



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
Μεταπτυχιακή Διπλωματική Εργασία

ΠΑΝΑΓΙΩΤΑ ΧΑΤΖΗ

ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΣΥΓΚΡΟΥΣΗΣ ΣΤΑΓΟΝΙΔΙΩΝ
ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΑΙ ΝΕΡΟΥ ΓΙΑ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΕ ΝΑΥΤΙΚΟΥΣ
ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL

Εξεταστική επιτροπή:

Επιβλέπων: Λ. Καϊκτσής, Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη: Ν. Κυρτάτος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χρ. Φραγκόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΜΑΡΤΙΟΣ 2014

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
Μεταπτυχιακή Διπλωματική Εργασία

ΠΑΝΑΓΙΩΤΑ ΧΑΤΖΗ

ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΣΥΓΚΡΟΥΣΗΣ ΣΤΑΓΟΝΙΔΙΩΝ
ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΑΙ ΝΕΡΟΥ ΓΙΑ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΕ ΝΑΥΤΙΚΟΥΣ
ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL

Εξεταστική επιτροπή:

Επιβλέπων: Λ. Καϊκτσής, Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη: Ν. Κυρτάτος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χρ. Φραγκόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΜΑΡΤΙΟΣ 2014

ΣΥΝΟΨΗ

Περίπου το 3% του CO₂, το 4-9% των SO_x και το 10-15% των NO_x εκπεμπόμενων παγκοσμίως, οφείλονται στους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Έτσι, οι διεθνείς κανονισμοί προδιαγράφουν τη μελλοντική μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου από νέους ναυτικούς κινητήρες, έως και κατά 80%, μέσα στις περιοχές ελέγχου εκπομπών (Emission Control Areas). Κατά συνέπεια, απαιτούνται παρεμβάσεις στον σχεδιασμό των κινητήρων. Μια τέτοια παρέμβαση συνίσταται στην εισαγωγή νερού στον θάλαμο καύσης.

Σήμερα, η εξέλιξη των κινητήρων μπορεί να υποστηριχθεί από εργαλεία υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας, αναπτύσσεται μοντέλο σύγκρουσης σταγονιδίων καυσίμου και νερού. Το μοντέλο εισάγεται στον κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA3V, με στόχο τη λεπτομερή προσομοίωση της θερμορευστομηχανικής μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, στον οποίο γίνεται χρήση άμεσης έγχυσης νερού. Τα υπολογιστικά αποτελέσματα δεικνύουν ότι η χρήση του νέου μοντέλου επιφέρει ελαφρά μεταβολή στο χρονικό προφίλ της πίεσης εντός του θαλάμου καύσης, καθώς και μικρή μείωση της θερμοκρασίας, και κατά συνέπεια των εκπομπών οξειδίων του αζώτου. Επίσης, στο πλαίσιο σχετικής διερεύνησης, δεικνύεται ότι η θέση των εγχυτήρων νερού σε σχέση με τους εγχυτήρες καυσίμου μπορεί να επηρεάσει σημαντικά την αποτελεσματικότητα της απευθείας έγχυσης νερού στη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου.

ABSTRACT

Approximately 3% of the worldwide CO₂ emissions, 4-9% of SO_x emissions and 10-15% of NO_x emissions are caused by marine engines. Thus, the international organizations as IMO (International Maritime Organization) prescribe a drastic reduction of NO_x emissions for the near future, of up to 80%, in emission control areas (ECAs). This will result in drastic changes in the design of marine engines. Such a change consists in the introduction of water into the combustion chamber.

Nowadays, engine development can be supported by Computational Fluid Dynamics (CFD). In the present study, a model is developed accounting for the collisions between fuel and water droplets. The model is introduced into the KIVA3V CFD code, in order to account for an accurate representation of aerothermochemistry in a large two-stroke marine Diesel engine in which direct water injection is introduced. The present study shows that the new model results in a slight decrease of the computed cylinder pressure and temperature levels, and thus in a slight reduction of nitric oxide emissions. Further, a detailed parametric study illustrates that the position of water injectors can substantially affect the outcome of direct water injection in terms of reducing nitric oxide emissions.

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Με την ολοκλήρωση της μεταπτυχιακής μου εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα, Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Λάμπρο Καϊκτσή, και τον κ Χρήστο Χρυσάκη και τον κ. Κωνσταντίνο Αϊβαλή, επιστημονικούς συνεργάτες, για την επίβλεψη και την καθοδήγησή τους. Θα ήθελα επίσης να αναγνωρίσω τη βοήθεια που μου παρείχαν σε όλες τις δυσκολίες που παρουσιάστηκαν στο πλαίσιο της ολοκλήρωσης της εργασίας. Θα ήθελα ακόμη να ευχαριστήσω τους συμφοιτητές μου και όλα τα μέλη της ερευνητικής ομάδας για την άριστη συνεργασία και τη συμπαράστασή τους. Ευχαριστώ επίσης τα μέλη της εξεταστικής επιτροπής, Καθηγητές κ.κ. Νικόλαο Κυρτάτο και Χρήστο Φραγκόπουλο. Τέλος, ευχαριστώ την οικογένειά μου για τη στήριξη που μου έδειξε σε όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΣΥΝΟΨΗ.....	i
ABSTRACT	ii
ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ	iii
1 Εισαγωγή	1
1.1 Σκοπός.....	1
1.2 Δομή της διπλωματικής εργασίας	2
2 Κινητήρες Diesel.....	5
2.1 Εισαγωγή	5
2.2 Δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel.....	7
2.3 Συστήματα έγχυσης καυσίμου	9
2.4 Καύση στον κινητήρα Diesel.....	14
2.5 Σχηματισμός ρύπων στους κινητήρες Diesel	16
2.5.1 Οξειδία του αζώτου	19
2.5.2 Διατάξεις – Κανονισμοί.....	21
3 Τεχνικές μείωσης ρύπων.....	25
3.1 Εισαγωγή	25
3.2 Συστήματα επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (SCR)	26
3.3 Ανακυκλοφορία καυσαερίων	27
3.4 Επίδραση της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης και της συστροφής του αέρα.....	29
3.5 Εισαγωγή νερού.....	30
3.5.1 Γαλάκτωμα καυσίμου-νερού.....	30
3.5.2 Έγχυση νερού στον αγωγό εισαγωγής αέρα.....	32
3.5.3 Απευθείας έγχυση νερού (Direct Water Injection - DWI)	33
4 Μοντελοποίηση ψεκασμού και σχηματισμού μίγματος	37
4.1 Διάσπαση.....	37
4.2 Εξάτμιση	43
4.3 Σύγκρουση σταγονιδίων καυσίμου.....	46
4.3.1 Δυναμική της σύγκρουσης σταγονιδίων	46
4.3.2 Μοντελοποίηση της σύγκρουσης σταγονιδίων	51
4.3.3 Εφαρμογή σε κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής.....	58
4.3.4 Μοντελοποίηση σύγκρουσης σταγονιδίων διαφορετικού είδους	61
5 Ανάπτυξη μοντέλου σύγκρουσης σταγονιδίων καυσίμου και νερού - χρήση του κώδικα KIVA3V	69
5.1 Ο κώδικας KIVA3V.....	69
5.2 Ενσωμάτωση του μοντέλου σύγκρουσης σταγονιδίων καυσίμου με νερό στον κώδικα KIVA3V	70
5.3 Δεδομένα εισόδου.....	75
5.4 Μεταβολή γωνίας κατεύθυνσης ψεκασμού και συστροφής.....	77
6 Αποτελέσματα και ανάλυση.....	79

6.1 Εισαγωγή	79
6.2 Σύγκρουση σταγονιδίων	79
6.3 Επίδραση γωνίας και θέσης ψεκασμού και συστροφής του αέρα	81
6.4 Οπτικοποίηση αποτελεσμάτων	92
6.4.1 Σύγκριση θετικής και αρνητικής γωνίας α	93
6.4.2 Σύγκριση για διαφορετικές θέσεις των εγχυτήρων.....	94
6.4.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων για θετική και αρνητική συστροφή αέρα..	95
7 Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική έρευνα.....	97
7.1 Συμπεράσματα.....	97
7.2 Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα	98
Βιβλιογραφία	99

1 Εισαγωγή

1.1 Σκοπός

Τα τελευταία χρόνια παρατηρούνται σημαντικές αλλαγές στον σχεδιασμό δίχρονων ναυτικών κινητήρων, ώστε αυτοί να συμμορφώνονται με τις απαιτήσεις και τους διεθνείς κανονισμούς για τη ναυτιλιακή βιομηχανία. Στο πλαίσιο αυτό περιλαμβάνεται η συνεργασία των κατασκευαστών με τις κρατικές αρχές και τους διεθνείς οργανισμούς, για την ανάπτυξη των νέων κανονισμών με στόχο την ουσιαστική μείωση των εκπομπών καυσαερίων.

Κατά συνέπεια, γίνονται ήδη προσπάθειες προετοιμασίας για τους προσεχείς κανονισμούς, στο πλαίσιο εκτενούς έρευνας. Αρκετά μέτρα ελέγχου εκπομπών έχουν ήδη αναπτυχθεί και είναι σε χρήση από τη βιομηχανία σήμερα. Η έρευνα στην περιοχή δίνει έμφαση στον έλεγχο και τον περιορισμό των εκπομπών NO_x, SO_x και σωματιδίων αιθάλης, καθώς και των εκπομπών CO₂, οι οποίες σχετίζονται με τη συνολική απόδοση του κινητήρα. Οι τεχνικές μείωσης των ρύπων μπορεί είτε να προλαμβάνουν την παραγωγή των ρύπων, είτε να συνίστανται στη μετεπεξεργασία των ήδη παραγόμενων ρύπων. Η πρώτη κατηγορία περιλαμβάνει βελτιώσεις όπως η προετοιμασία και επεξεργασία του καυσίμου, βελτιώσεις στην ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα, και τεχνικές επέμβασης στην καύση με αλλαγές του προφίλ έγχυσης, ανακυκλοφορία καυσαερίων και εισαγωγή νερού στον κύλινδρο. Η μετεπεξεργασία των ήδη παραγόμενων ρύπων εμπεριέχει τη χρήση ειδικών διατάξεων κατακράτησης ρύπων, με σκοπό είτε τη μετατροπή τους σε άλλες μη βλαβερές ουσίες είτε την κατακράτησή τους μέσω φίλτρων (παγίδες αιθάλης). Οι τεχνικές αυτές έχουν μεγάλο κόστος κατασκευής του εξοπλισμού, καθώς και εγκατάστασης και λειτουργίας, και μειώνουν τη συνολική απόδοση του συστήματος.

Οι μελέτες που αναπτύσσονται με σκοπό τη συμμόρφωση στους νέους κανονισμούς περιλαμβάνουν σε μεγάλο βαθμό τη μέθοδο της εισαγωγής νερού στον κινητήρα. Η εισαγωγή νερού εντός του θαλάμου καύσης είναι μία νέα, πολλά υποσχόμενη μέθοδος που στοχεύει στη μείωση των ρύπων NO_x, μειώνοντας τη θερμοκρασία της καύσης. Το νερό μπορεί να εισάγεται μαζί με

τον αέρα της καύσης, σε μορφή γαλακτώματος μαζί με το καύσιμο, είτε με άμεση έγχυση εντός του κυλίνδρου. Η άμεση έγχυση νερού έχει το πλεονέκτημα του ψεκασμού του νερού κοντά στην περιοχή της φλόγας. Επιπλέον, η απευθείας έγχυση επιτρέπει τη ρύθμιση του λόγου μάζας καυσίμου - νερού. Η έρευνα η σχετιζόμενη με την έγχυση του νερού περιλαμβάνει σήμερα τη μοντελοποίηση της ροής και καύσης εντός του κυλίνδρου.

Η δομή ενός spray (καυσίμου ή νερού) εξαρτάται από τις διεργασίες διάσπασης και εξάτμισης, αλλά και από τις συγκρούσεις μεταξύ των σταγονιδίων. Η πολυπλοκότητα της ροής του spray καθιστά απαραίτητη την πιστοποίηση των αποτελεσμάτων της μοντελοποίησης με αντίστοιχα πειραματικά. Η εισαγωγή νερού αυξάνει την πολυπλοκότητα των διεργασιών, και χρήζει, ενδεχομένως, βελτίωσης των υφιστάμενων μοντέλων.

Ο σκοπός της παρούσας εργασίας είναι να συμβάλει στην έρευνα στην απευθείας έγχυση νερού, με την ανάπτυξη και εφαρμογή ενός μοντέλου συγκρούσεων σταγονιδίων καυσίμου και νερού. Εδώ, το μοντέλο εφαρμόζεται σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, και μελετάται η επίδραση της διαφοροποίησης της θέσης των εγχυτήρων νερού, της κατεύθυνσης της έγχυσης νερού, καθώς και της φοράς του εγκάρσιου στροβιλισμού του αέρα, στη θερμορευστομηχανική του κινητήρα.

1.2 Δομή της διπλωματικής εργασίας

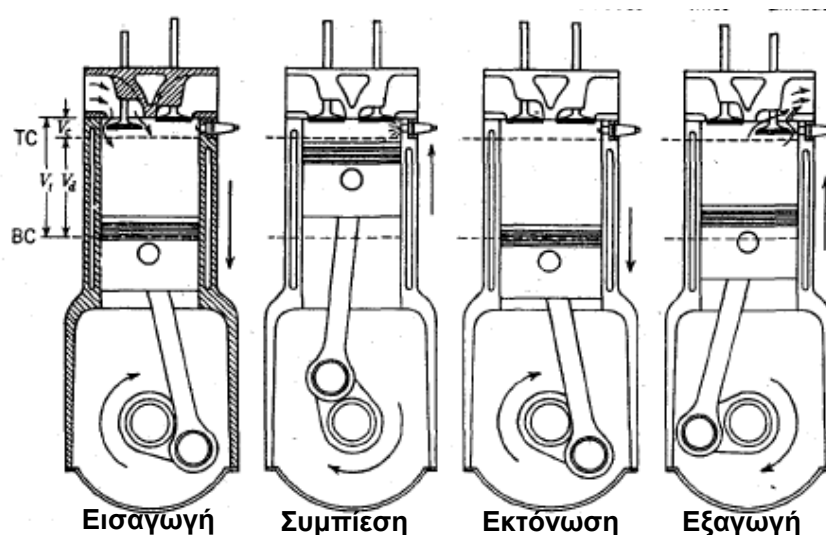
Η παρούσα διπλωματική εργασία είναι οργανωμένη σε επτά κεφάλαια. Στο 1^ο (εισαγωγικό) κεφάλαιο παρουσιάζονται τα κίνητρα και ο σκοπός της παρούσας έρευνας. Στο 2^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται μια βιβλιογραφική επισκόπηση, με έμφαση στα συστήματα έγχυσης κινητήρων Diesel, στον σχηματισμό ρύπων, καθώς και στις νέες διατάξεις και τους κανονισμούς μείωσης αυτών. Στο 3^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται θέματα σχετιζόμενα με τεχνικές μείωσης των εκπομπών ρύπων, συμπεριλαμβανόμενης της εισαγωγής νερού. Στο 4^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα σημαντικότερα μοντέλα spray και σχηματισμού μίγματος καυσίμου – αέρα, και αναλύεται το μοντέλο σύγκρουσης σταγόνων, για ίδιο και διαφορετικό υγρό. Στο 5^ο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στον κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA3V, καθώς και στην εισαγωγή του

μοντέλου σύγκρουσης σταγόνων στον κώδικα. Στο 6^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται και αναλύονται τα υπολογιστικά αποτελέσματα της παρούσας εργασίας. Τέλος, στο 7^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα κύρια συμπεράσματα που προέκυψαν, και προτείνονται κατευθύνσεις για μελλοντική έρευνα.

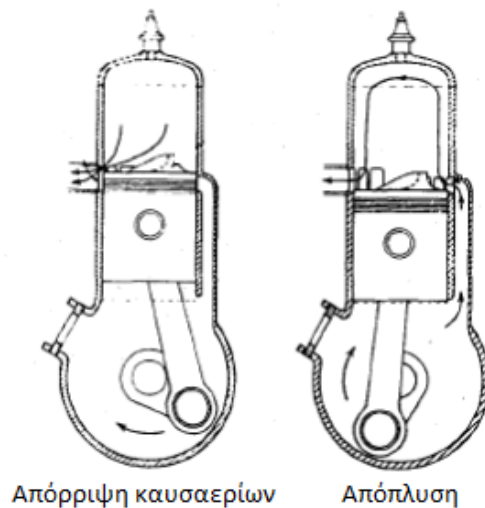
2 Κινητήρες Diesel

2.1 Εισαγωγή

Ο σκοπός των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης είναι η απόδοση μηχανικής ισχύος από τη χημική ενέργεια που εμπεριέχεται στο καύσιμο. Στις μηχανές εσωτερικής καύσης χρησιμοποιούνται δύο βασικοί κύκλοι λειτουργίας: ο κύκλος Otto και ο κύκλος Diesel. Ο κύκλος Otto αντιστοιχεί σε μηχανή με έναυση με σπινθήρα, αφού ο σπινθήρας είναι απαραίτητος για την ανάφλεξη του καυσίμου μίγματος. Ο κύκλος Diesel οφείλει το όνομά του από το Rudolph Diesel (1858-1913), ο οποίος το 1897 ανέπτυξε μια μηχανή σχεδιασμένη για απευθείας έγχυση του υγρού καυσίμου στον θάλαμο καύσης. Ονομάζεται επίσης και μηχανή ανάφλεξης με συμπίεση, αφού το καύσιμο εισάγεται ξεχωριστά από τον αέρα στον κινητήρα Diesel, και το ετερογενές μίγμα αυταναφλέγεται σε κατάλληλες συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης. Οι κύκλοι εφαρμόζονται σε τετράχρονο και σε δίχρονο κινητήρα (Εικόνα 2-1, Εικόνα 2-2). Στον κύκλο Diesel (Εικόνα 2-3), η ρύθμιση του φορτίου επιτυγχάνεται με μεταβολή της μάζας του καυσίμου που εγχύεται σε κάθε κύκλο.



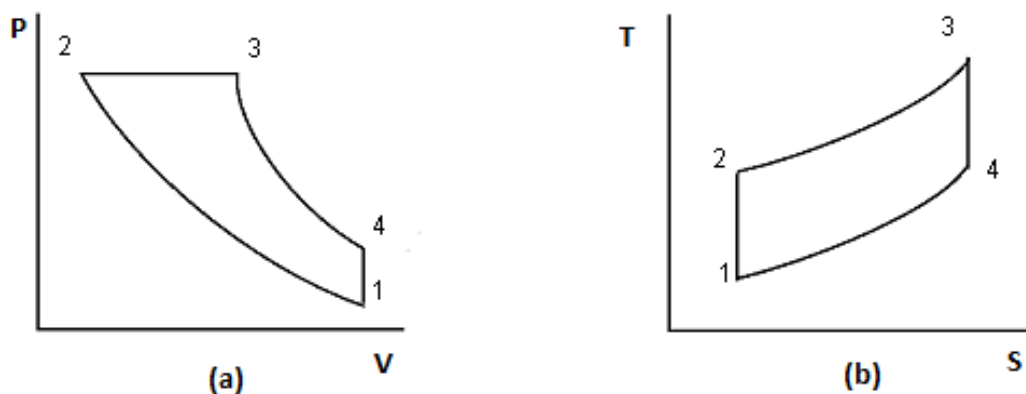
Εικόνα 2-1 Φάσεις 4-χρονου κινητήρα [1].



Εικόνα 2-2 Κύκλος λειτουργίας 2-χρονων κινητήρων. Παρουσιάζεται κινητήρας με διαμήκη απόπλυση, χωρίς βαλβίδα εξαγωγής [1].

Ο ιδανικός πρότυπος κύκλος Diesel στον οποίο βασίζεται η λειτουργία του κινητήρα Diesel αποτελείται από τις εξής διεργασίες:

- 1-2: Ισεντροπική συμπίεση του αέρα, κατά τον βαθμό συμπίεσης $\epsilon = V_1/V_2$
- 2-3: Πρόσδοση θερμότητας Q_{23} υπό σταθερή πίεση, κατά τον λόγο των όγκων V_3/V_2
- 3-4: Ισεντροπική εκτόνωση του αέρα, μέχρι τον αρχικό όγκο V_1
- 4-1: Αποβολή θερμότητας Q_{23} υπό σταθερό όγκο, για τη συμπλήρωση του κύκλου.



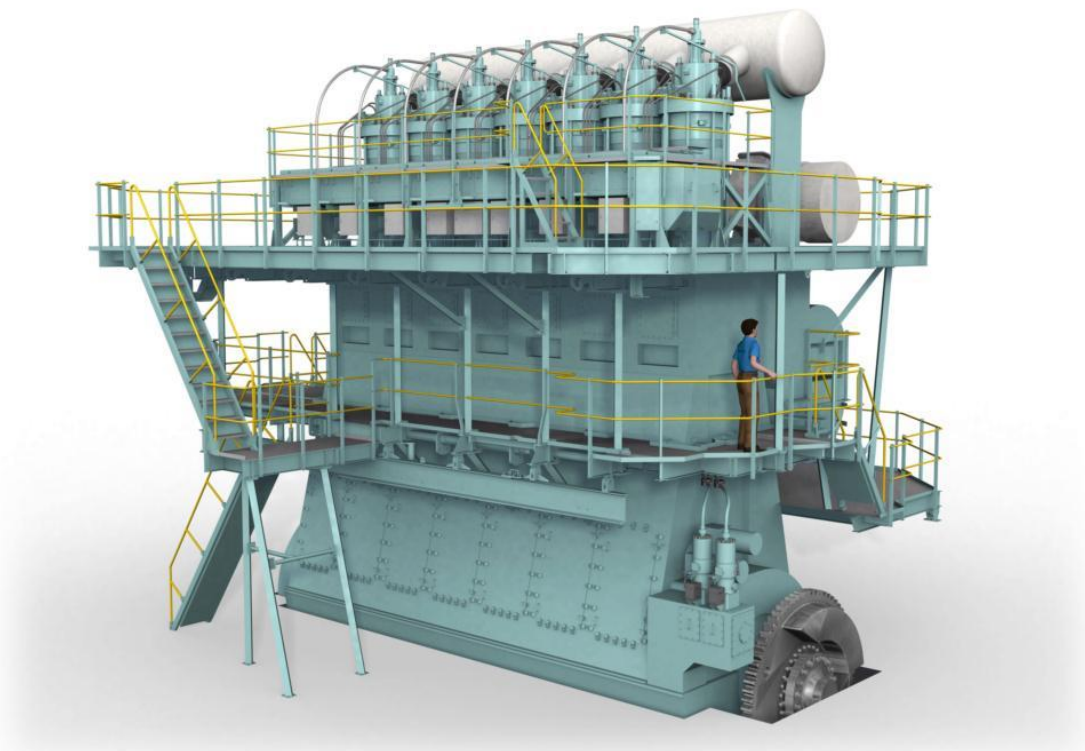
Εικόνα 2-3 Ο ιδανικός κύκλος Diesel [1].

2.2 Δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel

Σε εγκαταστάσεις πρόωσης πλοίων, η κινητήρια μηχανή είναι συνήθως δίχρονος κινητήρας Diesel. Σε σχέση με τον τετράχρονο κινητήρα, ο δίχρονος κινητήρας χαρακτηρίζεται από χαμηλότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου (kg/kWh). Η ενεργειακή απόδοση του κινητήρα βελτιώνεται με την αύξηση του μεγέθους αυτού. Οι ναυτικοί κινητήρες Diesel χαρακτηρίζονται από ένα ευρύ φάσμα αποδιδόμενης ισχύος ανά κύλινδρο, από 400 kW έως 6000 kW. Οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες είναι αργόστροφοι, με ταχύτητα περιστροφής από 57 rpm έως 129 rpm σε μερικό και πλήρες φορτίο, αντίστοιχα. Η διάμετρος του εμβόλου κυμαίνεται από 260 mm έως 980 mm, και η διαδρομή του από 980 mm έως 3450 mm. Οι περισσότεροι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel έχουν κυλίνδρους διατεταγμένους εν σειρά, με παράλληλη πρόσδοση ισχύος από τον έναν κύλινδρο στον άλλον, ο αριθμός των οποίων κυμαίνεται μεταξύ πέντε και δεκατεσσάρων [2].

Όλοι οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel είναι υπερπληρωμένοι. Στους περισσότερους, η εισαγωγή του αέρα γίνεται από θυρίδες, που είναι τοποθετημένες περιφερειακά, στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, ενώ η έξοδος των καυσαερίων πραγματοποιείται συνήθως μέσω μιας κεντρικής βαλβίδας, η οποία είναι τοποθετημένη στην κεφαλή του κυλίνδρου. Επίσης, στην κεφαλή του κυλίνδρου βρίσκονται οι εγχυτήρες του καυσίμου, συμμετρικά τοποθετημένοι, ως προς τον κατακόρυφο άξονα συμμετρίας του κυλίνδρου. Ο αριθμός των εγχυτήρων καυσίμου ποικίλει, και εξαρτάται από το μέγεθος του κινητήρα και την κατασκευάστρια εταιρία.

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται στους κινητήρες Diesel είναι, εν γένει, βαρύτερα της βενζίνης, ενώ, σε μεγάλους, βραδύστροφους κινητήρες υπάρχει η δυνατότητα καύσης πολύ βαρέος καυσίμου (κατάλοιπο διύλισης, μαζούτ κτλ.). Γενικά, οι δίχρονοι κινητήρες Diesel μπορούν να κάψουν οποιασδήποτε ποιότητας καύσιμο.



Εικόνα 2-4 Δίχρονος ναυτικός κινητήρας Diesel της εταιρίας Wärtsilä [3]

Οι δίχρονες μηχανές χρειάζονται μόνο δύο χρόνους εμβόλου, ή μία περιστροφή στροφαλοφόρου για την ολοκλήρωση ενός κύκλου. Ο πλήρης κύκλος του δίχρονου κινητήρα γίνεται μέσα σε μία ανερχόμενη και μία κατερχόμενη διαδρομή του εμβόλου. Οι δίχρονες μηχανές είναι μηχανολογικά πιο απλές σε σχέση με τις τετράχρονες, και έχουν μεγαλύτερο λόγο ισχύος προς βάρος. Οι δύο χρόνοι μπορούν να περιγραφούν ως εξής:

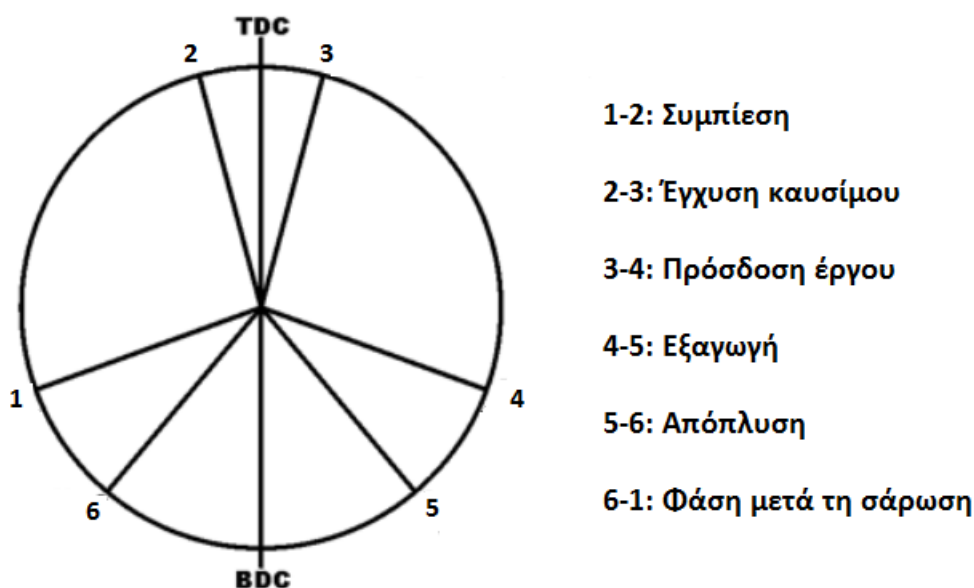
1ος χρόνος - διαδρομή καθόδου: Καύση – εκτόνωση - έναρξη εξαγωγής - έναρξη εισαγωγής

Ο ψεκασμός του καυσίμου εκκινά κοντά Στο Άνω Νεκρό Σημείο, και ακολουθεί η έναυση του καυσίμου. Το έμβολο αλλάζει φορά κίνησης προς το Κάτω Νεκρό Σημείο, και το μίγμα εκτονώνεται αποδίδοντας ωφέλιμο έργο. Καθώς το έμβολο συνεχίζει να κατεβαίνει, αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής αέρα, και, όταν η πίεση του κυλίνδρου πέσει κάτω από την πίεση εισαγωγής, ο αέρας ρέει μέσα στον κύλινδρο, και τα καυσαέρια αρχίζουν να αντικαθίστανται από τον αέρα

εισαγωγής, ωθούμενα μέσω της βαλβίδας εξαγωγής προς την πολλαπλή εξαγωγής.

2^{ος} χρόνος - διαδρομή ανόδου: Πέρασ εξαγωγής - πέρασ εισαγωγής - συμπίεση

Τα καυσαέρια συνεχίζουν να ρέουν από τη βαλβίδα εξαγωγής. Τη στιγμή που οι θυρίδες καλύπτονται από το έμβολο, ξεκινά η διεργασία της συμπίεσης του αέρα που βρίσκεται εντός του κυλίνδρου, και σταματά όταν αρχίζει η έγχυση του καυσίμου. Όπως και στον πρώτο χρόνο, έτσι και στο δεύτερο, το άνοιγμα και το κλείσιμο των βαλβίδων ποικίλει ανάλογα με τον κατασκευαστή.



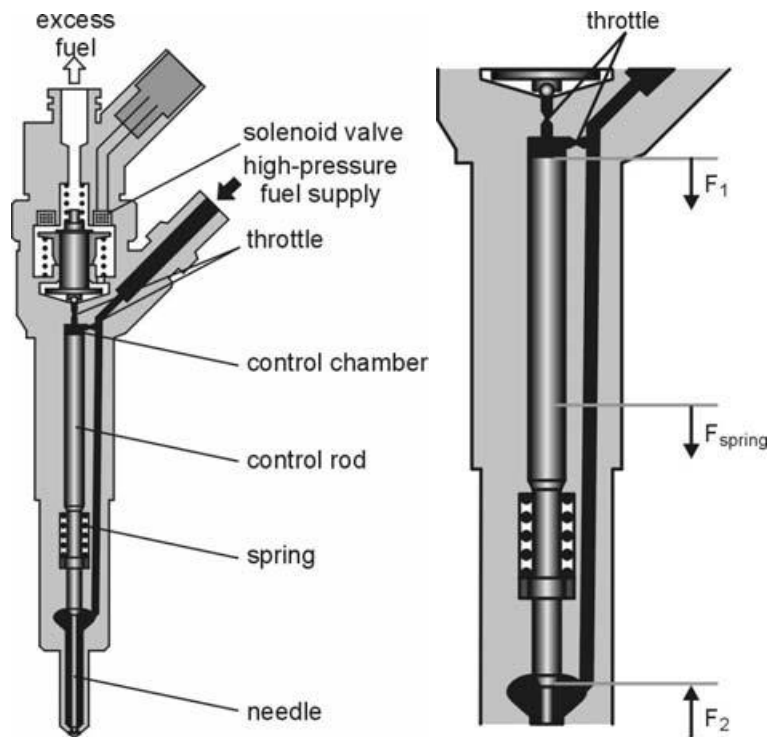
Εικόνα 2-5 Φάσεις λειτουργίας δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel [4].

2.3 Συστήματα έγχυσης καυσίμου

Ο σκοπός του συστήματος έγχυσης είναι να επιτύχει χαρακτηριστικά του ψεκασμού που να διασφαλίζουν την εξάτμιση του καυσίμου σε μικρό χρονικό διάστημα, καθώς και την επαρκή διείσδυση των σταγόνων με τη μέγιστη δυνατή πλήρωση αέρα. Το σύστημα ψεκασμού πρέπει να παρέχει τη δυνατότητα έγχυσης της απαιτούμενης μάζας καυσίμου ανάλογα με την ταχύτητα της μηχανής και το φορτίο, και να επιτυγχάνει τον κατάλληλο χρονισμό και το απαιτούμενο προφίλ έγχυσης του καυσίμου. Επιπλέον, είναι επιθυμητό,

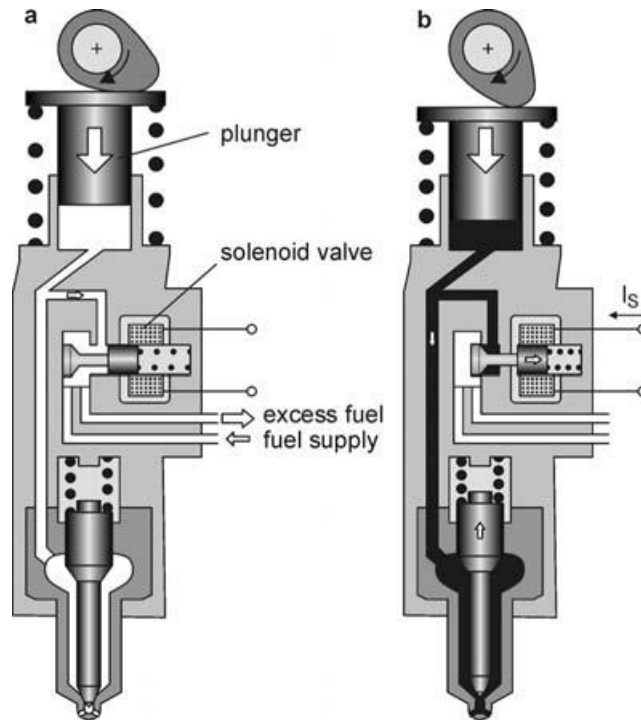
ανάλογα με τον θάλαμο καύσης, να παράγεται ένα επιθυμητό σχήμα της εγχυόμενης δέσμης καυσίμου.

Σήμερα κυριαρχούν δύο ομάδες συστημάτων έγχυσης καυσίμου. Στην πρώτη ομάδα ανήκουν τα συστήματα κοινού συλλέκτη (common rail). Στα συστήματα αυτά, το καύσιμο συλλέγεται υπό υψηλή πίεση σε έναν κοινό συλλέκτη, και τα χαρακτηριστικά της έγχυσης μπορούν να ρυθμιστούν ηλεκτρονικά. Στα συστήματα κοινού συλλέκτη τα χαρακτηριστικά της έγχυσης είναι ανεξάρτητα από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, παρέχοντας ευελιξία στη λειτουργία αυτού. Ένας τυπικός εγχυτήρας σε σύστημα κοινού συλλέκτη παρουσιάζεται στην Εικόνα 2-6. Στα συστήματα κοινού συλλέκτη, μια αντλία τροφοδοτεί συνεχώς το καύσιμο στον συλλέκτη, στον οποίο επικρατεί υψηλή πίεση. Ένας αισθητήρας πίεσης ρυθμίζει την επιθυμητή πίεση μέσω μιας πρόσθετης βαλβίδας η οποία ελέγχει τη ροή μάζας. Ο όγκος του συλλέκτη είναι αρκετά μεγάλος, ώστε να εμποδίζει διακυμάνσεις της πίεσης εξαιτίας της έγχυσης. Ο χρόνος και η διάρκεια του ψεκασμού ρυθμίζονται από μια σωληνοειδή βαλβίδα. Έτσι, στο σύστημα κοινού συλλέκτη η πίεση έγχυσης μπορεί να θεωρηθεί πρακτικά σταθερή. Η δυνατότητα ρύθμισης του προφίλ έγχυσης επιτρέπει την παρουσία πολλαπλών εγχύσεων (π.χ. προέγχυση, κύρια έγχυση, μετέγχυση), με στόχο τη μείωση των κύριων ρύπων (NOx, σωματίδια αιθάλης), με ταυτόχρονη επίτευξη υψηλών επιπέδων ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.



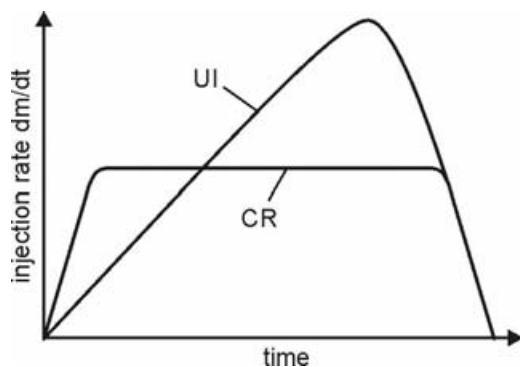
Εικόνα 2-6 Τυπικός εγχυτήρας σε σύστημα κοινού συλλέκτη [5].

