



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ
ΜΗΧΑΝΗΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Δ. Κολοκοτρώνης

Α. Τουρλιδάκης

Δ. Γιαγκόπουλος

από

Τζιατζιάς Θ. Ανδρέας

Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών

Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας

Νοέμβριος 2017, Κοζάνη

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ.....	ii
Ευχαριστίες	iv
Πίνακας εικόνων	v
Περίληψη.....	vii
Abstract	viii
Κεφάλαιο 1 - Εισαγωγή	1
1.1 Διαγωνισμός MotoStudent	1
1.1.2 Κινητήρας Honda CBR 250R (MC41).....	2
1.1.3 Κανονισμοί διαγωνισμού MotoStudent σχετικά με τον κινητήρα.....	3
1.2. Θεωρητικό Υπόβαθρο	4
1.2.1 Εισαγωγή	4
1.2.1.2 Διατάξεις εισαγωγής στις μοτοσυκλέτες.....	5
1.2.2 Ροή ρευστού διαμέσου σωλήνα	5
1.2.2.1 Πτώση πίεσης εντός σωλήνα	5
1.2.2.2 Προφίλ ταχύτητας	6
1.2.3. Ορολογία πολλαπλής εισαγωγής	6
1.2.4. Βαθμός πλήρωσης (Volumetric efficiency).....	7
1.2.5 Θεωρία κυμάτων.....	8
1.2.6 Υπολογιστική ρευστοδυναμική (CFD) (Computational Fluid Dynamics).....	11
1.3. Βιβλιογραφική Έρευνα.....	13
1.3.1 Μονοδιάστατη προσομοίωση λειτουργίας M.E.K.....	13
1.3.2 Τρισδιάστατη προσομοίωση ροής ρευστού	20
1.3.3 Στόχοι Διπλωματικής Εργασίας.....	21
1.3.4 Δομή Διπλωματικής Εργασίας.....	21
Κεφάλαιο 2 – Μέθοδοι Ανάλυσης	22
2.1. Θεωρητικό υπόβαθρο - Μεθοδολογία λογισμικού AVL Boost	22
2.2. Θεωρητικό υπόβαθρο – Τρισδιάστατη προσομοίωση εσωτερικής ροής αέρα	29
Κεφάλαιο 3 – Αποτελέσματα ερευνητικής εργασίας.....	32
3.1. Αποτελέσματα μονοδιάστατης προσομοίωσης κινητήρα	32
3.1.1 Βαθμός Πλήρωσης.....	32
3.1.1.1 Σωλήνας εισαγωγής (Ram-air pipe).....	32
3.1.1.2 Θάλαμος plenum	33
3.1.1.3. Σωλήνας εξαγωγής.....	34
3.1.2 Συντονισμός κυμάτων.....	36

3.2 Αποτελέσματα τρισδιάστατης προσομοίωσης εσωτερικής ροής αέρα	40
Κεφάλαιο 4 – Κατασκευή εισαγωγής αέρα	43
Κεφάλαιο 5 – Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική έρευνα.....	45
Κεφάλαιο 6 - Βιβλιογραφία	46
Παράρτημα.....	49

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Σε αυτό το σημείο πρέπει να ευχαριστήσω θερμά τον Ε.ΔΙ.Π κ. Κολοκοτρώνη, ο οποίος μου προσέφερε την στήριξη, καθοδήγηση και εμπιστοσύνη κατά τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας.

Επιπρόσθετα, ο κ. Γιαγκόπουλος και ο κ. Νενές ήταν οι υπεύθυνοι καθηγητές του εγχειρήματος. Τους ευχαριστώ θερμά, για την εμπιστοσύνη που έδειξαν σε όλα τα μέλη της ομάδας, τη στήριξη και βοήθειά τους στον κοινό μας σκοπό, την κατασκευή της μοτοσυκλέτας.

Ακόμη, πρέπει να ευχαριστήσω τον διδάκτορα κ. Βαφειάδη, τον αφανή ήρωα της Typhoon MotoRacing UoWM του 2016 για την συνεχή βοήθειά του ώστε να διεκπεραιωθούν οι αναλύσεις τρισδιάστατης ροής της πρωτότυπης μοτοσυκλέτας.

Στη συνέχεια, θέλω να ευχαριστήσω όλα τα μέλη της ομάδας Typhoon MotoRacing UoWM για την υπομονή, επιμονή και σκληρή δουλειά τους ώστε να κατασκευαστεί η μοτοσυκλέτα και να συναγωνιστεί επιτυχώς στο διαγωνισμό της Αραγονίας.

Ο κ. Χρήστος Τσαλκιτζής είναι ο άνθρωπος που μας βοήθησε να ολοκληρώσουμε αυτό το εγχείρημα, αφιερώνοντας καθημερινά πολλές ώρες για να κατασκευαστεί η μοτοσυκλέτα. Ο κ. Χρήστος ήταν πάντα δίπλα μας, αφού μας μετέδωσε μεγάλο ποσοστό από τις γνώσεις του γύρω από τη μοτοσυκλέτα. Για αυτό το λόγο, σαν μέλος της Typhoon MotoRacing UoWM του 2016, του οφείλω ένα τεράστιο ευχαριστώ για τον κόπο του.

Επίσης, ένα μεγάλο ευχαριστώ στον κ. Νικολαΐδη, για την χορηγία, την τεχνογνωσία που μας προσέφερε, αλλά και τις ώρες που αφιέρωσε στην τελική εξέλιξη της διάταξης εισαγωγής της μοτοσυκλέτας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την στήριξη και την αγάπη που μου έδειξαν ώστε να μπορέσω να διεκπεραιώσω την εργασία αυτή.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΕΙΚΟΝΩΝ

- Εικόνα 1.1 – Κινητήρας Honda CBR 250R (MC41) (Έγκριση τύπου Honda)
- Εικόνα 1.2 – Εισαγωγή Ram-Air Honda RC213V
- Εικόνα 1.3 – Προφίλ ταχύτητας ροής εντός σωλήνα
- Εικόνα 1.4 – Κύματα εισαγωγής
- Εικόνα 1.5 – Συντονισμένα κύματα εξαγωγής
- Εικόνα 1.6 – Μη συντονισμένα κύματα εξαγωγής
- Εικόνα 2.1 - Διάταξη που προσομοιώθηκε στο AVL Boost
- Εικόνα 2.2 - Ισοζύγιο ενέργειας του κυλίνδρου
- Εικόνα 2.3 –Έγκριση τύπου Honda
- Εικόνα 2.4 – Βύθισμα βαλβίδων εισαγωγής (αριστερά) και εξαγωγής (δεξιά) AVL Boost
- Εικόνα: 2.5 – Συντελεστής εκροής βαλβίδων εισαγωγής (AVL Boost)
- Εικόνα: 2.6 – Συντελεστής εκροής βαλβίδων εξαγωγής (AVL Boost)
- Εικόνα 2.7 - Πλέγμα τρισδιάστατης υπολογιστικής ανάλυσης
- Εικόνα 2.8 – Γεωμετρίες θαλάμου plenum που προμοιώθηκαν
- Εικόνα 3.1 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με μήκος σωλήνα εισαγωγής
- Εικόνα 3.2 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με όγκο θαλάμου plenum
- Εικόνα 3.3 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με μήκος σωλήνα εξαγωγής
- Εικόνα 3.4 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με διατομή σωλήνα εξαγωγής
- Εικόνα 3.5 – Κύματα πίεσης εισαγωγής – εξαγωγής στις 6000 RPM
- Εικόνα 3.6 – Ίχνος πίεσης κυλίνδρου - εισαγωγής – εξαγωγής στις 6000 RPM
- Εικόνα 3.7 – Κύματα πίεσης εισαγωγής – εξαγωγής στις 7200 RPM
- Εικόνα 3.8 – Ίχνος πίεσης κυλίνδρου - εισαγωγής – εξαγωγής στις 7200 RPM
- Εικόνα 3.9 – Κύματα πίεσης εισαγωγής – εξαγωγής στις 8700 RPM
- Εικόνα 3.10 – Ίχνος πίεσης κυλίνδρου - εισαγωγής – εξαγωγής στις 8700 RPM
- Εικόνα 3.11 - Υπολογισμένο πεδίο ταχυτήτων στη διάταξη εισαγωγής
- Εικόνα 3.12 - Τελική γεωμετρία πολλαπλής εισαγωγής (Ram-air intake manifold)
- Εικόνα 3.13 - Σχετική πίεση στις 340°.
- Εικόνα 3.14 - Σχετική πίεση στις 415°.
- Εικόνα 3.15 - Σχετική πίεση στις 575°.
- Εικόνα 4.1 – Διάταξη εισαγωγής αέρα από πολυκαρβονικό υλικό

Εικόνα 4.2 – Σωλήνας εισαγωγής από ανθρακόνημα

Εικόνα 4.3 – Θάλαμος plenum σε πλάγια τομή

Εικόνα 4.4 – Εφαρμογή της διάταξης εισαγωγής πάνω στην μοτοσυκλέτα

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Μια μηχανή εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.) μπορεί να περιγραφεί ως μια αντλία αέρα ή το αναπνευστικό σύστημα, καθώς το εργαζόμενο ρευστό της αποτελείται από μίγμα αέρα καυσίμου [1]. Μια διάταξη πολλαπλής εισαγωγής αέρα (air intake manifold) απορροφά αέρα από το περιβάλλον και τον οδηγεί στο θάλαμο καύσης του κινητήρα. Η διάταξη εισαγωγής αποτελείται από το θάλαμο φίλτρου αέρα (plenum), την πεταλούδα γκαζιού, τον εγχυτήρα καυσίμου και τους αυλούς εισαγωγής. Ο κύριος στόχος της πολλαπλής εισαγωγής είναι η ισόποση διανομή του αέρα σε κάθε αυλό εισαγωγής των κυλίνδρων ενός κινητήρα. Η πολλαπλή εισαγωγής ελέγχει μέσω των γεωμετρικών χαρακτηριστικών και της πεταλούδας της, πόσος αέρας μπορεί να περάσει στον κινητήρα και πως αναμειγνύεται με το καύσιμο. Κατά τη διαδικασία εισαγωγής αέρα στον κινητήρα, λαμβάνουν χώρα φαινόμενα πτώσης πίεσης καθώς το εργαζόμενο ρευστό περνάει από τα μέρη της διάταξης. Περαιτέρω πτώση πίεσης δημιουργείται κατά μήκος του αυλού εισαγωγής και της βαλβίδας εισαγωγής. Η πτώση πίεσης εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, την αντίσταση ροής των στοιχείων του συστήματος, της διατομής στην οποία κινείται το ρευστό και την πυκνότητά του [2]. Το εργαζόμενο ρευστό, λοιπόν, εισέρχεται στο θάλαμο καύσης όπου η θερμότητα της καύσης μετατρέπεται σε έργο, το οποίο μεταφράζεται σε κίνηση στους τροχούς, μέσω της μετάδοσης κίνησης.

Γενικά, οι εργοστασιακές διατάξεις εισαγωγής αέρα είναι σχεδιασμένες με περιορισμούς που αποσκοπούν στην επίτευξη χαμηλής κατανάλωσης καυσίμου και αποδίδουν τα μέγιστα στις χαμηλές προς μεσαίες στροφές λειτουργίας μιας Μ.Ε.Κ.. Συγκριτικά με τις εργοστασιακές διατάξεις εισαγωγής αέρα, μια εισαγωγή «κρύου» αέρα πλεονεκτεί, καθώς διαθέτει λιγότερους περιορισμούς. Μια εισαγωγή «κρύου» αέρα τροφοδοτεί τον κινητήρα με ψυχρότερο αέρα που έχει υψηλότερη πυκνότητα, αφού περιέχει περισσότερο οξυγόνο κατ' όγκο σε σχέση με πιο ζεστό αέρα.

Στα πλαίσια των δραστηριοτήτων του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας, φοιτητική ομάδα συμμετείχε στον τέταρτο παγκόσμιο διαγωνισμό MotoStudent και για το σκοπό αυτό κατασκευάστηκε μια αγωνιστική μοτοσυκλέτα τύπου MOTO3 που διαθέτει μονοκύλινδρη μηχανή εσωτερικής καύσης με σπινθηριστή, τύπου Honda CBR 250R (MC41) 250 cm^3 . Οι κανόνες του διαγωνισμού επέτρεπαν τον ελεύθερο σχεδιασμό της διάταξης εισαγωγής αέρα, που είναι μεγάλης σημασίας για την ισχύ μιας μηχανής εσωτερικής καύσης καθώς διοχετεύει την απαραίτητη ποσότητα εργαζόμενου ρευστού στο θάλαμο καύσης και συντονίζει τα κύματα αέρα με βάση το μήκος και τη διατομή της. Στόχος ήταν η βελτιστοποίηση του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, με μεθόδους υπολογισμού της ροής, καθώς είναι το μέγεθος που ποσοτικοποιεί την αποδοτικότητα της διάταξης εισαγωγής σε ότι αφορά τη δυνατότητα απορρόφησης αέρα [2]. Με τη μονοδιάστατη ανάλυση της διάταξης εισαγωγής βρέθηκε η βέλτιστη γεωμετρία, ενώ με την τρισδιάστατη προσομοίωση της ροής, με οριακές συνθήκες που προέκυψαν από τη μονοδιάστατη ανάλυση, βελτιστοποιήθηκε η γεωμετρία του θαλάμου plenum.

ABSTRACT

An internal combustion engine (ICE) can be described as an air pump or respiratory system as its working fluid consists of fuel-air mixture [1]. An air intake manifold system absorbs air from the environment and drives it into the combustion chamber of the engine. The intake manifold consists of a plenum, a throttle body, a fuel injector and the intake runners. The main purpose of the intake manifold is to equally distribute the air in each inlet port of the cylinders of an engine. The intake manifold controls through its geometric features and its throttle body how much air can pass to the engine and how it is mixed with the fuel. In the process of introducing air into the engine, pressure drop phenomena occur as the working fluid passes through the components of the device. Further pressure drop is created along the intake runner and the intake valve. The amount of pressure drop depends on the rotational speed of the motor, the flow resistance of the system components, the cross sectional area in which the fluid moves and its density [2]. The working fluid, therefore, enters the combustion chamber where the heat of combustion is converted into mechanical work.

Generally, stock air intake systems are designed with restrictions in order to achieve low fuel consumption and maximum torque in the low-medium range of the rotational speed of the engine. Compared with stock air intake systems, a "cold" air intake manifold is advantageous, as it has fewer constraints. A cold air intake fills the engine with colder air having a higher density.

As part of the activities of the Department of Mechanical Engineering of the University of Western Macedonia, a student team participated in the IV MotoStudent World Competition. For this purpose a MOTO 3 racing motorcycle was built with a spark ignition single-cylinder internal combustion engine, 250cc Honda CBR 250R (MC41). The rules of the competition allowed free design of the air intake system, which is of major importance for the power of an internal combustion engine as it delivers the necessary amount of working fluid to the combustion chamber and coordinates the air waves based on its length and cross sectional areas. The aim was to optimize the volumetric efficiency by means of flow calculation methods, as this is the parameter that quantifies the efficiency of the intake manifold with regard to the absorption capacity of air [2]. The optimal geometry was found by means of one-dimensional analysis of the intake system, while the three-dimensional flow simulation, with boundary conditions resulting from the one-dimensional analysis, helped towards the optimization of the plenum chamber geometry.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει στόχο τη βελτιστοποίηση απόδοσης μιας μηχανής εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.) που χρησιμοποιήθηκε στην εξέλιξη και κατασκευή μιας πρωτότυπης αγωνιστικής μοτοσυκλέτας τύπου ΜΟΤΟ3 στα πλαίσια του τέταρτου παγκόσμιου διαγωνισμού MotoStudent, από την ομάδα Typhoon. Οι πρώτες τροποποιήσεις που εφαρμόζονται σε έναν εργοστασιακό κινητήρα με γνώμονα την καλύτερη απόδοσή του είναι η τροποποίηση της εισαγωγής αέρα καθώς και της εξαγωγής. Οι αυτοκινητοβιομηχανίες συνηθίζεται να τοποθετούν ορισμένα «φρένα ισχύος» στους κινητήρες τους υπό τη μορφή περιοριστών ροής εντός των συστημάτων για επίτευξη χαμηλών εκπομπών ρύπων, χαμηλό θόρυβο κινητήρα και μειωμένη κατανάλωση. Για αυτό το λόγο, μια βελτιωμένη διάταξη εισαγωγής ή και εξαγωγής μπορεί να αυξήσει ραγδαία την ισχύ και ροπή του κινητήρα, αλλά επειδή δε διαθέτει περιοριστές και είναι σχεδιασμένη ούτως ώστε να προσφέρει βελτιωμένη αναπνοή του κινητήρα. Ουσιαστικά, αυτές οι τροποποιήσεις σε συνδυασμό με την τροποποίηση των χαρτών καυσίμου και ανάφλεξης αποτελούν το επονομαζόμενο πρώτο στάδιο εξέλιξης κινητήρα (Stage 1). Στην παρούσα διπλωματική εργασία, διεκπεραιώθηκε μονοδιάστατη προσομοίωση λειτουργίας κινητήρα καθώς και τρισδιάστατη ανάλυση εσωτερικής ροής για την εισαγωγή αέρα.

1.1 ΔΙΑΓΩΝΙΣΜΟΣ ΜΟΤΟΣΤUDENT

Ο διαγωνισμός MotoStudent απαιτεί την μελέτη και την κατασκευή μιας αγωνιστικής μοτοσυκλέτας τύπου ΜΟΤΟ3 250 κ.εκ. σε διάρκεια 2 ετών. Τον Οκτώβριο του 2016 διεξάχθηκε ο 4^{ος} κατά σειρά διαγωνισμός, στον οποίο συμμετείχε το Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας με την ομάδα Typhoon MotoRacing Team UoWM. Στόχος του είναι η προώθηση της τεχνολογικής ανάπτυξης στον τομέα της μοτοσυκλέτας, προσφέροντας τη δυνατότητα σε φοιτητές από όλον τον κόσμο να αναπτύξουν τις δικές τους ιδέες και γνώσεις. Όλα τα πρωτότυπα διαθέτουν τον ίδιο κινητήρα, φρένα, ελαστικά και ζάντες. Επίσης, υπάρχει η επιλογή της ηλεκτροκίνησης, που συμβαδίζει περισσότερο με το οικολογικό κλίμα της εποχής. Συνολικά, συμμετείχαν 36 πανεπιστήμια από όλον τον κόσμο με βενζινοκίνητο πρωτότυπο και 18 πανεπιστήμια με ηλεκτροκίνητο πρωτότυπο. Η κάθε μοτοσυκλέτα συνοδεύεται από ένα εγχειρίδιο 150 σελίδων στο οποίο αναφέρεται όλη η σχεδιαστική και κατασκευαστική διαδικασία που διεκπεραιώθηκε μέχρι την τελική μορφή της. Το εγχειρίδιο περιέχει, ακόμη, τον τομέα της καινοτομίας και τη βιομηχανοποίηση της μοτοσυκλέτας ώστε να υπάρχει η δυνατότητα να μπει θεωρητικά σε παραγωγή με μέγιστη τιμή πώλησης 4750 ευρώ. Το θεωρητικό αυτό υπόβαθρο της κάθε ομάδας βαθμολογείται μέγιστα στους 500 πόντους. Η κάθε μοτοσυκλέτα κρίνεται έπειτα από μια σειρά στατικών και δυναμικών αγωνισμάτων για τα οποία βαθμολογείται ξεχωριστά και συνολικά προκύπτουν άλλοι 500 πόντοι για κάθε ομάδα. Η συνολική αθροιστική βαθμολογία (μέγιστο 1000 πόντοι) ανακηρύσσει το νικητή.

Κοινός παρονομαστής στο σύνολο των κανόνων είναι η ασφάλεια των διαγωνιζόμενων. Όπως σε κάθε μηχανοκίνητο σπορ η επιβολή αυστηρών κανόνων είναι θεμελιώδες ζήτημα. Σε αυτό έρχεται να προστεθεί το γεγονός ότι οι μοτοσυκλέτες είναι σχεδιασμένες από φοιτητές μηχανολόγους και όχι από επαγγελματίες. Έτσι, ένα εγχειρίδιο 150 σελίδων [3] περιγράφει με σαφήνεια τους κανόνες τους οποίους πρέπει να πληροί μια μοτοσυκλέτα για να συμμετάσχει. Επομένως, μία νέα ομάδα φοιτητών πρέπει να έχει ως πρώτο μέλημα της την καλή μελέτη των κανόνων. Πριν τον αγώνα γίνεται ενδελεχής έλεγχος του οχήματος για την συμβατότητα του με τους κανόνες και πραγματοποιούνται συγκεκριμένες μετρήσεις ώστε να πιστοποιηθεί ότι η μοτοσυκλέτα είναι ασφαλής.

1.1.2 Κινητήρας Honda CBR 250R (MC41)

Η ομάδα Typhoon, ως νεοφώτιστη, επέλεξε να κατασκευάσει ένα βενζινοκίνητο πρωτότυπο. Ο δεδομένος κινητήρας του διαγωνισμού είναι ο Honda MC41 (εικόνα 1.1) και τροφοδοτεί το μοντέλο CBR 250R. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα παρουσιάζονται στον πίνακα 1.



Εικόνα 1.1 – Κινητήρας Honda CBR 250R (MC41) (Έγκριση τύπου Honda)

Πίνακας 1.1 : Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα Honda MC41

Τύπος	4-Χρονος Μονοκύλινδρος Υγρόψυκτος
Διάταξη κυλίνδρου	Κλίση 20° από κατακόρυφο άξονα
Όγκος εμβολισμού	249.6cm ³
Διάμετρος/Διαδρομή	76/55mm
Σχέση Συμπίεσης	10.7:1
Valve Train	4 βαλβίδες, 2ΕΕΚ με καδένα
Βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει 1mm	20° BTDC
Βαλβίδα εισαγωγής κλείνει 1mm	35° ABDC
Βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει 1mm	40° BBDC
Βαλβίδα εξαγωγής κλείνει 1mm	0° TDC
Βάρος κινητήρα	35.4kg
Σύστημα λίπανσης	Υγρό κάρτερ
Προτεινόμενος τύπος λαδιού	1.8 l SAE 10W-30
Μετάδοση κίνησης	6 ταχύτητες
Αρχική Σχέση Μετάδοσης	2.808 (73/26)
1 ^η Ταχύτητα	3.333 (40/12)
2 ^η Ταχύτητα	2.118 (36/17)
3 ^η Ταχύτητα	1.571 (33/21)
4 ^η Ταχύτητα	1.304 (30/23)

5 ^η Ταχύτητα	1.115 (29/26)
6 ^η Ταχύτητα	0.963 (26/27)
Συμπλέκτης	Πολύδισκος, υγρός με ντίτσα
Σύστημα ενεργοποίησης κινητήρα	Ηλεκτρική μίζα
Σύστημα ανάφλεξης	Computer-control digital transistorized / electric advance
Σύστημα καυσίμου	PGM-FI – Πεταλούδα εισαγωγής Φ38mm

1.1.3 Κανονισμοί διαγωνισμού MotoStudent σχετικά με τον κινητήρα

Οι κανονισμοί του διαγωνισμού σχετικά με τον κινητήρα αναφέρονται στο [3]:

- Δεν επιτρέπονται τροποποιήσεις στο θάλαμο στροφαλοφόρου άξονα
- Δεν επιτρέπονται τροποποιήσεις στο κάρτερ του κινητήρα
- Δεν επιτρέπονται τροποποιήσεις στις σωληνώσεις ψύξης του κινητήρα
- Δεν επιτρέπονται τροποποιήσεις στα τοιχώματα εισαγωγής και εξαγωγής του κινητήρα
- Το εργοστασιακό σύστημα ψεκασμού καυσίμου μπορεί να αντικατασταθεί. Επιτρέπονται συστήματα εξαερωτήρα ή ψεκασμού καυσίμου
- Η χρήση κεραμικών εξαερωτήρων είναι απαγορευμένη
- Επιτρέπεται μόνο μία πεταλούδα γκαζιού, η οποία πρέπει να ελέγχεται μηχανικά
- Δεν επιτρέπεται σύστημα άμεσου ψεκασμού καυσίμου
- Επιτρέπεται μόνο ένας εγχυτήρας καυσίμου
- Επιτρέπεται η εγκατάσταση μιας μοναδικής αντλίας καυσίμου
- Η διάταξη, διάσταση και θέση του συστήματος εισαγωγής είναι ελεύθερη, αρκεί να μην υπάρχει συμβατότητα με τους οι γενικούς κανονισμούς διαστάσεων της μοτοσυκλέτας
- Δεν επιτρέπεται η εγκατάσταση κινητής συσκευής στο σύστημα εισαγωγής πριν τις βαλβίδες εισαγωγής και το θάλαμο καύσης, εκτός από τον εξαερωτήρα ή τον εγχυτήρα
- Επιτρέπεται μόνο η παρουσία ενός μίγματος αέρα – καυσίμου και αναθυμιάσεων στο σύστημα εισαγωγής. Ο επιπρόσθετος ψεκασμός άλλων στοιχείων όπως αιθανόλη, μεθανόλη, νερό κ.α. δεν είναι επιτρεπτός
- Μόνο μια πεταλούδα εισαγωγής είναι επιτρεπτή, η οποία ενεργοποιείται από μηχανικά μέσα (ντίτσα) που ελέγχεται από τον οδηγό. Κανένα άλλο κινούμενο στοιχείο δεν επιτρέπεται στο σωλήνα εισαγωγής
- Η χρήση υπερσυμπιεστή απαγορεύεται
- Ο σχεδιασμός του θαλάμου φίλτρου του αέρα είναι ελεύθερος
- Η χρήση φίλτρου αέρα είναι ελεύθερη
- Επιτρέπεται η σύνδεση ενός δοχείου ανάμεσα στο καπάκι κυλινδροκεφαλής και στο θάλαμο φίλτρου αέρος με τη μόνη χρήση της συλλογής αναθυμιάσεων του κινητήρα.
- Ο σχεδιασμός του συστήματος εξαγωγής είναι ελεύθερος, δεδομένου ότι δεν παραβιάζονται οι γενικοί διαστατικοί περιορισμοί της μοτοσυκλέτας και το όριο θορύβου.
- Κανένα κινούμενο μέρος δεν επιτρέπεται στην εξαγωγή μετά τις βαλβίδες εξαγωγής
- Το μέγιστο όριο θορύβου που επιτρέπεται για την εξαγωγή είναι 115dB σε στατική μέτρηση στις 5000 RPM (Revolutions per minute = στροφές ανά λεπτό)

1.2. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΥΠΟΒΑΘΡΟ

1.2.1 Εισαγωγή

Κατά τη δεκαετία του 1940 δόθηκε μεγάλη σημασία στο σχεδιασμό των πολλαπλών εισαγωγής για κινητήρες εσωτερικής καύσης, αφού ήταν απαραίτητη η επιθυμία για αύξηση της συνολικής απόδοσης των κινητήρων. Οι διατάξεις εισαγωγής είναι τυπικά συσκευές στις οποίες λαμβάνουν χώρα ασταθή φαινόμενα ροής ρευστών. Οπότε, χρειάστηκε να εφαρμοστούν διαφορετικά μοντέλα ροών από αυτά της μόνιμης ροής αερίων για να υπολογιστεί η ασταθής ροή αερίων που ρέουν εντός του κινητήρα.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν την ασταθή ροή εισάχθηκαν αρχικά τον 19ο αιώνα και μια μέθοδος επίλυσής τους προτάθηκε από τον Riemann. Ο Riemann έδειξε ότι οι υπερβολικές μερικές διαφορικές εξισώσεις της ασταθούς ροής θα μπορούσαν να μειωθούν σε κανονικές διαφορικές εξισώσεις εάν είχαν λυθεί παράλληλα με συγκεκριμένες γραμμές στο πεδίο χώρου-χρόνου. Αυτές είναι οι «χαρακτηριστικές» γραμμές και για αυτό το λόγο η μέθοδος αυτή ονομάστηκε μέθοδος των χαρακτηριστικών. Τη στιγμή που η μέθοδος εισήχθηκε στους υπολογιστές, η μέθοδος των χαρακτηριστικών έγινε η επικρατέστερη προσέγγιση στον υπολογισμό της απόδοσης των κινητήρων.[4]

Για πρώτη φορά, το 1954, η Mercedes 300SL διέθετε μια συντονισμένη πολλαπλή εισαγωγής, που πλέον δεν είναι μια νέα τεχνολογία στον τομέα των Μ.Ε.Κ. Πριν τη δεκαετία του 1950, οι μηχανικοί θεωρούσαν ότι οι κοντύτερες διατάξεις εισαγωγής αέρα προσέφεραν τη βέλτιστη απόδοση του κινητήρα. Έπειτα ανακάλυψαν ότι υπό προϋποθέσεις, μακρύτερες διατάξεις εισαγωγής αέρα απέδιδαν καλύτερα, χάρη στην επίδραση «υπερπλήρωσης», δηλαδή της εισαγωγής περισσότερου αέρα από το θεωρητικό μέγιστο. Διαφορετικές έρευνες έδειξαν πως οι διατάξεις εισαγωγής αέρα με κατάλληλο σχεδιασμό είναι δυνατόν να προσφέρουν βελτιωμένη απόδοση με αυξημένη ισχύ και ροπή.[5]

Με την εξέλιξη της τεχνολογίας και την ολοένα αυξανόμενη υπολογιστική ισχύ, δημιουργήθηκαν λογισμικά προσομοίωσης της λειτουργίας μιας Μ.Ε.Κ. Τα επονομαζόμενα λογισμικά μονοδιάστατης προσομοίωσης λειτουργίας ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης χρησιμοποιούνται, πλέον, ευρέως από τους τομείς έρευνας και σχεδιασμού των αυτοκινητοβιομηχανιών κατά τη διάρκεια της εξέλιξης των κινητήρων. Ο μεγάλος όγκος προσομοιώσεων που διεκπεραιώνεται ελαχιστοποιεί το χρόνο αλλά και τα κόστη εξέλιξης των δυναμομετρήσεων των κινητήρων, βελτιστοποιώντας τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός κινητήρα και την απόδοσή του.

