



**ΔΠΜΣ**

**Διοίκηση στη Ναυτική Επιστήμη και Τεχνολογία**

**Τεχνική, Οικονομική και Περιβαλλοντική  
Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου ως  
Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία**

**ΜΝΣΝΔ 20008 - Ελένη Αντωνίου**

Διπλωματική Εργασία

που υποβλήθηκε στο Τμήμα Ναυτιλιακών Σπουδών του Πανεπιστημίου Πειραιώς ως μέρος των απαιτήσεων για την απόκτηση του Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης στην 'Διοίκηση στη Ναυτική Επιστήμη και Τεχνολογία'

Πειραιάς

Ιούνιος 2022

## ΔΗΛΩΣΗ ΑΥΘΕΝΤΙΚΟΤΗΤΑΣ / ΖΗΤΗΜΑΤΑ COPYRIGHT

Το άτομο το οποίο εκπονεί την Διπλωματική Εργασία φέρει ολόκληρη την ευθύνη προσδιορισμού της δίκαιης χρήσης του υλικού, η οποία ορίζεται στην βάση των εξής παραγόντων: του σκοπού και χαρακτήρα της χρήσης (εμπορικός, μη κερδοσκοπικός ή εκπαιδευτικός), της φύσης του υλικού που χρησιμοποιεί (τμήμα του κειμένου, πίνακες, σχήματα, εικόνες ή χάρτες), του ποσοστού και της σημαντικότητας των πιθανών συνεπειών αυτής στην αγορά ή στη γενικότερη αξία του υπό copyright κειμένου.

ΤΡΙΜΕΛΗΣ ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ:

Η παρούσα Διπλωματική Εργασία εγκρίθηκε ομόφωνα από την Τριμελή Εξεταστική Επιτροπή που ορίστηκε από την ΕΔιΕ του ΔΠΜΣ σύμφωνα με τον Κανονισμό Λειτουργίας του ΔΠΜΣ ‘Διοίκηση στη Ναυτική Επιστήμη και Τεχνολογία’.

Τα μέλη της Επιτροπής ήταν:

ΜΕΛΟΣ Α΄: Θεόδωρος Ζάννης – Αναπληρωτής Καθηγητής ΣΝΔ (Επιβλέπων)

ΜΕΛΟΣ Β΄: Ιωάννης Κατσάνης – Αναπληρωτής Καθηγητής ΣΝΔ

ΜΕΛΟΣ Γ΄: Ευθύμιος Παριώτης – Αναπληρωτής Καθηγητής ΣΝΔ

Η έγκριση της Διπλωματικής Εργασίας από το Τμήμα Ναυτιλιακών Σπουδών του Πανεπιστημίου Πειραιώς δεν υποδηλώνει αποδοχή των γνωμών του συγγραφέα.



*Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και  
Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου  
ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”*

## **Ευχαριστίες**

Η παρούσα εργασία αποτελεί διπλωματική εργασία στα πλαίσια του Διδρυματικού Μεταπτυχιακού Προγράμματος Σπουδών «Διοίκηση στη Ναυτική επιστήμη και Τεχνολογία». Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή της εν λόγω διπλωματικής εργασίας, Αναπληρωτή Καθηγητή ΣΝΔ, Θεόδωρο Ζάννη για την πολύτιμη καθοδήγησή του. Τις ευχαριστίες μου εκφράζω και στους Αναπληρωτές Καθηγητές ΣΝΔ Ιωάννη Κατσάνη και Ευθύμιο Παριώτη οι οποίοι είναι μέλη της τριμελούς επιτροπής αξιολόγησης της διπλωματικής εργασίας. Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την υπομονή, τη στήριξη και τη συμπαράσταση, που μου προσέφεραν καθ’ όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας.



## **Περίληψη**

Στα πλαίσια της συγκεκριμένης εργασίας, αρχικά, θα εξεταστεί το φυσικό αέριο ως αέριο καύσιμο όπου θα καταγραφούν και θα σχολιαστούν οι αντίστοιχες φυσικές και χημικές του ιδιότητες, καθώς και οι τρόποι παραγωγής και μεταφοράς του σε πλοία. Επιπλέον, θα εξεταστεί η τεχνολογία της τροφοδοσίας και της καύσης του φυσικού αερίου σε δίχρονες αργόστροφες ναυτικές μηχανές και σε τετράχρονες μεσόστροφες μηχανές. Θα γίνει σύγκριση των τεχνολογιών καύσης φυσικού αερίου σε ναυτικές μηχανές με τις αντίστοιχες τεχνολογίες καύσης πετρελαίου και θα καταγραφούν τα αντίστοιχα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Στη συνέχεια, θα εξεταστεί η τεχνολογία υγροποίησης και αποθήκευσης σε χαμηλές θερμοκρασίες του φυσικού αερίου, ως υγροποιημένου φυσικού αερίου (LNG), σε εμπορικά πλοία και θα διερευνηθούν οι αντίστοιχες τεχνικές προκλήσεις. Εν συνεχεία, στα πλαίσια της τεχνικής αξιολόγησης της χρήσης φυσικού αερίου σε πλοία, θα εξεταστούν οι τεχνολογικές παρεμβάσεις που απαιτούνται σε συμβατικές ναυτικές μηχανές πετρελαίου ώστε αυτές να μετασκευαστούν και να μπορέσουν να λειτουργήσουν με φυσικό αέριο.

Στα πλαίσια της περιβαλλοντικής αξιολόγησης της χρήσης φυσικού αερίου σε πλοία, θα εξεταστούν οι εκπομπές ρύπων από συστήματα καύσης και ναυτικές μηχανές φυσικού αερίου και θα συγκριθούν με τις αντίστοιχες εκπομπές ρύπων από συμβατικές ναυτικές μηχανές που λειτουργούν με βαρύ πετρέλαιο.

Ακόμη θα γίνει σύγκριση της τεχνολογίας του φυσικού αερίου με άλλες τεχνολογίες περιστολής των εκπεμπόμενων ρύπων από εμπορικά πλοία ώστε να καταγραφούν τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα του φυσικού αερίου. Όσον αφορά την οικονομική ανάλυση της χρήσης φυσικού αερίου σε πλοία, θα εξεταστεί μέσω αντίστοιχης μελέτης εφαρμογής το κόστος κατασκευής και λειτουργίας ενός πλοίου μεταφοράς LNG και θα εξεταστεί επίσης το κόστος μετασκευής ενός συμβατικού πλοίου ώστε σε αυτό οι μηχανές του να λειτουργούν με φυσικό αέριο. Τέλος, στα πλαίσια της ενεργειακής ανάλυσης του φυσικού αερίου, θα εξεταστεί η επίδραση που έχει η χρήση φυσικού αερίου σε ναυτικές μηχανές στους δείκτες ενεργειακής απόδοσης για νεότευκτα (EEDI) και υφιστάμενα πλοία (EEXI, EEOI, CII).



*Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και  
Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου  
ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”*

**Λέξεις – Κλειδιά**

Φυσικό αέριο, LNG, εκπομπές ρύπων, ενεργειακή απόδοση



*Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και  
Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου  
ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”*

## **Abstract**

Within the context of this work, firstly, natural gas will be examined as marine fuel and its physical and chemical properties will be recorded and commented, as well the ways of its production and its transport on ships. Furthermore, the power supply technology of natural gas and its combustion will be examined, in two-stroke marine engines and in medium-speed four-stroke marine engines. The combustion technologies of natural gas in two-stroke marine engines will be compared to these of medium speed four-stroke marine engines and both advantages and disadvantages of each one, will be recorded. Subsequently, the natural gas’ liquefaction technologies will be examined, as well as its storage at low temperatures, to have liquified natural gas (LNG) on ships and the corresponding technical challenges will be explored. In terms of technical evaluation of natural gas’ usage as maritime fuel, the required retrofits of conventional marine diesel engines will be examined, to be able to operate with natural gas.

Concerning the environmental evaluation of natural gas’ usage by shipping industry, gaseous emissions by combustion systems and by marine gas engines will be compared to the corresponding emissions of conventional marine engines, which use heavy fuel oil.

Natural gas’ technology will be compared to other technologies, which aim to decrease the emitted pollutants by ships, to record natural gas’ advantages and disadvantages. Within the context of economic analysis of natural gas use from ships, the capital and operational costs of an LNG carrier will be examined, via a corresponding case study. Moreover, the retrofit cost of a conventional ship, so that its engines to be able to operate on natural gas, will also be examined. Concluding, in terms of natural gas’ energy analysis, the effect of natural gas use, on the energy efficiency indices for new buildings (EEDI) and for existing ships (EEXI, EEOI, CII), will be examined.

## **Key Words**

Natural gas, LNG, gaseous emissions, energy efficiency



## Πίνακας Περιεχομένων

Περίληψη .....	v
Abstract .....	vii
Πίνακας Περιεχομένων .....	viii
Πίνακας Σχημάτων .....	x
Περιεχόμενα Πινάκων .....	xiii
Συντμήσεις .....	xiv
1 Εισαγωγή.....	1
2 Το Φυσικό Αέριο ως Ναυτιλιακό Καύσιμο .....	1
2.1 Φυσικές και Χημικές Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου.....	2
2.2 Τρόποι Παραγωγής Φυσικού Αερίου.....	6
2.3 Τεχνολογία υγροποίησης και αποθήκευσης φυσικού αερίου .....	8
2.3.1 Διεργασίες ψύξης σε σειρά .....	8
2.3.2 Διεργασίες ψύξης με μίγμα ψυκτικών μέσων .....	9
2.3.3 Διεργασίες ψύξης με μίγμα ψυκτικών μέσων και προκαταρκτική ψύξη.....	9
2.3.4 Αποθήκευση φυσικού αερίου.....	10
2.4 Τρόποι Μεταφοράς του Φυσικού Αερίου με πλοία .....	11
2.5 Καύση του Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές.....	12
2.5.1 Καύση του Φυσικού Αερίου σε Δίχρονες Αργόστροφες Ναυτικές Μηχανές ...	14
2.5.2 Καύση του Φυσικού Αερίου σε Τετράχρονες Μεσόστροφες/Ταχύστροφες Μηχανές .....	17
2.6 Σύγκριση των Τεχνολογιών Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές με τις Αντίστοιχες Τεχνολογίες Καύσης Πετρελαίου .....	20
2.6.1 Σύγκριση των δίχρονων αργόστροφων συμβατικών κινητήρων με τους δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Diesel.....	20
2.6.2 Σύγκριση των δίχρονων αργόστροφων συμβατικών κινητήρων με τους δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Otto.....	28
2.6.3 Σύγκριση των τετράχρονων μεσόστροφων συμβατικών κινητήρων με τους τετράχρονους SI κινητήρες φυσικού αερίου .....	30
2.6.4 Πλεονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές .....	35
2.6.5 Μειονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές .....	36





2.7 Μετασκευές σε συμβατικές μηχανές με σκοπό την χρήση φυσικού αερίου .....	37
3 Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης του Φυσικού Αερίου σε Πλοία.....	39
3.1 Εκπομπές Ρύπων από Μηχανές Φυσικού Αερίου.....	39
3.2 Εκπομπές Ρύπων από Συμβατικές Ναυτικές Μηχανές.....	41
3.3 Τεχνολογίες Περιστολής των Εκπεμπόμενων Ρύπων από Πλοία.....	42
3.3.1 Πλεονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές .....	44
3.3.2 Μειονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές.....	44
4 Οικονομική Ανάλυση της Χρήσης Φυσικού Αερίου σε Πλοία.....	47
4.1 Κόστος Κατασκευής και Λειτουργίας Ενός Πλοίου LNG .....	47
4.2 Κόστος Μετασκευής Ενός Πλοίου με Συμβατικές Μηχανές σε Μηχανές Φυσικού Αερίου .....	50
4.3 Energy Efficiency Design Index (EEDI) .....	56
4.4 Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI) και Carbon Intensity Indicator (CII) 58	
4.5 Energy Efficiency Operational Index (EEOI).....	59
Συμπεράσματα .....	61
Βιβλιογραφία.....	63



## Πίνακας Σχημάτων

Σχήμα 2.1 Διάγραμμα φάσεων ενός συστήματος υδρογονανθράκων. ....	4
Σχήμα 2.2 Διαδικασία υγροποίησης φυσικού αερίου.. ....	9
Σχήμα 2.3 Δεξαμενή αποθήκευσης LNG στην ξηρά. ....	10
Σχήμα 2.4 Σύγκριση των θερμοκρασιών που αναπτύσσονται εντός κυλίνδρου σε δίχρονες μηχανές που λειτουργούν σε κύκλο Diesel και σε κύκλο Otto. ....	15
Σχήμα 2.5 Κατασκευαστική διαμόρφωση αργόστροφου ναυτικού κινητήρα φυσικού αερίου/πετρελαίου ο οποίος λειτουργεί με βάση τον κύκλο Diesel.. ....	16
Σχήμα 2.6 Κατασκευαστική διαμόρφωση του θαλάμου καύσης δίχρονου αργόστροφου ναυτικού κινητήρα φυσικού αερίου/πετρελαίου με αυτανάφλεξη, ο οποίος λειτουργεί με βάση τον κύκλο Otto. ....	17
Σχήμα 2.7 Κατασκευαστικές διαμορφώσεις θαλάμων καύσης τετράχρονων ναυτικών μηχανών αυτανάφλεξης και σπινθηρισμού με φυσικό αέριο που έχουν προταθεί στη διεθνή βιβλιογραφία. ....	18
Σχήμα 2.8 Σύγκριση των ποσοτήτων εκλυόμενης θερμότητας κατά τη λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα DI και ενός δίχρονου κινητήρα GI που λειτουργούν σε κύκλο Diesel, για φορτία 25%, 50%, 75% και 100% του μέγιστου φορτίου.....	21
Σχήμα 2.9 Σύγκριση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (SFOC) και των εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα DI και ενός δίχρονου κινητήρα GI που λειτουργούν σε κύκλο Diesel.....	22
Σχήμα 2.10 Σύγκριση εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων και μονοξειδίου του άνθρακα κατά τη λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα DI και ενός δίχρονου κινητήρα GI που λειτουργούν σε κύκλο Diesel.....	23
Σχήμα 2.11 Σύγκριση των ποσών θερμότητας που εκλύονται από δίχρονο κινητήρα διπλού καυσίμου φυσικού αερίου για αναλογίες μίγματος φυσικού αερίου-πετρελαίου 0-100, 30-70, 70-30 και 95-5, ο οποίος λειτουργεί σε κύκλο Diesel στο 75% και 100% του μέγιστου φορτίου.....	24
Σχήμα 2.12 Σύγκριση εκπομπών οξειδίων του αζώτου, άκαυστων υδρογονανθράκων, μονοξειδίου του άνθρακα, αιωρούμενων σωματιδίων και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για ένα δίχρονο CI κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Diesel, για αναλογίες του μίγματος φυσικού αερίου-πετρελαίου 0-100, 30-70, 70-30 και 95-5.....	25



Σχήμα 2.13 Πειραματικά δεδομένα για ειδική κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του φορτίου για τέσσερις διαφορετικούς τύπους λειτουργίας ενός δίχρονου CI κινητήρα που λειτουργεί σε κύκλο Diesel, DI, GI, DI + EGR, GI + EGR. ....	27
Σχήμα 2.14 Η επίδραση του MN στη λειτουργία ενός δίχρονου CI κινητήρα που λειτουργεί σε κύκλο Otto. ....	28
Σχήμα 2.15 Διαγράμματα ισχύος για ένα συμβατικό δίχρονο κινητήρα και ένα δίχρονο κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Otto. ....	29
Σχήμα 2.16 Σύγκριση της ενδεδειγμένης μέσης πίεσης (IMEP), συναρτήσει των στροφών του κινητήρα, ενός δίχρονου συμβατικού κινητήρα και ενός δίχρονου κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Otto. ....	29
Σχήμα 2.17 (α) Συμβατότητα των δίχρονων κινητήρων διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Otto με τις περιοχές ECAs Tier III και (β) τιμές του δείκτη EEDI για έναν δίχρονο συμβατικό κινητήρα και έναν δίχρονο κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Otto. ....	30
Σχήμα 2.18 Πειραματικά δεδομένα από το τετράχρονο CI κινητήρα FM250 για λειτουργία σε κύκλο E3 ως κινητήρας διπλού καυσίμου. ....	31
Σχήμα 2.19 Πειραματικά δεδομένα για έναν CI κινητήρα FM250, ο οποίος λειτουργεί σε κύκλο E2/D2, σχετικά με τη διακύμανση του BMEP, της αποτελεσματικότητας της πέδησης, της μέγιστης πίεσης εντός του κυλίνδρου, της ποσότητας του πιλοτικού καυσίμου και το 50% της ποσότητας που καίγεται. ....	33
Σχήμα 2.20 Πειραματικά δεδομένα για (α) τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου για τετράχρονες μηχανές που λειτουργούν με πετρέλαιο, των SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης, διπλού καυσίμου και των βοηθητικών μηχανών που λειτουργούν με πετρέλαιο και (β) για τη διακύμανση της αποδοτικότητας συναρτήσει BMEP για τετράχρονες μεσόστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης, PCSI μηχανές φυσικού αερίου με έγχυση πιλοτικού καυσίμου, ταχύστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης και ταχύστροφες μηχανές SI με ανοιχτό θάλαμο καύσης. ....	34
Σχήμα 3.1 Εκπομπές ρύπων από τρεις κινητήρες (Dual Fuel/Gas, GD/Gas, Diesel/HFO). ....	39



Σχήμα 3.2 Εκπομπές οξειδίων του αζώτου τεσσάρων κινητήρων (Diesel/Dual Fuel, PCSI, Dual Fuel, Diesel) σε σχέση με τα όρια των αντίστοιχων εκπομπών των περιοχών IMO Tier I, II III (ECAs). .....	40
Σχήμα.3.3 Σύγκριση των εκπομπών ρύπων μεταξύ ενός κινητήρα διπλού καυσίμου και ενός συμβατικού κινητήρα.....	44
Σχήμα 3.4 Εκπομπές ρύπων για έναν κινητήρα διπλού καυσίμου σε σύγκριση με έναν συμβατικό κινητήρα.....	45
Σχήμα 4.1 Αποτελέσματα της περιβαλλοντικής και οικονομικής ανάλυσης ενός Ro Ro, το οποίο δραστηριοποιείται στις ECAs για ετήσια κατανάλωση καυσίμου και το ανάλογο κόστος σε σύγκριση με τη λειτουργία με MGO, ετήσιο κόστος καυσίμων, λιπαντικών και αναλώσιμων, κόστος επένδυσης για το συγκεκριμένο σχήμα πρόωσης, PT, NPV θεωρώντας δεκαετή λειτουργία, εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, οξειδίων του αζώτου και του θείου σε σύγκριση με τη λειτουργία με MGO. ....	49
Σχήμα 4.2 Σύγκριση EEDI για χρήση LNG σε σχέση με MGO και MGO με ενσωματωμένο scrubber, για πλοίο που δραστηριοποιείται εντός ECAs.....	58



## Περιεχόμενα Πινάκων

Πίνακας 2.1 Τυπικά Όρια Περιεκτικότητας Συστατικών Φυσικού Αερίου. ....	3
Πίνακας 2.2 Σύγκριση χωρητικότητας δεξαμενών καυσίμου επί του πλοίου για τρεις διαφορετικούς τύπους πλοίων και για καύσιμα πετρέλαιο, μαζούτ, LNG και CNG.....	37
Πίνακας 4.1 Προφίλ λειτουργίας του ΑΝΩ ΧΩΡΑ ΙΙ. ....	51
Πίνακας 4.2 Ετήσια κατανάλωση για καύσιμο χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο.. ....	52
Πίνακας 4.3 Κόστος μετατροπής υφιστάμενων τετράχρονων μηχανές ώστε να καίνε LNG αντί για diesel.....	54
Πίνακας 4.4 Ετήσια κατανάλωση φυσικού LNG. ....	55
Πίνακας 4.5 Παράγοντες αναγωγής καυσίμου σε διοξείδιο του άνθρακα, για πέντε τύπους καυσίμου. ....	59



## Συντμήσεις

A.N.Σ.: Άνω Νεκρό Σημείο  
BMEP: Brake Mean Effective Pressure  
BTE: Brake Thermal Efficiency  
CF: Conversion Factor  
CI: Compression Ignition  
CII: Carbon Intensity Indicator  
CNG: Compressed Natural Gas  
DI: Diesel Ignition  
ECA: Emission Control Area  
EEDI: Energy Efficiency Design Index  
EEOI: Energy Efficiency Operational Index  
EEXI: Energy Efficiency Existing Ship Index  
EGR: Exhaust Gas Recirculation  
GHV: Gross Heating Value  
GI: Gas Ignition  
HFO: Heavy Fuel Oil  
HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition  
IMEP: Indicated Mean Effective Pressure  
IMO: International Maritime Organization  
K.N.Σ.: Κάτω Νεκρό Σημείο  
LNG: Liquefied Natural Gas  
LPG: Liquefied Petroleum Gas  
LSFO: Low Sulphur Fuel Oil  
MCR: Maximum Continuous Rating  
MFB: Mass Fraction Burned  
MGO: Marine Gas Oil  
MN: Methane Number  
NHV: Net Heating Value  
NPV: Net Present Values  
OCMP: Open-Chamber Micro-Pilot



*Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και  
Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου  
ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”*

OCSI: Open-Chamber Spark Ignition

PCMP: Pre-Chamber Micro-Pilot

PCSI: Pre-Chamber Spark Ignition

PT: Payback Time

RCCI: Reactivity Controlled Compression Ignition

SCR: Selective Catalytic Reduction

SFOC: Specific Fuel Consumption

SI: Spark Ignition

THC: Total Hydrocarbon

VLSFO: Very Low Sulphur Fuel Oil



## 1 Εισαγωγή

Ο άνθρωπος με τις δραστηριότητές του, έχει αυξήσει δραματικά τη συγκέντρωση των θερμοκηπιακών αερίων στην ατμόσφαιρα, με πιο γνωστά από αυτά, το διοξείδιο του άνθρακα, το μεθάνιο, το μονοξείδιο του άνθρακα, το όζον, τους χλωροφθοράνθρακες κ.α. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την υπερθέρμανση του πλανήτη. Τον περασμένο αιώνα, η μέση θερμοκρασία της γης αυξήθηκε κατά 0.81°C (Osborn, 2021). Η υπερθέρμανση του πλανήτη, έχει οδηγήσει στην κλιματική αλλαγή, με συνέπεια την εμφάνιση ακραίων καιρικών φαινομένων, τα οποία πλήττουν όλο και μεγαλύτερη μερίδα του πληθυσμού, παγκοσμίως. Για τον λόγο αυτόν, η διεθνής κοινότητα αποφάσισε την ανάληψη μέτρων μετριασμού της έκλυσης θερμοκηπιακών αερίων με στόχο το 2050 τη μηδενική έκλυσή τους. Για την επίτευξη του στόχου αυτού, η παγκόσμια ναυτιλιακή βιομηχανία στρέφεται στις λεγόμενες «πράσινες» μορφές ενέργειας. Στην παρούσα εργασία, θα μελετηθεί το φυσικό αέριο ως καύσιμο στις μηχανές εσωτερικής καύσης των πλοίων.

## 2 Το Φυσικό Αέριο ως Ναυτιλιακό Καύσιμο

Η στροφή της παγκόσμιας ναυτιλιακής βιομηχανίας σε καύσιμα με το ελάχιστο δυνατό περιβαλλοντικό αποτύπωμα είναι αναπόφευκτη. Το φυσικό αέριο είναι ένα καύσιμο, το οποίο χρησιμοποιείται στη ναυτιλία για περισσότερα από 20 έτη. Επομένως, η τεχνολογία της χρήσης του φυσικού αερίου στη ναυτιλία είναι γνωστή, καθώς γνωστό είναι και το χαμηλό περιβαλλοντικό του αποτύπωμα. Οι προηγμένοι ή χαμηλής θερμοκρασίας κινητήρες καύσης μπορούν να επιτυγχάνουν υψηλή απόδοση κατά την καύση του φυσικού αερίου, με την παραγωγή των ελάχιστων δυνατών εκπομπών και συνεπώς έχουν τη δυνατότητα παροχής εξελιγμένων συστημάτων κινητήρων. Πλέον, είναι πολλοί οι τύποι κινητήρων φυσικού αερίου, οι οποίοι διατίθενται στην αγορά.

Η χαμηλή αναλογία ατόμων άνθρακα - υδρογόνου του φυσικού αερίου, επιτρέπει την κατασκευή κινητήρων υψηλής απόδοσης, με χαμηλές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, περίπου 20% μείωση, καθώς και 80% μειωμένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Οι κινητήρες φυσικού αερίου δύνανται, υπό την προϋπόθεση ότι το θείο απομακρύνεται από το καύσιμο κατά την παραγωγή του, να εξαλείψουν τις εκπομπές οξειδίων του θείου, ενώ οι τετράχρονοι κινητήρες φυσικού αερίου εμφανίζουν εξαιρετικά μειωμένες εκπομπές





αιωρούμενων σωματιδίων (σωματίδια που αιωρούνται στην ατμόσφαιρα με διάμετρο έως 2.5 μμ).

Τα κοιτάσματα φυσικού αερίου είναι άφθονα και πρόκειται να τροφοδοτήσουν την αγορά για πολλά χρόνια. Ακόμη, η τιμή του φυσικού αερίου είναι πολύ περισσότερο ανταγωνιστική από αυτή του πετρελαίου, ενώ αποτελεί καθαρό καύσιμο, το οποίο δεν αφήνει υπολείμματα στον κινητήρα κατά την καύση του. Συνεπώς, όταν αποφασίστηκε η αναγκαιότητα μεταστροφής του ναυτιλιακού καυσίμου από το ευρέως χρησιμοποιούμενο μέχρι πρότινος, HFO σε πιο καθαρές μορφές ενέργειας, η χρήση του φυσικού αερίου μοιάζει ιδανική.

Στις παρακάτω ενότητες, αναλύονται οι φυσικές και οι χημικές ιδιότητες του φυσικού αερίου, οι τρόποι παραγωγής του και μεταφοράς του σε πλοία, η καύση του σε δίχρονες αργόστροφες και τετράχρονες μεσόστροφες ναυτικές μηχανές, ενώ συγκρίνονται οι τεχνολογίες καύσης του φυσικού αερίου με τις αντίστοιχες τεχνολογίες καύσης πετρελαίου. Ακόμη, αναλύονται οι τεχνολογίες υγροποίησης και αποθήκευσής του φυσικού αερίου, καθώς και οι μετασκευές στις συμβατικές ναυτικές μηχανές ώστε να χρησιμοποιούν φυσικό αέριο.

## 2.1 Φυσικές και Χημικές Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου

Το φυσικό αέριο αποτελεί, ουσιαστικά, ένα μίγμα αέριων υδρογονανθράκων με κυμαινόμενες ποσότητες και άλλων αερίων, τα οποία θεωρούνται «ακαθαρσίες» (Καρώνης κ.α., 2014α). Το φυσικό αέριο αποτελείται κυρίως από μεθάνιο, αιθάνιο, προπάνιο και βουτάνιο, ενώ περιλαμβάνει και ποσότητες βαρύτερων υδρογονανθράκων καθώς και κυμαινόμενες ποσότητες αερίων, όπως άζωτο, διοξείδιο του άνθρακα και υδρόθειο. Επίσης, το φυσικό αέριο περιέχει νερό. Ένα τυπικό δείγμα φυσικού αερίου φαίνεται στον Πίνακα 2.1. Όλα τα παραπάνω, καθώς και οι λεγόμενες «ακαθαρσίες», απομακρύνονται από το φυσικό αέριο με διεργασίες ψύξης απορρόφησης και προσρόφησης πριν τη μεταφορά του μέσω αγωγών ή πριν την υγροποίησή του.

Το μοριακό βάρος του φυσικού αερίου είναι το άθροισμα των μοριακών βαρών των επιμέρους αέριων υδρογονανθράκων, καθώς και των διάφορων προσμίξεων. Αυτό ονομάζεται φαινόμενο ή μέσο μοριακό βάρος και δίνεται από τον τύπο:  $M_a = \sum y_i \times M_i$ , όπου



γι το άθροισμα των μοριακών κλασμάτων και  $M_i$  το μοριακό βάρος του κάθε συστατικού του φυσικού αερίου (Καρώνης κ.α., 2014α). Όσον αφορά στον υπολογισμό του μοριακού όγκου του φυσικού αερίου, χρησιμοποιείται το φαινόμενο μοριακό βάρος του.

Πίνακας 2.1 Τυπικά Όρια Περιεκτικότητας Συστατικών Φυσικού Αερίου. Πηγή: Καρώνης Δ., Λόης Ε., Ζαννίκος Φ., (2014). Τεχνολογία Πετρελαίου και Φυσικού Αερίου, Κεφάλαιο 2.