Στη δεύτερη ομάδα συστημάτων έγχυσης υψηλής πίεσης η δημιουργία της πίεσης ψεκασμού και του ίδιου ψεκασμού λαμβάνουν χώρα ταυτόχρονα. Τα συστήματα αυτά είναι οδηγούμενα από έναν εκκεντροφόρο άξονα, ο οποίος είναι μηχανικά συζευγμένος με τη μηχανή. Ένα βασικό χαρακτηριστικό αυτών των συστημάτων είναι η ασυνεχής παραγωγή πίεσης. Στην περίπτωση της μηχανικής έγχυσης, η αντλία και το ακροφύσιο συνδέονται σε απλή μονάδα με την οποία είναι εξοπλισμένος κάθε κύλινδρος. Η απουσία σωλήνων υψηλής πίεσης ανάμεσα στην αντλία και στον εγχυτήρα επιτρέπει υψηλότερες μέγιστες πιέσεις (έως και 200 MPa). Η παραγωγή της πίεσης είναι συνάρτηση της γωνίας στροφάλου. Στην Εικόνα 2-7 παρουσιάζεται σχηματικά η λειτουργία ενός συστήματος. Η σωληνοειδής βαλβίδα είναι ανοιχτή, και όταν ο κύλινδρος πηγαίνει προς τα κάτω, περίσσεια καυσίμου μεταφέρεται στη γραμμή απόπλυσης. Ανάλογα με την επιθυμητή χρονική στιγμή έναρξης του ψεκασμού, η μονάδα ελέγχου της μηχανής κλείνει τη βαλβίδα και ο κύλινδρος συμπιέζει το καύσιμο. Όταν η πίεση είναι αρκετά μεγάλη ώστε να ανασηκώσει τη βελόνη, ο ψεκασμός εκκινά.



Εικόνα 2-7 Επεικόνιση συστήματος μηχανικού ψεκασμού [6].

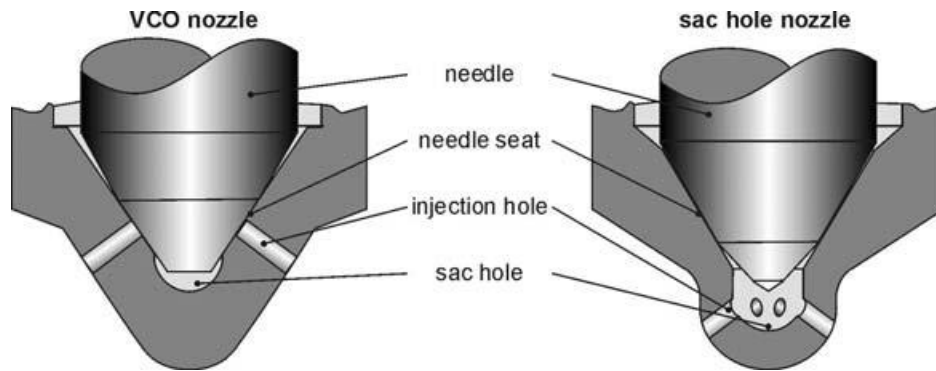
Εξαιτίας του υψηλού ρυθμού τροφοδοσίας, η πίεση έγχυσης αυξάνεται σημαντικά κατά τη διάρκεια του ψεκασμού, σε αντίθεση με το σύστημα του κοινού συλλέκτη, στο οποίο η πίεση έχει φτάσει ήδη στο μέγιστο επίπεδο κατά την έναρξη του ψεκασμού (Εικόνα 2-8). Στο τέλος του ψεκασμού, η σωληνοειδής βαλβίδα ανοίγει ξανά, η περίσσεια καυσίμου πηγαίνει στη γραμμή απόπλυσης, και η πίεση ψεκασμού μειώνεται. Όταν το ελατήριο είναι ικανό να κλείσει τη βελόνη, τότε ο ψεκασμός σταματά. Τέλος, το έμβολο κινείται προς τα πάνω και ο θάλαμος από κάτω γεμίζει ξανά με καύσιμο χαμηλής πίεσης.



Εικόνα 2-8 Τυπική κατανομή ρυθμού ψεκασμού ενός συστήματος common rail (CR) και ενός μηχανικού συστήματος (UI) [7].

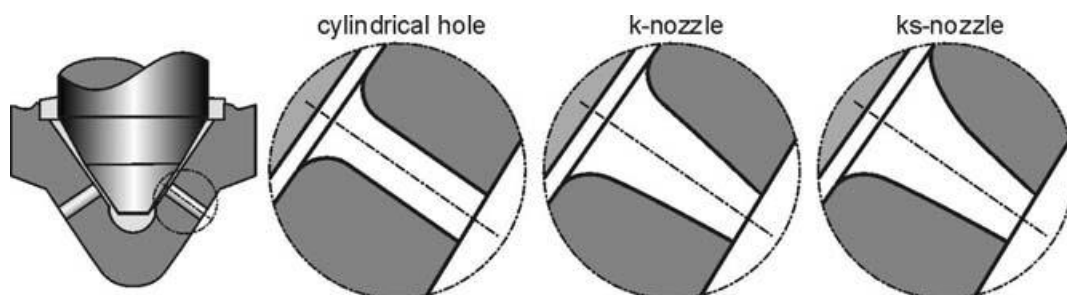
Στα μηχανικά συστήματα ψεκασμού, επειδή η κίνηση του εμβόλου είναι άμεσα συζευγμένη με τη μηχανή, η μέγιστη πίεση έγχυσης αυξάνεται με την ταχύτητα της μηχανής. Επιπλέον, υψηλές πιέσεις έγχυσης δεν είναι διαθέσιμες σε οποιαδήποτε γωνία στροφάλου, και δημιουργούνται δυσκολίες σε περιπτώσεις προέγχυσης του καυσίμου.

Το πιο σημαντικό στοιχείο ενός συστήματος έγχυσης είναι το ακροφύσιο. Το καύσιμο εγχύεται μέσω των οπών του ακροφυσίου στον θάλαμο καύσης. Ο αριθμός και το μέγεθος των οπών εξαρτάται από τη μάζα του καυσίμου που πρέπει να εγχυθεί, τη γεωμετρία του θαλάμου καύσης και την κίνηση του αέρα (στροβιλισμός) μέσα στον κύλινδρο. Σε κινητήρες Diesel απευθείας έγχυσης, χρησιμοποιούνται δύο τύποι ακροφυσίου, το ακροφύσιο με θήλακες και το ακροφύσιο με βαλβίδα κάλυψης στομίων (Valve Covered Orifice Nozzle - VCO) (Εικόνα 2-9). Στην περίπτωση του δεύτερου τύπου, εξαιτίας της ύπαρξης ενός πρόσθετου όγκου κάτω από τη θέση της βελόνας, μια εκκεντρη ή ακτινική κίνηση της μύτες της βελόνας δεν επηρεάζει τη ροή μάζας μέσω των οπών, και παράγεται ένας συμμετρικός ψεκασμός. Ωστόσο, ο μεγάλος όγκος ανάμεσα στη βελόνα και στο θάλαμο καύσης μπορεί να δημιουργήσει προβλήματα όσον αφορά στις εκπομπές υδρογονανθράκων. Είναι σημαντικό ο όγκος αυτός να είναι όσο το δυνατόν μικρός, γιατί διαφορετικά μια μάζα καυσίμου μπορεί να εισχωρήσει στον κύλινδρο μετά το τέλος του ψεκασμού. Αυτό το καύσιμο δεν είναι δυνατό να διασκορπιστεί, προκαλώντας αύξηση στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης. Μια αργή εξάτμιση του καυσίμου μέσα στον θήλακα αυξάνει τις εκπομπές υδρογονανθράκων. Από αυτήν την άποψη, το ακροφύσιο VCO υπερτερεί σε σχέση με το ακροφύσιο με τον θήλακα. Ωστόσο, πρέπει να δίδεται προσοχή στις κατασκευαστικές λεπτομέρειες, ώστε να αποφεύγεται η εκκεντρότητα, η οποία επιδρά αρνητικά στην ποιότητα του spray.



Εικόνα 2-9 Τύποι ακροφυσίου για εφαρμογές κινητήρα Diesel [7].

Σήμερα χρησιμοποιούνται διάφορες γεωμετρίες για τις οπές του ακροφυσίου (Εικόνα 2-10). Η είσοδος των οπών είναι συνήθως κυκλικής διατομής. Η κυλινδρική οπή παράγει μια αυξημένη διάσπαση και μεγάλη γωνία του spray. Η αξονοσυμμετρική κωνική γεωμετρία περιορίζει την εμφάνιση σπηλαίωσης, μειώνοντας σταδιακά την ενεργή επιφάνεια διατομής κατά μήκος της οπής. Περαιτέρω βελτιστοποίηση της γεωμετρίας (ks-nozzle) μπορεί να οδηγήσει σε ροή πρακτικά χωρίς εμφάνιση σπηλαίωσης.

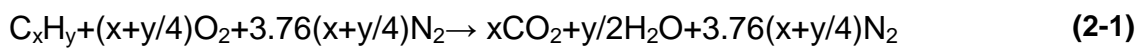


Εικόνα 2-10 Γεωμετρίες οπής ακροφυσίου [7].

2.4 Καύση στον κινητήρα Diesel

Η καύση ενός μίγματος καυσίμου-αέρα μέσα στον κύλινδρο είναι μια διεργασία μετατροπής μάζας και ενέργειας, η οποία καθορίζει την ισχύ της μηχανής, τον βαθμό απόδοσης και τις εκπομπές ρύπων. Σε κινητήρες Diesel, το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο κατά το τέλος της φάσης της συμπίεσης, σε περιβάλλον αέρα υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Η αυτοανάφλεξη του μίγματος ξεκινάει τη διεργασία της καύσης, με αποτέλεσμα την ταχεία διάδοση της φλόγας.

Η διεργασία της καύσης συνίσταται σε μια γρήγορη εξώθερμη συνολική αντίδραση. Η επίτευξη της τέλει καύσης είναι ο ιδεατός στόχος στο πλαίσιο εφαρμογών Μηχανών Εσωτερικής Καύσης, για την καλύτερη αξιοποίηση της εκλυόμενης θερμικής ενέργειας. Η ατελής καύση είναι ανεπιθύμητη και λόγω των επιβλαβών προϊόντων που αναπτύσσονται. Όταν κατά την καύση δεν υπάρχει στοιχειομετρική αναλογία, τα στοιχεία που είναι σε πλεόνασμα απορροφούν τμήμα της εκλυόμενης θερμότητας, ελαττώνοντας τη θερμοκρασία των καυσαερίων. Αντίθετα, στη στοιχειομετρική καύση, αναπτύσσεται η μέγιστη δυνατή θερμοκρασία. Η στοιχειομετρική καύση ενός καυσίμου υδρογονάνθρακα (C_xH_y) με οξυγόνο αντιστοιχεί στην ακόλουθη χημική αντίδραση:



Στην πραγματικότητα, σε κινητήρες Diesel, παρόλο που υπάρχει συνολικά περίσσεια αέρα, τοπικά το μίγμα μπορεί να έχει αναλογία εγγύς της στοιχειομετρικής. Η αναλογία καυσίμου-αέρα εκφράζεται από τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα:

$$\Phi = \frac{\frac{m_{fuel}}{m_{air}}}{\left(\frac{m_{fuel}}{m_{air}}\right)_{st}} \quad (2-2)$$

Σε εφαρμογές κινητήρων, η διάδοση της φλόγας είναι υποηχητική. Η κατηγοριοποίηση των φλογών γίνεται με βάση συγκεκριμένα κριτήρια. Το πρώτο χαρακτηριστικό σχετίζεται με την ανάμιξη καυσίμου και οξειδωτικού μέσου. Εάν αυτά είναι επαρκώς και ομοιόμορφα προαναμιγμένα, η φλόγα καλείται *φλόγα προανάμιξης*. Εάν τα αντιδρώντα δεν είναι προαναμιγμένα, και πρέπει να αναμιχθούν στην ίδια περιοχή που λαμβάνει χώρα η αντίδραση, η φλόγα καλείται *φλόγα διάχυσης*. Ο δεύτερος τρόπος ταξινόμησης σχετίζεται με τον χαρακτήρα της ροής προς τη ζώνη της αντίδρασης (*στρωτή* ή *τυρβώδης* φλόγα). Στη στρωτή ροή και φλόγα, η ανάμιξη γίνεται με μοριακή διάχυση, ενώ στην τυρβώδη ροή και φλόγα αυτή οφείλεται στις διακυμάνσεις του ροϊκού πεδίου. Τέλος, μια άλλη κατηγοριοποίηση μπορεί να γίνει με βάση το εάν η

φλόγα είναι χρονικά σταθερή (steady). Σε κινητήρες Diesel, οι φλόγες είναι ασταθείς και τυρβώδεις.

2.5 Σχηματισμός ρύπων στους κινητήρες Diesel

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης είναι ένας σημαντικός παράγοντας που συμβάλλει στη μόλυνση της ατμόσφαιρας. Ο κινητήρας Diesel, παρά τα πολλά του πλεονεκτήματα, εξακολουθεί να είναι ρυπογόνος. Τα καυσαέρια του κινητήρα αποτελούνται από αέρια, ημι-πτητικά και σωματιδιακά οργανικά συστατικά, που παράγονται από την καύσης του πετρελαίου. Η ακριβής σύσταση των καυσαερίων ενός κινητήρα εξαρτάται από τις παραμέτρους λειτουργίας, όπως η ταχύτητα περιστροφής, το φορτίο του κινητήρα, η σύσταση του καυσίμου, η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος και η σχετική υγρασία [8]. Σε κινητήρες Otto, η περιεκτικότητα των καυσαερίων σε ρύπους κυμαίνεται στο 1% ενώ σε κινητήρες Diesel είναι μικρότερη από 1%.

Στην ιδανική περίπτωση (πλήρης καύση) τα καυσαέρια αποτελούνται από CO_2 , H_2O και N_2 . Οι λόγοι απόκλισης από την ιδεατή σύνθεση σχετίζονται με τις επικρατούσες συνθήκες στην περιοχή της φλόγας. Εξαιτίας των υψηλών θερμοκρασιών που επικρατούν εντός του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της καύσης, τα καυσαέρια διασπώνται, και, τελικά, αποτελούνται και από διάφορα άλλα συστατικά, εκτός από κύρια (CO_2 , H_2O και N_2). Τα συστατικά αυτά μπορεί να είναι είτε χημικές ενώσεις, είτε ελεύθερες ρίζες, όπως: H_2 , O , OH , H , CO , HC [9]. Επίσης, εξαιτίας των υψηλών θερμοκρασιών, τα μόρια του αζώτου (N_2) που περιέχει ο ατμοσφαιρικός αέρας (το οποίο είναι αδρανές σε χαμηλές θερμοκρασίες), διασπώνται, με αποτέλεσμα την παραγωγή ελευθέρων ριζών, ή οξειδίων: N , NO , NO_2 . Ακόμη, το καύσιμο που χρησιμοποιείται στους ναυτικούς κινητήρες Diesel έχει υψηλή περιεκτικότητα σε θείο (S), με αποτέλεσμα, να σχηματίζονται κατά την καύση οξείδια του θείου (SO_x). Σε κινητήρες Diesel, οι κυριότεροι ρύποι είναι τα οξείδια του αζώτου (NO_x) και τα σωματίδια αιθάλης (soot). Οι παραπάνω ουσίες προκαλούν τη μείωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα, ενώ ταυτόχρονα προκαλούν σοβαρές επιπτώσεις στο περιβάλλον και στην ανθρώπινη υγεία.

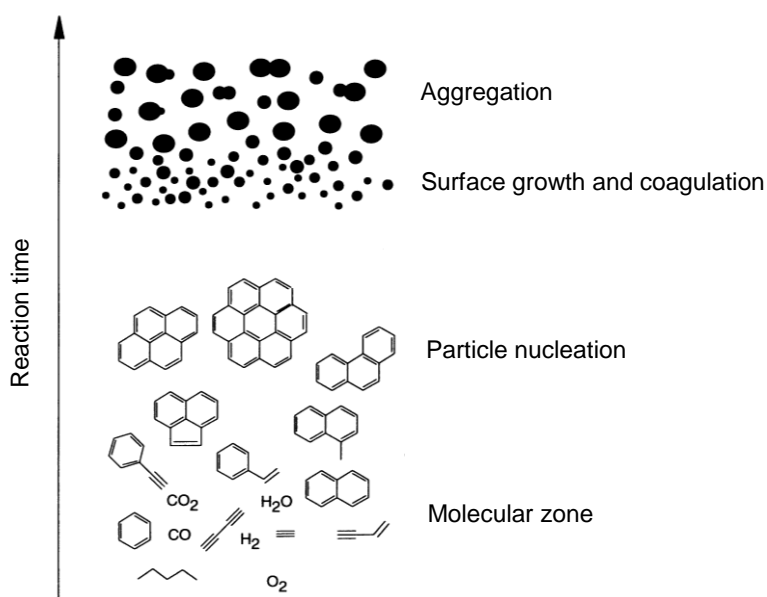
Το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) είναι ένα αέριο το οποίο συντελεί στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, ωστόσο η παραγωγή του είναι αναπόφευκτη, καθώς αποτελεί προϊόν της «τέλειας» καύσης. Επιπλέον, εξαιτίας της υψηλής απόδοσης των μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων, οι εκπομπές CO_2 ανά μονάδα ωφέλιμου έργου είναι σχετικά μικρότερες, σε σύγκριση με άλλους, μικρότερης ισχύος, κινητήρες Diesel.

Το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) είναι αποτέλεσμα της ατελούς καύσης των υδρογονανθράκων (και του άνθρακα, γενικότερα), και σχηματίζεται κυρίως στις περιοχές του θαλάμου καύσης οι οποίες είναι ιδιαίτερα πλούσιες σε καύσιμο. Αν οι θερμοκρασίες είναι αρκετά υψηλές, το μονοξείδιο του άνθρακα μπορεί να αντιδράσει περαιτέρω με το οξυγόνο σχηματίζοντας CO_2 . Γενικά, οι εκπομπές CO από κινητήρες εσωτερικής καύσης αυξάνονται όταν το διαθέσιμο οξυγόνο δεν επαρκεί για τη στοιχειομετρική καύση του μίγματος, οπότε αυτές καθορίζονται κυρίως από τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα. Επειδή οι κινητήρες Diesel λειτουργούν πάντα με περίσσεια αέρα, οι εκπομπές CO είναι γενικά χαμηλές [8; 9]. Η καύση προλαβαίνει να ολοκληρωθεί στη χρονική διάρκεια του κύκλου. Ως εκ τούτου υπάρχει εν γένει ο χρόνος και το απαιτούμενο οξυγόνο, ώστε το παραγόμενο μονοξείδιο του άνθρακα (CO) να οξειδωθεί περαιτέρω προς CO_2 .

Οι εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων από κινητήρες Diesel αποτελούν συνέπεια της ατελούς καύσης του καυσίμου υδρογονάνθρακα. Υφίστανται κυρίως εξαιτίας του εγκλωβισμού του καυσίμου και του λιπαντικού στα διάκενα μεταξύ εμβόλου και τοιχωμάτων του κυλίνδρου, τα οποία εμποδίζουν την ικανοποιητική ανάμιξη με τον αέρα ώστε να υπάρξει πλήρης καύση. Υπό κάποιες συνθήκες ψυχρής εκκίνησης, οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες που σχετίζονται εκπέμπονται ως ομίχλη υγρών άκαυστων σωματιδίων καυσίμου.

Τα στερεά σωματίδια αιθάλης που εκπέμπονται από κινητήρες Diesel αποτελούνται κυρίως από άνθρακα. Η σχηματισμός αιθάλης εξαρτάται από το μίγμα και τη θερμοκρασία. Σε θερμοκρασίες πάνω από 1300 K, τα συστατικά του καυσίμου στον πυρήνα της δέσμης, όπου το μίγμα είναι εξαιρετικά πλούσιο, μπορούν να πυρολυθούν και να σχηματίσουν σωματίδια άνθρακα (εκεί

εμφανίζονται οι μεγαλύτερες συγκεντρώσεις αιθάλης) [8]. Πυρόλυση καλείται η χημική προετοιμασία των υδρογονανθράκων, δηλαδή η διάσπαση των βαρύτερων υδρογονανθράκων σε άλλους μικρότερου βάρους και πιο δραστικούς. Αυτά τα πρώτα σωματίδια είναι πολύ μικρά, διότι ο ρυθμός σχηματισμού τους είναι ιδιαίτερα υψηλός. Αργότερα υπόκεινται σε επιφανειακή επέκταση, σύμπτυξη και συνάθροιση λόγω αλυσιδωτών χημικών ενώσεων που λαμβάνουν χώρα μέχρι τη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Έτσι, οι συγκεντρώσεις αιθάλης αυξάνουν ραγδαία με την έναρξη της καύσης, και μειώνονται έντονα μετά το πέρας της εγχύσεως του καυσίμου, οπότε και ο πυρήνας αναμιχθεί με αέρα με φτωχότερες αναλογίες [9]. Το μέγεθος των σωματιδίων κυμαίνονται από 10 έως 100 nm, με πυκνότητα $\rho=2000 \text{ kg/m}^3$ (Εικόνα 2-11) [1; 8; 9].



Εικόνα 2-11 Σχηματική απεικόνιση της διεργασίας σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης [10].

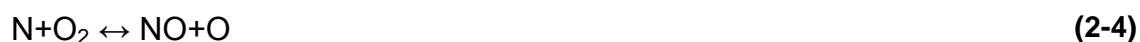
Οι εκπομπές οξειδίων του θείου (SO_x) παράγονται εξαιτίας της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο. Επομένως, η μείωση των συγκεκριμένων ρύπων μπορεί να πραγματοποιηθεί μόνο με τη χρήση καυσίμων με χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο. Δεν υπάρχουν, συνεπώς, μεγάλα περιθώρια μείωσης των SO_x με ρύθμιση της καύσης στον κινητήρα.

2.5.1 Οξείδια του αζώτου

Τα οξείδια του αζώτου (NO_x) συνιστούν ατμοσφαιρικούς ρύπους, και αποτελούνται από το μονοξείδιο του αζώτου (NO), το διοξείδιο του αζώτου (NO_2) και το υποξείδιο του αζώτου (N_2O). Οι δυο πρώτες από αυτές τις ενώσεις αναφέρονται από κοινού ως NO_x , αλλά το NO είναι το κυρίαρχο οξείδιο του αζώτου που παράγεται από κινητήρες εσωτερικής καύσης. Σχεδόν όλη η ποσότητα NO_x (94%) που εκπέμπεται στην ατμόσφαιρα προέρχεται από ανθρωπογενείς δραστηριότητες. Οι κινητήρες Diesel είναι υπεύθυνοι για το 27% των συνολικών εκπομπών NO_x που αποβάλλονται στο περιβάλλον από ανθρωπογενείς δραστηριότητες [8]. Τα οξείδια του αζώτου (NO_x) παίζουν σημαντικό ρόλο στους φωτοχημικούς κύκλους αντίδρασης, οδηγώντας στον σχηματισμό αιθαλομίχλης (φωτοχημικό νέφος) στην αστική τροπόσφαιρα. Κάτω από την επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας (υπεριώδες ηλιακό φώς), συμμετέχουν σε ορισμένες χημικές αντιδράσεις υπό την αλληλεπίδραση πτητικών οργανικών ενώσεων (VOCs) που έχουν ως αποτέλεσμα τη μετατροπή των άκαυστων υδρογονανθράκων στα λεγόμενα φωτοχημικά οξειδωτικά και την παραγωγή όζοντος, που επίσης είναι τοξικό για το αναπνευστικό σύστημα και προκαλεί απώλειες στην αγροτική παραγωγή. Με τη βοήθεια του όζοντος και του οξυγόνου της ατμόσφαιρας, τα οξείδια του αζώτου δημιουργούν κατόπιν έναν κύκλο δευτερογενούς ρύπανσης, η οποία καταλήγει στον σχηματισμό του φωτοχημικού νέφους και αέριων τοξικών συστατικών. Τα οξείδια του αζώτου οδηγούν επίσης στη μείωση του πολύτιμου, για την απορρόφηση της υπεριώδους ακτινοβολίας, στρατοσφαιρικού όζοντος, όπως επίσης και στην όξινη βροχή [8].

Το μονοξείδιο του αζώτου (NO) και το διοξείδιο του αζώτου (NO_2) είναι συνήθως ταξινομημένα μαζί ως εκπομπές NO_x . Σε έναν δίχρονο κινητήρα Diesel τα οξείδια του αζώτου αποτελούνται από NO κατά περίπου 90% και κατά περίπου 10% από NO_2 . Οι βενζινοκινητήρες εκπέμπουν αμελητέες ποσότητες διοξειδίου του αζώτου, σε αντίθεση με τους κινητήρες Diesel, στους οποίους το ποσοστό NO_2 στις εκπομπές NO_x κυμαίνεται από 10% έως 30% περίπου.

Η κύρια αιτία σχηματισμού του NO είναι η οξειδωση του ατμοσφαιρικού μοριακού αζώτου σε υψηλές θερμοκρασίες, που παράγει το *θερμικό NO*. Εάν το καύσιμο περιέχει αρκετό άζωτο, η οξειδωσή του είναι μια πρόσθετη πηγή σχηματισμού NO, το οποίο είναι γνωστό ως *άμεσο NO*. Το θερμικό NO σχηματίζεται σε περιοχές καυσαερίων, σε υψηλές θερμοκρασίες. Σε αυτές τις συνθήκες ευνοείται η ένωση του οξυγόνου με το άζωτο. Ο όρος *θερμικό* χρησιμοποιείται διότι η αντίδραση χαρακτηρίζεται από υψηλή ενέργεια ενεργοποίησης, ώστε να διασπαστεί ο τριπλός δεσμός του μορίου του αζώτου (N₂), και αυτό εφικτό μόνο σε υψηλές θερμοκρασίες (T~2000 K). Ο ρυθμός σχηματισμού θερμικού NO αυξάνεται εκθετικά με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Είναι κοινώς αποδεκτό ότι, για καύση με σύσταση μίγματος κοντά στη στοιχειομετρική, οι κυρίαρχες χημικές αντιδράσεις για τον σχηματισμό NO είναι οι δύο αμφίδρομες αντιδράσεις του μηχανισμού Zeldovich [11]. Ο ρυθμός παραγωγής NO εξαρτάται από τους ακόλουθους παράγοντες: α) θερμοκρασία της φλόγας, β) συγκέντρωση του οξυγόνου, και γ) χρονική διάρκεια διατήρησης υψηλών θερμοκρασιών. Με την προσθήκη μιας τρίτης αμφίδρομης αντίδρασης από τον Lavoie, έχει προκύψει ο διευρυμένος μηχανισμός Zeldovich [12] :



Το άμεσο NO δημιουργείται κατά την καύση στην περιοχή της φλόγας, από το μόριο του αζώτου (N₂), καθώς και από ελεύθερες ρίζες υδρογονανθράκων, με περίσσεια καυσίμου.

Το NO₂ δημιουργείται κατά τη διάρκεια της καύσης από την αντίδραση του NO με τη ρίζα HO₂, σύμφωνα με την αντίδραση [13]:



‘Ακολούθως, το NO₂ αντιδρά με το ατομικό οξυγόνο στην περιοχή των καυσαερίων, και μετατρέπεται εκ νέου σε NO.

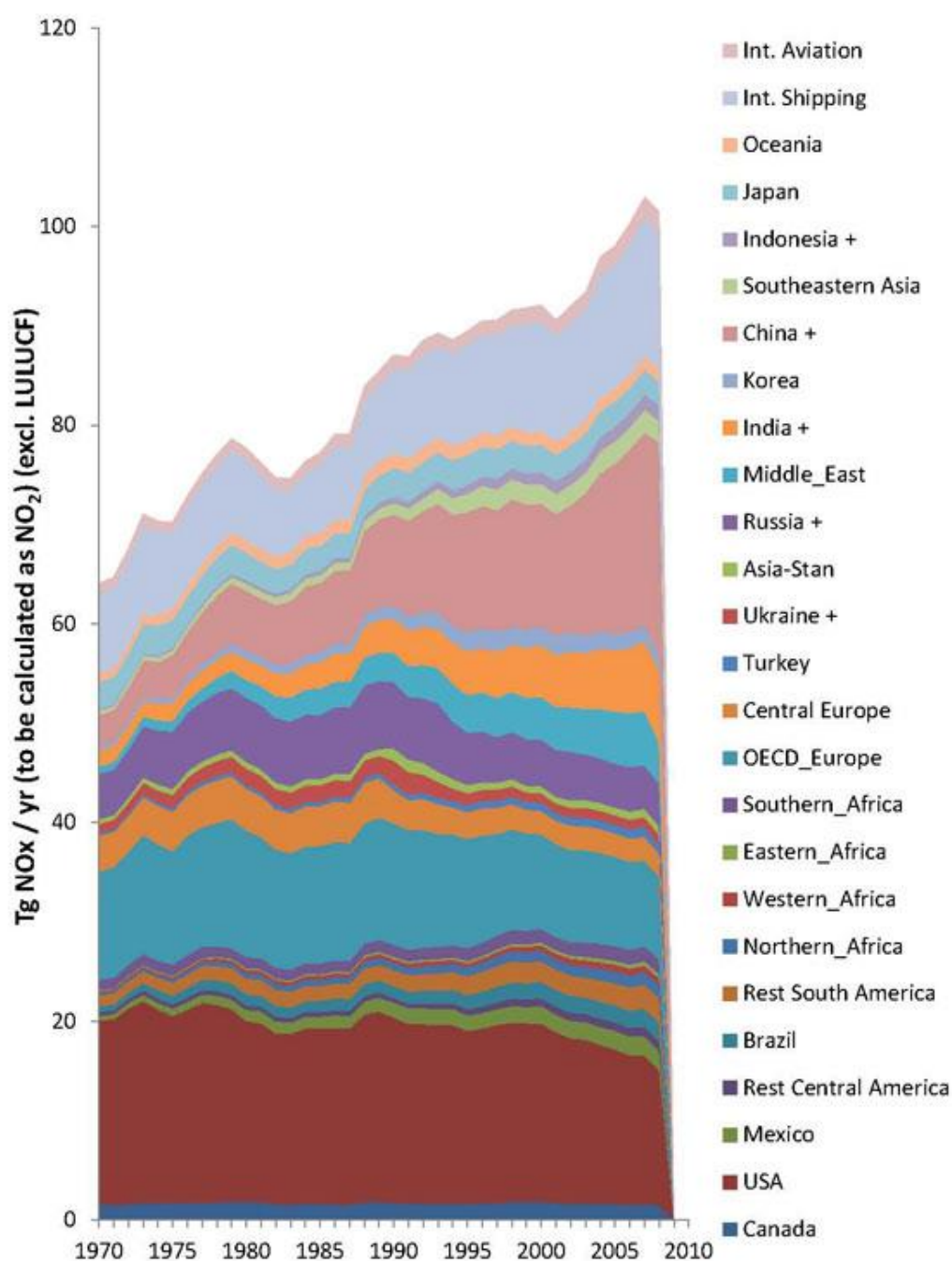
2.5.2 Διατάξεις – Κανονισμοί

Η ναυτιλία, ως κατ' εξοχήν διεθνής δραστηριότητα, απαιτεί διεθνείς κανόνες με παγκόσμια αποδοχή και ομοιόμορφη εφαρμογή. Τα τελευταία χρόνια αυξάνεται ολοένα και περισσότερο η ανάγκη μείωσης εκπομπών ρύπων από τη ναυτιλία, και έτσι έχουν τεθεί κάποιοι κανονισμοί από διεθνείς οργανισμούς, οι οποίοι καθορίζουν τα μέγιστα επιτρεπτά επίπεδα των ρύπων που εκπέμπονται από θερμικές μηχανές. Αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων, ο κύριος στόχος των καυτασκευαστών ναυτικών κινητήρων είναι η συμμόρφωση με τα όρια που τίθενται από τον Διεθνή Ναυτιλιακό Οργανισμό (International Maritime Organization – IMO). Ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός είναι μια εξειδικευμένη υπηρεσία που ο πρωταρχικός στόχος της είναι να αναπτύξει και να διατηρήσει ένα συνεκτικό ρυθμιστικό πλαίσιο για τη ναυτιλία. Σήμερα, η αποστολή του IMO περιλαμβάνει θέματα ασφάλειας, προστασίας του περιβάλλοντος, νομικά θέματα, θέματα τεχνικής συνεργασίας, καθώς και θέματα σχετιζόμενα με τη θαλάσσια ασφάλεια και την αποτελεσματικότητα των θαλάσσιων μεταφορών. Για τους ναυτικούς κινητήρες Diesel, αυτή η συμμόρφωση μπορεί να επιτευχθεί μέσα από την προσπάθεια εύρεσης προσαρμοσμένων λύσεων.

Στην Εικόνα 2-12 παρουσιάζεται η μεταβολή των ετήσιων εκπομπών NO_x μετά το 1990. Παρατηρούνται μειώσεις εκπομπών NO_x στις αρκές του '90, που ακολουθούνται ωστόσο από περαιτέρω αυξήσεις έως και 6% ξανά στις προφάτως βιομηχανοποιημένες χώρες. Το 2008 οι εκπομπές NO_x αυξήθηκαν κατά 4.25% σε σύγκριση με το 2005.

Η Επιτροπή Προστασίας του θαλάσσιου περιβάλλοντος (Marine Environmental Protection Committee - MEPC) του Διεθνούς Ναυτιλιακού Οργανισμού διεξήγαγε την 57^η συνεδρίαση και αποφάσισε την αναθεώρηση του Παραρτήματος VI της MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships - Διεθνής Διάσκεψη για την Αποτροπή της Ρύπανσης από Πλοία), θέτοντας νέο μέγιστο όριο περιεκτικότητας θείου στα ναυτιλιακά καύσιμα και την απαγόρευση καύσης καταλοίπων βαρέος πετρελαίου από το 2020. Οι

κύριες αλλαγές αφορούν στη σταδιακή μείωση των εκπομπών οξειδίων του θείου (SO_x) από τα πλοία με τη μείωση της περιεκτικότητας θείου των ναυτιλιακών καυσίμων από 4,5% από 3,5% από την 1η Ιανουαρίου του 2012 και στο 0,5% το 2020. Επίσης, στις θαλάσσιες περιοχές όπου ήδη ισχύουν όρια εκπομπών αερίων του θείου (Sulphur Emission Control Areas - SECAs), όπως είναι η Βαλτική και η Βόρεια Θάλασσα, αποφασίστηκε τα όρια να μειωθούν ακόμα περισσότερο, συγκεκριμένα από τον Μάρτιο του 2010 στο 1% από 1,5%, και στο 0,1% μέχρι την 1η Ιανουαρίου του 2015. Αυτό σημαίνει στροφή στη χρήση Marine Diesel Oil, καθώς είναι δύσκολο να προμηθευτεί κανείς βαρύ ναυτιλιακό καύσιμο με 1% θείο σε ικανοποιητικές τιμές, ενώ η περιεκτικότητα θείου στα βαρέα καύσιμα είναι δύσκολο να μειωθεί κάτω από το 0,5%.



Εικόνα 2-12 Η παγκόσμια τάση των εκπομπών NO_x 1970-2008 [Tg NO₂/yr] [14].