1.2.1.2 Διατάξεις εισαγωγής στις μοτοσυκλέτες



Εικόνα 1.2 – Εισαγωγή Ram-Air Honda RC213V

Μια βελτιωμένη έκδοση της εισαγωγής κρύου αέρα είναι η εισαγωγή τύπου ram-air. Το χαρακτηριστικό της διάταξης είναι ότι ο σωλήνας εισαγωγής του αέρα βρίσκεται σε σημείο που επικρατεί μεγάλη πίεση. Η συγκεκριμένη διάταξη βρίσκει εφαρμογή σε υψηλής απόδοσης αυτοκίνητα, αλλά περισσότερο σε μοτοσυκλέτες. Η εισαγωγή τύπου ram-air ξεκινάει από τη μετώπη της μοτοσυκλέτας (εικόνα 1.2) ώστε να εκμεταλλεύεται την πίεση ανακοπής που δημιουργείται στις υψηλές ταχύτητες, με αποτέλεσμα την τροφοδοσία όσο το δυνατόν πυκνότερου αέρα στον κινητήρα και την αύξηση στην ισχύ της μοτοσυκλέτας. Ο πρώτος κατασκευαστής μοτοσυκλετών που εισήγαγε την διάταξη ram-air ήταν η Kawasaki, με το ZX11-R, το 1990, ένα μοντέλο που ήταν ικανό να αναπτύξει ταχύτητα έως 320χλμ/ώρα. Από τότε, διατάξεις εισαγωγής ram-air χρησιμοποιούνται ευρέως στις υψηλής απόδοσης μοτοσυκλέτες και είναι σήμα κατατεθέν στις αγωνιστικές μοτοσυκλέτες. Δεδομένης της υπεροχής της συγκεκριμένης διάταξης έναντι των υπολοίπων, κρίθηκε απαραίτητο η πρώτη μοτοσυκλέτα της Typhoon να είναι εξοπλισμένη με εισαγωγή τύπου ram-air.

1.2.2 Ροή ρευστού διαμέσου σωλήνα

Μια πολλαπλή εισαγωγής είναι κατά τα φαινόμενα ένα δίκτυο σωληνώσεων και αγωγών που τροφοδοτούν τον κινητήρα με αέρα ώστε να ακολουθήσει η διαδικασία της καύσης. Οπότε, ένα μεγάλο μέρος της έρευνας και ανάπτυξης ασχολείται με την βελτιστοποίηση και την ανάλυση της κάθε διαφορετικής διάταξης σωληνώσεων και αγωγών. Ένα ορθώς τεκμηριωμένο τμήμα των ροών εντός σωλήνων περιέχει απώλειες στην κεφαλή ή πτώσεις πίεσης εξαιτίας συγκεκριμένων γεωμετριών εντός της ροής. Για παράδειγμα, οι καμπύλες του συστήματος και οι βαλβίδες είναι μερικοί από τους περιορισμούς της ροής εντός σωλήνων. Ένα ακόμη διερευνημένο χαρακτηριστικό της ροής ρευστού εντός σωλήνα είναι το προφίλ ταχύτητας για τυρβώδη ροή αλλά και για στρωτή ροή [6].

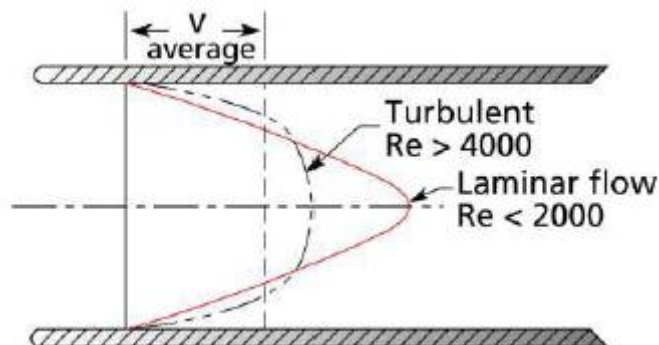
1.2.2.1 Πτώση πίεσης εντός σωλήνα

Οι πτώσεις ή αλλιώς απώλειες πίεσης εντός σωλήνα διαχωρίζονται σε δυο κατηγορίες, τις κύριες και τις δευτερεύουσες. Οι κύριες απώλειες πίεσης συμβαίνουν λόγω του φυσικού μήκους του σωλήνα και των απωλειών ιξώδους που συσχετίζονται με την τριβή που επικρατεί ανάμεσα στα τοιχώματα του σωλήνα και το εργαζόμενο ρευστό. Οι δευτερεύουσες απώλειες πίεσης συμβαίνουν εξαιτίας της απόκλισης στη γεωμετρία της διάταξης κατά μήκος των

σωληνώσεων, δηλαδή όταν το ρευστό συναντά καμπυλώσεις, ορθές γωνίες, βαλβίδες [7]. Οι όροι κύριες και δευτερεύουσες πτώσεις πίεσης δεν αναφέρονται απαραίτητα στις σχετικές τάξεις μεγέθους των απωλειών. Σε χαρακτηριστικά συστήματα σωληνώσεων που περιέχουν πολλά μακριά ευθεία τμήματα με λίγες καμπυλότητες και βαλβίδες, οι κύριες πτώσεις είναι πιο ουσιαστικές από τις δευτερεύουσες. Στην περίπτωση όμως, της πολλαπλής εισαγωγής, οι δευτερεύουσες πτώσεις πίεσης είναι αρκετά πιο σημαντικές από τις κύριες. Μερικά από τα εγχειρίδια της βιβλιογραφίας αναφέρουν πειραματικούς συντελεστές πτώσης πίεσης για διαφορετικές γεωμετρίες, ανάλογα με το εάν περιέχουν εισόδους σε άλλα τμήματα, καμπυλότητες ή βαλβίδες.

1.2.2.2 Προφίλ ταχύτητας

Στην εικόνα 1.3 παρουσιάζεται το προφίλ ταχύτητας της ροής διαμέσου σωλήνα. Τα προφίλ ταχύτητας του ρευστού είναι μεγάλης σημασίας στην έρευνα που διεξάγεται, καθώς είναι ένα από τα εργαλεία που χρησιμεύουν στην επαλήθευση των αποτελεσμάτων στις διάφορες προσομοιώσεις. Το προφίλ ταχύτητας διαμέσου σωλήνα είναι ένα φαινόμενο που έχει μελετηθεί υπέρ του δέοντος στη μηχανική ρευστών και έχει παρατηρηθεί ότι εξαρτάται από έναν αριθμό παραγόντων. Η επικρατέστερη επίδραση στο τελικό σχήμα είναι ο αδιάστατος αριθμός Reynolds και πιο συγκεκριμένα εάν είναι πάνω ή κάτω από την τιμή μετάβασης της στρωτής ροής σε τυρβώδη. Η στρωτή ροή χαρακτηρίζεται από ομαλές ροές και εξαιρετικά διατεταγμένη κίνηση, ενώ η τυρβώδης ροή χαρακτηρίζεται από διακυμάνσεις της ταχύτητας και έντονα διαταραγμένη κίνηση. Η μετάβαση από τη στρωτή σε τυρβώδη ροή δεν εμφανίζεται ξαφνικά, αλλά υπάρχει μια περιοχή μετάβασης [8].



Εικόνα 1.3 – Προφίλ ταχύτητας ροής εντός σωλήνα [6]

1.2.3. Ορολογία πολλαπλής εισαγωγής

Γενικά, μια πολλαπλή εισαγωγή αποτελείται από την πεταλούδα ή αλλιώς ρυθμιστική δικλείδα (throttle body), τον σωλήνα εισαγωγής, το θάλαμο plenum, το φίλτρο αέρα, τους εγχυτήρες καυσίμου, τον αισθητήρα θερμοκρασίας αέρα και έναν αισθητήρα πίεσης εισαγωγής ή ροής μάζας αέρα. Ο αέρας εισέρχεται αρχικά στον σωλήνα εισαγωγής λόγω του κενού που δημιουργείται από την κίνηση του εμβόλου προς τα κάτω. Στη συνέχεια, ο αέρας αποθηκεύεται στο plenum που λειτουργεί ουσιαστικά σαν μια δεξαμενή. Τελικά, ο αέρας εισέρχεται στον κύλινδρο μέσω του αυλού εισαγωγής. Στον μονοκύλινδρο κινητήρα MC41, η πεταλούδα βρίσκεται εντός του αυλού εισαγωγής, όπως συνηθίζεται στους κινητήρες μοτοσυκλετών. Αντίθετα, στους κινητήρες αυτοκινήτων συνηθίζεται να τοποθετείται η πεταλούδα πριν το θάλαμο plenum.

- Plenum : είναι ένας χώρος αποθήκευσης αέρα που τοποθετείται ανάμεσα στον σωλήνα εισαγωγής και τον κυλινδρικό αυλό εισαγωγής. Η λειτουργία του είναι η σταθεροποίηση της πίεσης του αέρα για ισόποση διανομή του μείγματος αέρα/καυσίμου στους κυλίνδρους ενός κινητήρα. Υπάρχουν δύο τύποι πολλαπλής εισαγωγής αναφορικά με το plenum, οι διατάξεις σταθερού μήκους αυλού και οι διατάξεις μεταβλητού μήκους αυλού.
- Αυλός εισαγωγής : Οι κυλινδρικοί αυλοί εισαγωγής είναι τα τμήματα της διάταξης που μεταφέρουν τον αέρα από το θάλαμο plenum προς το θάλαμο καύσης εντός των κυλίνδρων. Σε κάθε αυλό, το πρωταρχικό φαινόμενο που διέπει την απόδοσή του είναι η επίδραση των ακουστικών κυμάτων [9,10]. Επιπλέον, ο αυλός εισαγωγής είναι ο κύριος παράγοντας που ρυθμίζει την αύξηση του βαθμού πλήρωσης.
- Ρυθμιστική δικλείδα ή πεταλούδα : Η πεταλούδα είναι μια ρυθμιστική βαλβίδα εντός του αυλού εισαγωγής και είναι ο μηχανισμός ελέγχου ροής του εργαζόμενου ρευστού. Η πεταλούδα είναι συνδεδεμένη με μηχανική ντίζα στο γκάτζι της μοτοσυκλέτας. Η ισχύς ενός κινητήρα μπορεί να μειωθεί ή να αυξηθεί, ανάλογα με τη ποσότητα του εισερχόμενου αέρα στον κινητήρα.
- Σωλήνας εισαγωγής : Η είσοδος του αέρα στη διάταξη πολλαπλής εισαγωγής γίνεται στο ανοιχτό άκρο του σωλήνα εισαγωγής.
- Φίλτρο αέρα : Βρίσκεται τοποθετημένο εντός του θαλάμου plenum και φιλτράρει τον εισερχόμενο αέρα. Η ύπαρξη του φίλτρου αέρα είναι ζωτικής σημασίας για τη μακροζωία και τη διασφάλιση της καλής λειτουργίας του κινητήρα, αφού αποτρέπει μικροσωματίδια, μικρές πέτρες, σκόνη και άλλα σωματίδια που μπορεί να βλάψουν τα έμβολα ή το θάλαμο καύσης μιας Μ.Ε.Κ..
- Εγχυτήρες καυσίμου : Είναι ακροφύσια που ψεκάζουν το εργαζόμενο καύσιμο εντός του αυλού εισαγωγής στους κινητήρες έμμεσου ψεκασμού, ή εντός του κυλίνδρου στους κινητήρες άμεσου ψεκασμού.

1.2.4. Βαθμός πλήρωσης (Volumetric efficiency)

Ο βαθμός πλήρωσης είναι ένα μέτρο πλήρωσης του κυλίνδρου. Προσδιορίζει την ποσότητα του φρέσκου αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο, ως προς τη θεωρητική ποσότητα μάζας αέρα που μπορεί να περιέχεται στον κύλινδρο [1]. Ουσιαστικά, για ατμοσφαιρικούς κινητήρες είναι ο λόγος του παγιδευμένου όγκου αερίου προς τον όγκο του κυλίνδρου. Το λογισμικό που χρησιμοποιήθηκε δίνει τον ορισμό του βαθμού πλήρωσης ως :

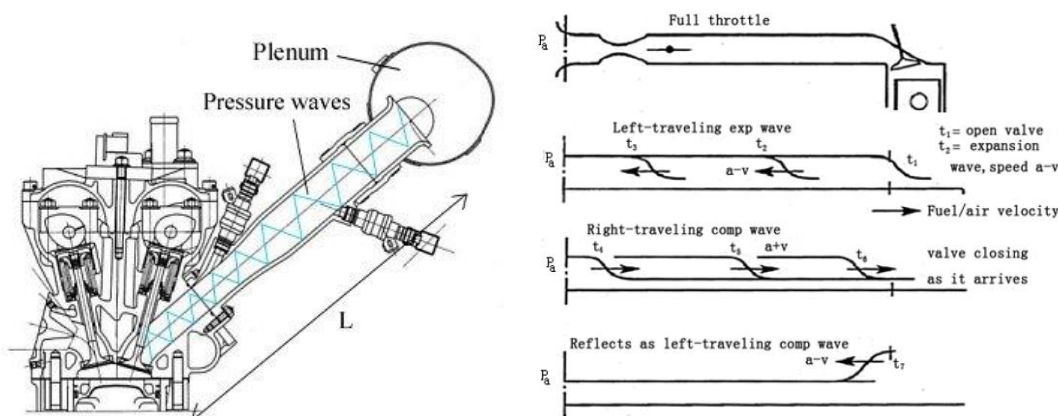
$$n_v = \frac{\dot{m}_{tr,A}}{\rho_a \cdot V_D \cdot n_{cycle}} = \frac{m_{tr,A}}{m_{DR,a}}$$

όπου $m_{tr,A}$ είναι η ποσότητα μάζας αέρα που εισέρχεται στο θάλαμο καύσης και $m_{DR,a}$ είναι η μέγιστη μάζα αέρα που μπορεί να εισέλθει στον κύλινδρο, η οποία συσχετίζεται με την πυκνότητα του αέρα (ρ_a) και τον όγκο εμβολισμού του κυλίνδρου (V_D). Η πλήρωση του κυλίνδρου ενός κινητήρα καθορίζει την ποσότητα ισχύος που είναι ικανός να παραγάγει και ποικίλει ανάλογα με το λόγο αέρα/καυσίμου και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Στον ακριβή στοιχειομετρικό λόγο αέρα/καυσίμου, η παραγόμενη ισχύς είναι ανάλογη με τη μάζα αέρα που τροφοδοτείται στον κύλινδρο. Στην περίπτωση όπου η μόνη μέθοδος πλήρωσης της Μ.Ε.Κ. είναι η συνθήκη κενού αέρος που δημιουργείται από την επέκταση του θαλάμου

καύσης καθώς το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ (κάτω νεκρό σημείο), είναι πιθανό να επιτευχθεί βαθμός πλήρωσης ίσος με 1. Αυτός ο αριθμός μπορεί να μειωθεί από την αποδοτικότητα της πολλαπλής εισαγωγής, αφού η ροή περιορίζεται διαμέσου της πεταλούδας και των βαλβίδων εισαγωγής. Υπάρχουν επίσης απώλειες ενέργειας λόγω τριβής στα τοιχώματα του συστήματος, καθώς και η διάδοση της μειωμένης πίεσης αέρα όταν ξεκινάει το κενό του κυλίνδρου. Προκειμένου να αποσπαστεί περισσότερη δύναμη από τον κινητήρα, περισσότερος αέρας πρέπει να οδηγηθεί στο θάλαμο καύσης, κάτι που είχε ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη συστημάτων υπερπλήρωσης, όπως ο μηχανικός υπερσυμπιεστής (supercharger) (μέσω ιμάντων ή γραναζιών που συνδέεται με τους περιστρεφόμενους άξονες του κινητήρα) και ο υπερσυμπιεστής καυσαερίων (turbocharger) (συμπιεστής αέρα που οδηγείται από τα εξαγόμενα καυσαέρια μέσω ενός στροβίλου). Οι υπερπληρούμενες Μ.Ε.Κ. παρουσιάζουν βαθμό πλήρωσης μεγαλύτερο του 1 με χαρακτηριστική ευκολία, αφού ο εισερχόμενος αέρας συμπιέζεται πριν φτάσει στο θάλαμο καύσης. Στις ατμοσφαιρικές Μ.Ε.Κ., ο κύριος τρόπος επίτευξης βαθμού πλήρωσης μεγαλύτερου του 1 είναι με την προσεκτική μελέτη της θεωρίας κυμάτων και ως αποτέλεσμα την ύπαρξη συντονισμού των κυμάτων πίεσης στην πολλαπλή εισαγωγής. Ο βαθμός πλήρωσης επωφελείται επίσης με τη χρήση μεταβλητού χρονισμού των βαλβίδων.

1.2.5 Θεωρία κυμάτων

Προκειμένου να κατανοηθούν τα κύματα πίεσης που συμβαίνουν σε μια πολλαπλή εισαγωγής, είναι ευκολότερο να εξεταστεί η εφαρμογή στα όργανα σωληνώσεων. Η κυρίαρχη αρχή ενός οργάνου σωλήνων είναι ο τρόπος με τον οποίο τα κύματα πίεσης μέσα στους σωλήνες αντανακλώνται πίσω κατά μήκος του σωλήνα βάσει του κατά πόσο συναντούν ένα ανοιχτό ή κλειστό άκρο του σωλήνα. Για να εξηγηθεί εν συντομία τι συμβαίνει και για μελλοντική αναφορά, σχηματίζονται δύο κύριοι τύποι κυμάτων μέσα στον σωλήνα. Αυτά τα κύματα είναι γνωστά ως κύματα αναρρόφησης (expansion pressure wave) και συμπίεσης (compression pressure wave). Ένα κύμα αναρρόφησης είναι ένα κύμα με πίεση μικρότερη από την ατμοσφαιρική πίεση και ένα κύμα συμπίεσης είναι ένα κύμα με πίεση μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική πίεση. Όταν ένα κύμα φτάσει σε ένα ανοιχτό άκρο ενός σωλήνα, ένα κύμα αντίθετης μορφής αντανακλάται πίσω από τον σωλήνα. Εάν το κύμα φτάσει σε ένα κλειστό άκρο, ένα κύμα της ίδιας μορφής αντανακλάται πίσω κατά μήκος του σωλήνα [12].



Εικόνα 1.4 – Κύματα εισαγωγής (www.autozine.org & John Lumley)

Σε μια πολλαπλή εισαγωγής υπάρχουν δύο σημαντικά συμβάντα στη διαδρομή εισαγωγής του κινητήρα. Αυτά είναι το άνοιγμα και το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Όταν κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής, σχηματίζεται ένα κύμα συμπίεσης, ενώ όταν ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής σχηματίζεται ένα κύμα αναρρόφησης.

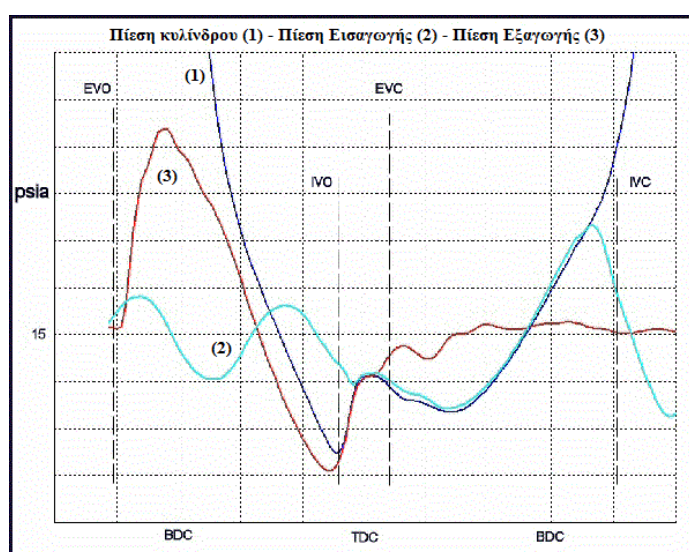
Αυτά τα κύματα αντανακλώνται ανάντι και κατάντι του αυλού εισαγωγής, με τον ίδιο τρόπο όπως σε ένα όργανο σωλήνα. Καθώς αυτά τα κύματα δημιουργούνται και διαδίδονται, αλληλεπιδρούν μεταξύ τους με παρόμοιο τρόπο με οποιαδήποτε άλλα ηχητικά κύματα, συναθροίζονται για να σχηματίσουν είτε ένα κύμα υψηλότερου πλάτους, είτε να μειωθούν σε ένα κύμα μηδενικού εύρους. Στην περίπτωση όπου ένα κύμα αναρρόφησης δημιουργείται κατά το άνοιγμα της βαλβίδας, ταξιδεύει κατά μήκος του αυλού εισαγωγής προς το θάλαμο plenum, όπου ένα κύμα συμπίεσης ανακλάται πίσω στη βαλβίδα. Όταν αυτό το κύμα συμπίεσης χτυπά τη βαλβίδα εισαγωγής, διαδίδεται στον κύλινδρο και αυτόματα αυξάνει την πίεση στον κύλινδρο. Αυτές είναι παράμετροι που μπορούν να ρυθμιστούν για να βελτιστοποιήσουν την αποδοτικότητα του κινητήρα βάσει της θεωρίας των ακουστικών κυμάτων. Τα φαινόμενα που σχετίζονται με το ακουστικό κύμα δεν περιορίζονται μόνο στην ακουστική και τα μουσικά όργανα αλλά εμφανίζονται και στην αυτοκινητοβιομηχανία. Από το 1937, ο συντονισμός των πολλαπλών εισαγωγής εμπεριέχει τα ακουστικά κύματα [12].

Η ίδια διαδικασία λαμβάνει χώρα και στην πολλαπλή εξαγωγή. Η προσεκτική μελέτη της πολλαπλής εξαγωγής είναι δεδομένη στους κινητήρες υψηλής απόδοσης, ώστε να επιτευχθεί ο συντονισμός των κυμάτων πίεσης. Ο στόχος μιας σωστά μελετημένης πολλαπλής εξαγωγής είναι η απόπλυση (scavenging) του κυλίνδρου από τα υπολείμματα της καύσης. Με άλλα λόγια, ο συντονισμός στην εξαγωγή έχει στόχο την πλήρη εκκαθάριση του κυλίνδρου από τα προϊόντα της καύσης, ώστε ο επόμενος χρόνος εισαγωγής να είναι όσο το δυνατόν πιο αποδοτικός.