Συστατικό	Μοριακό Κλάσμα
Υδρογονάνθρακες	
Μεθάνιο	0.75-0.99
Αιθάνιο	0.01-0.15
Προπάνιο	0.01-0.10
κ-Βουτάνιο	0.00-0.02
Ισοβουτάνιο	0.00-0.01
κ-Πεντάνιο	0.00-0.01
Ισοπεντάνιο	0.00-0.01
Εξάνιο	0.00-0.01
Επτάνιο και βαρύτεροι υδρογονάνθρακες	0.00-0.0001
Μη Υδρογονάνθρακες	
Άζωτο	0.00-0.15
Διοξείδιο του Άνθρακα	0.00-0.30
Υδρόθειο	0.00-0.30
Ήλιο	0.00-0.05

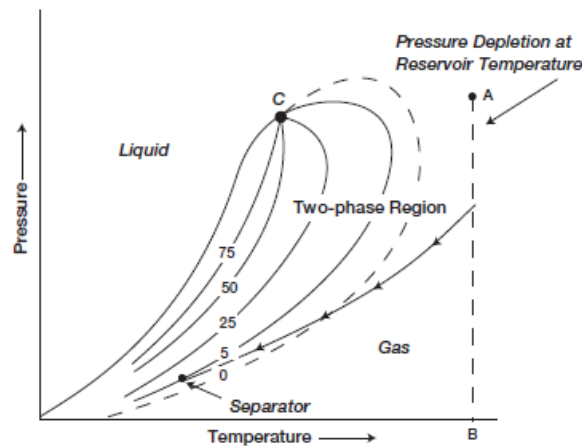
Η πυκνότητα του φυσικού αερίου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας και πάλι το μέσο μοριακό βάρος και δίνεται από την εξίσωση:  $\rho = (p \times M) / (z \times R \times T)$ , όπου  $\rho$  η πυκνότητα του κάθε συστατικού του φυσικού αερίου,  $z$  ο συντελεστής συμπίεσής του αερίου μίγματος στις επιθυμητές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας,  $R$  η παγκόσμια σταθερά των αερίων ( $R = 0,082 \text{ L} \times \text{atm} / \text{mol} \times \text{K}$  ή  $R = 8,314 \text{ joule} / \text{mol} \times \text{K}$ ),  $T$  η θερμοκρασία του μίγματος (Καρώνης κ.α., 2014α). Επιπλέον, η σχετική πυκνότητα  $d$  του φυσικού αερίου είναι ο λόγος της πυκνότητάς του προς τον λόγο της πυκνότητας του αέρα. Για ένα αέριο μίγμα, όπως το φυσικό αέριο, η σχετική πυκνότητα υπολογίζεται από τον λόγο του μέσου μοριακού βάρους προς το μοριακό βάρος του αέρα.



Η κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση των συστατικών του φυσικού αερίου είναι η θερμοκρασία πάνω από την οποία το κάθε αέριο δεν μπορεί να υγροποιηθεί όσο και αν αυξηθεί η πίεσή του (Καρώνης κ.α., 2014α). Στην κρίσιμη θερμοκρασία, ένα αέριο υγροποιείται με την εφαρμογή της ελάχιστης πίεσης, η οποία ονομάζεται κρίσιμη πίεση. Ο όγκος που καταλαμβάνει 1 kg αερίου σε αυτές τις κρίσιμες συνθήκες είναι ο κρίσιμος όγκος. Η αντίστροφη τιμή του κρίσιμου όγκου είναι η κρίσιμη πυκνότητα.

Εάν τα παραπάνω εφαρμοστούν σε ένα μίγμα αερίων, οι «ψευδοκρίσιμες» θερμοκρασίες και πιέσεις ορίζονται ως οι μέσες μοριακές κρίσιμες θερμοκρασίες και πιέσεις των συστατικών (Καρώνης κ.α., 2014α), ενώ χρησιμοποιούνται για λόγους συσχέτισης και δεν έχουν καμία φυσική σημασία.

Το ιξώδες των υδρογονανθράκων παρουσιάζει ομοιότητες με το ιξώδες των υγρών και όχι των αερίων και αυξάνει με την αύξηση της πίεσης, ενώ μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας σε συνθήκες μέσων ή υψηλών πιέσεων (Καρώνης κ.α., 2014α).



Σχήμα 2.1 Διάγραμμα φάσεων ενός συστήματος υδρογονανθράκων. Πηγή: Ahmed T., 2006. Reservoir Engineering Handbook, 3<sup>rd</sup> edition, Gulf Publishing Press, Elsevier; Clark N. J., 1969. Elements of Petroleum Reservoir.

Το παραπάνω διάγραμμα αποτελεί το διάγραμμα φάσεων ενός συστήματος φυσικού αερίου, το οποίο αναπαριστά τις αλλαγές φάσεις με την πίεση και τη θερμοκρασία για συγκεκριμένη σύσταση υδρογονανθράκων. Στο διάγραμμα αυτό φαίνεται η περιοχή που το φυσικό αέριο έχει υγρή μορφή, καθώς και η περιοχή που το φυσικό αέριο έχει αέρια μορφή. Επίσης,



φαίνεται η περιοχή (στο εσωτερικό της καμπύλης), στην οποία συνυπάρχει το φυσικό αέριο τόσο στην υγρή όσο και στην αέρια μορφή του, σε ισορροπία. Η διφασική περιοχή περιβάλλεται από την αριστερή πλευρά της από την καμπύλη των σημείων φουσαλίδας, η οποία φτάνει έως το κρίσιμο σημείο C και από εκεί, καθώς και σε όλη τη δεξιά πλευρά περιβάλλεται από την καμπύλη των σημείων δρόσου (Καρώνης κ.α., 2014α).

Η καμπύλη των σημείων φουσαλίδας καθορίζει τα σημεία στα οποία σχηματίζονται οι πρώτες απειροελάχιστες φουσαλίδες αερίου από την υγρή φάση και η καμπύλη των σημείων δρόσου καθορίζει τα σημεία στα οποία σχηματίζονται οι πρώτες απειροελάχιστες σταγόνες από την αέρια φάση. Στο κρίσιμο σημείο C, οι ιδιότητες της υγρής και της αέριας φάσης είναι οι ίδιες και για τις δύο φάσεις. Το σημείο της μέγιστης πίεσης  $C_p$  αποτελεί τη μέγιστη πίεση στην οποία οι δύο φάσεις μπορούν να συνυπάρξουν σε ισορροπία. Αντίστοιχα, το σημείο μέγιστης θερμοκρασίας  $C_t$  αποτελεί τη μέγιστη θερμοκρασία στην οποία οι δύο φάσεις μπορούν να συνυπάρξουν σε ισορροπία. Επιπλέον, στα συστήματα φυσικού αερίου, το σημείο μέγιστης πίεσης βρίσκεται πάντα στα δεξιά του κρίσιμου σημείου.

Η γραμμή που ξεκινά από το κρίσιμο σημείο C και καταλήγει στο σημείο μέγιστης θερμοκρασίας  $C_t$ , διαχωρίζει τη διφασική περιοχή σε δύο υπό-περιοχές (Καρώνης κ.α., 2014α). Στη χαμηλότερη υπό-περιοχή, η περιεκτικότητα του υγρού στο αέριο μίγμα αυξάνει καθώς αυξάνεται η πίεση, σε συνθήκες σταθερής ή μειούμενης θερμοκρασίας. Στην υψηλότερη υπό-περιοχή, η περιεκτικότητα του υγρού στο αέριο μίγμα αυξάνει καθώς μειώνεται η πίεση, σε συνθήκες σταθερής θερμοκρασίας και στην περιοχή μεταξύ της κρίσιμης και της μέγιστης πίεσης, η περιεκτικότητα του υγρού αυξάνει καθώς μειώνεται η πίεση, ακόμη και όταν αυξάνεται η θερμοκρασία. Το παραπάνω φαινόμενο ονομάζεται ανάδρομη συμπίκνωση και μπορεί να επηρεάσει τη μεταφορά του φυσικού αερίου μέσω αγωγών, διότι δύναται να δημιουργήσει έμβολα υγρού εάν δε γίνει επαρκής απομάκρυνση των βαρύτερων υδρογονανθράκων.

Επιπροσθέτως, το φυσικό αέριο περιέχει υδρίτες, οι οποίοι είναι παγόμορφα στερεά που αποτελούνται από νερό και υδρογονάνθρακες (Καρώνης κ.α., 2014α). Οι υδρογονάνθρακες από το μεθάνιο έως και το κυκλοπεντάνιο σχηματίζουν υδρίτες. Σε γενικές γραμμές, οι υδρίτες σχηματίζονται σε συνθήκες υψηλής πίεσης και χαμηλής θερμοκρασίας, ωστόσο μπορεί να υπάρχουν και σε θερμοκρασίες της τάξης των 30°C και σε πιέσεις μικρότερες



των 0.7 MPa. Ο σχηματισμός υδριτών μπορεί να επηρεάσει τη μεταφορά του φυσικού αερίου μέσω αγωγών και γι' αυτό τον λόγο, απομακρύνονται οι υδρατμοί από το φυσικό αέριο πριν τη μεταφορά, με αφυδάτωση.

Ακόμη, από την πλήρη καύση του αφυδατωμένου φυσικού αερίου, εκλύεται θερμότητα, η οποία ορίζεται ως θερμογόνος δύναμη (Καρώνης κ.α., 2014α). Η ανώτερη θερμογόνος δύναμη (GHV) υπολογίζεται όταν όλο το παραγόμενο νερό από την καύση, συμπυκνώνεται σε υγρή μορφή. Η κατώτερη θερμογόνος δύναμη (NHV), υπολογίζεται όταν όλο το νερό που παράγεται από την καύση παραμένει σε αέρια μορφή. Η διαφορά μεταξύ της ανώτερης και της κατώτερης θερμογόνου δύναμης είναι η λανθάνουσα θερμότητα (ενθαλπία) συμπύκνωσης του νερού. Η θερμογόνος δύναμη του φυσικού αερίου υπολογίζεται από το άθροισμα των γινομένων του μοριακού κλάσματος γι επί την ανώτερη θερμογόνο δύναμη HV<sub>i</sub> του κάθε συστατικού.

Οι διάφοροι τύποι φυσικού αερίου, όταν καίγονται σε σταθερή πίεση, παράγουν το ίδιο ποσό θερμότητας ανά μονάδα χρόνου, όταν οι λόγοι της θερμογόνου δύναμής τους προς την τετραγωνική ρίζα των σχετικών πυκνοτήτων είναι ίσοι. Αυτός ονομάζεται δείκτης Wobbe και σχετίζεται με την ανώτερη ή την κατώτερη θερμογόνο δύναμη (Καρώνης κ.α., 2014α). Τέλος, τα όρια αναφλεξιμότητας του φυσικού αερίου στον αέρα, κυμαίνονται μεταξύ 4.5 και 15% (Ιδιότητες Φυσικού Αερίου, 2018), δηλαδή η καύση δεν μπορεί να συντηρηθεί όταν η περιεκτικότητα του μίγματος σε αέρα είναι εκτός αυτών των ορίων.

## 2.2 Τρόποι Παραγωγής Φυσικού Αερίου

Όπως προαναφέρθηκε, το φυσικό αέριο, ανάλογα με την πηγή προέλευσής του, εκτός από τους αέριους υδρογονάνθρακες, μπορεί να αποτελείται από μία πληθώρα συστατικών, όπως βαρύτερους υδρογονάνθρακες, νερό, άζωτο, διοξείδιο του άνθρακα, θείο, υδρόθειο, υδράργυρο κ.α. Για να παραχθεί το φυσικό αέριο ως καύσιμο πρέπει να υποστεί επεξεργασία, ώστε να απομακρυνθούν από αυτό οι διάφορες προσμίξεις, με σκοπό να πληρούνται τα απαραίτητα ποιοτικά κριτήρια, αλλά και να ανακτηθούν ορισμένα παραπροϊόντα. Η επεξεργασία του φυσικού αερίου μπορεί να γίνει είτε στο φρέαρ είτε σε κάποια κεντρική εγκατάσταση.



Σε συγκεκριμένες περιπτώσεις, απαιτείται η επεξεργασία του φυσικού αερίου στο φρέαρ, διότι ειδάλως κρίνεται επικίνδυνη η μεταφορά του μέσω αγωγού στις κεντρικές εγκαταστάσεις. Στο φρέαρ εκτελείται ο διαχωρισμός των υγρών με ψύξη του μίγματος, καθώς και ο διαχωρισμός των συμπυκνωμάτων (Καρώνης κ.α., 2014β). Σε αυτό το στάδιο, απομακρύνονται οι υδρίτες, οι οποίοι όπως αναφέρθηκε στην ανωτέρω ενότητα, προκαλούν προβλήματα στη μεταφορά του μίγματος μέσω αγωγών. Ακόμη, μπορεί να προστεθεί γλυκόλη στο αέριο μίγμα για την αποφυγή δημιουργίας υδριτών κατά την ψύξη. Στη συνέχεια, το μίγμα ψύχεται περίπου στους  $-18^{\circ}\text{C}$  (Καρώνης κ.α., 2014β) και το διαφασικό πλέον μίγμα διέρχεται από έναν διαχωριστή. Από εκεί το αέριο μίγμα οδηγείται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας όπου θερμαίνεται και θερμαίνεται περαιτέρω σ' έναν θερμαντήρα από όπου και οδηγείται για μεταφορά μέσω αγωγού. Για τα μίγματα που περιέχουν όξινα αέρια, προστίθεται διαλύτης προσρόφησης θείου ή αναστολείς διάβρωσης. Εάν κριθεί απαραίτητο, το διαχωρισμένο συμπύκνωμα μπορεί να υποστεί περαιτέρω επεξεργασία, όπως διαχωρισμός φάσεων, σταθεροποίηση, απογύμνωση (Καρώνης κ.α., 2014β). Εάν υπάρχει δυνατότητα διαχωρισμού μεγάλων ποσοτήτων νερού ή πρόσθεσης σημαντικών ποσοτήτων υγρών, όπως αναστολείς διάβρωσης και πρόσθετα διάλυσης θείου, μπορεί να απελευθερωθεί υδρόθειο κατά τη διάρκεια ελάττωσης της πίεσης και της μεταφοράς των υγρών (Καρώνης κ.α., 2014β). Η απομάκρυνση του υγρού σε υψηλή πίεση ή με επανασυμπίεση του εκτονωθέντος αερίου έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση των εκπομπών. Όταν δεν υπάρχουν πλέον άλλοι συμπυκνώσιμοι υδρογονάνθρακες και το αέριο είναι αφυδατωμένο σε ένα σημείο δρόσου ίσο ή μικρότερο από το σημείο δρόσου που καθορίζεται για τη μεταφορά μέσω αγωγού (Καρώνης κ.α., 2014β).

Σε φρέατα που το φυσικό αέριο δεν περιέχει όξινα συστατικά και μπορεί να τροφοδοτηθεί απευθείας στον αγωγό, η επεξεργασία του όξινου αερίου γίνεται σε κεντρικές εγκαταστάσεις. Σε περίπτωση που η πίεση στο φρέαρ είναι χαμηλή, τοποθετούνται συμπιεστές είτε στα ανάντη των δικτύων ή στις εγκαταστάσεις επεξεργασίας (Καρώνης κ.α., 2014β). Για τα υγρά αέρια, πρέπει να μειωθούν τα σημεία δρόσου των υδρογονανθράκων και του νερού, διότι μετά την έγχυση των αναστολέων σχηματισμού υδριτών, οι υδρατμοί και οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες συμπυκνώνονται με μείωση της θερμοκρασίας. Επίσης, η ανάκτηση του θείου και ο διαχωρισμός του αζώτου και του διοξειδίου του άνθρακα ή του ηλίου πραγματοποιούνται σε κεντρικές εγκαταστάσεις, όπως και η υγροποίηση του φυσικού αερίου για την ανάκτηση του LPG και την απομάκρυνση



βαρύτερων υδρογονανθράκων. Συγκεκριμένα, οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες συμπυκνώνονται, λόγω της χαμηλής πίεσης στα κατάντη του συστήματος αγωγών με τη διαδικασία της ανάδρομης συμπύκνωσης, όπως αναφέρθηκε στην ανωτέρω ενότητα. Για την αφαίρεσή τους, χρησιμοποιούνται διαδικασίες προσρόφησης (Καρώνης κ.α., 2014β). Αντίστοιχες διαδικασίες εφαρμόζονται και για την απομάκρυνση υδραργύρου, ενώ για την προσρόφηση του θείου μπορεί να χρησιμοποιηθεί και ενεργός άνθρακας (Καρώνης κ.α., 2014β).

### 2.3 Τεχνολογία υγροποίησης και αποθήκευσης φυσικού αερίου

Για τη μεταφορά του φυσικού αερίου είναι απαραίτητη η υγροποίησή του. Η υγροποίηση μπορεί να επιτευχθεί είτε με μείωση της θερμοκρασίας είτε με αύξηση της πίεσης. Στην προκειμένη περίπτωση κρίνεται οικονομικά συμφέρουσα η ψύξη του φυσικού αερίου. Για να υγροποιηθεί, όμως, το φυσικό αέριο πρέπει η θερμοκρασία του να μειωθεί στους  $-163^{\circ}\text{C}$ . Η ψύξη του φυσικού αερίου γίνεται είτε με την έλευσή του από συστοιχίες ψυκτικών μονάδων σε σειρά είτε με μίγμα ψυκτικών υγρών ή με συνδυασμό και των δύο μεθόδων.

#### 2.3.1 *Διεργασίες ψύξης σε σειρά*

Η αρχική διεργασία ψύξης σε σειρά, περιλάμβανε την έλευση του φυσικού αερίου από συστοιχίες ψυκτικών μονάδων. Κάθε ψυκτικό μέσο χρησιμοποιείται σε ξεχωριστό κλειστό κύκλο που παρέχει ψύξη σε συγκεκριμένες θερμοκρασιακές περιοχές. Ως ψυκτικά μέσα, χρησιμοποιούνται το μεθάνιο, το προπάνιο και το αιθυλένιο. Σε αυτές τις ψυκτικές μονάδες, μειώνεται η θερμοκρασία του φυσικού αερίου κατά τρία επίπεδα, ενώ ταυτόχρονα το φυσικό αέριο συμπιέζεται. Έτσι, διαμορφώνεται μία ακολουθία από εννέα βαθμίδες. Κάθε ένα από τα επίπεδα θερμοκρασίας αντιστοιχεί σε προκαθορισμένη ελάττωση πίεσης. Αυτό γίνεται για την απομάκρυνση της θερμότητας, η οποία «αφαιρείται» από το φυσικό αέριο. Η θερμότητα απορρίπτεται είτε στον αέρα είτε στο νερό. Οι διεργασίες ψύξης σε σειρά επέτρεψαν τη χρήση ψυκτικών μέσων σε περιόδους που δεν είχαν αναπτυχθεί επαρκώς οι θερμοδυναμικοί κύκλοι, ενώ οι διεργασίες ψύξης του φυσικού αερίου έγιναν αποδοτικές με την αύξηση των ψυκτικών μέσων που χρησιμοποιούνταν, καθώς και με την αύξηση των βαθμίδων εξάτμισης του ψυκτικού μέσου. Βέβαια, κάθε ψυκτικό μέσο, απαιτεί συμπιεστή, δοχεία αποθήκευσης και εναλλάκτες θερμότητας, αλλά και τα απαιτούμενα συστήματα ελέγχου και τις κατάλληλες σωληνώσεις.



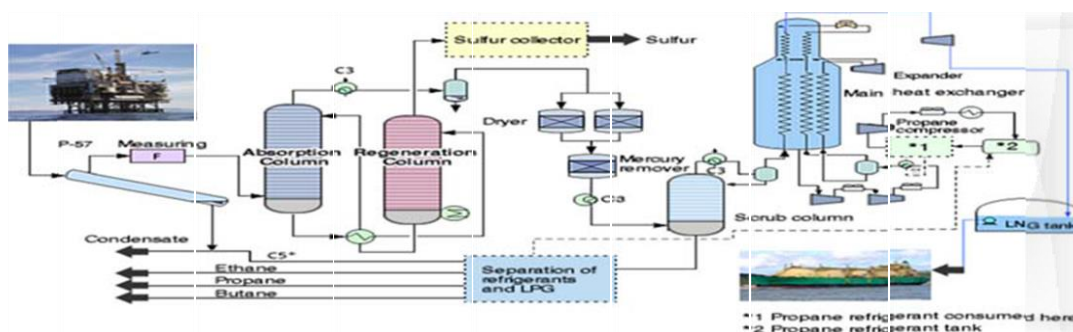


### 2.3.2 Διεργασίες ψύξης με μίγμα ψυκτικών μέσων

Η διεργασία ψύξης σε σειρά αποτελεί μία σύνθετη διαδικασία υγροποίησης του φυσικού αερίου. Τη λύση στο πρόβλημα της συνθετότητας της εν λόγω διεργασίας, ήρθε να δώσει η διεργασία υγροποίησης του φυσικού αερίου με μίγμα ψυκτικών υγρών. Με την εξέλιξη της τεχνολογίας, κατέστη δυνατή η χρήση συνδυασμού ψυκτικών υγρών σε έναν ψυκτικό κύκλο. Σε αυτού του είδους τις διεργασίες χρησιμοποιείται συνδυασμός ψυκτικών μέσων, όπως μεθάνιο, αιθάνιο, προπάνιο, βουτάνιο και άζωτο σε αναλογίες τέτοιες ώστε το φυσικό αέριο να ψύχεται και να υγροποιείται. Στη συνέχεια, το μίγμα ψυκτικών συμπυκνώνεται κατά ένα μέρος με αέρα ή νερό και το υπολειπόμενο ψύχεται και συμπυκνώνεται σε ανυψωμένη πίεση, σε αντίθεση με την εξαμιζόμενη υγρή φάση του μίγματος ψυκτικών μέσων, καθένα από τα οποία εκτονώνεται σε πολύ χαμηλή πίεση και θερμοκρασία. Η διεργασία ψύξης με μίγμα ψυκτικών, παρά το γεγονός ότι αποδίδει σε πολλές περιπτώσεις και αποτελεί μία απλοποίηση της ψύξης σε σειρά, δεν είναι θερμοδυναμικά αποδοτική και συνεπώς αποτελεί μία ακριβή διαδικασία.

### 2.3.3 Διεργασίες ψύξης με μίγμα ψυκτικών μέσων και προκαταρκτική ψύξη

Η ψύξη με προκαταρκτική ψύξη και στη συνέχεια με μίγμα ψυκτικών μέσων, ξεκινά με έναν κύκλο ψύξης του φυσικού αερίου με προπάνιο σε σειρά και στη συνέχεια το φυσικό αέριο ψύχεται με μίγμα ψυκτικών μέσων. Συνεπώς, έχουμε συνδυασμό των μεθόδων που αναφέρθηκαν στις δύο ανωτέρω παραγράφους. Σκοπός αυτής της σύνθετης διεργασίας είναι η ελαχιστοποίηση των μειονεκτημάτων των δύο προηγούμενων μεθόδων. Η διαδικασία γίνεται πιο απλή και περισσότερο αποδοτική.



Σχήμα 2.2 Διαδικασία υγροποίησης φυσικού αερίου. Πηγή: Πεντίδης Β., Ντινόκας Δ., (2013). Μηχανές Δίχρονες, Τετράχρονες Διπλής Καύσεως Φυσικού Αερίου – Πετρελαίου, Διπλωματική Εργασία, Ακαδημία Εμπορικού Ναυτικού.

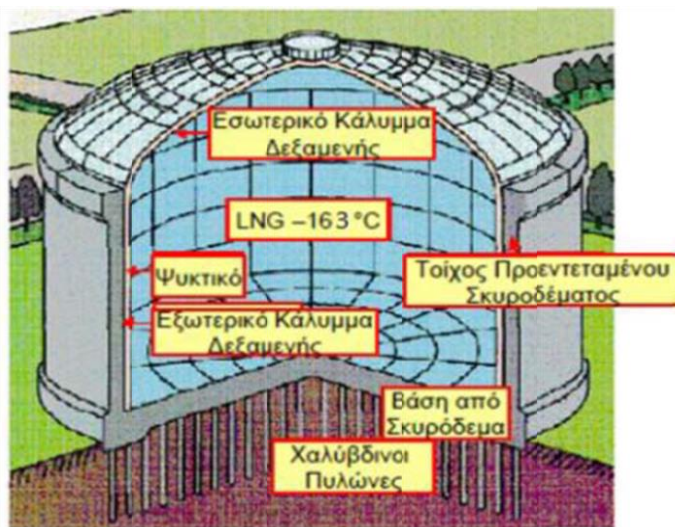




Ο κύκλος ψύξης με προπάνιο σε σειρά αφενός ψύχει το φυσικό αέριο και αφετέρου λειτουργεί ως ενδιάμεσο ψυκτικό για την απόρριψη θερμότητας κατά τη διαδικασία ψύξης με μίγμα ψυκτικών μέσων. Στο Σχήμα 2.2 φαίνεται διαγραμματικά, η διαδικασία υγροποίησης του φυσικού αερίου.

#### 2.3.4 Αποθήκευση φυσικού αερίου

Οι δεξαμενές αποθήκευσης υγροποιημένου φυσικού αερίου εξωτερικά φέρουν οπλισμένο σκυρόδεμα με περίβλημα από ανοξείδωτο χάλυβα, καθώς και διπλή επένδυση με μονωτικά υλικά, τα οποία τοποθετούνται ανάμεσα στα εσωτερικά και τα εξωτερικά τοιχώματα. Επίσης, είτε κατασκευάζονται αναχώματα γύρω από τη δεξαμενή είτε η δεξαμενή τοποθετείται μέσα στο έδαφος ή ενισχύεται επιπρόσθετα το εξωτερικό περίβλημα της. Η χωρητικότητα των δεξαμενών αυτών κυμαίνεται από 50.000 έως 250.000 κυβικά μέτρα. Μία τέτοια δεξαμενή φαίνεται στο Σχήμα 2.3.



Σχήμα 2.3 Δεξαμενή αποθήκευσης LNG στην ξηρά. Πηγή: Θεοχάρης Α.Λ., (2017). Τεχνική, Περιβαλλοντική και Οικονομική Αξιολόγηση της Δυνατότητας Χρήσης Φυσικού Αερίου σε Τετράχρονα Μηχανές Diesel.

Όσον αφορά στις δεξαμενές των πλοίων LNG, το LNG αποθηκεύεται σε θερμοκρασία μικρότερη ή ίση των  $-160^{\circ}\text{C}$ , αλλά εξαιτίας των διαρροών θερμότητας από το πλοίο, δεν είναι δυνατή η διατήρηση αυτής της θερμοκρασίας, με αποτέλεσμα ένα μέρος του φυσικού αερίου να μεταπίπτει στην αέρια κατάσταση. Έτσι, πολλά πλοία χρησιμοποιούν το boil off gas ως καύσιμο και συνεπώς επιτυγχάνεται τόσο εξοικονόμηση καυσίμου όσο και προστασία της εγκατάστασης από τυχόν διαρροές.



## 2.4 Τρόποι Μεταφοράς του Φυσικού Αερίου με πλοία

Η μεταφορά του φυσικού αερίου γίνεται με επίγειους αγωγούς, με υποθαλάσσιους αγωγούς και με πλοία. Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ενότητα, το LNG, κατά κύριο λόγο, παράγεται με ψύξη του φυσικού αερίου, καθώς η αύξηση της πίεσής του δεν είναι οικονομικά συμφέρουσα.

Η μεταφορά του φυσικού αερίου με πλοία ξεκίνησε συστηματικά από το 1964. Η χωρητικότητα των πλοίων μεταφοράς LNG, από τα 25.000 κυβικά μέτρα το 1964, ανέρχεται σήμερα στα 266.000 κυβικά μέτρα. Τα πλοία μεταφοράς LNG διαθέτουν δεξαμενές, οι οποίες είναι ειδικά κατασκευασμένες, ώστε να μπορούν να δέχονται φορτία σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία. Για τον λόγο αυτόν, είναι κατασκευασμένες από ειδικά κράματα νικελίου και χάλυβα ή ανοξείδωτου χάλυβα, καθώς και κράματα αργιλίου ή αλουμινίου και μαγνησίου (Υγροποιημένο Φυσικό Αέριο, 2018). Τα πιο σύγχρονα πλοία διαθέτουν, κυρίως, δεξαμενές τύπου μεμβράνης, καθώς και σφαιρικού τύπου (Moss Rosenberg Containment System), τα ανώτερα τμήματα των οποίων υπερβαίνουν σε ύψος το κύριο κατάστρωμα.

Οι δεξαμενές τύπου μεμβράνης αποτελούνται από ένα λεπτό τοίχωμα χάλυβα, το οποίο έχει τη δυνατότητα να απορροφά τη θερμότητα που αποβάλλεται από το φυσικό αέριο, καθώς αυτό ψύχεται. Ακολουθεί μία στρώση μόνωσης, μία ακόμη στρώση χάλυβα και άλλη μία στρώση μονωτικού υλικού. Η επιπλέον μόνωση εξασφαλίζει την αποφυγή διαρροής φυσικού αερίου. Το σύστημα αυτό στηρίζεται πάνω στο σκάφος, δηλαδή δεν είναι ανεξάρτητες.

Οι δεξαμενές σφαιρικού τύπου ή τύπου Moss έχουν ειδική μόνωση, συνήθως έχουν μονωτικό αφρό, ο οποίος περιβάλλεται από ένα λεπτό στρώμα αλουμινίου, ώστε να διατηρείται η στεγανότητα της δεξαμενής. Το εν λόγω σύστημα βρίσκεται μέσα σε μία σφαίρα αζώτου και ελέγχεται συνεχώς για ύπαρξη μεθανίου, για να ανακαλυφθεί εγκαίρως μία πιθανή διαρροή. Οι δεξαμενές σφαιρικού τύπου στηρίζονται γύρω από την περιφέρεια του ισημερινού δακτυλίου, ο οποίος υποστηρίζεται σε έναν κυκλικό δακτύλιο που συγκρατεί το βάρος της δεξαμενής κάτω στη δομή του πλοίου (Αργύρης, 2014). Ο δακτύλιος αυτός επιτρέπει στη δεξαμενή να συστέλλεται και να διαστέλλεται, κατά τη



διάρκεια της ψύξης και της ηρεμίας, αντίστοιχα, σχεδόν κατά 2 πόδια (Αργύρης, 2014). Οι δεξαμενές αυτές είναι ανεξάρτητες από το πλοίο για να το προστατεύσουν σε περίπτωση διαρροής. Αυτή τη στιγμή τα περισσότερα πλοία μεταφοράς LNG διαθέτουν τέσσερις δεξαμενές τύπου Moss. Επιπλέον, τα πλοία χωρητικότητας 210.000 έως 266.000 κυβικών μέτρων διαθέτουν και μονάδα υγροποίησης του φυσικού αερίου.

