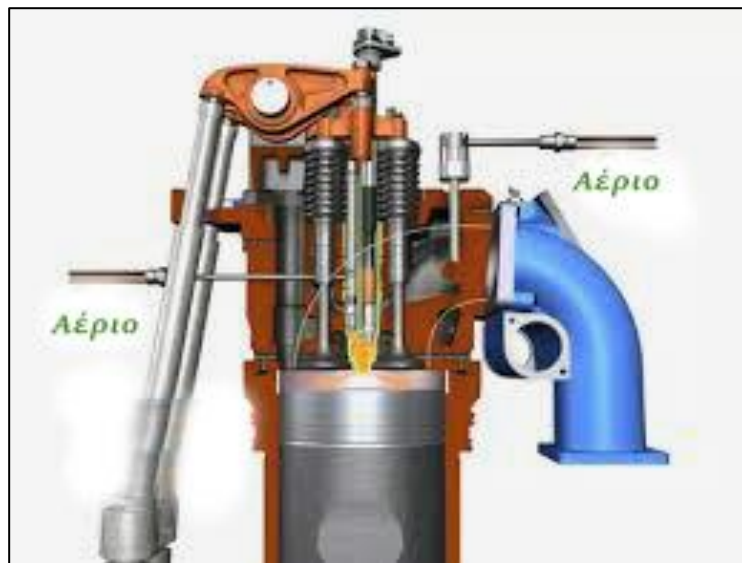




**ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**«ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΦΥΣΙΚΟΥ  
ΑΕΡΙΟΥ ΚΑΙ ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ (ΕΝΕΡΓΕΙΑ,  
ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ ΚΑΙ ΔΕΙΦΟΡΙΑ)»**



**ΦΟΙΤΗΤΕΣ: ΡΟΥΣΣΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ 7386  
ΠΕΤΡΟΠΟΥΛΟΣ ΧΡΙΣΤΟΣ 7383**

**ΕΠΟΠΤΕΥΟΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΜΑΥΡΙΑΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ**

**ΠΑΤΡΑ 2020-2021**

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Πανεπιστημίου Πελοποννήσου και αναφέρεται στην «ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΚΑΙ ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ (ΕΝΕΡΓΕΙΑ, ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ ΚΑΙ ΑΕΙΦΟΡΙΑ)».

Θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε ιδιαίτερα τον επιβλέποντα Καθηγητή Μαυρίδη Κωνσταντίνο, ο οποίος με την κατάλληλη καθοδήγησή του βοήθησε στη διεκπεραίωση αυτής της εργασίας. Επιπλέον θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τα μέλη της επιτροπής. Τέλος, θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε συγγενείς και φίλους για την στήριξή τους στην προσπάθειά μας.

**Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστών:** Οι κάτωθι υπογεγραμμένοι σπουδαστές έχουν επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνουμε υπεύθυνα ότι είμαστε συγγραφείς αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχουμε δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μας όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποιήσαμε και λάβαμε ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνουμε επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχουμε ενσωματώσει στην εργασία μας προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχουμε πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχουμε αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο σπουδαστές:

**Ρούσσος Δημήτριος**

**Πετρόπουλος Χρίστος**

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Μεταξύ των πολλών εναλλακτικών λύσεων για τη βενζίνη και το ντίζελ, το φυσικό αέριο θεωρείται βιώσιμο καύσιμο για μελλοντικές εφαρμογές μεταφοράς και παραγωγής, της ηλεκτρικής ενέργειας. Στην παρούσα πτυχιακή εργασία παρέχεται μια εισαγωγική επισκόπηση του ρόλου του φυσικού αερίου στα μελλοντικά συστήματα μεταφοράς και παραγωγής ενέργειας. Συζητούνται επιπλέον, οι τρέχουσες και οι προβλεπόμενες τάσεις (έως το 2040) για την παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας και η σχετική συμβολή του φυσικού αερίου σε διάφορους τομείς (βιομηχανικές, μεταφορές, κατοικίες κ.λπ.). Υπάρχουν ποικίλα πλεονεκτήματα αλλά και προκλήσεις του φυσικού αερίου ως καύσιμο. Οι προκλήσεις της αποθήκευσης και μεταφοράς των καυσίμων φυσικού αερίου (όπως το συμπιεσμένο φυσικό αέριο και το υδροποιημένο φυσικό αέριο) και η χρήση του, σε κινητήρες εσωτερικής καύσης (IC). Οι στρατηγικές καύσης του προηγμένου φυσικού αερίου χαμηλής θερμοκρασίας (LTC) για κινητήρες IC, καύση φυσικού αερίου σε κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα (SI) με ιδιαίτερη εστίαση στην άμεση έγχυση φυσικού αερίου, χρήση φυσικού αερίου σε θαλάσσιους (SI) και κινητήρες ανάφλεξης με συμπίεση (CI), χρήση φυσικού αερίου σε ελαφρά, βαρέως τύπου, βιομηχανικούς και θαλάσσιους κινητήρες, έλεγχος των εκπομπών στις τεχνολογίες για κινητήρες φυσικού αερίου, και μια ανασκόπηση των συστημάτων μικρο συνδυασμένης θέρμανσης και ισχύος (CHP) οικιακής κλίμακας με φυσικό αέριο είναι τα κύρια θέματα που διερευνώνται στην εργασία.

## Περιεχόμενα

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	ii
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	iii
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	- 9 -
<b>1.1 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΩΝ ΒΑΣΙΚΩΝ ΑΡΧΩΝ</b> .....	- 10 -
1.1.1 Μηχανική.....	- 11 -
1.1.2 Ρευστομηχανική.....	- 14 -
1.1.3 Θερμοδυναμική .....	- 18 -
1.1.4 Θερμοδυναμική των αντιδραστικών μιγμάτων .....	- 22 -
1.1.5 Καύσιμα.....	- 22 -
<b>1.2 ΙΔΑΝΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΓΙΑ ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΦΥΣΙΚΗΣ ΕΠΑΓΩΓΗΣ</b> -	23 -
1.2.1 Γενικός κύκλος .....	- 23 -
1.2.2 Κύκλος του Otto .....	- 24 -
1.2.3 Κύκλος σταθερής πίεσης (ντίζελ).....	- 24 -
1.2.4 Διπλός κύκλος (κύκλος περιορισμένης πίεσης).....	- 24 -
1.2.5 Σύγκριση κύκλων.....	- 25 -
<b>1.3 ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ</b> .....	- 25 -
1.3.1 Ιστορική αναδρομή .....	- 27 -
1.3.2 Φυσικές και χημικές ιδιότητες .....	- 29 -
1.3.3 Σύνθεση του φυσικού αερίου .....	- 30 -
1.3.4 Η καύση του φυσικού αερίου .....	- 31 -
1.3.5 Εξόρυξη, μεταφορά και αποθήκευση του φυσικού αερίου.....	- 33 -
1.3.6 Υγροποιημένο φυσικό αέριο .....	- 37 -
1.3.7 Ο ρόλος του φυσικού αερίου στις μελλοντικές μεταφορές και συστήματα παραγωγής ενέργειας.....	- 38 -
1.3.8 Ο ρόλος του φυσικού αερίου στο περιβάλλον .....	- 39 -
2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΈΡΕΥΝΑ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ.....	- 43 -
<b>2.1 ΤΟ ΥΓΡΑΕΡΙΟ (LPG) ΩΣ ΚΑΥΣΙΜΟ ΚΑΙ Η ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ</b> .....	- 43 -
<b>2.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΣΗΜΑΤΟΣ ΣΕ ΤΡΟΠΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΓΙΑ ΧΡΗΣΗ LPG</b>	- 45 -

3.	Η ΧΡΗΣΗ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ .....	- 50 -
3.1	<b>ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΚΑΥΣΗΣ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΧΑΜΗΛΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ .....</b>	<b>- 50 -</b>
3.1.1	Φυσικό αέριο ΗCCI καύσης .....	- 52 -
3.1.2	Προηγμένη διπλή καύση φυσικού αερίου .....	- 58 -
3.2	<b>Η ΜΕΘΟΔΟΣ ULTRA-LEAN ΜΕΡΙΚΩΣ ΣΤΡΩΜΑΤΟΠΟΙΗΜΕΝΗΣ ΦΟΡΤΙΣΗΣ ΓΙΑ ΤΗ ΜΕΙΩΣΗ ΤΩΝ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΜΕ ΣΠΙΝΘΗΡΑ.....</b>	<b>- 65 -</b>
3.2.1	Όριο της λιτής καύσης .....	- 66 -
3.3	<b>ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΕΣ ΣΤΑΘΕΡΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ .....</b>	<b>- 67 -</b>
3.3.1	Σταθεροποίηση της ωρίμανσης του πυρήνα της φλόγας .....	- 67 -
3.3.2	Σχηματισμός στρωματοποιημένου μίγματος αέρα-καυσίμου .....	- 68 -
3.4	<b>ΙΔΑΝΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΕΓΧΥΣΗΣ / ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ PSC.....</b>	<b>- 69 -</b>
3.5	<b>ΕΓΧΥΣΗ ΑΕΡΙΟΥ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.....</b>	<b>- 71 -</b>
3.6	<b>ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ ΚΑΙ ΠΡΟΚΛΗΣΕΙΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ ΑΜΕΣΗΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΓΙΑ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΣΥΜΠΙΕΣΜΕΝΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ .....</b>	<b>- 73 -</b>
3.6.1	Μεθοδολογία για την εισαγωγή του NG στα οχήματα.....	- 74 -
3.7	<b>ΠΡΟΗΓΜΕΝΗ ΚΑΥΣΗ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ.....</b>	<b>- 76 -</b>
4.	ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΟΙ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΚΑΙ ΤΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ ΣΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ .....	- 78 -
4.1	ΡΥΠΟΙ.....	- 78 -
4.2	Η ΑΓΟΡΑ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ.....	- 80 -
4.3	ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ .....	- 81 -
4.4	ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΕΞΕΛΙΞΕΙΣ .....	- 83 -
5.	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	- 88 -
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	- 89 -

## ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

AQ – Ποιότητα του αέρα  
BMEP - Μέση αποτελεσματική πίεση  
CAD – Γωνία του στροφαλοφόρου  
CBM – Μεθάνιο με βάση τον άνθρακα  
CHP – Συνδυασμένη θερμότητα και ισχύς  
CNG – Συμπιεσμένο φυσικό αέριο  
CVCC – Θάλαμος καύσης σταθερού όγκου  
DI – Άμεση έγχυση  
EGR – Ανακυκλοφορία καυσαερίων  
EV – Ηλεκτρικά οχήματα  
GDI – Κινητήρας άμεσης έγχυσης βενζίνης  
GHG – Αέρια του θερμοκηπίου  
HCCI – Ομοιογενής ανάφλεξη συμπίεσης φόρτισης  
HPDI – Κινητήρας άμεσης έγχυσης υψηλής πίεσης  
IMEP – Ενδεικτική μέση αποτελεσματική πίεση  
LNG – Υγροποιημένο φυσικό αέριο  
IC – Κινητήρας εσωτερικής καύσης  
IVC – Βαλβίδες εισαγωγής  
LHV – Τιμή θέρμανσης  
LPG – Υγραέριο  
LSPI – Προ-ανάφλεξη χαμηλής ταχύτητας  
LTC – Καύση χαμηλής θερμοκρασίας  
MFB - Κλάσμα μάζας που καίγεται  
NGCC - Αεροστρόβιλος συνδυασμένου κύκλου  
NGCT – Αεροστρόβιλος απλού κύκλου  
NGV – Όχημα φυσικού αερίου  
PES – Ποσοστό της υποκατάστασης της ενέργειας  
PFI – Θύρες ψεκασμού καυσίμου  
PFS – Μερική στρωματοποίηση του καυσίμου  
PM – Σωματίδια  
PRR – Ρυθμός αύξησης της υψηλής πίεσης  
PSC – Μερικώς στρωματοποιημένο φορτίο  
RCCI – Ανάφλεξη ελεγχόμενης συμπίεσης με αντιδραστικότητα  
RGF – Παγιδευμένο κλάσμα αερίου  
RON – Αριθμός των ερευνητικών οκτανίων  
SCR – Καταλυτική μείωση των εκπομπών  
SI – Κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα  
SNG – Συνθετικό φυσικό αέριο  
UHC - Υδρογονάνθρακες  
ULP – Αμόλυβδη βενζίνη  
VCR – Μεταβλητή αναλογία συμπίεσης  
VVA – Μεταβλητή βαλβίδα ενεργοποίησης  
WOT – Ευρυγώνιο γκάζι

## ΛΙΣΤΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ

Διάγραμμα 3.1: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για καύση φυσικού αερίου HCCI συμπληρωμένη με υδρογόνο 10 και 15%,.....	- 54 -
Διάγραμμα 3.2: Θερμική απόδοση των φρένων και εύρος φορτίου για φυσικής αναρρόφησης SI, HCCI και ενισχυμένη λειτουργία HCCI .....	- 55 -
Διάγραμμα 3.3: Απόδοση τετρακύλινδρου, φυσικού αερίου, υπερσυμπιεσμένου κινητήρα HCCI, στις 1800 στροφές / λεπτό, λόγος συμπίεσης 21: 1 και πίεση εισαγωγής 2 bar .....	- 56 -
Διάγραμμα 3.4: Προσομοιωμένος ρυθμός πίεσης και απελευθέρωσης θερμότητας ενός μονοκύλινδρου, φυσικού αερίου, κινητήρα HCCI ελεύθερου εμβόλου που λειτουργεί με παγίδα υπολειμματικού αερίου σε αναλογία αποτελεσματικής ισοδυναμίας 0,32.....	- 57 -

## ΛΙΣΤΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1.1: Ροή υγρού μέσω ενός όγκου ελέγχου .....	- 17 -
Εικόνα 1.2: Σχηματικό διάγραμμα ενός θερμοδυναμικού συστήματος .....	- 19 -
Εικόνα 1.3: Απλοποιημένη αναπαράσταση του μεθανίου ως (α) δισδιάστατος τύπος και (β) τρισδιάστατος τύπος. ....	- 31 -
Εικόνα 3.1: Σχήμα του συστήματος ανάφλεξης σπινθήρων πρώτης γενιάς PSC και εφαρμογή του στο Ricardo Hydra SCORE.....	- 70 -
Εικόνα 3.2: Σχηματική σχεδίαση των ακροφυσίων εγχυτήρων προς τα μέσα (αριστερά) και προς τα έξω (δεξιά) .....	- 73 -
<i>Εικόνα 3.3 Επιλογές τεχνολογίας έγχυσης CNG</i> .....	- 74 -
Εικόνα 3.4 Τυπική σύνθεση από το εμπορευόμενο NG.....	- 76 -
Εικόνα 4.1: Αριθμός σταθμών ανεφοδιασμού καυσίμων CNG και LNG σε επιλεγμένες Ευρωπαϊκές χώρες.....	- 85 -
Εικόνα 4.2: Τάση της ζήτησης του φυσικού αερίου στις οδικές μεταφορές της Ευρώπης (bcm) .....	- 86 -



# 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Με την αύξηση του παγκόσμιου πληθυσμού και την οικονομική ανάπτυξη, η κατανάλωση της ενέργειας αναμένεται να αυξηθεί σημαντικά, ενώ το χαρτοφυλάκιο των ενεργειακών πόρων αναμένεται να διαφέρει στο μέλλον, όλο και πιο πολύ. Σύμφωνα με το International Energy Outlook 2018 (IEO 2018) που παρέχεται από την Αμερικανική Υπηρεσία Πληροφοριών Ενέργειας (ΕΠΕ), η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας προβλέπεται να έχει αυξηθεί από περίπου 575 τετράκις εκατομμύρια βρετανικές θερμικές μονάδες (BTU) που ήταν το 2015, σε 739 τετράκις εκατομμύρια BTU έως το 2040. Από αυτό, το φυσικό αέριο αντιπροσωπεύει ένα σημαντικό κλάσμα ως πηγή ενέργειας. Για παράδειγμα, ενώ το φυσικό αέριο αντιπροσώπευε περίπου 125 τετράκις εκατομμύρια BTU (22% του συνόλου) της κατανάλωσης της ενέργειας το 2015, προβλέπεται να αυξηθεί σε 182 τετράκις εκατομμύρια BTU (σχεδόν 25% του συνόλου) της κατανάλωσης ενέργειας το 2040, αντιπροσωπεύοντας τη μεγαλύτερη αύξηση της παγκόσμιας κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας ανά πηγή.

Οι παγκόσμιες στατιστικές κατανάλωσης φυσικού αερίου το 2015 (International Energy Agency 2017) έδειξαν ότι σχεδόν το 38% του συνόλου, χρησιμοποιήθηκε στο βιομηχανικό τομέα, το 30% στον οικιακό τομέα, ενώ το υπόλοιπο χρησιμοποιήθηκε στις μεταφορές (7%), στις εμπορικές και δημόσιες υπηρεσίες (13%), στον τομέα της ενέργειας, στη γεωργία, στην αλιεία κ.λπ. (12%). Μία από τις προκλήσεις της χρήσης του φυσικού αερίου, ειδικά σε εφαρμογές μεταφοράς, είναι η ενσωματωμένη αποθήκευσή του. Οι δύο επιλογές για την αποθήκευση του φυσικού αερίου είναι είτε σε μορφή συμπιεσμένου φυσικού αερίου (CNG) (συνήθως στα 3600 psig ή 250 bar), είτε σε μορφή υγροποιημένου φυσικού αερίου (LNG) σε 60260 °F (ή 60160 °C) (US Department of Energy, 2018).

Παρόλο που η κρυογονική αποθήκευση του φυσικού αερίου ως LNG είναι τεχνικά πιο περίπλοκη και οικονομικά πιο απαιτητική, είναι σαφώς πλεονεκτική, από την άποψη του σημαντικά χαμηλότερου χώρου αποθήκευσης και των απαιτήσεων βάρους. Επιπλέον, υπάρχει σημαντικά μεγαλύτερη διάρκεια μεταξύ του ανεφοδιασμού του καυσίμου σε σύγκριση με το CNG (λόγω της υψηλότερης πυκνότητας της ενέργειας του καυσίμου για ένα δεδομένο όγκο αποθήκευσης, όταν αποθηκεύεται σε υγροποιημένη μορφή). Με την αυξανόμενη διείσδυση του LNG στην αγορά, που μεταφέρεται μέσω πλοίων σε διάφορα μέρη του κόσμου, είναι φυσικό να θεωρούνται το LNG και το CNG ως πρωταρχικά καύσιμα στις θαλάσσιες εφαρμογές.

Το φυσικό αέριο έχει πολλά εγγενή πλεονεκτήματα που αυξάνουν αρκετά την προσαρμογή του σε εφαρμογές μεταφοράς και παραγωγής ενέργειας. Για παράδειγμα, το φυσικό αέριο συνήθως εμφανίζει υψηλή αντίσταση στην αυτοανάφλεξη (υψηλός αριθμός οκτανίων, επιτρέποντας τη χρήση υψηλότερων λόγων συμπίεσης), χαμηλότερη αναλογία άνθρακα προς το υδρογόνο (οδηγώντας σε χαμηλότερες εκπομπές CO<sub>2</sub> μετά την καύση), καταλληλόλητα για «φτωχή» καύση<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Η «φτωχή καύση» αναφέρεται στην καύση καυσίμου με περίσσεια αέρα σε έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης. Σε κινητήρες χωρίς καύση, η αναλογία αέρα: καυσίμου μπορεί να είναι τόσο λιτή όσο 65: 1

(που οδηγεί σε υψηλότερη απόδοση μετατροπής καυσίμων), και μια καλά εδραιωμένη υποδομή για παραγωγή και διανομή σε πολλά μέρη του κόσμου.

Λαμβάνοντας υπόψη τις γενικές ενεργειακές τάσεις που συζητήθηκαν παραπάνω και ορισμένα από τα πλεονεκτήματα του φυσικού αερίου σε σύγκριση με τα άλλα καύσιμα, είναι σαφές ότι το φυσικό αέριο είναι (και θα συνεχίσει να είναι) ένας σημαντικός ενεργειακός πόρος σε διάφορους τομείς, συμπεριλαμβανομένων των μεταφορών, της βιομηχανικής παραγωγής ενέργειας και των οικιακών εφαρμογών (π.χ. θέρμανση σπιτιού). Για εφαρμογές μεταφοράς και βιομηχανικής παραγωγής ενέργειας, η καύση του φυσικού αερίου σε κινητήρες εσωτερικής καύσης (IC) θα παραμείνει μια σημαντική στρατηγική μετατροπής της ενέργειας για το προβλέψιμο μέλλον. Αυτή η πτυχιακή εργασία εστιάζει στις προηγμένες τεχνολογίες καύσης του φυσικού αερίου μέσα στους κινητήρες εσωτερικής καύσης και του ελέγχου των εκπομπών, συμπεριλαμβανομένων τόσο των εφαρμογών μεταφοράς όσο και της στατικής παραγωγής ενέργειας για οικιακές εφαρμογές. Επιπλέον υπάρχουν εκτενείς αναφορές στα οικονομικά στοιχεία και στο περιβάλλον με βάση το φυσικό αέριο.

Η παρούσα εργασία οργανώνεται ως εξής. Το κεφάλαιο 1 παρέχει μια συζήτηση για την αξιολόγηση των βασικών αρχών της μηχανικής, της μηχανικής των ρευστών, της θερμοδυναμικής και των καυσίμων. Επιπλέον γίνεται μια εισαγωγή στα αυτοκίνητα και τους κινητήρες. Στη συνέχεια αναφέρονται οι ιδανικοί κύκλοι για τις παλινδρομικές μηχανές φυσικής επαγωγής και το σύστημα μεταφοράς σε αυτές τις μηχανές. Τέλος παρουσιάζεται μια εκτενής αναφορά στο φυσικό αέριο και τα χαρακτηριστικά του. Το κεφάλαιο 2 αναφέρεται στην κύρια βιβλιογραφία όπου έχει μελετηθεί τόσο το φυσικό αέριο όσο και το υγραέριο, καθώς και των διαφόρων ζητημάτων που έχουν προκύψει μέσα στα χρόνια χρήσης τους. Το κεφάλαιο 3 περιλαμβάνει μία πλήρη ανάλυση και περιγραφή των πτυχών της χρήσης του φυσικού αερίου στις μηχανές εσωτερικής καύσης. Το κεφάλαιο 4 περιλαμβάνει τους οικονομικούς παράγοντες (ζητήματα αγοράς και προσφοράς του φυσικού αερίου), τους περιβαλλοντικούς παράγοντες (ρύπους κ.λ.π.) και τις μελλοντικές εξελίξεις. Τέλος στο κεφάλαιο 5 αναφέρονται τα συμπεράσματα της παρούσας πτυχιακής εργασίας.

## 1.1 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΩΝ ΒΑΣΙΚΩΝ ΑΡΧΩΝ

Τα τελευταία 200 χρόνια περίπου, οι άνθρωποι ζουν στην εποχή της ισχύος, στην οποία ο κινητήρας θερμότητας είναι η κυρίαρχη συσκευή για τη μετατροπή της θερμότητας σε ενέργεια και ισχύ. Στον τομέα της μηχανικής, τα σχέδια των πρώιμων ατμομηχανών απεικονίζουν διάφορους, μερικές φορές περίεργους, ανεπαρκείς μηχανισμούς για τη μετατροπή της ισχύος του ατμού σε μηχανική ισχύ, όπως η ακτίνα βαδίσματος και τα συστήματα μετάδοσης. Ο μηχανισμός εμβόλου-μανιβέλας χρησιμοποιήθηκε για πρώτη φορά σε ατμομηχανή το 1802 από τον Oliver Evans παρά το σχέδιο που είχε προταθεί ήδη από το 1589 για τη μετατροπή της

---

(κατά μάζα) Η αναλογία αέρα / καυσίμου που απαιτείται για μία στοιχειώδη καύση βενζίνης, αντιθέτως, είναι 14,64: 1. Η περίσσεια αέρα σε έναν κινητήρα με χαμηλό καύσιμο εκπέμπει πολύ λιγότερους υδρογονάνθρακες. Υψηλές αναλογίες αέρα-καυσίμου μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν για τη μείωση των απωλειών που προκαλούνται από άλλα συστήματα διαχείρισης ισχύος κινητήρα, όπως οι απώλειες της πεταλούδας.

περιστροφικής κίνησης μιας μηχανοκίνητης μηχανής σε παλινδρομική κίνηση σε μια αντλία (Sandfort J. F., 1964).

Ο πρώτος κινητήρας εσωτερικής καύσης (ICE) που κυκλοφόρησε στο εμπόριο είναι ο βενζινοκινητήρας της Lenoir του 1860. Αυτός ο κινητήρας ήταν επίσης ο πρώτος που χρησιμοποίησε ένα μηχανισμό εμβόλου-στροφαλοφόρου για να μετατρέψει την παλινδρομική κίνηση του εμβόλου σε περιστροφική κίνηση, ο οποίος έχει γίνει, παρά τις αδυναμίες του, ένα σταθερό χαρακτηριστικό και ένας πολύ αποδοτικός μηχανισμός στους σύγχρονους παλινδρομικούς κινητήρες. Ωστόσο, οι σχεδιαστές των κινητήρων δεν ήταν ποτέ πλήρως ικανοποιημένοι με αυτόν το μηχανισμό λόγω της ανάγκης για εξισορρόπηση πολλών παρασιτικών δυνάμεων που δημιουργήθηκαν κατά τη λειτουργία και αναζητούσαν συνεχώς εναλλακτικούς τρόπους, απόκτησης μιας άμεσης περιστροφικής κίνησης. Αυτό, λέγεται ότι ήταν ένα από τα ερεθίσματα για την ανάπτυξη των στροβίλων ατμού και αερίου. Σε αυτούς τους στροβίλους, ένα υγρό ρέει μέσω των λεπίδων, προκαλεί την περιστροφή του άξονα και εξαλείφει την ανάγκη για το στροφαλοφόρο άξονα. Τα αποτελέσματα είναι μια πιο ομαλή λειτουργία, καθώς υπάρχουν χαμηλότερα επίπεδα δόνησης. Επιπλέον, οι δομές στήριξης έχουν χαμηλότερο κόστος.

Όλες αυτές οι εξελίξεις σημειώθηκαν για πολύ μεγάλο χρονικό διάστημα με την πρόοδο στην επιστήμη της μηχανικής (πιο συγκεκριμένα, τη δυναμική), μαζί με άλλους κλάδους της επιστήμης της μηχανικής όπως τη μηχανική των ρευστών και τη θερμοδυναμική. Παραδείγματα των αρχών της μηχανικής των ρευστών περιλαμβάνουν η εξίσωση της ορμής που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ώσης στους κινητήρες των αεροστροβίλων των αεροσκαφών, η εξίσωση του Bernoulli για τον υπολογισμό της ροής στην πολλαπλή εισαγωγή και της επαγωγής των εμβόλων των κινητήρων και την ανάλυση των διαστάσεων για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών της στροβιλομηχανής για τους αεροστροβίλους.

Οι μεγάλες επιστημονικές ανακαλύψεις στην ανάπτυξη της θεωρίας της θερμικής μηχανής ήρθαν με την ανάπτυξη της επιστήμης της θερμοδυναμικής, ξεκινώντας από το πρωτοποριακό έργο του Nicolas Sadi Carnot (1796–1832) και ακολούθησαν οι μνημειακές συνεισφορές του Rudolf Clausius (1822–1888) και του William Thomson (Lord Kelvin, 1824–1907). Από τότε, η γνώση της θερμοδυναμικής έχει καταστεί απαραίτητη για τη βελτίωση των υφιστάμενων σχεδίων των θερμικών κινητήρων και την ανάπτυξη νέων τύπων διαδικασιών του κινητήρα για μια ανώτερη οικονομία και μειωμένες εκπομπές.

Ταυτόχρονα, ο κινητήρας θερμότητας, ιδιαίτερα ο παλινδρομικός ICE, έχει γίνει ένα ιδανικό εργαλείο για τη διδασκαλία της μηχανικής και της αυτοκινητοβιομηχανίας, καθώς διαθέτει, εκτός από τη θερμοδυναμική, άλλες θεμελιώδεις αρχές της μηχανικής και της μηχανικής των ρευστών όπως συζητήθηκε προηγουμένως.

### **1.1.1 Μηχανική**

Η μηχανική ασχολείται με την απόκριση των σωμάτων στη δράση των δυνάμεων γενικά και η δυναμική είναι ένας κλάδος της μηχανικής που μελετά τα σώματα σε κίνηση. Οι αρχές της δυναμικής μπορούν να χρησιμοποιηθούν, για παράδειγμα, για την επίλυση πρακτικών προβλημάτων στην αεροδιαστημική, τη μηχανική και την αυτοκινητοβιομηχανία. Αυτές οι αρχές είναι βασικές για την ανάλυση και το σχεδιασμό χερσαίων, θαλάσσιων και αεροπορικών οχημάτων και μηχανημάτων όλων των τύπων (αντλίες, συμπιεστές και παλινδρομικοί κινητήρες

εσωτερικής καύσης). Μια ανασκόπηση ορισμένων αρχών που σχετίζονται με τους κινητήρες θερμότητας παρουσιάζεται εδώ.

Σωματίδιο, είναι ένα εννοιολογικό σώμα ύλης που έχει μαζικό αλλά αμελητέο μέγεθος και σχήμα. Οποιοδήποτε πεπερασμένο φυσικό σώμα (αυτοκίνητο, αεροπλάνο, πύραυλος, πλοίο κ.λπ.) μπορεί να θεωρηθεί ως σωματίδιο και η κίνησή του διαμορφώνεται από την κίνηση του κέντρου της μάζας του, υπό την προϋπόθεση ότι το σώμα δεν περιστρέφεται. Η κίνηση ενός σωματιδίου μπορεί να περιγραφεί πλήρως από τη θέση του ανά πάσα στιγμή.

Άκαμπτο σώμα, είναι ένα συγκρότημα μεγάλου αριθμού σωματιδίων που παραμένουν σε σταθερή απόσταση μεταξύ τους ανά πάσα στιγμή, ανεξάρτητα από τα φορτία που εφαρμόζονται. Για την πλήρη περιγραφή της κίνησης ενός άκαμπτου σώματος, απαιτείται γνώση τόσο της θέσης όσο και του προσανατολισμού του ανά πάσα στιγμή. Οι άξονες των αεροστροβίλων είναι άκαμπτα σώματα που περιστρέφονται σε υψηλές ταχύτητες. Ο παλινδρομικός μηχανισμός εμβόλου-μανιβέλας σε κινητήρες εμβόλων είναι ένα πολύπλοκο σύστημα που περιλαμβάνει περιστρεφόμενο άξονα στροφαλοφόρου και συρόμενο έμβολο, συνδεδεμένο μέσω μιας άκαμπτης ράβδου που περιγράφει μια σύνθετη ακανόνιστη κίνηση.

Κινηματική, είναι η μελέτη της κίνησης, χωρίς αναφορά στις δυνάμεις που προκαλούν την κίνηση και επιτρέπουν τον προσδιορισμό της μετατόπισης, της ταχύτητας και της επιτάχυνσης του σώματος.

Κινητική, είναι η μελέτη της σχέσης μεταξύ της κίνησης και των δυνάμεων που προκαλούν την κίνηση, με βάση τους τρεις νόμους κίνησης του Νεύτωνα.

Σύμφωνα με τον πρώτο νόμο, η ορμή ενός σώματος, το κρατάει, να κινείται σε ευθεία γραμμή με σταθερή ταχύτητα, εκτός εάν ασκηθεί δύναμη για να αλλάξει την κατεύθυνση ή την ταχύτητά του. Ο δεύτερος νόμος ορίζει τη δύναμη που μπορεί να αλλάξει την ορμή του σώματος ως διάνυσμα, του οποίου το μέγεθος είναι το αποτέλεσμα της μάζας και της επιτάχυνσης:

$$F = ma \text{ kg} \cdot \frac{m}{s^2} \text{ ή } \text{Newton (N)} \quad (1.1)$$

Μια άλλη μορφή αυτού του νόμου που σχετίζεται ιδιαίτερα με την πρακτική του αεροστροβίλου δηλώνει ότι η δύναμη είναι ίση με το ρυθμό μεταβολής της ορμής ή του ρυθμού ροής της μάζας ή πολλαπλασιαζόμενη με τη μεταβολή της ταχύτητας  $dv$  (το γράμμα  $v$  θα χρησιμοποιηθεί για τη ταχύτητα αποκλειστικά στην ενότητα της μηχανικής αυτού του κεφαλαίου):

$$F = \frac{d(mv)}{dt} = \dot{m}(dv)N \quad (1.2)$$

Για έναν κινητήρα αεροσκάφους, η ροή του αέρα στον κινητήρα είναι ίση με την ταχύτητα πτήσης προς τα εμπρός  $v_1$ , και τα καυσαέρια του κινητήρα επιταχύνονται σε ταχύτητα  $v_2$  στο ακροφύσιο του κινητήρα. Για ρυθμό ροής μάζας  $\dot{m}$  των αερίων, η ώθηση είναι συνεπώς  $F = \dot{m} (v_2 - v_1) N$ .

Στις μηχανές θερμότητας, είναι συχνά απαραίτητο να χρησιμοποιείται διανυσματική άλγεβρα για την επίλυση των δυνάμεων δράσης για τον προσδιορισμό των δυνάμεων ενδιαφέροντος που μπορούν να παράγουν εργασία. Για παράδειγμα, η δύναμη πίεσης των αερίων καύσης στον κινητήρα του εμβόλου, η οποία είναι η πηγή του κύκλου εργασίας, δε δρα απευθείας στο στρόφαλο, ως αποτέλεσμα των παρασιτικών δυνάμεων που δημιουργούνται, προκαλώντας ανεπιθύμητα φαινόμενα όπως το χτύπημα του εμβόλου. Η επίλυση των δυνάμεων στον πείρο του εμβόλου καθορίζει τη δύναμη που μεταδίδεται μέσω της ράβδου σύνδεσης στο στρόφαλο, δημιουργώντας μια ροπή. Σε μια τουρμπίνα αερίου, η δύναμη του αερίου που παράγεται κατά τη ροή μέσω των πτερυγίων έχει ένα στοιχείο που ενεργεί παράλληλα με τον άξονα της τουρμπίνας το οποίο προκαλεί υπερφόρτωση των εδράνων και πρέπει να εξισορροπηθεί για να αποφευχθεί η αξονική μετατόπιση του ρότορα.

Ο τρίτος νόμος ορίζει απλώς ότι «για κάθε δύναμη υπάρχει μια ίση και αντίθετη δύναμη αντίδρασης». Σε έναν κινητήρα ενός αεροσκάφους για παράδειγμα, η αλλαγή της ορμής ενός μεγάλου ρυθμού ροής των αερίων μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του κινητήρα, δημιουργεί μια αντίστροφη δύναμη γνωστή ως ώθηση, η οποία έχει μια ίση αντίδραση που ωθεί το αεροσκάφος προς τα εμπρός.

Μια δύναμη  $F$  λειτουργεί σε ένα σωματίδιο όταν το σωματίδιο υφίσταται μετατόπιση προς την κατεύθυνση της δύναμης:

$$\text{Work} = \text{Force} \times \text{Displacement (in } N \cdot \text{m or Joule)}$$

Εάν η δύναμη είναι μεταβλητή και κινείται κατά μήκος ευθείας γραμμής,

$$W_{1-2} = \int_{s_1}^{s_2} F ds$$

Ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα για ένα σωματίδιο μπορεί να γραφτεί ως:

$$F = ma = m \left( \frac{dv}{dt} \right), \text{ ως εκ τούτου, η εξίσωση για } W_{1-2} \text{ μπορεί να γραφτεί ως:}$$

$$W_{1-2} = \int_{s_1}^{s_2} m \left( \frac{dv}{dt} \right) ds$$

Για μια σταδιακή αλλαγή στην απόσταση,  $ds = vdt$  ως εκ τούτου:

$$W_{1-2} = \int_{s_1}^{s_2} m \left( \frac{dv}{dt} \right) v dt = m \int_{c_1}^{c_2} \frac{1}{2} d(v^2)$$

Τελικά:

$$W_{1-2} = \frac{m}{2} (v_2^2 - v_1^2) = KE_2 - KE_1$$

(1.3)

Το έργο που γίνεται από μια δύναμη ισούται με την αλλαγή της κινητικής ενέργειας. Αυτή η εξίσωση είναι η απλούστερη μορφή μετατροπής της ενέργειας.

### 1.1.2 Ρευστομηχανική

Η ρευστομηχανική ασχολείται με τη συμπεριφορά ενός υγρού ή αερίου σε ηρεμία και σε κατάσταση κίνησης. Τα υγρά είναι ουσίες που δεν μπορούν να διατηρήσουν το δικό τους σχήμα. Στις διεργασίες θερμικής μηχανής, τα χρησιμοποιούμενα υγρά είναι κυρίως σε μορφή αερίου και περιλαμβάνουν αέρα σε διάφορους βαθμούς συμπίεσης και προϊόντα καύσης σε αυξημένες πιέσεις και θερμοκρασίες. Η κατανόηση των αρχών της μηχανικής ρευστών βοηθάει στον καλύτερο χειρισμό των διαδικασιών στους παλινδρομικούς και αεριοστρόβιλους κινητήρες.

Η μάζα είναι ένα μέτρο αδράνειας και ποσότητας του σώματος της ύλης (ρευστό),  $m$  (kg). Το βάρος είναι η δύναμη με την οποία ένα σώμα του υγρού έλκεται προς τη γη από τη βαρύτητα:

$$w = mg \text{ N} \quad (1.4)$$

Η πυκνότητα είναι η ποσότητα μάζας ανά μονάδα όγκου:

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ kg/m}^3 \quad (1.5)$$

Ειδικό βάρος είναι το βάρος ενός όγκου μονάδας μιας ουσίας:

$$\gamma = \frac{w}{V} = \rho g \text{ N/m}^3 \quad (1.6)$$

Ειδική βαρύτητα είναι:

$$sg = \frac{\gamma_f}{\gamma_w(4^\circ\text{C})} = \frac{\rho_f}{\rho_w(4^\circ\text{C})} \quad (1.7)$$

όπου τα  $f$  και  $w$  είναι για υγρά και νερό, αντίστοιχα.

$$\begin{aligned} \gamma_w(4^\circ\text{C}) &= 9.81 \text{ kN/m}^3 \\ \rho_w(4^\circ\text{C}) &= 1000 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Η πίεση είναι η δύναμη που ασκείται από ένα ρευστό σε μια μονάδα του περιβάλλοντός του:

$$p = \frac{F}{A} \text{ N/m}^2 \text{ ή } \text{Pa} \quad (1.8)$$

Η πίεση ενεργεί κάθετα στα τοιχώματα του δοχείου που περιβάλλουν το υγρό. Μία στήλη υγρού ύψους  $hm$  με εμβαδόν διατομής  $A \text{ m}^2$  και πυκνότητα  $\rho \text{ kg/m}^3$  θα ασκήσει πίεση:

$$p = \frac{h\Delta p g}{A} = h\rho g = \gamma h kPa$$

(1.9)

Συμπίεση είναι η μεταβολή του όγκου μιας ουσίας όταν υποβάλλεται σε μεταβολή της πίεσης που ασκείται σε αυτήν. Η συνήθης παράμετρος που χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της συμπιεστότητας των υγρών είναι ο κύριος συντελεστής ελαστικότητας E:

$$E = \frac{-\Delta p}{(\Delta V)/V} N/m^2$$

(1.10)

Η συμπιεσιμότητα ενός αερίου σε σταθερή θερμοκρασία ορίζεται ως:

$$\kappa = -\frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$$

(1.11)

Για ένα τέλειο αέριο:

$$\kappa = \frac{1}{p} m^2/N$$

(1.12)

Γενικά, η διατμητική τάση  $\tau$  που αναπτύσσεται σε ένα κινούμενο ρευστό μεταξύ μιας σταθερής επιφάνειας και ενός κινούμενου ρευστού σώματος, είναι ανάλογη με την κλίση της ταχύτητας  $\Delta v / \Delta y$  και η σταθερά της αναλογικότητας είναι το δυναμικό ιξώδες  $\mu$ :

$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y}$$

(1.13)

Τα υγρά όπως το νερό, το λάδι, η βενζίνη, το αλκοόλ, η κηροζίνη, το βενζόλιο και η γλυκερίνη συμπεριφέρονται σύμφωνα με αυτήν την εξίσωση και είναι γνωστά ως Νευτώνεια υγρά. Τα υγρά που συμπεριφέρονται διαφορετικά (το ιξώδες αλλάζει) είναι γνωστά ως μη Νευτώνεια υγρά. Η προηγούμενη εξίσωση μπορεί να ξαναγραφεί ως προς το ιξώδες ως:

$$\mu = \frac{\tau}{\Delta v / \Delta y} = t \left( \frac{\Delta y}{\Delta v} \right)$$

(1.14)

Οι μονάδες  $\mu$  μπορούν να αναπτυχθούν ως εξής:

$$\left( \frac{N}{m^2} \right) \left( \frac{m}{\frac{m}{s}} \right) \rightarrow \left( \frac{N}{m^2} \right) s \rightarrow Pa \cdot s \rightarrow \left( \frac{kg \cdot m}{s^2} \right) \left( \frac{1}{m^2} \right) s \rightarrow \frac{kg}{m \cdot s}$$

Η αναλογία του δυναμικού ιξώδους ως προς την πυκνότητα του υγρού είναι το κινηματικό ιξώδες  $\nu$ :

$$v = \frac{\mu}{\rho} m^2/s$$

(1.15)

Το ιξώδες των υγρών μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας και των αερίων αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας.

Εάν ένα ρευστό σώμα με περιοχή διατομής  $A$  ρέει με ταχύτητα  $C$ , ο ογκομετρικός ρυθμός ροής του  $Q$  δίνεται από:

$$Q = AC \text{ m}^3/s$$

(1.16)

Και ο ρυθμός ροής μάζας  $\dot{m}$  δίνεται από:

$$\dot{m} = Q_p \text{ kg/s}$$

(1.17)

Εξετάζοντας τώρα τη ροή αυτού του υγρού μέσω του όγκου ελέγχου που φαίνεται στην Εικόνα 1.1: Ροή υγρού μέσω ενός όγκου ελέγχου. Οι εξισώσεις ροής μάζας στην είσοδο 1 και την έξοδο 2 δίνονται από:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 A_1 C_1 \quad \text{και} \quad \dot{m}_2 = \rho_2 A_2 C_2$$

(1.18)

Η εξίσωση συνέχειας ή εξίσωση διατήρησης της μάζας για αυτήν τη ροή επιτυγχάνεται εξισώνοντας τους ρυθμούς ροής της μάζας στα τμήματα 1 και 2,  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$  ή:

$$\rho_1 A_1 C_1 = \rho_2 A_2 C_2$$

(1.19)

Η συνολική ενέργεια (σε μονάδες N. M) για ένα στοιχείο υγρού μάζας  $m$  στα τμήματα 1 και 2 του όγκου ελέγχου που φαίνεται στην Εικόνα 1.1: Ροή υγρού μέσω ενός όγκου ελέγχου δίνεται από:

$$E_1 = \frac{mp_1}{\rho} + \frac{mC_1^2}{2} + mgz_1 \text{ και} \quad E_2 = \frac{mp_2}{\rho} + \frac{mC_2^2}{2} + mgz_2$$

(1.20)

Όπου

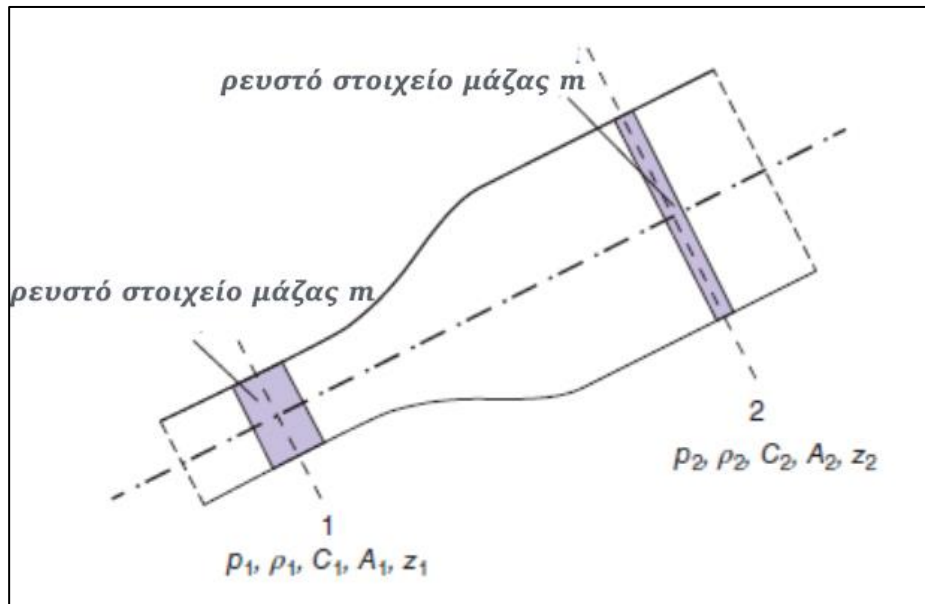
$m_p/p$ : Η ενέργεια ροής που απαιτείται για την κίνηση του ρευστού στοιχείου  $m$  έναντι της πίεσης  $p$

$mC^2/2$ : Η κινητική ενέργεια του στοιχείου  $m$  που κινείται με ταχύτητα  $C$

$mgz$ : Η πιθανή ενέργεια του στοιχείου λόγω του ύψους του σε σχέση με ένα επίπεδο αναφοράς



Εάν δεν υπάρχει προσθήκη ενέργειας, αποθήκευση ή απώλεια μεταξύ των τμημάτων 1 και 2, η ενέργεια θα διατηρηθεί και  $E_1 = E_2$



Εικόνα 1.1: Ροή υγρού μέσω ενός όγκου ελέγχου

Πηγή: Ghojel J. (2020)

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{C_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{C_2^2}{2} + gz_2 \quad (1.21)$$

Εάν και οι δύο πλευρές της εξίσωσης (1.21) πολλαπλασιαστούν με  $\rho$ , μπορεί να ξαναγραφεί σε όρους ρευστής πίεσης ως:

$$p + \frac{1}{2}\rho C^2 + \rho gz = \text{σταθερά} \quad (1.22)$$

Η εξίσωση (1.22) είναι γνωστή ως εξίσωση Bernoulli. Εάν ξαναγραφεί σε διαφορική μορφή, δίνει την εξίσωση του Euler:

$$dp = \rho dC = 0 \quad (1.23)$$

Εάν υπάρχει προσθήκη ενέργειας, αποθήκευση ή απώλεια μεταξύ των τμημάτων 1 και 2 στην Εικόνα 1.1: Ροή υγρού μέσω ενός όγκου ελέγχου, η ενεργειακή εξίσωση μπορεί να γραφτεί ως:

$$\left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1\right) + \sum f_l = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2\right) \quad (1.24)$$

όπου  $\sum f_l$  είναι το αλγεβρικό άθροισμα όλων των απωλειών και κερδών μεταξύ των σημείων 1 και 2. Αυτά θα μπορούσαν να περιλαμβάνουν τη μηχανική ενέργεια που αποκτήθηκε από μια ενισχυτική αντλία, τη μηχανική ενέργεια που χάνεται με τη

λειτουργία ενός κινητήρα ρευστού ή στροβίλου και την απώλεια ενέργειας λόγω τριβής στον όγκο ελέγχου.

### 1.1.3 Θερμοδυναμική

Η θερμοδυναμική είναι η μελέτη της αλληλεπίδρασης της θερμότητας και των υγρών σε κίνηση. Συνδέεται στενά με τα μηχανήματα παραγωγής ή απορρόφησης εργασίας, όπως κινητήρες, ψυγεία, συμπιεστές και τις ουσίες των εργασιών που χρησιμοποιούνται σε κάθε μηχανή. Οι ουσίες αυτές, είναι υγρά που μπορούν να αλλάξουν φάση (υγρό σε αέριο, αέριο σε υγρό, υγρό σε στερεό) και είναι επεκτάσιμα και συμπιέσιμα. Οι πιο χρησιμοποιούμενες ουσίες εργασίας εμφανίζονται στον ακόλουθο Πίνακας 1:Εργαζόμενες ουσίες ανά μηχανήμα:

Πίνακας 1:Εργαζόμενες ουσίες ανά μηχανήμα

Μηχάνημα	Εργαζόμενη ουσία
Αεροσυμπιεστής	Αέρας
Παλινδρομικοί και αεροστρόβιλοι κινητήρες	Προϊόντα καύσης
Στρόβιλοι ατμού	Υδρατμοί (ατμός)
Ψυγεία	Αμμωνία, CFC, HCFC

Πηγή: Ghojel J. (2020)

Η ενέργεια είναι η ικανότητα που διαθέτει ένα σώμα ή μια ουσία που μπορεί να οδηγήσει στην εκτέλεση μηχανικών εργασιών. Η παρουσία της ενέργειας μπορεί να παρατηρηθεί μόνο από τα αποτελέσματά της, τα οποία μπορούν να εμφανιστούν σε διάφορες μορφές όπως η εργασία και η θερμότητα. Άλλες μορφές ενέργειας περιλαμβάνουν τη δυναμική, κινητική και εσωτερική. Η ενέργεια δε μπορεί να δημιουργηθεί ή να καταστραφεί, αλλά μπορεί να μετατραπεί από τη μία μορφή στην άλλη. Η μηχανική εργασία είναι προϊόν δύναμης και απόστασης:

$$W = FS$$

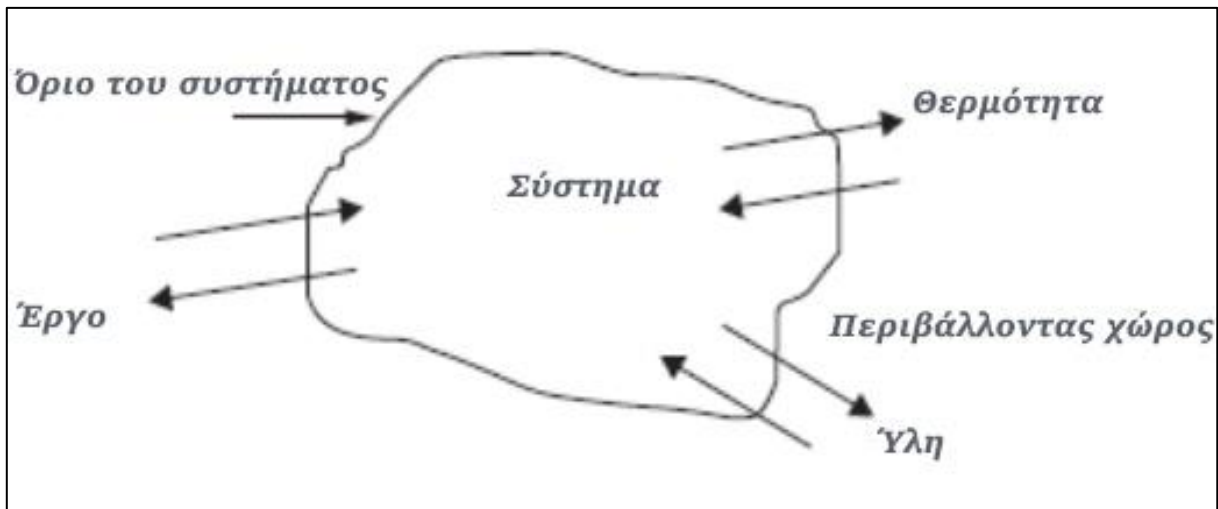
(1.25)

Εάν τα F και S βρίσκονται σε ορθή γωνία μεταξύ τους, δε μπορεί να υπάρξει κανένα έργο. Η θερμότητα είναι μια εκδήλωση του βαθμού ανάδευσης των ατόμων και των μορίων που συνθέτουν ένα σώμα, καθώς αλλάζει η θερμοκρασία του. Είναι επίσης, η επίδραση του ενός συστήματος στο άλλο ως αποτέλεσμα της ανισότητας της θερμοκρασίας. Εναλλακτικά, μπορεί να ειπωθεί ότι η θερμότητα είναι η αλληλεπίδραση που δεν είναι έργο.

$$Q \propto \Delta T$$

Ένα σύστημα είναι μια περιοχή στο διάστημα με όρια πέρα από τα οποία η ύλη, το έργο και η θερμότητα μπορούν να διασχίσουν, όπως φαίνεται σχηματικά στην Εικόνα 1.2: Σχηματικό διάγραμμα ενός θερμοδυναμικού συστήματος. Ένα παράδειγμα

πραγματικού συστήματος είναι μια μάζα αερίου ή ατμού που περιέχεται σε έναν κύλινδρο ενός κινητήρα, το όριο του οποίου αποτελείται από τα τοιχώματα του κυλίνδρου, την κυλινδροκεφαλή και την κορώνα του εμβόλου όταν είναι κλειστές οι βαλβίδες.