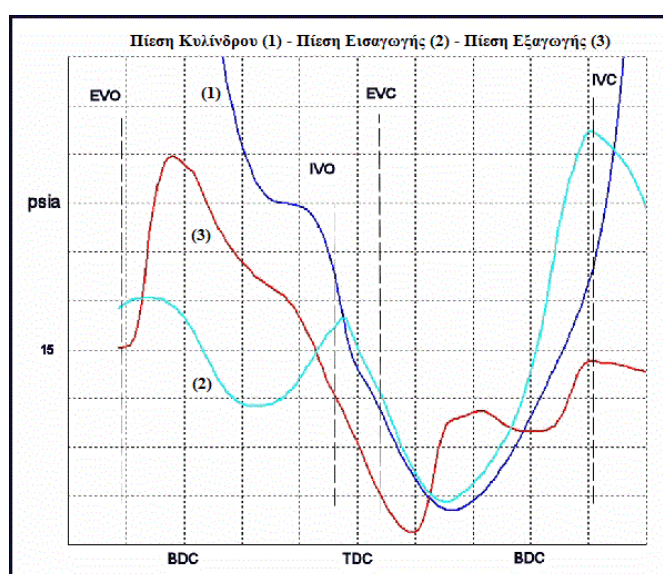
Υπάρχουν όμως δύο φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα στο χρόνο εξαγωγής. Το πρώτο είναι η αφαίρεση των καυσαερίων από τον κύλινδρο, η οποία συμβαίνει ως παλμός θερμού αερίου που εξέρχεται από τον κύλινδρο και ρέει προς τα κάτω στον κύριο σωλήνα της εξαγωγής. Το δεύτερο είναι η πολύ ταχύτερη πορεία του κύματος πίεσης στον αυλό εξαγωγής που προκαλείται από την κορύφωση πίεσης που συμβαίνει όταν ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, και οι διάφορες αντανακλάσεις αυτού του κύματος. Σχετικά με το πρώτο φαινόμενο, τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, η πίεση κυλίνδρου είναι ακόμα πολύ υψηλότερη της ατμοσφαιρικής. Καθώς ανοίγει η βαλβίδα, το έμβολο κινείται προς τα πάνω και ωθεί τα καυσαέρια προς το σωλήνα εξαγωγής, με συνέπεια τη ραγδαία αύξηση της πίεσης στον αυλό εξαγωγής. Η στιγμιαία ταχύτητα των καυσαερίων σε κάθε σημείο καθορίζεται από την κλίση πίεσης και το εμβαδό διατομής. Στην αρχή του χρόνου εξαγωγής, η διαφορά πίεσης κατά μήκος της βαλβίδας είναι μεγάλη, οπότε η ταχύτητα των καυσαερίων διαμέσου του αυλού εξαγωγής μικρής διατομής είναι ακόμα πιο μεγάλη. Μετά το μέσο του χρόνου εξαγωγής, το μεγαλύτερο ποσοστό των καυσαερίων έχει διαφύγει. Εκείνη τη στιγμή, το άνοιγμα της βαλβίδας είναι αρκετά μεγάλο και η πίεση του κυλίνδρου πλησιάζει στην ατμοσφαιρική πίεση, μειώνοντας την στιγμιαία ταχύτητα των σωματιδίων κατά μήκος της βαλβίδας εξαγωγής.

Οι εικόνες 1.5 και 1.6 δείχνουν τα κύματα πίεσης κυλίνδρου με σκούρο μπλε, τα κύματα πίεσης εισαγωγής με ανοιχτό μπλε και τα κύματα πίεσης εισαγωγής με κόκκινο χρώμα σε 2 περιπτώσεις. Όπως παρατηρείται στην εικόνα 1.5, η κορύφωση πίεσης που συμβαίνει ακριβώς μετά το EVO (Exhaust Valve Opens = η στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής) είναι το αποτέλεσμα της δεύτερης συνιστώσας του κύματος. Το φαινόμενο του συντονισμού είναι

εμφανές, αφού το κύμα είναι θετικό καθώς το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ. Η απόπλυση του κυλίνδρου είναι επιτυχής, δεδομένης της μείωσης της πίεσης κυλίνδρου κάτω από την ατμοσφαιρική. Ένα άλλο γεγονός που εντείνει αυτή την ιδιότητα είναι η διαφορά πίεσης κυλίνδρου και εισαγωγής τη στιγμή ακριβώς πριν το IVO (Intake Valve Opens=η στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής). Στην εικόνα 1.6 παρατηρείται μια κατάσταση μη συντονισμού των κυμάτων εξαγωγής, καθώς το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ (άνω νεκρό σημείο) στον χρόνο εξαγωγής. Εκεί εμφανίζεται ένα αρνητικό κύμα πίεσης, όπως φαίνεται από την δεύτερη κορύφωση πίεσης. Ως αποτέλεσμα, η απόπλυση δεν είναι απόλυτα εφικτή και η πίεση κυλίνδρου είναι μεγαλύτερη από την πίεση εισαγωγής τη στιγμή ακριβώς πριν το IVO. Ο επόμενος χρόνος εισαγωγής δε θα είναι τόσο αποδοτικός αφού θα υπάρχει αντίστροφη ροή καυσαερίων εντός του αυλού εισαγωγής. [13]. Οπότε, είναι δεδομένη η αλληλεπίδραση των συστημάτων εισαγωγής και εξαγωγής για τη διασφάλιση της βέλτιστης αναπνοής του κινητήρα.



Εικόνα 1.5 – Συντονισμένα κύματα εξαγωγής (http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/exhaust_system_technology.htm)



Εικόνα 1.6 – Μη συντονισμένα κύματα εξαγωγής (http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/exhaust_system_technology.htm)

Κατά κανόνα πρέπει να μεγιστοποιηθεί η ταχύτητα του παλμού εξάτμισης. Μεγαλύτερη ταχύτητα οδηγεί σε βελτιωμένη απόπλυση των καυσαερίων. Με τη σειρά της, η καλύτερη απόπλυση οδηγεί σε περισσότερη ποσότητα εισερχόμενου αέρα, το οποίο με τη σειρά του δίνει μεγαλύτερη ισχύ. Εάν αυξηθεί η διάμετρος του σωλήνα εξαγωγής πολύ γρήγορα, μπορεί να διαπιστωθεί ότι κάποιες παράμετροι της απόδοσης, όπως η ροπή στρέψης, επιδεινώνονται.

Τα κύματα πίεσης εξαγωγής ταξιδεύουν με την ταχύτητα του ήχου ή ακόμα πιο γρήγορα, με αποτέλεσμα να δημιουργούν θετική και αρνητική πίεση. Κάθε αλλαγή στη διάμετρο του σωλήνα αλλάζει αυτό το κύμα πίεσης από θετικό σε αρνητικό ή αντίστροφα. Με την αλλαγή της διαμέτρου και του μήκους του σωλήνα μπορούμε να ορίσουμε το χρόνο που το θετικό κύμα πίεσης βρίσκεται στη βαλβίδα εξαγωγής και να βοηθήσουμε την απόπλυση των καυσαερίων σε ένα συγκεκριμένο αριθμό στροφών. Το μόνο πρόβλημα είναι ότι αυτό το αποτέλεσμα μπορεί να είναι μόνο μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Αυτό λύνεται με την προσθήκη ρυθμιστικής δικλείδας ή πεταλούδας στην πολλαπλή εξαγωγής. Η πεταλούδα όταν είναι κλειστή ή μερικώς κλειστή επιτρέπει το συντονισμό κυμάτων σε συγκεκριμένο αριθμό στροφών. Τη στιγμή που η πεταλούδα ανοίγει, το συνολικό μήκος του σωλήνα εξαγωγής αλλάζει, με συνέπεια να αλλάζει και ο αριθμός στροφών στον οποίο επιτυγχάνεται συντονισμός. Με αυτόν τον τρόπο, ο βαθμός πλήρωσης είναι ο μέγιστος δυνατός σε ένα μεγάλο ωφέλιμο φάσμα στροφών του κινητήρα.

Για να ληφθούν δεδομένα σχετικά με τις ταχύτητες των κυμάτων πίεσης στην εξαγωγή, είναι απαραίτητη η καταγραφή της θερμοκρασίας των καυσαερίων μέσω αισθητήρων θερμοζευγών στο σύστημα εξάτμισης.

Κατά κανόνα, η διάμετρος του σωλήνα εξαγωγής ελέγχει την ταχύτητα των καυσαερίων. Ένας μεγαλύτερος σωλήνας θα μειώσει την ταχύτητα και ο μικρότερος σωλήνας θα έχει την αντίθετη επίδραση. Αυτή η διάμετρος έχει μεγάλη επίδραση στο εύρος στροφών που θα επικρατεί μέγιστη ροπή στρέψης. Οι μακρύτεροι σωλήνες τείνουν να βελτιώνουν το χαμηλό και μεσαίο εύρος λειτουργίας μιας Μ.Ε.Κ., ενώ οι κοντύτεροι σωλήνες έχουν το αντίθετο αποτέλεσμα βελτιώνοντας το άνω άκρο στροφών λειτουργίας, όπως υποδεικνύει ο εμπειρικός τύπος [14] :

$$\text{Μήκος} = \frac{850 * (360 - EVO)}{RPM} - 3$$

1.2.6 Υπολογιστική ρευστοδυναμική (CFD) (Computational Fluid Dynamics)

Η τρισδιάστατη υπολογιστική ανάλυση ροής ρευστού (CFD) είναι ένας από τους κλάδους της μηχανικής ρευστών που χρησιμοποιεί αριθμητικές μεθόδους και αλγόριθμους για την επίλυση και την ανάλυση προβλημάτων που αφορούν τα ρευστά. Οι υπολογιστές χρησιμοποιούνται για την εκτέλεση των εκατομμυρίων υπολογισμών που απαιτούνται για την αλληλεπίδραση υγρών και αερίων με τις πολύπλοκες επιφάνειες που χρησιμοποιούνται στη μηχανική. Ακόμη και με απλοποιημένες εξισώσεις και υπερυπολογιστές υψηλής ταχύτητας, σε πολλές περιπτώσεις μπορούν να επιτευχθούν λύσεις μόνο κατά προσέγγιση. Η πιο βασική παρατήρηση στη μέθοδο CFD είναι πώς κάποιος αντιμετωπίζει ένα συνεχές υγρό με διακριτό τρόπο σε έναν υπολογιστή. Μια μέθοδος είναι η διακριτοποίηση της χωρικής περιοχής σε μικρά κελιά για να σχηματιστεί ένα πλέγμα όγκου και στη συνέχεια να εφαρμοστεί ένας κατάλληλος αλγόριθμος για την επίλυση των εξισώσεων κίνησης (εξισώσεις Euler για τις οριακές συνθήκες και Navier-

Stokes εξισώσεις για ιξώδη ροή). Επιπλέον, ένα τέτοιο πλέγμα μπορεί να είναι είτε ακανόνιστο (για παράδειγμα αποτελούμενο από τρίγωνα σε 2D, είτε πυραμιδικά στερεά σε 3D, διαφορετικού μεγέθους) ή κανονικό. Τα διακριτικά χαρακτηριστικά του πρώτου είναι ότι κάθε κύτταρο πρέπει να αποθηκεύεται ξεχωριστά στη μνήμη. Ίσως ο πιο σημαντικός λόγος για την ανάπτυξη του CFD είναι ότι για πολλές δημοφιλείς προσομοιώσεις ροής, το CFD είναι σημαντικά φθηνότερα από τις δοκιμές αεροσηράγγων και θα γίνει ακόμη περισσότερο στο μέλλον. Η βελτίωση της τεχνολογίας των υπολογιστών μας έδωσε μια πλατφόρμα για την προσομοίωση ακραίων φυσικών συνθηκών όπως ο υψηλότερος αριθμός Reynolds, μεγαλύτερος αριθμός Mach, υψηλότερη θερμοκρασία κλπ.

Η συνολική διαδικασία προσδιορισμού των πρακτικών πληροφοριών σχετικά με τα προβλήματα που σχετίζονται με τη ροή του ρευστού χρησιμοποιώντας την υπολογιστική ρευστοδυναμική συμβαίνει σε τρία στάδια.

1. Εφαρμογή των εξισώσεων που διέπουν το πρόβλημα, δηλαδή μερικές διαφορικές εξισώσεις ως ένα σύστημα διακριτοποιημένων αλγεβρικών εξισώσεων, έτσι ώστε ο υπολογιστής να μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να υπολογιστεί η λύση.
2. Επίλυση των εξισώσεων χρησιμοποιώντας τις γνωστές οριακές συνθήκες.
3. Εξαγωγή συμπεράσματος για τη συμπεριφορά της ροής χρησιμοποιώντας αριθμητικά δεδομένα, γραφήματα και άλλες απεικονίσεις.

1.3. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΈΡΕΥΝΑ

1.3.1 Μονοδιάστατη προσομοίωση λειτουργίας Μ.Ε.Κ.

Στην εργασία [15] σχεδιάστηκε η πρώτη πολλαπλή αερίου καυσίμου για 2-χρονη μηχανή εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.) στην οποία δεν χρησιμοποιούνται βαλβίδες εισαγωγής για τον έλεγχο της εισαγωγής αέρα-καυσίμου στο θάλαμο προσυμπίεσης. Ο προσδιορισμός αυτής της εφεύρεσης ήταν να βελτιωθεί ο βαθμός πλήρωσης του κινητήρα. Η αναρρόφηση σε ένα από τα έμβολα προκαλεί γρήγορη ροή αέρα στην διάταξη. Ως αποτέλεσμα αυτής της εφεύρεσης, ο όγκος του αερίου καυσίμου μέσα στην πολλαπλή δεν προκαλεί απροσδόκητη ή ασυνήθιστη ταχύτητα και πίεση στο καρμπυρατέρ.

Στην εργασία [12] αναγνωρίστηκε ότι η παλλόμενη ροή μέσα στην πολλαπλή εισαγωγής είχε ορισμένα μειονεκτήματα λόγω παλμών. Παρατηρήθηκε επίσης ότι υπήρχαν τόσο στατικές όσο και δυναμικές επιδράσεις στο κανάλι ροής ρευστού. Οι στατικές επιδράσεις ήταν διαφορετικές λόγω πίεσης και οι δυναμικές επιδράσεις στο κανάλι ήταν διαφορετικές λόγω ταχύτητας. Έτσι, σχεδιάστηκε ένας μηχανισμός στον σωλήνα ελέγχου για την αυτόματη τροποποίηση αυτής της παλλόμενης ροής, με σκοπό τη βελτίωση της λειτουργίας του κινητήρα. Η γενική επίδραση της ροής επιστροφής στον σωλήνα ελέγχου είναι η μείωση των παλμών, η διευκόλυνση της μονοκατευθυντικής ροή στην πολλαπλή και τελικά η βελτίωση του βαθμού πλήρωσης.

Στην εργασία [16] σχεδιάστηκε μια βελτιωμένη πολλαπλή εισαγωγής, η οποία εισήγαγε μια μέθοδο παροχής καυσίμου στο θάλαμο καύσης για τη βελτίωση του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα. Ένας στόχος της έρευνας ήταν να προσφέρει συγκριτικά σύντομη διάσπαση χωρισμάτων χωρίς καμία παρεμπόδιση διέλευσης της ροής του μείγματος καυσίμου σε όλους τους κυλίνδρους. Ως εκ τούτου, επιτρέπει την πιο ελεύθερη αναπνοή του κινητήρα. Ένας άλλος στόχος της έρευνας ήταν να δημιουργηθεί μια πολλαπλή εισαγωγής, στην οποία παραμένει σταθερός ο λόγος αέρα-καυσίμου που παράγεται κατά το έγχυση καυσίμου από τον εξαερωτήρα. Περαιτέρω αντικείμενο αυτής της μελέτης ήταν η αλληλεπίδραση μεταξύ των κλάδων κάθε πλευράς της διάταξης που, αν και αρκετά περιορισμένη για να προκαλέσει ισόποση άντληση του μείγματος αέρα-καυσίμου από κάθε σωλήνα, είναι αρκετή για να προκαλέσει την γενικότερη αύξηση του μείγματος καυσίμου σε ένα κλάδο, ενώ περιορίζεται η αντίστροφη ροή μείγματος αέρα-καυσίμου διαμέσου του εξαερωτήρα στον άλλο κλάδο.

Στην εργασία [17] σχεδιάστηκε ένας απaráμιλλο τύπο πολλαπλής εισαγωγής για Μ.Ε.Κ.. Ο πρωταρχικός στόχος της έρευνας ήταν ο σχεδιασμός μιας πολλαπλής εισαγωγής ώστε να μεγιστοποιεί την απόδοση σε Μ.Ε.Κ.. Ένα άλλο αντικείμενο της έρευνας ήταν να κατασκευαστεί μια πολλαπλή εισαγωγής του ενδεδειγμένου τύπου που να εφοδιάζει μια Μ.Ε.Κ. και να γεμίζει πλήρως τους κυλίνδρους με αέρα κατά τη διάρκεια του χρόνου εισαγωγής. Περαιτέρω αντικείμενο της έρευνας ήταν η κατασκευή της ενδεδειγμένης πολλαπλής εισαγωγής, προσαρμοσμένη για να αποτρέψει τις απώλειες άντλησης του κινητήρα, μειώνοντας παράλληλα τους περιορισμούς ατμοσφαιρικής πίεσης όσο το δυνατόν περισσότερο. Η πλήρης ατμοποίηση του μίγματος δεν αποδείχτηκε απαραίτητη μέχρι το τέλος του κύκλου συμπίεσης, εφόσον το μείγμα χρειάστηκε να έχει ατμοποιηθεί μερικώς κατά την έξοδο από την πολλαπλή. Με την τοποθέτηση δύο εισαγωγών αέρα και χρήση ενός περιοριστή, η απόδοση του κινητήρα βελτιώθηκε μειώνοντας τις απώλειες άντλησης. Η διάταξη ήταν ικανή να διατηρεί τη χαμηλή θερμοκρασία του εξερχόμενου μείγματος, ανάλογα με την ταχύτητα κινητήρα, ενώ η ολοκληρωμένη ατμοποίηση του καυσίμου επιτυγχανόταν από την αρχή του κύκλου εισαγωγής μέχρι το τέλος του κύκλου συμπίεσης.

Στην εργασία [18] σχεδιάστηκε μια βελτιωμένη πολλαπλή εισαγωγή, η οποία βελτίωσε το βαθμό πλήρωσης του κινητήρα σε ευρύτερο φάσμα στροφών του. Διαπιστώθηκε ότι η αποδοτικότητα της εισαγωγής και της καύσης, ειδικά σε χαμηλές και μεσαίες στροφές μπορεί να βελτιωθεί με την χρήση βοηθητικής διόδου εισαγωγής μικρής ενεργής επιφάνειας που επικοινωνεί με το θάλαμο καύσης. Αποδείχτηκε ότι τέτοιου είδους διατάξεις προσδίδουν κατά την ανάφλεξη υψηλή ταχύτητα και τύρβη στο θάλαμο καύσης, ενώ βελτιώνουν τη διάδοση της φλόγας και τη λειτουργία του κινητήρα. Μια ιδιότητα της συγκεκριμένης διάταξης είναι η ελαχιστοποίηση των παλμών στην πολλαπλή εισαγωγή. Επιπρόσθετα, η σχεδίαση της βοηθητικής διόδου εισαγωγής προσφέρει αύξηση των στροβιλισμών του ρευστού. Η βοηθητική δίοδος ξεκινούσε από ένα δευτερεύον θάλαμο αέρα για να παρέχει αρκετό επιπλέον όγκο αέρα στο θάλαμο καύσης. Η ροή βοηθητικού ρευστού κατά την εισαγωγή μπορεί να σταθεροποιηθεί στις χαμηλές στροφές και να εξαλείφει φαινόμενα παλλόμενης ροής. Το 1986 επανέλαβε την ίδια έρευνα και ανακάλυψε τις βελτιώσεις που επιδεχόταν η πολλαπλή εισαγωγής της προηγούμενης έρευνάς του το 1984. Μετά από επανειλημμένη έρευνα, ο βαθμός πλήρωσης της νέας πολλαπλής ήταν συγκριτικά υψηλότερος [19].

Στην εργασία [20] επιστρατεύθηκαν δύο πιθανοί τρόποι, οι οποίοι μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την αύξηση του βαθμού πλήρωσης. Οι δύο λύσεις ήταν η πολλαπλή εισαγωγής μεταβλητής γεωμετρίας και η τεχνολογία του μεταβλητού χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Σχεδιάστηκε μια πολλαπλή εισαγωγής για κινητήρα τύπου V, η οποία διέθετε εσωτερικά χωρίσματα, μεταβάλλοντας τα μήκη των αυλών και τον όγκο του θαλάμου φίλτρου αέρα. Εφόσον, η κύρια λειτουργία της πολλαπλής εισαγωγής είναι η τροφοδοσία της επιθυμητής ποσότητας αέρα στο θάλαμο καύσης, η μεγιστοποίηση της απόδοσης του κινητήρα επιτυγχάνεται με αυξημένη ποσότητα εισερχόμενου όγκου αέρα. Χρησιμοποιώντας τις συμβατικές προσεγγίσεις, συντόνισε την πολλαπλή εισαγωγής σύμφωνα με τις ακουστικές ιδιότητες. Ο συντονισμός επέτρεψε την κίνηση του αέρα όσο το δυνατόν πιο γρήγορα σε συγκεκριμένη ταχύτητα κινητήρα, η οποία επιτυγχάνει ακουστικό συντονισμό στη συχνότητα διέγερσης που προκαλείται από το έργο των εμβόλων. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα την επίτευξη βαθμού πλήρωσης παραπάνω από 100% για συγκεκριμένη ταχύτητα κινητήρα. Τη στιγμή που το μήκος του αυλού ανταλλάσσεται μεταξύ κοντού και μακρύτερου, ο βαθμός πλήρωσης πέφτει κάτω από 100%. Οι μακρύτεροι αυλοί μειώνουν τη συχνότητα συντονισμού της πολλαπλής εισαγωγής και αυξάνουν την ταχύτητα της ροής αέρα εισαγωγής, οπότε υψηλός βαθμός πλήρωσης εμφανίζεται σε χαμηλότερη ταχύτητα κινητήρα. Οι μακριοί αυλοί παρέχουν καλή ροπή στρέψης στις χαμηλές στροφές.

Στην εργασία [21] μελετήθηκε η πολλαπλή εισαγωγής ως τρία χωριστά μέρη ενός συστήματος. Αυτά ήταν ο θάλαμος plenum, ο αυλός εισαγωγής και ένα συμπληρωματικό τμήμα. Είναι δεδομένο ότι ένα σταθερό μήκος αυλού μπορεί να επιτύχει το συντονισμό σε συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής κινητήρα. Για να ξεπεραστεί αυτό το πρόβλημα, σχεδιάστηκε μια πολλαπλή εισαγωγής συνεχώς μεταβλητού μήκους αυλών. Η εναλλασσόμενη ή παλλόμενη ροή αέρα διαμέσου της πολλαπλής εισαγωγής σε κάθε κύλινδρο δημιουργεί συχνότητα συντονισμού σε συγκεκριμένες στροφές κινητήρα. Ως αποτέλεσμα, ο βαθμός πλήρωσης αυξάνει, όπως και η ισχύς σε συγκεκριμένο εύρος στροφών. Σύμφωνα με τις διαστάσεις και τη μορφή της πολλαπλής, η απόδοση είναι μειωμένη σε διαφορετικό εύρος στροφών. Το αποτέλεσμα της έρευνας είναι ένα συνεχώς ρυθμιζόμενο μήκος αυλού σε σχέση με το φορτίο του κινητήρα με στόχο την αύξηση της απόδοσης του κινητήρα σε όλο το εύρος στροφών.

Στην εργασία [22] σχεδιάστηκε πολλαπλή εισαγωγής τύπου ram-air πολλών σταδίων για μια τετράχρονη Μ.Ε.Κ., ώστε να ελαχιστοποιήσει τις ανισοροπίες του λόγου αέρα/καυσίμου και του βαθμού πλήρωσης. Η διάταξη αυτού του τύπου χρησιμοποιεί την ορμή του οχήματος για να διοχετεύει όσο το δυνατόν περισσότερο αέρα προς την πεταλούδα. Η πολλαπλή εισαγωγής απαρτίζεται από το θάλαμο plenum, ο οποίος περιέχει τουλάχιστον 2 στάδια εξαναγκασμένης εισαγωγής αέρα. Το πρώτο στάδιο ram χρησιμοποιεί σωληνώσεις που μεταφέρουν το μείγμα αέρα/καυσίμου στο θάλαμο plenum από την πεταλούδα. Το δεύτερο στάδιο ram χρησιμοποιεί τουλάχιστον 2 σωλήνες εισαγωγής που μεταφέρουν το μείγμα αέρα/καυσίμου από το θάλαμο plenum στις βαλβίδες εισαγωγής. Ο θάλαμος plenum λειτουργεί ως ρυθμιστικός παράγοντας της διανομής του αέρα από την πεταλούδα ή τον εξαερωτήρα μέχρι τις βαλβίδες εισαγωγής. Το μείγμα αέρα/καυσίμου εισέρχεται στο θάλαμο plenum από το πρώτο στάδιο ram. Έπειτα, το αέριο μείγμα ρέει σε καθένα από τους σωλήνες δεύτερου σταδίου ram, καταλήγοντας σε κύλινδρο που βρίσκεται στο χρόνο εισαγωγής. Το αποτέλεσμα της έρευνας είναι η ελαχιστοποίηση της διακύμανσης στο λόγο αέρα/καυσίμου και βαθμό πλήρωσης μέσω της τροφοδοσίας του μείγματος από το θάλαμο plenum και όχι από τη σωλήνωση πρώτου σταδίου ram. Αυτό επιτυγχάνεται με τη συγκέντρωση των μειγμάτων από το πρώτο στάδιο ram στο θάλαμο plenum, όπου οι συνθήκες σταθεροποιούνται.

Στην εργασία [23] αναλύθηκε η εφαρμογή μονοδιάστατου μοντέλου σωλήνων για τη μελέτη των συντονισμένων διατάξεων εισαγωγής και εξαγωγής. Η επίδραση του μήκους της πολλαπλής εισαγωγής στις παραμέτρους του κινητήρα εξετάστηκε από την προσομοίωση που διεκπεραίωσαν. Στο πείραμα χρησιμοποιήθηκε κινητήρας βενζίνης 1.3 λίτρων με πολλαπλή εισαγωγής διαφορετικών μηκών. Το μήκος του αυλού εισαγωγής ποικίλει ενώ όλες οι άλλες γεωμετρικές παράμετροι διατηρούνται σταθερές. Ο υπολογισμός πραγματοποιήθηκε για 4 διαφορετικές στροφές κινητήρα (1550, 2000, 2500 και 3100 RPM) και για το μεταβαλλόμενο μήκος πολλαπλής από 500 έως 2100mm. Για κάθε ταχύτητα του κινητήρα, το μοντέλο του κινητήρα ρυθμίστηκε με ακρίβεια για το μικρότερο μήκος αυλού εισαγωγής. Τα υπολογισμένα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με τα πειραματικά δεδομένα.