Οι αναθεωρημένοι κανονισμοί προσεγγίζουν τα όρια εκπομπών NO_x σε τρία επίπεδα ως εξής:

Tier I: Για κινητήρες Diesel εγκατεστημένους σε πλοία που κατασκευάστηκαν από 1^η Ιανουαρίου 2000 έως την 1^η Ιανουαρίου 2011, οι επιτρεπόμενες

εκπομπές οξειδίων του αζώτου είναι, σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, n:

- 17,0 g / kWh όταν το n είναι μικρότερο από 130 rpm
- $45,0 \cdot n^{(-0.2)}$ g/kWh όταν το n είναι μεταξύ 130 rpm και 2.000 rpm
- 9,8 g/kWh όταν το n είναι μεγαλύτερο από 2.000 rpm

Tier II: Για τους κινητήρες Diesel που τοποθετούνται σε πλοία τα οποία κατασκευάστηκαν μετά την 1^η Ιανουαρίου 2011, οι επιτρεπόμενες εκπομπές οξειδίων του αζώτου είναι:

- 14,4 g / kWh όταν το n είναι μικρότερο από 130 rpm
- $44,0 \cdot n^{(-0,23)}$ g/kWh όταν το n είναι μεταξύ 130 rpm και 2.000 rpm
- 7,7 g / kWh όταν το n είναι μεγαλύτερο από 2.000 rpm

Tier III: Πλοία κατασκευής μετά την 1η Ιανουαρίου 2016 θα έχουν πρόσθετους περιορισμούς, όταν λειτουργούν σε μια περιοχή ελεγχόμενων εκπομπών (Emission Control Area - ECA). Δεν έχουν ακόμη έχει οριστεί περιοχές ελέγχου εκπομπών για τις εκπομπές NO_x, αλλά αναμένεται ότι τόσο η Βαλτική Θάλασσα όσο και η Βόρεια Θάλασσα θα ενταχθούν στις περιοχές ECA πολύ πριν από την 1η Ιανουαρίου 2016. Οι επιτρεπόμενες εκπομπές οξειδίων του αζώτου για τις περιοχές ECA είναι:

- 3,4 g/kWh για n μικρότερο από 130 rpm
- $9,0 \cdot n^{(-0.2)}$ g / kWh για n μεταξύ 130 rpm και 2.000 rpm
- 2,0 g / kWh για n μεγαλύτερο από 2.000 rpm

Αυτό συνεπάγεται ότι για έναν σχεδιαστή ναυτικών μηχανών ο νέος κανονισμός σημαίνει

- Μια μείωση κατά 80% των εκπομπών NO_x σε σύγκριση με το Tier I
- Υποχρεωτική συμμόρφωση με τα αυστηρά όρια του Tier III όταν το πλοίο βρίσκεται σε περιοχές ECA

Κάθε μία από τις δύο απαιτήσεις είναι σημαντική για την ανάπτυξη τεχνολογιών απαραίτητων για μηχανές του Tier III. Επομένως δημιουργήθηκε η ανάγκη να διερευνηθεί ποιές τεχνολογίες θα είναι διαθέσιμες, ποιά είναι η σημερινή κατάσταση, καθώς και οι προσδοκίες των κατασκευαστών σε σχέση με την προθεσμία του 2016. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι τα όρια της κατηγορίας III δεν μπορούν να επιτευχθούν χωρίς πρόσθετα μέσα, όπως η επενανυκλοφορία καυσαερίων, η χρήση μετεπεξεργασίας των καυσαερίων και έγχυση νερού.

3 Τεχνικές μείωσης ρύπων

3.1 Εισαγωγή

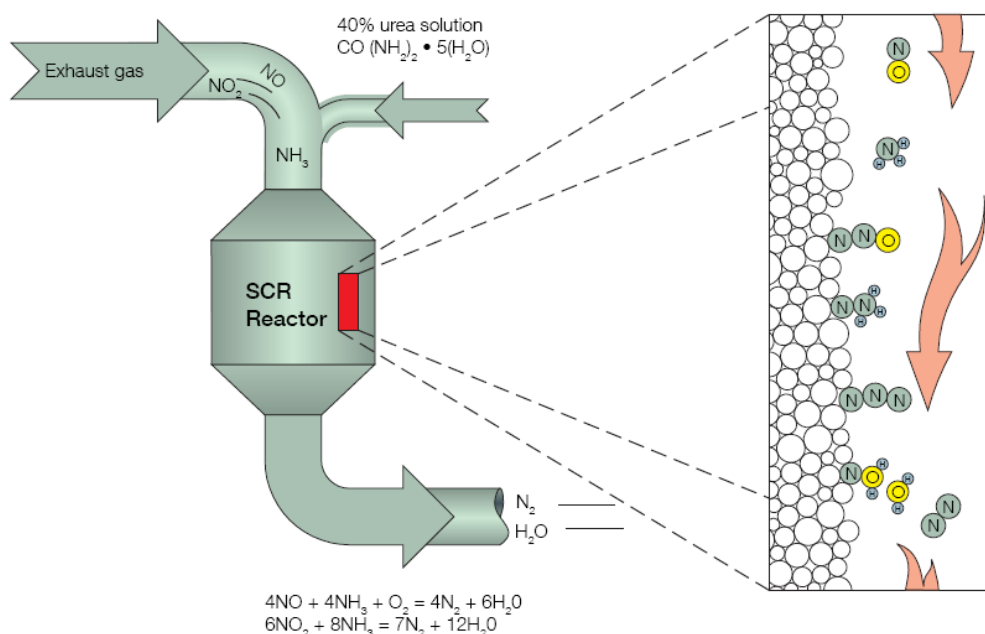
Η εφαρμογή όλο και πιο αυστηρών προδιαγραφών για τα όρια εκπομπής ρύπων από κινητήρες Diesel, αλλά και η συνεχής μείωση των διαθέσιμων αποθεμάτων ορυκτών καυσίμων, επιβάλλουν την ανάπτυξη μιας σειράς πρωτοποριακών τεχνολογιών με στόχο τη βελτιστοποίηση της λειτουργικής συμπεριφοράς, αλλά και τον περιορισμό των εκπομπών ρύπων κινητήρων Diesel. Οι τεχνολογίες αυτές διακρίνονται σε δυο κατηγορίες, δηλαδή στις πρωτογενείς μεθόδους που έχουν ως στόχο τη μείωση του σχηματισμού των ρύπων στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης (internal measures) και στις δευτερογενείς, οι οποίες περιορίζουν τους εκπεμπόμενους ρύπους χρησιμοποιώντας συστήματα περιστολής των καυσαερίων (exhaust gas aftertreatment) [8; 15]. Κάθε τεχνική χαρακτηρίζεται από έναν αριθμό πλεονεκτημάτων και μειονεκτημάτων, καθώς και από διαφορετικό κόστος και βαθμό αποτελεσματικότητας.

Όσον αφορά στα οξειδία του θείου, οι διαθέσιμοι τρόποι μείωσης των συγκεντρώσεων αυτών στα καυσαέρια είναι δύο. Είτε η χρήση καυσίμων με μικρό ποσοστό θείου στις περιοχές αυξημένου ελέγχου (ECA) και η εναλλαγή τους με τα κοινά καυσίμα εκτός αυτών, είτε η χρήση της μεθόδου απόπλυσης των καυσαερίων με νερό με χρήση κατάλληλων διατάξεων (Exhaust Gas Scrubbers). Οι δύο τεχνικές επιτυγχάνουν σημαντική μείωση των SO_x στα καυσαέρια, αλλά χαρακτηρίζονται από διαφορετικό λειτουργικό κόστος και κόστος επένδυσης. Στην περίπτωση των οξειδίων του αζώτου, οι διαθέσιμες τεχνικές περιστολής είναι περισσότερες και διακρίνονται επίσης σε πρωτεύουσες και δευτερεύουσες. Οι πρωτεύουσες τεχνικές είναι οι εξής: slide valves, χρήση του κύκλου Miller, μεταβολή του βαθμού συμπίεσης, βραδυπορεία έγχυσης, ανακυκλοφορία των καυσαερίων (EGR), έγχυση νερού (απευθείας έγχυση νερού, σύστημα CASS, σύστημα HAM), σύστημα common rail. Η πιο γνωστή δευτερεύουσα τεχνική είναι η επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (SCR). Οι παραπάνω τεχνικές έχουν διαφορετικό βαθμό αποτελεσματικότητας και κόστος. Όσον αφορά στις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, αυτές

εξαρτώνται άμεσα από την ποσότητα καυσίμου που καταναλώνεται, και επομένως η μείωση τους είναι δυνατή μέσω τεχνικών μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου όπως η μείωση της ταχύτητας πλεύσης του πλοίου και η βελτιστοποίηση του σχεδιασμού του, καθώς και οι εσωτερικές τροποποιήσεις των κινητήρων. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι πιο βασικές τεχνικές που συμβάλουν στη σχετική μείωση των NO_x.

3.2 Συστήματα επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (SCR)

Ένας εναλλακτικός τρόπος ανταπόκρισης στις απαιτήσεις του Tier III για τις εκπομπές NO_x είναι η εγκατάσταση ενός καταλύτη (χρήση SCR). Στον καταλύτη τα NO_x μειώνονται αισθητά εξαιτίας της μετατροπής της αμμωνίας (ουρία) σε άζωτο και νερό. Η μείωση αυτή συμβαίνει εξαιτίας των χημικών αντιδράσεων που παρουσιάζονται στην Εικόνα 3-1.



Εικόνα 3-1 Αρχές συστήματος SCR [16].

Η συγκεκριμένη τεχνολογία είναι γνωστή ήδη από τα τέλη της δεκαετίας του '70, και οι αντίστοιχοι καταλύτες έχουν εφαρμοστεί σε μηχανές Diesel από το 1989, από τη MAN Diesel & Turbo. Η εφαρμογή της τεχνολογίας σε ναυτικές μηχανές ίσως δεν είναι ακόμη ώριμη.

Εξαιτίας της υψηλής απόδοσης των 2-χρονων κινητήρων Diesel και της καλής απόπλυσης, η θερμοκρασία των καυσαερίων μετά τον στροβιλοσυμπιεστή είναι χαμηλή, συγκεκριμένα στην περιοχή 230-260 °C, ανάλογα με το φορτίο και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αυτές οι θερμοκρασίες είναι προβληματικές για το σύστημα SCR σε περιπτώσεις βαρέος καυσίμου (Heavy Fuel Oil - HFO). Επομένως, είναι ανάγκη να εξασφαλιστεί η επιθυμητή θερμοκρασία (ιδανικά 330-350 °C) όταν ο κινητήρας δουλεύει με βαρύ καύσιμο. Ωστόσο, η θερμοκρασία δεν πρέπει να αυξηθεί σημαντικά διότι ευνοείται ο σχηματισμός SO₃. Έτσι, το σύστημα SCR λειτουργεί ως εξής: Όταν απαιτείται μείωση των NO_x, τα καυσαέρια οδηγούνται στο σύστημα SCR σύμφωνα με την κατεύθυνση που φαίνεται στην Εικόνα 3-1. Όταν δεν απαιτείται η χρήση του καταλύτη, τα καυσαέρια περνούν άμεσα στον στρόβιλο, και το σύστημα SCR σφραγίζεται από δύο βαλβίδες.

Έχει επαληθευθεί ότι με το σύστημα SCR υπάρχει δυνατότητα να επιτευχθούν τα όρια του κανονισμού Tier III, και κάποια αντιπροσωπευτικά αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 3-1. Ο πίνακας πιστοποιεί ότι το σύστημα SCR εξασφαλίζει τιμή στα NO_x 2.8 g/KWh, η οποία είναι αρκετά χαμηλότερη από το όριο 3.4 g/KWh [17].

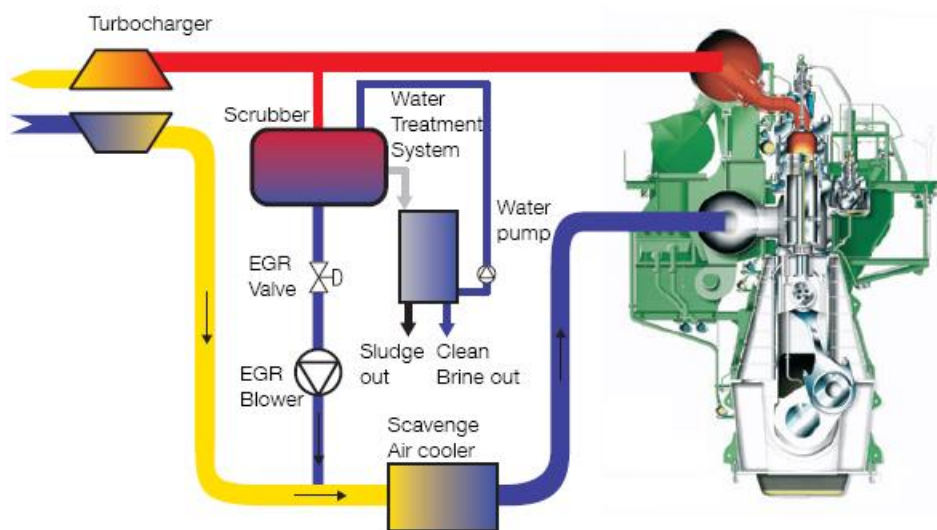
Πίνακας 3-1 Εκπομπές NO_x σε 4 διαφορετικά φορτία

	25%	50%	75%	100%	Cycle
Tier III					
g/KWh	2.9	3.1	2.9	2.5	2.8

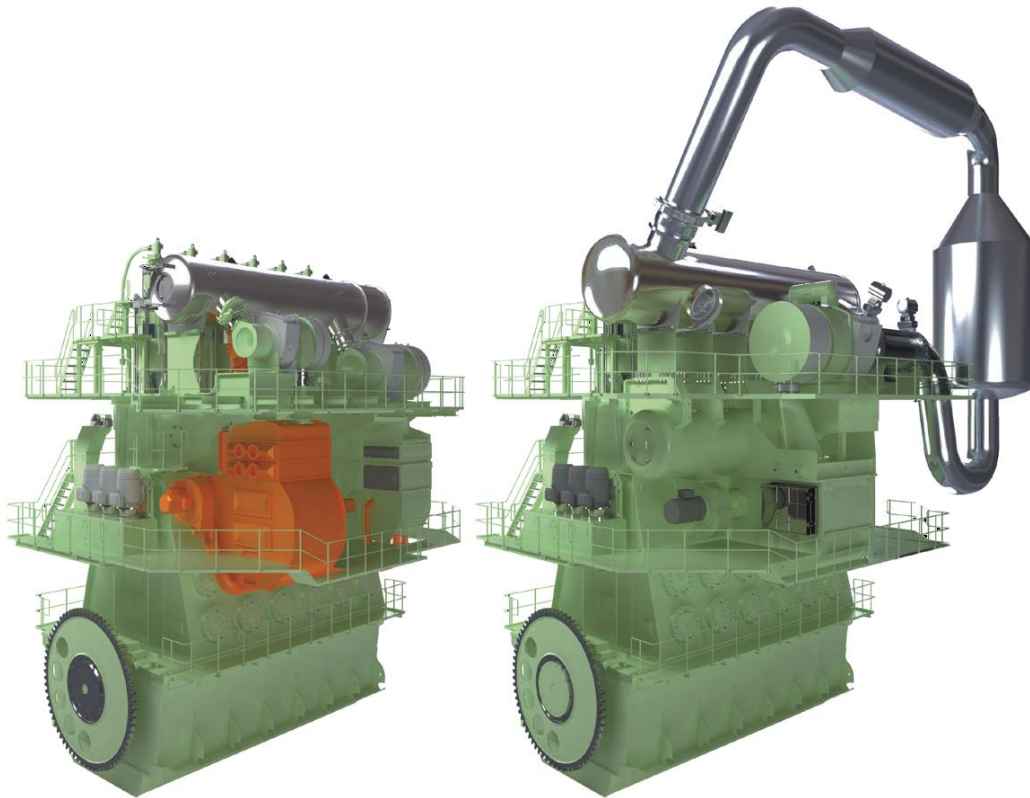
3.3 Ανακυκλοφορία καυσαερίων

Η προοπτική χρήσης ανακυκλοφορίας καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation - EGR) για τη μείωση των NO_x σε μεγάλες ναυτικές μηχανές Diesel κερδίζει έδαφος τα τελευταία 10 χρόνια. Η λειτουργία της βαλβίδας ανακυκλοφορίας συνίσταται στο να ανοίγει, υπό ορισμένες συνθήκες, μια μικρή δίοδο ανάμεσα

στην πολλαπλή εξαγωγή και στην πολλαπλή εισαγωγή, οπότε ένα μέρος των καυσαερίων (πολλαπλή εξαγωγή) αναρροφάται στο προς καύση μίγμα (πολλαπλή εισαγωγή). Η ποσότητα των αδρανών αυτών καυσαερίων αντικαθιστά ένα μέρος του ατμοσφαιρικού αέρα στο προς καύση μίγμα, με αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασίας καύσης, άρα και τη μείωση των NO_x . Ένα μέρος του εξαγόμενου καυσαερίου παρακάμπτεται στο σύστημα απόπλυσης, μετά από τον συμπιεστή, και έτσι ανακυκλώνεται μέσω ενός ηλεκτρικού ανεμιστήρα υψηλής πίεσης. Ένα σύστημα καθαρισμού αφαιρεί από τα καυσαέρια τα SO_x και τα αιωρούμενα σωματίδια, και ψύχει το αέριο πριν από την επανεισαγωγή στον θάλαμο καύσης. Οι ψύκτρες αέρα ψύχουν το μίγμα του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου και αέρα απόπλυσης. Η Εικόνα 3-2 περιγράφει τις αρχές λειτουργίας ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Επίσης, στην Εικόνα 3-3 διακρίνονται οι διατάξεις των συστημάτων ανακυκλοφορίας καυσαερίων και SCR.



Εικόνα 3-2 Αρχές λειτουργίας συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίων στον κινητήρα 4T50ME-X [16].



Εικόνα 3-3 Διατάξεις συστήματος EGR και SCR [18].

Ο συνδυασμός ανακυκλοφορίας καυσαερίου, με ενυδάτωση του αέρα απόπλυσης είναι μια πολλά υποσχόμενη μέθοδος για τη μείωση των NOx. Η μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας της καύσης επιτυγχάνεται ελαττώνοντας τη συγκέντρωση του οξυγόνου προσθέτοντας αδρανή μέσα μεγάλης θερμοχωρητικότητας (πχ CO₂ και υδρατμούς).

3.4 Επίδραση της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης και της συστροφής του αέρα

Η συστροφή του αέρα (swirl) επηρεάζει σημαντικά την ανάμιξη του αέρα με τη δέσμη καυσίμου και έχει ως αποτέλεσμα να μειώνει τη χρονική περίοδο της καύσης, μειώνοντας την παραγόμενη αιθάλη. Μελέτες σε μονοκύλινδρο κινητήρα Diesel άμεσου εγχύσεως έδειξαν ότι υπάρχει βέλτιστη τιμή του λόγου συστροφής του αέρα για τη μείωση των εκπομπών, χωρίς μείωση του βαθμού απόδοσης. Επίσης η κατάλληλη προσαρμογή των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του θαλάμου καύσης μπορεί να οδηγήσει σε βέλτιστη λειτουργία της μηχανής σε συνδυασμό με μειωμένες εκπομπές ρύπων [19].

3.5 Εισαγωγή νερού

Ένας τρόπος για τη μείωση των εκπομπών NO_x είναι η εισαγωγή νερού στον θάλαμο καύσης της μηχανής. Ένας κύριος μηχανισμός που συντελεί στη μείωση των εκπομπών NO_x είναι η πτώση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, εξαιτίας της εξάτμισης του νερού. Η μείωση των εκπομπών NO_x με τη χρήση νερού οφείλεται κυρίως στην αυξημένη ειδική θερμοχωρητικότητα αυτού. Επιπλέον, η παρουσία του νερού επιδρά στον ρυθμό ατμοποίησης του καυσίμου, ο οποίος με τη σειρά του αυξάνει τον διασκορπισμό του καυσίμου και τον ρυθμό ανάμειξης αυτού με τον αέρα, οδηγώντας σε πιο ομοιόμορφη καύση και σε μείωση των τοπικών θερμοκρασιών.

Στον ηλεκτρονικά ελεγχόμενο εγχυτήρα, είναι δυνατή η μορφοποίηση του προφίλ έγχυσης του καυσίμου, αυξάνοντας τον βαθμό απόδοσης, και μειώνοντας τις εκπομπές ρύπων. Ο συνδυασμός αυτής της τεχνολογίας με την έγχυση νερού μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική μείωση των εκπομπών NO_x και σωματιδίων αιθάλης, βελτιώνοντας την ποιότητα της καύσης.

Σήμερα οι κυριότερες τεχνικές εισαγωγής νερού σε κινητήρες Diesel είναι:

- Δημιουργία γαλακτώματος καυσίμου – νερού
- Εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης
- Απευθείας έγχυση του νερού στον θάλαμο καύσης με χρήση ξεχωριστών εγχυτήρων.

3.5.1 Γαλάκτωμα καυσίμου-νερού

Το γαλάκτωμα καυσίμου και νερού είναι ένα μίγμα που μακροσκοπικά φαίνεται ομογενές, αποτελούμενο από νερό αναμιγμένο με καύσιμο και πρόσθετες επιφανειοδραστικές ουσίες. Η ιδιαιτερότητά του είναι ότι τα συστατικά του δεν είναι αναμίξιμα σε μοριακό επίπεδο, όπως για παράδειγμα είναι τα συστατικά ενός καυσίμου του εμπορίου, που αποτελείται από μια σειρά διαφορετικών καυσίμων. Είναι κοινώς αποδεκτό ότι η χρήση γαλακτώματος είναι η πλέον ισχυρή μέθοδος για τη μείωση των εκπομπών NO_x. Η επίδραση της χρήσης του γαλακτώματος είναι περισσότερο ισχυρή συγκρινόμενη με αυτή της εισαγωγής του νερού στην αναρρόφηση του κινητήρα, διότι το νερό είναι από την αρχή σε επαφή με το καύσιμο, και η δράση του υπάρχει μόνο στην περιοχή της φλόγας.

Για τον λόγο αυτόν, στατιστικά απαιτείται περίπου η μισή ποσότητα νερού στο γαλάκτωμα, σε σχέση με το απαιτούμενο νερό στην περίπτωση εισαγωγής του στην αναρρόφηση, για την επίτευξη της ίδιας μείωσης των εκπομπών NO_x [5]. Με τη χρήση γαλακτώματος, όχι μόνο μειώνονται οι εκπομπές NO_x και σωματιδίων της αιθάλης, αλλά είναι δυνατό να μειωθεί και η ειδική κατανάλωση καυσίμου, πράγμα αδύνατο για τις άλλες τεχνικές εισαγωγής νερού. Η τεχνική του γαλακτώματος είναι μια σχετικά απλή τεχνική που δεν απαιτεί υψηλό κόστος εφαρμογής, ακόμα και σε παλαιό κινητήρα Diesel.

Η καύση του γαλακτώματος χαρακτηρίζεται από μικροεκρήξεις, που οφείλονται στη διαφορά πτητικότητας ανάμεσα στο νερό και στο καύσιμο. Καθώς μια σταγόνα θερμαίνεται λόγω μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή και ακτινοβολία, λαμβάνει χώρα ένας ταχύς σχηματισμός φυσαλίδων, και η εξάτμιση οδηγεί στην αποσύνθεση του θερμού γαλακτώματος. Οι μικροεκρήξεις προκαλούν δευτερογενή διάσπαση που σχηματίζει πολλές μικρές σταγόνες, οι οποίες μπορούν να ατμοποιηθούν ταχύτατα. Οι εν λόγω μικροεκρήξεις ενισχύουν και την ανάμιξη των συστατικών του γαλακτώματος με τον αέρα του θαλάμου καύσης.

Ωστόσο, η χρήση γαλακτώματος χαρακτηρίζεται και από μειονεκτήματα. Συγκεκριμένα, πρέπει να δοθεί μεγάλη προσοχή στο αποτέλεσμα που προκαλεί η παρουσία του νερού στη φθορά του κινητήρα και στη διαδικασία της λίπανσης. Επίσης, για την πρόληψη της στρωματοποίησης του γαλακτώματος, μπορεί να χρειαστεί η εγκατάσταση μιας αντλίας στη δεξαμενή αποθήκευσης για την ανακύκλωση του μίγματος, ώστε να αποτραπεί ο διαχωρισμός του νερού στον πυθμένα της δεξαμενής. Μια εναλλακτική και ίσως απλούστερη μέθοδος είναι να μειωθεί το ύψος του σωλήνα αναρρόφησης, ο οποίος συνδέεται με την αντλία διανομής, στο εσωτερικό της δεξαμενής.

Επίσης, η χρήση γαλακτώματος μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση των εκπομπών υδρογονανθράκων (HC) σε χαμηλά φορτία του κινητήρα, εξαιτίας της υπερβολικής μείωσης της θερμοκρασίας της φλόγας, καθώς και της αύξησης της καθυστέρησης έναυσης. Γι' αυτό, το ποσοστό του νερού στο γαλάκτωμα καυσίμου-νερού δεν πρέπει να υπερβαίνει περίπου το 12%, ποσοστό αρκετά

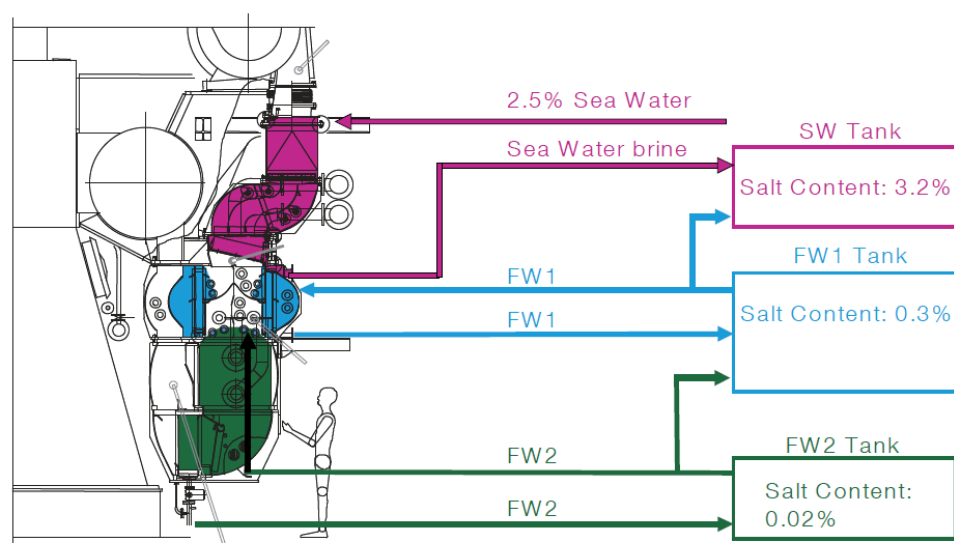
χαμηλό για να επιτευχθεί η επιθυμητή μείωση των εκπομπών NOx σε υψηλά φορτία.

Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι κατά τα τελευταία χρόνια γίνονται μεγάλες προσπάθειες ανάπτυξης τεχνολογιών πολυφασικών γαλακτωμάτων καυσίμων. [20-22]. Εν προκειμένω, ο κύριος στόχος είναι να καταστούν τα βαρέα καύσιμα υδρογονανθράκων ευκολότερα στη χρήση, με την παραγωγή ενός χαμηλού ιξώδους μαζούτ χρησιμοποιώντας νερό αντί για ακριβά αραιωτικά με βάση το πετρέλαιο. Έτσι, δημιουργείται ταυτόχρονα ένα καύσιμο με βελτιωμένα χαρακτηριστικά καύσης. Η τεχνολογία αυτή μπορεί να μειώσει το κόστος καυσίμου μεταξύ 5% έως και 50% σε σχέση με τα παραδοσιακά καύσιμα.

3.5.2 Έγχυση νερού στον αγωγό εισαγωγής αέρα

Με την έγχυση καυσίμου στο σύστημα εισαγωγής του αέρα αυξάνεται η πυκνότητα και η μάζα του εισερχόμενου αέρα. Η παρουσία του νερού ελαττώνει τη θερμοκρασία της φλόγας, και κατά συνέπεια τις εκπομπές NOx. Η έγχυση νερού μπορεί να γίνει είτε με τον ψεκασμό στο ρεύμα εισαγωγής του αέρα πριν τις θυρίδες εισαγωγής σε κάθε κύλινδρο, είτε πριν τον στροβιλοϋπερπληρωτή είτε μετά τον στροβιλοϋπερπληρωτή [23; 24]. Το νερό εγχύεται ελεγχόμενα, με ηλεκτρονική ρύθμιση των εγχυτήρων νερού. Η τεχνική μπορεί να υλοποιηθεί εύκολα, χωρίς να απαιτείται πολύπλοκη διάταξη όπως στην περίπτωση του γαλακτώματος, με την προσαρμογή ενός εγχυτήρα νερού στον αγωγό εισαγωγής αέρα. Επιπλέον, καθώς το νερό εισέρχεται μαζί με τον αέρα κατά τη φάση της εισαγωγής, ατμοποιείται σε εκείνο το στάδιο και όχι στη φάση της συμπίεσης και καύσης. Αυτό δεν επιφέρει σημαντική μείωση στον βαθμό απόδοσης, καθώς η ατμοποίηση του νερού δεν καταναλώνει την ενέργεια που αποδίδεται κατά την καύση. Έτσι, για την εξάτμιση γίνεται χρήση της εσωτερικής ενέργειας του αέρα εισαγωγής [23; 25; 26]. Ωστόσο, για την υλοποίηση της παρούσας τεχνικής απαιτούνται, σε σχέση με τις άλλες δύο μεθόδους, μεγάλες ποσότητες νερού για την ίδια μείωση των εκπομπών NOx. Αυτό επιφέρει δυσχέρειες σχετιζόμενες με την παραγωγή και την αποθήκευση του νερού.

Στην παρούσα μέθοδο, το νερό ουσιαστικά εμποτίζει και ψύχει τον αέρα εισαγωγής. Τα τελευταία χρόνια εξετάζεται και η περίπτωση χρήσης θαλασσινού νερού περιεκτικότητας μέχρι 3,5% σε αλάτι. Το θαλασσινό νερό εγχύεται στον θερμό αέρα μετά την έξοδο αυτού από τον συμπιεστή (Εικόνα 3-4). Στη συνέχεια, χρησιμοποιείται μικρή ποσότητα γλυκού νερού, προϊόν αφαλάτωσης, συμβάλλοντας στον καθαρισμό από το θαλασσινό νερό και στην προστασία του κυλίνδρου [16].



Εικόνα 3-4 Σχηματική απεικόνιση έγχυσης θαλασσινού και γλυκού νερού στο σύστημα εισαγωγής ναυτικού κινητήρα.

3.5.3 Απευθείας έγχυση νερού (Direct Water Injection - DWI)

Με κατάλληλη χρήση της τεχνικής της απευθείας έγχυσης νερού είναι δυνατό να επέλθει μείωση στις εκπομπές NOx κατά 50% - 60%, χωρίς σημαντική μείωση στην αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα. Κινητήρες με σύστημα απευθείας έγχυσης νερού είναι εξοπλισμένοι με μια σύνθετη βαλβίδα ψεκασμού, με ακροφύσιο που επιτρέπει την έγχυση νερού και υγρών καυσίμων μέσα στον κύλινδρο. Το ακροφύσιο έχει δύο ξεχωριστές βελόνες που ελέγχονται ξεχωριστά (Εικόνα 3-5). Η έγχυση νερού έχει συνήθως χρονισμό πριν από την έγχυση καυσίμου ή παράλληλο προς αυτήν, με αποτέλεσμα τη μείωση των θερμοκρασιών καύσης, και συνεπώς των εκπομπών οξειδίων του αζώτου. Η έγχυση νερού συνήθως ολοκληρώνεται πριν από την αντίστοιχη της έγχυσης

του καυσίμου. Αξίζει να σημειωθεί ότι δεν υπάρχει κατ' αρχήν περιορισμός αναφορικά με την εγχυόμενη στον κύλινδρο μάζα ανά κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Η πίεση έγχυσης του νερού μπορεί να είναι τάξης 400 bar, και δημιουργείται από αντλία υψηλής πίεσης, η οποία έπεται αντλίας χαμηλής πίεσης. Για τον καθαρισμό του νερού από σωματίδια, υπάρχουν φίλτρα πριν από την αντλία χαμηλής πίεσης. Μια ασφάλεια ροής είναι εγκατεστημένη στην πλευρά της κυλινδροκεφαλής, η οποία διακόπτει τη ροή του νερού εντός του κυλίνδρου, εάν η βελόνα νερού κολλήσει. Ο χρονισμός του ψεκασμού του νερού ελέγχεται ηλεκτρονικά από μια μονάδα ελέγχου, και μπορεί να βελτιστοποιηθεί (Εικόνα 3-6). Για την επαρκή μείωση των εκπομπών NOx απαιτείται έγχυση μάζας νερού τουλάχιστον 40% της εγχυόμενης μάζας καυσίμου.



Εικόνα 3-5 Σύνθετο ακροφύσιο για ψεκασμό καυσίμου και νερού.

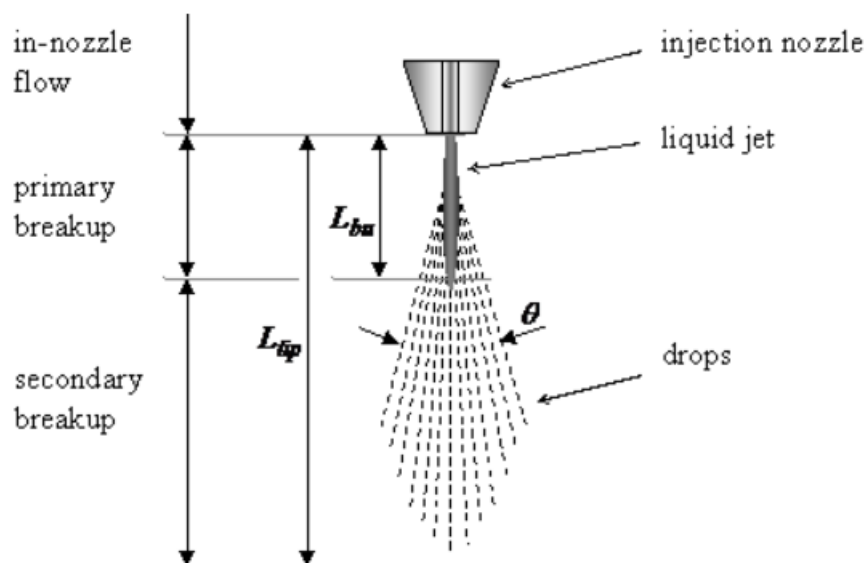


Εικόνα 3-6 Σύστημα ηλεκτρονικού ελέγχου απευθείας έγχυσης νερού.

4 Μοντελοποίηση ψεκασμού και σχηματισμού μίγματος

4.1 Διάσπαση

Η δημιουργία του μίγματος καυσίμου – αέρα εμπεριέχει την αλληλεπίδραση της δέσμης καυσίμου με τον αέρα εντός του κυλίνδρου. Με την επιβολή διαφοράς πίεσης κατά μήκος του ακροφυσίου του εγχυτήρα, το υγρό καύσιμο εισέρχεται στον θάλαμο καύσης με υψηλή ταχύτητα, ώστε να είναι δυνατό να διασκορπιστεί σε μικρά σταγονίδια, με σκοπό την ταχεία ατμοποίησή του και την ανάμιξη με τον συμπιεσμένο αέρα εντός του κυλίνδρου. Σημαντικό ρόλο για την επίτευξη όσο το δυνατόν μικρότερων σταγονιδίων παίζουν, εκτός από τη διαφορά πίεσης, η γεωμετρία του ακροφυσίου και η επιφανειακή τάση του καυσίμου. Η σχηματιζόμενη δέσμη καυσίμου έχει κωνική γεωμετρία (Εικόνα 4-1), και διαδίδεται εντός του θαλάμου καύσης με ολοένα μειούμενη ταχύτητα εξαιτίας της μεταφοράς ορμής προς τον περιβάλλοντα αέρα. Έτσι, αυξάνεται το πλάτος της δέσμης, και επέρχεται διασκορπισμός αυτής [1; 7].



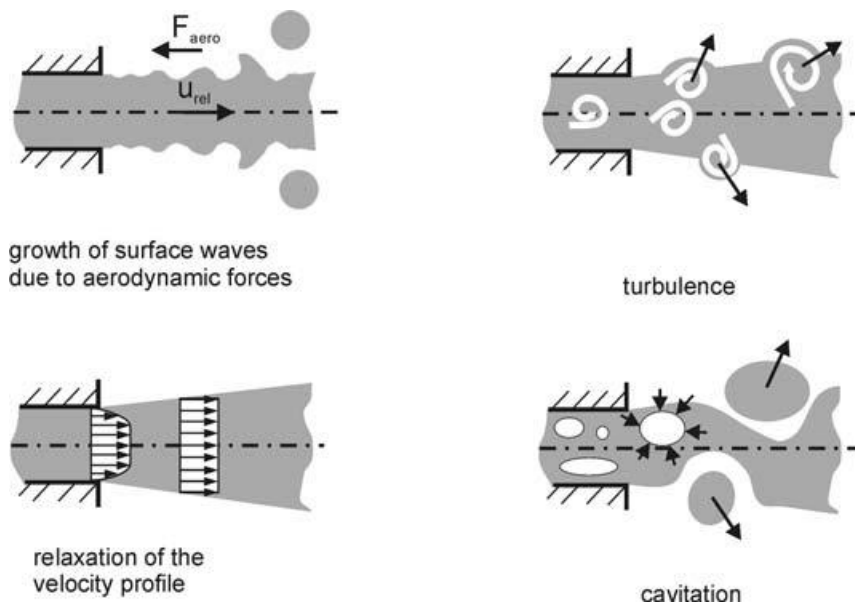
Εικόνα 4-1 Τυπική κωνική μορφή δέσμης καυσίμου και στάδια μηχανισμών διάσπασης.

