



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

**ΕΠΙΚΑΙΡΟΠΟΙΗΣΗ ΤΩΝ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΤΟΥ
ΤΡΙΖΩΝΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΑΠΟΠΛΥΣΗΣ ΣΕ ΒΡΑΔΥΣΤΡΟΦΟΥΣ
2Χ ΝΑΥΤΙΚΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΠΡΩΣΗΣ ΕΥΘΕΙΑΣ ΑΠΟΠΛΥΣΗΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ Μ. ΠΑΠΑΖΟΓΛΟΥ

Επιβλέπων Καθηγητής: Ν.Π. Κυρτάτος

Μέλος Επιτροπής: Λ. Καϊκτσής

Μέλος Επιτροπής: Α. Σταματέλλος

Αθήνα

Σεπτέμβριος 2018

Η εργασία αυτή αφιερώνεται στην Οικογένειά μου

Copyright © Παπάζογλου Αλέξανδρος

Με επιφύλαξη κάθε δικαιώματος. All rights reserved.

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει σκοπό την επικαιροποίηση των συντελεστών ανάμιξης του αέρα και των καυσαερίων του Τριζωνικού Μοντέλου Απόπλυσης (1988), χρησιμοποιώντας ως δεδομένα επαλήθευσης τα αποτελέσματα ενός CFD μοντέλου απόπλυσης. Η χρήση του CFD μοντέλου γίνεται αντί των πειραμάτων σε πραγματικό κινητήρα, γιατί μια τέτοια ενέργεια καθίσταται υψηλού κόστους και δύσκολη εξαιτίας του απαιτούμενου όγκου της πειραματικής κλίνης και της μικρής χρονικής διάρκειας της διαδικασίας από τη φύση της.

Η μελέτη της διαδικασίας της απόπλυσης γίνεται για ένα δίχρονο βραδύστροφο ναυτικό κινητήρα ευθείας απόπλυσης, MAN B&W 6S50ME – C8.2. Εξετάστηκαν τέσσερις περιπτώσεις φορτίου κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25% ως ποσοστό του μέγιστου φορτίου, τέσσερις περιπτώσεις γωνίας των θυρίδων εισαγωγής (*port angle*), 30, 20, 10, 0 μοιρών και τρεις περιπτώσεις κάλυψης της διατομής των θυρίδων στο Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ), 0%, 5% και 10% ως ποσοστό της καλυπτόμενης διατομής. Οι περιπτώσεις αυτές οργανώνονται ανά ομάδες μελέτης, εκ των οποίων η πρώτη περιλαμβάνει τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – *port angle* (για ακάλυπτες θυρίδες, κάλυψη 0% στο ΚΝΣ) και η δεύτερη περιλαμβάνει τις περιπτώσεις φορτίου – κάλυψης θυρίδων (για *port angle* 20 μοιρών).

Για τη μελέτη της διαδικασίας της απόπλυσης, χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας προσομοίωσης του Εργαστηρίου, MOTHER. Το υπομοντέλο απόπλυσης του κώδικα, προσομοιώνει τη διαδικασία, λαμβάνοντας υπ' όψη τις θερμοδυναμικές καταστάσεις στον κύλινδρο και ακολουθεί τις παραδοχές και τις υποθέσεις του τριζωνικού μοντέλου. Για την προσομοίωση της απόπλυσης, κάθε εκτέλεση στον κώδικα απαιτεί την εισαγωγή της κατανομής των συντελεστών μίξης ως προς το χρόνο για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης.

Η επικαιροποίηση των συντελεστών μίξης περιλαμβάνει δυο βασικά βήματα. Το πρώτο είναι η ανανέωση της μορφής των συντελεστών και το δεύτερο είναι η εισαγωγή κατάλληλων παραμέτρων στη μαθηματική έκφραση των συντελεστών, οι οποίες χαρακτηρίζουν την ανάμιξη των αερίων σε διαφορετικά στάδια της απόπλυσης. Η επιλογή των τιμών για τις παραμέτρους γίνεται με τέτοιο τρόπο, ώστε οι μάζες των αερίων ανά ζώνη του θερμοδυναμικού μοντέλου να προσεγγίζουν τις αντίστοιχες μάζες αερίων ενός CFD μοντέλου απόπλυσης. Σε πρώτη φάση, γίνεται η προετοιμασία των παραμέτρων για την ανάλυση παλινδρόμησης, εκτιμούνται δηλαδή ικανοποιητικές τιμές για τις παραμέτρους για κάθε εξεταζόμενη περίπτωση και σε δεύτερη φάση γίνεται η παλινδρόμηση των τιμών των παραμέτρων στο περιβάλλον MATLAB ανά ομάδα μελέτης. Τα αποτελέσματα του θερμοδυναμικού μοντέλου επαληθεύονται με τα αποτελέσματα του μοντέλου CFD.

Τα δεδομένα επαλήθευσης που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα διπλωματική εργασία αντλήθηκαν από την ανάλυση CFD της απόπλυσης του συγκεκριμένου ναυτικού κινητήρα. Το μοντέλο CFD αναπτύχθηκε από το Εργαστήριο Θερμοδυναμικής & Θερμικών Μηχανών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Για κάθε ομάδα μελέτης, ήταν διαθέσιμη η χρονική εξέλιξη των μαζών των αερίων του κυλίνδρου, καθώς και των βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών όπως προκύπτουν από την ανάλυση 0-D, για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης.

Οι αναμενόμενες ερμηνείες των συντελεστών μίξης, οι οποίες και επαληθεύονται, είναι η αύξηση της ανάμιξης του αέρα στα χαμηλά φορτία, στα υψηλά *port angle* στην αρχή της απόπλυσης, και σε μεγάλες καλύψεις των θυρίδων στο ΚΝΣ και η αύξηση της ανάμιξης των καυσαερίων στα υψηλά φορτία, στα χαμηλά *port angle* και σε μικρές καλύψεις των θυρίδων.

Επίσης, η απόπλυση είναι πιο αποδοτική και με λιγότερες απώλειες στα χαμηλά φορτία για τις περιπτώσεις χαμηλών γωνιών θυρίδων, ενώ στα υψηλά φορτία για τις περιπτώσεις υψηλών γωνιών. Αντίθετα, φαίνεται να είναι περισσότερο αποδοτική για τις μεγάλες καλύψεις των θυρίδων σε όλα τα φορτία. Τέλος, αναμένεται αύξηση της θερμοκρασίας του κυλίνδρου και μείωση της πίεσης για τις περιπτώσεις όπου η απόπλυση είναι αποδοτικότερη.

Abstract

The aim of this diploma thesis was to update the air and exhaust gas mixing coefficients of a 0-D three-zone scavenging model applicable to uniflow scavenged large marine diesel engines. Results from a CFD analysis of the scavenging process of a MAN B&W 6S50ME – C8.2 diesel engine were used as validation data due to the large difficulty of conducting tests on a two-stroke engine. The CFD scavenging model was developed by the Laboratory of Thermodynamics & Thermal Engines (LTTE) of the University of Thessaly.

The three-zone scavenging model is a submodel of the in-house engine simulation code of the Laboratory of Marine Engineering (LME), MOTHER, that takes into consideration the in-cylinder thermodynamic states. The input to the scavenging submodel is the time distribution of the mixing coefficients through the scavenging period.

The variables that were chosen to investigate the scavenging process of the engine were the engine load, inlet port angle and partial coverage of inlet port by the piston topland. The above variables are called study variables henceforward. More specifically, the study was carried out for four engine loads, 100%, 75%, 50%, 25%, four cases of inlet port angle, 30, 20, 10, 0 degrees and three cases of partial coverage of inlet port in BDC, 0%, 5%, 10%, as percentages of the covered area. The investigated instances are sorted in group cases, with the first group containing the instances of variable engine load and port angle values (for uncovered inlet ports, 0% coverage) and the second group containing the instances of variable engine load and partial coverage of port values (for a fixed 20 degrees port angle instance).

The update of the mixing coefficients included two steps. The first one is the modification of the coefficients' form and the second one is the introduction of fitting parameters in the coefficients' distributions, which characterise the mixing of the in-cylinder gases in multiple phases of the scavenging process. The values of the fitting parameters are chosen in such a way, that the masses of the in-cylinder gases per zone of the thermodynamic model approach the respective masses predicted by the CFD model. At first, the parameters are pre-processed for a regression analysis, by means of estimating adequate values for the parameters for each case. For a better estimation of the regression function between the parameters and the study variables, non-linear multivariate regression with two independent variables is chosen. Matlab® software is used to pre-process and regress the values of the parameters. Additionally, the time variation of the principal thermodynamic quantities, as they result from the 0-D analysis, were available throughout the scavenging period. The results of the thermodynamic model are validated with the results predicted by the CFD model.

The anticipated interpretation of the mixing coefficients is the increased mixing of air in low engine loads, high values of the inlet port angle at the onset of the scavenging process and high values of coverage of inlet port. As far as the exhaust gas is concerned, increased mixing is observed in high engine loads, low values of the inlet port angle and coverage of inlet port. Moreover, the scavenging process seems to be more efficient and with limited losses for the low port angle instances in the low engine loads, whereas for the high port angle instances in the high engine loads. On the contrary, scavenging is yielding for high values of coverage of inlet port for all engine loads. Finally, high in-cylinder temperature and low in-cylinder pressure values are expected for the efficient scavenging cases.

Ευχαριστίες

Η ολοκλήρωση των προπτυχιακών μου σπουδών και της παρούσας διπλωματικής εργασίας, δε θα ήταν δυνατή χωρίς την καθοδήγηση και την υποστήριξη από ένα σύνολο ανθρώπων, ακαδημαϊκών και μη.

Η παρούσα διπλωματική εργασία ολοκληρώθηκε στο Εργαστήριο Ναυτικής Μηχανολογίας (Ε.Ν.Μ.) της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου υπό την επίβλεψη του Καθηγητή Νικόλαου Κυρτάτου.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Καθηγητή Νικόλαο Κυρτάτο που μου έδωσε την ευκαιρία, τα προγραμματιστικά εργαλεία και την πολύτιμη καθοδήγησή του ώστε να φέρω εις πέρας τη διπλωματική μου εργασία. Οι γνώσεις, οι υποδείξεις και το ενδιαφέρον του έπαιξαν καθοριστικό ρόλο στην εκπόνηση της εργασίας. Ακόμα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Υ.Δ. Μιχάλη Φωτεινό, για τη βοήθειά του στο κομμάτι της χρήσης του κώδικα MOTHER και την επίλυση κάθε είδους αποριών που προέκυψαν, καθώς και όλο το προσωπικό του εργαστηρίου.

Θα ήθελα, επίσης, να ευχαριστήσω τον καθηγητή Αναστάσιο Σταματέλο και την ερευνήτρια Ολυμπία Ζώγου του Εργαστηρίου Θερμοδυναμικής και Θερμικών Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, για την παροχή των δεδομένων επαλήθευσης, δίχως τα οποία η περάτωση της εργασίας δε θα ήταν δυνατή.

Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Λάμπρο Καϊκτσή, Αναπληρωτή Καθηγητή της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. και τον κ. Αναστάσιο Σταματέλο, Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, για τη συμμετοχή τους στην τριμελή εξεταστική επιτροπή.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τους γονείς μου και τα αδέρφια μου για την αμέριστη κατανόηση και συμπαράσταση καθώς και για την ηθική τους στήριξη καθ' όλη τη διάρκεια των προπτυχιακών μου σπουδών.

*Αλέξανδρος Μ. Παπάζογλου
Αθήνα, Σεπτέμβριος 2018*

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	i
Abstract	iii
Ευχαριστίες.....	v
Περιεχόμενα.....	vii
Ονοματολογία	ix
1. Εισαγωγή	11
2. Ναυτικοί Κινητήρες Diesel	13
2.1 Εισαγωγή	13
2.2 Δίχρονοι Ναυτικοί Κινητήρες Πρόωσης.....	13
3. Απόπλυση στους 2 – Χ Ναυτικούς Κινητήρες	18
3.1 Εισαγωγή	18
3.2 Μέθοδοι Απόπλυσης.....	18
3.3 Παράμετροι Απόπλυσης.....	20
3.4 Θεωρητικά Μοντέλα Απόπλυσης.....	21
3.4.1 Μονοζωνικά Μοντέλα Απόπλυσης	22
3.4.2 Πολυζωνικά Μοντέλα Απόπλυσης	24
3.4.3 Το Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης.....	24
4. Μοντέλα Προσομοίωσης Απόπλυσης.....	29
4.1 Εισαγωγή	29
4.2 Το διδιάστατο μοντέλο του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας	29
4.2.1 Εισαγωγή	29
4.2.2 Παραδοχές διδιάστατου μοντέλου	30
4.2.3 Προσομοιώσεις στο διδιάστατο μοντέλο	30
4.2.4 Αποτελέσματα διδιάστατου μοντέλου	32
4.3 Ο κώδικας προσομοίωσης MOTHER	35
4.3.1 Εισαγωγή	35
4.3.2 Το υπομοντέλο απόπλυσης του MOTHER	37
5. Περιγραφή Μεθοδολογίας Διπλωματικής.....	39
5.1 Εισαγωγή	39
5.2 Επικαιροποίηση υπάρχοντος μοντέλου – Το Ανανεωμένο Τριζωνικό Μοντέλο	39
5.2.1 Αναθεώρηση της μορφής των συντελεστών μίξης	40
5.2.2 Ανάλυση παλινδρόμησης των παραμέτρων	43
6. Αποτελέσματα.....	47

6.1 Κατανομές Συντελεστών Μίξης Ανανεωμένου Μοντέλου	47
6.1.1 Συντελεστής Μίξης Αέρα μ_a	47
6.1.2 Συντελεστής Μίξης Καυσαερίων μ_g	67
6.2 Αποτελέσματα Μαζών των Αερίων ανά Ζώνη	77
6.3 Μεταβολή των παραμέτρων της απόπλυσης	84
7. Σύνοψη	89
7.1 Συμπεράσματα	89
7.2 Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία	90
8. Βιβλιογραφία.....	91
9. Παράρτημα.....	94
9.1 Παράρτημα Α – Μαθηματικές Σχέσεις των Μεταβλητών της Ανάλυσης Παλινδρόμησης	94
9.2 Παράρτημα Β – Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα Κατανομών των Συντελεστών Μίξης (Μείωση Βαθμού Εξάρτησης παραμέτρων)	96
9.3 Παράρτημα Γ – Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα Κατανομών των Συντελεστών Μίξης (Προ Μείωσης του Βαθμού Εξάρτησης)	105
9.4 Παράρτημα Δ – Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα Μαζών των Αερίων.....	114
9.5 Παράρτημα Ε – Σύγκριση των Θερμοδυναμικών Αποτελεσμάτων του ανανεωμένου μοντέλου με το constant μοντέλο ($\mu_a = 0.7$, $\mu_g = 0.45$)	118
9.6 Παράρτημα ΣΤ – Σύγκριση των παραμέτρων της απόπλυσης του ανανεωμένου με το constant μοντέλο.....	129
9.7 Παράρτημα Ζ – Κώδικας στο περιβάλλον Matlab®	132

Ονοματολογία

A	επιφάνεια	[m ²]
C	ποσοστό κάλυψης της διατομής των θυρίδων	
D	διάμετρος κυλίνδρου	[m]
$FOIP$	χρονική στιγμή πλήρες ανοίγματος θυρίδων εισαγωγής	[deg]
IPO	χρονική στιγμή ανοίγματος θυρίδων εισαγωγής	[deg]
IPC	χρονική στιγμή κλεισίματος θυρίδων εισαγωγής	[deg]
k	παράμετρος εκθετικής μεταβολής συντελεστών μίξης	
M	μάζα αερίων	[kg]
N	στροφές του κινητήρα	[RPM]
p	πίεση	[bar]
p_r	σταθερά του νόμου της έλικας	
R_{gas}	σταθερά των αερίων	[J/kgK]
r_t	λόγος σχετικής πλήρωσης	
S	διαδρομή εμβόλου	[m]
$SCIP$	χρονική στιγμή αρχής κλεισίματος θυρίδων εισαγωγής	[deg]
T	θερμοκρασία αερίων	[K]
V	όγκος	[m ³]

Ελληνικά Σύμβολα

β	κλάσμα μάζας του αέρα στα καυσαέρια	
η_c	βαθμός απόδοσης πλήρωσης	
η_s	βαθμός απόδοσης απόπλυσης	
η_t	βαθμός απόδοσης εγκλωβισμού	
θ	γωνία στροφάλου	[deg]
λ	παράμετρος γραμμικής μεταβολής συντελεστή μίξης αέρα	
λ_d	λόγος απόπλυσης	
μ_a	συντελεστής μίξης αέρα	
μ_g	συντελεστής μίξης καυσαερίων	
ξ	παράμετρος γραμμικής μεταβολής συντελεστή μίξης καυσαερίων	
π	μέγιστη τιμή του συντελεστή μίξης καυσαερίων	
τ	αδιαστατοποιημένος χρόνος απόπλυσης	
Ω	γεωμετρικός αριθμός στροβιλισμού	

Αγγλικές Συντομογραφίες

BDC	Bottom Dead Center
CFD	Computational Fluid Dynamics
IMO	International Maritime Organisation
$RANS$	Reynolds Average Navier – Stokes

Ελληνικές Συντομογραφίες

<i>ANΣ</i>	Άνω Νεκρό Σημείο
<i>KNΣ</i>	Κάτω Νεκρό Σημείο

Δείκτες

<i>I</i>	: Ζώνη I
<i>II</i>	: Ζώνη II
<i>III</i>	: Ζώνη III
<i>O</i>	: ατμοσφαιρικός /-ή
<i>1</i>	: δηλώνει την πρώτη φάση ανάμιξης των καυσαερίων
<i>2</i>	: δηλώνει τη δεύτερη φάση ανάμιξης των αερίων
<i>a</i>	= αέρας
<i>b, e, g</i>	= καυσαέρια
<i>c</i>	= δηλώνει την πρώτη φάση ανάμιξης του αέρα
<i>cfD</i>	: computational fluid dynamics
<i>cyl</i>	: κύλινδρος
<i>d</i>	= delivery
<i>EOS</i>	= τέλος της απόπλυσης
<i>eng</i>	: κινητήρας
<i>f</i>	= τελικός/ -ή
<i>i</i>	= εντός
<i>IP</i>	= θυρίδες εισαγωγής
<i>inv</i>	= αντίστροφο πρόβλημα
<i>PL</i>	: νόμος της έλικας
<i>SOS</i>	= αρχή της απόπλυσης
<i>scav</i>	= απόπλυση
<i>tot</i>	= συνολικός

1. Εισαγωγή

Τα τελευταία χρόνια, οι κανονισμοί του Διεθνούς Ναυτιλιακού Οργανισμού (IMO) απαιτούν αυξημένο έλεγχο στις εκπομπές των αέριων ρύπων και τη βελτίωση της απόδοσης των ναυτικών κινητήρων. Η απόπλυση είναι μια από τις διαδικασίες που επηρεάζουν τις εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση του καυσίμου στους δίχρονους κινητήρες. Τα τελευταία χρόνια, η τάση των ναυτικών κινητήρων πρόωσης είναι προς μεγαλύτερους λόγους διαδρομής εμβόλου προς διάμετρο S/D , λόγω της βελτίωσης που έχει η αύξηση του χρόνου της απόπλυσης στις εκπομπές των αέριων ρύπων. Για το λόγο αυτό, οι ναυτικοί κινητήρες ακολουθούν την ευθεία απόπλυση, μια μέθοδο που επιτρέπει την εισαγωγή της γόμωσης από το κάτω μέρος του κυλίνδρου και την εξαγωγή των καυσαερίων από το πάνω μέρος. Η μέθοδος αυτή συνδυάζεται με θυρίδες εισαγωγής που διαμορφώνονται υπό γωνία για την εισαγωγή στροβιλισμού στον εισερχόμενο αέρα και με μοναδική βαλβίδα εξαγωγής στο κέντρο της κεφαλής του κυλίνδρου. Ο στροβιλισμός των αερίων βελτιώνει την ανάμιξη του αέρα και του καυσίμου τις χρονικές στιγμές πριν την καύση για μια πιο ομοιόμορφη κατανομή τους στο θάλαμο καύσης. Επομένως, βελτιώσεις στη ροή της απόπλυσης μπορούν να οδηγήσουν σε χαμηλές εκπομπές ρύπων, μειωμένη κατανάλωση καυσίμου, χαμηλά θερμικά φορτία και αυξημένη διάρκεια ζωής του κινητήρα.

Για το λόγο αυτό, είναι σημαντικό να ερμηνευθούν τα διάφορα φαινόμενα που συμβαίνουν στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια της απόπλυσης. Οι κυριότερες φάσεις στις οποίες συμμετέχουν τα αέρια είναι η ανάμιξη και η εκτόπιση. Η κυριότερη από αυτές, η ανάμιξη των αερίων, οφείλεται στα τυρβώδη χαρακτηριστικά της εισερχόμενης ροής του αέρα στην αρχή της απόπλυσης, ενώ στο τέλος της απόπλυσης οφείλεται κυρίως στις διαφορές στη γωνιακή ταχύτητα και τη συγκέντρωση σε (χημικά) στοιχεία των αερίων. Η εκτόπιση των αερίων οφείλεται κυρίως στη διαφορά πίεσης μεταξύ εισαγωγής και εξαγωγής και στις δυνάμεις ανώσεως που αναπτύσσονται λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των καυσαερίων και του αέρα (ελκυσμός). Η αποκόλληση της εισερχόμενης ροής λόγω της γεωμετρίας των θυρίδων, η διάσπαση της δίνης των αερίων λόγω του αυξημένου στροβιλισμού τους και η παγίδευση των θυλάκων καυσαερίων κάτω από τη βαλβίδα εξαγωγής είναι φαινόμενα δευτερευούσης σημασίας που, ωστόσο, επηρεάζουν τον τρόπο και την ποσότητα της ανάμιξης των αερίων.

Η μοντελοποίηση της διαδικασίας της απόπλυσης στους κινητήρες μπορεί να γίνει με έναν από τους παρακάτω τρόπους:

- I.* Θεωρητικά Μοντέλα Απόπλυσης
- II.* Πειράματα σε μοντέλα ή πραγματικούς κινητήρες
- III.* Μοντέλα Απόπλυσης CFD

Στα πρώτα χρόνια της ανάλυσης, η προσπάθεια ερμηνείας της απόπλυσης έφερε στην επιφάνεια τη δημιουργία θεωρητικών μοντέλων [1]. Τα μοντέλα αυτά, λαμβάνουν υπ' όψη τις θερμοδυναμικές καταστάσεις στον κύλινδρο και μαζί με υποθέσεις και παραδοχές, ερμηνεύουν τις φάσεις των αερίων και εκτιμούν τις παραμέτρους της απόπλυσης. Ένα αξιόπιστο θεωρητικό μοντέλο πολλών φάσεων είναι το Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης (1988), με το οποίο ασχολείται η παρούσα διπλωματική εργασία. Στο τριζωνικό μοντέλο εισάγονται δύο αδιάστατοι συντελεστές χρονικά μεταβαλλόμενοι που δηλώνουν την ανάμιξη του αέρα και των καυσαερίων για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης [2].

Με την πάροδο των ετών, οι εξελίξεις στην επεξεργαστική ικανότητα των ηλεκτρονικών υπολογιστών, επέτρεψε την προσομοίωση ολόκληρων των διαδικασιών που συμβαίνουν στους πολυκύλινδρους κινητήρες. Τα μοντέλα που δημιουργήθηκαν ως αποτέλεσμα αυτής της εξέλιξης, ακολουθούν τις μεθόδους της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) και επιλύουν τις εξισώσεις κίνησης, συνέχειας, στροφορμής και συγκέντρωσης σε στοιχεία των ρευστών, σε πλέγματα διδιάστατης και τριδιάστατης γεωμετρίας.

Ιδανικά, η μελέτη της απόπλυσης θα έπρεπε να γινόταν βασιζόμενη στη λειτουργία ενός πραγματικού κινητήρα. Ωστόσο, μια τέτοια ενέργεια καθίσταται δύσκολη εξαιτίας του απαιτούμενου όγκου της πειραματικής κλίνης, της υποχρεωτικής διεξαγωγής ολόκληρου του κύκλου του κινητήρα και της μικρής χρονικής διάρκειας της απόπλυσης (της τάξης των δεκάτων του δευτερολέπτου). Από την άλλη, πειράματα σε μοντέλα κινητήρων καθίστανται χρονοβόρα και υψηλού κόστους ως προς την προετοιμασία τους και ως αποτέλεσμα προτιμώνται σπανίως. Για το λόγο αυτό, αξιοποιούνται τα πλεονεκτήματα των CFD μοντέλων, τα οποία θεωρούνται ότι προσομοιώνουν με αρκετά ρεαλιστικό τρόπο τη διαδικασία της απόπλυσης και είναι εύκολα στο χειρισμό και την εξαγωγή των αποτελεσμάτων. Αυτά έχουν εκτοπίσει τα θεωρητικά μοντέλα από την μελέτη της απόπλυσης τα τελευταία χρόνια, καθώς η γνώση για την κατασκευή τους είναι πλέον ευρέως διαδεδομένη.

Η βάση της μεθόδου που ακολουθήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία είναι η ανανέωση της μορφής των συντελεστών μίξης και η εισαγωγή παραμέτρων στη μαθηματική έκφραση των συντελεστών, οι οποίες χαρακτηρίζουν την ανάμιξη των αερίων. Έτσι, προκύπτουν οι κατανομές των συντελεστών μίξης ως προς το χρόνο για διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου του κινητήρα, γωνία των θυρίδων εισαγωγής και κάλυψης των θυρίδων. Τέλος, γίνεται επαλήθευση των αποτελεσμάτων του θερμοδυναμικού μοντέλου (χρονική εξέλιξη για τις μάζες των αερίων) με αυτά ενός CFD μοντέλου απόπλυσης.

2. Ναυτικοί Κινητήρες Diesel

2.1 Εισαγωγή

Ο κινητήρας Diesel χρησιμοποιείται περισσότερο από οποιαδήποτε άλλη θερμική μηχανή για την πρόωση των πλοίων. Ένας από τους βασικούς λόγους που επικρατεί στη ναυτική πρόωση είναι ο μεγάλος θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσής του, που έχει ξεπεράσει το 50%. Ως θερμική μηχανή, ο κινητήρας Diesel έχει το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης και πλεονεκτεί έναντι των κινητήρων Otto [3].

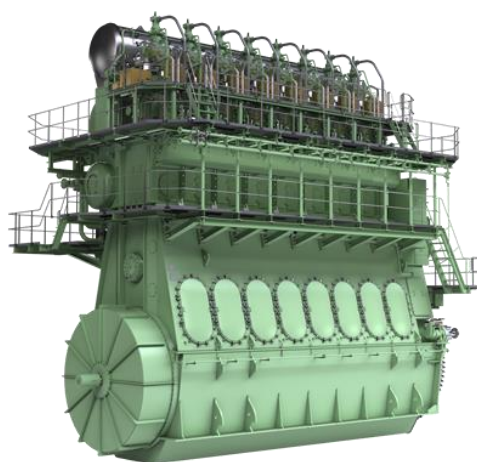
2.2 Δίχρονοι Ναυτικοί Κινητήρες Πρόωσης

Οι ναυτικοί κινητήρες μπορεί να ακολουθούν τον τετράχρονο κύκλο λειτουργίας, οπότε είναι μεσόστροφοι και συνδέονται με την έλικα του πλοίου χρησιμοποιώντας μειωτήρα στροφών ή το δίχρονο κύκλο λειτουργίας, οπότε είναι βραδύστροφοι και συνδέονται απευθείας με την έλικα. Οι τετράχρονοι ναυτικοί κινητήρες συναντώνται συνήθως σε ηλεκτροπαραγωγά ζεύγη και λιγότερο σε προωστήριες εγκαταστάσεις, μόνο όταν το απαιτούν οι κανονισμοί ασφαλείας ανάλογα με τον τύπο του πλοίου, όπως είναι τα επιβατηγά πλοία, είτε δεν υπάρχει επαρκής χώρος στο μηχανοστάσιο.

Οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες χρησιμοποιούνται κατά κανόνα για την πρόωση των πλοίων, λόγω της μεγάλης απόδοσης που έχουν, τη δυνατότητα να καύσουν χαμηλή ποιότητα καυσίμου, λόγω του μεγάλου χώρου καύσεως και γιατί υπάρχει περισσότερος χρόνος για την αυτανάφλεξη του καυσίμου, και τη μείωση των κινούμενων μερών που χρησιμοποιούνται για τη σύζευξη κινητήρα – έλικας. Η πλειονότητα των προωστήριων ναυτικών κινητήρων diesel ακολουθούν το δίχρονο κύκλο λειτουργίας.



(α)



(β)

Εικόνα 2.1¹: Τυπική μορφή ναυτικών κινητήρων πρόωσης υγρού – αερίου καυσίμου (“dual fuel”). (α) Τετράχρονος ναυτικός κινητήρας της σειράς MAN B&W 51/60 DF. (β) Δίχρονος ναυτικός κινητήρας της σειράς MAN B&W ME – GI.

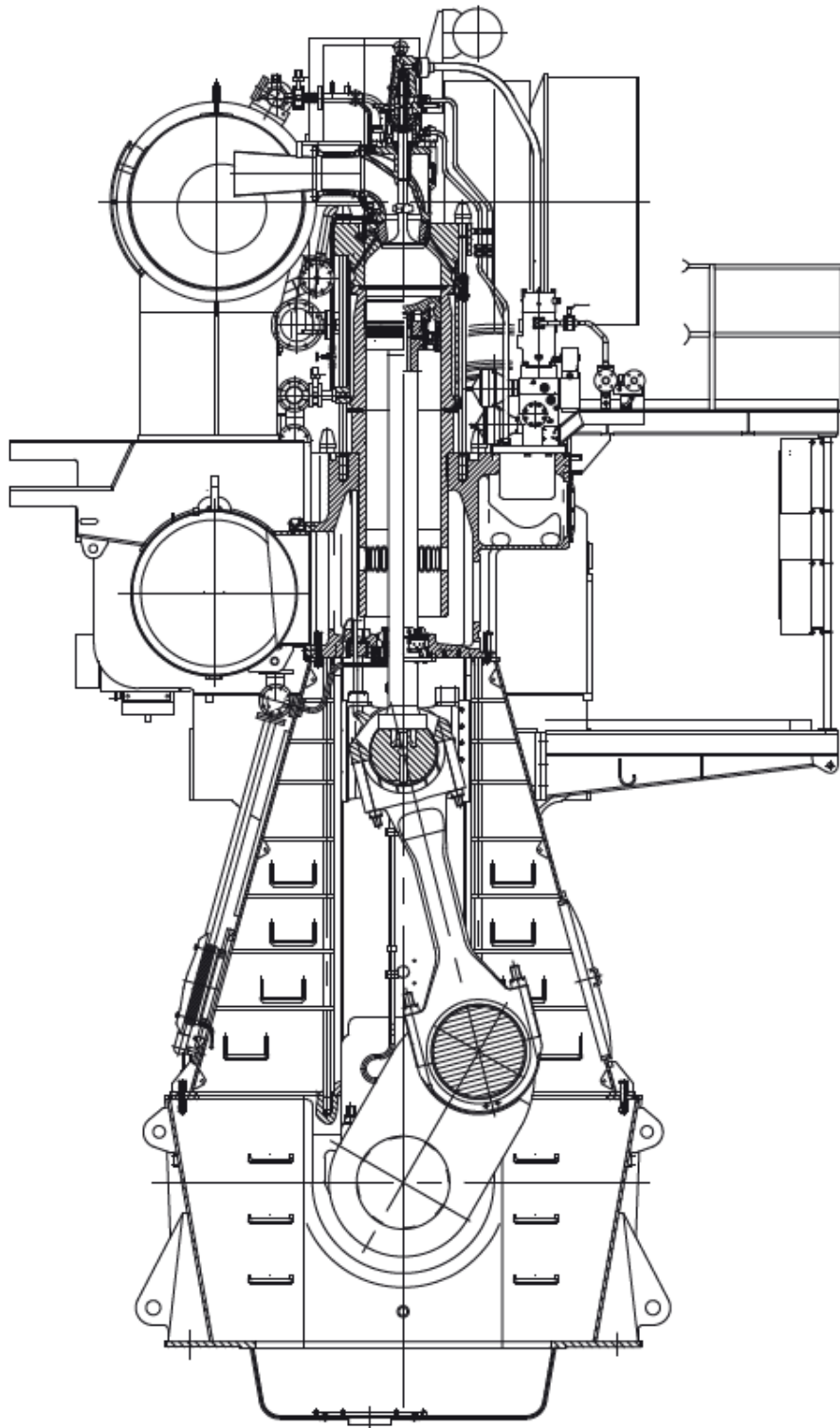
¹ Πηγή εικόνων: marine.man-es.com

Οι δίχρονοι κινητήρες επιτυγχάνουν την ίδια ισχύ σε μικρότερη μέση ενδεικνύμενη πίεση σε σχέση με τους τετράχρονους κινητήρες. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μικρότερη καταπόνηση του κινητήρα. Η τάση των μεγάλων αργόστροφων δίχρονων κινητήρων είναι προς μεγάλους λόγους διαδρομής εμβόλου – διαμέτρου S/D , εξαιτίας της απαίτησης για λειτουργία της έλικας σε χαμηλές στροφές, όπου επιτυγχάνει μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης. Οι στροφές τους κυμαίνονται από 60 RPM για τους μεγάλους κινητήρες μέχρι 200 RPM για τους κινητήρες μεσαίου μεγέθους [4].

Οι μεγάλοι ναυτικοί κινητήρες είναι υπερπληρωμένοι, έχουν θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδα εξαγωγής για την εναλλαγή των αερίων και περιλαμβάνουν εγχυτήρα τον πάνω μέρος του κυλίνδρου για την έγχυση του καυσίμου. Οι θυρίδες εισαγωγής διαμορφώνονται υπό γωνία ως προς την τοπική ακτίνα πάνω στο χιτώνιο στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, με σκοπό την εισαγωγή στροβιλισμού στα αέρια του κυλίνδρου. Η βαλβίδα εξαγωγής είναι μοναδική και βρίσκεται στο κέντρο της κεφαλής του κυλίνδρου. Το εργαζόμενο μέσο, όπως και σε όλους τους διηλεκτροκινητήρες, είναι ο άερας πλήρωσης. Η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι μικρότερη, καθώς τα καυσαέρια αναμειγνύονται αναπόφευκτα με τον αέρα εισαγωγής κατά την απόπλυση.

Οι κύλινδροι στους μεγάλους ναυτικούς κινητήρες είναι διατεταγμένοι κατακόρυφα σε σειρά. Ο κινηματικός μηχανισμός τους, πέρα από το γνωστό μοτίβο έμβολο – διωστήρας – στρόφαλο, περιλαμβάνει δύο επιπλέον μέρη, το βάκτρο και το σταυρό (ζύγωμα). Το βάκτρο χρησιμοποιείται για τη μετάδοση της κατακόρυφης δύναμης από το έμβολο στο διωστήρα. Η χρήση του γίνεται γιατί δεν υπάρχει επαρκής χώρος για την απευθείας σύνδεση του διωστήρα με το έμβολο, λόγω της μεγάλης διαδρομής του εμβόλου. Ο σταυρός είναι έδρανο που παραλαμβάνει τη δύναμη αντιδράσεως του στροφαλοφόρου και τη μεταφέρει στην ευθυνηρία μέσω των πεδίων του.

Εξαιτίας της κίνησης του εμβόλου και του βάκτρου μόνο σε κάθετη αξονική διεύθυνση, υπάρχει διαχωρισμός του θαλάμου καύσεως από το στροφαλοθάλαμο. Επομένως, μπορούν να χρησιμοποιηθούν δύο διαφορετικά είδη λιπαντικών ελαίων, κυλινδρέλαιο για το χώρο της καύσης και καθαρό λάδι λίπανσης για τη ψύξη των εδράνων. Περισσότερες πληροφορίες για τους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες βρίσκονται σε επιλεγμένη βιβλιογραφία [4].



Εικόνα 2.2: Εγκάρσια τομή του κινητήρα 6S50ME – C8².

² Πηγή εικόνας: marine.man-es.com

Στις επόμενες παραγράφους περιγράφεται ο κύκλος λειτουργίας ενός μεγάλου αργόστροφου δίχρονου ναυτικού κινητήρα.

- I. Η μελέτη του κύκλου αρχίζει με το έμβολο να βρίσκεται σε καθοδική κίνηση αρκετές μοίρες πριν το ΚΝΣ. Αυτή τη στιγμή, οι θυρίδες εισαγωγής δεν έχουν αποκαλυφθεί ακόμα και ο αέρας πλήρωσης βρίσκεται στον οχετό εισαγωγής. Παράλληλα, η βαλβίδα εξαγωγής είναι ανοιχτή επιτρέποντας στα καυσαέρια του προηγούμενου κύκλου που έχουν παραμείνει στον κύλινδρο να διαφύγουν και ως αποτέλεσμα η πίεση μέσα στον κύλινδρο μειώνεται.
- II. Η πρώτη φάση εναλλαγής των αερίων αρχίζει με το έμβολο να αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής, οπότε αέρας υπό πίεση εισέρχεται στον κύλινδρο, αναμειγνύεται και εκτοπίζει τα καυσαέρια που συναντά στο μέτωπό του. Η κινητήρια ώθηση στον αέρα δίνεται από τη διαφορά πίεσης ανάμεσα στην εισαγωγή και την εξαγωγή. Τη στιγμή αποκάλυψης των θυρίδων, η πίεση μέσα στον κύλινδρο είναι λίγο μεγαλύτερη από την πίεση στον οχετό εισαγωγής. Για το λόγο αυτό, παρατηρείται το φαινόμενο της *οπισθορροής* (αγγλ., *backflow*), όπου μικρή ποσότητα καυσαερίων εισέρχεται στον οχετό εισαγωγής, χωρίς να επηρεάζει αισθητά την καθαρότητα του αέρα πλήρωσης.
- III. Κατά τη διάρκεια της καθοδικής κίνησης του εμβόλου, το άνοιγμα των θυρίδων αυξάνεται, οπότε περισσότερη μάζα αέρα εισέρχεται στον κύλινδρο. Η πίεση του κυλίνδρου έχει μειωθεί και διατηρείται σε σταθερές τιμές. Φτάνοντας στο ΚΝΣ, αντιστρέφεται η κίνηση του εμβόλου. Το έμβολο κινείται τώρα προς το ΑΝΣ, μειώνοντας το άνοιγμα των θυρίδων.
- IV. Η δεύτερη φάση εναλλαγής των αερίων αρχίζει όταν το έμβολο καλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής και ενώ η βαλβίδα εξαγωγής διατηρείται ακόμα ανοιχτή. Τώρα, ο αέρας που έχει παραμείνει στον κύλινδρο εκτοπίζεται από το έμβολο και ωθείται προς το άνω μέρος του κυλίνδρου. Τη στιγμή που κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής, ο κύλινδρος περιλαμβάνει περίσσεια αέρα πλήρωσης και μικρούς θύλακες καυσαερίων που παρέμειναν εγκλωβισμένοι. Τα αέρια αυτά αρχίζουν να συμπιέζονται εξαιτίας της ανοδικής κίνησης του εμβόλου. Παράλληλα με την αύξηση της πίεσης, αυξάνεται και η θερμοκρασία του αέρα.
- V. Αρκετές μοίρες πριν το ΑΝΣ, λαμβάνει χώρα η έγχυση του καυσίμου από τους εγχυτήρες που βρίσκονται στην κεφαλή της βάσης του κινητήρα. Το καύσιμο εισάγεται υπό γωνία και αναμειγνύεται με τον αέρα, αυξάνοντας την πίεση και τη θερμοκρασία του. Μέσα από συγκεκριμένους φυσικοχημικούς μηχανισμούς, λίγες μοίρες πριν το ΑΝΣ, το καύσιμο φτάνει στη θερμοκρασία αυτανάφλεξης όπου και αναφλέγεται. Το έμβολο φτάνει στο ΑΝΣ και αντιστρέφεται η φορά της κίνησής του.
- VI. Την τελευταία φάση του δίχρονου κύκλου λειτουργίας αποτελεί η απόδοση της ροπής του κινητήρα στην έλικα. Η δύναμη από την πίεση των καυσαερίων μεταφέρεται από την κεφαλή του εμβόλου στο βάκτρο, και από το βάκτρο στο διωστήρα. Ο διωστήρας συνδέεται με το στροφαλοφόρο άξονα και αυτός με τη σειρά του με μια σειρά ενδιάμεσων αξόνων, ώστε η ροπή του κινητήρα να

μεταφέρεται με ελάχιστες απώλειες στην έλικα. Με αυτόν τον τρόπο, καλύπτεται η ζήτηση της έλικας σε ροπή, η οποία τελικά θα δώσει την απαραίτητη ώση για την κίνηση του πλοίου.

3. Απόπλυση στους 2 – Χ Ναυτικούς Κινητήρες

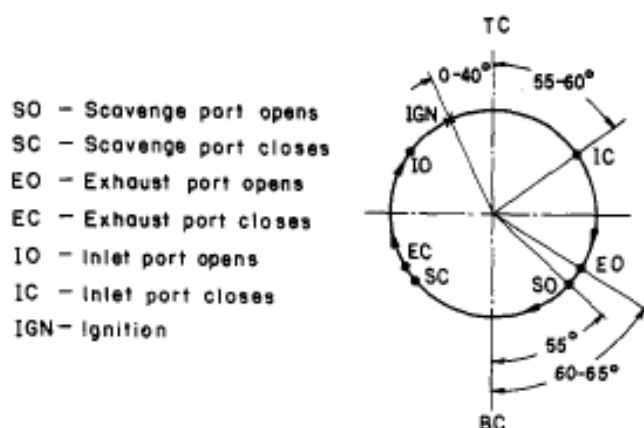
3.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφεται η διαδικασία της απόπλυσης στους δίχρονους κινητήρες, παρουσιάζονται τα θεωρητικά μοντέλα που έχουν κατασκευασθεί στην προσπάθεια μοντελοποίησης της διαδικασίας και γίνεται εκτενής αναφορά στο Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης. Στις μηχανές εσωτερικής καύσης, η περίοδος κατά την οποία τα κατάλοιπα της καύσης αντικαθίστονται από τη νέα γόμωση καλείται *περίοδος εναλλαγής των αερίων*. Σε έναν δίχρονο κινητήρα, αυτή αρχίζει με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής και τερματίζει με το κλείσιμό της.

Η περίοδος αυτή μπορεί να υποδιαιρεθεί σε δύο υποπεριόδους, την **περίοδο εκφόωσης των καυσαερίων** (*exhaust blowdown period*), η αρχή της οποία ταυτίζεται με την αρχή της εναλλαγής των αερίων και το τέλος της με την αποκάλυψη των θυρίδων εισαγωγής και την **περίοδο απόπλυσης** (*scavenging period*), η οποία έχει ως αρχή το τέλος της πρώτης περιόδου και τελειώνει με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής. Στην Εικόνα 3.1 παρουσιάζεται ο κύκλος γεγονότων σε δίχρονο κινητήρα με θυρίδες, στη διάρκεια ενός πλήρους κύκλου του. Σε πρόσφατη βιβλιογραφία [5], το χρονικό διάστημα της απόπλυσης ανάμεσα στο κλείσιμο των θυρίδων εισαγωγής και το τέλος της απόπλυσης καλείται *περίοδος εκτόπισης (των αερίων) προς τα έξω* (*push out period*). Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται αποκλειστικά με την περίοδο της απόπλυσης των ναυτικών κινητήρων.

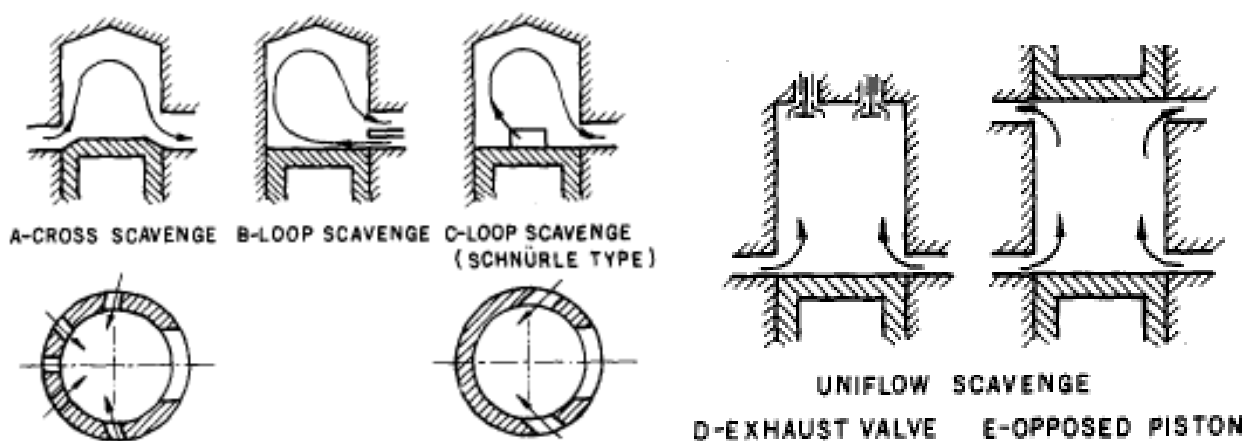
3.2 Μέθοδοι Απόπλυσης

Η απόπλυση στους δίχρονους κινητήρες παίζει σημαντικό ρόλο, διότι δεν υπάρχει ξεχωριστή διαδρομή του εμβόλου αφιερωμένη στη συναλλαγή των αερίων. Συνεπώς, υπάρχει περιορισμένος χρόνος για την αντικατάσταση των καυσαερίων από την εισερχόμενη γόμωση, ώστε να δημιουργηθούν ικανοποιητικές συνθήκες για την καύση του επόμενου κύκλου. Επομένως, ο τρόπος με τον οποίο θα γίνει η απόπλυση είναι μείζονος σημασίας για τις εκπομές αέριων ρύπων και την απόδοση του κινητήρα κατά τη διάρκεια της ζωής του, καθώς ελαττωματικές μέθοδοι μπορούν να οδηγήσουν σε αυξημένη κατανάλωση καυσίμου, ατελής καύση και ανομοιόμορφη θερμική κόπωση από κύκλο σε κύκλο.



Εικόνα 3.1: Τυπικοί κύκλοι γεγονότων σε κινητήρα με θυρίδες για την εναλλαγή των αερίων [1]

Κατά καιρούς, έχουν προταθεί και εφαρμοστεί τρεις βασικές μέθοδοι απόπλυσης. Η πρώτη μέθοδος είναι η εγκάρσια απόπλυση (*cross scavenging*), χαρακτηριστικό της οποίας είναι ότι οι θυρίδες εισαγωγής έχουν διεύθυνση προς το πάνω μέρος του κυλίνδρου. Η εισερχόμενη ροή του αέρα ακολουθεί μια ανοδική κίνηση στην αρχή και μια καθοδική στη συνέχεια, αναγκάζοντας τα καυσαέρια να κινηθούν, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.2 – Α. Στην εγκάρσια απόπλυση, οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής βρίσκονται αντιδιαμετρικά στο χιτώνιο του κυλίνδρου. Η μέθοδος αυτή παρουσιάζει το μειονέκτημα της βραχυκύκλωσης της γόμωσης, δηλαδή γόμωση από την εισαγωγή περνάει κατευθείαν στην εξαγωγή χωρίς να αναμιχθεί με τα καυσαέρια. Το πρόβλημα αυτό αντιμετωπίζεται τοποθετώντας έναν εκτροπέα στην κορώνα του εμβόλου ώστε να κατευθύνει τον αέρα στο πάνω μέρος του κυλίνδρου, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.2 – Α.



Εικόνα 3.2: Μέθοδοι Απόπλυσης [1]

Η δεύτερη μέθοδος καλείται ανάστροφη απόπλυση (*loop scavenging*). Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται σε κινητήρες όπου οι θυρίδες εισαγωγής βρίσκονται κάτω από τις θυρίδες εξαγωγής. Στην περίπτωση αυτή, ο αέρας κατευθύνεται προς το τοίχωμα του κυλίνδρου που δεν περιλαμβάνει θυρίδες και το ρεύμα των καυσαερίων κινείται όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.2 – Β. Σε όλες τις παραπάνω μεθόδους, ο αέρας ακολουθεί τροχιά σχήματος U (καμπυλόγραμη). Για την αποφυγή της βραχυκύκλωσης, ο Schnürle τοποθέτησε τις θυρίδες εισαγωγής περιφερειακά στον κύλινδρο στο ίδιο επίπεδο με τις θυρίδες εξαγωγής όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.2 – C (τύπου Schnürle). Ο αέρας τώρα κατευθύνεται προς το πάνω τμήμα του κυλίνδρου, μειώνοντας τη βραχυκύκλωση του αέρα.

Η τρίτη μέθοδος καλείται ευθεία απόπλυση (*uniflow scavenging*) και έχει το χαρακτηριστικό η ροή του αέρα να γίνεται μόνο προς μία κατεύθυνση, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.2 – D. Στην ευθεία απόπλυση η εισαγωγή και η εξαγωγή βρίσκονται απέναντι η μία από την άλλη. Οι θυρίδες εισαγωγής βρίσκονται περιφερειακά στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, ενώ η εξαγωγή γίνεται από μια βαλβίδα στο πάνω μέρος του κυλίνδρου. Είναι σύνηθες ο αέρας να εισέρχεται υπό γωνία από τις θυρίδες, ώστε να στροβιλίζεται και να ξεπλένει καλύτερα τις περιφερειακές περιοχές μέσα στον κύλινδρο (μέθοδος Junker). Ωστόσο, δημιουργείται μια κεντρική περιοχή από καυσαέρια που δε ξεπλένεται από την εισερχόμενη γόμωση, ο βαθμός της οποίας ποικίλλει με το βαθμό του στροβιλισμού του αέρα.

3.3 Παράμετροι Απόπλυσης

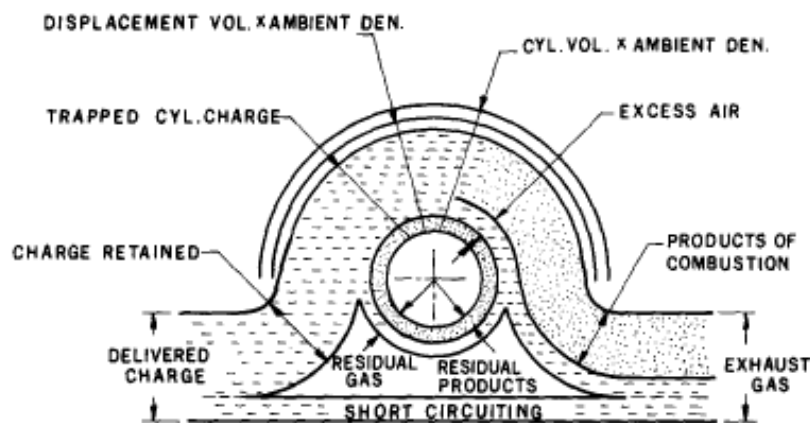
Στην ιδανική περίπτωση, θα ήταν επιθυμητό τα καυσαέρια να εκτοπίζονται πλήρως από την εισερχόμενη γόμωση και να μην έχουμε απώλειες της γόμωσης στην εξαγωγή. Σε έναν πραγματικό κινητήρα, η ανάμιξη των αερίων είναι αναπόφευκτη λόγω των τυρβώδων χαρακτηριστικών της εισερχόμενης ροής και των διαφορετικών γωνιακών ταχυτήτων που αποκτούν τα αέρια εξαιτίας του στροβιλισμού τους.

Για τη μέτρηση της απόδοτικότητας της απόπλυσης έχουν μελετηθεί δύο βασικές παράμετροι, ο βαθμός απόδοσης της απόπλυσης η_s (*scavenging efficiency*) και ο βαθμός απόδοσης της πλήρωσης η_c (*charging efficiency*). Η πρώτη παράμετρος ορίζεται ως η μάζα της γόμωσης που παραμένει στον κύλινδρο στο τέλος της απόπλυσης προς τη συνολική μάζα αερίων του κυλίνδρου εκείνη τη στιγμή. Αποτελεί ένα μέτρο του βαθμού αντικατάστασης των καυσαερίων από τον αέρα πλήρωσης (Σχέση 3.1).

Η δεύτερη παράμετρος ορίζεται ως η μάζα της γόμωσης που παραμένει στον κύλινδρο προς μια μάζα αναφοράς, ατμοσφαιρικής πυκνότητας που θεωρείται ότι καταλαμβάνει τον όγκο του κυλίνδρου (Σχέση 3.2). Σύμφωνα με την ετυμολογία της SAE [6], οι δύο βαθμοί απόδοσης ορίζονται από τις εξής σχέσεις:

$$\eta_s = \frac{\text{Μάζα γόμωσης που παραμένει στο τέλος της απόπλυσης}}{\text{Συνολική μάζα αερίων που παραμένει στο τέλος της απόπλυσης}} \quad (3.1)$$

$$\eta_c = \frac{\text{Μάζα γόμωσης που παραμένει στο τέλος της απόπλυσης}}{\text{Όγκος Εκτόπισης * Πυκνότητα αέρα σε ατμοσφαιρικές συνθήκες}} \quad (3.2)$$



Εικόνα 3.3: Διαγραμματική παρουσίαση της διαδικασίας πλήρωσης σε διζελκινητήρα και οι σχετικοί όροι της [7]

Επιπλέον, ορίζονται άλλες τρεις παράμετροι, ο λόγος απόπλυσης λ (*delivery ratio*), ο βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_t (*trapping efficiency*) και ο λόγος σχετικής πλήρωσης r_c (*relative charge*). Οι δύο πρώτοι ανφέρονται στη μάζα της γόμωσης, ενώ ο τελευταίος αποτελεί ένα μέτρο του βαθμού υπερπλήρωσης του κινητήρα.

$$\lambda = \frac{\text{Μάζα γόμωσης που εισέρχεται στον κύλινδρο}}{\text{Όγκος Εκτόπισης} * \text{Πυκνότητα αέρα σε ατμοσφαιρικές συνθήκες}} \quad (3.3)$$

$$\eta_t = \frac{\eta_c}{\lambda} \quad (3.4)$$

$$r_c = \frac{\eta_c}{\eta_s} \quad (3.5)$$

Ο λόγος απόπλυσης λ ορίζεται ως η μάζα της γόμωσης που παρέχεται στον κύλινδρο προς μια μάζα αναφοράς, ατμοσφαιρικής πυκνότητας που θεωρείται ότι πληρώνει τον κύλινδρο. Ο βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_t ορίζεται ως το πηλίκο του βαθμού απόδοσης της πλήρωσης και του λόγου απόπλυσης και αποτελεί ένα μέτρο των απωλειών της εισαγωγής και ο λόγος σχετικής πλήρωσης r_c ορίζεται ως το πηλίκο του βαθμού απόδοσης της πλήρωσης και του βαθμού απόδοσης της απόπλυσης.

Στην εικόνα 3.3 φαίνεται υπό μορφή διαγράμματος η διαδικασία της πλήρωσης του κινητήρα και οι ποσότητες της μάζας που αναφέρονται στις παραμέτρους της απόπλυσης. Στην ιδανική απόπλυση για κινητήρες φυσικής αναπνοής οι παράμετροι της απόπλυσης παίρνουν τιμές $\eta_s = 1$, $\eta_c = 1$ και $\lambda = 1$, ενώ για υπερπληρωμένους κινητήρες οι τιμές γίνονται $\eta_s = 1$, $\eta_c > 1$ και $\lambda > 1$. Αυτό συμβαίνει γιατί ο βαθμός απόδοσης πληρώσεως και ο λόγος απόπλυσης επηρεάζονται από το λόγο της πυκνότητας του αέρα σε υπερπληρωμένες και ατμοσφαιρικές συνθήκες.

Η φυσική σημασία των παραπάνω τιμών είναι ότι η εισερχόμενη γόμωση εκτοπίζει πλήρως τα καυσαέρια από τον κύλινδρο χωρίς να αναμειχθεί καθόλου με αυτά αλλά ούτε και να βραχυκυκλωθεί στην εξαγωγή. Πρακτικά όμως, αυτό καθίσταται αδύνατο διότι δεν είναι δυνατό να επιτευχθεί τέτοιος χρονισμός της βαλβίδας στην εξαγωγή, ώστε να υπάρχει πλήρης έξοδος όλων των καυσαερίων και καθόλου της γόμωσης. Από τις μεθόδους απόπλυσης που περιγράφηκαν, αυτή που προσεγγίζει καλύτερα την ιδανική περίπτωση είναι η ευθεία απόπλυση, γιατί οι απώλειες της εισερχόμενης γόμωσης είναι μικρότερες από κάθε άλλη μέθοδο.

3.4 Θεωρητικά Μοντέλα Απόπλυσης

Τα θεωρητικά μοντέλα απόπλυσης αναπτύχθηκαν στην προσπάθεια να ερμηνευθούν οι διάφορες φάσεις που συμβαίνουν κατά τη διάρκεια της απόπλυσης, εισάγοντας τις ανάλογες παραδοχές, και να περιγραφεί η διαδικασία μέσω ενός συστήματος θερμοδυναμικών εξισώσεων, η επίλυση των οποίων θα κάνουν γνωστά τα απαιτούμενα μεγέθη της ανάλυσης (μάζες αερίων, πίεση, θερμοκρασία κυλίνδρου και άλλες). Παρακάτω παρουσιάζονται ορισμένα παραδείγματα μονοζωνικών και πολυζωνικών μοντέλων απόπλυσης που έχουν αναπτυχθεί, καθώς και το Τριζωνικό Μοντέλο του Εργαστηρίου Ναυτικής Μηχανολογίας της Σχολής, το οποίο διαπραγματεύεται η παρούσα εργασία και ανήκει στην οικογένεια των πολυζωνικών μοντέλων.