Τα βασικά ευρήματα από τη μελέτη ήταν τα εξής:

- Η σύγκριση των υπολογισμένων αποτελεσμάτων και των μετρήσεων επιβεβαίωσε ότι το μη στάσιμο μονοδιάστατο μοντέλο σωλήνων είναι ικανό να καταγράψει τα φαινόμενα σχετικά με το συντονισμένο σύστημα πολλαπλής εισαγωγής.
- Η μοντελοποίηση των απωλειών πίεσης σωλήνων είναι ένας άλλος σημαντικός παράγοντας στον οποίο πρέπει να δοθεί προσοχή. Επηρεάζει κυρίως το βαθμό απόδοσης και όλες τις άλλες αναπόσπαστες παραμέτρους που εξαρτώνται από αυτήν.
- Η απλοποιημένη ακουστική θεωρία (διάγραμμα Campbell) θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την εκτίμηση της σημαντικής αρμονικής τάξης όσον αφορά την ταλάντωση της πίεσης στην πολλαπλή εισαγωγής. Αυτό σημαίνει επίσης ότι θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε αντίστροφη διαδικασία - για τον υπολογισμό του μήκους του αυλού εισαγωγής. Λόγω μη γραμμικότητας, υπάρχουν συνήθως άλλες σημαντικές αρμονικές εντολές (ειδικά για χαμηλότερες στροφές κινητήρα ή μικρότερο μήκος αυλού εισαγωγής).

Στην εργασία [24] περιγράφεται ότι η δυναμική των ακουστικών κυμάτων για την πολλαπλή εισαγωγής μιας Μ.Ε.Κ. δείχνει την καλύτερη κατανόηση ενός γραμμικού ακουστικού μοντέλου. Χρησιμοποιήθηκε ένας ερευνητικός μονοκύλινδρος κινητήρα Ricardo E6 και αναλύθηκε το ανεπτυγμένο μοντέλο μαζί με ένα σύνολο μετρήσεων. Το απλοποιημένο

γραμμικό ακουστικό μοντέλο υπολογίζει μια εκτίμηση του ίχνους πίεσης στον αυλό μιας Μ.Ε.Κ.. Η εκτίμηση συμφωνεί με τα δεδομένα μέτρησης του κινητήρα, ο οποίος είναι εφοδιασμένος με μια απλή πολλαπλή εισαγωγής. Δεδομένης της σταθερής γεωμετρίας της διάταξης, ο συντονισμός κυμάτων εισαγωγής είναι εμφανής. Το μοντέλο απέδειξε ότι ο ρόλος του σωλήνα συντονισμού σε συνάρτηση με τη διαδικασία εισαγωγής οδήγησε στην υποθετική εξήγηση του ιστορικού του ίχνους πίεσης εισαγωγής. Η συμπίεση που προκαλείται από την πρόωρη κίνηση του εμβόλου διέπεται από έντονη κυματική κίνηση. Αυτό μεταφράζεται σε συγκεκριμένο λόγο πίεσης κατά μήκος της βαλβίδας. Για συνεχόμενη ροή, ο λόγος πίεσης, δηλαδή η πίεση που επικρατεί ως προς την ατμοσφαιρική, ευνοείται. Ο λόγος πίεσης μεγιστοποιείται όταν μια πλήρης ταλάντωση του ίχνους πίεσης συμβαίνει κατά τη διάρκεια που είναι ανοιχτή η βαλβίδα εισαγωγής.

Η εργασία [25] εστίασε στην επίδραση της ακουστικής της πολλαπλής εισαγωγής που βρίσκει εφαρμογή στο μηχανοκίνητο αθλητισμό. Σχεδιάστηκε πολλαπλή εισαγωγής σε όχημα Formula SAE, η οποία μπορεί να επιτυγχάνει παραπάνω από 125% βαθμό πλήρωσης με ταχύτητα περιστροφής 18.000στροφών Η πολλαπλή εισαγωγής οχήματος SAE χωρίζεται σε τρία διαφορετικά τμήματα, το θάλαμο plenum, τον αυλό εισαγωγής και τον περιοριστή. Ως αποτέλεσμα της μελέτης τους, ο χρόνος εισαγωγής σε μια αγωνιστική Μ.Ε.Κ. επωφελείται από το φαινόμενο αδρανειακής εξαναγκασμένης εισαγωγής αέρα. Στις υψηλές στροφές, υπάρχει μεγάλη επίδραση του φαινομένου, ενώ στις χαμηλές στροφές, το ακουστικό φαινόμενο συντονισμού εμφανίζει πιο αδύναμη κίνηση των κυμάτων. Τα κύματα συντονισμού ενός ακουστικού μοντέλου πλέον διαφοροποιούνται σε σχέση με τις επιδράσεις τους στο κάθε διαφορετικό εύρος στροφών μιας Μ.Ε.Κ.

Στην εργασία [26] πειραματίστηκαν πάνω σε έναν 4-χρονο κινητήρα με σπινθηριστή και προσομοίωσαν τη λειτουργία του με τη βοήθεια μονοδιάστατου θερμοδυναμικού αναλυτικού μοντέλου ώστε να μελετήσουν τη διαδικασία ανταλλαγής αερίων, ενώ υφίσταται συντονισμός στις διατάξεις εισαγωγής-εξαγωγής. Αναλύθηκε η επίδραση του συντονισμού εισαγωγής και εξάτμισης στις επιδόσεις του κινητήρα για να διαπιστωθεί ότι η βελτιστοποίηση έχει ως αποτέλεσμα τη βελτίωση της απόδοσης και τη βελτίωση του κινητήρα στη μέγιστη ταχύτητα του οχήματος. Τα πειραματικά και προσομοιωμένα αποτελέσματα ήταν σε καλή συμφωνία που αποδεικνύει τη χρησιμότητα του εμπορικά διαθέσιμου μονοδιάστατου θερμοδυναμικού μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε.

Η εργασία [27] συνέχισε την έρευνα των [21] και [22]. Σχεδιάστηκε μια συνεχώς μεταβλητή πολλαπλή εισαγωγής με ένα εύκαμπτο plenum, το οποίο επικοινωνεί με την πολλαπλή εισαγωγής της Μ.Ε.Κ. Το σχήμα του plenum προσφέρει ρυθμιζόμενο μήκος αυλού κατά τη λειτουργία του κινητήρα. Η συναρμολογημένη πολλαπλή εισαγωγής περιέχει συγκεκριμένο όγκο θαλάμου plenum σε κάποια δεδομένη στιγμή, όμως είναι τοποθετημένο ώστε να κινείται μέσα στο περίβλημα. Η κίνηση του θαλάμου plenum μέσα στο περίβλημα συνδέεται σε σύστημα κίνησης που καθορίζει το πλέον αποτελεσματικό μήκος αυλού. Οι παραμορφώσιμοι δίοδοι των αυλών περιέχουν ένα εύκαμπτο τμήμα τέτοιο ώστε το plenum να συστέλλεται και να επεκτείνεται εντός του περιβλήματος. Αυτό το εύκαμπτο τμήμα παρέχει τη μεταβολή του μήκους, ενώ η δομική στήριξη παρέχεται από το περίβλημα. Τα κανάλια εισαγωγής αποτελούνται εξίσου από ένα εύκαμπτο τμήμα ώστε να δημιουργεί κίνηση του θαλάμου plenum. Ως αποτέλεσμα αυτής της έρευνας, το μήκος του θαλάμου plenum πρέπει να επεκτείνεται για τις χαμηλές στροφές του κινητήρα και να μειώνεται καθώς αυξάνεται η ταχύτητα του κινητήρα. Εφόσον το λειτουργικό μέγεθος του ίδιου του θαλάμου plenum

διατηρείται σταθερό και είναι συγκριτικά μικρό, μια συνεχής ταχύτητα ρελαντί μπορεί να διατηρηθεί [28].

Στην εργασία [29] μελετήθηκε ο όγκος του plenum εισαγωγής και η επίδρασή του στην απόδοση του κινητήρα, τις κυκλικές μεταβολές και εκπομπές. Το σύστημα πολλαπλής εισαγωγής συνδέεται με τις βαλβίδες εισαγωγής του κινητήρα, διαμέσου των οποίων το μείγμα αέρα ή αέρα/καυσίμου τροφοδοτείται στον κύλινδρο. Διαπιστώθηκε ότι η ροή στην πολλαπλή εισαγωγής ήταν πολύ δύσκολο να εξεταστεί. Αξίζει να αναφερθεί, ότι οι περισσότερες εταιρείες κινητήρων επικεντρώνονται στην τεχνολογία μεταβλητής πολλαπλής εισαγωγής λόγω της θετικής επίδρασης που έχουν στην απόδοση του κινητήρα [20-22,27]. Στη συνέχεια, εξετάστηκαν οι επιδράσεις της μεταβλητότητας του όγκου plenum εισαγωγής όσον αφορά την απόδοση του κινητήρα και τις εκπομπές ρύπων. Ο σκοπός ήταν να συντεθεί μια βασική μελέτη για το μεταβλητό όγκο plenum στην εισαγωγή [28,29]. Επίσης, προσδιορίστηκαν τα ενδεικνύμενα και μετρούμενα χαρακτηριστικά απόδοσης του κινητήρα, την πίεση της παλλόμενης ροής στον αυλό της πολλαπλής εισαγωγής, τον συντελεστή μεταβολής της ενδεικνύμενης μέσης αποτελεσματικής πίεσης ως δείκτη για την κυκλική μεταβλητότητα. Οι εκπομπές CO, CO₂ και HC ελήφθησαν υπόψη για την εκτίμηση των επιπτώσεων του τροποποιημένου όγκου plenum. Ως αποτελέσματα αυτής της μελέτης, η διακύμανση στον όγκο του plenum προκαλεί μία βελτίωση των επιδόσεων του κινητήρα και των ρυπογόνων εκπομπών. Η ροπή στρέψης, η ενδεικνύμενη ροπή και άλλα συναφή χαρακτηριστικά απόδοσης έχουν αυξηθεί σημαντικά από τις 1700 RPM μέχρι και τις 2600 RPM, αυξάνοντας τον όγκο του plenum. Επιπλέον, ενώ η αύξηση στην πίεση του αυλού εισαγωγής έκανε φτωχότερο το μείγμα λόγω της αύξησης του όγκου του plenum και τα φτωχά μίγματα τείνουν προς αύξηση της κυκλικής μεταβλητότητας, παρατηρήθηκε μια ενδιαφέρουσα μείωση στο συντελεστή μεταβολής της ενδεικνύμενης μέσης αποτελεσματικής πίεσης.

Στην εργασία [30] μελετήθηκε ο σχεδιασμός του περιοριστή στην εισαγωγή οχήματος Formula SAE, που απαιτείται να υπάρχει σε κάθε όχημα με βάση τους κανόνες του διαγωνισμού ώστε να περιοριστεί η απόδοση, να διατηρηθεί το κόστος χαμηλό και να διασφαλιστεί μια ασφαλής αγωνιστική εμπειρία. Καθώς η απόδοση του κινητήρα περιοριζόταν από τον περιοριστή εισαγωγής, οι ερευνητές προσέγγισαν τη μέθοδο των διακλαδώσεων του περιοριστή του κινητήρα, που οδήγησαν στην βελτίωση της απόδοσης του κινητήρα, με σκοπό την εύρεση ενός πλεονεκτήματος σε σχέση με τον ανταγωνισμό. Χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό WAVE της Ricardo που εκτελεί μονοδιάστατη προσομοίωση λειτουργίας του κινητήρα και το VECTIS που εκτελεί τρισδιάστατη προσομοίωση ρευστού για τη μελέτη της απόδοσης του κινητήρα [30, 31]. Ο κύριος τομέας βελτίωσης προσδιορίστηκε με τη χρήση συγκριτικά μικρών γωνιών διαχύσεως. Το ακουστικό φίλτράρισμα με τη χρήση αντηχείων Helmholtz μελετήθηκε χρησιμοποιώντας το λογισμικό WAVE για τον προσδιορισμό της απόδοσης του βελτιωμένου περιοριστή, κάνοντας τη ροή στο λαιμό πιο ομοιόμορφη κατά τη διάρκεια του κύκλου [31]. Στη συνέχεια, μελετήθηκαν αντηχεία Helmholtz σε σειρά, σε μια προσπάθεια να αυξηθεί η πίεση ανάντι του λαιμού. Μια επιπλέον συζευγμένη προσομοίωση έλαβε υπόψη την επίδραση των πτερυγίων στροβιλισμού που τοποθετήθηκαν πριν από το λαιμό του περιοριστή. Τα πτερύγια στροβιλισμού δεν είχαν καμία επίδραση στην απόδοση της πολλαπλής εισαγωγής. Μελετήθηκαν, επίσης, διάφοροι τύποι plenum και διαπίστωσαν ότι το Conical-Spline Intake Concept προσφέρει την καλύτερη απόδοση και δίνει μεγαλύτερη τάξη μεγέθους βελτίωση της απόκλισης του βαθμού πλήρωσης κυλίνδρου-κυλίνδρου.

Στην εργασία [32] αποδείχτηκε πως ο συντονισμός της εισαγωγής επιφέρει αλλαγές στο βαθμό πλήρωσης κυρίως εξαιτίας της αυξημένης πίεσης κυλίνδρου τη στιγμή που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής, εξαιτίας της θερμοκρασίας αερίου και πίεσης των εναπομειναντων αερίων. Δοκιμάστηκαν ποικίλες τιμές μήκους σωλήνα εισαγωγής και εξαγωγής μεταβάλλοντάς τις κατά 0.1m για ταχύτητες περιστροφής κινητήρα από 1200 μέχρι 1500 RPM. Ο χρονισμός των βαλβίδων τροποποιήθηκε χρησιμοποιώντας πολλαπλάσιες τιμές χωρίς να αλλάζει το μέγιστο βύθισμά τους.

Τα κύρια ευρήματα της έρευνας ήταν τα εξής :

- Ο συντονισμός των κυμάτων πίεσης στην εισαγωγή βοηθάει την αλλαγή μείγματος του κινητήρα περισσότερο από τη μη χρήση σωλήνων στην εισαγωγή και έχει αρνητική επίδραση στην απόδοση του κινητήρα μετά από συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής. Η προσεκτική σχεδίαση της διάταξης εισαγωγής είναι απαραίτητη ώστε να αποφέρει μέγιστη απόδοση.
- Ο συντονισμός στην εισαγωγή έχει εμφανέστερη επίδραση στην αναπνοή του κινητήρα σε σχέση με το συντονισμό στην εξαγωγή και παρουσιάζει θετική συνεισφορά για μεγαλύτερο εύρος μηκών εισαγωγής για δεδομένη ταχύτητα περιστροφής.
- Ο συντονισμός εισαγωγής και εξαγωγής είναι ανεξάρτητα μεταξύ τους και η καθαρή επίδραση στον κινητήρα είναι το άθροισμα των μεμονωμένων συνεισφορών τους.

Στην εργασία [33] μελετήθηκε η επίδραση της γεωμετρίας εισαγωγής στην απόδοση κινητήρα με σπινθηριστή στην. Έγιναν πειράματα πάνω σε έναν κινητήρα Honda CBR600F4i προσαρμόζοντας διατάξεις εισαγωγής διαφορετικών μηκών με βήμα 0.5m. Οι παράμετροι απόδοσης του κινητήρα μετρήθηκαν με τη χρήση πέδης πάνω στο εξωτερικό γρανάζι. Επιπλέον, μονοδιάστατος κώδικας χρησιμοποιήθηκε για την υπολογιστική μελέτη. Η πίεση εισαγωγής μετρήθηκε πειραματικά με τη χρήση αισθητήρων πίεσης. Η πίεση τη στιγμή που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής παρατηρήθηκε ώστε να μελετηθεί η επίδρασή της στην απόδοση του κινητήρα.

Τα κύρια ευρήματα της συγκεκριμένης έρευνας ήταν:

Ο βαθμός πλήρωσης παρατηρήθηκε να ποικίλει στο εύρος 0.5-1.1 και η ροπή στρέψης παρουσίασε διακύμανση από 20 μέχρι 55Nm σε εύρος λειτουργίας από 3000 έως 12500 RPM

- Η πίεση εισαγωγής τη στιγμή που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής έδειξε κυρίαρχη επίδραση στο βαθμό πλήρωσης. Διαφορετικά μήκη εισαγωγής συντέλεσαν στο συντονισμό κυμάτων , όπου και επιτεύχθηκε η μέγιστη τιμή ροπής.
- Η πειραματική και υπολογιστική διερεύνηση έδειξε ότι το μήκος σωλήνα εισαγωγής έχει σημαντική επίδραση στο βαθμό πλήρωσης και στη ροπή στρέψης.
- Η χρήση κυρτών σωληνώσεων εισαγωγής με σκοπό την εργονομία της διάταξης δεν εμφανίζει σημαντική επίδραση στο βαθμό πλήρωσης ή στη ροπή στρέψης.
- Πολλαπλές αντανάκλασεις ενός θετικού κύματος εισαγωγής βελτιώνουν αισθητά την αναπνοή του κινητήρα. Παρότι το μέγεθος του θετικού κύματος μειώνεται σε κάθε αντανάκλαση, οι κοντύτεροι σωλήνες με περισσότερες επιστροφές των κυμάτων υπερτερούν ως προς την απόδοση σε σχέση με μακρύτερους σωλήνες και λιγότερες επιστροφές κυμάτων, εξαιτίας της τριβής. Για αυτό το λόγο, ο βαθμός πλήρωσης και η ροπή στρέψης μεγιστοποιούνται με αυλούς μικρότερου μήκους.

Στην εργασία [29] συνεχίζεται η έρευνα των [21], [22], [28] και μελετήθηκαν οι επιπτώσεις του μεταβλητού μήκους plenum εισαγωγής στα χαρακτηριστικά απόδοσης ενός κινητήρα με σπινθηριστή και έμμεσο ψεκασμό καυσίμου πολλών σημείων χρησιμοποιώντας ηλεκτρονικά ελεγχόμενους εγχυτήρες καυσίμου. Περιγράφεται πως η πολλαπλή εισαγωγής μεταφέρει μόνο αέρα από το plenum προς τον κύλινδρο του κινητήρα, ενώ το καύσιμο εγχέεται πάνω στη βαλβίδα εισαγωγής. Διαπιστώθηκε ότι τα φαινόμενα υπερσυμπίεσης της πολλαπλής εισαγωγής μεταβλητού μήκους διαφέρουν από κινητήρες με εξαερωτήρα [17-22, 28, 29]. Διεξήχθη η δοκιμή του κινητήρα με σκοπό τη δημιουργία μιας βασικής μελέτης για τον σχεδιασμό μιας νέας πολλαπλής εισαγωγής μεταβλητού μήκους. Στην έρευνα, λαμβάνονται υπόψη τα χαρακτηριστικά απόδοσης κινητήρα όπως η ροπή στρέψης, η ισχύς, η θερμική απόδοση και η ειδική κατανάλωση καυσίμου ώστε να εκτιμηθούν οι επιπτώσεις του διαφορετικού μήκους της πολλαπλής εισαγωγής. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα των δοκιμών, καθώς αυξάνεται η ταχύτητα του κινητήρα, το plenum αναγκάζεται να κοντύνει τον παραμορφώσιμο αυλό για τη μέγιστη ταχύτητα λειτουργίας και επίσης δείχνει τη βελτίωση των χαρακτηριστικών απόδοσης του κινητήρα που προκαλείται από τη διακύμανση του μήκους του plenum εισαγωγής, ειδικά όσον αφορά την κατανάλωση καυσίμου σε χαμηλές στροφές κινητήρα και υψηλό φορτίο [29].

Στην εργασία [34] μελετήθηκαν τα μοντέλα συχνότητας των κυμάτων πίεσης στην πολλαπλή εισαγωγής μιας Μ.Ε.Κ.. Προσομοιώθηκαν τα κύματα πίεσης στην εισαγωγή και την εξαγωγή μιας Μ.Ε.Κ. που παραμένει πρόκληση ακόμα και σήμερα. Σχεδιάστηκε ένα νέο μοντέλο που παρουσιάζεται προκειμένου να διερευνηθούν τα κύματα πίεσης χωρίς τη χρήση μιας μονοδιάστατης μοντελοποίησης του συστήματος. Το μοντέλο πολλαπλής εισαγωγής χρησιμοποιούσε μια προσέγγιση συχνότητας. Προκειμένου να δημιουργηθεί αυτό το μοντέλο, χρησιμοποίησαν ένα δυναμικό πάγκο ροής (flow bench). Έπειτα, τροποποιήθηκε η ροή για να παραχθούν κύματα σε υγρό που μπορεί να βρίσκονται σε κατάσταση κίνησης ή ακινησίας. Η θερμοκρασία και η ταχύτητα αερίου είχαν σημαντικές επιδράσεις στη συμπεριφορά του υγρού. Χρησιμοποιήθηκε νέο μοντέλο ώστε να προσομοιωθεί η συμπεριφορά των κυμάτων πίεσης σε έναν σωλήνα μήκους 1 m που σχετίζεται με έναν κινητήρα και λειτουργεί ως γεννήτρια παλμών. Αποδείχτηκε ότι τα πειραματικά και αριθμητικά αποτελέσματα βρισκόταν σε καλή συμφωνία.

Στην εργασία [35] μελετήθηκε η επίδραση του μήκους της πολλαπλής εισαγωγής στον υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα βενζίνης και διαπιστώθηκε ότι ο συντονισμός εισαγωγής αυξάνει τη ροπή στρέψης στις χαμηλές στροφές έως και 30%, βελτιώνοντας την κατανάλωση καυσίμου κατά 5% έναντι της αρχικής τιμής. Διερευνήθηκε ένας υπερτροφοδοτούμενος βενζινοκινητήρας 1.4 λίτρων με 4 βαλβίδες ανά κύλινδρο μαζί με το λογισμικό προσομοίωσης κινητήρα GT Power. Η πολλαπλή εισαγωγής μεταβλητού μήκους που χρησιμοποιήθηκε για τη μελέτη αυτή σχεδιάστηκε για να επιτρέπει την αξιολόγηση των θεμελιωδών αρχών, συνεπώς δεν λήφθηκαν υπόψη οι εργονομικοί περιορισμοί. Η πολλαπλή εισαγωγής ήταν ικανή να αλλάζει μήκη εισαγωγής εισάγοντας τμήματα μήκους 50 mm.

Στην ερευνητική εργασία [36] σε προσομοιωμένες μονοδιάστατες μηχανές στο λογισμικό προσομοίωσης κινητήρα AVL BOOST διαπιστώθηκε ότι οι πολυκύλινδροι υπερτροφοδοτούμενοι κινητήρες ντίζελ ανταποκρίνονται περισσότερο στις μεταβολές μήκους αυλών εισαγωγής από τους ατμοσφαιρικούς κινητήρες. Το συμπέρασμα της εργασίας ήταν ότι η απόδοση του δεδομένου κινητήρα μπορεί να βελτιωθεί σε όλη την ταχύτητα λειτουργίας με την κατάλληλη μεταβολή του μήκους της πολλαπλής εισαγωγής σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα και με κατάλληλες τροποποιήσεις στο σύστημα καυσίμου.

Στην εργασία [37] σε μονοδιάστατο θερμοδυναμικό μοντέλο ενός μονοκύλινδρου κινητήρα CFR 611cc ικανό να προβλέψει κύματα πίεσης στην εισαγωγή αποδείχτηκε ότι ο βαθμός πλήρωσης είναι η συνάρτηση της ταχύτητας του κινητήρα και του μήκους εισαγωγής. Καθώς οι στροφές του κινητήρα αυξήθηκαν από 1200 στροφών σε 2600 στροφών, η βελτίωση του βαθμού πλήρωσης μπορεί να επιτευχθεί με τη μείωση του μήκους εισαγωγής γραμμικά από 13,7 έως 3,1 φορές το μήκος της διαδρομής. Για κινητήρα με μεγάλο εύρος λειτουργίας (μέγιστη ταχύτητα - χαμηλή ταχύτητα ρελαντί μεγαλύτερη από 3000), το συνεχές μεταβλητό μήκος αυλού εισαγωγής μπορεί να επιτύχει καλύτερο βαθμό πλήρωσης σε σύγκριση με το σταθερό μήκος του αυλού εισαγωγής. Τα κύματα πίεσης του συστήματος εισαγωγής μπορούν να διαχωριστούν με σαφήνεια σε δύο διαφορετικές φάσεις: κύματα πίεσης κατά τη διάρκεια του χρόνου αναρρόφησης και κύματα πίεσης κατά τη διάρκεια της κλειστής βαλβίδας εισαγωγής. Η ανάλυση συχνότητας των κυμάτων πίεσης του συστήματος εισαγωγής συνέστησε ότι για μέγιστη τιμή βαθμού πλήρωσης, το ρυθμισμένο σύστημα εισαγωγής αναπτύσσει θεμελιώδη συχνότητα 4ου βαθμού κατά τη διάρκεια κλειστής φάσης της βαλβίδας εισαγωγής και της βασικής συχνότητας 1ης τάξης κατά τη διάρκεια του χρόνου αναρρόφησης.

1.3.2 Τρισδιάστατη προσομοίωση ροής ρευστού

Το λογισμικό ANSYS CFX παρέχει πολύ καλή προσέγγιση στη λύση του φυσικού προβλήματος της υπολογιστικής μηχανικής ρευστών. Επιτρέπει στο χρήστη, την επιλογή από διαφορετικά μοντέλα τύρβης, μερικά από τα οποία εξετάστηκαν:

- K-epsilon
- K-omega
- Reynolds Stress Model

Προκειμένου να προσδιοριστεί ποιο μοντέλο ήταν καταλληλότερο για αυτή τη συγκεκριμένη περίπτωση εσωτερικής ροής, ήταν απαραίτητο να εξεταστεί το υπόβαθρο και τα πλεονεκτήματα κάθε μοντέλου.

K-epsilon

Το μοντέλο τύρβης k-ε είναι ένα μοντέλο στροβιλισμού με δύο εξισώσεις, το οποίο υπολογίζει ανεξάρτητα το τυρβώδες ιζώδες και μια κλίμακα μήκους. Οι δύο εξισώσεις σχετίζονται με την κινητική ενέργεια του στροβιλισμού k , και το ρυθμό σκέδασης ενέργειας ϵ . Το μοντέλο έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως από τη βιομηχανία και έχει καταστεί σχεδόν πρότυπο λόγω της οικονομίας της υπολογιστικής αποτελεσματικότητας, της ακρίβειας για ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών στροβιλώδους ροής [38].

Μια μελέτη επαλήθευσης για ένα μοντέλο k-ε διεξήχθη στην εργασία [39], η οποία κατέληξε στο συμπέρασμα ότι το μοντέλο k-ε παρήγαγε καλή συμφωνία με πειραματικά δεδομένα, αλλά και ότι το μοντέλο k-ε συχνά θα δίνει υψηλότερες κορυφές σε ταχύτητα από ό, τι παρατηρήθηκε πειραματικά. Το προφίλ ταχύτητας και από τα τρία μοντέλα στροβιλισμού παρήγαγε υψηλότερη κορυφή από ότι στα πειράματα.