Επιπροσθέτως, υφίστανται ημιμεμβρανοειδείς δεξαμενές, οι οποίες αποτελούν μία παραλλαγή των δεξαμενών τύπου μεμβράνης, οι οποίες όμως, είναι αυτοσυγκρατούμενες και το εξωτερικό τους τοίχωμα πιο λεπτό από των δεξαμενών μεμβράνης (Αργύρης, 2014). Ακόμη, η διατομή τους είναι αρμονική με επίπεδες πλευρές και ορθές γωνίες (Αργύρης, 2014). Τέλος, υπάρχουν οι ακέραιες δεξαμενές, οι οποίες είναι ενσωματωμένες πάνω στο σκάφος και γύρω από το κέλυφός τους υφίσταται ισχυρή μόνωση, ώστε να ελαχιστοποιείται η απώλεια θερμότητας από τις δεξαμενές μεταφοράς LNG, καθώς και για να προστατεύεται το σκάφος από την ψύξη του LNG (Αργύρης, 2014).

## 2.5 Καύση του Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές

Οι κινητήρες φυσικού αερίου, τόσο οι δίχρονοι αργόστροφοι όσο και οι τετράχρονοι μεσόστροφοι κινητήρες, καίνε το φυσικό αέριο, χρησιμοποιώντας τον κύκλο Diesel. Σε αυτή την περίπτωση το φυσικό αέριο διοχετεύεται στον θάλαμο καύσης μέσω άμεσου ψεκασμού από εγχυτήρα ενώ από δεύτερο εγχυτήρα εγχύεται πιλοτική ποσότητα πετρελαίου. Λόγω της υψηλής συμπίεσης του αέρα στην φάση της συμπίεσης, το εγχυόμενο πετρέλαιο διασκορπίζεται σε σταγονίδια, τα οποία ατμοποιούνται και σε κάποιο σημείο εντός του κυλίνδρου λόγω της υψηλής συμπίεσης του αέρα, το μίγμα καυσίμου πετρελαίου και αέρα αυταναφλέγεται δημιουργώντας φλόγα. Στη συνέχεια το εγχυόμενο φυσικό αέριο καίγεται στην φλόγα που έχει δημιουργηθεί από την καύση του πετρελαίου κυρίως από συνθήκες διάχυσης. Επειδή η καύση του φυσικού αερίου γίνεται υπό συνθήκες διάχυσης οι ναυτικοί κινητήρες αυτού του τύπου θεωρείται ότι ακολουθούν τον κύκλο Diesel. Βασικά χαρακτηριστικά αυτής της κατηγορίας ναυτικών κινητήρων διπλού καυσίμου είναι ο μεγάλος βαθμός απόδοσης κοντά στο 50%, οι πολύ χαμηλές διαφυγές μεθανίου διότι το φυσικό αέριο που διοχετεύεται στην φλόγα της καύσης του πετρελαίου καίγεται σχεδόν όλο, οι πολύ χαμηλές εκπομπές SOx, οι οποίες εξαρτώνται μόνο από το ποσοστό θείου της ποσότητας πετρελαίου που χρησιμοποιείται για ανάφλεξη αφού το φυσικό αέριο δεν περιέχει θείου ενώ αντίθετα ο συγκεκριμένος τύπος κινητήρα δεν μπορεί να ικανοποιήσει



απευθείας τα αυστηρότερα όρια εκπομπών NO<sub>x</sub> (Όρια Tier III) που έχει θεσπίσει ο IMO. Ο δεύτερος τρόπος καύσης του φυσικού αερίου, ο οποίος χρησιμοποιείται κυρίως σε δίχρονες ναυτικές μηχανές αυτανάφλεξης, βασίζεται στην προαναμεμειγμένη καύση του καυσίμου μίγματος εντός του κυλίνδρου. Συγκεκριμένα σε αυτή την περίπτωση, το φυσικό αέριο εισάγεται σε χαμηλή πίεση μαζί με αέρα από τις θυρίδες εισαγωγής στην φάση της συμπίεσης και το μίγμα φυσικού αερίου/αέρα συμπιέζεται από το έμβολο καθόλη τη διαδρομή συμπίεσης. Στη συνέχεια, εντός προθαλάμων υπάρχουν εγχυτήρες που ψεκάζουν πιλοτική ποσότητα πετρελαίου, η οποία λόγω της υψηλής συμπίεσης αυταναφλέγεται δημιουργώντας φλόγες εντός των οποίων καίγεται προαναμεμειγμένο μίγμα καυσίμου και αέρα. Επειδή η καύση του φυσικού αερίου βασίζεται κατά κύριο λόγο στην προανάμειξη, έχει επικρατήσει να αναφέρεται στην βιβλιογραφία ότι αυτοί οι κινητήρες ακολουθούν τον κύκλο Otto. Βασικά χαρακτηριστικά των δίχρονων αργόστροφων κινητήρων αυτανάφλεξης φυσικού αερίου/πετρελαίου που ακολουθούν τον κύκλο Otto είναι ότι έχουν βαθμό απόδοσης μικρότερο από τις ναυτικές μηχανές που ακολουθούν τον κύκλο Diesel (περίπου 47%), έχουν μεγαλύτερες διαφυγές μεθανίου και εκπομπές CO και HC σε σχέση με τις μηχανές που ακολουθούν τον κύκλο Diesel, έχουν πολύ χαμηλές εκπομπές SO<sub>x</sub> και έχουν επίσης χαμηλές εκπομπές NO<sub>x</sub> που ικανοποιούν τα πιο αυστηρά όρια του IMO (Tier III). Στον χώρο των τετράχρονων ναυτικών μηχανών έχουν κατασκευαστεί κινητήρες σπινθηρισμού οι οποίοι καίνε φυσικό αέριο και οι οποίοι παρουσιάζουν μεγάλο βαθμό απόδοσης της τάξης του 50%, δεν έχουν εκπομπές SO<sub>x</sub>, έχουν εξαιρετικά χαμηλές έως μηδενικές εκπομπές αιθάλης ενώ αντίθετα έχουν υψηλές εκπομπές CO και HC, έχουν υψηλές διαφυγές μεθανίου και έχουν σημαντικές εκπομπές NO<sub>x</sub>. Ακόμη, στον χώρο των τετράχρονων μηχανών αυτανάφλεξης με φυσικό αέριο έχουν προταθεί άμεσης έγχυσης πετρελαίου με εισαγωγή μίγματος φυσικού αερίου και αέρα και έμμεσης έγχυσης πετρελαίου σε προθάλαμο με εισαγωγή μίγματος φυσικού αερίου/αέρα από τον οχετό εισαγωγής. Στην κατηγορία των τετράχρονων κινητήρων σπινθηρισμού έχουν προταθεί δυο διαφορετικές κατασκευαστικές και λειτουργικές διαμορφώσεις: Κινητήρες όπου το φυσικό αέριο ψεκάζεται στον οχετό εισαγωγής και εισέρχεται μαζί με τον αέρα εντός του θαλάμου καύσης και η ανάφλεξη του καυσίμου μίγματος φυσικού αερίου/αέρα γίνεται από σπινθηριστή και κινητήρες με προθάλαμο όπου το φυσικό αέριο προσάγεται στον προθάλαμο και αναφλέγεται από τον σπινθηριστή που είναι τοποθετημένος στον προθάλαμο, ενώ η φλόγα και τα καυσαέρια περνούν έπειτα στον κυρίως θάλαμο καύσης



όπου γίνεται η εκτόνωση των καυσαερίων επάνω στο έμβολο προς παραγωγή ωφέλιμου μηχανικού έργου.

### 2.5.1 Καύση του Φυσικού Αερίου σε Δίχρονες Αργόστροφες Ναυτικές Μηχανές

Κάθε κύκλος λειτουργίας μιας δίχρονης μηχανής κύκλου Diesel αποτελείται από δύο διαδρομές του εμβόλου του και ένα κύκλος ολοκληρώνεται ταυτόχρονα με μία πλήρη περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα. Κατά τον πρώτο χρόνο και ενώ το έμβολο βρίσκεται στο Α.Ν.Σ., ξεκινά η καύση του μίγματος φυσικού αερίου – diesel – αέρα και έτσι, το έμβολο κινείται προς το Κ.Ν.Σ., αυξάνοντας την πίεση των αερίων. Στη συνέχεια, ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής και ξεκινά η εκτόνωση των καυσαερίων. Πριν ακόμη κλείσουν οι βαλβίδες εξαγωγής, ανοίγουν οι βαλβίδες εισαγωγής και εισέρχεται αέρας υπό πίεση στο έμβολο, ο οποίος σπρώχνει τα καυσαέρια προς τις βαλβίδες εξαγωγής, έως ότου το έμβολο φτάσει στο Κ.Ν.Σ.

Κατά τον δεύτερο χρόνο, καθώς το έμβολο κατευθύνεται από το Κ.Ν.Σ. προς το Α.Ν.Σ., κλείνουν οι βαλβίδες εξαγωγής και λίγο αργότερα κλείνουν και οι βαλβίδες εισαγωγής για να ξεκινήσει η συμπίεση του αέρα. Λίγο πριν το έμβολο φτάσει στο Α.Ν.Σ., γίνεται η έγχυση ενός μίγματος diesel – αέρα και αμέσως μετά γίνεται η έγχυση του φυσικού αερίου. Η αυξημένη πίεση μέσα στον κύλινδρο, δημιουργεί θερμοκρασίες, οι οποίες οδηγούν στην αυτανάφλεξη του μίγματος diesel – αέρα και συνεπώς, στην καύση του φυσικού αερίου. Στο τέλος του δεύτερου χρόνου, το έμβολο φτάνει στο Α.Ν.Σ. και ολοκληρώνεται ένας πλήρης κύκλος λειτουργίας της μηχανής.

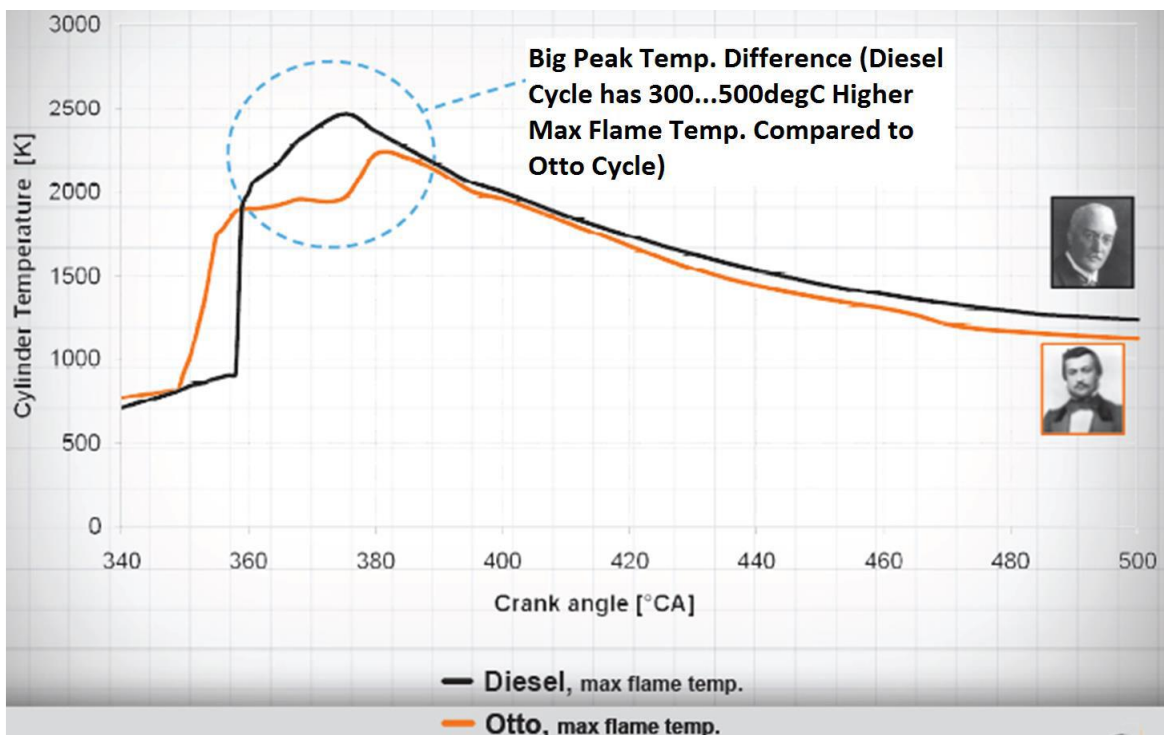
Τη δεδομένη χρονική στιγμή, υφίστανται δύο τύποι δίχρονων αργόστροφων ναυτικών μηχανών στην αγορά. Είναι και οι δύο CI κινητήρες, αλλά οι μεν λειτουργούν σε κύκλο Diesel και οι δε σε κύκλο Otto. Στον κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σύμφωνα με τον κύκλο Diesel, η καύση του φυσικού αερίου – diesel γίνεται με ελεγχόμενη διάχυση του καυσίμου, όπως ακριβώς συμβαίνει και στις συμβατικές μηχανές diesel, (Paragiannakis et al., 2017). Συγκεκριμένα, στις μηχανές διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Diesel, μία μικρή ποσότητα πετρελαίου σε αναλογία 3% m/m, εγχέεται στον θάλαμο καύσης πριν την έγχυση του φυσικού αερίου λίγο πριν το έμβολο φτάσει στο Α.Ν.Σ. Οι συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, προκαλούν την αυτανάφλεξη του υγρού καυσίμου (Paragiannakis et al., 2017). Μετά την ανάφλεξη του καυσίμου, δημιουργείται





ένα πύρινο μέτωπο μέσα στον κύλινδρο, το οποίο επεκτείνεται σε όλον τον θάλαμο καύσης, καθώς τροφοδοτείται από την έγχυση και στη συνέχεια από την καύση του φυσικού αερίου, (Paragiannakis et al., 2017). Το φυσικό αέριο όταν εγχέεται έχει πίεση 300barg και θερμοκρασία 45°C, (Paragiannakis et al., 2017).

Οι κινητήρες που λειτουργούν σε κύκλο Otto, βασίζονται στην καύση του φυσικού αερίου με περίσσεια αέρα και ανάφλεξη diesel. Μετά τον καθαρισμό του κυλίνδρου το φυσικό αέριο εγχέεται σε χαμηλή πίεση (<10 bar), ενώ το diesel, το οποίο εγχέεται στον προθάλαμο καύσης πριν το έμβολο φτάσει στο Α.Ν.Σ., έχει αναλογία 1% m/m και αυταναφλέγεται εξαιτίας των συνθηκών υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης, (Paragiannakis et al., 2017).



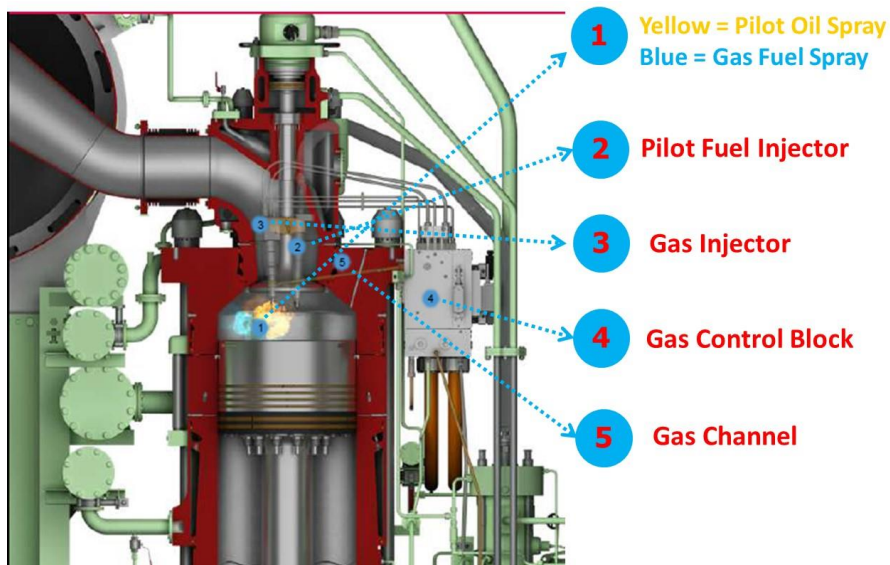
Σχήμα 2.4 Σύγκριση των θερμοκρασιών που αναπτύσσονται εντός κυλίνδρου σε δίχρονα μηχανές που λειτουργούν σε κύκλο Diesel και σε κύκλο Otto. Πηγή: Ζάννης Θ.Κ., (2021). Βασικά Στοιχεία Ναυτικών Μηχανών Πρόωσης και Βοηθητικών Συστημάτων Πλοίων, Διαχείριση και Εξοικονόμηση Ενέργειας στα Πλοία. Σχολή Ναυτικών Δοκίμων, Τομέας Ναυπηγικής & Ναυτικής Μηχανολογίας.

Μία πολύ σημαντική διαφορά μεταξύ των δίχρονων κινητήρων που λειτουργούν σε κύκλο Diesel και αυτών που λειτουργούν σε κύκλο Otto είναι οι θερμοκρασίες που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου. Οι υψηλές θερμοκρασίες, κατά την καύση, έχουν ως αποτέλεσμα τη

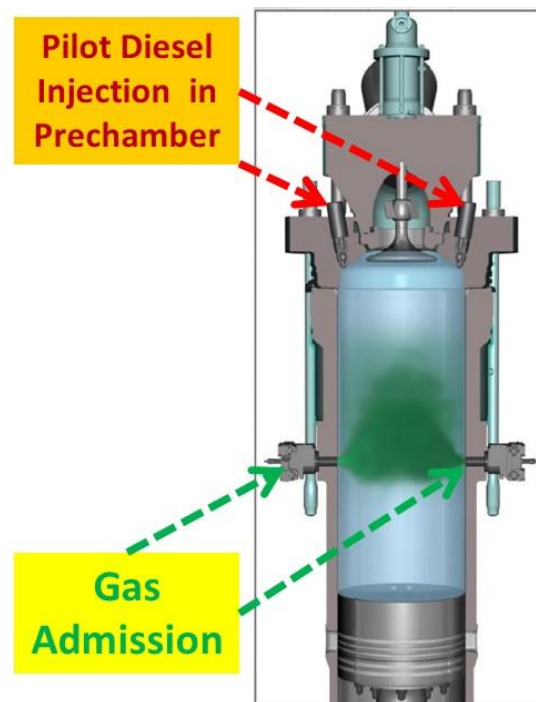


παραγωγή οξειδίων του αζώτου. Στο Σχήμα 2.4, φαίνονται οι μέγιστες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου και για τους δύο τύπους κινητήρων. Παρατηρούμε ότι στις μηχανές που λειτουργούν σε κύκλο Diesel, οι μέγιστες θερμοκρασίες είναι κατά 300 έως 500°C μεγαλύτερες σε σύγκριση με τις αντίστοιχες των μηχανών που λειτουργούν σε κύκλο Otto. Αυτό συμβαίνει διότι το φυσικό αέριο όταν καίγεται, κατά τον κύκλο Otto, παρουσιάζει μεγαλύτερη ομοιογένεια και έτσι αυξάνεται η θερμοκρασία, εντός του κυλίνδρου, από τα πρώιμα στάδια της καύσης (Paragiannakis et al., 2017).

Στους κινητήρες που λειτουργούν σε κύκλο Diesel, κατά τη φάση της εκτόνωσης, οι θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στο εσωτερικό του κυλίνδρου είναι υψηλότερες σε σύγκριση με τις αντίστοιχες θερμοκρασίες στις μηχανές που λειτουργούν σε κύκλο Otto, γεγονός που αποδίδεται στην ελεγχόμενη έγχυση του μίγματος αέρα-καυσίμου (Paragiannakis et al., 2017). Οι υψηλές θερμοκρασίες κατά την καύση και την εκτόνωση, έχουν ως αποτέλεσμα τη μεγαλύτερη ενεργειακή αποδοτικότητα των κινητήρων που λειτουργούν σε κύκλο Diesel σε σχέση με τους αντίστοιχους που λειτουργούν σε κύκλο Otto.



Σχήμα 2.5 Κατασκευαστική διαμόρφωση αργόστροφου ναυτικού κινητήρα φυσικού αερίου/πετρελαίου ο οποίος λειτουργεί με βάση τον κύκλο Diesel. Πηγή: : Kjemtrup N., (2015). Gas 2-stroke marine engine Design and Operation, GCA Seminar Jan 2015.



Σχήμα 2.6 Κατασκευαστική διαμόρφωση του θαλάμου καύσης δίχρονου αργόστροφου ναυτικού κινητήρα φυσικού αερίου/πετρελαίου με αυτανάφλεξη, ο οποίος λειτουργεί με βάση τον κύκλο Otto. Πηγή: Wartsila 2-Stroke Gas, Ship Power, March 2013.

Στα Σχήματα 2.5 και 2.6 φαίνονται η κατασκευαστική διαμόρφωση του θαλάμου καύσης δίχρονου αργόστροφου κινητήρα φυσικού αερίου / πετρελαίου, οι οποίοι λειτουργούν με βάση τους κύκλους Diesel και Otto, αντίστοιχα.

### 2.5.2 Καύση του Φυσικού Αερίου σε Τετράχρονες Μεσόστροφες/Ταχύστροφες Μηχανές

Στο ακόλουθο Σχήμα φαίνονται οι διαθέσιμες τεχνολογίες θαλάμων καύσης τετράχρονων ναυτικών μηχανών φυσικού αερίου, οι οποίες αναλύονται λεπτομερώς στην συνέχεια του κειμένου. Οι τετράχρονες μηχανές χωρίζονται στις ακόλουθες κατηγορίες, ανάλογα με τον δομικό σχεδιασμό των θαλάμων καύσης και των αρχών λειτουργίας τους:

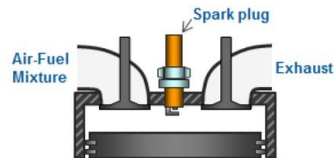
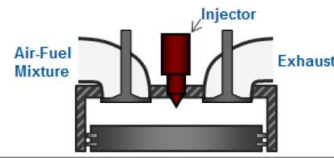
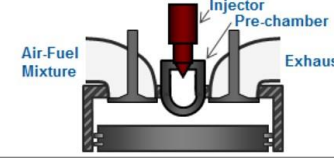
- α. κινητήρες διπλού καυσίμου με ανοιχτό θάλαμο καύσης, οι οποίοι χωρίζονται περαιτέρω σε:
  - i. κινητήρες ανοιχτού θαλάμου με πιλοτική έγχυση καυσίμου (OCMP) και
  - ii. SI κινητήρες φυσικού αερίου με ανοιχτό θάλαμο καύσης (OCSI)
- β. SI κινητήρες φυσικού αερίου





γ. κινητήρες φυσικού αερίου με προθάλαμο και θάλαμο καύσης, οι οποίοι χωρίζονται περαιτέρω σε:

- i. κινητήρες με πιλοτική έγχυση καυσίμου (PCMP) και
- ii. SI κινητήρες (PCSI)

		Combustion Chamber Geometry	
		Open Chamber	Pre-Chamber
Ignition Principle	Spark Ignition	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Most simple solution</li><li>➤ Dominant in engine classes &lt; 6 liters/cyl.</li><li>➤ Challenge: ignition &amp; combustion stability, plug life</li></ul> 	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Stable ignition &amp; combustion</li><li>➤ High efficiency, low NOx</li><li>➤ Dominant in engine classes &gt; 6 liters/cyl.</li><li>➤ Challenge: complex system, plug life</li></ul> 
	Micro Pilot Injection	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Mainly used in dual fuel engines</li><li>➤ Challenge: complex system, combustion stability, low NOx limited</li></ul> 	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Stable ignition &amp; combustion</li><li>➤ High efficiency, lowest NOx</li><li>➤ Long interval for injector exchange</li><li>➤ Limited number of application</li><li>➤ Challenge: most complex system</li></ul> 

Σχήμα 2.7 Κατασκευαστικές διαμορφώσεις θαλάμων καύσης τετράχρονων ναυτικών μηχανών αυτανάφλεξης και σπινθηρισμού με φυσικό αέριο που έχουν προταθεί στη διεθνή βιβλιογραφία. Πηγή: Murakami S. And Baufeld T., “Current Status and Future Strategies of Gas Engine Development”, CIMAC Paper No. 413, CIMAC Congress 2013, Shanghai, China.

Η αρχή λειτουργίας των κινητήρων OCSI βασίζεται στην έγχυση μίγματος φυσικού αερίου-αέρα στον κύλινδρο μέσω των βαλβίδων εισαγωγής, το οποίο αναφλέγεται με τη βοήθεια μπουζί. Ο καθοριστικός παράγοντας βελτιστοποίησης των κινητήρων OCSI έγκειται στον σχεδιασμό της βάσης του εμβόλου και συγκεκριμένα η επίτευξη υψηλού βαθμού στροβιλισμού προς αύξηση των επιπέδων αστάθειας (turbulence), γεγονός το οποίο συνδέεται με άμεση και έμμεση θετική επίδραση στην ταχύτητα της φλόγας (Paragiannakis et al., 2017). Ωστόσο, αυτή η τεχνολογία καύσης, δεν ενδείκνυται για κινητήρες μεγάλου μεγέθους, καθώς σε αυτή την περίπτωση αυξάνεται η διαδρομή που διανύει η φλόγα, το οποίο περιορίζει τη θερμική απόδοση των φρένων (BTE) και επιδεινώνει τα κρουστικά φαινόμενα (Paragiannakis et al., 2017).



Όσον αφορά στην αρχή λειτουργίας των κινητήρων OCMP, βασίζεται στην έγχυση μίγματος φυσικού αερίου-αέρα στον κύλινδρο μέσω των βαλβίδων εισαγωγής, το οποίο καίγεται μετά την έγχυση και ανάφλεξη του πιλοτικού καυσίμου. Σε αυτήν την περίπτωση, παρατηρείται πιο γρήγορη καύση σε σύγκριση με τους κινητήρες OCSI, λόγω της έγχυσης του πετρελαίου, ενώ η συγκεκριμένη τεχνολογία χρησιμοποιείται κατά κύριο λόγο σε τετράχρονα μηχανές διπλού καυσίμου (Paragiannakis et al., 2017).

Στους κινητήρες PCSI, εισάγεται μίγμα φυσικού αερίου-αέρα στον προθάλαμο καύσης κατά τη φάση της συμπίεσης, με την ταυτόχρονη εισαγωγή επιπλέον φυσικού αερίου στον προθάλαμο (Paragiannakis et al., 2017). Έτσι, το μίγμα εμπλουτίζεται με αποτέλεσμα τη δυνατή και σταθερή ανάφλεξη του. Ως εκ τούτου, οι κινητήρες με αυτή την τεχνολογία έχουν τη δυνατότητα να καίνε φτωχά σε φυσικό αέριο μίγματα. Ο καθοριστικός παράγοντας βελτιστοποίησης των κινητήρων PCSI έγκειται στον σχεδιασμό του προθαλάμου, στον σχηματισμό του κατάλληλου μίγματος για την επίτευξη σταθερής καύσης και στη βελτιστοποίηση της βάσης του πιστονιού για την ελεύθερη διάδοση της φλόγας (Paragiannakis et al., 2017). Βέβαια, αυτή η τεχνολογία παρουσιάζει ιδιαίτερη πολυπλοκότητα και απαιτεί προσπάθεια για την επίτευξη της βέλτιστης καύσης. Επίσης, η τεχνολογία απαιτεί την εγκατάσταση προθαλάμου, γεγονός που σημαίνει ότι δεν είναι δυνατή η χρήση της σε μικρές μηχανές, ενώ έχει αυξημένο κόστος.

Σχετικά με τους κινητήρες PCMP, η έγχυση υγρού καυσίμου ουσιαστικά αντικαθιστά το μπουζί στον προθάλαμο καύσης (Paragiannakis et al., 2017). Αυτή η τεχνολογία έχει ως αποτέλεσμα τη βέλτιστη σταθερότητα ανάφλεξης με χαμηλές εκπομπές οξειδίων του αζώτου, υπό την προϋπόθεση ότι η σταθερότητα του υγρού καυσίμου δεν επηρεάζεται από την υψηλή αναλογία του μίγματος αέρα-καυσίμου εντός του προθαλάμου. Αυτό δίνει στη συγκεκριμένη τεχνολογία ένα πλεονέκτημα σε σχέση με την PCSI, η οποία απαιτεί φτωχά μίγματα αέρα-φυσικού αερίου για την επίτευξη χαμηλών εκπομπών οξειδίων του αζώτου, γεγονός που χειροτερεύει τη σταθερότητα της ανάφλεξης (Paragiannakis et al., 2017). Ένα άλλο σημαντικό πλεονέκτημα είναι ότι ο εγχυτήρας πιλοτικού καυσίμου δεν χρειάζεται συντήρηση σε μεγαλύτερο χρονικό διάστημα σε σχέση με το μπουζί (Paragiannakis et al., 2017).

