



**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ  
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**Σχεδιασμός και κατασκευή διάταξης δοκιμών  
αντίρροπα στρεφόμενων πτερωτών**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ  
Γεωργίου Κατσίκη**

**Επίβλεψη:  
Καθηγητής Κ. Μαθιουδάκης**

**ΑΘΗΝΑ  
Οκτώβριος 2008**



*Την ευτυχία για να τη βιώσεις  
πρέπει να τη διεκδικείς  
από το σύμπαν.  
Άρα το ερώτημα δεν είναι:  
«είμαι ευτυχισμένος;»  
αλλά είναι «μπορώ να διεκδικώ;»*

*A.B.*





Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου Δρα. Κ. Μαθιουδάκη για την δυνατότητα που μου έδωσε να ασχοληθώ με το θέμα αυτό. Οι μεταξύ μας συζητήσεις στάθηκαν για μένα πολύτιμες ως προς τη γνώση και – το πιο σημαντικό – ως προς τον τρόπο σκέψης και προσέγγισης του προβλήματος. Ακόμη, ευχαριστώ τους Δρες Νίκο Αρετάκη και Γιάννη Ρουμελιώτη για την αδιάκοπη υποστήριξή τους σε κάθε προκύπτον ζήτημα αλλά και για το γόνιμο και ευχάριστο κλίμα συνεργασίας που δημιούργησαν. Ευχαριστώ επίσης τον Νίκο Νέρη για τις κατασκευαστικές του υποδείξεις και τις τεχνικές γνώσεις που μου παρείχε καθώς και όλο το προσωπικό του εργαστηρίου.

Θερμές ευχαριστίες στους Σπύρο Μπέλλιο, Δημήτρη Πετρίδη και Μιχάλη Παπαδάκη που μου έδωσαν την ευκαιρία να πάρω μέρος στην κατασκευαστική διαδικασία.

Τέλος, ευχαριστώ τους δικούς μου ανθρώπους οι οποίοι με κάθε τρόπο με βοήθησαν να ολοκληρώσω την παρούσα εργασία.

Γιώργος Κατσίκης του Μιχάλη και της Αναστασίας  
Οκτώβρης 08



# Περιεχόμενα

<b>1. Εισαγωγή.....</b>	<b>6</b>
1.1 Εισαγωγή στο πρόβλημα σύζευξης αντίρροπα στρεφόμενων πτερωτών. ....	6
1.2 Σκοπός και δομή εργασίας.....	8
<b>2. Βιβλιογραφική επισκόπηση.....</b>	<b>10</b>
2.1 Ιστορικό εξέλιξης του C-R.....	10
2.2 Βιβλιογραφική επισκόπηση.....	14
2.3 Συμπεράσματα επισκόπησης.....	19
<b>3. Ποιοτική ανάλυση με τρίγωνα ταχυτήτων.....</b>	<b>21</b>
3.1 Μελέτη παραδοχών.....	21
3.2 Ανάλυση αδιάστατων μεγεθών.....	23
3.3 Χάραξη διαγραμμάτων και σχολιασμός.....	25
<b>4. Ανάπτυξη υπολογιστικού κώδικα.....</b>	<b>31</b>
4.1 Ανάπτυξη μεθοδολογίας μονοδιάστατης ροής.....	31
4.2 Διάγραμμα ροής υπολογιστικού κώδικα.....	36
4.3 Αναλυτική παράθεση τύπων υπολογισμών.....	37
4.4 Εκτελέσεις κώδικα.....	43
<b>5. Γενική διαμόρφωση της πειραματικής εγκατάστασης.....</b>	<b>54</b>
5.1 Διερεύνηση χρήσης βιομηχανικού φυσητήρα.....	54
5.2 Σκέψεις για την εκ νέου κατασκευή εγκατάστασης.....	56
5.3 Προσαρμογές προς βελτίωση της αρχικής ιδέας.....	63
5.4 Καθορισμός κατευθύνσεων κατασκευαστικής μελέτης.....	69
<b>6. Ροή ισχύος.....</b>	<b>71</b>
6.1 Μεθοδολογία ροής ισχύος.....	71
6.2 Εκλογή συντελεστή φορτίου.....	73
6.3 Ροή ισχύος στο σύστημα του 1 <sup>ου</sup> Ρότορα.....	74
6.4 Ροή ισχύος στο σύστημα του 2 <sup>ου</sup> Ρότορα.....	75
6.5 Καθορισμός τάξης ισχύος & συγκέντρωση αποτελεσμάτων.....	76
<b>7. Υπολογισμός και εκλογή τυποποιημένων εξαρτημάτων.....</b>	<b>78</b>
7.1 Βαθμίδες μαντοκίνησης.....	79
7.2 Άτρακτος 1 <sup>ης</sup> πτερωτής και σύστημα εδράσεων της.....	95
7.3 Εξωτερική άτρακτος και σύστημα εδράσεων της.....	112
7.4 Ελαστικός σύνδεσμος ατράκτου 1 <sup>ης</sup> πτερωτής και εξωτερικής ατράκτου.....	123
7.5 Ηλεκτροκινητήρες ροτόρων και ηλεκτρονικός εξοπλισμός.....	126
<b>8. Σχεδιασμός πρότυπων εξαρτημάτων.....</b>	<b>132</b>
8.1 Δίσκοι & Πτερύγια.....	132
8.2 Συγκρότημα ατράκτου 1 <sup>ης</sup> πτερωτής.....	172
8.3 Συγκρότημα ατράκτου 2 <sup>ης</sup> πτερωτής.....	184

<b>9. Ειδικά κατασκευαστικά θέματα.....</b>	<b>196</b>
9.1 Ανάλυση καταπόνησης εξωτερικής ατράκτου.....	196
9.2 Ανάλυση καταπόνησης ατράκτου 1 <sup>ης</sup> πτερωτής.....	217
9.3 Ανάλυση καταπόνησης ατράκτου 2 <sup>ης</sup> πτερωτής.....	219
9.4 Υπολογισμός και εκλογή ρουλεμάν και λιπαντικού.....	226
<b>10. Παρουσίαση διάταξης.....</b>	<b>236</b>
10.1 Περιγραφή διάταξης.....	236
10.2 Μηχανολογικό σχέδιο εγκατάστασης.....	236
<b>11. Ανακεφαλαίωση.....</b>	<b>238</b>
<b>Βιβλιογραφία.....</b>	<b>240</b>
<b>Παράρτημα: Εκτενής επισκόπηση προηγούμενης πειραματικής έρευνας.....</b>	<b>244</b>

Στο πρώτο αυτό κεφάλαιο, θα γίνει μία εισαγωγή στο πρόβλημα της σύζευξης αντίθετα στρεφόμενων πτερωτών και κατόπιν θα αναλυθεί ο σκοπός και η δομή της παρούσας εργασίας.

## 1.1 Εισαγωγή στο πρόβλημα σύζευξης αντίρροπα στρεφόμενων πτερωτών

Η τεχνολογία αεριοστροβίλων βρίσκει σήμερα ευρεία εφαρμογή στην πρόωση αεροσκαφών, τρένων, πλοίων (πολλές φορές σε συνδυασμό με εμβολοφόρες μηχανές Diesel) αλλά και σε βιομηχανικές εφαρμογές παραγωγής ενέργειας. Η εξέλιξή τους σύμφωνα με τις ολοένα αυξανόμενες απαιτήσεις των πεδίων εφαρμογών τους, γίνεται βάσει των πλέον μοντέρνων επιστημονικών εργαλείων: σχεδιασμός σε Η/Υ (συστήματα CAD), μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων (F.E.M.), υπολογιστική ρευστοδυναμική. Όλα αυτά σε συνδυασμό με την έρευνα της επιστήμης και τεχνολογίας των υλικών οδηγούν σε μηχανές με υψηλότερους λόγους πίεσης και θερμοκρασίες, περισσότερο αποδοτική καύση, καλύτερη ψύξη των συνιστωσών, αυτοματοποιημένο έλεγχο λειτουργίας και μειωμένες εκπομπές.

Οι μηχανές αυτές θερμοδυναμικά υλοποιούν τον κύκλο Joule-Brayton σε διάφορες παραλλαγές του. Κρίσιμη συνιστώσα για τους αεριοστροβίλους αποτελεί ο συμπιεστής ο οποίος «επωμίζεται» την αύξηση πίεσης του κύκλου. Στην συντριπτική πλειοψηφία των περιπτώσεων, η αύξηση πίεσης από τον συμπιεστή μπορεί να γίνει μόνο με χρήση μηχανικά κινούμενων -και ειδικότερα περιστρεφόμενων- μερών (εξαιρέση αποτελούν οι μηχανές ramjet για υψηλές ταχύτητες  $Mach > 3$  όπου η πίεση γίνεται με αξιοποίηση του φαινομένου της πίεσης ανακοπής γνωστού ως ram effect). Στους κοινούς αεριοστροβίλους, το ρόλο του συμπιεστή διαδραματίζουν πολυβάθμιες διατάξεις «ρότορα-στάτορα» (turbojet) καθώς και ανεμιστήρες (fans) σε μηχανές διπλού ρεύματος (turbofan).

Πάνω στους συμπιεστές, διεξάγεται λοιπόν εκτεταμένη έρευνα για την σε βάθος κατανόηση της λειτουργίας τους και επακόλουθα για τις τεχνολογικές καινοτομίες που μπορούν να οδηγήσουν στην βελτίωση των επιδόσεων τους. Τεχνικές όπως η ενδιάμεση ψύξη του συμπιεστή μέσω έγχυσης νερού ή ατμού, στάτορες μεταβλητής γεωμετρίας και πολλαπλά τύμπανα προσφέρουν σημαντικά περιθώρια βελτίωσης τόσο στο σημείο λειτουργίας όσο και εκτός αυτού. Μία νέα, επαναστατική τάση που υπάρχει τον τελευταίο καιρό στην παγκόσμια ερευνητική κοινότητα αφορά στην σύζευξη αντίρροπα περιστρεφόμενων πτερωτών, γνωστή στη διεθνή βιβλιογραφία ως «Contra Rotating» (σε συντομογραφία C-R).

Η ιδέα του C-R εισάγεται για να αναιρέσει μερικώς ένα χαρακτηριστικό το οποίο μέχρι τελευταία θεωρούνταν ως αναγκαιότητα στις μηχανές των αεριοστροβίλων: τα περιστρεφόμενα πτερύγια πρέπει να συνδυάζονται με πτερύγια ακίνητα που αποτελούν άεργα τμήματα της μηχανής. Ως γνωστόν από τη Μηχανική των Ρευστών, το ενεργειακό περιεχόμενο του εργαζόμενου μέσου αυξάνεται μέσω πρόσδοσης συστροφής κατά τη φορά περιστροφής των στρεφόμενων πτερυγίων. Η συστροφή όμως αυτή πρέπει να αφαιρεθεί άεργα ώστε η ροή να ευθυγραμμιστεί και να ανακτηθεί η στατική πίεσή της, με σκοπό είτε να διακινηθεί εντός του πυρήνα της μηχανής οδηγούμενη με υψηλή πίεση στον θάλαμο καύσης (τέλος συμπιεστή), είτε

να παράξει ώση ως δευτερεύον ρεύμα μηχανής turbofan (μετά από ανεμιστήρα). Το ρόλο «ευθυγράμμισης» της ροής διαδραματίζουν τα ακίνητα πτερύγια (στάτορες). Ακόμη, σε ένα πολυβάθμιο συμπιεστή με πολλαπλούς ρότορες της ίδιας φοράς περιστροφής, η παρεμβολή στατόρων είναι απαραίτητη ώστε η ροή μετά από κάθε ρότορα να «διορθώνεται» πριν οδηγηθεί εκ νέου στον επόμενο ρότορα. Αν ανάμεσα σε ρότορες ομόρροπα στρεφόμενους δεν υπήρχαν στάτορες, η ροή θα αποκτούσε απαγορευτικά υψηλές γωνίες ροής και μέτρα ταχυτήτων με αποτέλεσμα ούτε τα πτερύγια να λειτουργήσουν αποδοτικά, ούτε η ροή να μπορούσε να διακινηθεί κατά μήκος της μηχανής.

Η άμεση σύζευξη ομόρροπα στρεφόμενων πτερωτών δεν μπορεί εν γένει να αποτελέσει λειτουργικά τρόπο συμπίεσης εργαζόμενου μέσου, καθιστώντας την παρουσία ακίνητων πτερυγίων επιβεβλημένη. Τα ακίνητα πτερύγια επιτελούν βέβαια το ρόλο τους, ωστόσο εισάγουν απώλειες στη μηχανή, αυξάνουν το βάρος και τις διαστάσεις της και μειώνουν την ικανότητα αύξησης πίεσης ανά μονάδα μήκους της μηχανής για δεδομένη μετωπική επιφάνεια.

Η σύζευξη C-R πτερωτών προβάλλει ακριβώς υπό το πρίσμα αντικατάστασης (στο βαθμό φυσικά που αυτό κριθεί μηχανικά και αεροδυναμικά συμφέρον) των ακίνητων, άεργων πτερυγίων. Αν μία στρεφόμενη πτερωτή αναβαθμίζει ενεργειακά το εργαζόμενο μέσο μέσω πρόσδοσης συστροφής κατά τη φορά περιστροφής της, η τοποθέτηση μίας δεύτερης -αντίθετα στρεφόμενης- πτερωτής στα κατάντι της πρώτης, θα προσδώσει στο μέσο αντίθετη συστροφή επιτελώντας έτσι διπλό ρόλο: πρώτον, ως στάτορα σε σχέση με την προπορευόμενη πτερωτή αφού αφαιρεί την συστροφή που πρόσδοσε η πρώτη και δεύτερον ως ρότορας αφού αυτή η αφαίρεση συστροφής γίνεται υπό την ίδια περιστροφή της (αφού δεν είναι ακίνητη) και συνδέεται έτσι με την πρόσδοση ενέργειας στο μεσον.

Τουλάχιστον από μία πρώτη θεωρητική σκοπιά, τα πλεονεκτήματα του C-R έχουν να κάνουν με την άρση των αντίστοιχων μειονεκτημάτων της «παραδοσιακής» αλληλουχίας κινούμενων και ακίνητων πτερωτών. Μία βαθμίδα C-R σε σχέση με μία βαθμίδα «R-S» (Rotor- Stator) προσφέρει μεγαλύτερη συμπίεση ανά μονάδα μήκους, μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης, αλλά και μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας όπως θα αναλυθεί αργότερα. Από το γεγονός ότι η βαθμίδα C-R παράγει μεγαλύτερο λόγο πίεσης από μία κλασική βαθμίδα, απορρέει ένα παράπλευρο θετικό χαρακτηριστικό: για την απαίτηση ίδιου λόγου πίεσης η βαθμίδα C-R μπορεί να έχει χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής από μία βαθμίδα R-S. Υψηλές ταχύτητες περιστροφής αποτελούν αιτία υψηλών ηχητικών εκπομπών θορύβου - έτσι η μείωση ταχυτήτων περιστροφής μπορεί να οδηγήσει σε σημαντικά μειωμένες ηχητικές εκπομπές. Τέλος, μία μηχανή C-R με δύο αντίθετες ταχύτητες περιστροφής (άρα και αντίθετες ροπές), πλεονεκτεί έναντι μίας μηχανής μίας μόνο ταχύτητας περιστροφής (άρα και ροπής συγκεκριμένης φοράς), καθώς έχει περισσότερο συμμετρική ροπή, αλλά και γυροσκοπική ευστάθεια. Το πλεονέκτημα είναι ιδιαίτερα σημαντικό αναφορικά με αεροναυπηγικές εφαρμογές.

Το βασικό μειονέκτημα του C-R έγκειται στην αυξημένη πολυπλοκότητα της υλοποίησης αυτής της ιδέας. Με τον όρο «πολυπλοκότητα» αναφερόμαστε όχι μόνο σε σημαντικά μηχανικά και κατασκευαστικά θέματα, αλλά και στην αυξημένη αεροδυναμική ευαισθησία μίας μηχανής C-R. Μάλιστα, όσες περισσότερες βαθμίδες C-R τοποθετούνται μαζί, τόσο τα προβλήματα της πολυπλοκότητας εντείνονται.

Η αυξημένη πολυπλοκότητα λόγω της ίδιας της φύσης του C-R έχει περιορίσει σημαντικά τα πεδία εφαρμογών του μέχρι σήμερα. Γενικά, έξω από το αντικείμενο των αεριοστροβίλων, αντίθετα περιστρεφόμενες πτερωτές παρουσιάζονται στην ναυπηγική, υπό μορφή C-R προπελών ταχυπλών σκαφών ακόμη και για την πρόωση τορπίλων. Αντίθετα στρεφόμενες (ομοαξονικές) έλικες

παρουσιάζονται και σε ορισμένους τύπους ελικοπτέρων (για εξουδετέρωση της ανάγκης για έλικα στην ουρά). Στην αεροναυπηγική, υπάρχουν C-R προπέλες αεροσκαφών σε ευρεία χρήση. Πρόκειται για λύσεις οδήγησαν σε λύσεις προϊόντων ευρείας σειράς παραγωγής. Οι C-R έλικες αεροσκαφών μέχρι σήμερα αφορούν ανοικτές διατάξεις κινητήρων (unducted) και έχουν διερευνηθεί αρκετά. Να διευκρινιστεί ότι η τεχνολογία αυτή είναι γνωστή ως «contra rotating propeller» και συνήθως γίνεται διαχωρισμός του όρου αυτού σε σχέση με τον «counter rotating propeller» ο οποίος αφορά σε αντίθετα στρεφόμενες έλικες, όμως μη ομοαξονικές και έτσι σε διαφορετικούς κινητήρες. Στην παρούσα εργασία με τα αρχικά «C-R» θα εννοούμε ομοαξονικές πτερωτές.

Η τάση σήμερα στην αεροναυπηγική βιομηχανία αφορά στην ένταξη του C-R σε κλειστές διατάξεις κινητήρων (ducted) και συγκεκριμένα σε κινητήρες turbofan οι οποίοι αποτελούν τον πλέον χρησιμοποιούμενο τύπο αεριοστροβίλου στην πολιτική αεροπορική (βιομηχανία. Η ένταξη πολλαπλών C-R βαθμίδων σε συμπιεστές στον πυρήνα των μηχανών αυτών είναι πρακτικά δύσκολη. Γι' αυτό το λόγο, ο προσανατολισμός σήμερα αφορά περισσότερο στη χρήση C-R ανεμιστήρων (fans) στους κινητήρες turbofan με σκοπό την αύξηση του ρεύματος παράκαμψης η οποία μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

## 1.2 Σκοπός και δομή εργασίας

Από την μικρή εισαγωγή που προηγήθηκε, διαφαίνεται η μεγάλη σημασία ανάπτυξης τεχνογνωσίας πάνω στο αντικείμενο του C-R εν' όψει της σημερινής προοπτικής που υπάρχει για ένταξη του σε εμπορικές μηχανές.

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι ο σχεδιασμός και η κατασκευή μίας διάταξης δοκιμών αντίρροπα στρεφόμενων πτερωτών που θα χρησιμοποιηθεί για εκπαιδευτικούς και ερευνητικούς σκοπούς στο εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών Ε.Μ.Π. Η πειραματική εγκατάσταση θα είναι χαμηλών ταχυτήτων. Το παρόν, πρώτο κεφάλαιο αποτελεί την εισαγωγή της εργασίας.

Το δεύτερο κεφάλαιο αφορά στο ιστορικό εξέλιξης του C-R γενικά στην αεροπορική βιομηχανία ενώ παράλληλα εξετάζεται η ανοιχτή βιβλιογραφία πάνω στο θέμα. Με τη μελέτη της βιβλιογραφίας σημειώνεται η έκταση του σχετικού ερευνητικού έργου μέχρι σήμερα και διαπιστώνονται τα παλαιά και νέα στοιχεία του C-R που χρειάζονται διερεύνηση. Στο κεφάλαιο αυτό καθορίζονται οι κατευθυντήριες γραμμές της υπόλοιπης εργασίας, όσο αφορά τόσο την υπολογιστική όσο και την κατασκευαστική και πειραματική προσέγγιση.

Στο τρίτο κεφάλαιο πραγματοποιείται μία πολύ απλή μονοδιάστατη ανάλυση του C-R με τρίγωνα ταχυτήτων. Τα απλά ποιοτικά συμπεράσματα που θα εξαχθούν από αυτό το κεφάλαιο, θα μας δώσουν μία πρώτη εικόνα για το C-R.

Στο τέταρτο κεφάλαιο, η υπολογιστική μελέτη προχωράει ένα βήμα παραπέρα από αυτή του προηγούμενου κεφαλαίου. Προγραμματίζεται υπολογιστικός κώδικας μονοδιάστατης ανάλυσης ο οποίος θα υπολογίζει τη ροή διαμέσου πτερωτών μέσω εμπειρικών σχέσεων. Τα ποσοτικά αποτελέσματα που θα επιστρέψει ο κώδικας μπορούν να χρησιμοποιηθούν τόσο για υπολογιστική μελέτη της ροής του C-R όσο και για εκτίμηση της ισχύος λειτουργίας της πειραματικής διάταξης προς κατασκευή.

Στο πέμπτο κεφάλαιο καθορίζεται η γενική διαμόρφωση της πειραματικής διάταξης και καταστρώνονται οι κατευθύνσεις της περαιτέρω κατασκευαστικής μελέτης.

Στο έκτο κεφάλαιο εφαρμόζεται η μεθοδολογία της ροής ισχύος κατά μήκος της μηχανής. Από τα αριθμητικά στοιχεία της ανάλυσης αυτής, θα αξιοποιηθούν για

την διαστασιολόγηση της ισχύος που θα χρειαστούμε για τη λειτουργία της εγκατάστασης.

Στο έβδομο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός και η εκλογή των τυποποιημένων εξαρτημάτων της διάταξης.

Στο όγδοο κεφάλαιο πραγματοποιείται σχεδιασμός των πρότυπων τεμαχίων, δηλαδή των συνιστωσών που θα μελετηθούν και θα κατασκευαστούν ειδικά για τις ανάγκες τις παρούσας εγκατάστασης.

Στο ένατο κεφάλαιο γίνεται επεξεργασία ειδικών κατασκευαστικών θεμάτων σχετικά με ελέγχους αντοχής σε κόπωση, μελέτη ταλαντώσεων, υπολογισμός και διάρκεια ζωής εδράνων κύλισης.

Στο δέκατο κεφάλαιο γίνεται σύντομη περιγραφή της εγκατάστασης και παρουσιάζεται το μηχανολογικό σχέδιο της εγκατάστασης.

Στο ενδέκατο κεφάλαιο παρατίθεται η μελέτη του πειραματικού μετρητικού εξοπλισμού της διάταξης. Πρώτα καθορίζονται τα μεγέθη που επιθυμούμε να μετρήσουμε και βάσει αυτών εκλέγουμε τους τύπους των οργάνων με τα εύρη του πεδίου μετρήσεων που πρέπει να καλύπτουν. Οι τάξεις μεγέθους των μετρούμενων μεγεθών καθορίζονται βάσει του κώδικα που αναπτύχθηκε στο τέταρτο κεφάλαιο.

Η εργασία συμπληρώνεται ένα παράρτημα στο οποίο γίνεται εκτενής σχολιασμός των πειραματικών εργασιών πάνω στο C-R. Πρόκειται για ένα πεδίο οι βασικές γραμμές του οποίου έχουν αναφερθεί στη βιβλιογραφική επισκόπηση στο δεύτερο κεφάλαιο. Στο παράρτημα αυτό παραπέμπεται ο αναγνώστης ο οποίος θέλει να μελετήσει εκτενώς το υπάρχον ερευνητικό έργο, μελετώντας διαγράμματα και ποσοτικά στοιχεία.



Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει η βιβλιογραφική επισκόπηση επί του θέματος των αντίθετα στρεφόμενων πτερωτών στην αεροπορική βιομηχανία. Το κεφάλαιο αυτό χωρίζεται σε τρεις ενότητες. Στην πρώτη ενότητα θα γίνει μία γενική αναφορά στο ιστορικό εξέλιξης του C-R σε διάφορες εφαρμογές μέχρι σήμερα. Στην δεύτερη ενότητα θα ακολουθήσει η βιβλιογραφική επισκόπηση του υπάρχοντος ερευνητικού έργου πάνω στο C-R. Στην τρίτη ενότητα θα γίνει σύνοψη της βιβλιογραφίας, όπου θα επισημανθούν οι ελλείψεις, άρα και τα σημεία στα οποία θα επικεντρωθεί η έρευνα του Ε.Θ.Σ Ε.Μ.Π. Στην εργασία επισυνάπτεται και ειδικό παράρτημα στο οποίο γίνεται εκτενής σχολιασμός του πειραματικού έργου, το οποίο συνοπτικά μόνο καλύπτεται από τις ενότητες του παρόντος κεφαλαίου.

## 2.1 Ιστορικό εξέλιξης του C-R

Η χρήση περιστρεφόμενων πτερωτών εμφανίζεται σε διάφορες μορφές για την πρόωση αεροσκαφών. Πρώτον, υπό μορφή εξωτερικών (εκτός αγωγού-unducted) ελίκων οδηγούμενων από εμβολοφόρους κινητήρες (piston engines) ή ελικοφόρους στροβιλοαντιδραστήρες (turboprop & propfan engines). Δεύτερον, υπό τη μορφή εσωτερικών (εντός αγωγού-ducted) ανεμιστήρων σε στροβιλοαντιδραστήρες διπλού ρεύματος (turbofan engines), ή ως περιστρεφόμενα πτερύγια σε βαθμίδες συμπιεστή όλων των τύπων στροβιλοαντιδραστήρων

Στην πρώτη περίπτωση, η έλικα με την περιστροφή της δημιουργεί ένα «άλμα» πίεσης στα κατάντι της το οποίο καθώς εκτονώνεται σε ρεύμα υψηλής ορμής στα όπισθεν του σκάφους, ωθεί το τελευταίο προς τα μπροστά (αρχή διατήρησης της ορμής). Το ενεργειακό αυτό «άλμα» το παρέχει η έλικα στον αέρα, μέσω πρόσδοσης συστροφής κατά την περιφερειακή ταχύτητα της πτερύγωσης. Σε χαμηλές ταχύτητες πτήσης, η παραμένουσα συστροφή στον αέρα είναι πολύ μεγάλη και δεν μπορεί να αξιοποιηθεί ενεργειακά, οδηγώντας σε σημαντική απώλεια ώσης. Η ιδέα χρήσης μίας αντίθετα στρεφόμενης έλικας (βλέπε σχήμα 2.1) εξυπηρετεί στο να προσδώσει



Σχήμα 2.1: Εμβολοφόρος κινητήρας Rolls-Royce Griffon με σύζευξη αντίθετα στρεφόμενων ελίκων για πρόωση τροποποιημένης έκδοσης αεροσκάφους P-51 Mustang

αντίθετη συστροφή, όχι μόνο αναιρώντας την (μη αξιοποιήσιμη προωστικά) περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας, αλλά και δημιουργώντας σημαντική προσαύξηση ώσης.

Σε συμβατικές «μονές» έλικες υφίσταται το επιπλέον πρόβλημα της μη συμμετρικής ροπής η οποία μπορεί να διαταράξει την ευστάθεια του σκάφους. Με χρήση δύο αντίθετα στρεφόμενων ελίκων οι δύο ροπές είναι αντίθετης φοράς η μία με την άλλη, αίροντας μερικώς αυτό το πρόβλημα. Η μετάδοση ισχύος σε δύο αντίθετα στρεφόμενες έλικες επιτυγχάνεται με χρήση πλανητικού συστήματος, το οποίο έχει ομόκεντρες εισόδους και εξόδους.

Παραδείγματα εφαρμογής της συγκεκριμένης τεχνολογίας αποτελούν αεροσκάφη μεγάλων σειρών παραγωγής από τη Μεγάλη Βρετανία και τη Σοβιετική ένωση, νυν Ρωσία. Τα πιο γνωστά αεροσκάφη που υλοποιούν την τεχνολογία αυτή από τη Μεγάλη Βρετανία είναι τα Avro Shackleton MR Mk 3 (piston Rolls-Royce Griffon) και το Fairey Gannet (turboprop Double Mamba Mk.101) ενώ από τη Ρωσία στα πιο αναγνωρίσιμα σκάφη περιλαμβάνονται τα Tupolev, Tu-95, Tu-116, Tu124 (turboprop Kuznetsov NK-12) και τα Antonov τα An-22 "Antei" (πάλι Kuznetsov NK-12) καθώς και το πιο πρόσφατο An-70 (propfan Progress D-27).



Σχήμα 2.2: Tu-114 το οποίο αποτελεί το ταχύτερο αεροσκάφος κινούμενο με κινητήρα turboprop.

Προσπάθεια είχε καταβληθεί και στις ΗΠΑ από τις εταιρείες Pratt & Whitney και General Electric με τους κινητήρες 578-DX propfan και GE-36 unducted Fan ή UDF (βλέπε σχήμα 2.3). Ο κινητήρας της GE σχεδιάζονταν για λόγο παράκαμψης 40, οδηγώντας σε αύξηση του προωθητικού βαθμού απόδοσης και σε βελτίωση της εξοικονόμησης καυσίμου κατά 30%<sup>[1]</sup>. Η πτώση όμως των τιμών των καυσίμων νωρίς



Σχήμα 2.3: Ο κινητήρας GE-36 unducted Fan

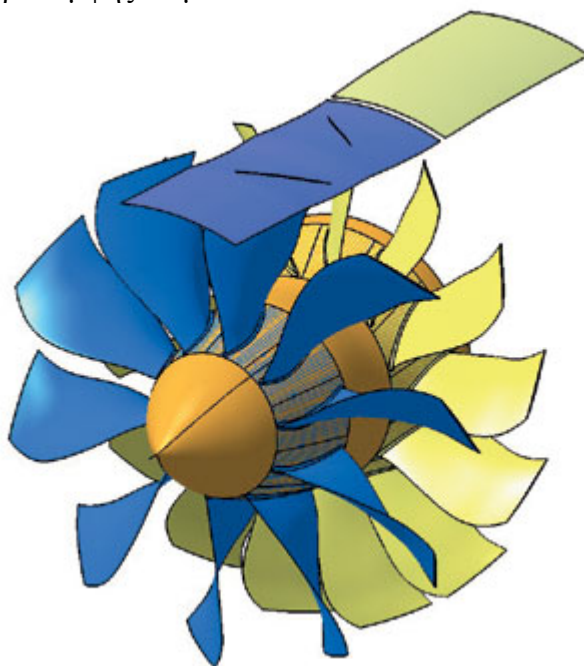
την δεκαετία του 1980 συντέλεσε στην σταδιακή μείωση του ενδιαφέροντος εξέλιξης αυτών των κινητήρων.

Η τεχνολογία αυτή είναι γνωστή ως «contra rotating propeller» και όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή, γίνεται διαχωρισμός του όρου αυτού σε σχέση με τον «counter rotating propeller» ο οποίος αφορά σε αντίθετα στρεφόμενες έλικες, όμως μη ομοαξονικές και έτσι σε διαφορετικούς κινητήρες. Στα πολυκινητήρια αεροσκάφη για λόγους εξισορρόπησης της ροπής, οι κινητήρες στρέφονται με αντίθετες φορές περιστροφής για λόγους εξισορρόπησης της ροπής του ενός κινητήρα από τον άλλο, αλλά και για ελάττωση ενός φαινομένου γνωστό ως «p-factor»: όταν ένα ελικοφόρο αεροσκάφος έχει πτήση με μεγάλες γωνίες πρόσπτωσης (π.χ. απογείωση), τα κατερχόμενα πτερύγια «βλέπουν» υψηλότερες γωνίες πρόσπτωσης από τα ανερχόμενα, με αποτέλεσμα να παράγουν περισσότερη ώση. Έτσι, το κέντρο άσκησης της ώσης μετατοπίζεται από τον άξονα συμμετρίας της ατράκτου του σκάφους. Η περιστροφή των ελίκων του κινητήρα του σε αντίθετες φορές, εξομαλύνει την κατάσταση αυτή.

Στην πραγματικότητα, η ιδέα των «contra rotating propellers» εμφανίστηκε νωρίς. Ήδη, από τη δεκαετία του 1940 και συγκεκριμένα από τους Taylor<sup>[1]</sup>, Bourdon<sup>[2]</sup> και Fairhurst<sup>[3]</sup>, η αντίθετη περιστροφή παρακείμενων ελίκων οδήγησε σε αύξηση του ρεύματος του αέρα στα κατάντι της μηχανής, συνεπάγοντας αυξημένο ποσοστό μετατροπής της ισχύος της μηχανής σε προωστική ισχύ.

Αν και η τεχνολογία αντίθετα στρεφόμενων πτερωτών σε ανοιχτές διατάξεις έχει υλοποιηθεί και αποτελεί «ώριμη» τεχνολογικά λύση, μελλοντικά η κύρια προσπάθεια στρέφεται στις κλειστές διατάξεις (ducted). Για αυτόν τον τύπο μηχανών, η εφαρμογές C-R είναι εξαιρετικά περιορισμένες όπως και η σχετική έρευνα τουλάχιστον σε ανοικτή βιβλιογραφία.

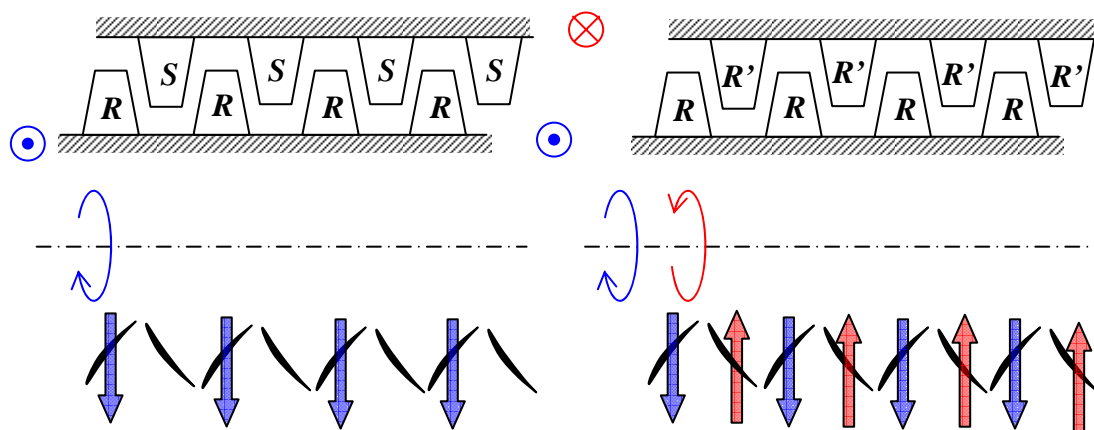
Σχετικά με τις κλειστές (ducted) διατάξεις, η ένταξη του C-R φαίνεται ιδεατή στην περίπτωση των Turbofan, όπου η μηχανή μπορεί να διαθέτει δύο αντίθετα στρεφόμενους ανεμιστήρες (βλέπε σχήμα 2.4). Οι κινητήρες Turbofan χρησιμοποιούνται μαζικά στην αεροναυπηγική, οπότε η χρήση C-R ανεμιστήρων μπορεί να σημάνει τη δημιουργία μίας νέας -ανώτερης τεχνολογικά- γενιάς κινητήρων αυτού του τύπου. Ήδη, από την έρευνα που είχε συντελεστεί μέχρι το 1985 (Newton<sup>[4]</sup>), είχε τεθεί ο στόχος για εξοικονόμηση καυσίμου περίπου 25% μέσω επίτευξης λόγου παράκαμψης 12 με 14.



Σχήμα 2.4: Διάταξη αντίθετα στρεφόμενων ανεμιστήρων σε κινητήρα turbofan

Οι Rosen et al.<sup>[5]</sup>, το 1987, αναφέρουν τη δυνατότητα εξοικονόμησης καυσίμου από 30-40% μέσω επίτευξης πολύ υψηλών λόγων παράκαμψης τόσο για κλειστές όσο και ανοιχτές διατάξεις πτερωτών. Σε ένα κινητήρα Turbofan, η εφαρμογή C-R ανεμιστήρων, οδηγεί σε μεγάλο λόγο πίεσης και μεγάλο λόγο παράκαμψης ρευμάτων. Από τη θεωρία αεροπορικών κινητήρων<sup>[6]</sup> είναι γνωστό ότι η αύξηση του λόγου παράκαμψης βελτιώνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου (s.f.c.).

Το ενδεχόμενο εφαρμογής του C-R fan φαίνεται προσιτό επειδή μπορεί να παρουσιάζει τη μικρότερη δυνατή πολυπλοκότητα: υπάρχουν δύο μόνο αντίθετα στρεφόμενες πτερωτές και μάλιστα αντίθετα εξωτερικά του πυρήνα (core) της μηχανής. Αντίθετα, η συγκρότηση πολυβάθμιου συμπιεστή αντίθετα στρεφόμενων ροτόρων παρουσιάζει ιδιαίτερη μηχανική πολυπλοκότητα λόγω της απαίτησης για εξωτερικό περιστρεφόμενο κέλυφος αλλά και αυξημένη αεροδυναμική ευαισθησία (βλέπε σχήμα 2.6).



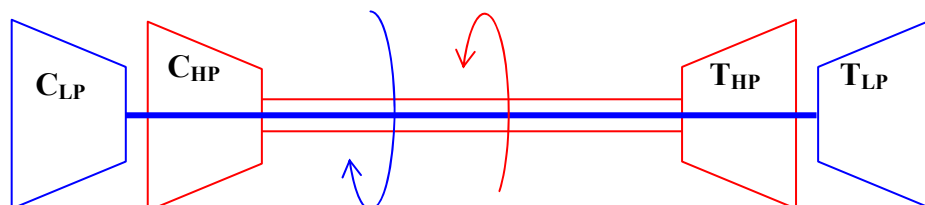
Σχήμα 2.6: Συμβατικός πολυβάθμιος αξονικός συμπιεστής (αριστερά) και συμπιεστής με αντίθετα στρεφόμενους ρότορες (δεξιά). Με χρώματα σημειώνονται οι φορές περιστροφής των ροτόρων σε πλάγια και μεσημβρινή όψη

Μία μηχανή πολυβάθμιου συμπιεστή αντίθετα στρεφόμενων ροτόρων παρόλη τη πολυπλοκότητά της, παρουσιάζει τα εξής προτερήματα έναντι του συμβατικού τύπου:

- Μεγαλύτερος λόγος πίεσης ανά μονάδα μήκους συμπιεστή, άρα μικρότερες διαστάσεις και βάρος συμπιεστή.
- Μεγαλύτερος βαθμός απόδοσης, αφού αποφεύγονται τα άεργα τμήματα στάτορα για την ανάκτηση της στατικής πίεσης και την ευθυγράμμιση της ροής, τα οποία εισάγουν απώλειες.
- Παραγωγή μικρότερης στάθμης θορύβου. Αυτό οφείλεται στο ότι οι ταχύτητες περιστροφής ενδεχόμενα να μην χρειαστούν να αποκτήσουν τόσο υψηλές τιμές, αφού θα έχουμε δύο περιστρεφόμενες πτερυγώσεις αντί της μίας.
- Ευνοϊκότερα λειτουργικά χαρακτηριστικά που έχουν να κάνουν με την φύση του contra rotating αυτού καθαυτού, όπως για παράδειγμα η αυξημένη ευστάθεια λειτουργίας. Για την περίπτωση πολλαπλών βαθμίδων, το πλεονέκτημα αυτό είναι υποθετικό μόνο καθώς, η βελτίωση της ευστάθειας έχει παρατηρηθεί μονάχα σε μονοβάθμιο συμπιεστή – η σύζευξη πολλαπλών βαθμίδων μπορεί να αποβεί εξαιρετικά προβληματική.

Διάταξη όπως η παραπάνω κατασκευάστηκε μονάχα μία φορά από τους Miller και Chappel (1972)<sup>[7]</sup> με σκοπό την χρήση σε βιομηχανικού τύπου αεριοστρόβιλο. Ο συμπιεστής ήταν πενταβάθμιος, ωστόσο στην πράξη έδειξε πολύ φτωχές επιδόσεις με πολύ μικρά περιθώρια περιστροφικής αποκόλλησης και πάλμωσης. Η πολυπλοκότητα της σύζευξης τόσο πολλών βαθμίδων μαζί, κατέστησε απαγορευτική τη συγκρότηση μίας τέτοιας μηχανής, προτού τουλάχιστον διερευνηθεί σε μεγαλύτερο βάθος η συμπεριφορά μίας μεμονωμένης βαθμίδας.

Στο προσεχές μέλλον, καλύτερη προοπτική για ένταξη σε αξονικό συμπιεστή παρουσιάζει ίσως ο συνδυασμός του κλασικού δίπτυχου «ρότορα-στάτορα» υπό τη μορφή όμως αντίθετα στρεφόμενων τυμπάνων, όπως φαίνεται παρακάτω:



Σχήμα 1.7: Αντίθετα περιστρεφόμενα τύμπανα αεριοστρόβιλου. Διακρίνονται τα τμήματα υψηλής (HP) και χαμηλής πίεσης (LP). Κάθε τύμπανο, είτε συμπιεστή, είτε στρόβιλου φέρει τη κλασική συγκρότηση αλληπαλλήλων ζευγών «ρότορα-στάτορα».

Φυσικά, μπορούν να υπάρξουν διάφορες παραλλαγές της πιο πάνω διάταξης, π.χ. με τρία τύμπανα και αντίθετα περιστρεφόμενα Fan μέσω κατάλληλου πλανητικού συστήματος.

Αντίθετα περιστρεφόμενες πτερυγώσεις συναντάμε και σε εφαρμογές όπως έλικες ελικοπτέρων, προπέλες πλοίων ή και τορπιλών, οι οποίες όμως ξεφεύγουν από το ερευνητικό πεδίο της παρούσας εργασίας.

## 2.2 Βιβλιογραφική επισκόπηση

Στην παρούσα εργασία θα εστιάσουμε στην μελέτη αντίθετα περιστρεφόμενων πτερυγώσεων εντός αγωγών (ducted). Το πεδίο των ανοιχτών διατάξεων (unducted), όπως φάνηκε παραπάνω, έχει ήδη ερευνηθεί εκτενώς, οδηγώντας ακόμη και σε προϊόντα μεγάλων σειρών παραγωγής. Εξάλλου, οι κλειστές διατάξεις αφορούν στην περίπτωση C-R (Contra Rotating) turbofans, η οποία αποτελεί εξέχον πεδίο πειραματικής μελέτης με τα οφέλη που να μπορεί να αποκομίσει η αεροπορική βιομηχανία από την ένταξή τους στην αγορά, να είναι μεγάλα.

Μελέτη της συμπεριφοράς της ροής διαμέσου C-R πτερωτών εντός κλειστού αγωγού μπορεί να διεξαχθεί τόσο σε πειραματικό όσο και υπολογιστικό επίπεδο με το ένα να συμπληρώνει το άλλο. Αναζητώντας σχετικές μελέτες στην διεθνή βιβλιογραφία, είδαμε ότι το διαθέσιμο υλικό ήταν περιορισμένο συγκριτικά με άλλα πεδία έρευνας των αεριοστρόβιλων.

Οι πρώτες εργασίες σχετικές με C-R πτερωτών εντός κλειστών διατάξεων εμφανίστηκαν τα μέσα της δεκαετίας του 1940. Συγκεκριμένα, το 1946 οι Lynam και Hawes<sup>[8]</sup> μελέτησαν τις επιδόσεις μίας βαθμίδας C-R αξονικών ανεμιστήρων όπου και παρατήρησαν ότι ο λόγος πίεσης, η διακινούμενη παροχή και ο βαθμός απόδοσης παρουσίαζαν σημαντική αύξηση σε σχέση με μία συμβατική βαθμίδα. Στην εργασία τους διαπιστώθηκε ακόμη ότι η περιστροφή της δεύτερης πτερωτής ταχύτερα από την πρώτη, βελτιώνει σημαντικά τις επιδόσεις. Λίγα χρόνια αργότερα



(1952), ο Young<sup>[9]</sup> ανέφερε τα ίδια συμπεράσματα για την αύξηση πίεσης και παροχής στην δική του πειραματική εργασία. Στην εργασία του Young οι C-R ανεμιστήρες είχαν κοινή ταχύτητα περιστροφής. Και στις δύο πρώτες αυτές μελέτες, η έρευνα αφορούσε αποκλειστικά τη λειτουργία στο σημείο σχεδίασης. Κατά συνέπεια, η λειτουργία της βαθμίδας C-R εκτός σημείου λειτουργίας με όλα τα φαινόμενα αποκόλλησης της ροής που συνεπάγεται, δεν διερευνήθηκαν παρά την μεγάλη σημασία τους.

Στα χρόνια που ακολούθησαν, καταβλήθηκε προσπάθεια για την μελέτη και ανάπτυξη συνθετότερων μηχανών C-R. Το 1957 οι Sabel και Sabatnik<sup>[10]</sup> εφάρμοσαν C-R ρότορες για παραγωγή μεγάλου λόγου πίεσης χωρίς την ανάγκη συνύπαρξης ακίνητων πτερυγίων σε υπερηχητική βαθμίδα συμπίεστη. Δυστυχώς, η καταστροφή της διάταξής τους λόγω μηχανικής αστοχίας έθεσε τέλος στην ερευνητική τους προσπάθεια. Το 1972 οι Miller και Chappel<sup>[7]</sup> επιχείρησαν την ένταξη του C-R σε πενταβάθμιο αξονικό συμπίεστη. Στην μηχανή τους, στην ουσία τέθηκαν σε κίνηση οι στάτορες μέσω δυνατότητας περιστροφής του εσωτερικού κελύφους. Όπως αναφέρθηκε και στην ενότητα 2.1, **η εγγενής πολυπλοκότητα της διάταξης οδήγησε σε φτωχές επιδόσεις όσον αφορά στο περιθώριο περιστροφικής αποκόλλησης και πάλμωσης.**

Στο μεταξύ, το 1971 ο Nagano<sup>[11]</sup> ασχολήθηκε με το περιθώριο περιστροφικής αποκόλλησης μίας μεμονωμένης βαθμίδας C-R. Στην εργασία του υποστηρίζεται ότι η κατάλληλη ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής της δεύτερης πτερωτής, μπορεί να εξασφαλίσει λειτουργία με απεριόριστο πρακτικά περιθώριο αποκόλλησης.

Το ενδιαφέρον για το C-R αναζωπυρώθηκε στα μέσα τις δεκαετίας του 1980. Το 1985 οι Newton<sup>[4]</sup> καθώς και οι Saunder και Glassman<sup>[12]</sup>. Εδώ πλέον ή ένταξη του C-R σε κλειστές διατάξεις αφορά κινητήρες Turbofan, ακόμη και σε βαθμίδες C-R τοποθετημένες στο πίσω μέρος του κινητήρα για περαιτέρω αύξηση της ώσης. Από το έτος αυτό και πέρα οι επιστημονικές δημοσιεύσεις σχετικά με το C-R παρουσιάζουν σημαντική αύξηση. Η πορεία των ερευνών από τότε μπορεί να χωριστεί σε δύο περιόδους: την δεκαπενταετή περίοδο από τα μέσα της δεκαετίας του 1980 μέχρι και το τέλος της δεκαετίας του 1990 και την περίοδο της τελευταίας δεκαετίας.

Η πρώτη περίοδος αφορά κυρίως σε πειραματικές εργασίες σε βαθμίδες C-R αξονικών ανεμιστήρων εντός αγωγών. Οι εγκαταστάσεις αυτές ήταν χαμηλών ταχυτήτων με τις μέγιστες ταχύτητες περιστροφής να ανέρχονται στις 3000RPM περίπου.

Οι Sharma et al. από το πανεπιστήμιο του Νέο Δελχί στην Ινδία το 1985 σχεδίασαν και κατασκεύασαν μία τέτοια διάταξη<sup>[13]</sup>. Μέσα στα επόμενα δέκα και πλέον χρόνια -μέχρι το 1996- δημοσίευσαν πλήθος ερευνητικών εργασιών κυρίως πειραματικού χαρακτήρα.

Το πρώτο στοιχείο που διερεύνησαν<sup>[14,15,16,19]</sup> αφορά στην ευστάθεια της βαθμίδας. Χρησιμοποιώντας διάφορους συνδυασμούς ταχυτήτων, κατέληξαν ότι **η περιστροφή της δεύτερης πτερωτής κατά 50% ταχύτερα της πρώτης εξασφαλίζει λειτουργία της τελευταίας χωρίς κίνδυνο αποκόλλησης της ροής.** Συμπλήρωσαν έτσι τα ευρήματα από την ανάλογη εργασία του Nagano, εξηγώντας ότι η ίδια η φύση του C-R εμποδίζει το σχηματισμό αποκολλημένων δινών λόγω της επίδρασης της - αντίθετα στρεφόμενης - δεύτερης πτερωτής στην πρώτη. Τα αποτελέσματά τους δόθηκαν υπό τη μορφή αδιαστατοποιημένων μεγεθών στατικής πίεσης και παροχής μάζας. Ωστόσο, το γεγονός ότι απουσιάζει η αναφορά σε ολική πίεση μας εμποδίζει να έχουμε μία πληρέστερη εικόνα της ενεργειακής συνεισφοράς της κάθε πτερωτής και της αλληλεπίδρασή τους, ενώ η απουσία απόλυτων μεγεθών (λόγος πίεσης, παροχή) μας στερεί την άμεση εποπτεία των επιδόσεων της βαθμίδας.

Ακόμη, πολύ λίγα είναι τα στοιχεία που παρουσιάζονται για το βαθμό απόδοσης. Τέλος, οι καμπύλες που δίνονται (φόρτισης βαθμίδας αλλά και βαθμών απόδοσης) έχουν αρκετά σημεία που επιδέχονται αμφισβήτηση ως προς την αξιοπιστία των μετρήσεων, αφού η μορφή δεν είναι λογική (βλέπε παράρτημα 1).

Στις ίδιες εργασίες έδειξαν την υπεροχή μίας βαθμίδας C-R σε σχέση με μία βαθμίδα ρότορα στάτορα, ενώ παράλληλα εξέτασαν και την επίδραση του αξονικού διακένου των δύο πτερωτών. **Η αεροδυναμικές επιδόσεις μίας βαθμίδας C-R βελτιώνονται σημαντικά με τη μείωση του αξονικού διακένου**<sup>[15,16,19]</sup> αν και η ηχοακουστική συμπεριφορά της βαθμίδας επιδεινώνεται σημαντικά με πολύ αυξημένες εκπομπές θορύβου<sup>[18,20]</sup>. Η εκπομπές θορύβου αυξάνονται και με την ταχύτερη περιστροφή της δεύτερης πτερωτής σε σχέση με την πρώτη. Όσον αφορά το αξονικό διάκενο, οι συγγραφείς πρότειναν την ανάγκη για καθορισμό μίας μέσης τιμής η οποία θα εξασφαλίζει ένα βέλτιστο συνδυασμό αεροδυναμικής και ηχοακουστικής απόδοσης.

Οι Sharma et al. προχώρησαν ακόμη και σε έρευνα ως προς την συμπεριφορά της βαθμίδας C-R σε ανομοιόμορφες συνθήκες εισόδου<sup>[13,20]</sup>. Οι επιδόσεις της βαθμίδας παρουσιάζουν χειροτέρευση για διαταραγμένη είσοδο. Και σε αυτή τη μελέτη υπάρχουν κάποια ασαφή σημεία όσον αφορά την μορφή των καμπύλων και συγκεκριμένα με το ότι οι επιδόσεις της πρώτης πτερωτής φαίνεται να βελτιώνονται. **Οι ανομοιόμορφες συνθήκες εισόδου οδήγησαν ακόμη στην εμφάνιση βρόχου υστέρησης κατά την επαναφορά μετά από αποκόλληση**, ο οποίος όμως απουσίαζε όταν η δεύτερη πτερωτή στρεφόταν κατά 50% ταχύτερα της πρώτης.

Οι ίδιοι ερευνητές διεξήγαγαν έρευνα με διάφορους τύπους πτερυγίων<sup>[13]</sup>, όπου διαπίστωσαν ότι πτερύγια με συστροφή παρουσιάζουν καλύτερη συμπεριφορά. Η γωνία κλίσης των πτερυγίων ως προς την αξονική κατεύθυνση (γωνία stagger) δεν αποτέλεσε ωστόσο παράμετρο προς διερεύνηση, με τις γωνίες αυτές να είναι δεδομένες στην εργασία τους. Ακόμη, οι Sharma et al. ασχολήθηκαν και με την επίδραση της επιφάνειας του κελύφους<sup>[17,20]</sup> που περικλείει τις πτερωτές ως τρόπο βελτίωσης της συμπεριφοράς της βαθμίδας. Διαπιστώθηκε ότι κελύφη με περιμετρικές χαρακίες οδηγούσαν σε αύξηση τόσο της πρόσδοσης λόγω πίεσης όσο και της ζώνης ευσταθούς λειτουργίας.

Πέρα από τα ολοκληρωτικά μεγέθη που περιγράφουν τη λειτουργία της βαθμίδας, πραγματοποιήθηκαν και μετρήσεις του πεδίου ροής<sup>[16,19]</sup>. Καταγράφηκαν οι ακτινικές κατανομές γωνιών ροής, συντελεστών ολικής και στατικής φόρτισης καθώς και βαθμοί απόδοσης των πτερωτών και της βαθμίδας ως σύνολο με σκοπό να διερευνηθεί η μεταβολή τους συναρτήσει των συνδυασμών των ταχυτήτων περιστροφής και των αξονικών διακένων. Προέκυψαν κάποια συμπεράσματα, αλλά κρίνεται αμφίβολο αν μπορούν να γενικευτούν λόγω κάποιων αντιφάσεων που παρουσιάζουν οι μετρήσεις του πεδίου ροής με τις αντίστοιχες ολοκληρωτικές μετρήσεις. Πέραν του ζητήματος αξιοπιστίας μετρήσεων, υπάρχει και το ενδεχόμενο ατυχούς ολοκλήρωσης των επιμέρους μετρήσεων.

Μετρήσεις σε παρόμοια πειραματική διάταξη<sup>[21,22]</sup> πραγματοποίησαν και οι Roy, Ravibabu, Rao et al. από το πανεπιστήμιο της Βομβάης. Το σχετικό ερευνητικό τους έργο καλύπτει την περίοδο 1987 έως και το 2000. Πρώτα απ' όλα συνέκριναν<sup>[23,24,25]</sup> τη περίπτωση περιστροφής και των δύο πτερωτών ως C-R με την περίπτωση περιστροφής μονάχα της πρώτης. Διαπιστώθηκε αυξημένος λόγος πίεσης και παροχή μάζας και μάλιστα υποστηρίχθηκε ότι η σύζευξη C-R πτερωτών συνδυάζει τα πλεονεκτήματα δύο πτερωτών σε σειρά και παράλληλα. Ωστόσο, το τελευταίο δεν αιτιολογείται επαρκώς, ενώ - παρά το γεγονός ότι η C-R αποφέρει όντως μεγαλύτερο λόγο πίεσης και παροχή - η μέτρηση κατά τη λειτουργία της μίας

περωτής, πραγματοποιήθηκε και τη δεύτερη να ανεμίζει ελεύθερα, το οποίο δεν αντιστοιχεί ακριβώς σε διάταξη ρότορα στάτορα.

Οι Roy et al. χρησιμοποίησαν διάφορους λόγους ταχυτήτων για να διερευνήσουν την επίδρασή στην ευστάθεια της C-R βαθμίδας<sup>[23,24,25]</sup>. Στην εργασία τους διαπιστώθηκε ότι η περιστροφή της πίσω περωτής με μεγαλύτερη ταχύτητα, βελτιώνει την ευστάθεια της βαθμίδας. Οι Roy et al. παρουσίασαν διαγράμματα απόλυτων μεγεθών, παροχής και λόγους πίεσης. Σε αυτά τα διαγράμματα δεν φαίνεται να υπάρχει μία παραβολική γραμμή που να οριοθετεί την περιστροφική αποκόλληση. Αντίθετα, όσο ταχύτερα στρέφεται ο δεύτερος ρότορας, τόσο η ωφέλιμη περιοχή λειτουργίας διευρύνεται με τις καμπύλες λειτουργίας να παρουσιάζουν σχεδόν επίπεδες χαρακτηριστικές ομοιάζοντας κατά κάποιο τρόπο με τις καμπύλες ακτινικών συμπιεστών.

Η απευθείας σύγκριση με το έργο των Sharma et al. δεν είναι εφικτή καθώς οι τελευταίοι εξέφρασαν αποτελέσματα υπό τη μορφή αδιαστατοποιημένης στατικής πίεσης και παροχής. Πάντως, **όσον αφορά στα απόλυτα μεγέθη που παρουσιάζουν οι Roy et al., η ταχύτερη περιστροφή του πίσω ρότορα φαίνεται να ευνοεί την ευστάθεια ολόκληρης της βαθμίδας, ενώ στην περίπτωση των Sharma μονάχα του πρώτου ρότορα.** Σε αντίθεση με τους Sharma που παρουσιάζουν - πέρα από αυτή της βαθμίδας - και τις χαρακτηριστικές των δύο ροτόρων μεμονωμένα, οι Roy εστιάζουν στην χαρακτηριστική της βαθμίδας ως σύνολο, παρέχοντας ελάχιστα στοιχεία για τις επιμέρους περωτές (παρά μόνο για ένα συνδυασμό ταχυτήτων). Λόγω αυτού, ελάχιστα μπορούν να ειπωθούν όσον αφορά στην αλληλεπίδραση των δύο περωτών.

Παράλληλα με τις μετρήσεις πίεσης και παροχής, οι Roy et al. εκτιμούν και τον βαθμό απόδοσης της βαθμίδας<sup>[23,24,25]</sup>. Ωστόσο, η μεθοδολογία εκτίμησής του κρίνεται αναξιόπιστη δεδομένου ότι βασίζονται στις μετρήσεις της ηλεκτρικής ισχύος από το δίκτυο, και των επιμέρους βαθμών απόδοσης των ηλεκτροκινητήρων, των μαντοκινήσεων που εκλέγονται αυθαίρετα χωρίς να γίνεται λόγος για τις απώλειες ανεμισμού και των εδράνων. Το σφάλμα 3% που υποστηρίζουν για την εκτίμηση του βαθμού απόδοσης κρίνεται σημαντικό

Οι Roy et al. διερευνούν και την επίδραση του αξονικού διακένου<sup>[23,24,25]</sup> ως προς τα μεγέθη της ολικής πίεσης, του βαθμού απόδοσης, της αναρροφητικής ικανότητας και της ηχητικής εκπομπής. Διαπιστώνεται - όπως και στην εργασία των Sharma - ότι **μείωση του αξονικού διακένου βελτιώνει τα μεγέθη που σχετίζονται με τις αεροδυναμικές επιδόσεις** (ολική πίεση, βαθμός απόδοσης, αναρροφητική ικανότητα) **αλλά «ζημιώνει» σημαντικά την αερακουστική συμπεριφορά** της βαθμίδας (ηχητική εκπομπή). Όπως και στις εργασίες των Sharma, προτείνεται η εκλογή του κατάλληλου διακένου για το βέλτιστο συνδυασμό των παραπάνω χαρακτηριστικών. Να τονιστεί ότι η παραμετρική μελέτη του αξονικού διακένου έγινε για ίσα μέτρα ταχυτήτων των δύο ροτόρων.

Στην εργασία των Roy et al. δίνεται ακόμη ιδιαίτερη έμφαση στη μελέτη του πεδίου ροής κατάντι του δεύτερου ρότορα<sup>[25]</sup>. Ο λόγος έγκειται στο ότι η δεύτερη περωτή θα είναι αυτή που θα φτάσει πρώτη σε περιστροφική αποκόλληση οπότε η ανάγκη για διερεύνηση του πεδίου ροής στα κατάντι της κρίνεται επιτακτική. Το πεδίο πίεσης στη θέση αυτή παρουσίασε παραβολική ακτινική κατανομή, το οποίο συνεπάγεται παχύ οριακό στρώμα και ζώνη ανάμιξης. Εκτενέστερη μελέτη του πεδίου ροής έγινε και σχετικά με την επίδραση του ακτινικού διακένου των περυγίων<sup>[26]</sup>. Στις δοκιμές της μελέτης αυτής διαπιστώθηκε ότι το ακτινικό διάκενο επηρεάζει λιγότερο μία βαθμίδα C-R σε σχέση με μία μεμονωμένη περωτή, όσον αφορά στην ομοιομορφία του πεδίου ταχυτήτων και την πτώση ολικής πίεσης κοντά στο τοίχωμα.



Στο πλαίσιο της μελέτης του C-R δοκιμάστηκαν από τους Roy et al. και μέθοδοι βελτίωσης επιδόσεων με δύο διαφορετικούς τρόπους.

Ο πρώτος τρόπος αφορά στη χάραξη γραμμών «ζιγκ ζαγκ»<sup>[25]</sup> επί των πτερυγίων με σκοπό την αύξηση του τυρβώδους χαρακτήρα της ροής ώστε να καθυστερήσει η αποκόλληση του οριακού στρώματος. Οι δοκιμές με αυτόν τον τρόπο πτερυγίων, έδειξαν αυξημένη παραγωγή πίεσης και μείωση της παροχής αποκόλλησης. Ωστόσο, από τη μελέτη απουσίαζε η μεταβολή του βαθμού απόδοσης η συγκριτική αξιολόγηση του οποίου θα έδινε της πλήρη εικόνα της δυνατότητας βελτίωσης. Ακόμη, κάποιες καμπύλες ήταν προβληματικές καθώς η μορφή τους δεν ήταν λογική. Όπως και οι Sharma δεν έγινε καμία διερεύνηση όσον αφορά την γωνία stagger των πτερυγίων.

Ο δεύτερος τρόπος αφορά στην ανακυκλοφορία ποσοστού της ροής από τον δεύτερο ρότορα προς το πρώτο μέσω ειδικού στελέχους εξωτερικά του κελύφους λόγω της θετικής κλίσης της πίεσης κατά μήκος της βαθμίδας. Η αφαίρεση μικρού ποσοστού της ροής από τα πτερύγια της δεύτερης πτερωτής αποσκοπεί στο να ελέγξει τον σχηματισμό του οριακού στρώματος. Προφανώς, το ποσοστό της ανακυκλοφορούμενης ροής αφορά σε ενεργειακό περιεχόμενο που δεν αξιοποιείται. Πειραματικές μετρήσεις<sup>[20,27]</sup> με ανακυκλοφορία της ροής έδειξαν την αύξηση της ικανότητας παραγωγής πίεσης και της ευστάθειας. Ωστόσο, ο ικανοποιητικός έλεγχος του σχηματισμού του οριακού στρώματος απαίτησε απαγορευτικά υψηλό ποσοστό ροής ανακυκλοφορίας της τάξης του 13 με 18%<sup>[27]</sup>. Οι αρχικές έρευνες<sup>[20]</sup> που διεξήχθησαν με ποσοστό ανακυκλοφορίας μέχρι 4-5% δεν έδειξαν σημαντική βελτίωση.

Από την δεκαετία του 2000 παρουσιάζονται εργασίες που καταπιάνονται με το C-R από διαφορετικές σκοπιές. Στην εργασία των Georgiadis et al.<sup>[28]</sup> έγινε υπολογιστική προσομοίωση της ροής σε C-R βαθμίδα ανεμιστήρων σε δύο διαστάσεις. Σε μία πιο πρόσφατη εργασία των Kerrebrock, Adamczyk, Shabbir et al.<sup>[29]</sup> σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε μία υπερηχητική διάταξη C-R ανεμιστήρων, η οποία τροφοδοτείται από αεροφυλάκιο υψηλής πίεσης. Ο σχεδιασμός έγινε με τη βοήθεια τρισδιάστατου επιλύτη της ροής. Σε μία άλλη εργασία οι Pierret, Merchant et al.<sup>[30]</sup> προχώρησαν σε αεροδυναμική και μηχανική βελτιστοποίηση για C-R ανεμιστήρες με απευθείας διασύνδεση συστήματος CAD (Computer Aided Design). Ο Cheng<sup>[31]</sup> στην σχετική του εργασία πραγματοποιεί κάποιους απλούς υπολογισμούς βάσει τριγώνων ταχυτήτων και υπογραμμίζει τις σημερινές τεχνολογικές προκλήσεις του C-R, θίγοντας μεταξύ άλλων και την αεροδυναμική αξία χρήσης ροτόρων μεταβλητής γεωμετρίας.

## 2.3 Συμπεράσματα επισκόπησης

Στην βιβλιογραφική επισκόπηση που προηγήθηκε, καταβλήθηκε προσπάθεια να καλυφθεί το σύνολο σχεδόν της ανοιχτής βιβλιογραφίας πάνω στο C-R σε κλειστές διατάξεις. Η υπάρχουσα έρευνα παρέχει κάποια συμπεράσματα, ωστόσο είναι αρκετά τα διαφορούμενα σημεία: κατά τη επισκόπηση φάνηκε πολλές φορές η ανάγκη για διεξαγωγή εκ νέου πειραμάτων για διευκρίνιση της λειτουργίας του C-R.

Στα πλαίσια σχεδιασμού και ανάπτυξης μίας πειραματικής διάταξης δοκιμών για το Ε.Θ.Σ. του Ε.Μ.Π., σκοπός είναι η απάντηση σε βασικά ερωτήματα που έχουν να κάνουν περισσότερο με την ποιοτική συμπεριφορά της ροής σε τέτοιες μηχανές. Ο προβληματισμός πάνω στο C-R επικεντρώνεται στο εξής σημαντικό ερώτημα:

*«Αν μία συμβατική βαθμίδα συμπιεστή διάταξης ρότορα & στάτορα (Rotor & Stator) συμπεριφέρεται με γνωστό τρόπο, ποια η διαφοροποίησή της από την αντικατάσταση του στάτορα της κλασικής βαθμίδας, με ένα αντίθετα στρεφόμενο του πρώτου, ρότορα?»*

Υπό το πρίσμα αυτό, προβάλλει προτιμότερη η διεξαγωγή πειραμάτων με πειραματική διάταξη που θα έχει τη μορφή C-R περωτών χαμηλών ταχυτήτων (μέχρι 3000RPM), όπως στις εργασίες των Sharma et al.<sup>[13]</sup> και Roy et al.<sup>[21,22]</sup>. Η επέκταση σε πιο προχωρημένα τεχνολογικά θέματα του C-R δεν είναι συνετή, δεδομένου ότι από τις εργασίες των προηγούμενων είναι αρκετά τα βασικά σημεία που μένουν αδιευκρίνιστα. Συγκεκριμένα, τα σημεία στα οποία θα εστιάσουμε πειραματικά θα είναι τα εξής:

- 1. Φόρτιση πτερυγώσεων.** Με τον όρο «φόρτιση» εννοούμε την ικανότητα αύξησης πίεσης (ολικής και στατικής) από κάθε πτερωτή, αλλά και από την βαθμίδα γενικότερα. Στις εργασίες των Sharma et al. παρέχεται μονάχα το μέγεθος αδιαστατοποιημένης στατικής πίεσης (και όχι ολικής που μπορεί να εκφράσει την πρόσδοση ενέργειας) ενώ στις εργασίες των Roy et al., οι πληροφορίες αφορούν κυρίως τις πτερωτές ως σύνολο και όχι μεμονωμένα. Σε πολλές περιπτώσεις οι χαρακτηριστικές των εργασιών αυτών έχουν μη φυσιολογική μορφή. Αξίζει να μελετηθεί ο τρόπος που η μία πτερωτή επηρεάζει την άλλη συναρτήσει του λόγου ταχυτήτων και του αξονικού διακένου και να δοθούν φυσικές ερμηνείες για την επίδρασή τους, οι οποίες απουσιάζουν στην παρούσα βιβλιογραφία. Ελεύθερη παράμετρο της μελέτης αυτής, μπορεί να αποτελέσουν και οι γωνίες stagger των πτερυγίων, οι οποίες στις προηγούμενες εργασίες ήταν δεδομένες.
- 2. Βαθμός απόδοσης:** Οι καμπύλες που παρέχονται στις εργασίες των Sharma et al. δεν έχουν λογική ποιοτικά μορφή, ενώ ο τρόπος εκτίμησης του βαθμού απόδοσης στις εργασίες των Roy et al., δίνει σημαντικό σφάλμα. Η διακύμανση του βαθμού απόδοσης μπορεί να μελετηθεί για διάφορους λόγους ταχυτήτων, αξονικά διάκενα και γωνίες stagger.
- 3. Ευστάθεια και εύρος λειτουργίας.** Η ευστάθεια λειτουργίας αποτελεί ένα σημείο το οποίο έχει μελετηθεί εκτενώς. Κύριο συμπέρασμα των εργασιών μέχρι σήμερα είναι ότι η ταχύτερη περιστροφή της δεύτερης πτερωτής είναι ευνοϊκή για την ευστάθεια. Στην εργασία των Sharma et al. η βελτίωση της ευστάθειας αφορά μόνο την πρώτη πτερωτή (η ευστάθεια της βαθμίδας μένει ανεπηρέαστη) ενώ σε αυτή των Roy et al. ολόκληρη την βαθμίδα (χωρίς να

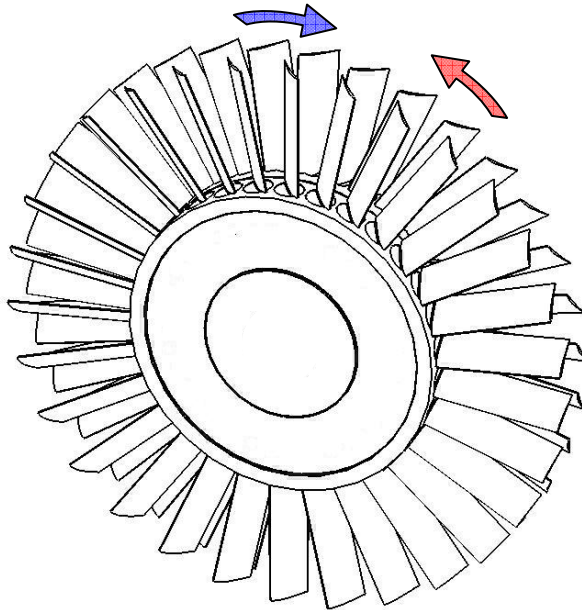
παρέχει πληροφορίες για τις επιμέρους). Ωστόσο, οι πειραματικές καμπύλες κυρίως των Sharma et al. παρουσιάζουν μη φυσιολογική συμπεριφορά. Σε κάθε περίπτωση, η εμφάνιση του σημείου περιστροφικής αποκόλλησης (σηματοδοτώντας την είσοδο στην ασταθή περιοχή) τις βαθμίδας αλλά και των επιμέρους πτερωτών πρέπει να διερευνηθεί συναρτήσει του αξονικού διακένου και του λόγου ταχυτήτων.

- 4. Ηχητικές εκπομπές:** Οι ηχητικές εκπομπές συναρτήσει των διάφορων παραμέτρων πρέπει να διερευνηθούν και αυτές κυρίως η επίδραση της γωνίας stagger και του λόγου ταχυτήτων.

Στο κεφάλαιο αυτό θα εξετάσουμε μία βαθμίδα αντίθετα στρεφόμενων ροτόρων. Ως μία πρώτη προσέγγιση στο πρόβλημα θα επιχειρήσουμε μία απλή μονοδιάστατη (1-Δ) ανάλυση με τρίγωνα ταχυτήτων.

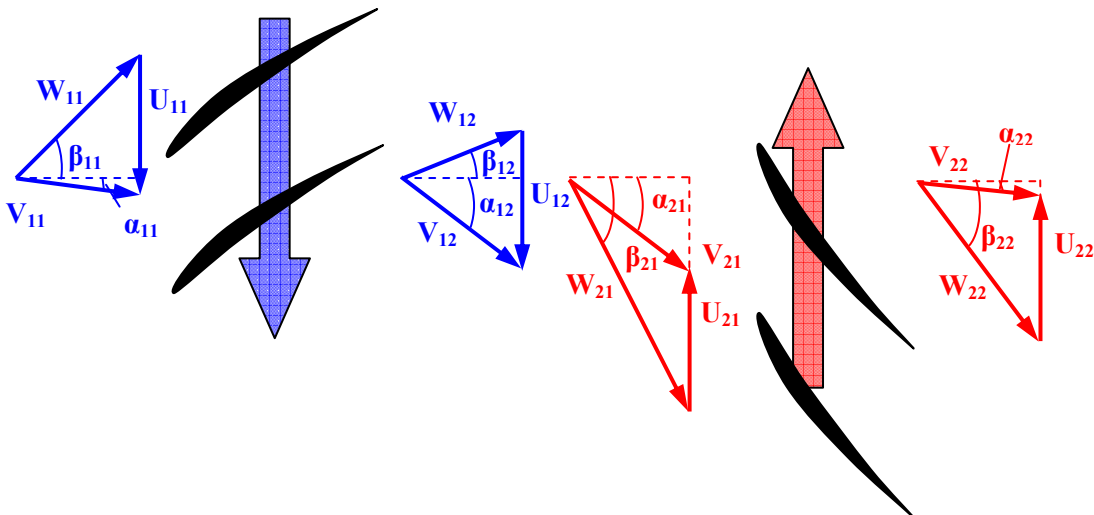
### 3.1 Μελέτη παραδοχών

Έστω δύο αντίθετα στρεφόμενες πτερωτές, όπως αυτές του σχήματος 3.1.



Σχήμα 3.1 Αντίθετα στρεφόμενες πτερωτές. Με μπλε χρώμα παριστούμε τη φορά περιστροφής της μπροστά πτερωτής και με κόκκινο χρώμα της πίσω

Αν θεωρήσουμε ροή αέρα με φορά από τον μπροστά στον πίσω ρότορα και πάρουμε μία όψη από μεσημβρινή τομή της πτερωτής, τότε θα έχουμε την απεικόνιση του σχήματος 3.2:



Σχήμα 3.2: Τρίγωνα ταχυτήτων σε βαθμίδα C-R

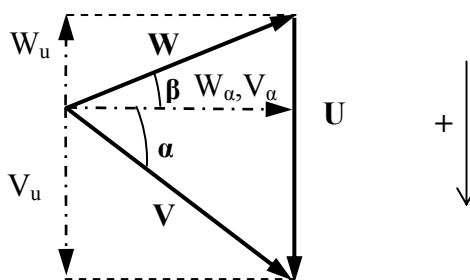
Τα βασικά στοιχεία που διέπουν τη μελέτη μας είναι τα εξής:

- Έχουμε ορίσει τέσσερις θέσεις: 11, 12, 21 & 22. Ο συμβολισμός κάθε θέσης  $ij$  έχει ως εξής:

$i$ : δείκτης περύγωσης, με 1 για 1<sup>η</sup> περύγωση και 2 για 2<sup>η</sup> περύγωση

$j$ : δείκτης θέσης ως προς περύγωση, με 1 ανάντι και 2 για κατάντι περύγωσης

- Κάθε ρότορας έχει το δικό του σύστημα συντεταγμένων βάσει της φοράς της περιφερειακής ταχύτητάς του  $U$ . Για κάθε θέση λοιπόν ορίζεται λοιπόν ένα διάνυσμα απόλυτης ταχύτητας  $\bar{V}$  και ένα διάνυσμα  $\bar{W}$  σχετικής ταχύτητας. Καθένα από αυτά τα διανύσματα αναλύεται σε μια περιφερειακή και μία αξονική συνιστώσα. Για τις αξονικές συνιστώσες δεν μας απασχολεί το πρόσημο (λαμβάνονται πάντα θετικές), ενώ αν μία περιφερειακή συνιστώσα έχει την ίδια φορά με την  $U$ , τότε νοείται ως θετική τιμή ενώ αν έχει αντίθετη φορά νοείται ως αρνητική τιμή. Για λόγους εποπτείας παραθέτουμε το παρακάτω σχήμα:



Σχήμα 3.3: Τρίγωνο ταχυτήτων και ορισμός θετικής φοράς

Ισχύει γενικά:

$$\bar{V} = \bar{W} + \bar{U} \Rightarrow \begin{cases} \text{περιφερειακές συνιστώσες: } V_u = W_u + U \\ \text{αξονικές συνιστώσες: } V_\alpha = W_\alpha \end{cases} \quad (3.1)$$

Συγκεκριμένα, για τις φορές του σχήματος 3.3 είναι  $V_u, U > 0$  και  $W_u < 0$ . Ανάλογα πρόσημα θα έχουν και οι γωνίες απόλυτης και σχετικής ταχύτητας  $\alpha$  και  $\beta$  αντίστοιχα. Έτσι, για το σχήμα αυτό έχουμε:

$$\tan \beta = \frac{W_u}{V_\alpha} \Rightarrow \beta < 0 \text{ αφού } W_u < 0 \text{ \& } V_\alpha > 0 \quad (3.2)$$

$$\tan \alpha = \frac{V_u}{V_\alpha} \Rightarrow \alpha > 0 \text{ αφού } V_u > 0 \text{ \& } V_\alpha > 0$$

- Κάνουμε την παραδοχή ότι η αξονική ταχύτητα της ροής παραμένει σταθερή. Δηλαδή:

$$V_\alpha = V_{\alpha 11} = V_{\alpha 12} = V_{\alpha 21} = V_{\alpha 22} \quad (3.3)$$

- Η γεωμετρία των περυγίων χαρακτηρίζεται από τις γωνίες μετάλλου  $\beta'_{11}, \beta'_{12}, \beta'_{21}, \beta'_{22}$ . Θεωρούμε ότι η ροή δεν θα ακολουθεί κατά ανάγκη της γωνίες μετάλλου, που της επιβάλλει δηλαδή το περύγιο. Θα δηλώνουμε σαφώς όποτε οι γωνίες ροής  $\beta_{11}, \beta_{12}, \beta_{21}, \beta_{22}$  ταυτίζονται με τις γωνίες μετάλλου  $\beta'_{11}, \beta'_{12}, \beta'_{21}, \beta'_{22}$ .

### 3.2 Ανάλυση αδιάστατων μεγεθών

Από τρίγωνα ταχυτήτων σε οποιαδήποτε θέση ij έχουμε:

$$\tan \beta_{ij} = \frac{W_{u,ij}}{V_a} = \frac{V_{u,ij} - U_{ij}}{V_a} = \frac{V_a \cdot \tan \alpha_{ij} - U_{ij}}{V_a} = \tan \alpha_{ij} - \frac{1}{\Phi_{ij}} \quad (3.4)$$

$$\Phi_{ij} = \frac{V_a}{U_{ij}} : \text{ συντελεστής παροχής} \quad (3.5)$$

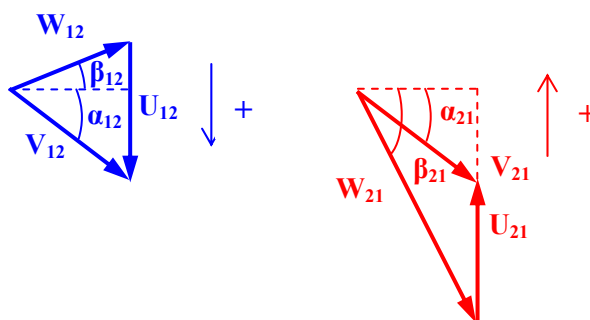
Ο παραπάνω τύπος για κάθε θέση ij συσχετίζει την απόλυτη γωνία ροής  $\alpha_{ij}$  με τη σχετική γωνία ροής  $\beta_{ij}$  με παράμετρο το συντελεστή παροχής  $\Phi$ . Ο συντελεστής παροχής  $\Phi$  εκφράζει το λόγο αξονικής ταχύτητας (αντιπροσωπευτική της παροχής) προς την περιφερειακή ταχύτητα (αντιπροσωπευτική της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής) ως ένα χρήσιμο εργαλείο αδιαστατοποίησης του προβλήματος. Με άλλα λόγια, συσχετίζουμε τα μεγέθη  $\alpha_{ij}, \beta_{ij}$  με ένα μέγεθος, το  $\Phi$  αντί για δύο ( $V_a$  &  $U_{ij}$ ) διευκολύνοντας τη μελέτη μας.

Να σημειωθεί ότι η παροχή  $m$  και η ταχύτητα περιστροφής  $n(\text{RPM})$  εκφράζονται μέσω της αξονικής ταχύτητας και της περιφερειακής με τους παρακάτω τύπους:

$$U_{ij} = \omega(\text{rad/sec}) \cdot R_{ij} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N(\text{RPM})}{60} \cdot R_{ij} \quad (3.6)$$

$$m = \rho \cdot A_{ij} \cdot V_{a,ij} \quad (3.7)$$

Επειδή οι δύο ρότορες περιστρέφονται με διαφορετική ταχύτητα περιστροφής, αυτό σημαίνει ότι έχουν «αντίθετα» συστήματα αναφοράς. Ανάμεσα στους δύο ρότορες, έχουμε ορίσει τις θέσεις 12 και 21 με κοινή φυσικά την απόλυτη ταχύτητα ροής  $V_{12}=V_{21}$ . Προσοχή χρειάζεται (βλέπε σχήμα 3.4 ως λεπτομέρεια σχήματος 3.2) όμως στο ότι ενώ η γωνία  $\alpha_{12}$  νοείται θετική ως προς τον 1<sup>ο</sup> ρότορα (αφού  $V_{u12}$  ίδιας φοράς από την  $U_{12}$ ), η γωνία  $\alpha_{21}$  νοείται αρνητική ως προς τον 2<sup>ο</sup> ρότορα (επειδή  $V_{u21}$  αντίθετης φοράς από την  $U_{21}$ ).



Σχήμα 3.4: Θετικές φορές στα σχετικά τρίγωνα ταχυτήτων κάθε περωτής

Αν λοιπόν,  $\alpha_{21} = -\alpha_{12}$  μπορούμε να εκφράσουμε την σχετική γωνία ροής  $\beta_{21}$  συναρτήσει της σχετικής ή της απόλυτης γωνίας ροής  $\beta_{12}$  ή  $\alpha_{12}$  αντίστοιχα και των περιφερειακών ταχυτήτων  $U_{12}$  και  $U_{21}$  με το παρακάτω σκεπτικό:

$$\tan \beta_{ij} = \frac{V_\alpha \cdot \tan \alpha_{ij} - U_{ij}}{V_\alpha} \Rightarrow V_\alpha = \frac{-U_{ij}}{\tan \beta_{ij} - \tan \alpha_{ij}} \quad (3.8)$$

Εξισώνοντας τις αξονικές ταχύτητες  $V_\alpha$  στις θέσεις 12 και 21 ,παίρνουμε:

$$\begin{aligned} \frac{-U_{12}}{\tan \beta_{12} - \tan \alpha_{12}} &= \frac{-U_{21}}{\tan \beta_{21} - \tan \alpha_{21}} \Rightarrow \\ \Rightarrow -U_{12} \cdot \tan \beta_{21} + U_{12} \cdot \tan \alpha_{21} &= -U_{21} \cdot \tan \beta_{12} + U_{21} \cdot \tan \alpha_{12} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Στον παραπάνω τύπο μπορούμε να πάρουμε  $\alpha_{21} = -\alpha_{12}$ . Ακόμη, αν η μελέτη για κάθε ρότορα γίνεται στην ίδια ακτίνα αναφοράς τότε η περιφερειακή ταχύτητα κάθε ρότορα είναι σταθερή. Έτσι τελικά για λόγους καλύτερης εποπτείας, μπορούμε να γράψουμε  $U_{12} = U_{12} = U_I$ ,  $U_{21} = U_{22} = U_{II}$  και να πάρουμε:

$$\begin{aligned} -U_I \cdot \tan \beta_{21} - U_I \cdot \tan \alpha_{12} &= -U_{II} \cdot \tan \beta_{12} + U_{II} \cdot \tan \alpha_{12} \Rightarrow \\ \Rightarrow U_I \cdot \tan \beta_{21} + U_I \cdot \tan \alpha_{12} &= U_{II} \cdot \tan \beta_{12} - U_{II} \cdot \tan \alpha_{12} \Rightarrow \\ \Rightarrow \tan \beta_{21} &= \frac{U_{II} \cdot \tan \beta_{12} - (U_{II} + U_I) \cdot \tan \alpha_{12}}{U_I} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Ισχύει όμως:

$$\tan \beta_{12} = -\frac{1}{\Phi_1} + \tan \alpha_{12} \Leftrightarrow \tan \alpha_{12} = \tan \beta_{12} + \frac{1}{\Phi_1} \quad (3.11)$$

Οι δύο αυτές σχέσεις μπορούν να συνδυαστούν με δύο τρόπους: είτε να γίνει απαλοιφή του όρου  $\tan \beta_{12}$  είτε του  $\tan \alpha_{12}$ . Θα δοκιμάσουμε και τους δύο:

$$\begin{aligned} \text{Απαλοιφή } \tan \beta_{12} : \tan \beta_{21} &= \frac{U_{II} \cdot \left( -\frac{1}{\Phi_1} + \tan \alpha_{12} \right) - (U_{II} + U_I) \cdot \tan \alpha_{12}}{U_I} \Rightarrow \\ \Rightarrow \tan \beta_{21} &= -\frac{U_{II}}{U_I \cdot \Phi_1} - \tan \alpha_{12} \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} \text{Απαλοιφή } \tan \alpha_{12} : \tan \beta_{21} &= \frac{U_{II} \cdot \tan \beta_{12} - (U_{II} + U_I) \cdot \left( \tan \beta_{12} + \frac{1}{\Phi_1} \right)}{U_I} \Rightarrow \\ \Rightarrow \tan \beta_{21} &= -\tan \beta_{12} - \frac{(U_{II} + U_I)}{U_I} \cdot \frac{1}{\Phi_1} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Αν συμβολίσουμε με  $R_U$  το λόγο περιφερειακών ταχυτήτων του δεύτερου ρότορα ως προς τον πρώτο τότε, οι παραπάνω εκφράσεις γράφονται:

$$\tan \beta_{21} = -\frac{R_U}{\Phi_1} - \tan \alpha_{12} \quad (3.14)$$

$$\tan \beta_{21} = -\tan \beta'_{12} - (R_U + 1) \cdot \frac{1}{\Phi_1} \quad (3.15)$$

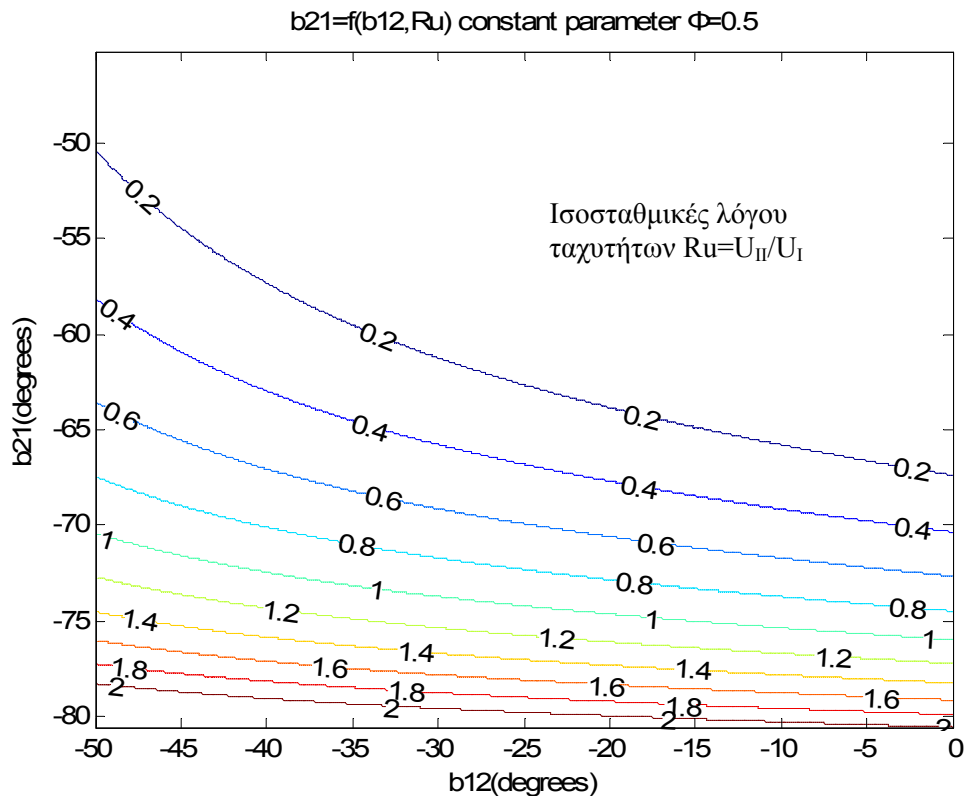
Στο σημείο σχεδίασης, ο συντελεστής παροχής έχει συγκεκριμένη τιμή  $\Phi_1 = \Phi_{1,d}$  και το περυσίο 1 «επιβάλλει» τη γωνία μετάλλου εξόδου του στην ροή, οπότε είναι  $\beta_{12} = \beta'_{12}$ . Έτσι, στο σημείο σχεδίασης η γωνία  $\beta_{21}$ , ορίζεται μονοσήμαντα από το λόγο ταχυτήτων περιστροφής  $R_U$ , δηλαδή:

$$\tan \beta_{21} = -\tan \beta'_{12} - (R_U + 1) \cdot \frac{1}{\Phi_{1,d}} \Rightarrow \beta_{21} = f(R_U) \quad (3.16)$$

Η γωνία αυτή σε πρώτη εκτίμηση μπορεί να θεωρηθεί ίση με τη γωνία μετάλλου στην είσοδο του περυσίου 2,  $\beta'_{21}$ .

### 3.3 Χάραξη διαγραμμάτων και σχολιασμός

Στο σχήμα 3.15 παρουσιάζουμε την μεταβολή της γωνίας  $\beta_{21}$  συναρτήσει της γωνίας  $\beta_{12}$  για διάφορες ισοσταθμικές λόγου ταχυτήτων  $Ru = U_{II}/U_I$  με σταθερή τιμή  $\Phi = 0.5$ .



Σχήμα 3.5: Μεταβολή γωνίας  $\beta_{21}$  συναρτήσει της  $\beta_{12}$  για συντελεστή παροχής  $\Phi=0,5$



Παρατηρούμε ότι όσο μεγάλη είναι η τιμή του  $R_u$  (δηλαδή όσο πιο γρήγορα στρέφεται ο δεύτερος ρότορας σε σχέση με τον πρώτο), τόσο πιο μεγάλη κατά απόλυτη τιμή είναι η σχετική γωνία εισόδου  $\beta_{21}$  που «βλέπει» το 2<sup>ο</sup> πτερυγίο. Αυτό συνεπάγεται δύο πράγματα:

- Για μεγάλες τιμές γωνιών  $\beta_{21}$ , αντίστοιχα μεγάλη θα πρέπει να είναι και η γωνία μετάλλου  $\beta'_{21}$  του δεύτερου πτερυγίου και μάλιστα ακόμη και πιο μεγάλη όσο ο 2<sup>ος</sup> ρότορας στρέφεται ακόμα πιο γρήγορα από τον 1<sup>ο</sup>. Επομένως και η γωνία κλίσης (stagger,  $\gamma$ ) του 2<sup>ου</sup> πτερυγίου ως προς την αξονική κατεύθυνση γενικά θα πρέπει να είναι υψηλή. **Για παραπλήσιες ταχύτητες περιστροφής των δύο ροτόρων, γενικά περιμένουμε η σχετική γωνία εισόδου  $\beta_{21}$  στον δεύτερο να είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη  $\beta_{11}$  στον πρώτο**, κάτι που φαίνεται και στο σχήμα με τα τρίγωνα ταχυτήτων.
- Μεγάλη γωνία  $\beta_{21}$  συνεπάγεται αντίστοιχα και μεγάλο μέτρο σχετικής ταχύτητας  $W_{21}$ , αφού είναι:

$$W_{21} = \sqrt{V_a^2 + W_{u12}^2} = \sqrt{V_a^2 + (V_a \cdot \tan\beta_{21})^2} \quad (3.17)$$

Σε μία πραγματική μηχανή, η  $W_{21}$  μπορεί να είναι τόσο υψηλή που να είναι υπερηχητική και κατά συνέπεια να συνεπάγεται απώλειες κρουστικού κύματος (shock loss).

Για δεδομένο το λόγο περιστροφικών ταχυτήτων  $R_u$ , παρατηρούμε ότι όσο πιο μικρή είναι η απόλυτη τιμή της γωνίας  $\beta_{12}$ , τόσο πιο μεγάλη είναι η απόλυτη τιμή της γωνίας εισόδου στη δεύτερη πτερυγίωση. Αυτό οδηγεί στα εξής συμπεράσματα:

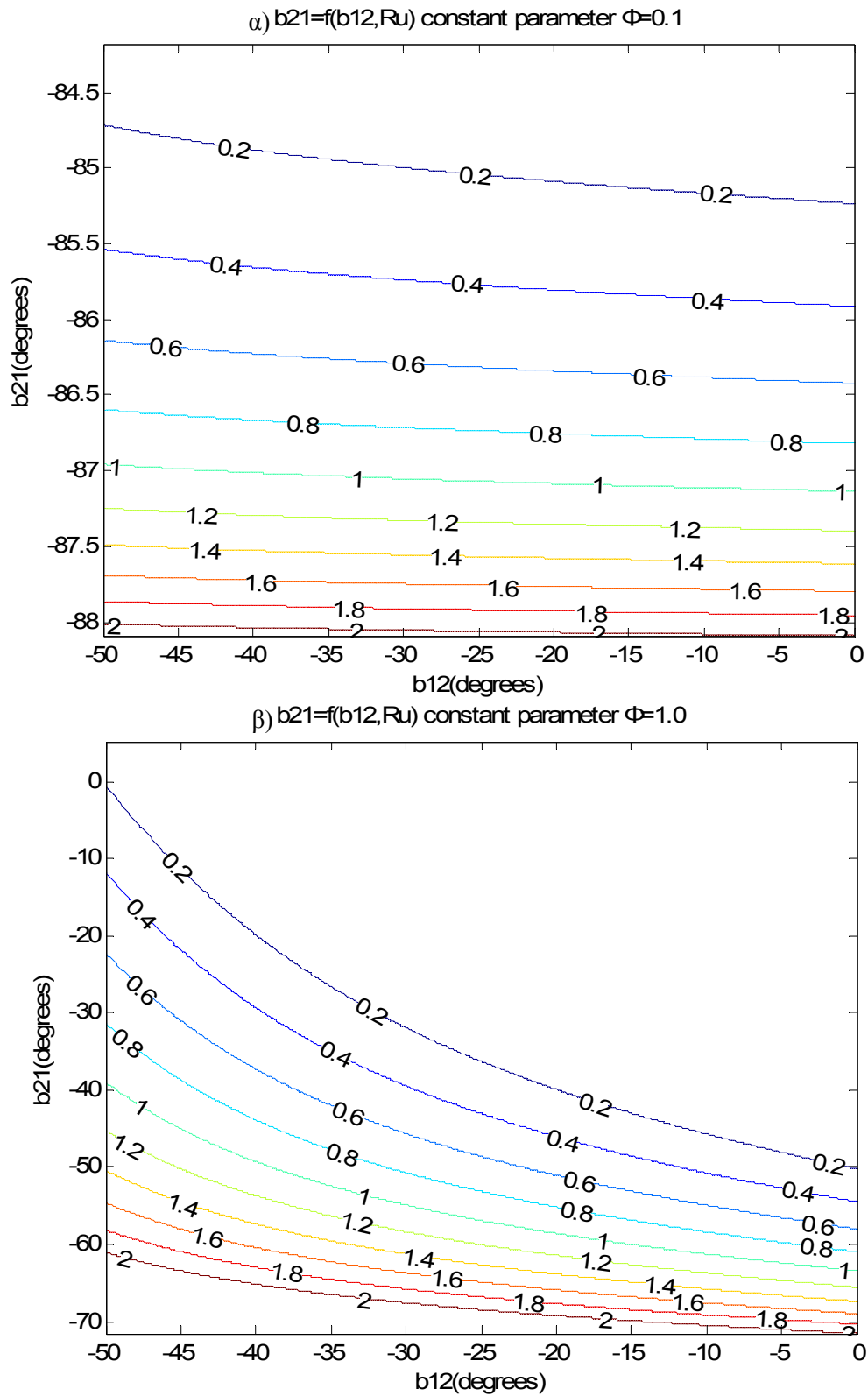
- Η πρώτη πτερυγίωση επιβάλλει στη ροή μία «στροφή» από γωνία εισόδου  $\beta_{11}$  (μεγάλου μέτρου αρνητική τιμή) σε γωνία εξόδου  $\beta_{12}$  (μικρότερου μέτρου αρνητική τιμή). Αυτή η «στροφή» της ροής συνεπάγεται την αύξηση της ενθαλπίας του εργαζόμενου μέσου, όπως είναι γνωστό από το θεώρημα του Euler. Βάσει του τελευταίου για τον πρώτο ρότορα είναι:

$$\Delta h_{t,R1} = U_1 \cdot V_a \cdot (\tan\beta_{12} - \tan\beta_{11}) \text{ (J/kg παροχής μέσου)} \quad (3.18)$$

Με δεδομένη την  $\beta_{11}$ , για να αυξηθεί η πρόσδοση ενθαλπίας πρέπει η γωνία  $\beta_{12}$  να γίνει ακόμη μικρότερου μέτρου (λιγότερο αρνητική). Από το σχήμα 3.5 βλέπουμε όμως, **ότι όσο πιο μικρή γίνεται η απόλυτη τιμή της  $\beta_{12}$  (όσο αυξάνει δηλαδή η φόρτιση του 1<sup>ου</sup> ρότορα) τόσο θα αυξάνει η απόλυτη τιμή της γωνίας  $\beta_{21}$ , υποχρεώνοντας και την αντίστοιχη γωνία μετάλλου  $\beta'_{21}$  να είναι υψηλότερη δημιουργώντας ανάγκη για υψηλότερη γωνία stagger του 2<sup>ου</sup> πτερυγίου.**

- Η επίδραση της γωνίας  $\beta_{12}$  στην γωνία  $\beta_{21}$  ελαχιστοποιείται όσο πιο μεγάλος είναι ο λόγος των ταχυτήτων περιστροφής. Είναι χαρακτηριστικό στο σχήμα 3.5 ότι όσο οι καμπύλες σταθερού  $R_u$  τείνουν να γίνουν οριζόντιες όσο πιο μεγάλο είναι το  $R_u$ .

Στα σχήματα 3.6 α και β παρουσιάζονται αντίστοιχα αποτελέσματα για τιμές του συντελεστή παροχής  $\Phi=1,0$  και  $\Phi=0,1$ . Βλέποντας τις ακραίες αυτές τιμές του  $\Phi$ , θα παρατηρήσουμε κατά πόσο οι τάσεις που είδαμε παραπάνω επηρεάζονται με τη διακύμανση του  $\Phi$ .



Σχήματα 3.6 α,β: Μεταβολή γωνίας  $\beta_{21}$  συναρτήσει της  $\beta_{12}$  για  $\Phi=0,1$  και  $\Phi=1,0$

Από τα παραπάνω διαγράμματα συμπεραίνουμε τα εξής:

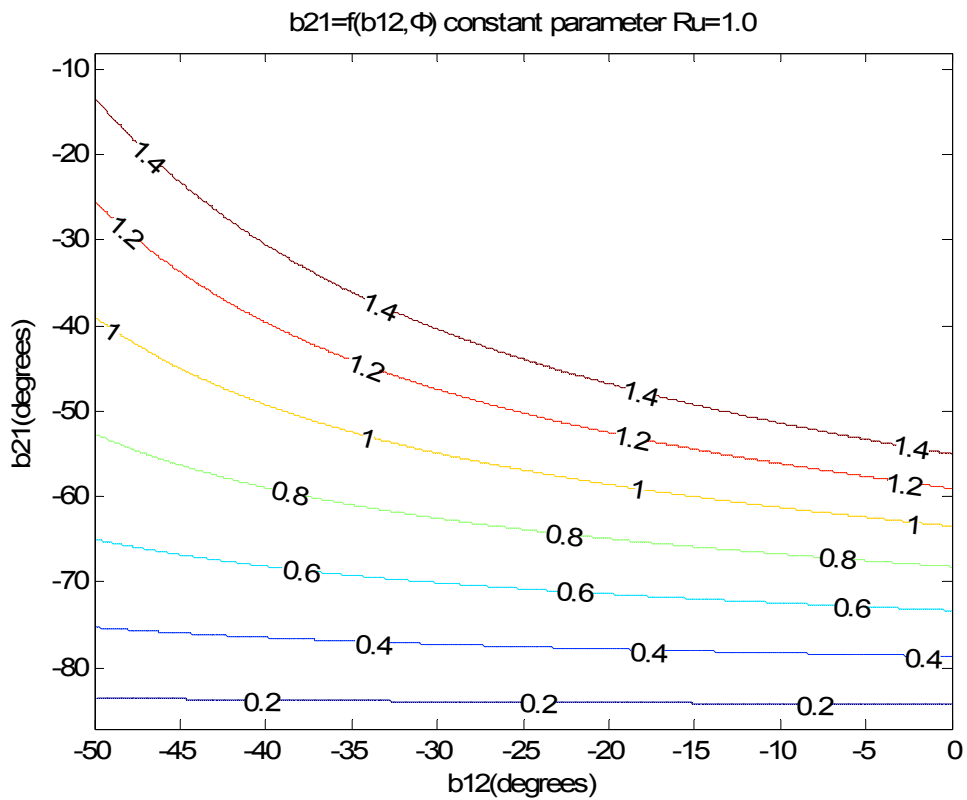
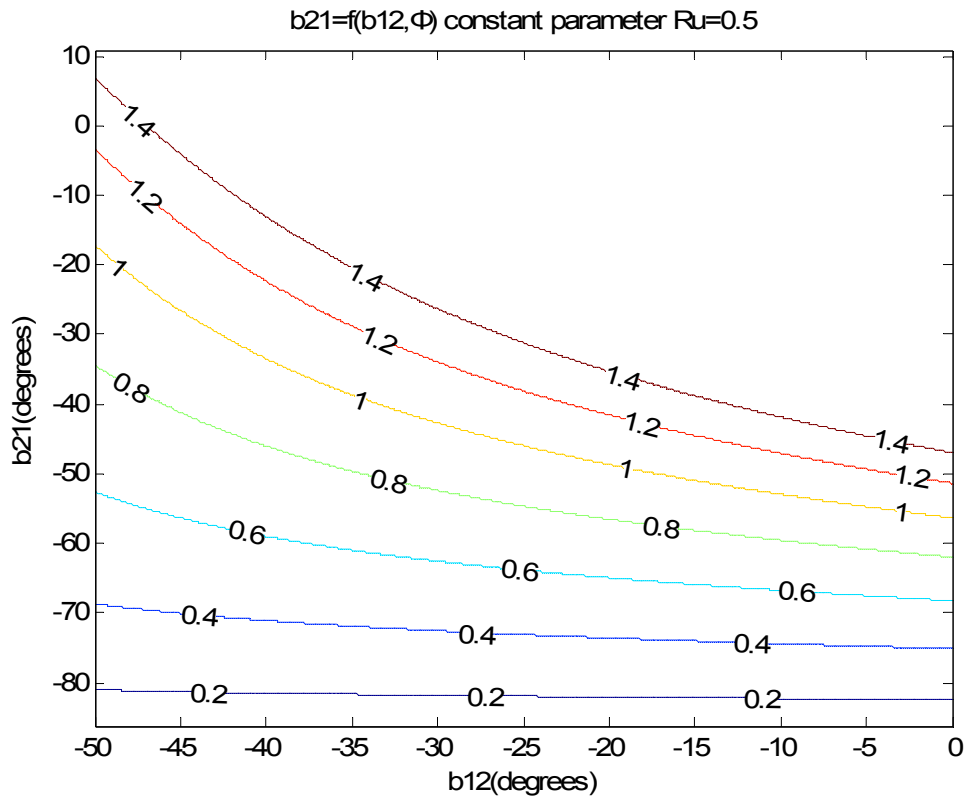
- **Μικρές τιμές του  $\Phi$**  συνεπάγονται πολύ μεγαλύτερες σχετικές γωνίες εισόδου  $\beta_{21}$  στην δεύτερη περύγωση καθώς το περύγιο «βλέπει» πιο κάθετα τη ροή. Η γωνία  $\beta_{21}$  είναι μάλιστα κοντά στις  $90^\circ$ , η οποία είναι απαγορευτικά υψηλή τιμή. Ακόμη, οι μικρές τιμές του  $\Phi$ , μειώνουν την επίδραση τόσο της σχετικής γωνίας  $\beta_{12}$  όσο και του λόγου ταχυτήτων περιστροφής  $R_u$  στην γωνία  $\beta_{21}$ . Είναι χαρακτηριστικό ότι οι καμπύλες σταθερών  $R_u$  για  $\Phi=0.1$  παρουσιάζονται πιο οριζόντιες σε σχέση με τις αντίστοιχες τους για  $\Phi=0.5$ , δείχνοντας την μειωμένη επίδραση της γωνίας  $\beta_{12}$ . Ακόμη, το όλο εύρος της γωνίας  $\beta_{21}$  για  $\Phi=0.1$  με μεταβολή και της  $R_u$  και της  $\beta_{12}$  είναι μόλις  $4^\circ$  σε αντίθεση με τις 25 με  $30^\circ$  εύρους της  $\beta_{21}$  για  $\Phi=0.5$ .
- **Όσο μεγαλώνει η τιμή του  $\Phi$** , είναι προφανές ότι ενισχύεται η επίδραση τόσο της  $R_u$  όσο και της γωνίας  $\beta_{12}$  στην γωνία  $\beta_{21}$ . Για  $\Phi=1.0$  το συνολικό εύρος της  $\beta_{21}$  είναι πολύ μεγαλύτερο - 50 με 60 μοίρες - και οι καμπύλες σταθερών στροφών με μεγαλύτερες κλίσεις σε σχέση με το μέγεθος της γωνίας  $\beta_{12}$ .

Να τονιστεί ότι η συσχέτιση έγινε εξ' ολοκλήρου με σχετικές γωνίες. Στην βιβλιογραφία <sup>[31]</sup> ακολουθήθηκε η συσχέτιση με τις γωνίες  $\alpha_{12}$  και  $\beta_{21}$ , δηλαδή χρησιμοποιήθηκε η απόλυτη γωνία εξόδου από την 1<sup>η</sup> περύγωση  $\alpha_{12}$  αντί της σχετικής  $\beta_{21}$ . Στην παρούσα εργασία κρίθηκε προτιμότερο να χρησιμοποιήσουμε την γωνία  $\beta_{12}$  αντί της  $\alpha_{12}$ , καθώς αποτελεί αμεσότερο μέγεθος. Η σχετική γωνία ροής  $\beta_{12}$  συνδέεται με την γωνία μετάλλου  $\beta'_{12}$  μέσω της γωνίας παρέκκλισης  $\delta$ , ως:

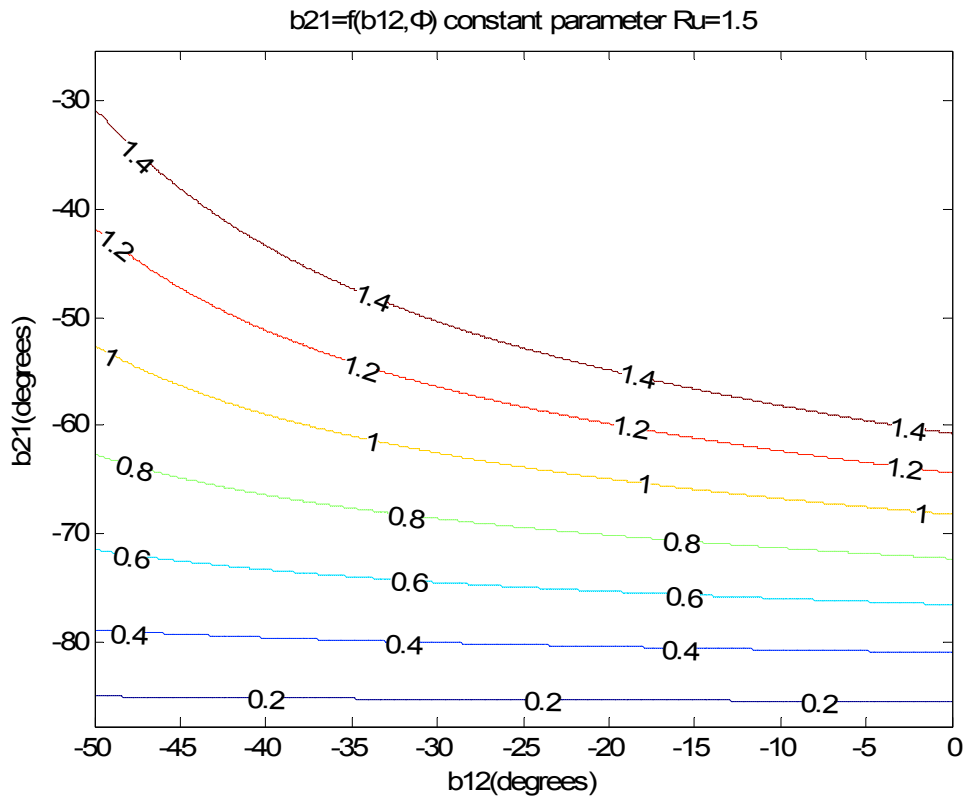
$$\beta_{12} = \beta'_{12} - \delta, \text{ όπου } \delta = |\beta_{12} - \beta'_{12}|, \text{ με } \beta_{12}, \beta'_{12} < 0 \text{ \& } \beta_{12} < \beta'_{12} \quad (3.19)$$

Μέσω της σχέσης της με την γωνία μετάλλου  $\beta'_{12}$ , η  $\beta_{12}$  συνδέεται τελικά και με την γωνία stagger των περυγίων. Με υπόθεση μίας τιμής  $\delta$  (π.χ.  $10^\circ$ ) μπορούμε να έχουμε μία πρώτη εκτίμηση για τις γωνίες μετάλλου άρα και τις γωνίες stagger των περυγίων.