Εικόνα 1.2: Σχηματικό διάγραμμα ενός θερμοδυναμικού συστήματος

Πηγή: Ghojel J. (2020)

Υπάρχουν δύο τύποι συστήματος:

- Ανοιχτό σύστημα στο οποίο η ύλη, η θερμότητα και το έργο μπορούν να περάσουν από το όριο του συστήματος
- Κλειστό σύστημα στο οποίο ούτε η ύλη, η θερμότητα ούτε το έργο διέρχονται από το όριο του συστήματος

Η κατάσταση του εργαζόμενου ρευστού (ύλη) σε ένα σύστημα ορίζεται πλήρως από δύο ανεξάρτητες ιδιότητες. Μια ιδιότητα είναι ένα μετρήσιμο χαρακτηριστικό ενός συστήματος όπως η πίεση, ο όγκος, η θερμοκρασία, η ενέργεια, η πυκνότητα ή ένας συνδυασμός του πρώτου, όπως η εσωτερική ενέργεια, η ενθαλπία και η εντροπία.

Ειδική εσωτερική ενέργεια  $u$  είναι η εγγενής ενέργεια ανά μονάδα μάζας ενός υγρού που δεν κινείται. Η τιμή της εξαρτάται από την πίεση και τη θερμοκρασία, εκτός εάν το ρευστό είναι ένα τέλειο αέριο, οπότε η συγκεκριμένη εσωτερική ενέργεια θα εξαρτάται μόνο από τη θερμοκρασία. Για ένα τέλειο αέριο,  $u = c_v T$  και για μάζα  $m$  του ρευστού,

$$U = mc_v T \quad (1.26)$$

Η ενθαλπία ορίζεται ως:

$$H = U + pV \text{ kJ.} \quad (1.27)$$

Η ειδική ενθαλπία είναι:

$$h = u + pv \text{ kJ/kg.} \quad (1.28)$$

Η εντροπία μπορεί να οριστεί από την εξίσωση  $dQ = Tds$ , όπου το  $T$  είναι η απόλυτη θερμοδυναμική θερμοκρασία και το  $s$  είναι η εντροπία των ιδιοτήτων σε μονάδες  $J / \text{mole} \cdot K$ .

Μια διαδικασία είναι μια αλλαγή σε ένα σύστημα από μια κατάσταση σε άλλη. Ως εκ τούτου, η αλλαγή στην πίεση και τη θερμοκρασία μάζας αερίου από  $(p_1, T_1)$  σε  $(p_2, T_2)$  είναι μια διαδικασία. Η κατάσταση που ορίζεται από  $(p_1, T_1)$  είναι η αρχική κατάσταση του συστήματος και η κατάσταση που ορίζεται από  $(p_2, T_2)$  είναι η τελική κατάσταση του συστήματος.

Οι διαδικασίες μπορεί να είναι αναστρέψιμες ή μη αναστρέψιμες. Σε μια αναστρέψιμη διαδικασία, τόσο το σύστημα όσο και τα περίχωρα επιστρέφονται στις αρχικές τους συνθήκες, μετά τη διαδικασία και την αντίστροφη διαδικασία. Σε μια μη αναστρέψιμη διαδικασία, η αντίστροφη δε μπορεί να πραγματοποιηθεί χωρίς να αφήσει κάποια αλλαγή στο σύστημα ή το περιβάλλον. Οποιαδήποτε διαδικασία με τριβή (ξηρή τριβή ή ιξώδης τριβή) είναι μη αναστρέψιμη, επειδή κάποια ενέργεια του συστήματος δαπανάται για την υπέρβαση της τριβής και διασκορπίζεται στο περιβάλλον.

Για ένα μείγμα αέριων συστατικών  $N$ , η συνολική μάζα και η συνολική γραμμομοριακή (moles) είναι, αντίστοιχα,

$$m_{mix} = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_N = \sum_{i=1}^N m_i \quad (1.29)$$

$$n_{mix} = n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_N = \sum_{i=1}^N n_i \quad (1.30)$$

όπου

$m_i$ : η μάζα του  $i$  στοιχείου

$n_i$ : η ποσότητα ουσίας σε moles του στοιχείου  $i$

Εάν η μοριακή μάζα του συστατικού είναι  $\mu_i$ , τότε:

$$m_i = \mu_i n_i \quad (1.31)$$

Όταν ένα ρευστό υφίσταται μια σειρά διεργασιών και μετά επιστρέφει στην αρχική του κατάσταση, τότε εκτελεί ένα θερμοδυναμικό κύκλο. Ένας κύκλος που αποτελείται μόνο από αναστρέψιμες διαδικασίες είναι ένας αναστρέψιμος κύκλος. Για να διευκρινιστεί η εφαρμογή ορισμένων από τις διαδικασίες μπορεί να εξεταστεί ο θεωρητικός θερμοδυναμικός κύκλος, γνωστός και ως κύκλος ντίζελ προς τιμήν του Γερμανού εφευρέτη του Rudolf Diesel.

Ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος είναι μια δήλωση για τη διατήρηση της ενέργειας: όταν ένα σύστημα υφίσταται θερμοδυναμικό κύκλο, η καθαρή ανταλλαγή θερμότητας  $\sum Q$  μεταξύ του συστήματος και του περιβάλλοντός του καθώς και η καθαρή ανταλλαγή εργασίας  $\sum W$  μεταξύ του συστήματος και του περιβάλλοντος είναι μηδέν. Αυτό σημαίνει ότι, η ενέργεια δεν μπορεί ούτε να δημιουργηθεί ούτε να

καταστραφεί σε ένα σύστημα αλλά μπορεί να μετατραπεί μόνο από τη μία μορφή στην άλλη:

$$\sum Q + \sum W = 0$$

(1.32)

Ο πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής αναφέρει ότι η ενέργεια δε μπορεί να δημιουργηθεί ή να καταστραφεί, αλλά μπορεί να μετατραπεί από τη μία μορφή στην άλλη. και όταν η θερμότητα μετατρέπεται σε έργο, η τελευταία δεν μπορεί ποτέ να είναι μεγαλύτερη από την πρώτη. Ωστόσο, δε δηλώνει πόση θερμική ενέργεια, για παράδειγμα, μπορεί να μετατραπεί σε έργο και πόσο αποτελεσματικά. Ο δεύτερος νόμος, στις διάφορες δηλώσεις του, δίνει τις απαντήσεις σε αυτά τα ερωτήματα. Μια σαφής δήλωση του δεύτερου νόμου (Rogers G. & Mayhew Y., 1992) που σχετίζεται με το αντικείμενο αυτού του βιβλίου και βασίζεται στη δήλωση του Planck έχει ως εξής:

«Είναι αδύνατο να κατασκευαστεί ένα σύστημα που θα λειτουργεί ως κύκλος, θα εξάγει θερμότητα από μια δεξαμενή και θα κάνει μια ισοδύναμη εργασία στο περιβάλλον.»

Συνεπώς, μέρος της θερμότητας που έχει εξαχθεί πρέπει να απορριφθεί σε άλλη δεξαμενή σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Μπορούν να εντοπιστούν δύο περιπτώσεις:

- Η μεταφορά θερμότητας θα πραγματοποιηθεί σε μια βαθμίδα θερμοκρασίας καθώς η θερμότητα από πηγή υψηλής θερμοκρασίας, όπως ο θάλαμος καύσης σε μια τουρμπίνα αερίου, μετατρέπεται εν μέρει σε μηχανική ενέργεια με την υπόλοιπη να απορρίπτεται σε μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας όπως η ατμόσφαιρα. Αυτό το σύστημα είναι γνωστό ως μηχανή θερμότητας.
- Η θερμότητα μπορεί να μεταφερθεί από μια πηγή χαμηλής θερμοκρασίας, όπως το τμήμα ψύξης στο ψυγείο, μέχρι μια βαθμίδα θερμοκρασίας σε μια δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας, όπως η κουζίνα, με τη βοήθεια μιας εξωτερικής μηχανικής εργασίας. Αυτό το σύστημα είναι γνωστό ως αντλία θερμότητας, κλιματιστικό ή ψυγείο.

Ο δεύτερος νόμος της θερμοδυναμικής αναφέρεται επίσης ως ο νόμος της υποβάθμισης της ενέργειας με τον οποίο διατηρείται η ποσότητα ενέργειας, αλλά η ποιότητά της (η δυνατότητα παραγωγής χρήσιμης εργασίας) δε διατηρείται. Κάθε φορά που η ενέργεια αλλάζει μορφή ή μεταφέρεται από το ένα σύστημα στο άλλο, η δυνατότητά της να παράγει χρήσιμες εργασίες μειώνεται αμετάκλητα για πάντα. Λέγεται τότε ότι η ενέργεια έχει υποβαθμιστεί.

Αυτός ο νόμος, είναι ο λόγος για τον οποίο μπορούμε να αντιμετωπίσουμε μια ενεργειακή ή / και κλιματική κρίση. Όλη η ενέργεια που χρησιμοποιούμε τελικά, καταλήγει ως σπατάλη θερμότητας, η οποία μεταφέρεται στην ατμόσφαιρα της γης και στη συνέχεια στο διάστημα.

Ο Nicolas Sadi Carnot (1796–1832) ήταν Γάλλος μηχανικός ο οποίος συνείσφερε σημαντικά στην επιστήμη της θερμοδυναμικής αναγνωρίζοντας ότι οι κινητήρες θερμότητας πρέπει να λειτουργούν με κυκλικές διαδικασίες. Ένας κύκλος συμβαίνει όταν ένα θερμοδυναμικό σύστημα, έχοντας υποστεί μια σειρά διαδικασιών,

φτάνει σε μια τελική κατάσταση που είναι ακριβώς η ίδια με την αρχική του κατάσταση. Σύμφωνα με τα λόγια του Carnot (Sandfort J. F., 1964): «Το θερμικό μέσο με το οποίο μπορεί να επιτευχθεί το μηχανικό αποτέλεσμα είναι η μεταφορά θερμότητας από το ένα σώμα στο άλλο σε χαμηλότερη θερμοκρασία». Ο Carnot διερεύνησε επίσης το πρόβλημα του καθορισμού του μέγιστου έργου που μπορεί να εξαχθεί από τη μεταφορά θερμότητας από υψηλή σε χαμηλή θερμοκρασία. Τελικά, κατέληξε με τον ορισμό ενός τέλει θερμοδυναμικού κινητήρα ως εξής: «Όποια ποσότητα μηχανικής επίδρασης μπορεί να προέλθει από μια συγκεκριμένη θερμική πράξη, εάν ξοδεύεται ίση ποσότητα στην εργασία της προς τα πίσω, θα παράγεται ισοδύναμο αντίστροφο θερμικό αποτέλεσμα ». Ένας τέτοιος κινητήρας έχει γίνει γνωστός ως ο αναστρέψιμος κινητήρας, και η αναφορά ως η αρχή του Carnot. Επιπλέον, ο Carnot δήλωσε ότι τα μέγιστα όρια θερμοκρασίας, μεταξύ των οποίων μπορεί να λειτουργεί οποιοσδήποτε πραγματικός κινητήρας θερμότητας, είναι η θερμοκρασία καύσης του καυσίμου και η θερμοκρασία του ψυχρότερου σώματος, που μπορούμε εύκολα να βρούμε και να χρησιμοποιήσουμε στη φύση (συνήθως το νερό σε ποτάμια και λίμνες).

Ο τρίτος νόμος, με βάση εμπειρικά στοιχεία, υποδηλώνει ότι η απόλυτη εντροπία μιας καθαρής κρυσταλλικής ουσίας σε πλήρη εσωτερική ισορροπία είναι μηδέν, σε θερμοκρασία μηδέν απόλυτων βαθμών. Ο τρίτος νόμος επιτρέπει τον προσδιορισμό των απόλυτων εντροπιών από θερμικά δεδομένα.

#### **1.1.4 Θερμοδυναμική των αντιδραστικών μιγμάτων**

Κατά τη μελέτη των θεωρητικών κύκλων, η πηγή της εισόδου θερμότητας σε έναν συγκεκριμένο κύκλο είναι άυλη. Ωστόσο, σε κύκλους καυσίμου-αέρα και πρακτικούς κύκλους, η πηγή θερμότητας είναι συνήθως ένα καύσιμο υδρογονάνθρακα που αντιδρά με ένα οξειδωτικό, παράγοντας θερμότητα και διάφορα αέρια προϊόντα. Η θερμοδυναμική των αντιδρώντων μιγμάτων, ή η θερμοχημεία, είναι ουσιαστικά η βασική χημεία πίσω από την αντίδραση των καυσίμων των υδρογονανθράκων με το οξυγόνο του αέρα και αναφέρεται ευρέως ως καύση. Η καύση είναι μια ταχεία εξώθερμη χημική αντίδραση μεταξύ ενός καυσίμου και του οξυγόνου του αέρα, με αποτέλεσμα την απελευθέρωση της θερμότητας που συνοδεύεται από φωτεινή φλόγα. (Maas U. & Pope S.B., 1992)

#### **1.1.5 Καύσιμα**

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται σε κινητήρες εσωτερικής καύσης, όπως οι κινητήρες εμβόλων και οι αεριοστρόβιλοι, είναι κυρίως σύνθετες ενώσεις υδρογονανθράκων και προέρχονται από ορυκτά καύσιμα. Αποτελούνται κυρίως από χημικούς συνδυασμούς άνθρακα και υδρογόνου σε αέρια ή υγρή μορφή. Δεδομένου ότι η κύρια σύνθεση είναι ο άνθρακας και το υδρογόνο, αναφέρονται ως καύσιμα υδρογονανθράκων. Τα αέρια καύσιμα υδρογονανθράκων μπορούν να υπάρχουν φυσικά ή να βασίζονται στο πετρέλαιο. Τα υγρά καύσιμα υδρογονανθράκων είναι προϊόντα διύλισης ακατέργαστου πετρελαίου ή βιομάζας και συνήθως προσαρμόζονται στις ειδικές απαιτήσεις διαφορετικών τύπων κινητήρων. Τα καύσιμα, συνήθως αποτελούνται από:

- Υδρογόνο
- Άνθρακα
- Οξυγόνο και θείο (μικρές ποσότητες)

## 1.2 ΙΔΑΝΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΓΙΑ ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΦΥΣΙΚΗΣ ΕΠΑΓΩΓΗΣ

Ένας κινητήρας που αντλεί αέρα απευθείας από το περιβάλλον σε θερμοκρασία περιβάλλοντος και πίεση, είναι γνωστός ως κινητήρας φυσικής επαγωγής ή κινητήρας φυσικής αναρρόφησης. Σε αυτήν την εργασία, θα χρησιμοποιείται κυρίως ο όρος κινητήρας φυσικής επαγωγής. Όσον αφορά τους κύκλους, οι όροι ιδανικός κύκλος και κύκλος τυποποιημένου αέρα θα χρησιμοποιούνται εναλλακτικά. Σε αυτό το υποκεφάλαιο, θα εξεταστούν τέσσερις κύκλοι για να προσδιοριστεί το θεωρητικό δυναμικό του παλινδρομικού εμβολοφόρου κινητήρα εσωτερικής καύσης (εφεξής κινητήρας εμβόλου). Αναλύεται πρώτα ένας γενικευμένος κύκλος και εξάγονται οι εξισώσεις για τη θερμική απόδοση και τη συγκεκριμένη εργασία του κύκλου. Οι άλλοι τρεις κύκλοι λαμβάνονται κατόπιν ως ειδικές περιπτώσεις του γενικευμένου κύκλου. Αυτοί οι ιδανικοί κύκλοι, ευρέως γνωστοί ως κύκλοι τυποποίησης αέρα, συνήθως αναγνωρίζονται ως θεωρητική βάση των σημερινών πραγματικών παλινδρομικών εμβόλων:

- Κύκλος καύσης σταθερού όγκου (κύκλος Otto)
- Κύκλος καύσης σταθερής πίεσης (κύκλος ντίζελ)
- Κύκλος διπλής καύσης (ένα υβρίδιο των δύο προηγούμενων κύκλων, γνωστό επίσης ως κύκλος μικτής καύσης ή κύκλος περιορισμένης πίεσης)

Οι κύκλοι αναφέρονται ως κύκλοι τυποποιημένου αέρα επειδή το υγρό εργασίας στο οποίο λειτουργούν θεωρείται ότι είναι ο καθαρός αέρας. Για το υπόλοιπο της ανάλυσης, η λέξη καύση θα απορριφθεί από τα ονόματα των κύκλων για λόγους συντομίας.

### 1.2.1 Γενικός κύκλος

Ο γενικευμένος κύκλος του κινητήρα παλινδρομικού εμβόλου βασίζεται στον συνδυασμό της εξισορροπημένης κίνησης του παλινδρομικού εμβόλου σε κύλινδρο και τη σχηματική θερμοδυναμική αναπαράσταση του κινητήρα. Ο κύκλος αγνοεί τις διαδικασίες ανταλλαγής αερίου (ο κινητήρας δεν έχει βαλβίδες) και βασίζεται στις ακόλουθες παραδοχές:

1. Μια σταθερή ποσότητα αερίου (αέρας) παγιδεύεται στον κύλινδρο και αναφέρεται ως το φορτίο.
2. Οι ειδικές θερμάνσεις του φορτίου παραμένουν αμετάβλητες καθ 'όλη τη διάρκεια του κύκλου.
3. Η μεταφορά της θερμότητας στον κύκλο (είσοδος θερμότητας  $q_{in}$ ) πραγματοποιείται εξωτερικά από πηγή θερμότητας σε υψηλή θερμοκρασία ( $T_h$ ) και η μεταφορά θερμότητας από τον κύκλο (απόρριψη θερμότητας  $q_{out}$ ) γίνεται σε ψύκτρα θερμότητας σε χαμηλή θερμοκρασία ( $T_l$ ).

4. Οι διαδικασίες μεταφοράς της θερμότητας από και προς τον κύκλο είναι εν μέρει σε σταθερό όγκο και εν μέρει σε σταθερή πίεση.
5. Δεν υπάρχει ανταλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον κατά τη διάρκεια των διαδικασιών συμπίεσης και επέκτασης (αδιαβατικές διαδικασίες).
6. Το έργο ( $W_{cyc}$  παράγεται από τον κύκλο κατά τη διαδικασία επέκτασης.

### 1.2.2 Κύκλος του Otto

Οι κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα βασίζονται στον κύκλο σταθερού όγκου, πιο γνωστός και ως κύκλος του Otto. Η προσθήκη θερμότητας και η απόρριψη θερμότητας σε αυτόν τον κύκλο συμβαίνουν σε σταθερό όγκο. Ο κύκλος του Otto είναι μια ειδική περίπτωση του γενικευμένου κύκλου.

Ο πιο αναγνωρισμένος κινητήρας καύσης στα αυτοκίνητα είναι ο κινητήρας Otto. Το πιο συχνό καύσιμο που χρησιμοποιεί είναι η βενζίνη. Ο κινητήρας Otto λειτουργεί σε έναν ευέλικτο θερμοδυναμικό κύκλο καταναλώνοντας βενζίνη, αιθανόλη και παρόμοια καύσιμα. Αυτή η τεχνολογία έχει που χρησιμοποιείται πάρα πολλά χρόνια και η απόδοσή της έχει σχετικά αυξηθεί. Ωστόσο, η μέση απόδοση σε τελικές εφαρμογές όπως τα αυτοκίνητα εξακολουθεί να είναι πολύ περιορισμένη. Ο κινητήρας Otto είναι πλέον ένα πολύπλοκο μηχάνημα, που οδηγεί σε υψηλές απαιτήσεις συντήρησης. Ένα άλλο προφανές μειονέκτημα του όσον αφορά την αποτελεσματικότητά του είναι το απαραίτητο ρελαντί, ακόμα και όταν δεν αναπτύσσεται χρήσιμη μηχανική ροπή εξόδου (Martins J. et al., 2004).

### 1.2.3 Κύκλος σταθερής πίεσης (ντίζελ)

Οι σύγχρονοι κινητήρες ανάφλεξης με συμπίεση χαμηλής ταχύτητας βασίζονται στον κύκλο σταθερής πίεσης (κύκλος ντίζελ). Αυτός ο κύκλος είναι επίσης μια ειδική περίπτωση του γενικευμένου κύκλου, στον οποίο η προσθήκη θερμότητας είναι εξ' ολοκλήρου σε σταθερή πίεση και η απόρριψη θερμότητας είναι σε σταθερό όγκο.

Ο κινητήρας ντίζελ είναι μακράν ο πιο κοινός κινητήρας καύσης στα βαρέα οχήματα, καθώς και σε ορισμένα άλλα οχήματα της βιομηχανίας. Συνολικά, ο κινητήρας ντίζελ έχει τα ίδια μειονεκτήματα με τον κινητήρα Otto, όπως την πολυπλοκότητα, την κατανάλωση ισχύος και το σχετικά μεγάλο όγκο που καταλαμβάνει μαζί με τα επιπρόσθετα υπόλοιπα συστήματά του. Το κύριο μειονέκτημα της αγοράς των κινητήρων ντίζελ έναντι των κινητήρων Otto είναι το κόστος της εγκατάστασης.

### 1.2.4 Διπλός κύκλος (κύκλος περιορισμένης πίεσης)

Οι σύγχρονοι κινητήρες ανάφλεξης με συμπίεση υψηλής ταχύτητας (γνωστοί ως κινητήρες ντίζελ) βασίζονται σε αυτόν τον κύκλο, στον οποίο η προσθήκη θερμότητας είναι εν μέρει σε σταθερό όγκο και εν μέρει σε σταθερή πίεση. Η απόρριψη της θερμότητας είναι μόνο σε σταθερό όγκο.



### 1.2.5 Σύγκριση κύκλων

Η έννοια της μέσης αποτελεσματικής πίεσης ( $p_{\text{μερ}}$ ) είναι πολύ χρήσιμη κατά τη σύγκριση της ειδικής απόδοσης των κινητήρων διαφόρων μεγεθών και ταχυτήτων. Το έργο που πραγματοποιείται από οποιοδήποτε κλειστό θερμοδυναμικό κύκλο που είναι ίσο με την περιοχή που περικλείεται από τις διαδικασίες που συνθέτουν τον κύκλο. Το  $p_{\text{μερ}}$  είναι μια σταθερή αυθαίρετη πίεση που θεωρείται ότι δρα στο έμβολο καθώς εκτελεί τις διάφορες θερμοδυναμικές διεργασίες του κύκλου. Οι σημαντικοί μεταβλητοί παράγοντες που χρησιμοποιούνται ως βάση για τη σύγκριση των κύκλων είναι ο λόγος συμπίεσης, η μέγιστη πίεση, η προσθήκη θερμότητας, η απόρριψη θερμότητας και το καθαρό έργο. Για να συγκριθεί η απόδοση των κύκλων Otto, diesel και διπλής καύσης, ορισμένοι από τους μεταβλητούς παράγοντες πρέπει να διορθωθούν.

Ο κύκλος Otto έχει την υψηλότερη απόδοση και απόδοση έργου. Ο κύκλος ντίζελ έχει τη λιγότερη απόδοση και ο διπλός κύκλος έχει την αποδοτικότητα μεταξύ των δύο. Επιπλέον, ο κύκλος Otto επιτρέπει στο μέσο εργασίας να επεκταθεί περισσότερο, ενώ ο κύκλος diesel λιγότερο από αυτήν την άποψη. Ο λόγος είναι ότι η θερμότητα προστίθεται πριν από την επέκταση στην περίπτωση του κύκλου Otto και το τελευταίο μέρος της θερμότητας που παρέχεται στο ρευστό, έχει σχετικά μικρή επέκταση στην περίπτωση του κύκλου ντίζελ (Hajirour A. & Varkaneh S., 2012).

### 1.3 ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ

Το φυσικό αέριο (που ονομάζεται επίσης αέριο έλους σε παλαιότερα κείμενα) είναι ένα αέριο ορυκτό καύσιμο που βρίσκεται σε πετρελαιοπηγές, πεδία φυσικού αερίου και στρώματα άνθρακα. Ως μία από τις καθαρότερες, ασφαλέστερες και πιο χρήσιμες από όλες τις πηγές ενέργειας, αποτελεί ζωτικό στοιχείο της παγκόσμιας προσφοράς ενέργειας. Αν και συνήθως ομαδοποιείται με άλλα ορυκτά καύσιμα και πηγές ενέργειας, υπάρχουν πολλά χαρακτηριστικά του φυσικού αερίου που το καθιστούν μοναδικό.

Το φυσικό αέριο είναι το αποτέλεσμα της φθοράς των ζωικών υπολειμμάτων και των φυτικών υπολειμμάτων (οργανικά συντρίμμια) που έχουν συμβεί εδώ και εκατομμύρια χρόνια. Με την πάροδο του χρόνου, η λάσπη και το χώμα που κάλυψαν τα οργανικά συντρίμμια άλλαξαν και παγιδεύτηκαν (τα συντρίμμια κάτω από τα νεοσυσταθέντα πετρώματα). Η πίεση και σε κάποιο βαθμό, η θερμότητα (μέχρι στιγμής δεν έχει καθοριστεί) άλλαξε μέρος του οργανικού υλικού σε άνθρακα, μερικά σε πετρέλαιο και μερικά σε φυσικό αέριο. Το κατά πόσο τα συντρίμμια σχηματίζουν άνθρακα, πετρέλαιο ή αέριο εξαρτώνται από τη φύση των συντριμμίων και τις τοπικές συνθήκες υπό τις οποίες πραγματοποιήθηκαν οι αλλαγές.

Το φυσικό αέριο βρίσκεται σε κοιτάσματα κάτω από την επιφάνεια της γης και συχνά σχετίζεται με το πετρέλαιο, αν και είναι γνωστό γενικά ως αέριο που δε σχετίζεται με το πετρέλαιο. Οι εταιρείες παραγωγής χρησιμοποιούν εξελιγμένη, ακριβή τεχνολογία για να βρουν και να ερευνήσουν αυτά τα κοιτάσματα. Μόλις μεταφερθεί από το υπόγειο, το φυσικό αέριο εξευγενίζεται για να απομακρυνθούν ακαθαρσίες όπως νερό, άλλα αέρια, άμμος και άλλες ενώσεις. Ορισμένοι υδρογονάνθρακες, όπως το προπάνιο και το βουτάνιο, απομακρύνονται και

πωλούνται ξεχωριστά. Άλλες ακαθαρσίες απομακρύνονται επίσης, όπως το υδρόθειο (ο εξευγενισμός του οποίου μπορεί να παράγει θείο, το οποίο στη συνέχεια πωλείται επίσης ξεχωριστά). Μετά τη διύλιση, το καθαρό φυσικό αέριο μεταδίδεται μέσω ενός δικτύου αγωγών που το παραδίδουν στο σημείο χρήσης του.

Τα πλούσια σε μεθάνιο αέρια παράγονται επίσης από την αναερόβια αποσύνθεση των μη ορυκτών οργανικών υλικών και αναφέρονται ως βιοαέριο. Οι πηγές βιοαερίου περιλαμβάνουν βάλτους, που παράγουν έλη που παράγουν αέριο έλους, χώρους υγειονομικής ταφής που παράγουν αέριο υγειονομικής ταφής, καθώς και λάσπη και κοπριά λυμάτων (μέσω αναερόβιου χωνευτή, εκτός από την εντερική ζύμωση, ιδιαίτερα στα βοοειδή).

Καθώς η παγκόσμια ζήτηση ενέργειας αυξάνεται, το φυσικό αέριο διαδραματίζει πλέον σημαντικό στρατηγικό ρόλο στον ενεργειακό εφοδιασμό. Είναι πιο δύσκολη η μεταφορά και η αποθήκευση του φυσικού αερίου από το πετρέλαιο και κατά συνέπεια υστερούσε σε σχέση με αυτό για μια σημαντική περίοδο. Τις τελευταίες δύο δεκαετίες αυτό έχει αλλάξει και οι αγορές του φυσικού αερίου συνεχίζουν να επεκτείνονται ταχύτερα από εκείνες των άλλων ορυκτών καυσίμων.

Το φυσικό αέριο είναι το καθαρότερο και πιο πλούσιο σε υδρογόνο από όλες τις πηγές ενέργειας υδρογονανθράκων και έχει υψηλή απόδοση μετατροπής της ενέργειας. Η μεγαλύτερη σημασία έγκειται στους πόρους του φυσικού αερίου που ανακαλύφθηκαν και μέχρι στιγμής, αρκετοί είναι ανεκμετάλλευτοι και παραμένουν άφθονοι. Ο τομέας είναι έτοιμος για σημαντική ανάπτυξη τις επόμενες δύο δεκαετίες και ορισμένοι πιστεύουν ότι μπορεί ακόμη και να προσπεράσει το πετρέλαιο ως το βασικό καύσιμο μεταξύ του 2020 και του 2030 (Economides M. J. & Wood D. A., 2009).

Η τάση προς το φυσικό αέριο να γίνει το κορυφαίο καύσιμο της παγκόσμιας οικονομίας δεν είναι πλέον εύκολα αναστρέψιμη. Το κλειδί και η πρόκληση για τη βιομηχανία της ενέργειας είναι ο τρόπος διαχείρισης αυτής της μετάβασης. Υπάρχουν αρκετές τεχνολογικές και εμπορικές προκλήσεις που έπρεπε να ξεπεραστούν κατά τη μετάβαση αυτή. Τα τελευταία χρόνια πραγματοποιήθηκαν μεγάλες επενδύσεις κεφαλαίου σε υποδομές που επέτρεψαν την αυξημένη κατανάλωση του φυσικού αερίου τόσο από πλευράς ζήτησης όσο και από πλευράς προσφοράς. Αρκετές χώρες παραγωγής φυσικού αερίου ξεκίνησαν πολύ φιλόδοξα σχέδια για μια σημαντικά αυξημένη παραγωγή φυσικού αερίου. Γενικότερα, κατασκευάστηκαν και διαφοροποιήθηκαν πολλές νέες εγκαταστάσεις, καθώς και αλυσίδες εφοδιασμού που γίνονται όλο και πιο ευέλικτες. Υπάρχει μια αυξανόμενη αναγνώριση ότι οι μη συμβατικές πηγές αερίου, όπως το σχιστολιθικό αέριο, το μεθάνιο με βάση τον άνθρακα (CBM) θα συμβάλουν σε ένα σημαντικό συστατικό του μελλοντικού εφοδιασμού με αέριο, καθώς εξελίσσονται οι τεχνολογίες.

Άλλες τεχνολογίες μετατροπής του φυσικού αερίου όπως το LNG και το CNG προσελκύουν πιο σοβαρή προσοχή, αλλά η ενεργειακή απόδοση, το κόστος και ο πληθωρισμός του κόστους παρέμειναν εμπόδια για αρκετό καιρό για αυτές τις πολλά υποσχόμενες εναλλακτικές λύσεις. Το φυσικό αέριο ανταγωνίζεται επίσης έντονα άλλα ορυκτά καύσιμα από άποψη απόδοσης και εκπομπών, ως καύσιμο επιλογής για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ωστόσο, η αστάθεια των τιμών του φυσικού αερίου και η ασφάλεια του εφοδιασμού σημαίνουν ότι ορισμένοι παραγωγοί στον τομέα της παραγωγής ενέργειας εξακολουθούν να προτιμούν ακόμα και σήμερα τον άνθρακα και τα πυρηνικά στοιχεία στο χαρτοφυλάκιό τους.

Καθώς το κόστος των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα έχει μεγαλύτερο αντίκτυπο σε όλο τον κόσμο, το αέριο είχε τη δυνατότητα να αυξήσει σημαντικά το μερίδιό του στην αγορά της παραγωγής της ενέργειας την τελευταία δεκαετία. Αυτή ήταν και η ευκαιρία της ταχείας ανάπτυξης για το φυσικό αέριο στη δυνητική συμβολή του στις μεταφορές είτε άμεσα είτε με την ηλεκτροδότηση του τομέα. Οι πραγματικές και φανταστικές περιβαλλοντικές ανησυχίες και η περιορισμένη πρόσβαση των χωρών του ΟΟΣΑ σε μακροπρόθεσμα αποθέματα πετρελαίου επιτάχυναν επίσης την εμφάνιση των κυψελών καυσίμου υδρογόνου. Οι διαθέσιμες τεχνολογίες σήμερα υπαγορεύουν ότι η πιο εμπορικά βιώσιμη πηγή υδρογόνου σε μεγάλες ποσότητες είναι το φυσικό αέριο, ιδίως το μεθάνιο μέσω των διαδικασιών αναμόρφωσης που παράγουν αέριο σύνθεσης (δηλ. μονοξείδιο του άνθρακα και υδρογόνο). Οι τρέχουσες τεχνολογίες, οι επενδύσεις και οι τάσεις της κατανάλωσης δείχνουν ότι το φυσικό αέριο θα βρίσκεται στο επίκεντρο ενός παγκόσμιου μετασχηματισμού με αποτέλεσμα ένα πολύ διευρυμένο μερίδιο της αγοράς αερίου στο ενεργειακό μείγμα για την παραγωγή ενέργειας, τη θέρμανση του χώρου, τις πετροχημικές πρώτες ύλες και τα καύσιμα μεταφοράς (π.χ. οχήματα φυσικού αερίου βρίσκονται τώρα στην ημερήσια διάταξη τόσο για λόγους ενεργειακής απόδοσης όσο και για χαμηλότερες εκπομπές).

### **1.3.1 Ιστορική αναδρομή**

Εξ' ορισμού, το φυσικό αέριο είναι ένα ορυκτό καύσιμο που βρίσκεται σε πετρελαιοπηγές, πεδία φυσικού αερίου και στρώματα άνθρακα. Για διευκρίνιση, το φυσικό αέριο δεν είναι το ίδιο με το αέριο πόλης, αν και η ιστορία του καθαρισμού του φυσικού αερίου έχει τις ρίζες της στον καθαρισμό του αερίου πόλης.

Το αέριο πόλης είναι ένας γενικός όρος που αναφέρεται στο κατασκευασμένο αέριο που παράγεται προς πώληση σε καταναλωτές και δήμους. Οι όροι αέριο άνθρακα, κατασκευασμένο αέριο, αέριο παραγωγής και συνθετικό φυσικό αέριο (SNG) χρησιμοποιούνται επίσης για το αέριο που παράγεται από άνθρακα. Ανάλογα με τις διαδικασίες που χρησιμοποιούνται για τη δημιουργία του, το αέριο πόλης είναι ένα μείγμα υδρογόνου, μονοξειδίου του άνθρακα, μεθανίου και πτητικών υδρογονανθράκων με μικρές ποσότητες διοξειδίου του άνθρακα και αζώτου ως ακαθαρσίες.

Πριν από την ανάπτυξη του εφοδιασμού και της μεταφοράς του φυσικού αερίου στις Ηνωμένες Πολιτείες κατά τη διάρκεια της δεκαετίας του 1940 και 1950, σχεδόν όλο το καύσιμο και το αέριο κατασκευάζονταν από την πίσσα άνθρακα που ήταν μια σημαντική πρώτη ύλη για τη χημική βιομηχανία. Η ανάπτυξη του βιομηχανοποιημένου αερίου ήταν παράλληλη με εκείνη της βιομηχανικής επανάστασης και της αστικοποίησης.

Οι χρήσεις του φυσικού αερίου δεν ήταν απαραίτητα παράλληλες με την ανακάλυψή του. Στην πραγματικότητα, η ανακάλυψη του φυσικού αερίου χρονολογείται από την αρχαιότητα στη Μέση Ανατολή. Κατά τη διάρκεια της καταγεγραμμένης ιστορικής περιόδου, υπήρχε ελάχιστη ή καθόλου κατανόηση του φυσικού αερίου. Μερικές φορές, οι κεραυνοί πυροδοτούσαν το φυσικό αέριο που διαφεύγει κάτω από τον φλοιό της γης. Αυτό θα δημιουργούσε μια φωτιά που έρχεται από τη γη, καίγοντας το φυσικό αέριο. Αυτές οι πυρκαγιές μπερδεύαν τους πρώτους πολιτισμούς και ήταν η ρίζα του μύθου και της δεισιδαιμονίας. Ένα από τα πιο

διάστημα από αυτά τα είδη των φλογών βρέθηκε στην αρχαία Ελλάδα, στον Παρνασσό περίπου το 1000 π.Χ.

Αυτοί οι τύποι πηγών έγιναν εμφανείς στις θρησκείες της Ινδίας, της Ελλάδας και της Περσίας. Ανίκανοι οι άνθρωποι τότε να εξηγήσουν από πού προήλθαν αυτές οι πυρκαγιές, συχνά τις θεωρούσαν ως θεϊκές ή υπερφυσικές. Η ενεργειακή αξία του φυσικού αερίου δεν αναγνωρίστηκε μέχρι το 900 π.Χ. στην Κίνα και οι Κινέζοι διατήρησαν αργότερα το πρώτο γνωστό πηγάδι φυσικού αερίου το 211 π.Χ. Σχημάτισαν ακατέργαστους αγωγούς από βλαστούς μπαμπού για να μεταφέρουν το αέριο, όπου χρησιμοποιήθηκε για να βράσει το θαλασσινό νερό, διαχωρίζοντας το αλάτι και καθιστώντας το πόσιμο.

Το φυσικό αέριο ανακαλύφθηκε και ταυτοποιήθηκε στην Αμερική ήδη από το 1626, όταν Γάλλοι εξερευνητές ανακάλυψαν ιθαγενείς που πυροδοτούσαν αέρια που δέρρεαν μέσα και γύρω από τη λίμνη Erie. Στην Ευρώπη, το φυσικό αέριο ήταν άγνωστο έως ότου ανακαλύφθηκε στη Μεγάλη Βρετανία το 1659, παρόλο που δεν εμπορευόταν μέχρι το 1790. Γύρω στο 1785, το φυσικό αέριο που παράγεται από άνθρακα χρησιμοποιήθηκε για φωτισμό και κυρίως για φωτισμό του δρόμου. Κατασκευασμένο φυσικό αέριο αυτού του τύπου (σε αντίθεση με το φυσικό αέριο) μεταφέρθηκε για πρώτη φορά στις Ηνωμένες Πολιτείες το 1816, όταν χρησιμοποιήθηκε για να φωτίσει τους δρόμους της Βαλτιμόρης και του Μέριλαντ. Αυτό το κατασκευασμένο αέριο ήταν πολύ λιγότερο αποδοτικό και λιγότερο φιλικό προς το περιβάλλον από το σύγχρονο φυσικό αέριο.

Το 1821 στη Φρεντόνια των Ηνωμένων Πολιτειών, οι κάτοικοι παρατήρησαν ότι οι φυσαλίδες αερίου ανέβαιναν στην επιφάνεια από ένα ρυάκι. Ο William Hart, που θεωρείται «πατέρας του φυσικού αερίου» της Αμερικής, έσκαψε εκεί το πρώτο πηγάδι φυσικού αερίου στη Βόρεια Αμερική (Speight J. S., 2007). Η αμερικανική βιομηχανία φυσικού αερίου ξεκίνησε σε αυτόν τον τομέα. Το 1859, ο συνταγματάρχης Edwin Drake (πρώην αγωγός σιδηροδρόμου που υιοθέτησε τον τίτλο «Συνταγματάρχης») έσκαψε το πρώτο πηγάδι. Ο Drake «χτύπησε» το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο στα 69 πόδια κάτω από την επιφάνεια της γης.

Πιο πρόσφατα, το φυσικό αέριο ανακαλύφθηκε ως συνέπεια της προστασίας του αργού πετρελαίου. Ήταν συχνά ένα ανεπιθύμητο υποπροϊόν, καθώς οι δεξαμενές φυσικού αερίου είχαν τρυπηθεί στη διαδικασία γεώτρησης και οι εργαζόμενοι αναγκάζονταν να σταματήσουν τη γεώτρηση για να αφήσουν το αέριο να αερίζεται ελεύθερο στον αέρα. Τώρα, και ιδιαίτερα μετά τις ελλείψεις του αργού πετρελαίου της δεκαετίας του εβδομήντα, το φυσικό αέριο έχει γίνει μια σημαντική πηγή ενέργειας στον κόσμο.

Ο άνθρακας ήταν το καύσιμο της επιλογής τον 19<sup>ο</sup> αιώνα και τις αρχές του 20<sup>ου</sup> αιώνα, αλλά σταδιακά αντικαταστάθηκε από το πετρέλαιο αμέσως μετά τον Β' παγκόσμιο πόλεμο. Τις τελευταίες τρεις δεκαετίες το φυσικό αέριο έχει αυξήσει αργά αλλά σταδιακά το μερίδιό του στο ενεργειακό μείγμα. Αυτά τα τρία ορυκτά καύσιμα αντιπροσώπευαν περισσότερο από το 85% της πρωτογενούς ενέργειας στον κόσμο στην αρχή της δεκαετίας. Αυτό το ποσοστό γενικότερα δεν έχει αλλάξει σε σημαντικό βαθμό αλλά αναμένονται αλλαγές έως το 2030 λόγω της μεγάλης ανάπτυξης των φωτοβολταϊκών και αιολικών συστημάτων.

Πριν από τριάντα χρόνια, όταν η παγκόσμια ζήτηση ενέργειας ήταν στο 60% των σημερινών επιπέδων, τα ορυκτά καύσιμα ήταν η πηγή σχεδόν του 90% του παγκόσμιου ενεργειακού εφοδιασμού. Η Διοίκηση Ενεργειακών Πληροφοριών του

Υπουργείου Ενέργειας των ΗΠΑ είχε προβλέψει ότι αυτό δεν ήταν πιθανό να αλλάξει στο μέλλον, με το 86,5% του συνολικού ενεργειακού μείγματος να προέρχεται από ορυκτά καύσιμα έως το 2030, από την αναμενόμενη αύξηση της συνολικής ενεργειακής ζήτησης στο 62% μέχρι τότε (Energy Information Administration, 2008). Ωστόσο, πολλοί αμφισβήτησαν εάν αυτή η ανάπτυξη και το ενεργειακό μείγμα είναι βιώσιμα τόσο από περιβαλλοντική άποψη όσο και σε σχέση τα υπόλοιπα αποθέματα ορυκτών καυσίμων πολύ πέρα από το 2030 (Wood D.A., 2007).

Το φυσικό αέριο, όπως το αργό πετρέλαιο και συχνά σε συνδυασμό με το αργό πετρέλαιο, έχει δημιουργηθεί με την πάροδο του γεωλογικού χρόνου από βαθιά πηγές. Είναι πλέον γενικά αποδεκτό ότι όσο πιο βαθιά και πιο ζεστή είναι η πηγή, τόσο μεγαλύτερη είναι η πιθανότητα παραγωγής αερίου. Ωστόσο, υπάρχει σημαντική συζήτηση σχετικά με τη θερμότητα στην οποία έχουν υποβληθεί οι οργανικοί πρόδρομοι και δεν είναι καθόλου βέβαιο ότι οι θερμοκρασίες πυρόλυσης (300 °C) έπαιξαν ρόλο στο σχηματισμό του φυσικού αερίου. Τα συντρίμια μέσω των θερμοκρασιακών επιδράσεων εμφανίστηκαν σε γεωλογικό χρόνο (χιλιετίες) και η συντόμευση του χρόνου σε εργαστηριακό χρόνο, καθώς και η αύξηση της θερμοκρασίας πάνω και πέρα από τη θερμοκρασία πυρόλυσης (με την οποία αλλάζει η χημεία) δεν προσφέρει οριστική απόδειξη των υψηλών θερμοκρασιών (Speight J. S., 2007).

Σε κάποιο σημείο κατά τη διάρκεια ή μετά τη διαδικασία της ωρίμανσης, το αέριο και το αργό πετρέλαιο μετανάστευσαν από την πηγή προς τα πάνω, πλαγίως ή και προς τις δύο κατευθύνσεις (υπόκεινται στη δομή των συνοδευτικών και υπερκείμενων γεωλογικών σχηματισμών). Τελικά, το αέριο και το αργό πετρέλαιο παγιδεύτηκαν σε δεξαμενές κοιτασμάτων στους σχηματισμούς κάτω από την επιφάνεια της γης που ήταν συχνά πολλά μίλια βαθύτερα από την πηγή. Ένα πεδίο φυσικού αερίου μπορεί να έχει μια σειρά στρωμάτων δεξαμενών αργού πετρελαίου / φυσικού αερίου και φυσικού αερίου στην κάτω επιφάνεια. Σε ορισμένες περιπτώσεις, το φυσικό αέριο και το αργό πετρέλαιο διαχωρίστηκαν με αποτέλεσμα την εμφάνιση δεξαμενών που περιέχουν μόνο αέριο.

### 1.3.2 Φυσικές και χημικές ιδιότητες

Το κύριο συστατικό του φυσικού αερίου είναι το μεθάνιο ( $\text{CH}_4$ ) και περιέχει επίσης αέριους υδρογονάνθρακες όπως αιθάνιο ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), προπάνιο ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ), βουτάνιο ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ), καθώς και άλλα αέρια χωρίς υδρογονάνθρακες. Στην πραγματικότητα, το φυσικό αέριο είναι η κύρια πηγή αγοράς του πολύτιμου ηλίου σπανίων αερίων (He), το οποίο χρησιμοποιείται στην κρυογονική, ως αέριο αναπνοής των βαθέων υδάτων, σε φουσκωμένα μπαλόνια και αερόπλοια και ως προστατευτικό αέριο για πολλούς βιομηχανικούς σκοπούς, όπως τη συγκόλληση τόξου.

Το αέριο με σημαντική ποσότητα ακαθαρσιών θείου, όπως το υδρόθειο, ονομάζεται όξινο αέριο και πρέπει να καθαριστεί πριν από την κατανάλωση. Το επεξεργασμένο φυσικό αέριο που διατίθεται στους τελικούς χρήστες είναι άγευστο και άοσμο, ωστόσο, προτού διανεμηθεί στους τελικούς χρήστες, αρωματίζεται με την προσθήκη μικρών ποσοτήτων θειόλης (στοιχεία που περιέχουν θείο με τον γενικό τύπο R-SH) για να βοηθήσει στην ανίχνευση των διαρροών.

Το φυσικό αέριο μπορεί επίσης να είναι επικίνδυνο για τη ζωή και την ιδιοκτησία λόγω της πιθανότητας έκρηξης ή / και ασφυξίας. Για παράδειγμα, εάν οι

διαρροές φυσικού αερίου δεν εντοπιστούν (εξ' ου και ο λόγος για την προσθήκη οσμών όπως των θειόλης), μπορεί να προκληθούν εκρήξεις τύπου πυρκαγιάς. Επιπλέον, το φυσικό αέριο, που είναι ασφυξικό, μπορεί να σκοτώσει τους οργανισμούς (συμπεριλαμβανομένων των ανθρώπων) εάν εκτοπίζει τον αέρα στο σημείο όπου η περιεκτικότητα σε οξυγόνο της γύρω ατμόσφαιρας είναι ανεπαρκής για να υποστηρίξει τη ζωή.

Το φυσικό αέριο αναφέρεται συχνά ότι είναι ελαφρύτερο από τον αέρα, αλλά αυτό ισχύει μόνο εν μέρει. Σε σύγκριση με τον αέρα, η σχετική πυκνότητα του μεθανίου είναι ελαφρύτερη από την πυκνότητα του αέρα και τείνει να διαλύεται στην ατμόσφαιρα. Τα άλλα συστατικά του υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου έχουν μεγαλύτερη οξύτητα από τον αέρα και ως εκ τούτου, δε διαλύονται στην ατμόσφαιρα αλλά συλλέγονται στο έδαφος. Όντας άχρωμοι (αόρατοι) και άοσμοι, οι υδρογονάνθρακες μπορεί να αποτελέσουν κίνδυνο για τη ζωή σε άμεση γειτνίαση είτε μέσω ασφυξίας, ή μέσω έκρηξης.

Όταν το φυσικό αέριο (δηλαδή το μεθάνιο) είναι περιορισμένο, όπως μέσα σε ένα σπίτι ή σε οποιοδήποτε κτίριο, οι συγκεντρώσεις αερίου μπορούν να φτάσουν σε εκρηκτικά μίγματα και εάν αναφλεγούν, να οδηγήσουν σε καταστροφικές εκρήξεις. Το μεθάνιο έχει χαμηλότερο εκρηκτικό όριο 5% στον αέρα και ανώτερο εκρηκτικό όριο 15%.

Εξ' ορισμού, το κατώτερο εκθετικό όριο ενός αερίου ή ατμού σε συνήθη θερμοκρασία (περιβάλλοντος) είναι το ποσοστό κατ' όγκο του αερίου στον αέρα και είναι το κατώτερο όριο στο οποίο εκρήγνυται. Αντιστρόφως, η άνω έκρηξη ενός αερίου ή ατμού σε συνηθισμένη (ατμοσφαιρική) θερμοκρασία είναι το ποσοστό κατ' όγκο του αερίου στον αέρα και είναι το ανώτερο όριο στο οποίο εκρήγνυται ή φλέγεται το αέριο. Ομοίως, το όριο ευφλεκτότητας Lower είναι η ελάχιστη συγκέντρωση κατ' όγκο μιας εύφλεκτης ουσίας που είναι ικανή να διαδώσει φλόγα υπό καθορισμένες συνθήκες και το ανώτερο όριο ευφλεκτότητας είναι η μέγιστη συγκέντρωση κατ' όγκο μιας καύσιμης ουσίας, που είναι ικανή να συνεχίσει τη διάδοση της φλόγας υπό τις καθορισμένες συνθήκες.