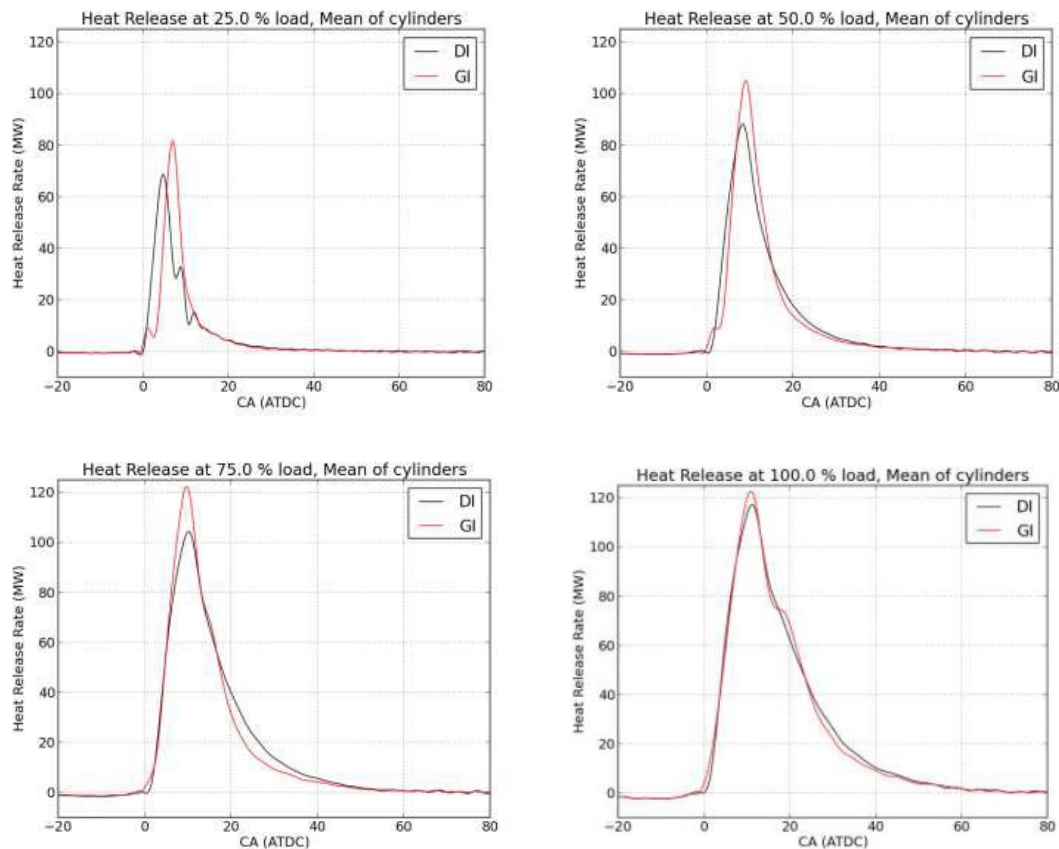


## 2.6 Σύγκριση των Τεχνολογιών Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές με τις Αντίστοιχες Τεχνολογίες Καύσης Πετρελαίου

Οι τεχνολογίες καύσης φυσικού αερίου είναι πανομοιότυπες με τις αντίστοιχες τεχνολογίες καύσης πετρελαίου, Ωστόσο, υφίστανται κάποιες διαφοροποιήσεις λόγω της μη ύπαρξης δυνατότητας αυτανάφλεξης του φυσικού αερίου, με αποτέλεσμα να υφίστανται σημαντικές διαφορές στην εκλυόμενη θερμότητα.

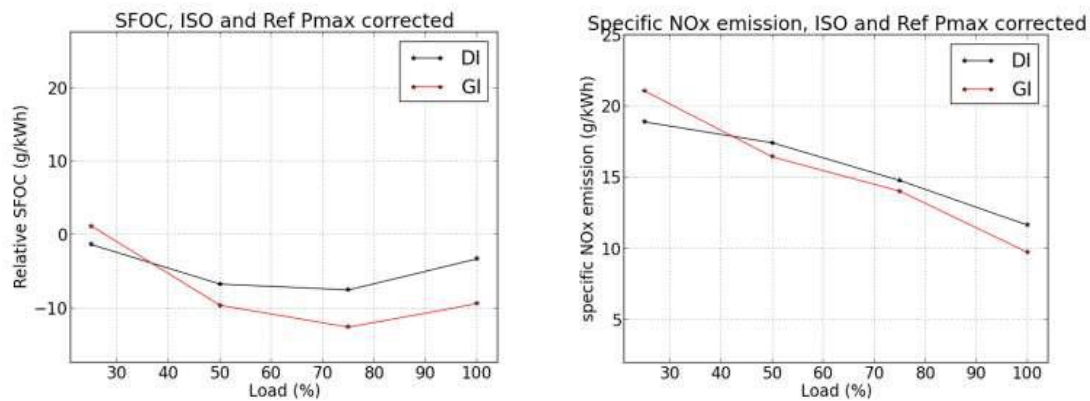
### *2.6.1 Σύγκριση των δίχρονων αργόστροφων συμβατικών κινητήρων με τους δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Diesel*

Στο Σχήμα 2.8 φαίνονται οι ποσότητες της θερμότητας που εκλύονται από μία συμβατική ναυτική μηχανή (DI) και μία μηχανή διπλού καυσίμου σε λειτουργία με φυσικό αέριο (GI). Οι μετρήσεις προέκυψαν από τη μέτρηση της πίεσης εντός του κυλίνδρου των εν λόγω δίχρονων CI κινητήρων σε κύκλο Diesel. Στα διαγράμματα φαίνεται η έκλυση θερμότητας για το 25% (πάνω αριστερά), το 50% (πάνω δεξιά), το 75% (κάτω αριστερά) και το 100% (κάτω δεξιά) του πλήρους φορτίου των δυο αυτών κινητήρων. Όπως φαίνεται, η λειτουργία του κινητήρα με φυσικό αέριο υπό συγκεκριμένες συνθήκες για το 25% και 50% του μέγιστου φορτίου, οδηγεί σε πιο έντονη καύση με αποτέλεσμα η μέγιστη ποσότητα θερμότητας να είναι μεγαλύτερη από αυτή του συμβατικού κινητήρα. Ειδικά στην περίπτωση που το φορτίο της μηχανής είναι στο 50% του μέγιστου φορτίου, παρατηρείται ότι η καύση ξεκινά νωρίτερα στον κινητήρα που λειτουργεί με φυσικό αέριο. Επίσης, από την κατάσταση φορτίου στο 50% και 75%, φαίνεται ότι η καύση φυσικού αερίου σε κύκλο Diesel, υπό συγκεκριμένες προϋποθέσεις, παρουσιάζει πιο έντονη καύση, γεγονός που οδηγεί σε υψηλότερη μέγιστη εκλυόμενη θερμοκρασία και λιγότερο έντονη ελεγχόμενη έγχυση καυσίμου σε σύγκριση με τις συμβατικές ναυτικές μηχανές. Όσον αφορά στην καύση στο μέγιστο φορτίο, δεν φαίνεται να υφίστανται σημαντικές διαφορές στο σημείο ανάφλεξης και για τους δύο κινητήρες. Όπως και στην περίπτωση του φορτίου στο 75% του μέγιστου, παρατηρήθηκε ελαφρώς υψηλότερη μέγιστη εκλυόμενη θερμότητα και λιγότερο έντονη ελεγχόμενη έγχυση καυσίμου για τη λειτουργία με φυσικό αέριο σε σχέση με τον συμβατικό κινητήρα.



Σχήμα 2.8 Σύγκριση των ποσοτήτων εκλυόμενης θερμότητας κατά τη λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα DI και ενός δίχρονου κινητήρα GI που λειτουργούν σε κύκλο Diesel, για φορτία 25%, 50%, 75% και 100% του μέγιστου φορτίου. Πηγή: Kjemtrup, N., (2015). Gas 2-stroke Marine Engine Design and Operation. GCA Seminar.

Κατόπιν των ανωτέρω, η καύση μίγματος αποτελούμενο από 70% m/m φυσικό αέριο και 30% m/m πετρέλαιο εάν συγκριθεί με μία συμβατική μηχανή που καίει 100% πετρέλαιο, κάτω από τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας, προκύπτει ότι σε όλα τα φορτία παρατηρείται εντατικοποίηση της καύσης με τα αποτελέσματα που προαναφέρθηκαν στα χαμηλά φορτία (Paragiannakis et al., 2017). Οι μεταβολές που παρατηρήθηκαν κατά την φάση της καύσης στη μέγιστη εκλυόμενη θερμότητα μεταξύ των κινητήρων φυσικού αερίου και των συμβατικών, μπορούν να αποδοθούν στις μεταβολές της θερμογόνου δύναμης των διαφόρων μιγμάτων φυσικού αερίου-πετρελαίου, καθώς και της ποιότητας του φυσικού αερίου (Paragiannakis et al., 2017).



Σχήμα 2.9 Σύγκριση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (SFOC) και των εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα DI και ενός δίχρονου κινητήρα GI που λειτουργούν σε κύκλο Diesel. Πηγή: Kjemtrup, N., (2015). Gas 2-stroke Marine Engine Design and Operation. GCA Seminar.

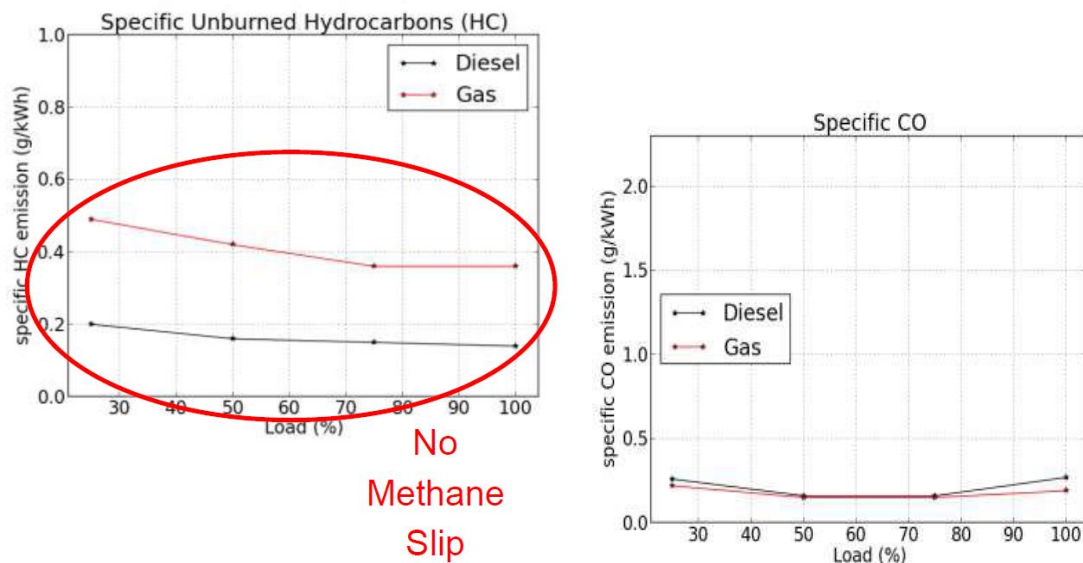
Στο Σχήμα 2.9 φαίνονται διαγραμματικά η ειδική κατανάλωση καυσίμου (SFOC) και οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου για μία δίχρονη συμβατική μηχανή και μία δίχρονη μηχανή που λειτουργεί με μίγμα αποτελούμενο κατά 70% m/m φυσικό αέριο και 30% m/m πετρέλαιο. Και οι δύο κινητήρες είναι CI και λειτουργούν σε κύκλο Diesel. Όσον αφορά στον κινητήρα φυσικού αερίου, παρατηρείται ότι εμφανίζει αισθητά χαμηλότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου σε φορτία 50%, 75% και 100% του μέγιστου φορτίου, σε σχέση με τον συμβατικό κινητήρα. Συνεπώς, υφίσταται σημαντική βελτιστοποίηση της ενεργειακής αποδοτικότητας του κινητήρα φυσικού αερίου, η οποία συνδέεται με τη σύγκριση της εκλυόμενης θερμότητας που προαναφέρθηκε και την εντατικοποίηση της καύσης στον κινητήρα φυσικού αερίου. Συνοψίζοντας, η υψηλή περιεκτικότητα του μίγματος σε φυσικό αέριο, το οποίο καίγεται υπό συγκεκριμένες συνθήκες, όπως η υψηλή ομοιογένεια, έχει ως αποτέλεσμα τη βελτιστοποίηση της απόδοσης του κινητήρα για τους κινητήρες φυσικού αερίου σε σχέση με τους συμβατικούς κινητήρες.

Ακόμη, παρατηρώντας το δεξί διάγραμμα, φαίνεται ότι στα φορτία 50%, 75% και 100% του μέγιστου φορτίου, ο κινητήρας φυσικού αερίου παρουσιάζει χαμηλότερες εκπομπές οξειδίων του αζώτου σε σύγκριση με τον συμβατικό κινητήρα, ενώ για φορτία στο 30% του μέγιστου αυτό αντιστρέφεται. Οι χαμηλότερες εκπομπές οξειδίων του αζώτου στα φορτία 50%, 75% και 100% του μέγιστου, συνδέονται άμεσα με τη λιγότερο έντονη ελεγχόμενη έγχυση καυσίμου κατά την καύση στους κινητήρες φυσικού αερίου (Paragiannakis et al., 2017). Η λιγότερο έντονη ελεγχόμενη έγχυση καυσίμου κατά τα τελευταία στάδια της



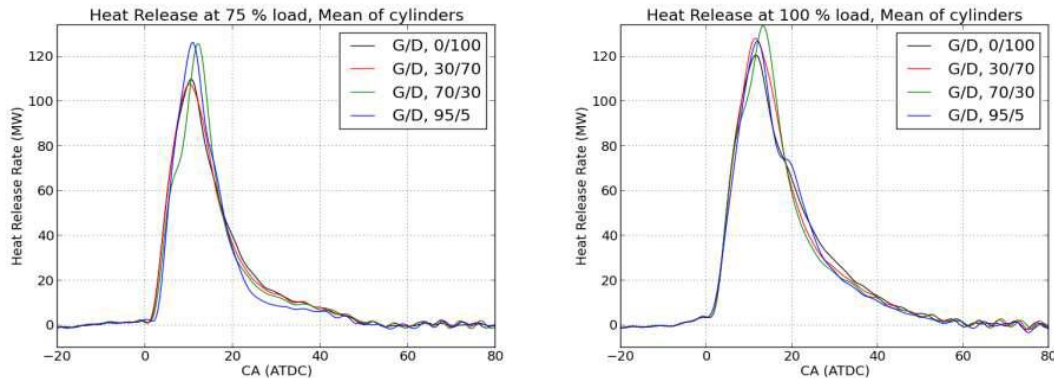


καύσης και της εκτόνωσης έχουν ως συνέπεια την ανάπτυξη χαμηλότερων θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου, γεγονός που οδηγεί σε μειωμένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου στους κινητήρες φυσικού αερίου (Paragiannakis et al., 2017). Παρά τις μειωμένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου, πρέπει να σημειωθεί ότι δεν ήταν αρκετά χαμηλές ώστε να πληρούνται οι προϋποθέσεις για πλεύση εντός των ECA Tier III. Έτσι, στον συγκεκριμένο τύπο κινητήρα διπλού καυσίμου πρέπει να ενσωματωθούν τεχνολογίες EGR ή SCR, ώστε να πληρούνται οι προϋποθέσεις για πλεύση στις ECA Tier III.



Σχήμα 2.10 Σύγκριση εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων και μονοξειδίου του άνθρακα κατά τη λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα DI και ενός δίχρονου κινητήρα GI που λειτουργούν σε κύκλο Diesel. Πηγή: Kjemtrup, N., (2015). Gas 2-stroke Marine Engine Design and Operation. GCA Seminar.

Στο Σχήμα 2.10 φαίνεται διαγραμματικά η σύγκριση των εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων και μονοξειδίου του άνθρακα για δίχρονους CI κινητήρες που λειτουργούν σε κύκλο Diesel, ο μιν είναι συμβατικός κινητήρας πετρελαίου και ο δε κινητήρας διπλού καυσίμου που λειτουργεί με μίγμα αποτελούμενο κατά 70% m/m από φυσικό αέριο και 30% m/m πετρέλαιο. Ο κινητήρας φυσικού αερίου παρουσιάζει σημαντική αύξηση των εκπεμπόμενων άκαυστων υδρογονανθράκων σε σχέση με τον συμβατικό κινητήρα, σε όλα τα φορτία. Αυτό μπορεί να αποδοθεί στο υψηλό σε περιεκτικότητα φυσικού αερίου μίγμα καυσίμου (Paragiannakis et al., 2017). Ωστόσο, στους κινητήρες διπλού καυσίμου, δεν υφίσταται το φαινόμενο ολίσθησης του μεθανίου, ενώ δεν παρατηρούνται σημαντικές μεταβολές στην έκλυση μονοξειδίου του άνθρακα σε σχέση με τους συμβατικούς κινητήρες.



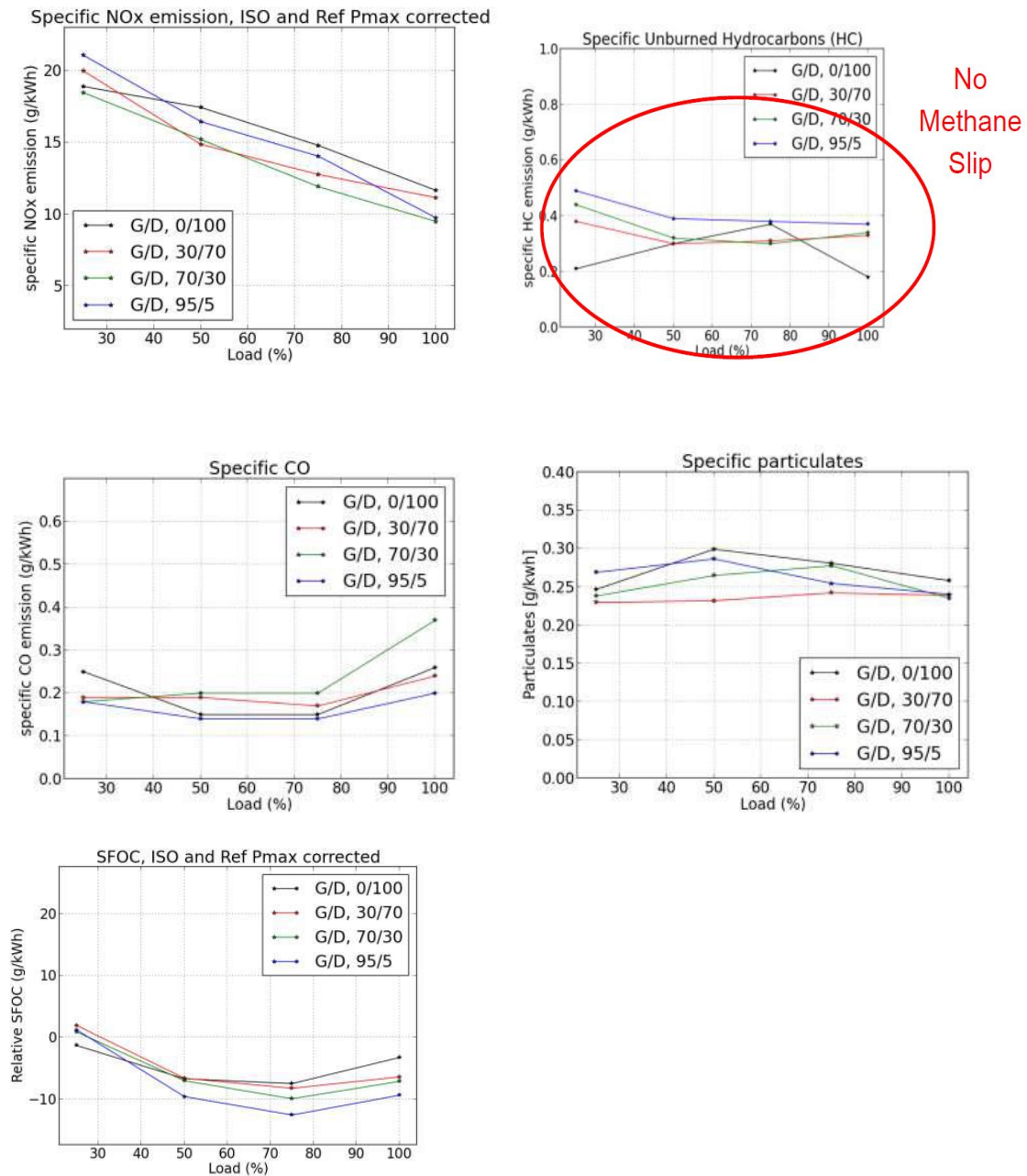
Σχήμα 2.11 Σύγκριση των ποσών θερμότητας που εκλύονται από δίχρονο κινητήρα διπλού καυσίμου φυσικού αερίου για αναλογίες μίγματος φυσικού αερίου-πετρελαίου 0-100, 30-70, 70-30 και 95-5, ο οποίος λειτουργεί σε κύκλο Diesel στο 75% και 100% του μέγιστου φορτίου. Πηγή: Kjemtrup, N., (2015). Gas 2-stroke Marine Engine Design and Operation. GCA Seminar.

Σε έτερη πειραματική διαδικασία, η οποία έλαβε χώρα σε δίχρονους CI κινητήρες διπλού καυσίμου σε φορτία 25%, 50%, 75% και 100% του μέγιστου φορτίου, χρησιμοποιώντας τέσσερις διαφορετικές αναλογίες στο μίγμα φυσικού αερίου-πετρελαίου: 0-100, 30-70, 70-30 και 95/5. Στο Σχήμα 2.11 φαίνονται τα ποσά θερμότητας που εκλύονται από τον κινητήρα φυσικού αερίου, για το εκάστοτε μίγμα φυσικού αερίου-πετρελαίου, για το 75% και 100% του μέγιστου φορτίου. Παρατηρώντας τα διαγράμματα, διακρίνεται ότι η αύξηση του φυσικού αερίου στο μίγμα έχει ως συνέπεια την περισσότερο έντονη προβλεπόμενη καύση και λιγότερο έντονη την ελεγχόμενη καύση (Kjemtrup, 2015). Άρα, καθώς αυξάνεται η ποσότητα του φυσικού αερίου στο μίγμα έναντι του πετρελαίου, η καύση γίνεται πιο έντονη με μεγαλύτερα ποσά εκλυόμενης θερμότητας, ενώ καθυστερεί ελαφρώς η έναρξη της καύσης. Αντιθέτως, η λιγότερο έντονη ελεγχόμενη καύση, έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση των θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου κατά την εκτόνωση και συνεπώς τα καυσαέρια εμφανίζουν χαμηλότερες τιμές θερμοκρασίας (Kjemtrup, 2015).

Στο Σχήμα 2.12 φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα που προέκυψαν από τον ανωτέρω κινητήρα σχετικά με τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, άκαυστων υδρογονανθράκων, μονοξειδίου του άνθρακα, αιωρούμενων σωματιδίων και σχετικά με την ειδική κατανάλωση καυσίμου.



Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”



Σχήμα 2.12 Σύγκριση εκπομπών οξειδίων του αζώτου, άκαυστων υδρογονανθράκων, μονοξειδίου του άνθρακα, αιωρούμενων σωματιδίων και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για ένα δίχρονο CI κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Diesel, για αναλογίες του μίγματος φυσικού αερίου-πετρελαίου 0-100, 30-70, 70-30 και 95-5. Πηγή: Kjemtrup, N., (2015). Gas 2-stroke Marine Engine Design and Operation. GCA Seminar.

Η αύξηση του φυσικού αερίου στο μίγμα φυσικό αέριο-πετρέλαιο έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου για φορτία μεγαλύτερα του 50% του μέγιστου φορτίου, με τη μεγαλύτερη μείωση παρατηρείται για την αναλογία 70-30. Αυτό μπορεί να αποδοθεί στη λιγότερο έντονη ελεγχόμενη καύση, η οποία ευθύνεται για τη μειωμένη





θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου κατά την εκτόνωση (Kjemtrup, 2015). Ωστόσο, παρά τις μειωμένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου καθώς αυξάνεται η ποσότητα του φυσικού αερίου στο μίγμα, αυτή η μείωση δεν είναι αρκετή ώστε να πληρούνται οι προϋποθέσεις για την πλεύση στις ECA Tier III, (Kjemtrup, 2015) και συνεπώς απαιτείται η ενσωμάτωση και άλλων τεχνολογιών για την επίτευξη των ελάχιστων εκπομπών οξειδίων του αζώτου.

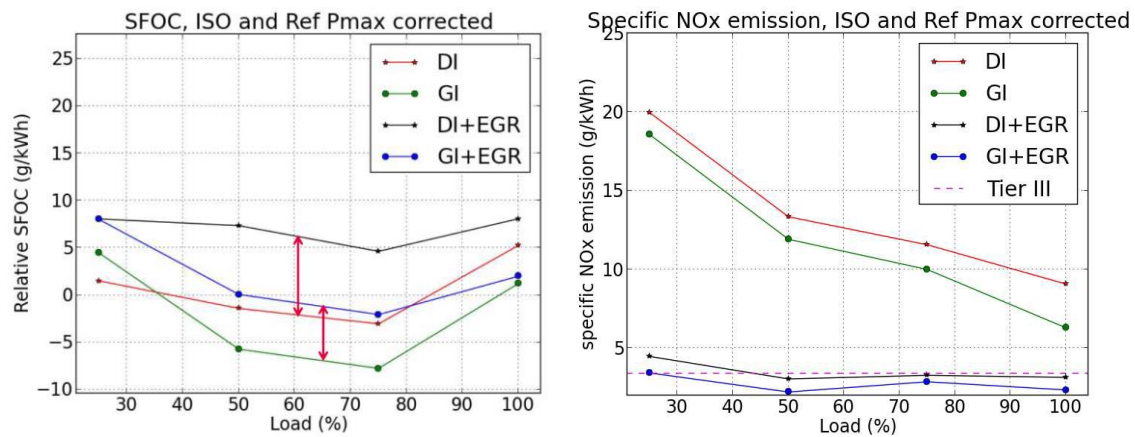
Επιπροσθέτως, η αύξηση της αναλογίας του μίγματος σε φυσικό αέριο, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων σε σύγκριση με μία συμβατική ναυτική μηχανή για όλα τα φορτία που εξετάστηκαν. Αυτά αποδίδεται στην εντατικοποίηση της καύσης όταν το μίγμα καίγεται ομοιογενώς (Papagiannakis et al., 2017). Παρά την αύξηση των εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων, δεν παρατηρήθηκε το φαινόμενο της ολίσθησης μεθανίου, (Kjemtrup, 2015). Όσον αφορά στις εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα, παρατηρήθηκαν υψηλότερες εκπομπές για τις αναλογίες 30-70 και 70-30 σε σύγκριση με τον συμβατικό κινητήρα, για φορτία μεγαλύτερα του 50% του μέγιστου φορτίου, γεγονός που αποδίδεται στην εντατικοποίηση της καύσης (Kjemtrup, 2015). Παραδόξως, για την αναλογία 95-5, δεν παρατηρήθηκε ιδιαίτερη μεταβολή στις εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα σε σχέση με τον συμβατικό κινητήρα.

Όταν ο κινητήρας λειτουργεί με οποιοδήποτε από τα τρία μίγματα που περιέχουν φυσικό αέριο, παρατηρείται αισθητή μείωση των εκπομπών αιωρούμενων σωματιδίων, για φορτία μεγαλύτερα του 50% του μέγιστου φορτίου, με τις χαμηλότερες τιμές να παρατηρούνται για την αναλογία 30-70. Η μείωση των εκπομπών αιωρούμενων σωματιδίων κατά τη λειτουργία του κινητήρα με φυσικό αέριο σε σχέση με τη λειτουργία του αποκλειστικά με πετρέλαιο, οφείλεται στη λιγότερο έντονη ελεγχόμενη καύση (Kjemtrup, 2015). Ακόμη, παρατηρείται αισθητή μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά τη λειτουργία του κινητήρα με φυσικό αέριο σε σύγκριση με τον συμβατικό κινητήρα πετρελαίου, για φορτία μεγαλύτερα του 50% του μέγιστου φορτίου, γεγονός που συνδέεται με την καύση ομοιογενούς μίγματος.

Τόσο κατά τη λειτουργία με φυσικό αέριο όσο και με πετρέλαιο, παρατηρήθηκαν ομοιότητες στην πυκνότητα ισχύος, στη θερμοκρασία καυσαερίων, στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, στην απόκριση του κινητήρα, στη λίπανση του κινητήρα, στην ασφάλεια σχετικά με την εμφάνιση κρουστικών φαινομένων, ενώ κατά τη λειτουργία του



κινητήρα με φυσικό αέριο, υπήρξε ευαισθησία στην ποιότητα και τη σύσταση του φυσικού αερίου (Kjemtrup, 2015).



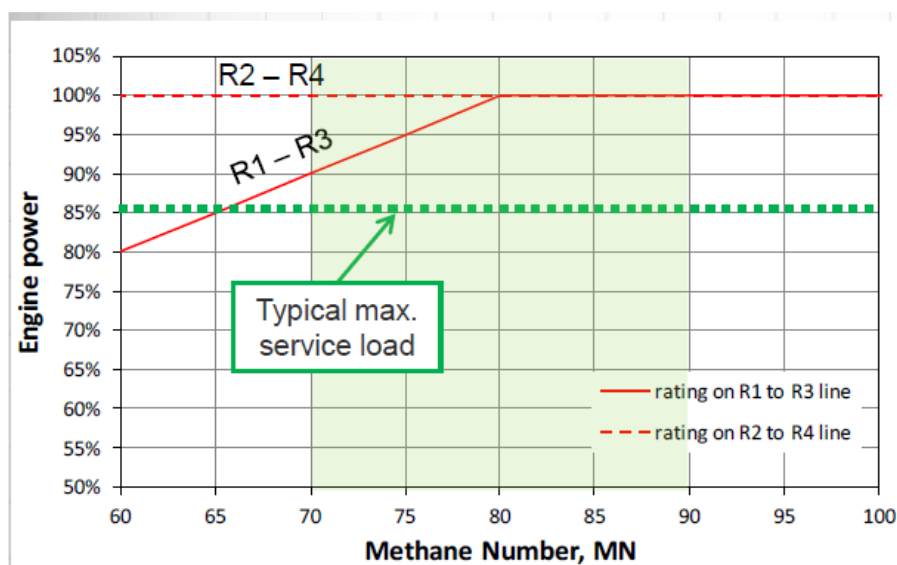
Σχήμα 2.13 Πειραματικά δεδομένα για ειδική κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του φορτίου για τέσσερις διαφορετικούς τύπους λειτουργίας ενός δίχρονου CI κινητήρα που λειτουργεί σε κύκλο Diesel, DI, GI, DI + EGR, GI + EGR. Πηγή: Kjemtrup, N., (2015). Gas 2-stroke Marine Engine Design and Operation. GCA Seminar.