3.4.1 Μονοζωνικά Μοντέλα Απόπλυσης

Τα μονοζωνικά μοντέλα απόπλυσης ή αλλιώς *μονοφασικά μοντέλα* αντιμετωπίζουν την απόπλυση ως μια διαδικασία στην οποία συμβαίνει μία μοναδική φάση, είτε εκτόπιση είτε ανάμιξη. Παρακάτω παρουσιάζονται το μοντέλο της τέλειας εκτόπισης και το μοντέλο της τέλειας ανάμιξης.

3.4.1.1 Το μοντέλο της τέλειας εκτόπισης

Η θεμελιώδης θεώρηση του μοντέλου της τέλειας εκτόπισης είναι ότι

- η εισερχόμενη γόμωση εκτοπίζει πλήρως τα καυσαέρια από τον κύλινδρο χωρίς να συμβεί ανάμιξη μεταξύ τους με ένα μηχανισμό τέλειας εκτόπισης.

Στο μοντέλο θεωρείται επίσης ότι κατά τη διάρκεια της απόπλυσης,

- η πίεση και ο όγκος του κυλίνδρου παραμένουν σταθεροί,
- δεν υπάρχει μεταφορά μάζας και θερμότητας μεταξύ των αερίων,
- τα τοιχώματα του κυλίνδρου είναι αδιαβατικά.

Το μοντέλο της τέλειας εκτόπισης είναι ιδανική περίπτωση και αποτελεί το άνω όριο στη διαδικασία της απόπλυσης [1].

Εξ' ορισμού, ο βαθμός απόδοσης της πλήρωσης η_c περιγράφεται από τις σχέσεις:

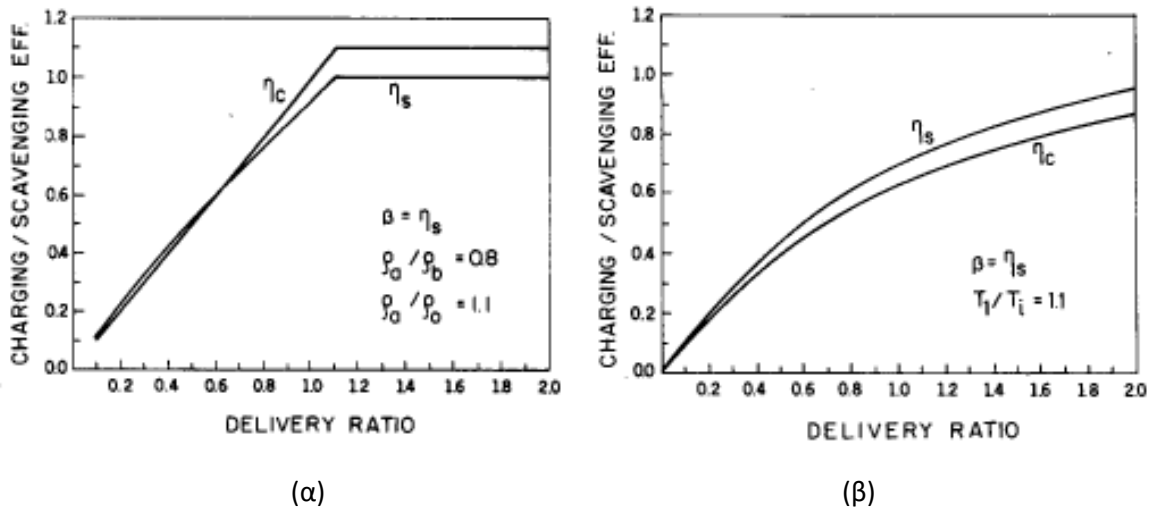
$$\eta_c = \begin{cases} \lambda, & \text{για } \lambda < \rho_\alpha/\rho_0 \\ \frac{\rho_\alpha}{\rho_0}, & \text{για } \lambda \geq \rho_\alpha/\rho_0 \end{cases} \quad (3.6)$$

Με όμοιο τρόπο, ο βαθμός απόδοσης της απόπλυσης η_s και το στιγμιαίο κλάσμα μάζας του αέρα στα καυσαέρια β περιγράφονται από τις σχέσεις:

$$\eta_s = \begin{cases} \left[1 + \frac{\rho_b}{\rho_\alpha} \left(\frac{1}{\lambda} * \frac{\rho_\alpha}{\rho_0} - 1 \right) \right]^{-1}, & \text{για } \lambda < \rho_\alpha/\rho_0 \\ 1.0, & \text{για } \lambda \geq \rho_\alpha/\rho_0 \end{cases} \quad (3.7)$$

$$\beta = \begin{cases} 0, & \text{για } \lambda < \rho_\alpha/\rho_0 \\ 1.0, & \text{για } \lambda \geq \rho_\alpha/\rho_0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Όπου ρ_0 , ρ_α είναι η πυκνότητα του αέρα πλήρωσης σε ατμοσφαιρικές και πραγματικές συνθήκες αντίστοιχα και ρ_b η πυκνότητα των καυσαερίων.



Εικόνα 3.4: Μεταβολή των παραμέτρων η_s και η_c συναρτήσει του συντελεστή λ στο μοντέλο (α) της τέλει εκτόπισης και (β) της τέλει ανάμιξης [1]

3.4.1.2 Το μοντέλο της τέλει ανάμιξης

Το μοντέλο της τέλει ανάμιξης αποτελεί το απλούστερο μονοζωνικό μοντέλο. Στο μοντέλο θεωρείται ότι

- η εισερχόμενη γόμωση αναμιγνύεται ακαριαία με τα καυσαέρια σχηματίζοντας ένα ομογενές μίγμα αερίων.

Αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα το μίγμα των αερίων που εξέρχεται από τον κύλινδρο να έχει την ίδια αναλογία με το μίγμα αερίων που βρίσκεται μέσα σε αυτόν, συνεπώς $\beta = \eta_s$ [1].

Θεωρείται επίσης ότι

- η πίεση και ο όγκος του κυλίνδρου παραμένουν σταθεροί
- δεν υπάρχει μεταφορά μάζας και θερμότητας μεταξύ των αερίων κάθε αυτών και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου
- τα εξεταζόμενα αέρια υπακούουν στο νόμο των τελείων αερίων και θεωρούνται ίσου μοριακού βάρους και ειδικής θερμοχωρητικότητας.

Το μοντέλο της τέλει ανάμιξης αποτελεί την πιο απαισιόδοξη προσέγγιση για τη διαδικασία της απόπλυσης. Οι σύγχρονοι κινητήρες έχουν πολύ καλύτερη συμπεριφορά από την προσέγγιση της τέλει ανάμιξης. Παρ' όλα αυτά, αποτελεί ένα κάτω όριο για την απόπλυση και χρησιμοποιείται ως αναφορά για σύγκριση. Οι παραπάνω παραδοχές οδηγούν στην ακόλουθη μαθηματική περιγραφή των συντελεστών η_c , η_s , β :

$$\eta_c = 1 - e^{-\lambda} \quad (3.8)$$

$$\eta_s = \frac{T_1}{T_i} (1 - e^{-\lambda}) \quad (3.9)$$

$$\beta = \eta_s \quad (3.10)$$

Περισσότερες πληροφορίες για τα μονοζωνικά μοντέλα βρίσκονται σε επιλεγμένη βιβλιογραφία [1].

3.4.2 Πολυζωνικά Μοντέλα Απόπλυσης

Παρ' όλο που τα μονοζωνικά μοντέλα δίνουν μια καλή προσέγγιση για τη διαδικασία της απόπλυσης και τη συμπεριφορά των αερίων, δεν αποτελούν ρεαλιστική προσέγγιση της διαδικασίας. Τα μοντέλα της τέλει εκτόπισης και τέλει ανάμιξης αποτελούν τα δύο ακραία όρια για τη διαδικασία. Οπτικές παρατηρήσεις από πειράματα σε γεωμετρικά μοντέλα κινητήρων [8] [9] έδειξαν ότι η απόπλυση αποτελείται από τη διαδοχή τριών κύριων φάσεων

- εκτόπιση των αερίων,
- ανάμιξη των αερίων,
- βραχυκύκλωση του αέρα πλήρωσης

Αυτό οδήγησε στην ανάπτυξη μοντέλων που αντιμετωπίζουν την απόπλυση ως μια διαδικασία κατά την οποία συμβαίνουν παραπάνω από μία φάσεις και κατ' επέκταση δημιουργούνται παραπάνω από μία ζώνες αερίων στον κύλινδρο. Ο λόγος αυτός οδήγησε στην κατασκευή των πιο σύνθετων, πολυζωνικών μοντέλων απόπλυσης. Στη βιβλιογραφία συναντώνται τα μοντέλα δύο ζωνών των Maekawa [10], Benson και Bradham [11], το τριζωνικό μοντέλο του Benson [12] και των Κυρτάτου – Κουμπάρη [2] και το μοντέλο του Sher [13].

3.4.3 Το Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης

Το Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης (1988) αποτελεί ένα αξιόπιστο θεωρητικό μοντέλο απόπλυσης για δίχρονο ναυτικό κινητήρα ευθείας απόπλυσης. Το μοντέλο προσομοιάζει την απόπλυση ως μια διαδικασία στην οποία τα αέρια του κυλίνδρου συμμετέχουν σε παραπάνω από μία φάσεις, συγκεκριμένα την εκτόπιση και την ανάμιξη. Για το λόγο αυτό, ανήκει στην οικογένεια των πολυφασικών μοντέλων απόπλυσης.

Βασικός στόχος του μοντέλου είναι η εκτίμηση των ροών μάζας που συναλλάσσουν τα αέρια του κυλίνδρου μεταξύ τους κατά τη διάρκεια της απόπλυσης, εισάγοντας δύο χρονικά μεταβαλλόμενους συντελεστές ανάμιξης, για τον αέρα και τα καυσαέρια αντίστοιχα.

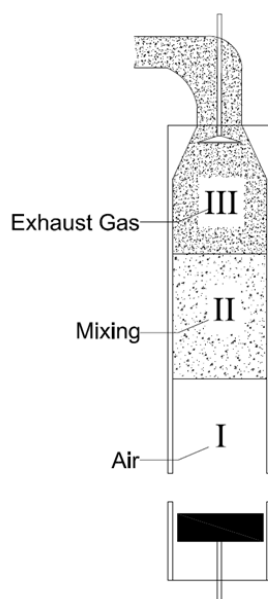
Το μοντέλο υποδιαιρεί τον κύλινδρο σε τρεις ζώνες αερίων:

- Τη ζώνη του αέρα πλήρωσης – Ζώνη I
- Τη ζώνη ανάμιξης των αερίων – Ζώνη II
- Τη ζώνη των καυσαερίων – Ζώνη III

Οι ζώνες των αερίων έχουν σαφή γεωμετρία και θέση μέσα στον κύλινδρο. Θεωρούνται ότι έχουν τη γεωμετρική μορφή κυλινδρικού σώματος, με διατομή αυτή του κυλίνδρου του κινητήρα και διαχωρίζονται μεταξύ τους μέσω της επιφάνειας διαχωρισμού τους (όρια). Η γνώση της θέσης των ζωνών καθίσταται αναγκαία για τον υπολογισμό της συναλλαγής θερμότητας μεταξύ αυτών και των επιφανειών με τις οποίες έρχονται σε επαφή [14].

Η ζώνη του αέρα θεωρείται ότι βρίσκεται στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, κοντά στις θυρίδες εισαγωγής, η ζώνη καυσαερίων στο πάνω μέρος του κυλίνδρου, κοντά στη βαλβίδα

εξαγωγής και η ζώνη ανάμιξης ενδιάμεσα των δύο ζωνών περίπου στη μέση, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.5. Διακρίνονται από το κάτω προς το πάνω μέρος του κυλίνδρου, οι ζώνες του αέρα, της ανάμιξης και των καυσαερίων.



Εικόνα 3.5: Σχηματική απεικόνιση θαλάμου καύσης τριζωνικού μοντέλου απόπλυσης. Από κάτω προς τα πάνω: Ζώνη Αέρα – I, Ζώνη Μίξης – II, Ζώνη Καυσαερίων – III.

Οι ζώνες των αερίων συναλλάσσουν μάζα μεταξύ τους μέσω των ορίων τους. Η κύρια παραδοχή που εισάγει το μοντέλο είναι ότι η ζώνη μίξης μόνο δέχεται μάζες αερίων από τις άλλες δύο ζώνες και δεν προσφέρει σε αυτές. Γίνεται επίσης η παραδοχή ότι οι ροές μάζας που συναλλάσσουν οι ζώνες είναι ανάλογες της ροής μάζας του αέρα από τις θυρίδες εισαγωγής. Τα αέρια μέσα στον κύλινδρο θεωρούνται ίδιου μοριακού βάρους και συμπεριφέρονται ως τέλεια, ακολουθώντας την καταστατική εξίσωση.

Άλλες παραδοχές που εισάγει το μοντέλο είναι ότι κάθε ζώνη έχει ομοιόμορφη πυκνότητα, θεωρείται ομογενής και βρίσκεται σε ισορροπία. Η πίεση στον κύλινδρο θεωρείται ομοιόμορφη και ίση με την πίεση της κάθε ζώνης. Η θερμοκρασία της κάθε ζώνης θεωρείται ομοιόμορφη, αλλά είναι διαφορετική για την κάθε ζώνη. Αυτό καθιστά εφικτό τον πιο ακριβή προσδιορισμό του συναλασσόμενου ποσού θερμότητας μεταξύ του κυλίνδρου και των τοιχωμάτων του [14]. Τέλος, θεωρείται συναλλαγή θερμότητας μόνο μεταξύ των ζωνών και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, ενώ αγνοείται η μεταξύ τους συναλλαγή μέσω ακτινοβολίας. Συνεπώς, το μοντέλο θεωρεί ομοιομορφία των φυσικών μεγεθών στον κύλινδρο και περίπου σταθερή μεταβολή τους στο χρόνο.

Το μοντέλο είναι τύπου όγκου ελέγχου, καθώς θεωρεί ότι κάθε ζώνη στον κύλινδρο αποτελεί έναν όγκο ελέγχου, ο οποίος επικοινωνεί με τους υπόλοιπους μέσω συναλλαγής μάζας. Επομένως, το μοντέλο χαρακτηρίζεται τριζωνικό καθώς θεωρεί ότι ο κύλινδρος κατά την απόπλυση αποτελείται από τρεις όγκους ελέγχου, έναν για κάθε ζώνη αερίου. Συνεπώς, το μοντέλο ικανοποιεί τα αξιώματα των όγκων ελέγχου. Η εξίσωση διατήρησης της ολικής μάζας των αερίων γράφεται για τον όγκο ελέγχου του κυλίνδρου ως εξής:

$$\dot{M}_a - \dot{M}_e = \dot{M}_I + \dot{M}_{II} + \dot{M}_{III} \quad (3.11)$$

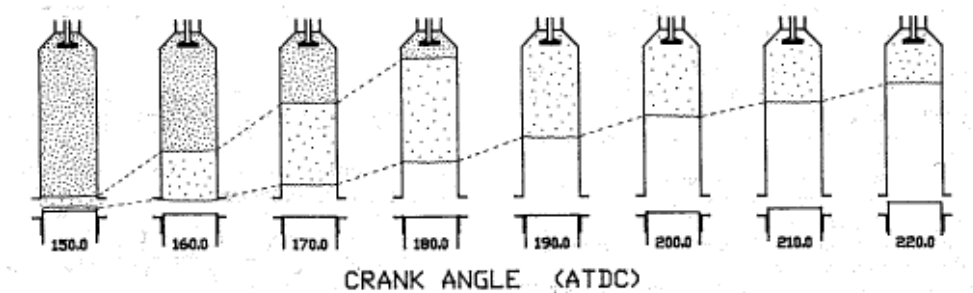
Για την κάθε ζώνη αερίου μπορεί να γραφεί η εξίσωση διατήρησης μάζας σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:

- ζώνη I: $\dot{M}_I = \dot{M}_a - \dot{M}'_I$ (3.12a)

- ζώνη II: $\dot{M}_{II} = \dot{M}'_I + \dot{M}'_{III}$ (3.12b)

- ζώνη III: $\dot{M}_{III} = -\dot{M}_e - \dot{M}'_{III}$ (3.12c)

Όπου \dot{M}_a, \dot{M}_e η ροή μάζας στον κύλινδρο από τις θυρίδες εισαγωγής και από τον κύλινδρο προς την εξαγωγή, $\dot{M}_I, \dot{M}_{II}, \dot{M}_{III}$ η μεταβολή της μάζας των ζωνών για τις ζώνες I, II, III αντίστοιχα και $\dot{M}'_I, \dot{M}'_{III}$ οι ροές μάζας από τις ζώνες αέρα και καυσαερίων αντίστοιχα, προς τη ζώνη μίξης. Οι συναλασσόμενες ροές μάζας $\dot{M}'_I, \dot{M}'_{III}$ ελέγχουν την ανάπτυξη των ζωνών του αέρα και της ανάμιξης και συνεισφέρουν στη μείωση της ζώνης των καυσαερίων.



Εικόνα 3.6: Χρονική εξέλιξη της απόπλυσης δίχρονου ναυτικού κινητήρα, σύμφωνα με το τριζωνικό μοντέλο [2].

Οι σχέσεις (3.11) επαληθεύουν ότι η ζώνη μίξης μόνο δέχεται μάζες αερίων και δεν προσφέρει μάζα σε καμία ζώνη. Όπως αναφέρθηκε, οι συναλασσόμενες ροές μάζας είναι ανάλογες της εισερχόμενης ροής μάζας του αέρα στον κύλινδρο. Για να εκφραστούν μαθηματικά οι σχέσεις αναλογίας των συναλασσόμενων ροών μάζας, εισάγονται δύο εμπειρικοί συντελεστές, ως ποσοστά της στιγμιαίας εισερχόμενης ροής, που δηλώνουν την ανάμιξη του αέρα και των καυσαερίων. Οι συντελεστές μίξης του αέρα μ_a και των καυσαερίων μ_g περιγράφονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$\mu_a = \frac{\dot{M}'_I}{\dot{M}_a} \quad (3.13)$$

$$\mu_g = \frac{\dot{M}'_{III}}{\dot{M}_a} \quad (3.14)$$

Οι χρονικές κατανομές των συντελεστών μίξης ερμηνεύονται με βάση τις κινήσεις των ρευστών κατά τη διάρκεια της απόπλυσης. Τη στιγμή που ο αέρας εισάγεται στον κύλινδρο, αναμιγνύεται ταχύτατα με τα καυσαέρια, καθώς δημιουργούνται φλέβες αέρα (jets) που επηρεάζουν την ανάμιξη. Στην αρχή θεωρείται ότι κυριαρχούν οι μηχανισμοί ανάμιξης λόγω φλεβών και δημιουργείται μόνο η ζώνη μίξης αποτελούμενη από αέρα, ενώ με τη διάσπαση και την εκτόπιση των καυσαερίων που βρίσκονται στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, η τιμή του συντελεστή πέφτει και προσεγγίζει αυτή που προβλέπει η ανάμιξη λόγω των διαφορετικών γωνιακών ταχυτήτων που υπάρχουν μεταξύ των ζωνών. Θεωρείται ότι συντελεστής του αέρα ακολουθεί την εκθετική κατανομή για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης [2].

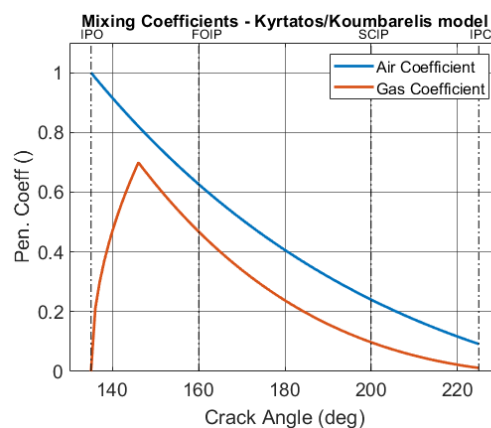
I. Συντελεστής Μίξης αέρα μ_a

$$\mu_a = e^{-k\tau_{scav}} * (\lambda\tau_{scav} + 1), \quad 0 < \tau_{scav} < 1 \quad (3.15)$$

Η ανάμιξη των καυσαερίων περιλαμβάνει δύο φάσεις. Στην αρχή της απόπλυσης, θεωρείται αύξηση της ανάμιξης των καυσαερίων εξαιτίας της διείσδυσης του αέρα, υπό μορφή φλεβών, στα καυσαέρια που αποτελούν το περιβάλλον ρευστό. Θεωρείται ότι ο συντελεστής ακολουθεί παραβολική κατανομή για την πρώτη φάση της ανάμιξης. Στη δεύτερη φάση, η ανάμιξη μειώνεται εξαιτίας του περιορισμού των φλεβών του αέρα και της εκτόπισης της ζώνης των καυσαερίων προς την εξαγωγή. Η τιμή του συντελεστή προσεγγίζει αυτή που προβλέπει η ανάμιξη μέσω διάχυσης μάζας με τυρβώδη χαρακτηριστικά, εξαιτίας του διαφορετικού στροβιλισμού των αερίων. Θεωρείται ότι ο συντελεστής ακολουθεί την εκθετική κατανομή για τη δεύτερη φάση της ανάμιξης [2].

II. Συντελεστής Μίξης καυσαερίων μ_g

$$\mu_g = \begin{cases} 2 * \tau_{scav}^{0.5}, & 0 < \tau_{scav} < \tau_1, \\ e^{-k\tau_2} * (\xi\tau_2 + \mu_{g1}(\tau_1)), & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases} \quad (3.16)$$



Εικόνα 3.7: Κατανομές συντελεστών μίξης αέρα και καυσαερίων συναρτήσει της αδιαστατοποιημένης γωνίας στροφάλου, σύμφωνα με το τριζωνικό μοντέλο [2]. Οι τιμές των παραμέτρων λαμβάνονται $k = 0.78$, $\lambda = -0.80$, $\xi = -1.5$.

Η Εικόνα 3.7 παρουσιάζει τη χρονική εξέλιξη των συντελεστών μίξης, όπως προτείνονται στο τριζωνικό μοντέλο. Οι παράμετροι k , λ , ξ αποτελούν τις παραμέτρους του μοντέλου οι οποίες διατηρούν σταθερή τιμή, ανεξάρτητα από το φορτίο του κινητήρα και τη γωνία των θυρίδων

εισαγωγής. Η παράμετρος k εκφράζει το ρυθμό εκθετικής μεταβολής των συντελεστών μίξης, ενώ οι παράμετροι λ , ξ τη γραμμική μεταβολή των τιμών τους. Η παράμετρος τ_1 εκφράζει τον τερματισμό της πρώτης φάσης της ανάμιξης των καυσαερίων. Η γωνία στροφάλου θ αδιαστατοποιείται με βάση τα χρονικά όρια της απόπλυσης, θ_{SOS} και θ_{EOS} , σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση:

$$\tau = \frac{\theta - \theta_{SOS}}{\theta_{EOS} - \theta_{SOS}} \quad (3.17)$$

Στην αρχή της απόπλυσης, η αδιαστατοποιημένη γωνία παίρνει την τιμή, $\tau_{SOS} = 0$, ενώ στο τέλος, $\tau_{EOS} = 1$. Ενδιάμεσες τιμές γωνιών λαμβάνονται από την παραπάνω σχέση.

4. Μοντέλα Προσομοίωσης Απόπλυσης

4.1 Εισαγωγή

Τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτυθεί διάφορες μέθοδοι για τη μοντελοποίηση των κινητήρων και των διεργασιών τους. Η μοντελοποίηση χρησιμεύει για την πρόβλεψη των επιδόσεων του κινητήρα, χρησιμοποιώντας θεωρητικά και εμπειρικά υπομοντέλα για την προσομοίωση του κύκλου λειτουργίας. Οι δύο βασικές κατηγορίες μοντέλων είναι τα θερμοδυναμικά και τα ρευστοδυναμικά. Ο διαχωρισμός γίνεται με βάση αν οι βασικές εξισώσεις του μοντέλου στηρίζονται στην αρχή διατήρησης της ενέργειας ή στην ανάλυση των κινήσεων του ρευστού. Τα μοντέλα που περιγράφονται αποκλειστικά στο κεφάλαιο αναφέρονται μόνο στη διαδικασία της απόπλυσης.

Αρχικά περιγράφεται το διδιάστατο μοντέλο του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας που ανήκει στην κατηγορία των ρευστοδυναμικών μοντέλων (μοντέλα CFD) και στη συνέχεια γίνεται αναφορά στον κώδικα προσομοίωσης του Εργαστηρίου της Σχολής, MOTHER, ο οποίος ανήκει στην οικογένεια των θερμοδυναμικών μοντέλων.

4.2 Το διδιάστατο μοντέλο του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας

Για τη διεξαγωγή της παρούσας διπλωματικής εργασίας θεωρήθηκε αναγκαία η δημιουργία ενός μοντέλου απόπλυσης ανώτερης τάξης που προσομοιώνει με περισσότερο ρεαλιστικό τρόπο τη διαδικασία της απόπλυσης. Τα αποτελέσματα του μοντέλου ανώτερης τάξης χρησιμοποιούνται για την επαλήθευση της εργασίας. Ιδανικά, θα έπρεπε να γίνουν πειράματα απόπλυσης σε μεγάλο 2 – Χ κινητήρα. Ωστόσο, κάτι τέτοιο είναι επίπονο εξαιτίας του απαιτούμενου όγκου του κινητήρα, της υποχρεωτικής διεξαγωγής ολόκληρου του κύκλου λειτουργίας, το οποίο θα μπορούσε να δημιουργήσει σφάλματα στις μετρήσεις και της μικρής χρονικής διάρκειας της απόπλυσης. Για το λόγο αυτό, τα αποτελέσματα του πιο ρεαλιστικού CFD μοντέλου θεωρούνται αξιόπιστα για την διεκπεραίωση της εργασίας.

Το μοντέλο απόπλυσης αναπτύχθηκε σε περιβάλλον ANSYS – Fluent από ερευνητές του Εργαστηρίου Θερμοδυναμικής και Θερμικών Μηχανών, του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Παρακάτω περιγράφεται συνοπτικά η ροή της εργασίας της μοντελοποίησης.

4.2.1 Εισαγωγή

Το διδιάστατο μοντέλο ανήκει στην οικογένεια των ρευστοδυναμικών μοντέλων απόπλυσης και χρησιμοποιεί υπολογιστικές μεθόδους για τη μοντελοποίηση των κινήσεων και των ροών των ρευστών. Τα μοντέλα αυτά χρησιμοποιούν μία ή περισσότερες χωρικές συντεταγμένες, και το χρόνο στις εξισώσεις τους [14]. Στα μοντέλα αυτά, τα οποία εκμεταλλεύονται τις ευκολίες του υπολογιστικού περιβάλλοντος εμπορικών λογισμικών όπως το ANSYS, υπάρχει ένα πλέγμα που μπορεί να συστέλλεται και να διαστέλλεται προσαρμοζόμενο, για παράδειγμα, στο μεταβλητό σχήμα του κυλίνδρου και την κίνηση της βαλβίδας. Τα ρευστοδυναμικά μοντέλα απαιτούν στη μοντελοποίηση μοντέλα τύρβης διαφόρων επιπέδων λεπτομέρειας, τα οποία αποτελούν πεδία αβεβαιότητας.

Οι βασικές εξισώσεις που επιλύονται είναι οι εξισώσεις κίνησης του ρευστού (RANS), συνέχειας, ορμής, ενέργειας και περιεκτικότητας σε (χημικά) στοιχεία από τα οποία αποτελείται το ρευστό που μελετάται (species concentration equations). Περαιτέρω ανάλυση των εξισώσεων RANS μπορεί να βρεθεί σε επιλεγμένη βιβλιογραφία [15].

4.2.2 Παραδοχές διδιάστατου μοντέλου

Στο διδιάστατο μοντέλο γίνονται οι ακόλουθες παραδοχές.

- I.* Το μοντέλο περιλαμβάνει την προσομοίωση μόνο της διαδικασίας απόπλυσης του κινητήρα.
- II.* Το παρόν μοντέλο είναι διδιάστατο αξονοσυμμετρικό με στροβιλισμό. Η επίλυση των εξισώσεων γίνεται μόνο σε ένα τομέα (sector) του κυλίνδρου. Θεωρώντας συμμετρία ως προς τον άξονα του κυλίνδρου εξάγονται τα αποτελέσματα για όλο τον κύλινδρο.
- I.* Η τυρβώδης ροή προσομοιώνεται από τις εξισώσεις RANS και το ιξώδες της τύρβης από το μοντέλο RNG $k - \epsilon$. Ο αέρας θεωρείται ότι ακολουθεί την καταστατική εξίσωση για τα τέλεια αέρια. Λαμβάνεται υπ' όψη η ψύξη μόνο στο άνω τμήμα του κυλίνδρου με κατάλληλες παραδοχές θερμοκρασίας χιτωνίου.
- II.* Οι θυρίδες εισαγωγής μοντελοποιούνται ως ένα συνεχές άνοιγμα πάνω στο τοίχωμα του κυλίνδρου, ενώ δε λαμβάνεται υπ' όψη η τριδιάστατη καμπυλότητα του αγωγού τη εξαγωγής. Παρ' όλα αυτά, λαμβάνονται υπ' όψη οι επιδράσεις του στροβιλισμού και της περιστροφής των αερίων γενικότερα.

4.2.3 Προσομοιώσεις στο διδιάστατο μοντέλο

Για την προσομοίωση της απόπλυσης μοντελοποιήθηκε ο 2 – X βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας Diesel MAN B&W 6S50ME – C8 ευθείας απόπλυσης. Ο κινητήρας περιλαμβάνει 6 κυλίνδρους σε σειρά, 30 θυρίδες εισαγωγής και μία βαλβίδα εξαγωγής ανά κύλινδρο. Το έμβολο έχει διάμετρο $D = 500$ mm και η διαδρομή του εμβόλου είναι $S = 2000$ mm. Στο μέγιστο φορτίο, ο κινητήρας παράγει 7620 kW ισχύος σε στροφές 115.2 RPM. Ο λόγος διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου S/D του κινητήρα είναι 4, γεγονός που τον καθιστά ιδανικό για τη μέθοδο της ευθείας απόπλυσης ($S/D > 2$).

Engine Parameter	Value
Bore (mm)	500
Stroke (mm)	2000
No. Of Cylinders	6
Mean Effective Pressure (bar)	16.8
Engine Speed (RPM)	115.4
Power (kW)	7620
Cylinder Inlet Ports number	30
Port angle (deg)	20

Πίνακας 4.1: Γενικά χαρακτηριστικά του κινητήρα. Τα μεγέθη ισχύος και στροφών αναφέρονται στο μέγιστο φορτίο 100%.

Το διδιάστατο μοντέλο απαιτεί την κατασκευή του γεωμετρικού πλέγματος του κινητήρα, του ανοίγματος των θυρίδων, της εξαγωγής στο λογισμικό ANSYS. Για τη πραγματοποίηση των προσομοιώσεων, μοντελοποιήθηκε με διαφορετικό πλέγμα η κίνηση του εμβόλου και της βαλβίδας εξαγωγής.



Εικόνα 4.2: Πλέγμα μοντέλου CFD, στις 76 deg CA (πάνω εικόνα) και στις 180 deg CA (κάτω εικόνα).

Οι προσομοιώσεις της διαδικασίας της απόπλυσης έγιναν για δύο διαφορετικές ομάδες μελέτης.

- I. Η 1^η ομάδα περιλαμβάνει τέσσερις περιπτώσεις φορτίου κινητήρα (*engine load*) και τέσσερις περιπτώσεις της γωνίας των θυρίδων εισαγωγής (*port angle*). Τα φορτία που επιλέχθηκαν (σε ποσοστά επί του μεγίστου φορτίου) είναι τα 100%, 75%, 50% και 25% και οι γωνίες των θυρίδων εισαγωγής είναι οι 30 deg, 20 deg, 10 deg, 0 deg.

- II. Η 2^η ομάδα περιλαμβάνει τις τέσσερις περιπτώσεις φορτίου κινητήρα που αναφέρθηκαν προηγουμένως και τρεις περιπτώσεις ποσοστού κάλυψης της διατομής των θυρίδων εισαγωγής στο ΚΝΣ (*covering of inlet ports*). Τα φορτία μελέτης είναι τα ίδια με την 1^η ομάδα και τα ποσοστά κάλυψης (διατομής) θυρίδων είναι τα 0%, 5% και 10%.

Cases	100%	75%	50%	25%	Cases	100%	75%	50%	25%
30°	1	2	3	4	0%	1	2	3	4
20°	5	6	7	8	5%	5	6	7	8
10°	9	10	11	12	10%	9	10	11	12
0°	13	14	15	16					

(α)

(β)

Πίνακας 4.2: Ομάδες μελέτης της απόπλυσης. (α) 1^η ομάδα. Περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – port angle (κάλυψη 0%). (β) 2^η ομάδα. Περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – κάλυψης θυρίδων (port angle 20 deg). Οι περιπτώσεις με κίτρινο χρώμα ταυτίζονται για τις δύο ομάδες μελέτης.

Η 1^η ομάδα μελέτης αναφέρεται για ακάλυπτες θυρίδες στο ΚΝΣ (ποσοστό κάλυψης 0%) και η 2^η ομάδα για γωνία θυρίδων εισαγωγής 20 deg. Συνολικά, για την 1^η ομάδα περιπτώσεων πραγματοποιήθηκαν δεκαέξι (16) προσομοιώσεις και για τη 2^η ομάδα οχτώ (8) προσομοιώσεις, όπως φαίνεται στον Πίνακα 4.2.

Αρχικά, μελετήθηκε η επίδραση του φορτίου του κινητήρα στη διαδικασία της απόπλυσης για δεδομένη γωνία θυρίδων εισαγωγής (20 deg). Στη συνέχεια, έγιναν οι αντίστοιχες προσομοιώσεις για τα υπόλοιπα port angle (30, 10, 0 deg), ώστε δημιουργήθηκε το προφίλ λειτουργίας του κινητήρα για τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου και port angle. Ομοίως, έγιναν οι προσομοιώσεις μεταβλητού φορτίου για διαφορετική κάλυψη των θυρίδων στο ΚΝΣ, 5% και 10%, υπό δεδομένο port angle 20 deg.

4.2.4 Αποτελέσματα διδιάστατου μοντέλου

Τα αποτελέσματα του διδιάστατου μοντέλου συνοψίζονται στα εξής:

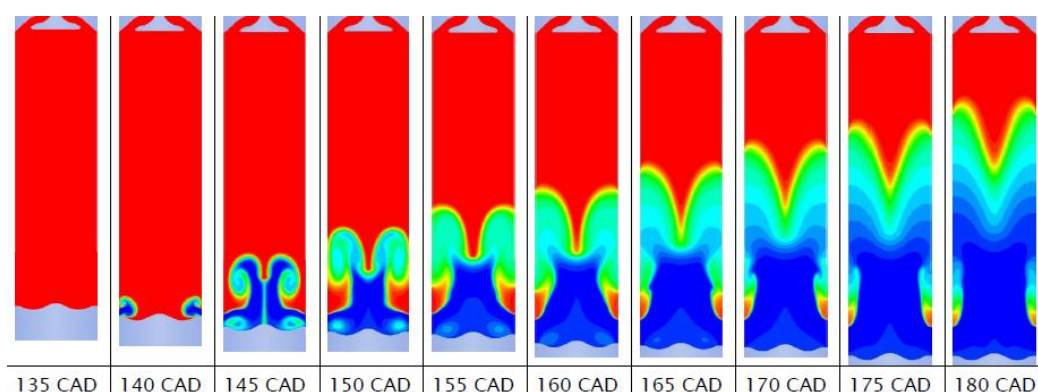
- Στιγμιότυπα της % συγκέντρωσης των αερίων σε CO₂ για τη χρονική διάρκεια της απόπλυσης.
- Χρονική εξέλιξη των μαζών των αερίων ανά ζώνη.

Στιγμιότυπα της συγκέντρωσης των αερίων – Passive Scalar

Οι εξισώσεις της συγκέντρωσης των στοιχείων χρησιμοποιούν την υπόθεση της παθητικής μεταφοράς βαθμωτού μεγέθους (*passive scalar*). Με άλλα λόγια, η αλλαγή του βαθμωτού

μεγέθους δεν επηρεάζει τις ιδιότητες της ροής του περιβάλλοντος ρευστού³. Με αυτόν τον τρόπο, υπολογίζεται στο μοντέλο CFD η επί τοις εκατό (%) συγκέντρωση μάζας του CO₂ και το κλάσμα της μάζας του αέρα μέσα στον κύλινδρο. Τα αποτελέσματα αυτών των εξισώσεων αποτυπώνονται με τη μορφή στιγμιότυπων όπου φαίνεται η συγκέντρωση των αερίων του κυλίνδρου σε CO₂ σε χρωματική κλίμακα.

Στην Εικόνα 4.3 παρουσιάζονται τα στιγμιότυπα του passive scalar για τη χρονική περίοδο μεταξύ 135 – 180 deg, για την περίπτωση φορτίου κινητήρα 100% και 0 deg port angle. Στην παραπάνω εικόνα, με κόκκινο χρώμα διακρίνονται οι περιοχές που καταλαμβάνουν τα καυσαέρια, με μπλε χρώμα οι περιοχές που καταλαμβάνει ο αέρας πλήρωσης και με ενδιάμεσα χρώματα οι περιοχές ανάμιξης των αερίων.



Εικόνα 4.3: Στιγμιότυπα της συγκέντρωσης CO₂ του passive scalar του διδιάστατου μοντέλου, για τις χρονικές στιγμές μεταξύ 135 – 180 deg CA, για φορτίο κινητήρα 100% και 20 deg port angle.

Χρονική εξέλιξη των μαζών των αερίων ανά ζώνη

Τα αποτελέσματα του passive scalar από το μοντέλο CFD δίνουν χρήσιμα συμπεράσματα για την ανάμιξη του αέρα με τα καυσαέρια. Ωστόσο, χρειάζεται να εξαχθούν αποτελέσματα που θα περιγράψουν ποσοτικά την ανάμιξη των αερίων κατά τη διάρκεια της απόπλυσης. Για το λόγο αυτό, γράφτηκε κώδικας στο περιβάλλον Matlab, ο οποίος υπολογίζει τον αριθμό των ογκιδίων που χαρακτηρίζουν την κάθε ζώνη αερίων. Η συγκέντρωση του κάθε ογκιδίου σε CO₂ καθορίζει τη ζώνη αερίου στην οποία θα ανήκει. Για την ταξινόμηση των ογκιδίων, ορίζεται, χωρίς σφάλμα της γενικότητας, ένα λογικό ποσοστό συγκέντρωσης σε CO₂, το αποτελεί το κάτω όριο για να θεωρηθεί ότι ένα ογκίδιο ανήκει στη ζώνη καυσαερίων (Ζώνη III). Ογκίδια με μηδενική συγκέντρωση αποτελούν τη ζώνη αέρα (Ζώνη I). Ο αριθμός των ογκιδίων υπολογίζεται για χρονικό βήμα 5 deg CA.

Το μοντέλο CFD έχει τη δυνατότητα να υπολογίζει τον όγκο του κυλίνδρου σε m³ για κάθε χρονικό βήμα, V_{cyl} , και να εκτιμάει τον αριθμό των ογκιδίων που αποτελούν το πλέγμα του κυλίνδρου στην αρχή της απόπλυσης. Ο υπολογισμός του αριθμού των ογκιδίων του κυλίνδρου κάθε επόμενη χρονική στιγμή γίνεται με την παραδοχή ότι ο λόγος του αριθμού των ογκιδίων σε δύο διαδοχικές χρονικές στιγμές ισούται με το λόγο του συνολικού όγκου σε m³ του κυλίνδρου στις χρονικές στιγμές αυτές, δηλαδή

³ Πηγή: simscale.com

$$\frac{No. \text{ Pixels}_{cyl.} (t)}{No. \text{ Pixels}_{cyl.} (t + \delta t)} = \frac{V_{cyl.} (t)}{V_{cyl.} (t + \delta t)} \quad (4.1)$$

Σειρά έχει η εύρεση του όγκου της κάθε ζώνης αερίων. Όπως αναφέρθηκε, έχει υπολογιστεί ο συνολικός αριθμός των ογκιδίων που απαρτίζουν την κάθε ζώνη. Αυτός ανάγεται στον αριθμό των ογκιδίων του κυλίνδρου, βρίσκεται δηλαδή το ποσοστό του κυλίνδρου που καταλαμβάνει ξεχωριστά η κάθε ζώνη. Για την εύρεση των όγκων σε m³ των δύο ζωνών, τα ποσοστά αυτά πολλαπλασιάζονται με τον όγκο του κυλίνδρου τη δεδομένη χρονική στιγμή, σύμφωνα από τον τύπο:

$$V_{I,III} (t) = \frac{No. \text{ Pixels}_{I,III} (t)}{No. \text{ Pixels}_{cyl.} (t)} * V_{cyl.} (t) \quad (4.2)$$

Με αυτόν τον τρόπο, είναι δυνατό να γνωρίζουμε τον όγκο σε m³ της ζώνης του αέρα και των καυσαερίων για κάθε χρονική στιγμή της απόπλυσης. Με δεδομένο τον όγκο του κυλίνδρου, υπολογίζεται σε κάθε χρονικό βήμα ο αριθμός των ογκιδίων της ζώνης μίξης, σύμφωνα με τη σχέση:

$$V_{II} (t) = V_{cyl.} (t) - (V_I (t) + V_{III} (t)) \quad (4.3)$$

Έτσι σε κάθε χρονικό βήμα είναι γνωστή η εξέλιξη των όγκων της κάθε ζώνης. Στη συνέχεια, παρουσιάζεται ο τρόπος υπολογισμού των μαζών για την κάθε ζώνη. Το μοντέλο CFD υπολογίζει σε κάθε χρονικό βήμα την πίεση, τον όγκο και τη θερμοκρασία για κάθε ογκίδιο του πλέγματος, αλλά και τη συνολική μάζα σε kg των αερίων του κυλίνδρου.

Για την πίεση p , βρίσκεται για κάθε χρονικό βήμα ο αριθμητικός μέσος της πίεσης όλων των ογκιδίων του πλέγματος, $\overline{p}_{cyl.}$ και γίνεται η παραδοχή ότι κάθε ζώνη έχει πίεση ίση με την πίεση του κυλίνδρου. Για τη θερμοκρασία T , βρίσκεται για κάθε χρονικό βήμα ο αριθμητικός μέσος της θερμοκρασίας όλων των ογκιδίων της κάθε ζώνης, ξεχωριστά για τον αέρα και το καυσαέριο, $\overline{T}_I, \overline{T}_{III}$. Επίσης, γίνεται η παραδοχή ότι η σταθερά αερίου των καυσαερίων ταυτίζεται με αυτή του καθαρού αέρα, $R_{gas} = 287 \text{ J/kgK}$, παραδοχή που αντιπροσωπεύει την πραγματικότητα, καθώς σε κάθε νέο κύκλο η γόμωση χαρακτηρίζεται από σημαντική περίσσεια σε αέρα.

Έχοντας δεδομένους τους όγκους των ζωνών αέρα και καυσαερίων (V_I, V_{III}), τις μέσες θερμοκρασίες των δύο ζωνών ($\overline{T}_I, \overline{T}_{III}$) και τη μέση πίεση του κυλίνδρου $\overline{p}_{cyl.}$ σε κάθε χρονικό βήμα, υπολογίζεται από την καταστατική εξίσωση για τέλεια αέρια, η μάζα σε kg των ζωνών αέρα και καυσαερίων, σύμφωνα με τη σχέση:

$$M_{I,III} (t) = \frac{\overline{p}_{cyl.} * V_{I,III} (t)}{R_{gas} * \overline{T}_{I,III} (t)}, \quad i = 1, 3 \quad (4.4)$$

Τελικά, έχοντας ως δεδομένη τη συνολική μάζα σε kg των αερίων του κυλίνδρου σε κάθε χρονικό βήμα, $M_{tot.}$, υπολογίζεται η μάζα της ζώνης μίξης σύμφωνα με τη σχέση

$$M_{II}(t) = M_{tot.}(t) - (M_I(t) + M_{III}(t)) \quad (4.5)$$

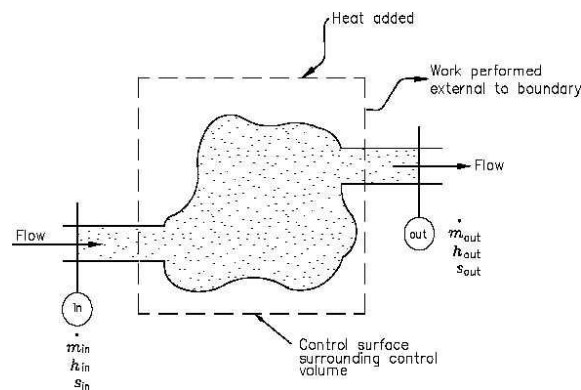
Οι χρονικές κατανομές των μαζών της κάθε ζώνης, $M_I(t)$, $M_{II}(t)$ και $M_{III}(t)$ χρησιμοποιούνται για την επαλήθευση των αποτελεσμάτων της παρούσας διπλωματικής, τα οποία προκύπτουν από την αναθεώρηση των συντελεστών μίξης αέρα μ_a και καυσαερίων μ_g του Τριζωνικού Μοντέλου Απόπλυσης.

4.3 Ο κώδικας προσομοίωσης MOTHER

Για τον υπολογισμό των χρονικών κατανομών των μαζών των αερίων ανά ζώνη, σύμφωνα με το τριζωνικό μοντέλο απόπλυσης, χρησιμοποιήθηκε το θερμοδυναμικό μοντέλο κινητήρα MOTHER (Motor THERmodynamics). Το παρόν μοντέλο είναι αποτέλεσμα της πολυετούς ερευνητικής εργασίας του Εργαστηρίου Ναυτικής Μηχανολογίας, του τμήματος Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

4.3.1 Εισαγωγή

Το MOTHER ανήκει στην κατηγορία των θερμοδυναμικών μοντέλων, που αλλιώς ονομάζονται μοντέλα μηδενικής διάστασης (zero – dimensional models). Τα μοντέλα αυτά προσομοιώνουν τον πολυκύλινδρο κινητήρα ως μια σειρά όγκων ελέγχου (flow receivers), που συνδέονται μεταξύ τους μέσω μεταβλητών περιορισμών (flow controllers). Στην Εικόνα 4.1 φαίνεται σχηματικά ο όγκος ελέγχου ενός τυχαίου συστήματος, τα όρια του συστήματος και του περιβάλλοντος και η επιφάνεια ελέγχου.



Εικόνα 4.6: Σκαρίφημα όγκου ελέγχου. Στο σχήμα φαίνονται χαρακτηριστικά οι συναλλαγές ενέργειας του όγκου (έργου, θερμότητας) και μάζας με το περιβάλλον διαμέσου της επιφάνειας ελέγχου⁴.

Στους όγκους ελέγχου του MOTHER ανήκουν οι κύλινδροι και τα δοχεία που πληρώνονται από αέρια (σχετοί εισαγωγής και εξαγωγής). Στους μεταβλητούς περιορισμούς ανήκουν οι βαλβίδες δια μέσω των οποίων γίνεται η συναλλαγή μάζας στον κύλινδρο, το ψυγείο της εισαγωγής, ο συμπιεστής και ο στρόβιλος του στροβιλοϋπερπληρωτή. Σημειώνεται ότι στο

⁴ Πηγή εικόνας: nuclearpowertraining.tpub.com

Θερμοδυναμικό μοντέλο οι θυρίδες εισαγωγής μοντελοποιούνται ως μια βαλβίδα με ισοδύναμη επιφάνεια συναλλαγής μάζας.

Στο μοντέλο υποτίθεται χωρική ομοιομορφία των θερμοδυναμικών μεγεθών και σταθερός ρυθμός μεταβολής τους σε κάθε όγκο ελέγχου σε κάθε υπολογιστικό βήμα. Κάθε όγκος ελέγχου υπόκειται στις ακόλουθες παραδοχές:

- I. Το εργαζόμενο μέσο ακολουθεί το νόμο των τελείων αερίων και θεωρείται ότι βρίσκεται σε θερμοδυναμική ισορροπία.
- II. Οι αλληλεπιδράσεις από τα κύματα πίεσης αγνοούνται.

Οι μεταβλητοί περιορισμοί ακολουθούν την εξής παραδοχή:

- I. Η ροή του εργαζόμενου μέσου από τις θυρίδες και προς τις βαλβίδες θεωρείται μονοδιάστατη και ημιστατική (quasi-steady).

Για την πραγματοποίηση ενός θερμοδυναμικού κύκλου λειτουργίας, αρχικά καταστρώνονται στο μοντέλο κατά σειρά οι εξισώσεις διατήρησης ενέργειας, μάζας και η καταστατική εξίσωση για τέλεια αέρια.

Διατήρηση Ενέργειας

Χειραγωγείται η μη στατική μορφή της εξίσωσης ενέργειας για ανοικτό θερμοδυναμικό σύστημα (Σχέση 4.1) εκφράζοντας τη μεταβολή της θερμοκρασίας \dot{T} συναρτήσει των ακόλουθων θερμοδυναμικών παραμέτρων:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \frac{dH_{0j}}{dt} \quad (4.6)$$

$$\dot{T} = f(\dot{U}, \dot{H}, \dot{\phi}, \dot{Q}, \dot{W}) \quad (4.7)$$

Οι μεταβολές των ανεξάρτητων θερμοδυναμικών μεγεθών της σχέσης 4.2 εξαρτώνται από δεδομένα αναφοράς για μίγματα αέρα – καυσίμου (\dot{U}, \dot{H}), από τη γεωμετρία του κινητήρα (\dot{W}) ή υπολογίζονται από τις συναλλαγές μάζας και θερμότητας με το περιβάλλον ($\dot{\phi}, \dot{Q}$).

Διατήρησης Μάζας

Η ροή της μάζας διαμέσου των όγκων ελέγχου \dot{m} χαρακτηρίζεται ως ψευδοστατική. Αυτή εξαρτάται από τις ιδιότητες του ρευστού στον όγκο ελέγχου, από την ενεργή διατομή της ροής A_{FLOW} και τις απώλειες λόγω της γεωμετρίας του κινητήρα. Το μοντέλο μηδενικής διάστασης δε λαμβάνει στοιχεία γεωμετρίας, παρά μόνο επιλέγεται συντελεστής απωλειών C_d με βάση δεδομένα από τη βιβλιογραφία.

$$\dot{m} = f(P, T, g, R, A_{flow}, C_d) \quad (4.8)$$

Στο τέλος κάθε υπολογιστικού βήματος, αθροίζονται οι συναλλαγές μάζας σε κάθε όγκο ελέγχου. Αν ο συνολικός αριθμός των όγκων ελέγχου είναι n , τότε:

$$\dot{m} = \sum m_j, j = 1, 2, \dots, n \quad (4.9)$$

Καταστατική εξίσωση

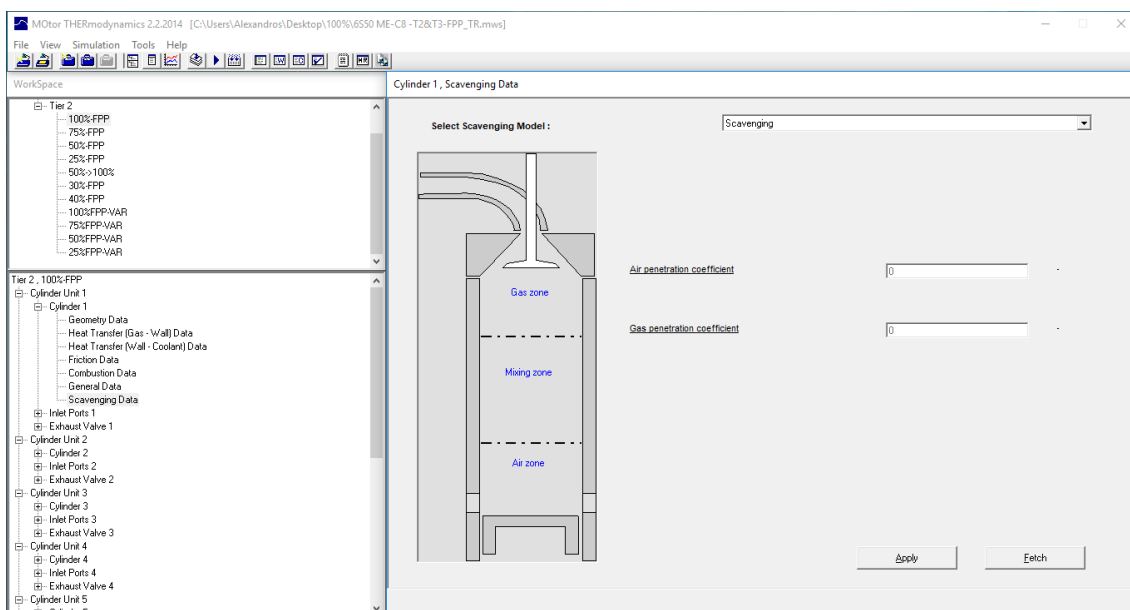
Στη συνέχεια, χρησιμοποιείται η καταστατική εξίσωση για να υπολογισθεί η στιγμιαία πίεση σε κάθε όγκο ελέγχου, σύμφωνα με τη σχέση (6.5):

$$P = f(m, R, T, V) \quad (4.10)$$

Παράλληλα, γίνεται χρήση υπομοντέλων που μοντελοποιούν τις διάφορες διεργασίες που πραγματοποιούνται μέσα στον κύλινδρο, όπως για παράδειγμα η καύση, η απόπλυση, η ψύξη και οι τριβές. Η παρούσα διπλωματική ασχολείται αποκλειστικά με το υπομοντέλο που περιγράφει την απόπλυση του κινητήρα.

4.3.2 Το υπομοντέλο απόπλυσης του MOTHER

Το υπομοντέλο απόπλυσης ακολουθεί το Τριζωνικό Μοντέλο και τις παραδοχές του. Κάθε κύλινδρος υποδιαιρείται σε τρεις ζώνες αερίων, τη ζώνη αέρα, τη ζώνη ανάμιξης και τη ζώνη καυσαερίων. Οι ζώνες έχουν τη γεωμετρία κυλινδρικής μορφής, με διατομή αυτή του κυλίνδρου. Η μεταφορά μάζας επιτρέπεται μόνο από τις ζώνες αέρα και καυσαερίων προς τη ζώνη μίξης και όχι αντίστροφα, μέσω των ορίων των ζωνών. Η συναλλαγή θερμότητας γίνεται μεταξύ των ζωνών των αερίων και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, χωρίς να λαμβάνεται υπόψη η συναλλαγή μεταξύ των ζωνών.



Εικόνα 4.2: Το υπομοντέλο απόπλυσης του θερμοδυναμικού μοντέλου του ENM

Οι προσομοιώσεις της απόπλυσης στο θερμοδυναμικό μοντέλο γίνονται για τον υπό μελέτη κινητήρα, MAN B&W 6S50ME – C8.2. Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα περιγράφονται στο υποκεφάλαιο 4.2.3. Για την πραγματοποίηση των προσομοιώσεων της απόπλυσης, το υπομοντέλο απόπλυσης του MOTHER απαιτεί την εισαγωγή των τιμών των συντελεστών μίξης μ_a και μ_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τη διάρκεια της απόπλυσης (Σχέσεις 3.13 και 3.14).

$$\mu_a = \frac{\dot{M}'_I}{\dot{M}_a}$$

$$\mu_g = \frac{\dot{M}'_{III}}{\dot{M}_a}$$

Θυμίζονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας των ζωνών των αερίων, σύμφωνα με το τριζωνικό μοντέλο (Σχέσεις 3.12):

$$\dot{M}_I = \dot{M}_a - \dot{M}'_I$$

$$\dot{M}_{II} = \dot{M}'_I + \dot{M}'_{III}$$

$$\dot{M}_{III} = -\dot{M}_e - \dot{M}'_{III}$$

Τα αποτελέσματα του υπομοντέλου είναι οι χρονικές κατανομές της μάζας των αερίων ανά ζώνη και των διάφορων θερμοδυναμικών μεγεθών (πίεση, θερμοκρασία) ανά ζώνη και κύλινδρο για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης.

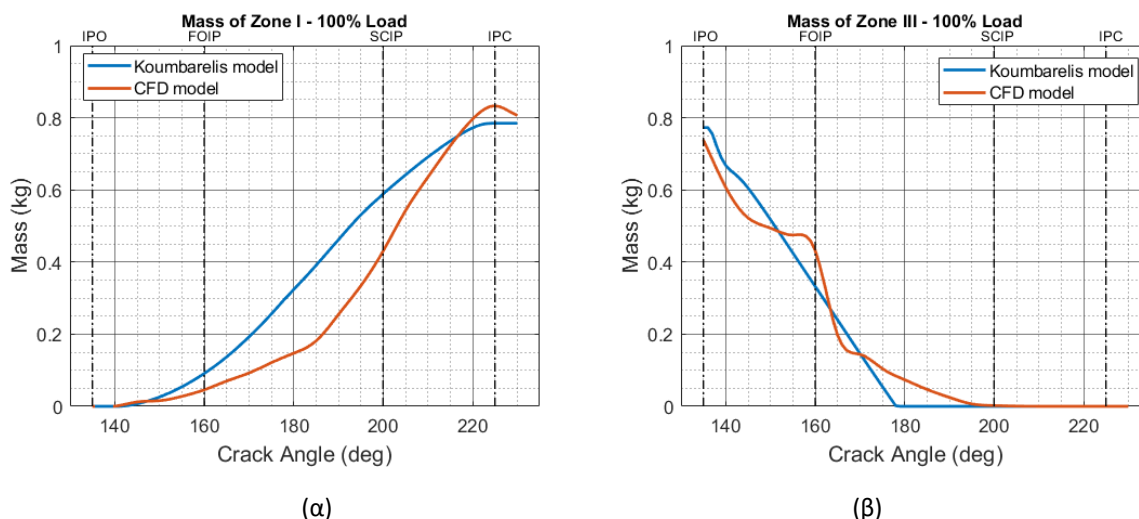
5. Περιγραφή Μεθοδολογίας Διπλωματικής

5.1 Εισαγωγή

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η επικαιροποίηση των συντελεστών μίξης του τριζωνικού μοντέλου απόπλυσης. Το νέο μοντέλο που προκύπτει καλείται **Ανανεωμένο Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης**. Παρακάτω παρουσιάζεται η συλλογιστική σκέψη και ο τρόπος αντιμετώπισης του προβλήματος που διαπραγματεύεται η διπλωματική εργασία.

