



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ**

**ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΔΕΥΤΕΡΟΓΕΝΟΥΣ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΕΡΑ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΑΝΔΡΕΑΣ Ι. ΤΣΕΚΑΣ**

**Επίβλεψη:
Καθηγητής Κ. Μαθιουδάκης**

**ΑΘΗΝΑ
ΙΟΥΛΙΟΣ 2011**

*Στους γονείς μου,
στα αδέρφια μου,
στους φίλους μου.*

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Από τη θέση αυτή θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσοι ήταν δίπλα μου καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της παρούσας διπλωματικής εργασίας για την ψυχολογική στήριξη που μου προσέφεραν σε όλες τις δυσκολίες που κλήθηκα να αντιμετωπίσω. Θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερω την οικογένειά μου και τους φίλους μου που με βοήθησαν με τον τρόπο τους να τα καταφέρω.

ΞΕΝΑ ΣΥΜΒΟΛΑ

| | |
|------------------|---|
| A_{gap} | κυλινδρική επιφάνεια του διακένου του rim seal (m^2) |
| A_h | εμβαδόν οπής (m^2) |
| c | διάκενο (m) |
| C | εμπειρική σταθερά |
| $C_{1,PR}$ | εμπειρική σταθερά λαμβανομένου υπόψη του λόγου πίεσης |
| $C_{2,PR}$ | εμπειρική σταθερά λαμβανομένου υπόψη του λόγου πίεσης |
| C_D | συντελεστής εκροής |
| \dot{C}_D | συντελεστής εκφόρτωσης παροχής |
| $C_{D:Re}$ | συντελεστής εκροής εκπεφρασμένος με τον αριθμό Reynolds |
| C_f | εμπειρικός συντελεστής |
| C_m | εμπειρικός συντελεστής |
| $C_{p,max}$ | συντελεστής μέγιστης διαφοράς περιφερειακής πίεσης |
| $C_{sharp-edge}$ | εμπειρική σταθερά λαμβανομένης υπόψη της ακμής του ακροφυσίου |
| $C_{w,min}$ | συντελεστής ελάχιστης αδιάστατης παροχής προς αποφυγή εισρόφησης θερμών καυσαερίων |
| f_1 | συνάρτηση επιρροής της ακτίνας στο χείλος προσβολής του ακροφυσίου |
| f_2 | συνάρτηση επιρροής του μήκους στο χείλος προσβολής του ακροφυσίου |
| f_3 | συνάρτηση επιρροής του λόγου πίεσης στο χείλος προσβολής του ακροφυσίου |
| f_δ | επιφάνεια δακτυλιοειδούς κενού (m^2) |
| G_c | αδιάστατος λόγος ακτινικού διακένου προς ακτίνα ποδός του στάτορα |
| Gr | αριθμός Grashof |
| h_{av} | συντελεστής συναγωγής θερμότητας (W/m^2K) |

| | |
|----------------------|--|
| i | γωνία πρόσπτωσης (μοίρες) |
| k | συντελεστής αγωγής θερμότητας (W/mK) |
| M | αριθμός Mach |
| \dot{m}_{ca} | παροχή ψυκτικού αέρα (kg/sec) |
| $\dot{m}_{cool,min}$ | ελάχιστη παροχή προς αποφυγή εισρόφησης θερμών καυσαερίων (kg/sec) |
| \dot{m}_{core} | παροχή κυρίου ρεύματος μηχανής (kg/sec) |
| \dot{m}_h | πραγματική παροχή (kg/sec) |
| \dot{m}_{is} | ιδανική παροχή (kg/sec) |
| \dot{m}_{mix} | αναμεμιγμένη παροχή (kg/sec) |
| n | αριθμός ακροφυσίων |
| N | αριθμός οδόντων λαβυρίνθου |
| p | βήμα πτερυγίου (m) |
| p_0 | πίεση ανάντι (Pa) |
| p_{cav} | πίεση του θαλάμου των δίσκων πριν το rim seal (Pa) |
| $p_{hub,max}$ | μέγιστη πίεση στην ακτίνα ποδός του στάτορα (Pa) |
| $p_{hub,min}$ | ελάχιστη πίεση στην ακτίνα ποδός του στάτορα (Pa) |
| p_n | πίεση κατάντι (Pa) |
| Pr | αριθμός Prandtl |
| P_{rd} | σχετική πίεση κατάντη (Pa) |
| P_t | ολική πίεση (Pa) |
| Q | απαγόμενη θερμότητα (J) |
| r | ακτίνα (m) |
| Ra | αριθμός Rayleigh |
| Re_d | αριθμός Reynolds |
| Re_ϕ | περιστροφικός αριθμός Reynolds |

| | |
|---------------|--|
| r_m | μέση ακτίνα (m) |
| t | πάχος κεφαλής πτερυγίου - οδόντα λαβυρίνθου (m) |
| T_{av} | μέση θερμοκρασία (K) |
| T_s | στατική θερμοκρασία (K) |
| T_t | ολική θερμοκρασία (K) |
| u | ταχύτητα εξόδου του αέρα ψύξης από το rim seal (m/sec) |
| V_{abs} | απόλυτη ταχύτητα ροής (m/sec) |
| V_{axial} | αξονική ταχύτητα (m/sec) |
| V_{is} | ισεντροπική ταχύτητα (m/sec) |
| $V_{tang,ru}$ | σχετική εφαπτομενική ταχύτητα ανάντη (m/sec) |
| V_{φ} | εφαπτομενική ταχύτητα (m/sec) |

ΕΛΛΗΝΙΚΑ ΣΥΜΒΟΛΑ

| | |
|------------------|---|
| α | συντελεστής παροχής |
| β_{in} | βαθμός στροβιλότητας |
| β_n | σχετική γωνία εισόδου ρότορα (μοίρες) |
| γ | συντελεστής διόρθωσης ροής |
| $\Delta C_{D,i}$ | συντελεστής διόρθωσης παροχής λαμβάνοντας υπόψη τη γωνία πρόσπτωσης |
| ζ | συντελεστής απωλειών πίεσης |
| θ | αδιαβατική αποτελεσματικότητα |
| θ | γωνία περί τον άξονα περιστροφής (μοίρες) |
| K | σταθερά διάταξης του rim seal |

| | |
|-------------|---------------------------------------|
| λ_T | παράμετρος τυρβώδους ροής |
| μ | δυναμικό ιξώδες |
| M | ροπή (Nm) |
| ρ_n | πυκνότητα κατάντη (kg/m^3) |
| ρ_t | ολική πυκνότητα (kg/m^3) |
| ρ_o | πυκνότητα ανάντη (kg/m^3) |
| ρ_s | στατική πυκνότητα (kg/m^3) |
| φ | λόγος εκτόνωσης |
| Ω | γωνιακή ταχύτητα (στροφές /λεπτό) |

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

| | | |
|------------|---|-------------|
| 1 | ΕΙΣΑΓΩΓΗ | 1.1 |
| 1.1 | Το δευτερογενές σύστημα αέρα..... | 1.2 |
| 1.1.1.1 | Η σημασία του δευτερογενούς συστήματος αέρα σε έναν αεριοστρόβιλο | 1.3 |
| 1.2 | Διαγνωστική βλαβών στους αεριοστρόβιλους..... | 1.5 |
| 1.3 | Πεδία συμβολής | 1.6 |
| 1.4 | Βασικοί άξονες | 1.7 |
| 1.5 | Τρόπος υλοποίησης της εργασίας | 1.7 |
| 2 | ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΑΕΡΑ | 2.1 |
| 2.1 | Ψύξη | 2.3 |
| 2.1.1.1 | Ψύξη πτερυγίων στροβίλου..... | 2.4 |
| 2.1.1.2 | Ψύξη δίσκων στροβίλου και αξόνων | 2.7 |
| 2.1.1.3 | Ψύξη κελύφων στροβίλου..... | 2.8 |
| 2.1.1.4 | Ψύξη παρελκομένων | 2.9 |
| 2.2 | Στεγανοποίηση | 2.9 |
| 2.3 | Έλεγχος αξονικών φορτίων | 2.10 |
| 2.4 | Εξωτερικές απομαστεύσεις..... | 2.11 |
| 2.5 | Στοιχεία εσωτερικού συστήματος αέρα | 2.12 |
| 2.5.1.1 | Περιστρεφόμενες στεγανώσεις | 2.12 |
| 2.5.1.2 | Pre-swirl systems | 2.13 |
| 2.5.1.3 | Λαβύρινθοι | 2.18 |
| 2.5.1.4 | Brush seals | 2.23 |
| 2.5.1.5 | Carbon seals..... | 2.29 |
| 2.5.1.6 | Rim seals..... | 2.29 |
| 2.5.1.7 | Ring seals..... | 2.30 |
| 2.5.1.8 | Hydraulic seals | 2.31 |
| 2.5.1.9 | Leaf seals | 2.32 |
| 2.5.1.10 | Ακίνητες στεγανώσεις | 2.34 |
| 2.5.1.11 | Θάλαμοι..... | 2.35 |
| 2.6 | Έλεγχος εφαιπτομενικής συνιστώσας ταχύτητας | 2.36 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 2.7 | Παράγοντες που υπεισέρχονται στο σχεδιασμό του συστήματος αέρα..... | 2.37 |
| 2.8 | Σχεδιασμός του συστήματος..... | 2.38 |
| 2.9 | Εξασφάλιση ακεραιότητας δευτερογενούς συστήματος αέρα..... | 2.39 |
| 2.10 | Παρακολούθηση υγείας δευτερογενούς συστήματος αέρα | 2.39 |
| 3 | ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΔΕΥΤΕΡΟΓΕΝΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΑΕΡΑ..... | 3.1 |
| 3.1 | Μεγέθη παροχών από υπάρχουσα εμπειρία | 3.1 |
| 3.2 | Μοντελοποίηση στοιχείων δευτερογενούς συστήματος αέρα..... | 3.2 |
| 3.3 | Βιβλιογραφική ανασκόπηση..... | 3.3 |
| 3.3.1.1 | Λαβύρινθοι | 3.3 |
| 3.3.1.2 | Rim seals..... | 3.7 |
| 3.4 | Μοντελοποίηση ενός λαβυρίνθου..... | 3.8 |
| 3.4.1.1 | Επικύρωση μοντέλου | 3.14 |
| 3.4.1.2 | Αποτελέσματα της μοντελοποίησης | 3.21 |
| 3.5 | Μοντελοποίηση ενός rim seal | 3.37 |
| 3.5.1.1 | Αποτελέσματα της μοντελοποίησης | 3.43 |
| 4 | ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΒΛΑΒΩΝ | 4.1 |
| 4.1 | Βλάβη στο λαβύρινθο | 4.1 |
| 4.1.1.1 | Αποτελέσματα | 4.3 |
| 4.2 | Βλάβη στο rim seal | 4.15 |
| 4.2.1.1 | Αποτελέσματα | 4.18 |
| 5 | ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ - ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΠΡΟΣΤΑΣΕΙΣ..... | 5.1 |
| 5.1 | Ανακεφαλαίωση..... | 5.1 |
| 5.2 | Συμπεράσματα και Προτάσεις | 5.2 |
| 6 | ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ | 6.1 |
| Π1 | ΚΩΔΙΚΕΣ | 1 |

| | | |
|-------------|---|-----------|
| Π1.1 | Λαβύρινθος | 1 |
| Π1.2 | Rim seal..... | 2 |
| Π2 | ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ..... | 3 |
| Π2.1 | Μοντελοποίηση λαβυρίνθου | 3 |
| Π2.2 | Μοντελοποίηση rim seal | 37 |

1

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι αεριοστρόβιλοι, και ειδικότερα οι θερμικές στροβιλομηχανές, αποτελούν ένα ξεχωριστό κομμάτι της μηχανολογίας, όπου η εξέλιξη είναι μεγάλη από το δεύτερο παγκόσμιο πόλεμο μέχρι σήμερα. Σήμερα, οι αεριοστρόβιλοι περιστρέφονται με υψηλές ταχύτητες, είτε για να βοηθήσουν τον άνθρωπο να διασχίσει με ασφάλεια μεγάλες αποστάσεις σε σύντομο χρονικό διάστημα, είτε για να παράξουν ένα μεγάλο ποσοστό της απαιτούμενης ηλεκτρικής ενέργειας του πλανήτη.

Προκειμένου να περιγραφεί η λειτουργία ενός αεριοστρόβιλου θα πρέπει να επιλεγεί το αντίστοιχο επίπεδο περιγραφής. Στην πιο απλή μορφή περιγραφής συναντά κανείς την ανάλυση κύκλου της μηχανής, ενώ σε ένα περισσότερο πολύπλοκο επίπεδο, είναι δυνατό να λαμβάνονται υπόψη κατά τη διάρκεια των υπολογισμών ‘τοπικές’ λεπτομέρειες της μηχανής, όπως είναι η μετάδοση θερμότητας από τα καυσαέρια στα ψυχόμενα πτερύγια του στροβίλου.

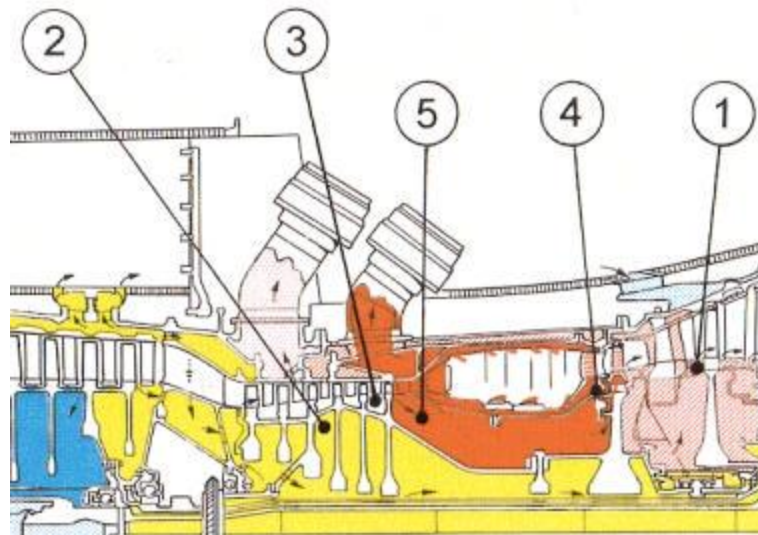
Για να περιγράψει κανείς συνοπτικά τη λειτουργία μίας θερμικής στροβιλομηχανής, αρκεί να ασχοληθεί με την κατανόηση του ρόλου των κύριων συνιστωσών που την απαρτίζουν. Ο τρόπος αυτός είναι ικανοποιητικός για την εκπαιδευτική προσέγγιση του αντικειμένου, σκοπός της οποίας είναι η εξοικείωση με τις αρχές που διέπουν τη λειτουργία της μηχανής.

Παρόλ’ αυτά, η πραγματική μηχανή είναι ιδιαίτερα πολύπλοκη και διαθέτει πληθώρα υποσυστημάτων, σκοπός των οποίων είναι η διατήρηση της ασφαλούς λειτουργίας της μηχανής σε ένα μεγάλο εύρος συνθηκών. Ο τρόπος με τον οποίο συνδέονται και αλληλεπιδρούν τα συστήματα αυτά με τη μηχανή καθορίζει την ακριβή απόδοσή της.

Ένα τέτοιο σύστημα είναι το δευτερογενές σύστημα κυκλοφορίας του αέρα της μηχανής.

1.1 Το δευτερογενές σύστημα αέρα

Οι βιομηχανίες σήμερα δέχονται μεγάλες πιέσεις προκειμένου να βελτιώσουν την απόδοση των μηχανών, να συνδυάσουν και να τηρούν περιβαλλοντικούς κανονισμούς, καθώς και ασφαλείας, και να μειώσουν το χρόνο και το κόστος κατασκευής ενός νέου προϊόντος. Τα τελευταία 50 χρόνια έχει γίνει μεγάλη πρόοδος στον τομέα αυτό. Παρόλ' αυτά, δεδομένου ότι η ανάπτυξη της αποτελεσματικότητας ορισμένων εξαρτημάτων έγινε πιο δύσκολη να επιτευχθεί, σε συνδυασμό με τη ολοένα και μεγαλύτερη αύξηση του κόστους των υλικών, η προσοχή επικεντρώνεται στην εξέλιξη άλλων μερών του κινητήρα, που αρχικά φαίνονταν να είναι δευτερευούσης σημασίας [11]. Παρακάτω φαίνεται η διάταξη μίας μηχανής turbofan σε τομή, όπου τα διάφορα μέρη του εσωτερικού συστήματος αέρα είναι σκιασμένα.



Σχήμα 1.1-1. Εσωτερικό κύκλωμα αέρα .

Το δευτερογενές σύστημα αέρα σε έναν αεριοστρόβιλο εκτελεί διάφορες διεργασίες που είναι κρίσιμης σημασίας για την ασφαλή λειτουργία της μηχανής, όπως ψύξη των θερμών τμημάτων, στεγανότητα δίσκων, αξόνων, θαλάμων και ρουλεμάν. Η παροχή αυτή του αέρα είναι παρασιτική όσον αφορά στην απόδοση της μηχανής – πάνω από το 6% της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε μία σύγχρονη turbofan μηχανή –, αφού αντλείται από συγκεκριμένες βαθμίδες του συμπιεστή, στον οποίο παράγεται έργο για να αυξηθεί η πίεση του. Παράλληλα, η ποιότητα του αναρροφούμενου αέρα χειροτερεύει, αφού περνά μέσα από ένα πολύπλοκο δίκτυο θαλάμων και αυλακώσεων. Για ακριβείς υπολογισμούς όσον αφορά στην απόδοση μίας μηχανής, οι απώλειες αυτές πρέπει να ληφθούν υπόψη κατά τη μοντελοποίηση ενός τέτοιου συστήματος. Κάτι τέτοιο, όμως, δεν είναι πάντα εύκολο, καθώς τέτοια συστήματα μπορεί να βρεθούν σε πολλές εφαρμογές και εξαρτώνται από την αρχιτεκτονική της μηχανής, τις απαιτήσεις της

απόδοσης, την κατασκευή, την ασφάλεια και τους περιορισμούς που υπόκεινται λόγω κόστους.

Είναι γεγονός ότι η βελτίωση και η κατανόηση της τεχνολογίας των θαλάμων από τους οποίους περνά το εργαζόμενο μέσο σε έναν αεριοστρόβιλο, σε όλο τον κύκλο μηχανής, έχει φτάσει σε τέτοιο επίπεδο που αφήνει μικρές δυνατότητες βελτίωσης, καθιστώντας απαραίτητη την επισταμένη μελέτη της περιοχής του συστήματος εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα, οδηγώντας στην επίτευξη κερδών συγκρίσιμων με τις απώλειες που λαμβάνουν χώρα στη μηχανή εξαιτίας άλλων παραγόντων (πτώση πίεσης, αλλαγή στην εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας) [5].

Συνεπώς, ο σωστός σχεδιασμός του συστήματος εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα σε έναν αεριοστρόβιλο αυξάνει την απόδοση του κινητήρα. Για το λόγο αυτό έχουν γίνει πολλές έρευνες, που στοχεύουν προς την οδό αυτή. Η απόδοση ενός συστήματος εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα μπορεί να υπολογιστεί είτε πειραματικά [12], είτε με τη βοήθεια θεωρητικών μοντέλων. Τα μοντέλα αυτά μπορεί να ποικίλλουν από απλά 1-D [6],[13], έως 3-D υπολογιστικά (CFD) [7].

1.1.1.1 **Η σημασία του δευτερογενούς συστήματος αέρα σε έναν αεριοστρόβιλο**

Ο αξιόπιστος σχεδιασμός του δευτερογενούς συστήματος αέρα είναι ένας από τους σημαντικότερους σκοπούς όσον αφορά στην ασφάλεια και στην εύρυθμη λειτουργία της μηχανής. Εξαιτίας των τεράστιων σχεδιαστικών απαιτήσεων, είναι απαραίτητη η χρησιμοποίηση εξελιγμένων εργαλείων για την πρόγνωση της συμπεριφοράς του δευτερογενούς συστήματος σε ένα ευρύ φάσμα λειτουργίας. Συνήθως, οι προβλέψεις αυτές μάς παρατίθενται με τη βοήθεια κωδίκων, όπως ακριβώς και στην παρούσα διπλωματική εργασία, οι οποίοι βασίζονται σε απλοποιημένες προσεγγίσεις των χαρακτηριστικών της ροής, προκειμένου να ελαχιστοποιήσουμε το υπολογιστικό κόστος [3].

Σωστά σχεδιασμένα συστήματα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα είναι επίσης απαραίτητα προκειμένου να επιτευχθεί καλή απόδοση σε μία μηχανή. Ένα σωστά σχεδιασμένο σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα, για παράδειγμα, πρέπει να είναι ικανό να προστατεύει τα θερμά μέρη του στροβίλου από την εισρόφηση θερμών καυσαερίων και να παρέχει σε αυτά αρκετή παροχή αέρα ψύξης σε όλα τα σημεία λειτουργίας. Συγκρινόμενα με τα συμβατικά συστήματα αέρα, τα δευτερεύοντα συστήματα αέρα που αυξάνουν την εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας προτού ο αέρας εισέλθει στα πτερύγια του στροβίλου, διευκολύνουν τον έλεγχο του ρυθμού της παροχής του αέρα στα περιστρεφόμενα μέρη – π.χ. δίσκοι – ανάλογα με το εκάστοτε σημείο λειτουργίας. Επιπροσθέτως, χρησιμεύουν στη μείωση της θερμοκρασίας του

αέρα ψύξης καθώς αυτός μεταφέρεται από τα σταθερά στα περιστρεφόμενα μέρη του στροβίλου. [6]

Η ακεραιότητα του δευτερογενούς συστήματος αέρα των αεριοστροβίλων είναι προαπαιτούμενη προκειμένου να εξασφαλίζεται η ακεραιότητα ολόκληρης της μηχανής. Η [11] αναφέρεται σε ένα ερευνητικό ευρωπαϊκό πρόγραμμα, το οποίο εκπονήθηκε με τη συνεργασία 10 κατασκευαστικών εταιριών και 4 πανεπιστημίων, προκειμένου να βελτιωθούν τα στοιχεία που απαρτίζουν το δευτερογενές σύστημα αέρα. Οι συνεργαζόμενοι φορείς παρουσιάζονται πινακοποιημένοι παρακάτω:

| Partner | Abbreviation |
|---|--------------|
| Rolls-Royce plc | R-R |
| SNECMA Moteurs | SM |
| Motoren und Turbinen Union Munchen GmbH | MTU |
| R-R Deutschland | R-R-D |
| Volvo Aero Corporation | VAC |
| Turbomeca | TM |
| Fiat Avio | FA |
| Alstom - Switzerland | AP (CH) |
| Alstom - UK | AP (UK) |
| Industria de Turbo Propulsores SA | ITP |
| TFMRC - University of Sussex | Sussex |
| University of Bath | Bath |
| RWTH, University of Aachen | Aachen |
| ITS, University of Karlsruhe | Karlsruhe |

Σχήμα 1.1.1.1-1. Συνεργαζόμενοι φορείς στο πανευρωπαϊκό πρόγραμμα

Στο πρόγραμμα αυτό, κάθε επιμέρους τμήμα του δευτερογενούς συστήματος αέρα ενός αεριοστροβίλου μελετήθηκε σε βάθος. Πιο συγκεκριμένα, μελετήθηκαν:

- η στεγάνωση των μερών του στροβίλου
- η ροή στο εσωτερικών των θαλάμων που σχηματίζονται
- η θέρμανση του στάτορα του συμπιεστή
- η ροή που προορίζεται για την ψύξη των μερών του στροβίλου
- η ροή στο εσωτερικό του κώνου του συμπιεστή.

Με το πρόγραμμα αυτό κατέστη δυνατή η βελτίωση των υπολογιστικών μοντέλων και στις πέντε προαναφερθείσες περιοχές ενδιαφέροντος. Η χρήση των PC clusters της Volvo Aero αποδείχθηκαν πολύ σημαντικοί, κυρίως σε μη μόνιμες συνθήκες ροής. Τον Απρίλιο του 2001 ξεκίνησε το δεύτερο πανευρωπαϊκό πρόγραμμα ICAS-GT2, στο οποίο προστέθηκαν η Siemens και το πανεπιστήμιο του Surrey. Η μελέτη επικεντρώνεται στις πέντε περιοχές που αναφέρθηκαν παραπάνω, καθώς επίσης και στη

μεταφορά θερμότητας στο στάτορα του στροβίλου και στη βελτίωση της αρχιτεκτονικής του συστήματος προκειμένου να αυξηθεί η απόδοση, τόσο του συστήματος, όσο και ολόκληρης της μηχανής.

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει σα σκοπό την εμβάθυνση στο δευτερογενές σύστημα αέρα ενός αεριοστροβίλου, έχοντας σα βάση την προηγούμενη εμπειρία από τις παραπάνω έρευνες, προκειμένου να μοντελοποιηθούν, να σχεδιαστούν και να μελετηθούν:

- μία διάταξη λαβυρίνθου
- ένα rim seal

καθώς επίσης και να μοντελοποιηθούν συγκεκριμένες βλάβες σε αυτά, ώστε να μελετηθεί η συμπεριφορά τους υπό αυτές τις συνθήκες.

1.2 Διαγνωστική βλαβών στους αεριοστροβίλους

Ως Διαγνωστική θα μπορούσε να περιγραφεί η διάγνωση βλάβης – Fault Diagnosis – ενός υποσυστήματος ή ενός επιμέρους εξαρτήματος σε μία πολύπλοκη μηχανή, και μπορεί να επεκταθεί και στην Πρόγνωση βλαβών – Prognostics –, δηλαδή σε μία τεχνική για την πρόβλεψη του χρονικού διαστήματος μέχρι την εμφάνιση της βλάβης. Τα οφέλη που προκύπτουν από την εφαρμογή μίας τέτοιας πολιτικής είναι τα ακόλουθα:

- Ελαχιστοποίηση του ανθρώπινου παράγοντα κατά την παρακολούθηση λειτουργίας
- Δυνατότητα σωστής και άμεσης λήψης αποφάσεων σχετικά με τη λειτουργία ενός αεριοστροβίλου
- Λειτουργία χωρίς άμεση παρακολούθηση χειριστών

Η διάγνωση μίας βλάβης στηρίζεται στην ακόλουθη αρχή:

“Μεταβολές στην κατάσταση ενός μηχανικού συστήματος προκαλούν ανάλογες μεταβολές στα φυσικά μεγέθη και στις παραμέτρους που περιγράφουν τη λειτουργία του. Μέτρηση των μεταβολών αυτών, σχετικά με την κατάσταση λειτουργίας που ανταποκρίνεται στον αρχικό σχεδιασμό, μπορεί να οδηγήσει στην εύρεση των αιτιών που τις προκάλεσαν”.

Έτσι, η Διαγνωστική έχει σαν αντικείμενο τη μελέτη διάφορων μεθόδων, οι οποίες θα καταστήσουν δυνατό τον προσδιορισμό της κατάστασης ενός συστήματος από τα δεδομένα των μετρήσεων. Σε περίπτωση βλάβης, θα πρέπει να είναι δυνατός και ο προσδιορισμός της θέσης της βλάβης, καθώς και το είδος αυτής.

Σαν αρχικός στόχος στο σχεδιασμό ενός συστήματος διάγνωσης καθίσταται ο προσδιορισμός τυπικών τιμών κάποιων παραμέτρων που συνδέονται με την υγεία του κινητήρα, για κινητήρα χωρίς την εμφάνιση κάποιας βλάβης. Στη συνέχεια, θα πρέπει να εκτιμηθούν οι τιμές των ίδιων παραμέτρων στην υπό παρακολούθηση μηχανή, βάσει μετρήσεων ορισμένων μεταβλητών. Γίνεται μέτρηση των τιμών των απαραίτητων φυσικών παραμέτρων που περιγράφουν την κατάσταση λειτουργίας της μηχανής. Έπειτα γίνεται επεξεργασία των μετρούμενων μεγεθών προκειμένου να παραχθούν δευτερεύοντα μεγέθη που μπορούν να εισαχθούν σε κάποια διαδικασία λήψης απόφασης. Έτσι, συγκρίνοντας τις ληφθείσες πληροφορίες από τις μετρήσεις με ήδη υπάρχουσες γνώσεις σχετικά με καταστάσεις κακής λειτουργίας, είναι δυνατός ο προσδιορισμός της κατάστασης της μηχανής και ο εντοπισμός της βλάβης βάσει των αποκλίσεων των παραμέτρων από τις τυπικές τιμές [33].

Η παρούσα διπλωματική εργασία μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως αναφορά προκειμένου να αναπτυχθεί ένα μοντέλο διάγνωσης βλαβών ενός αεροπορικού κινητήρα, μετρώντας παραμέτρους του δευτερογενούς συστήματος αέρα.

1.3 Πεδία συμβολής

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει σα σκοπό τη μοντελοποίηση δύο στοιχείων του δευτερογενούς συστήματος αέρα, καθώς και τη συμβολή στον τομέα της διαγνωστικής στους αεριοστροβίλους, καθώς, με τη βοήθεια απλών μετρήσεων συγκεκριμένων αεροθερμοδυναμικών παραμέτρων, θα είναι δυνατός ο καθορισμός μίας επικείμενης βλάβης στη μηχανή. Κάτι τέτοιο, όπως μπορεί να αντιληφθεί κανείς, είναι πολύ σημαντικό, αφού ο τομέας αυτός καλείται να αντιμετωπίσει το εξής παράδοξο: όσο περισσότερη τεχνολογία χρησιμοποιηθεί προκειμένου να καθοριστεί η πηγή μίας βλάβης σε κάποιο μέρος της μηχανής, πχ. αισθητήρες, σωλήνες Pitot, κλπ, τόσο μειώνεται η αβεβαιότητα του χρήστη, όμως η μείωση αυτή είναι αντιστρόφως ανάλογη με το απαιτούμενο κόστος. Έτσι, η απευθείας μέτρηση τέτοιων παραμέτρων συμβάλλει στη μείωση του κόστους παραγωγής, στην αποδοτική σχεδίαση παραγωγής, καθώς επίσης και στη συντήρηση υψηλής απόδοσης και χαμηλού κόστους. Σημαντική, αν όχι σημαντικότερη, είναι η δυνατότητα να διαγιγνώσκονται βλάβες σε μηχανές κατά τη λειτουργία τους, και μάλιστα όταν βρίσκονται σε αρχικό στάδιο εμφάνισης, προκειμένου να αποφευχθούν πιθανά καταστρεπτικά αποτελέσματα.

1.4 Βασικοί άξονες

Οι βασικοί άξονες της παρούσας διπλωματικής εργασίας που εκπονήθηκε στο Εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών παρουσιάζονται παρακάτω:

- Θα παρουσιαστεί και θα περιγραφεί αναλυτικά το δευτερογενές σύστημα αέρα των στροβιλοκινητήρων ως προς τη δομή και τη λειτουργία του.
- Θα μοντελοποιηθούν δύο στοιχεία στεγάνωσης του συστήματος προκειμένου να προσδιοριστούν τα μεγέθη και οι ιδιότητες των παροχών που διέρχονται από αυτά, ώστε να αντιμετωπιστεί η έλλειψη πληροφοριών που εμφανίζεται στο ζήτημα αυτό.
- Θα μοντελοποιηθούν απλές βλάβες στα στοιχεία αυτά και θα μελετηθεί η συμπεριφορά τους υπό τις βλάβες αυτές.

1.5 Τρόπος υλοποίησης της εργασίας

Για τη συγκέντρωση πληροφοριών που αφορούν στη δομή και στη λειτουργία του δευτερογενούς συστήματος αέρα των αεριοστροβίλων έγινε εκτενέστατη έρευνα σε συγγράμματα και δημοσιεύσεις που βρίσκονται τόσο στη βιβλιοθήκη του Εργαστηρίου Θερμικών Στροβιλομηχανών, όσο και σε ξένες βιβλιοθήκες. Η συγκέντρωση των πληροφοριών αφορούσε σε στοιχεία που έχουν να κάνουν με τη δομή και τη γεωμετρία του δευτερογενούς συστήματος αέρα, καθώς και σε πληροφορίες για τα μεγέθη των παροχών που απομαστεύονται από το συμπιεστή της μηχανής προς χρήση από το σύστημα.

Για την παραμετρική μελέτη των στοιχείων που μοντελοποιήθηκαν, συντάχθηκαν κώδικες σε γλώσσα FORTRAN, οι οποίοι επισυνάπτονται στο Παράρτημα ΠΙ σε μορφή υπορουτίνας.

2

ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΑΕΡΑ

Ο όρος σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα ενός αεριοστροβίλου, ή αλλιώς δευτερεύον σύστημα αέρα (secondary air system), χρησιμοποιείται για να περιγράψει το σύνολο των εσωτερικών διαμορφώσεων μίας μηχανής καθώς και των επιμέρους αγωγών που χρησιμοποιούνται για την εξασφάλιση εσωτερικών ρευμάτων αέρα για διάφορους σκοπούς. Περιλαμβάνει τις παροχές αέρα που χρησιμοποιούνται για άλλους σκοπούς, εκτός της παραγωγής ώσης ή της παρεχόμενης μηχανικής ισχύος, όπως:

- την ψύξη των πτερυγίων,
- τον έλεγχο των ακτινικών διακένων των πτερυγίων,
- τον έλεγχο των αξονικών φορτίων της ατράκτου,
- τη στεγάνωση των επιμέρους στοιχείων που απαρτίζουν το σύστημα

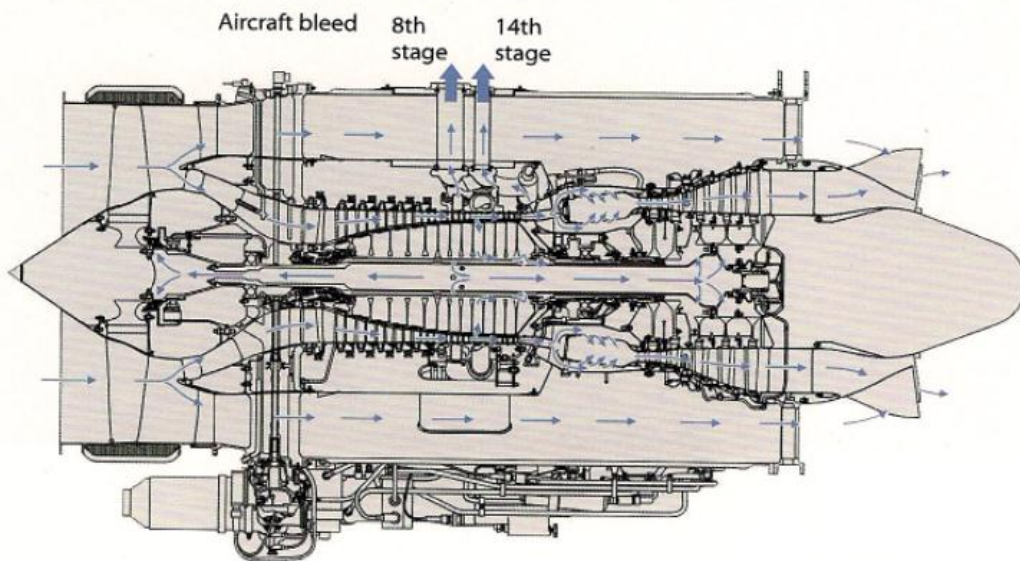
Σημαντική είναι επίσης η συνεισφορά του συστήματος στη λειτουργία έναρξης περιστροφής της μηχανής. Κατά την έναρξη λειτουργίας της μηχανής η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται σταδιακά έως κάποιο ποσοστό της ταχύτητας περιστροφής στο σημείο σχεδίασης – συνήθως της τάξης του 40% με 50% για τον άξονα υψηλής πίεσης -, πέρα από το οποίο η μηχανή μπορεί να λειτουργήσει μόνη της. Κατά τη διαδικασία αυτή, αρχικά η ταχύτητα περιστροφής είναι χαμηλή. Έτσι, η ενεργειακή συναλλαγή μεταξύ του συμπιεστή και του αναρροφούμενου αέρα είναι μικρή. Με τον τρόπο αυτό, στις πρώτες βαθμίδες έχουμε λόγο πίεσης πολύ μικρότερο από αυτόν του ονομαστικού φορτίου, το οποίο ισοδυναμεί με πυκνότητα αέρα μικρότερη της ονομαστικής για κάθε βαθμίδα λειτουργίας. Λόγω της διαδοχικής σύγκλισης των τοιχωμάτων, η αξονική ταχύτητα της ροής αυξάνει συνεχώς, προκειμένου να περάσει από το κανάλι του συμπιεστή. Όπως, όμως, αναφέρθηκε και προηγουμένως, ο αέρας έχει χαμηλά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά λόγω της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής, γεγονός που οδηγεί στο να προσεγγίσει η ροή την ηχητική κατάσταση προτού αυτή εξέλθει από το συμπιεστή. Συνεπώς, έχουμε στραγγαλισμό της ροής στις τελευταίες βαθμίδες του

συμπιεστή, αποτρέποντας έτσι τις πρώτες βαθμίδες να φτάσουν στο σημείο λειτουργίας που αντιστοιχεί στην εκάστοτε ταχύτητα περιστροφής.

Για να αντιμετωπιστεί το φαινόμενο αυτό, το οποίο εμφανίζεται κατά την έναρξη της μηχανής, τίθεται σε λειτουργία το δευτερογενές σύστημα αέρα. Η λειτουργία αυτή ακολουθεί σχεδόν ταυτόχρονα την έναρξη λειτουργίας της μηχανής. Έτσι, ανοίγουν κάποιες θύρες απομάστευσης, ο ρόλος των οποίων είναι η απομάκρυνση μέρους της αναρροφούμενης παροχής για να περιοριστεί η αξονική ταχύτητα του ρέοντος μέσα στο συμπιεστή αέρα. Για λόγους πληρότητας αναφέρεται ότι η παραπάνω διαδικασία συνοδεύεται από τη μεταβολή της γωνίας εισόδου των οδηγών και σταθερών πτερυγίων της πρώτης βαθμίδας του συμπιεστή, εφόσον υπάρχουν, προκειμένου να απομακρύνουν το συμπιεστή από κατάσταση ασταθούς λειτουργίας [48].

Το δευτερογενές σύστημα αέρα συνεισφέρει, επίσης, στη λειτουργία του αντιπαγωγικού συστήματος της μηχανής - anti-icing -, της στεγανοποίησης του κυκλώματος λίπανσης, ενώ εξασφαλίζεται και η τροφοδότηση του εσωτερικού της ατράκτου με πεπιεσμένο αέρα για τις ανάγκες του αεροσκάφους. Ο αέρας εσωτερικής κυκλοφορίας λαμβάνεται από κατάλληλες θέσεις απομάστευσης (bleeds) του συμπιεστή [4]. Για τις λειτουργίες αυτές, μπορεί να χρησιμοποιηθεί παραπάνω από το 20% της παροχής αέρα του ρεύματος πυρήνα της μηχανής. Αυτό ισοδυναμεί με το 5% της διαθέσιμης ενέργειας στο καύσιμο που καταναλώνεται, το οποίο αποτελεί ένα σημαντικό παράγοντα κόστους για το χρήστη της μηχανής [1].

Το Σχήμα 2-1, που φαίνεται παρακάτω, αποτυπώνει το σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα στη μηχανή AE 3007, διπλού τυμπάνου, της Rolls Royce [1].



Σχήμα 2-1 Κύκλωμα εσωτερικής διανομής αέρα στη μηχανή διπλού τυμπάνου AE 3007.

Στο παραπάνω σχήμα είναι εμφανές ότι έχουμε απομαστεύσεις από την 8^η και από τη 14^η βαθμίδα του συμπιεστή υψηλής πίεσης.

2.1 Ψύξη

Ορισμένα μέρη της μηχανής απαιτούν ψύξη προκειμένου να εξασφαλίζεται ασφάλεια κατά την πτήση. Τα μέρη αυτά είναι ο θάλαμος καύσης και τα πτερύγια του στροβίλου – κυρίως οι πρώτες βαθμίδες αν πρόκειται για πολυβάθμιο στρόβιλο – καθώς υπόκεινται στις υψηλότερες θερμοκτικές φορτίσεις. Ο θάλαμος καύσης ψύχεται μέσω του ρεύματος των καυσαερίων - και ενός ποσοστού του αέρα του κυρίου ρεύματος - και όχι από το εσωτερικό κύκλωμα αέρα.

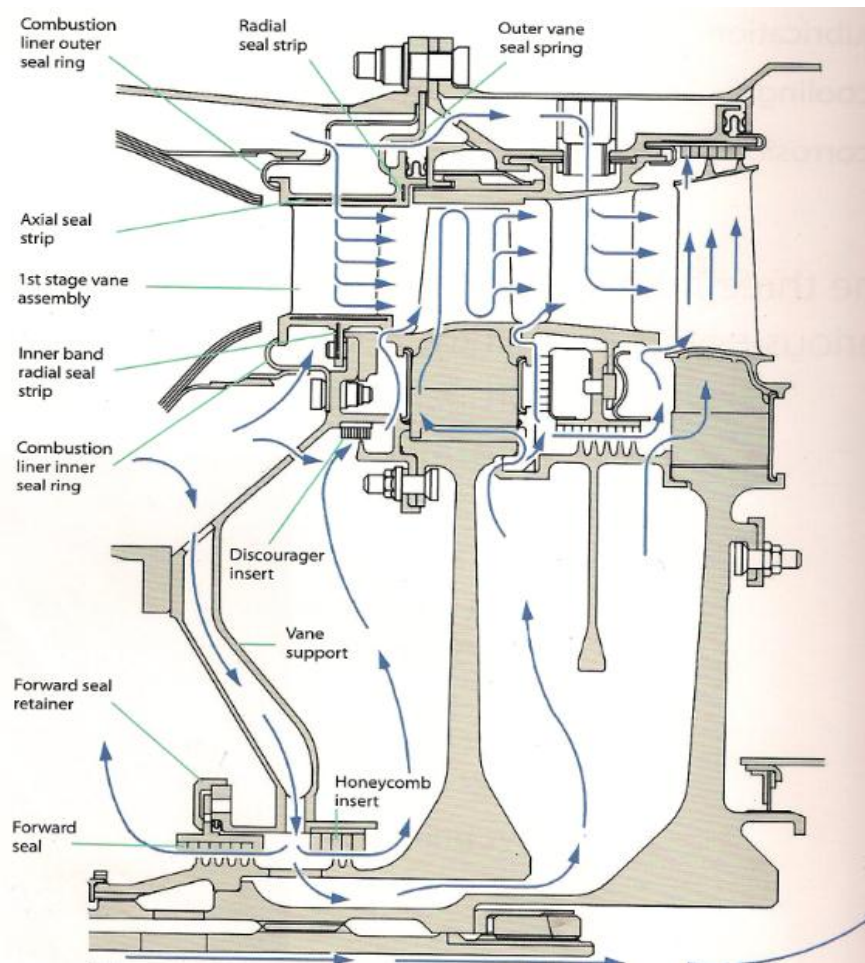
Ο αέρας ψύξης, που απομαστεύεται από κατάλληλες θέσεις από το συμπιεστή, μπορεί να είναι πάνω από 700°C, θερμοκρασία που είναι αρκετά υψηλή ώστε να λιώνει τα περισσότερα κράματα αλουμινίου, ενώ το κυρίως ρεύμα των καυσαερίων στα διάφορα μέρη του στροβίλου μπορεί να ξεπεράσει ακόμη και τους 1600°C, καθιστώντας έτσι απαραίτητη τη χρήση υψηλής αντοχής και υψηλής θερμοκρασίας υπερκραμάτων στις περιοχές αυτές.

2.1.1.1 Ψύξη πτερυγίων στροβίλου

Είναι γνωστό από το θερμοδυναμικό κύκλο το γεγονός ότι, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων, τόσο αυξάνει και ο θερμικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου. Όσο μεγαλύτερες είναι οι θερμικές φορτίσεις στις οποίες υπόκειται η μηχανή, τόσο απαραίτητη καθίσταται η χρήση ψυχόμενων πτερυγίων, πράγμα που σημαίνει ότι απομαστεύεται περισσότερος αέρας από το ρεύμα πυρήνα της μηχανής. Παρόλ' αυτά, υπάρχει ένα σημείο πέραν του οποίου οι επιδόσεις της μηχανής μειώνονται όσο αυξάνεται η παροχή του ψύχοντος ρεύματος. Κατ' αυτό τον τρόπο, πρέπει να καθοριστεί μία ισορροπία ανάμεσα στην παροχή του αέρα ψύξης και στον ψυκτικό βαθμό απόδοσης. Μεγάλες παροχές αέρα ψύξης οδηγούν σε μειωμένη παροχή αέρα πυρήνα πριν αυτός οδηγηθεί στο θάλαμο καύσης. Το γεγονός αυτό επηρεάζει τη λειτουργία του στροβίλου με δύο τρόπους:

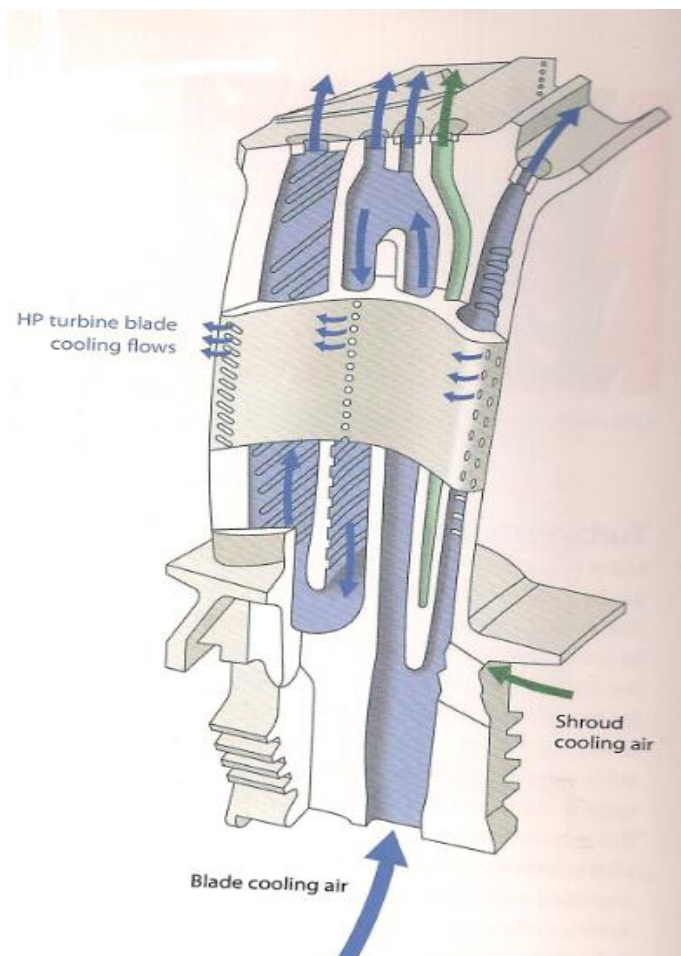
- Ο αέρας που απομαστεύεται δεν οδηγείται στο θάλαμο καύσης και κατ' επέκταση δεν καίγεται. Έτσι, μειώνεται το ποσό ενέργειας που προσδίδεται στο στρόβιλο.
- Αυξάνονται οι αεροδυναμικές απώλειες μέσω της επανεισαγωγής του αέρα ψύξης από τις τρύπες των πτερυγίων στο ρεύμα των καυσαερίων. Γενικά, ένας σχεδιασμός συστήματος ψύξης με μεγάλο βαθμό απόδοσης αυξάνει την πολυπλοκότητα της κατασκευής και κατ' επέκταση το κόστος αυτής.

Πιο συγκεκριμένα, τα πτερύγια του στροβίλου ψύχονται εσωτερικά και εξωτερικά. Τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του αέρα που απομαστεύεται από ενδιάμεσες βαθμίδες του συμπιεστή χαρακτηρίζονται από μία θερμοκρασία της τάξης των 700°C και μία πίεση 3800kPa. Το ρεύμα των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου είναι της τάξης των 3600kPa. Έτσι, το περιθώριο της πίεσης εισαγωγής του αέρα ψύξης στα πτερύγια του στροβίλου είναι αρκετά μικρό, ενώ η διατήρησή του είναι απαραίτητη για τη σωστή λειτουργία της μηχανής. Στο Σχήμα 2.1.1.1-1, που φαίνεται παρακάτω, απεικονίζεται το ρεύμα ψύξης του στροβίλου στη μηχανή AE 3007, διπλού τυμπάνου, της Rolls-Royce.



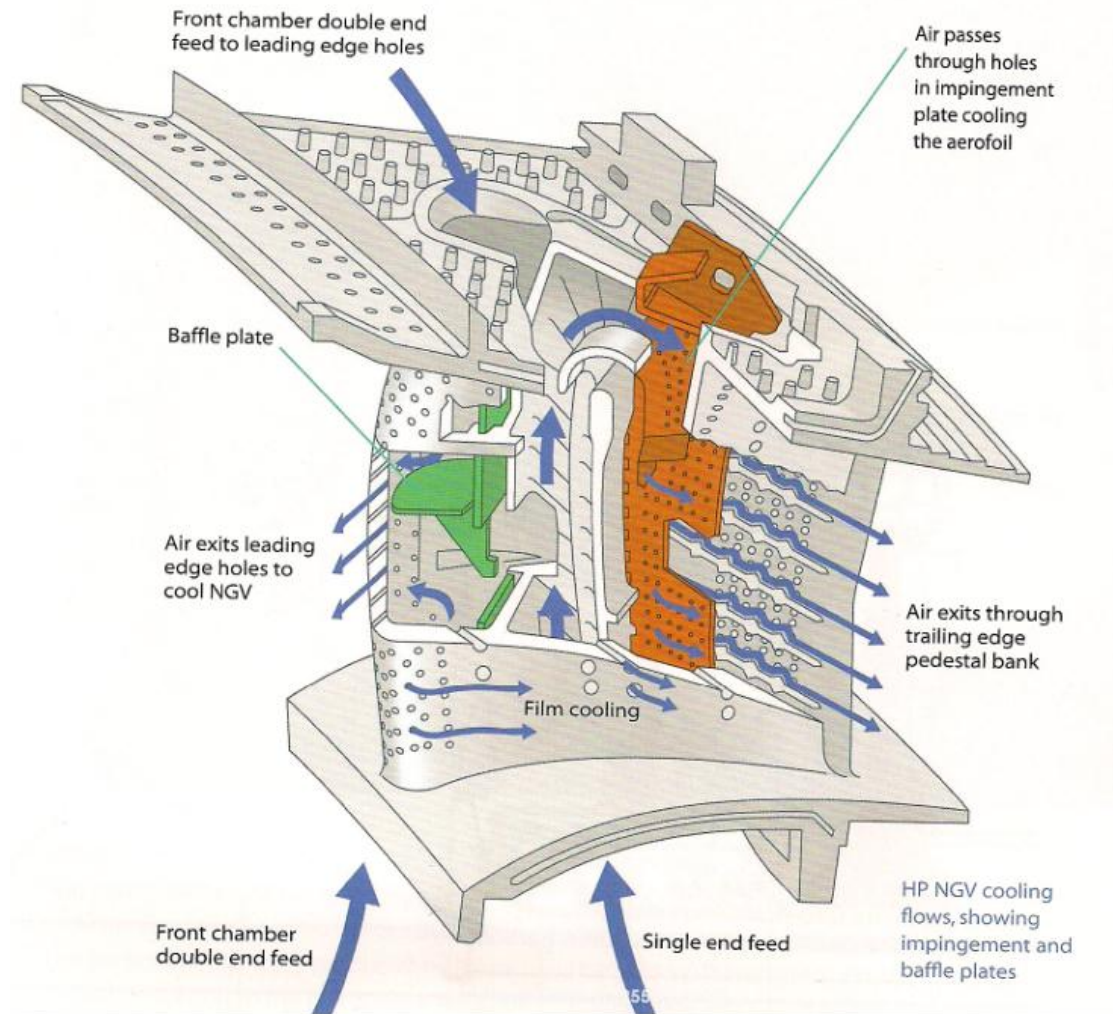
Σχήμα 2.1.1.1-1. Κύκλωμα ρεύματος ψύξης στον κινητήρα AE 3007 [1].

Οι παράγοντες που καθορίζουν τον τρόπο ψύξης των πτερυγίων είναι το υλικό από το οποίο κατασκευάζονται τα πτερύγια, οι απαιτήσεις που έχουμε από τη μηχανή και το κόστος. Η απουσία ψυκτικού μηχανισμού αφήνει περισσότερη ελευθερία όσον αφορά στο σχεδιασμό του πτερυγίου, τόσο στο μέγεθος όσο και στο σχήμα, καθώς δε σχεδιάζονται εσωτερικά αλάκια για τη διαδρομή του αέρα. Παρόλ' αυτά, κάτι τέτοιο θα περιόριζε τις θερμοκρασίες λειτουργίας, επηρεάζοντας έτσι και τις επιδόσεις της μηχανής. Τέτοια αλάκια απεικονίζονται στο Σχήμα 2.1.1.1-2 παρακάτω.



Σχήμα 2.1.1.1-2.Εσωτερικά αυλάκια σε πτερύγιο ρότορα στροβίλου [1].

Ο σχεδιασμός του συστήματος ψύξης έχει βελτιωθεί πολύ τα τελευταία χρόνια με τη βοήθεια νέων τεχνολογιών, όπως η διάνοιξη οπών με laser και η χρήση κεραμικών πυρήνων, οδηγώντας σε βελτιωμένες μεθόδους ψύξης με πολύ καλό βαθμό απόδοσης. Παρακάτω φαίνεται η πρόοδος που έχει γίνει τα τελευταία χρόνια, μέσα από το σχήμα 2.1.1.1-3, όπου απεικονίζεται ο τρόπος σχεδίασης των εσωτερικών κυκλωμάτων αέρα σε πτερύγιο στάτορα στροβίλου.



Σχήμα 2.1.1.1-3. Ψύξη πτερυγίου στάτορα στροβίλου [1].

Οι μέθοδοι αυτές, χάρη στις δυνατότητες που παρέχουν, επιτρέπουν τη μείωση της παροχής αέρα ψύξης, ενώ οι προσπάθειες τείνουν προς την επίτευξη μίας θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο όσο το δυνατόν πιο κοντά στην αντίστοιχη στοιχειομετρική.

2.1.1.2 Ψύξη δίσκων στροβίλου και αξόνων

Οι δίσκοι και οι άξονες κατηγοριοποιούνται στα πολύ ουσιώδη μέρη της μηχανής και η ακεραιότητά τους πρέπει να διατηρείται κάτω από όλες τις συνθήκες πτήσης. Το γεγονός αυτό περιορίζει τη μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας ενός δίσκου. Η θέρμανση των μερών αυτών του κινητήρα γίνεται με αγωγή θερμότητας από το κύριο ρεύμα καυσαερίων μέσω της επαφής τους με τα πτερύγια του στροβίλου. Η θερμική ικανότητα

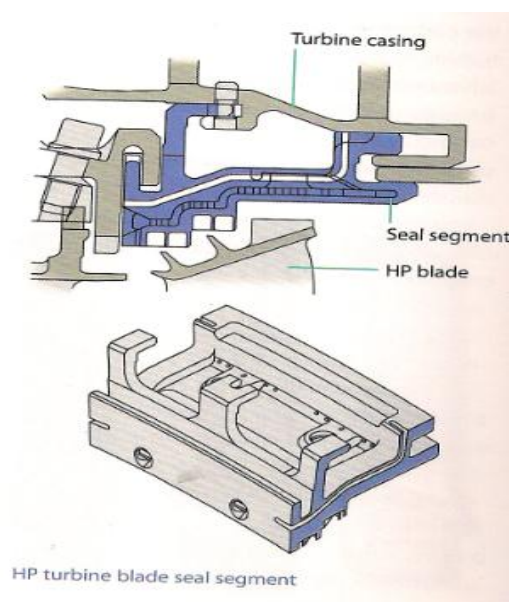
των δίσκων, σε συνδυασμό με την μεταφορά θερμότητας διαμέσου των επιφανειών, συμβάλλουν στη δημιουργία ενός ανομοιόμορφου θερμοκρασιακού πεδίου στην επιφάνεια των δίσκων κατά τη διάρκεια του κύκλου της μηχανής. Το απομένον θερμικό φορτίο, που έχει προκύψει από τη συστολή και τη διαστολή του υλικού των δίσκων, είναι ένα ποσοστό του συνολικού φορτίου που καθορίζει τον κύκλο ζωής τους. Η βελτίωση της ροής του αέρα ψύξης αυξάνει τις ώρες ζωής των δίσκων του στροβίλου.

2.1.1.3 Ψύξη κελύφων στροβίλου

Αέρας παρέχεται στα κελύφη του στροβίλου για τρεις λόγους:

- για την ψύξη των σταθερών πτερυγίων των βαθμίδων του στροβίλου
- για τη διατήρηση της αντοχής του υλικού των κελυφών
- για τον έλεγχο της θερμικής διαστολής των κελυφών, ως μέσο ελέγχου του διακένου ανάμεσα στην κορυφή του πτερυγίου του ρότορα του στροβίλου και του κελύφους του.

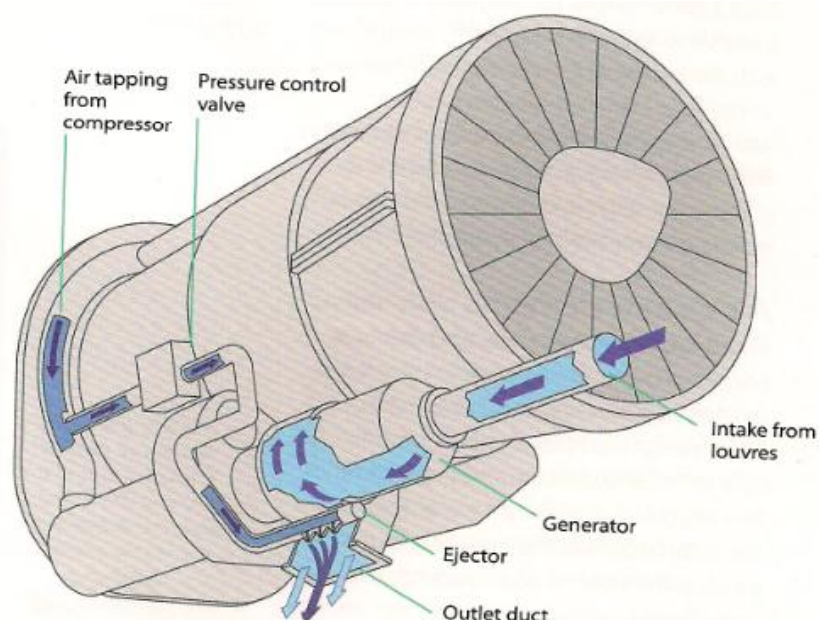
Στο Σχήμα 2.1.1.3-1 φαίνεται ο σχεδιασμός που ακολουθείται προκειμένου να ψυχθούν τα κελύφη του στροβίλου.



Σχήμα 2.1.1.3-1. Παροχή αέρα ψύξης στα κελύφη του στροβίλου για έλεγχο των ακτινικών διακένων

2.1.1.4 Ψύξη παρελκομένων

Ορισμένες μονάδες που παίρνουν κίνηση από τη μηχανή δημιουργούν ένα αρκετά μεγάλο ποσό θερμότητας, το οποίο πρέπει να κρατηθεί σε χαμηλά επίπεδα προκειμένου να λειτουργήσει η μηχανή με μία αποδεκτή θερμοκρασία. Στην περίπτωση αυτή, μπορεί να χρησιμοποιηθεί αέρας ψύξης, που απομαστεύεται από χαμηλότερη βαθμίδα του συμπιεστή, και να οδηγηθεί απευθείας στη μονάδα αυτή. Μία άλλη μέθοδος είναι η ψύξη της μονάδας αυτής με ατμοσφαιρικό αέρα. Αυτό επιτυγχάνεται επιτρέποντας τον αέρα που έχει απομαστευθεί από το συμπιεστή να περάσει μέσα από τα οδηγία πτερύγια στην είσοδο της μονάδας. Η ταχύτητα μέσω των οδηγών πτερυγίων δημιουργεί μία περιοχή χαμηλής πίεσης, που προσομοιάζεται με ακροφύσιο και, κατ' αυτό τον τρόπο, συμπαρασύρεται και ο ατμοσφαιρικός αέρας που προμηθευόμαστε μέσω ειδικών αγωγών. Ο μηχανισμός αυτός φαίνεται παρακάτω, στο Σχήμα 2.1.1.4-1.



Σχήμα 2.1.1.4-1. Εκμετάλλευση του ατμοσφαιρικού αέρα για ψύξη των παρελκομένων.

2.2 Στεγανοποίηση

Η στεγανοποίηση στοχεύει στη μείωση των απωλειών λόγω διαρροής, κατά μήκος των διάφορων επιμέρους μερών της μηχανής και των βαθμίδων του στροβίλου. Το σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα περιλαμβάνει στεγανωτικά μεταξύ περιστρεφόμενων και σταθερών μερών, μεταξύ ομόρροπα στρεφόμενων μερών, μεταξύ αντίρροπα στρεφόμενων μερών, καθώς και μεταξύ σταθερών μερών.

Το σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα πρέπει να παρέχει αποτελεσματική στεγανότητα προκειμένου ο αέρας ψύξης να κατευθύνεται στις περιοχές που επιθυμούμε σε ποσοστό όσο αυτό της παροχής σχεδίασης. Υπερβολικές διαρροές είναι πιθανό να απαιτούν αλλαγές στην αρχιτεκτονική του συστήματος εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα, ώστε να αποδώσει αποτελεσματικά – για παράδειγμα, να χρησιμοποιηθεί μία θέση απομάστευσης από υψηλότερη βαθμίδα του συμπιεστή.

Η πρόληψη διαρροής λιπαντικού είναι καθοριστική σημασίας για τη λειτουργία μίας μηχανής. Η εμφάνιση λιπαντικού σε περιοχή εκτός αυτής του τριβέα ολίσθησης μπορεί να οδηγήσει σε φωτιά της μηχανής. Μία διαρροή στο κυρίως ρεύμα των καυσαερίων μπορεί να προκαλέσει έντονη δυσσομία στην καμπίνα του αεροσκάφους, ή ακόμη και εμφάνιση καπνού, γεγονός αρκετά προειδοποιητικό. Για τους λόγους αυτούς, χρησιμοποιείται αέρας που φράσσει την περιοχή γύρω από τους τριβείς ολίσθησης προκειμένου να αποφευχθεί μία πιθανή διαρροή λιπαντικού. Παρόλ' αυτά, υπερβολική παροχή αέρα μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση της θερμικής φόρτισης του λιπαντικού στο θάλαμο.

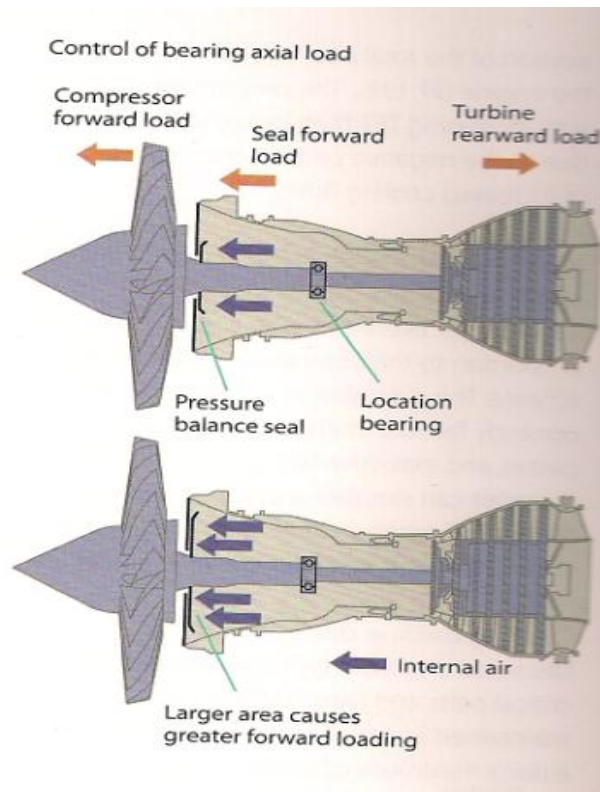
Μία ακόμη σημαντική στεγανωτική λειτουργία είναι η ελαχιστοποίηση της εισρόφησης ποσότητας καυσαερίου από το κύριο ρεύμα καυσαερίων στο εσωτερικό των πτερυγίων. Το σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα πρέπει να παρέχει ικανή ποσότητα αέρα ώστε να υπερχειλίζει τις εσωτερικές κοιλότητες στα πτερύγια και να αποφεύγεται η εισρόφηση καυσαερίων, ή, τουλάχιστον, να ψύχει την ποσότητα του εισροφούμενου καυσαερίου ώστε να επιτυγχάνεται ένα αποδεκτό θερμοκρασιακό επίπεδο.

2.3 Έλεγχος αξονικών φορτίων

Η ροή του κυρίως ρεύματος αέρα ασκεί μία αξονική δύναμη η οποία δρα κατά την μπροστινή κατεύθυνση του συμπιεστή και την πίσω κατεύθυνση του στροβίλου. Κατ' αυτό τον τρόπο, ο άξονας που συνδέει το συμπιεστή με το στρόβιλο θα καταπονηθεί με ένα καθαρά αξονικό φορτίο που αποτελεί τη συνολική δύναμη καταπόνησης του συμπιεστή και του στροβίλου και τη δύναμη που ασκείται στους δίσκους και τους άξονες από το εσωτερικό σύστημα αέρα. Η θέση των θέσεων στεγάνωσης γύρω από το συμπιεστή και το στρόβιλο καθορίζουν τα καθαρά φορτία που προκαλούνται από το δευτερεύον σύστημα αέρα και αποτελεί το κύριο εργαλείο για το σχεδιαστή του εσωτερικού συστήματος αέρα για τον έλεγχο των φορτίων στους τριβείς ολίσθησης. Ένας άλλος σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει το συνολικό φορτίο που καταπονεί τον άξονα της μηχανής είναι η αντίδραση του στροβίλου υψηλής πίεσης. Η αντίδραση αυτή καθορίζει τη στατική πίεση του ρεύματος των καυσαερίων μεταξύ του στάτορα και του ρότορα της πρώτης βαθμίδας του στροβίλου. Η πίεση αυτή μπορεί να ασκηθεί σε μία αρκετά μεγάλη περιοχή του δίσκου και να επηρεάσει σημαντικά τα

καθαρά αξονικά φορτία. Τα φορτία των τριβών πρέπει να ελέγχονται ώστε να μειωθεί η πιθανότητα υπερφόρτωσης τους. Κάτι τέτοιο είναι πιθανό να συμβεί κατά τη λειτουργία της μηχανής και, κατά συνέπεια, να προκληθεί σημαντική αύξηση της θερμοκρασίας και να οδηγηθούμε σε απώλεια της μηχανής.

Ο έλεγχος των αξονικών φορτίων μέσω της ασκούμενης πίεσης αποτυπώνεται στο Σχήμα 2.3-1.



Σχήμα 2.3-1. Έλεγχος αξονικών φορτίων μέσω της ασκούμενης στους δίσκους πίεσης

2.4 Εξωτερικές απομαστεύσεις

Σημαντικές ποσότητες αέρα απομαστεύονται από μία ή περισσότερες βαθμίδες του συμπιεστή για τις ανάγκες του αεροσκάφους, οι οποίες περιλαμβάνουν τη συμπίεση της καμπίνας, τη θέρμανση της καμπίνας και τις αντιπαγωτικές ανάγκες του κελύφους της μηχανής. Το σύστημα ελέγχου του αεροσκάφους καθορίζει την απαιτούμενη ποσότητα αέρα που πρέπει να απομαστευθεί, την οποία και θα πάρει από τη χαμηλότερη δυνατή βαθμίδα, αρκεί η πίεση να είναι επαρκής για κάτι τέτοιο. Σε σημεία λειτουργίας όπου το φορτίο είναι σχετικά χαμηλό, ο αέρας απομαστεύεται από υψηλότερες βαθμίδες. Με τον τρόπο αυτό, οι απώλειες της μηχανής διατηρούνται σε χαμηλά επίπεδα.

Οι απομαστεύσεις που λαμβάνουν χώρα για τις ανάγκες της καμπίνας του αεροσκάφους, παρόλο που πραγματοποιούνται από το εξωτερικό κέλυφος του

συμπιεστή και οδηγούνται στο εξωτερικό της μηχανής, επηρεάζουν το εσωτερικό σύστημα αέρα, καθώς τροποποιούν το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή. Στην περίπτωση που οι απομαστεύσεις που έχουν σκοπό την ικανοποίηση των αναγκών της καμπίνας του αεροσκάφους και αυτές που πραγματοποιούνται για την ψύξη των διάφορων μερών της μηχανής γίνονται από την ίδια βαθμίδα, η διαθέσιμη πίεση στο εσωτερικό σύστημα αέρα καθορίζεται από τις απαιτήσεις πίεσης προκειμένου να ικανοποιηθούν οι ανάγκες της καμπίνας. Με παρόμοιο τρόπο επηρεάζονται και οι άλλες εξωτερικές απομαστεύσεις που έχουν σκοπό την ψύξη των διάφορων παρελκομένων της μηχανής και αυτές που συμμετέχουν στο αντιπαγωγικό σύστημα της μηχανής. Το αντιπαγωγικό σύστημα της μηχανής έχει σα σκοπό την προφύλαξη του πρόσθιου μέρους του θύλακα της μηχανής, του κώνου της μηχανής καθώς και της πρώτης βαθμίδας του συμπιεστή από την εμφάνιση πάγου κατά την πτήση σε μεγάλα υψόμετρα. Για το λόγο αυτό απομαστεύεται αέρας από τις τελευταίες βαθμίδες του συμπιεστή, ο οποίος έχει υψηλότερα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά από τον ατμοσφαιρικό, και οδηγείται στις περιοχές αυτές. Συνήθως είναι και η χρησιμοποίηση ελαίου λίπανσης και ηλεκτρικών αντιστάσεων προς την επίτευξη του ίδιου σκοπού [48].

2.5 Στοιχεία εσωτερικού συστήματος αέρα

Προκειμένου ο αέρας να οδηγηθεί από ένα σημείο της μηχανής σε κάποιο άλλο, είναι απαραίτητος ο σχεδιασμός μίας περιοχής οδήγησης της ροής. Ο πιο απλός τρόπος είναι η διάνοιξη μίας οπής σε ένα σταθερό μέρος της μηχανής, ο οποίος θα σχηματίζει δύο περιοχές διαφορετικής πίεσης. Ακόμη και γι' αυτή την πολύ απλή περίπτωση, η παροχή αέρα που θα περάσει μέσα από την οπή εξαρτάται από πολλούς παράγοντες, όπως το ιξώδες και η συμπίεστικότητα του αέρα. Υπολογιστικά, η παροχή αυτή εξαρτάται από τη γεωμετρία της οπής (πάχος, σχήμα και προφίλ), το λόγο πίεσης ανάντη και κατόντη και από την τιμή της θερμοκρασίας ανάντη. Επίσης, η ταχύτητα του αέρα αποτελεί και αυτή έναν παράγοντα. Για παράδειγμα, μπορεί το διάνουσμά της να μην είναι παράλληλο με τον άξονα της οπής, ή μπορεί να βρίσκεται σε περιστρεφόμενο μέρος της μηχανής, το οποίο να περιστρέφεται με διαφορετική ταχύτητα απ' ότι η εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας του αέρα εισόδου.

2.5.1.1 Περιστρεφόμενες στεγανώσεις

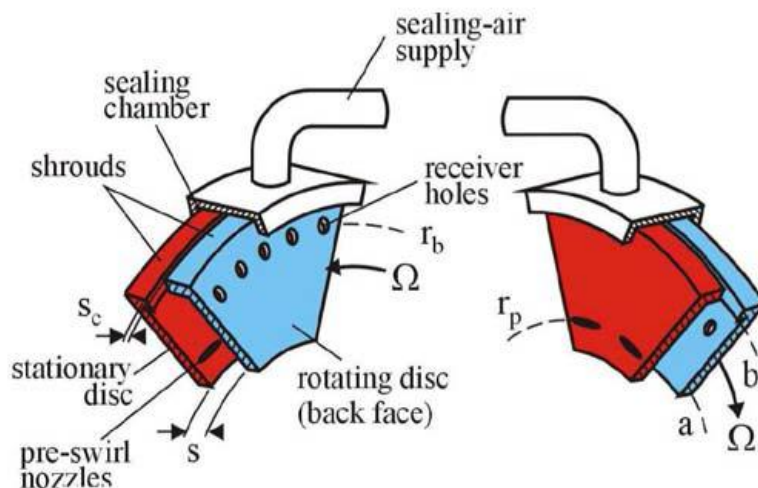
Η περιστρεφόμενη διάταξη τοποθετείται ανάμεσα σε δύο μέρη, εκ των οποίων το ένα ή ακόμη και τα δύο περιστρέφονται. Στην περίπτωση που περιστρέφονται και τα δύο μέρη, η περιστροφική ταχύτητα και η κατεύθυνση αυτής μπορεί να διαφέρει. Ένα μικρό διάκενο μεταξύ του άξονα και ενός διατρήματος μπορεί να θεωρηθεί στεγάνωση, αλλά

οι σύγχρονες στεγανώσεις περιλαμβάνουν ιδιαίτερα χαρακτηριστικά που βοηθούν στη μείωση διαρροής μέσω της δημιουργίας απωλειών πίεσης και, κατά συνέπεια, αντίστασης στη ροή. Οι στεγανώσεις πρέπει επίσης να ανταπεξέλθουν στα σχετικά αξονικά και ακτινικά φορτία μεταξύ των περιστρεφόμενων τμημάτων της μηχανής κατά τη διάρκεια του φακέλου πτήσης¹.

2.5.1.2 *Pre-swirl systems*

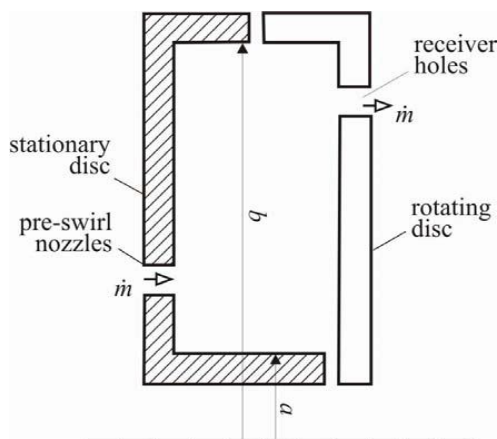
Στους αεριοστροβίλους, ο αέρας ψύξης αναρροφάται από συγκεκριμένες θέσεις απομάστευσης από το συμπιεστή και διανέμεται στο εσωτερικό κύκλωμα αέρα. Προκειμένου να επιτευχθεί ψύξη των πτερυγίων του στροβίλου, είναι σύνηθες να χρησιμοποιούνται συστήματα που αυξάνουν την εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας - *pre-swirl systems* - τα οποία περιέχουν ακίνητα ακροφύσια - *pre-swirl nozzles*. Τα ακροφύσια τοποθετούνται υπό κλίση προκειμένου να δημιουργηθούν δίνες στη ροή προς την κατεύθυνση της περιστροφής, αυξάνεται δηλαδή η εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας. Επιταχύνοντας τον αέρα, η σχετική ολική θερμοκρασία είναι δυνατό να μειωθεί [9]. Ο αέρας, αφού περάσει τα ακροφύσια αυτά, εισέρχεται σε έναν δακτύλιο που σχηματίζεται μεταξύ του σχετικού συστήματος στάτορα – ρότορα. Ένας υποδοχέας, που μπορεί να σχεδιαστεί σαν κανάλι ή απλά σε μία οπή στο ρότορα, οδηγεί τον αέρα ψύξης στο ‘πόδι’ των πτερυγίων. Μπορούμε να διακρίνουμε τρία διαφορετικά συστήματα, η λειτουργία των οποίων μπορεί να διαφέρει ανάλογα με τη σχετική ακτινική θέση των ακροφυσίων, σε σχέση με τους προαναφερθέντες υποδοχείς. Τα συστήματα αυτά είναι με μεγάλη ακτίνα, συστήματα με μέση ακτίνα και συστήματα με μικρή ακτίνα. Ως ακτίνα ορίζουμε την απόσταση του ακροφυσίου από τον άξονα περιστροφής της μηχανής. Παρακάτω, φαίνεται μία τέτοια διάταξη – σχηματικό διάγραμμα – ενός τυπικού τέτοιου συστήματος, όπως αυτό παρουσιάζεται στην [9].

¹ Στην αεροδυναμική, ο φάκελος πτήσης, ή φάκελος επιδόσεων του αεροσκάφους, αναφέρεται στις δυνατότητες σχεδίασης του αεροσκάφους όσον αφορά στην ταχύτητα αέρα, στο υψόμετρο και στο συντελεστή φορτίου. Ο όρος χρησιμοποιείται για να περιγράψει κι άλλες μετρήσεις, όπως την ικανότητα ελιγμών. Όταν για παράδειγμα ένα αεροπλάνο πέφτει με υψηλή ταχύτητα, πετάει εκτός φακέλου πτήσης, κάτι που μπορεί να είναι αρκετά επικίνδυνο.



Σχήμα 2.5.1.2-1. Σχηματικό διάγραμμα ενός pre-swirl συστήματος, στο οποίο απεικονίζονται οι θέσεις των ακροφυσίων στο στάτορα και των οπών εισόδου στο ρότορα ενός στροβίλου [57].

Για λόγους πληρότητας, παρακάτω παρουσιάζουμε ένα απλοποιημένο σχέδιο μίας μοντελοποίησης του συστήματος αυτού, όπως παρουσιάστηκε στο Reno-Tahoe, Nevada, USA [58].



Σχήμα 2.5.1.2-2 .Απλοποιημένο σχηματικό διάγραμμα μοντελοποίησης συστήματος ρότορα-στάτορα, στο οποίο φαίνονται τα ακροφύσια και οι οπές εισόδου, καθώς και τα κινούμενα και ακίνητα μέρη [58].

Τέτοιες μικρές αλλαγές στις παραμέτρους που υπεισέρχονται στη γεωμετρία της διάταξης ενός συστήματος, όπως το ύψος και το πλάτος του θαλάμου μέσα στον οποίο γίνεται η αύξηση της εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας, μπορεί να έχουν διάφορα αποτελέσματα στη μείωση της σχετικής ολικής θερμοκρασίας και στις απώλειες ολικής πίεσης τέτοιων συστημάτων [7]. Τα τελευταία χρόνια, τα pre-swirl συστήματα

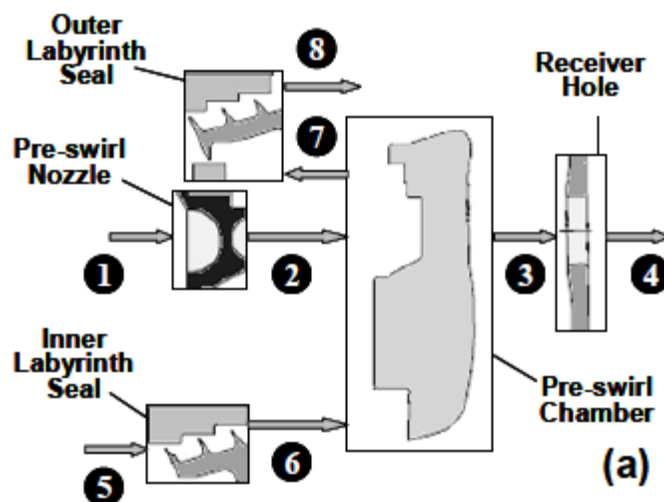
μελετήθηκαν από πολλούς επιστήμονες. Η πρώτη δημοσίευση που σχετιζόταν με αυτά ήταν των Meierhofer and Franklin [15]. Οι συγγραφείς αυτοί παρουσίασαν μετρήσεις που έκαναν σε ένα τέτοιο σύστημα, αλλάζοντας τη θέση των ακροφυσίων εισόδου και εισήγαγαν ένα λόγο ταχύτητας προκειμένου να περιγράψουν την απόδοση του συστήματος. Ήταν οι πρώτοι που υπολόγισαν αριθμητικά την επίδραση της αύξησης της εφαιπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας στην πτώση της θερμοκρασίας του αέρα ψύξης. Οι Popp, Zimmermann and Kutz [16] επικεντρώθηκαν στη μελέτη ενός τέτοιου συστήματος και στον τρόπο που αυτό επηρεάζεται αλλάζοντας γεωμετρικά χαρακτηριστικά, όπως το λόγο εμβαδού, το λόγο του βάθους των θαλάμων με τη διάμετρο των ακροφυσίων, τον αριθμό των ακροφυσίων και το λόγο μήκους προς διάμετρο των οπών εισόδου. Συμπέραναν ότι η σημαντικότερη γεωμετρική παράμετρος, όσον αφορά στην απόδοση του συστήματος, είναι ο λόγος εμβαδού των οπών εισόδου προς το εμβαδό των ακροφυσίων. Οι Yan, Gord, Lock, Wilson and Owen [17] διεξήγαγαν περαιτέρω πειραματικές και αριθμητικές έρευνες για direct-transfer συστήματα². Στην έρευνά τους αναλύθηκε η επίδραση της περιστροφικής ταχύτητας, του ποσοστού ροής, του βαθμού pre-swirl και του αριθμού των ακροφυσίων στο πεδίο ροής και στις απώλειες ολικής πίεσης. Όσον αφορά στις απώλειες του συστήματος – παροχή, πίεση, θερμοκρασία και αλλαγές στην ταχύτητα –, αυτές υπολογίζονται χρησιμοποιώντας μοντέλα – συνήθως τυπικοί επιλύτες μονοδιάστατου πλέγματος ροής – σε διάφορα σημεία λειτουργίας [20]. Τα αποτελέσματα αυτά εισέρχονται σε ένα μοντέλο μηχανής με τη βοήθεια μοντελοποιημένων βαλβίδων απομάστευσης - bleeds. Με τον τρόπο αυτό, το δευτερογενές σύστημα αέρα μετατρέπεται σε ένα ‘μαύρο κουτί’ για το μηχανικό, καθώς, κατά τη διαδικασία του σχεδιασμού, η απόδοση του συστήματος δεν μπορεί να υποθεθεί με τρόπο αυτόνομο, αλλά θα πρέπει να θεωρηθεί ως μέρος που επηρεάζει ολόκληρη τη μηχανή. Άλλωστε, οποιαδήποτε αλλαγή στο σύστημα αέρα ή ακόμη στο επίπεδο του κύκλου της μηχανής, θα πρέπει να συναποφασίζεται από τους μηχανικούς λόγω της αλληλεξάρτησης των συνιστωσών της μηχανής. Με τον τρόπο αυτό μειώνεται η πιθανότητα λάθους [19].

Οι Karabay, Chen, Pilbrow, Wilson and Owen [18] μελέτησαν τη ροή σε ένα σύστημα cover-plate (low radius), τόσο αριθμητικά όσο και πειραματικά. Απέδειξαν ότι μέσα στο θάλαμο, αλλά έξω από τα συνοριακά τοιχώματα, κυριαρχεί ροή ελεύθερης στροβιλότητας – free-vortex³. Επίσης, συμπέραναν ότι ο λόγος pre-swirl στην είσοδο του

² Σε ένα direct-transfer σύστημα, ο αέρας ψύξης διασχίζει αξονικά το κενό των δίσκων εισερχόμενος στα ακίνητα ακροφύσια, ρόλος των οποίων είναι η αύξηση της εφαιπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας, και εξέρχεται από τις οπές που υπάρχουν στο δίσκο του ρότορα.

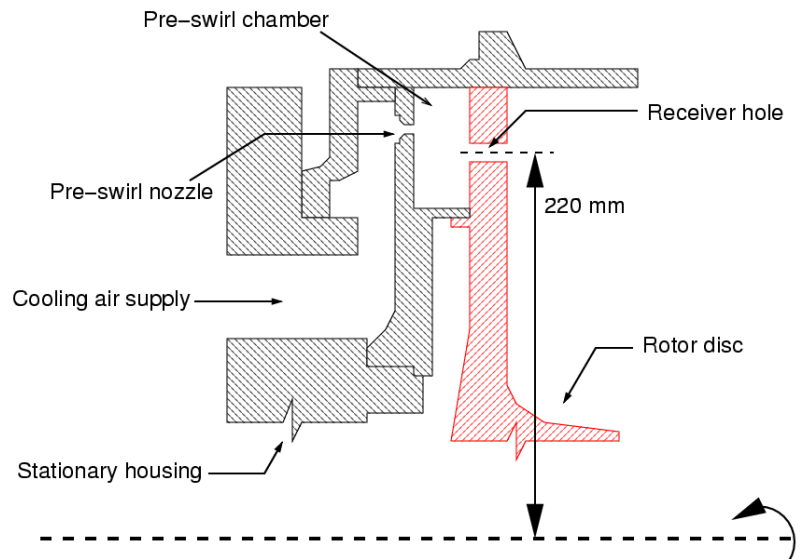
³ Με τον όρο ροή ελεύθερης στροβιλότητας εννοούμε την παραδοχή κατά την οποία στην ακτινική κατεύθυνση, το έργο ανά μονάδα μάζας είναι σταθερό. Έτσι, αν οι μεσημβρινές γραμμές ροής είναι κυλινδρικές, τότε η ταχύτητα θα είναι σταθερή κατά την ακτινική κατεύθυνση [30].

θαλάμου, καθώς και η παράμετρος τύρβης, είναι οι πιο σημαντικοί και επηρεάζουν τη δομή της ροής στο εσωτερικό του θαλάμου. Για λόγους πληρότητας, παρακάτω παρατίθεται μία εικόνα στην οποία φαίνεται ένα pre-swirl σύστημα, καθώς και η 'θέση' των θαλάμων, των λαβυρίνθων και των οπών εισόδου [14].

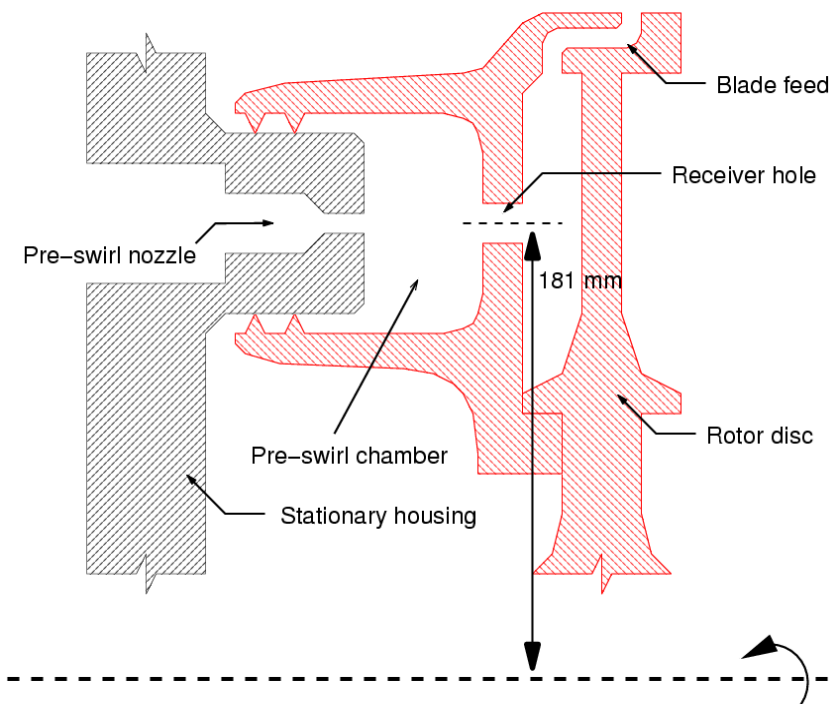


Σχήμα 2.5.1.2-3. Στοιχεία από τα οποία αποτελείται ένα pre-swirl σύστημα [14].