Στα σχήματα 3.7α,β και 3.8, παρουσιάζεται η γωνία  $\beta_{21}$  συναρτήσει της γωνίας  $\beta_{12}$  με ελεύθερη παράμετρο το συντελεστή παροχής  $\Phi$  και δεδομένο λόγο ταχυτήτων  $R_u$ . Τα διαγράμματα αυτά αποτελούν στην ουσία εναλλακτική έκφραση των σχημάτων 3.5 και 3.6.



Σχήματα 3.7 α,β: Μεταβολή γωνίας  $\beta_{21}$  συναρτήσει της  $\beta_{12}$  για  $R_u=0,5$  και  $R_u=1,0$



Σχήμα 3.8: Μεταβολή γωνίας  $\beta_{21}$  συναρτήσει της  $\beta_{12}$  για  $R_u=1,5$

Από τα σχήματα 3.7 και 3.8 είναι εμφανές ότι η ευαισθησία της  $\beta_{21}$  συναρτήσει της  $\beta_{12}$  είναι τόσο μεγαλύτερη όσο πιο μεγάλος είναι ο συντελεστής παροχής  $\Phi$ . Ακόμη, όσο μεγαλώνει το  $\Phi$ , τόσο η γωνία  $\beta_{21}$  γίνεται μικρότερη κατά απόλυτη τιμή (αντίστοιχα ανάγκη για μικρότερη γωνία stagger). Το ίδιο συμβαίνει όσο πιο μικρός είναι ο λόγος ταχυτήτων.

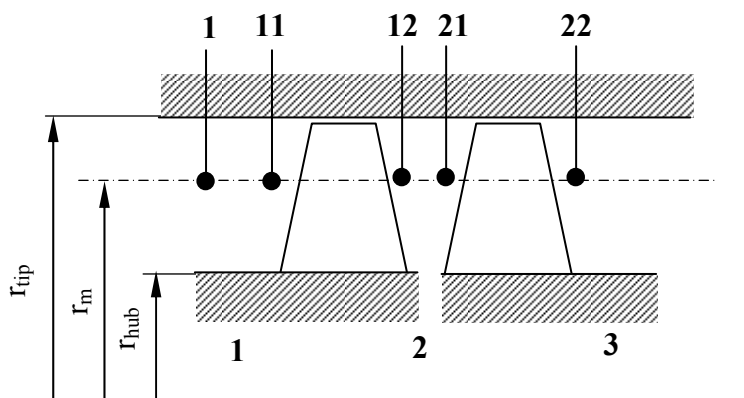
Στο κεφάλαιο αυτό θα αναπτυχθεί μία μεθοδολογία μονοδιάστατης ανάλυσης της ροής μέσα από δύο περωτές η οποία κατόπιν θα υλοποιηθεί σε γλώσσα προγραμματισμού fortran. Ακόμη, θα γίνουν δοκιμές του κώδικα και θα παρουσιαστούν αποτελέσματα.

#### 4.1 Ανάπτυξη μεθοδολογίας μονοδιάστατης ανάλυσης ροής

Στην ενότητα αυτή θα καταστρώσουμε μία μεθοδολογία μονοδιάστατης μελέτης της ροής μέσα από δύο περωτές. Σκοπός μας είναι η δημιουργία ενός απλού υπολογιστικού εργαλείου το οποίο θα μας παρέχει - ως μονοδιάστατο - γρήγορα και απλά πληροφορίες για τη ροή μέσα από δύο περωτές. Πέρα των ποιοτικών συμπερασμάτων τα οποία θα έχουμε στη διάθεσή μας, τα αριθμητικά αποτελέσματα που θα προκύψουν θα αποτελέσουν στοιχεία για μία πρώτη διαστασιολόγηση της πειραματικής διάταξης που θέλουμε να κατασκευάσουμε.

Η μονοδιάστατη μοντελοποίηση της ροής έγκειται στον προσδιορισμό των θερμοδυναμικών (πιέσεις, θερμοκρασίες κ.α.) και ρευστομηχανικών μεγεθών (ταχύτητες, γωνίες ροής κ.α.) στη μέση ακτίνα  $r_m$  της ροής. Αυτή η ακτίνα θεωρείται αντιπροσωπευτική της κατάστασης της ροής στο χώρο. Πάνω στην ακτίνα αυτή, οι υπολογισμοί γίνονται σε τρεις μόνο διακριτές θέσεις: πριν την 1<sup>η</sup> περύγωση, ανάμεσα στις δύο περυγώσεις (ισοδύναμα μετά την 1<sup>η</sup> και πριν τη 2<sup>η</sup>) και μετά τη 2<sup>η</sup> περύγωση.

Για τη συνήθη βαθμίδα συμπίεστή, η οποία περιλαμβάνει μία (κινητή) περύγωση ρότορα και μία (σταθερή) περύγωση στάτορα, οι τρεις αυτές θέσεις ονομάζονται «1», «2», «3» αντίστοιχα. Αυτή η κλασική ονοματολογία δεν είναι ωστόσο επαρκής, εάν θέλουμε να γενικεύσουμε και να έχουμε π.χ. δύο (κινητές) περυγώσεις ρότορα διότι κάθε κινούμενη περύγωση συνεπάγεται το δικό της σύστημα συντεταγμένων. Στο κεφάλαιο 3, ορίσαμε ειδική ονοματολογία για τις θέσεις, οι οποίες παρίστανται στο σχήμα 4.1:



Σχήμα 4.1: Ακτίνα αναφοράς και θέσεις υπολογισμού

Ο προσδιορισμός των διάφορων αεροθερμодυναμικών μεγεθών γίνεται με δεδομένες τις συνθήκες εισόδου και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των πτερυγώσεων. Η μονοδιάστατη επίλυση μπορεί γίνει για διάφορες τιμές της παροχής μάζας μέσα σε ένα εύρος  $m \in [m_{\min}, m_{\max}]$ . Μέσα σε αυτό το εύρος μπορούμε να ορίσουμε ένα πλήθος διακριτών τιμών για καθεμιά από τις οποίες θα γίνεται η επίλυση. Έτσι, θα έχουμε τη συμπεριφορά των πτερυγώσεων για ένα εύρος παροχών.

Δεδομένο εισόδου αποτελεί και η χαρακτηριστική απωλειών του δικτύου,  $Z_{KC}$  με  $\Delta P(\text{Pa}) = Z_{KC} \cdot Q^2 (\text{m}^3 / \text{sec})$  με σκοπό το «ταίριασμα» των πτερυγώσεων με τη χαρακτηριστική αυτή για την εύρεση του σημείου λειτουργίας. Η μονοδιάστατη ανάλυση της ροής γίνεται βάσει των εμπειρικών σχέσεων Naca. Για την εκτενή ανάλυση των σχέσεων αυτών ο αναγνώστης παραπέμπεται σε σχετικά συγγράμματα<sup>[1]</sup>. Αυτό που μπορεί να ειπωθεί συνοπτικά είναι ότι σχέσεις αυτές βασίζονται σε μία σειρά πειραμάτων και συνδέουν την αεροδυναμική συμπεριφορά πτερυγώσεων συμπιεστή με την γεωμετρία της. Καλύπτουν τρεις τύπους αεροτομών: της σειράς Naca-65, της σειράς C-4 καθώς αεροτομές διπλού κυκλικού τόξου DCA. Οι εμπειρικές σχέσεις της NACA καλύπτουν τόσο την περίπτωση πτερυγώσης ρότορα όσο και στάτορα. Το χαρακτηριστικό τους αυτό θα αξιοποιηθεί στον κώδικα ώστε να μπορεί να δοκιμαστεί κάθε δυνατός συνδυασμός ρότορα «R» και στάτορα «S». Για τις σχέσεις αυτές χρησιμοποιήθηκε έτοιμη υπορουτίνα από παλιά διπλωματική εργασία του εργαστηρίου<sup>[54]</sup>.

Τα δεδομένα εισόδου είναι τα εξής:

#### Χαρακτηριστικά εισόδου της ροής

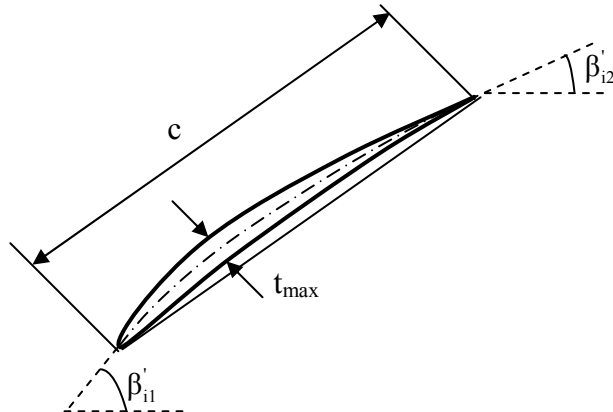
- Ολική θερμοκρασία εισόδου:  $T_{t1}$  (K)
- Ολική πίεση εισόδου:  $P_{t1}$  (Pa)
- Απόλυτη γωνία ροής εισόδου:  $\alpha_1$  (deg)

#### Καθορισμός εύρους παροχών και πλήθους διακριτών τιμών

- Ελάχιστη παροχή:  $m_{\min}$  (kg / sec)
- Μέγιστη παροχή:  $m_{\max}$  (kg / sec)
- Πλήθος τιμών:  $n_p$

#### Χαρακτηριστικά πτερυγώσεων

Τα κύρια χαρακτηριστικά των πτερυγώσεων που θα εισάγονται ως παράμετροι στο πρόγραμμα, απεικονίζονται στο σχήμα 4.2.



Σχήμα 4.2: Βασικά γεωμετρικά δεδομένα πτερυγώσεων

Αναλυτικά τα μεγέθη αυτά είναι:

- Ακτίνες εσωτερικού κελύφους hub στις θέσεις 1, 2, 3:  $r_{hub1}, r_{hub2}, r_{hub3}$  (m)
- Ακτίνες ακροπτερυγίων tip στις θέσεις 1, 2, 3:  $r_{tip1}, r_{tip2}, r_{tip3}$  (m)
- Τύπος αεροτομών πτερυγώσεων 1 & 2: kser1 & kser2 αντίστοιχα, όπου:  
 $kser1 = 1 \Rightarrow Naca65$ ,  $kser1 = 2 \Rightarrow$  σειρές C,  $kser1 = 3 \Rightarrow d.c.a$  (όμοια για kser2)
- Τύπος αεροτομών πτερυγώσεων 1 & 2: kod1 & kod2 αντίστοιχα, όπου:  
 $kod1 = 1 \Rightarrow$  ρότορας,  $kod1 = 2 \Rightarrow$  στάτορας (όμοια για kod2)
- Ταχύτητες περιστροφής πτερυγώσεων 1 & 2 κατά απόλυτη τιμή:  $n_1, n_2$  (RPM)
- Γωνίες μετάλλου πτερυγίων πτερυγώσεων:  $\beta'_{11}, \beta'_{12}, \beta'_{21}, \beta'_{22}$  (deg), όπου:  
 $\beta'_{11}$  : γωνία μετάλλου στην ακμή πρόσπτωσης πτερυγίων πτερυγώσης 1  
 $\beta'_{12}$  : γωνία μετάλλου στην ακμή εκφυγής πτερυγίων πτερυγώσης 1
- Αριθμός πτερυγίων πτερυγώσεων 1 & 2:  $Z_1$  &  $Z_2$
- Μήκος χορδής πτερυγίων πτερυγώσεων 1 & 2:  $c_1$  &  $c_2$  (m)
- Μέγιστα σχετικά πάχη αεροτομών πτερυγώσεων 1 & 2:  $e_{max,1}, e_{max,2}$ , όπου:  
 $e_{max,1} = t_{max,1} / c_1$ ,  $e_{max,2} = t_{max,2} / c_2$  με  $t_{max,1}, t_{max,2}$  τα μέγιστα πάχη των αεροτομών των πτερυγώσεων 1 & 2

#### Απώλειες δικτύου

Συντελεστής απωλειών δικτύου  $Z_{KC}$  ως:  $\Delta P(\text{Pa}) = Z_{KC} \cdot Q^2 (\text{m}^3 / \text{sec})$

Το δίκτυο υπολογίζεται ανεξάρτητα από τις πτερωτές

#### Σταθερές εργαζόμενου μέσου

- Λόγος θερμοχωρητικότητας:  $\gamma$  (για άερα συνήθως  $\gamma = 1.4$ )
- Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση:  $C_p$   
(για άερα συνήθως  $C_p = 1004.5 \text{m}^2/\text{s}^2\text{K}$ )
- Σταθερά μέσου:  $R$  (για ξηρό αέρα τυπικής σύνθεσης  $R = 287.05 \text{m}^2/\text{s}^2\text{K}$ )

Να σημειωθεί ότι οι τρεις σταθερές συνδέονται μέσω του τύπου:

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot R$$

Από τη στιγμή που είναι πλήρως καθορισμένα τα δεδομένα εισόδου, μπορούμε να προχωρήσουμε στον προσδιορισμό των μεγεθών σε κάθε θέση (11, 12, 21, 22). Οι συνθήκες εισόδου όπως τις ορίζουμε αφορούν τη θέση «11». Η επίλυση γίνεται διαδοχικά με τη σειρά που έχουμε ονομάσει τις θέσεις, δηλαδή: αρχίζοντας από την 11 και τελειώνοντας στην 22. Έτσι αλγοριθμικά η διαδικασία επίλυσης είναι πολύ απλή.

Για την επίλυση γίνονται οι ακόλουθες παραδοχές:

- Το εργαζόμενο μέσο (αέρας) ακολουθεί νόμους τελείου αερίου. Γίνεται ακόμα η πρόσθετη παραδοχή ότι η θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση  $C_p$  και ο λόγος θερμοχωρητικότητας παραμένουν σταθερές συναρτήσεις της



θερμοκρασίας. Έτσι και αλλιώς, οι θερμοκρασιακή αύξηση σε μία δύο πτερωτές (το πολύ δύο ρότορες) είναι πάρα πολύ μικρή για να υπάρξει σημαντική διαφοροποίηση των ποσοτήτων αυτών.

- Η συμπεριφορά της πρώτης πτερωτής δεν επηρεάζεται από την παρουσία της δεύτερης πτερωτής. Ο κώδικας «αντιμετωπίζει» την πρώτη πτερωτή συναρτήσσει μόνο των συνθηκών που επικρατούν στα ανάντι της, κάτι το οποίο δεν είναι απόλυτα σωστό, λόγω του ελλειπτικού χαρακτήρα της ροής. Προφανώς, η δεύτερη πτερωτή επηρεάζεται από την πρώτη, καθώς οι απόλυτες γωνίες ροής στα ανάντι της οφείλονται στην λειτουργία της πρώτης.

Για κάθε τιμή παροχής  $m$ , ο κώδικας επιστρέφει τα εξής δεδομένα εξόδου:

#### Αδιάστατες μεταβλητές πτερωτής $i$ και βαθμοί απόδοσης

- Συντελεστής παροχής :  $\Phi_i$
- Συντελεστής ισεντροπικής φόρτισης :  $\Psi_{is,i}$  (μόνο αν είναι ρότορας)
- Συντελεστής φόρτισης :  $\Psi_i$  (μόνο αν είναι ρότορας)
- Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης "ολικές – ολικές":  $n_{is1,t-t}$  (μόνο αν είναι ρότορας)

#### Γωνίες ροής και μέτρα ταχυτήτων ροής για πτερωτή $i$

- Γωνία πρόσπτωσης:  $i_i$  (deg)
- Γωνία παρέκκλισης:  $\delta_i$  (deg)
- Γωνία πρόσπτωσης:  $i_i^*$  (deg)
- Γωνία παρέκκλισης:  $\delta_i^*$  (deg)
- Συντελεστής απωλειών:  $\omega_i$
- Λόγος ισοδύναμης επιβράδυνσης:  $D_{eq,i}$
- Λόγος ισοδύναμης επιβράδυνσης (ον. συνθήκες):  $D_{eq,i}^*$
- Σχετική γωνία εισόδου ροής:  $b_{i1}$  (deg)
- Σχετική γωνία εξόδου ροής:  $b_{i2}$  (deg)
- Απόλυτη γωνία εισόδου ροής:  $\alpha_{i1}$  (deg)
- Απόλυτη γωνία εξόδου ροής:  $\alpha_{i2}$  (deg)
- Απόλυτη ταχύτητα εισόδου ροής :  $V_{i1}$  (m/s)
- Απόλυτη ταχύτητα εξόδου ροής:  $V_{i2}$  (m/s)
- Σχετική ταχύτητα εισόδου ροής :  $W_{i1}$  (m/s)
- Σχετική ταχύτητα εξόδου ροής:  $W_{i2}$  (m/s)

Απόλυτα μεγέθη επιδόσεων πτερωτής i και βαθμίδας

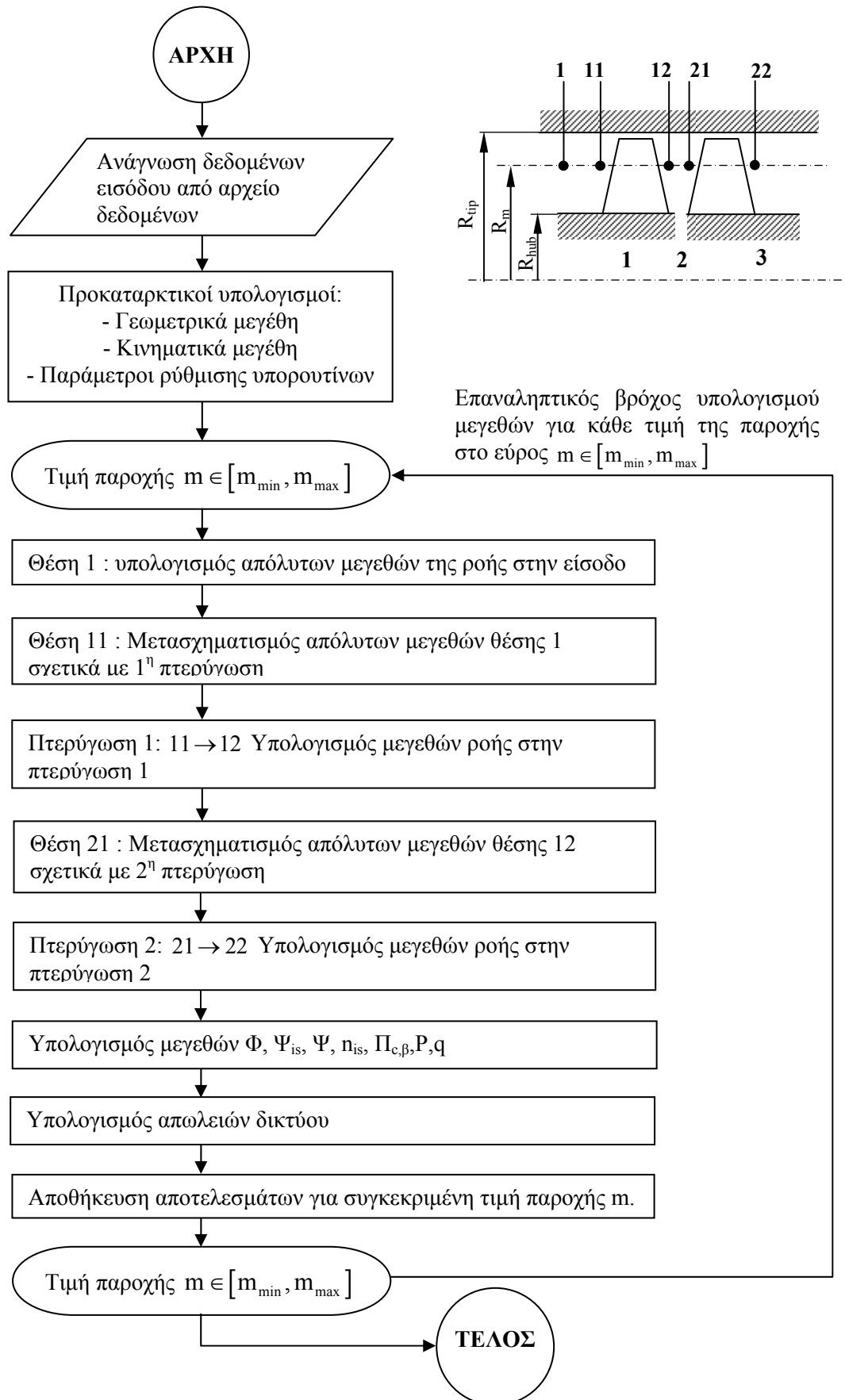
- Λόγος πίεσης πτερωτής i:  $\Pi_i$
- Διαφορά ολικής πίεσης πτερωτής i:  $\Delta P_{ti}$  (Pa)
- Αποδιδόμενη ισχύς πτερωτής i:  $P_i$  (kW) (αν είναι ρότορας)
- Λόγος πίεσης βαθμίδας:  $\Pi_{stage}$
- Διαφορά ολικής πίεσης βαθμίδας:  $\Delta P_{t,stage}$  (Pa)
- Αποδιδόμενη ισχύς βαθμίδας:  $P_{stage}$  (kW) (αν υπάρχει τουλάχιστον ένας ρότορας)

Ολικά και στατικά θερμοδυναμικά μεγέθη για πτερωτή i

- Ολική θερμοκρασία εισόδου:  $T_{ti1}$  (K)
- Ολική θερμοκρασία εξόδου:  $T_{ti2}$  (K)
- Στατική θερμοκρασία εισόδου:  $T_{i1}$  (K)
- Στατική θερμοκρασία εξόδου:  $T_{i2}$  (K)
- Ολική πίεση εισόδου:  $P_{ti1}$  (Pa)
- Ολική πίεση εξόδου:  $P_{ti2}$  (Pa)
- Στατική πίεση εισόδου:  $P_{i1}$  (Pa)
- Στατική πίεση εξόδου:  $P_{i2}$  (Pa)
- Πυκνότητα μέσου εισόδου:  $\rho_{i1}$  (kg / m<sup>3</sup>)
- Πυκνότητα μέσου εξόδου:  $\rho_{i2}$  (kg / m<sup>3</sup>)

## 4.2 Διάγραμμα ροής υπολογιστικού κώδικα

Στην ενότητα αυτή παραθέτουμε το σχετικό διάγραμμα ροής



### 4.3 Αναλυτική παράθεση τύπων υπολογισμών

Στην ενότητα αυτή θα παραθέσουμε τους τύπους υπολογισμού του κώδικα. Όπως βλέπουμε από το διάγραμμα ροής, ο κώδικας ακολουθεί απλή πορεία υπολογισμού κατά μήκος των πτερωτών.

Η κώδικας έχει γραφεί για οποιοδήποτε συνδυασμό ρότορα και στάτορα. Στο παρακάτω κείμενο έχουμε χρησιμοποιήσει ορισμένα μεγέθη τα οποία χρησιμοποιούνται κανονικά μόνο για κινητές πτερυγώσεις όπως η σχετική ολική θερμοκρασία  $T_{ir}$ , η περιστρεφόμενη ολική θερμοκρασία  $T_{tr}$  και η περιστρεφόμενη ολική πίεση  $P_{tr}$ . Σε ακίνητες πτερυγώσεις, τα δύο πρώτα μεγέθη εκφυλίζονται και ταυτίζονται ως ίσα με την ολική θερμοκρασία ενώ το τρίτο μέγεθος ταυτίζεται με την ολική πίεση. Στο παρακάτω κείμενο, τα μεγέθη αυτά χρησιμοποιούνται και για την περίπτωση στάτορα, όπου απλά εκφυλίζονται στα αντίστοιχα για ακίνητο σύστημα συντεταγμένων. Ακόμη, όπου οι πτερυγώσεις είναι ακίνητες τα μεγέθη ταχυτήτων και γωνιών ροής, συμβολίζονται μεν με σχετικά μεγέθη  $W$  και  $\beta$ , ταυτίζονται ωστόσο με τα απόλυτα  $V$  και  $\alpha$ , αντίστοιχα.

#### Προκαταρκτικοί υπολογισμοί

Γεωμετρικά μεγέθη για θέση  $i = 1, 2, 3$ :

- Εμβαδά διατομών:  $S_i = \pi \cdot (r_{tipi}^2 - r_{hubi}^2)$

- Ακτίνες αναφοράς:  $r_{mi} = \frac{r_{hubi} + r_{tipi}}{2}$ ,  $i = 1, 2, 3$

- Βήμα πτερυγώσεων:  $s_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{mi}}{Z_i}$

- Στερεότητα πτερυγώσεων:  $\sigma_i = \frac{c_i}{s_i}$

Κινηματικά μεγέθη:

- Γωνιακές ταχύτητες περιστροφής:  $\omega_1 (\text{rad/sec}) = \frac{\pi \cdot n_1 (\text{RPM})}{30}$  &

$\omega_2 (\text{rad/sec}) = \frac{\pi \cdot n_2 (\text{RPM})}{30}$

- Περιφερειακές ταχύτητες στις ακτίνες αναφοράς:

$U_{11} (\text{m/s}) = \omega_1 (\text{rad/sec}) \cdot r_{m1}$ ,  $U_{12} (\text{m/s}) = \omega_1 (\text{rad/sec}) \cdot r_{m2}$

$U_{21} (\text{m/s}) = \omega_2 (\text{rad/sec}) \cdot r_{m2}$ ,  $U_{22} (\text{m/s}) = \omega_2 (\text{rad/sec}) \cdot r_{m3}$

Τα παραπάνω γίνονται μία μόνο φορά στην αρχή του κώδικα. Όλα τα παρακάτω γίνονται για κάθε τιμή παροχής  $m (\text{kg/sec})$ ,  $m \in [m_{\min}, m_{\max}]$ , όπου:

$$m = m_{\min} + (m_{\max} - m_{\min}) \cdot \left( \frac{i-1}{np-1} \right), \text{ όπου } i = 1, 2, 3, \dots, np$$

Θέση 1 : υπολογισμός απόλυτων μεγεθών της ροής στην είσοδο

- απόλυτη γωνία εισόδου σε rad:  $\alpha_1(\text{rad}) = \frac{\alpha_1 \cdot \pi}{180}$
- υπορουτίνα machsol (INPUT:  $m, P_{t1}, T_{t1}, S_1, \alpha_1(\text{rad})$ , OUTPUT :  $M_1$ )
- στατική θερμοκρασία  $T_1(\text{K})$ :  $T_1 = T_{t1} / \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_1^2\right)$
- στατική πίεση  $P_1(\text{Pa})$ :  $P_1 = P_{t1} \cdot \left(\frac{T_1}{T_{t1}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
- πυκνότητα  $\rho_1(\text{kg/m}^3)$ :  $\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$
- απόλυτη ταχύτητα  $V_1(\text{m/s})$ :  $V_1 = M_1 \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_1}$
- αξονική ταχύτητα  $V_{a1}(\text{m/s})$ :  $V_{a1} = V_1 \cdot \cos \alpha_1$

Θέση 11 : Μετασχηματισμός απόλυτων μεγεθών θέσης 1 σχετικά με 1<sup>η</sup> πτερύγωση

- απόλυτη θερμοκρασία :  $T_{t11}(\text{K}) = T_{t1}$
- στατική θερμοκρασία :  $T_{11}(\text{K}) = T_1$
- απόλυτη πίεση :  $P_{t11}(\text{Pa}) = P_{t1}$
- στατική θερμοκρασία :  $P_{11}(\text{Pa}) = P_1$
- πυκνότητα :  $\rho_{11}(\text{kg/sec}) = \rho_1$
- αξονική ταχύτητα :  $V_{a11}(\text{m/s}) = V_{a1}$
- απόλυτη ταχύτητα :  $V_{11}(\text{m/s}) = V_1$
- απόλυτη γωνία ροής :  $\alpha_{11} = \alpha_1$
- σχετική ταχύτητα :  $W_{11}(\text{m/s}) = \sqrt{V_{a11}^2 + (V_{11} \cdot \sin \alpha_{11} - U_{11})^2}$
- σχετική γωνία ροής :  $\beta_{11} = \arctan\left(\frac{|V_{11} \cdot \sin \alpha_{11} - U_{11}|}{V_{a11}}\right)$
- σχετική ολική θερμοκρασία :  $T_{tr11}(\text{K}) = T_{11} + \frac{W_{11}^2 - U_{11}^2}{2 \cdot C_p}$
- σχετικός αριθμός Mach:  $M_{w11} = \frac{W_{11}}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{11}}}$
- Περιστρεφόμενη ολική θερμοκρασία:  
 $T_{tr11} = T_{11} + \frac{W_{11}^2}{2 \cdot C_p}$  ή  $T_{tr11} = T_{tr11} + \frac{U_{11}^2}{2 \cdot C_p}$  ή  $T_{tr11} = T_{11} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{w11}^2\right)$

- Περιστρεφόμενη ολική πίεση:

$$P_{tr11} = P_{11} \cdot \left( \frac{T_{tr11}}{T_{11}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{ή}$$

$$P_{tr11} = P_{11} \cdot \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{w11}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

### Πτερύγωση 1: 11→12

Επαναληπτικός αλγόριθμος για επίλυση ροής στην πτερύγωση

1<sup>η</sup> εκτίμηση: Λόγος αξονικών ταχυτήτων:  $V_{ratio} = \frac{V_{a12}}{V_{a11}} = 1$

- Υπορουτίνα εφαρμογής εμπειρικών σχέσεων NACA: cascad (IN,OUT) ←

IN: kser1, kod1, r<sub>m1</sub>, γ, r<sub>m2</sub>, V<sub>ratio</sub>, e<sub>max,1</sub>, c<sub>1</sub>, M<sub>w11</sub>, β<sub>11</sub>, s<sub>1</sub>, β<sub>11</sub>' - β<sub>12</sub>'

OUT: ω<sub>1</sub>, β<sub>12</sub>, i<sub>1</sub>, i<sub>1</sub><sup>\*</sup>, D<sub>eq1</sub>, D<sub>eq1</sub><sup>\*</sup>, δ<sub>1</sub>, δ<sub>1</sub><sup>\*</sup>

- Διατήρηση ολικής σχετικής θερμοκρασίας ανάντι και κατόντι της πτερωτής:

$$T_{tr12} = T_{tr11}$$

- Ολική περιστρεφόμενη θερμοκρασία  $T_{tr12} (K) = T_{tr12} + \frac{U_{12}^2}{2 \cdot C_p}$

- Περιστρεφόμενη ολική πίεση:  $P_{tr12} (Pa) = P_{tr11} - \omega_1 \cdot \rho_{11} \cdot \frac{W_{11}^2}{2}$

- Υπορουτίνα machsol (IN: m, P<sub>tr12</sub>, T<sub>tr12</sub>, S<sub>2</sub>, β<sub>12</sub> (rad), OUT : M<sub>w12</sub>)

- Στατική θερμοκρασία:  $T_{12} (K) = T_{tr12} / \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{w12}^2 \right)$

- Σχετική ταχύτητα:  $W_{12} (m/s) = M_{w12} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{12}}$

- Αξονική ταχύτητα:  $V_{a12} (m/s) = W_{12} \cdot \cos \beta_{12}$

- Νέος λόγος αξονικών ταχυτήτων:  $V_{ratio,new} = \frac{V_{a12}}{V_{a11}}$

- Έλεγχος σύγκλισης:  $\left| \frac{V_{ratio,new} - V_{ratio}}{V_{ratio}} \right| \leq \epsilon$  (ε μικρός αριθμός π.χ. ε = 10<sup>-4</sup>)

Αν όχι, τότε επιστροφή στην υπορουτίνα cascad για εκ νέου υπολογισμό βάσει νέας τιμής V<sub>ratio,new</sub> και επανάληψη όλων των λοιπών υπολογισμών για νέο έλεγχο μέχρις ότου επιτευχθεί σύγκλιση.

Αν ναι, τότε προχωρούμε στον υπολογισμό των υπόλοιπων μεγεθών της θέσης 12 ↓

- Στατική πίεση:  $P_{12} (Pa) = P_{tr12} / \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{w12}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

- Πυκνότητα:  $\rho_{12} (kg/m^3) = \frac{P_{12}}{R \cdot T_{12}}$

- Απόλυτη ταχύτητα:  $V_{12} (m/s) = \sqrt{V_{a12}^2 + (U_{12} - W_{12} \cdot \sin \beta_{12})^2}$

- Απόλυτη γωνία ροής:  $\alpha_{12} = \arccos(V_{a12}/V_{12})$

- Αριθμός Mach:  $M_{12} = \frac{V_{12}}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{12}}}$
- Ολική θερμοκρασία:  $T_{t12} (K) = T_{12} \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{12}^2\right)$
- Ολική πίεση:  $P_{t12} = P_{12} \cdot \left(\frac{T_{t12}}{T_{12}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$

Θέση 21 : Μετασηματισμός απόλυτων μεγεθών θέσης 12 σχετικά με 2<sup>η</sup> πτερύγωση

- Ολική θερμοκρασία:  $T_{t21} (K) = T_{t12}$
  - Στατική θερμοκρασία:  $T_{21} (K) = T_{12}$
  - Ολική πίεση:  $P_{t21} (Pa) = P_{t12}$
  - Στατική πίεση:  $P_{21} (Pa) = P_{12}$
  - Πυκνότητα:  $\rho_{21} (kg/m^3) = \rho_{12}$
  - Αξονική ταχύτητα:  $V_{a21} (m/s) = V_{a12}$
  - Απόλυτη ταχύτητα:  $V_{21} (m/s) = V_{12}$
- Εάν 2: στάτορας (kod2 = 2) τότε:
- Απόλυτη γωνία ροής:  $\alpha_{21} = \alpha_{12}$
  - Σχετική ταχύτητα:  $W_{21} (m/s) = V_{21}$
  - Σχετική γωνία ροής:  $\beta_{21} = \beta_{12}$
  - Σχετική ολική θερμοκρασία:  $T_{tr21} (K) = T_{t12}$

Εάν 2: ρότορας (kod2 = 1) τότε:

- Απόλυτη γωνία ροής:  $\alpha_{21} = -\alpha_{12}$
- Σχετική ταχύτητα:  $W_{21} (m/s) = \sqrt{V_{a21}^2 + (V_{21} \cdot \sin(\alpha_{21}) - U_{21})^2}$
- Σχετική γωνία ροής (απόλυτη τιμή):  $\beta_{21} = \arctan\left(\frac{|V_{21} \cdot \sin(\alpha_{21}) - U_{21}|}{V_{a21}}\right)$
- Σχετική ολική θερμοκρασία:  $T_{tr21} (K) = T_{21} + \frac{W_{21}^2 - U_{21}^2}{2 \cdot C_p}$
- Σχετικός αριθμός Mach:  $M_{w21} = \frac{W_{21}}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{21}}}$
- Σχετική ολική πίεση:  $P_{tr21} = P_{21} \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{w21}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$

Πτερύγωση 2: 21→22

Όμοιος αλγόριθμος με την πτερύγωση 1

Υπολογισμός αδιάστατων μεταβλητών  $\Psi, \Phi$  και βαθμών απόδοσης

Για πτερωτή  $i$ :

- Συντελεστής παροχής:  $\Phi_i = \frac{V_{ai1}}{U_{i1}}$

- Ισεντροπικός συντελεστής φόρτισης:  $\Psi_{is,i} = \frac{C_p \cdot T_{ti1}}{U_{i1}^2} \cdot \left( \frac{P_{ti2}}{P_{ti1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

(μόνο αν είναι ρότορας)

- Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης:  $n_{is,i} = \frac{T_{ti1}}{T_{ti2} - T_{ti1}} \cdot \left( \left( \frac{P_{ti2}}{P_{ti1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$

(μόνο αν είναι ρότορας)

- Συντελεστής φόρτισης:  $\Psi_i = \frac{\Psi_{is,i}}{n_{is,i}}$  (μόνο αν είναι ρότορας)

- Λόγος πίεσης:  $\Pi_{c,i} = \frac{P_{ti2}}{P_{ti1}}$

- ανηγμένη παροχή:  $q_{i1} = m \cdot \frac{\sqrt{T_{ti1}}}{P_{ti1}}$

- Ισχύς πτερωτής:  $P_i(W) = m \cdot \Psi_i \cdot U_{i1}^2$  (μόνο αν είναι ρότορας)

Για βαθμίδα:

- Ισεντροπικός συντελεστής φόρτισης:  $\Psi_{is,stage} = \frac{C_p \cdot T_{t11}}{U_{11}^2} \cdot \left( \frac{P_{t22}}{P_{t11}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

(μόνο αν υπάρχει τουλάχιστον ένας ρότορας)

- Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης:  $n_{is,stage} = \frac{T_{t11}}{T_{t22} - T_{t11}} \cdot \left( \left( \frac{P_{t22}}{P_{t11}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$

(μόνο αν υπάρχει τουλάχιστον ένας ρότορας)

- Συντελεστής φόρτισης:  $\Psi_{stage} = \frac{\Psi_{is,stage}}{n_{is,stage}}$  (μόνο αν υπάρχει τουλάχιστον ένας ρότορας)

- Λόγος πίεσης:  $\Pi_{c,stage} = \frac{P_{t22}}{P_{t11}}$

- ανηγμένη παροχή:  $q_{11} = m \cdot \frac{\sqrt{T_{t11}}}{P_{t11}}$

- Ισχύς βαθμίδας:  $P_i(W) = P_1 + P_2$  (μόνο αν υπάρχει τουλάχιστον ένας ρότορας)



Υπολογισμός απωλειών δικτύου

$$\text{Απώλειες δικτύου: } \Delta P_{\text{net}} \text{ (Pa)} = ZKC \cdot \left( \frac{m}{0.5 \cdot (\rho_{11} + \rho_{22})} \right)^2$$

$$\text{Απώλειες Ισχύος: } P_{\text{net}} \text{ (W)} = \Delta P_{\text{net}} \cdot \left( \frac{m}{0.5 \cdot (\rho_{11} + \rho_{22})} \right)$$

## 4.4 Εκτελέσεις κώδικα

Ο κώδικας ονομάζεται blade. Μετά από μερικές δοκιμές για την εξέταση της ορθής λειτουργίας του κώδικα, έγιναν τέσσερις συνολικά εκτελέσεις.

### 4.4.1 Δοκιμή C-R στις 3000/3000RPM με διάφορους συνδυασμούς γωνιών stagger

Με οδηγό τη μορφή των τριγώνων ταχυτήτων του προηγούμενου κεφαλαίου (βλέπε σχήμα 3.2), η γωνία stagger των πτερυγίων της δεύτερης πτερωτής πρέπει να είναι μεγαλύτερη, καθώς οι σχετικές γωνίες ροής είναι υψηλότερες (τουλάχιστον για ίσες ταχύτητες περιστροφής). Ως μία πρώτη δοκιμή επιλέχθηκε η γωνία stagger των πτερυγίων της 2<sup>ης</sup> πτερωτής να είναι κατά 10° υψηλότερη αυτής των πτερυγίων της 1<sup>ης</sup> πτερωτής. Οι συνδυασμοί των γωνιών stagger που χρησιμοποιήθηκαν είναι οι εξής:

$$\gamma_1 = 33^\circ \ \& \ \gamma_2 = 43^\circ$$

$$\gamma_1 = 38^\circ \ \& \ \gamma_2 = 48^\circ$$

$$\gamma_1 = 43^\circ \ \& \ \gamma_2 = 53^\circ$$

$$\gamma_1 = 48^\circ \ \& \ \gamma_2 = 58^\circ$$

$$\gamma_1 = 53^\circ \ \& \ \gamma_2 = 63^\circ$$

Τα λοιπά χαρακτηριστικά καθορίστηκαν βάσει των χαρακτηριστικών της εγκατάστασης προς σχεδιασμό που προσδιορίστηκαν στα επόμενα κεφάλαια της εργασίας (βλέπε κεφάλαια 5 & 8):

$$\text{Συνθήκες είσοδου: } T_{t1} = 288,15\text{K}, P_{t1} = 101325\text{Pa}, \alpha_1 = 0^\circ$$

$$\text{Εύρος παροχών και σύνολο σημείων: } m_{\min} = 1 \ \& \ m_{\max} = 25\text{kg/sec}, n_p = 141$$

$$\text{Δύο πτερωτές: } \text{ρότορες με αεροτομές Naca - 65: } \text{kod1, kod2} = 1 \ \& \ \text{kser1, kser2} = 1$$

$$\text{Γωνίες μετάλλου πτερυγίων 1<sup>ου</sup> } \text{ρότορα: } \beta'_{11} = \gamma_1 + 17, \beta'_{12} = \gamma_1 - 11$$

$$\text{Γωνίες μετάλλου πτερυγίων 2<sup>ου</sup> } \text{ρότορα: } \beta'_{21} = \gamma_2 + 17, \beta'_{22} = \gamma_2 - 11$$

$$\text{Αριθμός πτερυγίων πτερωτών: } Z_1 = 34 \ \& \ Z_2 = 34$$

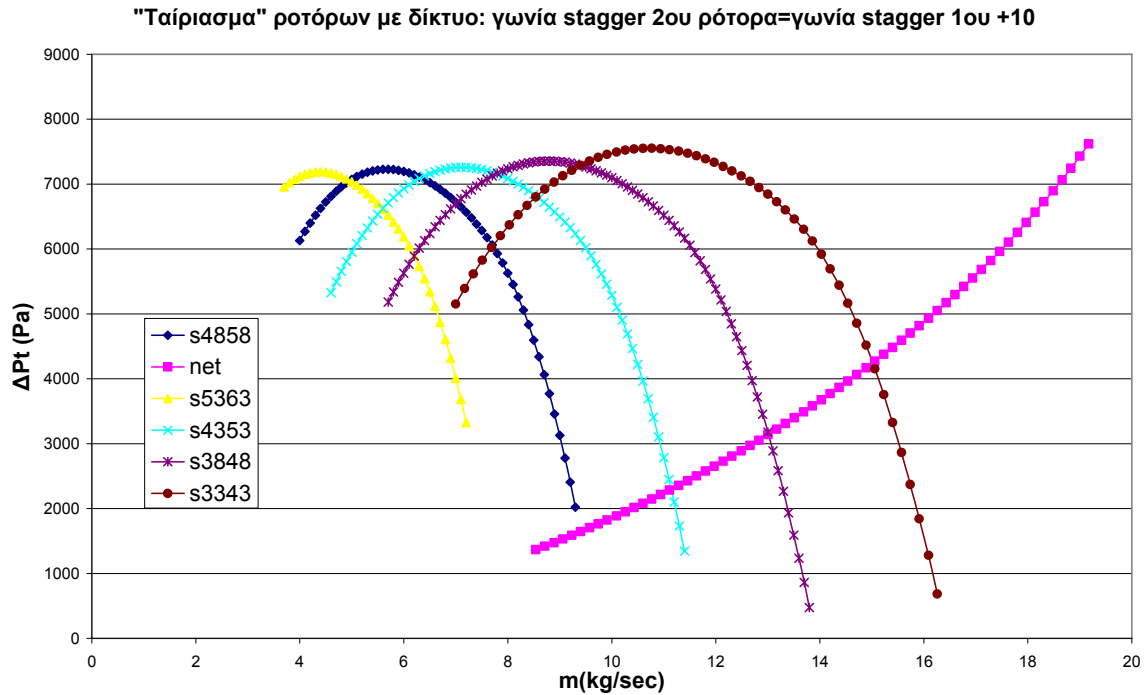
$$\text{Μήκος χορδής πτερυγίων: } c_1 = 0,039\text{m} \ \& \ c_2 = 0,039\text{m}$$

$$\text{Σχετικό πάχος πτερυγίων: } e_{\max,1} = e_{\max,2} = 0,08$$

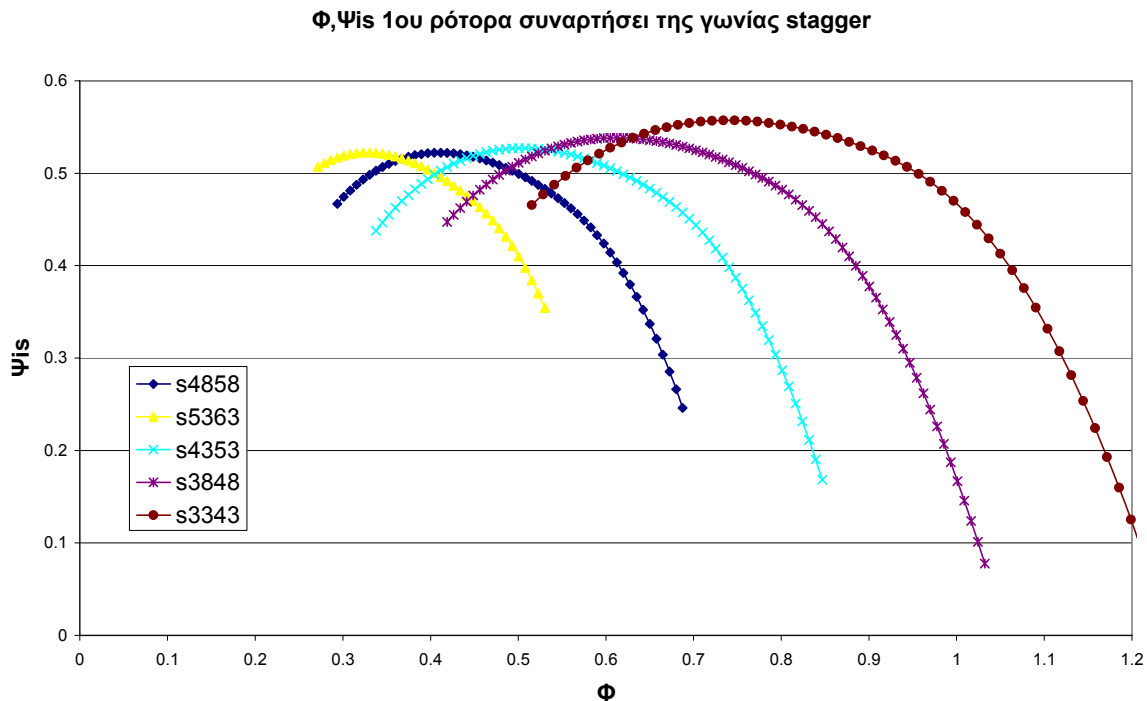
$$\text{Συντελεστής απωλειών δικτύου: } ZKC = 28,35$$

Η δοκιμή αυτή επειδή είναι στις 3000/3000RPM, σηματοδοτεί την απαιτητικότερη ενεργειακά περίπτωση λειτουργίας και κατά συνέπεια μπορεί να μας παρέχει την εκτίμηση της απαιτούμενης ισχύος.

Στα σχήματα 4.3 έως 4.7 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της δοκιμής. Στο σχήμα 4.3 παρουσιάζονται τα διαφορετικά σημεία λειτουργίας ανάλογα με τις γωνίες stagger, ενώ στα σχήματα 4.4 και 4.5 παρουσιάζονται οι  $\Phi, \Psi_{is}$  των δύο ροτόρων – είναι χαρακτηριστικό ότι για μεγάλες γωνίες stagger, οι καμπύλες μετατοπίζονται προς μικρότερες παροχές (όπως είναι λογικό από τρίγωνα ταχυτήτων). Στα σχήματα 4.6 και 4.7 απεικονίζονται οι καμπύλες ισχύος.

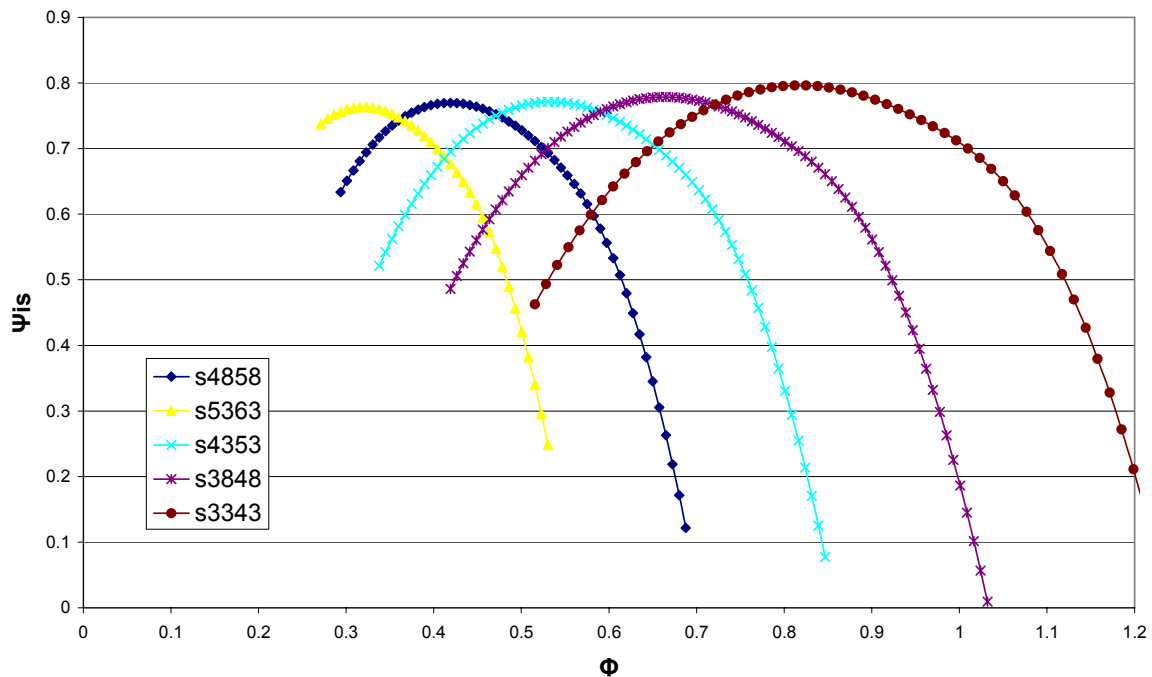


Σχήμα 4.3: Οι χαρακτηριστικές ολικής πίεσης της βαθμίδας ταϊριάζουν με την χαρακτηριστική του δικτύου. Το σημείο τομής τους είναι το σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης. Προτιμότερη προβάλλει η καμπύλη «s4353», καθώς έχει το μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας.



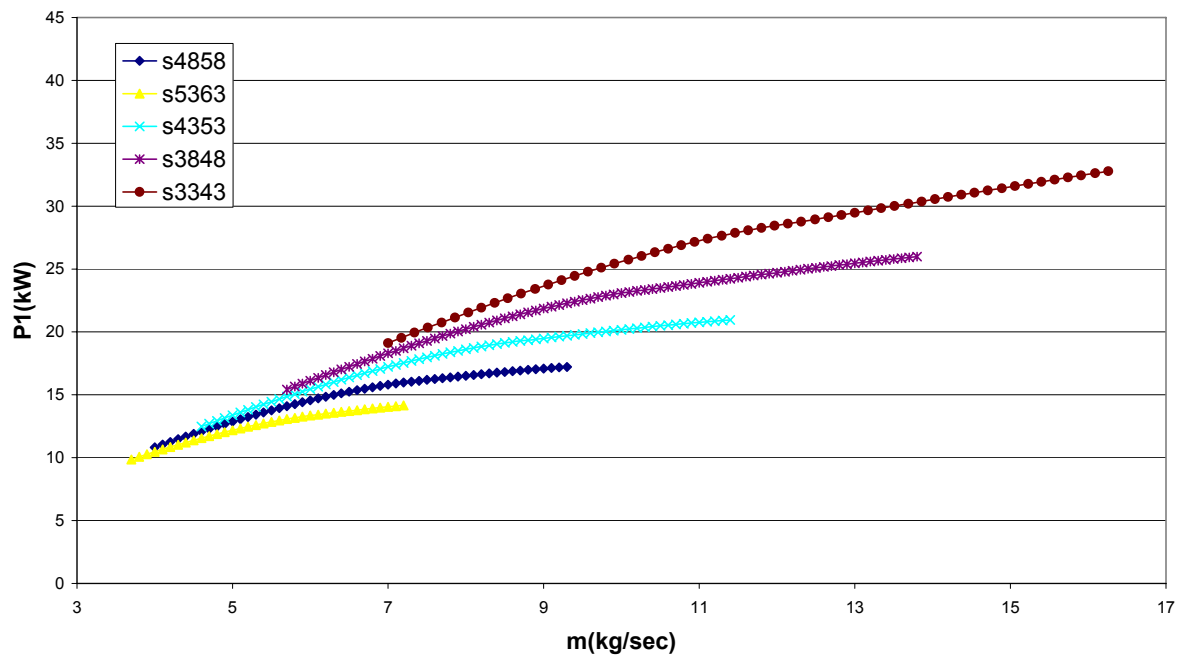
Σχήμα 4.4: Οι χαρακτηριστικές  $\Phi, \Psi_{is}$  του πρώτου ρότορα παρουσιάζουν μετατόπιση προς τα δεξιά του σχήματος, δηλαδή προς υψηλότερες παροχές όταν οι γωνίες stagger γίνονται μικρότερες. Αυτό είναι λογικό αν αναλογιστούμε ότι για μικρότερες γωνίες stagger, τα πτερύγια «βλέπουν» πιο αξονικά τη ροή, οπότε είναι προσαρμοσμένα για υψηλότερες αξονικές ταχύτητες ροής, άρα και παροχές μάζας, άρα και αδιάστατα  $\Phi$ .

Φ, Ψ<sub>is</sub> 2ου ρότορα συναρτήσει της γωνίας stagger



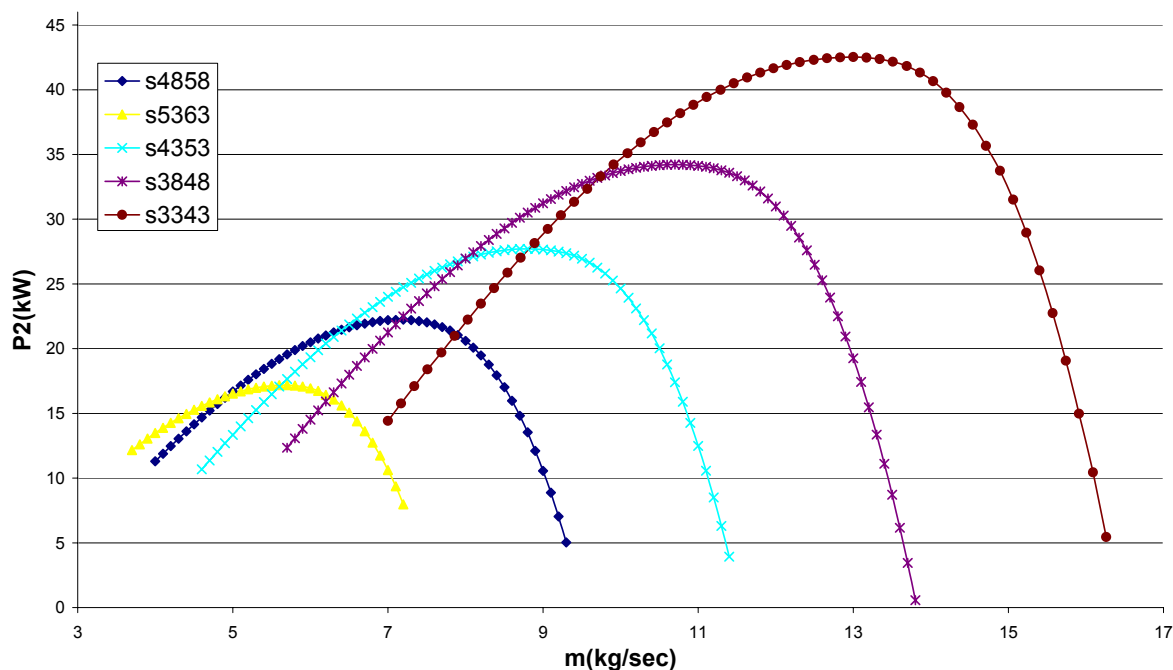
Σχήμα 4.5: Οι χαρακτηριστικές  $\Phi, \Psi_{is}$  του δεύτερου ρότορα παρουσιάζουν την ίδια λογική τάση μετατόπισης προς υψηλότερα  $\Phi$  όταν οι γωνίες stagger είναι μικρότερες. Η φόρτιση του δεύτερου ρότορα είναι υψηλότερη από τη φόρτιση του πρώτου: ενδεικτικά αναφέρεται ότι οι μέγιστες τιμές του συντελεστή φόρτισης του 2<sup>ου</sup> ρότορα ανέρχονται 0,8 έναντι του 0,6 για το 1<sup>ο</sup> ρότορα. Αυτό αποδίδεται στις υψηλότερες σχετικές γωνίες ροής του 2<sup>ου</sup> ρότορα, όπως φαίνεται και από τα τρίγωνα ταχυτήτων.

Ισχύς 1ου ρότορα, γωνία stagger 2ου ρότορα=γωνία stagger 1ου +10



Σχήμα 4.6: Καμπύλες ισχύος του 1<sup>ου</sup> ρότορα ανάλογα των γωνιών stagger. Είναι εμφανές ότι όσο μειώνονται οι γωνίες stagger, η ισχύεις είναι υψηλότερες καθώς διακινείται περισσότερη παροχή και η φόρτιση μένει ίδια ή και αυξάνεται ελαφρά (βλέπε παραπάνω σχήματα)

Ισχύς 2ου ρότορα, γωνία stagger 2ου ρότορα=γωνία stagger 1ου +10



Σχήμα 4.7: Καμπύλες ισχύος του 2<sup>ου</sup> ρότορα ανάλογα των γωνιών stagger. Είναι εμφανές ότι όσο μειώνονται οι γωνίες stagger, η ισχύς είναι υψηλότερες όπως και στο προηγούμενο σχήμα. Εδώ η μεταβολή ισχύος παρουσιάζει μεγαλύτερη ευαισθησία σε σχέση με τον πρώτο ρότορα και φυσικά υψηλότερες τιμές λόγω μεγαλύτερου συντελεστή φόρτισης. Η μεγάλη μεταβολή της ισχύος οφείλεται στο ότι ο 2<sup>ος</sup> «βλέπει» μεγάλη ποικιλία γωνιών στην είσοδό του ανάλογα με την λειτουργία του πρώτου, ενώ ο τελευταίος «βλέπει» πάντα αξονική ροή.

Το κύριο στοιχείο που μπορούμε να αξιοποιήσουμε για την περαιτέρω μελέτη είναι τα εύρη ισχύος για κάθε πτερωτή. Οι γωνίες stagger 43 και 53 έδωσαν κατά τη σύζευξη με το δίκτυο (βλέπε σχήμα 4.3) το εκτενέστερο εύρος λειτουργίας, οπότε μπορούμε να βασιστούμε πάνω στις τιμές αυτές. Για αυτές τις τιμές, ο πρώτος ρότορας παρουσιάζει εύρος ισχύος λίγο χαμηλότερο από 25kW, και αυτό το άνω όριο μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μέγιστη εμφανιζόμενη τιμή. Για τον ίδιο συνδυασμό γωνιών stagger, η ισχύς του 2<sup>ου</sup> ρότορα παρουσιάζει ισχύ λίγο χαμηλότερη από 30kW, η οποία όπως και πριν μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μέγιστη ισχύς.

Παρατηρώντας τα διαγράμματα, είναι εμφανές ότι για διαφορετικούς συνδυασμούς stagger, η ισχύς δύναται να αυξηθεί. Δεδομένης της αβεβαιότητας για την ακρίβεια της εκτίμησης της ισχύος, μπορούμε να θέσουμε τα όρια λίγο ψηλότερα. Για τον δεύτερο ρότορα μπορούμε να θέσουμε το όριο των 35kW, αφού - βάσει των πορισμάτων της παρούσας έρευνας - παρουσιάζει ενδιαφέρον η λειτουργία του σε υψηλότερες στροφές σε σχέση με τον πρώτο. Για τον δεύτερο θα διατηρήσουμε τη τιμή των 25kW.

#### 4.4.2 Δοκιμή C-R στις 3000/3000RPM για $\gamma_1=43^\circ$ και διάφορες γωνίες $\gamma_2$

Οι γωνίες stagger 43 και 53 έδωσαν κατά τη σύζευξη με το δίκτυο (βλέπε σχήμα 4.3) το εκτενέστερο εύρος λειτουργίας. Στη δοκιμή αυτή θα δούμε πως αλλάζει η συμπεριφορά της βαθμίδας C-R για  $\gamma_1=43^\circ$   $\gamma_2$  από 0 έως  $20^\circ$  υψηλότερη του πρώτου. Παράλληλα θα παρουσιάσουμε και άλλα μεγέθη που ενδιαφέρουν όπως γωνίες πρόσπτωσης, παρέκκλισης κ.α. Οι συνδυασμοί των γωνιών stagger που χρησιμοποιήθηκαν είναι οι εξής:

$$\gamma_1 = 43^\circ \ \& \ \gamma_2 = 63^\circ$$

$$\gamma_1 = 43^\circ \ \& \ \gamma_2 = 58^\circ$$

$$\gamma_1 = 43^\circ \ \& \ \gamma_2 = 53^\circ$$

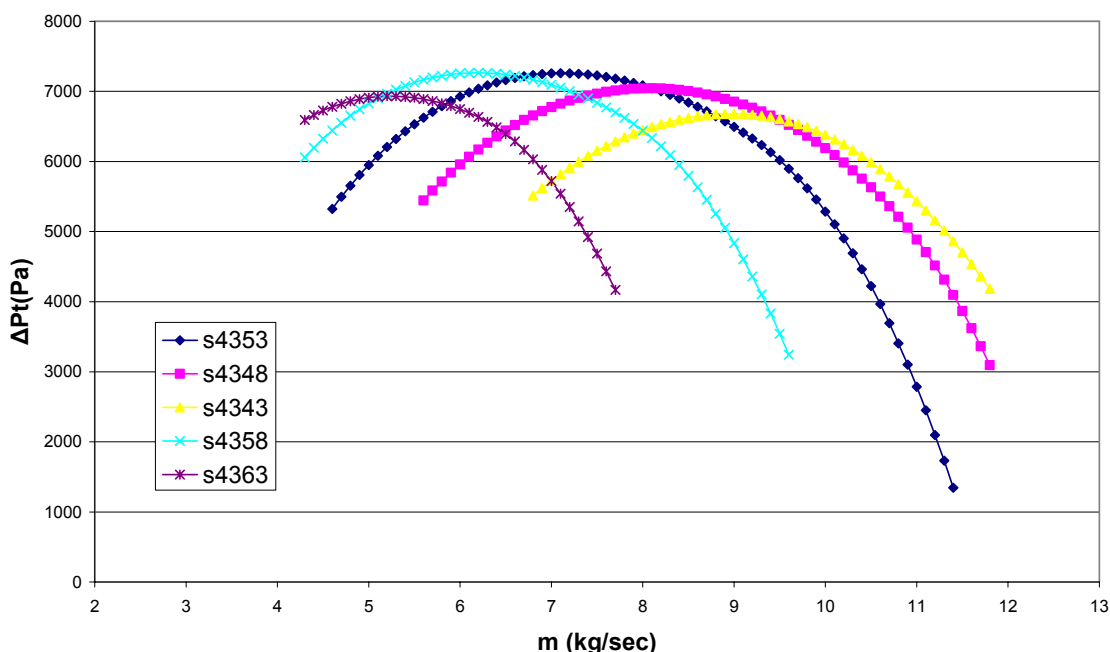
$$\gamma_1 = 43^\circ \ \& \ \gamma_2 = 48^\circ$$

$$\gamma_1 = 43^\circ \ \& \ \gamma_2 = 43^\circ$$

Τα λοιπά χαρακτηριστικά είναι τα ίδια με αυτά της δοκιμής 4.3.1.

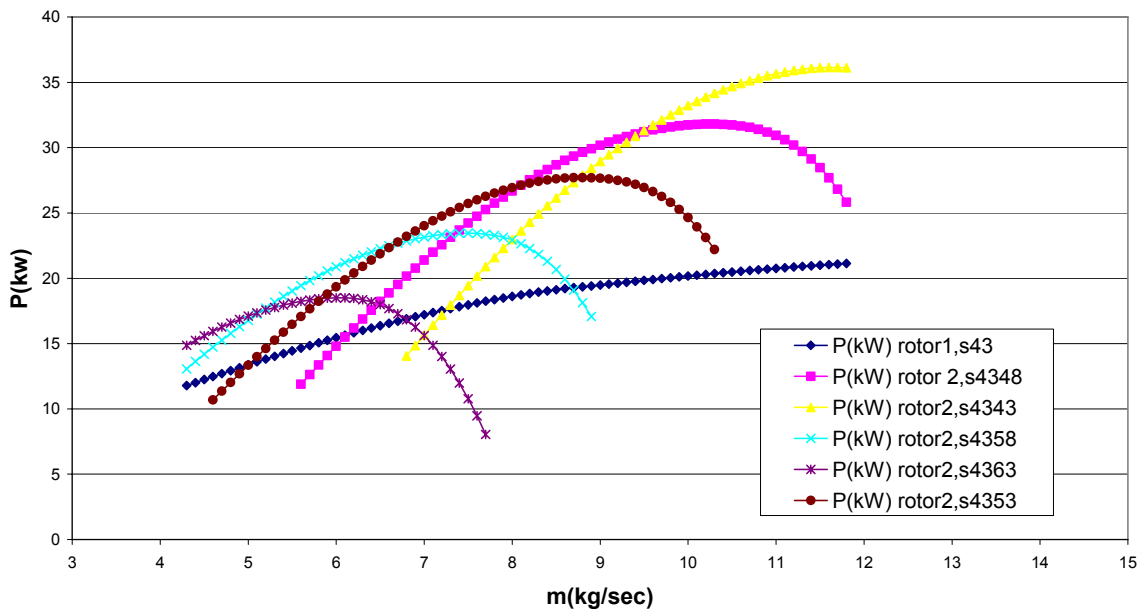
Τα αποτελέσματα αυτής της δοκιμής παρουσιάζονται στα σχήματα 4.8 έως 4.13. Στο σχήμα 4.9 βλέπουμε τις καμπύλες ισχύος των πτερωτών. Είναι σαφές ότι ο 2<sup>ος</sup> ρότορας απορροφά μεγαλύτερη ισχύ. Στο σχήμα 4.10 παρουσιάζονται οι γωνίες πρόσπτωσης των δύο ροτόρων οι οποίες παρουσιάζουν την μεγαλύτερη ταύτιση, όταν η γωνία stagger του 2<sup>ου</sup> είναι κατά  $10^\circ$  μεγαλύτερη αυτής του 1<sup>ου</sup>.

Αύξηση ολικής πίεσης: 1ος ρότορας  $\gamma_1=43$ , δεύτερος με  $\gamma_2=\gamma_1+0,5,10,15,20^\circ$



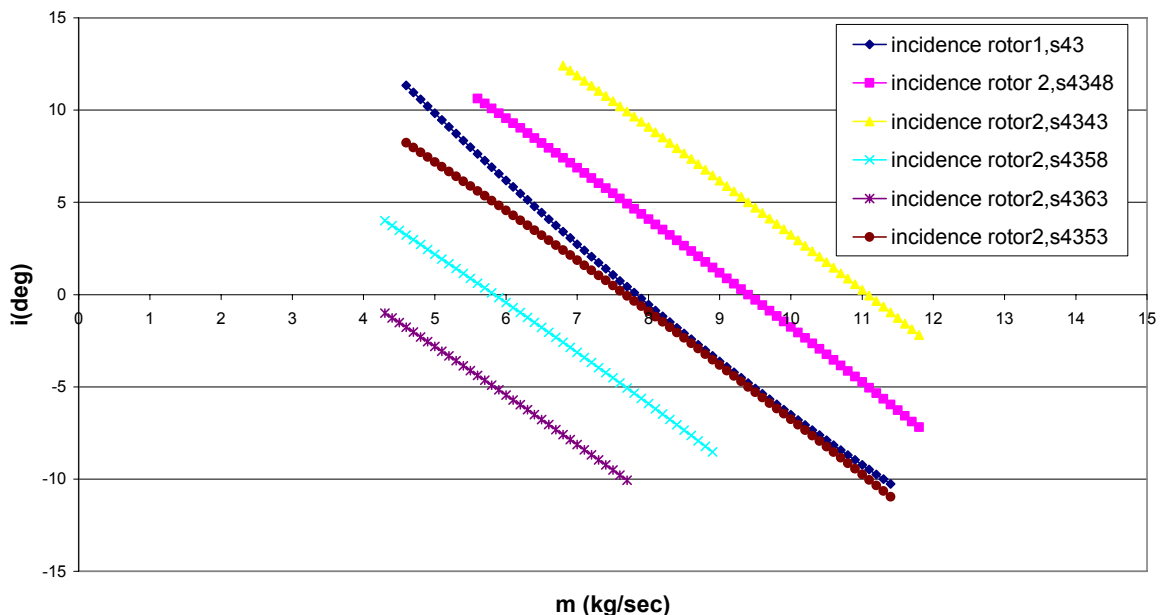
Σχήμα 4.8: Όσο αυξάνει η γωνία  $\gamma_2$  του δεύτερου ρότορα, τόσο οι χαρακτηριστικές μετατοπίζονται προς χαμηλότερες παροχές. Η μέγιστη παραγωγή ολικής πίεσης φαίνεται να λαμβάνει χώρα για  $\gamma_2=\gamma_1+10^\circ$ .

Ισχύς ροτόρων: 1ος ρότορας  $\gamma_1=43$ , δεύτερος με  $\gamma_2=\gamma_1+0,5,10,15,20^\circ$



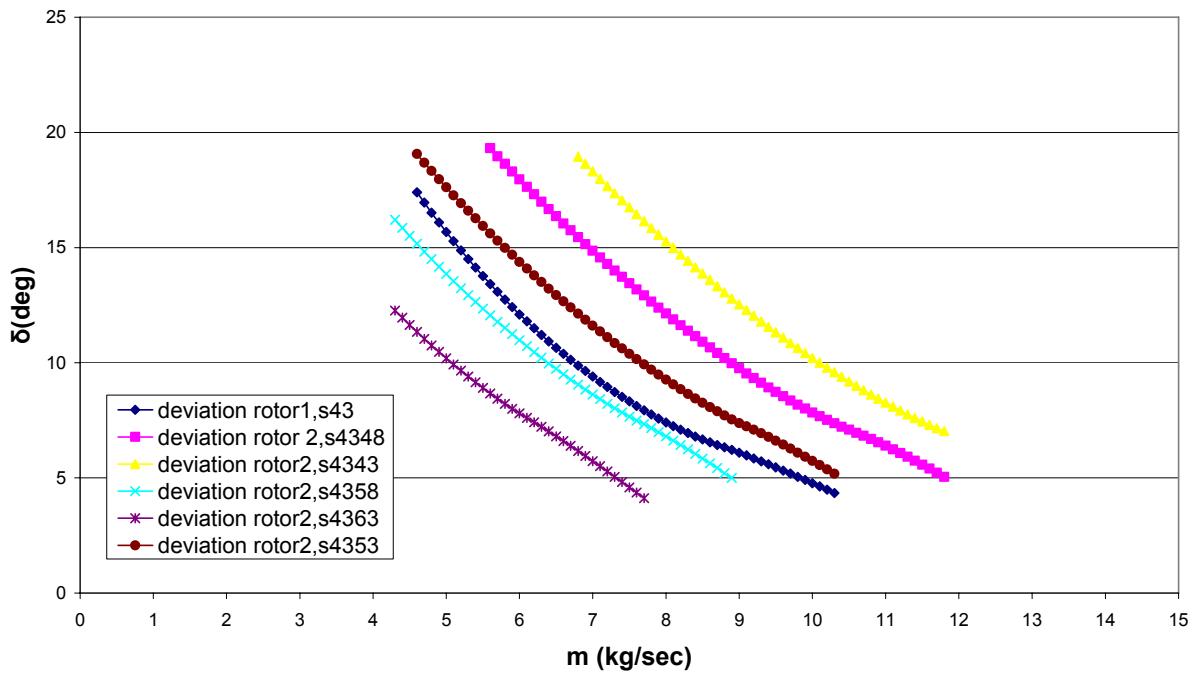
Σχήμα 4.9: Ισχύς ροτόρων. Είναι εμφανής η διαφορετική μορφή των καμπύλων του πρώτου και του δεύτερου ρότορα. Στην περίπτωση αυτή η ισχύς του δεύτερου ρότορα υπερβαίνει ελαφρώς την τιμή των 35kW.

Γωνία πρόσπτωσης: 1ος ρότορας  $\gamma_1=43$ , δεύτερος με  $\gamma_2=\gamma_1+0,5,10,15,20^\circ$



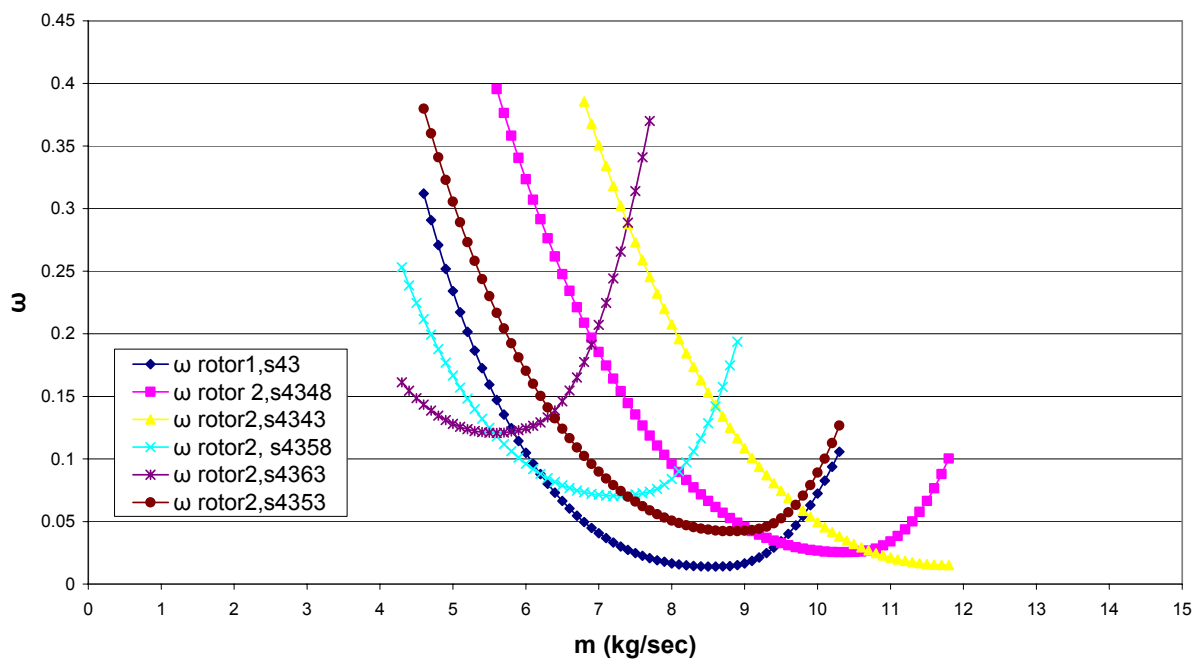
Σχήμα 4.10: Γωνίες πρόσπτωσης ροτόρων. Η μείωση της γωνίας πρόσπτωσης όσο αυξάνει η παροχή είναι απόλυτα λογική (όπως μπορεί να φανεί και από τρίγωνα ταχυτήτων), ενώ είναι χαρακτηριστικό ότι οι γωνίες πρόσπτωσης των δύο ροτόρων είναι πολύ κοντά όταν η stagger του δεύτερου ρότορα είναι κατά  $10^\circ$  μεγαλύτερη αυτής του πρώτου. Οι γωνίες πρόσπτωσης στον δεύτερο ρότορα αποκτούν υψηλότερες τιμές όσο μικραίνει η γωνία stagger των περυγίων του, γεγονός που επαληθεύεται από τρίγωνα ταχυτήτων

Γωνία παρέκκλισης: 1ος ρότορας  $\gamma_1=43$ , δεύτερος με  $\gamma_2=\gamma_1+0,5,10,15,20^\circ$



Σχήμα 4.11: Γωνίες παρέκκλισης πτερυγίων. Οι γωνίες αυτές μειώνονται καθώς αυξάνει η παροχή (λογικό από τρίγωνα ταχυτήτων). Όσο μειώνεται η γωνία stagger των πτερυγίων του 2<sup>ου</sup> ρότορα οι γωνίες παρέκκλισης αυξάνουν λόγω υψηλότερων γωνιών πρόσπτωσης (βλέπε σχήμα 4.10)

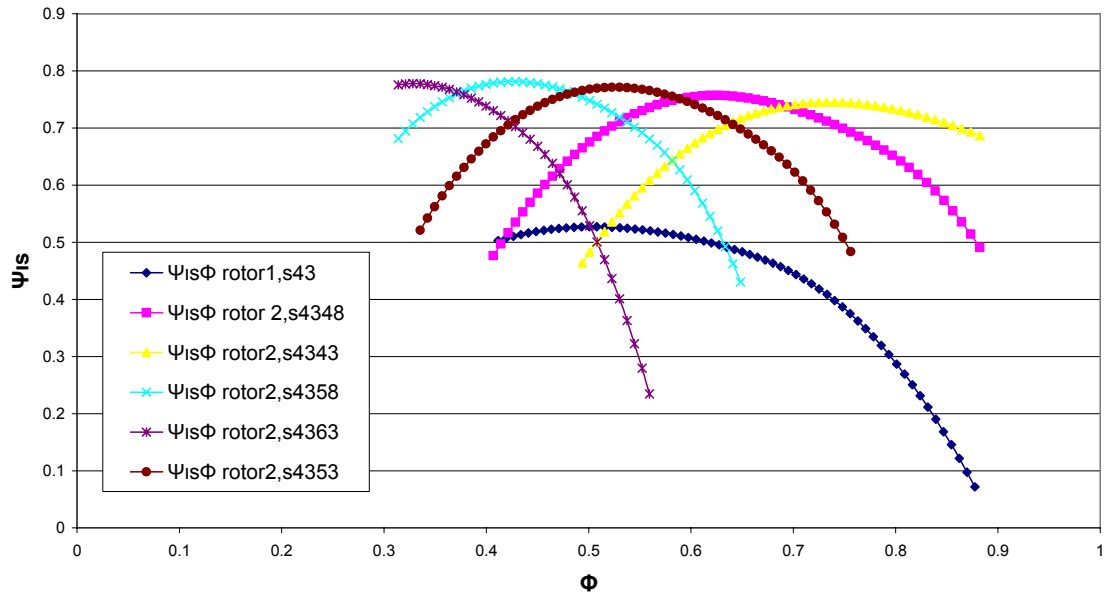
Συντελεστής απωλειών  $\omega$ : 1ος ρότορας  $\gamma_1=43$ , δεύτερος με  $\gamma_2=\gamma_1+0,5,10,15,20^\circ$



Σχήμα 4.12: Συντελεστής απωλειών



Φ-Ψis: 1ος ρότορας  $\gamma_1=43$ , δεύτερος με  $\gamma_2=\gamma_1+0,5,10,15,20^\circ$



Σχήμα 4.13: Καμπύλες Φ-Ψis. Αν κρίνουμε από τα εμφανιζόμενα μέγιστα, ο δεύτερος ρότορας είναι αυτός που φτάνει πρώτος σε περιστροφική αποκόλληση για τους συνδυασμούς s4343, s4348 και s4353.

#### 4.4.3 Δοκιμή C-R για διάφορους λόγους ταχυτήτων $R_u > 1$

Σε αυτή τη δοκιμή για γωνίες stagger 43 και 53 θα δοκιμάσουμε διάφορους λόγους ταχυτήτων περιστροφής, οι οποίοι θα είναι οι εξής:

$R_u = 1$  με  $n_1 = 3000$  &  $n_2 = 3000$ RPM

$R_u = 1,2$  με  $n_1 = 2500$  &  $n_2 = 3000$ RPM

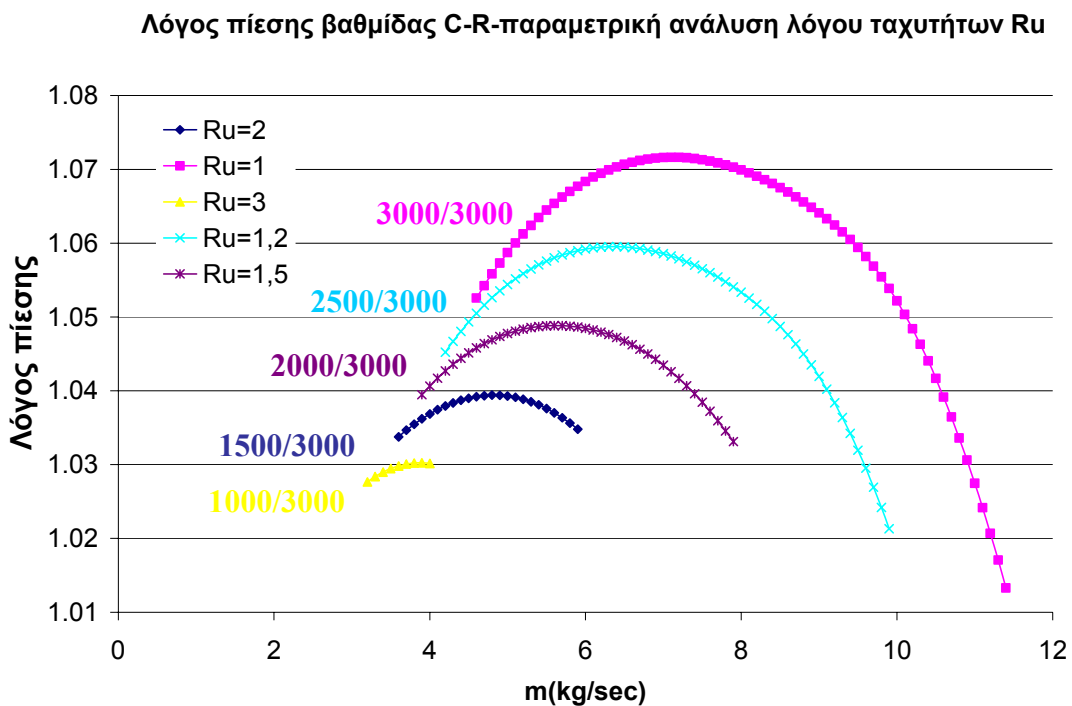
$R_u = 1,5$  με  $n_1 = 2000$  &  $n_2 = 3000$ RPM

$R_u = 2$  με  $n_1 = 1500$  &  $n_2 = 3000$ RPM

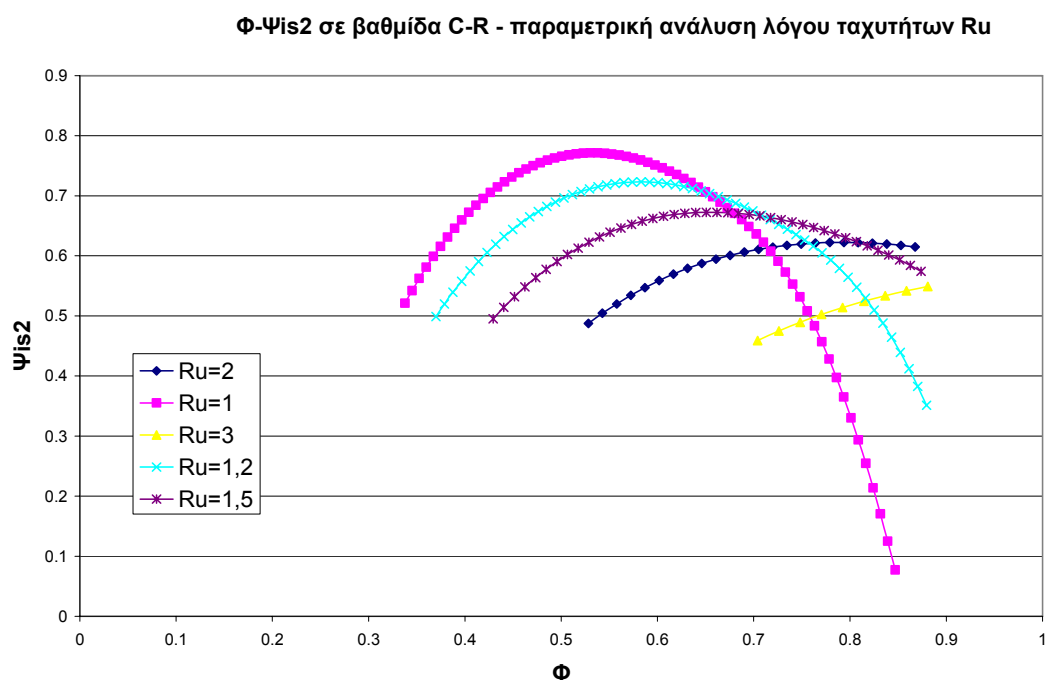
$R_u = 3$  με  $n_1 = 1000$  &  $n_2 = 3000$ RPM

Τα λοιπά χαρακτηριστικά είναι τα ίδια με αυτά των προηγούμενων δοκιμών.

Στα σχήματα 4.14 και 4.15 που ακολουθούν βλέπουμε την μεταβολή στον λόγο πίεσης της βαθμίδας για διάφορους λόγους ταχυτήτων.



Σχήμα 4.14: Είναι προφανές ότι συνδυασμός υψηλότερων ταχυτήτων περιστροφής παράγει υψηλότερο λόγο πίεσης και μετατοπίζει το εύρος λειτουργίας προς τα δεξιά.



Σχήμα 4.15: Όσο χαμηλότερος είναι ο λόγος ταχυτήτων, τόσο μειώνεται η (ισεντροπική) του δεύτερου ρότορα, καθώς «βλέπει» μικρότερες σχετικές γωνίες ροής όπως προκύπτει από ένα απλό συλλογισμό με τρίγωνα ταχυτήτων

#### 4.4.4 Δοκιμή C-R για διάφορους λόγους ταχυτήτων $Ru < 1$

Σε αυτή τη δοκιμή για γωνίες stagger 43 και 53 θα δοκιμάσουμε διάφορους λόγους ταχυτήτων περιστροφής, οι οποίοι θα είναι οι εξής:

$$R_U = 1,5 \text{ με } n_1 = 3000 \text{ \& } n_2 = 4500\text{RPM}$$

$$R_U = 1 \text{ με } n_1 = 3000 \text{ \& } n_2 = 3000\text{RPM}$$

$$R_U = 0,8 \text{ με } n_1 = 3000 \text{ \& } n_2 = 2400\text{RPM}$$

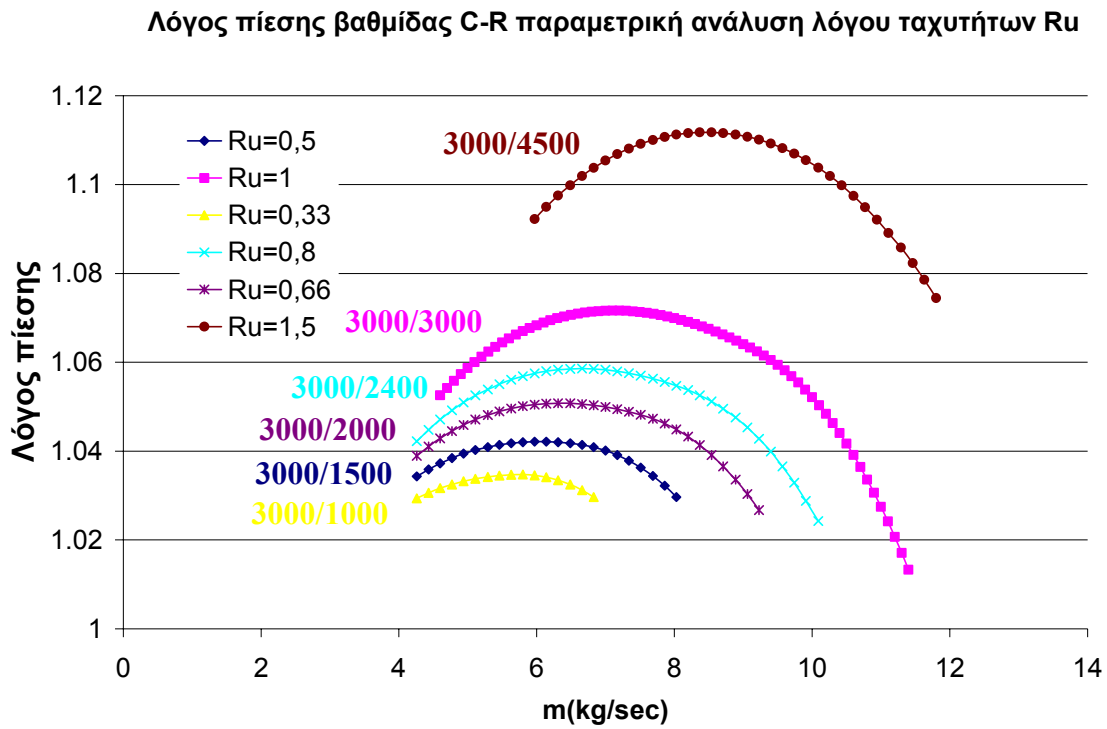
$$R_U = 0,66 \text{ με } n_1 = 3000 \text{ \& } n_2 = 2000\text{RPM}$$

$$R_U = 0,5 \text{ με } n_1 = 3000 \text{ \& } n_2 = 1500\text{RPM}$$

$$R_U = 0,33 \text{ με } n_1 = 3000 \text{ \& } n_2 = 1000\text{RPM}$$

Τα λοιπά χαρακτηριστικά είναι τα ίδια με αυτά των προηγούμενων δοκιμών.

Στο σχήμα 4.16 φαίνεται η επίδραση του λόγου ταχυτήτων στην καμπύλη λόγου πίεσης της βαθμίδας.



Σχήμα 4.16: Όσο υψηλότερες αθροιστικά είναι οι ταχύτητες περιστροφής, τόσο μεγαλώνει ο λόγος πίεσης και το εύρος λειτουργίας. Σε αντίθεση με το σχήμα 4.14, τα σημεία αποκόλλησης της ροής (ως μέγιστα σημεία) εμφανίζονται σε μεγαλύτερες τιμές παροχής υποδηλώνοντας χειρότερη συμπεριφορά ως προς ευστάθεια.

Στο κεφάλαιο αυτό θα τεθούν οι βασικές γραμμές για την γενική διαμόρφωση της πειραματικής εγκατάστασης. Θα καταγραφούν όλες οι σκέψεις και τα βήματα που έγιναν, αρχίζοντας από μία έτοιμη εγκατάσταση που ήταν διαθέσιμη στο εργαστήριο για απευθείας μετρήσεις, την απόρριψή της ως ακατάλληλη και την εξέλιξη των αρχικών ιδεών για την συγκρότηση εκ νέου μίας εγκατάστασης ως την τελική κατεύθυνση που επιλέχθηκε.

### 5.1 Διερεύνηση δυνατότητας χρήσης βιομηχανικού φυσητήρα

Σκοπός της διπλωματικής ήταν εξ αρχής η πειραματική μελέτη μίας βαθμίδας αντίθετα στρεφόμενων πτερυγώσεων. Αρχικό πλάνο ήταν να χρησιμοποιηθεί μία εγκατάσταση που υπήρχε ήδη στο εργαστήριο, η οποία έφερε δύο αντίθετα στρεφόμενους βιομηχανικούς φυσητήρες.

Οι φυσητήρες αυτοί περικλείονταν από ένα εξωτερικό κέλυφος ενώ ο καθένας έπαιρνε κίνηση από δικό του ηλεκτροκινητήρα. Στο σχήμα 5.1 απεικονίζεται η διάταξη:



Σχήμα 5.1 : Εικόνα της εγκατάστασης. Σημειώνονται οι θέσεις των φυσητήρων.

Ωστόσο μία βιομηχανικού τύπου εγκατάσταση όπως αυτή δεν μπορεί να είναι κατ' ανάγκη ιδεατή για τη λήψη πειραματικών μετρήσεων, καθώς απαιτείται λειτουργία με ομοιομορφία ροής με χαμηλές τυρβώδεις αναταραχές εντός της μηχανής (ιδιαίτερα στη είσοδο). Αυτό με τη σειρά του συνεπάγεται ότι η εσωτερική διάταξη των επιμέρους συνιστωσών πρέπει να είναι κατάλληλη – για παράδειγμα ο ηλεκτροκινητήρας με τα καλώδια του να βρίσκεται εντός εσωτερικού κυλινδρικού κελύφους, τα νεύρα στήριξης του κελύφους αυτού να είναι συμμετρικά τοποθετημένα.

Η πρώτη εικόνα που είχαμε «ανοίγοντας» τη μηχανή, έδειξε δυστυχώς ότι ήταν μάλλον απίθανο η εγκατάσταση να προσφέρεται για το είδος των μετρήσεων

που επιθυμούσαμε αφού σε κάθε βαθμίδα ο ηλεκτροκινητήρας, τα καλώδια και τα νεύρα στήριξης του εντός της μηχανής ήταν τοποθετημένα με τρόπο που θα χαλούσε την ομοιομορφία της ροής. Ενδεικτικά παραθέτουμε την παρακάτω φωτογραφία:



Σχήμα 5.2: Εσωτερική διάταξη βαθμίδας του βιομηχανικού τύπου

Η ακανόνιστη αεροδυναμικά διάταξη των συνιστωσών εντός του φυσητήρα (τουλάχιστον για την απαίτηση αξονοσυμμετρικής ομοιομορφίας που θέλουμε), δεν φαίνεται να αφήνει πολλά περιθώρια για διεξαγωγή σωστού πειράματος και αυτό ήταν κάτι που το είδαμε και στην πράξη: προσαρμόσαμε ένα τετραγωνικό πλέγμα στη φλάντζα κατάντι του πρώτου φυσητήρα. Στους κόμβους αυτού του πλέγματος τοποθετήσαμε σπάγκους και λειτουργήσουμε το φυσητήρα, βλέποντας έτσι τη ροή κατάντι του πρώτου φυσητήρα.



Σχήμα 5.3: Οπτικοποίηση της ροής κατάντι του πρώτου φυσητήρα



Από την οπτικοποίηση της ροής κατάντι του πρώτου φυσητήρα διαπιστώσαμε ότι υπάρχουν έντονες ζώνες διαταραχής όπως περιμέναμε. Αυτό καθιστά αυτομάτως τη μέτρηση προβληματική ιδίως στον δεύτερο ρότορα. Η μόνη προοπτική που αφήνει η συγκεκριμένη διάταξη είναι η μέτρηση αξιόπιστα μόνο σε ένα κυκλικό τομέα (όπου δεν υπάρχουν σημαντικά εμπόδια για τη ροή). Και πάλι όμως ακόμη και αν σκεφτούμε να «δουλέψουμε» μετρώντας στο συγκεκριμένο τόξο και μόνο, αυτό ανάλογα με το σημείο λειτουργίας δεν πρόκειται να παραμένει σταθερό αλλά να μετατοπίζεται με τρόπο μάλιστα που δεν μπορούμε να γνωρίζουμε από πριν. Πέραν αυτού, ακόμη και με μέτρηση σε ένα τόξο, η γενικότερη αμφιβολία για την ποιότητα των μετρήσεων παραμένει. Πράγματι, είναι δύσκολο να παρουσιαστούν αποτελέσματα πόσο μάλλον να εξαχθούν συμπεράσματα από μέτρηση που αφορά μόνο σε ένα ορισμένο κυκλικό τομέα.

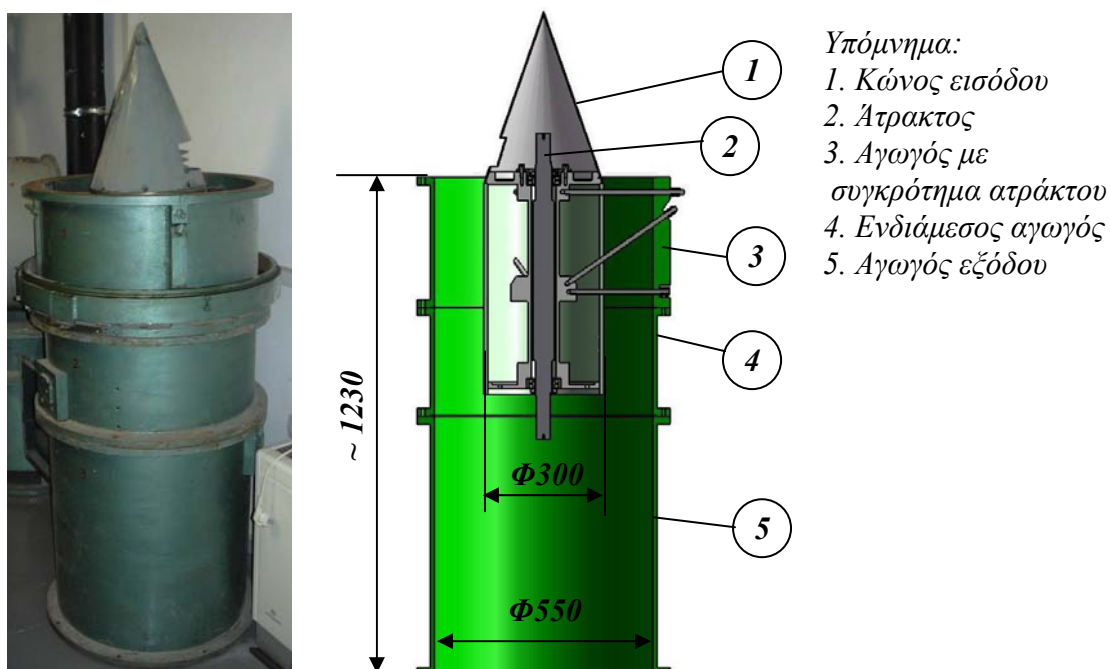
Όλα αυτά αναπόφευκτα μας οδηγούν στο να εγκαταλείψουμε την ιδέα να χρησιμοποιήσουμε την εγκατάσταση αυτή για διεξαγωγή μετρήσεων.

### 5.2 Σκέψεις για την εκ νέου κατασκευή εγκατάστασης

Η προοπτική χρήσης της έτοιμης εγκατάστασης ήταν πολύ καλή από τη σκοπιά ότι είχαμε στα χέρια μας μία μηχανή ευθυγραμμισμένη, ζυγοσταθμισμένη και έτοιμη για τοποθέτηση μετρητικών οργάνων και διεξαγωγή μετρήσεων. Η διεξαγωγή μετρήσεων στη νέα πειραματική εγκατάσταση συνεπάγονται τον σχεδιασμό, την κατασκευή, το μοντάρισμα και τη διαπίστωση ορθής λειτουργίας της πριν πραγματοποιηθεί οποιαδήποτε μέτρηση.

Η «καρδιά» της νέας εγκατάστασης δεν μπορεί παρά να είναι οι δύο αντίθετα στρεφόμενοι ρότορες (καθένας φυσικά να παίρνει κίνηση από δική του πηγή) εντός ενός αγωγού. Η ιδέα που τέθηκε είναι - εφόσον μας εξυπηρετεί - να αξιοποιήσουμε εξοπλισμό του εργαστηρίου που υπάρχει και δεν χρησιμοποιείται.

Στα σχήματα 5.4 και 5.5 παρουσιάζεται ένα παλιό δοκιμαστήριο ανεμιστήρων του εργαστηρίου (σε κατακόρυφη διάταξη):



Σχήμα 5.4 (αριστερά): Τμήμα παλιού δοκιμαστήριου ανεμιστήρων Ε.Θ.Σ. ΕΜΠ  
Σχήμα 5.5 (δεξιά): Σχηματική απόδοση τομής τμήματος παλιού δοκιμαστήριου

Πρόκειται για μία κατασκευή που είχε γίνει στα πλαίσια μίας παλιάς διπλωματικής εργασίας του Ε.Θ.Σ. ΕΜΠ από τους Π. Στριγγώνη και Κ. Αλκαλάι (1980) <sup>[32]</sup>. Η παροπλισμένη αυτή εγκατάσταση φαίνεται ιδανική να χρησιμοποιηθεί για την δική μας περίπτωση με τις αναγκαίες προσθήκες και τροποποιήσεις. Να σημειωθεί ότι κατά τη λειτουργία της θα τοποθετηθεί φυσικά οριζόντια και όχι κάθετο όπως φαίνεται στα σχήματα 5.4 και 5.5.

Η υπάρχουσα διάταξη περιλαμβάνει μία άτρακτο με τις δύο εδράσεις της (μία σταθερή και μία ελεύθερη με ρουλεμάν σε κάθεμία από αυτές). Στο σχήμα 5.5, στο άνω άκρο (εντός του κώνου) της άτρακτου αυτής τοποθετείται μία τροχαλία - μέσω ιμαντοκίνησης η άτρακτος παίρνει κίνηση από ένα ηλεκτροκινητήρα, ενώ στο κάτω άκρο της στερεώνεται η περωτή. Η άτρακτος αυτή μαζί με τις «φωλιές» των ρουλεμάν της βρίσκονται σε ένα εσωτερικό κέλυφος (εξωτερικής) διαμέτρου  $\Phi 300$  το οποίο στηρίζεται με το εξωτερικό κέλυφος (εσωτερικής) διαμέτρου  $\Phi 550$  μέσω τριών ισογωνιακών «σετ» κοχλιών. Ανάντι λοιπόν της περωτής διαμορφώνεται ένα δακτυλιοειδές κανάλι ροής.

Κάθε «σετ» κοχλιών αφορά σε μία τριάδα. Έτσι, το εσωτερικό κέλυφος «πιάνεται» πολύ καλά με το εξωτερικό χάρη στους τρεις κοχλίες ανά γωνία ( $0^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $240^\circ$ ), εκ των οποίων ο ένας είναι και λοξά τοποθετημένος. Καθένας από τους κοχλίες αυτούς είναι στην ουσία σαν φυτευτός με το ένα άκρο να βιδώνει σε τυφλή οπή με σπείρωμα στο εσωτερικό κέλυφος και το άλλο άκρο να σφίγγεται εξωτερικά του αγωγού μέσω περικοχλίου. Η χρήση κοχλιών ως λυόμενη σύνδεση (αντί π.χ. για συγκολλητά νεύρα) παρέχει τη δυνατότητα ρύθμισης της σχετικής θέσης των δύο κελυφών μέσω κατάλληλης κοχλίωσης/αποκοχλίωσης των εννέα συνολικά κοχλιών. Με αυτό τον τρόπο είμαστε σε θέση να φέρουμε τα δύο κελύφη ομόκεντρα το ένα ως προς το άλλο, άρα και την περωτή ομόκεντρα ως προς τον αγωγό που την περικλείει.



Σχήμα 5.6 (αριστερά): Η είσοδος του αγωγού του δοκιμαστήριου. Διακρίνονται οι ισογωνιακά τοποθετημένοι κοχλίες καθώς και η φλάντζα εισόδου για δυνατότητα σύνδεσης με τμήματα αγωγών.

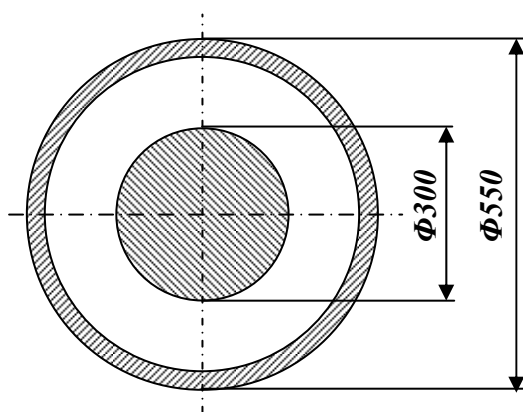
Σχήμα 5.7 (δεξιά): Όψη του δοκιμαστήριου υπό γωνία όπου και διακρίνονται μία τριάδα κοχλιών για τη στερέωση του εσωτερικού κελύφους στο εξωτερικό.





Ο κώνος στην είσοδο, ανάντι της περωτής αποσκοπεί στο να εξομαλύνει την μετάβαση από πλήρως κυκλική διατομή (στην είσοδο) σε δακτυλιοειδή διατομή (στην περιοχή της περωτής). Ο κώνος περικλείει την τροχαλία και έτσι φέρει ένα άνοιγμα για να διέρχονται οι μάντες αυτής.

Το παλαιό αυτό δοκιμαστήριο με το συγκρότημα της ατράκτου του, μπορεί να αποτελέσει μία από τις δύο περωτές της εγκατάστασης που θέλουμε. Έπειτα, εντός του αγωγού εξόδου (βλέπε Σχήμα 5.5 Νο 5) μπορεί να κατασκευαστεί παρομοίως και το συγκρότημα της ατράκτου της δεύτερης περωτής. Η χρήση της παρούσας εγκατάστασης, σημαίνει ότι ο σχεδιασμός από το σημείο αυτό και πέρα θα αφορά σε μία δακτυλιοειδή διατομή ροής με εσωτερική διάμετρο  $\Phi 300$  και εξωτερική διάμετρο  $\Phi 550$  (βλέπε σχήμα 5.8), όπως η υπάρχουσα. Οι διαστάσεις αυτές παγιώνονται πλέον στο πρόβλημά μας ως βασικά στοιχεία σχεδιασμού.



Σχήμα 5.8: Δακτυλιοειδής διατομή της εγκατάστασης προς σχεδιασμό

Σαν μία πρώτη προσέγγιση στο πρόβλημα του σχεδιασμού μπορούμε να υποθέσουμε ότι η παλαιά διάταξη του δοκιμαστηρίου θα χρησιμοποιηθεί ως έχει - με το ρόλο του πρώτου ρότορα - και κατόπιν της θα κατασκευαστεί μία όμοια διάταξη με το ρόλο του δεύτερου ρότορα.

Στην είσοδο της εγκατάστασης πρέπει να υπάρχει ένα συγκλίνον τμήμα, το οποίο και θα αποσκοπεί στην συλλογή του αέρα από τον περιβάλλον και στην επιτάχυνσή του εντός της συγκλίνουσας διατομής. Καθώς η διατομή είναι συγκλίνουσα, η ροή γίνεται κατά το δυνατόν πιο ομοιόμορφη. Ο συγκλίνον αυτός αγωγός πρέπει να έχει τέτοια μορφή που να εξασφαλίζεται η ελάχιστη δυνατή τύρβη και οι ελάχιστες απώλειες. Τίθεται η απαίτηση για ομαλά επιταχυνόμενη ροή στο τοίχωμα, ειδάλως ακόμη και μία τοπική αύξηση της τοπικής πίεσης κατά τη διεύθυνση της ροής, ενδέχεται να προκαλέσει αποκόλληση του οριακού στρώματος και συνεπώς ομοιομορφίες στη ροή και απώλειες. Να σημειωθεί ότι λόγω της συγκλίνουσας μορφής των αγωγών αυτών και του ότι τοποθετούνται στην είσοδο των σήραγγων δοκιμών, συνηθίζεται να αποκαλούνται bell mouth (στόμιο καμπάνας).

Για το σχεδιασμό ενός συγκλίνοντος ακροφυσίου που πληρεί όλες αυτές τις απαιτήσεις, εφαρμόζεται συγκεκριμένη μεθοδολογία η οποία όμως δεν είναι σκοπός της συγκεκριμένης εργασίας. Γι' αυτό, θα αρκεστούμε στο να χρησιμοποιήσουμε ένα έτοιμο τέτοιο ακροφύσιο που υπάρχει στο εργαστήριο.