Σε έτερη πειραματική διαδικασία, εξετάστηκαν η ειδική κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου για τέσσερις διαφορετικούς τύπους λειτουργίας ενός δίχρονου CI κινητήρα που λειτουργεί σε κύκλο Diesel. Εξετάστηκε η λειτουργία του κινητήρα ως συμβατικού κινητήρα πετρελαίου, ως κινητήρα φυσικού αερίου, ως κινητήρα πετρελαίου με σύστημα επανακυκλοφορίας καυσαερίων και ως κινητήρα φυσικού αερίου με σύστημα επανακυκλοφορίας καυσαερίων, με σκοπό τη μείωση των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου, ώστε να πληρούνται οι προϋποθέσεις για πλεύση στις ECA Tier III. Παρατηρώντας τα διαγράμματα του Σχήματος 2.13, φαίνεται ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώνεται αισθητά με την προσθήκη συστήματος επανακυκλοφορίας καυσαερίων και στον συμβατικό κινητήρα και στον κινητήρα φυσικού αερίου. Η ενσωμάτωση συστήματος επανακυκλοφορίας καυσαερίων τόσο στον συμβατικό όσο και στον κινητήρα φυσικού αερίου μειώνει ουσιαστικά τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου και τις καθιστά συμβατές με τις ECA Tier III (Kjemtrup, 2015).

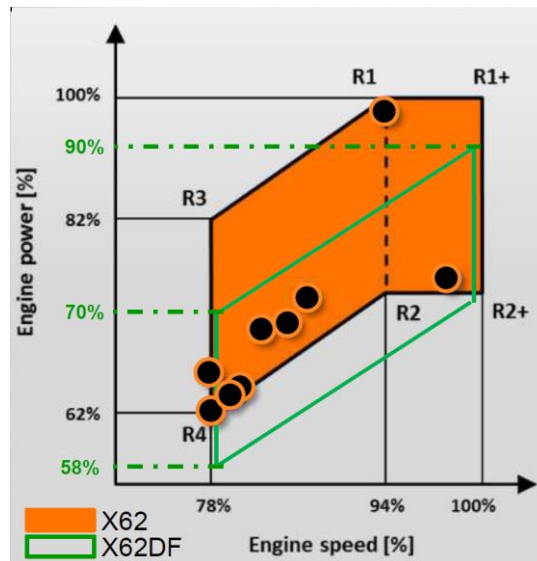


## 2.6.2 Σύγκριση των δίχρονων αργόστροφων συμβατικών κινητήρων με τους δίχρονους κινητήρες διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Otto

Αφού, λοιπόν εξετάστηκε η λειτουργία των δίχρονων κινητήρων που λειτουργούν σε κύκλο Diesel, έπρεπε να εξεταστεί και η λειτουργία των αντίστοιχων κινητήρων που λειτουργούν σε κύκλο Otto. Στο Σχήμα 2.14, φαίνεται η επίδραση του MN στη λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρα που λειτουργία σε κύκλο Otto. Από το εν λόγω σχήμα, φαίνεται ότι η μέγιστη ισχύς του κινητήρα περιορίζεται από την αύξηση του MN, καθώς η μέγιστη ισχύς πλησιάζει στην γραμμή R1-R3. Αντιθέτως, δεν φαίνεται να υφίσταται το ίδιο φαινόμενο για τη μέγιστη ισχύ του κινητήρα όταν αυτή πλησιάζει την γραμμή R2-R4. Το MN του LNG κυμαίνεται μεταξύ 70 και 90, ενώ φυσικό αέριο με MN χαμηλότερο από 70, καίγεται σε δίχρονους κινητήρες που λειτουργούν σε κύκλο Otto, μειώνοντας την ισχύ εξόδου (Ott, 2015). Πάντως, η περιοχή λειτουργίας των δίχρονων αργόστροφων μηχανών κυμαίνεται κάτω από το 85% του MCR. Στο Σχήμα 2.15, η ισχύς του κινητήρα αυτού συγκρίνεται με την ισχύ ενός συμβατικού αργόστροφου κινητήρα. Στο εν λόγω σχήμα, φαίνεται ότι η μέγιστη ισχύς του κινητήρα που λειτουργεί σε κύκλο Otto, είναι σαφώς χαμηλότερη από την αντίστοιχη του συμβατικού κινητήρα, το οποίο σύμφωνα με τον Ott (2015) οφείλεται σε κρουστικά φαινόμενα κατά τη φάση της προανάφλεξης. Η περιοχή που περιβάλλεται από τις πράσινες γραμμές, αποτελεί τη μέγιστη ισχύ στα περισσότερα από τα πλοία που σχεδιάζονται με δίχρονους αργόστροφους κινητήρες διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Otto (Ott, 2015).

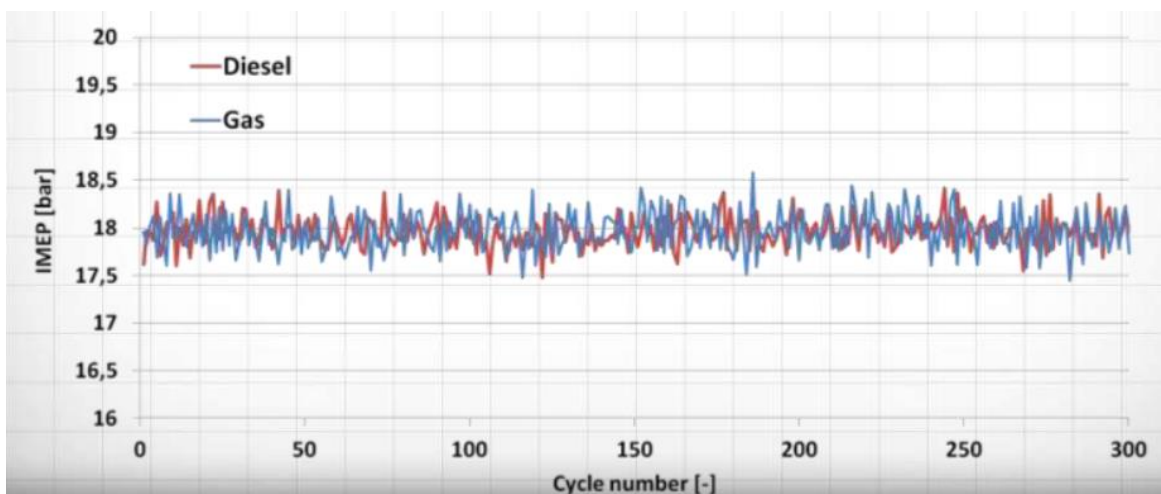


Σχήμα 2.14 Η επίδραση του MN στη λειτουργία ενός δίχρονου CI κινητήρα που λειτουργεί σε κύκλο Otto. Πηγή: Ott M., (2015). Low Pressure Gas Engines-The Industry Standard, GCA Seminar.

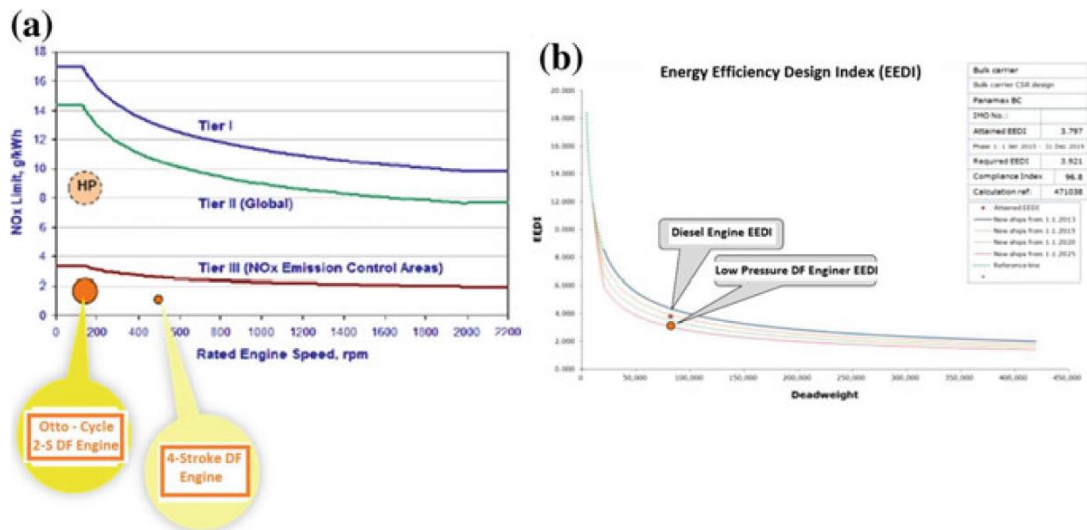


Σχήμα 2.15 Διαγράμματα ισχύος για ένα συμβατικό δίχρονο κινητήρα και ένα δίχρονο κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Otto. Πηγή: Ott M., (2015). Low Pressure Gas Engines-The Industry Standard, GCA Seminar.

Ένα σημαντικό ζήτημα που έχουν οι κινητήρες φυσικού αερίου, είναι η μη σταθερή καύση. Στο Σχήμα 2.16 φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα για την ενδεδειγμένη μέση πίεση (IMEP), συναρτήσει των στροφών του κινητήρα, ενός δίχρονου συμβατικού κινητήρα και ενός δίχρονου κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Otto. Από το διάγραμμα δε φαίνεται να υφίστανται σημαντικές διαφορές όσον αφορά στη σταθερότητα της καύσης μεταξύ των δύο κινητήρων.



Σχήμα 2.16 Σύγκριση της ενδεδειγμένης μέσης πίεσης (IMEP), συναρτήσει των στροφών του κινητήρα, ενός δίχρονου συμβατικού κινητήρα και ενός δίχρονου κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Otto. Πηγή: Ott M., (2015). Low Pressure Gas Engines-The Industry Standard, GCA Seminar.



Σχήμα 2.17 (a) Συμβατότητα των δίχρονων κινητήρων διπλού καυσίμου που λειτουργούν σε κύκλο Otto με τις περιοχές ECAs Tier III και (b) τιμές του δείκτη EEDI για έναν δίχρονο συμβατικό κινητήρα και έναν δίχρονο κινητήρα διπλού καυσίμου που λειτουργεί σε κύκλο Otto. Πηγή: (a) Hagedorn M., (2014). LNG Engines – Specifications and Economics. LNG Shipping Rostock, Wartsila, (b) Stiefel R., (2015). Low Pressure Gas Engines, The Industry Standard, CIMAC discussion, Wartsila.

Σχετικά με το περιβαλλοντικό αποτύπωμα των δίχρονων κινητήρων φυσικού αερίου που λειτουργούν σε κύκλο Otto, όπως φαίνεται και από το Σχήμα 2.17(a), οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου είναι ιδιαίτερα χαμηλές και συμβατές με τις περιοχές ECAs Tier III, χωρίς την αναγκαιότητα προσθήκης τεχνολογιών τόσο εντός του κυλίνδρου, αλλά ούτε και στην έξοδο των καυσαερίων (Paragiannakis et al., 2017). Στο Σχήμα 2.17(b) φαίνονται οι τιμές του δείκτη EEDI για έναν συμβατικό κινητήρα και ένα κινητήρα διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης. Οι τιμές του EEDI είναι χαμηλότερες για τον κινητήρα διπλού καυσίμου χαμηλής πίεσης, λόγω των χαμηλότερων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (Hagedorn, 2014; Ott, 2015).

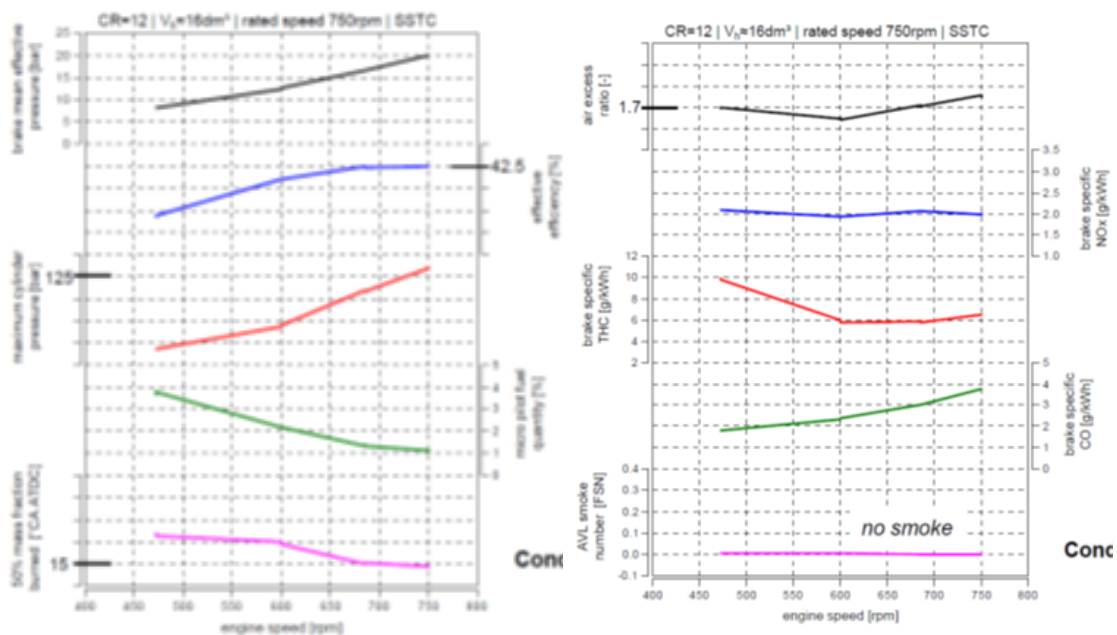
### 2.6.3 Σύγκριση των τετράχρονων μεσόστροφων συμβατικών κινητήρων με τους τετράχρονους SI κινητήρες φυσικού αερίου

Ο Schlick (2014) διεξήγαγε πειράματα σε έναν μονοκύλινδρο υπερπληρωμένο CI κινητήρα FM250. Ο συγκεκριμένος κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει είτε αμιγώς με πετρέλαιο είτε με φυσικό αέριο με την έγχυση μικροποσότητας πετρελαίου ή ως κινητήρας διπλού καυσίμου. Η μέγιστη πίεση του εν λόγω κινητήρα φτάνει τα 250 bar (Schlick, 2014), ενώ



χρησιμοποιεί ένα κοινό σύστημα ψεκασμού υψηλής πίεσης, το οποίο μπορεί να επιτευχθεί είτε με κεντρική ανάμιξη είτε με έγχυση φυσικού αερίου στη βαλβίδα εισαγωγής. Η πειραματική διαδικασία περιλαμβάνει πειράματα λαμβάνοντας υπόψη τα ακόλουθα:

- ✓ FM250 λειτουργεί σύμφωνα με τον κύκλο E3. Σε αυτόν τον κύκλο, ο κινητήρας λειτουργεί ως κινητήρας διπλού καυσίμου, στον οποίον τα φορτία ακολουθούν την καμπύλη της προπέλας.
- ✓ FM250 λειτουργεί σύμφωνα με τον κύκλο E2. Σε αυτόν τον κύκλο, ο κινητήρας λειτουργεί ως κινητήρας φυσικού αερίου με συνεχή τροφοδότηση του κινητήρα με φυσικό αέριο στον προθάλαμο καύσης.
- ✓ FM250 λειτουργεί σύμφωνα με τον κύκλο D2. Σε αυτόν τον κύκλο, ο κινητήρας λειτουργεί ως βοηθητική μηχανή, η οποία παράγει ηλεκτρική ισχύ με συνεχή τροφοδότηση του κινητήρα με φυσικό αέριο στον προθάλαμο καύσης.



Σχήμα 2.18 Πειραματικά δεδομένα από το τετράχρονο CI κινητήρα FM250 για λειτουργία σε κύκλο E3 ως κινητήρας διπλού καυσίμου. Φαίνονται τα δεδομένα για BMEP, αποτελεσματικότητα πέδησης, μέγιστη πίεση του κυλίνδρου, ποσότητα πιλοτικού καυσίμου, 50% MFB. Ακόμη, φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα για την αναλογία της περίσσειας αέρα, εκπομπές οξειδίων του αζώτου, άκαυστων υδρογονανθράκων, μονοξειδίου του άνθρακα και του καπνού. Πηγή: Schlick H., (2014). Potentials and challenges of gas and dual-fuel engines for marine application, 5th CIMAC CASCADES.



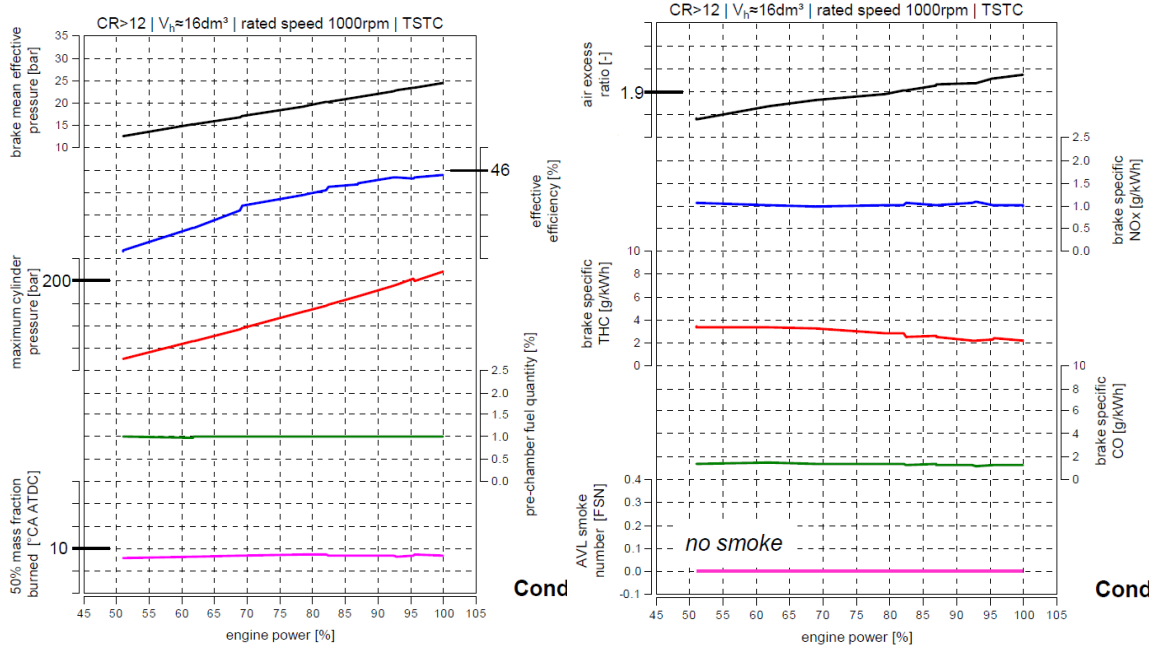


Στο Σχήμα 2.18 φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα από τη σύγκριση του τετράχρονου μονοκύλινδρου CI κινητήρα FM250 ως προς τη διακύμανση του BMEP, την αποτελεσματικότητα της πέδησης, τη μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου, την πιλοτική ποσότητα καυσίμου που εγχέεται στον προθάλαμο καύσης και το 50% της ποσότητας του καυσίμου που καίγεται. Επίσης, φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα σχετικά με την περίσσεια αέρα, τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, άκαυστων υδρογονανθράκων, μονοξειδίου του άνθρακα και καπνού, για λειτουργία του κινητήρα σε κύκλο E3. Από το διάγραμμα φαίνεται ότι η μέγιστη αποτελεσματικότητα πέδησης, σχεδόν 42.5%, κατά τη λειτουργία του FM250 ως κινητήρα διπλού καυσίμου, επιτυγχάνεται στη μέγιστη ταχύτητα και στη μέγιστη ισχύ του κινητήρα με έγχυση πιλοτικού καυσίμου 1% (Schlick, 2014). Ακόμη, παρατηρείται ότι όταν μειώνεται η ταχύτητα της μηχανής, ο χρόνος έγχυσης του πιλοτικού καυσίμου, καθώς και το 50% της ποσότητας του καυσίμου που καίγεται, θα πρέπει να μειωθεί σύμφωνα με τη συν διακύμανση του IMEP, η οποία πρέπει να είναι χαμηλότερη από 2% σε κάθε εξεταζόμενη περίπτωση. Ακόμη, όταν μειώνεται η ταχύτητα της μηχανής, πρέπει να αυξάνεται η ποσότητα του πιλοτικού καυσίμου, ώστε να επιτευχθεί η αποτελεσματικότερη έναρξη της καύσης (Paragiannakis et al., 2017). Στο διάγραμμα, παρατηρούμε ότι η μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου δεν ξεπερνά τα 250 bar και έτσι, δεν υφίσταται ζήτημα με τη μηχανική δύναμη του FM250 κινητήρα (Schlick, 2014).

Στο Σχήμα 2.19 φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα για έναν CI κινητήρα FM250 που λειτουργεί E2/D2, σχετικά με τη διακύμανση του BMEP, την αποτελεσματικότητα των φρένων, τη μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου, την ποσότητα του πιλοτικού καυσίμου και το 50% του καυσίμου που καίγεται. Επιπλέον, φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα για τον ίδιο κινητήρα, σχετικά με την περίσσεια αέρα, τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, άκαυστων υδρογονανθράκων, μονοξειδίου του άνθρακα και καπνού. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.19, η αποτελεσματικότητα πέδησης αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου της μηχανής, με την υψηλότερη τιμή της να παρατηρείται όταν το φορτίο φτάνει το 46% του μέγιστου φορτίου (Schlick, 2014). Η μέγιστη πίεση παρέμεινε σε υψηλά επίπεδα για όλα τα φορτία της μηχανής και συγκεκριμένα για φορτία μεγαλύτερα του 95% ξεπέρασε το όριο των 200 bar (Schlick, 2014). Ωστόσο, η λειτουργία του κινητήρα σε κύκλο E3, με έγχυση πιλοτικού καυσίμου στον προθάλαμο καύσης οδηγεί σε υψηλότερες τιμές της μέγιστης πίεσης σε σύγκριση με τη λειτουργία του κινητήρα ως διπλού καυσίμου. Η διακύμανση του 50% του



καυσίμου που καίγεται κατά τη λειτουργία της μηχανής είναι σταθερή σε όλα τα φορτία με τη συν διακύμανση IMEP μικρότερη από 1% σε όλες τις περιπτώσεις (Schlick, 2014).



Σχήμα 2.19 Πειραματικά δεδομένα για έναν CI κινητήρα FM250, ο οποίος λειτουργεί σε κύκλο E2/D2, σχετικά με τη διακύμανση του BMEP, της αποτελεσματικότητας της πέδησης, της μέγιστης πίεσης εντός του κυλίνδρου, της ποσότητας του πιλοτικού καυσίμου και το 50% της ποσότητας που καίγεται. Στο δεξί διάγραμμα, φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα του ίδιου κινητήρα για την περίσσεια αέρα, τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, άκαυστων υδρογονανθράκων, μονοξειδίου του άνθρακα και καπνού. Πηγή: Schlick H., (2014). Potentials and challenges of gas and dual-fuel engines for marine application, 5th CIMAC CASCADES.

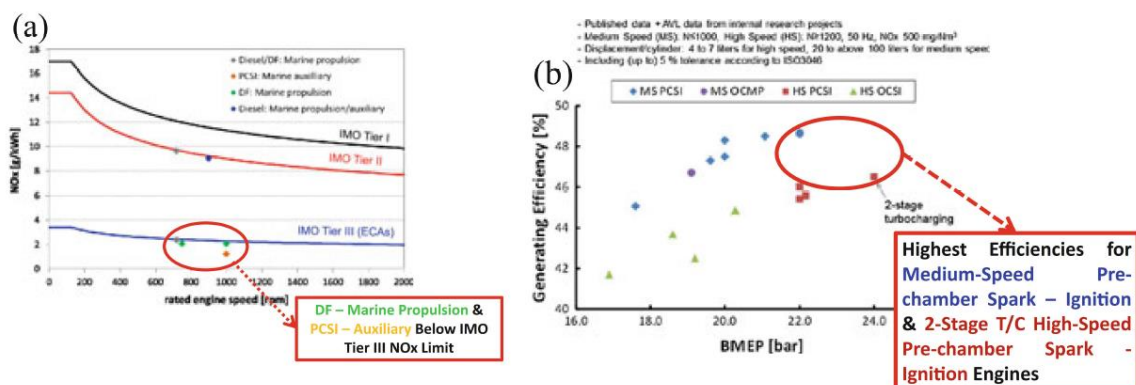
Η έγχυση ποσότητας 1% πιλοτικού καυσίμου στον προθάλαμο, είναι αρκετή για την ισχυρή ανάφλεξη, η οποία οδηγεί σε ταχεία διάδοση της φλόγας στον κυρίως θάλαμο καύσης (Schlick, 2014). Επιπροσθέτως, η περίσσεια αέρα πρέπει να αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου της μηχανής, η οποία κυμαίνεται μεταξύ 1.9 και 2.0 του μέγιστου φορτίου (Schlick, 2014). Κατά την αύξηση της περισσειας αέρας με την ταυτόχρονη αύξηση του φορτίου της μηχανής, οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου παρέμειναν σταθερές. Όταν ο κινητήρας λειτουργεί ως κινητήρας φυσικού αερίου με έγχυση πιλοτικού καυσίμου στον προθάλαμο καύσης, είναι συμβατός με τις πιο αυστηρές διατάξεις του IMO σχετικά με τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου στις ECAs Tier III. Ακόμη, οι εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων και μονοξειδίου του άνθρακα είναι αισθητά χαμηλότερες σε σύγκριση με τη λειτουργία της





μηχανής ως διπλού καυσίμου (Schlick, 2014). Τέλος, παρατηρούμε ότι σε κάθε περίπτωση, κατά τη λειτουργία του κινητήρα ως κινητήρας φυσικού αερίου με έγχυση πιλοτικού καυσίμου στον προθάλαμο καύσης, δεν εκπέμπεται καπνός (Schlick, 2014).

Στο Σχήμα 2.20(a) φαίνεται η διακύμανση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της ταχύτητας του κινητήρα για τους τετράχρονους κινητήρες που λειτουργούν με πετρέλαιο, των SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης, διπλού καυσίμου και των βοηθητικών μηχανών που λειτουργούν με πετρέλαιο (Schlick, 2014). Από το Σχήμα 2.20(a) φαίνεται ότι οι κύριες και βοηθητικές μηχανές που λειτουργούν με πετρέλαιο είναι συμβατές με τις διατάξεις των περιοχών ECAs Tier II. Αντιθέτως, οι κύριες μηχανές διπλού καυσίμου και οι βοηθητικές μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης είναι συμβατές με τις πιο αυστηρές διατάξεις του IMO σχετικά με τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου στις ECAs Tier III (Schlick, 2014). Συγκεκριμένα, οι βοηθητικές μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης εμφανίζουν εκπομπές οξειδίων του αζώτου, χαμηλότερες από τα όρια των αντίστοιχων εκπομπών που προβλέπονται στις περιοχές ECAs Tier III σε σχέση με άλλους τύπους κύριων και βοηθητικών κινητήρων (Papagiannakis et al., 2017).



Σχήμα 2.20 Πειραματικά δεδομένα για (a) τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου για τετράχρονους μηχανές που λειτουργούν με πετρέλαιο, των SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης, διπλού καυσίμου και των βοηθητικών μηχανών που λειτουργούν με πετρέλαιο και (b) για τη διακύμανση της αποδοτικότητας συναρτήσει BMEP για τετράχρονους μεσόστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης, PCSI μηχανές φυσικού αερίου με έγχυση πιλοτικού καυσίμου, ταχύστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης και ταχύστροφες μηχανές SI με ανοιχτό θάλαμο καύσης. Πηγή: (a) Schlick H., (2014). Potentials and challenges of gas and dual-fuel engines for marine application, 5th CIMAC CASCADES, (b) Mukarami S., Baufelt T., (2013). Current status and future strategies of gas engine development. CIMAC paper no 413, CIMAC congress, Shanghai, China.



Στο Σχήμα 2.20(b) φαίνονται τα πειραματικά δεδομένα από προγενέστερες μελέτες (Mukarami and Baufeld, 2013; Mohr and Baufeld, 2013) ως προς τη διακύμανση της αποδοτικότητας συναρτήσει BMEP για τετράχρονα μεσόστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης, PCSI μηχανές φυσικού αερίου με έγχυση πιλοτικού καυσίμου, ταχύστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης και ταχύστροφες μηχανές SI με ανοιχτό θάλαμο καύσης. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα, οι υψηλότερες αποδοτικότητες παρατηρούνται για τις μεσόστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης και για τις ταχύστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης με δύο στάδια T/C. Συγκεκριμένα, η μέγιστη δυνατή αποδοτικότητα, η οποία είναι σχεδόν 49% και παρατηρείται στις μεσόστροφες μηχανές SI με έγχυση καυσίμου σε προθάλαμο καύσης (Mukarami and Baufeld, 2013; Mohr and Baufeld, 2013). Αυτά τα αποτελέσματα δείχνουν την ανωτερότητα των κινητήρων με προθάλαμο καύσης σε σύγκριση με τους κινητήρες ανοιχτού θαλάμου καύσης (Mukarami and Baufeld, 2013; Mohr and Baufeld, 2013). Στις επόμενες ενότητες, παρουσιάζονται τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα καύσης φυσικού αερίου σε ναυτικές μηχανές.