Στη βιβλιογραφία υπάρχουν έρευνες, μέσω των οποίων γίνεται προσπάθεια να μελετηθεί ο τρόπος αλληλεπίδρασης της γεωμετρίας των θαλάμων αυτών, καθώς και της θέσης τους, με την απόδοση ολόκληρου του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα, έχει αποδειχθεί ότι υπάρχει μεγάλη αλληλεξάρτηση της γεωμετρίας – αρχιτεκτονικής ενός τέτοιου συστήματος με την απόδοση, τόσο του συστήματος, όσο και ολόκληρης της μηχανής [31]. Η έρευνα αυτή διεξήχθη το 2005 και ουσιαστικά είχε σα σκοπό τη σύγκριση δύο υπάρχοντων μοντέλων, όσον αφορά στην απόδοση αυτών. Τα μοντέλα υπό σύγκριση είναι του πανεπιστημίου του Karlsruhe [15] και του πανεπιστημίου του Sussex [12], χρησιμοποιώντας υπολογιστικές ρευστοδυναμικές μεθόδους. Παρακάτω φαίνονται σχηματικά τα δύο μοντέλα.



Σχήμα 2.5.1.2-4. Μοντελοποίηση του πανεπιστημίου Karlsruhe [15].



Σχήμα 2.5.1.2-5. Μοντελοποίηση του πανεπιστημίου Sussex [12].

Μέσω της έρευνας αυτής έγινε φανερό ότι τα δύο μοντέλα παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές στην απόδοση. Οι υπολογισμοί έδειξαν ότι η διαφορά οφείλεται κυρίως – αν όχι αποκλειστικά – στη διαφορά της ροπής που επιβάλλεται από το στάτορα στο τυρβώδες ρευστό. Η διαφορά αυτή εξηγείται από τη διαφορά στη βρεχόμενη επιφάνεια ανάμεσα στα δύο μοντέλα. Το μοντέλο του Karlsruhe παρουσιάζει διπλάσια

βρεχόμενη επιφάνεια στο στάτορα από αυτή στο μοντέλο του πανεπιστημίου του Sussex, με συνέπεια το δεύτερο μοντέλο να παρουσιάζει καλύτερη απόδοση.

Οι A.Alexiou & K.Mathioudakis [14] κατασκεύασαν μοντέλα 1-D για όλα τα παρελκόμενα εξαρτήματα ενός pre-swirl συστήματος, όπως για παράδειγμα τα ακροφύσια, τους θαλάμους, τις οπές εισόδου και τους λαβυρίνθους. Το γεγονός αυτό επέτρεψε την εύκολη κατασκευή, αξιολόγηση και σύγκριση της απόδοσης των μερών αυτών με άλλα, όσον αφορά στην αποδοτική και συμφέρουσα εισαγωγή τους σε έναν κινητήρα. Απέδειξαν ότι τα μοντέλα αυτά μπορούν να δώσουν ικανοποιητικά αποτελέσματα σε αποδεκτό χρόνο, αποδεχόμενοι όλες τις φυσικές παραμέτρους που υπεισέρχονται στη μοντελοποίηση. Επίσης, ολόκληρο το σύστημα μπορεί να εισαχθεί σε ένα μοντέλο μηχανής προκειμένου να μελετήσουμε τη συνεισφορά του στην απόδοση της μηχανής και αντιστρόφως. Οι ίδιοι συγγραφείς, το 2008, δημοσίευσαν μία έρευνα στην οποία φαίνονται τα αποτελέσματα της απευθείας εισαγωγής ενός τέτοιου συστήματος σε ένα μοντέλο μηχανής [19]. Υπάρχουν αρκετές έρευνες [7], οι οποίες επικεντρώνονται στην απόδοση ενός pre-swirl συστήματος στο σημείο σχεδιασμού. Οι Benra, Dohmen and Schneider έκαναν περαιτέρω έρευνες και επικεντρώθηκαν στη μοντελοποίηση τέτοιων συστημάτων, προκειμένου να κατανοήσουν τη ροή μέσα στους θαλάμους σε σημεία λειτουργίας εκτός του σημείου σχεδίασης [6]. Μεγάλη σημασία δόθηκε στον τρόπο μίξης της ροής στην έξοδο από τα ακροφύσια με την υπάρχουσα ροή στους θαλάμους. Χρησιμοποίησαν ένα 1-D μοντέλο, το οποίο δημιούργησαν στο πανεπιστήμιο Duisburg-Essen της Γερμανίας, και προσπάθησαν να το βελτιώσουν, διεξάγοντας 3-D CFD υπολογισμούς. Το αποτέλεσμα ήταν να αυξηθεί η ακρίβεια στον εκτιμώμενο λόγο πίεσης, στη θερμοκρασία, ενώ βελτιώθηκε και ο βαθμός swirl. Δε χρησιμοποιήθηκαν επιλύτες 3-D Navier-Stokes καθώς, παρόλη την ακρίβεια που προσφέρουν, έχουν τεράστιο υπολογιστικό κόστος. Επίσης, λόγω της επικείμενης δυσκολίας χειρισμού τους, προτιμώνται 3-D CFD προσεγγίσεις σε 1-D μοντέλα.

2.5.1.3 **Λαβύρινθοι**

Οι λαβύρινθοι χρησιμοποιούνται πολύ συχνά στους αεριοστροβίλους για τις ανάγκες στεγανότητας του συστήματος αέρα. Πρόκειται για διατάξεις που υπάρχουν πάντα στα συστήματα εσωτερικής κυκλοφορίας με σκοπό τη ρύθμιση των παροχών προς τις διάφορες χρήσεις, καθώς και για απομόνωση περιοχών που βρίσκονται σε διαφορετικές πιέσεις και διαχωρίζονται από τοιχώματα μέσα από τα οποία διέρχονται στρεφόμενα μέρη.

Η αρχή λειτουργίας των λαβυρίνθων βασίζεται στη δημιουργία μίας δέσμης υψηλής ταχύτητας που εκβάλλει σε ένα χώρο ηρεμίας, κι έτσι χάνεται όλη η κινητική ενέργεια του ρευστού. Με διαδοχικές τέτοιες διαμορφώσεις επιτυγχάνεται μία μεγάλη πτώση πίεσης. Με τον τρόπο αυτό, όταν υπάρχει συγκεκριμένη διαφορά πίεσης, όσο

μεγαλύτερο αριθμό λαβυρίνθων χρησιμοποιήσουμε, τόσο μικρότερη γίνεται η παροχή που δημιουργεί αυτή την πτώση πίεσης [33].

Για να αντιμετωπιστούν οι σχετικές ακτινικές μετατοπίσεις, οι λαβύρινθοι μπορούν να σχεδιαστούν με τέτοιο τρόπο, ώστε οι κορυφές των πτερυγίων να μην ακουμπήσουν ποτέ το εξωτερικό κέλυφος του στατικού μέρους, ή ακόμη μπορεί να χρησιμοποιηθεί στο σημείο αυτό ένα υλικό αρκετά μαλακό, ώστε να μπορεί να αντέχει σε ενδεχόμενα "ξυσίματα". Κατά το πρώτο ξεκίνημα της μηχανής, οι κορυφές των πτερυγίων ξύνουν το υλικό και δημιουργούν εσοχές στη μεγαλύτερη δυνατή ακτινική απόσταση. Κατά τη διάρκεια λειτουργίας της μηχανής, τα πτερύγια δεν ξύνουν περαιτέρω το υλικό. Παρόλ' αυτά, υπερβολικές μετατοπίσεις του άξονα κατά τη διάρκεια ελιγμών ή κατά την προσγείωση μπορούν να προκαλέσουν τέτοια φαινόμενα. Γενικά, το διάκενο στους λαβυρίνθους αυξάνει με τις ώρες λειτουργίας της μηχανής.

Σε διατάξεις μηχανών με άξονες που περιστρέφονται ομόρροπα, το μαλακό υλικό που αναφέρθηκε προηγουμένως μπορεί να αντικατασταθεί από έναν περιστρεφόμενο δακτύλιο λιπαντικού για τη στεγανότητα των θαλάμων των ρουλεμάν. Καθώς οι άξονες αρχίζουν να αποκλίνουν, οι κορυφές των πτερυγίων των λαβυρίνθων εισέρχονται στην περιοχή του λιπαντικού και έτσι επιτυγχάνεται η στεγανότητα χωρίς την αύξηση θερμοκρασίας που προκαλείται από το ξύσιμο του υλικού.

Οι λαβύρινθοι που χρησιμοποιούνται για στεγανωτικούς σκοπούς αποτελούν ένα σημαντικό στοιχείο στις σύγχρονες βιομηχανίες στροβιλοκινητήρων. Οι straight-through λαβύρινθοι, καθώς και οι stepped – βηματικοί –, χρησιμοποιούνται ευρύτατα στους μοντέρνους αεριοστροβίλους, χάρη στην απλότητα της κατασκευής τους και στο χαμηλό κόστος τους. Ο ρόλος τους σε έναν αεριοστρόβιλο είναι η αύξηση της αεροδυναμικής απόδοσης μειώνοντας τις διαρροές στα κενά που σχηματίζονται μεταξύ των περιστρεφόμενων και των κινούμενων μερών του κινητήρα. Επίσης, μπορούν να βελτιώσουν τα χαρακτηριστικά των δονήσεων του άξονα. Οι δύο βασικοί τύποι λαβυρίνθων είναι οι straight-through και οι stepped. Οι δύο αυτοί τύποι στεγάνωσης παρουσιάζουν διαφορετικά χαρακτηριστικά, τα οποία εξαρτώνται από τη διαφορετική γεωμετρία των διατάξεων. Και οι δύο τύποι παρουσιάζουν τέσσερα στοιχεία που τους καθιστούν ζωτικής σημασίας για την εύρυθμη λειτουργία της μηχανής:

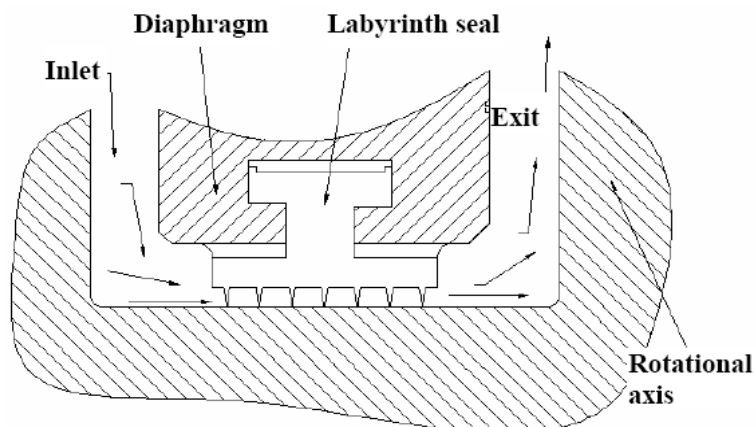
- αξιοπιστία
- ικανότητα καλής απόδοσης ακόμη και κάτω από δυσχερείς συνθήκες
- έλεγχος υπερβολικών ακτινικών εκκεντροτήτων, διαμηκών μετακινήσεων κλπ.
- χαμηλό κόστος



Σχήμα 2.5.1.3-1. Τυπική εικόνα βηματικού λαβυρίνθου

Στους σύγχρονους αεροστροβίλους, ο σχεδιασμός μίας διάταξης λαβυρίνθου είναι μία διαδικασία βελτιστοποίησης. Οι διαρροές πρέπει να μειωθούν έτσι ώστε να μειωθούν οι απώλειες στο δευτερογενές σύστημα αέρα. Κατ' επέκταση, για έναν αποδοτικό και ασφαλή σχεδιασμό, τα χαρακτηριστικά της ροής και η συμπεριφορά αυτής πρέπει να είναι γνωστά με σχετική ακρίβεια. Ένας τυπικός λαβύρινθος αποτελείται από αρκετά πτερύγια, τα οποία δημιουργούν θαλάμους που ζημιώνουν την κινητική ενέργεια του ρευστού. Το τυρβώδες ρευστό που περνά από το διάκενο που σχηματίζεται μεταξύ του άκρου του πρώτου πτερυγίου του λαβυρίνθου και του τοιχώματος απέναντι από αυτό, εισέρχεται στον πρώτο θάλαμο και αλλάζει η ροπή στρέψης του εξαιτίας της τριβής του με τα τοιχώματα, τα οποία μπορεί να περιστρέφονται με διαφορετική ταχύτητα από την εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας εισόδου. Καθώς το ρευστό περνά από όλα τα πτερύγια που απαρτίζουν τη διάταξη του λαβυρίνθου, φθάνει στο τέλος αυτού με σημαντικά μειωμένη πίεση [8]. Αυτό που ενδιαφέρει το σχεδιαστή ενός συστήματος που περιλαμβάνει λειτουργίες όπως την αύξηση της εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας του ρευστού και την πτώση πίεσης αυτού προκειμένου να επιτευχθεί ψύξη, είναι ο σαφής υπολογισμός της πτώσης πίεσης, η απόδοση ψύξης καθώς και η κατανόηση της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αέρα ψύξης και των περιστρεφόμενων δίσκων. [9]

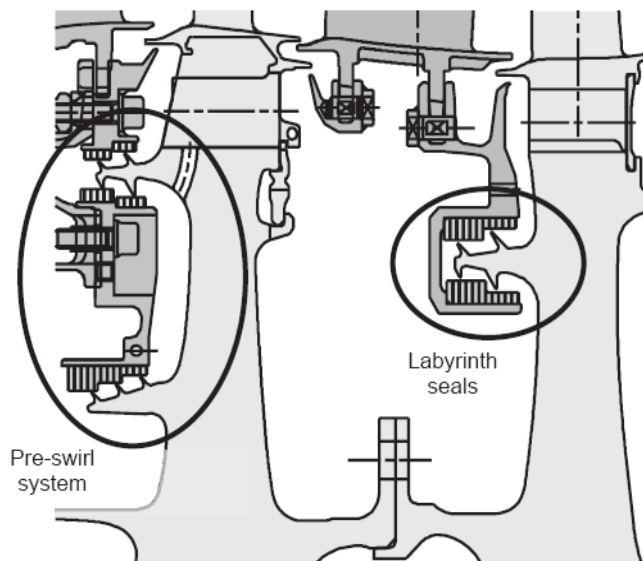
Παρακάτω φαίνεται μία διάταξη ενός straight-through λαβυρίνθου.



Σχήμα 2.5.1.3-2. Straight through λαβύρινθος [8].

Οι λαβύρινθοι, όπως ήδη αναφέραμε, χρησιμοποιούνται ευρύτατα στους αεριοστροβίλους. Παρόλο που η συμπεριφορά του ρευστού μπορεί να προβλεφθεί με αρκετά μεγάλη ακρίβεια στην έξοδο του λαβυρίνθου, υπάρχει μεγάλη αβεβαιότητα όσον αφορά στην πρόβλεψη της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας στην ίδια θέση, καθώς και της αύξησης της ολικής θερμοκρασίας εξαιτίας των εσωτερικών απωλειών. Η μείωση της αβεβαιότητας αυτής αναμένεται να βελτιώσει το σχεδιασμό των κατάντη εξαρτημάτων ενός τέτοιου συστήματος. Επιπροσθέτως, με τον τρόπο αυτό, θα είναι δυνατό να τεθούν μεγαλύτερης ακρίβειας συνοριακές συνθήκες όσον αφορά στη θερμική ανάλυση, και έτσι η δυναμική σταθερότητα των περιστρεφόμενων μερών θα είναι πιο εύκολο να προσδιοριστεί.

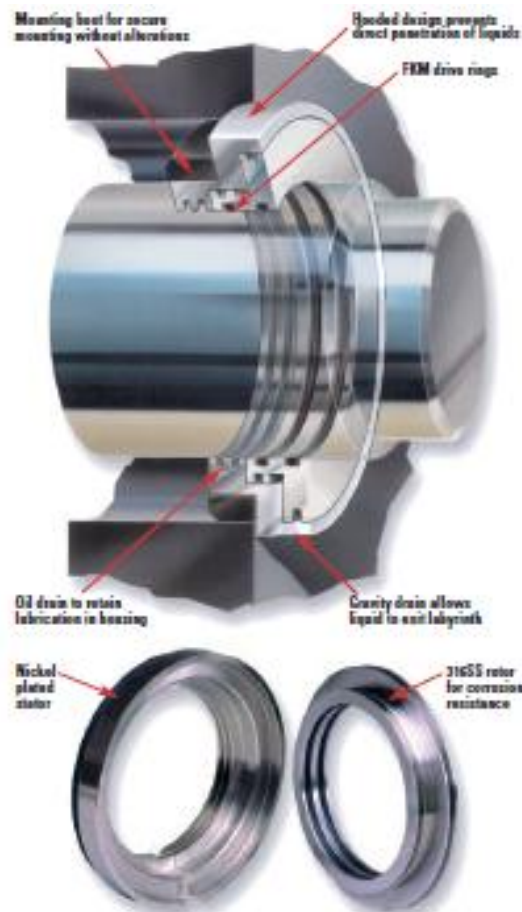
Παρακάτω φαίνεται μία εικόνα που παρουσιάζει το σύστημα εσωτερικής ψύξης στο στρόβιλο υψηλής πίεσης.



Σχήμα 2.5.1.3-3. Στοιχεία του κυκλώματος αέρα ψύξης σε στρόβιλο υψηλής πίεσης. Φαίνονται το pre-swirl system και ο λαβύρινθος [10].

Παρατηρώντας το παραπάνω σχήμα, είναι εύκολο να καταλάβουμε τι ορίζονται ως εσωτερικές απώλειες. Αρχικά, η θερμοκρασία του αέρα ψύξης των πτερυγίων του στρόβιλου μπορεί να αυξηθεί σε τέτοιο βαθμό μέσα στους λαβυρίνθους, ώστε να επηρεαστεί η διάρκεια ζωής του πτερυγίου. Η ολική θερμοκρασία του αέρα ψύξης στο σχετικό σύστημα αναφοράς επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό από τη θερμοκρασία και τις δημιουργούμενες δίνες από τους λαβυρίνθους. Ο αέρας που εξέρχεται από το λαβύρινθο με αυξημένη την επαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητάς του επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τη γωνία εισόδου του αέρα στα πτερύγια κατάντη και, με τον τρόπο αυτό, αυξάνει τις απώλειες της βαθμίδας [10].

Παρακάτω φαίνεται μία εικόνα αληθινού δίσκου, στον οποίο υπάρχει λαβύρινθος.



Σχήμα 2.5.1.3-4. Δίσκος με λαβύρινθο.

2.5.1.4 *Brush seals*

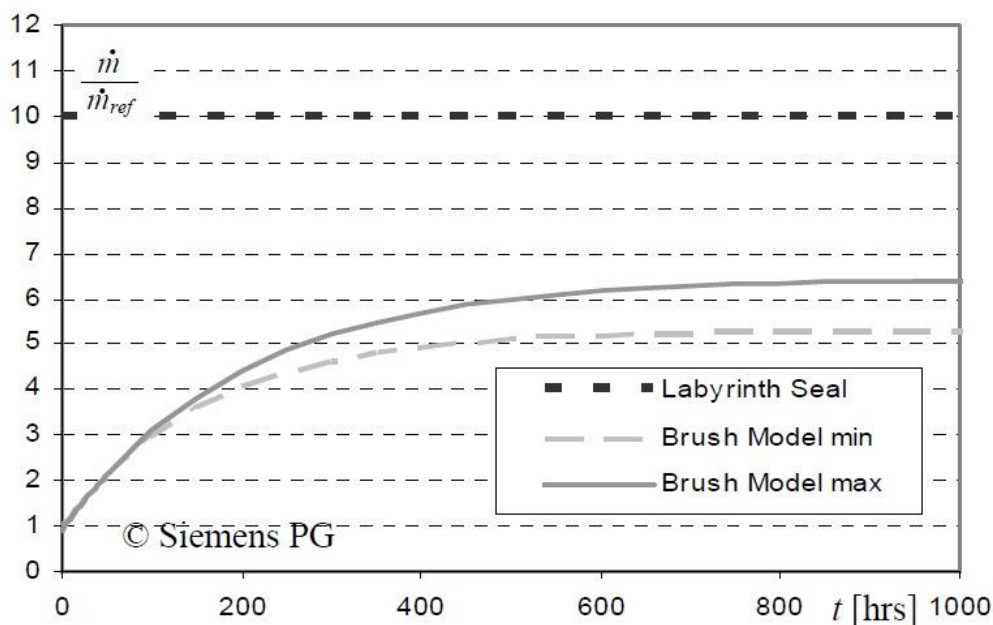
Η ευκολία της κατασκευής, το χαμηλό κόστος και η σχετικά απλή τοποθέτησή τους, οριοθετούν τους λαβυρίνθους ως τον πρωτεύοντα τύπο στεγάνωσης σε εφαρμογές αεροστροβίλων. Παρόλ' αυτά, η υπερβολική διαρροή και η πιθανή αστάθεια – όσον αφορά στη δυναμική – είναι γνωστά προβλήματα. Τα brush seals ελέγχουν αποτελεσματικά τη διερχόμενη παροχή, χρησιμοποιούνται όμως σε διατάξεις με σχετικά μικρή επιτεύξιμη διαφορά πίεσης διαμέσου τους [34].

Τα brush seals είναι ένας σχετικά νέος τύπος αεροδυναμικής στεγάνωσης όσον αφορά σε εφαρμογές στις στροβιλομηχανές. Την τελευταία δεκαετία έχουν βρει μεγάλη βιομηχανική ισχύ σε αεροπορικούς κινητήρες και σε επίγειους αεροστροβίλους.

Όπως φαίνεται στο σχήμα 2.5.1.4-2, ένα brush seal αποτελείται από μία δέσμη ινών – bristle pack – πυκνά δεμένες μεταξύ τους, οι οποίες είναι τοποθετημένες ανάμεσα σε δύο πλάκες, την μπροστινή και την οπίσθια. Η οπίσθια πλάκα είναι τοποθετημένη κατάντη των ινών, προκειμένου να παρέχει μηχανική υποστήριξη έναντι των επιβληθέντων φορτίων πίεσης. Ο σχετικά μεγάλος βαθμός ευκαμψίας των ινών επιτρέπει

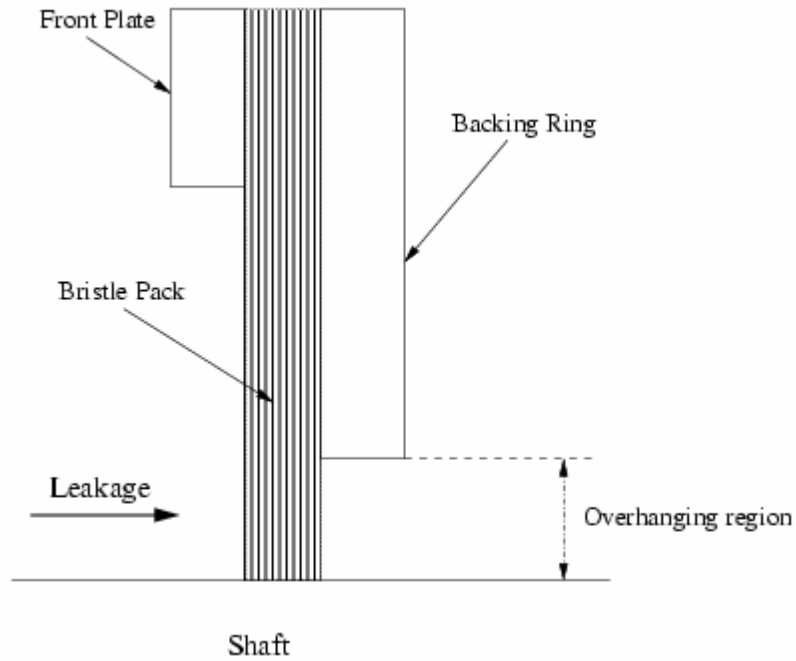
στο στεγανωτικό να επιβιώνει σε επικείμενες αναταράξεις του ρότορα λόγω δονήσεων, ή ακόμη και σε θερμικά φορτία και σε προβλήματα εκκεντρότητας ή ανισορροπίας, χωρίς να παρουσιάζουν σοβαρές φθορές μόνιμου χαρακτήρα.

Σύμφωνα με διάφορες μελέτες που έχουν γίνει [35] [36], η διαρροή διαμέσου των brush seals είναι σημαντικά μικρότερη – από 3 έως και 20 φορές – από αυτή ενός λαβυρίνθου για τις ίδιες συνθήκες, γεγονός το οποίο είναι και επιθυμητό αφού, όπως έχουμε ήδη αναφέρει, η παροχή αυτή είναι παρασιτική στη λειτουργία της μηχανής – Σχήμα 2.5.1.4-1. Παράλληλα, οι εύκαμπτες ίνες διατηρούν μία σταθερή απόδοση όσον αφορά στην παροχή διέλευσης για περισσότερες ώρες λειτουργίας, ενώ οι λαβυρίνθοι παρουσιάζουν μία χειρότερηση που οφείλεται σε παροδικές αναταράξεις στο ρότορα.



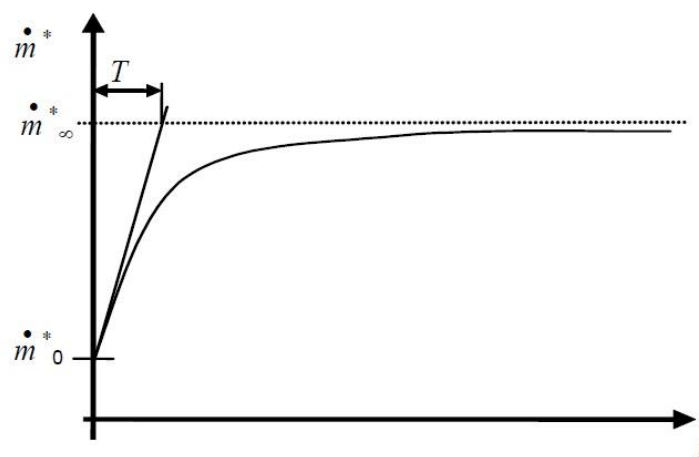
Σχήμα 2.5.1.4-1. Παροχή διέλευσης διαμέσου ενός λαβυρίνθου και ενός brush seal.

Το κύριο πλεονέκτημα των brush seals είναι το επιτεύξιμο ελάχιστο διάκενο μεταξύ των ινών και της περιστρεφόμενης επιφάνειας. Οι ίνες είτε αφήνουν ένα πολύ μικρό διάκενο με το ρότορα, είτε έρχονται σε επαφή με αυτόν, και για το λόγο αυτό είναι πιθανό στη βιβλιογραφία να υπάρχουν και σα στεγανωτικά επαφής. Όταν υπάρχει η εν λόγω επαφή, τότε η ροή διαμέσου των στεγανωτικών επιτυγχάνεται μέσω των κενών κατά μήκος των ινών στην προεξέχουσα περιοχή – overhanging region (βλ. Σχήμα 2.5.1.4-2). Ένα άλλο χαρακτηριστικό των brush seals είναι ότι οι ίνες είναι κεκλιμένες προς τη φορά περιστροφής του ρότορα, με μία τυπική τιμή γωνίας κλίσης – lay angle – 45 μοιρών από την ακτινική διεύθυνση. Η δέσμη των ινών αντέχει σε κραδασμούς και παρουσιάζει μικρότερη φθορά, σε σχέση με άλλες εφαρμογές στεγάνωσης.



Σχήμα 2.5.1.4-2. Τυπική μορφή ενός brush seal [34].

Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι η παροχή διαμέσου ενός brush seal – m_0 – τείνει να σταθεροποιηθεί ασυμπτωτικά, αυξανομένων των ωρών λειτουργίας σε μία συγκεκριμένη τιμή – m_∞ - το οποίο και αποτυπώνεται στο παρακάτω διάγραμμα.



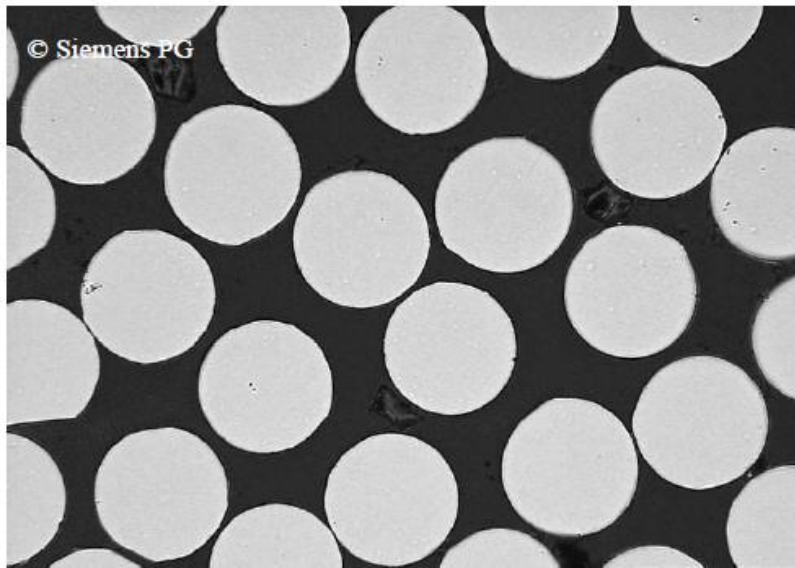
Σχήμα 2.5.1.4-3. Σταθεροποίηση της παροχής διαμέσου ενός brush seal στην τιμή m_∞ .

Υπάρχουν δύο προβλήματα όσον αφορά στην ισορροπία των δυνάμεων στις ίνες:

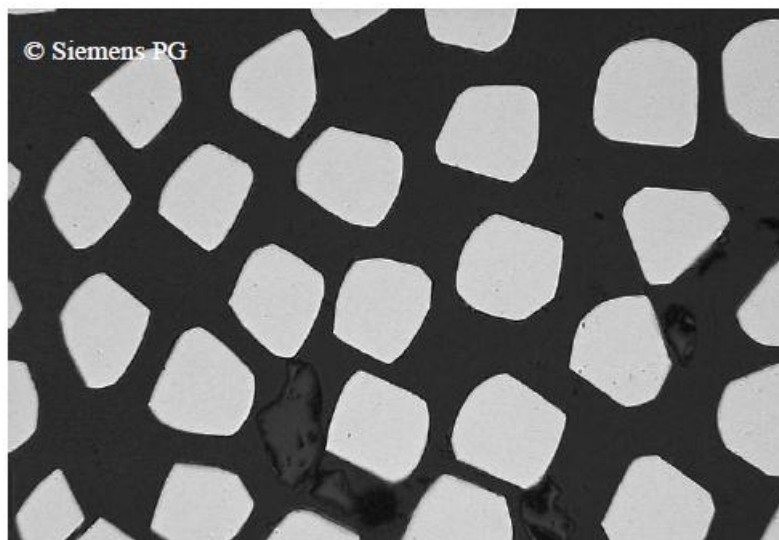
- Οι ίνες στοιβάζονται όλο και πιο σφικτά καθώς τα φορτία πίεσεων τις ωθούν προς την οπίσθια πλάκα, ενώ η εσωτερική ροή – που είναι παγιδευμένη στα κενά ανάμεσα στις ίνες – τείνει να μετακινήσει τις κορυφές τους προς την επιφάνεια του ρότορα. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται blow-down. Έτσι, αυξάνεται η φθορά των κορυφών των ινών.
- Στην περίπτωση κατά την οποία οι αεροδυναμικής φύσεως δυνάμεις δεν μπορούν να υπερνικήσουν τις εσωτερικές τριβές στο εσωτερικό της δεσμίδας – τριβές μεταξύ των ινών – ή της δεσμίδας με την οπίσθια πλάκα, έχουμε φαινόμενα ακαμψίας, κατά τα οποία οι ίνες σκληραίνουν. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται bristle hung-up. Έτσι, σε υψηλά φορτία πίεσεων, το διάκενο μπορεί να μη διατηρείται στα επιθυμητά κατώτατα όρια και να αυξάνεται η διαρροή. Το γεγονός αυτό εισάγει ένα πρόβλημα υστέρησης κατά την αυξομείωση της πίεσης στη διάρκεια λειτουργίας. Επιπρόσθετα, πιθανές δίνες στη ροή που πλησιάζει το στεγανωτικό μπορούν να δημιουργήσουν επιπλέον δυνάμεις στις ίνες που βρίσκονται ανάντη [37].

Πέρα από τα δύο αυτά προβλήματα, ως μειονέκτημα αναφέρεται και η εμφάνιση αυξημένης θερμότητας σε συγκεκριμένες περιοχές κατά την περιστροφή του άξονα, το οποίο μπορεί να οδηγήσει σε θερμομηχανική στρέβλωση των ινών. Τέλος, τα κοινά brush seals δεν ενδείκνυνται για λειτουργία κατά την οποία ο άξονας μπορεί να περιστρέφεται και στις δύο κατευθύνσεις [38]. Έρευνες γίνονται για την κατασκευή νέας γενιάς brush seals – hybrid brush seals και shoed-brush seals – προκειμένου να καταστεί δυνατή η αντιμετώπιση των ανωτέρω προβλημάτων [34].

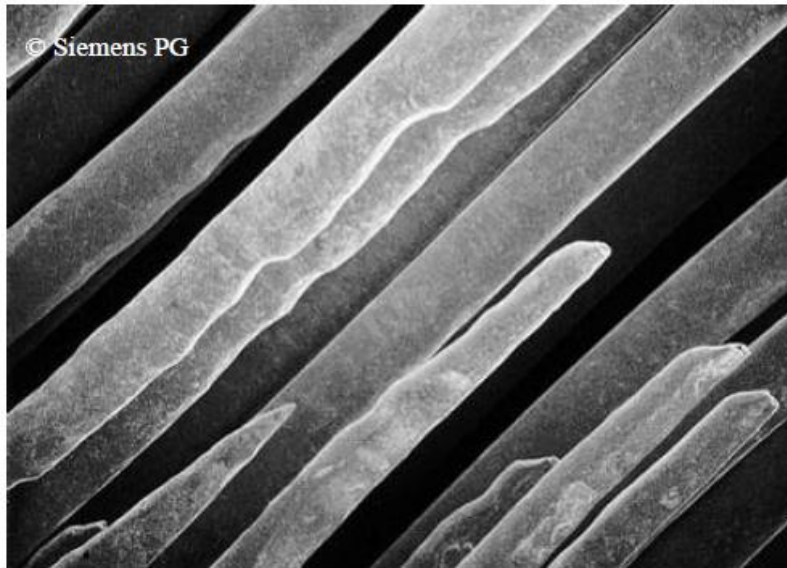
Παρακάτω φαίνονται ορισμένα σχήματα, στα οποία αποτυπώνεται το μέγεθος της φθοράς κάποιων brush seals μετά από συγκεκριμένες ώρες λειτουργίας.



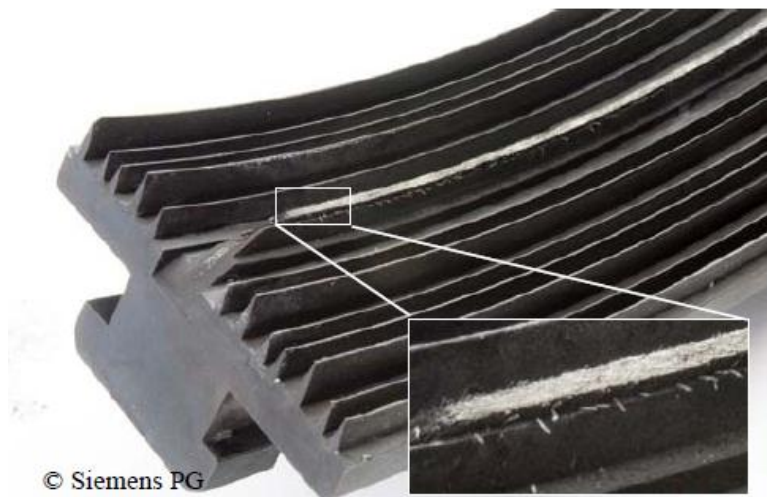
Σχήμα 2.5.1.4-4. Τομή δεσμίδας ινών – κοντά στην οπίσθια πλάκα – έπειτα από 30 μήνες συνεχούς λειτουργίας (>20000 ώρες)



Σχήμα 2.5.1.4-5. Τομή δέσμης ινών – κοντά στην εμπρόσθια πλάκα – έπειτα από 30 μήνες συνεχούς λειτουργίας (>20000 ώρες)



Σχήμα 2.5.1.4-6. Δεσμίδα ινών – κοντά στην εμπρόσθια πλάκα – έπειτα από 30 μήνες συνεχούς λειτουργίας (>20000 ώρες)



Σχήμα 2.5.1.4-7. Brush seal έπειτα από 7 έτη λειτουργίας – όψη από τα κατάντη.

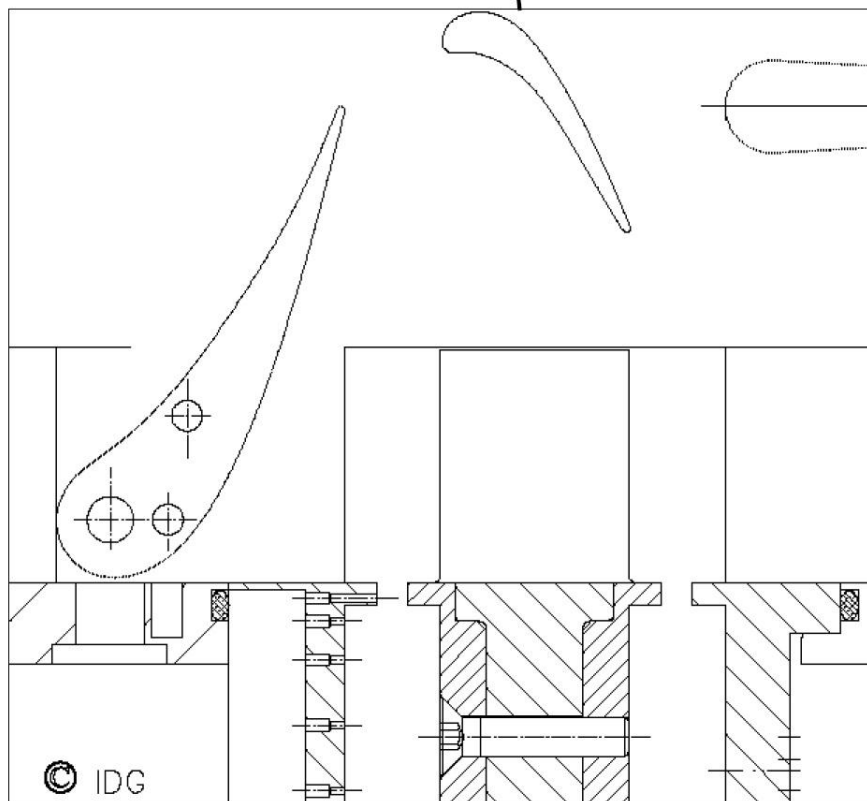
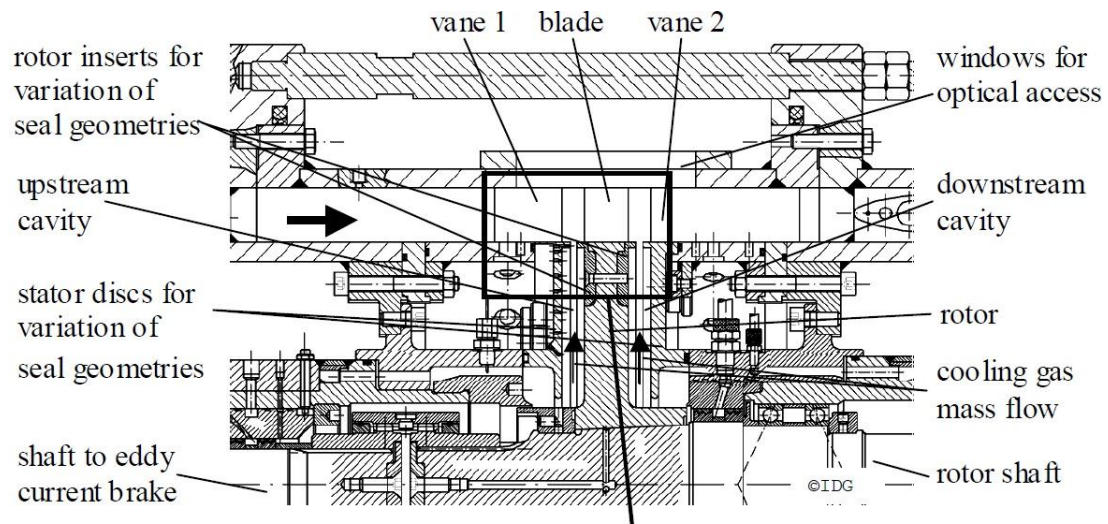
2.5.1.5 *Carbon seals*

Τα carbon seals χρησιμοποιούνται κυρίως για να συγκρατούν το λιπαντικό μέσα στους θαλάμους των ρουλεμάν και στα κιβώτια ταχυτήτων. Προκειμένου να φορτίσουν τα στοιχεία του άνθρακα, βασίζονται σε μία διαφορά πίεσης. Τα στοιχεία του άνθρακα σχηματίζουν ένα δακτύλιο τοποθετημένο ανάμεσα σε μία περιστρεφόμενη και μία ακίνητη επιφάνεια. Οι στεγανώσεις αυτές συνήθως απαιτούν ψύξη με λιπαντικό, καθώς η οποιαδήποτε επαφή του άνθρακα με τις περιστρεφόμενες επιφάνειες παράγει αρκετά μεγάλη θερμότητα.

2.5.1.6 *Rim seals*

Οι σημερινοί σύγχρονοι αεριοστροβίλοι λειτουργούν κάτω από ακραίες συνθήκες προκειμένου να αυξήσουν την ώση και/ή την απόδοσή τους. Οι θερμοκρασίες εισόδου στην πρώτη βαθμίδα του στροβίλου φτάνουν μέχρι τους 2000 K. Έτσι, η εφαρμογή της τεχνολογίας ψύξης και στεγάνωσης είναι μείζονος σημασίας, προκειμένου να αποφευχθούν φαινόμενα εισρόφησης των θερμών καυσαερίων στους δίσκους του ρότορα και του στάτορα και, κατ' επέκταση, αύξησης της θερμοκρασίας της περιοχής του ποδιού του ρότορα. Το ενδιαφέρον στρέφεται προς την ανάπτυξη μοντέλων, τα οποία θα μας επιτρέψουν να μειώσουμε τον απαιτούμενο αέρα για τη στεγάνωση αυτή, αφού η παροχή αυτή θα είναι παρασιτική στην απόδοση της μηχανής [39]. Παρόλ' αυτά, στην παροχή ψύξης τίθεται ένα κάτω όριο, το οποίο επιτρέπει την εισρόφηση ενός ανεκτού ποσοστού θερμών καυσαερίων [40].

Παρακάτω φαίνεται η διάταξη 1.5 βαθμίδας στροβίλου και οι θέσεις των rim seals.



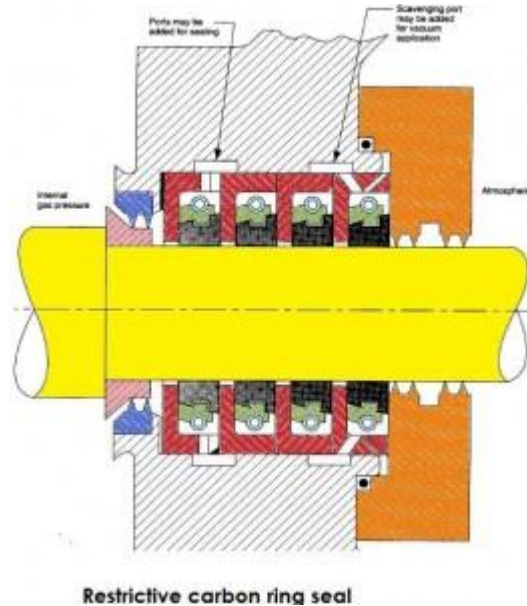
Σχήμα 2.5.1.6-1. 1,5 Βαθμίδα στροβίλου με rim seals [39].

2.5.1.7 Ring seals

Τα ring seals χρησιμοποιούνται για τη στεγάνωση των θαλάμων των ρουλεμάν, δημιουργώντας ένα μικρό διάκενο ανάμεσα στον ακίνητο δακτύλιο και στον περιστρεφόμενο άξονα. Υπάρχει μία χάρη ανάμεσα στο δακτύλιο και στο περίβλημα, έτσι ώστε ο δακτύλιος να μπορεί να μετατοπισθεί στην περίπτωση που ο άξονας αποκλίνει και τείνει να έρθει σε επαφή με το δακτύλιο. Κάμψη του δακτυλίου στο

εσωτερικό του περιβλήματος μπορεί να συμβεί σε περιβάλλον υψηλών θερμοκρασιών, εξαιτίας της επικείμενης διάβρωσης του λιπαντικού.

Ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα restrictive carbon ring seals, τα οποία έχουν την ιδιότητα να λιπαίνονται από μόνα τους. Χρησιμοποιούνται για στεγάνωση ακτινικών συμπιεστών, και το κόστος τους είναι σχετικά χαμηλό. Παρόλ' αυτά, λόγω της ψαθυρής τους φύσης, χρησιμοποιούνται σε ακτινικούς συμπιεστές μικρού λόγου πίεσης.



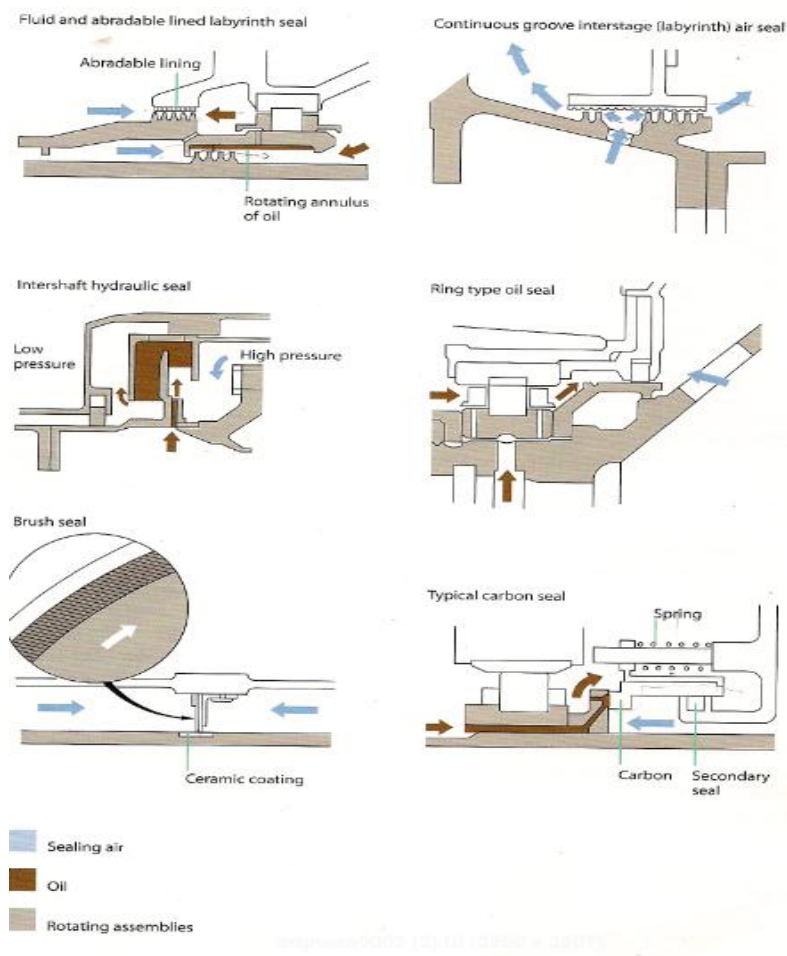
Σχήμα 2.5.1.7-1. Τυπική εικόνα ενός restrictive carbon ring seal.

2.5.1.8 Hydraulic seals

Τα hydraulic seals χρησιμοποιούνται για τη στεγάνωση των θαλάμων των ρουλεμάν σε διατάξεις μηχανών με ομόρροπα στρεφόμενους άξονες. Χρησιμοποιούνται επίσης για τη στεγάνωση θαλάμων προς αποφυγή διαρροής αέρα, σε αντίθεση με τους άλλους τύπους στεγανώσεων.

Στον τύπο αυτό δημιουργείται ένας περιστρεφόμενος δακτύλιος λιπαντικού στο εξωτερικό μέρος, εξαιτίας των φυγόκεντρων δυνάμεων που δρουν πάνω σε αυτό. Στο εσωτερικό μέρος περιστρέφεται ένα πτερύγιο, το οποίο σχηματίζει τη στεγάνωση. Η διαφορά πίεσης του αέρα μέσα και έξω από το θάλαμο ρυθμίζεται από τη στάθμη του λιπαντικού στις δύο άκρες του πτερυγίου. Η ταχύτητα περιστροφής του λιπαντικού είναι πολύ κοντά σε αυτή του εξωτερικού δακτυλίου. Έτσι, οποιαδήποτε διαφορά στις ταχύτητες αυτές δημιουργεί θερμότητα. Για τον έλεγχο της θερμότητας αυτής, συνηθίζεται η ροή λιπαντικού από την πλευρά υπερπίεσης.

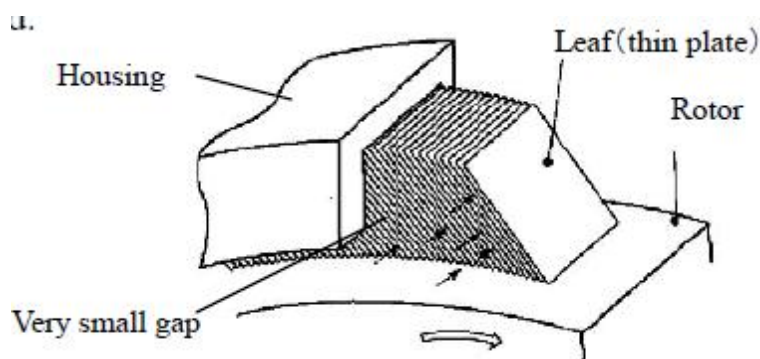
Όλες οι παραπάνω στεγανώσεις φαίνονται παρακάτω, στο Σχήμα 2.5.1.8-1.



Σχήμα 2.5.1.8-1. Διάφοροι τύποι υδραυλικών στεγανώσεων [1].

2.5.1.9 Leaf seals

Τα leaf seals είναι στοιχεία του δευτερογενούς συστήματος αέρα, τα οποία δε διαφέρουν πολύ από τα brush seals. Μελετήθηκαν και κατασκευάστηκαν προκειμένου να αντιμετωπιστούν τα φαινόμενα φθοράς των ινών που παρουσιάζονται στα brush seals. Έτσι, η διαφορά τους έγκειται στο γεγονός ότι, κατά τη λειτουργία της μηχανής, δεν έρχονται σε επαφή με το περιστρεφόμενο μέρος, σε αντίθεση με τους προκατόχους τους. Επαφή επιτυγχάνεται μόνο κατά τη διάρκεια στην οποία ο κινητήρας δε λειτουργεί. Επιπλέον, η διαφορά πίεσης που μπορεί να αντέξει κατά μήκος του είναι αρκετές φορές αυτή των brush seals. Παρακάτω φαίνεται μία σχηματική διάταξη του στεγανωτικού αυτού.



Σχήμα 2.5.1.9-1. Τυπική διάταξη ενός leaf seal [51].

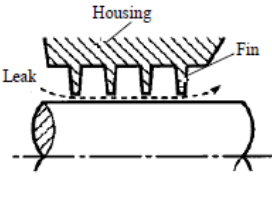
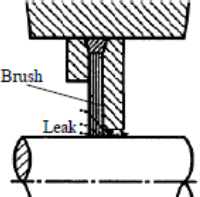
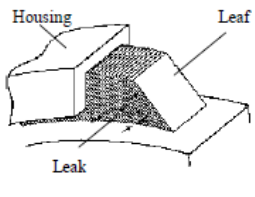
Το είδος αυτό στεγάνωσης αποτελείται από αρκετά ‘φύλλα’, κυμαινόμενου πάχους από 5 έως 10mm, τα οποία έχουν τοποθετηθεί κατά την περιφερειακή διεύθυνση. Τα leaf seals έχει σχεδιαστεί με τέτοιο τρόπο, ώστε να επιτυγχάνεται το ελάχιστο δυνατό διάκενο μεταξύ των ‘φύλλων’, έτσι ώστε η συμπεριφορά τους να μην αλλάζει με το πέρασμα του χρόνου. Επιπλέον, η ακαμψία των φύλλων βελτιώνεται επιλέγοντας σωστά το πάχος, το μήκος, το πλάτος και το διάκενο μεταξύ των φύλλων. Κάθε φύλλο στεγάζεται σε ειδική κατασκευή, η οποία του επιτρέπει να σχηματίζει μία οξεία γωνία με το περιστρεφόμενο μέρος, προς την κατεύθυνση της περιστροφής. Η κορυφή των φύλλων είναι σε επαφή με την επιφάνεια του ρότορα όταν η μηχανή δεν είναι σε λειτουργία. Κατά τη λειτουργία, τα φύλλα ωθούνται προς τα πάνω υπό την επίδραση υδροδυναμικής ανωστικής δύναμης, η οποία εφαρμόζεται εξαιτίας της περιστροφής του ρότορα. Μέσω του μηχανισμού αυτού, επιτυγχάνεται η απουσία επαφής με το ρότορα [51].

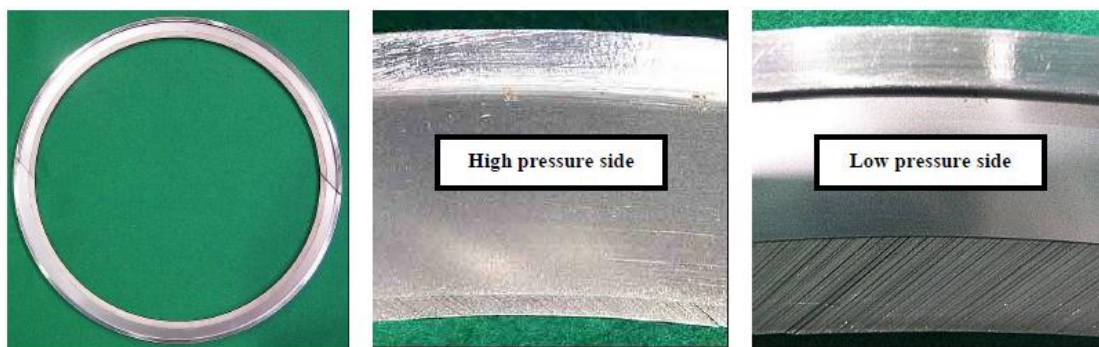
Τα χαρακτηριστικά των leaf seals συνοψίζονται παρακάτω:

- Λόγω του ότι κάθε φύλλο έχει καθορισμένο μικρό αξονικό διάκενο και πάχος με το επόμενο, η ροή διαμέσου τους είναι στρωτή. Έτσι, η διαρροή μπορεί να ελαχιστοποιηθεί.
- Η απουσία επαφής με το ρότορα κατά τη λειτουργία της μηχανής μπορεί να αποτρέψει τη θέρμανση και τη φθορά των φύλλων.
- Είναι δυνατό να επιτευχθεί στεγάνωση ακόμη και σε μεγάλους λόγους πίεσης μόνο με μία βαθμίδα, αφού έχει τέτοιο πάχος και ακαμψία που είναι σύμφωνα με τη φορά περιστροφής.

Παρακάτω, για λόγους πληρότητας, παρουσιάζουμε ένα συγκριτικό πίνακα με τα χαρακτηριστικά τριών τύπων στεγάνωσης.

Πίνακας 2.5.1.9-2.5-1. Σύγκριση leaf seal με άλλους τύπους στεγάνωσης

| | Labyrinth seal | Brush seal | Leaf seal |
|-----------------------|---|--|---|
| Conceptual figure |  |  |  |
| Relative leak amount | 100 % (gap 0.5mm, 4 stage) | 40 % (1 stage) | 30 % (1 stage) |
| Seal type | Non-Contact | Contact | Non-Contact at Operation Contact at Shut Down |
| Differential pressure | - | Max. 0.5 MPa | Max. 1.0 MPa |
| Wear | No wear | Wear | Negligibly small wear |



Σχήμα 2.5.1.9-2. Μέρη ενός Leaf seal [51].

2.5.1.10 Ακίνητες στεγανώσεις.

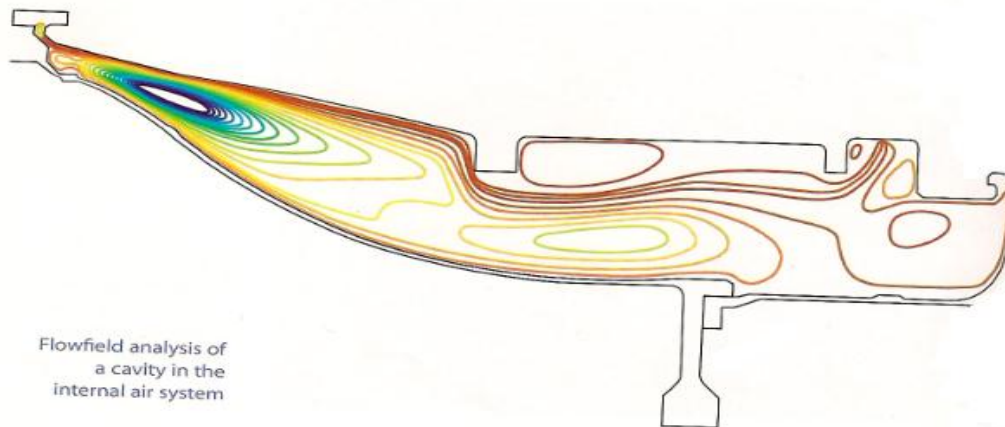
Οι ακίνητες στεγανώσεις χρησιμοποιούνται σε διατάξεις οι οποίες δεν μπορούν να προσφέρουν αποτελεσματική στεγάνωση με κάποιο άλλο τρόπο, εξαιτίας διάφορων κατασκευαστικών απαιτήσεων ή λόγω των σχετικών κινήσεων των διάφορων εξαρτημάτων που προκαλούνται από θερμική διαστολή. Τέτοια τυπικά παραδείγματα είναι οι περιοχές που σχηματίζονται ανάμεσα στο κελύφη των στροβίλων και το 'πόδι' των πτερυγίων του στροβίλου. Ο όρος 'ακίνητες' σχετίζεται με τις σχετικές κινήσεις των επιφανειών που στεγανώνονται, και έτσι θα μπορούσαν και οι δύο να περιστρέφονται [1].

2.5.1.11 Θάλαμοι

Κατά το σχεδιασμό του συστήματος εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα σχηματίζονται πολλοί θάλαμοι από τους δίσκους και τα ακίνητα μέρη του συμπιεστή και του στροβίλου. Οι θάλαμοι αυτοί δημιουργούν μονοπάτια, διαμέσου των οποίων ρέει ο αέρας. Οι απαιτήσεις του δευτερεύοντος συστήματος δεν επηρεάζουν σημαντικά το μέγεθος, το σχήμα και τη διάταξη των θαλάμων αυτών, αλλά πρέπει να ληφθούν υπόψη οι συνέπειες που θα υπάρξουν στις επιδόσεις του συστήματος από την ύπαρξη αυτών.

Η ροή διαμέσου των θαλάμων αυτών προκαλεί αλλαγές στην πίεση του αέρα, στη θερμοκρασία και στην εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας. Το μέγεθος του εύρους αλλαγής εξαρτάται από το επίπεδο της παροχής, τις ταχύτητες περιστροφής των δίσκων, από το αν ο αέρας ρέει ακτινικά και προς ποιά κατεύθυνση, ενώ ένας ακόμη σημαντικός παράγοντας είναι το είδος του θαλάμου, αν δηλαδή δημιουργείται από δύο περιστρεφόμενους δίσκους ή από έναν δίσκο και μία ακίνητη επιφάνεια. Η καθαρή ροή που ρέει διαμέσου των θαλάμων αυτών είναι πολύ σημαντική για την ισορροπία του δευτερεύοντος συστήματος αέρα. Έτσι, καθίσταται εξίσου σημαντική η κατανόηση της ολικής ροής στο εσωτερικό των θαλάμων προκειμένου να καθοριστούν διάφορα χαρακτηριστικά, όπως η διανομή των θερμικών φορτίων στα τοιχώματα των θαλάμων.

Στο Σχήμα 2.5.1.11-1 φαίνεται η ανάλυση της ροής στο εσωτερικό ενός θαλάμου του δευτερογενούς συστήματος αέρα.



Σχήμα 2.5.1.11-1. Ροή στο εσωτερικό ενός θαλάμου του δευτερογενούς συστήματος αέρα [1].

2.6 Έλεγχος εφαπτομενικής συνιστώσας ταχύτητας

Η αλλαγή της εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας, είτε πρόκειται για αύξηση είτε για μείωση, αποτελεί ένα σημαντικό εργαλείο για το δευτερεύον σύστημα του αέρα.

Η πρωτεύουσα πηγή αέρα για ψύξη των πτερυγίων του στροβίλου υψηλής πίεσης είναι ο συμπιεστής υψηλής πίεσης. Η ταχύτητα του αέρα που απομαστεύεται από το διαχύτη έχει μηδενική εφαπτομενική συνιστώσα. Παρόλ' αυτά, πρέπει να οδηγηθεί στα περιστρεφόμενα με την ταχύτητα του άξονα υψηλής πίεσης πτερύγια του στροβίλου. Αν ο αέρας αυτός παρασχεθεί στα πτερύγια χωρίς εφαπτομενική συνιστώσα στην ταχύτητά του, ο δίσκος πρέπει να παράξει έργο και να το προσδώσει στον αέρα, προκειμένου να τον θερμάνει και να τον θέσει, έτσι, σε περιστροφή. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του αέρα ψύξης τόσο αυξάνεται και η θερμοκρασία των ψυχόμενων πτερυγίων.

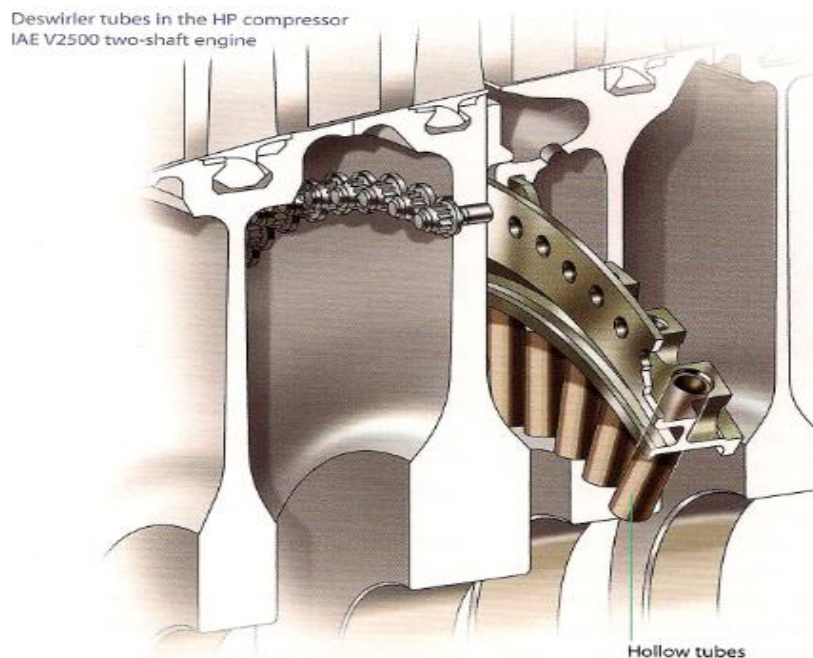
Η αύξηση της εφαπτομενικής ταχύτητας του αέρα αμέσως μετά την απομάστευσή του από το συμπιεστή έχει ως αποτέλεσμα την αποφυγή της παραπάνω αύξησης της θερμοκρασίας. Το όφελος μπορεί να είναι της τάξης των 50°C μείωση της θερμοκρασίας του αέρα ψύξης, σε σχέση με τη θερμοκρασία του αέρα ψύξης που εισέρχεται στα πτερύγια χωρίς περιστροφική ταχύτητα. Αυτό αποτελεί ένα πολύ σημαντικό στοιχείο, καθώς σε ορισμένα υλικά, η ζωή τους μειώνεται στο μισό με μία αύξηση θερμοκρασίας της τάξης των 14°C.

Προκειμένου να επιτευχθεί αύξηση της εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας, πρέπει ο αέρας που θα χρησιμοποιηθεί για ψύξη να περάσει μέσα από ακροφύσια, τα οποία έχουν μία κλίση προς την κατεύθυνση της φοράς περιστροφής. Περαιτέρω αύξηση της εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας είναι δυνατόν να επιτευχθεί σε βάρος της πτώσης πίεσης διαμέσου του ακροφυσίου. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται είτε οπές που έχουν κατασκευαστεί με τρυπάνι, είτε αεροτομές (πτερύγια). Η αλληλεξάρτηση των θερμοδυναμικών μεγεθών του αέρα ψύξης με άλλα μέρη της μηχανής και με τους θαλάμους έχει δείξει ότι είναι εφικτό, ανάλογα με τις επιθυμητές επιδόσεις του κατασκευαστή, να τοποθετηθούν τα ακροφύσια αυτά σε μεγαλύτερη ακτίνα.

Η μείωση της εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας της ροής του αέρα εφαρμόζεται σε περιπτώσεις που επιθυμούμε την απορρόφηση ενέργειας από το εργαζόμενο μέσο, προκειμένου να βελτιώσουμε τις επιδόσεις της μηχανής. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται σχισμές - slots - στους δίσκους του στροβίλου υπό κλίση αντίθετης αυτής της φοράς περιστροφής.

Η κατασκευή και τοποθέτηση κενών σωλήνων ανάμεσα στους δίσκους του συμπιεστή στις θέσεις απομάστευσης του αέρα – βλ. Σχήμα 2.6-1 – επιτρέπει στην ταχύτητα του αέρα να περιστραφεί με την ταχύτητα περιστροφής των σωλήνων, και κατ' επέκταση με αυτή των δίσκων. Με τον τρόπο αυτό, η ταχύτητα δεν αυξάνει ανεξάρτητα όταν ο αέρας κυκλοφορεί ανάμεσα στους περιστρεφόμενους δίσκους και η πίεση

διατηρείται σταθερή. Η αρνητική επίδραση της τοποθέτησης των σωλήνων αυτών σε μία διάταξη μηχανής είναι η επικείμενη αύξηση του βάρους που συνεπάγεται μία τέτοια κατασκευή και του κόστους.



Σχήμα 2.6-1. Κενές σωλήνες τοποθετημένες στις θέσεις απομάστευσης του συμπιεστή στον κινητήρα IAE V2500 [1].

2.7 Παράγοντες που υπεισέρχονται στο σχεδιασμό του συστήματος αέρα

Κατά τη διάρκεια ζωής μίας μηχανής, το σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα πρέπει να επιτελεί το σκοπό του σε έναν ικανοποιητικό βαθμό σε όλο το φάκελο λειτουργίας, που καθορίζεται από τον κατασκευαστή και το χρήστη της μηχανής.

Οι μηχανές στα πολιτικά αεροσκάφη λειτουργούν σε ύψη που κυμαίνονται από το επίπεδο της θάλασσας μέχρι και τα 51000ft (15500m), σε διάφορα επίπεδα φορτίου και σε ταχύτητες που κυμαίνονται από μηδενικές έως και 0,92 Mach. Η μηχανή μπορεί να απαιτήσει απομάστευση αέρα από το συμπιεστή οποιαδήποτε στιγμή μέσα στο φάκελο πτήσης. Αντίθετα, οι μηχανές που χρησιμοποιούνται για στρατιωτικούς σκοπούς ξεπερνούν τα παραπάνω όρια και μπορούν να λειτουργούν για μεγαλύτερα χρονικά διαστήματα, σαν ποσοστό της ολικής διάρκειας πτήσης, με αυξημένο φορτίο.

Οι ελιγμοί κατά τη διάρκεια της πτήσης επηρεάζουν τις επιδόσεις του δευτερογενούς συστήματος αέρα, χειροτερεύοντας τις στεγανωτικές λειτουργίες. Απότομες προσγειώσεις μπορεί να προκαλέσουν απόκλιση των αξόνων και των

ακίνητων μερών του κινητήρα περισσότερο από το επιτρεπτό, διευκολύνοντας έτσι τα πετύγια των λαβυρίνθων να ξύνουν τα τοιχώματα των διατάξεών τους.

Κατά το φάκελο πτήσης, οι θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος κυμαίνεται από -54°C έως $+54^{\circ}\text{C}$. Το εύρος των θερμοκρασιών αυτών έχει μία επίδραση στη λειτουργία του δευτερογενούς συστήματος αέρα. Παρόλ' αυτά, μεγαλύτερη επίδραση φαίνεται να έχει το ποσοστό συντριμμάτων – debris – του αέρα: όταν η μηχανή αναρροφήσει αέρα ο οποίος περιέχει σκόνη και βρωμιές, τότε είναι πιθανό να επηρεαστούν οι κοιλότητες του αέρα και να βουλώσουν οι στεγανωτικές διατάξεις και οι οπές ψύξης των περυνγίων του στάτορα του στροβίλου.

2.8 Σχεδιασμός του συστήματος

Στόχος για τον επιτυχή σχεδιασμό του δευτερογενούς συστήματος αέρα είναι η επιλογή, μέσα από πολλές και διαφορετικές εκδοχές, του πιο στιβαρού αρχιτεκτονικά συστήματος, το οποίο θα πρέπει:

- να ικανοποιεί τις απαιτήσεις του χρήστη της μηχανής
- να λειτουργεί ικανοποιητικά σε αρκετά μεγάλο φάκελο λειτουργίας
- να αντέχει σε failure modes
- να μειώνει το ρίσκο

Κατά το σχεδιασμό του συστήματος εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα, πρωτεύον κριτήριο αποτελούν οι απαιτήσεις του χρήστη της μηχανής. Είναι ευνόητο ότι καταβάλλεται προσπάθεια αύξησης των επιδόσεων του συστήματος απομαστεύοντας αέρα από τη χαμηλότερη δυνατή βαθμίδα του συμπιεστή και μειώνοντας τις διαρροές. Είναι επιθυμητό να αποφεύγονται βαριά εξαρτήματα, έτσι ώστε να αυξάνεται η έννοια της προσαρμοστικότητας του συστήματος.

Στην επιλογή του τύπου και της θέσης προσαρμογής του συστήματος υπεισέρχονται διάφοροι παράγοντες, πιο σημαντικοί από τους οποίους είναι οι μεταβλητές τιμές των πιέσεων και θερμοκρασιών, οι ταχύτητες των αξόνων και τα διάκενα που σχηματίζονται στις διάφορες στεγανώσεις. Η απαίτηση για αντοχή σε failure mode δίνει μία άλλη διάσταση στο σχεδιασμό του συστήματος. Απαιτείται να μην επέλθει καταστροφή της μηχανής από μία ενδεχόμενη απώλεια ενός τμήματος του συστήματος. Είναι πολύ σημαντικό να καταστεί σαφές ότι οποιαδήποτε απώλεια σε κάποιο εξάρτημα μπορεί να γίνει ανεκτή ή τουλάχιστον να αναγνωριστεί προτού σταματήσει να διασφαλίζεται ο παράγοντας ασφάλειας.

2.9 Εξασφάλιση ακεραιότητας δευτερογενούς συστήματος αέρα

Οι σχεδιαστικές απαιτήσεις που περιγράφηκαν παραπάνω συναντώνται και η ακεραιότητα του συστήματος εξασφαλίζεται με διάφορους τρόπους, οι οποίοι περιλαμβάνουν ανάλυση διάφορων συνιστωσών ή τύπων μηχανής, διάφορα τεστ στα οποία υπόκειται η μηχανή, αναφορές σε κεκτημένη πείρα και συμβάντα που έχουν συμβεί και μελετηθεί διεξοδικά καθώς και αυστηρή τήρηση των σχεδιαστικών και διαδικαστικών προδιαγραφών, οι οποίες και οδηγούν σε επίσημη πιστοποίηση.

Κατά τη διάρκεια του κύκλου ζωής της μηχανής σχεδιάζονται, κατασκευάζονται και χρησιμοποιούνται εξελιγμένα υπολογιστικά μοντέλα, τα οποία προσομοιώνουν ολόκληρο το σύστημα εσωτερικής κυκλοφορίας αέρα σε διάφορα κρίσιμα σημεία του φακέλου πτήσης. Πέρα από την προσομοίωση στα σημεία σχεδιασμού και εκτός από αυτά, τα μοντέλα χρησιμοποιούνται για την προσομοίωση βλαβών διαφόρων υποσυστημάτων του δευτερογενούς συστήματος. Τέλος, κατά τη διαδικασία του σχεδιασμού γίνεται ανάκληση δεδομένων από μηχανές εν χρήσει, προκειμένου να συμβουλευτούμε τα ολικά μεγέθη των πιέσεων και των θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στο δευτερογενές σύστημα αέρα. Πολλές φορές, κάτι τέτοιο είναι αρκετό για ένα σχεδιαστή, ο οποίος θα συγκρίνει τις τιμές αυτές με τις τιμές που προκύπτουν από την προσομοίωση σε υπολογιστικό μοντέλο του συστήματος που έχει σχεδιάσει.

2.10 Παρακολούθηση υγείας δευτερογενούς συστήματος αέρα

Κατά τη διάρκεια της πτήσης, οι παράμετροι υγείας που ελέγχονται για την εύρυθμη λειτουργία του δευτερογενούς συστήματος αέρα είναι η θερμοκρασία των καυσαερίων και η οικονομία στο καύσιμο. Οι τιμές κάποιων δευτερεύουσων παραμέτρων θα μπορούσαν να είναι οιωνοί για τη χειροτέρευση του συστήματος με την πάροδο του χρόνου. Σε ορισμένες μηχανές είναι πιθανό να επηρεαστεί η πίεση του λιπαντικού εξαιτίας της επικείμενης φθοράς του συστήματος. Ασυνήθιστα υψηλές τιμές στην πίεση του λιπαντικού, ή ακόμη μεγάλες αλλαγές στην τιμή της πίεσης του λιπαντικού, μπορεί να είναι το αποτέλεσμα κάποιου προβλήματος στεγάνωσης. Έτσι, η συνεχής παρακολούθηση τέτοιων τυπικών μεγεθών είναι δυνατό να προειδοποιήσουν ή ακόμη και να προλάβουν μία επικείμενη βλάβη.

3

ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΔΕΥΤΕΡΟΓΕΝΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΑΕΡΑ

Στα προηγούμενα κεφάλαια περιγράψαμε πλήρως τη σημασία και τη δομή του δευτερογενούς συστήματος κυκλοφορίας αέρα ενός βιομηχανικού ή αεροπορικού αεριοστροβίλου για την υγιή και αποδοτική λειτουργία του κινητήρα. Στο κεφάλαιο αυτό θα μοντελοποιήσουμε κάποια στοιχεία που υπεισέρχονται στο σχεδιασμό του συστήματος, προκειμένου να υπολογίσουμε την ελάχιστη παροχή προς ψύξη των παρελκομένων. Προτού αρχίσουμε τη μοντελοποίηση, θα παρουσιαστεί μία βιβλιογραφική ανασκόπηση για τα εν λόγω στοιχεία - ένα λαβύρινθο και ένα rim seal.

3.1 Μεγέθη παροχών από υπάρχουσα εμπειρία

Οι επισταμένες έρευνες ετών όσον αφορά στη βελτίωση του πολύπλοκου συστήματος αέρα έχουν βοηθήσει τους κατασκευαστές να εξαγάγουν χρήσιμα συμπεράσματα που έχουν οδηγήσει σε ακριβείς εκτιμήσεις για το μέγεθος των παροχών του δευτερογενούς συστήματος αέρα. Έτσι, είναι γνωστό ότι [48]:

- Για την ψύξη των δίσκων και τη στεγάνωση των ακτινικών διακένων του στροβίλου υψηλής πίεσης, ώστε να αποφευχθεί η εισρόφηση των θερμών καυσαερίων, απαιτείται παροχή αέρα της τάξης του 0,5 % της αναρροφούμενης από το συμπιεστή της μηχανής παροχής για κάθε ψυχόμενο δίσκο.
- Για την ψύξη των δίσκων και τη στεγάνωση των ακτινικών διακένων του στροβίλου χαμηλής πίεσης ή του στροβίλου ισχύος, απαιτείται παροχή αέρα της τάξης του 0,25 % της αναρροφούμενης από το συμπιεστή της μηχανής παροχής για κάθε ψυχόμενο δίσκο. Σε περίπτωση που η μηχανή έχει χαμηλό τεχνολογικό επίπεδο λαβυρίνθων στεγάνωσης το ποσοστό ανεβαίνει και πάλι στο 0,5 % της αναρροφούμενης παροχής από το συμπιεστή για κάθε ψυχόμενο δίσκο.
- Για στεγάνωση των θαλάμων των ρουλεμάν απαιτείται παροχή 0,02 kg/s για κάθε θάλαμο.
- Σε πολύπλοκα δευτερογενή συστήματα αέρα, η διαρροή αέρα από διαδρομή υψηλής πίεσης σε γειτονική διαδρομή χαμηλής πίεσης μπορεί

να φτάσει ακόμη και το 2 % της αναρροφούμενης παροχής από το συμπιεστή.

- Για τα έμβολα εξισορρόπησης των αξονικών δυνάμεων δεν έχουν εξαχθεί γενικευμένα συμπεράσματα, οπότε τα μεγέθη των παροχών αέρα για τις περιπτώσεις αυτές εξαρτώνται ισχυρά από τη σχεδίαση της εκάστοτε μηχανής.
- Κατά τη διαδικασία εκκίνησης της μηχανής απομαστεύεται από το συμπιεστή μία παροχή αέρα της τάξης του 5 % της αναρροφούμενης από το συμπιεστή παροχής για κάθε βαλβίδα απομάστευσης.
- Για καταναλώσεις εκτός της μηχανής, τα μεγέθη εξαρτώνται από τον τύπο της μηχανής. Έτσι, για αεροπορικούς αεριοστροβίλους, η παροχή αέρα για το σκοπό αυτό είναι περίπου 0,01 kg/s για κάθε επιβάτη και αφορά στη συμπίεση του θαλάμου των επιβατών καθώς και στη λειτουργία των κλιματιστικών μηχανισμών. Στους βιομηχανικούς αεριοστροβίλους, η παροχή για καταναλώσεις εκτός της μηχανής είναι μάλλον ασήμαντη και αφορά ποσοστό μικρότερο από 1 % της αναρροφούμενης παροχής. Αντίθετα, στους ναυτικούς αεριοστροβίλους, η παροχή αέρα για καταναλώσεις εκτός της μηχανής μπορεί να φτάσει ακόμη και το 10 % της αναρροφούμενης παροχής αέρα.

3.2 Μοντελοποίηση στοιχείων δευτερογενούς συστήματος αέρα

Είναι γνωστό ότι κατά τη μελέτη της λειτουργίας μίας μηχανής στο σημείο σχεδίασης οι παράμετροι που περιγράφουν τη λειτουργία της επιλέγονται ανεξάρτητα κατά τη σχεδίαση, ώστε να ικανοποιούνται ορισμένες απαιτήσεις – ισχύς εξόδου, ειδική κατανάλωση καυσίμου, θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο. Συνεπώς, οι επιδόσεις στο θερμοκρασιακό πεδίο είναι άμεσα συνυφασμένες με την τεχνολογία των υλικών κατασκευής και με το επίπεδο της τεχνολογίας ψύξης – σχεδιασμός του δευτερογενούς συστήματος αέρα – άρα και με τις επιδόσεις αυτού. Έτσι, ο προσδιορισμός των παροχών του συστήματος αυτού εμπλέκει άμεσα τον προσδιορισμό των αναπτυσσόμενων θερμοκρασιών.

Στο μέρος αυτό της διπλωματικής αυτής εργασίας θα μοντελοποιήσουμε δύο στοιχεία του δευτερογενούς συστήματος αέρα – ένα λαβύρινθο και ένα rim seal. Θα καθορίσουμε τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους προκειμένου να υπολογίσουμε την παροχή αέρα που περνά από αυτά, ενώ θα δούμε και ποιες παράμετροι τα καθιστούν περισσότερο αποδοτικά όσον αφορά στον κύκλο της μηχανής. Για να επιτευχθεί κάτι τέτοιο, θα πρέπει καταστρωθούν και να επιλυθούν οι εξισώσεις που περιγράφουν τη ροή στο εσωτερικό και στο εξωτερικό τους.

3.3 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Η εκτενής μελέτη στη βιβλιογραφία είναι μείζονος σημασίας προκειμένου να καταστρωθούν οι εξισώσεις που διέπουν τα στοιχεία που θα μοντελοποιηθούν. Παρακάτω παρουσιάζονται διάφορες μελέτες που είναι διαθέσιμες στη βιβλιογραφία, προκειμένου να γίνουν αντιληπτές οι παράμετροι που υπεισέρχονται στη μοντελοποίηση των δύο αυτών στοιχείων του δευτερογενούς συστήματος αέρα.

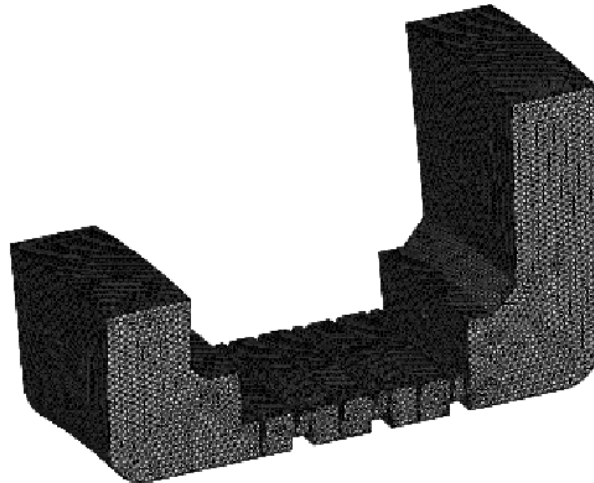
3.3.1.1 Λαβύρινθοι

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, οι λαβύρινθοι χρησιμοποιούνται εκτενέστατα στους αεριοστροβίλους, είτε για τον έλεγχο της διερχόμενης παροχής, είτε για την αποτελεσματική στεγάνωση περιοχών διαφορετικής πίεσης. Η ροή μέσω των λαβυρίνων στηρίχθηκε αρχικά σε πειραματικές διαδικασίες και σε αριθμητικές μοντελοποιήσεις [21], [22]. Με την ανάπτυξη της Υπολογιστικής Ρευστομηχανικής – Computational Fluid Dynamics – και διάφορων πειραματικών τεχνικών, έχει γίνει πρόοδος στην κατανόηση της ροής που διαφεύγει από τους λαβυρίνθους και στις παραμέτρους που την επηρεάζουν [23], [24], [25], [26].

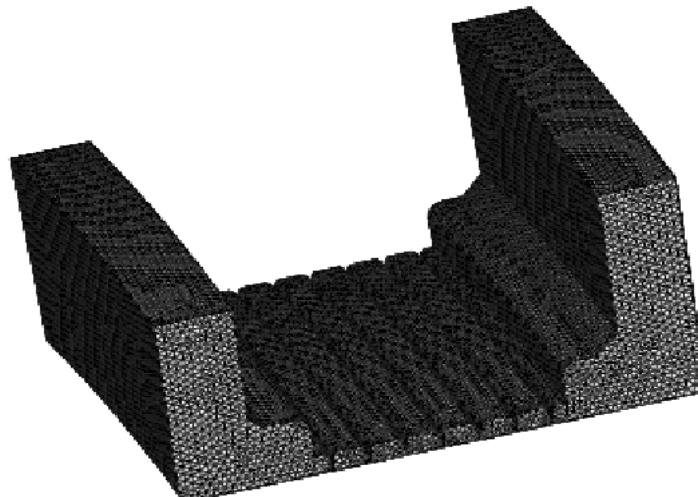
Περαιτέρω πειραματικές τεχνικές έχουν διεξαχθεί [27] για να καθοριστεί η δυναμική και η στατική απόδοση της στεγάνωσης των λαβυρίνων κάνοντας χρήση συγκεκριμένων υλικών, με μεγάλη δυνατότητα απορρόφησης και με μορφή κυψέλης. Στην ίδια δημοσίευση παρουσιάζονται εξελιγμένοι τρόποι σχεδίασης στεγανωτικών. Το 1998, έγινε μία προσπάθεια καθορισμού των συνεπειών της επικείμενης φθοράς των πτερυγίων ενός λαβυρίνου με τη βοήθεια 2-D αριθμητικών μεθόδων [23]. Το 2006, οι Li Jun, Yan Xin και Feng Zhenping από το πανεπιστήμιο της Κίνας προσπάθησαν να αναλύσουν την επίδραση του λόγου πίεσης και της ικανότητας της στεγάνωσης των πτερυγίων των λαβυρίνων στα χαρακτηριστικά της διερχόμενης ροής, σε μεγάλης ταχύτητας περιστρεφόμενους λαβυρίνθους, με τη βοήθεια 3-D Reynolds-averaged Navier Stokes επιλυτών [8]. Στην έρευνα αυτή χρησιμοποιήθηκαν δύο τύποι λαβυρίνων:

- οι straight-through λαβύρινθοι,
- οι stepped λαβύρινθοι.

Παρακάτω φαίνονται οι πλεγματοποιήσεις που κατασκεύασε η παραπάνω ομάδα ερευνητών, για τους δύο αυτούς τύπους λαβυρίνων.



Σχήμα 3.3-1. Πλεγματοποίηση stepped λαβυρίνθου (περίπου 2.200.000 στοιχεία) [8].



Σχήμα 3.3-2. Πλεγματοποίηση straight-through λαβυρίνθου (περίπου 2.200.000 στοιχεία) [8].

Στη συγκεκριμένη δημοσίευση [8], ο straight-through λαβύρινθος χρησιμοποιείται για το στρόβιλο χαμηλής πίεσης, ενώ η διάταξη με stepped λαβύρινθο τυγχάνει στο στρόβιλο υψηλής πίεσης λόγω της δομής του και των χαρακτηριστικών της εκτονωμένης ροής από το στρόβιλο. Παρακάτω παρουσιάζονται διάφορα σχήματα από τη συγκεκριμένη δημοσίευση, στις οποίες φαίνεται η μοντελοποίηση της ροής στο εσωτερικό των λαβυρίνθων.



Σχήμα 3.3-3. Μοντελοποίηση ροής σε stepped λαβύρινθο [8].



Σχήμα 3.3-4. Μοντελοποίηση ροής σε straight-through λαβύρινθο [8].