Στην έξοδο της εγκατάστασης, πρέπει αντίστοιχα να υπάρχει ένα αγωγός αποκλίνουσας διατομής, ο οποίος ονομάζεται διαχύτης. Στην έξοδο μίας σήραγγας δοκιμών, η κινητική ενέργεια του εργαζόμενου μέσου καταστρέφεται, οπότε και η όποια κινητική ενέργεια στην έξοδο, δεν αντιπροσωπεύει τίποτε άλλο από απώλεια. Ο διαχύτης, ως το αποκλίνον τμήμα στην έξοδο της σήραγγας έχει ως αποστολή την επιβράδυνση της ροής, ώστε να μειωθεί η κινητική ενέργεια στην έξοδο, άρα να

μειωθούν και οι απώλειες υπό τη μορφή αυτή. Ένα σωστά σχεδιασμένο ακροφύσιο πρέπει να πετυχαίνει τη μεγαλύτερη δυνατή επιβράδυνση της ροής (άρα αύξηση στατικής πίεσης βλέποντας από ποιοτική σκοπιά το νόμο του Bernoulli) σε συνδυασμό με τις ελάχιστες δυνατές απώλειες ολικής πίεσης.

Πράγματι, οι απώλειες σε ένα διαχύτη είναι αυξημένες καθώς αναπτύσσονται μεγαλύτερες διατμητικές τάσεις λόγω αύξησης της πίεσης προς τα κατάντι της ροής. Αν λοιπόν, η γωνία του αποκλίνοντος είναι πολύ μεγάλη (οπότε δεν γίνεται ομαλή επιβράδυνση), λόγω των διατμητικών τάσεων η ροή που έχει επιβραδυνθεί δεν έχει τη δυνατότητα να επιβραδυνθεί και άλλο και ήδη ευρισκόμενο σε υψηλή πίεση αναγκάζεται να αναστραφεί. Η αναστροφή της ροής κοντά στο τοίχωμα, συνεπάγεται αποκόλληση, σχηματισμό δινών και τελικά αύξηση των απωλειών, ενώ στην κατάσταση αυτή παύει να πραγματοποιείται επιβράδυνση της ροής, επειδή η απομένουσα διατομή για το κυρίως ρεύμα του ρευστού είναι μικρότερη.

Όπως συνέβη και με το ακροφύσιο, έτσι και με το διαχύτη βρήκαμε έτοιμο τεμάχιο από το εργαστήριο με κλίση  $5^\circ$ . Τα τεμάχια αυτά απεικονίζονται στις παρακάτω φωτογραφίες.



Σχήμα 5.9 (αριστερά): Αγωγός εισόδου από μία παλιά εγκατάσταση του εργαστηρίου. Διακρίνεται ένα πυκνό τετράγωνο πλέγμα στην είσοδο για Αύξηση της ομοιομορφίας καθώς και μετρητικά όργανα.

Σχήμα 5.9 (δεξιά): Κώνος που μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως διαχύτης. Η κλίση του μετρήθηκε στις  $5^\circ$ , η οποία είναι κατάλληλη τιμή για το σκοπό που θέλουμε να τον χρησιμοποιήσουμε. Ένα μέρος του μπορεί να κοπεί προκειμένου να μας εφαρμόζει στη φλάντζα του κυλινδρικού αγωγού εξόδου.



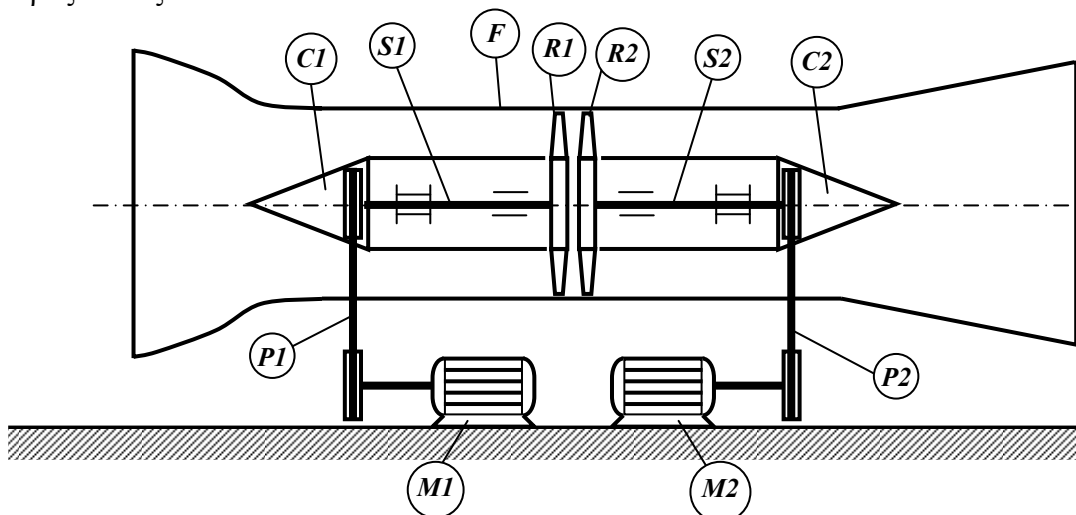
Η στήριξη των αγωγών σε οριζόντια θέση μπορεί να γίνει με χρήση πλαισιωτών στηριγμάτων με ντίζες (eyebolts) με τους αγωγούς να «πατάνε» στις

ντίζες αυτές μέσω κυλινδρικών συγκολλητών τεμαχίων στο εξωτερικό κέλυφός τους. Στο σχήμα 5.10 απεικονίζεται ο τρόπος στήριξης που θα ακολουθήσουμε:



Σχήμα 5.10: Πλαισιωτό στήριγμα αγωγού μαζί με τις ντίζες για τη στήριξη του αγωγού μέσω των κυλινδρικών του νεύρων. Είναι χαρακτηριστικό ότι η κάθε ντίζα έχει δύο περικόχλια για τη συγκράτησή της. Μέσω της κάθε ντίζας και του σπειρώματος που φέρει γίνεται δυνατή η ρύθμιση του ύψους του αγωγού.

Βάσει των προηγούμενων, παρουσιάζουμε στο σχήμα 5.11 ένα **πρώτο μονογραμμικό σκαρίφημα** της διάταξης, όπου η ροή του αέρα είναι από τα αριστερά προς τα δεξιά:



Σχήμα 5.11: Σχηματική απόδοση μίας πρώτης σκέψης για τη διαμόρφωση της διάταξης

Στην απλοποιημένη του μορφή περιλαμβάνει τις εξής βασικές συνιστώσες:

- **Αγωγός ροής FC (Flow Channel):** Έχουμε στην ουσία μία δακτυλιοειδή διατομή ροής η οποία σχηματίζεται από δύο ομόκεντρα κελύφη : ένα εξωτερικό και ένα εσωτερικό. Η είσοδος του αγωγού (στα αριστερά του σχήματος) έχει μορφή καμπάνας (bell mouth) με αποστολή την εξασφάλιση

ομοιόμορφης ροής εισόδου. Η έξοδος του αγωγού (στα δεξιά του σχήματος) χαρακτηρίζεται από σταδιακή αύξηση του εμβαδού της διατομής είναι δηλαδή διαχύτης (diffuser). Η χρήση διαχύτη στην έξοδο οδηγεί στην αύξηση της στατικής πίεσης και μείωση της ταχύτητας εξόδου. Η μείωση της ταχύτητας εξόδου συνεπάγεται την μείωση των απωλειών της εγκατάστασης, αφού η όποια κινητική ενέργεια στην έξοδο καταστρέφεται. Η χαμηλή ταχύτητα εξόδου αποτελεί βασική απαίτηση για την σωστή λειτουργία της πειραματικής εγκατάστασης, όπως θα αναλυθεί σε επόμενο κεφάλαιο. Ο αγωγός ροής αποτελείται από διαιρετά κομμάτια που δένουν μεταξύ τους μέσω μορφών φλάντζας παρέχοντας μας, εύκολη πρόσβαση στις διάφορες συνιστώσες.

- **Κώνος C1 (Cone 1):** Ο κώνος αυτός χρησιμοποιείται για την εξασφάλιση ομαλής μετάβασης από την κυκλική διατομή της εισόδου προς την δακτυλιοειδή διατομή στην περιοχή των πτερυγώσεων.
- **Πτερύγωση πρώτων ροτόρων R1 (Rotor 1):** Πρόκειται για την πρώτη κινούμενη πτερωτή η οποία εδράζεται στην άτρακτο S1 σε μορφή προβόλου (δηλαδή στο ελεύθερο άκρο της ατράκτου αυτής).
- **Άτρακτος πρώτων ροτόρων S1 (Shaft 1):** Είναι η άτρακτος του πρώτου ρότορα η οποία παίρνει κίνηση τον ηλεκτροκινητήρα M1 μέσω της βαθμίδας μαντοκίνησης P1.
- **Βαθμίδα μαντοκίνησης P1 (Belt Pulley 1):** Μέσω μάντα γίνεται μετάδοση κίνησης και μεταφορά ισχύος από μία κινητήρια τροχαλία (συνδεδεμένη με την άτρακτο του ηλεκτροκινητήρα M1) προς την κινούμενη τροχαλία (συνδεδεμένη με την άτρακτο S1). Οι δύο τροχαλίες είναι ίδιου μεγέθους, αφού επιζητείται η μεταφορά ισχύος χωρίς αύξηση ή μείωση των στροφών.
- **Διάταξη δεύτερης πτερύγωσης M2, P2, C2, S2, R2:** Η δεύτερη πτερύγωση ροτόρων «τροφοδοτείται» ενεργειακά μέσω του δικού της ηλεκτροκινητήρα M2, με πανομοιότυπη διάταξη με αυτή της πρώτης. Ο κώνος C2 θα αποσκοπεί εδώ στην ομαλή μετάβαση από την δακτυλιοειδή διατομή της περιοχής των ροτόρων στην κυκλική διατομή της εξόδου (αντίστροφα δηλαδή από τον κώνο C1).

Να σημειωθεί ότι αρχικά έγινε και η σκέψη μήπως οι ηλεκτροκινητήρες μπορούσαν να τοποθετηθούν εντός του αγωγού σε κελύφη επίσης  $\Phi 300$ , όπως και στο βιομηχανικό φυσητήρα.

Σε αυτή την περίπτωση θα είχαμε το πλεονέκτημα της απευθείας μηχανικής σύνδεσης ηλεκτροκινητήρων και ατράκτων πτερωτών χωρίς τις βαθμίδες μαντοκίνησης. Έτσι, πέραν τους κόστους αγοράς του αντίστοιχου εξοπλισμού, θα αποφεύγαμε πρώτον, τις απώλειες της μαντοκίνησης και δεύτερον, το φαινόμενο της (αρκετά μικρής βέβαια) ολίσθησης των μάντων όπου η ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου της πτερωτής θα υπολείπονταν λίγο της ταχύτητας της ατράκτου του ηλεκτροκινητήρα.

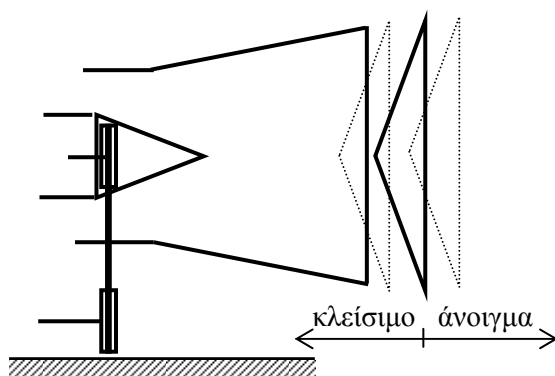
Αυτό όμως δεν κατέστη δυνατό γιατί για τα μεγέθη ισχύος που θέλουμε οι ηλεκτροκινητήρες είναι πολύ μεγάλου μεγέθους για να χωρέσουν εντός του αγωγού. Ακόμη, όμως και αν δεν υπήρχε αυτό το θέμα, θα ήταν αρκετά πιο δύσκολη η έδραση των ηλεκτροκινητήρων με επιπλέον νεύρα αλλά και απαιτήσεις ακρίβειας για την κατασκευή των τελευταίων. Πρόσθετα, θα έπρεπε να διευθετηθεί και το θέμα με τα

καλώδια των ηλεκτροκινητήρων τα οποία για να μην παρεμβάλλονται στη μέση του καναλιού ροής, θα έπρεπε π.χ. να βρίσκονται εντός κοίλων νεύρων, αυξάνοντας όμως την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης.

Έτσι τελικά, οι ηλεκτροκινητήρες θα τοποθετηθούν εξωτερικά του αγωγού με χρήση μαντοκίνησης για τη μετάδοση της κίνησης και τη μεταφορά της ισχύος.

Μέχρι εδώ έχει γίνει περιγραφή των βασικών συνιστωσών της εγκατάστασης. Ως συμπληρωματικά στοιχεία της διάταξης από τα οποία για λόγους απλότητας σχεδόν κανένα δεν σχεδιάστηκε στο σχήμα της προηγούμενης σελίδας, προστίθενται τα παρακάτω:

- Οι **εδράσεις** κάθε ατράκτου, μία ελεύθερη και μία σταθερή για κάθε άτρακτο (σταθερές είναι εκείνες όπου συμβολίζονται με δύο πρόσθετες κάθετες γραμμές, όπως βλέπουμε στο σχήμα).
- Οι «φωλιές» (δηλαδή τα τοιχώματα) στα οποία βρίσκονται οι εδράσεις κάθε ατράκτου, πρέπει να στηρίζονται με το εσωτερικό κέλυφος που περιβάλλει κάθε άτρακτο. Η στήριξη αυτή υλοποιείται μέσω **μεταλλικών συνδέσεων (νεύρων)** που μπορούν να είναι για παράδειγμα συγκολλητά. Με τη σειρά του, το εσωτερικό κέλυφος - πάλι μέσω νεύρων - πρέπει να στηρίζεται με το εξωτερικό κέλυφος το οποίο υπερυψωμένο θα πρέπει με κάποιο τρόπο να «πατάει» στο έδαφος. Η στήριξη του εξωτερικού κελύφους (άρα και όσων περικλείει αφού όλα αυτά θα στηρίζονται πάνω του) μπορεί να γίνει μέσω **μεταλλικών στηριγμάτων μορφής πλαισίου**, ώστε να βρίσκεται σε επαρκές ύψος από το δάπεδο. Ακόμη, προβλέπεται και βάση της όλης διάταξης πάνω στο δάπεδο, αλλά για αυτή θα γίνει λόγος σε επόμενο κεφάλαιο.
- Η έξοδος του διαχύτη θα πρέπει να συνοδεύεται από ένα **ρυθμιστικό κώνο** με τη δυνατότητα να κινείται γραμμικά «κλείνοντας» ή «ανοίγοντας» τη διατομή εξόδου (αντίστοιχα αυξάνοντας και μειώνοντας της απώλειες). Αυτός είναι ένας απλός και αποτελεσματικός τρόπος ρύθμισης (throttling) του σημείου λειτουργίας της εγκατάστασης, που μας επιτρέπει να λαμβάνουμε μετρήσεις για διάφορα σημεία λειτουργίας. Ο χειρισμός αυτής της διάταξης ελέγχου (βλέπε σχήμα 5.12) μπορεί να γίνεται είτε χειροκίνητα, είτε με κάποιο δικό της «σετ» ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού.



Σχήμα 5.12: Απλή σχηματική απόδοση διάταξης ρύθμισης σημείου λειτουργίας εγκατάστασης (throttling)

- Ο **ηλεκτρονικός εξοπλισμός**, όπως inverters για τη ρύθμιση των στροφών κάθε ηλεκτροκινητήρα (άρα και κάθε ρότορα).

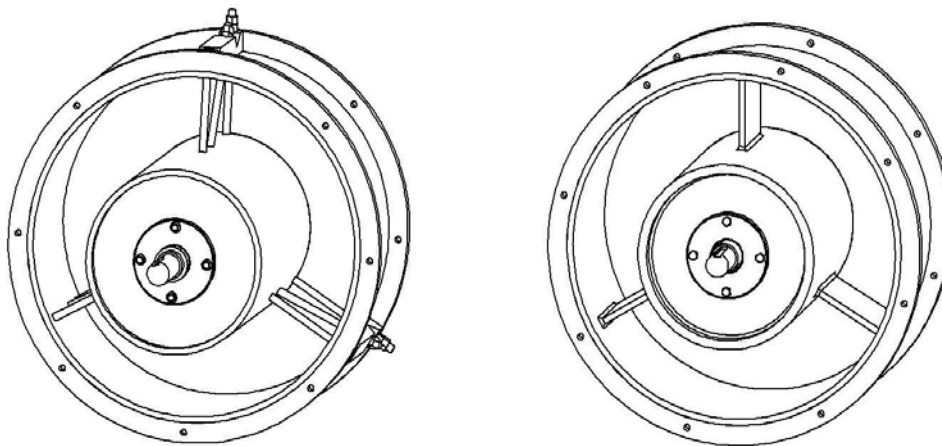
- **Ο εξοπλισμός μέτρησης ρευστομηχανικών μεγεθών**, όπως μανόμετρα, σωλήνες Pitot κ.α. με τη χρήση των οποίων θα διεξαχθούν οι μετρήσεις οι οποίες αποτελούν και τον απώτερο σκοπό της εργασίας αυτής. Η εκλογή του μετρητικού εξοπλισμού δεν συμπεριλαμβάνεται στην παρούσα εργασία.
- **Πρόσθετες αναγκαίες διαμορφώσεις στη διάταξη**, όπως για παράδειγμα, χρήση τετραγωνικού πλέγματος από σύρμα στην είσοδο του αγωγού για να εξασφαλίσουμε κατά το δυνατόν πιο ομοιόμορφες συνθήκες εισόδου. Ακόμη, για να περνάνε οι ιμάντες μέσα από το εξωτερικό κέλυφος μέσα στους κώνους C1 και C2 (όπου βρίσκονται οι κινούμενες τροχαλίες) πρέπει υπάρχουν ανοίγματα. Τέλος, προβλέπονται οπές για σωλήνες μέτρησης και άλλα παρόμοια στοιχεία.

### 5.3 Αναπροσαρμογές προς βελτίωση της αρχικής ιδέας

Οι παραπάνω πρωτόλειες σκέψεις μπορούν να επεκταθούν ακόμη περισσότερο. Αφετηρία της σκέψης μας είναι κάποιοι προβληματισμοί όσον αφορά στην παραπάνω πρόταση. Αυτοί είναι οι εξής:

1. Υπάρχει ένα σοβαρό μειονέκτημα όσον αφορά στην παρούσα διαμόρφωσή της. Η παρουσία του ιμάντα P1 (βλέπε σχήμα 5.10) σε μικρή απόσταση ανάντι της πρώτης πτερωτής είναι ζημιογόνη για την ομοιομορφία του πεδίου ροής. Το ζητούμενο είναι πριν την πρώτη πτερωτή η ροή να είναι κατά το δυνατόν αξονοσυμμετρικά ομοιόμορφη. Ωστόσο αυτή η συνθήκη παραβιάζεται αφού: πρώτον ο ίδιος ιμάντας αποτελεί ένα ακανόνιστο εμπόδιο για τη ροή και δεύτερον το άνοιγμα στον εξωτερικό χώρο για να διέρχεται ο ιμάντας δημιουργεί μία οριακή συνθήκη ατμοσφαιρικής πίεσης στο εσωτερικό του αγωγού, με αποτέλεσμα να γίνεται εισροή αέρα και από θέση αυτή. Τα δύο αυτά στοιχεία μπορούν να διαταράξουν την ομοιομορφία της ροής, καταστρέφοντας συνεπώς την αξιοπιστία των μετρήσεων. Αξίζει να επισημάνουμε, ότι η παρουσία του ιμάντα P2 (βλέπε σχήμα 5.10) σε μικρή απόσταση κατάντι της δεύτερης πτερωτής δεν αποτελεί τόσο πρόβλημα, αφού η διαταραχή που θα δημιουργηθεί βρίσκεται σε θέση λίγο πιο μακριά, κατάντι των πτερωτών, επηρεάζοντας πολύ λίγο τα φαινόμενα που συμβαίνουν πριν, ανάμεσα και αμέσως μετά τις πτερωτές στα οποία θέλουμε να μετρήσουμε.
2. Ένα άλλο στοιχείο για το οποίο δεν έγινε καμία νύξη προηγουμένως, είναι η συγκράτηση του εσωτερικού κελύφους με το εξωτερικό στο σύστημα της ατράκτου του δεύτερου ρότορα. Στο παλιό δοκιμαστήριο, η συγκράτηση γίνεται μέσω αξονοσυμμετρικά τοποθετημένων «τριάδων» κοχλιών. Αν στην νέα εγκατάσταση, το παλιό δοκιμαστήριο διαδραματίσει το ρόλο του 1<sup>ου</sup> ρότορα, το συγκρότημα του 2<sup>ου</sup> ρότορα μπορεί να «χτιστεί» εντός του τεμαχίου Νο 5 (βλέπε σχήμα 5.5). Φυσικά, πρέπει και για αυτό να βρεθεί ένας τρόπος συγκράτησης του εσωτερικού του κελύφους με το εξωτερικό του.

Στο σχήμα 3.13 παρουσιάζονται δύο διαφορετικοί τρόποι σύνδεσης των κελυφών:



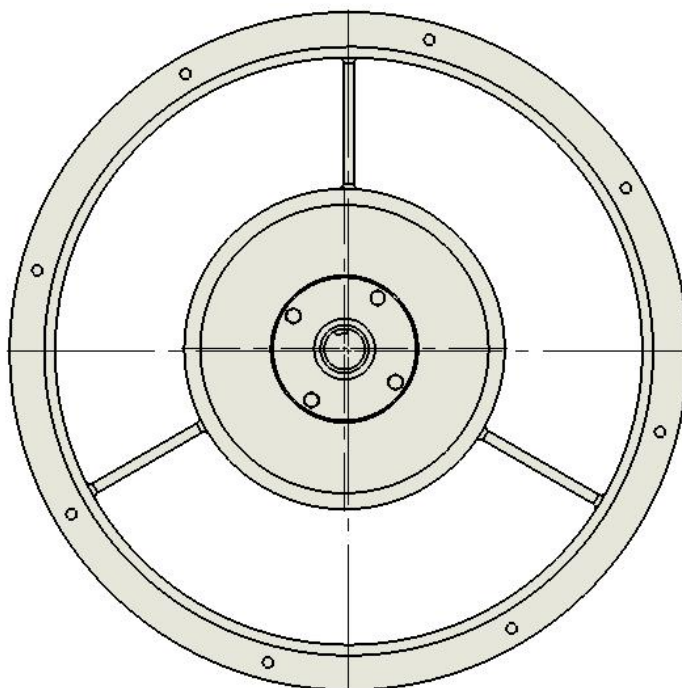
Σχήμα 5.13 : Δύο τρόποι στήριξης εσωτερικού και εξωτερικού κελύφους. Αριστερά , η στήριξη γίνεται κοχλίες (λυόμενη σύνδεση) ενώ στα δεξιά με συγκολλητά ορθογωνικά νεύρα (μη λυόμενη σύνδεση)

Στο σχήμα 5.13 στα αριστερά, βλέπουμε τον τρόπο που χρησιμοποιείται στο υπάρχον συγκρότημα ατράκτου. Αν και πολύπλοκη ως κατασκευή, έχει το πλεονέκτημα - όπως ειπώθηκε και παραπάνω - ότι ως λυόμενη σύνδεση επιτρέπει την ρύθμιση της σχετικής θέσης ως κελύφων. Μία δεύτερη λύση είναι αυτή που απεικονίζεται στα δεξιά του παραπάνω σχήματος: συγκόλληση με τρία (ισογωνιακά ανά  $120^\circ$ ) ορθογώνια μεταλλικά νεύρα.

Αναφορικά με τα πλεονεκτήματα της συγκολλητής σύνδεσης, πέραν του ότι κατασκευαστικά αποτελεί μία πιο απλή και φθηνή λύση, τα τρία συγκολλητά ορθογωνικά νεύρα έχουν το πλεονέκτημα ότι ως παρεμβαλλόμενα εμπόδια προκαλούν αεροδυναμικά λιγότερη διαταραχή στη ροή συγκριτικά με τις συστοιχίες των κυλίνδρων. Ακόμη, αν η συγκόλληση υπολογιστεί και πραγματοποιηθεί σωστά, δεν τίθεται κανένα πρόβλημα αντοχής.

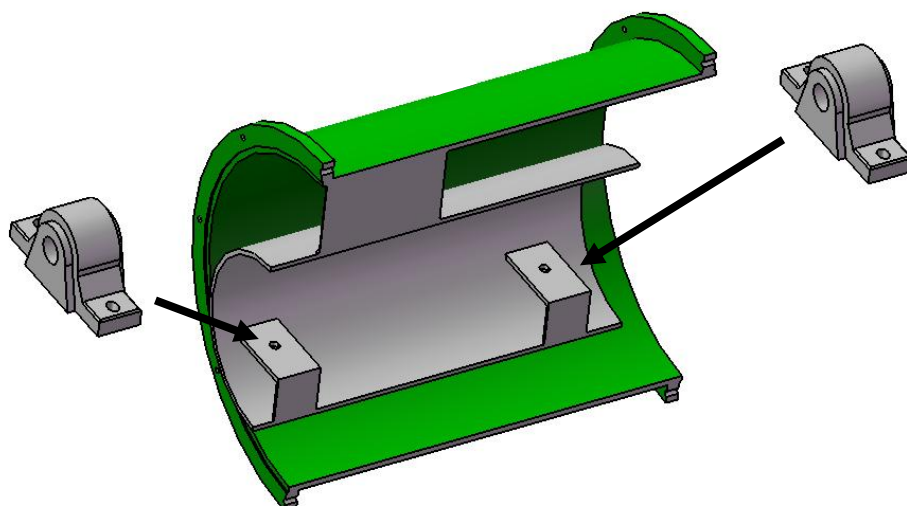
Το μειονέκτημα όμως με τη συγκόλληση είναι ότι ως μόνιμη, μη λυόμενη σύνδεση δεν αφήνει καμία δυνατότητα ρύθμισης. Αν σκεφτούμε μάλιστα, ότι η επίτευξη γεωμετρικής ακρίβειας με τη συγκόλληση είναι περιορισμένη, τότε αν επιλέξουμε τη λύση της συγκόλλησης ως πιο απλή, καθίσταται απαγορευτική η διαμόρφωση «φωλιών» για τις εδράσεις της ατράκτου ως ένα ενιαίο σώμα με το εσωτερικό κέλυφος. Ο λόγος είναι ότι πρέπει οπωσδήποτε η άτρακτος της πτερωτής να είναι ομόκεντρη με το εξωτερικό κέλυφος (εντός λογικών ανοχών) και με συγκόλληση χωρίς δυνατότητα ρύθμισης, υπάρχει ο κίνδυνος το εσωτερικό κέλυφος (άρα και η άτρακτος εντός αυτού) να μην «πέσει» ομόκεντρα με το εξωτερικό (βλέπε παρακάτω σχήμα). Τότε, μία τάξη της απόκλισης χλιοστού στην έκκεντρη τοποθέτηση, θα υπάρξει πρόβλημα με το ακτινικό διάκενο της πτερωτής, αφού θα μπορεί ακόμη και να «βρίσκει» με το εξωτερικό κέλυφος.





Σχήμα 5.14: Έκκεντρη συγκόλληση εσωτερικού και εξωτερικού κελύφους. Ακόμη και μικρή εκκεντρότητα όπως αυτή του σχήματος δημιουργεί πρόβλημα. Να τονιστεί ότι λόγω του μονίμου της συγκόλλησης, το σφάλμα αυτό είναι μη διορθώσιμο.

Η λύση με τη συγκόλληση είναι να μην έχουμε ένα ενιαίο εσωτερικό κέλυφος με τις «φωλιές» των ρουλεμάν, αλλά το εσωτερικό κέλυφος να φέρει ειδικά στηρίγματα με υποδοχές για τη σύνδεση τυποποιημένων κουζινέτων εμπορίου (βλέπε σχήμα 5.15). Η σύνδεση θα υλοποιείται με κοχλίες περαστούς και οι οπές θα είναι οβάλ επιτρέποντας την τοποθέτηση των κουζινέτων, ώστε η άτρακτός τους να «έρθει» τελικά ομόκεντρα με το εξωτερικό κέλυφος. Το σωστό ύψος της άτρακτου μπορεί να καθορίζεται με μετρητικά φύλλα.



Σχήμα 5.15: Όψη σε τομή σε επίπεδο συμμετρίας του συγκροτήματος άτρακτου περωτής με συγκόλληση κελύφων. Λυόμενη σύνδεση κουζινέτων στο εσωτερικό κέλυφος με κοχλίες (εκτός σχήματος). Οι τρύπες είναι οβάλ για δυνατότητα ρύθμισης.

Σε τελική ανάλυση, αυτό που μας ενδιαφέρει δεν είναι η ομοκεντρότητα εσωτερικού και εξωτερικού κελύφους αυτή καθαυτή, όσο η ομοκεντρότητα άτρακτου

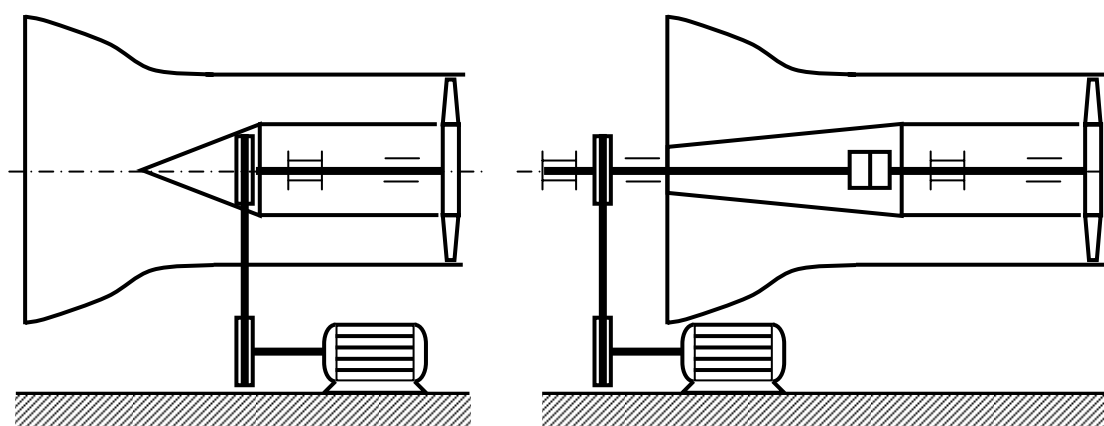


και εξωτερικού κελύφους, όπου η εκκεντρότητα ενός χιλιοστού μπορεί να αποβεί καταστροφική για τους λόγους που εξηγήσαμε παραπάνω. Αντίθετα, μία εκκεντρότητα ενός χιλιοστού μεταξύ των κελυφών μπορεί να επηρεάσει μόνο αεροδυναμικά και μάλιστα σε αμελητέο βαθμό.

3. Μέχρι στιγμής δεν έχουμε ξεκαθαρίσει αν το υπάρχον συγκρότημα της ατράκτου από το παλιό δοκιμαστήριο θα χρησιμοποιηθεί για τον μπροστά ή για τον πίσω ρότορα. Η επιλογή αυτή έχει σημασία αν διαλέξουμε διαφορετικό τρόπο σύνδεσης των κελυφών του δεύτερου ρότορα, όπως θα εξηγηθεί αναλυτικά παρακάτω.

Αναφορικά με τους παραπάνω προβληματισμούς, οι αποφάσεις που λήφθηκαν αντίστοιχα για τον καθένα, είναι οι εξής:

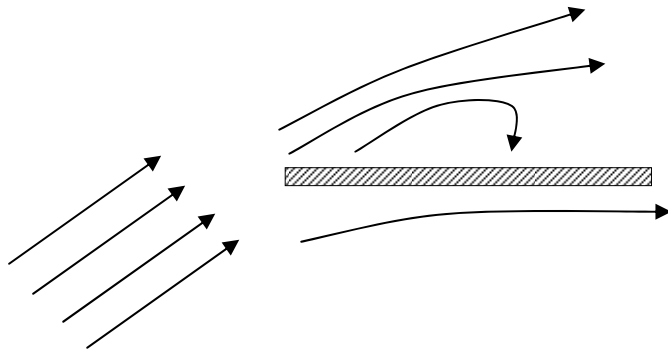
1. Πρέπει η απόσταση του ιμάντα από τον πρώτο ρότορα (είτε είναι από το παλιό δοκιμαστήριο είτε όχι) να αυξηθεί ώστε η ροή να γίνει κατά το δυνατόν πιο ομοιόμορφη. Ζητούμενο είναι όχι απλά να αυξηθεί η απόσταση αυτή αλλά η ίδια η βαθμίδα της ιμαντοκίνησης να τοποθετηθεί εξωτερικά του αγωγού. Για να αποφύγουμε την επακόλουθη υπερβολική επιμήκυνση της ατράκτου του (εφόσον στο ένα άκρο της εδράζεται η τροχαλία της ιμαντοκίνησης και στο άλλο η πτερωτή), θα χρησιμοποιήσουμε δύο ατράκτους. Πιο συγκεκριμένα, θα υπάρχει μία εξωτερική άτρακτος η οποία θα φέρει την τροχαλία εκτός του αγωγού, με τις εδράσεις της (μία ελεύθερη και μία σταθερή) της να βρίσκονται επίσης εκτός του αγωγού (στηριζόμενες προφανώς σε ειδικό στήριγμα). Το ένα άκρο της θα είναι ελεύθερο, ενώ το άλλο θα συνδέεται μέσω ελαστικού συνδέσμου (κόμπλερ) με την δεύτερη άτρακτο η οποία στο άλλο άκρο της θα φέρει και την πτερωτή. Εξυπακούεται, ότι και η δεύτερη άτρακτος θα έχει το δικό της «σετ» σταθερής και ελεύθερης έδρασης. Η προσαρμογή αυτή αποδίδεται στο σχήμα 5.16:



Σχήμα 5.16: Η αρχική ιδέα (αριστερά) και η αναπροσαρμογή της (δεξιά): αύξηση της απόστασης τροχαλίας και 1<sup>ης</sup> πτερωτής και τοποθέτηση της βαθμίδας ιμαντοκίνησης εκτός του αγωγού για αύξηση της ομοιομορφίας της ροής ανάντι των πτερωτών. Στο σχήμα δεν απεικονίζονται τα στήριγματα των εδράσεων της εξωτερικής ατράκτου που θα χρειαστούν.

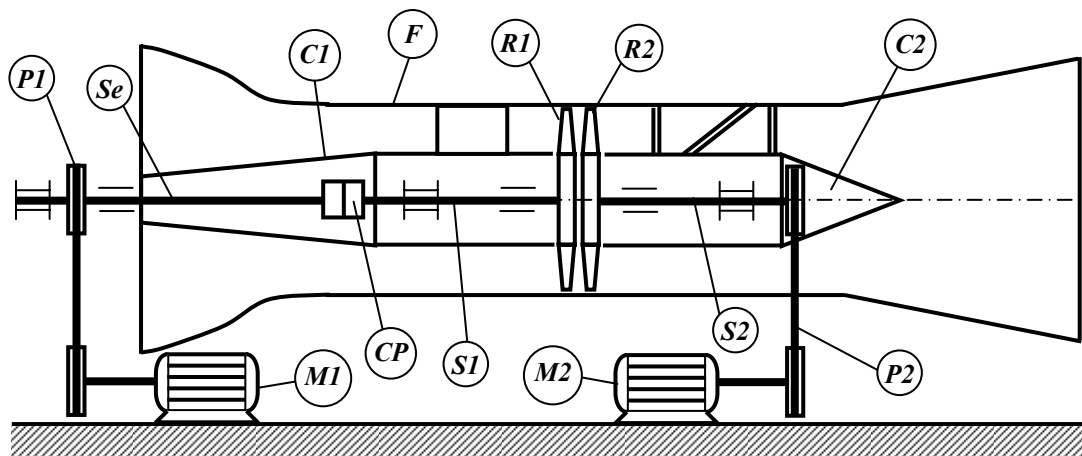
Στο σχήμα 5.16 αξίζει να προσέξουμε το νέο κώνο εισόδου ο οποίος περικλείει την εξωτερική άτρακτο και τον ελαστικό σύνδεσμο. Λόγοι αεροδυναμικής φύσης προστάζουν την κωνική μορφή αντί της κυλινδρικής μορφής ώστε η ροή να επιταχύνεται ομαλότερα και να αποφεύγεται έτσι ο σχηματισμός μεγάλου πάχους οριακών στρωμάτων που συνεπάγονται απώλειες και διαταράσσουν την ομοιομορφία της ροής.

2. Σχετικά με το συγκρότημα της δεύτερης ατράκτου που θα κατασκευαστεί από την αρχή αποφασίσαμε για λόγους κατασκευαστικής απλότητας, να γίνει συγκόλληση του εσωτερικού με το εξωτερικό κέλυφος. Όπως εξηγήθηκε και προηγουμένως, αυτή η επιλογή μας δεσμεύει να χρησιμοποιήσουμε τυποποιημένα «μπλοκ» εδράσεων του εμπορίου τα οποία θα συνδέονται μέσω κοχλιών σε ειδικά στηρίγματα εντός του κελύφους, κάνοντας δυνατή την ρύθμισή τους. Η κατασκευή ενιαίου εσωτερικού κελύφους με «φωλιές» όχι μόνο δεν αφήνει δυνατότητα ρύθμισης, αλλά κοστίζει και ακριβότερα από τη λύση με τα κουζινέτα. Ακόμη, επειδή πρόκειται για μία κατασκευή εκ του μηδενός, είναι πιο δύσκολο να τηρηθούν ορισμένες απαιτήσεις ακριβείας (π.χ. ακτινική χάρη στις φωλιές των ρουλεμάν για εύρυθμη λειτουργία των τελευταίων), σε σχέση με ένα τυποποιημένο προϊόν του εμπορίου του οποίου όλες οι κατασκευαστικές απαιτήσεις πληρούνται με ακρίβεια.
3. Αν το υπάρχον συγκρότημα της μίας ατράκτου στηρίζεται με «σετ» κοχλιών και το προς κατασκευή συγκρότημα της άλλης ατράκτου θα στηρίζεται με συγκολλητά ορθογώνια νεύρα, χρειάζεται κάποια σκέψη για το ποιο θα χρησιμοποιηθεί για την πρώτη και ποιο για τη δεύτερη πτερωτή. Η πρώτη πτερωτή θα έχει τα στηρίγματα ανάντι της, όπου και θα πρέπει να «βλέπει» μία κατά το δυνατόν πιο ομοιόμορφη ροή, με ελάχιστη συστροφή - κατά τη διαδρομή του αέρα από την είσοδο μέχρι την 1<sup>η</sup> πτερωτή, οι δυνάμεις συνεκτικότητας θα συντελούν ώστε να αποκτήσει αναπόφευκτα μία πολύ μικρή συστροφή κατά τη φορά περιστροφής της πτερωτής. Η δεύτερη πτερωτή θα έχει τα στηρίγματα κατάντι της, όπου ο εξερχόμενος από αυτήν αέρας γενικά θα έχει συστροφή λόγω ακριβώς της λειτουργίας της πτερωτής. Με αυτό το σκεπτικό, φαίνεται ότι είναι προτιμότερη η επιλογή του συγκροτήματος με τα συγκολλητά ορθογώνια νεύρα για την μπροστά πτερωτή, όπου τα ορθογώνια αυτά στηρίγματα θα εξασφαλίζουν πολύ πιο ομοιόμορφη ροή σε σχέση με τα κυλινδρικά που θα παρήγαν έντονες δίνες. Από την άλλη, το υπάρχον συγκρότημα με τα κυλινδρικά στηρίγματα θα τοποθετηθεί δεύτερο στη σειρά για τον εξής απλό λόγο: τα κυλινδρικά σώματα θα «βλέπουν» κατάντι της δεύτερης πτερωτής μία ροή με διάφορες γωνίες συστροφής ανάλογα με το εκάστοτε σημείο λειτουργίας - ως αξονοσυμμετρικά όμως σώματα, θα προβάλλουν την ίδια πρακτικά αντίσταση (άρα και απώλειες) ανεξάρτητα από την γωνία της ροής. Αντίθετα, αν κατάντι της δεύτερης πτερωτής παρεμβάλλονταν τα ορθογώνια νεύρα, σε μεγάλες τιμές γωνιών συστροφής θα παρατηρούνταν αποκόλληση της ροής, άρα και αχρείαστα μεγάλες απώλειες εντός της μηχανής. Το παραπάνω σκεπτικό αποδίδεται μέσω του σχήματος 5.17



Σχήμα 5.17: Ποιοτική μορφή της ροής γύρω από ορθογώνιο σώμα (εν προκειμένω νεύρο στήριξης) υπό υψηλή γωνία πρόσπτωσης (εδώ γωνία εξόδου ροής από την δεύτερη περὺγωση). Παρατηρείται μία ζώνη έντονης αποκόλλησης της ροής.

Βάσει των παραπάνω προσαρμογών το τελικό μονογραμμικό σκαρίφημα της διάταξης παρουσιάζεται στο σχήμα 5.18 όπου απεικονίζονται και η διάταξη των συκροτημάτων με τους τρόπους στήριξης των εσωτερικών και εξωτερικών κελυφών:



Σχήμα 5.18: Σχηματική απόδοση της τελικής ιδέας για τη διαμόρφωση της διάταξης

Στο τελικό αυτό σκαρίφημα έχουν προστεθεί οι εξής συνιστώσες (η ονοματολογία των παλιών διατηρείται η ίδια):

- **Εξωτερική άτρακτος Se (Shaft external):** Είναι η άτρακτος η οποία φέρει η μαντοκίνηση P1, εξωτερικά το αγωγού.
- **Ελαστικός σύνδεσμος CP (Coupling):** Ελαστικός σύνδεσμος που συνδέει την εξωτερική άτρακτο Se με τη εσωτερική άτρακτο S1 που φέρει την πρώτη περὺγωτή.

## 5.4 Καθορισμός κατευθύνσεων κατασκευαστικής μελέτης

Με όλα αυτά έχει πλέον καθοριστεί η γενική διαμόρφωση της πειραματικής εγκατάστασης. Έχουμε στο νου μία γενική εικόνα για το πώς πρέπει να είναι η διάταξη.

Στα επόμενα κεφάλαια θα ακολουθήσει **λεπτομερής κατασκευαστική μελέτη σχεδιασμού** (design) για κάθε συνιστώσα της διάταξης περιλαμβάνοντας μεταξύ άλλων τα εξής: κατασκευαστικές επιλογές σε επιμέρους συνιστώσες της διάταξης, υπολογισμοί αντοχής, τεχνικά στοιχεία, αναφορά σε καταλόγους προϊόντων τεχνικών εταιριών, κατάρτιση μηχανολογικών σχεδίων κλπ. Εννοείται ότι η μελέτη, ο υπολογισμός και η επιλογή κάθε συνιστώσας πρέπει να γίνει σε αρμονία με το σύνολο ώστε στο τέλος να γίνει σύνθεση των επιμέρους σε ένα συμπαγές σύνολο όπως προδιαγράφηκε στο κεφάλαιο αυτό.

Στόχος της κατασκευαστικής μελέτης θα είναι τελικά η **σύνταξη μίας ολοκληρωμένης πρότασης για το σχεδιασμό της διάταξης**, η οποία πρόταση - ανοιχτή στις προσαρμογές που σίγουρα θα υποδείξει η εμπειρία της πράξης - θα οδηγήσει στην κατασκευή μίας επιτυχημένης πειραματικής διάταξης.

Συγκεκριμένα η κατασκευαστική μελέτη μας θα ακολουθήσει τα παρακάτω βήματα:

- **Ροή ισχύος:** Χρησιμοποιούμε ως αφετηρία την τάξη μεγέθους ισχύος που απορροφούν οι πτερωτές για λειτουργία σε ταχύτητες περιστροφής μέχρι και 3000 RPM βάσει του προγράμματος που αναπτύξαμε για την εκτίμηση της ισχύος (αφού η μηχανή είναι πρότυπη και δεν έχουμε άλλα στοιχεία). Εισάγουμε συντελεστή φορτίου (service factor) εκφράζοντας την προσάυξηση της ισχύος αυτής λόγω κρουστικότητας του φορτίου (π.χ. κατά την εκκίνηση). Βάσει των απωλειών της εγκατάστασης (στις εδράσεις, στην μιαντοκίνηση κλπ), εκτιμούμε έτσι την ισχύ που «ρέει» σε κάθε περιοχή της διάταξης. Η ισχύς ανά θέση είναι απαραίτητη για να διαστασιολογήσουμε κάθε συνιστώσα της διάταξης και κύρια τους ηλεκτροκινητήρες που θα είναι και οι πηγές ενέργειας της μηχανής.
- **Υπολογισμός και εκλογή τυποποιημένων εξαρτημάτων:** Βάσει της ισχύος που υπολογίσαμε, εκλέγουμε τα στοιχεία μετάδοσης κίνησης και μεταφοράς ισχύος. Με τον ευρύ αυτό όρο «στοιχεία μετάδοσης κίνησης και μεταφοράς ισχύος» εννοούμε τις τροχαλίες, τους μιάντες, τον ελαστικό σύνδεσμο, τα κουζινέτα, τα ρουλεμάν, τα στοιχεία συγκράτησης (σφήνες, αποστάτες, κωνικοί σύνδεσμοι), τους κοχλίες, τα στεγανωτικά, όλα δηλαδή τα τυποποιημένα τεχνικά προϊόντα τα οποία - σύμφωνα με την μεταφερόμενη ισχύ και τα φορτία καταπόνησης που αυτή συνεπάγεται - πρέπει να διαστασιολογηθούν ως προς τον τύπο (μέγεθος και κλάσεις αντοχής), τον αριθμό (π.χ. για τους μιάντες) ώστε η λειτουργία της εγκατάστασης να γίνεται αποδοτικά και αξιόπιστα.
- **Σχεδιασμός πρότυπων τεμαχίων:** Εδώ θα γίνει ο σχεδιασμός όλων των πρότυπων τεμαχίων της διάταξης, όπως εσωτερικά κελύφη, στηρίγματα, βάση της διάταξης και φυσικά των δίσκων των πτερωτών που αποτελούν σίγουρα τις πιο απαιτητικές σχεδιαστικά συνιστώσες της διάταξης. Ο σχεδιασμός θα γίνει με γνώμονα πρώτον, το αρμονικό «ταίριασμα» με τα τυποποιημένα τεχνικά προϊόντα που θα έχουμε ήδη επιλέξει, δεύτερον ειδικές σχεδιαστικές απαιτήσεις (αυτό αφορά τους δίσκους) και τρίτον την επάρκεια σε αντοχή.

- **Ειδικά κατασκευαστικά θέματα:** Σε αυτό το στάδιο με τα στοιχεία καθορισμένα θα γίνει εκτενής υπολογισμός των φορτίων καταπόνησης των, με σκοπό διεξοδικούς ελέγχους σε αντοχή (πχ. επικίνδυνες διατομές ατράκτων) και εκτίμηση των κρίσιμων αριθμών στροφών των ατράκτων. Ακόμη, θα γίνουν εκτενείς υπολογισμοί αντοχής κοχλιοσυνδέσεων και συγκολλήσεων ώστε να καθοριστούν πλήρως τα στοιχεία που θέλουμε. Τα ποσοτικά αποτελέσματα που θα εξαχθούν από την ανάλυση αυτή θα μας βοηθήσουν στο να εξασφαλιστούμε ως προς τις επιλογές μας και αν όχι, να κάνουμε ανάδραση στις αρχικές επιλογές μας τροποποιώντας τις ανάλογα ώστε να μην υπάρξει κανένα πρόβλημα κατασκευαστικής αστοχίας.
- **Κατάλογος εξαρτημάτων και μηχανολογικά σχέδια:** Με όλες τις επιλογές μας παγιωμένες, προχωρούμε σε δύο πράγματα. Πρώτον, φτιάχνουμε ένα πίνακα με τους κωδικούς παραγγελίας κάθε εξαρτήματος της κατασκευής ώστε να γίνει δυνατή η προμήθεια του καθενός από αυτό. Δεύτερον, γίνεται σχεδίαση της διάταξης, κάνοντας σχέδια κατά το δυνατόν άρτια, σαφή με τις απαραίτητες υποδείξεις προς τον κατασκευαστή. Με λίγα λόγια, σε αυτό το στάδιο, θα πρέπει να περιλαμβάνονται όλα τα απαραίτητα για την υλοποίηση της κατασκευής.

Όλα τα παραπάνω αντιπροσωπεύουν τα διαδοχικά στάδια της μελέτης. Με τη σειρά που τα παραθέσαμε θα αποτελέσουν και τα επόμενα κεφάλαια της διπλωματικής εργασίας. Να καταστεί σαφές ότι λόγω πολυπλοκότητας, πολλές φορές τα διαχωριστικά όρια μεταξύ των σταδίων της μελέτης δεν είναι αυστηρά, αλλά θα συμβαίνει συχνά τα στάδια να περιπλέκονται. Για παράδειγμα, για την εκλογή ορισμένων ρουλεμάν χρειάζεται πρώτα αναλυτικός υπολογισμός των φορτίων που πρέπει να παραλάβουν αυτά, οπότε η εκλογή του ρουλεμάν θα είναι αναπόσπαστα δεμένη με τον υπολογισμό των φορτίων.

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει ο υπολογισμός της ισχύος που «ρέει» εντός της μηχανής. Η ποσοτικοποίηση της ισχύος είναι πάρα πολύ σημαντική καθώς αποτελεί αφετηρία για τη διαστασιολόγηση της κατασκευής.

## 6.1 Μεθοδολογία ροής ισχύος

Σε κάθε μηχανή, όπως και η δική μας, υπάρχει τουλάχιστον μία είσοδος και έξοδος ισχύος. Στη δική μας μηχανή έχουμε δηλαδή δύο εξόδους ισχύος (καθένας από τους δύο ρότορες), σε καθεμιά από την οποία αντιστοιχεί και μία είσοδος ισχύος (ο ηλεκτροκινητήρας που κινεί τον κάθε ρότορα). Η μετάδοση κίνησης γίνεται μέσω ιμαντοκίνησης οπότε και έχουμε δύο φορές το τρίπτυχο «ηλεκτροκινητήρας – ιμαντοκίνηση – ρότορας». Από θέμα ισχύος, ο κάθε ηλεκτροκινητήρας, ως πηγή ενέργειας στη μηχανή, οφείλει να δώσει τέτοια ισχύ ώστε να καλύψει τόσο την ισχύ που χρειάζεται ο ρότορας του, ως καθαρή κατανάλωση ενέργειας στη μηχανή, όσο και τις απώλειες της ιμαντοκίνησης και των εδράσεων, ως αναπόφευκτες παράπλευρες απώλειες.

Η βασική ιδέα της ροής ισχύος<sup>[33]</sup> είναι απλή: αν γνωρίζουμε ή έστω μπορούμε να εκτιμήσουμε, την ισχύ των εξόδων καθώς και τους βαθμούς απόδοσης των επιμέρους στοιχείων που «γεννούν» απώλειες, μπορούμε να υπολογίσουμε την απαιτούμενη ισχύ εισόδου. Υπολογίζουμε δηλαδή την ισχύ που «ρέει» διαδοχικά σε κάθε θέση της μηχανής με φορά «προς τα πίσω», δηλαδή από την έξοδο (η οποία είναι γνωστή) προς την είσοδο (η οποία ζητείται να εκτιμηθεί).

Το ότι μετά την ολοκλήρωση της διαδικασίας γνωρίζουμε την ισχύ σε κάθε θέση μας επιτρέπει να διαστασιολογήσουμε την κάθε συνιστώσα που βρίσκεται σε κάθε θέση και κύρια να εκτιμήσουμε την τάξη ισχύος της μηχανής εισόδου ενέργειας στη μηχανή. Είναι προφανές ότι η πηγή ενέργειας στη μηχανή δεν πρέπει ούτε να υποδιαστασιολογηθεί, οπότε η μηχανή δεν θα δύναται να εκπληρώσει το έργο της αλλά ούτε να υπερδιαστασιολογηθεί, οπότε το κόστος θα είναι υπερβολικά υψηλό, χωρίς ανάλογο όφελος.

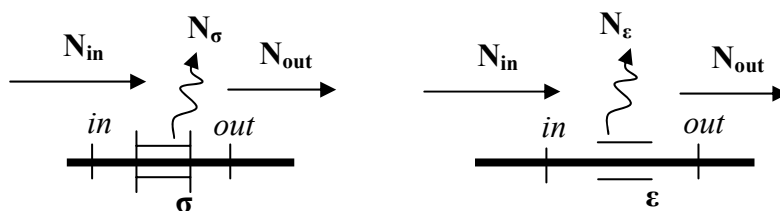
Στη ροή ισχύος, εργαζόμαστε βάσει εκτίμησης των βαθμών απόδοσης των επιμέρους συνιστωσών. Αυτοί οι βαθμοί απόδοσης, δεν είναι φυσικά με ακρίβεια γνωστοί εξαρχής, ωστόσο μπορούμε εμείς να υποθέσουμε κάποιες ενδεικτικές τιμές. Η υπόθεση εργασίας αυτή για τις ανάγκες της πράξης είναι παραπάνω από επαρκής.

Τα στοιχεία που ευθύνονται για απώλειες είναι οι βαθμίδες μετάδοσης κίνησης και μεταφοράς ισχύος (π.χ. βαθμίδα ιμαντοκίνησης, οδοντωτών τροχών, συμπλέκτες), εδράσεις κ.α.

Όσον αφορά στα στοιχεία μετάδοσης κίνησης, θα χρησιμοποιήσουμε τον δείκτη 1 για να συμβολίσουμε την κινητήρια τροχαλία και τον δείκτη 2 για την κινούμενη. Θεωρούμε βαθμό απόδοσης της ιμαντοκίνησης  $\eta_{12} \leq 1$ , έτσι αν  $N_1$  η ισχύς που «φέρει» η κινητήρια τροχαλία, και  $N_2$  η ισχύς που λαμβάνει η κινούμενη τροχαλία, είναι:

$$\eta_{12} = \frac{N_2}{N_1} \quad (6.1)$$

Η σταθερή έδραση με σύμβολο  $\sigma$  και η ελεύθερη έδραση με σύμβολο  $\varepsilon$  έχουν βαθμούς απόδοσης  $n_\sigma, n_\varepsilon$  αντίστοιχα. Οι βαθμοί απόδοσης αυτοί ορίζονται ως το πηλίκο της ισχύος που «εξέρχεται» από την έδραση προς την ισχύ που «εισέρχεται» σε αυτή και είναι  $n_\sigma, n_\varepsilon \leq 1$ .



Σχήμα 6.1: Απώλειες ισχύος στις εδράσεις

Η διαφορά της απώλειας εξόδου από την απώλεια εισόδου της έδρασης, συνεπάγεται απώλεια ισχύος της έδρασης, τις οποίες εδώ συμβολίζουμε ως  $N_\sigma$  και  $N_\varepsilon$  (βλέπε σχήμα 6.1). Η μαθηματική έκφραση των παραπάνω μεγεθών είναι η εξής:

$$n_\sigma, n_\varepsilon = \frac{N_{out}}{N_{in}} \quad (6.2)$$

$$N_\sigma, N_\varepsilon = N_{in} - N_{out} \quad (6.3)$$

Η ισχύς μίας εργομηχανής εξόδου «R» (όπως ο καθένας από τους δύο ρότορες) ορίζεται ως εξής:

$$N_R = \frac{N_{\omega\phi,R} \cdot S_f}{n_R} = N_{R0} \cdot S_f, \text{ όπου:} \quad (6.4)$$

- $N_{\omega\phi,R}$  : η ωφέλιμη ισχύς της εργομηχανής, ως η ισχύς που αποδίδει πραγματοποιώντας τη «δουλειά» που θέλουμε. Στην περίπτωση της κινούμενης πτερύγωσης συμπιεστή (ρότορας), η ωφέλιμη ισχύς, είναι η ισχύς που προσλαμβάνει το εργαζόμενο μέσο από την πτερύγωση αυτή.
- $n_R$  : ο βαθμός απόδοσης της εργομηχανής, με  $n_R < 1$ . Αν η εργομηχανή πρέπει να αποδώσει ωφέλιμη ισχύ  $N_{\omega\phi,R}$ , θα χρειαστεί να απορροφήσει ονομαστική ισχύ  $N_{R0}$  μεγαλύτερη της ωφέλιμης  $N_{\omega\phi,R}$ , λόγω των ίδιων των απωλειών με τις οποίες είναι συνυφασμένη η λειτουργία της. Ο βαθμός απόδοσης ισούται φυσικά με το λόγο της ωφέλιμης και της ονομαστικής ισχύος. Εδώ που πρόκειται για στρεφόμενη πτερύγωση ο βαθμός αυτός ταυτίζεται με τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης.
- $S_f$  : ο συντελεστής φορτίου (Service factor). Η ονομαστική ισχύς  $N_{R0}$  της εργομηχανής θα παρουσιαστεί κατά καιρούς μεγαλύτερη: τόσο κατά τη μεταβατική λειτουργία (π.χ. εκκίνηση), όσο και κατά τη μόνιμη λειτουργία, όταν αυτή δεν είναι ομοιόμορφη (κρουστικότητα φορτίου). Ο συντελεστής φορτίου εκφράζει δηλαδή την απαιτούμενη προσαύξηση της ονομαστικής ισχύος συναρτήσει μίας πληθώρας παραγόντων που έχουν να κάνουν με το είδος του φορτίου: τύπος μηχανής, τρόπος εκκίνησης, ώρες λειτουργίας την ημέρα, θερμοκρασία κ.α.. Λαμβάνεται από τεχνικά φυλλάδια κατασκευαστών και είναι συνήθως  $1 \leq S_f \leq 2$ .

Για την δική μας μηχανή πρέπει να κάνουμε δύο φορές ροή ισχύος, μία για κάθε ρότορα με το τρίπτυχο «ηλεκτροκινητήρας – ιμαντοκίνηση – ρότορας».

## 6.2 Εκλογή συντελεστή φορτίου

Η εκλογή του συντελεστή φορτίου θα γίνει από τον πίνακα της εταιρείας Fenner<sup>[34]</sup> συναρτήσει των παραμέτρων:

- 1. Κλάση του φορτίου (Duty):** Αφορά στον τύπο της μηχανής και την τάξη μεγέθους της ισχύος που διαχειρίζεται. Εδώ έχουμε αξονικούς συμπιεστές με απορροφούμενη ισχύ για έκαστο τάξης μεγέθους παραπάνω από 10kW. Αυτή η τάξη μεγέθους έγινε εμφανής μετά από τρεξίματα του «blade08.for»
- 2. Ώρες ημερήσιας λειτουργίας (Hours per Day Duty):** Για την πειραματική εγκατάστασή μας προβλέπονται ημερήσια «σετ» διακοπτόμενων μετρήσεων, η συνολική ημερήσια διάρκεια των οποίων προβλέπεται να είναι αρκετά πιο κάτω από 8 με 10 ώρες. Αν αναλογιστούμε ότι τα διαγράμματα τέτοιων εταιρειών αφορούν σε βιομηχανικές εφαρμογές με πολλές ώρες λειτουργίας, τότε για την περίπτωση μας η πιο ενδεικτική επιλογή θα είναι αυτή με τις λιγότερες δυνατές ώρες λειτουργίας.
- 3. Τρόπος εκκίνησης (Start):** Το φορτίο εκκίνησης είναι μεγαλύτερο από το ονομαστικό. Με χρήση ηλεκτρονικών κατάλληλων διατάξεων η εκκίνηση μπορεί να εξομαλυνθεί. Εμείς θα πάρουμε την περίπτωση της «μαλακής» εκκίνησης (Soft start) αφού προσανατολιζόμαστε προς τη χρήση κατάλληλου εξοπλισμού εκκίνησης.
- 4. Λόγος αύξησης στροφών (speed increase ratio):** Ανάλογα της αύξησης των στροφών υπάρχει προσαύξηση του συντελεστή φορτίου. Εδώ όμως, οι στροφές της ατράκτου του ρότορα θα είναι ίσες με αυτές του ηλεκτροκινητήρα, οπότε η παράμετρος αυτή δεν παίζει κανένα ρόλο.

Στο σχήμα 6.2 παρουσιάζεται ο κατασκευαστικός πίνακας της Fenner:

SPEED INCREASE RATIO		TYPES OF PRIME MOVER					
		'Soft' starts			'Heavy' starts		
For speed increasing drives of: Speed ratio 1.00 – 1.24 multiply service factor by 1.00 Speed ratio 1.25 – 1.74 multiply service factor by 1.05 Speed ratio 1.75 – 2.49 multiply service factor by 1.11 Speed ratio 2.50 – 3.49 multiply service factor by 1.18 Speed ratio 3.50 and over multiply service factor by 1.25		Electric motors: AC – Star Delta start DC – Shunt wound Internal combustion engines with 4 or more cylinders Prime movers fitted with centrifugal clutches, dry or fluid couplings or electronic soft start devices			Electric motors: AC – Direct-on-line start DC – Series & compound wound Internal combustion engines with less than 4 cylinders Prime movers not fitted with soft start devices		
		TYPES OF DRIVEN MACHINE		Hours per day duty			
		10 and under	Over 10 to 16	Over 16	10 and under	Over 10 to 16	Over 16
<b>Class 1</b> Light Duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (up to 75 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<b>Class 2</b> Medium Duty	Agitators and mixers (variable density), blowers, exhausters and fans (over 75 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and exciters, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<b>Class 3</b> Heavy Duty	Brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<b>Class 4</b> Extra Heavy Duty	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Σχήμα 6.2: Πίνακας εταιρείας Fenner εκλογής συντελεστή φορτίου<sup>[34]</sup>

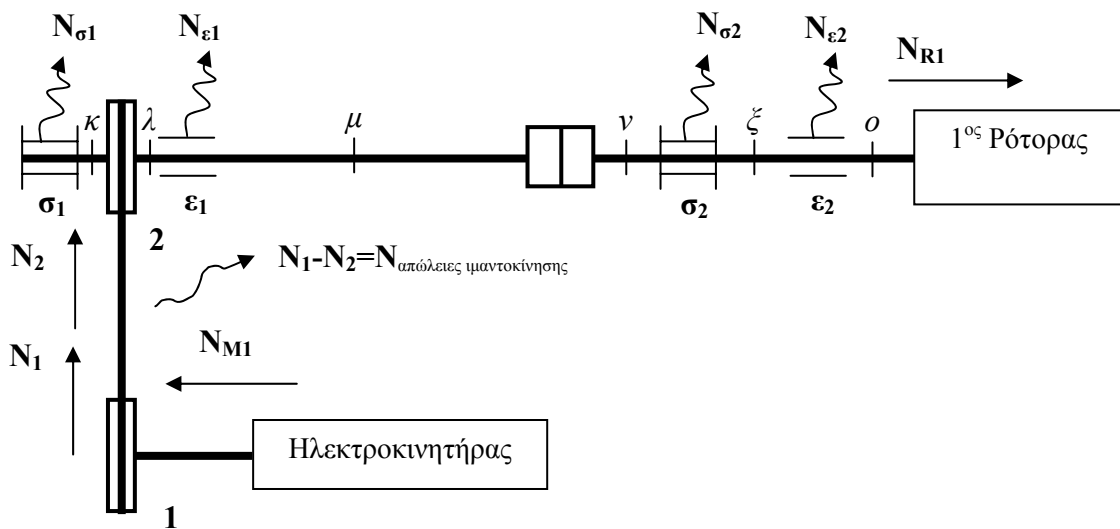


Από τον παραπάνω πίνακα επιλέξαμε  $S_f=1,1$ . Εννοείται, ότι ο συντελεστής φορτίου είναι κοινός για τα συστήματα και των δύο ροτόρων. Ακολουθούν οι ροές ισχύος για κάθε σύστημα ρότορα.

### 6.3 Ροή ισχύος στο σύστημα του 1<sup>ου</sup> ρότορα

Η παραμετρική μελέτη που έγινε με τον κώδικα blade08.for βάσει των εμπειρικών σχέσεων της NACA, έδωσε εύρος ονομαστικής ισχύος  $N_{oR1} \approx 10$  με 25 kW για τον πρώτο ρότορα για συνήθεις τιμές γωνιών stagger.

Στο σχήμα 6.3 παρουσιάζεται σχηματικά η ροή ισχύος στο σύστημα του πρώτου ρότορα. Με οδηγό το σχήμα αυτό, μπορούμε να κάνουμε τη ροή ισχύος με φορά από τον πρώτο ρότορα προς τον ηλεκτροκινητήρα του.



Σχήμα 6.3: Σχεδιάγραμμα της ροής ισχύος στο σύστημα του 1ου ρότορα

Υπολογίζουμε την ισχύ στις διάφορες θέσεις κατά μήκος των ατράκτων (στο σχήμα βλέπουμε τους συμβολισμούς της κάθε θέσης) για τη μέγιστη εμφανιζόμενη τιμή ισχύος  $N_{oR1} = 25$  kW και λαμβάνοντας ως τυπικές τιμές βαθμών απόδοσης  $n_{\epsilon 1} = n_{\epsilon 2} = n_{\epsilon} = 0,99$ ,  $n_{\sigma 1} = n_{\sigma 2} = n_{\sigma} = 0,99$  &  $n_{12} = 0,97$ , προχωρούμε στους υπολογισμούς:

$$- N_{R1} = N_{oR1} \cdot S_f = 25,000 \cdot 1,1 = 27,500 \text{ kW}$$

$$- N_o = N_{R1} = 27,500 \text{ kW}$$

$$- N_{\xi} = \frac{N_o}{n_{\epsilon 2}} = \frac{27,500}{0,99} = 27,778 \text{ kW}$$

$$- N_{\epsilon 2} = N_{\xi} - N_o = 27,778 - 27,5 = 0,278 \text{ kW}$$

$$- N_{\nu} = \frac{N_{\xi}}{n_{\sigma 2}} = \frac{27,778}{0,99} = 28,059 \text{ kW}$$

$$- N_{\sigma 2} = N_{\nu} - N_{\xi} = 28,059 - 27,778 = 0,281 \text{ kW}$$

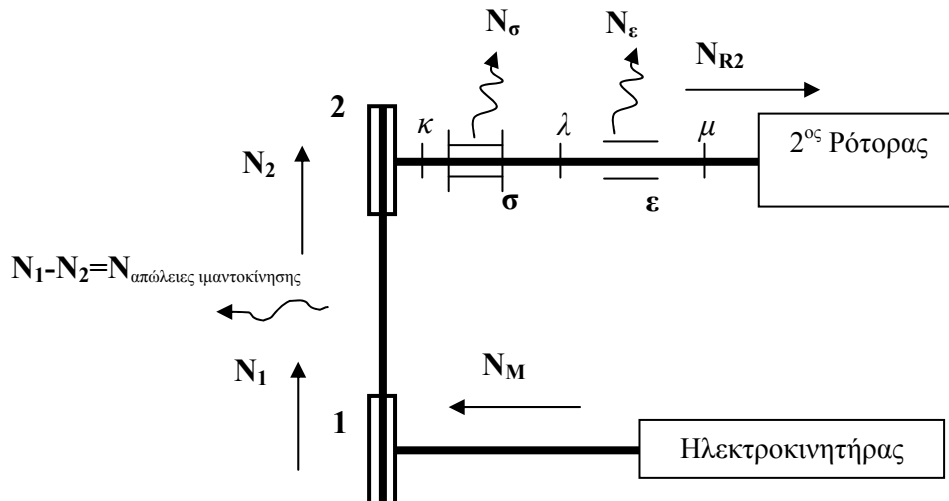
$$- N_{\mu} = N_{\nu} = 28,059 \text{ kW, δεχόμενοι μηδενικές απώλειες συνδέσμου}$$

$$\begin{aligned}
 - N_{\lambda} &= \frac{N_{\mu}}{n_{\varepsilon 1}} = \frac{28,059}{0,99} = 28,342 \text{ kW} \\
 - N_{\varepsilon 1} &= N_{\lambda} - N_{\mu} = 28,342 - 28,059 = 0,283 \text{ kW} \\
 - N_2 &= \frac{N_{\lambda}}{n_{\sigma 1}} = 28,628 \text{ kW} \\
 - N_{\sigma 1} &= N_2 - N_{\lambda} = 28,628 - 28,342 = 0,286 \text{ kW} \\
 - N_{\kappa} &= N_{\sigma 1} = 0,286 \text{ kW} \\
 - N_1 &= \frac{N_2}{n_{12}} = 29,513 \text{ kW} \\
 - N_{M1} &= N_1 = 29,513 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

## 6.4 Ροή ισχύος στο σύστημα του 2<sup>ου</sup> ρότορα

Για τον δεύτερο ρότορα ο κώδικας blade, έδωσε εύρος ονομαστικής ισχύος υψηλότερης μέγιστης τιμής  $N_{or2} \approx 10$  με 35 kW λόγω υψηλότερων γωνιών πρόσπτωσης που βλέπει ο 2<sup>ος</sup> ρότορας σε σχέση με τον 1<sup>ο</sup>.

Εργαζόμαστε με τον ίδιο τρόπο όπως και πριν, κατά το σχήμα 6.4:



Σχήμα 6.4: Σχεδιάγραμμα της ροής ισχύος στο σύστημα του 2ου ρότορα

Λαμβάνοντας την μέγιστη ισχύ  $N_{or2} = 35$  kW και τις ίδιες τιμές βαθμών απόδοσης με πριν, θα είναι:

$$\begin{aligned}
 - N_{R2} &= N_{Ro2} \cdot S_f = 35 \cdot 1,1 = 38,500 \text{ kW} \\
 - N_{\mu} &= N_{R2} = 38,500 \text{ kW} \\
 - N_{\lambda} &= \frac{N_{\mu}}{n_{\varepsilon}} = 38,889 \text{ kW} \\
 - N_{\varepsilon} &= N_{\lambda} - N_{R} = 38,889 - 38,500 = 0,389 \text{ kW} \\
 - N_{\kappa} &= \frac{N_{\lambda}}{n_{\sigma}} = \frac{38,889}{0,99} = 39,282 \text{ kW} \\
 - N_{\sigma} &= N_{\kappa} - N_{\lambda} = 39,282 - 38,889 = 0,392 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$- N_2 = N_{\kappa} = 39,282 \text{ kW}$$

$$- N_1 = \frac{N_2}{n_{12}} = \frac{N_2}{n_{12}} = 40,497 \text{ kW}$$

$$- N_{M2} = N_1 \cong 40,497 \text{ kW}$$

## 6.5 Καθορισμός τάξης ισχύος & συγκέντρωση αποτελεσμάτων

Από τα παραπάνω είναι εμφανές ότι ο δεύτερος ρότορας απαιτεί μεγαλύτερη ισχύ σε σχέση με τον πρώτο. Ωστόσο, κρίνεται σκόπιμο για τις διατάξεις και των δύο ροτόρων να ακολουθήσουμε την ίδια διαστασιολόγηση, με άλλα λόγια να «χτιστούν» ίδιες και να έχουν επομένως την ίδια δυνατότητα μεταφοράς ισχύος. Ο λόγος είναι ότι με αυτόν τον τρόπο θα είμαστε εξασφαλισμένοι από θέμα κατασκευαστικής αντοχής, διότι:

- Τα πειράματα που θα κάνουμε στην μορφή της διάταξης που παρουσιάσαμε απαιτούν αλλαγή διάφορων παραμέτρων για ευρύ πεδίο δοκιμών, όπου μπορεί για παράδειγμα η ισχύς του 1<sup>ου</sup> ρότορα να υπερβαίνει αυτή του 2<sup>ου</sup>. Γενικά, η εγκατάσταση πρέπει να είναι φτιαγμένη «ομοιόμορφα» για να μπορούμε να πειραματιζόμαστε ελεύθερα, απαλλαγμένοι από τον κίνδυνο κατασκευαστικής αστοχίας.
- Για μελλοντικές τροποποιήσεις της διάταξης όπου τα κατασκευαστικά στοιχεία που θα επιλέξουμε θα πρέπει είναι να είναι επαρκή ειδάλλως η εγκατάσταση θα έπρεπε να «στηθεί» από την αρχή.

Αποφασίζουμε λοιπόν και για τους δύο ρότορες να χρησιμοποιήσουμε την ονομαστική ισχύ του 2<sup>ου</sup> ρότορα δηλαδή  $N_{OR2}=35\text{kW}$  πολλαπλασιασμένη φυσικά με την τιμή του συντελεστή φορτίου που επιλέξαμε. Επειδή το σύστημα του 1<sup>ου</sup> ρότορα περιλαμβάνει δύο παραπάνω εδράσεις, η απαιτούμενη ισχύς εισόδου θα προκύψει ελαφρά υψηλότερη.

Παρακάτω παρουσιάζουμε τα αποτελέσματα για κοινό  $N_{OR1} = N_{OR2} = 35\text{kW}$ :

$n_{\sigma}$	$n_{\epsilon}$	$n_{12}$	$N_{OR1}$	$N_{OR2}$	$S_f$
0.99	0.99	0.97	35	35	1.1

1ος Ρότορας	
Θέσεις	N(kW)
1, M1	41.3
2	40.1
λ	39.7
μ	39.3
ν	39.3
ξ	38.9
R, ο	38.5
ε2	0.4
σ2	0.4
σ1, κ	0.4
ε1	0.4

2ος Ρότορας	
Θέσεις	N(kW)
1, M2	40.5
2, κ	39.3
λ	38.9
R, μ	38.5
ε	0.4
σ	0.4

Πίνακας 6.5: Αποτελέσματα ροής ισχύος για  $N_{OR}=35 \text{ kW}$  κοινό και για τους δύο ρότορες

Να παρατηρηθεί ότι τα αποτελέσματα παρουσιάζονται με λογικό αριθμό σημαντικών ψηφίων, όπως αρμόζει σε μία κατασκευαστική μελέτη με όση ακρίβεια επιτρέπουν οι διάφορες προσεγγίσεις που έχουμε κάνει.

Το πρώτο στοιχείο που μας παρέχει ο υπολογισμός της ροής ισχύος είναι η εκτίμηση των κινητήριων μηχανών της διάταξης, δηλαδή των ηλεκτροκινητήρων. Πράγματι, τα μεγέθη  $N_{M1}$  και  $N_{M2}$  αντιπροσωπεύουν την απαιτούμενη ισχύ στην άτρακτο του ηλεκτροκινητήρα του 1<sup>ου</sup> και του 2<sup>ου</sup> ρότορα αντίστοιχα. Η συνήθης πρακτική που υπαγορεύεται από την πράξη είναι τουλάχιστον για την εκλογή του ηλεκτροκινητήρα, να μην λαμβάνουμε την τιμή  $N_M$  που υπολογίσαμε με χρήση ολόκληρου του  $S_f$  αλλά μονάχα με ένα μέρος του, για παράδειγμα το μισό. Με άλλα λόγια, οι άτρακτοι και τα στοιχεία μετάδοσης κίνησης θα υπερδιαστασιολογηθούν χάριν ασφάλειας βάσει ολόκληρου του  $S_f$ . Για την εκτίμηση όμως, της ονομαστικής ισχύος του ηλεκτροκινητήρα μπορεί να χρησιμοποιηθεί μονάχα ένα κλάσμα του  $S_f$  (π.χ. το μισό της τιμής του συντελεστή ασφαλείας), αφού οι ηλεκτροκινητήρες γενικά είναι σχεδιασμένοι να παρέχουν και ισχύ μεγαλύτερη της ονομαστικής κατά διαστήματα όταν αυτό καταστεί απαραίτητο (π.χ. εκκίνηση).

Αν λοιπόν μία ποσότητα ισχύος  $N_M$  έχει υπολογιστεί βάσει ολόκληρου του  $S_f$ , μπορούν να προκύψει από αυτή η ποσότητα ισχύος  $N_{select,M}$  για την εκλογή του ηλεκτροκινητήρα από τον τύπο (με χρήση του μισού  $S_f$ ):

$$N_{select,M} = \frac{N_M}{S_f} \cdot \left( \frac{S_f + 1}{2} \right) \quad (6.5)$$

Έτσι, η τιμή της ισχύος που θα χρησιμοποιήσουμε για την εκλογή του ηλεκτροκινητήρα θα είναι:

$$N_{select,M1} = \frac{N_{M1}}{S_f} \cdot \left( \frac{S_f + 1}{2} \right) = 39,4 \text{ kW}$$

$$N_{select,M2} = \frac{N_{M2}}{S_f} \cdot \left( \frac{S_f + 1}{2} \right) = 38,7 \text{ kW}$$

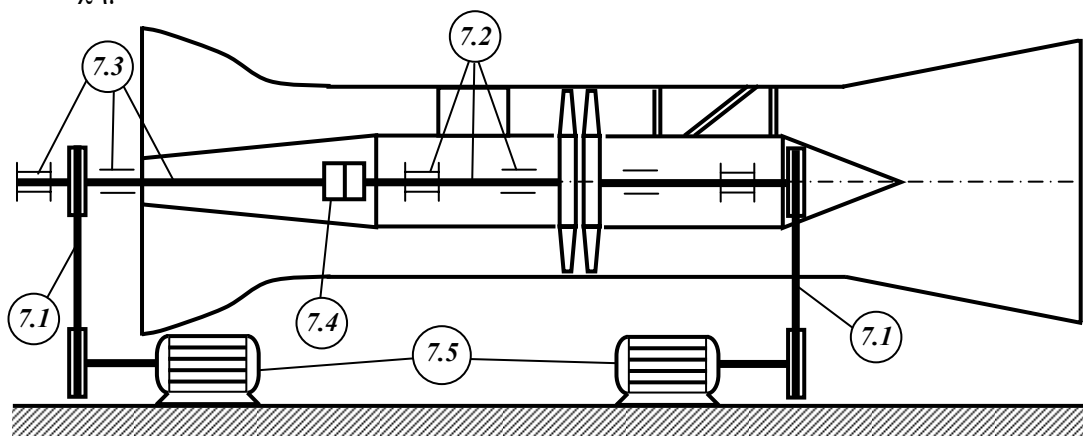
Πρακτικά λοιπόν, βλέπουμε ότι θα χρειαστούμε ηλεκτροκινητήρα της ίδιας τάξης ισχύος και για τους δύο ρότορες, πράγμα λογικό αν αναλογιστούμε ότι χρησιμοποιήσαμε κοινή ονομαστική ισχύ για τους ρότορες. Με την εκλογή ηλεκτροκινητήρα θα ασχοληθούμε στο επόμενο κεφάλαιο.

Στην ενότητα αυτή θα εκλέξουμε τα επιμέρους τυποποιημένα εξαρτήματα της διάταξης. Με τον όρο «τυποποιημένα» εννοούμε εξαρτήματα τα οποία δεν θα σχεδιάσουμε εμείς αλλά θα τα εκλέξουμε από τεχνικούς καταλόγους σχετικών εταιρειών. Η εκλογή κάθε στοιχείου θα γίνει σύμφωνα με συγκεκριμένη μεθοδολογία υπολογισμών βάσει των ποσοτικών αποτελεσμάτων που εξαγάγαμε από τη ροή ισχύος του προηγούμενου κεφαλαίου. Υπενθυμίζεται ότι η ισχύς αυτή αναφέρεται στην πλέον απαιτητικότερη από θέμα ισχύος περίπτωση, όπου ο κάθε ρότορας θα στρέφεται στις μέγιστη δυνατή ταχύτητα περιστροφής αυτή των 3000 RPM.

Οι υπολογισμοί και η εκλογή διαδοχικά αφορούν στα εξής:

- 7.1 Βαθμίδες μαντοκίνησης
- 7.2 Άτρακτος 1<sup>ου</sup> ρότορα και σύστημα εδράσεων της
- 7.3 Εξωτερική άτρακτος και σύστημα εδράσεων της
- 7.4 Ελαστικός σύνδεσμος ατράκτου 1<sup>ου</sup> ρότορα και εξωτερικής ατράκτου
- 7.5 Ηλεκτροκινητήρες ροτόρων και ηλεκτρονικός εξοπλισμός

Αυτά τα διαδοχικά βήματα θα αποτελέσουν και τις ενότητες του κεφαλαίου αυτού, ενώ για λόγους εποπτείας δίνονται οι θέσεις τους στην πειραματική διάταξη στο σχήμα 7.1:



Σχήμα 7.1: Βασικά τυποποιημένα εξαρτήματα της πειραματικής διάταξης

Να σημειωθεί ότι στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει εκλογή των βασικότερων τυποποιημένων εξαρτημάτων και όχι όλων. Για παράδειγμα, ο υπολογισμός και η εκλογή των τριβέων κύλισης (ρουλεμάν) καθίσταται εφικτός μόνο αφού έχουμε προσδιορίσει τα φορτία καταπόνησης των ατράκτων, πράγμα το οποίο συνεπάγεται εκτενείς υπολογισμούς. Η εκλογή ρουλεμάν και άλλων στοιχείων όπως π.χ. στοιχεία σύνδεσης θα γίνει στο τέταρτο κεφάλαιο αφού δηλαδή έχουμε ολοκληρώσει τους υπολογισμούς των φορτίων καταπόνησης των ατράκτων. Όταν λοιπόν, γίνεται λόγος για «συστήματα εδράσεων» αναφερόμαστε στα κουζινέτα και όχι στα ρουλεμάν αυτά καθαυτά.

Τέλος, να παρατηρηθεί ότι απουσιάζουν από το κεφάλαιο αυτό οι εδράσεις του συγκροτήματος του δεύτερου ρότορα. Επειδή το συγκρότημα αυτό προϋπάρχει,

θα γίνει πρώτα επιθεώρηση του υπάρχοντος (βλέπε επόμενο κεφάλαιο) και κατόπιν θα αποφασιστούν οι ενέργειές μας.

## 7.1 Βαθμίδες μαντοκίνησης

Η διάταξη μας έχει δύο βαθμίδες μαντοκίνησης – μία για κάθε ρότορα (βλέπε κεφάλαιο 1). Η ισχύς σχεδιασμού, ως οι απαιτούμενη ισχύς στην άτρακτο του ηλεκτροκινητήρα του 1<sup>ου</sup> και του 2<sup>ου</sup> ρότορα αντίστοιχα, είναι πρακτικά οι ίδιες:

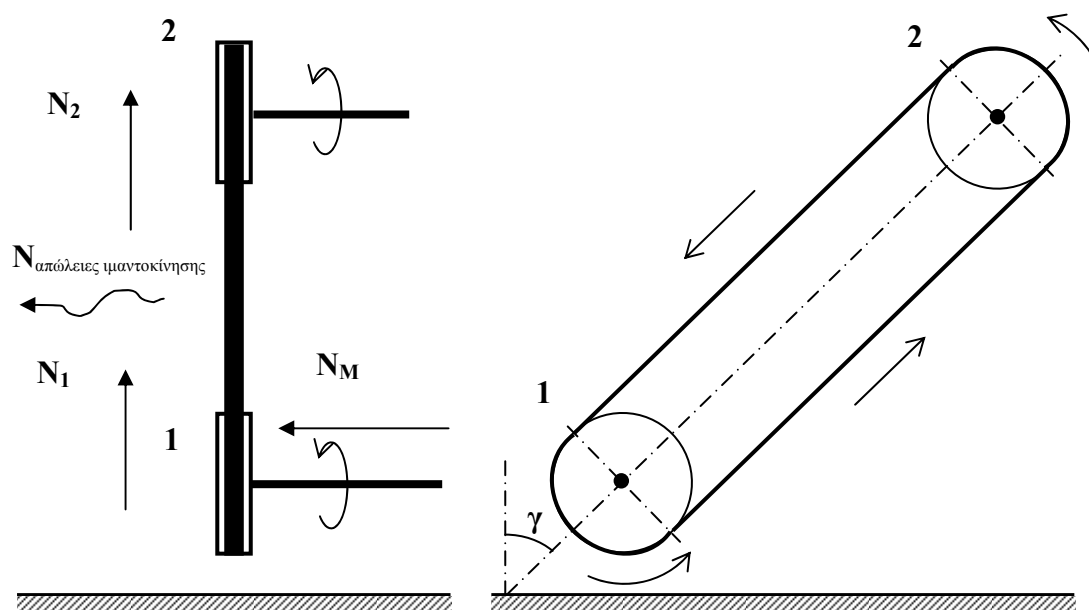
$$N_{M1}=41,3 \text{ kW} \ \& \ N_{M2}=40,5 \text{ kW}$$

Αυτό φυσικά έχει να κάνει με το ότι θεωρήσαμε την μέγιστη ισχύ λειτουργίας των δύο ροτόρων κοινή και ίση με  $N_R=35 \text{ kW}$ . Το σύστημα του 1<sup>ου</sup> ρότορα έχει δύο παραπάνω εδράσεις που προκαλούν μία πολύ ελαφρά αυξημένη ισχύ σχεδιασμού σε σχέση με του 2<sup>ου</sup>. Ωστόσο, η διαφορά τους είναι πρακτικά αμελητέα και έτσι μπορούμε και για τους δύο ρότορες να εκλέξουμε τους ίδιους τύπους τροχαλιών και μάντων. Η εκλογή θα γίνει βάσει της μέγιστης ισχύος, δηλαδή:

$$N_1=\max(N_{M1},N_{M2})=41,3 \text{ kW}$$

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, ως  $N_1$  συμβολίζεται η ισχύς που μεταφέρει η κινητήρια τροχαλία, η οποία ταυτίζεται με την ισχύ που μεταφέρει η άτρακτος του ηλεκτροκινητήρα  $N_M$ .

Στο σχήμα 7.1 παρουσιάζεται η βαθμίδα μαντοκίνησης σε πρόοψη και πλάγια όψη από δεξιά. Πρόκειται για μία ανοιχτή διάταξη μαντοκίνησης, με τις ατράκτους παράλληλες και με ίδια φορά περιστροφής. Ως αφετηρία μελέτης, θεωρήσαμε ότι η βαθμίδα δεν είναι κατ' ανάγκη κάθετη ως προς το δάπεδο (βλέπε γωνία απόκλισης  $\gamma$  από την κάθετη διεύθυνση ως  $\gamma$ ), πράγμα που θα εισήγαγε μη αναγκαίους περιορισμούς στη μελέτη μας (π.χ. ύψος διάταξης σε σχέση με διαστάσεις ηλεκτροκινητήρα). Η γωνία  $\gamma$ , όπως θα φανεί αργότερα παίζει το δικό της ρόλο της καταπόνηση της διάταξης. Ακόμη, για λόγους καλύτερης εποπτείας, προσθέσαμε αυθαίρετα φορές περιστροφής των ατράκτων.



Σχήμα 7.1: Βαθμίδα μαντοκίνησης σε πρόοψη και πλάγια όψη από δεξιά

Ο κάθε ρότορας επιζητείται να στρέφεται με μέγιστη ταχύτητα περιστροφής ίση με 3000 RPM. Η ταχύτητα αυτή προφανώς θα είναι ίση με την ταχύτητα της κινούμενης τροχαλίας «2». Για την επίτευξη αυτής της ταχύτητας, για την κινητήρια τροχαλία «1» έχουμε δύο επιλογές:

1. Επιλέγουμε και η κινητήρια τροχαλία να στρέφεται στις 3000 RPM, πράγμα που σημαίνει ότι μέσω της μαντοκίνησης θα έχουμε μεταφορά ισχύος με διατήρηση σταθερών στροφών, το οποίο συνεπάγεται ολική σχέση μετάδοσης της μαντοκίνησης μονάδα:

$$i_{12} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{3000}{3000} = 1 \quad (7.1)$$

Η επιλογή αυτή, συνεπάγεται εκλογή ίδιου μεγέθους τροχαλιών και ο ηλεκτροκινητήρας μπορεί να είναι διπολικός τριφασικός με ονομαστική ταχύτητα ελαφρά χαμηλότερη των 3000 RPM (λόγω ολίσθησης).

2. Επιλέγουμε η κινητήρια τροχαλία να στρέφεται σε ταχύτητα χαμηλότερη των 3000 RPM, πράγμα που σημαίνει ότι μέσω της μαντοκίνησης θα έχουμε μεταφορά ισχύος με αύξηση στροφών, το οποίο συνεπάγεται ολική σχέση μετάδοσης της μαντοκίνησης μεγαλύτερη της μονάδας. Η επιλογή αυτή, συνεπάγεται εκλογή μικρότερης κινούμενης τροχαλίας σε σχέση με την κινητήρια, ώστε να επιτευχθεί η αύξηση στροφών. Ο ηλεκτροκινητήρας μπορεί να είναι τετραπολικός τριφασικός με ονομαστική ταχύτητα ελαφρά χαμηλότερη των 1500 RPM (λόγω ολίσθησης) και με αύξηση στροφών να φτάνουμε στις 3000RPM.

Από τις δύο αυτές επιλογές θα προτιμήσουμε την πρώτη, ως απλούστερη (λόγω σχέσης μετάδοσης ίση με μονάδα), αλλά και πλέον συμφέρουσα αν σκεφτούμε ότι στην δεύτερη επιλογή που η κινούμενη τροχαλία πρέπει να είναι μικρότερη της κινητήριας θα γίνει το εξής: είτε η κινητήρια τροχαλία θα είναι πολύ μεγάλη (οπότε αύξηση κόστους), είτε η κινούμενη πολύ μικρή (αύξηση καταπόνησης εδράνων καθώς η ίδια ροπή θα πρέπει να μεταφερθεί με μεγαλύτερου μέτρου δυνάμεις, αφού «ο μοχλός» τους θα είναι μικρός λόγω του μεγέθους της τροχαλίας).

Ο πλήρης καθορισμός μίας βαθμίδας μαντοκίνησης έγκειται σε τρία διαδοχικά βήματα:

- 7.1.1 Εκλογή τύπου και αριθμού μάντων ανά τροχαλία
- 7.1.2 Εκλογή τύπου τροχαλιών
- 7.1.3 Εκλογή τρόπου στερέωσης τροχαλίας και ατράκτου

Ακολουθεί η εκτέλεση αυτών των διαδοχικών βημάτων.

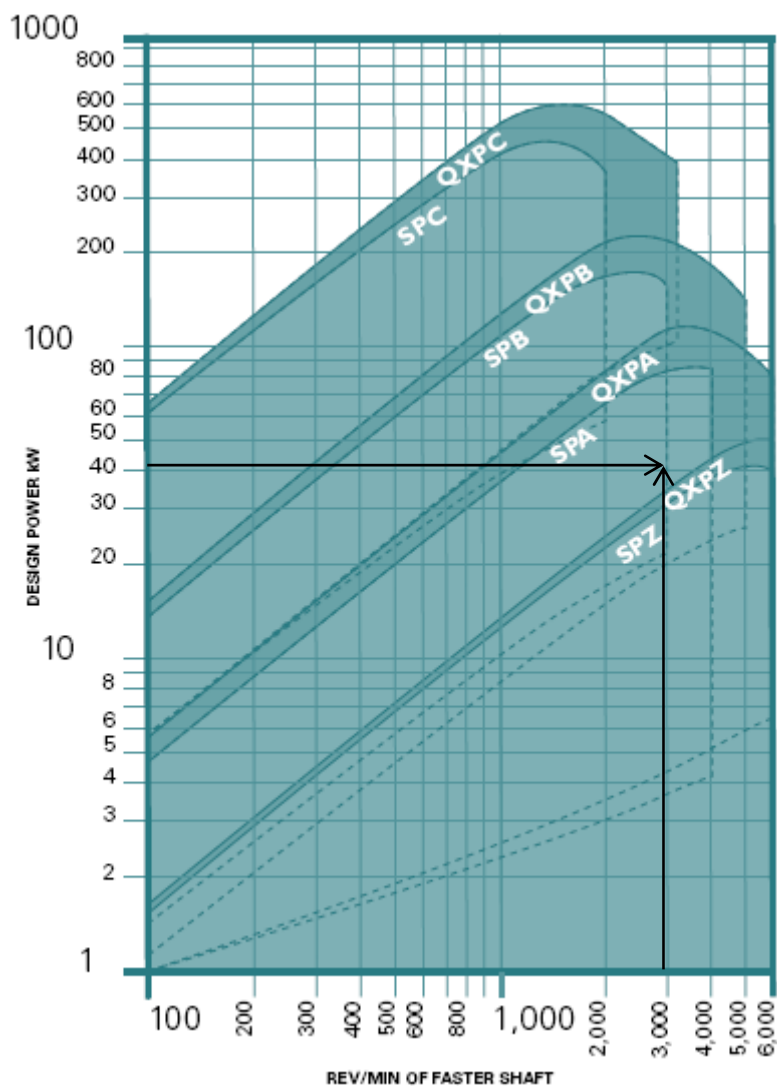
### 7.1.1 Εκλογή τύπου και αριθμού μάντων ανά τροχαλία

Οι μάντες που θα χρησιμοποιήσουμε είναι στενοί τραπεζοειδείς (Wedge Belt) (έναντι κανονικών τραπεζοειδών), οι οποίοι συναντώνται σχεδόν αποκλειστικά σε ανοιχτές διατάξεις μαντοκίνησης λόγω της ικανότητας μεταφοράς ισχύος με μικρότερη ανάγκη προέντασης και με πολύ καλή συμπεριφορά ως προς ολίσθηση (slippage) συγκριτικά με τους επίπεδους μάντες. Το περισσότερο τμήμα της διατομής

του κατασκευάζεται από καοτσούκ ή συνθετικό υλικό με το κύριο εφελκυστικό φορτίο να παραλαμβάνεται από συνθετικά νήματα υψηλής αντοχής ή χαλύβδινα σύρματα στον ουδέτερο άξονα κάμψης της διατομής τους. Η εξωτερική τους επιφάνεια αποτελείται από φυσικά ή συνθετικά νήματα..

Η ολική σχέση μετάδοσης της μαντοκίνησης είναι μονάδα αφού επιζητείται μέσω της μαντοκίνησης μεταφοράς ισχύος με σταθερές στροφές. Είναι δηλαδή:

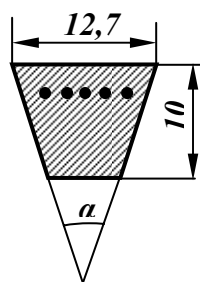
Ο τύπος του μάντα εκλέγεται βάσει, πρώτον της ισχύος σχεδιασμού της βαθμίδας (αυτή που φέρει η κινητήρια τροχαλία 1) δηλαδή η  $N_1=N_M=41,3 \text{ kW}$  και δεύτερον, από την ταχύτητα περιστροφής της ταχύτερης ατράκτου της βαθμίδας ταχύτητα, εδώ  $n_1=3000 \text{ RPM}$  (κοινή και για τις δύο ατράκτους). Για το σκοπό αυτό, χρησιμοποιούμε το σχετικό διάγραμμα της εταιρείας Fenner<sup>[34]</sup> στο σχήμα 7.2:



Σχήμα 7.2: Διάγραμμα της εταιρείας Fenner για εκλογή τύπου στενού τραπεζοειδή μάντα.<sup>[34]</sup>

Από το παραπάνω διάγραμμα για το ζεύγος ( $N_1=41,3\text{kW}$  ,  $n_1=3000\text{RPM}$ ) προέκυψε ότι βρισκόμαστε στην περιοχή μάντων **SPA**. Παρακάτω δίνονται οι βασικές διαστάσεις του μάντα. Η τραπεζοειδής διατομή είναι  $10 \times 12,7$  με την γωνία  $\alpha$  να είναι 34 ή 38 μοίρες ανάλογα το μέγεθος της τροχαλίας. Οι μάντες αυτοί κατασκευάζονται σύμφωνα με τα εξής πρότυπα τυποποίησης:





BS 3790 (British Standard)  
 ISO4184 (International Standards Organisation)  
 RMA IP22 (Wedge) (Rubber Manufacturers of America)  
 API (American Petroleum Institute)  
 NCB244/1961 (National Coal Board - for FRAS Belts)  
 DIN 7753 (Wedge) (German Standard)

Σχήμα 7.3: Διαστάσεις διατομής μιάντα SPA και οργανισμοί τυποποίησής του

Επόμενο βήμα μετά την εκλογή του καταλληλότερου τύπου μιάντα, είναι ο υπολογισμός της διαμέτρου των τροχαλιών (που εδώ οι τροχαλίες της βαθμίδας είναι οι ίδιες). Το μέγεθος της τροχαλίας είναι συνυφασμένο με το μήκος του μιάντα και έτσι είναι απαραίτητο να καθοριστεί σε αυτό το σημείο. Η εκτίμηση της διαμέτρου της τροχαλίας γίνεται συναρτήσει της ισχύος σχεδιασμού και της ταχύτητας περιστροφής, το πηλίκο των οποίων αποτελεί την **στρεπτική ροπή** που θα μεταβιβάσει η τροχαλία, ως **μέγεθος ενδεικτικό του μέτρου καταπόνησής** της.

Θα χρησιμοποιήσουμε τον πίνακα της ίδιας εταιρείας ο οποίος αναφερόμενος γενικά στην μικρότερη τροχαλία (όταν στην βαθμίδα έχουμε αύξηση ή μείωση στροφών), μας παρέχει το ελάχιστο δυνατό μέγεθός της. Στην περίπτωση μας όμως όπου οι στροφές διατηρούνται σταθερές (άρα τροχαλίες ίδιου μεγέθους), ο πίνακας μας (βλέπε σχήμα 7.4) δίνει την ελάχιστη δυνατή διάμετρο και των δύο τροχαλιών.

Speed of faster shaft rev/min	*Minimum Pulley Diameter (mm)																			
	Design Power (kW)																			
	up to 1	3.0	4.0	5.0	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	90	110	130	150	200	250
500	56	90	100	112	125	140	180	200	212	236	250	280	280	315	375	400	450	475	500	560
600	56	85	90	100	112	125	140	180	200	212	224	250	265	280	300	335	375	400	475	500
720	56	80	85	90	100	106	132	150	160	170	200	236	250	265	280	300	335	375	450	500
960	56	75	80	85	95	100	112	132	150	180	180	200	224	250	280	280	300	335	400	450
1200	56	71	80	80	95	95	106	118	132	150	160	180	200	236	236	250	265	300	335	355
1440	56	63	75	80	85	85	100	112	125	140	160	170	190	212	236	236	250	280	315	335
1800	56	63	71	75	80	85	95	106	112	125	150	160	170	190	212	224	236	265	300	335
2880	56	60	67	67	80	80	85	90	100	112	125	140	160	170	180	212	224	236	-	-

Σχήμα 7.4<sup>[34]</sup>: Πίνακας εταιρείας Fenner για εκλογή του ελάχιστου δυνατού μεγέθους τροχαλίας βάσει στροφών και ισχύος

Παρατηρώντας τον πίνακα, βλέπουμε ότι για σταθερή ισχύ (δεδομένη στήλη), όσο «κατεβαίνουμε» γραμμές δηλαδή προς υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής, οι διάμετροι ελαττώνονται πράγμα λογικό καθώς η στρεπτική ροπή προς μεταβίβαση μειώνεται. Για σταθερή ταχύτητα περιστροφής (δεδομένη γραμμή), όσο πηγαίνουμε προς υψηλότερες ισχύεις, η διάμετροι αυξάνονται, καθώς έτσι αυξάνεται η στρεπτική ροπή προς μεταβίβαση.

Θα βρούμε την ελάχιστη δυνατή διάμετρο της τροχαλίας που αντιστοιχεί για  $N_1=41,3\text{kW}$ ,  $n_1=3000\text{RPM}$ . Ωστόσο, βλέπουμε ότι ο πίνακας έχει εύρος στροφών μέχρι και 2880RPM πράγμα όμως που δεν μας δημιουργεί πρόβλημα, αφού για τις 3000RPM, μπορούμε βάσει των παραπάνω σχολίων να χρησιμοποιήσουμε τα στοιχεία για τις 2880RPM και να είμαστε εξασφαλισμένοι από θέμα αντοχής.

Για  $n=2880\text{RPM}$  και  $N_1=41,3\text{kW}$ , «είμαστε» στην τελευταία γραμμή «2880 RPM» και την δωδέκατη στήλη «50 kW». Έτσι, προκύπτει η ελάχιστη δυνατή τιμή των 140mm (βλέπε συμπληρωμένο πίνακα 3.5 της επόμενης σελίδας). Παρόλα αυτά μπορούμε να επιλέξουμε **διάμετρο τροχαλίας 2 με 3 κλάσεις παραπάνω από την ελάχιστη: δηλαδή 170 ή 180mm**. Αυτό γίνεται για τον εξής λόγο: χρήση μεγαλύτερης διαμέτρου τροχαλίας σημαίνει την μεταφορά της δεδομένης στρεπτικής ροπής που θα μεταφέραμε και με τη μικρότερη τροχαλία, με **μεγαλύτερο «μοχλό»**

δυνάμεων. Με μεγαλύτερο «μοχλό» οι δυνάμεις που θα μεταβιβάζουν την δεδομένη στρεπτική ροπή θα είναι μικρότερου μέτρου απ' ό τι αν χρησιμοποιούσαμε την μικρότερη τροχαλία. Έτσι, οι δυνάμεις εξαιτίας της μαντοκίνησης θα είναι **μικρότερες** «ανακουφίζοντας» από θέμα καταπόνησης τόσο την άτρακτο όσο και τις εδράσεις της. Η εκλογή τροχαλίας 2 με 3 κλάσεις παραπάνω από την ελάχιστη δυνατή είναι μία συνήθης πρακτική στις τεχνικές εφαρμογές αυτού του είδους. Με αυτό το σκεπτικό καταλήγουμε στην επιλογή **διαμέτρου τροχαλιών 180mm** (βλέπε σχήμα 7.5):

Speed of faster shaft rev/min	*Minimum Pulley Diameter (mm)																			
	Design Power (kW)																			
	up to 1	3.0	4.0	5.0	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	90	110	130	150	200	250
500	56	90	100	112	125	140	180	200	212	236	250	280	280	315	375	400	450	475	500	560
600	56	85	90	100	112	125	140	180	200	212	224	250	265	280	300	335	375	400	475	500
720	56	80	85	90	100	106	132	150	160	170	200	236	250	265	280	300	335	375	450	500
960	56	75	80	85	95	100	112	132	150	180	180	200	224	250	280	280	300	335	400	450
1200	56	71	80	80	95	95	106	118	132	150	160	180	200	236	236	250	265	300	335	355
1440	56	63	75	80	85	85	100	112	125	140	160	170	190	212	236	236	250	280	315	335
1800	56	63	71	75	80	85	95	106	112	125	150	160	170	190	212	224	236	265	300	335
2880	56	60	67	67	80	80	85	90	100	112	125	140	160	170	180	212	224	236	-	-

Σχήμα 7.5: Επιλογή μεγέθους τροχαλίας 3 κλάσεων μεγαλύτερης από την ελάχιστη δυνατή

Να σημειωθεί ότι έχουμε δύο περιορισμούς ως προς το μέγιστο μέγεθος των τροχαλιών που μπορούμε να επιλέξουμε. Πρώτον, οι τροχαλίες που επιλέξαμε είναι στατικά ζυγοσταθμισμένες και σχεδιασμένες για ταχύτητα ιμάντα μέχρι και 40m/s και δεύτερον, επειδή η κινούμενη τροχαλία της βαθμίδας του δεύτερου ρότορα βρίσκεται εντός κώνου, το μέγεθος αυτό της τροχαλίας πρέπει να είναι τέτοιο ώστε να υπάρχει χώρος μέσα στον κώνο C2 που την στεγάζει.

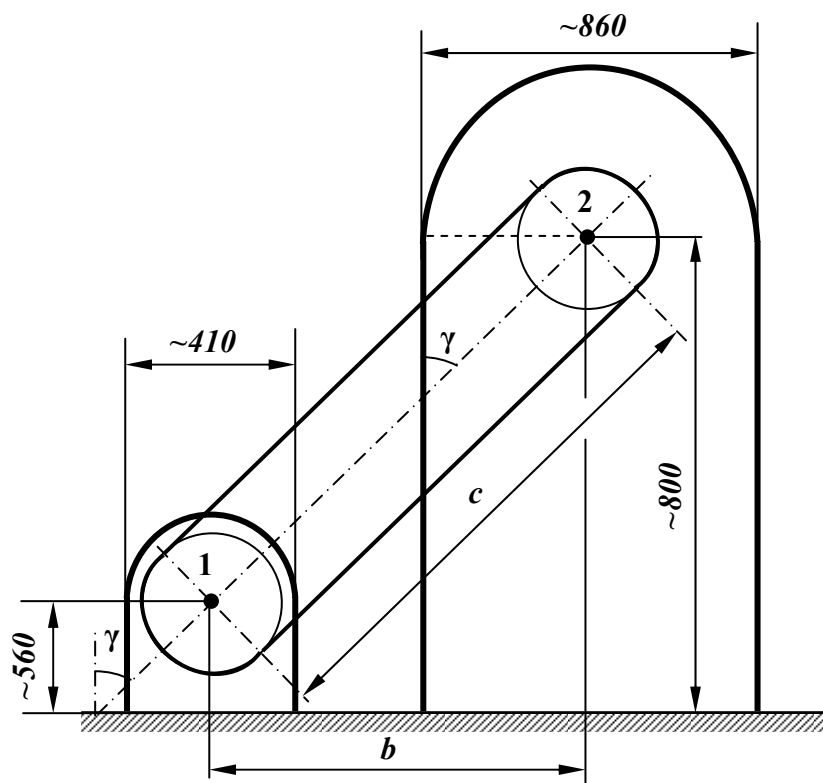
Για διάμετρο τροχαλιών 180mm είδαμε ότι δεν υπάρχει πρόβλημα χώρου στον κώνο C2 και επίσης ότι η ταχύτητα των ιμάντων σε ένα πρώτο υπολογισμό είναι χαμηλότερη του ορίου των 40m/s, όπως βρήκαμε από τον παρακάτω τύπο:

$$v(m/s) = \omega(rad/sec) \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi \cdot n(RPM)}{30} \cdot \frac{d(m)}{2} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} \cdot \frac{0,180}{2} \cong 28,27m/s \quad (7.2)$$

Για τον τύπο του ιμάντα και τα μεγέθη των τροχαλιών που επιλέξαμε, επόμενο βήμα αποτελεί η εκλογή της απόστασης των αξόνων των τροχαλιών, η οποία **απόσταση αντιστοιχεί μονοσήμαντα στο μήκος του ιμάντα**, αφού όλα τα υπόλοιπα στοιχεία είναι καθορισμένα.

Ο κατασκευαστής μας παρέχει συγκεκριμένα μήκη ιμάντων που οδηγούν σε συγκεκριμένες τιμές αποστάσεις των αξόνων των τροχαλιών, από τις οποίες **μία θα πρέπει να επιλεγεί**. Η απόσταση αυτή - την οποία συμβολίζουμε με c - πρέπει να είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζεται η αναγκαία απόσταση του ηλεκτροκινητήρα (κινητήρια τροχαλία) και του αγωγού (κινούμενη τροχαλία). Σε περίπτωση η απόσταση των αξόνων εκλεγεί πολύ μικρή, τότε η τοποθέτηση του ιμάντα θα είναι αδύνατη καθώς ο ηλεκτροκινητήρας και ο αγωγός θα «πέφτουν» ο ένας πάνω στον άλλο.

Στο σχήμα 7.6 απεικονίζεται ένα απλό σκαρίφημα της διάταξης σε πρόοψη, όπου έχουμε επιπλέον χαράξει τα **περιγράμματα** του ηλεκτροκινητήρα και του αγωγού (περιλαμβάνοντας στηρίγματα και βάσεις αυτών). Η απόσταση των αξόνων των τροχαλιών c πρέπει να είναι τέτοια ώστε τα περιγράμματα αυτά να μην συμπέσουν. Οι διαστάσεις είναι ενδεικτικές από μετρήσεις που πήραμε σε υπάρχοντα εξοπλισμό που θα χρησιμοποιηθεί.