#### 2.6.4 Πλεονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές

Η καύση HCCI, επιτυγχάνεται σε ελαφρά μίγματα, στα οποία εφαρμόζονται υψηλές πιέσεις, γεγονός το οποίο οδηγεί σε υψηλή θερμική απόδοση του κινητήρα, σε χαμηλές εκπομπές οξειδίων του αζώτου (μείωση κατά 85%) και μη σχηματισμό αιθάλης, (Mamalis, 2017). Επίσης, όσον αφορά στις τετράχρονες μεσόστροφες και στις δίχρονες αργόστροφες μηχανές κύκλου Diesel, οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα μειώνονται κατά 25%, οι εκπομπές οξειδίων του θείου μειώνονται κατά 99% και οι εκπομπές αιωρούμενων σωματιδίων κατά 98%. Οι μειωμένες εκπομπές οξειδίων του θείου από τις ναυτικές μηχανές φυσικού αερίου, συνάδουν με τα όρια εκπομπών στις περιοχές ECA Tier II. Επιπλέον, οι εν λόγω μηχανές παρουσιάζουν υψηλή αποδοτικότητα, της τάξης του 50%, αναλόγως των φορτίων. Ακόμη, στις ίδιες μηχανές και υπό συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας, δεν παρατηρούνται φαινόμενα ολίσθησης καυσίμου, κρουστικά φαινόμενα και η λειτουργία της μηχανής δεν παρουσίαζε ευαισθησία ως προς την περιεκτικότητα σε μεθάνιο στο φυσικό αέριο (Paragiannakis et al., 2017). Έτσι, κατά τη λειτουργία του κινητήρα με φυσικό αέριο, επιτεύχθηκε η μείωση του φορτίου κατά 10%. Κατά τη λειτουργία της μηχανής ως διπλό καυσίμο, δεν παρουσιάστηκαν μεταβολές ούτε στην ισχύ ούτε στο φορτίο (Paragiannakis et al., 2017). Οι δίχρονες αργόστροφες μηχανές κύκλου Otto πληρούν τις προϋποθέσεις



εκπομπών τόσο των περιοχών ECA Tier II όσο και των περιοχών ECA Tier III. Επίσης, το LNG είναι αρκετά οικονομικότερο σε σχέση με VLSFO.

#### 2.6.5 Μειονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές

Η καύση φυσικού αερίου στις ναυτικές μηχανές έχει ως αποτέλεσμα τη διαφυγή στην ατμόσφαιρα άκαυστων υδρογονανθράκων (THC), ενώ στις δίχρονες αργόστροφες ναυτικές μηχανές που λειτουργούν σε κύκλο Otto, εκλύεται και μονοξειδίο του άνθρακα, το οποίο είναι τοξικό. Η διαφυγή μεθανίου στην ατμόσφαιρα επιδεινώνει το φαινόμενο του θερμοκηπίου, καθώς η θερμογόνος δύναμη του μεθανίου κυμαίνεται από 20 έως 25 φορές πολλαπλάσια της αντίστοιχης του διοξειδίου του άνθρακα. Οι δίχρονες αργόστροφες ναυτικές μηχανές φυσικού αερίου κύκλου Diesel, συχνά, δεν μπορούν να φτάσουν τις απαιτήσεις σε χαμηλές εκπομπές οξειδίων του αζώτου για τις περιοχές ECAs Tier III. Συνήθως, απαιτείται η ενσωμάτωση συστημάτων επανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGS) ή η ενσωμάτωση καταλύτη (SCR). Επιπροσθέτως, οι δίχρονες αργόστροφες ναυτικές μηχανές που λειτουργούν σε κύκλο Otto, όταν καίνε HFO και όχι LNG ή LSFO, έχουν αποδοτικότητα σχεδόν 47%, αναλόγως των φορτίων, (Papagiannakis et al., 2017).

Ένα σημαντικό μειονέκτημα που παρουσιάζει το φυσικό αέριο ως ναυτιλιακό καύσιμο είναι ότι απαιτεί μεγάλες δεξαμενές αποθήκευσης πάνω στο πλοίο. Στον Πίνακα 2.2, φαίνεται η σύγκριση χωρητικότητας δεξαμενών καυσίμου επί του πλοίου για τρεις διαφορετικούς τύπους πλοίων και για διαφορετικούς τύπους καυσίμου. Σημαντικό μειονέκτημα αποτελεί ο αυξημένος χρόνος ανεφοδιασμού του πλοίου με φυσικό αέριο σε σύγκριση με τον χρόνο που απαιτείται για τον ανεφοδιασμό με πετρέλαιο. Επιπλέον, υφίστανται καθυστερήσεις στους ανεφοδιασμούς των σταθμών ανεφοδιασμού, γεγονός που απορρέει από τα προβλήματα διαθεσιμότητας και τη γενικότερη διατάραξη της αλυσίδας ανεφοδιασμού. Ωστόσο, το δίκτυο ανεφοδιασμού, επεκτείνεται διαρκώς, καθώς όλο και περισσότερα πλοία καίνε LNG. Ακόμη, το φυσικό αέριο δεν είναι απόλυτα συμβατό με τους υφιστάμενους κινητήρες εσωτερικής καύσης και συνεπώς, απαιτείται η τροποποίηση των μηχανών και των συστημάτων τροφοδοσίας τους με καύσιμο. Έτερο μειονέκτημα αποτελεί το γεγονός ότι το LNG για να διατηρηθεί σε υγρή μορφή απαιτεί ψύξη σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία, σχεδόν στους  $-160^{\circ}\text{C}$ . Τα πλοία αυτά πρέπει να διαθέτουν συστήματα ψύξης τέτοια ώστε το LNG να διατηρείται σε υγρή μορφή. Επιπροσθέτως, το LNG έχει υψηλή ευφλεκτότητα και για να αποφευχθεί η πιθανότητα διαρροής του στην ατμόσφαιρα απαιτείται η λήψη



προστατευτικών μέτρων τόσο για την προστασία των πλοίων όσο και των πληρωμάτων τους. Τέλος, όπως θα αναλυθεί παρακάτω, ένα πλοίο LNG έχει σημαντικά υψηλότερο κόστος κατασκευής σε σύγκριση με ένα πλοίο με συμβατικές μηχανές.

Πίνακας 2.2 Σύγκριση χωρητικότητας δεξαμενών καυσίμου επί του πλοίου για τρεις διαφορετικούς τύπους πλοίων και για καύσιμα πετρέλαιο, μαζούτ, LNG και CNG. Πηγή: McGill R., Remley W., Winther K., (2013). Alternative fuels for marine applications. A report from the IEA advanced motor fuels implementing agreement report.

Πλοίο	Τύπος καυσίμου	Ιπποδύναμη (HP)	Ημερήσια κατανάλωση καυσίμου (gal)	Ελάχιστη τυπική χωρητικότητα αποθήκευσης καυσίμου		Όγκος αποθήκευσης επί του πλοίου		
				Ημέρες	Γαλιόνια	Πετρέλαιο (ft3)	LNG (ft3)	CNG (ft3)
Ρυμουλκό	Πετρέλαιο	3.000	1417	14	20.000	2674	4830	12.178
Οχηματαγωγό 100 αυτοκινήτων	Πετρέλαιο	6.000	2268	7	16.000	2139	3864	9742
Πλοίο μεταφοράς μεταλλευμάτων σε μεγάλες λίμνες	Μαζούτ	10.000	6934	21	145.000	19.385	38.183	92.264

## 2.7 Μετασκευές σε συμβατικές μηχανές με σκοπό την χρήση φυσικού αερίου

Η διαδικασία μετασκευής μίας συμβατικής ναυτικής μηχανής, ώστε να καίει φυσικό αέριο, δεν είναι ιδιαίτερα πολύπλοκη. Οι μετασκευές, όμως, που απαιτούνται να γίνουν πάνω στο πλοίο, ώστε να υποστηριχθεί η λειτουργία μίας τέτοιας μηχανής είναι πολύ κοστοβόρα. Οι μετασκευές στον κινητήρα αποτελούν ένα μόνο μέρος του συνολικού κόστους των μετασκευών επί του πλοίου, καθώς το υψηλότερο κόστος έχει η μετασκευή ή η κατασκευή νέων δεξαμενών LNG, αλλά και οι εργασίες που εκτελούνται στο ναυπηγείο. Τέτοιου είδους μετασκευές απαιτούν μετατροπές στο σύστημα καύσης των μηχανών, σε



σωληνώσεις, σε αισθητήρες και ασφαλιστικές δικλίδες, οι οποίες είναι απαραίτητες λόγω της επικινδυνότητας του συγκεκριμένου καυσίμου, καθώς και σε νέους αυτοματισμούς.

Η καύση φυσικού αερίου δεν είναι ακριβώς συμβατή με την καύση πετρελαίου στις ναυτικές μηχανές τόσο στις CI όσο και στις SI, αλλά ούτε και με το σύστημα παροχής καυσίμου. Για αυτόν τον λόγο απαιτείται η μετασκευή του θαλάμου καύσης και το σύστημα τροφοδότησης καυσίμου των κύριων και των βοηθητικών κινητήρων. Όσον αφορά στο σύστημα καύσης των τετράχρονων κινητήρων, έχουν προταθεί διάφορες μετασκευές. Συγκεκριμένα, οι κατασκευαστές CI κινητήρων προτείνουν τη μείωση της συμπίεσης, με σκοπό την αποφυγή δημιουργίας επιπλέον πιέσεων μέσα στον κύλινδρο για τις μηχανές διπλού καυσίμου (Paragiannakis et al., 2017). Επίσης, έχει προταθεί ο επανασχεδιασμός της κεφαλής του πιστονιού (piston bowl), με σκοπό τη βελτίωση της διαδικασίας μίξης του καυσίμου με τον αέρα και την αντικατάσταση της λείανσης της επιφάνειας του κυλίνδρου (liner honing), ώστε ο κινητήρας να είναι συμβατός με τις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται μέσα στον κύλινδρο, κατά τη λειτουργία του ως κινητήρας διπλού καυσίμου σε σχέση με τη λειτουργία ενός πετρελαιοκινητήρα (Paragiannakis et al., 2017).

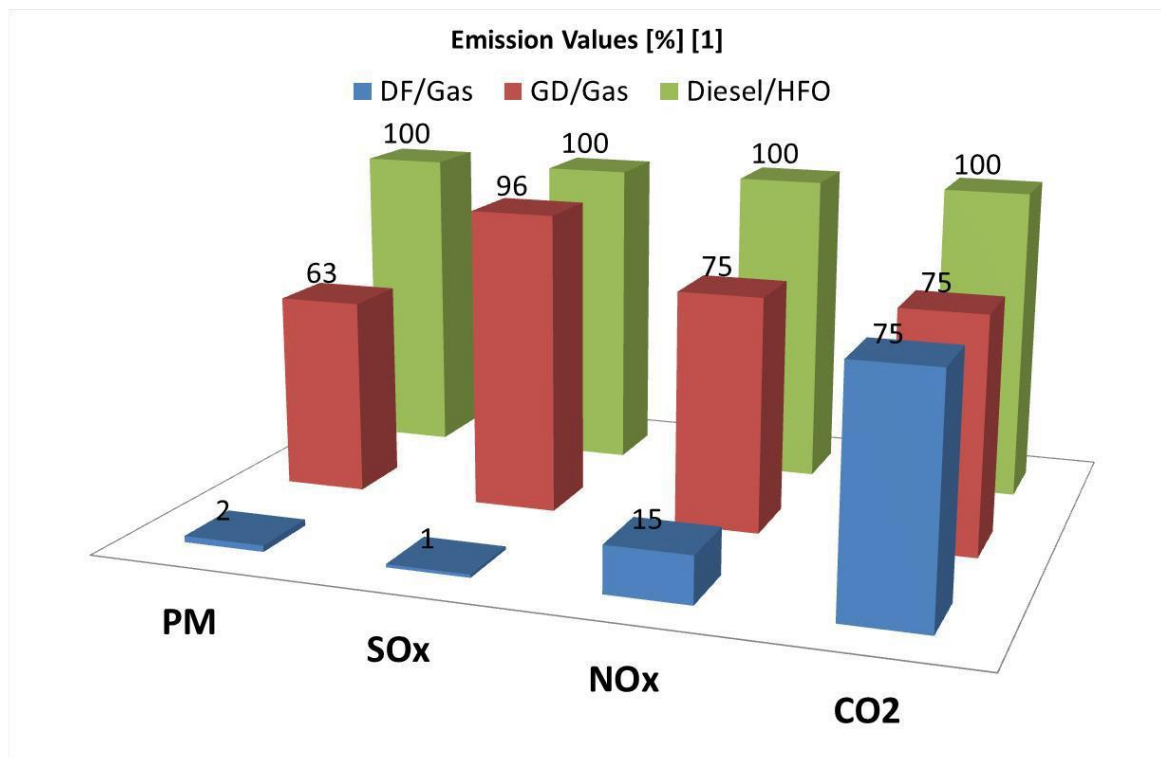
Όσον αφορά στην κεφαλή του κυλίνδρου, έχει προταθεί η εγκατάσταση μεμονωμένων βαλβίδων εισαγωγής αερίου για κάθε κυλινδροκεφαλή, η εγκατάσταση ενός πιλοτικού ψεκαστήρα καυσίμου, η βελτιστοποίηση της διαδικασίας εισαγωγής κυρίως με την αύξηση του στροβιλισμού, ώστε να επιτευχθεί η αύξηση των επιπέδων αστάθειας (turbulence) εντός του κυλίνδρου και συνεπώς η βελτιστοποίηση της διαδικασίας μίξης καυσίμου με τον αέρα (Paragiannakis et al., 2017). Ακόμη, προτάθηκε η τροποποίηση της γεωμετρίας της έδρας της βαλβίδας για την αποφυγή επιπρόσθετων διαφυγών αερίου και την εγκατάσταση αισθητήρα σε κάθε κύλινδρο, ώστε να παρακολουθείται η πίεση εντός του κυλίνδρου και να αποφεύγονται τα προ-ανάφλεξης και μετά-καύσης κρουστικά φαινόμενα (Paragiannakis et al., 2017).



### 3 Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης του Φυσικού Αερίου σε Πλοία

Το φυσικό αέριο θεωρείται το μεταβατικό καύσιμο από τα ορυκτά καύσιμα σε πιο πράσινες τεχνολογίες και στη μηδενική εκπομπή ρύπων. Στις παρακάτω ενότητες θα αναλυθούν οι εκπεμπόμενοι ρύποι τόσο από πλοία που χρησιμοποιούν ως καύσιμο το φυσικό αέριο όσο και από πλοία που χρησιμοποιούν ως καύσιμο το diesel. Ακόμη, αναφέρονται αναλυτικά οι τεχνολογίες περιστολής των εκπεμπόμενων ρύπων από τα πλοία, καθώς και τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα καύσης φυσικού αερίου σε ναυτικές μηχανές.

#### 3.1 Εκπομπές Ρύπων από Μηχανές Φυσικού Αερίου



Σχήμα 3.1 Εκπομπές ρύπων από τρεις κινητήρες (Dual Fuel/Gas, GD/Gas, Diesel/HFO). Πηγή: Wartsila, 2-stroke dual fuel technology (2014). CIMAC NMA norge annual meeting.

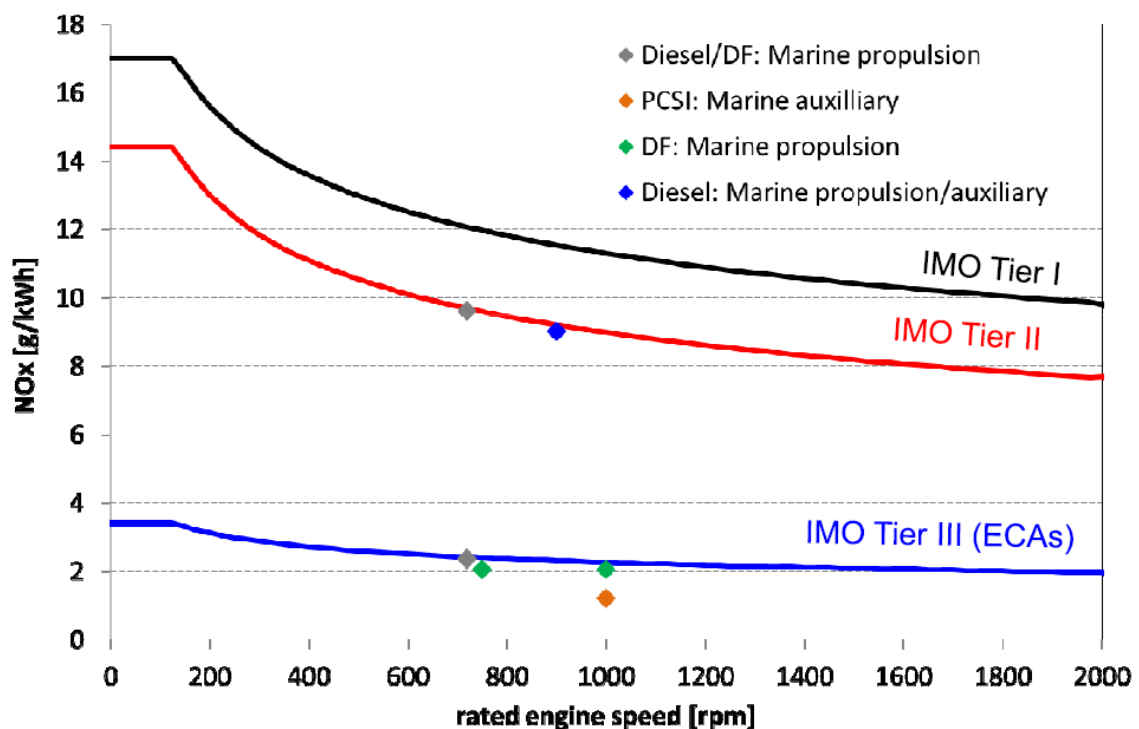
Σε συνέχεια της ενότητας 2.5.3, οι τετράχρονες μηχανές διπλού καυσίμου με πιλοτική έγχυση καυσίμου και προθάλαμο καύσης, κατά τη λειτουργία τους με φυσικό αέριο, εμφανίζουν βαθμό απόδοσης που φτάνει το 46% σε μέγιστο φορτίο. Ο ίδιος κινητήρας όταν λειτουργεί ως κινητήρας διπλού καυσίμου έχει μέγιστο βαθμό απόδοσης 42.5%. Από το





Σχήμα 3.1 φαίνεται ότι οι κινητήρες διπλού καυσίμου, σχεδόν εκμηδενίζουν τις εκπομπές σωματιδίων και οξειδίων του θείου, ενώ οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου μειώνονται κατά 85% και οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα κατά 25% σε σχέση με τους συμβατικούς κινητήρες.

Στο Σχήμα 3.2 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα πειραματικών ερευνών για τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου που εκπέμπονται από κινητήρες Diesel/Διπλού καυσίμου, οι οποίες χρησιμοποιούνται ως κύριες μηχανές πρόωσης, από βοηθητικές μηχανές ανάφλεξης με σπινθηρισμό, από κινητήρες Διπλού καυσίμου, οι οποίοι χρησιμοποιούνται ως κύριες μηχανές πρόωσης, καθώς και από κινητήρες Diesel, οι οποίοι χρησιμοποιούνται είτε ως κύριες μηχανές πρόωσης είτε ως βοηθητικές μηχανές. Επίσης, δεν παράγεται αιθάλη, σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Από το Σχήμα, φαίνεται ότι οι κινητήρες διπλού καυσίμου, οι οποίοι χρησιμοποιούνται ως κύριες μηχανές πρόωσης, συμμορφώνονται πλήρως με τα όρια εκπομπών των περιοχών Tier III, χωρίς να υφίσταται ανάγκη υιοθέτησης περαιτέρω μέτρων.



Σχήμα 3.2 Εκπομπές οξειδίων του αζώτου τεσσάρων κινητήρων (Diesel/Dual Fuel, PCSI, Dual Fuel, Diesel) σε σχέση με τα όρια των αντίστοιχων εκπομπών των περιοχών IMO Tier I, II III (ECAs). Πηγή: Schlick H., (2014). Potentials and challenges of gas and dual-fuel engines for marine application, 5th CIMAC CASCADES.





### 3.2 Εκπομπές Ρύπων από Συμβατικές Ναυτικές Μηχανές

Οι συμβατικοί ντιζελοκινητήρες, οι οποίοι χρησιμοποιούνται ως ναυτικές μηχανές είναι αρκετά ρυπογόνοι. Μία από τις σημαντικότερες κατηγορίες ρύπων είναι τα οξείδια του αζώτου, με κυρίαρχο το μονοξείδιο του αζώτου, καθώς παράγεται σε μεγαλύτερες ποσότητες από τους κινητήρες diesel. Τα οξείδια του αζώτου που ελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα, συμμετέχουν σε χημικές αντιδράσεις με την επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας και σχηματίζουν φωτοχημικά οξειδωτικά και όζον, το οποίο είναι τοξικό για το ανθρώπινο αναπνευστικό σύστημα. Στη συνέχεια, τα οξείδια του αζώτου με την επίδραση του όζοντος και του οξυγόνου της ατμόσφαιρας, σχηματίζουν το λεγόμενο φωτοχημικό νέφος, ενώ συμβάλουν στη μείωση του στρατοσφαιρικού όζοντος, το οποίο είναι πολύτιμο για την απορρόφηση της βλαβερής υπεριώδους ακτινοβολίας, αλλά και στον σχηματισμό της όξινης βροχής. Το μονοξείδιο του άνθρακα που εκλύεται από τους κινητήρες diesel, είναι αποτέλεσμα της ατελούς καύσης των υδρογονάνθρακων μέσα στον θάλαμο καύσης, ενώ σχηματίζεται, συνήθως όταν υφίσταται πλεόνασμα καυσίμου ή έλλειψη οξυγόνου, ώστε να καούν πλήρως οι υδρογονάνθρακες και να σχηματιστεί διοξείδιο του άνθρακα. Εάν η θερμοκρασία μέσα στον θάλαμο καύσης είναι αρκετά υψηλή, μπορεί το μονοξείδιο του άνθρακα να αντιδράσει με το οξυγόνο και να σχηματιστεί τελικά διοξείδιο του άνθρακα.

Μία άλλη σημαντική κατηγορία αέριων ρύπων είναι οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες, οι οποίοι εκλύονται στην ατμόσφαιρα εξαιτίας της ατελούς καύσης του καυσίμου. Οι περισσότεροι υδρογονάνθρακες δε θεωρούνται ρύποι, με εξαίρεση τους αρωματικούς υδρογονάνθρακες, οι οποίοι θεωρούνται καρκινογόνοι για τον άνθρωπο. Βέβαια, όταν οι ακίνδυνοι υδρογονάνθρακες αντιδρούν με τα λοιπά στοιχεία της ατμόσφαιρας, μπορεί να σχηματιστεί όζον και φωτοχημικό νέφος. Ένας άλλος ρύπος είναι η αιθάλη, η οποία παρατηρείται, όταν κατά την εξαγωγή των καυσαερίων, σχηματίζεται μαύρος καπνός. Η αιθάλη αποτελείται από σωματίδια άνθρακα, τα οποία προέρχονται από την καύση των υδρογονάνθρακων και παραμένουν σε αέρια μορφή υπό την επίδραση υψηλών θερμοκρασιών. Τα σωματίδια που αποτελούν την αιθάλη, είναι σχεδόν σφαιρικά με διάμετρο, η οποία κυμαίνεται μεταξύ 10 και 80 nm. Η αιθάλη θεωρείται καρκινογόνα για τον ανθρώπινο οργανισμό, ενώ η εισπνοή της προκαλεί αναπνευστικά προβλήματα.



### 3.3 Τεχνολογίες Περιστολής των Εκπεμπόμενων Ρύπων από Πλοία

Οι τεχνολογίες περιστολής των ρύπων που εκπέμπονται από τις ναυτικές μηχανές διακρίνονται σε δύο κυρίως, κατηγορίες: στις τεχνολογίες μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και συνεπώς στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και στις τεχνολογίες μείωσης αποκλειστικά των ρύπων. Επίσης, οι τεχνολογίες που στοχεύουν στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων μπορούν να χωρισθούν σε αυτές που έχουν ως στόχο τη μείωση του σχηματισμού ρύπων στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης και σε εκείνες που περιορίζουν τους εκπεμπόμενους ρύπους χρησιμοποιώντας συστήματα περιστολής τους στην εξαγωγή του κινητήρα. Παρακάτω, αναφέρονται συνοπτικά οι εν λόγω τεχνολογίες:

Έλεγχος του συστήματος έγχυσης καυσίμου: ο σχηματισμός ρύπων στο εσωτερικό του κινητήρα ελέγχεται από τη χρονική εξέλιξη της καύσης (Θεοχάρης, 2017). Έτσι, γίνονται παρεμβάσεις σε αυτή τη χρονική αλληλουχία, ξεκινώντας από τη χρονική στιγμή της έγχυσης του καυσίμου, με σκοπό την τροποποίηση του ρυθμού καύσης και συγκεκριμένα τη μεταβολή της ποσότητας καυσίμου στο μίγμα. Αυτό επιτυγχάνεται είτε με μεταβολή του χρόνου έγχυσης του καυσίμου είτε με αύξηση της πίεσης έγχυσης ή με έλεγχο του ρυθμού έγχυσης καυσίμου. Ενδεικτικά, αναφέρεται ότι η μεταβολή του χρόνου έγχυσης του καυσίμου έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, εξαιτίας της ανάπτυξης χαμηλότερων θερμοκρασιών κατά την καύση, ενώ η αύξηση της πίεσης έγχυσης οδηγεί σε μείωση του σχηματισμού αιθάλης, καθώς και μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μέσω του διασκορπισμού του καυσίμου σε σταγονίδια, αλλά έχει ως συνέπεια την αύξηση των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου εξαιτίας των υψηλότερων θερμοκρασιών που αναπτύσσονται. Τέλος, ο έλεγχος του ρυθμού έγχυσης καυσίμου περιλαμβάνει την πιλοτική έγχυση καυσίμου και την έγχυση της κυρίως ποσότητας καυσίμου με χρονοκαθυστέρηση, γεγονός που οδηγεί σε οικονομία καυσίμου και μείωση ρύπων.

Έλεγχος του συστήματος εισαγωγής αέρα: αυτή η τεχνολογία έχει να κάνει με τον έλεγχο της ροής του αέρα σε υπερπληρωμένους κινητήρες και την ταχεία απόκριση του συστήματος (Θεοχάρης, 2017). Η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης οδηγεί σε μείωση της αιθάλης, αλλά σε αύξηση των οξειδίων του αζώτου, όπως αναφέρθηκε στην ανωτέρω παράγραφο.



Έλεγχος του μηχανισμού καύσης: η συγκεκριμένη τεχνολογία περιλαμβάνει την έγχυση του καυσίμου, την ποσότητα του αέρα στο θάλαμο καύσης και την κίνησή του στο εσωτερικό του κυλίνδρου, τη γεωμετρία του θαλάμου καύσης, τον λόγο συμπίεσης και την ποσότητα των παραγόμενων καυσαερίων (Θεοχάρης, 2017).

Ηλεκτρονικός έλεγχος του κινητήρα: η εν λόγω τεχνολογία εισήχθη με τον κανονισμό που αφορά στις εκπομπές ρύπων EURO-II το 1996 και ελέγχει τον χρόνο και την ποσότητα έγχυσης καυσίμου, καθώς και τη λειτουργία του κινητήρα συναρτήσει των εκάστοτε επικρατούσων συνθηκών (Θεοχάρης, 2017). Τα σύγχρονα συστήματα ηλεκτρονικού ελέγχου του κινητήρα, αποτελούνται από τρία υποσυστήματα, τους αισθητήρες καταγραφής των συνθηκών λειτουργίας, την κεντρική μονάδα ελέγχου και τους επενεργητές, οι οποίοι μετατρέπουν τα ηλεκτρικά σήματα σε μηχανικές λειτουργίες. Αυτή η τεχνολογία εμφανίζει σημαντικά πλεονεκτήματα σχετικά με τον επιλεκτικό έλεγχο της καύσης σε κάθε κύλινδρο, τη βελτίωση της λειτουργίας του κινητήρα, τη δυνατότητα αύξησης της παραγόμενης ισχύος ανά μονάδα όγκου, τη μείωση των εκπομπών ρύπων, τις αυξημένες δυνατότητες διάγνωσης των προβλημάτων λειτουργίας του κινητήρα και την ταχύτερη βαθμονόμηση διαφορετικών κινητήρων.

Χρήση συστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων και περιστολής ρύπων: τα συγκεκριμένα συστήματα είναι εξαιρετικά κοστοβόρα και υφίστανται τρεις κατηγορίες συστημάτων, εκείνα που προορίζονται για τη μείωση της αιθάλης, (όπως παγίδες κεραμικών τοιχωμάτων, μεταλλικές παγίδες καταλύτες οξειδωσης), εκείνα που περιστέλλουν τους σωματιδιακούς ρύπους και τέλος αυτά που περιστέλλουν τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, όπως ο καταλύτης οξειδίων του αζώτου, ο καταλύτης απορρόφησης και ο καταλύτης επιλεκτικής περιστολής (Θεοχάρης, 2017). Τα scrubbers είναι ογκώδη συστήματα, τα οποία εγκαθίστανται στην τιμινιέρα του πλοίου και απομακρύνουν τα οξείδια του θείου και τα αιωρούμενα σωματίδια από τα καυσαέρια. Υφίστανται δύο τύποι scrubbers, τα κλειστού και τα ανοικτού τύπου. Πλέον, επιτρέπεται η εγκατάσταση και λειτουργία μόνο των scrubbers κλειστού τύπου.