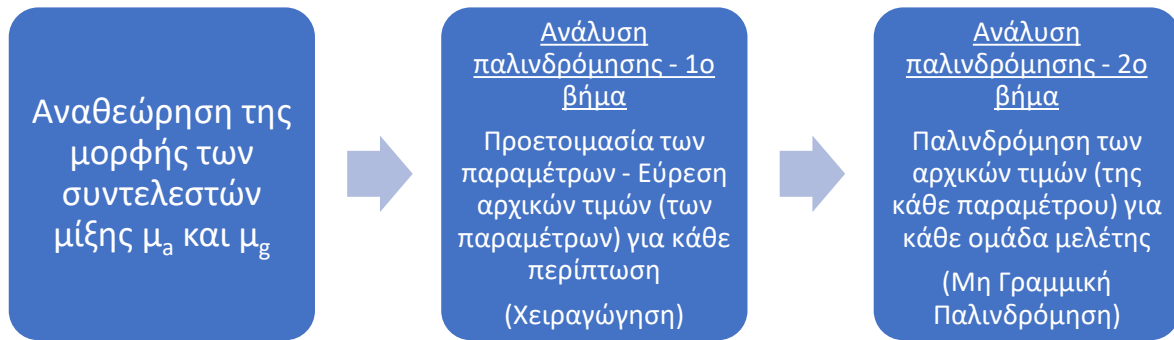
5.2 Επικαιροποίηση υπάρχοντος μοντέλου – Το Ανανεωμένο Τριζωνικό Μοντέλο

Η επικαιροποίηση των συντελεστών μίξης του υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου γίνεται με γνώμονα οι μάζες των αερίων που εξάγει το θερμοδυναμικό μοντέλο να προσεγγίζει τις αντίστοιχες μάζες του μοντέλου CFD. Από δοκιμές που έγιναν στον κώδικα MOTHER, βρέθηκε ότι η μάζα του αέρα αυξάνεται απότομα στην αρχή της απόπλυσης για το θερμοδυναμικό μοντέλο, ενώ η μάζα των καυσαερίων μειώνεται γραμμικά, όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 5.1 για την περίπτωση φορτίου 100%.



Διάγραμμα 5.1: Σύγκριση της χρονικής εξέλιξης της μάζας (α) του αέρα (Ζώνη I) και (β) των καυσαερίων (Ζώνη III) μεταξύ του υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου και του μοντέλου CFD για την περίπτωση φορτίου κινητήρα 100% υπό δεδομένη γωνία θυρίδων 20 deg.

Η Εικόνα 5.1 περιγράφει τη μεθοδολογία που ακολουθήθηκε στην παρούσα εργασία για την εύρεση των κατανομών για τους δύο συντελεστές μίξης.



Εικόνα 5.1: Περιγραφή της μεθοδολογίας που ακολουθήθηκε στη διπλωματική με σκοπό τη συστηματική εύρεση των κατανομών των συντελεστής μίξης ανά περιπτώσεις φορτίου – port angle και φορτίου – κάλυψης θυρίδων.

5.2.1 Αναθεώρηση της μορφής των συντελεστών μίξης

Το πρώτο βήμα της μεθοδολογίας που καταστρώθηκε αφορά την αλλαγή στη μορφή των συντελεστών μίξης. Με λίγα λόγια απαντήθηκε το ερώτημα, σε ποιες κατανομές των συντελεστών μίξης του τριζωνικού μοντέλου, αντιστοιχούν οι μάζες των αερίων του μοντέλου CFD, δηλαδή έγινε επίλυση του αντίστροφου προβλήματος (inverse problem solving). Για αρχή, αξιοποιήθηκαν οι παραδοχές του τριζωνικού μοντέλου και οι ιδιότητες των όγκων ελέγχου.

Σύμφωνα με το τριζωνικό μοντέλο, κάθε κύλινδρος υποδιαιρείται σε τρεις ζώνες ή όγκους ελέγχου, πάνω στους οποίους μπορεί να γραφεί η εξίσωση διατήρησης μάζας (Σχέσεις 3.12). Η ροή μάζας του αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο, \dot{M}_{in} και εξόδου των καυσαερίων \dot{M}_{out} υπολογίζονται από το θερμοδυναμικό μοντέλο.

Οι μεταβολές της μάζας των αερίων ανά ζώνη $\dot{M}_I, \dot{M}_{II}, \dot{M}_{III}$ βρίσκονται από τη διαφόριση των μαζών των αερίων του CFD μοντέλου που είναι δεδομένες. Για τη διαφόριση των μαζών, χρησιμοποιήθηκε σχήμα (κεντρική διαφορά) τετάρτης τάξης ($O(h^4)$) με χρονικό βήμα 0.5 deg στροφάλου. Το χρονικό βήμα θεωρήθηκε ικανοποιητικά μικρό, καθώς δοκιμές με μικρότερα χρονικά βήματα έδιναν τα ίδια αποτελέσματα.

Οι παρακάτω εξισώσεις περιγράφουν τη διατήρησης της μάζας για τις ζώνες αέρα (Ζώνη I) και καυσαερίων (Ζώνη III), όπως χειραγωγήθηκαν για το αντίστροφο πρόβλημα:

$$\dot{M}_{I,III-cfd} = \frac{M_{I,III}(t - 2\delta t) - 8M_{I,III}(t - \delta t) + 8M_{I,III}(t + \delta t) - M_{I,III}(t + 2\delta t)}{12\delta t} \quad (5.1)$$

$$\dot{M}'_{I-inv} = \dot{M}_{in} - \dot{M}_{I-cfd} \quad (5.2)$$

$$\dot{M}'_{III-inv} = -\dot{M}_{out} - \dot{M}_{III-cfd} \quad (5.3)$$

Όπου M'_{I-inv} , $M'_{III-inv}$ οι ροές μάζας της ζώνης I και III αντίστοιχα προς τη ζώνη μίξης. Έχοντας βρει τις συναλλασόμενες ροές των αερίων, οι συντελεστές μίξης του Τριζωνικού Μοντέλου βρίσκονται κατά τα γνωστά:

$$\mu_{a-inv} = \frac{M'_{I-inv}}{M'_{in}} \quad (5.4)$$

$$\mu_{g-inv} = \frac{M'_{III-inv}}{M'_{in}} \quad (5.5)$$

Η τεχνική αυτή εφαρμόστηκε για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου κινητήρα υπό δεδομένο port angle 20 deg.

I. Συντελεστής Μίξης Αέρα μ_a

Η επίλυση του αντίστροφου προβλήματος οδήγησε σε νέα κατανομή για το συντελεστή μίξης αέρα μ_a . Με αυτόν τον τρόπο, βρέθηκε ότι ο συντελεστής μ_a προσεγγίζεται ικανοποιητικά από μια φθίνουσα πολυωνυμική κατανομή 2^{ου} βαθμού μέχρι τη γωνία στροφάλου θ_c , η οποία αντιστοιχεί σε αδιαστατοποιημένη γωνία τ_c , σύμφωνα με τη σχέση:

$$\mu_a = a * \tau_1^2 + b * \tau_1 + c, \quad 0 < \tau_1 < \tau_c$$

Οι παράμετροι $\{a, b, c, \tau_c\}$ είναι οι παράμετροι της ανανεωμένης κατανομής του συντελεστή του αέρα. Για τις παραμέτρους ισχύει ότι $a < 0$, $c > 0$, $b = 0$ και $0 \leq \tau_c \leq 1$.

Στο ανανεωμένο μοντέλο διακρίνονται δύο φάσεις ανάμιξης του αέρα, μια για τις πρώτες μοίρες της απόπλυσης και μια για το τέλος της. Η πρώτη φάση θα είναι κυρίως φάση ανάμιξης και η δεύτερη θα είναι κυρίως φάση εκτόπισης. Οι παράμετροι a, b αφορούν την πολυωνυμική μείωση του συντελεστή για την πρώτη φάση και η παράμετρος c είναι η αρχική τιμή του συντελεστή μ_a . Η παράμετρος τ_c εισάγεται για να ξεχωρίσει τις δύο φάσεις και εξαρτάται από τη γωνία θ_c μέσω της σχέσης (3.17).

Από τη γωνία στροφάλου θ_c μέχρι το τέλος της απόπλυσης, η κατανομή του συντελεστή μ_a είναι ίδια με το αρχικό μοντέλο, δηλαδή προσεγγίζεται από μια εκθετική κατανομή. Η ίδια κατανομή για το συντελεστή επιλέχθηκε και για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – κάλυψης θυρίδων. Επομένως, η ανανεωμένη κατανομή του συντελεστή μίξη αέρα μ_a θα περιγράφεται από την παρακάτω σχέση:

$$\mu_a = \begin{cases} a * \tau_1^2 + b * \tau_1 + c, & 0 < \tau_1 < \tau_c, \\ (\mu_{a1}(\tau_c) + \lambda * \tau_2) * e^{-k_a \tau_2}, & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases} \quad (5.6a)$$

Οι παράμετροι k_a, λ είναι οι παράμετροι του υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου. Η παράμετρος k_a εξαρτάται από την τελευταία τιμή του συντελεστή για κάθε μία από τις δύο φάσεις ανάμιξης, όπως προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$k_a = \ln \frac{\mu_{a1}(\tau_c)}{d} \quad (5.6b)$$

Η παράμετρος d εισάγεται στη μελέτη της ανάμιξης του αέρα, αποτελεί την τελευταία τιμή του συντελεστή του αέρα και δηλώνει την παραμένουσα ανάμιξή του στο τέλος της απόπλυσης.

Για την παράμετρο λ επιλέγεται να διατηρηθεί μηδενική τιμή στο ανανεωμένο μοντέλο, $\lambda = 0$. Συνεπώς, η κατανομή του μ_a (5.6a) εκφυλίζεται στην ακόλουθη:

$$\mu_a = \begin{cases} a * \tau_1^2 + c, & 0 < \tau_1 < \tau_c, \\ \mu_{a1}(\tau_c) * e^{-\ln \frac{\mu_{a1}(\tau_c)}{d} * \tau_2}, & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases} \quad (5.6c)$$

II. Συντελεστής Μίξης Καυσαερίων μ_g

Η κατανομή του συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g του υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου [2] θεωρήθηκε ότι ανταποκρίνεται σε μεγάλο βαθμό στην πραγματικότητα, επομένως, η μορφή της διατηρήθηκε ίδια και για τις δύο ομάδες μελέτης (Σχέση 3.14). Επιλέχθηκε, ωστόσο, να παραμετροποιηθεί στο μέγιστο δυνατό βαθμό. Η κατανομή του συντελεστή καυσαερίων μ_g στο ανανεωμένο μοντέλο περιγράφεται από την παρακάτω σχέση:

$$\mu_g = \begin{cases} \pi * \tau_{scav}^{0.5}, & 0 < \tau_{scav} < \tau_1, \\ e^{-k_g * \tau_2} * (\xi \tau_2 + \mu_{g1}(\tau_1)), & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases} \quad (5.7a)$$

Όπως και στο υπάρχον τριζωνικό μοντέλο, η ανάμιξη των καυσαερίων διακρίνεται σε δύο φάσεις [2]. Η παράμετρος π εισάγεται στην ανανεωμένη κατανομή και αντιστοιχεί στη μέγιστη τιμή του συντελεστή μ_g . Η τιμή αυτή είναι η τελευταία τιμή του συντελεστή για την πρώτη φάση ανάμιξης. Για την παράμετρο π ισχύει, $\pi > 0$. Θυμίζουμε ότι στο υπάρχον μοντέλο, $\pi = 2$ για όλες τις περιπτώσεις.

Οι παράμετροι τ_1 , k_g , ξ είναι οι παράμετροι του υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου. Αναφορικά με την παράμετρο τ_1 , επιλέγεται μια νέα τιμή στο ανανεωμένο μοντέλο, η οποία αντιπροσωπεύει όλες τις περιπτώσεις φορτίου, γωνίας θυρίδων και κάλυψης θυρίδων. Η νέα τιμή βρέθηκε ότι οφείλει την καλή συμπεριφορά στη μάζα των καυσαερίων του θερμοδυναμικού μοντέλου για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Έχοντας υπόψη τη θεώρηση που γίνεται στο υπάρχον τριζωνικό μοντέλο [2], εκτιμάται ότι οι φλέβες του αέρα θα επηρεάζουν την ανάμιξη των καυσαερίων μέχρι τη χρονική στιγμή θ_1 που βρίσκεται περίπου στο 0.17 της διάρκειας της απόπλυσης, δηλαδή:

$$\theta_1 - \theta_{SOS} = 0.17 * \Delta\theta_{scav} \quad (5.7b)$$

Η αδιαστατοποιημένη τιμή της βρίσκεται από τη σχέση (3.17) και είναι κοντά στην τιμή που προβλέπει το υπάρχον τριζωνικό μοντέλο.

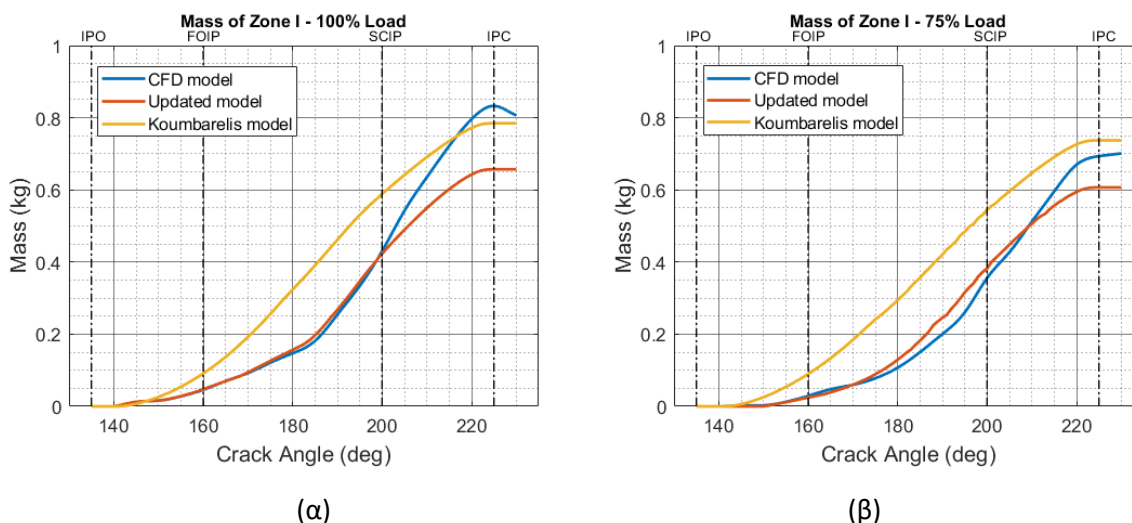
Η παράμετρος k_g εξαρτάται από την τελευταία τιμή του συντελεστή μ_g για κάθε μία από τις δύο φάσεις ανάμιξης, όπως προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$k_g = \ln \frac{\pi}{\mu_{g2}(1)} \quad (5.7c)$$

Για την παράμετρο ξ επιλέγεται $\xi = \mu_{g1}(\tau_1)$. Συνεπώς, η κατανομή του συντελεστή μ_g εκφυλίζεται στην ακόλουθη:

$$\mu_g = \begin{cases} \pi * \tau_{scav}^{0.5}, & 0 < \tau_{scav} < \tau_1, \\ e^{-k_g * \tau_2} * \mu_{g1}(\tau_1) * (1 + \tau_2), & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases} \quad (5.7d)$$

Για την επαλήθευση των ανανεωμένων κατανομών, έγιναν προσομοιώσεις στο θερμοδυναμικό μοντέλο εισάγωντας κατάλληλες τιμές στις παραμέτρους. Ενδεικτικά παρουσιάζονται παρακάτω τα αποτελέσματα για τη μάζα του αέρα στα υψηλά φορτία (100%, 75%). Οι μάζες του αέρα των δύο μοντέλων έχουν πολύ καλή ταύτιση μέχρι τις 195 – 200 deg περίπου, όπου παρατηρείται υποεκτίμηση στη μάζα του θερμοδυναμικού μοντέλου, πιθανώς εξαιτίας της διαφορετικής θεώρησης που έχουν τα δύο μοντέλα για τη ροή μάζας εισαγωγής, \dot{M}_{in} .



Διάγραμμα 5.2: Χρονική εξέλιξη της μάζας του αέρα (Ζώνης I) για τα φορτία (α) 100%, (β) 75%, χρησιμοποιώντας την ανανεωμένη κατανομή του συντελεστή μ_a . Σύγκριση με την κατανομή του υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου και του μοντέλου CFD.

5.2.2 Ανάλυση παλινδρόμησης των παραμέτρων

Το δεύτερο βήμα της μεθοδολογίας αφορά την ανάλυση παλινδρόμησης των παραμέτρων που χαρακτηρίζουν τους συντελεστές μίξης. Η ανάλυση παλινδρόμησης είναι μια σειρά στατιστικών διαδικασιών με σκοπό την εκτίμηση της μαθηματικής σχέσης μεταξύ μιας εξαρτημένης μεταβλητής και μιας ή περισσότερων ανεξάρτητων μεταβλητών (*predictors*) [16], όπως φαίνεται στην παρακάτω σχέση:

$$\text{Εξαρτημένη μεταβλητή} = f\{\text{Σύνολο ανεξάρτητων μεταβλητών}\}$$

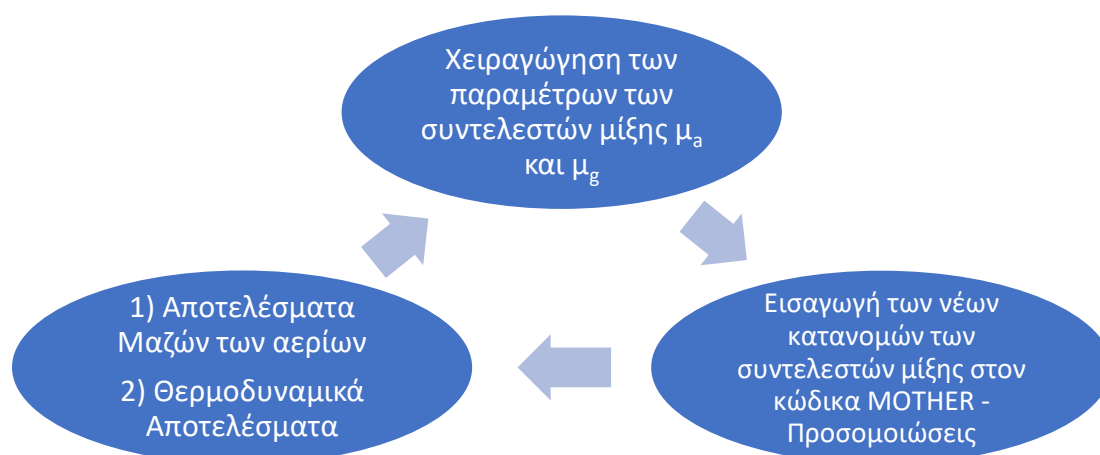
Οι μεταβλητές της μελέτης της απόπλυσης είναι:

- το φορτίο του κινητήρα,
- η γωνία των θυρίδων εισαγωγής,
- η κάλυψη της διατομής των θυρίδων εισαγωγής

Σκοπός της ανάλυσης παλινδρόμησης είναι να βρεθούν οι μαθηματικές σχέσεις που συνδέουν τις παραμέτρους των συντελεστών μίξης με κάθε μία από τις παραπάνω μεταβλητές.

5.2.2.1 Προετοιμασία των παραμέτρων – Εύρεση αρχικών τιμών (Χειραγώγηση)

Η πρώτη φάση της ανάλυσης παλινδρόμησης αφορά την προετοιμασία των παραμέτρων. Στόχος είναι να βρεθούν αρχικές τιμές για τις παραμέτρους, οι οποίες θα είναι τα δεδομένα εισόδου για την παλινδρόμηση. Θυμίζουμε ότι εξετάζονται συνολικά δεκαέξι περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – port angle (1^η ομάδα μελέτης) και οχτώ περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – κάλυψης θυρίδων (2^η ομάδα μελέτης) (Πίνακας 4.2). Μελετώνται κατά σειρά η 1^η ομάδα και έπειτα η 2^η ομάδα.



Εικόνα 5.2: Σχηματική απεικόνιση της προετοιμασίας των παραμέτρων για την παλινδρόμηση. Διαδικασίας εύρεσης αρχικών τιμών για τις παραμέτρους των συντελεστών μέσω χειραγώγησης.

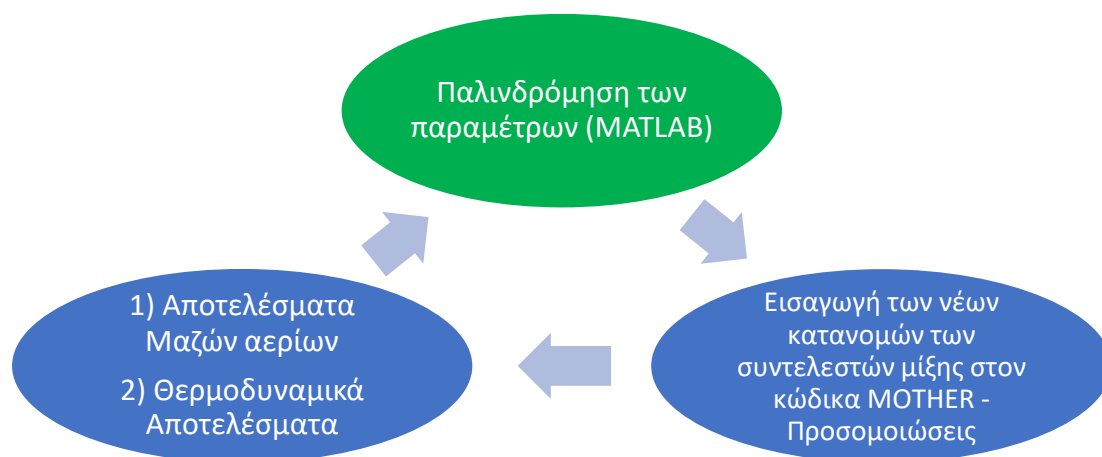
Στην Εικόνα 5.2 παρουσιάζεται σχηματικά η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την προετοιμασία των παραμέτρων. Αρχικά, εκτιμάται μια τιμή για την κάθε παράμετρο και κατασκευάζονται οι χρονικές κατανομές των συντελεστών μίξης. Οι κατανομές των συντελεστών εισάγονται στο υπομοντέλο απόπλυσης του MOTHER και πραγματοποιούνται οι προσομοιώσεις για τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου – port angle ή κάλυψης θυρίδων. Το μοντέλο εξάγει ως αποτελέσματα τις μάζες των αερίων ανά ζώνη ως προς το χρώμο, οι οποίες συγκρίνονται με τις αντίστοιχες του μοντέλου CFD.

Με γνώμονα εάν οι μάζες του θερμοδυναμικού μοντέλου προσεγγίζουν αυτές του μοντέλου CFD, χειραγωγείται η τιμή της κάθε παραμέτρου με στόχο να προκύψει καλύτερη προσέγγιση για τις μάζες. Αυτή η επαναληπτική διαδικασία, ή βήμα *trial and error*

συνεχίζεται μέχρι οι κατανομές των μαζών του θερμοδυναμικού μοντέλου να μην αλλάζουν σε δύο διαδοχικά βήματα της επαναληπτικής διαδικασίας.

5.2.2.2 Παλινδρόμηση των παραμέτρων

Η δεύτερη φάση της ανάλυσης παλινδρόμησης αφορά την παλινδρόμηση των τιμών των παραμέτρων ως προς τις μεταβλητές μελέτης. Γενικά, οι ανεξάρτητες μεταβλητές της παλινδρόμησης μπορεί να είναι είτε οι ίδιες οι μεταβλητές μελέτης είτε κατάλληλα μεγέθη που εξαρτώνται από αυτές μέσω μαθηματικών σχέσεων.



Εικόνα 5.3: Σχηματική απεικόνιση της διαδικασίας της παλινδρόμησης.

Για τις μεταβλητές της παλινδρόμησης (ανεξάρτητες και εξαρτημένες) διακρίνονται τα εξής:

- Εξαρτημένη μεταβλητή είναι η ίδια η παράμετρος που μελετάται.
- Οι ανεξάρτητες μεταβλητές διαφέρουν ανάλογα με την ομάδα μελέτης.
Συγκεκριμένα, για την 1^η ομάδα μελέτης επιλέγονται:
 - ❖ ο λόγος στροφών του κινητήρα προς τις μέγιστες στροφές (N/N_{MAX}), που αντιπροσωπεύουν το φορτίο του κινητήρα (P),
 - ❖ ο γεωμετρικός αριθμός στροβιλισμού (Ω), που αντιπροσωπεύει τη γωνία των θυρίδων εισαγωγής (θ).

Για τη 2^η ομάδα μελέτης, επιλέγονται:

- ❖ ο λόγος στροφών του κινητήρα προς τις μέγιστες στροφές (N/N_{MAX}),
- ❖ το ποσοστό της κάλυψης των θυρίδων (C), που αντιπροσωπεύει την κάλυψη της διατομής των θυρίδων. Για την κάλυψη των θυρίδων, η μεταβλητή μελέτης ταυτίζεται με τη μεταβλητή της παλινδρόμησης.

Οι μαθηματικές σχέσεις που συνδέουν τις ανεξάρτητες μεταβλητές της παλινδρόμησης με τις μεταβλητές μελέτης της απόπλυσης, αποτυπώνονται στο Παράρτημα 9.1.

Η ανάλυση παλινδρόμησης γίνεται στο περιβάλλον MATLAB, το οποίο περιλαμβάνει υπορουτίνα παλινδρόμησης. Για την εύρεση αξιόπιστων αποτελεσμάτων, επιλέγεται μη

γραμμική παλινδρόμηση μεταξύ των μεταβλητών. Η μαθηματική σχέση που συνδέει τις ανεξάρτητες και εξαρτημένες μεταβλητές, φαίνεται από τη σχέση 5.8:

$$Y = B_0 + (B_1 * N / N_{MAX})^{B_2} + (B_3 * \Omega)^{B_4} \quad (5.8a)$$

$$Y = B_0 + (B_1 * N / N_{MAX})^{B_2} + (B_3 * C)^{B_4} \quad (5.8b)$$

Οι παράμετροι B_i είναι σταθερές που εκτιμώνται από την ανάλυση παλινδρόμησης [16]. Η παλινδρόμηση εξάγει ως αποτέλεσμα νέες τιμές για την παράμετρο, για την κάθε περίπτωση της ομάδας μελέτης που μελετάται. Αφού γίνει η ανάλυση παλινδρόμησης για κάθε παράμετρο, κατασκευάζονται νέες κατανομές για τους συντελεστές μίξης και γίνονται προσομοιώσεις στο θερμοδυναμικό μοντέλο.

Ομοίως, αν οι μάζες των αερίων των δύο μοντέλων δεν έχουν καλή προσέγγιση μεταξύ τους, γίνεται χειραγώγηση στις τιμές όποιων παραμέτρων απαιτείται, με αποτέλεσμα μια νέα επαναληπτική διαδικασία που θα περιλαμβάνει εκ νέου παλινδρομήσεις παραμέτρων (ενδιάμεσο βήμα (interim step) trial and error). Τελικά, οι συντελεστές μίξης μ_a και μ_g θα ακολουθούν τη γενική μορφή της εξίσωσης (5.9):

$$\mu_a, \mu_g = f\left(\tau, N / N_{MAX}, \Omega\right) - 1\eta \text{ Ομάδα Μελέτης} \quad (5.9a)$$

$$\mu_a, \mu_g = f\left(\tau, N / N_{MAX}, C\right) - 2\eta \text{ Ομάδα Μελέτης} \quad (5.9b)$$

Αυτό είναι το ανανεωμένο Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης. Τελευταίο βήμα είναι η μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων που παρουσιάζουν μικρή εξάρτηση από τη μία μεταβλητή μελέτης. Αυτό σημαίνει ότι ορισμένες παραμέτροι θα μεταβάλλονται μόνο ως προς μια μεταβλητή, διατηρώντας σταθερή τιμή ως προς τη μεταβλητή που εξαρτώνται λιγότερο. Η σταθερή τιμή της παραμέτρου επιλέγεται να είναι ο αριθμητικός μέσος των τιμών της για τις διάφορες τιμές της μεταβλητής μικρής εξάρτησης. Τέλος, για την παρουσίαση ολοκληρωμένης πρότασης γίνεται εκ νέου ανάλυση παλινδρόμησης, όπως περιγράφει η Εικόνα 5.3.

6. Αποτελέσματα

6.1 Κατανομές Συντελεστών Μίξης Ανανεωμένου Μοντέλου

Στην ενότητα αυτή, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης παλινδρόμησης για τις παραμέτρους των συντελεστών μίξης και σχολιάζονται οι κατανομές των συντελεστών για τις διαφορετικές ομάδες μελέτης. Η περιγραφή γίνεται πρώτα για το συντελεστή μίξης αέρα μ_a και έπειτα για το συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g . Για κάθε παράμετρο εξετάζεται η εξάρτησή της ως προς το φορτίο του κινητήρα, τη γωνία των θυρίδων εισαγωγής και την κάλυψη των θυρίδων. Οι κατανομές που παρουσιάζονται στο παρόν κεφάλαιο αφορούν τις περιπτώσεις φορτίου 100%, 25%, τις περιπτώσεις γωνίας θυρίδων 30, 0 deg και τις περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων 5%, 10%. Συγκεντρωτικά όλες οι περιπτώσεις παρουσιάζονται στο Παράρτημα Β. Επίσης, στο Παράρτημα Γ παρουσιάζονται συγκεντρωτικά οι κατανομές των συντελεστών μίξης για όλες τις περιπτώσεις, πριν γίνει η μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων.

6.1.1 Συντελεστής Μίξης Αέρα μ_a

Η ανάλυση παλινδρόμησης έγινε για τις τέσσερις νέες παραμέτρους του συντελεστή μίξης μ_a , a , c , τ_c , d που περιγράφουν την ανάμιξη του αέρα στα διαφορετικά στάδια της απόπλυσης.

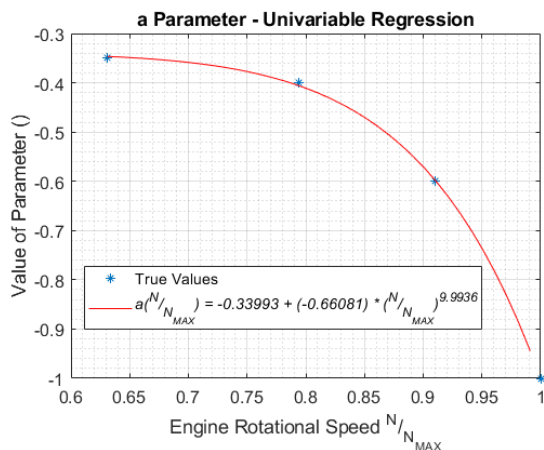
$$\mu_a = \begin{cases} a * \tau_1^2 + c, & 0 < \tau_1 < \tau_c, \\ \mu_{a1}(\tau_c) * e^{-\ln \frac{\mu_{a1}(\tau_c)}{d} * \tau_2}, & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases} \quad (6.1)$$

Παράμετρος a

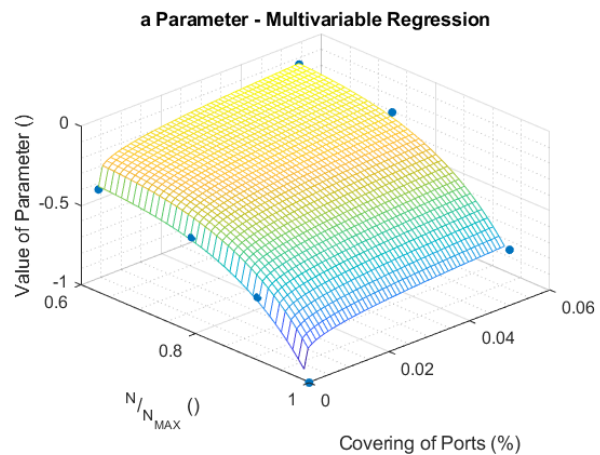
$$I. \quad a(N/N_{MAX}) = \begin{cases} -0.34 - (0.66 * 10^{-14}) * N/N_{MAX}^{10.00}, & \text{για } \theta \in [20, 30] \text{ deg port angle} \\ 0, & \text{για } \theta \in [0, 10] \text{ deg port angle} \end{cases} \quad (6.2a)$$

Για ενδιάμεσες τιμές της γωνίας θυρίδων $\theta \in [10, 20] \text{ deg port angle}$, γίνεται γραμμική παρεμβολή μεταξύ των τιμών των δύο αυτών περιπτώσεων της παραμέτρου a .

$$II. \quad a(N/N_{MAX}, C) = -0.31 - 0.66 * N/N_{MAX}^{7.93} + 0.55 * C^{0.22} \quad (6.2b)$$



(α)



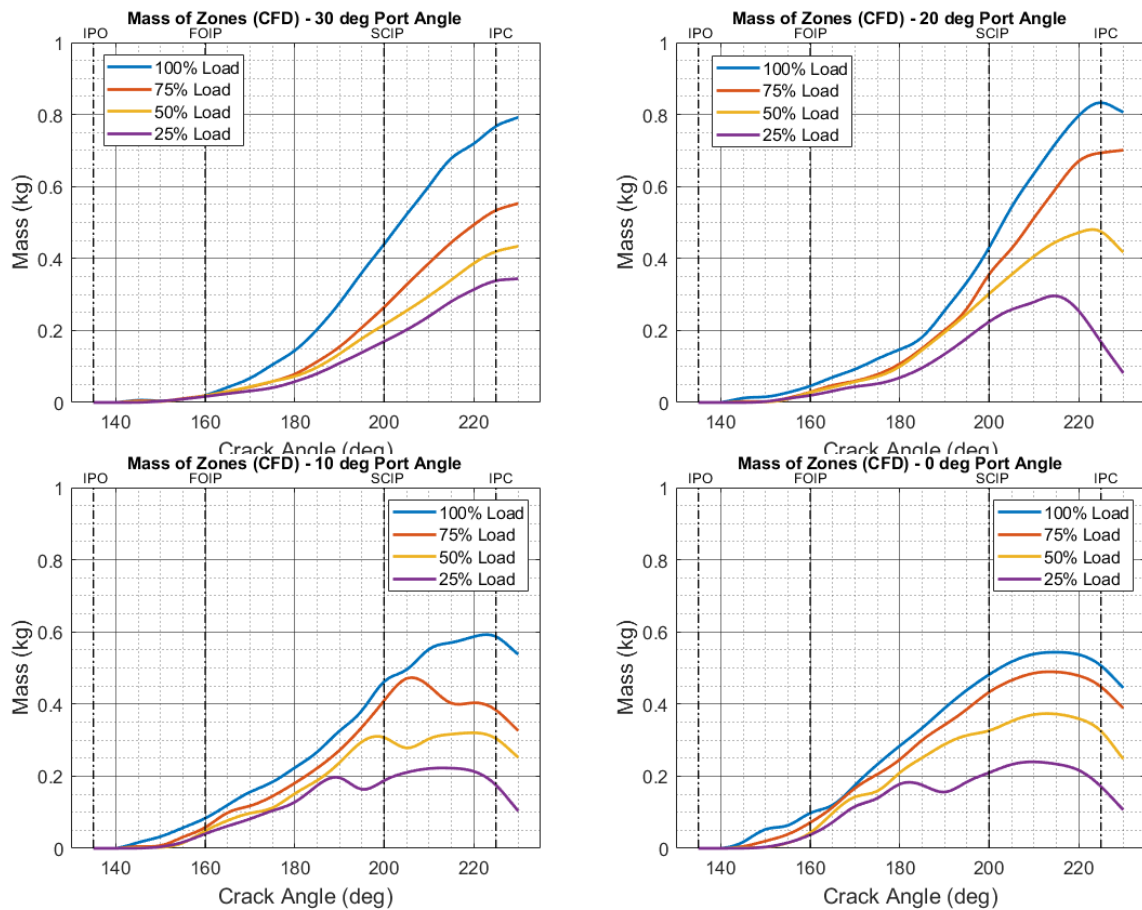
(β)

Διάγραμμα 6.1: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παράμετρο a του συντελεστή μίξης μ_a . (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

Το τριζωνικό μοντέλο προδιαγράφει μόνο τις φάσεις της ανάμιξης και της εκτόπισης των αερίων που βρίσκονται στον κύλινδρο. Αυτοί οι δύο αυτοί μηχανισμοί ανταγωνίζονται ο ένας τον άλλο, οπότε μακριά από την εισαγωγή, όταν θα μειώνεται η ανάμιξη των αερίων θα αυξάνεται η εκτόπισή τους. Επομένως, η παράμετρος a αποτελεί ένα μέτρο της εκτόπισης των αερίων στις πρώτες μοίρες της απόπλυσης (παράμετρος μείωσης της ανάμιξης).

Επίδραση του φορτίου του κινητήρα στην παράμετρο a

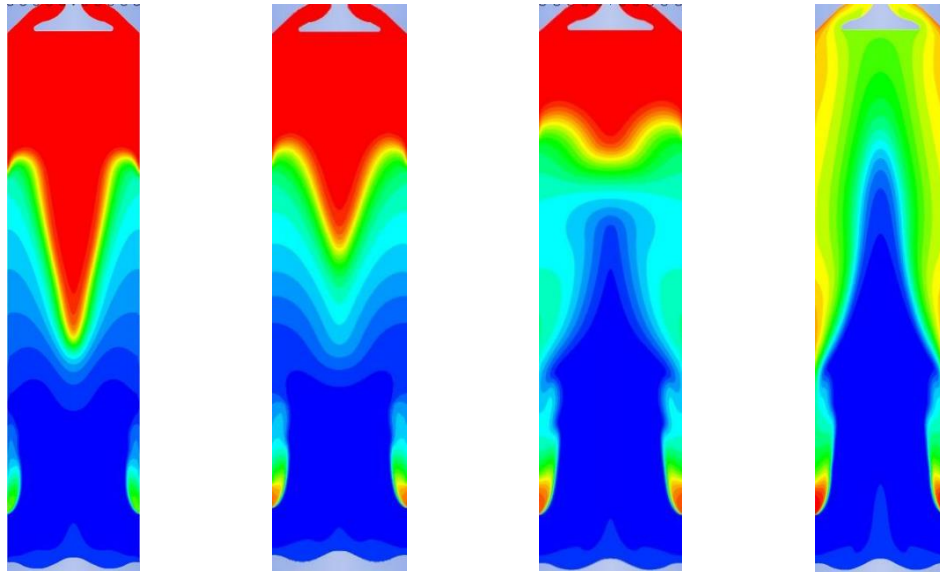
Τα διαγράμματα 6.1α και 6.1β δείχνουν ότι η παράμετρος a κατ' απόλυτη τιμή είναι γνησίως αύξουσα για αυξανόμενο φορτίο κινητήρα, για αυξανόμενο port angle και γνησίως φθίνουσα για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων. Πράγματι, τα αποτελέσματα από τη μάζα του αέρα στο μοντέλο CFD δείχνουν ότι στις υψηλές γωνίες θυρίδων, η μάζα του παρουσιάζει απότομη αύξηση στα υψηλά φορτία, ενώ μικρότερη κλίση έχει στα χαμηλά φορτία. Αντίθετα, στα χαμηλά port angle η αύξηση της μάζας του αέρα είναι γραμμική για όλα τα φορτία, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.1. Για το λόγο αυτό, διατηρείται σταθερή η τιμή της παραμέτρου a στα χαμηλά port angle και παραμένει μεταβλητή στα υψηλά.



Εικόνα 6.1: Μάζες αέρα του μοντέλου CFD για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη γωνία θυρίδων (30, 20, 10, 0 deg). Στα υψηλά port angle, η μάζα αυξάνει απότομα για τα υψηλά φορτία και πιο ομαλά για τα χαμηλά. Στα χαμηλά port angle, η μάζα αυξάνει σχεδόν γραμμικά για όλα τα φορτία.

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στην παράμετρο a

Η Εικόνα 6.2 παρουσιάζει τα στιγμιότυπα του passive scalar του μοντέλου CFD. Στα υψηλά port angles, φαίνεται ότι δημιουργούνται και αξονικά gradients πίεσης, οπότε διασπάται η δίνη των αερίων (vortex breakdown) και δημιουργείται μια περιοχή ανακυκλοφορίας τους στον άξονα του κυλίνδρου [17] [18] [19] [20]. Τέτοιου είδους δίνη δεν παρουσιάζεται στα χαμηλά port angles. Επομένως στις περιπτώσεις όπου δημιουργείται η περιοχή ανακυκλοφορίας (υψηλά port angles) η ανάμιξη θα είναι μικρότερη [21] σε σχέση με τις περιπτώσεις όπου δεν υπάρχει κάποιο ρευστοδυναμικό εμπόδιο (χαμηλά port angles), συνεπώς η εκτόπιση των αερίων θα είναι μεγαλύτερη.



(α) 30 deg

(β) 20 deg

(γ) 10 deg

(δ) 0 deg

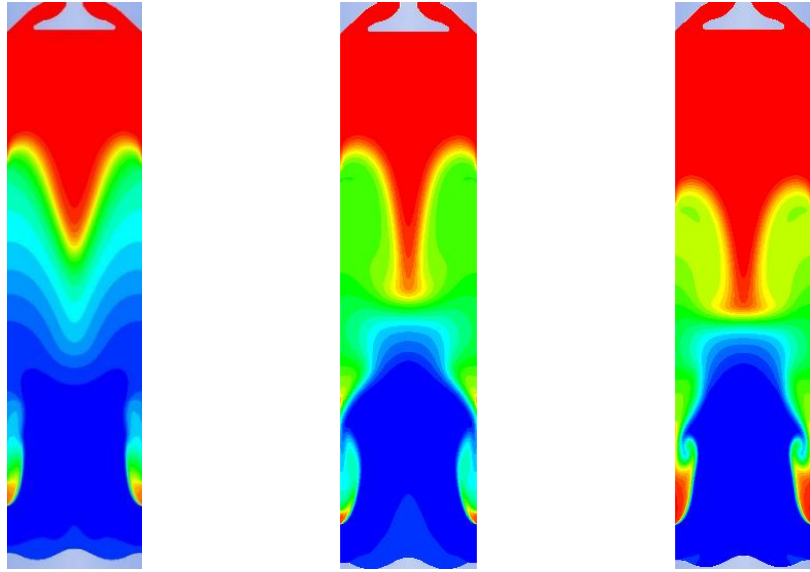
Εικόνα 6.2: Στιγμιότυπα του passive scalar του μοντέλου CFD (συγκέντρωση CO₂) για τις τέσσερις περιπτώσεις port angle 30, 20, 10, 0 deg, υπό δεδομένο φορτίο 100% για γωνία στροφάλου 180 deg CA.

Δηλαδή, η περιοχή ανακυκλοφορίας των αερίων των υψηλών port angles ευνοεί την εκτόπιση (displacement) της παγιδευμένης ποσότητας των αερίων στο εσωτερικό της. Στα χαμηλά port angle, διατηρείται μηδενική η τιμή της παραμέτρου, $\alpha = 0$. Γίνεται λοιπόν η παραδοχή ότι η ανάμιξη του αέρα μπορεί να θεωρηθεί σταθερή για πρώτες μοίρες της απόπλυσης, καθώς δεν υπάρχει κάποιο ρευστοδυναμικό εμπόδιο που να ελαττώνει την ανάμιξή του.

Αρωγός της εκτόπισης των αερίων είναι οι δυνάμεις άνωσης που αναπτύσσονται λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των καυσαερίων και του αέρα. Βλέποντας ότι η τιμή της παραμέτρου α είναι μεταβλητή για τα διάφορα φορτία στα υψηλά port angles, συμπεραίνεται ότι το ανανεωμένο μοντέλο επιβεβαιώνει την επίδραση του ελκυσμού στις υψηλά port angles, αλλά όχι στα χαμηλά.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στην παράμετρο α

Η Εικόνα 6.3 παρουσιάζει τα στιγμιότυπα του passive scalar για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων. Τα στιγμιότυπα δείχνουν ότι για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων η περιοχή ανακυκλοφορίας μεταφέρεται πιο πάνω από τη ζώνη του αέρα, με αποτέλεσμα η ανάμιξή του να επιτρέπεται σε μεγαλύτερο βαθμό, οπότε ο συντελεστής μ_a αναμένεται να έχει μεγαλύτερη τιμή, άρα η μείωση της τιμής του θα είναι μικρότερη, άρα και η παράμετρος α κατ' απόλυτη τιμή να είναι μικρότερη.



(α) 0%

(β) 5%

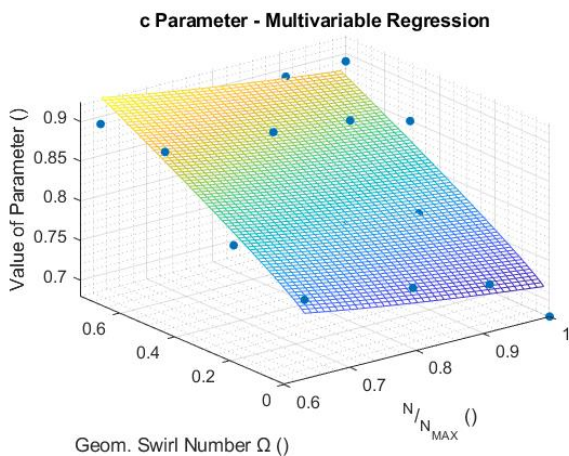
(γ) 10%

Εικόνα 6.3: Στιγμιότυπα του passive scalar για τις τρεις περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων 0%, 5%, 10% υπό δεδομένο φορτίο 100% και port angle 20 deg, για γωνία στροφάλου 180 deg CA.

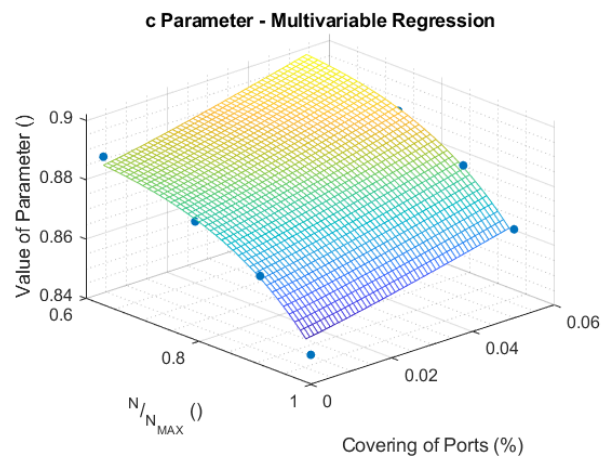
Παράμετρος c

$$I. \quad c \left(\frac{N}{N_{MAX}}, \Omega \right) = -11.83 + (12.55 * 10^{-8}) * \frac{N}{N_{MAX}}^{-0.007} + 0.21 * \Omega^{0.89} \quad (6.3a)$$

$$II. \quad c \left(\frac{N}{N_{MAX}}, C \right) = 0.89 - 0.036 * \frac{N}{N_{MAX}}^{6.47} + 0.44 * C^{1.13} \quad (6.3b)$$



(α)



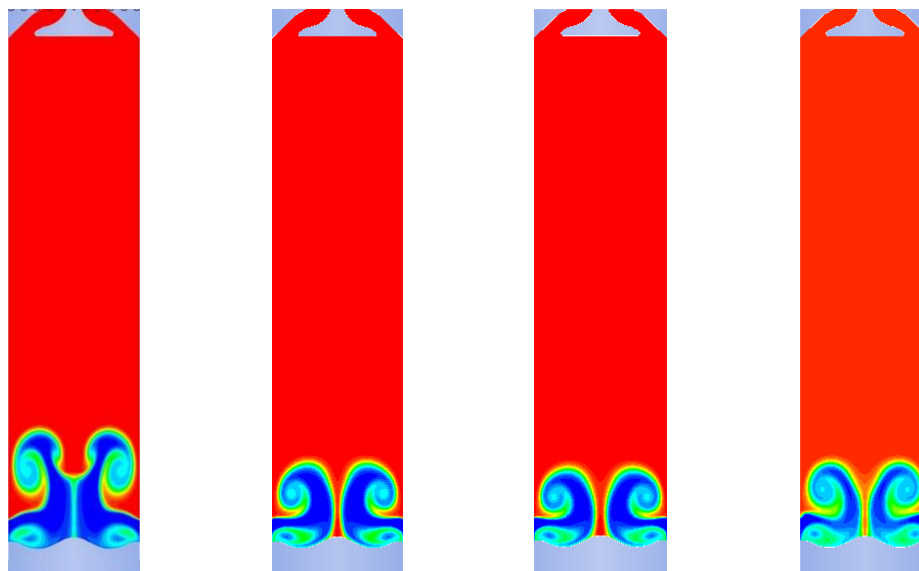
(β)

Διάγραμμα 6.2: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παράμετρο c του συντελεστή μίξης μα. (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

Τα διαγράμματα 6.2.α, 6.2.β δείχνουν ότι η παράμετρος c είναι φθίνουσα για αυξανόμενο φορτίο και αύξουσα για αυξανόμενο port angle και αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων.

Επίδραση του φορτίου του κινητήρα στην παράμετρο c

Τα αποτελέσματα αυτά βρίσκονται σε αντιστοιχία με τα αποτελέσματα του passive scalar για την αρχή της απόπλυσης, όπως φαίνονται στην Εικόνα 6.4. Τα στιγμιότυπα δείχνουν ότι στα χαμηλά φορτία υπάρχει μεγαλύτερη ανάμιξη, η οποία συνεχίζει μέχρι το τέλος της απόπλυσης, αφού υπάρχει περισσότερος χρόνος για τα αέρια για να αναμιχθούν.



(α) 100%

(β) 75%

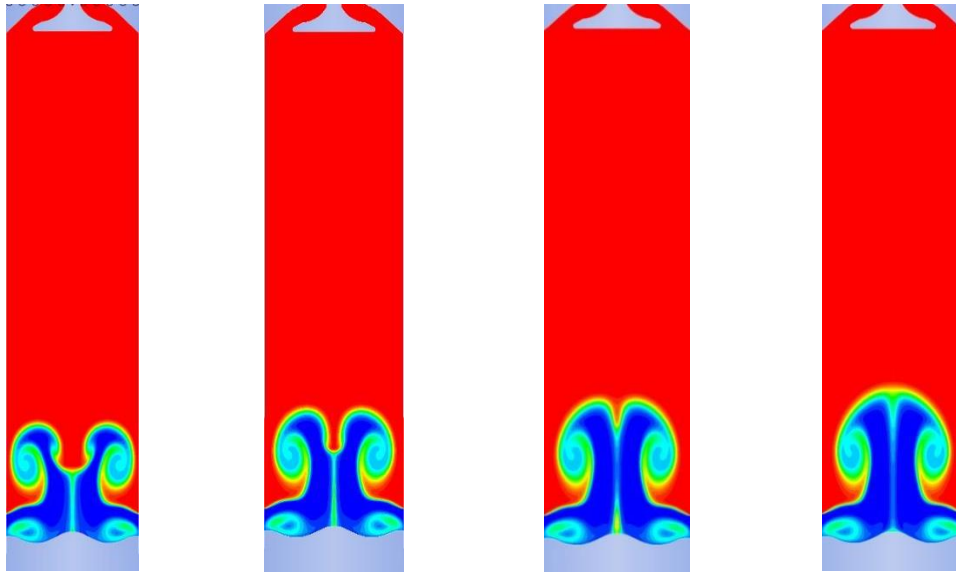
(γ) 50%

(δ) 25%

Εικόνα 6.4: Στιγμιότυπα του passive scalar για τις τέσσερις περιπτώσεις φορτίου 100%, 75%, 50%, 25% υπό δεδομένο port angle 30 deg, για γωνία στροφάλου 145 deg CA.

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στην παράμετρο c

Αναφορικά με τη γωνία θυρίδων, τα στιγμιότυπα δείχνουν ότι αλλάζοντας τη γωνία των θυρίδων εισαγωγής, αλλάζει η μορφή με την οποία εισάγεται ο αέρας στον κύλινδρο. Δηλαδή, στα υψηλά port angles, ο αυξημένος στροβιλισμός του αέρα στην αρχή της απόπλυσης ευθύνεται για την ύπαρξη στροβιλιζόμενων φλεβών (jets) αέρα που ευνοούν την ανάμιξη με τα καυσαέρια [2] [22] [23], ενώ στα χαμηλά port angle ο αέρας εισάγεται με τη μορφή αξονικής φλέβας, η οποία έχει συγκεντρωμένη ορμή και διασπάται δυσκολότερα από τα καυσαέρια.



(α) 30 deg

(β) 20 deg

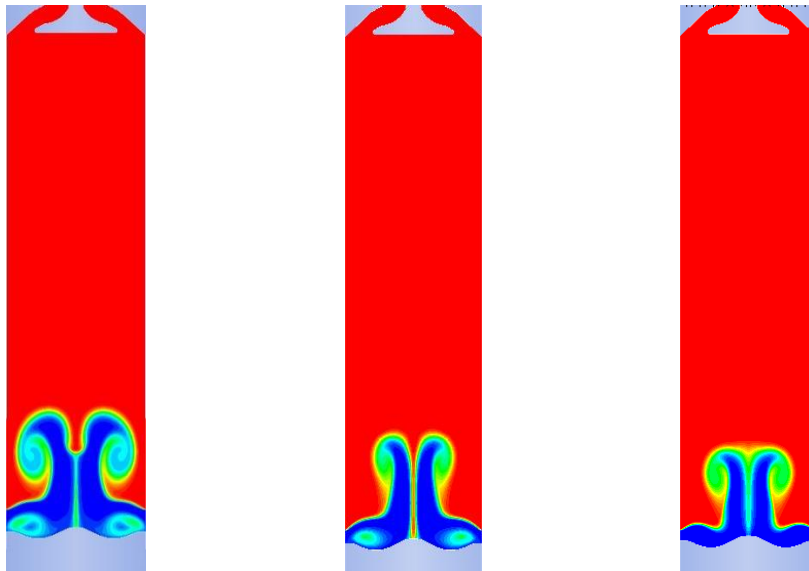
(γ) 10 deg

(δ) 0 deg

Εικόνα 6.5: Στιγμιότυπα του passive scalar για τα τέσσερις περιπτώσεις port angle 30, 20, 10, 0 deg υπό δεδομένο φορτίο 100%, για γωνία στροφάλου 145 deg CA.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στην παράμετρο c

Αναφορικά με την κάλυψη των θυρίδων, τα στιγμιότυπα του passive scalar για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων δείχνουν ότι η ανάμιξη του αέρα αυξάνει ελάχιστα στην αρχή της απόπλυσης, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.6, καθώς οι περιοχές μίξης είναι πιο έντονες για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων.



(α) 0%

(β) 5%

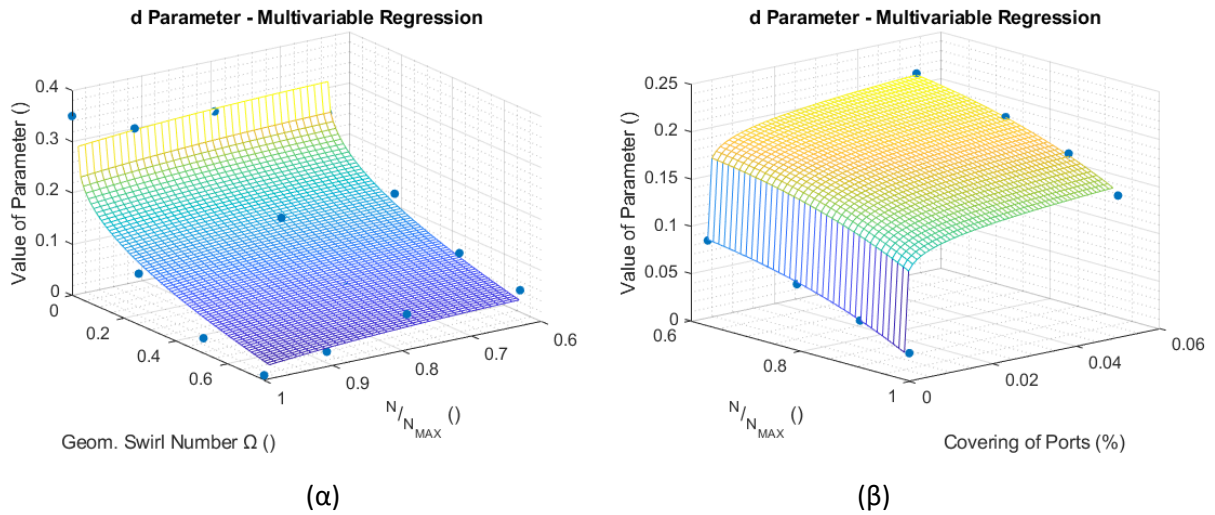
(γ) 10%

Εικόνα 6.6: Στιγμιότυπα του passive scalar για τις τρεις περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων 0%, 5%, 10% υπό δεδομένο φορτίο 100% και port angle 20 deg, για γωνία στροφάλου 145 deg CA.