Σχήμα 7.6: Σκαρίφημα της διάταξης ιμαντοκίνησης σε πρόωση όπου απεικονίζονται και τα περιγράμματα των αγωγών και στηριγμάτων της διάταξης

Θα προσδιορίσουμε την ελάχιστη δυνατή τιμή του  $c$  με απλούς γεωμετρικούς υπολογισμούς. Πρώτα από όλα θα πρέπει να είναι:

$$b \geq \frac{410 + 860}{2} = 635 \quad (7.3)$$

Η απόσταση  $b$  συνδέεται με την απόσταση  $c$  με τον τύπο:

$$\sin \gamma = \frac{b}{c} \quad (7.4)$$

Ισχύει όμως:

$$\cos \gamma = \frac{800 - 560}{c} \quad (7.5)$$

Από συνδυασμό των δύο προηγούμενων σχέσεων, έχουμε:

$$\begin{aligned} \sin^2 \gamma + \cos^2 \gamma = 1 &\Rightarrow \left(\frac{b}{c}\right)^2 + \left(\frac{800 - 560}{c}\right)^2 = 1 \Rightarrow \frac{b^2 + (800 - 560)^2}{c^2} = 1 \Rightarrow \\ &\Rightarrow c = \sqrt{b^2 + 240^2} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Βάσει της ανισότητας για το  $b$ , έτσι και για το  $c$ , προκύπτει:

$$\left. \begin{array}{l} c = \sqrt{b^2 + 240^2} \\ b \geq 635 \end{array} \right\} \Rightarrow c \geq 678,841 \text{ mm} \Rightarrow c \geq 679 \text{ mm} \quad (7.7)$$

Επίσης για τη γωνία  $\gamma$  απόκλισης από την κατακόρυφη απόσταση θα είναι:

$$\left. \begin{array}{l} \cos \gamma = \frac{800 - 560}{c} \\ c \geq 678,841 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow \cos \gamma \leq 0,35354376 \Rightarrow \gamma \geq 69,30^\circ \quad (7.8)$$

Τα αποτελέσματα αυτά προέκυψαν για τις συγκεκριμένες διαστάσεις που χρησιμοποιήσαμε. Οι διαστάσεις αυτές είναι:

- Οι διαστάσεις των **410mm και 560mm** είναι αντίστοιχα το μέγιστο πλάτος ενός ηλεκτροκινητήρα 40kW και η απόσταση της ατράκτου του από το δάπεδο (μαζί με τη βάση στήριξης του). Ο κινητήρας αυτός θα χρησιμοποιηθεί στη διάταξη και μάλιστα προβλέπεται να είναι και ο μεγαλύτερος σε ισχύ και διάσταση.
- Οι διαστάσεις των **860mm και 800mm** είναι αντίστοιχα το μέγιστο πλάτος του αγωγού λόγω των πλαισίων στήριξης του με το δάπεδο και η απόσταση της ατράκτου του ρότορα από το δάπεδο όπως προέκυψε για τα στηρίγματα αυτά.

Με τις τιμές αυτές που πήραμε για την εκλογή του ελάχιστου ορίου του  $c$  είμαστε εξασφαλισμένοι. Εξυπακούεται ότι τα όρια αυτά είναι καθαρά ενδεικτικά και σε καμία περίπτωση οι διαστάσεις αυτές δεν θα είναι και οι τελικές. Το μόνο που θέλουμε ήταν να βρούμε ένα κάτω όριο για την τιμή της απόστασης των αξόνων των τροχαλιών, ώστε στην επιλογή για να κινηθούμε με ασφάλεια.

Σε αυτό το σημείο είμαστε έτοιμοι να προχωρήσουμε στην εκλογή της απόστασης  $c$  ή ισοδύναμα του μήκους του ιμάντα. Αυτό θα γίνει βάσει του σχήματος 7.7 συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης, και των διαμέτρων των τροχαλιών.

Από τη γραμμή για τα στοιχεία του προβλήματος μας, επιλέγουμε μπορούμε να επιλέξουμε τρία από τα παρακάτω ζεύγη «απόσταση αξόνων τροχαλιών  $c$  – μήκος ιμάντα  $L$ »:

- $c=717\text{mm}$  που αντιστοιχεί σε  $L=2000 \text{ mm}$  : SPA 2000 power plus wedge
- $c=837\text{mm}$  που αντιστοιχεί σε  $L=2240 \text{ mm}$  : SPA 2240 power plus wedge
- $c=967\text{mm}$  που αντιστοιχεί σε  $L=2500 \text{ mm}$  : SPA 2500 power plus wedge

Τα τρία από αυτά τα όρια είναι παραπάνω από το ελάχιστο  $c \geq 679 \text{ mm}$ , χωρίς υπερβολικά υψηλές τιμές για το  $c$  – πράγματι διατίθενται και άλλες τιμές που όμως δεν μας απασχολούν, καθώς θα μεγαλώσουν αχρείαστα την έκταση της διάταξης. Από τις τρεις αυτές επιλογές, θα κατασταλάξουμε στην μεσαία η οποία και έχει σημαντικό περιθώριο ασφαλείας από το  $c \geq 679 \text{ mm}$  (ενώ η  $c=717\text{mm}$  είναι αρκετά κοντά) χωρίς όμως να είναι υπερβολικά υψηλή (όπως η  $c=967\text{mm}$ ). Έτσι, καταλήγουμε στον ιμάντα με κωδική ονομασία **SPA 2240 power plus wedge**. Για αυτή την τιμή κατασκευαστής παρέχει ένα συντελεστή διόρθωσης μήκους ιμάντα ο οποίος για την τιμή που επιλέξαμε ουσιαστικά δεν παίζει ρόλο καθώς είναι  $C_f=1,00$ .



Centre Distance SPA, XPA & QXPA Wedge Belt Drives



Combined Arc and Belt Length Correction Factor				0.80		0.85		0.90			0.95			1.00			1.05			1.10			
Speed Ratio	Pitch Diameter of Pulleys		Power per SPA Belt (kW)		BELT LENGTH																	Speed Ratio	
	Driver	Driven	1440 rev/min	2880 rev/min	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500			
1.00	80	80	2.04	3.29	274	324	374	434	499	574	674	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	
1.00	85	85	2.43	4.00	266	316	366	426	491	566	666	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	
1.00	90	90	2.29	3.65	259	309	359	419	484	559	659	759	859	979	1109	1259	1434	1634	1859	2109	1.00		
1.00	95	95	2.68	4.35	251	301	351	411	476	551	651	751	851	971	1101	1251	1426	1626	1851	2101	1.00		
1.00	100	100	3.06	5.04	243	293	343	403	468	543	643	743	843	963	1093	1243	1418	1618	1843	2093	1.00		
1.00	106	106	3.52	5.85	233	283	333	393	458	533	633	733	833	953	1083	1233	1408	1608	1833	2083	1.00		
1.00	112	112	3.98	6.66	224	274	324	384	449	524	624	724	824	944	1074	1224	1399	1599	1824	2074	1.00		
1.00	118	118	4.43	7.45	215	265	315	375	440	515	615	715	815	935	1065	1215	1390	1590	1815	2065	1.00		
1.00	125	125	4.95	8.36	204	254	304	364	429	504	604	704	804	924	1054	1204	1379	1579	1804	2054	1.00		
1.00	132	132	5.47	9.26	193	243	293	353	418	493	593	693	793	913	1043	1193	1368	1568	1793	2043	1.00		
1.00	140	140	6.06	10.25	180	230	280	340	405	480	580	680	780	900	1030	1180	1355	1555	1780	2030	1.00		
1.00	150	150	6.79	11.47	-	214	264	324	389	464	564	664	764	884	1014	1164	1339	1539	1764	2014	1.00		
1.00	160	160	7.51	12.65	-	199	249	309	374	449	549	649	749	869	999	1149	1324	1524	1749	1999	1.00		
1.00	180	180	8.93	14.89	-	-	217	277	342	417	517	617	717	837	967	1117	1292	1492	1717	1967	1.00		
1.00	200	200	10.31	16.95	-	-	246	311	386	486	586	686	786	906	1036	1186	1361	1561	1786	1936	1.00		
1.05	95	100	2.73	4.45	247	297	347	407	472	547	647	747	847	967	1097	1247	1422	1622	1847	2097	1.05		
1.05	112	118	4.03	6.76	219	269	319	379	444	519	619	719	819	939	1069	1219	1394	1594	1819	2069	1.05		
1.06	90	95	2.43	3.92	255	305	355	415	480	555	655	755	855	975	1105	1255	1430	1630	1855	2105	1.06		
1.06	125	132	5.09	8.63	198	248	298	358	423	498	598	698	798	918	1048	1198	1373	1573	1798	2048	1.06		
1.06	106	112	3.66	6.13	229	279	329	389	454	529	629	729	829	949	1079	1229	1404	1604	1829	2079	1.06		
1.06	85	90	2.57	4.27	263	313	363	423	488	563	663	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.06		
1.06	118	125	4.56	7.72	209	259	309	369	434	509	609	709	809	929	1059	1209	1384	1584	1809	2059	1.06		
1.06	100	106	3.20	5.31	238	288	338	398	463	538	638	738	838	958	1088	1238	1413	1613	1838	2088	1.06		
1.06	132	140	5.60	9.53	186	236	286	346	411	486	586	686	786	906	1036	1186	1361	1561	1786	2036	1.06		
1.06	80	85	2.78	3.56	270	320	370	430	495	570	670	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.06		
1.07	150	160	6.92	11.74	-	206	256	316	381	456	557	657	757	877	1007	1157	1332	1532	1757	2007	1.07		
1.07	140	150	6.19	10.53	172	222	272	332	397	472	572	672	772	892	1022	1172	1347	1547	1772	2022	1.07		
1.11	90	100	2.43	3.92	251	301	351	411	476	551	651	751	851	971	1101	1251	1426	1626	1851	2101	1.11		
1.11	180	200	9.06	15.17	-	-	261	326	401	501	601	701	801	921	1051	1201	1376	1576	1801	2051	1.11		
1.11	106	118	3.66	6.13	224	274	324	384	449	524	624	724	824	944	1074	1224	1399	1599	1824	2074	1.11		
1.12	95	106	2.92	4.82	242	292	342	402	467	542	642	742	842	962	1092	1242	1417	1617	1842	2092	1.12		
1.12	112	125	4.21	7.13	214	264	314	374	439	514	614	714	814	934	1064	1214	1389	1589	1814	2064	1.12		
1.12	85	95	2.67	4.47	259	309	359	419	484	559	659	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.12		
1.12	118	132	4.66	7.93	204	254	304	364	429	504	604	704	804	924	1054	1204	1379	1579	1804	2054	1.12		
1.12	100	112	3.30	5.51	233	283	333	393	458	533	633	733	833	953	1083	1233	1408	1608	1833	2083	1.12		
1.12	125	140	5.19	8.84	192	242	292	352	417	492	592	692	792	912	1042	1192	1367	1567	1792	2042	1.12		
1.12	200	224	10.55	17.42	-	-	-	292	367	467	567	667	767	887	1017	1167	1342	1542	1767	1917	1.12		
1.13	80	90	2.28	3.76	266	316	366	426	491	566	666	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.13		
1.13	160	180	7.74	13.12	-	233	293	358	433	533	633	733	833	953	1083	1233	1408	1608	1833	2083	1.13		
1.14	132	150	5.71	9.73	178	228	278	338	403	478	578	678	778	898	1028	1178	1353	1553	1778	2028	1.14		
1.14	140	160	6.29	10.73	-	214	264	324	389	464	564	664	764	884	1014	1164	1339	1539	1764	2014	1.14		
1.18	85	100	2.67	4.47	255	305	355	415	480	555	655	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.18		
1.18	90	106	2.53	4.12	246	296	346	406	471	546	646	746	846	966	1096	1246	1421	1621	1846	2096	1.18		
1.18	112	132	4.21	7.13	208	258	308	368	433	508	608	708	808	928	1058	1208	1383	1583	1808	2058	1.18		
1.18	95	112	2.92	4.82	237	287	337	397	462	537	637	737	837	957	1087	1237	1412	1612	1837	2087	1.18		
1.18	106	125	3.76	6.33	218	268	318	378	443	518	618	718	818	938	1068	1218	1393	1593	1818	2068	1.18		
1.18	118	140	3.39	5.68	229	279	329	389	454	529	629	729	829	949	1079	1229	1404	1604	1829	2079	1.18		
1.19	118	140	4.75	8.10	197	247	297	357	422	497	597	697	797	917	1047	1197	1372	1572	1797	2047	1.19		
1.19	80	95	2.37	3.93	262	312	362	422	487	562	662	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.19		
1.20	125	150	5.27	9.01	184	234	284	344	409	484	584	684	784	904	1034	1184	1359	1559	1784	2034	1.20		
1.20	150	180	7.11	12.12	-	190	240	300	366	441	541	641	741	861	991	1141	1316	1516	1741	1991	1.20		
1.21	132	160	5.79	9.90	170	220	270	330	395	470	570	670	770	890	1020	1170	1346	1546	1771	2021	1.20		
1.24	95	118	3.00	4.99	232	282	332	392	457	532	632	732	832	952	1082	1232	1407	1607	1832	2082	1.24		
1.24	90	112	2.62	4.29	241	291	341	401	466	541	641	741	841	961	1091	1241	1416	1616	1841	2091	1.24		
1.24	180	224	9.25	15.53	-	-	242	307	382	482	582	682	782	902	1032	1182	1357	1557	1782	1932	1.24		
1.25	106	132	3.84	6.50	213	263	313	373	438	513	613	713	813	933	1063	1213	1388	1588	1813	2063	1.25		
1.25	85	106	2.76	4.65	2																		



**Υπολογισμός και εκλογή τυποποιημένων εξαρτημάτων**

ισχύος ανά μάντα συναρτήσει του μεγέθους της τροχαλίας, της ταχύτητας περιστροφής και της σχέσης μετάδοσης. Η τελευταία επηρεάζει ένα διορθωτικό συντελεστή:

Rev/min of faster shaft	RATED POWER (kW) PER BELT FOR SMALL PULLEY PITCH DIA (mm)												Belt Speed (m/s)
	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	180	
100	0.26	0.30	0.33	0.37	0.41	0.44	0.49	0.53	0.59	0.65	0.71	0.84	0.96
200	0.47	0.53	0.60	0.67	0.75	0.82	0.91	0.99	1.09	1.21	1.33	1.57	1.81
300	0.66	0.75	0.84	0.95	1.06	1.17	1.29	1.42	1.56	1.74	1.91	2.26	2.61
400	0.84	0.96	1.08	1.22	1.36	1.50	1.66	1.83	2.01	2.24	2.47	2.93	3.38
500	1.01	1.15	1.30	1.47	1.65	1.82	2.02	2.22	2.45	2.73	3.01	3.57	4.13
600	1.16	1.34	1.51	1.72	1.92	2.13	2.37	2.60	2.87	3.21	3.54	4.20	4.85
700	1.32	1.52	1.72	1.95	2.19	2.43	2.70	2.97	3.28	3.67	4.05	4.81	5.56
720	<b>1.35</b>	<b>1.55</b>	<b>1.76</b>	<b>2.00</b>	<b>2.24</b>	<b>2.49</b>	<b>2.77</b>	<b>3.05</b>	<b>3.36</b>	<b>3.76</b>	<b>4.15</b>	<b>4.93</b>	<b>5.70</b>
800	1.46	1.69	1.91	2.18	2.45	2.72	3.03	3.33	3.68	4.12	4.55	5.41	6.25
900	1.60	1.86	2.11	2.41	2.70	3.00	3.35	3.69	4.08	4.56	5.04	5.99	6.92
960	<b>1.69</b>	<b>1.95</b>	<b>2.22</b>	<b>2.54</b>	<b>2.85</b>	<b>3.17</b>	<b>3.53</b>	<b>3.90</b>	<b>4.31</b>	<b>4.82</b>	<b>5.33</b>	<b>6.33</b>	<b>7.32</b>
1000	1.74	2.02	2.29	2.62	2.95	3.28	3.66	4.03	4.46	4.99	5.52	6.56	7.58
1100	1.87	2.18	2.48	2.84	3.19	3.55	3.96	4.37	4.83	5.41	5.98	7.12	8.23
1200	2.00	2.33	2.65	3.04	3.43	3.81	4.26	4.70	5.20	5.83	6.44	7.66	8.86
1300	2.12	2.48	2.83	3.24	3.66	4.07	4.55	5.02	5.56	6.23	6.89	8.19	9.47
1400	2.24	2.62	2.99	3.44	3.88	4.32	4.83	5.34	5.91	6.63	7.33	8.71	10.07
1440	<b>2.29</b>	<b>2.68</b>	<b>3.06</b>	<b>3.52</b>	<b>3.97</b>	<b>4.42</b>	<b>4.95</b>	<b>5.46</b>	<b>6.05</b>	<b>6.78</b>	<b>7.50</b>	<b>8.92</b>	<b>10.31</b>
1500	2.36	2.76	3.16	3.63	4.10	4.57	5.11	5.65	6.26	7.01	7.76	9.22	10.65
1600	2.47	2.90	3.32	3.82	4.32	4.81	5.39	5.95	6.60	7.39	8.18	9.72	11.22
1700	2.58	3.03	3.47	4.00	4.53	5.05	5.65	6.25	6.93	7.76	8.59	10.20	11.77
1800	2.69	3.16	3.63	4.18	4.73	5.28	5.91	6.54	7.25	8.12	8.99	10.67	12.31
1900	2.79	3.29	3.78	4.36	4.93	5.51	6.17	6.82	7.56	8.48	9.38	11.13	12.83
2000	2.89	3.41	3.92	4.53	5.13	5.73	6.42	7.10	7.87	8.82	9.76	11.58	13.33
2100	2.99	3.53	4.06	4.69	5.32	5.94	6.66	7.37	8.17	9.16	10.13	12.01	13.81
2200	3.09	3.64	4.20	4.86	5.51	6.15	6.90	7.64	8.46	9.48	10.48	12.42	14.28
2300	3.18	3.76	4.33	5.01	5.69	6.36	7.13	7.89	8.75	9.80	10.83	12.83	14.73
2400	3.26	3.87	4.46	5.17	5.87	6.56	7.36	8.14	9.03	10.11	11.17	13.22	15.16
2500	3.35	3.97	4.59	5.32	6.04	6.75	7.58	8.39	9.30	10.41	11.50	13.59	15.57
2600	3.43	4.07	4.71	5.46	6.21	6.94	7.79	8.62	9.56	10.70	11.81	13.95	15.96
2700	3.51	4.17	4.83	5.60	6.37	7.13	8.00	8.85	9.81	10.98	12.12	14.29	16.32
2800	3.59	4.27	4.94	5.74	6.53	7.30	8.20	9.07	10.05	11.25	12.41	14.62	16.67
2880	<b>3.64</b>	<b>4.34</b>	<b>5.03</b>	<b>5.85</b>	<b>6.65</b>	<b>7.44</b>	<b>8.35</b>	<b>9.24</b>	<b>10.24</b>	<b>11.46</b>	<b>12.64</b>	<b>14.87</b>	<b>16.93</b>
2900	3.66	4.36	5.05	5.87	6.68	7.48	8.39	9.29	10.29	11.51	12.69	14.93	17.00
3000	<b>3.73</b>	<b>4.45</b>	<b>5.16</b>	<b>6.00</b>	<b>6.82</b>	<b>7.64</b>	<b>8.56</b>	<b>9.49</b>	<b>10.52</b>	<b>11.76</b>	<b>12.96</b>	<b>15.22</b>	<b>17.30</b>
3100	3.79	4.53	5.26	6.12	6.97	7.81	8.76	9.69	10.74	12.00	13.21	15.50	17.58
3200	3.86	4.61	5.36	6.24	7.11	7.96	8.93	9.89	10.94	12.23	13.46	15.76	17.84
3300	3.92	4.69	5.45	6.36	7.24	8.11	9.10	10.07	11.15	12.44	13.69	16.00	18.07
3400	3.98	4.77	5.55	6.47	7.37	8.25	9.26	10.24	11.34	12.65	13.90	16.23	18.28
3500	4.03	4.84	5.63	6.57	7.49	8.39	9.41	10.41	11.52	12.84	14.11	16.43	18.46
3600	4.08	4.90	5.72	6.67	7.61	8.52	9.56	10.57	11.69	13.03	14.30	16.61	18.62
3700	4.13	4.97	5.79	6.77	7.72	8.65	9.70	10.72	11.85	13.20	14.47	16.78	18.75
3800	4.17	5.03	5.87	6.86	7.82	8.76	9.83	10.86	12.00	13.36	14.63	16.93	18.86
3900	4.21	5.08	5.94	6.94	7.92	8.87	9.95	11.00	12.14	13.50	14.78	17.05	-
4000	4.25	5.13	6.00	7.02	8.01	8.98	10.07	11.12	12.27	13.64	14.91	17.15	-

Rev/min of faster shaft	ADDITIONAL POWER (kW) PER BELT FOR SPEED RATIO									
	1.00 to 1.01	1.02 to 1.05	1.06 to 1.11	1.12 to 1.18	1.19 to 1.26	1.27 to 1.38	1.39 to 1.57	1.58 to 1.94	1.95 to 3.38	3.39 and over
100	0.00	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04
200	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
300	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
400	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
500	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.18	0.19	0.21
600	0.00	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.21	0.23	0.25
700	0.00	0.02	0.07	0.12	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.29
720	<b>0.00</b>	<b>0.02</b>	<b>0.07</b>	<b>0.12</b>	<b>0.16</b>	<b>0.20</b>	<b>0.23</b>	<b>0.26</b>	<b>0.28</b>	<b>0.30</b>
800	0.00	0.03	0.08	0.13	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.33
900	0.00	0.03	0.08	0.15	0.20	0.24	0.29	0.32	0.35	0.37
960	<b>0.00</b>	<b>0.03</b>	<b>0.09</b>	<b>0.16</b>	<b>0.21</b>	<b>0.26</b>	<b>0.30</b>	<b>0.34</b>	<b>0.37</b>	<b>0.40</b>
1000	0.00	0.03	0.09	0.16	0.22	0.27	0.32	0.36	0.39	0.41
1100	0.00	0.04	0.10	0.18	0.25	0.30	0.35	0.39	0.43	0.45
1200	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.33	0.38	0.43	0.47	0.49
1300	0.00	0.04	0.12	0.21	0.29	0.35	0.41	0.46	0.51	0.54
1400	0.00	0.05	0.13	0.23	0.31	0.38	0.44	0.50	0.54	0.58
1440	<b>0.00</b>	<b>0.05</b>	<b>0.14</b>	<b>0.24</b>	<b>0.32</b>	<b>0.39</b>	<b>0.46</b>	<b>0.51</b>	<b>0.56</b>	<b>0.59</b>
1500	0.00	0.05	0.14	0.25	0.34	0.41	0.48	0.54	0.58	0.62
1600	0.00	0.06	0.15	0.26	0.36	0.43	0.51	0.57	0.62	0.66
1700	0.00	0.06	0.16	0.28	0.38	0.46	0.54	0.61	0.66	0.70
1800	0.00	0.06	0.17	0.30	0.40	0.49	0.57	0.64	0.70	0.74
1900	0.00	0.07	0.18	0.31	0.43	0.51	0.60	0.68	0.74	0.78
2000	0.00	0.07	0.19	0.33	0.45	0.54	0.64	0.71	0.78	0.82
2100	0.00	0.07	0.20	0.35	0.47	0.57	0.67	0.75	0.82	0.87
2200	0.00	0.08	0.21	0.36	0.49	0.60	0.70	0.79	0.86	0.91
2300	0.00	0.08	0.22	0.38	0.51	0.62	0.73	0.82	0.90	0.95
2400	0.00	0.08	0.23	0.39	0.54	0.65	0.76	0.86	0.93	0.99
2500	0.00	0.09	0.24	0.41	0.56	0.68	0.79	0.89	0.97	1.03
2600	0.00	0.09	0.24	0.43	0.58	0.70	0.83	0.93	1.01	1.07
2700	0.00	0.09	0.25	0.44	0.60	0.73	0.86	0.96	1.05	1.11
2800	0.00	0.10	0.26	0.46	0.63	0.76	0.89	1.00	1.09	1.15
2880	<b>0.00</b>	<b>0.10</b>	<b>0.27</b>	<b>0.47</b>	<b>0.64</b>	<b>0.78</b>	<b>0.91</b>	<b>1.03</b>	<b>1.12</b>	<b>1.19</b>
2900	0.00	0.10	0.27	0.48	0.65	0.79	0.92	1.04	1.13	1.20
3000	<b>0.00</b>	<b>0.10</b>	<b>0.28</b>	<b>0.49</b>	<b>0.67</b>	<b>0.81</b>	<b>0.95</b>	<b>1.07</b>	<b>1.17</b>	<b>1.24</b>
3100	0.00	0.11	0.29	0.51	0.69	0.84	0.98	1.11	1.21	1.28
3200	0.00	0.11	0.30	0.53	0.72	0.87	1.02	1.14	1.25	1.32
3300	0.00	0.11	0.31	0.54	0.74	0.89	1.05	1.18	1.28	1.36
3400	0.00	0.12	0.32	0.56	0.76	0.92	1.08	1.21	1.32	1.40
3500	0.00	0.12	0.33	0.58	0.78	0.95	1.11	1.25	1.36	1.44
3600	0.00	0.12	0.34	0.59	0.81	0.98	1.14	1.29	1.40	1.48
3700	0.00	0.13	0.35	0.61	0.83	1.00	1.18	1.32	1.44	1.53
3800	0.00	0.13	0.36	0.62	0.85	1.03	1.21	1.36	1.48	1.57
3900	0.00	0.13	0.37	0.64	0.87	1.06	1.24	1.39	1.52	1.61
4000	0.00	0.14	0.38	0.66	0.89	1.08	1.27	1.43	1.56	1.65

Σχήμα 7.8 (Fenner)<sup>[34]</sup>: Ικανότητα μεταφοράς ισχύος ανά μάντα με διορθωτικό συντελεστή συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής και σχέσης μετάδοσης.

Από τον πίνακα του σχήματος 7.8, ελήφθη επιτρεπόμενη ισχύς ανά μάντα 15,22kW με διόρθωση 0 kW επειδή η σχέση μετάδοσης ήταν μονάδα. Έτσι, ο

αριθμός των απαιτούμενων ιμάντων για την ασφαλή μεταφορά της ισχύος σχεδιασμού υπολογίζεται ως:

$$Z_{\text{belt}} = \frac{N_1}{N_{\text{belt}}} = \frac{41,3}{(15,22 + 0)} = 2,7135 \Rightarrow Z_{\text{belt}} = 3 \text{ ιμάντες} \quad (7.9)$$

Συνεπώς, με την παρούσα επιλογή μας μέσω της μιαντοκίνησης μπορεί να μεταφερθεί μέγιστη ισχύς:

$$N_{1,\text{max}} = Z_{\text{belt}} \cdot N_{\text{belt}} = (15,22 + 0) \cdot 3 = 45,66 \text{ kW} \quad (7.10)$$

### 7.1.2 Εκλογή τύπου τροχαλιών

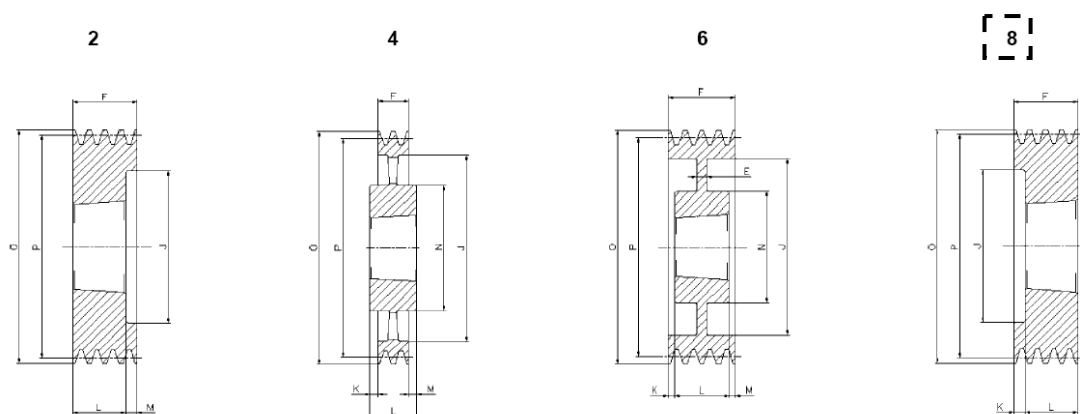
Με καθορισμένο πλέον τον τύπο και τον αριθμό των ιμάντων ανά τροχαλία, μπορούμε να εκλέξουμε τον ακριβή τύπο της τροχαλίας που θα χρειαστούμε. Για 3 ιμάντες SPA και διάμετρος  $\Phi 180$ , ο τύπος της τροχαλίας επιλέγεται από τον πίνακα του σχήματος 7.9 ο οποίος είναι της εταιρείας SATI<sup>[35]</sup>.

**SPA/3**

Cod. interno Internal code Innerer Code Code interne Codigo interno	Tipo Type Typ Type Tipo	Gole Grooves Rillen Gorges Canales	P	O	Forma Forme Forme Forme Forma	Bussola Buchse Moyeu Casquillo	Ø MAX	E	F	J	K	L	M	N
AT00713	SPA 71-03	3	71	76,5	8	1108	28	-	50	40	28	22	-	-
AT00753	SPA 75-03	3	75	80,5	8	1108	28	-	50	44	28	22	-	-
AT00803	SPA 80-03	3	80	85,5	8	1210	32	-	50	50	25	25	-	-
AT00853	SPA 85-03	3	85	90,5	8	1210	32	-	50	55	25	25	-	-
AT00903	SPA 90-03	3	90	95,5	8	1610	42	-	50	59	25	25	-	-
AT00953	SPA 95-03	3	95	100,5	8	1610	42	-	50	63	25	25	-	-
AT01003	SPA100-03	3	100	105,5	2	1610	42	-	50	66	-	25	25	-
AT01063	SPA106-03	3	106	111,5	2	1610	42	-	50	72	-	25	25	-
AT01123	SPA112-03	3	112	117,5	8	2012	50	-	50	78	18	32	-	-
AT01183	SPA118-03	3	118	123,5	2	2012	50	-	50	84	-	32	18	-
AT01253	SPA125-03	3	125	130,5	2	2012	50	-	50	91	-	32	18	-
AT01323	SPA132-03	3	132	137,5	2	2012	50	-	50	98	-	32	18	-
AT01403	SPA140-03	3	140	145,5	8	2517	60	-	50	106	5	45	-	-
AT01503	SPA150-03	3	150	155,5	8	2517	60	-	50	116	5	45	-	-
AT01603	SPA160-03	3	160	165,5	8	2517	60	-	50	125	5	45	-	-
AT01703	SPA170-03	3	170	175,5	8	2517	60	-	50	135	5	45	-	-
AT01803	SPA180-03	3	180	185,5	8	2517	60	-	50	146	5	45	-	-
AT01903	SPA190-03	3	190	195,5	8	2517	60	-	50	156	5	45	-	-
AT02003	SPA200-03	3	200	205,5	6	2517	60	20	50	165	2,5	45	2,5	123
AT02123	SPA212-03	3	212	217,5	6	2517	60	20	50	177	2,5	45	2,5	123
AT02243	SPA224-03	3	224	229,5	6	2517	60	20	50	189	2,5	45	2,5	124
AT02363	SPA236-03	3	236	241,5	6	2517	60	20	50	202	2,5	45	2,5	124
AT02503	SPA250-03	3	250	255,5	6	2517	60	20	50	215	2,5	45	2,5	124
AT02803	SPA280-03	3	280	285,5	6	2517	60	20	50	245	2,5	45	2,5	124
AT03153	SPA315-03	3	315	320,5	4	3020	75	25	50	280	0,5	51	0,5	159
AT03553	SPA355-03	3	355	360,5	4	3020	75	-	50	320	0,5	51	0,5	159
AT04003	SPA400-03	3	400	405,5	4	3020	75	-	50	365	-	51	1	159
AT04503	SPA450-03	3	450	455,5	4	3020	75	-	50	415	-	51	1	159
AT05003	SPA500-03	3	500	505,5	4	3020	75	-	50	465	-	51	1	159
AT05603	SPA560-03	3	560	565,5	4	3020	75	-	50	525	-	51	1	150
AT06303	SPA630-03	3	630	635,5	4	3020	75	-	50	595	-	51	1	150
AT08003	SPA800-03	3	800	805,5	4	3535	90	-	50	765	19,05	89	19,5	175
AT10003	SPA1000-03	3	1000	1005,5	4	3535	90	-	50	965	19,05	89	19,5	175

Σχήμα 7.9 (Sati)<sup>[35]</sup>: Πίνακας εκλογής τύπου τροχαλίας συναρτήσει του τύπου του ιμάντα, του αριθμού ιμάντων ανά τροχαλία και του μεγέθους της τροχαλίας.

Η παραπάνω επιλογή αντιστοιχεί στον τύπο τροχαλίας μορφής αριθμού «8» που δίνεται στο σχήμα 7.10.



Σχήμα 7.10 (Sati)<sup>[35]</sup>: Διάφορες δυνατές μορφές τροχαλιών για τρεις μάντες SPA. Προς αποφυγή σύγχυσης, να αναφερθεί ότι οι αριθμοί αυλακιών είναι πάντα 3 για τους τύπους SPA 3 ασχέτως της απεικόνισης η οποία είναι γενική και ανεξάρτητη αριθμού αυλακιών.

Είναι πάρα πολύ σημαντικό να ξεκαθαριστεί ένας εύλογος προβληματισμός που μπορεί να γεννάται σε αυτό το σημείο: ακολουθώντας αρχικά την ρητή διαδικασία που υπαγορεύει ο κατασκευαστής Fenner εκλέξαμε τους μάντες. Στη συνέχεια όμως εκλέξαμε τροχαλία διαφορετικής εταιρείας, αυτής της Sati αντί της Fenner. Λόγω της τυποποίησης στις «ζωτικής» σημασίας διαστάσεις (π.χ. διαμόρφωση διατομής αυλακιού), οι τροχαλίες και των δύο εταιρειών είναι πλήρως εναλλάξιμες (και ταιριαστές για λειτουργία με τον μάντα που επιλέξαμε) και έτσι δεν δημιουργείται κανένα πρόβλημα μη συμβατότητας. Δεν είναι τυχαίο που και οι κωδικοί παραγγελίας για το ίδιο προϊόν διαφορετικών εταιρειών μπορεί να είναι ίδιοι. Σε κάθε περίπτωση όμως, πρέπει να είμαστε προσεκτικοί όταν κάνουμε «σύζευξη» προϊόντων διαφορετικών εταιρειών και να εξακριβώνουμε την συμβατότητά τους.

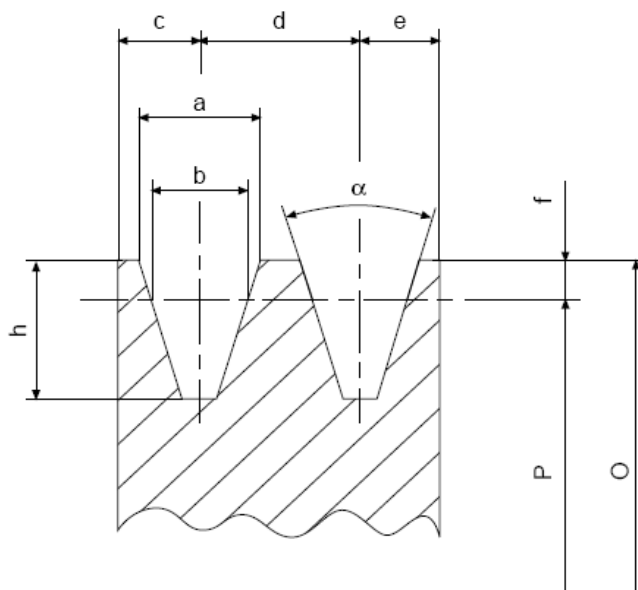
Ο λόγος που τουλάχιστον για την τροχαλία επιλέξαμε Sati αντί της Fenner, είναι ότι στην ελληνική αγορά, τα προϊόντα της πρώτης είναι ευρύτερης κυκλοφορίας, ευκολότερα διαθέσιμα και φθηνότερα. Στο θέμα του μάντα όμως, ο οποίος αποτελεί εν γένει κρίσιμο κατασκευαστικό μέρος της μαντοκίνησης (κίνδυνος αστοχίας, ενώ μία τροχαλία δεν κινδυνεύει ως στιβαρή κατασκευή), χρησιμοποιήσαμε προϊόν της Fenner που θεωρείται προϊόν καλύτερης ποιότητας κατασκευής.

Καταλήγοντας λοιπόν, το προϊόν που επιλέξαμε είναι τροχαλία της Sati με κωδικό **SPA 180-03 με εσωτερικό κωδικό παραγγελίας AT01803**. Οι τροχαλίες αυτών των σειρών είναι κατασκευασμένες σύμφωνα με τα standards ISO4183 και DIN 221. Το υλικό κατασκευής των τροχαλιών αυτών είναι χυτοσίδηρος GG 25, ενώ την αρχική κατασκευή τους ακολουθεί διεργασία φωσφάτωσης.

Από το σχήμα 7.10 βλέπουμε ότι η πλήμνη της επιλεχθείσας τροχαλίας (όπως και των άλλων τροχαλιών) παρουσιάζει κλίση, με άλλα λόγια είναι κωνικής μορφής. Αυτό έχει να κάνει με τη στερέωση της τροχαλίας πάνω στην άτρακτό της μέσω ειδικού εξαρτήματος αλλά για αυτό θα γίνει εκτενής ανάλυση στην επόμενη υποενότητα.

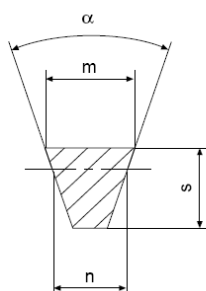
Για λόγους πληρότητας παρέχονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της τροχαλίας και του μάντα που επιλέξαμε στα σχήματα και τους πίνακες της αμέσως επόμενης σελίδας (βέβαια η τροχαλία έχει τρεις αύλακες αντί για δύο όπως φαίνεται στο σχήμα 7.11):





Dimensioni puleggia • Pulley dimention • Keilriemenscheibeabmessungen • Dimensions poulie • Dimensiones polea

	a	b	c	d	e	f	h	34°	38°
SPZ	9,7	8,5	8	12	8	2	11	P <=80	P >80
SPA	12,7	11	10	15	10	2,8	13,8	P <=118	P >118
SPB	16,3	14	12,5	19	12,5	3,5	17,5	P <=190	P >190
SPC	22	19	17	25,5	17	4,8	23,8	P <=315	P >315



Dimensioni cinghia • Belt dimention • Riemenabmessungen  
Dimensions courroie • Dimensiones correa

	m	s	n
SPZ	9,7	8	8,5
SPA	12,7	10	11
SPB	16,3	13	14
SPC	22	18	19

Σχήμα 7.11 (Sati)<sup>[35]</sup>: Διαστάσεις αυλακίων τροχαλίας και διατομής ιμάντα

Να επισημανθεί ότι η διάμετρος P θεωρείται ως η **μέση διάμετρος αναφοράς της ιμαντοκίνησης** (επί αυτής για παράδειγμα μπορούμε να θεωρήσουμε ότι ασκούνται σημειακά οι δυνάμεις της ιμαντοκίνησης). Για τις τροχαλίες που επιλέξαμε είναι P=180, συνεπώς η γωνία τραπεζίου είναι  $\alpha=38^\circ$ .

### 7.1.3 Εκλογή τρόπου στερέωσης τροχαλίας και ατράκτου

Ο παραδοσιακός τρόπος στερέωσης ατράκτου και τροχαλίας συνίσταται στα εξής:

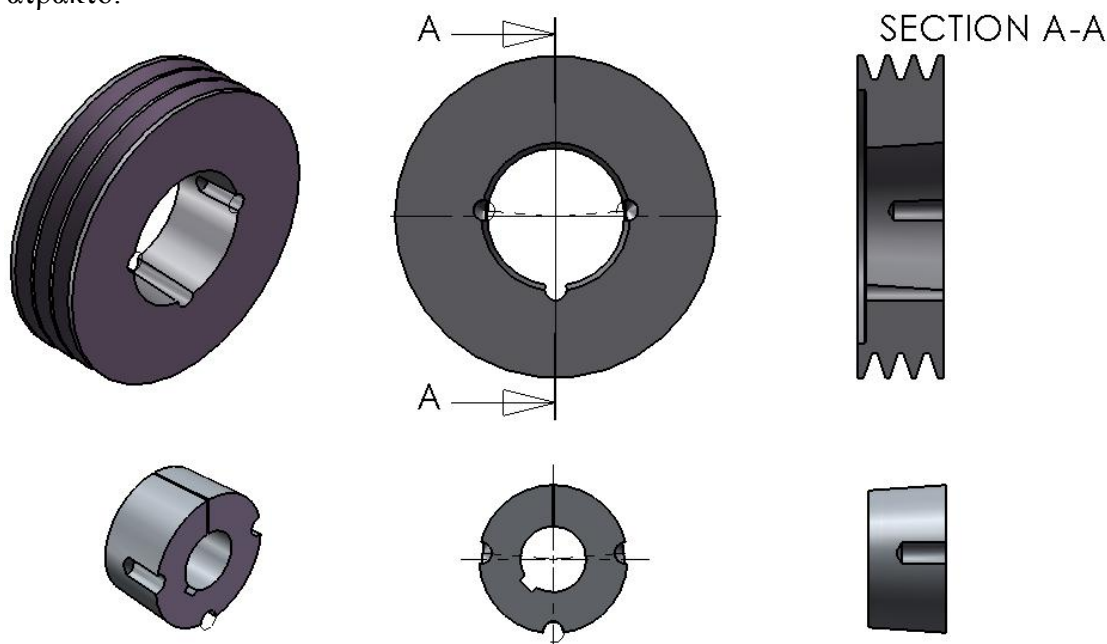
1. Χρήση σφήνας ως συναρμογή μορφής για μεταβίβαση στρεπτικής ροπής. Η άτρακτος φέρει ειδικό αυλάκι (σφηνάουλακα), όπως παρόμοιο αυλάκι φέρει και η τροχαλία στην κυλινδρικής μορφής πλήμνη της. Ανάμεσα στα δύο αυτά αυλάκια, τοποθετείται σφήνα (ως συνήθως ορθογώνιο σώμα), το οποίο εξασφαλίζει ότι η τροχαλία και η άτρακτος θα στρέφονται «μαζί» (γωνιακή στερέωση), άρα και επιτρέποντας τη μεταβίβαση στρεπτικής ροπής.

2. Χρήση αποστατών, περικοχλίων ατράκτου και άλλων μέσων για το αξονικό «κλειδωμα» (αξονική στερέωση) ατράκτου και τροχαλίας.

Ο παραπάνω τρόπος μειονεκτεί ως προς το ότι απαιτεί ειδικές διαμορφώσεις επί της ατράκτου που μειώνουν την αντοχή της ατράκτου και συνεπάγονται αυξημένο κόστος, αλλά και το ότι χρειαζόμαστε επιπλέον εξοπλισμό στερέωσης (σφήνες, αποστάτες κ.α.).

Για να αποφύγουμε όλες αυτές τις πρόσθετες κατεργασίες και τα εξαρτήματα, μπορούμε να επιλέξουμε έναν πιο καινούργιο, απλούστερο και εξυπνότερο τρόπο στερέωσης ατράκτου γωνιακής και αξονικής.

Προηγουμένως, έγινε μία νύξη για την κωνική μορφή της πλήμνης των τροχαλιών. Πράγματι, οι τροχαλίες που επιλέξαμε έχουν πλήμνη κωνικής μορφής με σκοπό την υποδοχή αντίστοιχα κωνικών δακτυλίων στερέωσης, γνωστοί με το όνομα Taper Bush. Ο κωνικός δακτύλιος Taper Bush στην ουσία παρεμβάλλεται ανάμεσα στην άτρακτο και την τροχαλία εξασφαλίζοντας τη σύνδεσή τους. Για το σκοπό αυτό, η εσωτερική του επιφάνεια είναι κυλινδρική (για υποδοχή της ατράκτου) και η εξωτερική του κωνική (για να εισέλθει εντός της κωνικής πλήμνης της τροχαλίας). Όπως θα εξηγηθεί παρακάτω αναλυτικά πρόκειται για μία συναρμογή πίεσης, η οποία εξασφαλίζει ταυτόχρονα αξονική και γωνιακή στερέωση της τροχαλίας με την άτρακτο.

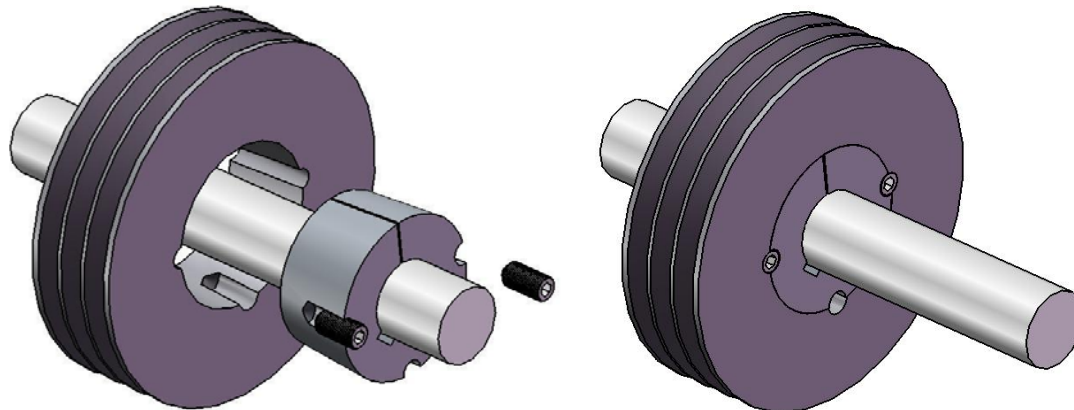


Σχήμα 7.12: Τροχαλία με κωνική πλήμνη και αντίστοιχο Taper Bush

Στο σχήμα 7.12, βλέπουμε μία τυπική διαμόρφωση πλήμνης τροχαλίας για σύνδεση με το αντίστοιχο Taper Bush. Στο σχήμα αυτό βλέπουμε ότι το Taper Bush στην εξωτερική, κωνική επιφάνειά του φέρει τρεις οπές. Οι δύο (σχεδόν) αντιδιαμετρικές μεταξύ τους είναι απλές, τυφλές οπές ενώ η τρίτη, αντιδιαμετρική μίας σχισμής, φέρει σπείρωμα και είναι διαμπερής. Η πλήμνη της τροχαλίας φέρει και αυτή τρεις οπές με τις δύο (σχεδόν) αντιδιαμετρικές όμως να είναι διαμπερείς οπές με σπείρωμα, ενώ η τρίτη να είναι τυφλή και χωρίς σπείρωμα. Όταν το Taper Bush εισέλθει εντός της πλήμνης της τροχαλίας, οι (σχεδόν) αντιδιαμετρικές τρύπες των δύο κομματιών θα «έρθουν» μαζί σχηματίζοντας δύο ολόκληρες οπές με σπείρωμα μόνο από τη μία πλευρά (αυτή της τροχαλίας). Αντίστοιχα, οι δύο οπές που

απομένουν θα έρθουν και αυτές «μαζί» σχηματίζοντας μία ολόκληρη οπή με σπείρωμα μόνο από την μεριά του Taper Bush.

Η στερέωση με την άτρακτο επιτυγχάνεται με χρήση δύο βιδών slotted (σκουληκόβιδες) στις ολόκληρες πλέον (σχεδόν) αντιδιαμετρικές οπές. Στο σχήμα 7.13 βλέπουμε την επίτευξη σύνδεσης ατράκτου και τροχαλίας μέσω Taper Bush και δύο βιδών slotted.



Σχήμα 7.13: Σύνδεση ατράκτου και τροχαλίας μέσω Taper Bush και δύο βιδών slotted.

Η επίτευξη της σύνδεσης γίνεται ως εξής: αφού βάλουμε το Taper Bush εντός της πλήμνης της τροχαλίας, τοποθετούμε στις (σχεδόν) αντιδιαμετρικές οπές τις δύο βίδες. Γυρνάμε τις βίδες, μέχρι η κεφαλή τους να συναντήσει τον πυθμένα των τυφλών οπών του Taper Bush. Συνεχίζοντας το «στρίψιμο» με τις βίδες να έχουν «πατήσει» των πυθμένα των οπών του Taper Bush, τότε στην ουσία αρχίζει η σύσφιξη, όπου η βίδες σπρώχνουν και εξαναγκάζουν το Taper Bush να προχωρήσει ακόμη πιο βαθιά στην κωνική επιφάνεια της πλήμνης. Καθώς όμως προχωράει, οι δύο κωνικές επιφάνειες πιέζονται η μία πάνω στην άλλη. Συσφίγγοντας όλο και περισσότερο, το Taper Bush προχωράει όλο και βαθύτερα καθώς μπορεί να παραμορφώνεται λόγω μίας σχισμής που φέρει αντιδιαμετρικά της τρίτης οπής του. Ταυτόχρονα, με αυτή την παραμόρφωση η εσωτερικής κυλινδρική επιφάνειά του πιέζεται πάνω στην άτρακτο με ανάπτυξη ισχυρής επιφανειακής πίεσης μεταξύ τους.

Όταν πλέον σταματήσουμε να σφίγγουμε, η βίδες δεν μπορούν να φύγουν από την προχωρημένη θέση που έχουν φτάσει καθώς συγκρατούνται από το σπείρωμα που βρίσκεται στη «μισή» μεριά των οπών της πλήμνης. Η ισχυρή πίεση πάνω σε καθεμιά από τις δύο διεπιφάνειες «πλήμνη τροχαλίας-κωνική εξωτερική επιφάνεια Taper Bush» και «κυλινδρική εσωτερική επιφάνεια Taper Bush-άτρακτος», συνεπάγεται τη δημιουργία ισχυρής δύναμης τριβής σε κάθε τάση λυσίματος των επιμέρους, οπότε η τροχαλία μέσω του Taper Bush έχει πλέον ασφαλιστεί έναντι γωνιακής και αξονικής μετατόπισης σε σχέση με την άτρακτο.

Για την λύση της σύνδεσης, αποσυσφίγγουμε τις βίδες των (σχεδόν) «αντιδιαμετρικών» οπών και χρησιμοποιούμε την τρίτη (μέχρι στιγμής αχρησιμοποίητη) οπή για να βγάλουμε το Taper Bush από την πλήμνη (εξάρμωση). Το ότι η τρίτη (αντιδιαμετρική της σχισμής) οπή του Taper Bush, φέρει σπείρωμα είναι ακριβώς για την εξάρμωση: περνάμε αρκετές στροφές μία βίδα (κάποια από αυτές τις σύσφιξης) εντός της και καθώς την τραβάμε εξέρχεται μαζί με το Taper Bush.

Να παρατηρηθεί ότι ακόμη και αν ολόκληρη η ροπή μεταβιβάζεται μέσω ολόκληρης της πιεζόμενης επιφάνειας (συναρμογή πίεσης), οπότε η χρήση σφήνας δεν είναι απαραίτητη, τα Taper Bush φέρουν σφηνάλακα ώστε να είναι κατάλληλα για χρήση ακόμη και σε ατράκτους με υπάρχουσα διαμόρφωση σφήνας (όπως π.χ.

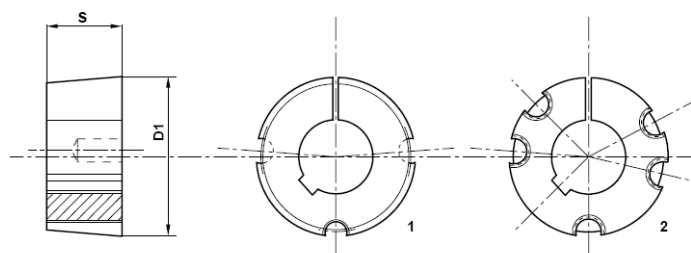
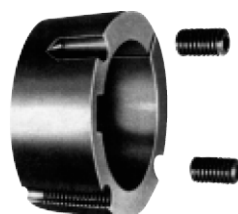
πρόβολοι ηλεκτροκινητήρων). Φυσικά και σε αυτή την περίπτωση, η σφήνα δεν θα μεταβιβάζει ροπή αλλά θα παίζει μόνο το ρόλο οδηγού. Τέλος, να σημειώσουμε ότι τα Taper Bush σε μεγαλύτερα μεγέθη σχεδιάζονται με περισσότερα «σετ» οπών.

Επιστρέφοντας, στην τροχαλία που επιλέξαμε, παρατηρούμε ότι στην 7<sup>η</sup> στήλη του πίνακα του σχήματος 7.9, δίνονται δύο στοιχεία που αφορούν στο Taper Bush με το οποίο είναι σχεδιασμένη να συνεργάζεται:

- 2517: αφορά στον τύπο του Taper Bush
- Φ60: αφορά στην μέγιστη διάμετρο ατράκτου που μπορεί να «υποδεχθεί» η συγκεκριμένη τροχαλία μέσω του Taper Bush 2517

Τα Taper Bush που θα προμηθευτούμε θα είναι της εταιρείας Sati, όπως και οι τροχαλίες. Η εταιρεία αυτή παρέχει διάφορα μεγέθη τόσο σε μετρικό σύστημα όσο και σε αγγλοσαξονικό. Στο σχήμα 7.14 δίνεται ο κατάλογος με τα χαρακτηριστικά του τύπου 2517 που μας υπαγορεύει ο τύπος της τροχαλίας που επιλέξαμε.

BUSSOLE CONICHE  
TAPER BUSHES  
SPANNBÜCHSEN  
MOYEUX AMOVIBLES  
CASQUILLOS CÓNICOS

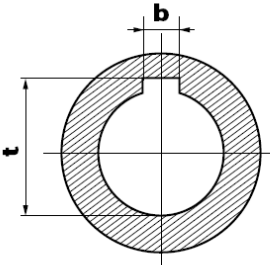


**Fori standard serie metrica**  
**Standard stock bores metric series**  
**Standard Lagerbohrungen metrische Reihe**  
**Alésages standard de stock série metricque**  
**Taladros standard de acopio serie metrica**

**Esempio:** Codice Foro in mm Ø 14 = 1615014  
**Example:** Code symbol Bore in mm Ø 14 = 1615014  
**Beispiel:** Fabriknummer Bohrung in mm Ø 14 = 1615014  
**Exemple:** Code symbole Alesage en mm Ø 14 = 1615014  
**Ejemplo:** Numero de fabrica Taladros en mm Ø 14 = 1615014

TIPO BUSSOLA BUSH TYPE BÜCHSE TYP MOYEUX TYPE CASQUILLOS TIPO	COD.	FORO (ISO E 8) BORE (ISO E 8) BOHRUNG (ISO E 8) ALÉSAGE (ISO E 8) TALADRO (ISO E 8)	COPPIA TRASMISSIBILE Nm TRANSMISSIBLE TORQUE Nm HAFTMOMENT Nm COUPLE TRANSMISSIBLE Nm CUPLA DE TRANSMISSION Nm	VITI SCREWS SCHRAUBE VIS TORNILLO B.S.W.	D1	TIPO TYP TYPE TIPO	S	PESO WEIGHT POIDS PESO Kg
1008	1008...	9 10 11 12 14 16 18 19 20 22 24 25	136	1/4" x 1/2"	35,0	1	22,3	0,16
1108	1108...	9 10 11 12 14 16 18 19 20 22 24 25 28*	147	1/4" x 1/2"	38,0	1	22,3	0,16
1210	1210...	11 12 14 16 18 19 20 22 24 25 28 30 32	407	3/8" x 5/8"	47,5	1	25,4	0,32
1215	1215...	14 19 20 24 25 28	407	3/8" x 5/8"	47,5	1	38,1	0,50
1610	1610...	14 16 18 19 20 22 24 25 28 30 32 35 38 40* 42*	486	3/8" x 5/8"	57,0	1	25,4	0,41
1615	1615...	14 16 18 19 20 22 24 25 28 30 32 35 38 40* 42*	486	3/8" x 5/8"	57,0	1	38,1	0,60
2012	2012...	14 16 18 19 20 22 24 25 28 30 32 35 38 40 42 45 48 50*	808	7/16" x 7/8"	70,0	1	31,8	0,75
2517	2517...	16 18 19 20 22 24 25 28 30 32 35 38 40 42 45 48 50 55 60*	1310	1/2" x 1"	85,5	1	44,5	1,06
3020	3020...	25 28 30 32 35 38 40 42 45 48 50 55 60 65 70 75	2710	5/8" x 1" 1/4	108,0	1	50,8	2,50
3030	3030...	35 38 40 42 45 48 50 55 60 65 70 75	2710	5/8" x 1" 1/2	108,0	1	76,2	3,75
3525	3525...	35 38 40 42 45 48 50 55 60 65 70 75 80	5060	1/2" x 1" 1/2	127,0	2	64,9	4,20
3535	3535...	35 38 40 42 45 48 50 55 60 65 70 75 80 85 90*	5060	1/2" x 1" 1/2	127,0	2	88,9	5,13
4030	4030...	40 42 45 48 50 55 60 65 70 75 80 85 90 100*	8740	5/8" x 1" 1/2	146,0	2	76,2	6,75
4040	4040...	40 42 45 48 50 55 60 65 70 75 80 85 90 100*	8740	5/8" x 1" 3/4	146,0	2	101,6	7,68
4545	4545...	55 60 65 70 75 80 85 90 100*	12400	3/4" x 2"	162,0	2	115,0	10,56
5050	5050...	70 75 80 85 90 100 105 110 115 120 125	12400	7/8" x 2" 1/4	177,6	2	127,0	15,17

Σχήμα 7.14 (Sati)<sup>[35]</sup>: Taper Bush μετρικού συστήματος εταιρείας Sati

D	b	t		Dimensioni delle cave Dimensions of keyways Abmessungen der Keilnuten Dimensions des rainures de clavette Medidas de los chaveteros		
				D *	b	t
Over 10 to 12	4	D + 1,8				
» 12 » 17	5	D + 2,3				
» 17 » 22	6	D + 2,8				
» 22 » 30	8	D + 3,3				
» 30 » 38	10	D + 3,3				
» 38 » 44	12	D + 3,3				
» 44 » 50	14	D + 3,8				
» 50 » 58	16	D + 4,3				
» 58 » 65	18	D + 4,4				
» 65 » 75	20	D + 4,9				
» 75 » 85	22	D + 5,4				
» 85 » 95	25	D + 5,4				
» 95 » 110	28	D + 6,4				
» 110 » 130	32	D + 7,4				
			28°	8	D + 1,3	
			35°	10	D + 1,3	
			40°/42°	12	D + 1,3	
			50°	14	D + 2,8	
			90°	25	D + 3,4	
			100°	28	D + 5,4	

Συνέχεια σχήματος 7.14 (Sati)<sup>[35]</sup>: Διαστάσεις σφηνάλακας Taper Bush συναρτήσει της διαμέτρου της ατράκτου. Οι διαστάσεις της σφηνάλακας είναι τυποποιημένες κατά UNI 6604-69 και DIN 6885.

Οι κωνικοί σύνδεσμοι τύπου Taper Bush είναι από χυτοσίδηρο GG25 είναι ιδιαίτερα στιβαρά τεμάχια με μεγάλα περιθώρια μεταβίβασης στρεπτικής ροπής και καλή συμπεριφορά σε κρουστικά φορτία. Ο κατασκευαστής μας πληροφορεί για μέγιστη δυνατότητα μεταφοράς ισχύος  $M_{t,max}=1310Nm$ . Αξίζει να επιχειρήσουμε μία σύγκριση με την ροπή που θέλουμε να μεταφέρουμε στην εφαρμογή μας που είναι:

$$M_t(N \cdot m) = \frac{N_l(W)}{\omega(\text{rad/s})} = \frac{30 \cdot N_l(W)}{\pi \cdot n(\text{RPM})} = \frac{30 \cdot 41300}{\pi \cdot 3000} = 131,46 N \cdot m \quad (7.11)$$

Συνεπώς με ένα πρώτο υπολογισμό συμπεραίνουμε ότι για το Taper Bush το περιθώριο ασφαλείας είναι:

$$S_{T.B.} = \frac{M_{t,max}(N \cdot m)}{M_t(N \cdot m)} = \frac{1310}{131,46} = 9,965 \Rightarrow S_{T.B.} \cong 10 \quad (7.12)$$

Αντέχει λοιπόν, δέκα φορές περισσότερο από την φόρτιση που αντιστοιχεί στις δυσμενέστερες συνθήκες καταπόνησης.

Το ρόλο της συγκράτησης του Taper Bush επωμίζονται οι κοχλίες. Έτσι, πρέπει να γνωρίζουμε την ροπή σύσφιξης που πρέπει να επιβάλλουμε με το ροπόκλειδο κατά τη συναρμολόγηση. Στον διαδικτυακό τόπο της Sati δεν βρήκαμε σχετικά ποσοτικά στοιχεία, βρήκαμε όμως στον αντίστοιχο της Fenner για τα Taper Bush δικής της κατασκευής. Κρίνουμε ανεπιφύλακτα ότι μπορούμε να μεταφέρουμε τα στοιχεία αυτά και για τα Taper Bush της Sati, αφού δεν υπάρχει ουσιαστική διαφοροποίηση ούτε στα υλικά κατασκευής, ούτε στις διαστάσεις και τις ονοματολογίες που είναι τυποποιημένα στοιχεία.

Bush size	1008	1108	1210	1610	1615	2012	2517	3020	3030	3525	3535	4030	4040	4535	4545	5040	5050	
Screw tightening torque (Nm)	5.6	5.6	20	20	20	30	50	90	90	115	115	170	170	190	190	270	270	
qty	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3	
Screw details	size (BSW)	1/4"	1/4"	3/8"	3/8"	3/8"	7/16"	1/2"	5/8"	5/8"	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"	3/4"	3/4"	7/8"	7/8"
	Hex. socket size (mm)	3	3	5	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	14	14
Large end dia. (mm)	35.0	38.0	47.5	57.0	57.0	70.0	85.5	108	108	127	127	146	146	162	162	178	178	
Bush length (mm)	22.3	22.3	25.4	25.4	38.1	31.8	44.5	50.8	76.2	63.5	89.0	76.2	102	89.0	114	102	127	
Approx mass (kg)	0.1	0.1	0.2	0.3	0.5	0.7	1.5	2.7	3.6	3.8	5.0	5.6	7.7	7.5	10.0	11.1	14.0	

Σχήμα 7.15 (Fenner)<sup>[35]</sup>: Τεχνικά στοιχεία Taper Bush

Από τις τεχνικές πληροφορίες της Fenner για τα Taper Bush (βλέπε σχήμα 7.15), μάθαμε ότι αν πρόκειται να συσφίξουμε ένα Taper Bush σε μία άτρακτο διαμέτρου  $d$ , οι ανοχές της τελευταίας πρέπει να είναι  $d_{-0,125}^{+0,05}$ . Οι ανοχές αυτές πρέπει να τηρηθούν σε κάθε άτρακτο που πρόκειται να συνδεθεί με Taper Bush.

Αναφορικά με την μιαντοκίνηση που μελετήσαμε, έχουμε δύο βαθμίδες μιαντοκίνησης με συνολικά τέσσερις τροχαλίες στις οποίες εφαρμόζει Taper Bush τύπου 2517. Για κάθε τύπο Taper Bush υπάρχουν διάφορες παραλλαγές ανάλογα με την εσωτερική διάμετρο του, που είναι στην ουσία η διάμετρος της ατράκτου που «υποδέχεται».

Για τον τύπο 2517 οι διαμέτροι αυτές είναι 16, 18, 19,... έως 60mm που είναι, όπως προαναφέρθηκε, η μέγιστη δυνατή διάμετρος. Οι κωδικοί των προϊόντων είναι αντίστοιχα 251716, 251718, 251719, .....,251760. Χρειάζεται να εκλέξουμε τέσσερα Taper Bushes τύπου 2517 (ένα για κάθε τροχαλία), ωστόσο **δεν είμαστε ακόμη σε θέση να επιλέξουμε τα ακριβή Taper Bushes** που θα χρειαστούμε, καθώς χρειαζόμαστε τις διαμέτρους των ατράκτων στις θέσεις πρόσδεσης. Συγκεκριμένα, θέλουμε πρώτον τις δύο διαμέτρους των ηλεκτροκινητήρων για τα Taper locks των κινητήριων τροχαλιών και δεύτερον, των τις δύο διαμέτρους ατράκτων των ροτόρων για τα Taper Bushes των κινούμενων τροχαλιών. Συνεπώς, κρατάμε τον τύπο 2517 και εκλέγουμε τις ακριβείς διαμέτρους όταν έρθουμε στους ηλεκτροκινητήρες και τις ατράκτους των ροτόρων. Η διάμετροι φυσικά είναι τυποποιημένες ώστε να δένουν αρμονικά με μεγάλη ποικιλία προϊόντων του εμπορίου.

## 7.2 Άτρακτος 1<sup>ου</sup> ρότορα και σύστημα εδράσεων της

Το σύστημα έδρασης της ατράκτου του 1<sup>ου</sup> ρότορα (μαζί με το κέλυφος που να περικλείει την άτρακτο και τις εδράσεις), είναι αρκετά «λεπτό» ως προς το σχεδιασμό του καθώς οι απαιτήσεις μηχανουργικής ακρίβειας είναι υψηλές. Επειδή στην άτρακτο αυτό βρίσκεται η στρεφόμενη πτερωτή πρέπει να αποφευχθούν προβλήματα ευθυγράμμισης, γωνιακών αποκλίσεων ενώ ιδιαίτερη προσοχή θέλει η τήρηση των κατάλληλων ανοχών.

Αυτή η υψηλή απαίτηση ακρίβειας σχολιάστηκε εκτενώς στο 1<sup>ο</sup> κεφάλαιο, όπου αποκλείστηκε η λύση του ενιαίου εσωτερικού κελύφους που να περικλείει φωλιές ρουλεμάν. Εκεί, αποφασίστηκε η κατεύθυνση προς λυόμενες συνδέσεις με τυποποιημένα κουζινέτα του εμπορίου και το εσωτερικό κέλυφος να φέρει κατάλληλες υποδοχές για σύνδεσή τους μέσω κοχλιών (βλέπε σχήμα 5.15).

Σκοπός της ενότητας αυτής είναι να βρούμε την βέλτιστη κατασκευαστικά λύση και κατόπιν να προσδιορίσουμε από τεχνικούς καταλόγους εταιρειών ακριβώς τα τυποποιημένα εξαρτήματα που χρειαζόμαστε για την υλοποίηση της ιδέας.

Η μελέτη χωρίζεται στις εξής υποενότητες:

- 7.2.1 Αξιολόγηση διάφορων κατασκευαστικών προτάσεων
- 7.2.2 Επιλογή βέλτιστης λύσης και εκλογή εξαρτημάτων

### 7.2.1 Αξιολόγηση διάφορων κατασκευαστικών προτάσεων

Στο πλαίσιο της ιδέας για έδραση μίας ατράκτου σε τυποποιημένα κουζινέτα εντός ενός κυλινδρικού κελύφους με κοχλιοσύνδεση μπορούμε να παράγουμε τις παρακάτω σκέψεις για τον τρόπο έδρασης της ατράκτου του 1<sup>ου</sup> ρότορα:

- A. Χρήση δύο χωριστών «μπλοκ» κουζινέτων οριζόντιας βάσης, ένα για σταθερή και ένα για ελεύθερη έδραση με χωριστή άτρακτο που θα προσθέσουμε εμείς.
- B. Χρήση ενός ενιαίου διπλού «μπλοκ» εδράσεων οριζόντιας βάσης, το οποίο διατίθεται μαζί με τις εδράσεις και την άτρακτο. Στην αγορά αυτά τα μπλοκ διπλής έδρασης με ενσωματωμένη άτρακτο είναι γνωστά ως «CAP».
- C. Χρήση δύο χωριστών «μπλοκ» κουζινέτων, ένα για σταθερή και ένα για ελεύθερη έδραση, μορφής φλάντζας. Και εδώ η άτρακτος θα πρέπει να προστεθεί χωριστά.

Είναι προφανές ότι η επιλογή του εξοπλισμού έδρασης της ατράκτου του 1<sup>ου</sup> ρότορα θα επηρεάσει και την εσωτερική διαμόρφωση κελύφους  $\Phi 300$  (βλέπε κεφάλαιο 1<sup>ο</sup>) το οποίο θα πρέπει από τη μέσα «μεριά» του να φέρει ειδικά στηρίγματα στα οποία και θα «πατάνε» οι εδράσεις αυτές που θα επιλέξουμε.

Η βέλτιστη λύση θα πρέπει να ικανοποιεί κατά το δυνατόν τις παρακάτω κατασκευαστικές απαιτήσεις:

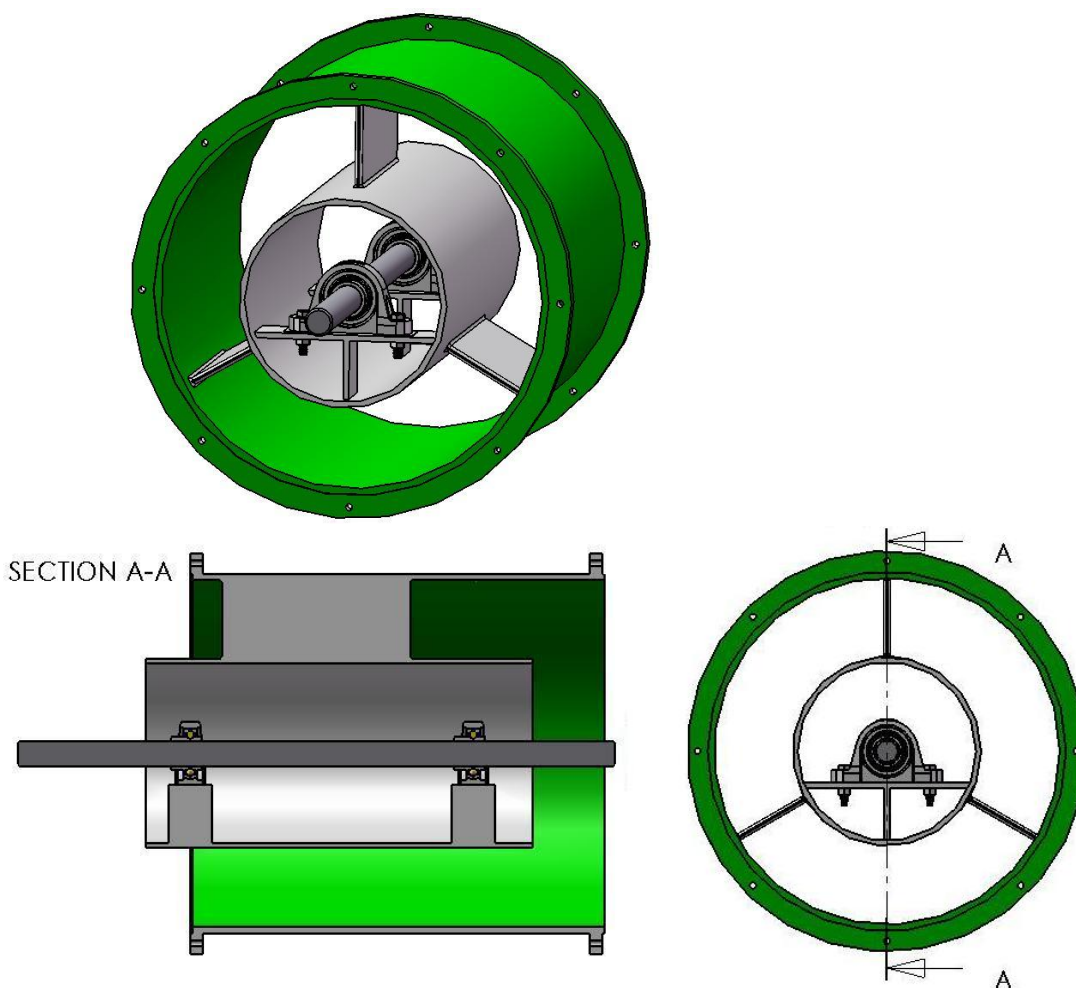
- Η **πρόσδεση** των εδράσεων με το εσωτερικό κέλυφος θα πρέπει να είναι **εύκολη και στιβαρή** χωρίς προβλήματα λυσίματος. Τα ειδικά στηρίγματα εντός εσωτερικού κελύφους στα οποία θα «πατάνε» οι εδράσεις θα πρέπει να είναι εύκολα κατασκευάσιμα και επαρκή από θέμα αντοχής.
- Η διάταξη των εδράσεων μέσα στο κέλυφος θα πρέπει να αφήνει διαθέσιμο χώρο για να γίνεται **εύκολη ρύθμισή** της ακριβούς θέσης τους ώστε η άτρακτος που εδράζουν, άρα και ο ρότορας πάνω στην τελευταία, να «έρθει» ομόκεντρα με το εξωτερικό κέλυφος. Για το σκοπό αυτό, το περιθώριο ρύθμισης πρέπει να είναι επαρκές ώστε να μπορεί να διορθωθεί η όποια μικρή ή μεγάλη απόκλιση ομοκεντρότητας παρουσιαστεί.
- Οι εδράσεις και το εσωτερικό κέλυφος που θα σχεδιαστεί για την στήριξή τους δεν θα πρέπει να είναι **αχρείαστα** υψηλού **κόστους**. Ειδικά για τον εξοπλισμό έδρασης πρέπει να είναι διαθέσιμος στην ελληνική αγορά.
- Το **βάρος** του εξοπλισμού έδρασης που θα χρησιμοποιηθεί θα πρέπει να είναι όσο πιο μικρό γίνεται. Σε αντίθετη περίπτωση, τα συγκολλητά νεύρα συγκράτησης του εσωτερικού κελύφους (άρα και του εξοπλισμού του συστήματος ατράκτου και εδράσεων που περικλείει) θα πρέπει να γίνουν πάρα πολύ μεγάλου πάχους. Τα νεύρα όμως αυτά παρεμβάλλονται στη ροή και έτσι όσο μεγαλύτερα είναι τόσο πιο έντονη θα είναι η διαταραχή της. Αν αναλογιστούμε μάλιστα ότι τα νεύρα αυτά συγκρατούν έτσι και αλλιώς το εσωτερικό κέλυφος, την άτρακτο, τον 1<sup>ο</sup> ρότορα και τον ελαστικό σύνδεσμο, καλό είναι να αποφύγουμε την υπερβολική επιβάρυνση και από τις εδράσεις.

Στις παρακάτω σελίδες θα εξετάσουμε καθένα από τους τρεις τρόπους έδρασης A, B, C αξιολογώντας το βαθμό που μπορεί να ικανοποιεί τις παραπάνω απαιτήσεις, ώστε να μπορέσουμε να επιλέξουμε την βέλτιστη από αυτές.



### A) Χρήση δύο «μπλοκ» κουζινέτων οριζόντιας βάσης με χωριστή άτρακτο

Στο σχήμα 7.16 δίνεται η όψη του συναρμολογημένου συνόλου με τα δύο κουζινέτα.



Σχήμα 7.16: Χρήση δύο χωριστών μπλοκ εδράσεων με προσθήκη και της άτρακτου

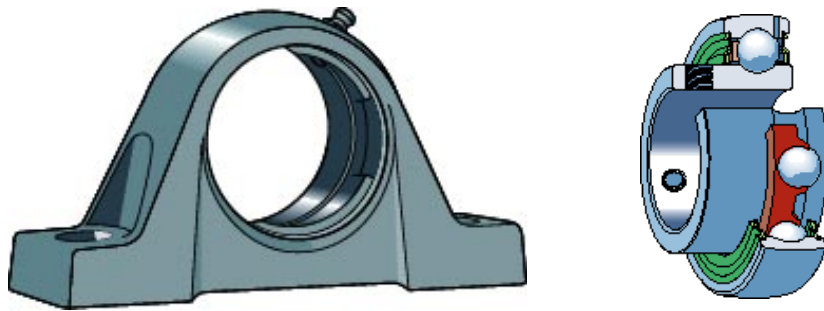
Το εσωτερικό κέλυφος φέρει στηρίγματα μορφής «ταυ» για τη σύνδεση με κάθε κουζινέτο μέσω περαστών κοχλιών με περικόχλιο.

Η απόσταση των στηριγμάτων «ταυ» από το άξονα συμμετρίας του κελύφους πρέπει να είναι τέτοια ώστε αν τοποθετηθεί πάνω τους το κουζινέτο, η άτρακτός τους να βρίσκεται χαμηλότερα από το άξονα συμμετρίας του κελύφους. Γι' αυτό και προβλέπονται μετρητικά φύλλα ανάμεσα στο στήριγμα «ταυ» και τη βάση του κουζινέτου για την ακριβή ρύθμιση του ύψους, ώστε δηλαδή η άτρακτος να «έρθει» ακριβώς με τον άξονα συμμετρίας του κελύφους.

Τα κουζινέτα μπορούν να είναι δύο ειδών:

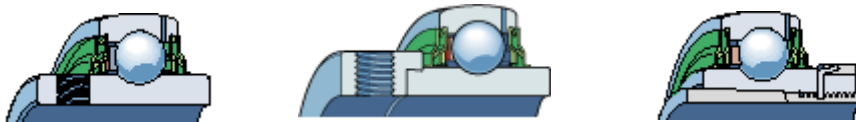
1. **Μπλοκ με μη διαιρετή «φωλιά» (bearing unit)** (βλέπε σχήμα 7.16), τα οποία αποτελούνται βασικά από δύο μόνο μέρη: το ρουλεμάν και την φωλιά υποδοχής του. Είναι εύκολο στη συναρμολόγηση και στη λίπανση, καθώς το ρουλεμάν είναι σφραγισμένο και έτσι δεν χρειάζεται περιοδική λίπανση.





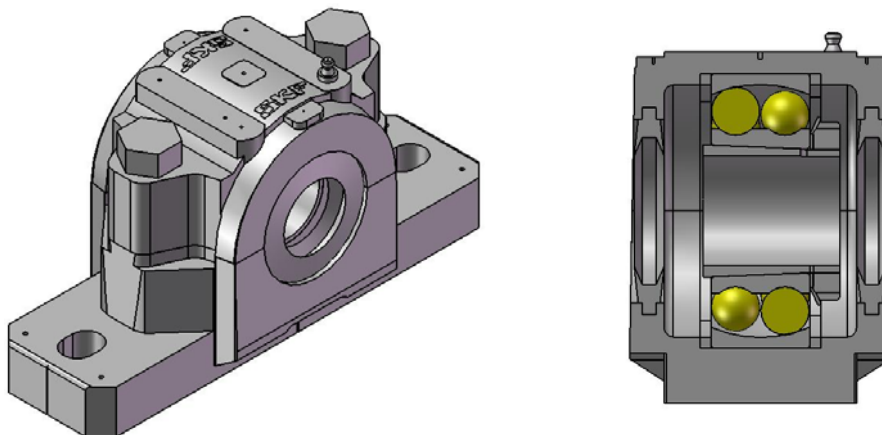
Σχήμα 7.16<sup>[36]</sup>: Μπλοκ έδρασης με μη διαιρετή φωλιά με το ρουλεμάν του.

Η σύνδεση ρουλεμάν και ατράκτου μπορεί να επιτευχθεί με χρήση βίδας εγκάρσια της ατράκτου, ή και με περικόχλιο ατράκτου το οποίο συσφίγγεται με το ρουλεμάν πάνω σε κωνική επιφάνεια. Οι διάφοροι τρόποι σύνδεσης ατράκτου και ρουλεμάν δίνονται στο σχήμα 7.17:



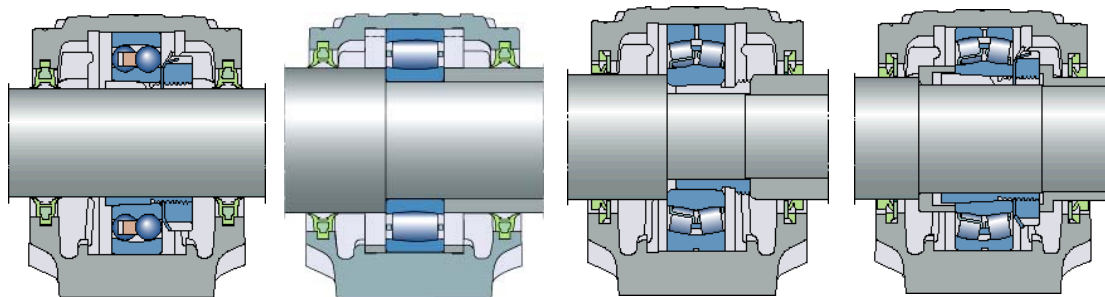
Σχήμα 7.17<sup>[36]</sup> (Από αριστερά προς τα δεξιά): σύνδεση ρουλεμάν και ατράκτου μέσω εγκάρσιας βίδας αρπαγής (grub screw locking), έκκεντρου κολλάρου με εγκάρσια βίδα (eccentric collar locking on the shaft) και περικόχλιου ατράκτου πάνω σε κωνική επιφάνεια (adapter sleeve locking on the shaft).

- 2. Μπλοκ διαιρετής «φωλιάς» (bearing housing)** (βλέπε σχήμα 7.18), τα οποία είναι πολυπλοκότερα των προηγούμενων καθώς περιλαμβάνουν τα δύο διαιρετά μέρη της φωλιάς, το ρουλεμάν, τον μηχανισμό σύνδεσης ατράκτου και ρουλεμάν (ο οποίος δεν είναι ενσωματωμένος στο ρουλεμάν) και χωριστά στεγανωτικά (το ρουλεμάν δεν είναι αυτοσφραγιζόμενο). Με ειδικές οπές γίνεται περιοδική λίπανση. Για ατράκτους του ίδιου μεγέθους, τα μπλοκ αυτά είναι μεγαλύτερων διαστάσεων και βάρους σε σχέση με τα προηγούμενα.



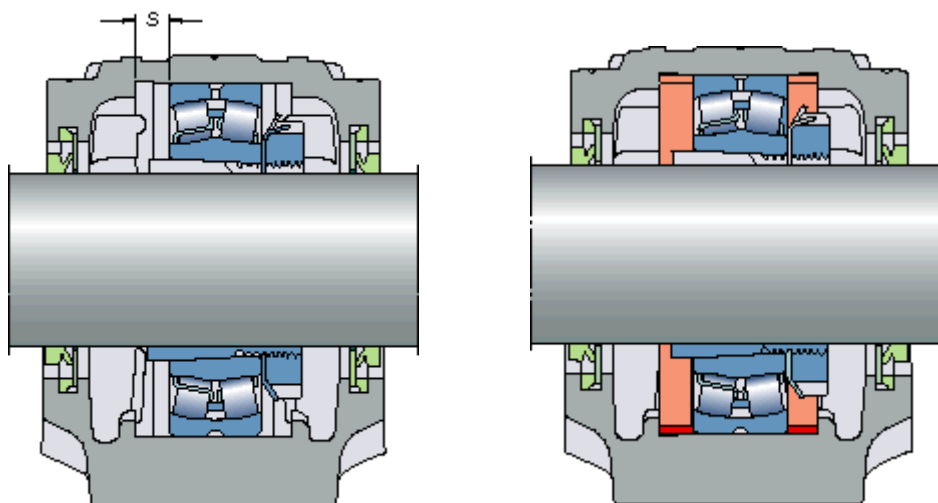
Σχήμα 7.18<sup>[36]</sup>: Προοπτική όψη και όψη σε τομή διαιρετού κουζινέτου

Σε αυτό τον τύπο κουζινέτου, υπάρχουν τέσσερις τρόποι σύνδεσης ατράκτου και ρουλεμάν, διαφορετικής φιλοσοφίας σε σχέση με αυτών του προηγούμενου τύπου κουζινέτου. Στο σχήμα 7.19, δίνονται οι τρόποι αυτοί:



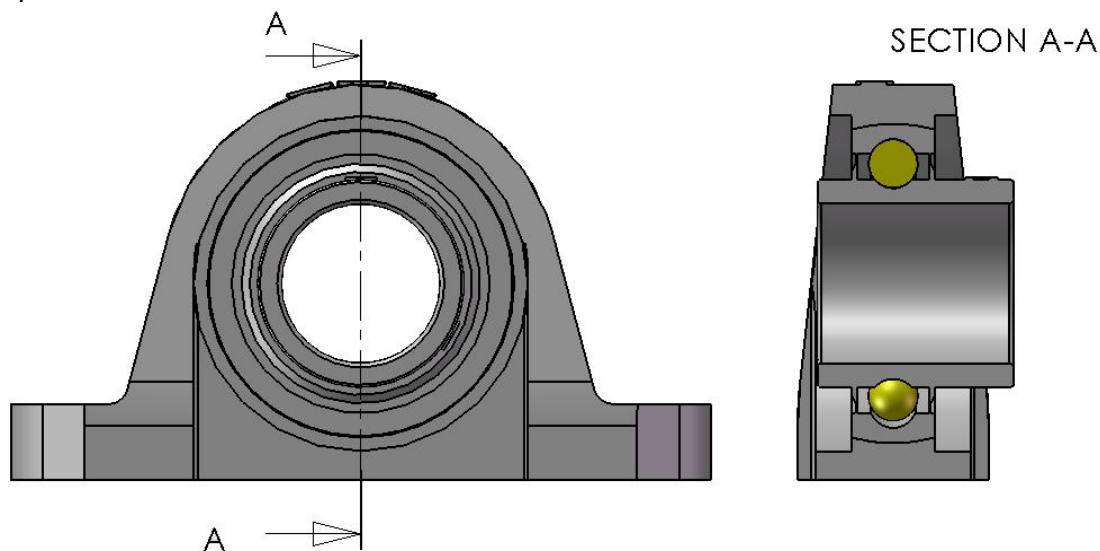
Σχήμα 7.19<sup>[36]</sup> (Από αριστερά προς τα δεξιά): Συγκράτηση ρουλεμάν και ατράκτου με περικόχλιο ατράκτου ως σφιχτήρα σε κωνική επιφάνεια σε άτρακτο χωρίς διαβαθμίσεις (tapered bore on an adapter sleeve on a smooth shaft), με χρήση αποστατών σε άτρακτος με διαβαθμίσεις (cylindrical bore on a stepped shaft), με σφιχτήρα εξάρμωσης με χρήση αποστατών σε άτρακτος με διαβαθμίσεις (tapered bore on a withdrawal sleeve on a stepped shaft) και τέλος με περικόχλιο ατράκτου ως σφιχτήρα σε κωνική επιφάνεια σε άτρακτο με διαβαθμίσεις (tapered bore on an adapter sleeve on a stepped shaft)

Από τους δύο αυτούς τύπους κουζινέτων, ο πρώτος πλεονεκτεί ως προς το ότι είναι πιο ελαφρύς, φθηνότερος, με μεγαλύτερη ευκολία στη συναρμολόγηση (ενιαία φωλιά). Ο δεύτερος τύπος, έχει το κύριο πρόβλημα της συναρμολόγησης, αφού ο χώρος εντός του κελύφους  $\Phi 300$  είναι πολύ περιορισμένος και υπάρχει έτσι ένα θέμα ως προς το αν θα είναι εφικτό να μοντάρουμε τα ρουλεμάν (π.χ. για σφιχτήρα σε κωνική επιφάνεια), η ακόμη στο αν θα καταφέρουμε να ενώσουμε το πάνω μισό της φωλιάς με το κάτω. Ωστόσο, ο δεύτερος αυτός τύπος πλεονεκτεί ως προς την ταχύτητα περιστροφής – επιτρέπει πολύ μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής γεγονός που αποδίδεται στο ότι η στεγάνωση δεν γίνεται μέσω σφραγισμένων (sealed) ρουλεμάν (όπως στον πρώτο τύπο) αλλά μέσω ειδικών στεγανωτικών στα άκρα του κουζινέτου, επιτρέποντας καλύτερη επαγωγή θερμότητας. Ακόμη, ο χώρος που υπάρχει στο εσωτερικό του κουζινέτου επιτρέπει την εύκολη διευθέτηση του θέματος της σταθερής και της ελεύθερης έδρασης, όπως και εξηγείται στο σχήμα 7.20:



Σχήμα 7.20<sup>[36]</sup>: Δυνατότητα καθορισμού σταθερής (locating) ή ελεύθερης έδρασης (non locating) σε κουζινέτο σε χρήση δύο δακτυλιδιών, ένα σε κάθε πλευρά του ρουλεμάν ώστε το αξονικό διάκενο  $s$  κάθε μεριάς να καλυφθεί (δεξιά διάταξη).

Αντίθετα, η δυνατότητα αυτή δεν υπάρχει στα ενιαία κουζινέτα (bearing units), καθώς εκεί το ρουλεμάν είναι τοποθετημένο εσωτερικά μίας κοιλότητας χωρίς τη δυνατότητα αξονικής μετακίνησης – έχει μόνο τη δυνατότητα γωνιακής απόκλισης, δηλαδή αυτορυθμίζεται με την ικανότητα να παραλαμβάνει βέλη κάμψης της ατράκτου του. Το σχήμα 7.21, δίνει μία εικόνα του εσωτερικού αυτών των εδράσεων.



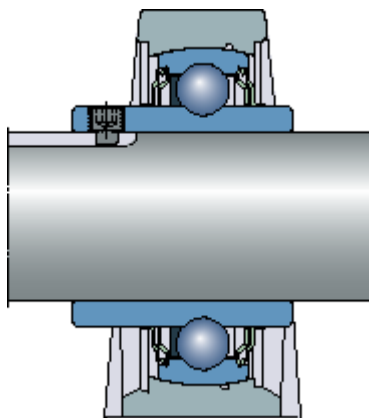
Σχήμα 7.21<sup>[36]</sup>: Σχηματική απεικόνιση του εσωτερικού μίας έδρασης ενιαίας φωλιάς

Από τα παραπάνω καθίσταται σαφές ότι από τη στιγμή που η άτρακτος προσδεθεί με το ρουλεμάν, η έδραση είναι αναγκαστικά σταθερή. Στις περισσότερες των εφαρμογών με δύο εδράσεις είναι ασφαλέστερο να ακολουθείται η πρακτική της μίας σταθερής και μίας ελεύθερης έδρασης, με την τελευταία να έχει την ελευθερία (έστω μικρής) αξονικής μετατόπισης, ώστε η παραμικρή διαστολή του άξονα (π.χ. λόγω εκλυόμενης θερμότητας) να παραλαμβάνεται από την ελεύθερη έδραση η οποία θα έχει δυνατότητα να μετατοπιστεί αξονικά.

Με αυτό το σκεπτικό η χρήση δύο ενιαίων κουζινέτων, σημαίνει δύο σταθερές εδράσεις, το οποίο δεν είναι επιθυμητό. Μία λύση θα ήταν ίσως, στην μία από τις εδράσεις να μην συσφίξουμε την βίδα συγκράτησης, οπότε η άτρακτος να μπορεί να παραλάβει την διαστολή. Σε αυτή την περίπτωση προκύπτει όμως ένας προβληματισμός όσον αφορά στο ενδεχόμενο σχετικής γωνιακής περιστροφής της ατράκτου ως προς τον εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν. Με απλά λόγια, με τη βίδα χαλαρή, μπορεί η άτρακτος να στρέφεται, ωστόσο το ρουλεμάν – επίσης χαλαρό πάνω της - της να μην μπορεί να την ακολουθήσει και να μην στρέφεται μαζί της – αυτό που στην πράξη λένε ότι το ρουλεμάν «περπατάει». Εξάλλου, ο ίδιος ο κατασκευαστής πληροφορεί ότι οι εδράσεις αυτές δεν ενδείκνυνται για ελεύθερες, γι' αυτό και όταν χρησιμοποιούνται σε ζεύγη, η μεταξύ τους απόσταση πρέπει να είναι μικρή και οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες μικρές.

Η λύση που προτείνει ο κατασκευαστής<sup>[36]</sup> για την προσαρμογή της χρήσης τους ως ελεύθερες εδράσεις είναι η εξής: η άτρακτος στη θέση της έδρασης που θα χρησιμοποιηθεί ως ελεύθερη να φέρει ένα ή δύο αυλάκια (στην περίπτωση των δύο αυλακιών, η γωνία μεταξύ τους θα είναι  $120^\circ$ , όση και η γωνία μεταξύ των εγκάρσιων βιδών συγκράτησης), ώστε οι εγκάρσιες βίδες συγκράτησης να έρχονται και να «πατάνε» στον πυθμένα των αυλακιών. Οποιαδήποτε αξονική μετατόπιση λόγω διαστολής, θα οδηγεί στην αντίστοιχη αξονική μετακίνηση των βιδών εντός των αυλακιών. Έτσι, θα έχουμε ελεύθερη έδραση, χωρίς κίνδυνο ολίσθησης της ατράκτου

ως προς το ρουλεμάν, αφού οι βίδες θα υλοποιούν συναρμογή μορφής, δρώντας ως σφήνα. Για την εύρυθμη λειτουργία, θα πρέπει η μύτες των βιδών να έχουν ομαλή επιφάνεια και τα αυλάκια στο «διάδρομο» δυνατής αξονικής μετατόπισης της βίδας να είναι επικαλυμμένες με λιπαντικό. Η προσαρμογή αυτή αποδίδεται μέσω του σχήματος 7.22:



Σχήμα 7.22<sup>[36]</sup>: Προσαρμογή για χρήση της έδρασης ως ελεύθερη μέσω διαμόρφωσης ειδικών αυλακιών επί της ατράκτου

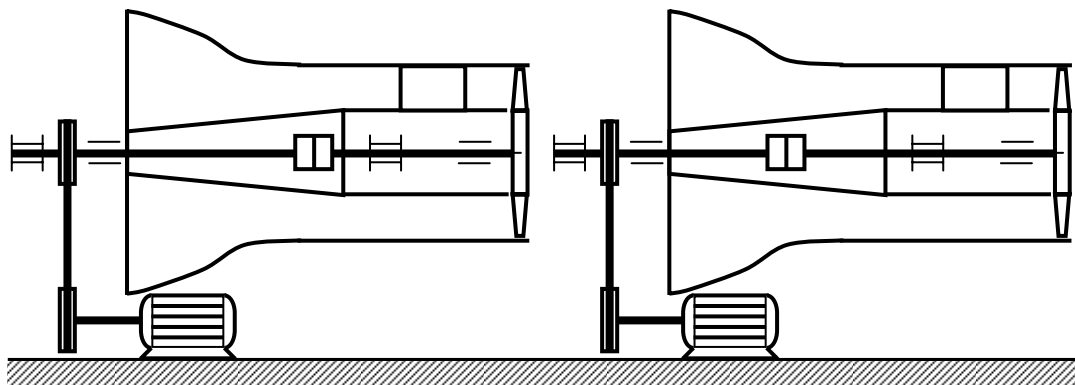
Η υλοποίηση αυτής της προσαρμογής βέβαια, συνεπάγεται αυξημένο κόστος κατεργασίας της ατράκτου και ως ειδική κατασκευή (ειδικά για τις στροφές που θέλουμε εμείς, που δεν είναι χαμηλές) θέλει ιδιαίτερη προσοχή. Στα αρνητικά της συγκαταλέγεται και η μείωση της δυναμικής αντοχής της ατράκτου λόγω των αυλακιών τα οποία δημιουργούν συγκέντρωση τάσης, αν και η μείωση αυτή της αντοχής μπορεί να ποσοτικοποιηθεί και να εξακριβώσουμε να δημιουργείται ουσιαστικό πρόβλημα ή όχι.

Για την επιλογή μεταξύ των δύο τύπων κουζινέτων (με διαιρετή ή μη φωλιά) χρειαζόμαστε πρώτα υπολογισμούς αλλά και έρευνα σε καταλόγους για να βρούμε τη διαθεσιμότητα του κάθε τύπου στα μεγέθη που θέλουμε.

Ανεξάρτητα από τον τύπο κουζινέτων που θα επιλέξουμε – η οποία επιλογή δεν μας απασχολεί στο σημείο αυτό, η χρήση δύο χωριστών κουζινέτων οριζόντιας βάσης (βλέπε 7.16) έχει τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:

- + **Μικρό βάρος** εδράσεων, κυρίως εάν επιλέξουμε τα κουζινέτα με ενιαία, μη διαιρετή φωλιά.
- + **Εύκολη και φτηνή κατασκευή** της εσωτερικής διαμόρφωσης του κελύφους. Τα στηρίγματα μορφής «tau» μπορούν εύκολα να συγκολληθούν στο εσωτερικό του, προσφέροντας στιβαρή σύνδεση με τις εδράσεις μέσω κοχλιοσύνδεσης. Τα περικόχλια θα βιδώνουν από την κάτω μεριά των στηριγμάτων.
- + Ο τρόπος που θα είναι τοποθετημένα τα κουζινέτα πάνω στα στηρίγματα επιτρέπει την σχετικά **εύκολη ρύθμισή της ακριβούς θέσης τους** για την τήρηση της ομοκεντρότητας ατράκτου και κελύφους. Σε αυτό βοηθάει και το χαμηλό τους βάρος.
- + Τα έδρανα διατίθενται μόνα τους το καθένα χωρίς την άτρακτο. Η χρήση **χωριστής ατράκτου** (διατίθενται στο εμπόριο άξονες βαμμένοι «καλιμπρέ»), μας δίνει η δυνατότητα να επιλέξουμε όσο μεγάλο μήκος θέλουμε. Η

άτρακτος του 1<sup>ου</sup> ρότορα συνδέεται μέσω ελαστικού συνδέσμου με την εξωτερική άτρακτο. Με ελεύθερη εκλογή μήκους της καθεμιάς από αυτές τις ατράκτους, μπορούμε να μοιράσουμε τα μήκη των ελεύθερων άκρων τους που θα ενώνονται μέσω ελαστικού συνδέσμου, όπως φαίνεται στο σχήμα 7.23:



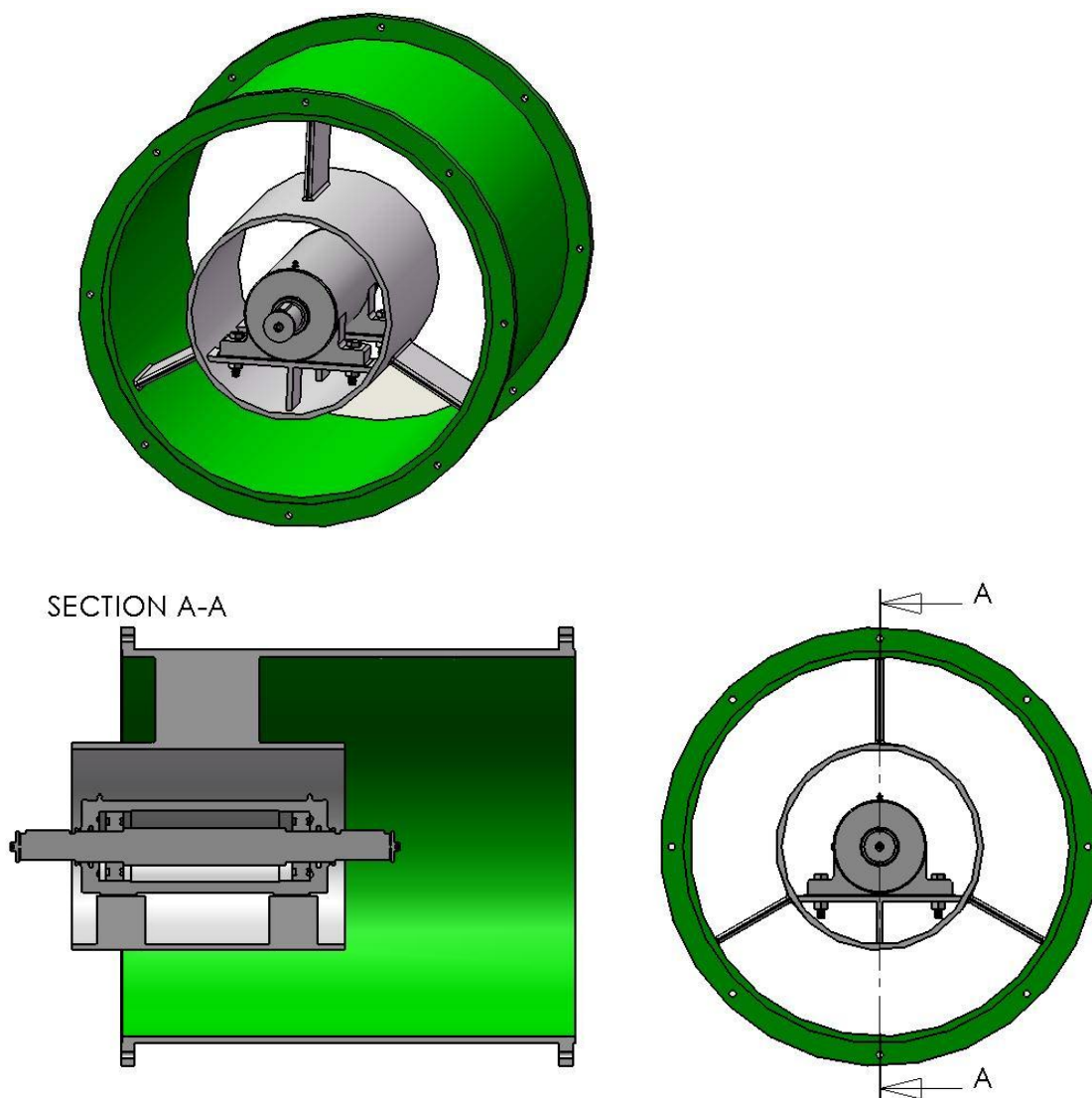
Σχήμα 7.23: Η δεξιά περίπτωση με τα ισομοιρασμένα ελεύθερα μήκη των ατράκτων προς σύνδεση είναι προτιμότερη

- Σε περίπτωση που επιλέξουμε τα κουζινέτα με τις διαιρετές φωλιές υπάρχει το **ενδεχόμενο ανεπαρκούς χώρου** για την συναρμολόγηση τους.
- Σε περίπτωση που επιλέξουμε τα κουζινέτα με τις ενιαίες φωλιές, καθίσταται επιβεβλημένη η ανάγκη για ειδική κατεργασία της ατράκτου (βλέπε σχήμα 7.22) ώστε η μία από αυτές να χρησιμοποιηθεί ως ελεύθερη έδραση. Η κατεργασία αυτή συνεπάγεται κόστος και χρέμα και παρά το γεγονός ότι συνιστάται από τον κατασκευαστή δεν μπορούμε να είμαστε απόλυτα βέβαιοι
- Για να αποφύγουμε την κατεργασία της ατράκτου, μπορούμε να επιχειρήσουμε συνδυασμό των δύο τύπων κουζινέτων, όπου αυτό με την ενιαία φωλιά θα χρησιμοποιηθεί για τη σταθερή και αυτό με διαιρετή φωλιά για την ελεύθερη έδραση. Για την ίδια διάμετρο ατράκτου όμως, οι γεωμετρικές διαστάσεις των κουζινέτων θα διαφέρουν και έτσι τα στηρίγματα θα χρειαστεί να κατασκευαστούν με διαφορετικές διαστάσεις. Αυτή η διαφοροποίηση δεν δημιουργεί πρόβλημα, αλλά γενικά είναι καλύτερο να «δουλεύουμε» με όμοιες διαστάσεις.
- Το ότι χρησιμοποιούμε δύο κουζινέτα με μία άτρακτο που θα χρειαστεί χωριστά για τη συγκρότηση του συνόλου, σημαίνει **αυξημένη δουλειά κατά την ευθυγράμμιση**: για να είναι η άτρακτος ομόκεντρη με το κέλυφος θα χρειαστεί φυσικά και τα δύο έδρανα να είναι ευθυγραμμισμένα μεταξύ τους. Αν αναλογιστούμε, ότι η άτρακτος αυτή θα πρέπει να είναι ευθυγραμμισμένη με την εξωτερική άτρακτο (με τα δύο δικά της κουζινέτα), καταλήγουμε με ένα σύστημα δύο ατράκτων και τεσσάρων κουζινέτων τα οποία θα πρέπει να είναι μεταξύ τους ευθυγραμμισμένα.

Τα παραπάνω συνιστούν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα της χρήσης δύο χωριστών κουζινέτων. Προχωρούμε στην κριτική αξιολόγηση της ιδέας για χρήση διπλού ενιαίου «μπλοκ» εδράσεων.

## Β) Χρήση ενιαίου διπλού «μπλοκ» εδράσεων οριζόντιας βάσης

Το διπλό «μπλοκ» εδράσεων αφορά σε ένα ενιαίο σύνολο ατράκτου σταθερής και ελεύθερης έδρασης της υπό τη μορφή ενός και μόνο τεμαχίου, το οποίο αποκαλείται στην αγορά με την ονομασία «Car». Στο σχήμα 7.24 δίνεται η όψη του συναρμολογημένου συνόλου με το εξάρτημα «Car»:



Σχήμα 7.24: Ενιαίου μπλοκ εδράνων και ατράκτου «Car» προσδεμένο στο εσωτερικό κέλυφος

Η πρόταση αυτή αποτελεί κατά κάποιο τρόπο επέκταση της προηγούμενης πρότασης «Α», όπου για ευκολία τα κουζινέτα με την άτρακτο διατίθενται ενιαία. Για τη λίπανσή των ρουλεμάν τους, φέρουν ειδικές οπές επί του εξωτερικού τους κελύφους.

Τα πλεονεκτήματα που μπορούμε να αποκομίσουμε από τη χρήση τους είναι τα εξής:

- + Καθώς το «μπλοκ» αυτό διατίθεται πλήρως συναρμολογημένο, είναι **έτοιμο προς τοποθέτηση** χωρίς την ανάγκη να μοντάρουμε τα ρουλεμάν, να περάσουμε την άτρακτο ή να συσφίξουμε τα καπάκια συγκράτησής της. Έτσι, η χρήση του Car μας «γλυτώνει» σημαντικό χρόνο συναρμολόγησης.



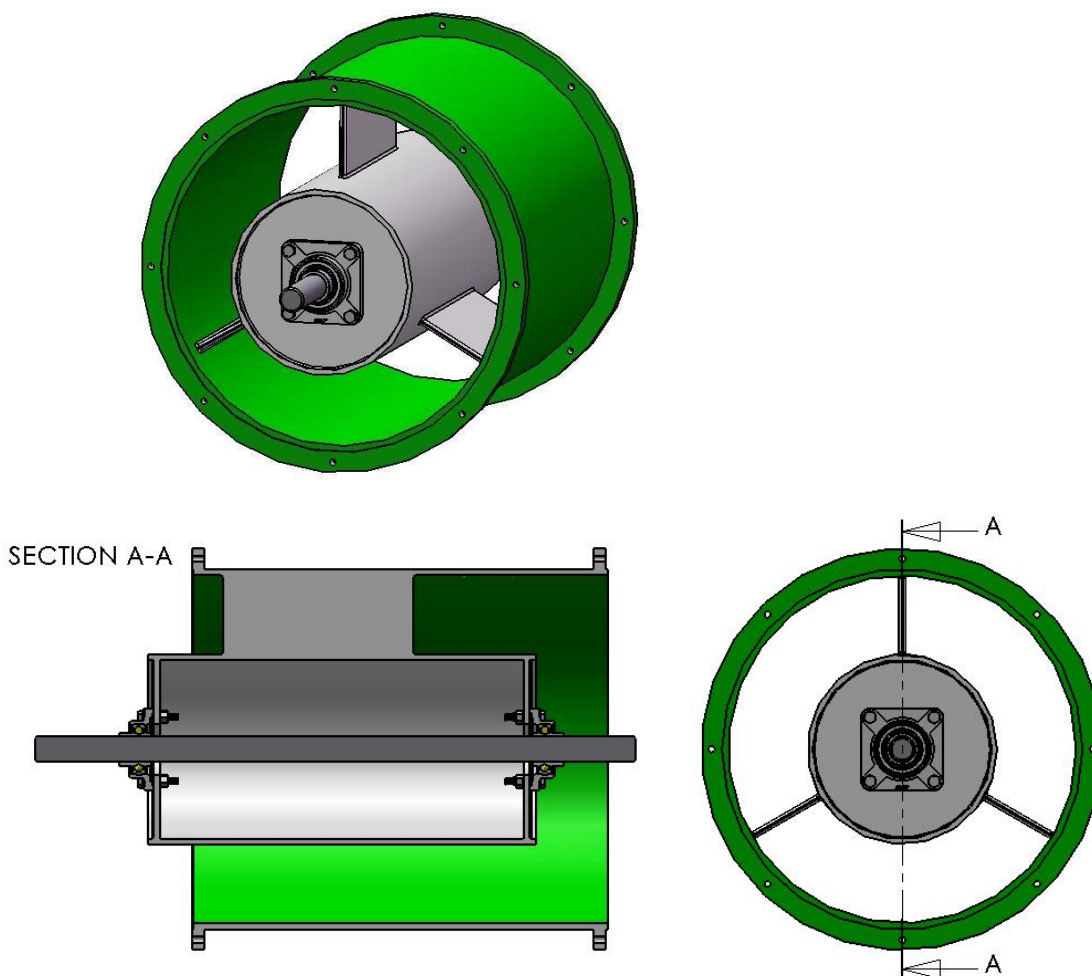
- + Η χρησιμοποίηση του συστήματος Cap έναντι των δύο χωριστών εδράνων, καθιστά την **εργασία ευθυγράμμισης πάρα πολύ πιο εύκολη και γρήγορη**. Καθώς οι δύο εδράσεις είναι εξαρχής ευθυγραμμισμένες μεταξύ τους, το μόνο που έχουμε να κάνουμε είναι να ρυθμίσουμε την άτρακτο, ώστε ο νοητός διαμήκης άξονάς της να «πέσει» πάνω στον άξονα συμμετρίας του κελύφους και έτσι ο ρότορας πάνω στο Cap να είναι ομόκεντρος του κελύφους.
- + Η **στήριξη** του Cap μέσα στο εσωτερικό κέλυφος **μπορεί να γίνει με τον ίδιο, εύκολο τρόπο** που έγινε και με την περίπτωση των δύο εδράνων, δηλαδή σε συγκολλητά στηρίγματα μορφής «ταυ».
- + Τα Cap αποτελούν **αρκετά στιβαρές κατασκευές** και τα ρουλεμάν που χρησιμοποιούν γενικά δεν έχουν πρόβλημα σε υψηλά φορτία, ούτε στις υψηλές συγκριτικά στροφές που θέλουμε να λειτουργήσουμε την εγκατάσταση. Σε περίπτωση που καταλήξουμε σε αυτή την επιλογή, θα χρειαστεί σίγουρα σχετικός έλεγχος. Αν λοιπόν τα συνηθισμένα (standard) ρουλεμάν κριθούν ως ανεπαρκή, μπορούμε να επιλέξουμε ρουλεμάν διαφορετικού τύπου, κατάλληλου δηλαδή για την εφαρμογή μας.
- + Επειδή το Cap είναι προϊόν ευρείας βιομηχανικής παραγωγής, **το κόστος του αναμένεται γενικά χαμηλότερο** από το σύνολο του κόστους αγοράς δύο χωριστών εδράνων, της ατράκτου τους και του απαραίτητου βοηθητικού εξοπλισμού (στεγανωτικά, εξαρτήματα συγκράτησης ρουλεμάν κ.α.).