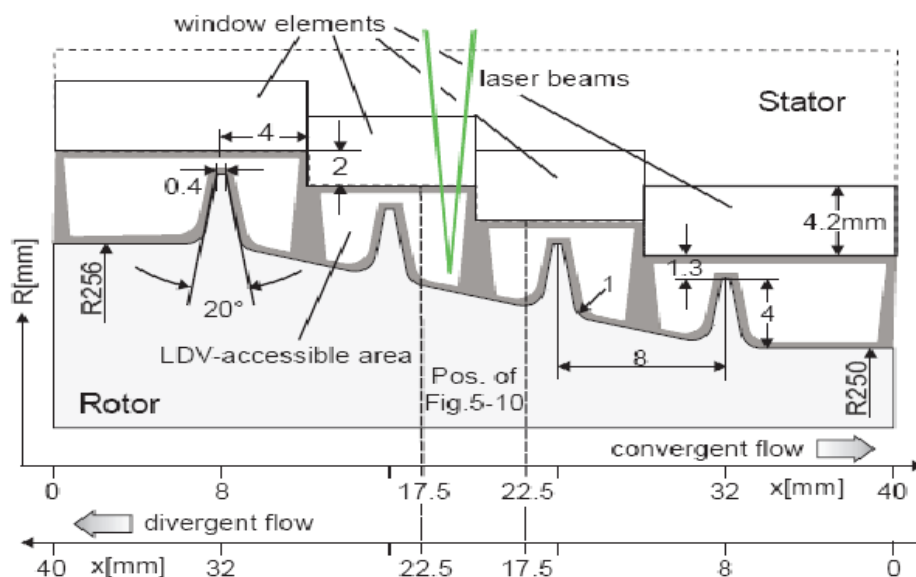
Με την έρευνα αυτή αποδείχθηκε ότι ο λόγος πίεσης, καθώς και το βήμα των πτερυγίων, επηρεάζουν την ικανότητα στεγανοποίησης, με δεδομένα το διάκενο και τη γεωμετρία των πτερυγίων. Τα συμπεράσματα είναι τα ακόλουθα:

- Η διαρροή του ρευστού μειώνεται καθώς το διάκενο βαίνει μειούμενο και για τα δύο είδη λαβυρίνθων, για δεδομένο λόγο πίεσης,
- Η διαρροή του ρευστού μειώνεται καθώς ο λόγος πίεσης βαίνει αυξανόμενος, για δεδομένο βήμα πτερυγίων, και για τα δύο είδη λαβυρίνθων.

Όπως έχουμε εξηγήσει, οι 3-D υπολογιστικές μέθοδοι έχουν τεράστιο υπολογιστικό κόστος. Οι Mahmood Farzaneh-Gord, Mike Wilson and J. Michael Owen, στην έρευνά τους [29], χρησιμοποίησαν ένα απλουστευμένο αξισυμμετρικό μοντέλο προκειμένου να μελετήσουν τις συνέπειες που έχουν οι παράμετροι της ροής στη ροή και στον τρόπο που μεταφέρεται η θερμότητα σε ένα σύστημα ρότορα-στάτορα.

Το μοντέλο αυτό βασίστηκε σε μία πειραματική ‘άρθρωση’, στην οποία υπήρχαν 24 ακροφύσια στο στάτορα υπό κλίση 70 μοιρών κατά την αξονική διεύθυνση, και 60 οπές εισόδου στο ρότορα. Με τον τρόπο αυτό κατάφεραν να μειώσουν το υπολογιστικό κόστος κατά ένα παράγοντα της τάξης του 7, συγκρινόμενο με τις συμβατικές 3-D υπολογιστικές μεθόδους. Έδειξαν ότι, εξαιτίας των απωλειών που υπεισέρχονται στο σύστημα λόγω της μίξης του ρευστού στα διάφορα μέρη του συστήματος, υπάρχει μία σημαντική πτώση στη γωνιακή ορμή. Η υπολογισμένη δομή της ροής συγκρίνεται με ροή ελεύθερης στροβιλότητας – free-vortex – μεταξύ της εισόδου στο στάτορα και της εξόδου από το ρότορα. Ο υπολογισμένος συντελεστής ροπής μειώνεται όσο αυξάνεται ο βαθμός περιδίνισης - pre swirl ratio.

Εμβαθύνοντας περισσότερο στον τρόπο μεταφοράς της θερμότητας στα τοιχώματα ενός τέτοιου συστήματος, οι J.Denecke, K. Dullenkopf, S.Wittig and H.-J. Bauer επικεντρώθηκαν στην αύξηση της ολικής θερμοκρασίας, εξαιτίας εσωτερικών απωλειών, καθώς το ρευστό περιρρέει τους λαβυρίνθους [10]. Για να το επιτύχουν αυτό έκαναν LDV μετρήσεις⁴. Τα αποτελέσματά τους συγκρίθηκαν με αυτά των McGreehan and Ko [32], το οποίο παρουσιάζει καλύτερη πρόγνωση των αποτελεσμάτων. Παρακάτω φαίνεται η διάταξη που χρησιμοποιήθηκε στο [10].



Σχήμα 3.3-5. Διάταξη λαβυρίνθου και θέση των αισθητήρων [10].

⁴ Laser-Doppler -Velocimeter.

Η έρευνα αυτή μάς παρέχει σημαντικά αριθμητικά δεδομένα για το σχεδιασμό μελλοντικών αεριοστροβίλων, καθώς ο ακριβής προσδιορισμός του ποσοστού της εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας σε σχέση με την ολική ταχύτητα και της ολικής θερμοκρασίας στην έξοδο των λαβυρίνθων αναμένεται να βελτιώσει την απόδοσή τους. Ως συνέχεια της φιλοσοφίας της παραπάνω έρευνας, το 2007, οι Bricaud C., Geis T., Dullenkopf K. and Bauer H.-J. προσπάθησαν να ποσοτικοποιήσουν τις απώλειες στο εσωτερικό του θαλάμου που σχηματίζεται μεταξύ του ρότορα και του στάτορα μετρώντας την ταχύτητα του ρευστού χρησιμοποιώντας 3-D PIV – οι οποίοι είναι ουσιαστικά αισθητήρες –, ενώ ταυτόχρονα προσδιόρισαν και την επίδραση της τραχύτητας των τοιχωμάτων. Μέσω της μοντελοποίησης αυτής κατάφεραν, επίσης, να προσδιορίσουν το συντελεστή παροχής για διάφορες γεωμετρίες δίσκων ρότορα, καθώς και τη συμπεριφορά της ροής αυτής για διάφορες συνθήκες εισόδου.

3.3.1.2 *Rim seals*

Τα τελευταία 40 χρόνια έχουν γίνει εκτεταμένες έρευνες προκειμένου να μελετηθούν και να αποφευχθούν τα φαινόμενα της εισρόφησης των θερμών καυσαερίων στο εσωτερικό των δίσκων του ρότορα και του στάτορα του στροβίλου. Αρχικά οι Bayley and Owen [41] εξήγαγαν μία σχέση, μέσω της οποίας κατέστη δυνατός ο υπολογισμός της ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς αποφυγή εισρόφησης θερμών καυσαερίων στο θάλαμο των δίσκων. Η μελέτη τους αφορούσε σε μία απλή γεωμετρία rim seal με ένα αξονικό διάκενο. Αργότερα, οι Phadke and Owen [42] επικεντρώθηκαν στη μελέτη διάφορων γεωμετριών και για διάφορες τιμές διακένου. Βρήκαν επίσης μία γραμμική εξάρτηση της ελάχιστης αυτής παροχής και του περιστροφικού αριθμού Reynolds

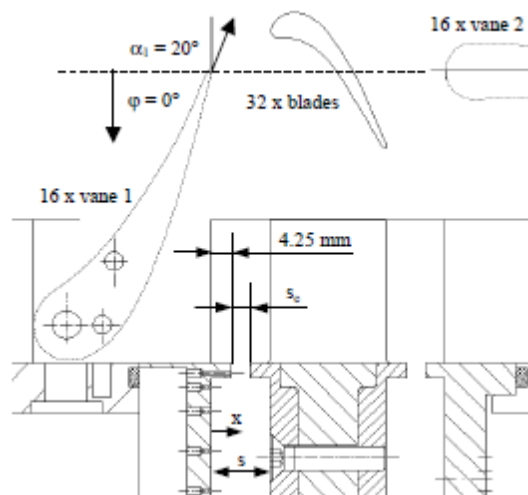
Οι ίδιοι συγγραφείς μελέτησαν επίσης την επίδραση της ανομοιομορφίας του περιφερειακού προφίλ της πίεσης του ρεύματος πυρήνα στην απόδοση της στεγάνωσης [44] [45]. Παρατήρησαν μία τεράστια αύξηση στην ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης αυξανόμενων των ασυμμετριών των πιέσεων στην ακτίνα ποδός, τέτοια ώστε η εισρόφηση των θερμών καυσαερίων να 'κυριαρχείται' από την εξωτερική ροή [52].

Στις [53] [54] και [55] καθίσταται φανερή η επίδραση της εξωτερικής ροής στη διαδικασία εισρόφησης θερμών καυσαερίων στην περιοχή των δίσκων του ρότορα και του στάτορα. Οι ασυμμετρίες στην περιφερειακή πίεση έγιναν αντιληπτές με τη χρήση οδηγών πτερυγίων στο ρεύμα πυρήνα.

Το 1999 οι Bohn et al. [56] έδειξαν ότι η ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης εξαρτάται από τη γεωμετρία του rim seal, και ανάλογα με τη γεωμετρία αυτή, μπορεί να επιτευχθεί μείωση της παροχής αυτής έως και 30%. Όλες οι παραπάνω έρευνες δείχνουν την επίδραση της ανομοιομορφίας του περιφερειακού προφίλ των πιέσεων του κύριου ρεύματος ρευστού στην ακτίνα ποδός. Πιο συγκεκριμένα, οι

ασυμμετρίες αυτές είναι ο κύριος παράγοντας που οδηγεί στην εισρόφηση των θερμών καυσαερίων στους δίσκους.

Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται η διάταξη μίας βαθμίδας στροβίλου, η οποία είναι διαθέσιμη στην [52]. Στη διάταξη αυτή φαίνεται η πιο απλή γεωμετρία του rim seal - με απλό αξονικό διάκενο και χωρίς νύχι.

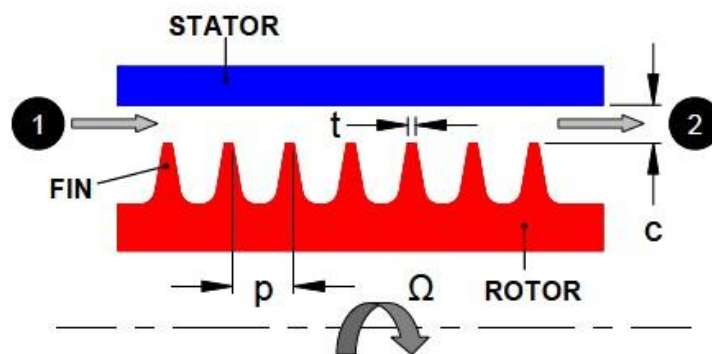


Σχήμα 3.3-6. Διάταξη βαθμίδας στροβίλου στην οποία φαίνεται το rim seal [52].

Ανάλογα με τη γεωμετρία του rim seal, η απόδοση της στεγάνωσης μεταβάλλεται σημαντικά. Η απόδοση αυτή ποσοτικοποιείται μετρώντας το ποσοστό του CO₂ στην περιοχή των θαλάμων των δίσκων. Έτσι, όσο μικρότερο είναι το ποσοστό αυτό, τόσο πιο αποτελεσματική είναι και η στεγάνωση.

3.4 Μοντελοποίηση ενός λαβυρίνθου

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, οι λαβύρινθοι χρησιμοποιούνται ευρύτατα στους αεριοστροβίλους για στεγανωτικούς λόγους. Οι λαβύρινθοι αυξάνουν τον αεροδυναμικό βαθμό απόδοσης μειώνοντας τις απώλειες διαρροής μεταξύ των κινούμενων και των ακίνητων μερών του κινητήρα. Η αρχή λειτουργίας ενός λαβυρίνθου, από μία κλασική προσέγγιση, βασίζεται στη μείωση της παροχής διαμέσου ενός χώρου με πτερύγια [8]. Παρακάτω φαίνεται μία απλοποιημένη εικόνα ενός λαβυρίνθου [19]:



Σχήμα 3.4-1. Σχηματική διάταξη λαβυρίνθου [19].

Σύμφωνα με την [4] ο σκοπός του υπολογισμού λαβυρίνθου είναι διαφορετικός αν πρόκειται για σχεδίαση ή για ανάλυση. Όταν γίνεται σχεδίαση, πρέπει να επιλεγεί ο αριθμός και η διάταξη λαβυρίνθων, με σκοπό να ελαχιστοποιηθούν οι διαφυγές για μία δεδομένη διαφορά πίεσης. Όταν γίνεται ανάλυση χρειάζεται να προσδιοριστεί το μέγεθος των διαφυγών από μία διάταξη λαβυρίνθων, της οποίας είναι γνωστή η γεωμετρία και η διαφορά πίεσης στα άκρα.

Αν θεωρηθεί ότι η εκροή από ένα θάλαμο στο γειτονικό του γίνεται χωρίς μεγάλη μεταβολή στην πυκνότητα και ότι το ρευστό στο θάλαμο έχει μηδενική ταχύτητα, από την εξίσωση Bernoulli προκύπτει ότι η ταχύτητα εκροής μέσω του διακένου του λαβυρίνθου είναι:

$$V = \sqrt{2 \frac{p-p'}{\rho}} \quad (3.1)$$

Αν το εμβαδόν στο διάκενο είναι f_δ , τότε η παροχή μέσω του διακένου είναι:

$$\dot{m}_\delta = \rho f_\delta V = f_\delta \sqrt{2(p-p')\rho} \quad (3.2)$$

Η πυκνότητα ρ μπορεί να τεθεί ίση με αυτή στο θάλαμο ή με μία μέση τιμή που αντιστοιχεί στις πιέσεις p και p' . Η σχέση αυτή μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί αντίστροφα για υπολογισμό της διαφοράς πίεσης, η οποία οδηγεί σε συγκεκριμένη παροχή μέσω του διακένου:

$$p - p' = \frac{1}{2\rho} \left(\frac{\dot{m}_\delta}{f_\delta} \right)^2 \quad (3.3)$$

Κατά τη διέλευση του ρευστού από ένα θάλαμο στον επόμενο η ολική θερμοκρασία παραμένει σταθερή και, επειδή στο θάλαμο τελικά η ταχύτητα μηδενίζεται, η ολική αυτή θερμοκρασία είναι ίση με τη στατική. Έτσι, σε κάθε θάλαμο έχουμε:

$$\frac{p}{\rho} = RT = K \quad (3.4)$$

όπου T σταθερό. Αν θεωρηθεί ότι και η παγκόσμια σταθερά των αερίων - R - είναι σταθερή κατά την αλλαγή αυτή του ρευστού, τότε το δεύτερο μέλος της (3.4) είναι σταθερό.

Για μικρό μήκος Δx μπορούμε να γράψουμε:

$$\frac{p-p'}{\Delta x} = -\frac{\Delta P}{\Delta x} \approx \frac{dP}{dx} \quad (3.5)$$

Άρα,

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{1}{\Delta x} \frac{1}{2\rho} \left(\frac{\dot{m}_\delta}{f_\delta}\right)^2 = -\frac{1}{\Delta x} \frac{K}{2\rho} \left(\frac{\dot{m}_\delta}{f_\delta}\right)^2 \quad (3.6)$$

Ολοκληρώνοντας την παραπάνω σχέση έχουμε:

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{x_2 - x_1}{\Delta x} K \left(\frac{\dot{m}_\delta}{f_\delta}\right)^2 \quad (3.7)$$

Όμως, ο όρος $\frac{x_2 - x_1}{\Delta x}$ είναι ίσος με τον αριθμό z των θαλάμων, ενώ η σταθερά K ισούται με την τιμή της στη θέση 1 - είσοδος στον πρώτο θάλαμο. Έτσι, η σχέση αυτή τελικά μπορεί να γραφεί:

$$p_1^2 - p_2^2 = z \frac{p_1}{\rho_1} \left(\frac{\dot{m}_\delta}{f_\delta}\right)^2 \quad (3.8)$$

Από τη σχέση αυτή μπορούμε εύκολα να εξάγουμε μία σχέση που να συνδέει τον αριθμό των θαλάμων με την παροχή διαμέσου του λαβυρίνθου και την πτώση πίεσης.

$$\dot{m}_\delta = f_\delta \sqrt{\frac{1}{z} \frac{\rho_1}{p_1} (p_1^2 - p_2^2)} \quad (3.9)$$

Για μεγαλύτερους λόγους πίεσης είναι δυνατό να δημιουργηθούν τοπικά διηχητικές συνθήκες. Οι συνθήκες αυτές θα δημιουργηθούν στο λαιμό του τελευταίου λαβυρίνθου, αφού η παροχή μάζας αέρα είναι η ίδια για όλους τους λαβυρίνθους, όπως και η ολική θερμοκρασία, ενώ η ολική πίεση συνεχώς ελαττώνεται. Στην περίπτωση αυτή έχουμε κρίσιμη κατάσταση στο διάκενο του τελευταίου λαβυρίνθου και η παροχή δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{m} = f_{\delta} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \sqrt{\gamma p' \rho'} \quad (3.10)$$

όπου p' , ρ' εκφράζουν τις συνθήκες στο θάλαμο πριν από το τελευταίο διάκενο. Θεωρώντας ότι μέχρι τον τελευταίο αυτό θάλαμο μπορεί να εφαρμοστεί η σχέση (3.9), έχουμε:

$$\sqrt{\frac{p_1^2 - p'^2}{(z-1)p_1}} \rho_1 = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \sqrt{\gamma p' \rho'} \quad (3.11)$$

Θεωρώντας όπως και προηγούμενα

$$\frac{p'}{\rho'} \approx \frac{p_1}{\rho_1}$$

Οπότε

$$\sqrt{\frac{p_1^2 - p'^2}{(z-1)p_1}} \rho_1 = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \sqrt{\gamma \frac{p'^2}{p_1} \rho_1} \quad (3.12)$$

Η παροχή τελικά δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{m} = f_{\delta} \sqrt{\frac{p_1 \rho_1}{z + \frac{1}{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2(\gamma+1)}{\gamma-1}} - 1}} \quad (3.13)$$

Για να ελεγχθεί αν έχουμε στραγγαλισμένο το τελευταίο διάκενο θα πρέπει να ελέγξουμε αν ισχύει η σχέση:

$$\frac{p_2}{p'} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.14)$$

η οποία γίνεται:

$$\frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \frac{1}{\sqrt{(z-1)\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2(\gamma+1)}{\gamma-1}} - 1}} \quad (3.15)$$

Δεδομένου ότι ο υπολογισμός λαβυρίνθων βασίζεται σε ημιεμπειρικά στοιχεία, μπορεί να ακολουθηθεί η μέθοδος που περιγράφεται στο [4], η οποία βασίζεται σε στοιχεία από εμπειρικές παρατηρήσεις σε συστήματα λαβυρίνθων.

Η παροχή μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση, στην οποία τα διάφορα φαινόμενα που αναπτύσσονται στους λαβυρίνθους λαμβάνονται υπόψη με την εισαγωγή των εμπειρικών συντελεστών:

$$\dot{m} = f_{\delta} * \alpha * \gamma * \varphi * \sqrt{p_o \rho_o} \quad (3.16)$$

όπου:

| | |
|-----------------------------------|---|
| $f_{\delta} = \pi(r_o^2 - r_i^2)$ | η επιφάνεια του δακτυλιοειδούς κενού μεταξύ της κορυφής του πτερυγίου και του κελύφους. |
| α | συντελεστής παροχής |
| γ | συντελεστής διόρθωσης της ροής |
| φ | λόγος εκτόνωσης |
| p_o | πίεση ανάντη |
| ρ_o | πυκνότητα ανάντη |

Είναι γνωστό από τη γεωμετρία των λαβυρίνθων ότι μόνο ένα μέρος της παροχής μεταφέρεται άμεσα στον επόμενο θάλαμο. Το γεγονός αυτό λαμβάνεται υπόψη με το συντελεστή διόρθωσης της ροής γ , ενώ υπάρχουν στη παραδείγματα σχεδιασμού βηματικών λαβυρίνθων για να μειωθεί η μεταφορά παροχής [27].

- Ο συντελεστής παροχής α είναι συνάρτηση του λόγου του ακτινικού διακένου c προς το πάχος της κεφαλής του πτερυγίου t . Για ένα αρκετά μεγάλο εύρος $\frac{c}{t}$ μπορεί να χρησιμοποιηθεί η τιμή :

$$\alpha = 0,71 \quad \text{για} \quad 1,3 < \frac{c}{t} < 2,3$$

- Ο συντελεστής διόρθωσης γ είναι συνάρτηση του λόγου ακτινικού διακένου c προς την απόσταση διαδοχικών πτερυγίων p – βήμα. Προσεγγιστικά, μπορεί να θεωρηθεί ότι ο συντελεστής γ μεταβάλλεται γραμμικά για τιμές του λόγου $\frac{c}{p}$ από 0 μέχρι 0,11 και για διάφορες τιμές του αριθμού πτερυγίων N , όπως φαίνεται στον παρακάτω πίνακα:

| Γ | N |
|--------------|----|
| 1+11,1*(c/p) | 12 |
| 1+10,2*(c/p) | 8 |
| 1+8,82*(c/p) | 6 |
| 1+6,73*(c/p) | 4 |
| 1+5*(c/p) | 3 |
| 1+3,27*(c/p) | 2 |

- Ο ρυθμός εκτόνωσης φ υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\varphi = \sqrt{\frac{1 - \frac{p_n}{p_0}}{n + \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right)}} \quad (3.17)$$

όπου p_n η πίεση κατάντη του n-οστού λαβυρίνθου.

Στον Πίνακα 3.2.1.4-1 φαίνονται τυπικές τιμές του πάχους t του περυγίου και της απόστασης περυγίων p που χρησιμοποιούνται στην πράξη:

Πίνακας 3.4-1. Τυπικές τιμές γεωμετρικών στοιχείων λαβυρίνθων

| t(mm) | p(mm) |
|-------------|-----------|
| 0,3 - 0,4 | 6 – 8 |
| 0,28 - 0,32 | 4 – 5 |
| 0,18 - 0,22 | 1,8 - 2,2 |

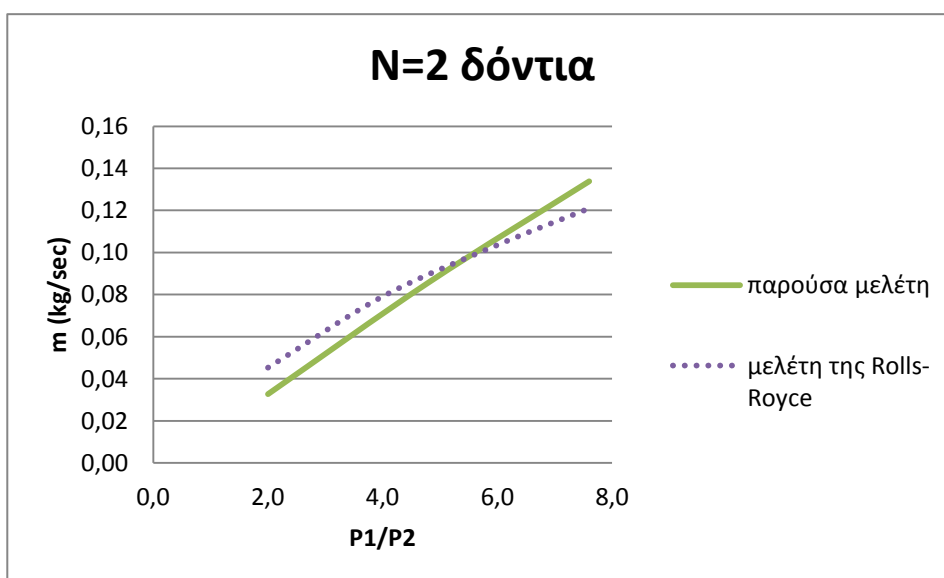
Προκειμένου να μοντελοποιήσουμε το λαβύρινθο, συντάξαμε κώδικα στη FORTRAN, μέσω του οποίου έγινε παραμετρική ανάλυση. Τα διαγράμματα που προέκυψαν από τον κώδικα παρουσιάζονται αναλυτικά στο Παράρτημα Π2. Στο παρακάτω κεφάλαιο παρουσιάζουμε διαγράμματα, μέσω των οποίων συγκρίνεται το μοντέλο του λαβυρίνθου που κατασκευάσαμε με ένα μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce. Τα διαγράμματα αυτά μας παρέχουν χρήσιμες πληροφορίες συγκρίνοντας τα δύο μοντέλα. Τέλος, ο κώδικας που συντάχθηκε επισυνάπτεται στο Παράρτημα Π1 με τη μορφή υπορουτίνας.

3.4.1.1 Επικύρωση μοντέλου

Προκειμένου να βεβαιωθούμε ότι το μοντέλο αυτό είναι ‘έγκυρο’, που σημαίνει ότι μπορεί να χρησιμοποιηθεί στη βιομηχανία, το συγκρίναμε, αρχικά, με ένα μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce, το οποίο χρησιμοποιείται για τη μελέτη και το σχεδιασμό αυτού του στοιχείου του δευτερογενούς συστήματος αέρα στους αεριοστροβίλους. Αν το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα μελέτη προσεγγίζει το μοντέλο της Rolls-Royce, τότε μπορούμε να προχωρήσουμε στην παραμετρική μελέτη του μοντέλου αυτού.

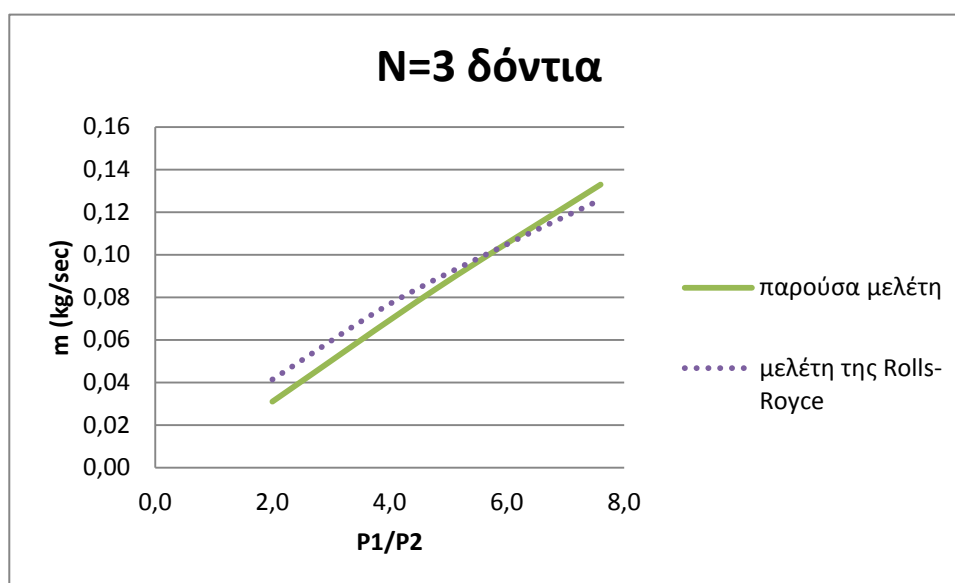
Παρακάτω φαίνονται τα διαγράμματα που προέκυψαν. Τρέξαμε τους κώδικες για δύο περιπτώσεις βήματος, για $p=4.00\text{mm}$ και για $p=8.00\text{mm}$, προκειμένου να καταστεί σαφές ότι τα δύο μοντέλα έχουν μικρές αποκλίσεις για μεγάλο εύρος βήματος. Όπως έχουμε ήδη αναφέρει και στο κεφάλαιο 3.4, στην περίπτωση αυτή, το εύρος του λόγου πίεσης που ετέθη ανήκει στο διάστημα $[2,7.6]$, με την πίεση κατάντη να είναι σταθερή και ίση με 1bar. Ο λόγος που έγινε αυτό είναι για να πλησιάζουν οι εκτιμώμενες τιμές τις ρεαλιστικές περισσότερο. Ως συνθήκες εισόδου – input – στους κώδικες τέθηκαν οι εξής:

- $c=0.4\text{mm}$
- $h=3.2\text{mm}$
- $T=350\text{K}$
- $P2=1\text{bar}$
- $p=4.00\text{mm}$ ($t=0.29\text{mm}$)



Σχήμα 3.4.1.1-1. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 2 οδόντων βήματος $p=4.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

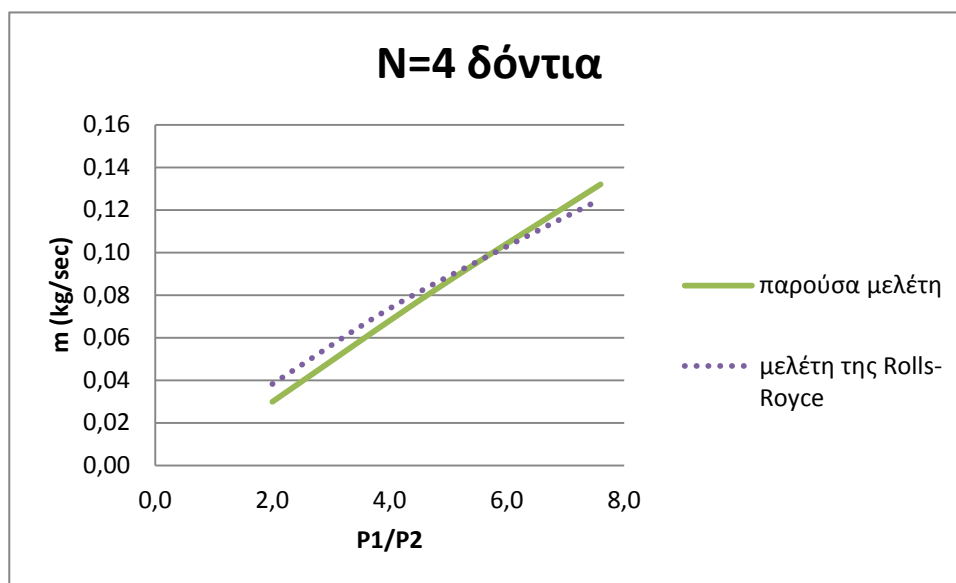
Η παροχή που διέρχεται από το λαβύρινθο αυξάνεται καθώς αυξάνεται η διαφορά πίεσης εκατέρωθεν αυτού. Παρατηρούμε ότι οι διαφορές στην εκτιμώμενη παροχή αέρα ψύξης που διέρχεται από το λαβύρινθο είναι πολύ μικρές - η μέγιστη απόκλιση είναι της τάξης του 11%. Υπάρχει πολύ καλή προσέγγιση για όλο το εύρος του λόγου πίεσης. Πιο συγκεκριμένα, για λόγο πίεσης από 2 έως 5.8, οι τιμές από την παρούσα μελέτη είναι καλύτερες, αφού το μοντέλο εκτιμά μικρότερη παροχή αέρα. Για λόγο πίεσης 5.9 οι τιμές ταυτίζονται, ενώ για λόγο πίεσης από 6 έως 7.6, το μοντέλο της Rolls-Royce εκτιμά μικρότερη παροχή, που όμως παρουσιάζει μικρές διαφορές με το δικό μας μοντέλο.



Σχήμα 3.4.1.1-2. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 3 οδόντων βήματος $p=4.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Και για την περίπτωση του λαβυρίνθου με τρία δόντια, οι τιμές της παρούσας μελέτης προσεγγίζουν πολύ καλά τις τιμές από το μοντέλο της Rolls-Royce. Για λόγο πίεσης $P_1/P_2=6$ οι τιμές των δύο μοντέλων ταυτίζονται, ενώ η προσέγγιση είναι καλύτερη από την περίπτωση του λαβυρίνθου με 2 δόντια, με τη μέγιστη απόκλιση να αγγίζει το 9,8%. Οι διαφορές που παρατηρούνται στα δύο μοντέλα οφείλονται στη διαφοροποίηση των εξισώσεων κατά τη μοντελοποίηση του λαβυρίνθου.

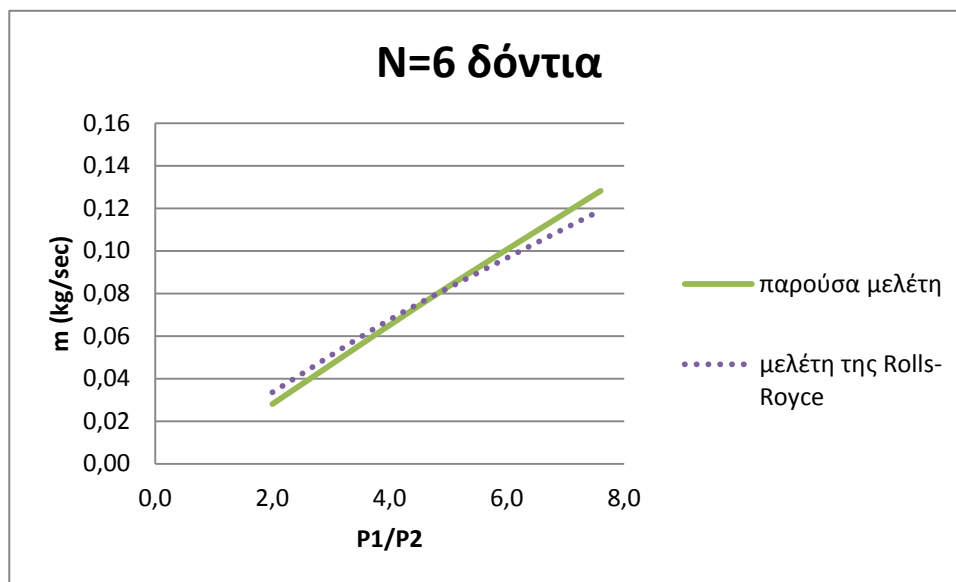
- N=4 δόντια



Σχήμα 3.4.1.1-3. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 4 οδόντων βήματος $p=4.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Εύκολα παρατηρεί κανείς ότι και πάλι η προσέγγιση των τιμών είναι πολύ καλή, με τις τιμές να ταυτίζονται για λόγο πίεσης $P_1/P_2=6$ - μέγιστη απόκλιση 6%.

- N=6 δόντια

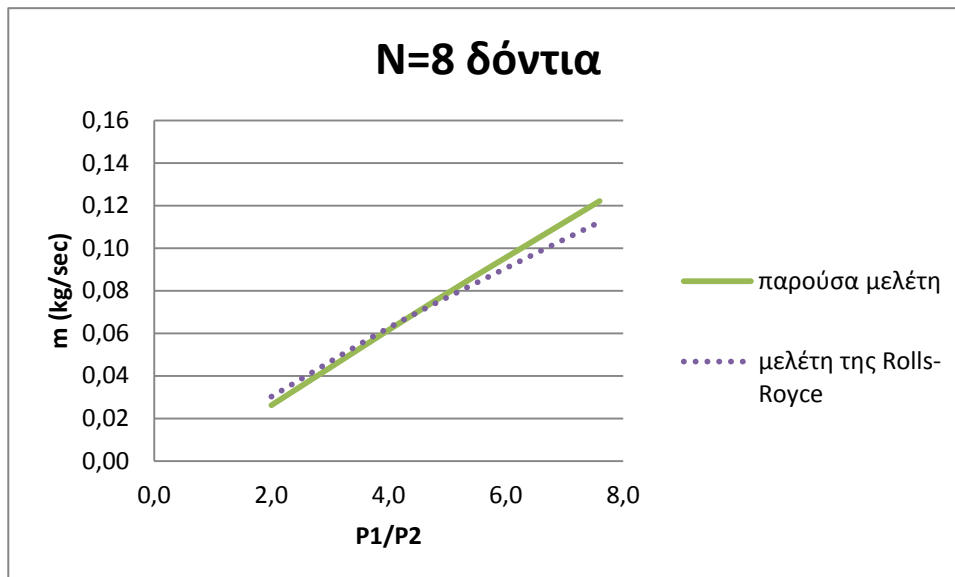


Σχήμα 3.4.1.1-4. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 6 οδόντων βήματος $p=4.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Στην περίπτωση λαβυρίνθου με 6 δόντια, βήματος $p=4.00\text{mm}$, η προσέγγιση είναι καλύτερη - μέγιστη απόκλιση 5%. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι οι τιμές

των δύο μοντέλων ταυτίζονται για το εύρος του λόγου πίεσης που ανήκει στο διάστημα [4.2 , 5.6].

- N=8 δόντια

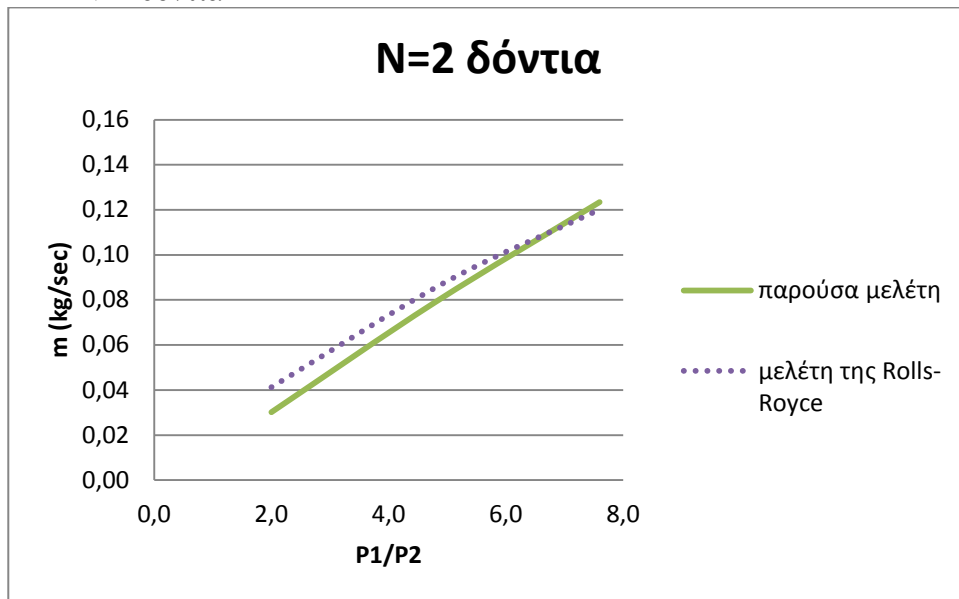


Σχήμα 3.4.1.1-5. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 8 οδόντων βήματος $p=4.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Στην περίπτωση του λαβυρίνθου με 8 δόντια , βήματος $p=4.00\text{mm}$, η προσέγγιση είναι άψογη για εύρος λόγου πίεσης που ανήκει στο διάστημα [2 , 4.6], ενώ μέχρι ο λόγος πίεσης να φτάσει την τιμή 7.6, είναι ικανοποιητική - μέγιστη απόκλιση 8%.

Στη συνέχεια, θα παρουσιάσουμε τα διαγράμματα των δύο μοντέλων για βήμα οδόντων $p=8.00\text{mm}$ - δηλαδή για πάχος κεφαλής των οδόντων $t=0.33\text{mm}$ - προκειμένου να καταστεί σαφές ότι το μοντέλο μας είναι έγκυρο για ένα αρκετά μεγάλο εύρος βήματος των οδόντων του λαβυρίνθου.

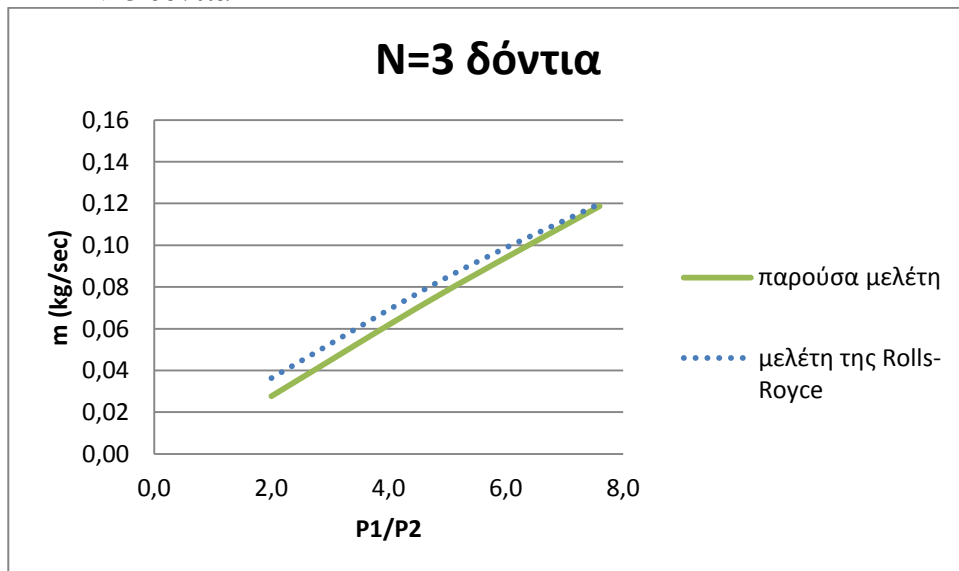
- N=2 δόντια



Σχήμα 3.4.1.1-6. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 2 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Παρατηρούμε ότι το η προσέγγιση είναι ικανοποιητική - μέγιστη απόκλιση 11% -, ενώ εξάγεται το συμπέρασμα ότι το μοντέλο που αναπτύχθηκε στην παρούσα διπλωματική παρουσιάζει καλύτερη συμπεριφορά για εύρος πίεσης που ανήκει στο διάστημα $[2, 7]$, όσον αφορά σε λαβύρινθο 2 οδόντων με βήμα $p=8.00\text{mm}$!

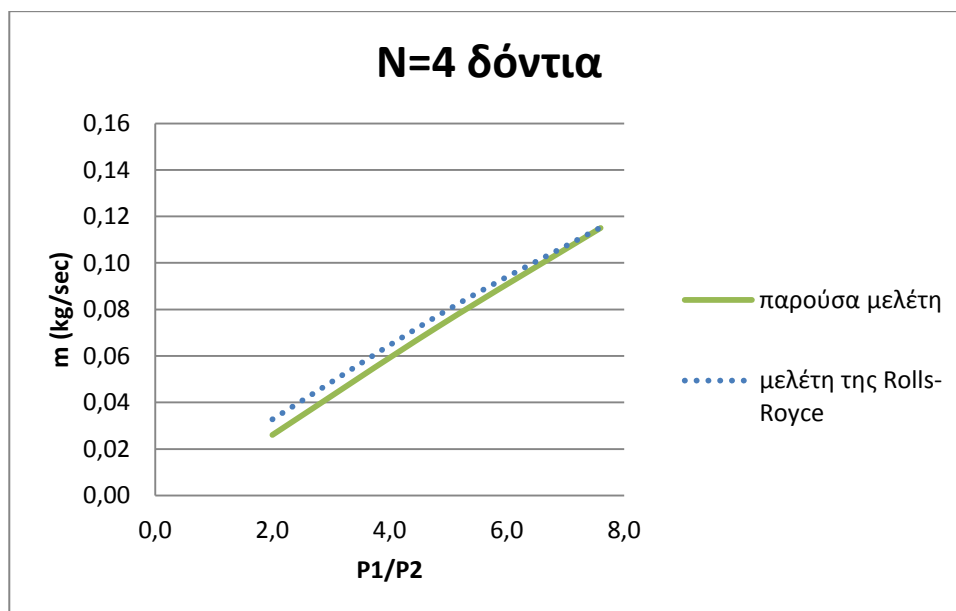
- N=3 δόντια



Σχήμα 3.4.1.1-7. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 3 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Για την περίπτωση λαβυρίνθου 3 οδόντων με βήμα $p=8.00\text{mm}$, το μοντέλο που αναπτύχθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία έχει καλύτερη συμπεριφορά σε όλο το εύρος λόγου πίεσης.

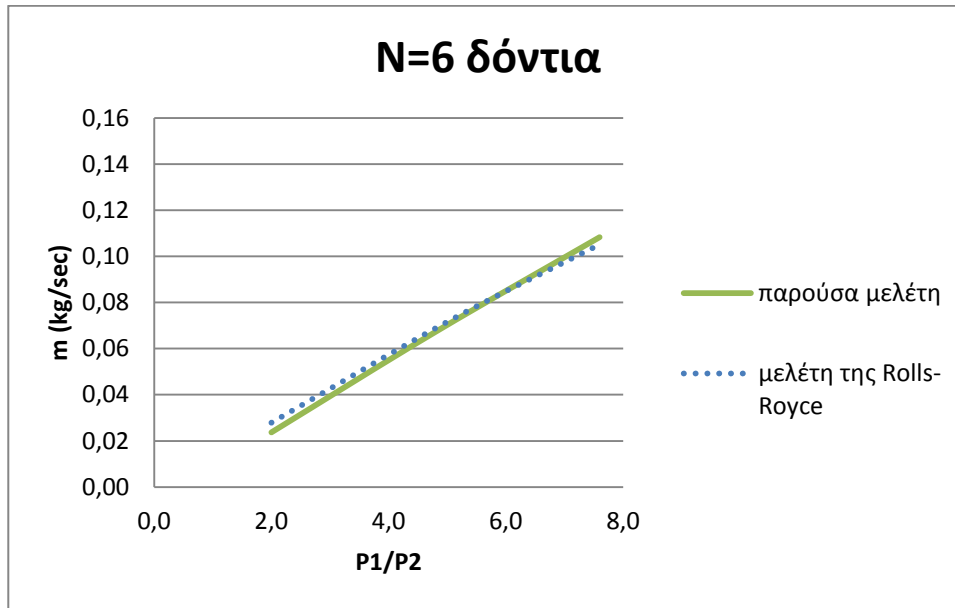
- $N=4$ δόντια



Σχήμα 3.4.1.1-8. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 4 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Για την περίπτωση λαβυρίνθου 4 οδόντων με βήμα $p=8.00\text{mm}$, το μοντέλο που αναπτύχθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία έχει καλύτερη συμπεριφορά σε όλο το εύρος λόγου πίεσης, ενώ η προσέγγιση των τιμών των δύο μοντέλων είναι καλύτερη από την περίπτωση του λαβυρίνθου με 3 οδόντες και ίδιο βήμα.

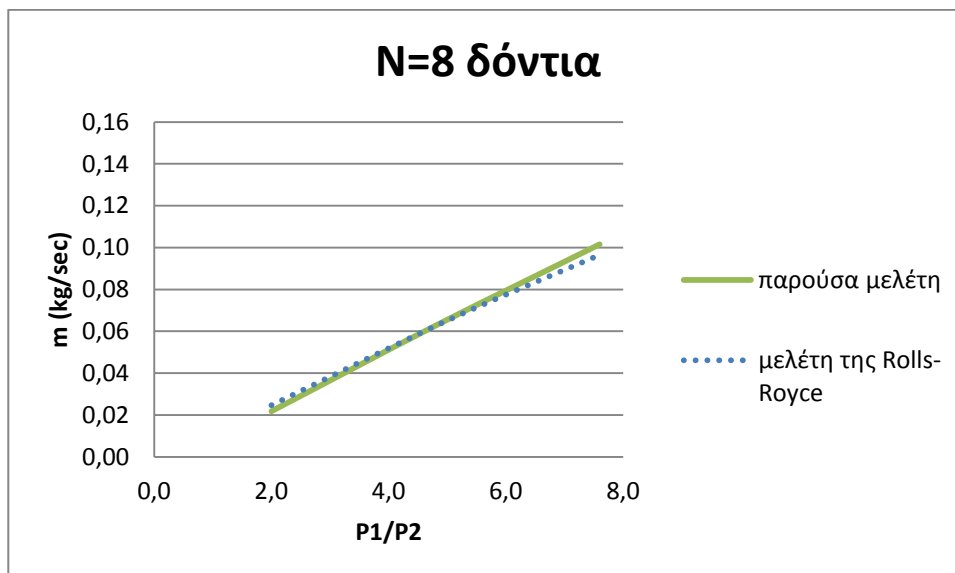
- N=6 δόντια



Σχήμα 3.4.1.1-9. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 6 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Η προσέγγιση των δύο μοντέλων για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 6 δόντια, βήματος $p=8.00\text{mm}$, είναι άψογη - μέγιστη απόκλιση 2%!

- N=8 δόντια



Σχήμα 3.4.1.1-10. Σύγκριση του μοντέλου που συντάχθηκε για λαβύρινθο 8 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$ με το μοντέλο λαβυρίνθου της Rolls-Royce.

Και για την περίπτωση του λαβυρίνθου που αποτελείται από 8 δόντια, τα οποία απέχουν 8.00mm μεταξύ τους, η προσέγγιση του μοντέλου μας με αυτό της Rolls-Royce είναι τέλεια.

Παρατηρούμε ότι το μοντέλο μας είναι σε πάρα πολύ καλή συμφωνία με τις τιμές του μοντέλου της Rolls-Royce, για αρκετά μεγάλο εύρος βήματος και για όλες τις περιπτώσεις δοντιών του λαβυρίνθου. Συνεπώς, πρόκειται για ένα έγκυρο μοντέλο, το οποίο μπορεί να χρησιμοποιηθεί αυτούσιο στη βιομηχανία.

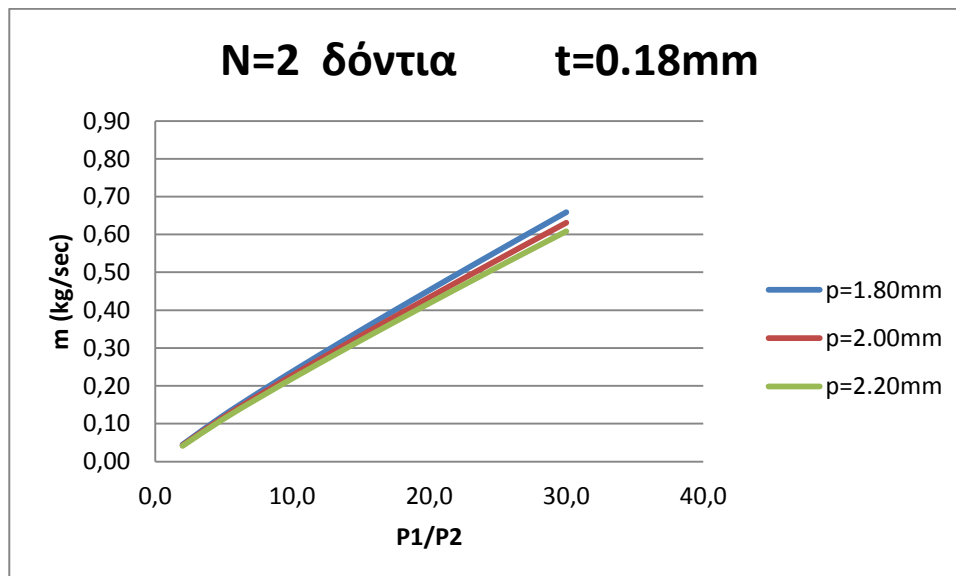
3.4.1.2 Αποτελέσματα της μοντελοποίησης

Στην παράγραφο αυτή θα παρουσιάσουμε τα χαρακτηριστικότερα διαγράμματα που προέκυψαν από τους κώδικες που συντάξαμε. Κατά τη μοντελοποίηση του λαβυρίνθου κάναμε παραμετρική ανάλυση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών που υπεισέρχονται στη σχεδίασή του. Συντάχθηκε ένας κώδικας στον οποίο, προκειμένου να μοντελοποιηθεί ο λαβύρινθος, κρατήσαμε σταθερή την πίεση κατάντη, η οποία έχει τεθεί ίση με 1 bar, και μεταβάλλαμε την πίεση ανάντη από 2 μέχρι 30 bar. Είναι σκόπιμο να αναφερθεί ότι σε ένα στεγανωτικό – seal – δε θα υπάρξει ποτέ απαίτηση τέτοιου λόγου πίεσης. Λόγω αδυναμίας εισαγωγής του μοντέλου αυτού σε ένα μοντέλο μηχανής, και κατά συνέπεια μη γνωρίζοντας τις ακριβείς πιέσεις, επιλέξαμε αυτόν τον – υπερβολικό – λόγο πίεσης, προκειμένου να καλυφθούν όλες οι περιπτώσεις. Στη συνέχεια, κατά τη διαδικασία της επικύρωσης – validation – του μοντέλου, ο λόγος πίεσης που χρησιμοποιούμε είναι περισσότερο ρεαλιστικός. Τα διαγράμματα που παρουσιάζονται παρακάτω παρέχουν πληροφορίες για τον αριθμό δοντιών, το βήμα, το πάχος κεφαλής του οδόντα, το ύψος του οδόντα, το διάκενο, τη θερμοκρασία και το λόγο πίεσης. Ως αποτέλεσμα παίρνουμε την παροχή μάζας αέρα που περνά διαμέσου του. Σύμφωνα με το μοντέλο του λαβυρίνθου που χρησιμοποιήσαμε, το βήμα των οδόντων δεν μπορεί να μεταβάλλεται ανεξάρτητα από το πάχος κεφαλής του. Έτσι, έχει γίνει παραμετρική ανάλυση σε τρεις κατηγορίες για το βήμα – βλ. Κεφάλαιο 3.4. Τέλος, κατά την ανάλυση, παρατηρήσαμε ότι το πάχος κεφαλής – για την ίδια πάντα κατηγορία βήματος – δεν επηρεάζει καθόλου τη διερχόμενη από το λαβύρινθο μάζα⁵.

⁵ Το εύρος του πάχους κεφαλής του οδόντα ορίζει ένα εύρος για το βήμα των οδόντων και αντίστροφα. Κατά συνέπεια, όπως φαίνεται και στο Κεφάλαιο 3.4, ορίζονται τρεις κατηγορίες για τα επιτρεπόμενα εύρη και πάχη κεφαλής των οδόντων.

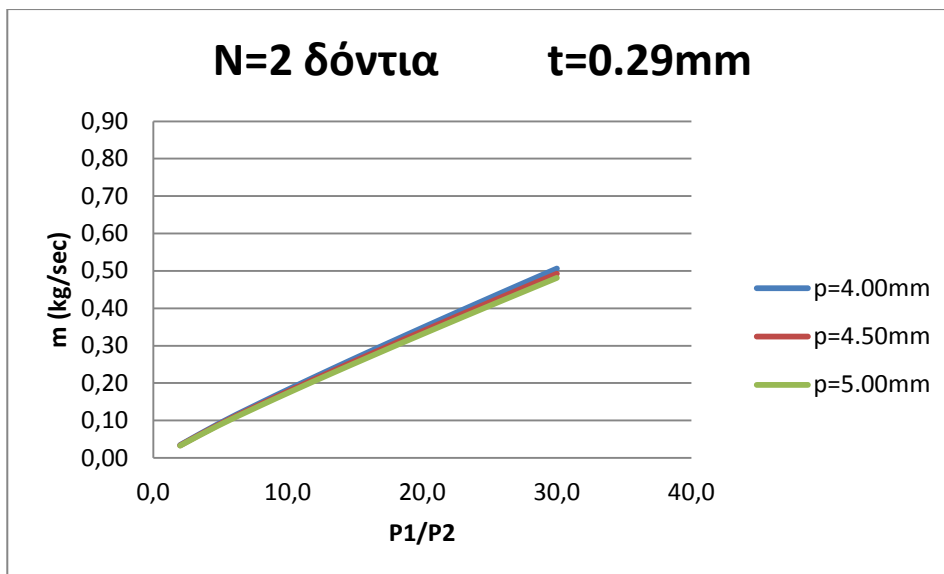
Για θερμοκρασία εισόδου στο λαβύρινθο $T=350\text{K}$, ύψος πτερυγίου $h=3,2\text{ mm}$ και διάκενο $c= 0,4\text{ mm}$, έχουμε:

- $N=2$ δόντια



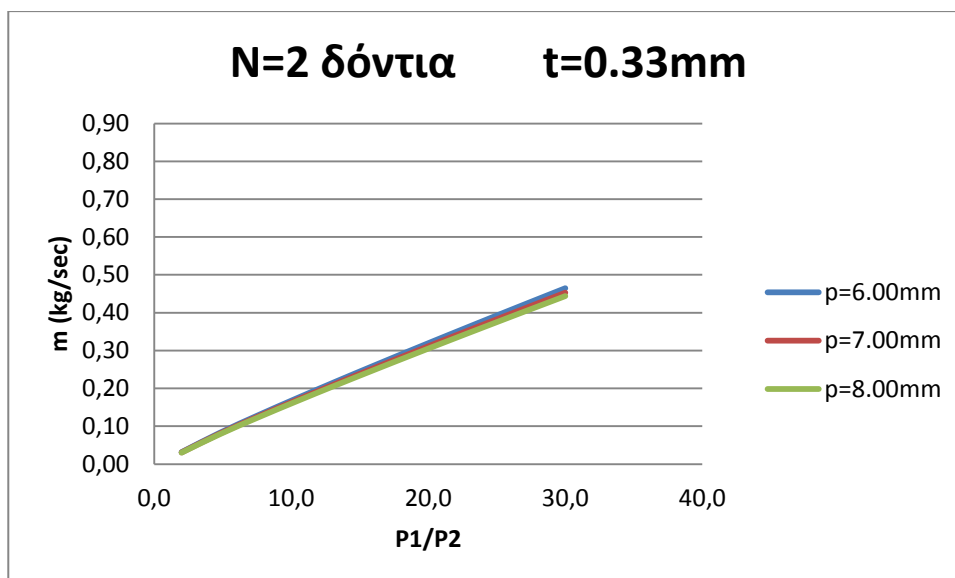
Σχήμα 3.4.1.2-1. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

Η παροχή που διέρχεται από ένα λαβύρινθο ακολουθεί γραμμική κατανομή αυξανόμενου του λόγου πίεσης εκατέρωθεν αυτού. Πιο συγκεκριμένα, όσο αυξάνεται η διαφορά στην πίεση που επικρατεί στα άκρα του λαβυρίνθου, τόσο αυξάνεται η διερχόμενη παροχή, το οποίο είναι αναμενόμενο. Από το παραπάνω διάγραμμα παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η απόσταση στην οποία τοποθετούνται τα δόντια από τα οποία αποτελείται ο λαβύρινθος, τόσο μειώνεται η διερχόμενη παροχή, γεγονός το οποίο είναι επιθυμητό.



Σχήμα 3.4.1.2-2. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Αυξανόμενου του πάχους κεφαλής των οδόντων, και άρα του βήματος τοποθέτησης των οδόντων, η διερχόμενη παροχή μειώνεται. Η μείωση αυτή είναι της τάξης του 20%.

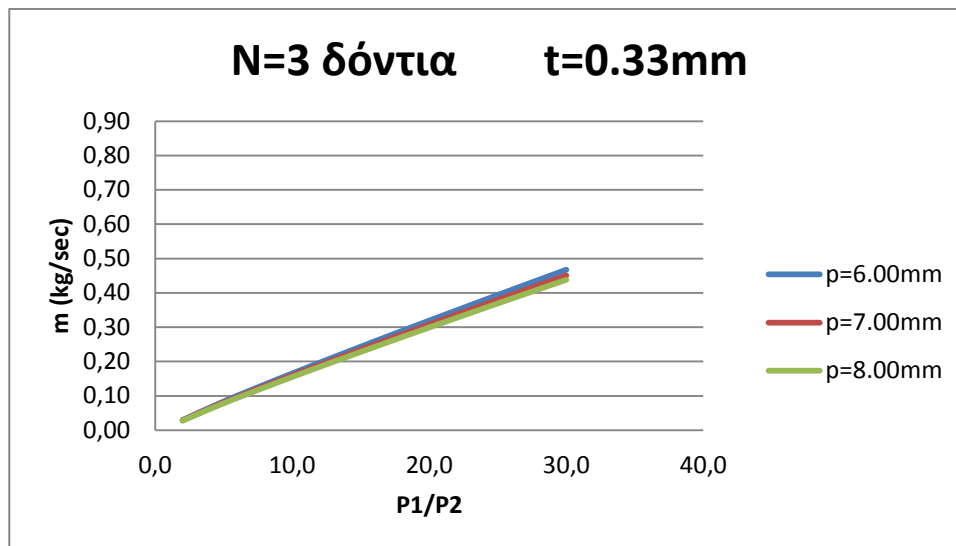


Σχήμα 3.4.1.2-3. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Αυξάνοντας και πάλι το βήμα, επιτυγχάνεται μείωση της παροχής αέρα της τάξης του 10%. Από τα παραπάνω διαγράμματα είναι φανερό ότι για την περίπτωση

ενός λαβυρίνθου με 2 οδόντες είναι πιο αποδοτικό να τοποθετηθούν με βήμα που κυμαίνεται σε διάστημα εύρους από 6mm έως 8mm, αφού η παροχή που περνά από αυτόν είναι η μικρότερη.

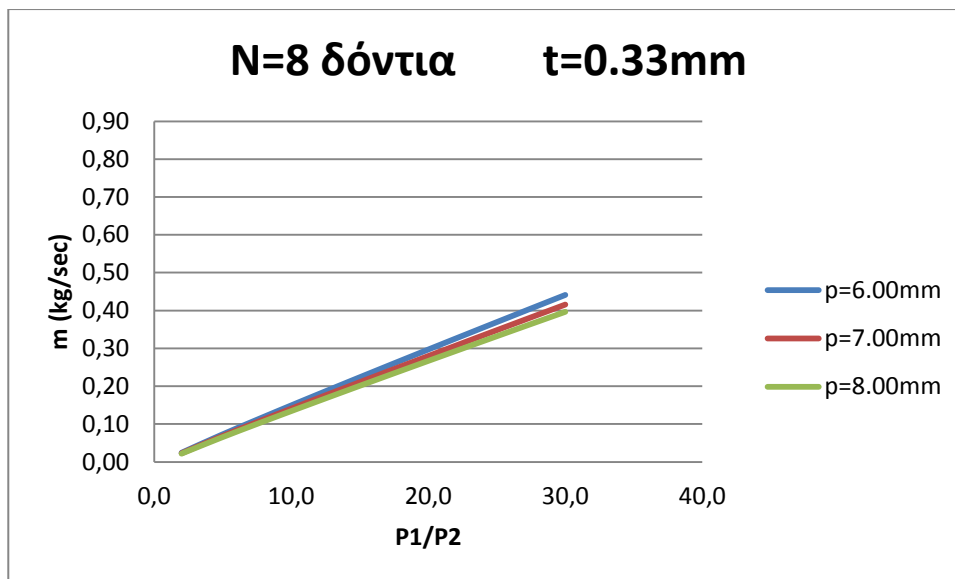
Για διάταξη λαβυρίνθου με 3 δόντια και πάχος κεφαλής $t=0.33$ mm έχουμε:



Σχήμα 3.4.1.2-4. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33$ mm και βήμα $p=6.00$ mm, $p=7.00$ mm και $p=8.00$ mm συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η συμπεριφορά της παροχής του αέρα ψύξης είναι η ίδια με την περίπτωση του λαβυρίνθου με 2 δόντια. Η μείωση της παροχής αέρα ψύξης αυξανόμενου του βήματος των οδόντων είναι της ίδιας τάξης με προηγουμένως. Παρατηρούμε ότι η πιο αποδοτική διαμόρφωση λαβυρίνθου με 3 οδόντες είναι αυτή με βήμα οδόντων που κυμαίνεται από 6mm έως 8mm.

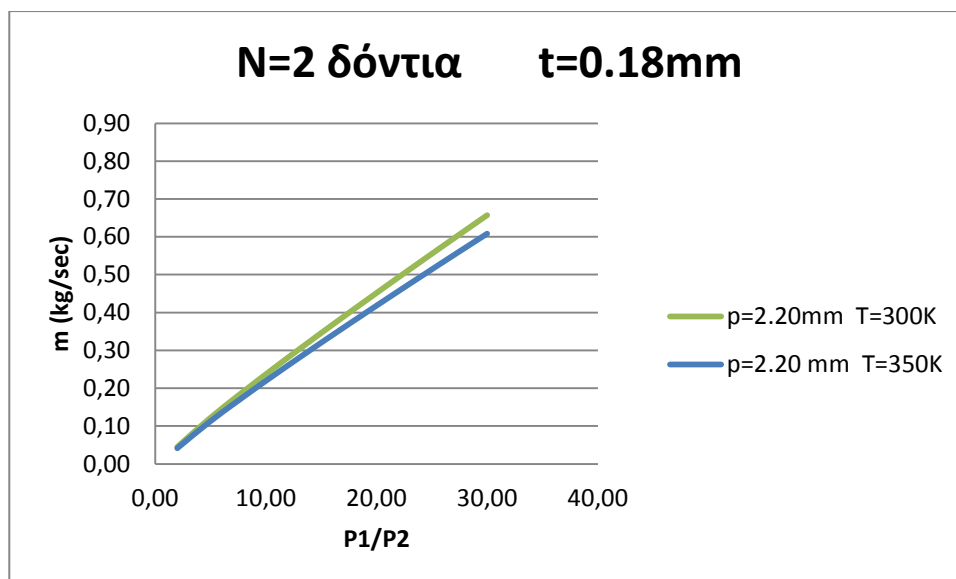
Για διάταξη λαβυρίνθου με 8 δόντια και πάχος κεφαλής $t=0.33$ mm έχουμε:



Σχήμα 3.4.1.2-5. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

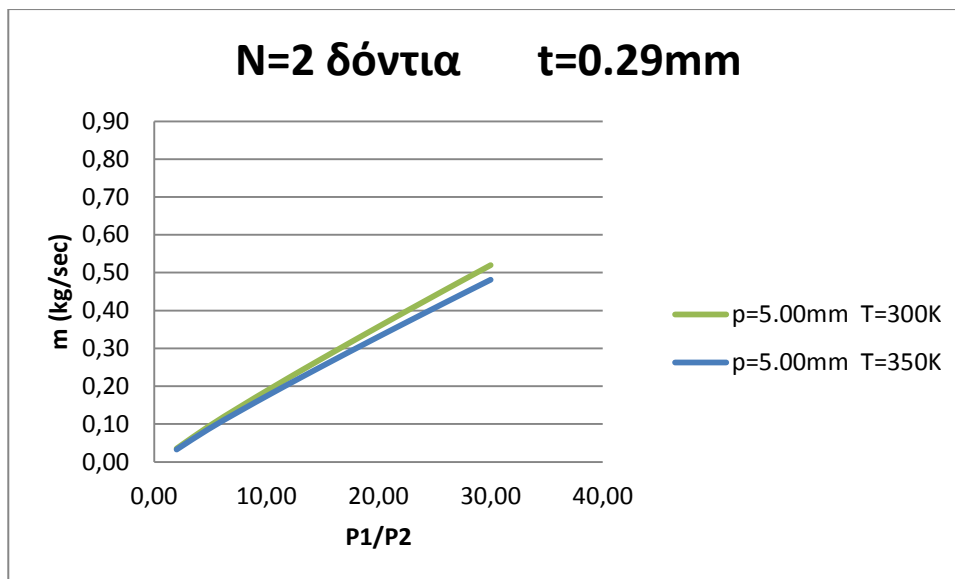
Παρατηρούμε ότι η πιο αποδοτική διαμόρφωση λαβυρίνθου με 8 οδόντες είναι αυτή με βήμα οδόντων που κυμαίνεται από 6 έως 8mm. Σε κάθε περίπτωση η μικρότερη παροχή αέρα επιτυγχάνεται για τη διάταξη του λαβυρίνθου εκείνου που αποτελείται από 8 δόντια με βήμα 8mm.

- Προκειμένου να δούμε τον τρόπο με τον οποίο επηρεάζει η θερμοκρασία εισόδου στο λαβύρινθο, θέτουμε σαν θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$. Είδαμε ότι περισσότερο αποδοτικά είναι τα πτερύγια εκείνα που, ανάλογα με το πάχος κεφαλής – και άρα ανάλογα με το εύρος βήματος που αυτή η συνθήκη επιβάλλει – είναι εκείνα με το μεγαλύτερο, ανά περίπτωση, βήμα. Έτσι, παρακάτω θα παρουσιάσουμε συγκριτικά διαγράμματα μόνο για τις καμπύλες των μεγαλύτερων, ανά περίπτωση, βημάτων. Τα υπόλοιπα δεδομένα εισόδου είναι σταθερά και ίσα με προηγουμένως.



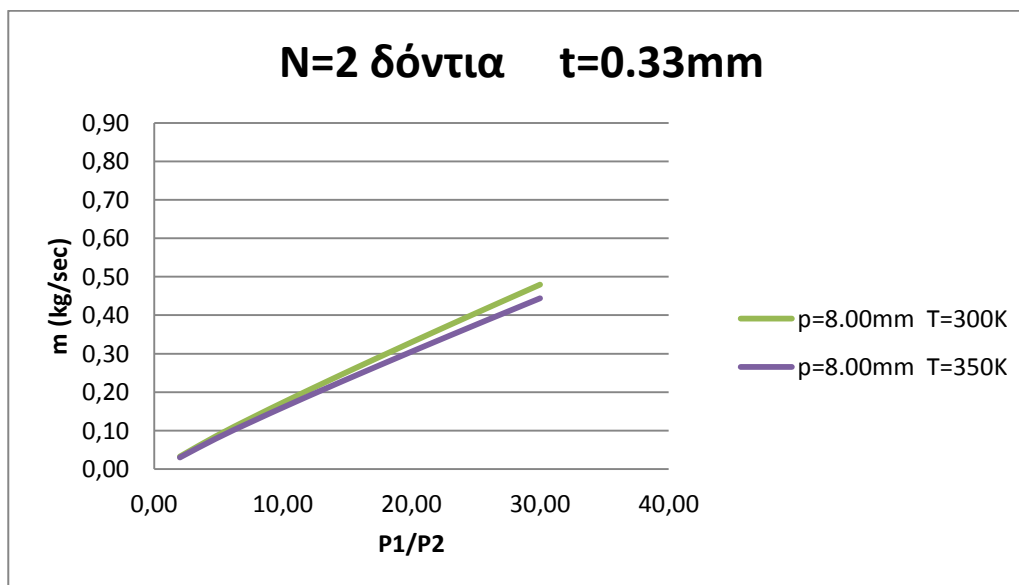
Σχήμα 3.4.1.2-6. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=2.20\text{mm}$ για θερμοκρασίας εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι η θερμοκρασία εισόδου επηρεάζει σε μικρό βαθμό τη διερχόμενη από το λαβύρινθο παροχή αέρα ψύξης. Πιο συγκεκριμένα, μειώνοντας τη θερμοκρασία εισόδου, η διερχόμενη παροχή αέρα ψύξης αυξάνεται κατά 8%, γεγονός που σημαίνει ότι προτιμάται να γίνεται απομάστευση από τη θέση εκείνη του συμπιεστή, η οποία παρουσιάζει τα μεγαλύτερα δυνατά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά - ανάλογα με τη χρήση για την οποία προορίζεται η παροχή αυτή.



Σχήμα 3.4.1.2-7. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=5.00\text{mm}$ για θερμοκρασίας εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

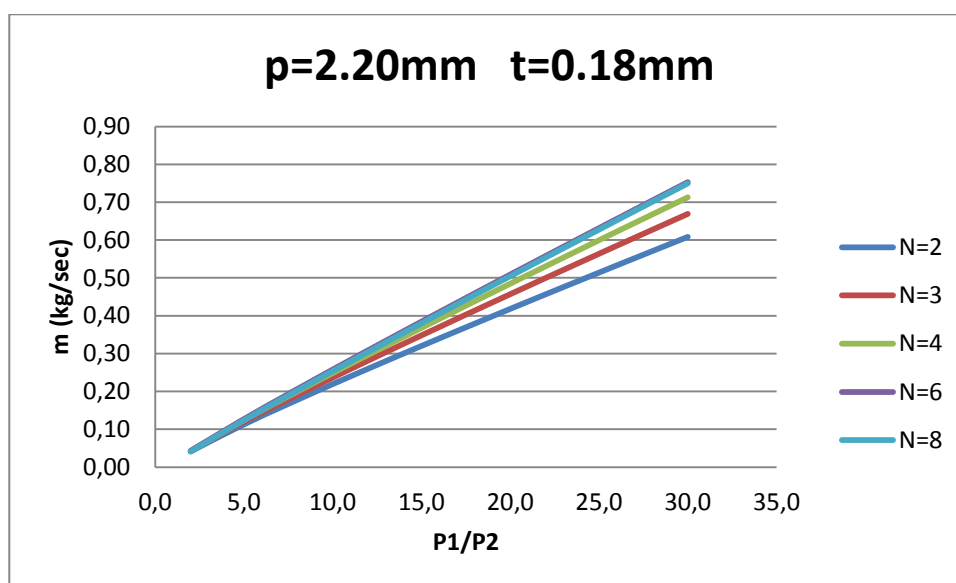
Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με δύο δόντια, τοποθετημένα σε απόσταση 5mm μεταξύ τους, η διαφορά στη διερχόμενη παροχή αέρα είναι 8%.



Σχήμα 3.4.1.2-8. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

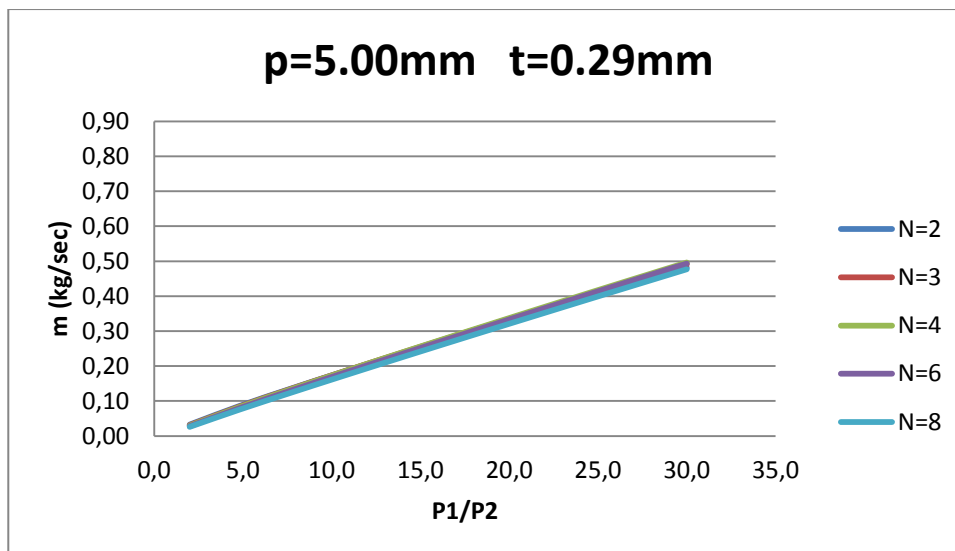
Και πάλι, με μείωση της θερμοκρασίας εισόδου, η παροχή του αέρα ψύξης αυξάνεται κατά 8%. Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι το ποσοστό στην αύξηση της παροχής αέρα παραμένει σταθερό. Παρατηρούμε εύκολα ότι, όταν στην είσοδο του λαβυρίνθου επικρατεί μεγαλύτερη θερμοκρασία, η μάζα που περνά διαμέσου αυτού είναι μικρότερη. Αυτό σημαίνει ότι επιθυμούμε να γίνεται απομάστευση αέρα από το συμπιεστή με όσο το δυνατό μεγαλύτερα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά – δηλαδή μεγαλύτερη πίεση και θερμοκρασία. Για όλες τις διατάξεις λαβυρίνθου, το ποσοστό διαφοράς στη διερχόμενη παροχή αέρα είναι το ίδιο. Τα διαγράμματα που προέκυψαν από την παραμετρική ανάλυση επισυνάπτονται στο Παράρτημα Π2.

Παρακάτω παρουσιάζουμε τα διαγράμματα που προέκυψαν από τον κώδικα για όλες τις περιπτώσεις οδόντων ανά κατηγορία βήματος.



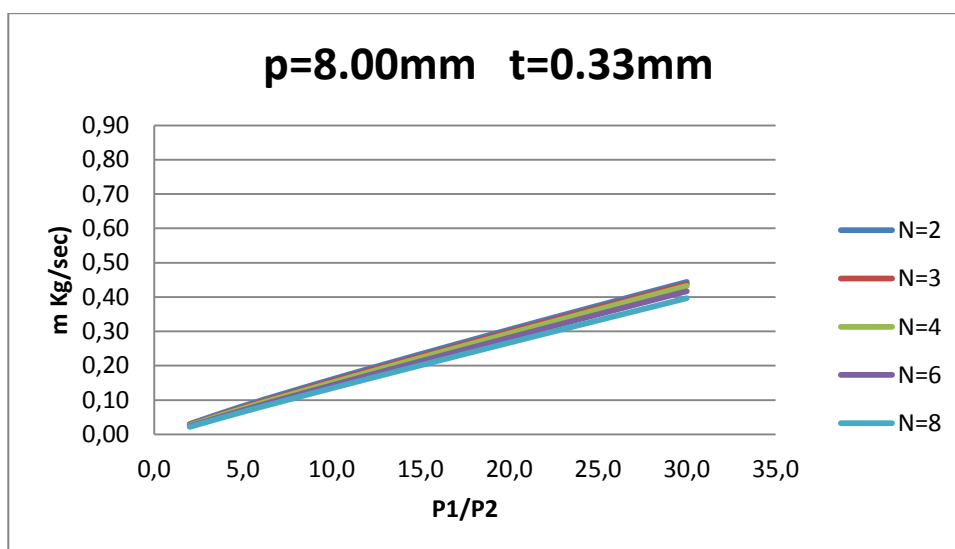
Σχήμα 3.4.1.2-9. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, N=3, N=4, N=6 και N=8 τοποθετημένα σε απόσταση $p=2.20\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται ο λόγος πίεσης εκατέρωθεν του λαβυρίνθου, τόσο αυξάνεται και η παροχή που διέρχεται μέσω αυτού, το οποίο είναι και αναμενόμενο. Η παροχή που διέρχεται από το λαβύρινθο ακολουθεί μία γραμμική κατανομή συναρτήσει του λόγου πίεσης εκατέρωθεν αυτού. Για βήμα οδόντων 2.20mm, προτιμάται λαβύρινθος με 2 δόντια, αφού από αυτόν περνά μικρότερη παροχή. Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, είναι επιθυμητή η μείωση της διερχόμενης παροχής αέρα ψύξης, καθώς η παροχή αυτή θα είναι παρασιτική όσον αφορά στην απόδοση της μηχανής, επιβάλλοντας έτσι κάποιες απώλειες στην απόδοσή της.



Σχήμα 3.4.1.2-10. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, N=3, N=4, N=6 και N=8 τοποθετημένα σε απόσταση $p=5.00\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Στο παραπάνω διάγραμμα παρατηρούμε ότι για διάταξη λαβυρίνθου με τα δόντια σε απόσταση 5mm μεταξύ τους, η διερχόμενη παροχή για διάφορες περιπτώσεις οδόντων είναι περίπου ίδια. Παρόλ' αυτά, είναι εμφανής η μείωση στην παροχή του αέρα ψύξης για το βήμα αυτό, σε σχέση με τη διάταξη λαβυρίνθων όπου τα δόντια έχουν τοποθετηθεί σε απόσταση 2.20mm μεταξύ τους. Για βήμα οδόντων 5.00mm προτιμάται λαβύρινθος με 8 δόντια.



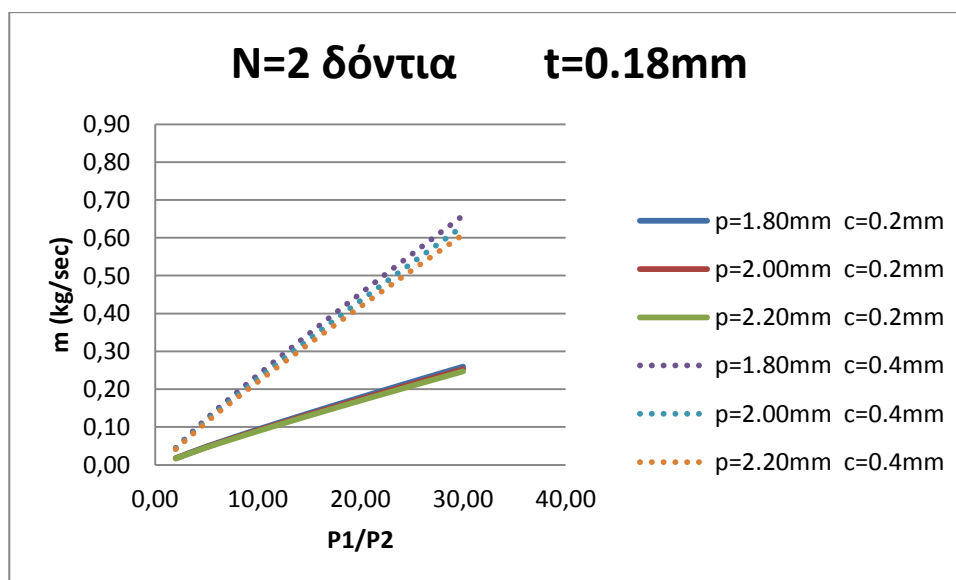
Σχήμα 3.4.1.2-11. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, N=3, N=4, N=6 και N=8 τοποθετημένα σε απόσταση $p=8.00\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι περαιτέρω αύξηση του βήματος των οδόντων ενός λαβυρίνθου έχει ως αποτέλεσμα μεγαλύτερη μείωση στη διερχόμενη παροχή αέρα ψύξης. Για βήμα οδόντων 8.00mm προτιμάται λαβύρινθος με 8 δόντια.

Εύκολα παρατηρεί κανείς ότι η μικρότερη παροχή για δεδομένες συνθήκες στην είσοδο και στην έξοδο του λαβυρίνθου, επιτυγχάνεται για διαμόρφωση λαβυρίνθου με 8 δόντια και βήμα οδόντων 8.00mm.

Συμπεραίνουμε ότι όσο αυξάνουμε τον αριθμό των οδόντων του λαβυρίνθου, τόσο μειώνεται η διερχόμενη παροχή για τις περιπτώσεις όπου το βήμα των οδόντων είναι 5mm και 8mm, το οποίο είναι και το ζητούμενο, καθώς ο υπολειπόμενος αέρας ψύξης μπορεί είτε να χρησιμοποιηθεί για άλλες ανάγκες του αεριοστροβίλου, είτε να μην απομαστευθεί και να ενσωματωθεί με το ρεύμα πυρήνα που θα οδηγηθεί στο θάλαμο καύσης. Με τον τρόπο αυτό, θα μειωθεί ο παρασιτικός για τον αεριστρόβιλο αέρας, και θα αυξηθεί η απόδοσή του.

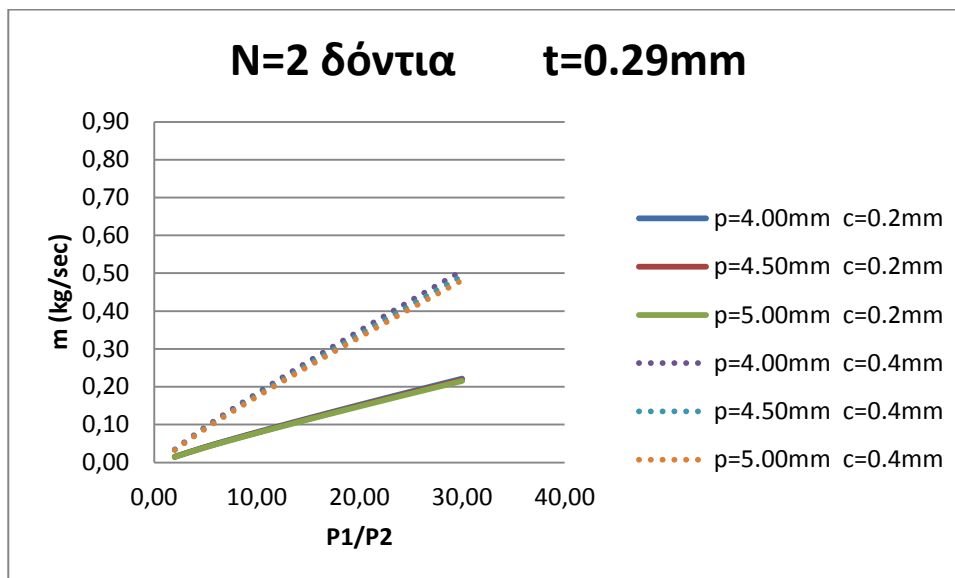
- Στη συνέχεια, θα παρουσιάσουμε τα διαγράμματα που προέκυψαν από τον ίδιο κώδικα, αλλάζοντας μόνο την τιμή του διακένου. Επισημαίνεται ότι το ύψος του περυγίου είναι το ίδιο με πριν και ίσο με $h=3.2\text{mm}$. Πιο συγκεκριμένα, η τιμή του c μεταβλήθηκε από $c=0.4\text{mm}$ σε $c=0.2\text{mm}$. Τα διαγράμματα έχουν την ίδια μορφή με τα προηγούμενα, καθιστώντας πιο αποδοτικούς τους λαβυρίνθους εκείνους τα δόντια των οποίων είναι τοποθετημένα στη μεγαλύτερη δυνατή απόσταση ανά κατηγορία – η κατηγορία καθορίζεται από το πάχος κεφαλής, όπως και προηγουμένως.



Σχήμα 3.4.1.2-12. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

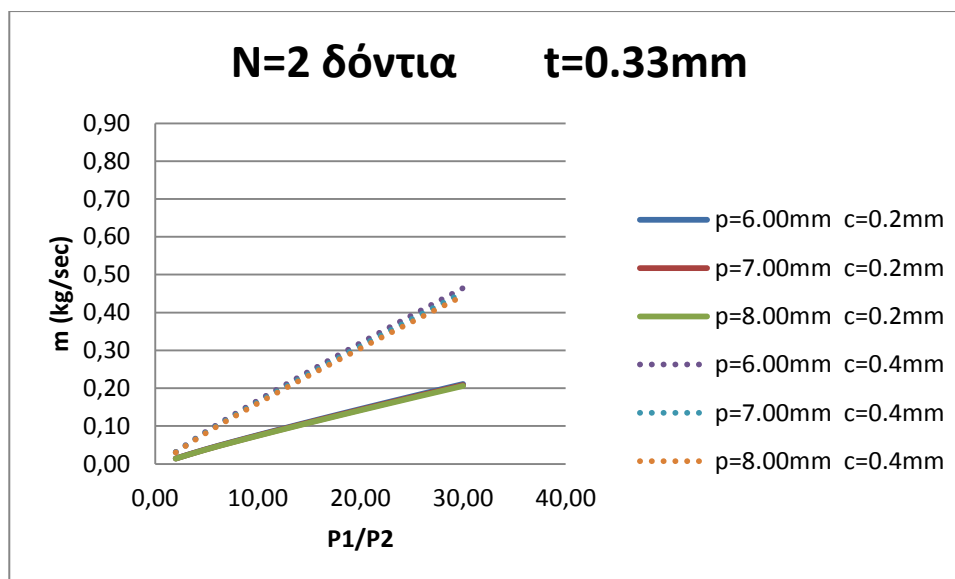
Όπως είναι αναμενόμενο, μειώνοντας το διάκενο, η διερχόμενη παροχή μειώνεται. Πιο συγκεκριμένα:

- Για $p=1.80\text{mm}$ η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 61%.
- Για $p=2.00\text{mm}$ η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 60%.
- Για $p=2.20\text{mm}$ η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 59%.



Σχήμα 3.4.1.2-13. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

- Για $p=4.00\text{mm}$ η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 58%.
- Για $p=4.50\text{mm}$ η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 56%.
- Για $p=5.00\text{mm}$ η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 54%.