Παράμετρος d

$$I. \quad d \left(\frac{N}{N_{MAX}}, \Omega \right) = 0.314 - 0.027 * \frac{N}{N_{MAX}}^{4.93} - 0.29 * \Omega^{0.35} \quad (6.4a)$$

$$II. \quad d \left(\frac{N}{N_{MAX}}, C \right) = 0.104 - 0.077 * \frac{N}{N_{MAX}}^{3.84} + 0.17 * C^{0.10} \quad (6.4b)$$

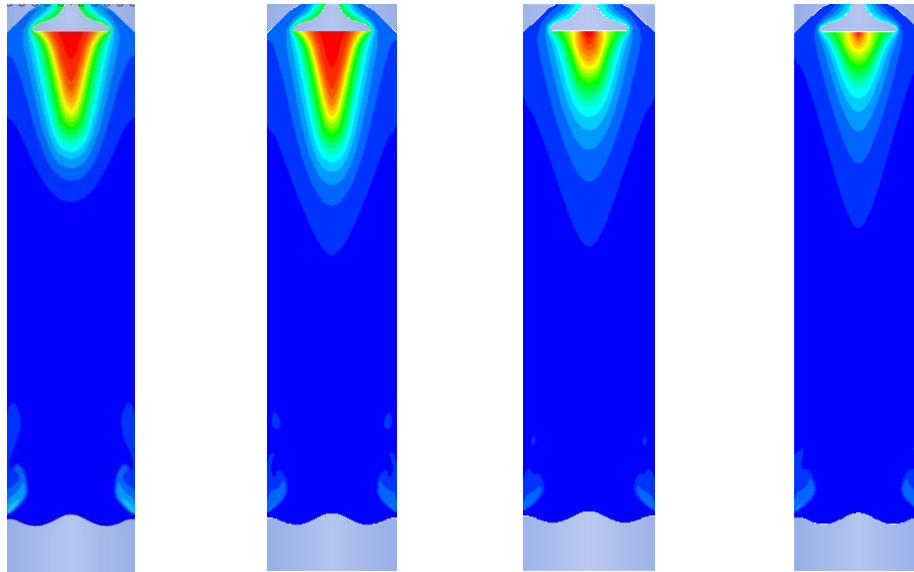


Διάγραμμα 6.3: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παράμετρο d του συντελεστή μίξης μ_a . (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

Τα διαγράμματα 6.3.α, 6.3.β δείχνουν ότι η παράμετρος d είναι φθίνουσα για αυξανόμενο φορτίο και αυξανόμενο port angle και αύξουσα για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων.

Επίδραση του φορτίου του κινητήρα στην παράμετρο d

Πράγματι, τα στιγμιότυπα του passive scalar δείχνουν ότι η υψηλή ανάμιξη των χαμηλών φορτίων συνεχίζει μέχρι το τέλος της απόπλυσης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η χρονική διάρκεια της απόπλυσης είναι μεγαλύτερη στα χαμηλά φορτία του κινητήρα.

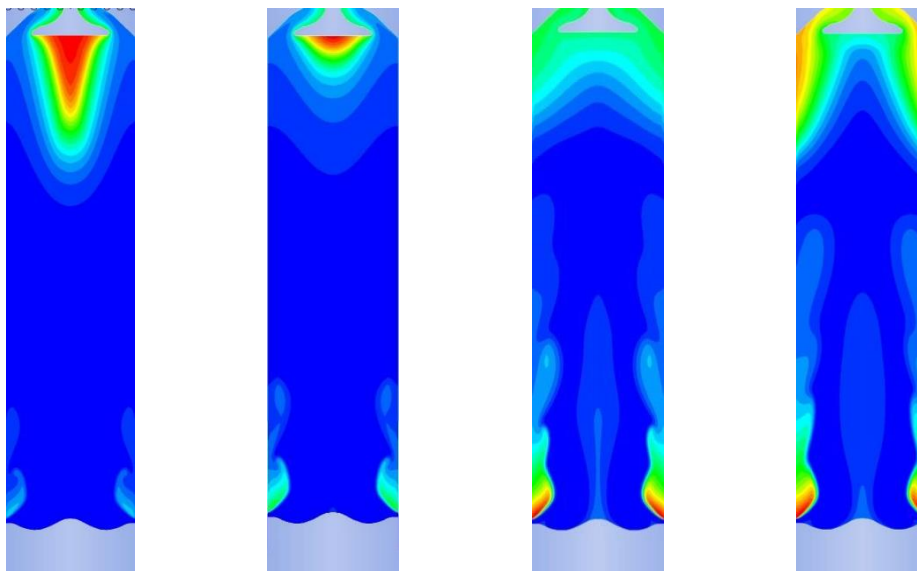


(α) 100% (β) 75% (γ) 50% (δ) 25%

Εικόνα 6.7: Στιγμιότυπα του passive scalar για τις τέσσερις περιπτώσεις φορτίου 100%, 75%, 50%, 25% υπό δεδομένο port angle 30 deg, για γωνία στροφάλου 225 deg CA.

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στην παράμετρο d

Αναφορικά με το port angle, στο τέλος της απόπλυσης, οι χαμηλές γωνίες χαρακτηρίζονται από θύλακες καυσαερίων στις περιοχές αποκόλλησης της ροής πάνω από τις θυρίδες [24] με τις οποίες συνεχίζεται να αναμιγνύεται ο αέρας λόγω διάχυσης, ενώ στις υψηλές γωνίες θυρίδων υπάρχουν ελάχιστοι θύλακες καυσαερίων, εγκλωβισμένοι κάτω από τη βαλβίδα εξαγωγής, οπότε η ανάμιξη θα είναι μικρή.

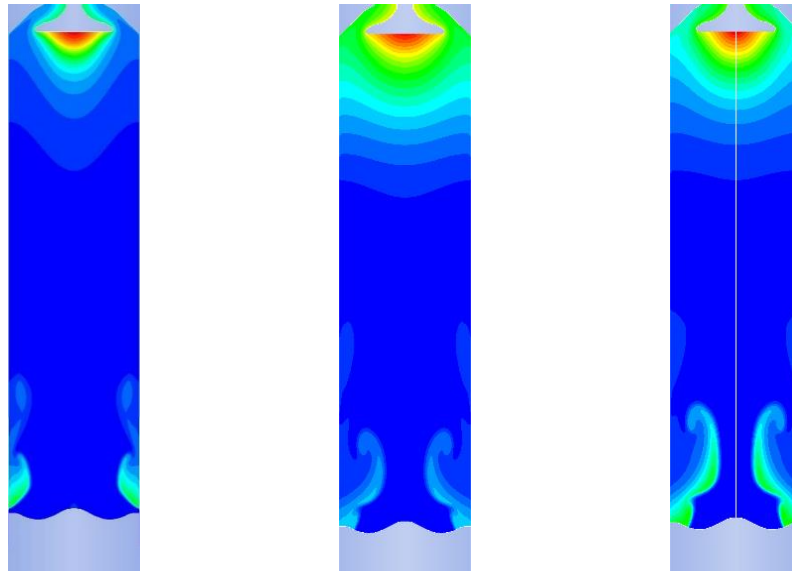


(α) 30 deg (β) 20 deg (γ) 10 deg (δ) 0 deg

Εικόνα 6.8: Στιγμιότυπα του passive scalar για τα τέσσερις περιπτώσεις port angle 30, 20, 10, 0 deg υπό δεδομένο φορτίο 100%, για γωνία στροφάλου 225 deg CA.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στην παράμετρο d

Αναφορικά με την κάλυψη των θυρίδων, τα στιγμιότυπα του passive scalar δείχνουν ότι υπάρχει παραμένουσα ανάμιξη του αέρα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.9, καθώς υπάρχουν μέχρι το τέλος της απόπλυσης θύλακες καυσαερίων, οι οποίοι δεν έχουν διαλυθεί πλήρως.



(α) 0%

(β) 5%

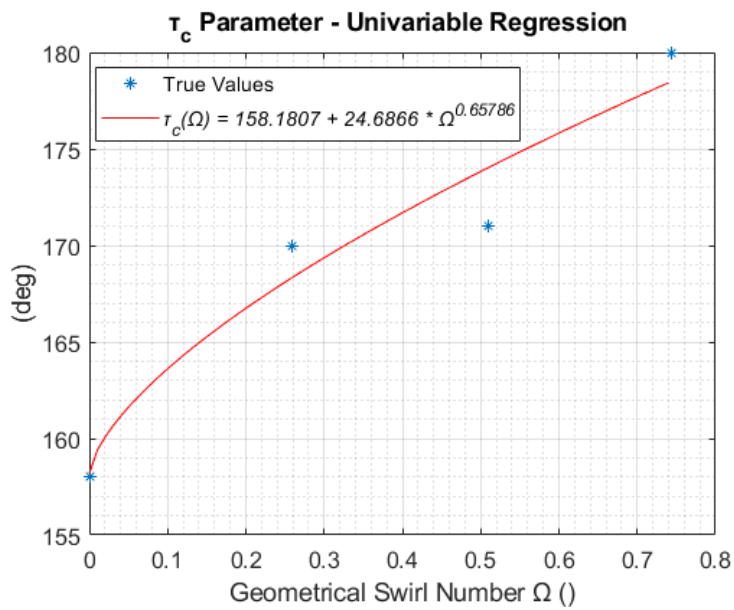
(γ) 10%

Εικόνα 6.9: Στιγμιότυπα του passive scalar για τις τρεις περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων 0%, 5%, 10% υπό δεδομένο φορτίο 100% και port angle 20 deg, για γωνία στροφάλου 225 deg CA.

Παράμετρος τ_c

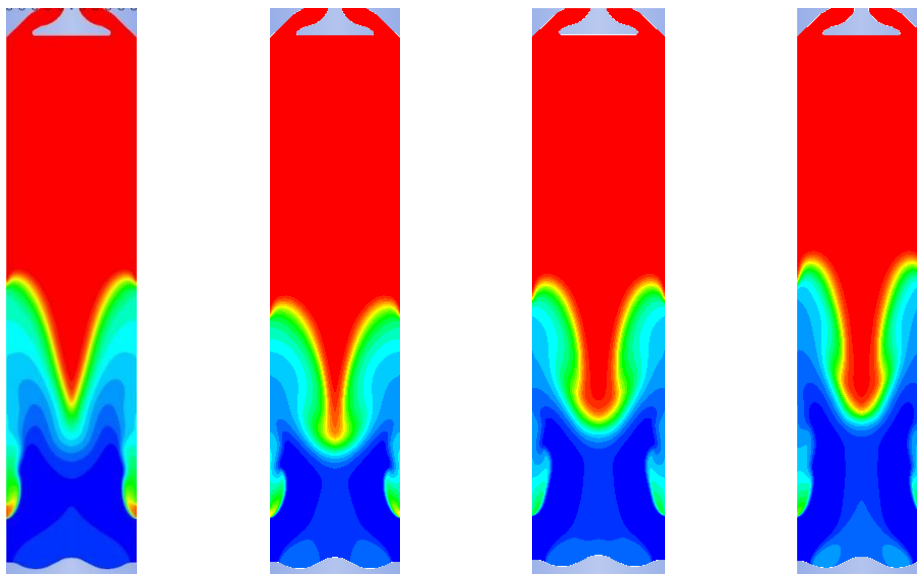
$$I. \quad \tau_c(\Omega) = 158.18 + 24.7 * \Omega^{0.66} \quad (6.5a)$$

$$II. \quad \tau_c(C) = 171^\circ CA, \text{ ανεξαρτήτως ποσοστού κάλυψης θυρίδων} \quad (6.5b)$$



Διάγραμμα 6.4: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παράμετρο τ_c του συντελεστή μίξης μ_a (1^η ομάδα μελέτης).

Γενικώς, η εκτίμηση των τιμών της παραμέτρου τ_c καθίσταται δύσκολη χωρίς τη γνώση των ταχυτήτων των αερίων μέσα στον κύλινδρο. Σε αυτή τη φάση, γίνεται μια πρώτη εκτίμηση της συμπεριφοράς της παραμέτρου.



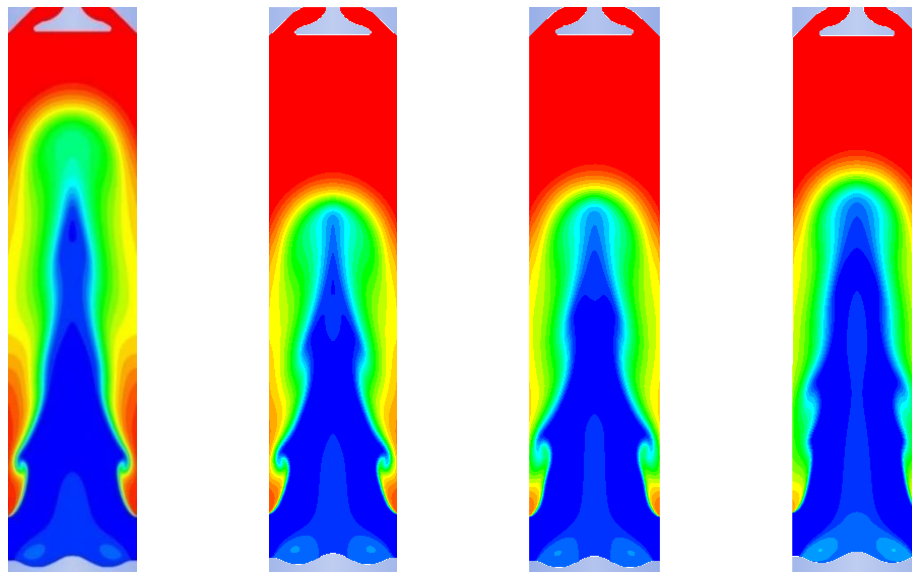
(α) 100%

(β) 75%

(γ) 50%

(δ) 25%

Εικόνα 6.9i: Στιγμιότυπα του passive scalar για τις τέσσερις περιπτώσεις φορτίου 100%, 75%, 50%, 25% υπό δεδομένο port angle 30 deg, για γωνία στροφάλου 165 deg CA.



(α) 100%

(β) 75%

(γ) 50%

(δ) 25%

Εικόνα 6.9ii: Στιγμιότυπα του passive scalar για τις τέσσερις περιπτώσεις φορτίου 100%, 75%, 50%, 25% υπό δεδομένο port angle 0 deg, για γωνία στροφάλου 165 deg CA.

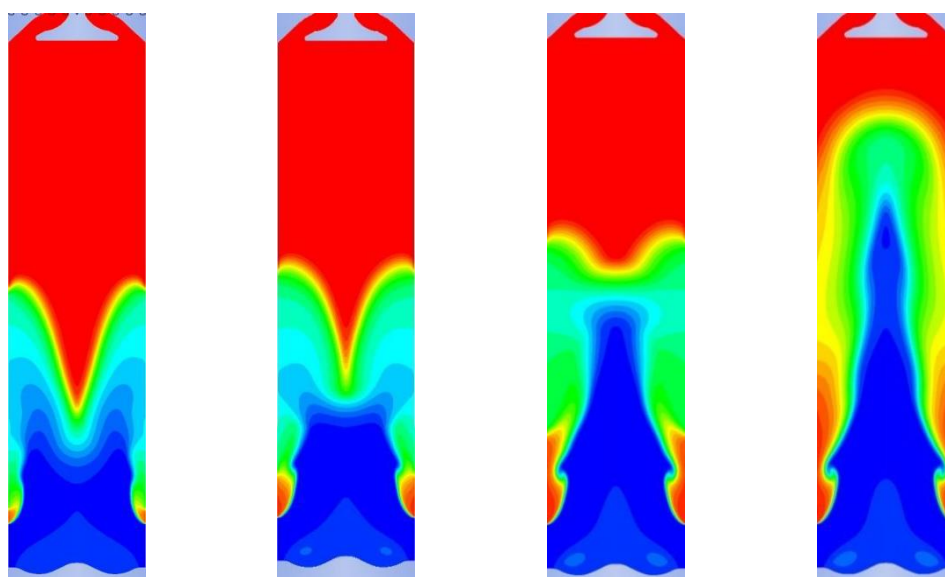
Παρατηρείται ότι η τιμή της παραμέτρου διατηρείται σταθερή για όλα τα φορτία σε κάθε περίπτωση port angle. Οι Εικόνες 6.9.i και 6.9.ii παρουσιάζουν τα στιγμιότυπα του passive scalar για τις περιπτώσεις διαφορετικού φορτίου υπό δεδομένο port angle 30 και 0 deg αντίστοιχα. Παρατηρείται ότι για port angle 30 deg, στο μέγιστο φορτίο 100% το άνω όριο της ζώνης του αέρα βρίσκεται σε λίγο μεγαλύτερη αξονική θέση από ότι στο φορτίο 75%, ενώ όσο μικραίνει το φορτίο του κινητήρα η ζώνη του αέρα βρίσκεται σε μεγαλύτερη αξονική θέση από τα υψηλά φορτία. Αντιστοίχως, για port angle 0 deg, το όριο της ζώνης του αέρα έχει στο μέγιστο φορτίο την υψηλότερη αξονική θέση, ενώ για μικρότερα φορτία το όριο αυτό βρίσκεται σε χαμηλότερη θέση, αυξάνει ωστόσο όσο μειώνεται το φορτίο.

Κατά τη διάρκεια των προσομοιώσεων στο θερμοδυναμικό μοντέλο, βρέθηκαν μικρές αποκλίσεις στις τιμές του τ_c για μεταβλητό φορτίο, της τάξης της 1 – 4 μοιρών CA. Λόγω της ευαισθησίας του μοντέλου ως προς τις αρχικές τιμές, είναι δυνατόν μια μικρή αλλαγή στις μεταβλητές εισόδου να επιφέρει αστάθεια και ενδεχόμενα σημαντική αλλαγή στα αποτελέσματα. Για το λόγο αυτό, επιλέχθηκε να κρατηθεί σταθερή η τιμή της παραμέτρου για όλες τις περιπτώσεις φορτίων για δεδομένη τιμή του port angle και να μελετηθεί η εξάρτηση της παραμέτρου ως προς τη γωνία των θυρίδων εισαγωγής.

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στην παράμετρο τ_c

Το διάγραμμα 6.4 δείχνει ότι η παράμετρος τ_c είναι γνησίως αύξουσα για αυξανόμενο port angle. Η Εικόνα 6.10 παρουσιάζει τα στιγμιότυπα του passive scalar για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle υπό δεδομένο φορτίο 100% για τη γωνία στροφάλου 165 deg. Φαίνεται λοιπόν ότι στα υψηλά port angle ο αέρας εισάγεται με μεγαλύτερη περιφερειακή ορμή από ότι αξονική, επομένως η αξονική του μετατόπιση μέσα στον κύλινδρο θα είναι μικρότερη και επομένως η μετατόπιση της ζώνης του αέρα θα γίνεται σε μεγαλύτερο χρονικό

διάστημα. Αντίθετα, στα χαμηλά port angle δημιουργείται μία συγκεντρωμένη φλέβα αέρα, η οποία έχει μεγάλη συγκεντρωμένη ορμή και διασπάται πιο δύσκολα από τα καυσαέρια.



(α) 30 deg

(β) 20 deg

(γ) 10 deg

(δ) 0 deg

Εικόνα 6.10: Στιγμιότυπα του passive scalar για τα τέσσερις περιπτώσεις port angle 30, 20, 10, 0 deg υπό δεδομένο φορτίο 100%, για γωνία στροφάλου 165 deg CA.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στην παράμετρο τ_c

Αναφορικά με την κάλυψη των θυρίδων, για τη διατήρηση της ομοιομορφίας του ανανεωμένου μοντέλου, επιλέγεται ως τιμή της παραμέτρου τ_c αυτή των 20 deg port angle, δηλαδή 171 deg CA. Επομένως, η παράμετρος τ_c είναι ανεξάρτητη της κάλυψης των θυρίδων.

Μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων του συντελεστή μ_a

Για να αυξηθεί η αξιοπιστία του ανανεωμένου Τριζωνικού Μοντέλου απόπλυσης, έγινε μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων του συντελεστή μίξης μ_a που παρουσιάζουν μικρή εξάρτηση ως προς τη μία μεταβλητή μελέτης. Επιλέγεται να μειωθεί ο βαθμός εξάρτησης των παραμέτρων c και d για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle και κάλυψης θυρίδων.

Οι Πίνακες 6.1 και 6.2 παρουσιάζουν τους αριθμητικούς μέσους όρους των τιμών των παραμέτρων c, d ως προς τα φορτία του κινητήρα για κάθε περίπτωση port angle και κάλυψης θυρίδων αντίστοιχα.

	Γωνία Θυρίδων Εισαγωγής (deg)	Παράμετρος c	Παράμετρος d	
Πίνακας	0	0.74	0.30	6.1:
	10	0.80	0.12	
	20	0.85	0.07	
	30	0.90	0.04	

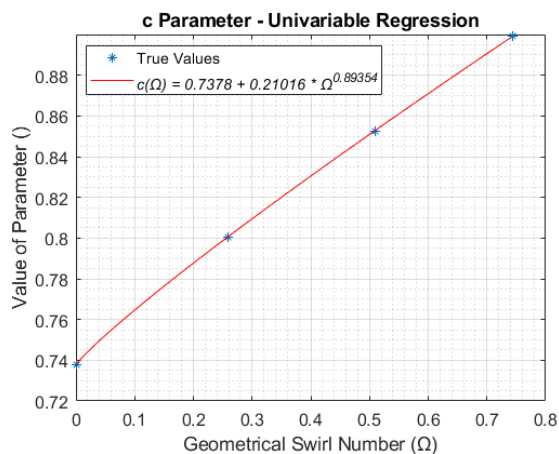
Αριθμητικοί μέσοι όροι των παραμέτρων c, d του συντελεστή μ_a ως προς το φορτίο του κινητήρα για την 1^η ομάδα μελέτης.

	Κάλυψη Θυρίδων Εισαγωγής (%)	Παράμετρος c	Παράμετρος d	
Πίνακας 6.2:	0	0.8731	0.0601	Αριθμητικοί μέσοι όροι των παραμέτρων c, d του συντελεστή μ_a ως προς το φορτίο του κινητήρα για την 2 ^η ομάδα μελέτης.
	5	0.8881	0.1876	
	10	0.8881	0.1876	

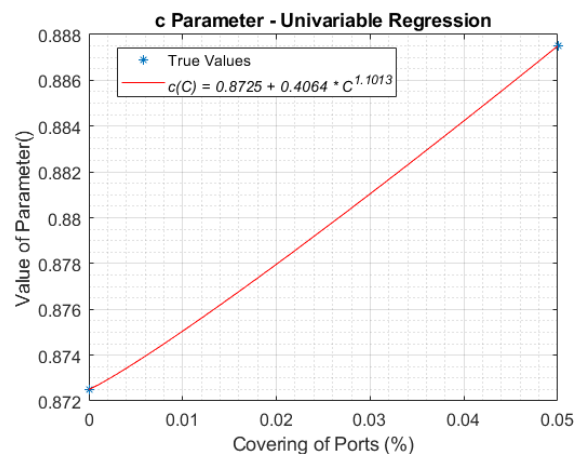
Παράμετρος c

$$I. \quad c(\Omega) = 0.74 + 0.21 * \Omega^{0.89} \quad (6.6a)$$

$$II. \quad c(C) = 0.87 + 0.41 * C^{1.10} \quad (6.6b)$$



(α)



(β)

Διαγράμματα 6.5: Ανάλυση παλινδρόμησης της παραμέτρου c μετά τη μείωση του βαθμού εξάρτησης. (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

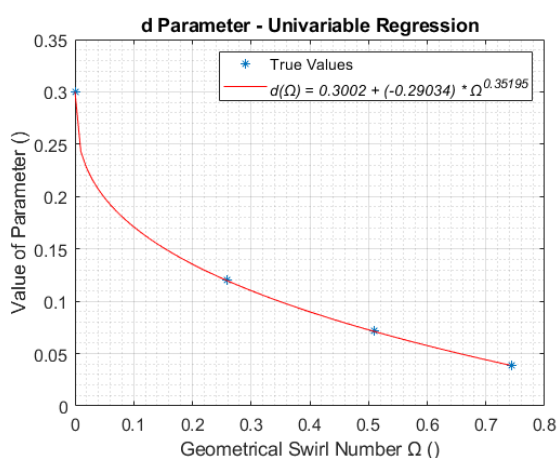
Μετά τη μείωση του βαθμού της, η παράμετρος c συνεχίζει ακολουθεί αύξουσα κατανομή ως προς το port angle και την κάλυψη των θυρίδων. Οι δύο κατανομές είναι σχεδόν

γραμμικές, κάτι το οποίο σημαίνει ότι η μεταβολή της τιμής της είναι ομαλή. Ως προς το port angle, η παράμετρος στρέφει τα κοίλα κάτω και ως προς την κάλυψη των θυρίδων εισαγωγής, στρέφει τα κοίλα άνω.

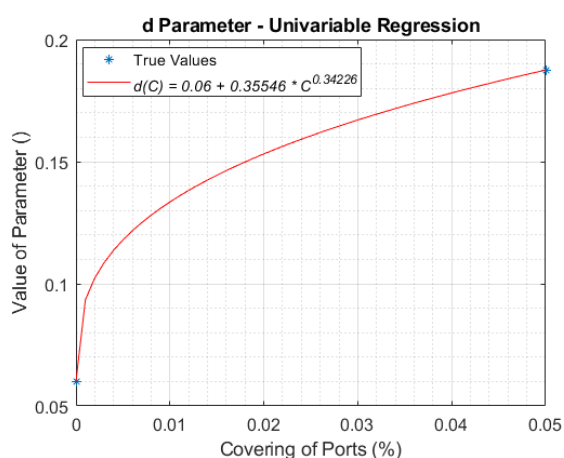
Παράμετρος d

$$I. \quad d(\Omega) = 0.30 - 0.29 * \Omega^{0.35} \quad (6.7a)$$

$$II. \quad d(C) = 0.06 + 0.355 * C^{0.34} \quad (6.7b)$$



(α)



(β)

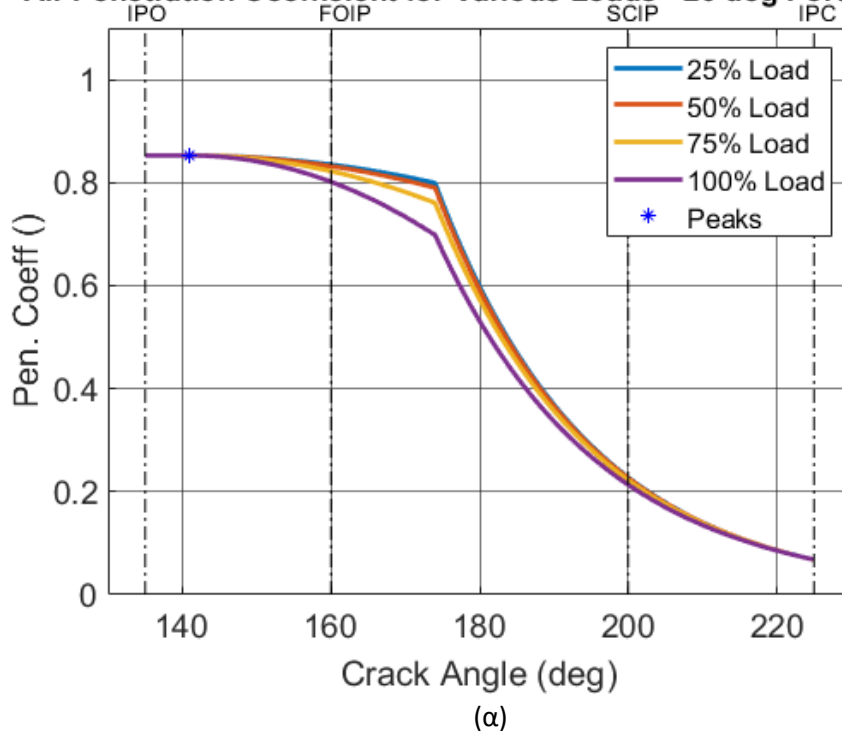
Διαγράμματα 6.6: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παραμέτρο d μετά τη μείωση του βαθμού εξάρτησης. (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

Μετά τη μείωση του βαθμού της, η παράμετρος d συνεχίζει ακολουθεί φθίνουσα κατανομή ως προς το port angle και αύξουσα κατανομή ως προς την κάλυψη των θυρίδων. Ο ρυθμός μεταβολής των τιμών της παραμέτρου είναι σχεδόν ο ίδιος (από τον εκθέτη της μεταβλητής). Οι τιμές της παραμέτρου k_a που αντικαθιστώνται στην εξίσωση για το συντελεστή μ_a βρίσκονται από τη σχέση 5.6b, για κάθε ζεύγος τιμών $\{\mu_{a1}(\tau_c), d\}$.

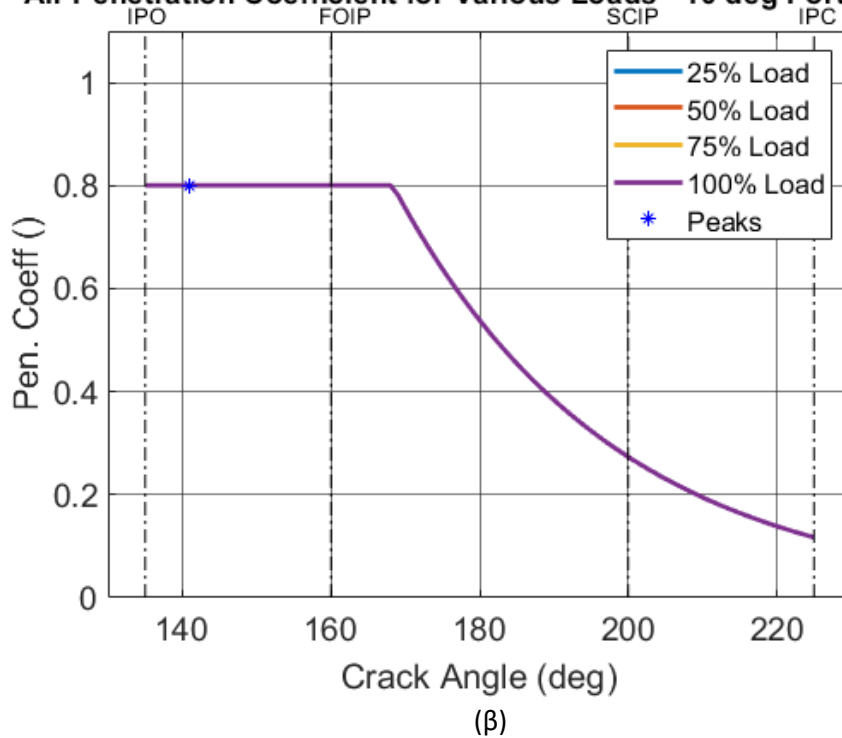
Για την εισαγωγή των απλοποιημένων τιμών των παραμέτρων c και d στην ανανεωμένη κατανομή του μ_a , χρειάζεται να γίνουν οι ακόλουθες παραδοχές για την ανάμιξη του αέρα:

- I. Στην αρχή της απόπλυσης η ανάμιξη είναι ίδια για όλα τα φορτία του κινητήρα, υπό δεδομένο port angle.
- II. Η παραμένουσα ανάμιξη στο τέλος της απόπλυσης είναι ίδια για όλα τα φορτία του κινητήρα, υπό δεδομένο port angle.

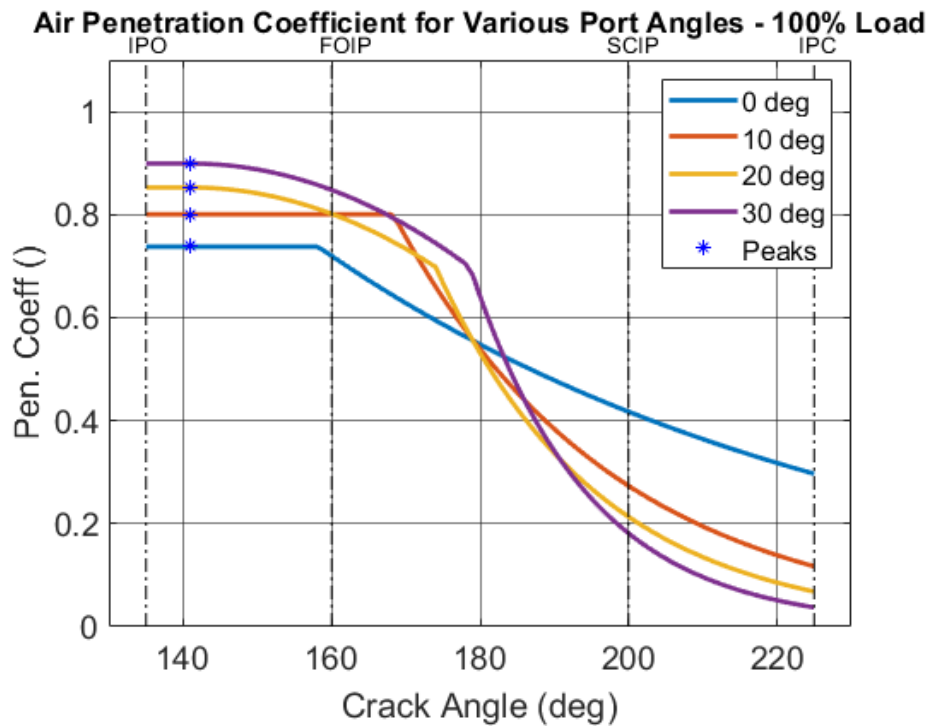
Air Penetration Coefficient for Various Loads - 20 deg Port Angle



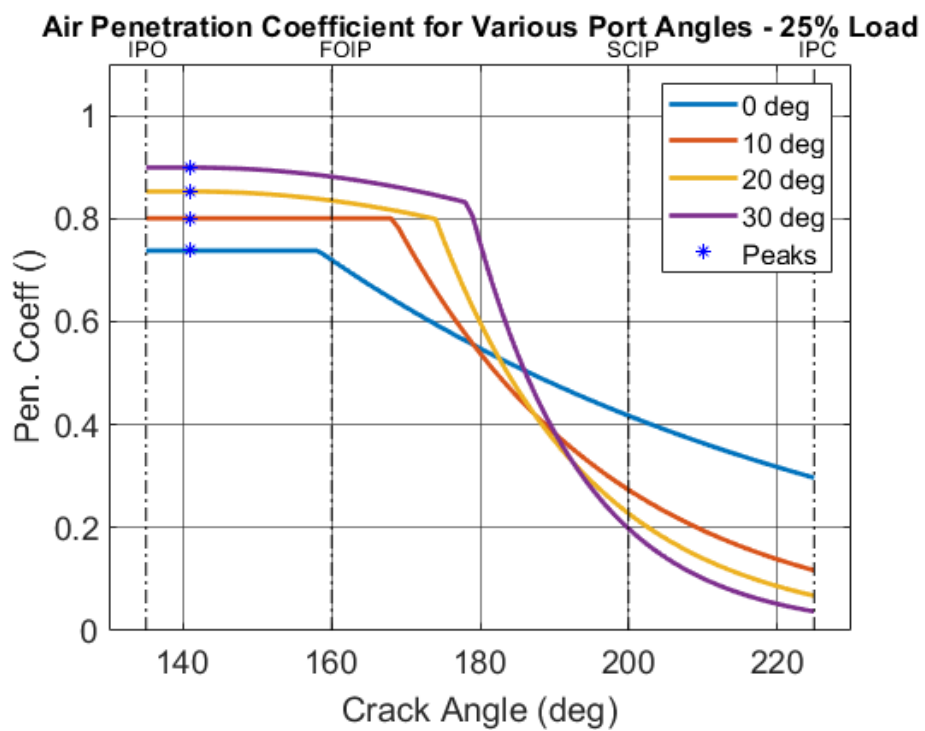
Air Penetration Coefficient for Various Loads - 10 deg Port Angle



Διάγραμμα 6.7α, β: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη γωνία εισαγωγής, 20 deg, 10 deg.



(α)



(β)

Διάγραμμα 6.8α,β: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητή γωνία θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 25%.

Στα διαγράμματα 6.7 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης αέρα μ_a για γωνία θυρίδων εισαγωγής από 0 έως 30 μοίρες, για τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου κινητήρα. Σε όλα τα port angle, θεωρείται ίδια ανάμιξη του αέρα για όλα τα φορτία κινητήρα στην αρχή και στο τέλος της απόπλυσης. Στις περιπτώσεις υψηλού port angle, μία ξεχωριστή κατανομή περιγράφει το κάθε φορτίο κινητήρα, ενώ στα χαμηλά port angle, οι κατανομές του συντελεστή μ_a εκφυλίζονται σε μία, επειδή στο μοντέλο θεωρείται σταθερή ανάμιξη στην πρώτη φάση της απόπλυσης ($a = 0$). Αυτό προσδίδει στο μοντέλο αυξημένη ευρωστία σε συνδυασμό με την απλότητα που επάγει η χρήση μίας κατανομής για την περιγραφή της ανάμιξης του αέρα στα χαμηλά port angles.

Αντιθέτως, στις περιπτώσεις υψηλού port angle, η ύπαρξη της περιοχής ανακυκλοφορίας των αερίων δυσχεραίνει την ανάμιξη του αέρα με τα καυσαέρια, και εξαιτίας του διαφορετικού διαφορικού της θερμοκρασίας $\Delta\theta$ ανάμεσα σε καυσαέρια και αέρα για την κάθε περίπτωση φορτίου (διαφορετικός ελκυσμός αερίων), στα χαμηλά φορτία επικρατεί μεγαλύτερη ανάμιξη του αέρα, άρα εμφανίζονται μεγαλύτερες τιμές του συντελεστή μ_a , ενώ στα υψηλά φορτία επικρατεί μικρότερη ανάμιξη του αέρα, άρα εμφανίζονται μικρότερες τιμές του συντελεστή μ_a .

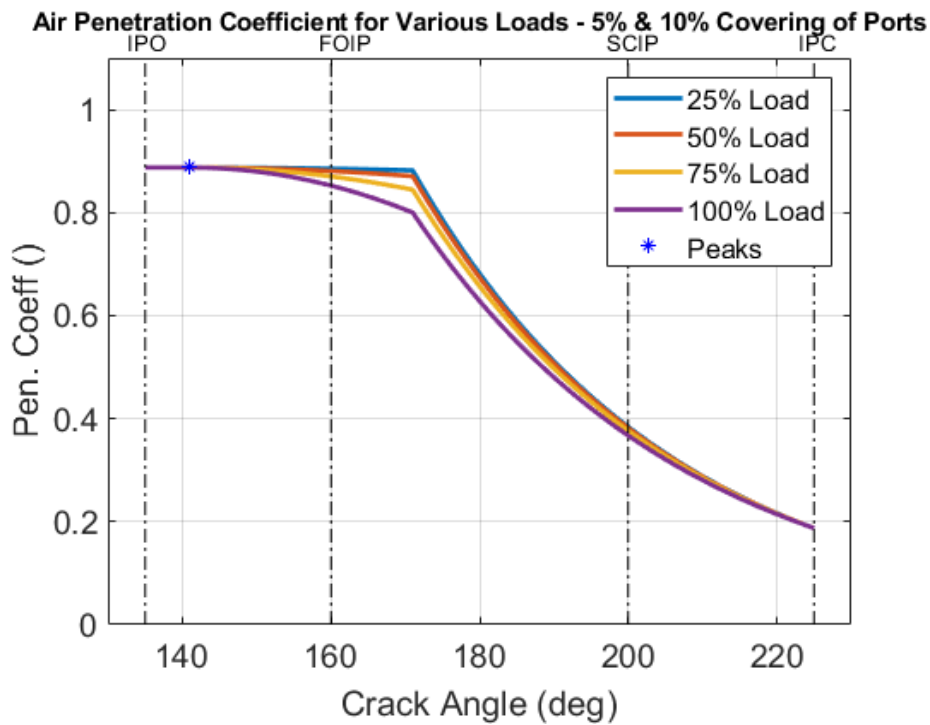
Στα διαγράμματα 6.8 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης αέρα μ_a για φορτία κινητήρα, από 100% έως 25% για τις διαφορετικές περιπτώσεις γωνίας θυρίδων 30, 20, 10, 0 deg. Στις πρώτες γωνίες της απόπλυσης, η ανάμιξη είναι μικρότερη στα χαμηλά port angle και μεγαλύτερη στα υψηλά, διότι στα χαμηλά port angle δημιουργείται μια συγκεντρωμένη φλέβα αέρα με υψηλή ορμή, στην οποία δεν μπορούν να διεισδύσουν τα καυσαέρια και να αναμιχθούν με αυτή (Εικόνα 6.5). Αντίθετα, στις υψηλές γωνίες εισαγωγής, ο αέρας εισάγεται με τη μορφή πολλών στροβιλιζόμενων φλεβών, οι οποίες μπορούν εύκολα να διασπαστούν από τα καυσαέρια και να αναμιχθούν.

Επιπροσθέτως, η πρώτη φάση ανάμιξης του αέρα διαρκεί περισσότερο για υψηλές γωνίες θυρίδων και λιγότερο για τις χαμηλές γωνίες. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι στα υψηλά port angle, ο αέρας έχει μεγαλύτερο στροβιλισμό, άρα μεγαλύτερη περιφερειακή ορμή, οπότε η προχώρησή του μέσα στον κύλινδρο θα είναι μικρότερη σε σχέση με τα χαμηλά port angle, όπου ο αέρας εισάγεται με υψηλή αξονική ορμή. Συνεπώς, οι φλέβες του αέρα θα επηρεάζουν την ανάμιξή του για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα στα υψηλά port angle και για μικρότερο χρονικό διάστημα στα χαμηλά (Εικόνα 6.10).

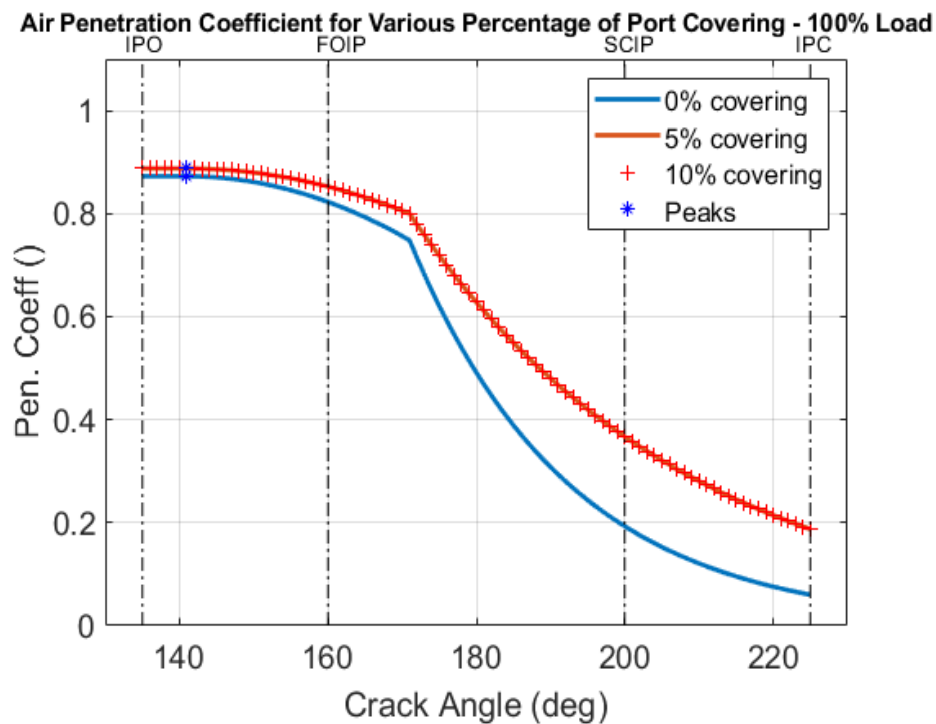
Στις τελευταίες μοίρες της απόπλυσης, η ανάμιξη του αέρα διατηρείται σε μη μηδενικές τιμές, εξαιτίας των διαφορετικών γωνιακών ταχυτήτων των ζωνών [2]. Υψηλότερες τελικές τιμές του συντελεστή μ_a προκύπτουν για τις χαμηλές γωνίες θυρίδων, καθώς εξακολουθούν να υπάρχουν ακάθαρτες περιοχές αερίων στις εξωτερικές ακτίνες του κυλίνδρου, με τις οποίες συνεχίζεται να αναμιγνύεται η ζώνη του αέρα μέσω των ορίων της. Αντίθετα, στις υψηλές γωνίες θυρίδων φαίνεται ότι η μοναδική ακάθαρτη περιοχή βρίσκεται κάτω από τη βαλβίδα εισαγωγής και έχει μικρό μέγεθος (Εικόνα 6.8). Σε όλες τις περιπτώσεις, τμήμα της παραμένουσας ανάμιξης προέρχεται από την ανάμιξη του αέρα με τους θύλακες καυσαερίων στις περιοχές αποκόλλησης ροής, η οποία είναι πιο έντονη στις χαμηλές γωνίες θυρίδων, αφού στις υψηλές γωνίες οι θύλακες έχουν σχεδόν διασπαστεί.

Τέλος, στα υψηλά port angle κατά την πρώτη φάση της ανάμιξης, οι τιμές του συντελεστή μ_a μειώνονται σε σχέση με την αρχική τους τιμή, εξαιτίας της περιοχής ανακυκλοφορίας των αερίων που εμφανίζεται και δρα ως ρευστοδυναμικό εμπόδιο στην ανάμιξη του αέρα.

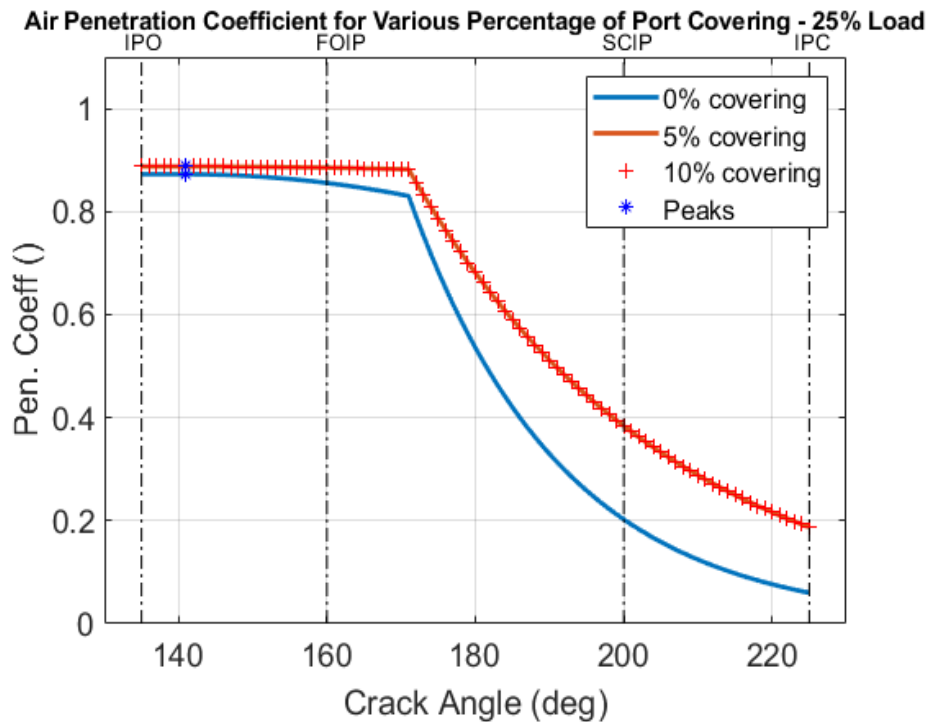
Αντίθετα, στα χαμηλά port angle δεν υπάρχουν εμπόδια στην ανάμιξη του αέρα, επομένως υποτίθεται γραμμική μείωση της μάζας του αέρα (λόγω μίξης) και σταθερή τιμή του συντελεστή μ_a (Εικόνα 6.2).



Διάγραμμα 6.9: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένο ποσοστό κάλυψης θυρίδων.



(α)



(β)

Διαγράμματα 6.10α,β: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 25%.

Στο διάγραμμα 6.9 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης αέρα μ_a για κάλυψη θυρίδων εισαγωγής από 0% έως 10%, για τις περιπτώσεις φορτίου κινητήρα. Για κάθε περίπτωση κάλυψης, θεωρείται ίδια ανάμιξη του αέρα για όλα τα φορτία κινητήρα στην αρχή και στο τέλος της απόπλυσης. Όπως είδαμε προηγουμένως, έτσι και εδώ, παρατηρείται μεγαλύτερη πτώση στις τιμές του συντελεστή μ_a στα υψηλά φορτία και μικρότερη πτώση στα χαμηλά. Με άλλα λόγια, υπάρχει μικρότερη ανάμιξη στα υψηλά φορτία από ότι στα χαμηλά και άρα μεγαλύτερη εκτόπιση, καθώς οι δυνάμεις άνωσης στα αέρια λόγω ελκυσμού είναι μεγαλύτερες.

Στα διαγράμματα 6.10 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης αέρα μ_a για φορτία κινητήρα, από 100% έως 25% για τις διαφορετικές περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων. Σε όλα τα φορτία, οι τιμές του συντελεστή μ_a είναι υψηλότερες για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης, διότι όπως αναφέρθηκε φαίνεται να υπάρχει μεγαλύτερη ανάμιξη του αέρα για κάλυψη θυρίδων 5% και 10% (Εικόνες 6.6 και 6.9).

Για τις περιπτώσεις κάλυψης 5, 10% στην αρχή της απόπλυσης, οι τιμές του συντελεστή μ_a παρουσιάζουν πολύ μικρή μείωση σε σχέση με την αρχική τους τιμή, δηλαδή ο αέρας φαίνεται να αναμιγνύεται ανεμπόδιστος με τα καυσαέρια. Αυτό συμβαίνει διότι η περιοχή ανακυκλοφορίας φαίνεται να έχει μεταφερθεί πιο πάνω από τη ζώνη του αέρα σε σχέση με την περίπτωση μηδενικής κάλυψης, όπου η περιοχή ανακυκλοφορίας βρίσκεται κοντά στη ζώνη του αέρα (Εικόνα 6.3).

6.1.2 Συντελεστής Μίξης Καυσαερίων μ_g

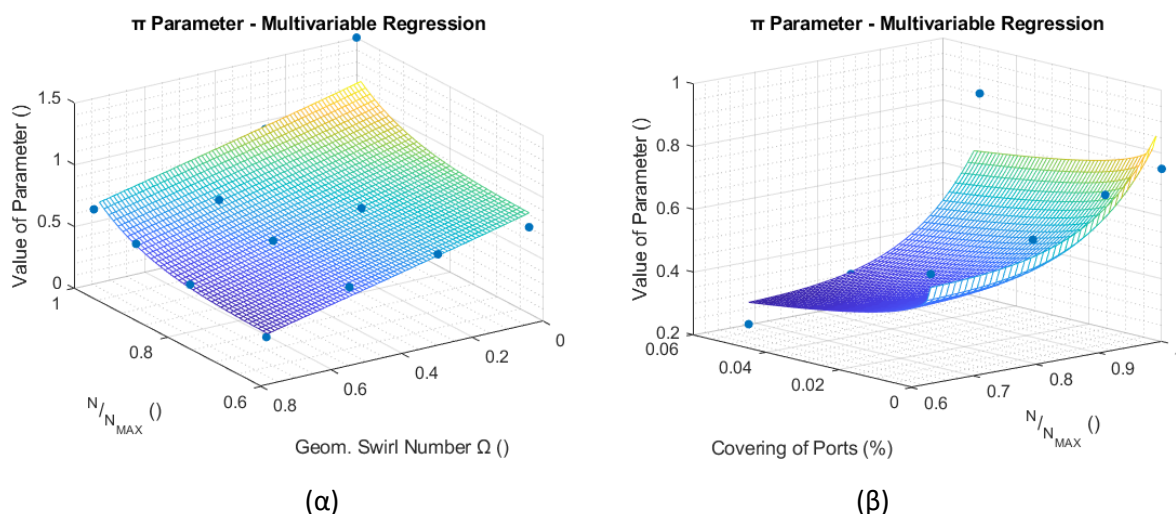
Η ανάλυση παλινδρόμησης έγινε για δύο παραμέτρους του συντελεστή μίξης μ_g , π , που περιγράφει τη μέγιστη τιμή της ανάμιξης των καυσαερίων και k_g , που περιγράφει την ρυθμό της εκθετική μείωσης του συντελεστή στη δεύτερη φάση της ανάμιξης.

$$\mu_g = \begin{cases} \pi * \tau_{scav}^{0.5}, & 0 < \tau_{scav} < \tau_1, \\ e^{-k_g * \tau_2} * \mu_{g1}(\tau_1) * (1 + \tau_2), & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases} \quad (6.8)$$

Παράμετρος π

$$I. \quad \pi \left(\frac{N}{N_{MAX}}, \Omega \right) = 0.81 + 0.38 * \frac{N}{N_{MAX}}^{9.52} - 0.66 * \Omega^{0.97} \quad (6.9a)$$

$$II. \quad \pi \left(\frac{N}{N_{MAX}}, C \right) = 0.503 + 0.38 * \frac{N}{N_{MAX}}^{9.69} - 0.57 * C^{0.37} \quad (6.9b)$$



Διάγραμμα 6.11: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παράμετρο π του συντελεστή μίξης μ_g . (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

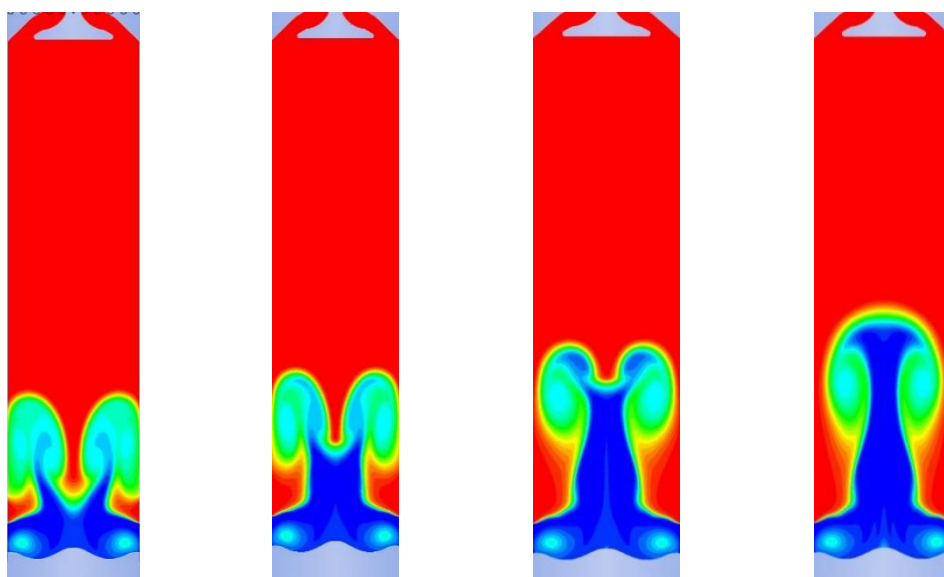
Το διάγραμμα 6.11α και 6.11β δείχνει ότι η παράμετρος π είναι αύξουσα για αυξανόμενο φορτίο και φθίνουσα για αυξανόμενο port angle και για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων.

Επίδραση του φορτίου του κινητήρα στην παράμετρο π

Στα υψηλά φορτία οι φλέβες του αέρα πλήρωσης εισέρχονται στον κύλινδρο με μεγαλύτερη ταχύτητα από ότι στα χαμηλά φορτία εξαιτίας της μεγαλύτερης διαφοράς πίεσης ανάμεσα σε εισαγωγή και εξαγωγή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι φλέβες αέρα να φθάνουν σε μεγαλύτερες αξονικές αποστάσεις μέσα στον κύλινδρο στα υψηλά φορτία και να αναμιγνύονται περισσότερο καυσαέρια. Συνεπώς, η παράμετρος π ακολουθεί αύξουσα κατανομή για αυξανόμενο φορτίο (Εικόνα 6.4).