Το Cap έχει σίγουρα μερικά πολύ σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι της προηγούμενης λύση με τα δύο χωριστά έδρανα, ωστόσο υστερεί σε κάποια άλλα σημεία:

- Έχει **αυξημένο βάρος** σε σχέση με τα δύο χωριστά έδρανα λόγω του ίδιου κελύφους που περικλείει την άτρακτο του. Αυτό μπορεί να σημαίνει πρώτον ότι τα νεύρα στήριξης θα γίνουν μεγαλύτερα και δεύτερον ότι το μεγάλο τους βάρος ίσως δυσκολέψει την μετακίνησή του κατά την ρύθμιση ομοκεντρότητάς του. Πάντως, το βάρος του Cap σε σχέση με το σύνολο του βάρους μίας ατράκτου με δύο έδρανα διαιρετών φωλιών δεν είναι πολύ μεγαλύτερο.
- Με τη χρήση του Cap ως ενιαίο τεμάχιο, έχουμε τον **περιορισμό της δεδομένης απόστασης** μεταξύ της σταθερής και της ελεύθερης έδρασης του. Αντίθετα, αν χρησιμοποιήσουμε δύο έδρανα χωριστά, έχουμε την δυνατότητα να τοποθετήσουμε το ένα όσο μακριά από το άλλο θέλουμε ενώ το μήκος της ατράκτου τους μπορεί να καθοριστεί ελεύθερα. Εδώ, το Cap θα μας «επιβάλλει» συγκεκριμένη απόσταση εδράνων και συγκεκριμένο μήκος ατράκτου. Επομένως, εδώ δεν είναι δυνατό να μοιράσουμε τα μήκη των ελεύθερων άκρων των ατράκτων που θα ενώνονται μέσω ελαστικού συνδέσμου (βλέπε σχήμα 7.23). Γενικά, είναι επιθυμητό το Cap να έχει μεγάλο μήκος ώστε ο ρότορας που θα φέρει στο ένα άκρο του να είναι όσο πιο μακριά γίνεται από τον αγωγό εισόδου με τη ροή να έχει «προλάβει» να γίνει ομοιόμορφη.

### C) Χρήση δύο «μπλοκ» κουζινέτων μορφής φλάντζας με χωριστή άτρακτο

Η λύση αυτή προέβλεπε αρχικά ως η πλέον «κομψή», αφού ως διάταξη φαίνεται να συνάδει περισσότερο με τη γενική διαμόρφωση της κατασκευής. Στο σχήμα 7.25 δίνεται η μορφή της:



Σχήμα 7.25: Χρήση κουζινέτων υπό μορφή φλάντζας με χωριστά τοποθετούμενη άτρακτο

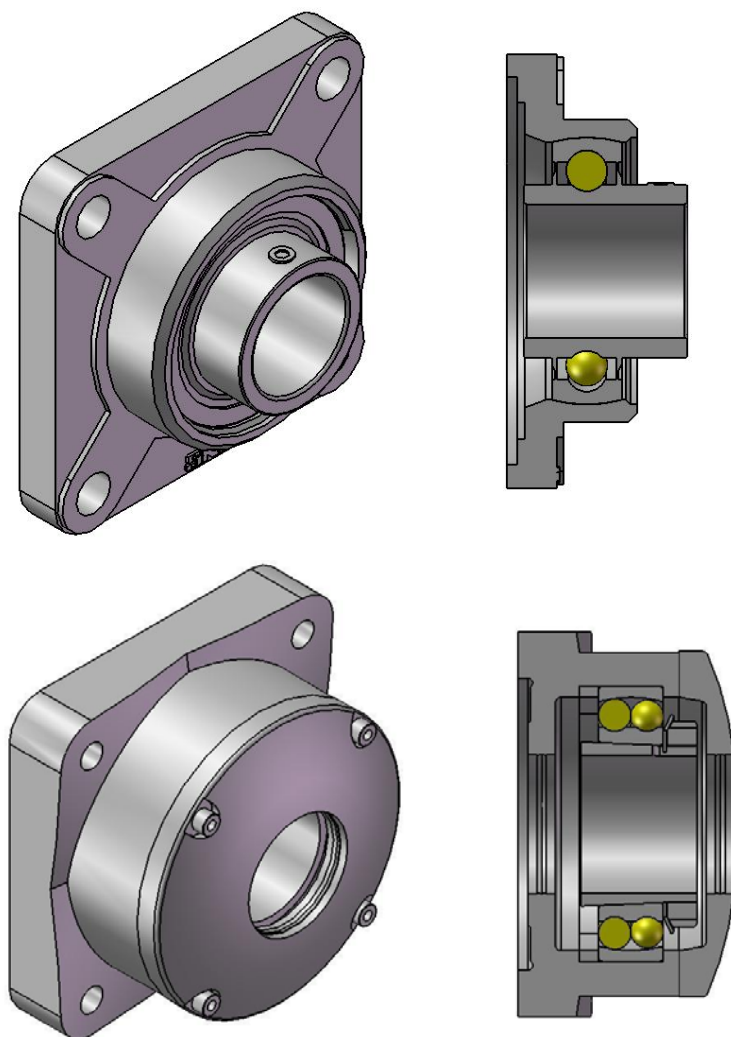
Η ιδέα έδρασης είναι ολότελα διαφορετική σε σχέση με πριν. Το εσωτερικό κυλινδρικό κέλυφος δεν έχει στηρίγματα μορφής «ταυ» αλλά συγκολλητές κυκλικές πλάκες ως μετωπικές επιφάνειες. Τα έδρανα έχουν μορφή φλάντζας και προσδένονται με κοχλίες πάνω σε αυτές τις κυκλικές μετωπικές πλάκες.

Οι πλάκες αυτές στο κέντρο τους πρέπει φυσικά να έχουν μία οπή ώστε να περνάει άνετα η άτρακτος. Ακόμη, για την πρόσδεση με τα φλαντζωτά έδρανα πρέπει να φέρουν κατάλληλα διατεταγμένες οπές για την υποδοχή των κοχλιών. Οι οπές αυτές μπορούν να είναι είτε χωρίς σπείρωμα με κολλημένο περικόχλιο στην μέσα μεριά (όπως στο σχήμα 7.25) είτε διαμπερείς οπές με σπείρωμα που φαίνεται και προτιμότερο.

Τα έδρανα μπορούν να είναι δύο τύπων με ενιαία (bearing units) ή διαμετρή φωλιά (bearing housings) τα οποία έχουν τα ίδια χαρακτηριστικά με τα αντίστοιχα που εξετάσαμε προηγουμένως με τη μόνη διαφορά ότι είναι μορφής φλάντζας.

Στο σχήμα 7.26 παρουσιάζονται ενδεικτικές μορφές εδράνων υπό τη μορφή φλάντζας:



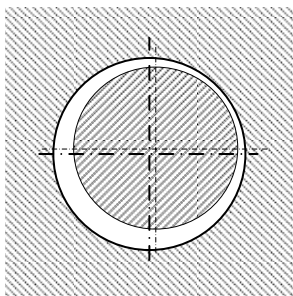


Σχήμα 7.26<sup>[36]</sup>: Φλαντζωτά έδρανα σε ισομετρική και πλάγια όψη σε τομή. Το πάνω έδρανο είναι ενιαίας ενώ το κάτω είναι διαιρετής φωλιάς.

Ανεξάρτητα του τύπου εδράνου που μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε, η πρόταση αυτή έχει τα δικά της δυνατά και αδύναμα σημεία:

- + Το βάρος του συνόλου των εδράνων και της ατράκτου είναι μικρότερο από το αντίστοιχο των προηγούμενων περιπτώσεων.
- + Η μορφή φλάντζας των εδράνων μας αφήνει άφθονο χώρο για την τοποθέτηση των εδράνων στις μετωπικές πλάκες, καθώς τοποθετούνται εξωτερικά του κελύφους. Ειδικότερα για τα έδρανα διαιρετής φωλιάς που θέλουν συναρμολόγηση, αυτή θα γίνει πολύ εύκολα σε αντίθεση με την πρόταση «Α» τα έδρανα ήταν εσωτερικά του κελύφους και έτσι το μοντάρισμα των ρουλεμάν αλλά και η συναρμολόγηση του εδράνου ήταν δύσκολη.
- + Το γεγονός ότι τα έδρανα τοποθετούνται εξωτερικά του κελύφους, μας βοηθάει και στη ρύθμιση της ομοκεντρότητας. Με ειδικούς κοχλίες επί των μετωπικών κελυφών η ρύθμιση της ακριβούς θέσης, μπορεί να γίνει εύκολα, χωρίς μάλιστα και την ανάγκη μετρητικών φύλλων (φίλερ).

- Τίθεται ένα θέμα για τα μετωπικά κελύφη. Από μηχανουργική σκοπιά, το πιο λογικό είναι οι μετωπικές αυτές πλάκες να συγκολληθούν με το κυλινδρικό κέλυφος. Καλύτερο είναι η συγκόλληση να γίνει και από τις δύο μεριές της κάθε πλάκας. Ωστόσο, αν η πρώτη σε σειρά πλάκα συγκολληθεί και στις δύο μεριές, αυτό δεν θα καταστεί εφικτό και για τη δεύτερη όπου θα μπορούμε να κολλήσουμε μόνο την εξωτερική της πλευρά αφού από την άλλη - την εσωτερική μεριά - δεν θα υπάρχει πρόσβαση. Βέβαια, κάθε μετωπική πλάκα θα έχει μία οπή στο κέντρο της για να περνάει η άτρακτος, όμως αυτή δεν θα αρκεί για να περάσει το ηλεκτρόδιο και να γίνει και η συγκόλληση από τη μέσα μεριά. Αν η μία πλάκα μπορεί να κολληθεί μόνο από την εξωτερική της μεριά, τότε αυτή θα χρησιμοποιηθεί για το έδρανο ελεύθερης έδρασης. Εναλλακτικά αντί της συγκόλλησης, θα μπορούσαν και οι μετωπικές αυτές πλάκες να ενώνονται με το κέλυφος μέσω κοχλιών σε διαμπερείς οπές με σπείρωμα για να απαλλαγούμε από το πρόβλημα αυτό «πληρώνοντας» όμως σε μεγαλύτερη πολυπλοκότητα κατασκευής.
- Επί των μετωπικών πλακών θα πρέπει να διαμορφωθούν διαμπερείς οπές με σπείρωμα (καλύτερη λύση από τα κολλημένα παξιμάδια) για την πρόσδεση των φλαντζωτών εδράνων. Με τις οπές όμως αυτές που «υποδέχονται» τους κοχλίες καθορισμένες, θα είναι καθορισμένη και η θέση των κοχλιών σύνδεσης. Το περιθώριο ρύθμισης θέσης στη διάθεσή μας, θα έχει να κάνει με την χάρη του κορμού του κάθε κοχλία εντός της οπής της φλάντζας του εδράνου. Σε περίπτωση μεγάλης αρχικής απόκλισης ομοκεντρότητας, υπάρχει ο κίνδυνος το περιθώριο αυτό να μην είναι επαρκές ώστε να «φέρουμε» τα έδρανα στην σωστή θέση. Σε λογικές συνθήκες βέβαια, το περιθώριο αυτό θα επαρκεί – βλέπε σχήμα 7.27, απλά στις προτάσεις «Α» και «Β» το περιθώριο αυτό είναι πρακτικά απεριόριστο.



Σχήμα 7.27: Περιθώριο ρύθμισης θέσης κατά τη σχετική μετατόπιση του κέντρου της μεγάλης οπής (φλάντζας) από την δεδομένη θέση της μικρής, διαγραμμισμένης οπής. Το περιθώριο αυτό ισούται με τη διαφορά των διαμέτρων των κύκλων.

- Η λύση αυτή όπως και η «Α», επειδή έχει δύο έδρανα και μία άτρακτο που προστίθενται χωριστά θα απαιτήσει περισσότερη εργασία ευθυγράμμισης σε σχέση με την λύση «Β» με το έτοιμο σύστημα διπλής έδρασης και ατράκτου.
- Τα έδρανα διαιρετής φωλιάς έχουν σημαντικό προεξέχον μήκος. Όσον αφορά, στο έδρανο κοντά στην πτερωτή, το προεξέχον αυτό μήκος θα αποτελεί εμπόδιο για την τοποθέτησή της. Προκειμένου, το έδρανο με το προεξέχον αυτό μήκη να καλύπτεται από την παράπλευρη επιφάνεια του εσωτερικού κελύφους, θα χρειαστεί το μετωπικό κέλυφος να τοποθετηθεί πιο «μέσα»,

αίροντας μερικώς το πλεονέκτημα της άνεσης χώρου λόγω φλαντζωτής σύνδεσης στο εξωτερικό του κελύφους.

### 7.2.2 Επιλογή βέλτιστης πρότασης και εκλογή εξαρτημάτων

Παραπάνω εξετάσαμε λεπτομερώς όλες τις επιμέρους προτάσεις, απαριθμώντας τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα καθεμιάς από αυτές.

Από τις λύσεις αυτές, η πιο πρόσφορη φαίνεται να είναι αυτή του ενιαίου συστήματος ατράκτου διπλής έδρασης «Cap». Ο λόγος είναι ότι ως ενιαίο τεμάχιο μας «λύνει» τα χέρια, κερδίζοντας σε κόστος αλλά και χρόνο και κόπο τοποθέτησης και ευθυγράμμισης. Μπορεί να έχει τα αδύνατα σημεία του αυξημένου βάρους, και του ότι το ελεύθερο μήκος της εξωτερικής ατράκτου θα χρειαστεί να γίνει αρκετά μεγάλο, ωστόσο υπάρχει τρόπος αντιμετώπισης αυτών. Πρώτα από όλα, οι ραφές συγκόλλησής των στηριγμάτων του θα πρέπει να διαστασιοποιηθούν και ελεγχθούν σε αντοχή, ώστε το βάρος του να συγκρατείται με ασφάλεια. Έπειτα, αν η εξωτερική άτρακτος κινδυνεύει λόγω μεγάλου ελεύθερου μήκους σε ταλαντώσεις, τα βέλη κάμψης της και ο κρίσιμος αριθμός στροφών της μπορούν να εκτιμηθούν και έτσι να εξακριβωθεί αν υπάρχει πρόβλημα συντονισμού σε ταλαντώσεις ή όχι. Τα ρουλεμάν της εξωτερικής ατράκτου, θα χρειαστεί να είναι αυτορρυθμιζόμενα, δηλαδή με ικανότητα παραλαβής μεγάλων βελών κάμψης.

Παρακάτω, θα γίνει εκλογή συστήματος Cap από κατάλογο εταιρείας. Οι υπολογισμοί που αναφέραμε παραπάνω (π.χ. κρίσιμος αριθμός στροφών κλπ) θα γίνουν σε επόμενο κεφάλαιο. Σε περίπτωση που τα αποτελέσματα των τελευταίων είναι απαγορευτικά θα αναγκαστούμε να αναθεωρήσουμε την επιλογή μας.

Πρώτο απαραίτητο στοιχείο που χρειαζόμαστε για την εκλογή του Cap είναι η εκλογή της διαμέτρου της ατράκτου του. Ο υπολογισμός αυτός κανονικά είναι αρκετά πολύπλοκος, αφού αφορά σε προσδιορισμό τάσεων σε επικίνδυνες διατομές και χρονοβόρους ελέγχους αντοχής. Αυτό όμως που θέλουμε εδώ είναι απλά μία πρώτη εκτίμηση και ένας συνήθης τύπος που χρησιμοποιείται για ανάλογες τεχνικές εφαρμογές είναι ο εξής<sup>[33]</sup>:

$$d(\text{mm}) = 3 \cdot \sqrt[3]{M_t(\text{kp} \cdot \text{cm})}, \text{ όπου:} \quad (7.13)$$

$$M_t(\text{kp} \cdot \text{cm}) = 71620 \cdot \frac{N_k(\text{PS})}{n(\text{RPM})}, \text{ με} \quad (7.14)$$

- $N_k(\text{PS})$ : την ισχύ στη υπ' όψηνη θέση "κ" της ατράκτου
- $n(\text{RPM})$ : ταχύτητα περιστροφής ατράκτου

Η είσοδος ενέργειας στο σύστημα Cap γίνεται στη θέση «ν» αμέσως μετά τον ελαστικό σύνδεσμο (βλέπε σχήμα 6.3). Για τις συνθήκες λειτουργίας που θέλουμε, η ισχύς στη θέση «ν» και οι στροφές είναι:

$$N_v(\text{PS}) = 39,3 \text{ kW} \quad \& \quad n(\text{RPM}) = 3000\text{RPM}$$

Κατόπιν, πρέπει να μετατρέψουμε την ισχύ αυτή από kW σε PS (γερμανική μονάδα εκ του PferdeStärke που σημαίνει ιπποδύναμη). Η σχέση μεταξύ των δύο αυτών μονάδων μέτρησης ισχύος είναι<sup>[37]</sup>:

$$1 \text{ PS} = 75 \text{ kp} \cdot \text{m/s} = 0.73549875 \text{ kW}.$$

Έτσι έχουμε:

$$\left. \begin{array}{l} N_v(\text{PS}) = 39,3 \text{ kW} \\ 1 \text{ kW} = 0,73549875^{-1} \text{ PS} \Rightarrow \\ \Rightarrow 1 \text{ kW} = 1,359621617 \text{ PS} \end{array} \right\} N_v(\text{PS}) = 39,3 \cdot 1,359621617 \text{ PS} = 53,43 \text{ PS}$$

Βάσει αυτού και των στροφών, υπολογίζω την στρεπτική ροπή στη θέση «v» μετά τον ελαστικό σύνδεσμο:

$$M_i(\text{kp} \cdot \text{cm}) = 71620 \cdot \frac{N_v(\text{PS})}{n(\text{RPM})} = 71620 \cdot \frac{53,43}{3000} = 1275,63 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Έτσι, η διάμετρος της ατράκτου στη θέση αυτή εκτιμάται ως:

$$d(\text{mm}) = 3 \cdot \sqrt[3]{M_i(\text{kp} \cdot \text{cm})} = 3 \cdot \sqrt[3]{1275,63} = 32,54 \text{ mm}$$

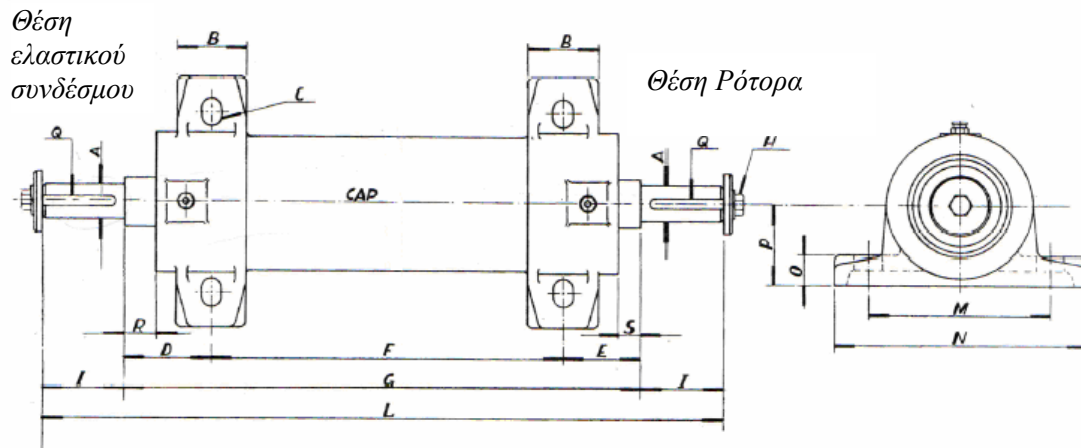
Αυτή είναι η ελάχιστη δυνατή διάμετρος που πρέπει να έχει η άτρακτος του Cap. Φυσικά, οι διαμέτροι των Cap είναι τυποποιημένες για «αρμονική» συνεργασία με άλλα επίσης τυποποιημένα στοιχεία, όπως στοιχεία σύνδεσης, ρουλεμάν κ.α.

Θα χρησιμοποιήσουμε σύστημα Cap της εταιρείας Capredoni, της οποίας τα προϊόντα είναι ευρέως διαδεδομένα στην ελληνική αγορά. Η εκλογή από τον πίνακα χαρακτηριστικών των διατιθέμενων cap που παρέχει η εταιρεία [38] θα γίνει βάσει της ελάχιστης δυνατής διαμέτρου που υπολογίσαμε. Συγκεκριμένα, θα εκλέξουμε τη διάμετρο του Cap ως την αμέσως μεγαλύτερη αυτής που υπολογίσαμε ως ελάχιστο όριο.

Βάσει του καταλόγου, εκλέγουμε το Cap με κωδικό **CAP 40 L**. Έχει διάμετρο ατράκτου στις θέσεις σύνδεσης των ελεύθερων άκρων του **Φ38 με ανοχή k6** που είναι η αμέσως μεγαλύτερη διατιθέμενη διάμετρος από την τιμή των 32,54mm που βρήκαμε. Πήραμε δηλαδή και ένα επιπλέον περιθώριο ασφαλείας. Μάλιστα, να αναφερθεί ότι για τη διάμετρο Φ38 υπήρχε και ο τύπος CAP 40, ο οποίος είχε μικρότερο μήκος ατράκτου σε σχέση με την άτρακτο του τύπου CAP 40 L. Προτιμήσαμε το **μεγαλύτερο μήκος ατράκτου**, ώστε ο ρότορας να είναι πιο μακριά από την είσοδο του αγωγού. Να σημειωθεί ότι μετρώντας τις διαστάσεις στα υπάρχοντα τεμάχια των αγωγών, ο «κοντύτερος» τύπος CAP 40 θα οδηγούσε σε μεγάλη απόσταση των περωτών.

Στο ένα ελεύθερο άκρο της ατράκτου του Cap θα προσδένεται το ένα μισό του ελαστικού συνδέσμου και στο άλλο ελεύθερο άκρο της η περωτή με το ρόλο του 1<sup>ου</sup> ρότορα. Και στις δύο αυτές θέσεις, η διάμετρος της ατράκτου όπως προαναφέρθηκε είναι Φ38. Το στοιχείο αυτό μας είναι χρήσιμο για την εκλογή του ελαστικού συνδέσμου αλλά και του στοιχείου συγκράτησης της περωτής πάνω στην άτρακτο. Ιδιαίτερη κατασκευαστικά λεπτομέρεια την οποία πρέπει να προσέξουμε, είναι η ανοχή k6. Το Φ38k6 είναι Φ38<sub>+2μm</sub><sup>+18μm</sup>.

Στο σχήμα 7.28 παρέχεται το σχέδιο του cap με τις κυριότερες διαστάσεις του.

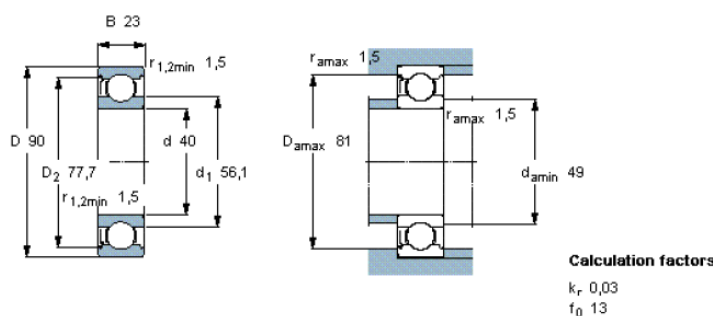


A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	M	N	O	P	Q	R	S
38	50	14	50	70	450	570	12x30	80	730	145	185	20	65	10x8x70	25	45

Σχήμα 7.28<sup>[38]</sup>: Διαστάσεις του συστήματος Cap που επιλέξαμε

Ο τύπος αυτό διατίθεται - πλην ειδικής παραγγελίας – με δύο ίδια ρουλεμάν τύπου **6308 Z** της SKF. Το ένα από αυτά χρησιμοποιείται ως σταθερή και το άλλο ως ελεύθερη έδραση κατά τα γνωστά. Τα ρουλεμάν αυτά είναι βαθείας αύλακος απλής σειράς (deep groove ball bearings single row). Τα σώματα κύλισης είναι δηλαδή σφαίρες. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του ρουλεμάν<sup>[4]</sup> αυτού δίνονται στο σχήμα 7.29:

Deep groove ball bearings, single row								
Principal dimensions		Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C		$C_0$	Reference speed		
mm			kN		kN	r/min	kg	
40	90	23	42,3	24	1,02	17000	11000	0,63
								* - SKF Explorer bearing
<b>6308-Z*</b>								



Σχήμα 7.29<sup>[36]</sup>: Τεχνικά χαρακτηριστικά ρουλεμάν SKF 6308 Z

Από το ρουλεμάν αυτό επιζητούμε βασικά δύο πράγματα: πρώτον να αντέχει στα φορτία και δεύτερον να λειτουργεί χωρίς πρόβλημα στις ταχύτητες περιστροφής που θέλουμε.

Το πρώτο είναι εξασφαλισμένο αφού τα φορτία που θα υφίσταται θα είναι κύρια στρεπτικά (στρεπτική ροπή προς την κινούμενη πτερωτή) και δεύτερα αξονικά (αξονική δύναμη λόγω οπισθέλκουσας δύναμης κατά τη λειτουργία της πτερωτής). Τα πολύ βαριά καμπτικά φορτία θα παραλαμβάνονται από τα ρουλεμάν της εξωτερικής ατράκτου, γι' αυτό και οι εγκάρσιες δυνάμεις που υφίσταται τα ρουλεμάν

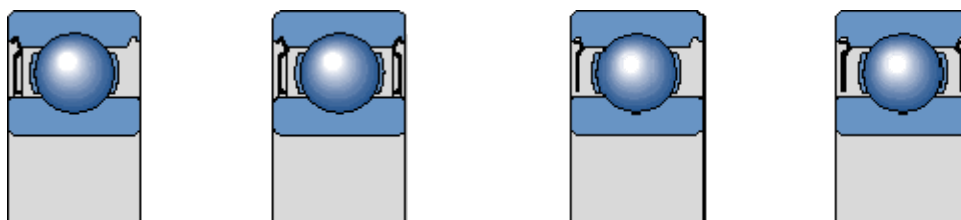
του Cap θα έχουν να κάνουν με το ίδιο βάρος της ατράκτου του και των εξαρτημάτων της και άρα θα είναι πολύ μικρά. Δεδομένου της δυναμικής ικανότητας φόρτισης  $C=42,4 \text{ kN}$  (ως το σταθερό περιστρεφόμενο φορτίο που μπορεί να υποστεί για  $10^6$  περιστροφές) και του ορίου δύναμης κόπωσης  $P_u=1,02\text{kN}$  (ως το μέγιστο όριο δύναμης για λειτουργία για απεριόριστο χρονικό διάστημα), για το μέγεθος των φορτίων που υφίσταται κρίνεται μάλλον απίθανο τα ρουλεμάν να αστοχήσουν.

Όσον αφορά στην ταχύτητα περιστροφής, βλέπουμε ότι ο κατασκευαστής μας δίνει ταχύτητα αναφοράς 17000 RPM (reference speed) και περιοριστική ταχύτητα 11000 RPM (limiting speed). Εξηγούμε τη σημασία των μεγεθών αυτών:

- Η **ταχύτητα αναφοράς** ενός τύπου ρουλεμάν για δεδομένες συνθήκες φόρτισης και λίπανσης, αφορά στην ταχύτητα εκείνη για την οποία έχει επιτευχθεί θερμική ισορροπία: όση θερμότητα παράγεται από το ρουλεμάν λόγω δυνάμεων τριβής κατά την κύλιση των σφαιρών του (ή άλλων σωμάτων κύλισης), τόση απάγεται από αυτό προς την άτρακτο, το λιπαντικό και το κουζινέτο και έτσι δεν αυξάνεται η θερμοκρασία του πρώτου. Μέσω της ταχύτητας αναφοράς, μπορούμε να προσδιορίσουμε τη μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής του ρουλεμάν συναρτήσει του μεγέθους των φορτίων καταπόνησής του και της κινηματικής συνεκτικότητας του λιπαντικού.
- Αν η ταχύτητα αναφοράς έχει να κάνει με περιορισμό θερμότητας, η **περιοριστική ταχύτητα** έχει να κάνει με μηχανικούς περιορισμούς όπως η σταθερότητα και η αντοχή του κλωβού συγκράτησης των σωμάτων κύλισης, η δυνατότητα λίπανσης των επιφανειών του κλωβού, η πρόσθετη καταπόνηση των σωμάτων κύλισης λόγω φυγόκεντρων και γυροσκοπικών δυνάμεων. Για λόγους πληρότητας σε επόμενο κεφάλαιο θα γίνει υπολογισμός διάρκειας ζωής των ρουλεμάν, όπου περιμένουμε η τελευταία να είναι πρακτικά απεριόριστη. Η περιοριστική ταχύτητα πιθανόν να είναι χαμηλότερη αυτής της αναφοράς και έτσι το άνω όριο να τίθεται από αυτήν.

Σε επόμενο κεφάλαιο θα γίνουν εκτενείς υπολογισμοί των επιτρεπόμενων ταχυτήτων περιστροφής. Η τάξη μεγέθους όμως των ταχυτήτων ( $>10000\text{RPM}$ ) σε σχέση με τη μέγιστη (3000RPM) είναι τέτοια που λογικά δεν θα έχουμε κανένα πρόβλημα. Κανονικά χρειάζεται διερεύνηση και ως προς αλλά μεγέθη όπως το ελάχιστο επιβαλλόμενο φορτίο (σε απότομες επιταχύνσεις ή υψηλές ταχύτητες πρέπει να υπάρχουν τέτοια) και η μέγιστη εμφανιζόμενη γωνιακή απόκλιση. Τα βαθείας άυλακος ρουλεμάν δεν επιτρέπουν μεγάλες γωνιακές αποκλίσεις, οι μέγιστες δε επιτρεπόμενες κυμαίνονται από 2/60 και 10/60 της μοίρας – σε περίπτωση υπέρβασης αυτών των τιμών θα έχουμε αυξημένο θόρυβο και μειωμένη διάρκεια ζωής, σαφώς μικρότερη της ονομαστικής.

Οι συνθήκες λειτουργίας όμως είναι τέτοιες που αναμένουμε πρακτικά απεριόριστη διάρκεια ζωής των ρουλεμάν του cap υπό την προϋπόθεση της σωστής λίπανσής τους κατά τα προβλεπόμενα διαστήματα. Το cap φέρει ειδικές οπές λίπανσης στο εξωτερικό του, ενώ αξίζει να προσέξουμε ότι το ρουλεμάν φέρει στη μία μεριά του πρεσαρισμένη μεταλλική ασπίδα στεγανοποίησης. Στην κωδική ονομασία του ρουλεμάν, ο δείκτης Z υποδηλώνει ακριβώς το ότι από τη μία μεριά του ρουλεμάν υπάρχει αυτή η ασπίδα, όπως φαίνεται στο σχήμα 7.30 για μεταλλικές ασπίδες στη μία ή και τις δύο μεριές του ρουλεμάν:



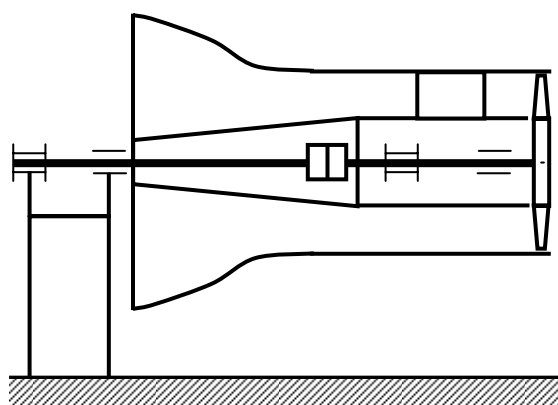
Σχήμα 7.30<sup>[36]</sup>: Ρουλεμάν βαθείας αύλακος με μία ή δύο ασπίδες. Στα δύο τελευταία ρουλεμάν οι ασπίδες δεν «πιάνουν» στο κάτω άκρο

Μπορούμε να υποθέσουμε ότι καθένα από τα ρουλεμάν στο Cap θα φέρει την ασπίδα από τη μεριά του κάθε ελεύθερου άκρου όπου θα βρίσκεται και η υποδοχή για το λιπαντικό. Έτσι, διαμορφώνει το καθένα από ένα κλειστό χώρο εντός του cap για τη λίπανσή του.

### 7.3 Εξωτερική άτρακτος και σύστημα έδρασεών της

Η επιλογή του Cap για το ρόλο της ατράκτου του 1<sup>ου</sup> ρότορα καθορίζει και της απαιτήσεις της εξωτερικής ατράκτου η οποία θα ενώνεται με την πρώτη μέσω ελαστικού συνδέσμου. Προηγούμενα, ειπώθηκε ότι επειδή η άτρακτος του Cap έχει ορισμένο μήκος, θα χρειαστεί η εξωτερική άτρακτος να είναι επαρκούς μήκους ώστε - περνώντας μέσα από τους αγωγούς εισόδου - να «φτάνει» στο ελεύθερο άκρο της ατράκτου του Cap και να είναι έτσι εφικτή η μεταξύ τους σύνδεση.

Η ανάγκη η εξωτερική άτρακτος να είναι μήκους που θα εκλέξουμε εμείς μας οδηγεί στο να επιλέξουμε τη λύση δύο χωριστών εδράνων και ατράκτου. Στην ουσία, θα προσαρμόσουμε την πρόταση «Α» της προηγούμενης ενότητας: θα έχουμε δύο έδρανα εξωτερικά του αγωγού τα οποία θα «πατάνε» σε ειδικό στήριγμα. Θα πρέπει να ρυθμιστούν ώστε η εξωτερική άτρακτος να είναι ομόκεντρη με την άτρακτο του 1<sup>ου</sup> ρότορα, όπως φαίνεται στο σχήμα 7.31:

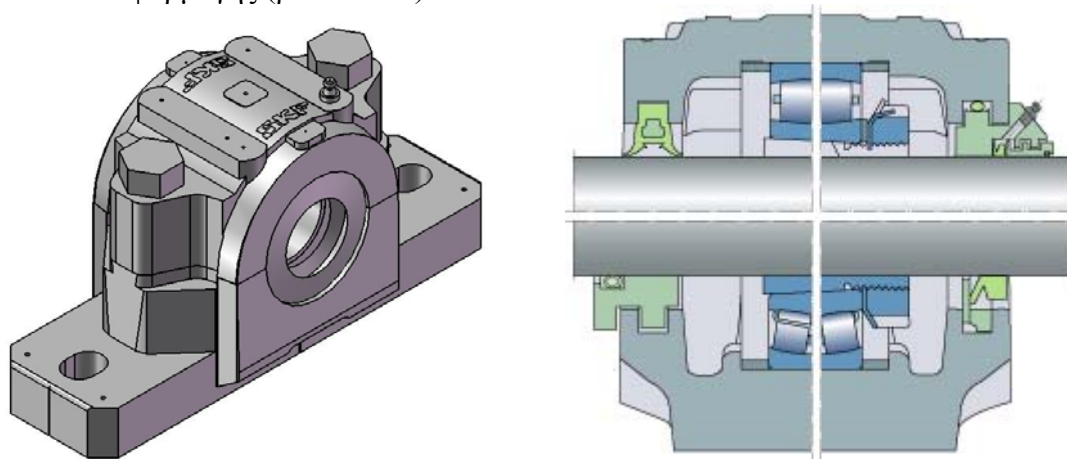


Σχήμα 7.31: Στήριξη των κουζινέτων της εξωτερικής ατράκτου. Η στήριξη του κυρίως αγωγού δεν απεικονίζεται στο σχέδιο

Για την έδραση της εξωτερικής ατράκτου θα χρησιμοποιήσουμε τον τύπο εδράνων διαιρετής φωλιάς που παρουσιάσαμε στην πρόταση «Α». Θα τα προτιμήσουμε σε σχέση με τον σαφώς φθηνότερο τύπο εδράνων ενιαίας φωλιάς, καθώς - όπως έχει αναλυτικά εξηγηθεί και προηγουμένως - προσφέρονται καλύτερα για υψηλές ταχύτητες περιστροφής και υλοποιούν με απλή χρήση δακτυλιδιών, μια σταθερή ή ελεύθερη έδραση (βλέπε σχήμα 7.20).

### 7.3.1 Περιγραφή χαρακτηριστικών κουζινέτων διαιρετής φωλιάς

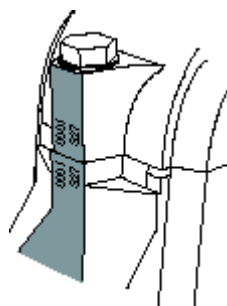
Τα κουζινέτα αυτού του τύπου διατίθενται σε μεγάλη γκάμα μεγεθών με πολλαπλές επιλογές ως προς τον τύπο των ρουλεμάν, τον τρόπο συγκράτησής τους, των στεγανωτικών και άλλων στοιχείων ανάλογα με τις ιδιαίτερες απαιτήσεις της εκάστοτε εφαρμογής (βλέπε 7.32):



Σχήμα 7.32<sup>[36]</sup>: Τυπική εξωτερική όψη και τομή εσωτερικού κουζινέτου με δυνατότητα πολλαπλών επιλογών όσον αφορά στον επιμέρους εξοπλισμό του κουζινέτου

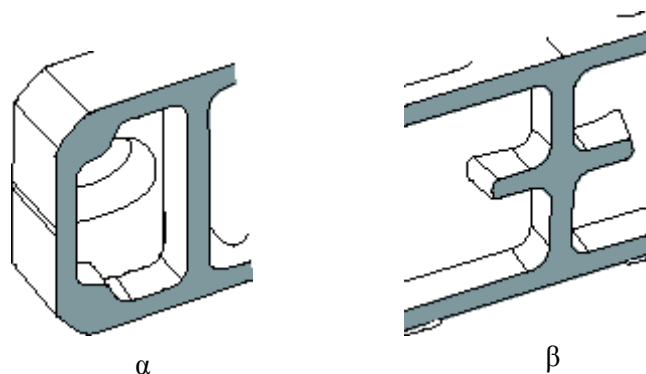
Λόγω της μαντοκίνησης, στην εξωτερική άτρακτο αναπτύσσονται εκτός από στρεπτικά (που εμφανίζονται έτσι και αλλιώς) και ισχυρά καμπτικά φορτία. Αντίθετα, η άτρακτος του Car είναι απαλλαγμένη αυτών των καμπτικών φορτίων. Λόγω των ισχυρών φορτίων, το σύστημα έδρασης της εξωτερικής ατράκτου χαρακτηρίζεται ως κρίσιμη κατασκευαστική συνιστώσα της διάταξης η οποία θέλει πολύ προσοχή ως προς το σχεδιασμό της. Γι' αυτό το λόγο, κρίθηκε σκόπιμο να επιλέξουμε τα κουζινέτα της εξωτερικής ατράκτου από τον κατάλογο της SKF που αποτελεί εταιρεία παγκόσμιου κύρους, πληρώνοντας ακριβότερα μεν αλλά με διαπιστευμένη την ποιότητα των προϊόντων της.

Τα κουζινέτα της SKF που ταιριάζουν στην εφαρμογή μας, είναι γνωστά με την ονομασία «SNL plummer block housings» και διατίθενται σε τέσσερις διαφορετικές παραλλαγές (series 2, 3, 5 and 6). Το σχήμα 7.18 αποτελεί απεικόνιση των προϊόντων της SKF αυτών των σειρών. Αξίζει να εστιάσουμε σε κάποια βασικά χαρακτηριστικά των εδράνων αυτών τα οποία εξηγούμε μέσω των σχημάτων 7.33, 7.34 και 7.35:

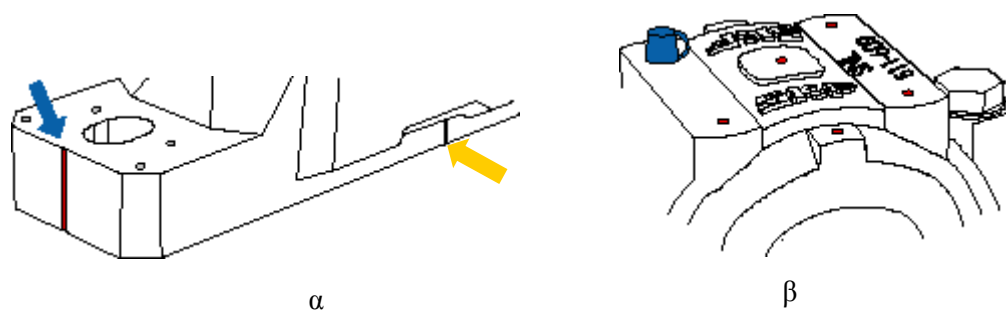


Εικόνες 7.33<sup>[36]</sup>: Το κάτω μισό (βάση) και το άνω μισό (καπάκι) ταιριάζονται κατά την κατασκευή με πολύ υψηλή ακρίβεια και δεν είναι εναλλάξιμα, γι' αυτό και φέρουν ειδικούς κωδικούς. Η σύνδεση τους γίνεται με κοχλίες τυφλής οπής.





Εικόνες 7.34<sup>[36]</sup>: Διαμορφώσεις του εσωτερικού της βάσης. α) Η βάση φέρει ειδικά νεύρα για να είναι πιο στιβαρή ενώ οι οπές είναι σχήματος οβάλ για ρύθμιση της θέσης του κουζινέτου. Το σώμα του κουζινέτου έχει σχεδιαστεί ειδικά ώστε να μην παραμορφώνεται από τη σύσφιξη των κοχλιών πρόσδεσής του β) Επί του κέντρου της βάσης βρίσκονται επιπλέον νεύρα για μεγιστοποίηση της απαγωγής θερμότητας από το κουζινέτο για την αποφυγή της υπερθέρμανσης του ρουλεμάν και συνεπώς τη






Εικόνες 7.35<sup>[36]</sup>: α) Για διευκόλυνση της ρύθμισης κατά την τοποθέτηση φέρουν μαρκαρισμένες χαρακιές που υποδηλώνουν τις θέσεις του άξονα συμμετρίας της φωλιάς (πορτοκαλί βέλος) και του άξονα συμμετρίας των οπών (μπλε βέλος). β) Το πάνω μισό της φωλιάς (καπάκι) φέρει στο πάνω μέρος του ειδικές οπές όχι μόνο για τροφοδότηση του λιπαντικού (μπλε κάλυμμα), αλλά και για άλλες λειτουργίες όπως όργανα παρακολούθησης, οπές επιπλέον λίπανσης κ.α.



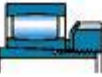
Τα κουζινέτα αυτά προσφέρονται με τη δυνατότητα χρήσης τριών διαφορετικών ρουλεμάν: ένσφαιρων αυτορύθμιστων (self-aligning ball bearings), βαρελοειδών – που είναι και αυτά αυτορύθμιστα - (spherical roller bearings) και ρουλεμάν τύπου CARB το οποίο αποτελεί συνδυασμό βαρελοειδούς και κυλινδρικού ρουλεμάν καθώς είναι αντίστοιχα και αυτορρυθμιζόμενο και προσαρμόσιμο σε αξονικές μετατοπίσεις (toroidal roller bearings).

Τα κουζινέτα αυτά προσφέρονται σε τέσσερις σειρές «2,3,5,6». Οι σειρές «2,3» χρησιμοποιούν τα ρουλεμάν αυτά με κυλινδρικό εσωτερικό δακτύλιο και οι «5,6» και κωνικό εσωτερικό δακτύλιο, όπως φαίνεται και στο σχήμα 7.36 όπου παρέχονται και οι διαθέσιμοι διάμετροι ατράκτου για κάθε τύπο:

Appropriate bearings for plummer block housings of series SHL 2 and SHL 3

Bearing type	Series	Shaft diameter range		
		from	to	
Self-aligning ball bearings		12, 22	25 mm	130 mm
		13, 23		
Spherical roller bearings		222, 232	25 mm	160 mm
		213, 223		
CARB bearings		C 22, C 32	25 mm	160 mm
		C 23		

Appropriate bearings for plummer block housings of series SHL 5 and SHL 6

Bearing type	Series	Shaft diameter range		
		from	to	
Self-aligning ball bearings		12 K, 22 K	20 mm	110 mm
		13 K, 23 K	$\frac{3}{4}$ in	$4 \frac{1}{4}$ in
Spherical roller bearings		222 K, 232 K	20 mm	140 mm
		213 K, 223 K	$\frac{3}{4}$ in	$5 \frac{3}{16}$ in
CARB bearings		C 22 K, C 32 K	20 mm	140 mm
		C 23 K	$\frac{3}{4}$ in	$5 \frac{3}{16}$ in

Σχήμα 7.36<sup>[36]</sup>: Τύποι ρουλεμάν για σειρές 2,3 (πάνω) και 5,6 (κάτω)

Τα ρουλεμάν με κωνικό εσωτερικό δακτύλιο μπορούν να στηριχθούν πολύ εύκολα σε ατράκτους χωρίς διαβαθμίσεις (ομοιόμορφης δηλαδή διατομής) με χρήση περικογλίου ατράκτου ως σφιχτήρα (βλέπε πρώτη από τα αριστερά εικόνα στο σχήμα 7.19 και ρουλεμάν για σειρές «5,6»). Προτιμούμε σαφώς για λόγους κόστους, ευκολίας και αντοχής η εξωτερική άτρακτος να είναι χωρίς διαβαθμίσεις και έτσι θα χρησιμοποιήσουμε τα κουζινέτα σειρών «5,6» με ρουλεμάν με κωνικό εσωτερικό δακτύλιο.

### 7.3.2 Εκλογή τύπου κουζινέτου

Για την εκλογή του ακριβούς τύπου κουζινέτου μέσα από τον κατάλογο της σειράς «5,6» χρειαζόμαστε τη διάμετρο της εξωτερικής ατράκτου. Η διάμετρος αυτή μπορεί να προσδιοριστεί σε μία πρώτη εκτίμηση από τον τύπο που χρησιμοποιήσαμε και πριν. Η εξωτερική άτρακτος μέσω της μianτοκίνησης λαμβάνει την ισχύ στη θέση «2», εμείς όμως θα την διαστασιολογήσουμε για λόγους αντοχής βάσει της ισχύος στη θέση «1» (βλέπε κεφάλαιο 6). Έχουμε λοιπόν:

$$M_1 (\text{kp} \cdot \text{cm}) = 71620 \cdot \frac{N_1 (\text{PS})}{n (\text{RPM})} = 71620 \cdot \frac{41,3 \cdot 1,35962}{3000} = 1340,54 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Έτσι, η διάμετρος της τροχαλίας στη θέση αυτή εκτιμάται ως:

$$d (\text{mm}) = 3 \cdot \sqrt[3]{M_1 (\text{kp} \cdot \text{cm})} = 3 \cdot \sqrt[3]{1340,54} = 33,07 \text{ mm}$$

Η διάμετρος όμως του Cap στη θέση πρόσδεσης του ελαστικού συνδέσμου εξελέγη  $\Phi 38$ , οπότε μπορούμε και εδώ να υπερδιαστασιολογήσουμε την διάμετρο της εξωτερικής ατράκτου, ώστε να είναι σε συμφωνία και «κοντά» με αυτή του Cap. Το σχήμα 7.37 περικλείει μέρος του καταλόγου της σειράς «5,6»<sup>[36]</sup>:

SKF									
SNL plummer block housings, series 5 and 6, for bearings on adapter sleeves									
Shaft diameter	Bearing seating dimensions		Housing dimensions					Mass	Designation Housing without seals
	$D_a$	$C_a$	$D_b$	A	H	$H_1$	L		
$d_a$	mm		mm					kg	-
38,1	85	30	56,5	85	109	60	205	2,90	SNL 509
38,1	100	44	67	95	128	70	255	4,40	SNL 511-609
38,1	100	44	67	95	128	70	255	4,40	FSNL 511-609 NM
<del>40</del>	<del>85</del>	<del>30</del>	<del>56,5</del>	<del>85</del>	<del>109</del>	<del>60</del>	<del>205</del>	<del>2,90</del>	<del>SNL 509</del>
<del>40</del>	<del>100</del>	<del>44</del>	<del>67</del>	<del>95</del>	<del>128</del>	<del>70</del>	<del>255</del>	<del>4,40</del>	<del>SNL 511-609</del>
40	100	44	67	95	128	70	255	4,40	FSNL 511-609 NM
42,862	90	41	62	90	113	60	205	3,20	SNL 510-608
42,862	110	48	72	105	134	70	255	5,10	SNL 512-610
44,45	90	41	62	90	113	60	205	3,20	SNL 510-608
44,45	110	48	72	105	134	70	255	5,10	SNL 512-610
45	90	41	62	90	113	60	205	3,20	SNL 510-608
45	110	48	72	105	134	70	255	5,10	SNL 512-610
49,212	100	44	67	95	128	70	255	4,40	SNL 511-609
49,212	100	44	67	95	128	70	255	4,40	FSNL 511-609 NM
49,212	120	51	77	110	149	80	275	6,50	SNL 513-611
49,212	120	51	77	110	149	80	275	6,50	FSNL 513-611 NM
50	100	44	67	95	128	70	255	4,40	SNL 511-609
50	100	44	67	95	128	70	255	4,40	FSNL 511-609 NM
50	120	51	77	110	149	80	275	6,50	SNL 513-611
50	120	51	77	110	149	80	275	6,50	FSNL 513-611 NM
50,8	100	44	67	95	128	70	255	4,40	SNL 511-609
50,8	100	44	67	95	128	70	255	4,40	FSNL 511-609 NM
50,8	120	51	77	110	149	80	275	6,50	SNL 513-611
50,8	120	51	77	110	149	80	275	6,50	FSNL 513-611 NM
53,975	110	48	72	105	134	70	255	5,10	SNL 512-610

Σχήμα 7.37 (SKF)<sup>[36]</sup>: Τμήμα καταλόγου κουζινέτων σειρών «5,6» για  $\Phi 40$ .

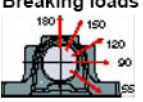
Στο σχήμα 7.37 για  $\Phi 40$  βλέπουμε ότι είχαμε τρεις διαφορετικές επιλογές αλλά επιλέξαμε τη δεύτερη σε σειρά με κωδικό SNL 511-609.

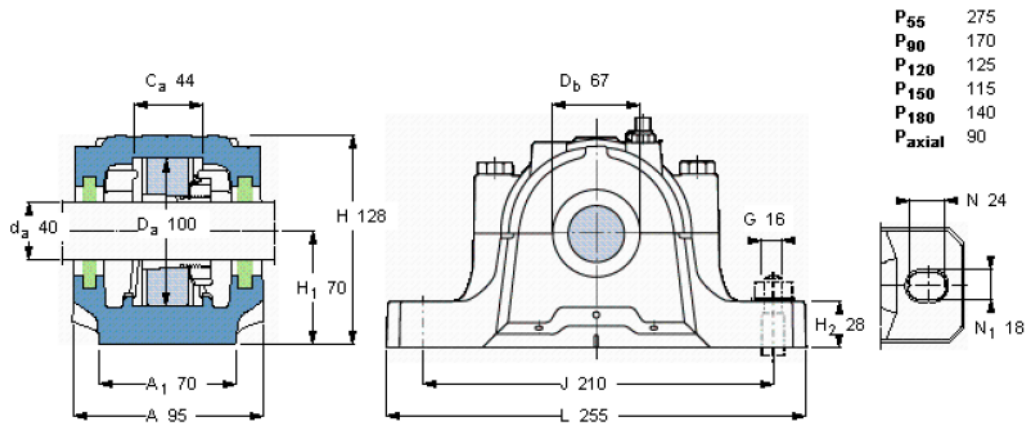
Η τρίτη σε σειρά με κωδικό FSNL 511-609 NM αποκλείστηκε γιατί φέρει τέσσερις οπές (δύο σε κάθε μεριά) για τη στερέωση του κουζινέτου στο στήριγμά του. Αυτό το οποίο θα σήμαινε την διαμόρφωση δύο επιπλέον οπών στο στήριγμα του κουζινέτου και περισσότερο χρόνο συναρμολόγησης – η λύση με τις τέσσερις αυτές οπές προτιμάται όταν συντρέχουν ειδικοί λόγοι.

Ανάμεσα στον τύπο SNL 509 και τον SNL 511-609 που επιλέξαμε, βλέπουμε ότι ο δεύτερος παρουσιάζεται με ελαφρά μεγαλύτερες διαστάσεις και αυξημένο βάρος σε σχέση με τον πρώτο. Και συγκεκριμένα, η κοιλότητα υποδοχής του ρουλεμάν - αυτό που ονομάζουμε φωλιά - έχει μεγαλύτερες διαστάσεις στον δεύτερο με αποτέλεσμα να έχουμε μεγαλύτερο εύρος για το μέγεθος του ρουλεμάν που θα χρησιμοποιήσουμε. Επιλέγουμε λοιπόν σε πρώτη φάση τον τύπο SNL 511-609 - οι ελαφρά μεγαλύτερες διαστάσεις του σε σχέση με τον SNL 509 δεν επηρεάζουν πολύ διαφορετικά τη ροή προς την είσοδο του αγωγού. Σε περίπτωση που δούμε ότι το ρουλεμάν που επιλέξουμε σε επόμενο κεφάλαιο προσαρμόζεται και στον τύπο SNL 509, προφανώς θα τον επιλέξουμε ως φθηνότερο.

Στο σχήμα 7.38 παραθέτουμε τα βασικά σχεδιαστικά χαρακτηριστικά του τύπου SNL 511-609:

SNL plummer block housings, series 5 and 6, for bearings on adapter sleeves

Shaft diameter $d_a$	Bearing seating dimensions $D_a$ $C_a$		Housing dimensions $D_b$ A H $H_1$ L				Mass kg	Designation Housing without seals SNL 511-609	Breaking loads N 	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm				mm
40	100	44	67	95	128	70	255	4,40	-	N



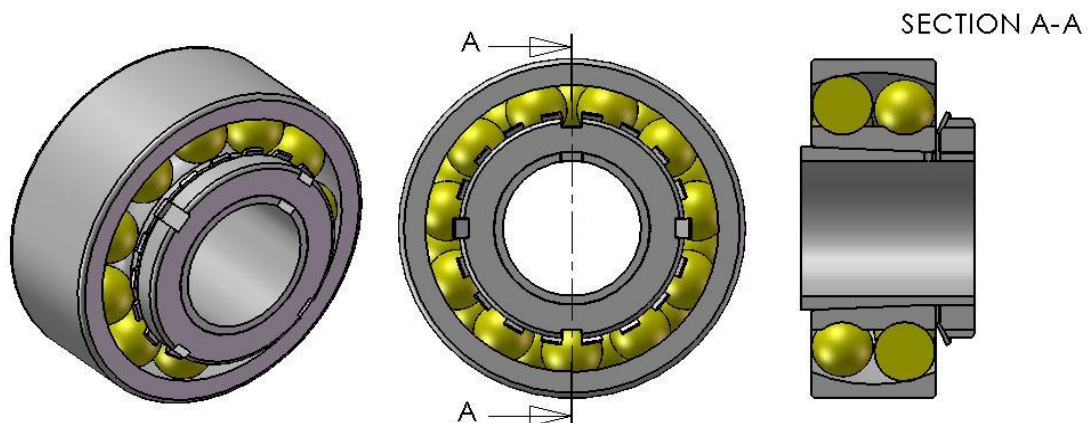
Σχήμα 7.38<sup>[36]</sup>: Βασικά σχεδιαστικά χαρακτηριστικά κουζινέτου SNL 511-609

Θα χρειαστούμε λοιπόν δύο κουζινέτα αυτού του τύπου. Παρακάτω ακολουθούν όλα τα επιμέρους στοιχεία που θα περικλείονται εντός του ρουλεμάν.

### 7.3.3 Σχόλια για διαθέσιμα ρουλεμάν και τρόποι συγκράτησης

Τα ρουλεμάν που μπορεί να φέρει ο τύπος αυτός είναι τα εξής:

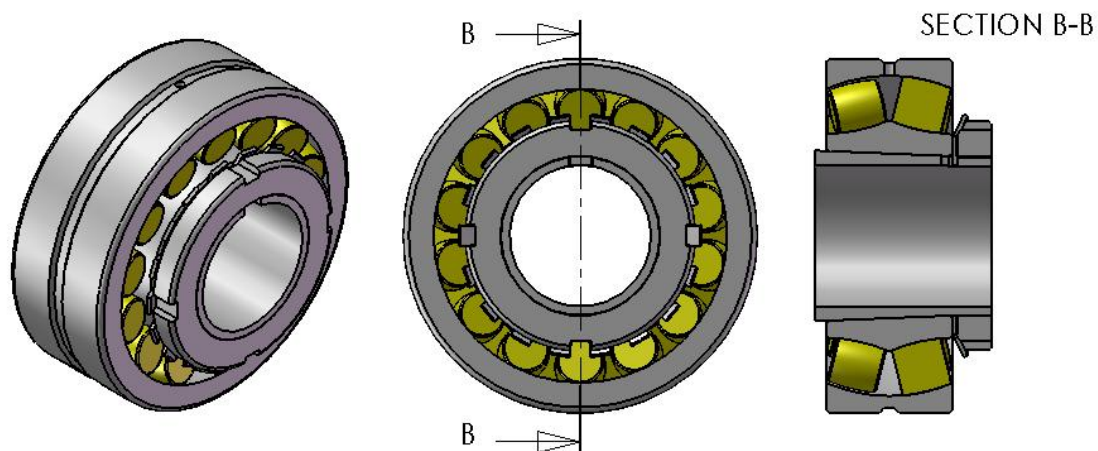
- **Ένσφαιρα αυτορύθμιστα** με κωδικούς 1309 EKTN9 + H309 ή 2309 EKTN9 + H2309 με δυναμικές ικανότητες φόρτισης  $C=32,5$  και  $63,7$  kN αντίστοιχα και ταχύτητες αναφοράς 15000 και 13000 RPM αντίστοιχα. Τα πρόσθετα σύμβολα «H309» και «H2309» στους κωδικούς των ρουλεμάν αναφέρονται στον εξοπλισμό συγκράτησης των ρουλεμάν αυτών πάνω στην άτρακτο. Να σημειωθεί ότι ο εξοπλισμός αυτός διατίθεται χωριστά από το ρουλεμάν και πρέπει να παραγγελθεί ως εξάρτημα από μόνος του ως «σετ» συγκράτησης. Στο σχήμα 7.39 βλέπουμε το ρουλεμάν με τον εξοπλισμό συγκράτησής του:



Σχήμα 7.39<sup>[36]</sup>: Ένσφαιρο αυτορύθμιστο ρουλεμάν μαζί με τον εξοπλισμό συγκράτησής

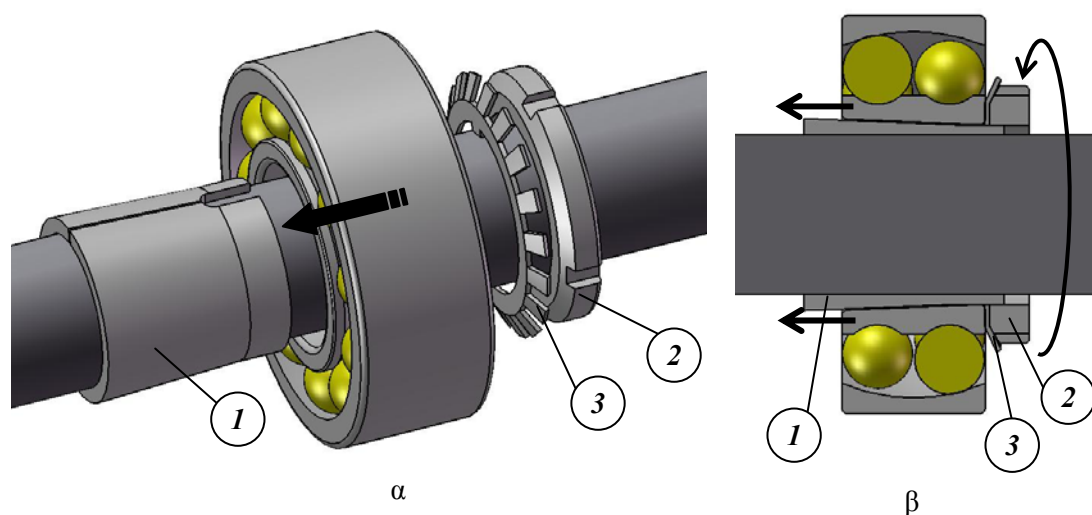


- **Βαρελοειδή** με κωδικούς 21309 EK + H309 και 22309 EK + H2309 (βλέπε σχήμα 7.40) με δυναμικές ικανότητες φόρτισης  $C=127$  και  $128$  kN αντίστοιχα και ταχύτητες αναφοράς  $6300$  και  $5300$  RPM αντίστοιχα. Οι εξοπλισμοί συγκράτησης είναι οι ίδιοι με τους προηγούμενους.



Σχήμα 7.40<sup>[36]</sup>: Βαρελοειδές ρουλεμάν μαζί με εξοπλισμό συγκράτησής του

Ο εξοπλισμός συγκράτησης αφορά σε ένα «σετ» τριών εξαρτημάτων. Κύριο είναι το εξάρτημα «1» που παρεμβάλλεται ανάμεσα στην άτρακτο και το ρουλεμάν (βλέπε σχήμα 7.41): η εξωτερική του επιφάνεια είναι κωνική για να «υποδέχεται» πάνω της τον κωνικό εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν. Στην άκρη της φέρει ευθύγραμμο τμήμα με σπείρωμα πάνω στο οποίο συσφίγγεται ένα περικόχλιο ατράκτου «2» το οποίο «σπρώχνει» το ρουλεμάν πάνω στο κεκλιμένο επίπεδο του εξαρτήματος. Το τελευταίο φέρει μία οριζόντια σχισμή και λόγω πίεσης επιφανείας συστέλλεται και «κλειδώνει» πάνω στην άτρακτο. Ανάμεσα στο περικόχλιο ατράκτου και το ρουλεμάν παρεμβάλλεται ένα ασφαλιστικό «3» χάρη στο οποίο εκμηδενίζεται κάθε ενδεχόμενο λύσης της σύνδεσης.



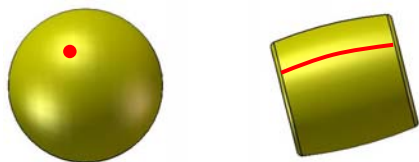
Σχήμα 7.41: α) Επιμέρους εξαρτήματα «1», «2», «3» ως σετ συγκράτησης του ρουλεμάν πάνω στην άτρακτο. Το βέλος δείχνει την κατεύθυνση του ρουλεμάν για να αρχίσει η σύσφιξη. β) Σύσφιξη περικοχλίου και μετακίνηση ρουλεμάν πάνω στο κεκλιμένο επίπεδο στην εξωτερική επιφάνεια του εξαρτήματος σύσφιξης «1».

Συμπεραίνουμε ότι πρόκειται για έναν εξαιρετικά απλό κατασκευαστικά τρόπο συγκράτησης του ρουλεμάν με συναρμογή πίεσης που αφαιρεί την ανάγκη για αναβαθμίδες επί της ατράκτου και αποστάτες.

Στο σημείο σύνδεσης της ατράκτου με τους σφιχτήρες, η διάμετρος της πρώτης από θέμα ανοχών μπορεί να έχει μεγαλύτερα εύρη συγκριτικά με την «κλασική» απευθείας σύνδεση ατράκτου και ρουλεμάν μέσω σφιχτής συναρμογής. Παρόλα, αυτά ο κατασκευαστής<sup>[36]</sup> προτείνει για την άτρακτο ανοχή h9 με ιδιαίτερη προσοχή στην κυλινδρικότητα που πρέπει να είναι IT5/2 σύμφωνα με το πρότυπο ISO 1101:1983.

Ανάλογα με τον ακριβή τύπο του «σετ» συγκράτησης (εδώ H309 ή H2309) θα κατασκευαστής μας παρέχει τις απαραίτητες ροπές σύσφιξης των περικοχλίων – τα στοιχεία όμως αυτά θα παρατεθούν σε επόμενο κεφάλαιο όπου θα γίνει και η εκλογή για τον συγκεκριμένο τύπο του ρουλεμάν που θα έχουμε επιλέξει. Τότε θα γίνει και η εκλογή των δύο δακτυλίων που θα χρησιμοποιηθούν στο κουζινέτο σταθερής έδρασης (βλέπε σχήμα 7.20).

Είναι προφανές ότι για τον ίδιο τύπο ρουλεμάν όσο μεγαλώνει το μέγεθος, τόσο αυξάνει η δυναμική αντοχή C αλλά μειώνεται η ταχύτητα αναφοράς. Ακόμη, τα ένσφαιρα αυτορύθμιστα ρουλεμάν λόγω ακριβώς του ότι χρησιμοποιούν ως σώματα κύλισης σφαίρες μπορούν να λειτουργήσουν σε υψηλότερες ταχύτητες από τα βαρελοειδή αν και με μικρότερη ικανότητα παραλαβής φορτίου. Αυτό συνάδει με αυτό που μπορούμε να φανταστούμε και διαισθητικά: μία κυλιόμενη σφαίρα έχει σημειακές επιφάνειες επαφής με τους δακτύλιους του ρουλεμάν και έτσι εμφανίζει καλύτερες συνθήκες τριβής κύλισης σε σχέση με ένα βαρελοειδές σώμα, το οποίο έχει γραμμικές επιφάνειες επαφής. Η μεγαλύτερη όμως έκταση των γραμμικών επιφανειών επαφής για τα βαρελοειδή περιορίζει μεν την ταχύτητα περιστροφής αλλά δίνει την ευχέρεια παραλαβής μεγαλύτερου φορτίου καθώς αυτό κατανέμεται σε όλη την γραμμή επαφής (βλέπε σχήμα 7.42).



Σχήμα 7.42: Σφαίρα και βαρελοειδής κύλινδρος ως σώματα κύλισης. Με κόκκινο χρώμα παρίστανται οι επιφάνειες επαφής με τους δακτύλιους του ρουλεμάν. Η σημειακή επαφή της σφαίρας επιτρέπει υψηλότερες ταχύτητες αλλά χαμηλότερη ικανότητα φόρτισης σε σχέση με το «βαρελάκι».

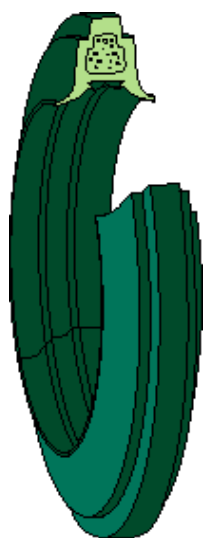
Και τα δύο είδη διαθέσιμων ρουλεμάν έχουν την ικανότητα να αυτορυθμίζονται, δηλαδή να παραλαμβάνουν γωνιακές αποκλίσεις της ατράκτου. Για την εφαρμογή μας, αυτή η ικανότητα προβάλλει ως απαραίτητη προϋπόθεση ειδικά για το έδρανο από τη μεριά που η εξωτερική άτρακτος θα έχει μορφή προβόλου (μεγάλο μήκος) για τη σύνδεση με την άτρακτο του Cap. Σχετικά με τον τύπο του ρουλεμάν, προσανατολιζόμαστε περισσότερο στη χρήση ένσφαιρων αυτορύθμιστων ρουλεμάν καθώς οι ταχύτητες περιστροφής είναι σχετικά υψηλές (3000RPM) και τα φορτία δεν αναμένονται αναλογικά το ίδιο υψηλά. Τα βαρελοειδή είναι περισσότερο κατάλληλα σε εφαρμογές με χαμηλές ταχύτητες περιστροφής και υψηλά ακτινικά φορτία. Πρέπει να χρησιμοποιούνται όταν όντως χρειάζεται και αυτό ενισχύεται από την ακριβότερη τιμή τους σε σχέση με τα ένσφαιρα αυτορύθμιστα.

Ο υπολογισμός και η εκλογή των δύο ρουλεμάν που θα χρειαστούμε (ένα για κάθε έδρανο) και του εξοπλισμού συγκράτησής τους θα γίνει σε επόμενο κεφάλαιο αφού έχουμε προσδιορίσει με ακρίβεια τα φορτία που υφίστανται.

## 7.3.4 Λίπανση εδράνων και στεγανωτικοί δακτύλιοι

Ένα τελευταίο που πρέπει να καθοριστεί είναι το είδος λίπανσης (γράσο ή λάδι) και οι κατάλληλοι στεγανωτικοί δακτύλιοι. Θα προτιμήσουμε ως πιο συνήθη, τη λίπανση με γράσο, η κινηματική συνεκτικότητα του οποίου θα επηρεάσει και τη μέγιστη ταχύτητα περιστροφής των ρουλεμάν. Το άνω αυτό όριο ταχύτητας μπορεί να εκτιμηθεί βάσει ρητής μεθοδολογίας που προτείνει ο κατασκευαστής την οποία και θα εφαρμόσουμε σε επόμενο κεφάλαιο.

Για λίπανση με γράσο και για ταχύτητες μέχρι 3000RPM όπως στην εφαρμογή μας, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε στεγανωτικά διπλού χείλους (double-lip seal) με τα χαρακτηριστικά που δίνονται στο παρακάτω σχήμα:

Χαρακτηριστικά στεγανωτικού διπλού χείλους

- Υλικό πολουρεθάνη (πολύ καλές ελαστικές ιδιότητες)
- Διαιρετά σε δύο μέρη κατά την οριζόντια κατεύθυνση
- Μέγιστη περιφερειακή ταχύτητα στην ακτίνα της ατράκτου: 8m/s
- Μέγιστη γωνιακή απόκλιση (για ατράκτους με  $\Phi < 100$ ):  $1^\circ$
- Επιτρεπόμενο εύρος θερμοκρασιών:  $-40$  με  $+100$  °C
- Μέγιστη επιφανειακή τραχύτητα ατράκτου,  $R_a$ :  $3,2\mu\text{m}$
- Προτεινόμενη ανοχή ατράκτου: h9

Σχήμα 7.43[36]: Μορφή στεγανωτικού δακτυλίου διπλού χείλους και χαρακτηριστικά

Προκειμένου τα στεγανωτικά να επιτελούν το λειτουργικό τους ρόλο πρέπει οπωσδήποτε να τηρούνται όλες οι κατασκευαστικές απαιτήσεις που είδαμε παραπάνω. Γενικά δεν περιμένουμε να δημιουργηθεί πρόβλημα από τη χρήση του συγκεκριμένου στεγανωτικού, αφού για την εκλογή λάβαμε και τη γνώμη ειδικού τεχνικού. Για να είμαστε όμως απόλυτα σίγουροι πρέπει να υπολογίσουμε μεγέθη όπως αυτό της γωνιακής απόκλισης όπου έχουμε άνω όριο μίας μοίρας. Αυτό θα γίνει σε επόμενο κεφάλαιο.

Ένα σημείο που μπορούμε εύκολα να ελέγξουμε είναι το αν η περιφερειακή ταχύτητα του στεγανωτικού ξεπερνάει το μέγιστο όριο των 8m/s. Για διάμετρο ατράκτου  $\Phi 40$ , η περιφερειακή ταχύτητα του στεγανωτικού στο χείλος επαφής τους με την άτρακτο υπολογίζεται:

$$v_{lip} \text{ (m/s)} = \omega \text{ (rad/s)} \cdot r_{shaft} \text{ (m)} = \frac{\pi \cdot n \text{ (RPM)}}{30} \cdot \frac{d_{shaft} \text{ (m)}}{2} = 6,28 \text{ m/s} \quad (7.15)$$

Φαίνεται λοιπόν ότι δεν θα υπάρξει κανένα πρόβλημα όσον αφορά στην περιφερειακή ταχύτητα. Η μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα μπορεί να υπολογιστεί από τον παραπάνω τύπο ή να βρεθεί κατευθείαν με χρήση του πίνακα του σχήματος 7.44 της ως 3820 RPM.

Ακόμη, οι κατασκευαστικές απαιτήσεις της τραχύτητας και των ανοχών της ατράκτου για την σωστή λειτουργία των στεγανωτικών θα πρέπει να απαιτηθούν στο κατασκευαστικό σχέδιό της.

Να αναφερθεί ότι τα στεγανωτικά διατίθεται χωριστά από το κουζινέτο και παραγγέλλονται ανά ζεύγη, για την κάλυψη δηλαδή της στεγάνωσης ενός κουζινέτου. Θα χρειαστούμε τέσσερις από αυτές (δύο για κάθε κουζινέτο). Για τα έδρανα SNL 511-609 έχουν κωδικό TSN 609 G. Θα μπορούσαμε να χρησιμοποιήσουμε μόνο τρία από αυτά, καθώς το άκρο της εξωτερικής ατράκτου από τη αντίθετη του ελαστικού συνδέσμου μεριά, μπορεί να είναι εντός του κουζινέτου καλυπτόμενο από ειδικό καπάκι. Θα προτιμήσουμε όμως αυτό το άκρο της εξωτερικής ατράκτου να προεξέχει, οπότε θα χρειαστούμε τέσσερα στεγανωτικά στο σύνολο. Ο λόγος θα εξηγηθεί στην αμέσως επόμενη ενότητα.

Shaft diameter at the seal lip $d_a, d_b$	Rotational speeds corresponding to peripheral speeds of				
	2 m/s	4 m/s	7 m/s	8 m/s	12 m/s
mm	r/min				
20	1910	3820	6680	7640	11460
25	1530	3060	5350	6110	9170
30	1270	2550	4460	5090	7640
35	1090	2180	3820	4370	6550
40	950	1910	3340	3820	5730
45	850	1700	2970	3400	5090
50	760	1530	2670	3060	4580
55	690	1390	2430	2780	4170
60	640	1270	2230	2550	3820
65	590	1180	2060	2350	3530
70	550	1090	1910	2180	3270
75	510	1020	1780	2040	3060
80	480	950	1670	1910	2860
85	450	900	1570	1800	2700
90	420	850	1490	1700	2550
95	400	800	1410	1610	2410
100	380	760	1340	1530	2290
110	350	690	1220	1390	2080
115	330	660	1160	1330	1990
120	320	640	1110	1270	1910
125	310	610	1070	1220	1830
130	290	590	1030	1180	1760
135	280	570	990	1130	1700
140	270	550	950	1090	1640
145	260	530	920	1050	1580
150	250	510	890	1020	1530
155	250	490	860	990	1480
165	230	460	810	930	1390
175	220	440	760	870	1310

Σχήμα 7.44 (SKF)<sup>[36]</sup>: Μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής ατράκτου για χρήση στεγανωτικών

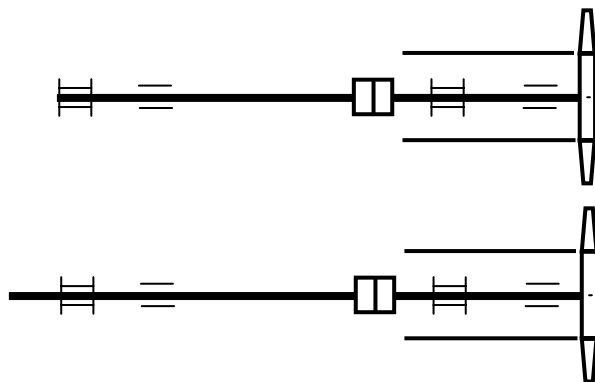


## 7.3.5 Εξωτερική άτρακτος

Η εξωτερική άτρακτος θα είναι «καλιμπρέ» ορισμένου μήκους και διαμέτρου  $\Phi 40$ , όπως προεκτιμήθηκε. Το υλικό της ατράκτου μπορεί να είναι ένας κοινός βιομηχανικός χάλυβας St50 ο οποίος έχει υψηλή αντοχή και μικρό κόστος. Η διάμετρος  $\Phi 40$  για υλικό St50 μπορεί να ελεγχθεί ως προς την επάρκεια αντοχής της αν και μάλλον δεν θα υπάρχει πρόβλημα (σε αντίθετη περίπτωση θα αλλάζουμε ορισμένες από τις επιλογές μας).

Όσον αφορά το μήκος της εξωτερικής ατράκτου, δεν είμαστε σε θέση να το καθορίσουμε ακόμη. Πρώτα, πρέπει να συγκεντρώσουμε το σύνολο των διαστάσεων μήκους όλων των τεμαχίων που «μεσολαμβάνουν» μέχρι την άτρακτο του Cap. Αυτό απαιτεί και τη γνώση της ακριβούς θέσης τοποθέτησης του Cap, η οποία θα γίνει στο επόμενο κεφάλαιο κατά το σχεδιασμό των πρότυπων τεμαχίων.

Ο καθορισμός λοιπόν του μήκους της εξωτερικής ατράκτου θα γίνει σε επόμενο κεφάλαιο. Η τιμή μήκους που θα δοθεί θα είναι τέτοια ώστε η εξωτερική άτρακτος να έχει ένα προεξέχον ελεύθερο μήκος από την αντίθετη του ελαστικού συνδέσμου μεριά, όπως φαίνεται και στο σχήμα 7.45:



Σχήμα 7.45: Τροποποίηση του γενικού πλάνου ώστε να προβλέπεται προεξέχον ελεύθερο μήκος της εξωτερικής ατράκτου

Ο λόγος που αφήνουμε το μήκος αυτό είναι διπλός:

1. Τα τεμάχια δεν θα έχουν μετρηθεί με απόλυτη ακρίβεια ούτε μπορούμε να γνωρίζουμε από πριν την ακριβή θέση που θα «πέσει» η εξωτερική άτρακτος σε σχέση με αυτή του Cap μεταξύ των οποίων θα υπάρχει ο ελαστικός σύνδεσμος. Το ελεύθερο αυτό προεξέχον άκρο, ως περίσσεια μήκους θα μας δώσει ένα περιθώριο ασφαλείας κατά το μοντάρισμα της διάταξης, αποκλείοντας το ενδεχόμενο να μην μας «φτάσει» το μήκος της.
2. Το τελικό απομένον μήκος μπορεί να αξιοποιηθεί για την μέτρηση της περιστροφικής ταχύτητας της εξωτερικής ατράκτου άρα και της πρώτης πτερωτής μέσω ταινίας και φωτοκύτταρου. Δεδομένου ότι, παρεμβάλλοντας χειροκίνητα το στέλεχος του φωτοκύτταρου ανάντι της εισόδου του αγωγού δημιουργείται εμπόδιο στη ροή, αυτή η θέση μέτρησης ελαχιστοποιεί την επίδραση αυτή, προσφέροντας ταυτόχρονα άνεση χώρου για τη λήψη της μέτρησης.

Από τη διάμετρο  $\Phi 40$  της εξωτερικής ατράκτου μπορούμε να εκλέξουμε το Taper Bush της κινούμενης τροχαλίας ως 251740. Η επιλογή μας όμως αυτή, θα οριστικοποιηθεί όταν η άτρακτος ελεγχθεί από θέμα επάρκειας αντοχής.

## 7.4 Ελαστικός σύνδεσμος ατράκτου 1<sup>ης</sup> περωτής και εξωτερικής ατράκτου

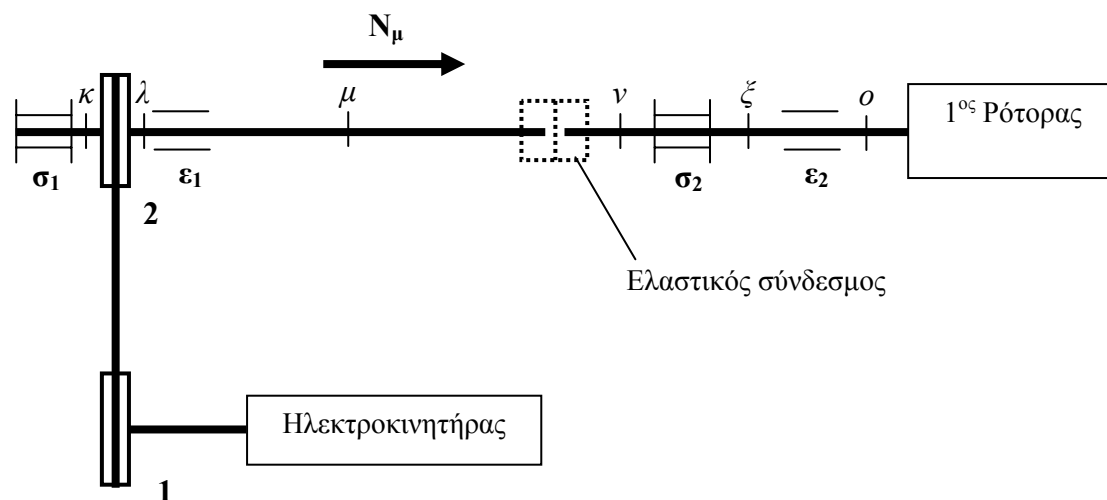
Η σύνδεση της εξωτερικής ατράκτου και της ατράκτου της 1<sup>ης</sup> περωτής για τη μεταφορά της ισχύος από την πρώτη στη δεύτερη συνιστά ένα ακόμη ιδιαίτερα λεπτό «σημείο» της κατασκευής.

Η υλοποίηση της σύνδεσης των δύο ατράκτων πρέπει να γίνει οπωσδήποτε με ελαστικό σύνδεσμο. Ο προσδιορισμός «ελαστικός» αναφέρεται στην ελαστικότητά τους σε κάμψη και στρέψη.

Η ελαστικότητα σε κάμψη τους επιτρέπει να παραλαμβάνουν σφάλματα γωνίας κλίσης (ή γωνιακής απόκλισης), παράλληλα (ή εγκάρσια) σφάλματα και αξονικά σφάλματα. Στο σύνολό τους αυτά αποκαλούνται σφάλματα ευθυγράμμισης και εξαρτώνται από τα σφάλματα κατασκευής και συναρμολόγησης, όσο και από την ίδια τη λειτουργία η οποία συνεπάγεται ελαστικές παραμορφώσεις, σχετικές κινήσεις, ταλαντώσεις, θερμικές διαστολές, προσδίδοντας στα σφάλματα ευθυγράμμισης και δυναμικό χαρακτήρα. Καταλαβαίνουμε ότι όση προσπάθεια και αν καταβληθεί κατά την συναρμολόγηση και την ευθυγράμμιση της διάταξης κάποια μικρά σφάλματα θα απομένουν τα οποία μάλιστα θα ενισχύονται κατά την λειτουργία. Οι ελαστικοί σύνδεσμοι επιτρέπουν τη σωστή λειτουργία με την ύπαρξη αυτών των σφαλμάτων γι' αυτό και η χρήση τους καθίσταται επιβεβλημένη.

Η ελαστικότητα σε στρέψη έχει να κάνει με την ικανότητα τους για απόσβεση στρεπτικών ταλαντώσεων. Έτσι, μπορούν να μειώσουν τις δυσμενείς επιδράσεις επικίνδυνων κρουστικών φορτίων ακόμη και να περιορίσουν τις συνέπειες φαινόμενων συντονισμού λόγω στρεπτικών ταλαντώσεων.

Στο σχήμα 7.46 υπενθυμίζεται η θέση του ελαστικού συνδέσμου στη διάταξη ανάμεσα στις θέσεις «μ» και «ν» (βλέπε και κεφάλαιο 2):



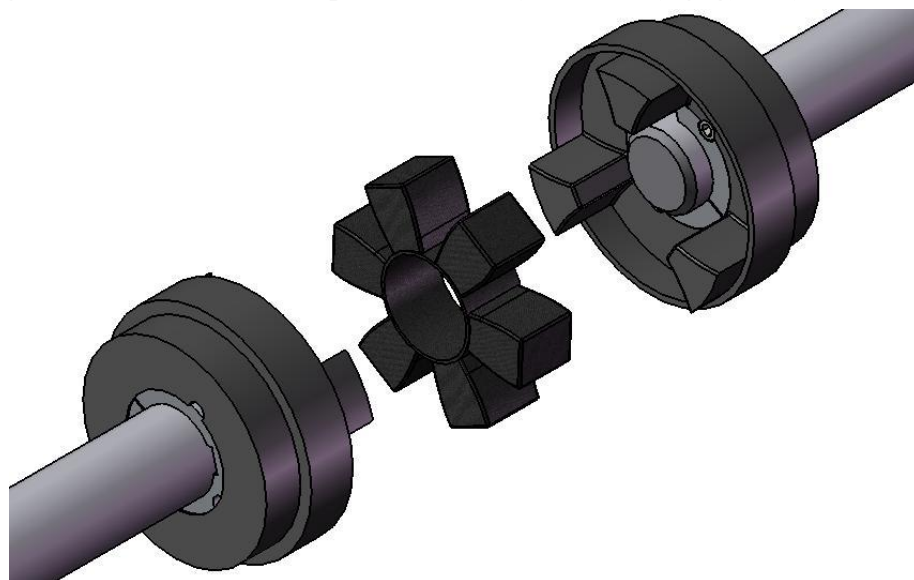
Σχήμα 7.46: Θέση του ελαστικού συνδέσμου στη διάταξη και μεταφερόμενη ισχύς

Η εκλογή του συνδέσμου θα γίνει βάσει της μέγιστης ισχύος που μπορεί να μεταφέρει όταν ο 1<sup>ος</sup> ρότορας στρέφεται στις 3000RPM. Από τη ροή ισχύος είχαμε βρει:

$$N_{\mu} = 39,3\text{kW} \text{ στις } n = 3000\text{RPM}$$

Θα χρησιμοποιήσουμε ονυχωτό ελαστικό σύνδεσμο (Spider or jaw coupling) με λαστιχένιο θλιπτικό ελατήριο. Οι σύνδεσμοι αυτοί αποτελούνται από δύο ονυχωτούς μεταλλικά στελέχη πάνω σε καθεμία άτρακτο και το λαστιχένιο ελατήριο (αυτό που καλείται spider). Ανάμεσα στις προεξοχές των μεταλλικών στελεχών «παγιδεύεται» το θλιπτικό ελατήριο (μορφής αστέρα) και έτσι η κίνηση του ενός μέσω του παρεμβλλόμενου ελατηρίου μεταδίδεται στον άλλο (βλέπε σχήμα 7.47). Αν το λαστιχένιο ελαστήριο αστοχήσει, θα έρθουν σε επαφή οι προεξοχές των στελεχών και η λειτουργία θα συνεχιστεί (fail safe connection), αν και αυτό δεν είναι πάντα επιθυμητό.

Θα χρησιμοποιήσουμε προϊόν της εταιρείας Fenner με την ονομασία «HRC Couplings». Η συγκράτηση των στελεχών πάνω στις ατράκτους τους γίνεται με χρήση κωνικών συνδέσμων Taper Bush, όπως και για τις τροχαλίες.



Εικόνα 7.47: Ελαστικός σύνδεσμος «HRC Coupling» που περιλαμβάνει τα δύο μεταλλικά στελέχη που συνδέονται στις ατράκτους τους με Taper Bush και στο κέντρο το θλιπτικό ελατήριο μορφής αστέρα (Spider). Μπορούμε να φανταστούμε την άτρακτο στα αριστερά ως την εξωτερική άτρακτο της εφαρμογής μας και την άτρακτο στα δεξιά ως αυτή του Cap.

Από πίνακα του σχήματος 7.48 εκλέγουμε τον μέγεθος του συνδέσμου, αναζητώντας τον τύπο εκείνο (Coupling Size) ο οποίος για  $n=3000\text{RPM}$  δύναται να μεταφέρει ισχύ μεγαλύτερη ή ίση των  $N_{\mu}=39,3\text{kW}$ .

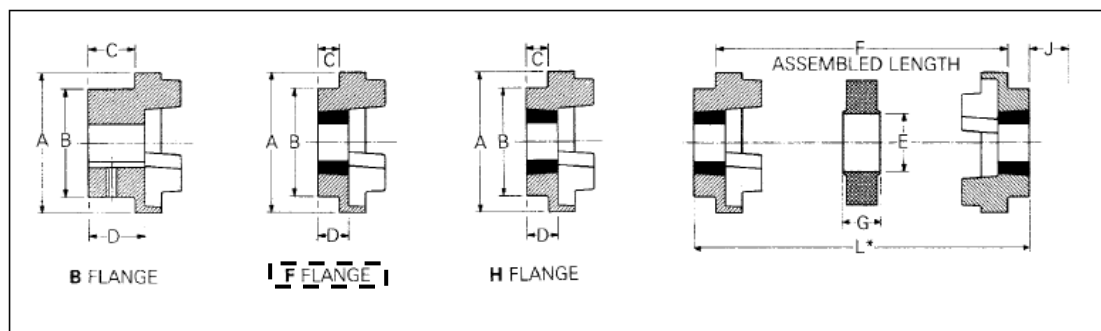
POWER RATINGS (KW)

Speed rev/min	Coupling Size							
	70	90	110	130	150	180	230	280
100	0.33	0.84	1.68	3.30	6.28	9.95	20.90	33.00
200	0.66	1.68	3.35	6.60	12.60	19.90	41.90	65.00
400	1.32	3.35	6.70	13.20	25.10	39.80	83.80	132.00
600	1.98	5.03	10.10	19.80	37.70	59.70	126.00	198.00
<b>720</b>	<b>2.37</b>	<b>6.03</b>	<b>12.10</b>	<b>23.80</b>	<b>45.20</b>	<b>71.60</b>	<b>151.00</b>	<b>238.00</b>
800	2.64	6.70	13.40	26.40	50.30	79.60	168.00	264.00
<b>960</b>	<b>3.17</b>	<b>8.04</b>	<b>16.10</b>	<b>31.70</b>	<b>60.30</b>	<b>95.50</b>	<b>201.00</b>	<b>317.00</b>
1200	3.96	10.10	20.10	39.60	75.40	119.00	251.00	396.00
<b>1440</b>	<b>4.75</b>	<b>12.10</b>	<b>24.10</b>	<b>47.50</b>	<b>90.50</b>	<b>143.00</b>	<b>302.00</b>	<b>475.00</b>
1600	5.28	13.40	26.80	52.80	101.00	159.00	335.00	528.00
1800	5.94	15.10	30.20	59.40	113.00	179.00	377.00	594.00
2000	6.60	16.80	33.50	66.00	126.00	199.00	419.00	660.00
2200	7.26	18.40	36.90	72.60	138.00	219.00	461.00	726.00
2400	7.92	20.10	40.20	79.20	151.00	239.00	503.00	
2600	8.58	21.80	43.60	85.80	163.00	259.00	545.00	
<b>2880</b>	<b>9.50</b>	<b>24.10</b>	<b>48.20</b>	<b>95.00</b>	<b>181.00</b>	<b>286.00</b>		
3000	9.90	25.10	50.20	99.00	188.00	298.00		
3600	11.90	30.10	60.30	118.00	226.00			
Nominal Torque (Nm)	315	80	160	315	600	950	2000	3150
Max Torque (Nm)	72	180	360	720	1500	2350	5000	7200

Σχήμα 7.48 (Fenner)<sup>[34]</sup>: Κατάλογος για εκλογή μεγέθους συνδέσμου συναρτήσει της μεταφερόμενης ισχύος και των στροφών λειτουργίας

Από το σχήμα 7.48 εκλέξαμε το μέγεθος συνδέσμου «110» το οποίο για ταχύτητα περιστροφής 3000RPM, μπορεί να μεταφέρει ονομαστική ισχύ 50,30kW (αμέσως μεγαλύτερη των 39,3kW της εφαρμογής μας) που αντιστοιχεί σε ονομαστική ροπή 160Nm. Για μικρά χρονικά διαστήματα π.χ. μεταβατικές φάσεις εκκίνησης, η μέγιστη ροπή που μπορεί να μεταφέρει ο σύνδεσμος αυτού του μεγέθους είναι 360Nm.

Για κάθε μέγεθος διατίθενται τρεις τύποι ανάλογα με τον τρόπο σύνδεσης με την άτρακτο: ο τύπος B που συνδέεται μέσω εγκάρσιας βίδας και οι τύποι F και H που συνδέονται μέσω Taper Bush (ανάλογα με τη μεριά τοποθέτησής του). Για την κλάση μεγέθους «110» θα επιλέξουμε τον τύπο F. Στο σχήμα 7.49 βλέπουμε τις διαστάσεις για τον τύπο που επιλέξαμε.



PHYSICAL DIMENSIONS AND CHARACTERISTICS

Size	Common Dimensions						Type F & H					Type B				
	A	B	E	F, ‡	G	Bush size	Max. Bore		C	D	J†	Bore Dia's		Screw over key	C	D
							mm	ins.				Max.	Pilot H9			
70	69	60	31	25.0	18.0	1008	25	1"	20.0	23.5	29	32	8	M 6	20	23.5
90	85	70	32	30.5	22.5	1108	28	1 1/8	19.5	23.5	29	42	10	M 6	26	30.0
110	112	100	45	45.0	29.0	1610	42	1 1/2	18.5	26.5	38	55	10	M10	37	45.0
130	130	105	50	53.0	36.0	1610	42	1 1/2	18.0	26.5	38	60	15	M10	39	47.5
150	150	115	62	60.0	40.0	2012	50	2	23.5	33.5	42	70	20	M10	46	56.0
180	180	125	77	73.0	49.0	2517	60	2 1/2	34.5	46.5	48	80	25	M10	58	70.0
230	225	155	99	85.5	59.5	3020	75	3	39.5	52.5	55	100	25	M12	77	90.0
280	275	206	119	105.5	74.5	3525	100	4	51.0	66.5	67	115	30	M16	90	105.5

† 'J' is the wrench clearance required for tightening/loosening the bush on the shaft. A shortened wrench will allow this dimension to be reduced.  
 ‡ F, refers to combinations of flanges: FF, FH, HH, FB, HB, BB.

Σχήμα 7.49 (Fenner)<sup>[34]</sup>: Διαστάσεις και χαρακτηριστικά τύπων συνδέσμων για διάφορα μεγέθη (Size)

Στο σχήμα 7.50 παρέχονται τεχνικά χαρακτηριστικά για τους ελαστικού συνδέσμους «HRC».

Size	Assembled Length (L*) Comprising Flange Types			Mass (kg)	Inertia Mr <sup>2</sup> (kgm <sup>2</sup> )	Dynamic Stiffness (Nm/°)	Maximum Misalignment		Nominal Torque (Nm)
	FF, FH, HH	FB, HB	BB				Parallel	Axial	
70	65.0	65.0	65.0	1.00	0.00085	-	0.3	+0.2	31
90	69.5	76.0	82.5	1.78	0.00115	-	0.3	+0.5	80
110	82.0	100.5	119.0	5.00	0.00400	-	0.3	+0.6	160
130	89.0	110.0	131.0	5.46	0.00780	130	0.4	+0.8	315
150	107.0	129.5	152.0	7.11	0.01810	175	0.4	+0.9	600
180	142.0	165.5	189.0	16.60	0.04340	229	0.4	+1.1	950
230	164.5	202.0	239.5	26.00	0.12068	587	0.5	+1.3	2000
280	207.5	246.5	285.5	50.00	0.44653	1025	0.5	+1.7	3150

All dimensions in millimetres unless otherwise stated.  
 All HRC couplings have an angular misalignment capacity of up to 1°.  
 Mass is for an FF, FH or HH coupling with mid range Taper Lock Bushes.

Σχήμα 7.50 (Fenner)<sup>[34]</sup>: Διαστάσεις και τεχνικά χαρακτηριστικά συνδέσμων

Για το μέγεθος «110» βλέπουμε ότι έχουμε περιθώρια σφαλμάτων ευθυγράμμισης: 0,3mm παράλληλα, 0,6mm αξονικά και γωνιακή απόκλιση 1° (κοινή ανεξαρτήτως μεγέθους). Το βάρος του μεγέθους «110» είναι περίπου 5kg (για μεσαίο Taper Bush). Εναλλακτικά, θα μπορούσαμε να είχαμε εκλέξει το μέγεθος «130» το οποίο, με ελαφρά μεγαλύτερο βάρος (5,5 kg) και διαστάσεις προσφέρει μεγαλύτερα περιθώρια σφαλμάτων και διπλάσια ικανότητα μεταφοράς ισχύος.

Το πλήρες «σετ» ελαστικού συνδέσμου HRC θα αποτελείται από δύο φλαντζωτά στελέχη τύπου F και το θλιπτικό ελατήριο μεγέθους «110». Όσον αφορά στο θλιπτικό ελατήριο υπάρχουν δύο παραλλαγές: η συνήθης (standard element) και η ειδική με αντιπυρική προστασία (fras element). Θα επιλέξουμε την πρώτη.

Καταλήγοντας λοιπόν σε ελαστικό σύνδεσμο FF με σύνηθες θλιπτικό ελατήριο, οι κωδικοί παραγγελίας δίνονται στο παρακάτω σχήμα:

**ORDERING CODES**

Size	Type F	Type H	Type B Unbored	Standard Element Tempr. -40°C/+100°C	FRAS Element Tempr. -20°C/+80°C
70	045L0002	045L0003	045L0004	045L0009	045L0006
90	045M0002	045M0003	045M0004	045M0009	045M0006
110	045N0012	045N0013	045N0004	045N0009	045N0006
130	045P0002	045P0003	045P0004	045P0009	045P0006
150	045R0002	045R0003	045R0004	045R0009	045R0006
180	045S0002	045S0003	045S0004	045S0009	045S0006
230	045T0002	045T0003	045T0001	045T0009	045T0006
280	045U0002	045U0003	045U0001	045U0009	045U0006

Note: For details of HRC couplings suitable for application to drives involving SAE engine flywheels, consult your local Authorised Distributor.  
Type B flanges can be supplied finished bored to H7 tolerance with keyway, if required.  
Hub material: GG25 grey cast iron.

Σχήμα 7.51 (Fenner)<sup>[34]</sup>: Πίνακας με κωδικούς παραγγελίας ελαστικών συνδέσμων «HRC»

Από το σχήμα 7.49 βλέπουμε ότι στον τύπο F για κλάση μεγέθους «110» ταιριάζουν Taper Bushes τύπου 1610. Θα χρειαστούμε δύο Taper Bushes, ένα για κάθε στέλεχος F. Το πρώτο θα βρίσκεται επί της εξωτερικής άτρακτου με  $\Phi 40$ , ενώ με το δεύτερο στην άτρακτο του Cap με  $\Phi 38$ . Τα Taper Bushes θα είναι λοιπόν τα 161040 και 161038 αντίστοιχα. Οι επιλογές μας αυτές θα παγιωθούν όταν ολοκληρώσουμε και τους ελέγχους αντοχής. Αν κριθεί ότι μία άτρακτος δεν αντέχει στην καταπόνηση, προφανώς θα πρέπει να αλλάξουμε τις επιλογές μας προς μεγαλύτερα μεγέθη.

## 7.5 Ηλεκτροκινητήρες ροτόρων και ηλεκτρονικός εξοπλισμός

Η βαθμίδα των στρεφόμενων περυνγώσεων θα παίρνει κίνηση από δύο ηλεκτροκινητήρες. Για την ρύθμιση στροφών από 0 έως 3000RPM κάθε ηλεκτροκινητήρας θα συνοδεύεται από μία διάταξη ελέγχου. Πέραν της δυνατότητας ρύθμισης στροφών, κάθε μοτέρ πρέπει να έχει κατ' ελάχιστο ονομαστική ισχύ η οποία εκτιμήθηκε κατά τη ροή ισχύος ως:

$$N_{\text{select},M1} = 39,4\text{kW}$$

$$N_{\text{select},M2} = 38,7\text{kW}$$

Τα παραπάνω αποτελέσματα ουσιαστικά μας οδηγούν στην αναζήτηση ηλεκτροκινητήρων με ονομαστική ισχύ 40kW, και για τους δύο ρότορες. Στο εργαστήριο Ε.Θ.Σ του Ε.Μ.Π. υπάρχει ήδη ένα τέτοιο μοτέρ, οπότε αποφασίστηκε η αγορά ενός μόνο μοτέρ.

Από τις υπάρχουσες δημοσιεύσεις, είδαμε ότι ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η λειτουργία του 2<sup>ου</sup> ρότορα σε υψηλότερες στροφές. Αναμένεται λοιπόν, ο δεύτερος ρότορας να απαιτεί περισσότερη ισχύ (το οποίο συμβαίνει ακόμη και όταν στρέφεται στις ίδιες στροφές με τον πρώτο ρότορα). Γι' αυτό το λόγο αποφασίστηκε το υπάρχον μοτέρ να χρησιμοποιηθεί για τον 1<sup>ο</sup> ρότορα, ενώ το καινούργιο για τον -απαιτητικότερο ενεργειακά- 2<sup>ο</sup> ρότορα. Παρακάτω θα εξετάσουμε κάθε ηλεκτροκινητήρα χωριστά.

### 7.5.1 Ηλεκτροκινητήρας 1<sup>ο</sup> ρότορα

Για τον πρώτο ρότορα θα χρησιμοποιηθεί ένα υπάρχον μοτέρ του Ε.Θ.Σ. Πρόκειται για ένα ηλεκτροκινητήρα συνεχούς ρεύματος D.C. με ρύθμιση στροφών μέσω θυρίστορ. Η ισχύς του είναι 42kW και συνοδεύεται από τον αντίστοιχο πίνακα ελέγχου.

Στο σχήμα 7.52, παρουσιάζεται ο ηλεκτροκινητήρας D.C:



Σχήμα 7.52: Ηλεκτροκινητήρας συνεχούς ρεύματος D.C. που θα χρησιμοποιηθεί για την κίνηση του πρώτου ρότορα.

Η άτρακτος του ηλεκτροκινητήρα μετρήθηκε ως  $\Phi 55$ , οπότε το αντίστοιχο Taper Bush της κινητήριας τροχαλίας της πρώτης βαθμίδας μιαντοκίνησης θα είναι για άτρακτο  $\Phi 55$ , οπότε ο κωδικός του είναι 251755.

### 7.5.2 Ηλεκτροκινητήρας 2<sup>ο</sup> ρότορα

Ο ηλεκτροκινητήρας του 2<sup>ο</sup> ρότορα πρέπει να εκλεγεί από την αρχή. Πρώτο στοιχείο που πρέπει να καθοριστεί είναι ο τύπος του. Σε εφαρμογές όπως η δική μας, συνηθίζεται η χρήση των επαγωγικών (ή ασύγχρονων) κινητήρων. Η αρχή λειτουργία τους μοιάζει με αυτή των μετασχηματιστών με την έννοια ότι τα ρεύματα του στάτη δημιουργούν με επαγωγή τάσεις στο δρομέα. Οι τάσεις από επαγωγή δημιουργούν ρεύμα στους αγωγούς του δρομέα, οι οποίοι τίθενται σε κίνηση μέσα από το μαγνητικό πεδίο του στάτη και έτσι δημιουργείται ροπή. Ο συντελεστής απόδοσης στις επαγωγικές μηχανές κυμαίνεται από 0,72-0,92 για κοινούς κινητήρες και 0,78-0,94 για ενεργειακά αποδοτικούς κινητήρες<sup>[45]</sup>.

Οι επαγωγικοί κινητήρες πλεονεκτούν ως προς την απλή και οικονομική κατασκευή τους και των μειωμένων αναγκών συντήρησής τους. Παράγονται τόσο για τριφασική όσο και μονοφασική λειτουργία. Οι τριφασικοί όμως -σε αντίθεση με τους μονοφασικούς- εκκινούν μόνοι τους, διατίθενται στα εύρη ισχύος που θέλουμε και η φορά περιστροφής τους εναλλάσσεται πολύ εύκολα μέσω εναλλαγής της τροφοδοσίας δύο φάσεων. Γι' αυτό το λόγο θα προτιμήσουμε να χρησιμοποιήσουμε



τριφασικό επαγωγικό κινητήρα (οι μονοφασικοί χρησιμοποιούνται όταν δεν υπάρχει πρόσβαση σε μονοφασικό ρεύμα).

Η απαίτηση για 3000RPM οδηγεί σε διπολικό κινητήρα βάσει του τύπου συσχέτισης της σύγχρονης ταχύτητας περιστροφής μαγνητικού πεδίου  $n_s$  (που πρέπει να είναι 3000RPM), της συχνότητας του ρεύματος  $f$  ( $f=50\text{Hz}$  στην Ελλάδα) και των αριθμών των πόλων  $P$ :

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{P} \Rightarrow P = \frac{120 \cdot f}{n_s} = \frac{120 \cdot 50}{3000} = 2 \quad (7.16)$$

Η μηχανική ταχύτητα περιστροφής του ηλεκτροκινητήρα υπολείπεται της σύγχρονης του μαγνητικού πεδίου κατά το μέγεθος της ολίσθησης  $s$  (τυπικές τιμές ολίσθησης 3 με 8%):

$$n_{\text{μηχ}} = (1-s) \cdot n_s \quad (7.17)$$

Ο δρομέας του ηλεκτροκινητήρα που μπορεί να είναι βραχυκυκλωμένος (δρομέας κλωβού) ή με βραχυκυκλωμένα τα τυλίγματα του (τυλιγμένος δρομέας). Θα επιλέξουμε το πρώτο.

Οι ασύγχρονοι τριφασικοί ηλεκτροκινητήρες διατίθεται σε τυποποιημένες τιμές ονομαστικής ισχύος. Κοντά στα εύρη που θέλουμε, προσφέρονται για 30, 37 και 45kW ονομαστικής ισχύος. Θα επιλέξουμε την κλάση 45kW.

Η ρύθμιση στροφών του ηλεκτροκινητήρα θα επιτευχθεί με χρήση αντιστροφέα (inverter). Οι αντιστροφείς είναι συνδεδεμένοι με ανορθωτικές διατάξεις που μετατρέπουν το τριφασικό (ή και μονοφασικό) ρεύμα των 50Hz σε συνεχές. Η διάταξη ανορθωτή και αντιστροφέα μαζί λέγεται μετατροπέας (converter). Ο αντιστροφέας τροφοδοτείται από το συνεχές ρεύμα της εξόδου του ανορθωτή και το μετατρέπει σε ρεύμα επιθυμητής συχνότητας. Βάσει της σχέσης 7.16 η διαφοροποιημένη συχνότητα «μεταφράζεται» σε διαφορετική ταχύτητα περιστρεφόμενου πεδίου  $n_s$  άρα και μηχανικών στροφών από τη σχέση 7.17.