Για την υπολογιστική μελέτη του σχηματισμού του μίγματος μέσα στον κύλινδρο, είναι απαραίτητη μια λεπτομερής μοντελοποίηση της μετάβασης της ροής από την εξερχόμενη από το ακροφύσιο δέσμη στη ροή σταγονιδίων. Έτσι,

απαιτείται η μοντελοποίηση της διάσπασης του spray. Η διάσπαση κατηγοριοποιείται σε πρωτογενή και δευτερογενή.

Η πρωτογενής διάσπαση συνίσταται στη διάσπαση της δέσμης σε σταγονίδια. Έτσι, οι αρχικές συνθήκες της ροής των σταγονιδίων καθορίζονται από τη διαδικασία της πρωτογενούς διάσπασης. Ο σκοπός ενός μοντέλου πρωτογενούς διάσπασης είναι ο προσδιορισμός του μεγέθους καθώς και των συνιστωσών της ταχύτητας των σταγονιδίων, που επηρεάζονται κυρίως από τις συνθήκες της ροής εντός του ακροφυσίου.

Για υψηλές πιέσεις έγχυσης, η ακριβής μοντελοποίηση της πρωτογενούς διάσπασης είναι δυσχερής. Οι παράγοντες που επηρεάζουν την πρωτογενή διάσπαση, και πιθανώς λαμβάνονται υπόψη στη μοντελοποίηση, είναι (Εικόνα 4-2): (α) οι αεροδυναμικές δυνάμεις από την πλευρά του αέρα, (β) φαινόμενα σπηλαίωσης εντός του ακροφυσίου, (γ) τα χαρακτηριστικά της τύρβης στην έξοδο του ακροφυσίου, καθώς και το αντίστοιχο μέσο προφίλ ταχύτητας.



Εικόνα 4-2 Μηχανισμοί πρωτογενούς διάσπασης.

Ένα αντιπροσωπευτικό μέγεθος που χαρακτηρίζει το μέσο μέγεθος των σταγονιδίων του spray είναι η χαρακτηριστική διάμετρος SMD (Sauter Mean Diameter). Η τιμή SMD είναι η διάμετρος μιας ιδεατής σταγόνας της οποίας το

πηλίκου όγκου προς επιφάνεια είναι ίσο με το αντίστοιχο συνολικό πηλίκου των σταγονιδίων του spray.

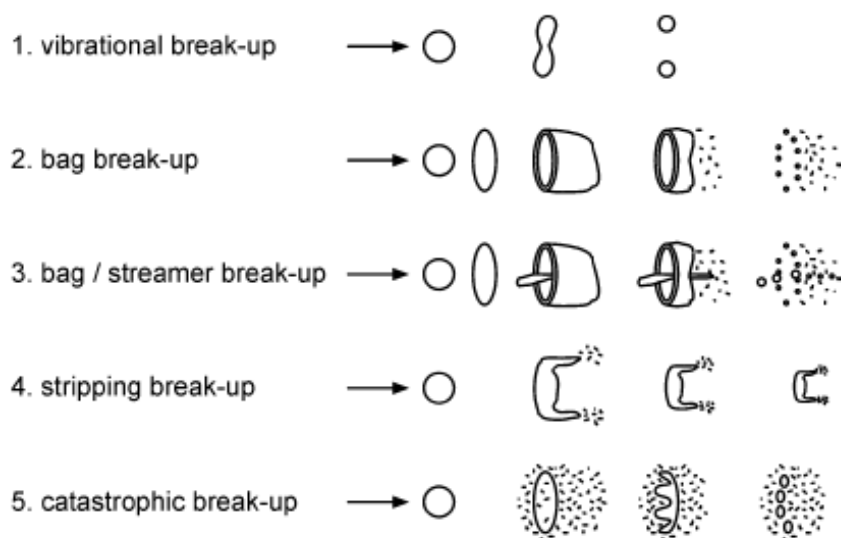
$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^n d_i^3}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad (4-1)$$

Κατά συνέπεια, μείωση του μεγέθους SMD συνεπάγεται αύξηση του λόγου επιφάνειας προς όγκο της υγρής φάσης του spray, και ενίσχυση του ρυθμού εξάτμισης και ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα.

Η δευτερογενής διάσπαση είναι η αποσύνθεση των ήδη υπάρχουσών σταγόνων σε μικρότερα σταγονίδια, εξαιτίας των αεροδυναμικών δυνάμεων που προκαλούνται από τη σχετική ταχύτητα u_{rel} ανάμεσα στη σταγόνα και στο περιβάλλον αέριο. Αυτές οι δυνάμεις μπορεί να έχουν ως αποτέλεσμα την ενίσχυση διαταραχών και την απόκλιση από ένα αρχικό σφαιρικό σχήμα, οδηγώντας τελικά στη διάσπαση της σταγόνας. Η ιδιότητα της επιφανειακής τάσης, από την άλλη μεριά, συμβάλλει στη διατήρηση ενός σφαιρικού σχήματος, αντίρροπα προς τις αεροδυναμικές δυνάμεις. Η δυναμική της διάσπασης εξαρτάται από τον λόγο των αεροδυναμικών δυνάμεων προς αυτές της επιφανειακής δυνάμεις, ο οποίος εκφράζεται από τον αδιάστατο αριθμό Weber.

$$We_g = \frac{\rho_g u_{rel}^2 d}{\sigma} \quad (4-2)$$

όπου d είναι η διάμετρος της σταγόνας πριν τη διάσπαση, σ είναι η επιφανειακή τάση, u_{rel} είναι η σχετική ταχύτητα ανάμεσα στη σταγόνα και το περιβάλλον αέριο, και ρ_g είναι η πυκνότητα του αερίου. Είναι σαφές ότι με τη μείωση του μεγέθους μιας σταγόνας αυξάνεται η τιμή της κρίσιμης τιμής της σχετικής ταχύτητας για τη διάσπασή της.



Εικόνα 4-3 Σχηματική απεικόνιση διάσπασης σταγονιδίων [27].

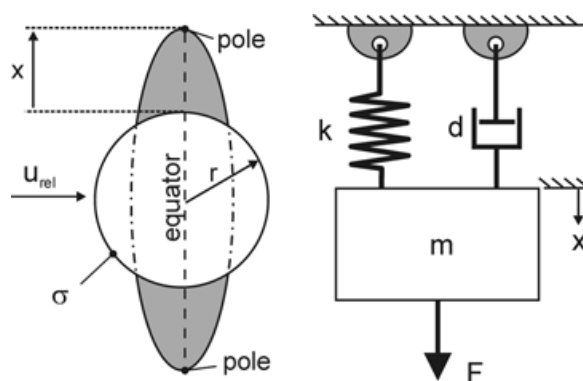
Από πειραματικές έρευνες είναι γνωστό ότι, ανάλογα με τον αριθμό Weber, υπάρχουν διαφορετικοί τύποι μηχανισμών διάσπασης σταγονιδίων, και ονομάζονται με τρόπο που αντιστοιχεί στο σχήμα που παίρνει η σταγόνα. Η Εικόνα 4-3. παρουσιάζει εποπτικά τους σχετικούς μηχανισμούς διάσπασης. Στον Πίνακα 4-1 παρουσιάζεται ο αριθμός Weber της μετάβασης από μία μορφή διάσπασης σε άλλη, με βάση την εργασία του Wierzba [27] και την εργασία των Arcoumanis et al. [28]. Η απλούστερη δυνατή απόδοση της δευτερογενούς διάσπασης είναι με χρήση ημι-εμπειρικών σχέσεων.

Πίνακας 4-1 Αριθμοί Weber μετάβασης από δύο διαφορετικά μοντέλα [27; 28].

Type	Weber Nr. [27]	Weber Nr. [28]
Vibrational	~12	~12
Bag	<20	<18
Bag-jet	<50	<45
Chaotic break-up	N/A	<100
Sheet stripping	<100	<350
Wave crest stripping	N/A	<1000
Catastrophic	>100	>1000

Το μοντέλο αναλογίας Taylor [29] εισάγει την αναλογία ανάμεσα στην ταλάντωση μιας σταγόνας και στην ταλάντωση ενός συστήματος μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα (βλ. και σκίτσο ακολούθως):

$$\ddot{x} = \frac{F}{m} - \frac{k}{m}x - \frac{d}{m}\dot{x} \quad (4-3)$$



Στην παραπάνω σχέση, το μέγεθος kx αντιστοιχεί στην επίδραση της επιφανειακής τάσης, το μέγεθος $d\dot{x}$ στις εσωτερικές δυνάμεις τριβής, το μέγεθος $m\ddot{x}$ στις αδρανειακές δυνάμεις και το F στις αεροδυναμικές δυνάμεις.

Στο μοντέλο «Παραμόρφωσης σταγόνας και διάσπασης» [30] γίνεται χρήση της παραδοχής ότι η σταγόνα παραμορφώνεται από μια αρχική σφαιρική σταγόνα σε μια πεπλατυσμένη σφαιροειδή σταγόνα με ελλειψοειδείς διατομές εξαιτίας της δράσης των αεροδυναμικών δυνάμεων.

Αναφορικά με τη μοντελοποίηση της πρωτογενούς διάσπασης, το μοντέλο Kelvin-Helmholtz [31] κάνει χρήση μιας δέσμης υγρού κυλινδρικής γεωμετρίας με αρχική διάμετρο r_0 , η οποία διεισδύει σε αέριο αμελητέου ιξώδους, με σχετική ταχύτητα u_{rel} . Εξαιτίας της τύρβης που δημιουργείται στο ακροφύσιο, η επιφάνεια της δέσμης θεωρείται ότι υπόκειται σε ένα ευρύ φάσμα μικρών ημιτονοειδών διαταραχών, οι οποίες προκαλούν αξισυμμετρικές διακυμάνσεις της πίεσης καθώς και αξονικές και ακτινικές διακυμάνσεις ταχύτητας στα δύο ρευστά. Η κίνηση των δύο ρευστών περιγράφεται από τις γραμμικοποιημένες εξισώσεις Navier-Stokes. Η ανάλυση των γραμμικοποιημένων εξισώσεων δίνει τον ρυθμό ενίσχυσης των διαταραχών, Ω , σε συνάρτηση με το μήκος κύματος αυτών, λ . Οι διαταραχές που αντιστοιχούν σε μέγιστο ρυθμό ενίσχυσης

οδηγούν σε διάσπαση της δέσμης, ενώ το μέγεθος των δημιουργούμενων σταγόνων είναι ανάλογο του ατίστοιχου μήκους κύματος:

$$r_{new} = B_0 \cdot \lambda \quad (4-4)$$

όπου $B_0 = 0.61$ είναι σταθερά του μοντέλου. Από τη διάσπαση θεωρείται ότι προκύπτει ένα σύνολο («πακέτο») σταγόνων ακτίνας r_{new} . Μια γονεϊκή σταγόνα χάνει σταδιακά μάζα, με αποτέλεσμα τη μείωση της ακτίνας της. Αυτός ο ρυθμός μείωσης μπορεί να εκτιμηθεί ως το πηλίκο της διαφοράς των ακτίνων προς έναν χαρακτηριστικό χρόνο, υπολογιζόμενο από τη σχέση:

$$\tau_{bu} = 3.788 \cdot B_1 \frac{r}{\lambda \cdot \Omega} \quad (4-5)$$

Η τιμή της παραμέτρου B_1 κυμαίνεται από 1.73 έως 60. Μεγάλες τιμές της παραμέτρου B_1 αντιστοιχούν σε χαμηλό ρυθμό διάσπασης του spray (μεγάλες σταγόνες υγρού), και κατά συνέπεια μεγάλο μήκος διείδυσης και αργή ανάμιξη με τον περιβάλλοντα αέρα.

Το μοντέλο Kelvin-Helmholtz δεν επαληθεύτηκε πλήρως από πειραματικά δεδομένα. Έτσι, έχει προταθεί η βελτίωσή του σε συνδυασμό με το μοντέλο Rayleigh-Taylor [32]. Το τελευταίο βασίζεται στο θεωρητικό μοντέλο του Taylor που αφορά στην αστάθεια μιας ροής στην οποία υπάρχει διεπιφάνεια ρευστών διαφορετικών πυκνοτήτων.

Για τη μοντελοποίηση του spray χρησιμοποιούνται και συνδυασμένα (υβριδικά) μοντέλα, με στόχο την επίτευξη υψηλής ακρίβειας. Ένα σημαντικό υβριδικό μοντέλο διάσπασης είναι το μοντέλο KH-RT, το οποίο συνδυάζει το μοντέλο RT για την περιγραφή της δυναμικής των σταγόνων εγγύς του ακροφυσίου και το μοντέλο KH για σταγόνες κατάντι.

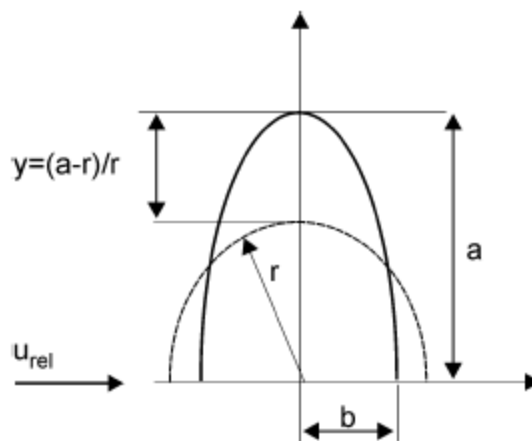
Η κίνηση μιας σταγόνας εντός του θαλάμου καύσης υπόκειται στον νόμο του Newton. Εξαιτίας της δύναμης αντίστασης από την πλευρά του αερίου, η σταγόνα επιβραδύνεται διαρκώς. Στην περίπτωση σφαιρικής σταγόνας ακτίνας r και σχετικής ταχύτητας με το αέριο u_{rel} , ο νόμος του Newton μπορεί να διατυπωθεί ως εξής:

$$F_{drag} = \frac{\rho_g}{2} u_{rel}^2 C_D A_f = \rho_l \frac{4}{3} \pi r^3 \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (4-6)$$

όπου C_D είναι ο συντελεστής αντίστασης, $A_f = \pi r^2$ είναι η μετωπική επιφάνεια στην κίνηση της σφαιρικής σταγόνας, και x είναι η χωρική συντεταγμένη κατά την κατεύθυνση της τροχιάς.

Όπως προαναφέρθηκε, για υψηλές τιμές του αριθμού Weber, μια σταγόνα παραμορφώνεται, και δεν είναι πλέον σφαιρική [33; 34]. Η αδιάστατη παραμόρφωση δίνεται από τη σχέση (βλ. και Εικόνα 4-4):

$$y = \min\left\{1, \left(\frac{a}{r} - 1\right)\right\} \quad (4-7)$$



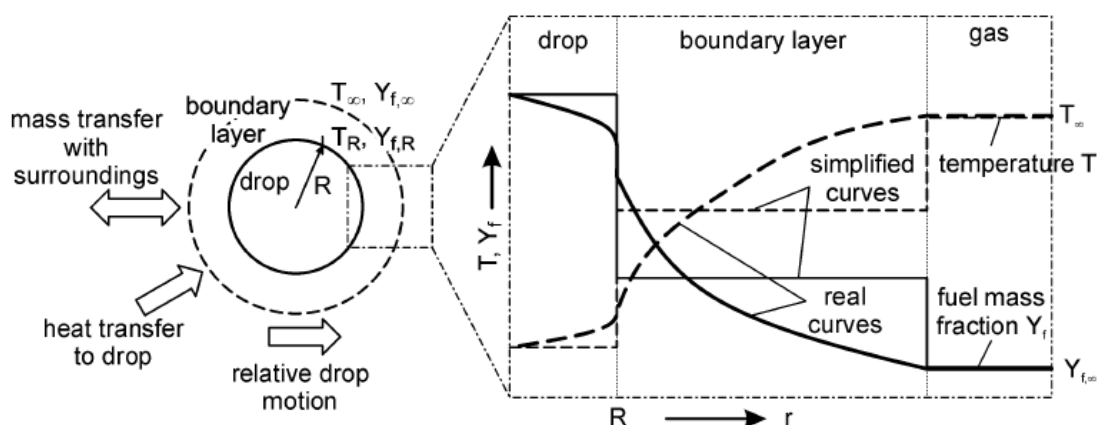
Εικόνα 4-4 Σχηματική απεικόνιση παραμόρφωσης σταγόνας.

4.2 Εξάτμιση

Εκτός από τη διάσπαση των σταγονιδίων και τη διαδικασία της ανάμιξης του αέρα και των σταγόνων του καυσίμου, η εξάτμιση των υγρών σταγόνων έχει επίσης μια σημαντική επίδραση στην ανάφλεξη, την καύση και τον σχηματισμό των ρύπων. Ο σχηματισμός του αερίου καυσίμου λόγω της εξάτμισης είναι αναγκαία προϋπόθεση για τις μετέπειτα χημικές αντιδράσεις. Η διαδικασία της εξάτμισης προσδιορίζει την αναλογία αέρα-καυσίμου, και επομένως επηρεάζει έντονα τον χρόνο και την περιοχή της ανάφλεξης. Η απαιτούμενη ενέργεια της εξάτμισης μεταφέρεται από το αέριο εντός του θαλάμου καύσης στην

ψυχρότερη σταγόνα εξαιτίας της μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή και ακτινοβολία, καθορίζοντας τον ρυθμό εξάτμισης της σταγόνας.

Για τη μαθηματική περιγραφή της διεργασίας της εξάτμισης είναι σύνηθες να γίνονται οι παρακάτω παραδοχές: Η μετάδοση θερμότητας λόγω ακτινοβολίας θεωρείται αμελητέα. Επειδή δεν είναι δυνατό να λυθεί το πεδίο ροής γύρω από όλες τις σταγόνες, η μοντελοποίηση της εξάτμισης βασίζεται σε μέσες συνθήκες ροής γύρω από τα σταγονίδια και μέσους συντελεστές μεταφοράς. Τα σταγονίδια συνήθως θεωρούνται ότι έχουν σφαιρικό σχήμα. Η παραμόρφωση, η διάσπαση, οι συγκρούσεις καθώς και άλλα φαινόμενα αμελούνται κατά τον υπολογισμό της εξάτμισης. Επιπλέον, για το εσωτερικό της σταγόνας γίνεται η υπόθεση ότι είναι ομογενής. Έτσι, μεγέθη όπως η θερμοκρασία του υγρού, η ενθαλπία εξάτμισης κλπ λαμβάνουν μία μόνο τιμή για τη σταγόνα (Εικόνα 4-5).

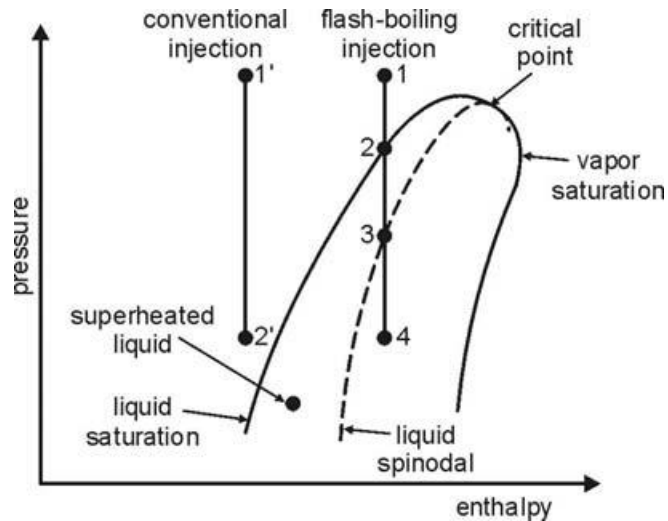


Εικόνα 4-5 Σχηματική απεικόνιση ατμοποίησης σταγόνας.

Για τη μοντελοποίηση των φαινομένων μεταφοράς στη διεπιφάνεια αερίου-υγρού, θεωρείται ισορροπία φάσεων, και γίνεται η παραδοχή ότι ο ρυθμός εξάτμισης του υγρού είναι πολύ ταχύτερος από τον ρυθμό μεταφοράς του ατμού από την επιφάνεια προς το περιβάλλον αέριο. Επιπλέον, θεωρείται ότι, ακόμη και αν οι συνθήκες στην αέρια φάση ή μέσα στη σταγόνα αλλάξουν, επιτυγχάνεται άμεσα η ισορροπία φάσεων. Ο ρυθμός εξάτμισης εξαρτάται από τον λόγο επιφάνειας προς όγκο, και συνεπώς αυξάνεται με μείωση της ακτίνας της σταγόνας.

Για τη μοντελοποίηση της καύσης, γίνεται η παραδοχή ότι το καύσιμο μπορεί να προσεγγιστεί ως μονοσυστατικό, για παράδειγμα ως δεκατετράνιο στην περίπτωση του καυσίμου diesel. Για τον προσδιορισμό του ρυθμού εξάτμισης, γίνεται χρήση ενός ενεργειακού ισοζυγίου, σύμφωνα με το οποίο η προσδιδόμενη στη σταγόνα θερμική ισχύς χρησιμοποιείται για την εξάτμιση και υπερθέρμανση της ατμοποιούμενης παροχής μάζας [35]. Σε δεύτερη προσέγγιση, το καύσιμο μπορεί να μοντελοποιηθεί ως μίγμα δύο ή περισσότερων συστατικών [36; 37]. Για παράδειγμα, το βαρύ καύσιμο μπορεί να θεωρηθεί μίγμα ενός βαρέος και ενός ελαφρού συστατικού. Αύξηση της πολυπλοκότητας στην περιγραφή αντιστοιχεί αναπόφευκτα σε αύξηση του απαιτούμενου υπολογιστικού χρόνου [38].

Σε ένα υγρό, όταν η πίεση μειωθεί κάτω από την πίεση κορεσμού, εκκινά μια διαδικασία βρασμού (flash-boiling). Ένα τμήμα του καυσίμου εξατμίζεται ακαριαία, ψύχοντας το υπόλοιπο του υγρού. Αυτή η ξαφνική εξάτμιση αυξάνει τον όγκο ενός spray, και έχει ως αποτέλεσμα την ταχύτερη διάσπασή του. Σε μηχανές Diesel με υψηλή πίεση έγχυσης, το φαινόμενο αυτό μπορεί να συμβεί εάν το καύσιμο είναι επαρκώς προθερμασμένο πριν τον ψεκασμό. Στην Εικόνα 4-6 παριστάται το φαινόμενο, καθώς και η συνήθης περίπτωση έγχυσης καυσίμου χαμηλής θερμοκρασίας, σε διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας. Το υπόψυκτο υγρό υπάρχει αριστερά της καμπύλης κορεσμένου υγρού, και υπέρθερμος ατμός δεξιά της καμπύλης κορεσμένου ατμού.



Εικόνα 4-6 Σχηματική απεικόνιση συμβατικού ψεκασμού και ψεκασμού με βρασμό σε διάγραμμα p-h [39].

4.3 Σύγκρουση σταγονιδίων καυσίμου

4.3.1 Δυναμική της σύγκρουσης σταγονιδίων

Η διάσπαση των σταγονιδίων έχει μια σημαντική επίδραση στην πυκνότητα του ψεκασμού κοντά στην έξοδο του ακροφυσίου, όπου ο αριθμός των σταγόνων ανά μονάδα όγκου είναι μεγάλος και η πιθανότητα των συγκρούσεων είναι υψηλή. Οι συγκρούσεις προκαλούνται από διαφορές στις ταχύτητες των σταγονιδίων. Το αποτέλεσμα μιας σύγκρουσης εξαρτάται από την ενέργεια της κρούσης, το πηλίκο των διαμέτρων των σταγόνων και τις συνθήκες περιβάλλοντος όπως η πυκνότητα του αερίου, η ταχύτητα και ο λόγος αέρα-καυσίμου. Η σύγκρουση μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα ενσωμάτωση των σταγόνων, ελαστική κρούση ή διάσπαση. Επομένως, μετά την κρούση, οι διευθύνσεις και τα μέτρα των ταχυτήτων συνήθως αλλάζουν. Εξαιτίας μιας κρούσης, οι μικρότερες σταγόνες επιβραδύνονται, ενώ οι μεγάλες μπορεί ακολούθως να χαρακτηρίζονται από εντονότερη διείδυση εντός του θαλάμου. Σημειώνεται ότι στην περίπτωση χαμηλών θερμοκρασιών (ασθενής διάσπαση) το μέγεθος μιας σταγόνας είναι ισχυρή συνάρτηση φαινομένων διάσπασης και φαινομένων σύγκρουσης.

Η δυναμική της διάσπασης χαρακτηρίζεται από τέσσερις αδιάστατους αριθμούς, οι οποίοι είναι ο αριθμός Reynolds, Re_{coll} , ο αριθμός Weber, We_{coll} , ο λόγος των διαμέτρων των σταγονιδίων Δ , και ο αδιάστατος συντελεστής επίδρασης, B .

$$Re_{coll} = \frac{\rho_l d_1 u_{rel}}{\mu_l}, \quad We = \frac{\rho_l d_2 u_{rel}^2}{\sigma}, \quad \Delta = \frac{d_2}{d_1}, \quad B = \frac{2X}{d_1 + d_2} \quad (4-8)$$

όπου ρ_l είναι η πυκνότητα του υγρού, μ_l είναι το δυναμικό ιξώδες, σ η επιφανειακή τάση, d_1 και u_1 είναι η διάμετρος και η ταχύτητα της μεγαλύτερης σταγόνας, αντίστοιχα, και d_2 και u_2 είναι η διάμετρος και η ταχύτητα της μικρής σταγόνας. Η σχετική ταχύτητα, u_{rel} , η οποία παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην περιγραφή των συγκρούσεων, δίνεται από τη σχέση:

$$u_{rel} = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 - 2u_1 u_2 \cos a} \quad (4-9)$$

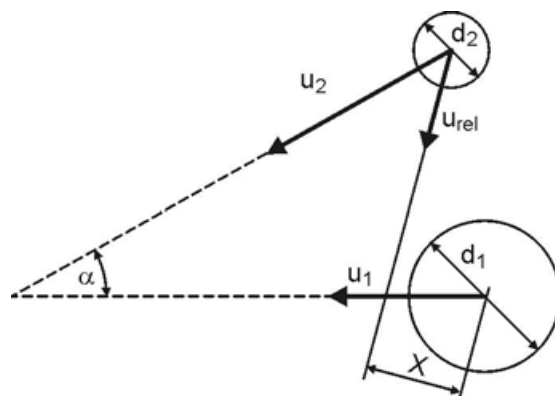
όπου a είναι η γωνία μεταξύ των δύο διευθύνσεων των συνιστωσών ταχυτήτων.

Ο συντελεστής επίδρασης X προσδιορίζεται από την προβολή της απόστασης ανάμεσα στα κέντρα των σταγόνων με διεύθυνση κάθετη σε αυτήν της σχετικής ταχύτητας, u_{rel} , (Εικόνα 4-7). Η ποσότητα B είναι ο αδιάστατος συντελεστής επίδρασης, ο οποίος κυμαίνεται από 0 έως 1, ανάλογα με το είδος της σύγκρουσης. Συγκεκριμένα:

Για $B=0$ συμβαίνει μετωπική σύγκρουση.

Για $B>0$ συμβαίνει σύγκρουση εκτός άξονα.

Για $B=1$ η σύγκρουση είναι εφαιπτομενική.



Εικόνα 4-7 Σχηματική παράσταση των γεωμετρικών παραμέτρων μιας σύγκρουσης μεταξύ δύο σταγόνων.

Οι όροι που αποδίδουν τα πιθανά αποτελέσματα μιας σύγκρουσης είναι οι ακόλουθοι:

- Bouncing
- Coalescence
- Reflexive separation
- Stretching separation
- Shattering

Η Εικόνα 4-8 δείχνει ένα διάγραμμα των πιθανών αποτελεσμάτων της σύγκρουσης ως συνάρτηση του αριθμού We και του αδιάστατου συντελεστή επίδρασης B . Η Εικόνα 4-9 παρουσιάζει τους αντίστοιχους μηχανισμούς.

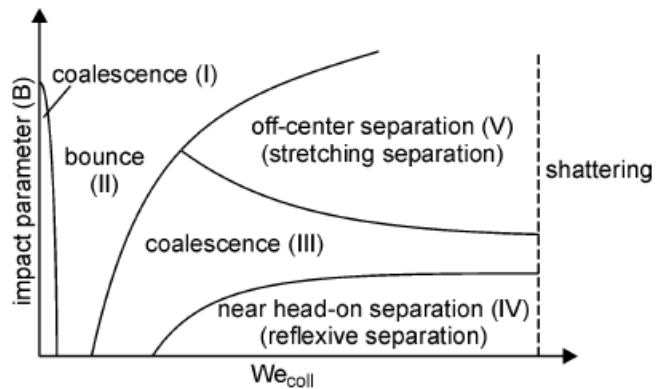
Εάν δύο σταγόνες, οι οποίες περιβάλλονται από αέριο, πλησιάσουν μεταξύ τους, ένα στρώμα αέρα θα πρέπει να συμπιεστεί στο κενό ανάμεσα στις δύο σταγόνες (bouncing). Στην πρώτη περίπτωση (περιοχή II), η επαφή των σταγόνων εμποδίζεται από αυτό το στρώμα, με αποτέλεσμα οι σταγόνες να παραμορφωθούν και να απομακρυνθούν. Η δεύτερη περίπτωση αναφέρεται σε συγκρούσεις στις οποίες οι δύο σταγόνες ενσωματώνονται σε μία σταγόνα. Αφ' ενός αυτό μπορεί να συμβεί σε μικρούς αριθμούς We , όπου η ενέργεια της σύγκρουσης είναι μικρή και υπάρχει αρκετός χρόνος να συμπιεστεί αρκετά το στρώμα αέρα στο κενό (περιοχή I). Αφ' ετέρου, αυτό το φαινόμενο είναι πιθανό να συμβεί και σε μεγαλύτερους αριθμούς We , όπου η ταχύτητα είναι τόσο υψηλή ώστε να ελαττώσει το στρώμα αέρα (περιοχή III).

Ένα άλλο πιθανό αποτέλεσμα είναι ο διαχωρισμός των σταγονιδίων, ο οποίος συμβαίνει όταν οι σταγόνες ενσωματωθούν προσωρινά και στη συνέχεια διαχωριστούν σε δύο ή περισσότερες σταγόνες.

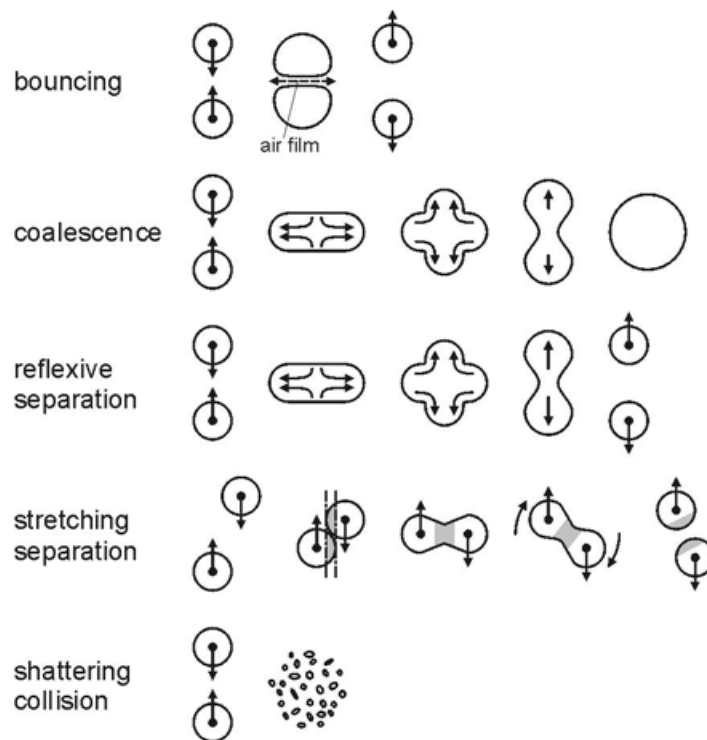
Η τρίτη περίπτωση (περιοχή IV) συναντάται συνήθως σε μετωπικές συγκρούσεις όπου οι σταγόνες συγκρούονται, στη συνέχεια ενώνονται, και τελικά διαχωρίζονται έχοντας διατηρήσει την ίδια διεύθυνση. Η επιφανειακή τάση παίζει σημαντικό ρόλο κατά τη διάρκεια της κρούσης, παραμορφώνοντας τις σταγόνες σε μορφή κυλίνδρου, και αν ο αριθμός We είναι αρκετά μεγάλος τότε ο κύλινδρος διαχωρίζεται σε δύο σταγόνες, διαφορετικά οι σταγόνες μένουν ενωμένες.

Η τέταρτη περίπτωση (περιοχή V) συμβαίνει σε κρούσεις χαρακτηριζόμενες από μεγάλους αδιάστατους συντελεστές επίδρασης. Σε αυτό το φαινόμενο μόνο ένα μέρος κάθε σταγόνας έρχεται σε άμεση επαφή με την άλλη, με αποτέλεσμα να υπάρχει μια πολύ μικρή περιοχή αλληλεπίδρασης (stretching separation). Το υπόλοιπο τμήμα των σταγονιδίων συνεχίζει να κινείται στις αρχικές τροχιές (reflexive separation).

Το τελευταίο πιθανό αποτέλεσμα μπορεί να συμβεί σε πολύ υψηλές σχετικές ταχύτητες όπου η επιφανειακή τάση είναι δευτερεύουσας σημασίας και κυριαρχούν οι αδρανειακές δυνάμεις. Οι σταγόνες διαχωρίζονται σε μια συστάδα από πολλές μικρές σταγόνες (shattering collisions). Υποθέτοντας έναν σταθερό αριθμό We , μια αύξηση στον αδιάστατο συντελεστή επίδρασης μειώνει την περιοχή αλληλεπίδρασης και αυξάνει τις διατμητικές τάσεις. Η μετάβαση από την ενσωμάτωση στον διαχωρισμό συμβαίνει για μια κρίσιμη τιμή του αδιάστατου συντελεστή επίδρασης.



Εικόνα 4-8 Σχηματική παράσταση πιθανών αποτελεσμάτων σύγκρουσης δύο σταγόνων.



Εικόνα 4-9 Σχηματική απεικόνιση αποτελεσμάτων σύγκρουσης δύο σταγόνων.

Το αποτέλεσμα της σύγκρουσης εξαρτάται από τον ανταγωνισμό ανάμεσα στην ενέργεια των δυνάμεων της επιφανειακής τάσης, που τείνουν να κρατήσουν τις σταγόνες μαζί, και στην κινητική ενέργεια που προσπαθεί να χωρήσει της σταγόνες.

Εκτός από τους παραπάνω παράγοντες, ο αριθμός και τα μεγέθη των νέων παραγόμενων σταγόνων από μια σύγκρουση, εξαρτώνται από το πηλίκο Δ των

διαμέτρων των αρχικών σταγόνων. Επιπλέον, αύξηση της πυκνότητας του αερίου εμποδίζει την αλληλεπίδραση μεταξύ των σταγόνων, ενώ, εάν ο αέρας περιέχει μεγάλη ποσότητα εξατμισμένου καυσίμου, είναι πιο πιθανή η ενσωμάτωση.

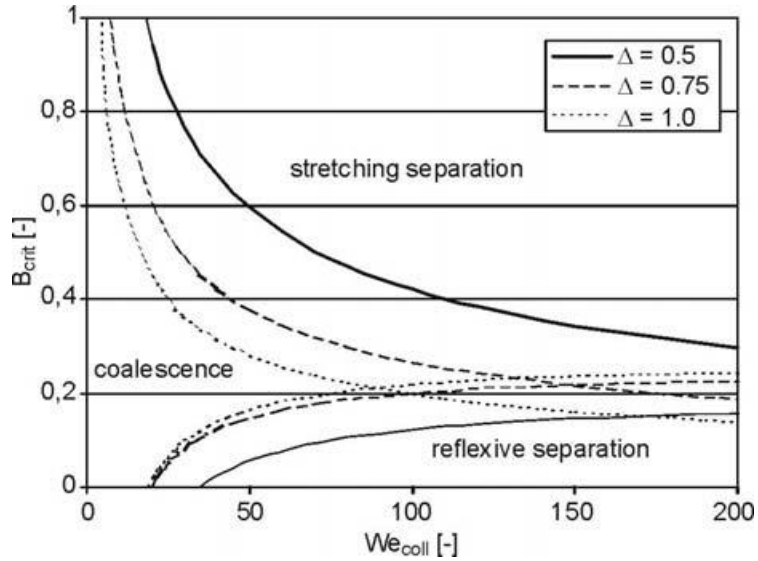
4.3.2 Μοντελοποίηση της σύγκρουσης σταγονιδίων

Τα μοντέλα σύγκρουσης που χρησιμοποιούνται σε κώδικες , σήμερα συνήθως δε λαμβάνουν υπόψη όλα τα φαινόμενα. Οι σχετικές παράμετροι του ψεκασμού όπως η διάμετροι των σταγόνων και οι συνιστώσες των ταχυτήτων, για παράδειγμα, είναι πάντα αποτέλεσμα πολλών φαινομένων. Αυτά τα φαινόμενα είναι η διάσπαση, η εξάτμιση και η σύγκρουση που κάνουν αδύνατη την ποσοτικοποίηση των αποτελεσμάτων από τις μετρήσεις. Ένα πρότυπο μοντέλο στις περισσότερες προσομοιώσεις ψεκασμού σήμερα είναι το μοντέλο Ο' Rourke [40; 41].