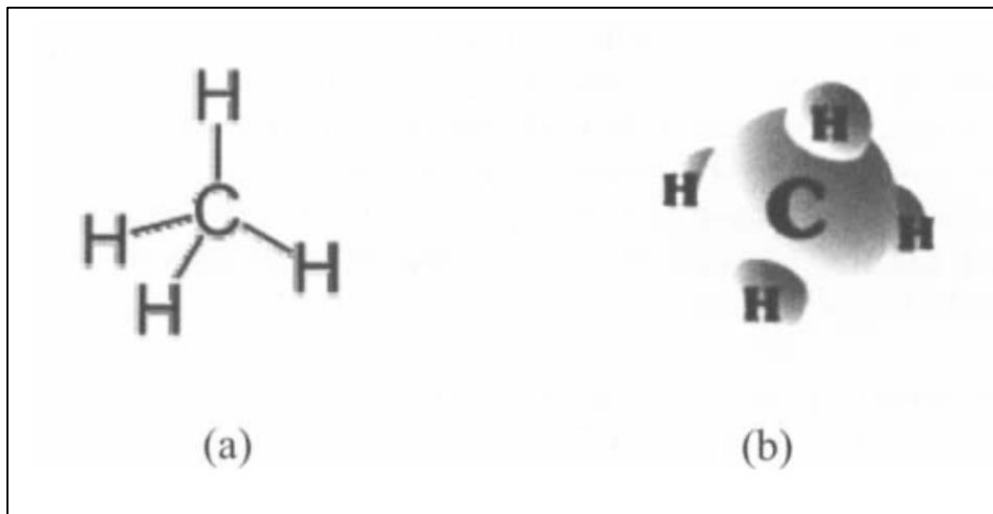
Ωστόσο, αυτά τα όρια πρέπει να χρησιμοποιούνται μόνο ως οδηγός, επειδή υπό μια ποικιλία άλλων περιστάσεων, το μεθάνιο και τα άλλα συστατικά του υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου είναι εκρηκτικά και εύφλεκτα.

### **1.3.3 Σύνθεση του φυσικού αερίου**

Αν και το φυσικό αέριο είναι ένα ζωτικό συστατικό της παροχής ενέργειας στον κόσμο και μία από τις πιο χρήσιμες από όλες τις πηγές ενέργειας, πρέπει να γίνει κατανοητό ότι η λέξη αέριο έχει μια ποικιλία διαφορετικών χρήσεων και νοημάτων. Το καύσιμο για τα αυτοκίνητα ονομάζεται επίσης αέριο (που είναι μια συντομευμένη έκδοση βενζίνης), αλλά αυτό είναι ένα εντελώς διαφορετικό καύσιμο. Το αέριο που χρησιμοποιείται στη σχάρα μπάρμπεκιου είναι στην πραγματικότητα προπάνιο (C, H), το οποίο, ενώ συνδέεται στενά και συχνά συναντάται στο φυσικό αέριο και το πετρέλαιο, δεν είναι πραγματικά φυσικό αέριο.

Το φυσικό αέριο είναι το εύφλεκτο αέριο μείγμα που εμφανίζεται μόνο του ή με πετρέλαιο σε δεξαμενές και είναι κυρίως μεθάνιο (CH) και μερικές φορές αποτελείται από συστατικά παραφίνης υψηλότερου μοριακού βάρους ( $C_nH_{2n+2}$ ) που περιέχουν μέχρι και πέντε άτομα άνθρακα. Εν συντομία, το μεθάνιο είναι το απλούστερο μέλος

της σειράς υδρογονανθράκων και έχει ένα άτομο άνθρακα και τέσσερα άτομα υδρογόνου (Εικόνα 1.3: Απλοποιημένη αναπαράσταση του μεθανίου ως (α) δισδιάστατος τύπος και (β) τρισδιάστατος τύπος.).



Εικόνα 1.3: Απλοποιημένη αναπαράσταση του μεθανίου ως (α) δισδιάστατος τύπος και (β) τρισδιάστατος τύπος.

(Πηγή: Speight J. S., 2007)

Στην καθαρότερη μορφή του, το φυσικό αέριο που παραδίδεται στον καταναλωτή είναι σχεδόν καθαρό μεθάνιο, και οι υπόλοιποι υδρογονάνθρακες και μη υδρογονάνθρακες έχουν αφαιρεθεί μέσω της διύλισης. Τα συστατικά μη υδρογονάνθρακα περιλαμβάνουν, αλλά δεν περιορίζονται σε αυτά, διοξείδιο του άνθρακα, υδρόθειο ( $H_2S$ ), άζωτο ( $N_2$ ) και ήλιο (He).

Όλα τα συστατικά των υδρογονανθράκων του φυσικού αερίου είναι εύφλεκτα, αλλά τα μη εύφλεκτα συστατικά του μη υδρογονάνθρακα (διοξείδιο του άνθρακα, υδρόθειο, άζωτο και ήλιο) μειώνουν ελαφρώς την τιμή θέρμανσης του φυσικού αερίου. Ωστόσο, είναι πολύτιμα και σε ορισμένα φυσικά αέρια όπου οι συγκεντρώσεις τους είναι σχετικά υψηλές, μπορούν να εξαχθούν στο εμπόριο.

Το φυσικό αέριο είναι άχρωμο, άμορφο και άοσμο στην καθαρή του μορφή. Το πιο σημαντικό είναι ότι το φυσικό αέριο είναι εύφλεκτο και όταν καίγεται εκπέμπει μεγάλη ενέργεια. Σε αντίθεση με άλλα ορυκτά καύσιμα, ωστόσο, το φυσικό αέριο κάνει καθαρή καύση και εκπέμπει χαμηλότερα επίπεδα δυνητικά επιβλαβών υποπροϊόντων στον αέρα.

#### 1.3.4 Η καύση του φυσικού αερίου

Η θερμότητα της καύσης (ενεργειακή περιεκτικότητα) του φυσικού αερίου είναι η ποσότητα ενέργειας που λαμβάνεται από την καύση ενός όγκου φυσικού αερίου και μετρείται σε βρετανικές θερμικές μονάδες (Btu). Η τιμή του φυσικού αερίου υπολογίζεται από την περιεκτικότητά του σε Btu. Ένα Btu είναι η ποσότητα θερμότητας που απαιτείται για την αύξηση της θερμοκρασίας ενός κιλού νερού 1 βαθμού Φαρενάιτ (1 °F) σε ατμοσφαιρική πίεση. Ένα κυβικό πόδι φυσικού αερίου έχει ενεργειακή περιεκτικότητα περίπου 1.031 Btu, αλλά μπορεί να κυμαίνεται μεταξύ 500 και 1.500 Btu, ανάλογα με τη σύνθεση του αερίου.

Έτσι, η ενεργειακή περιεκτικότητα του φυσικού αερίου είναι μεταβλητή επειδή το φυσικό αέριο έχει διακυμάνσεις στην ποσότητα και τους τύπους των ενεργειακών αερίων (μεθάνιο, αιθάνιο, προπάνιο, βουτάνιο) που περιέχει (όσο περισσότερα μη αέρια καύσιμα στο φυσικό αέριο, τόσο χαμηλότερη είναι η ενέργεια Btu). Επιπλέον, η μάζα και ο όγκος των ενεργειακών αερίων που υπάρχουν σε μια συσσώρευση του φυσικού αερίου επηρεάζουν επίσης την τιμή Btu του φυσικού αερίου. Όσο περισσότερα άτομα άνθρακα σε έναν αέριο υδρογονάνθρακα, τόσο υψηλότερη είναι η τιμή Btu του. Είναι απαραίτητο να διενεργηθεί η ανάλυση Btu του φυσικού αερίου σε κάθε στάδιο της αλυσίδας εφοδιασμού. Οι αναλυτές της αεριοχρωματογραφικής διαδικασίας χρησιμοποιούνται για τη διενέργεια κλασματικής ανάλυσης του φυσικού αερίου, διαχωρίζοντας το φυσικό αέριο σε αναγνωρίσιμα συστατικά. Τα συστατικά και οι συγκεντρώσεις τους μετατρέπονται σε ακαθάριστη τιμή θέρμανσης (σε Btu-κυβικό πόδι).

Στις ΗΠΑ, στο λιανικό εμπόριο, το φυσικό αέριο πωλείται συχνά σε θερμικές μονάδες (th) (1 θερμ = 100.000 Btu). Οι συναλλαγές χονδρικής πραγματοποιούνται γενικά σε δεκαδρικούς (Dth), σε χιλιάδες δεκαδρικούς (MDth), ή σε εκατομμύρια δεκαδρικούς (MMDth). Ένα εκατομμύριο «decatherms» είναι περίπου ένα δισεκατομμύριο κυβικά πόδια φυσικού αερίου.

Η ακαθάριστη θερμότητα καύσης του αργού πετρελαίου και των προϊόντων της δίδεται με ακρίβεια από την εξίσωση

$$Q = 12,400 - 2,100d^2 \quad (1.33)$$

Όπου d είναι το ειδικό βάρος 60/60 F. Η απόκλιση από τον τύπο είναι γενικότερα λιγότερο από 1%.

Το σημείο βρασμού (θερμοκρασία βρασμού) μιας ουσίας είναι η θερμοκρασία στην οποία η τάση των ατμών της ουσίας είναι ίση με την ατμοσφαιρική πίεση. Στο σημείο βρασμού, μια ουσία αλλάζει την κατάστασή της από υγρό σε αέριο. Ένας αυστηρότερος ορισμός του σημείου βρασμού είναι η θερμοκρασία στην οποία οι φάσεις υγρού και ατμού (αέρια) μιας ουσίας μπορούν να υπάρχουν σε ισορροπία. Όταν η θερμότητα εφαρμόζεται σε ένα υγρό, η θερμοκρασία του υγρού αυξάνεται έως ότου η τάση των ατμών του υγρού να ισούται με την πίεση της περιβάλλουσας ατμόσφαιρας (αέρια). Σε αυτό το σημείο, δεν υπάρχει περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας και η πρόσθετη θερμική ενέργεια που παρέχεται απορροφάται ως λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης για να μετατρέψει το υγρό σε αέριο. Αυτός ο μετασχηματισμός συμβαίνει όχι μόνο στην επιφάνεια του υγρού (όπως στην περίπτωση της εξάτμισης), αλλά και σε όλο τον όγκο του υγρού, όπου σχηματίζονται φυσαλίδες αερίου. Το σημείο βρασμού ενός υγρού μειώνεται, εάν μειωθεί η πίεση της γύρω ατμόσφαιρας (αέρια). Από την άλλη πλευρά, εάν αυξηθεί η πίεση της ατμόσφαιρας (αέρια), το σημείο βρασμού αυξάνεται. Για το λόγο αυτό, όταν το σημείο βρασμού μιας ουσίας δίνεται, , είναι συνηθισμένο να περιλαμβάνει την πίεση στην οποία παρατηρείται, εάν η πίεση είναι διαφορετική από την τυπική, δηλαδή 760 mm υδραργύρου ή 1 ατμόσφαιρας (STP, Τυπική θερμοκρασία και πίεση).

Τα σημεία βρασμού των κλασμάτων του πετρελαίου είναι σπάνια. Στην πραγματικότητα, είναι πιο σωστό να αναφέρεται στις περιοχές ζέσεως των διαφόρων κλασμάτων. Το ίδιο ισχύει και για το φυσικό αέριο. Για τον προσδιορισμό αυτών των



περιοχών, το εν λόγω υλικό δοκιμάζεται με διάφορες μεθόδους απόσταξης, είτε σε ατμοσφαιρική πίεση είτε σε μειωμένη πίεση. Έτσι, τα σημεία βρασμού των συστατικών του υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου αυξάνονται με μοριακό βάρος και το αρχικό σημείο βρασμού του φυσικού αερίου αντιστοιχεί στο σημείο βρασμού των πιο πτητικών συστατικών (δηλαδή το μεθάνιο).

Το καθαρισμένο φυσικό αέριο δεν είναι ούτε διαβρωτικό ούτε τοξικό. Η θερμοκρασία ανάφλεξής του είναι υψηλή και έχει στενό εύρος ευφλεκτότητας, καθιστώντας το φαινομενικά ασφαλές ορυκτό καύσιμο σε σύγκριση με άλλες πηγές καυσίμου. Επιπλέον, το καθαρισμένο φυσικό αέριο (δηλαδή μεθάνιο) που έχει ειδικό βάρος (0,60) χαμηλότερο από αυτό του αέρα (1,00) αυξάνεται εάν διαφεύγει και εξαφανίζεται από τη θέση οποιασδήποτε διαρροής. Ωστόσο, το μεθάνιο είναι πολύ εύφλεκτο και καίγεται εύκολα και σχεδόν πλήρως. Επομένως, το φυσικό αέριο μπορεί επίσης να είναι επικίνδυνο για τη ζωή και την ιδιοκτησία λόγω της πιθανής έκρηξης. Όταν το φυσικό αέριο είναι περιορισμένο, όπως μέσα σε ένα σπίτι ή σε ανθρακωρυχείο, η συγκέντρωση του αερίου μπορεί να φτάσει σε εκρηκτικά μείγματα που, εάν αναφλεγούν, οδηγούν σε εκρήξεις που θα μπορούσαν να καταστρέψουν ολόκληρα κτίρια.

Εκρήξεις που προκαλούνται από τις διαρροές του φυσικού αερίου συμβαίνουν μερικές φορές κάθε χρόνο. Τα μεμονωμένα σπίτια, οι μικρές επιχειρήσεις και τα σκάφη επηρεάζονται συχνότερα όταν μια εσωτερική διαρροή δημιουργεί αέριο μέσα στην κατασκευή. Συχνά, η έκρηξη θα είναι αρκετή για να προκαλέσει σημαντική ζημιά σε ένα κτίριο αλλά να το αφήσει να σταθεί. Περιστασιακά, το αέριο μπορεί σε αρκετά υψηλές ποσότητες να προκαλέσει μια θανατηφόρα έκρηξη, αποσυνθέτοντας ένα ή περισσότερα κτίρια στη διαδικασία.

Σε οποιαδήποτε μορφή, προστίθεται ένα λεπτό άρωμα όπως αναφέρθηκε ώστε να έχει προφανή οσμή στο κατά τα άλλα άχρωμο και άοσμο αέριο, έτσι ώστε να μπορούν να ανιχνευθούν διαρροές προτού συμβεί μία πυρκαγιά ή έκρηξη. Οι οσμές θεωρούνται μη τοξικές στις εξαιρετικά χαμηλές συγκεντρώσεις που συμβαίνουν στο φυσικό αέριο που παραδίδεται στον τελικό χρήστη.

### **1.3.5 Εξόρυξη, μεταφορά και αποθήκευση του φυσικού αερίου**

Το φυσικό αέριο ανακτάται (εξάγεται) από τη δεξαμενή μέσω ενός φρεατίου. Ωστόσο, η εξαγωγή του φυσικού αερίου μέσω ενός πηγαδιού οδηγεί σε μείωση της πίεσης στη δεξαμενή που, με τη σειρά της, θα οδηγήσει σε μειωμένους ρυθμούς παραγωγής αερίου από τη δεξαμενή.

Μόλις εντοπιστεί μια πιθανή δεξαμενή φυσικού αερίου, η απόφαση για το εάν θα τρυπηθεί εξαρτάται από διάφορους παράγοντες, εκ των οποίων είναι σημαντικά τουλάχιστον τα οικονομικά χαρακτηριστικά της δεξαμενής του αερίου. Αφού ληφθεί η απόφαση για τη διάτρηση, η ακριβής τοποθέτηση του γεωτρήματος εξαρτάται από μια ποικιλία παραγόντων, συμπεριλαμβανομένης της φύσης του ενδεχόμενου σχηματισμού γεωτρήσεων, των χαρακτηριστικών της γεωλογίας των επιφανειών και του βάθους και του μεγέθους του στόχου. Κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου, είναι επίσης απαραίτητο για την εταιρεία γεώτρησης να ολοκληρώσει όλα τα απαραίτητα βήματα για να διασφαλίσει ότι μπορεί να τρυπήσει νόμιμα σε αυτήν την περιοχή. Αυτό συνήθως περιλαμβάνει την εξασφάλιση αδειών για τις εργασίες γεώτρησης, τη θέσπιση νομικής ρύθμισης που θα επιτρέπει στην εταιρεία του φυσικού αερίου να

εξάγει και να πωλεί τους πόρους σε μια δεδομένη έκταση γης και ένα σχέδιο για τη συλλογή γραμμών που θα συνδέουν το πηγάδι με αγωγούς.

Εάν το νέο πηγάδι έρθει πράγματι σε επαφή με φυσικό αέριο, το πηγάδι αναπτύσσεται για να επιτρέψει την εξαγωγή του φυσικού αερίου και ονομάζεται πηγάδι ανάπτυξης ή παραγωγικό πηγάδι. Σε αυτό το σημείο, μπορεί να ολοκληρωθεί για να διευκολύνει την παραγωγή του φυσικού αερίου. Ωστόσο, εάν η ομάδα εξερεύνησης ήταν εσφαλμένη στην εκτίμησή της για την ύπαρξη μιας εμπορεύσιμης ποσότητας φυσικού αερίου σε μια τοποθεσία πηγαδιού (και αυτό συμβαίνει αρκετές φορές), το πηγάδι ονομάζεται ξηρό πηγάδι και η εργασία στο πηγάδι τερματίζεται.

Τα φρεάτια αερίου είναι τεχνικά παρόμοια με τα φρεάτια αργού πετρελαίου με περίβλημα, σωληνώσεις, κεφαλή φρεατίου και χειριστήρια στην κορυφή (Arnold K. & Stewart, M., 1999). Τα συμβατικά φρεάτια χρησιμοποιούν περιβλήματα τηλεσκοπικά μεταξύ τους και έχουν αντίσταση στην πίεση από τσιμέντο. Ωστόσο, με τη διόγκωση, κάθε σωληνοειδές περίβλημα επεκτείνεται έναντι του προηγούμενου, αντλώντας ένα εργαλείο κάτω από το περίβλημα. Έτσι, το φρεάτιο μπορεί είτε να είναι λεπτότερο και φθηνότερο για ένα δεδομένο μέγεθος τελικής σωλήνωσης, ή εναλλακτικά, χρησιμοποιώντας το συμβατικό εξωτερικό περίβλημα διαμέτρου 20 ιντσών, υπάρχει χώρος για την εγκατάσταση σωλήνων ευρύτερης και μεγαλύτερης χωρητικότητας.

Όταν το αέριο περιέχεται σε δεξαμενές χαμηλής διαπερατότητας (σφιχτά), είναι συχνά οικονομικό να τρυπηθούν πηγάδια μεγάλης διαμέτρου με οριζόντια τμήματα μέσω των δεξαμενών για τη συλλογή περισσότερου αερίου. Με τις υψηλές ροές αερίου, η άμμος μπορεί συχνά να τραβηχτεί μέσα στο πηγάδι με το αέριο και επομένως τα εξαρτήματα να φθείρονται κατά τη διάβρωσή τους από την άμμο.

Εάν το φυσικό αέριο πρόκειται να ανακτηθεί από μια δεξαμενή πετρελαίου (όπως συμβαίνει συχνά), οι μέθοδοι παραγωγής διαφέρουν κάπως λόγω της παρουσίας υδρογονανθράκων πετρελαίου στο φυσικό αέριο. Έτσι, μόλις ανακαλυφθεί και αξιολογηθεί μια δεξαμενή πετρελαίου, οι μηχανικοί παραγωγής ξεκινούν το έργο της μεγιστοποίησης της ποσότητας του πετρελαίου ή του φυσικού αερίου που μπορεί τελικά να ανακτηθεί από αυτήν. Ωστόσο, προτού ένα πηγάδι μπορεί να παράξει αργό πετρέλαιο ή αέριο, η γεώτρηση πρέπει επίσης να σταθεροποιηθεί με περίβλημα που είναι τσιμεντοειδές στη θέση του. Το περίβλημα χρησιμεύει επίσης για την προστασία τυχόν ποσοτήτων νερού που περνάει το πηγάδι, έτσι ώστε το πετρέλαιο να μη μπορεί να μολύνει το νερό. Μια συμβολοσειρά σωλήνων μικρής διαμέτρου είναι κεντραρισμένη στο πηγάδι και συγκρατείται στη θέση της με συσκευαστές. Αυτός ο σωλήνας θα μεταφέρει το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο από τη δεξαμενή στην επιφάνεια.

Οι δεξαμενές είναι συνήθως σε υψηλή πίεση λόγω των υπόγειων δυνάμεων. Για να εξισορροπηθεί η πίεση και να αποφευχθούν οι σπατάλες υπάρχει μια σειρά βαλβίδων και εξοπλισμού όπου και εγκαθίστανται πάνω από το πηγάδι.

Νωρίς στην παραγωγική του ζωή, η υπόγεια πίεση θα ωθήσει το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο να ανέβουν στην κοιλότητα της πηγής και, ανάλογα με τις συνθήκες της δεξαμενής, αυτή η φυσική ροή μπορεί να συνεχιστεί για πολλά χρόνια. Όταν η διαφορά της πίεσης δεν επαρκεί για τη φυσική ροή του αργού πετρελαίου και του φυσικού αερίου, πρέπει να χρησιμοποιούνται μηχανικές αντλίες για να φέρουν τα προϊόντα στην επιφάνεια (τεχνητή ανύψωση).

Στο παρελθόν, το φυσικό αέριο που ανακτώνταν κατά τη διάρκεια της συλλογής του πετρελαίου δεν μπορούσε να πωληθεί κερδοφόρα και απλώς καιγόταν

στο πεδίο του πετρελαίου (γνωστό ως καύση). Αυτή η σπάταλη πρακτική είναι πλέον παράνομη σε πολλές χώρες, ειδικά λόγω της επιπρόσθετης ρύπανσης και παραγωγής αερίων του θερμοκηπίου στην ατμόσφαιρα της γης. Επιπλέον, οι εταιρείες αναγνώρισαν με τα χρόνια ότι η αξία για το αέριο μπορεί να επιτευχθεί με υγροποιημένο φυσικό αέριο, συμπιεσμένο φυσικό αέριο ή άλλες μεθόδους μεταφοράς προς τους τελικούς χρήστες στο μέλλον (Fischer P. A., 2001).

Παραδοσιακά, το φυσικό αέριο ήταν εποχιακό καύσιμο και η ζήτηση είναι συνήθως υψηλότερη κατά τη διάρκεια του χειμώνα, εν μέρει επειδή χρησιμοποιείται για θερμότητα σε κατοικημένες και εμπορικές τοποθεσίες. Επομένως, το φυσικό αέριο που φθάνει στον προορισμό του δεν είναι πάντα απαραίτητο αμέσως και φυσικά, το φυσικό αέριο μπορεί να αποθηκευτεί για αόριστο χρονικό διάστημα. Το αποθηκευμένο φυσικό αέριο διαδραματίζει ζωτικό ρόλο στη διασφάλιση ότι υπάρχει διαθέσιμη πλεονάζουσα προσφορά κατά τους καλοκαιρινούς μήνες για την κάλυψη της αυξημένης ζήτησης του φυσικού αερίου κατά τους χειμερινούς μήνες. Επιπλέον, η πρόσφατη τάση για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση φυσικού αερίου ως καυσίμου προκάλεσε αύξηση της ζήτησης κατά τους καλοκαιρινούς μήνες λόγω της ανάγκης ηλεκτρικής ενέργειας για την τροφοδοσία κλιματιστικών. Το φυσικό αέριο στην αποθήκευση χρησιμεύει επίσης ως ασφάλεια έναντι απρόβλεπτων ατυχημάτων, φυσικών καταστροφών ή άλλων περιστατικών που ενδέχεται να επηρεάσουν την παραγωγή ή την παράδοσή του.

Ιστορικά, όταν το φυσικό αέριο ήταν ρυθμιζόμενο εμπόρευμα, η αποθήκευση ήταν μέρος του συνδυασμένου προϊόντος που πωλήθηκε από τους αγωγούς σε επιχειρήσεις διανομής. Όλα αυτά άλλαξαν το 1992 με την εισαγωγή του διατάγματος 636 της Ομοσπονδιακής Ρυθμιστικής Επιτροπής Ενέργειας (FERC), η οποία άνοιξε την αγορά του φυσικού αερίου σε απορρύθμιση. Ουσιαστικά, αυτό σήμαινε ότι όπου απαιτείται η αποθήκευση φυσικού αερίου πριν από την παραγγελία 636 για τις επιχειρησιακές απαιτήσεις των αγωγών (για την κάλυψη των αναγκών των υπηρεσιών κοινής ωφέλειας) είναι πλέον διαθέσιμο σε όποιοι ζητά αποθήκευση για εμπορικούς σκοπούς ή επιχειρησιακές απαιτήσεις.

Η αποθήκευση χρησίμευε μόνο ως αποθέτης μεταξύ της μεταφοράς και της διανομής, για να διασφαλιστεί ότι υπήρχε επαρκής προμήθεια φυσικού αερίου για τις εποχιακές μετατοπίσεις της ζήτησης και τις απρόσμενες αυξήσεις της ζήτησης. Τώρα, εκτός από την εξυπηρέτηση αυτών των σκοπών, η αποθήκευση του φυσικού αερίου χρησιμοποιείται επίσης από τους συμμετέχοντες στη βιομηχανία για εμπορικούς λόγους (π.χ. την αποθήκευση φυσικού αερίου όταν οι τιμές είναι χαμηλές και την απόσυρση και πώληση του όταν οι τιμές είναι υψηλές). Ο σκοπός και η χρήση της αποθήκευσης έχει συνδεθεί στενά με το ρυθμιστικό περιβάλλον της εποχής.

Οποιαδήποτε υπόγεια εγκατάσταση αποθήκευσης ανακατασκευάζεται πριν από την έγχυση για να δημιουργήσει ένα είδος δοχείου αποθήκευσης υπόγεια. Το φυσικό αέριο εγχύεται στο σχηματισμό, αυξάνοντας την πίεση καθώς προστίθεται περισσότερο φυσικό αέριο. Υπό αυτήν την έννοια, ο υπόγειος σχηματισμός γίνεται ένα είδος δοχείου φυσικού αερίου υπό πίεση. Όπως και με τα πρόσφατα τρυπημένα πηγάδια, όσο υψηλότερη είναι η πίεση στην εγκατάσταση αποθήκευσης, τόσο πιο εύκολα μπορεί να εξαχθεί το αέριο. Μόλις η πίεση πέσει κάτω από εκείνη της κεφαλής του φρεατίου, δεν υπάρχει διαφορικό πίεσης για να ωθήσει το φυσικό αέριο έξω από την εγκατάσταση αποθήκευσης. Αυτό σημαίνει ότι, σε οποιαδήποτε υπόγεια εγκατάσταση αποθήκευσης υπάρχει μια ορισμένη ποσότητα αερίου που δεν μπορεί

ποτέ να εξαχθεί. Αυτό είναι γνωστό ως φυσικά μη ανακτήσιμο αέριο το οποίο και ενσωματώνεται μόνιμα στον σχηματισμό.

Εκτός από αυτό το φυσικά μη ανακτήσιμο αέριο, οι υπόγειες εγκαταστάσεις αποθήκευσης περιέχουν αυτό που είναι γνωστό ως βασικό αέριο ή μαξιλάρι. Αυτός είναι ο όγκος του αερίου που πρέπει να παραμείνει στην εγκατάσταση αποθήκευσης για να παρέχει την απαιτούμενη πίεση για την εξαγωγή του εναπομείναντος αερίου. Στην κανονική λειτουργία της εγκατάστασης αποθήκευσης, αυτό το μαξιλάρι παραμένει υπόγεια. Ωστόσο, ένα μέρος του μπορεί να εξαχθεί χρησιμοποιώντας εξειδικευμένο εξοπλισμό συμπίεσης στο φρεάτιο.

Το λειτουργικό αέριο είναι ο όγκος του φυσικού αερίου στη δεξαμενή αποθήκευσης που μπορεί να εξαχθεί κατά την κανονική λειτουργία της εγκατάστασης αποθήκευσης. Η χωρητικότητα των εγκαταστάσεων αποθήκευσης συνήθως αναφέρεται στη χωρητικότητα του αερίου εργασίας τους. Στην αρχή ενός κύκλου απόσυρσης, η πίεση μέσα στην εγκατάσταση αποθήκευσης είναι στο υψηλότερο σημείο που σημαίνει ότι το αέριο εργασίας μπορεί να αποσυρθεί με υψηλό ρυθμό. Καθώς μειώνεται ο όγκος του αερίου μέσα στην εγκατάσταση αποθήκευσης, μειώνεται επίσης η πίεση (και συνεπώς η δυνατότητα παράδοσης) στην εγκατάσταση αποθήκευσης. Περιοδικά, οι φορείς εκμετάλλευσης των υπόγειων εγκαταστάσεων αποθήκευσης μπορούν να ανακατατάσσουν τμήματα του αερίου εργασίας ως βασικό αέριο αφού αξιολογήσουν τη λειτουργία των εγκαταστάσεων τους.

Οι αγωγοί είναι μια πολύ βολική μέθοδος μεταφοράς, αλλά δεν είναι ευέλικτοι αρκετά, καθώς το αέριο θα εγκαταλείψει την πηγή και θα φτάσει στον (έναν) προορισμό του (Cranmore R.G. & Stanton E., 2000). Μόλις αποφασιστεί η διάμετρος του αγωγού, οι ποσότητες αερίου που μπορούν να παραδοθούν καθορίζονται από τις πιέσεις, αν και μπορεί να επιτευχθεί αύξηση της μέγιστης ποσότητας με την προσθήκη συμπιεστών κατά μήκος της γραμμής. Ωστόσο, εάν ο αγωγός πρέπει να κλείσει, οι εγκαταστάσεις παραγωγής και παραλαβής, είτε πρόκειται για δεξαμενή αερίου, επεξεργαστή ή διυλιστήριο, συχνά πρέπει επίσης να κλείσουν επειδή το αέριο δε μπορεί να αποθηκευτεί εύκολα, εκτός ίσως από την αύξηση της πίεσης του αγωγού κατά κάποιο ποσοστό.

Οι πιέσεις των αγωγών λειτουργούν συνήθως υπό πίεση στα 700 έως 1.100 psi (αν και λειτουργούν 4.000 psi γραμμές) και οι υπεράκτιοι αγωγοί λειτουργούν υπό πίεση της τάξης των 1.400 έως 2.100 psi. Η πίεση εξαρτάται από το υλικό κατασκευής, την ηλικία του σωλήνα και η υψηλή πίεση λειτουργίας μειώνει τον όγκο του φυσικού αερίου που μεταφέρεται (έως και 600 φορές), καθώς και την καθοδηγητική δύναμη προώθησης για τη μετακίνηση του φυσικού αερίου μέσω του αγωγού. Το κόστος εγκατάστασης του αγωγού ποικίλλει, αλλά γενικά κοστίζει αρκετά εκατομμύρια δολάρια (ΗΠΑ) ανά μίλι ανάλογα με το έδαφος και τους σταθμούς συμπίεστών.

Για να διασφαλιστεί ότι το φυσικό αέριο που ρέει μέσω ενός αγωγού παραμένει υπό πίεση, απαιτείται συμπίεση αυτού του φυσικού αερίου περιοδικά κατά μήκος του σωλήνα. Αυτό επιτυγχάνεται από σταθμούς συμπίεστών, που συνήθως τοποθετούνται σε διαστήματα 40-100 μιλίων κατά μήκος του αγωγού. Το φυσικό αέριο εισέρχεται στο σταθμό συμπίεστών, όπου συμπιέζεται είτε από στρόβιλο, είτε από κινητήρα.

Οι στροβιλοσυμπιεστές κερδίζουν την ενέργειά τους χρησιμοποιώντας μια μικρή αναλογία του φυσικού αερίου που συμπιέζουν. Ορισμένοι σταθμοί συμπίεστών

λειτουργούν χρησιμοποιώντας έναν ηλεκτροκινητήρα. Αυτός ο τύπος συμπίεσης δεν απαιτεί τη χρήση οποιουδήποτε φυσικού αερίου από το σωλήνα, αλλά απαιτεί αξιόπιστη πηγή ηλεκτρισμού κοντά. Οι παλινδρομικοί κινητήρες φυσικού αερίου χρησιμοποιούνται επίσης για την τροφοδοσία ορισμένων σταθμών συμπίεστών. Αυτοί οι κινητήρες μοιάζουν με έναν πολύ μεγάλο κινητήρα αυτοκινήτων και τροφοδοτούνται από φυσικό αέριο από τον αγωγό. Η καύση του αερίου τροφοδοτεί τα έμβολα στο εξωτερικό του κινητήρα, το οποίο χρησιμεύει για τη συμπίεση του φυσικού αερίου.

Εκτός από τη συμπίεση του φυσικού αερίου, οι σταθμοί συμπίεστών περιέχουν επίσης συνήθως, έναν τύπο διαχωριστή υγρών, όπως αυτοί που χρησιμοποιούνται για την αφυδάτωση του φυσικού αερίου κατά την επεξεργασία του. Συνήθως, αυτοί οι διαχωριστές αποτελούνται από ειδικά φίλτρα που συλλαμβάνουν τυχόν υγρά ή άλλα ανεπιθύμητα σωματίδια από το φυσικό αέριο στον αγωγό. Αν και το φυσικό αέριο στους αγωγούς θεωρείται ξηρό αέριο, δεν είναι ασυνήθιστο για μια ορισμένη ποσότητα νερού και υδρογονανθράκων να συμπυκνώνονται έξω από το ρεύμα του αερίου κατά τη μεταφορά. Οι διαχωριστές των υγρών στους σταθμούς συμπίεστών διασφαλίζουν ότι το φυσικό αέριο στον αγωγό είναι όσο το δυνατόν καθαρότερο και συνήθως φιλτράρει το αέριο πριν από τη συμπίεση.

Εκτός από τη συμπίεση του φυσικού αερίου για τη μείωση του όγκου του και την ώθηση του μέσω του σωλήνα, οι σταθμοί μέτρησης τοποθετούνται περιοδικά κατά μήκος των διακρατικών αγωγών φυσικού αερίου. Αυτοί οι σταθμοί επιτρέπουν στις εταιρείες αγωγών να παρακολουθούν και να διαχειρίζονται το φυσικό αέριο στους σωλήνες τους. Οι σταθμοί μέτρησης μετρούν τη ροή του αερίου κατά μήκος του αγωγού και επιτρέπουν στις εταιρείες αγωγών να παρακολουθούν το φυσικό αέριο καθώς ρέει κατά μήκος του αγωγού. Αυτοί οι σταθμοί μέτρησης χρησιμοποιούν εξειδικευμένους μετρητές για τη μέτρηση του φυσικού αερίου, καθώς ρέει μέσω του αγωγού, χωρίς να εμποδίζει την κίνησή του.

### **1.3.6 Υγροποιημένο φυσικό αέριο**

Εάν το αέριο παράγεται σε χαμηλότερες πιέσεις από την τυπική πίεση του αγωγού των πωλήσεων (700 έως 1.000 psi), συμπιέζεται στην πίεση του αερίου των πωλήσεων (Mokhatab et al., 2006). Η μεταφορά του αερίου πωλήσεων γίνεται σε υψηλή πίεση για να μειωθεί η διάμετρος του αγωγού. Οι αγωγοί μπορεί να λειτουργούν σε πολύ υψηλές πιέσεις (πάνω από 1.000 psi) για να διατηρούν το αέριο στην πυκνή φάση, εμποδίζοντας έτσι τη συμπύκνωση και τη διαφασική ροή. Η συμπίεση συνήθως απαιτεί δύο έως και τρία στάδια για την επίτευξη της πίεσης του αερίου πωλήσεων. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η επεξεργασία μπορεί να γίνει μετά το πρώτο ή το δεύτερο στάδιο, πριν από τη συμπίεση των πωλήσεων.

Η συμπίεση χρησιμοποιείται σε όλες τις πτυχές της βιομηχανίας του φυσικού αερίου, συμπεριλαμβανομένης της ανύψωσης του αερίου, της έγχυσης του αερίου για τη συντήρηση της πίεσης, της συλλογής των αερίων, των εργασιών επεξεργασίας του αερίου (κυκλοφορία αερίου μέσω της διαδικασίας ή του συστήματος), των συστημάτων μεταφοράς και διανομής και τη μείωση του όγκου του αερίου για την αποστολή με δεξαμενόπλοια ή για αποθήκευση. Τα τελευταία χρόνια, υπήρξε μια τάση αύξησης των πιέσεων λειτουργίας των αγωγών. Τα οφέλη από τη λειτουργία σε υψηλότερες πιέσεις περιλαμβάνουν την ικανότητα μεταφοράς μεγαλύτερων όγκων

αερίου μέσω ενός δεδομένου μεγέθους αγωγού, χαμηλότερες απώλειες μετάδοσης λόγω τριβής και την ικανότητα μεταφοράς αερίου σε μεγάλες αποστάσεις, χωρίς επιπλέον σταθμούς ενίσχυσης. Στη μετάδοση του αερίου, χρησιμοποιούνται δύο βασικοί τύποι συμπιεστών. Αυτοί είναι οι παλινδρομικοί και οι φυγοκεντρικοί συμπιεστές. Οι παλινδρομικοί συμπιεστές συνήθως οδηγούνται είτε από ηλεκτροκινητήρες, είτε από κινητήρες αερίου, ενώ οι φυγοκεντρικοί συμπιεστές χρησιμοποιούν οδηγούς αεριοστροβίλων ή ηλεκτρικούς κινητήρες.

Όταν το φυσικό αέριο ψύχεται στους  $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$  (περίπου  $-260\text{ }^{\circ}\text{F}$ ) σε ατμοσφαιρική πίεση, συμπυκνώνεται σε ένα υγρό (υγροποιημένο φυσικό αέριο, LNG). Ένας όγκος αυτού του υγρού καταλαμβάνει περίπου το 1/600 του όγκου του φυσικού αερίου. Το υγροποιημένο φυσικό αέριο ζυγίζει λιγότερο από το μισό του νερού, στην πραγματικότητα περίπου 45%. Το υγροποιημένο φυσικό αέριο είναι άοσμο, χωρίς χρώμα, μη διαβρωτικό και μη τοξικό. Όταν εξατμίζεται καίγεται μόνο σε συγκεντρώσεις 5% έως 15% όταν αναμιγνύεται με αέρα. Ούτε το υγροποιημένο φυσικό αέριο, ούτε οι ατμοί του, μπορούν να εκραγούν σε ένα περιορισμένο περιβάλλον. Επειδή το υγροποιημένο φυσικό αέριο απαιτεί λιγότερο όγκο και βάρος, παρουσιάζει πιο βολικές επιλογές τόσο για αποθήκευση όσο και για μεταφορά.

Το καθήκον της συμπίεσης του αερίου είναι να φέρει αέριο από μια συγκεκριμένη πίεση αναρρόφησης σε υψηλότερη πίεση εκκένωσης μέσω μηχανικής εργασίας. Η πραγματική διαδικασία συμπίεσης συχνά συγκρίνεται με μία από τις τρεις ιδανικές διεργασίες (ισοθερμική, ισοτροπική και πολυτροπική συμπίεση).

### **1.3.7 Ο ρόλος του φυσικού αερίου στις μελλοντικές μεταφορές και συστήματα παραγωγής ενέργειας**

Το φυσικό αέριο αποκτά ολοένα και μεγαλύτερη σημασία στις παγκόσμιες αγορές ενέργειας, κυρίως λόγω των ανταγωνιστικών τιμών που οδηγούνται από το σχιστολιθικό αέριο. Πράγματι, στις ΗΠΑ το φυσικό αέριο ξεπέρασε τον άνθρακα για να γίνει η πρώτη ηγετική πηγή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας το 2016, αφού αποτελεί το σημαντικότερο τομέα που καταναλώνει φυσικό αέριο στις ΗΠΑ. Επιπλέον, οι εξαγωγές των αγωγών και του υγροποιημένου φυσικού αερίου των ΗΠΑ έχουν αυξηθεί σημαντικά τα τελευταία πέντε χρόνια και αναμένεται να συνεχίσουν να αυξάνονται μέχρι τα μέσα του αιώνα. Για παράδειγμα, οι εξαγωγές του φυσικού αερίου προς το Μεξικό το 2016 ήταν περίπου τέσσερις φορές όσο των εξαγωγών του 2010. Επιπλέον, το LNG κυριάρχησε στις εξαγωγές του φυσικού αερίου των ΗΠΑ, με την αύξηση της συνολικής δυναμικότητας υγροποίησης των ΗΠΑ κατά περίπου δέκα φορές μεταξύ 2016 και 2019 όπως και είχε προβλεφθεί και από μελέτες (EIA, 2017). Ένα άλλο παράδειγμα αυξημένης σημασίας του φυσικού αερίου είναι η κινεζική αγορά ενέργειας. Η παραγωγή φυσικού αερίου στην Κίνα αυξήθηκε ραγδαία την τελευταία δεκαετία, αυξάνοντας κατά 500% μεταξύ 2000 και 2016 (27,2 bcm το 2000 σε 136,9 bcm το 2016). Ωστόσο, όπως και σε πολλές άλλες χώρες (π.χ. Μεξικό), η αύξηση της ζήτησης (η οποία αυξήθηκε περίπου 850% την ίδια περίοδο) έχει ξεπεράσει την ικανότητα της προσφοράς.

Το χάσμα μεταξύ της κινεζικής ζήτησης και της προσφοράς του φυσικού αερίου προβλέπεται να συνεχίσει να αυξάνεται, φθάνοντας σε ένα κενό που κυμαίνεται μεταξύ 225 και 807 bcm το 2050 (Wang J, Jiang H, Zhou Q, Wu J, Qin S., 2016). Η αυξανόμενη σημασία του φυσικού αερίου στις αγορές ενέργειας

παγκοσμίως υπογραμμίζει την ανάγκη για επαρκή υποδομή και σχεδιασμό (Alam MS, Paramati SR, Shahbaz M, Bhattacharya M. , 2017), όχι μόνο για την ενεργητική χρήση αυτού του πόρου, αλλά και για την προστασία από δυσμενείς επιπτώσεις στην ενεργειακή ασφάλεια. Πράγματι, η ανάπτυξη των υποδομών φυσικού αερίου επεκτάθηκε αρκετά τα τελευταία χρόνια. Για παράδειγμα, στις ΗΠΑ, οι πρόσφατα ολοκληρωμένοι ή επερχόμενοι αγωγοί (π.χ. ο αγωγός Rover και ο αγωγός της ακτής του ατλαντικού) συνδέουν αναδυόμενους κόμβους εφοδιασμού, όπως την περιοχή του μεσαίου ατλαντικού (λόγω της αυξημένης προσφοράς από τις λεκάνες σχιστόλιθου Marcellus και Utica ) στις υπόλοιπες ΗΠΑ. Επιπλέον, νέοι αγωγοί (π.χ. αγωγός της ακτής του ατλαντικού και αγωγός «Crossing») συνδέουν επίσης την περιοχή της νοτιοδυτικής και κεντρικής Αμερικής με το Μεξικό για τη διευκόλυνση της αύξησης των εξαγωγών.

Η αυξανόμενη σημασία του φυσικού αερίου και η αναδυόμενη άνοδος των επενδύσεων σε χωρητικότητα των αγωγών εγείρουν αρκετά σημαντικά ερωτήματα. Κάποια από αυτά είναι αν η υπάρχουσα υποδομή των αγωγών επαρκεί για την ικανοποίηση της αυξανόμενης ζήτησης για το φυσικό αέριο στο μέλλον. Ποιο θα μπορούσε να είναι το εύλογο εύρος των μελλοντικών επενδύσεων σε χωρητικότητα, πως κατανέμονται αυτές οι επενδύσεις σε περιφερειακό επίπεδο και εάν υπάρχουν συνθήκες υπό τις οποίες οι αγωγοί δεν χρησιμοποιούνται σωστά.

Για να απαντηθούν αυτές οι ερωτήσεις απαιτείται η κατανόηση του πώς η μελλοντική ανάπτυξη των υποδομών θα καθοριστεί από τις ευρύτερες εγχώριες και διεθνείς κοινωνικοοικονομικές συνθήκες. Για παράδειγμα, ο χαρακτήρας της ανάπτυξης της τεχνολογίας σε τομείς ζήτησης όπως ο τομέας της ηλεκτρικής ενέργειας, τα δημογραφικά στοιχεία και τα πρότυπα οικονομικής ανάπτυξης εντός των ΗΠΑ θα μπορούσαν να μετατοπίσουν τα κέντρα ζήτησης του φυσικού αερίου με αποτέλεσμα τις μετατοπίσεις στα επενδυτικά πρότυπα υποδομής, σε σύγκριση με τις ιστορικές τάσεις που έχουν παρατηρηθεί (U.S. Department of Energy , 2015) . Ομοίως, οι αλλαγές στα τοπία της ενεργειακής και περιβαλλοντικής πολιτικής στο Μεξικό και τον Καναδά θα μπορούσαν να επηρεάσουν τις εξαγωγές των αγωγών και συνεπώς την ενεργειακή ασφάλεια των ΗΠΑ. Τέτοιες αλληλεπιδράσεις υπογραμμίζουν την ανάγκη για μια ολοκληρωμένη προσέγγιση για τη μελέτη της μελλοντικής ανάπτυξης των υποδομών του φυσικού αερίου. Θα πρέπει να καταγραφούν όλοι οι περίπλοκοι περιφερειακοί αλλά και εθνικοί παράγοντες που επηρεάζουν τις επενδύσεις σε υποδομές, διατηρώντας ταυτόχρονα τη συνέπεια με τις ευρύτερες εθνικές και παγκόσμιες διαδικασίες και συνθήκες (Feijoo F. et al., 2018).

### **1.3.8 Ο ρόλος του φυσικού αερίου στο περιβάλλον**

Η τρέχουσα ανταλλαγή μεταξύ της ενέργειας και του περιβάλλοντος προκαλεί θεμελιώδεις αλλαγές στην κοινωνική διαχείριση των ενεργειακών συστημάτων, συμπεριλαμβανομένης της παραγωγής της ηλεκτρικής ενέργειας. Η κλιματική αλλαγή από τις ανθρωπογενείς εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου (GHG) είναι ίσως ο πιο σημαντικός παράγοντας της κοινωνικής αλλαγής που επηρεάζεται από το περιβάλλον (Bernstein L. et al., 2007). Απαιτούνται αρκετές μειώσεις των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου (π.χ. 50% έως 80% κάτω από τα επίπεδα του 2005 έως το 2050) από τις ανεπτυγμένες χώρες για την πρόληψη των επιβλαβών

κλιματικών επιπτώσεων. Παρόμοια ανησυχία αποτελεί και η ρύπανση στον αέρα όπου αναμένεται να είναι η μόνη μεγαλύτερη παγκόσμια αιτία πρόωρης θνησιμότητας που σχετίζεται με το περιβάλλον έως το 2050 (OECD , 2012). Πολλές περιοχές των Ηνωμένων Πολιτειών αντιμετωπίζουν προκλήσεις στην ποιότητα του αέρα (AQ) με ατμοσφαιρικές συγκεντρώσεις που υπερβαίνουν τα ομοσπονδιακά πρότυπα που βασίζονται στην υγεία. Η μείωση των ρύπων όπως το όζον στο έδαφος και τα σωματίδια (PM) είναι απαραίτητη για τη βελτίωση της δημόσιας υγείας. Δίνοντας έμφαση στην κλίμακα της αναγκαίας μετατόπισης, η σταθεροποίηση του κλίματος μπορεί να απαιτήσει την πλήρη απο-ανθρακοποίηση των ενεργειακών τομέων (Davis S. J. et al., 2013). Οι αλλαγές και τα καύσιμα που μπορούν να συμβάλουν τόσο στον μετριασμό των αερίων του θερμοκηπίου όσο και στην περιφερειακή βελτίωση του AQ αντιπροσωπεύοντας καλές λύσεις για τα ενεργειακά συστήματα.

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας θα επικεντρωθεί στις μελλοντικές πολιτικές μετριασμού των αερίων του θερμοκηπίου στις ΗΠΑ αλλά και στην Ευρώπη επειδή επί του παρόντος αποτελεί τον υψηλότερο τομέα εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου. Επιπλέον, υπάρχουν πολλές εναλλακτικές στρατηγικές όπου παράγουν ηλεκτρική ενέργεια με ελάχιστες έως και καθόλου εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου, καθώς και η ηλεκτροδότηση σε επιπρόσθετους τομείς τελικής χρήσης (δηλ. μεταφορές, βιομηχανικές, κατασκευαστικές απαιτήσεις) επιτυγχάνει μειώσεις των αερίων του θερμοκηπίου εάν ο ηλεκτρισμός δεν προέρχεται από άνθρακα. Τέλος, οι εκπομπές από πολλές πηγές (π.χ. γεννήτριες μεγάλης χωρητικότητας) είναι συγκεντρωμένες και πιο κατάλληλες για εφαρμογές ελέγχου των εκπομπών, συμπεριλαμβανομένης της δέσμευσης και αποθήκευσης του άνθρακα (Sioshansi F.P. , 2009). Είναι λοιπόν σαφές ότι κάθε σημαντική προσπάθεια μετριασμού των αερίων του θερμοκηπίου πρέπει να έχει μηχανισμούς για την πραγματοποίηση εκτεταμένων αλλαγών στις υπάρχουσες ηλεκτρικές αλυσίδες εφοδιασμού με σκοπό τη μείωση των εκπομπών, συμπεριλαμβανομένης της ρύθμισης των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) από υφιστάμενες και μελλοντικές μονάδες παραγωγής ενέργειας (Aarons K. , 2014).

Σε αυτό το πλαίσιο, είναι γενικά αποδεκτό ότι η αύξηση της παραγωγής της ηλεκτρικής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές (συμπεριλαμβανομένης της ηλιακής, αιολικής, γεωθερμικής, ωκεανικής, υδροηλεκτρικής και βιολογικής ενέργειας) είναι απαραίτητη για την ικανοποίηση των απαιτήσεων ανάλογων με την επίτευξη των περιβαλλοντικών συνθηκών. Για να επιτευχθούν μακροπρόθεσμοι στόχοι αερίων του θερμοκηπίου, οι εκτιμήσεις δείχνουν γενικά ότι πρέπει να αντικατασταθεί το φυσικό αέριο (και όλα τα άλλα ορυκτά καύσιμα) σε υψηλά επίπεδα τόσο με την ηλεκτροδότηση σε τομείς τελικής χρήσης όσο και με ανανεώσιμους πόρους για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (Yang C., et al., 2015). Οι ανανεώσιμες τεχνολογίες συχνά προτείνονται ως αντικαταστάτες για την παραγωγή ενέργειας από ορυκτά, συμπεριλαμβανομένου του φυσικού αερίου, καθώς είναι ίσως η καλύτερη λύση για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ορισμένοι έχουν προτείνει την άμεση μετατόπιση της παραγωγής φυσικού αερίου για να αποφευχθεί το κλείδωμα της τεχνολογίας παραγωγής αερίων. Πρόσθετες τεχνολογίες χαμηλών εκπομπών άνθρακα που συνήθως εξετάζονται για τον μετριασμό των αερίων του θερμοκηπίου περιλαμβάνουν την αποθήκευση ενέργειας για την αντιμετώπιση της δυνατότητας ελέγχου και της διακοπτόμενης παραγωγής της ανανεώσιμης ενέργειας, διάφορες



μορφές πυρηνικής ενέργειας και μεθόδους για τη μείωση της ζήτησης μέσω βελτιώσεων στην αποτελεσματικότητα της παραγωγής, μετάδοσης, διανομής και τελικής χρήσης.