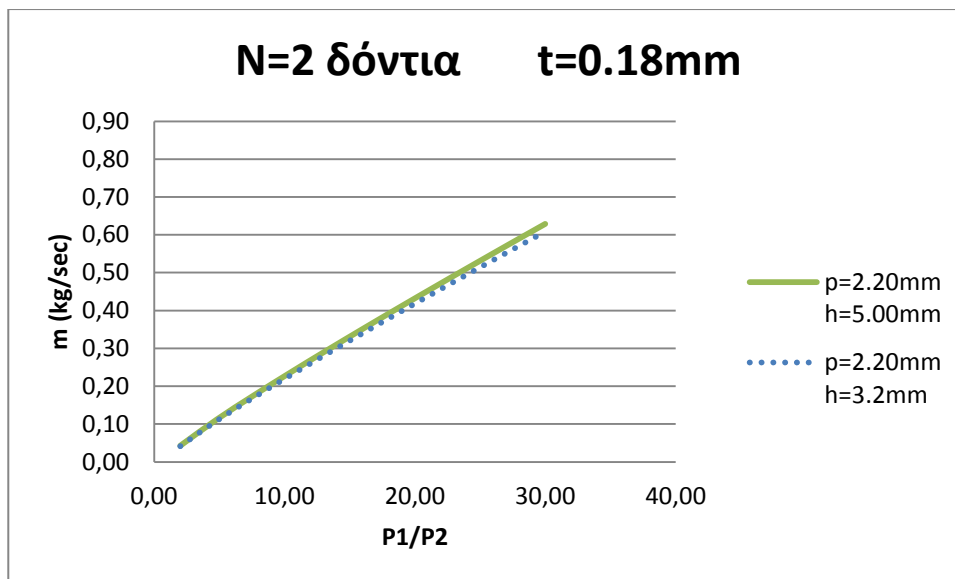


Σχήμα 3.4.1.2.14. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής t=0.33mm και βήμα p=6.00mm, p=7.00mm και p=8.00mm για διάκενο c=0.2mm και c=0.4mm αντίστοιχα, συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

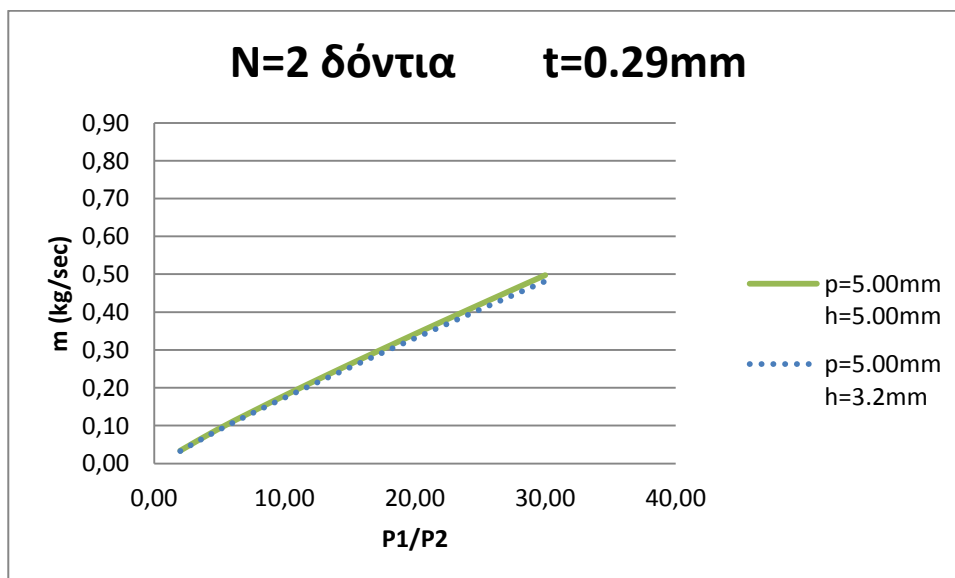
- Για p=6.00mm η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 54%.
- Για p=7.00mm η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 53.6%.
- Για p=8.00mm η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 53.3%.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι αυξανόμενου του βήματος οδόντων, το ποσοστό στη διαφορά της διερχόμενης παροχής αέρα ψύξης μειώνεται. Παρατηρούμε, όπως ήταν αναμενόμενο, ότι όταν το διάκενο βαίνει μειούμενο, η παροχή που περνά διαμέσου του λαβυρίνθου είναι μικρότερη, πράγμα που είναι επιθυμητό. Η μεγαλύτερη διαφορά στη διερχόμενη μάζα παρατηρείται στην περίπτωση του λαβυρίνθου με βήμα p=1.80mm μεταξύ των οδόντων, που φτάνει το 61%! Η μικρότερη εκατοστιαία διαφορά παρατηρείται για βήμα p=7.00mm, η οποία είναι ίση με 53.3%.

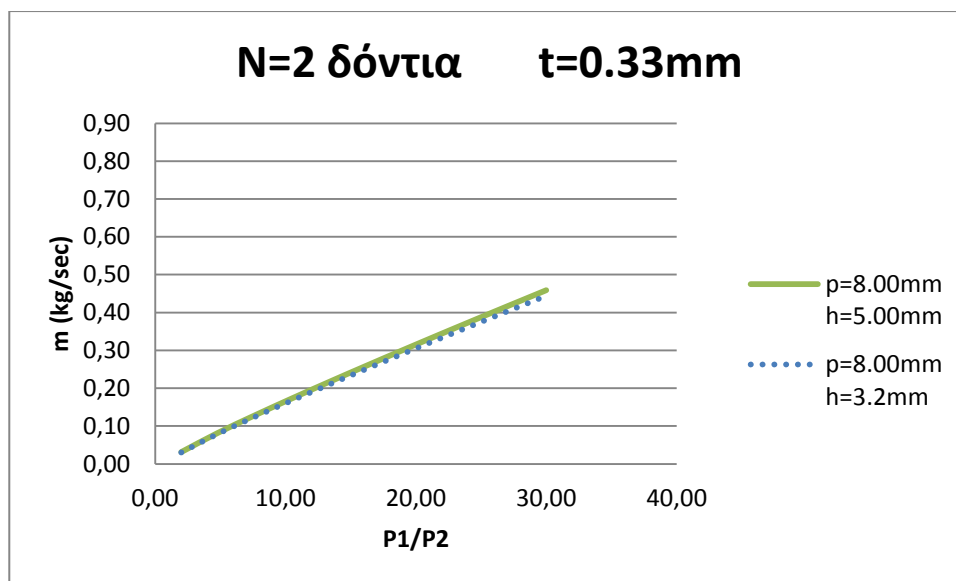
Προκειμένου να καταστεί φανερή η διαφορά της διερχόμενης μάζας στις δύο αυτές περιπτώσεις, θα παρουσιάσουμε συγκριτικά διαγράμματα για την περίπτωση όπου το ύψος των πτερυγίων είναι h=3.2mm και h=5.00mm. Και πάλι, θα παρουσιάσουμε δύο καμπύλες, αυτές για τις οποίες τα δόντια σε κάθε περίπτωση έχουν τοποθετηθεί στη μεγαλύτερη δυνατή απόσταση – μέγιστο βήμα ανά κατηγορία.



Σχήμα 3.4.1.2-15. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=2.20\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



Σχήμα 3.4.1.2-16. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=5.00\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

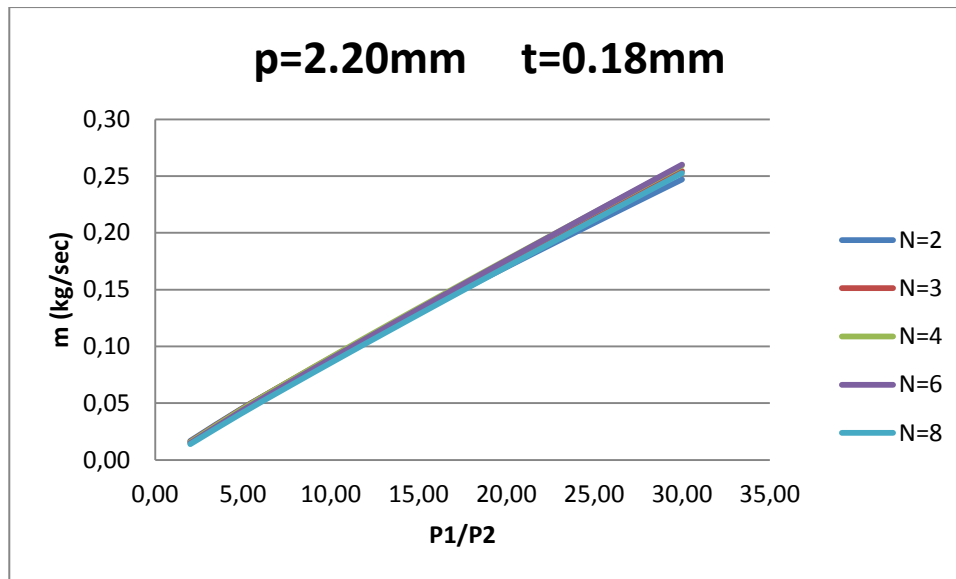


Σχήμα 3.4.1.2-17. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, πάχος κεφαλής t=0.33mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=8.00mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι, παρόλο που το ύψος πτερυγίων δεν επηρεάζει πολύ την παροχή αέρα που θα διαρρεύσει από το λαβύρινθο, για το ίδιο διάκενο προτιμάται λαβύρινθος με πτερύγια με μικρότερο ύψος. Καθ' όλη τη μελέτη, οι διαφορές στη διερχόμενη παροχή αέρα είναι της τάξης του 2%.

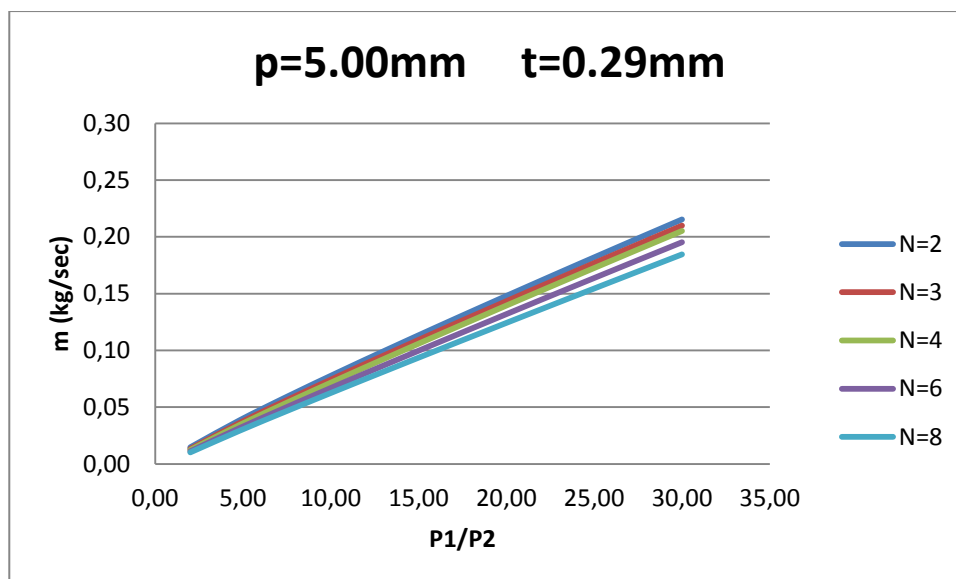
- Στη συνέχεια θα παρουσιάσουμε για την περίπτωση του διακένου c=0.2mm συγκριτικά διαγράμματα οδόντων ανά κατηγορία βήματος⁶.

⁶ Στην περίπτωση αυτή θα αλλάξουμε την κλίμακα του άξονα y προκειμένου να καταστεί φανερή η διαφορά στη διερχόμενη μάζα.



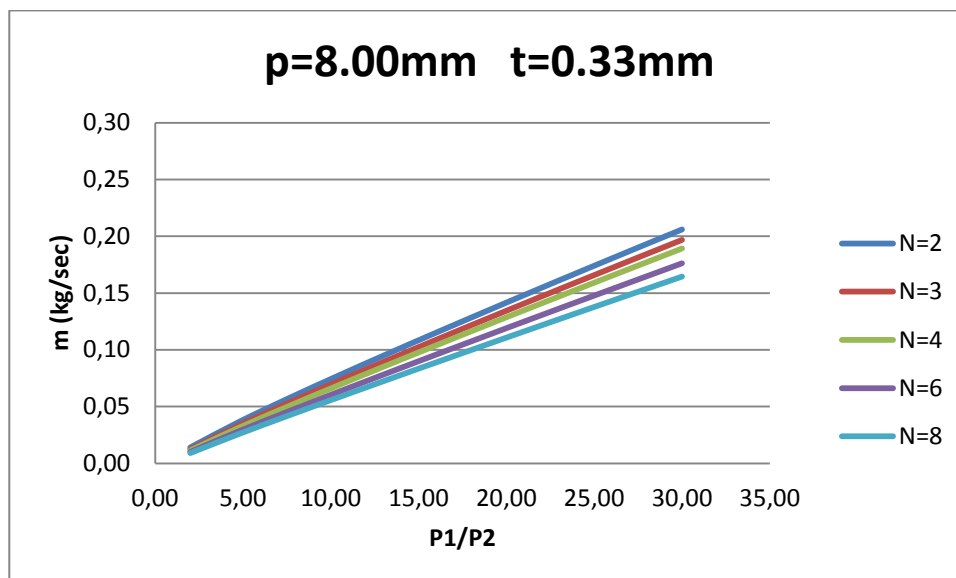
Σχήμα 3.4.1.2-18. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, $N=3$, $N=4$, $N=6$ και $N=8$ τοποθετημένα σε απόσταση $p=2.20\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στην παροχή του αέρα ψύξης είναι ελάχιστη για τις διάφορες περιπτώσεις λαβυρίνθων. Παρατηρούμε ότι για βήμα 2.20mm , προτιμάται λαβύρινθος με 2 δόντια. Η παροχή είναι μειωμένη κατά ποσοστό της τάξης του 60%, σε σχέση με τη διάταξη λαβυρίνθων με διάκενο $c=0.4\text{mm}$.



Σχήμα 3.4.1.2-19. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, $N=3$, $N=4$, $N=6$ και $N=8$ τοποθετημένα σε απόσταση $p=5.000\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι για βήμα 5.00mm , προτιμάται λαβύρινθος με 8 δόντια.



Σχήμα 3.4.1.2-20. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, $N=3$, $N=4$, $N=6$ και $N=8$ τοποθετημένα σε απόσταση $p=8.00\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι για βήμα 8.00mm , προτιμάται λαβύρινθος με 8 δόντια. Εύκολα βλέπουμε ότι ο λαβύρινθος που αποτελείται από 8 δόντια, τα οποία απέχουν μεταξύ τους 8.00mm , είναι ο πιο αποδοτικός από όλες τις περιπτώσεις.

Στο Παράρτημα Π2 παρουσιάζονται όλα τα διαγράμματα που προέκυψαν από την παραμετρική ανάλυση που διεξήχθη. Πιο συγκεκριμένα, στο Παράρτημα αυτό επισυνάπτονται διαγράμματα που μας παρέχουν πληροφορίες σχετικές με την μεταβολή της παροχής του αέρα ψύξης διαμέσου ενός λαβυρίνθου αλλάζοντας διάφορες παραμέτρους, όπως το διάκενο, το ύψος των οδόντων, τον αριθμό αυτών και το βήμα τους.

3.5 Μοντελοποίηση ενός rim seal

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η σωστή μελέτη ενός rim seal είναι πρωτεύουσας σημασίας για την απόδοση του κινητήρα, αφού πρέπει να ικανοποιούνται δύο απαιτήσεις:

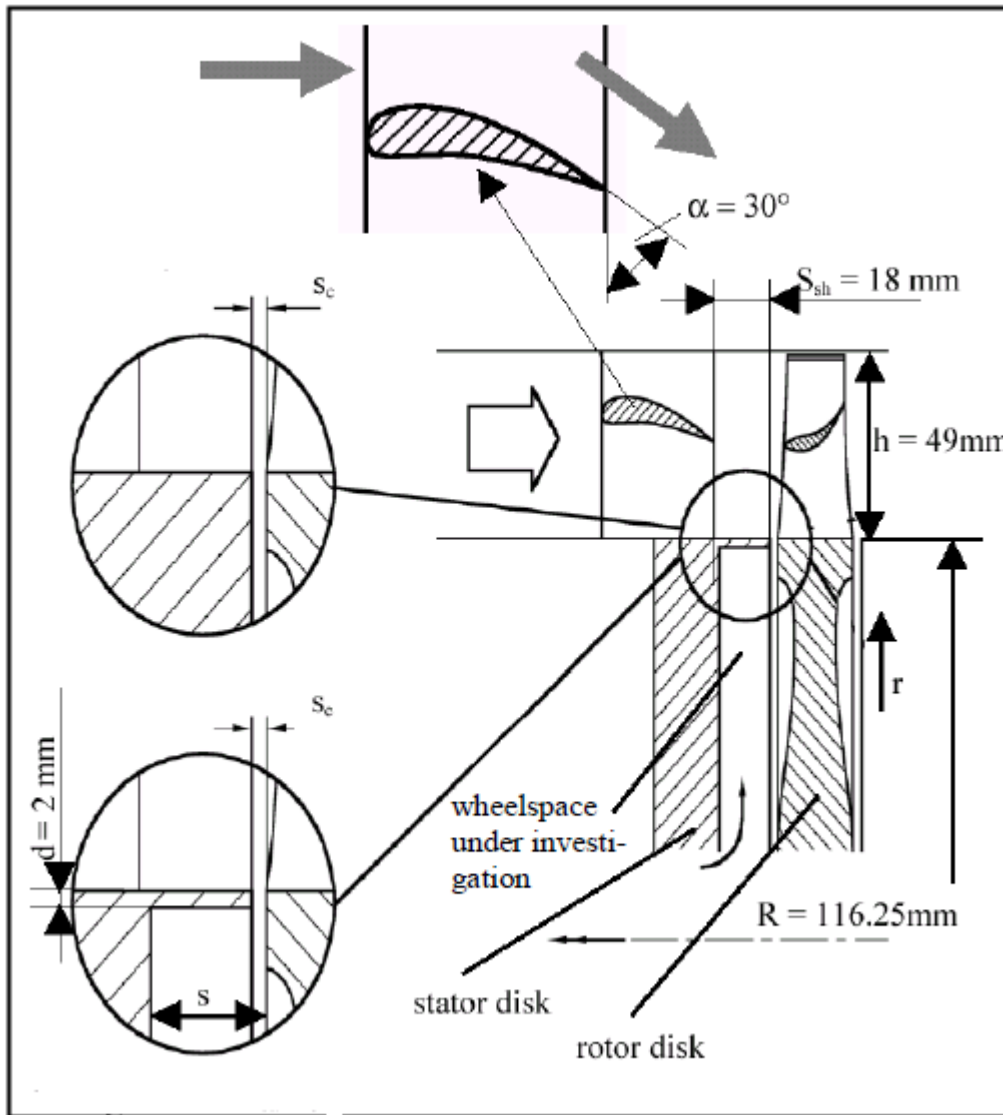
- η επίτευξη της ελάχιστης παροχής προκειμένου να μειωθεί ο παρασιτικός για την απόδοση της μηχανής αέρας

- η επίτευξη τόσης τουλάχιστον παροχής προκειμένου να μην έχουμε αναρρόφηση των θερμών καυσαερίων στην περιοχή των δίσκων του ρότορα της μηχανής⁷.

Το μοντέλο που θα αναπτυχθεί χρειάζεται ως δεδομένα μόνο τη γεωμετρία του rim seal και τα χαρακτηριστικά της ροής του κύριου ρεύματος.

Παρακάτω φαίνεται η θέση εγκατάστασης του rim seal ανάμεσα στα περύγια του στροβίλου, καθώς και τα γεωμετρικά στοιχεία που υπεισέρχονται στο σχεδιασμό του.

⁷ Στη βιβλιογραφία [39] [40] αναφέρεται ότι ενδέχεται να επιτρέπεται η εισρόφηση των θερμών καυσαερίων στην περιοχή αυτή εντός ορισμένων ορίων μη καταστρεπτικών για τη μηχανή, προκειμένου να επιτευχθεί η περεταίρω μείωση της παροχής. Στις πειραματικές μετρήσεις που έχουν γίνει μετράται η συγκέντρωση CO₂ στον αέρα ψύξης και οι συνέπειες που αυτή επιφέρει.

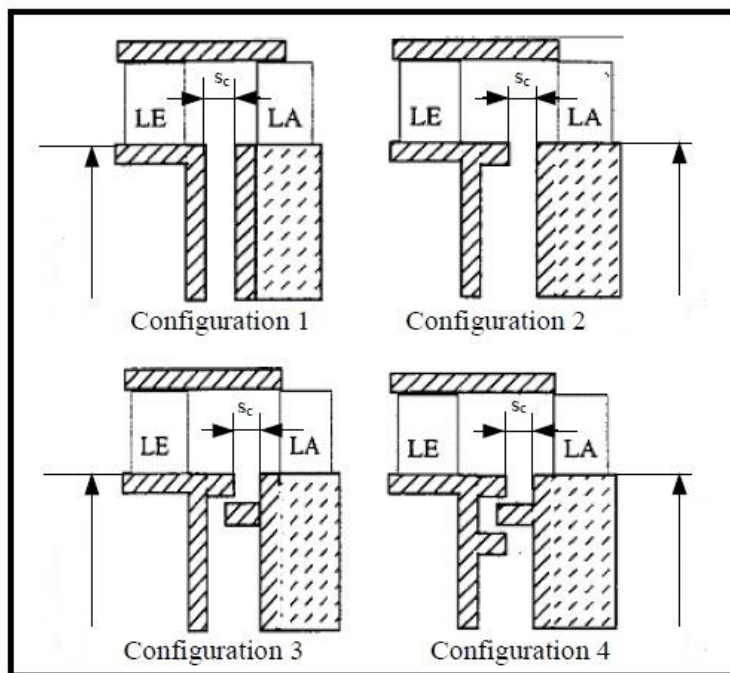


Εικόνα 3.5-1. Γεωμετρικά στοιχεία του rim seal [39].

Σύμφωνα με το [39], η ελάχιστη αδιάστατη παροχή για να αποφευχθεί αναρρόφηση θερμών καυσαερίων υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$C_{w,min} = K * 2\pi * G_c * Re_{cl} \sqrt{\frac{1}{2} C_{p,max}} \quad (3.18)$$

- συντελεστής K της παραπάνω εξίσωσης λαμβάνει υπόψη τη διάταξη του στεγανωτικού. Οι πιθανές διατάξεις φαίνονται παρακάτω:



Εικόνα 3.5-2. Γεωμετρικές διατάξεις rim seal [39].

Ανάλογα με τη διάταξη που θα μελετήσουμε, η τιμή του συντελεστή K φαίνεται στον Πίνακα 3.5-1.

Πίνακας 3.5-1. Τιμές συντελεστή K ⁸

| Configuration | K |
|---------------|------|
| 1 | 1,01 |
| 2 | 0,46 |
| 3 | 0,20 |
| 4 | 0,12 |

Οι τιμές αυτές αφορούν σε ροή κυρίου ρεύματος με απόλυτη γωνία ροής από το στάτορα $\alpha=30^\circ$.

- Ο όρος G_c είναι ο αδιάστατος λόγος του αξονικού διακένου προς την ακτίνα ποδός του ρότορα και του στάτορα.

⁸ Είναι αναμενόμενο η μικρότερη τιμή του συντελεστή K να προκύπτει για τη μορφή της διάταξης 4, καθώς, λόγω της γεωμετρίας της, είναι η πιο αποδοτική.

$$G_c = \frac{sc}{R} \quad (3.19)$$

- Ο αριθμός Reynolds Re_{c1} περιγράφει την εξωτερική ροή του κύριου ρεύματος.

$$Re_{c1} = \frac{c_1 \rho_1 R}{\mu_1} \quad (3.20)$$

- Ο αδιάστατος συντελεστής πίεσης $C_{p,max}$, λαμβάνει υπόψη την ανομοιομορφία του προφίλ της στατικής πίεσης στο πόδι των πτερυγίων⁹. Αυτός ισούται με:

$$C_{p,max} = \frac{p_{hub,max} - p_{hub,min}}{\frac{1}{2} \rho_1 c_1^2} \quad (3.21)$$

Προκειμένου να υπολογίσουμε την ανομοιομορφία των πιέσεων θα πρέπει να ακολουθήσουμε την παρακάτω διαδικασία:

Η μέγιστη περιφερειακή διακύμανση της πίεσης αναμένεται να λαμβάνει χώρα στο σημείο πρόσπτωσης και στο σημείο εκφυγής του πτερυγίου, όπου η ροή ανακόπτεται. Οι συνθήκες στο κύριο ρεύμα μπορούν να υπολογιστούν μέσω μίας επαναληπτικής διαδικασίας, κάνοντας μία αρχική θεώρηση για τη στατική θερμοκρασία, καταστρώνοντας τις εξισώσεις της συμπιεστής ροής και του ιδανικού αερίου. Έτσι, έχουμε:

$$p = P \left(\frac{t}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.22)$$

$$\rho = \frac{p}{Rt} \quad (3.23)$$

$$v_{axial} = \frac{\dot{m}_{core}}{\rho A_{core}} \quad (3.24)$$

$$v_{tang,ru} = v_{axial} \beta_u \quad (3.25)$$

$$v_{abs} = \sqrt{v_{axial}^2 + (v_{tang,ru} + \Omega r_{hub})^2} \quad (3.26)$$

⁹ Η ανομοιομορφία αυτή στο προφίλ των πιέσεων οφείλεται στην ύπαρξη των πτερυγίων του στάτορα, δηλαδή μίας ακίνητης περυγώσης που συναντά η ροή καθώς διαρρέει τη μηχανή.

$$t = T - \frac{v_{abs}^2}{2c_p} \quad (3.27)$$

όπου $v_{tang,ru}$ η σχετική ανάντη εφαπτομενική ταχύτητα
 β_u σχετική γωνία ροής εισόδου του ρότορα

Από την παραπάνω διαδικασία μπορούμε να υπολογίσουμε τη σχετική ολική πίεση ανάντη ή κατάντη της σχετικής ροής. Η σχετική ολική κατάντη πίεση ανακοπής της ροής υπολογίζεται από τη σχέση:

$$P_{rd} = p \left(\frac{\left(t + \frac{v_{abs,rd}^2}{2c_p} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{t} \right) \quad (3.28)$$

Μία πιθανή προσέγγιση της διακύμανσης της πίεσης είναι αυτή [40], σύμφωνα με την οποία η ασυμμετρία των πιέσεων μειώνεται σύμφωνα με τη συνάρτηση e^{-az} , όπου:

$$\alpha = \frac{N \sqrt{1-M^2}}{r (1-M^2)} \quad (3.29)$$

με N τον αριθμό των πτερυγίων του ρότορα
 M τον αριθμό Mach, $M = \frac{c_1}{\sqrt{\gamma RT}}$

Έτσι, το εύρος της διακύμανσης της περιφερειακής πίεσης εξαιτίας του ρότορα, σε κάθε σημείο μεταξύ των πτερυγίων, υπολογίζεται:

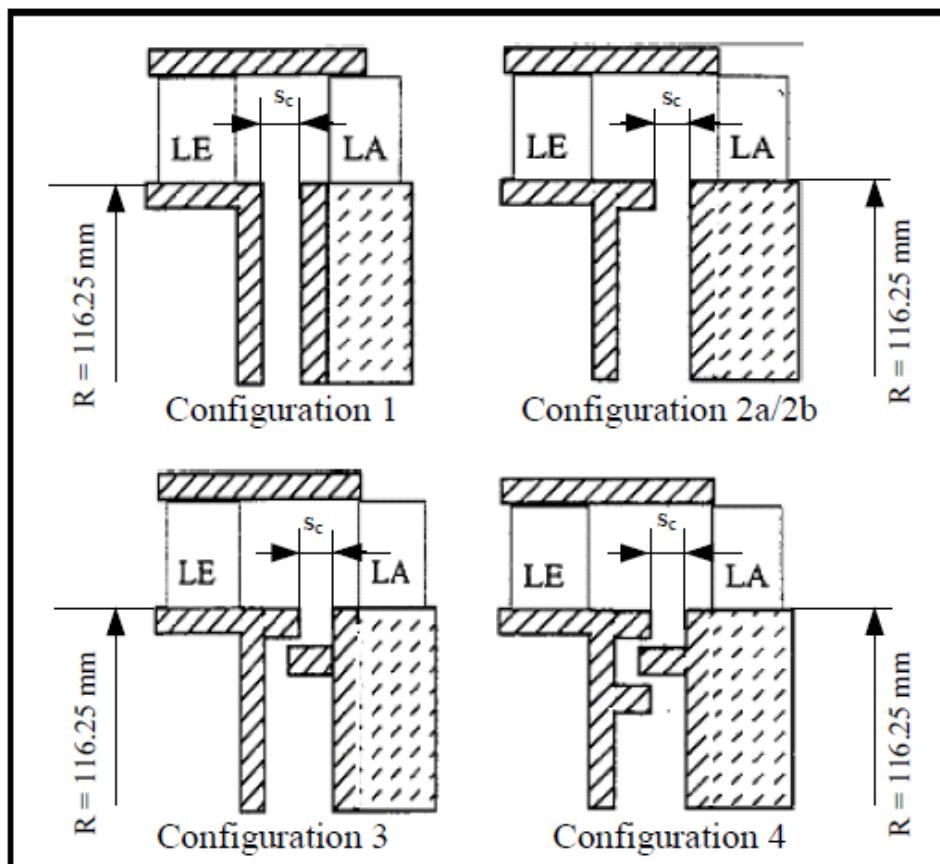
$$p_{hub,max} - p_{hub,min} = (P_{rd} - p)e^{-az} \quad (3.74)$$

Αν αντικαταστήσουμε $C_{w,min} = \frac{\dot{m}_{cool,min}}{\mu R}$, προκύπτει και η ελάχιστη παροχή ψύξης που πρέπει να απομαστευθεί από το συμπιεστή και να οδηγηθεί στο rim seal.

Στο Παράρτημα Π2 παρουσιάζονται τα διαγράμματα που προέκυψαν από τον κώδικα που συντάχθηκε προκειμένου να μελετηθεί η βέλτιστη γεωμετρία και θέση εγκατάστασης του rim seal. Τέλος, στο Παράρτημα Π1 επισυνάπτεται ο κώδικας που συντάχθηκε σε μορφή υπορουτίνας.

3.5.1.1 Αποτελέσματα της μοντελοποίησης

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει στο Κεφάλαιο 3.5, η μελέτη ενός rim seal είναι μείζονος σημασίας για την απόδοση ενός αεροπορικού κινητήρα, αφού θα πρέπει να αποφευχθεί η εισρόφηση των θερμών καυσαερίων στους δίσκους των περυγίων, ενώ παράλληλα θα πρέπει η παροχή ψύξης να ελαχιστοποιηθεί, αφού είναι παρασιτική για τον κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, στο σημείο αυτό θα παρουσιαστεί η παραμετρική μελέτη που έγινε προκειμένου να υπολογιστεί η ελάχιστη παροχή αέρα ψύξης από το rim seal. Υπολογίσαμε το συντελεστή $C_{w,min}$ ο οποίος είναι ενδεικτικός της παροχής διαμέσου του στεγανωτικού, καθώς και την ελάχιστη παροχή αέρα ψύξης που πρέπει να απομαστευθεί από το συμπιεστή προς το rim seal. Υπενθυμίζουμε ότι μελετήθηκαν 4 διατάξεις, οι οποίες φαίνονται παρακάτω:



Σχήμα 3.5.1.1-1. Οι τέσσερις διατάξεις του rim seal που μελετήθηκαν.

Ο κώδικας που συντάχθηκε είχε ως δεδομένα εισόδου – input data – τα εξής:

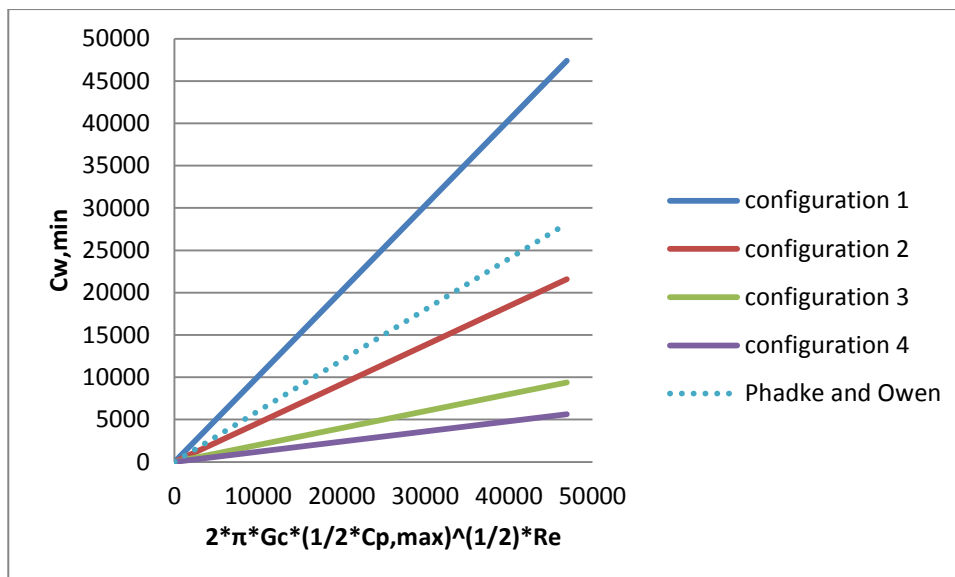
- Πίεση εισόδου στο ρότορα $P_t=4\text{bar}$
- Θερμοκρασία εισόδου στο ρότορα $T_t=1100\text{K}$
- Σχετική γωνία ροής εισόδου $\beta_1=60^\circ$
- Σχετική γωνία ροής εξόδου $\beta_2=57^\circ$
- Ακτίνα ποδός ρότορα $R_{\text{hub}}=0.110\text{m}$
- Ακτίνα κεφαλής ρότορα $R_{\text{tip}}=0.165\text{m}$
- Αριθμός πτερυγίων ρότορα $n=32$

Τα μεγέθη που μεταβάλλονταν είναι τα παρακάτω:

- Παροχή μάζας κυρίου ρεύματος m_{core} $[0,6] \text{ kg/sec}$
- Απόσταση από το στάτορα θέσης rim seal z $[0,18] \text{ mm}$
- Οι στροφές του άξονα τέθηκαν ίσες με $N=9000 \text{ RPM}$
και με $N=6000 \text{ RPM}$
- Το διάκενο s_c τέθηκε ίσο με $s_c=0.003\text{m}$
και με $s_c=0.0017\text{m}$

Τέλος, κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί ότι κατά τη διαδικασία της παραμετρικής ανάλυσης, η γωνία εξόδου της απόλυτης ροής του στάτορα διατηρείται σταθερή και ίση με $\alpha_2=30^\circ$.

Παρακάτω παρουσιάζουμε ένα διάγραμμα προκειμένου να επιβεβαιωθεί ότι η τιμή του K , που χαρακτηρίζει τη διάταξη του rim seal που μελετάται κάθε φορά, είναι σταθερή – βλ.Κεφάλαιο 3.5.



Σχήμα 3.5.1.1-2. Διάγραμμα ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα συναρτήσει της σταθεράς K.

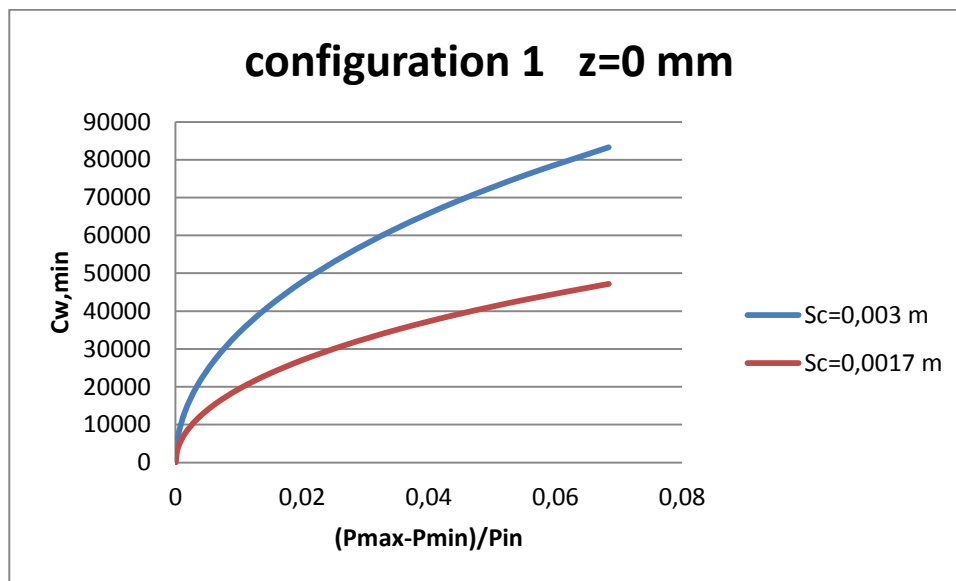
Παρατηρούμε ότι επιβεβαιώνεται το γεγονός ότι η τιμή του K είναι μία σταθερά που αλλάζει τιμή ανάλογα με τη διάταξη του rim seal. Η ευθεία που παρουσιάζει το μοντέλο που χρησιμοποίησαν οι Phadke και Owen χαρακτηρίζεται από την τιμή $K=0.6$. Παρατηρούμε ότι επιβεβαιώνεται η γραμμική εξάρτηση του συντελεστή $C_{w,min}^{10}$ με το συντελεστή K. Επίσης, όπως ήταν και αναμενόμενο λόγω της γεωμετρίας της, η διάταξη 4 είναι η πιο αποδοτική, αφού μέσω αυτής περνά η μικρότερη παροχή.

Θα παρουσιάσουμε τα χαρακτηριστικότερα διαγράμματα στα οποία συγκρίνονται οι διατάξεις 1,2,3 και 4, για το διάκενο το οποίο παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση - δηλαδή το μικρότερο. Θα παρουσιάσουμε, επίσης, τα διαγράμματα που προέκυψαν από το τρέξιμο του κώδικα για την πρώτη διάταξη, προκειμένου να καταστεί φανερή η συμπεριφορά της ροής. Τα συμπεράσματα είναι τα ίδια και για τις άλλες τρεις διατάξεις. Τα υπόλοιπα διαγράμματα που προέκυψαν από την παραμετρική ανάλυση παρουσιάζονται στο Παράρτημα Π2. Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ότι δεν ήταν δυνατό να υπολογιστεί η απόδοση της στεγάνωσης των rim seals όσον αφορά στην εισρόφηση των θερμών καυσαερίων στους θαλάμους των δίσκων των πτερυγίων ώστε να γίνει επικύρωση του μοντέλου, καθώς αυτό απαιτούσε μέτρηση της συγκέντρωσης του CO_2 στους θαλάμους. Παρόλ' αυτά, η φυσική συμπεριφορά της ροής διαμέσου αυτών είναι σύμφωνη με αυτή που παρουσιάζεται στη βιβλιογραφία [40].

¹⁰ Υπενθυμίζουμε ότι ο συντελεστής $C_{w,min}$ είναι η αδιάστατη ελάχιστη παροχή μάζας και ισούται με

$$C_{w,min} = \frac{m_{cool,min}}{R*\mu}, \text{ όπου } \mu \text{ το ιξώδες και } R \text{ η ακτίνα ποδός του ρότορα.}$$

- Configuration 1

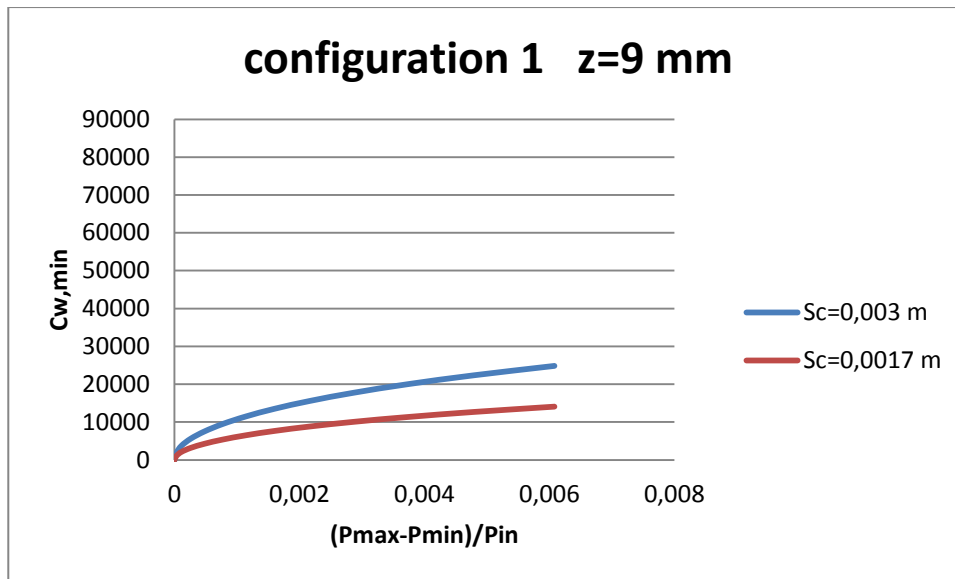


Σχήμα 3.5.1.1-3. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=0\text{mm}$. Πρόκειται για την πρώτη διάταξη του rim seal.

Η θέση με $z=0\text{ mm}$ αντιστοιχεί στη θέση ακριβώς στο τέλος του στάτορα.

Όπως είναι αναμενόμενο, με το διάκενο να βαίνει μειούμενο, η παροχή διαμέσου του rim seal μειώνεται. Το διάκενο έχει τεθεί ίσο με 3mm και με 1.7mm. Η συνάρτηση της παροχής συναρτήσει της διαφοράς των πιέσεων στην ακτίνα ποδός των περυγίων ακολουθεί εκθετική κατανομή. Όσο αυξάνεται η διαφορά αυτή, τόσο περισσότερη παροχή απαιτείται να απομαστευθεί από το συμπιεστή προκειμένου να αποφευχθούν φαινόμενα εισρόφησης θερμών καυσαερίων στην περιοχή των δίσκων των περυγίων του στροβίλου.

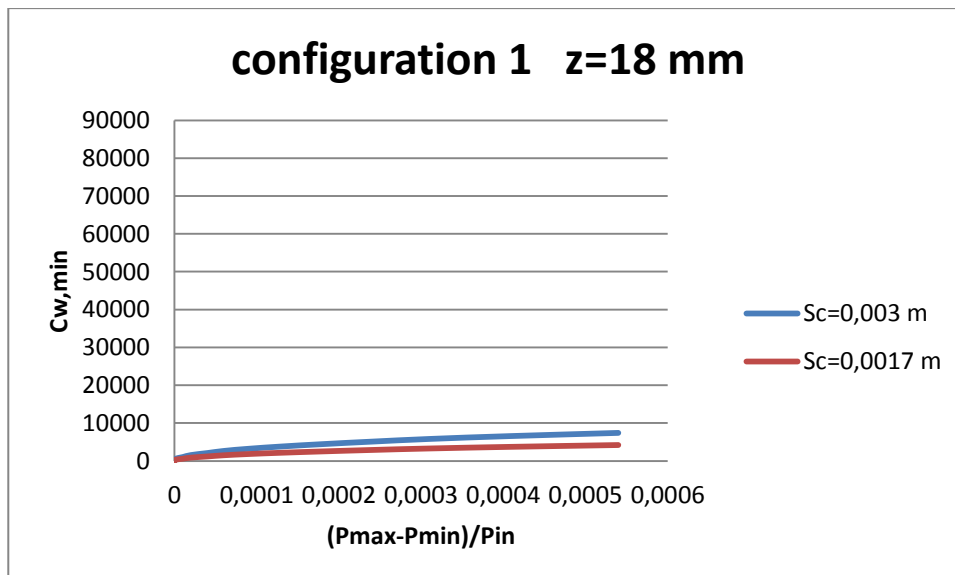
Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.4%.



Σχήμα 3.5.1.1-4. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9\text{mm}$

Η θέση με $z=9\text{ mm}$ αντιστοιχεί σε απόσταση 9mm από το στάτορα. Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι καθώς απομακρυνόμαστε από το στάτορα, η διαφορά στο προφίλ πιέσεων μειώνεται κατά 90%.

Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.9%.

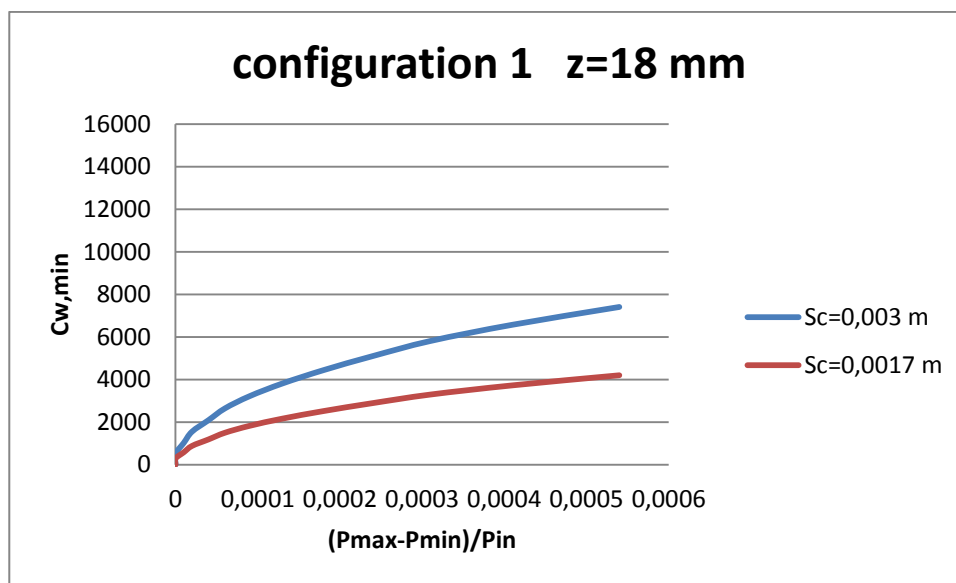


Σχήμα 3.5.1.1-5. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την πρώτη διάταξη του rim seal.

Η θέση με $z=0.018\text{m}$ αντιστοιχεί σε απόσταση 18mm από το στάτορα. Η διαφορά στην πίεση είναι της τάξης του 90%.

Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.3%.

Για λόγους καλύτερης εποπτείας θα παρουσιάσουμε το παραπάνω διάγραμμα μειώνοντας την κλίμακα του συντελεστή $C_{w,\min}$ στην τιμή 16000.



Σχήμα 3.5.1.1-6 Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,\min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την πρώτη διάταξη του rim seal.

Παρατηρούμε ότι η διαφορά της μάζας παραμένει σταθερή αυξανόμενης της αξονικής απόστασης του rim seal από το στάτορα για τις δύο περιπτώσεις των διακένων.

Επίσης, γνωρίζουμε ότι η ανομοιομορφία του προφίλ πιέσεων οφείλεται στην ύπαρξη του στάτορα. Παρατηρούμε, λοιπόν, ότι όσο αυξάνεται η απόσταση του rim seal από αυτόν, διαφορά της πίεσης περιφερειακά στο πόδι των πτερυγίων μειώνεται δραστικά.

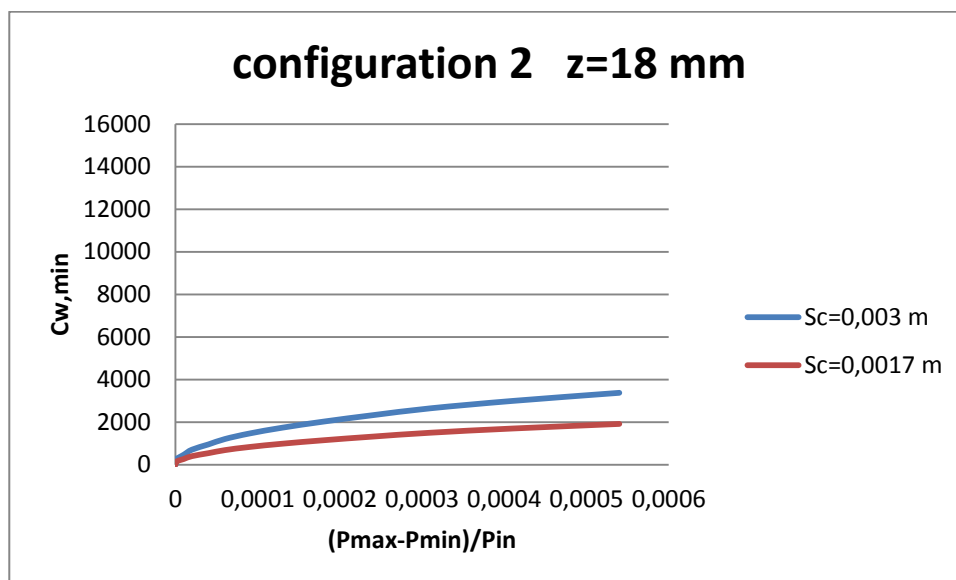
Τέλος, σκόπιμο είναι να παρουσιαστεί η διαφορά της μάζας – ως ποσοστό – για τις τρεις περιπτώσεις της αξονικής απόστασης που έχουν τεθεί. Έτσι, έχουμε:

- Η διαφορά της μάζας για $z=0\text{ mm}$ και $z=9\text{ mm}$, και για διάκενο $s_c=3\text{ mm}$ ισούται με 70.2%.
- Η διαφορά της μάζας για $z=0\text{ mm}$ και $z=18\text{ mm}$, και για διάκενο $s_c=3\text{ mm}$ ισούται με 90.1%.

- Η διαφορά της μάζας για $z=9$ mm και $z=18$ mm, και για διάκενο $s_c=3$ mm ισούται με 70.2%.

Η διαφορά είναι τεράστια, πράγμα που υποδεικνύει ότι η καλύτερη θέση του rim seal είναι αυτή που απέχει περισσότερο από το στάτορα. Αφού η διαφορά στη μάζα αλλάζοντας το διάκενο είναι σταθερή, τα αντίστοιχα ποσοστά για διάκενο $s_c=1.7$ mm θα είναι τα ίδια. Επίσης, σκόπιμο είναι να αναφερθεί ότι η διαφορά των πιέσεων στην περιφέρεια μειώνεται κατά 90% για κάθε περίπτωση αύξησης της αξονικής απόστασης του rim seal από το στάτορα.

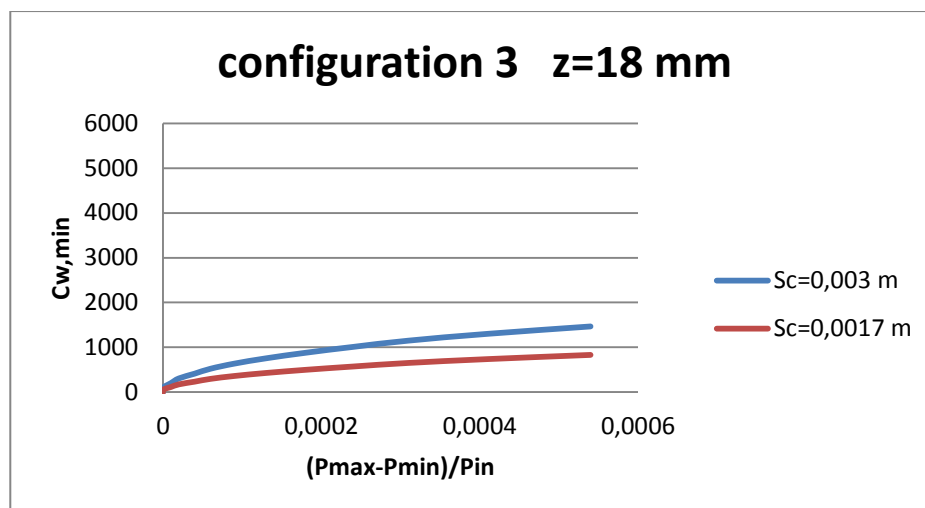
Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, όσο ο αύξων αριθμός της διάταξης μεγαλώνει, τόσο αυξάνει και η αποτελεσματικότητα της στεγάνωσης. Παρακάτω φαίνονται τα διαγράμματα για τις υπόλοιπες διατάξεις rim seal, σε απόσταση 18mm από το στάτορα, αφού εκεί έχουμε την μεγαλύτερη απόδοση όσον αφορά ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης.



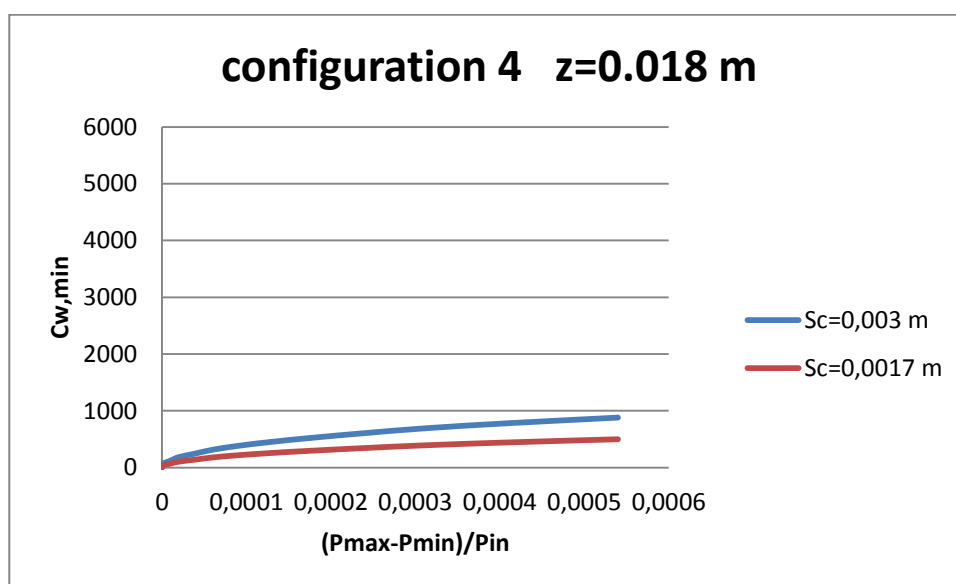
Σχήμα 3.5.1.1-7. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18$ mm. Πρόκειται για τη δεύτερη διάταξη του rim seal.

Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.4%.

Το ποσοστό μείωσης της μάζας, όχι μόνο είναι ίδιο και για τις τρεις περιπτώσεις της αξονικής απόστασης του rim seal από το στάτορα, αλλά ταυτίζεται και με το αντίστοιχο ποσοστό για την περίπτωση της πρώτης διάταξης – configuration 1.



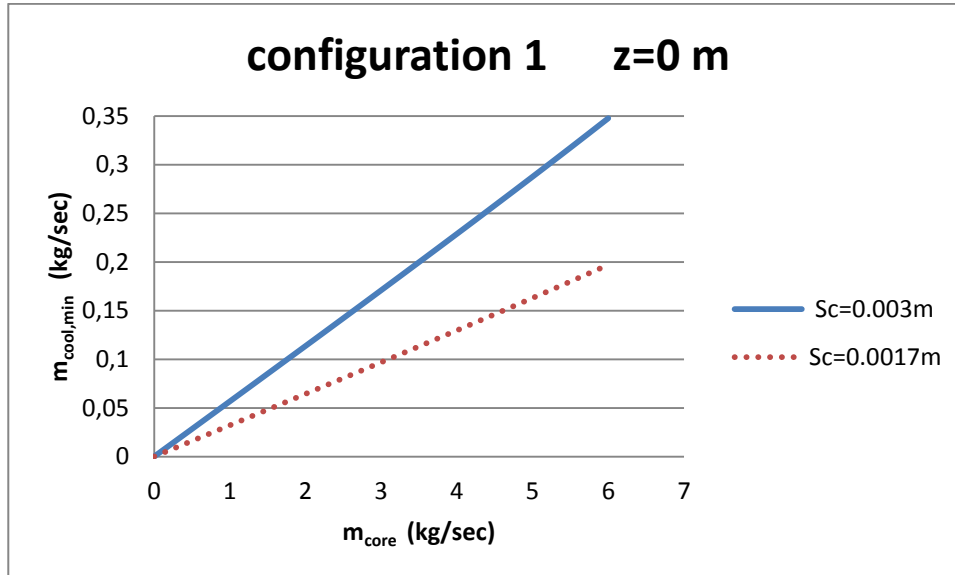
Σχήμα 3.5.1.1-8. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την Τρίτη διάταξη του rim seal.



Σχήμα 3.5.1.1-9. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την τέταρτη διάταξη του rim seal.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, τα ποσοστά στη διαφορά της μάζας προκύπτουν τα ίδια με τα αντίστοιχα των άλλων διατάξεων.

Προκειμένου να υπάρχει καλύτερη εποπτεία στο μέγεθος της απαιτούμενης παροχής, θα παρουσιάσουμε τα διαγράμματα της παροχής αυτής συναρτήσει της παροχής του ρεύματος πυρήνα.



Σχήμα 3.5.1.1-10. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

Το ποσοστό της διαφοράς στην ελάχιστη μάζα που απαιτείται θα είναι ίδιο με την περίπτωση υπολογισμού της αδιάστατης μάζας $C_{w,min}$. Ενδιαφέρον παρουσιάζει ο υπολογισμός της ελάχιστης μάζας που απαιτείται να απομαστευθεί από το συμπιεστή ως ποσοστό της μάζας του κυρίου ρεύματος αέρα.

- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

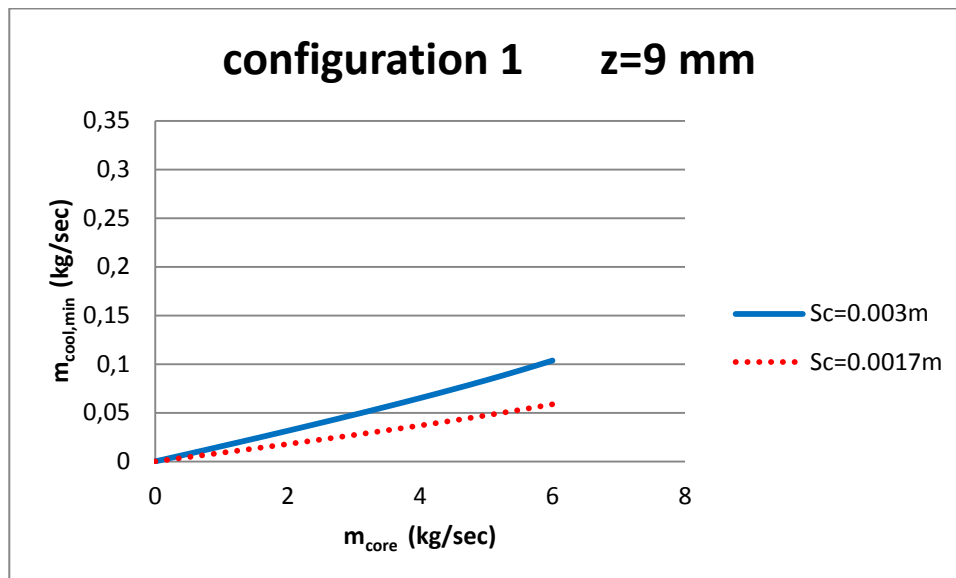
$$m_{cool,min} = 0,057m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,033m_{core}$$

Είναι ξεκάθαρο ότι το μικρότερο διάκενο απαιτεί λιγότερη παροχή απομάστευσης. Το υπόλοιπο ποσοστό που δεν απομαστεύεται θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την ψύξη άλλων τμημάτων του δευτερογενούς συστήματος αέρα, ή ακόμη να μην απομαστευθεί και να ενσωματωθεί στη μάζα αέρα του κύριου ρεύματος,

πράγμα το οποίο θα συνέβαλλε στην αύξηση της απόδοσης του κινητήρα, αφού θα οδηγούνταν στο θάλαμο καύσης.



Σχήμα 3.5.1.1-11. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

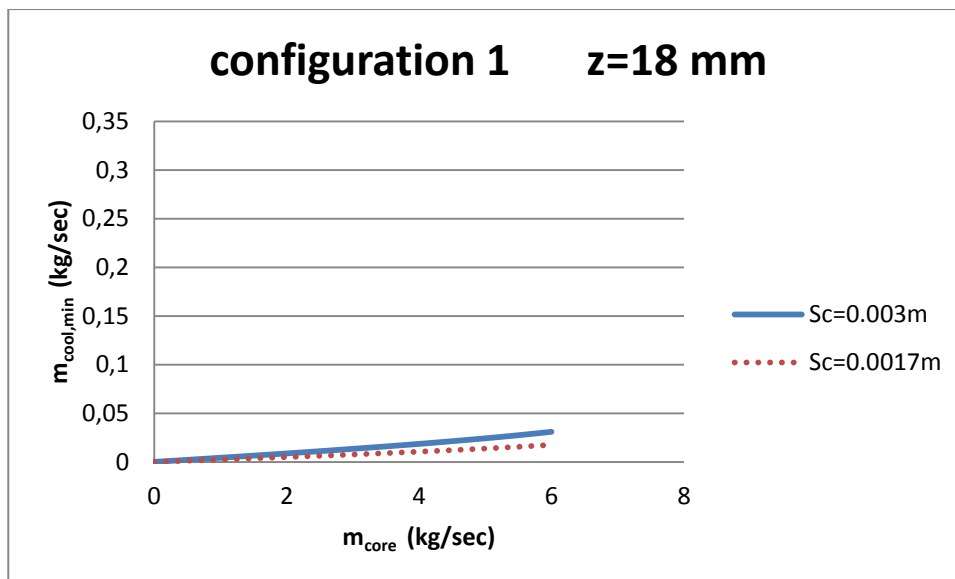
- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,018m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

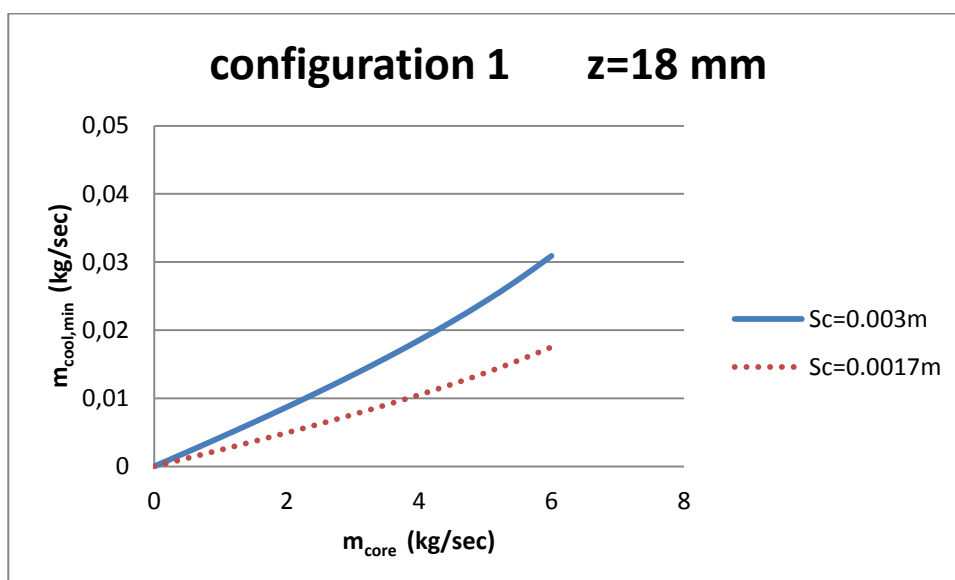
$$m_{cool,min} = 0,012m_{core}$$

Έτσι, γίνεται φανερή η διαφορά στην απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης όσο απομακρύνεται η θέση του rim seal από το στάτορα.



Σχήμα 3.5.1.1-12. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

Για λόγους καλύτερης εποπτείας του διαγράμματος, θα μειώσουμε την κλίμακα του άξονα y, αφού έχει ήδη γίνει φανερή η καλύτερη απόδοση του στεγανωτικού αυξανόμενης της αξονικής του απόστασης από το στάτορα.



Σχήμα 3.5.1.1-13. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

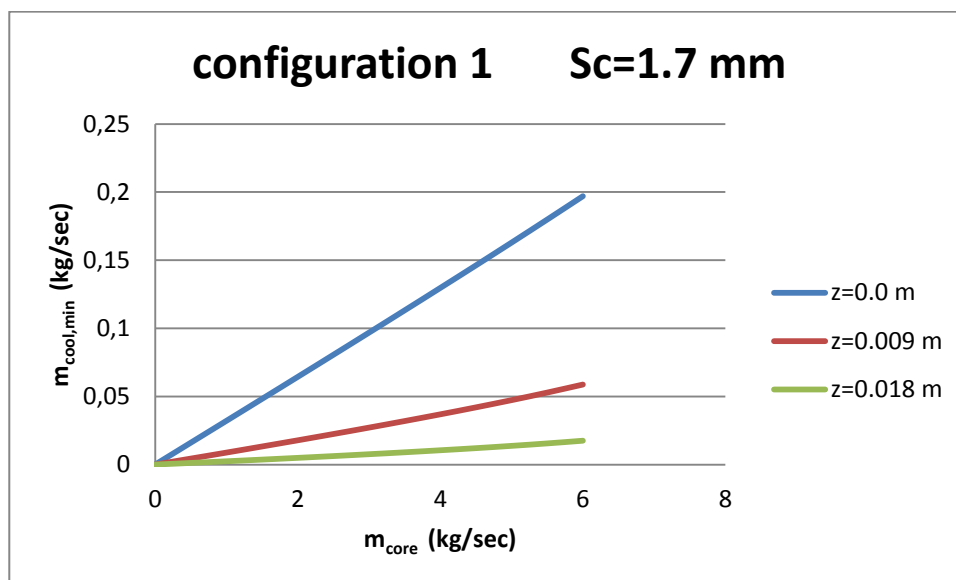
- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0052m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0026m_{core}$$

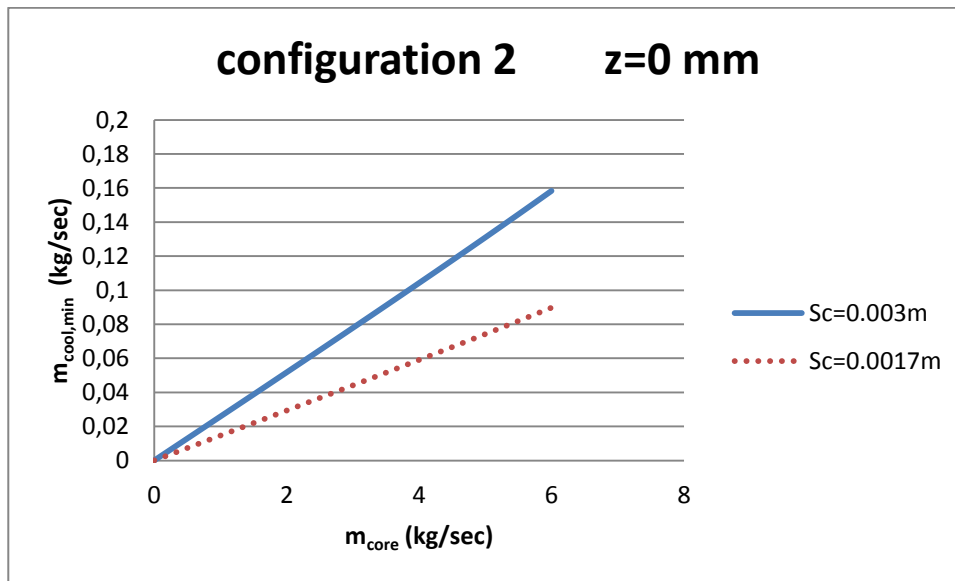
Τέλος, έχοντας καταλήξει ότι το μικρότερο διάκενο παρουσιάζει καλύτερη απόδοση, παρουσιάζουμε ένα συγκριτικό διάγραμμα για το διάκενο αυτό, με τις τρεις καμπύλες που ορίζουν την αξονική απόσταση του στεγανωτικού από το στάτορα.



Σχήμα 3.5.1.1-14. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την πρώτη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

Η μείωση της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων καθώς απομακρυνόμαστε από το στάτορα είναι εμφανής και ζωτικής σημασίας για τη μείωση της ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς τα rim seals. Η υπολειπόμενη παροχή θα μπορούσε είτε να χρησιμοποιηθεί για άλλες λειτουργίες του δευτερογενούς συστήματος αέρα, είτε να μην απομαστευθεί και να ενσωματωθεί στο ρεύμα πυρήνα, προκειμένου να οδηγηθεί στο θάλαμο καύσης και να καεί, γεγονός που θα αύξανε την απόδοση της μηχανής.

- Configuration 2¹¹



Σχήμα 3.5.1.1-15. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

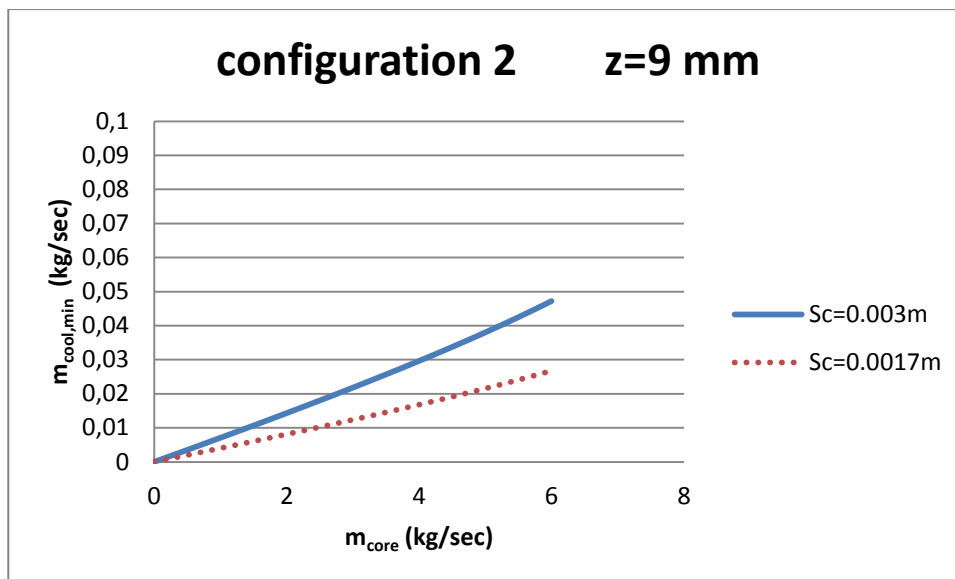
- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,027m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,015m_{core}$$

¹¹ Έχει ήδη καταστεί σαφές ότι προχωρώντας από τη διάταξη 1 στη διάταξη 4, η απόδοση αυξάνεται, αφού μειώνεται η ελάχιστη απαιτούμενη παροχή. Στη συνέχεια, για λόγους ευκολίας μελέτης των διαγραμμάτων, η κλίμακα του άξονα y θα προσαρμόζεται με προσήκοντα τρόπο.



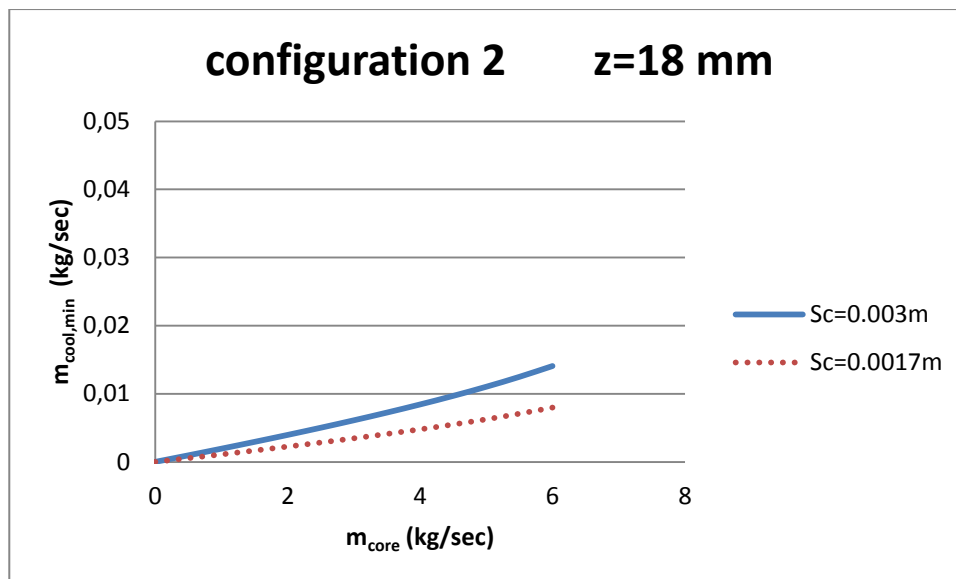
Σχήμα 3.5.1.1-16 Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9\text{mm}$. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0078m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0045m_{core}$$



Σχήμα 3.5.1.1-17. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

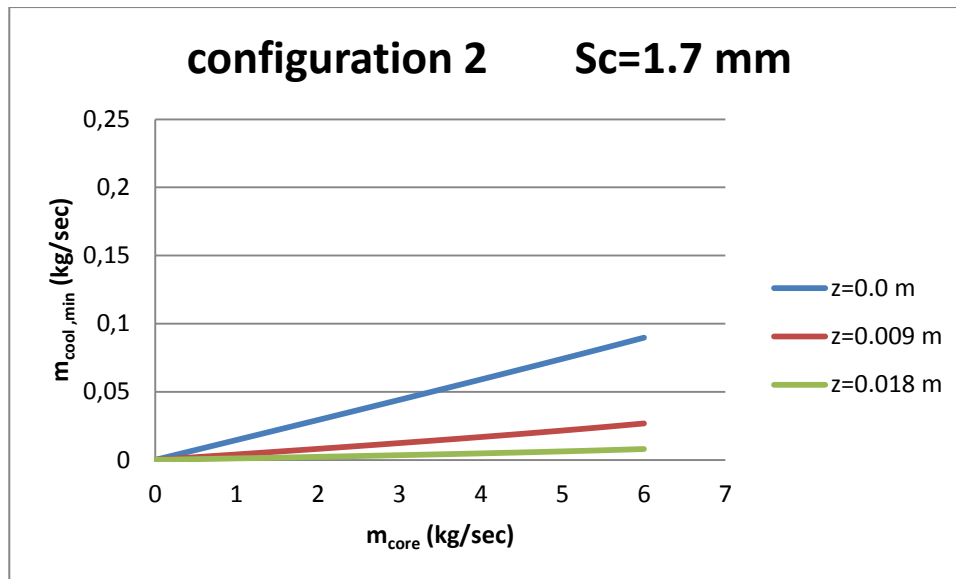
- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0024m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

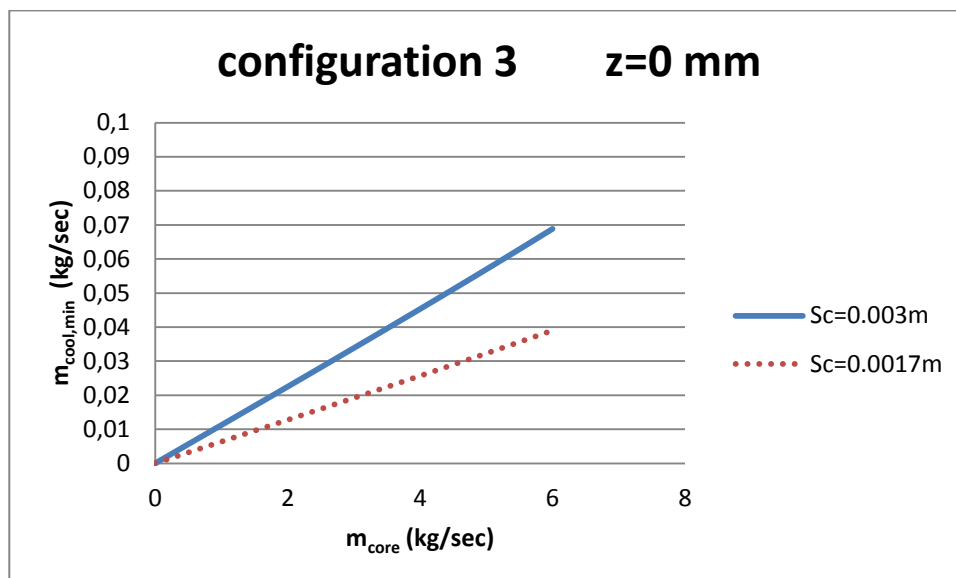
$$m_{cool,min} = 0,0013m_{core}$$

Το συγκριτικό διάγραμμα παρουσιάζεται παρακάτω:



Σχήμα 3.5.1.1-18. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για τη δεύτερη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

- Configuration 3



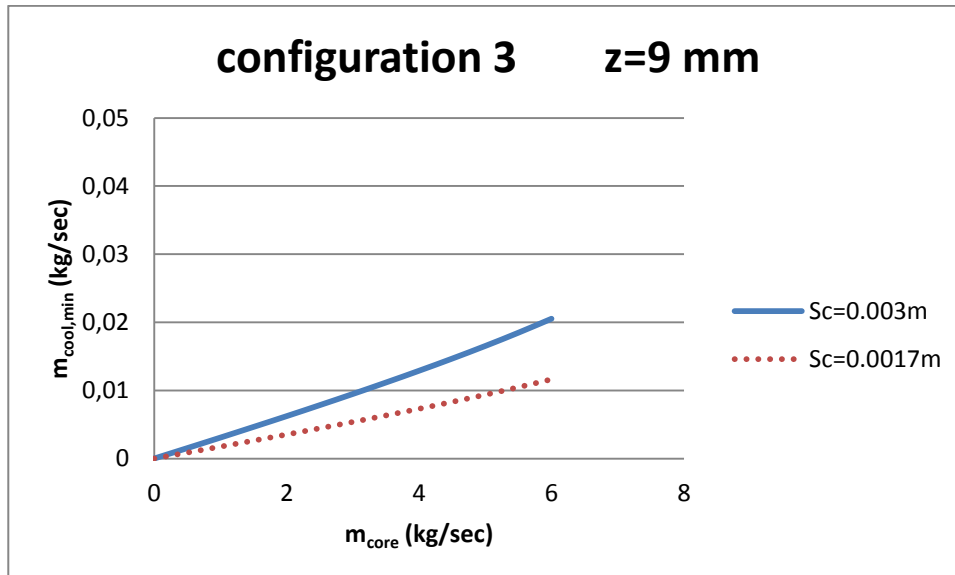
Σχήμα 3.5.1.1-19. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0$ mm. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0115m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0065m_{core}$$



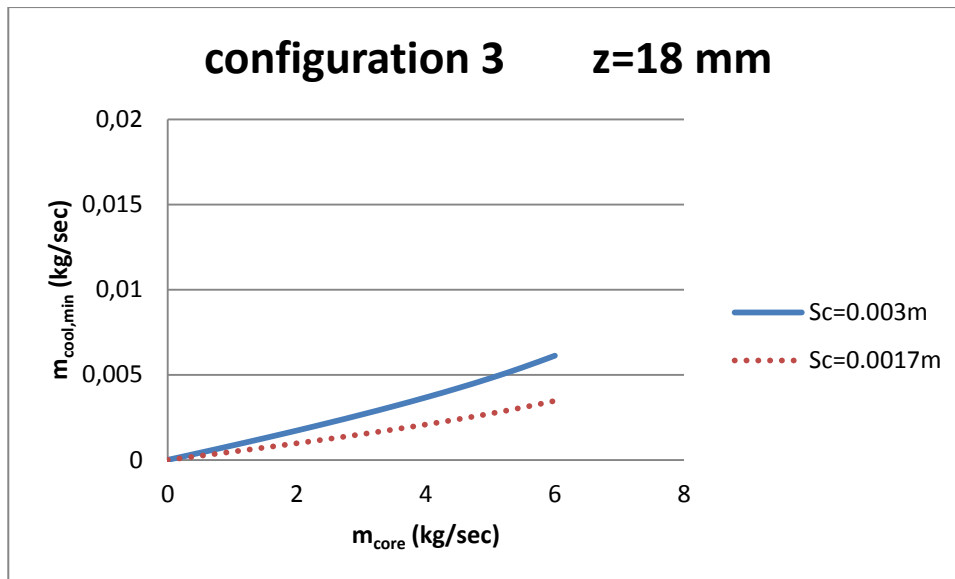
Σχήμα 3.5.1.1-20. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9$ mm. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0035m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,002m_{core}$$



Σχήμα 3.5.1.1-21. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

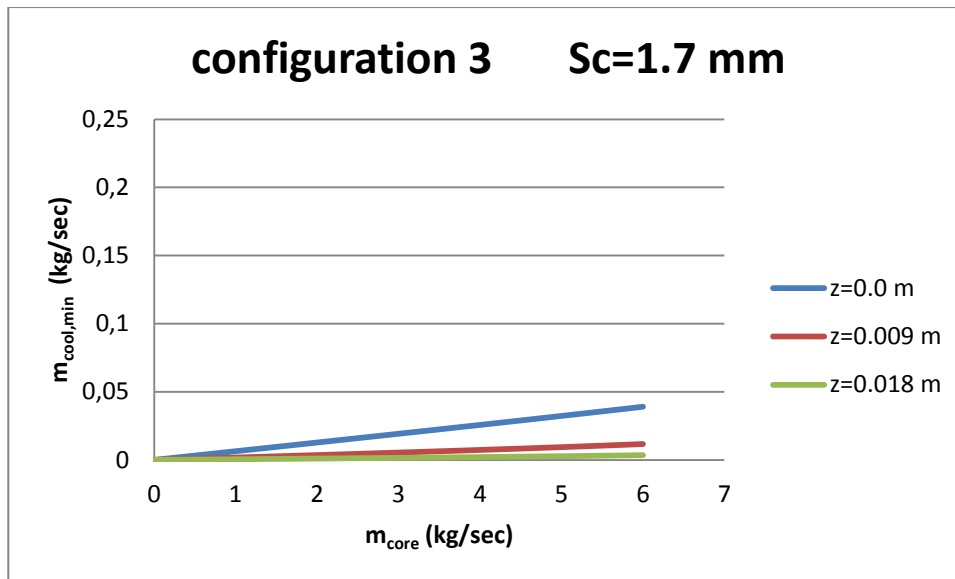
- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,001m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

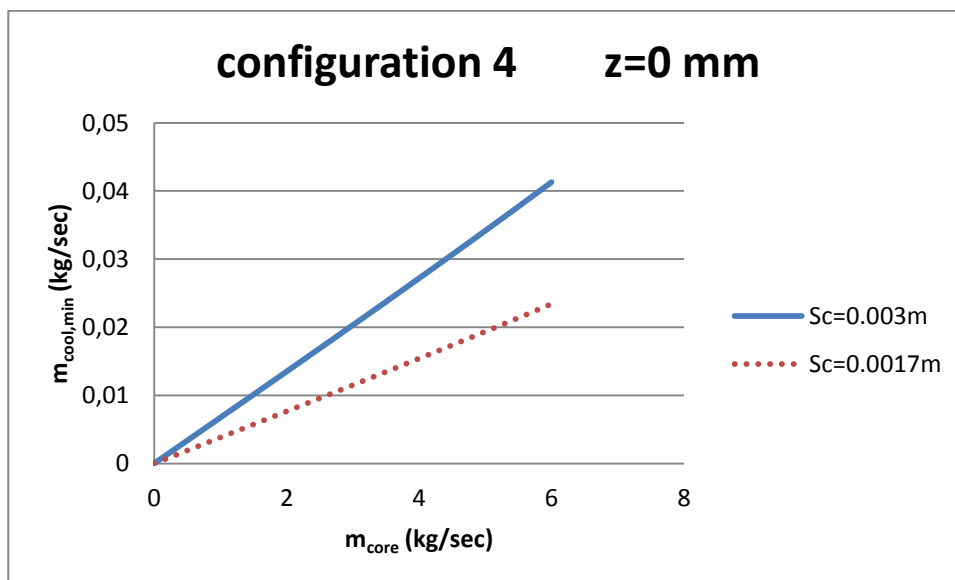
$$m_{cool,min} = 0,0006m_{core}$$

Το συγκριτικό διάγραμμα φαίνεται παρακάτω:



Σχήμα 3.5.1.1-22. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την τρίτη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

- Configuration 4



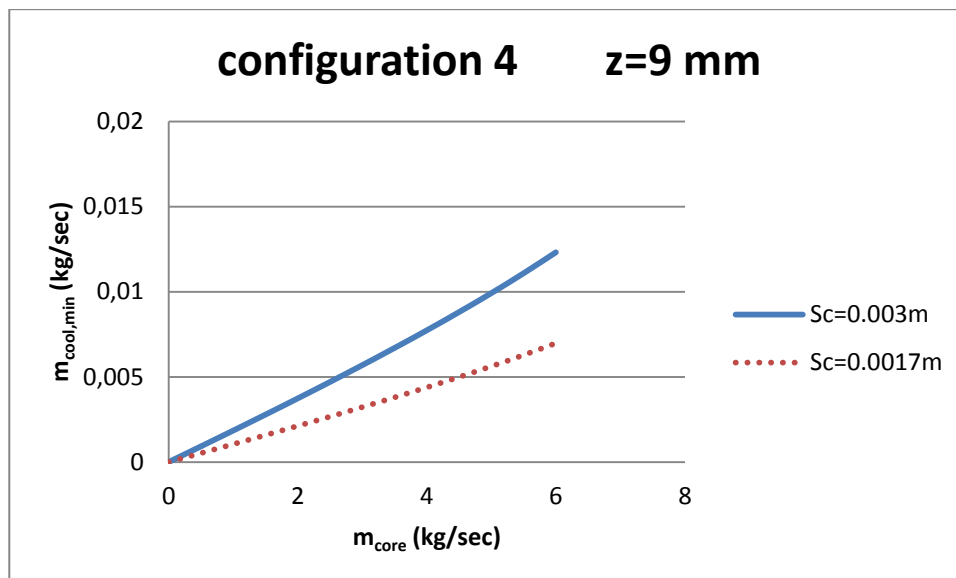
Σχήμα 3.5.1.1-23. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0$ mm. Πρόκειται για τη διάταξη 4.

- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0071m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,004m_{core}$$



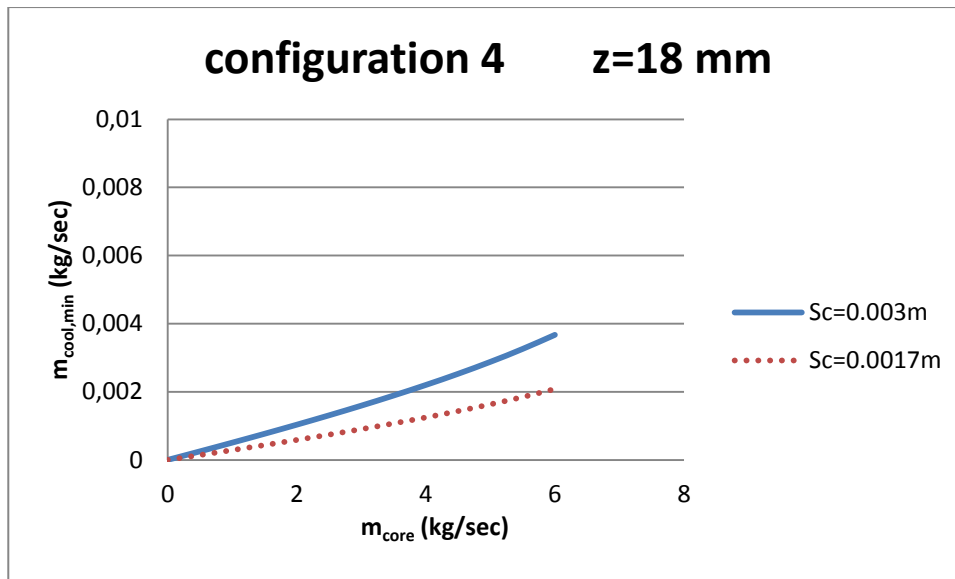
Σχήμα 3.5.1.1-24. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9$ mm. Πρόκειται για τη διάταξη 4.

- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0022m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0012m_{core}$$



Σχήμα 3.5.1.1-25. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 4.

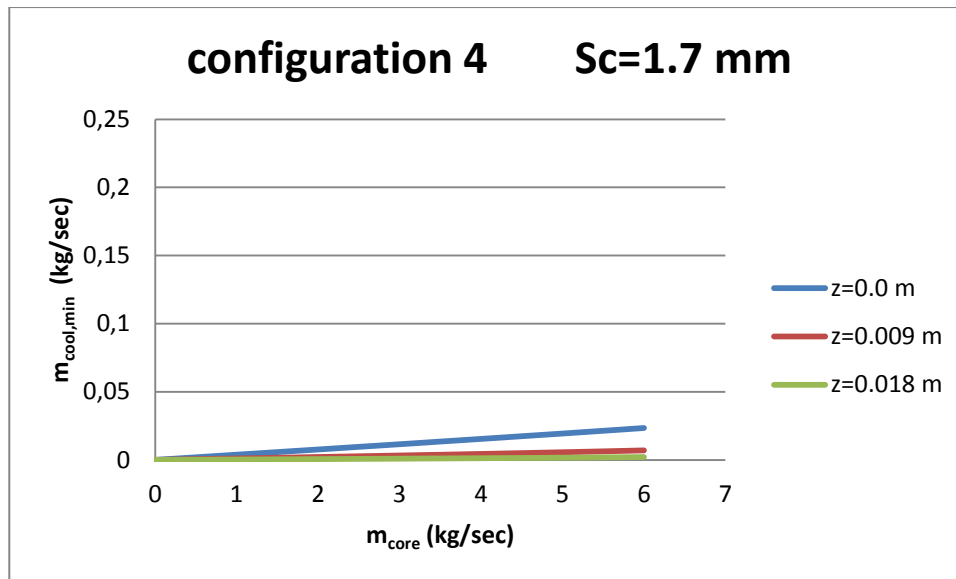
- Για διάκενο $s_c=3$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

$$m_{cool,min} = 0,0006m_{core}$$

- Για διάκενο $s_c=1.7$ mm απαιτείται τουλάχιστον:

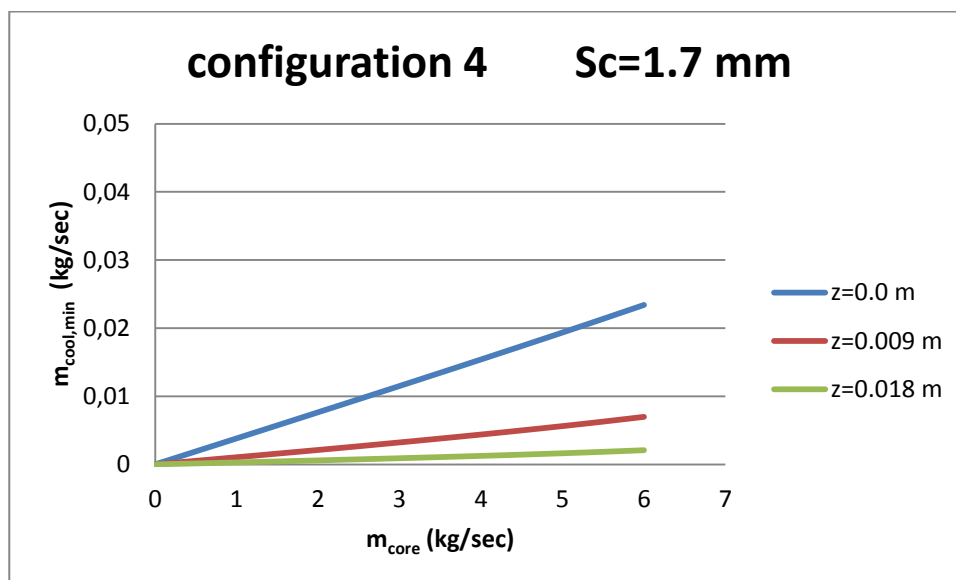
$$m_{cool,min} = 0,0004m_{core}$$

Το συγκριτικό διάγραμμα παρουσιάζεται παρακάτω:



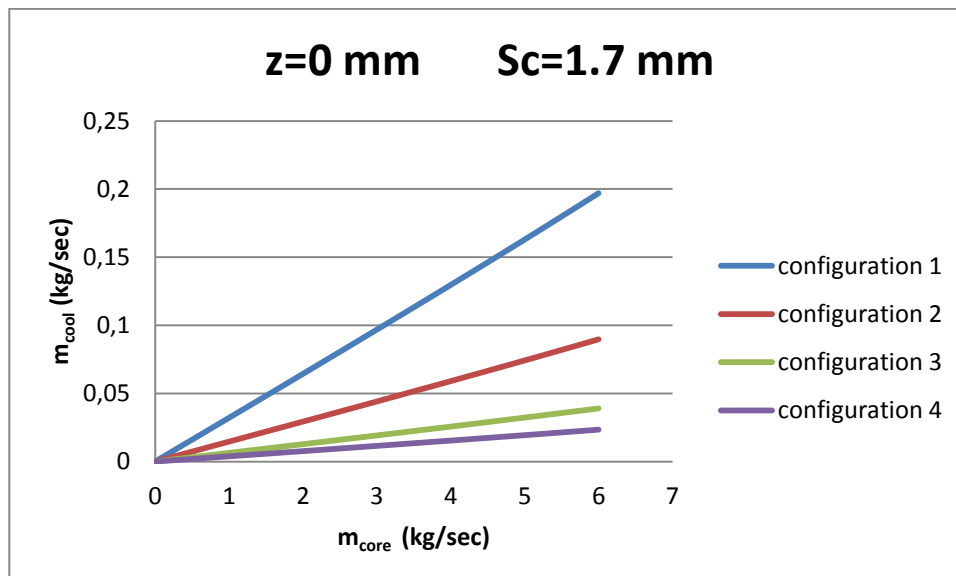
Σχήμα 3.5.1.1-26. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την τέταρτη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

Προσαρμόζοντας την κλίμακα του άξονα y έχουμε:



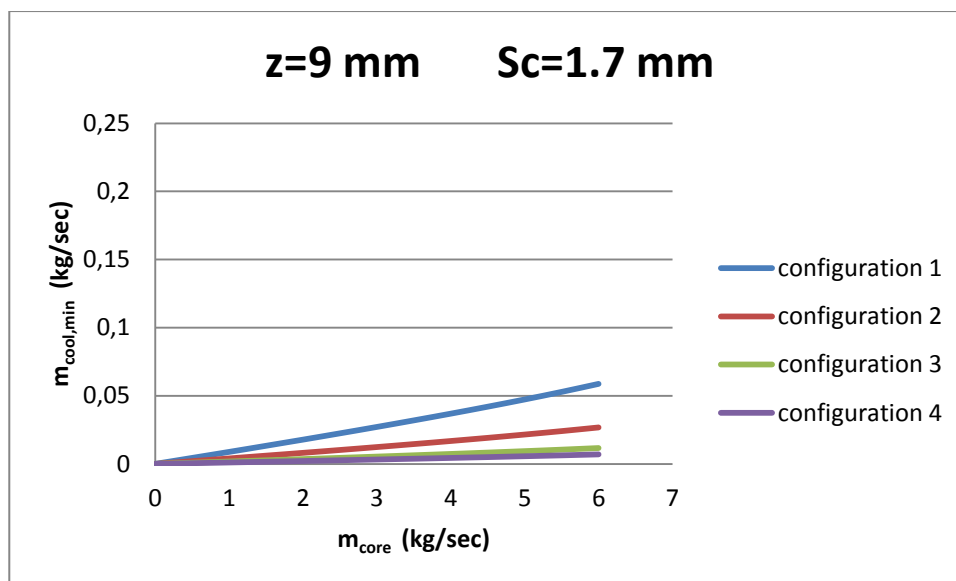
Σχήμα 3.5.1.1-27. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την τέταρτη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

Τέλος, θα παρουσιάσουμε τα διαγράμματα που προέκυψαν από το τρέξιμο του κώδικα, στα οποία θα συγκριθούν οι 4 διατάξεις, ανάλογα με την απόστασή τους από το στάτορα.



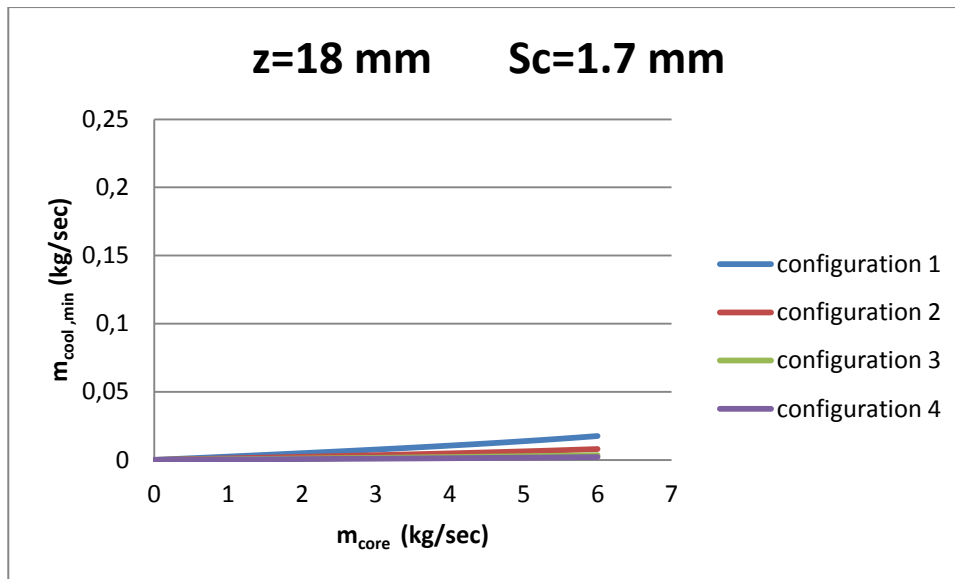
Σχήμα 3.5.1.1-28. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος. Στο διάγραμμα αυτό συγκρίνονται οι τέσσερις διατάξεις. (Απόσταση από το στάτορα $z=0\text{mm}$, διάκενο $Sc=1.7\text{mm}$)

Παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η παροχή του ρεύματος πυρήνα, τόσο περισσότερη παροχή απαιτείται προκειμένου να αποφευχθεί η εισρόφηση των θερμών καυσαερίων στην περιοχή των δίσκων των περυγίων του στροβίλου. Η διάταξη 4 είναι η πιο αποδοτική, καθώς η γεωμετρία της απαιτεί μικρότερη παροχή αέρα ψύξης. Άλλωστε, η τιμή της σταθεράς K για τη διάταξη 4 έχει τη μικρότερη τιμή.



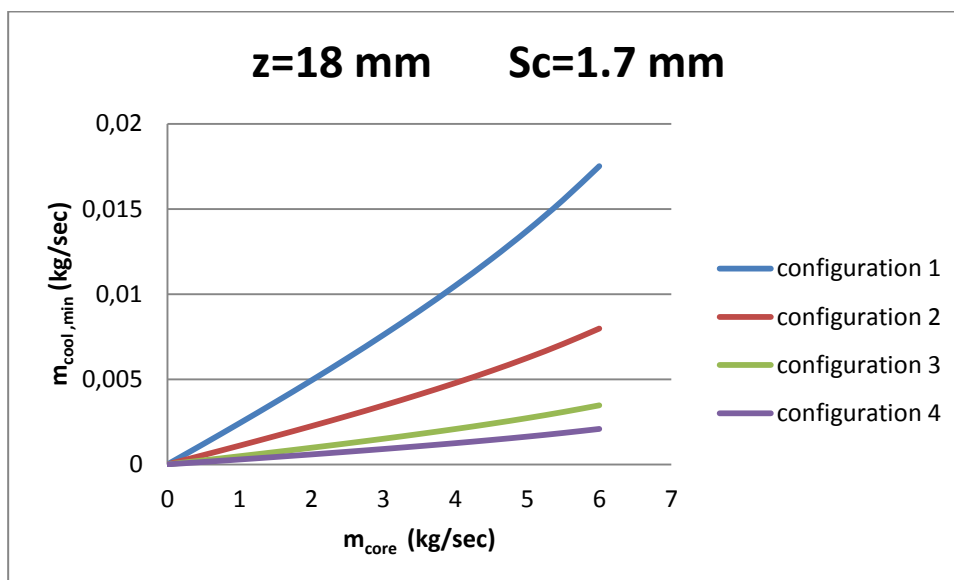
Σχήμα 3.5.1.1-29. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος. Στο διάγραμμα αυτό συγκρίνονται οι τέσσερις διατάξεις. (Απόσταση από το στάτορα $z=9\text{mm}$, διάκενο $Sc=1.7\text{mm}$).

Εύκολα φαίνεται ότι, καθώς η διάταξη του rim seal απομακρύνεται από το στάτορα, η ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης προς αποφυγή εισρόφησης θερμών καυσαερίων μειώνεται δραστικά - μείωση κατά 68%. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο στάτορας επιβάλλει ανομοιομορφίες στο προφίλ της περιφερειακής πίεσης στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων. Έτσι, όσο αυξάνεται η απόσταση από το στάτορα, τόσο μειώνονται και οι ασυμμετρίες στην πίεση, οι οποίες επιβάλλουν την απαίτηση για αύξηση στην παροχή του αέρα ψύξης.



Σχήμα 3.5.1.1-30. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος. Στο διάγραμμα αυτό συγκρίνονται οι τέσσερις διατάξεις. (Απόσταση από το στάτορα $z=18\text{mm}$, διάκενο $Sc=1.7\text{mm}$)

Προσαρμόζοντας την κλίμακα του άξονα y ώστε να υπάρχει καλύτερη εποπτεία, προκύπτει:

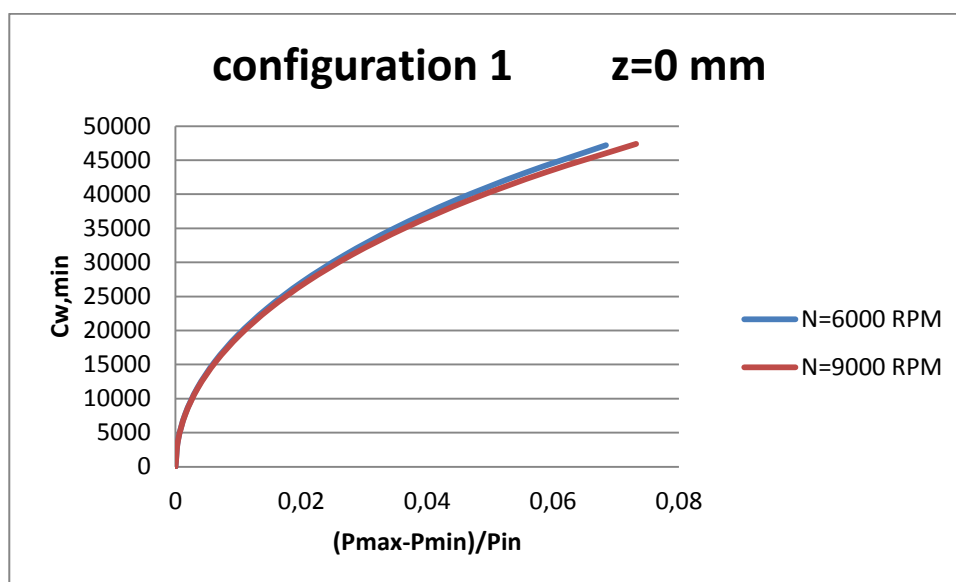


Σχήμα 3.5.1.1-31. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος. Στο διάγραμμα αυτό συγκρίνονται οι τέσσερις διατάξεις. (Απόσταση από το στάτορα $z=18\text{mm}$, διάκενο $Sc=1.7\text{mm}$)

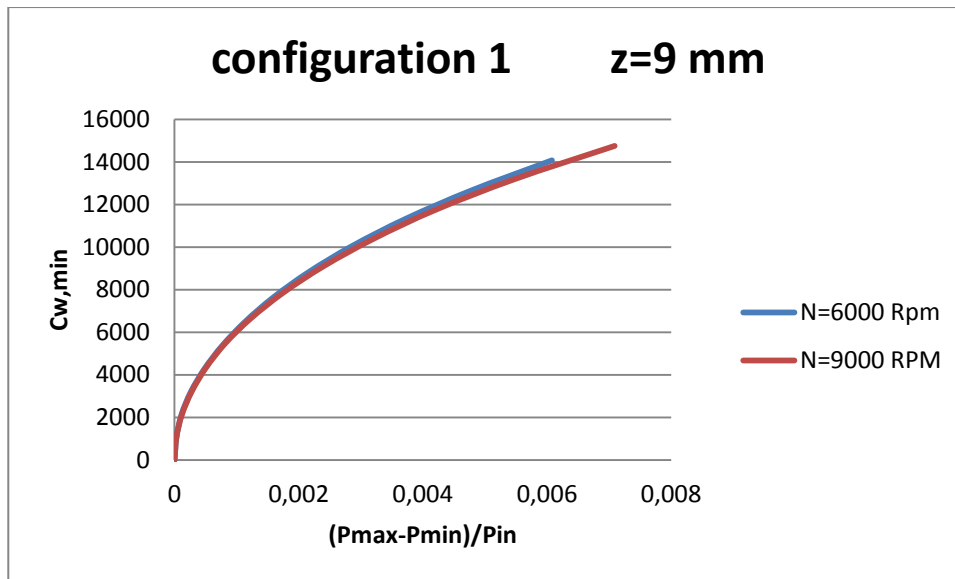
Είναι εμφανές ότι η πιο αποδοτική διάταξη είναι η τέταρτη, με ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης κατά πολύ μικρότερη από την αντίστοιχη των άλλων διατάξεων - της τάξης του 80%! Στη θέση αυτή, όπου είναι 18mm από το στάτορα, μείωση στην ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης σε σχέση με τη διάτξη του rim seal που είναι τοποθετημένο σε απόσταση 0mm από αυτόν είναι τεράστια - σχεδόν 91%.

Στη συνέχεια, θα μελετήσουμε τον τρόπο με τον οποίο επηρεάζουν την ελάχιστη απαιτούμενη μάζα αέρα προς αποφυγή εισρόφησης θερμών καυσαερίων στην περιοχή των δίσκων του ρότορα και του στάτορα οι στροφές του άξονα. Έτσι, τρέξαμε τον ίδιο κώδικα με προηγούμενος, δηλαδή δεν αλλάξαμε τίποτα από τα δεδομένα εισόδου – input data – παρά μόνο τις στροφές, οι οποίες τέθηκαν ίσες με 9000 RPM. Αξίζει να σημειωθεί ότι, επειδή οι διαφορές είναι πολύ μικρές και έχουμε ήδη μελετήσει τη συμπεριφορά της ελάχιστης απαιτούμενης μάζας, η κλίμακα στον άξονα y θα προσαρμόζεται με προσήκοντα, κάθε φορά, τρόπο.

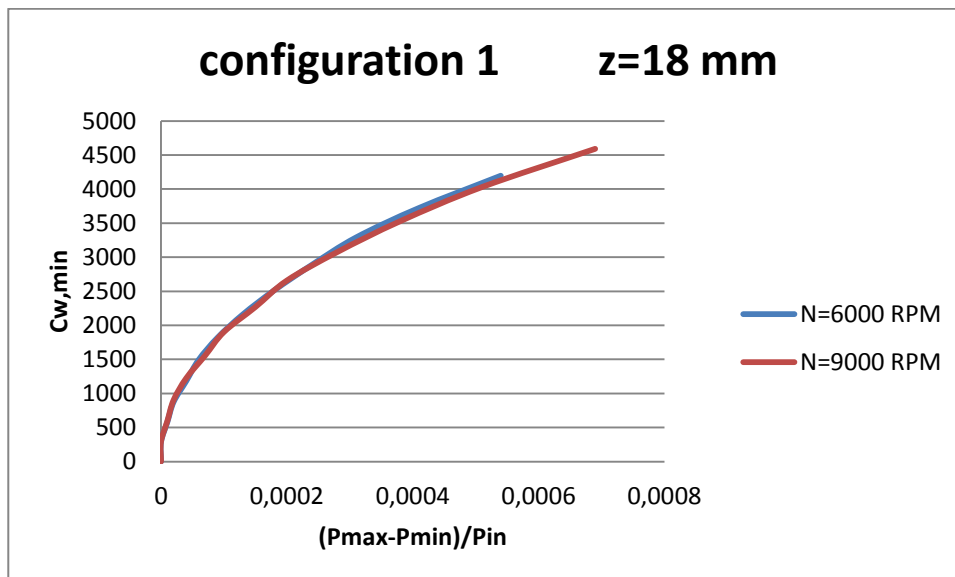
- Configuration 1



Σχήμα 3.5.1.1-32. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσει της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 0mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 1.



Σχήμα 3.5.1.1-33. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσει της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 9mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 1.



Σχήμα 3.5.1.1-34. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσει της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 18mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

Παρατηρούμε ότι η διαφορά στη μάζα είναι ελάχιστη - λιγότερο από 2%. Παρόλ' αυτά, ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι, αυξανόμενων των στροφών του άξονα, αυξάνεται και η ανομοιομορφία στο προφίλ των πιέσεων στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων, περιφερειακά. Τα συμπεράσματα είναι τα ίδια και για τις υπόλοιπες διατάξεις. Τα διαγράμματα, λοιπόν, αυτά επισυνάπτονται στο Παράρτημα Π2.

Στο Παράρτημα Π2 παρουσιάζονται αναλυτικά όλα τα διαγράμματα που προέκυψαν από την παραμετρική ανάλυση που διεξήχθη. Πιο συγκεκριμένα, επισυνάπτονται διαγράμματα για διάφορες τιμές διακένου και στροφών του άξονα περιστροφής. Τα συμπεράσματα που εξάγονται είναι τα ίδια με αυτά που εξετάθησαν παραπάνω.

4

ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΒΛΑΒΩΝ

Κατά τη σχεδίαση του δευτερογενούς συστήματος αέρα θα πρέπει να γίνει σωστή μελέτη και επιλογή υλικών, ώστε να αποφευχθούν πιθανές βλάβες στα στοιχεία αυτού. Τέτοιες βλάβες θα μπορούσαν να έχουν αρνητικές επιδράσεις στην απόδοση του κινητήρα, ή ακόμη να αποβούν μοιραίες για αυτήν. Οι βλάβες που αφορούν στο δευτερογενές σύστημα αέρα είναι κυρίως μηχανικής φύσεως. Επίσης, δεδομένου ότι το δευτερογενές σύστημα αποτελείται από συγκεκριμένα στοιχεία, οι βλάβες σε αυτά εμφανίζονται με την πάροδο του χρόνου αφού υπόκεινται σε φθορά. Στο κεφάλαιο αυτό θα μοντελοποιήσουμε τυπικές βλάβες που μπορούν να συμβούν στα δύο στοιχεία που μοντελοποιήσαμε.

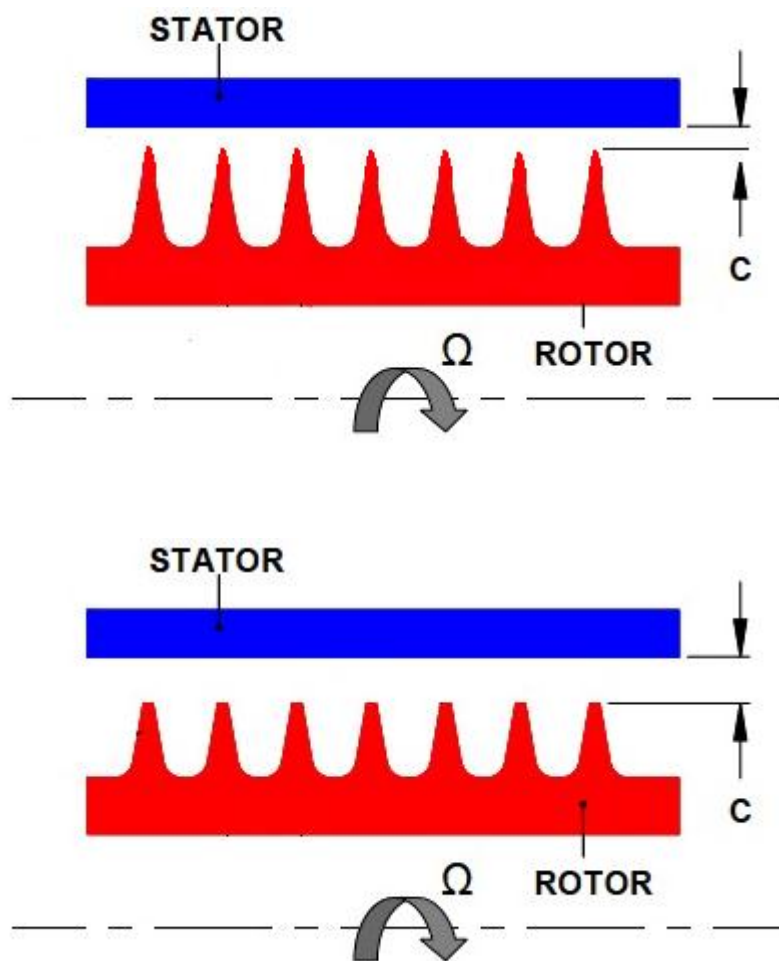
4.1 Βλάβη στο λαβύρινθο

Έχει ήδη περιγραφεί η σημασία της στεγάνωσης διάφορων μερών του κινητήρα με λαβυρίνθους, τόσο για να ελαχιστοποιηθεί η διαρρέουσα παροχή αέρα, όσο και για να ελέγχεται η παροχή αυτή. Παρόλ' αυτά, όσο αυξάνονται οι ώρες λειτουργίας της μηχανής, τόσο υπόκεινται σε φθορά, η οποία μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση της διαρρέουσας παροχής αέρα. Για παράδειγμα, απότομοι ελιγμοί ή ακόμη και απότομες προσγειώσεις έχουν σαν αποτέλεσμα έντονες ταλαντώσεις του αεροσκάφους, γεγονός που μπορεί να οδηγήσει στην αύξηση του διακένου μεταξύ του κινούμενου και του ακίνητου μέρους.

Η βλάβη που θα μοντελοποιήσουμε είναι μία πιθανή φθορά στα δόντια του λαβυρίνθου, η οποία μπορεί να οδηγήσει σε:

- Μείωση του ύψους του οδόντα
- Ταυτόχρονη αύξηση του διακένου

Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται σχηματικά η μορφή του λαβυρίνθου πριν και μετά αυτός φθαρεί.



Σχήμα 4.1-1. Λαβύρινθος πριν και μετά τη βλάβη.

Είναι εμφανής η διαφορά στις δύο διατάξεις και, όπως είναι αναμενόμενο, η διαρροή θα αυξηθεί. Αυτό σημαίνει ότι θα απομαστευθεί περισσότερος αέρας από τη βαλβίδα απομάστευσης του συμπιεστή, με συνέπεια τη μείωση της απόδοσης της μηχανής, αφού ο αέρας αυτός θα είναι παρασιτικός και δε θα οδηγηθεί στο θάλαμο καύσης.

Στη συνέχεια τρέξαμε τον κώδικα που έχουμε συντάξει στη FORTRAN, τα αποτελέσματα του οποίου φαίνονται παρακάτω.

4.1.1.1 Αποτελέσματα

Στα παρακάτω διαγράμματα εμφανίζονται οι καμπύλες που αφορούν στον ίδιο λαβύρινθο, σε υγιή και μη κατάσταση. Σαν δεδομένα εισόδου - input data - για την υγιή κατάσταση ετέθησαν τα παρακάτω:

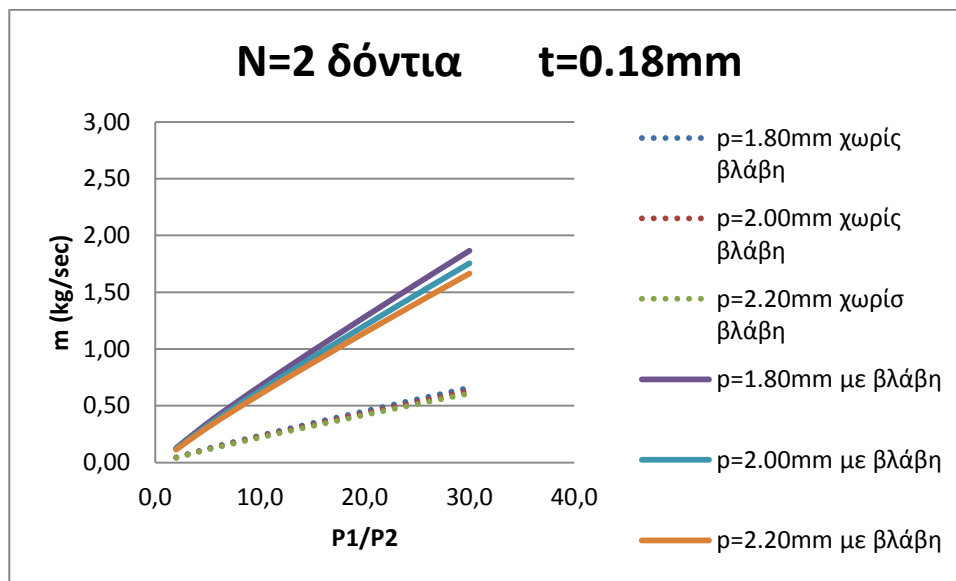
- Ύψος πτερυγίων λαβυρίνθου 3.2 mm
- Διάκενο 0.4 mm
- Θερμοκρασία εισόδου 350 K
- Πίεση εξόδου - σταθερή 1 bar
- Πίεση εισόδου [2,30] bar

Για την περίπτωση της βλάβης - φθοράς των πτερυγίων θεωρήσαμε τα παρακάτω δεδομένα:

- Ύψος πτερυγίων λαβυρίνθου 2.8 mm
- Διάκενο 0.8 mm
- Θερμοκρασία εισόδου 350 K
- Πίεση εξόδου - σταθερή 1 bar
- Πίεση εισόδου [2,30] bar

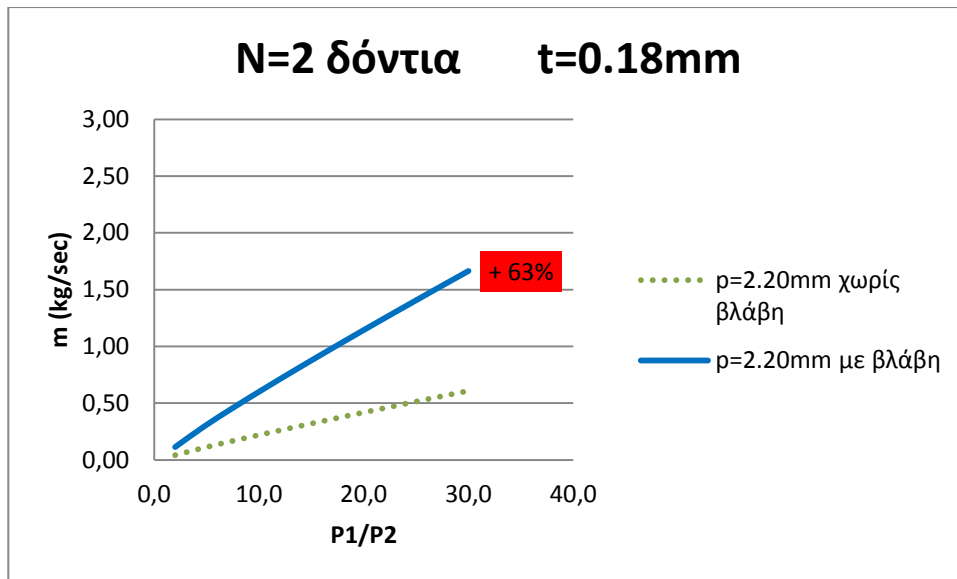
Παραθέτουμε τα προκύπτοντα διαγράμματα:

➤ N=2 δόντια



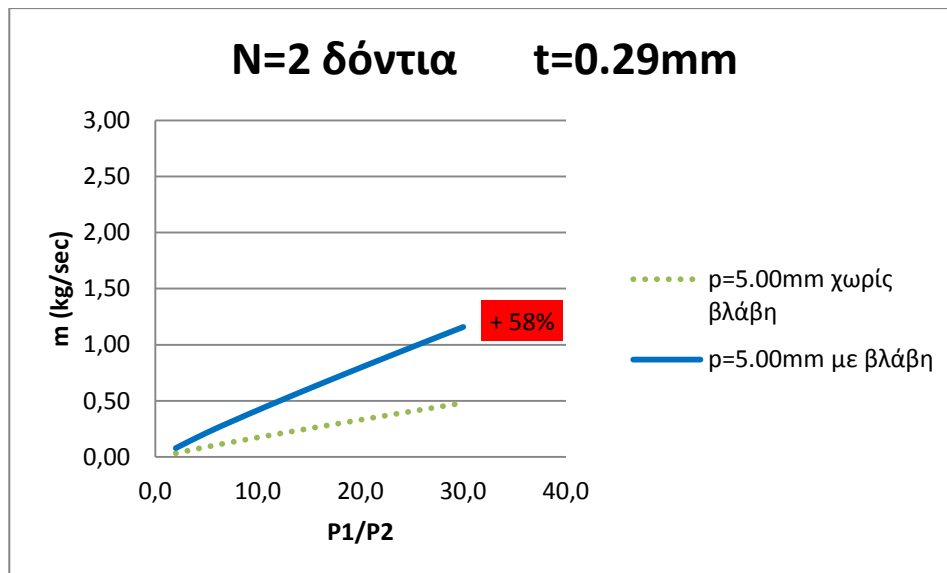
Σχήμα 4.1.1-1. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 2 οδόντων για βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Είναι εμφανής η διαφορά στην παροχή αέρα που διαρρέει το λαβύρινθο στις δύο καταστάσεις. Για λόγους καλύτερης εποπτείας, θα παρουσιάσουμε τα συγκριτικά διαγράμματα για το μεγαλύτερο βήμα ανά περίπτωση. Όπως έχουμε εξηγήσει στο Κεφάλαιο 3.2.1.5, έχουμε τρεις κατηγορίες βήματος, οι οποίες έχουν οριστεί από τη μοντελοποίηση που έχουμε κάνει. Έχουμε δείξει ότι για κάθε κατηγορία πάχους κεφαλής οδόντων, η πιο αποδοτική διάταξη λαβυρίνθου είναι αυτή στην οποία τα δόντια τοποθετούνται στη μεγαλύτερη δυνατή απόσταση μεταξύ τους. Έτσι, έχουμε:



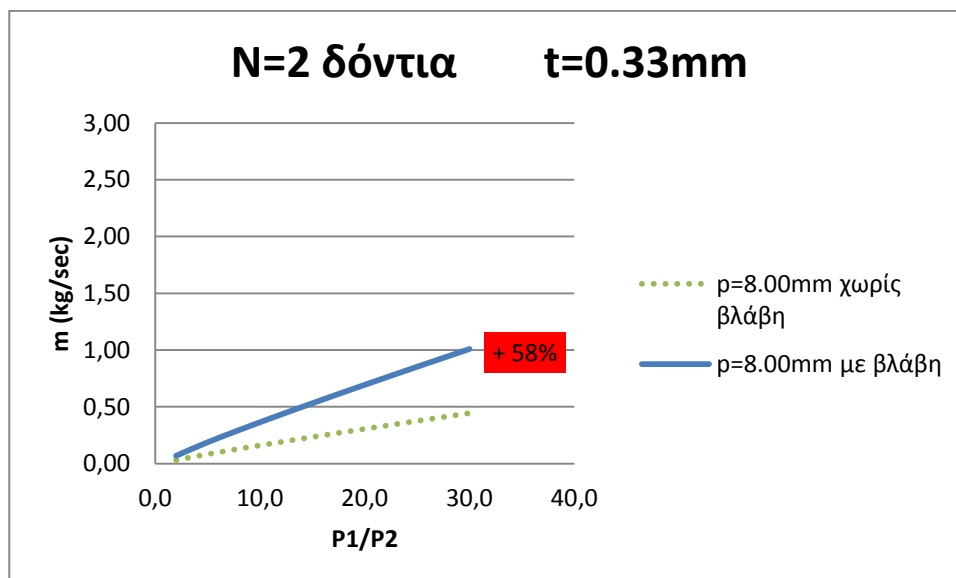
Σχήμα 4.1.1-2. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 2 οδόντων βήματος $\rho=2.20\text{mm}$ για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Σε περίπτωση βλάβης, όπου το διάκενο έχει αυξηθεί περισσότερο από το επιτρεπτό, η αύξηση στην παροχή που διέρχεται από το λαβύρινθο αγγίζει το 63%. Κάτι τέτοιο, όπως έχει ήδη αναφερθεί, έχει αρνητικές επιπτώσεις στην απόδοση της μηχανής.



Σχήμα 4.1.1-3. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 2 οδόντων βήματος $\rho=5.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 2 δόντια και βήμα οδόντων $p=5\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 58%.

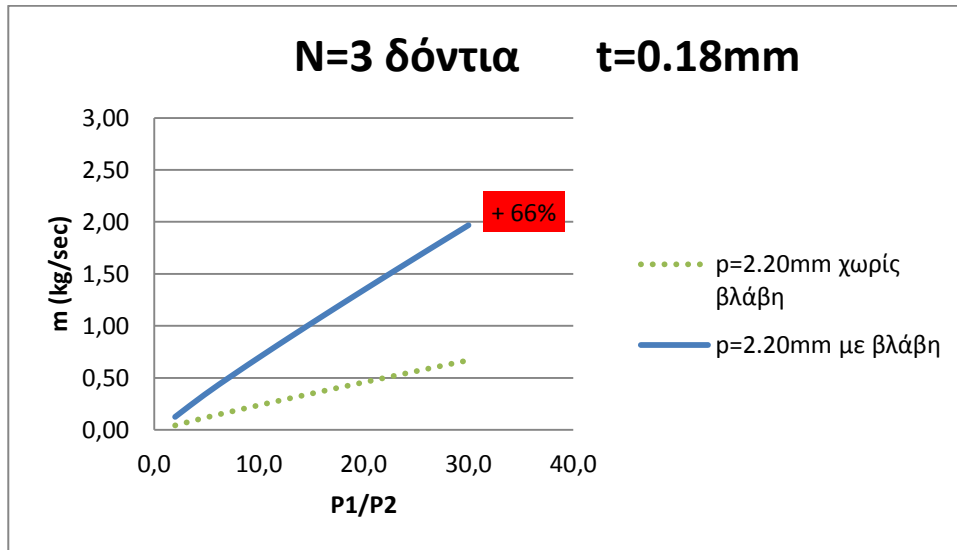


Σχήμα 4.1.1-4. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 2 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Η διάταξη λαβυρίνθου με 2 δόντια και βήμα οδόντων $p=8\text{mm}$, παρουσιάζει αύξηση κατά 58% στην παροχή για περίπτωση βλάβης.

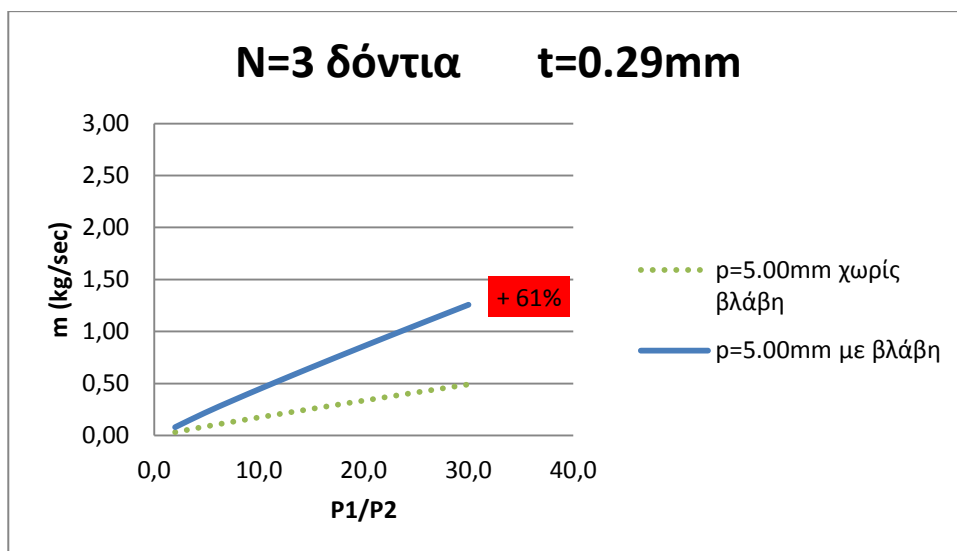
Παρατηρούμε ότι η διαφορά στη διερχόμενη παροχή αέρα είναι άνω του 50%, και για τις τρεις κατηγορίες βήματος - πάχους κεφαλής οδόντων. Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι, όσο αυξάνεται το βήμα - δηλαδή όσο μειώνεται η παροχή που διαρρέει το λαβύρινθο, όπως έχει καταστεί φανερό από την παραμετρική ανάλυση-, τόσο μειώνεται και το ποσοστό διαφοράς στην παροχή αέρα για τις δύο περιπτώσεις.

➤ N=3 δόντια



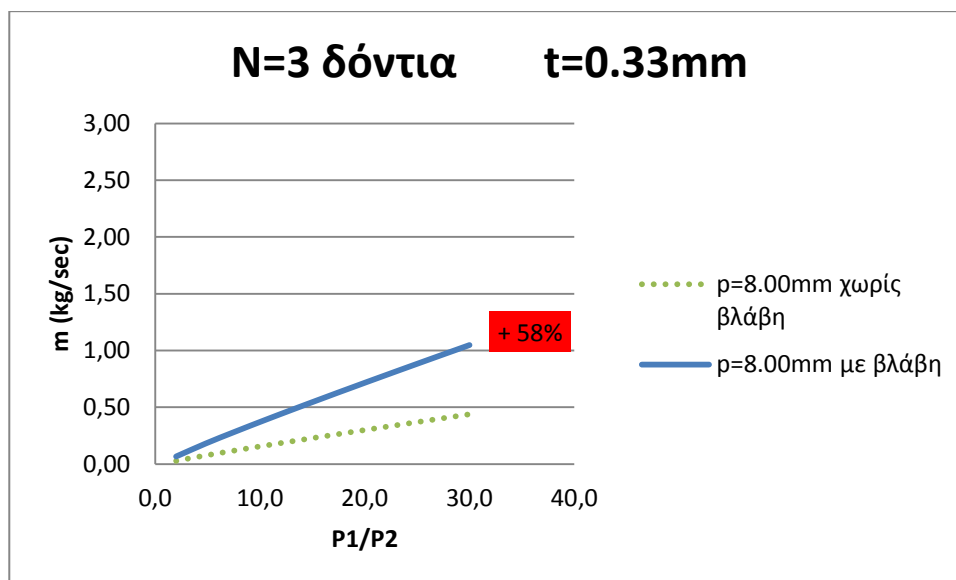
Σχήμα 4.1.1-5. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 3 οδόντων βήματος $\rho=2.20\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 3 δόντια και βήμα οδόντων $\rho=2.20\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 66%. Η διαφορά στην παροχή αέρα είναι μεγαλύτερη από την περίπτωση του λαβυρίνθου με δύο δόντια και ίδιο βήμα οδόντων.



Σχήμα 4.1.1-6. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 3 οδόντων βήματος $\rho=5.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 3 δόντια και βήμα οδόντων $p=5\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 61%. Και πάλι, η διαφορά στην παροχή του αέρα είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη περίπτωση λαβυρίνθου με 2 δόντια.

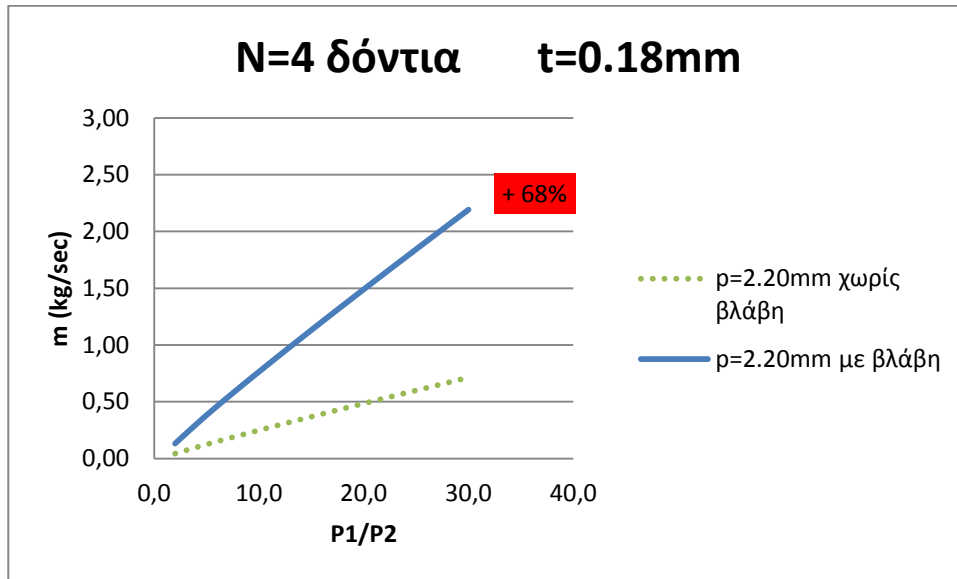


Σχήμα 4.1.1-7. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 3 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 3 δόντια και βήμα οδόντων $p=8\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 58%.

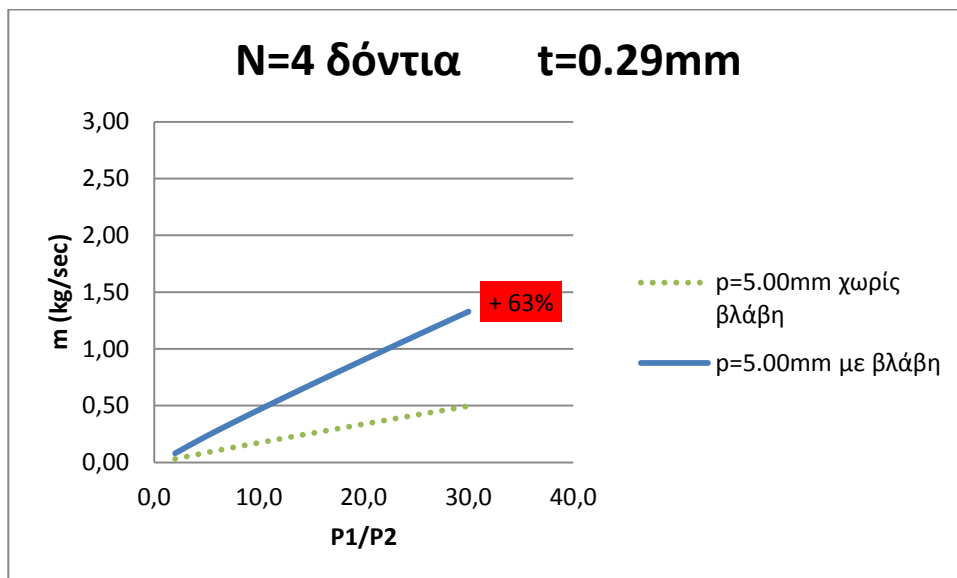
Τα συμπεράσματα είναι τα ίδια με την περίπτωση του λαβυρίνθου με δύο δόντια. Εύκολα παρατηρούμε ότι τα ποσοστά διαφοράς διερχόμενης παροχής αέρα για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 3 δόντια είναι αυξημένα συγκρινόμενα με τα αντίστοιχα για την προηγούμενη περίπτωση. Συνεπώς, εξάγεται το συμπέρασμα ότι στην περίπτωση της ίδιας βλάβης διέρχεται μικρότερη παροχή αέρα από το λαβύρινθο με 2 δόντια.

➤ N=4 δόντια



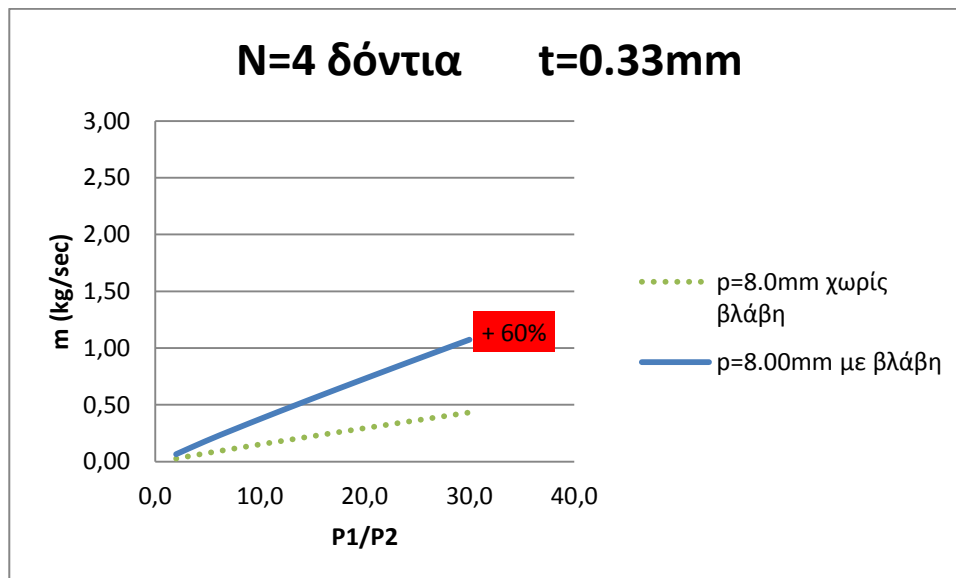
Σχήμα 4.1.1-8. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 4 οδόντων βήματος $\rho=2.20\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 4 δόντια και βήμα οδόντων $\rho=2.2\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 68%.



Σχήμα 4.1.1-9. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 4 οδόντων βήματος $\rho=5.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 4 δόντια και βήμα οδόντων $p=5\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 63%.

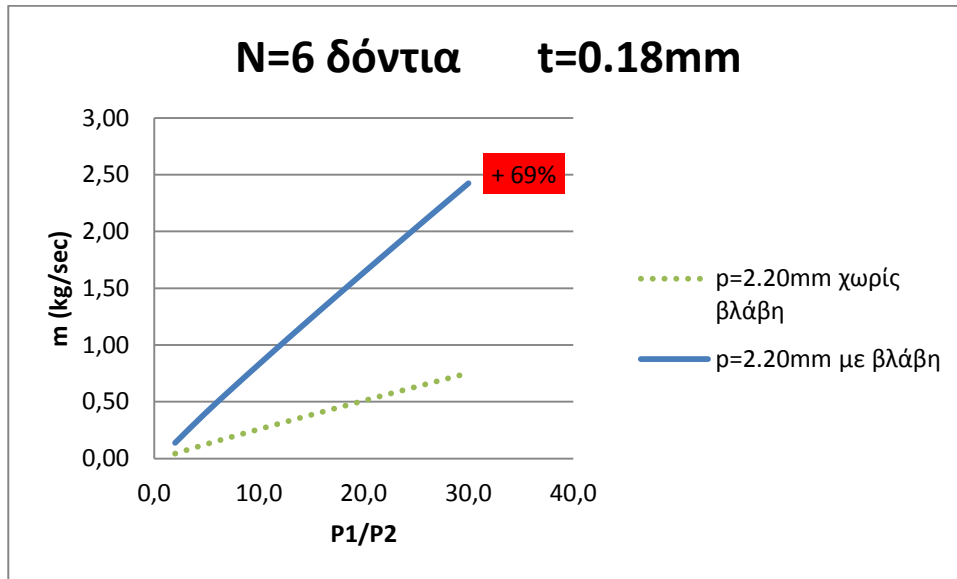


Σχήμα 4.1.1-10. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 4 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 4 δόντια και βήμα οδόντων $p=8\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 60%.

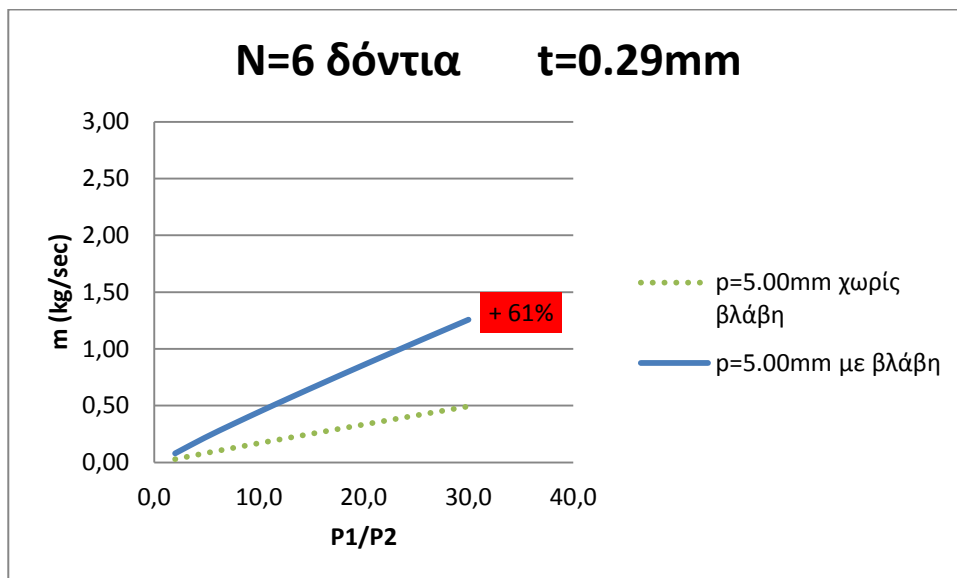
Παρατηρούμε και πάλι ότι, αυξανόμενου του βήματος των οδόντων, το ποσοστό στη διαφορά της παροχής αέρα που διέρχεται από το λαβύρινθο μειώνεται. Παρόλ' αυτά, και πάλι όσο αυξάνονται τα δόντια, τόσο αυξάνεται και το ποσοστό αύξησης της διερχόμενης παροχής αέρα σε περίπτωση βλάβης. Έτσι, τα ποσοστά βαίνουν αυξανόμενα προσθέτοντας δόντια κατά τη μοντελοποίηση.

➤ N=6 δόντια



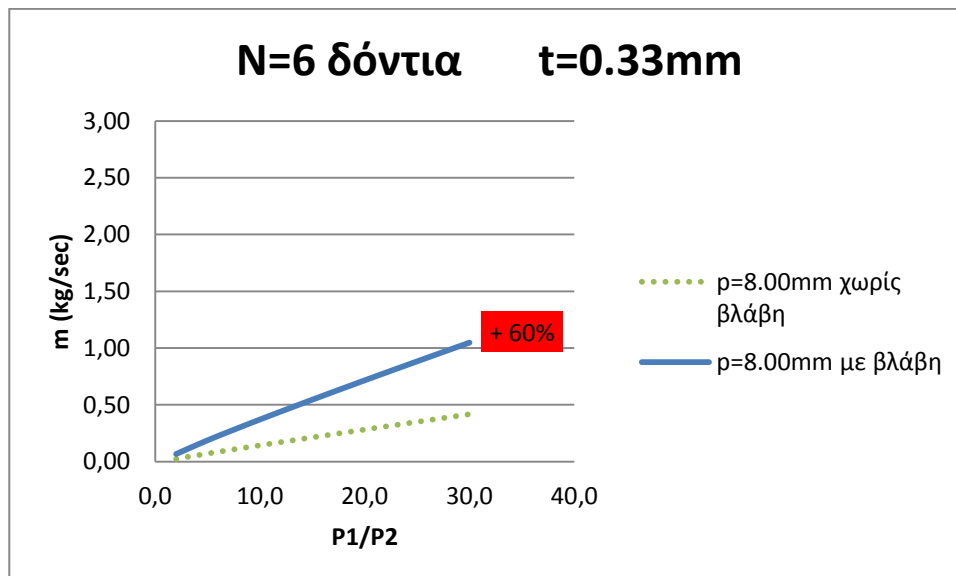
Σχήμα 4.1.1-11. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 6 οδόντων βήματος $\rho=2.20\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 6 δόντια και βήμα οδόντων $\rho=2.2\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 69%.



Σχήμα 4.1.1-12. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 6 οδόντων βήματος $\rho=5.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 6 δόντια και βήμα οδόντων $p=5\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 61%.

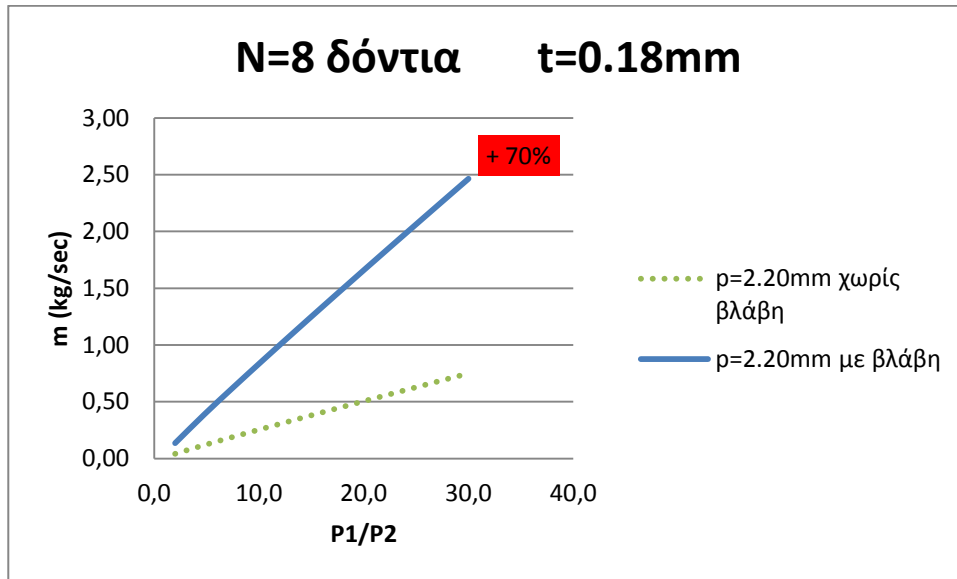


Σχήμα 4.1.1-13. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 6 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 6 δόντια και βήμα οδόντων $p=8\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 60%.

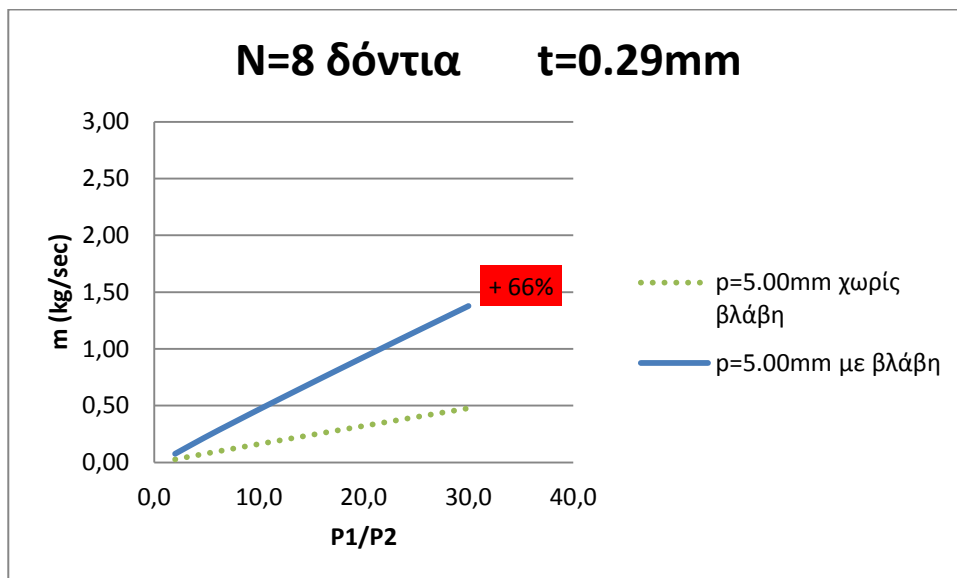
Τα ποσοστά και πάλι βαίνουν μειούμενα αυξάνοντας το βήμα των οδόντων του λαβυρίνθου, ενώ αυξάνονται καθώς προσθέτουμε δόντια στο λαβύρινθο κατά τη μοντελοποίηση.

➤ N=8 δόντια



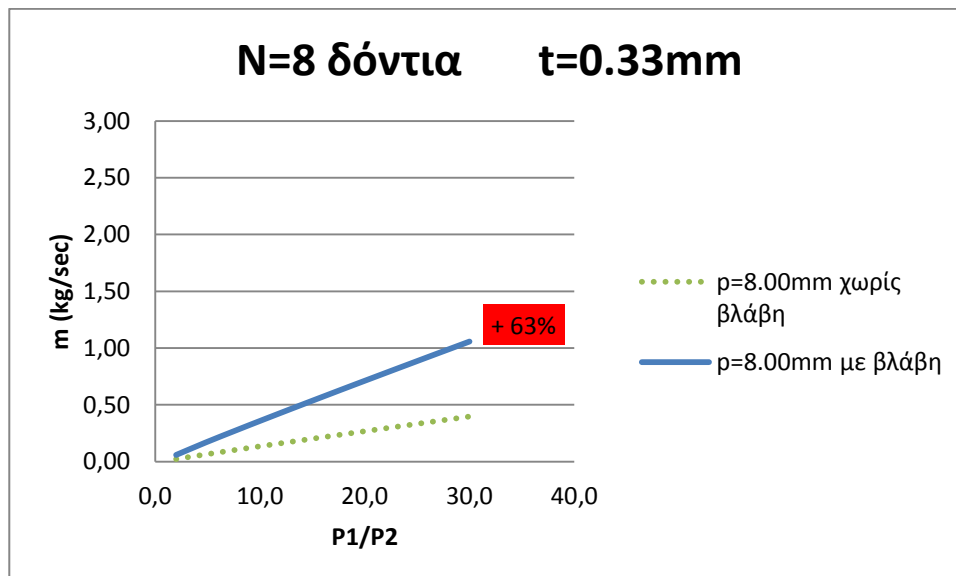
Σχήμα 4.1.1-14. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 8 οδόντων βήματος $p=2.20\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 8 δόντια και βήμα οδόντων $p=2.2\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 70%.



Σχήμα 4.1.1-15. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 8 οδόντων βήματος $p=5.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 8 δόντια και βήμα οδόντων $p=5\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 66%.



Σχήμα 4.1.1-16. Διάγραμμα μεταβολής παροχής συναρτήσει του λόγου πίεσης σε λαβύρινθο 8 οδόντων βήματος $p=8.00\text{mm}$, για υγιή κατάσταση και για περίπτωση βλάβης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με 8 δόντια και βήμα οδόντων $p=8\text{mm}$, η αύξηση στη διερχόμενη παροχή για περίπτωση βλάβης είναι 63%.

Τα ποσοστά βαίνουν αυξανόμενα αυξάνοντας τα δόντια του λαβυρίνθου. Μπορούμε να βγάλουμε το συμπέρασμα ότι, όταν σε ένα λαβύρινθο αυξάνουμε τα δόντια¹², τόσο περισσότερη παροχή αέρα διέρχεται από αυτόν σε περίπτωση βλάβης. Το γεγονός αυτό ισχύει για όλες τις κατηγορίες βήματος - πάχους κεφαλής οδόντων.

¹² Δηλαδή όσο μειώνουμε τη διερχόμενη παροχή αέρα .

4.2 Βλάβη στο rim seal

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, στις στροβιλομηχανές πρέπει να στεγανώνεται το διάκενο που σχηματίζεται μεταξύ του ρότορα και του στάτορα, στο ύψος της ακτίνας ποδός τους, παρέχοντας αέρα ψύξης - από κατάλληλες θέσεις του συμπιεστή - στους θαλάμους των δίσκων τους. Με τον τρόπο αυτό, όπως έχει αναλυθεί στο Κεφάλαιο 3.5, αποτρέπεται η εισρόφηση των θερμών καυσαερίων στην περιοχή αυτή, γεγονός που θα είχε ως αποτέλεσμα την υπερθέρμανση των δίσκων του στροβίλου και, ίσως, καταστρεπτικά αποτελέσματα όσον αφορά στην υγιή λειτουργία της μηχανής.

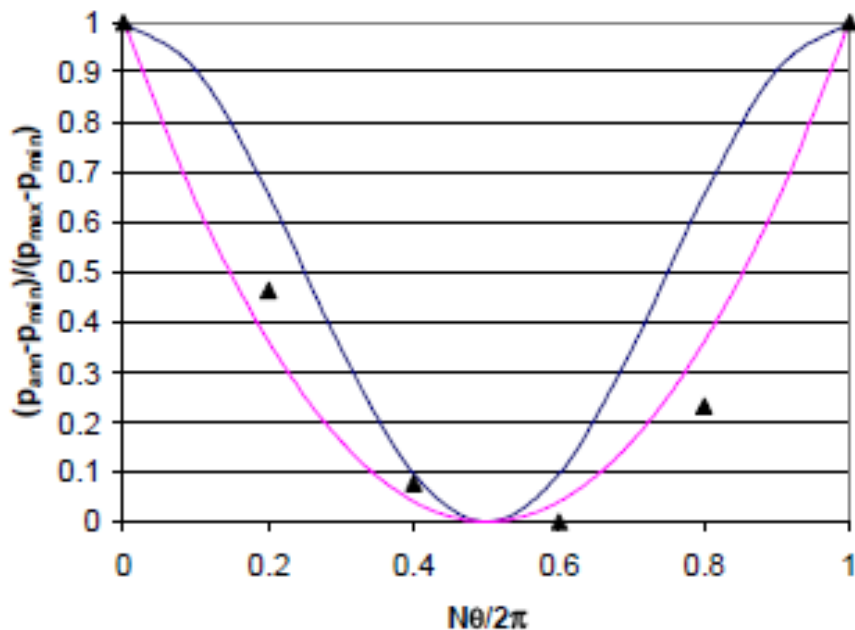
Παρόλ' αυτά, μία βλάβη σε κάποιο μέρος του δευτερογενούς συστήματος αέρα των στροβιλομηχανών - η μοντελοποίηση της οποίας δεν ενδιαφέρει, παρά μόνο η επίδραση αυτής στο rim seal - που βρίσκεται πριν από το rim seal, είναι δυνατό να μεταβάλλει το πεδίο πιέσεων του θαλάμου ανάντη αυτού. Η πίεση αυτή μπορεί να μικρύνει τόσο, ώστε η εξωτερική μέγιστη περιφερειακή πίεση του ρεύματος πυρήνα στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων να είναι μεγαλύτερη και να αναγκάσει τα καυσαέρια να οδηγηθούν στο εσωτερικό του θαλάμου του rim seal.

Υπό αυτές τις συνθήκες, ένα απλό μοντέλο της ροής διαμέσου του rim seal - υποθέτοντας ότι η ροή είναι μονοδιάστατη, ασυμπίεστη και ισεντροπική, καθώς και ότι η πίεση στο εσωτερικό του θαλάμου είναι ομοιόμορφη, αναπτύσσεται παρακάτω [40].

Η ροή διαμέσου του rim seal υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\int d\dot{m} = C_D \sqrt{\frac{2p_{cav}}{RT}} \int \sqrt{\Delta p dA_{gap}} \quad (4.1)$$

Σύμφωνα με τη μελέτη που έγινε στο Aachen [40], η αβεβαιότητα της περιφερειακής πίεσης μεταξύ των πτερυγίων προσεγγίζει ένα παραβολικό προφίλ, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4.2-1. Προφίλ της ασυμμετρίας της πίεσης στο δακτύλιο μεταξύ των πτερυγίων, σύμφωνα με τη μελέτη που έγινε στο Aachen [40]

Συνεπώς, η πτώση πίεσης που οδηγεί σε εισρόφηση των θερμών καυσαερίων στο εσωτερικό των θαλάμων των δίσκων είναι:

$$\Delta p = (x^2 - k)(p_{max} - p_{min}) \quad (4.2)$$

όπου,

$$x = \frac{N\theta}{\pi} - 1, \quad 0 \leq \theta \leq \frac{2\pi}{N} \quad (4.3)$$

$$k = \frac{p_{cav} - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} \quad (4.4)$$

Η παροχή από και προς το θάλαμο του rim seal μπορούν να υπολογιστούν από τις παρακάτω αναλυτικές εξισώσεις:

$$\int d \dot{m}_{out} = C_D A_{gap} \sqrt{\frac{2p_{cav}(p_{max} - p_{min})}{RT}} \int_0^{+\sqrt{k}} \sqrt{(k - x^2)} dx \quad (4.5)$$

$$\int d \dot{m}_{in} = C_D A_{gap} \sqrt{\frac{2p_{cav}(p_{max}-p_{min})}{RT}} \int_{+\sqrt{k}}^1 \sqrt{(x^2 - k)} dx \quad (4.6)$$

Έτσι, είναι τελικά:

$$\dot{m}_{out} = C_D A_{gap} \sqrt{\frac{2p_{cav}(p_{max}-p_{min})}{RT}} \left[\frac{k\pi}{4} \right] \quad (4.7)$$

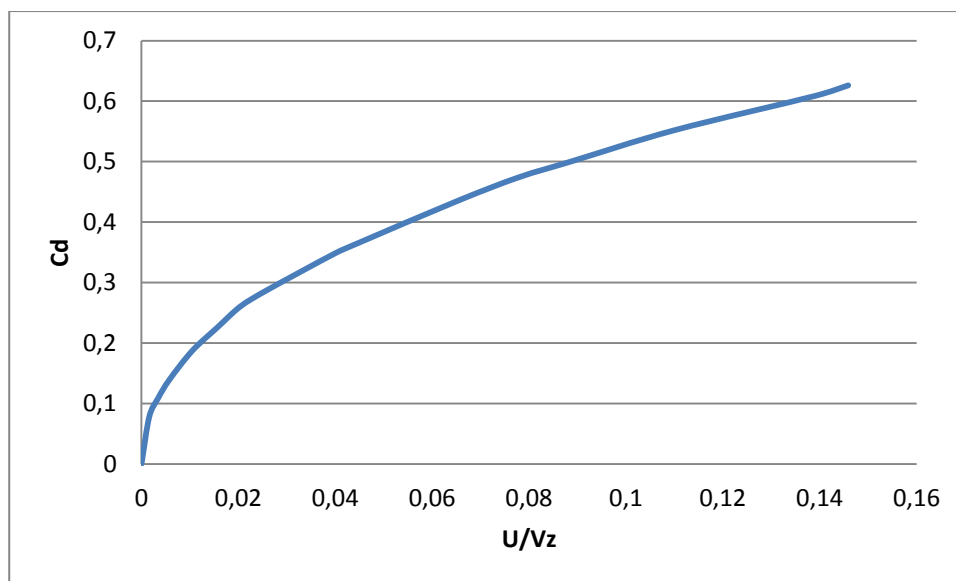
$$\dot{m}_{in} = C_D A_{gap} \sqrt{\frac{2p_{cav}(p_{max}-p_{min})}{RT}} \left[\frac{1}{2} \left(\sqrt{1-k} - k \operatorname{arccosh} \frac{1}{\sqrt{k}} \right) \right] \quad (4.8)$$

Η παροχή του ψυκτικού αέρα έχει ήδη υπολογιστεί, όπως επίσης και η ανομοιομορφία του προφίλ των πιέσεων στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων¹³. Προκειμένου να υπολογίσουμε το συντελεστή εκροής C_D ψηφιοποιήσαμε το διάγραμμα¹⁴ από την [40] βιβλιογραφική αναφορά, που εκφράζει τον τρόπο εξάρτησης του C_D με το λόγο των ταχυτήτων u/V_z .

Παρακάτω παρουσιάζουμε το διάγραμμα.

¹³ Ο αναγνώστης παραπέμπεται στο Κεφάλαιο 3.5.

¹⁴ Η ψηφιοποίηση του διαγράμματος έγινε με τη βοήθεια του προγράμματος WinDig25.



Σχήμα 4.2-2. Διάγραμμα εξάρτησης του C_D από το λόγο u/V_z , όπως προέκυψε από τη μελέτη στο Aachen [40].

Μετά την ψηφιοποίηση του διαγράμματος, προσεγγίσαμε την καμπύλη με πολυώνυμο 6^{ου} βαθμού.

Η ταχύτητα εξόδου του αέρα ψύξης από το rim seal στην περιοχή του ρεύματος πυρήνα, με το οποίο και αναμιγνύεται, είναι ίση με:

$$u = \frac{\dot{m}_{ca}RT}{A_{gap}p_{cav}} \quad (4.9)$$

Σκόπιμο κρίνεται να αναφερθεί ότι η βλάβη θα μοντελοποιηθεί για rim seal που υπόκειται στο Configuration 2 και για απόσταση $z=0.018\text{m}$ από το στάτορα - βλ. Κεφάλαιο 3.5.1.1.

4.2.1.1 Αποτελέσματα

Στη συνέχεια θα παρουσιάσουμε τα αποτελέσματα, όπως αυτά προέκυψαν, από τη μοντελοποίηση της βλάβης που θα επηρεάσει την πίεση στο εσωτερικό του θαλάμου των δίσκων του ρότορα, ανάντη του rim seal. Ως δεδομένα εισόδου - input data - έχουμε θέσει τα ίδια με αυτά που χρησιμοποιήσαμε κατά τη μοντελοποίηση του rim seal. Έτσι έχουμε:

- $\dot{m}_{core}=6 \text{ kg/sec}$ παροχή ρεύματος πυρήνα
- $Pt=4\text{bar}$ πίεση εισόδου στο στρόβιλο

- $T_t=1100K$ θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο
- $S_c=0.0017m$ διάκενο rim seal

Το διάκενο μεταβλήθηκε και τέθηκε και ίσο με:

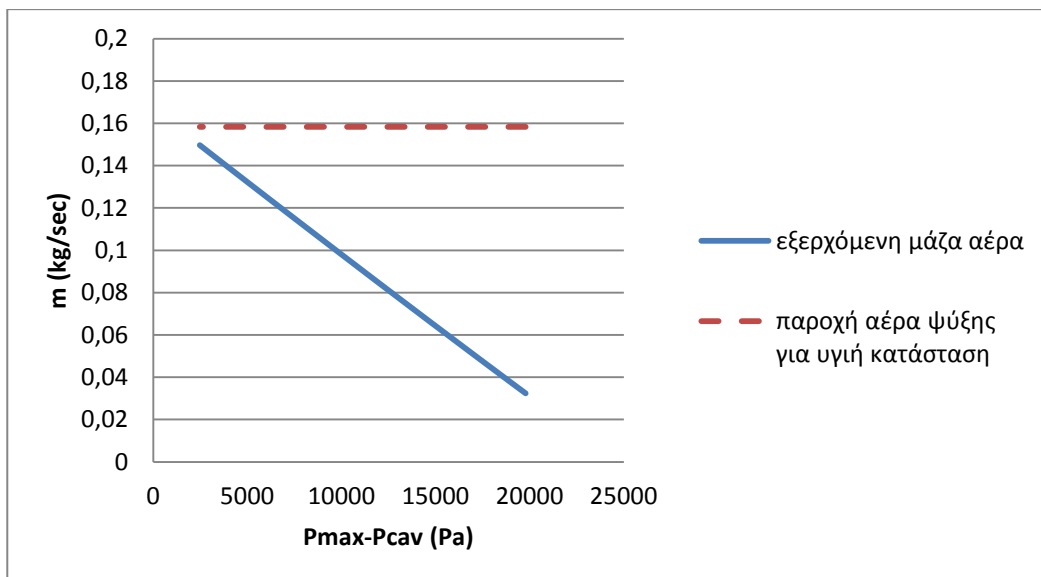
- $S_c=0.003m$ διάκενο rim seal

Όλα τα υπόλοιπα μεγέθη που χρειάζονται για τη μοντελοποίηση έχουν ήδη υπολογιστεί από τον κώδικα, ο οποίος υπάρχει στο Παράρτημα Π1 με τη μορφή υπορουτίνας..

Θα παρουσιάσουμε διαγράμματα που θα παρέχουν πληροφορίες για τη διαφορά της μέγιστης περιφερειακής πίεσης στην ακτίνα ποδός του ρότορα και της πίεσης του θαλάμου των δίσκων του. Η διαφορά αυτή θα είναι θετική, προκειμένου να υπάρξει εισρόφιση καυσαερίων. Τέλος, θα δούμε τον τρόπο με τον οποίο μεταβάλλονται οι διάφορες παροχές αέρα και καυσαερίων συναρτήσει της διαφοράς αυτής.

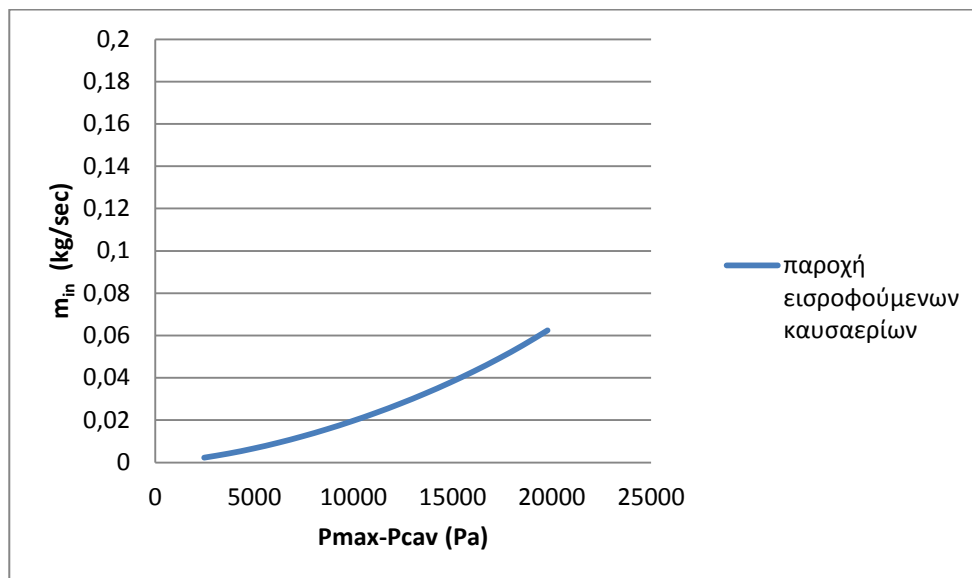
➤ $S_c=0.003m$

Έχουμε υπολογίσει ότι για rim seal με διάκενο $S_c=0.003m$, και παροχή ρεύματος πυρήνα $\dot{m}_{core}=6$ kg/sec, η απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης είναι $\dot{m}_{cool}=0.15832$ kg/sec.



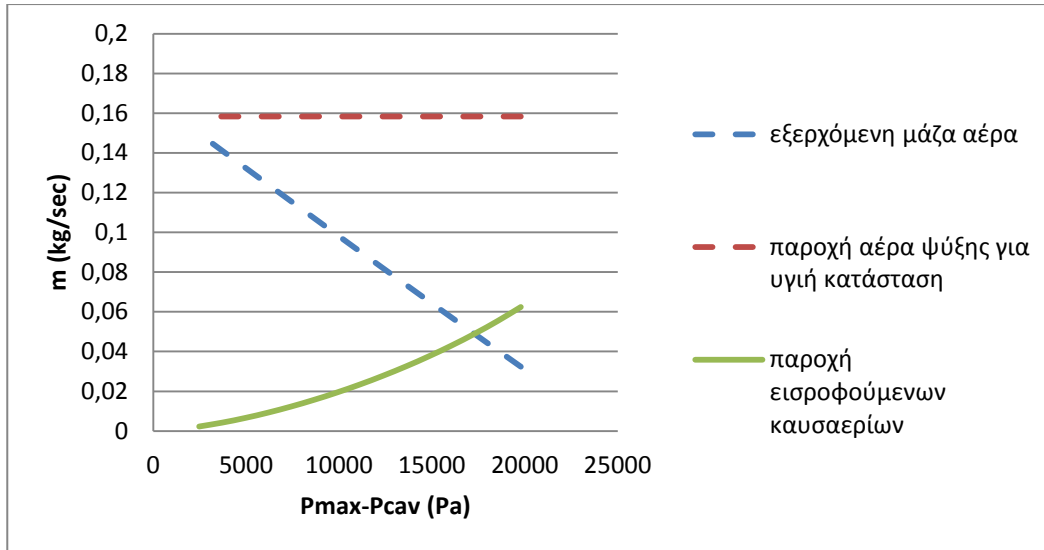
Σχήμα 4.2.1.1-1. Διάγραμμα μεταβολής της εξερχόμενης παροχής αέρα ψύξης συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.

Παρατηρούμε ότι, αυξανόμενης της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός, - δηλαδή όσο πιο μικρή είναι η πίεση που επικρατεί στο εσωτερικό του θαλάμου - η εξερχόμενη παροχή του αέρα ψύξης μειώνεται, το οποίο είναι και αναμενόμενο. Το γεγονός αυτό θα οδηγήσει σε εισρόφηση θερμών καυσαερίων στο εσωτερικό του θαλάμου των δίσκων των πτερυγίων του στροβίλου.



Σχήμα 4.2.1.1-2. Διάγραμμα μεταβολής της παροχής εισροφούμενων καυσαερίων συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.

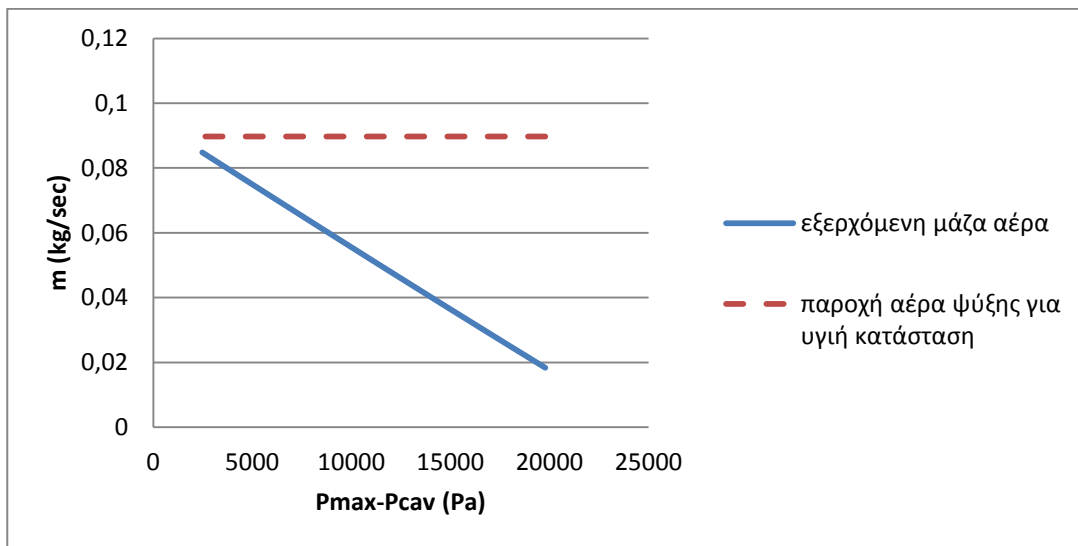
Η αύξηση της παροχής των καυσαερίων που εισέρχονται στους θαλάμους του ρότορα διέπεται από την αύξηση στη διαφορά των πιέσεων. Όσο αυξάνεται η παροχή αυτή, τόσο μειώνεται η παροχή του ψυκτικού αέρα που εξέρχεται από το rim seal. Όσο αυξάνεται η παροχή των καυσαερίων που εισέρχονται στο θάλαμο των δίσκων, τόσο αυξάνεται η θερμοκρασία εκεί, με αποτέλεσμα την υπερθέρμανση των μερών του στροβίλου. Παρακάτω φαίνεται ένα διάγραμμα που εμπεριέχει και τις τρεις παραπάνω καμπύλες.



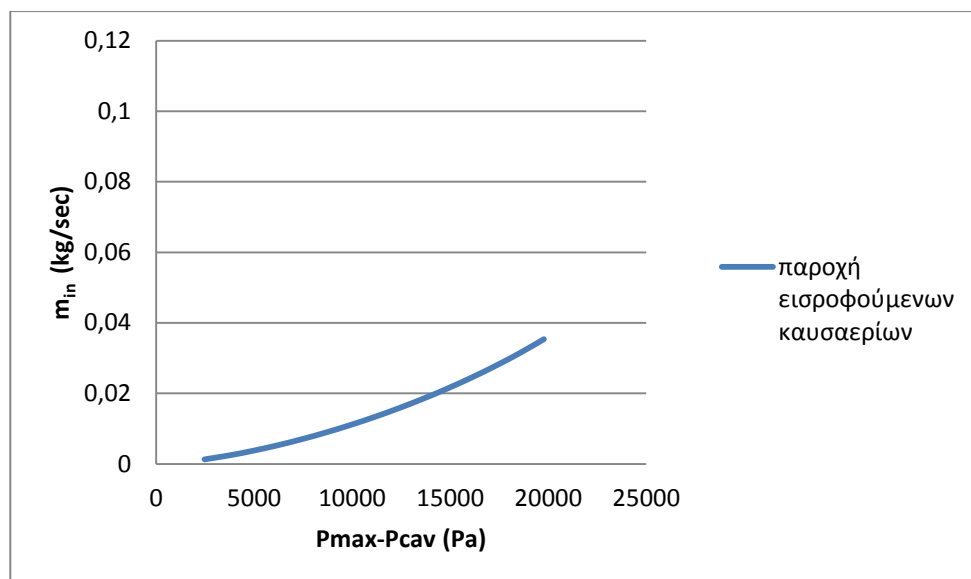
Σχήμα 4.2.1.1-3. Διάγραμμα μεταβολής των παροχών αέρα και καυσαερίου από και προς το θάλαμο του rim seal συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.

➤ $S_c=0.0017m$

Έχουμε υπολογίσει ότι για rim seal με διάκενο $S_c=0.0017m$, και παροχή ρεύματος πυρήνα $\dot{m}_{core}=6$ kg/sec, η απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης είναι $\dot{m}_{cool}=0.08972$ kg/sec.

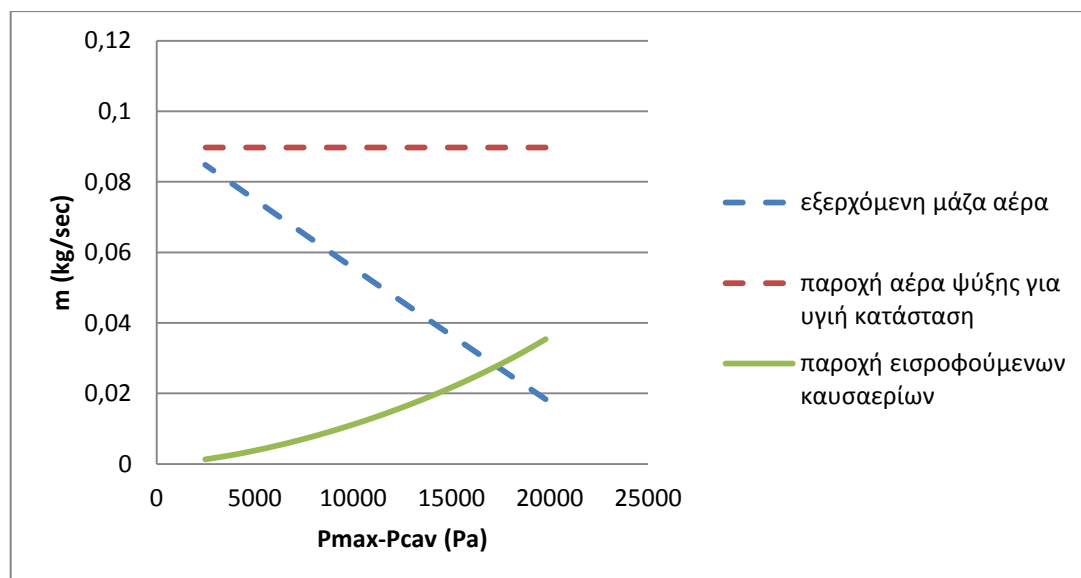


Σχήμα 4.2.1.1-4. Διάγραμμα μεταβολής της εξερχόμενης παροχής αέρα ψύξης συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.