K-omega

Το μοντέλο k- ω είναι ένα άλλο μοντέλο δύο εξισώσεων παρόμοιο με το μοντέλο k-ε, μοντέλο της κινητικής ενέργειας του στροβιλισμού, k και του ειδικής ρυθμού διασποράς ω . Ο

συγκεκριμένος ρυθμός διασποράς μπορεί να θεωρηθεί ως λόγος ε προς k [38]. Αρκετά άρθρα περιοδικών έχουν ξεφύγει από την ευαισθησία του μοντέλου k - ω στις ανοδικές και / ή ελεύθερες τιμές ροής των μεταβλητών στροβιλισμού [40,41].

Reynolds Stress Model

Το μοντέλο τάσης Reynolds είναι ένα μοντέλο 5 εξισώσεων σε 2 διαστάσεις και 7 εξισώσεις σε 3 διαστάσεις. Υπολογίζει τις ατομικές τάσεις Reynolds χρησιμοποιώντας διαφορικές εξισώσεις μεταφοράς. Οι εξισώσεις προέρχονται απευθείας από την εξίσωση της ορμής. Οι εξισώσεις χρησιμοποιούνται για να κλείσουν τα άγνωστα στοιχεία της πλήρους εξίσωσης ορμής. Η προστιθέμενη πολυπλοκότητα αυτού του μοντέλου και οι 5 ή 7 εξισώσεις που πρέπει να λυθούν αυξάνουν σημαντικά την απαιτούμενη ισχύ επεξεργασίας για τη διεξαγωγή προσομοιώσεων. Οι βελτιώσεις στον αλγόριθμο έχουν αυξήσει σημαντικά την απόδοση αυτού του μοντέλου και ο υπολογιστικός χρόνος είναι περίπου 50% υψηλότερος ανά επανάληψη από τα μοντέλα 2-εξισώσεων [38]. Μια μελέτη σχετικά με τη μοντελοποίηση του Reynolds Stress που περιλαμβάνει αλληλεπιδράσεις αναταραχών του οριακού στρώματος από την Vallet του Πανεπιστημίου Pierre και Marie Curie συνέκρινε την απόδοση αρκετών μοντέλων Reynolds-stress και επίσης ενός μοντέλου k - ε . Η μελέτη καταλήγει στο συμπέρασμα ότι τα RSM θα μπορούσαν να αναπαράγουν με ακρίβεια τις πειραματικά καθορισμένες τιμές για τη ροή, ενώ το μοντέλο k - ε απέτυχε [42].

1.3.3 Στόχοι Διπλωματικής Εργασίας

Δεδομένων των περιορισμών του διαγωνισμού και των γενικών γεωμετρικών στοιχείων σχεδιασμού της μοτοσυκλέτας, αποφασίστηκε να σχεδιαστεί και να κατασκευαστεί διάταξη εισαγωγής τύπου gam-air, καθώς είναι η πιο διαδεδομένη διάταξη στις αγωνιστικές μοτοσυκλέτες. Επόμενος στόχος ήταν η κατασκευή του σωλήνα εισαγωγής από CFRP υλικό για την επίτευξη της μικρότερης μάζας της διάταξης. Η ομάδα προτίμησε να διατηρήσει τον εργοστασιακό αυλό εισαγωγής του CBR 250R μαζί με την εργοστασιακή πεταλούδα. Η μελέτη και βελτιστοποίηση του βαθμού πλήρωσης εστιάζεται στην επίδραση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του σωλήνα εισαγωγής και του θαλάμου plenum, παράλληλα με την αφαίρεση των εργοστασιακών περιορισμών. Ως στόχος τέθηκε η μεγιστοποίηση του βαθμού πλήρωσης κατά το φάσμα 6000-10000 RPM. Ακόμη, μελετήθηκαν διαφορετικής γεωμετρίας bellmouth (χωνί) εντός του θαλάμου plenum, για μεγιστοποίηση της ταχύτητας του αέρα εντός του κυλίνδρου. Σχετικά με το συντονισμό της διάταξης εισαγωγής, στόχος ήταν η επίτευξη των συντονισμών κυμάτων πίεσης στη διάταξη στις 6000 RPM. Όλα αυτά πρέπει να συμβαδίζουν με τους γεωμετρικούς περιορισμούς του οχήματος και να διασφαλίζεται η σωστή εφαρμογή της διάταξης πάνω στη μοτοσυκλέτα.

1.3.4 Δομή Διπλωματικής Εργασίας

Η συγκεκριμένη διπλωματική εργασία χωρίζεται σε 5 κεφάλαια. Στο Κεφάλαιο 2, γίνεται περιγραφή των μεθόδων ανάλυσης της μονοδιάστατης και τρισδιάστατης προσομοίωσης. Στο Κεφάλαιο 3 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της εργασίας. Στο Κεφάλαιο 4 περιγράφεται συνοπτικά η διαδικασία κατασκευής της διάταξης. Τα συμπεράσματα και οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα περιγράφονται στο Κεφάλαιο 5.

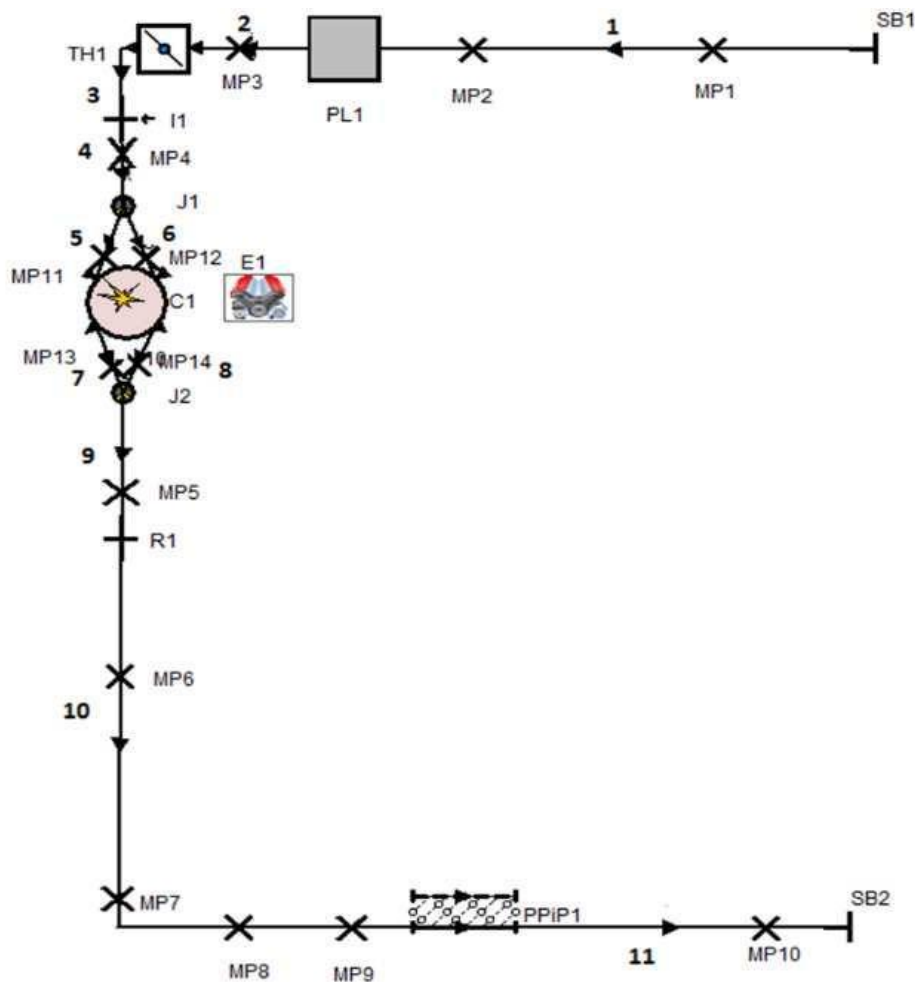
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΜΕΘΟΔΟΙ ΑΝΑΛΥΣΗΣ

2.1. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΥΠΟΒΑΘΡΟ - ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ AVL BOOST

Το λογισμικό AVL Boost χρησιμοποιήθηκε για τη μονοδιάστατη προσομοίωση ολόκληρης της διάταξης λειτουργίας της μηχανής εσωτερικής καύσης και τη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού της εισαγωγής καθώς έδινε πολύ γρήγορα αποτελέσματα για τις διαφορετικές γεωμετρίες που θέλαμε να δοκιμάσουμε. Στο συγκεκριμένο πρόγραμμα, εισάγονται όλα τα εξαρτήματα του κινητήρα, μαζί με τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά, όπως φαίνεται στην εικόνα 2.1.

Όπου SB=όριο συστήματος, MP=σημείο μέτρησης, PL=plenum, TH=πεταλούδα, I=εγχυτήρας, J=κόμβος, C=κύλινδρος, E=κινητήρας, R=περιοριστής, PPIP=περφορέ σωλήνας εντός σωλήνα.

Τα σημεία ενώνονται με τις γραμμές, οι οποίες αναπαριστούν τις σωληνώσεις του κινητήρα και τα βέλη πάνω στις γραμμές δηλώνουν την κατεύθυνση της ροής. Χαρακτηριστικά διακρίνεται η πολλαπλή εισαγωγής ανάντι του κυλίνδρου και η πολλαπλή εξαγωγή κατόντι του κυλίνδρου.



Εικόνα 2.1 - Διάταξη που προσομοιώθηκε στο AVL Boost

Η προσομοίωση δεν μπορεί να τρέξει για μια μόνο πλήρη περιστροφή του κινητήρα, οπότε επιλέχθηκε διάρκεια προσομοίωσης σε 10 πλήρεις περιστροφές του κινητήρα. Οι εμπειρικές συνθήκες λειτουργίας προσομοίωσης του κύκλου παρουσιάζονται στον πίνακα 2.1. Σε κάθε τμήμα σωλήνα εισέρχονται οι επικρατούσες συνθήκες. Οι συνθήκες 1,2 αφορούν την εισαγωγή και οι συνθήκες 3,4 αφορούν την εξαγωγή.

Πίνακας 2.1 - Τιμές αρχικοποίησης προσομοίωσης κύκλου

	Πίεση (<i>bar</i>)	Θερμοκρασία (<i>°C</i>)
1	0.97	24.85
2	0.95	24.85
3	1.1	826.85
4	1.05	626.85

Κάθε προσομοίωση καλύπτει ένα μεγάλο εύρος λειτουργίας του κινητήρα ξεκινώντας από 2000 RPM έως και τον κόφτη στροφών στις 11000RPM. Συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας (δεδομένα κατασκευαστή) χρησιμοποιήθηκαν για σύγκριση. Ένα σύνολο 24 σημείων οριοθετήθηκε στις προσομοιώσεις [παράρτημα A.1]. Όσον αφορά τις τριβές του κινητήρα, το λογισμικό δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να επιλέξει ένα εμπειρικό μοντέλο τριβής. Στην περίπτωση μας, επιλέχθηκε το μοντέλο [11] για διατάξεις κεφαλής με δύο εκκεντροφόρους. Ο προτεινόμενος τύπος λαδιού από τον κατασκευαστή για τον κινητήρα MC41E είναι SAE 10/W30. Ενδεικτικά, το συνολικό FMEP (μέση ενδεικνύμενη πίεση τριβής) προκύπτει:

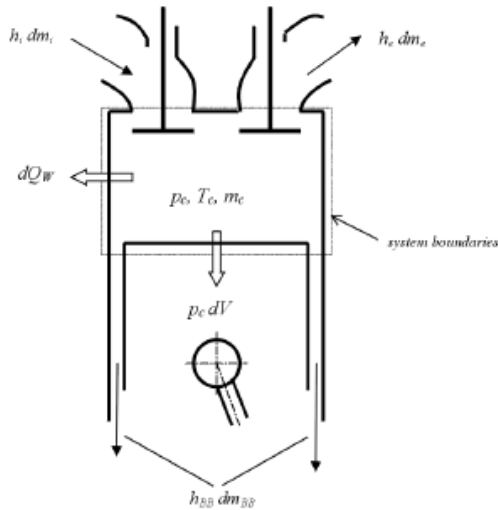
$$FMEP_{TOT} = (FMEP_{CS} + FMEP_P + FMEP_{VT} + FMEP_{AUX} + FMEP_{IP}) \cdot \left(\frac{v_{T_{oil}}}{v_{T_{oil}-90^{\circ}C}} \right)^{0.24} \quad (1)$$

Οι γενικές διαστάσεις του κινητήρα που εισάγονται στην καρτέλα του κυλίνδρου δίνονται στον πίνακα:

Πίνακας 2.2 – Χαρακτηριστικά Κυλίνδρου

Διάμετρος εμβόλου (mm)	Διαδρομή μπιέλας (mm)	Λόγος Συμπίεσης [-]	Μήκος μπιέλας (mm)	Offset πείρου πιστονιού (mm)	Κενό απαερίων (mm)	Μέση πίεση στροφαλοθαλάμου (bar)
76	55	10.7	103	0	0	1

Σύμφωνα με [1] και [43], η λειτουργία του λογισμικού βασίζεται στο ισοζύγιο ενέργειας με χρήση του πρώτου θερμοδυναμικού αξιώματος εντός του κυλίνδρου μιας μηχανής εσωτερικής καύσης, όπως απεικονίζεται στην εικόνα 1 και παρουσιάζεται στη σχέση (2). Επιπλέον, ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να επιλέξει από μια πληθώρα μοντέλων καύσης. Στη συγκεκριμένη περίπτωση χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο καύσης Vibe, που υπολογιστεί το ρυθμό έκλυσης θερμότητας στον κινητήρα.



Εικόνα 2.2 - Ισοζύγιο ενέργειας του κυλίνδρου [43]

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2)$$

Στην παραπάνω σχέση m_c είναι η μάζα του κυλίνδρου, u είναι η ειδική εσωτερική ενέργεια, α είναι η γωνία στροφαλοφόρου άξονα, p_c είναι η πίεση κυλίνδρου, V είναι ο όγκος κυλίνδρου, Q_F είναι η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου, Q_W είναι οι απώλειες θερμότητας των τοιχωμάτων εντός του κυλίνδρου, h_{BB} είναι η ενθαλπία των απαερίων, m_{BB} είναι η μάζα των απαερίων, dm_i είναι η μάζα αερίου που εισέρχεται στον κύλινδρο, dm_e είναι η μάζα αερίου που εξέρχεται από τον κύλινδρο, h_i είναι η ενθαλπία εισερχόμενης μάζας, h_e είναι η ενθαλπία εξερχόμενης μάζας, q_{ev} είναι η θερμότητα εξάτμισης του καυσίμου, f είναι το κλάσμα της θερμότητας εξάτμισης της γόμωσης και m_{ev} είναι η μάζα του εξατμισμένου καυσίμου.

Ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος για κύκλους υψηλής πίεσης ορίζει ότι η αλλαγή της εσωτερικής ενέργειας του κυλίνδρου είναι ίση με το άθροισμα του έργου του εμβόλου, της θερμότητας του καυσίμου, των απωλειών θερμότητας στα τοιχώματα του κυλίνδρου και της ροής ενθαλπίας εξαιτίας των απαερίων. Μαζί με την καταστατική εξίσωση αερίων, η εξίσωση (2) για την θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου μπορεί να επιλυθεί χρησιμοποιώντας τη μέθοδο Runge-Kutta. Έπειτα, υπολογίζεται και η πίεση κυλίνδρου.

Σχετικά με το μοντέλο απόπλυσης, επιλέχθηκε το μοντέλο τέλειου μίγματος. Η μέση σύνθεση των αερίων εντός του κυλίνδρου χρησιμοποιείται για τα αέρια εξαγωγής. Η πίεση κυλίνδρου, θερμοκρασία και σύσταση αερίου στην αρχή της υψηλής πίεσης τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής χρησιμοποιούνται σαν αρχικές συνθήκες, εισάγονται στην καρτέλα αρχικοποίησης κυλίνδρου και παρουσιάζονται στον πίνακα.

Πίνακας 2.3 – Αρχικοποίηση της αρχής της υψηλής πίεσης

Πίεση [bar]	Θερμοκρασία [° C]	Λόγος Αέρα/Καυσίμου [-]	Ατμός καυσίμου [-]	Προϊόντα καύσης[-]
4	926.85	13.54	0	1

Για τον υπολογισμό της καύσης επιλέχθηκε το μοντέλο καύσης μονής Vibe με σταθερές παραμέτρους για όλο το εύρος λειτουργίας των προσομοιώσεων. Η εισαγωγή χαρτογράφησης του εγκεφάλου δεν κρίθηκε απαραίτητη καθώς το ζητούμενο ήταν οι διακυμάνσεις της

απόδοσης ανάλογα με τις διαφορετικές γεωμετρίες εισαγωγής και εξαγωγής.

Πίνακας 2.4 – Αρχικοποίηση μοντέλου μονής Vibe

Αρχή Καύσης [°]	Διάρκεια καύσης [°]	Παράμετρος μορφής m [-]	Παράμετρος a [-]
702 (-18° BTDC)	53	2	6.9

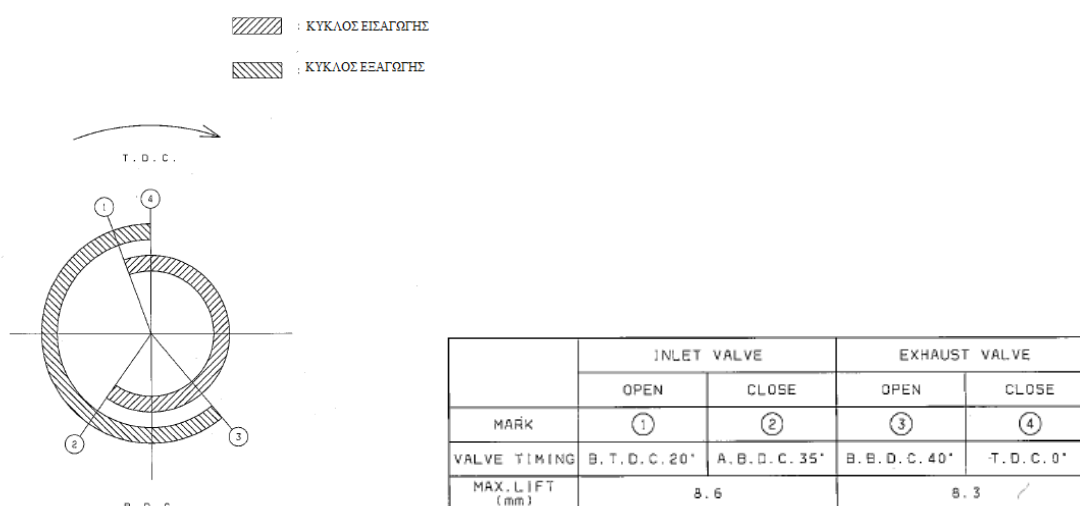
Το μοντέλο Vibe χρησιμοποιείται συχνά ώστε να υπολογιστούν εμπειρικά τα χαρακτηριστικά του ρυθμού έκλυσης θερμότητας του κινητήρα, με βάση τον τύπο $\frac{dx}{da} = \frac{a}{\Delta\alpha_0} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}}$ με $dx = \frac{dQ}{Q}$ και $y = \frac{a - a_o}{\Delta a_c}$. Στους παραπάνω τύπους Q είναι η

συνολική θερμότητα καυσίμου, a είναι η γωνία στροφαλοφόρου, a_o είναι η αρχή της καύσης, Δa_c είναι η διάρκεια καύσης, m είναι η παράμετρος μορφής και a είναι η παράμετρος Vibe που για συνολική καύση ισχύει $a = 6.9$. Το ολοκλήρωμα της Vibe δίνει το κλάσμα μάζας καυσίμου που έχει καεί από την αρχή της καύσης. $x = \int \frac{dx}{da} \cdot da = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}}$. Η μετάδοση

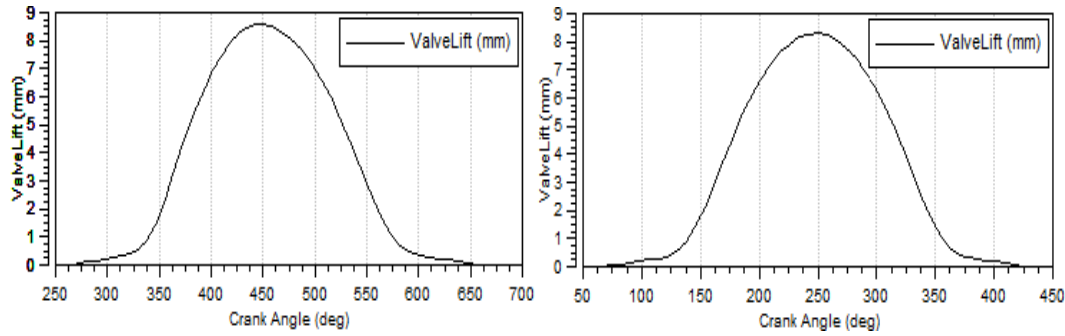
θερμότητας στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης υπολογίζεται από τον τύπο :

$$Q_{wi} = A_i \cdot a_w \cdot (T_c - T_{wi}),$$

όπου Q_{wi} είναι η ροή θερμότητας τοιχώματος, A_i είναι η επιφάνεια, a_w είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, T_c είναι η θερμοκρασία αερίου στον κύλινδρο, T_{wi} είναι η θερμοκρασία τοιχώματος. Για τον υπολογισμό του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, επιλέχθηκε μοντέλο κυλίνδρου Woschni 1978 με θυρίδες Zapf. Επιπρόσθετα, οι ιδιότητες των βαλβίδων εισήχθησαν στο μοντέλο. Ο κινητήρας MC41E διαθέτει 4 βαλβίδες ανά κύλινδρο, 2 εισαγωγής διατομής 30mm και 2 εξαγωγής διατομής 24mm. Τα χαρακτηριστικά λειτουργίας των βαλβίδων παρουσιάζονται στις εικόνες 2.3 και 2.4.



Εικόνα 2.3 – Έγκριση τύπου Honda



Εικόνα 2.4 – Βύθισμα βαλβίδων εισαγωγής (αριστερά) και εξαγωγής (δεξιά) AVL Boost

Με βάση αυτό το λογισμικό επιλέχθηκαν οι βασικές διαστάσεις της διάταξης εισαγωγής και υπολογίστηκε η πίεση και η ροή μάζας αέρα, ανάντι της βαλβίδας εισαγωγής, κατά τη διάρκεια όλου του χρόνου εισαγωγής.

Η ροή μάζας αέρα υπολογίζεται από τις εξισώσεις ισεντροπικής συμπίεσης ροής αερίου σε σωλήνα, εάν ληφθούν υπόψη οι ροϊκοί συντελεστές εντός του σωλήνα. Χρησιμοποιώντας την εξίσωση ενέργειας για σταθερή κατάσταση ροής, η παροχή του αέρα προκύπτει ως εξής:

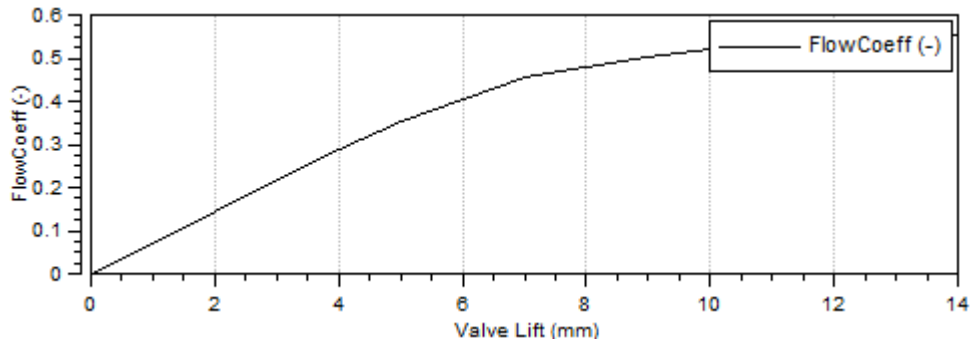
$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{o1}}} \cdot \psi \quad (3)$$

όπου A_{eff} είναι η ενεργή επιφάνεια ροής, p_{o1} είναι η στατική πίεση πριν τη βαλβίδα εισαγωγής, T_{o1} είναι η θερμοκρασία πριν τη βαλβίδα εισαγωγής, R_o είναι η σταθερά αερίου, ψ είναι συντελεστής που λαμβάνει υπ' όψιν τη συμπίεστικότητα του ρευστού.

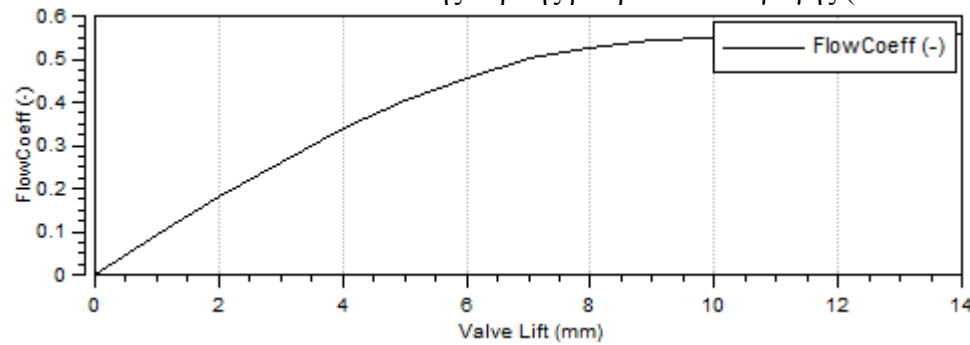
Η ενεργή επιφάνεια ροής μπορεί να προσδιοριστεί από μετρημένους συντελεστές ροής $\mu\sigma$

της AVL, σύμφωνα με τον τύπο $A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4}$,

όπου $\mu\sigma$ είναι ο συντελεστής ροής του αυλού και d_{vi} είναι η εσωτερική διατομή της βαλβίδας που ισούται με τη διατομή αυλού. Στις εικόνες 2.5 και 2.6 παρουσιάζονται οι εμπειρικοί συντελεστές εκροής στο μοντέλο του AVL Boost.