Ωστόσο, ο ρόλος του φυσικού αερίου είναι κάπως μοναδικός στο ότι μπορεί να αντιπροσωπεύει τόσο ένα μέσο για τη μείωση των εκπομπών άνθρακα, όσο και έναν ουσιαστικό στόχο για τη μετατόπιση με εναλλακτικές λύσεις χαμηλότερου άνθρακα, ανάλογα με τον εξεταζόμενο τομέα και τη στρατηγική και τις δυναμικές λειτουργίας. Αν και είναι γενικά αποδεκτό ότι απαιτούνται μετατοπίσεις από τον άνθρακα και το πετρέλαιο για τη σημαντική μείωση των εκπομπών, ο πιθανός ρόλος της υποδομής του φυσικού αερίου σε μια μελλοντική αειφόρο παροχή ενέργειας είναι λιγότερο σαφής. Οι τρέχουσες στρατηγικές παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μέσω του φυσικού αερίου χρησιμοποιούν κυρίως καύση, η οποία παράγει εκπομπές και των δύο ρύπων και του GHG, ενώ το σύστημα φυσικού αερίου εκπέμπει άμεσα GHG και κυρίως μεθάνιο. Οι Jacoby H.D. et al.(2012) από την άλλη, έχουν προειδοποιήσει για τη χρησιμότητα του φυσικού αερίου ως καύσιμο γεφύρωσης, καθώς μπορεί να επιβραδύνει την ανάπτυξη των απαιτούμενων προηγμένων τεχνολογιών «τερματισμού» ή να αντιπροσωπεύει έναν απaráδεκτο περιβαλλοντικό κίνδυνο όταν οι πόροι λαμβάνονται από μη συμβατικές μεθόδους. Οι ανησυχίες σχετικά με την παραγωγή του φυσικού αερίου ενισχύονται με την αύξηση της ευαισθητοποίησης για σημαντικές εκπομπές του μεθανίου από το σύστημα του φυσικού αερίου. Κάποιες ανησυχίες αυξήθηκαν από την εμφάνιση ενός μεγάλου γεγονότος διαρροής στην Καλιφόρνια πριν μερικά χρόνια (Conley S. et al., 2016).

Από την άλλη πλευρά, το φυσικό αέριο μπορεί δυνητικά να αντιπροσωπεύει ένα καθαρότερο και αποδοτικότερο καύσιμο σε σχέση με άλλες επιλογές ορυκτών (π.χ. άνθρακας, πετρέλαιο) και η άμεση αντικατάσταση μπορεί να έχει άμεσα οφέλη στις εκπομπές, όπως για παράδειγμα οι αυξήσεις στην παραγωγή αερίου οδήγησαν πρόσφατα σε μείωση των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Λόγω αυτού, το φυσικό αέριο υποστηρίχθηκε ως ένα αποτελεσματικό βραχυπρόθεσμο έως και μεσοπρόθεσμο καύσιμο «γέφυρας» σε ένα μέλλον χαμηλών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, ιδίως στο πλαίσιο της παροχής μιας οικονομικά αποδοτικής επιλογής για τη μετατόπιση των μονάδων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με άνθρακα. Επιπλέον, το φυσικό αέριο είναι μια οικονομικά αποδοτική και καθιερωμένη πηγή ενέργειας με πολλές εφαρμογές σε διάφορους ενεργειακούς τομείς, συμπεριλαμβανομένης της παραγωγής ενέργειας, των μεταφορών, της βιομηχανίας και του δομημένου περιβάλλοντος. Η χρήση του φυσικού αερίου έχει αυξηθεί σταθερά την τελευταία δεκαετία αντικατοπτρίζοντας την αύξηση της διαθεσιμότητας των μη συμβατικών αποθεμάτων και η τάση αναμένεται να συνεχιστεί τις επόμενες δεκαετίες. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα για την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας. Τόσο το τρέχον όσο και το αναμενόμενο μείγμα παραγωγής των ΗΠΑ για παράδειγμα, περιλαμβάνουν τη χρήση του φυσικού αερίου σε υψηλά επίπεδα (δηλαδή, ο άνθρακας και το φυσικό αέριο αντιπροσωπεύουν σήμερα το 37% και το 30% της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας των ΗΠΑ). Η διάθεση του φυσικού αερίου από τα εγχώρια ενεργειακά συστήματα αντιπροσωπεύει επομένως μια σημαντική επιχείρηση και θα μπορούσε να αποτελέσει μια σημαντική επένδυση σε ακριβότερες εναλλακτικές λύσεις. Επιπλέον, η παραγωγή ενέργειας από το φυσικό αέριο μπορεί να παρέχει σημαντικές ενεργειακές υπηρεσίες, συμπεριλαμβανομένης της δυνατότητας παροχής υπηρεσιών εξισορρόπησης του δικτύου που μπορούν να

συμπληρώσουν καλά την ενσωμάτωση των διαλείπων ανανεώσιμων πόρων (συμπεριλαμβανομένων των αιολικών και ηλιακών) στα περιφερειακά ηλεκτρικά δίκτυα. Επιπλέον, το υπάρχον σύστημα φυσικού αερίου μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την αποθήκευση, τη μεταφορά και τη διανομή των ανανεώσιμων αέριων καυσίμων και θα μπορούσε να παρέχει μια μακροπρόθεσμη διαδρομή μετάβασης από ένα πλήρως ορυκτό σε πλήρως ανανεώσιμο σύστημα.

Οι τρέχουσες μέθοδοι παραγωγής του φυσικού αερίου περιλαμβάνουν γενικά καύση με τεχνολογίες που χρησιμοποιούνται συνήθως, συμπεριλαμβανομένων συμβατικών λεβήτων, αμμοστρόβιλων, αεριοστρόβιλων απλού κύκλου (NGCT) και συστημάτων συνδυασμένου κύκλου (NGCC). Επιπλέον, χρησιμοποιείται συχνά καύση για την τροφοδοσία ενός μικρού στροβίλου ή παλινδρομικού κινητήρα, ιδιαίτερα σε μικρότερες εφαρμογές κατανεμημένης κλίμακας. Τα εργοστάσια NGCC αποτελούνται από τρία κύρια συστατικά, (1) ένα στρόβιλο αερίου (κύκλος Brayton που περιλαμβάνει συμπιεστή, καυστήρα και στρόβιλο), (2) στρόβιλο ατμού (λειτουργεί στον κύκλο Rankine) και (3) γεννήτρια ατμού ανάκτησης θερμότητας που ενσωματώνει τους δύο κύκλους μαζί παράγοντας ατμό από την εξάτμιση (Kehlhofer R. et al., 2009). Στην κεντρική κλίμακα του εργοστασίου, οι μονάδες NGCC είναι σε θέση να αποδίδουν υψηλή απόδοση καυσίμου ως προς το ηλεκτρικό ρεύμα, πιθανώς άνω του 60%, μετρούμενη σε χαμηλότερη τιμή θέρμανσης (LHV) και οι εκπομπές ρύπων χαμηλών κριτηρίων, όταν ενσωματώνονται σε εκλεκτική καταλυτική μείωση των εκπομπών (SCR). Οι αεριοστρόβιλοι απλού κύκλου που χρησιμοποιούνται σε σταθμούς παραγωγής ενέργειας είναι πλέον διαθέσιμοι με απόδοση μεγαλύτερη από 40%. Οι υψηλότερες αποδόσεις και οι μειωμένες εκπομπές NGCC τις καθιστούν προτιμότερες από άλλους τύπους παραγωγής και είναι πιθανό οι μονάδες NGCC να είναι η κυρίαρχη τεχνολογία για νέα χωρητικότητα στις ΗΠΑ (de Gouw J. P. D. et al., 2014).

Όλα τα παραπάνω, επηρεάζουν τις άμεσες εκπομπές από τη δημιουργία του φυσικού αερίου, συμπεριλαμβανομένης της επιλεγμένης τεχνολογίας μετατροπής, του μεγέθους, της ηλικίας, του λειτουργικού φορτίου και της δυναμικής, της παρουσίας ή απουσίας ελέγχων των ρύπων, της σύνθεσης του αερίου και άλλα. Οι αναφερόμενες εκπομπές αντιπροσωπεύουν γενικά δεδομένα που συλλέγονται κατά τη λειτουργία σε συνθήκες σχεδιασμού (π.χ., μεγαλύτερο από το 80% της ονομαστικής χωρητικότητας). Ωστόσο, αυτό μπορεί να μην είναι εντελώς αντιπροσωπευτικό της πραγματικής λειτουργίας που συχνά είναι δυναμικής φύσης. Τα ποσοστά των εκπομπών από τις τουρμπίνες υπό μειωμένα φορτία ή κατά τη διάρκεια της ταχείας προσαρμογής του φορτίου είναι συνήθως υψηλότερα λόγω της χαμηλότερης απόδοσης, της λιγότερης πλήρους καύσης και της εκτός λειτουργίας του σχεδιασμού του εξοπλισμού ελέγχου της ατμοσφαιρικής ρύπανσης. Επιπλέον, οι γεννήτριες που είναι πιο πιθανό να ανταποκριθούν στη δυναμική του δικτύου, όπως αυτές που λειτουργούν στο περιθώριο, είναι συχνά απλοί στρόβιλοι κύκλου με υψηλότερες εκπομπές και χαμηλότερες αποδόσεις (Shaffer B. et al., 2015). Τέλος, η εκκίνηση και ο τερματισμός των σταθμών παραγωγής του ηλεκτρικού ρεύματος συνεπάγονται συνήθως περιόδους σχετικών υψηλών εκπομπών (τόσο του GHG όσο και των ρύπων) ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος. Η παραγωγή του φυσικού αερίου παράγει εκπομπές CO<sub>2</sub>, μεθανίου και οξειδίου του αζώτου (N<sub>2</sub>O), με το CO<sub>2</sub> να είναι η κύρια εκπομπή.

## 2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΈΡΕΥΝΑ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΥΓΡΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ

Οι κινητήρες εσωτερικής καύσης που λειτουργούν με υγραέριο και φυσικό αέριο είναι καλά αποδεδειγμένες τεχνολογίες και λειτουργούν όπως οι κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα και βενζίνη. Συνήθως χρησιμοποιούνται ως κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα για αυτοκίνητα με δύο καύσιμα (βενζίνη / CH<sub>4</sub>), αλλά έχουν επίσης χρησιμοποιηθεί, για παράδειγμα, σε κινητήρες ανάφλεξης με συμπίεση (π.χ. τύπου ντίζελ) για βαρέα οχήματα. Τόσο το φυσικό αέριο όσο και το υγραέριο δεν χρησιμοποιούνται μόνα, αλλά πάντα σε κινητήρες δύο καυσίμων, σε συνδυασμό με τη βενζίνη. Σε κινητήρα δύο καυσίμων, τα δύο καύσιμα αποθηκεύονται σε ξεχωριστές δεξαμενές και ο κινητήρας λειτουργεί με ένα καύσιμο κάθε φορά. Οι κινητήρες δύο καυσίμων έχουν τη δυνατότητα εναλλαγής από βενζίνη στο άλλο καύσιμο, χειροκίνητα ή αυτόματα. Στο παρελθόν οι περισσότεροι κινητήρες δύο καυσίμων προέρχονταν από κινητήρες βενζίνης προσθέτοντας μια δεξαμενή και ένα ηλεκτρονικό σύστημα ρύθμισης του ψεκασμού για το εναλλακτικό καύσιμο. Τα τελευταία χρόνια, η διαθεσιμότητα των «εγγενών» κινητήρων δύο καυσίμων έχει αυξηθεί. Έχουν δύο ξεχωριστές δεξαμενές και δύο εναλλακτικά προγράμματα ρύθμισης της έγχυσης. Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζεται περιγραφικά η βιβλιογραφία που έχει αναπτυχθεί σχετικά με τα συγκεκριμένα θέματα. Μια πιο εκτενής αναφορά γίνεται στο κεφάλαιο 3.

### 2.1 ΤΟ ΥΓΡΑΕΡΙΟ (LPG) ΩΣ ΚΑΥΣΙΜΟ ΚΑΙ Η ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Το υγραέριο (LPG) είναι υποπροϊόν της παραγωγής του φυσικού αερίου και των διυλιστηρίων αργού πετρελαίου. Το LPG αναφέρεται στο προπάνιο ή το βουτάνιο ή τα μείγματα προπανίου (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) και βουτανίου (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) στο ίδιο δοχείο με ειδική αναλογία. Το προπυλένιο και το βουτυλένιο είναι συνήθως παρόντα σε μικρή συγκέντρωση. Επιπλέον προστίθεται ένα ισχυρό άρωμα, προκειμένου να ανιχνευθεί η διαρροή στο δοχείο (δεξαμενή) ή σε οποιαδήποτε σύνδεση. Είναι γενικά αποδεκτό ότι οι εκπομπές από ένα όχημα με υγραέριο είναι μικρότερες από εκείνες της αμόλυβδης βενζίνης (ULP) με ισοδύναμο καύσιμο. Τα αποτελέσματα από τους Wu D.Y. et al. (1996) έδειξαν ότι οι εκπομπές NO<sub>x</sub> από τα καύσιμα υγραερίου είναι χαμηλότερες σε σύγκριση με το ULP (αμόλυβδη βενζίνη). Οι Ceviz M. και Yuksel F. (2005) στη μελέτη τους σχετικά με την κυκλική διακύμανση του κινητήρα με ανάφλεξη με σπινθήρα και με βενζίνη για καύσιμο (SI) είχαν δηλώσει ότι το LPG είναι πιο κατάλληλο καύσιμο για τον κινητήρα σε σύγκριση με το ULP.

Τα σημαντικά χαρακτηριστικά του LPG στο όχημα είναι, ότι το LPG έχει υψηλότερο αριθμό οκτανίων περίπου 112 (για καθαρό προπάνιο), που σημαίνει ότι επιτρέπει υψηλότερες αναλογίες συμπίεσης για χρήση και δίνει περισσότερες θερμικές αποδόσεις. Λόγω της αέριας φύσης του υγραερίου, ο κινητήρας λειτουργεί πιο ομαλά. Η κατανάλωση καυσίμου μειώνεται σε σύγκριση με το ULP και αυτό οφείλεται στην υψηλή ενεργειακή περιεκτικότητα στο καύσιμο LPG. Η απόδοση ισχύος μειώνεται ελαφρώς στη λειτουργία του υγραερίου σε σύγκριση με το ULP

λόγω του κακού ογκομετρικού αποτελέσματος ωστόσο. Υπάρχει μια αρκετή εναλλακτική μέθοδος για τη βελτίωση της απόδοσης για τον κινητήρα που τροφοδοτείται από LPG λόγω των απωλειών της ογκομετρικής απόδοσης. Μία από αυτές τις μεθόδους μπορεί να εφαρμοστεί. Θα μπορούσε είτε να αυξηθεί η αναλογία συμπίεσης (CR) με φυσική αναρρόφηση και / είτε να εφαρμοστεί ένας υπερσυμπιεστής. Ένας άλλος παράγοντας που μπορεί να μειώσει την παραγωγή ισχύος οφείλεται στο χρονισμό ανάφλεξης με σπινθήρα. Καθώς το LPG έχει χαμηλή ταχύτητα φλόγας σε σύγκριση με το ULP, ο χρονισμός ανάφλεξης του κινητήρα πρέπει να προχωρήσει. Το σύστημα του υγραερίου στο όχημα απαιτεί μεγαλύτερη ασφάλεια, επειδή το υγραέριο είναι το αέριο καύσιμο καθώς αποτελείται σε αυτή τη φυσική κατάσταση σε συγκεκριμένη ατμοσφαιρική πίεση και θερμοκρασία. Ο κινητήρας που τροφοδοτείται από υγραέριο είναι πιθανό να έχει καλή αντοχή και καλή απόδοση στην εν ψυχρώ εκκίνηση. Ως εκ τούτου, το υγραέριο είναι μια ευέλικτη μορφή ενέργειας που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για πολλές περιοχές. Σε αντίθεση με άλλα συμβατικά ορυκτά καύσιμα, το υγραέριο είναι ένα καθαρότερο καύσιμο και επομένως είναι λιγότερο επιβλαβές για το περιβάλλον. Επίσης, έχει σχετικά καλή απόδοση σε σύγκριση με την τιμή του. Η παραγωγή, η μεταφορά και χρήση του υγραερίου είναι πολύ λιγότερο περίπλοκη σε σύγκριση με τα άλλα ορυκτά καύσιμα.

Τα παγκόσμια αποθέματα υγραερίου είναι σε μεγάλο βαθμό ανεκμετάλλευτα, σε αντίθεση με το αργό πετρέλαιο από το οποίο προέρχεται το ULP. Επιπλέον, σε αντίθεση με ορισμένους που ανησυχούν για την έκρηξη του φυσικού αερίου, το υγραέριο και τα συστήματά του είναι ένα από τα ασφαλέστερα που χρησιμοποιούνται. Αυτό οφείλεται στους καθιερωμένους κανονισμούς ασφαλείας και τα πρότυπα που αναπτύχθηκαν μετά από μια πολύ μακρά ιστορία της εφαρμογής του, αν και όχι στην αυτοκινητοβιομηχανία αλλά στην οικιακή ζωή του ανθρώπου. Ακόμη και αν είναι ήδη μια καθιερωμένη τεχνολογία για χρήση στην αυτοκινητοβιομηχανία, το υψηλό κόστος μετατροπής συνήθως περιορίζει αρκετούς για τη χρήση του σε οχήματα στόλου μεγάλων χιλιομέτρων, ή οχήματα υψηλής χρήσης όπως τα φορτηγά.

Το καύσιμο υγραερίου που χρησιμοποιήθηκε στην έρευνα των Sulaiman M. et al. (2012) είναι το μείγμα μεταξύ βουτανίου και προπανίου που έχουν κοινές ιδιότητες. Το σύστημα καυσίμου LPG σε αυτήν την έρευνα χρησιμοποιήθηκε ως συστατικό στοιχείο (δηλαδή χρησιμοποιήθηκαν βαλβίδες LPG). Η βαλβίδα καψουλών LPG είναι οι συσκευές που ελέγχουν την ποσότητα του καυσίμου που τροφοδοτείται στο θάλαμο καύσης. Αυτή η έρευνα επικεντρώθηκε γενικά στην απόδοση σε μικρή κλίμακα ενός βενζινοκινητήρα που τροφοδοτείται από υγραέριο. Επιπλέον, παρουσιάστηκαν τα αποτελέσματα των πειραματικών δοκιμών ενός συγκεκριμένου μοντέλου κινητήρα (Industrial Plus 3,5 ίππων, τετρακύλινδρος, τετράχρονος βενζινοκινητήρας με εξωτερικό καρμπυρατέρ από την Briggs & Stratton). Τα συμπεράσματα όπου κατέληξαν ήταν πειραματικά. Το υγραέριο που διερευνήθηκε έχει μια κοινή ιδιότητα που συμβάλλει στα μερικά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα σε σχέση με τα συμβατικά υγρά καύσιμα που είναι και το ULP. Επιβεβαίωσαν, ότι η εφαρμογή του υγραερίου στο βενζινοκινητήρα γενικά υποφέρει από ελαφρά μείωση της ισχύος, λόγω της χαμηλότερης ογκομετρικής απόδοσης και του αμετάβλητου χρονισμού ανάφλεξης του κινητήρα. Ωστόσο, ο κινητήρας που τροφοδοτείται από LPG καταναλώνει λιγότερα καύσιμα για να παράγει την ίδια ισχύ με τον κινητήρα που τροφοδοτείται από ULP. Επιπλέον, ο κινητήρας που τροφοδοτείται από υγραέριο έχει καλύτερη τιμή ενέργειας σε σύγκριση με το συμβατικό καύσιμο, το οποίο είναι ULP. Προκειμένου να γίνει βιώσιμη μια υψηλή απόδοση, ο κινητήρας πρέπει να είναι σχεδιασμένος ώστε να λειτουργεί

αποκλειστικά με υγραέριο και να επωφεληθεί από τη χρήση του συστήματος των δύο καυσίμων για ICE, ή θα πρέπει να θυσιάσει κάποιους παραμέτρους απόδοσης.

Οι Mustaffa N. et al. (2019) πιο πρόσφατα, μελέτησαν την καύση του κινητήρα, την απόδοση και τις εκπομπές του υγραερίου (LPG) σε έναν τετράχρονο 1.6 L κινητήρα ανάφλεξης (SI). Στην ουσία συνέκριναν τα δύο καύσιμα LPG και ULP στον ίδιο κινητήρα SI και ανέλυσαν διεξοδικά τα αποτελέσματά τους σε καθορισμένες συνθήκες δοκιμής. Με βάση τα αποτελέσματα, συνήχθησαν αρκετά συμπεράσματα. Η συγκριτική μελέτη δείχνει ότι η έγχυση υγραερίου είναι ικανή να παράγει καλύτερη πίεση μέσα σε κύλινδρο σε σχέση με το ULP στις 3000 rpm. Αυτό οφείλεται σε διάφορους παράγοντες όπως το ρυθμό εξάτμισης, τη θερμογόνο δύναμη και την ταχύτητα της φλόγας. Τα αποτελέσματα του MFB (κλάσμα μάζας που καίγεται) αποκάλυψαν ότι το ποσοστό καύσης του LPG και ο ρυθμός καύσης του LPG ήταν πάντα ταχύτεροι από το ULP σε οποιοδήποτε βαθμό της γωνίας του στροφαλοφόρου. Η ανάλυση της διακύμανσης της πίεσης αποκάλυψε ότι η έγχυση υγραερίου είναι ικανή να μειώσει την παραλλαγή της καύσης του κύκλου του κινητήρα σε σύγκριση με το ULP. Η σταθερότητα της καύσης βρέθηκε επίσης βελτιωμένη με τη χρήση του LPG σε όλες τις συνθήκες. Η σύγκριση των παραμέτρων απόδοσης έδειξε ότι η έγχυση LPG αύξησε τη ροπή του κινητήρα και το BMEP σε σύγκριση με το ULP. Ενόψει των εκπομπών, οι μέσες εκπομπές NO<sub>x</sub>, HC και CO ήταν υψηλότερες για το υγραέριο LPG σε σύγκριση με το ULP.

## **2.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΣΗΜΑΤΟΣ ΣΕ ΤΡΟΠΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΓΙΑ ΧΡΗΣΗ LPG**

Προς το παρόν, οι εναλλακτικές πηγές ενέργειας είναι πρωταρχικής σημασίας για την προώθηση των τρέχουσων επιχειρηματικών σχεδίων και του συνεχιζόμενου βιομηχανικού τομέα. Η προετοιμασία της προσφοράς της ενέργειας σύμφωνα με τις ανάγκες του χρήστη πρέπει να εξεταστεί ζωτικά. Επιπλέον, η ποιότητα της ενέργειας όπως της βενζόλης και του βιοντίζελ είναι πολύ σημαντικά για τον κινητήρα στα συστήματα μεταφοράς. Επιπλέον, η ανανεώσιμη ενέργεια είναι ένας εναλλακτικός τρόπος για τις αυτοκινητοβιομηχανίες. Οι παράγοντες της οικονομίας και η μείωση των πόρων του πετρελαίου ενισχύουν απαραίτητα την τρέχουσα έρευνα και ανάπτυξη της ενέργειας που παράγεται από το φυσικό αέριο. Βασικά, η φυσική ενέργεια μπορεί να χωριστεί σε δύο τύπους. Το συμπιεσμένο φυσικό αέριο (CNG) που είναι γνωστό ως το φυσικό αέριο για οχήματα (NGV) και το υγραέριο (LPG) είναι και τα δύο κατασκευασμένα από υδρογονάνθρακες. Περισσότερες λεπτομέρειες παρουσιάζονται στα κεφάλαια 3 και 4. Το υγραέριο είναι πολύ πιο δημοφιλές επειδή το κόστος εγκατάστασής του είναι πιο οικονομικό (Yujun L. et al., 2010). Ο αριθμός των πρατηρίων καυσίμων είναι επίσης μεγαλύτερος από αυτόν του NGV. Επομένως, ο κινητήρας εγκατάστασης LPG είναι ένα ενδιαφέρον ζήτημα όπως αναφέρεται σε αυτό το υποκεφάλαιο.

Στην έρευνα για την ανίχνευση και τη διάγνωση των σφαλμάτων στα περιστρεφόμενα μηχανήματα, οι τεχνικές που βασίζονται σε δονήσεις έχουν αναπτυχθεί κολοσσιαία και αποτελεσματικά. Αυτές οι τεχνικές σπάνια εφαρμόζονται σε κινητήρες βενζίνης ή ντίζελ. Οι εφαρμογές τεχνικών που βασίζονται σε δονήσεις σε αυτούς τους κινητήρες είναι πολύ επαχθείς λόγω της παροδικής και μη στατικής φύσης τους. Η εκμετάλλευση των σημάτων δόνησης των κινητήρων δίνει πολλές δυναμικές πληροφορίες για την κατάσταση του μηχανικού συστήματος. Πολλές χρήσιμες τεχνικές ανάλυσης του σήματος έχουν εφαρμοστεί ως χρήσιμες μέθοδοι για τη διάγνωση βλαβών των κινητήρων. Το φάσμα ισχύος, το φάσμα της υψηλότερης

τάξης και νευρωνικές αναλύσεις έχουν εφαρμοστεί στη βιβλιογραφία για τη διάγνωση βλαβών του κινητήρα (Liang B. et al., 2013). Η ισχύς του σήματος χρησιμοποιήθηκε με επιτυχία στην προηγούμενη μελέτη για να συγκρίνει τον ήχο του κινητήρα με τον τροποποιημένο LPG κινητήρα (Chomphan S. et al., 2016). Όσον αφορά τη διάγνωση των σφαλμάτων, χρησιμοποιήθηκε αποτελεσματικά ο διακριτός μετασχηματισμός του κύματος με το σήμα δόνησης του κινητήρα ντίζελ και του κιβωτίου ταχυτήτων. Η δύναμη της ανάλυσης σήματος είναι μία από τις ισχυρές και απλές τεχνικές και έχει επιλεγεί για μια προσαρμοστική εφαρμογή χάρη στη χαμηλή πολυπλοκότητά της και την εξαιρετικά ελάχιστη κατανάλωση χρόνου. Η τροποποίηση του LPG κινητήρα και επίσης η διαφοροποίηση της θερμοκρασίας της καύσης κάνουν την κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα να αλλάζει. Τα προβλήματα της εγκατάστασης του LPG προκαλούν κραδασμούς και ήχο του κινητήρα τόσο άμεσα όσο και έμμεσα (Ahmad T. A. et al., 2012). Κατά συνέπεια, τα σήματα δόνησης και ήχου διερευνώνται και αναλύονται για να γίνει διάκριση μεταξύ του κινητήρα του τροποποιημένου υγραερίου και του κανονικού κινητήρα χρήσης ντίζελ, επειδή είναι τα βασικά μετρήσιμα χαρακτηριστικά που υποδηλώνουν τις αιτίες των ακανόνιστων συνθηκών των κινητήρων. Για να βρεθεί η αιτία των βλαβών του κινητήρα, η τεχνογνωσία και η εμπειρία του μηχανικού αξιοποιούνται στην παραδοσιακή διάγνωση του κινητήρα.

Για τη βελτίωση της συμβατικής προσέγγισης, η έρευνα των Chomphan S. et al. (2019) στοχεύει στην ανακάλυψη της κατάλληλης τεχνικής για τη σύγκριση της ισχύος του σήματος των κραδασμών και του ήχου μεταξύ του τροποποιημένου κινητήρα με υγραέριο και της κανονικής μηχανής χρήσης ντίζελ.

Από τα πειραματικά αποτελέσματα, από την ανάλυση της δόνησης φαίνεται ότι η ισχύς των σημάτων δόνησης του τροποποιημένου LPG κινητήρα είναι κυρίως πάνω από εκείνη του κανονικού κινητήρα με τροφοδοσία ντίζελ, εκτός από τις ταχύτητες του κινητήρα 1.100 και 1.300 rpm. Επιπλέον, από την ανάλυση του ήχου έχει συναχθεί το συμπέρασμα ότι στα 900 και 1.100 rpm του κινητήρα, ο τροποποιημένος με LPG κινητήρας έχει χαμηλότερη ισχύ σήματος ήχου σε σχέση με τον κανονικό κινητήρα με τροφοδοσία ντίζελ. Στην ταχύτητα του κινητήρα 1.500 και 1.700 rpm., ο τροποποιημένος με υγραέριο κινητήρας έχει χαμηλότερη ισχύ του ηχητικού σήματος από εκείνη του άλλου κινητήρα. Στο δεύτερο στάδιο, η μελέτη επικεντρώθηκε σε δύο μεγάλες βλάβες του κινητήρα. Διερευνήθηκε η απόλυτη μέση ισχύς των κραδασμών του κινητήρα σε διάφορες στροφές για τη διαφοροποίηση όλων των συνθηκών των βλαβών. Από τα πειραματικά αποτελέσματα, μπορεί να συνοψιστεί ότι η δόνηση του κινητήρα είναι άμεσα ανάλογη με την ταχύτητα του κινητήρα. Επιπλέον, τα σφάλματα του κινητήρα προκαλούν σημαντική δόνηση του κινητήρα σε ταχύτητα πάνω από 1.500 rpm τόσο για κανονικούς κινητήρες όσο και τροποποιημένους με LPG. Συμπερασματικά, η εγκατάσταση του υγραερίου και τα σφάλματα του κινητήρα προκαλούν μια υποβάθμιση της απόδοσης του κινητήρα, η οποία μπορεί να αποδειχθεί συγκεκριμένα, χρησιμοποιώντας την προτεινόμενη τεχνική επεξεργασίας σήματος. Καταλήγουν, ότι για τη βελτίωση και τη διεύρυνση της μελέτης, πρέπει οι τεχνικές να εφαρμοστούν και σε άλλους τύπους κινητήρων. Επιπλέον, θα πρέπει να διερευνηθούν άλλοι τύποι βλαβών των κινητήρων περαιτέρω στη μελλοντική μελέτη.

### **2.3 ΑΝΤΙΚΤΥΠΟΣ ΤΩΝ ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΩΝ ΨΕΚΑΣΜΟΥ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΣΤΗΝ ΚΑΥΣΗ ΚΑΙ ΤΙΣ ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΕΝΟΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΔΙΠΛΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ**

Με την αυξανόμενη ενεργειακή κρίση και τα περιβαλλοντικά προβλήματα, όλο και περισσότεροι ερευνητές αναζητούν εναλλακτικά καύσιμα υψηλής απόδοσης και χαμηλών εκπομπών για να αντικαταστήσουν τα παραδοσιακά καύσιμα (Park H. et al., 2019), όπως το φυσικό αέριο και το υγραέριο (Arslan O. et al., 2010). Το φυσικό αέριο έχει προσελκύσει όλο και περισσότερη προσοχή λόγω των πλεονεκτημάτων του ως εναλλακτικό καύσιμο. Το φυσικό αέριο έχει τα πλεονεκτήματα του υψηλού λόγου H / C, του υψηλού αριθμού οκτανίων, των άφθονων πόρων και της χαμηλής τιμής. Τα τελευταία χρόνια, ο κινητήρας φυσικού αερίου CI έχει προσελκύσει πολλά ερευνητικά ινστιτούτα λόγω της υπεροχής του σε υψηλό λόγο συμπίεσης (Wang Z. et al., 2018). Οι κινητήρες φυσικού αερίου με ανάφλεξη ντίζελ αποτελούν τροποποιήσεις κυρίως σε κινητήρες ντίζελ. Σε σύγκριση με τους κινητήρες ντίζελ, οι κινητήρες διπλού καυσίμου μπορούν να μειώσουν τις εκπομπές NOx και της αιθάλης (Wei L. & Geng P., 2016). Μια πιο λεπτομερής εξήγηση δίνεται στο κεφάλαιο 4. Ωστόσο, σε σύγκριση με τον κινητήρα ντίζελ, ο κινητήρας διπλού καυσίμου έχει τα προβλήματα της θερμικής απόδοσης, του χαμηλού φορτίου και των υψηλών εκπομπών.

Ορισμένες μελέτες έχουν δείξει ότι η θερμική απόδοση και οι εκπομπές μπορούν να βελτιωθούν, βελτιστοποιώντας τον χρόνο ψεκασμού του ντίζελ (Huang H. & Zhu Z., 2019). Οι Papagiannakis R.G. και Krishnan S.R. (2017) μελέτησαν την επίδραση του χρονισμού του ψεκασμού του ντίζελ στην απόδοση και τις εκπομπές ενός κινητήρα φυσικού αερίου-ντίζελ σε διάφορα φορτία. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η περιορισμένη αύξηση του χρονισμού του ψεκασμού του καυσίμου ντίζελ θα μπορούσε να είναι μια πολλά υποσχόμενη λύση για τη βελτίωση της απόδοσης του κινητήρα και τον περιορισμό των εκπομπών. Ταυτόχρονα, ορισμένες μελέτες δείχνουν επίσης ότι τα τρέχοντα προβλήματα χαμηλής θερμικής απόδοσης και υψηλών εκπομπών μπορούν να βελτιωθούν με πολλαπλή έγχυση πετρελαίου ντίζελ.

Οι Xu M. και Cheng W. (2016) έχουν μελετήσει τον αντίκτυπο του ψεκασμού ντίζελ στις εκπομπές και τη θερμική απόδοση του κινητήρα φυσικού αερίου / ντίζελ διπλού καυσίμου. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι οι στενές προ-εγχύσεις οδήγησαν στην πρόοδο του SOC, το οποίο ενέτεινε την καύση του μίγματος εντός του κυλίνδρου, με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου και του HRR (ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας), καθώς και υψηλότερες εκπομπές NOx και χαμηλότερες εκπομπές HC και CO. Άλλες μελέτες έχουν δείξει ότι ο ρυθμός υποκατάστασης της ενέργειας του φυσικού αερίου έχει μεγάλη επίδραση στην εκπομπή και την καύση των κινητήρων διπλού καυσίμου. (Shu J. & Fu J., 2018). Οι Yousefi A. και Birouk M. (2017) είχαν μελετήσει τον αντίκτυπο του κλάσματος ενέργειας του φυσικού αερίου στην απόδοση και τις εκπομπές του κινητήρα φυσικού αερίου που αναφλέγεται με ντίζελ. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι παρατηρήθηκε μια δραστηκή μείωση των εκπομπών NOx και η καύση έτεινε να επιδεινωθεί σε σύγκριση με εκείνη της καύσης μόνο με ντίζελ. Το αέριο εισαγωγής μπορεί επίσης να βελτιώσει την καύση και τις εκπομπές των κινητήρων διπλού καυσίμου. Οι Zheng J. και Wang J. (2019) είχαν μελετήσει την επίδραση του λόγου ισοδυναμίας στην καύση και τις εκπομπές με χαμηλό λόγο συμπίεσης 14,2 σε έναν δκύλινδρο κινητήρα διπλού καυσίμου. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι ο μέγιστος ρυθμός απελευθέρωσης της θερμότητας και η θερμοκρασία των καυσαερίων αυξήθηκαν και η μείωση της διάρκειας της καύσης επιτυγχάνεται λόγω του υψηλού λόγου ισοδυναμίας στη λειτουργία ανάφλεξης με δύο καύσιμα.

Οι Maurya R.K. και Mishra P. (2017) μελέτησαν την απόδοση του EGR ενός κινητήρα διπλού καυσίμου (έγχυση θύρας φυσικού αερίου και ντίζελ). Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το EGR έχει αμελητέα επίδραση στη θερμική απόδοση σε

εύρος λειτουργίας διπλού καυσίμου. Οι Kakaee A.H. et al. (2015) μελέτησαν την επίδραση της σύνθεσης του καυσίμου του φυσικού αερίου στην καύση και τα χαρακτηριστικά των εκπομπών του κινητήρα φυσικού αερίου / ντίζελ. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το αέριο με υψηλότερο αριθμό Wobbe (WN) εμφάνισε υψηλότερη πίεση αιχμής, θερμοκρασίες και εκπομπές NOx, και χαμηλότερες εκπομπές καύσης υδρογονανθράκων (UHC), αλλά και μονοξειδίου του άνθρακα (CO). Οι Acar M. S. et al. (2019) μελέτησαν την ανάφλεξη του διπλού καυσίμου με ν-επτανία (πετρελαιοκινητήρα). Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η ανάφλεξη των ν-επτανίων ελέγχεται κυρίως από την αναλογία ισοδυναμίας και τις αναλογίες της ανάμιξης των ν-επτανίων στο μείγμα. Αυτά τα αποτελέσματα θα είναι χρήσιμα για τη μελέτη των χαρακτηριστικών αυτόματης ανάφλεξης και της διαδικασίας καύσης του κινητήρα διπλού καυσίμου φυσικού αερίου / ντίζελ όπως παρουσιάζονται στο κεφάλαιο 3.

Φυσικά, η επίδραση των στρατηγικών ψεκασμού του φυσικού αερίου στον κινητήρα είναι επίσης πολύ σημαντική για την απόδοση του κινητήρα. Ορισμένοι ερευνητές είχαν μελετήσει την επίδραση του χρονισμού έγχυσης του φυσικού αερίου στον μέσω άμεσης έγχυσης SI. Το μέγεθος της ταχύτητας εντός του κυλίνδρου αυξάνεται και ένα πολύ πιο πλούσιο μείγμα διανέμεται γύρω από τη θέση ανάφλεξης, καθώς το καύσιμο εγχύεται αργότερα. Αυτό, συμβάλλει στην καλύτερη καύση. Μερικοί άλλοι ερευνητές μελέτησαν την επίδραση του χρονισμού του ψεκασμού του φυσικού αερίου στην απόδοση της καύσης και τις εκπομπές σε έναν κινητήρα διπλού καυσίμου που τροφοδοτείται με ντίζελ και φυσικό αέριο.

Προηγούμενες μελέτες έχουν δείξει ότι ο ψεκασμός ντίζελ παρήγαγε πολλαπλά σημεία ανάφλεξης σε ολόκληρο τον θάλαμο, με αποτέλεσμα να υπάρχουν πολλαπλά μέτωπα φλόγας και συγκριτικά, ταχύτερος ρυθμός καύσης. Έτσι, η ομοιομορφία ανάμιξης του φυσικού αερίου και του αέρα έχει μεγάλη επίδραση στην καύση και τις εκπομπές. Οι Song E. et al. (2017) μελέτησαν τις επιδράσεις της δομής του ακροφυσίου στην ομοιομορφία του μείγματος των αερίων σε έναν κινητήρα αερίου. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η αλλαγή της δομής των ακροφυσίων μπορεί να επηρεάσει την ομοιομορφία του μείγματος του αερίου εισαγωγής στον κινητήρα. Επιπλέον, σημαντικές είναι και οι επιδράσεις του χρονισμού έγχυσης και της αποτυχίας της καύσης σε έναν κινητήρα ανάφλεξης με σπινθήρα. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η αλλαγή του χρονισμού της έγχυσης του φυσικού αερίου μπορεί να επιτύχει αξονική διαστρωμάτωση.

Οι You J. et al. (2020) θεωρούν ότι είναι απαραίτητο να μελετηθεί η επίδραση των στρατηγικών έγχυσης του φυσικού αερίου στην καύση και την εκπομπή από την ομοιομορφία του μείγματος. Επιπλέον, προκειμένου να αποδειχθεί ότι η καύση επηρεάζεται από την προσαρμογή της ομοιομορφίας του μείγματος με τους διάφορους χρόνους έγχυσης του φυσικού αερίου, πραγματοποίησαν μια μελέτη προσομοίωσης του κινητήρα διπλού καυσίμου. Τα πειράματά τους διεξήχθησαν σε έναν δκύλινδρο υπερσυμπιεστή με ενδιάμεσο ψυκτήρα ντίζελ / φυσικού αερίου διπλού καυσίμου, ενός βαρέως τύπου κινητήρα με ταχύτητα 1335r / min, στο 25% της λειτουργίας του. Κατά τη διάρκεια των πειραμάτων, η συνολική ποσότητα του καυσίμου, το ποσοστό της υποκατάστασης της ενέργειας του φυσικού αερίου (PES) (90%) και οι στρατηγικές ψεκασμού του ντίζελ παρέμειναν αμετάβλητες χωρίς EGR. Για τη βελτίωση της καύσης του κινητήρα και των εκπομπών, βελτίωσαν την ομοιομορφία του μείγματος, τα αποτελέσματα του χρονισμού, την κατεύθυνση και τη θέση της έγχυσης του φυσικού αερίου. Τα αποτελέσματά τους δείχνουν ότι ο προηγμένος χρονισμός της έγχυσης του φυσικού αερίου μπορεί να βελτιώσει την ομοιομορφία του μείγματος και την καύση του κινητήρα αλλά και τις εκπομπές. Από



την άλλη, ο πολύ πρώιμος χρονισμός της έγχυσης θα έχει ως αποτέλεσμα ένα μικρό μέρος του φυσικού αερίου να συγκεντρώνεται στο κάτω μέρος του θαλάμου καύσης, χειροτερεύοντας την καύση του κινητήρα αλλά και τις επιδόσεις του όσον αφορά τις εκπομπές.

### **3. Η ΧΡΗΣΗ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ**

Οι κανονισμοί για την οικονομία καυσίμου και τις εκπομπές έχουν οδηγήσει παγκοσμίως σε έρευνα και ανάπτυξη των κινητήρων εσωτερικής καύσης που μπορούν να επιτύχουν υψηλότερη απόδοση μετατροπής καυσίμου και χαμηλότερο σχηματισμό εκπομπών σε σύγκριση με τους κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα (SI) και ντίζελ. Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζεται μια πλήρης αναφορά της χρήσης του φυσικού αερίου στους κινητήρες.

#### **3.1 ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΚΑΥΣΗΣ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΧΑΜΗΛΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ**

Στη βιβλιογραφία έχουν προταθεί πολλές έννοιες προηγμένης καύσης, που προέρχονται κυρίως από την ομοιογενή ανάφλεξη συμπίεσης φόρτισης (HCCI), η οποία προτάθηκε για πρώτη φορά από τους Najt P. M. και Foster D. E. (1983). Η ιδέα HCCI συνδυάζει την ομοιογενή φόρτιση των προαναμεμιγμένων κινητήρων SI με την ανάφλεξη, με συμπίεση των κινητήρων ντίζελ για να δημιουργήσει μια έννοια λιτής καύσης που μπορεί να επιτύχει υψηλή θερμική απόδοση. Το μείγμα οδηγεί επίσης σε χαμηλή θερμοκρασία, αποτρέποντας έτσι τον σχηματισμό θερμικού NOx κατά την καύση. Η χαμηλή θερμοκρασία του καυσίμου του αερίου έχει οδηγήσει πολλούς ερευνητές να χρησιμοποιήσουν τον όρο «καύση χαμηλής θερμοκρασίας» για να περιγράψουν αυτήν την έννοια, η οποία έκτοτε χρησιμοποιείται για να συμπεριλάβει και άλλες έννοιες καύσης παρόμοιας φύσης. Η καύση HCCI επιτυγχάνεται δημιουργώντας ένα ομοιογενές και λιτό μείγμα καυσίμου-αέρα και συμπιέζοντάς το, μέχρι το σημείο της αυτοανάφλεξης, οδηγεί σε μια διαδικασία απελευθέρωσης της θερμότητας που ξεκινά και ελέγχεται από τη χημική κινητική. Αυτή η διαδικασία είναι διαφορετική από την απελευθέρωση της θερμότητας σε κινητήρες SI, η οποία ελέγχεται από την ταραχώδη διάδοση της φλόγας, καθώς και από την απελευθέρωση της θερμότητας σε κινητήρες ντίζελ. Αυτή η θερμότητα ελέγχεται με τη διάχυτη ανάμιξη μεταξύ του καυσίμου του άμεσου ψεκασμού και του περιβάλλοντος αέρα. Η απουσία του σπινθήρα ή της άμεσης έγχυσης του καυσίμου έχει ως αποτέλεσμα να μην υπάρχει άμεσος έλεγχος της έναρξης της καύσης στους κινητήρες HCCI. Επομένως, ο χρονισμός της ανάφλεξης μπορεί να ελεγχθεί μόνο έμμεσα, ελέγχοντας την αναλογία του αέρα / καυσίμου του μείγματος, το επίπεδο αραίωσης και την αρχική θερμοκρασία του μίγματος.

Η ιδέα HCCI έχει αποδειχθεί μέσω πειραματικών δοκιμών σε μονοκύλινδρους μεταλλικούς κινητήρες, καθώς και σε ελαφριούς, αλλά και βαρέως επαγγελματικούς (Hynönen J. et al., 2003) με χρήση καυσίμων βενζίνης και ντίζελ. Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι η καύση HCCI μπορεί να επιτευχθεί σε μίγματα με υψηλή αναλογία συμπίεσης με αποτέλεσμα την υψηλή θερμική απόδοση καθώς και τα χαμηλά NOx, χωρίς σχηματισμό αιθάλης. Ωστόσο, η ομοιογενής φύση του μίγματος οδηγεί σε μαζική αυτοανάφλεξη, ταχύ ρυθμό απελευθέρωσης της θερμότητας και ρυθμό αύξησης της πίεσης στον κύλινδρο, που περιορίζει το μέγιστο εφικτό φορτίο.

Επιπλέον, η ανάφλεξη ενός μείγματος καυσίμου-αέρα με συμπίεση και μόνο, απαιτεί προθέρμανση, η οποία μπορεί να επιτευχθεί είτε με προθέρμανση του αέρα εισαγωγής είτε με την εναπομένονσα παγίδευση του αερίου στον κύλινδρο (Olesky L. M. et al., 2012).

Προκειμένου να μετριαστούν οι υψηλοί ρυθμοί απελευθέρωσης της θερμότητας της καύσης HCCI, οι ερευνητές έχουν προτείνει τεχνικές για την εισαγωγή θερμικής και συνθετικής στρωματοποίησης στο μείγμα και συνεπώς προκαλούν τη διαδικασία αυτοανάφλεξης. Η μερική στρωματοποίηση του καυσίμου (PFS) είναι μια τεχνική που προτείνεται από τους Dec J. E. et al. (2015) και Yang Y. et al. (2012) και χρησιμοποιεί ψεκασμό του καυσίμου απευθείας στον κύλινδρο. Διαιρώντας τη διαδικασία έγχυσης σε έναν πρώιμο και έναν καθυστερημένο ψεκασμό, το μείγμα στρωματοποιείται σύνθετα και θερμικά με αποτέλεσμα μια κλιμακωτή αυτοανάφλεξη σε όλο τον θάλαμο καύσης. Η άμεση έγχυση νερού είναι μια άλλη τεχνική που προτείνεται από τους Boldaji et al. (2018), κατά την οποία εγχέεται νερό σε ένα προαναμεμιγμένο μείγμα καυσίμου-αέρα για να στρωματοποιήσει δυναμικά το θερμικό πεδίο στον κύλινδρο, μέσω της λανθάνουσας θερμότητας της εξάτμισης του νερού και συνεπώς να βοηθήσει τη διαδικασία αυτοανάφλεξης.

Εκτός από τις μεθόδους που περιγράφονται παραπάνω, οι ερευνητές έχουν προτείνει τη χρήση δύο καυσίμων για τον έλεγχο των ποσοστών απελευθέρωσης της θερμότητας των κινητήρων καύσης χαμηλής θερμοκρασίας. Η έννοια της «Ανάφλεξης ελεγχόμενης συμπίεσης με αντιδραστικότητα» (RCCI) που προτάθηκε από τους Splitter D. et al. (2011) και Hanson R. et al. (2011), συνδυάζει καύσιμο χαμηλής αντιδραστικότητας που εγχέεται στη θύρα (π.χ. βενζίνη) με καύσιμο υψηλής αντιδραστικότητας που εγχέεται απευθείας στον κύλινδρο για να δημιουργήσει μια σύνθεση στρωματοποίησης στο θάλαμο καύσης. Η ανάμιξη μεταξύ των δύο διαφορετικών καυσίμων στο θάλαμο της καύσης, δημιουργεί ζώνες διαφορετικής αντιδραστικότητας με αποτέλεσμα την κλιμακωτή αυτανάφλεξη και τους χαμηλότερους ρυθμούς απελευθέρωσης της θερμότητας σε σύγκριση με το HCCI. Η έννοια της καύσης RCCI έχει αποδειχθεί σε κινητήρες ελαφρού και βαρέως τύπου και έχει δείξει καλή δυνατότητα ελέγχου, αλλά και αποδοτικότητα στη μετατροπή του καυσίμου, σε σύγκριση με τους κινητήρες ντίζελ (Kavuri C. et al. 2016). Η λιτή, χαμηλής θερμοκρασίας διαδικασία καύσης εμποδίζει το σχηματισμό θερμικού NOx. Ωστόσο, η άμεση έγχυση καυσίμου με υψηλή αντιδραστικότητα υγρού καυσίμου έχει ως αποτέλεσμα ορισμένες εκπομπές σωματιδίων, αν και σε σημαντικά χαμηλότερα επίπεδα από τη συμβατική καύση του ντίζελ.

Η έρευνα σχετικά με τις έννοιες της καύσης χαμηλής θερμοκρασίας όπως το HCCI και το RCCI επικεντρώνεται κυρίως στη χρήση καυσίμων βενζίνης και ντίζελ λόγω της εκτεταμένης εμπορικής τους χρήσης. Ωστόσο, ορισμένες μελέτες έχουν επικεντρωθεί στην εξερεύνηση προηγμένης καύσης με φυσικό αέριο, ως εναλλακτική λύση σε σχέση με τα υγρά καύσιμα που μπορούν να προσφέρουν λύσεις για βιώσιμες μελλοντικές μεταφορές και παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας.