Αυτό το μοντέλο λαμβάνει υπόψη δύο από τους κύριους μηχανισμούς των συγκρούσεων:

- Coalescence (περιοχή III Εικόνα 4-8)
- Stretching separation (περιοχή IV)

Η μετάβαση από την πρώτη περίπτωση (coalescence) στη δεύτερη περίπτωση (stretching separation) είναι μια συνάρτηση του αριθμού We και του λόγου των διαμέτρων των σταγόνων. Για μια σταθερή τιμή του αριθμού We ο κρίσιμος συντελεστής επίδρασης αυξάνεται, καθώς ο λόγος των διαμέτρων προσεγγίζει το μηδέν, δηλαδή όταν αυξάνεται το μέγεθος της μεγάλης σταγόνας, και η περιοχή του φαινομένου *coalescence* αυξάνεται. Αυτή η συμπεριφορά συνάδει με το ότι η μεγαλύτερη σταγόνα μπορεί πιο εύκολα να απορροφήσει την κινητική ενέργεια της μικρής σταγόνας.



Εικόνα 4-10 Επίδραση του λόγου των διαμέτρων των σταγόνων στους μηχανισμούς σύγκρουσης και στη μετάβαση από την περιοχή *coalescence* σε *stretching separation*.

Εάν οι δύο σταγόνες ενσωματωθούν, τότε η ταχύτητα και θερμοκρασία της νέας σταγόνας μπορούν να υπολογιστούν ως εξής:

$$\vec{u}_{new} = \frac{m_1 \vec{u}_1 + m_2 \vec{u}_2}{m_1 + m_2} \quad (4-10)$$

$$T_{new} = \frac{m_1 T_1 + m_2 T_2}{m_1 + m_2} \quad (4-11)$$

Εάν συμβεί διαχωρισμός, και οι δύο σταγόνες ανασχηματίζονται, θεωρείται ότι η θερμοκρασία των αρχικών σταγόνων δε μεταβάλλεται. Ο O' Rourke [41] παρήγαγε εξισώσεις που προβλέπουν τις νέες ταχύτητες των δύο σταγονιδίων που προκύπτουν αμέσως μετά τον διαχωρισμό:

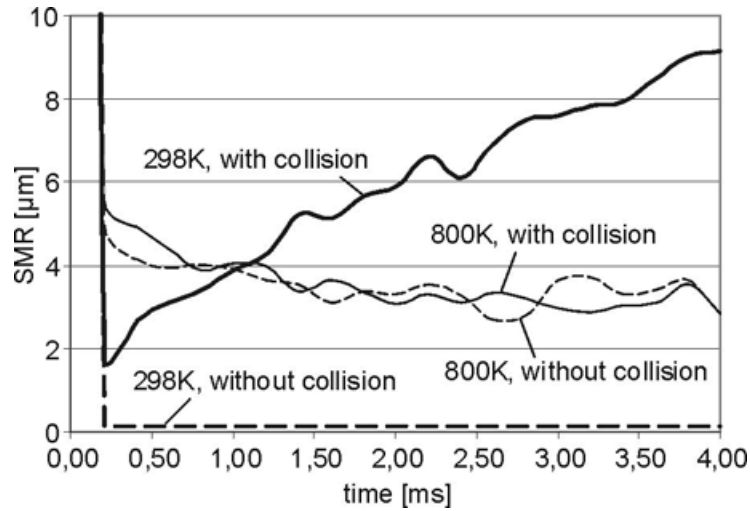
$$\vec{u}_1^{new} = \frac{[m_1 \vec{u}_1 + m_2 \vec{u}_2 + m_2 (\vec{u}_1 - \vec{u}_2)] [B - B_{crit}]}{[m_1 + m_2] [1 - B_{crit}]} \quad (4-12)$$

και

$$\vec{u}_2^{new} = \frac{[m_1 \vec{u}_1 + m_2 \vec{u}_2 + m_1 (\vec{u}_2 - \vec{u}_1)] [B - B_{crit}]}{[m_1 + m_2] [1 - B_{crit}]} \quad (4-13)$$

Οι εξισώσεις 4.12 και 4.13 λαμβάνουν υπόψη κάποιες παραδοχές σχετικά με το ποσό ενέργειας το οποίο διαχέεται κατά τη διάρκεια της σύγκρουσης.

Η Εικόνα 4-11 δείχνει το αποτέλεσμα του μοντέλου σύγκρουσης στην ακτίνα SMR ενός κωνικού spray (α) με εξάτμιση και (β) όταν δε συμβαίνει εξάτμιση. Όλες οι καμπύλες δείχνουν ιδιαίτερα μεγάλες τιμές στην αρχή της έγχυσης, επειδή οι αρχικές σταγόνες χαρακτηρίζονται από ίδιο μέγεθος με τις σπές του εγχυτήρα, και η επειδή η διάσπαση κατά το ξεκίνημα παρουσιάζει μια υστέρηση. Όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι χαμηλή, η επίδραση της εξάτμισης είναι μικρή, και η ακτίνα SMR είναι αποτέλεσμα είτε συνένωσης (coalescence) είτε διάσπασης (break-up). Αν θεωρηθεί αμελητέα η πρώτη δυνατότητα, τότε η διάσπαση θα δημιουργήσει έναν μεγάλο αριθμό μικρών σταγονιδίων. Αντιθέτως, εάν χρησιμοποιηθεί το μοντέλο σύγκρουσης, θα αυξηθεί το μέγεθος των σταγόνων, διότι θα μεγαλώσει ο αριθμός τους ανά μονάδα όγκου, με αποτέλεσμα να αυξηθεί η συχνότητα των συγκρούσεων και η πιθανότητα συνένωσης. Επομένως, η ένταξη του μοντέλου σύγκρουσης είναι πολύ σημαντική σε περιπτώσεις που δεν συμβαίνει εξάτμιση. Όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι υψηλή, η εξάτμιση παίζει κυρίαρχο ρόλο στη διάρκεια ζωής της σταγόνας. Οι μικρές σταγόνες εξατμίζονται γρήγορα, και η πιθανότητα συνένωσης κατά την κρούση μειώνεται. Συγκρίνοντας με την περίπτωση της απουσίας της εξάτμισης, υπάρχουν λιγότερες σταγόνες, η πιθανότητα της σύγκρουσης μειώνεται, και το συνολικό αποτέλεσμα του μοντέλου σύγκρουσης στη ακτίνα SMR είναι μικρότερο.



Εικόνα 4-11 Αποτέλεσμα μοντέλου σύγκρουσης στην ακτίνα SMR με παρουσία εξάτμισης, και με απουσία εξάτμισης.

Στο μοντέλο Ο' Rourke λαμβάνονται υπόψη μόνο οι τα φαινόμενα coalescence και stretching separation. Οι υπόλοιπες περιπτώσεις δε συμπεριλαμβάνονται στο μοντέλο. Για τον λόγο αυτόν, ο Tennison [42] και οι Ashgriz & Poo [43] εμπλούτισαν το μοντέλο με τον τύπο reflexive separation, και δημιούργησαν ένα κριτήριο μετάβασης ανάμεσα σε coalescence και reflexive separation:

$$We_{coll} = -3 \left[4(1+\Delta^2) - 7(1+\Delta^3)^{2/3} \right] \cdot \frac{\Delta(1+\Delta^3)^2}{\Delta^6 \eta_1 + \eta_2} \quad (4-14)$$

όπου

$$\eta_1 = 2(1-\zeta)^2 (1-\zeta^2)^{0.5} - 1 \quad (4-15)$$

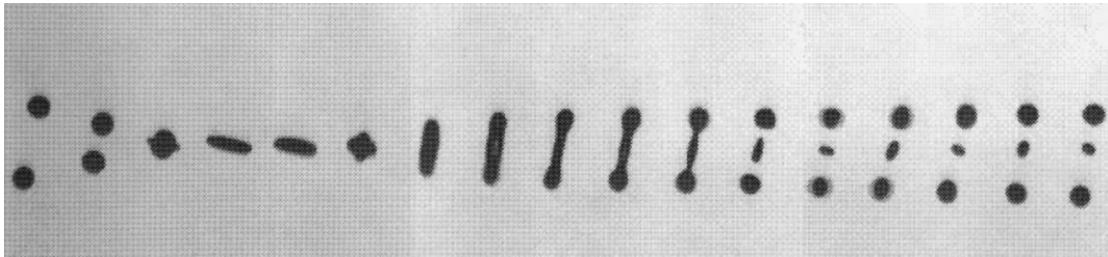
$$\eta_2 = 2(\Delta-\zeta)^2 (\Delta^2-\zeta^2)^{0.5} - \Delta^3 \quad (4-16)$$

και

$$\zeta = 0.5B_{crit} (1+\Delta) \quad (4-17)$$

Ο τύπος reflexive separation συμβαίνει εάν ο αριθμός σύγκρουσης Weber είναι πάνω από την τιμή η οποία δίνεται από την εξίσωση (4-14). Φαίνεται ότι το

φαινόμενο reflexive separation έχει περισσότερες πιθανότητες να συμβεί όταν ο λόγος των διαμέτρων είναι περίπου ίσος με 1.

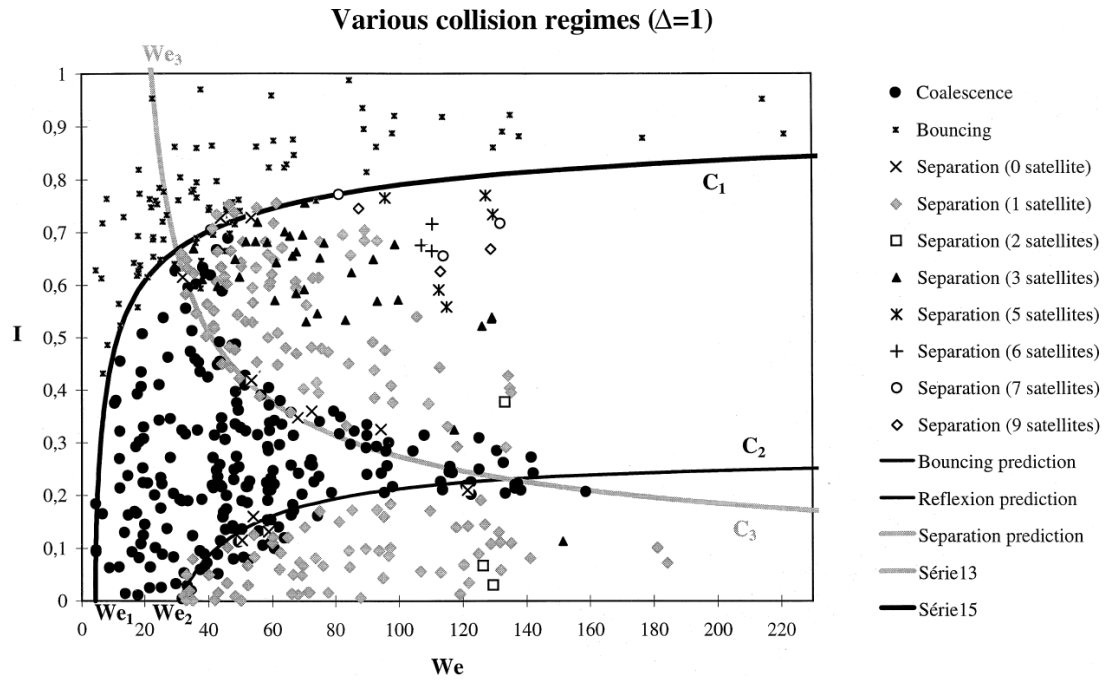


Εικόνα 4-12 Παράδειγμα reflexive separation [44].

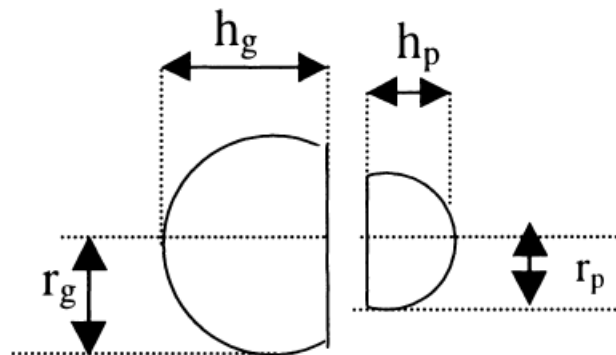
Σύμφωνα με τους Post & Abraham [45], στο πλαίσιο ενός νέου μοντέλου μπορούν να συμπεριληφθούν και τις περιπτώσεις bounce και reflexive separation. Εδώ, γίνεται αρχικά χρήση της εξίσωσης (4-14) για τη μετάβαση σε coalescence. Ακολουθώντας, εφαρμόζεται το κριτήριο του Estrade [44], σύμφωνα με τη σχέση (4-18), για να προσδιοριστεί εάν θα λάβει χώρα bouncing, και γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων των παραπάνω μοντέλων (Εικόνα 4-13). Ωστόσο, οι επιδράσεις του περιβάλλοντος αερίου δεν συμπεριλήφθηκαν κατά τη μοντελοποίηση στο κυλινδρικό σύστημα.

$$We > \frac{\Delta(1 + \Delta^2)(4\varphi - 12)}{\chi_1(\cos(\arcsin B))^2} \quad (4-18)$$

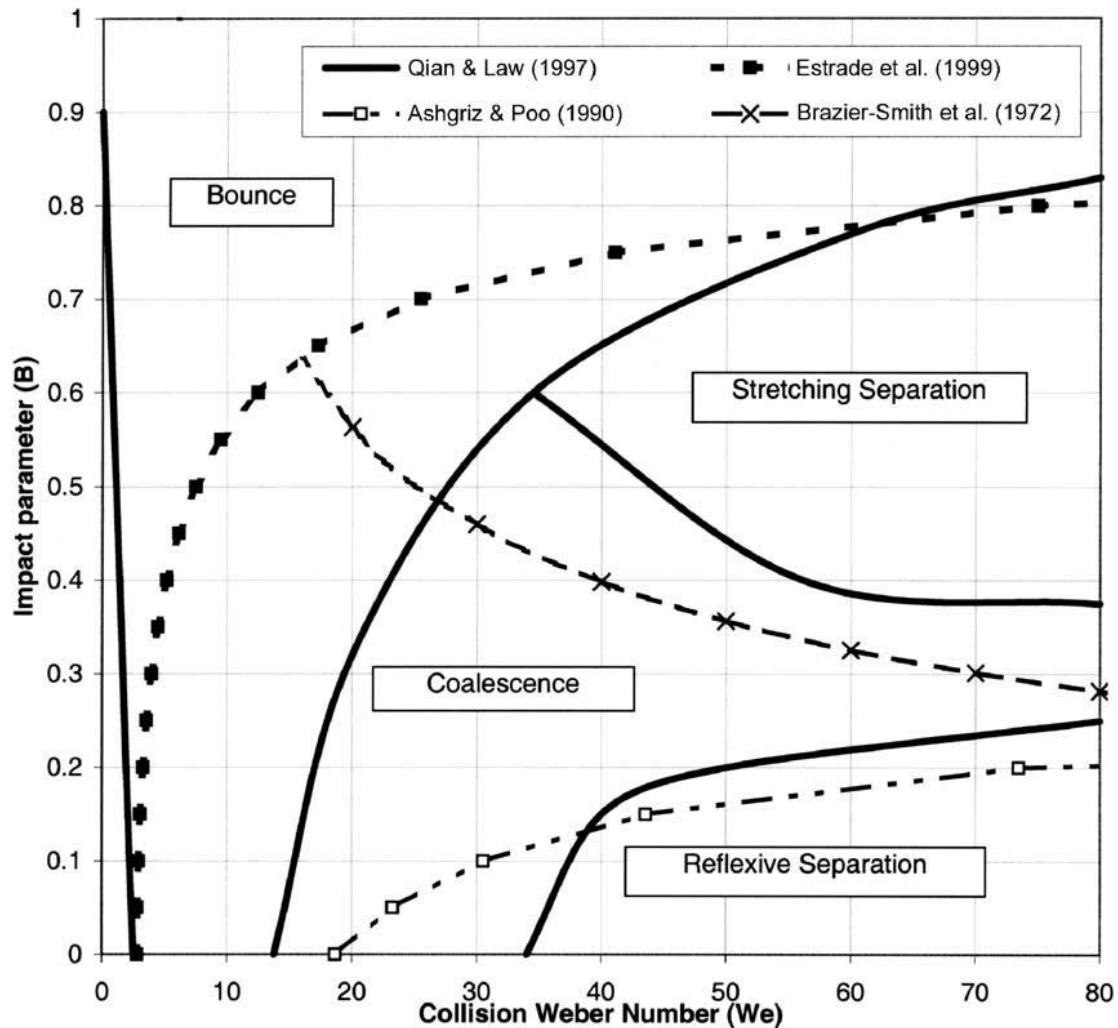
όπου φ είναι παράμετρος γεωμετρίας και η μεταβλητή χ_1 εξαρτάται από τον λόγο των διαμέτρων των σταγόνων. Η παραπάνω εξίσωση αποτελεί την καμπύλη C1 στην Εικόνα 4-13.



Εικόνα 4-13 Περιοχές πιθανών αποτελεσμάτων σύγκρουσης για $\Delta=1$.



Εικόνα 4-14 Μοντέλο παραμόρφωσης σταγονιδίων για την περίπτωση bouncing.



Εικόνα 4-15 Σύγκριση αναλυτικών και πειραματικών κριτηρίων σύγκρουσης για $P=1$ bar και $\Delta=1$.

Όσον αφορά στην περίπτωση shattering collisions, οι Georjon & Reitz [46] πρότειναν ένα μοντέλο στο πλαίσιο του οποίου γίνεται η υπόθεση ότι, μετά τη σύγκρουση, οι σταγόνες σχηματίζουν έναν σύνδεσμο ο οποίος εντείνεται εξαιτίας των αδρανειακών δυνάμεων της σύγκρουσης. Επίσης, ένας περιορισμός είναι ότι, μετά τη σύγκρουση, οι νέες σταγόνες «δορυφόροι» έχουν παρόμοιο μέγεθος. Εντούτοις, οι πειραματικές εργασίες των Jiang [47] και Qian & Law [48] δείχνουν ότι οι σταγόνες «δορυφόροι» είναι συνήθως σημαντικά μικρότερες από τις μητρικές σταγόνες. Οι Frohn & Roth [49] βρίσκουν ότι η έναρξη αυτού του είδους των συγκρούσεων γίνεται για αριθμούς Weber μεταξύ 1000 και 1800, ενώ οι Willis και Orme [50] παρατήρησαν ότι, σε ορισμένες συνθήκες, δεν λαμβάνουν χώρα, ακόμη και για αριθμούς Weber έως και 3200.

Αντίθετα, η περίπτωση *shattering collisions* έχει παρατηρηθεί και για $We < 200$, σε άλλες εργασίες [51; 52]. Οι Georjon & Reitz [46] προτείνουν συγκεκριμένα $We > 100$ ως ένα γενικό κριτήριο.

Σε πραγματικές συνθήκες ψεκασμού, τα φαινόμενα σύγκρουσης είναι σαφώς πιο πολύπλοκα από αυτά που περιγράφονται στα μοντέλα. Για την πληρέστερη κατανόηση των φαινομένων σύγκρουσης σταγόνων, απαιτείται περαιτέρω έρευνα. Αναφορικά με τα πειραματικά αποτελέσματα, αυτά πρέπει να εφαρμόζονται προσεκτικά, και σε αντίστοιχες περιοχές των αδιάστατων παραμέτρων.

4.3.3 Εφαρμογή σε κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής

Γενικά υπάρχουν δύο μεθοδολογίες για τη χρήση ενός μοντέλου σύγκρουσης σε κώδικες CFD: Η ντετερμινιστική και η στατιστική προσέγγιση. Σύμφωνα με τη ντετερμινιστική προσέγγιση, οι ακριβείς θέσεις και τα διανύσματα ταχυτήτων των πακέτων σταγόνων (*parcels*) χρησιμοποιούνται με σκοπό να γίνει έλεγχος της πιθανότητας σύγκρουσης για όλα τα ζευγάρια των πακέτων. Λόγω του ότι αυτή η μέθοδος είναι υπολογιστικά υπερβολικά ακριβή, συνήθως προτιμάται η στατιστική προσέγγιση. Η στατιστική προσέγγιση λαμβάνει υπόψη μόνο τις συγκρούσεις των πακέτων που βρίσκονται στο ίδιο υπολογιστικό κελί. Όλοι οι πιθανοί συνδυασμοί των ζευγαριών ελέγχονται σύμφωνα με την ακόλουθη διαδικασία. Θεωρείται ότι οι σταγόνες δύο πακέτων που συμμετέχουν σε μια σύγκρουση είναι ομοιογενώς κατανομημένες μέσα σε απειροστό όγκο V_{cell} . Επομένως, ο αριθμός των συγκρούσεων μιας σταγόνας που ανήκει στο πακέτο 1 (*parcel 1*) με όλες τις μικρότερες του πακέτου 2 (*parcel 2*) μπορεί να προβλεφθεί, και θεωρείται ότι οι υπόλοιπες σταγόνες του πακέτου 1 έχουν την ίδια συμπεριφορά. Η μεγάλη σταγόνα ονομάζεται συλλέκτης.

Ο λόγος ύπαρξης των πακέτων κατά τον υπολογισμό έγκειται στην εξοικονόμηση υπολογιστικού χρόνου. Η μάζα κάθε πακέτου είναι περίπου 0,012 gr. Η πιθανότητα σύγκρουσης μιας μεγάλης σταγόνας με k σταγόνες του πακέτου 2 ακολουθεί κατανομή Poisson [40].

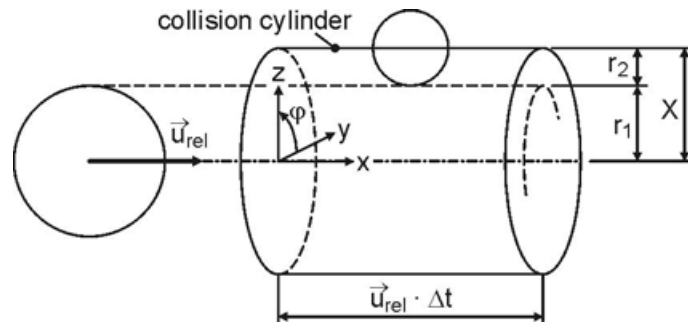
$$P_k = \frac{(v_{12}\Delta t)^k}{k!} \exp(-v_{12}\Delta t) \quad (4-19)$$

Όπου Δt είναι το χρονικό βήμα του υπολογισμού και:

$$v_{12} = \frac{N_2}{V_{cell}} \frac{\pi}{4} (d_1 + d_2)^2 |\vec{u}_{rel}| E_{12} \quad (4-20)$$

είναι η συχνότητα της σύγκρουσης, η οποία μοντελοποιείται σε αναλογία με την κινητική θεωρία των αερίων και εξαρτάται από την πυκνότητα N_2/V_{cell} , τη διατομή, και το μέτρο της σχετικής ταχύτητας \vec{u}_{rel} (Εικόνα 4-16). Η ποσότητα E_{12} παίρνει την τιμή 1 [40]. Η πιθανότητα να μη γίνει σύγκρουση είναι:

$$P_0 = \exp(-v_{12}\Delta t) \quad (4-21)$$



Εικόνα 4-16 Όγκος κυλίνδρου σύγκρουσης.

Στη συνέχεια πρέπει να βρεθεί ο πραγματικός αριθμός n συγκρούσεων ανάμεσα σε έναν συλλέκτη σταγόνα του πακέτου 1 και τις μικρότερες σταγόνες του πακέτου 2. Ένας τυχαίος αριθμός ξ_1 επιλέγεται από μια ομοιόμορφη κατανομή στο διάστημα $[0,1]$ και αν $\xi_1 > P_0$ θεωρείται ότι θα γίνει σύγκρουση, διαφορετικά καμία σύγκρουση δε συμβαίνει και ελέγχεται το επόμενο πακέτο. Εάν $\xi_1 > P_0$, η αντίστοιχη τιμή που προκύπτει από την κατανομή:

$$\int_{k=0}^{k=n} P_k dk = \xi_1 \quad (4-22)$$

προσδιορίζεται και επιλύεται για n . Αυτή η διαδικασία διασφαλίζει ότι η πιθανότητα δειγματοληψίας ενός διακριτού αριθμού συγκρούσεων δίνεται από την εξίσωση (4-19).

Ακολούθως, θα πρέπει να διευκρινιστεί η φύση της σύγκρουσης. Στο μοντέλο O'Rourke [40], αυτή εξαρτάται από τον αδιάστατο συντελεστή επίδρασης B με όρια $[0, 1]$. Ένας τυχαίος αριθμός ξ_2 επιλέγεται από μια ομοιόμορφη κατανομή με όρια $[0, 1]$, και ο αριθμός B προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$B^2 = \xi_2 \quad (4-23)$$

Εάν $B > B_{crit}$ τότε κατά τη σύγκρουση θα συμβεί stretching separation, διαφορετικά θα γίνει συνένωση (coalescence). Η τιμή B_{crit} μπορεί επίσης να προσδιοριστεί από τη σχέση:

$$B_{crit}^2 = \min\left\{1.0, \left(\frac{2.4}{We_{coll}}\right) (\Delta^3 - 2.4\Delta^2 + 2.7\Delta)\right\} \quad (4-24)$$

Μετά τη σύγκρουση θα πρέπει να γίνει έλεγχος για το αν $nN_1 > N_2$, αλλιώς οι συγκρούσεις θα είναι περισσότερες από τον αριθμό των σταγονιδίων του πακέτου 2. Σε αυτή την περίπτωση ο αριθμός n περιορίζεται στον μέγιστο δυνατό αριθμό (όταν όλες οι σταγόνες του πακέτου 2 θα συμμετέχουν σε σύγκρουση): $n = N_2/N_1$. Η μάζα της νέας μεγάλης σταγόνας μετά από n συγκρούσεις είναι:

$$m_1^{new} = m_1 + n \cdot m_2 \quad (4-25)$$

Η νέα ταχύτητα και θερμοκρασία θα είναι:

$$\vec{u}_1^{new} = \frac{\vec{u}_1 m_1 + n \cdot \vec{u}_2 m_2}{m_1^{new}} \quad (4-26)$$

$$T_1^{new} = \frac{T_1 m_1 + n \cdot T_2 m_2}{m_1^{new}} \quad (4-27)$$

Οι σταγόνες που παραμένουν στο πακέτο 2 διατηρούν τις ιδιότητές τους, αλλά ο αριθμός τους μεώνεται σε:

$$N_2^{new} = N_2 - n \cdot N_1 \quad (4-28)$$

Εάν το αποτέλεσμα της σύγκρουσης είναι stretching separation, τότε θεωρείται μόνο μία σύγκρουση μεταξύ της σταγόνας του πακέτου 1 με μια σταγόνα του πακέτου 2. Η θερμοκρασία και ο αριθμός των σταγόνων κάθε πακέτου δεν μεταβάλλονται, και οι νέες ταχύτητες υπολογίζονται σύμφωνα με τις εξισώσεις (4-12-13). Εάν $N_1 \neq N_2$, η νέα ταχύτητα του πακέτου που περιέχει τις περισσότερες σταγόνες υπολογίζεται σύμφωνα με την αρχή διατήρησης της ορμής. Στην περίπτωση όπου $N_1 < N_2$, η ταχύτητα του πακέτου 2 είναι:

$$\vec{u}_{2,new} = \frac{N_1}{N_2} u_2^{new} + \left(1 - \frac{N_1}{N_2}\right) \vec{u}_2 \quad (4-29)$$

Αν θεωρηθεί ότι η πιθανότητα $P(X, \varphi)$ της σύγκρουσης ακολουθεί ομοιόμορφη κατανομή, τότε το ολοκλήρωμά της είναι:

$$S(X) = \frac{1}{\pi (r_1 + r_2)^2} \int_{r=0}^{r=X} (2\pi r) dr = \frac{X^2}{(r_1 + r_2)^2} \quad (4-30)$$

Με οριακές τιμές μηδέν ($X=0$) και ένα ($X=r_1+r_2$). Η τιμή $S(X)=\xi^2$ είναι ένας τυχαίος αριθμός μια ομοιόμορφης κατανομής μέσα στα όρια $[0, 1]$, και τελικά η συνάρτηση $S(X)$ επιλύεται χρησιμοποιώντας την αντίστροφη συνάρτηση:

$$X = (r_1 + r_2) \sqrt{S(X)} = (r_1 + r_2) \sqrt{\xi} \quad (4-31)$$

4.3.4 Μοντελοποίηση σύγκρουσης σταγονιδίων διαφορετικού είδους

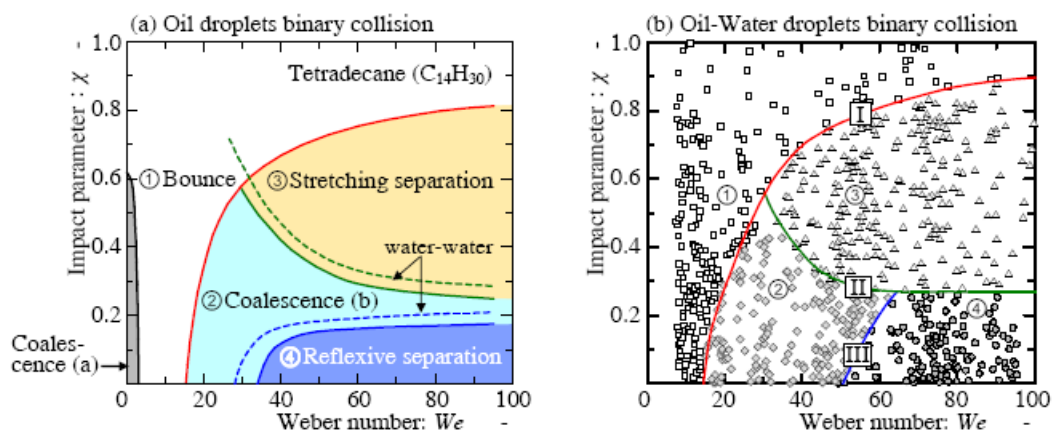
Η σύγκρουση σταγονιδίων σε ένα spray είναι ένα σημαντικό φαινόμενο που επιδρά στη διάδοσή του και στην εξάτμιση των σταγονιδίων. Έχουν προηγηθεί πειραματικές μελέτες σε συγκρούσεις σταγονιδίων νερού κυρίως σε ατμοσφαιρικές συνθήκες εξαιτίας μετεωρολογικού ενδιαφέροντος. Στη συνέχεια ακολούθησε η πρόταση ότι η συμπεριφορά των συγκρούσεων των σταγονιδίων υδρογονανθράκων υπό συνθήκες υψηλής πίεσης είναι διαφορετική από τις

συγκρούσεις των σταγόνων νερού σε ατμοσφαιρικές συνθήκες. Στη μοντελοποίηση του ψεκασμού, ο υπολογισμός της πιθανότητας συγκρούσεων αποτελεί το κυριότερο ζήτημα στο Eulerian-Lagrangian σύστημα συντεταγμένων, το οποίο παρεμβαίνει ανάμεσα στους πεπερασμένους όγκους στον υπολογιστικό χώρο και τις σταγόνες που διεισδύουν μέσα σε αυτόν.

Έχουν γίνει πολλές απόπειρες ώστε να δημιουργηθεί το μοντέλο διάσπασης και σύγκρουσης δύο διαφορετικού είδους σταγονιδίων. Σε περιπτώσεις απευθείας έγχυσης νερού (DWI) που έχει σκοπό τη μείωση των εκπομπών NO_x σε ναυτικούς κινητήρες Diesel, μπορούν να θεωρηθούν συγκρούσεις μεταξύ σταγονιδίων καυσίμου και νερού. Συγκεκριμένα, το σύστημα απευθείας έγχυσης νερού κάνει χρήση εγχυτήρα τύπου διπλής βελόνας, και μπορεί να παράγει συγκρούσεις ανάμεσα σε σταγόνες καυσίμου και νερού εξαιτίας της ομοαξονικής διάταξης οπών ακροφυσίου και της μεγάλης διαφοράς στην πίεση ψεκασμού μεταξύ νερού και καυσίμου. Οι μέχρι τώρα προσπάθειες για την προσομοίωση της απευθείας έγχυσης νερού με χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής δεν ήταν πολύ επιτυχείς, και ίσως αυτό να οφείλεται στο γεγονός ότι έγινε χρήση μόνο των περιπτώσεων coalescence και stretching separation.

Όπως και στην περίπτωση σύγκρουσης σταγόνων ίδιου είδους, τα αποτελέσματα μιας σύγκρουσης δύο σταγονιδίων διαφορετικού είδους κατηγοριοποιούνται με τη βοήθεια αδιάστατων αριθμών, οι οποίοι είναι ο αριθμός Weber, ο συντελεστής επίδρασης χ και ο λόγος των διαμέτρων των δύο σταγόνων Δ . Ο συντελεστής επίδρασης ορίζεται ως η αδιάστατη απόσταση ανάμεσα στο διάνυσμα της σχετικής ταχύτητας από το κέντρο της μεγάλης σταγόνας στο κέντρο της μικρής σταγόνας. Η σύγκρουση μπορεί να χαρακτηριστεί μετωπική εάν ο συντελεστής επίδρασης είναι $\chi=0$ και $\chi=1$ όταν όταν η σύγκρουση είναι εφαπτομενική. Σε διαφορετική περίπτωση θα πρέπει να προσδιοριστούν οι υπόλοιποι αδιάστατοι αριθμοί. Όπως προαναφέρθηκε στην περίπτωση σύγκρουσης σταγόνων ίδιου είδους, τα πιθανά αποτελέσματα είναι a) bounce, b) coalescence, c) stretching separation, d) reflexive separation. Σύμφωνα με την εργασία [53], οι παραπάνω κατηγορίες ισχύουν και στην

περίπτωση των συγκρούσεων ανάμεσα σε καύσιμο και νερό. Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί ότι οι τα κριτήρια μεταβάλλονται (Εικόνα 4-17 b). Για παράδειγμα, η μετάβαση ανάμεσα στην περίπτωση coalescence και reflexive separation συμβαίνει σε μεγαλύτερους αριθμούς Weber, και η περιοχή 2 σταματάει σε $We \sim 65$. Ένα εντυπωσιακό χαρακτηριστικό του συστήματος σύγκρουσης καυσίμου και νερού είναι ότι η σταγόνα, που προήλθε από την ένωση των δύο διαφορετικών συστατικών έχει ομόκεντρη δομή. Σε αυτές τις περιπτώσεις, το καύσιμο απλώνεται πάνω από την επιφάνεια μιας σταγόνας νερού, την καλύπτει εντελώς, και η τελική σταγόνα θα αποτελείται από έναν εσωτερικό πυρήνα από νερό και εξωτερικά από καύσιμο. Η περίπτωση reflexive separation παράγει δύο μικρότερα σταγονίδια, με ομόκεντρη δομή μετά από την προσωρινή τους συνένωση. Στην περίπτωση stretching separation, οι προκύπτουσες σταγόνες μετά τον διαχωρισμό θεωρείται ότι είναι ένα ζευγάρι μιας καθαρής σταγόνας καυσίμου και μιας σταγόνας νερού.



Εικόνα 4-17 Κριτήρια ανάμεσα στα πιθανά αποτελέσματα μιας σύγκρουσης σύμφωνα με τα αποτελέσματα (a) της εργασίας [48], και (b) της εργασίας [53].

Για τη μοντελοποίηση της διάδοσης του spray σε συστήματα απευθείας έγχυσης, θα πρέπει να ληφθούν υπόψη τα παραπάνω πιθανά αποτελέσματα μετά από μια σύγκρουση, η ανταλλαγή της ορμής, η διάσπαση των σταγόνων και η διαδικασία της εξάτμισης. Στο μοντέλο Ο' Rourke [40] εξετάζεται μόνο το δεύτερο κριτήριο, οπότε μόνο οι περιπτώσεις coalescence και stretching separation είναι τα πιθανά αποτελέσματα. Επιπλέον, στις συγκρούσεις σταγόνων καυσίμου και νερού πρέπει να τονιστεί η διαφορά των περιπτώσεων

bounce και coalescence, αφού η δεύτερη περίπτωση παράγει σταγόνες με ομόκεντρη δομή. Ωστόσο, για λόγους απλοποίησης, δεν εξετάζονται περαιτέρω συγκρούσεις μεταξύ των ομόκεντρων σταγόνων.