Εικόνα: 2.5 – Συντελεστής εκροής βαλβίδων εισαγωγής (AVL Boost)



Εικόνα: 2.6 - Συντελεστής εκροής βαλβίδων εξαγωγής (AVL Boost)

Η προσομοίωση της μονοδιάστατης ροής αερίου επιτυγχάνεται με την επίλυση των εξισώσεων διατήρησης μάζας, ενέργειας και ορμής, γνωστές και ως εξισώσεις Euler. Ενδεικτικά αναφέρεται η εξίσωση (4):

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U) \quad (4)$$

Όπου U είναι το διάνυσμα κατάστασης:

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot \bar{c}_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \\ \rho \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (5)$$

Και F είναι το διάνυσμα ροής σύμφωνα με τη σχέση (6):

$$F = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ u \cdot (E + p) \\ \rho \cdot u \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\text{Όπου: } E = \rho \cdot \bar{c}_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (7)$$

Επόμενο βήμα είναι η εισαγωγή των γεωμετρικών χαρακτηριστικών των σωληνώσεων του κινητήρα στο λογισμικό, τα οποία παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 2.5 – Διαστάσεις σωληνών και αρχικοποίηση

Σωλήνας	Μήκος Σωλήνα (mm)	Διάμετρος σωλήνα (mm)	Συντελεστής τριβής [-]	Θερμοκρασία Τοιχώματος (°C)	Συνθήκη Αρχικοποίησης
Σωλήνας 1	725	Μεταβλητή	0.019	26.85	1
Σωλήνας 2	61	Μεταβλητή	0.019	26.85	1
Σωλήνας 3	5	38	0.019	26.85	1
Σωλήνας 4	82	Μεταβλητή	0.019	26.85	2
Σωλήνας 5	70	26.4	0.019	26.85	2
Σωλήνας 6	70	26.4	0.019	26.85	2
Σωλήνας 7	20	20.4	0.019	126.85	3
Σωλήνας 8	20	20.4	0.019	126.85	3
Σωλήνας 9	40	34	0.019	126.85	3
Σωλήνας 10	1000	39	0.019	526.85	3
Σωλήνας 11	30	39	0.019	526.85	4

Οι πίνακες διατομών των σωληνών 1,2 και 4 παρατίθενται στον πίνακα 2.6:

Πίνακας 2.6 – Διάμετροι σωληνών εισαγωγής

Σωλήνας	Θέση X (mm)	Διάμετρος Y (mm)
Σωλήνας 1	0	81.91
	725	45.23
Σωλήνας 2	0	41.5
	61	38
Σωλήνας 4	0	38
	42	36
	82	36

2.2. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΥΠΟΒΑΘΡΟ – ΤΡΙΣΔΙΑΣΤΑΤΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΡΟΗΣ ΑΕΡΑ

Η υπολογιστική ανάλυση ροής ρευστού είναι ένα χρήσιμο εργαλείο που συνέβαλε στη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού της τελικής διάταξης εισαγωγής αέρα και στην προσομοίωση της θεωρητικής μέγιστης παροχής μάζας αέρα εντός της διάταξης. Ο στόχος της υπολογιστικής ανάλυσης εσωτερικής ροής αέρα ήταν η σύγκριση των αποτελεσμάτων της παροχής μάζας αέρα εντός της διάταξης από την μονοδιάστατη προσομοίωση με την τρισδιάστατη. Δεδομένης της επιλογής της γεωμετρίας διάταξης από τη μονοδιάστατη προσομοίωση, ένας επιπλέον σκοπός της ανάλυσης ήταν η βελτιστοποίηση σχεδιασμού του θαλάμου φίλτρου αέρα και του bellmouth της εισαγωγής, έτσι ώστε να μεγιστοποιηθεί η συνολική μάζα αέρα που διέρχεται ανάντι των βαλβίδων εισαγωγής.

Μεθοδολογία τρισδιάστατης προσομοίωσης

Για τη διεκπεραίωση της τρισδιάστατης προσομοίωσης χρησιμοποιήθηκαν οι βασικές συνθήκες ροής ανάντι των βαλβίδων εισαγωγής που εξάχθηκαν από το AVL Boost. Η τρισδιάστατη προσομοίωση των βαλβίδων και της κίνησης τους απαιτούσε αρκετά κατασκευαστικά στοιχεία που δεν ήταν διαθέσιμα, για αυτό χρησιμοποιήθηκαν τα δεδομένα από τη μονοδιάστατη ανάλυση.

Η δημιουργία του πλέγματος έγινε στο λογισμικό ANSA CFD και η επίλυση έγινε στο ANSYS CFX. Η μετα-επεξεργασία έγινε με το πρόγραμμα μΕΤΑ.

Ο επιλυτής χρησιμοποιεί τις εξισώσεις Navier-Stokes για την προσομοίωση της ροής. Οι Navier-Stokes εξισώσεις διέπουν τις τρισδιάστατες, ιζώδεις και θερμοαγώγιμες ροές. Αποτελούνται από έναν συνδυασμό εξισώσεων διατήρησης οι οποίες περιγράφουν τη σχέση ανάμεσα στις βασικές ροϊκές μεταβλητές, όπως η ταχύτητα, πίεση, θερμοκρασία και πυκνότητα του ρευστού. Οι τρεις από αυτές υπολογίστηκαν μετά την εφαρμογή του 2^{ου} νόμου του Νεύτωνα της κίνησης ρευστών και ονομάζονται διαφορετικά εξισώσεις ορμής. Στη συνέχεια, συμπληρώνονται από την εξίσωση διατήρησης μάζας, ή αλλιώς εξίσωση συνέχειας και την εξίσωση διατήρησης ενέργειας. Ο όρος εξισώσεις Navier-Stokes χρησιμοποιείται ως αναφορά στο συνδυασμό των παραπάνω εξισώσεων.

Συνέχεια:	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$
X-Ορμή:	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{R_e} \left[\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right]$
Y-Ορμή:	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{R_e} \left[\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right]$
Z-Ορμή	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{R_e} \left[\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right]$

Το μοντέλο k-ε χρησιμοποιήθηκε για την τύρβη, το οποίο περιλαμβάνει 2 εξισώσεις που υπολογίζουν ανεξάρτητα το τυρβώδες ιζώδες και μια κλίμακα μήκους. Οι 2 εξισώσεις συσχετίζουν την κινητική ενέργεια της τύρβης k και το ρυθμό σκέδασης ενέργειας ε. Το

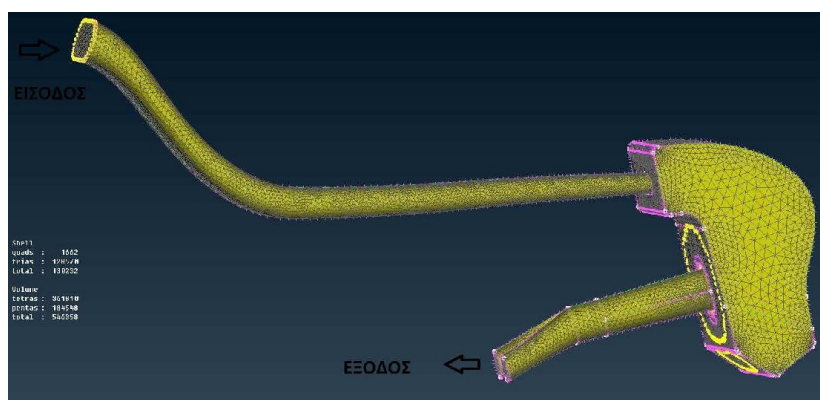
συγκεκριμένο μοντέλο έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως στη βιομηχανία, καθώς προσφέρει ορθότητα και ακρίβεια για ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών σε τυρβώδεις ροές.

Προσομοίωση ροής

Για την προ-επεξεργασία του μοντέλου της διάταξης εισαγωγής χρησιμοποιήθηκε τριεδρικό πλέγμα και το μήκος πλέγματος ορίστηκε σε 1mm. Ο ρυθμός ανάπτυξης κατά τη δημιουργία του πλέγματος επιλέχθηκε στο 1.2. Σχετικά με τη μοντελοποίηση του οριακού στρώματος των τοιχωμάτων της διάταξης, δημιουργήθηκαν 3 στρώματα. Εξαιτίας της χρήσης των συναρτήσεων τοιχώματος, η τιμή του y^+ ορίστηκε στο 30 και κρίθηκε κατάλληλη για την προσομοίωση.

Όπου $y^+ = \frac{u_* y}{\nu}$, u_* είναι η ταχύτητα τριβής του τοιχώματος, y είναι η απόσταση από το τοίχωμα και ν είναι το κινηματικό ιξώδες του ρευστού. $y^+ = 30$

Το ύψος του πρώτου οριακού στρώματος ορίστηκε σε 0.03mm και ο παράγοντας ανάπτυξης σε 1.2. Μετά τη δημιουργία του πλέγματος της πολλαπλής εισαγωγής, σειρά είχε η δημιουργία του πλέγματος όγκου, όπου επιλέχθηκε τετραεδρικός τύπος πλέγματος (εικόνα 2.7)



Εικόνα 2.7 - Πλέγμα τρισδιάστατης υπολογιστικής ανάλυσης.

Επιλυτής

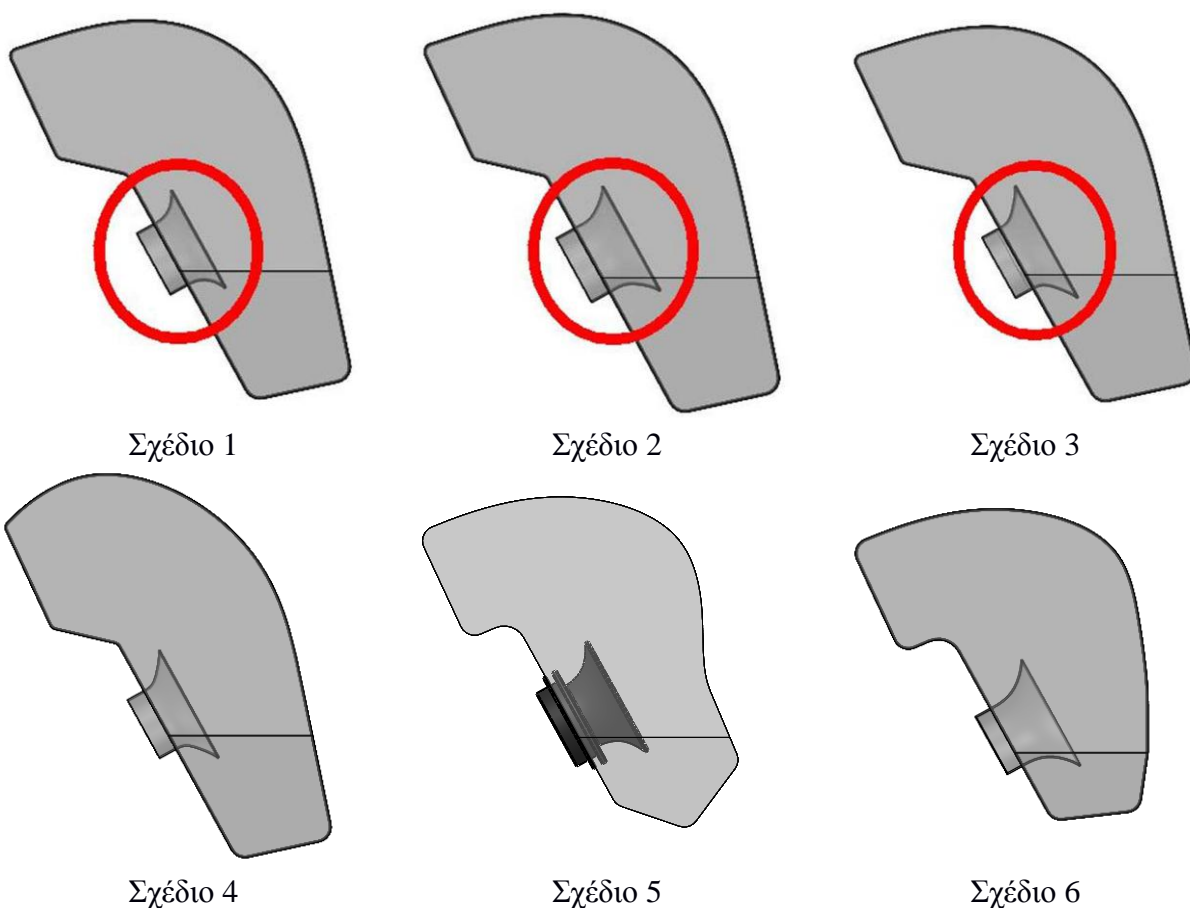
Η ροή αναλύθηκε μεταβατικά (transient RANS) για να προσομοιωθεί το σύνολο του χρόνου εισαγωγής. Ως προαπαιτούμενο, χρειάστηκε να προσομοιωθεί η λειτουργία σταθερής κατάστασης τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής στις 340 μοίρες στροφαλοφόρου (20 μοίρες πριν το ΑΝΣ) και το αποτέλεσμα της προσομοίωσης να χρησιμοποιηθεί ως πίνακας αρχικών τιμών στη μεταβατική ανάλυση ολόκληρου του χρόνου εισαγωγής. Η οριακή συνθήκη της εισαγωγής ορίστηκε στην ατμοσφαιρική πίεση και οι οριακές συνθήκες στην έξοδο ορίστηκαν από τις τιμές πίεσης εισαγωγής ανάντι των βαλβίδων εισαγωγής, όπως αυτές προέκυψαν από τη μονοδιάστατη ανάλυση στο AVL Boost (εικόνα 3).

Η διαδικασία έγινε για συγκεκριμένο φορτίο, στροφές της μηχανής, μήκος σωλήνα και διάταξη εξαγωγής. Οι συνθήκες που επιλέχθηκαν είναι στη στιγμή συντονισμού των κυμάτων και με τις τελικές γεωμετρίες, όπως αυτές παρουσιάζονται στον πίνακα 2.7.

Πίνακας 2.7 -Γεωμετρίες πολλαπλής εισαγωγής και εξαγωγής στην τρισδιάστατη προσομοίωση

Στροφές Κινητήρα (RPM)	Μήκος σωλήνα Ram-Air (mm)	Μήκος σωλήνα σε σχέση με διάμετρο (mm)	Μήκος εξαγωγής (mm)	Διάμετρος Εξαγωγής (mm)	Μήκος σιλανσιέ εξαγωγής (mm)	Διάμετρος σιλανσιέ εξαγωγής (mm)	Όγκος θαλάμου φίλτρου αέρα (l)
6000	725	0 73.21 725 45.23	1000	39	250	39	3.4

Μελετήθηκαν 6 διαφορετικά σχέδια θαλάμου του φίλτρου αέρα, όπως φαίνεται στην εικόνα 6, καθώς σύμφωνα με το βιβλίο [13], ο σχεδιασμός αυτού του θαλάμου είναι σημαντικός για την απόδοση του κινητήρα. Τα σχέδια θαλάμου του φίλτρου αέρα 1,2,3 διαφέρουν στις γεωμετρίες ακροστομιών που τονίζονται στην εικόνα 2.8 με κόκκινο κύκλο.



Εικόνα 2.8 – Γεωμετρίες θαλάμου plenum που προμοιώθηκαν

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΕΡΕΥΝΗΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

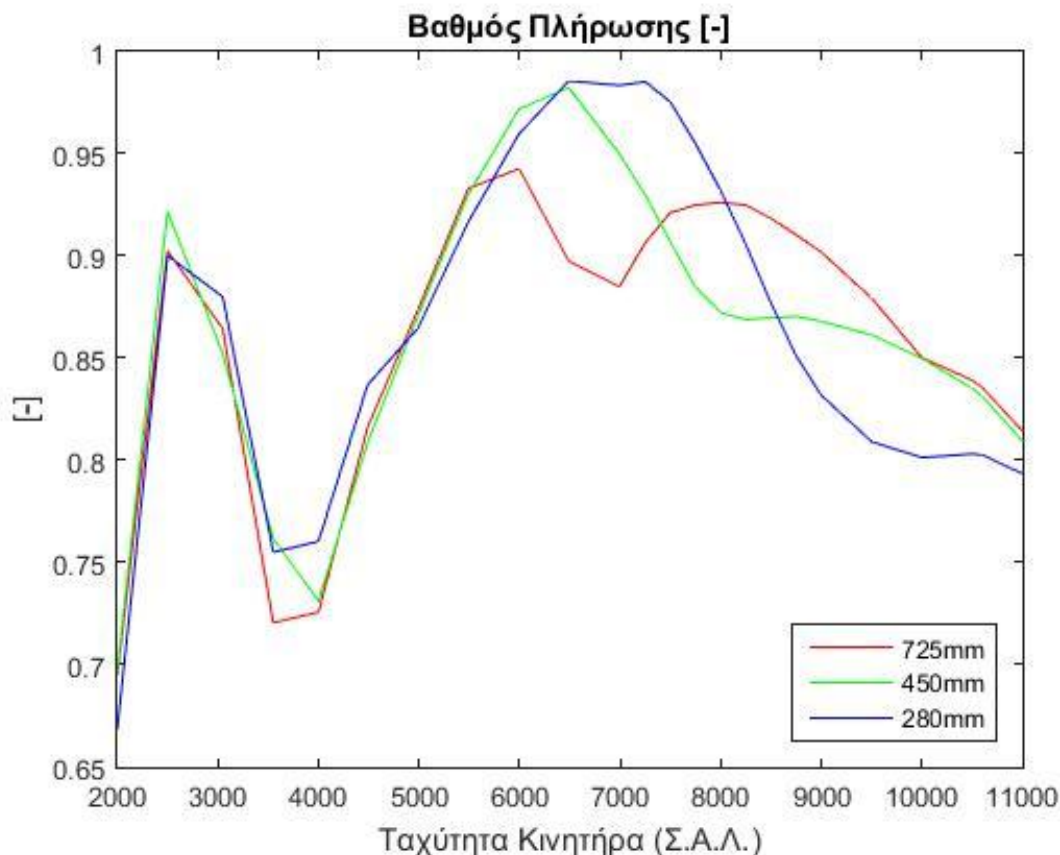
3.1. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

3.1.1 Βαθμός Πλήρωσης

Μελετήθηκαν διάφορες γεωμετρίες σωλήνα εισαγωγής και θαλάμου plenum με στόχο τη βελτιστοποίηση του βαθμού πλήρωσης της Μ.Ε.Κ. στο εύρος 6000-10000 RPM καθώς και την επίτευξη συντονισμού των κυμάτων πίεσης στις 6000 RPM για την καλύτερη απόκριση του κινητήρα και τη μεγιστοποίηση της ροπής στρέψης σε αυτό το σημείο, καθώς θεωρήθηκε ότι κατά τον αγώνα ο κινητήρας δε θα έπρεπε να λειτουργεί κάτω από αυτό το σημείο. Παράλληλα με κάθε γεωμετρία πολλαπλής εισαγωγής, μελετήθηκε η επίδραση της γεωμετρίας πολλαπλής εξαγωγής στην επίτευξη του στόχου.

3.1.1.1 Σωλήνας εισαγωγής (Ram-air pipe)

Το μήκος του σωλήνα Ram-air κυμάνθηκε από 280mm έως 725mm. Η διατομή της κάθε γεωμετρίας τέθηκε γραμμική φθίνουσα με το μήκος του, για να διατηρηθεί η επιτρεπόμενη εργονομία της μοτοσυκλέτας. Το ανοιχτό άκρο του σωλήνα έχει πάντα διατομή 73.21mm. Καταλήγοντας στο θάλαμο plenum, η διατομή είναι 45.23mm. Στην επόμενη εικόνα, εμφανίζεται η διαφοροποίηση του βαθμού πλήρωσης με σταθερό όγκο plenum και σταθερές μεταβλητές σωλήνα εξαγωγής.



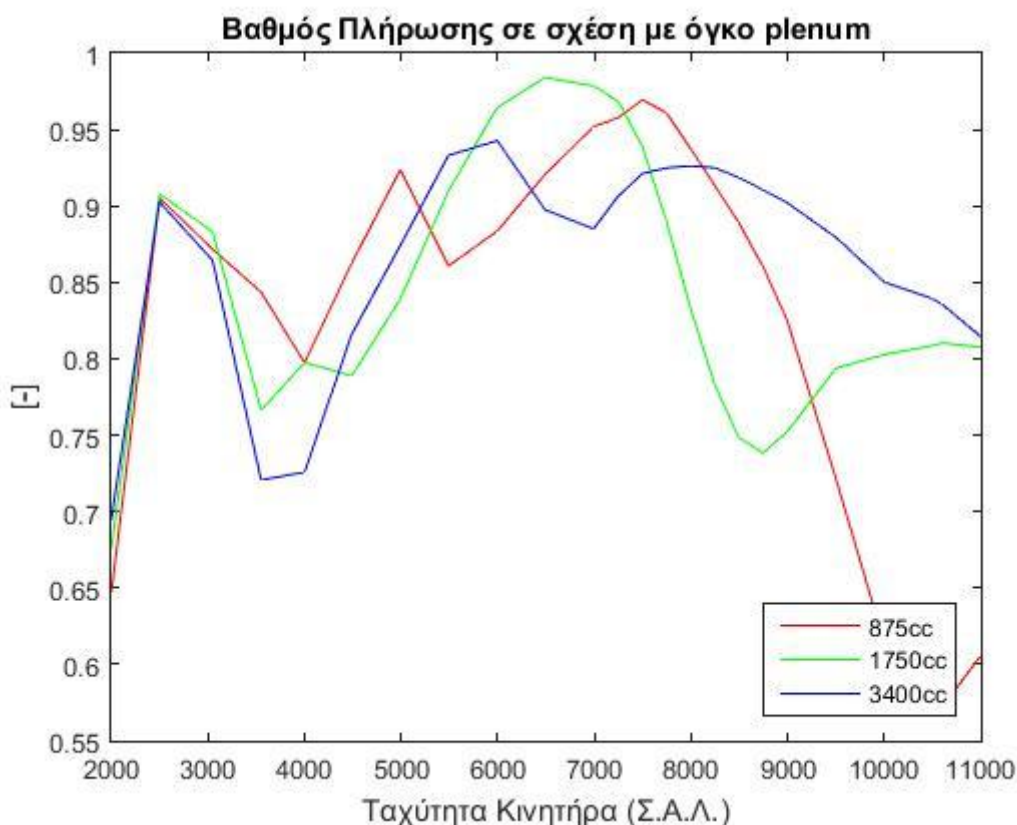
Εικόνα 3.1 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με μήκος σωλήνα εισαγωγής

Όπως παρατηρείται στην παραπάνω εικόνα, όσο μεγαλύτερο είναι το μήκος του σωλήνα εισαγωγής, τόσο μικρότερη είναι η διακύμανση του βαθμού πλήρωσης στο επιθυμητό εύρος στροφών. Ο κοντύτερος σωλήνας εισαγωγής 280mm τείνει να προσφέρει μεγαλύτερες τιμές βαθμού πλήρωσης σε ένα μικρό εύρος στροφών από 6000-8000 RPM, όμως οι τιμές μειώνονται ραγδαία στις υψηλές στροφές από 8000-11000 RPM. Ο μεσαίος σωλήνας εισαγωγής 450mm προσφέρει μικρότερη μέγιστη τιμή βαθμού πλήρωσης από τον κοντύτερο σωλήνα 280mm, όμως εμφανίζει βελτιωμένες τιμές βαθμού πλήρωσης στο άνω άκρο των στροφών. Τέλος, ο μακρύτερος σωλήνας εισαγωγής 725mm προσφέρει τη μικρότερη μέγιστη τιμή βαθμού πλήρωσης σε σχέση με τους κοντύτερους. Αξίζει να σημειωθεί, ότι παρουσιάζει τη γραμμικότερη καμπύλη τιμών, παράλληλα με τη μικρότερη διακύμανση στον βαθμό πλήρωσης σε όλο το επιθυμητό φάσμα λειτουργίας του κινητήρα, αφού υπερτερεί εμφανώς στις υψηλές στροφές λειτουργίας.

Στον τελικό σχεδιασμό του σκελετού της μοτοσυκλέτας, αποδείχτηκε πως ο σωλήνας εισαγωγής έπρεπε να είναι μακρύς, στα 725mm, καθώς εκτός των προαναφερθέντων λόγων συμβάδιζε επιτυχώς με την εργονομία της μοτοσυκλέτας.

3.1.1.2 Θάλαμος plenum

Εφόσον χρειάστηκε να κατασκευαστεί ο μακρύς σωλήνας εισαγωγής και εξαλείφθηκε σαν μεταβλητή του προβλήματος, η μόνη παράμετρος της διάταξης εισαγωγής που έκρινε την τελική γεωμετρία είναι ο όγκος και το σχήμα του θαλάμου plenum. Στη μονοδιάστατη προσομοίωση, ο θάλαμος plenum θεωρείται ως ένα σφαιρικό δοχείο με μόνη μεταβλητή την τιμή του όγκου του. Η βελτιστοποίηση του σχήματος διεκπεραιώθηκε με τη χρήση της τρισδιάστατης ανάλυσης εσωτερικής ροής αέρα. Στην παρακάτω εικόνα, παρουσιάζεται η επίδραση διαφορετικών τιμών όγκου θαλάμου plenum στο βαθμό πλήρωσης.



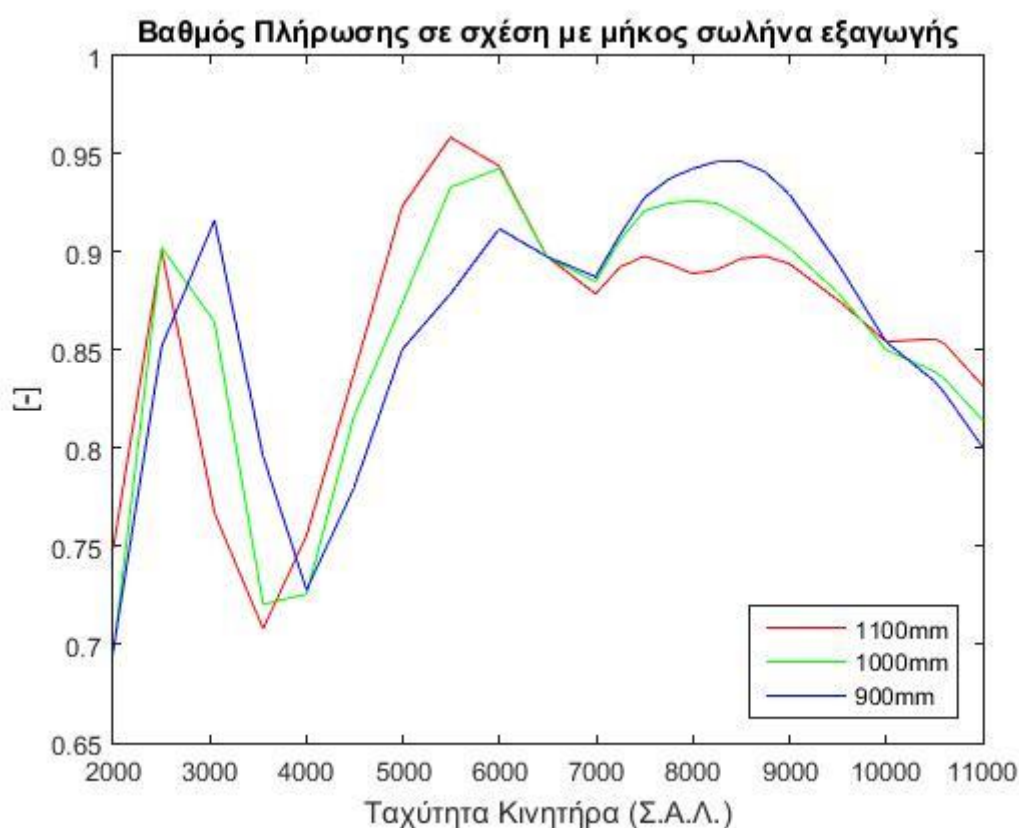
Εικόνα 3.2 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με όγκο θαλάμου plenum

Η επιλογή θαλάμου plenum με όγκο 3400cc ήταν εμφανής. Όσο αυξάνεται ο όγκος του θαλάμου plenum, οι τιμές βαθμού πλήρωσης στις υψηλές στροφές κινητήρα βελτιώνονται. Η συγκεκριμένη μεταβλητή δεν παρουσίασε μεγάλες διαφορές στις μέγιστες τιμές, όμως η διαφορά που υπάρχει σε σχέση με μικρότερο όγκο plenum από τις 8000 RPM και μέχρι τον κόφτη του κινητήρα στις 11000 RPM έκανε επιτακτική την επιλογή του μεγαλύτερου όγκου θαλάμου plenum.