### 3.1.1 Φυσικό αέριο HCCI καύσης

Η καύση HCCI με φυσικό αέριο έχει διερευνηθεί για χρήση σε βαρέα οχήματα, ατμομηχανές και στατική παραγωγή ισχύος. Ωστόσο, ο υψηλός αριθμός των ερευνητικών οκτανίων (RON) του φυσικού αερίου απαιτεί υψηλότερη αναλογία συμπίεσης και / ή υψηλότερη προσθήκη θερμότητας στο μείγμα καυσίμου-αέρα για την επίτευξη αυτοανάφλεξης σε σύγκριση με τη βενζίνη. Οι Aceves S. M. et al. (1999) πραγματοποίησαν προσομοιώσεις CFD με λεπτομερή χημεία ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα HCCI, χρησιμοποιώντας μεθάνιο και διερεύνησαν την επίδραση του λόγου συμπίεσης στην καύση. Διαπιστώθηκε, ότι η καύση θα μπορούσε να ελεγχθεί καλά μέσω του λόγου ισοδυναμίας και του παγιδευμένου κλάσματος αερίου (RGF), αλλά η ανίχνευση της πίεσης των κυλίνδρων υψηλής ταχύτητας ήταν απαραίτητη για τον έλεγχο. Το υψηλό όριο του φορτίου του κινητήρα προκλήθηκε από την μέγιστη πίεση του κυλίνδρου και το σχηματισμό NO. Οι Flowers D. et al. (2001) συνέχισαν αυτήν τη μελέτη μοντελοποίησης, χρησιμοποιώντας πραγματική σύνθεση φυσικού αερίου και διερεύνησαν την επίδραση της διαφορετικής σύνθεσης του καυσίμου στην καύση HCCI. Η καύση HCCI βρέθηκε να είναι ευαίσθητη στη σύνθεση του φυσικού αερίου και απαιτήθηκε ενεργός έλεγχος για την αντιστάθμιση των αλλαγών στη σύνθεση που είναι χαρακτηριστική σε ολόκληρο τον κόσμο. Οι αλλαγές στη σύνθεση του φυσικού αερίου ενδέχεται να αλλάξουν το μέγιστο χρονικό διάστημα απελευθέρωσης της θερμότητας έως και 10 βαθμούς γωνίας του στροφαλοφόρου (CAD), με σημαντικές επιπτώσεις στην αποδοτικότητα και στο σχηματισμό εκπομπών. Η συγκέντρωση προπτανίου και βουτανίου που υπάρχει στο φυσικό αέριο μπορεί να επηρεάσει σημαντικά την καύση HCCI. Προτάθηκαν τρεις στρατηγικές ελέγχου: (i) προσθήκη διμεθυλαιθέρα (DME) στο μείγμα καυσίμου-αέρα, (ii) προθέρμανση του αερίου εισαγωγής και (iii) χρήση ανακυκλοφορίας του καυτού καυσαερίου (EGR), οι οποίες βρέθηκαν αποτελεσματικές στον έλεγχο του ρυθμού απελευθέρωσης της θερμότητας σε ένα ευρύ φάσμα συνθηκών λειτουργίας.

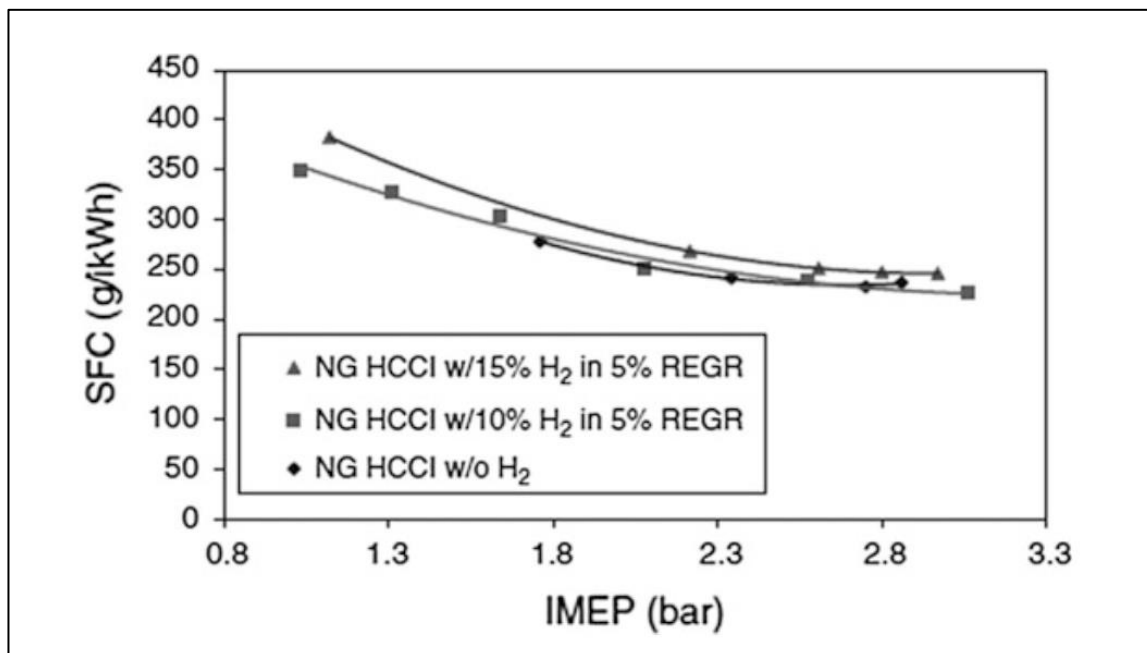
Οι Fiveland S. B. et al. (2001) πραγματοποίησαν πειραματικές δοκιμές και μοντελοποίηση σε κινητήρα βαρέως τύπου φυσικού αερίου HCCI που λειτουργεί σε 1000 στροφές / λεπτό και  $\phi = 0,3$ , προκειμένου να εξεταστεί η ευαισθησία της καύσης HCCI στη σύνθεση του καυσίμου. Η παρουσία των υδρογονανθράκων υψηλότερης τάξης αύξησαν την αντιδραστικότητα του μίγματος και μείωσαν τη θερμοκρασία αυτοανάφλεξης. Το βουτάνιο είχε ευαισθησία 2,5 °C /%, το προπάνιο είχε 1,5 °C /% και το αιθάνιο 1,0 °C /%. Με βάση τα πειραματικά αποτελέσματα, συνήχθη το συμπέρασμα ότι οι διακυμάνσεις στη σύνθεση του φυσικού αερίου μπορεί να έχουν ως αποτέλεσμα υψηλές ή χαμηλές στροφές στην απόδοση του κινητήρα.

Οι Olsson J. O. et al. (2002) πραγματοποίησαν μια παρόμοια πειραματική μελέτη, χρησιμοποιώντας ένα βαρύ κινητήρα Volvo TD100 τροποποιημένο για καύση φυσικού αερίου HCCI και επίσης πραγματοποίησαν μοντελοποίηση του ίδιου κινητήρα για να μελετήσουν την επίδραση της αναλογίας της συμπίεσης στην καύση. Ο εμπλουτισμός υδρογόνου χρησιμοποιήθηκε για τον έλεγχο της σταδιακής καύσης σε κύκλο. Ο λόγος συμπίεσης κυμαινόταν από 15: 1 έως 21: 1, αλλά βρέθηκε να έχει μικρή επίδραση στο ρυθμό απελευθέρωσης της θερμότητας. Η υψηλή αναλογία συμπίεσης οδήγησε σε υψηλότερες πιέσεις του κυλίνδρου, αλλά επέτρεψε επίσης

στον κινητήρα να λειτουργεί πιο λιτά και να μειώσει το σχηματισμό NOx. Συνολικά, ο λόγος συμπίεσης θα πρέπει να είναι αρκετά υψηλός ώστε να επιτρέπει τη λιτή λειτουργία με χαμηλό NOx σε υψηλό φορτίο, αλλά επίσης να προσφέρει καλή αρχή ελέγχου στο μέγιστο φορτίο.

Οι Yap D. et al. (2004) μελέτησαν τις επιπτώσεις της προσθήκης υδρογόνου στην καύση HCCI φυσικού αερίου χρησιμοποιώντας μια ελαφριά μηχανή ερευνών με υπολειπόμενη παγίδευση αερίου. Το υδρογόνο παρήχθη χρησιμοποιώντας αναμορφωτή υποβοηθούμενο από εξάτμιση και εισήχθη στον κύλινδρο ως πλούσιο σε υδρογόνο EGR. Η προσθήκη υδρογόνου στο μείγμα καυσίμου-αέρα οδήγησε σε χαμηλότερη απαίτηση της προθέρμανσης του αέρα για την αυτόματη ανάφλεξη. Ωστόσο, ακόμη και με την προσθήκη υδρογόνου, απαιτήθηκε κάποια προθέρμανση του αέρα εισαγωγής, σε συνδυασμό με την παγίδευση των υπολειμμάτων των αερίων. Το όφελος του υδρογόνου στη μείωση της θερμοκρασίας αυτοανάφλεξης ήταν πιο αποτελεσματικό σε χαμηλά φορτία. Ωστόσο, η προσθήκη υδρογόνου είχε ως αποτέλεσμα υψηλότερες θερμοκρασίες του κυλίνδρου σε υψηλό φορτίο και υψηλότερες NOx, σε σύγκριση με το καθαρό φυσικό αέριο HCCI. Σε επόμενα πειράματα, οι Yap et al. D. (2006) χρησιμοποίησαν χαμηλής θερμοκρασίας καυσαέρια για την παραγωγή αναμορφωμένου αερίου με έως και 16% υδρογόνο κατ'όγκο. Αυτό το αναμορφωμένο αέριο ανακυκλοφόρησε στην εισαγωγή και αναμίχθηκε με το φρέσκο μείγμα του φυσικού αερίου-αέρα για τον έλεγχο του αυτοανάφλεξης. Επιβεβαιώθηκε ότι η προσθήκη υδρογόνου μείωσε την απαίτηση προθέρμανσης στον αέρα εισαγωγής για την αυτοανάφλεξη.

Η λειτουργία κλειστού βρόχου στον αναμορφωτή του κινητήρα έδειξε ότι η προσθήκη υδρογόνου προώθησε επίσης τη σταθερή λειτουργία HCCI και επέκτεινε το όριο του χαμηλού φορτίου, χωρίς να μειώσει την απόδοση της καύσης. Οι εκπομπές NOx μειώθηκαν με την προσθήκη πλούσιου σε υδρογόνο αναμορφωμένου αερίου. Ωστόσο, οι εκπομπές CO και των μη καμένων υδρογονανθράκων (UHC) αυξήθηκαν. Η προσθήκη υδρογόνου είχε επίσης μικρά οφέλη στην υποδεικνυόμενη ειδική κατανάλωση καυσίμου (Διάγραμμα 3.1: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για καύση φυσικού αερίου HCCI συμπληρωμένη με υδρογόνο 10 και 15%). Η περιεκτικότητα σε νερό στα καυσαέρια συμβάλλει στην αύξηση της παραγωγής υδρογόνου στον αναμορφωτή και αντισταθμίζει έτσι την απώλεια ενέργειας λόγω των αντιδράσεων της οξειδωσης.

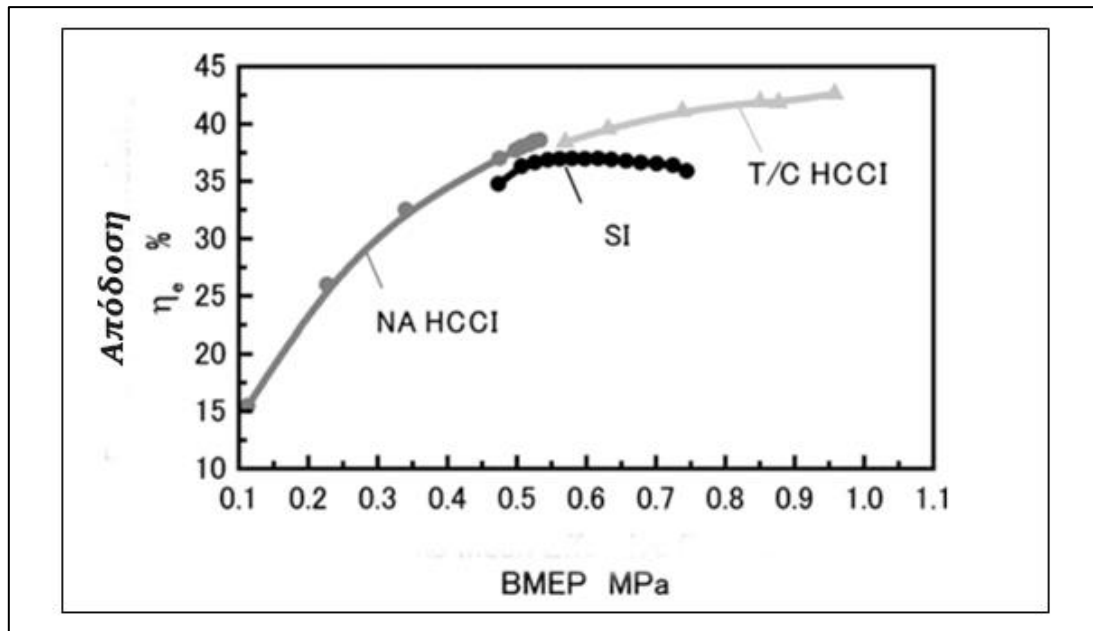


Διάγραμμα 3.1: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για καύση φυσικού αερίου HCCI συμπληρωμένη με υδρογόνο 10 και 15%,

Πηγή: Yap D. et al., (2006)

H Soyly S. (2005) μοντελοποίησε έναν κινητήρα φυσικού αερίου HCCI χρησιμοποιώντας ένα μηδενικό διάγραμμα για να διερευνήσει τα χαρακτηριστικά της καύσης και τις στρατηγικές φάσης. Ο έλεγχος της αναλογίας ισοδυναμίας, καθώς και των συνθηκών της θερμοκρασίας και πίεσης στο κλείσιμο των βαλβίδων της εισαγωγής (IVC) είναι κρίσιμος για τον έλεγχο της φάσης της καύσης και μπορεί να επιτευχθεί μέσω της μεταβλητής βαλβίδας ενεργοποίησης (VVA), της μεταβλητής αναλογίας συμπίεσης (VCR) και του EGR. Ωστόσο, η αύξηση του κλάσματος EGR βρέθηκε να μειώνει τη μέγιστη δυνατή θερμική απόδοση και το φορτίο. Η προσθήκη προπανίου σε μείγματα φυσικού αερίου-αέρα βρέθηκε επίσης αποτελεσματική στον έλεγχο της σταδιακής καύσης, αν και αποτελεί μια εναλλακτική λύση ελέγχου της χαμηλής ταχύτητας. Υπό την προϋπόθεση ότι επιτυγχάνεται ένας καλός έλεγχος σταδιακής καύσης, η απόδοση της μετατροπής του καυσίμου κατά 45% μπορεί να επιτευχθεί σε IMEPn με 4–5 bar.

Οι κινητήρες φυσικού αερίου HCCI έχουν επίσης εξεταστεί για σταθερή παραγωγή ισχύος, συμπεριλαμβανομένων των συστημάτων κατανεμημένης παραγωγής και συνδυασμένης θερμότητας και ισχύος (CHP). Οι Kobayashi K. et al. (2011) διερεύνησαν τη δυνατότητα χρήσης ενός κινητήρα HCCI φυσικού αερίου 50 kW σε ένα σύστημα CHP και πραγματοποίησαν πειραματικές δοκιμές, πρώτα σε έναν μονοκύλινδρο ερευνητικό κινητήρα και στη συνέχεια σε έναν τετρακύλινδρο υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα. Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι το εύρος του φορτίου του υπερσυμπιεζόμενου HCCI μπορεί να υπερβεί αυτό των κινητήρων φυσικής αναρρόφησης SI (Διάγραμμα 3.2: Θερμική απόδοση των φρένων και εύρος φορτίου για φυσικής αναρρόφησης SI, HCCI και ενισχυμένη λειτουργία HCCI).

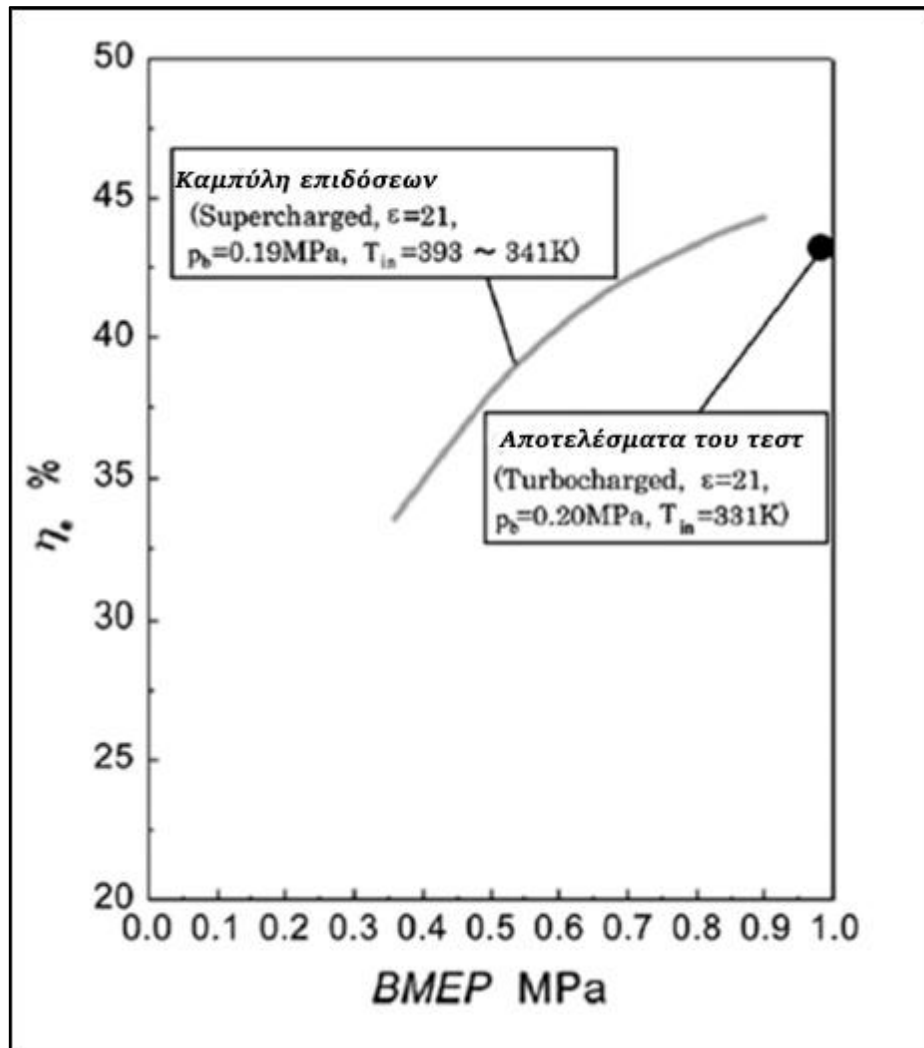


Διάγραμμα 3.2: Θερμική απόδοση των φρένων και εύρος φορτίου για φυσικής αναρρόφησης SI, HCCI και ενισχυμένη λειτουργία HCCI

Πηγή: Kobayashi et al., (2011)

Όταν η μέγιστη πίεση του κυλίνδρου είναι περιορισμένη, μπορεί να επιτευχθεί υψηλή θερμική απόδοση με εξαιρετικά χαμηλό NO<sub>x</sub>, αυξάνοντας την αναλογία συμπίεσης του κινητήρα και περιορίζοντας την πίεση ώθησης. Ο τετρακύλινδρος υπερσυμπιεσμένος κινητήρας HCCI πέτυχε θερμική απόδοση 43,3% στα 0,98 MPa bar (BMEP) με 13,8 ppm εκπομπών NO<sub>x</sub> (Διάγραμμα 3.3: Απόδοση τετρακύλινδρου, φυσικού αερίου, υπερσυμπιεσμένου κινητήρα HCCI, στις 1800 στροφές / λεπτό, λόγος συμπίεσης 21:1 και πίεση εισαγωγής 2 bar), οι οποίες επιβεβαίωσαν τη δυνατότητα του φυσικού αερίου HCCI να παρέχει υψηλή αποδοτικότητα και χαμηλές εκπομπές για εφαρμογές CHP.

Οι Djermouni M. και Ouadha A. (2014) διερεύνησαν υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες φυσικού αερίου πραγματοποιώντας θερμοδυναμική ανάλυση, συμπεριλαμβανομένων των υπολογισμών ενέργειας. Η αύξηση του λόγου πίεσης του συμπίεστη είχε ως αποτέλεσμα την αυξημένη θερμική και ενεργειακή απόδοση.



Διάγραμμα 3.3: Απόδοση τετρακύλινδρου, φυσικού αερίου, υπερσυμπιεσμένου κινητήρα HCCI, στις 1800 στροφές / λεπτό, λόγος συμπίεσης 21: 1 και πίεση εισαγωγής 2 bar

Πηγή: Kobayashi et al., (2011)

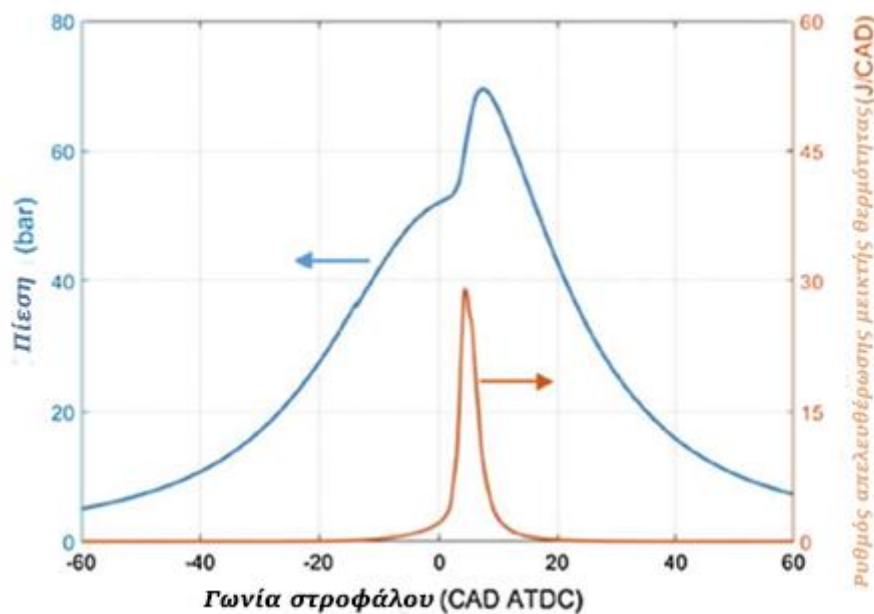
Ωστόσο, η αύξηση της θερμοκρασίας της εισαγωγής για τη διευκόλυνση της αυτοανάφλεξης είχε ως αποτέλεσμα τη μείωση και των δύο αποτελεσμάτων. Η χαμηλής θερμοκρασίας καύση HCCI είχε ως αποτέλεσμα την υψηλή απώλεια ενέργειας κατά την καύση, αυξάνοντας έτσι την αναλογία ισοδυναμίας, η οποία αύξησε την ενεργειακή απόδοση.

Οι Judith J. et al. (2017) πραγματοποίησαν επίσης αριθμητικές προσομοιώσεις ενός ελαφρού κινητήρα, φυσικού αερίου HCCI για εφαρμογές συμπαραγωγής. Επικεντρώθηκαν στον εντοπισμό των αλληλεπιδράσεων μεταξύ της ταχύτητας του κινητήρα, του λόγου συμπίεσης, της αναλογίας αέρα / καυσίμου, της εναπομένουσας παγίδευσης του αερίου και της προθέρμανσης του αέρα εισαγωγής κατά την ενεργοποίηση της καύσης HCCI, σε ένα ευρύ φάσμα λειτουργίας. Πρότυπες προβλέψεις έδειξαν ότι η καύση του φυσικού αερίου HCCI θα μπορούσε να επιτευχθεί σε αναλογία συμπίεσης 25: 1 έως 31: 1, αλλά ο χρονισμός ανάφλεξης στις υψηλότερες αναλογίες συμπίεσης ήταν πιο δύσκολος να ελεγχθεί. Μεταβάλλοντας την αναλογία αέρα / καυσίμου και το υπόλοιπο κλάσμα του αερίου, ο χρονισμός της αυτόματης ανάφλεξης επηρεάστηκε σε μεγάλο βαθμό από τη θερμική ικανότητα του



μείγματος, την αντιδραστικότητα του και τη συγκέντρωση του οξυγόνου. Με παρόμοιο τρόπο με την καύση HCCI με υγρά καύσιμα, η λειτουργία με φυσικό αέριο εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την αναλογία συμπίεσης και τη θερμοκρασία εισαγωγής.

Οι Sofianopoulos A. et al. (2017) διερεύνησαν επίσης την καύση του φυσικού αερίου HCCI για κατανομημένη ισχύ, χρησιμοποιώντας ένα μικρό γραμμικό σύστημα εναλλασσόμενου γραμμικού εναλλάκτη. Ο κινητήρας ελεύθερου εμβόλου μοντελοποιήθηκε, χρησιμοποιώντας τρισδιάστατο λογισμικό (CFD) με λεπτομερή χημεία προκειμένου να προσδιορίσει την ανταλλαγή των αερίων, την προετοιμασία του μείγματος και τις διαδικασίες καύσης που απαιτούνται για την καύση HCCI με φυσικό αέριο. Ο κινητήρας ελεύθερου εμβόλου διαμορφώθηκε ώστε να λειτουργεί σε σταθερή συχνότητα 20 Hz, η οποία προέκυψε από τη μάζα των παλινδρομικών στοιχείων, καθώς και από τις απαιτήσεις που θέτει ο γραμμικός εναλλάκτης. Οι θύρες του κινητήρα ελεύθερου εμβόλου είχαν σχεδιαστεί για να εξαλείφουν το «βραχυκύκλωμα» του φρέσκου μείγματος από την εισαγωγή έως την εξάτμιση και να παγιδεύσουν περισσότερο από το 50% του εναπομείναντος αερίου, προκειμένου να καταστεί δυνατή η αυτόματη ανάφλεξη του μίγματος φυσικού αερίου-αέρα. Η λειτουργία του φυσικού αερίου HCCI προσομοιώθηκε για δέκα συνεχόμενους κύκλους και ο ρυθμός απελευθέρωσης της θερμότητας και η πίεση του κυλίνδρου φαίνονται στο Διάγραμμα 3.4: Προσομοιωμένος ρυθμός πίεσης και απελευθέρωσης θερμότητας ενός μονοκύλινδρου, φυσικού αερίου, κινητήρα HCCI ελεύθερου εμβόλου που λειτουργεί με παγίδα υπολειμματικού αερίου σε αναλογία αποτελεσματικής ισοδυναμίας 0,32. Ο κινητήρας του ελεύθερου εμβόλου λειτουργούσε σε πραγματική αναλογία ισοδυναμίας 0,32 με υπολειπόμενη παγίδευση αερίου, η οποία είχε ως αποτέλεσμα την απόδοση του μοντέλου καύσης 97,3% και τη μικτή ένδειξη της απόδοσης 38,1% σε απόδοση ισχύος 1 kW.



Διάγραμμα 3.4: Προσομοιωμένος ρυθμός πίεσης και απελευθέρωσης θερμότητας ενός μονοκύλινδρου, φυσικού αερίου, κινητήρα HCCI ελεύθερου εμβόλου που λειτουργεί με παγίδα υπολειμματικού αερίου σε αναλογία αποτελεσματικής ισοδυναμίας 0,32

Πηγή: Sofianopoulos A. et al. (2017)

### 3.1.2 Προηγμένη διπλή καύση φυσικού αερίου

Παρόλο που η καύση HCCI με φυσικό αέριο έχει αποδειχθεί πειραματικά και έχουν τεκμηριωθεί τα οφέλη της απόδοσης και των εκπομπών, οι υψηλοί ρυθμοί απελευθέρωσης της θερμότητας κατά την καύση περιορίζουν το επιτεύξιμο ανώτερο και χαμηλότερο φορτίο του κινητήρα. Προκειμένου να μειωθούν οι ρυθμοί απελευθέρωσης της θερμότητας, οι ερευνητές έχουν χρησιμοποιήσει την διπλή καύση του καυσίμου που εισάγει τη συνθετική διαστρωμάτωση στο μείγμα αέρα-καυσίμου και οδηγεί σε μια σταδιακή διαδικασία αυτοανάφλεξης. Οι Stanglmaier R. H. et al. (2001) πραγματοποίησαν πειραματικές δοκιμές σε ένα βαρέως τύπου John Deere 8.1 L PowerTech κινητήρα φυσικού αερίου, ο οποίος τροποποιήθηκε για να λειτουργεί με διπλή καύση καυσίμου HCCI σε χαμηλά έως μέτρια φορτία. Ο κινητήρας ήταν εφοδιασμένος με εγχυτήρες καυσίμου, οι οποίοι χρησιμοποιήθηκαν για την έγχυση καυσίμου νάφθας Fischer – Tropesch (FT) ενισχυμένου με 1000 ppm νιτρικού αιθυλεστέρα (EHN) για τη βελτίωση των χαρακτηριστικών της αυτοανάφλεξης. Το υγρό καύσιμο συμπλήρωσε το λιτό μείγμα του φυσικού αερίου-αέρα που εισήχθη στην πολλαπλή εισαγωγή. Η διπλή αυτή λειτουργία του καυσίμου HCCI επιτεύχθηκε από το ρελαντί έως 5,5 bar BMEP, το οποίο αντιστοιχούσε περίπου στο 35% της μέγιστης ροπής του κινητήρα. Η ανάμειξη του καυσίμου ήταν ένας αποτελεσματικός τρόπος για τον έλεγχο των ρυθμών απελευθέρωσης της θερμότητας σε λειτουργία HCCI, οι οποίοι ήταν σημαντικά υψηλότεροι από τη λειτουργία SI. Η λειτουργία HCCI είχε ως αποτέλεσμα οφέλη στην απόδοση της μετατροπής του καυσίμου έως και 15% σε σύγκριση με τη λειτουργία SI και ταυτόχρονη μείωση των NOx κατά 95–99%. Ωστόσο, η λειτουργία HCCI είχε ως αποτέλεσμα υψηλότερες εκπομπές CO και UHC από τη λειτουργία SI στις ίδιες συνθήκες.

Οι Papagiannakis R. G. και Hountalas D. T. (2004) πραγματοποίησαν πειραματικές δοκιμές φυσικού αερίου διπλού καυσίμου - καύση ντίζελ σε μονοκύλινδρο κινητήρα ντίζελ DI. Ο κινητήρας λειτουργούσε χρησιμοποιώντας ένα προαναμεμιγμένο μείγμα φυσικού αερίου-αέρα και μια άμεση έγχυση μικρής ποσότητας καυσίμου ντίζελ για τον έλεγχο της αυτόματης ανάφλεξης. Η λειτουργία του διπλού καυσίμου είχε ως αποτέλεσμα το μικρότερο ρυθμό απελευθέρωσης της θερμότητας και αύξηση του ρυθμού της πίεσης σε σύγκριση με τη συμβατική καύση του ντίζελ. Σε χαμηλά φορτία, η λειτουργία του διπλού καυσίμου έδειξε χαμηλότερη απόδοση στη μετατροπή του καυσίμου από το ντίζελ, αλλά και η λειτουργία σε υψηλό φορτίο ήταν εξίσου αποτελεσματική. Σε όλες τις περιπτώσεις, η λειτουργία διπλού καυσίμου παρουσίασε χαρακτηριστικά καύσης χαμηλής θερμοκρασίας, τα οποία οδήγησαν σε χαμηλότερο σχηματισμό NOx σε σύγκριση με τη συμβατική καύση ντίζελ.

Ο Kong S. C. (2007) μελέτησε τη φυσική καύση DME HCCI, χρησιμοποιώντας CFD με λεπτομερή χημική κινητική και συνέκρινε τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης με πειραματικά δεδομένα από έναν μονοκύλινδρο πετρελαιοκινητήρα Yanmar που τροποποιήθηκε για λειτουργία με δύο καύσιμα. Το φυσικό αέριο και το DME προαναμίχθηκαν στην πολλαπλή εισαγωγή του κινητήρα και το DME χρησιμοποιήθηκε ως πρόσθετο στο μείγμα καυσίμου-αέρα για την

προώθηση της αυτοανάφλεξης. Τα αποτελέσματα μοντελοποίησης έδειξαν ότι η καύση HCCI διευκολύνεται με την προσθήκη DME. Επίσης, αυξάνοντας τη συγκέντρωση DME, αυξάνεται η απελευθέρωση της θερμότητας σε χαμηλή θερμοκρασία και οδηγεί σε αυτοανάφλεξη του μίγματος. Τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης χρησιμοποιήθηκαν για τον καθορισμό των ορίων λειτουργίας του κινητήρα σε διαφορετικές συγκεντρώσεις φυσικού αερίου και DME στο μίγμα. Καθώς αυξάνεται η συγκέντρωση του φυσικού αερίου, το εύρος λειτουργίας μειώνεται και η καύση HCCI καθίσταται ασταθής.

Οι Nieman D. E. et al. (2012) πραγματοποίησαν προσομοιώσεις CFD ενός κινητήρα RCCI βαρέως τύπου που λειτουργεί με φυσικό αέριο και ντίζελ. Το φυσικό αέριο χρησιμοποιήθηκε ως αντικατάσταση της βενζίνης, ως καύσιμο χαμηλής αντιδραστικότητας, επειδή το υψηλότερο RON, δημιούργησε μεγαλύτερη κλίση αντιδραστικότητας μεταξύ των δύο καυσίμων όταν αναμίχθηκε στον κύλινδρο. Διερευνήθηκε ένα ευρύ φάσμα ταχύτητας και φορτίου. Βελτιστοποιήθηκαν έξι σημεία λειτουργίας από 4 έως 23 bar IMEPn και 800 έως 1800 στροφές / λεπτό, τα οποία αντιπροσωπεύουν τυπικές συνθήκες λειτουργίας ενός κινητήρα βαρέως τύπου. Χρησιμοποιώντας μια αναλογία συμπίεσης 16: 1, προσδιορίστηκε ότι η λειτουργία IMEP έως 13,5 bar μπορεί να επιτευχθεί χωρίς EGR, διατηρώντας παράλληλα υψηλή απόδοση και χαμηλές εκπομπές. Η λειτουργία φυσικού αερίου / ντίζελ συγκρίθηκε με τη λειτουργία βενζίνης / ντίζελ στα 9 bar IMEPn και βρέθηκε ότι στα αέρια φυσικού αερίου / ντίζελ το 90-95% των εκπομπών UHC ήταν μεθάνιο. Εξετάστηκε επίσης, η ευαισθησία της καύσης υψηλού φορτίου RCCI στις παραμέτρους έγχυσης και τα αποτελέσματα έδειξαν ότι απαιτείται ακριβής έλεγχος της έγχυσης.

Οι Fathi M. et al. (2011) πραγματοποίησαν πειραματικές δοκιμές σε μονοκύλινδρο κινητήρα CFR που λειτουργεί σε λειτουργία HCCI με καύσιμο n-επτανίου / φυσικού αερίου και εστίασαν στην κατανόηση των επιδράσεων του EGR στον έλεγχο της σταδιακής καύσης. Το μείγμα καυσίμου προαναμίχθηκε και εισήχθη στην πολλαπλή εισαγωγή του κινητήρα. Τα πειραματικά δεδομένα έδειξαν ότι το EGR μείωσε τη θερμοκρασία του κυλίνδρου χύδην καθώς και το ρυθμό αύξησης της πίεσης, αλλά και τη μέγιστη πίεση κατά την καύση. Το EGR αύξησε τη διάρκεια καύσης λόγω της επίδρασής του στις φυσικές και χημικές ιδιότητες του μίγματος. Ωστόσο, στις περιπτώσεις όπου το EGR είχε ως αποτέλεσμα μια σημαντικά καθυστερημένη φάση καύσης, η θερμική απόδοση μειώθηκε. Παρόλο που το EGR μείωσε τις μέγιστες θερμοκρασίες του κυλίνδρου και έτσι μείωσε και το σχηματισμό NOx, είχε αρνητικές επιπτώσεις στις εκπομπές CO και UHC.

Οι Doosje E. et al. (2014) πραγματοποίησαν επίσης πειραματική δοκιμή καύσης RCCI σε εξακύλινδρο, 8,0 L, βαρέως τύπου κινητήρα, χρησιμοποιώντας φυσικό αέριο ως καύσιμο χαμηλής αντιδραστικότητας και ψυγμένο EGR. Ο κινητήρας χρησιμοποιήθηκε για να εξερευνηθούν τα όρια λειτουργίας της καύσης RCCI. Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι η λειτουργία RCCI θα μπορούσε να επιτευχθεί μεταξύ των 1200 και 1800 στροφών / λεπτό, 2 και 9 bar BMEP, με εκπομπές NOx κινητήρα και αιθάλης που πληρούσαν τους κανονισμούς για τις εκπομπές Euro VI. Οι εκπομπές UHC ήταν υψηλές, αλλά η υψηλή θερμοκρασία των καυσαερίων ήταν κατάλληλη για τη χρήση καταλυτικού μετατροπέα οξειδωσης. Για όλα τα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν, η θερμική απόδοση του κινητήρα σε λειτουργία RCCI ήταν συγκρίσιμη ή καλύτερη από τη συμβατική καύση ντίζελ. Το συνολικό UHC ήταν υψηλό, αλλά το 80-85% από αυτά αποτελούνταν από μεθάνιο. Για τις εξεταζόμενες

συνθήκες λειτουργίας, κάθε παραλλαγή στον αριθμό μεθανίου (MN) στην περιοχή 70-100 είχε αμελητέα επίδραση στην καύση RCCI.

Οι Zoldak P. et al. (2014) πραγματοποίησαν μια υπολογιστική μελέτη για την καύση RCCI, χρησιμοποιώντας φυσικό αέριο ως καύσιμο χαμηλής αντιδραστικότητας σε έναν κινητήρα ντίζελ βαρέως τύπου 15,0 L. Εξετάστηκαν οι αντισταθμίσεις μεταξύ της κατανάλωσης του καυσίμου, του ρυθμού αύξησης της πίεσης, της μέγιστης πίεσης του κυλίνδρου και του σχηματισμού των εκπομπών. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η καύση RCCI είχε τη δυνατότητα για μείωση 17,5% του NO<sub>x</sub>, μείωση κατά 78% της αιθάλης και 24% μείωση της κατανάλωσης σε σύγκριση με τη συμβατική καύση ντίζελ (στην ονομαστική κατάσταση ισχύος), χρησιμοποιώντας την ίδια αναλογία αέρα-καυσίμου και EGR. Τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης έδειξαν, ότι η ποσότητα του καυσίμου ντίζελ που εγχύθηκε απευθείας στον κύλινδρο υπαγόρευε την αντιδραστικότητα του μίγματος και συνεπώς τη φάση καύσης και τον ρυθμό αύξησης της πίεσης. Ο μέγιστος ρυθμός αύξησης της πίεσης και η μέγιστη πίεση αυξήθηκαν σε σύγκριση με τη συμβατική καύση ντίζελ, αλλά και οι δύο ήταν εντός των αποδεκτών ορίων για την αντοχή του κινητήρα. Η μεγάλη μείωση του σχηματισμού αιθάλης σε λειτουργία RCCI προέκυψε από το χαμηλότερο επίπεδο διαστρωμάτωσης του μίγματος σε σύγκριση με το συμβατικό ντίζελ, καθώς και από το φυσικό αέριο ως καύσιμο χαμηλής αντιδραστικότητας.

Παρόμοιες μελέτες πραγματοποιήθηκαν από τους Dahodwala M. et al. (2015), οι οποίοι επικεντρώθηκαν στην ανάλυση πειραματικών δεδομένων καύσης RCCI σε έναν κινητήρα ντίζελ βαρέως τύπου που λειτουργεί με 6 bar BMEP και διαφορετικές ταχύτητες. Η μελέτη αξιολόγησε την επίδραση των διαφόρων μεταβλητών ελέγχου, όπως το ποσοστό υποκατάστασης του φυσικού αερίου, το ρυθμό EGR και τη στρατηγική έγχυσης στην επίτευξη της καύσης RCCI. Με αυτόν τον τρόπο καθιέρωσαν ένα πλαίσιο για τον προσδιορισμό των ιδιοτήτων του μίγματος εντός του κυλίνδρου που απαιτούνται για το RCCI. Συλλέχθηκαν επίσης, πειραματικά δεδομένα στα 14 bar BMEP προκειμένου να διερευνηθεί η λειτουργία RCCI σε υψηλό φορτίο. Χρησιμοποιήθηκε επίσης ένα μοντέλο CFD με λεπτομερή χημεία για την υποστήριξη της ανάλυσης των πειραματικών δεδομένων. Η αύξηση της υποκατάστασης του φυσικού αερίου είχε ως αποτέλεσμα την καθυστερημένη σταδιακή καύση και το χαμηλότερο ρυθμό καύσης, καθώς και την αύξηση των εκπομπών CO και UHC. Η φάση της καύσης και η διάρκεια της καύσης θα μπορούσαν επίσης να ελεγχθούν μέσω του ρυθμού EGR, αν και η αύξηση του EGR είχε ως αποτέλεσμα χαμηλότερη απόδοση της καύσης. Η αύξηση της ποσότητας του καυσίμου ντίζελ που εγχύθηκε στον κύλινδρο οδήγησε σε μεγαλύτερη διαστρωμάτωση του μίγματος και προχωρημένη φάση της καύσης. Η στρατηγική ψεκασμού υπαγορεύει τη λειτουργία καύσης του κινητήρα και ο χρόνος ψεκασμού αλλάζει με την ταχύτητα του κινητήρα. Για τη συμβατική καύση ντίζελ, οι εκπομπές NO<sub>x</sub> ήταν υψηλότερες σε χαμηλότερες στροφές του κινητήρα. Ωστόσο, για την καύση RCCI οι εκπομπές NO<sub>x</sub> ήταν υψηλότερες σε υψηλότερες στροφές κινητήρα. Η μειωμένη ταχύτητα του κινητήρα σε λειτουργία RCCI μείωσε επίσης τις εκπομπές CO και UHC.

Οι Kakaee A. H. et al. (2016) χρησιμοποίησαν τη μοντελοποίηση CFD για να μελετήσουν τα αποτελέσματα της σύνθεσης του φυσικού αερίου και της ταχύτητας του κινητήρα στην καύση και τα χαρακτηριστικά των εκπομπών κατά την καύση του φυσικού αερίου / ντίζελ RCCI. Η καύση RCCI βρέθηκε να είναι ευαίσθητη στη

σύνθεση καυσίμου και στην ταχύτητα του κινητήρα. Συγκεκριμένα, ο αριθμός Wobbe (WN) του καυσίμου επηρέασε το ρυθμό ανάφλεξης και το χρόνο καύσης. Η υψηλότερη WN είχε ως αποτέλεσμα υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία του κυλίνδρου κορυφής, υψηλότερες εκπομπές NOx, αλλά χαμηλότερες εκπομπές CO και UHC. Το αέριο με χαμηλότερο WN παρουσίασε χαμηλότερο ρυθμό απελευθέρωσης της θερμότητας, με αποτέλεσμα μια χαμηλότερη απόδοση της καύσης σε υψηλές στροφές του κινητήρα. Συνολικά, το αέριο με υψηλότερο WN βρέθηκε να είναι ευεργετικό για την απόδοση και τις εκπομπές σε υψηλή ταχύτητα στροφών του κινητήρα. Η ίδια ομάδα μελέτησε τις επιδράσεις της γεωμετρίας του χώρου του εμβόλου στην καύση και τις εκπομπές του κινητήρα φυσικού αερίου / ντίζελ RCCI χρησιμοποιώντας μοντέλα CFD. Μελετήθηκαν τρεις διαφορετικές γεωμετρίες του εμβόλου: ένα συμβατικό επανεισαγωγής για λειτουργία ντίζελ, ένα σε σχήμα μπανιέρας και ένα κυλινδρικό. Τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης έδειξαν ότι η γεωμετρία του εμβόλου δεν επηρέασε την καύση RCCI σε χαμηλές στροφές του κινητήρα, αλλά είχε ένα αυξανόμενο αποτέλεσμα καθώς αυξανόταν η ταχύτητα του κινητήρα. Αυξάνοντας το βάθος, η πίεση και η θερμοκρασία του κυλίνδρου αυξήθηκαν, γεγονός που με τη σειρά τους αύξησαν τις εκπομπές NOx. Οι εκπομπές CO και UHC ελαχιστοποιήθηκαν σε βάθος 1 mm. Επίσης, αυξάνοντας το μέγεθος του ελατηρίου του εμβόλου, η πίεση και η θερμοκρασία του κυλίνδρου αυξήθηκαν, γεγονός που αύξησε και πάλι το NOx αλλά επίσης αύξησε την ακαθάριστη υποδεικνυόμενη απόδοση.

Οι Jia et al. (2015) πραγματοποίησαν πειραματική δοκιμή καύσης φυσικού αερίου / ντίζελ RCCI σε έναν μονοκύλινδρο κινητήρα ντίζελ βαρέως τύπου AVL 501 και εστίασαν στην ανάλυση των επιπτώσεων του χρονισμού και της διάρκειας έγχυσης του ντίζελ στην καύση στις 1200 στροφές / λεπτό και στα 9 bar BMEP. Τα πειράματα διεξήχθησαν σε δύο επίπεδα αναλογίας συμπίεσης, 14: 1 και 17: 1. Διαπιστώθηκε ότι η μείωση του λόγου συμπίεσης σε 14: 1 είχε ευνοϊκές επιπτώσεις στον έλεγχο της φάσης της καύσης και τις εκπομπές NOx, αλλά αύξησε τις εκπομπές UHC. Η χαμηλότερη αναλογία συμπίεσης είχε ως αποτέλεσμα μεγαλύτερους χρόνους καθυστέρησης της ανάφλεξης, μεγαλύτερη διάρκεια της καύσης και επίσης χαμηλότερο ρυθμό απελευθέρωσης της θερμότητας. Η καθυστέρηση της έγχυσης του καυσίμου ντίζελ έκανε το μείγμα καυσίμου-αέρα πιο στρωματοποιημένο, γεγονός που μείωσε την καθυστέρηση της ανάφλεξης και αύξησε το ρυθμό καύσης. Συνολικά, αποδείχθηκε ότι μπορεί να επιτευχθεί καύση RCCI με χαμηλές εκπομπές NOx και σχεδόν μηδενική αιθάλη, αν και με υψηλές εκπομπές UHC που μπορούν να αντιμετωπιστούν στο σύστημα ελέγχου εκπομπών.

Οι Paykani A. et al. (2015) πραγματοποίησαν μια παρόμοια μελέτη για τη διερεύνηση των στρατηγικών έγχυσης για την καύση φυσικού αερίου / ντίζελ RCCI, χρησιμοποιώντας μοντέλα CFD. Το ντίζελ άμεσης έγχυσης χωρίστηκε σε δύο ψεκασμούς και αποδείχθηκε ότι ο χρόνος κάθε έγχυσης καθώς και η διάσπαση του κλάσματος καυσίμου έχει σημαντικές επιπτώσεις στην καύση RCCI. Η καθυστέρηση της δεύτερης έγχυσης βρέθηκε να αυξάνει τη διαστρωμάτωση του μείγματος, την τοπική αντιδραστικότητα του καυσίμου και τις θερμοκρασίες του αερίου, οι οποίες προχώρησαν στη φάση της καύσης και αύξησαν τις εκπομπές NO και αιθάλης. Παρόμοια αποτελέσματα παρατηρήθηκαν με την αύξηση της ποσότητας του καυσίμου ντίζελ που εγχύθηκε στη δεύτερη έγχυση. Ο χρόνος ψεκασμού και η διάρκεια έπαιξαν επίσης ρόλο όταν αυξήθηκε η ταχύτητα του κινητήρα, επειδή

μειώθηκε ο διαθέσιμος χρόνος για ανάμιξη καυσίμου-αέρα. Επομένως, καθώς η ταχύτητα του κινητήρα αυξήθηκε, η μέγιστη πίεση και η θερμοκρασία μειώθηκαν, γεγονός που οδήγησε σε μεταγενέστερη φάση της καύσης και αυξημένες εκπομπές CO και UHC. Η προσομοιωμένη θήκη μεσαίου φορτίου είχε ακαθάριστη απόδοση πάνω από 50%, με χαμηλό NOx και αιθάλη χωρίς χρήση EGR. Η σταδιακή καύση θα μπορούσε να ελεγχθεί με ακρίβεια μέσω της αναλογίας φυσικού αερίου και ντίζελ, καθώς και μέσω της αναλογίας διαχωρισμού καυσίμου ντίζελ μεταξύ των δύο άμεσων ψεκασμών. Επιπλέον, διαπιστώθηκε ότι η μεγάλη διαφορά της αντιδραστικότητας μεταξύ του φυσικού αερίου και του ντίζελ βοήθησε τον κινητήρα να επιτύχει χαμηλό ρυθμό αύξησης της πίεσης.

Οι Ansari E. et al. (2016) χρησιμοποίησαν πειραματικές δοκιμές ενός κινητήρα ντίζελ 1,9 L και μοντελοποίησης CFD για να χαρτογραφήσουν την αποδοτικότητα και τις εκπομπές καύσης του αερίου / ντίζελ RCCI. Ο κινητήρας λειτούργησε σε ταχύτητες 1300–2500 στροφές / λεπτό και φορτία BMEP 1-7 bar. Η λειτουργία του περιορίστηκε σε 10 bar / deg του μέγιστου ρυθμού αύξησης της πίεσης και 6% του συντελεστή διακύμανσης (COV) του IMEP. Η λειτουργία του κινητήρα διερευνήθηκε μεταβάλλοντας την αναλογία του μίγματος φυσικού αερίου / ντίζελ, τη διάσπαση και το χρονισμό του καυσίμου ψεκασμού ντίζελ και το ποσό του EGR. Περισσότερο από το 80% της απαιτούμενης ενέργειας εισόδου του καυσίμου σε λειτουργία RCCI προήλθε από το φυσικό αέριο. Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι ο ρυθμός αύξησης της πίεσης είναι πολύ ευαίσθητος στο χρονοδιάγραμμα του ψεκασμού και στην αναλογία του διαχωρισμού του καυσίμου μεταξύ των δύο άμεσων ψεκασμών. Σε χαμηλά φορτία, η καύση RCCI παρείχε θερμική απόδοση στα φρένα, ισοδύναμη ή χαμηλότερη από το ντίζελ. Ωστόσο, καθώς η ταχύτητα και το φορτίο αυξήθηκαν, η απόδοση αυξήθηκε επίσης. Η μέγιστη καταγεγραμμένη απόδοση για καύση RCCI ήταν 39% στις 2500 στροφές / λεπτό και 6 bar BMEP, σε σύγκριση με το 34% για τη συμβατική καύση ντίζελ. Επιτεύχθηκε μέχρι και 92% μείωση του NOx, μέσω ακριβούς ελέγχου των παραμέτρων έγχυσης. Η πλειονότητα των σημείων λειτουργίας RCCI είχε θερμοκρασία καυσαερίων κάτω των 450 °C, η οποία είναι μια τυπική θερμοκρασία απενεργοποίησης για τις καταλύτες οξειδωσης μεθανίου. Επομένως, η χαμηλή θερμοκρασία των καυσαερίων και οι υψηλές εκπομπές CO και UHC αποτελούν σημαντική πρόκληση για την εμπορική υιοθέτηση των κινητήρων φυσικού αερίου / ντίζελ RCCI.

Οι Hockett et al. (2016) επικεντρώθηκαν στην ανάπτυξη ενός μειωμένου μηχανισμού χημικής κινητικής για την εκτέλεση λεπτομερών χημικών υπολογισμών των κινητήρων διπλού καυσίμου φυσικού αερίου / ντίζελ. Σε αυτόν τον μηχανισμό, το φυσικό αέριο διαμορφώνεται ως μείγμα μεθανίου, αιθανίου και προπανίου, ενώ το ντίζελ διαμορφώνεται ως n-επτάνιο. Ο μηχανισμός αποτελείται από 141 είδη και 709 αντιδράσεις και έχει επικυρωθεί από πειράματα ψεκασμού ντίζελ σε θάλαμο σταθερού όγκου. Όλα τα πειράματα επιτεύχθηκαν μέσα από τη χρήση προσομοιώσεων CFD. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι αυτός ο μηχανισμός αναπαράγει με ακρίβεια τη χημική κινητική συμπεριφορά των μεγαλύτερων λεπτομερών μηχανισμών και καταγράφει τις στρογγυλές ταχύτητες φλόγας σε υψηλή πίεση, την καθυστέρηση ανάφλεξης, το μήκος της ανύψωσης του πειράματος ντίζελ και το ρυθμό απελευθέρωσης της θερμότητας στα πειράματα του κινητήρα. Επίσης, αυτός ο μηχανισμός είναι σε θέση να μοντελοποιήσει με ακρίβεια τη διαφορετική αντιδραστικότητα του φυσικού αερίου χωρίς να βασίζεται σε σταθερό ρυθμό.