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στην παράμετρο π

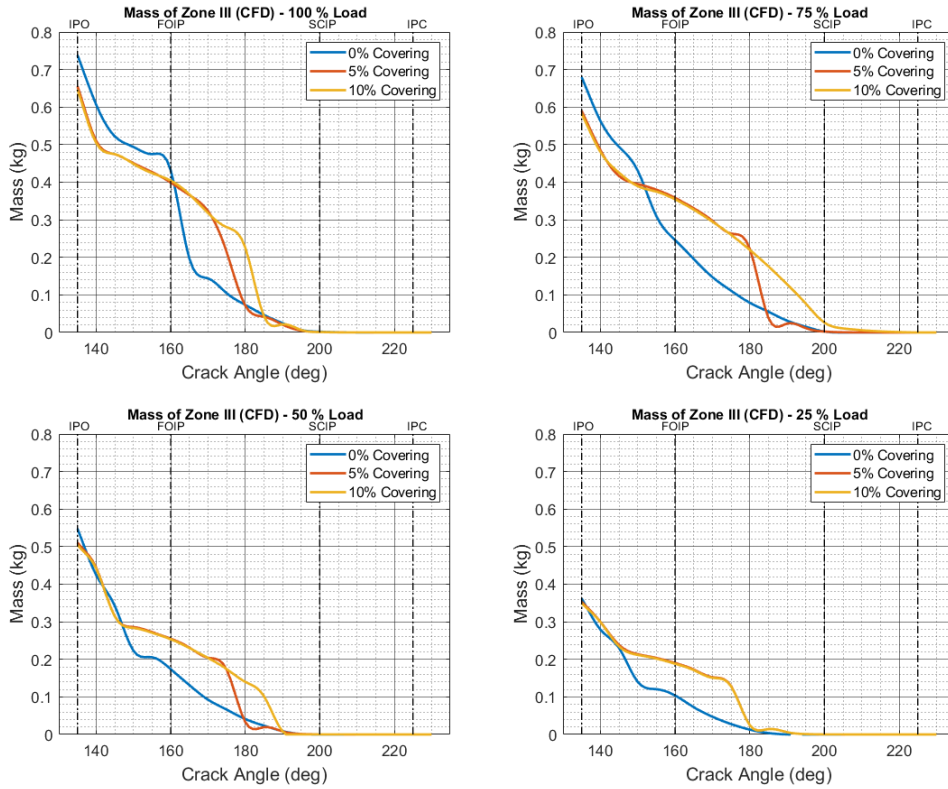
Αναφορικά με τη γωνία θυρίδων, τα στιγμιότυπα του passive scalar για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle, υπό δεδομένο φορτίο 100% για γωνία στροφάλου 150 deg, φαίνονται στην Εικόνα 6.11. Παρατηρείται ότι στα υψηλά port angle, ο αυξημένος στροβιλισμός του αέρα δημιουργεί αυξημένη περιστροφική κίνηση και ελάχιστη κίνηση κατά την αξονική διεύθυνση, με αποτέλεσμα να αναμιγνύονται τα καυσαέρια που βρίσκονται στο κάτω μέρος του κυλίνδρου. Αντίθετα, στα χαμηλά port angle ο αέρας εισάγεται με αυξημένη αξονική ορμή, συνεπώς η προχώρησή του μέσα στον κύλινδρο θα είναι μεγάλη, άρα θα αναμιγνύονται περισσότερα καυσαέρια (Εικόνα 6.11). Επομένως, η παράμετρος ακολουθεί φθίνουσα κατανομή για αυξημένη γωνία θυρίδων.



(α) 30 deg (β) 20 deg (γ) 10 deg (δ) 0 deg
Εικόνα 6.11: Στιγμιότυπα του passive scalar για τα τέσσερις περιπτώσεις port angle 30, 20, 10, 0 deg υπό δεδομένο φορτίο 100%, για γωνία στροφάλου 150 deg CA.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στην παράμετρο π

Αναφορικά με την κάλυψη των θυρίδων, τα αποτελέσματα μαζών του μοντέλου CFD δείχνουν ότι η μάζα των καυσαερίων για τις περιπτώσεις κάλυψης 5% και 10%, μειώνεται λιγότερο απότομα στην αρχή της απόπλυσης σε σχέση με την περίπτωση μηδενικής κάλυψης, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.12. Επομένως, φαίνεται ότι η ανάμιξη των καυσαερίων είναι μικρότερη για τις περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων, οπότε η τιμή της παραμέτρου π αναμένεται να μειώνεται όσο αυξάνεται η κάλυψη των θυρίδων.

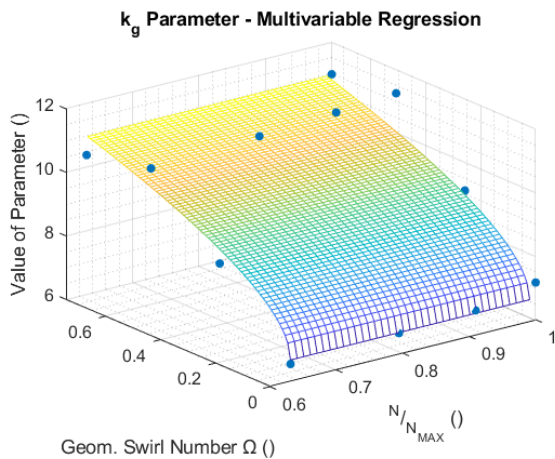


Εικόνα 6.12: Μάζες καυσαερίων του μοντέλου CFD για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη κάλυψη θυρίδων (0%, 5%, 10%). Σε όλα τα φορτία, για τις περιπτώσεις όπου καλύπτονται οι θυρίδες στο ΚΝΣ (5%, 10%) η μείωση της μάζας τους είναι πιο ομαλή και καθυστερεί περισσότερο όσο αυξάνεται η κάλυψη.

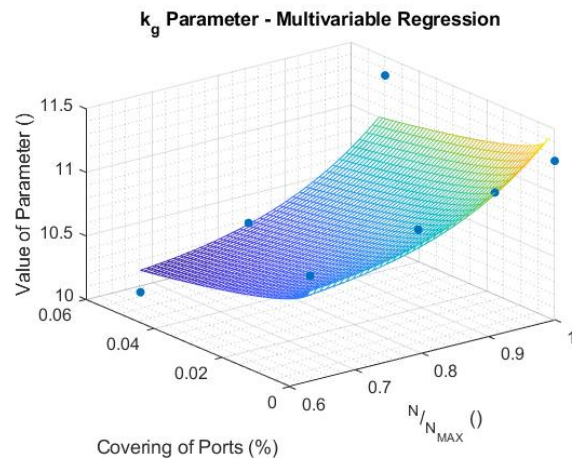
Παράμετρος k_g

$$I. \quad k_g \left(\frac{N}{N_{MAX}}, \Omega \right) = 6.67 + 0.35 * \frac{N}{N_{MAX}}^{975.94} + 5.00 * \Omega^{0.50} \quad (6.10a)$$

$$II. \quad k_g \left(\frac{N}{N_{MAX}}, C \right) = 10.67 + 0.82 * \frac{N}{N_{MAX}}^{6.3} - 2.05 * C^{0.54} \quad (6.10b)$$



(α)



(β)

Διάγραμμα 6.12: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παράμετρο k_g του συντελεστή μίξης μ_g . (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

Αυξημένες τιμές της παραμέτρου k_g δηλώνουν γρηγορότερη μείωση του συντελεστή μ_g , το οποίο αντιστοιχεί σε μειωμένη ανάμιξη των καυσαερίων. Τα διαγράμματα 6.12α και 6.12β δείχνουν ότι η παράμετρος είναι αύξουσα για αυξανόμενο φορτίο και αυξανόμενο port angle και φθίνουσα για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων.

Επίδραση του φορτίου του κινητήρα στην παράμετρο k_g

Πράγματι, στα χαμηλά φορτία, η απόπλυση διαρκεί περισσότερο, άρα υπάρχει παραπάνω χρόνος ώστε τα αέρια να έρθουν σε επαφή μεταξύ τους και να αναμιχθούν, σε αντίθεση με τα υψηλά φορτία όπου η απόπλυση διαρκεί λιγότερο. Επομένως, στα χαμηλά φορτία αναμένεται υψηλή ανάμιξη και χαμηλές τιμές του k_g , ενώ στα υψηλά φορτία αναμένεται χαμηλή ανάμιξη και υψηλές τιμές της παραμέτρου (Εικόνες 6.4 και 6.7).

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στην παράμετρο k_g

Στα υψηλά port angle δημιουργείται η περιοχή ανακυκλοφορίας των καυσαερίων στον άξονα του κυλίνδρου, λόγω της διάσπασης της δίνης των αερίων εξαιτίας του αυξημένου στροβιλισμού του αέρα. Η περιοχή αυτή αποτελεί ρευστοδυναμικό εμπόδιο στις κινήσεις των αερίων και στην ανάμιξή τους, επομένως στα υψηλά port angle αναμένονται σχετικά χαμηλοί ρυθμοί ανάμιξης των καυσαερίων. Αντιθέτως, στα χαμηλά port angle, δεν υπάρχουν εμπόδια στην κίνηση των αερίων, με αποτέλεσμα οι ρυθμοί ανάμιξης λόγω διάχυσης να είναι μεγαλύτεροι. Επομένως, η παράμετρος k_g αναμένεται να ακολουθεί αύξουσα κατανομή για αυξανόμενο port angle.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στην παράμετρο k_g

Αναφορικά με την κάλυψη των θυρίδων, τα αποτελέσματα μαζών του μοντέλου CFD δείχνουν ότι η μάζα των καυσαερίων για τις περιπτώσεις κάλυψης 5% και 10 μειώνεται απότομα προς το τέλος της απόπλυσης σε σχέση με την περίπτωση μηδενικής κάλυψης. Άρα, στις περιπτώσεις κάλυψης 5, 10%, αναμένεται υψηλότερη ανάμιξη προς το τέλος της απόπλυσης, άρα χαμηλότερες τιμές της παραμέτρου k_g . Επομένως, η παράμετρος αναμένεται να μειώνεται για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων.

Μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων του συντελεστή μ_g

Ομοίως με το συντελεστή μ_a , έγινε μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων του συντελεστή μίξης μ_g που παρουσιάζουν μικρή εξάρτηση ως προς τη μία μεταβλητή μελέτης. Δοκιμές στο θερμοδυναμικό μοντέλο έδειξαν ότι μικρές αλλαγές στην τιμή της παραμέτρου π αλλάζει τη μορφή της μάζας των καυσαερίων. Για την αποφυγή ανεπιθύμητων αποτελεσμάτων, επιλέγεται να μειωθεί μόνο ο βαθμός εξάρτησης της παραμέτρου k_g . Οι Πίνακες 6.3 και 6.4 παρουσιάζουν τους αριθμητικούς μέσους όρους της παραμέτρου k_g ως προς τα φορτία του κινητήρα για κάθε περίπτωση port angle και κάλυψης των θυρίδων αντίστοιχα.

Κάλυψη Θυρίδων Εισαγωγής	Παράμετρος k_g
0%	11.04
5%	10.63
10%	10.63

Πίνακας 6.3: Αριθμητικοί μέσοι όροι της παραμέτρου k_g του συντελεστή μ_g ως προς το φορτίο του κινητήρα για την 1^η ομάδα μελέτης.

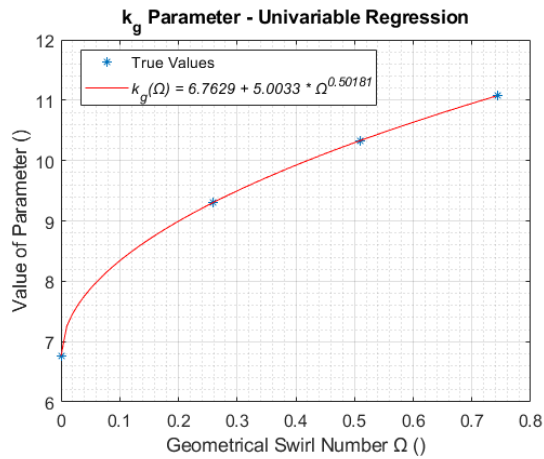
Γωνία Θυρίδων Εισαγωγής (deg)	Παράμετρος k_g
0°	6.76
10°	9.30
20°	10.33
30°	11.08

Πίνακας 6.4: Αριθμητικοί μέσοι όροι της παραμέτρου k_g του συντελεστή μ_g ως προς το φορτίο του κινητήρα για την 2^η ομάδα μελέτης.

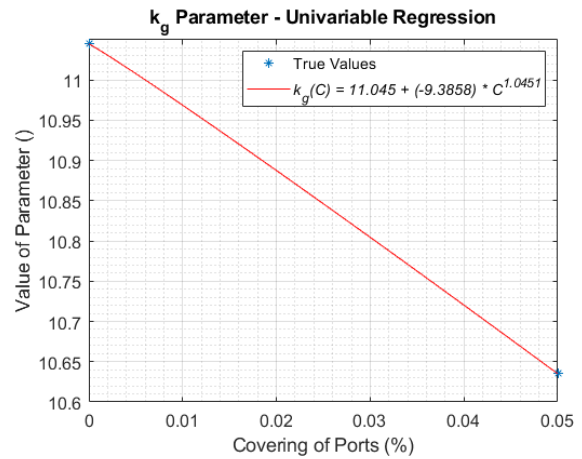
Παράμετρος k_g

$$I. \quad k_g(\Omega) = 6.76 + 5.00 * \Omega^{0.50} \quad (6.11a)$$

$$II. \quad k_g(C) = 11.04 - 9.39 * C^{1.05} \quad (6.11b)$$



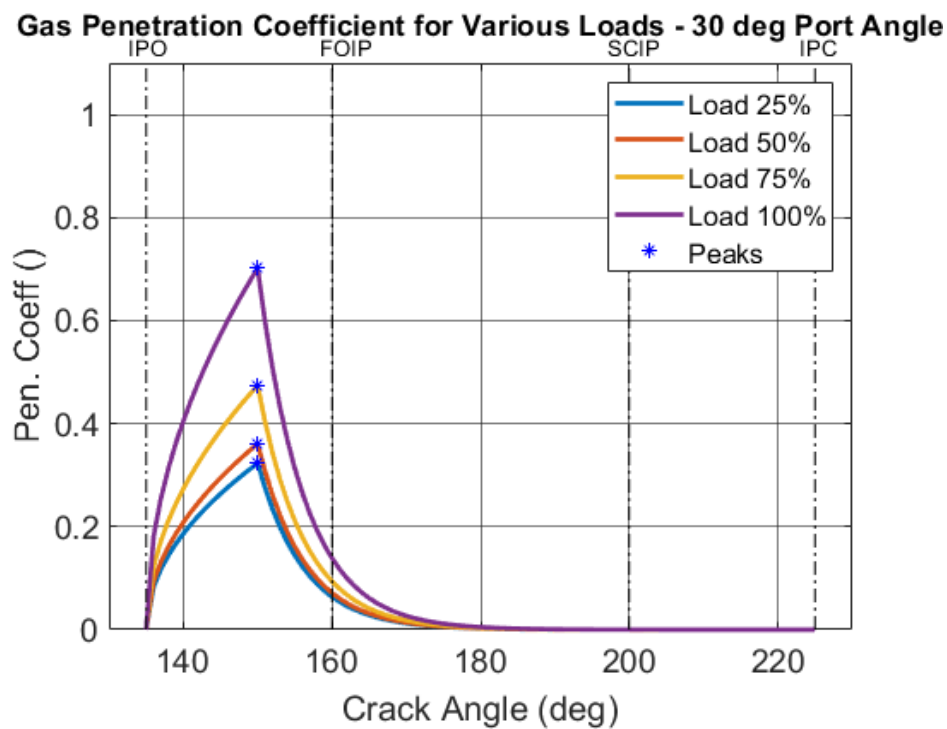
(α)



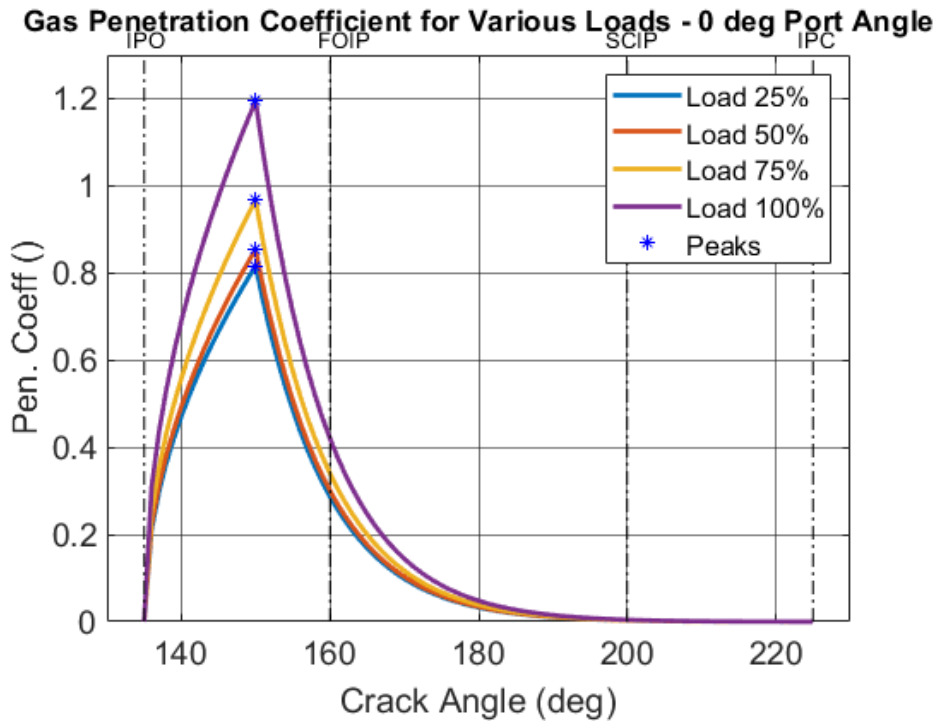
(β)

Διαγράμματα 6.13: Ανάλυση παλινδρόμησης για την παραμέτρου k_g μετά τη μείωση του βαθμού εξάρτησης. (α) 1^η ομάδα μελέτης, (β) 2^η ομάδα μελέτης.

Μετά τη μείωση του βαθμού της, η παράμετρος k_g συνεχίζει να ακολουθεί αύξουσα κατανομή για αυξανόμενο port angle και φθίνουσα κατανομή για αυξανόμενη κάλυψη των θυρίδων. Στην πρώτη περίπτωση, η συμπεριφορά της παραμέτρου είναι παραβολική, ενώ στη δεύτερη περίπτωση είναι σχεδόν γραμμική.

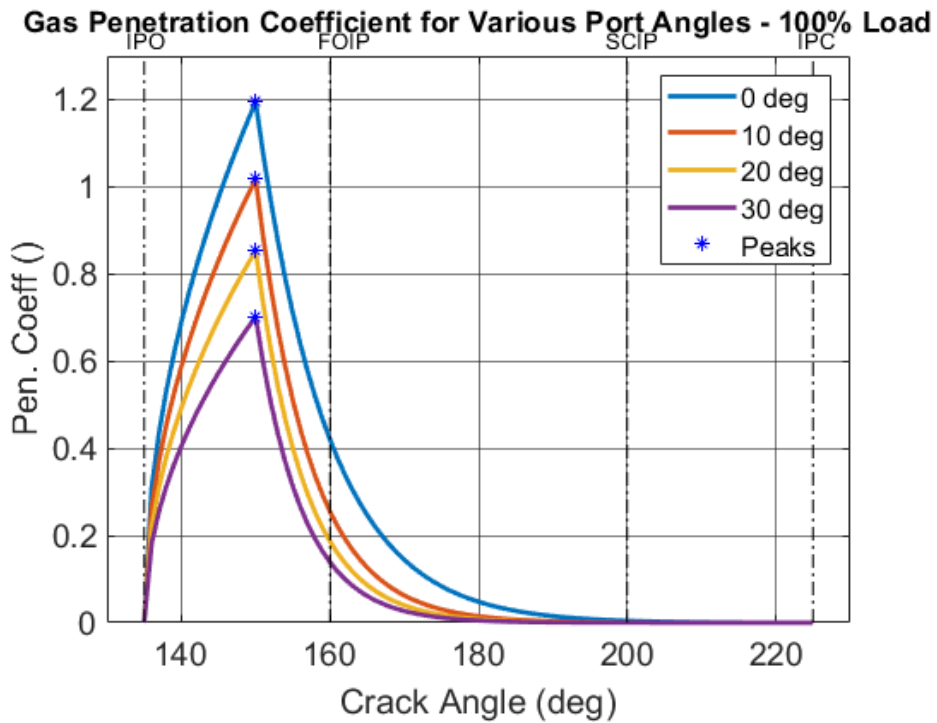


(α)

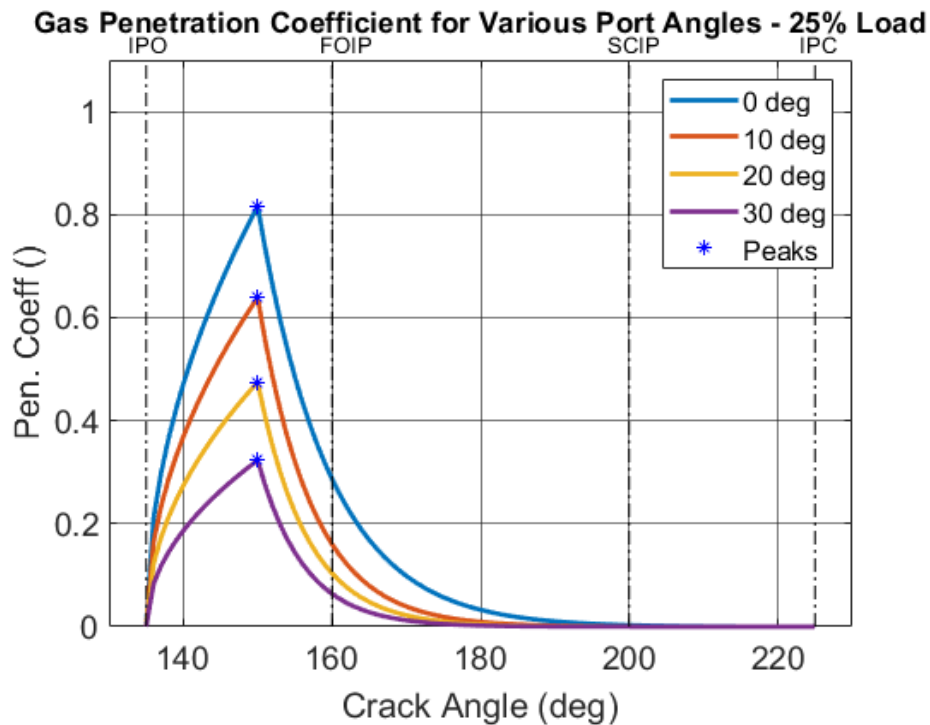


(β)

Διάγραμμα 6.14α,β: Κατανομές συντελεστή μίξης καυασερίων για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη γωνία θυρίδων εισαγωγής, 30, 0 deg.



(α)

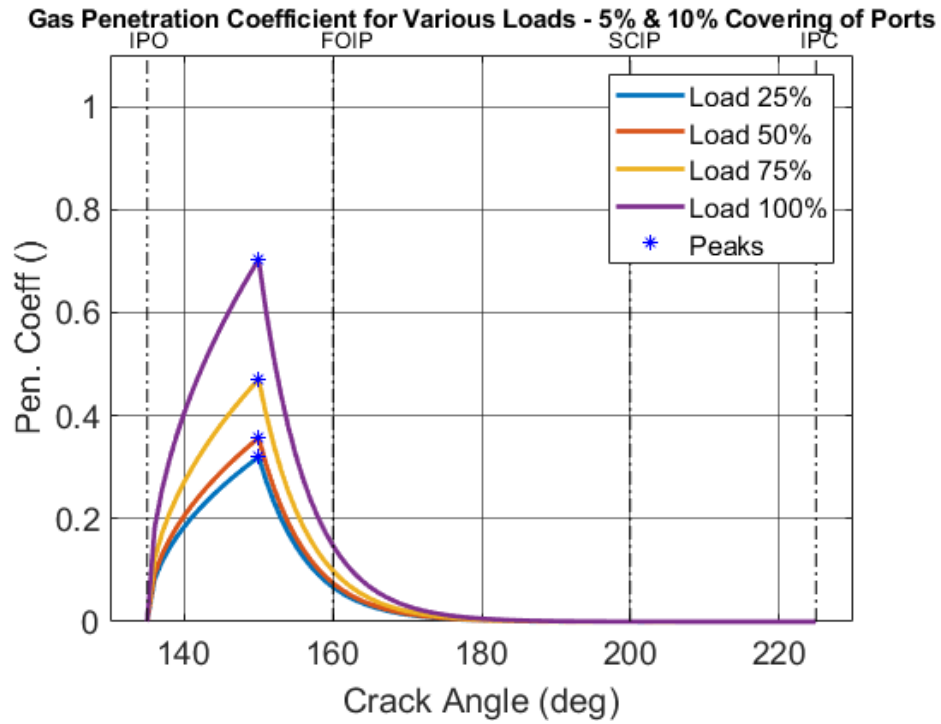


(β)

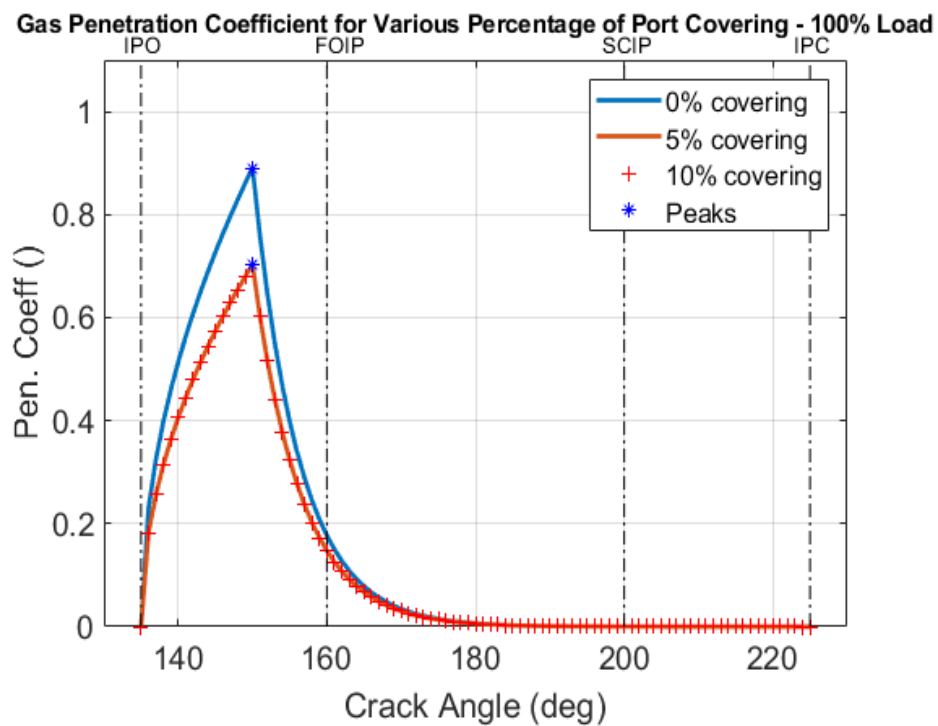
Διάγραμμα 6.15α,β: Κατανομές συντελεστή μίξης καυσαερίων για μεταβλητή γωνία θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 25%.

Στα διαγράμματα 6.14 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για γωνίες θυρίδων εισαγωγής από 0 έως 30 μοίρες, για τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου κινητήρα. Για όλες τις περιπτώσεις, η καμπύλη του συντελεστή καυσαερίων είναι παρόμοια. Αυτό σημαίνει ότι ο μηχανισμός ανάμιξης των καυσαερίων παραμένει αμετάβλητος και αλλάζει μόνο η ένταση της ανάμιξής τους. Για όλα τα port angle, μεγαλύτερη ανάμιξη στην πρώτη φάση της απόπλυσης συμβαίνει στα υψηλά φορτία, καθώς ο αέρας εισάγεται με μεγαλύτερη ταχύτητα στον κύλινδρο και παρασέρνει περισσότερα καυσαέρια στην ανάμιξή του (Εικόνα 6.4). Από τη δεύτερη φάση της απόπλυσης μέχρι το τέλος, παρατηρείται μεγαλύτερη πτώση του συντελεστή μ_g στα υψηλά φορτία καθώς υπάρχει περιορισμένος χρόνος για την ανάμιξη λόγω διάχυσης των αερίων. Αντιθέτως, στα χαμηλά φορτία η απόπλυση διαρκεί περισσότερο, επομένως υπάρχει παραπάνω χρόνος για την ανάμιξή τους.

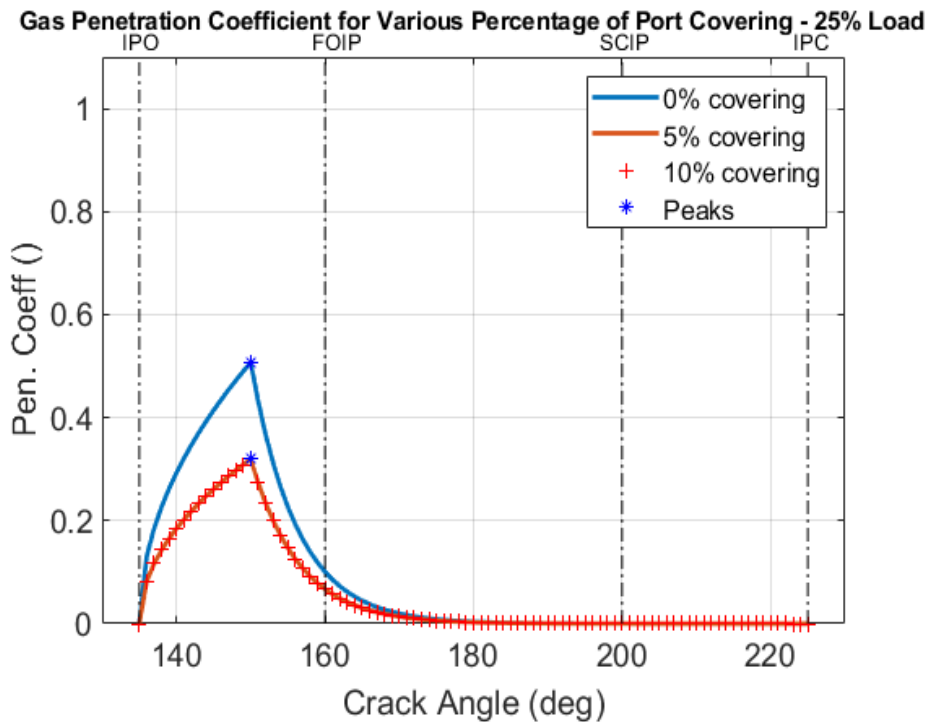
Στα διαγράμματα 6.15 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για φορτία κινητήρα, από 100% έως 25% για τις διαφορετικές περιπτώσεις γωνίας θυρίδων. Στα υψηλά port angle, στην αρχή της απόπλυσης ο αέρας έχει περισσότερη περιφερειακή ορμή και λιγότερη αξονική, άρα η προχώρησή του μέσα στον κύλινδρο είναι μικρή και θα αναμιγνύονται λιγότερα καυσαέρια. Αντιθέτως, στα χαμηλά port angle, ο αέρας εισάγεται με τη μορφή συγκεντρωμένης φλέβας στον άξονα του κυλίνδρου με υψηλή αξονική ορμή, η οποία διεσδύει σε μεγάλη αξονική απόσταση στον κύλινδρο και παρασέρνει μεγάλη μάζα καυσαερίων για ανάμιξη (Εικόνα 6.11). Από τη δεύτερη φάση της απόπλυσης και έπειτα, υποτίθεται μεγαλύτερη πτώση του συντελεστή μ_g και άρα μικρότερη ανάμιξη στα υψηλά port angle (φαίνεται από τις τιμές της παραμέτρου k_g), διότι υπάρχουν ρευστοδυναμικά εμπόδια (περιοχή ανακυκλοφορίας) που εμποδίζουν την ανάμιξη διάχυσης των καυσαερίων.



Διάγραμμα 6.16: Κατανομή συντελεστή μίξης καυασερίων μ_g για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό σταθερή κάλυψη θυρίδων, 5% και 10%.



(α)



(β)

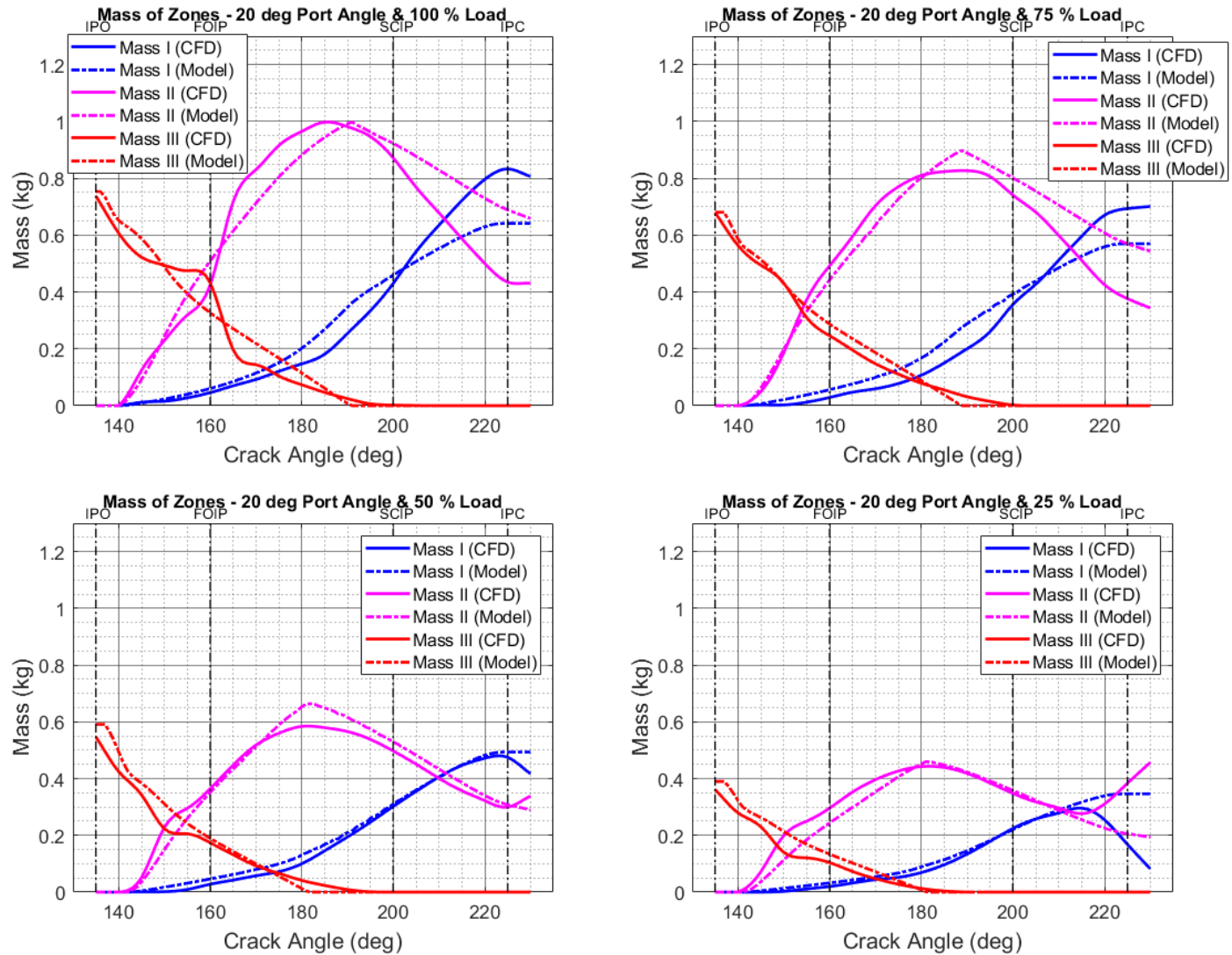
Διάγραμμα 6.17α,β: Κατανομή συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων υπό σταθερό φορτίο κινητήρα, 100%, 25%.

Στο διάγραμμα 6.16 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για κάλυψη των θυρίδων εισαγωγής από 0% έως 10%, για τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου κινητήρα. Ομοίως, ο μηχανισμός ανάμιξης των καυσαερίων παραμένει αμετάβλητος και αλλάζει μόνο η ένταση της ανάμιξής τους. Σε όλες τις περιπτώσεις κάλυψης, μεγαλύτερη ανάμιξη στην πρώτη φάση της απόπλυσης συμβαίνει στα υψηλά φορτία, καθώς ο αέρας εισάγεται με μεγαλύτερη ταχύτητα στον κύλινδρο και παρασέρνει περισσότερα καυσαέρια στην ανάμιξή του. Από τη δεύτερη φάση της απόπλυσης μέχρι το τέλος, παρατηρείται μεγαλύτερη πτώση του συντελεστή μ_g στα υψηλά φορτία καθώς υπάρχει περιορισμένος χρόνος για την ανάμιξη διάχυσης των αερίων. Αντιθέτως, στα χαμηλά φορτία η απόπλυση διαρκεί περισσότερο, επομένως υπάρχει παραπάνω χρόνος για την ανάμιξή τους.

Στα διαγράμματα 6.17 φαίνονται οι κατανομές του συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για φορτία κινητήρα, από 100% έως 25% για τις διαφορετικές περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων. Σε όλα τα φορτία στην αρχή της απόπλυσης, μεγαλύτερη ανάμιξη των καυσαερίων υπάρχει για την περίπτωση μηδενικής κάλυψης, καθώς η μάζα των καυσαερίων μειώνεται απότομα στις πρώτες μοίρες της απόπλυσης (Εικόνα 6.12). Αντιθέτως, για κάλυψη θυρίδων 5, 10% η μάζα των καυσαερίων διατηρείται σε υψηλότερες τιμές για το ίδιο χρονικό διάστημα, συνεπώς οι τιμές του συντελεστή θα είναι μικρότερες. Στη δεύτερη φάση της ανάμιξης (λόγω διάχυσης), οι τιμές του συντελεστή μ_g ελλατώνονται πιο γρήγορα για την περίπτωση μηδενικής κάλυψης (φαίνεται από τις τιμές του k_g), καθώς η μάζα των καυσαερίων ελλατώνεται με αργό ρυθμό προς το τέλος της απόπλυσης. Κάτι τέτοιο, δε συμβαίνει με τις άλλες δύο περιπτώσεις κάλυψης (5, 10%) καθώς η μάζα των καυσαερίων πέφτει πιο γρήγορα, επομένως οι τιμές του συντελεστή θα ελλατώνονται πιο αργά (Εικόνα 6.12).

6.2 Αποτελέσματα Μαζών των Αερίων ανά Ζώνη

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των μαζών των αερίων ανά ζώνη (αέρα, καυσαερίων και μίξης) για μεταβλητό φορτίο κινητήρα, από 100% έως 25%, σε διαφορετικές περιπτώσεις γωνιών θυρίδων 20 deg και 10 deg (1^η ομάδα) και την περίπτωση κάλυψης θυρίδων 10% (2^η ομάδα). Οι υπόλοιπες περιπτώσεις παρουσιάζονται στο Παράρτημα Δ.



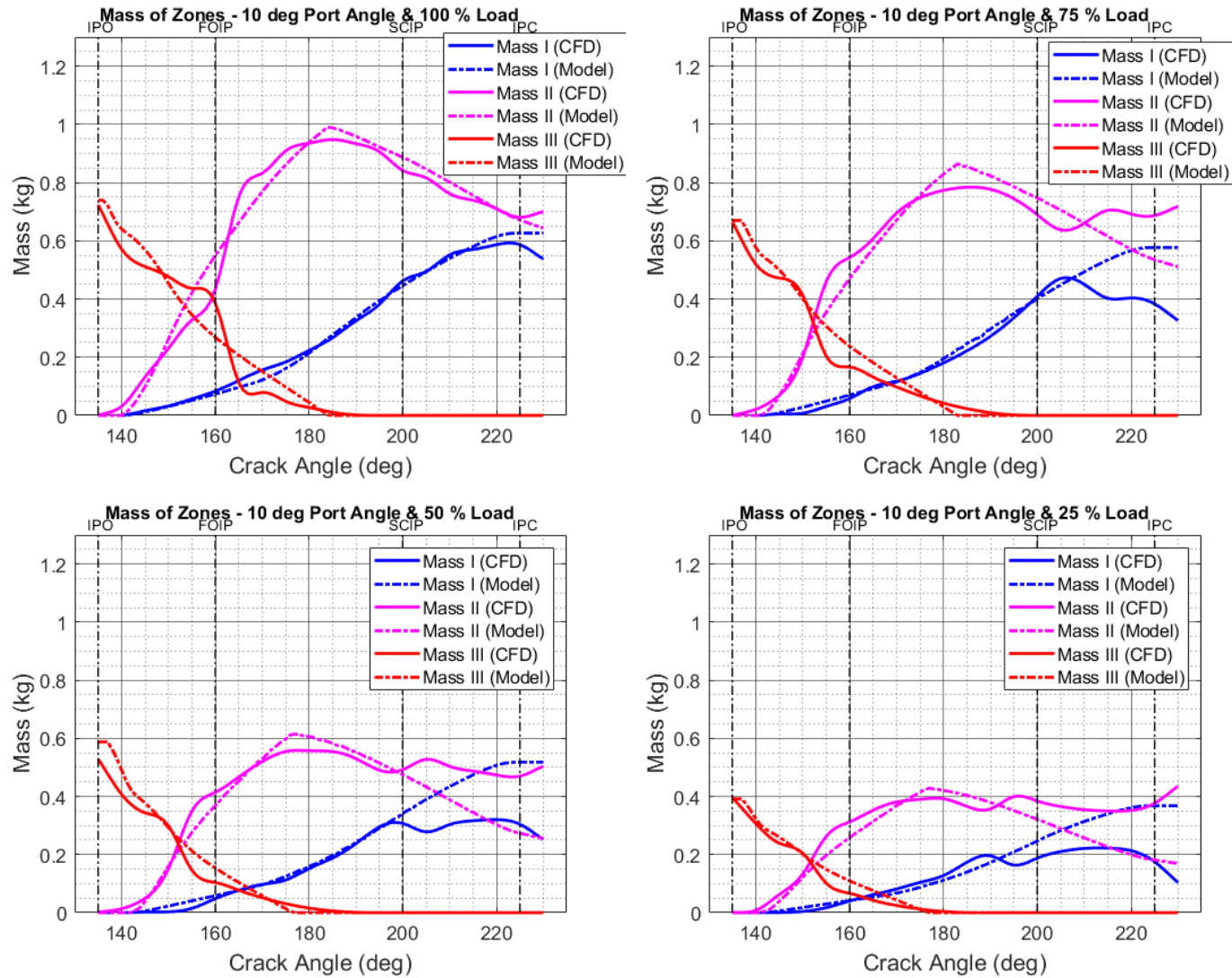
Διάγραμμα 6.18: Μάζες αερίων ανά ζώνη για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό δεδομένη γωνία θυρίδων 20 deg.

Στο διάγραμμα 6.18 παρουσιάζεται η χρονική εξέλιξη των μαζών των αερίων ανά ζώνη του θερμοδυναμικού μοντέλου (διακεκομμένες γραμμές) σε σύγκριση με αυτές του μοντέλου CFD (συμπαγείς γραμμές), για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό δεδομένο port angle 20 deg. Η μάζα του αέρα έχει αύξουσα συμπεριφορά για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης. Στην αρχή, η καμπύλη της μάζας του αέρα έχει μικρή κλίση εξαιτίας της υψηλής ανάμιξης του με τα καυσαέρια, ενώ στη συνέχεια αυξάνεται απότομα, λόγω της ανεμπόδιστης εισόδου του στον κύλινδρο, καθώς οι περιοχές των καυσαερίων μετατοπίζονται προς την εξαγωγή. Παρατηρείται ότι οι μάζες των τριών ζωνών έχουν καλή ταύτιση με τις αντίστοιχες του CFD. Η μάζα του αέρα φαίνεται να υπερεκτιμάται στα υψηλά φορτία, κυρίως στην αρχή της απόπλυσης. Αυτό δικαιολογείται καθώς το μοντέλο CFD προβλέπει την ύπαρξη των θυλάκων καυσαερίων στις περιοχές αποκόλλησης της ροής (πάνω από τις θυρίδες), άρα μειωμένη μάζα αέρα σε σχέση με το θερμοδυναμικό μοντέλο που υποθέτει ομογενή κυλινδρική ζώνη του αέρα. Στα χαμηλά φορτία, πετυχαίνεται πολύ καλή ταύτιση με τη μάζα αέρα του μοντέλου CFD για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης. Από τις 175 deg CA περίπου μέχρι το τέλος της απόπλυσης, το μοντέλο CFD προβλέπει μειωμένη μάζα του αέρα. Αυτή η υποεκτίμηση της μάζας πιθανόν να οφείλεται σε σφάλμα κατά τη μετάφραση των ογκιδίων μηδενικής συγκέντρωσης σε CO₂ του μοντέλου CFD σε μάζα της ζώνης αέρα του τριζωνικού μοντέλου.

Για τη μάζα των καυσαερίων το θερμοδυναμικό μοντέλο προβλέπει μια γραμμική μείωση της μάζας, η οποία φαίνεται να ακολουθεί αυτή του μοντέλου CFD. Η μείωση αυτή οφείλεται στη συνεχή ελάττωση της μάζας των καυσαερίων λόγω της ανάμιξής τους με τον αέρα και της εξαγωγής του από τη βαλβίδα. Παρατηρείται ότι σε όλες της περιπτώσεις, η μορφή της μάζας των καυσαερίων που εκτιμούν τα δύο μοντέλα είναι αρκετά διαφορετική. Για το λόγο αυτό, η απαίτηση μέγιστης ταύτισης για τη μάζα των καυσαερίων καθίσταται αδύνατη και πιθανόν εσφαλμένη, λόγω σφαλμάτων που μπορεί να ελλοχεύει η μετάφραση των ογκιδίων του μοντέλου CFD σε μάζες ζωνών για το τριζωνικό μοντέλο. Ιδιαίτερη ιδιομορφία παρουσιάζει η καμπύλη του φορτίου 100%, όπου παρατηρείται γρήγορα πτώση στη μάζα των καυσαερίων στο χρονικό διάστημα μεταξύ 160 και 165 deg, της τάξεως του 32% της μέγιστης τιμής της μάζας για το φορτίο 100%, ενώ για τα υπόλοιπα φορτία είναι της τάξεως του 17% έως 24% για το χαμηλότερο φορτίο. Η ανάμιξη αυτή δεν προβλέπεται από το ανανεωμένο μοντέλο λόγω των ακραίων υψηλών τιμών που θα λάμβανε ο συντελεστής μίξης καυσαερίων. Θεωρείται λοιπόν ότι οφείλεται σε σφάλμα που εμπεριέχει ο αυθαίρετος τρόπος της μετάφρασης των ογκιδίων υψηλής περιεκτικότητας σε CO₂ του μοντέλου CFD σε μάζα της ζώνης καυσαερίων για το τριζωνικό μοντέλο. Επίσης, παρατηρείται ότι η μάζα των καυσαερίων του θερμοδυναμικού μοντέλου τελειώνει πιο γρήγορα από αυτή του μοντέλου CFD, εξαιτίας της διαφορετικής θεώρησης που έχουν τα δύο μοντέλα για τη ροή μάζας εξόδου των καυσαερίων από τον κύλινδρο και εξαιτίας της παγίδευσης καυσαερίων κάτω από τη βαλβίδα εξαγωγής (λόγω της συμμετρικότητας της ροής) που προβλέπει το μοντέλο CFD, αλλά όχι το θερμοδυναμικό.

Η μάζα της ζώνης μίξης του θερμοδυναμικού μοντέλου ακολουθεί γραμμική συμπεριφορά για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης. Στην αρχή, είναι αύξουσα μέχρι τη μέση της απόπλυσης περίπου, λόγω της υψηλής ανάμιξης των αερίων στον κύλινδρο, ενώ στη συνέχεια είναι φθίνουσα μέχρι το τέλος της απόπλυσης λόγω της εξαγωγής της ζώνης ανάμιξης από τη βαλβίδα. Το θερμοδυναμικό μοντέλο φαίνεται να υποεκτιμά και να υπερεκτιμά τη μάζα της ζώνης μίξης σε διάφορα χρονικά στάδια της απόπλυσης, εξαιτίας της υπερεκτίμησης ή της

υποεκτίμησης αντίστοιχα της μάζας του αέρα στον κύλινδρο. Επομένως, όπου η μάζα του αέρα υπερεκτιμάται στο θερμοδυναμικό μοντέλο, η μάζα της ζώνης μίξης υποεκτιμάται και αντιστρόφως.



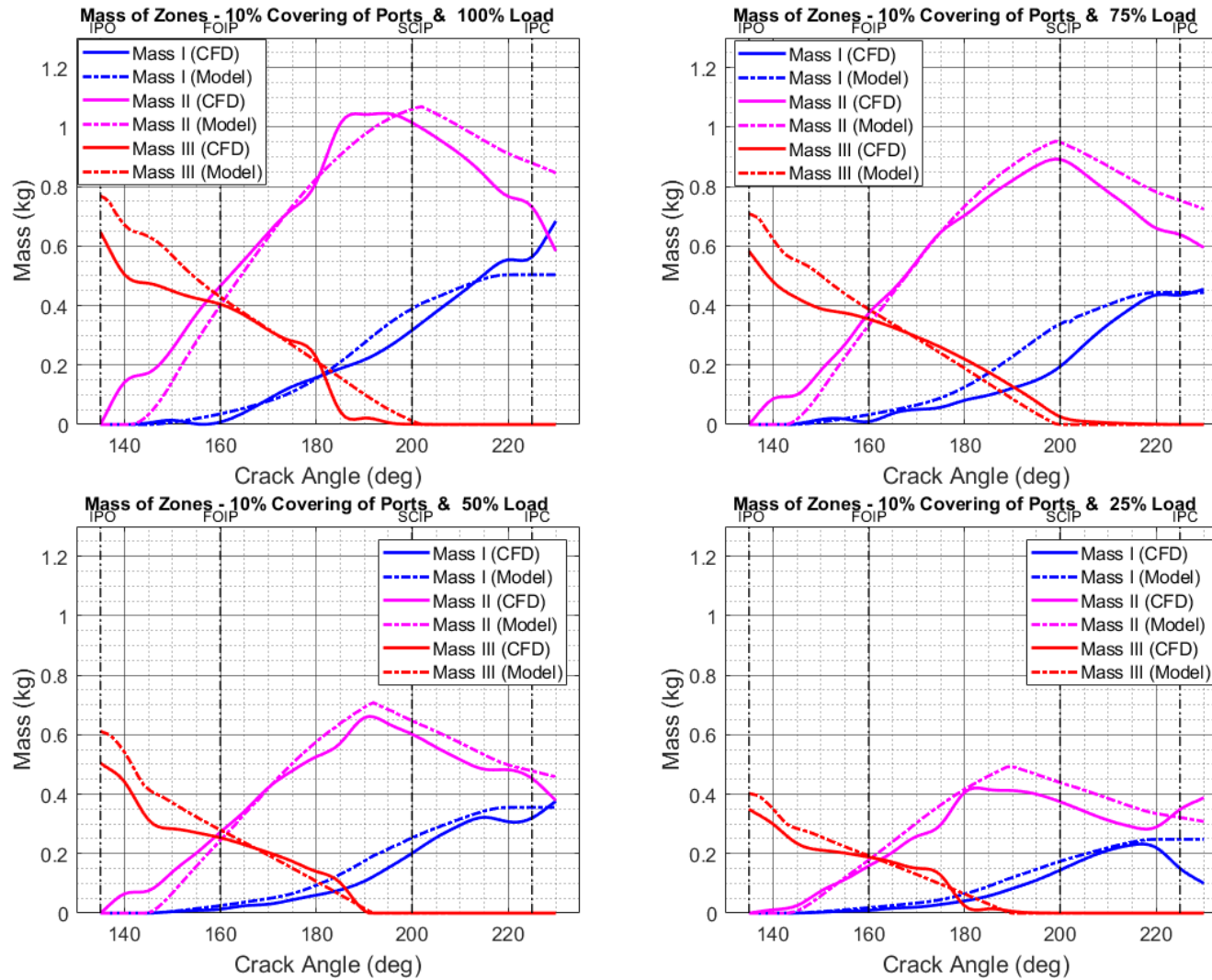
Διάγραμμα 6.19: Μάζες αερίων ανά ζώνη για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό δεδομένη γωνία θυρίδων 10 deg.

Στα διαγράμματα 6.19 παρουσιάζεται η χρονική εξέλιξη των μαζών των αερίων ανά ζώνη του θερμοδυναμικού μοντέλου σε σύγκριση με αυτές του μοντέλου CFD, για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό δεδομένο port angle 10 deg. Η μάζα αέρα του θερμοδυναμικού μοντέλου βρίσκεται σε καλή ταύτιση με αυτή του μοντέλου CFD μέχρι τις 170 deg για όλα τα φορτία. Από τη στιγμή αυτή και έπειτα και όσο ελαττώνεται το φορτίο παρουσιάζεται ανομοιόμορφη συμπεριφορά στη μάζα αέρα του μοντέλου CFD. Ακολουθεί μια περίοδος μείωσης της μάζας, μια περίοδος αύξησης της μάζας και τέλος μια περίοδος όπου η μάζα υφίσταται τη μεγαλύτερη μείωσή της. Για το μέγιστο φορτίο 100%, συναντάται μόνο η πρώτη περίοδος μείωσης της μάζας. Η συμπεριφορά αυτή πιθανόν να οφείλεται στο σφάλμα της μετάφρασης του μοντέλου CFD, όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενες παραγράφους. Αυτή η συμπεριφορά δεν προβλέπεται από το θερμοδυναμικό μοντέλο.

Η συμπεριφορά της μάζας των καυσαερίων του θερμοδυναμικού μοντέλου ακολουθεί γραμμική συμπεριφορά, όπως περιγράφηκε και για τις προηγούμενες περιπτώσεις. Η κλίση των κοίλων της μάζας προς τα άνω είναι περισσότερο εμφανής σε αυτήν την περίπτωση.

Η συμπεριφορά της μάζας μίξης ακολουθεί τις παρατηρήσεις που αναφέρθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους.

Συμπερασματικά, η γενική εικόνα είναι ότι οι μάζες αερίων που εκτιμά το θερμοδυναμικό μοντέλο βρίσκονται σε καλή ταύτιση με τις μάζες αερίου του μοντέλου CFD για τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου κινητήρα – port angle.



Διάγραμμα 6.20: Μάζες αερίων ανά ζώνη για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό σταθερή κάλυψη θυρίδων 10% (20 deg port angle).

Στα διαγράμματα 6.20 παρουσιάζεται η χρονική εξέλιξη των μαζών των αερίων ανά ζώνη του θερμοδυναμικού μοντέλου σε σύγκριση με αυτές του μοντέλου CFD, για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό δεδομένη κάλυψη θυρίδων 10% (σταθερό port angle 20 deg). Το θερμοδυναμικό μοντέλο υπερεκτιμά τη μάζα του αέρα για όλες τις περιπτώσεις φορτίου και κάλυψης. Όπως αναφέρθηκε, η απόκλιση αυτή βρίσκεται σε συμφωνία με τη διαφορετική θεώρηση που έχουν τα δύο μοντέλα για τη μοντελοποίηση των αερίων στον κύλινδρο. Στο τέλος της απόπλυσης, η μάζα του αέρα έχει ανομοιόμορφη συμπεριφορά, ο βαθμός της οποίας ποικίλλει ανάλογα με την κάλυψη των θυρίδων. Για κάλυψη 10% παρατηρείται αύξηση της μάζας για όλα τα φορτία πέραν του ελαχίστου 25%. Η συμπεριφορά αυτή πιθανόν να οφείλεται σε σφάλμα κατά τη μετάφραση των ογκιδίων αερίων του πλέγματος του μοντέλου CFD στις αντίστοιχες μάζες του τριζωνικού μοντέλου.

Η μάζα των καυσαερίων του θερμοδυναμικού μοντέλου έχει καθαρά γραμμική μείωση για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης. Ισχύει ότι έχει ειπωθεί προηγουμένως για τη μορφή της μάζας των καυσαερίων. Παρατηρούμε ότι υπάρχει καλή ταύτιση της μάζας κυρίως στα χαμηλά φορτία.

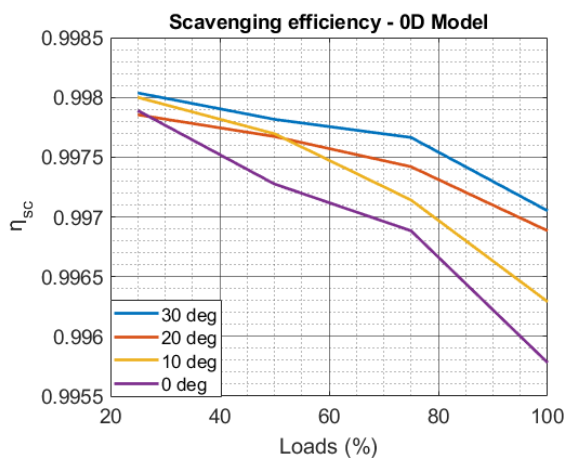
Η μάζα της ζώνης μίξης επηρεάζεται από τις κατανομές των μαζών του αέρα και των καυσαερίων, ούτως ώστε απότομες μεταβολές στη μάζα των τελευταίων να αποτυπώνεται με μια εξίσου απότομη μεταβολή στη μάζα της ζώνης μίξης.

Συμπερασματικά, οι μάζες αερίων που εκτιμά το θερμοδυναμικό μοντέλο βρίσκονται σε καλή ταύτιση με τις μάζες αερίου του μοντέλου CFD για τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου κινητήρα – κάλυψη θυρίδων.

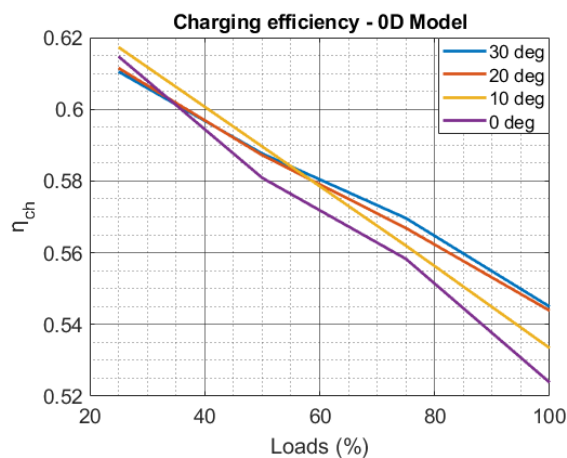
6.3 Μεταβολή των παραμέτρων της απόπλυσης

Οι παράμετροι της απόπλυσης αναλύονται στο κεφάλαιο 3.3. Αυτοί που μελετώνται είναι ο βαθμός απόδοσης απόπλυσης η_{sc} , ο βαθμός απόδοσης πλήρωσης η_{ch} και ο βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_{tr} . Οι παράμετροι παρουσιάζονται ως συνάρτηση του φορτίου του κινητήρα.