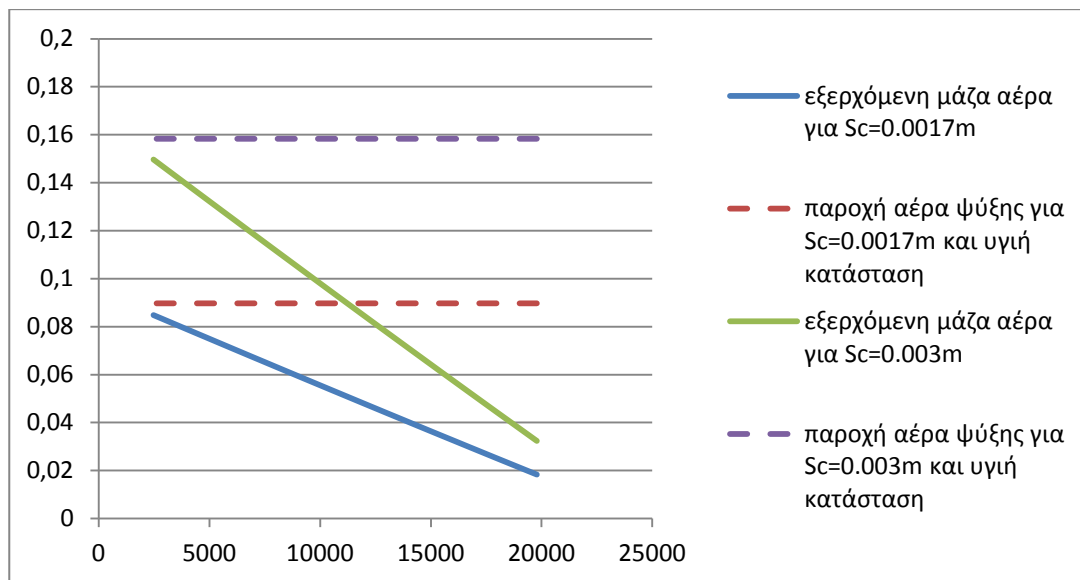
Σχήμα 4.2.1.1-5. Διάγραμμα μεταβολής της παροχής εισροφούμενων καυσαερίων συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.

Και πάλι θα παρουσιάσουμε το διάγραμμα που παρέχει πληροφορίες και για τις τρεις παροχές .

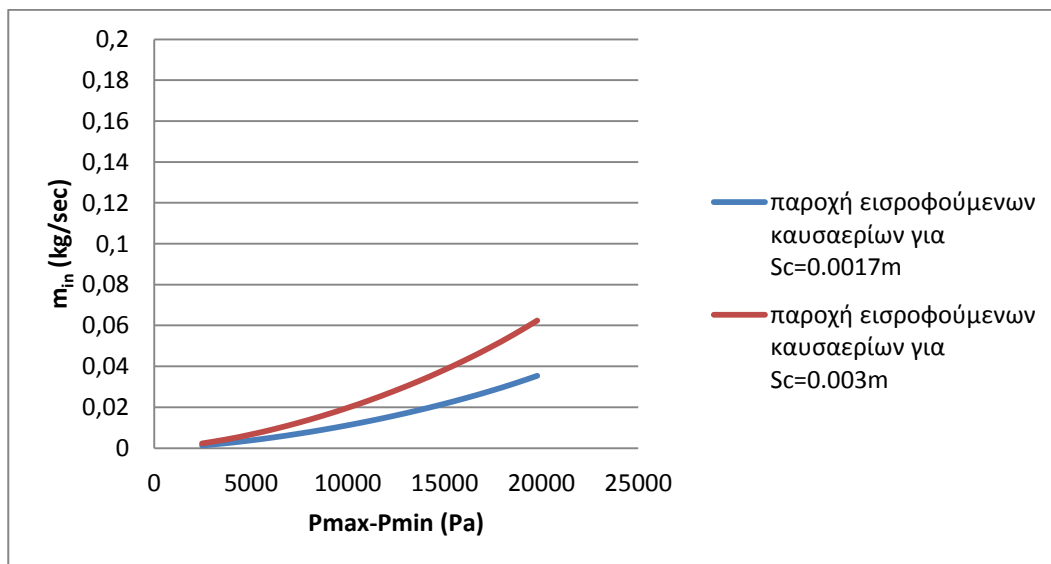


Σχήμα 4.2.1.1-6. Διάγραμμα μεταβολής των παροχών αέρα και καυσαερίου από και προς το θάλαμο του rim seal συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.

Παρατηρούμε ότι η συμπεριφορά του rim seal είναι η ίδια μεταβάλλοντας το διάκενό του. Παρόλ' αυτά, μειωμένου του διακένου, η παροχή των εισερχόμενων καυσαερίων μειώνεται. Προκειμένου να καταστεί σαφής η διαφορά στις διερχόμενες παροχές αέρα και καυσαερίων, θα παρουσιάσουμε συγκριτικά διαγράμματα για τις δύο περιπτώσεις του διακένου.



Σχήμα 4.2.1.1-7. Διάγραμμα μεταβολής της εξερχόμενης παροχής αέρα ψύξης συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.



Σχήμα 4.2.1.1-8. Διάγραμμα μεταβολής της παροχής εισροφούμενων καυσαερίων συναρτήσει της μεταβολής της διαφοράς της περιφερειακής πίεσης του κυρίου ρεύματος στην ακτίνα ποδός των πτερυγίων και της πίεσης του θαλάμου του rim seal.

Όπως έχουμε δείξει και στα διαγράμματα που παρουσιάζονται στο Κεφάλαιο 3, καθώς και στο Παράρτημα Π2, όσο μειώνεται το διάκενο του rim seal, τόσο μειώνεται και η διερχόμενη παροχή, γεγονός αναμενόμενο. Παρόλ' αυτά, η συμπεριφορά του στοιχείου αυτού στη βλάβη είναι η ίδια και για τις δύο περιπτώσεις διακένου.

Η εκτεταμένη μελέτη και ο σωστός σχεδιασμός των στοιχείων του δευτερογενούς συστήματος αέρα είναι δυνατό να προλάβει τέτοιου είδους βλάβες και να συντελέσει στη μείωση της αβεβαιότητας που υπάρχει στον τομέα αυτό.

5

ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ - ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΠΡΟΣΤΑΣΕΙΣ

5.1 Ανακεφαλαίωση

Αντικείμενο της διπλωματικής εργασίας ήταν η μελέτη του δευτερογενούς συστήματος κυκλοφορίας αέρα των στροβιλομηχανών.

Όπως έγινε αντιληπτό από το δεύτερο κεφάλαιο, πρόκειται για ένα σύστημα που εξασφαλίζει την ασφαλή λειτουργία της μηχανής για ένα μεγάλο εύρος λειτουργίας. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω ενός πολύπλοκου συστήματος αγωγών, λαβυρίνθων και στεγανωτικών, διαμέσου των οποίων διακινείται αέρας υψηλής πίεσης που προέρχεται από το συμπιεστή της μηχανής, παρακάμπτοντας το θάλαμο καύσης, και οδηγείται στην περιοχή των στροβίλων, εξασφαλίζοντας, έτσι, την ψύξη των πτερυγίων, τη στεγάνωση των διάφορων διακένων και άλλα.

Η εργασία αυτή είχε δύο σκέλη:

1. Τη μοντελοποίηση δύο στοιχείων του δευτερογενούς συστήματος και την εκτίμηση των παροχών που διέρχονται από αυτά, συμβάλλοντας έτσι στην προσπάθεια για τη μελέτη της λειτουργίας του σημαντικού αυτού συστήματος.
2. Την εξέταση της επίδρασης διάφορων βλαβών στα στοιχεία αυτά στη διερχόμενη παροχή.

Για την αντιμετώπιση του ζητήματος έγινε εκτενής έρευνα στην ελληνική και στη διεθνή βιβλιογραφία για τη συλλογή όσο το δυνατόν περισσότερων πληροφοριών. Έτσι, στο δεύτερο κεφάλαιο έγινε μία περιγραφή του συστήματος αέρα, με σκοπό την εξοικείωση του αναγνώστη με τις συνιστώσες του συστήματος αυτού και με τις λειτουργίες που επιτελεί.

Στο τρίτο κεφάλαιο ακολούθησε η μοντελοποίηση και η μελέτη της γεωμετρίας και των μεγεθών των παροχών που διέρχονται από δύο συγκεκριμένα στοιχεία του συστήματος αυτού. Αρχικά αναζητήθηκαν πληροφορίες για τα μεγέθη αυτά στη βιβλιογραφία. Στη συνέχεια επικεντρωθήκαμε στη μελέτη της γεωμετρίας των στοιχείων αυτών και της εύρεσης της σωστής τους θέσης στη μηχανή, προκειμένου να είναι περισσότερο αποδοτικά. Προσπαθήσαμε να εκτιμήσουμε τα μεγέθη των παροχών και να τα συσχετίσουμε με τη γεωμετρία των στοιχείων από τα οποία διέρχονται. Τέλος, επικυρώθηκαν τα αποτελέσματά μας με ήδη υπάρχοντα, τόσο στη βιβλιογραφία όσο και στη βιομηχανία, μοντέλα.

Στο τέταρτο κεφάλαιο μοντελοποιήθηκαν συγκεκριμένες βλάβες και μελετήθηκε η συμπεριφορά των στοιχείων και των παροχών κάτω από αυτές τις συνθήκες.

5.2 Συμπεράσματα και Προτάσεις

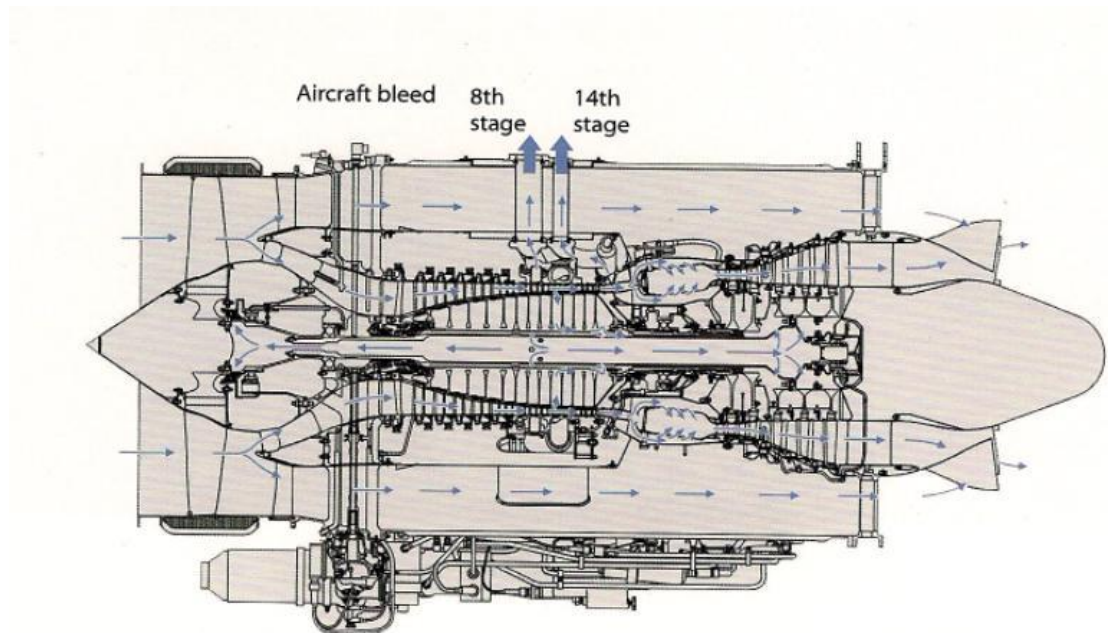
Από την εργασία που εκπονήθηκε για την εκτίμηση των μεγεθών του δευτερογενούς συστήματος αέρα, προέκυψαν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

1. Οι λαβύρινθοι αποτελούν σημαντικά στοιχεία του δευτερογενούς συστήματος αέρα και είναι μείζονος σημασίας στη στεγάνωση των στροβίλων. Χρησιμοποιούνται ως στεγανωτικά προκειμένου να μειωθεί η διαρροή από περιοχές υψηλής πίεσης σε περιοχές χαμηλής πίεσης, διαμέσου κενών ανάμεσα σε περιστρεφόμενα και κινούμενα μέρη της μηχανής. Είδαμε τον τρόπο με τον οποίο επηρεάζει την παροχή αέρα ο λόγος εκτόνωσης, το βήμα των οδόντων του λαβυρίνθου, καθώς και ο αριθμός αυτών. Διατηρώντας σταθερό το διάκενο του δοντιού με το ακίνητο μέρος της μηχανής, η παροχή αέρα επηρεάζεται τόσο από τα χαρακτηριστικά του λαβυρίνθου, όσο και από τις συνθήκες πίεσης που επικρατούν εκατέρωθεν αυτού. Τέλος, είδαμε ότι η διαρροή μειώνεται με αυξανόμενο το βήμα οδόντων και τον αριθμό αυτών.
2. Τα rim seals αποτελούν σημαντικό στοιχείο του δευτερογενούς συστήματος αέρα, καθώς είναι αυτά που αποτρέπουν την εισρόφιση των θερμών καυσαερίων στην περιοχή των δίσκων του στάτορα και του ρότορα, γεγονός το οποίο θα μπορούσε να έχει καταστροφικές συνέπειες για την ασφαλή λειτουργία της μηχανής. Είδαμε ότι η ελάχιστη απαιτούμενη παροχή προς αποφυγή της εισρόφισης των καυσαερίων εξαρτάται τόσο από τα χαρακτηριστικά της ροής του κυρίου ρεύματος της μηχανής, όσο και από τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά. Όσο μικρότερη είναι η ανομοιομορφία του προφίλ πιέσεων στην ακτίνα ποδός του στάτορα, τόσο μικρότερη είναι και η απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης. Τέλος, μπορούμε να εικάσουμε ότι η σημαντικότερη παράμετρος

που υπεισέρχεται στη μείωση της παροχής αυτής είναι η αξονική απόστασή του από το στάτορα.

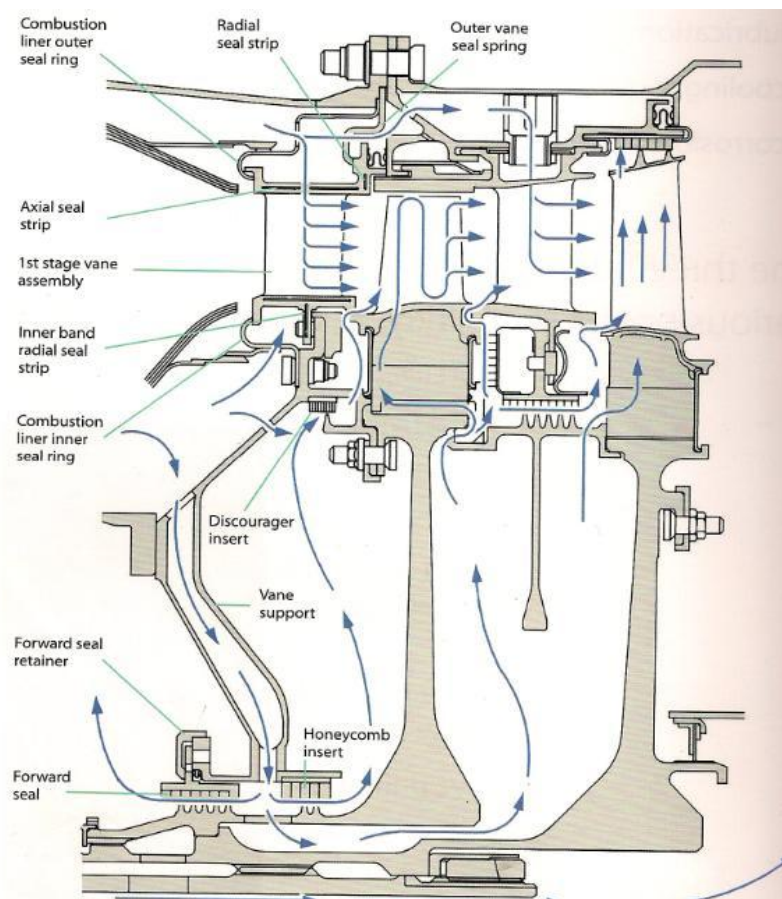
3. Πιθανές βλάβες που μπορεί να προκύψουν στα ίδια τα στοιχεία αυτά, ή ακόμη και σε στοιχεία που συνεργάζονται με αυτά, μπορούν να μεταβάλλουν σε μεγάλο ποσοστό τη διερχόμενη παροχή του αέρα ψύξης με αρνητικά αποτελέσματα, τόσο στην απόδοση του κινητήρα, όσο και στην ακεραιότητα της μηχανής.

Το δευτερογενές σύστημα αέρα των στροβιλομηχανών, όπως έχουμε ήδη αναφέρει, αποτελείται από ένα πολύπλοκο δίκτυο θαλάμων, αυλακώσεων, τοιχωμάτων και καθορισμένων διαδρομών του αέρα, η σωστή μελέτη και εφαρμογή των οποίων είναι μείζονος σημασίας τόσο για την εξασφάλιση της ακεραιότητας του κινητήρα, όσο και για την ασφάλεια των επιβατών του αεροσκάφους. Στο παρακάτω σχήμα του κινητήρα ΑΕ 3007 της Rolls-Royce φαίνεται το κύκλωμα του αέρα της μηχανής.



Σχήμα 5.2-1. Σύστημα αέρα στον κινητήρα ΑΕ 3007 [1].

Παρακάτω φαίνεται μία πιο λεπτομερής εικόνα των διαδρομών του αέρα ψύξης.



Σχήμα 5.2 -2. Κύκλωμα αέρα ψύξης του στροβίλου στον κινητήρα AE 3007 της Rolls-Royce [1].

Η μοντελοποίηση όλων των στοιχείων από τα οποία αποτελείται το σύστημα αυτό και η δημιουργία μίας βιβλιοθήκης θα έδιναν μία πλήρη εικόνα της συμπεριφοράς της μηχανής στο μηχανικό. Πιο συγκεκριμένα, τα στοιχεία αυτά είναι:

- Brush seals
- Carbon seals
- Honeycomb seals
- Hydraulic seals
- Labyrinth seals
- Leaf seals
- Oil seals
- Pre-swirl systems
- Rim seals
- Ring seals
- Οπές στον άξονα περιστροφής
- Σχηματιζόμενοι θάλαμοι (cavities)

Η μοντελοποίηση όλων αυτών των στοιχείων - components - και η εισαγωγή τους σε ένα μοντέλο μηχανής θα μπορούσε να προβλέψει με μεγαλύτερη ακρίβεια την απόδοση του κινητήρα, ή ακόμη και να τη βελτιώσει, εισάγοντάς σε αυτό τα αποτελέσματα από την παραμετρική ανάλυση που θα έχει γίνει για κάθε ένα στοιχείο ξεχωριστά. Είναι σαφές ότι, από την παραμετρική αυτή ανάλυση, μέσω της οποίας θα υπολογίζεται η βέλτιστη γεωμετρία των στοιχείων, η διαφορά στην απαιτούμενη ελάχιστη παροχή μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη στεγάνωση άλλων στοιχείων του συστήματος, ή ακόμη να μην απομαστευθεί, και να αυξηθεί με τον τρόπο αυτό η παροχή αέρα του κυρίου ρεύματος, αυξάνοντας έτσι την ώση του κινητήρα, αφού θα καεί στο θάλαμο καύσης και δε θα είναι πια παρασιτική. Επιπροσθέτως, η παροχή αυτή του αέρα ψύξης θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για να σταθεροποιηθεί η καύση και για την περαιτέρω ψύξη των πτερυγίων του στροβίλου, ώστε να είναι εφικτή η αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο.

Όσον αφορά στους λαβυρίνθους, είναι σκόπιμο να γίνουν οι εξής προτάσεις:

- Να μελετηθεί η τριβή της ροής στα τοιχώματα του λαβυρίνθου, καθώς και στα δόντια αυτού, και η ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας λόγω αυτού του γεγονότος - windage heating.
- Να γίνει CFD μελέτη της ροής διαμέσου του λαβυρίνθου και αριθμητική προσομοίωση σε αληθινό μοντέλο μηχανής, γεγονός που θα συμβάλλει στη μείωση της αβεβαιότητας.
- Η ακριβής γνώση του θερμοκρασιακού προφίλ στην έξοδο του λαβυρίνθου και η ακριβής μελέτη του στροβιλισμού της ροής στη θέση αυτή αναμένεται να βελτιώσει περαιτέρω το σχεδιασμό των κατάντη στοιχείων του δευτερογενούς συστήματος αέρα, όπως τα pre-swirl systems.

Όσον αφορά στα brush seals, είναι σκόπιμο να γίνουν οι εξής προτάσεις:

- Να μελετηθεί η δυνατότητα μείωσης της φθοράς των τριχών - ινών κατά την εκκίνηση και τη λειτουργία της μηχανής.
- Να μελετηθεί το ποσό επίδρασης των ασύμμετρων παραμορφώσεων των τριχών στην απόδοση τόσο του δευτερογενούς συστήματος, όσο και της μηχανής.
- Να ελεγχθεί η κάμψη των τριχών με πεπερασμένα στοιχεία, έως ότου φθάσουν σε θραύση, και να μελετηθεί πως θα μπορούσε να επηρεάσει το σύστημα ή ακόμη και τη μηχανή η είσοδος ενός θραύσματος στο λιπαντικό έλαιο.
- Να μελετηθούν και να μοντελοποιηθούν τα hybrid brush seals, τα οποία χρησιμοποιούνται και για αντίστροφη περιστροφή του άξονα.

Όσον αφορά στα rim seals, είναι σκόπιμο να γίνουν οι εξής προτάσεις:

- Να καταστρωθεί μοντέλο το οποίο να λαμβάνει υπόψη του διάφορες γωνίες απόλυτης ροής στην έξοδο του στάτορα, και όχι μόνο $\alpha=30^\circ$.
- Να μελετηθεί ο τρόπος με τον οποίο επηρεάζεται η απόδοση του στροβίλου.
- Τέλος, να εξεταστεί αν οι δύο θάλαμοι - cavities -, πριν και μετά το ρότορα, έχουν την ίδια συμπεριφορά.

Ένα από τα προβλήματα προς αντιμετώπιση σήμερα στους αεριοστροβίλους είναι η σωστή διάγνωση και πρόβλεψη των επικείμενων βλαβών. Για παράδειγμα, ένα διαγνωστικό σύστημα που δε λαμβάνει υπόψη του τον αέρα του δευτερογενούς συστήματος, και κατά συνέπεια δε θέτει ως παραμέτρους υγείας θερμοδυναμικά μεγέθη του συστήματος αυτού, μπορεί να διαγνώσει μία βλάβη σε κάποιο μέρος της μηχανής η οποία, όμως, να έχει λάβει χώρα σε κάποιο άλλο μέρος της - false alarm. Ενδιαφέρον, λοιπόν, αποτελεί η μοντελοποίηση του δευτερογενούς συστήματος αέρα και η χρησιμοποίησή του για διαγνωστικούς σκοπούς, γεγονός που θα μπορούσε να μειώσει την αβεβαιότητα εξαγωγής συμπεράσματος για κάποια βλάβη και να αυξήσει την πιθανότητα εξαγωγής σωστής πρόγνωσης της πριν ακόμη αυτή συμβεί, γεγονός το οποίο θα συνέβαλε και στη μείωση του κόστους συντήρησης της μηχανής. Επίσης, με τον τρόπο αυτό θα είναι εύκολο να διαγνωστεί άμεσα μία βλάβη σε οποιοδήποτε στοιχείο του δευτερογενούς συστήματος αέρα και να επιδιορθωθεί απ' ευθείας.

Κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί ότι οι περισσότερες μοντελοποιήσεις των στοιχείων του δευτερογενούς συστήματος αέρα βασίζονται, κυρίως, σε ημιεμπειρικά μοντέλα. Έτσι, η περαιτέρω ανάλυση των στοιχείων αυτών, πχ. με CFD υπολογισμούς, θα αύξανε την πιστότητα του μοντέλου εκμεταλλευόμενη τα πλεονεκτήματα της τεχνολογίας της αντικειμενοστραφούς προσομοίωσης. Η ευελιξία του περιβάλλοντος προσομοίωσης και η γενικότητα της αντικειμενοστραφούς μοντελοποίησης επιτρέπουν την αλλαγή στη διάταξη του δευτερογενούς συστήματος αέρα και τη μελέτη κάθε μίας ξεχωριστά, τόσο εκτός όσο και εντός της μηχανής. Δεδομένου ότι κάθε στοιχείο μπορεί να αναλυθεί σε διάφορα επίπεδα λεπτομέρειας - ακόμη και να εισαχθούν σε λογισμικό βελτιστοποίησης¹⁵ θέτοντας συγκεκριμένο αριθμό κατασκευαστικών περιορισμών -, είναι εφικτό να δημιουργηθούν περισσότερο ρεαλιστικά μοντέλα ακόμη και σε πρώιμα στάδια σχεδίασης της μηχανής.

¹⁵ Η διαδικασία αυτή θα μπορούσε να αυξήσει κατά πολύ το υπολογιστικό κόστος - σε περίπτωση που επιλεγθούν CFD επιλύτες. Προκειμένου να μειωθεί ο χρόνος επίλυσης των εξισώσεων προτείνεται η χρήση παράλληλων επεξεργαστών.

6

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία

[1] The Jet Engine, Rolls-Royce.

[2] Andrenelli N., Paone N., Rossi G., 1991. “Non-Intrusive Measurement of Blade Tip Vibration in Turbomachines”, ASME Paper 91-GT-301.

[3] Riccardo Da Soghe, Bruno Facchini, Luca Innocenti, Mirko Micio, 2009. “Analysis of Gas Turbine Rotating Cavities by One-Dimensional Model”. ASME Paper GT2009-59185.

[5] A. Alexiou, K. Mathioudakis, 2008. “Secondary Air System Component Modelling for Engine Performance Simulations”, ASME Paper GT2008-50771.

[6] F.-K. Berna, H.J. Dohmen, O.Schneider, 2008. “Application of an Enhanced 1D Network Model to Calculate The Flow Properties of a Pre-Swirl Secondary Air System”, ASME Paper GT2008-50442.

[7] K. Jarzombek, H.J. Dohmen, F.K. Berna, O. Schneider, 2006. “Flow Analysis in Gas Turbine Pre-Swirl Cooling Air Systems-Variation of Geometric Parameters”, ASME Paper GT2006-90445.

[8] Li Jun, Yan Xin, Feng Zhenping, 2006. “Effects of Pressure Ratio and Fin Pitch on Leakage Flow Characteristics in High Rotating Labyrinth Seals”, ASME Paper GT2006-91145.

[9] Paul Lewis, Mike Wilson, Garry Lock, J. Michael Owen, 2006. “Physical Interpretation of Flow and Heat Transfer in Pre-Swirl Systems”, ASME Paper GT2006-90132.

[10] J. Denecke, K. Dullenkopf, S. Wittig, H.-J. Bauer, 2005. “Experimental Investigation of the Total Temperature Increase and Swirl Development in Rotating Labyrinth Seals”, ASME Paper GT2005-68677.

- [11] Peter D. Smout, John W. Chew, Peter R. N. Childs, 2002. "ICAS-GT: A European Collaborative Research Programme on Internal Cooling Air Systems for Gas Turbines", ASME TURBO EXPO 2002, ASME Paper GT2002-30479.
- [12] Chew, J. W., Hills, N. J., Khalatov, S., Scanlon, T., Turner, A. B., 2003. "Measurement and Analysis of Flow in a Pre-Swirled Cooling Air Delivery System", ASME Paper GT2003-38084.
- [13] Dittmann, M., Dullenkopf, K., Wittig S., 2005. "Direct-Transfer Pre-Swirl System: A One-Dimensional Modular Characterization of the Flow." J. Eng. Gas Turbine and Power, 127, pp.383-388.
- [14] A.Alexiou, K. Mathioudakis, "Direct-Transfer Pre-Swirl System: Performance Modelling, Validation and Optimisation".
- [15] Meierhofer B., Franklin C. J.: "An Investigation of a Pre-Swirled Cooling Airflow to a Turbine Disc by Measuring the Air Temperature in the Rotating Channels",81-GT-132, ASME 1981.
- [16] Popp O., Zimmermann H., Kutz J.: "CFD Analysis of Coverplate Receiver Flow", Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp 43-49, January 1998.
- [17] Yan Y., Gord M. F., Lock G. D., Wilson M., Owen J. M., : "Fluid Dynamics of a Pre-Swirl Rotor-Stator System", Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, June 2002, Amsterdam, The Netherlands.
- [18] Karabay H., Chen J. X., Pilbrow R., Wilson M., Owen J. M.,: "Flow in a "Cover-Plate" Pre-Swirl Rotor-Stator System", Transactions of ASME, January, 1999.
- [19] Alexiou A., Mathioudakis K., 2008. "Secondary Air System Component Modelling for Engine Performance Simulations", ASME Paper GT2008-50771.
- [20] Foley A., 2001. "On the Performance of Gas Turbine Secondary Air Systems", ASME Paper GT2001-0199.
- [21] Zimmermann H., "Some Aerodynamic Aspects of Engine Secondary Air Systems", ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 1990, 112, 223-228.
- [22] Zimmermann H., Kammerer A., Wolff K. H., "Performance of Worn Labyrinth Seals", ASME Paper 94-GT-113, 1994.

- [23] Rode D. L., Allen B. F., "Visualization and Measurements of Rub-Groove Leakage Effects on Straight Through Labyrinth Seals", ASME Paper 99-GT-506, 1999.
- [24] Zimmermann H., Wolff K. H., "Air System Correlations, Part 1: Labyrinth Seals", ASME Paper 98-GT-206, 1998.
- [25] Denecke J., Schramm V., Kim S., Wittig S., "Influence of Rub-Grooves on Labyrinth Seal Leakage", ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125:815-822.
- [26] Denecke J., Dullenkopf K., Wittig S., Bauer H.-J., "Experimental Investigation of the Total Temperature Increases and Swirl Development in Rotating Labyrinth Seals", GT2005-68676, Proceedings of GT2005, USA.
- [27] Stocker H. L., Cox D. M., Holle G. F., "Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Design Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable and Honeycomb Lands", NASA CR-135307, 1977.
- [28] Geis T., Dittmann M., Dullenkopf K., 2003. "Cooling Air Temperature Reduction in a Direct Transfer Pre-Swirl System", ASME Paper GT2003-38231.
- [29] Mahmood Farzaneh-Gord, Mike Wilson, J. Michael Owen, 2005. "Numerical and Theoretical Study of Flow and Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotor-Stator System", ASME Paper GT2005-68135.
- [31] J.W. Chew, F. Ciampoli, N. J. Hills, T. Scanlon, 2005. "Pre-Swirled Cooling Air Delivery System Performance", ASME Paper GT2005-68323.
- [32] McGreehan, W., and Ko, S., 1989. "Power Dissipation in Smooth and Honeycomb Labyrinth Seals", ASME Paper 89-GT-220.
- [34] Luis San Andrés, José Baker, Adolfo Delgrado, 2008. "Measurements of Leakage and Power Loss in a Hybrid Brush Seal", ASME Paper GT2008-50532.
- [35] Ferguson, J.G., 1988. "Brushes as High Performance Gas Turbine Seals", ASME Paper 88-GT-182.
- [36] Dinc, S., et al., 2002. "Fundamental Design Issues of Brush Seals for Industrial Applications", AMSE J. Turbomach., 124, pp.293-300.

- [37] Diego Lelli, John W Chew, Paul Cooper, 2005. "Combined 3D Fluid Dynamics and Mechanical Modelling of Brush Seals", ASME Paper GT2005-68973.
- [38] Dogu, Y. and Aksit, M.F., 2005. "Brush Seal Temperature Distribution Analysis", ASME Paper GT2005-69120.
- [39] Dieter Bohn, Michael Wolff, 2003. "Improved Formulation to Determine Minimum Sealing Flow – $C_{w, \min}$ – for Different Sealing Configurations", ASME Paper GT2003-38465.
- [40] T. Scanlon, J. Wilkes, D. Bohn, O. Gentilhomme, 2004. "A Simple Method for Estimating Ingestion of Annulus Gas into a Turbine Rotor Stator Cavity in the Presence of External Pressure Variations", ASME Paper GT2004-53097.
- [41] Bayley, F.J., and Owen, J.M., 1970. "The Fluid Dynamics of a Shrouded Disc System with a Radial Outflow of Coolant", Journal of Engineering Power, 92, pp.353-341.
- [42] Phadke, U.P., Owen, J.M., 1983. "An Investigation of Ingress for an 'Air Cooled' Shrouded Rotating Disk System with Radial Clearance Seals", Journal of Engineering Power, 105, pp.178 ff.
- [43] Abe, T., Kikuchi, J., and Takeuchi, H., 1979. "An Investigation of Turbine Disk Cooling (Experimental Investigation and Observation of Hot Gas Flow Into a Wheel-space)", 13th CIMAC Conf., Vienna, Paper No. GT-30
- [44] Phadke, U.P., Owen, J.M., 1988. "Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas-Turbine Rotor-Stator Systems, Part 1: The Behaviour of Simple Shrouded Rotating-Disk Systems in a Quiescent Environment", International Journal of Heat and Fluid Flow, 9, No.2.
- [45] Phadke, U.P., Owen, J.M., 1988. "Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas-Turbine Rotor-Stator Systems, Part 2: The Performance of Simple Seals in a Quasi-Axissymmetric External Flow", International Journal of Heat and Fluid Flow, 9, No.2.
- [46] O.Gentilhomme, N.J. Hills, A.B. Turner, J.W. Chew, 2002. "Measurement and Analysis of Ingestion Through a Turbine Rim Seal", ASME Paper GT2002-30481.
- [47] C.Cao and J.W. Chew, P.R. Millington and S.I. Hogg, 2003. "Interaction of Rim Seal and Annulus Flows in an Axial Flow Turbine", ASME Paper GT2003-38368.

[49] Idris, A. and Pullen, K. R., 2005. "Correlations for the Discharge Coefficient of Rotating Orifices based on the Incidence Angle", Proc. IMechE, Part A: J. Power and Energy, 219, pp. 333-352.

[50] M. Farzane-Gord, Winter 2008. "Numerical Study of Flow and Heat Transfer in a Pre-Swirl System", Mech. & Aerospace Eng. J., Vol. 3, No. 4, pp. 49-60.

[51] H. Nakane, A. Maekawa, E. Akita, K. Akagi, T. Shinohara, H. Uehara, 2002. "The Development of High-Performance Leaf Seals". June 3-6 2002, Amsterdam, the Netherlands, ASME Paper GT2002-30243.

[52] Dieter E. Bohn, Achim Decker, Hongwei Ma and Michael Wolff, 2003. "Influence of Sealing Air Mass Flow on the Velocity Distribution In and Inside the Rim Seal of the Upstream Cavity of a 1.5-Stage Turbine", June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia, USA. ASME Paper GT2003-38459.

[53] Dadkhah, S., Turner, A.B., and Chew, J.W., 1991, "Performance of Radial Clearance Rim Seals in Upstream Rotor-Stator Wheelspaces", ASME Paper No.91-GT-32.

[54] Hamabe, K., and Ishida, K., 1992, "Rim Seal Experiments and Analysis of a Rotor-Stator System with Nonaxisymmetric Main Flow", ASME Paper No.92-GT-160.

[55] Bohn, D., Johann, E., and Krüger, U., 1995, "Experimental and Numerical Investigations of Aerodynamic Aspects of Hot Gas Ingestion in Rotor-Stator Systems with Superimposed Cooling Mass Flow", ASME Paper No.95-GT-143.

[56] Bohn, D., Rudzinski, B., Sürken, N., and Gartner, W., 1999, "Influence of Rim Seal Geometry on Hot Gas Ingestion Into the Upstream Cavity of an Axial Turbine Stage", ASME Paper No.99-GT-248.

[57] Gary D Lock, Michael Wilson and J Michael Owen, 2004. "Influence of Fluid-Dynamics on Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotating Disc System", ASME Paper GT2004-53138.

[58] Mahmood Farzaneh-Gord, Mike Wilson, J. Michael Owen, 2005. "Numerical and Theoretical Study of Flow and Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotor-Stator System". ASME Paper GT2005-68135.

Ελληνική Βιβλιογραφία

[4] Κ. ΜΑΘΙΟΥΔΑΚΗΣ, ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΕΡΟΠΟΡΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ, ΕΠΙΔΟΣΕΙΣ, ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ.

[30] Κ.Χ.ΓΙΑΝΝΑΚΟΓΛΟΥ, ΣΗΜΕΙΩΣΕΙΣ ΜΑΘΗΜΑΤΟΣ ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΕΣ ΙΙ, 2009.

[33] Κ. ΜΑΘΙΟΥΔΑΚΗΣ, ΔΙΑΓΝΩΣΤΙΚΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟΚΙΝΗΤΗΡΩΝ.

[48] ΤΟ ΔΕΥΤΕΡΟΓΕΝΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΕΡΑ ΚΑΙ Η ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΣΤΙΣ ΕΠΙΔΟΣΕΙΣ ΤΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΚΙΝΗΤΗΡΩΝ, Διπλωματική εργασία ΦΙΛΙΠΠΟΥ Γ. ΚΑΜΠΟΥΚΟΥ, Αθήνα, Ιούνιος 2007.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

Π1

ΚΩΔΙΚΕΣ

Π1.1 Λαβύρινθος

Ο κώδικας αυτός, ο οποίος θα παρουσιαστεί με τη μορφή υπορουτίνας, υπολογίζει την παροχή που διέρχεται μέσω ενός λαβυρίνθου, για δεδομένες συνθήκες στην είσοδο και στην έξοδό του. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται μία παραμετρική μελέτη του λαβυρίνθου, μεταβάλλοντάς του τον αριθμό των οδόντων από τον οποίο θα αποτελείται, ενώ είναι εύκολο να μεταβληθούν και οι συνθήκες στην είσοδο και στην έξοδο αυτού, προκειμένου να μελετηθεί η συμπεριφορά του υπό τα νέα αυτά δεδομένα.

Η υπορουτίνα, οι συμβολισμοί των δεδομένων εισόδου και εξόδου της οποίας επεξηγούνται παρακάτω, ορίζεται ως εξής:

SUBROUTINE LABYRINTH (c,h,d,T1,pmax,pmin,p2,r1,r0,fi,paroxi)

Πίνακας Π1.1-1. Επεξήγηση συμβολισμών δεδομένων εισόδου και εξόδου της υπορουτίνας υπολογισμού του λαβυρίνθου.

| Συμβολισμοί | | Επεξήγηση συμβολισμών (μονάδες) |
|----------------|-------------------|--|
| INPUT | OUTPUT | |
| <i>c_in</i> | | διάκενο μεταξύ πτερυγίου και στάτορα (m) |
| <i>h_in</i> | | ύψος πτερυγίου λαβυρίνθου (m) |
| <i>d_in</i> | | διάμετρος άξονα περιστροφής (m) |
| <i>T1_in</i> | | θερμοκρασία εισόδου αέρα ψύξης στο λαβύρινθο (K) |
| <i>pmax_in</i> | | μέγιστη πίεση εισόδου (Pa) |
| <i>pmin_in</i> | | ελάχιστη πίεση εισόδου (Pa) |
| <i>p2_in</i> | | στατική πίεση εξόδου (Pa) |
| | <i>r1_out</i> | ακτίνα κεφαλής πτερυγίου λαβυρίνθου (m) |
| | <i>r0_out</i> | ακτίνα ποδός πτερυγίου λαβυρίνθου (m) |
| | <i>fi_out</i> | συντελεστής διόρθωσης μάζας αέρα (-) |
| | <i>paroxi_out</i> | παροχή μάζας αέρα (kg/sec) |

Π1.2 Rim seal

Ο κώδικας αυτός, ο οποίος θα παρουσιαστεί με τη μορφή υπορουτίνας, υπολογίζει την ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης που πρέπει να απομαστευθεί από το συμπιεστή, προκειμένου να μην έχουμε εισρόφηση θερμών καυσαερίων στο θάλαμο των δίσκων των πτερυγίων του στροβίλου. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται μία παραμετρική ανάλυση της γεωμετρίας τεσσάρων διατάξεων για το rim seal και μελετάμε τη συμπεριφορά τους με δεδομένα τα στοιχεία του ρεύματος πυρήνα. Τέλος, γίνεται υπολογισμός της παροχής εισρόφησης θερμών καυσαερίων στο εσωτερικό του θαλάμου, σε περίπτωση βλάβης κάποιου στοιχείου του δευτερογενούς συστήματος αέρα που συνεργάζεται με το rim seal. Στην περίπτωση της βλάβης, χρειαζόμαστε ως δεδομένο εισόδου και τη μεταβολή της πίεσης στο θάλαμο, η οποία θα οδηγήσει στην εισρόφηση. Υπολογίζεται, επίσης, και η παροχή του αέρα που εξέρχεται από το rim seal, στην ίδια περίπτωση.

Η υπορουτίνα, οι συμβολισμοί των δεδομένων εισόδου και εξόδου της οποίας επεξηγούνται παρακάτω, ορίζεται ως εξής:

SUBROUTINE RIMSEAL (Sc,Rt,Rh,fiu,fid,an,pterugia,amass,T,Prd,Cpmax,Cw,amout,amin)

Πίνακας Π1.2-1. Επεξήγηση συμβολισμών δεδομένων εισόδου και εξόδου της υπορουτίνας υπολογισμού του rim seal.

| Συμβολισμοί | | Επεξήγηση συμβολισμών (μονάδες) |
|--------------------|------------------|--|
| INPUT | OUTPUT | |
| <i>Sc_in</i> | | μήκος διακένου του rim seal (m) |
| <i>Rt_in</i> | | ακτίνα κεφαλής πτερυγίου ρότορα του στροβίλου (m) |
| <i>Rh_in</i> | | ακτίνα ποδός πτερυγίου ρότορα του στροβίλου (m) |
| <i>fiu_in</i> | | σχετική γωνία εξόδου ροής από το ρότορα β2 (μοίρες) |
| <i>fid_in</i> | | σχετική γωνία εισόδου ροής στο ρότορα β3 (μοίρες) |
| <i>an_in</i> | | αριθμός στροφών περιστροφής του άξονα (RPM) |
| <i>pterugia_in</i> | | αριθμός πτερυγίων ρότορα (-) |
| <i>amass_in</i> | | παροχή εισερχόμενου αέρα ρεύματος πυρήνα (kg/sec) |
| | <i>Vz_out</i> | αξονική ταχύτητα παροχής αέρα κυρίου ρεύματος (m/sec) |
| | <i>Vth_out</i> | προβολή του διανύσματος της σχετικής ταχύτητας παροχής αέρα κυρίου ρεύματος στο διάνυσμα της ταχύτητας περιστροφής του άξονα (m/sec) |
| | <i>Vabs_out</i> | απόλυτη ταχύτητα παροχής αέρα κυρίου ρεύματος (m/sec) |
| | <i>W3_out</i> | σχετική ταχύτητα παροχής αέρα κυρίου ρευμάτος (m/sec) |
| | <i>T_out</i> | στατική θερμοκρασία (K) |
| | <i>Prd_out</i> | σχετική πίεση κατάντη (Pa) |
| | <i>Cpmax_out</i> | αδιάστατος συντελεστής ανομοιομορφίας προφίλ πιέσεων (-) |
| | <i>Cw_out</i> | αδιάστατος συντελεστής παροχής αέρα ψύξης (-) |
| | <i>mcool_out</i> | παροχή αέρα ψύξης (kg/sec) |

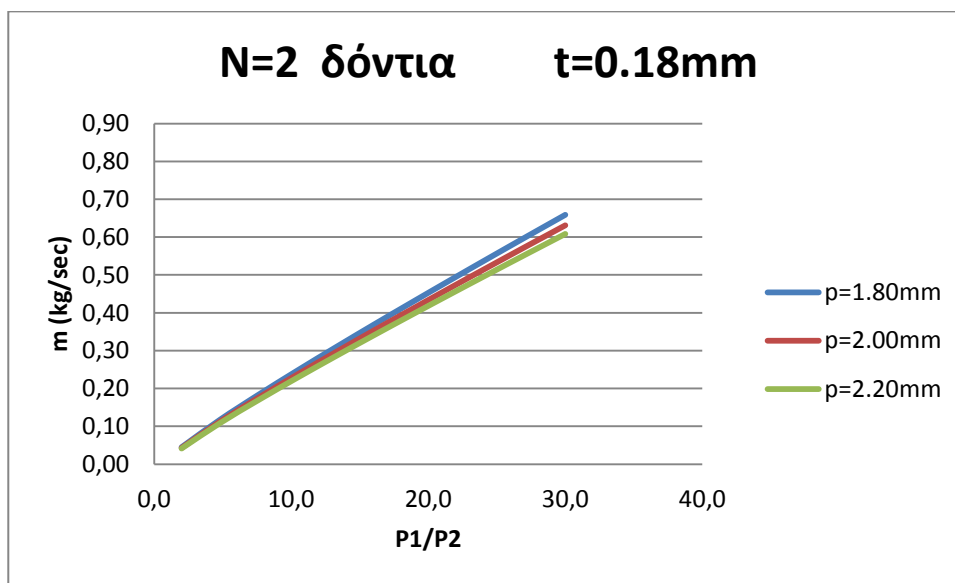
Π2

ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ

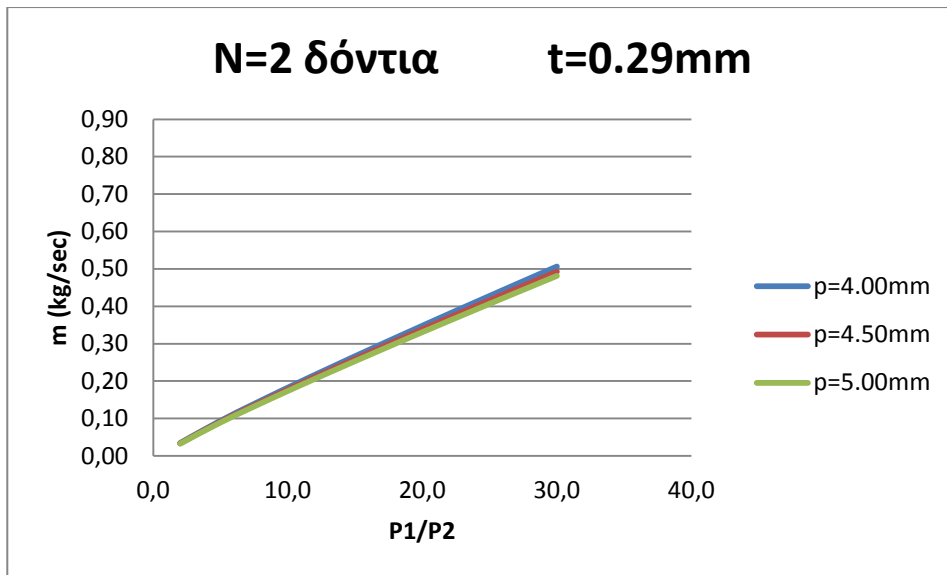
Π2.1 Μοντελοποίηση λαβυρίνθου

Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα που προέκυψαν από τη μοντελοποίηση του λαβυρίνθου. Η πίεση εισόδου μεταβλήθηκε από 2 έως 30 bar, ενώ η πίεση αποτόνωσης διατηρήθηκε ίση με 1 bar.

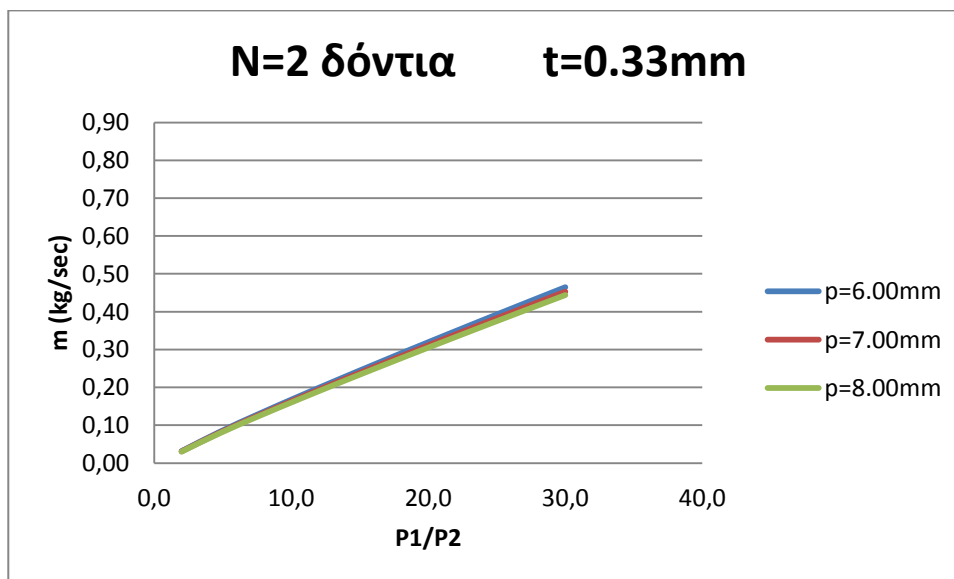
- Για θερμοκρασία εισόδου στο λαβύρινθο $T=350K$, ύψος πτερυγίου $h=3,2$ mm και διάκενο $c=0,4$ mm, έχουμε:
 - $N=2$ δόντια



Σχήμα Π2.1-1. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18$ mm και βήμα $r=1.80$ mm, $r=2.00$ mm και $r=2.20$ mm συναρτήσεως του λόγου πίεσης.



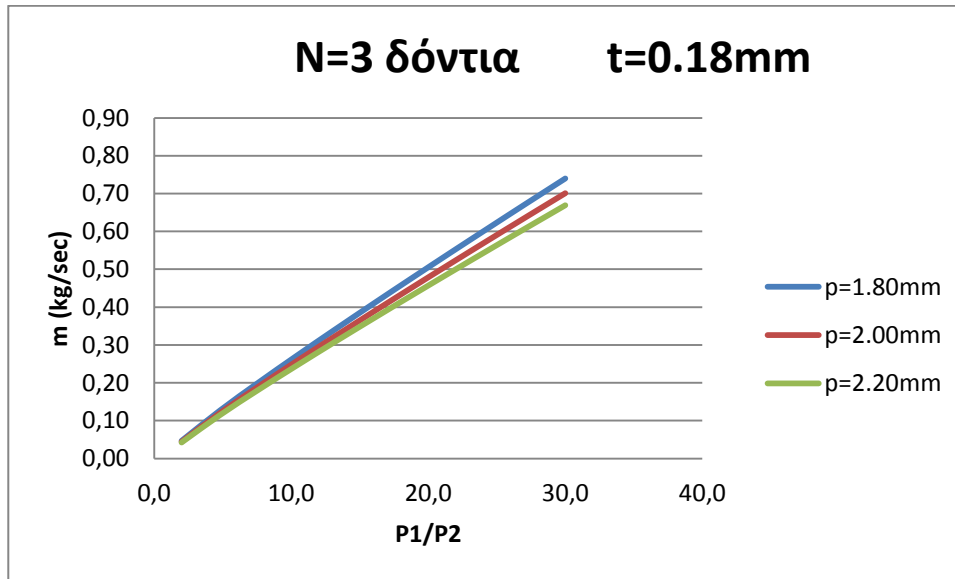
Σχήμα Π2.1-2. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ συναρτήσε του λόγου



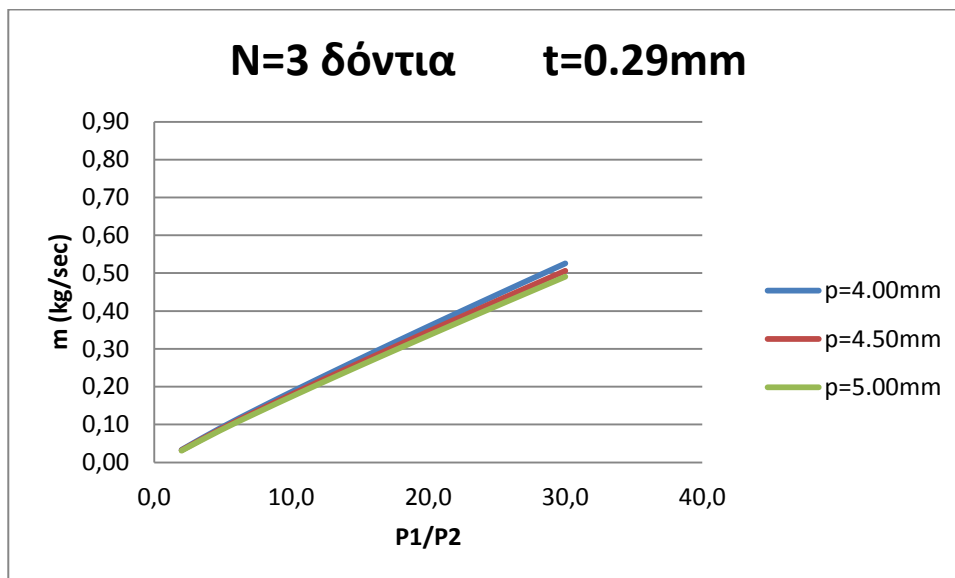
Σχήμα Π2.1-3. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ συναρτήσε του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι η πιο αποδοτική διαμόρφωση λαβυρίνθου με 2 οδόντες είναι αυτή με βήμα οδόντων που κυμαίνεται από 6 έως 8mm.

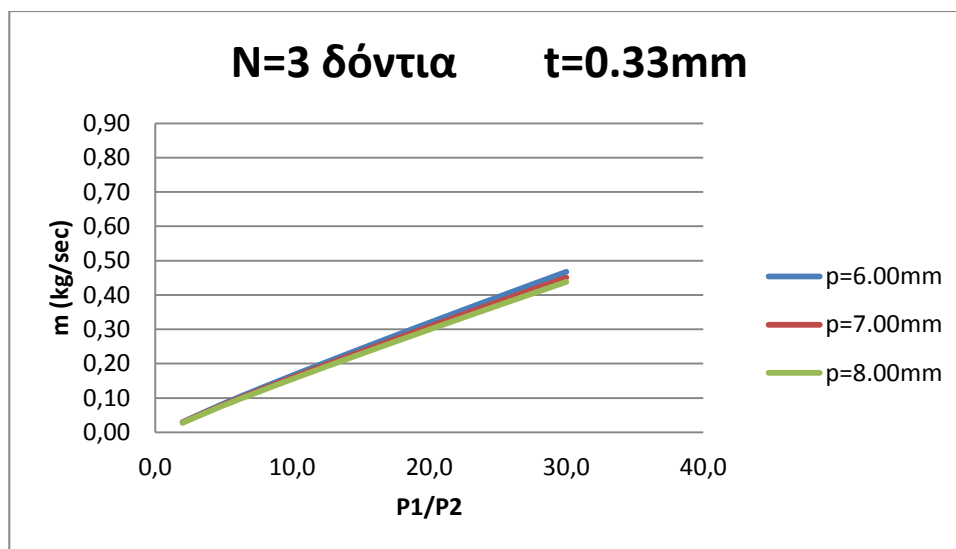
- N=3 δόντια



Σχήμα Π2.1-4. . Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $\rho=1.80\text{mm}$, $\rho=2.00\text{mm}$ και $\rho=2.50\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.



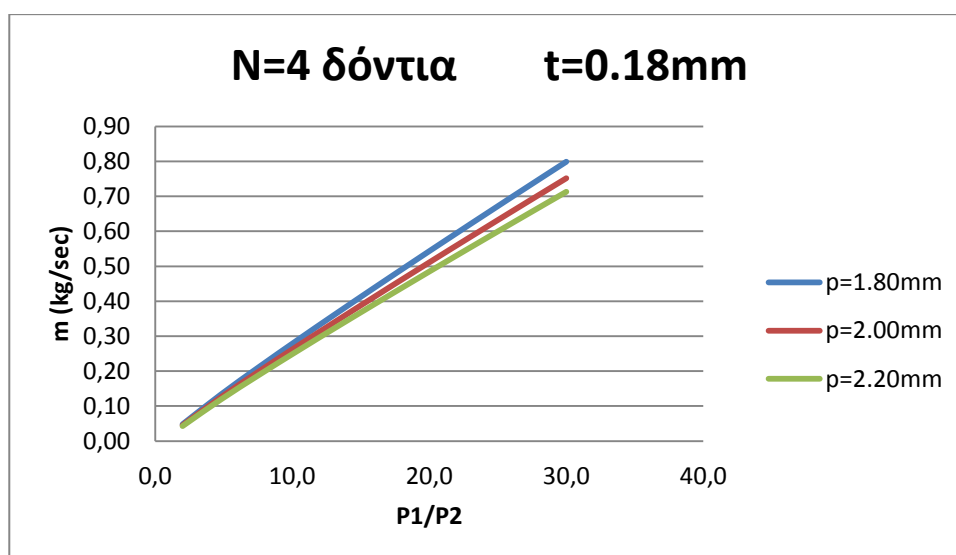
Σχήμα Π2.1-5. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $\rho=4.00\text{mm}$, $\rho=4.50\text{mm}$ και $\rho=5.00\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.



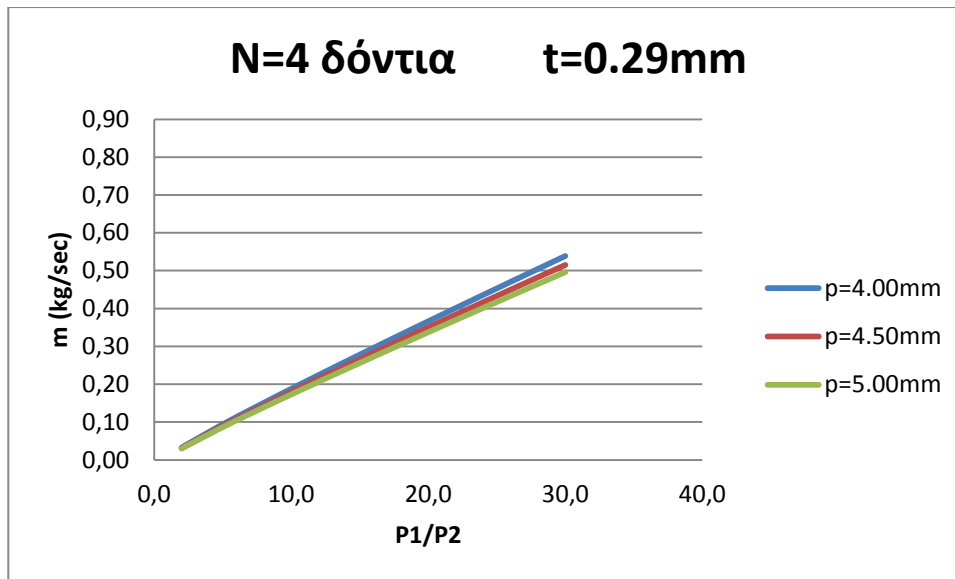
Σχήμα Π2.1-6. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι η πιο αποδοτική διαμόρφωση λαβυρίνθου με 3 οδόντες είναι αυτή με βήμα οδόντων που κυμαίνεται από 6 έως 8mm.

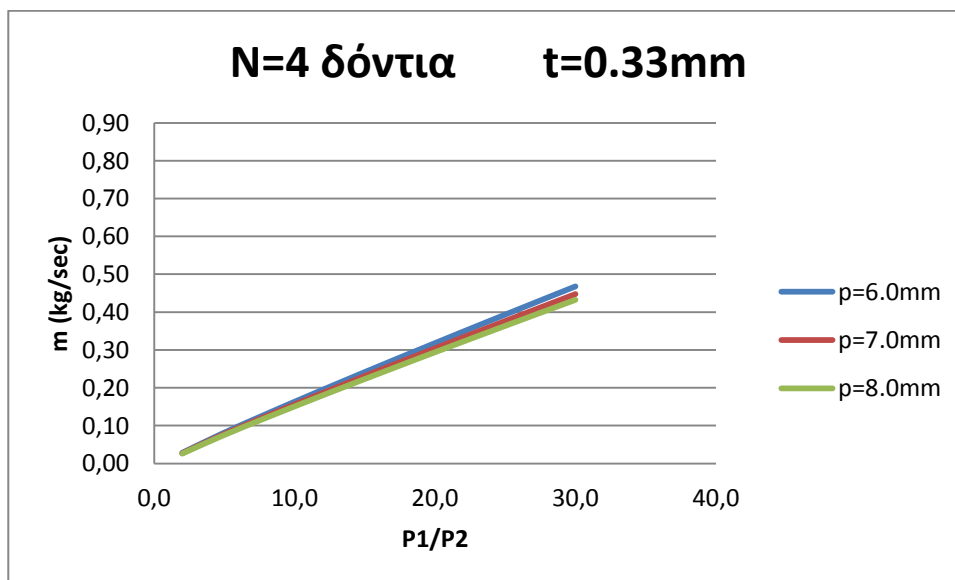
- N=4 δόντια



Σχήμα Π2.1-7. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.



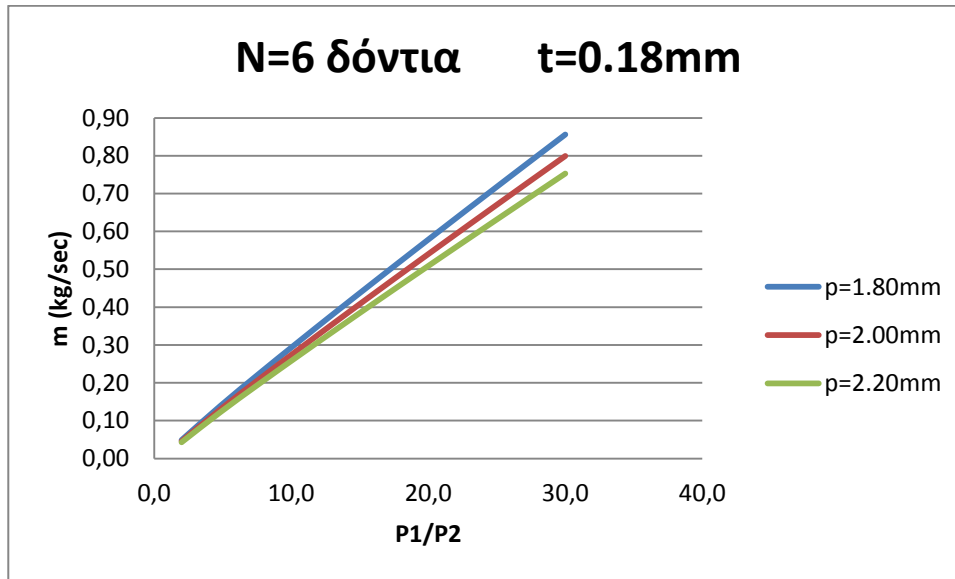
Σχήμα Π2.1-8. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.



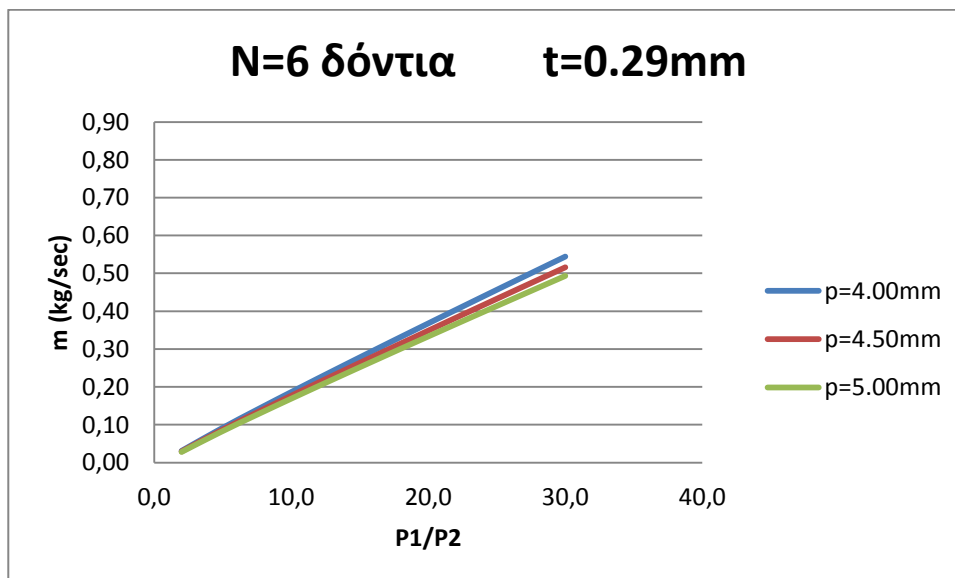
Σχήμα Π2.1-9. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι η πιο αποδοτική διαμόρφωση λαβυρίνθου με 4 οδόντες είναι αυτή με βήμα οδόντων που κυμαίνεται από 6 έως 8mm.

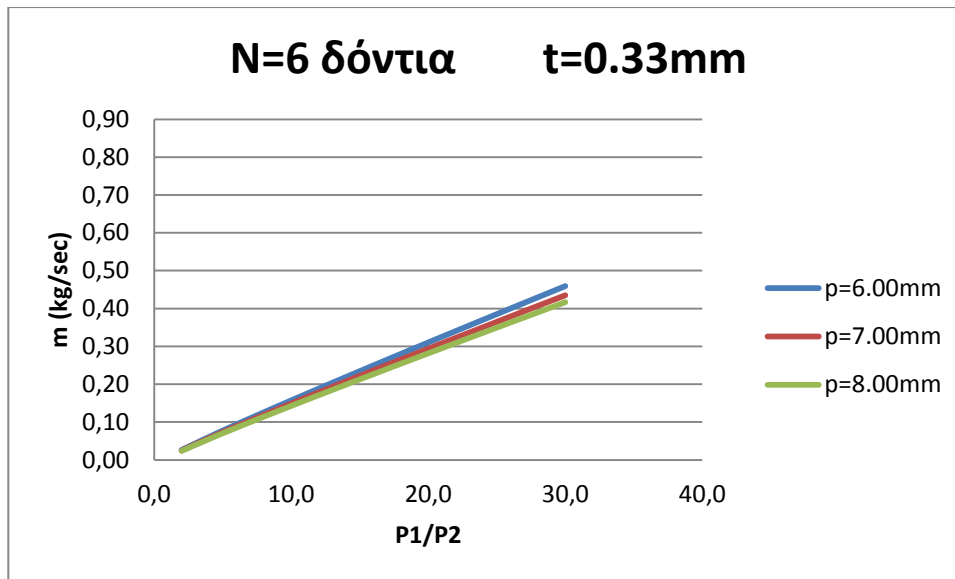
- N=6 δόντια



Σχήμα Π2.1-10. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.



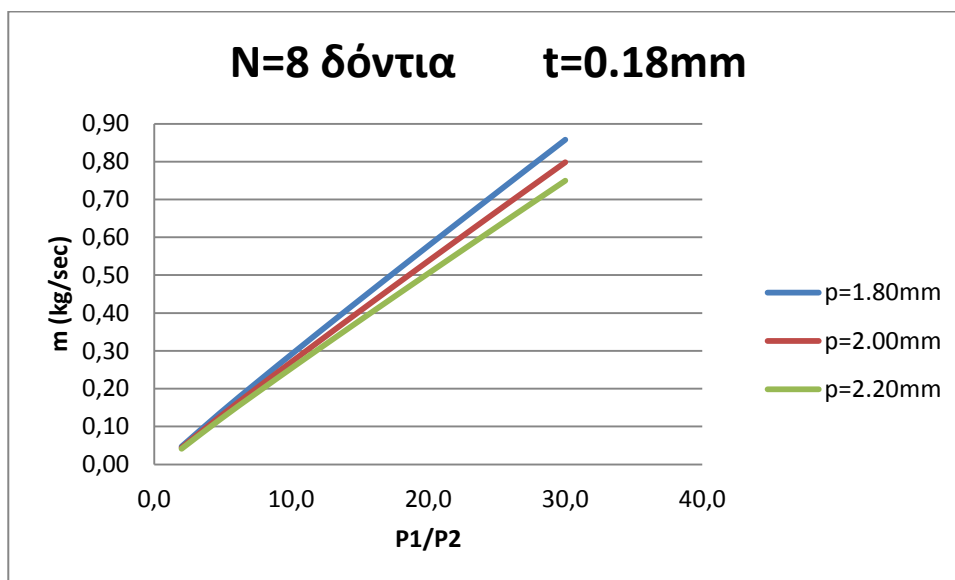
Σχήμα Π2.1-11. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.



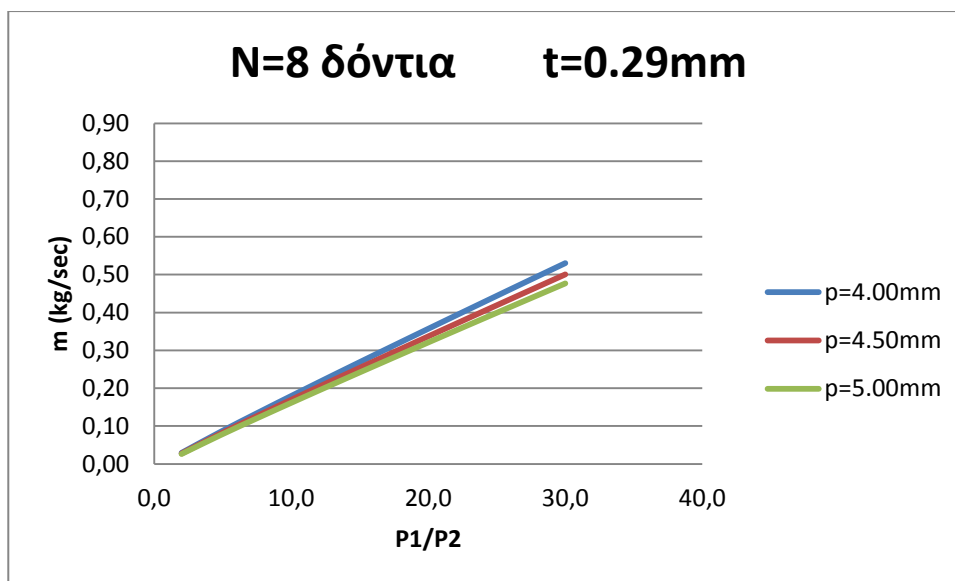
Σχήμα Π2.1-12. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι η πιο αποδοτική διαμόρφωση λαβυρίνθου με 6 οδόντες είναι αυτή με βήμα οδόντων που κυμαίνεται από 6 έως 8mm.

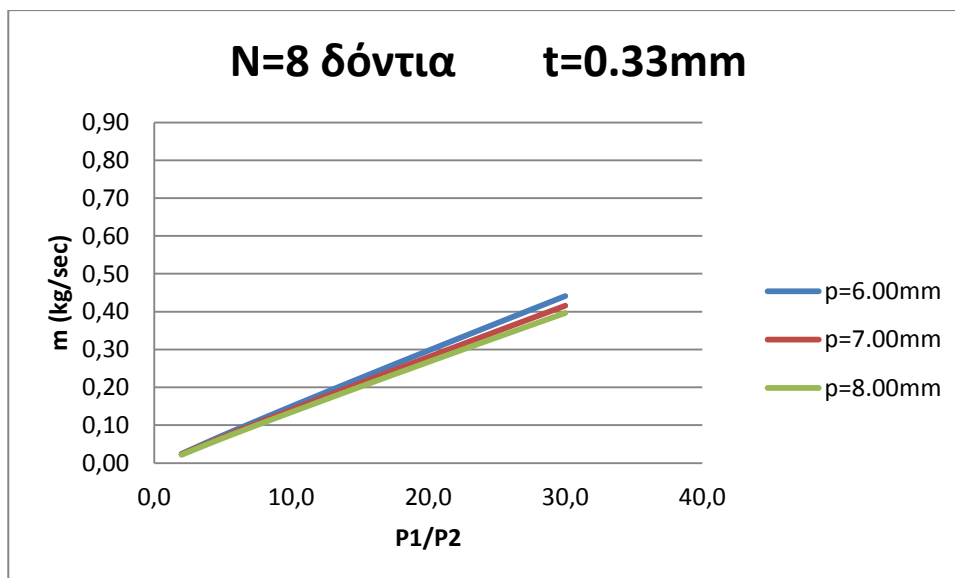
- N=8 δόντια



Σχήμα Π2.1-13. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ συναρτήσεως του λόγου πίεσης.

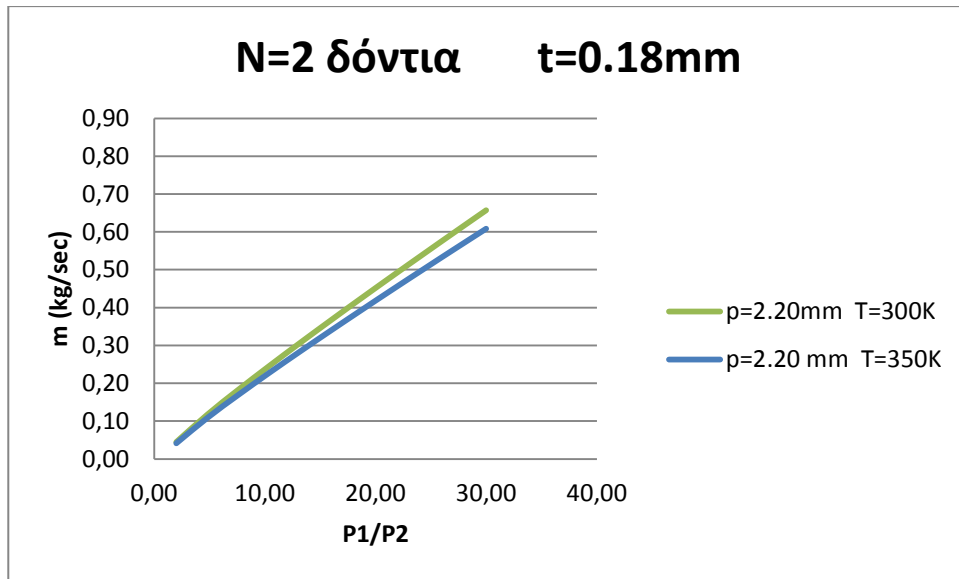


Σχήμα Π2.1-14. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ συναρτήσει του λόγου πίεσης.

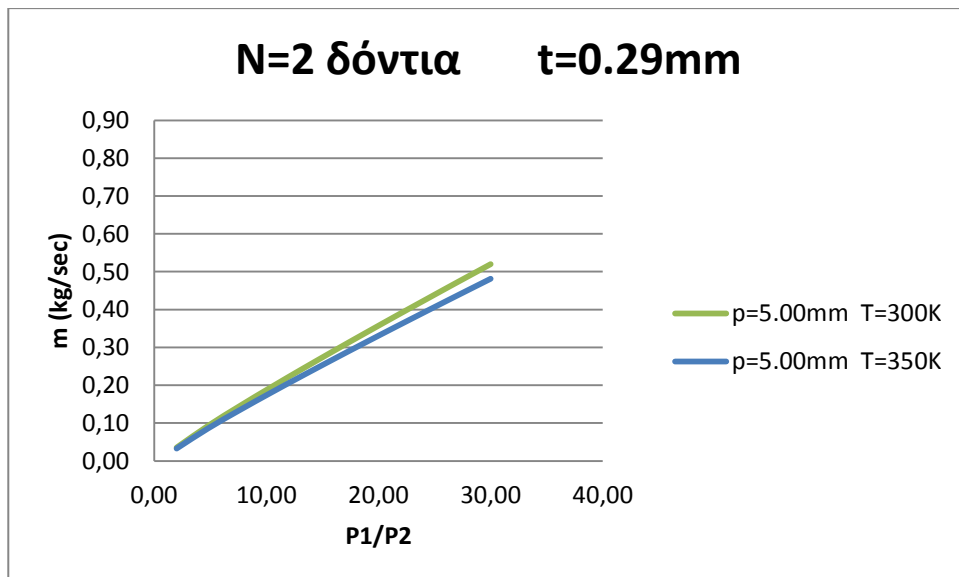


Σχήμα Π2.1-15. Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ συναρτήσει του λόγου πίεσης.

- Προκειμένου να δούμε τον τρόπο με τον οποίο επηρεάζει η θερμοκρασία εισόδου στο λαβύρινθο, θέτουμε σαν θερμοκρασία εισόδου $T=300K$.

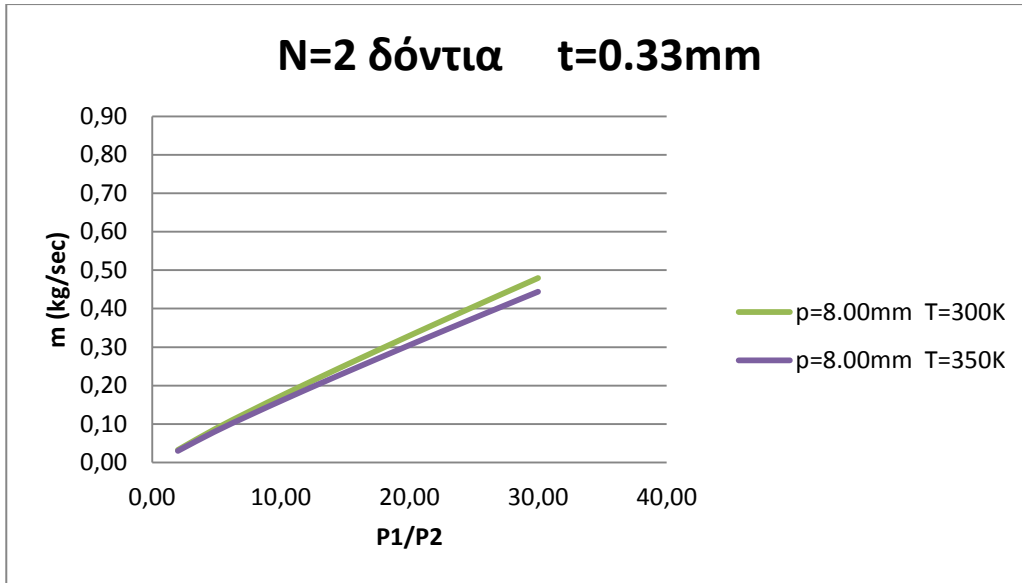


Σχήμα Π2.1-16 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18mm$ και βήμα $p=2.20mm$ για θερμοκρασίας εισόδου $T=300K$ και $T=350K$ αντίστοιχα, συναρτήσεϊ του λόγου πίεσης.



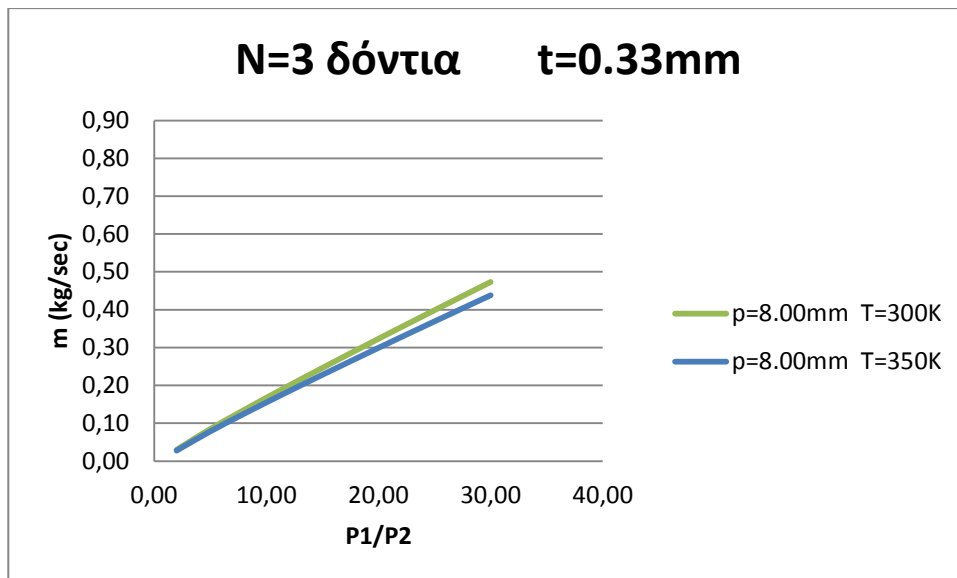
Σχήμα Π2.1-17 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29mm$ και βήμα $p=5.00mm$ για θερμοκρασίας εισόδου $T=300K$ και $T=350K$ αντίστοιχα, συναρτήσεϊ του λόγου πίεσης.

Για την περίπτωση του λαβυρίνθου με δύο δόντια, τοποθετημένα σε απόσταση 5mm μεταξύ τους, η διαφορά στη διερχόμενη παροχή αέρα είναι 8%.



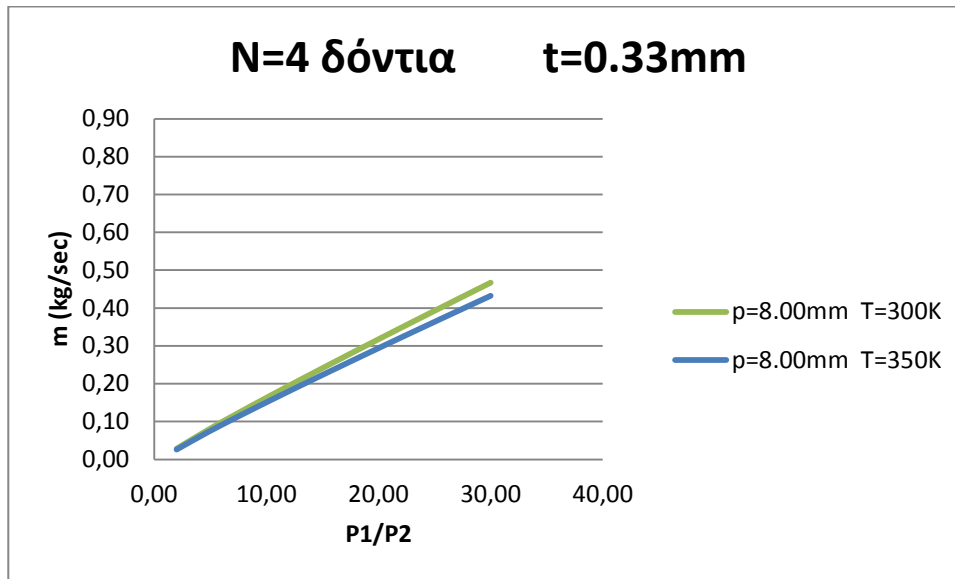
Σχήμα Π2.1-18 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Στο εξής, αφού ενδιαφέρει ο τρόπος με τον οποίο επηρεάζει η θερμοκρασία, θα παρουσιάσουμε συγκριτικά διαγράμματα μόνο για την περίπτωση των λαβυρίνθων με βήμα οδόντων 8.00mm , για όλα τα πεπεράγια.



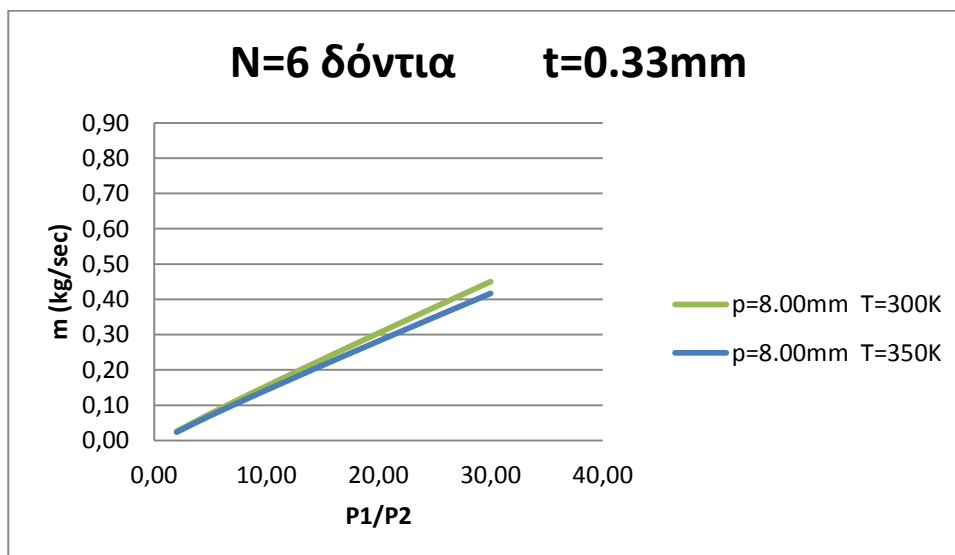
Σχήμα Π2.1-19 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η παροχή του αέρα ψύξης αυξάνεται κατά 6% καθώς μειώνουμε τη θερμοκρασία εισόδου.



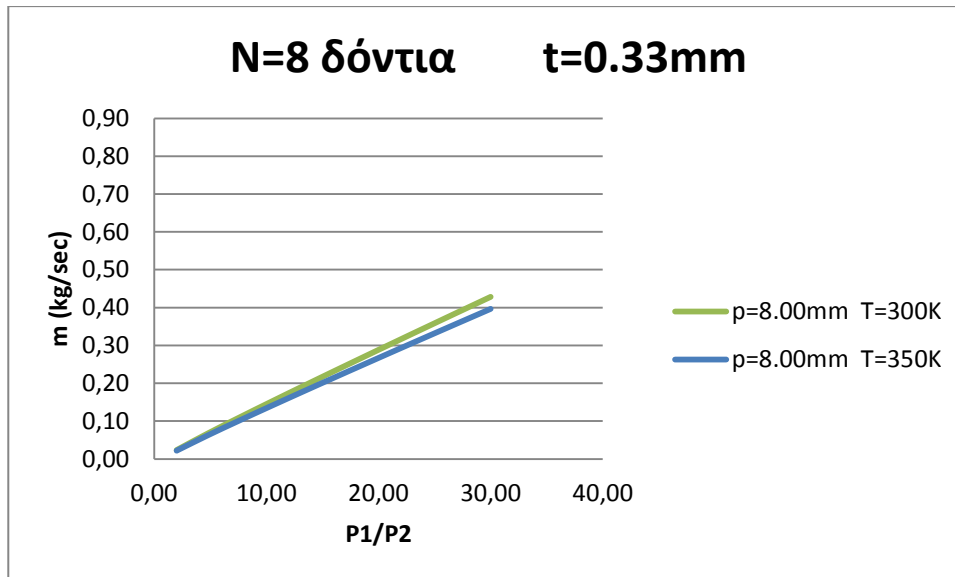
Σχήμα Π2.1-20 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

Η παροχή του αέρα ψύξης αυξάνεται κατά 8% καθώς μειώνουμε τη θερμοκρασία εισόδου.