Οι Poorghasemi K. et al. (2017) πραγματοποίησαν προσομοιώσεις CFD με λεπτομερή χημική κινητική για να μελετήσουν την επίδραση των στρατηγικών έγχυσης ντίζελ στην καύση φυσικού αερίου / ντίζελ RCCI σε έναν ελαφρύ κινητήρα. Οι παράμετροι που μεταβάλλονταν στις προσομοιώσεις, περιλάμβαναν την αναμεμιγμένη αναλογία φυσικού αερίου, το κλάσμα καυσίμου ντίζελ μεταξύ της πρώτης και της δεύτερης έγχυσης, το χρονικό διάστημα των δύο εγχύσεων και την πίεση του ψεκασμού. Τα αποτελέσματα μοντελοποίησης έδειξαν ότι αυξάνοντας την αναμεμιγμένη αναλογία φυσικού αερίου, η αντιδραστικότητα του μίγματος μειώνεται, με αποτέλεσμα μια αυξημένη καθυστέρηση της ανάφλεξης και χαμηλότερους ρυθμούς απελευθέρωσης της θερμότητας. Η στρατηγική ψεκασμού ντίζελ έχει σημαντικές επιπτώσεις στην καύση RCCI επειδή ελέγχει την τοπική αντιδραστικότητα του μίγματος. Καθώς οι άμεσες εγχύσεις κινούνται προς το TDC, η τοπική αντιδραστικότητα του μίγματος αυξάνει τη θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της καύσης, αυξάνοντας την τοπική αναλογία. Η αύξηση της ποσότητας του καυσίμου ντίζελ που εγχύθηκε στο πρώτο στάδιο είχε ως αποτέλεσμα υψηλότερους ρυθμούς απελευθέρωσης της θερμότητας και πίεση του κυλίνδρου. Ωστόσο, περισσότερο πετρέλαιο ντίζελ συσσωρεύεται στον όγκο των ρωγμών και στον τοίχο του κυλίνδρου, γεγονός που αύξησε τις εκπομπές CO και UHC. Αυξάνοντας τη γωνία ψεκασμού, ψεκαζόταν περισσότερο καύσιμο στην κεντρική γραμμή του ψεκασμού και στο θάλαμο καύσης. Ωστόσο, μειώνοντας τη γωνία ψεκασμού, ψεκαζόταν περισσότερο καύσιμο στον κύλινδρο χύμα. Το τελευταίο έχει ως αποτέλεσμα υψηλότερες εκπομπές CO και UHC που δημιουργούνται κοντά στα τοιχώματα του κυλίνδρου, καθώς και υψηλότερο σχηματισμό NOx, λόγω των τοπικά πλουσιότερων ζωνών που έχουν ως αποτέλεσμα υψηλότερη θερμοκρασία καύσης του αερίου.

Οι Rahnama P. et al. (2017) χρησιμοποίησαν τη μοντελοποίηση CFD για τη διερεύνηση της καύσης του φυσικού αερίου / ντίζελ RCCI σε έναν κινητήρα βαρέως τύπου και επικεντρώθηκαν στη διερεύνηση των επιπτώσεων της χρήσης υδρογόνου, αναμορφωτή αερίου και αζώτου στην καύση. Η χαμηλότερη αντιδραστικότητα του φυσικού αερίου σε σύγκριση με τη βενζίνη οδήγησε σε μειωμένη απόδοση του κινητήρα σε χαμηλά φορτία, αλλά η προσθήκη υδρογόνου ή syngas (αναμορφωτικό αέριο) ως πρόσθετα μπορεί να βελτιώσει τη διαδικασία καύσης σε χαμηλά φορτία. Γενικότερα, αυτά τα πρόσθετα μπορούν να αυξήσουν την απόδοση της καύσης και της θερμότητας και να μειώσουν σημαντικά το σχηματισμό UHC και CO. Ωστόσο, οι υψηλές τιμές υδρογόνου και syngas βρέθηκαν να αυξάνουν τη θερμοκρασία του κυλίνδρου και επομένως τις εκπομπές NOx.

Τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης έδειξαν ότι η προσθήκη υδρογόνου ή syngas στην καύση RCCI αυξάνει την απόδοση της καύσης και είναι πιο ευνοϊκή από την αύξηση του κλάσματος καυσίμου του ντίζελ άμεσου ψεκασμού, επειδή το τελευταίο αυξάνει την αιθάλη. Η καθυστέρηση της ανάφλεξης και η έναρξη της καύσης δεν επηρεάστηκαν σημαντικά από την προσθήκη υδρογόνου ή syngas, και μπορεί να ελεγχθεί καλά από το κλάσμα καυσίμου του ντίζελ και τη θερμοκρασία εισαγωγής. Η λειτουργία σε μεσαίο φορτίο δεν επωφελήθηκε σημαντικά από τα αέρια του πρόσθετου, παρά το γεγονός ότι η θερμική απόδοση αυξήθηκε και οι εκπομπές UHC και CO μειώθηκαν σε σύγκριση με τον βασικό κινητήρα RCCI.

Οι Gharehghani A. et al. (2015) πραγματοποίησαν μια πειραματική μελέτη της καύσης RCCI με φυσικό αέριο και βιοντίζελ που προέρχεται από χρησιμοποιημένα ιχθυέλαια, χρησιμοποιώντας ένα μονοκύλινδρο κινητήρα ντίζελ Ricardo E6. Οι

ιδιότητες του βιοντίζελ που χρησιμοποιούνται στη μελέτη τους φαίνονται στον Πίνακα 3.1, μαζί με το ντίζελ και το φυσικό αέριο.

Πίνακας 3.1: Ιδιότητες βιοντίζελ χρησιμοποιημένων ιχθυελαίων, ντίζελ και φυσικού αερίου που χρησιμοποιούνται για πειράματα κινητήρα RCCI

Παράμετρος	Βιοντίζελ	Ντίζελ	NG
Περιεχόμενο του C (%)	82.06	84.2	-
Περιεχόμενο του H (%)	8.64	15.7	-
Περιεχόμενο του O (%)	9.3	<0.1	-
Σημείο ανάφλεξης (PM, °C)	164-173	74-76	-
Πυκνότητα (15 °C, kg/m <sup>3</sup> )	870-880	830	-
Κινητικό ιξώδες (40 °C, mm <sup>2</sup> /s)	4.142	3.4	-
Δείκτης κετανίου	51.5	50	-
Χαμηλές τιμές θέρμανσης (MJ/kg)	41	43.15	45
Μεθάνιο (Mole. %)	-	-	90.30
Αιθάνιο (Mole. %)	-	-	4.28
Προπάνιο (Mole. %)	-	-	0.63
Βουτάνιο (Mole. %)	-	-	0.08
Άζωτο (Mole. %)	-	-	3.6

Πηγή: Gharehghani A. et al. (2015)

Το βιοντίζελ των αποβλήτων του ιχθυελαίου έχει υψηλότερο αριθμό κετανίων και περιεκτικότητα σε οξυγόνο από το συμβατικό ντίζελ, με αποτέλεσμα υψηλότερους ρυθμούς απελευθέρωσης της θερμότητας και πιο σταθερή καύση στη λειτουργία φυσικού αερίου / βιοντίζελ. Ο υψηλότερος ρυθμός απελευθέρωσης της θερμότητας στο RCCI φυσικού αερίου / βιοντίζελ οδήγησε σε 1,6% υψηλότερη ακαθάριστη θερμική απόδοση από το φυσικό αέριο / ντίζελ RCCI, καθώς και υψηλότερη απόδοση καύσης και οριακά χαμηλότερες απώλειες μεταφοράς της θερμότητας.

Με βάση τα πειραματικά αποτελέσματα, το βιοντίζελ αποβλήτων ιχθυελαίου βρέθηκε να είναι μια καλή εναλλακτική λύση έναντι του ντίζελ, με μεγάλες δυνατότητες μείωσης των CO σε λειτουργία RCCI (ειδικά σε μεσαία και υψηλά φορτία). Η καύση RCCI χρησιμοποιώντας προαναμεμιγμένο φυσικό αέριο είτε με ντίζελ είτε με βιοντίζελ βρέθηκε να έχει σημαντικά χαμηλότερο σχηματισμό NO<sub>x</sub> από τη συμβατική καύση ντίζελ.

Οι Bekdemir C. et al. (2015) πραγματοποίησαν μοντελοποίηση των πολλαπλών ζωνών καύσης RCCI φυσικού αερίου / ντίζελ και επικεντρώθηκαν στην παραγωγή μοντέλων σε πραγματικό χρόνο (βάσει συγκεκριμένου χάρτη) που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την ανάπτυξη ενός συστήματος ελέγχου RCCI. Το μοντέλο πολλαπλών ζωνών χρησιμοποιήθηκε για την εξαγωγή τάσεων σχετικών με τον έλεγχο των ποσοτήτων, όπως του CA<sub>10</sub>, του CA<sub>50</sub>, της μέγιστης πίεσης του κυλίνδρου, του ρυθμού αύξησης της πίεσης αιχμής και τις εκπομπές NO<sub>x</sub>, ως συναρτήσεις της έναρξης της έγχυσης, του λόγου μείγματος του καυσίμου και της ταχύτητας του κινητήρα. Συνολικά, το μοντέλο μπόρεσε να καταγράψει τις σωστές τάσεις ως συναρτήσεις των μεταβλητών ελέγχου, οι οποίες μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη μελλοντική ανάπτυξη του συστήματος ελέγχου. Ωστόσο, το



μοντέλο έδειξε ευαισθησία στην αρχική θερμοκρασία του μίγματος, η οποία μπορεί να αντιμετωπιστεί με τη διερεύνηση των παραλλαγών από κύλινδρο σε κύλινδρο και από κύκλο σε κύκλο.

Προηγμένες έννοιες της καύσης διπλού καυσίμου που χρησιμοποιούν φυσικό αέριο έχουν δείξει μεγάλες δυνατότητες για την αύξηση της απόδοσης και τη μείωση των εκπομπών, αλλά είναι επίσης ευάλωτες σε μη φυσιολογικά φαινόμενα καύσης, όπως στην προ-ανάφλεξη χαμηλής ταχύτητας (LSPI). Το LSPI έχει συνήθως συσχετιστεί με μειωμένους, ενισχυμένους κινητήρες SI, αλλά οι Zaccardi J. και Serrano D. (2014) συζήτησαν την εμφάνιση του LSPI σε κινητήρες ντίζελ-μεθανίου. Η εμφάνιση του LSPI σε κινητήρες διπλού καυσίμου έχει συνδεθεί με την έναρξη της έγχυσης του ντίζελ, η οποία μπορεί να ποικίλει και έτσι να επηρεάζει τη θερμοκρασία των καυσαερίων γενικά, αλλά και των παγιδευμένων καυσαερίων στον κύλινδρο. Ωστόσο, οι αιτίες του LSPI στους κινητήρες CI μπορεί να είναι πολλαπλές και πολύπλοκες για να εντοπιστούν. Η διαδικασία καύσης των κινητήρων διπλού καυσίμου CI είναι ριζικά διαφορετική από τους κινητήρες SI όσον αφορά την προετοιμασία και την ανάφλεξη του μίγματος, επομένως οι μηχανισμοί που προκαλούν LSPI σε κινητήρες SI (υπερθέρμανση των μπουζί, φιλμ υγρού καυσίμου και αλληλεπιδράσεις καυσίμου-λαδιού) ενδέχεται να μην ισχύουν απαραίτητα σε αυτούς τους κινητήρες. Οι πηγές LSPI στους κινητήρες ντίζελ-μεθανίου CI έχουν συσχετιστεί κυρίως με την τοπική αυθόρμητη φάση αυτοανάφλεξης του αερίου, που προέρχεται από καυτά υπολείμματα αερίων και την ετερογένεια της θερμοκρασίας στο θάλαμο καύσης.

Οι Kirsten M. et al. (2016) παρουσίασαν μια μελέτη για την προηγμένη ανίχνευση του χτυπήματος σε κινητήρες ντίζελ / φυσικού αερίου και εισήγαγαν μια νέα μεθοδολογία χρησιμοποιώντας τα δεδομένα της πίεσης στον κύλινδρο και στους αισθητήρες κρούσης. Η μεθοδολογία τους αντιπροσώπευε διακυμάνσεις σε πολλαπλές παραμέτρους όπως την πίεση στο ντίζελ, την έναρξη του ψεκασμού, την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, την αναλογία της ισοδυναμίας, τη θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής, τον αριθμό του μεθανίου, το λόγο συμπίεσης και το φορτίο. Με βάση αυτές τις παραμέτρους, ανέπτυξαν έναν αλγόριθμο που μπορεί να διακρίνει μεταξύ των μεμονωμένων χτυπημάτων και των κανονικών κύκλων, λαμβάνοντας υπόψη τις φάσεις προ-αναμίξεως και διάχυσης της καύσης CI.

### **3.2Η ΜΕΘΟΔΟΣ ULTRA-LEAN ΜΕΡΙΚΩΣ ΣΤΡΩΜΑΤΟΠΟΙΗΜΕΝΗΣ ΦΟΡΤΙΣΗΣ ΓΙΑ ΤΗ ΜΕΙΩΣΗ ΤΩΝ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΜΕ ΣΠΙΝΘΗΡΑ**

Το φυσικό αέριο (NG ή CNG για το συμπιεσμένο) είναι μια βιώσιμη εναλλακτική λύση έναντι των συμβατικών ορυκτών καυσίμων. Τα επιβατικά οχήματα που τροφοδοτούνται με CNG παράγουν τουλάχιστον 25% λιγότερο διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) ανά χιλιόμετρο κίνησης από την αντιστοιχία σε βενζίνη. Για εφαρμογές βαρέως τύπου, οι κινητήρες CNG παρουσιάζουν σημαντική μείωση των ειδικών εκπομπών για ρυθμιζόμενους και μη ρυθμιζόμενους ρύπους σε σύγκριση με τα αντίστοιχα του ντίζελ. Ειδικά για τα οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>), το επίπεδο των εκπομπών μπορεί να μειωθεί από 2,79 g / kWh για το ντίζελ σε 0,992 g / kWh για το CNG. Παρόμοιες βελτιώσεις παρατηρούνται επίσης για τα σωματίδια (PM), τα οποία μπορούν να μειωθούν από 79,5 mg / kWh (Diesel) σε 1,53 mg / kWh (CNG)

(Ntziachristos L. & Samaras Z, 2016). Η εισαγωγή στρατηγικών χωρίς καύση στις διαδικασίες καύσης του φυσικού αερίου ελαχιστοποιεί περαιτέρω το CO<sub>2</sub> και άλλες εκπομπές, ενώ παράλληλα επεκτείνει το εύρος λειτουργίας με περιορισμένες απώλειες ισχύος μέσω της επιτάχυνσης.

Η κύρια πρόκληση, ωστόσο, σχετίζεται με τη σταθεροποίηση των διαδικασιών καύσης CNG πέρα από το «lean» όριο αστοχίας (LML). Η προώθηση της ανάμειξης, για παράδειγμα, μέσω τροποποίησης της τοπολογίας του μπολ του εμβόλου, μπορεί να αντιμετωπίσει εν μέρει αυτό το ζήτημα. Μια πιο κοινή προσέγγιση, ωστόσο, περιλαμβάνει τη διευκόλυνση μιας πλούσιας περιοχής του καυσίμου και την ανάφλεξη του μείγματος στην περιοχή. Αυτό επιτρέπει μια πιο βιώσιμη ανάπτυξη της φλόγας στον πυρήνα, καθώς η υπερβολική απελευθέρωση της ενέργειας από το πλουσιότερο μείγμα παρέχει υποστήριξη στη φλόγα που διαδίδεται στο πιο αδύνατο, άκαυστο μείγμα. Κανονικά, η διαστρωμάτωση του καυσίμου επιτυγχάνεται με την ανάφλεξη σε μια μικρή διαχωρισμένη περιοχή, γνωστή ως προθάλαμο, συνδεδεμένη στο θάλαμο καύσης (Esfahanian V. et al., 2017). Αυτό έχει αποδειχθεί ότι σταθεροποιεί ουσιαστικά την καύση του φυσικού αερίου, μέσω της παραγωγής στροβιλισμού από την προκύπτουσα εκτόξευση της φλόγας και τη διαθεσιμότητα των αντιδραστικών ριζών στο θάλαμο καύσης. Εναλλακτικά, η διαστρωμάτωση του καυσίμου μπορεί επίσης να λάβει χώρα απουσία του προθάλαμου. Στη στρατηγική ανάφλεξης του μερικώς στρωματοποιημένου φορτίου (PSC), μια μικρή ποσότητα του καυσίμου εγχέεται κοντά στη ζώνη ανάφλεξης στο θάλαμο καύσης. Έτσι, μπορεί να επιτευχθεί σταθεροποίηση της ανάπτυξης του πυρήνα της φλόγας και επακόλουθη διάδοση της φλόγας με υψηλότερο επίπεδο διαστρωμάτωσης του καυσίμου. Ορισμένες μελέτες έχουν καταδείξει τη σκοπιμότητα της μεθοδολογίας PSC, σε διάφορες εφαρμογές, για την επέκταση του εύρους λειτουργίας του κινητήρα χωρίς περιορισμό υπό συνθήκες.

### 3.2.1 Όριο της λιτής καύσης

Η αστοχία της καύσης είναι ένα φαινόμενο που συμβαίνει σε κινητήρες με ανάφλεξη με σπινθήρα όπου η διαδικασία καύσης τερματίζεται πρόωρα, είτε λόγω της εξαφάνισης πριν από το τέλος του κύκλου καύσης είτε όταν η διαδικασία καύσης συνεχίζεται όταν το φορτίο εκκενώνεται στη ροή των καυσαερίων. Οι αστοχίες έχουν αρνητικό αντίκτυπο στην απόδοση της ισχύος του κινητήρα και παράγουν επιπλέον άκαυτους υδρογονάνθρακες (UHC) και οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>). Στις συνθήκες του κινητήρα, είναι συχνά διδακτικό να οριστεί ένα όριο βλάβης ως στατιστικός διαγνωστικός δείκτης, όπου τα περιστατικά βλάβης σε έναν αντιπροσωπευτικό αριθμό κύκλων ενός κινητήρα θα θεωρούνται σημαντικά. Ένας κοινός ορισμός για το όριο βλάβης βασίζεται στο συντελεστή διακύμανσης (CoV) των δεικτών απόδοσης του κινητήρα, όπως υποδεικνύεται η μέση αποτελεσματική πίεση (IMEP), όπως φαίνεται στην εξίσωση 3.1.

$$COV_{IMEP} = \left(\frac{\sigma}{\mu}\right)_{IMEP} \quad (3.1)$$

όπου  $\mu$  και  $\sigma$  είναι η μέση τιμή και η τυπική απόκλιση αντίστοιχα, για μία παρατηρήσιμη παράμετρο, σε αυτή την περίπτωση δηλαδή το IMEP. Ένα γενικώς αποδεκτό κριτήριο για την αστοχία αποτελείται από ένα κατώφλι, που συνήθως

ορίζεται στο 10% ή στο 5% του CoV. Μερικές φορές τα κατώτατα όρια είναι τόσο χαμηλά όσο και 2%.

Υπό τις ίδιες διαμορφώσεις του κινητήρα και τις συνθήκες λειτουργίας, το CoV είναι πιθανό να είναι υψηλότερο ενώ λειτουργεί σε πιο λιτά μίγματα αέρα-καυσίμου από ό, τι σε σχεδόν στοιχειομετρικά μίγματα. Η διαθέσιμη θερμότητα που απελευθερώνεται από τη διαδικασία καύσης και η σχετική μείωση του ρυθμού αντίδρασης στα εμπλουτισμένα μίγματα, οδηγούν σε μείωση της ευφλεκτότητας και της σταθερότητας της φλόγας. Η μέγιστη αναλογία αέρα-καυσίμου πάνω από την οποία ξεπερνά το όριο της αστοχίας είναι γνωστό ως το όριο της λιτής καύσης ή LML.

### **3.3 ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΕΣ ΣΤΑΘΕΡΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

Με βάση τις παρατηρήσεις, η σταθεροποίηση της καύσης σε συνθήκες λιτής καύσης απαιτεί συνδυασμό στρατηγικών μετριασμού που στοχεύουν στη μείωση των τρόπων καύσης. Πρώτον και πιο προφανές, πρέπει να παρέχεται θερμική υποστήριξη για την ενίσχυση της ωρίμανσης του πυρήνα της φλόγας για την αποφυγή αστοχίας της ανάφλεξης. Επιπλέον, θα πρέπει να εφαρμοστούν πρόσθετα μέτρα για την προώθηση της διεξόδου της μπροστινής φλόγας στο χύμα μίγμα μόλις ο πυρήνας της φλόγας φτάσει στην ωρίμανση.

#### **3.3.1 Σταθεροποίηση της ωρίμανσης του πυρήνα της φλόγας**

Κατά τη διάρκεια των αρχικών σταδίων της ανάφλεξης με σπινθήρα, ο ηλεκτρικός σπινθήρας παράγει ένα πλάσμα υψηλής θερμοκρασίας στη ζώνη ανάφλεξης και σχηματίζει μια διευρυμένη μπροστινή φλόγα, ξεκινώντας τη διαδικασία καύσης. Αυτό το αναπτυσσόμενο μέτωπο της φλόγας είναι γνωστό ως πυρήνας της φλόγας. Καθώς επεκτείνεται, ο ρυθμός ανάπτυξης του πυρήνα της φλόγας, είναι ευαίσθητος στην τοπική σύνθεση της ροής και του μίγματος στην περιοχή του. Έτσι, ο όρος ωρίμανση του πυρήνα της φλόγας χρησιμοποιείται για να περιγράψει αυτήν τη φάση της διαδικασίας της καύσης (Eichengerber D. A & Roberts W. L. 1999). Η ωριμότητα του πυρήνα της φλόγας μπορεί να συναχθεί στοιχειωδώς από το ιστορικό της πίεσης του συμβάντος της καύσης, που ορίζεται από ένα αυθαίρετο αλλά λογικό επίπεδο καύσης αρχικού κλάσματος μάζας (MFB). Συνήθως, αυτό αντιστοιχεί στο πρώτο 5% έως 10% του MFB.

Εναλλακτικά, η ωριμότητα του πυρήνα της φλόγας μπορεί να θεωρηθεί ότι οριοθετείται από τις κλίμακες Kolmogorov, όπου υποστηρίζεται η ιδέα ότι ένας ωριμασμένος πυρήνας φλόγας επεκτείνεται περαιτέρω με μια πλήρως ανεπτυγμένη ταχύτητα τυρβώδους φλόγας (Tan Z. & Reitz R. D., 2006). Επομένως, ο πυρήνας της φλόγας θεωρείται ότι έχει φτάσει σε ωρίμανση όταν είναι αρκετά μεγάλος για να προσκολληθεί στο υπόλοιπο μίγμα με αυτοσυντηρούμενο τρόπο (Chen Z & Ju Y., 2007). Αυτό το κρίσιμο μέγεθος μπορεί να βασιστεί σε μια χαρακτηριστική κλίμακα μήκους ή όγκο (Andreassi L. et al., 2003). Παρουσία της αναταραχής, αυτή η κρίσιμη κλίμακα μπορεί να προέλθει από την ακέραια κλίμακα μήκους.

Ο αρχικός σφαιρικός πυρήνας της φλόγας υφίσταται παραμόρφωση στο πεδίο της ταρβώδους ροής και η πιθανότητα εξαφάνισης αυξάνεται καθώς ο πυρήνας της φλόγας μεγαλώνει και γίνεται σταδιακά ευαίσθητος σε τυρβώδεις στροφές στο φάσμα της χαμηλότερης συχνότητας (Jenkins K. W. et. al. 2006). Περαιτέρω, δεδομένου ότι η ταχύτητα της επέκτασης του πυρήνα εξαρτάται εν μέρει από την ταχύτητα της στρωτής φλόγας. Ο στροβιλισμός είναι πιο πιθανό να εμποδίσει την ανάπτυξη του πυρήνα της φλόγας σε σχέση με τις στοιχειομετρικές συνθήκες.

Ορισμένες θεμελιώδεις μελέτες που περιλαμβάνουν την ανάφλεξη με σπινθήρα σε στρωματοποιημένα περιβάλλοντα έδειξαν ότι η θερμότητα που απελευθερώνεται από το πλουσιότερο μίγμα παρέχει ενίσχυση, που ονομάζεται πίσω υποστήριξη, στην εμπρόσθια ανάπτυξη της φλόγας. Αυτή έχει ως αποτέλεσμα την υψηλότερη αποτελεσματική ταχύτητα της φλόγας από το μίγμα στην ισοδύναμη, ομοιογενή συγκέντρωσή του (Richardson E. S. et al., 2010). Αυτή η βελτίωση είναι ιδιαίτερα αποτελεσματική σε στρωματοποιημένες φλόγες μεθανίου-αέρα από τους βαρύτερους υδρογονάνθρακες όπως το προπάνιο και το n-επτάνιο (Shi X. et al., 2017). Αυτό οφείλεται σε τοπική αύξηση της παραγωγής ριζών H και OH, καθώς και ενδιάμεσων ειδών υδρογονάνθρακα όπως το CH<sub>2</sub>O που προκύπτει από την υψηλή αναλογία των ατόμων υδρογόνου ως προς τον άνθρακα. Παρέχονται έτσι πρόσθετες οδοί αντίδρασης. Κατά συνέπεια, ο συνδυασμός αυτών των μηχανισμών επεκτείνει επίσης το όριο ευφλεκτότητας του μίγματος αέρα-καυσίμου σε στρωματοποιημένο περιβάλλον.

### 3.3.2 Σχηματισμός στρωματοποιημένου μίγματος αέρα-καυσίμου

Ενώ, οι τυπικοί κινητήρες με ανάφλεξη με σπινθήρα λειτουργούν σε ομοιογενή μίγματα, χωρικές και χρονικές παραλλαγές της συγκέντρωσης του καυσίμου μπορούν να εισαχθούν απευθείας στον κύλινδρο του κινητήρα υπό στρωματοποιημένη λειτουργία. Ειδικότερα, για τη λειτουργία του PSC, το καύσιμο εγχύεται κοντά στη ζώνη ανάφλεξης, παράγοντας μια περιοχή πλούσια σε καύσιμα κατά μήκος της τροχιάς της έγχυσης. Εκτός από την παροχή της θερμικής στήριξης, όπως συζητήθηκε προηγουμένως, η έγχυση οδηγεί επίσης σε «τέντωμα» της φλόγας και «ζάρωμα», τα οποία θα μπορούσαν να επηρεάσουν περαιτέρω την ποιότητα της καύσης.

Η έγχυση αερίου καυσίμου είναι ένα παροδικό, συμπίεσιμο και ταραχώδες φαινόμενο, όπου η μάζα του εγχυόμενου καυσίμου έχει διαφορετική σύνθεση από το μίγμα του περιβάλλοντος. Για την ευκολία της κατανόησης των φυσικών διεργασιών σχηματισμού του μίγματος, η έγχυση του καυσίμου θα μπορούσε να θεωρηθεί ως μια «σφαιροειδής δίνη» που περιέχει τόσο το εγχυόμενο καύσιμο όσο και το παρασυρόμενο αέριο του περιβάλλοντος, ακολουθούμενο από κωνικό πίδακα (Turner J. S., 1963). Η εξέλιξη της έγχυσης μπορεί να περιγραφεί συνοπτικά από το μήκος της διείσδυσης, τη μέγιστη έκτασή της από το κέντρο του ακροφυσίου της έγχυσης. Η προσέλευση του πίδακα καυσίμου μπορεί αποτελεσματικά να θεωρηθεί ως ο λόγος ανάμιξης μεταξύ της μάζας του εγχυόμενου καυσίμου και της μάζας του παρασυρόμενου αερίου του περιβάλλοντος. Στα αρχικά στάδια της διαδικασίας έγχυσης, η μάζα του εγχυόμενου καυσίμου είναι μεγαλύτερη από την παρασυρόμενη μάζα και η ανάμιξη του εγχυόμενου καυσίμου με το αέριο του περιβάλλοντος πραγματοποιείται στο άκρο της έγχυσης, η οποία σχηματίζει μια δίνη σε μορφή δαχτυλιδιού (Cossali G. E. et al., 2001). Καθώς προχωρά η έγχυση, η παρασυρόμενη μάζα αρχίζει να κυριαρχεί στη σύνθεση του πίδακα και ο μηχανισμός δέσμευσης μετατοπίζεται από την ανάμιξη στη δίνη του άκρου, σε διατμητική αλληλεπίδραση στον εκτοξευτήρα. Σε μια συμμετρική γεωμετρία άξονα, αυτή η φάση λαμβάνει χώρα από 10 έως 20 διαμέτρους του ακροφυσίου, όπως παρατηρείται από τις εμπειρικές μελέτες. Τα καθολικά προφίλ μπορούν να εξαχθούν για να περιγράψουν τη μέση ακτινωτή ταχύτητα και τα προφίλ συγκέντρωσης ανά πάσα στιγμή κατά μήκος του κεντρικού άξονα.

Εκτός από τη διαστρωμάτωση της συγκέντρωσης του καυσίμου, η έγχυση εισάγει επίσης αεροδυναμική πίεση στο μπροστινό μέρος της φλόγας. Η διαλείπουσα

φύση της διανομής του καυσίμου αντικατοπτρίζεται στη στοχαστική αντιμετώπιση της συμπεριφοράς της ανάφλεξης (Alvani R. F. & Fairweather, 2002). Συνεπώς, αυτό επηρεάζει την πιθανότητα ωρίμανσης του πυρήνα της φλόγας και την επακόλουθη διάδοση της φλόγας του μίγματος σε τοπικό επίπεδο. Για τις φλόγες των στρωμάτων, μπορεί να παρατηρηθεί αρνητική τάση της φλόγας σε περιπτώσεις όπου ένα πλούσιο μείγμα εγχέεται σε ένα απλό, ομοιογενές μείγμα, αυξάνοντας αποτελεσματικά το ρυθμό διάδοσης της φλόγας και συνεπώς ένα σταθεροποιητικό αποτέλεσμα (Balusamy S. et al., 2014). Παρόμοιες παρατηρήσεις γίνονται επίσης με την άμεση αριθμητική προσομοίωση (DNS) ανυψωμένης φλόγας jet (Ruan S., et al. 2014).

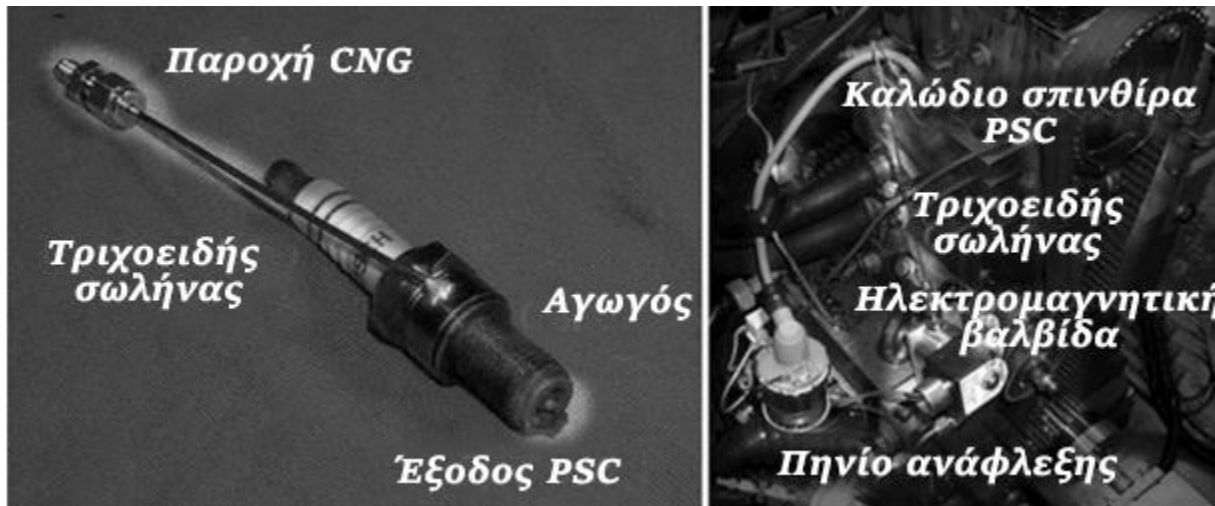
### **3.4 ΙΔΑΝΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΕΓΧΥΣΗΣ / ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ PSC**

Για την παρατήρηση και τον εντοπισμό των κύριων μηχανισμών ενεργοποίησης της τεχνικής ανάφλεξης PSC και γενικότερα της μη προαναμεμιγμένης καύσης με ανάφλεξη με σπινθήρα, με ποσοτικοποιήσιμο και ρυθμιζόμενο τρόπο, κατασκευάζεται ένας οπτικά προσβάσιμος θάλαμος καύσης σταθερού όγκου (CVCC). Αυτός, βοηθάει έτσι ώστε οι διαδικασίες έγχυσης και ανάφλεξης PSC να μπορούν να πραγματοποιηθούν σε ένα ιδανικό και ελεγχόμενο περιβάλλον. Η διαστρωμάτωση του μίγματος καυσίμου πραγματοποιείται αποκλειστικά μεταξύ της έγχυσης PSC και του αρχικά ήρεμου, χύδην ομοιογενούς μίγματος. Προκειμένου να μειωθούν οι γεωμετρικές παρεμβολές καθώς και να ελαχιστοποιηθεί η απώλεια της θερμότητας, ιδιαίτερα κατά την ωρίμανση του πυρήνα της φλόγας, χρησιμοποιούνται ακονισμένα ηλεκτρόδια λεπτού σύρματος αντί ενός μπουζί αυτοκινήτου. Η ζώνη ανάφλεξης διατηρείται κατά μήκος του άξονα συμμετρίας του πίδακα PSC για την ελαχιστοποίηση των επιπτώσεων της διαλείπουσας συγκέντρωσης καυσίμου κοντά στην άκρη του πίδακα PSC (Ahmed S. F. & Mastorakos E., 2006). Αυτό διατηρεί επίσης τη συμμετρία της έγχυσης και τα επακόλουθα χαρακτηριστικά της καύσης.

Η έννοια της ανάφλεξης PSC έχει εφαρμοστεί για χρήση υπό συνθήκες σε κινητήρες με διαφορετικές διαμορφώσεις. Αυτές, έχουν δοκιμαστεί σε ένα μονοκύλινδρο ερευνητικό κινητήρα (SCRE) Ricardo Hydra. Μια εφαρμογή πρώτης γενιάς, που αποτελείται από ένα τροποποιημένο μπουζί αυτοκινήτου για έγχυση PSC, έχει συμμετάσχει σε διάφορα έργα. Αυτό οδήγησε στη συνέχεια σε περαιτέρω αριθμητικές μελέτες, επικυρωμένες με τη χρήση μέτρησης για την παροχή πρόσθετων πληροφοριών, όπως η απόδοση του κινητήρα και η δημιουργία ρύπων. Πρόσθετες τροποποιήσεις της σχεδίασης έχουν επίσης εισαχθεί για τη βελτίωση της απόδοσης του PSC. Αυτό περιλάμβανε το ένθετο PSC, επιτρέποντας καλύτερα χαρακτηριστικά μίξης του PSC γύρω από τη ζώνη ανάφλεξης με σπινθήρα χωρίς να τροποποιηθεί το μπουζί. Εν τω μεταξύ, η εφαρμογή της τεχνικής διπλής έγχυσης έχει αποδειχθεί ότι επεκτείνει περαιτέρω το όριο της λιτής καύσης από τις υπάρχουσες εφαρμογές PSC.

Η πρώτη γενιά συστήματος έγχυσης / ανάφλεξης PSC αποτελείται από ένα τροποποιημένο μπουζί αυτοκινήτου, που επιτρέπει στο καύσιμο CNG να παραδίδεται απευθείας στη ζώνη ανάφλεξης με σπινθήρα μέσω ενός τριχοειδούς σωλήνα, μετρούμενο από μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα. Η συνολική εφαρμογή του εν λόγω συστήματος PSC φαίνεται στην Εικόνα 3.1: Σχήμα του συστήματος ανάφλεξης σπινθήρων πρώτης γενιάς PSC και εφαρμογή του στο Ricardo Hydra SCRE.. Οι ρυθμίσεις ψεκασμού PSC βαθμολογούνται σε 10 CAD πριν από την έναρξη του σπινθήρα για

να ελαχιστοποιηθεί η κατανάλωση του καυσίμου, με δεδομένη τη συνολική αναλογία αέρα-καυσίμου. Ο χρονισμός των σπινθίρων καθορίζεται έτσι για κάθε ταχύτητα του κινητήρα για να επιτευχθεί η μέση μέγιστη ροπή. Όλες οι συνθήκες είναι ομοιογενείς και εκτελούνται με ευρυγώνιο γκάζι (WOT) για τη μείωση των απωλειών ισχύος. Η ποσότητα καυσίμου PSC που εγχέεται στον κινητήρα συνήθως δεν υπερβαίνει το 5% της συνολικής μάζας καυσίμου.



Εικόνα 3.1: Σχήμα του συστήματος ανάφλεξης σπινθίρων πρώτης γενιάς PSC και εφαρμογή του στο Ricardo Hydra SCRE.  
(Reynolds C.C.OB, and Evans R. L. 2004)

Μια αύξηση στο εύρος λειτουργίας του WOT μπορεί επίσης να παρατηρηθεί όσον αφορά τη μέση αποτελεσματική πίεση (BMEP), με μικρή ποινή στην κατανάλωση καυσίμου. Όσον αφορά τις εκπομπές, το CO με ειδική ισχύ αυξάνεται ελαφρά με την εισαγωγή του PSC, αν και το συνολικό επίπεδο των εκπομπών CO παραμένει χαμηλό. Αυτό πιθανότατα είναι αποτέλεσμα μιας περιοχής πλούσιας σε καύσιμα που προκύπτει από την έγχυση PSC, η οποία είναι υπεύθυνη για την πλειονότητα του CO κατά την έναρξη της διαδικασίας της καύσης (Bikas G. & Michos K., 2018). Ωστόσο, μπορεί να σημειωθεί μια συνεχής μείωση των εκπομπών NOx στο εκτεταμένο εύρος λειτουργίας του PSC. Αυτή είναι μια σημαντική απόκλιση από τις συμβατικές τεχνολογίες στρωματοποιημένου φορτίου, όπου οι εκπομπές NOx αυξάνονται μέσω της ανάφλεξης πλούσιων μιγμάτων στον προθάλαμο. Η εισαγωγή του PSC έχει ως αποτέλεσμα μια ξαφνική αύξηση του UHC. Αυτό θα μπορούσε να οφείλεται στη μείωση της καύσης της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια της λειτουργίας, στην οποία δε μπορούσε να καταναλωθεί όλο το φυσικό αέριο στο συνολικό μίγμα. Επιπλέον, το εναπομένον CNG θα μπορούσε τελικά να εισέλθει στο θάλαμο καύσης μέσω του εγχυτήρα PSC.

Ενώ το PSC πρώτης γενιάς έχει αποδείξει την ικανότητά του να επεκτείνει το LML υπό συνθήκες κινητήρα και κατά συνέπεια, τον έλεγχο του φορτίου του κινητήρα χωρίς να προκαλεί απώλειες, έχουν εισαχθεί πρόσθετα μέτρα για την περαιτέρω βελτίωση του επιπέδου στρωματοποίησης καυσίμου του PSC, καθώς και για τη μείωση των εκπομπών UHC υπό εξαιρετικά λιτή λειτουργία. Έχουν γίνει κάποιες αρχικές προσπάθειες, στις οποίες ένα μίγμα διαφορετικής αναλογίας αέρα-καυσίμου έχει χρησιμοποιηθεί για την έγχυση PSC, χρησιμοποιώντας μια εφαρμογή πρώτης γενιάς. Τα αποτελέσματα των δοκιμών σε κινητήρα δείχνουν μια μονοτονική εξέλιξη σε όλες τις παρατηρήσεις των επιδόσεων και των εκπομπών μεταξύ των ομοιογενών

και των καθαρών συνθηκών, με τα πιο επιθυμητά αποτελέσματα να προκύπτουν χρησιμοποιώντας καθαρό CNG στην έγχυση PSC.

### 3.5 ΕΓΧΥΣΗ ΑΕΡΙΟΥ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Οι κινητήρες εσωτερικής καύσης (ICE) είναι επί του παρόντος η κύρια πηγή ισχύος για τις χερσαίες μεταφορές και θα συνεχίσουν να τροφοδοτούν τουλάχιστον τα βαρέα οχήματα και να έχουν κάποιες εφαρμογές εκτός δρόμου στο μέλλον (Eilts P., 2016). Με αυξανόμενους περιορισμούς στις εκπομπές για τον τομέα των μεταφορών, οι προσπάθειες έρευνας και ανάπτυξης πρέπει να κατευθύνονται προς τη σημαντική μείωση των εκπομπών του κινητήρα και τη βελτίωση της συνολικής απόδοσης των ICE μέσω πολλών βιώσιμων επιλογών. Κάποιες από αυτές τις επιλογές είναι η αποτελεσματική καύση, η μετεπεξεργασία των καυσαερίων ή η χρήση καυσίμων με όσο το δυνατόν λιγότερο άνθρακα. Το συμπιεσμένο φυσικό αέριο (CNG) είναι ένα πολύ ελκυστικό εναλλακτικό καύσιμο χαμηλού άνθρακα με υψηλή αναλογία υδρογόνου ως προς τον άνθρακα και έχει δυνατότητα αποτελεσματικής καύσης.

Οι κινητήρες CNG με τεχνολογία θυρών ψεκασμού καυσίμου (PFI) υπάρχουν εδώ και πολύ καιρό. Ωστόσο, οι κινητήρες CNG δεν έχουν εκμεταλλευτεί πλήρως τις δυνατότητές τους λόγω ορισμένων περιορισμών της τεχνολογίας PFI, π.χ. μειωμένη ικανότητα οδήγησης και πιθανή ολίσθηση του μεθανίου. Ο λόγος για τη μειωμένη ικανότητα οδήγησης ενός οχήματος PFI-CNG είναι η χαμηλότερη ροπή μερικού φορτίου σε σύγκριση με τα ICE βενζίνης ή ντίζελ, η οποία προκαλείται από τη μείωση της ογκομετρικής απόδοσης λόγω της μετατόπισης του αέρα καθώς το CNG εγχύεται στην πολλαπλή. Επιπλέον, κατά τη διάρκεια της περιόδου επικάλυψης της βαλβίδας, το άκαυστο μείγμα μεθανίου-αέρα μπορεί να περάσει απευθείας στις θυρίδες εξαγωγής με αποτέλεσμα την ολίσθηση του μεθανίου. Η άμεση έγχυση (DI) του CNG στον κύλινδρο δείχνει τη δυνατότητα να ξεπεράσει το PFI (Husted H. et al. 2014). Πρόσφατες μελέτες, (π.χ. το InGas Collaborative Project), επικεντρώθηκαν στην ανάπτυξη καινοτόμων τεχνολογιών για κινητήρες CNG, όπως η λειτουργία κινητήρων PFI και DI υπό στοιχειομετρικές και λιτές συνθήκες καύσης για βελτίωση της αποτελεσματικότητας (INGAS, 2012). Η παρούσα εστίαση, π.χ., στο πλαίσιο του έργου GasOn από το Ευρωπαϊκό Συμβούλιο Έρευνας & Ανάπτυξης Αυτοκινήτων (EUCAR, 2017), είναι η ανάπτυξη κινητήρων μόνο με CNG για την επίτευξη αυστηρότερων στόχων στις εκπομπές.

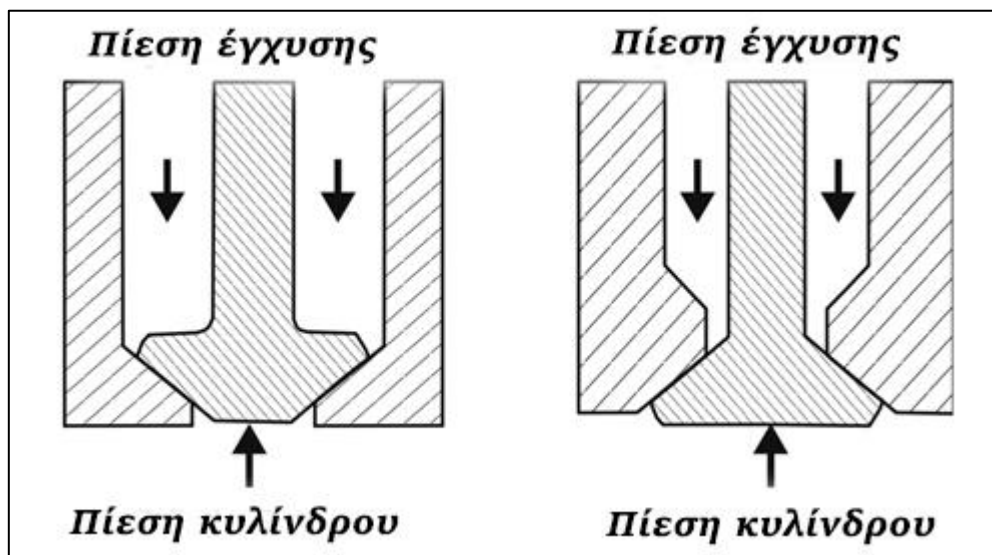
Παρά τα σαφή πλεονεκτήματα, οι κινητήρες DI-CNG δε χρησιμοποιούνται κυρίως μέχρι τώρα λόγω των προκλήσεων στο σχεδιασμό και την ανάπτυξή τους. Οι κύριες προκλήσεις στη διαδικασία σχεδιασμού προέρχονται από την άμεση έγχυση αερίου καυσίμου, η οποία φαίνεται απλούστερη από την έγχυση υγρού καυσίμου, αλλά στην πραγματικότητα είναι μια πολύπλοκη διαδικασία λόγω της συμπιέσιμης φύσης του αερίου και του μικρού συμπλέγματος των ακροφυσίων του εγχυτήρα (Müller F. et al., 2013). Το αέριο που ρέει μέσω του ακροφυσίου του μπεκ ψεκασμού με μεταβαλλόμενη περιοχή διατομής επιταχύνεται σε υπερηχητικές ταχύτητες εάν οι λόγοι πίεσης κατά μήκος του ακροφυσίου υπερβαίνουν τις κρίσιμες τιμές (συνήθως 2-2,5). Επιπλέον, οι επιπτώσεις της βλάβης του αερίου στις καθιερωμένες στρατηγικές σχεδιασμού για συμβατικά ICE δεν είναι κατανοητές πλήρως. Για παράδειγμα, οι θύρες εισαγωγής των συμβατικών κινητήρων SI είναι βελτιστοποιημένες ώστε να δημιουργούν μια ισχυρή ανατροπή στον κύλινδρο. Η περιστρεφόμενη δίνη επιταχύνεται με περιστροφή και σπάει σε ένα μεγάλο αριθμό

άλλες μικρότερες δίνες με τη συμπίεση του εμβόλου, με αποτέλεσμα υψηλή αναταραχή κοντά στο χρόνο ανάφλεξης, οδηγώντας σε ταχύτερη καύση (He Y. et al., 2007). Από την άλλη πλευρά, σε έναν κινητήρα ανάφλεξης με συμπίεση (CI), ένα πεδίο ροής στροβιλισμού είναι επιθυμητό και δημιουργείται από τις θύρες εισαγωγής για να βοηθήσει την ανάμιξη και την ελεγχόμενη από τη διάχυση καύση του εγχυόμενου καυσίμου με την ενίσχυση της προσέλευσης οξειδωτή. Ανεξάρτητα από την πιθανή εφαρμογή της άμεσης έγχυσης αερίου, είτε σε SI είτε σε CI κινητήρα, π.χ. σε εφαρμογή διπλού καυσίμου, ο πίδακας αερίου υψηλής ορμής επηρεάζει έντονα το πεδίο ροής και την ανάμιξη του κυλίνδρου (Baratta M. et al., 2017). Επομένως, είναι σημαντική η θεμελιώδης κατανόηση της διαδικασίας έγχυσης του αερίου και των συνέπειών της στη συνολική απόδοση του κινητήρα με τα υπάρχοντα σχέδια των κινητήρων, τα οποία στη συνέχεια θα βοηθήσουν στη χάραξη νέων στρατηγικών σχεδιασμού για κινητήρες DI-CNG. Ωστόσο, οι πειραματικές έρευνες για τη ροή των ακροφυσίων είναι δύσκολες λόγω των μικρών γεωμετριών των εγχυτήρων και τον πολύ μικρών χρονικών κλιμάκων ροής. Επιπλέον, η έγχυση του αερίου εκτοξεύεται πολύ έντονα και αλληλεπιδρά δυναμικά με το πεδίο ροής εντός του κυλίνδρου, καθιστώντας δύσκολη τη μέτρηση του πεδίου ταχύτητας και της ανάμιξης πειραματικά. Επομένως, οι προγνωστικές προσομοιώσεις είναι αναπόσπαστες στον σχεδιασμό και την ανάπτυξη των συστημάτων DI-CNG. Ένα πρώτο βήμα προς την κατανόηση της άμεσης έγχυσης του αερίου είναι η επίλυση προσομοιώσεων της ροής του ακροφυσίου του μπεκ ψεκασμού, της ροής πλησίον του ακροφυσίου, της ανάπτυξης μακρινών πεδίων του αεριωθούμενου αερίου, προκειμένου να χαρακτηριστεί λεπτομερώς η συμπεριφορά του ψεκασμού του αερίου των εγχυτήρων DI-CNG.