Χρήση εναλλακτικών καυσίμων: τα τελευταία χρόνια, εξαιτίας της όξυνσης των ακραίων καιρικών φαινομένων, ως απόρροια της κλιματικής αλλαγής, γίνονται προσπάθειες χρήσης

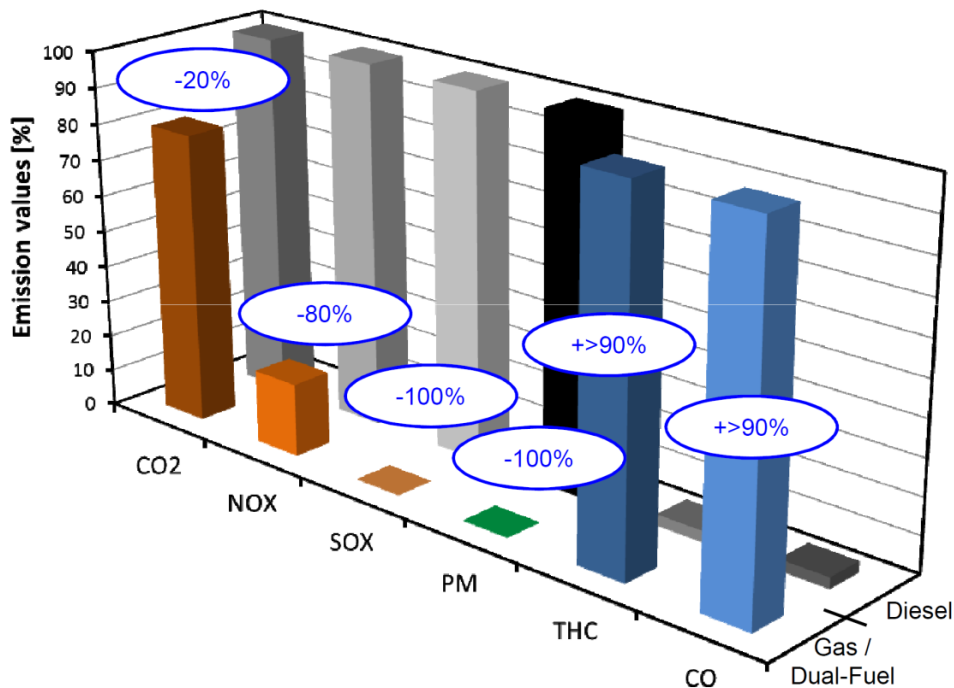


εναλλακτικών καυσίμων από τη ναυτιλία, τα οποία εμφανίζουν χαμηλό περιβαλλοντικό αποτύπωμα. Τέτοια καύσιμα αποτελούν τα biodiesel, η αιθανόλη, το υδρογόνο, η αμμωνία, τα βιοκαύσιμα, καθώς και ο φυσικό αέριο.

### 3.3.1 Πλεονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές Μηχανές

Όπως αναφέρθηκε στην ενότητα 2.5.4, η καύση φυσικού αερίου υψηλής πίεσης, σε ναυτικές μηχανές, οδηγεί σε υψηλή θερμική απόδοση του κινητήρα, σε χαμηλές εκπομπές οξειδίων του αζώτου (μείωση τουλάχιστον κατά 80%) και μη σχηματισμό αιθάλης, (Mamalis, 2017). Στις τετράχρονες μεσόστροφες και στις δίχρονες αργόστροφες μηχανές κύκλου Diesel, οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα μειώνονται τουλάχιστον κατά 20%, οι εκπομπές οξειδίων του θείου μειώνονται κατά 99% και οι εκπομπές αιωρούμενων σωματιδίων κατά 98%. Οι μειωμένες εκπομπές οξειδίων του θείου από τις ναυτικές μηχανές φυσικού αερίου, συνάδουν με τα όρια εκπομπών στις περιοχές ECA Tier II. Οι δίχρονες αργόστροφες μηχανές κύκλου Otto πληρούν τις προϋποθέσεις εκπομπών τόσο των περιοχών ECA Tier II όσο και των περιοχών ECA Tier III.

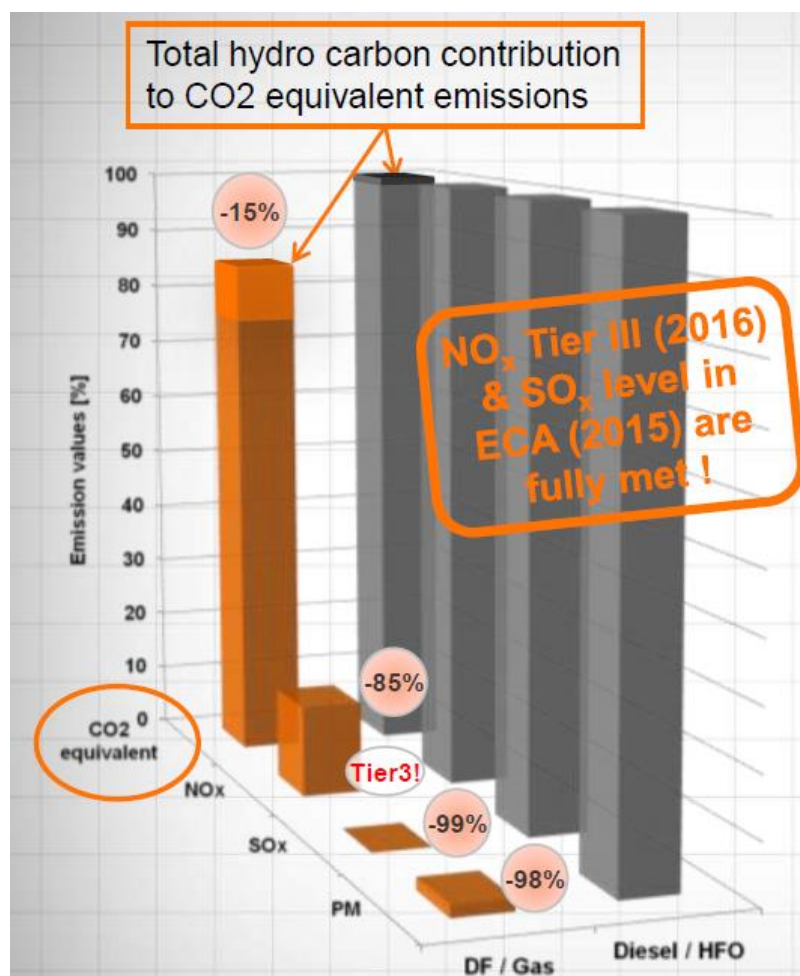
### 3.3.2 Μειονεκτήματα Καύσης Φυσικού Αερίου σε Ναυτικές



Σχήμα.3.3 Σύγκριση των εκπομπών ρύπων μεταξύ ενός κινητήρα διπλού καυσίμου και ενός συμβατικού κινητήρα. Πηγή: Schlick H., (2014). Potentials and challenges of gas and dual-fuel engines for marine application, 5th CIMAC CASCADES.



Όπως αναφέρθηκε στην ενότητα 2.5.5, η καύση φυσικού αερίου στις ναυτικές μηχανές έχει ως αποτέλεσμα τη διαφυγή στην ατμόσφαιρα άκαυστων υδρογονανθράκων (THC), ενώ στις δίχρονες αργόστροφες ναυτικές μηχανές που λειτουργούν σε κύκλο Otto, εκλύεται και μονοξείδιο του άνθρακα, το οποίο είναι τοξικό. Όπως φαίνεται στο διάγραμμα 3.3, οι ανωτέρω εκπομπές αυξάνονται τουλάχιστον κατά 90% για έναν κινητήρα διπλού καυσίμου σε σύγκριση με έναν συμβατικό κινητήρα. Ωστόσο, στο Σχήμα 3.4 φαίνεται ότι οι εκπομπές NO<sub>x</sub> και SO<sub>x</sub> από κινητήρες διπλού καυσίμου συναντούν τις απαιτήσεις εκπομπών των περιοχών Tier II και III.



Σχήμα 3.4 Εκπομπές ρύπων για έναν κινητήρα διπλού καυσίμου σε σύγκριση με έναν συμβατικό κινητήρα. Πηγή: Ott M., (2015). Low Pressure Gas Engines-The Industry Standard, GCA Seminar.

Η διαφυγή μεθανίου στην ατμόσφαιρα επιδεινώνει το φαινόμενο του θερμοκηπίου, καθώς η θερμογόνο δύναμη του μεθανίου κυμαίνεται από 20 έως 25 φορές πολλαπλάσια της



*Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”*

αντίστοιχης του διοξειδίου του άνθρακα. Αυτή τη στιγμή, δεν υφίσταται κάποια κανονιστική διάταξη για τις εκπομπές μεθανίου. Ωστόσο, εάν η διαφυγούσα ποσότητα μεθανίου, αναχθεί σε εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, τότε αυτές αυξάνονται κατά πολύ και όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα είναι μόνο κατά 15% μειωμένες σε σχέση με τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα ενός συμβατικού κινητήρα. Οι δίχρονες αργόστροφες ναυτικές μηχανές φυσικού αερίου κύκλου Diesel, συχνά, δεν μπορούν να φτάσουν τις απαιτήσεις σε χαμηλές εκπομπές οξειδίων του αζώτου για τις περιοχές ECAs Tier III. Συνεπώς, απαιτείται είτε η ενσωμάτωση συστημάτων επανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGS) ή η ενσωμάτωση καταλύτη (SCR).



## 4 Οικονομική Ανάλυση της Χρήσης Φυσικού Αερίου σε Πλοία

Η κατασκευή ενός νεότευκτου πλοίου, το οποίο χρησιμοποιεί ως καύσιμο το φυσικό αέριο κοστίζει περίπου κατά 25% ακριβότερα από το αντίστοιχο πλοίο, το οποίο θα χρησιμοποιεί ως καύσιμο κάποιο υγρό ορυκτό καύσιμο, (Germanischer Lloyd, 2013; Paragiannakis et al., 2017). Ωστόσο, σύμφωνα με τον Schlick (2014), εάν ένα πλοίο πρόκειται να δραστηριοποιείται για περισσότερο από το 30% της λειτουργίας του εντός των ECAs, το κόστος των κινητήρων φυσικού αερίου δικαιολογείται.

### 4.1 Κόστος Κατασκευής και Λειτουργίας Ενός Πλοίου LNG

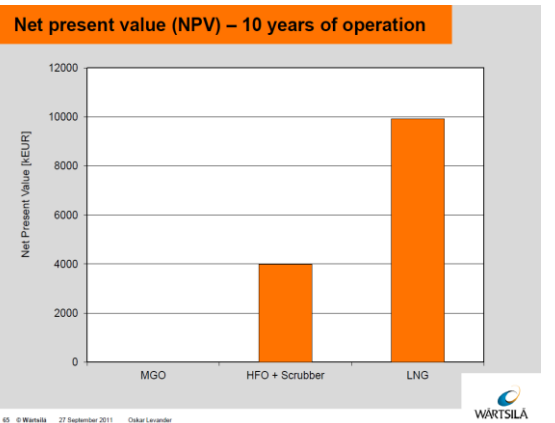
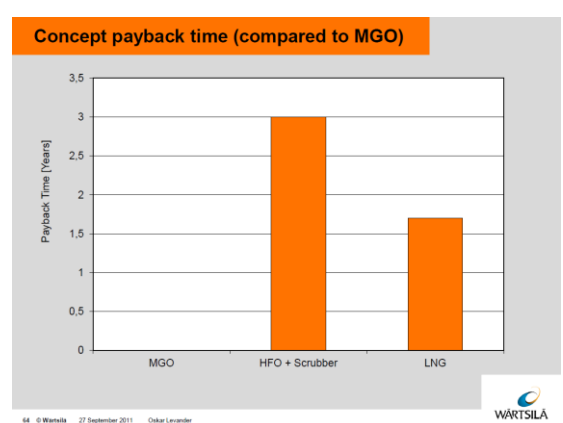
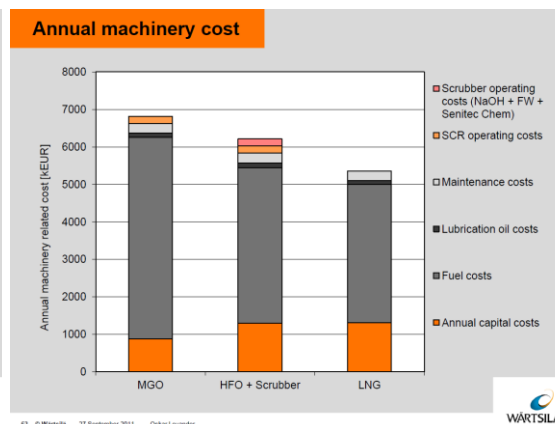
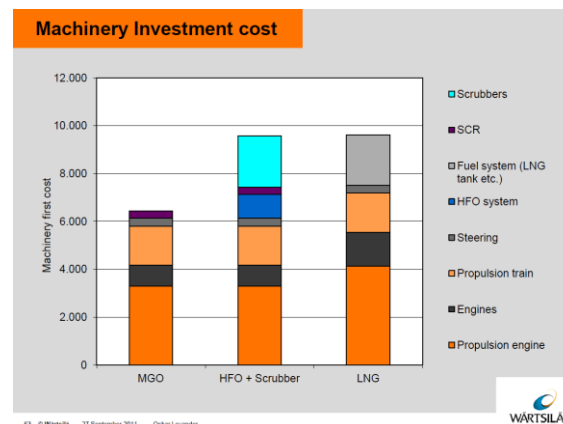
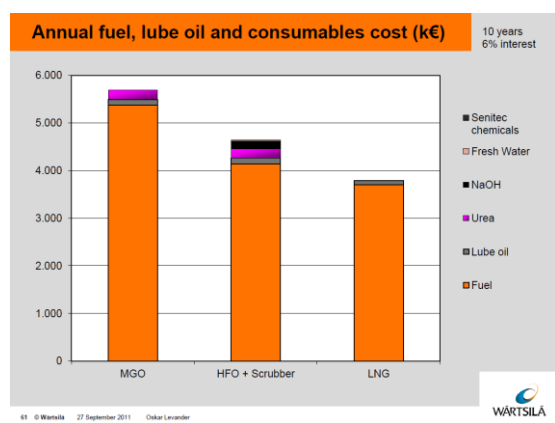
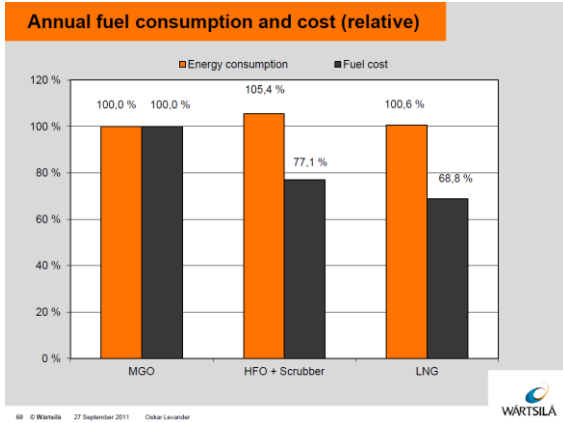
Εκτός από τα λειτουργικά και τα περιβαλλοντικά χαρακτηριστικά των τετράχρονων κινητήρων διπλού καυσίμου και των τετράχρονων κινητήρων φυσικού αερίου, τα οποία παρουσιάστηκαν στην ενότητα 2.5.3, πρέπει να εξεταστεί η χρήση του LNG σε τετράχρονους ναυτικούς κινητήρες σε σχέση με κινητήρες που καίνε άλλα είδη καυσίμων, καθώς και οι διαθέσιμες λύσεις ώστε να είναι συμβατοί με τις διατάξεις του IMO σχετικά με τις εκπομπές οξειδίων του θείου και του αζώτου.

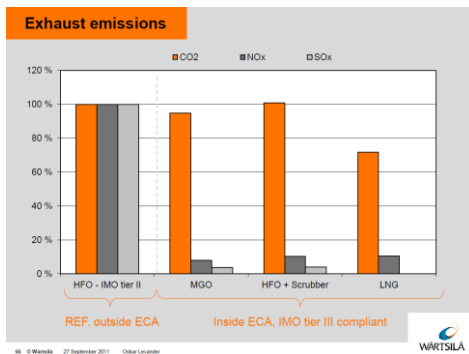
Για αυτόν τον λόγο, στο Σχήμα 4.1 φαίνονται τα αποτελέσματα από μία λεπτομερή οικονομική και περιβαλλοντική ανάλυση για ένα Ro Ro, το οποίο ναυπηγήθηκε για να δραστηριοποιείται εντός των ECAs (Levander, 2011; Yfantis et al., 2017) είτε καίγοντας MGO στις κύριες και βοηθητικές τετράχρονες μηχανές με συνδεδεμένο καταλύτη (SCR) για τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου ώστε να είναι συμβατές με τις διατάξεις του IMO για τις ECAs Tier III είτε καίγοντας HFO στις κύριες και βοηθητικές τετράχρονες μηχανές με συνδεδεμένο scrubber για τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του θείου και καταλύτη (SCR) για τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου ώστε να είναι συμβατές με τις διατάξεις του IMO για τις ECAs Tier III ή διαθέτοντας μηχανές κύριες και βοηθητικές διπλού καυσίμου χωρίς ενσωματωμένο σύστημα επανακυκλοφορίας καυσαερίων (Levander, 2011).





Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”





Σχήμα 4.1 Αποτελέσματα της περιβαλλοντικής και οικονομικής ανάλυσης ενός Ro Ro, το οποίο δραστηριοποιείται στις ECAs για ετήσια κατανάλωση καυσίμου και το ανάλογο κόστος σε σύγκριση με τη λειτουργία με MGO, ετήσιο κόστος καυσίμων, λιπαντικών και αναλώσιμων, κόστος επένδυσης για το συγκεκριμένο σχήμα πρόωσης, PT, NPV θεωρώντας δεκαετή λειτουργία, εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, οξειδίων του αζώτου και του θείου σε σύγκριση με τη λειτουργία με MGO. Πηγή: Levander O., (2011). Dual-fuel engines: latest developments. Wartsila, 27 September 2011, Hamburg, Germany.

Στο πάνω αριστερά διάγραμμα του Σχήματος 4.1, φαίνεται η ετήσια σχετική κατανάλωση καυσίμου και το ανάλογο κόστος για τη λειτουργία των κύριων και βοηθητικών μηχανών με χρήση MGO και HFO. Επίσης, στο πάνω δεξί διάγραμμα φαίνονται τα ετήσια κόστη που προκύπτουν από την κατανάλωση καυσίμου, λιπαντικών και αναλώσιμων (Levander, 2011). Η χρήση του LNG αποτελεί την πλέον συμφέρουσα λύση, καθώς περιορίζεται αισθητά το λειτουργικό κόστος σε σχέση με τη χρήση MGO ή/και HFO. Ακόμη, η χρήση του LNG δεν απαιτεί τη χρήση υδροξειδίου του νατρίου ή έτερων χημικών (Levander, 2011). Επιπροσθέτως, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.1, το κεφαλαιακό κόστος ενός πλοίου με μηχανική εγκατάσταση ώστε να καίει LNG είναι το ίδιο με το κόστος τοποθέτησης scrubber (Levander, 2011). Στο Σχήμα 4.1, φαίνεται το ετήσιο κόστος λειτουργίας των μηχανών για ένα πλοίο, το οποίο δραστηριοποιείται εντός των ECAs, η πιο οικονομική λύση παραμένει το LNG, καθώς έχει χαμηλότερα λειτουργικά έξοδα από τα MGO και HFO με scrubber (Levander, 2011). Σύμφωνα με το διάγραμμα στο οποίο παρουσιάζεται το PT για κάθε μία από τις ECAs, η λειτουργία με LNG έχει το υψηλότερο PT σε σύγκριση με το MGO και σαφώς χαμηλότερο PT σε σύγκριση με το HFO με scrubber (Levander, 2011). Το διάγραμμα, το οποίο παρουσιάζει τις NPV για κάθε μία από τις ECAs, θεωρώντας ότι το συγκεκριμένο σχήμα πρόωσης λειτουργεί για μία δεκαετία και πάλι το LNG έχει την υψηλότερη NPV σε σύγκριση με τα MGO και HFO με scrubber (Levander, 2011). Το διάγραμμα, το οποίο παρουσιάζει τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, οξειδίων του θείου και του αζώτου για χρήση HFO με scrubber και LNG σε σύγκριση με το MGO. Η



λειτουργία με LNG παρουσιάζει τις χαμηλότερες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα σε σύγκριση με τις παραπάνω λύσεις, ελαφρώς αυξημένα επίπεδα σε εκπομπές οξειδίων του αζώτου σε σχέση με τη χρήση MGO με ενσωματωμένο SCR, ενώ έχει σχεδόν τις ίδιες εκπομπές οξειδίων του αζώτου με τη χρήση HFO με scrubber και ενσωματωμένο SCR. Επιπλέον, το LNG δεν παράγει οξείδια του θείου (Levander, 2011).

#### 4.2 Κόστος Μετασκευής Ενός Πλοίου με Συμβατικές Μηχανές σε Μηχανές Φυσικού Αερίου

Το κόστος μετασκευής ενός πλοίου με συμβατικές μηχανές σε μηχανές φυσικού αερίου (Μπαρλαμπά, 2014) κατανέμεται ως εξής:

20% μετασκευή κινητήρα/ων και βοηθητικών μηχανών

31% δεξαμενές, τεχνολογικός εξοπλισμός, συστήματα ανεφοδιασμού καυσίμου

6% αυτοματοποιημένα συστήματα ελέγχου

31% υλικά και κατασκευή στο ναυπηγείο

12% μελέτη, διαχείριση έργου, αρχιτεκτονικός σχεδιασμός και μηχανική και ενσωμάτωση συστήματος μηχανών

Παρακάτω, παρουσιάζονται τα στοιχεία μετασκευής ενός πλοίου με συμβατικές μηχανές σε μηχανές φυσικού αερίου. Το πλοίο είναι ένα Ro-Ro επιβατηγό πλοίο με το όνομα ΑΝΩ ΧΩΡΑ ΙΙ (Θεοτοκάτος et al., 2015). Το πλοίο διαθέτει δύο μηχανοστάσια, ένα στο πωραίο και ένα στο πρυμναίο τμήμα του πλοίου. Επίσης, διαθέτει το κύριο κατάστρωμα για τα οχήματα, ένα κατάστρωμα πλατφόρμας με μία ράμπα σε κάθε πλευρά, το κατάστρωμα διαμονής, καθώς και το κατάστρωμα γεφύρας. Το εν λόγω πλοίο εκτελεί το δρομολόγιο Ηγουμενίτσα – Κέρκυρα και αντίστροφα. Το προφίλ λειτουργίας του πλοίου φαίνεται στον παρακάτω πίνακα.

Κατά τη διάρκεια του ταξιδιού, το πλοίο χρησιμοποιεί τους δύο από τους τέσσερις κινητήρες στο 85%. Επίσης, χρησιμοποιεί μία από τις δύο βοηθητικές μηχανές με φορτίο που δεν ξεπερνά το 50%. Κατά τη διάρκεια της παραμονής στον λιμένα, το πλοίο χρησιμοποιεί μία από τις δύο βοηθητικές μηχανές του με φορτίο 85%. Η κάθε διαδρομή διαρκεί 90 λεπτά, ενώ ανάμεσα στα ταξίδια, το πλοίο σβήνει τις μηχανές του αφήνοντας εντός μόνο τις γεννήτριες. Το πλοίο, συνήθως, εκτελεί δρομολόγια τις έξι από τις επτά



ημέρες της εβδομάδας, ενώ τις ημέρες που δεν εκτελεί δρομολόγια κλείνει και τις γεννήτριες και ηλεκτροδοτείται από το δίκτυο της στεριάς (Θεοτοκάτος et al., 2015). Όταν το πλοίο εκτελεί δρομολόγια, καλύπτει την απόσταση πέντε φορές την ημέρα. Κατά μέσο όρο, το πλοίο εκτελεί δρομολόγια τις 303 ημέρες κατά τη διάρκεια του έτους.

Πίνακας 4.1 Προφίλ λειτουργία του ΑΝΩ ΧΩΡΑ ΙΙ. Πηγή: Θεοτοκάτος, Γ., Λιβανός Γ., Παγώνης Δ., Δημητρέλλου Σ., Στράντζαλη Ε., Πολυχρονίδη Γ., Ρωμανά Γ., Θεοδουλίδης Α., Γεροστάθης Θ., Μπουλουγούρης Ε., Κριμιτζάς Κ., Σακελλάρης Δ., Σενής Δ., Μηζυθράς Π., (2015). Economical evaluation of LNG fueled ships. LNG –COMSHIP 12CHN400.

	Μηχανές diesel	Φορτίο μηχανών diesel (%)	Διάρκεια ταξιδιού	Συνολική διάρκεια χρήσης μηχανών ανά ημέρα
Δρομολόγιο Ηγουμενίτσα - Κέρκυρα	2 CAT 3512B + Βοηθητικές ηλεκτρομηχανές	85% κύριες μηχανές & 50% βοηθητικές μηχανές	90 min	450 min
Δρομολόγιο Κέρκυρα - Ηγουμενίτσα	2 CAT 3512B + Βοηθητικές ηλεκτρομηχανές	85% κύριες μηχανές & 50% βοηθητικές μηχανές	90 min	450 min
Εντός λιμένος	Βοηθητικές ηλεκτρομηχανές	85%		540 min

Αρχικά, εξετάζεται η λειτουργία του πλοίου με καύσιμο χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο (Θεοτοκάτος et al., 2015). Τα στοιχεία φαίνονται στον πίνακα 4.2.



Πίνακας 4.2 Ετήσια κατανάλωση για καύσιμο χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο. Πηγή: Θεοδοκάτος, Γ., Λιβανός Γ., Παγώνης Δ., Δημητρέλλου Σ., Στράντζαλη Ε., Πολυχρονίδη Γ., Ρωμανά Γ., Θεοδουλίδης Α., Γεροστάθης Θ., Μπουλουγούρης Ε., Κρμιτζάς Κ., Σακελλάρης Δ., Σενής Δ., Μηζυθράς Π., (2015). Economical evaluation of LNG fueled ships. LNG –COMSHIP 12CHN400.

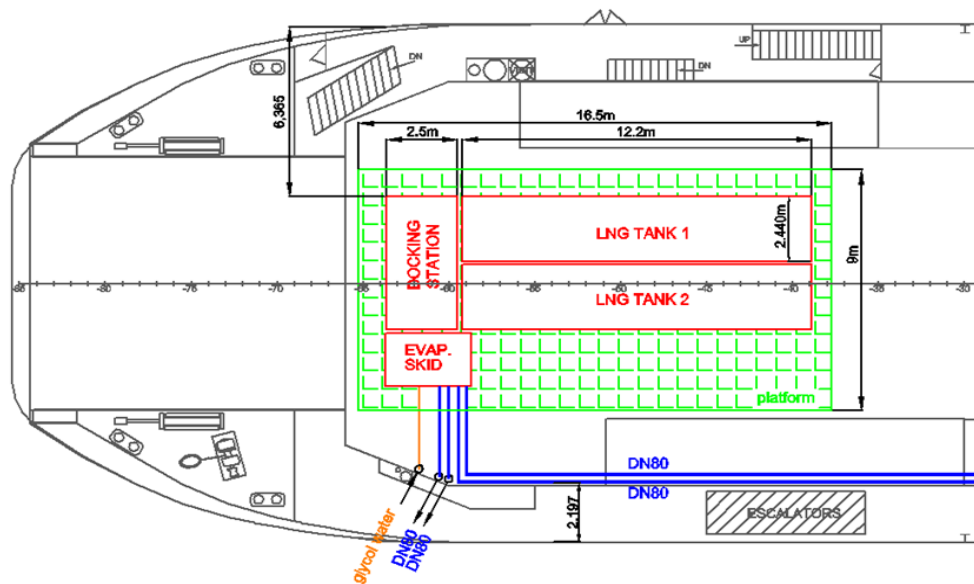
Ετήσια Κατανάλωση		Λειτουργία εν πλω			
		Δρομολόγιο Ηγουμενίτσα - Κέρκυρα		Δρομολόγιο Κέρκυρα - Ηγουμενίτσα	
		Βοηθητικές μηχανές	Κύριες μηχανές	Βοηθητικές μηχανές	Κύριες μηχανές
Μέγιστη ισχύς	kW		2102.5		2102.5
Φορτίο	%		0.85		0.85
Ισχύς μηχανών	kW		1787		1787
Διάρκεια λειτουργίας ανά ημέρα	min		450		450
Ενέργεια	kWh		13403		13403
Ρυθμός κατανάλωσης θερμικής ενέργειας	kJ/kWh		8625.4		8625.4
Καταναλισκόμενη ενέργεια καυσίμου	MJ		115610		115610
Ημερήσια κατανάλωση μάζας καυσίμου	kg		2707		2707
Ημερήσια κατανάλωση όγκου καυσίμου	m <sup>3</sup>		2.71		2.71
Διάρκεια λειτουργίας ανά έτος	ημέρες		303		303
Ετήσια κατανάλωση όγκου καυσίμου	m <sup>3</sup>		820.37		820.37
Άθροισμα	m <sup>3</sup>				1640.74



Στη συνέχεια, εξετάζεται η μετασκευή του πλοίου, ώστε οι μηχανές του να καίνε υγροποιημένο φυσικό αέριο. Οι δεξαμενές LNG μπορούν να τοποθετηθούν στο ανοικτό κατάστρωμα, διότι μόνον εκεί υφίσταται διαθέσιμος χώρος (Θεοτοκάτος et al., 2015). Οι κύριες μηχανές θα καταναλώνουν LNG, κατά τη διάρκεια του ταξιδιού, ενώ οι βοηθητικές μηχανές θα εξακολουθήσουν να καίνε diesel. Το προτεινόμενο σύστημα LNG αποτελείται από τις ακόλουθες μονάδες:

- Δύο δεξαμενές αποθήκευσης LNG, οι οποίες διαθέτουν δύο κελύφη από ανοξείδωτο ατσάλι και μόνωση κενού.
- Σωληνώσεις για το LNG και το φυσικό αέριο, το οποίο εξατμίζεται και τροφοδοτεί τους κινητήρες διπλού καυσίμου.
- Μονάδα εξατμιστή και σύστημα θέρμανσης, τα οποία καθιστούν το LNG έτοιμο προς χρήση από τους κινητήρες.
- Βαλβίδες αερίου, οι οποίες ελέγχουν και εξασφαλίζουν το απαιτούμενο επίπεδο πίεσης του αερίου.