Με καθορισμένα όλα τα βασικά χαρακτηριστικά του ηλεκτροκινητήρα, ανατρέξαμε σε διάφορους κατασκευαστικούς οίκους, κάνοντας έρευνα αγοράς. Η ζήτηση προσφοράς περιλάμβανε και το κατάλληλο για συνεργασία inverter. Τα κριτήρια επιλογής του συστήματος ηλεκτροκινητήρα-inverter ήταν τα εξής:

- Ποιότητα κατασκευής και αξιοπιστία
- Διαθεσιμότητα και τιμή
- Δυνατότητες τεχνικής υποστήριξης

Τελικά καταλήξαμε στον ελληνικό κατασκευαστικό οίκο ηλεκτροκινητήρων «Βαλιάδης Α.Ε.» ο οποίος συνδύαζε ικανοποιητικά και τα τρία κριτήρια. Το inverter που προσέφερε ήταν της εταιρείας LG.

Ο ηλεκτροκινητήρας έχει κωδική ονομασία K225M-2 και φέρει τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Ονομαστική Ισχύς: 45kW
- Στροφές λειτουργίας: ~3000RPM (2970RPM)
- Προστασία: IP55
- Κλάση μόνωσης: F
- Τάση: 400V

- Συχνότητα: 50Hz
- Έδραση: B3 (οριζόντια)

Στο σχήμα 7.54 <sup>[46]</sup> παρίστανται επιπλέον τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα της σειράς K:

## K-series

Three-phase motors with squirrel cage, protection degree IP55

### 2 POLES-3.000 Rpm

380-420/220-240 VY/Δ 50 Hz

660-725/380-420 VY/Δ 50 Hz

Insulation class F

Type	Power		Speed RPM	Efficiency %	Power Factor cosφ	Rated current (400V) A	Nominal Torque Nm	Moment of inertia GD <sup>2</sup> /4 kgm <sup>2</sup>	Starting current ratio Ip/In	Starting Torque ratio Mp/Mn	Break- down Torque Mm/Mn	Net Weight kg
	KW	HP										
K80-2	0,75	1	2830	75,8	0,83	1,7	2,5	0,0008	7,0	3,10	2,90	16
K80-2	1,1	1,5	2830	76,1	0,84	2,5	3,7	0,0009	6,7	2,90	3,00	17
K90S-2	1,5	2	2840	79,3	0,84	3,3	5,0	0,0012	6,8	3,00	3,00	22
K90L-2	2,2	3	2840	81,5	0,85	4,6	7,4	0,0015	6,9	3,40	2,90	25
K100L-2	3	4	2860	82,7	0,87	6,0	10	0,0030	7,2	2,90	2,90	33
K112M-2	4	5,5	2880	85,3	0,88	7,7	13	0,0050	6,9	2,38	3,07	45
K132S-2	5,5	7,5	2900	89,4	0,88	10,1	18	0,0100	7,0	2,30	2,85	64
K132S-2	7,5	10	2900	88,6	0,88	13,9	25	0,0120	6,8	2,27	3,08	70
K160M-2	11	15	2930	89,4	0,88	20,2	36	0,0300	7,3	2,40	3,09	117
K160M-2	15	20	2930	91,2	0,89	27	49	0,0450	7,1	2,27	3,07	125
K160L-2	18,5	25	2930	92,7	0,89	32	60	0,0550	6,8	2,29	2,70	147
K180M-2	22	30	2940	91,0	0,9	39	71	0,0760	7,6	3,10	3,14	180
K200L-2	30	40	2940	90,7	0,9	53	97	0,1240	7,2	2,86	3,09	240
K200L-2	37	50	2950	91,6	0,89	66	120	0,1390	7,2	2,80	2,92	255
K225M-2	45	60	2970	93,1	0,9	78	145	0,2330	7,1	2,98	3,04	309
K250M-2	55	75	2970	92,2	0,9	96	177	0,3120	7,3	2,39	3,01	403
K280S-2	75	100	2970	95,0	0,9	127	241	0,5970	6,2	2,20	2,70	544
K280M-2	90	125	2970	94,2	0,91	152	289	0,6750	6,2	2,10	2,60	620
K315S-2	110	150	2980	95,2	0,91	184	353	1,1400	7,1	2,32	2,81	980
K315M-2	132	180	2980	95,8	0,91	219	423	1,1900	6,6	2,32	2,68	1.080
K315L-2	160	220	2980	96,2	0,92	261	513	1,7600	6,9	2,17	2,87	1.160
K315L-2	200	270	2980	95,3	0,92	330	641	2,0200	6,5	2,29	2,91	1.190
K355M-2	250	340	2980	95,9	0,92	409	801	3,5600	6,6	2,20	2,88	1.760
K355L-2	315	430	2980	97,0	0,92	510	1.009	3,8490	7,8	1,70	4,10	1.850
K355L-2	355	480	2975	96,0	0,89	600	1.140	4,12	5,4	1,61	2,70	1.950
K400-2	400	540	2975	96,0	0,91	660	1.284	5,80	7,7	1,71	2,90	3.000
K400-2	450	600	2975	96,3	0,91	741	1.445	5,90	6,8	1,60	2,00	3.100
K400-2	500	680	2975	96,3	0,92	815	1.605	6,40	6,8	1,60	2,00	3.150
K400-2	560	760	2980	96,4	0,92	911	1.795	8,60	7,0	1,50	2,00	3.200
K400-2	630	850	2980	96,4	0,92	1025	2.019	9,60	7,0	1,50	2,00	3.500
K400-2	710	965	2980	96,5	0,92	1159	2.275	11,00	7,0	1,50	2,00	3.660
K450-2	800	1090	2985	96,5	0,92	1306	2.559	19,00	7,0	1,00	2,00	4.400
K450-2	900	1225	2985	96,7	0,92	1466	2.879	21,00	7,0	1,00	2,00	4.650
K450-2	1000	1360	2985	96,7	0,92	1629	3.199	23,00	7,0	1,00	2,00	4.950

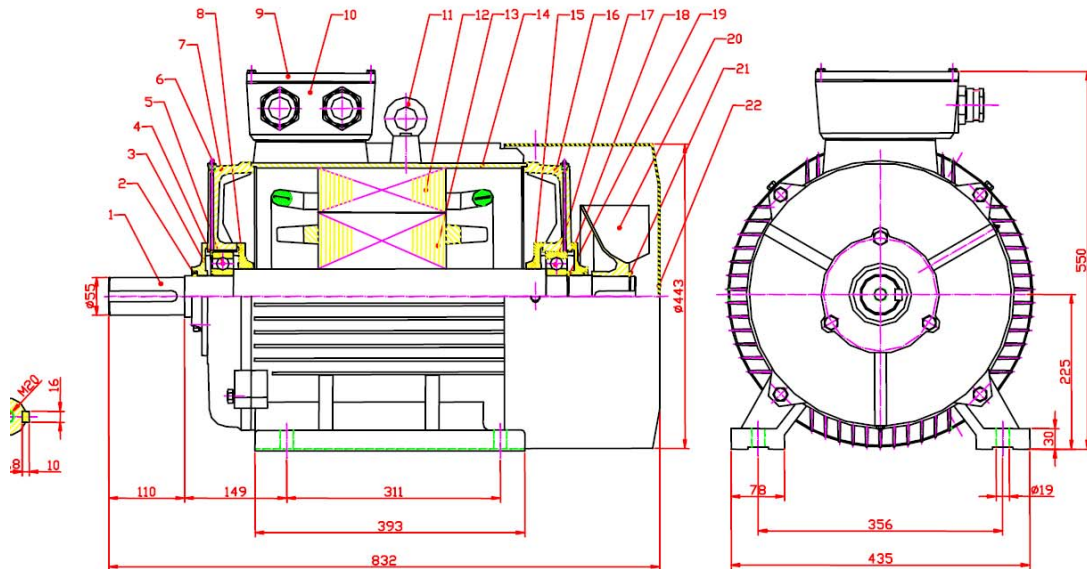
Σχήμα 7.54 (Βαλιάδης)<sup>[46]</sup>: Τεχνικά χαρακτηριστικά ασύγχρονων τριφασικών κινητήρων σειράς K

Στο σχήμα 7.55 παρουσιάζεται το κατασκευαστικό σχέδιο του ηλεκτροκινητήρα K225M-2 με τα επιμέρους εξαρτήματα του.





Γενική Διάταξη κινητήρα Τύπου K225M-2  
Εδράσεως Β3



22	Κάλυμμα Ανεμιστήρα	1
21	Ασφάλεια Άξονα Φ58	1
20	Ανεμιστήρας	1
19	Ασφάλεια Άξονα Φ60	1
18	Εξωτ. Κάλυμμα Οπίσθ. Ρουλεμάν	1
17	Οπίσθ. Ρουλεμάν 6312 ZZ C3	1
16	Οπίσθ. Πλευρικό Κάλυμμα	1
15	Εσωτ. Κάλυμμα Οπίσθ. Ρουλεμάν	1
14	Κέλυφος	1
13	Δρομέας	1
12	Στάτης	1
11	Ανάρτηση	1
10	Βάση Κιβωτίου Ακροδεκτών	1
9	Κάλυμμα Κιβωτίου Ακροδεκτών	1
8	Εσωτ. Κάλυμμα Εμπρ. Ρουλεμάν	1
7	Εμπρ. Πλευρικό Κάλυμμα	1
6	Γρασαδόρος	2
5	Εμπρ. Ρουλεμάν 6312 ZZ C3	1
4	Ελατηριωτή Ροδέλα	1
3	Εξωτ. Κάλυμμα Εμπρ. Ρουλεμάν	1
2	Στεγανοποιητικός Δακτύλιος	2
1	Άξονας	1
α/α	Όνομασία	ποσότη.

Σχήμα 7.55<sup>[46]</sup>: Κατασκευαστικό σχέδιο ηλεκτροκινητήρα K225M-2 και επιμέρους εξαρτήματα

Η άτρακτος του 2<sup>ου</sup> ηλεκτροκινητήρα είναι και αυτή Φ55 (τυποποιημένο μέγεθος για τριφασικούς κινητήρες 45kW), οπότε το αντίστοιχο Target Bush της κινητήριας τροχαλίας της δεύτερης βαθμίδας μαντοκίνησης θα είναι για άτρακτο Φ55, οπότε ο κωδικός του είναι 251755.

Το inverter έχει κωδική ονομασία iP5A και καλύπτει εύρος ισχύος μέχρι 45kW. Ο τύπος αυτός χρησιμοποιείται για τον έλεγχο των στροφών σε εφαρμογές φυγοκεντρικών φορτίων, όπως οι αντλίες και οι ανεμιστήρες και κατά συνέπεια η χρήση του αρμόζει και στην περίπτωση του αξονικού συμπιεστή υπό σχεδιασμό.

Φέρει τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- 8 εισόδους και 6 εξόδους (ψηφιακές)
- 2 εισόδους και 2 εξόδους (αναλογικές)
- 1 είσοδος παλμών (A και B)
- 1 είσοδος NTC ή PTC
- Ενσωματωμένη δυνατότητα σειριακής επικοινωνίας RS485
- Εύκολο προγραμματισμό παραμέτρων μέσω ψηφιακού χειριστηρίου το οποίο περιλαμβάνει οθόνη υγρών κρυστάλλων (LCD) 32 χαρακτήρων και 10 πλήκτρα λειτουργίας.
- 8 ανεξάρτητες ράμπες επιτάχυνσης και επιβράδυνσης και βήματα ταχυτήτων.
- Ειδικά προγράμματα για τον έλεγχο πολλαπλών αντλιών
- Αυτόματη επανεκκίνηση μετά από διακοπή σφάλματος ή τάσης.
- Αυτόματη αντιμετώπιση υπερφόρτισης χωρίς διακοπή λειτουργίας.
- Δυνατότητα αντιμετώπισης υπερφόρτισης χωρίς διακοπή λειτουργίας
- Ελεγχόμενοι ανεμιστήρες ψύξης
- Ενσωματωμένο ρυθμιζόμενο ηλεκτρονικό θερμικό για την προστασία του ηλεκτροκινητήρα.
- Υπερπήδηση έως και τριών συχνοτήτων συντονισμού
- Δυνατότητα χρήσης έως και δύο ενσωματωμένων κλειστών βρόχων PID
- Ειδικό λογισμικό για την αύξηση της ικανότητας ισχύος του ρυθμιστή όταν το φορτίο είναι αντλία ή ανεμιστήρας (η εφαρμογή μας).

Στο σχήμα 7.56 παρουσιάζεται η εξωτερική όψη του αναστροφέα (inverter).



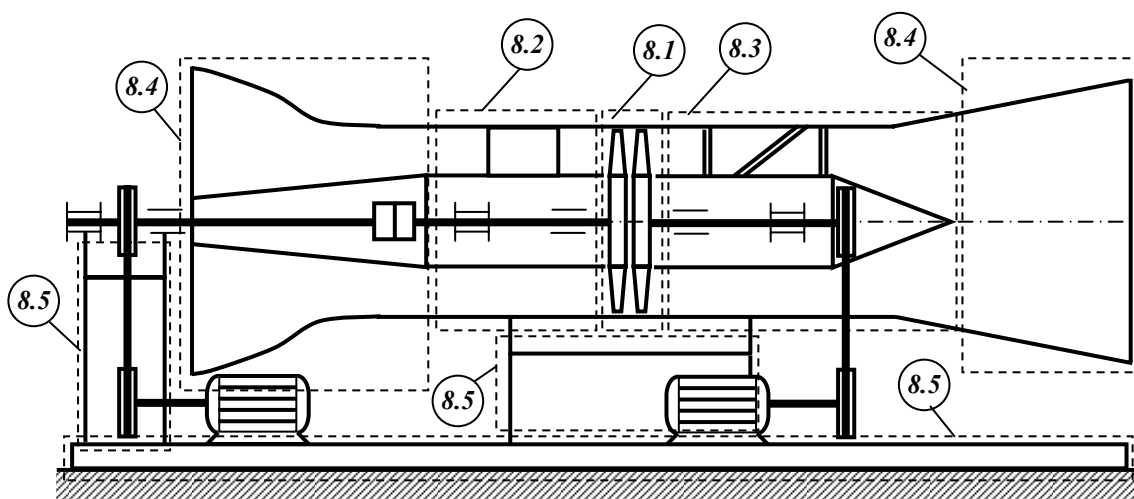
Σχήμα 7.56 (LG)<sup>[47]</sup>: Αναστροφέας (inverter) της σειράς iP5A

Αντικείμενο του παρόντος κεφαλαίου είναι ο σχεδιασμός των πρότυπων τεμαχίων της διάταξης. Πρόκειται για τεμάχια που είτε υπάρχουν ήδη και πρέπει να τροποποιηθούν, είτε από τεμάχια που πρέπει να κατασκευαστούν εκ του μηδενός.

Τα τεμάχια αυτά θα είναι:

- 8.1 Δίσκοι & Πτερύγια
- 8.2 Συγκρότημα ατράκτου 1<sup>ης</sup> πτερωτής
- 8.3 Συγκρότημα ατράκτου 2<sup>ης</sup> πτερωτής
- 8.4 Στοιχεία εισόδου και εξόδου
- 8.5 Βάση και στηρίγματα διάταξης

Στο σχήμα 8.1 απεικονίζονται οι θέσεις των τεμαχίων στην πειραματική διάταξη.



Σχήμα 8.1: Πρότυπα τεμάχια της πειραματικής διάταξης

Στο παραπάνω σχήμα, σε αντίθεση με τα αντίστοιχα 5.18 & 7.1 έχουν προστεθεί τα κύρια στηρίγματα, το στήριγμα των εδράνων της εξωτερικής ατράκτου και η βάση (ή πλατφόρμα) της διάταξης στο έδαφος.

Ο σχεδιασμός των τεμαχίων αυτών θα γίνει μέσω του προγράμματος της Dassault Solidworks 2007<sup>®</sup>. Η φιλοσοφία του προγράμματος έγκειται βασικά στην απευθείας τρισδιάστατη σχεδίαση. Η παραγωγή διδιάστατων σχεδίων κατά τα πρότυπα της κλασικής τεχνικής σχεδίασης γίνεται αυτοματοποιημένα από τις τρισδιάστατες όψεις. Ταυτόχρονα, η σχεδίαση σε ένα τέτοιο πρόγραμμα Η/Υ προσφέρει άνεση, ταχύτητα, ευελιξία (κυρίως στις τροποποιήσεις των σχεδίων) αλλά και, επειδή αφορά ειδικά σε τρισδιάστατες όψεις, πολύ καλή εποπτεία της κατασκευής στα επιμέρους αλλά και στο σύνολο.

Από τα παραπάνω ιδιαίτερη ανάλυση χρίζουν τα τεμάχια των ομάδων 8.1, 8.2 και 8.3. Όσον αφορά στα υπόλοιπα, ο αναγνώστης παραπέμπεται στα σχετικά μηχανολογικά σχέδια.

## 8.1 Δίσκοι και πτερύγια

Η βαθμίδα των αντίθετα στρεφόμενων πτερυγώσεων αποτελεί την «καρδιά» της εγκατάστασης. Τα συστήματα των στρεφόμενων δίσκων πτερυγίων που θα αποτελέσουν τους δύο ρότορες, πρέπει λοιπόν να αντιμετωπιστούν σχολαστικά ως προς το σχεδιασμό τους. Όταν γίνεται λόγος για «στρεφόμενο δίσκο πτερυγίων», εννοούμε τα εξής:

- Το σώμα του δίσκου.
- Τα πτερύγια που θα προσδένονται επάνω στον δίσκο με κάποιο τρόπο (π.χ. κοχλιοσύνδεση).
- Το εξάρτημα ή τα εξαρτήματα που θα χρησιμοποιηθούν για την πρόσδεση του δίσκου επάνω στην άτρακτο.

Όσον αφορά στα πτερύγια, αυτά θα παρθούν έτοιμα: ο σχεδιασμός τους εκ του μηδενός κρίνεται ασύμφορος στα πλαίσια της παρούσας εργασίας για λόγους κύρια οικονομικούς. Κατά συνέπεια, τα σώματα των δίσκων θα σχεδιαστούν έτσι ώστε να μπορούν να φέρουν τον δεδομένο τύπο πτερυγίων που θα χρησιμοποιήσουμε (έχοντας πάντα φυσικά το περιθώριο ελαφριάς τροποποίησής των τελευταίων κατά τρόπο που να μας εξυπηρετεί). Το εξάρτημα πρόσδεσης του δίσκου πάνω στην άτρακτο θα είναι τυποποιημένο και θα εκλεγεί βάσει συγκεκριμένων ποσοτικών στοιχείων δυνατότητας μεταφοράς ροπής και ισχύος.

Οι δίσκοι των πτερυγίων πρέπει να σχεδιαστούν φυσικά με γνώμονα την ασφάλη και αποδοτική λειτουργία σε ένα εύρος ταχύτητας που να ανέρχεται στις 3000RPM, όπως έχει ήδη προδιαγραφεί.

### 8.1.1 Επιλογή πτερυγίων και καθορισμός αναγκαίων τροποποιήσεων

Τα πτερύγια που θα επιλέξουμε πρέπει να έχουν τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

1. Δυνατότητα λυόμενης σύνδεσης με το σώμα του δίσκου. Με άλλα λόγια να είναι εφικτή η συναρμολόγηση και αποσυναρμολόγηση των πτερυγίων πάνω στο δίσκο με κάποιο τρόπο (κοχλιοσύνδεση, σύνδεση με πείρο κ.α.).
2. Δυνατότητα ρύθμισης της γωνίας (ή κλίσης) των πτερυγίων ως προς την αξονική κατεύθυνση (γωνία stagger). Αποτελεί προέκταση του προηγούμενου χαρακτηριστικού και είναι απαραίτητη καθώς πριν την διεξαγωγή του πειράματος μπορούμε να κάνουμε μόνο εκτιμήσεις σχετικά με την κατάλληλη κλίση των πτερυγίων για αντίθετες φορές περιστροφής. Η δυνατότητα ρύθμισης της κλίσης μας παρέχει έτσι ένα διπλό πλεονέκτημα: μας επιτρέπει πρώτον να φέρουμε εξαρχής τα πτερύγια σε μία κατάλληλη θέση, και δεύτερον να πειραματιστούμε με διάφορες γωνίες κλίσης, διερευνώντας και αυτή την παράμετρο για τη λειτουργία της διάταξης.
3. Δυνατότητα τροποποίησης τους κατά τις ιδιαίτερες ανάγκες της εγκατάστασης προς σχεδιασμό. Για παράδειγμα το κανάλι ροής είναι καθορισμένο ως δακτυλιοειδής αγωγός διαστάσεων  $\Phi 300/\Phi 550$ . Όποια πτερύγια και αν χρησιμοποιήσουμε, θα χρειαστεί να προσαρμοστούν -μεταξύ άλλων- και στην παραπάνω γεωμετρική οριακή συνθήκη, το οποίο θα σημάνει ότι πρέπει όχι μόνο να μπορούν να κοπούν αλλά και με την κοπή τους να μην αλλοιώνεται η αεροδυναμική τους λειτουργικότητα.

## Επιλογή πτερυγίων

Η ιδέα που τέθηκε ήταν να χρησιμοποιηθούν πτερύγια από αεροπορικό κινητήρα και συγκεκριμένα από κάποια βαθμίδα συμπιεστή. Χρησιμοποιήθηκαν πτερύγια από παλιό αεροπορικό κινητήρα τα οποία αν και χωρίς λειτουργική βλάβη δεν χρησιμοποιούνταν πλέον καθώς είχαν ξεπεράσει επιτρεπόμενο αριθμό ωρών λειτουργίας για πτήση.

Τα πτερύγια από το στρεφόμενο μέρος (ρότορες) δεν αποδείχθηκαν κατάλληλα για χρήση καθώς η σύνδεσή τους με το τύμπανο γίνεται σφηνωτά και έτσι δεν υπάρχει δυνατότητα ρύθμισης της κλίσης τους κατά την αξονική κατεύθυνση.

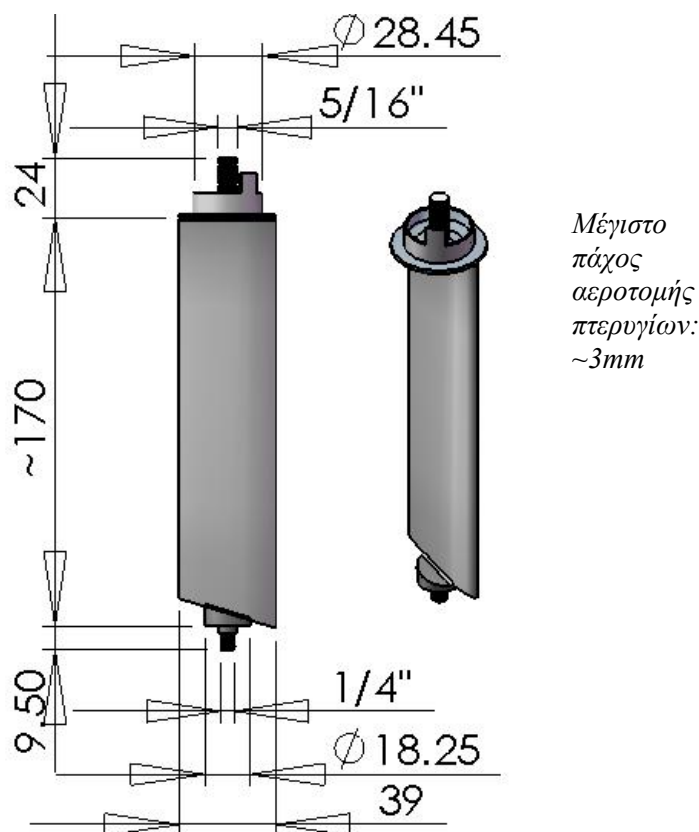
Τα πτερύγια από το μη στρεφόμενο μέρος (οι στάτορες) στις πρώτες βαθμίδες του συμπιεστή είναι κατασκευασμένα ώστε να μπορούν να μεταβάλλουν την αξονική τους κλίση (λειτουργία απαραίτητη σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, π.χ. εκκίνηση όπου τα σταθερά πτερύγια μεταβάλλουν την κλίση τους ώστε να οδηγούν τη ροή κατά τις γωνίες πρόσπτωσης σχεδιασμού των κινητών πτερυγίων). Οι στάτορες αυτοί «πιάνουν» τόσο με το εσωτερικό (hub) όσο και με το εξωτερικό κέλυφος (shroud) μέσω κοχλιοσυνδέσεων και μέσω ειδικού μηχανισμού στο εξωτερικό κέλυφος μπορούν ταυτόχρονα όλα μαζί να στρέφονται κατά την ίδια γωνία. Τα πτερύγια αυτά φαίνονται περισσότερο προσαρμόσιμα στην εγκατάστασή μας: το γεγονός ότι φέρουν σπείρωμα και στο άνω άκρο τους και στο κάτω επιτρέπει την χρήση του ενός σπειρώματος του ενός άκρου για τον πρώτο δίσκο και την χρήση του άλλου άκρου για τον δεύτερο.

Οι διαστάσεις  $\Phi 300/\Phi 550$  του δακτυλιοειδούς καναλιού της ροής σημαίνουν ότι το ύψος του καναλιού ροής είναι:

$$h_{\text{channel}} = \frac{550 - 300}{2} = 125\text{mm}$$

Έτσι, τα πτερύγια θα πρέπει να έχουν ύψος ελάχιστα λιγότερο από 125mm, με την διαφορά αυτή θα έχει να κάνει με το απαραίτητο ακτινικό διάκενο, το οποίο θα σχολιαστεί παρακάτω.

Μετρώντας τα ύψη των πτερυγίων στον κινητήρα J-79 (ο οποίος ήταν διαθέσιμος στο εργαστήριο) είδαμε ότι μέχρι και την έκτη βαθμίδα τα πτερύγια είχαν ύψη μεγαλύτερα από αυτά που χρειαζόμαστε. Τελικά, επιλέξαμε τα πτερύγια από τον στάτορα της τρίτης βαθμίδας. Στο σχήμα 8.2 παρουσιάζεται το πτερύγιο αυτό με τις κυριότερες διαστάσεις του.



Σχήμα 8.2: Πτερύγιο στάτορα αεροπορικού κινητήρα με τις κυριότερες διαστάσεις του.

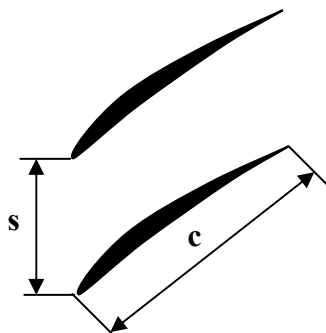
Όπως σημειώθηκε στο σχήμα 8.2, τα σπειρώματα δεν είναι στο μετρικό σύστημα αλλά σε σύστημα με ίντσες γεγονός που αποδίδεται στον τόπο προέλευσής τους.

### Καθορισμός αναγκαίων τροποποιήσεων πτερυγίων

Τα πτερύγια στην μορφή που βρίσκονται πρέπει να τροποποιηθούν ώστε να μπορούν να τοποθετηθούν σε δίσκους διαμέτρου  $\Phi 300$  (κατεργασία βάσεων) και εντός αγωγού  $\Phi 550$  (κόψιμο στο σωστό ύψος). Το σκεπτικό μας είναι από ίδια ακριβώς πτερύγια ανάλογα με την κατεργασία να προκύψουν δύο διαφορετικοί τύποι, ένας για κάθε δίσκο.

Το ύψος του υπάρχοντος πτερυγίου - κοντά στα 170mm - ως περίσσεια στο ύψος 125mm που χρειαζόμαστε είναι φαίνεται ιδανικό. Για το πρώτο δίσκο, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η μεγάλη βάση  $\Phi 28.45$  (ακόμη και η πατούρα  $\Phi 39$  της βάσης αυτής, αν υπάρχει χώρος) με το σπείρωμα  $5/16''$  και να κοπεί η μικρή βάση ώστε να απομείνει το επιθυμητό ύψος των 125mm. Για το δεύτερο δίσκο αντίθετα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η μικρή βάση  $\Phi 18.25$  με το σπείρωμα  $1/4''$  και να κοπεί η μεγάλη, αφήνοντας το ύψος των 125mm.

Ένα πολύ σημαντικό θέμα που πρέπει να καθοριστεί είναι αριθμός πτερυγίων που θα χρειαστούμε ανά δίσκο. Το πλήθος των πτερυγίων ανά πτερύγωση ως μέγεθος είναι ταυτόσημο με τη στερεότητά της η οποία συμβολίζεται με  $\sigma$  και ισούται με το λόγο χορδής  $c$  (chord) ως προς βήμα  $s$  (pitch) (βλέπε σχήμα 8.3), δηλαδή  $\sigma=c/s$ :



Σχήμα 8.3: Βήμα και χορδή πτερύγωσης σε μεσημβρινή τομή

Το μέγεθος αυτό φυσικά μεταβάλλεται ανάλογα με την ακτίνα αναφοράς της μεσημβρινής τομής. Αν η ακτίνα αναφοράς είναι  $R_{ref}$  και  $Z$  ο αριθμός των πτερυγίων τότε η στερεότητα  $\sigma$  μπορεί να γραφεί συναρτήσει των δύο αυτών μεγεθών και της χορδής  $c$  ως εξής:

$$\sigma = \frac{c}{s} = \frac{c}{\frac{2 \cdot \pi \cdot R_{ref}}{Z}} \Rightarrow \sigma = \frac{c \cdot Z}{2 \cdot \pi \cdot R_{ref}}$$

Η χορδή είναι  $c=39\text{mm}$  ενώ η ακτίνα αναφοράς μπορεί να ληφθεί και εδώ ως το μέσον των ακτίνων του εσωτερικού και εξωτερικού κελύφους δηλαδή:

$$R_{ref} = \frac{R_{hub} + R_{tip}}{2} = \frac{\frac{300}{2} + \frac{550}{2}}{2} = 212,5\text{mm}$$

Στις σχετικές δημοσιεύσεις είδαμε ότι η στερεότητα των πτερυγώσεων στην ακτίνα αναφοράς κυμαινόταν κοντά στη μονάδα. Με αυτό σαν αρχή, μπορούμε να εκλέξουμε τον αριθμό των πτερυγίων λύνοντας ανάποδα την παραπάνω σχέση για  $\sigma=1$ :

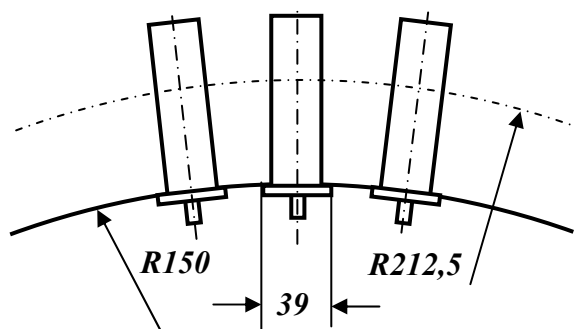
$$\sigma = \frac{c \cdot Z}{2 \cdot \pi \cdot R_{ref}} \Rightarrow Z = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{ref} \cdot \sigma}{c} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 212,5 \cdot 1}{39} = 34,23 \Rightarrow$$

Στρογγυλοποιώντας στην πλησιέστερη τιμή επιλέγουμε  $Z=34$  πτερύγια ανά δίσκο.

Σχετικά με τα πτερύγια που θα «πατάνε» με την μεγάλη βάση ( $\Phi 28.45$  με πατούρα  $\Phi 39$ ) στον ένα δίσκο, τριάντα τέσσερα από αυτά εν γένει δεν θα μπορούν λόγω περιορισμένου χώρου να τοποθετηθούν στην περιφέρεια ακτίνας  $R150$  του δίσκου (πράγμα λογικό αφού απαιτήσαμε στερεότητα  $\sigma=1$  στην  $R_{ref}$ , ενώ στην  $R_{hub} < R_{ref}$  αποκλείεται να χωρέσουν 34 πτερύγια με άνοιγμα βάσης  $\Phi 39$ , αυτή δηλαδή της πατούρας). Ο αριθμός των πτερυγίων που χωράνε στην περιφέρεια του hub για άνοιγμα βάσης  $d_{base}=39\text{mm}$ , προσεγγιστικά μπορεί να εκτιμηθεί ως:

$$Z_{base} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{hub}}{d_{base}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 150}{39} = 24,16 \Rightarrow Z_{base} = 24$$

Στο σχήμα 8.4 παρίστανται τα πτερύγια τοποθετημένα πάνω στο δίσκο:



Σχήμα 8.4: Σχηματική παράσταση των πτερυγίων πάνω στον δίσκο

Κατά συνέπεια, η πατούρα  $\Phi 39$  πρέπει να αποκοπεί για να υπάρχει χώρος και για τα 34 πτερύγια, όπως ενδεχομένως θα πρέπει να μειωθεί και η διάμετρος της βάσης  $\Phi 28.45$ . Προσεγγιστικά μπορούμε να υπολογίσουμε το μέγιστο επιτρεπόμενο άνοιγμα της βάσης για να χωράνε 34 πτερύγια:

$$d_{\text{base,max}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{hub}}}{Z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 150}{34} \cong 27,72 \text{ mm}$$

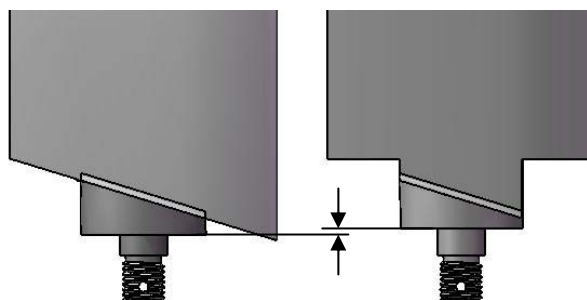
Αν συνυπολογίσουμε ότι πρώτον πρέπει να υπάρχει κάποιο πάχος υλικού («ψωμί») ανάμεσα στις οπές των πτερυγίων και δεύτερον, ότι η βάση θα είναι βυθισμένη μέσα στην οπή (οπότε μικρότερη ακτίνα από  $R_{\text{hub}}$ ), το περιθώριο αυτό μειώνεται και άλλο. Για να υπάρχει περιθώριο μεταξύ των πτερυγίων που θα «κάτσουν» με την μεγάλη βάση ( $\Phi 28.45$ ) τους, η τελευταία μπορεί να торνευθεί μέχρι την τιμή  $\Phi 24$ .

Το πρόβλημα άνεσης χώρου δεν υπάρχει φυσικά στο δεύτερο τύπο πτερυγίων των οποίων η διάμετρος της βάσης μετρήθηκε περίπου στα  $\Phi 18,25$ . Η τιμή αυτή είναι αρκετά μικρότερη από την  $d_{\text{base,max}}$  που υπολογίσαμε και συνεπώς τα 34 πτερύγια που επιλέξαμε θα χωρέσουν άνετα στην περιφέρεια του δίσκου.

Ωστόσο, δύο κατεργασίες τροποποίησης καθίστανται απαραίτητες σε αυτό το πτερύγιο:

1. Η βάση του πτερυγίου στα  $\Phi 18,25$ , ωστόσο παίρνοντας μετρήσεις με το παχύμετρο σε διάφορες θέσεις διαπιστώθηκε ότι η τιμή αυτή διαφοροποιούνταν ελαφρά. Η βάση είναι ελλειπτικής μορφής. Γι' αυτό το λόγο, η βάση μπορεί να торνευθεί στην ακέραια τιμή  $\Phi 18$ . Με αυτό τον τρόπο θα διευκολυνθεί και η διάνοιξη με τρυπάνι, των αντίστοιχων οπών στην βάση του δίσκου.
2. Σε αυτό τον τύπο πτερυγίων θα χρειαστεί ακόμη να κοπεί το πτερύγιο περιφερειακά γύρω από τη βάση του, έτσι ώστε το πτερύγιο να «βυθιστεί» εντός της οπής του δίσκου και το μικρού μήκους σπείρωμα να εξέρχεται από την οπή για τη σύνδεσή του με περικόχλιο.



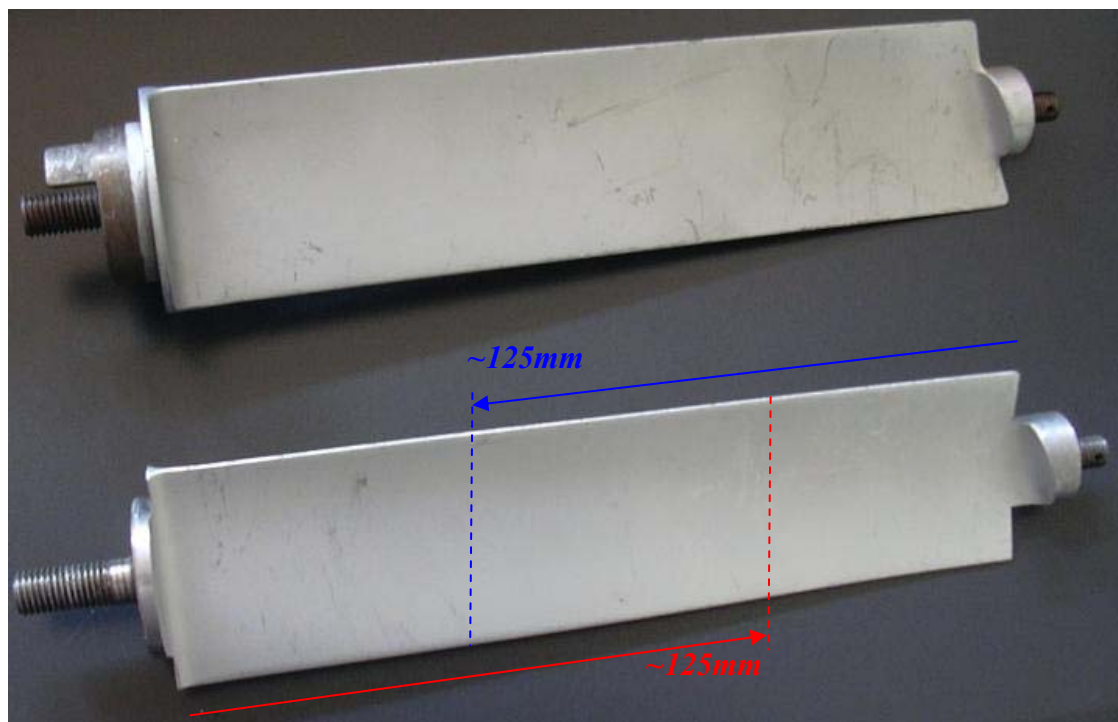


Σχήμα 8.5: Πτερύγιο 2<sup>ο</sup> δίσκου πριν και μετά την τροποποίησή του. Στο σχήμα δίνεται και ένα μικρό «φάγωμα» (βλέπε βελάκια) της βάσης του δίσκου με σκοπό να εξέχει κατά το δυνατόν περισσότερο το σπείρωμα από τη βάση του δίσκου.

Στο σχήμα 8.5, απεικονίζεται η βάση του πτερυγίου του δεύτερου τύπου πριν και μετά την τροποποίησή του.

Το μικρού μεγέθους σπείρωμα πρέπει να ελεγχθεί για το πόσο μπορεί να επιτελέσει ασφαλή κοχλιοσύνδεση δεδομένου και του μικρού του μήκους αλλά και τις εγκάρσιες οπής (για πέρασμα ασφαλιστικού πείρου) η οποία αποτελεί αιτία συγκέντρωσης τάσεων. Αυτό θα γίνει σε επόμενη υποενότητα.

Όλες οι παραπάνω τροποποιήσεις που προδιαγράψαμε τόσο για τον πρώτο τύπο όσο και για το δεύτερο τύπο, παρουσιάζονται στο σχήμα 8.6. Σε ένα πτερύγιο πραγματοποιήθηκαν οι τροποποιήσεις και των δύο τύπων για να διαπιστωθεί σε ποιo βαθμό ήταν εφικτές.



Σχήμα 8.6: Πτερύγιο στην αρχική του μορφή (πάνω) και μετά τις τροποποιήσεις (κάτω) που προδιαγράψαμε για τις βάσεις. Η διακεκομμένη γραμμή κόκκινου χρώματος ορίζει ενδεικτικά τη θέση κοπής του πτερυγίου για την παραγωγή του πρώτου τύπου ενώ η αντίστοιχη κυανή τη θέση κοπής για την παραγωγή του δεύτερου τύπου.

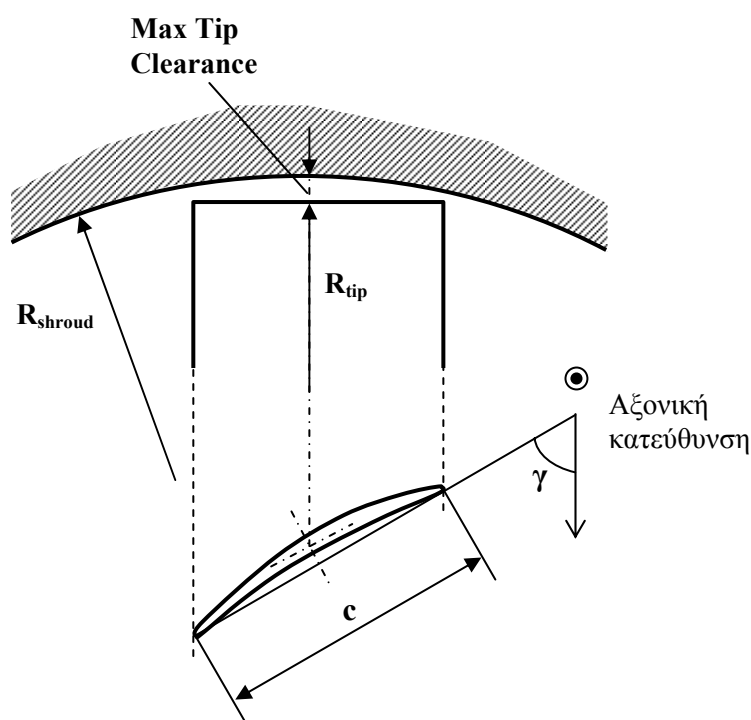
Προφανώς το αρχικό ύψος των 170mm του πτερυγίου δεν είναι αρκετό για να παράγουμε δύο τύπους από ένα και μόνο πτερύγιο. Αντίθετα, για την παραγωγή ενός τύπου πτερυγίου θα χρειαστούμε και από ένα αρχικό. Για εύκολη αναφορά, από το

σημείο αυτό και πέρα ο τύπος με τη βάση μεγαλύτερης διαμέτρου θα λέγεται τύπος «Α» και ο άλλος, τύπος «Β».

### Σχολιασμός ακτινικού διακένου

Τέλος, πρέπει να σχολιαστεί η σημασία του ακτινικού διακένου. Το ακτινικό διάκενο ευθύνεται για δευτερεύουσες απώλειες λόγω της ροής διαμέσου του. Για μία πειραματική εγκατάσταση όπως η δική μας, το ακτινικό αυτό διάκενο θα είναι της τάξης των 1 με 2mm. Οι απώλειες που προκαλεί είναι τόσο πιο μικρές όσο πιο μικρός είναι ο λόγος  $R_{hub}/R_{tip}$ , δηλαδή όσο πιο μικρό είναι αναλογικά με το κανάλι της ροής.

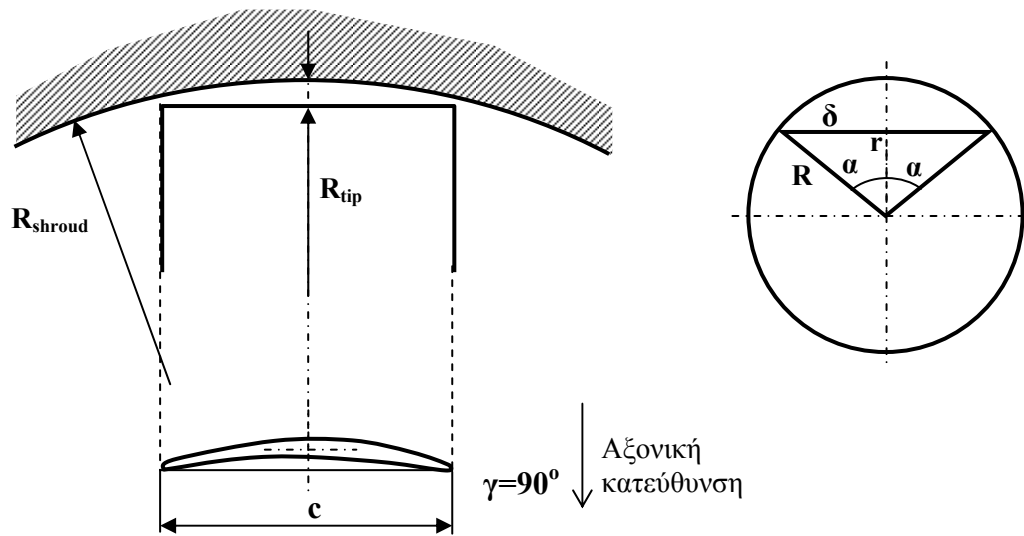
Μέχρι αυτό το σημείο έχουμε θέσει το ύψος των πτερυγίων ελαφρά μικρότερο από 125mm. Με την κοπή του πτερυγίου θα επιδιώξουμε το ακτινικό διάκενο να είναι περίπου 1mm. Αξίζει να παρατηρηθεί ότι το ακτινικό διάκενο ανάμεσα στο πτερύγιο και το κέλυφος δεν είναι σταθερό. Αυτό έχει να κάνει φυσικά με την καμπυλότητα του εξωτερικού κελύφους όπως φαίνεται στο σχήμα 8.7



Σχήμα 8.7: Θέση του πτερυγίου μέσα εντός του εξωτερικού κελύφους σε πρόωση και κάτοψη.

Από το σχήμα 8.7 γίνεται εμφανές ότι το ακτινικό διάκενο του πτερυγίου είναι μέγιστο στο άξονα περιστροφής του πτερυγίου και ελάχιστο στην ακμή πρόσπτωσης του. Ανάλογα μάλιστα και της κλίσης του πτερυγίου ως προς την αξονική κατεύθυνση (γωνία stagger  $\gamma$ ) η ελάχιστη αυτή τιμή μεταβάλλεται, ενώ η μέγιστη διατηρείται σταθερή. Το ελάχιστο διάκενο αποκτά την μικρότερη τιμή του όταν το πτερύγιο είναι τοποθετημένο κάθετα ως την αξονική κατεύθυνση, δηλαδή είναι  $\gamma=90^\circ$  (βλέπε σχήμα 8.8)). Φυσικά σε αυτή τη γωνία το πτερύγιο δεν πρόκειται να λειτουργήσει ποτέ, ωστόσο μπορούμε να ελέγξουμε αν για αυτή την οριακή κατάσταση, με μέγιστο ακτινικό διάκενο 1mm (στον άξονα περιστροφής του), η ακμή πρόσπτωσης «ακουμπάει» στο κέλυφος. Σε αυτή την περίπτωση θα χρειαστεί να χρησιμοποιήσουμε ακόμη μεγαλύτερο ακτινικό διάκενο.

Με απλές γεωμετρικές σχέσεις μπορούμε να δούμε αν τα άκρα του πτερυγίου θα «βρίσκουν» στο κέλυφος, παρά το ακτινικό διάκενο στη θέση του άξονα περιστροφής του πτερυγίου.



Σχήμα 8.8: Πτερύγιο σε κάθετη θέση όπου ελαχιστοποιούνται τα διάκενα (αριστερά) και απλή γεωμετρική προσέγγιση για την διερεύνηση του διαθέσιμου χώρου για το πτερύγιο

Στο παραπάνω σχήμα στα δεξιά, το μήκος  $\delta$  παριστάνει στην ουσία τον διαθέσιμο χώρο για το πτερύγιο. Γεωμετρικά ισχύει:

$$R^2 = \left(\frac{\delta}{2}\right)^2 + r^2 \Rightarrow \delta = 2 \cdot \sqrt{R^2 - r^2}$$

Προφανώς, για να μην ακουμπάει το πτερύγιο στο κέλυφος, πρέπει  $\delta \geq c$ . Στην δική μας εφαρμογή με  $r=274\text{mm}$ ,  $R=275\text{mm}$ ,  $c=39\text{mm}$ , δηλαδή ακτινικό διάκενο  $1\text{mm}$ , είναι:

$$\delta = 2 \cdot \sqrt{R^2 - r^2} = 46,86\text{mm} > c = 39\text{mm}$$

Άρα, το πτερύγιο δεν ακουμπάει στο κέλυφος. Λύνοντας την ανισότητα ως προς  $r$  μπορούμε να προσδιορίσουμε την μέγιστη ακτίνα (άρα και το ελάχιστο διάκενο) ώστε το πτερύγιο να μην ακουμπάει στο κέλυφος:

$$\begin{aligned} \delta \geq c &\Rightarrow 2 \cdot \sqrt{R^2 - r^2} \geq c \Rightarrow R^2 - r^2 \geq \left(\frac{c}{2}\right)^2 \Rightarrow r^2 \leq R^2 - \left(\frac{c}{2}\right)^2 \Rightarrow r \leq \sqrt{R^2 - \left(\frac{c}{2}\right)^2} \Rightarrow \\ &\Rightarrow r \leq 274,307\text{mm} \text{ για } P = 275\text{mm} \text{ \& } c = 39\text{mm} \end{aligned}$$

Άρα το ακτινικό διάκενο μπορεί άνετα να είναι  $1\text{mm}$  με ελάχιστο δυνατό  $0,7\text{mm}$ . Αυτά ισχύουν για  $\gamma=90^\circ$ . Για λογικά εύρη stagger  $\gamma=35-75^\circ$  μπορεί το ακτινικό διάκενο μπορεί να «πέσει» και άλλο (βέβαια για να βγάλουμε αποτέλεσμα, πρέπει να παρεμβάλλουμε κάποιο Bezier στην καμπύλη της αεροτομή και να πάρουμε την προβολή της). Δεν έχει όμως πρακτικό νόημα να απαιτήσουμε ακτινικό διάκενο μικρότερο του  $1\text{mm}$ .

Με την ανάλυση που έχει προηγηθεί θα μπορούσαμε ίσως με απαίτηση ακτινικού διακένου  $1\text{mm}$  να θέσουμε το ύψος πτερυγίων στα  $124\text{mm}$ , και αυτή η

διάταση να καταχωρηθεί και στα επίσημα σχέδια. Αυτή η πρακτική θα ήταν λανθασμένη για τον εξής απλό λόγο: το εξωτερικό κέλυφος έχει μεν ονομαστική διάμετρο  $\Phi 550$ , ωστόσο σχήμα της διατομής δεν μπορούμε να περιμένουμε να είναι τέλειο αλλά να έχει σφάλματα κυλινδρικότητας. Αυτό διαπιστώθηκε και στην πράξη, όπου μετρώντας με τον κανόνα το κέλυφος σε διάφορες θέσεις, η διάμετρός του κυμαίνονταν από  $\Phi 549$  έως  $\Phi 551$  περίπου. Η καλύτερη τακτική θα είναι σε πρώτη φάση τα πτερύγια να υπερδιαστασιολογηθούν (π.χ. να κοπούν με ύψος 126mm αντί για 124mm), και κατά το μοντάρισμα του δίσκου εντός του κελύφους να διαπιστωθεί το ακριβές ύψος που θα χρειαστεί να παρθεί σε δεύτερη φάση κατεργασίας.

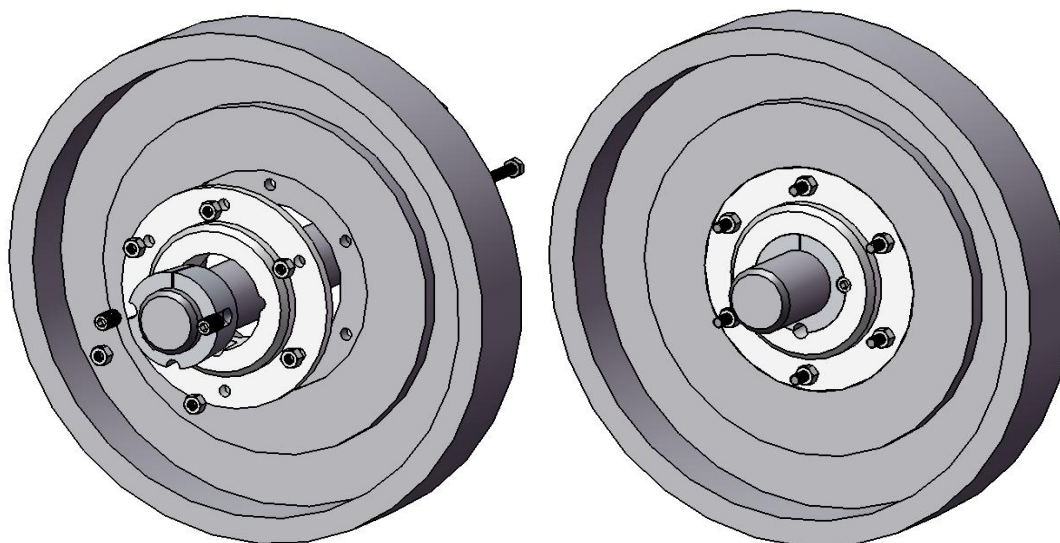
### 8.1.2 Καθορισμός τρόπου σύνδεσης δίσκων με τις άτρακτους

Υπάρχουν δύο κατασκευαστικές λύσεις για τη στερέωση των δίσκων. Και οι δύο αφορούν σε σφιχτή συναρμογή με αυτόματο κλείδωμα τόσο αξονικά όσο και περιφερειακά, αναιρώντας την ανάγκη για σφήνες και αποστάτες που συνιστούν πιο παραδοσιακές λύσεις.

#### Χρήση κωνικού συνδέσμου Taper Bush

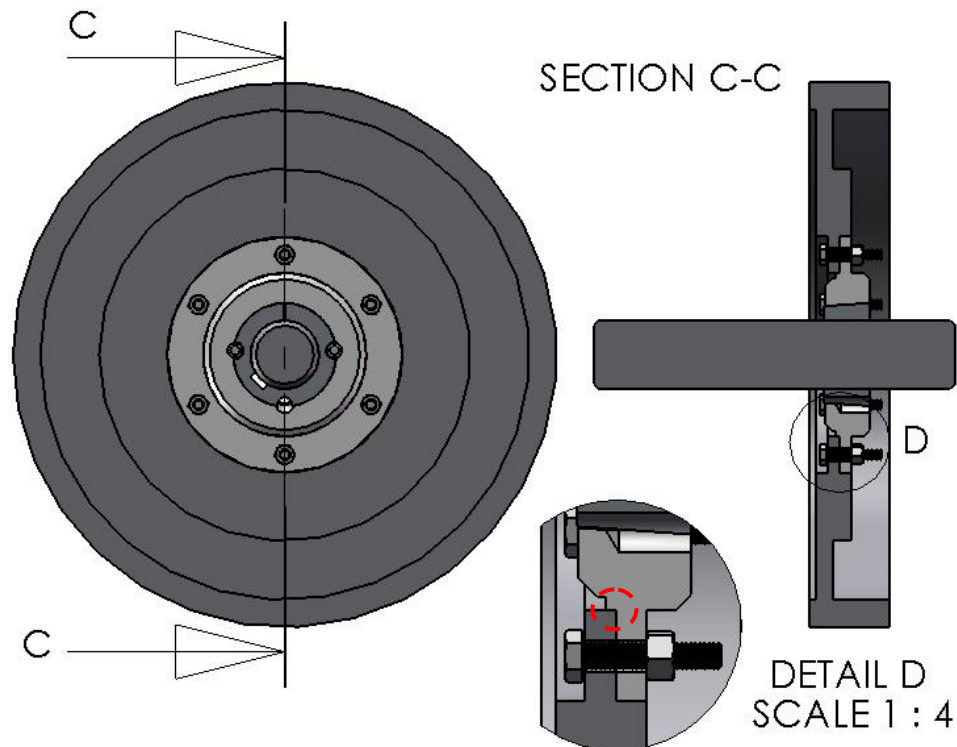
Πρόκειται για την ίδια λύση που ακολουθήθηκε και με τις τροχαλίες. Για αρμονική σύζευξη με Taper Bush, ο δίσκος θα έπρεπε να έχει κωνική πλήμνη ειδικά διαμορφωμένη για το σκοπό αυτό. Επειδή οι προδιαγραφές αυτές είναι δύσκολο να επιτευχθούν, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε ένα ενδιάμεσο τεμάχιο μορφής φλάντζας το οποίο διατίθεται στο εμπόριο με διαμορφωμένη κωνική πλήμνη (ως «φωλιά» για σύνδεση με Taper Bush) και στεφάνη με οπές (για σύνδεση με το δίσκο μέσω περαστών κοχλιών). Το τεμάχιο αυτό παρεμβάλλεται δηλαδή ανάμεσα στο Taper Bush και το σώμα προς σύνδεση (εδώ ο δίσκος), λύνοντας όλα τα προβλήματα τήρησης κατασκευαστικών προδιαγραφών.

Στο σχήμα 8.9 παρουσιάζεται μία σχηματική παράσταση της σύνδεσης με Taper Bush και ενδιάμεσο τεμάχιο «φωλιάς». Η μορφή του δίσκου είναι ενδεικτική ενός στερεού σώματος εκ περιστροφής.



Σχήμα 8.9: Στερέωση δίσκου σε άτρακτο μέσω κωνικού συνδέσμου Taper Bush και φλαντζωτής φωλιάς (αριστερά μη συναρμολογημένο και δεξιά συναρμολογημένο σύνολο)  
Η φωλιά προσδένεται πάνω στο δίσκο με χρήση περαστών κοχλιών

Παρακάτω παρουσιάζουμε το συναρμολογημένο σύνολο σε τομή.

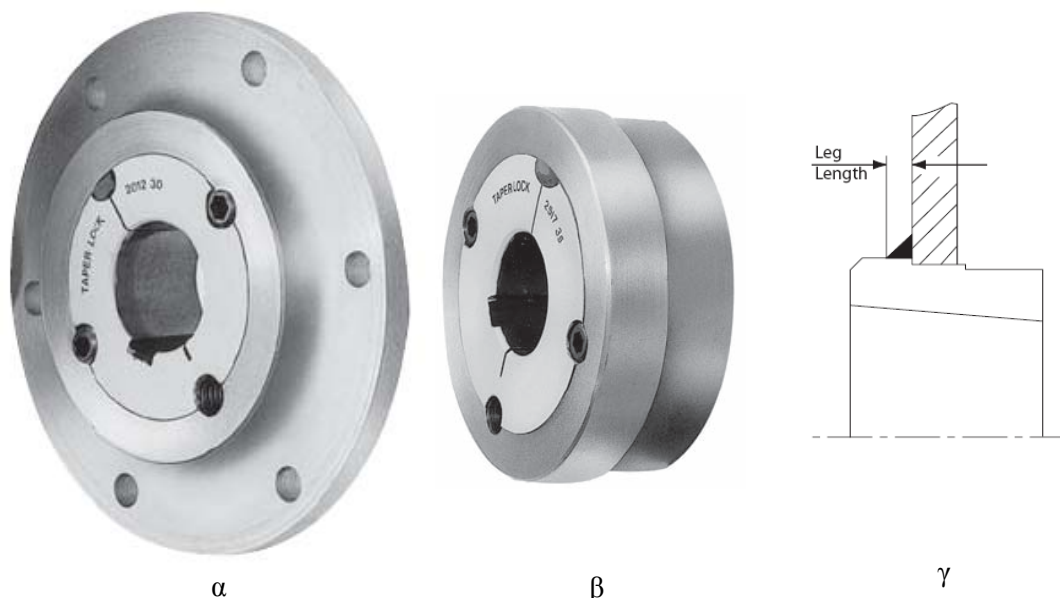


Σχήμα 8.10: Τομή του συναρμολογημένου συνόλου με φωλιά Taper Bush. Με κόκκινο διακεκομμένο κύκλο παρίστανται επιφάνειες σε σφιχτή συναρμογή.

Κατά τη σύνδεση, είναι πάρα πολύ σημαντική η ομοκεντρότητα μεταξύ της φωλιάς του Taper Bush και του δίσκου. Η ανάγκη αυτή προβάλλει όλο και πιο έντονη όσο πιο υψηλή είναι η ταχύτητα περιστροφής. Για την τάξη μεγέθους των 3000RPM, χρειάζεται η ομοκεντρότητα να παρουσιάζει πολύ μικρές αποκλίσεις.

Να τονιστεί ότι από μόνη της η κοχλιοσύνδεση δεν μπορεί να εξασφαλίσει την ομοκεντρότητα αυτή: η χάρη ή «τζόγος» που ενυπάρχει σε κάθε σύνδεση με περαστούς κοχλίες μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική εκκεντρότητα. Γι' αυτό το λόγο προβλέπεται σφιχτή συναρμογή μεταξύ φλάντζας και δίσκου σε μικρή επιφάνεια επαφής μεταξύ τους, για το «κεντράρισμα» τους. Στο σχήμα 8.10 απεικονίζεται με κόκκινο διακεκομμένο κύκλο η επιφάνεια επαφής μικρού πλάτους ως «μικρό σκαλοπάτι» όπου η συναρμογή είναι σφιχτή. Η επιφάνεια σφιχτής συναρμογής πρέπει να είναι μικρού πλάτους ειδικά για την εισαγωγή της «φωλιάς» το δίσκο θα έπρεπε να γίνει με χτύπημα με σφυρί, πρακτική που φυσικά δεν είναι ενδεδειγμένη. Ο κατασκευαστής του εξαρτήματος της φλάντζωτης φωλιάς παρέχει τις απαραίτητες κατασκευαστικές ανοχές για τον σώμα προς σύνδεση, εν προκειμένω για το δίσκο. Αναμφίβολα πρόκειται για μία κρίσιμη κατασκευαστικά λεπτομέρεια.

Η φωλιές αυτές διατίθενται σε δύο παραλλαγές <sup>[3]</sup>: η πρώτη φέρει τη στεφάνη με τις διαμπερείς σπές (έτοιμη υπό μορφή φλάντζας) ενώ για τη δεύτερη προβλέπεται η χωριστή συγκόλληση της στεφάνης, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 8.11:



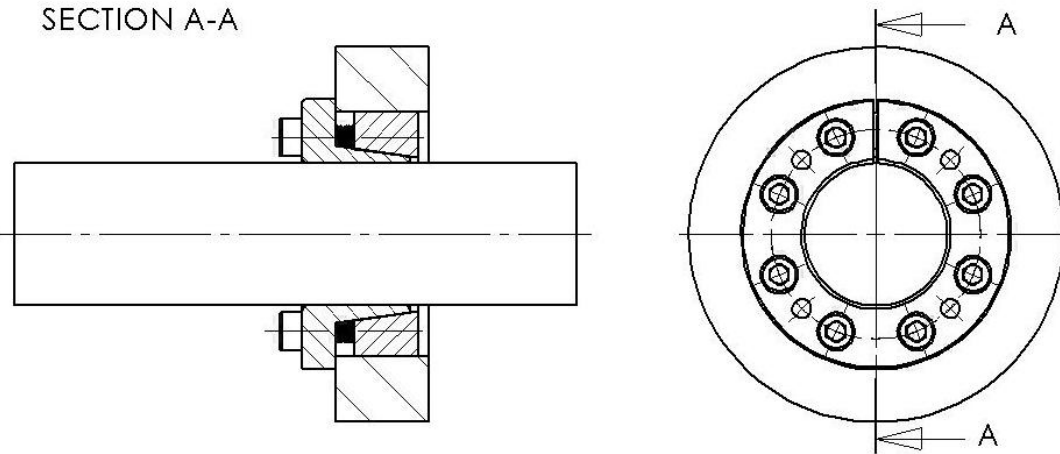
Εικόνες 8.11: α) Φωλιά Taper Bush υπό μορφή έτοιμης φλάντζας. β) Φωλιά Taper Bush με δυνατότητα συγκόλλησης της στεφάνης που θα αποτελέσει τη φλάντζα. Γ) Σχηματική παράσταση της συγκόλλησης στον τύπο β.

Τα υλικά κατασκευής τους είναι χυτοσίδηροι ή και χάλυβες. Πρόκειται για ιδιαίτερα στιβαρά τεμάχια. Παρακάτω θα προχωρήσουμε στην παρουσίαση και του δεύτερου τρόπου σύνδεσης και κατόπιν θα επιλέξουμε τον πιο συμφέρον για την εφαρμογή μας.

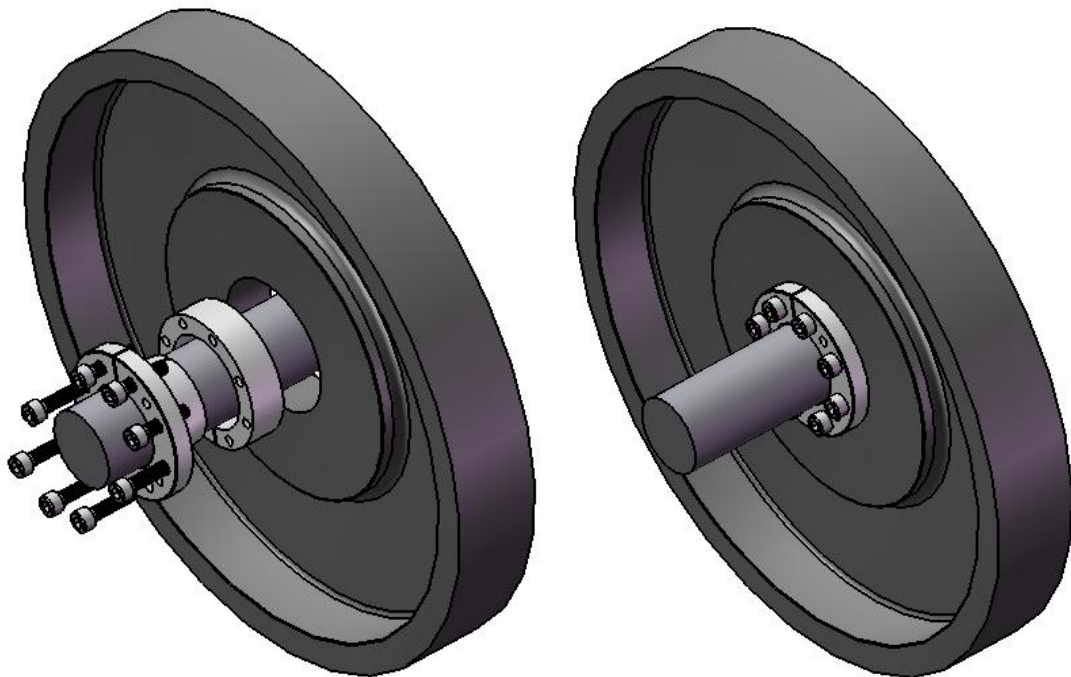
### Χρήση διπλού κωνικού σφιχτήρα

Το χαρακτηριστικό του Taper Bush είναι ότι απαιτεί κωνική επιφάνεια της πλήμνης του σώματος προς σύνδεση. Αυτό στην προηγούμενη περίπτωση δημιούργησε την ανάγκη για ένα πρόσθετο του δίσκου και του Taper Bush, τρίτου τεμαχίου, αυτού της φλαντζωτής φωλιάς. Στο εμπόριο διατίθενται όμως και κωνικοί σφιχτήρες οι οποίοι αποτελούνται από δύο τεμάχια: ένα που φέρει κωνική επιφάνεια στην εξωτερική επιφάνεια του, και ένα του φέρει κωνική επιφάνεια στην εσωτερική του. Το πρώτο εισέρχεται εντός του δεύτερου και οι κωνικές επιφάνειες τους συμπλέκονται. Με χρήση κοχλιών στους οποίους ασκούμε ροπή, τα τεμάχια έρχονται το ένα εγγύτερα στο άλλο και οι κωνικές επιφάνειές τους πιέζονται η μία πάνω στην άλλη. Καθώς όμως τα τεμάχια αυτά φέρουν σχισμή κατά την αξονική διεύθυνση, λόγω της αναπτυσσόμενης πίεσης επιφάνειάς τους, το ένα τεμάχιο (εσωτερικά του άλλου) συστέλλεται και «κλειδώνει» πάνω στην άτρακτο ενώ το άλλο (εξωτερικά του άλλου) διαστέλλεται και «κλειδώνει» στην πλήμη του σώματος προς σύνδεση, η οποία είναι κυλινδρική. Στο σχήμα 8.12 παρουσιάζεται η τυπική μορφή ενός τέτοιου σφιχτήρα σε σύνδεση με την πλήμη του δίσκου σε συναρμολογημένα σύνολα.





Σχήμα 8.12: Συναρμογή πίεσης μέσω διπλού κωνικού σφιχτήρα. Ο δίσκος εδώ παρίσταται ως ένα απλό κοίλο κυλινδρικό τεμάχιο. Οι βίδες Άλεν εμπλέκονται με σπείρωμα που φέρουν οι οπές του τεμαχίου με την εσωτερική κωνική επιφάνεια (θυληκό). Το τεμάχιο με την εξωτερική κωνική επιφάνεια (αρσενικό) φέρει σπείρωμα στις οπές που δεν έχουν βίδες στο σχήμα, για τη δυνατότητα εξόλκευσης κατά την λύση του συστήματος



Σχήμα 8.13: Συναρμολογημένα και μη σύνολα του σφιχτήρα πάνω την άτρακτο και το δίσκο. Να παρατηρηθεί ότι ο δίσκος έχει απλή κυλινδρική πλήμνη.

Οι σφιχτήρες αυτού του τύπου διατίθενται σε διάφορες παραλλαγές ανάλογα με την εφαρμογή. Μπορούν να μεταφέρουν υψηλές ροπές και υπάρχουν τύποι οι οποίοι ενδείκνυται για υψηλές ταχύτητες περιστροφής καθώς κατά τη σύσφιξη εξασφαλίζουν την ομοκεντρότητα σώματος προς σύνδεση (εδώ του δίσκου) και ατράκτου, είναι δηλαδή αυτοκεντραριζόμενοι. Για την εξασφάλιση του λειτουργικού ρόλο του κωνικού σφιχτήρα, ο κατασκευαστής παρέχει τις κατάλληλες ανοχές για την άτρακτο όσο και για το σώμα προς σύνδεση.

## Επιλογή τρόπου στερέωσης

Η επιλογή του καλύτερου τρόπου στερέωσης εκ των δύο προαναφερόμενων θα γίνει σύμφωνα με τα παρακάτω κριτήρια:

- Στιβαρότητα στερέωσης
- Ομοκεντρότητα στερέωσης δίσκου και ατράκτου
- Δυνατότητα γρήγορης και απλής συναρμολόγησης
- Βάρος εξοπλισμού στερέωσης
- Διαθεσιμότητα και κόστος εξαρτημάτων

Όσον αφορά στο πρώτο χαρακτηριστικό, οι λύσεις είναι πρακτικά ισοδύναμες: μεταφέρουν με ασφάλεια υψηλές στρεπτικές ροπές ακόμη και σε περιπτώσεις δυσμενέστερες από την δική μας με υψηλά κρουστικά φορτία. Αναφορικά με το δεύτερο χαρακτηριστικό, η ομοκεντρότητα μπορεί να πραγματοποιηθεί και με τα δύο εξαρτήματα εφόσον οι κατασκευαστικές ανοχές τηρηθούν. Ωστόσο, επειδή ο διπλός κωνικός σφιχτήρας δεν έχει εγκοπή για σφήνα (ενώ το Taper Bush φέρει τέτοια εγκοπή για ρόλο οδηγού), η σφήνα της ατράκτου θα στη θέση του θα χρειαστεί να αφαιρεθεί, προκαλώντας μία μικρή αζυγοσταθμία αλλά το θέμα αυτό θα εξεταστεί εκτενώς παρακάτω.

Σχετικά με την συναρμολόγηση, η λύση με το διπλό κωνικό σφιχτήρα είναι περισσότερο κομμη: το εξάρτημα πριν σφιχτεί, μπαίνει ελεύθερα στην πλήμνη του δίσκου (ο οποίος σε αυτή την περίπτωση είναι και απλούστερος κατασκευαστικά), ενώ η φωλιά του Taper Bush έχει ένα μονοπάτι σφιχτής συναρμογής (2 με 3 χιλιοστών) το οποίο ίσως ζορίσει το υλικό του δίσκου κατά το μοντάρισμα ή ακόμη αν η ανοχή δεν τηρηθεί αυστηρά μπορεί και να μην «κεντράρει» καλά (αντίθετα οι ανοχές του διπλού κωνικού σφιχτήρα δεν είναι τόσο αυστηρές). Εφόσον όμως οι ανοχές πραγματοποιηθούν όπως στο σχέδιο, τα εξαρτήματα θα είναι περίπου το ίδιο πρακτικά κατά τη διαδικασία της συναρμολόγησης – εννοείται ότι στην περίπτωση του Taper Bush η φωλιά με τους περαστούς κοχλίες θα είναι μόνιμα τοποθετημένη στο δίσκο και για το λύσιμο του από την άτρακτο, θα αρκεί να αφαιρέσουμε το Taper Bush.

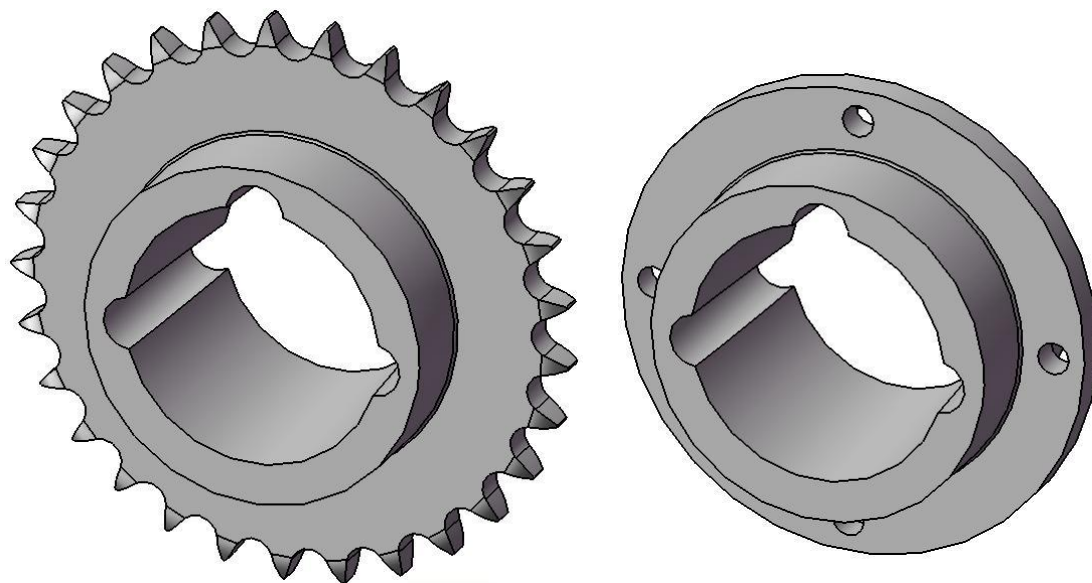
Στο θέμα του βάρους, υπερέχει και η λύση με το διπλό κωνικό σφιχτήρα καθώς είναι ελαφρύτερο από το σύνολο του βάρους της φλαντζωτής φωλιάς με το Taper Bush.

Και οι δύο τύποι τεμαχίων αποτελούν κοινά βιομηχανικά προϊόντα και έτσι το κόστος τους είναι μικρό και περίπου το ίδιο (ίσως οι σφιχτήρες να κοστίζουν ελαφρά περισσότερο). Το πρόβλημα που προέκυψε όμως αφορούσε τη διαθεσιμότητα της φωλιάς του Taper Bush στην ελληνική αγορά: ο τύπος με την έτοιμη φλάντζα δεν κυκλοφορεί στην ελληνική αγορά (μόνο κατόπιν ειδικής παραγγελίας) και ο τύπος με δυνατότητα συγκόλλησης θα σήμαινε επιπλέον χρόνο και κόστος της εργασίας συγκόλλησης, χώρια του ζητήματος της αζυγοσταθμίας που μπορεί να προκαλούνταν. Μία πιθανή λύση που επεξεργαστήκαμε ήταν η τροποποίηση ενός αλυσιδωτού τροχού με πλήμνη για Taper Bush του οποίου τα δόντια θα μπορούσαν να торνευθούν και στο σώμα του με δράπανο να διανοίγονταν οι οπές για τους περαστούς κοχλίες (βλέπε σχήμα 8.14). Με αυτό τον τρόπο θα είχαμε μία φωλιά για Taper Bush. Ωστόσο, για να μπορεί να κεντράρει η φωλιά με το δίσκο θα έπρεπε να διαμορφωθεί πάνω στο sprocket ένα επιπλέον μικρό μονοπάτι σφιχτής συναρμογής.

Όλα αυτά αυξάνουν σημαντικά το κόστος κατασκευής και καταστύβουν τη λύση ασύμφορη εφόσον μπορούμε να προμηθευτούμε τον άλλο τύπο του διπλού κωνικού σφιχτήρα έτοιμο προς χρήση. Για αυτό το λόγο προτιμήσαμε τη λύση των



διπλών κωνικών σφικτήρων. Η χρήση αυτού του είδους των σφικτήρων μας υπαγορεύει και τη διαμόρφωση της πλήμνης των δίσκων που θα είναι κυλινδρική.



Σχήμα 8.14: Κατεργασία αλυσιδωτού τροχού (sprocket) πλήμνης για Taper Bush για τις ανάγκες της στερέωσης του δίσκου

### Υπολογισμός και εκλογή εξαρτημάτων στερέωσης του επιλεγθέντος τύπου

Σε σημείο αυτό, έχοντας πλέον ορίσει τη βασική κατεύθυνση, μπορούμε να επιλέξουμε τον ακριβή τύπο του διπλού κωνικού σφικτήρα που θα χρησιμοποιήσουμε. Οι άτρακτοι στις θέσεις έδρασης των δίσκων έχουν διάμετρο  $\Phi 38$ , οπότε η επιλογή μας πρέπει να είναι ταιριαστή με αυτή την τιμή διαμέτρου. Θα χρησιμοποιήσουμε προϊόντα της ιταλικής εταιρείας Sati (όπως και για πολλά εξαρτήματα που επιλέξαμε στο κεφάλαιο 3). Όπως συμβαίνει και με πολλά προϊόντα, έτσι και τα τεχνικά χαρακτηριστικά των σφικτήρων (διαστάσεις, ροπές σύσφιξης, δυνατότητες μεταφοράς ροπών) είναι σχεδόν πανομοιότυπα σε οποιαδήποτε στοιχεία εταιρείας και αν ανατρέξουμε.

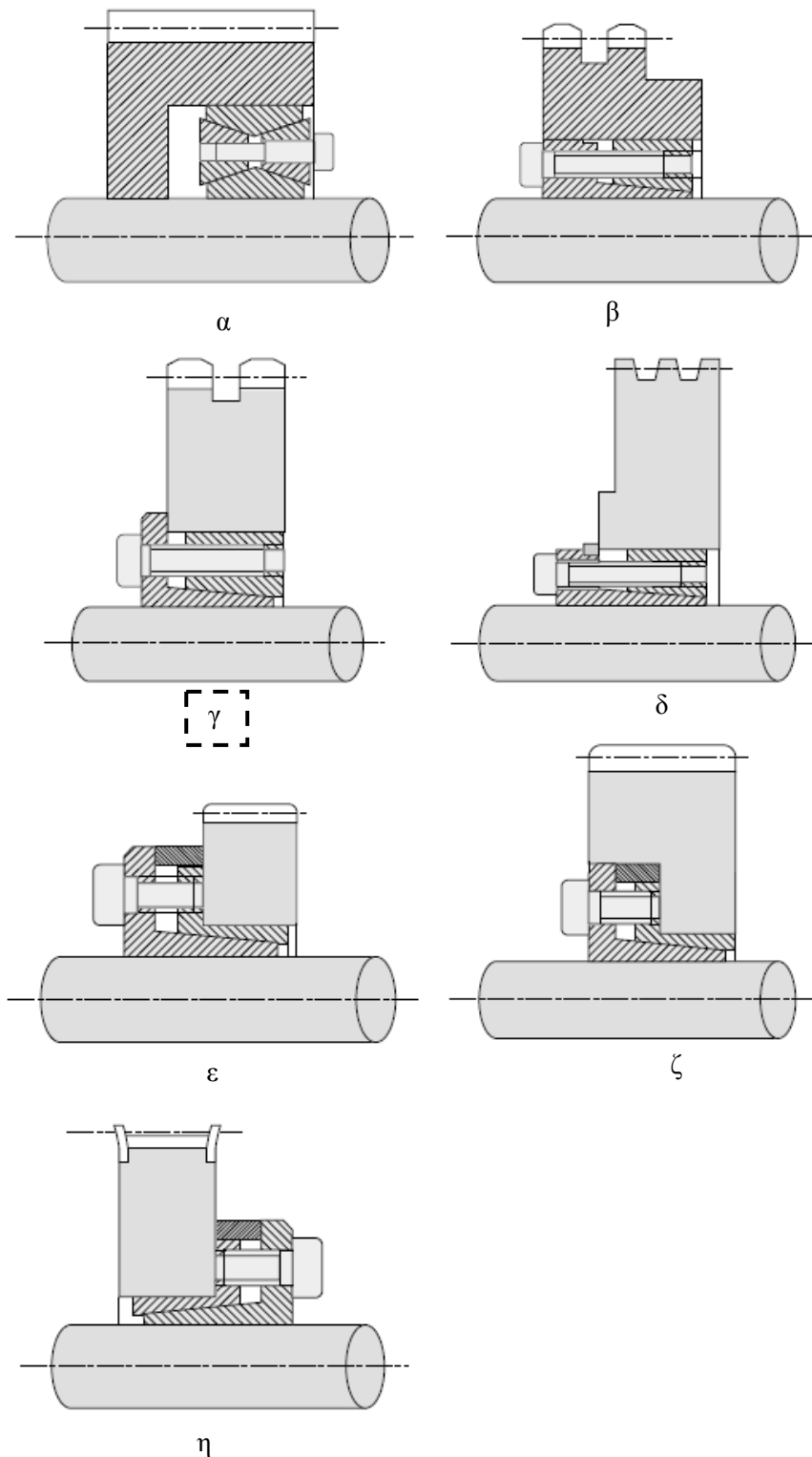
Οι κοχλίες που χρησιμοποιούνται σε αυτά τα εξαρτήματα είναι σύμφωνα με διάφορα πρότυπα κατά DIN και UNI και κλάσης αντοχής 12.9 (βλέπε σχήμα 8.15)

Viti / Screws Schrauben / Vis / Tornillos UNI 5931-5932 DIN 912-6912-7984	Passo / Pitch Teilung / Pas / Paso (mm)	Coppia serraggio Tv con viti classe 12,9 Tightening torque Tv with class 12,9 screws Anzugsmoment Tv mit Schrauben Klasse 12,9 Couple de serrage Tv avec vis classe 12,9 Par de apriete Tv con tornillos clase 12,9 NM (UNI 3740)
M6	1	17,5
M8	1,25	42
M10	1,5	85
M12	1,75	145
M14	2	235
M16	2	360
M18	2,5	485
M20	2,5	705
M22	2,5	960
M24	3	1220
M30	3,5	2400

Σχήμα 8.15 (Sati)<sup>[35]</sup>: Πίνακας με στοιχεία κοχλιών χρησιμοποιούμενων στους σφικτήρες

Ανάλογα τον τύπο του συνδέσμου επιτρέπονται διάφορες συνδεσμολογίες ατράκτου και δίσκου. Επειδή έχουμε περιορισμό ως προς το μέγεθος (χορδή πτερυγίων  $c=39\text{mm}$ ), θα προτιμήσουμε μία λύση η οποία δεν απαιτεί πολύ χώρο, ούτε ιδιαίτερη διαμόρφωση στο εσωτερικό του δίσκου.

Από τις προτεινόμενες λύσεις του σχήματος 8.16 θα επιλέξουμε την «γ» ως απλή κατασκευαστικά και πρακτική αφού με την χρήση της πατούρας κλειδώνει η αξονική θέση του σφιχτήρα ως προς το δίσκο. Η συνδεσμολογία επηρεάζει βέβαια την κατανομή του πεδίου πιέσεων της συναρμογής όπως θα δούμε παρακάτω.



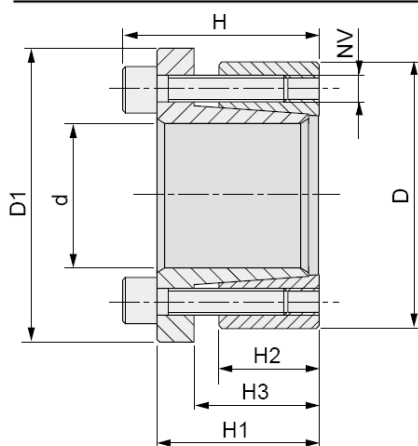
Σχήμα 8.16<sup>[35]</sup> (Sati): Διάφορες δυνατές συνδεσμολογίες διπλών κωνικών συνδέσμων

Αναφορικά με τις κατάλληλες ανοχές της διαμέτρου της ατράκτου και την πλήμνη του σώματος προς σύνδεση, ο κατασκευαστής παρέχει τις τιμές h8 και H8

αντίστοιχα. Επειδή η h8 σε άξονα αναφέρεται σε αρνητικές αποκλίσεις και η H8 σε οπή (ή τρύμα) με θετικές αποκλίσεις καταλαβαίνουμε ότι η απαίτηση που θέτουν οι ανοχές έγκειται στον καθορισμό των διαστάσεων ώστε οι κωνικοί δακτύλιοι όταν παραμορφωθούν να «πιάσουν καλά» στα στοιχεία προς σύνδεση. Τίθεται ακόμη η απαίτηση απόλυτης τραχύτητας R<sub>z</sub> μικρότερης ή ίσης των 16μm. Τα στοιχεία αυτά πρέπει να αναγραφούν στα κατασκευαστικά σχέδια που θα καταρτιστούν.

Για τον τύπο «γ» που επιλέξαμε ταιριάζουν οι σφικτήρες της σειράς KLAB οι οποίοι είναι επιπλέον αυτοκεντραριζόμενοι, μεταφέρουν μεσαίες και υψηλές ροπές και συναρμολογούνται πολύ εύκολα με το σύνολο. Η διάμετρος της ατράκτου του Cap στη θέση πρόσδεσης της 1<sup>ης</sup> περωτής είναι Φ38 και έτσι εκλέγουμε τον σφικτήρα KLAB038 από το σχήμα 8.17:

Serie / Series / Serie / Série / Serie KLAB



Nostro codice Our code Unser Kode Notre code Nuestro código	Dimensioni / Dimentions / Dimensions Abmessungen / Dimensiones							Serraggio / Blocking power Force de blocage / Befestigungskraft Fuerza de bloqueo			Sbloccaggio / Unblocking Deblocage / Freigabe Desbloccamiento			Coppie trasmissibili / Torque Couple / Drehmoment / Par			
	d	D	D1	H	H1	H2	H3	NV	Tv (Nm)	N° Viti / Screws / Vis Schraubenzahl Tornillos	NV	N° Viti / Screws / Vis Schraubenzahl Tornillos	Mt (Nm)	Pa (N/mm <sup>2</sup> )	Ta (KN)	Pm (N/mm <sup>2</sup> )	
KLAB019	19	47	56	34	28	17	22	M6	17	5	M6	3	274	215	28	93	
KLAB020	20	47	56	34	28	17	22	M6	17	5	M6	3	284	215	32	93	
KLAB022	22	47	56	34	28	17	22	M6	17	5	M6	3	314	196	32	93	
KLAB024	24	50	59	34	28	17	22	M6	17	6	M6	3	401	215	32	107	
KLAB025	25	50	59	34	28	17	22	M6	17	6	M6	3	441	210	34	107	
KLAB028	28	55	64	34	28	17	22	M6	17	6	M6	3	490	196	34	98	
KLAB030	30	55	64	34	28	17	22	M6	17	6	M6	3	529	186	34	98	
KLAB032	32	60	69	34	28	17	22	M6	17	8	M6	4	755	210	46	112	
KLAB035	35	60	69	34	28	17	22	M6	17	8	M6	4	824	186	46	107	
KLAB038	38	65	74	34	28	17	22	M6	17	8	M6	4	892	191	46	112	
KLAB040	40	65	74	34	28	17	22	M6	17	8	M6	4	941	186	46	102	
KLAB045	45	75	84	41	33	20	25	M8	41	7	M8	3	1716	225	64	132	
KLAB050	50	80	84	41	33	20	25	M8	41	7	M8	3	1893	205	85	127	
KLAB055	55	85	94	41	33	20	25	M8	41	8	M8	4	2403	210	85	132	
KLAB060	60	90	99	41	33	20	25	M8	41	8	M8	4	2648	186	85	122	
KLAB065	65	95	104	41	33	20	25	M8	41	9	M8	3	3188	196	85	132	
KLAB070	70	110	119	50	40	24	30	M10	83	8	M10	4	4905	215	119	137	
KLAB075	75	115	124	50	40	24	30	M10	83	8	M10	4	5150	195	119	127	
KLAB080	80	120	129	50	40	24	30	M10	83	8	M10	4	5490	185	119	122	
KLAB085	85	125	134	50	40	24	30	M10	83	9	M10	3	6620	195	132	132	
KLAB090	90	130	139	50	40	24	30	M10	83	9	M10	3	6960	185	132	127	
KLAB095	95	135	144	50	40	24	30	M10	83	10	M10	4	8190	195	132	137	
KLAB100	100	145	154	56	44	26	32	M12	145	8	M12	4	10100	205	170	145	
KLAB110	110	155	164	56	44	26	32	M12	145	8	M12	4	11030	190	170	135	
KLAB120	120	165	174	56	44	26	32	M12	145	9	M12	4	13600	205	200	142	
KLAB130	130	180	189	64	52	34	40	M12	145	12	M12	6	19000	186	270	137	
KLAB140	140	190	199	68	54	34	40	M14	230	9	M14	4	21800	177	270	127	
KLAB150	150	200	209	68	54	34	40	M14	230	10	M14	5	25600	185	320	137	

Πίνακας 8.17<sup>[35]</sup> (Sati): Τεχνικά χαρακτηριστικά των σφικτήρων της σειράς KLAB

Στην γραμμή που αντιστοιχεί στον σφικτήρα KLAB038 βλέπουμε όλα τα στοιχεία που μας χρειάζονται: για τη σύσφιξη του συστήματος χρησιμοποιούνται 8 βίδες M6 άλλεν με ροπή σύσφιξης 17Nm ενώ για την αποσύσφιξη 4 βίδες M6 με το ρόλο εξολκέα. Στις τέσσερις τελευταίες στήλες βλέπουμε την μέγιστη μεταφερόμενη ροπή  $M_t=892\text{Nm}$  από το εξάρτημα, την μέγιστη επιτρεπόμενη αξονική δύναμη  $T_a=46\text{ kN}$  και τις εμφανιζόμενες πιέσεις επιφάνειας στην πλήμνη και την άτρακτο ως  $P_m=112\text{N/mm}^2$  και  $P_a=191\text{N/mm}^2$  αντίστοιχα. Να σημειωθεί ότι η τιμή μέγιστης μεταφερόμενης στρεπτικής ροπής αναφέρεται σε μηδενική αξονική δύναμη όπως και η τιμή μέγιστης αξονικής δύναμης. Αξονική δύναμη θα έχουμε στην περίπτωση μας (λόγω οπισθέλκουσας δύναμης κατά τη λειτουργία της πτερωτής) ωστόσο είναι πολύ μικρή για να επηρεάσει ουσιαστικά το όριο της μεταφερόμενης ροπής.

Η ροπή που θα χρειαστεί να μεταφέρει ο σφικτήρας προς το δίσκο στις 3000RPM έχει υπολογιστεί ως:

$$M_{R1}(\text{N} \cdot \text{mm}) = 122,55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Με ικανότητα μέγιστης μεταφοράς ροπής  $M_t=892\text{Nm}$  έχουμε περιθώριο ασφαλείας:

$$S_{\text{ασφαλείας}} = \frac{M_t(\text{N} \cdot \text{m})}{M_{R1}(\text{N} \cdot \text{m})} = \frac{892}{122,55} \cong 7,2$$

Άρα, ο σφικτήρας θα μεταβιβάζει την ροπή χωρίς κανένα πρόβλημα αστοχίας.

Οι σφικτήρες διατίθενται μαζί με τις βίδες, οπότε θα χρειαστούμε να προμηθευτούμε απλά δύο σφικτήρες αυτού του είδους, έναν για κάθε πτερωτή. Η συνδεσμολογία του τύπου αυτού του σφικτήρα θα υπαγορεύσει και τη διαμόρφωση της πλήμνης των δίσκων.

### 8.1.3 Επιλογή υλικού δίσκων

Το πιο κοινό υλικό που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή των δίσκων είναι ο ανθρακούχος χάλυβας τύπου Styy (όπου yy η αντοχή σε εφελκυσμό σε μονάδα  $\text{kg/mm}^2$ ). κατά το γερμανικό σύστημα DIN. Κυκλοφορεί στην ελληνική αγορά σε αρκετά χαμηλή τιμή ανά μονάδα βάρους και γι' αυτό και η αρχική σκέψη ήταν να χρησιμοποιηθεί ένας τέτοιος χάλυβας κωδικού St50.

Μετά από μία δεύτερη διερεύνηση στα υλικά που κυκλοφορούν στην αγορά, αποδείχθηκε ότι εξίσου ανταγωνιστικά με το χάλυβα, ήταν τα κράματα αλουμινίου υψηλής αντοχής. Τα τελευταία είχαν απορριφθεί αρχικά λόγω υψηλής τιμής ανά μονάδα βάρους. Το αλουμίνιο όμως έχει ενδεικτική πυκνότητα  $2700\text{kg/m}^3$  (ανήκει στην κατηγορία των ελαφρών μετάλλων) ενώ ο χάλυβας  $7800\text{kg/m}^3$ , είναι δηλαδή σχεδόν τρεις φορές ελαφρύτερο του. Μπορεί λοιπόν ως πιο εξεζητημένο υλικό, το αλουμίνιο να κοστίζει περισσότερο ανά μονάδα βάρους από τον χάλυβα, ωστόσο λόγω λιγότερου βάρους η ίδια κατασκευή από αλουμίνιο έχει παραπλήσια τιμή με αυτή από χάλυβα.

Η προοπτική χρήσης κράματος αλουμινίου αντί για χάλυβα φάνηκε ιδιαίτερα ελκυστική λόγω υψηλού ειδικού μέτρου ελαστικότητας (μέτρο ελαστικότητας προς την πυκνότητα), υψηλής ειδικής μηχανικής αντοχής και καλής αντοχής σε διάβρωση. Ταυτόχρονα, ένας δίσκος αλουμινίου με βάρος τρεις φορές μικρότερο από ένα αντίστοιχο από χάλυβα προβάλλει ως πιο κομψή λύση για ένα στρεφόμενο τμήμα στις 3000RPM, παρουσιάζοντας ευνοϊκότερη συμπεριφορά σε ταλαντώσεις (πολύ

μεγαλύτερος κρίσιμος αριθμός στροφών μηχανής, λόγω μικρών στατικών και δυναμικών βελών κάμψης).

Οι κύριες προσθήκες των κραμάτων αλουμινίου είναι ο σίδηρος, ο χαλκός, το μαγνήσιο, το μαγγάνιο, το πυρίτιο και ο ψευδάργυρος. Ανάλογα με τον τρόπο παραγωγής τους (χύτευση ή διαμόρφωση) και το κύριο στοιχείο προσθήκης στο αλουμίνιο καθορίζεται και την σειρά του κράματος.

Τα κράματα αλουμινίου που είναι πιο κατάλληλα για την εφαρμογή μας είναι κράματα διαμόρφωσης και μάλιστα αυτά της κατηγορίας που μπορούν να υποστούν θερμικές κατεργασίες για σκλήρυνση της δομής τους. Σε αυτά ανήκουν οι σειρές 2000, 6000 και 7000 που είναι κράματα Al-Cu (ή και Al-Cu-Mg και Al-Li), Al-Mg-Si και Al-Zn-Mg (ή και Al-Zn-Mg-Cu) αντίστοιχα. Στο σχήμα 8.18 παρουσιάζεται ένας πίνακας με τις ιδιότητες και τις εφαρμογές των κραμάτων αυτών<sup>[40]</sup>.

ΚΩΔΙΚΟΣ ΚΡΑΜΑΤΟΣ	ΜΗΧΑΝΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ			ΑΝΤΟΧΗ ΣΕ ΚΟΠΩΣΗ*	ΧΡΗΣΕΙΣ
	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{TS}$	$\epsilon$		
	(MPa)	(MPa)	(%)		
2014-O	100	200	20	90	Δομικά στοιχεία αεροσκαφών και πλαισίων φορτηγών. Περιέχουν 4,4%Cu-0,5%Mg-0,8%Mn-0,8%Si.
2014-T4	290	420	18	140	
2014-T6	430	480	12	125	
2024-O	100	200	20	90	Στην αεροναυπηγική, σε σκελετούς οικοδομών, κοχλίες, αθλητικά είδη. Περιέχουν 4,4%Cu-1,5%Mg-0,6%Mn.
2024-T4	320	460	18	140	
2024-T6	390	475	10	125	
6061-O	55	125	25	50	Σε αμαξώματα αυτοκινήτων και φορτηγών, στην οικοδομική, σε πυλώνες και αγωγούς. Περιέχουν 1%Mg-0,6%Si-0,2%Cr-0,3% Cu.
6061-T4	150	245	22	90	
6061-T6	275	410	17	100	
6070-O70	145	20	65	100	Σε συγκολλητές κατασκευές και στη ναυπηγική. Περιέχουν 0,8%Mg-1,4%Si-0,7%Mn-0,3%Cu.
6070-T6	365	400	12		
7005-O	85	200	20	-	Για υλικά οδικών και σιδηροδρομικών μεταφορών. Περιέχουν 4,5%Zn-1,4%Mg-0,12%Cr-0,4%Mn-0,15%Zr.
7005-T6	295	360	13	155	
7075-O	105	230	17	-	Στην αεροναυπηγική, στην κατασκευή όπλων, βαλβίδων, αθλητικών ειδών. Περιέχουν 5,6%Zn-2,5%Mg-1,6%Cu-0,3%Cr.
7075-T6	500	570	11	160	

\* Σε  $5 \times 10^8$  κύκλους.

Σχήμα 8.18<sup>[40]</sup>: Πίνακας με μέσες τιμές μηχανικών ιδιοτήτων και εφαρμογές κραμάτων αλουμινίου που υπόκειται σε σκλήρυνση δομής με θερμικές κατεργασίες. Ως  $\sigma_{0,2}$  συμβολίζεται η τάση διαρροής (κατά σύμβαση ως η τάση που προκαλεί παραμόρφωση  $\epsilon=0,002$  σηματοδοτώντας την είσοδο του υλικού στην πλαστική περιοχή), ως  $\sigma_{TS}$  η μέγιστη εμφανιζόμενη τάση κατά τη δοκιμή εφελκυσμού (συμπίπτει με την τάση θραύσης μόνο στα ψαθυρά υλικά) και ως  $\epsilon$  η παραμόρφωση θραύσης (που παρουσιάζεται μετά τη θραύση του υλικού). Η αντοχή σε κόπωση αφορά στην διαρκή αντοχή του υλικού σε δυναμική καταπόνηση. Το συμπλήρωμα «O» υποδηλώνει ανόπτηση, το «T4» θερμική κατεργασία ομογενοποίησης με βαφή και φυσική γήρανση και το «T6» θερμική κατεργασία ομογενοποίησης με βαφή και τεχνητή γήρανση σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από αυτή του περιβάλλοντος

Οι σειρές 2000 και 7000 παρουσιάζουν τις πιο ταιριαστές ιδιότητες για χρήση στη δική μας εφαρμογή. Παρακάτω θα εξετάσουμε αναλυτικά τα κράματα των δύο αυτών σειρών.

Τα κράματα της σειράς 2000 αφορούν σε κράματα Al-Cu (όπου Cu σε ποσοστά 2,6 έως 6,3%), σε κράματα Al-Cu-Mg (όπου Mg σε ποσοστά 0,5% έως 1,5%) αλλά και σε κράματα Al-Li (όπου Li από 1% έως 3%). Η σκλήρυνση της δομής πραγματοποιείται με κατακρήμνιση των ενώσεων  $\text{CuAl}_2$  και  $\text{CuMgAl}_2$  (δημιουργία πολύ μικρών και ομοιόμορφα διασκορπισμένων σωματιδίων άλλης φάσης, σχηματισμένα ως ένωση κύριου στοιχείου και στοιχείου κραμάτωσης μέσω θερμικών κατεργασιών) προσδίδοντας στο κράμα εξαιρετικές μηχανικές ιδιότητες όπως φαίνεται και στον πιο πάνω πίνακα. Η ανάπτυξη αυτών των κραμάτων αποσκοπούσε αρχικά στη μείωση βάρους των αεροσκαφών και των δομικών στοιχείων λόγω της μικρής τους πυκνότητας, της υψηλής μηχανικής τους αντοχής και του υψηλού ειδικού μέτρου ελαστικότητας. Η χρήση τους επιτρέπεται για θερμοκρασίες μέχρι  $150^\circ\text{C}$ . Αν και έχει αντοχές συγκρίσιμες με του χάλυβα, στην πράξη παρουσιάζει ωστόσο μειωμένη αντοχή σε διάβρωση από μηχανική καταπόνηση<sup>[6]</sup> γι' αυτό και σήμερα αντικαθίσταται προοδευτικά από τα κράματα της σειράς 7000.

Τα κράματα της σειράς 7000 παρουσιάζουν τις καλύτερες μηχανικές ιδιότητες<sup>[40]</sup> από όλα τα κράματα του αλουμινίου. Πρόκειται για κράματα Al-Zn-Mg ή και Al-Zn-Mg-Cu με κυρίαρχο κραματικό στοιχείο τον ψευδάργυρο Zn σε ποσοστά από 4% έως 8% και έπειτα το μαγγάνιο από 1% έως 3%. Η κατακρήμνιση της ένωσης  $\text{MgZn}_2$  οδηγεί σε σκλήρυνση της δομής του υλικού, ενώ προβλέπονται και άλλα στοιχεία όπως Cu (σε ποσοστά μικρότερα του 2%, εντείνει την σκλήρυνση), Cr (σε ποσοστά μικρότερα του 0,3% αυξάνει την αντοχή σε διάβρωση υπό μηχανική καταπόνηση) και Zr (βελτίωση συγκολλησιμότητας). Η υψηλή μηχανική αντοχή και η αντοχή σε διάβρωση καθιστούν τα κράματα αυτής της σειράς συνήθη στην κατασκευή δομικών στοιχείων αεροσκαφών και τμημάτων κατασκευών που υποβάλλονται σε υψηλά φορτία καταπόνησης. Η χρήση τους επιτρέπεται για θερμοκρασίες μέχρι  $120^\circ\text{C}$  λόγω μειωμένης αντοχής εν θερμώ, η οποία αποτελεί και το κυριότερο μειονέκτημά τους.

Όπως προαναφέρθηκε, τα κράματα αλουμινίου αυτών των τύπων ανταγωνίζονται από θέμα αντοχής επάξια τους χάλυβες. Αυτό μπορεί να φανεί πολύ απλά αν συγκρίνουμε τις τάσεις αντοχής σε εφελκυσμό του χάλυβα St50 και των κραμάτων 2024-T6 και 7075-T6:

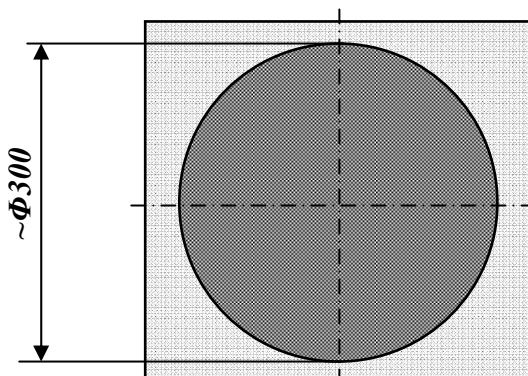
$$\text{St50: } \sigma_{\text{TS}} = 50 \text{ kg/mm}^2 = 50 \cdot 9,81 \text{ N/mm}^2 = 490,5 \text{ N/mm}^2$$

$$2024 - \text{T6: } \sigma_{\text{TS}} = 475 \text{ N/mm}^2$$

$$7075 - \text{T6: } \sigma_{\text{TS}} = 570 \text{ N/mm}^2$$

Αν αναλογιστούμε επιπλέον, ότι τα κράματα είναι και πολύ ελαφρύτερα του χάλυβα (τρεις φορές περίπου), η υπεροχή τους φαίνεται συντριπτική. Ανάμεσα στις σειρές 2000 και 7000, προτιμότερη είναι φυσικά η δεύτερη λόγω αυξημένης αντοχής. Ακόμη, από τις προσφορές που πήραμε για τα υλικά κατασκευής των δίσκων, η σειρά αλουμινίου της σειράς 7000 (αλουμίνιο 7075) προέκυψε φθηνότερη τόσο από τη σειρά 2000 (αλουμίνιο 2007 και 2030), όσο και από το χάλυβα St50. Συνεπώς, η επιλογή μας παγιώθηκε στο υλικό αλουμίνιο 7075 με συντριπτική υπεροχή τόσο από θέμα τιμής όσο και κόστους. Να ξεκαθαριστεί ότι οι ιδιότητες του αλουμινίου 7075 διαφοροποιούνται σημαντικά ανάλογα με την θερμική κατεργασία. Από τον πίνακα της προηγούμενης σελίδας φαίνεται ότι ένα πλήρες «σετ» θερμικών κατεργασιών (-

T6) έναντι μίας απλής ανόπτησης (-O) εξασφαλίζει μία κλάση αντοχής παραπάνω (5 φορές περισσότερο). Επειδή, για το αλουμίνιο 7075 που θα προμηθευτούμε πρέπει εξακριβώσουμε να έχει τιμές αντοχής παραπλήσιες με αυτές που είδαμε για το 7075-T6. Το αλουμίνιο αυτό διατίθεται σε πλάκες ή και σε φύλλα για πάχη από 20mm και κάτω. Με χορδή πτερυγίων  $c=39\text{mm}$  και πλάτος δίσκου περίπου 45mm θα χρειαστεί για την κατασκευή του δίσκου, η κοπή κυλινδρικού τμήματος από μία τετράγωνη πλάκα, όπως φαίνεται στο σχήμα 8.19.



Σχήμα 8.19 : Κοπή του δίσκου  $\Phi 300$  από πλάκα αλουμινίου. Στην πραγματικότητα το κυλινδρικό τμήμα θα κοπεί παραπάνω από  $\Phi 300$  για μηχανουργικούς λόγους.

Τα αλουμίνια προέρχονται από την εταιρεία Almet του Groupe Pechinev (από το 2003 έχει αγοραστεί από την καναδική Alcan) και ειδικά το αλουμίνιο 7075 έχει συστάσεις (βλέπε σχήμα 8.20):

Κράμα 7075	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Zr	Al
Φύλλα & ταινίες	min		1,20		2,10	0,18	5,10			Υπόλοιπο
	max	0,40	0,50	2,00	0,30	2,90	0,28	6,10	0,20	

Σχήμα 8.20<sup>[48]</sup>: Πίνακας με γενικά χαρακτηριστικά αλουμινίου 7075 της εταιρείας Almet.