Από πρακτική άποψη, ο σχεδιασμός και η ανάπτυξη του άμεσου εγχυτήρα αερίου απαιτούν αρκετές εκτιμήσεις όπως μελετήθηκαν από τους Husted H. et al. (2014). Σε αντίθεση με τα μπεκ ψεκασμού υγρών καυσίμων, ο εγχυτήρας αερίου στερείται λίπανσης από το καύσιμο, απαιτώντας πρόσθετα μέσα λίπανσης για την επέκταση της αντοχής. Επιπρόσθετα, ένας υψηλός ρυθμός ροής της μάζας είναι επιθυμητός για την έγχυση επαρκούς ποσότητας αερίου σε κάθε κύκλο του κινητήρα ανάλογα με την κατάσταση λειτουργίας. Για υψηλότερο ρυθμό ροής της μάζας, είτε η περιοχή ροής πρέπει να είναι μεγάλη, είτε η πίεση έγχυσης πρέπει να είναι υψηλή. Η υψηλή πίεση επίσης προάγει την ανάμιξη, αλλά από την άλλη πλευρά, απαιτείται χαμηλότερη πίεση έγχυσης, έτσι ώστε η μέγιστη ποσότητα CNG να μπορεί να ληφθεί από τη δεξαμενή υπό πίεση, πριν η πίεση του δοχείου πέσει κάτω από την επιθυμητή πίεση έγχυσης. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι η τρέχουσα σχεδιαστική υπόθεση των κινητήρων CNG παραλείπει τη χρήση αντλίας καυσίμου υψηλής πίεσης όπως χρησιμοποιείται στις εφαρμογές βενζίνης και ντίζελ DI. Για παράδειγμα, τα τρέχοντα συστήματα PFI χρησιμοποιούν πίεση έγχυσης περίπου 8 bar και μπορούν να χρησιμοποιήσουν περισσότερο από το 96% του CNG από τη δεξαμενή. Η χρήση της ίδιας πίεσης ψεκασμού στο σύστημα DI θα περιορίσει σημαντικά την ισχύ αιχμής του κινητήρα ή θα θέσει πάρα πολλούς περιορισμούς στη σχεδίαση του μπεκ ψεκασμού. Η αύξηση της πίεσης ψεκασμού στα 15 bar θα μειώσει το εύρος του οχήματος κατά 3% και μια περαιτέρω αύξηση της πίεσης έγχυσης στα 30 bar θα μειώσει το εύρος του οχήματος κατά 9%. Επομένως, για έναν επιλεγμένο άμεσο εγχυτήρα CNG, η βέλτιστη πίεση έγχυσης είναι μια αντιστάθμιση μεταξύ της εξόδου του κινητήρα στις επιθυμητές συνθήκες λειτουργίας και της εμβέλειας του οχήματος. Η αντιστάθμιση μπορεί να μετατοπιστεί ευνοϊκά με προσεκτικό σχεδιασμό του ακροφυσίου του εγχυτήρα μεγιστοποιώντας την περιοχή ροής.



Υπάρχουν κυρίως τρεις τύποι σχεδίων εγχυτήρων που χρησιμοποιούνται αυτήν τη στιγμή, δηλαδή μια βελόνα ανοίγματος προς τα μέσα με ένα άκρο πολλαπλών οπών για ντίζελ, μια βελόνα ανοίγματος προς τα μέσα με κυλινδρικές οπές αντίθετης οπής για άμεση έγχυση βενζίνης (GDI) και ένας τύπος παπαρούνας που ανοίγει προς τα έξω μια βελόνα για εφαρμογές GDI. Η επιλογή του σχεδιασμού του ακροφυσίου του εγχυτήρα για εφαρμογές DI-CNG βασίζεται κυρίως στη διαφορά της πίεσης σε όλο το ακροφύσιο στο εύρος της λειτουργίας. Στους κινητήρες ντίζελ ή GDI, η πίεση ψεκασμού (> 100 bar) είναι πολύ υψηλότερη από τις μέγιστες πιέσεις του κυλίνδρου καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου του κινητήρα, ενώ είναι σημαντικά χαμηλότερη στο DI-CNG (<20 bar) για την επίτευξη της μέγιστης εμβέλειας του οχήματος όπως περιγράφηκε προηγουμένως. Επομένως, οι εγχυτήρες DI-CNG που ανοίγουν προς τα μέσα θα μπορούσαν να ανοίξουν κατά λάθος σε υψηλές πιέσεις στον κύλινδρο. Από την άλλη πλευρά, οι βαλβίδες τύπου poppet που ανοίγουν προς τα έξω σφραγίζονται από την πίεση του κυλίνδρου (Εικόνα 3.2: Σχηματική σχεδίαση των ακροφυσίων εγχυτήρων προς τα μέσα (αριστερά) και προς τα έξω (δεξιά)) και επομένως αυτές οι βαλβίδες που ανοίγουν προς τα έξω έχουν γίνει μια φυσική επιλογή στις εφαρμογές DI-CNG.



Εικόνα 3.2: Σχηματική σχεδίαση των ακροφυσίων εγχυτήρων προς τα μέσα (αριστερά) και προς τα έξω (δεξιά)  
(Kumar K. S. et al., 2019)

### 3.6 ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ ΚΑΙ ΠΡΟΚΛΗΣΕΙΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ ΑΜΕΣΗΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΓΙΑ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΣΥΜΠΙΕΣΜΕΝΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ

Το NG είναι ένα μη ανανεώσιμο, φυσικό αέριο ορυκτό καύσιμο, το οποίο έγινε δημοφιλές μετά τον Β' Παγκόσμιο Πόλεμο λόγω της ανάπτυξης αποτελεσματικών συστημάτων αποθήκευσης καυσίμων στην Ευρώπη. Το NG δεν απαιτεί διύλιση όπως τα προϊόντα πετρελαίου και υπάρχει ως αέριο υπό πίεση μαζί με το πετρέλαιο, βαθιά στο φλοιό της γης. Συμπιεσμένες και υγροποιημένες μορφές του NG μπορούν να χρησιμοποιηθούν άμεσα για τις μεταφορές. Τα τελευταία 20 χρόνια, ανακαλύφθηκαν νέα αποθέματα NG. Τα αποθεματικά NG έχουν πλέον αυξηθεί (κατά 51%) από 123,5 τρισεκατομμύρια κυβικά μέτρα (Tcm) σε 186,6 Tcm μεταξύ του 1996 και του 2016 (BP P.L.C. 2017). Το NG μπορεί επίσης να εκχυλιστεί από ένυδρο μεθάνιο όπως και μεθάνιο όπου τα μόριά του παγιδεύονται εντός της κρυσταλλικής δομής ( $\text{CH}_4 \cdot 5 \cdot 75\text{H}_2\text{O}$ ) ή ( $4\text{CH}_4 \cdot 223\text{H}_2\text{O}$ ), το οποίο ονομάζεται επίσης ένυδρο

φυσικό αέριο ή ένυδρο αέριο και αυτό θα μπορούσε να είναι δυνητικά μια ανεξάντλητη πηγή NG στο μέλλον. Το NG μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε οχήματα είτε σε κινητήρες SI με καύσιμο NG (αποκλειστικοί κινητήρες), σε κινητήρες SI με λειτουργία δύο καυσίμων, είτε σε κινητήρες ανάφλεξης με συμπίεση δύο καυσίμων (CI). Τα οχήματα με καύσιμο NG μειώνουν τις εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου (ειδικά τις εκπομπές CO<sub>2</sub>) κατά 20% σε σύγκριση με τους συμβατικούς βενζινοκινητήρες. Το NG είναι μη τοξικό και έχει ευρύτερα όρια ευφλεκτότητας, χαμηλότερη πυκνότητα και υψηλή θερμοκρασία αυτοανάφλεξης (550-600 °C). Αναφέρεται ότι ο σωστά βελτιστοποιημένος κινητήρας CNG DI αποδίδει πανομοιότυπα με ένα σύγχρονο κινητήρα άμεσης έγχυσης βενζίνης (GDI) και είναι σχετικά πιο αποδοτικός θερμοδυναμικά (Durgada S. & Larras P., 2017).

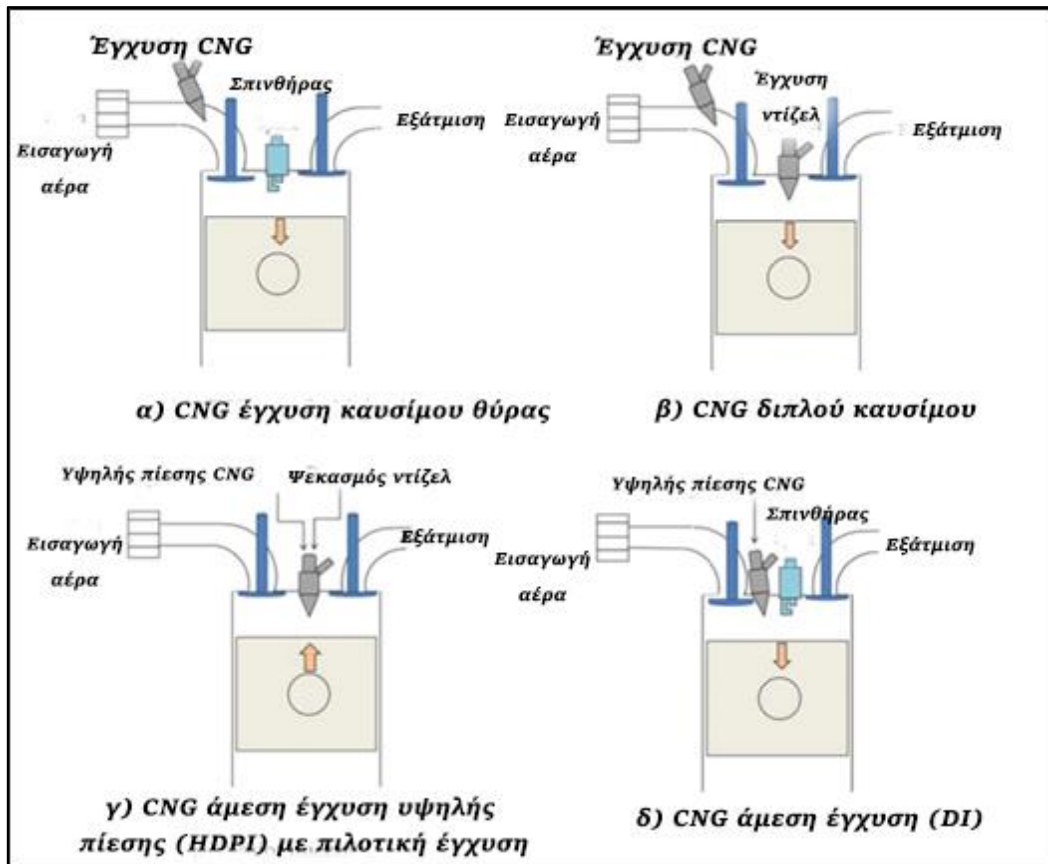
### **3.6.1 Μεθοδολογία για την εισαγωγή του NG στα οχήματα**

Διάφορες τεχνολογίες επαγωγής NG χρησιμοποιούνται παγκοσμίως, οι οποίες ουσιαστικά διαφέρουν στον τρόπο εισαγωγής του καυσίμου στον κύλινδρο του κινητήρα. Αυτές οι τρεις είναι οι κύριες τεχνολογίες κινητήρων CNG:

- Τεχνολογία έγχυσης θύρας
- Τεχνολογία διπλού καυσίμου
- Τεχνολογία άμεσης έγχυσης

#### Τεχνολογία ψεκασμού του καυσίμου θύρας

Η Εικόνα 3.3 *Επιλογές τεχνολογίας έγχυσης CNG* απεικονίζει την τεχνολογία έγχυσης καυσίμου θύρας CNG (PFI). Σε αυτήν την τεχνολογία, το CNG εισάγεται κοντά στη θύρα εισαγωγής του κυλίνδρου σε μια συγκεκριμένη χρονική στιγμή, όπου αναμιγνύεται με τον αέρα του περιβάλλοντος για να σχηματίσει ένα προαναμεμιγμένο μίγμα NG-αέρα πριν από την καύση.



Εικόνα 3.3 Επιλογές τεχνολογίας έγχυσης CNG  
(Kumar K. S. et al., 2019)

Στη συνέχεια, το μείγμα CNG-αέρα εισάγεται στο θάλαμο καύσης και συμπιέζεται και αναφλέγεται πριν από το άνω νεκρό κέντρο από ένα μπουζί. Αυτή η τεχνολογία είναι σχετικά ευκολότερο να εφαρμοστεί χρησιμοποιώντας κατάλληλα «kit μετατροπής», αλλά έχει κάποιες ελλείψεις όταν εφαρμόζεται σε κινητήρες αυτοκινήτων. Σημαντικές ελλείψεις είναι η σχετικά χαμηλότερη ισχύς εξόδου λόγω της μειωμένης ογκομετρικής απόδοσης και θερμικής απόδοσης, του περιορισμού του κτυπήματος του κινητήρα και του αναπόφευκτου ρυθμού εισαγωγής για τη διατήρηση της αναμεμιγμένης αναλογίας αέρα-καυσίμου εντός των ορίων των καυσίμων, σε συνθήκες μερικού φορτίου (Gunawan H., 1992).

### Τεχνολογία διπλού καυσίμου

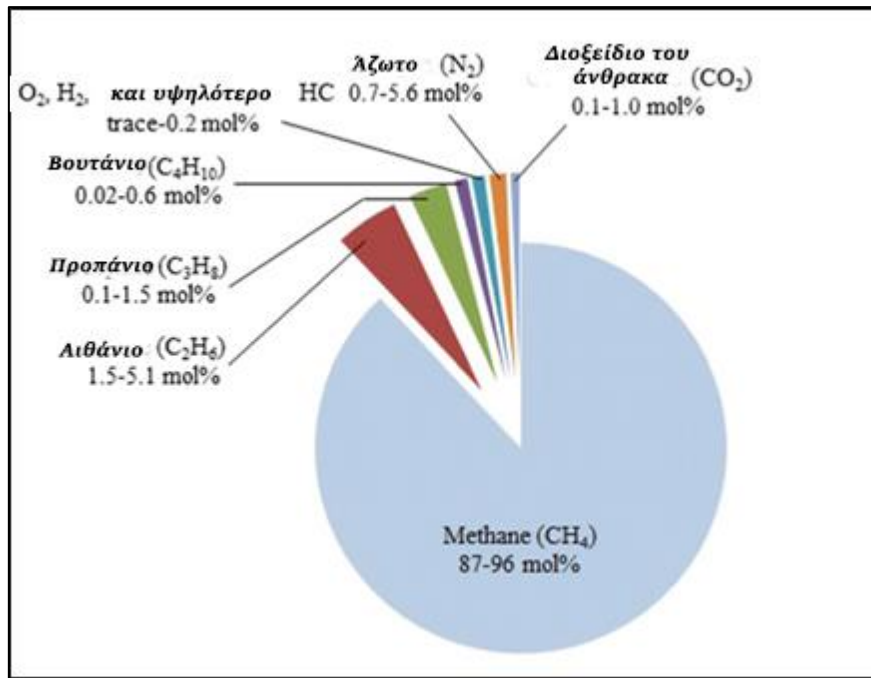
Η Εικόνα 3.3 *Επιλογές τεχνολογίας έγχυσης CNG* απεικονίζει την τεχνολογία διπλού καυσίμου CNG. Ο τρόπος λειτουργίας αυτής της τεχνολογίας βασίζεται στην ανάφλεξη του ομοιογενούς μίγματος CNG-αέρα με πιλοτική έγχυση ντίζελ λίγο πριν από το TDC. Ο αποκλεισμός του μπουζί επιτρέπει σε αυτήν την τεχνολογία να μειώσει τις κυκλικές παραλλαγές κατά τη λειτουργία του κινητήρα έως ένα συγκεκριμένο επίπεδο. Ωστόσο, αυτή η τεχνολογία πάσχει επίσης από υψηλές απώλειες άντλησης, λόγω της αναπόφευκτης επιτάχυνσης στην πρόσληψη, καθώς και των επιβλαβών εκπομπών που σχετίζονται με το ντίζελ.

### Τεχνολογία άμεσης έγχυσης

Πρόσφατα, η Westport Isuzu ανέπτυξε μια τεχνολογία κινητήρα άμεσης έγχυσης υψηλής πίεσης (HPDI) (Εικόνα 3.3 *Επιλογές τεχνολογίας έγχυσης CNG*), στην οποία το CNG εισάγεται απευθείας στο θάλαμο καύσης του κινητήρα σε πολύ υψηλή πίεση κατά τη διάρκεια της διαδρομής της συμπίεσης και αυτό το μείγμα αναφλέγεται από την πιλοτική έγχυση του ντίζελ λίγο πριν από το TDC. Αυτός ο κινητήρας δεν παρουσιάζει απώλειες στην πεταλούδα και επομένως, αποφεύγει τους περιορισμούς. Αυτή είναι μια εξαιρετική τεχνολογία. Ωστόσο, χρειάζεται δύο συστήματα τροφοδοσίας καυσίμου, γεγονός που την καθιστά μια πολύ περίπλοκη και ακριβή τεχνολογία που εξακολουθεί να έχει ζητήματα όπως οι υψηλές εκπομπές HC. Για να ξεπεραστούν τα μειονεκτήματα των τεχνολογιών θύρας και διπλών καυσίμων, το επίκεντρο της πρόσφατης έρευνας τείνει να είναι η ανάπτυξη μιας αποκλειστικής τεχνολογίας άμεσης έγχυσης CNG. Αποδείχθηκε ότι η αύξηση της πιλοτικής ποσότητας ντίζελ ενίσχυσε την καύση και μείωσε τις εκπομπές NOx (Pirouzpanah V. & Khoshbakhti R., 2006). Η επίδραση του ψυχρού EGR μελετήθηκε χρησιμοποιώντας κώδικα CFD (AVL FIRE) από τους Jafarmadar S. και Zehni A. (2010) και ανέφεραν ότι το 10% EGR μείωσε τις εκπομπές NOx και αιθάλης, αντί για 15% EGR. Έχει αναφερθεί επίσης ότι η αύξηση του στροβιλισμού και της πίεσης εισαγωγής μειώνει τις εκπομπές NOx και αυξάνει την απώλεια ισχύος και την αντίσταση στο χτύπημα (Gharehghani A. et al., 2012). Η θερμαινόμενη θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής με EGR μείωσε τις εκπομπές BTE καθώς και NOx, αλλά και τους άκαυτους υδρογονάνθρακες και το CO. Η Εικόνα 3.3 *Επιλογές τεχνολογίας έγχυσης CNG* δείχνει την τεχνολογία CNG DI σχηματικά. Σε αυτήν τη μέθοδο, το CNG εγχύεται απευθείας στον θάλαμο καύσης σε υψηλή πίεση. Το μείγμα αέρα-καυσίμου συμπιέζεται και αναφλέγεται από το μπουζί λίγο πριν από το TDC. Η εισαγωγή του CNG απευθείας στο θάλαμο καύσης οδηγεί σε σημαντική βελτίωση την ογκομετρικής απόδοσης και μειώνει τις απώλειες άντλησης. Ο αποκλεισμός του ψεκασμού ντίζελ επιτρέπει επίσης τη μείωση των μη καμένων εκπομπών των υδρογονανθράκων. Ο Richards B. G. (1992) αναφέρει τη διερεύνηση της απόδοσης του κινητήρα άμεσου ψεκασμού CNG. Επίσης, αναφέρει την παρατήρηση ότι υπάρχει υψηλότερη ισχύς εξόδου και θερμική απόδοση από ένα συμβατικό κινητήρα σε σχέση με έναν κινητήρα SI NG λόγω του σχετικά υψηλότερου λόγου συμπίεσης και των χαμηλότερων απωλειών άντλησης σε συνθήκες μερικού φορτίου. Οι Ikeda K. et al. (1995) επίσης ανέφεραν το διπλασιασμό του BMEP χρησιμοποιώντας τεχνολογία CNG DI σε σύγκριση με τη συμβατική τεχνολογία κινητήρα SI CNG.

### **3.7 ΠΡΟΗΓΜΕΝΗ ΚΑΥΣΗ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ**

Οι κινητήρες εσωτερικής καύσης μπορούν να αποδίδουν πιο αποτελεσματικά και με χαμηλότερο επίπεδο τοξικών εκπομπών εάν το φυσικό αέριο (NG) χρησιμοποιείται ως καύσιμο. Το NG είναι ένα φυσικό αέριο μίγμα, το οποίο αποτελείται κυρίως από μεθάνιο και κάποια ποσότητα υψηλότερων υδρογονανθράκων, αζώτου και διοξειδίου του άνθρακα. Η τυπική σύνθεση ενός εμπορικού προϊόντος NG φαίνεται στο σχήμα 8.1.



Εικόνα 3.4 Τυπική σύνθεση από το εμπορευόμενο NG

(Πηγή: <https://www.uniongas.com/about-us/about-natural-gas/Chemical-Composition-of-Natural-Gas>, 14/1/2021)

Λόγω της χαμηλότερης αναλογίας άνθρακα προς το υδρογόνο, σε σύγκριση με άλλα ορυκτά καύσιμα, το NG εκπέμπει τη μικρότερη ποσότητα CO<sub>2</sub> κατά την καύση του. Οι άφθονοι πόροι, η χαμηλότερη τιμή και η καθαρότερη καύση σε σύγκριση με τα συμβατικά υγρά καύσιμα έχουν καταστήσει το NG ένα πολύ οικονομικό καύσιμο για χρήση σε κινητήρες IC. Ένα άλλο σημαντικό χαρακτηριστικό του NG είναι ο υψηλός αριθμός οκτανίων του, όπου το καθιστά κατάλληλο για χρήση σε κινητήρες με υψηλές αναλογίες συμπίεσης (Zheng Q. P. et al., 2005). Για να ανταποκριθούν στα πρότυπα χαμηλών εκπομπών για κινητήρες IC, οι ερευνητές μελετούν εκτενώς την έννοια της καύσης χαμηλής θερμοκρασίας (LTC) (Dempsey A. et al., 2014). Αυτές οι μελέτες έδειξαν ότι η χρήση στρατηγικών LTC σε κινητήρες μπορεί να οδηγήσει σε ταυτόχρονη μείωση των οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>) και των εκπομπών αιθάλης και βοηθά επίσης στην επίτευξη υψηλότερων θερμικών αποδόσεων (Asad U. et al. 2013). Το NG μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί σε κινητήρες ομοιογενούς ανάφλεξης συμπίεσης φορτίου (HCCI). Στη λειτουργία καύσης HCCI, ένα μείγμα αέρα και NG αναφλέγεται αυτόματα λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας κοντά στο κορυφαίο νεκρό κέντρο (TDC).

Η διαδικασία καύσης είναι σημαντικά ταχύτερη από αυτήν είτε στους παραδοσιακούς κινητήρες ανάφλεξης με συμπίεση (CI) είτε σε ανάφλεξη με σπινθήρα (SI) (Reitz R., 2013). Η πρόκληση για τον κινητήρα HCCI είναι ο έλεγχος της αυτόματης ανάφλεξης και της καύσης. Μια νέα ιδέα LTC που ονομάζεται ανάφλεξη με συμπίεση ελεγχόμενη με αντιδραστικότητα (RCCI) αναπτύχθηκε από τους ερευνητές την προηγούμενη δεκαετία (Kokjohn S. et al., 2011) για να ξεπεραστούν δυσκολίες όπως ο έλεγχος της σταδιακής καύσης και ο ρυθμός αύξησης της υψηλής πίεσης (PRR), η επέκταση των ορίων λειτουργίας του κινητήρα και η αποφυγή πιθανής αστάθειας της καύσης αλλά και των βλάβων (Benajes J. et al., 2015).

Η ζήτηση για υψηλή θερμική απόδοση μπορεί να καλυφθεί μέσω της ανάφλεξης των απλών (για λιτή καύση) μιγμάτων καυσίμου. Ωστόσο, η λιτή καύση

σχετίζεται με τις βραδύτερες ταχύτητες διάδοσης φλόγας και τη μειωμένη απόδοση ισχύος. Η ισχύς του κινητήρα μπορεί να αυξηθεί, αυξάνοντας την αρχική πίεση του κυλίνδρου. Η αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου διατηρώντας την ίδια απόσταση του ηλεκτροδίου του μπουζί θα απαιτούσε αυξημένη δευτερεύουσα τάση του πηνίου, η οποία οδηγεί σε ακραία διάβρωση των ηλεκτροδίων με την πάροδο του χρόνου. Η ταχύτητα διάδοσης της φλόγας σε μίγματα αέρα-καυσίμου μπορεί να επεκταθεί είτε μέσω της βελτιστοποίησης της θέσης του σημείου ανάφλεξης στο θάλαμο καύσης, είτε με τη βοήθεια ανάφλεξης πολλαπλών σημείων. Το σημείο ανάφλεξης παραμένει πάντα κοντά στην κορυφή του θαλάμου καύσης σε έναν παραδοσιακό κινητήρα ανάφλεξης με σπινθήρα και δε μπορεί να διαφέρει από τη θέση του. Αυτό μπορεί να επιλυθεί χρησιμοποιώντας το λέιζερ ως πηγή ανάφλεξης. Εκτός από την ανάφλεξη με λέιζερ, η πιθανή χρήση πλάσματος χωρίς ισορροπία για έλεγχο της ανάφλεξης και της καύσης, έχει επίσης αυξήσει το αυξανόμενο ενδιαφέρον λόγω της πιθανότητας προσεγγίσεων με πλάσμα για την ανάφλεξη και τη σταθεροποίηση της φλόγας. Κατά την τελευταία δεκαετία, έχει σημειωθεί σημαντική πρόοδος στην κατανόηση των μηχανισμών των αλληλεπιδράσεων πλάσματος-χημείας, της ανακατανομής της ισχύος και της έναρξης της καύσης χωρίς ισορροπία (Starikovskii A., 2005). Η εφαρμογή πλάσματος έχει αποδειχθεί ότι παρέχει πρόσθετο έλεγχο της καύσης, ο οποίος είναι ζωτικής σημασίας για εξαιρετικά λεπτές φλόγες, ροές υψηλής ταχύτητας, συνθήκες υψηλής πίεσης και κατανεμημένο έλεγχο ανάφλεξης σε κινητήρες HCCI.

## 4. ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΟΙ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΚΑΙ ΤΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ ΣΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ

Το φυσικό αέριο είναι ορυκτό καύσιμο, αν και οι εκπομπές θερμότητας του πλανήτη από την καύση του είναι πολύ χαμηλότερες από εκείνες του άνθρακα ή του πετρελαίου. Το κατά πόσο το φυσικό αέριο έχει χαμηλότερες εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου από τον άνθρακα και το πετρέλαιο εξαρτάται από το δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη ως προς το μεθάνιο σε διαφορετικά χρονικά διαστήματα, την απόδοση μετατροπής ενέργειας και άλλους παράγοντες. Όλα τα παραπάνω σε συνδυασμό με τις οικονομικές επιπτώσεις, διαμορφώνουν τις μελλοντικές κοινωνικοπολιτικές επιλογές των κρατών σχετικά με την υιοθέτηση της χρήσης του φυσικού αερίου στις μεταφορές. Σε αυτό το κεφάλαιο αναφέρονται οι ρύποι, τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα, οι μελλοντικές εξελίξεις και οικονομική παράγοντες τις αγοράς, που διαμορφώνουν τις πραγματικές πιθανές προοπτικές του φυσικού αερίου και της χρήσης του στις μηχανές εσωτερικής καύσης.

### 4.1 ΡΥΠΟΙ

Τα τελευταία χρόνια, υπάρχει μια αυξανόμενη ανησυχία σχετικά με την περιβαλλοντική ρύπανση παρά τις εξελίξεις στην τεχνολογία, με τον τομέα των μεταφορών να είναι ένας από τους σημαντικότερους συντελεστές των εκπεμπόμενων ρύπων και των αερίων του θερμοκηπίου. Εκπομπές όπως το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC), οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>) και εκπομπές σωματιδίων (PM) παράγονται από την καύση των ορυκτών καυσίμων. Οι δυσμενείς επιπτώσεις τους στην αλλαγή του κλίματος και στην ανθρώπινη υγεία οδήγησαν στην καθιέρωση ολοένα και πιο αυστηρών κανονισμών που περιορίζουν τα όρια εκπομπών των αυτοκινήτων. Κατά συνέπεια, οι βιομηχανίες των οχημάτων συνεχώς ερευνούν και αναπτύσσουν ταχέως, τεχνολογίες ελέγχου των εκπομπών. Αυτές οι τεχνολογίες, όχι μόνο πληρούν τα αυστηρά πρότυπα εκπομπών που εισάγονται παγκοσμίως, όπως αυτά που ορίζονται από την Υπηρεσία Προστασίας Περιβάλλοντος (EPA) και τα πρότυπα EURO 6, αλλά και ικανοποιούν τις απαιτήσεις των καταναλωτών. Παρέχουν χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου χωρίς να διακυβεύεται η ισχύς του οχήματος ή η ικανότητα της οδήγησης.

Παρά την επιδείνωση του περιβάλλοντος και το φαινόμενο της υπερθέρμανσης του πλανήτη που προκαλείται από την καύση των ορυκτών καυσίμων, η χρήση τους προβλέπεται ότι θα αντιστοιχεί στο 77% της ενεργειακής χρήσης το 2040 (Eia.gov, 2018). Η χρήση αερίων και εναλλακτικών καυσίμων σε κινητήρες εσωτερικής καύσης έχει ως εκ τούτου αυξημένο ενδιαφέρον την τελευταία δεκαετία καθώς εκπέμπουν χαμηλότερα επίπεδα εκπομπών των καυσαερίων. Το φυσικό αέριο θα μπορούσε να διαδραματίσει ηγετικό ρόλο στη μετάβαση του κόσμου σε μια καθαρότερη ενέργεια. Αυτή τη στιγμή είναι το τρίτο καύσιμο πρωτογενούς ενέργειας παγκοσμίως και το μοναδικό ορυκτό καύσιμο του οποίου το μερίδιο της κατανάλωσης πρωτογενούς ενέργειας αναμένεται να αυξηθεί με την κατανάλωση να αυξάνεται κατά 1,4% ετησίως. Το αυξημένο ενδιαφέρον για το NG οφείλεται επίσης στα άφθονα αποδεδειγμένα αποθέματα και στην αυξημένη παραγωγή, καθιστώντας το ισχυρό ανταγωνιστή των υγρών καυσίμων. Σε παγκόσμιο επίπεδο, υπήρχαν 186,6 χιλιάδες κυβικά μέτρα (tcm) αποδεδειγμένων αποθεμάτων NG το 2016, με αύξηση

19,2% από τα επίπεδα του 2004, η οποία επαρκεί για να καλύψει περισσότερα από 50 χρόνια τρέχουσας παγκόσμιας παραγωγής NG. Κατά περιφέρεια, η Μέση Ανατολή ηγείται των αποδεδειγμένων αποθεματικών ακολουθούμενη από την Ευρώπη με το 30% των συνολικών αποθεματικών μετοχών, ενώ η Ευρώπη έχει τα υψηλότερα παγκόσμια μερίδια παραγωγής που κυμαίνονται έως και 28,2%. Οι χάρτες με οικονομία χαμηλών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα εκτίθενται παγκοσμίως. Για παράδειγμα, η Ευρωπαϊκή Επιτροπή καθόρισε ένα χάρτη πορείας με οικονομία χαμηλών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα που στοχεύει στη μείωση των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου στον τομέα των μεταφορών πάνω από 60% έως το 2050, σε σχέση με τα επίπεδα του 1990 (Ανακοίνωση της Επιτροπής προς το Ευρωπαϊκό Κοινοβούλιο 2011). Η χρήση του NG ως καυσίμου των οχημάτων μπορεί να βοηθήσει στην επίτευξη αυτού του στόχου. Έχουν μελετηθεί τα πρότυπα των εκπομπών Euro 5 και Euro 6 για κινητήρες ντίζελ και φυσικού αερίου σε έναν παροδικό κύκλο δοκιμών. Με την εισαγωγή των νέων προτύπων εκπομπών βαρέως τύπου Euro 6, οι εκπομπές NOx μειώθηκαν σημαντικά κατά 77% από τα επίπεδα Euro 5. Τα HC εκτός του μεθανίου μειώθηκαν κατά 71%, ενώ οι εκπομπές του μεθανίου από τους κινητήρες NG μειώθηκαν κατά 55%. Καθώς τα οχήματα NG απαιτούνται για την τήρηση και των δύο ορίων, θα χρειαστούν συσκευές μετεπεξεργασίας ελέγχου των εκπομπών του μεθανίου. Επιπλέον, το όριο μάζας των σωματιδίων μειώθηκε κατά 67% στο νέο πρότυπο εκπομπών Euro 6, το οποίο εισήγαγε επίσης ένα όριο αριθμού σωματιδίων για πρώτη φορά (δεν ισχύει για κινητήρες αερίου). Αυτοί οι παγκόσμιοι κανονισμοί θα αποτελέσουν αναμφίβολα μια πρόκληση για τους κατασκευαστές οχημάτων να ανταποκριθούν και θα οδηγήσουν στην εισαγωγή νέων τεχνολογιών των κινητήρων και των συστημάτων μετεπεξεργασίας ή ενός συνδυασμού των δύο, για να εγγυηθούν τις χαμηλότερες εκπομπές, ακόμη και κάτω από τις πιο σοβαρές συνθήκες οδήγησης.

Το φυσικό αέριο θεωρείται ως η καθαρότερη μορφή ενέργειας σε σύγκριση με τα υγρά ορυκτά καύσιμα καθώς εκπέμπει συγκριτικά χαμηλότερα επίπεδα CO<sub>2</sub> ανά μονάδα ενέργειας κατά την καύση (κατά 20-30%) από τα καύσιμα άνθρακα ή πετρελαίου (Bielaczyc P. et al., 2016). Αυτό οφείλεται κυρίως στη σύνθεση του φυσικού αερίου με το βασικό συστατικό του μεθανίου (συνήθως 70-90%), οδηγώντας σε χαμηλό λόγο C/H (1/4). Επιπλέον, οι εκπομπές CO και μη μεθανίου υδρογονανθράκων που παράγονται από τους κινητήρες φυσικού αερίου είναι γενικά χαμηλότερες από τους φυσικούς βενζινοκινητήρες. Η πλειοψηφία των εκπομπών CO από τους κινητήρες βενζίνης παράγονται κατά τη διάρκεια της ψυχρής εκκίνησης λόγω της κακής ανάμιξης αέρα-καυσίμου και του ελλιπούς ψεκασμού και εξάτμισης του υγρού καυσίμου (Jahirul M. I. et al., 2010). Αντιστρόφως, η αέρια κατάσταση του NG οδηγεί σε ένα πιο ομοιογενές μείγμα αέρα-καυσίμου μέσα στον κύλινδρο του κινητήρα, ειδικά σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης, με αποτέλεσμα μια πιο αποτελεσματική καύση και σημαντικά χαμηλότερες εκπομπές CO (μεταξύ 50% και 90% ανάλογα με τη βαθμονόμηση του κινητήρα) (Sevik J. et al., 2016).

Η χαμηλότερη αναλογία ισοδυναμίας που υιοθετήθηκε από τους κινητήρες φυσικού αερίου έχει ως αποτέλεσμα περαιτέρω μείωση των συγκεντρώσεων CO και των επιπέδων των υδρογονανθράκων χωρίς μεθάνιο (έως και 55% λιγότερα HC). Μια αντίθετη τάση παρατηρείται σε εξαιρετικά χαμηλές αναλογίες ισοδυναμίας λόγω της επιδείνωσης της ποιότητας καύσης. Επιπλέον, αποφεύγεται η επίδραση της διαβροχής στο τοίχωμα στην πολλαπλή εισαγωγή και στην επένδυση των κυλίνδρων λόγω της αέριας κατάστασης του φυσικού αερίου που μειώνει περαιτέρω τα επίπεδα



υδρογονανθράκων εκτός του μεθανίου και μειώνει την κατανάλωση του καυσίμου (Cho H. M. & He B., 2007). Οι συγκριτικά υψηλότεροι λόγοι συμπίεσης και ο προηγμένος χρονισμός ανάφλεξης που υιοθετούνται από τους κινητήρες φυσικού αερίου οδηγούν σε υψηλότερες εκπομπές NOx (κατά περίπου 33%) από εκείνες των συμβατικών βενζινοκινητήρων. Αυτό οφείλεται στη σχετικά υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία στον κύλινδρο που προκύπτει, που ευνοεί το σχηματισμό NOx. Η αύξηση των εκπομπών NOx μπορεί να μετριαστεί με επιβράδυνση του χρονισμού των σπινθήρων.

#### **4.2Η ΑΓΟΡΑ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ**

Τα χωρικά δίκτυα παραγωγής αναγνωρίζονται ευρέως ως μια σημαντική οργανωτική μορφή στην παγκόσμια οικονομία. Η εδαφική διαμόρφωση των παγκόσμιων δικτύων παραγωγής (GPN) και των αλυσίδων αξίας, ωστόσο, παραμένει ένα ανεπτυγμένο αναλυτικό θέμα στη βιβλιογραφία της οικονομικής γεωγραφίας. Κατά συνέπεια, η σχέση μεταξύ της εδαφικότητας του δικτύου και των πρακτικών συντονισμού του δικτύου δεν είναι πλήρως κατανοητή. Η καλύτερη κατανόηση της εδαφικότητας των δικτύων παραγωγής και του τρόπου με τον οποίο προκύπτει η εδαφικότητα από τις στρατηγικές συντονισμού των εταιρειών, των εξωοικονομικών παραγόντων και των διαμεσολαβητών, είναι απαραίτητη εάν η οικονομική γεωγραφία παρέχει πλουσιότερες αναλύσεις σχετικά με τις γεωοικονομικές / γεωπολιτικές τους συνέπειες και τον αμοιβαία συστατικό χαρακτήρα της χωρικής και οργανωτικής μορφής.

Οι Bridge G. και Bradshaw M. (2017), στο άρθρο τους, χρησιμοποιούν μια συγκεκριμένη προσέγγιση για να εξετάσουν την εξελικτική δυναμική της αλυσίδας εφοδιασμού του υγροποιημένου φυσικού αερίου (LNG) και το ρόλο του σε μια αναδυόμενη παγκόσμια αγορά του φυσικού αερίου. Οι ενεργειακές αγορές είναι ένας σημαντικός σύγχρονος χώρος πολιτικής-οικονομικής αλλαγής, που διαμορφώνεται από έναν συνδυασμό στόχων της οικονομικής πολιτικής (π.χ. απελευθέρωση της αγοράς και ανταγωνισμός του εφοδιασμού), των γεωπολιτικών και γεωοικονομικών μεταβολών στην εξουσία (με συναφείς ανησυχίες σχετικά με την ενεργειακή ασφάλεια) και τους περιβαλλοντικούς στόχους (π.χ., μετριασμός της κλιματικής αλλαγής και της ποιότητας του αστικού αέρα).

Μια προηγούμενη γενιά γεωγραφικών ερευνητών αναγνώρισε τη σημασία των αγορών ενέργειας και τη σημασία της κατανόησης των δομικών και δυναμικών χαρακτηριστικών τους, στη λογική των γεωγραφικών οικονομικών δραστηριοτήτων. Ο Manners G. (1964), για παράδειγμα, έθεσε από πολύ νωρίς τη ζήτηση στην αγορά, στο επίκεντρο της έρευνας του για τη γεωγραφία της ενέργειας και την επιρροή της στην οικονομική ανάπτυξη. Οι διεθνείς αγορές φυσικού αερίου υφίστανται επί του παρόντος βαθιές αλλαγές. Η κατανάλωση του φυσικού αερίου παγκοσμίως αυξήθηκε περισσότερο από το 25% την τελευταία δεκαετία. Σε πολλά εθνικά πλαίσια, η στροφή προς το φυσικό αέριο διευκολύνθηκε από την απορρύθμιση της αγοράς της ενέργειας, τις σημαντικές επενδύσεις σε υποδομές (π.χ. σε αγωγούς και τερματικούς σταθμούς εισαγωγής) και την περιβαλλοντική ρύθμιση που αξιολογεί τις χαμηλότερες εκπομπές αερίων σωματιδίων και αερίων του θερμοκηπίου σε σχέση με τον άνθρακα ή το πετρέλαιο. Ωστόσο, η πιο σημαντική διαδικασία μετασχηματισμού των διεθνών

αγορών φυσικού αερίου και το επίκεντρο του μεγαλύτερου μέρους της μελέτης σήμερα είναι η αυξανόμενη ολοκλήρωση των γεωγραφικά διακριτών αγορών φυσικού αερίου και η προοπτική μιας παγκόσμιας αγοράς φυσικού αερίου να αναδύεται παρόμοια με αυτήν του πετρελαίου.

Στο επίκεντρο αυτής της διαδικασίας υπάρχει ένα αυξανόμενο εμπόριο φυσικού αερίου στη θάλασσα, το οποίο επιτρέπει όλο και περισσότερο τη μεταφορά και την πώληση φυσικού αερίου πέρα από τα ηπειρωτικά όρια των αγωγών. Όλα αυτά, εκτείνονται από την εξόρυξη του αερίου έως την κατανάλωση τους, μέσω ενδιάμεσων διαδικασιών επεξεργασίας, υγροποίησης, αποστολής και επαναεριοποίησης.

### **4.3 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ**

Υπάρχουν δύο κύριοι τύποι οχημάτων CNG όπως έχει αναφερθεί. Ο πρώτος τύπος είναι το υγρό φυσικό αέριο (LNG) και ο δεύτερος το συμπιεσμένο φυσικό αέριο (CNG). Και τα δύο προσαρμόζονται στα οχήματα με σκοπό την εξοικονόμηση καυσίμου, αφού αποτελούν καύσιμα χαμηλών εκπομπών και είναι καλύτερα για το περιβάλλον σε σχέση με τα καύσιμα με βάση το πετρέλαιο. Επιπλέον, δεν έχουν μεγάλο κόστος κατασκευής και δεν αποτελούν έναν κίνδυνο μεγαλύτερο από αυτόν των παραδοσιακών βενζινοκίνητων οχημάτων.

Γενικότερα, η οδήγηση ενός αυτοκινήτου CNG παρουσιάζει αρκετά πλεονεκτήματα. Το καύσιμο είναι φθινό. Επιπλέον, προς το παρόν το φυσικό αέριο είναι άφθονο (μπορεί να καλύψει ανάγκες αρκετών χρόνων). Τα οχήματα CNG έχουν χαμηλές εκπομπές. Σε σύγκριση με τη βενζίνη, το συμπιεσμένο φυσικό αέριο μειώνει τις εκπομπές του μονοξειδίου του άνθρακα κατά 90% έως 97% και τις εκπομπές οξειδίου του αζώτου κατά 35% έως και 60%. Τα οχήματα συμπιεσμένου φυσικού αερίου μοιάζουν με τα συμβατικά αυτοκίνητα. Ενώ οι κινητήρες και τα συστήματα καυσίμων τους έχουν τροποποιηθεί ώστε να χρησιμοποιούν φυσικό αέριο, τα οχήματα CNG είναι παρόμοια με τα υπάρχοντα βενζινοκίνητα, ή πετρελαιοκίνητα αυτοκίνητα. Είναι εφικτή ακόμα και η μετατροπή ενός συμβατικού αυτοκινήτου σε λειτουργία με φυσικό αέριο. Επιπρόσθετα, ορισμένα αυτοκίνητα CNG έχουν σχεδιαστεί για να λειτουργούν τόσο με CNG όσο και με βενζίνη, εξαλείφοντας το «άγχος της εμβέλειας» και επιτρέπουν στον οδηγό να διανύσει αρκετό διάστημα μεταξύ των γεμίσεων του ρεζερβουάρ. Το Chevrolet Impala Bi-Fuel του 2016 για παράδειγμα μπορεί να διανύσει περίπου 600 μίλια στον αυτοκινητόδρομο όταν και οι δύο δεξαμενές του είναι γεμάτες.

Τα οχήματα NGV είναι καλύτερα για το περιβάλλον. Τα βαρέα οχήματα αντιπροσωπεύουν το 50% όλων των εκπομπών αιθαλομίχλης και το 20% όλων των αερίων του θερμοκηπίου που σχετίζονται με τις μεταφορές, παρά το ότι αποτελούν μόνο το 7% της συνολικής κυκλοφορίας στο δρόμο. Οι πετρελαιοκινητήρες εκπέμπουν πέντε φορές περισσότερες εκπομπές NOx (διοξείδιο του αζώτου και νιτρικό οξύ) από ό,τι ένα όχημα NGV. Παρόλο που μπορεί να είναι δύσκολο να βρεθεί ένα όχημα NGV στην αγορά, άλλες βιομηχανίες έχουν «αγκαλιάσει» τα οχήματα NGV. Τα βαρέα φορτηγά, τα οχήματα διέλευσης, τα απορριματοφόρα και τα σχολικά λεωφορεία είναι μερικά από τα οχήματα που χρησιμοποιούν συχνά κινητήρες φυσικού αερίου. Η βιομηχανία των βαρέων φορτηγών χρησιμοποιεί

ιδιαίτερα τους κινητήρες NGV λόγω του χαμηλότερου κόστους του καυσίμου, της βελτιωμένης απόδοσης του καυσίμου και των μειωμένων βλαβών.

Οι κινητήρες φυσικού αερίου λειτουργούν παρόμοια με τους κινητήρες ντίζελ και βενζίνης χρησιμοποιώντας έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης με σπινθήρα. Το καύσιμο αποθηκεύεται σε δεξαμενή και έπειτα εγχέεται στον κινητήρα, όπου αναφλέγεται από ένα σύστημα μπουζί που προκαλεί τη λειτουργία του κινητήρα. Υπάρχουν επίσης τρεις διαφορετικοί τύποι κινητήρων NGV όπως έχει αναφερθεί. Αυτοί είναι, οι κινητήρες που λειτουργούν εξ' ολοκλήρου με φυσικό αέριο, οι κινητήρες διπλού καυσίμου όπου μπορούν να λειτουργούν με φυσικό αέριο ή βενζίνη με ξεχωριστά συστήματα καυσίμου και οι κινητήρες που λειτουργούν με φυσικό αέριο, αλλά χρησιμοποιούν καύσιμο ντίζελ για ανάφλεξη. Συνήθως, αυτοί οι κινητήρες βρίσκονται σε βαρέα οχήματα. Οι κινητήρες NGV που χρησιμοποιούν καύσιμα CNG τείνουν να αντιμετωπίζουν λιγότερες βλάβες και χαμηλότερο κόστος συντήρησης με την πάροδο του χρόνου. Τα συστήματα των καυσίμων CNG είναι σφραγισμένα, οπότε υπάρχει μικρότερη πιθανότητα απώλειας του καυσίμου. Σε περίπτωση διαρροής, το φυσικό αέριο είναι λιγότερο πιθανό να αναφλεγεί και να αναμιχθεί εύκολα με τον αέρα, καθώς και να διασκορπιστεί γρήγορα στο περιβάλλον. Σε συνδυασμό με την εξοικονόμηση καυσίμου που συνοδεύουν οι κινητήρες NGV, δεν προκαλεί έκπληξη το γεγονός ότι πολλές εταιρείες έχουν αρχίσει να χρησιμοποιούν αυτήν την τεχνολογία.

Όπως κάθε νέα εξέλιξη, εξακολουθούν να υπάρχουν μειονεκτήματα. Η πρόσβαση σε καύσιμα αποτελεί έναν κρίσιμο παράγοντα. Σε σύγκριση με τα παραδοσιακά κέντρα καυσίμων, οι σταθμοί τροφοδοσίας CNG και LNG έχουν ακόμη πολύ δρόμο να διανύσουν. Επιπλέον, ένα ακόμη πρόβλημα αποτελεί η αποθήκευση των καυσίμων. Τα οχήματα NGV απαιτούν περισσότερο χώρο για την αποθήκευση των καυσίμων από ό, τι τα βενζινοκίνητα ή τα πετρελαιοκίνητα οχήματα, ειδικά όταν χρησιμοποιούν καύσιμα CNG. Οι χώροι για την αποθήκευση του καυσίμου ενδέχεται να μειώσουν τον αποθηκευτικό χώρο στο όχημα. Ωστόσο, οι δεξαμενές αποθήκευσης καυσίμων είναι πιο ανθεκτικές για την αποφυγή διαρροών και ρήξεων. Γενικά, όλα τα παραπάνω αποτελούν μια αναδυόμενη τεχνολογία. Ενώ τα οχήματα NGV αυξάνονται σε δημοτικότητα, ειδικά στον κλάδο των βαρέων μεταφορών, είναι ακόμα σχετικά άγνωστα. Οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις της εξόρυξης φυσικού αερίου είναι επίσης υψηλές και μπορεί να αποτρέψουν την αυξημένη υιοθέτηση του φυσικού αερίου ως πηγή καυσίμου σε ένα μακρινό μέλλον. Το φυσικό αέριο είναι επίσης λιγότερο αποδοτικό από το βενζίνη. Αυτό σημαίνει ότι ένα όχημα φυσικού αερίου διανύει λιγότερα χιλιόμετρα από ένα άλλο αντίστοιχο βενζίνης με όλους τους υπόλοιπους παράγοντες σταθερούς (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2015). Ενώ το CNG είναι φθηνό, δεν είναι πάντα φθηνότερο από τη βενζίνη. Οι τιμές των καυσίμων μπορεί να είναι ασταθείς, επομένως η εξοικονόμηση δεν είναι εγγυημένη. Απαιτείται ένα κοντινό δίκτυο σταθμών καυσίμων CNG.

Παρά τα κάποια μειονεκτήματα, τα αυτοκίνητα CNG έχουν τους οπαδούς τους. Υπάρχει μεγάλη πιθανότητα να αυξηθούν οι τιμές της βενζίνης, καθιστώντας το φυσικό αέριο χαμηλού κόστους πιο ελκυστικό. Εάν κανείς ζει σε μια αστική περιοχή με πολλούς σταθμούς καυσίμων CNG ή είναι διατεθειμένος να επενδύσει σε ένα σύστημα τροφοδοσίας οικιακής χρήσης, ένα όχημα φυσικού αερίου μπορεί να είναι το ιδανικό για την καθημερινή μετακίνηση.

#### 4.4 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΕΞΕΛΙΞΕΙΣ

Η παραγωγή φυσικού αερίου υποκινήθηκε από τον άνθρακα στη Βρετανία το 1785, ακολουθούμενη από γεωτρήσεις από τον πυρήνα της γης (Soldo B., 2012). Επί του παρόντος, το φυσικό αέριο παράγεται τόσο από συμβατικούς όσο και από μη συμβατικούς πόρους. Η παραγωγή φυσικού αερίου αυξάνεται κατά μέσο όρο 2,5% κάθε χρόνο. Σχεδόν ισοδύναμα, η παγκόσμια κατανάλωση φυσικού αερίου αυξήθηκε επίσης την τελευταία δεκαετία. Η παραγωγή και η κατανάλωση του φυσικού αερίου παρατηρήθηκε ότι αυξήθηκαν με μέσο όρο 2,4% και 2,3%, αντίστοιχα. Η υψηλότερη αύξηση της παραγωγής παρατηρήθηκε στη Βόρεια Αμερική όταν στα μέσα της δεκαετίας υπήρχε η εκτίμηση της αύξησης του 3,9% το 2015. Η τεράστια παραγωγή στη Βόρεια Αμερική οφείλεται κυρίως στο σχιστολιθικό αέριο, το οποίο αντιπροσωπεύει περίπου το 32% των συνολικών αποθεμάτων στις Ηνωμένες Πολιτείες (ΗΠΑ).

Η πρόταση για τον πρώτο ευρωπαϊκό νόμο για το κλίμα, που κυκλοφόρησε τον Μάρτιο του 2020, έθεσε ένα νομοθετικό πλαίσιο για την επίτευξη του στόχου ουδετερότητας άνθρακα. Αυτό το έγγραφο τονίζει ότι οι τρέχουσες πολιτικές θα μειώσουν τις εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου μόνο κατά 60% έως το 2050 οδηγώντας στην ανάγκη για πρόσθετες δράσεις και κάθε τομέας θα πρέπει να συνεισφέρει. Συγκεκριμένα, οι οδικές μεταφορές με άνθρακα αποτελούν βασικό θέμα της στρατηγικής της ΕΕ, καθώς ο τομέας αυτός αντιπροσωπεύει σχεδόν το ένα τέταρτο των συνολικών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα στην Ευρώπη (CO<sub>2</sub>), το κύριο αέριο του θερμοκηπίου.