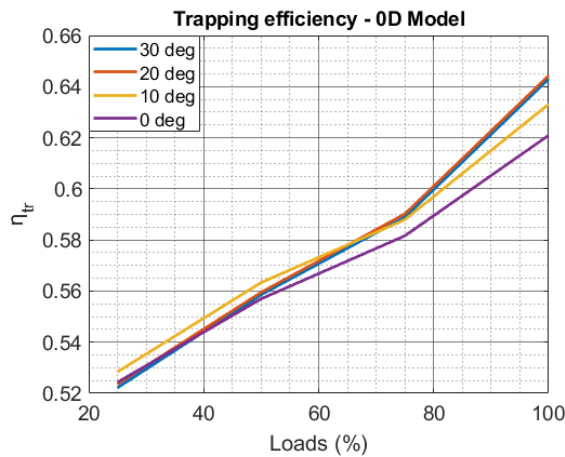
Αρχικά, οι παράμετροι παρουσιάζονται για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle και στη συνέχεια για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων.



(α)



(β)



(γ)

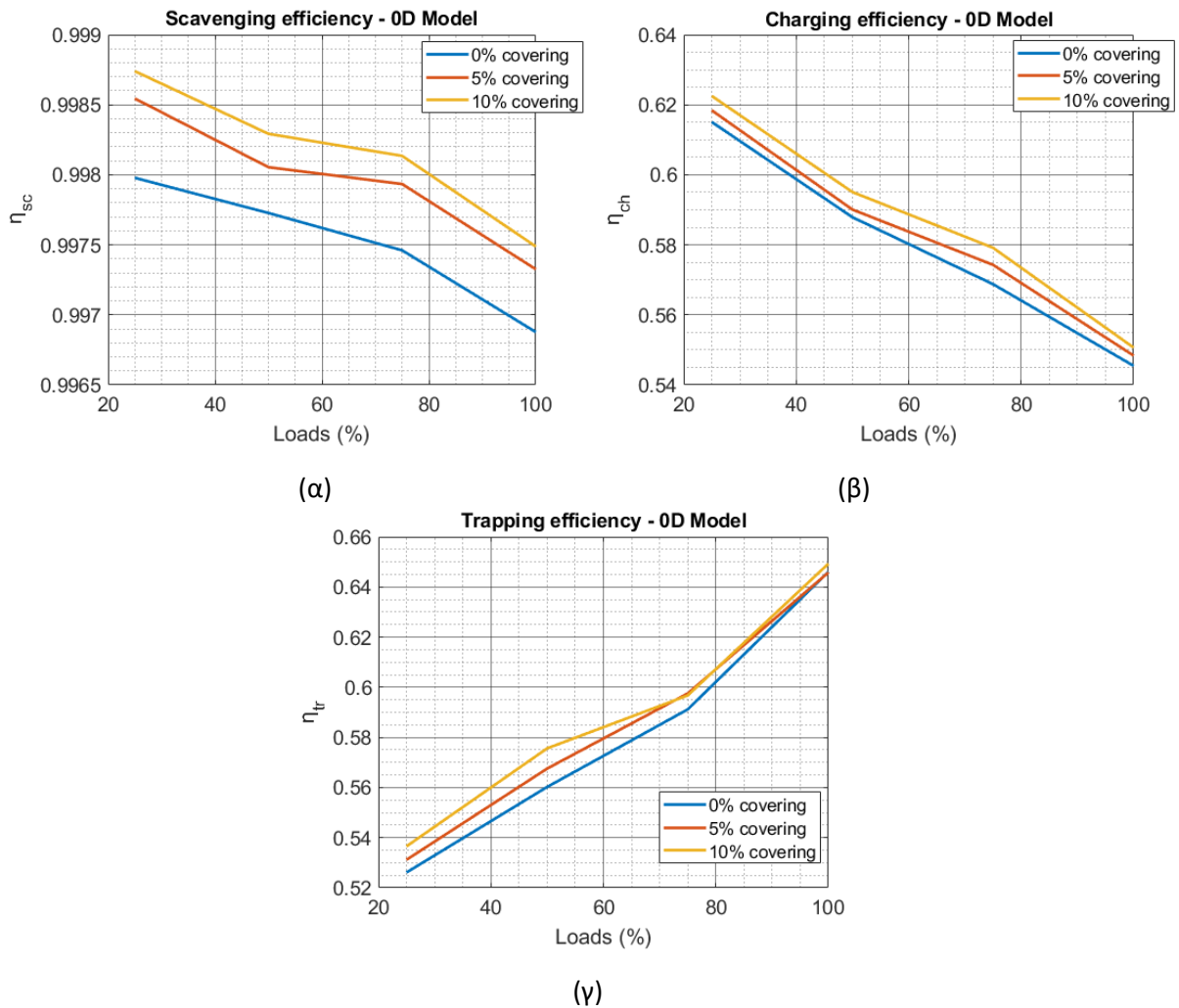
Διάγραμμα 6.21: Παράμετροι απόπλυσης συναρτήσεσι του φορτίου του κινητήρα για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου σε σύγκριση με την περίπτωση του constant μοντέλου – (α) Βαθμός απόδοσης απόπλυσης η_{sc} , (β) Βαθμός απόδοσης πλήρωσης η_{ch} , (γ) Βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_{tr}

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στις παραμέτρους της απόπλυσης

Στο διάγραμμα 6.21 παρουσιάζονται οι παράμετροι της απόπλυσης συναρτήσεσι του φορτίου του κινητήρα για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και συγκρίνονται με την περίπτωση του constant μοντέλου.

Ο βαθμός απόδοσης της απόπλυσης χαρακτηρίζει την περιεκτικότητα του αέριου περιεχομένου του κυλίνδρου σε καθαρό αέρα στο τέλος της απόπλυσης, ο βαθμός απόδοσης πλήρωσης χαρακτηρίζει την πλήρωση του κυλίνδρου με καθαρό αέρα σε σχέση με μια μάζα αναφοράς, ατμοσφαιρικής πυκνότητας και ο βαθμός απόδοσης εγλωβισμού χαρακτηρίζει τις απώλειες της εισαγωγής. Για σταθερή γωνία θυρίδων οι βαθμοί απόδοσης απόπλυσης και πλήρωσης είναι φθίνοντες για αυξανόμενο φορτίο, ενώ ο βαθμός απόδοσης εγλωβισμού είναι αύξοντας. Επομένως, στα χαμηλά φορτία ο κύλινδρος είναι πιο καθαρός από καυσαέρια, ενώ οι απώλειές του μεγαλύτερες, κάτι το οποίο είναι αναμενόμενο.

Επίσης, για σταθερό φορτίο κινητήρα παρατηρείτε ότι στα χαμηλά φορτία οι περιπτώσεις των χαμηλών port angle (ιδιαίτερα αυτή των 10 deg) παρουσιάζουν αυξημένες τιμές για τις παραμέτρους. Αντιθέτως, στα υψηλά φορτία οι μεγάλες τιμές των παραμέτρων οφείλονται στις περιπτώσεις υψηλών port angle. Επομένως, ο κύλινδρος στα χαμηλά φορτία είναι περισσότερο καθαρός για τα χαμηλά port angle και στα υψηλά φορτία για τα υψηλά port angle. Επίσης, ο αέρας εισαγωγής έχει λιγότερες απώλειες στα χαμηλά φορτία για τα χαμηλά port angle και στα υψηλά φορτία στα υψηλά port angle.



Διάγραμμα 6.22: Παράμετροι απόπλυσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου – (α) Βαθμός απόδοσης απόπλυσης η_{sc} , (β) Βαθμός απόδοσης πλήρωσης η_{ch} , (γ) Βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_{tr}

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στις παραμέτρους της απόπλυσης

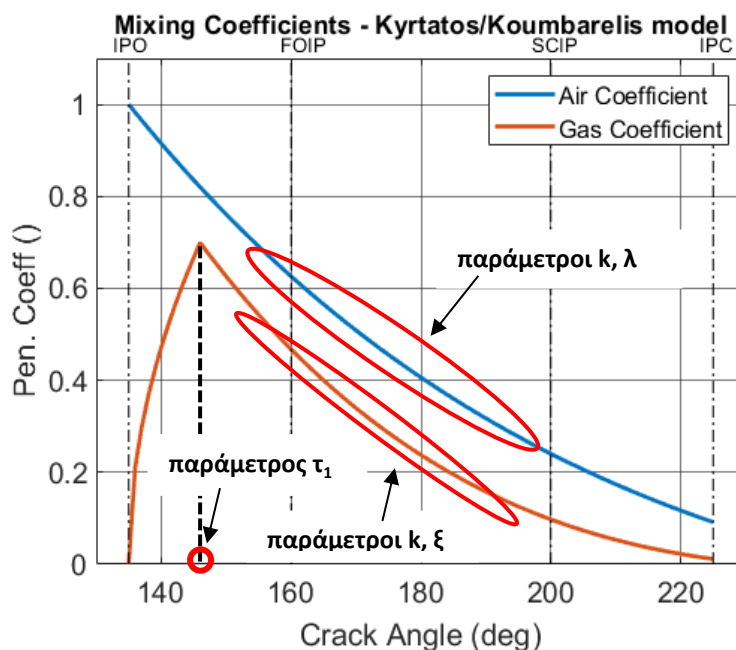
Στο διάγραμμα 6.22 παρουσιάζονται οι παράμετροι της απόπλυσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου. Η συμπεριφορά των παραμέτρων για σταθερό port angle είναι ίδιες με προηγουμένως. Γενικά, και οι τρεις παράμετροι παρουσιάζουν υψηλότερες τιμές για μεγαλύτερη κάλυψη των θυρίδων. Σημειώνεται ότι για το φορτίο 75%, οι απώλειες στην εισαγωγή είναι οι ελάχιστες για τις περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων 5% και 10%, ενώ στο μέγιστο φορτίο 100%, ο βαθμός απόδοσης εγλωβισμού είναι σχεδόν ανεξάρτητος από την κάλυψη.

Συνοπτικά η εξέλιξη του τριζωνικού μοντέλου απόπλυσης παρουσιάζεται στον Πίνακα 6.5. Αρχικά, παρουσιάζονται οι κατανομές των συντελεστών μίξης μ_a , μ_g και οι παράμετροί τους για το (υπάρχον) Τριζωνικό Μοντέλο (1988) και στη συνέχεια για το ανανεωμένο Τριζωνικό Μοντέλο.

Συντελεστές Μίξης	Τριζωνικό Μοντέλο Απόπλυσης	Παράμετροι			
	Υπάρχον μοντέλο (1988)	Γραμμικής μεταβολής	Εκθετικής μεταβολής		Αλλαγής φάσης
Αέρα μ_a	$\mu_a = e^{-k\tau_{scav}} * (\lambda\tau_{scav} + 1), \quad 0 < \tau_{scav} < 1$	λ	k		-
Καυσαερίων μ_g	$\mu_g = \begin{cases} 2 * \tau_{scav}^{0.5}, & 0 < \tau_{scav} < \tau_1, \\ e^{-k\tau_2} * (\xi\tau_2 + \mu_{g1}(\tau_1)), & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases}$	ξ			τ_1
Ανανεωμένο μοντέλο (2018)					
Αέρα μ_a	$\mu_a = \begin{cases} a * \tau_1^2 + c, & 0 < \tau_1 < \tau_c, \\ \mu_{a1}(\tau_c) * e^{-\ln \frac{\mu_{a1}(\tau_c)}{d} * \tau_2}, & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases}$	Αρχικής τιμής c	Πολυων. μεταβολής a	Τελικής τιμής d	Αλλαγής φάσης τ_c
Καυσαερίων μ_g	$\mu_g = \begin{cases} \pi * \tau_{scav}^{0.5}, & 0 < \tau_{scav} < \tau_1, \\ e^{-k_g * \tau_2} * \mu_{g1}(\tau_1) * (1 + \tau_2), & 0 < \tau_2 < 1 \end{cases}$	Μέγιστης τιμής π	Εκθετικής μεταβολής k_g		Αλλαγής φάσης τ_1

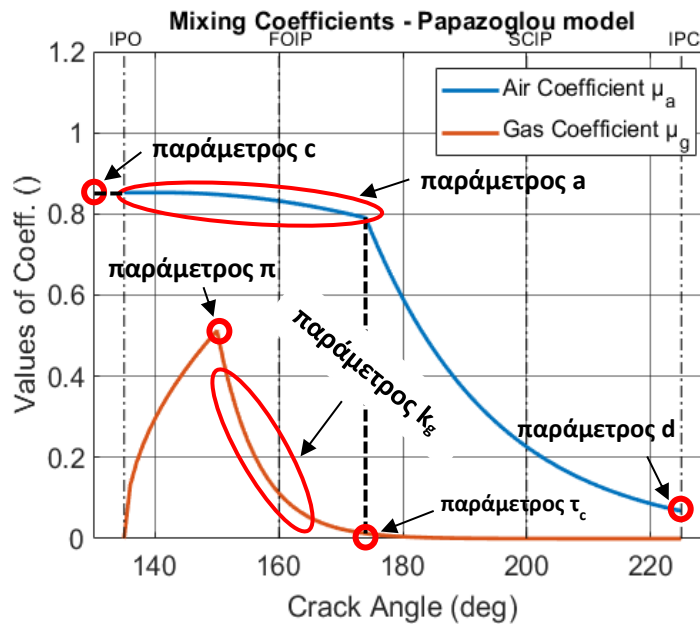
Πίνακας 6.5: Συνοπτικός πίνακας εξέλιξης του Τριζωνικού Μοντέλου Απόπλυσης.

Στα διαγράμματα 6.23 και 6.24 παρουσιάζονται οι κατανομές των συντελεστών μίξης του υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου (1988) και του ανανεωμένου μοντέλου (2018). Συγκεκριμένα, στο διάγραμμα 6.23 διακρίνονται οι παράμετροι εκθετικής μεταβολής k και οι γραμμικής μεταβολής λ και ξ των συντελεστών αέρα και καυσαερίων αντίστοιχα.



Διάγραμμα 6.23: Κατανομές συντελεστών μίξης υπάρχοντος τριζωνικού μοντέλου (1988).

Αντίστοιχα, στο διάγραμμα 6.24 διακρίνονται οι παράμετροι πολυωνυμικής μεταβολής a , αρχικής τιμής c , τελικής τιμής d και αλλαγής φάσης τ_c του συντελεστή αέρα μ_a και οι παράμετροι μέγιστης τιμής π , εκθετικής μεταβολής k_g και αλλαγής φάσης τ_1 του συντελεστή καυσαερίων μ_g .



Διάγραμμα 6.24: Κατανομές συντελεστών μίξης ανανεωμένου τριζωνικού μοντέλου (2018).

7. Σύνοψη

Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η επικαιροποίηση των συντελεστών μίξης του αέρα και των καυσαερίων του τριζωνικού μοντέλου απόπλυσης σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες ευθείας απόπλυσης. Η παρούσα εργασία καταδεικνύει ότι η ανάμιξη των αερίων μέσα στον κύλινδρο μπορεί να μπορεί μελετηθεί μέσω της σύγκρισης της χρονικής εξέλιξης των μαζών των αερίων, μεταξύ ενός μηδενικής διάστασης μοντέλου (θερμοδυναμικό) με ένα διδιάστατο (CFD), το οποίο θεωρείται ως μοντέλο επαλήθευσης. Η μελέτη της απόπλυσης γίνεται για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου κινητήρα – γωνίας θυρίδων εισαγωγής (port angle) υπό δεδομένη κάλυψη θυρίδων (1^η ομάδα μελέτης) και μεταβλητού φορτίου – κάλυψης των θυρίδων στο ΚΝΣ υπό δεδομένη γωνία θυρίδων εισαγωγής (2^η ομάδα μελέτης).

Η βάση της εργασίας είναι η αναθεώρηση της μορφής των συντελεστών μίξης, χρησιμοποιώντας δεδομένα από το μοντέλο CFD και η εισαγωγή παραμέτρων στη μαθηματική έκφραση των συντελεστών ως προς το χρόνο, οι οποίες χαρακτηρίζουν την ανάμιξη των αερίων σε διαφορετικά στάδια της απόπλυσης. Για τις παραμέτρους υπολογίστηκαν αρχικές τιμές μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας, που περιλαμβάνει τη σύγκριση της χρονικής εξέλιξης των μαζών των αερίων, του μοντέλου μηδενικής διάστασης με το διδιάστατο μοντέλο.

Γνωρίζοντας τις αρχικές τιμές των παραμέτρων για κάθε ομάδα μελέτης, γίνεται ανάλυση παλινδρόμησης για τις παραμέτρους, ώστε να βρεθεί η μαθηματική σχέση που περιγράφει την εξάρτηση τους σε σχέση με το φορτίο του κινητήρα, τη γωνία των θυρίδων εισαγωγής και την κάλυψη της διατομής τους στο ΚΝΣ. Τελικά, κατασκευάζονται οι ανανεωμένες κατανομές των συντελεστών μίξης ως προς το χρόνο για την κάθε εξεταζόμενη περίπτωση φορτίου, γωνίας των θυρίδων και κάλυψης των θυρίδων.

7.1 Συμπεράσματα

Τα αποτελέσματα της εργασίας δείχνουν ότι η ανάμιξη του αέρα αυξάνει στα χαμηλά φορτία του κινητήρα, στις περιπτώσεις των υψηλών γωνιών των θυρίδων στην αρχή της απόπλυσης και για μεγάλη κάλυψη της διατομής των θυρίδων στο ΚΝΣ. Αντιθέτως, η ανάμιξη των καυσαερίων αυξάνει στα υψηλά φορτία, στις περιπτώσεις χαμηλών γωνιών των θυρίδων και για χαμηλή κάλυψη της διατομής τους. Συμπεραίνουμε ότι υπάρχει μια αντιστρόφως ανάλογη εξάρτηση της ανάμιξης του αέρα με την ανάμιξη των καυσαερίων. Στις περιπτώσεις που ο αέρας αναμιγνύεται με μεγαλύτερο ρυθμό, τα καυσαέρια αναμιγνύονται με μικρότερο ρυθμό και αντιστρόφως. Αυτό δείχνει ότι ο ρυθμός ανάμιξης των δύο αερίων αποτελεί αντικείμενο ανταγωνισμού και εξαρτάται τόσο από γεωμετρικούς παράγοντες (γωνία των θυρίδων εισαγωγής, μερική κάλυψη της διατομής αυτών), αλλά και από λειτουργικούς (φορτίο κινητήρα). Συγκρίνοντας την ανάμιξη του αέρα για τις διαφορετικές περιπτώσεις της γωνίας θυρίδων, διαπιστώνεται ότι για τις περιπτώσεις που ο αέρας αναμιγνύεται με υψηλούς ρυθμούς στην αρχή της απόπλυσης, θα αναμιγνύεται με πολύ χαμηλούς ρυθμούς στο τέλος. Τέλος, είναι φανερό ότι δεν είναι απαραίτητη η μελέτη της απόπλυσης για πολύ μεγαλύτερες καλύψεις των θυρίδων [19], καθώς τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης για μικρές καλύψεις θεωρούνται ικανοποιητικά.

Τέλος, φαίνεται ότι οι βαθμοί απόδοσης της απόπλυσης η_{sc} και πλήρωσης η_c έχουν ανάλογη εξάρτηση και αντιστρόφως ανάλογη από το βαθμό απόδοσης εγκλωβισμού η_{tr} για σταθερή τιμή της γωνίας των θυρίδων και κάλυψης αυτών. Συγκεκριμένα, οι δύο πρώτες παράμετροι της απόπλυσης παρουσιάζουν μεγαλύτερες τιμές στα χαμηλά φορτία και μικρότερες στα υψηλά, ενώ η τελευταία το αντίστροφο. Γενικά, στα χαμηλά φορτία η απόπλυση είναι πιο αποδοτική και με λιγότερες απώλειες για τα χαμηλά port angle, ενώ στα υψηλά φορτία για τα υψηλά port angle. Αντιθέτως, είναι αποδοτική για μεγάλη κάλυψη των θυρίδων σε όλα τα φορτία. Επομένως, η εισαγωγή στροβιλισμού στον αέρα εισαγωγής και η μερική κάλυψη των θυρίδων δρα ωφέλιμα στη διαδικασία της απόπλυσης. Το μοντέλο με τους σταθερούς συντελεστές μίξης προβλέπει τη λιγότερο αποδοτική απόπλυση για όλες τις περιπτώσεις.

7.2 Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία

Κατά την άποψη του συγγραφέα, οι μελλοντικές εργασίες θα πρέπει να στοχεύουν στη συνεχή ανάπτυξη του τριζωνικού μοντέλου απόπλυσης, με γνώμονα τη σύγκρισή του με τα ρεαλιστικά αποτελέσματα μοντέλων ανώτερων διαστάσεων. Συγκεκριμένα, προτείνονται τα εξής:

- Αυτοματοποίηση της διαδικασίας εύρεσης των αρχικών τιμών για τις παραμέτρους (προετοιμασία παραμέτρων) προς αντικατάσταση της χειροκίνητης χειραγώγησης των τιμών τους (για παράδειγμα, μέσω γενετικού αλγόριθμου).
- Μεταβατικές προσομοιώσεις ναυτικού κινητήρα (ως προς το χρόνο) στο θερμοδυναμικό κώδικα για καταστάσεις μεταβατικού φορτίου. Εκτίμηση της συμπεριφοράς των συντελεστών μίξης (α) κατά την εκκίνηση κινητήρα (επιτάχυνση), (β) κατά το σταμάτημα κινητήρα (επιβράδυνση) και (γ) για ένα χρονικό προφίλ ισχύος που θα αντιπροσωπεύει θαλάσσιο περιβάλλον με κυματισμούς.
- Δοκιμή του ανανεωμένου τριζωνικού μοντέλου σε όμοιο ναυτικό κινητήρα ευθείας απόπλυσης και επαλήθευση των αποτελεσμάτων.
- Εκτίμηση της ποσότητας «νεκρών ζωνών» στον κύλινδρο, δηλαδή περιοχών που δεν αποπλένονται κατά την απόπλυση. Κατάστρωση των ανανεωμένων εξισώσεων διατήρησης μάζας στον κύλινδρο, εισαγωγή τους στο θερμοδυναμικό κώδικα MOTHER και επαλήθευση των αποτελεσμάτων.
- Ανάπτυξη ενός Πενταζωνικού Μοντέλου Απόπλυσης σε κινητήρα φυσικού αερίου χαμηλής πίεσης. Κατάστρωση των θερμοδυναμικών εξισώσεων του πενταζωνικού μοντέλου, εισαγωγή τους στον κώδικα MOTHER και επαλήθευση των αποτελεσμάτων.

8. Βιβλιογραφία

- [1] E. Sher, Scavenging the Two-Stroke Engine, 1990.
- [2] N. P. Kyrtatos και I. Koumbarelis, «A Three-Zone Scavenging Model for Two-Stroke Uniflow Engines,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, pp. 531-537, 1988.
- [3] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 1988.
- [4] N. Κυρτάτος, Ναυτικοί Κινητήρες Diesel, Αθήνα, 1993.
- [5] F. Andersen, Integrated Analysis of the Scavenging Process in Marine Two-Stroke Diesel Engines (PhD Thesis), 2015.
- [6] SAE, Recommended Practice, Engine Terminology and Nomenclature, SAE J. 604. SAE Handbook. p. 24.01, 1987.
- [7] P. Schweitzer, Scavenging of Two-Stroke Cycle Diesel Engines, Macmillan, New York, 1949.
- [8] E. Sher, «Investigating the Gas Exchange Process of a Two-Stroke Cycle Engine with a Flow Visualization Rig,» *Israel Journal of Technology*, τόμ. 20, pp. 127-136, 1982.
- [9] N. Dedeoglu, «Scavenging model solves problems in gas burning engine,» *SAE Transactions*, 1971.
- [10] M. Maekawa, «Text of course,» *JSME*, 1957.
- [11] R. Benson και P. Brandham, «A method for obtaining a quantitative assessment of the influence of charging efficiency on two-stroke engine performance,» *International Journal of Mechanical Sciences*, αρ. II, pp. 303- 312, 1969.
- [12] R. S. Benson, «A new gas dynamic model for the gas exchange process in two-stroke loop and cross scavenged engines,» *International Journal of Mechanical Sciences*, τόμ. 19, pp. 693-711, 1977.
- [13] E. Sher, «A New Practical Model for the Scavenging Process in a Two-Stroke Cycle Engine,» *SAE Transactions*, τόμ. 94, αρ. 1, pp. 487-495, 1985.
- [14] I. Κουμπαρέλης, Μοντέλο Απόπλυσης Βραδύστροφου 2-Χ Ναυτικού Κινητήρα, Αθήνα, 1986.
- [15] O. Reynolds, «On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Deterination of the Criterion,» *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, τόμ. 186, pp. 123-164, 1895.
- [16] N. R. Draper και H. Smith, Applied Regression Analysis, 2014.

- [17] K. M. Ingvorsen, K. E. Meyer, T. Schnipper, J. H. Walther και S. Mayer, «Swirling flow in model of large two-stroke diesel engine,» *Proceedings of 16th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2012.
- [18] O. Lucca-Negro και T. O' Doherty, «Vortex breakdown: a review,» *Progress in Energy and Combustion Science*, pp. 431-481, 2000.
- [19] A. Obeidat, T. Schnipper, K. Ingvorsen, S. Haider και K. Meyer, «Large eddy simulations of the influence of piston position on the swirling flow in a model two-stroke diesel engine,» *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, τόμ. 24, αρ. 2, pp. 325-341, 2014.
- [20] E. Sigurdsson, K. Ingvorsen, M. Jensen, S. Mayer, S. Matlok και J. Walther, «Numerical analysis of the scavenge flow and convective heat transfer in large two-stroke marine diesel engines,» *Applied Energy*, pp. 37-46, 2014.
- [21] P. Meunier και K. Hourigan, «Mixing in a vortex breakdown flow,» *Journal of Fluid Mechanics*, τόμ. 731, pp. 195-222, 2013.
- [22] J. Lai και A. Nasr, «Some mean flow characteristics of two parallel plane jets,» σε *Australasian Fluid Mechanics Conference*, Melbourne, 1998.
- [23] N. Rajaratnam, *Turbulent Jets*, 1976.
- [24] R. Diwakar, «Three-dimensional modeling of the in-cylinder gas exchange processes in a uniflow-scavenged two-stroke engine,» *SAE Tech. Paper Ser.*, 1987.
- [25] E. Sigurdsson, *Scavenging Flow in a Two-Stroke Diesel Engine (Master Thesis)*, Copenhagen, 2011.
- [26] E. Sher, «Prediction of the Gas Exchange Performance in a Two-Stroke Cycle Engine,» σε *International Congress & Exposition*, Detroit, 1985.

9. Παράρτημα

9.1 Παράρτημα Α – Μαθηματικές Σχέσεις των Μεταβλητών της Ανάλυσης Παλινδρόμησης

Οι μεταβλητές ως προς τις οποίες μελετάται η διαδικασία της απόπλυσης στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία είναι το φορτίο του κινητήρα P_{eng} , η γωνία των θυρίδων εισαγωγής θ και το ποσοστό της κάλυψης των θυρίδων εισαγωγής στο ΚΝΣ, C_{IP} . Στην ανάλυση παλινδρόμησης, επιλέγεται να μελετηθεί η εξάρτηση των παραμέτρων από μεταβλητές, οι οποίες εξαρτώνται από τις παραπάνω μεταβλητές (P_{eng}, θ, C_{IP}) μέσω μαθηματικών σχέσεων και θεωρείται ότι είναι αντιπροσωπευτικές τους.

Φορτίο Κινητήρα P_{eng} (kW)	Στροφές Κινητήρα N_{eng} (RPM)
1905	72.7
3810	91.5
5715	104.8
7620	115.2

Πίνακας 9.1: Τιμές φορτίου κινητήρα συναρτήσει των στροφών του.

Η μεταβλητή που αντιπροσωπεύει το φορτίο του κινητήρα P_{eng} στην ανάλυση παλινδρόμησης είναι ο λόγος στροφών του κινητήρα N_{eng} προς τις μέγιστες στροφές N_{eng}^{MAX} . Οι στροφές ενός μεγάλου αργόστροφου ναυτικού κινητήρα για δεδομένη κατάσταση θάλασσας, βύθισμα του πλοίου και ρύπανση (fouling) της γάστρας έχουν μονοσήμαντη σχέση με την ισχύ του, όπως αποτυπώνεται στο Νόμο της Έλικας (Propeller Law).

$$P_{eng} = c_{PL} * N_{eng}^3 \quad (9.1)$$

Η παράμετρος c_{PL} ονομάζεται σταθερά της έλικας και είναι ένας δείκτης για το πόσο φορτισμένη είναι η έλικα. Η τιμή της παραμέτρου υπολογίζεται από ένα δεδομένο ζεύγος τιμών ισχύος – στροφών $\{P_{eng}, N_{eng}\}$ για το συγκεκριμένο κινητήρα. Αντικαθιστώντας, $c_{PL} = 0.005$.

Γωνία Θυρίδων θ (deg)	Γεωμετρικός αριθμός στροβιλισμού Ω ()
0°	0.000
10°	0.258
20°	0.509
30°	0.744

Πίνακας 9.2: Τιμές γεωμετρικού αριθμού στροβιλισμού συναρτήσει του port angle.

Η μεταβλητή που αντιπροσωπεύει τη γωνία των θυρίδων εισαγωγής θ στην ανάλυση παλινδρόμησης είναι ο γεωμετρικός αριθμός στροβιλισμού Ω . Ο γεωμετρικός αριθμός

στροβιλισμού θεωρείται ότι προσεγγίζει τον πραγματικό αριθμό στροβιλισμού S [5] με καλή ακρίβεια. Ιδανικά, ως μεταβλητή παλινδρόμησης θα επιλεγόταν ο αριθμός S , αλλά καθώς το πεδίο ταχυτήτων μέσα στον κύλινδρο είναι άγνωστο, ο γεωμετρικός αριθμός του swirl θεωρήθηκε ικανοποιητική επιλογή. Ο αριθμός Ω ορίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$\Omega = \frac{A_{cyl}}{A_{IP}} * \sin(\theta) \quad (9.2)$$

Όπου A_{cyl} είναι η εγκάρσια διατομή του κυλίνδρου, A_p είναι η ολική επιφάνεια των θυρίδων και θ η γωνία των θυρίδων εισαγωγής.

Μέγιστη Επιφάνεια Θυρίδων Εισαγωγής (m ²)	Ποσοστιαία Κάλυψη Θυρίδων Εισαγωγής C_{IP} (%)
0.16926	0 %
0.160806	5 %
0.152393	10 %

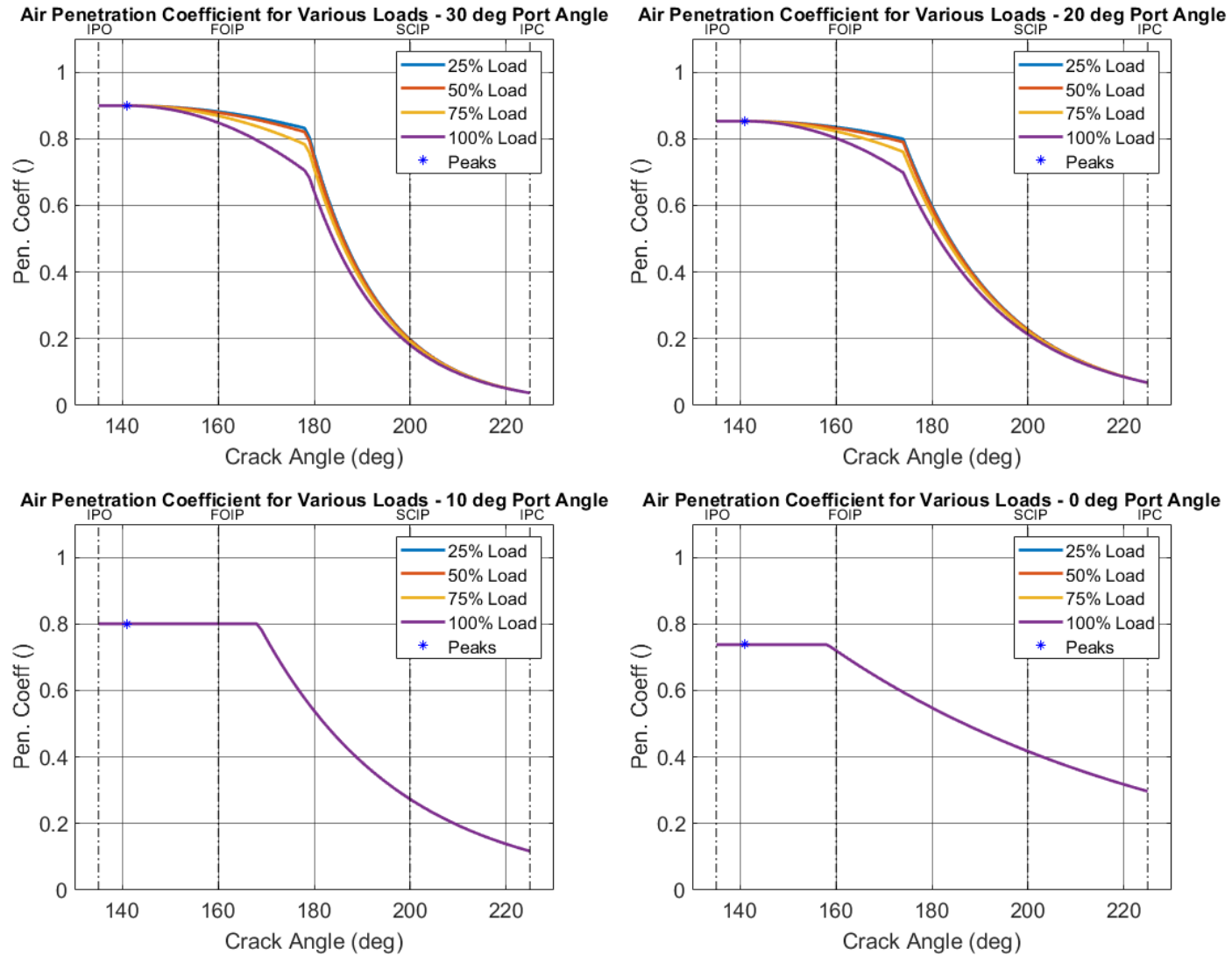
Πίνακας 9.3: Τιμές γεωμετρικού αριθμού στροβιλισμού συναρτήσει του port angle.

Αναφορικά με τη μελέτη της κάλυψης των θυρίδων, το ποσοστό της κάλυψης στο ΚΝΣ επιλέγεται και ως μεταβλητή παλινδρόμησης. Η επιλογή αυτή θεωρείται ικανοποιητική, γιατί η μεταβλητή είναι ήδη σε αδιάστατη μορφή. Το ποσοστό της κάλυψης C_{IP} ορίζεται για μία θυρίδα εισαγωγής σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

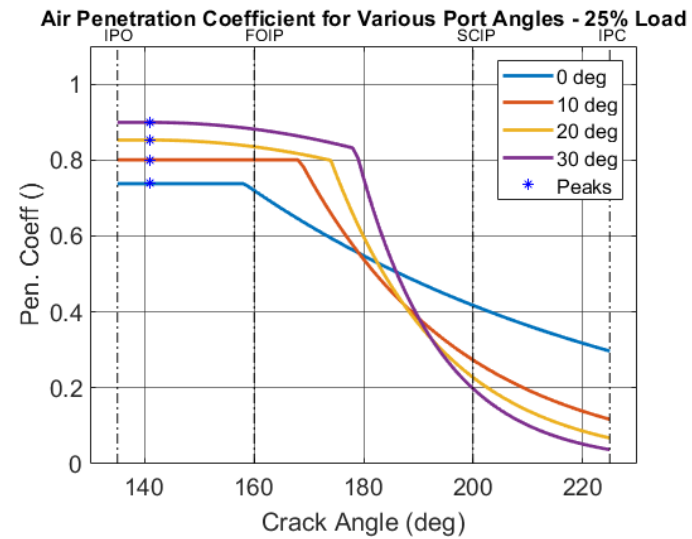
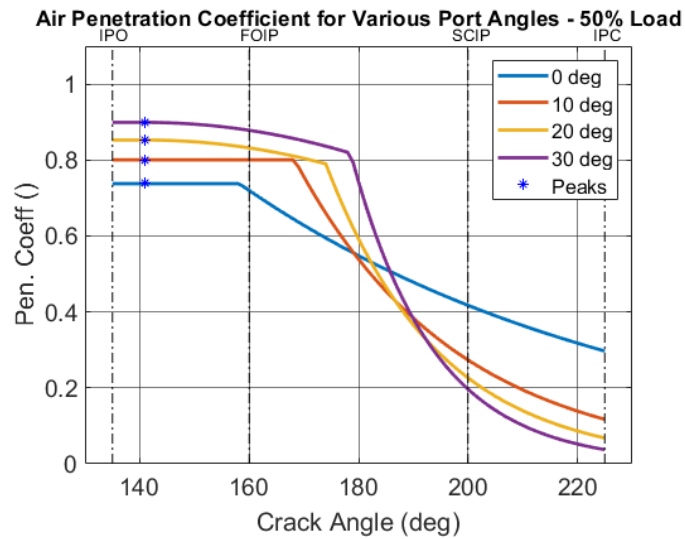
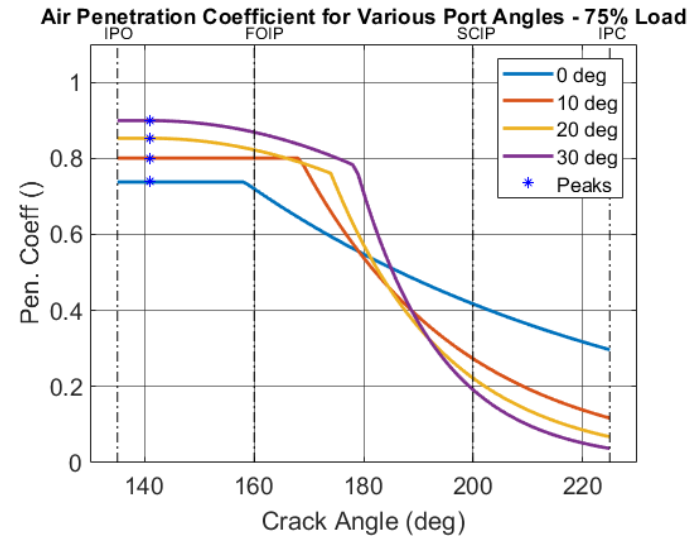
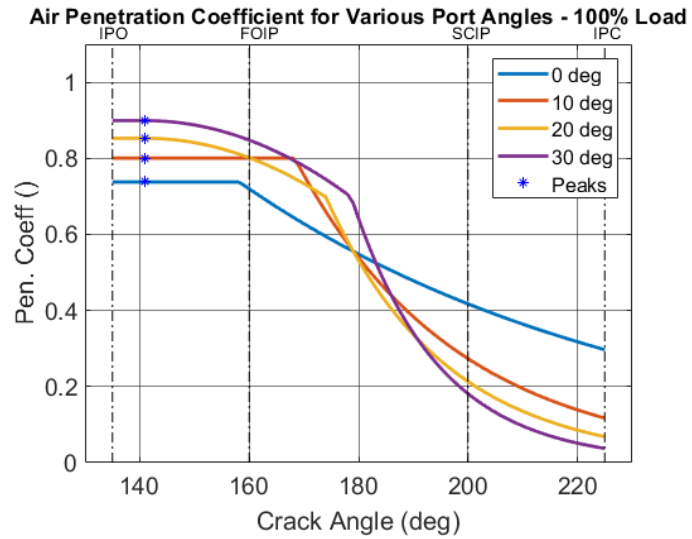
$$C_{IP} = \frac{\text{καλυπτόμενη επιφάνεια θυρίδας}}{\text{μέγιστη επιφάνειας θυρίδας}} \quad (9.3)$$

9.2 Παράρτημα Β – Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα Κατανομών των Συντελεστών Μίξης (Μείωση Βαθμού Εξάρτησης παραμέτρων)

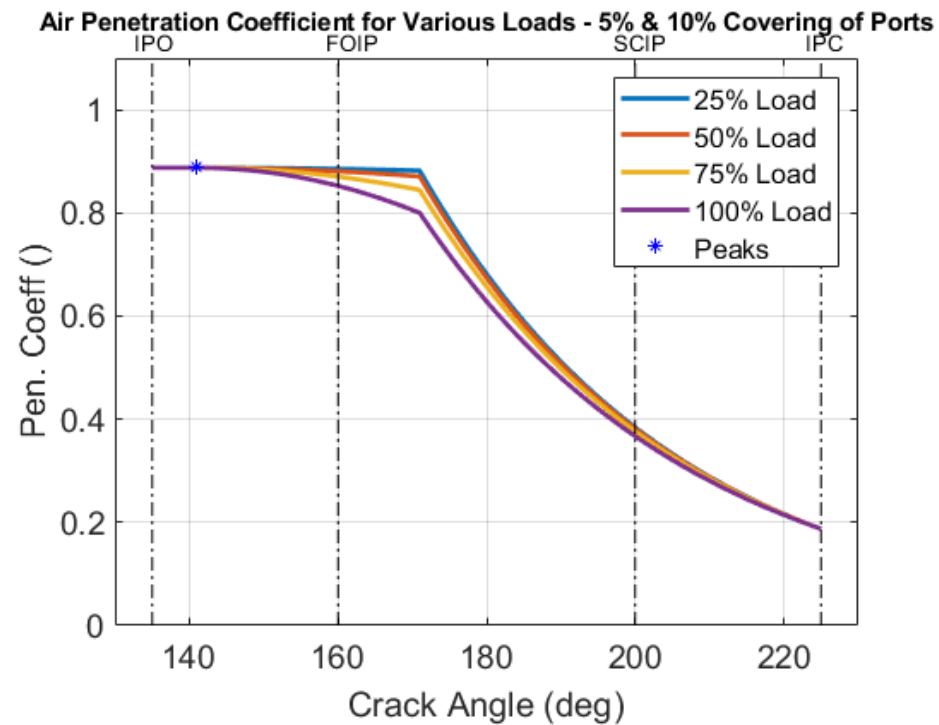
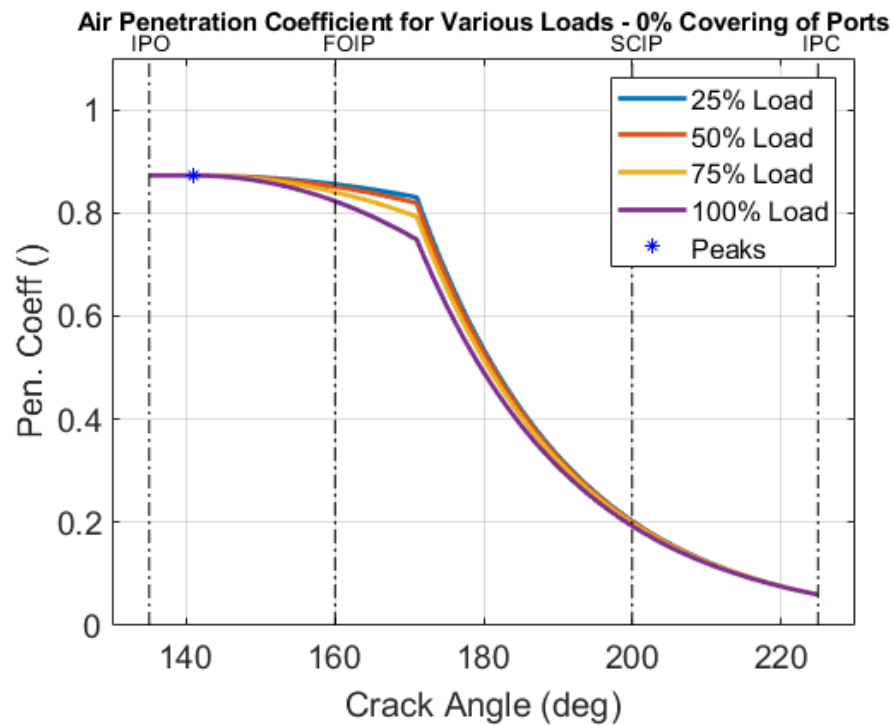
Στο Παράρτημα Β παρουσιάζονται όλες οι κατανομές των συντελεστών μίξης μ_a και μ_g του ανανεωμένου μοντέλου, μετά τη μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων από τις ανεξάρτητες μεταβλητές του μοντέλου. Τα αποτελέσματα των κατανομών παρουσιάζονται για τις δύο ομάδες μελέτης. Υπενθυμίζεται ότι η 1^η ομάδα μελέτης περιλαμβάνει τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου κινητήρα – port angle και η 2^η ομάδα μελέτης περιλαμβάνει τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – κάλυψης των θυρίδων.



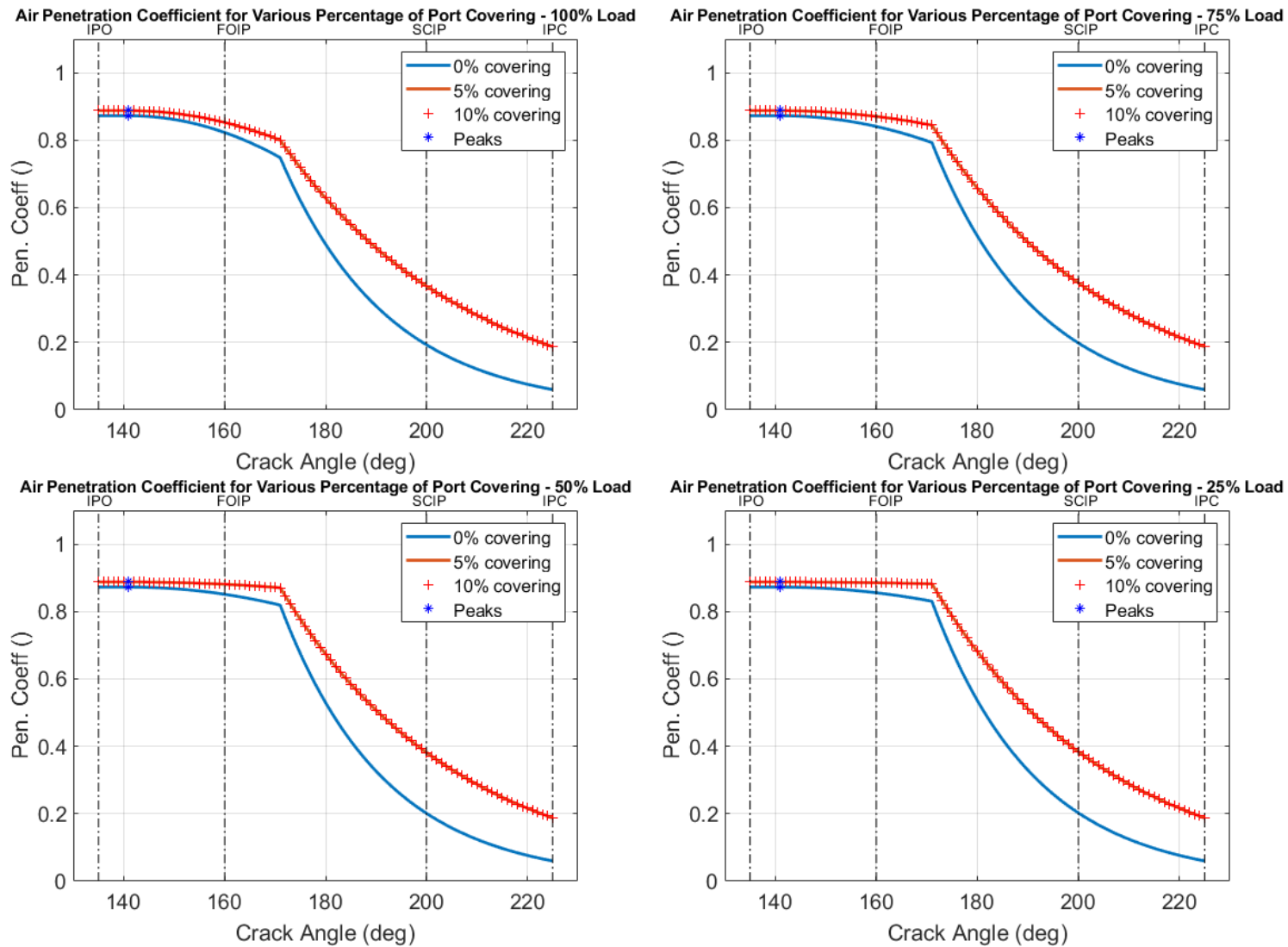
Διάγραμμα 9.1: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη γωνία εισαγωγής, 30 deg, 20 deg, 10 deg, 0 deg.



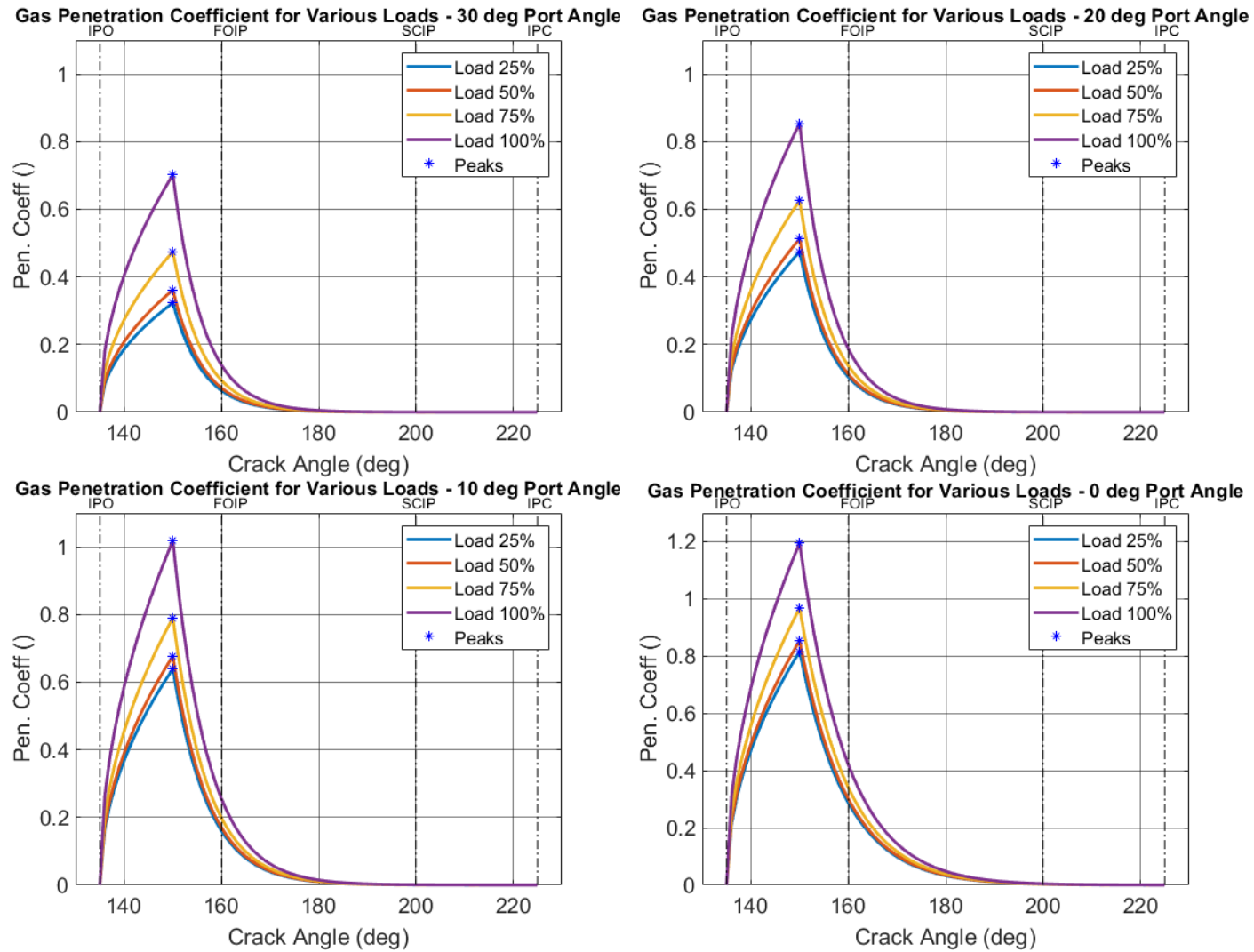
Διάγραμμα 9.2: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητή γωνία θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.



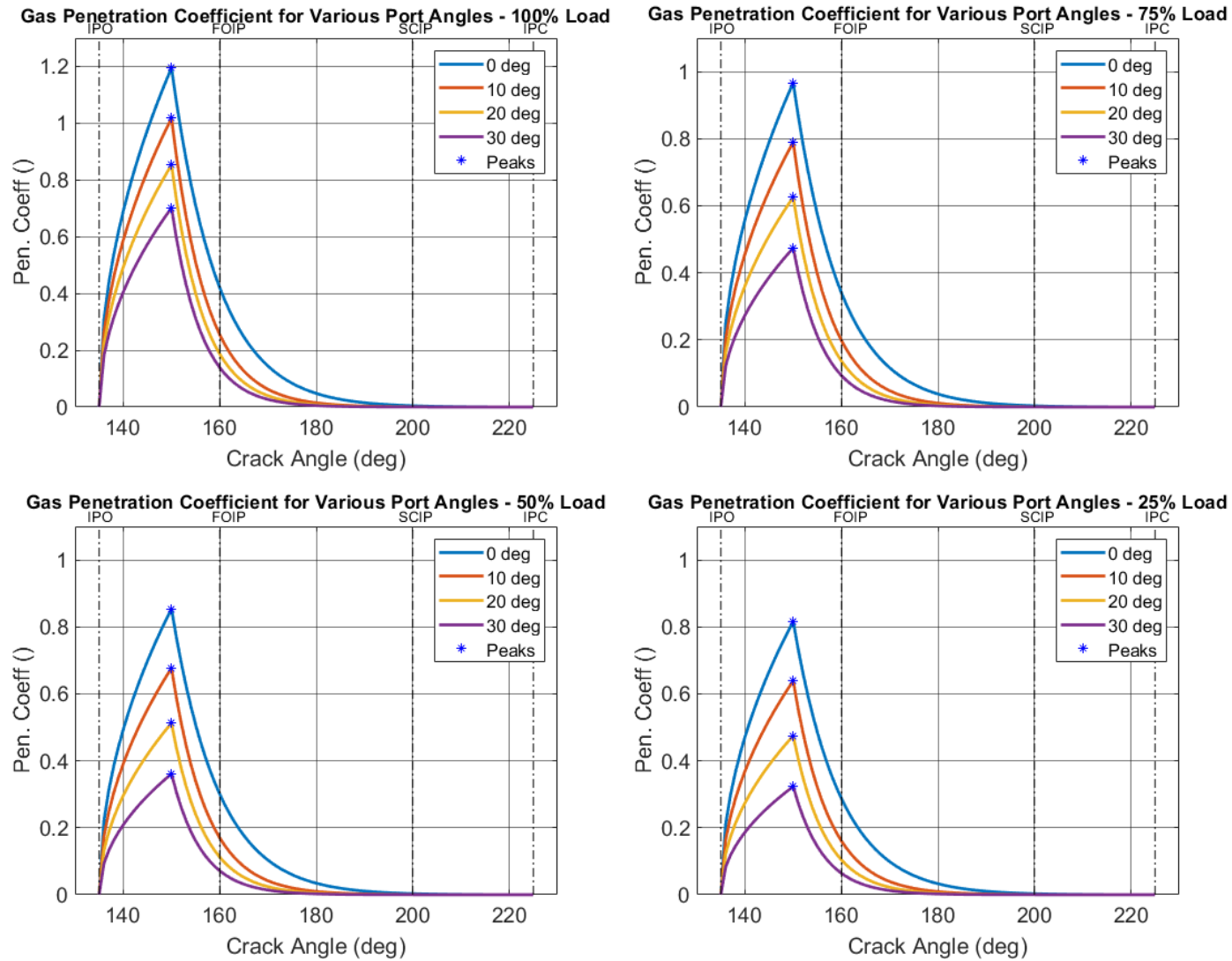
Διαγράμματα 9.3: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένο ποσοστό κάλυψης θυρίδων, 0%, 5% και 10%.



