρασιακό μας στόχο παρατηρείται πως χρειαζόμαστε μόνο μία αύξηση περίπου των 4 g/kWh, ώστε να μεταπηδήσουμε από την κόκκινη καμπύλη στην επιθυμητή πράσινη.

Αξιοσημείωτο είναι πως καθώς ανερχόμαστε πάνω από το φορτίο 35%, οι ρυθμίσεις που έχουν ληφθεί από τη χαρτογράφηση για τον θερμοκρασιακό μας στόχο έχουν μείωση της ειδικής καταναλώσεως, υπό των ρυθμίσεων λειτουργίας του κινητήρα στο shop test.

### 3.3.6 Σχολιασμός αποτελεσμάτων

Από τις αναλύσεις που πραγματοποιήθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια, απορρέουν τα εξής συμπεράσματα:

1. Ο θερμοκρασιακός στόχος που έχει τεθεί δεν επιτυγχάνετε μόνο με την μεταβολή των παραμέτρων της εγχύσεως του καυσίμου και του πρόωρου ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής. Για να επιτευχθεί ο θερμοκρασιακός στόχος χρειάζεται και η μεταβολή της πίεσης σαρώσεως.
2. Η πίεση σαρώσεως είναι η μόνη παράμετρος που μπορεί να επιτύχει τον θερμοκρασιακό στόχο με την βέλτιστη ειδική κατανάλωση.
  - Η μεταβολή της πίεσης σαρώσεως μεταβάλλει την μάζα αέρα που εισέρχεται μέσα στον θάλαμο του κυλίνδρου και δεν μεταβάλλει αρκετά το παραγόμενο έργο
  - Αντίθετα, ο χρονισμός της εγχύσεως του καυσίμου και ο χρονισμός του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής μεταβάλλει το παραγόμενο έργο ώστε να έχουμε υψηλές θερμοκρασίες των καυσαερίων
3. Επίσης, παρατηρήθηκε (έστω και ποιοτικά) πως ο χρονισμός του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής παίζει κρουστικό ρόλο στην αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο και μετριάζει την ειδική κατανάλωση. Και αυτό διότι όπως και η πίεση σαρώσεως επιδρά στην ποσότητα του αέρα που εισέρχεται μέσα στον θάλαμο του κυλίνδρου.
4. Ακόμη, μπορεί οι δύο παράμετροι (πίεση σαρώσεως και χρονισμός κλεισίματος βαλβίδας εξαγωγής) να παίζουν μοναδικό ρόλο ως προς την επίτευξη του θερμοκρασιακού στόχου, όμως, θα μπορούσε με την επιβολή μικρών μεταβολών των υπόλοιπων παραμέτρων να επιτευχθεί μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Εν κατακλείδι, προκύπτει πως ο συντελεστής που έχει κομβικό ρόλο, στην επίτευξη του θερμοκρασιακού στόχου, ώστε να μπορεί το σύστημα του SCR HP να συμπλεχτεί στο σύστημα των καυσαερίων του κινητήρα, είναι η παροχή μάζας αέρα στο θάλαμο

του κυλίνδρου. Η παροχή μάζας αέρα στον θάλαμο του κυλίνδρου μπορεί να μεταβληθεί, είτε με την πίεση σαρώσεως, είτε με την προπορεία κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής. Καταλήγουμε λοιπόν στο συμπέρασμα πως εάν ο κινητήρας διαθέτει σύστημα αποθείωσης των καυσαερίων, δύναται να λειτουργήσει με καύσιμο υψηλής περιεκτικότητας σε θείο και παράλληλα να είναι συμπλεγμένο το SCR HP.

#### 4. Επισκόπηση της διπλωματικής εργασίας

Συνοψίζοντας, η παρούσα διπλωματική παρουσίασε το πρόβλημα της αντιμετώπισης των εκπεμπόμενων ρύπων οξειδίων του αζώτου με τη χρήση του συστήματος επιλεκτικής κατάλυσης υψηλής πίεσεως και επιδόθηκε σε μια ανάλυση για τις τρεις παραμέτρους που επηρεάζουν τη θερμοκρασία των καυσαερίων σε έναν κινητήρα που χρησιμοποιεί για καύσιμο βαρύ πετρέλαιο χαμηλής θερμογόνου ικανότητας.

Από τα αποτελέσματα, αποφανθήκαμε πως ο κύριος συντελεστής από τις παραμέτρους που επιλέχθηκαν είναι η πίεση σαρώσεως κι αυτό, διότι η μικρή μεταβολή της πίεσης σαρώσεως αλλάζει αρκετά τις θερμοκρασίες των καυσαερίων πριν τον στρόβιλο χωρίς να αυξάνει πολύ την ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Όλα τα παραπάνω καθώς, η πίεση σαρώσεως έχει το μεγαλύτερο λόγο για την αύξηση των θερμοκρασιών και οι υπόλοιπες παράμετροι βοηθούν στην ελαχιστοποίηση της καταναλώσεως του καυσίμου.