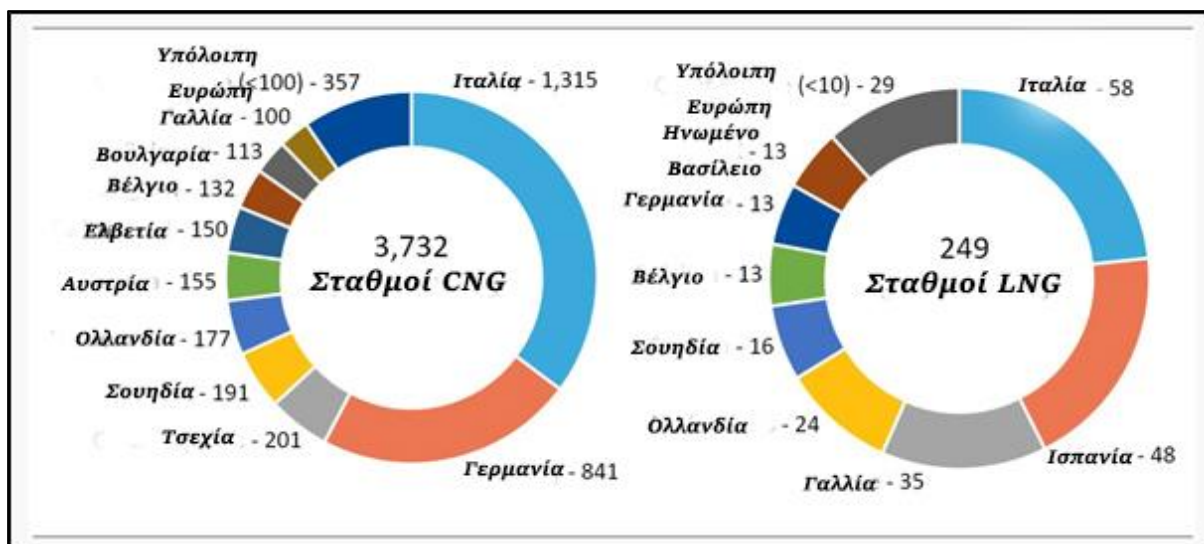
Η τρέχουσα συζήτηση επικεντρώνεται έντονα στην ανάπτυξη των ηλεκτρικών οχημάτων (EV) ως τρόπο «αποκαρβονισμού» από τον τομέα των οδικών μεταφορών. Ωστόσο, οι ηλεκτρικές τεχνολογίες από μόνες τους δε μπορούν να επιτύχουν τον στόχο του κλίματος παρά τις μηδενικές εκπομπές. Από τη μία πλευρά, ένα σημαντικό μέρος της ηλεκτρικής ενέργειας σε ορισμένες ευρωπαϊκές χώρες προέρχεται από πιο βρώμικη διαδικασία παραγωγής, όπου η ώθηση της πολιτικής των EV θα μπορούσε ενδεχομένως να αυξήσει το αποτύπωμα άνθρακα. Για παράδειγμα, στην Πολωνία οι σταθμοί παραγωγής ενέργειας με καύση άνθρακα αποτελούν περίπου το 79% του μίγματος παραγωγής, στη Γερμανία το 38%, στην Ελλάδα το 32%, στην Πορτογαλία το 17%, στην Ιταλία το 10% κ.λπ. Θα απαιτηθούν τεράστιες επενδύσεις σε ηλεκτρικά δίκτυα για το χειρισμό επιπλέον φορτίων για επαναφόρτιση. Από την άλλη πλευρά, από την άποψη της εκτίμησης των εκπομπών στον κύκλο ζωής, τα πλεονεκτήματα του EV έναντι του NGV δεν είναι τόσο προφανή, καθώς θεωρείται ότι οι εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου σε πολύ μεγαλύτερη διάσταση, συμπεριλαμβανομένης της έντασης της ενέργειας, της διαδικασίας κατασκευής του οχήματος, της αποσυναρμολόγησης και των μπαταριών ανακύκλωσης δεν είναι απόλυτα εμφανείς. Έτσι, κατά τον καθορισμό δράσεων πολιτικής για τη μείωση των τροχιών των εκπομπών, θα απαιτείται ένας συνδυασμός λύσεων για την ανάπτυξη βιώσιμων εναλλακτικών καυσίμων μεταφοράς.

Προς το παρόν, ο συνολικός στόλος των οχημάτων NGV στην Ευρώπη είναι περίπου 1,4 εκατομμύρια. Η Ιταλία αντιπροσωπεύει την πιο ανεπτυγμένη αγορά NGV, αντιπροσωπεύοντας το 76% του στόλου με μεθάνιο με πάνω από 1,3 bcm της ζήτησης το 2019. Η ιταλική κυβέρνηση επέλεξε να προωθήσει τα οχήματα CNG στις

αρχές της δεκαετίας του 2000 ως εναλλακτική λύση τόσο για την ασφάλεια των καυσίμων, όσο και για περιβαλλοντικούς λόγους. Σύμφωνα με το Ευρωπαϊκό Παρατηρητήριο Εναλλακτικών Καυσίμων, ο αριθμός των αυτοκινήτων αυξάνεται σταθερά από 612.000 μονάδες το 2009 σε 972.199 μονάδες το 2019 (90% όλων των NGV στη χώρα), αν και το μερίδιο αγοράς τους σε νέες εγγραφές κυμάνθηκε μεταξύ 1,7% και 5,5 % κατά την αναφερόμενη περίοδο. Η Ιταλία διαθέτει την υψηλότερη ποσότητα σταθμών ανεφοδιασμού CNG και LNG (1.315 σταθμοί CNG και 58 LNG) στην Ευρώπη και η εθνική εταιρεία SNAM έχει επενδύσει σημαντικά για την ενίσχυση του δικτύου τόσο για αυτοκίνητα όσο και για φορτηγά.

Η κυβέρνηση εκτόνησε ένα σύνολο πρωτοβουλιών που ενθαρρύνουν τις μετατροπές των υπαρχόντων οχημάτων να λειτουργούν με φυσικό αέριο. Υπήρχαν επίσης προγράμματα E & A για την προώθηση καινοτομιών σε κινητήρες αερίου, συστημάτων ανεφοδιασμού και αποθήκευσης. Χρησιμοποιούνται ευρέως επιδοτήσεις στην τιμή αγοράς, εκπτώσεις φόρου για νέες πωλήσεις, καθώς και απαλλαγή από φόρους οδών, τέλη στάθμευσης και χρεώσεις συμφόρησης. Επιπλέον, οι πολύ χαμηλότεροι δασμοί καυσίμων στο CNG συνεχίζουν να διατηρούν το ενδιαφέρον τους για NGV (η τιμή CNG είναι περίπου 0,7 € / ισοδύναμο λίτρο ντίζελ - λιγότερο από το ήμισυ της τιμής του ντίζελ στις 20/1/2021), που αντικατοπτρίζεται σε νέες εγγραφές (38.593 μονάδες το 2019 έναντι 37.408 μονάδες το 2018 των επιβατικών αυτοκινήτων CNG). Οι πωλήσεις φορτηγών CNG και LNG παρουσίασαν επίσης θετική τάση (1.416 μονάδες το 2019 έναντι 992 μονάδες το 2018). Συγκριτικά, ο αριθμός των κανονικών και γρήγορων δημόσιων σημείων χρέωσης για EV στην Ευρώπη αυξήθηκε κατά 219% από το 2015, από 67.064 σε 213.892 το 2019, ενώ το δίκτυο των σταθμών CNG αύξησε λιγότερο από το 20% την ίδια περίοδο. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι ένα σύνολο μέτρων που εφαρμόζονται για την επέκταση των σταθμών ανεφοδιασμού φυσικού αερίου (άμεση συμμετοχή κυβερνητικών επενδύσεων, προγράμματα μερικής χρηματοδότησης, διευκόλυνση των διαδικασιών γραφειοκρατίας που σχετίζονται με την έγκριση του έργου, τις ειδικές φορολογικές μειώσεις, τις τεχνικές προσαρμογές προτύπων κ.λπ.) προσπαθούν να επιταχύνουν την ανάπτυξη της υποδομής φόρτισης. Αναμφίβολα, η πρόοδος στα σημεία ανεφοδιασμού δε μπορεί να είναι εξίσου συγκρίσιμη, καθώς το επίπεδο των επενδύσεων για την κατασκευή σταθμών CNG έναντι των γρήγορων φορτιστών είναι πάνω από 10 φορές υψηλότερο. Ωστόσο, δείχνει τη γενική τάση καθώς τα δημόσια σημεία χρέωσης γίνονται πιο προσιτά.

Πολλές ευρωπαϊκές χώρες εφαρμόζουν μια ισχυρή πολιτική για τα υβριδικά αυτοκίνητα EV και plug-in με τα αυτοκίνητα CNG να λαμβάνουν λιγότερη υποστήριξη ή ακόμη και να θεωρούνται δευτερεύον προτεραιότητα. Για παράδειγμα, η Γερμανία παρέχει επιδοτήσεις για την αγορά ηλεκτρικών αυτοκινήτων ύψους 4.000 έως 6.000 ευρώ (η οδηγία θα λήξει στις 31 Δεκεμβρίου 2025), με αποτέλεσμα την απότομη αύξηση των πωλήσεων νέων EV έως 60.511 αυτοκίνητα το 2019 (σε σύγκριση με νέες εγγραφές 7.628 οχημάτων CNG). Στην Εικόνα 4.1: Αριθμός σταθμών ανεφοδιασμού καυσίμων CNG και LNG σε επιλεγμένες Ευρωπαϊκές χώρες αποτυπώνονται οι συνολικοί σταθμοί ανεφοδιασμού καυσίμων CNG και LNG σε κάποιες χώρες της Ευρώπης.



Εικόνα 4.1: Αριθμός σταθμών ανεφοδιασμού καυσίμων CNG και LNG σε επιλεγμένες Ευρωπαϊκές χώρες

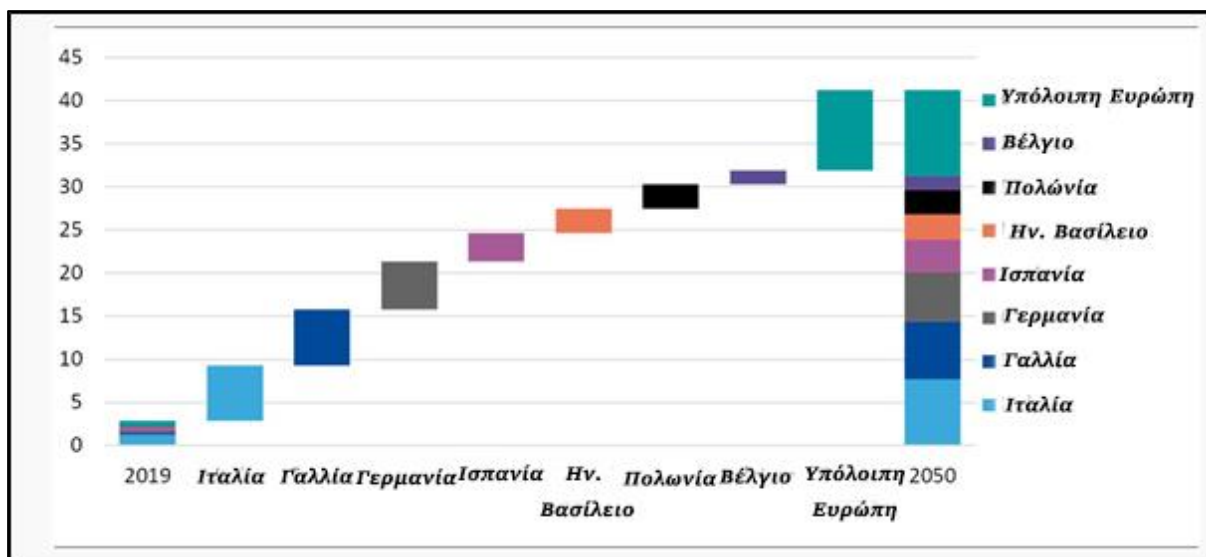
Πηγή: NGVA Europe, 2019

Στο Ηνωμένο Βασίλειο, οι αγοραστές μπορούν να λάβουν το 25% του κόστους EV ή 20% για ένα ηλεκτρικό ελαφρύ επαγγελματικό όχημα (LCV). Η Ισπανία εισήγαγε επίσης επιδοτήσεις 5.500 ευρώ για την αγορά EV, όταν ένα αυτοκίνητο κινητήρα καύσης τουλάχιστον δέκα ετών είναι εκτός λειτουργίας. Παρά το γεγονός ότι τα NGV στην Ευρώπη διασφαλίζονται επίσης με ευρεία παραδείγματα κυβερνητικών μέτρων (π.χ. επιδοτήσεις και φορολογικά οφέλη, χαμηλοί δασμοί καυσίμων, απαλλαγές από τα τέλη κυκλοφορίας και τέλη στάθμευσης, απαλλαγές από δρόμους και άλλες τοπικές πρωτοβουλίες), ο προσανατολισμός της πολιτικής για την υποστήριξη των επιβατικών EV και των LCV και τα επιμέρους τμήματα θα αντιπροσωπεύουν μια σημαντική πρόκληση συνοδευόμενη από την ανάγκη ενίσχυσης της υποδομής ανεφοδιασμού με φυσικό αέριο. Παρόλο που υπάρχει διαφορά μεταξύ των χωρών όσον αφορά την προώθηση των NGV σε σύγκριση με άλλες καθαρές εναλλακτικές λύσεις όπως τα EV, η ανάγκη επέκτασης των υποδομών CNG και LNG αναγνωρίστηκε το 2014.

Η οδηγία για την υποδομή των εναλλακτικών καυσίμων απαιτεί από τα κράτη μέλη να παρέχουν σημεία ανεφοδιασμού με κύριους διαδρόμους του Διευρωπαϊκού Δικτύου Μεταφορών (Ten-T), που προτείνουν την κατασκευή σταθμών CNG κάθε 150 χλμ. και των σταθμών LNG κάθε 400 χλμ. έως το 2025. Η απαιτούμενη υποδομή προβλέπεται να αυξηθεί επίσης με την επένδυση ενεργών εταιρειών αερίου. Έτσι, μπορεί να γίνει η υπόθεση, ότι η έλλειψη σταθμών ανεφοδιασμού, ιδίως του LNG, θα μπορούσε να είναι ένα εμπόδιο που συγκρατεί την πρόσληψη NGV, αλλά θα πρέπει να εξεταστεί σε βραχυπρόθεσμη έως και μεσοπρόθεσμη περίοδο. Ταυτόχρονα, οι τεχνολογίες φυσικού αερίου ευνοούνται στην κατηγορία HGV και αναμένεται ότι τόσο τα φορτηγά CNG όσο και τα φορτηγά LNG να αποκτήσουν δυναμική στην περιοχή. Η υλοποίηση του έργου Blue Corridors απέδειξε ότι το LNG θα μπορούσε να είναι μια βιώσιμη επιλογή στη μελλοντική μετάβαση στην καθαρή κινητικότητα. Αυτή η τάση είναι επίσης εμφανής καθώς ορισμένες εταιρείες μεταφοράς και logistics έχουν αρχίσει να μετατοπίζουν το στόλο τους στο φυσικό αέριο. Για παράδειγμα, ο Όμιλος Jost (Βέλγιο) σχεδιάζει να αγοράσει περίπου 500 φορτηγά LNG και να επιτύχει το

35% του στόλου του που λειτουργεί με LNG. Τον Οκτώβριο του 2019, η XPO Logistics (Γαλλία) αγόρασε 100 φορτηγά IVECO Stralis NP Euro VI και επέκτεινε τον στόλο της με αέριο σε 170 οχήματα. Τον Φεβρουάριο του 2020, η Ocado, ένας διανομέας τροφίμων του Ηνωμένου Βασιλείου, διέταξε 30 φορτηγά με φυσικό αέριο, διπλασιάζοντας τον αριθμό του στόλου HGV που λειτουργεί με αέριο (η κυβέρνηση του Ηνωμένου Βασιλείου συνέβαλε επίσης στην ελκυστικότητα παγώνοντας τη διαφορά του δασμού μεταξύ φυσικού αερίου και ντίζελ έως το 2032).

Σύμφωνα με τα νέα πρότυπα εκπομπών CO<sub>2</sub>, που εισήγαγε η ΕΕ το 2019, οι εκπομπές από τα επιβατικά αυτοκίνητα πρόκειται να μειωθούν κατά 37,5% έως το 2030 (σε σχέση με την γραμμή βάσης του 2021), ενώ για τα LCV συμφωνήθηκε ένας στόχος του 31%. Ο νέος στόχος για τα φορτηγά οχήματα και τα λεωφορεία είναι επίσης φιλόδοξος με μείωση κατά 30% έως το 2030. Αυτά τα πρότυπα απόδοσης αντιπροσωπεύουν μια σημαντική ώθηση της πολιτικής για την ανάπτυξη καθαρών οχημάτων μεταφοράς, συμπεριλαμβανομένων των NGV. Εκτός από το Euro VI, αυτά τα μέτρα, που εφαρμόζονται στο πλαίσιο της ευρωπαϊκής πολιτικής για τον καθαρό αέρα, αναμένεται να αποκαλύψουν το υψηλότερο δυναμικό των οχημάτων με καύσιμο CNG ή LNG, ιδίως ενόψει των απαγορεύσεων της χρήσης του ντίζελ σε μεγάλες ευρωπαϊκές πόλεις. Στην Εικόνα 4.2: Τάση της ζήτησης του φυσικού αερίου στις οδικές μεταφορές της Ευρώπης (bcm) αποτυπώνεται η τάση της ζήτησης του φυσικού αερίου στην Ευρώπη και οι προβλέψεις έως και το 2050.



Εικόνα 4.2: Τάση της ζήτησης του φυσικού αερίου στις οδικές μεταφορές της Ευρώπης (bcm)  
Πηγή GECF, 2020

Με το συνδυασμό της κυβερνητικής υποστήριξης και της οικονομικής προσιτότητας των τεχνολογιών φυσικού αερίου, η ευρωπαϊκή περιοχή θα παρατηρήσει αύξηση της ζήτησης του φυσικού αερίου στις οδικές μεταφορές σε πάνω από 41 bcm έως το 2050, σε σύγκριση με περίπου 3 bcm το 2019. Η πλειοψηφία αυτής της αύξησης προβλέπεται να προέρχεται από την Ιταλία, τη Γαλλία, τη Γερμανία, την Ισπανία, το Ηνωμένο Βασίλειο, την Πολωνία και το Βέλγιο. Η πρόβλεψη προβλέπει μια μερική μετάβαση από LPG σε CNG, καθώς και από βενζίνη και ντίζελ για τα επιβατικά αυτοκίνητα, ωστόσο η μελλοντική ανάπτυξη θα επικεντρωθεί κυρίως στον υποτομέα των HGV που καθοδηγείται από τις μακροχρόνιες επιχειρήσεις αύξησης του στόλου των φορτηγών LNG. Είναι σημαντικό

να αναφερθεί, ότι οι πολλά υποσχόμενες επιλογές για τη χρήση του βιομεθανίου (βιοαέριο που αναβαθμίζεται σε ποιότητα καυσίμου του οχήματος) στις οδικές μεταφορές θεωρείται ότι παρέχει πρόσθετες ευκαιρίες για την επέκταση του φυσικού αερίου ως μείγμα και θα συμβάλλει σε μια πιο σημαντική μείωση των εκπομπών (Ermakov A., 2020).



## 5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Οι πειραματικές μελέτες και οι μελέτες μοντελοποίησης που συζητήθηκαν έδειξαν ότι το φυσικό αέριο μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο για κινητήρες καύσης χαμηλής θερμοκρασίας, όπως HCCI και RCCI. Συγκεκριμένα, η χαμηλότερη αντιδραστικότητα του φυσικού αερίου σε σύγκριση με τη βενζίνη το καθιστά κατάλληλο για έννοιες προηγμένης καύσης διπλού καυσίμου, στις οποίες το φυσικό αέριο συνδυάζεται με ένα καύσιμο υψηλής αντιδραστικότητας όπως το ντίζελ ή το βιοντίζελ. Σε αυτές τις εφαρμογές, το φυσικό αέριο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη δημιουργία ενός μείγματος καυσίμου-αέρα με καύση χαμηλής θερμοκρασίας με υψηλή θερμική απόδοση και χαμηλή αιθάλη, NO<sub>x</sub>, UHC και σχηματισμό CO. Αυτά τα χαρακτηριστικά μπορούν να επιτρέψουν στους προηγμένους κινητήρες φυσικού αερίου και διπλού καυσίμου να παρέχουν λύσεις για μελλοντικά συστήματα μεταφοράς και παραγωγής ενέργειας. Η χαμηλή αντιδραστικότητα του φυσικού αερίου καθιστά δύσκολη την εφαρμογή ενός καυσίμου σε κινητήρες HCCI. Ωστόσο, οι κινητήρες διπλού καυσίμου ντίζελ / φυσικού αερίου χρησιμοποιούνται ήδη σε εφαρμογές σταθερής παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και ατμομηχανές και έχουν ισχυρές δυνατότητες για χρήση σε εφαρμογές βαρέως τύπου τόσο σε αυτοκινητοδρόμους όσο και εκτός.

Η κύρια πρόκληση της προηγμένης καύσης φυσικού αερίου σχετίζεται με το άκαυστο καύσιμο, το οποίο εκδηλώνεται με εκπομπές μεθανίου στα καυσαέρια και πρέπει να υποβληθεί σε επεξεργασία σε συστήματα μετεπεξεργασίας χαμηλής θερμοκρασίας. Μια άλλη πρόκληση είναι ο εντοπισμός και η πρόληψη μη φυσιολογικών φαινομένων καύσης, τα οποία είναι διαφορετικής φύσης από αυτά που παρατηρούνται στους κινητήρες SI. Παρά τις προκλήσεις αυτές, οι προηγμένοι κινητήρες φυσικού αερίου έχουν ισχυρές δυνατότητες για τις μεταφορές στο μέλλον και στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Η ευρεία διάθεση των προηγμένων κινητήρων φυσικού αερίου θα οδηγήσει σε άμεση μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub>, καθώς και σε μειωμένη εξάρτηση από τα υγρά καύσιμα πετρελαίου.

Συνοψίζοντας, το LNG και το CNG μπορούν να συμβάλουν σε σημαντικό βαθμό στην απεξάρτηση από τον άνθρακα, η οποία συνάδει πλήρως με την Ευρωπαϊκή Πράσινη Συμφωνία και τις περιβαλλοντικές δεσμεύσεις των χωρών της ηπείρου. Οι τεχνολογίες NGV είναι προσιτές, ασφαλείς και καλά ανεπτυγμένες, καθώς τα οικολογικά πλεονεκτήματα έχουν νόημα και τα οικονομικά από την άλλη είναι ελκυστικά σε πολλές περιπτώσεις. Καθώς ο αριθμός των σταθμών CNG και LNG αυξάνεται, διατηρώντας την τεχνολογική ουδετερότητα και ισότιμους τους όρους μεταξύ των διαφορετικών εναλλακτικών καυσίμων, το φυσικό αέριο θα διαδραματίσει σημαντικό ρόλο στις οδικές μεταφορές στην Ευρώπη. Με τη σειρά του, η Γραμματεία του GECF επιθυμεί να προωθήσει τα οφέλη της αειφορίας και τη συνεργασία για την αυξημένη χρήση του φυσικού αερίου σε αυτόν τον τομέα. Όλα τα παραπάνω αποτελούν μέρος των συνεχιζόμενων προσπαθειών για την αξιολόγηση των επιλογών που βελτιώνουν το περιβαλλοντικό αποτύπωμα του φυσικού αερίου και υποστηρίζουν τη σημασία αυτού του καυσίμου στη μείωση των εκπομπών άνθρακα.

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ**

Aarons K. . (2014). Carbon pollution standards for existing power plants: Issues and options. Center for Climate and Energy Solutions.

Acar M. S., Erbas O., Arslan O. . (2019). The performance of vapor compression cooling system aided ranque-hilsch vortex tube. *Therm. Sci* , 23(2B).

Aceves S. M., Smith J. R., Westbrook C. K., Pitz W. J. . (1999). Compression ratio effect on methane HCCI combustion. . *J Eng Gas Turbines Power*, 121(3), 569–574.

Ahmad T. A., Barat G., Teymour T. H., Seyed S.M. (2012). Vibration analysis of a diesel engine using biodiesel and petro diesel fuel blends. *Fuel*, 102(12), 414–422.

Ahmed S. F., Mastorakos E. . (2006). Spark-ignition of lifted turbulent jet flames. *Combust Flame* , 146, 215–231.

Alam MS, Paramati SR, Shahbaz M, Bhattacharya M. . (2017). Natural gas, trade and sus- tainable growth: empirical evidence from the top gas consumers of the developing world. . *Appl Econ* , 49(7), 635–49.

Andreassi L., Cordiner S., Rocco V. . (2003). Modelling the early stage of spark ignition engine combustion using the KIVA-3 V code incorporating an ignition model. *Int J Engine Res* , 4 (3), 179–192.

Ansari E., Poorghasemi K., Irdmousa B. K., Shahbakhti M., Naber J. . (2016). Efficiency and emissions mapping of a light duty diesel-natural gas engine operating in conventional diesel and RCCI modes. *SAE Technical Paper No. 2016-01-2309*.

Arnold K. & Stewart, M. (1999). *Surface Production Operations, Volume 2: Design of Gas-Handling Systems and Facilities*, 2nd edition. Gulf Professional Publishing, 2.

Arslan O., Kose R., Ceylan N. . (2010). Experimental analysis of consumption and exhaust emissions of gasoline and LPG in car engines under cold climatic conditions. *Energy Sources Part A* , 33(3), 244–53.

Asad U., Divekar P., Zheng M., Tjong J. . (2013). Low temperature combustion strategies for compression ignition engines: operability limits and challenges. *SAE 2013-01-0283*.

Balusamy S., Cessou A., Lecordier B. . (2014). Laminar propagation of lean premixed flames ignited in stratified mixture. *Combust Flame*, 161, 427–437.

Baratta M., Misul D., Xu J., Fuerhapter A. . (2017). Development of a high performance natural gas engine with direct gas injection and variable valve actuation. *SAE Int J Engines* , 10(5).

Bekdemir C., Baert R., Willems F., Somers B. . (2015). Towards control-oriented modeling of natural gas-diesel RCCI combustion. *SAE Technical Paper No. 2015-01-1745*.

Benajes J., Molina S., Garcia A., Monsalve-Serrano J. . (2015). Effects of low reactivity fuel characteristics and blending ratio on low load RCCI performance and emissions in a heavy-duty diesel engine. *Energy* , 90, 1261–1271.

Bernstein L, Bosch P, Canziani O, Chen Z, Christ Renate, Davidson O . (2007). Con- tribution of working groups I, II and III to the fourth assessment report of the intergovernmental panel on climate change . *Climate change: Synthesis report*. Cambridge, U.

Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J. . (2016). A comparison of exhaust emissions from vehicles fuelled with petrol, LPG and CNG. *IOP Conf Ser: Mater Sci Eng* 148:012060.

- Bikas G. & Michos K. . (2018). Carbon monoxide emissions model for data analytics in internal combustion engine applications derived from post-flame chemical kinetics. SAE Technical Paper 2018-01-1153.
- Boldaji M.R., Sofianopoulos A., Mamalis S., Lawler B. (2018). Computational fluid dynamics investigations of the effect of water injection timing on thermal stratification and heat release in thermally stratified compression ignition combustion. . Int J Engine Res 1468087418767451.
- BP P.L.C. . (2017). BP Statistical Review of World Energy 2015–2017.
- Bridge G. & Bradshaw M. . (n.d.). Making a Global Gas Market: Territoriality and Production Networks in Liquefied Natural Gas. Economic geography, 93(3).
- Ceviz M. & Yuksel F. . (2005). Cyclic variation on LPG and gasoline fuelled lean burn SI engine. Elsevier, Renewable Energy , 3, 1950- 1960.
- Chen Z., Ju Y. . (2007). Theoretical analysis of the evolution from ignition kernel to flame ball and planar flame. Combust Theor Model , 11(3), 427–453.
- Cho H. M. & He B. . (2007). Spark ignition natural gas engines—a review. Energy Convers Manag, 48(2), 608–618.
- Chomphan S., Chaimanatsakun A., Sakornsin R., Khumneungratavongsa S., Rattanarat K. (2016). A Comparative Study of LPG-modified Engine and Normal Oil-usage Engine. Proc. Int. Conf. On Engineering and Applied Sciences, (pp. 219-225.).
- Chomphan S., Kingrattanaset T., Boonsit S. (2019). SIGNAL ANALYSIS FOR LPG-MODIFIED GASOLINE ENGINE WITH ENGINE FAULTS. International Journal of GEOMATE, 16(56), 65-72.
- Conley S., Franco G., Faloona I., Blake D., Peischl J., Ryerson T. . (2016). Methane emissions from the 2015 Aliso Canyon blowout in Los Angeles. CA. Science , 20.
- Cossali G. E., Coghe A., Araneo L. . (2001). Near-field entrainment in an impulsively started turbulent gas jet. AIAA J , 39(6), 1113–1122.
- Cranmore R.G. & Stanton E. (2000). In Modern Petroleum Technology, R.A. Dawe (ed.). John Wiley and Sons Inc.
- Dahodwala M., Joshi S., Koehler E., Franke M., Tomazic D. . (2015). (2015) Experimental and computational analysis of diesel-natural gas RCCI combustion in heavy-duty engines. SAE Technical Paper No. 2015-01-0849.
- Davis S.J., Cao L., Caldeira K., Hoffert M.I. . (2013). Rethinking wedges. Environ Res Lett., 8.
- de Gouw J. P. D., Frost G., Trainer M. . (2014). Reduced emissions of CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, and SO<sub>2</sub> from US power plants owing to switch from coal to natural gas with combined cycle technology. . Earth's Fut , 2, 75-82.
- Dec J. E., Yang Y., Dernotte J., Ji C. . (2015). Effects of gasoline reactivity and ethanol content on boosted, premixed and partially stratified low-temperature gasoline combustion (LTGC) . SAE Int J Engines, 8(3), 935–955.
- Dempsey A., Walker N., Gingrich E., Reitz R. (2014). Comparison of low temperature combustion strategies for advanced compression ignition engines with a focus on controllability. . Combust Sci Technol , 186(2), 210–241.
- Djermouni M. & Ouadha A. . (2014). Thermodynamic analysis of an HCCI engine based system running on natural gas. Energy Conversion and Management, 88, 723-731.
- Doosje E., Willems F., Baert R. . (2014). Experimental demonstration of RCCI in heavy-duty engines using diesel and natural gas. SAE Technical Paper No. 2014-01-1318.

Durgada S. & Lappas P. (2017). Natural-gas direct-injection for spark-ignition engines—a review on late-injection studies. . SAE Technical Papers, 1–3.

Economides M. J. & Wood D. A. (2009). The state of natural gas. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 1-13.

EIA . (2017). Annual energy outlook 2017 with projections to 2050. Energy Inf Adm.

Eia.gov . (2018). International energy outlook 2016-executive summary - Energy information administration. . Retrieved 1 14, 2021, from [https://www.eia.gov/outlooks/ieo/exec\\_summ.php](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/exec_summ.php)

Eichengerber D. A., Roberts W. L. . (1999). Effect of unsteady stretch on spark-ignited flame kernel survival. Combust Flame , 118(3), 469–478.

Eilts P. . (2016). Future of the internal combustion engine. ATZ of fhighway Worldwide , 9(3), 50. <https://doi.org/10.1007/s41321-016-0524-8>.

Energy Information Administration. (2008). Energy Information Administration. Retrieved 12 23, 2020, from [www.eia.doe.gov](http://www.eia.doe.gov).

Energy Information Administration. (2018). International Energy Outlook 2018. Retrieved from [https://www.eia.gov/pressroom/presentations/capuano\\_07242018.pdf](https://www.eia.gov/pressroom/presentations/capuano_07242018.pdf)

Ermakov A. (2020). Expert Commentary - Future of Natural Gas in Road Transport and Its Role for a Decarbonised Mobility Agenda in Europe. Doha, Qatar.

Esfahanian V., Salahi M. M., Gharehghani A., Mirsalim M. . (2017). Extending the lean operating range of a premixed charged compression ignition natural gas engine using a pre-chamber. Energy , 119.

EUCAR - European Council for Automotive R&D. (2017). EUCAR Project Book. Retrieved 1 2021, from [http://www.eucar.be/wp-content/uploads/2016/12/Projectbook\\_2017\\_WEB.pdf](http://www.eucar.be/wp-content/uploads/2016/12/Projectbook_2017_WEB.pdf).

Fathi M., Saray R. K., Checkel M. D. . (2011). The influence of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines. Appl Energy, 88(12).

Feijoo F., Iyer G. C., Avraam C., Siddiqui S. A., Clarke L. E., Sankaranarayanan S., Binsted M. T., Pralit L. Patel, Prates N. C., Torres-Alfaro E., Wise M. A. (2018). The future of natural gas infrastructure development in the United states. Applied Energy, 228(<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.06.037>), 149-166.

Fischer P.A. . (2001). Natural Gas: Part 8: Monetizing Stranded Gas: How Operators Will Bring 'Worthless' Gas to Market. World Oil,, 222(11).

Fiveland S. B., Agama R., Christensen M., Johansson B., Hiltner J., Maus F., Assanis D. N. . (2001). Experimental and simulated results detailing the sensitivity of natural gas HCCI engines to fuel composition. SAE Technical Paper No. 2001-01-3609.

Flowers D., Aceves S., Westbrook C. K., Smith J. R., Dibble R. . (2001). Detailed chemical kinetic simulation of natural gas HCCI combustion: gas composition effects and investigation of control strategies . J Eng Gas Turbines Power , 123(2), 433–439.

GECF. (2020). GECF Global Gas Model. Retrieved 1 17, 2021, from <https://www.gecf.org/gas-data/gecf-global-gas-model.aspx>

Gharehghani A., Hosseini R., Mirsalim M., Jazayeri S. A., Yusaf T. . (2015). An experimental study on reactivity controlled compression ignition engine fueled with biodiesel/natural gas. Energy , 89, 558–567.

- Gharehghani A., Mirsalim S. M., Jazayeri S. A. . (n.d.). Numerical and experimental investigation of combustion and knock in a dual fuel gas/diesel compression ignition engine. *J Combust* (Hindawi Publishing Corporation), (504590):10. <http://dx.doi.org/10.1155/2012/504590>.
- Ghojel J. (2020). *Fundamentals of Heat Engines*. Wiley-ASME Press Series - John Wiley and Sons Ltd) .
- Gunawan H. (1992). Performance and combustion characteristics of a diesel-pilot gas injection engine. Doctoral dissertation.
- Hanson R., Kokjohn S., Splitter D., Reitz R. D. (2011). Fuel effects on reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion at low load. *SAE Int J Engines* , 4, 394–411.
- He Y., Selamat A., Reese R., Vick R. (2007). Impact of tumble on combustion in SI engines: correlation between flow and engine experiments. . SAE technical paper 2007-01-4003. <https://doi.org/10.4271/2007-01-4003>.
- Hockett A., Hampson G., Marchese A. J. . (2016). Development and validation of a reduced chemical kinetic mechanism for computational fluid dynamics simulations of natural gas/diesel dual-fuel engines. *Energy Fuels* , 30(3).
- Huang H. & Zhu Z. (2019). Experimental and numerical study of multiple injection effects on combustion and emission characteristics of natural gas–diesel dual-fuel engine. *Energy Convers Manage*, 183.
- Husted H., Karl G., Schilling S., Weber C. (2014). Direct injection of CNG for driving performance with low CO<sub>2</sub>. Presented at 23rd Aachen colloquium automobile and engine technology.
- Hyvönen J., Haraldsson G., Johansson B. . (2003). Supercharging HCCI to extend the operating range in a multi-cylinder VCR-HCCI engine. . SAE Technical Paper , No. 2003-01-3214.
- Ikeda K., Hashimoto T., Sumie Y., Ishibashi K., Komoda T., Beppu O. . (1995). Develop of the high efficient gas injection diesel engine. In: IGRC Conference.
- INGAS—Integrated GAS Powertrain. (2012). Project Final Report. . Retrieved 1 2021, from ingas: [http://www.ingas-eu.org/docs/INGAS\\_PROJECT\\_FINAL\\_REPORT\\_31May2012.pdf](http://www.ingas-eu.org/docs/INGAS_PROJECT_FINAL_REPORT_31May2012.pdf)
- International Energy Agency. (2017). Key World Energy Statistics. Retrieved from <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2017.pdf>.
- Jacoby H.D., O'Sullivan F.M., Paltsev S. . (2012). The Influence of Shale Gas on US Energy and Environmental Policy. . *Econ Energy Environ Policy*, 1.
- Jafarmadar S. & Zehni A. . (2010). Modeling the effect of EGR on combustion and pollution of dual fuel engines with flow field model. . *Int J Energy Environ Eng* , 1(1), 19–26.
- Jahirul M. I., Masjuki H. H., Saidur R., Kalam M. A., Jayed M. H., Wazed M. A. (2010). Comparative engine performance and emission analysis of NG and gasoline in a retrofitted car engine. *Appl Therm Eng* , 30(14-15).
- Jenkins K. W., Klein M., Chakraborty N., Cant R. S. . (2006). Effects of strain rate and curvature on the propagation of a spherical flame kernel in the thin-reaction-zones regime. *Combust Flame* , 145(1–2), 415–434.
- Jia Z. & Denbratt I. . (2015). Experimental investigation of natural gas-diesel dual-fuel RCCI in a heavy-duty engine. *SAE Int J Engines* , 8, 797–807.
- Judith J., Neher D., Kettner M., Klaisle M., Kozarac D. (2017). Numerical investigations of the auto-ignition ranges of a natural gas fueled HCCI engine . SAE Technical Paper No. 2017-32-0073.

- Kakaee A. H., Nasiri-Toosi A., Partovi B., Paykani A. . (2016). Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine. *Appl Therm Eng* .
- Kakaee A.H., Rahnama P., Paykani A. . (2015). Influence of fuel composition on combustion and emissions characteristics of natural gas/diesel RCCI engine. *J Nat Gas Sci Eng* (25), 58-65.
- Kavuri C., Paz J., Kokjohn S. L. . (2016). A comparison of reactivity controlled compression ignition (RCCI) and gasoline compression ignition (GCI) strategies at high load, low speed conditions. *Energy Convers Manag* (127), 324–341.
- Kehlhofer R., Rukes B., Hannemann F., Stirnimann F. . (2009). *Combined-Cycle gas&steam turbine power plants*. Tulsa: PennWell Corporation.
- Kirsten M., Pirker G., Redtenbacher C., Wimmer A. . (2016). Advanced knock detection for diesel/natural gas engine operation. *SAE Int J Engines* , 9(3), <https://doi.org/10.4271/2016-01-0785>.
- Kobayashi K., Sako T., Sakaguchi Y., Morimoto S., Kanematsu S., Suzuki K. . (2011). Development of HCCI natural gas engines. *J Nat Gas Sci Eng* , 3(5), 651–656.
- Kong S. C. . (2007). A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics. . *Fuel* , 86(10-11).
- Kumar K. S., Kumar A. A., Krishnan S., Mulone V. (2019). *Natural Gas Engines For Transportation and Power Generation*. Springer.
- Liang B., Iwnicki S. D., Zhao Y. (2013). Application of power spectrum, cepstrum, higher order spectrum and neural network analyses for induction motor fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 39(1-2), 342–360.
- Maas U. & Pope S.B. (1992). Simplifying chemical kinetics: intrinsic low-dimensional manifolds in composition space. *Combust. Flame.* , 88, 239-264.
- Manners, G. 1964. (1964). *The geography of energy*. London: Hutchinson University Library.
- Martins J., Uzunescu K., Sousa B., Jasansky O. (2004). *Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine*.
- Maurya R.K. & Mishra P. . (2017). Parametric investigation on combustion and emissions characteristics of a dual fuel (natural gas port injection and diesel pilot injection) engine using 0-D SRM and 3D CFD approach. *Fuel*, 210.
- Mokhatab S., Poe W.A., Speight J.G. (2006). *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing*. Elsevier.
- Müller F., Schmitt M., Wright Y., Boulouchos K. (2013). Determination of supersonic inlet boundaries for gaseous engines based on detailed RANS and LES simulations. . *SAE Int J Engines* , 6(3), 1532–1543. <https://doi.org/10.4271/2013-24-0004>.
- Mustaffa N., Fawzi M., Osman S., Tukiman M. (2019). Experimental analysis of liquid LPG injection on the combustion, performance and emissions in a spark ignition engine. 1st International Postgraduate Conference on Mechanical Engineering.
- Najt P. M. and Foster D. E. . (1983). Compression-ignited homogeneous charge combustion. . SAE Technical Paper, No. 830264.
- NGVA Europe. (2019). NGVA Europe releases 2019 Natural Gas Vehicle Catalogue. Retrieved 17, 2021, from Natural Gas Vehicle Europe: <https://www.ngva.eu/medias/ngva-europe-releases-2019-natural-gas-vehicle-catalogue/>
- Nieman D. E., Dempsey A. B., Reitz R.D. . (2012). Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel. *SAE Int J Engines* (2012-01-0379), 5, 270–285.

Ntziachristos L. & Samaras Z. (2016). Exhaust emissions from road transport. EMEP/EEA air pollutant emission inventory guidebook.

OECD . (2012). OECD environmental outlook to 2050: the consequences of inaction. OECD Publishing: Paris , <http://dx.doi.org/10.1787/9789264122246-en>.

Olesky L. M., Vavra J., Assanis D., Babajimopoulos A. . (2012). Effects of charge preheating methods on the combustion phasing limitations of an HCCI engine with negative valve overlap. *J Eng Gas Turbines Power*, 134(11).

Olsson J. O., Tunestål P., Johansson B., Fiveland S., Agama R., Willi M., Assanis D. N. . (2002). Compression ratio influence on maximum load of a natural gas fueled HCCI engine. SAE Technical Paper No. 2002-01-0111.

Papagiannakis R. G. & Hountalas D. T. . (2004). Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. *Energy Convers Manag* , 45(18-19).

Papagiannakis R.G & Krishnan S.R. (2017). gaseous fuel/diesel mass ratio effects on the performance and emissions of natural gas-diesel HDDI engine operating at various loads. *Fuel*, 87.

Park H., Shim E., Bae C. . (2019). Improvement of combustion and emissions with exhaust gas recirculation in a natural gas-diesel dual-fuel premixed charge compression ignition engine at low load operations. *Fuel* , 74, 235:763.

Paykani A. Kakaee A. H., Rahnama P., Reitz R. D. . (2015). Effects of diesel injection strategy on natural gas/diesel reactivity controlled compression ignition combustion. *Energy* , 90, 814–826.

Pirouzpanah V. & Khoshbakhti Saray R. (2006). A predictive model for the combustion process in dual fuel engines at part loads using a quasi-dimensional multi zone model and detailed chemical kinetics mechanism. . *Int J Eng Trans B* , 19(1), 83–98.

Poorghasemi K., Saray R. K., Ansari E., Irdmousa B. K., Shahbakhti M., Naber J. D. . (2017). Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine. *Appl Energy* , 199, 430–446.

Rahnama P., Paykani A., Reitz R. D. . (2017). A numerical study of the effects of using hydrogen, reformer gas and nitrogen on combustion, emissions and load limits of a heavy duty natural gas/diesel RCCI engine. *Appl Energy* , 193, 182–198.

Reitz R. . (2013). Directions in internal combustion engine research. *Combust Flame* (160), 1–8.

Richards B. G. (1992). Direct gas injection with glow plug ignition. Interim report (Phases 2 and 3).

Richardson E. S., Granet V. E., Eyssartier A., Chan J. H. . (2010). Effects of equivalence ratio variation on lean, stratified methane-air laminar counterflow flames. *Combust Theor Model* , 14(6), 775–792.

Rogers G. & Mayhew Y. (1992). *Engineering Thermodynamics Work and Heat Transfer*.

Ruan S., Swaminathan N., Mizobuchi Y. . (2014). Investigation of flame stretch in turbulent lifted jet flame. *Combust Sci Technol* , 186(3), 243–272.

S., H. A. (2012). Comparison of performances of air standard Atkinson, Diesel and Otto cycles with constant specific heats of the working fluid.

Sandfort J.F. (1964). *Heat Engines ñ Thermodynamics in Theory and Practice*. London: Heinemann.

Sevik J., Pamminger M., Wallner T., Scarcelli R., Reese R., Iqbal A., Boyer B., Wooldridge S., Hall C., Miers S. (2016). Performance, efficiency and emissions assessment of natural gas direct injection



compared to gasoline and natural gas port-fuel injection in an automotive engine. *SAE Int J Engines* , 9(2).

Shaffer B., Tarroja B., Samuelsen S. . (2015). Dispatch of fuel cells as transmission inte- grated grid energy resources to support renewables and reduce emissions. . *Appl Energy* , 178-186.

Shi X., Chen J. Y., Chen Y. (2017). Laminar flame speeds of stratified methane, propane and nheptane flames. *Combust Flame* , 176, 38–47.

Shu J. & Fu J. (2018). Experimental and computational study on the effects of injection timing on thermodynamics, combustion and emission characteristics of a natural gas (NG)-diesel dual fuel engine at low speed and low load. *E. nergy Convers Manage* , 160, 426–38.

Sioshansi F.P. . (2009). Carbon constrained: The future of electricity generation. *Electric Journal*, 22, 64-74.

Sofianopoulos A., Zhou Y., Lawler B., Mamalis S. . (2017). Gas exchange processes of a small HCCI free piston engine—a computational study. *Appl Therm Eng* , 127, 1582–1597.

Soldo B. . (2012). Forecasting natural gas consumption. *Appl. Energy*, 92, 26–37.

Song E., Liu Z., Yang L., Yao C., Sun J., Dong Q. . (2017). Effects of nozzle structure on the gas mixture uniformity of marine gas engine. *Ocean Eng* 2017, 142.

Soylu S. (2005). Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine. *Energy Convers Manag* , 46(1), 101–119.

Speight J. S. (2007). *Natural gas: A basic handbook*. University of Trinidad and Tobago, Houston, Texas: Gulf Publishing Company.

Splitter D., Hanson R., Kokjohn S., Wissink M., Reitz R. D. (2011). Injection effects in low load RCCI dual-fuel combustion. *SAE Technical Paper No. 2011-24-0047*.

Stanglmaier R. H., Ryan T. W., Souder J. S. . (2001). HCCI operation of a dual-fuel natural gas engine for improved fuel efficiency and ultra-low NO<sub>x</sub> emissions at low to moderate engine loads . *SAE Technical Paper No. 2001-01-1897*.

Starikovskii A. (2005). Plasma supported combustion. *Proc Comb Inst* , 30.

Sulaiman M., Ayob M., Meran I. (2012). Performance of Single Cylinder Spark Ignition Engine Fueled by LPG. *SciVerse SceienceDirect, Elsevier*, 53, 579-585.

Tan Z., Reitz R.D. . (2006). An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling. *Combust Flame* , 145(1-2), 1–15.

Turner J. S. . (1963). The motion of buoyant elements in turbulent surroundings. *J Fluid Mech* , 16 (1), 1–16.

U.S. Department of Energy . (2015). Natural gas infrastructure implications of increased demand from the electric power sector.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. (2015). *Using Natural Gas for Vehicles: Comparing Three Technologies*. Natural Gas for Cars.

US Department of Energy. (2018). Office of Fossil Energy. Liquefied Natural Gas. Retrieved from <https://www.energy.gov/fe/science-innovation/oil-gas/liquefied-natural-gas>

Wang J, Jiang H, Zhou Q, Wu J, Qin S. (2016). China's natural gas production and con- sumption analysis based on the multicycle Hubbert model and rolling Grey model. . *Renew Sustain Energy Rev*, 53.



- Wang Z., Du G., Wang D. . (2018). Combustion process decoupling of a diesel/natural gas dual-fuel engine at low loads. *Fuel*, 61.
- Wei L. & Geng P. . (2016). A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Process Technol*, 142(78).
- Wood D.A. (2007). , 2007. Russia seeks global influence by exploiting energy geopolitics (Part 1 of 2). *Oil & Gas Journal*, 105 (6), 20–24.
- Wu D.Y., Matthews R.D., Zheng J., Shen K., Chiu J., Mock C., Jaeger S. . (1996). Texas Project: Part 3 cycle emissions of light-duty vehicles operating on CNG, LPG, Federal Phase 1 reformulated gasoline and/or low sulphur certification gasoline. SAE Special Publications, 1208, 385-414.
- Xu M., Cheng W. . (2016). Effect of diesel pre-injection timing on combustion and emission characteristics of compression ignited natural gas engine. *Energy Convers Manage* , 117, 86–94.
- Yang C., Yeh S., Zakerinia S., Ramea K., McCollum D. . (2015). Achieving California's 80% greenhouse gas reduction target in 2050: technology, policy and scenario analysis using CA-TIMES energy economic systems model. . *Energy Policy* .
- Yang Y., Dec J.E., Dronniou N., Cannella W. . (2012). Boosted HCCI combustion using low-octane gasoline with fully premixed and partially stratified charges. . *SAE Int J Engines* , 5, 1075–1088.
- Yap D., Megaritis A., Peucheret S., Wyszynski M. L., Xu H. . (2004). Effect of hydrogen addition on natural gas HCCI combustion . SAE Technical Paper No. 2004-01-1972.
- Yap D., Peucheret S. M., Megaritis A., Wyszynski M. L., Xu H. . (2006). Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming I. *J Hydrogen Energy* , 31(5), 587–595.
- You J., Liu Z., Wang Z., Wang D., Xu Y. (2020). Impact of natural gas injection strategies on combustion and emissions of a dual fuel natural gas engine ignited with diesel at low loads. *Fuel* .
- Yousefi A., Birouk M. . (2017). Investigation of natural gas energy fraction and injection timing on the performance and emissions of a dual-fuel engine with pre-combustion chamber under low engine load. . *Appl Energy* , 189, 492–505.
- Yujun L., Peter W. T., Xin Y., Jianguo Y. (2010). EMD-based fault diagnosis for abnormal clearance between contacting components in a diesel engine, *Mechanical Systems and Signal Processing*. 24(1), 193–210.
- Zaccardi J. & Serrano D. . (2014). A comparative low speed pre-ignition (LSPI) study in downsized SI gasoline and CI diesel-methane dual fuel engines. *SAE Int J Engines* , 7(4), <https://doi.org/10.4271/2014-01-2688>.
- Zheng J., Wang J. . (2019). Effect of equivalence ratio on combustion and emissions of a dual-fuel natural gas engine ignited with diesel. *Appl Therm Eng* , 146(51).
- Zheng Q. P., Zhang H. M., Zhang D. F. . (2005). A computational study of combustion in compression ignition natural gas engine with separated chamber. *Fuel* , 84.
- Zoldak P., Sobiesiak A., Bergin M., Wickman D. D. . (2014). Computational study of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in a heavy-duty diesel engine using natural gas. SAE Technical Paper No. 2014-01-1321.