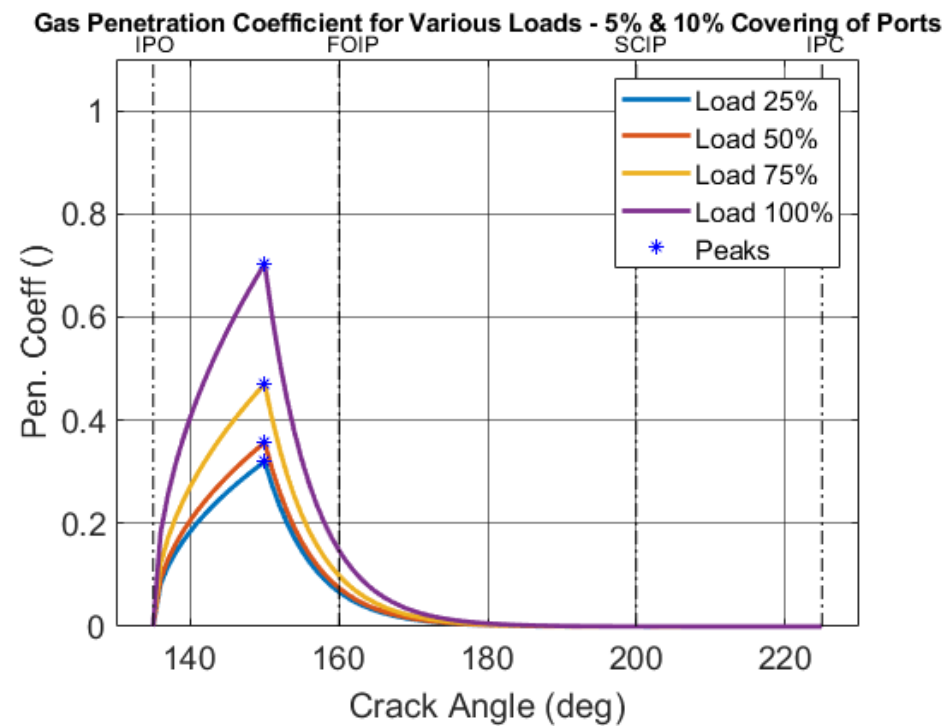
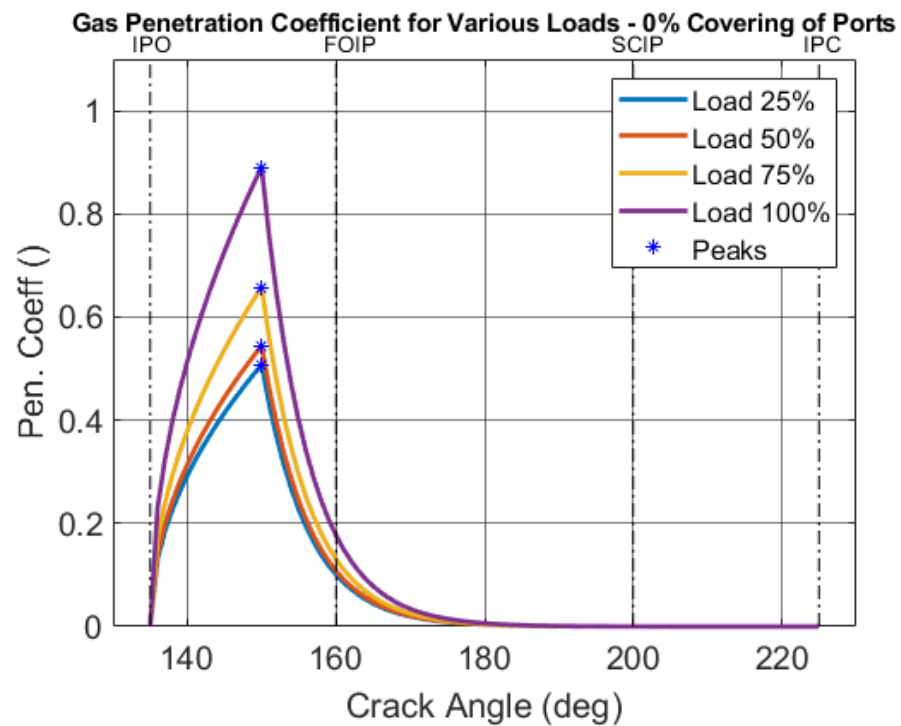
Διαγράμματα 9.4: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.



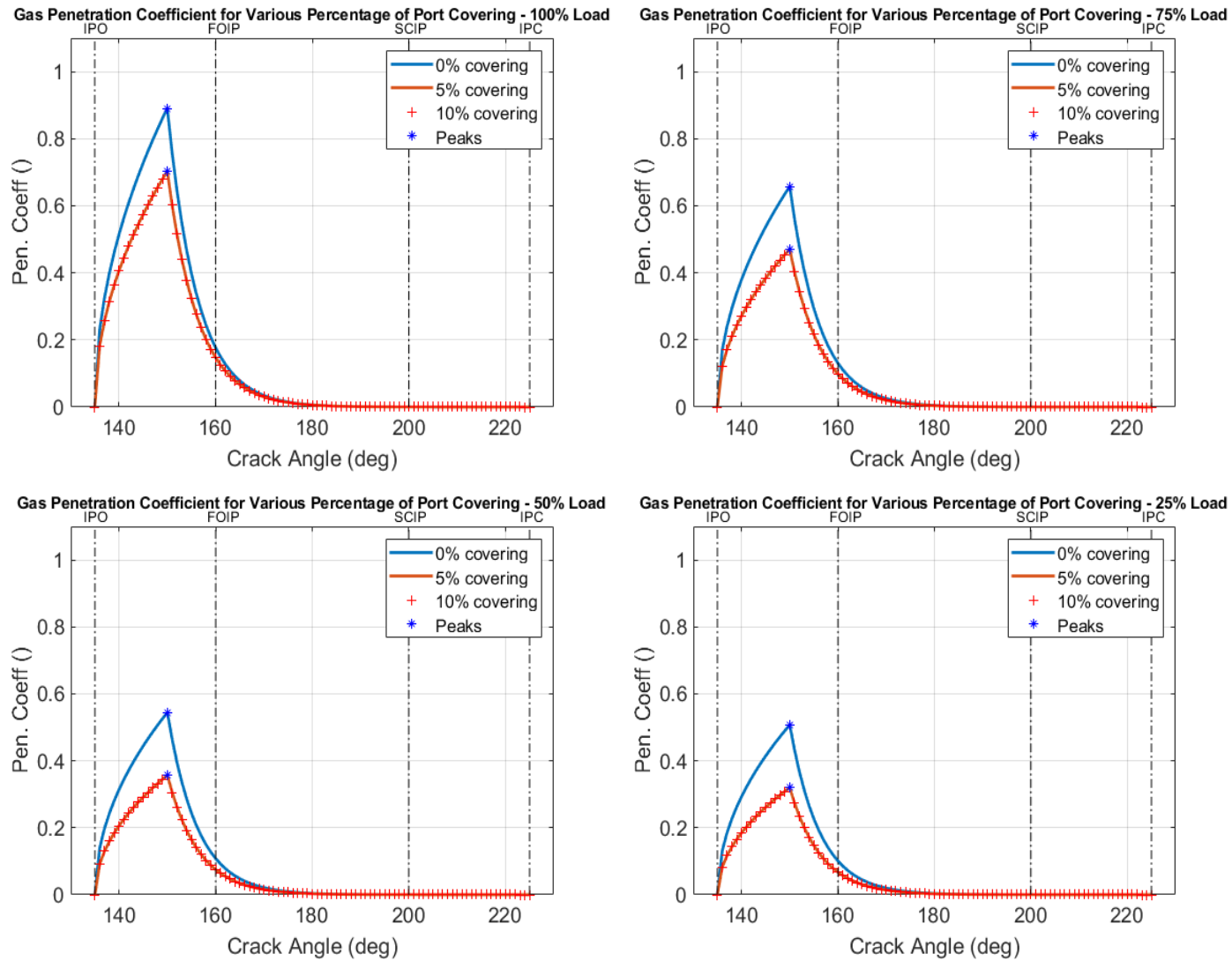
Διάγραμμα 9.5: Κατανομές συντελεστή μίξης καυσαερίων για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη γωνία θυρίδων εισαγωγής, 30, 20, 10, 0 deg.



Διάγραμμα 9.6: Κατανομές συντελεστή μίξης καυσαερίων για μεταβλητή γωνία θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.



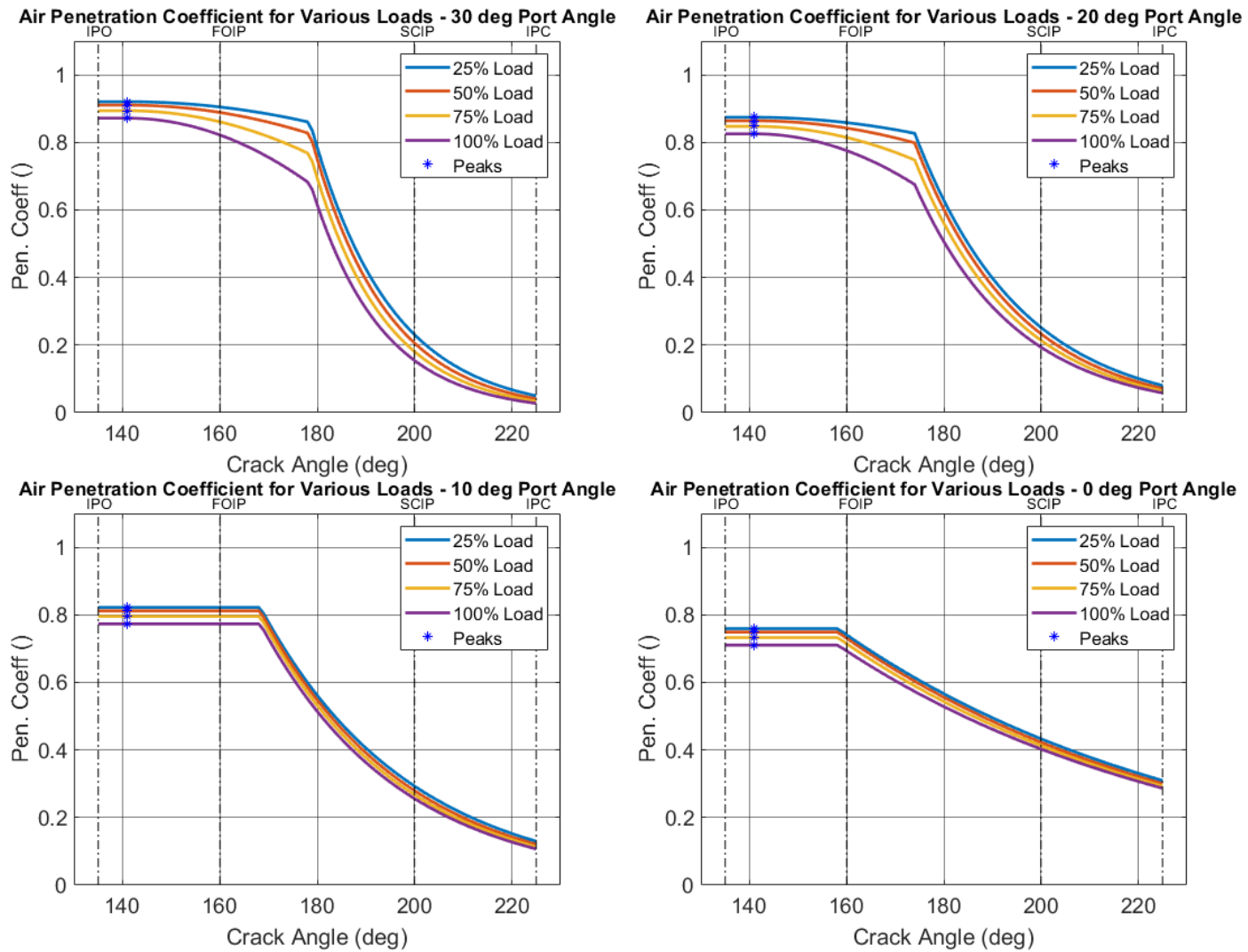
Διάγραμμα 9.7: Κατανομή συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό σταθερή κάλυψη θυρίδων, 0%, 5% και 10%.



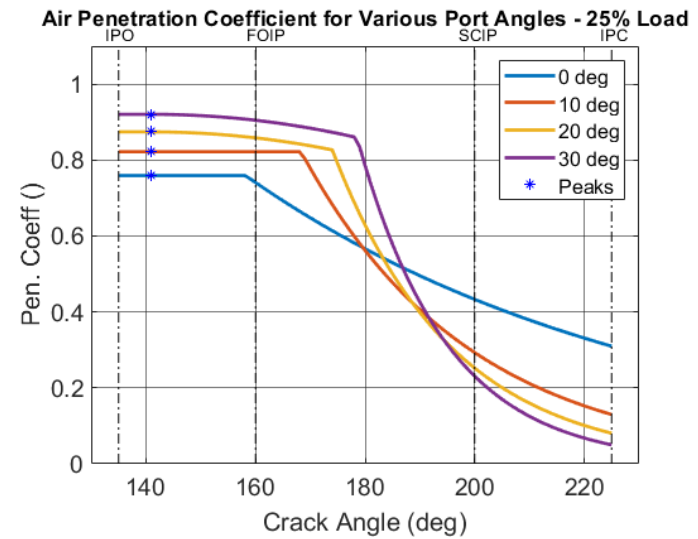
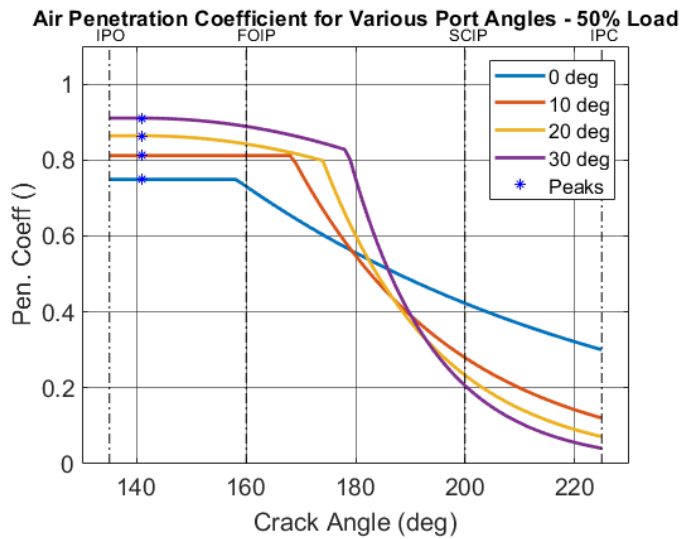
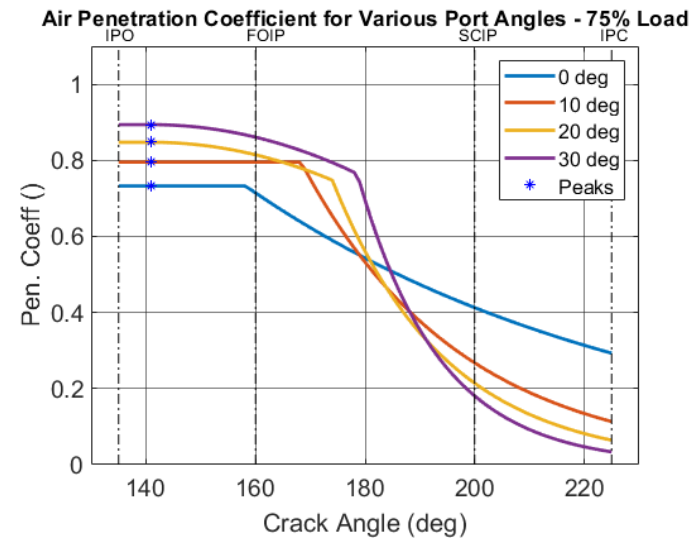
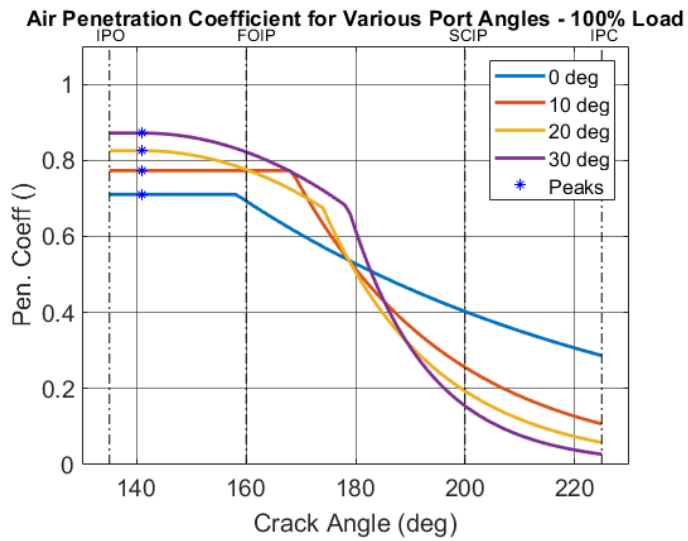
Διάγραμμα 9.8: Κατανομή συντελεστή μίξης καυασερίων μ_g για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων υπό σταθερό φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.

9.3 Παράρτημα Γ – Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα Κατανομών των Συντελεστών Μίξης (Προ Μείωσης του Βαθμού Εξάρτησης)

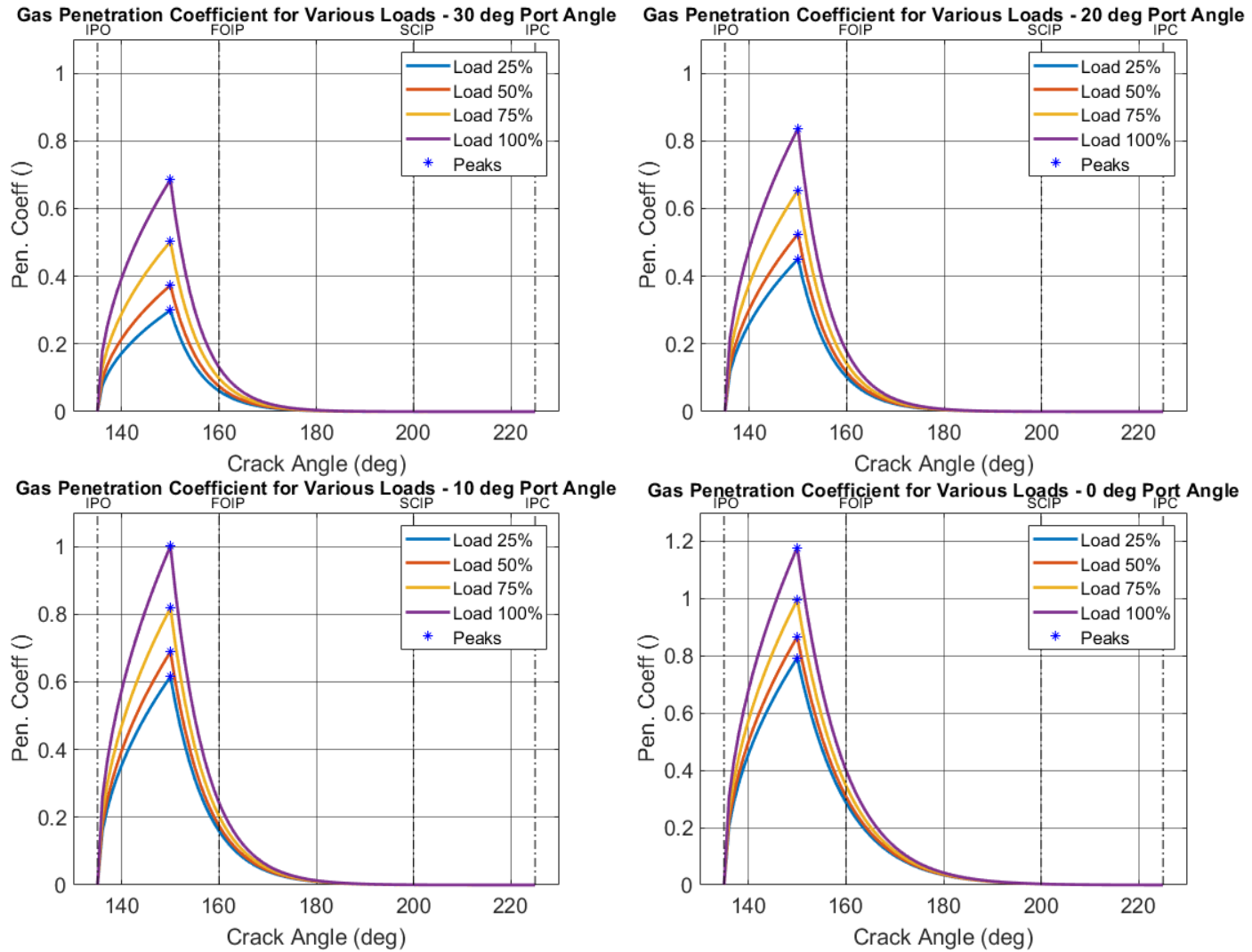
Στο Παράρτημα Γ παρουσιάζονται οι κατανομές των συντελεστών μίξης μ_a και μ_g του ανανεωμένου μοντέλου, πριν γίνει η μείωση του βαθμού εξάρτησης των παραμέτρων από τις ανεξάρτητες μεταβλητές του μοντέλου. Τα αποτελέσματα των κατανομών παρουσιάζονται για τις δύο ομάδες μελέτης. Υπενθυμίζεται ότι η 1^η ομάδα μελέτης περιλαμβάνει τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου κινητήρα – port angle και η 2^η ομάδα μελέτης περιλαμβάνει τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου – κάλυψης των θυρίδων.



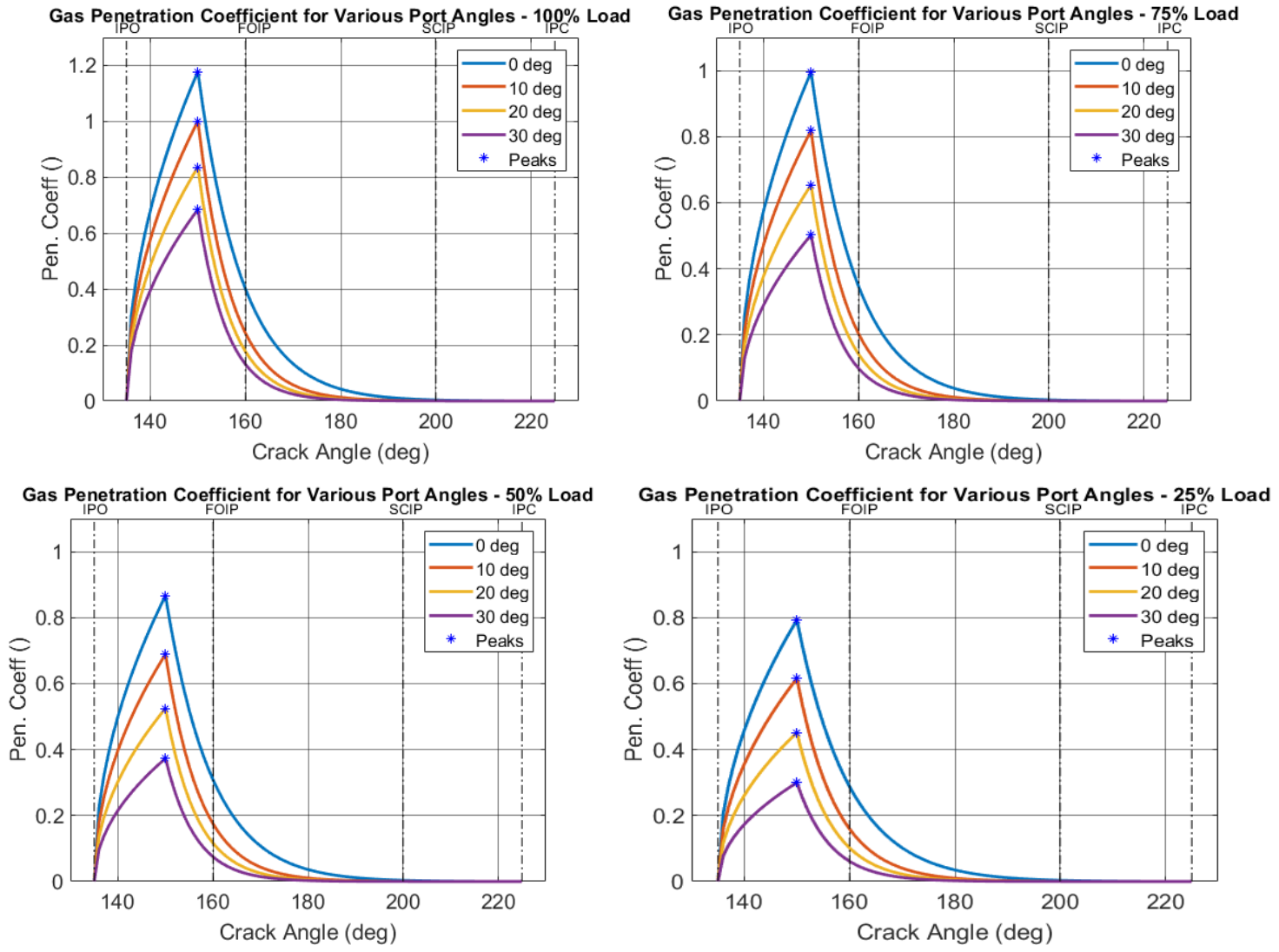
Διάγραμμα 9.9: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη γωνία θυρίδων εισαγωγής, 30, 20, 10, 0 deg.



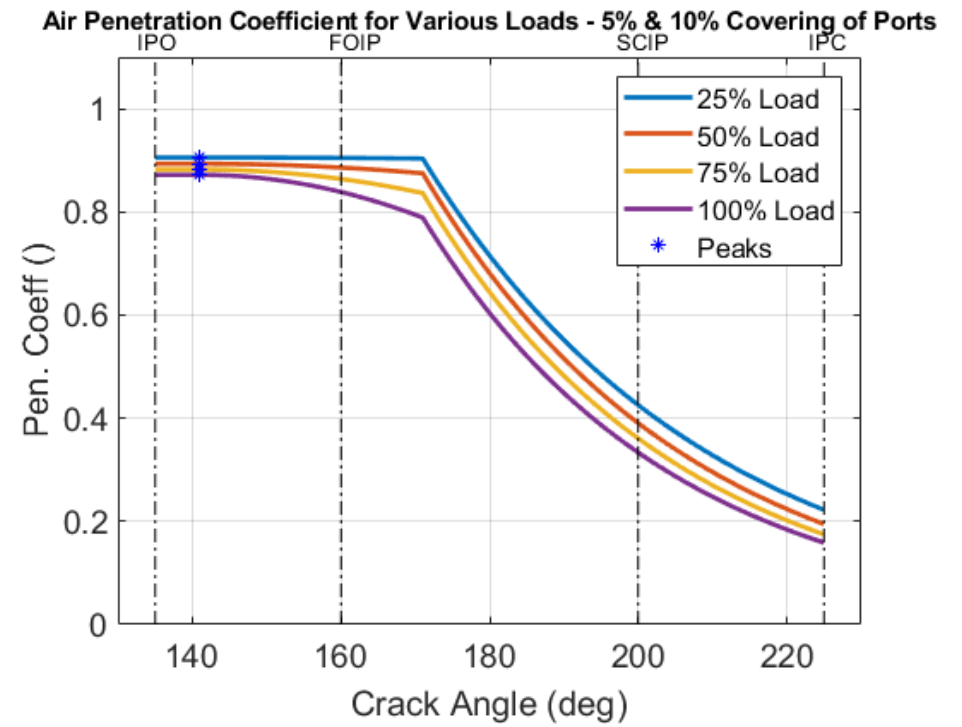
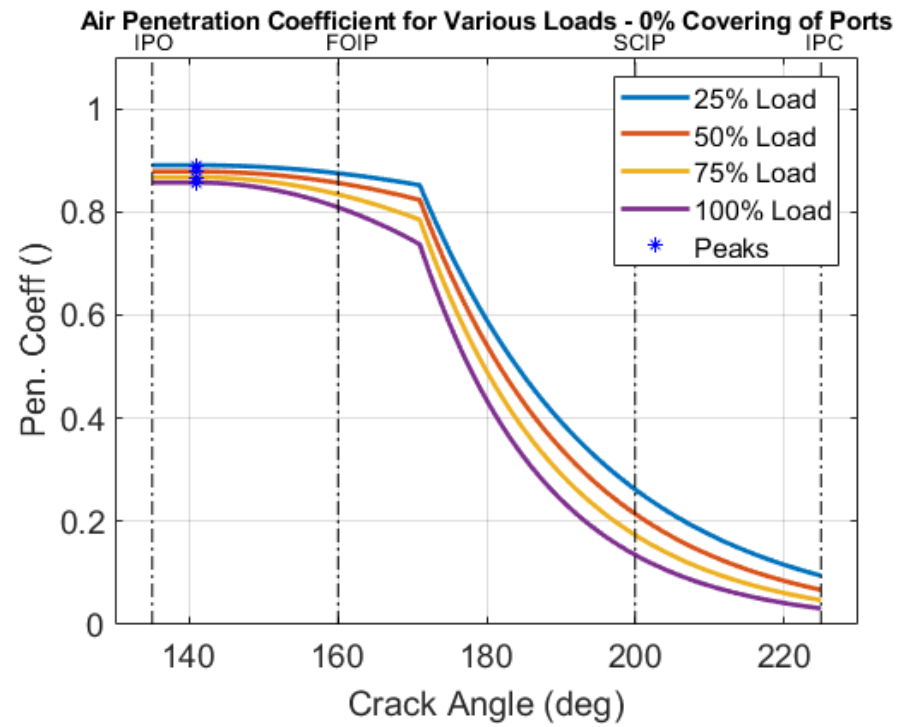
Διάγραμμα 9.10: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητή γωνία θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.



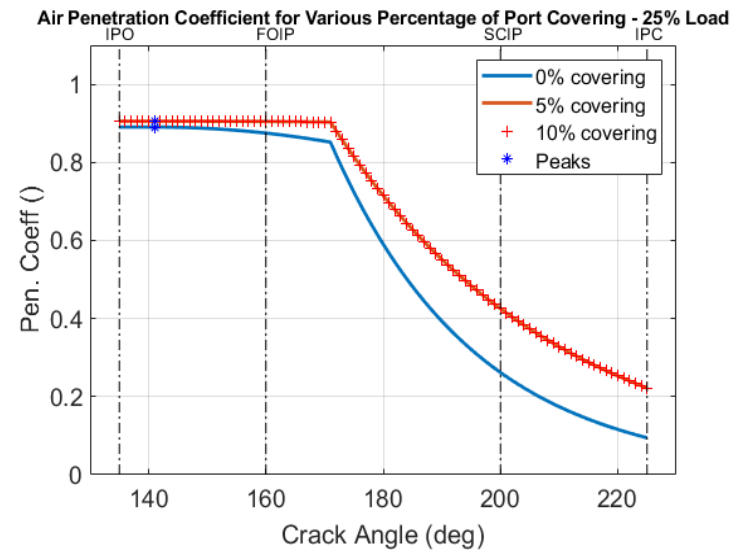
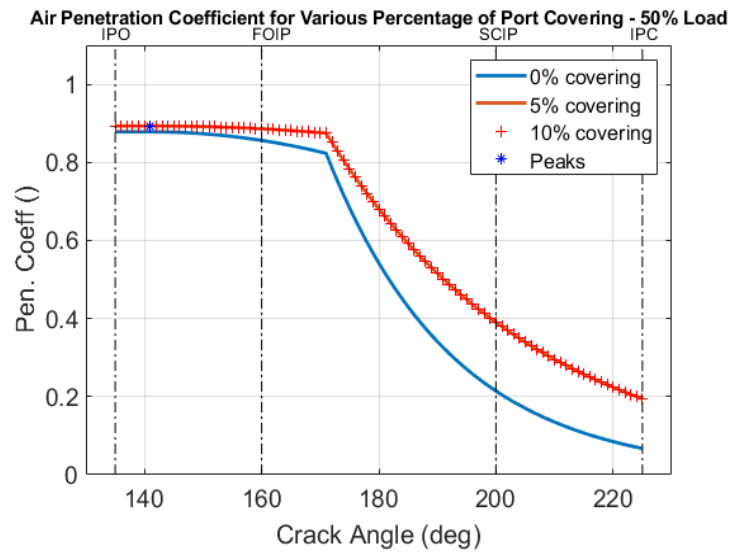
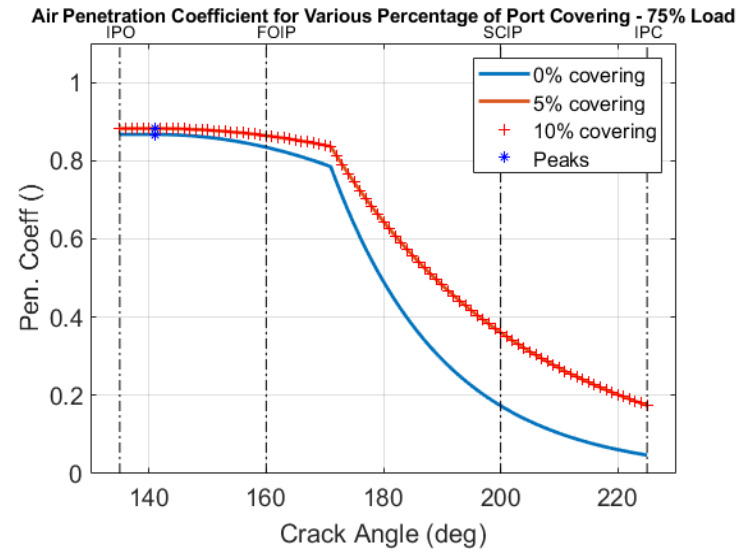
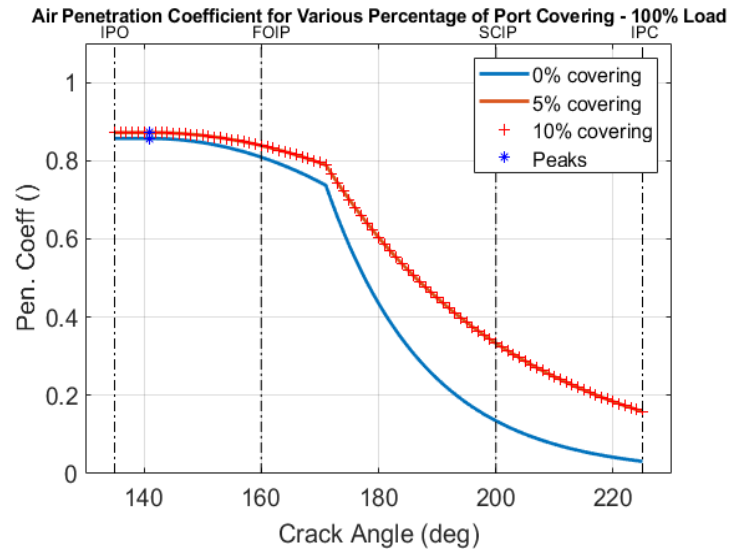
Διάγραμμα 9.11: Κατανομές συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη γωνία θυρίδων εισαγωγής, 30, 20, 10, 0 deg.



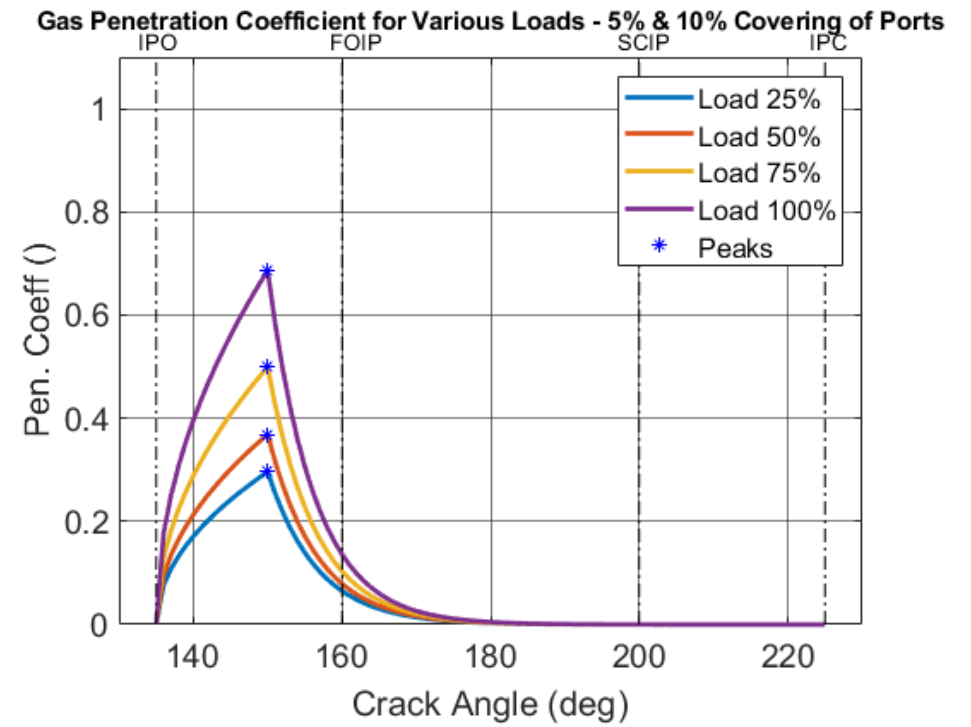
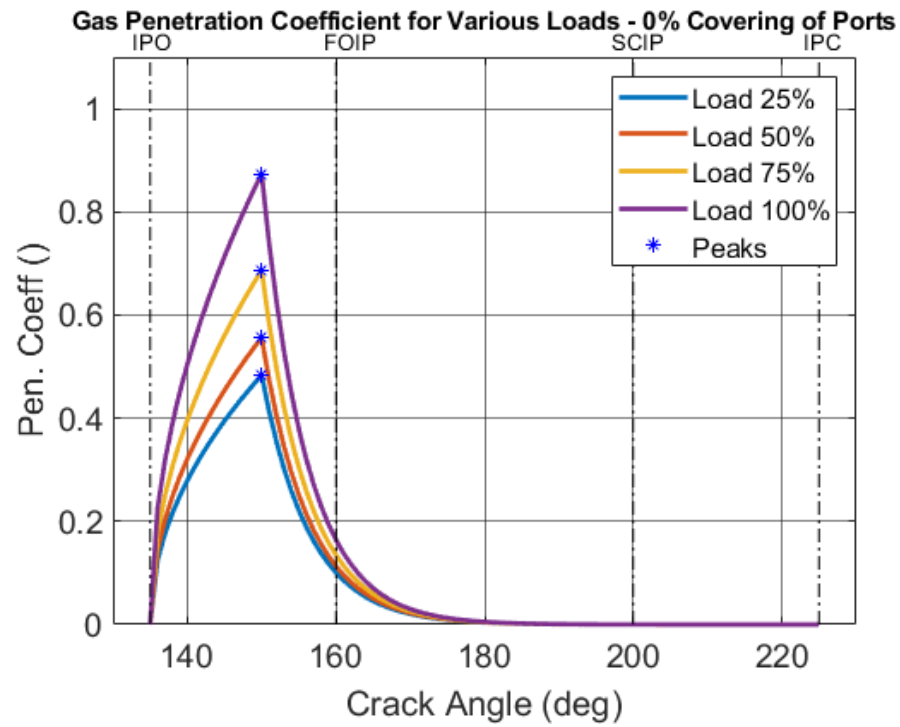
Διάγραμμα 9.12: Κατανομές συντελεστή μίξης καυασερίων μ_g για μεταβλητή γωνία θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.



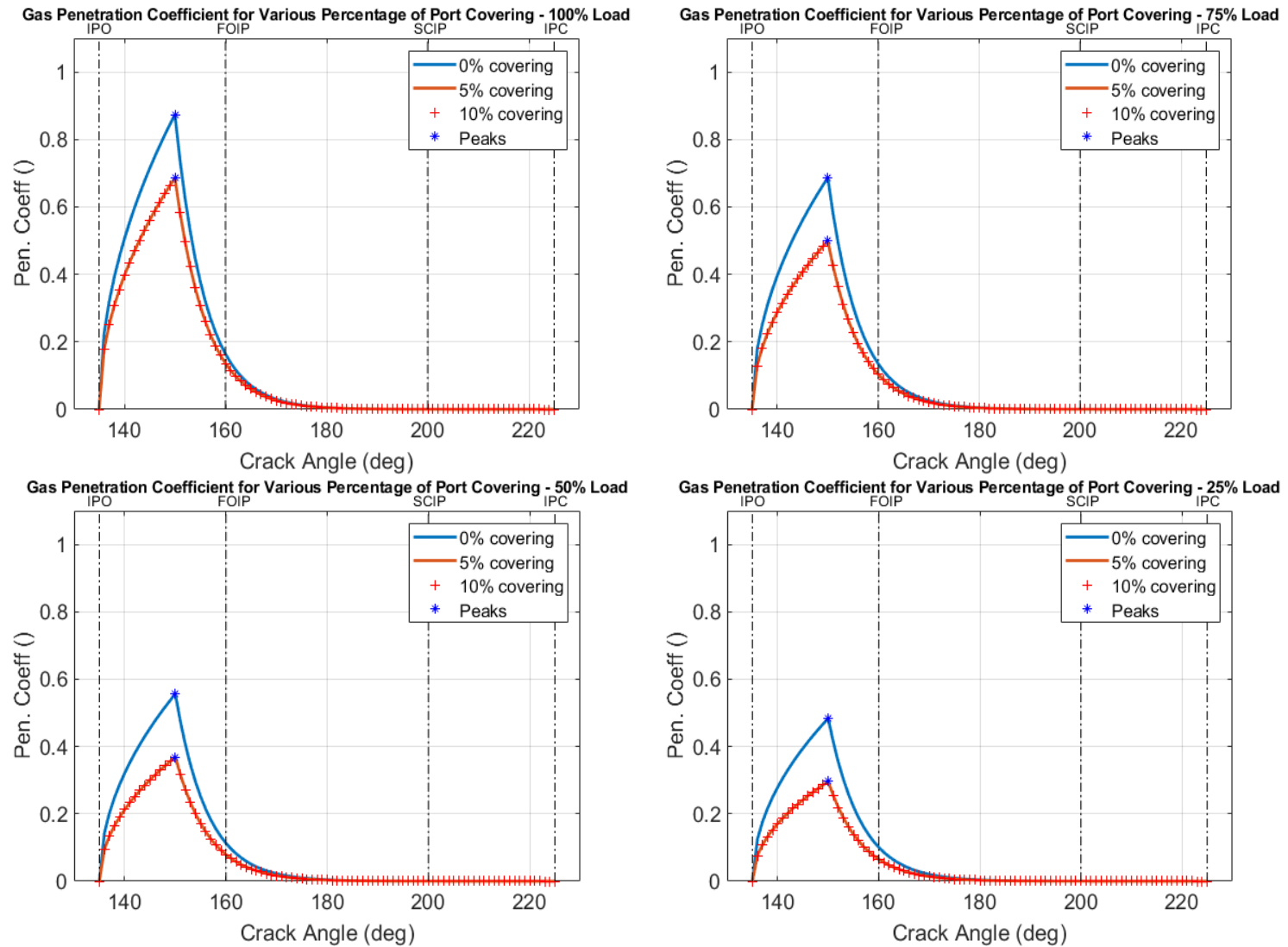
Διαγράμματα 9.13: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένο ποσοστό κάλυψης θυρίδων, 0%, 5% και 10%.



Διαγράμματα 9.14: Κατανομές συντελεστή μίξης αέρα μ_a για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.



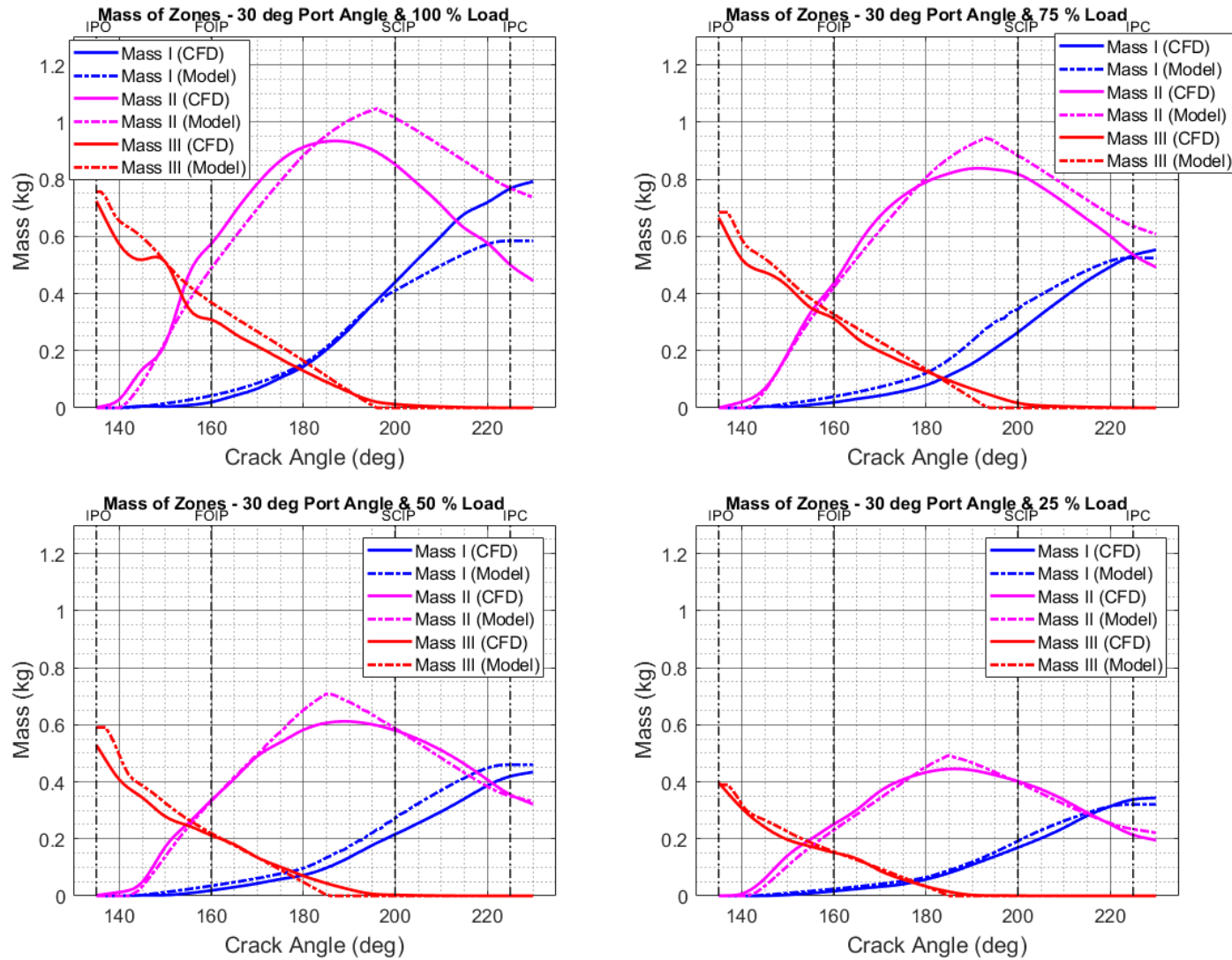
Διάγραμμα 9.15: Κατανομές συντελεστή μίξης καυασερίων μ_g για μεταβλητό φορτίο κινητήρα υπό δεδομένη κάλυψη θυρίδων εισαγωγής, 0%, 5%, 10%.



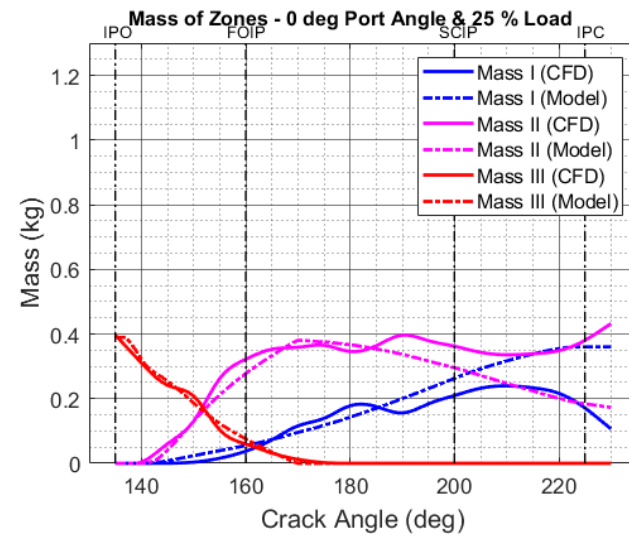
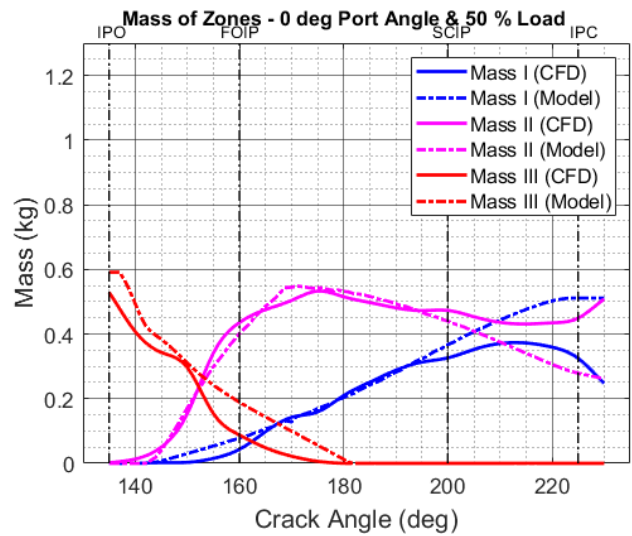
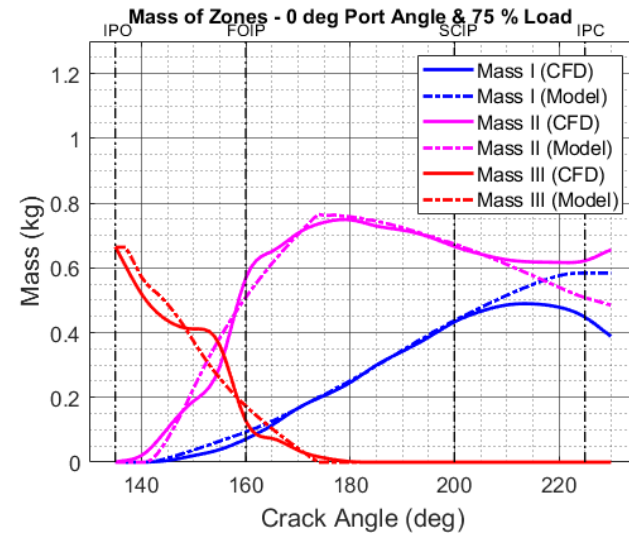
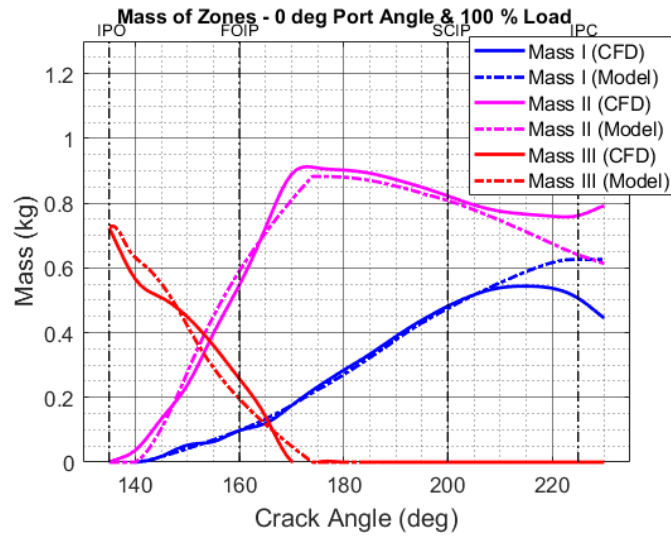
Διάγραμμα 9.16: Κατανομές συντελεστή μίξης καυσαερίων μ_g για μεταβλητή κάλυψη θυρίδων υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα, 100%, 75%, 50%, 25%.

9.4 Παράρτημα Δ – Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα Μαζών των Αερίων

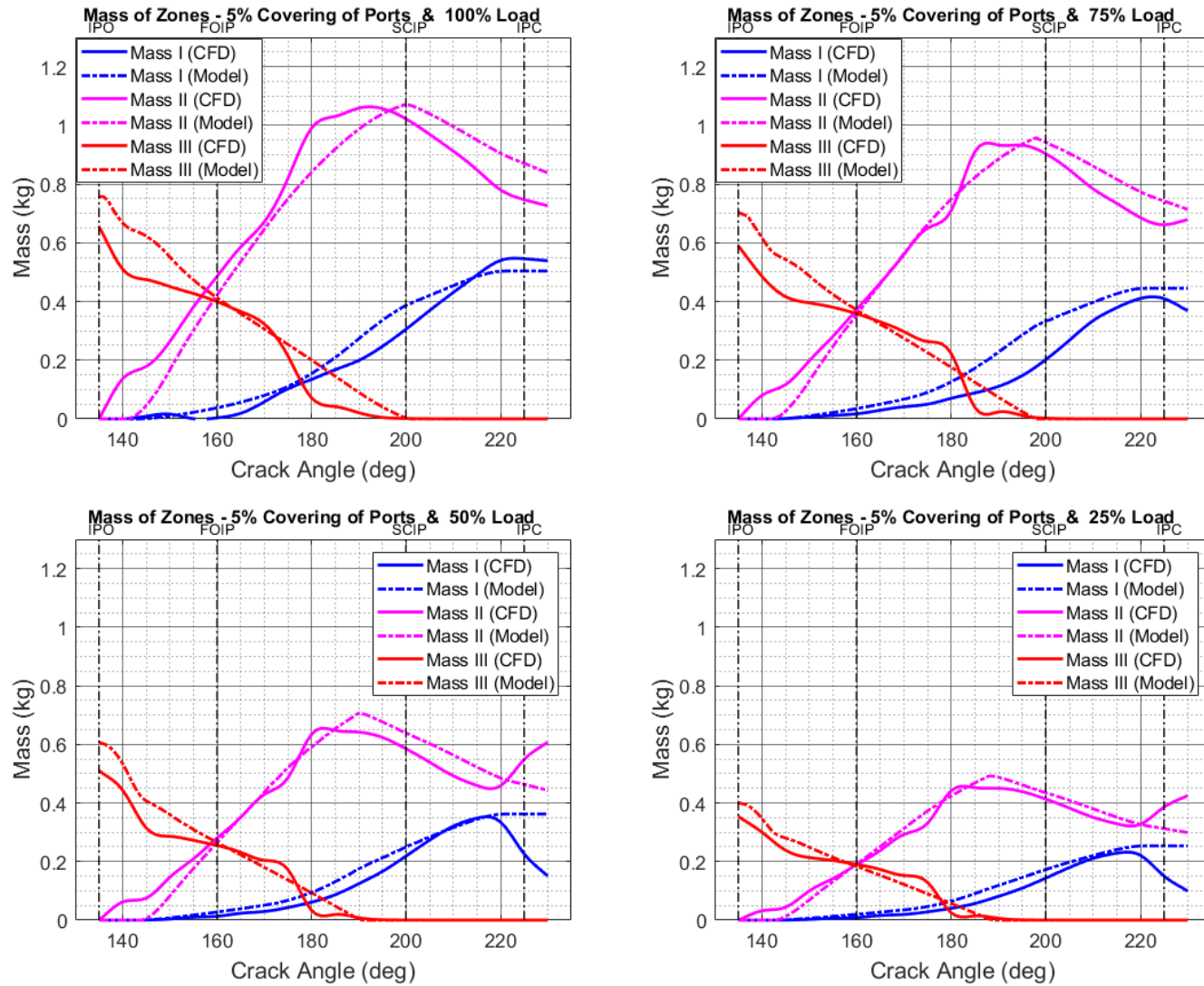
Στο Παράρτημα Δ παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των μαζών των αερίων ανά ζώνη της 0D ανάλυσης για τις περιπτώσεις γωνίας θυρίδων 30 deg, 0 deg και για την περίπτωση κάλυψης θυρίδων 5% και συγκρίνονται με τις αντίστοιχες μάζες της 2D ανάλυσης.



Διάγραμμα 9.17: Μάζες αερίων ανά ζώνη για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό δεδομένη γωνία θυρίδων 30 deg.



Διάγραμμα 9.18: Μάζες αερίων ανά ζώνη για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό δεδομένη γωνία θυρίδων 0 deg.



Διάγραμμα 9.19: Μάζες αερίων ανά ζώνη για τις περιπτώσεις μεταβλητού φορτίου υπό σταθερή κάλυψη θυρίδων 5% (20 deg port angle).

9.5 Παράρτημα Ε – Σύγκριση των Θερμοδυναμικών Αποτελεσμάτων του ανανεωμένου μοντέλου με το constant μοντέλο ($\mu_a = 0.7$, $\mu_g = 0.45$)

Στο Παράρτημα Ε παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του θερμοδυναμικού κώδικα MOTHER για τις περιπτώσεις μεταβλητής γωνίας και κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου, και συγκρίνονται με την περίπτωση του constant μοντέλου που χαρακτηρίζεται από σταθερούς συντελεστές μίξης $\mu_a = 0.7$ και $\mu_g = 0.45$ για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης. Η μελέτη αυτή γίνεται για να βρεθεί πως μεταβάλλονται τα θερμοδυναμικά μεγέθη μέσα στον κύλινδρο για διαφορετικές τιμές των συντελεστών.

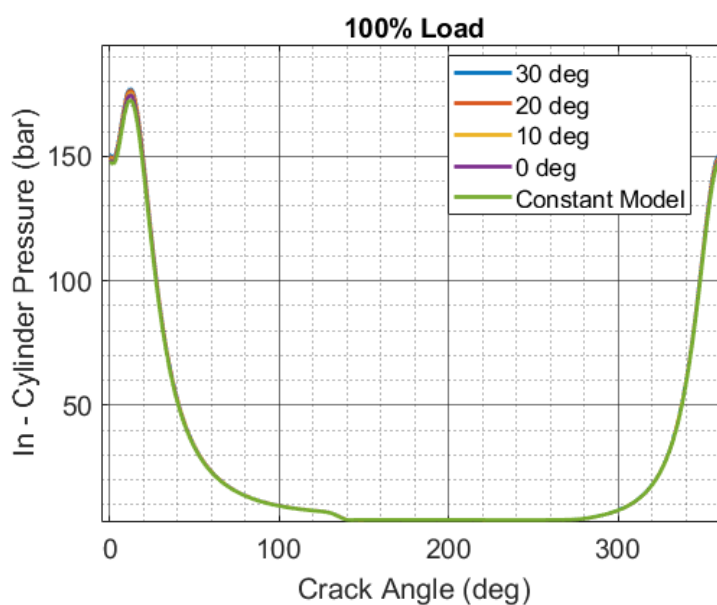
Ο θερμοδυναμικός κώδικας δεν προσομοιώνει την αλλαγή στη γωνία των θυρίδων, όπως το μοντέλο CFD, οπότε η μελέτη ως προς τη μεταβλητή αυτή γίνεται με βάση τις τιμές που παίρνουν οι συντελεστές μίξης (κατά τη διάρκεια της απόπλυσης) για τις διαφορετικές περιπτώσεις της γωνίας των θυρίδων.