3.1.1.3. Σωλήνας εξαγωγής

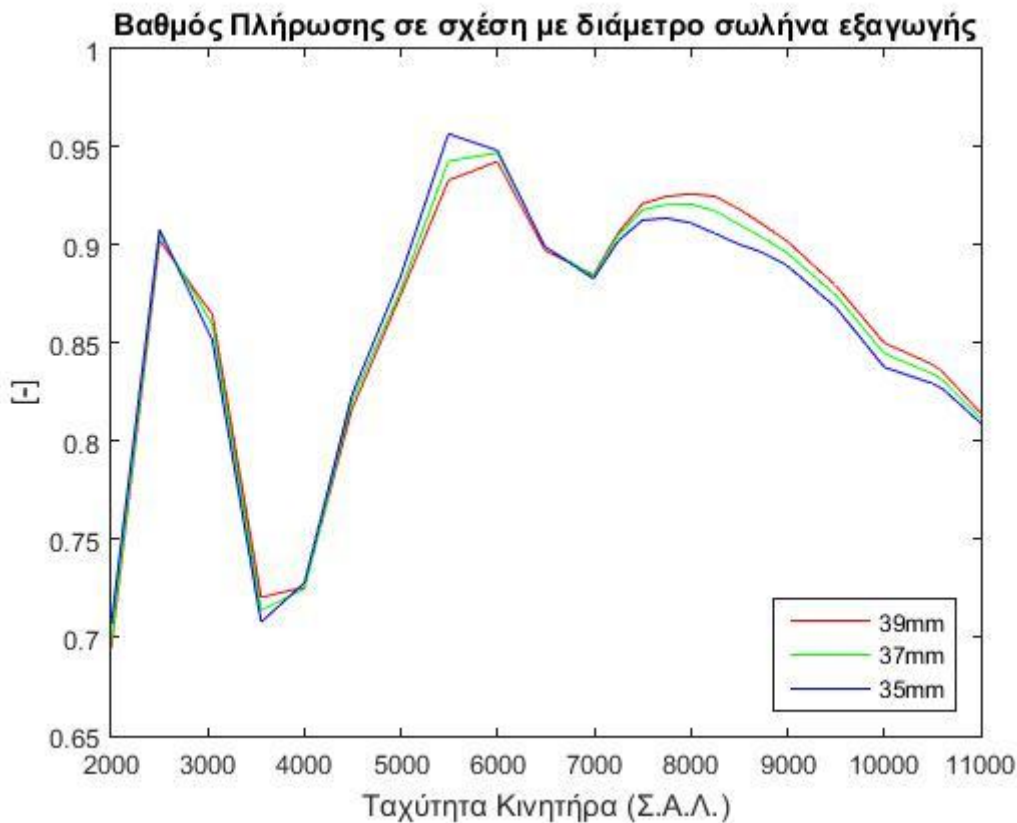
Όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 1, η αλληλεπίδραση μεταξύ των πολλαπλών εισαγωγής και εξαγωγής είναι ζωτικής σημασίας για την ομαλή λειτουργία του κινητήρα και την αύξηση της απόδοσής του. Πολλαπλές προσομοιώσεις διεκπεραιώθηκαν με βάση διαφορετικές γεωμετρίες πολλαπλής εξαγωγής, ώστε να επωφεληθεί η λειτουργία του κινητήρα και να υπογραμμιστεί η σημασία εξέλιξης της πολλαπλής εισαγωγής τύπου ram-air.

Οι παρακάτω εικόνες δείχνουν την αλλαγή που επιφέρει το διαφορετικό μήκος σωλήνα εξαγωγής με σταθερή διάμετρο, αλλά και η διαφορετική διατομή του σωλήνα εξαγωγής με σταθερό μήκος.



Εικόνα 3.3 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με μήκος σωλήνα εξαγωγής

Η εικόνα 3.3 επιβεβαιώνει τη θεωρία που πρεσβεύει πως οι κοντύτερες πολλαπλές εξαγωγής τείνουν να αποδίδουν καλύτερα στις υψηλές στροφές κινητήρα [14]. Από την άλλη, μια μακρύτερη πολλαπλή εξαγωγής είναι πιο αποδοτική στο χαμηλότερο φάσμα στροφών, εμφανίζοντας μεγαλύτερο βαθμό πλήρωσης μέχρι τις 7200 RPM.



Εικόνα 3.4 – Βαθμός πλήρωσης σε σχέση με διατομή σωλήνα εξαγωγής

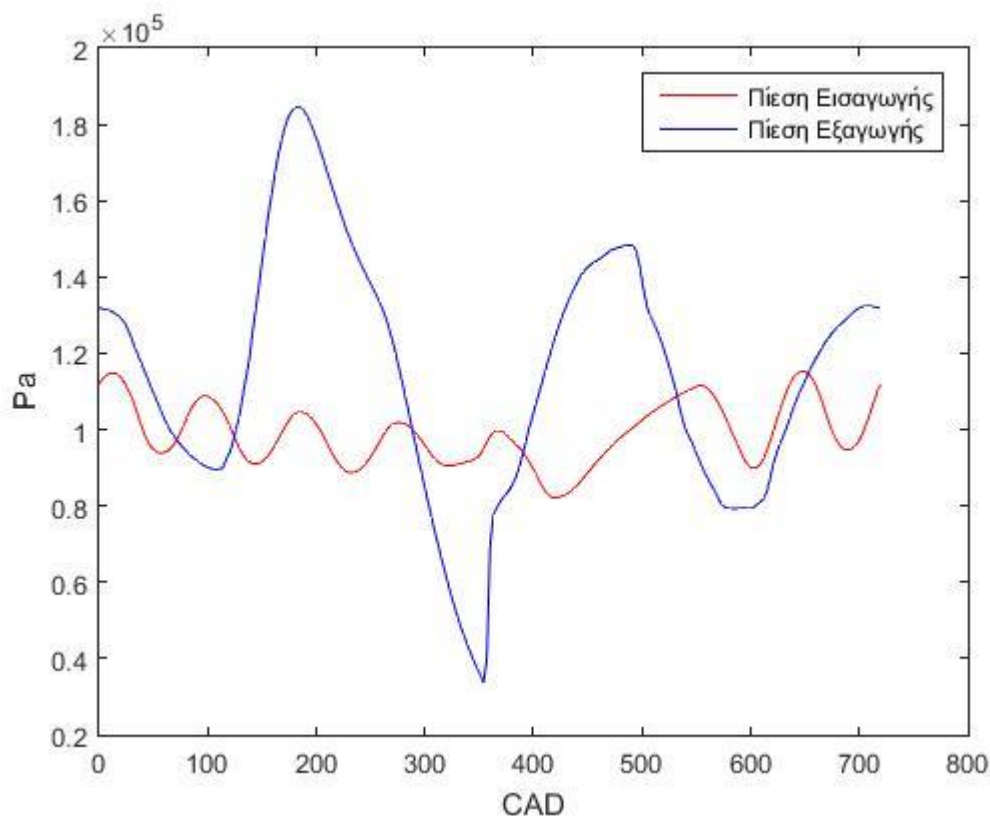
Η εικόνα 3.4 δείχνει πως μια αύξηση στη διάμετρο του σωλήνα της πολλαπλής εξαγωγής αυξάνει την τιμή του βαθμού πλήρωσης στις υψηλές στροφές, ενώ στις χαμηλές στροφές αποδίδει καλύτερα μια μικρότερης διαμέτρου πολλαπλή εξαγωγής.

Η γεωμετρία εξαγωγής που επιλέχθηκε ως η πιο αποδοτική ήταν μήκους 1000mm και διαμέτρου 39mm. Ωστόσο, στην πράξη η συγκεκριμένη γεωμετρία δεν ικανοποίησε με την απόδοσή της, αφού η απόκριση του γκαζιού στις χαμηλές και μεσαίες στροφές του κινητήρα κρίθηκε ανεπαρκής. Η πολλαπλή εξαγωγής που κατασκευάστηκε έχει μήκος 1000mm και αρχική σταθερή διατομή 35mm, όση είναι και η διατομή του αυλού εξαγωγής στο τέλος του. Η διατομή της παραμένει σταθερή μέχρι τη μέση της πολλαπλής, από όπου και έπειτα αρχίζει σταδιακά να αυξάνει μέχρι το τέλος της που είναι 39mm. Αυτό έγινε για να διατηρηθεί η καλή απόκριση του κινητήρα στις χαμηλές και μεσαίες στροφές, με τίμημα την ελαφρώς μειωμένη απόδοση στις υψηλές στροφές.

3.1.2 Συντονισμός κυμάτων

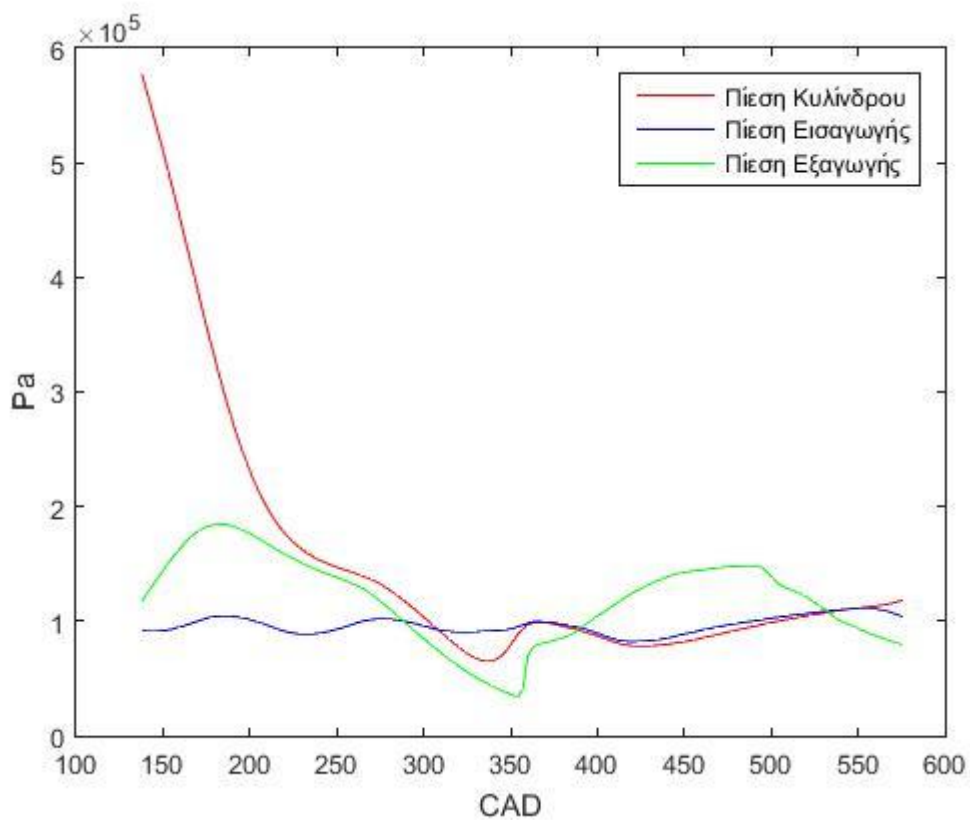
Η συχνότητα συντονισμού επηρεάζει έντονα το βαθμό πλήρωσης μιας Μ.Ε.Κ.. Παρατηρήθηκε ότι οι κορυφές στις καμπύλες του βαθμού πλήρωσης αντανακλώνται από τα θετικά κύματα πίεσης ανάντι των βαλβίδων εισαγωγής, οπότε και επιτυγχάνεται το φαινόμενο του συντονισμού. Παρακάτω, εμφανίζονται τα διαγράμματα κυμάτων πίεσης εισαγωγής και εξαγωγής, καθώς και τα ίδια διαγράμματα μαζί με το ίχνος πίεσης κυλίνδρου στις 6000 RPM , στις 7200 RPM και στις 8700 RPM

Στις 6000 RPM (εικόνα 3.5) παρατηρείται το θετικό κύμα πίεσης εισαγωγής τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής στις 340 ° (CAD). Η συνολική πτώση πίεσης είναι της τάξης του 25% της ατμοσφαιρικής και προς το τέλος του χρόνου εισαγωγής, δηλαδή μέχρι τις 575°, η αύξηση της πίεσης είναι περίπου στο 20% της ατμοσφαιρικής. Αξίζει να αναφερθεί, πως όσο μεγαλύτερη είναι η πίεση εισαγωγής κοντά στο τέλος του χρόνου εισαγωγής, τόσο αυξάνεται η πίεση κυλίνδρου, οπότε τόσο πιο αποδοτικός είναι ο συγκεκριμένος χρόνος εισαγωγής [4]. Παρατηρώντας το κύμα πίεσης εξαγωγής, φαίνεται ένα μικρό αρνητικό κύμα στη μέση του χρόνου εξαγωγής (140-360°), το οποίο όμως δεν επηρεάζει συνολικά το συντονισμό που δημιουργείται. Αυτό δικαιολογείται, εφόσον η πίεση εξαγωγής είναι πολύ μικρότερη της ατμοσφαιρικής πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ και πριν ξεκινήσει ο χρόνος εισαγωγής.



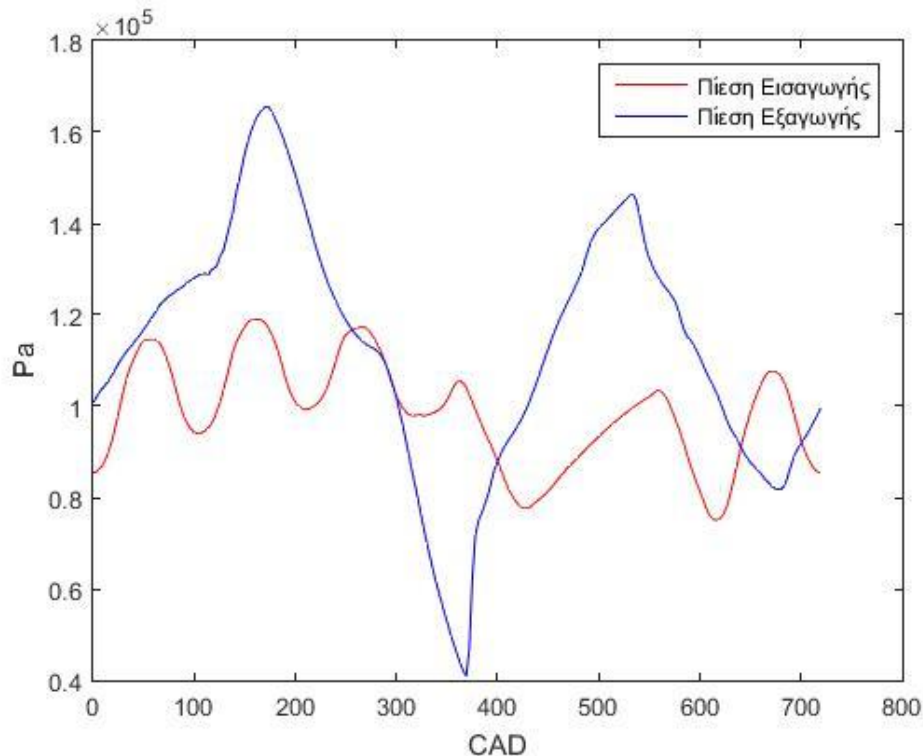
Εικόνα 3.5 – Κύματα πίεσης εισαγωγής – εξαγωγής στις 6000 RPM

Όπως δείχνει η εικόνα 3.6, ο συντονισμός στην εξαγωγή έχει ως αποτέλεσμα την μειωμένη πίεση κυλίνδρου πριν το IVO στις 340°. Η θετική διαφορά ανάμεσα στις πιέσεις εισαγωγής και κυλίνδρου επιβεβαιώνει τον αποδοτικό συνολικά κύκλο.

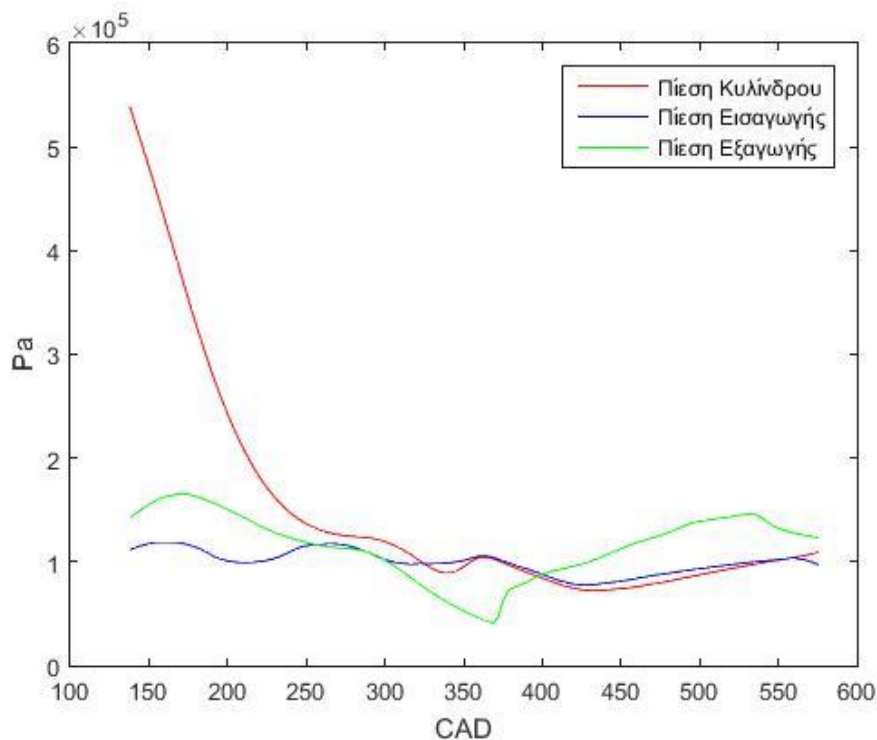


Εικόνα 3.6 – Ίχνος πίεσης κυλίνδρου - εισαγωγής – εξαγωγής στις 6000 RPM

Στις 7200 RPM, παρατηρείται το επίσης θετικό κύμα πίεσης εισαγωγής, αν και στη συγκεκριμένη περίπτωση η συνολική αύξηση της πίεσης εισαγωγής δεν είναι τόσο μεγάλη όσο στις 6000 RPM (εικόνα 3.7). Ο συντονισμός στην εξαγωγή δεν είναι τόσο αποδοτικός, αφού εμφανίζεται μεγαλύτερο αρνητικό κύμα από τη μέση του χρόνου και μετά. Όμως, η πίεση κυλίνδρου συνεχίζει να είναι μικρότερη της πίεσης εισαγωγής στο IVO (εικόνα 3.8), οπότε θεωρείται συνολικά αποδοτικός κύκλος και εδώ.

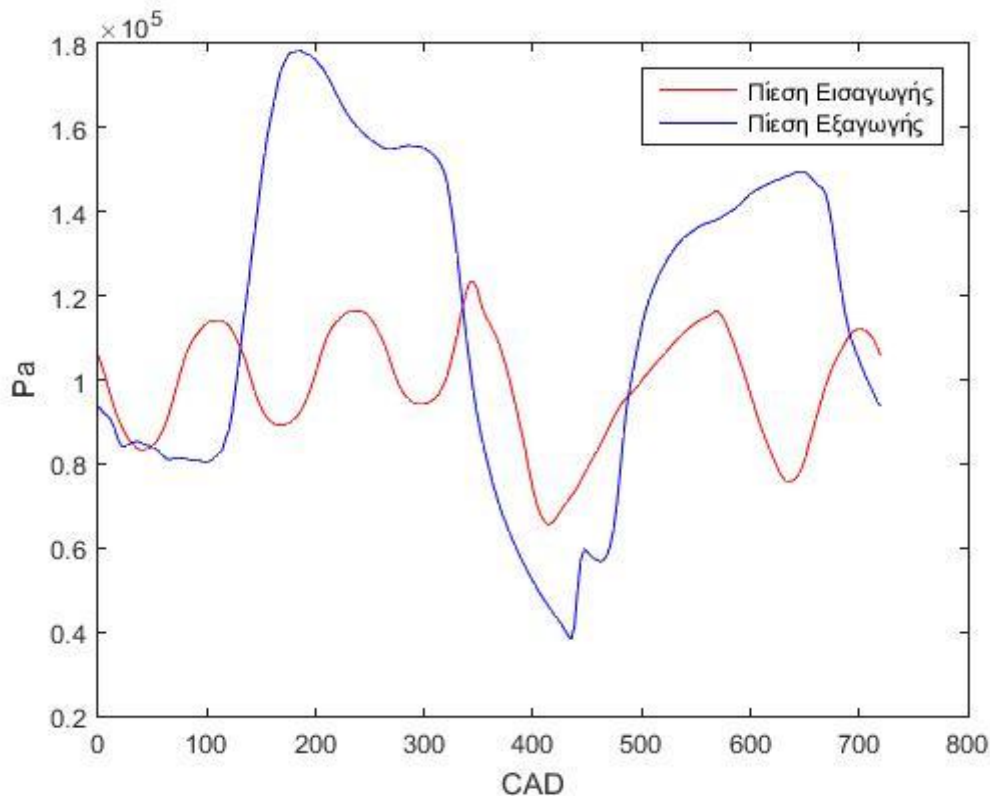


Εικόνα 3.7 – Κύματα πίεσης εισαγωγής – εξαγωγής στις 7200 RPM

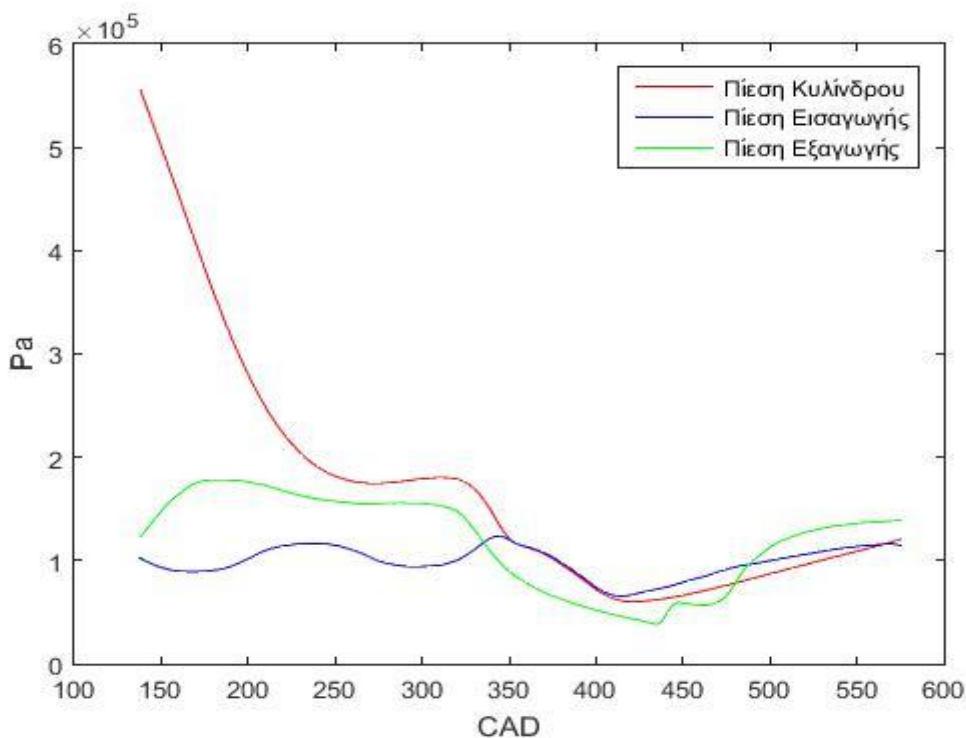


Εικόνα 3.8 – Ίχνος πίεσης κυλίνδρου - εισαγωγής – εξαγωγής στις 7200 RPM

Στις 8700 RPM υπάρχει συντονισμός στην εισαγωγή, αφού το κύμα είναι και εδώ θετικό στο χρόνο IVO (εικόνα 3.9). Η διάταξη της συγκεκριμένης πολλαπλής εξαγωγής, όμως, δεν διευκολύνει τη λειτουργία της πολλαπλής εισαγωγής, αφού το αρνητικό κύμα αυτή τη φορά δεν μπορεί να ρίξει την πίεση κυλίνδρου κάτω από την ατμοσφαιρική, ώστε να είναι απόλυτα επιτυχής η απόπλυση των καυσαερίων του κυλίνδρου (εικόνα 3.10). Συνεπώς, ο συγκεκριμένος κύκλος δε θεωρείται αποδοτικός.