Σχήμα Π2.1-21 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

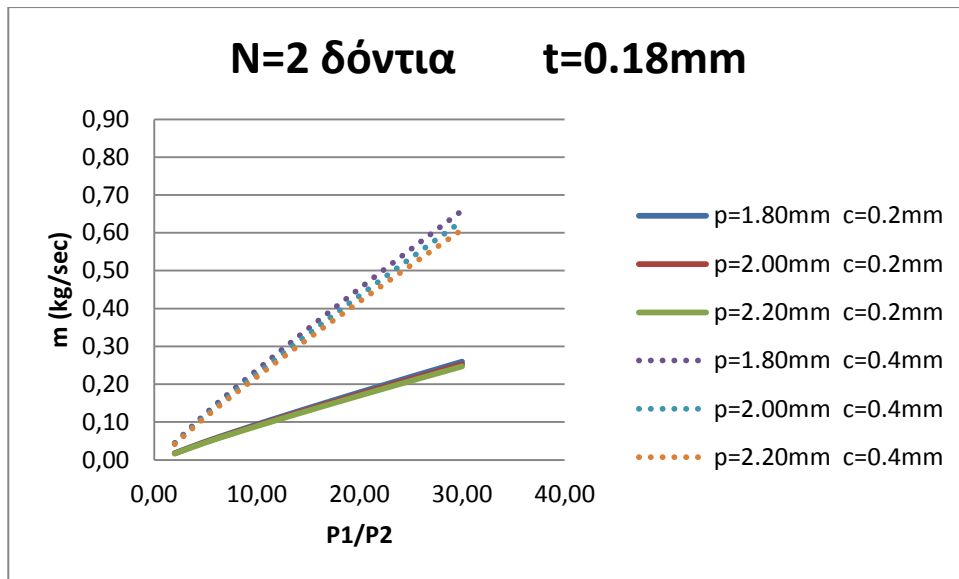
Η παροχή του αέρα ψύξης αυξάνεται κατά 7% καθώς μειώνουμε τη θερμοκρασία εισόδου.



Σχήμα Π2.1-22 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

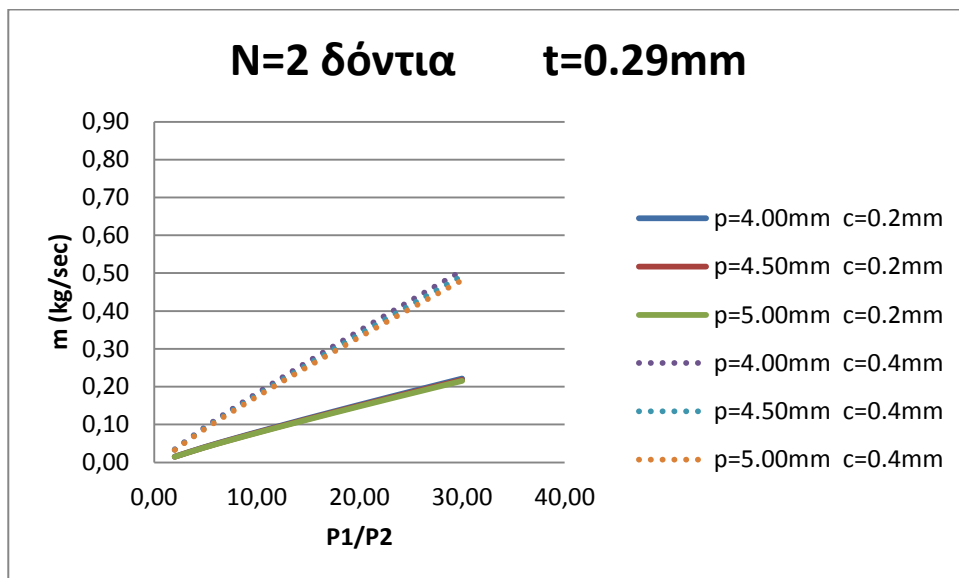
Η παροχή του αέρα ψύξης αυξάνεται κατά 7% καθώς μειώνουμε τη θερμοκρασία εισόδου.

- Στη συνέχεια, θα παρουσιάσουμε τα διαγράμματα που προέκυψαν από τον ίδιο κώδικα, αλλάζοντας μόνο την τιμή του διακένου. Επισημαίνεται ότι το ύψος του περυγίου είναι το ίδιο με πριν και ίσο με $h=3.2\text{mm}$. Πιο συγκεκριμένα, η τιμή του c μεταβλήθηκε από $c=0.4\text{mm}$ σε $c=0.2\text{mm}$. Τα διαγράμματα έχουν την ίδια μορφή με τα προηγούμενα, καθιστώντας πιο αποδοτικούς τους λαβυρίνθους εκείνους τα δόντια των οποίων είναι τοποθετημένα στη μεγαλύτερη δυνατή απόσταση ανά κατηγορία – η κατηγορία καθορίζεται από το πάχος κεφαλής, όπως και προηγουμένως.

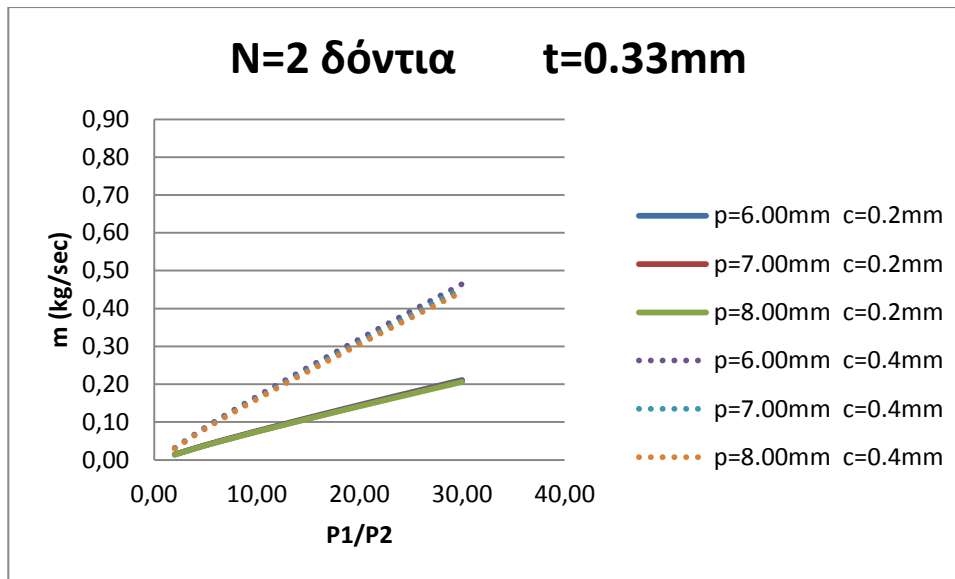


Σχήμα Π2.1-23 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

Όπως είναι αναμενόμενο, μειώνοντας το διάκενο, η διερχόμενη παροχή μειώνεται.

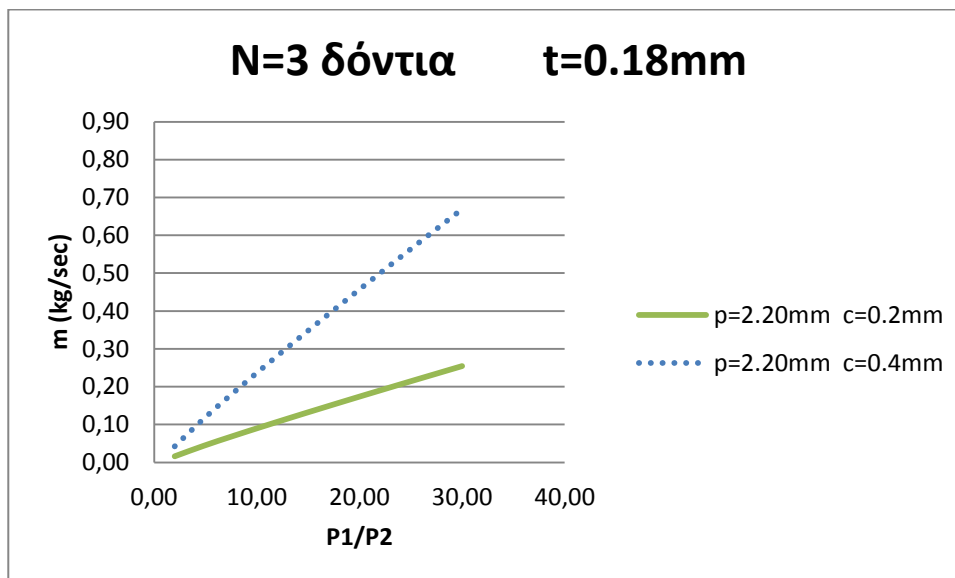


Σχήμα Π2.1-24 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.



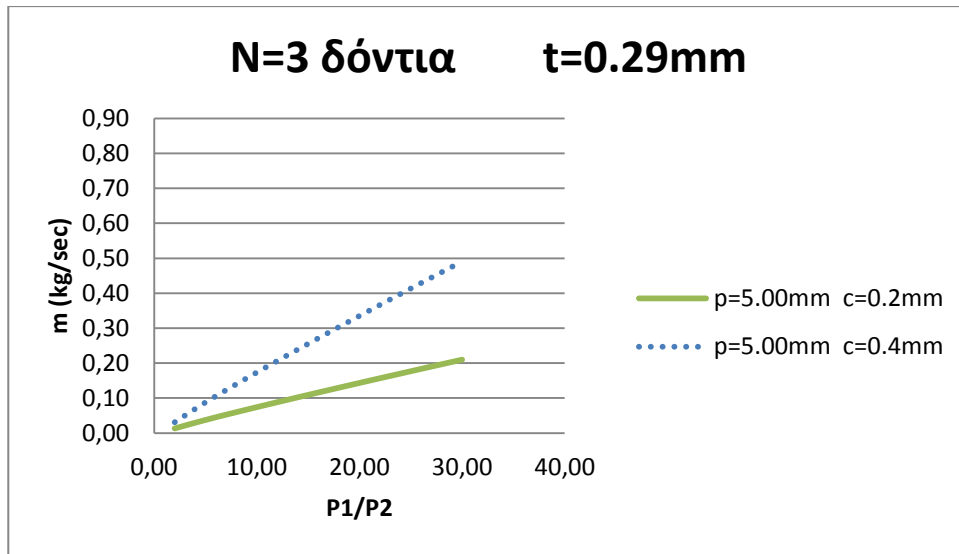
Σχήμα Π2.1-25 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

Στη συνέχεια, στα διαγράμματα που θα παρουσιαστούν θα εμφανίζονται μόνο οι καμπύλες του μεγαλύτερου ανά κατηγορία βήματος, αφού οι λαβύρινοι αυτοί παρουσιάζουν καλύτερη απόδοση όσον αφορά στη διερχόμενη μάζα.



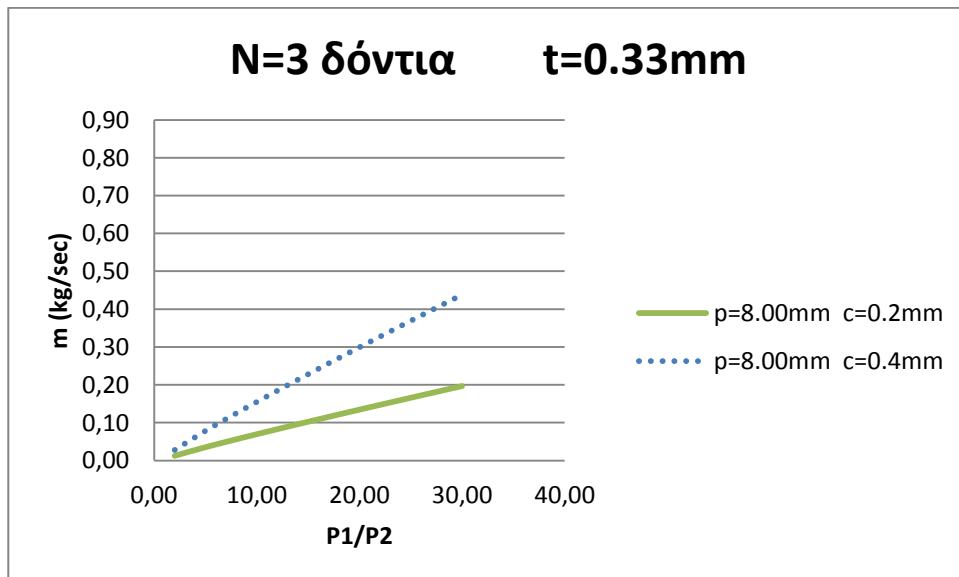
Σχήμα Π2.1-26 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=2.20\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 63%.



Σχήμα 5.2-27 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=5.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

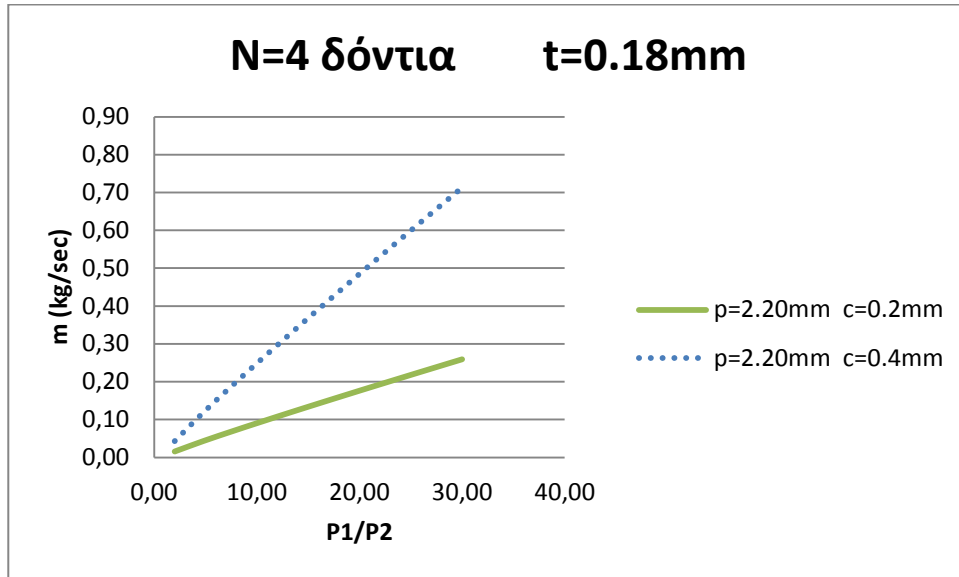
Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 57%.



Σχήμα Π2.1-28 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

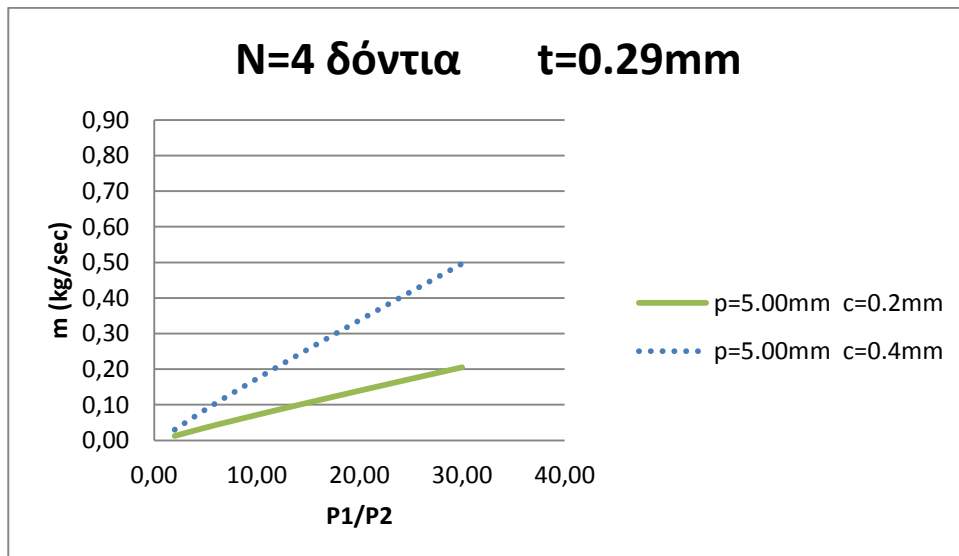
Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 55%.

Και πάλι, η μεγαλύτερη διαφορά μάζας εμφανίζεται στο λαβύρινθο εκείνο για τον οποίο το βήμα μεταξύ των οδόντων είναι $p=2.20\text{mm}$ – δηλαδή το μικρότερο από τις τρεις περιπτώσεις – και είναι ίση με 63%.



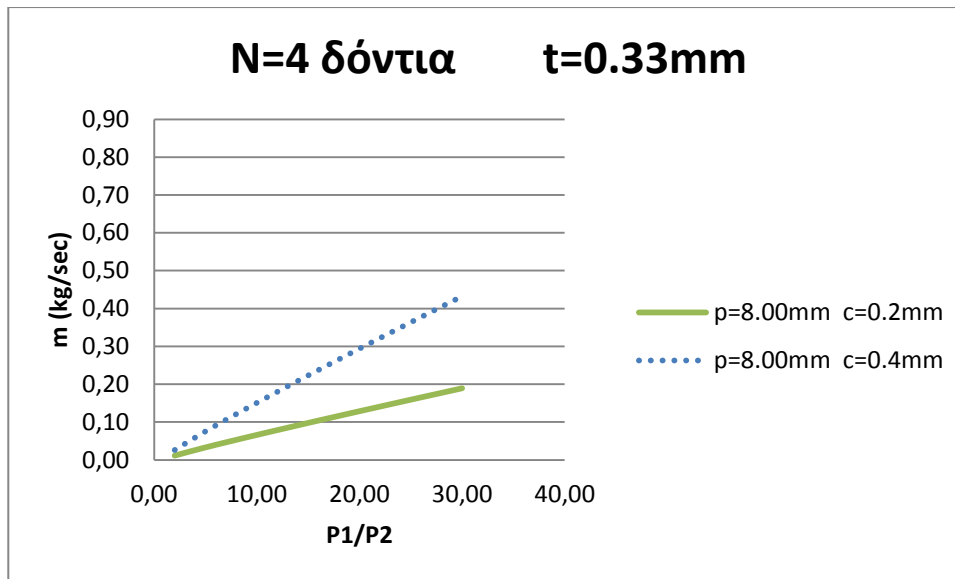
Σχήμα Π2.1-29 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=2.20\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 63.4%.



Σχήμα Π2.1-30 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=5.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

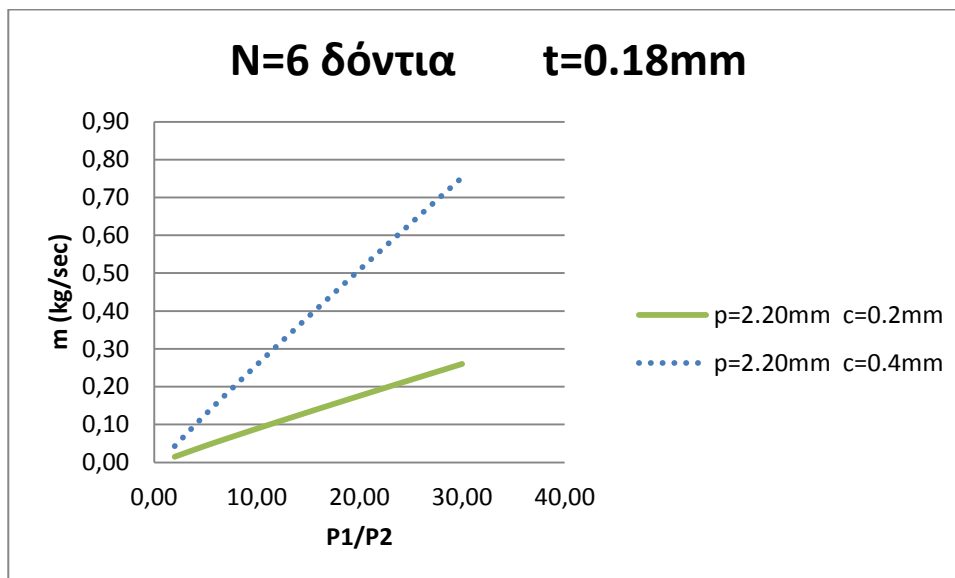
Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 58%.



Σχήμα Π2.1-31 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

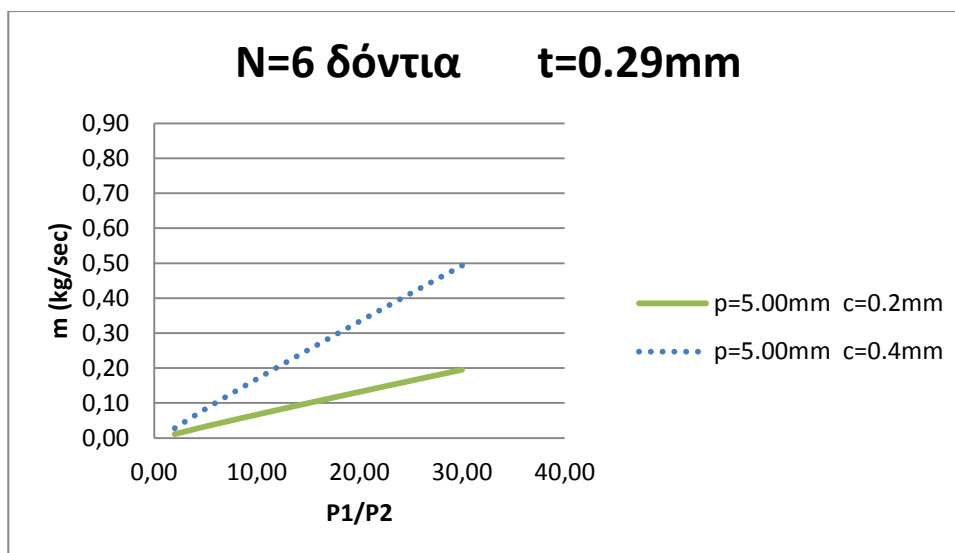
Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 56%.

Και πάλι, η μεγαλύτερη διαφορά μάζας εμφανίζεται στο λαβύρινθο εκείνο για τον οποίο το βήμα μεταξύ των οδόντων είναι $p=2.20\text{mm}$ – δηλαδή το μικρότερο από τις τρεις περιπτώσεις – και είναι ίση με 63%.



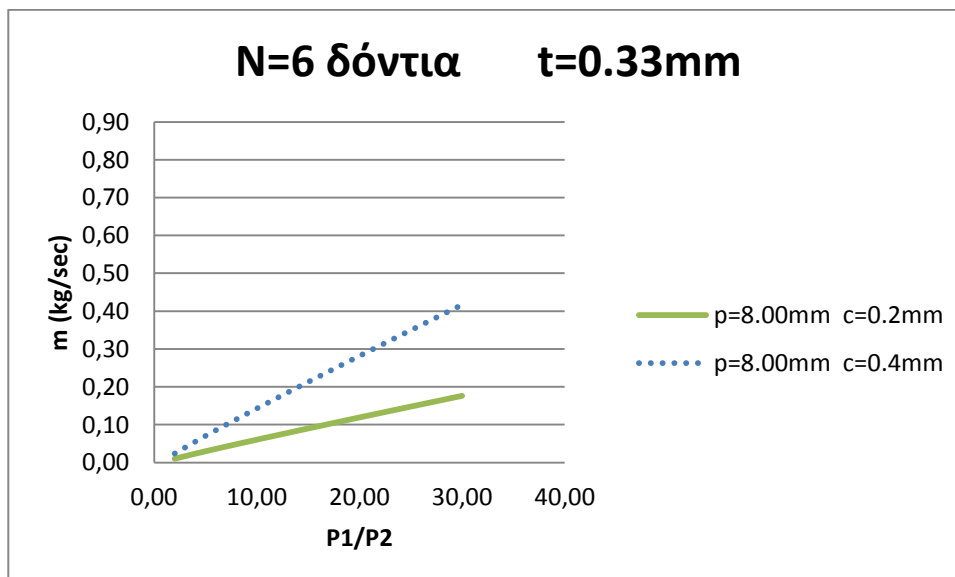
Σχήμα Π2.1-32 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=2.20\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεσι του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 64%.



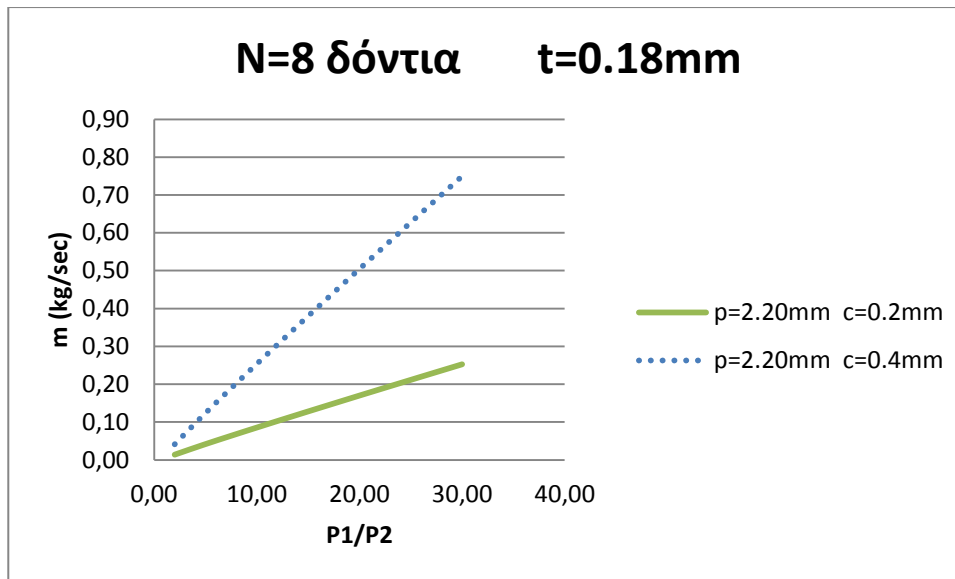
Σχήμα Π2.1-33 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=5.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 61%.



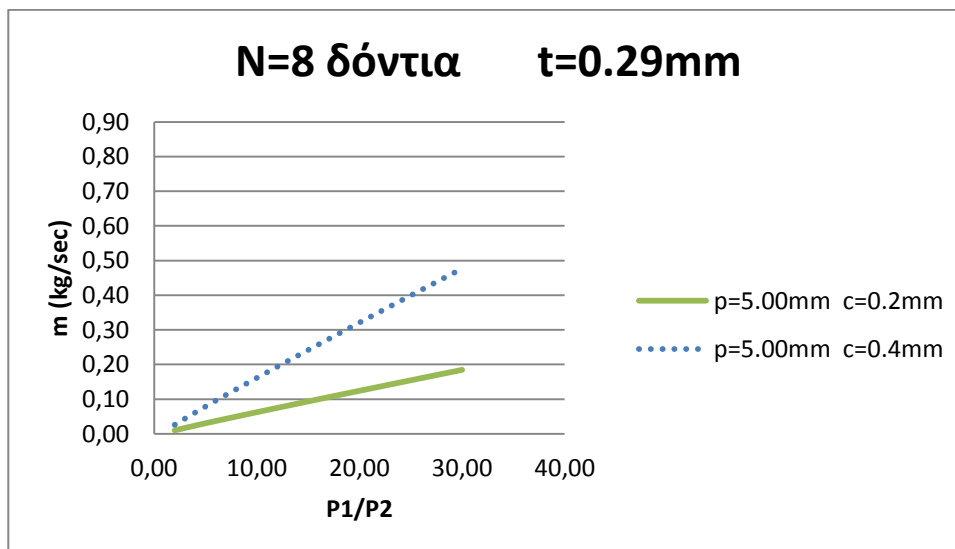
Σχήμα Π2.1-34 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 60%.



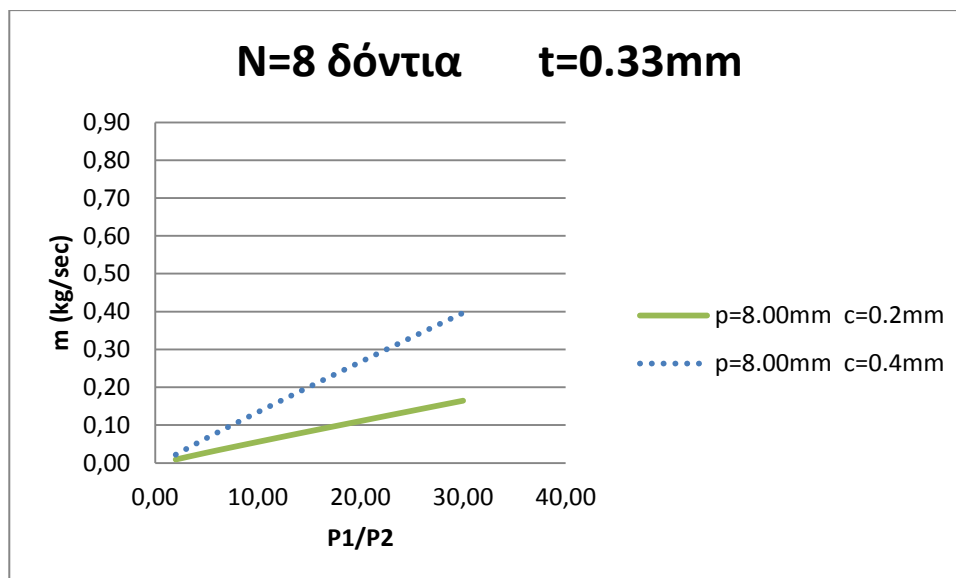
Σχήμα Π2.1-35 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ και βήμα $p=2.20\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 65%.



Σχήμα Π2.1-36 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ και βήμα $p=5.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

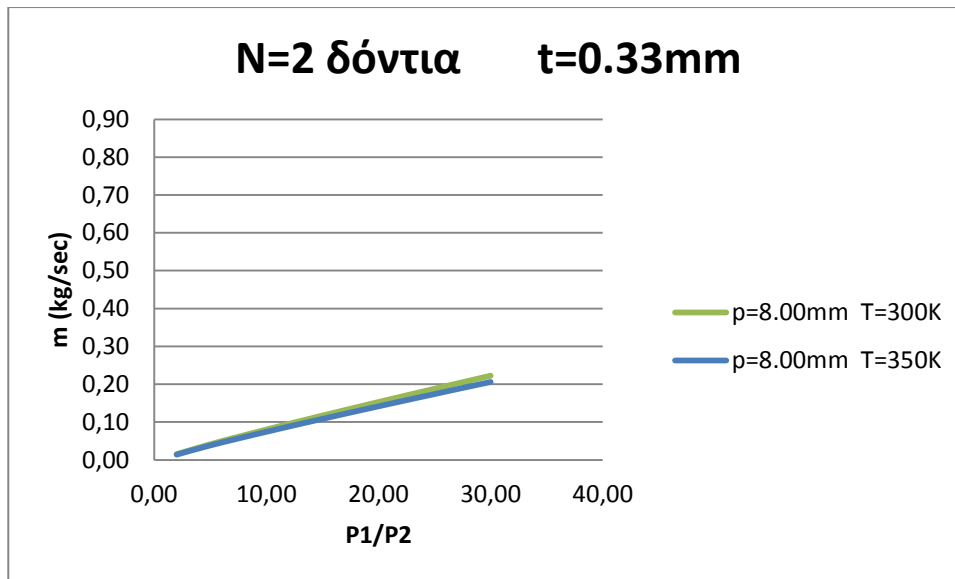
Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 60%.



Σχήμα Π2.1-37 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και $c=0.4\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

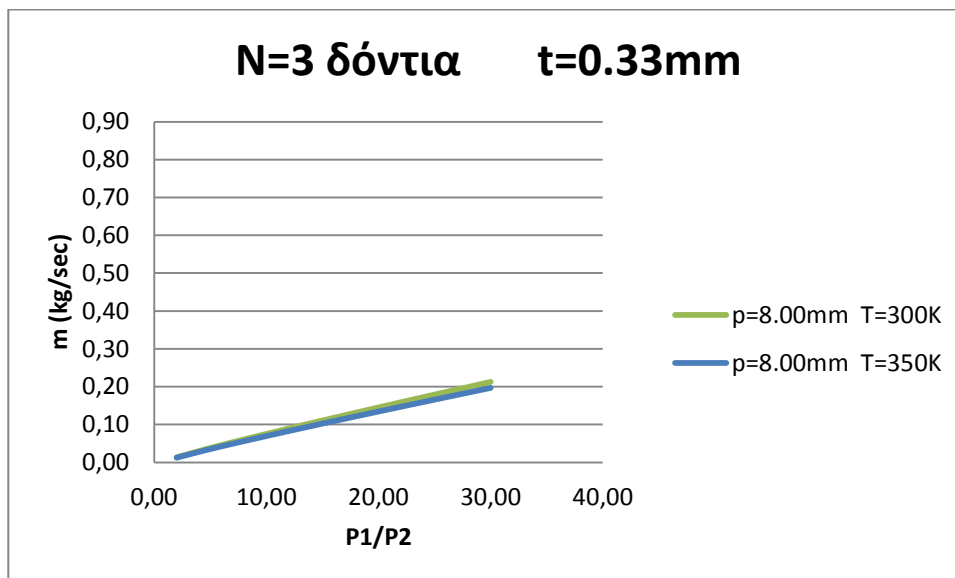
Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 57%.

- Για λόγους πληρότητας θα παρουσιάσουμε τα διαγράμματα που προέκυψαν για θερμοκρασία $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ με το ίδιο διάκενο, δηλαδή $c=0.2\text{mm}$, παρόλο που γνωρίζουμε τη μορφή που θα έχουν από το προηγούμενο τρέξιμο του κώδικα. Και πάλι θα παρουσιάσουμε τα διαγράμματα τα οποία παρέχουν πληροφορίες για την παροχή που περνά διαμέσου των λαβυρίνθων των οποίων το βήμα είναι $p=8.00\text{mm}$, δηλαδή για τους πιο αποδοτικούς.



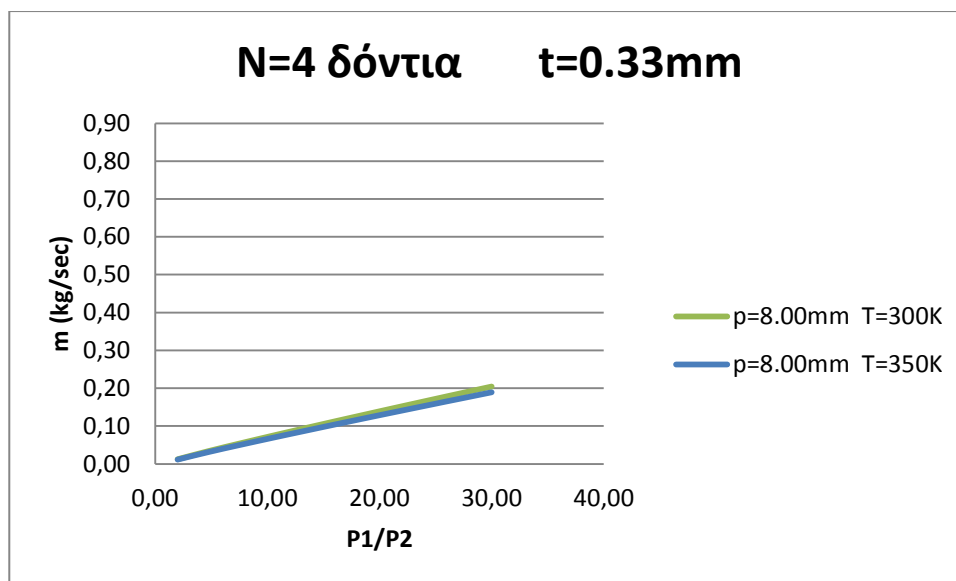
Σχήμα Π2.1-38 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 2 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεϊ του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 6.7%.



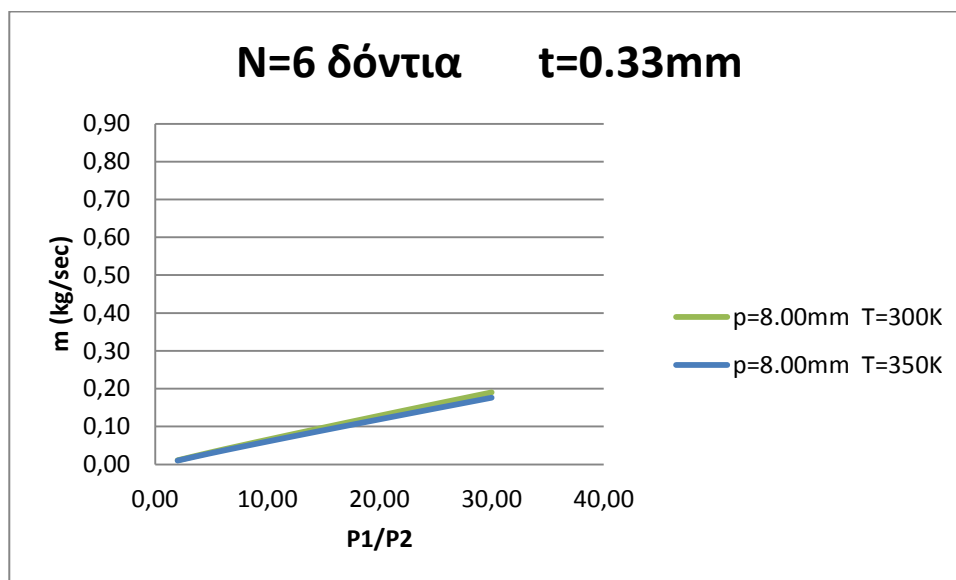
Σχήμα Π2.1-39 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 3 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεϊ του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 4.8%.



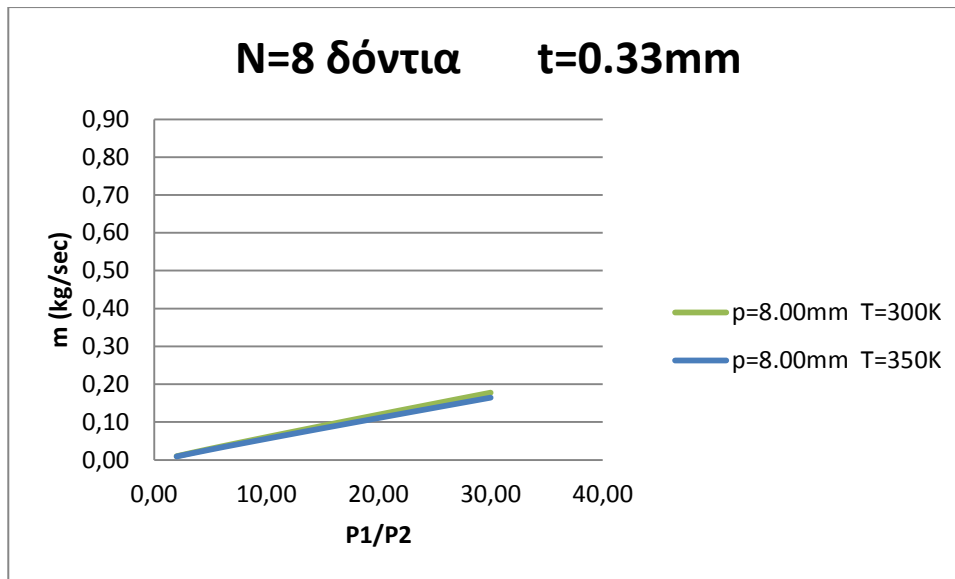
Σχήμα Π2.1-40 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 4 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 4.3%.



Σχήμα Π2.1-41 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 6 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 5.3%.



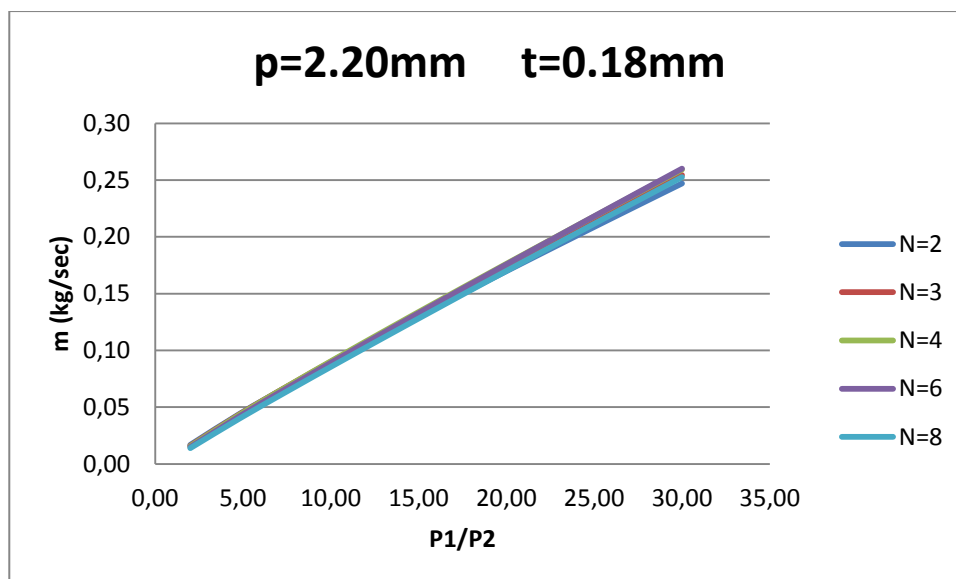
Σχήμα Π2.1-42 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με 8 δόντια, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ και βήμα $p=8.00\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$ και θερμοκρασία εισόδου $T=300\text{K}$ και $T=350\text{K}$ αντίστοιχα, συναρτήσεϊ του λόγου πίεσης.

Η διαφορά στη διερχόμενη παροχή είναι 5.9%.

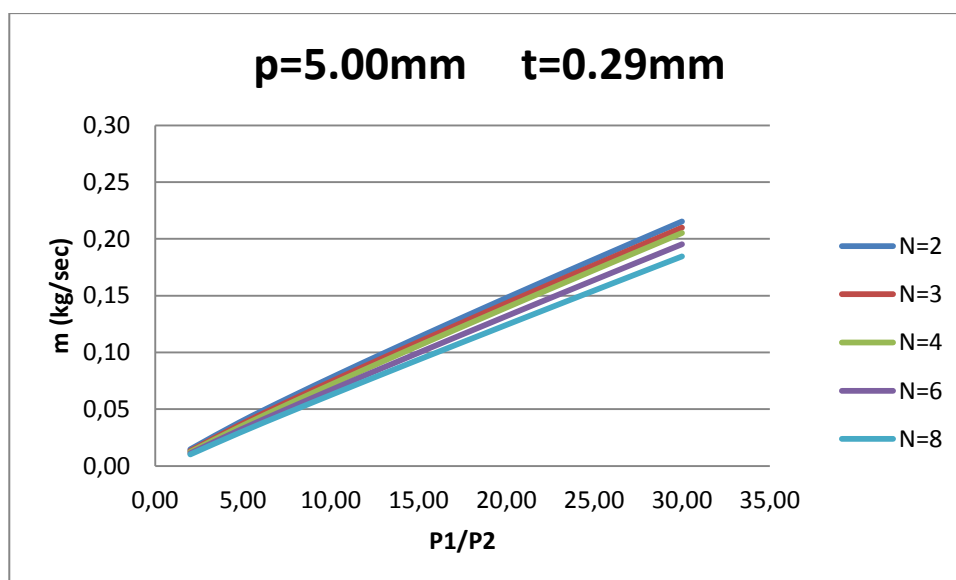
Η μεγαλύτερη εκατοστιαία διαφορά στη μάζα για τις δύο αυτές θερμοκρασίες επιτυγχάνεται στο λαβύρινθο 2 οδόντων με βήμα 8.00mm ανά δόντι.

- Στη συνέχεια θα παρουσιάσουμε για την περίπτωση του διακένου $c=0.2\text{mm}$ συγκριτικά διαγράμματα οδόντων ανά κατηγορία βήματος¹⁶.

¹⁶ Στην περίπτωση αυτή θα αλλάξουμε την κλίμακα του άξονα y προκειμένου να καταστεί φανερή η διαφορά στη διερχόμενη μάζα.

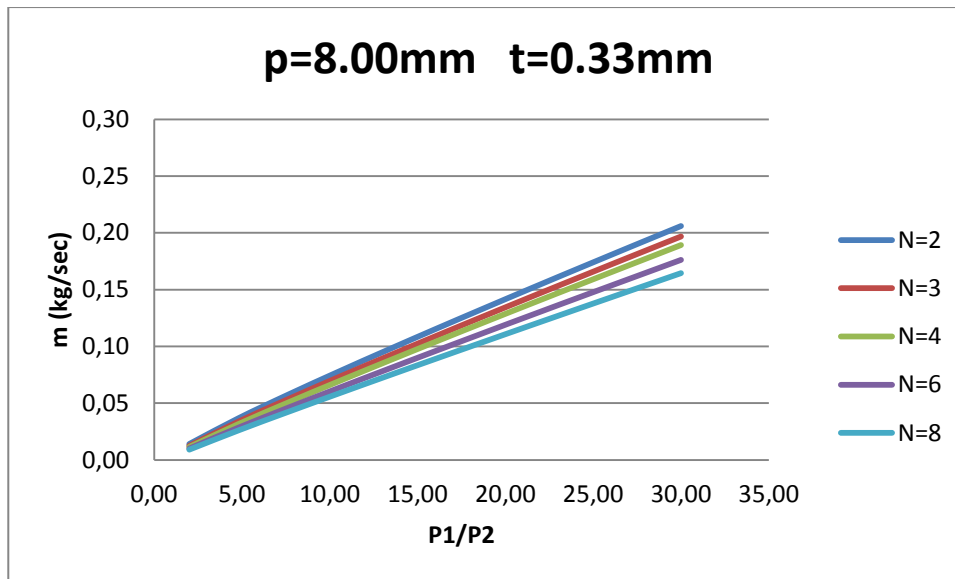


Σχήμα Π2.1-43 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, N=3, N=4, N=6 και N=8 τοποθετημένα σε απόσταση $\rho=2.20\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



Σχήμα 5.2-44 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, N=3, N=4, N=6 και N=8 τοποθετημένα σε απόσταση $\rho=5.000\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

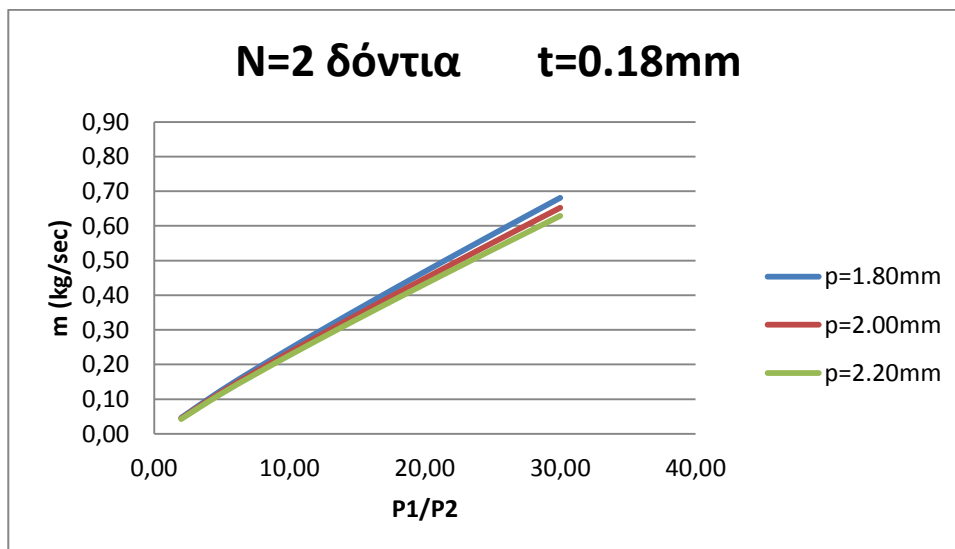
Παρατηρούμε ότι για βήμα 5.00mm , προτιμάται λαβύρινθος με 8 δόντια.



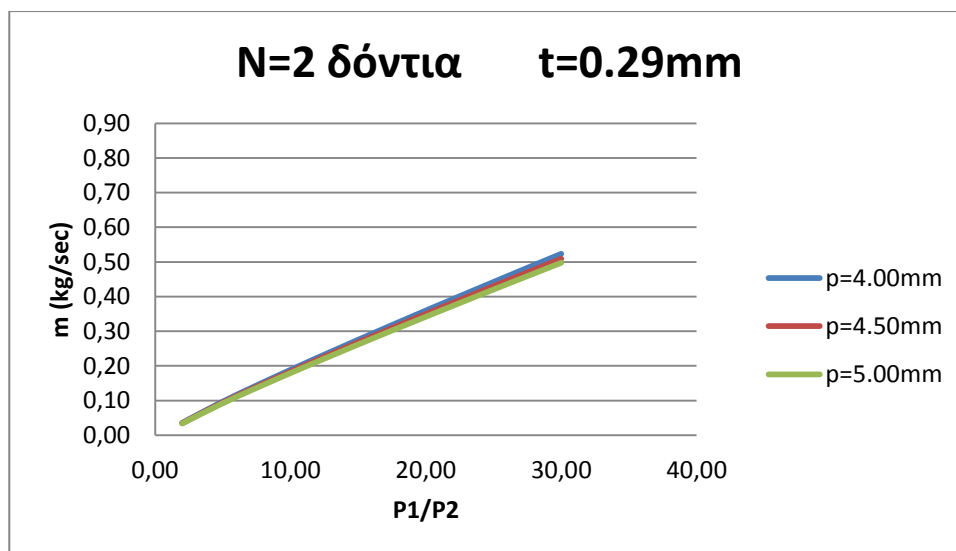
Σχήμα Π2.1-45 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, N=3, N=4, N=6 και N=8 τοποθετημένα σε απόσταση $p=8.00\text{mm}$ και πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ για διάκενο $c=0.2\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

Παρατηρούμε ότι για βήμα 8.00mm , προτιμάται λαβύρινθος με 8 δόντια.

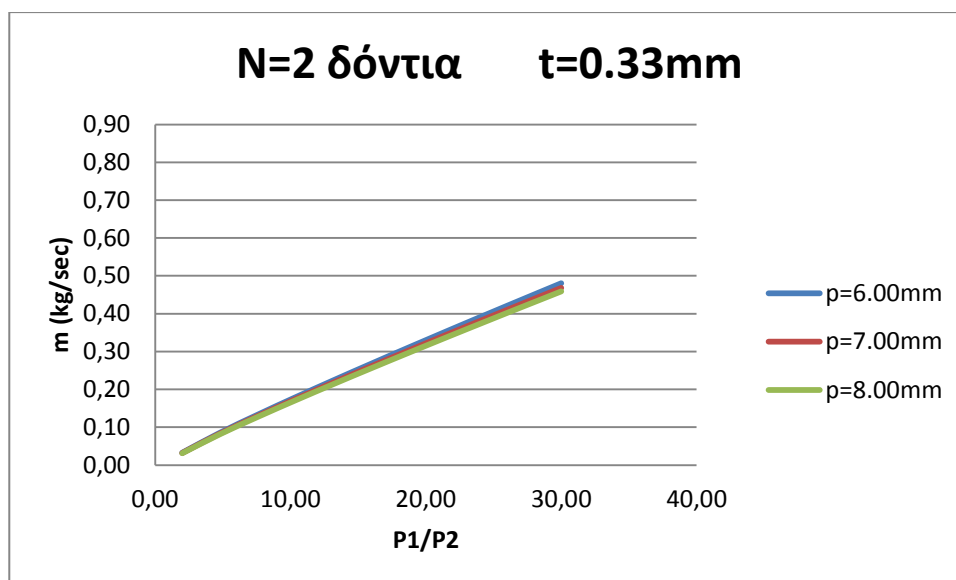
- Τέλος, τρέξαμε τον κώδικα αλλάζοντας το ύψος των οδόντων του λαβυρίνθου. Πιο συγκεκριμένα, έχουμε θέσει το διάκενο ίσο με $c=0.4\text{mm}$ και το ύψος των πτερυγίων ίσο με 5.00mm .



Σχήμα Π2.1-46 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=1.80\text{mm}$, $p=2.00\text{mm}$ και $p=2.20\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=5.00\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

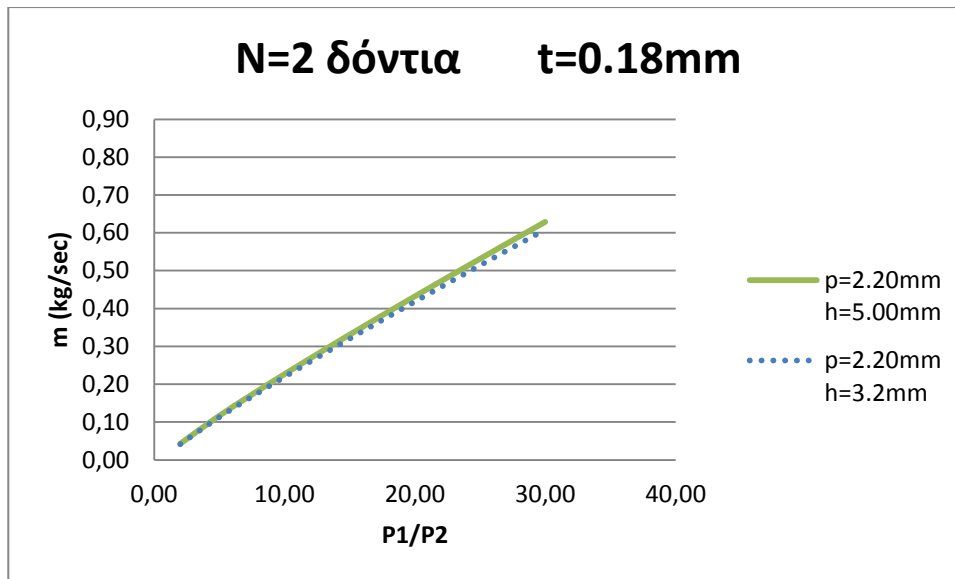


Σχήμα Π2.1-47 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=4.00\text{mm}$, $p=4.50\text{mm}$ και $p=5.00\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=5.00\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

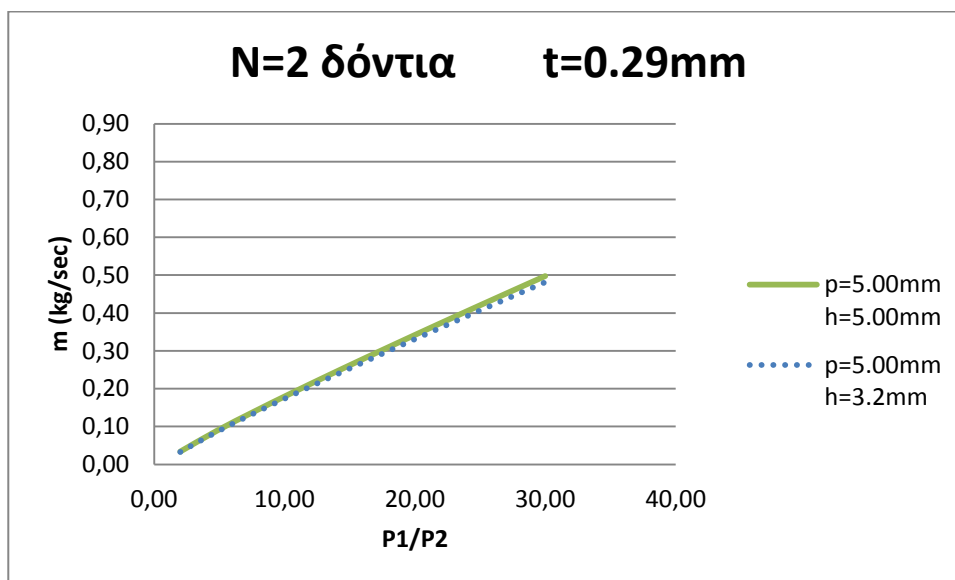


Σχήμα Π2.1-48 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=6.00\text{mm}$, $p=7.00\text{mm}$ και $p=8.00\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=5.00\text{mm}$, συναρτήσει του λόγου πίεσης.

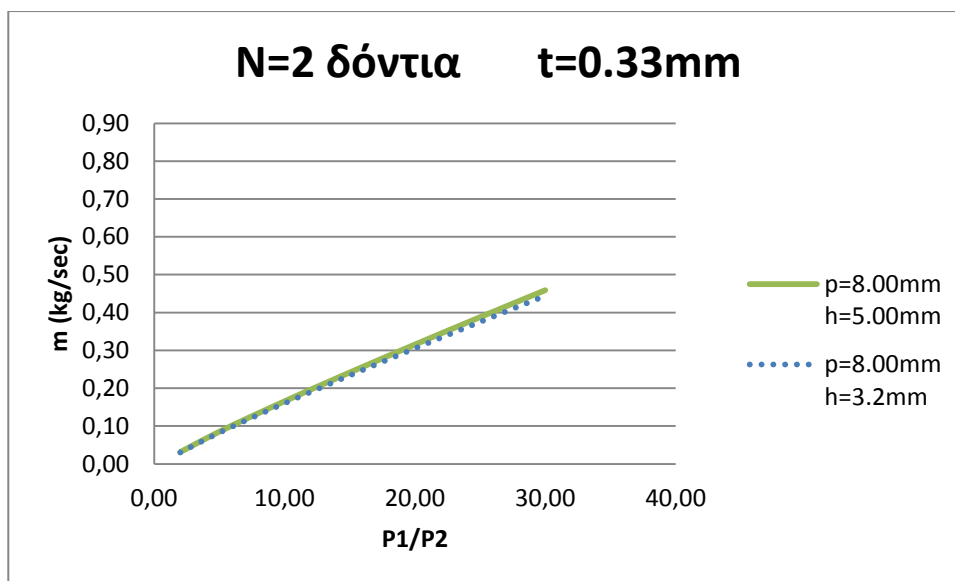
Προκειμένου να καταστεί φανερή η διαφορά της διερχόμενης μάζας στις δύο αυτές περιπτώσεις, θα παρουσιάσουμε συγκριτικά διαγράμματα για την περίπτωση όπου το ύψος των πτερυγίων είναι $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$.



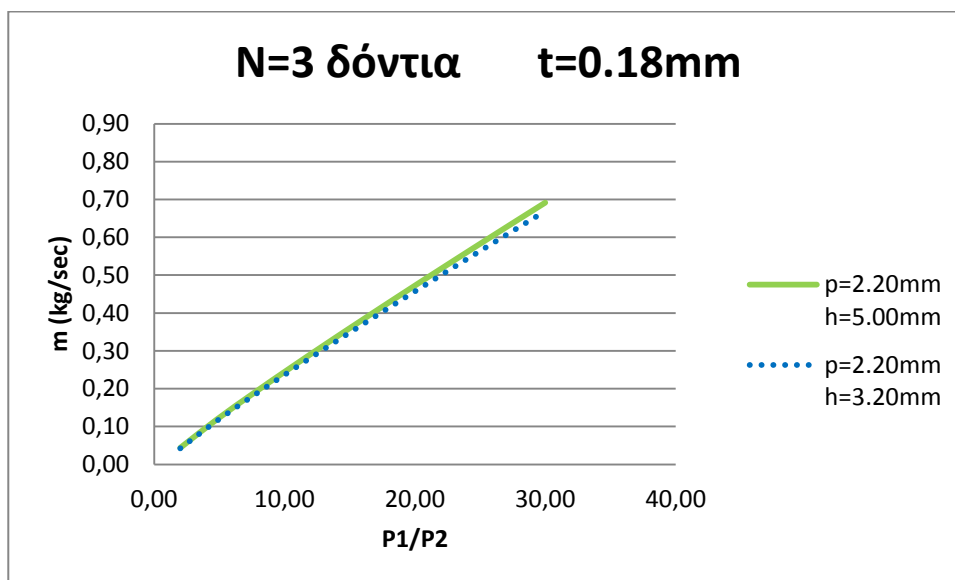
Σχήμα Π2.1-49 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, πάχος κεφαλής $t=0.18\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=2.20\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



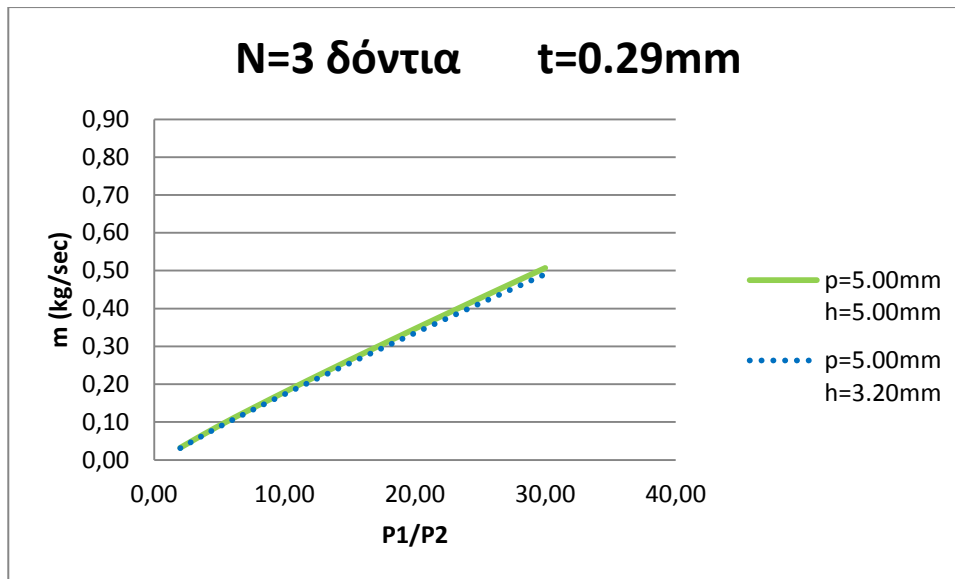
Σχήμα Π2.1-50 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=2$, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=5.00\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



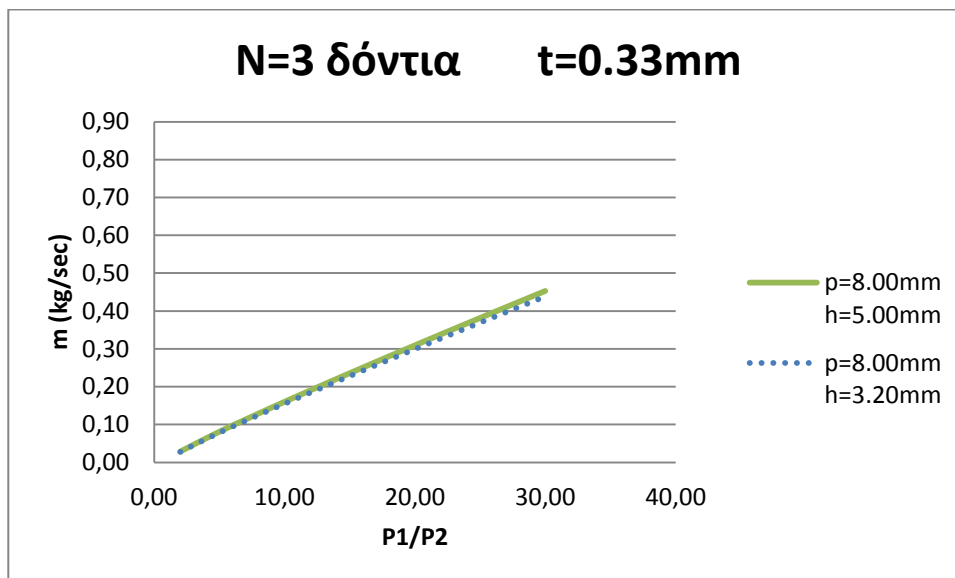
Σχήμα Π2.1-51 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=2, πάχος κεφαλής t=0.33mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=8.00mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



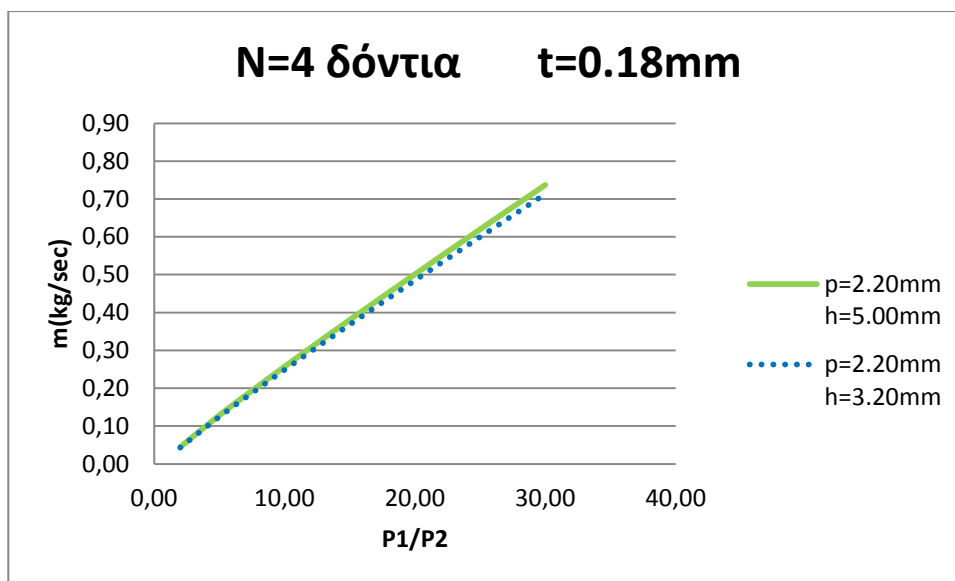
Σχήμα Π2.1-52 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=3, πάχος κεφαλής t=0.18mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=2.20mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



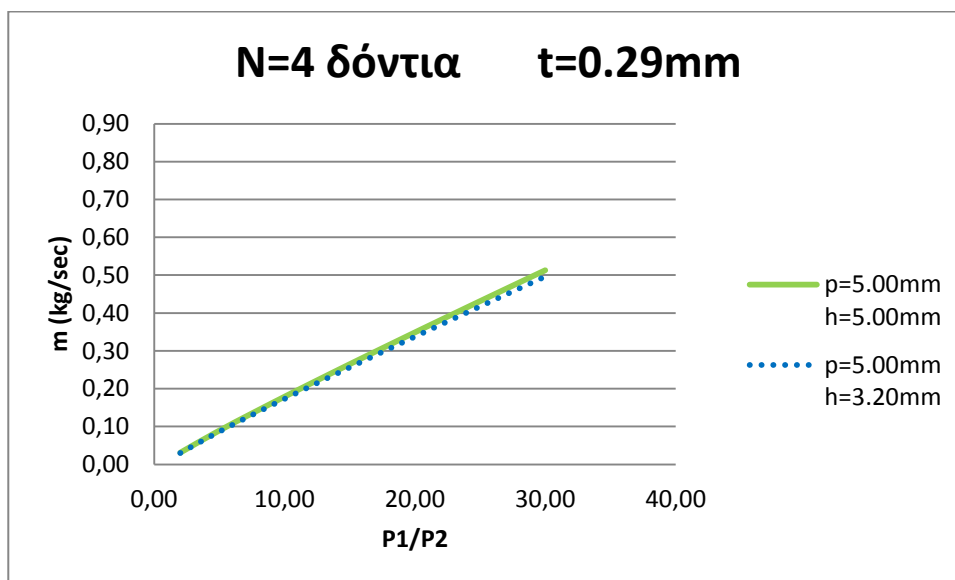
Σχήμα Π2.1-53 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=3$, πάχος κεφαλής $t=0.29\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=5.00\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



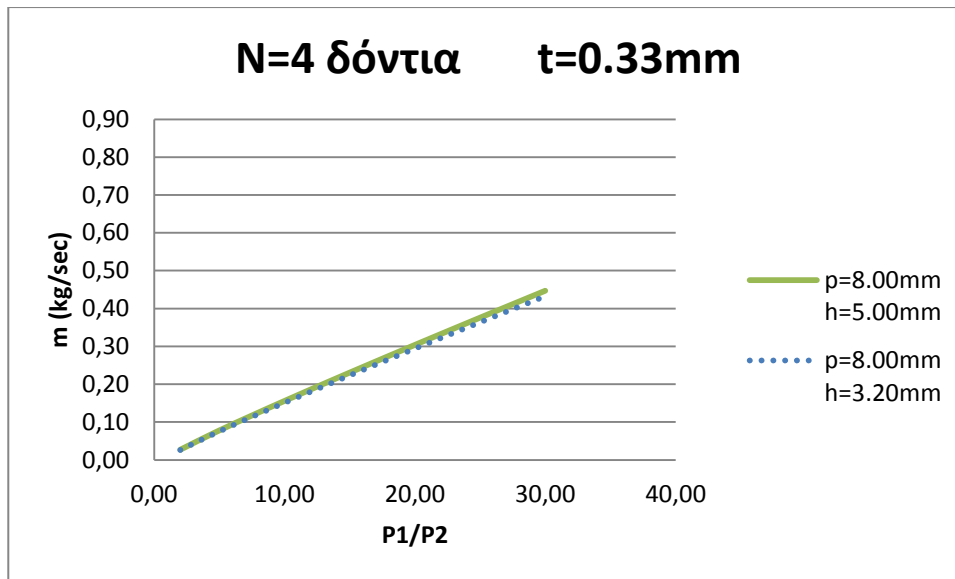
Σχήμα Π2.1-54 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=3$, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=8.00\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



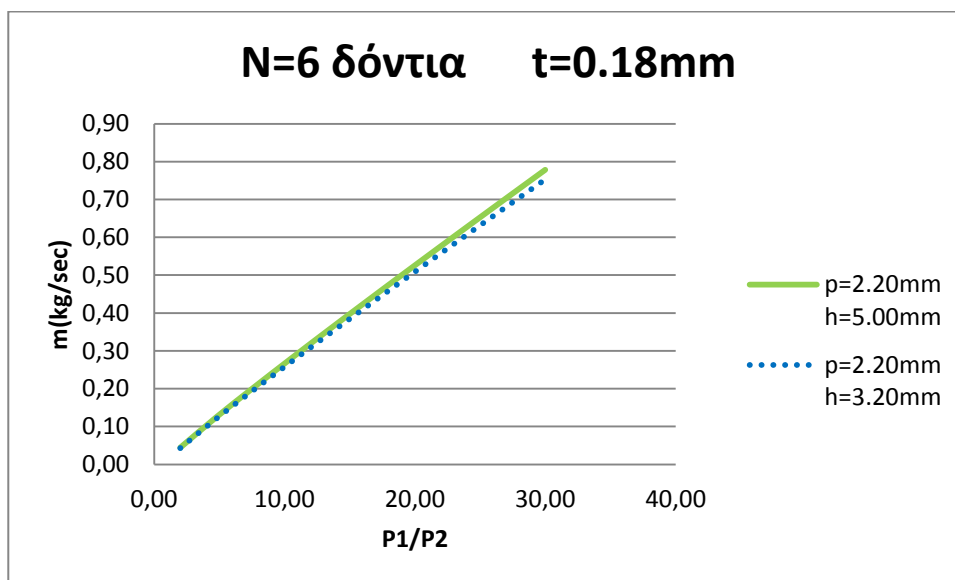
Σχήμα Π2.1-55 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=4, πάχος κεφαλής t=0.18mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=2.20mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



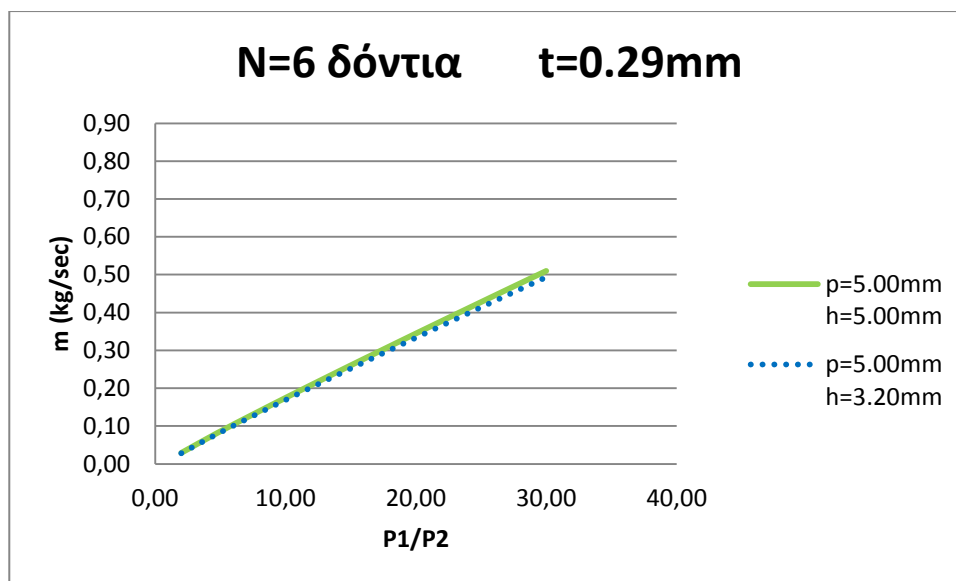
Σχήμα Π2.1-56 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=4, πάχος κεφαλής t=0.29mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=5.00mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



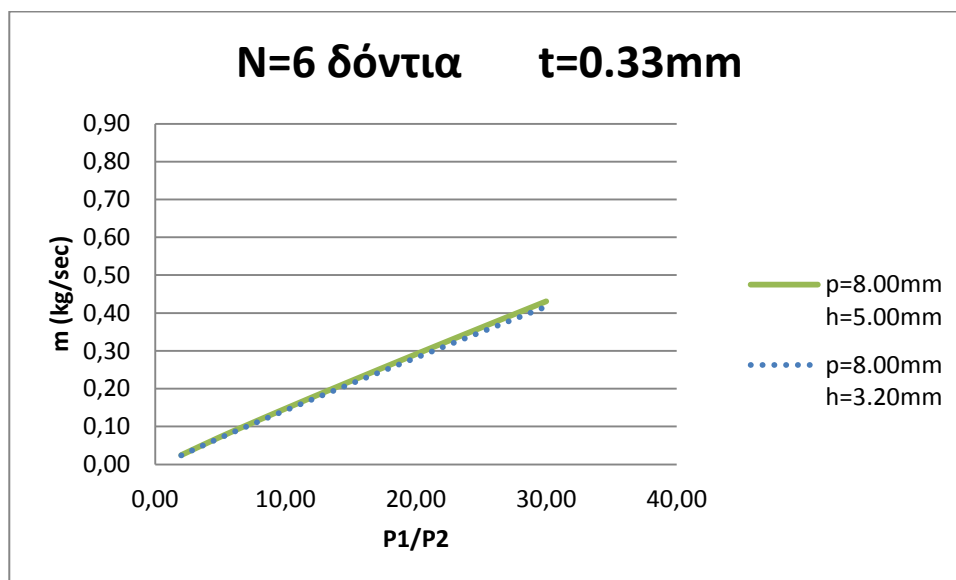
Σχήμα Π2.1-57 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=4, πάχος κεφαλής t=0.33mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=8.00mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



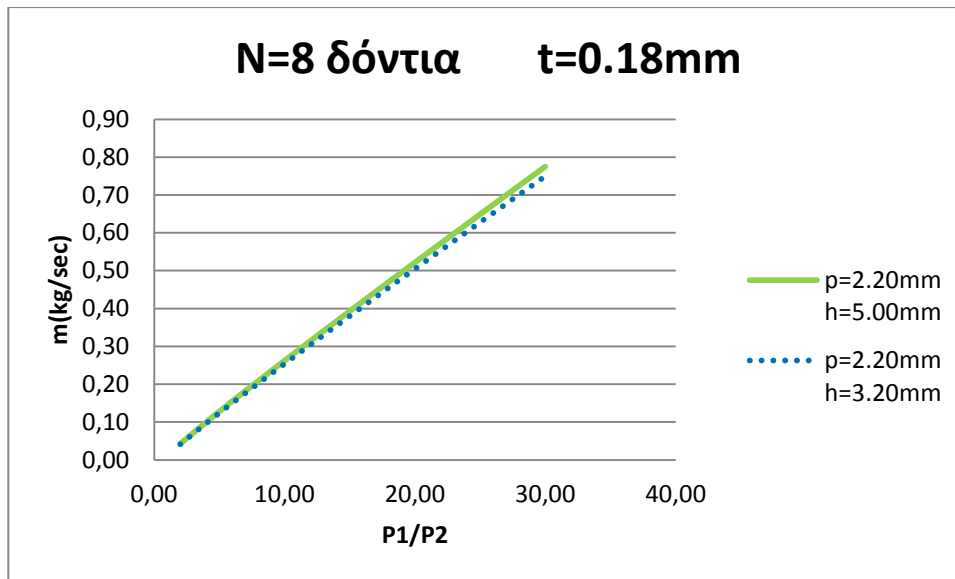
Σχήμα Π2.1-58 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=6, πάχος κεφαλής t=0.18mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=2.20mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



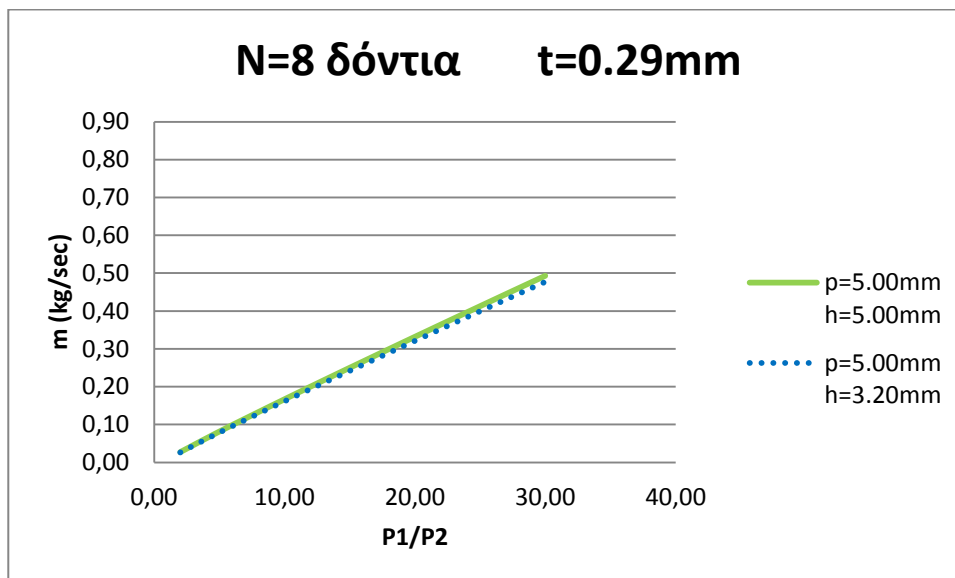
Σχήμα Π2.1-59 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=6, πάχος κεφαλής t=0.29mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=5.00mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



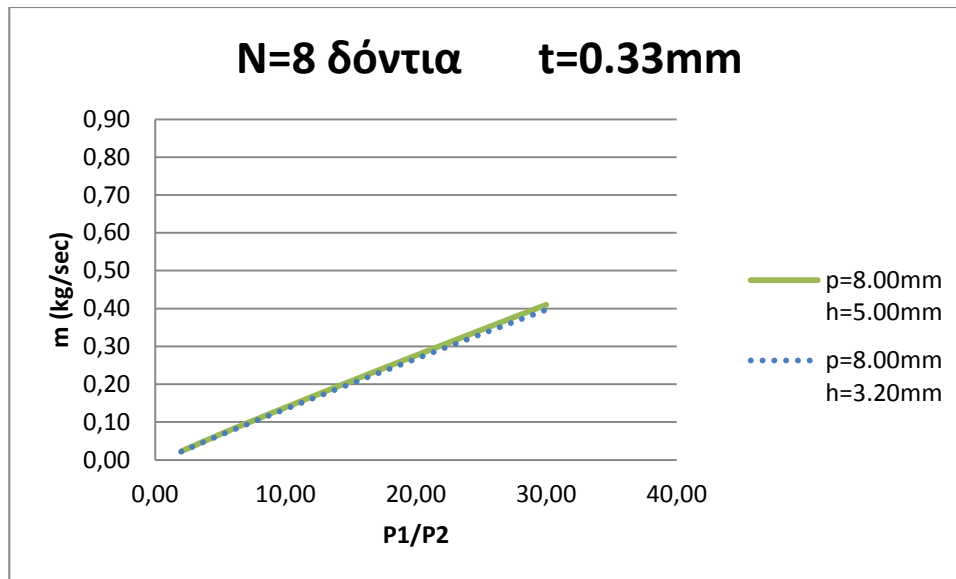
Σχήμα Π2.1-60 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=6, πάχος κεφαλής t=0.33mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=8.00mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



Σχήμα Π2.1-61 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=8, πάχος κεφαλής t=0.33mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=2.20mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



Σχήμα Π2.1-62 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων N=8, πάχος κεφαλής t=0.29mm για διάκενο c=0.4mm, με βήμα p=5.00mm και ύψος πτερυγίων h=3.2mm και h=5.00mm αντίστοιχα, συναρτήσει του λόγου πίεσης.



Σχήμα Π2.1-63 Διάγραμμα διερχόμενης παροχής αέρα από λαβύρινθο με αριθμό οδόντων $N=8$, πάχος κεφαλής $t=0.33\text{mm}$ για διάκενο $c=0.4\text{mm}$, με βήμα $p=8.00\text{mm}$ και ύψος πτερυγίων $h=3.2\text{mm}$ και $h=5.00\text{mm}$ αντίστοιχα, συναρτήσεϊ του λόγου πίεσης.

Π2.2 Μοντελοποίηση rim seal

Ο κώδικας που συντάχθηκε είχε ως δεδομένα εισόδου – input data – τα εξής:

- Πίεση εισόδου στο ρότορα $P_t=4\text{bar}$
- Θερμοκρασία εισόδου στο ρότορα $T_t=1100\text{K}$
- Σχετική γωνία ροής εισόδου $\beta_1=60^\circ$
- Σχετική γωνία ροής εξόδου $\beta_2=57^\circ$
- Ακτίνα ποδός ρότορα $R_{\text{hub}}=0.110\text{m}$
- Ακτίνα κεφαλής ρότορα $R_{\text{tip}}=0.165\text{m}$
- Αριθμός πτερυγίων ρότορα $n=32$

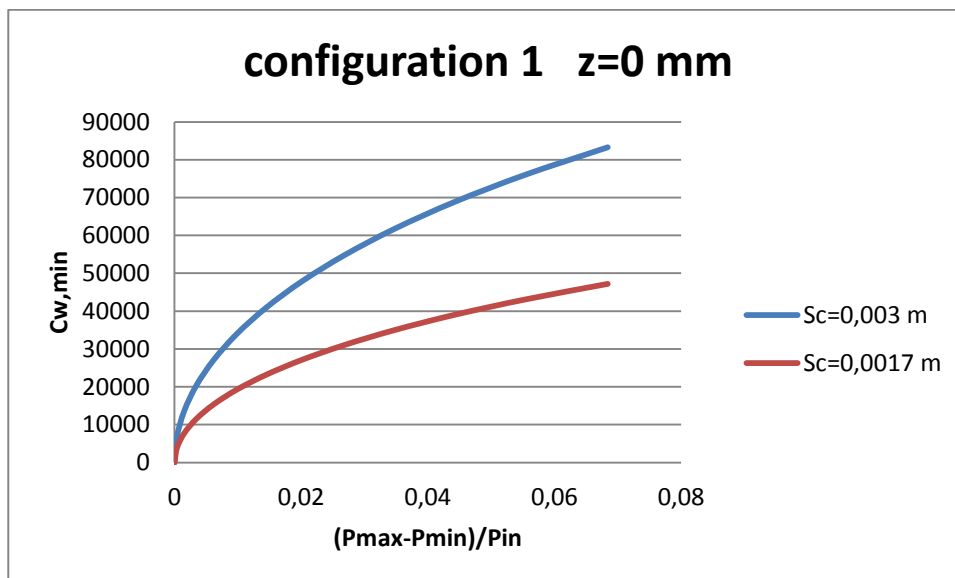
Τα μεγέθη που μεταβάλλονταν είναι τα παρακάτω:

- Παροχή μάζας κυρίου ρεύματος m_{core} $[0,6] \text{ kg/sec}$
- Απόσταση από το στάτορα θέσης rim seal z $[0,18] \text{ mm}$
- Οι στροφές του άξονα τέθηκαν ίσες με $N=9000 \text{ RPM}$
και με $N=6000 \text{ RPM}$
- Το διάκενο s_c τέθηκε ίσο με $s_c=0.003\text{m}$
και με $s_c=0.0017\text{m}$

Αρχίζουμε την παρουσίαση των αποτελεσμάτων παραθέτοντας τα προκύπτοντα διαγράμματα¹⁷ για κάθε διάταξη ξεχωριστά και για τις δύο τιμές του διακένου s_c .

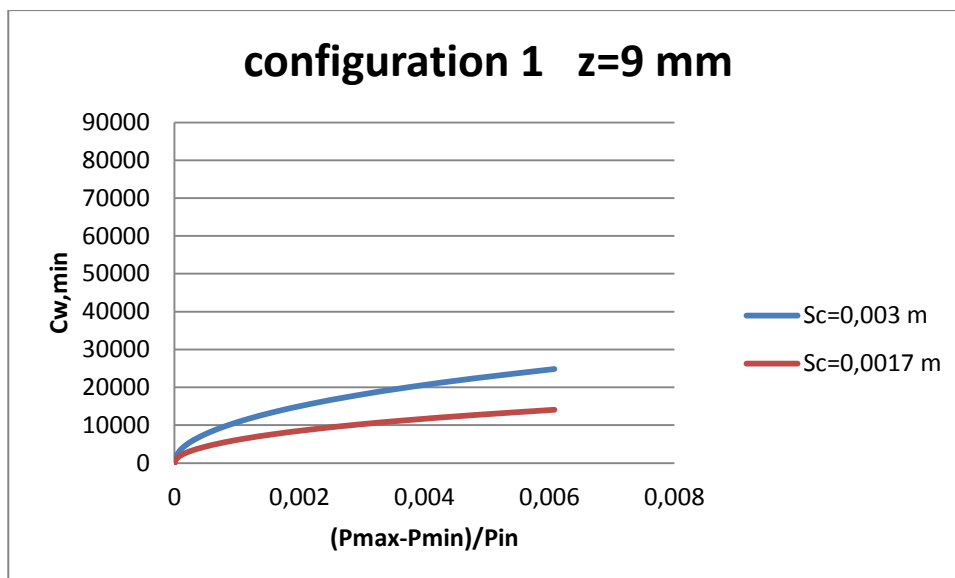
¹⁷ Στα παρακάτω διαγράμματα θα κρατήσουμε την ίδια κλίμακα στον άξονα y για να καταστεί σαφής η διαφορά από περίπτωση σε περίπτωση.

- Configuration 1



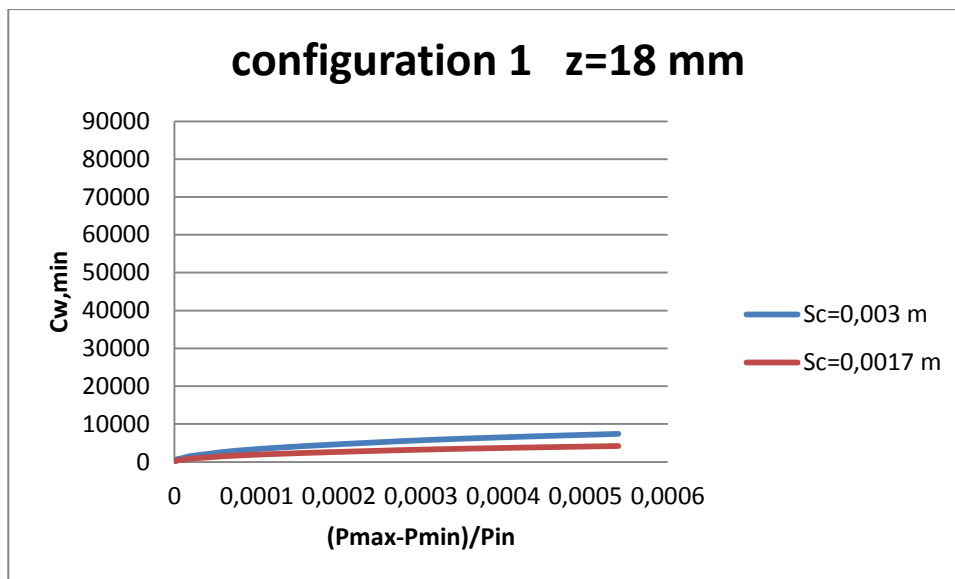
Σχήμα Π2.2-1. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=0\text{mm}$. Πρόκειται για την πρώτη διάταξη του rim seal.

Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.4%.



Σχήμα Π2.2-2. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9\text{mm}$

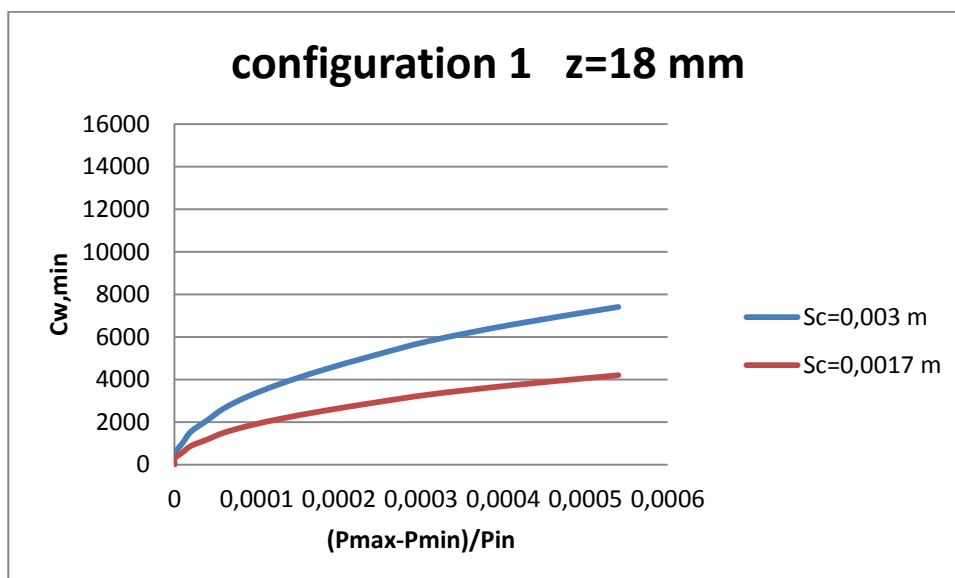
Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.9%.



Σχήμα Π2.2-3. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την πρώτη διάταξη του rim seal.

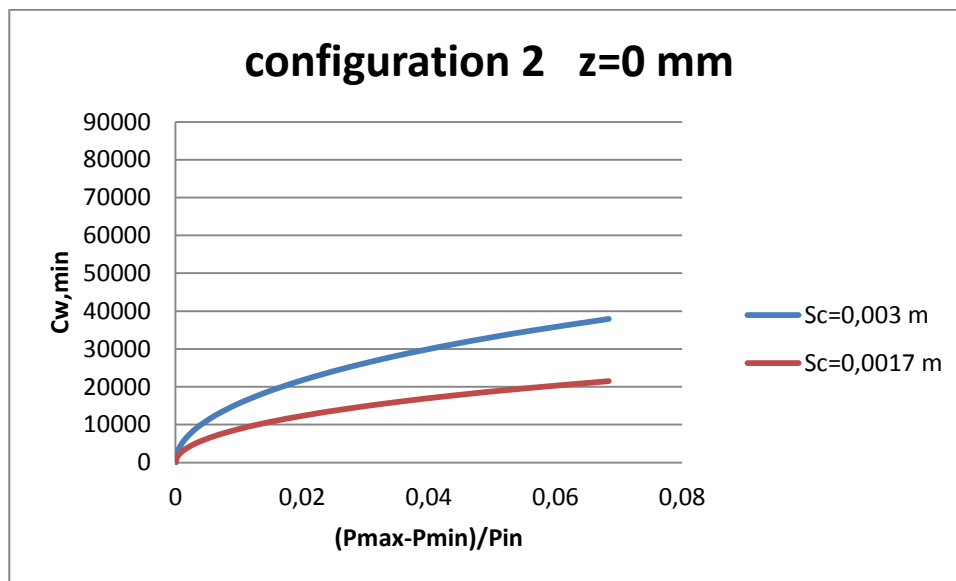
Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.3%.

Για λόγους καλύτερης εποπτείας θα παρουσιάσουμε το παραπάνω διάγραμμα μειώνοντας την κλίμακα του συντελεστή $C_{w,min}$ στην τιμή 16000.



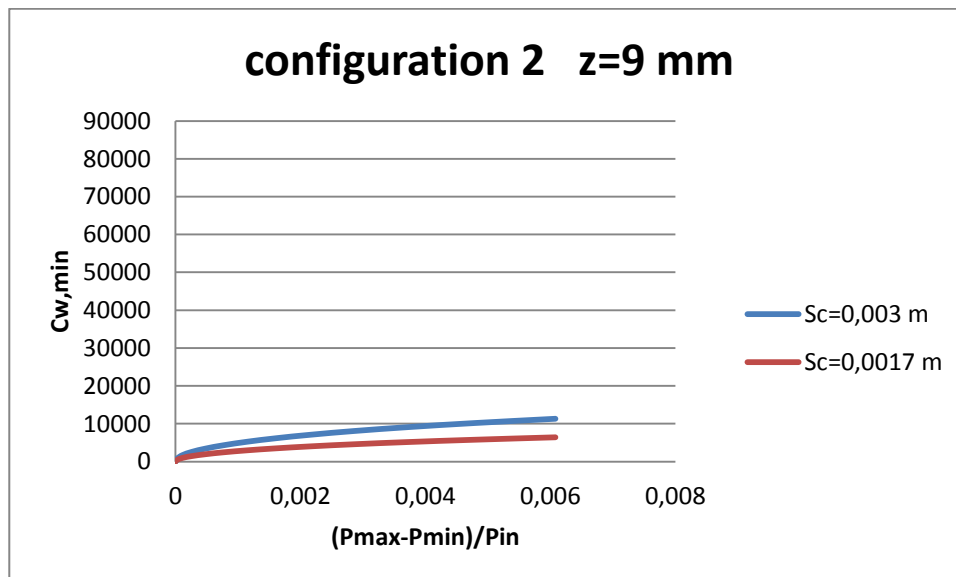
Σχήμα Π2.2-4 Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την πρώτη διάταξη του rim seal.

- Configuration 2



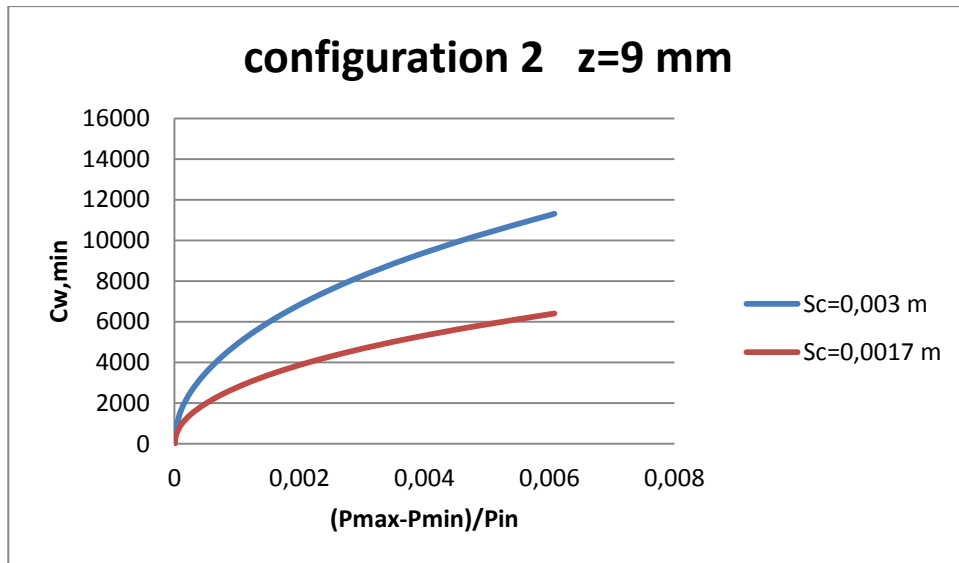
Σχήμα Π2.2-5 Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=0$ mm. Πρόκειται για τη δεύτερη διάταξη του rim seal.

Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.4%.



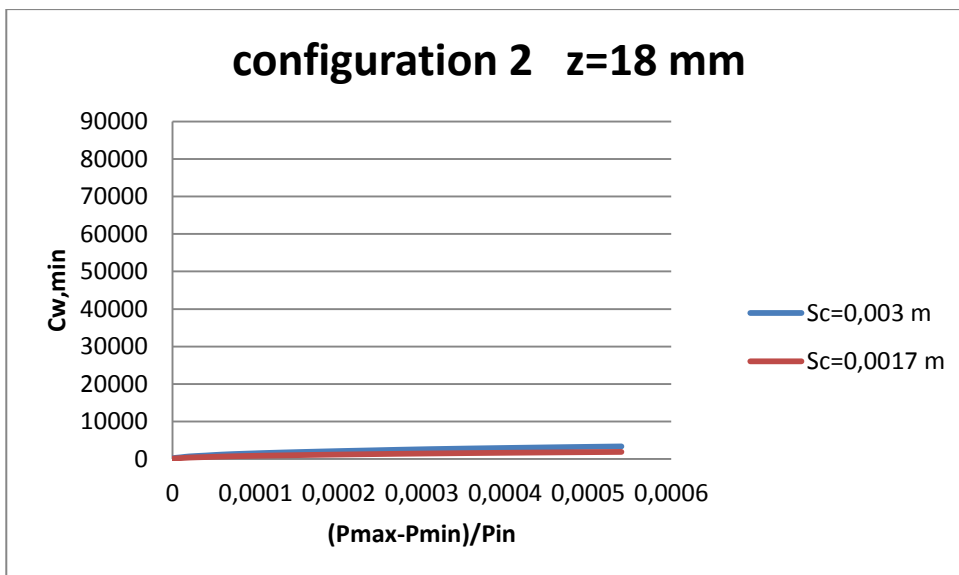
Σχήμα Π2.2-5 Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9$ mm. Πρόκειται για τη δεύτερη διάταξη του rim seal.

Για καλύτερη εποπτεία θα μειώσουμε την κλίμακα στον άξονα του συντελεστή $C_{w,min}$ μέχρι την τιμή 16000.



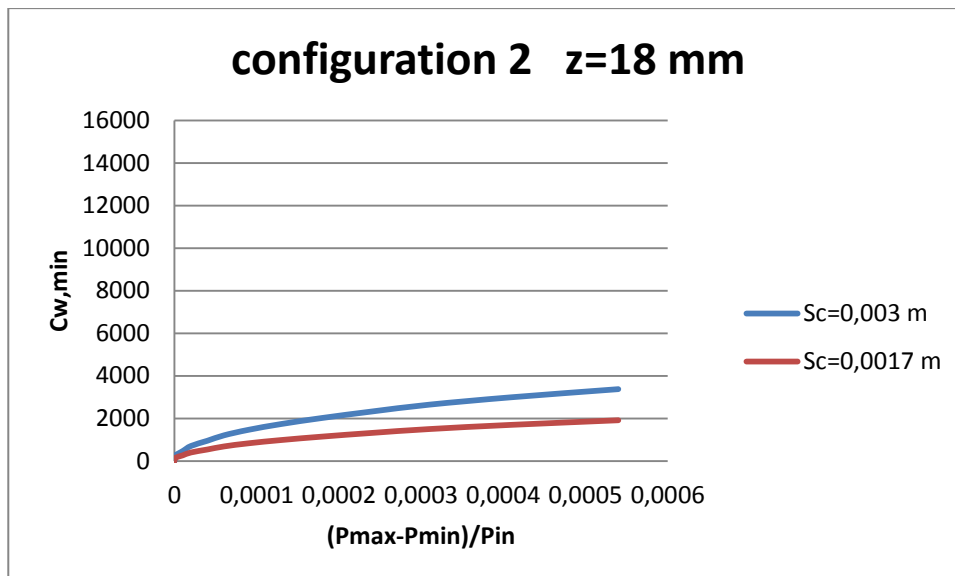
Σχήμα Π2.2-6 Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9\text{mm}$. Πρόκειται για τη δεύτερη διάταξη του rim seal.

Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.4%.



Σχήμα Π2.2-7. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για τη δεύτερη διάταξη του rim seal.

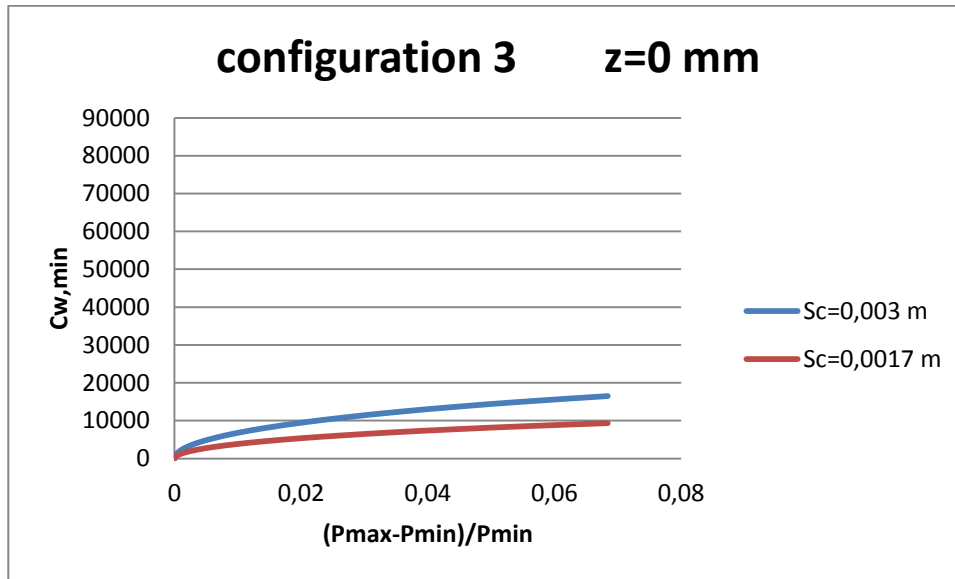
Για καλύτερη εποπτεία θα μειώσουμε την κλίμακα στον άξονα του συντελεστή $C_{w,min}$ μέχρι την τιμή 16000.



Σχήμα Π2.2-8. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για τη δεύτερη διάταξη του rim seal.

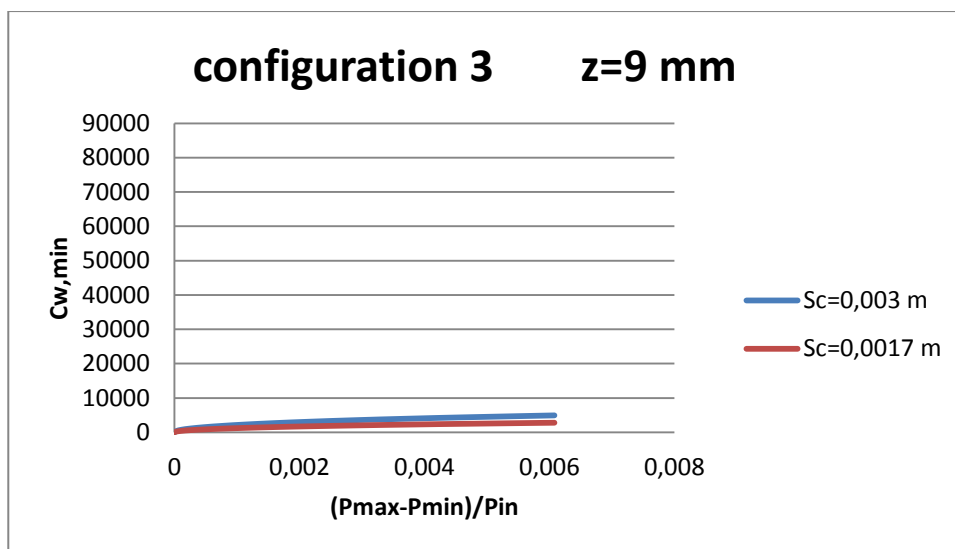
Το ποσοστό της διαφοράς της αδιάστατης μάζας ισούται με 43.4%.

- Configuration 3



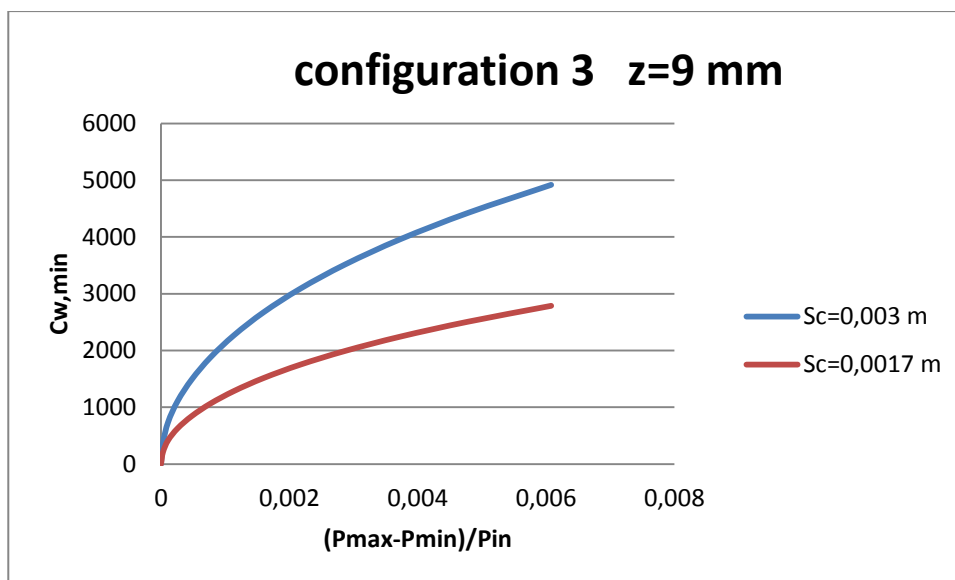
Σχήμα Π2.2-9. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=0$ mm. Πρόκειται για την τρίτη διάταξη του rim seal.

Είναι εμφανής η διαφορά στη διερχόμενη μάζα από τα rim seals ανάλογα με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους και τη διάταξή τους.

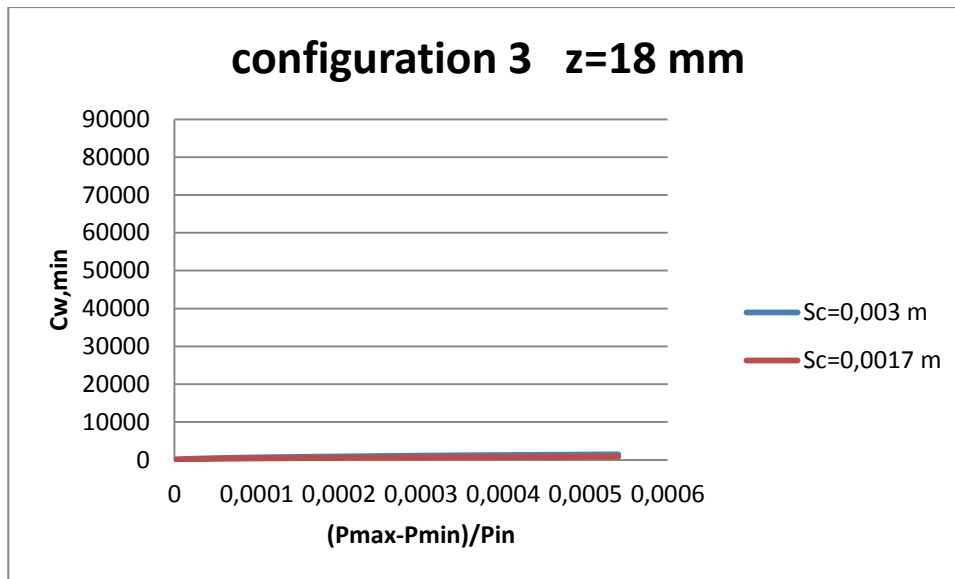


Σχήμα Π2.2-10 Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9\text{mm}$. Πρόκειται για την τρίτη διάταξη του rim seal.

Η διάταξη αυτή είναι πολύ πιο αποτελεσματική από τις προηγούμενες δύο, με αποτέλεσμα να διέρχεται πολύ λιγότερη μάζα από αυτές. Για το λόγο αυτό, θα μειώσουμε την κλίμακα του άξονα y μέχρι την τιμή 6000 αυτή τη φορά.

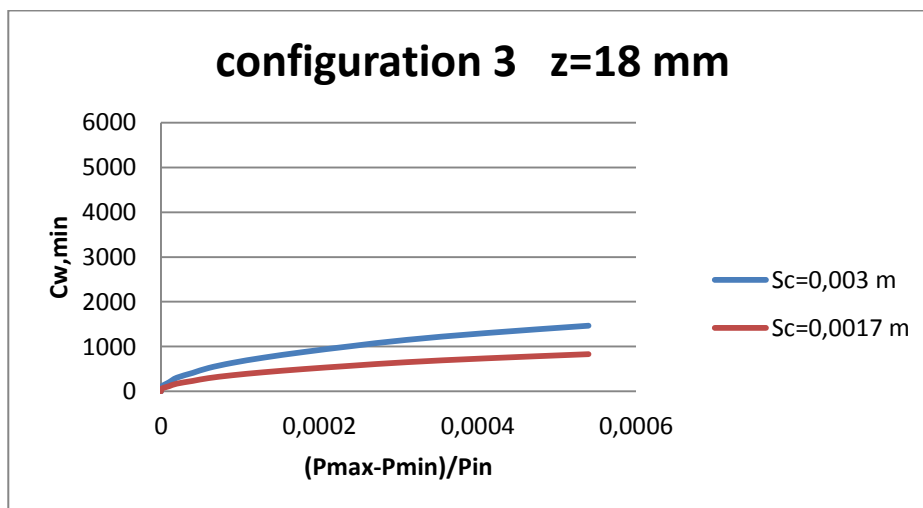


Σχήμα Π2.2-11. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9\text{mm}$. Πρόκειται για την τρίτη διάταξη του rim seal.



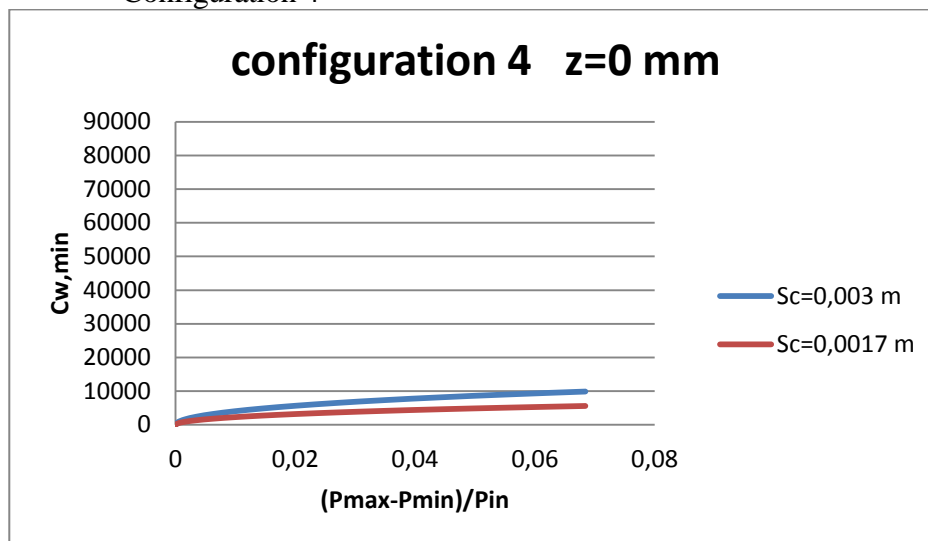
Σχήμα Π2.2-12. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την τρίτη διάταξη του rim seal.

Μειώνοντας και πάλι την κλίμακα έχουμε:

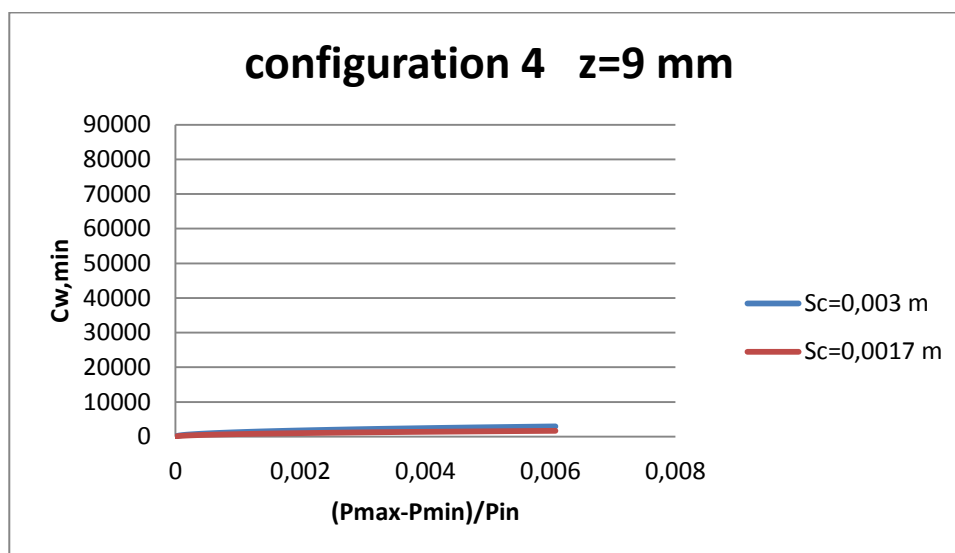


Σχήμα Π2.2-13. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την Τρίτη διάταξη του rim seal.

- Configuration 4

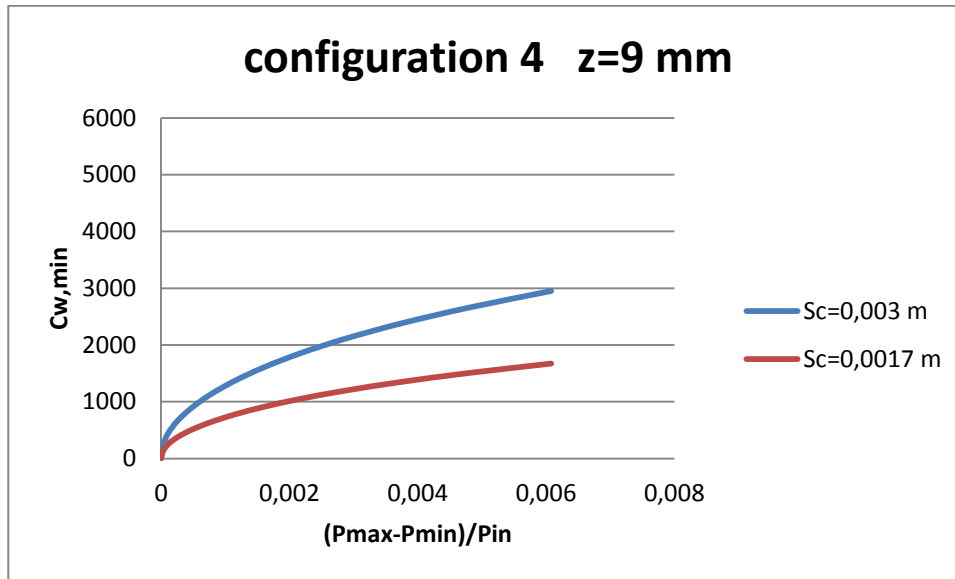


Σχήμα Π2.2-14 Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=0\text{mm}$. Πρόκειται για την τέταρτη διάταξη του rim seal.

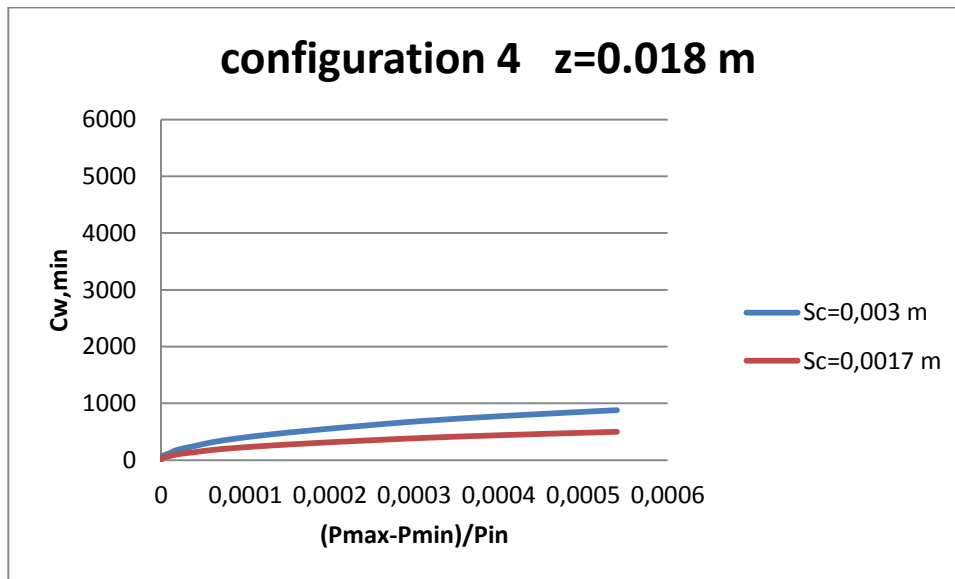


Σχήμα Π2.2-15. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσει της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9\text{mm}$. Πρόκειται για την τέταρτη διάταξη του rim seal.

Μειώνοντας την κλίμακα του άξονα y έχουμε:



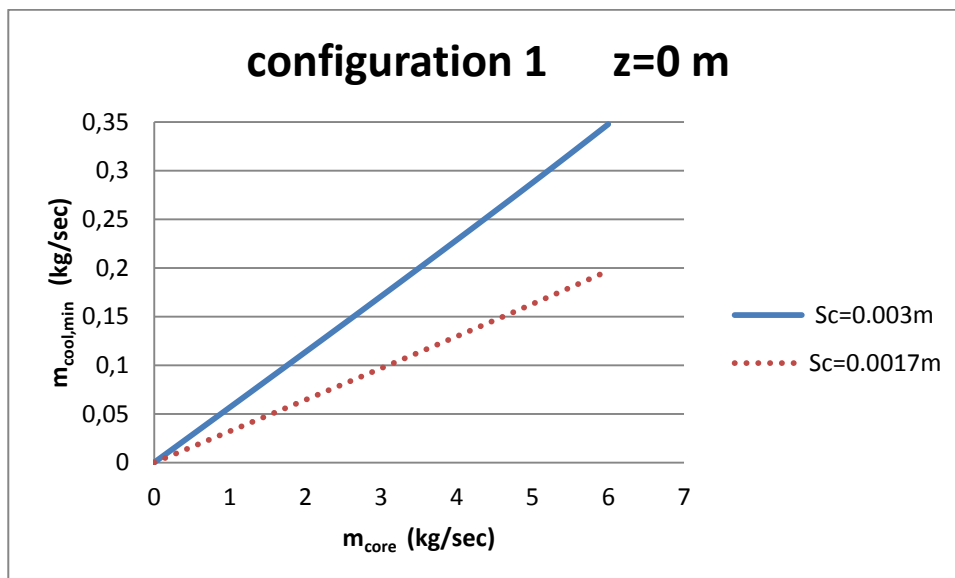
Σχήμα Π2.2-15. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=9\text{mm}$. Πρόκειται για την τέταρτη διάταξη του rim seal.



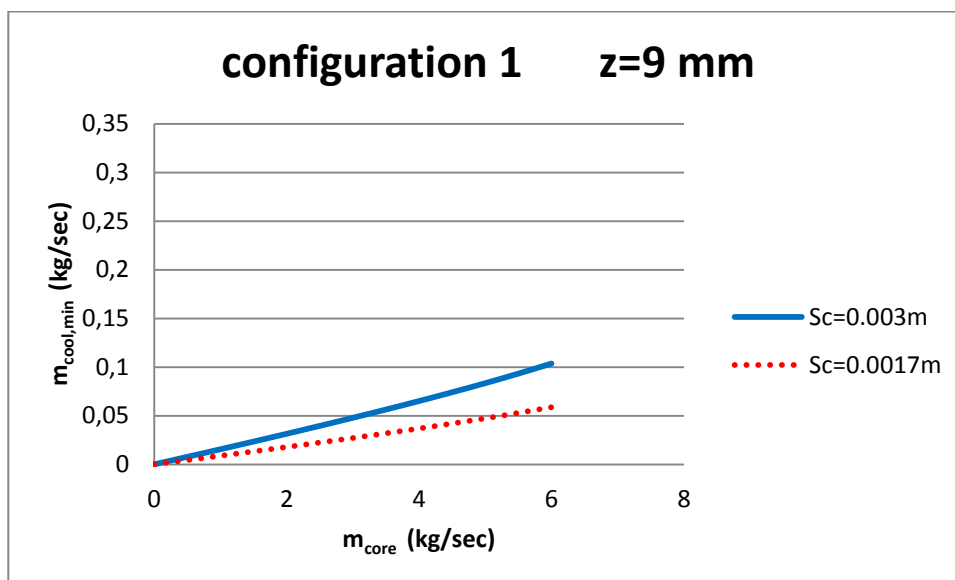
Σχήμα Π2.2-16. Διάγραμμα μεταβολής της σταθεράς $C_{w,min}$, συναρτήσεως της ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων του κυρίως ρεύματος - ανηγμένο στην πίεση εισόδου - για τις δύο περιπτώσεις του διακένου, για $z=18\text{mm}$. Πρόκειται για την τέταρτη διάταξη του rim seal.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, τα ποσοστά στη διαφορά της μάζας προκύπτουν τα ίδια με τα αντίστοιχα των άλλων διατάξεων.

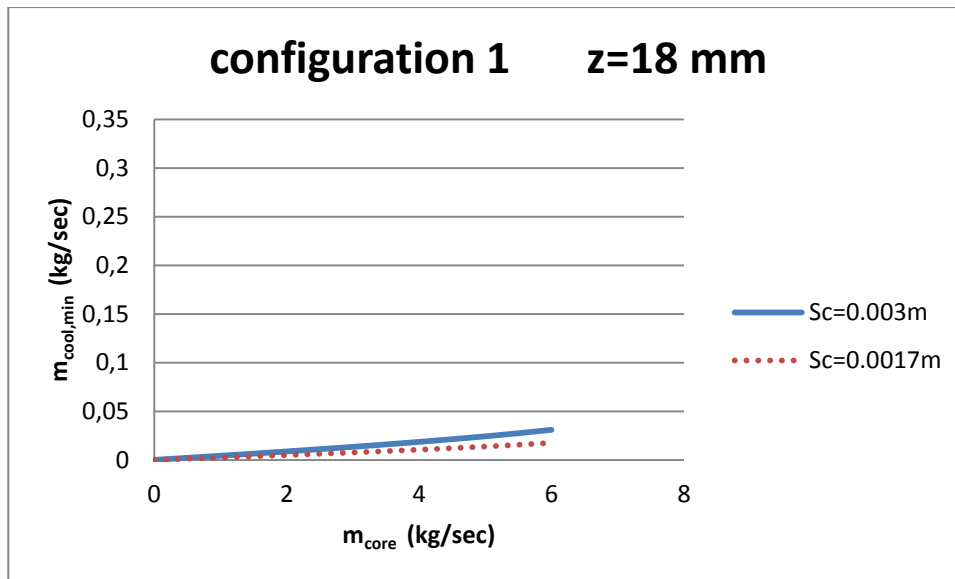
- Configuration 1



Σχήμα Π2.2-17. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

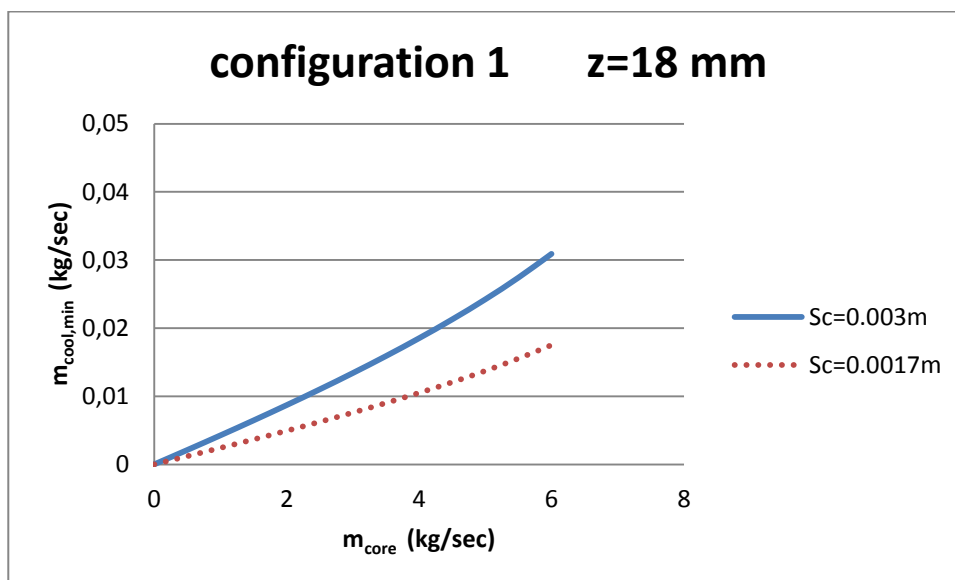


Σχήμα Π2.2-18. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

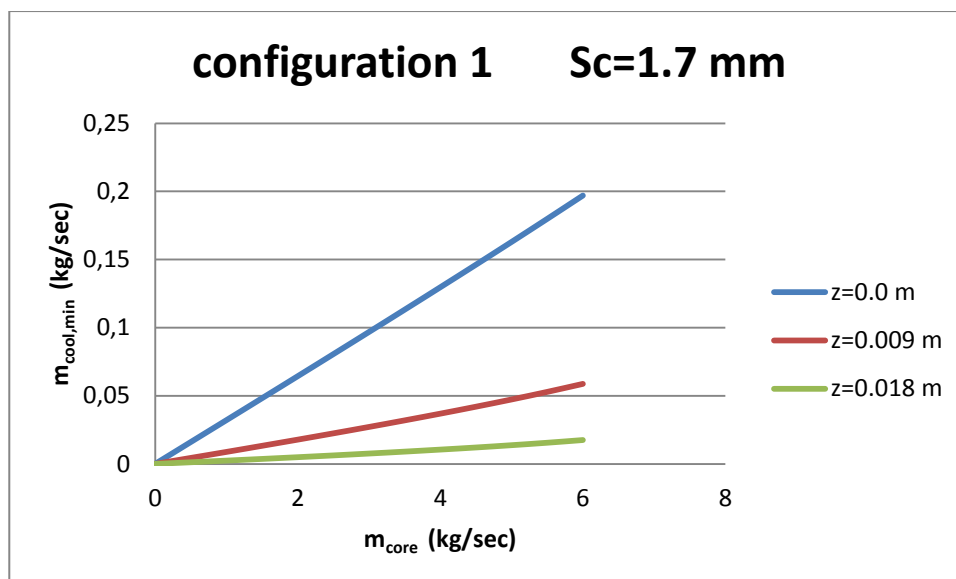


Σχήμα Π2.2-19. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

Για λόγους καλύτερης εποπτείας του διαγράμματος, θα μειώσουμε την κλίμακα του άξονα y, αφού έχει ήδη γίνει φανερή η καλύτερη απόδοση του στεγανωτικού αυξανόμενης της αξονικής του απόστασης από το στάτορα.

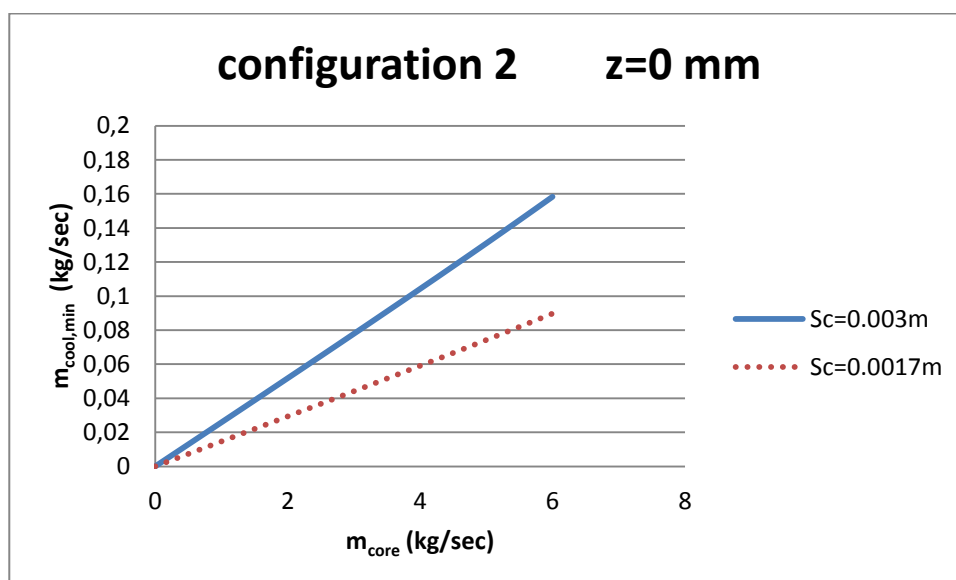


Σχήμα Π2.2-20. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

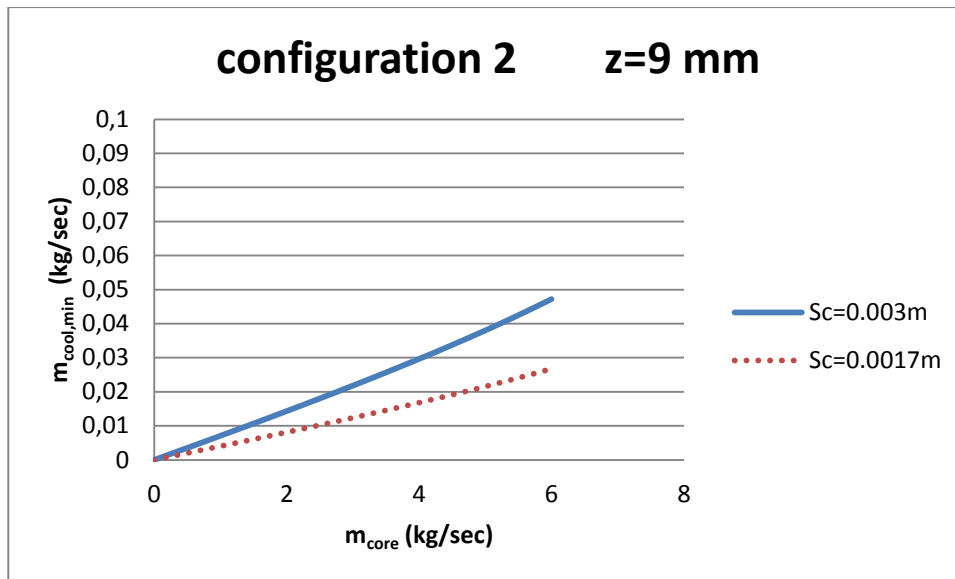


Σχήμα Π2.2-21. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την πρώτη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

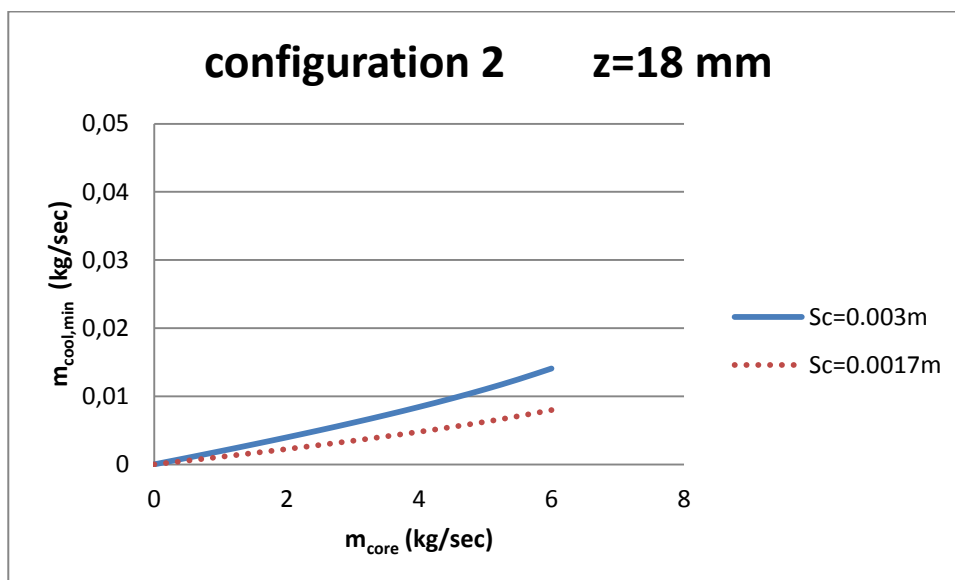
- Configuration 2



Σχήμα Π2.2-22. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0$ mm. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

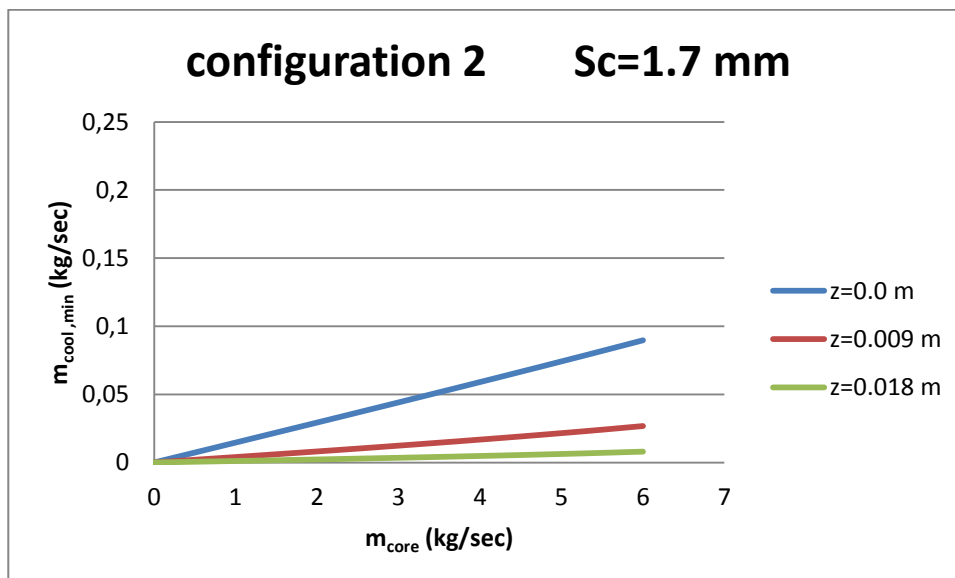


Σχήμα Π2.2-23 Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 2.



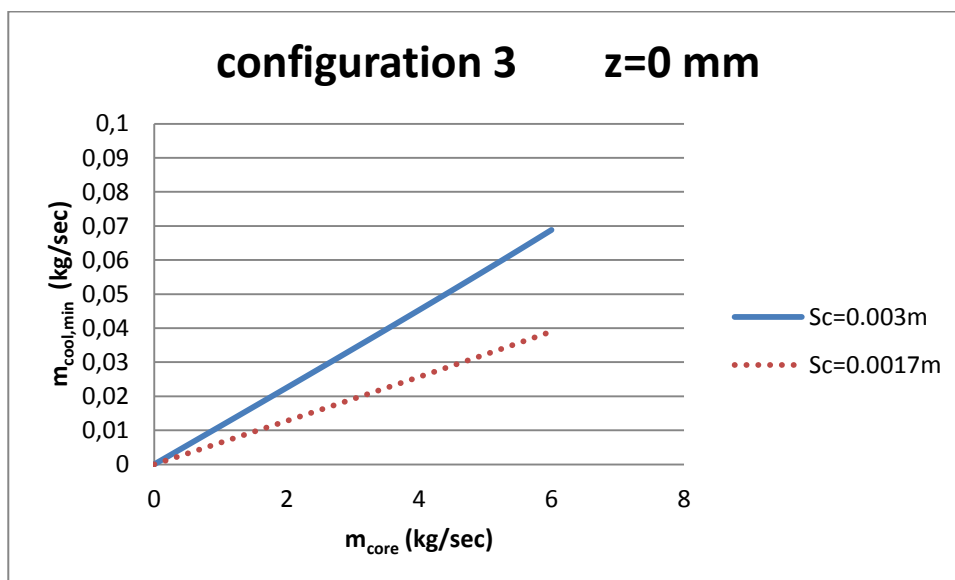
Σχήμα Π2.2-24. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

Το συγκριτικό διάγραμμα παρουσιάζεται παρακάτω:

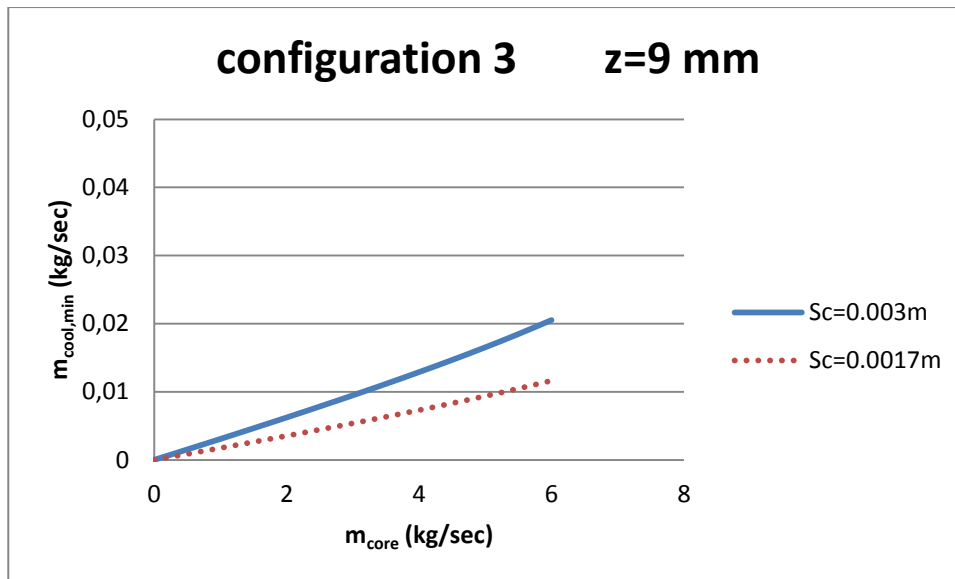


Σχήμα Π2.2-25. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για τη δεύτερη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

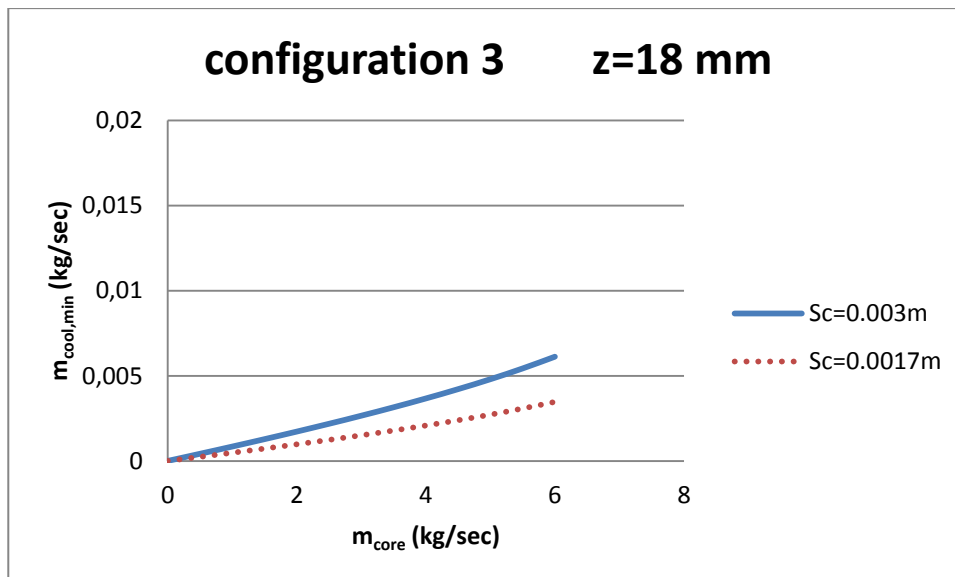
- Configuration 3



Σχήμα Π2.2-26. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0$ mm. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

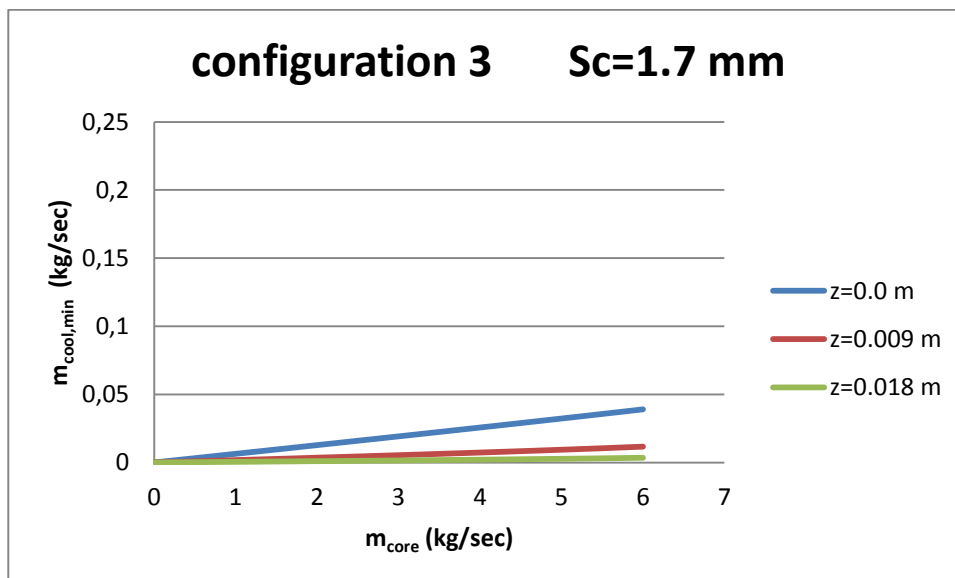


Σχήμα Π2.2-27. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 3.



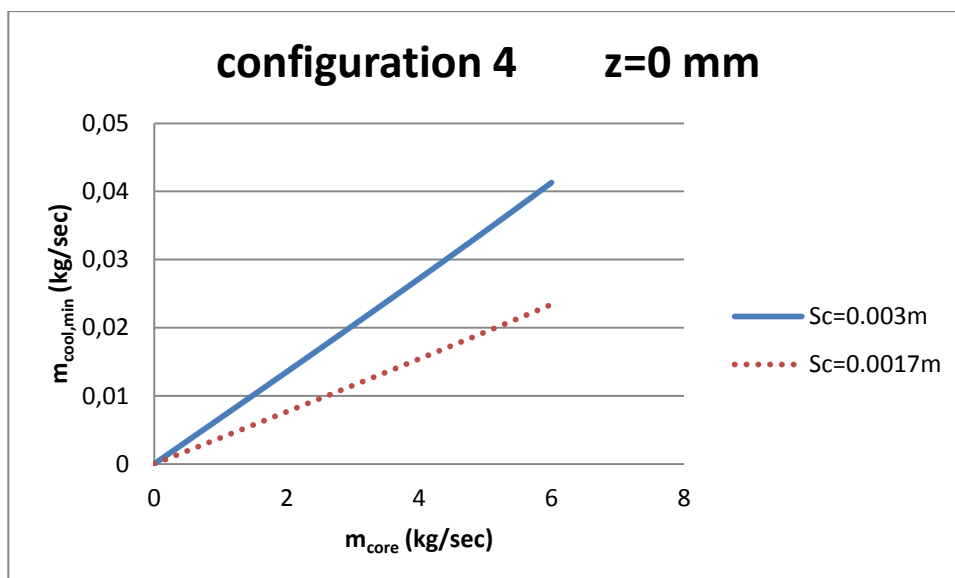
Σχήμα Π2.2-28 Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

Το συγκριτικό διάγραμμα φαίνεται παρακάτω:

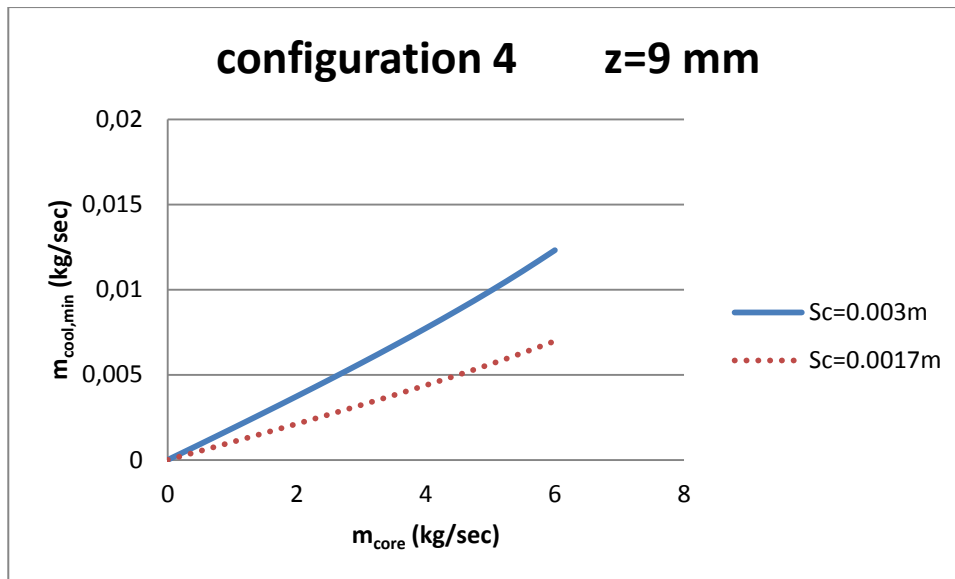


Σχήμα Π2.2-29. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την τρίτη διάταξη του rim seal συναρτήσεως της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

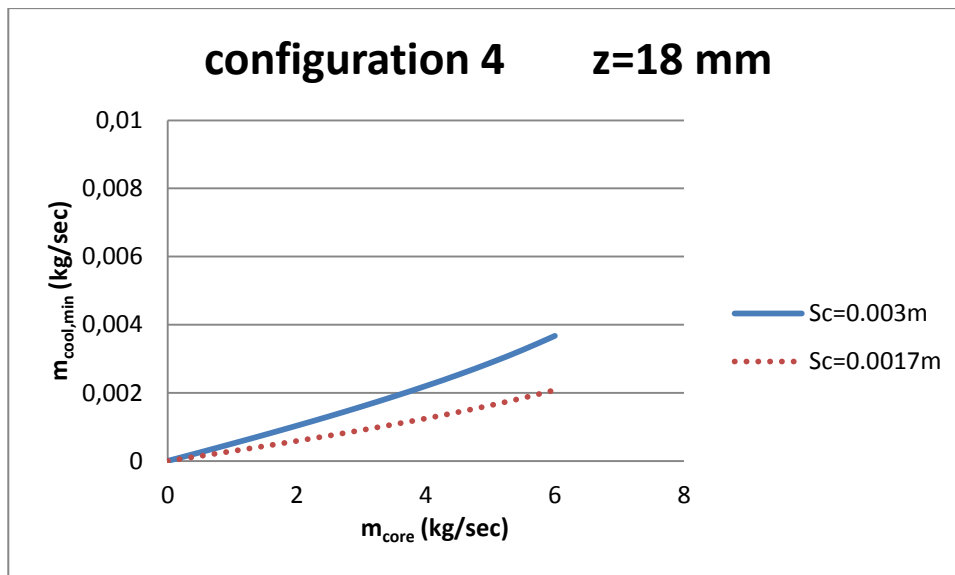
- Configuration 4



Σχήμα Π2.2-30. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσεως της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=0$ mm. Πρόκειται για τη διάταξη 4.

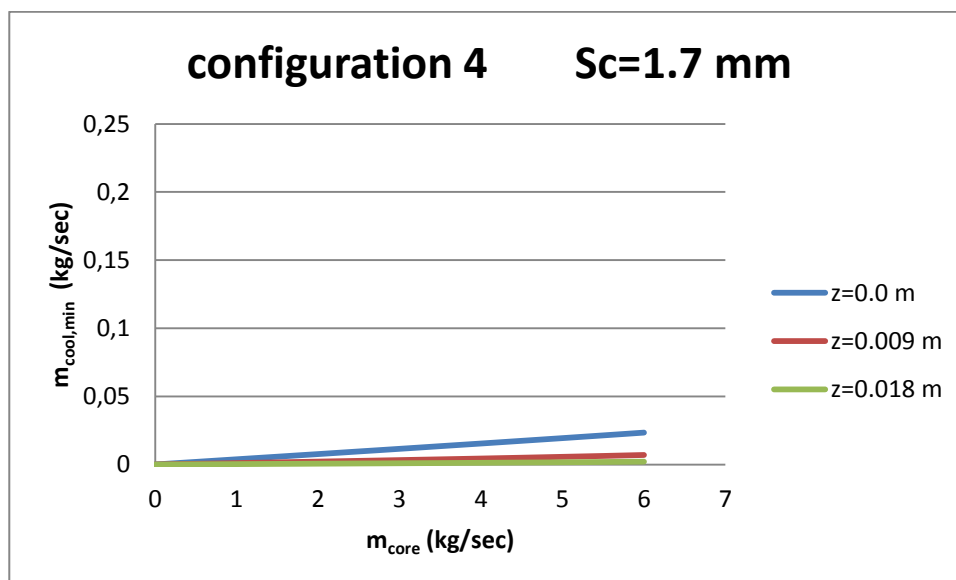


Σχήμα Π2.2-31. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=9mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 4.



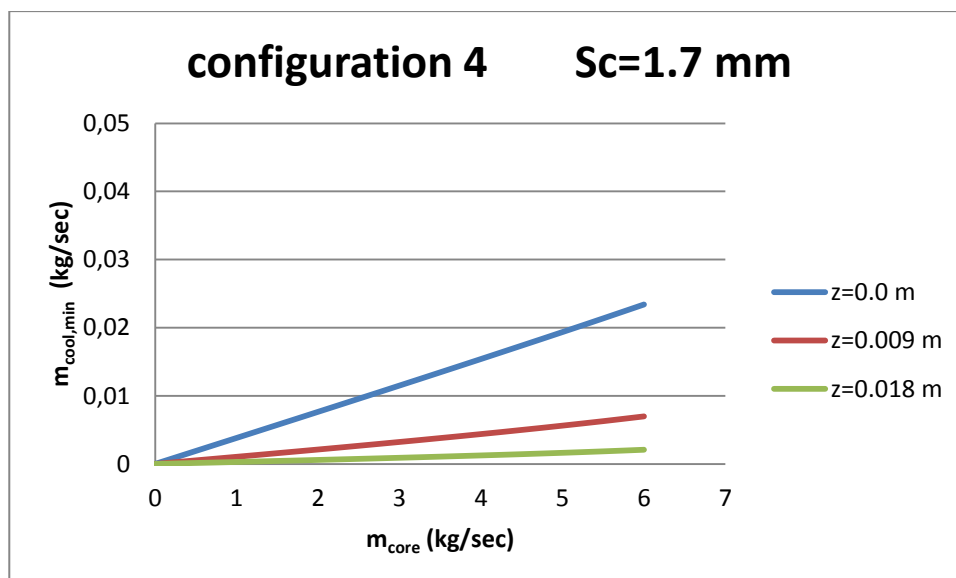
Σχήμα Π2.2-32. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή απομάστευσης αέρα ψύξης συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, για τις δύο περιπτώσεις διακένων, και για $z=18mm$. Πρόκειται για τη διάταξη 4.

Το συγκριτικό διάγραμμα παρουσιάζεται παρακάτω:



Σχήμα Π2.2-33. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την τέταρτη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

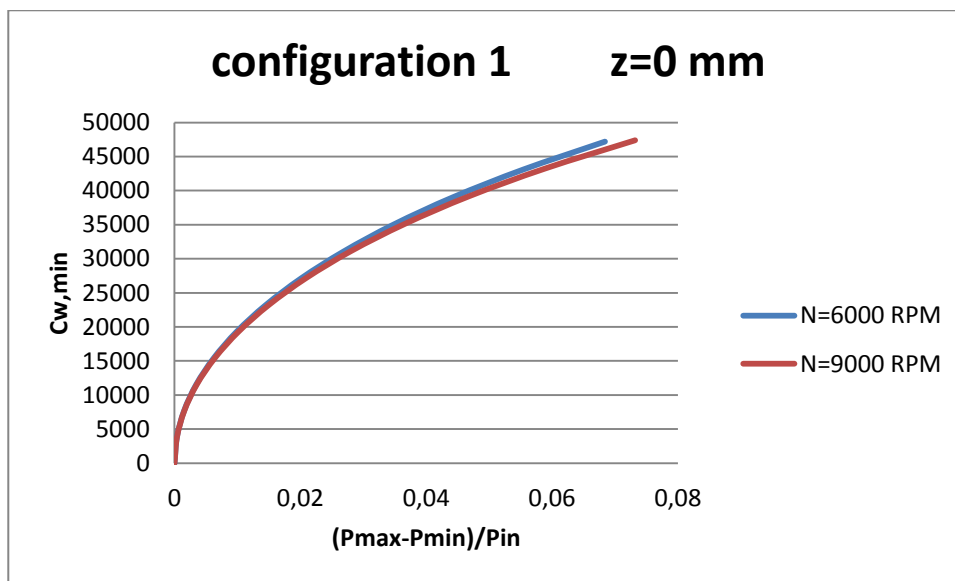
Προσαρμόζοντας την κλίμακα του άξονα y έχουμε:



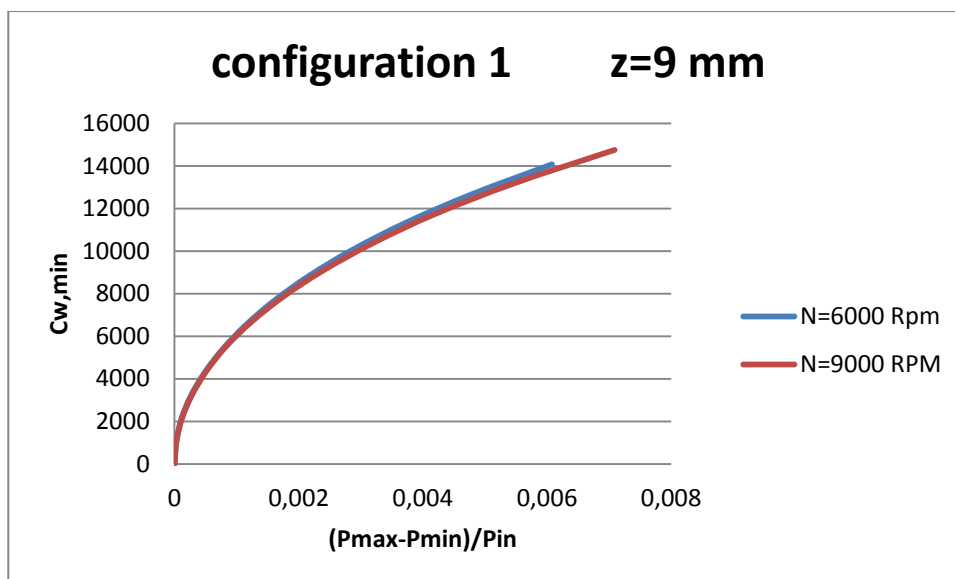
Σχήμα Π2.2-34. Ελάχιστη απαιτούμενη παροχή αέρα ψύξης για την τέταρτη διάταξη του rim seal συναρτήσει της παροχής αέρα του κυρίου ρεύματος, στις τρεις θέσεις τοποθέτησης από το στάτορα. Το διάκενο είναι ίσο με 1.7mm

Στη συνέχεια, θα μελετήσουμε τον τρόπο με τον οποίο επηρεάζουν την ελάχιστη απαιτούμενη μάζα αέρα προς αποφυγή εισρόφησης θερμών καυσαερίων στην περιοχή των δίσκων του ρότορα και του στάτορα οι στροφές του άξονα. Έτσι, τρέξαμε τον ίδιο κώδικα με προηγούμενος, δηλαδή δεν αλλάξαμε τίποτα από τα δεδομένα εισόδου – input data – παρά μόνο τις στροφές, οι οποίες τέθηκαν ίσες με 9000 RPM. Αξίζει να σημειωθεί ότι, επειδή οι διαφορές είναι πολύ μικρές και έχουμε ήδη μελετήσει τη συμπεριφορά της ελάχιστης απαιτούμενης μάζας, η κλίμακα στον άξονα y θα προσαρμόζεται με προσήκοντα, κάθε φορά, τρόπο.

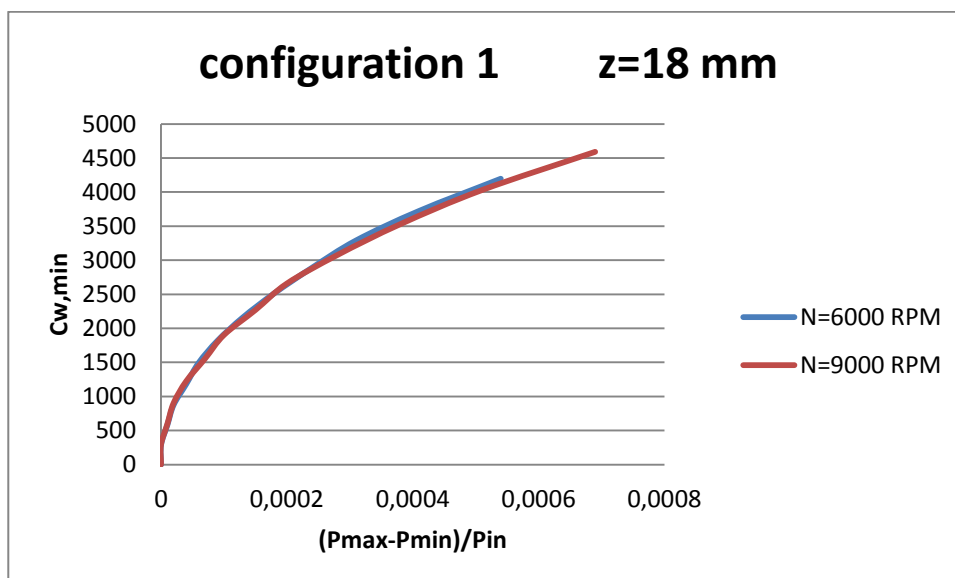
- Configuration 1



Σχήμα Π2.2-35. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσει της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 0mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

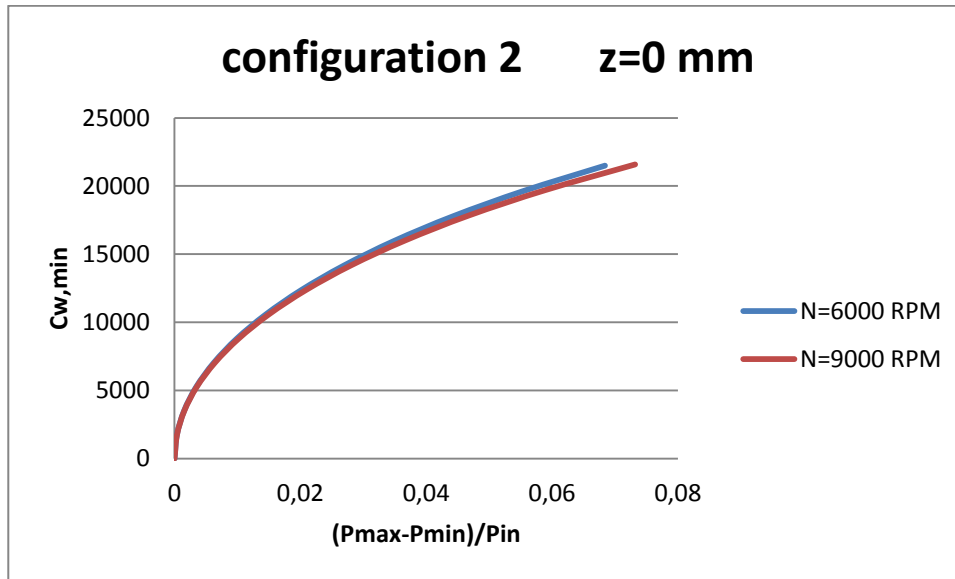


Σχήμα Π2.2-36. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 9mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

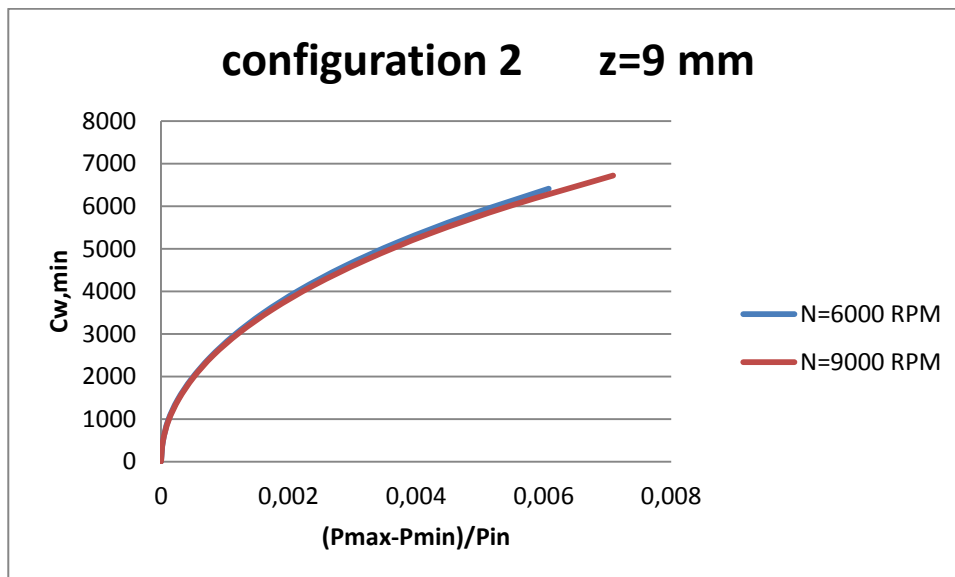


Σχήμα Π2.2-37. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 18mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 1.

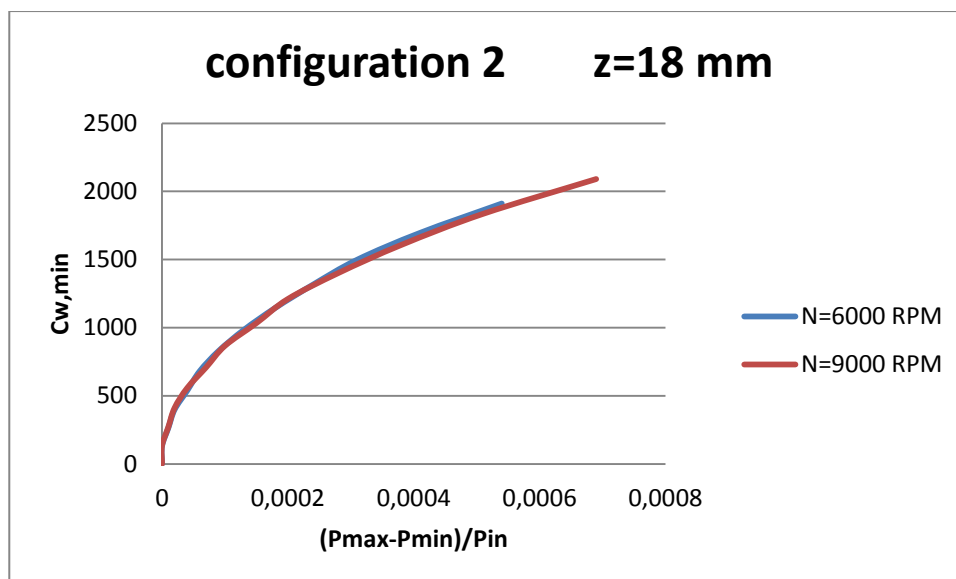
- Configuration 2



Σχήμα Π2.2-38. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 0mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

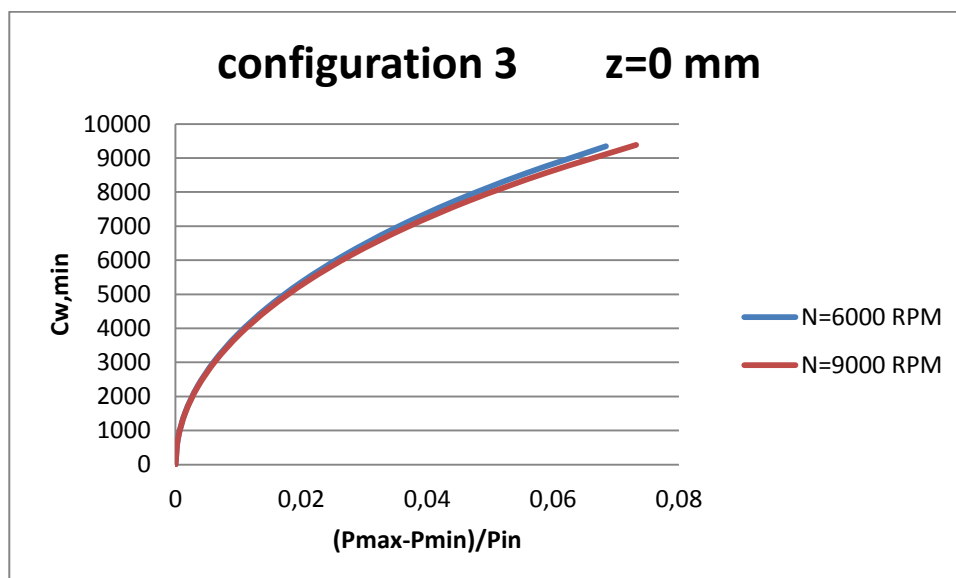


Σχήμα Π2.2-39. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 9mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

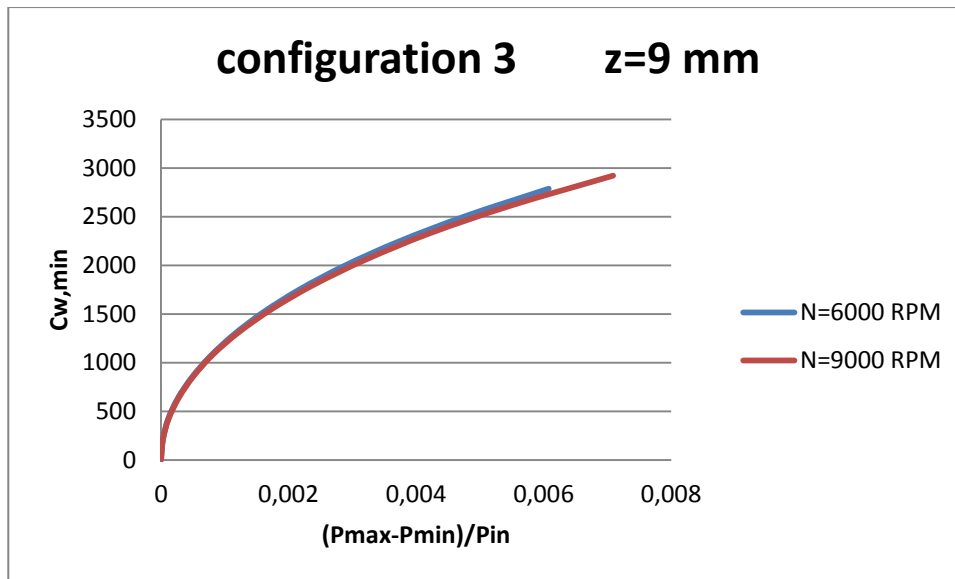


Σχήμα Π2.2-40. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 18mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 2.

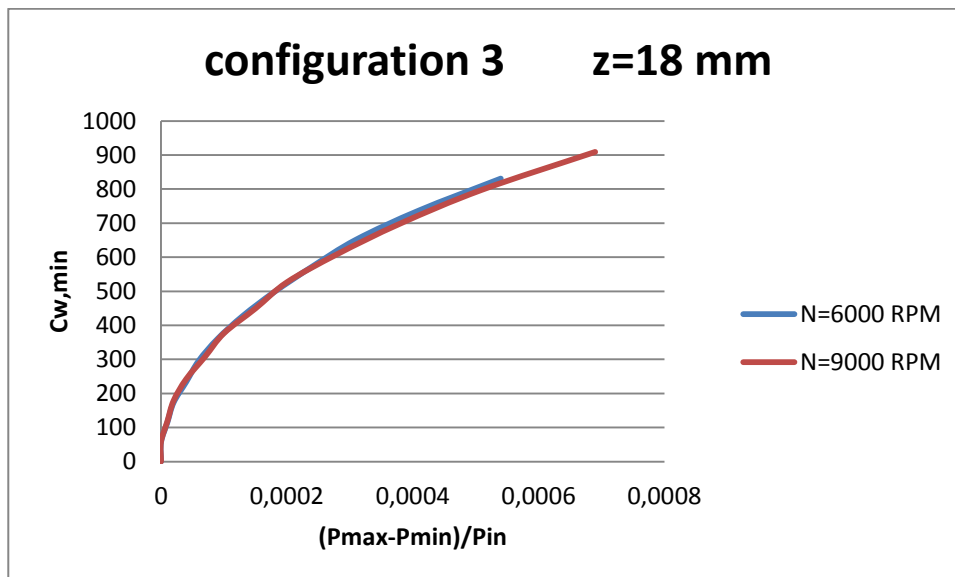
- Configuration 3



Σχήμα Π2.2-41. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 0mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

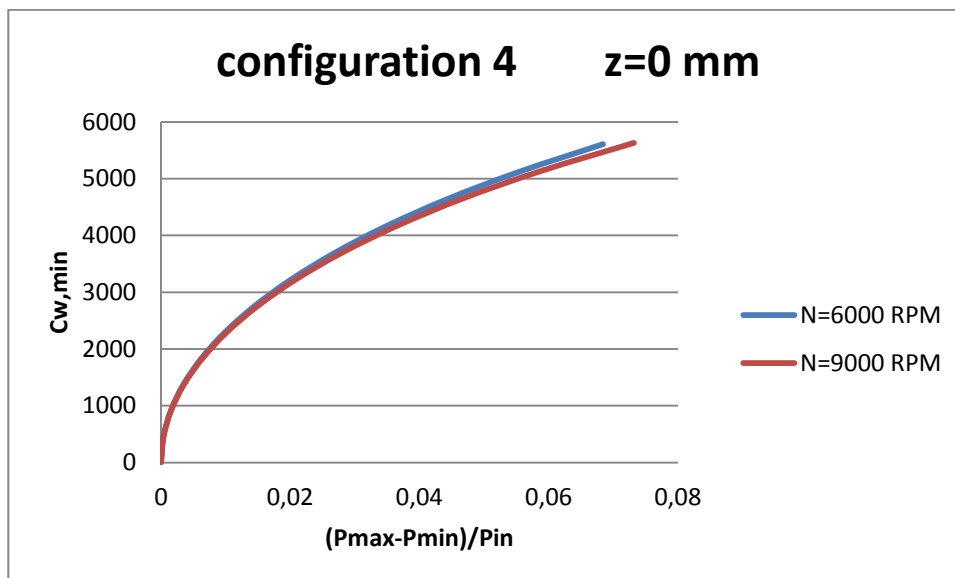


Σχήμα Π2.2-42. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσει της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 9mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

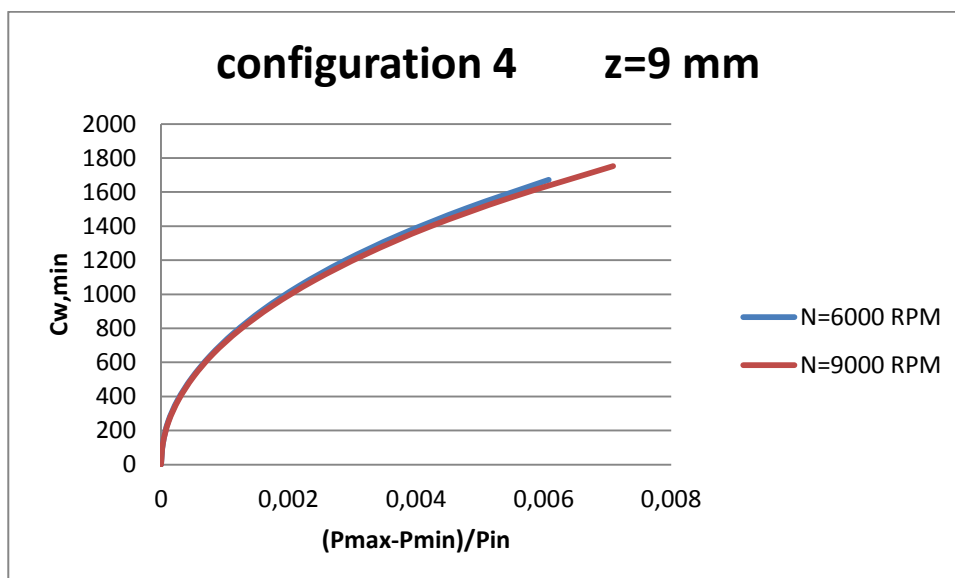


Σχήμα Π2.2-43. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσει της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 18mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 3.

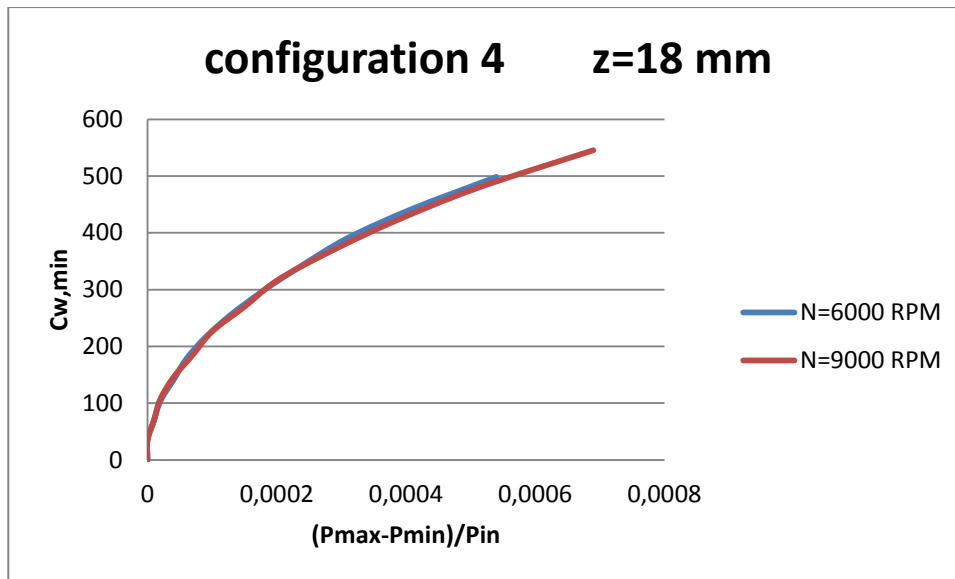
- Configuration 4



Σχήμα Π2.2-44. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 0mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 4.



Σχήμα Π2.2-45. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσεως της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 9mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 4.



Σχήμα Π2.2-46. Συντελεστής ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης προς το rim seal συναρτήσει της ανηγμένης ανομοιομορφίας του προφίλ πιέσεων, για τις δύο περιπτώσεις στροφών του άξονα. Το rim seal βρίσκεται σε απόσταση 18mm από το στάτορα. Πρόκειται για τη διάταξη 4.

Η διαφορά στην ανομοιομορφία του προφίλ πιέσεων καθώς αυξάνονται οι στροφές είναι ανάλογη της αύξησης της ελάχιστης απαιτούμενης παροχής αέρα ψύξης. Σε κάθε περίπτωση, η διάταξη 4 είναι η πιο αποδοτική.