Από την παρούσα ανάλυση προκύπτει πως το σύστημα επιλεκτικής κατάλυσης υψηλής πίεσεως είναι δυνατόν να τοποθετεί και σε πλοία που λειτουργούν με βαρύ πετρέλαιο ήδη και χρειάζονται να περιορίσουν τους ρύπους τους λόγω των κανονισμών που είναι σε ισχύ, σύμφωνα βέβαια με την επιλογή των σωστών παραμέτρων λειτουργίας, ώστε να επιτυγχάνεται ο θερμοκρασιακός περιορισμός.

Σε επόμενα βήματα θα ήταν δυνατό να ελεγχθούν οι τεχνικοί περιορισμοί για τη μείωση της πίεσης σαρώσεως και η μεθοδολογία και τεχνοτροπία με την οποία μπορεί αυτό να επιτευχθεί. Επιπλέον, μπορεί να ελεγχθεί η έγχυση διπλού καυσίμου, η οποία δύναται να επηρεάσει την θερμοκρασία των καυσαερίων.



Άξιο μεταπτυχιακής εργασίας θα ήταν η συμπλήρωση στο πρόγραμμα Pythia, που χρησιμοποιήθηκε, η προσθήκη παραμέτρων έγχυσης διπλού καυσίμου, όπως επίσης να ελεγχθεί με ποιον μηχανισμό λειτουργεί η προπορεία του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής και η πίεση σαρώσεως όταν αυτά τα μεγέθη μεταβάλλονται ταυτόχρονα ώστε να λειτουργήσει το σύστημα του SCR με ασφάλεια ως προς τους θερμοκρασιακούς περιορισμούς.

## Βιβλιογραφία

A. Θεοδωρακάκος, Σημειώσεις Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.

Anyebe, E.A (2009). Combustion Engine and Operations, Automobile Technology Handbook. 2.

CATERPILLAR MARINE DIESEL ENGINES AND GENERATORS. [Ηλεκτρονικό] 10 Μάϊος 2017. [http:// www.cat.com](http://www.cat.com).

Christen, C., Brand, D, (2013) PAPER NO.: 187 IMO Tier 3: Gas and Dual Fuel Engines as a Clean and Efficient Solution. CIMAC Congress, Shanghai

Diesel engines - Wärtsilä. [Ηλεκτρονικό] 23 Μάρτιος 2017. <http://Www.wartsila.com>.

[10] MAN Marine Engines & Systems. [Ηλεκτρονικό] 23 Μάρτιος 2017. <http://Www.marine.man.eu>.

Emission Control Areas – Ultra Low Sulphur Fuel Oil Change-over Procedures, Steamship Mutual, [Online], Διαθέσιμο σε: <http://www.steamshipmutual.com/loss-prevention/>

Gcaptain. [Ηλεκτρονικό] 2 Μάϊος 2017. <http://gcaptain.com>.

GE Aviation. [Ηλεκτρονικό] 2 Μάϊος 2017. [http:// http://www.geaviation.com](http://www.geaviation.com).

Giannakouros, D.V, (11.2012), Technical Aspects of Identifying and Managing Bunker Problems, Kalimbassieris Maritime

Givens, L., A (1998) Technical History of the Automobile. Automotive Engineering SAE International

Hill, P., (26.03.2013), The Rise in Claims Attributed to Cat Fines in Bunker Fuel, IUA Market Briefing

Mitsubishi Heavy Industries Marine Machinery & Equipment Co., Ltd. [Ηλεκτρονικό] 23 Μάρτιος 2017. <http://Www.mhi-mme.com>.

Nunney, Malcolm J. (2007). Light and Heavy Vehicle Technology (4th ed.). Elsevier Butterworth-Heinemann. ISBN 978-0-7506-8037-0.

Singal, R. K. Internal Combustion Engines. New Delhi, India: Kataria Books. ISBN 978-93-5014-214-1.

Steaua Romana Refinery, (04.2006), Marine Fuel Oil type DMB-Commercial denomination: Marine Diesel Oil – MDO, Campina, Romania

Stone, Richard (1992). Introduction to Internal Combustion Engines (2nd ed.). Macmillan. ISBN 0-333-55083-8.

Vermeire, M.B., (06.2012), Everything You Need to Know About Marine Fuels, Chevron Global Marine Products, Ghent, Belgium

Air Data Management System, (2009), <http://www.air-quality.gr/general.php>.

ΑΜΥΝΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ - Προέλαση. [Ηλεκτρονικό] 17 Φεβρουάριος 2017. <http://Www.Proelasi.org>.