Το πρώτο κριτήριο προσδιορίζει την κρίσιμη συνθήκη της περίπτωσης bounce. Μια σταγόνα καυσίμου παραμορφώνεται εξαιτίας της χαμηλότερης τιμής της επιφανειακής του τάσης (περίπου το 1/3 αυτής του νερού). Δεν λαμβάνεται υπόψη η επίδραση της παρουσίας αερίου μεταξύ δύο συγκρουόμενων σταγόνων. Το πρώτο κριτήριο μπορεί να περιγραφεί από τη σχέση:

$$We_{crit_I} = 2 \frac{c_C}{c_F} \frac{1}{1-\chi^2} \left(\frac{\pi}{\Delta} - 1 \right) \left[1 + \exp \left(\frac{c_D V_d \pi}{2 r_d^2 \omega} \right) \right]^{-1} \quad (4-32)$$

όπου:

$$\omega = \sqrt{\frac{\sigma_d}{\rho_d r_d^3} - \left(\frac{\mu_d}{2 \rho_d r_d^2} \right)^2} \quad (4-33)$$

Το δεύτερο κριτήριο προσδιορίζει το κατώτερο όριο της περίπτωσης stretching separation, το οποίο αντιστοιχεί σε τιμές του αριθμού Weber μικρότερες από την κρίσιμη τιμή. Ταυτόχρονα, πρέπει ο συντελεστής επίδρασης χ να είναι αρκετά μεγάλος, ώστε η σύγκρουση να μην είναι μετωπική, αλλά όσο το δυνατόν πλάγια. Αυτό το κριτήριο προέρχεται από την ισορροπία ανάμεσα στην κινητική ενέργεια και την επιφανειακή τάση και εκφράζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$We_{crit_II} = \frac{\frac{16}{3} \frac{\phi_d d_b}{h_b} + 3 \left(\frac{h_b}{d_b} \right)^2 \frac{[\sigma_w - (\sigma_{wd} + \sigma_d \cos \theta)]}{\sigma_d}}{\rho_d \rho_w (\rho_w + \rho_d \Delta^3)^{-2} \left[\left(\Delta^3 + \frac{\rho_w}{\rho_d} \right) - (1 - \chi^2) \left(\Delta^3 \phi_w + \frac{\rho_w}{\rho_d} \phi_d \right) \right]} \quad (4-34)$$

όπου σ_{wd} είναι η επιφανειακή τάση της διεπιφάνειας της σταγόνας που αποτελείται από καύσιμο και νερό. Ο αριθμός Weber επηρεάζεται από τις παραμέτρους αλληλεπίδρασης όγκου που εκφράζουν πόσος όγκος κάθε

σταγόνας συνεισφέρει στη σύγκρουση. Αυτό το κριτήριο είναι μεγαλύτερο από το τρίτο κριτήριο για την περίπτωση reflexive separation.

Το τρίτο κριτήριο καθορίζει την κινητική ενέργεια που χρειάζεται για να αναπτύξει η σταγόνα ώστε από τη συνένωση των δύο σταγόνων, να διαιρεθεί σε δυο καινούριες σταγόνες με ομόκεντρη δομή (μετάβαση από την περίπτωση coalescence σε reflexive separation). Αυτό το κριτήριο είναι αρκετά δύσκολο εξαιτίας της αβεβαιότητας όσον αφορά στον υπολογισμό των ενεργειακών απωλειών κατά τη διάρκεια των παραμορφώσεων που έχει αποτέλεσμα τη διάσπαση της προσωρινά ενωμένης σταγόνας. Σε αντίθεση με τα προηγούμενα κριτήρια, η σταγόνα του νερού είναι αυτή που καθορίζει εάν η παραμόρφωση φτάσει στο κρίσιμο σημείο, αφού αυτή βρίσκεται στο κέντρο και είναι δυσκολότερο να διασπαστεί σε σχέση με το λεπτό στρώμα του καυσίμου που υπάρχει στην επιφάνειά της. Το τρίτο κριτήριο προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$We_{crit_III} = \frac{\sqrt{\frac{\mu_w^2 \sigma_w}{d_w \rho_w} \left\{ \frac{\alpha We_w^{5/2}}{4} \sqrt{\left(\frac{2}{\alpha We_w} + 1 \right)} + \frac{1}{6c_{III,1}^{3/2}} \left(\frac{1}{c_{III,1}^3} + 4 \right) \right\}} + 4\sigma_w \left(4c_{III,1}^2 + \frac{1}{c_{III,1}} - 3 \right)}{\frac{\sigma_d \rho_w}{\Delta \rho_d} \left(\frac{\rho_d \Delta^3}{\rho_d \Delta^3 + \rho_w} \right) (1 - \chi^2) (1 - 3c_{III,2}^2)} \quad (4-35)$$

όπου:

$$\alpha = \frac{1}{2We_w} \left\{ 4 - \pi \pm \sqrt{\pi^2 + \frac{1}{6} (We_w^3 - 64)} \right\} \quad (4-36)$$

Όπου $c_{III,1}$ και $c_{III,2}$ σε μετωπική σύγκρουση είναι 0.275 και 0.465 αντίστοιχα.

Η Εικόνα 4-17 b παρουσιάζει την επίδραση του λόγου του μεγέθους των σταγόνων στους κρίσιμους αριθμούς Weber. Σε συγκρούσεις σταγονιδίων καυσίμου και νερού ο λόγος αυτός ορίζεται σαν $\Delta = d_d/d_w$. Μια σταγόνα καυσίμου μεγαλύτερη από μια σταγόνα νερού αυξάνει την πιθανότητα να λάβει χώρα η περίπτωση coalescence, ενώ η περίπτωση stretching separation είναι λιγότερο πιθανό να συμβεί. Αξίζει να σημειωθεί ότι σε συγκρούσεις δύο διαφορετικών συστατικών ο λόγος αυτός επηρεάζει σημαντικά τον κρίσιμο αριθμό Weber, σε αντίθεση με το μοντέλο Ο' Rourke για τις συγκρούσεις σταγόνων καυσίμου.

Προφανώς θα πρέπει στη συνέχεια να προσδιοριστούν οι ταχύτητες και η θερμοκρασία ώστε να αναλυθεί πλήρως το μοντέλο και να ολοκληρωθεί η προσομοίωση του ψεκασμού. Στην περίπτωση bounce δεν υπάρχει καμία διαφορά στην τελική ορμή σε σχέση με τη σύγκρουση δύο ίδιων ειδών σταγόνων.

Όταν συμβαίνει συσσωμάτωση, η ταχύτητα και η θερμοκρασία της νέας σταγόνας μπορούν απλά να υπολογιστούν ως εξής:

$$u_{col} = \frac{m_d u_d + m_w u_w}{m_d + m_w}, \quad T_{col} = \frac{m_d C_d T_d + m_w C_w T_w}{m_d C_d + m_w C_w} \quad (4-37)$$

Στην περίπτωση του stretching separation, οι ταχύτητες υπολογίζονται ως ακολούθως:

$$u_{col_w} = \frac{[m_d u_d + m_w u_w - m_d (u_d - u_w)](\chi - \chi_{crit})}{(m_d + m_w)(1 - \chi_{crit})} \quad (4-38)$$

$$u_{col_d} = \frac{[m_d u_d + m_w u_w + m_w (u_d - u_w)](\chi - \chi_{crit})}{(m_d + m_w)(1 - \chi_{crit})}$$

Όταν συμβαίνει reflexive separation η διάχυση της ενέργειας θα πρέπει να εξεταστεί με βάση τη διαδικασία της εκ νέου διάσπασης της προσωρινά συνενωμένης σταγόνας. Πρέπει να τονιστεί ότι οι δύο νέες σταγόνες ομόκεντρης δομής, αποκτούν διαφορετικές ταχύτητες. Μεγάλο μέρος της κινητικής ενέργειας καταναλώνεται εξαιτίας της μεγάλης παραμόρφωσης που συμβαίνει κατά την παραγωγή των νέων ομόκεντρων σταγόνων. Ο παράγοντας της διάχυσης της ενέργειας ϕ τέθηκε ίσος με 0.5 σύμφωνα με θεωρητική ανάλυση του Jiang [47]. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης είναι:

$$u_{temp} = \frac{m_d (u_{d0} - u_d) + m_w (u_{w0} - u_w)}{m_d + m_w}, \quad u_{col,1} = u_{temp} + \phi u_d, \quad u_{col,2} = u_{temp} + \phi u_w \quad (4-39)$$

Αναφορικά με τις διεργασίες της εξάτμισης και της διάσπασης σε συστήματα απευθείας έγχυσης νερού, προταθέντα υβριδικά μοντέλα διάσπασης είναι το KH (Kelvin-Helmholtz [31] και το RT (Rayleigh-Taylor) [32]. Η νέα σταγόνα συμπεριφέρεται ως σταγόνα καυσίμου στο μοντέλο διάσπασης KH, ενώ στο

μοντέλο RT ως σταγόνα νερού, επειδή απαιτεί μεγάλη παραμόρφωση. Η επίδραση του λόγου των μεγεθών των σταγόνων μπορεί να αμεληθεί κατά τον υπολογισμό της διάσπασης.

Η διεργασία της εξάτμισης των νέων σταγόνων ομόκεντρης δομής ξεκινάει από τη θερμοκρασία ισορροπίας (εξίσωση 4-37) αμέσως μετά τη συνένωση. Αυτή η νέα σφαίρα εξατμίζεται από την επιφάνειά της, που αποτελείται από καύσιμο, θεωρώντας ότι το νερό στο κέντρο της διατηρεί την ίδια θερμοκρασία που σημαίνει ότι η νέα σταγόνα εξατμίζεται ως σταγόνα καυσίμου. Αφού το στρώμα καυσίμου εξατμιστεί πλήρως, η σταγόνα συνεχίζει να εξατμίζεται σαν καθαρή σταγόνα νερού, και τα φαινόμενα έκρηξης θεωρούνται αμελητέα [54].

5 Ανάπτυξη μοντέλου σύγκρουσης σταγονιδίων καυσίμου και νερού - χρήση του κώδικα KIVA3V

5.1 Ο κώδικας KIVA3V

Τα τελευταία χρόνια η υπολογιστική ρευστοδυναμική (computational fluid dynamics-CFD) χρησιμοποιείται ολοένα και περισσότερο σαν ένα εργαλείο που βοηθάει στον σχεδιασμό και την κατανόηση των συστημάτων καύσης. Ο στόχος στη μοντελοποίηση της λειτουργίας της μηχανής είναι ο υπολογισμός των τρισδιάστατων ροών σε συνδιασμό με τον ψεκασμό και την καύση. Ο κώδικας KIVA εμπεριέχει προσπάθειες δεκαετιών, με πληθώρα φυσικών μοντέλων για εφαρμογές κινητήρων εσωτερικής καύσης. Ο κώδικας KIVA3 σχεδιάστηκε για να ξεπεράει τις ατέλειες των προηγούμενων εκδόσεων, με την εισαγωγή ενός δομημένου πλέγματος, που εξαλείφει την ανάγκη διατήρησης μεγάλων περιοχών ανενεργών κελιών, και επιδρά στη μείωση του υπολογιστικού χρόνου και της απαιτούμενης μνήμης, για εφαρμογές πολύπλοκων γεωμετριών.

Τα φαινόμενα που κυριαρχούν μέσα στον κύλινδρο σε μηχανές εσωτερικής καύσης περιλαμβάνουν έναν μεγάλο αριθμό φυσικών και χημικών διεργασιών όπως η δυναμική της εξάτμισης, ο ψεκασμός του καυσίμου και του νερού, η διάσπαση, η αλληλεπίδραση των διαφορετικών ρευστών που υποβάλλονται σε ανάμιξη, ανάφλεξη, χημικές αντιδράσεις και μεταφορά θερμότητας και μάζας. Ο κώδικας KIVA3V προέρχεται από την έκδοση KIVA3 με την κύρια διαφορά ότι έχει ενσωματωθεί και η έγχυση νερού. Ωστόσο δεν είχε χρησιμοποιηθεί μέχρι πρόσφατα για την προσομοίωση της ροής και της καύσης σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel. Ο κώδικας παρέχει τη δυνατότητα προσομοίωσης των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα μέσα στον κύλινδρο, συμπεριλαμβάνοντας και τις επιδράσεις της τύρβης και της μετάδοσης θερμότητας μέσω τοιχωμάτων. Ο κώδικας επιλύει τις μη γραμμικές εξισώσεις της κίνησης ενός τυρβώδους, χημικά αντιδρώντος μίγματος ιδανικών αερίων, μαζί με τις εξισώσεις του καυσίμου και του νερού που ψεκάζεται και ατμοποιείται. Αυτές οι εξισώσεις είναι η εξίσωση της συνέχειας, η εξίσωση της ορμής, και η εξίσωση της εσωτερικής ενέργειας, και επιλύονται για τον προσδιορισμό των αγνώστων σε κάθε υπολογιστικό κελί του πλέγματος που δημιουργήθηκε, συναρτήσει του χρόνου.

5.2 Ενσωμάτωση του μοντέλου σύγκρουσης σταγονιδίων καυσίμου με νερό στον κώδικα KIVA3V

Σε σύγκριση με τη θερμοδυναμική μοντελοποίηση, η υπολογιστική ρευστοδυναμική παρέχει πληρέστερη πληροφορία για τη δυναμική των φαινομένων ροής και καύσης. Ωστόσο, χαρακτηρίζεται και από σημαντικά υψηλότερο υπολογιστικό κόστος. Για παράδειγμα, στην παρούσα εργασία, μια αντιπροσωπευτική προσομοίωση απαιτεί περίπου 24 ώρες, ενώ ένας αντίστοιχος θερμοδυναμικός υπολογισμός λιγότερο από ένα λεπτό.

Ο κώδικας KIVA3V περιλαμβάνει μοντέλα διάσπασης σταγονιδίων, συγκρούσεων, εξάτμισης, έναυσης και καύσης. Το υβριδικό μοντέλο διάσπασης KH-RT περιγράφει τη διεργασία της διάσπασης, θέτοντας μια τιμή στη μεταβλητή B1. Όσον αφορά στις εκπομπές NO_x, γίνεται χρήση του μηχανισμού Zeldovich, ενώ για την παραγωγή και οξειδωση σωματιδίων αιθάλης του μοντέλου Hiroyasu.

Αρχικά υπολογίζονται οι μετατοπίσεις των σταγονιδίων του καυσίμου, οι συγκρούσεις μεταξύ τους, και η εξάτμισή τους. Το επόμενο στάδιο κυριαρχείται από την κινηματική των σωματιδίων. Υπολογίζεται, δηλαδή, η πίεση, η ορμή, και οι συνιστώσες της ταχύτητας από τις εξισώσεις μεταφοράς μάζας και ενέργειας. Τέλος, το πεδίο ροής αλλάζει σύμφωνα με το νέο πλέγμα τη συγκεκριμένη χρονική στιγμή. Το πλέγμα είναι μεταβλητό λόγω της κίνησης του εμβόλου, οπότε είτε αφαιρούνται κελιά είτε προστίθενται.

Ο κύριος τρόπος για να συμπεριληφθεί το μοντέλο των συγκρούσεων καυσίμου με νερό στον κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA3V είναι να δημιουργηθεί μια καινούρια υπορουτίνα, η οποία να υπολογίζει τις νέες παραμέτρους που προκύπτουν μετά τη σύγκρουση.

Η υπορουτίνα `colide` υπολογίζει τις συγκρούσεις μεταξύ των σταγονιδίων καυσίμου. Σε αυτή την υπορουτίνα βασίστηκε η νέα υπορουτίνα `colidetm` η οποία οποία δημιουργήθηκε στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας, και υπολογίζει τις συγκρούσεις μεταξύ των σταγονιδίων καυσίμου και νερού και

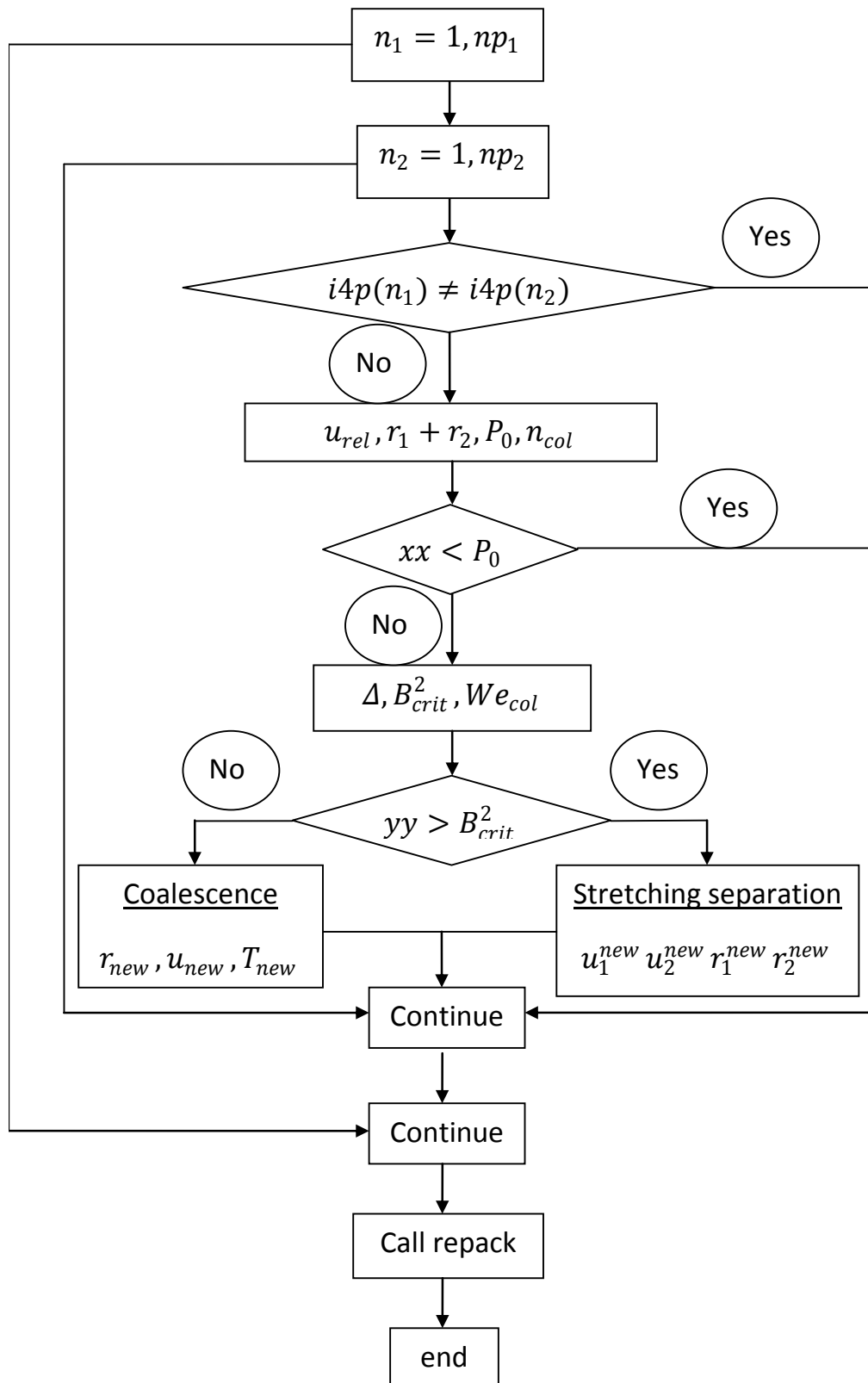
καλείται από το κύριο πρόγραμμα. Το κύριο πρόγραμμα του κώδικα KIVA3V καλεί τη συγκεκριμένη υπορουτίνα όταν ισχύει η συνθήκη:

Αριθμός σταγόνων καυσίμου > 0 , και αριθμός σταγόνων νερού > 0 , και η παράμετρος $kolide=2$. Συνεπώς τότε και μόνο τότε θα γίνει χρήση της υπορουτίνας $colidetm$.

Οι υπολογισμοί βασίζονται στο μεντέλο Ο' Rourke [40]. Αρχικά η υπορουτίνα $colidetm$ ελέγχει όλα τα πακέτα των σταγόνων καυσίμου και νερού. Αν ένα πακέτο σταγόνων καυσίμου και ένα πακέτο σταγόνων νερού τύχει και βρεθούν στο ίδιο υπολογιστικό κελί, τότε και μόνο τότε υπάρχει η πιθανότητα να συμβεί σύγκρουση. Ακολούθως, πρέπει να υπολογιστεί ο πιθανός συνολικός αριθμός των συγκρούσεων ανάμεσα στις σταγόνες του πακέτου 1 (καύσιμο) με αυτές του πακέτου 2 (νερό). Στη συνέχεια, υπολογίζεται ο πιθανός αριθμός συγκρούσεων της μεγαλύτερης σταγόνας σε χρονικό διάστημα Δt (βλ. σχέσεις 4-19-20). Η πιθανότητα να μη γίνει σύγκρουση, P_0 , προκύπτει από τη σχέση (4-21). Κατόπιν, επιλέγεται ένας τυχαίος αριθμός με βάση την υπορουτίνα $fran$, η οποία παίζει το ρόλο γεννήτριας τυχαίων αριθμών, που ακολουθούν ομοιόμορφη κατανομή [55]. Εάν αυτός ο τυχαίος αριθμός είναι μικρότερος από την πιθανότητα να μη γίνει σύγκρουση, τότε το πρόγραμμα τελειώνει. Αντίθετα εάν είναι μεγαλύτερος, τότε συμβαίνει σύγκρουση. Σε αυτό το σημείο, χρησιμοποιώντας ξανά την υπορουτίνα $fran$, γίνεται έλεγχος εάν θα πραγματοποιηθεί συσσωμάτωση (coalescence) ή επιμηκυντικός διαχωρισμός (stretching separation). Εάν συμβεί stretching separation, τότε οι νέες ταχύτητες των σταγονιδίων του νερού και του καυσίμου υπολογίζονται με βάση τις σχέσεις (4-12-13).

Η άλλη περίπτωση είναι να λάβει χώρα συσσωμάτωση (coalescence). Αρχικά πρέπει να ελεγχθεί η συνθήκη $nN_1 > N_2$, ώστε οι συγκρούσεις να μην είναι περισσότερες από τον αριθμό των μικρότερων σταγονιδίων. Επομένως ο αριθμός n ισούται με N_2/N_1 . Η μάζα, η ταχύτητα και η θερμοκρασία της νέας σταγόνας υπολογίζεται σύμφωνα με τους τύπους (4-26-27). Επίσης ο αριθμός των σταγόνων του πακέτου 2 μειώθηκε με βάση τον τύπο (4-28). Αντίστοιχα είναι μικρότερες από αυτές του πακέτου 2 (νερό).

Πριν φτάσει στο τέλος η ρουτίνα `colidetm` πρέπει να καλέσει τη ρουτίνα `repack` για κάθε είδους σταγόνα. Κάθε σταγόνα έχει έναν «αριθμό ταυτότητας». Η λειτουργία της `repack` είναι να βάζει στη σωστή θέση τις σταγόνες και να καταστρέψει τα σωματίδια που έχουν εξατμιστεί ή εξέλθει από το σύστημα, μέσω ενός ορίου εκροής. Επιπλέον, χωρίζει τα σωματίδια που έχουν γίνει πάρα πολύ ογκώδη από συσσωμάτωση (*coalescence*) η οποία προκύπτει από τις συγκρούσεις. Τέλος, η υπορουτίνα `colidetm` φτάνει στην ολοκλήρωσή της. Το παρακάτω σχήμα είναι το διάγραμμα ροής της υπορουτίνας `colidetm` για τις συγκρούσεις σταγονιδίων καυσίμου με νερό, όπου np_1 , np_2 είναι ο αριθμός των σταγονιδίων στο πακέτο του καυσίμου και του νερού, αντίστοιχα. Οι μεταβλητές xx και yy είναι οι τυχαίοι αριθμοί που επιλέχθηκαν από την υπορουτίνα `fran` και οι μεταβλητές $i4p(n_1)$ και $i4p(n_2)$ είναι το υπολογιστικό κελί του πακέτου των σταγόνων του καυσίμου και του νερού, αντίστοιχα.



Η συσσωμάτωση δημιουργεί ένα νέο είδος σταγόνας που αποτελείται από νερό και από καύσιμο. Κατά την ανάπτυξη που έγινε, ενώ λαμβάνεται σύγκρουση κανονικά και υπολογίζονται οι νέες ταχύτητες και θερμοκρασίες των νέων τριών ειδών σταγονιδίων (καύσιμο, νερό, καύσιμο-νερό), αντιμετωπίστηκαν προβλήματα σχετιζόμενα με την κινηματική των νέων σταγόνων. Έγιναν προσπάθειες για αλλαγές στον κώδικα KIVA3V. Οι υπορουτίνες `repack`, `paccel`, `pfind`, `pmom`, `pmontn` αναφέρονται στο καύσιμο. Αντίστοιχα οι υπορουτίνες `repacktm`, `pacceltm`, `pfindtm`, `pmomtm`, `pmontntm` αναφέρονται στο νερό. Για να προσδιοριστούν οι μεταβλητές των νέων σταγόνων, προστέθηκαν οι υπορουτίνες `repackdw`, `pacceldw`, `pfinddw`, `pmomdw`, `pmontndw`, οι οποίες αναφέρονται στο συσσωμάτωμα σταγόνας καυσίμου και νερού (diesel-water). Οι νέες μεταβλητές που εισήχθησαν δηλώθηκαν στο αρχείο `comkina`, που περιλαμβάνει όλες τις μεταβλητές του προγράμματος.

Ο κώδικας KIVA3V παραμένει ένα σημαντικό εργαλείο για την ανάλυση και την κατανόηση της συμβολής του νερού κατά τον ψεκασμό του στον θάλαμο καύσης. Έγιναν πολλές φορές σημαντικές προσπάθειες μέχρι σήμερα για τη βελτίωσή του, όσον αφορά στη σωστή λειτουργία του προγράμματος, συμπεριλαμβάνοντας τους περισσότερο σημαντικούς μηχανισμούς στο μοντέλο ψεκασμού του νερού. Ωστόσο υπάρχουν ακόμα αρκετά περιθώρια έρευνας για την περαιτέρω βελτίωση του κώδικα, ειδικά αν δοθεί προσοχή στις διεργασίες της εξάτμισης και της σύγκρουσης. Από τη στιγμή που εισάγεται το μοντέλο της σύγκρουσης σταγονιδίων καυσίμου και νερού στον κώδικα, δημιουργούνται νέες προκλήσεις που πρέπει να αντιμετωπιστούν. Έγινε η προσπάθεια να συμπεριληφθεί στον κώδικα το συνολικό μοντέλο της σύγκρουσης, λαμβάνοντας υπόψη όλους τους μηχανισμούς του. Ωστόσο, τα αποτελέσματα που προέκυψαν αντιστοιχούν μόνο στον μηχανισμό του επιμηκυντικού διαχωρισμού. Όταν δηλαδή υπάρχει η πιθανότητα να συμβεί σύγκρουση, οι σταγόνες καυσίμου και νερού θα αποχωριστούν και θα υπολογιστούν οι νέες ταχύτητές τους. Επομένως, το επόμενο βήμα είναι η ανάλυση της υπορουτίνας της σύγκρουσης καυσίμου με νερό σε δεύτερο επίπεδο, συμπεριλαμβάνοντας φυσικά και την αλληλεπίδρασή της με τις υπορουτίνες που αφορούν στην κινηματική της νέας σταγόνας η οποία είναι αποτέλεσμα της συσσωμάτωσης.

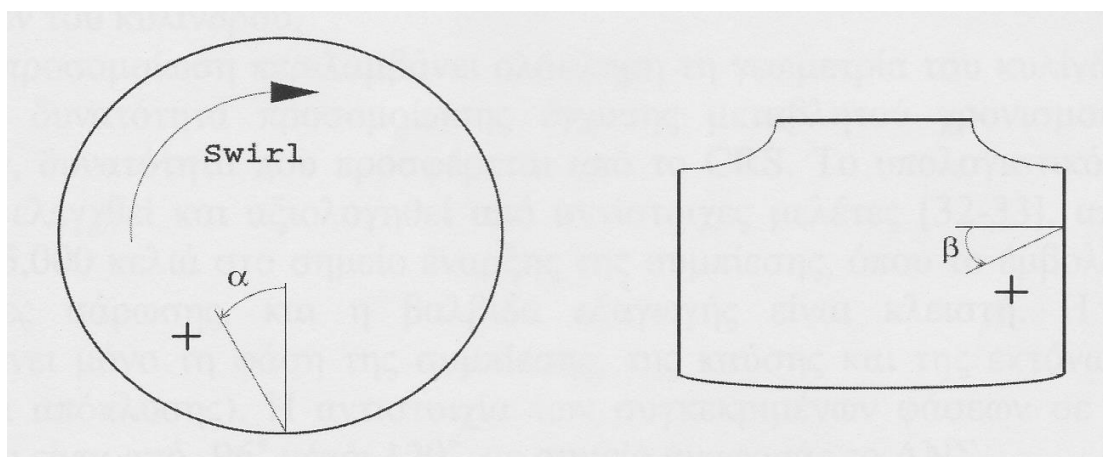
Ένας σημαντικός μηχανισμός που είναι ανάγκη να συμπεριληφθεί στο μοντέλο, είναι αυτός της εξάτμισης των σταγόνων που συνίστανται από καύσιμο και νερό. Μετα τη συσσωμάτωση, η νέα σταγόνα εξατμίζεται χάνοντας σιγά σιγά όγκο από την επιφάνειά της μέχρι την πλήρη εξάτμισή της, μέχρι δηλαδή να αποκτήσει αμελητέο όγκο. Αξίζει να σημειωθεί πως παρόλο που έχει ήδη ξεκινήσει η ενσωμάτωση της εξάτμισης στον κώδικα KIVA3V, τα αποτελέσματα διαμορφώθηκαν χωρίς το μηχανισμό αυτό. Εξίσου σημαντικός μηχανισμός είναι και αυτός της διάσπασης της νέας σταγόνας. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, γι' αυτό το φαινόμενο προτείνεται το υβριδικό μοντέλο «KH-RT».

5.3 Δεδομένα εισόδου

Η μοντελοποίηση πραγματοποιήθηκε για την περίπτωση ενός δίχρονου βραδύστροφου υπερπληρούμενου κινητήρα Diesel της εταιρίας Wärtsilä Switzerland.

Κατασκευαστής	Wärtsilä Switzerland
Τύπος	RT-flex58T-B
Διάμετρος εμβόλου	580 mm
Διαδρομή εμβόλου	2416 mm
Ταχύτητα περιστροφής	105 rpm
Μέση ταχύτητα εμβόλου	8.46 m/s
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής (από ANΣ)	-96°
Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής (από ANΣ)	120°
Σύστημα έγχυσης	Common Rail System
Αριθμός εγχυτήρων	3
Έναρξη έγχυσης	2°
Διάρκεια έγχυσης	15.2°
Μέση ενδεικνύμενη πίεση	19 bar
Μέγιστη ισχύς ανά κύλινδρο	2125 kW

Κάθε κύλινδρος διαθέτει τρεις εγχυτήρες περιμετρικά διατεταγμένους στην περιοχή της κυλινδροκεφαλής, ανά 120° . Κάθε εγχυτήρας έχει πέντε ακροφύσια για τον ψεκασμό του καυσίμου. Η κατεύθυνση που ψεκάζεται το καύσιμο από το ακροφύσιο, όπως περιγράφεται και στην Εικόνα 5-1, ορίζεται από τις γωνίες προς το οριζόντιο και το κατακόρυφο επίπεδο τα οποία διέρχονται από το ακροφύσιο.



Εικόνα 5-1 Γωνίες που ορίζουν την κατεύθυνση της έγχυσης καυσίμου.

Αρχικά πραγματοποιήθηκε μια δοκιμή με έγχυση νερού χωρίς μοντελοποίηση της σύγκρουσης σταγονιδίων, θεωρώντας αυτή τη δοκιμή ως περίπτωση αναφοράς, με σκοπό τη σύγκριση με άλλα αποτελέσματα. Ακολούθως, έγιναν δοκιμές με έγχυση νερού συμπεριλαμβάνοντας το μοντέλο συγκρούσεων καυσίμου με νερό. Στο αρχείο εισόδου του κώδικα Kiva3v, η παράμετρος kolide έλαβε την τιμή 2, που επιτρέπει μόνο τη σύγκρουση μεταξύ σταγόνων διαφορετικών συστατικών, χωρίς να λαμβάνεται υπόψη σύγκρουση σταγόνας καυσίμου με άλλη σταγόνα καυσίμου. Υπολογίστηκαν συγκρούσεις που αντιστοιχούν σε coalescence και stretching separation. Αρχικά, παρουσιάστηκε το πρόβλημα ότι δεν έλαβε χώρα καύση, γεγονός που πιθανώς σχετίζεται με τη μοντελοποίηση της εξάτμισης από σταγόνες που προκύπτουν από συσσωμάτωση. Ακολούθως, έγινε απενεργοποίηση της δυνατότητας συσσωμάτωσης στη ρουτίνα colidtm, δηλαδή έγιναν υπολογισμοί αποκλειστικά για stretching separation.

5.4 Μεταβολή γωνίας κατεύθυνσης ψεκασμού και συστροφής

Εκτός από τους προαναφερθέντες ελέγχους, έγινε διερεύνηση αναφορικά με την επίδραση της γωνίας έγχυσης α στα χαρακτηριστικά της καύσης. Στο αρχείο εισόδου, η γωνία έγχυσης καθορίζεται για καθέναν από τους τρεις εγχυτήρες ως εξής:

$$\text{tiltxy} = -120 + \alpha$$

$$\text{tiltxy} = 120 + \alpha$$

$$\text{tiltxy} = \alpha$$

Σε προγενέστερη διπλωματική εργασία [56], διερευνήθηκε η επίδραση της θέσης του εγχυτήρα νερού. Ο ψεκασμός του νερού γινόταν στην ίδια κατεύθυνση με το καύσιμο, και κάθε φορά άλλαζε η θέση του ακροφυσίου του νερού. Σε πρώτη φάση, είχαν γίνει υπολογισμοί για την ίδια θέση, και ακολούθως η θέση κάθε ακροφυσίου νερού μετακινήθηκε κατά 60° , δηλαδή επιλέχθηκε ακριβώς στη μέση ανάμεσα στα ακροφύσια του καυσίμου. Τέλος, στην τρίτη περίπτωση, τα τρία ακροφύσια νερού μετακινήθηκαν κατά 20° από την αρχική θέση, δηλαδή 20° αριστερά των εγχυτήρων καυσίμου. Στην παρούσα εργασία, έγινε μεταβολή της γωνίας α σε κάθε ακροφύσιο από θετική σε αρνητική. Οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν για καθεμία από τις τρεις περιπτώσεις της θέσης του ακροφυσίου νερού. Στο αρχείο εισόδου, έγινε μεταβολή της τιμής της μεταβλητής $dthnoztm$, που ορίζει τη γωνία της θέσης των εγχυτήρων του νερού. Αρχικά αυτή τέθηκε ίση με 60° , -60° και 180° για τους τρεις εγχυτήρες, μια και αυτοί είναι τοποθετημένοι ανά 120° . Στη δεύτερη περίπτωση πήρε τις τιμές 0° , -120° και 120° . Τέλος κατά τη μεταφορά του εγχυτήρα κατά 20° αριστερά, η τιμή της γωνίας έγινε 40° , -80° και 160° .

Ακολούθως, διερευνήθηκε η επίδραση της εγκάρσιας συστροφής του αέρα. Οι θυρίδες εισαγωγής έχουν κατάλληλη διαμόρφωση ώστε να εξασφαλίζουν την απαραίτητη συστροφή του αέρα, με αποτέλεσμα να πραγματοποιείται καλύτερη ανάμιξη του αέρα με το καύσιμο και καλύτερη απόπλυση των καυσαερίων. Έτσι, με τη συγκεκριμένη διαμόρφωση της γεωμετρίας των θυρίδων, ο αέρας εισέρχεται με κλίση στον θάλαμο καύσης και η ταχύτητα έχει σημαντική

περιφερειακή συνιστώσα. Στην παρούσα εργασία, δοκιμάστηκε για αντιπροσωπευτικές περιπτώσεις, συστροφή του αέρα με αντίθετη φορά, ώστε να διερευνηθεί η επίδραση στην ειδική κατανάλωση και στην παραγωγή ρύπων.