Εικόνα 3.9 – Κύματα πίεσης εισαγωγής – εξαγωγής στις 8700 RPM



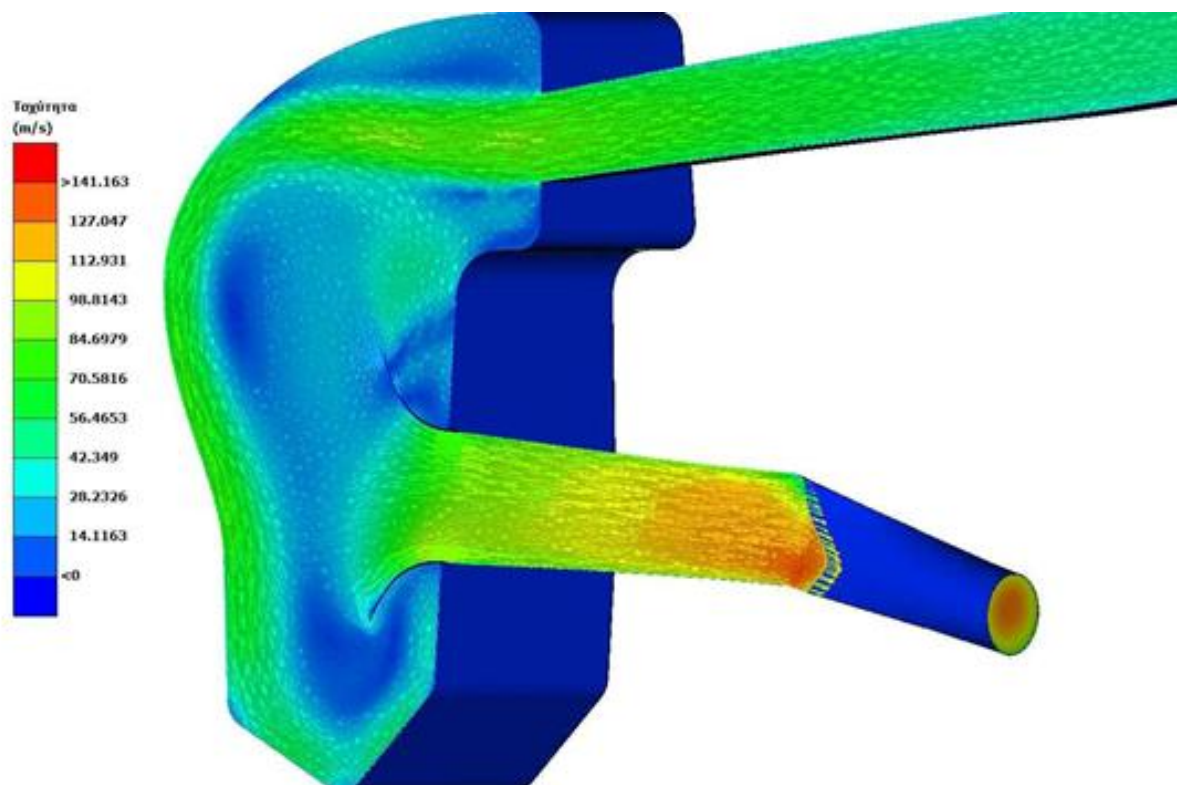
Εικόνα 3.10 – Ίχνος πίεσης κυλίνδρου - εισαγωγής – εξαγωγής στις 8700 RPM

3.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΤΡΙΣΔΙΑΣΤΑΤΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΡΟΗΣ ΑΕΡΑ

Οι τιμές σχετικής πίεσης που χρησιμοποιήθηκαν για την τρισδιάστατη προσομοίωση εξάχθηκαν από το αποτέλεσμα της μονοδιάστατης προσομοίωσης και παρουσιάζονται στον πίνακα του παραρτήματος Α.2. Για αυτές τις συνθήκες, το λογισμικό μονοδιάστατης προσομοίωσης υπολογίζει τη συνολική εισερχόμενη μάζα αέρα στο χρόνο εισαγωγής σε $3.111e-04$ Kg.

Η προσομοίωση έδωσε τις ταχύτητες ροής σε όλο τον όγκο της διάταξης (εικόνα 3.11) και βρέθηκε ότι η μέγιστη συνολική μάζα αέρα που διέρχεται από το τέλος του αυλού εισαγωγής, μετά το θάλαμο φίλτρου αέρος (ακριβώς πριν τις βαλβίδες), σε όλο το χρόνο προσομοίωσης, για τη βέλτιστη γεωμετρία είναι ίση με 3.75×10^{-4} kg. Η τιμή αυτή είναι μεγαλύτερη από αυτή που υπολογίστηκε στην μονοδιάστατη ανάλυση της ροής και η διαφορά οφείλεται στη λεπτομέρεια προσομοίωσης του θαλάμου του φίλτρου αέρα όπου στην μονοδιάστατη ανάλυση λαμβάνεται υπόψη μόνο ο όγκος του και κάποια βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά, ενώ στην τρισδιάστατη ανάλυση προσομοιώνεται η ακριβής του γεωμετρία. Θεωρείται περισσότερο βάσιμο το αποτέλεσμα της τρισδιάστατης προσομοίωσης, αφού λαμβάνει υπόψη τη συνολική σχεδίαση της διάταξης. Η μονοδιάστατη προσομοίωση θεωρεί το θάλαμο φίλτρου αέρα ως εξιδανικευμένο στρογγυλό δοχείο όγκου αέρα.

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την τρισδιάστατη προσομοίωση εσωτερικής ροής αέρα για κάθε σχέδιο plenum και ακροστομίου παρουσιάζονται στον πίνακα 3.1.

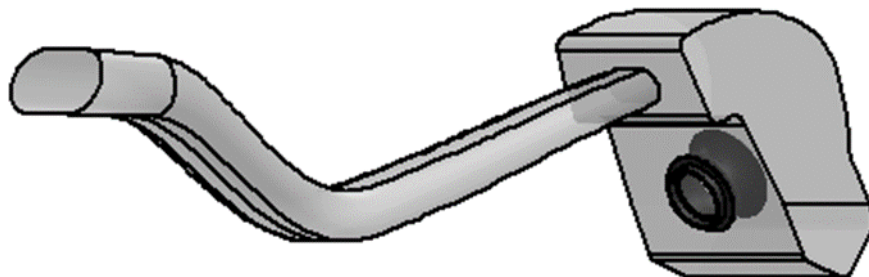


Εικόνα 3.11 - Υπολογισμένο πεδίο ταχυτήτων στη διάταξη εισαγωγής

Πίνακας 3.1 – Συνολική ροή μάζας αέρα από ANSYS CFX

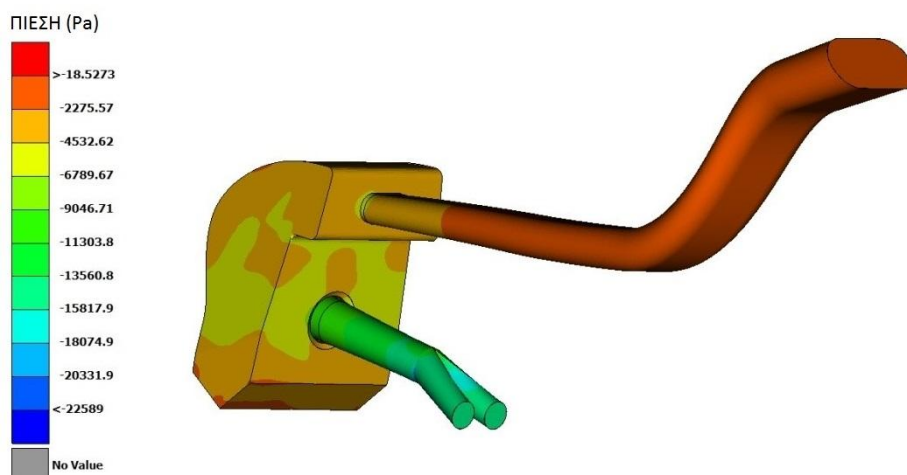
Σχέδιο	1	2	3	4	5	6
Συνολική μάζα αέρα (Kg)	3.6813e-04	3.6688e-04	3.6919e-04	3.7106e-04	3.7542e-04	3.7292e-04

Φαίνεται ότι η βέλτιστη διάταξη είναι η 5, που δίνει τη μέγιστη συνολική μάζα αέρα, γιατί όσο μεγαλύτερη είναι η ποσότητα του αέρα που μπαίνει στον κύλινδρο, τόσο μεγαλύτερος θα είναι και ο βαθμός πλήρωσης και τόσο περισσότερη ισχύ θα δώσει ο κινητήρας για τις συνθήκες όπου έγινε η προσομοίωση. Αυτό συνέβη καθώς για τη διάταξη του θαλάμου φίλτρου αέρα 5, παρατηρήθηκε μεγαλύτερη πίεση κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Το παραπάνω συμπεραίνεται εξετάζοντας τα προφίλ πίεσης που παρουσιάζονται στη συνέχεια και εξάχθηκαν από τη τρισδιάστατη προσομοίωση της ροής.



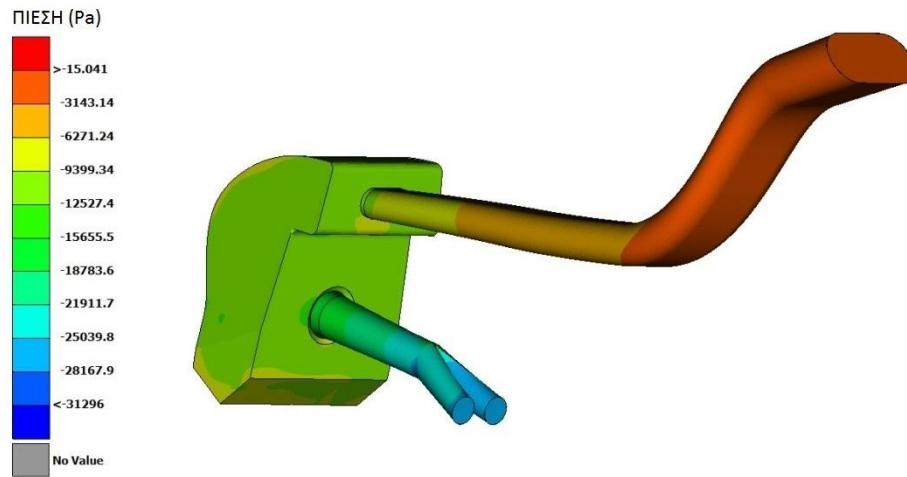
Εικόνα 3.12 – Τελική γεωμετρία πολλαπλής εισαγωγής (Ram-air intake manifold)

Στην εικόνα 3.13, που αφορά την αρχή του χρόνου εισαγωγής, παρατηρείται ότι η πίεση πριν τη βαλβίδα, στο τέλος των αυλών εισαγωγής έχει μειωθεί σε πολύ μικρό ποσοστό σε σύγκριση με την οριακή συνθήκη στην είσοδο της διάταξης εισαγωγής (ατμοσφαιρική πίεση).



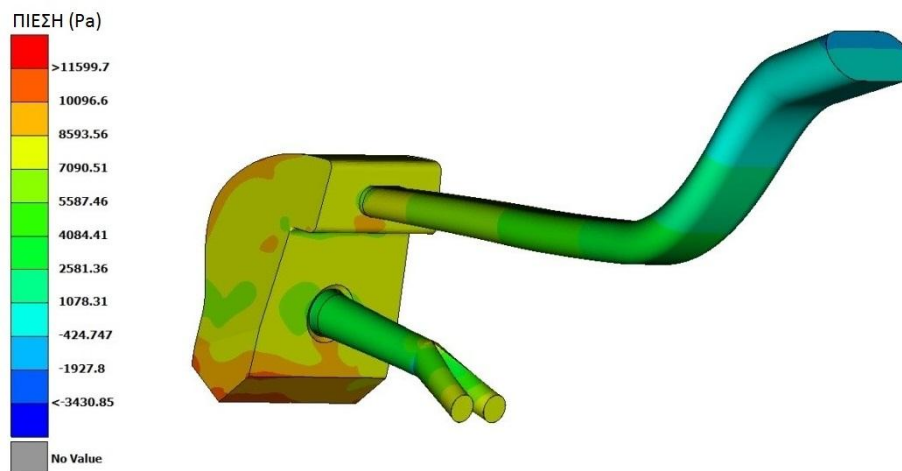
Εικόνα 3.13 - Σχετική πίεση στις 340°.

Στη συνέχεια και καθώς βρισκόμαστε στη μέση του χρόνου εισαγωγής, η αναρρόφηση που δημιουργείται από την κίνηση του εμβόλου προς το κάτω νεκρό σημείο, μεγιστοποιεί την πτώση πίεσης, όπως φαίνεται στην εικόνα 3.14.



Εικόνα 3.14 - Σχετική πίεση στις 415°.

Προς το τέλος του χρόνου εισαγωγής, όπου η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει σταδιακά, παρατηρείται αύξηση της πίεσης όλου του όγκου ελέγχου σε σχέση με τα προηγούμενα χρονικά βήματα, όπως φαίνεται στην εικόνα 3.15. Κατά τους [4] όσο μεγαλύτερη είναι η αύξηση της πίεσης σε αυτό το στάδιο, τόσο περισσότερο επωφελείται η απόδοση του κινητήρα.



Εικόνα 3.15 - Σχετική πίεση στις 575°.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ

Τα καλούπια της πολλαπλής εισαγωγής δημιουργήθηκαν με τη χρήση ταχείας πρωτοτυποποίησης στα εργαστήρια του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών.



Εικόνα 4.1 – Διάταξη εισαγωγής αέρα από πολυκαρβονικό υλικό

Για περαιτέρω εξοικονόμηση βάρους, ο σωλήνας εισαγωγής κατασκευάστηκε από ανθρακόνημα και η τελική του μορφή παρουσιάζεται στην εικόνα 4.2. Περισσότερα για την κατασκευή μερών της μοτοσυκλέτας περιγράφονται στην εργασία [44].



Εικόνα 4.2 – Σωλήνας εισαγωγής από ανθρακόνημα

Το φίλτρο αέρα τοποθετήθηκε εντός του θαλάμου plenum, όπως φαίνεται στην εικόνα 4.3.



Εικόνα 4.3 – Θάλαμος plenum σε πλάγια τομή

Στην εικόνα 4.4, η πολλαπλή εισαγωγής έχει εφαρμοστεί πάνω στη μοτοσυκλέτα.



Εικόνα 4.4 – Εφαρμογή της διάταξης εισαγωγής πάνω στην μοτοσυκλέτα

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 – ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΕΥΝΑ

Ο κύριος στόχος της διπλωματικής εργασίας ήταν η βελτίωση της απόδοσης του εργοστασιακού κινητήρα Honda CBR 250R μέσω της κατασκευής πολλαπλής εισαγωγής με όσο το δυνατόν λιγότερους περιορισμούς στη ροή. Οι γεωμετρικοί περιορισμοί αποτέλεσαν τροχοπέδη στο βέλτιστο σχεδιασμό της πολλαπλής εισαγωγής, παρ' όλα αυτά η χρήση ανθρακονήματος και η βελτιστοποίηση του θαλάμου plenum μέσω τρισδιάστατης προσομοίωσης βοήθησαν στην επίτευξη της 3^{ης} θέσης της μοτοσυκλέτας στο αγώνισμα της επιτάχυνσης ανάμεσα σε 36 μοτοσυκλέτες.

Η θεωρητική ανάλυση εσωτερικής ροής αέρα βοήθησε στη βελτιστοποίηση του τελικού σχεδιασμού της διάταξης εισαγωγής με γνώμονα την μέγιστη παροχή μάζας αέρα στον κινητήρα. Χρησιμοποιήθηκε μονοδιάστατη ανάλυση της ροής για την επιλογή του μήκους της διάταξης ξεκινώντας από τη μετώπη της μοτοσυκλέτας μέχρι και το θάλαμο plenum, και τρισδιάστατη ανάλυση για τη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του παραπάνω θαλάμου. Πιο συγκεκριμένα, η τρισδιάστατη ανάλυση ροής βελτίωσε κατά 15 - 20% τη συνολική ποσότητα μάζας αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο σε σχέση με τη μονοδιάστατη προσομοίωση λειτουργίας, με δεδομένες τις γεωμετρικές διαστάσεις της διάταξης εισαγωγής καθώς λαμβάνονταν υπόψη η ακριβής γεωμετρία του παραπάνω θαλάμου. Κατά τη διάρκεια εκπόνησης εργασίας, εξετάστηκαν συνολικά πάνω από 20 διαφορετικά σχέδια σωλήνα ram-air και θαλάμου plenum με τρισδιάστατη ανάλυση ροής αέρα. Επίσης, προσομοιώθηκαν πάνω από 50 συνδυασμοί διαφορετικού μήκους - διατομής σωλήνα ram-air παράλληλα με ποικίλες τιμές όγκου θαλάμου plenum. Η μονοδιάστατη ανάλυση έδειξε ότι το βέλτιστο μήκος διάταξης με σωλήνα εισαγωγής ram-air ήταν 725mm, καθώς επιτεύχθηκε ο συντονισμός των κυμάτων πίεσης στις 6000 στροφές το λεπτό και ταυτόχρονα ο βαθμός πλήρωσης ήταν καλύτερος στο εύρος στροφών που λειτουργεί τον περισσότερο χρόνο ο συγκεκριμένος κινητήρας. Η βέλτιστη γεωμετρία του θαλάμου του φίλτρου αέρα που προέκυψε από την τρισδιάστατη ανάλυση ήταν η 5, όπως αυτή φαίνεται στην εικόνα 2.6.

Η μελλοντική έρευνα μπορεί να ασχοληθεί με σχεδίαση μεταβλητής πολλαπλής εισαγωγής. Επίσης, μπορεί να διεκπεραιωθεί μελέτη με αλλαγή του εργοστασιακού αυλού και πεταλούδας, καθώς και τροποποίηση της γεωμετρίας του σωλήνα εισαγωγής για μεγαλύτερη επίδραση στο συντονισμό. Συνίσταται η σχεδίαση του θαλάμου plenum με συνδυασμό κοντού σωλήνα εισαγωγής για την επίτευξη αμεσότερης απόκρισης γκαζιού. Ακόμα, προτείνεται η κατασκευή αυλού εισαγωγής και θαλάμου plenum από CFRP υλικό, για ελαχιστοποίηση του συνολικού βάρους διάταξης καθώς και βελτίωση της ακαμψίας και στιβαρότητάς της.

Προτείνεται η χρήση αισθητήρων πίεσης, ώστε να εφαρμοστούν πάνω στην υπάρχουσα πολλαπλή εισαγωγής και να διαπιστωθεί, με τη χρήση δυναμόμετρου πάγκου, η διαφορά ανάμεσα στο μετρητικό όργανο και το λογισμικό προσομοίωσης. Με αυτόν τον τρόπο, διαπιστώνεται η ορθότητα του μοντέλου και η ακρίβεια των αποτελεσμάτων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 - ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Andre Oh Yide (2012), Design and Analysis of the Intake System of a Formula SAE Car
2. John B. Heywood (1988), Internal Combustion Engines, Mc Graw Hill
3. IV International Competition MotoStudent Regulations 2015-2016
4. Georgios V. Varsos (2010), 1-D Simulation of the intake manifold of a single-cylinder Engine
5. Jagadishsingh Bayas, Anita Wankar Prof. N.P. Jadhav (2016), A Review Paper on effect of the intake manifold of a single-cylinder engine
6. Matthew A. Porter, Intake Manifold Design using Computational Fluid Dynamics
7. Bruce R. Munson, Theodore H. Okiishi, Wade W. Huebsch, Alric P. Rothmayer (2013), Fundamentals of Fluid Mechanics, Wiley
8. Yunus A. Cengel and John M. Cimbala (2006), Fluid Mechanics – Fundamentals and Applications, Mc Graw Hill
9. Chalet D., Alexandre M., Jerome M., Hete J.F.. (2011). A frequency modelling of the pressure waves in the inlet manifold of internal combustion engine. Applied Energy. 88 (2011) 2988–2994, doi:10.1016/j.apenergy.2011.03.036.
10. Ram Theory. 2013. Ram Theory. [ONLINE] Available at:<http://www.chrysler300club.com/uniq/allaboutrams/ramtheory.htm>
11. Smith, P., & Morrison, J. (2002). Scientific Design of Exhaust and Intake Systems. Cambridge: Bentley Publishers
12. Whatmoug W. A. (1937), Means for Automatically Modifying the Flow of Pulsating Fluid Flow Streams. Available: www.google.com/patents/US208029
13. Desmond E. Winterbone and Richard J. Pearson (1999), Design Techniques for Engine Manifolds
14. A. Graham Bell (1981), Performance Tuning in Theory & Practice (Four Strokes), Haynes
15. Burtnett E. R. (1927), Inlet Manifold for Internal Combustion Engines. Available: www.google.com/patents/US1632880
16. Sullivan D.A.. (1939), Intake Manifold. Available: www.google.com/patents/US2160922
17. Taylor Jim C. (1953), Intake Manifold. Available: www.google.com/patents/US2636486
18. Futakuchi Y. (1984), Engine Intake System. Available: www.google.com/patents/US4469067
19. Futakuchi Y. (1986), Engine Intake System. Available: www.google.com/patents/US44628879.

20. Lee C.L. (1997). Variable Air Intake Manifold. Available: www.google.com/patents/US5638785
21. Sattler Eric R., Myers J.S., Haspel M.J.. (1999). Continuously Variable Runner Length Manifold. Available: www.google.com/patents/US5950587
22. Davis G.G., Thurm K.. (2001). Intake Manifold with Multiple Stage Ram Induction. Available: www.google.com/patents/US6209502.
23. Oldich Víték and Miloš Polášek, “Tuned Manifold Systems – Application of 1-D Pipe Model” SAE Paper 2002-01-0004
24. Harrison M.F., P.T. Stanev, A Linear Acoustic Model For Intake Wave Dynamics In IC Engines, *Journal of Sound and Vibration* 269 (1+2) (2004) 361–387.
25. Dunkley A., Harrison M.F., The Acoustics of Racing Engine Intake Systems, *Journal of Sound and Vibration* 271 (2004) 959–984.
26. Deshmukh, D., Kumar, R., Garg, M., Nayeem, M. J., and Lakshminarasimhan, V., „Optimisation of Gas Exchange Process on a Single Cylinder Small 4-Stroke Engine by Intake and Exhaust Tuning: Experimentation and Simulation,” SAE Paper 2004-32-0007
27. Stuart Philip E.A. (2005). Continuously Variable Air Intake Manifold With Adjustable Plenum. Available: www.google.com/patents/US6837204
28. Ceviz MA, Akın M. Design of a new SI engine intake manifold with variable length plenum. *Energy Convers Manage* (2010), doi:10.1016/j.enconman.2010.03.018.
29. Ceviz MA, Intake plenum volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions. *Energy Convers Manage* (2006), doi:10.1016/j.enconman.2006.08.006.
30. Claywell, M. R., Horkheimer, D. P., and Stockburger, G. R., —Investigation of Intake Concepts for Formula SAE Four-Cylinder Engine Using 1D/3D (Ricardo WAVE-VECTIS) Coupled Modeling Techniques, SAE 2006 Motorsports Conference, 2006-01-3652.
31. Claywell, M. R., Horkheimer, D. P., —Improvement of Intake Restrictor Performance for a Formula SAE Race Car through 1D & Coupled 1D/3D Analysis Methods, SAE 2006 Motorsports Conference, 2006-01-3654.
32. Gilbert Sammut and Alex C. Alkidas, “Relative Contributions of Intake and Exhaust Tuning on SI Engine Breathing - A Computational Study” SAE Paper 2007-01-0492.
33. L. J. Hamilton, J. S. Cowart and J. J. Rozich, “The Effects of Intake Geometry on SI Engine Performance” SAE Paper 2009-01-0302.
34. Chalet D., Alexandre M., Jerome M., Hete J.F.. (2011). A frequency modelling of the pressure waves in the inlet manifold of internal combustion engine. *Applied Energy*. 88 (2011) 2988–2994, doi:10.1016/j.apenergy.2011.03.036.
35. James Taylor, David Gurney and Paul Freeland et. al. “Intake Manifold Length Effects on Turbocharged Gasoline Downsizing Engine Performance and Fuel Economy” SAE Paper, 2012-01-0714.

36. Jensen Samuel, Prasad NS, and Kumarasamy Annamalai – “Effect of Variable Length Intake Manifold on a Turbocharged Multi-Cylinder Diesel Engine” SAE International, 2013-01-2756 Published 11/27/2013.
37. D N Malkhede, H Khalane – “Maximizing Volumetric Efficiency of IC Engine through Intake Manifold Tuning”, SAE International, 2015-01-1738 Published 04/14/2015.
38. ANSYS® Academic Research, Release 14.0, Help System, Fluent User’s and Theory Guide, ANSYS, Inc.
39. Poroseva, S., & Iaccarino, G. (2007). arXiv:physics/0701112 - Validation of a new k-ε model with the pressure diffusion effects in separated flow. Cornell University
40. Kok, J. (2000). Resolving the Dependence on Free stream Values for the k-ω Turbulence Model. AIAA Journal Vol 38 No 7 , 1292-1295
41. Bredberg, J., Peng, S., & Davidson, L. (2002). An improved k-ω turbulence model applied to recirculating flows. International Journal of Heat and Fluid Flow vol23 , 731-743
42. Vallet, I. (2008). Reynolds-Stress modelling of a M=2.25 shock-wave/turbulent boundary-layer interaction. International Journal for Numerical Methods in Fluids vol 56 issue 5 , 525-555
43. AVL BOOST Theory , Version 2014, AVL List GmbH
44. Γκαβανάσιος Ιωάννης (2017), Μελέτη κατασκευής και δημιουργία καλουπιών αεροδυναμικού βοηθήματος αγωνιστικής μοτοσυκλέτας
45. Lumley L. John (1999), Engines An Introduction, Cambridge University Press

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

A.1 - Σημεία λειτουργίας του κινητήρα

Στροφές ανά λεπτό
2000
2500
3048
3551
4001
4490
4992
5490
5995
6489
6992
7248
7498
7746
7995
8246
8494
8746
8997
9502
10001
10498
10602
11000

A.2 - Τιμές σχετικής πίεσης ανάντι της βαλβίδας εισαγωγής κατά το χρόνο εισαγωγής

Μοίρες στροφαλοφόρου (°)	Πίεση εισαγωγής (Pa)
339	86040,4
342	86318,5
345	87039,5
348	88207,1
351	89863
354	91538,8
357	92612,6
360	92927,7
363	92756,1
366	92079,9
369	91158,4
372	90189,3
375	89228,9
378	88348
381	87474,2
384	86605,7
387	85559
390	84299,9
393	82777,7
396	80996,6
399	78994,7
402	77371,1
405	76232
408	75416,1
411	74975,2
414	74898,8
417	75191
420	75815,6

Μοίρες στροφαλοφόρου (°)	Πίεση εισαγωγής (Pa)
423	76659,4
426	77618,1
429	78646
432	79695,4
435	80613,9
438	81492,5
441	82574,7
444	83937,1
447	85481
450	87044
453	88492,4
456	89810,5
459	91062,1
462	92060,2
465	93013,7
468	93920
471	94765,5
474	95657,2
477	96464,5
480	97196,8
483	97850,2
486	98476,6
489	99092,5
492	99635
495	100163
498	100743
501	101297
504	101808
507	102277

Μοίρες στροφαλοφόρου (°)	Πίεση εισαγωγής (Pa)
510	102714
513	103122
516	103519
519	103922
522	104327
525	104741
528	105162
531	105557
534	105932
537	106300
540	106659
543	107014
546	107388
549	107825
552	108119
555	108155
558	107963
561	107557
564	106942
567	106159
570	105190
573	104119