Τα θερμοδυναμικά μεγέθη που μελετώνται είναι η πίεση, η θερμοκρασία στον κύλινδρο και ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα φ, η ροή εισόδου από τις θυρίδες και η ροή εξόδου από τη βαλβίδα εξαγωγής. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται για μεταβλητή γωνία των θυρίδων εισαγωγής και μεταβλητή κάλυψη των θυρίδων στο ΚΝΣ, για την περίπτωση μέγιστου φορτίου 100%.

Για κάθε θερμοδυναμικό μέγεθος παρουσιάζεται η χρονική εξέλιξη του για την περίπτωση του constant μοντέλου και συγκρίνεται με τις περιπτώσεις μεταβλητής γωνίας και κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου, υπό δεδομένο φορτίο κινητήρα 100%.

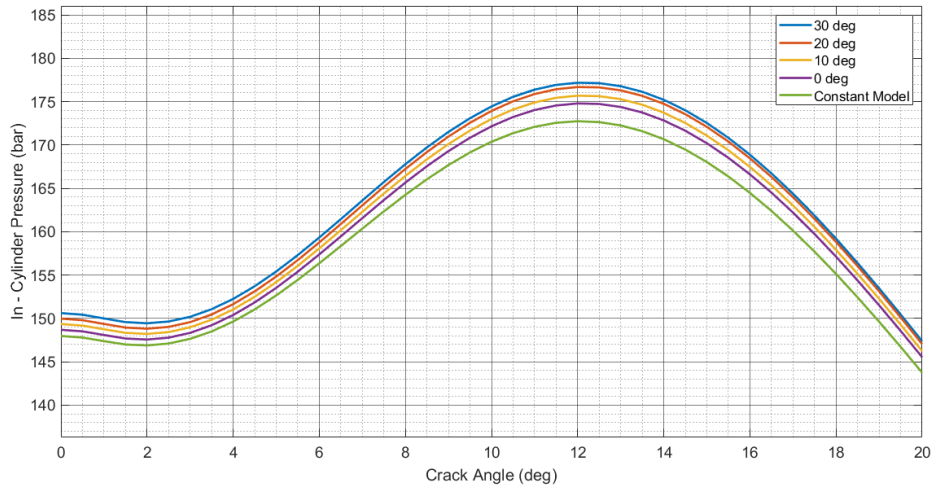
Ι. Πίεση στον κύλινδρο (In-Cylinder Pressure)

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στην πίεση του κυλίνδρου



(α)

Διάγραμμα 9.20α: Πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

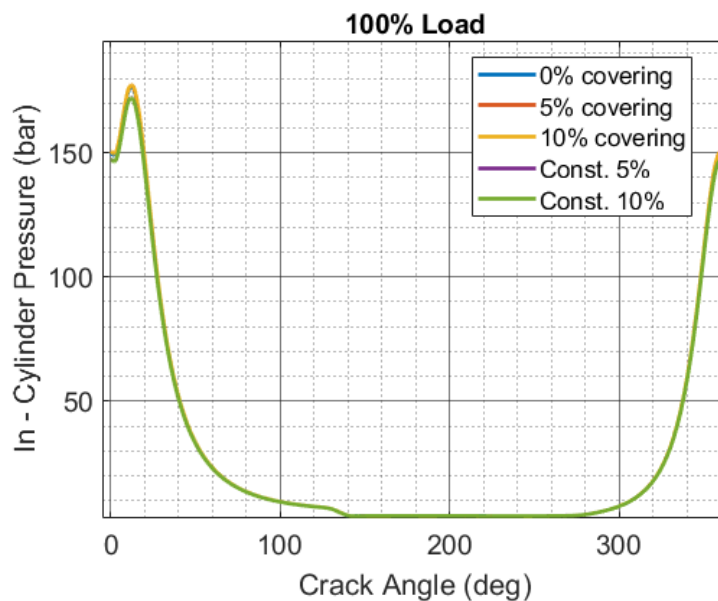


(β)

Διάγραμμα 9.20β: Μέγιστη πίεση στον κύλινδρο για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

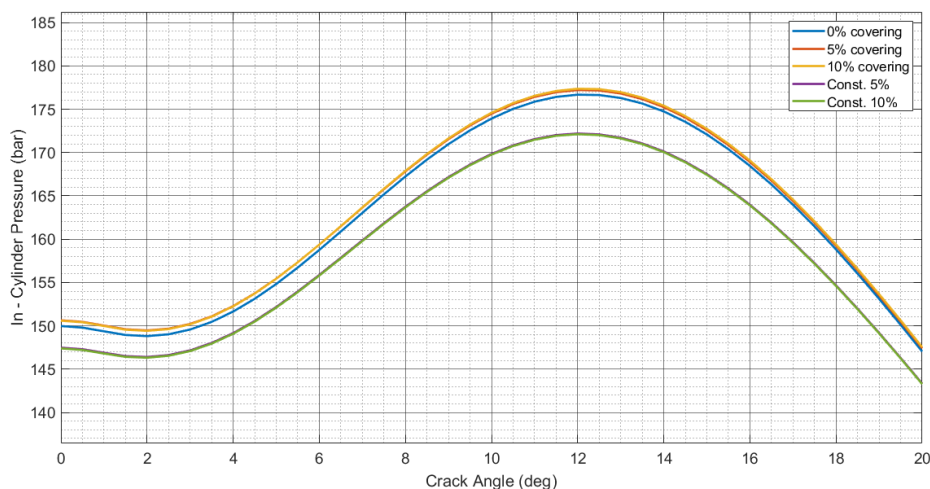
Στα διαγράμματα 9.20α και 9.20β φαίνεται η πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει του CA και η μέγιστη τιμή της αντίστοιχα, για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Παρατηρείτε ότι οι διαφορετικές τιμές των συντελεστές μίξης έχουν μικρή επίδραση στην πίεση του κυλίνδρου. Η περίπτωση του constant μοντέλου έχει τη μικρότερη μέγιστη πίεση και βρίσκεται πιο κοντά στην περίπτωση των 0 deg port angle. Υψηλότερη μέγιστη πίεση παρατηρείται για τα υψηλά port angle (30, 20 deg), ενώ η χαμηλότερη για το constant μοντέλο. Η απόκλιση είναι της τάξεως του 2.3%. Επομένως, η ύπαρξη υψηλών port angle αυξάνει τη μέγιστη πίεση στον κύλινδρο λίγες μοίρες μετά την καύση.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στην πίεση του κυλίνδρου



(α)

Διάγραμμα 9.21α: Πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων ανανεωμένου μοντέλου και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.



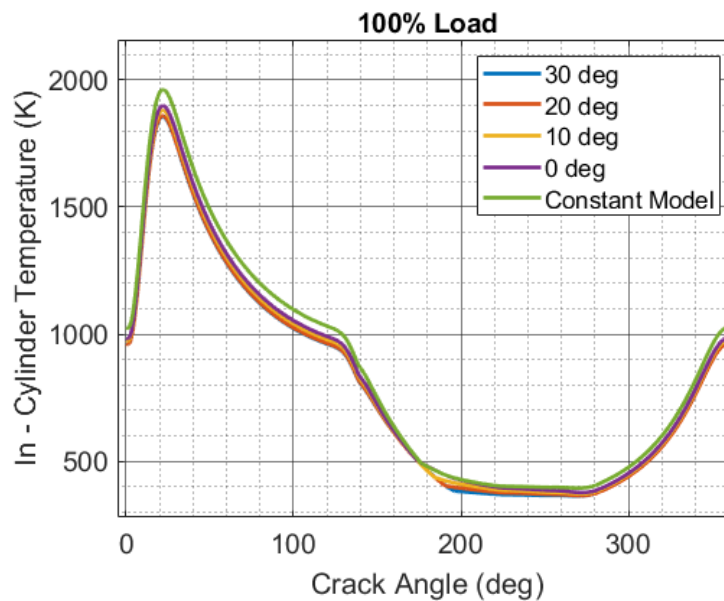
(β)

Διάγραμμα 9.22β: Μέγιστη πίεση στον κύλινδρο για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

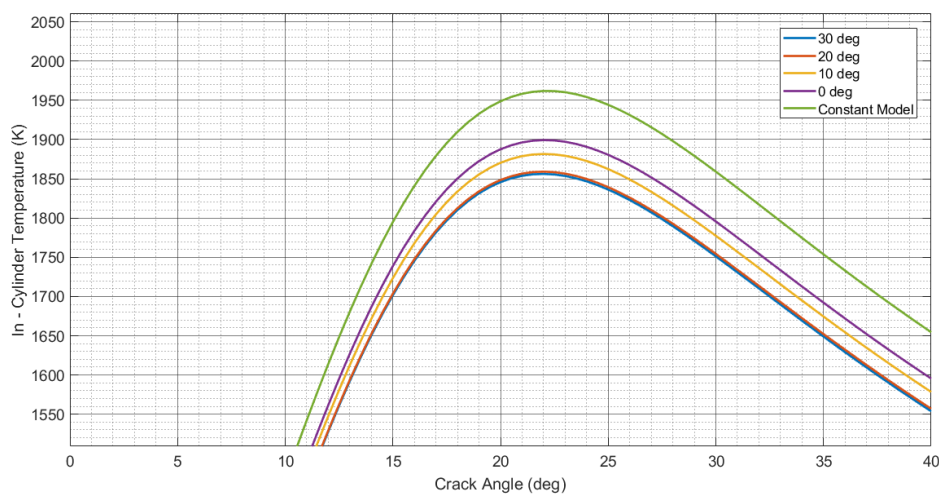
Στα διαγράμματα 9.22α και 9.22β φαίνεται η πίεση στον κύλινδρο και η μέγιστη τιμή της αντίστοιχα, για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Παρουσιάζεται μικρή απόκλιση μεταξύ των περιπτώσεων του ανανεωμένου μοντέλου, με την πίεση να αυξάνεται ελάχιστα για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων. Για τις περιπτώσεις του constant μοντέλου, η απόκλιση είναι αμελητέα. Επομένως, η κάλυψη των θυρίδων έχει μικρή επίδραση στην πίεση του κυλίνδρου. Παρ' όλα αυτά, εάν υπάρχει κάλυψη (περιπτώσεις 5, 10%) οι σταθεροί συντελεστές μίξης δίνουν μικρότερη πίεση στον κύλινδρο. Η απόκλιση είναι της τάξης του 3%.

II. Θερμοκρασία στον κύλινδρο (In – Cylinder Temperature)

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στη θερμοκρασία του κυλίνδρου



Διάγραμμα 9.23α: Θερμοκρασία στον κύλινδρο συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

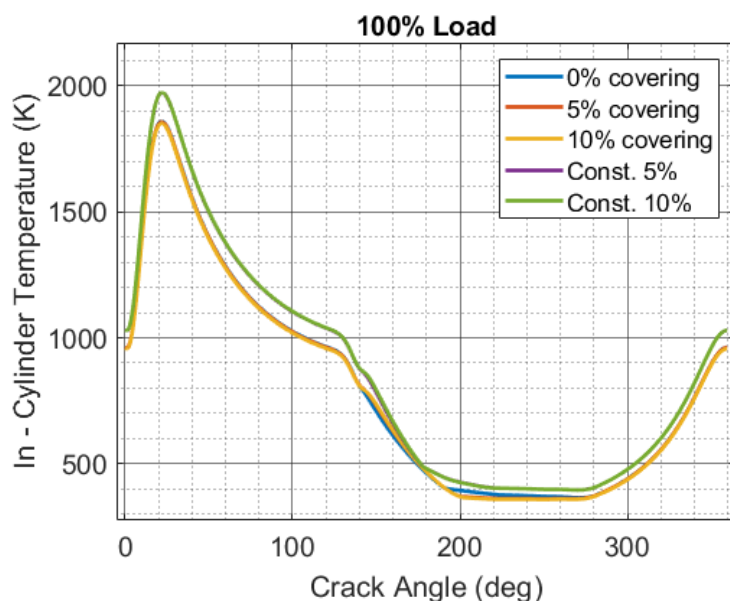


Διάγραμμα 9.23β: Μέγιστη θερμοκρασία στον κύλινδρο για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

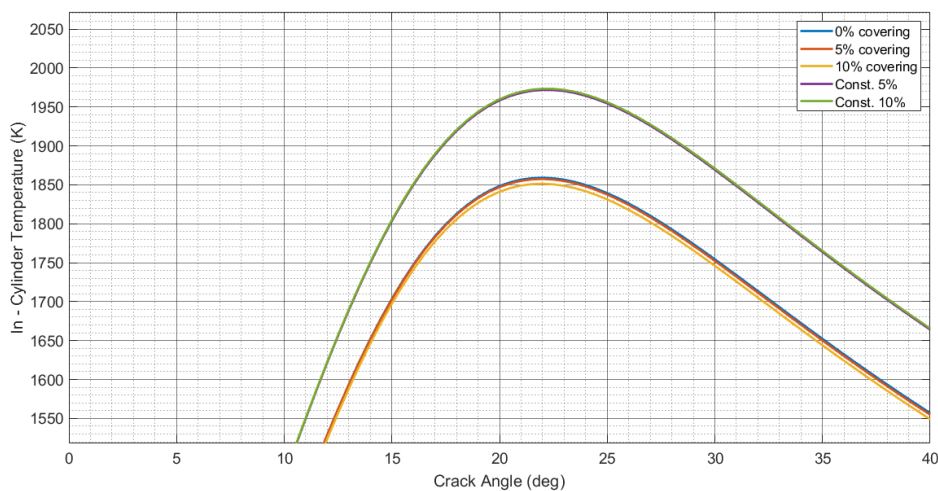
Στο διάγραμμα 9.23α φαίνεται η θερμοκρασία στον κύλινδρο συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Παρατηρούμε ότι υψηλές θερμοκρασίες παρουσιάζονται για τις περιπτώσεις των χαμηλών port angle και αντίστροφα, όπως είναι αναμενόμενο. Η περίπτωση του constant μοντέλου δίνει τις υψηλότερες θερμοκρασίες και βρίσκεται πιο κοντά στην περίπτωση των 0 deg port angle. Στο διάγραμμα 9.23β η υψηλότερη μέγιστη θερμοκρασία παρατηρείται για την περίπτωση του constant μοντέλου και η χαμηλότερη για τα υψηλά port angle (30, 20 deg). Η απόκλιση είναι της τάξεως του

5.2% περίπου 102 Κ. Σε αυτή την περίπτωση η ύπαρξη υψηλών port angle μειώνει τη θερμοκρασία στον κύλινδρο.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στη θερμοκρασία του κυλίνδρου



Διάγραμμα 9.24α: Θερμοκρασία στον κύλινδρο συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.



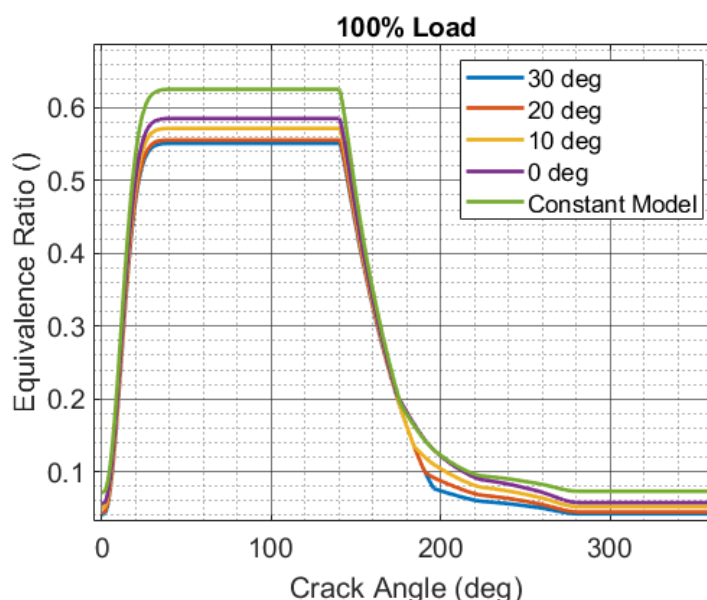
Διάγραμμα 9.24β: Μέγιστη θερμοκρασία στον κύλινδρο για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

Στα διαγράμματα 9.24α και 9.24β φαίνεται η θερμοκρασία στον κύλινδρο συναρτήσεως του CA και η μέγιστη τιμή της, για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Και πάλι, οι περιπτώσεις του ανανεωμένου μοντέλου έχουν μικρή απόκλιση μεταξύ τους, όπως και του constant μοντέλου. Η θερμοκρασία στον κύλινδρο φαίνεται να μειώνεται ελάχιστα για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων. Επομένως, η κάλυψη των θυρίδων έχει μικρή

επίδραση και στη θερμοκρασία του κυλίνδρου. Παρ' όλα αυτά, εάν υπάρχει κάλυψη (περιπτώσεις 5, 10%) οι σταθεροί συντελεστές μίξης δίνουν μεγαλύτερη θερμοκρασία στον κύλινδρο. Η απόκλιση είναι της τάξης του 6.3%.

III. Λόγος Ισοδυναμίας φ καυσίμου – αέρα (Equivalence ratio)

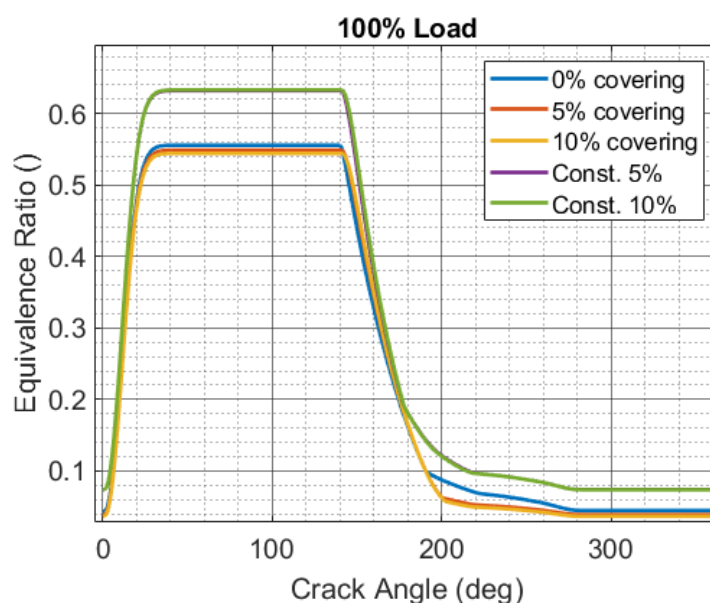
Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στο λόγο ισοδυναμίας



Διάγραμμα 9.25: Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα φ συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

Στο διάγραμμα 9.25 φαίνεται ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα φ συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Φαίνεται ότι ο λόγος ισοδυναμίας φ είναι μεγαλύτερος για μειούμενο port angle, καθώς στις περιπτώσεις αυτές παραμένουν περισσότερα καυσαέρια στον κύλινδρο, λόγω της ανεπαρκούς ανάμιξης τους με τον αέρα πλήρωσης. Αυτό επιφέρει μια αύξηση της θερμοκρασίας στον κύλινδρο λόγω των περισσότερων θερμών καυσαερίων, όπως φαίνεται στο διάγραμμα 9.19α. Η περίπτωση του constant μοντέλου παρουσιάζει τη μεγαλύτερη τιμή για το λόγο ισοδυναμίας και βρίσκεται πιο κοντά στην περίπτωση των 0 deg port angle. Η απόκλιση είναι της τάξεως του 11.2%. Με άλλα λόγια, η ύπαρξη υψηλών port angle μειώνει το λόγο ισοδυναμίας και, όπως είδαμε, τη θερμοκρασία στον κύλινδρο.

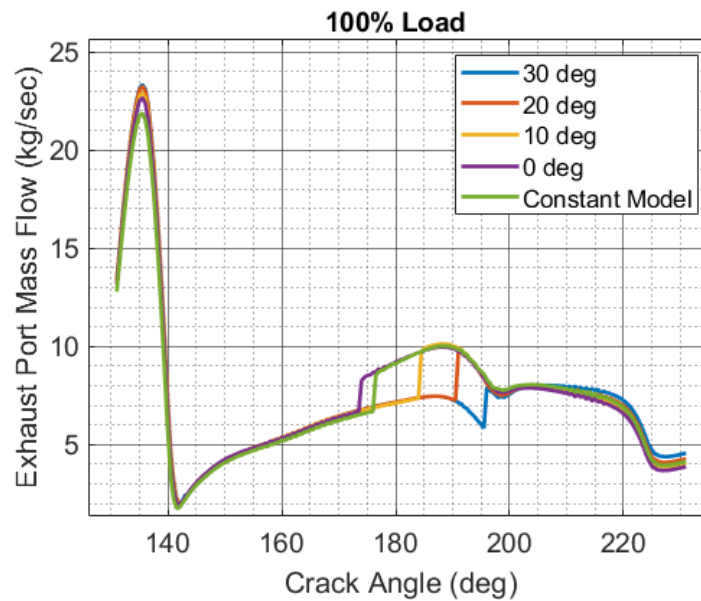
Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στο λόγο ισοδυναμίας



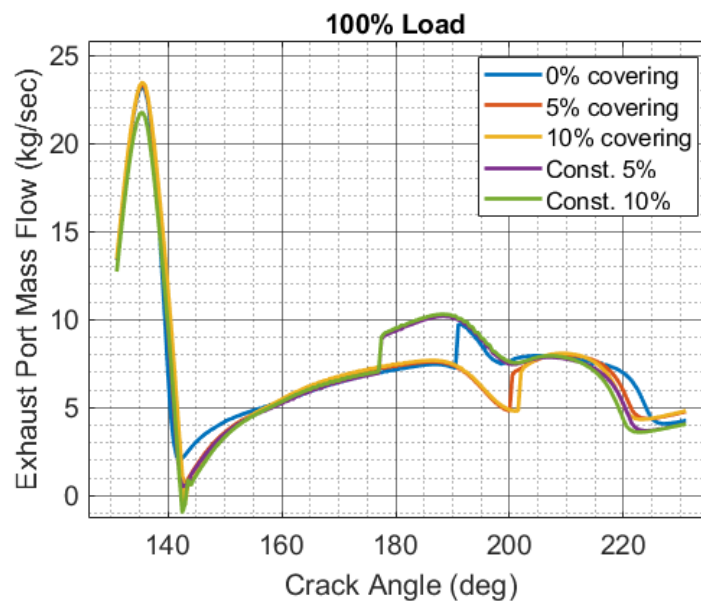
Διάγραμμα 9.26: Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα φ συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

Στο διάγραμμα 9.26 φαίνεται ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα φ συναρτήσει του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Οι περιπτώσεις του ανανεωμένου μοντέλου έχουν μικρή απόκλιση μεταξύ τους, όπως και του constant μοντέλου. Ο λόγος ισοδυναμίας φαίνεται να μειώνεται ελάχιστα για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων, όπως αναμένεται από τη μείωση της θερμοκρασίας στο διάγραμμα 9.20β. Επομένως, η κάλυψη των θυρίδων έχει μικρή επίδραση και στο λόγο ισοδυναμίας. Παρ' όλα αυτά, εάν υπάρχει κάλυψη (περιπτώσεις 5, 10%) οι σταθεροί συντελεστές μίξης δίνουν μεγαλύτερο λόγο ισοδυναμίας. Η απόκλιση είναι της τάξης του 14.2%.

IV. Ροή εξόδου από τη βαλβίδα εξαγωγής (Exhaust Valve Mass Flow)



Διάγραμμα 9.27: Ροή εξόδου από τη βαλβίδα συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.



Διάγραμμα 9.28: Ροή εξόδου από τη βαλβίδα συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στη ροή εξόδου

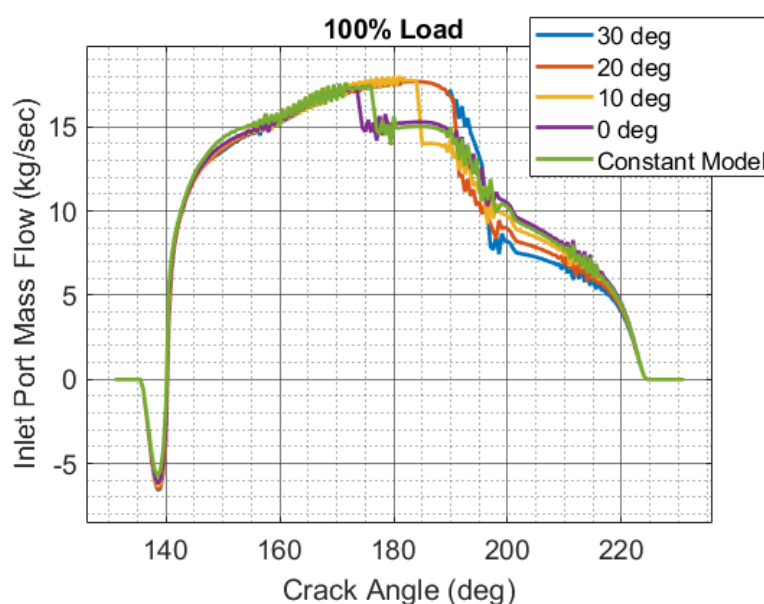
Στο διάγραμμα 9.27 φαίνεται η ροή εξόδου από τη βαλβίδα εξαγωγής συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Η ροή εξόδου παρουσιάζει μικρή απόκλιση για τις διαφορετικές περιπτώσεις port angle. Περίπου στη μέση της απόπλυσης, τη στιγμή που η ζώνη ανάμιξης περάσει στην εξαγωγή, για δεδομένη διατομή βαλβίδας, λόγω

της υψηλότερης πυκνότητάς της από τα καυσαέρια, θα αυξηθεί η ροή εξόδου. Η ζώνη ανάμιξης περνάει ταχύτερα στην εξαγωγή για τα χαμηλά port angle, όπως είναι αναμενόμενο. Η περίπτωση του constant μοντέλου βρίσκεται ανάμεσα στις περιπτώσεις των χαμηλών port angle.

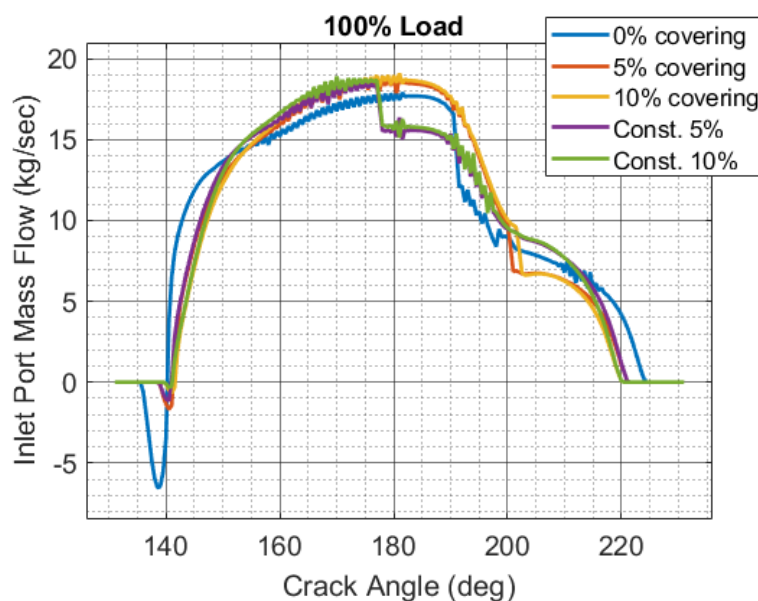
Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στη ροή εξόδου

Στο διάγραμμα 9.28 φαίνεται η ροή εξόδου από τη βαλβίδα εξαγωγής για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Οι περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων (5, 10%) του ανανεωμένου και του constant μοντέλου έχουν μικρή απόκλιση μεταξύ τους. Για τη ροή εξόδου, διαφορές παρουσιάζονται στη μέγιστη τιμή της λόγω ηχητικής ροής, με τις μεγαλύτερες τιμές να ανήκουν στο ανανεωμένο μοντέλο και για αυξανόμενη κάλυψη θυρίδων. Επίσης, για κάλυψη θυρίδων (περιπτώσεις 5, 10%) παρουσιάζεται πτώση της ροής εξόδου, τη στιγμή που η ζώνη μίξης περνά στην εξαγωγή.

V. Ροή εισόδου από τις θυρίδες (Inlet Port Mass Flow)



Διάγραμμα 9.29: Ροή εισόδου από τις θυρίδες συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.



Διάγραμμα 9.30: Ροή εισόδου από τις θυρίδες συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου, και του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%.

Επίδραση της γωνίας των θυρίδων στη ροή εισόδου

Στο διάγραμμα 9.29 φαίνεται η ροή εισόδου από τις θυρίδες συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Φαίνεται ότι παρουσιάζει μικρή απόκλιση για τις διαφορετικές περιπτώσεις της γωνίας των θυρίδων. Περίπου στη μέση της απόπλυσης, παρουσιάζεται απότομη μείωση στη ροή εισόδου. Όπως αναφέρθηκε, ο θερμοδυναμικός κώδικας εφαρμόζει την εξίσωση διατήρησης μάζας στον κύλινδρο σε κάθε χρονική στιγμή (Σχέση 3.11). Επομένως, επειδή αυξάνεται η ροή εξόδου λόγω της υψηλότερης πυκνότητας της ζώνης μίξης, όπως φαίνεται στο διάγραμμα 6.31, για να ικανοποιείται η εξίσωση διατήρησης μάζας στον κύλινδρο, μειώνεται η ροή εισόδου. Η περίπτωση του constant μοντέλου βρίσκεται και πάλι ανάμεσα στις περιπτώσεις των χαμηλών port angle.

Επίδραση της κάλυψης των θυρίδων στη ροή εισόδου

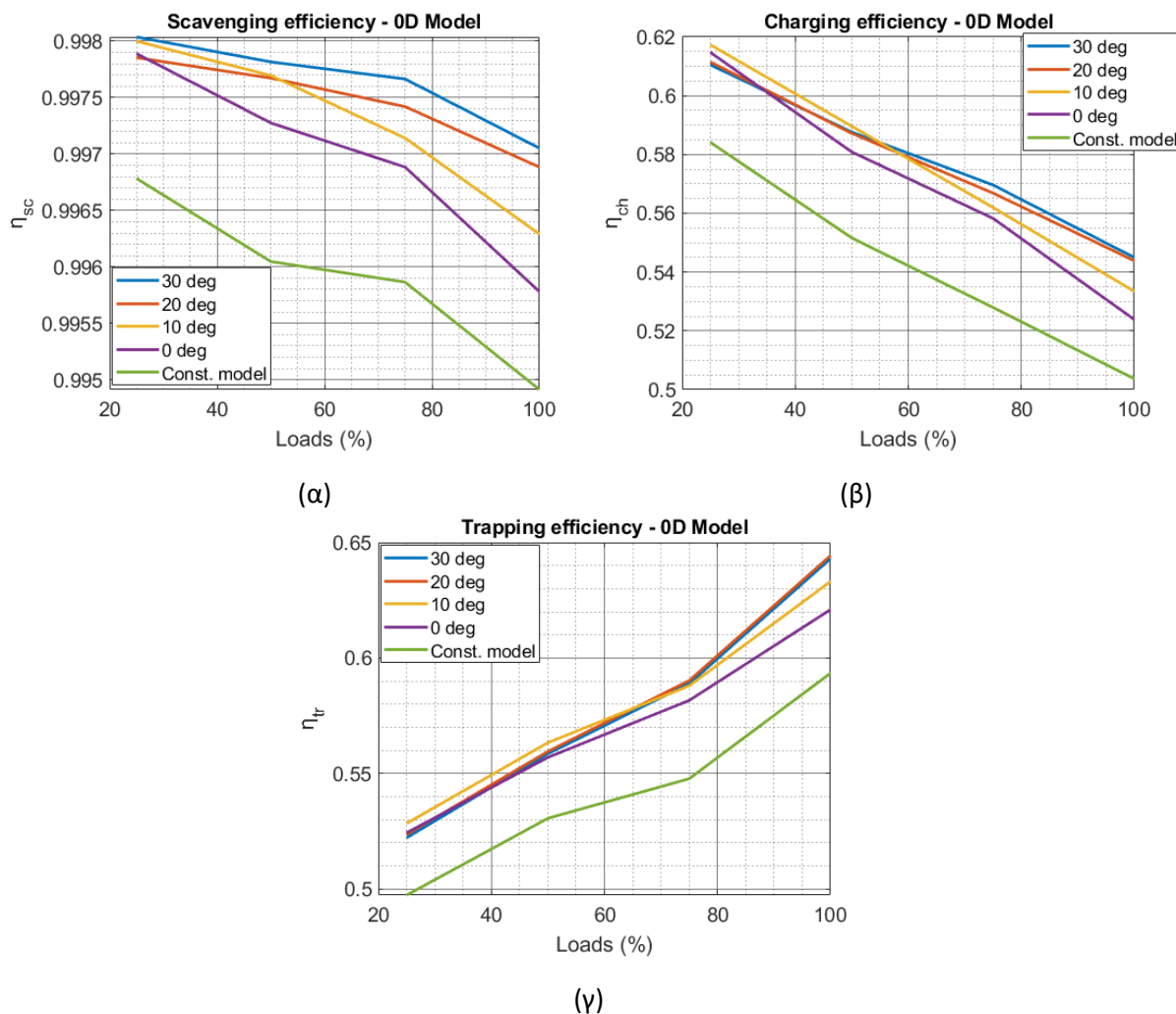
Στο διάγραμμα 9.30 φαίνεται η ροή εισόδου από τις θυρίδες αντίστοιχα συναρτήσεως του CA για τις περιπτώσεις μεταβλητής κάλυψης θυρίδων του ανανεωμένου μοντέλου και την περίπτωση του constant μοντέλου υπό δεδομένο φορτίο 100%. Οι περιπτώσεις κάλυψης θυρίδων (5, 10%) του ανανεωμένου και του constant μοντέλου έχουν μικρή απόκλιση μεταξύ τους. Η μόνη διαφορά εντοπίζεται στην ένταση της οπισθοροής, όπου για ακάλυπτες θυρίδες παρουσιάζονται μεγαλύτερες αρνητικές τιμές της ροής.

Συνολικά, παρατηρήθηκε ότι για τις περιπτώσεις υψηλής γωνίας θυρίδων και για μεγάλη κάλυψη της διατομής αυτών, η πίεση του κινητήρα είναι αυξημένη, ενώ η θερμοκρασία του μειωμένη. Αυτό είναι αναμενόμενο, καθώς για υψηλές γωνίες θυρίδων ο αέρας εισάγεται περιφερειακά στον κύλινδρο με αποτέλεσμα να μειώνεται η θερμοκρασία του. Οι

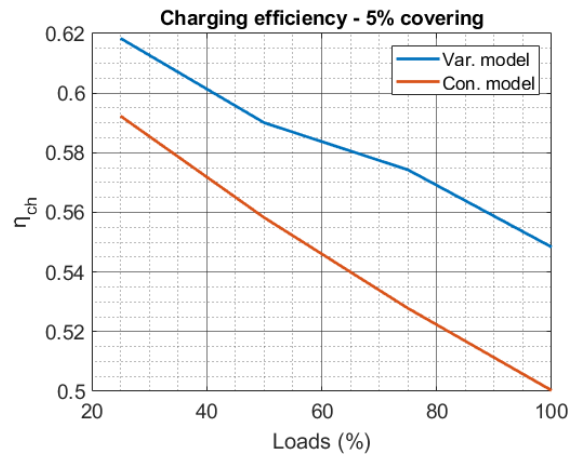
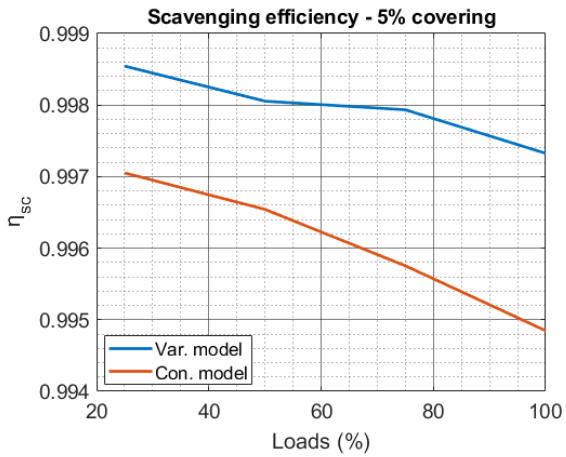
περιπτώσεις των 30 deg port angle και 10% κάλυψης των θυρίδων παρουσιάζουν την υψηλότερη μέγιστη πίεση και την μικρότερη μέγιστη θερμοκρασία. Το μοντέλο με σταθερούς συντελεστές μίξης για όλη τη διάρκεια της απόπλυσης ($\mu_a = 0.7$, $\mu_g = 0.45$) προβλέπει μικρότερη πίεση και μεγαλύτερη θερμοκρασία στον κύλινδρο.

9.6 Παράρτημα ΣΤ – Σύγκριση των παραμέτρων της απόπλυσης του ανανεωμένου με το constant μοντέλο

Στο παράρτημα ΣΤ συγκρίνονται οι παράμετροι της απόπλυσης η_{sc} , η_c , η_{tr} του ανανεωμένου μοντέλου με την περίπτωση του constant μοντέλου ($\mu_a = 0.7$, $\mu_g = 0.45$).

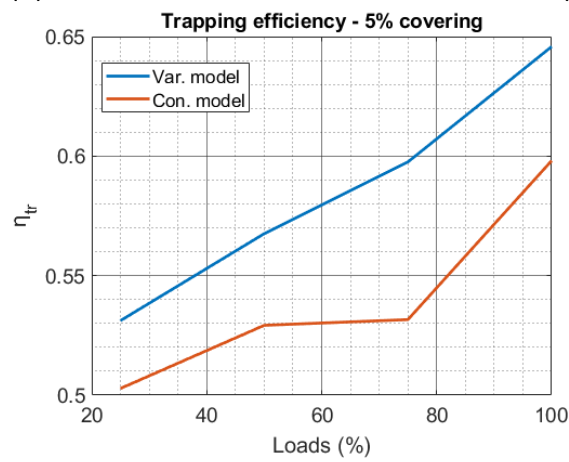


Διάγραμμα 9.31: Παράμετροι απόπλυσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα για τις περιπτώσεις μεταβλητού port angle του ανανεωμένου μοντέλου σε σύγκριση με την περίπτωση του constant μοντέλου – (α) Βαθμός απόδοσης απόπλυσης η_{sc} , (β) Βαθμός απόδοσης πλήρωσης η_{ch} , (γ) Βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_{tr}



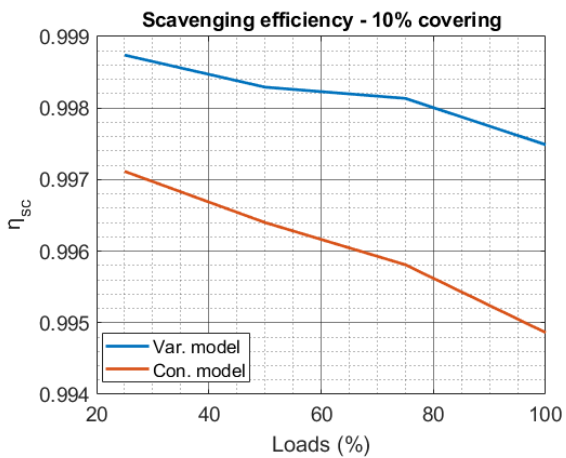
(α)

(β)

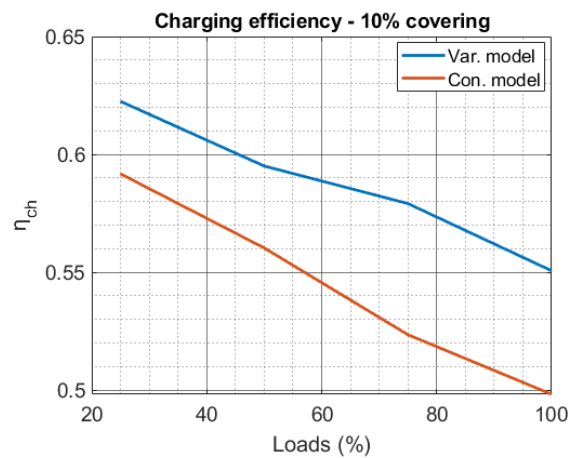


(γ)

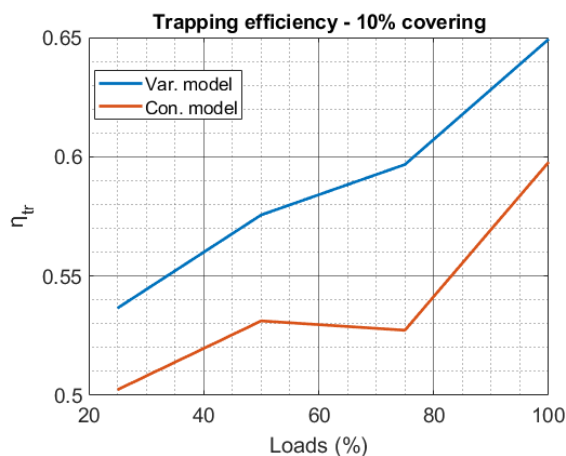
Διάγραμμα 9.32: Παράμετροι απόπλυσης συναρτήσει του φορτίου του μεταξύ του ανανεωμένου και του constant μοντέλου για την περίπτωση κάλυψης 5% – (α) Βαθμός απόδοσης απόπλυσης η_{sc} , (β) Βαθμός απόδοσης πλήρωσης η_{ch} , (γ) Βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_{tr} .



(α)



(β)



(γ)

Διάγραμμα 9.33: Παράμετροι απόπλυσης συναρτήσει του φορτίου του μεταξύ του ανανεωμένου μοντέλου και του constant μοντέλου για την περίπτωση κάλυψης 10% – (α) Βαθμός απόδοσης απόπλυσης η_{sc} , (β) Βαθμός απόδοσης πλήρωσης η_{ch} , (γ) Βαθμός απόδοσης εγλωβισμού η_{tr}

Στα διαγράμματα 9.31, 9.32 και 9.33 παρουσιάζονται οι παράμετροι της απόπλυσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα μεταξύ του ανανεωμένου και του constant μοντέλου για τις περιπτώσεις μεταβλητής γωνίας θυρίδων (30, 20, 10, 0 deg) και κάλυψης θυρίδων (5%, 10%) αντίστοιχα. Παρατηρείται ότι το constant μοντέλο προβλέπει χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης για όλες τις παραμέτρους σε όλα τα φορτία του κινητήρα.

9.7 Παράρτημα Z – Κώδικας στο περιβάλλον Matlab®

Στο Παράρτημα Z παρουσιάζεται ο κώδικας της διπλωματικής εργασίας και οι διάφορες υπορουτίνες που επικοινωνούν με αυτόν, αρχικά για την 1^η ομάδα μελέτης (μεταβλητό φορτίο κινητήρα – port angle) και στη συνέχεια για τη 2^η ομάδα (μεταβλητό φορτίο – κάλυψη της διατομής των θυρίδων).

Κώδικας Διπλωματικής – 1^η Ομάδα Μελέτης

```
function [mix_coeff,f1] = upd3zone_var_load_pa(load_inp,port_angle_inp)
%Instructions for input data
% load_inp: Selected load as percentage of maximum Load in (%)
% port_angle_inp: Selected angle of inlet ports in (deg)

%Instructions for output data
% mix_coeff: matrix (n,2) with values of air and gas coefficient respectively for every CA step
% f1: respective figure of the mixing coefficients with respect to CA (deg)
%%%/-----//%%

%Import engine characteristics data from .xls file "upd3zone_var_load_pa.xls"
file1 = xlsread('upd3zone_var_load_pa.xlsx','Sheet1','B2:B10');

%Engine characteristics
DIAM = file1(1);    %BORE DIAMETER of cylinder
STROKE = file1(2); %STROKE of cylinder
MAX_POWER = file1(3); %Engine Power in Maximum Load (100%) in (kW)
MAX_REVS = file1(4); %Engine Retational Speed in Maximum Load (100%) in (RPM)
IPO = file1(5);    %Inlet Port Opening in (deg)
IPC = file1(6);    %Inlet Port Closing in (deg)
n_ips = file1(7);  %No. inlet ports
ip_height = file1(8); %Height of inlet ports
ip_width =file1(9); %Width of inlet ports

%Check if engine is suitable for Uniflow Scavenging
if STROKE/DIAM >= 2
    disp('The engine is suitable for Uniflow Scavenging. Proceed...')
    disp('/-----//')
else
    disp('The engine is not suitable for this type of scavenging. Please exit...')
    stop
end

%%
%Construct engine power profile in (kW) for 4 cases: 100%, 75%, 50%, 25%
load_cases = [25 50 75 100];
power = (load_cases/100).*MAX_POWER;
power_inp = (load_inp/100)*MAX_POWER;

%Calculate engine revolutions for each load case
revs = proppeler_law(MAX_POWER,MAX_REVS,power);
```



```

disp('//-----//')

revs_inp = proppeler_law(MAX_POWER,MAX_REVS,power_inp)

revs_dim_inp = revs_inp/MAX_REVS;
disp('//-----//')
%%%

%%%
%Construct geometrical swirl number for 4 cases: 100%, 75%, 50%, 25%
port_angle_cases = [0 10 20 30]; %in (deg)
omega = gsn(port_angle_cases,DIAM,ip_width,ip_height,n_ips);
omega_inp = gsn(port_angle_inp,DIAM,ip_width,ip_height,n_ips)
disp('//-----//')
%%%

%%%
%Construct domain of scavenging in terms of crack angle (deg)
theta = [IPO:IPC]'; %time step: 1 deg CA
theta2(:,1) = theta;
theta2(:,2) = theta;

%Suppose end of backflow is at dimensionless time:
t_diml_end_backflow = (141-135)/(225-135); %calculated for reference case (backflow): 100%
load
theta_end_backflow = t_diml_end_backflow*(IPC - IPO) + IPO;
theta_ebf = ones(1,length(load_cases))*theta_end_backflow;
%%%

%%%
%Calculate design matrices for evaluating regression values for parameters
%Classic Matrix
X = [1 revs_dim_inp omega_inp];

%With respect to N/Nmax
X_N = [1 revs_dim_inp];

%With respect to  $\Omega$ 
X_O = [1 omega_inp];

%Insert constants of regression for each parameter
%as per N/Nmax
%Univariable approach
beta_a = [-0.3399; -0.6608; 9.9936];
beta_c = [0.7378; 0.2102; 0.8935];
beta_theta_ma = [158.1807; 24.6866; 0.6579];
beta_d = [0.3002; -0.2903; 0.3519];

beta_p = [0.8113; 0.3835; 9.5243; -0.6566; 0.9675];
beta_kg = [6.7629; 5.0033; 0.5018];

%Evaluate regression values for each parameter
%Sort for increasing load and port angle: 25% ->100%, 0deg -> 30deg

```

```

%Air Mixing Coefficient
a_high_swirl = beta_a(1)*X_N(:,1) + beta_a(2)*(X_N(:,2).^beta_a(3)); %20, 30deg port angle
a_low_swirl = 0; %0, 10deg port angle

if port_angle_inp >= 20
    a = a_high_swirl;
elseif port_angle_inp <=10
    a = a_low_swirl;
else
    a = ((omega_inp - omega(2))/(omega(3) - omega(2)))*(a_high_swirl - a_low_swirl) + a_low_swirl;
end

b = 0;
c = beta_c(1)*X_O(:,1) + beta_c(2)*(X_O(:,2).^beta_c(3));
theta_ma = beta_theta_ma(1)*X_O(:,1) + beta_theta_ma(2)*(X_O(:,2).^beta_theta_ma(3));
d = beta_d(1)*X_O(:,1) + beta_d(2)*(X_O(:,2).^beta_d(3));

%Gas Mixing Coefficient
p = beta_p(1)*X(:,1) + beta_p(2)*(X(:,2).^beta_p(3)) + beta_p(4)*(X(:,3).^beta_p(5));

%Suppose theta of peak of μg is at dimensionless time:
t_diml_peak = (150-135)/(225-135); %calculated for reference case (backflow): 100% load
theta_peak = t_diml_peak*(IPC - IPO) + IPO;

kg = beta_kg(1)*X_O(:,1) + beta_kg(2)*(X_O(:,2).^beta_kg(3));

%Evaluate values for air and gas coefficients
ma_input = ma_port(c,theta_ma,a,b,d);
mg_input = mg_port(p,theta_peak,1,kg);

mix_coeff = [ma_input,mg_input];
[f1] = final_plot_coeffs(theta,mix_coeff,load_inp,port_angle_inp);
end

```

Κώδικας Διπλωματικής – 2^η Ομάδα Μελέτης

```

function [mix_coeff,f1] = upd3zone_var_load_cov(load_inp,covering_per_inp)
%Instructions for input data
% load_inp: Selected load as percentage of maximum Load in (%)
% covering_per_inp: Selected area coverage of inlet ports as percentage of maximum port area in (%)

%Instructions for output data
% mix_coeff: matrix (n,2) with values of air and gas coefficient respectively for rver CA step
% f1: respective figure of the mixing coefficients with respect to CA (deg)
%%%/-----//%%%

%Import engine characteristics data from .xls file "upd3zone_var_load_pa.xls"
file1 = xlsread('upd3zone_var_load_pa.xlsx','Sheet1','B2:B10');

```

```

%Engine characteristics
DIAM = file1(1);      %BORE DIAMETER of cylinder
STROKE = file1(2);    %STROKE of cylinder
MAX_POWER = file1(3); %Engine Power in Maximum Load (100%) in (kW)
MAX_REVS = file1(4);  %Engine Retational Speed in Maximum Load (100%) in (RPM)
IPO = file1(5);       %Inlet Port Opening in (deg)
IPC = file1(6);       %Inlet Port Closing in (deg)

%Check if engine is suitable for Uniflow Scavenging
if STROKE/DIAM >= 2
    disp('The engine is suitable for Uniflow Scavenging. Proceed...')
    disp('//-----//')
else
    disp('The engine is not suitable for this type of scavenging. Please exit...')
    stop
end

%%%
%Construct engine power profile in (kW) for 4 cases: 100%, 75%, 50%, 25%
load_cases = [25 50 75 100];
power = (load_cases/100).*MAX_POWER;
power_inp = (load_inp/100)*MAX_POWER;

%Calculate engine revolutions for each load case
revs = proppeler_law(MAX_POWER,MAX_REVS,power);
revs_inp = proppeler_law(MAX_POWER,MAX_REVS,power_inp)
revs_dim_inp = revs_inp/MAX_REVS;
disp('//-----//')
%%%

%%%
%Construct covering of inlet ports for 3 cases: 0%, 5%, 10%
covering_cases = [0 5 10]; %in (%)
covering_inp = covering_per_inp/100
disp('//-----//')
%%%

%%%
%Construct domain of scavenging in terms of crack angle (deg)
theta = [IPO:IPC]'; %time step: 1 deg CA
theta2(:,1) = theta;
theta2(:,2) = theta;

%Suppose end of backflow is at dimensionless time:
t_diml_end_backflow = (141-135)/(225-135); %calculated for reference case (backflow): 100%
load
theta_end_backflow = t_diml_end_backflow*(IPC - IPO) + IPO;
theta_ebf = ones(1,length(load_cases))*theta_end_backflow;
%%%

%%%
%Calculate design matrices for evaluating regression values for parameters
%Classic Matrix
X = [1 revs_dim_inp covering_inp];

```

```

%With respect to N/Nmax
X_N = [1 revs_dim_inp];

%With respect to C
X_C = [1 covering_inp];

%Insert constants of regression for each parameter
%as per N/Nmax
%Univariable approach
beta_a = [-0.3140; -0.6596; 7.9339; 0.5541; 0.2190];
beta_c = [0.8725; 0.4064; 1.1013];

beta_d = [0.0600; 0.3555; 0.3423];

beta_p = [0.5028; 0.3878; 9.6926; -0.5667; 0.3692];
beta_kg = [11.0450; -9.3858; 1.0451];

%Evaluate regression values for each parameter
%Sort for increasing load and port angle: 25% ->100%, 0% -> 10%

b = 0;
theta_ma = 171;
%Suppose theta of peak of  $\mu g$  is at dimensionless time:
t_diml_peak = (150-135)/(225-135); %calculated for reference case (backflow): 100% load
theta_peak = t_diml_peak*(IPC - IPO) + IPO;

if covering_per_inp <= 5

    %Air Mixing Coefficient
    a = beta_a(1)*X(:,1) + beta_a(2)*X(:,2).^beta_a(3) + beta_a(4)*X(:,3).^beta_a(5) ;
    c = beta_c(1)*X_C(:,1) + beta_c(2)*X_C(:,2).^beta_c(3) ;
    d = beta_d(1)*X_C(:,1) + beta_d(2)*X_C(:,2).^beta_d(3);
    %Gas Mixing Coefficient
    p = beta_p(1)*X(:,1) + beta_p(2)*X(:,2).^beta_p(3) + beta_p(4)*X(:,3).^beta_p(5);
    kg = beta_kg(1)*X_C(:,1) + beta_kg(2)*X_C(:,2).^beta_kg(3);

elseif covering_per_inp > 5
    %For covering of ports >= 5%, the values of parameters are the same with those of 5% covering
    case
        covering_per_inp_new = 5;
        covering_inp_new = covering_per_inp_new/100;
        X = [1 revs_dim_inp covering_inp_new];
        X_C = [1 covering_inp_new];

        %Air Mixing Coefficient
        a = beta_a(1)*X(:,1) + beta_a(2)*X(:,2).^beta_a(3) + beta_a(4)*X(:,3).^beta_a(5) ;
        c = beta_c(1)*X_C(:,1) + beta_c(2)*X_C(:,2).^beta_c(3) ;
        d = beta_d(1)*X_C(:,1) + beta_d(2)*X_C(:,2).^beta_d(3);
        %Gas Mixing Coefficient
        p = beta_p(1)*X(:,1) + beta_p(2)*X(:,2).^beta_p(3) + beta_p(4)*X(:,3).^beta_p(5);
        kg = beta_kg(1)*X_C(:,1) + beta_kg(2)*X_C(:,2).^beta_kg(3);
    end
end

```

```
%Evaluate values for air and gas coefficients
ma_input = ma_port(c,theta_ma,a,b,d);
mg_input = mg_port(p,theta_peak,1,kg);

mix_coeff = [ma_input,mg_input];
[f1] = final_plot_coeffs_cov(theta,mix_coeff,load_inp,covering_per_inp);
end
```

Βοηθητικοί Κώδικες

- Κατασκευή κατανομής του συντελεστή αέρα μ_a

```
function [y] = ma_port(peak_ma,theta_change,p1,p2,a)
%First segment of ma
x1 = [141:1:225];
t1 = (x1-x1(1))/(x1(length(x1)) - x1(1));
%Evaluate
% peak_ma == p3
y1 = p1*(t1.^2) + p2*t1 + peak_ma;
y11 = y1(1:(theta_change-x1(1)+1));

%Second segment of mg
x2 = [theta_change:1:225];
t2 = (x2-x2(1))/(x2(length(x2)) - x2(1));

%Parameters
b = log(( y11(length(y11)) / a )); %parameter of exponential decrease
%Evaluate
y2 = y11(length(y11)).*exp((-b)*t2);

%new domain for independent value - t
x = [135:1:225];

deiktis=1;
for i = x(1):1:x(length(x))

    if i < 141
        y(deiktis) = y11(1);

    elseif i>=141 && i <= theta_change
        t = (i - x1(1))/(x1(length(x1)) - x1(1));
        y(deiktis) = p1*(t.^2) + p2*t + peak_ma;

    else
        t = (i - x2(1))/(x2(length(x2)) - x2(1));
        y(deiktis) = y11(length(y11)).*exp((-b)*t);
    end

    deiktis = deiktis + 1;
end
end
```

- Κατασκευή κατανομής του συντελεστή αέρα μ_g

```
function [y] = mg_port(peak_mg,theta_peak,a,c)
%First segment of mg
x1 = [135:1:theta_peak];
t1 = (x1-x1(1))/(x1(length(x1)) - x1(1));
```

```

%Second segment of mg
x2 = [theta_peak:1:225];
t2 = (x2-x2(1))/(x2(length(x2)) - x2(1));

%new domain for independent value - t
x = [135:1:225];

deiktis=1;
for i = x(1):1:x(length(x))

    if i <= theta_peak
        t = (i - x1(1))/(x1(length(x1)) - x1(1));
        y(deiktis) = peak_mg*sqrt(t);

    else
        t = (i - x2(1))/(x2(length(x2)) - x2(1));
        y(deiktis) = (peak_mg - (a*peak_mg.*t)).*exp((-c)*t);
    end

    deiktis = deiktis + 1;
end
end

```

- Νόμος της Έλικας – Propeller Law

```

function [REVS] = proppeler_law(MAX_POWER,MAX_REVS,POWER)
%Calculate propeller law coefficient c, for FPP Propeller
c = MAX_POWER/(MAX_REVS^3); %calculate coefficient

disp(['The propeller law coefficient c = ', num2str(c), '.'])

%Calculate RPM for power_kw
REVS=(POWER./c).^(1/3); %RPM
end

```

- Υπολογισμός του γεωμετρικού αριθμού στροβιλισμού Ω

```

function [omega] = gsn(port_angle,d,ip_width,ip_height,n_ips)

p_a = (pi.*port_angle)/180; %conversion to [rad]

%Construct geometrical swirl number
Acyl = (pi/4)*(d^2); %cross sectional area of cylinder -[m2]
Ap = ip_width*ip_height; %area of a single scavenge port -[m2]

omega = (Acyl*sin(p_a))/(n_ips*Ap); %geometrical swirl number
end

```