Υπό τη μορφή πλάκας «ALUMOLD 1» τα χαρακτηριστικά του αλουμινίου 7075 παρουσιάζονται παρακάτω:

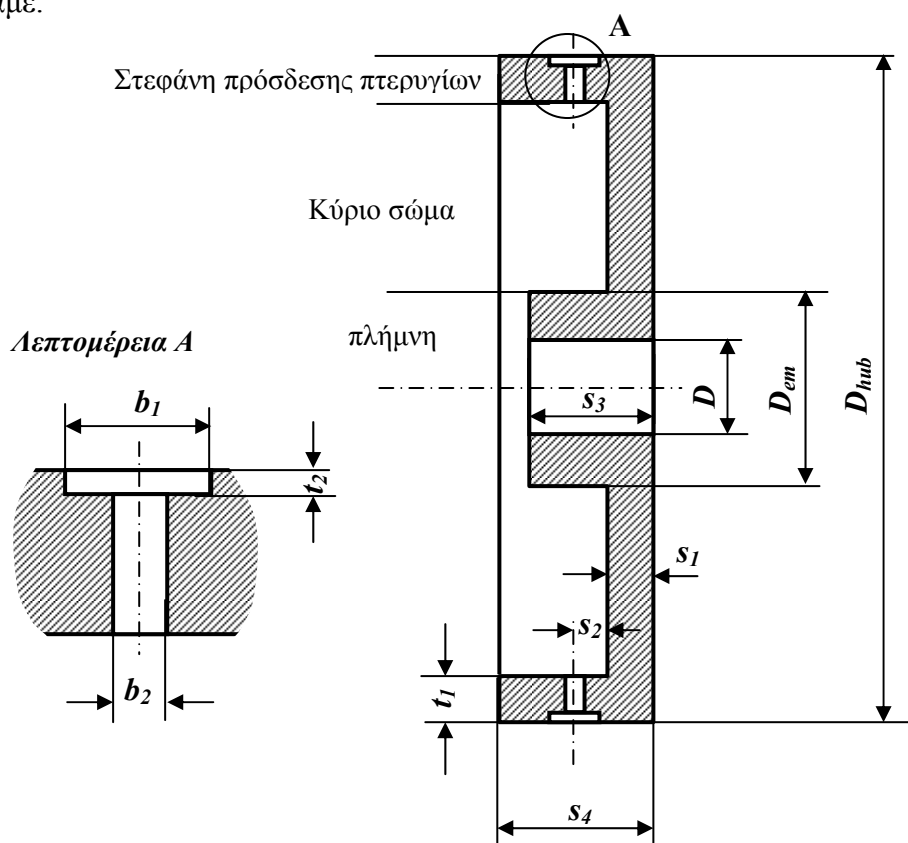
Προδιαγραφή PECHINEY	IS 5614
Μορφή προϊόντος	πλάκα
Διαθέσιμα πάχη	από 25 έως 305mm
<b>Χημική ανάλυση</b>	
Σειρά Κράματος	7000
Χαλκός Cu	1,6
Μαγνήσιο Mg	2,4
Ψευδάργυρος Zn	6,0
<b>Μηχανικές Ιδιότητες</b>	
Όριο αντοχής σε θραύση $\sigma_{TS}$ (MPa)	580
Όριο διαρροής $\sigma_{0,2}$ (Mpa)	530
Σκληρότητα κατά Brinell HB	185
<b>Φυσικές Ιδιότητες</b>	
πυκνότητα ( $\text{kg}/\text{dm}^3$ )	2,82
θερμική αγωγιμότητα ( $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$ )	153

Σχήμα 8.21<sup>[48]</sup>: Χαρακτηριστικά αλουμινίου 7075 υπό μορφή πλάκας ALUMOLD 1.

Οι μηχανικές ιδιότητες είναι παραπλήσιες με αυτές των μέσων τιμών του αλουμινίου 7075-T6 του πίνακα 8.18. Σε όσα αναφέρθηκαν για το υλικό να προστεθεί ακόμα ότι οι μηχανικές ιδιότητες του αλουμινίου, ανταποκρινόμενες εξαιρετικά στις έντονες τάσεις και πιέσεις, βοηθούν στο να υπάρχει καλύτερη πιστότητα διαστάσεων κατά τη διάρκεια της κατεργασίας. Τέλος, πρέπει να σημειώσουμε ότι δεν συνίσταται καμία συγκόλληση μονταρίσματος για το υλικό (μόνο για επισκευή).

#### 8.1.4 Σχεδιασμός 1<sup>ου</sup> στρεφόμενου δίσκου

Ο πρώτος δίσκος φέρει τα πτερύγια τύπου A ενώ θα στερεώνεται πάνω στην άτρακτο με χρήση του διπλού κωνικού σφιχτήρα που επιλέχθηκε. Θα σχεδιαστεί ως ένα ενιαίο τεμάχιο, ως στερεό εκ περιστροφής. Χωρίζεται σε τρία νοητά τμήματα: την πλήμνη, το κύριο σώμα και τη στεφάνη σύνδεσης με τα πτερύγια. Στο σχήμα 8.22 παρίσταται ένα πρώτο σκαρίφημα του δίσκου σε πλάγια όψη σε τομή με τις κυριότερες διαστάσεις και παράλληλα σημειωμένα τα νοητά τμήματα στα οποία τον χωρίσαμε.



Σχήμα 8.22: Σκαρίφημα του δίσκου με τις επιμέρους περιοχές και τις βασικότερες διαστάσεις

Η κυλινδρική πλήμνη σχεδιάστηκε σε συμφωνία με τον διπλό κυλινδρικό σφιχτήρα που επιλέξαμε (βλέπε σχήμα 8.16 γ) ενώ η μορφή της οπής για την πρόσδεση των πτερυγίων καθορίστηκε από την βάση του τύπου πτερυγίων A. Παρακάτω, θα διαστασιολογήσουμε το κάθε τμήμα του δίσκου με γνώμονα την επάρκεια σε αντοχή αλλά και το αρμονικό «ταίριασμα» με τα εξαρτήματα προς σύνδεση.

Υπάρχουν κάποιες διαστάσεις που είναι εξαρχής γνωστές. Αυτές είναι οι  $D_{hub}=300mm$  όπως έχει προδιαγραφεί κατά τον σχεδιασμό και η διάμετρος της οπής  $b_1=\Phi 24mm$  όση και η διάμετρος της βάσης του πτερυγίου τύπου A. Η διάμετρος της οπής  $b_2$  μπορεί να προσδιοριστεί εύκολα αν σκεφτούμε ότι πρέπει να διέρχεται στο εσωτερικό της σπείρωμα 5/16". Εφόσον 1''=25,4mm είναι:

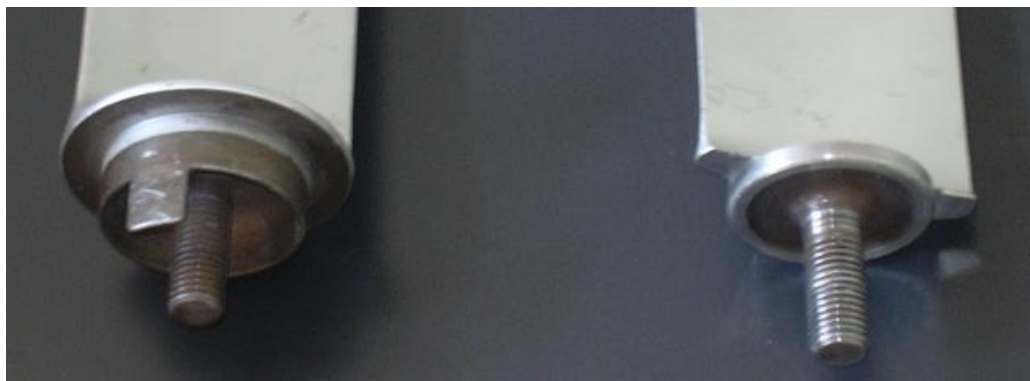


$$5/16'' = 5/16'' \times 25,4 \frac{\text{mm}}{''} = 7,9375 \text{ mm}$$

Έτσι λοιπόν για να υπάρχει και κάποιο περιθώριο (για να μην «τραυματίζεται» το σπείρωμα) μπορεί να είναι  $b_1 = \Phi 8 \text{ mm}$ . Σε αυτές τις διαστάσεις πρέπει βέβαια να προστεθούν και οι κατάλληλες ανοχές.

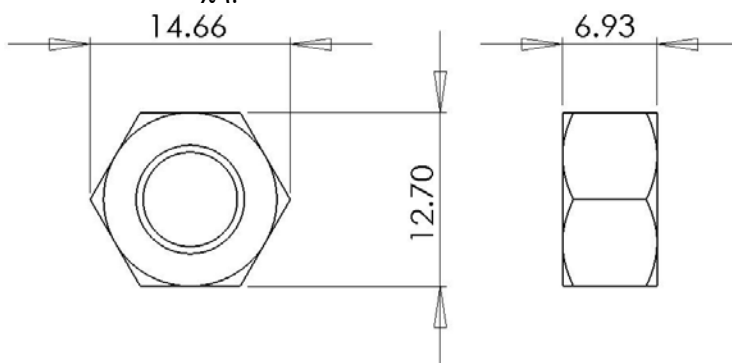
### Στεφάνη πρόσδεσης πτερυγίων

Στη στεφάνη πρόσδεσης πτερυγίων του πρώτου δίσκου τοποθετούνται τα πτερύγια τύπου Α. Στο σχήμα απεικονίζεται λεπτομερώς η βάση του πτερυγίου.



Σχήμα 8.23: Λεπτομερής απεικόνιση της βάσης των πτερυγίων τύπου Α. Να σημειωθεί ότι τα περισσεύοντα άκρα της αεροτομής στο ύψος της βάσης θα εξαλειφθούν μετά από τρόχισμα.

Η βάση του πτερυγίου έχει διάμετρο  $\Phi 24$  και πάχος περίπου 3mm. Το σπείρωμα είναι αγγλοσαξονικό 5/16'' ενώ το μήκος του μετρήθηκε με παχύμετρο ως 22,6mm. Το αντίστοιχο περικόχλιο για αυτό το σπείρωμα έχει τις διαστάσεις που δίνονται στο σχήμα 8.24:



Σχήμα 8.24: Διαστάσεις περικοχλίου αγγλοσαξονικού συστήματος 5/16''.

Η χρήση του περικοχλίου θα συνδυαστεί με μία ασφάλεια τύπου γκρόβερ η οποία θα παρεμβάλλεται ανάμεσα στο περικόχλιο αυτό και την βάση της στεφάνης. Η χρήση της ροδέλας γκρόβερ είναι απαραίτητη για δύο λόγους: πρώτον, αυξάνει την ελαστικότητα του κοχλία, μειώνοντας τη δυναμική του καταπόνηση<sup>[41]</sup> και εξασφαλίζοντας τη ασφάλεια της σύνδεσης και δεύτερον εξασφαλίζει ότι το παξιμάδι θα «πατάει» σε πιο επίπεδη επιφάνεια απ' ό,τι αν δεν υπήρχε (βάση στεφάνης έχει καμπυλότητα). Το γκρόβερ που θα χρησιμοποιήσουμε θα είναι μορφής εξωτερικής οδόντωσης (serrated lock washer) με ενδεικτικό πάχος 0,8 με 1mm. Μια τυπική μορφή του δίνεται στο σχήμα 8.25.



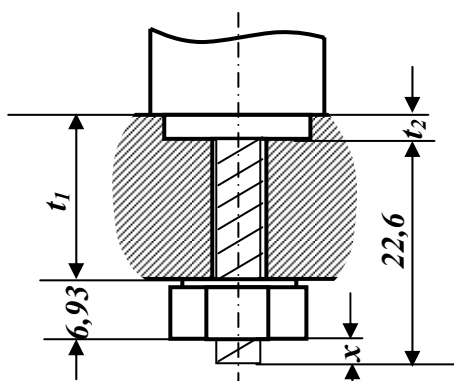
Σχήμα 8.25: Όψη ασφάλειας τύπου γκρόβερ κοχλιοσύνδεσης. Οι οδόντες καθώς συμπιέζονται προσδίδουν ελαστικότητα στο σύστημα του κοχλία κατά τη συναρμολόγηση.

Με δεδομένο τον τρόπο σύνδεσης του πετυργίου, το πάχος  $t_1$  της στεφάνης θα πρέπει να είναι τέτοιο ώστε το προεξέχον από αυτή, τμήμα του κοχλία 5/16'' να είναι επαρκές για την σύνδεση με το αντίστοιχο περικόχλιο, (χωρίς δηλαδή να απομένουν τμήματα του σπειρώματος του τελευταίου χωρίς σύζευξη με το σπείρωμα του πρώτου). Το βάθος  $t_2$  της οπής  $b_1=24\text{mm}$  μπορεί να τεθεί ίσο με το πάχος της βάσης του πετυργίου, δηλαδή  $t_2=3\text{mm}$ .

Αν θέσουμε προσεγγιστικά πάχος γκρόβερ 1mm (οπότε περικόχλιο και γκρόβερ  $5,93+1=6,93\text{mm}$ ) και απαιτήσουμε ελεύθερο προεξέχον τμήμα σπειρώματος  $x \geq 3\text{mm}$ , τότε πρέπει:

$$t_1 = 22,6 + t_2 - x - 6,93 \leq 15,67 \text{ mm}$$

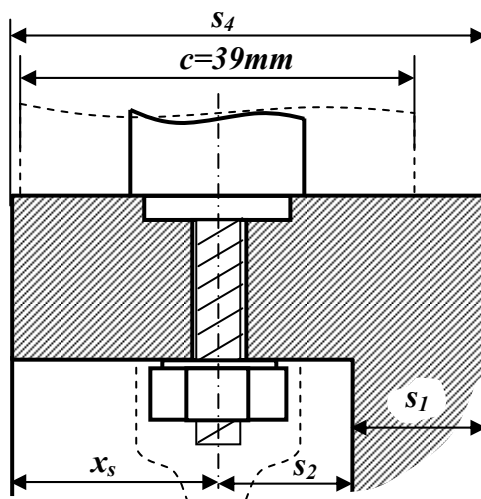
Η σχέση αυτή παρήχθη βάσει του σχήματος 8.26:



Σχήμα 8.26: Πρόσδεση του πετυργίου πάνω στην στεφάνη με χρήση περικόχλιου

Συνεπώς θα πάρουμε  $t_1=15\text{mm}$  η οποία είναι μία λογική ακέραια τιμή. Η τιμή  $x \geq 3\text{mm}$  μας δίνει περιθώριο αν τύχει και τροποποιήσουμε ελαφρά κάποια από τις διαστάσεις.

Για τη σύσφιξη των περικόχλιου πάνω στο σπείρωμα των πετυργίων θα πρέπει να ασκούμε συγκεκριμένη ροπή (άρα και δύναμη) προέντασης. Η τιμή αυτή πρέπει να είναι συγκεκριμένη κατά το συγκεκριμένο standard τυποποίησης του σπειρώματος. Συνεπώς η σύσφιξη πρέπει να πραγματοποιηθεί μέσω ειδικού ροπόμετρου για τη μέτρηση της εφαρμοζόμενης στρεπτικής ροπής. Για το λόγο αυτό, τα περικόχλια δεν θα συσφίγγονται απευθείας με κλειδί αλλά με «καρυδάκι» και «καστάνια». Η απόσταση  $s_2$  του άξονα συμμετρίας του κοχλία από το κάθετο τοίχωμα του δίσκου πρέπει να είναι τέτοια που να αφήνει διαθέσιμο χώρο για το «καρυδάκι». Στο σχήμα 8.27 βλέπουμε τις διαστάσεις που πρέπει να καθοριστούν:



Σχήμα 8.27: Λοιπές διαστάσεις. Το πτερύγιο σε διακεκομμένη γραμμή παρίσταται για μηδενική γωνία stagger ( $\gamma=0^\circ$ ), οπότε η προβολή του στο σχήμα καταλαμβάνει μήκος ίσο με τη χορδή του  $c=39\text{mm}$ ). Η διακεκομμένη καμπύλη που περικλείει το περικόχλιο παριστάνει το «καρυδάκι» που θα χρησιμοποιηθεί για τη σύσφιξη του περικοχλίου. Στο σχήμα έχουμε ορίσει:  $s_4=x_s+s_2+s_1$ .

Εξετάζοντας μεγέθη καρυδιών για το μέγεθος του περικοχλίου που έχουμε (μήκος διαγωνίου  $14,66\text{mm}$ ) σε διάφορους καταλόγους, είδαμε ότι το πάχος των τοιχωμάτων των καρυδιών στην θέση της διαγώνιου δεν ξεπερνά τα  $1,5\text{mm}$ . Συνεπώς αν θέσουμε  $s_2=9\text{mm}$  έχουμε 9 χιλιοστά περιθώριο από το τοίχωμα του δίσκου. Δεδομένου ότι η διαγώνιος του περικοχλίου είναι  $14,66\text{mm}$ , απομένουν  $1,67\text{mm}$  διαθέσιμα για το πάχος του καρυδιού στη θέση της διαγώνιου. Έτσι και αλλιώς, ακόμη και στην περίπτωση που ένα καρυδάκι έχει μεγαλύτερο πάχος από το μέγιστο διαθέσιμο, υπάρχει η δυνατότητα τόννευσής του.

Αν το μήκος της χορδής του πτερυγίου είναι  $c=39\text{mm}$ , το συνολικό πλάτος του δίσκου μπορεί να κυμαίνεται κοντά σε αυτή την τιμή. Σκοπός μας είναι το πλάτος του δίσκου να είναι τέτοιο ώστε ακόμη και όταν το πτερύγιο είναι παράλληλο προς τη ροή ( $\gamma=0^\circ$ ), να μην «εξέχει» από τον δίσκο. Είναι βέβαια απίθανο το πτερύγιο να λειτουργήσει σε αυτή τη γωνία, αλλά η σχεδιαστική αυτή απαίτηση γίνεται για λόγους πρακτικούς.

Από την αριστερά μεριά του σχήματος 8.27 για να μην εξέχει το πτερύγιο από το δίσκο θα πρέπει η διάσταση  $x_s$  να είναι μεγαλύτερη από το μισό της χορδής του πτερυγίου, δηλαδή:

$$x_s \geq 0,5 \cdot c = 0,5 \cdot 39 = 19,5\text{mm} \Rightarrow x_s = 20\text{mm}$$

Από τη δεξιά μεριά του σχήματος 8.27, όμοια θα πρέπει το άθροισμα των διαστάσεων να είναι μεγαλύτερο από το μισό της χορδής του πτερυγίου, δηλαδή:

$$s_1 + s_2 \geq 0,5 \cdot c \Rightarrow s_1 \geq 0,5 \cdot c - s_2 = 0,5 \cdot 39 - 9 = 10,5\text{mm} \Rightarrow s_1 \geq 10,5\text{mm}$$

Ωστόσο, η διάσταση  $s_1$  είναι κρίσιμη κατασκευαστικά και δεν μπορεί να καθοριστεί μόνο από το παραπάνω κριτήριο. Η διάσταση αυτή θα καθορίσει το πάχος του τοιχώματος του δίσκου, το οποίο θα υφίσταται ισχυρά εφελκυστικά και καμπτικά φορτία από τις φυγόκεντρους, τις περιφερειακές και τις αξονικές δυνάμεις του πτερυγίου, ακόμη και την φυγόκεντρο δύναμη της ίδιας της στεφάνης. Για αυτό το

λόγο η διάσταση θα ενισχυθεί λίγο παραπάνω από την τιμή της ανισότητας. Θα πάρουμε  $s_1=13\text{mm}$  με το σκεπτικό ότι παρά πολύ υψηλότερη τιμή θα οδηγούσε σε παχύτερο και βαρύτερο δίσκο. Από μία απλή ανάλυση τάσεων διαπιστώθηκε ότι οι αναπτυσσόμενες τάσεις δεν θέτουν σε κίνδυνο τον δίσκο. Διαφορετικά θα έπρεπε να χρησιμοποιήσουμε υψηλότερες διαστάσεις.

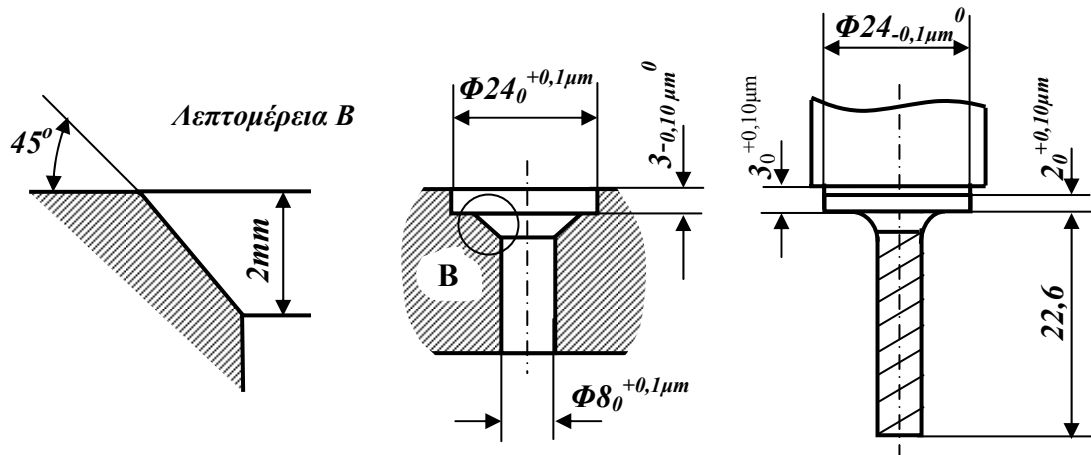
Από τα παραπάνω προκύπτει ότι η διάσταση συνολικού πλάτους του πτερυγίου είναι:

$$s_4 = s_1 + s_2 + x_s = 13 + 9 + 20 = 42\text{mm} \Rightarrow s_4 = 42\text{mm}$$

Η τοποθέτηση των πτερυγίων πάνω στη βάση έχει κάποια σημεία τα οποία πρέπει να προσεχτούν κατά το σχεδιασμό:

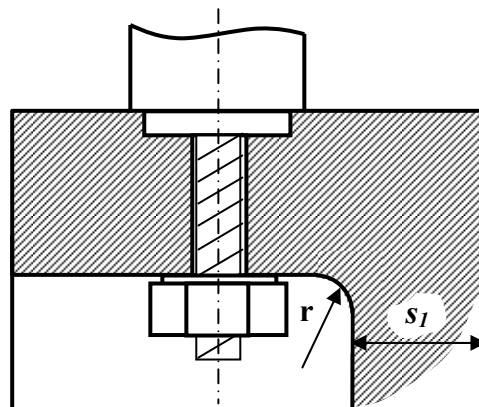
1. Τα πτερύγια αφού τοποθετηθούν στην οπή, πρέπει να έχουν τη δυνατότητα να περιστρέφονται ελεύθερα γύρω από τον άξονά τους χωρίς την εφαρμογή υψηλής δύναμης. Σε αντίθετη περίπτωση θα ήταν πρακτικά αδύνατος ο καθορισμός της ακριβούς γωνίας stagger  $\gamma$  προς την αξονική κατεύθυνση. Γι' αυτό το λόγο η συναρμογή μεταξύ της βάσης  $\Phi 24$  του πτερυγίου και της βάσης  $\Phi 24$  πρέπει να είναι ελεύθερη και όχι σφιχτή. Αυτό σημαίνει ότι πρέπει να καθοριστούν οι κατάλληλες ανοχές τόσο για την οπή ως και για τη βάση του πτερυγίου.
2. Ο κορμός με το σπείρωμα του πτερυγίου στη βάση του έχει κάποια ακτίνα καμπυλότητας. Αν η οπή του δίσκου είναι όπως αυτή του σχήματος 8.27, τότε δεν θα μπορεί το πτερύγιο να «πατάει» πάνω στη βάση και πιθανότητα να μην έχει καν τη δυνατότητα να μπει. Για την αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού, μπορεί να γίνει στην αρχή της οπής  $\Phi 8$ , μία κωνική διαμόρφωση (chamfer) ώστε να υπάρχει χώρος και το πτερύγιο να τοποθετείται άνετα στην οπή του δίσκου.
3. Παραπάνω θέσαμε  $t_2=3\text{mm}$  όσο και το πάχος της βάσης  $\Phi 24$ . Στην πράξη, δεν μπορούμε να περιμένουμε η βάση του πτερυγίου να «έρθει πρόσωπο» με την οπή. Έτσι, είναι προτιμότερο η βάση του πτερυγίου να είναι λίγο βαθύτερα από την οπή, ώστε το κενό να μπορεί να καλυφθεί με κάποιο τρόπο (π.χ. στοκάρισμα), παρά να εξέχει (οπότε δεν μπορεί να διορθωθεί). Ακόμα, πρέπει να διασφαλιστεί ότι το πτερύγιο θα πατάει με τη βάση του στο εσωτερικό της οπής και όχι με τα προεξέχοντα άκρα της αεροτομής του εξωτερικά της οπής στην περιφέρεια  $\Phi 300$ . Για αυτό το λόγο το πάχος της βάσης του πτερυγίου μπορεί να μειωθεί στα 2mm, ενώ αυτή του δίσκου να παραμείνει η ίδια ως  $t_2=3\text{mm}$ . Η αεροτομή θα ξεκινάει σε 3 χιλιοστά από τη βάση, ώστε να εξασφαλιστεί ότι δεν θα ακουμπάει στην περιφέρεια  $\Phi 300$ .

Οι παραπάνω τροποποιήσεις παρίστανται στο σχήμα 8.28 με συμπληρωμένες όλες τις απαραίτητες ανοχές για την επίτευξη των επιθυμητών συναρμογών.



Σχήμα 8.28: Συμπλήρωση κατασκευαστικών λεπτομερειών για την σωστή τοποθέτηση των περυγίων στις οπές της στεφάνης

Τέλος, στη θέση σύνδεσης της στεφάνης και του τοιχώματος του κυρίου σώματος, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε κάποια ακτίνα καμπυλότητας η οποία θα βοηθήσει στη μείωση της συγκέντρωσης των τάσεων στη θέση αυτή. Αυτή η ακτίνα καμπυλότητας μπορεί να είναι  $r=2\text{mm}$ , όπως παρίσταται στο παρακάτω σχήμα. Οι ακτίνες καμπυλότητας στις άλλες θέσεις δεν μας ενδιαφέρουν πρακτικά και μπορεί να έχουν μία τυπική τιμή στα 0,5mm.



Σχήμα 8.29: Ακτίνα καμπυλότητας στην σύνδεση στην κάθετη γωνία μεταξύ της στεφάνης του δίσκου και του τοιχώματος.

## Κύριο σώμα

Το κύριο σώμα του δίσκου ενώνει ουσιαστικά την πλήμνη του με την στεφάνη πρόσδεσης των περυγίων. Έχει ενιαίο πάχος τοιχώματος, το οποίο καθορίστηκε από πριν, βάσει της διάστασης  $s_1$ .

Το τμήμα αυτό του δίσκου μπορεί να αξιοποιηθεί για τη ζυγοστάθμισή του. Το κέντρο βάρους του δίσκου ως συναρμολογημένο σύνολο (μαζί με περυγία, περικόχλια και ροδέλες) θα παρουσιάσει μία μικρότερη ή μεγαλύτερη απόκλιση από τον άξονα περιστροφής του. Αυτό αποδίδεται τόσο στο ίδιο του υλικό που δεν είναι απόλυτα ομοιογενές, αλλά και στα περυγία και τα λοιπά εξαρτήματα που θα δένονται πάνω του. Για παράδειγμα τα περυγία, ως προϊόντα χύτευσης θα παρουσιάζουν σημαντικές διαφορές βάρους το ένα με το άλλο (λόγω πόρων κ.α.). Ακόμη λοιπόν και αν ο δίσκος ήταν τέλειος, η ανομοιομορφία βάρους των επιμέρους

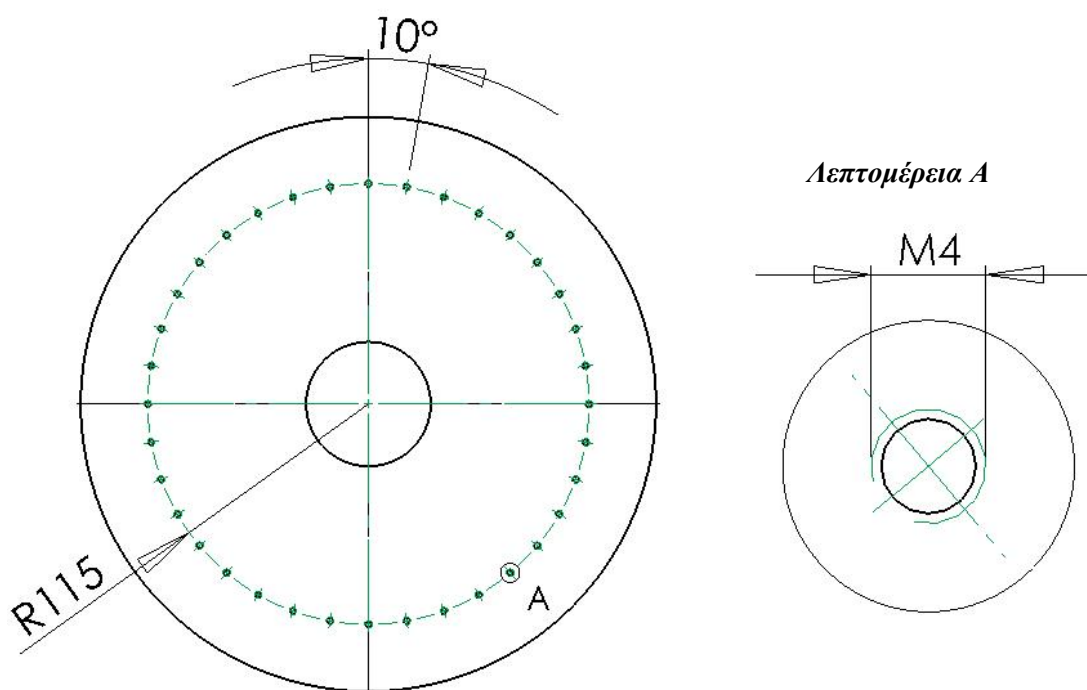
εξαρτημάτων του θα προκαλέσουν αζυγοσταθμία η οποία πρέπει οπωσδήποτε να διορθωθεί αλλιώς οι επαγόμενες ταλαντώσεις θα δημιουργήσουν πρόβλημα.

Η πιο απλή λύση που μπορεί να δοθεί στο πρόβλημα είναι η εξής: σε συγκεκριμένη ακτίνα του δίσκου μπορούν να κοπούν ισογωνιακά οπές. Οι οπές αυτές θα είναι διαμπερείς και θα φέρουν σπείρωμα σε όλο τους το μήκος. Αν λοιπόν κατά το μοντάρισμα του δίσκου παρουσιαστεί κάποια εκκεντρότητα, θα μπορούμε να προσθέσουμε βάρος από την αντίθετη μεριά, τοποθετώντας κοχλίες στις οπές αυτές.

Η διαμόρφωση ζυγοστάθμισης με κοχλίες θα έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

- Γωνιακή απόσταση οπών:  $10^\circ$  που σημαίνει 36 τέτοιες οπές στο δίσκο
- Σπείρωμα οπών M4: Η βίδες M4 κατασκευάζονται σε μήκη από 25 μέχρι 40mm με βάρος περίπου από 3 έως 4gr ενώ τα περικόχλια M4 να ζυγίζουν 0,5gr. Εφόσον το τοίχωμα του κυρίως σώμα έχει πάχος  $s_1=13\text{mm}$  σε κάθε θέση μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε εκτός από τον κοχλία και ένα, δύο ή και τρία περικόχλια από την αντικριστή μεριά του τοιχώματος εφόσον ο κοχλίας έχει επαρκές μήκος. Οπότε για τον κοχλία μήκους 40mm με τέσσερα περικόχλια, το βάρος ανέρχεται στα 6 gr περίπου. Η δυνατότητα χρήσης πρόσθεσης ή αφαίρεσης περικοχλίων προσδίδει λεπτότητα στη ρύθμιση.
- Όσο πιο μακριά από το κέντρο περιστροφής κοπών οι οπές τόσο εντονότερη θα είναι και η επίδρασή τους για τη ζυγοστάθμιση. Επιπλέον, όσο πιο «ψηλά» κοπούν οι οπές τόσο πιο μακριά θα απέχουν η μία από την άλλη (μεγαλύτερη διατομή), το οποίο βοηθάει στο να είναι η κατασκευή πιο στιβαρή. Η θέση των οπών πρέπει να είναι κατά το δυνατόν υψηλότερα, πριν όμως την στεφάνη πρόσδεσης των πτερυγίων, ώστε να υπάρχει χώρος για την τοποθέτησή τους. Οι οπές αυτές αποφασίστηκε να βρίσκονται σε ακτίνα 115mm.

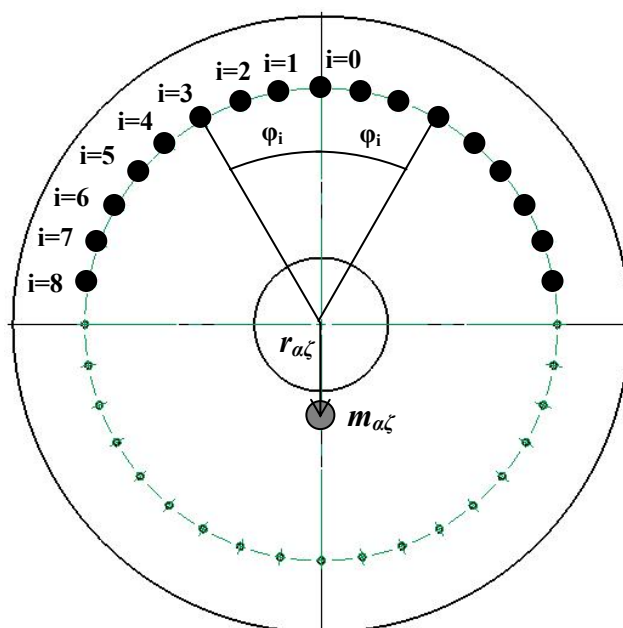
Στο σχήμα 8.30 παρουσιάζεται η διαμόρφωση των οπών ζυγοστάθμισης:



Σχήμα 8.30: Οπές σε σπείρωμα επί ακτίνας του δίσκου για δυνατότητα ζυγοστάθμισης

Αυτό που έχει ενδιαφέρον να υπολογίσουμε είναι η μέγιστη αζυγοσταθμία που μπορούμε να παραλάβουμε με χρήση των κοχλιών M4. Έστω ότι η αζυγοσταθμία παρουσιάζεται στην ίδια περιφερειακή θέση με αυτή μίας οπής. Στην πραγματικότητα αυτό είναι μάλλον απίθανο να συμβεί, ωστόσο εμείς το κάνουμε για λόγους απλοποίησης.

Αν λοιπόν παρουσιαστεί αζυγοσταθμία μάζας  $m_{αζ}$  σε ακτίνα  $r_{αζ}$ , σε περιφερειακή θέση που να ταυτίζεται με θέση οπής, η διάταξη των κοχλιών υπό το ρόλο αντιβάρων, ώστε να εμφανιστεί η μέγιστη δυνατή αντιστάθμιση, είναι αυτή που παρουσιάζεται στο σχήμα 8.31. Εκτός της οπής που βρίσκεται αντιδιαμετρικά της αζυγοσταθμίας, όλες οι υπόλοιπες οπές θα συμπληρώνονται κατά ζεύγη: εξισορροπούν την αζυγοσταθμία μέσω των οι προβολών των φυγόκεντρων δυνάμεων τους πάνω στον άξονα που διέρχεται από την αζυγοσταθμία  $m_{αζ}$ .



Σχήμα 8.31: Εξισορρόπηση αζυγοσταθμίας  $m_{αζ} \times r_{αζ}$  με χρήση κοχλιών ως αντιβάρων. Η διάταξη κοχλιών του σχήματος αφορά τη μέγιστη δυνατή εξισορρόπηση αζυγοσταθμίας

Μας ενδιαφέρει η προβολή των γινομένων  $m \times r_b$  (μάζα  $m$  κοχλία επί την ακτινική του θέση  $r_b$ ) πάνω στον άξονα που διέρχεται από την αζυγοσταθμία  $m_{αζ}$  (στο συγκεκριμένο σχήμα είναι ο κατακόρυφος άξονας). Βάσει του σχήματος 8.31 το μέγεθος αυτό, συμβολιζόμενο ως  $M_{r,max}$ , ισούται με:

$$M_{r,max} = m \cdot r_b + \sum_{i=1}^8 2 \cdot m \cdot r_b \cos \varphi_i = m \cdot r_b \cdot \left( 1 + \sum_{i=1}^8 2 \cdot \cos \varphi_i \right) = m \cdot r_b \cdot S, \text{ όπου:}$$

$$\varphi_i = 10 \cdot i \text{ για } i = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$$

Ο όρος  $S$  μπορεί να υπολογιστεί εύκολα με χρήση του προγράμματος Matlab με τις παρακάτω εντολές:

```
>> f=10:10:80;
>> S=1+2*sum(cosd(f))
```

S=11.4301

Για μία λογική τιμή βάρους  $m=5\text{gr}$  και  $r_b=115\text{mm}$ , το μέγεθος  $M_{r,\max}$  ισούται με:

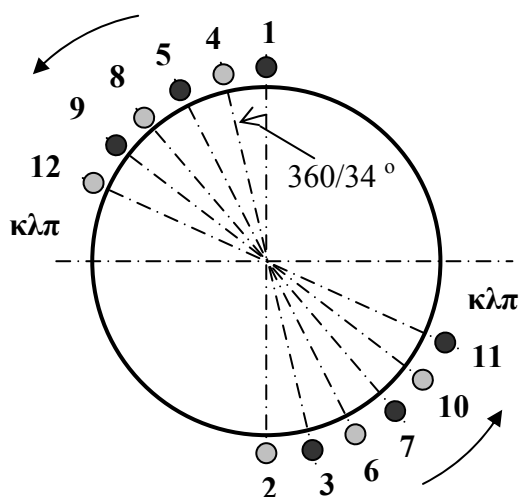
$$M_{r,\max} = m \cdot r_b \cdot 11,4301 = 5 \cdot 115 \cdot 11,4301 = 6572,3075 \text{ gr} \cdot \text{mm}$$

Αυτό σημαίνει ότι η μέγιστη αζυγοσταθμία που μπορούμε να παραλάβουμε (στην ιδανική περίπτωση που η αζυγοσταθμία παρουσιάζεται στην ίδια περιφερειακή θέση με μία οπή) είναι:

$$m_{\alpha\zeta} \times r_{\alpha\zeta} = M_{r,\max} \cong 6600 \text{ gr} \cdot \text{mm}$$

Πέρα από την διαδικασία ζυγοστάθμισης αυτή καθαυτή, θα καταβληθεί προσπάθεια ώστε η αρχική αζυγοσταθμία να είναι κατά το δυνατόν πιο μικρή.

Χαρακτηριστική περίπτωση αποτελούν τα πτερύγια του δίσκου, των οποίων το βάρος δεν θα είναι το ίδιο για κάθε πτερύγιο. Έτσι, πρέπει να τοποθετηθούν με τρόπο που να βοηθάει στην μείωση της αρχικής αζυγοσταθμίας του συνόλου: πρώτα θα αριθμηθούν και κατόπιν όταν κοπούν και καταστούν έτοιμα προς συναρμολόγηση, θα ζυγιστούν με ηλεκτρονική ζυγαριά. Στη συνέχεια, θα καταταχθούν με φθίνουσα σειρά κατά το βάρος τους. Το γεγονός ότι ο δίσκος έχει άρτιο αριθμό πτερυγίων είναι πολύ σημαντικό. Έχουμε 34 πτερύγια, άρα 17 ζεύγη αντιδιαμετρικών πτερυγίων. Το πρώτο ζεύγος θα αποτελείται από το 1<sup>ο</sup> βαρύτερο πτερύγιο και το 2<sup>ο</sup> βαρύτερο πτερύγιο αντιδιαμετρικά του. Λόγω της διαφοράς τους, θα δημιουργείται μία μικρή αζυγοσταθμία. Για τον λόγο αυτό, στο επόμενο ζευγάρι που θα τοποθετηθεί κατά γωνία  $360/34^\circ$ , το βαρύτερο πτερύγιο (το 3<sup>ο</sup>) θα τοποθετηθεί από τη μεριά του ελαφρύτερου πτερυγίου του προηγούμενου ζευγαριού (του 2<sup>ου</sup>) ενώ το ελαφρύτερο (το 4<sup>ο</sup>) από τη μεριά του βαρύτερου (του 1<sup>ου</sup>). Έτσι, η αζυγοσταθμία λόγω του 2<sup>ου</sup> ζεύγους αναιρεί μερικώς αυτή του πρώτου ζεύγους. Κατόπιν, το 3<sup>ο</sup> ζεύγος τοποθετείται όπως το πρώτο και κ.ο.κ. Η διαδικασία αυτή παρίσταται σχηματικά με το σχήμα 8.32.



Σχήμα 8.32: Σχηματική παράσταση της διάταξης των πτερυγίων ανάλογα με τα βάρη τους. Τα βέλη υποδηλώνουν τη σειρά τοποθέτησης ζευγών πτερυγίων και οι κύκλοι σκούρου γκρι χρώματος τα βαρύτερα πτερύγια του κάθε ζεύγους εν αντιθέσει με το ανοικτό γκρι για το ελαφρύτερο πτερύγιο. Όπως φαίνεται και από τα χρώματα τα ζευγάρια τοποθετούνται εναλλάξ.



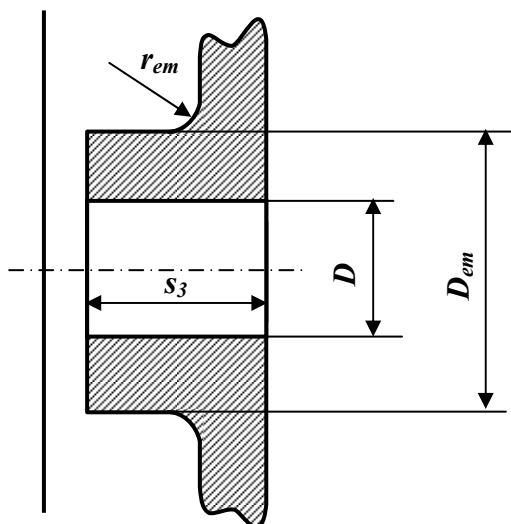
Είναι ευνόητο ότι η διαδικασία αυτή δεν θα ήταν εφικτή αν ο δίσκος έφερε περιττό αριθμό πτερυγίων. Να σημειωθεί εδώ, ότι επειδή ο αριθμός των ζευγαριών είναι περιττός, το τελευταίο ζευγάρι ( $17^\circ$ ) δεν θα έχει ζεύγος να το εξισορροπήσει.

Αρχική αζυγοσταθμία θα προκαλέσει ακόμη και η σφηνάλακα της άτρακτου στη θέση πρόσδεσης του δίσκου πάνω της, μέσω του διπλού κωνικού σφιχτήρα. Η σφήνα θα χρειαστεί να αφαιρεθεί προκειμένου να χρησιμοποιηθεί το εξάρτημα σύνδεσης. Ωστόσο, επειδή η σφηνάλακα βρίσκεται σε μικρή ακτίνα δεν θα δημιουργήσει μεγάλο πρόβλημα, αν και η καλύτερη επιλογή είναι η σφήνα θα κατεργαστεί στην φρέζα, και να επανατοποθετηθεί στην άτρακτο αφήνοντας πρακτικά πολύ μικρό κενό. Με τον τελευταίο τρόπο θα αποφύγουμε την αζυγοσταθμία λόγω της σφηνάλακας.

### Πλήμνη του δίσκου

Αποστολή της πλήμνης του δίσκου είναι η συνεργασία με το κωνικό σφιχτήρα για τη στερέωση του πάνω στην άτρακτο. Επειδή, η στερέωση γίνεται μέσω σφιχτής συναρμογής, η πλήμνη πρέπει να είναι ενισχυμένης διαμέτρου για να μην κινδυνεύει από την πίεση επιφάνειας που θα αναπτυχθεί.

Η πλήμνη απεικονίζεται στο σχήμα 8.33 όπου έχει τοποθετηθεί επιπλέον και η διάσταση της ακτίνας καμπυλότητας στο τελείωμα της πλήμνης προς την αρχή του τοιχώματος του κυρίου σώματος του δίσκου.



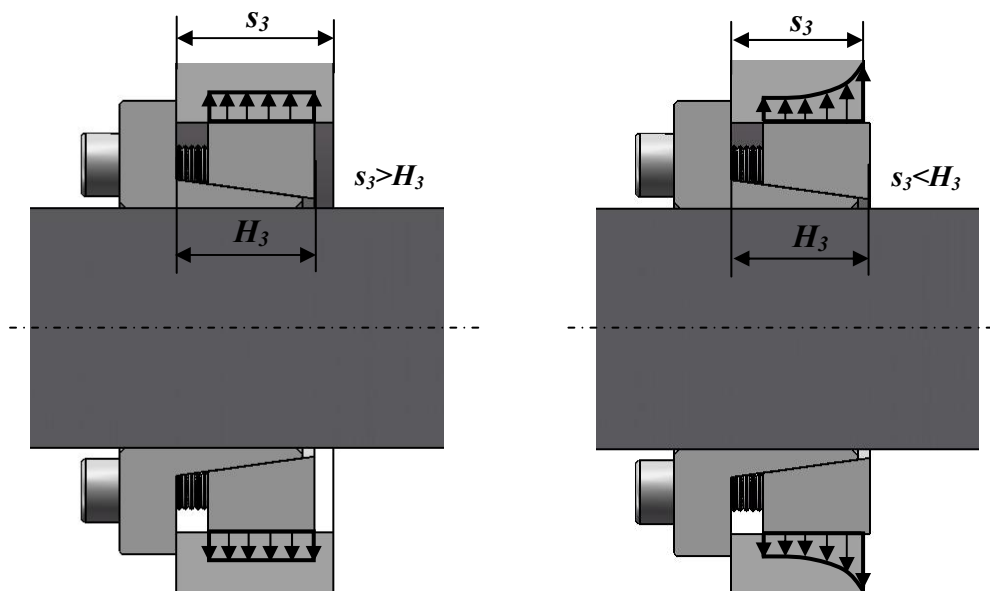
Σχήμα 8.33: Σκαρίφημα της πλήμνης με τις βασικότερες διαστάσεις

Η διάσταση της κυλινδρικής κοιλότητας  $D$  καθορίζεται βάσει της αντίστοιχης διάστασης  $D$  του κωνικού σφιχτήρα. Από τον πίνακα 8.18 βλέπουμε ότι η εξωτερική διάμετρος του σφιχτήρα είναι  $D=65\text{mm}$ , συνεπώς η διάσταση  $D$  της πλήμνης θα έχει την ίδια τιμή με ανοχή H8. Έτσι λοιπόν είναι:  $D=\Phi 65 H8$ . Η ανοχή αυτή από πίνακες ανοχών ορίζεται ως  $65_{+0}^{+48\mu\text{m}}$ , που σημαίνει ότι η κοιλότητα είναι μεγαλύτερη από  $65\text{mm}$ , ώστε το εξάρτημα πριν τη σύσφιξη να εισέρχεται άνετα και ύστερα με την σύσφιξη να «κλειδώνει» πάνω της.

Το μήκος της πλήμνης  $s_3$  πρέπει να είναι τόσο μεγάλο ώστε το κωνικό εξάρτημα με το οποίο έρχεται σε επαφή να μην προεξέχει. Μεταξύ τους υφίσταται σφιχτή συναρμογή με ανάπτυξη σημαντικών επιφανειακών τάσεων. Σε περίπτωση που εξέχει κάποιο άκρο του κωνικού εξαρτήματος θα δημιουργηθεί τοπική συγκέντρωση επιφανειακής τάσης, κατάσταση μη επιθυμητή. Όσον αφορά στο εξάρτημα, μας ενδιαφέρει η διάσταση  $H_3=22\text{mm}$  (βλέπε σχήμα 8.18) του

συναρμολογημένου υπό σύσφιξη εξαρτήματος. Για αποφυγή συγκέντρωσης τάσης, η διάσταση  $s_3$  πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την  $H_3$ . Θα χρησιμοποιήσουμε περιθώριο ασφαλείας 2mm και έτσι η διάσταση  $s_3$  θα καθοριστεί ως  $s_3=22\text{mm}$ .

Στο σχήμα 8.34 παρίσταται ποιοτικά η διαφοροποίηση στην κατανομή της επιφανειακής πίεσης ανάλογα με τη σχέση μεταξύ των μεγεθών  $s_3$  και  $H_3$ .



Σχήμα 8.34: Σωστή (αριστερά) και λανθασμένη (δεξιά) διαστασιολόγηση του μήκους της πλήμνης με ποιοτική παρουσίαση των κατανομών των πιέσεων επιφάνειας. Μικρότερο μήκος πλήμνης από την επιφάνεια του εξαρτήματος οδηγεί σε συγκέντρωση τάσης.

Η διάσταση  $D_{em}$  έχει να κάνει με το πάχος της πλήμνης. Λόγω του χαρακτήρα της σφιχτής συναρμογής της σύνδεσης, η πλήμνη του δίσκου υφίσταται στατικό φορτίο πίεσης επιφάνειας. Η εξωτερική διάμετρος της πλήμνης  $D_{em}$  πρέπει να έχει μία ορισμένη τιμή προκειμένου το υλικό να μην κινδυνεύει από αυτό το στατικό φορτίο. Από τον κατάλογο της Sati, δεν βρήκαμε κάποια ποσοτική συσχέτιση. Ανατρέχοντας όμως στον κατάλογο της εταιρείας Man<sup>[42]</sup> βρήκαμε μία χρήσιμη σχέση για τη διαστασιολόγηση της  $D_{em}$ . Τα προϊόντα των δύο εταιρειών είναι πανομοιότυπα (τόσο στα υλικά όσο και τις διαστάσεις) με τη μόνη διαφοροποίηση να έγκειται στους κωδικούς. Έτσι, το εξάρτημα KLAB038 της Sati αντιστοιχίζεται με το εξάρτημα 1061 38x65 της Man. Ακόμη και τα λειτουργικά χαρακτηριστικά (ροπές σύσφιξης κοχλιών, αναπτυσσόμενες πιέσεις επιφάνειας κ.α.) είναι πρακτικά τα ίδια.

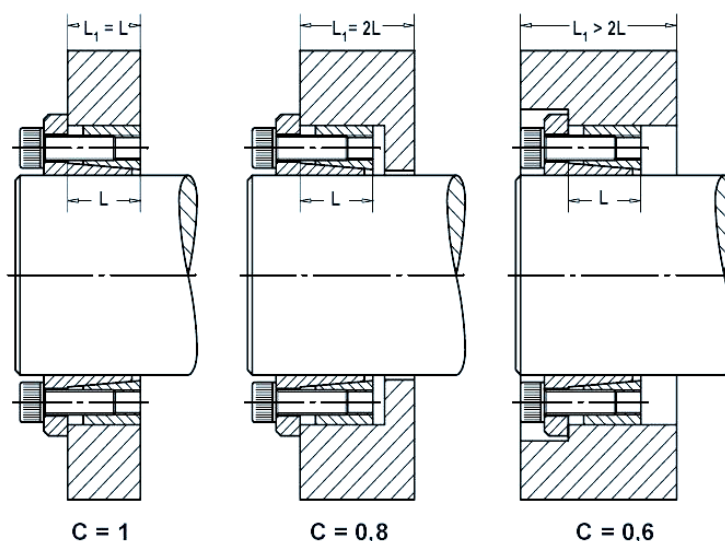
Η φόρμουλα της εταιρείας Man από τον τεχνικό κατάλόγο της είναι η εξής<sup>[42]</sup>:

$$D_{em}(\text{mm}) \geq D(\text{mm}) \times \sqrt{\frac{\sigma_{0,2} + P_m \cdot C}{\sigma_{0,2} - P_m \cdot C}}, \text{ όπου:}$$

- $\sigma_{0,2}(\text{N/mm}^2)$ : το όριο διαρροής του υλικού
- $P_m(\text{N/mm}^2)$ : η αναπτυσσόμενη πίεση επιφάνειας στην πλήμνη στη θέση  $D$  κατά τη στερέωση του εξαρτήματος
- $C$ : διορθωτικός συντελεστής βάσει της μορφής της πλήμνης

Από τη μορφή του τύπου βλέπουμε ότι όσο πιο μεγάλος είναι ο συντελεστής  $C$ , τόσο πιο έντονη είναι η ανάπτυξη πίεση επιφάνειας και κατά συνέπεια η

απαιτούμενη τιμή  $D_{em}$  υψηλότερη. Ο διορθωτικός συντελεστής  $C$  εκλέγεται από το σχήμα 8.35 συναρτήσει της μορφής της πλήμνης:



Σχήμα 8.35<sup>[42]</sup>: Διορθωτικός συντελεστής  $C$  ανάλογα του τύπου συνδεσμολογίας

Ο κατασκευαστής πληροφορεί ότι η παραπάνω φόρμουλα ισχύει για κοινά χρησιμοποιούμενα υλικά, όπως οι διάφοροι χάλυβες, χωρίς όμως να κάνει νύξη για κράματα αλουμινίου. Παρόλα αυτά θα χρησιμοποιήσουμε τον τύπο για να έχουμε μία τάξη μεγέθους. Για  $D=65\text{mm}$ ,  $\sigma_{0,2}=530\text{N/mm}^2$  (από πίνακα 8.15, καθώς  $\text{N/mm}^2=\text{MPa}$ ),  $C=1$  (από σχήμα 8.35 κατά τον τρόπο σχεδίασης της πλήμνης) και  $P_m=112\text{N/mm}^2$ , προκύπτει:

$$D_{em}(\text{mm}) \geq D(\text{mm}) \times \sqrt{\frac{\sigma_{0,2} + P_m \cdot C}{\sigma_{0,2} - P_m \cdot C}} = 65 \times \sqrt{\frac{530 + 112 \cdot 1}{530 - 112 \cdot 1}} = 80,56\text{mm}$$

Παρατηρούμε ότι αυτή η τιμή, ως ελάχιστο όριο για στατική αντοχή στην πίεση επιφάνειας, δεν απέχει πολύ από τη διάσταση  $\Phi 65$ . Εφόσον λοιπόν, δεν τίθεται θέμα αντοχής (τουλάχιστον στα πλαίσια σφάλματος από την μερικώς αυθαίρετη χρήση αυτού του τύπου) μπορούμε τη διάμετρο  $D_{em}$  να την καθορίσουμε πιο ελεύθερα και για σχεδιαστικούς και κατασκευαστικούς λόγους ως το ήμισυ της ολικής διαμέτρου του δίσκου, δηλαδή:

$$D_{em} = \frac{D_{hub}}{2} = \frac{300}{2} = 150\text{mm} \Rightarrow D_{em} = \Phi 150\text{mm}$$

Με αυτή την τιμή είμαστε και εξασφαλισμένοι όσον αφορά στο πάχος της πλήμνης (σχεδόν διπλάσια τιμή από το ελάχιστο όριο) και ο δίσκος ως τεμάχιο είναι πιο αρμονικά σχεδιασμένος.

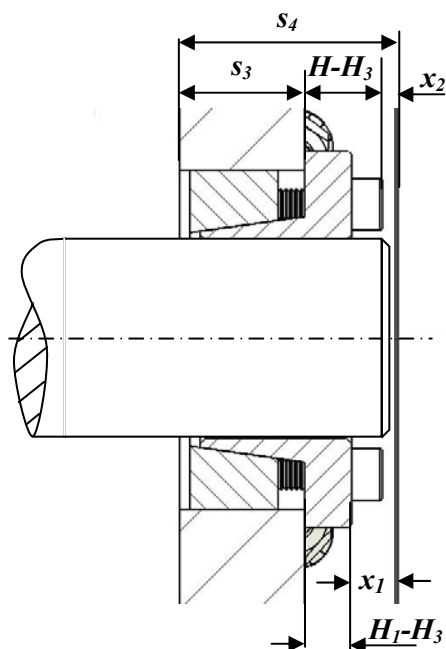
Ο κατασκευαστής παρέχει και άλλες σχέσεις για τον υπολογισμό της δυνατότητας μεταφοράς στρεπτικής ροπής βάσει της παραμόρφωσης των κωνικών εξαρτημάτων. Οι σχέσεις αυτές ισχύουν για κοινό υλικό σφιχτήρα και πλήμνης γι' αυτό το λόγο δεν προχωρήσαμε την ανάλυση. Το μέγεθος που καθορίζει τις ελαστικές παραμορφώσεις είναι το μέτρο ελαστικότητας. Το κράμα αλουμινίου 7075-T6 που χρησιμοποιήσαμε έχει μέτρο ελαστικότητας<sup>[43]</sup> περίπου:

$$E = 71,7 \text{ GPa} = 71700 \text{ N/mm}^2$$

Η τιμή αυτή είναι σαφέστερα χαμηλότερη από αυτές των χαλύβων που κυμαίνονται κοντά στα  $200000 \text{ N/mm}^2$  περίπου (η υπεροχή των κραμάτων αλουμινίου είναι στο ειδικό μέτρο ελαστικότητας  $E/\rho$ ). Ωστόσο, η τιμή του μέτρου ελαστικότητας του αλουμινίου είναι συγκρίσιμη με αυτές φαιών χυτοσιδήρων (π.χ. το υλικό G15 έχει  $E=75000 \text{ N/mm}^2$ ) οι οποίοι χρησιμοποιούνται σε τέτοιου είδους συνδέσεις ως υλικά σωμάτων προς στερέωση, οπότε λογικά δεν θα προκύψει κανένα πρόβλημα. Έτσι και αλλιώς, το περιθώριο μεταφοράς στρεπτικής ροπής είναι πάρα πολύ υψηλό όπως υπολογίστηκε παραπάνω (πάνω από 7 φορές).

Τέλος, η ακτίνα καμπυλότητας  $r_{em}$  πρέπει να διαμορφωθεί με υψηλή τιμή. Στη θέση αυτή έχουμε μετάβαση από την πλήμνη προς το τοίχωμα. Η μεταβολή της γεωμετρίας οδηγεί σε σημαντική συγκέντρωση τάσεων. Μία μεγάλη τιμή ακτίνας καμπυλότητας θα «εξομαλύνει» την γεωμετρική αυτή μετάβαση, μειώνοντας την συγκέντρωση τάσεων. Η θέση όπου η πλήμνη «συναντάται» με το τοίχωμα είναι ίσως η πιο κρίσιμη κατασκευαστικά διατομή του δίσκου, καθώς δέχεται εκτός από την πίεση επιφανείας, το σύνολο των δυνάμεων του περυγίου (φυγόκεντρες, αξονικές και περιφερειακές) αλλά και την φυγόκεντρο των τμημάτων του δίσκου που βρίσκονται σε υψηλότερη ακτίνα (στεφάνη πρόσδεσης πτερυγίων, κύριο σώμα). Για τους λόγους αυτούς, η τιμή αυτή θα καθοριστεί ως  $r_{em}=5 \text{ mm}$ .

Για την επίτευξη της μικρότερης δυνατής αξονικής απόστασης των δίσκων, της τάξης των 2mm (συνδυάζοντας μηχανική ασφάλεια όσο και την αποφυγή μεγάλων διαφυγών ροής), δεν θα πρέπει να προεξέχει του δίσκου ούτε το εξάρτημα σύσφιξης, ούτε η άτρακτος. Αυτή ήταν μία σημαντική λεπτομέρεια που προσέξαμε κατά τον σχεδιασμό, η οποία τηρείται όπως φαίνεται από το σχήμα 8.36:



Σχήμα 8.36: Σύστημα ατράκτου, δίσκου και σφιχτήρα

Από το σχήμα 8.36 είναι:

$$\text{Απόσταση εξαρτήματος από δίσκο: } x_1 = s_4 - s_3 - (H_1 - H_3) = 42 - 24 - 6 = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Απόσταση κοχλιών από δίσκο: } x_2 = s_4 - s_3 - (H - H_3) = 42 - 24 - 12 = 6 \text{ mm}$$

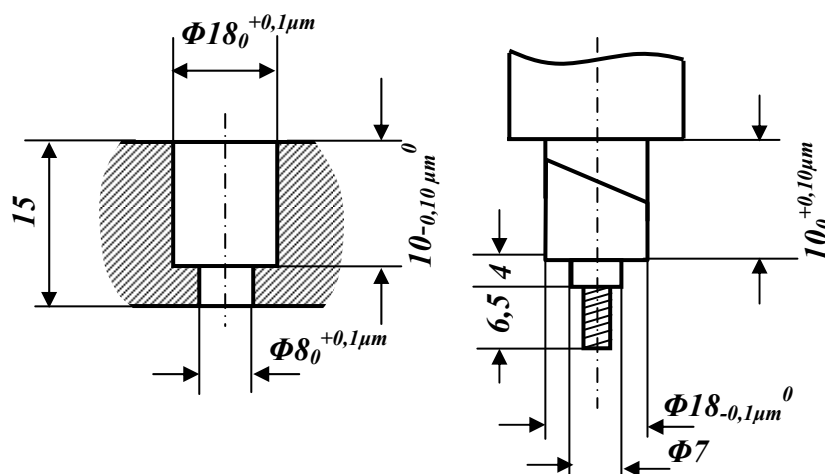
Το περιθώριο του εξαρτήματος από το δίσκο  $x_1=12\text{mm}$  σημαίνει ότι η άτρακτος μπορεί να δεθεί με το εξάρτημα π.χ. με μήκος ελεύθερου άκρου 10mm και να μην προεξέχει από τον δίσκο με 2 mm περιθώριο.

### 8.1.5 Σχεδιασμός 2<sup>ου</sup> στρεφόμενου δίσκου

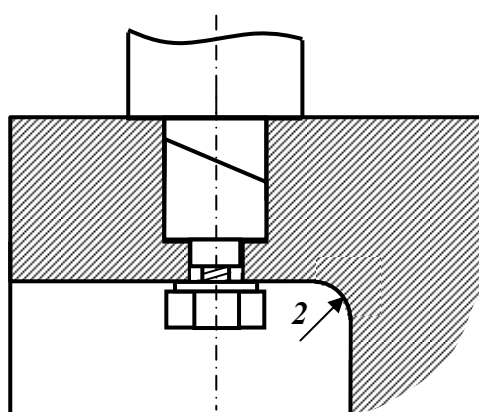
Ο δεύτερος στρεφόμενος δίσκος είναι πανομοιότυπος με τον πρώτο με μόνη διαφορά στην διαμόρφωση της στεφάνης πρόσδεσης των πτερυγίων.

Ο δεύτερος στρεφόμενος δίσκος είναι πανομοιότυπος με τον πρώτο με δύο μόνο διαφορές:

1. Η πρώτη διαφορά αφορά στην διαμόρφωση της στεφάνης πρόσδεσης των πτερυγίων για την υποδοχή του τύπου «B» των πτερυγίων. Ακολουθώντας το ίδιο σκεπτικό με αυτό για τον 1<sup>ο</sup> δίσκο βάσει όμως του τύπου «B», η στεφάνη πρέπει να κατασκευαστεί με τον τρόπο του σχήματος 8.37:



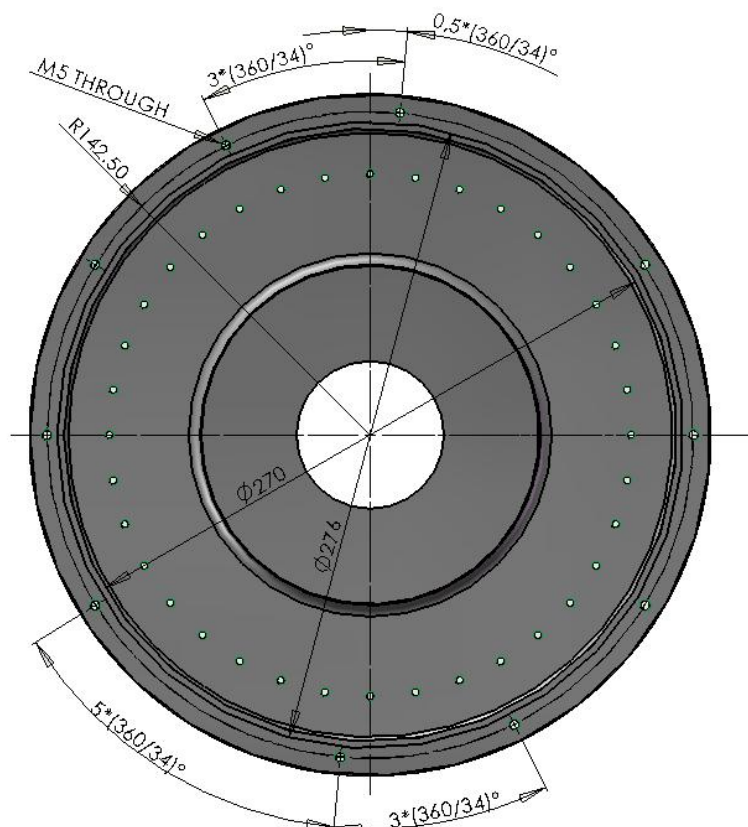
Σχήμα 8.37: Συμπλήρωση κατασκευαστικών λεπτομερειών για την σωστή τοποθέτηση των πτερυγίων στις οπές της στεφάνης



Σχήμα 8.38: Ακτίνα καμπυλότητας στην σύνδεση στην κάθετη γωνία μεταξύ της στεφάνης του δίσκου και του τοιχώματος.

2. Ο δεύτερος δίσκος θα φέρει ένα ακόμα χαρακτηριστικό. Το αξονικό διάκενο μεταξύ των δύο δίσκων επιθυμείται να έχει τη δυνατότητα μεταβολής, οπότε μεταξύ των δίσκων πρέπει να παρεμβάλλεται κατάλληλος αποστάτης για την

κάλυψη του εκάστοτε κενού. Ο αποστάτης αυτός θα πρέπει να προσδένεται σε κάποιον από τους δύο ρότορες, άρα και να στρέφεται μαζί του. Αν ήταν ακίνητος, θα έπρεπε να στερεώνεται πάνω στο κέλυφος με κάποιο τρόπο, το οποίο θα σήμαινε ότι θα υπήρχαν νεύρα για τη σύνδεσή του, κατασκευή μη επιθυμητή στην περιοχή ανάμεσα στους δίσκους, όπου δεν θέλουμε να παρεμβάλλεται κανένα εμπόδιο. Αποφασίστηκε ο αποστάτης αυτός να προσδένεται πάνω στον 2<sup>ο</sup> δίσκο. Η διαμόρφωση των οπών σύνδεσης πάνω στο δίσκο φαίνεται στο σχήμα 8.39:



Σχήμα 8.39: Διαμόρφωση οπών σύνδεσης του περιστρεφόμενου αποστάτη

Οι οπές θα γίνουν στην εγκάρσια στη στεφάνη πρόσδεσης των πτερυγίων ανάμεσα στις οπές πτερυγίων σε διάμετρο  $\Phi 285$ . Οι οπές αυτές θα είναι 10 στον αριθμό και διαμπερείς με σπείρωμα M5 σε ολόκληρο το βάθος τους. Επειδή ο αριθμός των πτερυγίων είναι 34, δεν είναι εφικτό να είναι ταυτόχρονα και ισογωνιακές και στο μέσον των οπών των πτερυγίων (για να γινόταν αυτό θα έπρεπε οι οπές να είναι 2 ή 17). Για να μην δημιουργούν αζυγοσταθμία και εφόσον δεν μπορούν να είναι ισογωνιακές θα διαμορφωθούν ως πέντε αντιδιαμετρικά ζεύγη. Με αναφορά τη κατακόρυφη κατεύθυνση του σχήματος 8.39 η πρώτη οπή μπορεί να αρχίζει από το μέσον της γωνιακής απόστασης δύο πτερυγίων, ήτοι:

$$0,5 \times \left( \frac{360}{34} \right)^\circ$$

Η δεύτερη οπή θα ακολουθεί μετά από τρεις οπές πτερυγίων, δηλαδή σε γωνία:

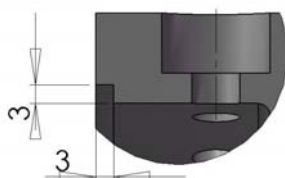
$$3 \times \left( \frac{360}{34} \right)^\circ$$

Οι τρεις επόμενες οπές θα ακολουθούν στην ίδια γωνιακή απόσταση. Η επόμενη οπή (6<sup>η</sup>) θα ακολουθεί μετά από πέντε οπές πτερυγίων, ήτοι:

$$5 \times \left( \frac{360}{34} \right)^\circ$$

Οι υπόλοιπες τέσσερις οπές θα διαμορφωθούν σε γωνιακή απόσταση ίδια με τις προηγούμενες, δηλαδή ανά τρεις οπές πτερυγίων. Όπως φαίνεται και από το σχήμα, η πρώτη και η έκτη οπή που περιγράψαμε είναι αντιδιαμετρικές, όπως και η δεύτερη και η έβδομη κ.ο.κ.

Ο αποστάτης θα συνδεθεί από τη μεριά του δίσκου που φαίνεται στο σχήμα 8.39. Για το σκοπό αυτό ο δίσκος φέρει ένα σκαλοπάτι εσοχής (βλέπε διαμέτρους  $\Phi 270$  και  $\Phi 276$  στο σχήμα 8.39 και λεπτομέρεια στην πλάγιας όψης στο σχήμα 8.40), ώστε ο αποστάτης με ανάλογο σκαλοπάτι εξοχής να «έρθει» και να οδηγηθεί σωστά πάνω στο δίσκο.



Σχήμα 8.40: Σκαλοπάτι εσοχής στο δεύτερο δίσκο

Όλα τα υπόλοιπα στοιχεία του 2<sup>ου</sup> δίσκου είναι κοινά με αυτά του 1<sup>ου</sup> δίσκου. Προφανώς για την πρόσδεση του 2<sup>ου</sup> δίσκου πάνω στην άτρακτό του θα χρειαστεί ένας δεύτερος κωνικός σφικτήρας τύπου KLAB038 της Sati, ίδιου τύπου με τον προηγούμενο.

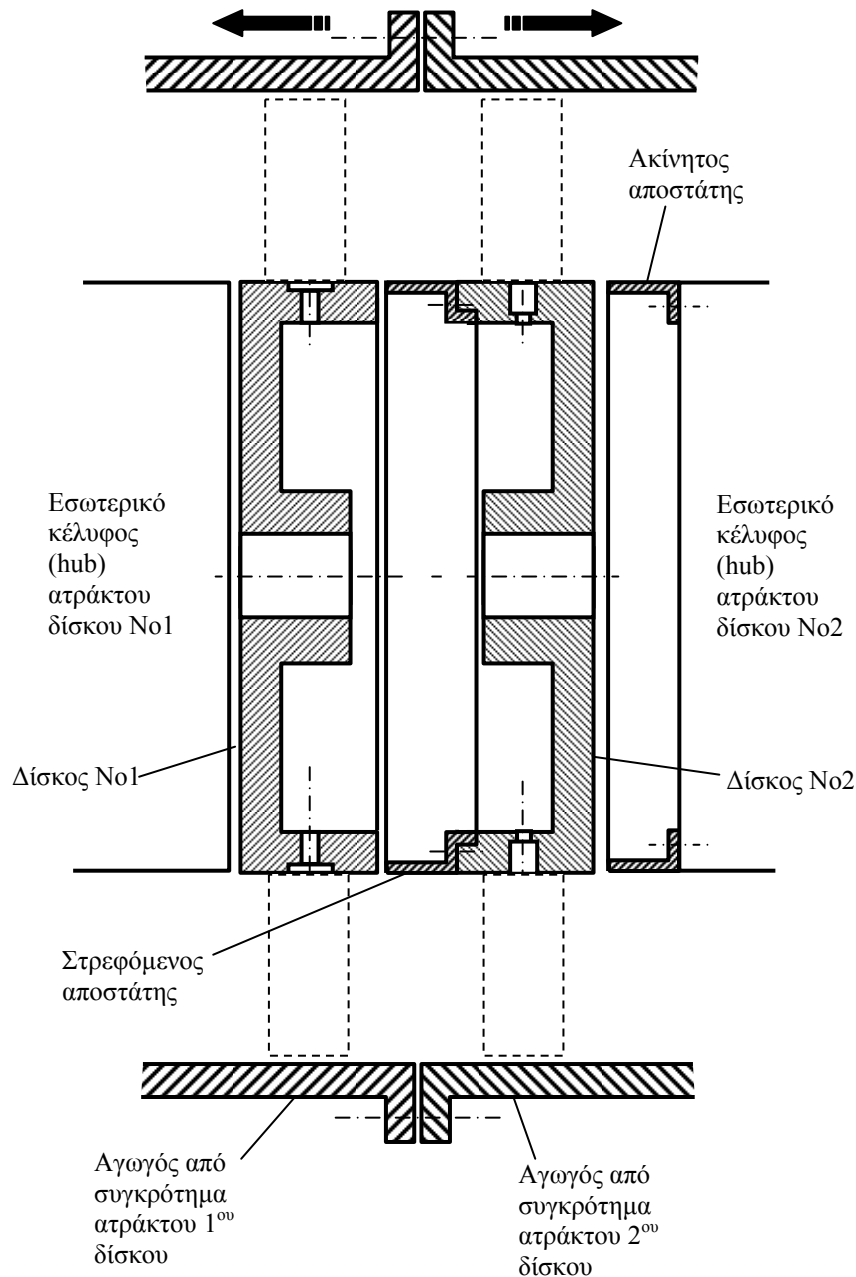
Επειδή τα περικόχλια που θα χρησιμοποιηθούν για την πρόσδεση των πτερυγίων είναι μικρότερα από αυτά του πρώτου δίσκου, δεν τίθεται κανένα πρόβλημα περιορισμού χώρου όπως στην προηγούμενη περίπτωση.

### 8.1.6 Καθορισμός διάταξης δίσκων

Στο σημείο αυτό όπου έχει ολοκληρωθεί ο σχεδιασμός και των δύο δίσκων, πρέπει να καθοριστεί η διάταξή τους εντός της διάταξης. Η τοποθέτησή τους πρέπει να είναι τέτοια ώστε να υπάρχει πρόσβαση στα περύγια για να είναι δυνατή η ρύθμιση της γωνίας stagger χωρίς να πρέπει να αποσυναρμολογηθούν οι δίσκοι από τις άτρακτους τους. Ακόμη, εφόσον το εξωτερικό κέλυφος που σχηματίζει τον κύριο αγωγό ροής δεν είναι ενιαίο (βλέπε σχήμα 5.5), αλλά σε τρία κομμάτια τα οποία ενώνονται φλαντζωτά μεταξύ τους, το σημείο «συνάντησης» των ροτόρων πρέπει να είναι οπωσδήποτε κοντά σε σημείο ένωσης των διαιρετών τεμαχίων, ώστε κατά την αποσύνδεσή τους να υπάρχει πρόσβαση στους δίσκους. Κατά τα σχήματα 5.5 και 5.18, εφόσον ο πρώτος δίσκος μπορεί να βρίσκεται στο τεμάχιο No5 και ο δεύτερος εντός των τεμαχίων No3 και No4, αυτό είναι εφικτό.

Ακόμη, πέραν του αποστάτη που προσδένεται στον δεύτερο δίσκο για να καλύψει το κενό ανάμεσα στους δίσκους, θα χρειαστεί και ένας δεύτερος αποστάτης. Αυτός ο αποστάτης θα καλύπτει το κενό ανάμεσα στον δεύτερο δίσκο και το κέλυφος hub που θα περικλείει την άτρακτό του, και θα προσδένεται στο τελευταίο. Τέτοιος αποστάτης δεν θα χρειαστεί για τον πρώτο δίσκο, καθώς η θέση του θα είναι καθορισμένη και μάλιστα «κολλητά» στο κέλυφός του: στην ουσία το αξονικό διάκενο θα ρυθμίζεται μόνο από την αξονική μετατόπιση του δεύτερου ρότορα. Για κάθε αξονικό διάκενο θα χρειάζεται προφανώς και ένα ζεύγος αποστατών με εξαίρεση το ελάχιστο διάκενο (όπου δίσκοι θα είναι «κολλητά») και θα χρειάζεται μόνο ακίνητος αποστάτης, και το μέγιστο διάκενο όπου θα χρειάζεται μόνο στρεφόμενος αποστάτης.

Βάσει των παραπάνω η διάταξη των δίσκων θα είναι κατά το σχήμα 8.41:



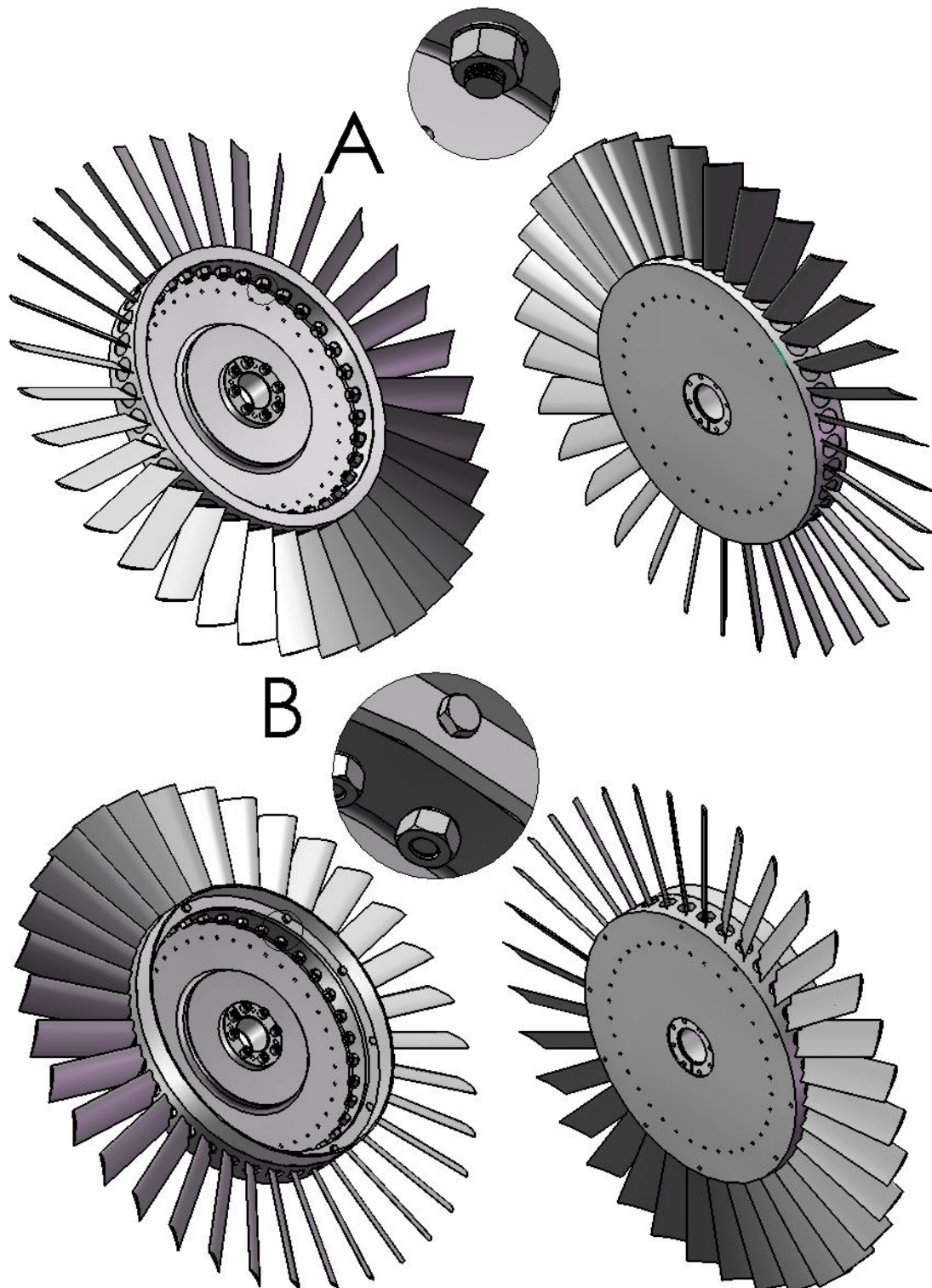
Σχήμα 8.41: Διάταξη δίσκων. Από το σκαρίφημα απουσιάζουν οι άτρακτοι και οι σφικτήρες στερέωσης. Τα βέλη δείχνουν την αποσύνδεση των φλαντζών.



Για μεγαλύτερη ευελιξία της διάταξης, μπορεί να προβλεφθεί κάποια από τις δύο περωτές να ακινητοποιηθεί για να διαδραματίσει ρόλο στάτορα. Αυτό μπορεί να γίνει εύκολα, μέσω χρήσης πείρου που να διέρχεται από κάποια οπή ζυγοστάθμισης και να «κλειδώνει» σε οπή επί του εσωτερικού κελύφους της αντίστοιχης περωτής.

### 8.1.7 Τρισδιάστατη απεικόνιση δίσκων

Για λόγους καλύτερης εποπτείας παριστούμε στο σχήμα 8.42 τους δύο δίσκους ως συναρμολογημένα σύνολα σε προοπτικές όψεις.

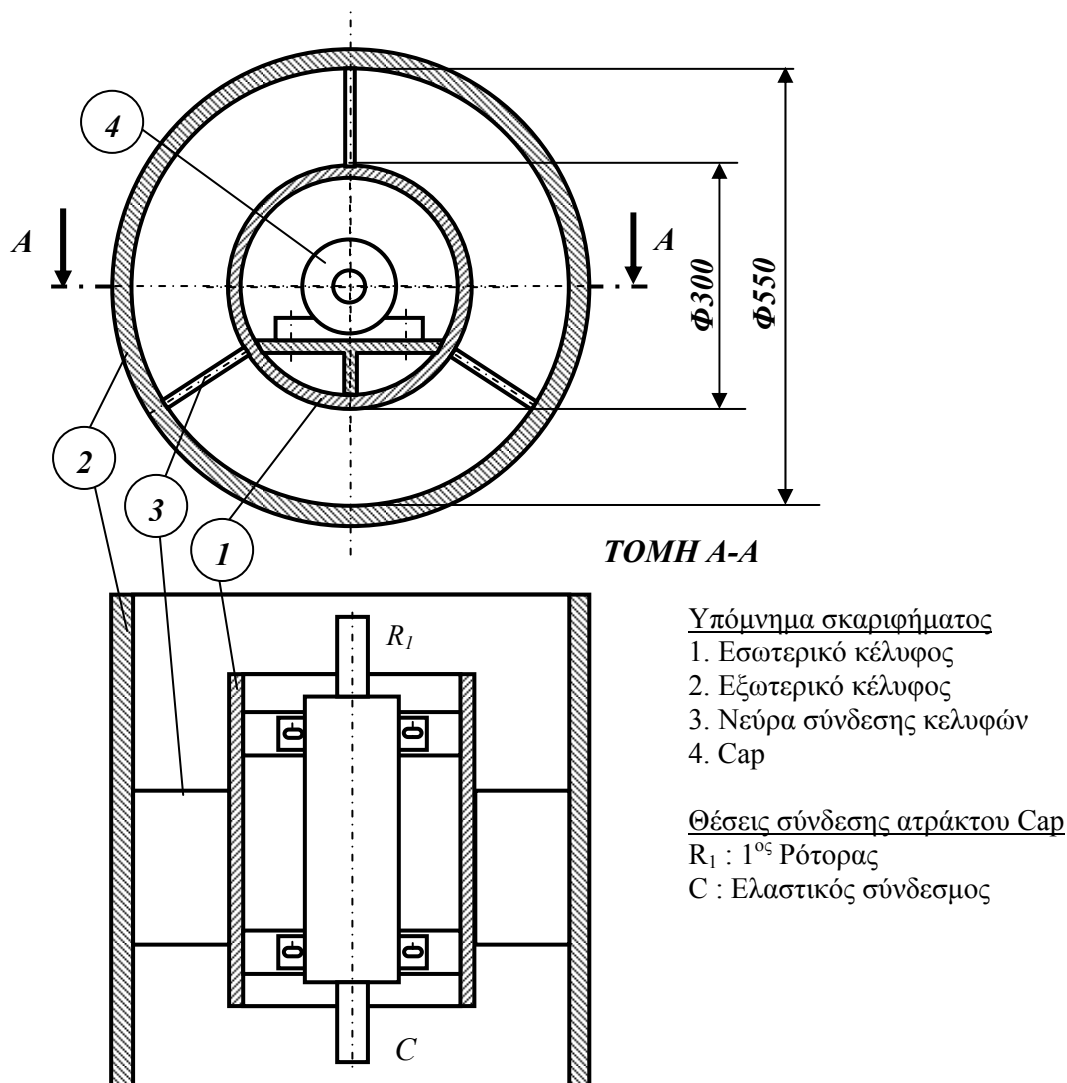


Σχήμα 8.42: Τρισδιάστατες όψεις δίσκων. Πάνω απεικονίζεται ο 1<sup>ος</sup> δίσκος και κάτω ο 2<sup>ος</sup> δίσκος (μαζί με τον αποστάτη ρύθμισης της αξονικής θέσης)

Προς αποφυγή σύγχυσης να ξεκαθαριστεί ότι ο σχεδιασμός των δίσκων ως «πρώτος» και «δεύτερος» δεν μας δεσμεύει ως το ποιος θα χρησιμοποιηθεί μπροστά και ποιος πίσω. Η δυνατότητα περιστροφής των πτερυγίων συνεπάγεται ότι μπορούμε να τοποθετήσουμε τις δύο πτερωτές όπως θέλουμε.

## 8.2 Συγκρότημα ατράκτου 1<sup>ης</sup> πτερωτής

Στο σχήμα 8.43, παρίσταται η μορφή του συγκροτήματος της ατράκτου της πρώτης πτερωτής. Στο πλήρες συναρμολογημένο σύνολό του, με τον όρο «συγκρότημα ατράκτου 1<sup>ης</sup> πτερωτής» εννοούμε το εξωτερικό κέλυφος, το εσωτερικό κέλυφος, τα νεύρα σύνδεσής τους και το Cap.



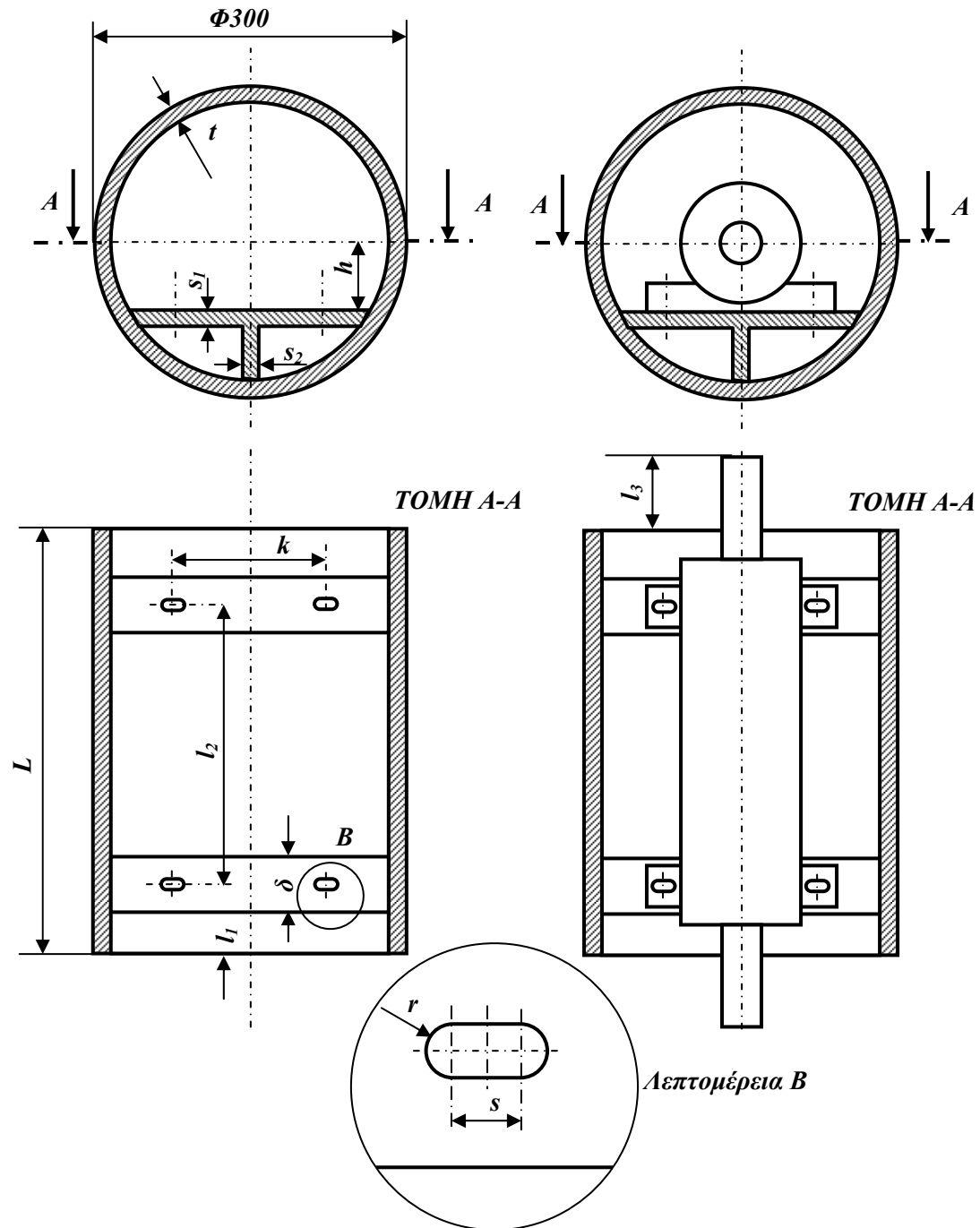
Σχήμα 8.43: Σκαρίφημα συγκροτήματος ατράκτου 1<sup>ου</sup> ρότορα. Στο άνω άκρο της ατράκτου του Cap (σύμβολο « $R_1$ ») θα προσδεθεί ο 1<sup>ος</sup> ρότορας και στο κάτω άκρο (σύμβολο «C») ο ελαστικός σύνδεσμος για την σύνδεση με την εξωτερική άτρακτο.

Από τα στοιχεία που αναφέρθηκαν το εξωτερικό κέλυφος υπάρχει ήδη από το παλιό δοκιμαστήριο και το Cap έχει εκλεγεί από το προηγούμενο κεφάλαιο. Πρέπει λοιπόν να γίνει σχεδιασμός του εσωτερικού κελύφους καθώς και των νεύρων στήριξής του με το εξωτερικό κέλυφος. Στην διαδικασία σχεδιασμού του εσωτερικού κελύφους συμπεριλαμβάνονται φυσικά και τα στηρίγματα μορφής «τ» για την πρόσδεση του Cap.

Απώτερος σκοπός της ενότητας αυτής είναι η διαστασιολόγηση όλων των επιμέρους στοιχείων, με προϋπόθεση πρώτον την επάρκεια σε αντοχή και δεύτερον το αρμονικό «δέσιμο» των επιμέρους στο σύνολο (π.χ. νεύρα με πάχη ικανά για ασφαλή στήριξη, όχι όμως υπερδιαστασιολογημένα ώστε να διαταράσσουν τη ροή).

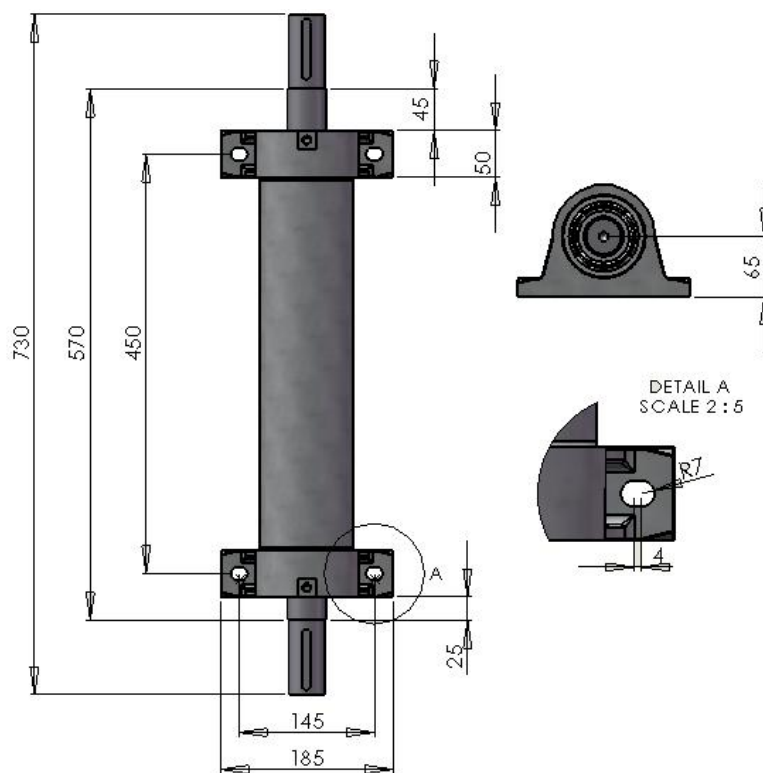
### 8.2.1 Σχεδιασμός εσωτερικού κελύφους

Στο σχήμα 8.44 παρουσιάζουμε τις διαστάσεις του εσωτερικού κελύφους που πρέπει να καθοριστούν. Η μόνη εξαρχής γνωστή διάσταση, είναι η εξωτερική διάμετρος του που πρέπει να είναι  $\Phi 300$ . Ουσιαστικά οι διαστάσεις αυτές θα υπαγορευτούν από το Cap που θα πρέπει να στεγαστεί εντός του κελύφους. Να σημειωθεί ότι ειδικά για τα στηρίγματα μορφής «τ» θα πρέπει να γίνει μελέτη των ραφών συγκόλλησής τους με το εσωτερικό κέλυφος. Αξίζει να προσέξουμε ακόμη, ότι οι οπές πάνω στα στηρίγματα αυτά θα πρέπει να είναι οβάλ για να αφήνουν σημαντικό περιθώριο για τη ρύθμιση της ακριβούς θέσης του Cap.



Σχήμα 8.44: Διαστάσεις του εσωτερικού κελύφους που πρέπει να καθοριστούν

Το εσωτερικό κέλυφος ως κοίλος κύλινδρος εξωτερικής διαμέτρου  $\Phi 300$ , πάχους  $t$  και μήκους  $L$ , μπορεί να προκύψει ως γυριστό έλασμα (tubo). Το μέγιστο πάχος στο οποίο μπορεί να γυρίσει κυλινδρικά ένα τέτοιο έλασμα είναι  $t=8\text{mm}$ , το οποίο από διαισθητική σκοπιά κρίνεται επαρκές. Το υλικό του θα είναι ο κοινός χάλυβας St37.



Σχήμα 8.45: Κύριες διαστάσεις του Cap που υπαγορεύουν αντίστοιχες διαστάσεις στο εσωτερικό κέλυφος

Για δεδομένες τις διαστάσεις του Cap (σχήμα 8.45) οι διαστάσεις του εσωτερικού κελύφους μπορούν να είναι:

- Διαμήκης και εγκάρσια απόσταση οβάλ οπών  $l_1=450\text{mm}$  και  $k=145\text{mm}$  αντίστοιχα. Αυτές καθορίστηκαν ακριβώς ίσες με τις αντίστοιχες του Cap για να είναι εφικτή η τοποθέτηση.
- Διαστάσεις ακτίνας και μήκους οβάλ οπών  $r=8\text{mm}$  και  $s=4\text{mm}$ , ως λίγο μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες του Cap για να έχουμε άνετο περιθώριο ρύθμισης.
- Πλάτος στηριγμάτων «τ»  $\delta=70\text{mm}$  δηλαδή κατά 20mm μεγαλύτερο από το πλάτος των βάσεων του Cap που είναι 50mm, για να «πατάνε» με άνεση χώρου οι βάσεις του Cap πάνω στα στηρίγματα.
- Απόσταση στηριγμάτων από άξονα συμμετρίας κελύφους  $h=66\text{mm}$ . Η αντίστοιχη απόσταση της βάσης του Cap από τον άξονά συμμετρίας της ατράκτου του είναι 65mm, πράγμα που σημαίνει ότι όταν τοποθετηθεί, η άτρακτός του θα υπολείπεται κατά ένα χιλιοστό (κατά την κατακόρυφη κατεύθυνση) από τον άξονα συμμετρίας του κελύφους. Η αρνητική αυτή απόκλιση θα διορθωθεί με χρήση μετρητικών φύλλων τα οποία –

παρεμβalλόμενα ανάμεσα στο στήριγμα και το Cap – θα φέρουν τον άξονα συμμετρίας της ατράκτου στο ίδιο ύψος με την τον αντίστοιχο του κελύφους. Προφανώς, αν η απόκλιση αυτή δεν ήταν αρνητική αλλά θετική, η ρύθμιση θα καθίσταντο αδύνατη.

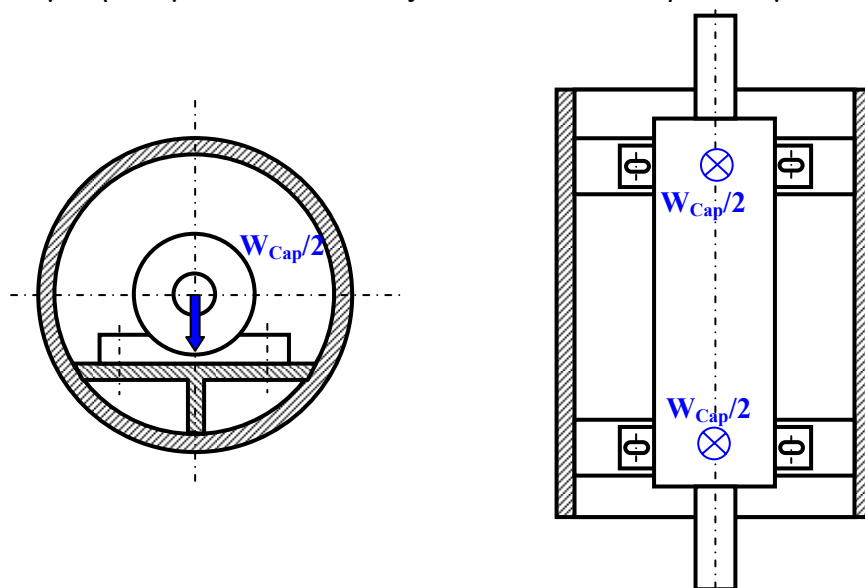
- Οι διαστάσεις μήκους  $L$ ,  $l_1$  μπορούν να καθοριστούν κατά το σχεδιασμό του συνόλου στο πρόγραμμα CAD ως  $L=614\text{mm}$  και  $l_1=95\text{mm}$ .
- Η διάσταση μήκους  $l_3$  καθορίστηκε με το εξής σκεπτικό: αν ο δίσκος που θα τοποθετηθεί στην άτρακτο του Cap έχει πλάτος  $42\text{mm}$  και δεδομένη θέση, το μήκος  $l_3$  μπορεί να είναι  $l_3=46\text{mm}$ . Ο δίσκος μπορεί έτσι να έχει ένα διάκενο  $2\text{mm}$  από το κέλυφος (για λόγους ασφάλειας) και να περισσεύουν  $2\text{mm}$ .

Οι μόνες διαστάσεις για τις οποίες δεν έχει γίνει λόγος ακόμη είναι αυτές του πάχους των στηριγμάτων «τ», δηλαδή οι  $s_1$  και  $s_2$ . Τα μεγέθη των διαστάσεων αυτών πρέπει να είναι τέτοια ώστε να πληρούν δύο απαιτήσεις:

1. Τα στηρίγματα «τ» πρέπει να παραλαμβάνουν το βάρος του Cap χωρίς παραμόρφωση.
2. Επειδή οι κοχλίες που θα χρησιμοποιηθούν θα είναι περαστοί, πρέπει από την κάτω μεριά να υπάρχει διαθέσιμος χώρος για τη σύσφιξη του περικοχλίου. Ακόμη, δεν πρέπει να υπάρχει παραμόρφωση λόγω της σύσφιξης των κοχλιών.

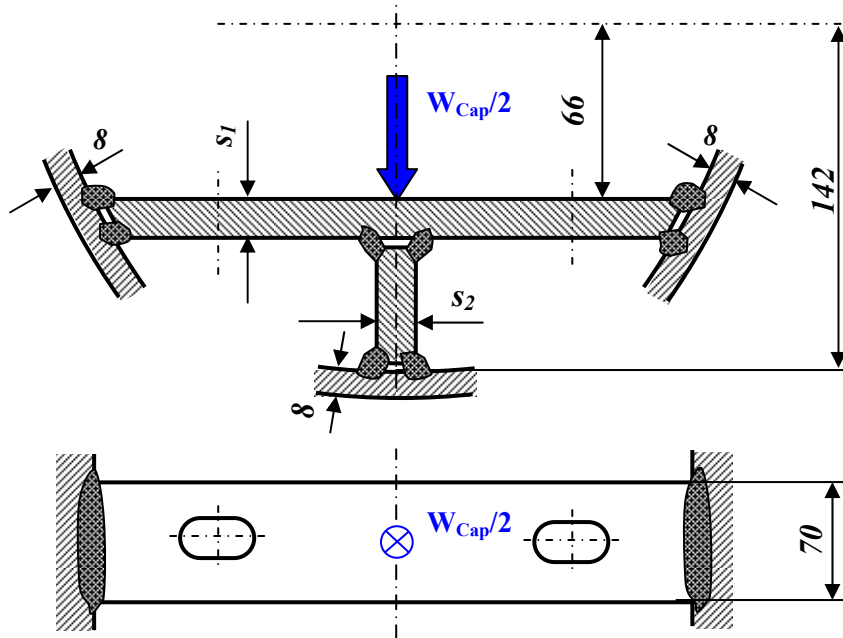
Τα στηρίγματα μορφής «τ» θα είναι από κοινό χάλυβα κατασκευών St37 ο οποίος (λόγω χαμηλής περιεκτικότητας άνθρακα) είναι εύκολα συγκολλησίμος. Θα υπολογίσουμε πρώτα το απαιτούμενο μέγεθος της ραφής ώστε να παραλαμβάνεται το βάρος του Cap.

Για λόγους απλοποίησης της μελέτης, θα υποθέσουμε ότι το βάρος του Cap έστω  $W_{\text{Cap}}$ , παραλαμβάνεται ισόποσα από το κάθε στήριγμα ως σημειακή δύναμη ασκούμενη στο μέσον του πλάτους του. Ενδεικτικά παραθέτουμε το σχήμα 8.46:



Σχήμα 8.46: Κατανομή του βάρους του Cap στα στηρίγματα

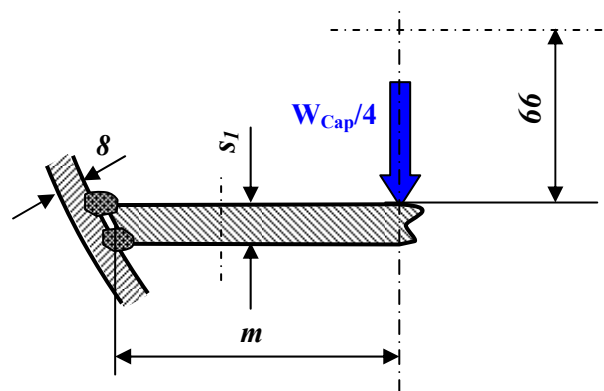
Έτσι, θα μελετήσουμε την καταπόνηση του ενός από τα δύο στηρίγματα το οποίο και παραλαμβάνει το μισό του βάρους. Κάθε στηρίγματα «τ» θα έχει τρεις ραφές συγκόλλησης, μία στο κάθε άκρο του. Οι ραφές εντάσσονται στην κατηγορία των εξωραφών αφού τα στοιχεία προς συγκόλληση δεν είναι παράλληλα, αλλά κάθετα και υπό γωνία. Στο σχήμα 8.47 παρίστανται οι ραφές συγκόλλησης των στηριγμάτων «τ» με το κέλυφος με αναγραφόμενες τις βασικές διαστάσεις:



Σχήμα 8.47: Ραφές συγκόλλησης στηριγμάτων «ταυ»

Ο υπολογισμός γίνεται αφού προσδιορίσουμε πρώτα τις δυνάμεις και ροπές αντίδρασης των ραφών. Καθώς όμως το πρόβλημα στην παρούσα μορφή του είναι υπερστατικό, καθίσταται αδύνατη η επίλυση με εξισώσεις ισορροπίας.

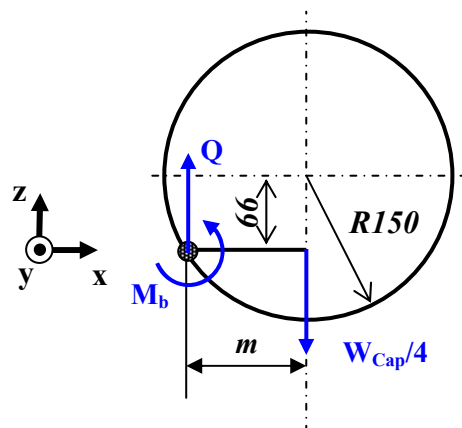
Για να λύσουμε το πρόβλημα με τον παραπάνω απλό και εύκολο τρόπο, θα αγνοήσουμε πλήρως το κάθετο στέλεχος του «τ» με πάχος  $s_2$ . Πρόκειται για μία πολύ δυσμενέστερη της πραγματικής περίπτωση, αφού σε αυτή οι ραφές των οριζοντίων στελεχών καταπονούνται πολύ περισσότερο. Θεωρούμε με την απουσία του στελέχους με πάχος  $s_2$  και λόγω γεωμετρίας, ότι η καταπόνηση είναι ισόποση έτσι η ραφή κάθε μεριάς καταπονείται σε διάτμηση και κάμψη από μία δύναμη  $W_{Cap}/4$  ασκούμενη σε απόσταση  $m$  από τη ραφή (σχήμα 8.48).



Σχήμα 8.48: Δύναμη καταπόνησης της ραφής σε δυσμενέστερη της πραγματικής

Η επίλυση θα γίνει με απλές εξισώσεις ισορροπίας: ό,τι αποτέλεσμα και αν προκύψει, γνωρίζουμε ότι στην πραγματική περίπτωση η καταπόνηση θα είναι μικρότερη. Συνεπώς, εφόσον δούμε ότι αντέχει στη δυσμενέστερη περίπτωση, θα αντέχει και στην πραγματική με ακόμη περισσότερο περιθώριο ασφαλείας.

Θεωρούμε ότι η ραφή συμπεριφέρεται ως πάκτωση, οπότε και δημιουργεί ως αντίδραση δυνάμεις και ροπές (βλέπε σχήμα 8.49). Ο μοχλός  $m$  της δύναμης βάρους  $W_{\text{Cap}}/4$ .



Σχήμα 8.49: Αντιδράσεις τέμνουσας δύναμης και καμπτικής ροπής στην ραφή

Εύκολα μπορούμε από το παραπάνω σχήμα να βγάλουμε τις εξισώσεις ισορροπίας:

$$-\Sigma F_z = 0 \Rightarrow Q - \frac{W_{\text{Cap}}}{4} = 0 \Rightarrow Q = \frac{W_{\text{Cap}}}{4}$$

$$-\Sigma M_y^{\text{θέση ραφής}} = 0 \Rightarrow M_b - \frac{W_{\text{Cap}}}{4} \cdot m = 0 \Rightarrow M_b = \frac{W_{\text{Cap}}}{4} \cdot m$$

Ο μοχλός  $m$  της δύναμης βάρους  $W_{\text{Cap}}/4$  μπορεί να προσδιοριστεί με ένα απλό γεωμετρικό υπολογισμό:

$$m^2 = 150^2 - 66^2 \Rightarrow m = \sqrt{150^2 - 66^2} \cong 134,7 \text{ mm}$$

Το βάρος του Cap περιλαμβάνει και τα βάρη του ελαστικού συνδέσμου και του 1<sup>ου</sup> ρότορα, για τα οποία παίρνουμε προσεγγιστικές τιμές:

$$W_{\text{Cap}} = W_{\text{own\_Cap}} + W_{\text{coupling}} + W_{\text{Rotor1}} = (m_{\text{own\_Cap}} + m_{\text{coupling}} + m_{\text{Rotor1}}) \cdot g \Rightarrow$$

$$\Rightarrow W_{\text{Cap}} = (25 + 2,5 + 7) \cdot 9,81 = 338,45 \text{ N}$$

Συνεπώς έχουμε:

$$Q = \frac{W_{\text{Cap}}}{4} = \frac{338,45}{4} = 84,6 \text{ N}$$

$$M_b = \frac{W_{\text{Cap}}}{4} \cdot m = \frac{338,45}{4} \cdot 134,7 = 11397 \text{ Nmm}$$



Από τα Στοιχεία Μηχανών<sup>[39]</sup>, γνωρίζουμε το εμπειρικό κανόνα κατά τον οποίον το πάχος μίας εξωραφής πρέπει να είναι μεγαλύτερο από 3mm και μικρότερο από  $0,7 \cdot s_{ελ}$ , όπου  $s_{ελ}$  το πάχος του λεπτότερου στοιχείου προς συγκόλληση.