Β. Πετρούλας, Σχεδιασμός Και Κατασκευή Ηλεκτροκινητήριου Συστήματος Ηλεκτρικού Σκάφους, Διπλωματική Εργασία.

Γ. Αλέξης, Σημειώσεις Σταθμών Παραγωγής Ενέργειας, Ενότητα 4, Αεριοστρόβιλοι.

Γ. Αλέξης, Σημειώσεις Σταθμών Παραγωγής Ενέργειας. Ενότητα 1, Ατμοστρόβιλοι.

Γ.Φ. Δανιήλ – Κων. Ηρ. Μιμηκόπουλου, Ατμομηχανές, Ίδρυμα Ευγενίδου, Αθήνα, 1998.

Γ.Φ. Δανιήλ, Κινητήριες Μηχανές, Ίδρυμα Ευγενίδου, Αθήνα, 1997.

Γ.Φ. Δανιήλ, Στοιχεία Ναυτικών Μηχανών Για Πλοίαρχους, Ίδρυμα Ευγενίδου, Αθήνα, 2006. [14] CRUISECRITIC. [Ηλεκτρονικό] 2 Μάιος 2017. <http://boards.cruisecritic.com>.

Γεντεκάκης, Ι.Β., (1999), Ατμοσφαιρική ρύπανση - Επιπτώσεις, Έλεγχος και Εναλλακτικές τεχνολογίες, Εκδόσεις Τζιόλα.

Γεώργιος. Φ. Δανιήλ (2006) Στοιχεία Ναυτικών Μηχανών για πλοίαρχους, Ίδρυμα Ευγενίδου

Γεώργιος, Φ. Δανιήλ, Κωνσταντίνα Ηρ. Μιμηκόπουλου (1998), Ατμομηχανές, Ίδρυμα Ευγενίδου

Εταιρεία SOFRASER, (06.2013), Marine: HFO, Marine Gas and Diesel Oil (MGO / MDO)

Κουρέλη, Α., (2010), Ατμοσφαιρική Ρύπανση, Ξάνθη

Κυρτάτος, Ν.Π., (2009), Εγκαταστάσεις Πρόωσης, Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθηνά

Κυρτάτος, Ν. Π., (2013), Ναυτικοί Κινητήρες Diesel, Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθηνά

Α.Χ. Κλιάνη – Ι.Κ. Νικολού – Ι.Α. Σιδέρη, Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως, Τόμος Πρώτος, Ίδρυμα Ευγενίδου, Αθήνα, 2002.

Λάζαρος Χ. Κλιάνης, Ιωάννης Κ. Νικολάου, Ιωάννης Α. Σιδέρης (2006) Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, Τόμος Πρώτος, Ίδρυμα Ευγενίδου.

Μαμασης, Ν.; Στεφανάκος, Ι. (2010, 05 12), Εισαγωγή στην Ενεργειακή Τεχνολογία, Αθηνά

Μιχαήλ, Ν., (07.2007), Το πλήρες εξηλεκτρισμένο πλοίο και η οικονομοτεχνική προσιτότητα στην κατασκευή του, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθηνά

Μούστρης, Κ.Π., (2011, 10 09), Τεχνολογία Περιβαλλοντικών Μετρήσεων, Πειραιάς

Μπογάτσας, Χ., (2011), Περιγραφή διαφόρων τύπων εξέδρων άντλησης πετρελαίου και ιδιαίτερα χαρακτηριστικά τους, Ακαδημία Εμπορικού Ναυτικού Μακεδονίας, Θεσσαλονίκη

Παπαγιάννης, Α., (2007), Ποιότητα Ανάφλεξης Μεσαίων Αποσταγμάτων Πετρελαίου, Σχολή Χημικών Μηχανικών-Εργαστήριο Τεχνολογίας Καυσίμων & Λιπαντικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθηνά

Πασχος, Α., (2005, 11 10), Το φαινόμενο του θερμοκηπίου, Ξάνθη.

Πηλέας, Π., (2002), Πετρελαιοκινητήρες (Diesel engines), Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών, Α.Τ.Ε.Ι Καβάλας

Ρισσάκη, Σ., (2010), Η χρήση των αεροστρόβιλων ως μέσο πρόωσης στην εμπορική ναυτιλία, Τμήμα Ναυτιλιακών Σπουδών, Πανεπιστήμιο Πειραιά

Το ηλεκτρικό πλοίο της επόμενης γενιάς, Δεληγιάννης, Κ., [Online], Διαθέσιμο σε:<http://www.kathimerini.gr/464039/article/oikonomia/die8nhs-oikonomia/to-hlektriko-ploioths-eromenhs-genias>, Ανακτηθηκε:28.07.2012 12. Εταιρεία VILMA MOTORS & UNITED MOTORS INDUSTRIES S.A. 2009, <http://www.vilmamotors.com/>