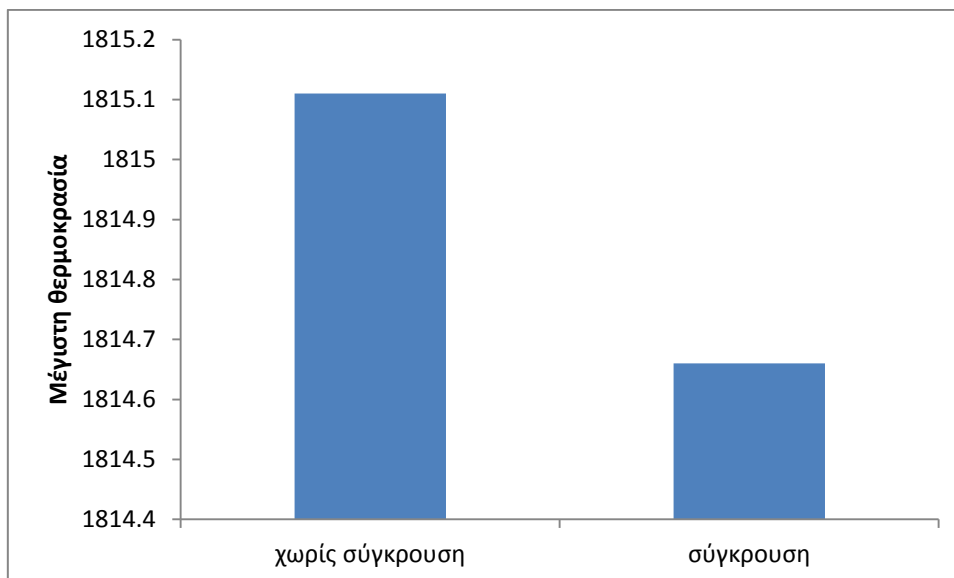
6 Αποτελέσματα και ανάλυση

6.1 Εισαγωγή

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από τη χρήση του μοντέλου σύγκρουσης σταγονιδίων στην περίπτωση δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, καθώς και αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης στο πλαίσιο της οποίας έγιναν μεταβολές στις γωνίες ψεκασμού, στη θέση των εγχυτήρων και στη φορά συστροφής του αέρα. Σημειώνεται ότι σε προηγούμενες εργασίες με χρήση του κώδικα KIVA3V δεν είχε ληφθεί υπόψη η σύγκρουση των σταγονιδίων καυσίμου και νερού [56]. Ένα κύριο μέτρο σύγκρισης των διαφορετικών περιπτώσεων είναι το διάγραμμα πίεσης, και θα χρησιμοποιηθεί και εδώ.

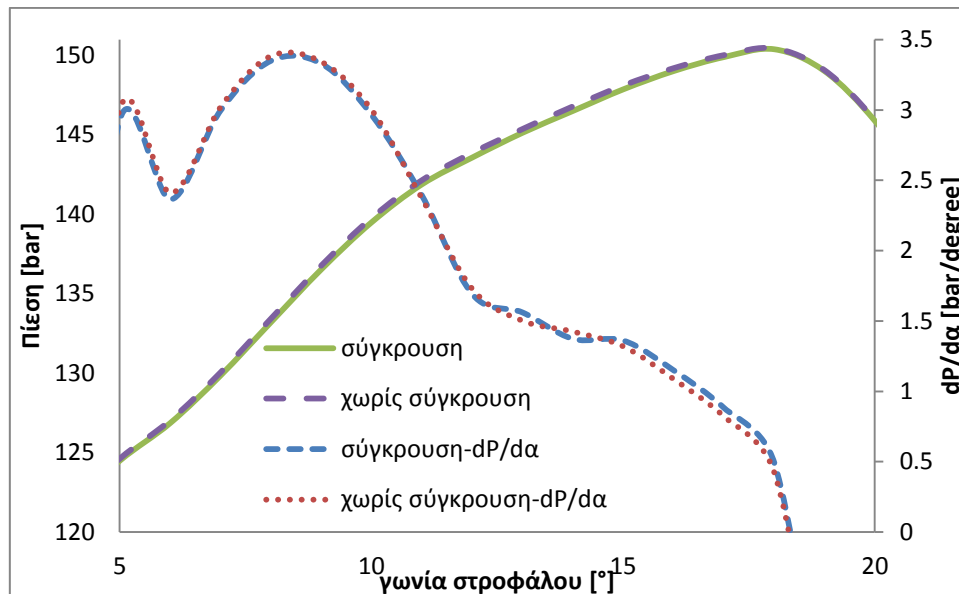
6.2 Σύγκρουση σταγονιδίων

Με βάση τα παρόντα αποτελέσματα, η σύγκρουση των σταγονιδίων καυσίμου και νερού, μειώνει ελάχιστα τη μέγιστη θερμοκρασία της καύσης (Εικόνα 6-1). Η χρήση του μοντέλου σύγκρουσης έχει ως απόρροια τη διαφοροποίηση των ταχυτήτων των σταγόνων του spray. Το γεγονός ότι προκύπτουν μικρές μόνο διαφορές στα βασικά μεγέθη θα μπορούσε να αποδοθεί στη μοντελοποίηση του stretching separation, όπου η αλληλεπίδραση των σταγόνων είναι μικρή, σε σύγκριση με την περίπτωση του reflexive separation. Τα αποτελέσματα συγκρίνονται ακολούθως με αντίστοιχα στα οποία δεν λαμβάνεται υπόψη η σύγκρουση σταγόνων καυσίμου και νερού.



Εικόνα 6-1 Σύγκριση μέγιστης θερμοκρασίας χωρίς σύγκρουση σταγονιδίων και με σύγκρουση σταγονιδίων καυσίμου και νερού σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα.

Η Εικόνα 6-2 παρουσιάζει τις υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης και ρυθμού μεταβολής πίεσης, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι διαφορές ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις είναι πολύ μικρές, και αρχίζουν να είναι εμφανείς μόνο στις καμπύλες του ρυθμού μεταβολής της πίεσης. Ενώ ο ψεκασμός εκκινά στις 2°, η παραπάνω διαφοροποίηση υπάρχει μόνο ανάμεσα στις 10° και 18° γωνίας στροφάλου. Σημειώνεται ότι ο μηχανισμός stretching separation συμβαίνει σε μεγάλους αριθμούς We και για σχετικά μικρές τιμές διαμέτρου σταγόνας. Κατά συνέπεια, απαιτείται ικανός χρόνος για να λάβει χώρα η πρωτογενής διάσπαση, καθώς και η δευτερογενής με δημιουργία σταγονιδίων μικρής διαμέτρου.



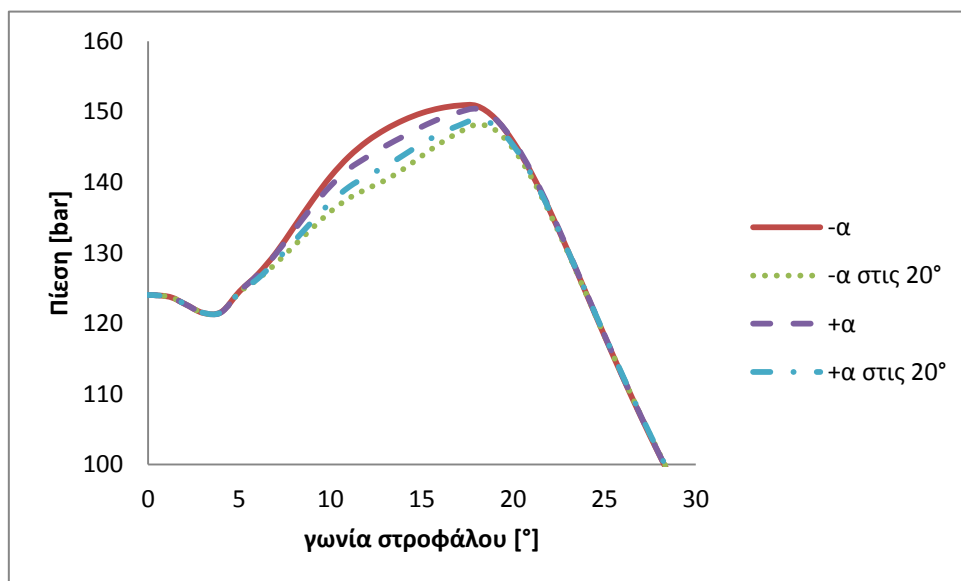
Εικόνα 6-2 Υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης και ρυθμού μεταβολής της πίεσης χωρίς σύγκρουση και με σύγκρουση σταγονιδίων καυσίμου και νερού.

6.3 Επίδραση γωνίας και θέσης ψεκασμού και συστροφής του αέρα

Στις Εικόνες 6-3 έως 6-16 παρουσιάζονται τα υπολογιστικά αποτελέσματα πίεσης και εκπεμπόμενων ρύπων, για θετικές και αρνητικές γωνίες ψεκασμού του νερού και θετική φορά συστροφής. Συγκρίνονται τα αποτελέσματα για διάφορες ποσότητες εγχυόμενου νερού, ως ποσοστού επί της μάζας καυσίμου, 20%, 40% και 60%.

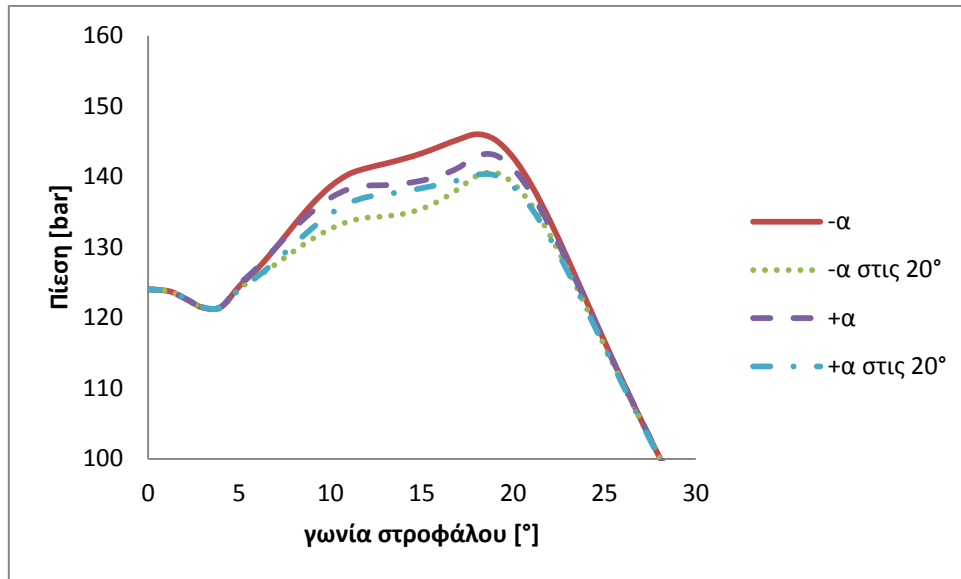
Οι καμπύλες πίεσης στον κύλινδρο παρουσιάζονται στις Εικόνες 6-3 έως 6-6. Η πίεση φαίνεται να μεγιστοποιείται όταν ο εγχυτήρας νερού είναι στο ίδιο σημείο με τον εγχυτήρα καυσίμου. Η μέγιστη πίεση δεν παρουσιάζει σημαντική διαφοροποίηση για τις δύο αυτές θέσεις. Η πορεία της αύξησης της πίεσης φαίνεται να γίνεται σε δύο στάδια. Η κλίση της πίεσης είναι πιο μεγάλη για ίδια θέση των εγχυτήρων οπότε ήδη από τις 10° η πίεση έχει φτάσει περίπου στα 140 bar. Αυτό πιθανώς συμβαίνει γιατί ο ψεκασμός του νερού γίνεται σε αντίθετη κατεύθυνση με αυτόν του καυσίμου, και η πιθανότητα να συναντηθούν, να αλληλεπιδράσουν και να συγκρουστούν οι δύο διαφορετικές σταγόνες είναι μικρότερη από αυτήν στην περίπτωση της διαφορετικής θέσης των εγχυτήρων νερού και καυσίμου. Η θερμοκρασία συνεπώς μειώνεται περισσότερο όταν οι

εγγυτήρες είναι διατεταγμένοι σε διαφορετική θέση μέσα στον κύλινδρο. Είναι σαφές ότι η αρνητική γωνία αυξάνει την πίεση για τον ίδιο λόγο, αφού οι επιφάνειες των sprays είναι σε μικρότερη επαφή σε αυτή τη γεωμετρία. Ωστόσο η αρνητική γωνία ψεκασμού με εγγυτήρες στις 20° αριστερά αυτών του καυσίμου επιφέρει τη μικρότερη πίεση, γιατί σχεδόν όλο το spray νερού αλληλεπιδρά με το καύσιμο, αφού το ένα είναι στραμμένο προς το άλλο.



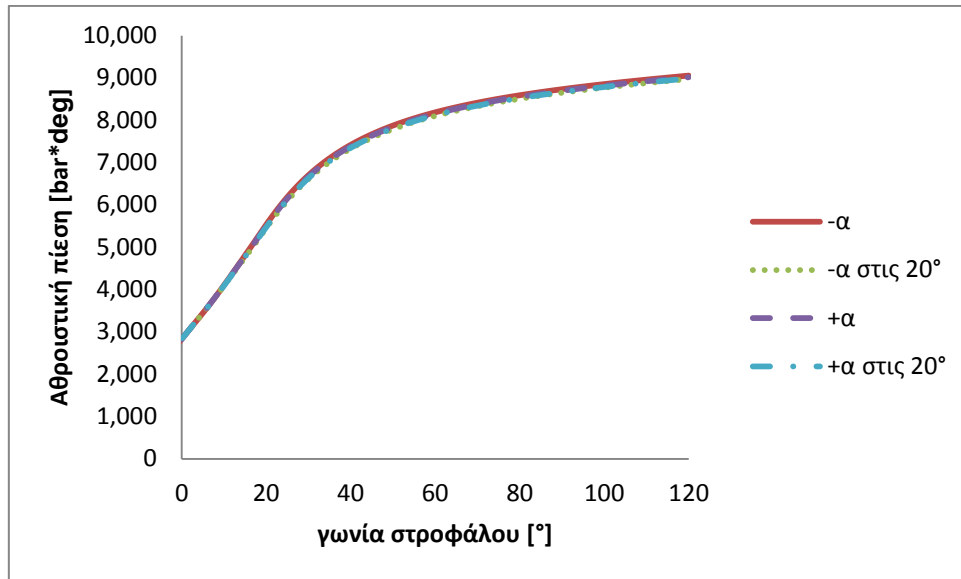
Εικόνα 6-3 Υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης για διάφορες τιμές της γωνίας α για έγχυση μάζας νερού 20% επί της μάζας καυσίμου.

Οι καμπύλες πίεσης που δίνονται στην Εικόνα 6-4 αντιστοιχούν σε ψεκασμό μεγαλύτερης ποσότητας νερού, συγκεκριμένα 40% της ποσότητας καυσίμου. Εδώ, τα επίπεδα της πίεσης προκύπτουν χαμηλότερα σε σχέση με αυτά που υπολογίστηκαν για ποσοστό νερού 20%. Τα στάδια της αύξησης της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου είναι πιο εμφανή για αυτήν την περίπτωση. Επίσης, η αύξηση της πίεσης είναι βραδύτερη, σε σχέση με την περίπτωση με 20% νερό. Η καθυστέρηση της αύξησης της θερμοκρασίας οφείλεται στην ατμοποίηση περισσότερων σταγονιδίων νερού, τα οποία απορροφούν ένα μεγαλύτερο τμήμα της εκλυόμενης ενέργειας λόγω της καύσης.



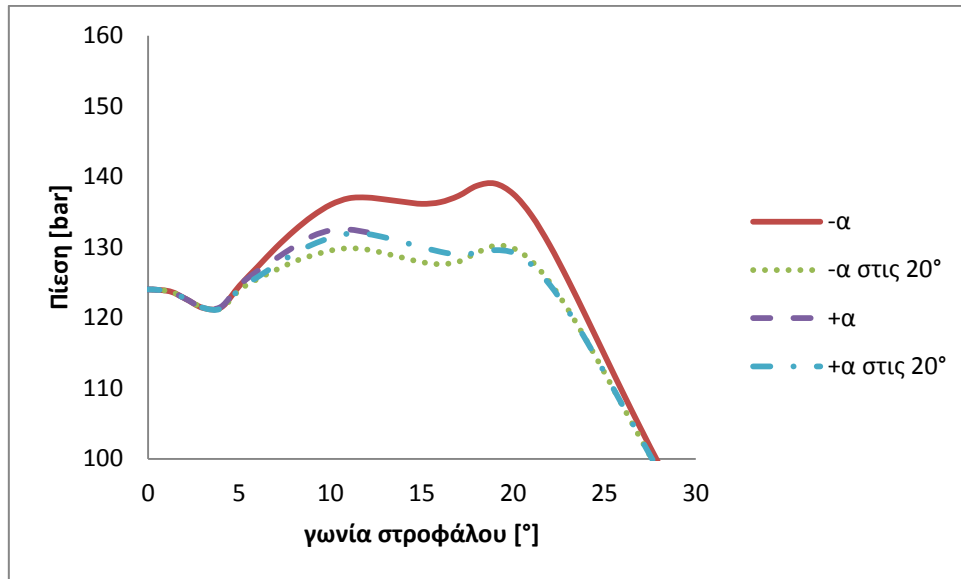
Εικόνα 6-4 Υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης για διάφορες τιμές της γωνίας α για έγχυση μάζας νερού 40% επί της μάζας καυσίμου.

Επιπλέον πραγματοποιήθηκε έλεγχος υπολογίζοντας τη μεταβολή του ολοκληρώματος της πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Εικόνα 6-5). Φαίνεται ότι οι μεγάλες διαφορές της πίεσης συμβαίνουν μόνο για συγκεκριμένες γωνίες στροφάλου κατά τη διάρκεια της καύσης ενώ αποδεικνύεται ότι το εμβαδόν κάτω από την καμπύλη δεν διαφέρει σημαντικά για διάφορες γωνίες. Εφόσον το αποδιδόμενο έργο εξαρτάται από την πίεση και δεδομένου ότι η μεταβολή όγκου δεν αλλάζει από πείραμα σε πείραμα, η αποδιδόμενη ισχύς αναμένεται να παρουσιάζει αντίστοιχες μικρές διαφορές.



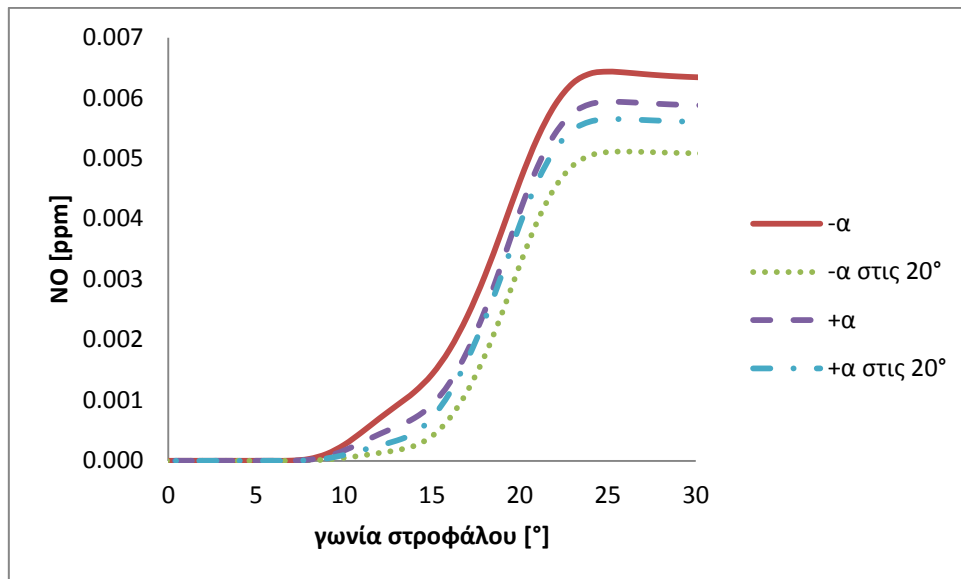
Εικόνα 6-5 Υπολογισθείσες καμπύλες αθροιστικής πίεσης για διάφορες τιμές της γωνίας α για έγχυση μάζας νερού 40% επί της μάζας καυσίμου.

Όταν αυξάνεται η ποσότητα νερού στα 60% η μέγιστη πίεση φτάνει μόλις τα 140 bar για αρνητική γωνία α. Μάλιστα, η πίεση είναι πολύ μικρότερη για όλες τις υπόλοιπες περιπτώσεις, εφόσον τα σταγονίδια είναι περισσότερα για 60% νερό και αυξάνονται οι πιθανότητες της σύγκρουσης με το καύσιμο. Φαίνεται να διατηρείται κοντά στη μέγιστη τιμή της για περισσότερο χρόνο, όμως παραμένει χαμηλή σε σχέση με τις καμπύλες που αντιστοιχούν σε μικρότερη ποσότητα νερού. Επιπλέον, κατά την εκτόνωση η κλίση της πίεσης δε συμπίπτει για όλες τις γωνίες. Όταν αλλάζει η θέση του εγχυτήρα, η πίεση κατά την εκτόνωση μειώνεται πιο αργά αν συγκριθεί με την περίπτωση των εγχυτήρων νερού στην ίδια θέση με το καύσιμο.



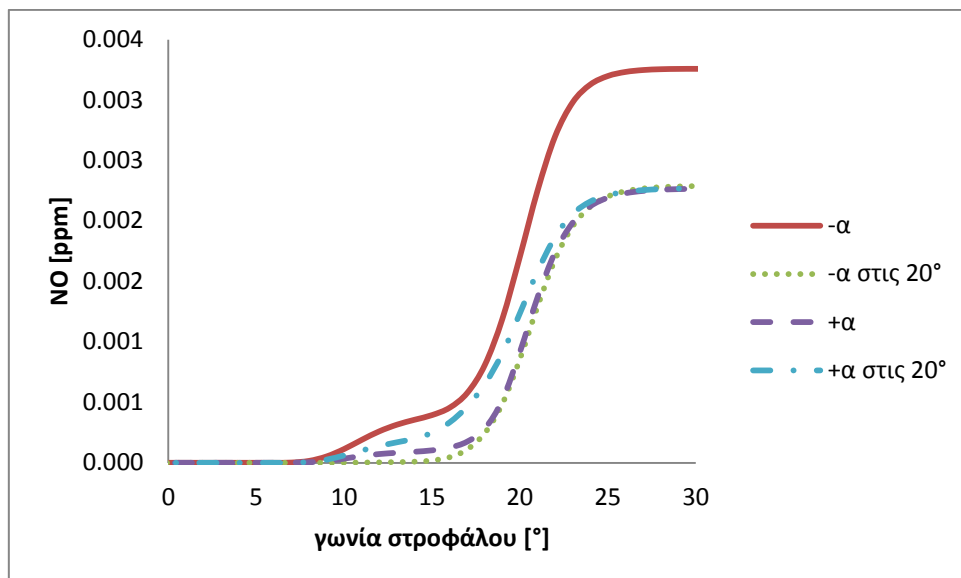
Εικόνα 6-6 Υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης για διάφορες τιμές της γωνίας α για έγχυση μάζας νερού 60% επί της μάζας καυσίμου.

Η χρονική μεταβολή της συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου για 20% έγχυση νερού παρουσιάζεται στην Εικόνα 6-7. Η αύξηση του μονοξειδίου του αζώτου ακολουθεί το ίδιο προφίλ για όλες τις γωνίες, αλλά οι εκπομπές είναι μεγαλύτερες για αρνητική γωνία ψεκασμού σε εγχυτήρα που συμπίπτει με τη θέση του καυσίμου. Είναι εμφανές το βελτιωμένο αποτέλεσμα αναφορικά με τις εκπομπές NOx για την περίπτωση +α στις 20°, αφού μειώνεται περισσότερο η θερμοκρασία για “αντικριστά” spray.



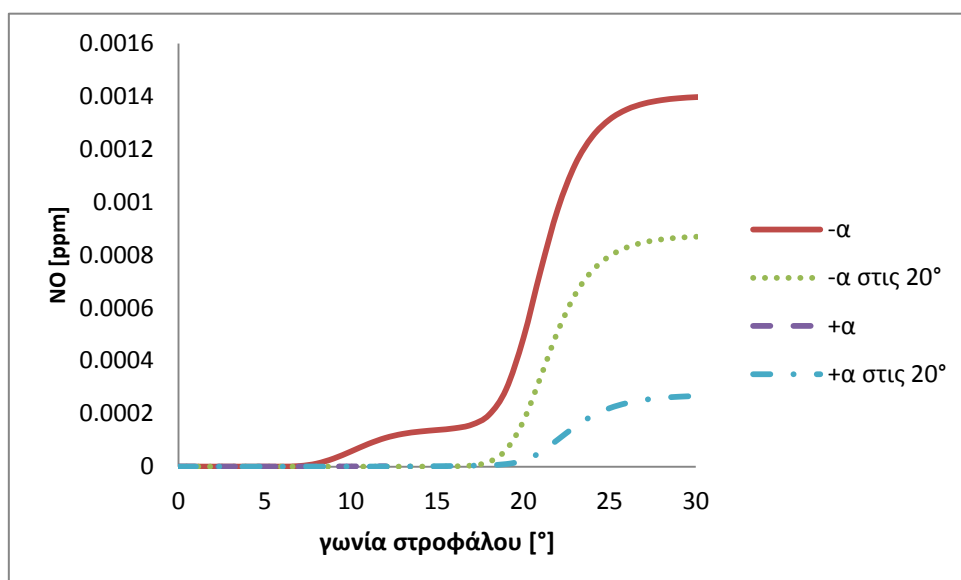
Εικόνα 6-7 Χρονική μεταβολή της συγκέντρωσης NO για διάφορες τιμές της γωνίας α, για έγχυση μάζας νερού 20% επί της μάζας καυσίμου.

Η περαιτέρω αύξηση της ποσότητας νερού στο 40% μειώνει αισθητά τις εκπομπές NO όταν οι εγχυτήρες νερού βρίσκονται 20° αριστερά των εγχυτήρων καυσίμου (Εικόνα 6-8). Η περίπτωση –α παρουσιάζει σημαντική διαφορά στις εκπομπές NO από τις άλλες γωνίες ενώ η διαφορά πίεσης δεν φαίνεται να είναι τόσο σημαντική (Εικόνα 6-4). Επομένως, αν η μείωση των εκπομπών NO αποτελεί προτεραιότητα, τότε ο ψεκασμός ενδείκνυται να γίνει είτε για θετική γωνία α είτε ο εγχυτήρας να βρίσκεται 20° αριστερά των εγχυτήρων καυσίμου.



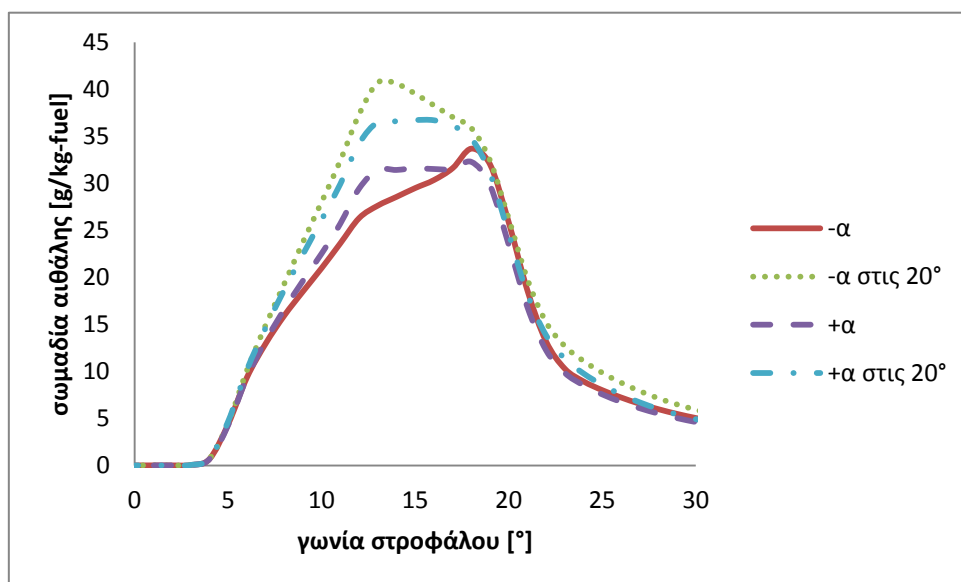
Εικόνα 6-8 Χρονική μεταβολή της συγκέντρωσης NO για διάφορες τιμές της γωνίας α, για έγχυση μάζας νερού 40% επί της μάζας καυσίμου.

Για ποσοστό νερού 60%, η αλλαγή της γωνίας σε $-\alpha$ αυξάνει την πίεση (Εικόνα 6-6) και μειώνει τις εκπομπές NOx (Εικόνα 6-9). Αισθητή μείωση των NOx συμβαίνει για αρνητική γωνία στην περίπτωση $-\alpha$ στις 20° και ακόμη περισσότερο για $+\alpha$ στις 20°, όπου πιθανώς γίνεται καλύτερη ανάμιξη του μίγματος καυσίμου με νερό για αυτήν την ποσότητα νερού.



Εικόνα 6-9 Χρονική μεταβολή της συγκέντρωσης NO για διάφορες τιμές της γωνίας α, για έγχυση μάζας νερού 60% επί της μάζας καυσίμου.

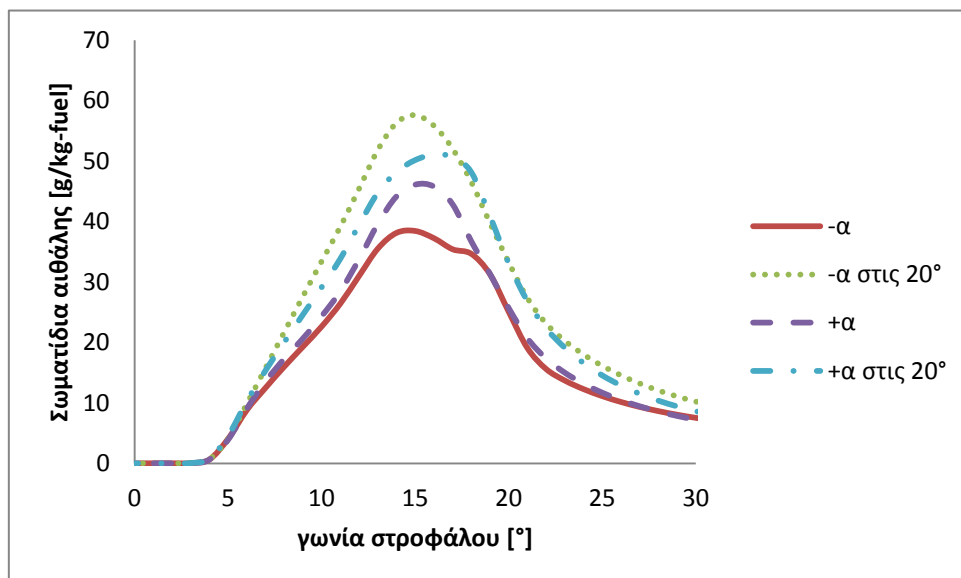
Στις Εικόνες 6-10 έως 6-12 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της μάζας σωματιδίων αιθάλης, ανηγμένη στη μάζα του καυσίμου. Είναι εμφανές ότι η αλλαγή θέσης των εγχυτήρων νερού αυξάνει την παραγωγή σωματιδίων αιθάλης. Στην Εικόνα 6-10 παρατηρείται ότι, αναφορικά με τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, διακρίνονται τουλάχιστον 4 στάδια. Καθώς μεταβάλλεται η γωνία και η θέση ψεκασμού, η αύξηση των σωματιδίων αιθάλης ακολουθεί διαφορετική κατανομή συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου. Για διαφορετική θέση των εγχυτήρων, η αιθάλη σημειώνει αύξηση νωρίς κατά την καύση στις 13°, και μειώνεται μέχρι τις 19° για αρνητική γωνία α, ενώ παραμένει περίπου σταθερή για θετική γωνία α σε αυτό το διάστημα. Αντίθετα, όταν τα ακροφύσια είναι στην ίδια θέση, η μεταβολή των σωματιδίων αιθάλης ακολουθεί αυξητική πορεία μέχρι τις 19° με πιο έντονη κλίση της καμπύλης από τις 17° μέχρι τις 19°.



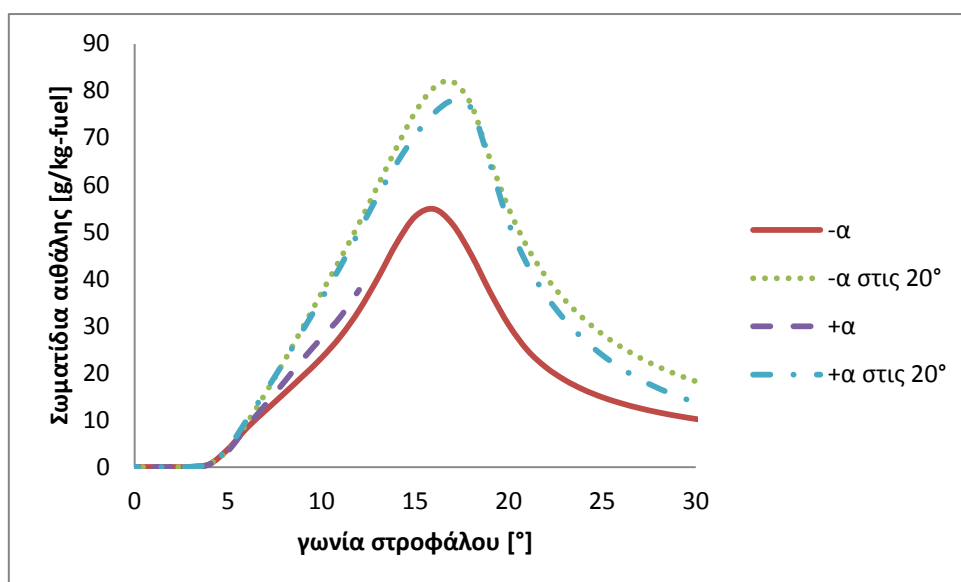
Εικόνα 6-10 Χρονική μεταβολή της ανηγμένης μάζας σωματιδίων αιθάλης, για διάφορες τιμές της γωνίας α, για έγχυση μάζας νερού 20% επί της μάζας καυσίμου.

Με περαιτέρω αύξησης της εγχυόμενης μάζας νερού και κατά συνέπεια των θερμοκρασιών στην περιοχή της φλόγας, σημειώνεται σημαντική ποσοστιαία αύξηση στην παραγωγή αιθάλης (Εικόνα 6-11, Εικόνα 6-12). Για ακόμη μεγαλύτερη μάζα νερού, παρατηρείται ότι δεν υπάρχουν πολλές εμφανείς

αλλαγές στην κλίση της καμπύλης της μάζας αιθάλης. Ωστόσο, για την ίδια θέση των εγχυτήρων, η μεταβολή της γωνίας α από θετική σε αρνητική μειώνει αισθητά την παραγωγή σωματιδίων αιθάλης.

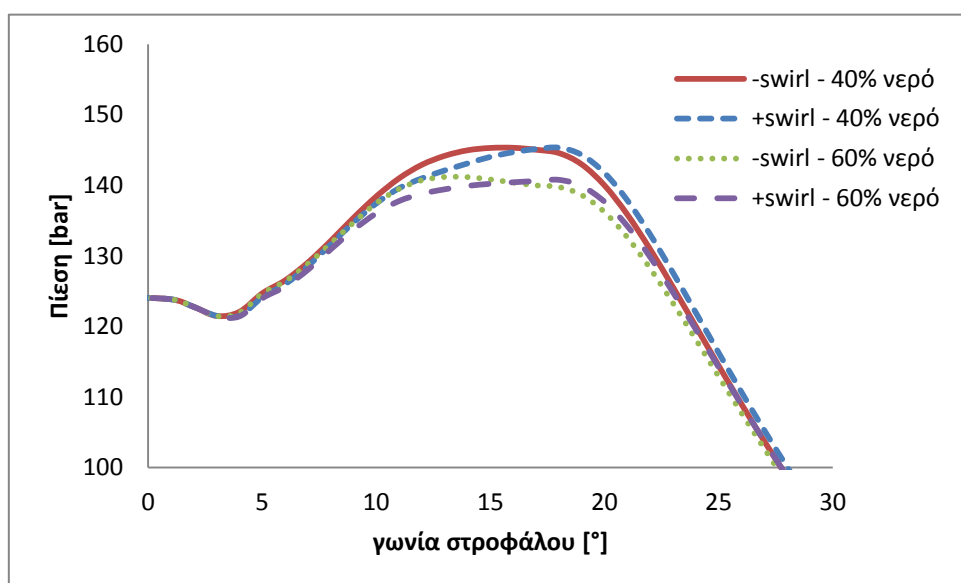


Εικόνα 6-11 Χρονική μεταβολή της ανηγμένης μάζας σωματιδίων αιθάλης, για διάφορες τιμές της γωνίας α , για έγχυση μάζας νερού 40% επί της μάζας καυσίμου.