Ο όγκος της κάθε δεξαμενής LNG ανέρχεται στα 32 m<sup>3</sup> και προσφέρει αυτονομία 5.5 ημέρες, καθώς και επιπλέον 10% επί της χωρητικότητας της δεξαμενής (Θεοτοκάτος et al., 2015). Έτσι, προτάθηκε ο σχεδιασμός μιας ειδικά διαμορφωμένης μεταλλικής πλατφόρμας, η οποία φαίνεται στο ακόλουθο σχήμα.



Σχήμα 4.1 Προτεινόμενη τοποθέτηση δεξαμενών LNG πάνω σε ειδική μεταλλική κατασκευή στο πρυμναίο τμήμα του πλοίου. Πηγή: Θεοτοκάτος, Γ., Λιβανός Γ., Παγώνης Δ., Δημητρέλλου Σ., Στράντζαλη Ε., Πολυχρονίδη Γ., Ρωμανά Γ., Θεοδουλίδης Α., Γεροστάθης Θ., Μπουλουγούρης Ε., Κριμιτζάς Κ., Σακελλάρης Δ., Σενής Δ., Μηζυθράς Π., (2015). Economical evaluation of LNG fueled ships. LNG –COMSHIP 12CHN400.

Στον παρακάτω πίνακα, φαίνεται το κόστος μετατροπής των υφιστάμενων τετράχρονων μηχανών από diesel σε μηχανές φυσικού αερίου (Θεοτοκάτος et al., 2015).

Πίνακας 4.3 Κόστος μετατροπής υφιστάμενων τετράχρονων μηχανές ώστε να καίνε LNG αντί για diesel. Πηγή: Θεοτοκάτος, Γ., Λιβανός Γ., Παγώνης Δ., Δημητρέλλου Σ., Στράντζαλη Ε., Πολυχρονίδη Γ., Ρωμανά Γ., Θεοδουλίδης Α., Γεροστάθης Θ., Μπουλουγούρης Ε., Κριμιτζάς Κ., Σακελλάρης Δ., Σενής Δ., Μηζυθράς Π., (2015). Economical evaluation of LNG fueled ships. LNG –COMSHIP 12CHN400.

Μετατροπή LNG	Κόστος μονάδας	Συνολικό κόστος
Μηχανολογικός εξοπλισμός μετατροπής μηχανών	360.39 €/kW	1.515.461 €
Χάλυβας (300 tn)	164.56 €/kW	691.991 €
Κόστος σχεδιασμού & νηολόγησης	-	450.000 €
Σύνολο	-	2.657.452 €

Στον παρακάτω πίνακα, φαίνονται οι καταναλώσεις φυσικού αερίου για τη λειτουργία του πλοίου εν πλω (Θεοτοκάτος et al., 2015).





Πίνακας 4.4 Ετήσια κατανάλωση φυσικού LNG. Πηγή: Θεοτοκάτος, Γ., Λιβανός Γ., Παγώνης Δ., Δημητρέλλου Σ., Στράντζαλη Ε., Πολυχρονίδη Γ., Ρωμανά Γ., Θεοδουλίδης Α., Γεροστάθης Θ., Μπουλουγούρης Ε., Κριμιτζάς Κ., Σακελλάρης Δ., Σενής Δ., Μηζυθράς Π., (2015). Economical evaluation of LNG fueled ships. LNG –COMSHIP 12CHN400.

Ετήσια Κατανάλωση		Λειτουργία εν πλω			
		Δρομολόγιο Ηγουμενίτσα - Κέρκυρα		Δρομολόγιο Κέρκυρα - Ηγουμενίτσα	
		Βοηθητικές μηχανές	Κύριες μηχανές	Βοηθητικές μηχανές	Κύριες μηχανές
Μέγιστη ισχύς	kW		2102.5		2102.5
Φορτίο	%		0.85		0.85
Ισχύς μηχανών	kW		1787		1787
Διάρκεια λειτουργίας ανά ημέρα	min		450		450
Ενέργεια	kWh		13403		13403
Ρυθμός κατανάλωσης θερμικής ενέργειας	kJ/kWh		8936		8936
Καταναλισκόμενη ενέργεια καυσίμου	MJ		119766		119766
Ημερήσια κατανάλωση μάζας καυσίμου	kg		2463		2463
Ημερήσια κατανάλωση όγκου καυσίμου	m <sup>3</sup>		2.46		2.46
Διάρκεια λειτουργίας ανά έτος	ημέρες		303		303
Ετήσια κατανάλωση όγκου καυσίμου	m <sup>3</sup>		746.20		746.20
Άθροισμα	m <sup>3</sup>				1492.40



Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα μεταξύ των πινάκων 4.2 και 4.4, παρατηρείται μία μείωση στην κατανάλωση καυσίμου, της τάξης των 150 m<sup>3</sup> για τη λειτουργία με LNG. Η απόσβεση της επένδυσης θα εξαρτηθεί από τη διαφορά στην τιμή μεταξύ του LNG και του καυσίμου με χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο, ενώ σημαντικό ρόλο παίζει και η χώρα ή το λιμάνι από όπου θα αγοραστεί το LNG. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, υπολογίζεται ότι η περίοδος απόσβεσης είναι περίπου τα 20 έτη (Θεοτοκάτος et al., 2015) και θεωρείται αρκετά συμφέρουσα.

### 4.3 Energy Efficiency Design Index (EEDI)

Ο EEDI είναι ένας δείκτης ενεργειακής αποδοτικότητας, ο οποίος εφαρμόζεται από το 2013 στα νεότευκτα πλοία. Ο EEDI έχει ως στόχο την ποσοτικοποίηση των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα, θέτοντας τις γραμμές βάσης για τα νεότευκτα πλοία. Ο δείκτης αυτός αφορά σε όλες τις κατηγορίες πλοίων. Ωστόσο, αρχικά δεν υφίστατο ο EEDI για τα πλοία LNG, λόγω της δυσκολίας υπολογισμού του δείκτη. Βέβαια, από τον Σεπτέμβριο του 2015, ο IMO έθεσε σε ισχύ τις διατάξεις της MARPOL Annex VI, οι οποίες προβλέπουν τον υπολογισμό του EEDI για τα πλοία LNG. Για τον υπολογισμό του EEDI, λαμβάνονται υπόψη η ισχύς που παράγεται από τις κύριες και τις βοηθητικές μηχανές, οι τυποποιημένες καταναλώσεις καυσίμων βασισμένες σε IMO MEPC 65, η χωρητικότητα εκφρασμένη σε τόνους νεκρού βάρους και την ταχύτητα του πλοίου, ενώ αφορά στα πλοία τα οποία χτίστηκαν από το 2000 και έπειτα.

Σύμφωνα με τους Ekenam Attah και Bucknall (2015), παρά το γεγονός ότι η χρήση κινητήρων διπλού καυσίμου έχει χαμηλότερο EEDI σε σύγκριση με τη χρήση τουρμπινών ατμού και δίχρονων αργόστροφων κινητήρων διπλού καυσίμου, παρατηρήθηκε διαφυγή μεθανίου, το οποίο, όπως προαναφέρθηκε έχει σημαντικό περιβαλλοντικό αποτύπωμα, καθώς έχει θερμογόνο δύναμη υψηλότερη κατά 20 με 25 φορές από αυτή του διοξειδίου του άνθρακα. Εάν ληφθεί υπόψη ότι ο κύκλος ζωής του μεθανίου κυμαίνεται περί τα 100 έτη, ενώ του διοξειδίου του άνθρακα περί τα 20 έτη, το μεθάνιο είναι 72 φορές πιο ζημιογόνο για το περιβάλλον σε σχέση με το διοξείδιο του άνθρακα (Ekenam Attah and Bucknall, 2015). Η διαφυγή μεθανίου είναι περισσότερο έντονη στις τετράχρονες μηχανές διπλού καυσίμου σε σχέση με τις μηχανές που λειτουργούν με έγχυση φυσικού αερίου ή με diesel. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το άκαυστο μεθάνιο εγκλωβίζεται σε διάφορα σημεία του κυλίνδρου, όπως οι δακτύλιοι του εμβόλου ή οι έδρες των βαλβίδων. Το μίγμα



αέρα-καυσίμου δεν μπορεί να καεί πλήρως κατά τη διάρκεια της καύσης και έτσι εκλύεται μεθάνιο μαζί με τα υπόλοιπα καυσαέρια, κατά τη φάση της εκτόνωσης. Αντίθετα, η απευθείας έγχυση φυσικού αερίου, όπως ακριβώς γίνεται και στις συμβατικές μηχανές πετρελαίου, διασφαλίζει ότι κατά τη φάση της συμπίεσης ή του καθαρισμού, δεν υπάρχει φυσικό αέριο, με αποτέλεσμα τη μείωση των εκπομπών μεθανίου (Ekenam Attah and Bucknall, 2015).

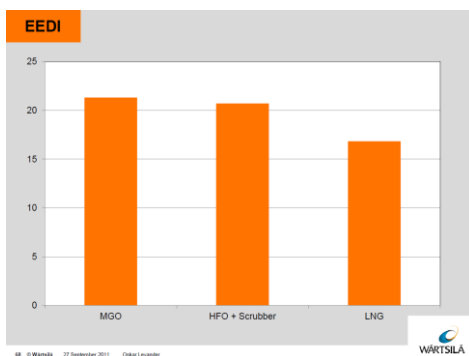
Έχει γίνει σημαντική έρευνα για τη μείωση του φαινομένου της διαφυγής μεθανίου στις μηχανές φυσικού αερίου, η οποία εστιάζει στην καύση με τη χρήση προθαλάμου καύσης και στη βελτίωση της τεχνολογίας της καύσης είτε βελτιώνοντας τον χρόνο της έγχυσης του καυσίμου είτε αυξάνοντας την πίεση κατά την έγχυση του καυσίμου ή αυξάνοντας τη θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα (Ekenam Attah and Bucknall, 2015). Εάν δεν καταστεί δυνατή η μείωση της διαφυγής μεθανίου εντός του θαλάμου καύσης, πρέπει να εξεταστεί η δυνατότητα ενσωμάτωσης καταλύτη, ώστε να συγκρατείται το μεθάνιο που περιέχεται στα καυσαέρια της μηχανής. Ωστόσο, στις νέες τεχνολογίες κινητήρων, η διαφυγή μεθανίου έχει μειωθεί στα 3-4g/kWh σε σύγκριση με τα 8-15g/kWh που ήταν μέχρι πρότινος (Ekenam Attah and Bucknall, 2015).

Σύμφωνα με τους Ekenam Attah και Bucknall (2015), το 23% του τότε στόλου των LNG πλοίων, πληροί τα όρια του EEDI που τίθενται από τον IMO. Ωστόσο, από το 2025, τα πλοία μεταφοράς LNG με μηχανές διπλού καυσίμου, αναγκαστικά, θα πρέπει να ενσωματώσουν τεχνολογίες βελτιστοποίησης της ενεργειακής αποδοτικότητάς τους, ώστε να πληρούνται τα όρια του IMO. Οι δίχρονες CI μηχανές με έγχυση φυσικού αερίου, οι οποίες απαντώνται περίπου στο 60% των πλοίων μεταφοράς LNG, τα οποία παραγγέλθηκαν στα ναυπηγεία προς κατασκευή από το 2015, παρουσιάζουν κατά 30% βέλτιστο EEDI σε σύγκριση με τις δίχρονες μηχανές απευθείας έγχυσης, εξαιτίας της μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Έτσι, μειώνονται οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, καθώς και το φαινόμενο εξαέρωσης του LNG (boil-off gas). Τέτοιου είδους βελτιστοποιήσεις στον EEDI, καθιστούν τις δίχρονες μηχανές ισότιμες με τις τετράχρονες μηχανές. Τόσο οι δίχρονες αργόστροφες μηχανές απευθείας έγχυσης καυσίμου όσο και οι μηχανές διπλού καυσίμου θα είναι πλήρως συμβατές με τα όρια του EEDI από το 2025. Όταν λαμβάνεται υπόψη η ολίσθηση μεθανίου στον υπολογισμό του EEDI, ως αντιστάθμιση με τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, η ενεργειακή απόδοση των



κινητήρων διπλού καυσίμου μειώνεται. Εάν ληφθεί υπόψη και ο χρόνος ζωής του μεθανίου, ο οποίος κυμαίνεται περί τα 100 έτη, ο EEDI διαμορφώνεται σε επίπεδο που πλησιάζει ή είναι ελαφρώς χαμηλότερο από την καμπύλη βάσης. Αντιθέτως, εάν ληφθεί υπόψη ο εικοσαετής χρόνος ζωής του διοξειδίου του άνθρακα, ο EEDI διαμορφώνεται σε επίπεδο υψηλότερο από την καμπύλη βάσης (Ekenam Attah and Bucknall, 2015).

Ο αντίκτυπος της χρήσης του LNG, όταν εξετάζεται κατά την πλευση στις ECAs, είναι ο χαμηλός EEDI σε σύγκριση με τη χρήση MGO με ενσωματωμένο SCR ή/και HFO με scrubber και ενσωματωμένο SCR (Levander, 2011).



Σχήμα 4.2 Σύγκριση EEDI για χρήση LNG σε σχέση με MGO και MGO με ενσωματωμένο scrubber, για πλοίο που δραστηριοποιείται εντός ECAs. Πηγή: Levander O., (2011). Dual-fuel engines: latest developments. Wartsila, 27 September 2011, Hamburg, Germany.

#### 4.4 Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI) και Carbon Intensity Indicator (CII)

Από τον Νοέμβριο του 2020, κατά τη διάρκεια της MEPC 75, ο IMO προχώρησε στην εισαγωγή στο Annex VI Marpol, ενός νέου δείκτη, του EEXI, ο οποίος ουσιαστικά, έχει ως στόχο την ποσοτικοποίηση των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα, θέτοντας τις γραμμές βάσης για τα ήδη υπάρχοντα πλοία (Παριώτης, 2021). Ακόμη, αποφασίστηκε παράλληλα με την εισαγωγή του EEXI, η εισαγωγή ενός επιπλέον δείκτη του CII, ώστε τα ήδη υπάρχοντα πλοία, συνδυάζοντας την τεχνική (EEXI) και τη λειτουργική (CII) προσέγγιση, να μπορούν να μειώσουν την ένταση εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, η οποία εν προκειμένω εκφράζεται σε γραμμάρια διοξειδίου του άνθρακα ανά τόνο και ανά μίλι (Παριώτης, 2021). Οι απαιτήσεις θα τεθούν σε ισχύ από το 2023 για όλα τα υπάρχοντα πλοία και έχουν ως στόχο τη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα από την παγκόσμια ναυτιλία.



#### 4.5 Energy Efficiency Operational Index (EEOI)

Ο EEOI είναι ένας δείκτης, ο οποίος προτάθηκε από τον IMO για τη μέτρηση της ενεργειακής απόδοσης των υφιστάμενων πλοίων και μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εθελοντική βάση (Παριώτης, 2021). Εκφράζεται ως η αναλογία της ποσότητας του διοξειδίου του άνθρακα που εκπέμπεται ανά μονάδα παραγόμενου έργου (Παριώτης, 2021). Ο δείκτης συμπεριλαμβάνει την κατανάλωση καυσίμου και συνεπώς τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, οι οποίες προέρχονται τόσο από τις κύριες μηχανές όσο και από τις βοηθητικές, ενώ συμπεριλαμβάνονται οι εκπομπές στην ανοιχτή θάλασσα, αλλά και στο λιμάνι (Παριώτης, 2021). Επίσης, λαμβάνεται υπόψη και ο τύπος του καυσίμου που καταναλώνεται, διαμέσου ενός παράγοντα αναγωγής του σε διοξείδιο του άνθρακα (Παριώτης, 2021). Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται οι παράγοντες αναγωγής για πέντε τύπους καυσίμου.

Πίνακας 4.5 Παράγοντες αναγωγής καυσίμου σε διοξείδιο του άνθρακα, για πέντε τύπους καυσίμου. Πηγή: Παριώτης Ε., (2021). Διαχείριση και Εξοικονόμηση Ενέργειας στα Πλοία. Διδρυματικό Μεταπτυχιακό Πρόγραμμα στη Διοίκηση στη Ναυτική Επιστήμη και Τεχνολογία.

A/A	Τύπος καυσίμου	Παραπομπή	Περιεκτικότητα άνθρακα	CF
1	Diesel/Gas oil	ISO 8217 Grades DMX through DMC	0.875	3.20600
2	Light Fuel Oil (LFO)	ISO 8217 Grades RMA through RMD	0.86	3.15104
3	Heavy Fuel Oil (HFO)	ISO 8217 Grades RME through RMK	0.85	3.11440
4	Liquified Petroleum Gas (LPG)	Propane Butane	0.819 0.827	3.00000 3.03000
5	Liquified Natural Gas (LNG)		0.75	2.75000

Ο συγκεκριμένος δείκτης εμφανίζει κάποιες ιδιαιτερότητες. Για τον υπολογισμό του EEOI λαμβάνεται υπόψη η μάζα του μεταφερόμενου φορτίου, γεγονός το οποίο δημιουργεί σύγχυση στην περίπτωση μεταφοράς κενών εμπορευματοκιβωτίων ή όταν μεταφέρονται διαφορετικά είδη φορτίου. Σε τέτοιες περιπτώσεις, οι χειριστές χρησιμοποιούν ειδικούς



παράγοντες μέτρησης βάρους, ώστε να επιτύχουν τον βέλτιστο υπολογισμό της μάζας του μεταφερόμενου φορτίου (Παριώτης, 2021). Για αυτόν τον λόγο, ο συγκεκριμένος δείκτης παραμένει σε εθελοντική βάση και δεν υποχρεωτικός για όλα πλοία. Επίσης, ο ΕΕΟΙ παρουσιάζει ευαισθησία σχετικά με το μέγεθος και τον τύπο του πλοίου, το μεταφερόμενο φορτίο, την ταχύτητα, τον διαθέσιμο χώρο για τη μεταφορά φορτίου, τις καιρικές συνθήκες και τα ρεύματα, την κατάσταση του πλοίου (μηχανές, ρύπανση γάστρας, προπέλας κ.α.), καθώς και λάθη στις μετρήσεις (Παριώτης, 2021). Ωστόσο, αποτελεί ένα σημαντικό εργαλείο για τον υπολογισμό των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, ενώ ταυτόχρονα αποτελεί ένα εργαλείο εσωτερικής αξιολόγησης (Παριώτης, 2021).

Επιπροσθέτως, για τον υπολογισμό του ΕΕΟΙ για ένα συγκεκριμένο πλοίο, πρέπει να ακολουθηθούν τα παρακάτω βήματα (Παριώτης, 2021):

- ✓ Καθορισμός περιόδου, κατά την οποία εκτελείται ο υπολογισμός. Πρέπει να συμπεριλαμβάνονται όλα τα είδη ταξιδιού, όπως τα ballast, τα ταξίδια κατά τα οποία το πλοίο πηγαίνει για δεξαμενισμό και βέβαια, τα ταξίδια για μεταφορά φορτίων. Αντιθέτως, αποκλείονται τα ταξίδια παροχής βοήθειας σε πλοίο, το οποίο βρίσκεται σε κίνδυνο ή τα ταξίδια έρευνας – διάσωσης.
- ✓ Καθορισμός των πηγών συλλογής στοιχείων.
- ✓ Συλλογή στοιχείων.
- ✓ Μετατροπή των στοιχείων στην κατάλληλη μορφή.
- ✓ Υπολογισμός ΕΕΟΙ.



## Συμπεράσματα

Λαμβάνοντας υπόψη όλα τα παραπάνω, οι τετράχρονες CI μηχανές διπλού καυσίμου και οι δίχρονες αργόστροφες CI μηχανές διπλού καυσίμου μηχανές, θεωρούνται οι πιο πολλά υποσχόμενες μηχανές ως προς τη βέλτιστη ενεργειακή αποδοτικότητα και τη συμμόρφωση με τα όρια των εκπομπών ρύπων έτσι όπως αυτά έχουν καθοριστεί από τον IMO.

Οι ναυτικές μηχανές διπλού καυσίμου, σε σύγκριση με τις συμβατικές ναυτικές μηχανές εμφανίζουν 25 έως 30% μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, 99% μείωση των οξειδίων του θείου και 75 έως 85% μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου. Επιπροσθέτως, επιτυγχάνεται μείωση των εκπομπών αιωρούμενων σωματιδίων κατά 99%, καθώς και πλήρης απαλλαγή από τον σχηματισμό αιθάλης. Ωστόσο, επιδεινώνονται σημαντικά οι εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων, με πιο σημαντικό το μονοξείδιο του άνθρακα, το οποίο είναι ιδιαίτερα τοξικό. Ακόμη, οι κινητήρες φυσικού αερίου εμφανίζουν το φαινόμενο της διαφυγής μεθανίου, το οποίο έχει 20 έως 25 φορές πολλαπλάσια θερμογόνο δύναμη σε σύγκριση με το διοξείδιο του άνθρακα.

Η χρήση του προθαλάμου καύσης στις μηχανές διπλού καυσίμου διευκολύνει την ανάφλεξη και στη συνέχεια την πλήρη καύση του φυσικού αερίου σε σύγκριση με τις μηχανές άνευ προθαλάμου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την επίτευξη υψηλότερου βαθμού απόδοσης και χαμηλότερες εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων, οξειδίων του αζώτου, μονοξειδίου του άνθρακα, καθώς και μειωμένες διαφυγές μεθανίου, λόγω της καλύτερης καύσης. Τα συστήματα επανακυκλοφορίας καυσαερίων και ο καταλύτης απαιτούνται σε ορισμένες περιπτώσεις, ώστε οι εκπομπές ρύπων του πλοίου να συμμορφώνονται με τα όρια των εκπομπών που έχουν θεσπιστεί από τον IMO.

Η μετασκευή πλοίων με συμβατικές μηχανές σε πλοία με μηχανές διπλού καυσίμου, είναι ιδιαίτερα κοστοβόρες και πρέπει να λαμβάνεται σοβαρά υπόψη η ηλικία του πλοίου και οι θαλάσσιες περιοχές στις οποίες αυτό δραστηριοποιείται, διότι η τιμή του LNG δεν είναι σταθερή και βέβαια, πρέπει να συγκρίνεται πάντα με την τιμή του LSFO. Αντιθέτως, η κατασκευή νεότευκτου πλοίου με μηχανές διπλού καυσίμου, παρότι απαιτεί μεγαλύτερο κεφάλαιο, μακροπρόθεσμα θεωρείται συμφέρουσα επιλογή. Βέβαια, και σε αυτήν την





*Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και  
Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου  
ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”*

περίπτωση, ο χρόνος απόσβεσης της επένδυσης εξαρτάται από τη διαφορά στην τιμή του LNG και του LSFO.



## Βιβλιογραφία

- Ahmed T., (2006). Reservoir Engineering Handbook, 3rd edition, Gulf Publishing Press, Elsevier.
- Αργύρης Γ., (2014). Μεταφορά υγροποιημένου φυσικού αερίου. Πτυχιακή Εργασία. Ακαδημία Εμπορικού Ναυτικού Μακεδονίας, Σχολή Μηχανικών.
- Clarck N. J., (1969). Elements of Petroleum Reservoir.
- Ekenam Attah E., Bucknall R., (2015). An analysis of the energy efficiency of LNG ships powering options using the EEDI. Ocean Eng 110:62-74.
- Germanischer Lloyd, (2013). Will it be cost effective? <http://www.glgroup.com>
- Hagedorn M., (2014). LNG Engines – Specifications and Economics. LNG Shipping Rostock, Wartsila.
- Θεοτοκάτος, Γ., Λιβανός Γ., Παγώνης Δ., Δημητρέλλου Σ., Στράντζαλη Ε., Πολυχρονίδη Γ., Ρωμανά Γ., Θεοδουλίδης Α., Γεροστάθης Θ., Μπουλουγούρης Ε., Κριμιτζάς Κ., Σακελλάρης Δ., Σενής Δ., Μηζυθράς Π., (2015). Economical evaluation of LNG fueled ships. LNG –COMSHIP 12CHN400.
- Θεοχάρης Α.Λ., (2017). Τεχνική, Περιβαλλοντική και Οικονομική Αξιολόγηση της Δυνατότητας Χρήσης Φυσικού Αερίου σε Τετράχρονα Μηχανές Diesel.
- Ιδιότητες Φυσικού Αερίου, (2018). Τεχνολογία Πετρελαίου και Φυσικού Αερίου, Εργαστήριο Τεχνολογίας Καυσίμων και Λιπαντικών ΕΜΠ.
- Καρώνης Δ., Λόης Ε., Ζαννίκος Φ., (2014). Τεχνολογία Πετρελαίου και Φυσικού Αερίου, Κεφάλαιο 2.
- Καρώνης Δ., Λόης Ε., Ζαννίκος Φ., (2014). Τεχνολογία Πετρελαίου και Φυσικού Αερίου, Κεφάλαιο 3.
- Kjemtrup, N., (2015). Gas 2-stroke Marine Engine Design and Operation. GCA Seminar.
- Levander O., (2011). Dual-fuel engines: latest developments. Wartsila, 27 September 2011, Hamburg, Germany, <https://www.ship-efficiency.org/onTEAM/pdf/PPTLevander.pdf>



- Mamalis S., (2017). Natural Gas Engines for Transportation and Power Generation, Chapter 2. Springer, <https://doi.org/10.1007/978-981-13-3307-1>
- McGill R., Remley W., Winther K., (2013). Alternative fuels for marine applications. A report from the IEA advanced motor fuels implementing agreement report.
- Mohr H., Baufelt T., (2013). Improvement of dual-fuel engine technology for current and future applications. CIMAC paper no 412, CIMAC congress, Shanghai, China.
- Μπαρλαμπά Κ., (2014). Εξελίξεις & προοπτικές στη χρήση του υγροποιημένου φυσικού αερίου (LNG) ως καύσιμο για τη ναυτιλία. Διπλωματική Εργασία για το Μεταπτυχιακό Πρόγραμμα «Ναυτιλία, Μεταφορές και Διεθνές Εμπόριο», Πανεπιστήμιο Αιγαίου, Σχολή επιστημών Διοίκησης, Τμήμα Ναυτιλίας και Επιχειρηματικών Υπηρεσιών.
- Mukarami S., Baufelt T., (2013). Current status and future strategies of gas engine development. CIMAC paper no 413, CIMAC congress, Shanghai, China.
- Osborn, T., (2021). HadCRUT4 global temperature graphs. Retrieved October 11, 2021 from <https://crudata.uea.ac.uk/~timo/diag/tempdiag.htm>
- Ott M., (2015). Low Pressure Gas Engines-The Industry Standard, GCA Seminar.
- Papagiannakis R.G., Zannis T.C., Pariotis E., Katsanis J.S., (2017). Natural Gas Combustion in Marine Engines: An Operational, Environmental and Economic Assessment, Chapter 7. Springer, Natural Gas Engines, Energy, Environment and Sustainability, [https://doi.org/10.1007/78-981-13-3307-1\\_7](https://doi.org/10.1007/78-981-13-3307-1_7)
- Παριώτης Ε., (2021). Διαχείριση και Εξοικονόμηση Ενέργειας στα Πλοία. Διδρυματικό Μεταπτυχιακό Πρόγραμμα στη Διοίκηση στη Ναυτική Επιστήμη και Τεχνολογία.
- Πεντίδης Β., Ντινόκας Δ., (2013). Μηχανές Δίχρονες, Τετράχρονες Διπλής Καύσεως Φυσικού Αερίου – Πετρελαίου, Διπλωματική Εργασία, Ακαδημία Εμπορικού Ναυτικού.
- Schlick H., (2014). Potentials and challenges of gas and dual-fuel engines for marine application, 5th CIMAC CASCADES.
- Stiefel R., (2015). Low Pressure Gas Engines, The Industry Standard, CIMAC discussion, Wartsila.



*Ελένη Αντωνίου, “Τεχνική, Οικονομική και Περιβαλλοντική Αξιολόγηση της Χρήσης Φυσικού Αερίου ως Εναλλακτικού Καυσίμου σε Πλοία”*

Wartsila, 2-stroke dual fuel technology (2014). CIMAC NMA norge annual meeting.

Υγροποιημένο Φυσικό Αέριο, (2018). Ενεργειακές Τεχνολογίες, Εργαστήριο Τεχνολογίας Καυσίμων και Λιπαντικών ΕΜΠ.

Yfantis, E.A., Zannis T.C., Katsanis J.S., Pariotis E.G., Papagiannakis R.G., Mohr H., (2017). Four-stroke marine natural gas diesel and spark-ignited engines: a state-of-the-art technologies evaluation. 3<sup>rd</sup> scientific conference SEA-CONF 2017, May 18-19 2017, Constanta, Romania.

Ζάννης Θ.Κ., (2021). Βασικά Στοιχεία Ναυτικών Μηχανών Πρόωσης και Βοηθητικών Συστημάτων Πλοίων, Διαχείριση και Εξοικονόμηση Ενέργειας στα Πλοία. Σχολή Ναυτικών Δοκίμων, Τομέας Ναυπηγικής & Ναυτικής Μηχανολογίας.