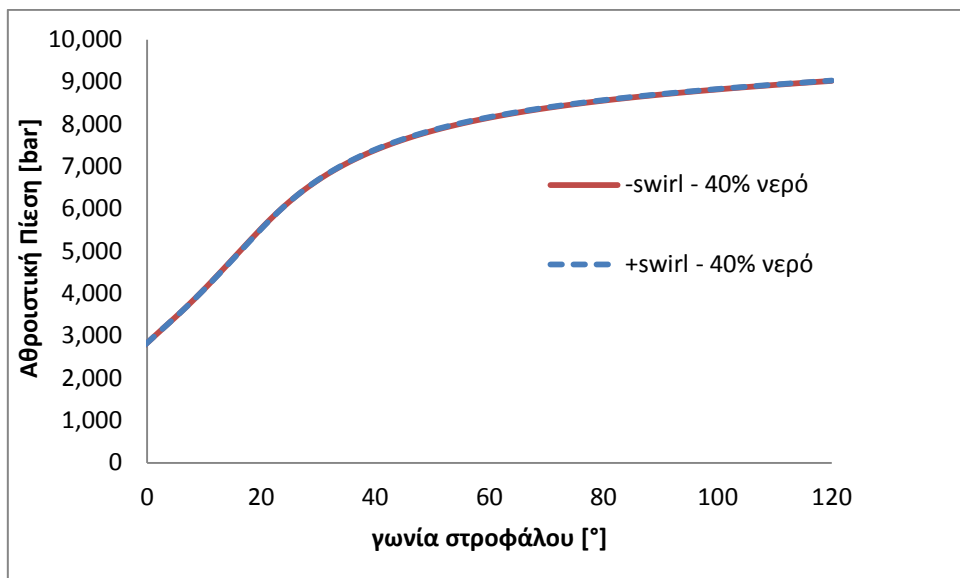
Εικόνα 6-12 Χρονική μεταβολή της ανηγμένης μάζας σωματιδίων αιθάλης, για διάφορες τιμές της γωνίας α , για έγχυση μάζας νερού 20% επί της μάζας καυσίμου.

Σε επόμενο βήμα, ερευνήθηκε η επιρροή της μεταβολής της συστροφής του αέρα (swirl) μετατρέποντας τη γωνία συστροφής του αέρα κατά την εισαγωγή του στον κύλινδρο σε αρνητική. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται για αρνητική γωνία α . Στην Εικόνα 6-13 γίνεται η σύγκριση της θετικής και αρνητικής συστροφής του αέρα ως προς την υπολογισθείσα ιστορία της πίεσης. Διακρίνεται μια ελάχιστη μείωση της μέγιστης πίεσης στις 19° για αρνητική συστροφή, ενώ αυτή η τιμή διατηρείται για περισσότερο χρόνο, παρουσιάζοντας πιο ομαλή και σταθερή την καμπύλη από 13° μέχρι 19°. Στις 13° γωνίας στροφάλου, η τιμή της πίεσης είναι μεγαλύτερη για αρνητική συστροφή.



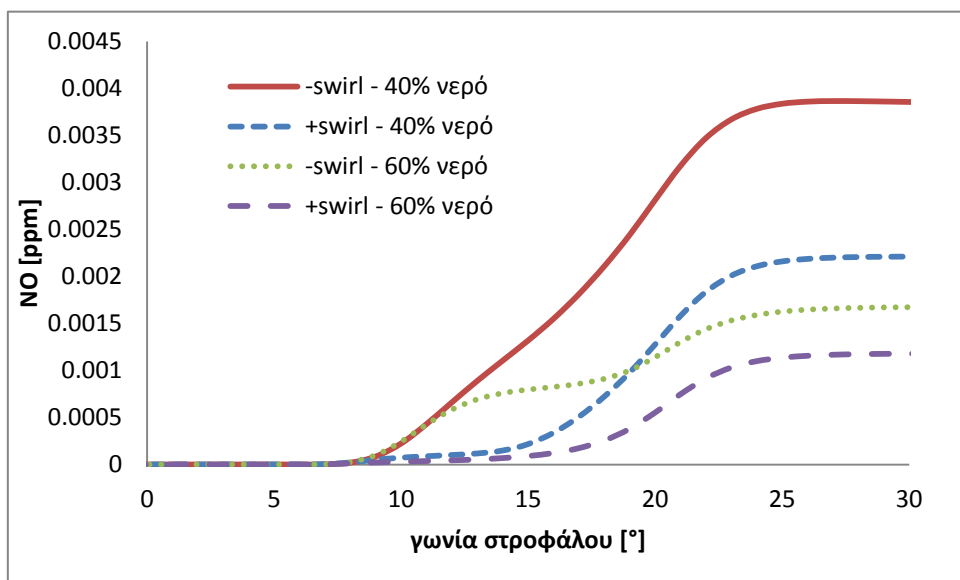
Εικόνα 6-13 Καμπύλες πίεσης για αρνητική γωνία α για διάφορες ποσότητες νερού με θετική και αρνητική συστροφή.

Σε αντιστοιχία με την Εικόνα 6-5, στην Εικόνα 6-14 δεν παρατηρείται σημαντική διαφοροποίηση στην αθροιστική πίεση, για διαφορετική φορά συστροφής. Έτσι, δεν αναμένονται διαφοροποιήσεις και στο συνολικό ωφέλιμο έργο.



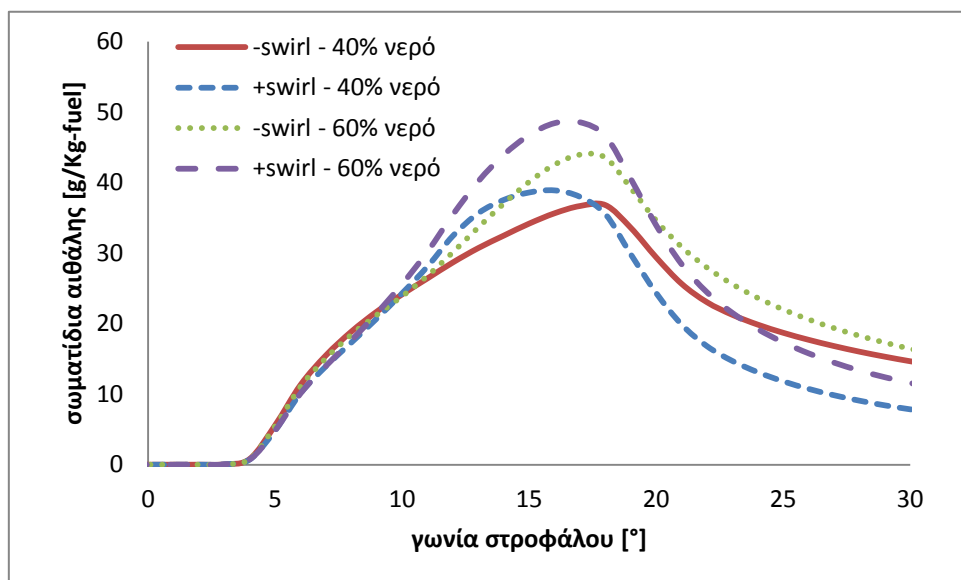
Εικόνα 6-14 Υπολογισθείσες καμπύλες αθροιστικής πίεσης για αρνητική και θετική συστροφή για έγχυση μάζας νερού 40% επί της μάζας καυσίμου.

Αναφορικά με τις εκπομπές NO, η μεταβολή της συστροφής επηρεάζει περισσότερο τα αποτελέσματα στην έγχυση νερού με μάζα 40% σε σύγκριση με την περίπτωση 60% (Εικόνα 6-15). Για ποσοστό νερού 60% η μείωση των NO είναι σημαντική.



Εικόνα 6-15 Χρονική μεταβολή της συγκέντρωσης NO για αρνητική και θετική συστροφή αέρα.

Η αρνητική συστροφή επιδρά θετικά στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, συμβάλλοντας στη μείωσή τους κατά τη διάρκεια της καύσης. Δεν ισχύει όμως το ίδιο για τα τελικά επίπεδα, πιθανότατα λόγω της περιορισμένης οξείδωσης εξαιτίας χαμηλότερων θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου (Εικόνα 6-16).



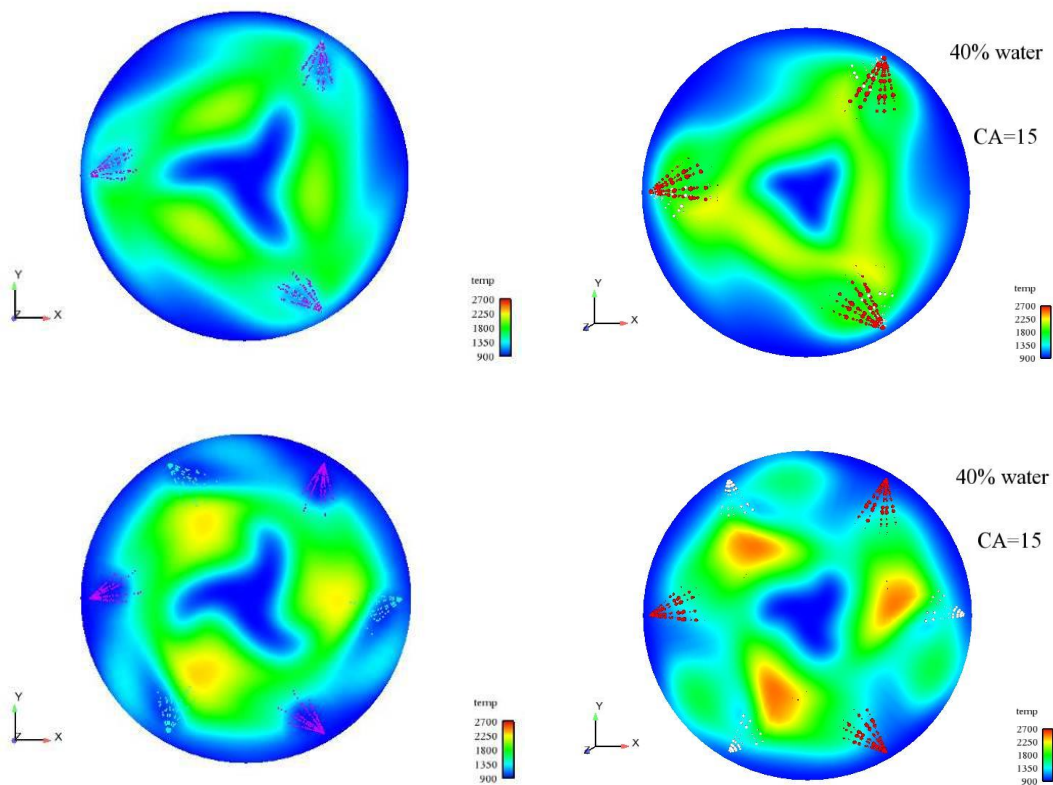
Εικόνα 6-16 Χρονική μεταβολή της ανηγμένης μάζας σωματιδίων αιθάλης, για αρνητική και θετική συστροφή του αέρα.

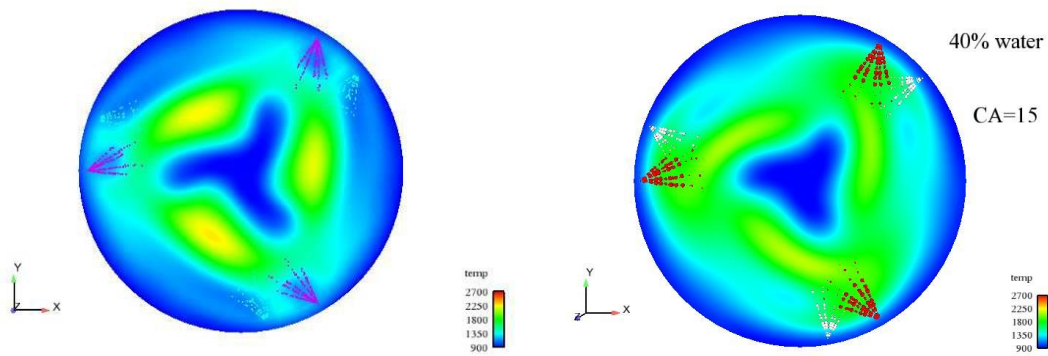
6.4 Οπτικοποίηση αποτελεσμάτων

Τα υπολογιστικά αποτελέσματα που προέκυψαν στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας οπτικοποιήθηκαν με χρήση κατάλληλου λογισμικού, ώστε να αναδειχθεί η φυσική των φαινομένων ροής και καύσης για τις περιπτώσεις που υπολογίστηκαν. Η κατανομή των μεγεθών του ροϊκού πεδίου παρουσιάζεται με τη μορφή ισοϋψών καμπυλών. Επιπλέον, παρουσιάζονται το spray του καυσίμου (με κόκκινο χρωματισμό) και το spray του νερού (με άσπρο χρωματισμό). Η οπτικοποίηση των μεγεθών του ροϊκού πεδίου παρουσιάζεται ακολούθως για την αντιπροσωπευτική τιμή της γωνίας στροφάλου των 15°.

6.4.1 Σύγκριση θετικής και αρνητικής γωνίας α

Αρχικά παρουσιάζεται η σύγκριση των αποτελεσμάτων για θετική και αρνητική γωνία α για διάφορες θέσεις των εγχυτήρων νερού και 40% μάζα νερού (Εικόνα 6-17). Στην αριστερή στήλη παρουσιάζονται αποτελέσματα για θετικές τιμές της γωνίας α , και στη δεξιά για αρνητικές. Παρατηρείται ότι γενικά η χρήση αρνητικών τιμών για τη γωνία α αυξάνει τα επίπεδα της θερμοκρασίας, καθώς η δράση του νερού δεν γίνεται στην κύρια περιοχή της φλόγας. Αυτό είναι σαφές από την κατανομή της θερμοκρασίας που παρουσιάζεται στην Εικόνα 6-17. Η μετατόπιση των εγχυτήρων νερού στο μέσον της απόστασης μεταξύ δύο εγχυτήρων καυσίμου καθιστά την έγχυση του νερού λιγότερο αποτελεσματική, αυξάνοντας τα επίπεδα της θερμοκρασίας. Πολύ αποτελεσματική μείωση της θερμοκρασίας προκύπτει για μετατόπιση των εγχυτήρων νερού κατά 20° σε σχέση με τους εγχυτήρες καυσίμου, ιδιαίτερα για αρνητικές τιμές της γωνίας α , καθώς επιτυγχάνεται έγχυση του νερού στο κέντρο της περιοχής της φλόγας.

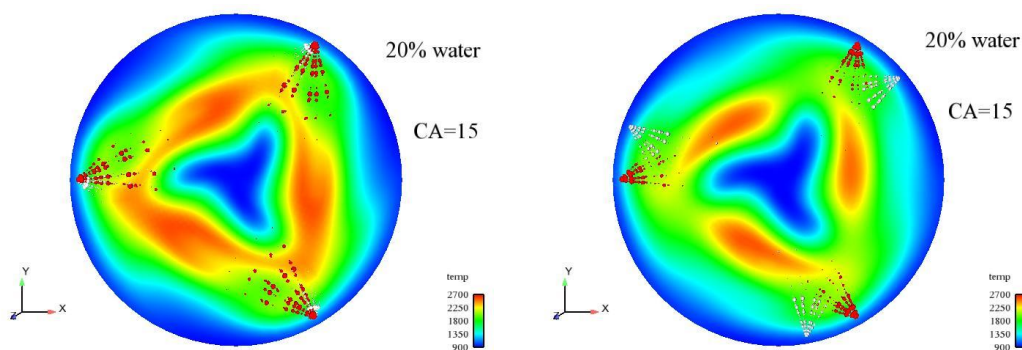


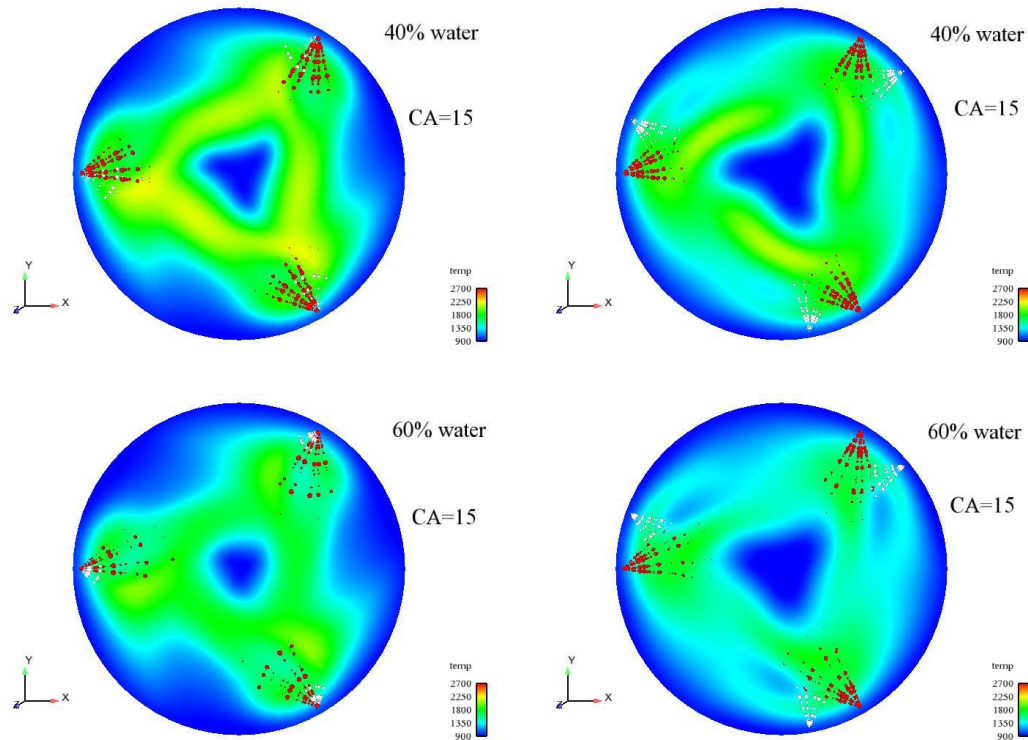


Εικόνα 6-17 Κατανομή θερμοκρασίας για θετική (αριστερή στήλη) και αρνητική (δεξιά στήλη) γωνία α , για διαφορετικές θέσεις των εγχυτήρων νερού.

6.4.2 Σύγκριση για διαφορετικές θέσεις των εγχυτήρων

Από την Εικόνα 6-18 προκύπτει ότι η αλλαγή της θέσης των εγχυτήρων νερού κατά 20° σε σχέση με τους εγχυτήρες καυσίμου επιφέρει σημαντική μείωση της θερμοκρασίας, σημαντικότερη σε σχέση με τη μετατόπιση του εγχυτήρα νερού στο μέσον μεταξύ δύο εγχυτήρων καυσίμου (Εικόνα 6-17). Επίσης, η επίδραση είναι εντονότερη σε σχέση με τη διατήρηση των εγχυτήρων νερού στην ίδια θέση με τους εγχυτήρες καυσίμου (Εικόνα 6-18, αριστερή στήλη). Με τη μετατόπιση του εγχυτήρα κατά 20° ομογενοποιείται σε σημαντικό βαθμό το θερμοκρασιακό πεδίο, αν και παρατηρείται μικρή αύξηση της κρύας ζώνης στον άξονα συμμετρίας του κυλίνδρου.



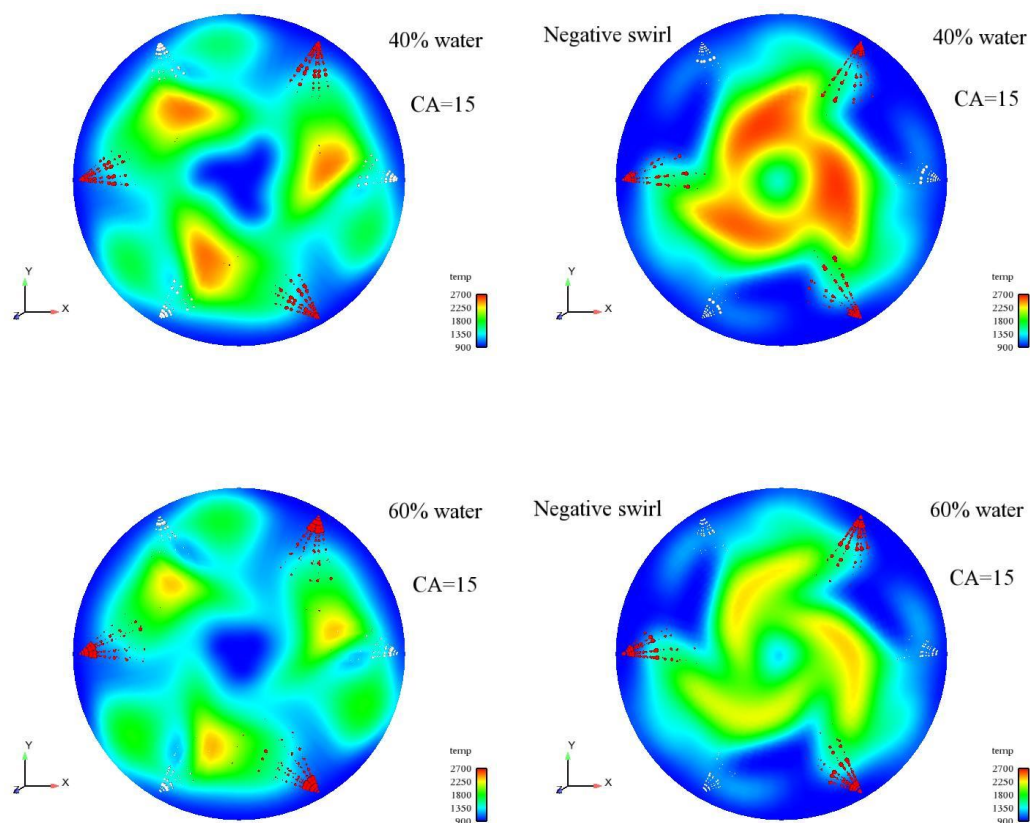


Εικόνα 6-18 Κατανομή θερμοκρασίας για ίδια θέση εγχυτήρων νερού και καυσίμου (αριστερή στήλη) και για εγχυτήρες νερού μετατοπισμένους κατά 20° σε σχέση με τους εγχυτήρες καυσίμου, για 20%, 40% και 60% ποσοστό μάζας νερού επί του καυσίμου.

6.4.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων για θετική και αρνητική συστροφή αέρα

Όπως καταδείχτηκε παραπάνω, η τοποθέτηση των εγχυτήρων νερού στο μέσον μεταξύ δύο εγχυτήρων καυσίμου αυξάνει τη θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου σε όλες τις περιοχές της διατομής του. Στο παρόν στάδιο μελετήθηκε η επίδραση της φοράς της συστροφής του αέρα, για σταθερή θέση των εγχυτήρων νερού (στο μέσον μεταξύ δύο εγχυτήρων καυσίμου), χωρίς διαφοροποίηση των γωνιών έγχυσης. Τα αποτελέσματα για την κατανομή της θερμοκρασίας παρουσιάζονται στην Εικόνα 6-19. Παρατηρείται ότι για αρνητική συστροφή η περιοχή των υψηλών θερμοκρασιών μετατοπίζεται προς τον άξονα συμμετρίας του κυλίνδρου. Αυτό θα μπορούσε να αποδοθεί στον περιορισμό της έντασης της εγκάρσιας συστροφής εξαιτίας της αντίρροπης δράσης των

δεσμών καυσίμου, και κατά συνέπεια στην περιορισμένη επίδραση των φυγοκεντρικών δυνάμεων. Για την παρούσα διάταξη, προέκυψε μικρή αύξηση της πίεσης αλλά και των εκπομπών NO.



Εικόνα 6-19 Κατανομή θερμοκρασίας για θετική (αριστερή στήλη) και αρνητική (δεξιά στήλη) συστροφή αέρα, για 40% και 60% ποσοστό μάζας νερού επί του καυσίμου.

7 Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική έρευνα

7.1 Συμπεράσματα

Τα κύρια συμπεράσματα της παρούσας μελέτης μπορούν να συνοψισθούν ως εξής:

- ❖ Η προσθήκη του μοντέλου σύγκρουσης σταγονιδίων καυσίμου και νερού λαμβάνοντας υπόψη την περίπτωση stretching separation είχε ως αποτέλεσμα τη μικρή μείωση των επιπέδων θερμοκρασίας, και κατά συνέπεια των εκπομπών NO.
- ❖ Ο συνυπολογισμός των συγκρούσεων σταγονιδίων καυσίμου με νερό επέφερε ελαφριά μείωση της κλίσης της καμπύλης της πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Ωστόσο, η μέγιστη τιμή της πίεσης παρέμεινε πρακτικά αμετάβλητη.
- ❖ Η αλλαγή της γωνίας ψεκασμού επηρεάζει την πιθανότητα συγκρούσεων. Η αρνητική γωνία ψεκασμού του νερού (σε σχέση με τη φορά της εγκάρσιας συστροφής του αέρα) μπορεί να επιφέρει μικρή αύξηση της πίεσης και των εκπομπών NO. Η αύξηση αυτή παρατηρείται όταν η θέση των εγχυτήρων νερού συμπίπτει με αυτή των εγχυτήρων του καυσίμου. Όταν οι εγχυτήρες νερού μετατοπιστούν κατά 20°, τότε μειώνεται αισθητά η παραγωγή NO στα καυσαέρια. Αυτή η μετατόπιση επιφέρει ελαφρά μείωση της πίεσης.
- ❖ Η αύξηση της μάζας του εγχυόμενου νερού αυξάνει την πιθανότητα συγκρούσεων, μειώνοντας περαιτέρω τη θερμοκρασία.
- ❖ Η τοποθέτηση των εγχυτήρων νερού στο μέσο των εγχυτήρων καυσίμου αυξάνει αισθητά τη θερμοκρασία της καύσης. Σε αυτήν την περίπτωση, τα επίπεδα θερμοκρασίας είναι υψηλότερα από αυτά σε κύλινδρο με εγχυτήρες νερού στην ίδια θέση με τους εγχυτήρες καυσίμου, είτε με μετατόπιση 20° σε σχέση με αυτούς.
- ❖ Η αρνητική συστροφή αέρα διαφοροποιεί την καμπύλη της πίεσης, διατηρώντας υψηλά επίπεδα για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα.
- ❖ Η παρουσία αρνητικής συστροφής συμβάλλει στην αύξηση της θερμοκρασίας στην περιοχή εγγύς του άξονα συμμετρίας του κυλίνδρου.

- ❖ Από τα αποτελέσματα προέκυψε το συμπέρασμα ότι αύξηση του ποσοστού νερού μειώνει μεν τις εκπομπές NO αλλά αυξάνει τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης. Γενικά η μείωση της θερμοκρασίας αυξάνει τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης λόγω μείωσης του ρυθμού οξειδωσης αυτών. Επιπλέον, η παρουσία αρνητικής συστροφής ενώ μειώνει την παραγωγή σωματιδίων αιθάλης κατά την καύση, συντελεί σε μικρή τελική αύξηση των εκπομπών τους, η οποία πρέπει να αποδοθεί στην περιορισμένη οξειδωσή τους.

7.2 Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα

Η παρούσα εργασία παρήγαγε ικανοποιητικά αποτελέσματα αναφορικά με την επίδραση των συγκρούσεων καυσίμου-νερού σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel. Σε συνέχεια της παρούσας έρευνας, είναι επιθυμητό να γίνει περιγραφή των συγκρούσεων και για άλλες περιπτώσεις πέρα από αυτή του stretching separation, συγκεκριμένα για τις περιπτώσεις coalescence και shattering.

Για καθεμία από τις παραπάνω περιπτώσεις σύγκρουσης, είναι αναγκαίο να αναπτυχθούν και να χρησιμοποιηθούν τα μοντέλα εξάτμισης, συγκρούσεων και διάσπασης των νέων σταγόνων που θα δημιουργηθούν, οδηγώντας σε περισσότερο ρεαλιστική απόδοση της θερμορευστομηχανικής του κινητήρα. Για τις εν λόγω βελτιώσεις, πρέπει να ποσοτικοποιηθεί η απόκλιση σε σχέση με μια περίπτωση αναφοράς, στο πλαίσιο της οποίας δεν λαμβάνονται υπόψη οι συγκρούσεις σταγόνων καυσίμου-νερού.

Βιβλιογραφία

- [1] Heywood J. B., "Internal combustion engine fundamentals", McGraw-Hill, New York, 1988
- [2] Khair M. K., Majewski W. A., "Diesel emissions and their control", Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2006.584, 2006
- [3] <http://worldmaritimeneeds.com/archives/89192/wartsila-gets-first-orders-for-new-wartsila-x62-engine/>
- [4] http://www.marinediesels.info/Theory/actual_diesel_cycle.htm
- [5] Robert Bosch GmbH, "Diesel-Speichereinspritzsystem Common Rail", Technische Unterrichtung, vol. ISBN 3- 934584-13-6, 1998
- [6] Bauer H., Berger J., "Diesel-Einspritzsysteme Unit Injector System: technische Unterrichtung", 1999
- [7] Baumgarten C., "Mixture formation in internal combustion engines", Springer, 2006
- [8] Ζάννης Θ., "Θερμοδυναμική ανάλυση και πειραματική διερεύνηση της επίδρασης των υγρών καυσίμων σε κινητήρες Diesel", Διδακτορική διατριβή, Ε.Μ.Π., 2006
- [9] Ρακόπουλος Κ., Χουντάλας Δ., "Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ", Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1998
- [10] Colket M., Hall R., Bockhorn H., "Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models", Springer Series in Chemical Physics, vol. 59, pp. 442, 1994
- [11] Zeldovich I., Barenblatt G. I., Librovich V. Makhviladze G., "Mathematical theory of combustion and explosions", 1985
- [12] Lavoie G. A., Heywood J. B., Keck J. C., "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines", Combustion Science and Technology, vol. 1, no. 4, pp. 313-326, 1970
- [13] Pundir B., "Engine emissions: pollutant formation and advances in control technology", Alpha Science International Limited, 2007
- [14] <http://edgar.jrc.ec.europa.eu/background.php>

- [15] Τερτίπης Αθ., "Μελέτη της επίδρασης της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών σε κινητήρα Diesel με χρήση πολυζωνικού μοντέλου καύσης", Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π., 2007
- [16] http://www.mandieselturbo.com/files/news/filesof9187/5510-0060-01ppr_low.pdf
- [17] http://www.mandieselturbo.com/files/news/filesof17739/5510-0125-00_low.pdf
- [18] http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/special_pg/7020-0145-001web.pdf
- [19] De Risi A., Donateo T., Laforgia D., "Optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engines", Optimization, vol. 1, pp. 1064, 2003
- [20] <http://shipandbunker.com/news/world/247482-quadrise-gives-update-on-maersk-msar-synthetic-fuel-trial>
- [21] <http://www.bunkerportsnews.com/News.aspx?ElementId=6d89a36a-c966-4001-8fa2-8b50a935379b>
- [22] <http://shipandbunker.com/news/emea/590647-quadrise-to-expand-alternative-fuel-business-in-saudi-arabia>
- [23] Ishida M., Ueki H., Sakaguchi D., "Prediction of NO_x reduction rate due to port water injection in a DI diesel engine", Fuel, vol. 2002, pp. 10-21, 1997
- [24] Kegl B., Pehan S., "Reduction of diesel engine emissions by water injection", Training, vol. 2012, pp. 03-12, 2001
- [25] Brusca S., Lanzafame, R., "Water Injection in IC-SI Engines to Control Detonation and to Reduce Pollutant Emissions", SAE Technical Paper, vol. 01, no. 1912, 2003
- [26] Udayakumar R., Sundaram R., Sriram R., "Reduction of NO_x emissions by water injection into the inlet manifold of a DI diesel engine", SAE Technical Paper, no. 2003-01, pp. 0264, 2003
- [27] Wierzba A., "Deformation and breakup of liquid drops in a gas stream at nearly critical Weber numbers", Experiments in Fluids, vol. 9, no. 1-2, pp. 59-64, 1990
- [28] Arcoumanis C., Gavaises M., French B., "Effect of fuel injection processes on the structure of diesel sprays", Diesel Engine, vol. 2013, pp. 06-18, 1997

- [29] O'Rourke P. J., Amsden, A. A., "The TAB method for numerical calculation of spray droplet breakup", Presented at the International Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, Toronto, Ontario, 2 Nov. 1987, Vol. 1, 1987
- [30] Ibrahim E., Yang H., Przekwas A., "Modeling of spray droplets deformation and breakup", Journal of Propulsion and Power, vol. 9, no. 4, pp. 651-654, 1993
- [31] Reitz R. D., "Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays", Atomisation Spray Technology, vol. 3, pp. 309-337, 1987
- [32] Taylor G., "The instability of liquid surfaces when accelerated in a direction perpendicular to their planes", Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, vol. 201, no. 1065, pp. 192-196, 1950
- [33] Ranger A. A., Nicholls J., "Aerodynamic shattering of liquid drops", AIAA Journal, vol. 7, no. 2, pp. 285, 1969
- [34] Liu A. B., Reitz R. D., "Mechanisms of air-assisted liquid atomization", Atomization and sprays, vol. 3, no. 1, 1993
- [35] Borman G., Johnson J., "Unsteady vaporization histories and trajectories of fuel drops injected into swirling air", Training, vol. 1999, pp. 09-27, 1962
- [36] Jin J., Borman G., "A model for multicomponent droplet vaporization at high ambient pressures", 1985
- [37] Klingsporn M., "Modellierung der Mehr-komponenten-Verdunstung bei der dieselmotorischen Einspritzung", FORTSCHRITT BERICHTE-VDI REIHE 12 VERKEHRSTECHNIK FAHRZEUGTECHNIK, 1996
- [38] Rosseel E., Sierens R., "Modeling the Vaporization of a Gasoil Droplet in a Diesel Engine", 21st International Congress on Combustion Engines, CIMAC, Interlaken, 1995
- [39] Oza R. D., Sinnamon J. F., "An experimental and analytical study of flash-boiling fuel injection", 1983
- [40] O'Rourke P., Bracco F., "Modelling of drop interactions in thick sprays and a comparison with experiments", Proc.Inst.Mech.Eng, vol. 9, pp. 101-116, 1980
- [41] O'Rourke P. J., "Collective drop effects on vaporizing liquid sprays", Los Alamos National Lab., NM (USA), 1981

- [42] Tennison P. J., Georjon T. L., Farrell P. V., Reitz R. D., "An experimental and numerical study of sprays from a common rail injection system for use in an HSDI diesel engine", SAE Technical Paper, 1998
- [43] Ashgriz N., Poo J., "Coalescence and separation in binary collisions of liquid drops", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 221, pp. 183-204, 1990
- [44] Estrade J., Carentz H., Lavergne G., Biscos Y., "Experimental investigation of dynamic binary collision of ethanol droplets—a model for droplet coalescence and bouncing", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 20, no. 5, pp. 486-491, 1999
- [45] Post S. L., Abraham J., "Modeling the outcome of drop–drop collisions in Diesel sprays", *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 28, no. 6, pp. 997-1019, 2002
- [46] Georjon T. L., Reitz R. D., "A drop-shattering collision model for multidimensional spray computations", *Atomization and Sprays*, vol. 9, no. 3, 1999
- [47] Jiang Y., Umemura A., Law C., "An experimental investigation on the collision behaviour of hydrocarbon droplets", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 234, pp. 171-190, 1992
- [48] Qian J., Law C., "Regimes of coalescence and separation in droplet collision", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 331, pp. 59-80, 1997
- [49] Frohn A., Roth, N., "Dynamics of droplets, Springer", 2000
- [50] Willis K., Orme M., "Experiments on the dynamics of droplet collisions in a vacuum", *Experiments in Fluids*, vol. 29, no. 4, pp. 347-358, 2000
- [51] Gunn R., "Collision characteristics of freely falling water drops", *Science (New York, N.Y.)*, vol. 150, no. 3697, pp. 695-701, 1965
- [52] Park R. W., "Behavior of water drops colliding in humid nitrogen", 1970
- [53] Chen R., Chen C., "Collision between immiscible drops with large surface tension difference: diesel oil and water", *Experiments in Fluids*, vol. 41, no. 3, pp. 453-461, 2006
- [54] Tsuru D., Tajima H., Ishibashi R., Kawauchi S., "Droplet collision modelling between merging immiscible sprays in direct water injection system", *ILASS-Europe 2010*, no. 154, pp. 1-10, 2010
- [55] Warnock T., "Random-number generators", *Los Alamos Science*, vol. 15, pp. 137-141, 1987

[56] Φραγκόπουλος Αθ., "Υπολογιστική μελέτη τεχνικών έγχυσης νερού σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel", Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π., 2009