Αν λοιπόν επιλέξουμε το πάχος  $s_1$  να είναι 8mm, όπως και το πάχος του εσωτερικού κελύφους, είναι  $s_{ελ} = 8\text{mm}$ , οπότε τα όρια για το πάχος της ραφής είναι:

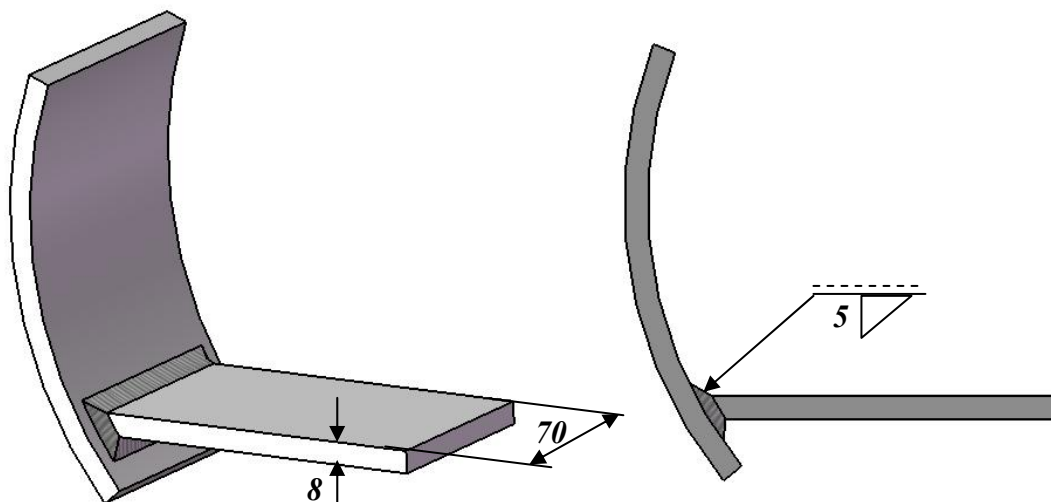
$$3 < a < 0,7 \cdot s_{ελ} \Rightarrow 3 < a < 5,6 \text{ mm}$$

Ειδικότερα, για χαλύβδινα στοιχεία προτιμώνται πάχη ραφών από 4mm έως 8mm. Κάτω από 4mm είναι δύσκολη η εκτέλεση ισοπαχών ραφών ενώ πάνω από 8mm χρειάζεται υπερβολικά μεγάλη ποσότητα θερμότητας με κίνδυνο υπερθέρμανσης και καταστροφής του υλικού της ραφής (συγκολλήσεις με  $a > 8\text{mm}$  συναντώνται υπό τη μορφή πολλαπλών ραφών). Βάσει των παραπάνω, εκλέγουμε  **$a=5\text{mm}$** .

Η ραφή θα είναι κλειστή, δηλαδή θα κολληθούν όλες οι πλευρές του πλακακιού στα εσωτερικά του κελύφους. Αυτό σημαίνει ότι το ωφέλιμο μήκος της (αυτό στο οποίο αναπτύσσονται τάσεις για παραλαβή φορτίων) θα ισούται με το ολικό της μήκος, δηλαδή:

$$l_{\omega\phi} = l_{\rho\alpha\phi\eta\varsigma} = 2 \times [\text{Πλάτος}] + 2 \times [\text{Πάχος}] = 2 \cdot 70 + 2 \cdot 8 = 156 \text{ mm}$$

Στο σχήμα 8.50 παρουσιάζεται η ραφή με τις διαστάσεις της:



Σχήμα 8.50: Ραφή συγκόλλησης στοιχείων με τις διαστάσεις της

Επομένως η ραφή ως ορθογωνική διατομή με πάχος  $a$ , θα έχει εμβαδόν διατομής και ροπή αδράνειας ως προς τον ουδέτερο άξονα κάμψης  $y$ <sup>[39]</sup>:

$$A_{\omega\phi} = a \cdot l_{\rho\alpha\phi\eta\varsigma} = a \cdot l_{\omega\phi} = 5 \cdot 156 = 780 \text{ mm}^2$$

$$J_{\omega\phi} = \frac{l_{\omega\phi}}{12} \cdot [(s_1 + 2 \cdot a)^3 - s_1^3] = \frac{156}{12} \cdot [(8 + 2 \cdot 5)^3 - 8^3] = 69160 \text{ mm}^4$$

Λόγω της τέμνουσας δύναμης  $Q$  και της καμπτικής ροπής  $M_b$  θα αναπτυχθούν μία διατμητική  $\tau_d$  και μία καμπτική τάση  $\sigma_b$  αντίστοιχα:

$$\tau_d = \frac{Q}{A_{\omega\phi}} = \frac{84,6}{780} = 0,11 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{J_{\omega\phi}} \cdot (s_1 + \alpha) = \frac{11397,3}{69160} \cdot (8 + 5) = 2,14 \frac{N}{mm^2}$$

Οι τιμές των τάσεων προέκυψαν πάρα πολύ μικρές και αποκλείεται να τεθεί πρόβλημα αντοχής. Ωστόσο, για λόγους πληρότητας μπορούμε να ολοκληρώσουμε την μελέτη. Συνθέτουμε τις δύο τάσεις σε μία ισοδύναμη κατά DIN 4100 για σιδηρές κατασκευές:

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_b^2 + \tau_d^2} = \sqrt{2,14^2 + 0,11^2} \cong 2,14 \text{ N/mm}^2$$

Η επιτρεπόμενη τιμή τάσης για την ραφή θα εκλεγεί από τον παρακάτω πίνακα του σχήματος 8.51:

Είδος ραφής	Ποιότητα ραφής <sup>1)</sup>	Είδος φορτίσεως	Υ Λ Ι Κ Ο			
			St 37		St 52	
			$\sigma_{\alpha\beta} = 3700 \text{ kp/cm}^2$ $\sigma_{\gamma\delta} = 2400 \text{ kp/cm}^2$		$\sigma_{\alpha\beta} = 5200 \text{ kp/cm}^2$ $\sigma_{\gamma\delta} = 360 \text{ kp/cm}^2$	
			$\sigma_{\epsilon\pi}$ ή $\tau_{\epsilon\pi}$ H <sup>2)</sup>	σε $\text{kp/cm}^2$ HZ <sup>3)</sup>	$\sigma_{\epsilon\pi}$ ή $\tau_{\epsilon\pi}$ H <sup>2)</sup>	σε $\text{kp/cm}^2$ HZ <sup>3)</sup>
Εσωραφή. Εξωραφές τύπου K, τύπου K με μίσχο και τύπο HV με συγκολλημένη ρίζα.	I και II	Θλίψη και θλίψη κάμψεως	1600 (1920) <sup>4)</sup>	1800	2400 (2880) <sup>4)</sup>	2700
		Εφελκυσμός και εφελκυσμός κάμψεως				
	I και II	Θλίψη και θλίψη κάμψεως εφελκυσμός και εφελκυσμός κάμψεως. Σύνθετη καταπόνηση	1350 (1620) <sup>4)</sup>	1500	1700 (2040) <sup>4)</sup>	1900
Όλες οι ραφές		Διάτμηση				

Σχήμα 8.51<sup>[39]</sup>: Επιτρεπόμενες τάσεις στατικής αντοχής για συγκολλητές ραφές σιδηρών κατασκευών κατά DIN 4100. Η περίπτωση φόρτισης H αναφέρεται στα κατακόρυφα μόνο φορτία (π.χ. ίδιον βάρος) και η περίπτωση HZ και σε οριζόντια φορτία.

Για υλικό St37, σύνθετη καταπόνηση (κάμψη και διάτμηση) και περίπτωση H, έχουμε:

$$\sigma_{\epsilon\pi} = 1350 \text{ kp/cm}^2 = 1350 \cdot 9,81 \cdot N / (10)^2 / \text{m}^2 = 132,4 \text{ N/mm}^2$$

Συνεπώς η αντοχή είναι εξασφαλισμένη αφού:

$$\sigma_b = 2,14 < \sigma_{\text{επ}} = 132,4 \text{ N/mm}^2$$

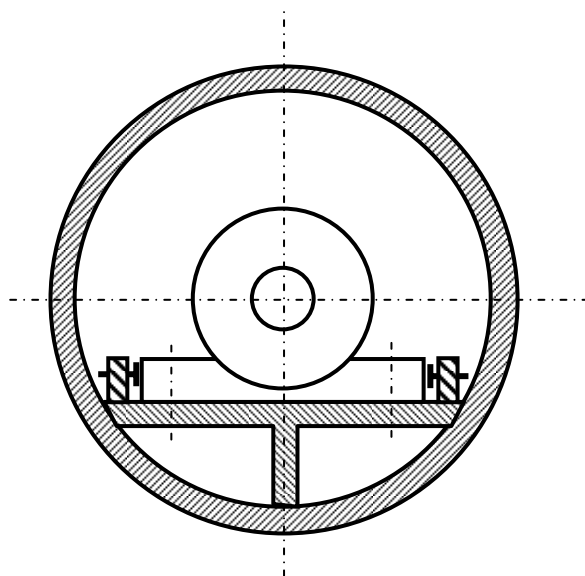
Εφόσον η αντοχή είναι εξασφαλισμένη σε αυτή την περίπτωση, εξασφαλισμένη θα είναι και στον υπερθετικό βαθμό αν προστεθεί και το πρόσθετο κατακόρυφο στέλεχος πάχους  $s_2$ , το οποίο εκλέγουμε και αυτό να είναι  $s_2=8\text{mm}$ .

Το περιθώριο ασφαλείας είναι τέτοιο που μας εξασφαλίζει και έναντι φορτίων που δεν λάβαμε υπ' όψη όπως π.χ. οριζόντια δύναμη λόγω δύναμης οπισθέλκουσας λόγω της πτερωτής του 1<sup>ου</sup> ρότορα και καταπόνηση λόγω σύσφιξης των περικοχλίων συγκράτησης του Cap.

Εναλλακτικά, θα μπορούσαμε να είχαμε πάρει  $s_1=8\text{mm}$  αντί για  $8\text{mm}$  με  $\alpha=4\text{mm}$  αντί για  $\alpha=5\text{mm}$ . Σε αυτή την περίπτωση η ραφή δεν θα είχε κανένα πρόβλημα. Προτιμήσαμε όμως να πάρουμε παχύτερο το στέλεχος  $s_1$  γιατί θα χρειαστεί να υποστεί θλίψη λόγω σύσφιξης των περικοχλίων. Το στέλεχος πάχους  $s_2$ , μπορεί αντίθετα να έχει διάσταση μικρότερη των  $8\text{mm}$  που επιλέξαμε, καθώς υφίσταται μόνο θλίψη και όχι κάμψη, η οποία είναι πιο «ζόρικη» τεχνικά.

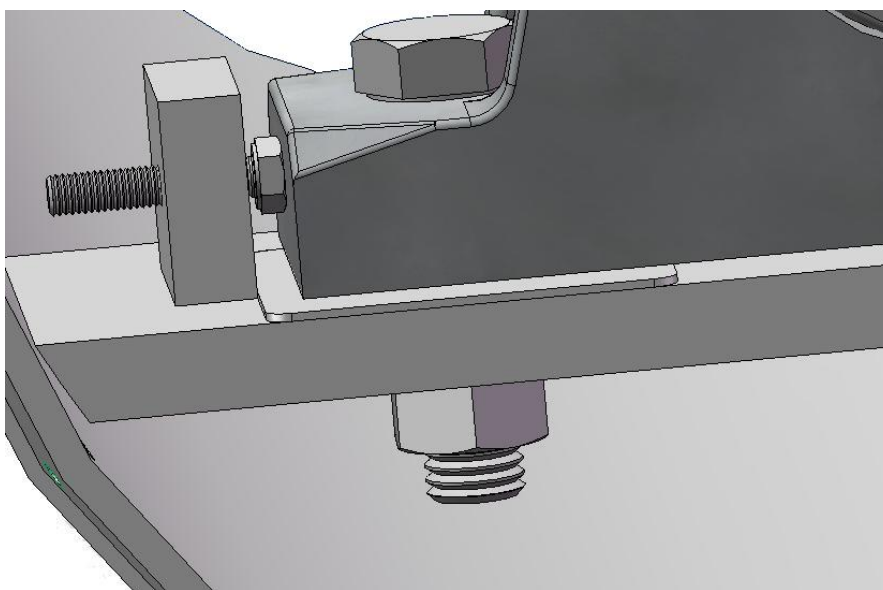
Για τη συγκράτηση του Cap θα χρειαστούμε τέσσερις περαστούς κοχλίες. Αφού οι οπές είναι οβάλ με  $R=7\text{mm}$  και  $s=4$  μπορούμε να εκλέξουμε βίδες M12 για να έχει χάρη ο κοχλίας εντός της οβάλ οπής για την ακριβή τοποθέτηση της θέσης του πριν την σύσφιξή του. Σε καθεμιά από τις τέσσερις βίδες θα αντιστοιχούν από δύο ροδέλες για την σωστή επίτευξη της κοχλιοσύνδεσης.

Ακόμη, για ευκολία στη ρύθμιση θα τοποθετηθούν εκατέρωθεν καθεμίας από τις δύο βάσεις του Cap ορθογωνικές πλάκες με διαμπερές σπείρωμα (π.χ. M5). Σε καθεμιά από αυτές τις πλάκες (τέσσερις στο σύνολο) θα περαστεί από ένας κοχλίας. Δεδομένου του μικρού βήματός τους, η περιστροφή τους (με ένα κλειδί) θα αντιστοιχεί σε μικρή αξονική μετατόπιση η οποία θα μας δώσει μεγάλη ευαισθησία στην ρύθμιση της θέσης καθώς «σπρώχνουν» το Cap. Οι πλάκες αυτές θα συγκολληθούν πάνω στα στηρίγματα «τ». Λόγω περιορισμένου χώρου, οι κοχλίες τοποθετούνται ανάποδα, δηλαδή ακουμπούν τη βάση του Cap με την κεφαλή τους. Σε αντίθετη περίπτωση, θα έπρεπε να είναι τοποθετημένοι μαζί με τις πλάκες κατά τη συγκόλλησή τους, και σε περίπτωση καταστροφής τους δεν θα μπορούσαν να επανατοποθετηθούν. Η διάταξη ρύθμισης φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 8.52:



Σχήμα 8.52: Ορθογώνιες πλάκες εκατέρωθεν της βάσης για την ακριβή ρύθμιση της θέσης του Cap μέσω κοχλίων

Στην σχήμα 8.53 παρουσιάζεται μία τρισδιάστατη όψη λεπτομέρειας της βάσης του Cap.



Σχήμα 8.53: Λεπτομέρεια έδρασης του Cap πάνω στο στήριγμα «τ». Διακρίνεται ο μικρός κοχλίας η κεφαλή του οποίου ακουμπάει με το Cap για ρύθμιση της θέσης του, ο περαστός κοχλίας για τη στερέωση του Cap και τα μετρητικά φύλλα (υπερδιαστασιολογημένο για λόγους εποπτείας) ανάμεσα στο Cap και τη βάση για τη ρύθμιση του ύψους του

Σε αυτό το σημείο είμαστε σε θέση να προχωρήσουμε στο σχεδιασμό των συγκολλητών νευρών σύνδεσης του Cap με το κέλυφος.

### 8.2.2 Σχεδιασμός νευρών στερέωσης κελυφών

Τα ορθογωνικά νεύρα στερέωσης του εσωτερικού κελύφους με το εξωτερικό θα είναι συγκολλητά. Η διαστασιολόγησή τους πρέπει να γίνει βάσει δύο απαιτήσεων:

1. Οι διαστάσεις τους πρέπει να είναι τέτοιες που να επιτρέπουν τέτοιο πάχος ραφής συγκόλλησης, ώστε η κατασκευή να είναι στιβαρή και επαρκής από θέμα αντοχής.
2. Επειδή τα νεύρα παρεμβάλλονται στο κανάλι ροής (δακτυλιοειδής διατομή με  $\Phi 300$  και  $\Phi 550$ ) η διαταραχή της ροής που προκαλούν πρέπει να είναι η ελάχιστη δυνατή. Αυτό αφορά τόσο τις ίδιες διαστάσεις τους όσο και την απόσταση από την πρώτη περωτή. Ειδικά για το τελευταίο, τα νεύρα ως εμπόδια στη ροή δεν επιτρέπεται να είναι εγγύτερα από 3 χορδές ανάντι της πρώτης περωτής. Αυτό βέβαια συνιστά εμπειρικά ένα ελάχιστο όριο και σκοπός είναι η απόσταση να είναι αρκετά μεγαλύτερη.

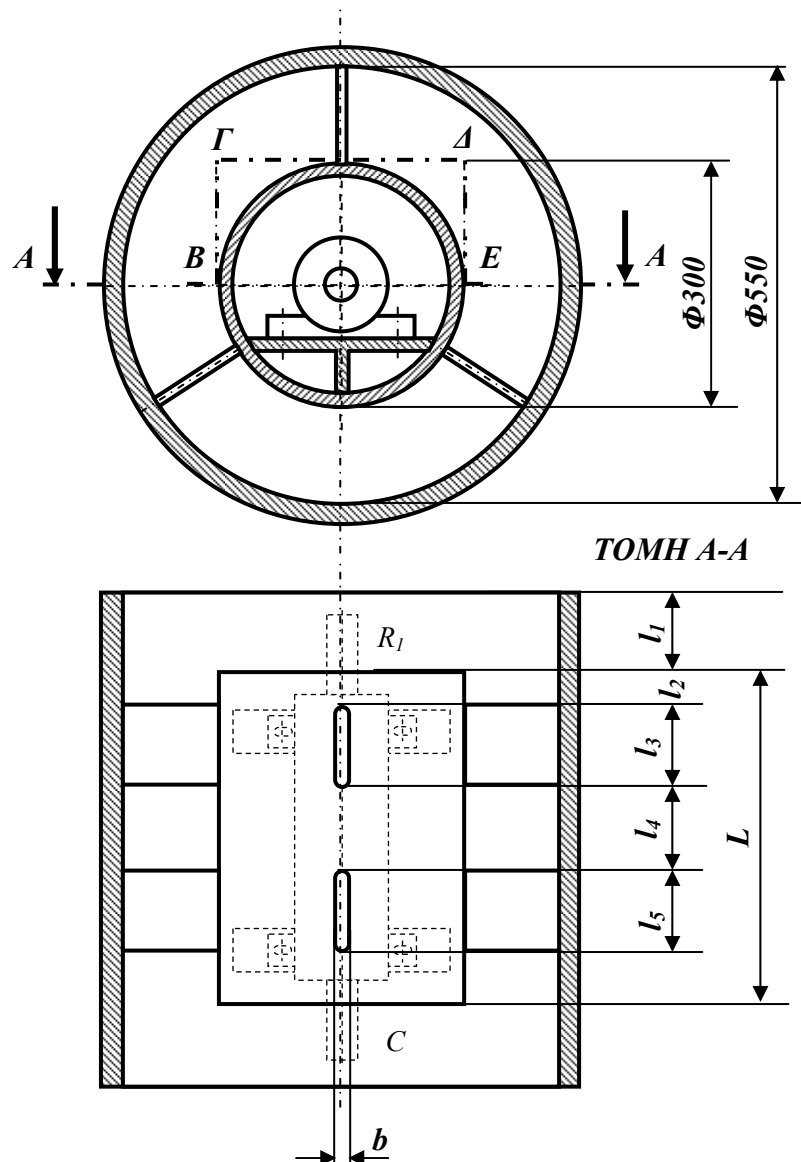
Είναι προφανές ότι οι δύο αυτές απαιτήσεις είναι αλληλοαντικρουόμενες καθώς η στιβαρότητα της κατασκευής συνεπάγεται μεγαλύτερα νεύρα ενώ η κατ' ελάχιστο διαταραχή της ροής το αντίθετο. Συνεπώς, θα χρειαστούμε σχεδιαστικά μία χρυσή τομή μεταξύ των δύο.

Μέχρι στιγμής σε όλα τα προσχέδια του συγκροτήματος του πρώτου ρότορα παρουσιάζαμε μία τριάδα νευρών (ισογωνιακά διατεταγμένα το καθένα κατά  $120^\circ$ ).

Ωστόσο στην προηγούμενη υποενότητα είδαμε ότι το μεγάλο μήκος του Cap συνεπάγεται αντίστοιχο μεγάλο μήκος εσωτερικού κελύφους το οποίο και θα το στεγάζει. Μία πρώτη εκτίμηση είναι  $L \sim 600\text{mm}$ . Προκειμένου, η στιβαρότητα της κατασκευής να είναι εξασφαλισμένη πρέπει το μήκος των νευρών να είναι πολύ μεγάλο. Αυτό όμως συνεπάγεται δύο μειονεκτήματα:

1. Μεγάλο μήκος νευρών οδηγεί σε μεγάλα μήκη ραφών, κάνοντας τη συγκόλληση πιο δύσκολη ως διαδικασία αλλά και την ποιότητα της ραφής χειρότερη λόγω παραμενουσών τάσεων κατά την μη ταυτόχρονη ψύξη της ραφής (λόγω του μεγάλου μήκους).
2. Κατά τη ροή γύρω από τα νεύρα, δημιουργείται οριακό στρώμα. Όσο πιο μεγάλο είναι το μήκος τους, το μεγαλύτερο είναι και το μήκος ανάπτυξης του οριακού στρώματος οδηγώντας σε παχύτερο οριακό στρώμα και απώλειες.

Λόγω αυτού του μεγάλου μήκους προκύπτει λοιπόν η ανάγκη για χρήση δύο τριάδων νευρών οι οποίες θα απέχουν η μία από την άλλη κατά μία συγκεκριμένη αξονική απόσταση – βλέπε ενδεικτικά σχήμα 8.54:



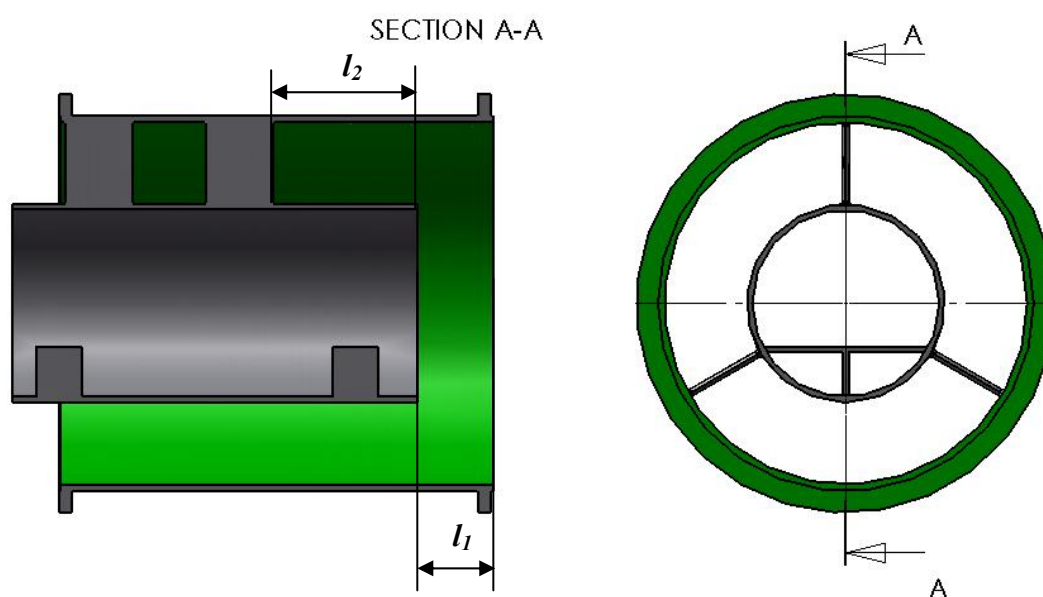
Σχήμα 8.54: Σκαρίφημα συγκροτήματος ατράκτου 1<sup>ου</sup> ρότορα όπου απεικονίζονται τα νεύρα με τις βασικές διαστάσεις τους.

Για αεροδυναμικούς λόγους τα άκρα των νεύρων πρέπει να είναι προφανώς στρογγυλεμένα. Το πλάτος των νεύρων στο παραπάνω σχήμα συμβολίζεται με  $b$ , το οποίο σημαίνει ότι τα άκρα των νεύρων θα είναι ημικυκλικά με ακτίνα  $0,5 \times b$ .

Αναφορικά με τις διαστάσεις του σχήματος 8.55, η διάσταση  $l_1$  ορίζει την σχετική θέση του εσωτερικού κελύφους μέσα στο εξωτερικό. Καθορίστηκε ως  $l_1=111\text{mm}$  κατά το σχεδιασμό ώστε οι δύο πτερωτές να βρίσκονται στη σωστή θέση αναμεταξύ τους.

Η διάσταση  $l_2$  ορίζει την απόσταση ανάμεσα στο πίσω άκρο του τελευταίου νεύρου από το τέλος του εσωτερικού κελύφους όπου θα είναι τοποθετημένος και ο πρώτος ρότορας. Αφορά φυσικά στην πιο κρίσιμη από θέμα ομοιομορφίας της ροής, διάσταση. Όπως προαναφέρθηκε πρέπει να είναι  $l_2 \geq 3 \cdot c_1$ , όπου  $c_1$  το μήκος της χορδής του πρώτου ρότορα. Εμείς θα επιλέξουμε:

$$l_2 \sim 5,5 \text{ με } 6 \cdot c_1 = 214,5 \text{ με } 234\text{mm} \Rightarrow l_2 = 220\text{mm}$$



Εικόνα 8.55: Ενδεικτική όψη των νεύρων σε πλάγια τομή. Είναι χαρακτηριστικό στην πλάγια τομή ότι τα νεύρα πρέπει να είναι «απομακρυσμένα» από την δεξιά μεριά - όπου βρίσκεται η πτερωτή - έτσι ώστε η τελευταία να «βλέπει» κατά το δυνατόν ομοιόμορφη ροή.

Οι διαστάσεις  $l_3$ ,  $l_4$ ,  $l_5$  και  $b$  έχουν να κάνουν με τα μήκη των νεύρων, την απόσταση των δύο τριάδων και το πάχος τους. Τα μήκη των νεύρων μπορούμε να τα πάρουμε ίσα, και έτσι:  $l_3=l_5=1$ . Για τον ποσοτικό προσδιορισμό τους χρειάζεται μελέτη των ραφών συγκόλλησης βάσει των φορτίων που θα υφίστανται η κατασκευή. Τα μήκη των ραφών είναι ωστόσο αρκετά μεγάλα ώστε να υπάρξει πρόβλημα. Γι' αυτό, κατά το σχεδιασμό αποφασίστηκαν οι εξής τιμές:

$$l_3 = 100\text{mm}$$

$$l_4 = 113\text{mm}$$

$$l_5 = 100\text{mm}$$

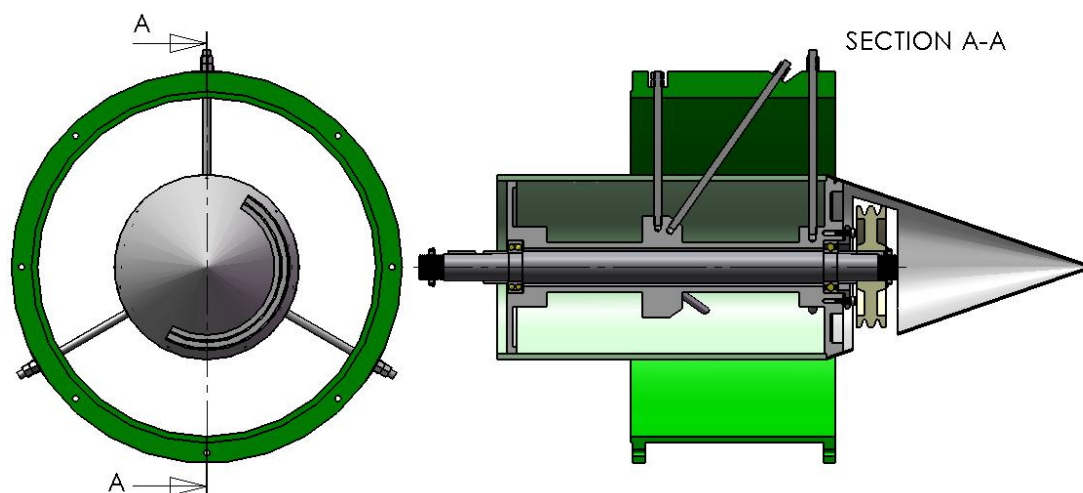
### 8.3 Συγκρότημα ατράκτου 2<sup>ης</sup> πτερωτής

Η μελέτη του συγκροτήματος της ατράκτου της 2<sup>ης</sup> πτερωτής έχει διαφορετικό χαρακτήρα από τις προηγούμενες. Εδώ, δεν χρειάζεται να σχεδιάσουμε κάποιο τεμάχιο από το μηδέν όσο να προσαρμόσουμε την υπάρχουσα κατασκευή στις ιδιαίτερες ανάγκες της κατασκευής μας. Πρώτα λοιπόν θα χρειαστεί επιθεώρηση της κατασκευής, λύσιμο στα επιμέρους εξαρτήματά της, μέτρηση των σημαντικών διαστάσεων και απόφαση για τις απαιτούμενες τροποποιήσεις.

#### 8.3.1 Επιθεώρηση υπάρχουσας κατασκευής

Το συγκρότημα της ατράκτου του παλαιού δοκιμαστήριου ανεμιστήρων αποσυναρμολογήθηκε προκειμένου να εξεταστεί εξονυχιστικά. Πριν από αυτή τη ενέργεια, η μόνη εικόνα που υπήρχε ήταν από το σχετικό μηχανολογικό σχέδιο <sup>[1]</sup>.

Στο σχήμα 8.56 παρίσταται η υπάρχουσα κατασκευή που επιθεωρήθηκε:



Σχήμα 8.56: Πρόοψη και πλάγια τομή του συγκροτήματος της ατράκτου του παλαιού δοκιμαστήριου ανεμιστήρων. Πάνω από τον τρίτο κοχλία (μετρώντας από τα αριστερά), το τεμάχιο φέρει μία περιφερειακή τραβέρσα που δεν σχεδιάστηκε εδώ.

Οι ενέργειες εξέτασης της εγκατάστασης περιλάμβαναν τα εξής:

- Λύσιμο της τροχαλίας και του καπακιού της σταθερής έδρασης
- Εξαγωγή της ατράκτου
- Εξόλκευση των εδράνων κύλισης
- Εξαγωγή των εξαρτημάτων σύνδεσης από την άτρακτο (αποστάτες, σφήνες, περικόχλια και ασφάλειες).

Μετά από μία πρώτη εξέταση διαπιστώθηκε ότι η κατασκευή ήταν σε πολύ καλή κατάσταση. Βέβαια, για την αποσυναρμολόγηση αναγκαστικά εφαρμόστηκαν «βίαιες» μέθοδοι: η άτρακτος για την εξαγωγή της χτυπήθηκε με σφυρί (με παρεμβαλλόμενο ελαστικό τεμάχιο), ενώ για την σφήνα της πτερωτής χρειάστηκε φλόγα για διαστολή της ατράκτου και χρήση κατσαβιδιού με χτύπημα για την εξαγωγή της.

Στα σχήματα 8.57 έως 8.59 παρουσιάζονται ορισμένες φωτογραφίες από τις εργασίες λυσίματος του συνόλου:





Σχήμα 8.57: Λύσιμο του σφιχτήρα (περικόχλιο ατράκτου) στερέωσης της τροχαλίας μέσω γαντζόκλειδου.



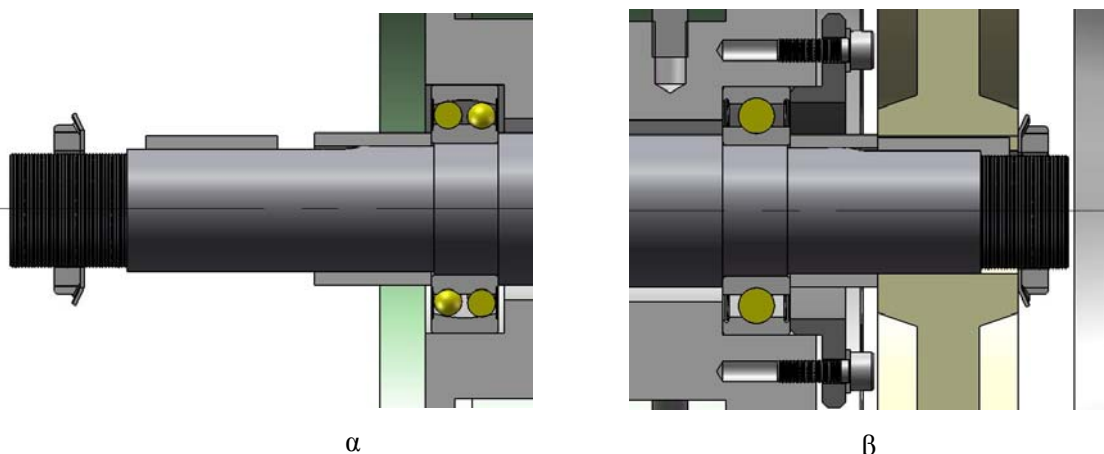
Σχήμα 8.58: Προετοιμασία για εξαγωγή της ατράκτου μέσω χτυπήματος με σφυρί. Διακρίνονται οι ξύλινοι πάσσαλοι για συγκράτηση της κατασκευής (μη περιστροφή) και το ελαστικό εξάρτημα παρεμβαλλόμενο ανάμεσα στην άτρακτο και το σφυρί κατά το χτύπημα.



Σχήμα 8.59: Θέρμανση της ατράκτου με φλόγα για διαστολή της και εξαγωγή της σφήνας



Για την στερέωση της ατράκτου ακολουθήθηκε η φιλοσοφία της σταθερής και της ελεύθερης έδρασης. Η σταθερή έδραση είναι από τη μεριά της τροχαλίας και η ελεύθερη από τη μεριά της περωτής (η οποία δεν ήταν τοποθετημένη πάνω στην άτρακτο). Στα σχήματα 8.60α,β παρουσιάζονται λεπτομερώς οι εδράσεις της ατράκτου:



Σχήμα 8.60: α) Πρόβολος περωτής (απουσιάζει από το σχήμα) και ελεύθερη έδραση. β) Πρόβολος τροχαλίας και σταθερή έδραση

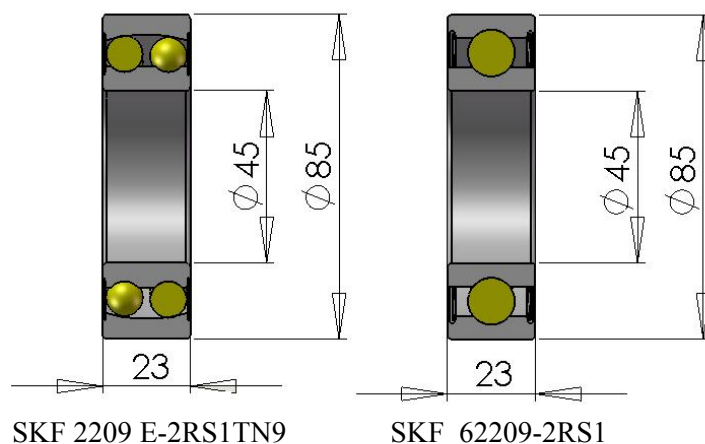
Στον πρόβολο της περωτής, η περωτή και το ρουλεμάν της σταθερής έδρασης πρέπει να είναι στερεωμένα πάνω στην άτρακτο, ώστε να μην επιτρέπεται καμία σχετική κίνηση μεταξύ τους. Η στερέωσή τους γίνεται ως εξής: Η περωτή τοποθετείται πάνω στην άτρακτο. Από τη μία μεριά της (στα αριστερά τους παραπάνω σχήματος) πιέζεται από ένα σφιχτήρα (Shaft Nut) οποίος συσφίγγεται επί του σπειρώματος που φέρει η άτρακτος σε αυτό το άκρο της. Η περωτή μετακινείται προς τα δεξιά του σχήματος μέχρι να έρθει σε επαφή με ειδικό κοίλο κύλινδρο ή αποστάτη. Ο αποστάτης από τη δεξιά του μεριά έρχεται σε επαφή με τον εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν της ελεύθερης έδρασης και έτσι το «σπρώχνει» προς τα δεξιά. Ωστόσο, το ρουλεμάν αυτό δεν μπορεί να μετακινηθεί καθώς από την δεξιά του μεριά «πατάει» στην αναβαθμίδα (πατούρα) της ατράκτου. Έτσι, συσφίγγοντας το περικόχλιο επί της ατράκτου, το περικόχλιο «σπρώχνει» την περωτή, αυτή τον αποστάτη, ο αποστάτης το ρουλεμάν και το τελευταίο «πατάει» στην αναβαθμίδα της ατράκτου. Έτσι, το σύστημα, «περωτή-αποστάτης-ρουλεμάν» είναι απόλυτα στερεωμένο πάνω στην άτρακτο. Η άτρακτος φέρει σφηνάουλακα, όπου με χρήση σφήνας εξασφαλίζεται η μεταβίβαση της ροπής από την άτρακτο στην περωτή.

Στον πρόβολο της τροχαλίας, η τροχαλία και το ρουλεμάν πρέπει να είναι στερεωμένα πρώτον, ως προς την άτρακτο και όπως πριν, και δεύτερον ως προς τη φωλιά του ρουλεμάν, αφού η έδραση εδώ είναι σταθερή. Όσον αφορά στο πρώτο, η στερέωση είναι όμοια με την προηγούμενη: με χρήση σφιχτήρα επί σπειρώματος της ατράκτου από τη μία μεριά (δεξιά του σχήματος), το σύστημα «τροχαλία-αποστάτης-ρουλεμάν» στερεώνεται χάρη σε αναβαθμίδα από την άλλη μεριά. Όσον αφορά στο δεύτερο, ο εξωτερικός δακτύλιος του ρουλεμάν «πατάει» από τα στα αριστερά του, στο τοίχωμα της φωλιάς. Στα δεξιά του «μπλοκάρει» από καπάκι που «δένει» στην φωλιά μέσω τεσσάρων κοχλιών M8 (με τα απαραίτητα ασφαλιστικά γκρόβερ). Έτσι, το ρουλεμάν αυτό, είναι στερεωμένο ως προς τη φωλιά του. Μαζί του στερεώνεται και η άτρακτος με την οποία είναι «δεμένο», υλοποιώντας μία σταθερή έδραση. Και

εδώ, η άτρακτος φέρει σφηναύλακα για μεταβίβαση στρεπτικής ροπής από την τροχαλία προς την άτρακτο μέσω σφήνας.

Και τα δύο ρουλεμάν είναι σφραγισμένα και από τις δύο μεριές τους, ώστε να φέρουν το λιπαντικό στο εσωτερικό τους, αναιρώντας την ανάγκη για γρασαδόρο και πρόσθετα στεγανωτικά εξαρτήματα. Το ρουλεμάν της ελεύθερης έδρασης είναι αυτορύθμιστο της εταιρείας SKF με κωδικό 2209 E-2RS1TN9 ενώ αυτό της σταθερής βαθείας άλακος της SKF με κωδικό 62209-2RS1.

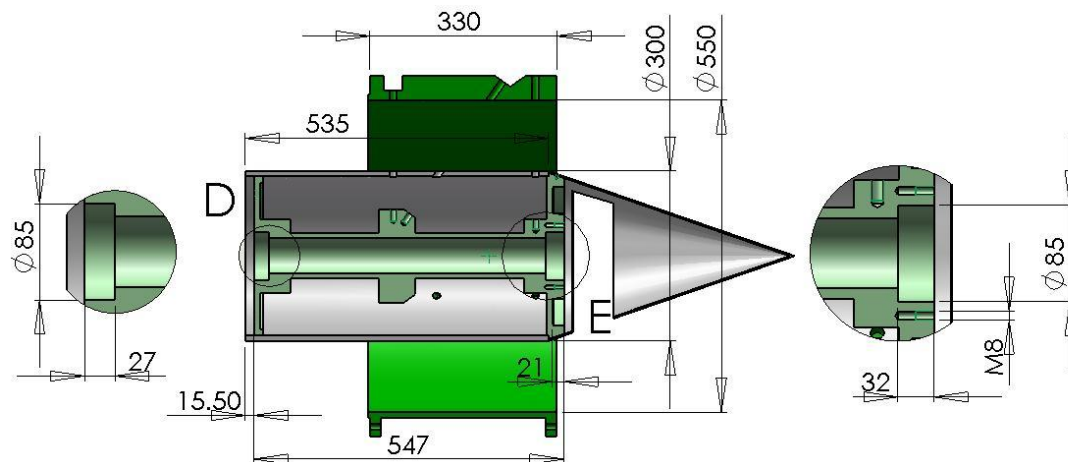
Στο σχήμα 8.61 παρουσιάζουμε τα ρουλεμάν αυτά με σημειωμένες τις κυριότερες διαστάσεις τους.



Σχήμα 8.61: Χρησιμοποιούμενα ρουλεμάν του παλαιού δοκιμαστηρίου με τις κυριότερες διαστάσεις τους<sup>[5]</sup>

Το ρουλεμάν βαθείας άλακος έχει μεγαλύτερη ικανότητα δυναμικής φόρτισης από το αυτορύθμιστο γι' αυτό και τοποθετήθηκε στην σταθερή έδραση, η οποία ως πλησιέστερη της τροχαλίας έδραση, υφίσταται πολύ υψηλότερα εγκάρσια φορτία σε σχέση με την ελεύθερη. Ωστόσο, ικανότητα του αυτορυθμιστούν ρουλεμάν να παραλαμβάνει βέλη κάμψης της ατράκτου τα καθιστά ιδανικά για χρήση από τη μεριά της περωτής όπου το μήκος του προβόλου είναι μεγαλύτερο και δεν μπορούμε να είμαστε σίγουροι για τα μεγέθη των αναπτυσσόμενων βελών κάμψης.

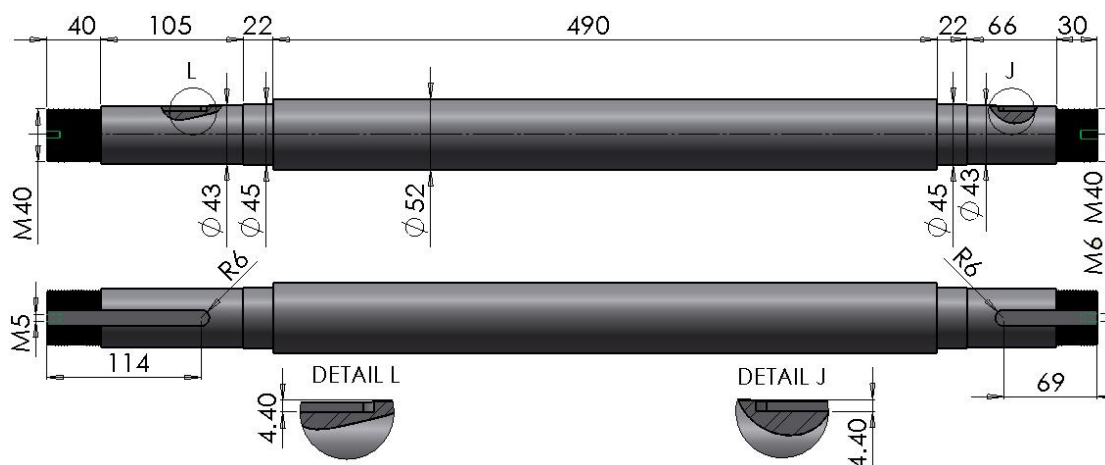
Οι φωλιές των ρουλεμάν όπως και τα κελύφη του συγκροτήματος μετρήθηκαν με κανόνα και παχύμετρο και καταγράφηκαν οι βασικότερες διαστάσεις οι οποίες παρουσιάζονται στο σχήμα 8.62:



Σχήμα 8.62: Διαστάσεις των κελυφών του συγκροτήματος του 2<sup>ου</sup> ρότορα

Στο παραπάνω σχέδιο δεν αναγράφονται κατασκευαστικές ανοχές. Για παράδειγμα οι διάμετροι  $\Phi 85$  των φωλιών στην πραγματικότητα είναι ελαφρά μικρότερες κατά 20 εκατοστά του χιλιοστού, όπως επιβάλλεται από τον κατασκευαστικό κανόνα που προβλέπει σφιχτή συναρμογή της εξωτερικής διαμέτρου  $D$  του ρουλεμάν και της φωλιάς για την αποφυγή ολίσθησης των σχετικών επιφανειών τους.

Το σχέδιο της ατράκτου παρίσταται στο σχήμα 8.63:



Σχήμα 8.63: Διαστάσεις ατράκτου παλαιού δοκιμαστηρίου

Και εδώ δεν αναγράφονται οι κατασκευαστικές ανοχές.

Οι θέσεις έδρασης των δύο ρουλεμάν πάνω στην άτρακτο, είναι τα δύο τμήματα διαμέτρου  $\Phi 45$  (όσο και η διάμετρος του εσωτερικού δακτυλίου τους) με μήκη 22mm. Λόγω ανάγκης σφιχτής συναρμογής ατράκτου και εσωτερικού δακτυλίου, το μήκος των τμημάτων αυτών δεν πρέπει να είναι μεγάλο (περίπου όσο το πλάτος των ρουλεμάν) ώστε να είναι άνετο το μοντάρισμά τους. Γι' αυτό το λόγο πριν τις θέσεις  $\Phi 45$ , «μεσολαβούν» τμήματα διαμέτρου  $\Phi 43$  για το άνετο «πέρασμα» των ρουλεμάν προς τις θέσεις τοποθέτησής τους.

Αξιοσημείωτο είναι ακόμη το γεγονός ότι το μήκος των θέσεων έδρασης των ρουλεμάν πάνω στην άτρακτο είναι 22mm, δηλαδή 1mm μικρότερο από την διάσταση  $B=23\text{mm}$  των ρουλεμάν (βλέπε σχήμα 8.61). Αυτό σημαίνει ότι τα ρουλεμάν θα προεξέχουν κατά 1mm από τις θέσεις  $\Phi 45$  έδρασής τους, το οποίο εξασφαλίζει ότι θα έρχονται σε επαφή με τον αποστάτη. Αντίθετα, αν δεν υπήρχε αυτό το 1mm, υπήρχε η περίπτωση οι αποστάτες να μην ακουμπούσαν με τα ρουλεμάν κατά συνέπεια, τα τελευταία να «έπαιζαν» αξονικά ως προς την άτρακτο.

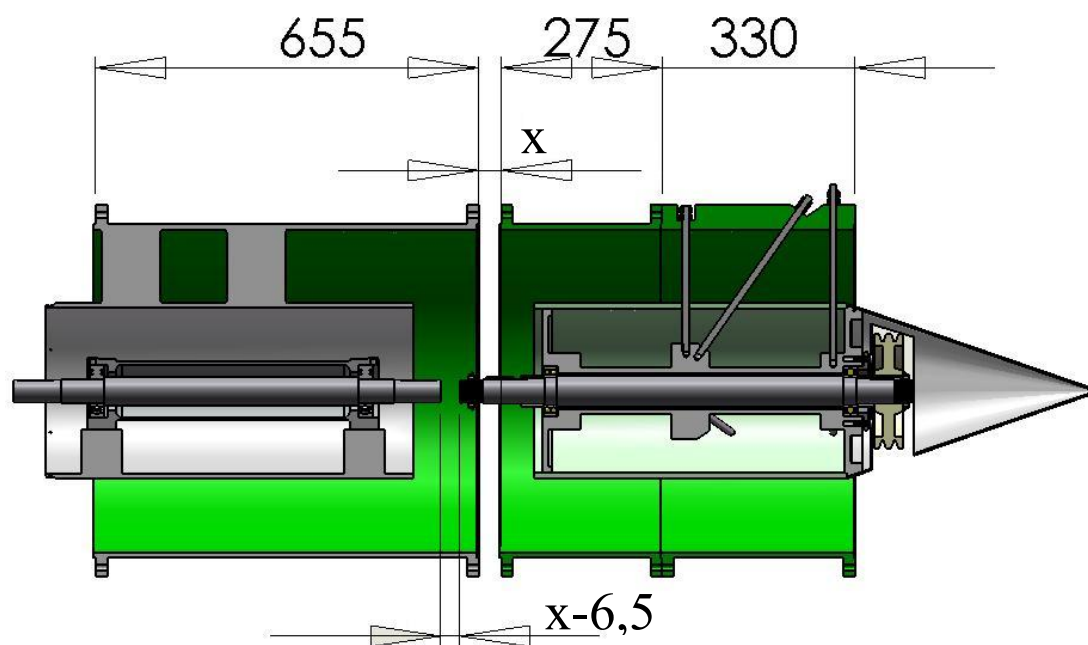
Οι αποστάτες είναι πρότυπα τεμάχια, σχεδιασμένα ειδικά για την άτρακτο αυτή, ενώ τα περικόγλια της ατράκτου και οι ασφάλειές τους είναι της εταιρείας SKF με κωδικούς KM8 και MB8 για «ταίριασμα» με σπείρωμα M40. Πρόκειται για παρόμοια εξαρτήματα με αυτά που εκλέξαμε στο κεφάλαιο 7 για την στερέωση των ρουλεμάν της εξωτερικής ατράκτου.

## 8.3.2 Καθορισμός απαραίτητων τροποποιήσεων κατασκευής

Η υπάρχουσα κατασκευή θα χρειαστεί ορισμένες τροποποιήσεις σύμφωνα με τις εξής απαιτήσεις:

**Σχετική θέση ατράκτων ροτόρων**

Κατά τη συναρμολόγηση των κελυφών των δύο ροτόρων και του παρεμβαλλόμενου αγωγού, πρέπει οι άτρακτοι των ροτόρων να «έρθουν» στην κατάλληλη σχετική αξονική θέση. Για λόγους ασφαλείας πρέπει οι άτρακτοι να απέχουν κάποια χιλιοστά αλλά ταυτόχρονα να είναι αρκετά κοντά μεταξύ τους ώστε να είναι εφικτή η τοποθέτηση των δύο ροτόρων στην μικρότερη δυνατή απόσταση η οποία μπορεί να είναι 2mm. Δυστυχώς στην παρούσα κατάσταση, οι άτρακτοι των δύο ροτόρων έρχονται σε επαφή, καθιστώντας αδύνατη τη συναρμολόγησή των κελυφών. Αυτό το πρόβλημα διαπιστώθηκε μετά από μέτρηση των μηκών των κελυφών προς σύνδεση. Με αυτά τα μήκη και με δεδομένη τη σχετική θέση του Cap ως προς το κέλυφός του, κατά την εικονική συναρμολόγησή τους στο πρόγραμμα Solidworks διαπιστώθηκε ότι υπήρξε αυτό το πρόβλημα όπως φαίνεται στο σχήμα 8.64:

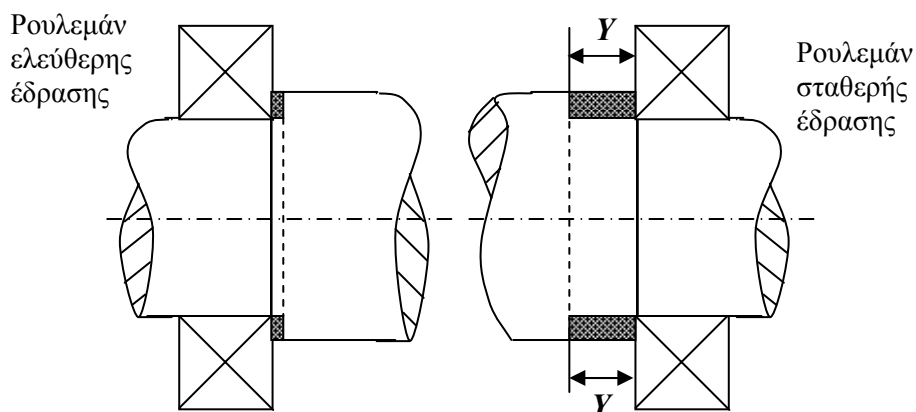


Σχήμα 8.64: Απεικόνιση της σύνδεσης των τεμαχίων χωρίς τροποποίηση της ατράκτου του 2<sup>ου</sup> ρότορα. Με τις παρούσες διαστάσεις της, η άτρακτος του 2<sup>ου</sup> ρότορα θα «πέσει» πάνω σε αυτή του 1<sup>ου</sup> ρότορα και η συναρμολόγηση δεν θα καταστεί εφικτή.

Όπως φαίνεται από το πιο πάνω σχήμα, όταν κλείσουν τα κελύφη, δηλαδή  $x=0$ , οι άτρακτοι θα έχουν «μπει» η μία μέσα στην άλλη κατά 6,5mm. Σίγουρα υπάρχει ένα σφάλμα στις μετρήσεις των μηκών, ωστόσο η τιμή των 6,5mm χιλιοστών πολύ υψηλή για να αγνοηθεί. Τα άκρα των δύο ατράκτων (με αντίθετες φορές περιστροφής) μπορούν να απέχουν μεταξύ τους κατά κάποιο περιθώριο ασφαλείας περίπου 5 με 10mm. Εφόσον η θέση της πρώτης ατράκτου έχει καθοριστεί, μπορούμε να κάνουμε μία τροποποίηση ώστε η άτρακτος του 2<sup>ου</sup> ρότορα να «απομακρυνθεί» αξονικά από αυτή του 1<sup>ου</sup> ρότορα.

Η άτρακτος του 2<sup>ου</sup> ρότορα μπορεί να μετατοπιστεί αξονικά μακρύτερα από αυτή του 1<sup>ου</sup> ρότορα, αν τονρευθεί η πατούρα στερέωσης του ρουλεμάν της σταθερής

έδρασης, στη διάμετρο του εσωτερικού δακτυλίου του ρουλεμάν για κατάλληλο μήκος  $Y$  (βλέπε παρακάτω σχήμα). Προκειμένου το ρουλεμάν να «πατήσει» εκ νέου στην πατούρα όπως διαμορφώνεται μετά την κατεργασία, θα πρέπει η άτρακτος να μετατοπιστεί προς τα δεξιά (κατά το σχήμα 8.65).



Σχήμα 8.65: Τόρνευση πατούρας ατράκτου στερέωσης ρουλεμάν σταθερής έδρασης για τη δυνατότητα αξονικής μετατόπισης. Πρόσθετη κατεργασία προβλέπεται και για το ρουλεμάν της ελεύθερης έδρασης κατά ένα μικρό μήκος ώστε να υπάρχει χώρος για την έδρασή του.

Μέσω της κατεργασίας αυτής, πρέπει να παραληφθεί τόσο το μήκος 6,5mm, όσο και να εξασφαλιστεί ένα περιθώριο απόστασης μεταξύ των ατράκτων. Το περιθώριο αυτό μπορεί να είναι 5mm, καθώς για την τιμή αυτή οι στρεφόμενοι δίσκοι μπορούν να έρθουν όσο εγγύτερα είναι επιθυμητό. Επομένως, για να απέχουν οι άτρακτοι κατά 5mm περίπου, θα πρέπει το μήκος  $Y$  να είναι  $Y=6,5+5$ . Επειδή όμως, η διάσταση των 6,5mm εμπεριέχει κάποιο σφάλμα, δεν μπορούμε να βασιστούμε απόλυτα στην τιμή αυτή. Για να υπάρχει η δυνατότητα διόρθωσης, θα υπερδιαστασιολογήσουμε την διάσταση  $Y$ . Το ρουλεμάν της σταθερής έδρασης δεν θα «πατάει» απευθείας στην πατούρα της ατράκτου όπως θα διαμορφωθεί με το μήκος  $Y$ . Αντίθετα, ανάμεσα τους θα παρεμβάλλεται αποστάτης με μήκος που θα καθοριστεί κατά την συναρμολόγηση, παρέχοντας μας δηλαδή τη δυνατότητα διόρθωσης.

**Η διάσταση  $Y$  ορίστηκε τελικά ως 27mm.** Το μήκος αυτό μπορεί βασικά να οριστεί αυθαίρετα: στην περίπτωση μας ορίστηκε ώστε η πατούρα να είναι σε απόσταση 145mm από τον πρόβολο της σταθερής έδρασης.

Μία εναλλακτική επιλογή θα ήταν, αντί της τόρνευσης, η κοπή του «άχρηστου» μήκους της ατράκτου, ώστε να απομείνει μεταξύ των δύο ατράκτων το επιθυμητό περιθώριο ασφαλείας. Στην προκειμένη περίπτωση, η άτρακτος θα έπρεπε να κοπεί κατά  $6,5+5=11,5$  mm περίπου από τη μεριά του προβόλου της ελεύθερης έδρασης. Στην πραγματικότητα, το μήκος της ατράκτου προς αποκοπή θα καθορίζονταν κατά τη συναρμολόγηση. Η λύση αυτή προβάλλει ως απλούστερη της προηγούμενης, αφού δεν υπάρχει η ανάγκη και για αποστάτη. Ωστόσο, ακολουθήθηκε η λύση της τόρνευσης τόσο στο πλαίσιο των γενικότερων εργασιών τόρνου της ατράκτου (βλέπε παρακάτω), όσο και για την ευκολία κατά τη διόρθωση της θέσης: ο αποστάτης μεταξύ ρουλεμάν σταθερής έδρασης και πατούρας μπορεί εύκολα να μειωθεί με τροχό στο ακριβές μήκος που θα προσδιοριστεί κατά την συναρμολόγηση.

### Διαμόρφωση ατράκτου στις θέσεις πρόσδεσης της περωτής και της τροχαλίας

Στα ελεύθερα άκρα της ατράκτου αυτής θα προσδεθούν η 2<sup>η</sup> περωτή και η τροχαλία. Και τα δύο αυτά στοιχεία προσδένονται πάνω στην άτρακτο με ειδικά εξαρτήματα με συναρμογές πίεσης: η περωτή με διπλό κωνικό σφιχτήρα και η τροχαλία με απλό κωνικό σύνδεσμο Taper Bush. Σε αντίθεση δηλαδή με πριν, η τροχαλία και η περωτή «κλειδώνουν» τόσο αξονικά όσο και περιφερειακά πάνω στην άτρακτο «από μόνες τους». Έτσι, οι υπάρχουσες σφηνάλακες της ατράκτου δεν θα επιτελέσουν κανένα λειτουργικό ρόλο στην νέα κατασκευή.

Η 2<sup>η</sup> περωτή στερεώνεται στο ελεύθερο άκρο της ατράκτου από τη μεριά της ελεύθερης έδρασης (στα αριστερά των σχημάτων 8.60α, 8.63 και 8.64). Σε αυτό το άκρο της η άτρακτος φέρει σπείρωμα *M40* μήκους 40mm, και κατόπιν έχει τμήμα διαμέτρου  $\Phi 43$  και μήκους 105mm. Η άτρακτος στη θέση πρόσδεσης της περωτής πρέπει να έχει διάμετρο συμβατή με αυτή του εξαρτήματος του διπλού κωνικού σφιχτήρα, δηλαδή  $\Phi 38$  όπως και στην περίπτωση του Cap. Αν η 1<sup>η</sup> περωτή έχει δεδομένη αξονική θέση, η 2<sup>η</sup> περωτή πρέπει να έχει τη δυνατότητα στερέωσης σε οποιαδήποτε αξονική θέση ώστε το αξονικό διάκενο των περωτών να μπορεί εύκολα να μεταβάλλεται. Αν λοιπόν η άτρακτος στο άκρο της αυτό φέρει σπείρωμα *M40* και κατόπιν έχει διάμετρο  $\Phi 43$ , μπορεί να τورνευθεί ώστε η διάμετρός της να μειωθεί στο  $\Phi 38$  h8 κατά την προδιαγραφή του διπλού κωνικού σφιχτήρα. Η διάμετρος του πυρήνα του σπειρώματος *M40* μετρήθηκε με παχύμετρο γύρω στα 38,7 mm, οπότε μπορεί να μειωθεί στα  $\Phi 38$  h8 αφού το τελευταίο αντιστοιχεί σε ανοχές  $\Phi 38_{-39\mu m}^0$ .

Η τροχαλία στερεώνεται στο ελεύθερο άκρο της ατράκτου από τη μεριά της σταθερής έδρασης (στα δεξιά των σχημάτων 8.60β, 8.63 και 8.64. Σε αυτό το άκρο της η άτρακτος φέρει σπείρωμα *M40* μήκους 30mm, και κατόπιν έχει τμήμα διαμέτρου  $\Phi 43$  και μήκους 66mm. Τα Taper Bush της σειράς 2517 όπως αυτό της τροχαλίας (βλέπε κατάλογο 7.14) διατίθενται μεταξύ άλλων για διαμέτρους ατράκτων  $\Phi 38$ , 40, 42 και 45mm. Με δεδομένο το σπείρωμα *M40* και την διάμετρο  $\Phi 43$  αυτού του άκρου, η μόνη επιλογή είναι η τόννευση στα  $\Phi 38$ , όπως δηλαδή επιλέχθηκε και για το άλλο άκρο. Σε αντίθεση με την περωτή, η τροχαλία θα πρέπει να στερεωθεί σε συγκεκριμένη θέση κατά το μήκος της ατράκτου. Η θέση αυτή δεν μπορεί να προσδιοριστεί με ακρίβεια, παρά μόνο κατά την συναρμολόγηση.

Όπως είδαμε παραπάνω οι διάμετροι των άκρων πρόσδεσης της περωτής και της τροχαλίας καθορίστηκαν στα  $\Phi 38$ . Για τον καθορισμό των μηκών αυτών των τμημάτων, πρώτα χρειάζεται να καθορίσουμε τις διαμέτρους στις θέσεις των ρουλεμάν, πράγμα που θα γίνει αμέσως παρακάτω.

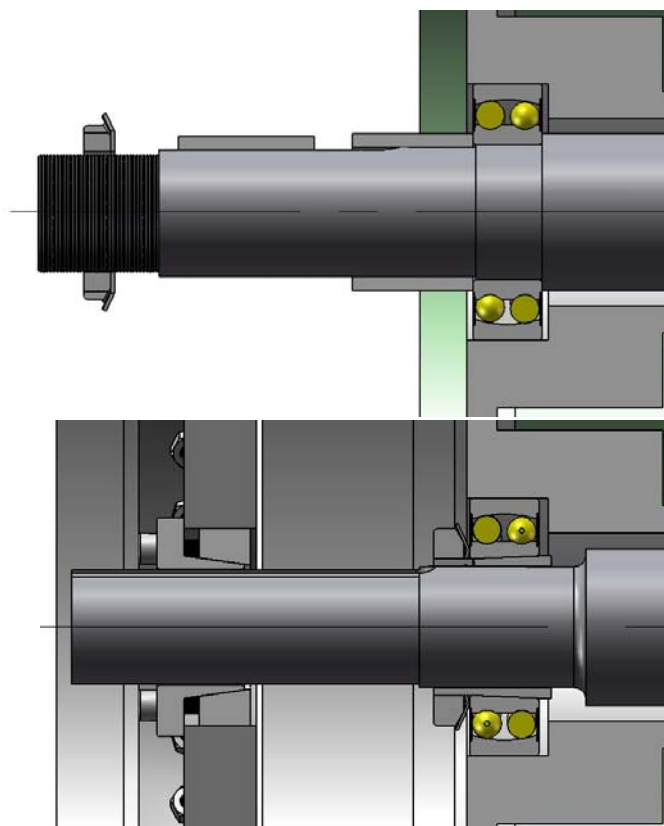
### Διαμόρφωση σταθερής και ελεύθερης έδρασης ατράκτου

Στο παλιό σχέδιο, η συγκράτηση των στοιχείων της περωτής, της τροχαλίας και των ρουλεμάν πάνω στην άτρακτο γίνεται μέσω των αποστατών και των περικοχλίων της ατράκτου. Θα χρειαστούν κάποιες τροποποιήσεις όσον αφορά τις εδράσεις.

Το ρουλεμάν της ελεύθερης έδρασης στο παλιό σχέδιο «πάταγε» στην πατούρα της ατράκτου και τον αποστάτη που ήταν σε επαφή με την 2<sup>η</sup> περωτή. Εφόσον εδώ η 2<sup>η</sup> περωτή επιθυμείται να έχει τη δυνατότητα τοποθέτησης σε διάφορες αξονικές θέσεις, η χρήση αποστάτη για την στερέωση του ρουλεμάν δεν είναι ενδεδειγμένη: διαφορετικά για κάθε αξονική θέση θα χρειαζόμασταν διαφορετικό αποστάτη. Η λύση που θα δώσουμε θα είναι η εξής: θα αντικαταστήσουμε το αυτορύθμιστο ρουλεμάν (έτσι και αλλιώς η διάταξη χρειάζεται αντικατάσταση των υπάρχοντος ρουλεμάν) με του ίδιου ακριβώς τύπου το οποίο



όμως θα έχει κωνικό εσωτερικό δακτύλιο αντί για κυλινδρικό (βλέπε σχήμα 8.66). Οι λοιπές διαστάσεις του ρουλεμάν είναι οι ίδιες. Το ρουλεμάν αυτό θα συνοδεύεται από ειδικό κωνικό εξάρτημα στερέωσης όπως αυτά των ρουλεμάν της εξωτερικής ατράκτου (βλέπε προηγούμενο κεφάλαιο). Η διάμετρος της ατράκτου στη θέση σύνδεσης με το ρουλεμάν πρέπει να είναι  $\Phi 40$ .



Σχήμα 8.66: Ελεύθερη έδραση της ατράκτου του 2<sup>ου</sup> ρότορα πριν (πάνω) και μετά (κάτω) την τροποποίηση. Η τροποποιημένη εκδοχή φέρει και το δίσκο περυσίων και αξίζει να παρατηρηθεί ότι η άτρακτος σε αυτή είναι μετατοπισμένη προς τα δεξιά.

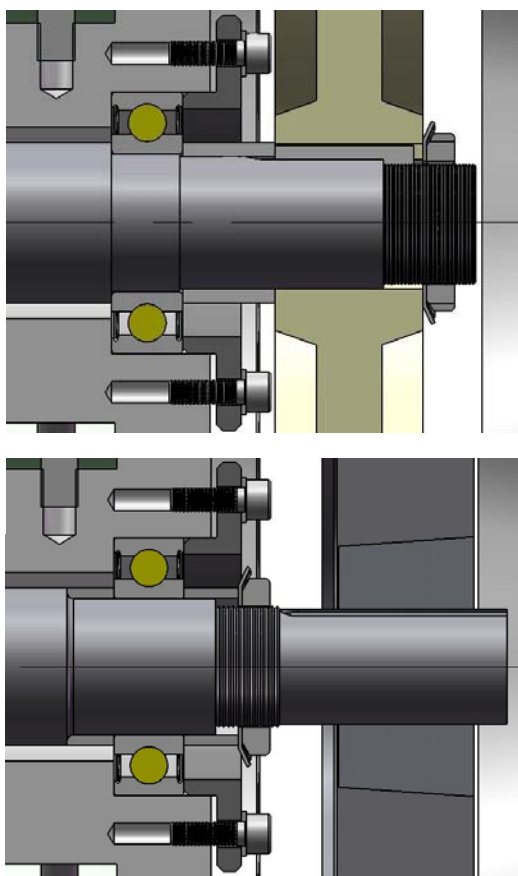
Το αυτορύθμιστο ρουλεμάν που επιλέξαμε έχει κωδικό 2209 E-2RS1 KTN9 και τα ίδια ακριβώς λειτουργικά χαρακτηριστικά με το αντίστοιχό του με κυλινδρική πλήμνη. Το κωνικό εξάρτημα στερέωσης έχει κωδικό H 309 C. Στο σχήμα είναι εμφανές ότι η κωνική του πλήμνη σε συνδυασμό με τον εξάρτημα, εξασφαλίζουν την στερέωσή του χωρίς να υπάρχει ανάγκη το ρουλεμάν να βρίσκεται σε επαφή ούτε με κάποιο αποστάτη, ούτε με την πατούρα της ατράκτου. Να παρατηρηθεί ότι το περικόχλιο στήριξής του, βρίσκεται εξωτερικά της φωλιάς, παρέχοντας μας άφθονο χώρο για τη σύσφιξή του.

Η ικανότητα παραλαβής φορτίου από το ρουλεμάν -άρα και η καταλληλότητα για τα φορτία της εγκατάστασής μας- θα πρέπει να εξεταστεί λεπτομερώς. Σε περίπτωση που το ρουλεμάν δεν έχει επαρκεί από θέμα αντοχής (ως πλήθος στατιστικά των ωρών λειτουργίας), η επιλογή διαφορετικού τύπου θα είναι ιδιαίτερα δύσκολη γιατί το ρουλεμάν πρέπει αφενός μεν να τηρεί τις διαστάσεις της φωλιάς (πλάτος  $B=23$  mm και εξωτερική διάμετρος  $D=85$ mm), αφετέρου δε να είναι σφραγισμένο (sealed) και να ενδείκνυται για στροφές μέχρι και 3000RPM. Ο υπάρχον τύπος τηρεί όλες αυτές τις απαιτήσεις με μόνο στοιχείο προς διερεύνηση την επάρκεια σε αντοχή.

Επειδή η άτρακτος πρέπει να έχει διάμετρο  $\Phi 40$  στη θέση του ρουλεμάν, η διάμετρος  $\Phi 38$ , θα πρέπει να φθάνει μέχρι ένα ορισμένο μήκος. Το μήκος αυτό επιλέχθηκε τέτοιο ώστε η 2<sup>η</sup> πτερωτή να έχει την ευχέρεια να τοποθετηθεί στη μέγιστη δυνατή απόσταση από την 1<sup>η</sup>, μέχρι δηλαδή να «συναντήσει» το κέλυφος  $\Phi 300$  που περικλείει την άτρακτο. Ταυτόχρονα το τμήμα  $\Phi 40$  έχει αρκετό μήκος ώστε η τοποθέτηση του εξαρτήματος στερέωσης να γίνεται με άνεση χώρου και να υπάρχει περιθώριο διόρθωσης κατά τη συναρμολόγηση. Τα μήκος του τμήματος  $\Phi 38$  είναι 115mm και αυτό του  $\Phi 40$  55mm με ακτίνα καμπυλότητας 4mm (καμπυλότητα απαραίτητη δεδομένου ότι έχουμε μία αναβαθμίδα με  $\Phi 40/\Phi 52$  που δημιουργεί σημαντικές συγκεντρώσεις τάσεων). Ο καθορισμός αυτών των μηκών έγινε κατά τη σχεδίαση στον Η/Υ όπου είχαμε άμεση εποπτεία της διάταξης των επιμέρους στοιχείων στο σύνολο.

Όσον αφορά στο ρουλεμάν της σταθερής έδρασης, δεν υπάρχει στον κατάλογο αντίστοιχος τύπος με κεκλιμένο εσωτερικό δακτύλιο. Δεν μπορούμε λοιπόν να προχωρήσουμε σε παρόμοια λύση με αυτή που δώσαμε για την ελεύθερη έδραση. Καθώς αποδείχθηκε δύσκολο να βρούμε ρουλεμάν που να πληρεί τις προϋποθέσεις της υπάρχουσας κατασκευής (διαστάσεις φωλιάς, σφραγισμένο, καταλληλότητα για ταχύτητες μέχρι και 3000RPM), αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί ακριβώς το ίδιο ρουλεμάν με αυτό του παλαιού δοκιμαστηρίου. Το ενδεχόμενο χρήσης του ίδιου αυτορύθμιστου ρουλεμάν όπως και στην ελεύθερη έδραση, αποκλείστηκε λόγω των πολύ υψηλότερων φορτίων καταπόνησης του ρουλεμάν στη θέση αυτή: ως γνωστόν τα βαθείας αύλακος έχουν μεγαλύτερη αντοχή σε σχέση με τα αυτορύθμιστα ρουλεμάν.

Η λύση που δόθηκε τελικά παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα 8.67.



Σχήμα 8.67: Σταθερή έδραση της άτρακτου του 2<sup>ου</sup> ρότορα πριν (πάνω) και μετά (κάτω) την τροποποίηση. Η τροποποιημένη εκδοχή φέρει και την τροχαλία. Και εδώ φαίνεται ότι η άτρακτος είναι μετατοπισμένη προς τα δεξιά.



Όπως φαίνεται και στο προηγούμενο σχήμα, σε ενδιάμεση θέση της ατράκτου πριν το ρουλεμάν θα κοπεί σπείρωμα  $M40$  (αρχική διάμετρος σε αυτή τη θέση  $\Phi 43$ ). Πριν από αυτή τη θέση η άτρακτος θα έχει διάμετρο  $\Phi 38$  και έτσι θα είναι δυνατή η χρήση περικοχλίου (υπάρχον από την παλαιά εγκατάσταση). Το περικόχλιο αυτό με τη σύσφιξή του, θα «πιέζει» ένα αποστάτη ο οποίος θα είναι σε επαφή με το ρουλεμάν και έτσι το τελευταίο μέσω ενός δεύτερου αποστάτη θα «μπλοκάρει» πάνω στη πατούρα της ατράκτου. Με αυτό τον τρόπο το ρουλεμάν θα στερεώνεται πάνω στην άτρακτο, ενώ λόγω της επαφής του και με το καπάκι, θα υλοποιεί την σταθερή έδραση. Όπως συνέβη και με την προηγούμενη περίπτωση και το ρουλεμάν αυτό θα πρέπει να ελεγχθεί ως προς τη δυνατότητα παραλαβής φορτίου.

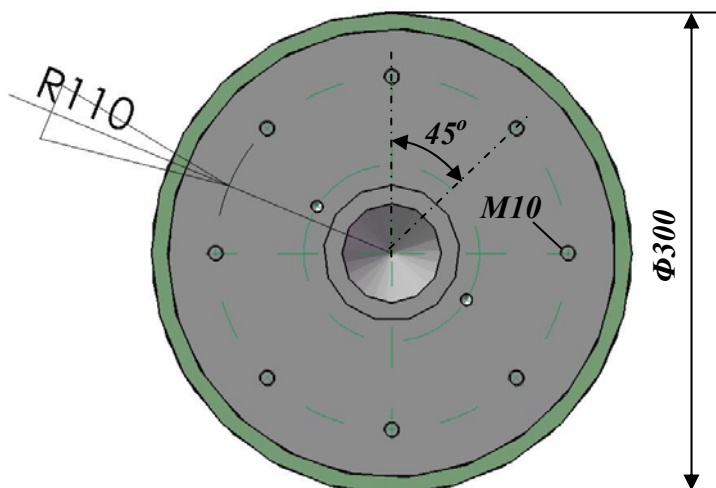
Η χρήση του πρώτου αποστάτη είναι απαραίτητη προκειμένου το σπείρωμα  $M40$  να είναι σε κάποια απόσταση από την θέση έδρασης του ρουλεμάν (η οποία πρέπει να είναι κανονική χωρίς σπείρωμα), αλλά και το ίδιο το περικόχλιο να είναι εξωτερικά της φωλιάς και του καπακιού και κατά συνέπεια, να μπορεί εύκολα να συσφιχθεί. Η χρήση του δεύτερου αποστάτη αποσκοπεί στο να έχουμε περιθώριο διόρθωσης - στην πραγματικότητα ο αποστάτης θα κατασκευαστεί μεγαλύτερος και κατά το μοντάρισμα θα προσδιοριστεί το ακριβές του μήκος, ώστε τοποθετούμενος μαζί με το ρουλεμάν, η άτρακτος να «έρθει» στην επιθυμητή σχετική αξονική θέση με την άτρακτο της πρώτης πτερωτής.

Το γεγονός ότι χρησιμοποιούμε το ίδιο ρουλεμάν με αυτό της παλιάς κατασκευής, σημαίνει ότι η άτρακτος στη θέση έδρασής της με το ρουλεμάν θα έχει διάμετρο  $\Phi 45$ . Η ανάγκη για περιθώριο διόρθωσης της θέσης συνεπάγεται βέβαια την διεύρυνση του «μονοπατιού»  $\Phi 45$  από 22mm στα 49mm, όπως αποφασίστηκε κατά το σχεδιασμό με πραγματικές διαστάσεις. Δεδομένου του χαρακτήρα της σφιχτής συναρμογής μεταξύ εσωτερικού δακτυλίου του ρουλεμάν και της ατράκτου, το διευρυμένο αυτό «μονοπάτι» θα δυσκολέψει λίγο το μοντάρισμα αλλά έτσι και αλλιώς δεν υπάρχει άλλη επιλογή. Κατά το σχεδιασμό προέκυψε ακόμη μήκος 75mm για το τμήμα  $\Phi 38$ , ενώ το μήκος του σπειρώματος  $M40$  καθορίστηκε στα 21mm.

Τέλος, να σημειωθεί ότι η σταθερή έδραση δέχεται μεγαλύτερο εγκάρσιο φορτίο επειδή είναι κοντά στον πρόβολο του ιμάντα όπου και ασκούνται ισχυρές δυνάμεις που προκαλούν εκτός από στρέψη και κάμψη και διάτμηση. Το γεγονός ότι επιλέξαμε διατηρήσαμε τη διάμετρο  $\Phi 45$  χρησιμοποιώντας ρουλεμάν χωρίς σφιχτή συναρμογή είναι ευνοϊκότερο από θέμα αντοχής. Αν αντίθετα χρησιμοποιούσαμε ρουλεμάν κωνικού εσωτερικού δακτυλίου, οι τάσεις καταπόνησης της ατράκτου θα ήταν αρκετά μεγαλύτερες για δύο λόγους: πρώτον η διάμετρος της ατράκτου θα ήταν μικρότερη ( $\Phi 40$  αντί για  $\Phi 45$ ) και δεύτερον θα υπήρχαν οι επιπλέον τάσεις της συναρμογής πίεσης.

### Διαμόρφωση οπών επί της μετωπικής επιφάνειας του κελύφους

Με δεδομένο το ότι η αξονική θέση του δεύτερου ρότορα είναι μεταβλητή, τότε στα κατάντι του, θα υπάρχει πάντα ένας χώρος κενός, δηλαδή χώρος στον οποίο η άτρακτος δεν περιβάλλεται από το κέλυφος  $\Phi 300$ . Για να μην μένει ακάλυπτος ο χώρος αυτός, θα διαμορφωθούν οπές με σπείρωμα επί της μετωπικής επιφάνειας του κελύφους (βλέπε σχήμα 8.68) ώστε να μπορεί να συνδεθεί ειδικός αποστάτης για την κάλυψη αυτού του κενού χώρου.



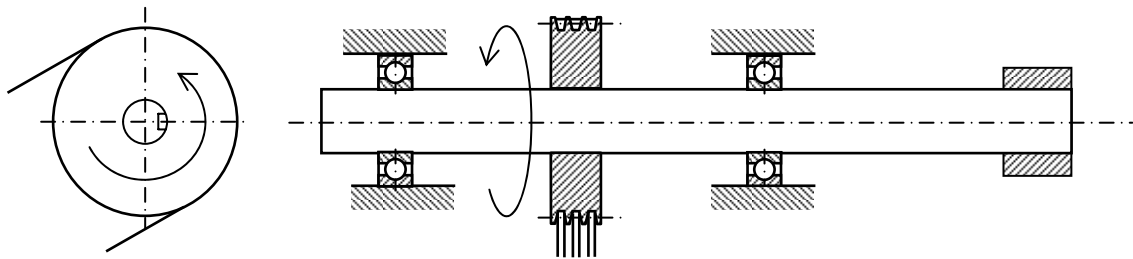
Σχήμα 8.68: Διαμόρφωση οπών επί της μετωπικής επιφάνειας του κελύφους

Στο σχήμα 8.68 διακρίνουμε 8 οπές διαμετρικές ισογωνιακά τοποθετημένες (ανά  $45^\circ$ ) σε ακτίνα 110mm με σπείρωμα  $M10$ . Το μέγεθος του σπειρώματος επιλέχθηκε μεγάλο ώστε να είναι εφικτή η σύνδεση - πέραν των αποστατών των δίσκων που αποτελούν ελαφρά τεμάχια – και βαρύτερων τεμαχίων όπως για παράδειγμα σταθεροί δίσκοι με πτερύγια, δηλαδή πτερύγωση στάτορα. Η επίδραση στάτορα στα κατάντι μίας βαθμίδας C-R πτερωτών είναι κάτι το οποίο ίσως χρειαστεί να μελετηθεί, οπότε ο σχεδιασμός έγινε ώστε να είναι εφικτή η προσαρμογή μίας τέτοιας διάταξης ακίνητων πτερυγίων.

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει μελέτη ειδικών κατασκευαστικών θεμάτων, όπως η ανάλυση καταπόνησης των ατράκτων, ο υπολογισμός ταλαντώσεών τους, ο υπολογισμός και η εκλογή ρουλεμάν και υπολογισμοί κοχλιών και συγκολλήσεων.

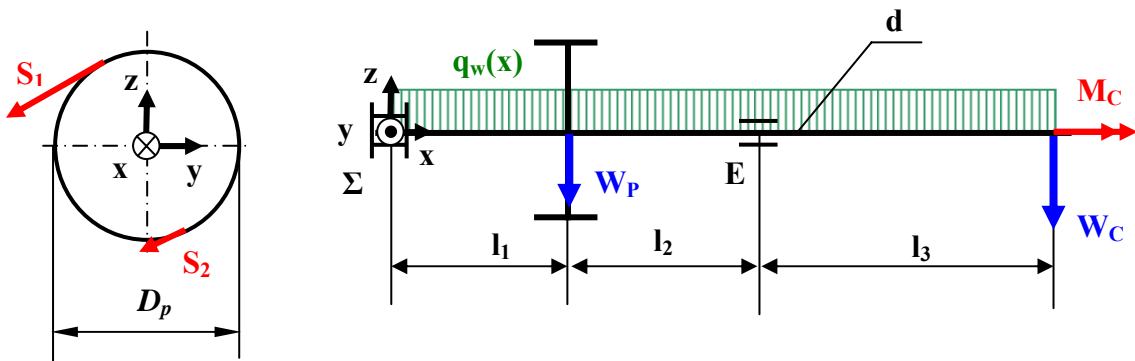
### 9.1 Ανάλυση καταπόνησης εξωτερικής ατράκτου

Στο σχήμα 9.1 παραθέτουμε ένα απλοποιημένο σκαρίφημα της εξωτερικής ατράκτου περιλαμβάνει την τροχαλία, τις δύο εδράσεις και το μισό του ελαστικού συνδέσμου. Λαμβάνουμε αυθαίρετα την παρακάτω φορά περιστροφής.



Σχήμα 9.1: Απλοποιημένο σκαρίφημα εξωτερικής ατράκτου

Η άτρακτος αυτή θα μοντελοποιηθεί ως μία **ισοστατική δοκός**, η οποία μπορεί να επιλυθεί πολύ εύκολα με τις αρχές της θεωρητικής μηχανικής. Στο σχήμα 9.2 παριστούμε την άτρακτο ως ισοστατική δοκό με όλα τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της και τα φορτία που υφίσταται. Με τον όρο «φορτία» εννοούμε τις εξωτερικές δυνάμεις και ροπές που ασκούνται στην άτρακτο



Σχήμα 9.2: Μοντελοποίηση εξωτερικής ατράκτου ως ισοστατική δοκός

Τα φορτία αυτά, είναι τα εξής:

- Οι **δυνάμεις ιμαντοκίνησης**  $S_1$ ,  $S_2$  (παρίστανται με κόκκινο χρώμα). Η δύναμη  $S_1$  είναι η δύναμη στον έλκοντα κλάδο και η  $S_2$  είναι η δύναμη στον ελκόμενο κλάδο. Μέσω των δύο αυτών δυνάμεων μεταβιβάζεται η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα στην άτρακτο του ρότορα ως στρεπτική ροπή.

- Η **ανθιστάμενη ροπή  $M_C$  του ελαστικού συνδέσμου** (παρίστανται με κόκκινο χρώμα και «διπλή» μύτη συμβολίζοντας διάνυσμα ροπής). Η ροπή αυτή θα πρέπει να εξουδετερώνεται από τη στρεπτική ροπή που «παράγουν» οι δυνάμεις ιμαντοκίνησης  $S_1, S_2$ .
- Οι **δυνάμεις βάρους  $W_P$  και  $W_C$  της τροχαλίας και του μισού του ελαστικού συνδέσμου** (παρίστανται με μπλε χρώμα) μαζί με τα βάρη των Taper Bushes. Θεωρούμε ότι το συνολικό βάρος του ελαστικού συνδέσμου ισοκατανέμεται στις δύο ατράκτους που συνδέει.
- Το **ίδιον βάρος της ατράκτου** ως γραμμική κατανομή  $q_w(x)$  κατά μήκος της ατράκτου (παρίσταται με πράσινο χρώμα).

Όπως φαίνεται από το σχήμα της προηγούμενης σελίδας έχουμε ορίσει ορθογώνιο σύστημα συντεταγμένων  $xyz$  στο μέσον της σταθερής έδρασης. Οι διαστάσεις που έχουμε ορίσει θα προκύψουν από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της ατράκτου, του ελαστικού συνδέσμου και του ρότορα.

Να σημειωθεί ότι οι δυνάμεις ιμαντοκίνησης  $S_1, S_2$  όπως και οι δυνάμεις βάρους  $W_P$  και  $W_R$  θεωρούνται **σημειακές** δηλαδή ασκούμενες σε σημειακές θέσεις κατά μήκος της ατράκτου. Οι δυνάμεις ιμαντοκίνησης και το βάρος της τροχαλίας ασκούνται στο μέσον της ενώ το βάρος του ήμισυ του ελαστικού συνδέσμου θεωρείται ότι ασκείται στο άκρο της ατράκτου. Αυτή αποτελεί δυσμενέστερη της πραγματικής κατάσταση φόρτισης, οπότε αν δεν υπάρξει πρόβλημα με αυτόν τον τρόπο, αποκλείεται να υπάρξει και στην πραγματικότητα.

Το ίδιο βάρος της ατράκτου, δεν μπορεί παρά να μοντελοποιηθεί ως **κατανεμημένο** φορτίο, η κατανομή του οποίου καθορίζεται από το μέγεθος της διατομής της ατράκτου κατά το μήκος της. Εφόσον η άτρακτος είναι ομοιόμορφης διατομής, η κατανομή αυτή είναι σταθερή.

Η εξισορρόπηση των φορτίων θα καταστεί δυνατή μέσω της εμφάνισης των δυνάμεων αντίδρασης των δύο εδράσεων. Στη γενική περίπτωση η σταθερή έδραση  $\Sigma$  θα «παράγει» **τρεις δυνάμεις αντίδρασης  $\Sigma_x, \Sigma_y, \Sigma_z$**  (σε κάθε κατεύθυνση δηλαδή) ενώ η ελεύθερη έδραση  $E$  **δύο δυνάμεις αντίδρασης  $E_y, E_z$**  (σε κάθετες κατεύθυνσης ως προς την άτρακτο δηλαδή, αλλά όχι και ως προς τον διαμήκη άξονά της). Με άλλα λόγια, η σταθερή έδραση παραλαμβάνει αξονικά φορτία. Οι δυνάμεις αντίδρασης θα θεωρηθούν σημειακές και μάλιστα ασκούμενες στο μέσον της κάθε έδρασης (σε πρώτη φάση δεν παρουσιάστηκαν στο σχήμα για να αποφύγουμε «παραφόρτωσή του»)

Με γνωστά τα μέτρα των φορτίων και γνωστή τη γεωμετρία της ατράκτου μπορούμε να προσδιορίσουμε τις αντιδράσεις στήριξης και τα διαγράμματα φόρτισης (γνωστά από τη θεωρητική μηχανική ως διαγράμματα  $N, Q, M$ ). Αυτά τα στοιχεία είναι απαραίτητα για την ανάλυση αντοχής και την μελέτη ταλαντώσεων της ατράκτου.

### 9.1.1 Έλεγχος αντοχής επικίνδυνων διατομών ατράκτου

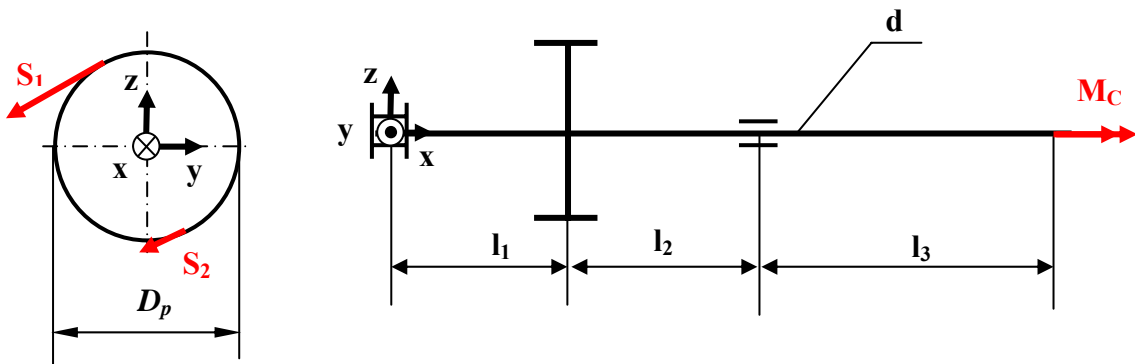
Όπως είδαμε η άτρακτος υφίσταται τρία είδη φορτίων:

1. Τις κατά προσέγγιση σημειακές δυνάμεις βάρους των εξαρτημάτων της τροχαλίας και του ελαστικού συνδέσμου που συμβολίστηκαν  $W_P$  και  $W_C$  αντίστοιχα.

2. Τις κατά προσέγγιση σημειακές δυνάμεις της ιμαντοκίνησης  $S_1$  και  $S_2$  οι οποίες παράγουν στρεπτική ροπή για να εξουδετερώσουν την ανθιστάμενη στην άτρακτο  $M_R$  λόγω της λειτουργίας του ρότορα.
3. Το ίδιο βάρος της ατράκτου το οποίο θεωρήθηκε κατανεμημένο κατά μήκος της ατράκτου, με κατανομή  $q_w(x)$ .

Από τα φορτία αυτά, εκείνα τα οποία προκαλούν την κύρια καταπόνηση είναι οι δυνάμεις της ιμαντοκίνησης. Τα βάρη της τροχαλίας και του ελαστικού συνδέσμου έχουν πρακτικά αμελητέα επίδραση πάνω στην καταπόνηση. Για το λόγο αυτό, θα προχωρήσουμε την μελέτη λαμβάνοντας υπ' όψη μόνο την επίδραση των δυνάμεων της ιμαντοκίνησης.

Έχουμε το σχήμα 9.3, όπου αυτή τη φορά απεικονίζουμε μόνο τις δυνάμεις ιμαντοκίνησης με τις αντίστοιχες δυνάμεις αντίδρασης που προκαλούν, καθώς και την ανθιστάμενη στρεπτική ροπή του ρότορα.



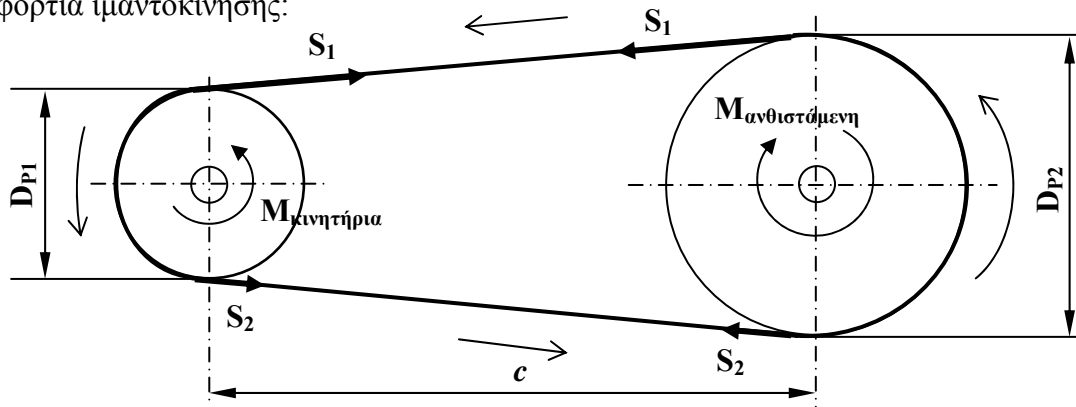
Σχήμα 9.3: Θεώρηση της επίδρασης μονάχα των φορτίων ιμαντοκίνησης

Οι δυνάμεις ιμαντοκίνησης θεωρούνται ότι ασκούνται στο **μέσον του πλάτους της τροχαλίας**. Για λόγους καλύτερης εποπτείας απεικονίζονται μονάχα στη μία πρόοψη και όχι στην πλάγια όψη από αριστερά.

### Υπολογισμός δυνάμεων ιμαντοκίνησης

Το ζήτημα είναι πρώτα να υπολογίσουμε τις δυνάμεις  $S_1$  και  $S_2$  και κατόπιν να τις ανάγουμε στο σύστημα συντεταγμένων  $xyz$  της τροχαλίας. Για το σκοπό αυτό θα κάνουμε μία σύντομη αναφορά στην λειτουργία της ιμαντοκίνησης.

Στη γενική περίπτωση της ιμαντοκίνησης έχουμε μία **κινητήρια** τροχαλία **διαμέτρου αναφοράς  $D_{P1}$** , και μία **κινούμενη** τροχαλία αντίστοιχης διαμέτρου  $D_{P2}$ . Η **απόσταση των αξόνων** τους είναι  $c$ . Κατά τη λειτουργία της βαθμίδας με τη φορά περιστροφής του παρακάτω σχήματος είναι γνωστό <sup>[49]</sup> ότι αναπτύσσονται τα εξής φορτία ιμαντοκίνησης:



Σχήμα 9.4: Γενική διάταξη ιμαντοκίνησης

Οι δυνάμεις του ιμάντα  $S_1$  και  $S_2$  είναι υπεύθυνες για τη μεταφορά της ισχύος από την κινητήρια τροχαλία στην κινούμενη. Ο ευθύγραμμος κλάδος που «φέρει» την  $S_1$  λέγεται έλκων και ο ευθύγραμμος κλάδος που «φέρει» την  $S_2$  λέγεται ελκόμενος. Αν η ροπή του η κινητήρια τροχαλία μεταφέρει ροπή  $M_{\text{κινητήρια}}$  με ταχύτητα περιστροφής  $\omega_1$ , άρα ισχύ  $N_1 = M_{\text{κινητήρια}} \cdot \omega_1$ , τότε από ισορροπία ροπών ως προς τον άξονα της κινητήριας τροχαλίας, οι δυνάμεις  $S_1$  και  $S_2$  θα είναι:

$$\Sigma M_x = 0 \Rightarrow -S_1 \cdot \frac{D_{P1}}{2} + S_2 \cdot \frac{D_{P1}}{2} + M_{\text{κινητήρια}} = 0 \Rightarrow (S_1 - S_2) = U = \frac{2 \cdot M_{\text{κινητήρια}}}{D_{P1}}$$

Είναι προφανές ότι η ροπή  $M_{\text{κινητήρια}}$ , μπορεί να μεταφερθεί με οποιοδήποτε ζεύγος  $S_1, S_2$  αρκεί η διαφορά  $U$  των οποίων να «τηρεί» αυτή την τιμή. Η δύναμη  $S_2$  είναι η **δύναμη προέντασης (τάνυσης) του ιμάντα**, που εξασφαλίζει την πίεση του ιμάντα πάνω στην τροχαλία, με σκοπό την ανάπτυξη της απαραίτητης δύναμης τριβής για την μη προβληματική μετάδοση κίνησης και μεταφορά ισχύος από την κινητήρια στην κινούμενη τροχαλία. Στην πραγματικότητα για τη μη ολίσθηση του ιμάντα, η δύναμη  $S_2$  πρέπει να είναι μεγαλύτερη από μία οριακή τιμή οποία βρίσκεται από τον νόμο του Euler-Eytelwein<sup>[49]</sup>:

$$S_2 \geq \frac{U}{e^{\mu \cdot \alpha_\pi} - 1} + F_{\text{φυγ}}, \text{ όπου:}$$

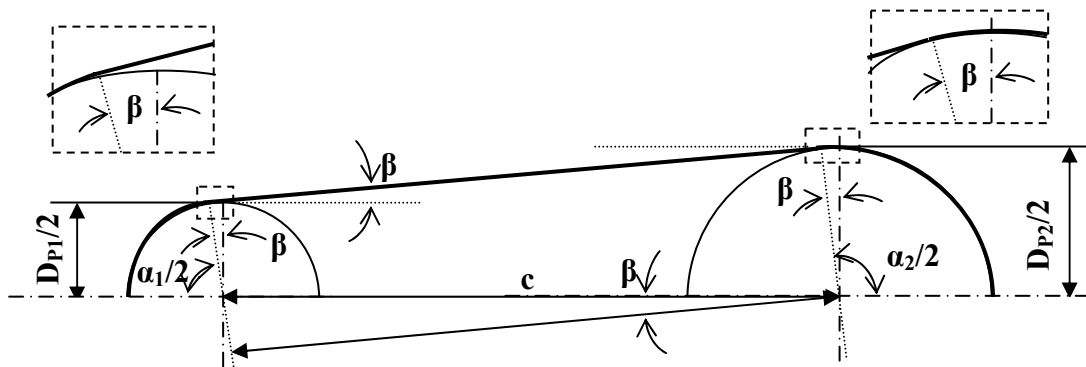
$\alpha_\pi$ : γωνία περιτύλιξης ιμάντα γύρω από τη μικρότερη τροχαλία

$\mu$ : συντελεστής τριβής μεταξύ ιμάντα & τροχαλίας

$F_{\text{φυγ}}$ : φυγόκεντρος δύναμη του ιμάντα λόγω περιστροφής του

Στα πλαίσια της μελέτης αυτής θα πάρουμε την οριακή τιμή ισότητας στον τύπο. Τα μεγέθη  $\alpha, \mu, F_{\text{φυγ}}$  υπολογίζονται με τον παρακάτω τρόπο:

- Γωνία  $\alpha_\pi = \alpha_1 = 180 - 2 \cdot \beta$ , όπου  $\beta = \arcsin\left(\frac{D_{P2} - D_{P1}}{2 \cdot c}\right)$  η γωνία «κλίσης» του ιμάντα κατά το σχήμα 9.5:



Σχήμα 9.5: Βασικά γεωμετρικά μεγέθη ιμαντοκίνησης

- Συντελεστής τριβής  $\mu$ , για τραπεζοειδή ιμάντα από δέρμα υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο<sup>[49]</sup>:

$$\mu = \frac{\mu_c}{\eta\mu(\alpha/2)}, \text{ όπου:}$$

- $\mu_c$  : συντελεστής τριβής επίπεδου ιμάντα ανάλογα το υλικό (Πηγή: Πίνακας P9 σελ. P45 <sup>[49]</sup>)
- $\alpha$ : γωνία κλίσης τραπεζίου

Να σημειωθεί ότι για τις συνήθεις τιμές του  $\alpha$  που χρησιμοποιούνται για τραπεζοειδείς ιμάντες είναι  $\eta\mu(\alpha/2) \approx 1/3$ , οπότε και εναλλακτικά μπορούμε να παίρνουμε προσεγγιστικά:  $\mu \approx 3 \cdot \mu_c$ .

- Φυγόκεντρος δύναμη  $F_{\text{φυγ}}$ , υπολογίζεται από το παρακάτω τύπο<sup>[10]</sup>:

$$F_{\text{φυγ}} = \rho \cdot A_p \cdot V_p^2, \text{ όπου:}$$

- $\rho$ : η πυκνότητα του υλικού του ιμάντα (τυπική τιμή  $970\text{kg/m}^3$ )
- $A_p$ : το εμβαδόν της διατομής του ιμάντα. Για τραπεζοειδή ιμάντα

$$\text{έχουμε } A_p = \frac{(B_{\text{μικρή}} + B_{\text{μεγάλη}}) \cdot v_{\text{ύψος}}}{2} = \frac{(m - 2 \cdot s \cdot \tan(\alpha/2) + m) \cdot s}{2} \Rightarrow$$

$$A_p = (m - s \cdot \tan(\alpha/2)) \cdot s \text{ με τα σύμβολα των τεχνικών καταλόγων}$$

- $V_p$  η ταχύτητα κίνησης του ιμάντα όπως και πριν

Βάσει των παραπάνω μπορούμε να υπολογίσουμε την απαιτούμενη δύναμη προέντασης  $S_2$ . Να σημειωθεί ότι στις συνήθεις εφαρμογές, η φυγόκεντρος δύναμη  $F_{\text{φυγ}}$  έχει πολύ χαμηλή τιμή και μπορεί ακόμη και να θεωρηθεί αμελητέα. Τέλος, βάσει της  $S_2$  και της  $U$  μπορούμε να υπολογίσουμε και την δύναμη  $S_1$  ως:

$$S_1 = S_2 + U$$

Ο έλεγχος αντοχής θα γίνει φυσικά για την μέγιστη κατάσταση φόρτισης. Τα δεδομένα είναι τα εξής:

- διάμετροι τροχαλιών:  $D_{p1} = 180\text{mm}$  &  $D_{p2} = 180\text{mm}$  (βλέπε ενότητα 7.1.2)
- γωνία κλίσης τραπεζίου:  $\alpha = 38^\circ$  (βλέπε ενότητα 7.1.2)
- ισχύς  $N_1 = 41,3\text{kW}$  (βλέπε πίνακα 6.5)
- ταχύτητα περιστροφής:  $n_1 = 3000\text{RPM}$
- ταχύτητα ιμάντα  $V_p$  (m/s) =  $v$  (m/s) =  $28,27\text{m/s}$  (έχει υπολογιστεί από ενότητα 7.1.2)
- πυκνότητα ιμάντα  $\rho = 780\text{kg/m}^3$  (τυπική τιμή <sup>[49]</sup>)
- διαστάσεις ιμάντα  $m = 12,7\text{mm}$  &  $s = 10\text{mm}$  (βλέπε ενότητα 7.1.2)
- τυπική τιμή συντελεστή τριβής ιμάντα με υφάνσεις με νήματα για υπολογισμό αντοχής:  $\mu = 0,30$ <sup>[49]</sup>

Βάσει αυτών υπολογίζουμε:

-  $\alpha_\pi = \alpha_1 = 180 - 2 \cdot \beta = 180^\circ$  ή  $\pi$  rad ,όπου:

$\beta = \arcsin\left(\frac{D_{p2} - D_{p1}}{2 \cdot c}\right) = 0^\circ$  καθώς  $D_{p2} = D_{p1}$

-  $\mu = \frac{\mu_c}{\eta\mu(\alpha/2)} = 0,921$

-  $F_{\phi\gamma} = \rho \cdot A_p \cdot V_p^2 = 970\text{kg/m}^3 \cdot 92,567 \cdot 10^{-6}\text{m}^2 \cdot 28,27^2 = 71,76 \text{ N}$ ,

όπου:  $A_p = (m - s \cdot \tan(\alpha/2)) \cdot s = (12,7 - 10 \cdot \tan(38/2)) \cdot 10 = 92,567\text{mm}^2$

- Ωφέλιμη δύναμη:  $U = \frac{2 \cdot M_{\text{κινητήρια}}}{D_{p1}} = \frac{2 \cdot 131,46}{0,180} = 1460 \text{ N}$

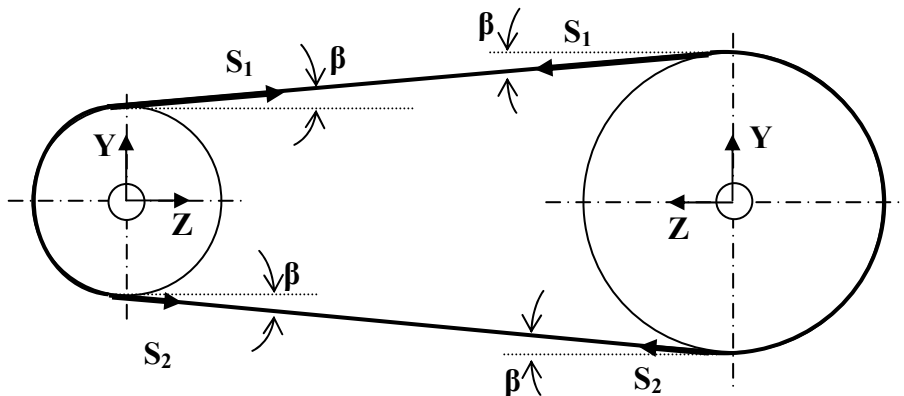
όπου:  $M_{\text{κινητήρια}} = \frac{N_1(W)}{\omega_1(\text{rad/s})} = \frac{30 \cdot N_1(W)}{\pi \cdot n(\text{RPM})} = 131,462\text{N} \cdot \text{m}$

- Δύναμη προέντασης (οριακή ισότητα):  $S_2 = \frac{U}{e^{\mu \cdot \alpha_\pi} - 1} + F_{\phi\gamma} =$   
 $= \frac{1460}{e^{0,921 \cdot \pi} - 1} + 71,76 = 157,37 \Rightarrow S_2 = 157\text{N}$

- Δύναμη έλκοντος κλάδου:  $S_1 = S_2 + U = 1617 \text{ N}$

### Μετασχηματισμός δυνάμεων $S_1, S_2$ στο σύστημα συντεταγμένων της ατράκτου

Οι δυνάμεις  $S_1$  και  $S_2$  της μαντοκίνησης θα μεταβιβαστούν στην εξωτερική άτρακτο. Σε μια βαθμίδα μαντοκίνησης μπορούμε να ορίσουμε σύστημα ZY στο κέντρο των τροχαλιών (όπου βρίσκεται και η άτρακτος στην οποία εδράζεται η καθεμιά), με τον άξονα Z να διέρχεται πάνω στη διάκεντρο των δύο τροχαλιών και τον άξονα Y να έχει φορά προς τη μεριά των δυνάμεων προέντασης, όπως φαίνεται και στο σχήμα 9.6:



Σχήμα 9.6: Δυνάμεις σε βαθμίδα μαντοκίνησης και συστήματα συντεταγμένων ατράκτων

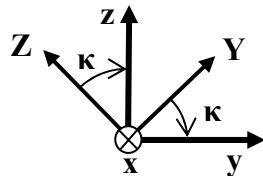
Βάσει των συστημάτων αυτών στην κάθε άτρακτο μεταβιβάζονται οι δυνάμεις:

$S_Z = S_1 \cdot \cos\beta + S_2 \cdot \cos\beta = (S_1 + S_2) \cdot \cos\beta$

$S_Y = S_1 \cdot \sin\beta - S_2 \cdot \sin\beta = (S_1 - S_2) \cdot \sin\beta$



Στη δική μας μελέτη τώρα, οι τροχαλίες είναι ίσου μεγέθους (άρα  $\beta=0$ ) και οι τροχαλίες βρίσκονται σε κλίση  $\gamma$  ως προς τον κατακόρυφο άξονα. Συνεπώς, αν τις δυνάμεις τις τροχαλίας τις αναλύσαμε σε σύστημα ZY παίρνοντας δυνάμεις  $S_z$ ,  $S_y$  θα πρέπει να τις ανάγουμε στο σύστημα zy (εκ του συστήματος xyz που θέσαμε για την άτρακτο) με στροφή του ZY γύρω από τον άξονα x κατά γωνία  $\kappa$ , έτσι ώστε ο άξονας Z να συμπέσει με τον z και ο Y με τον y. Οι σχέσεις μετασχηματισμού είναι:

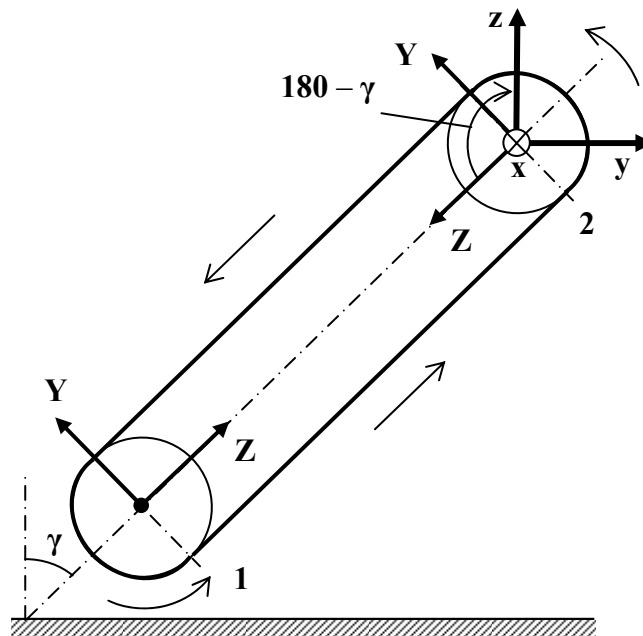


$$S_y = S_Y \cdot \cos\kappa - S_Z \cdot \sin\kappa$$

$$S_z = S_Y \cdot \sin\kappa + S_Z \cdot \cos\kappa$$

Σχήμα 9.7: Μετασχηματισμός σε συστήματα συντεταγμένων YZ→yz

Στη δική μας διάταξη, η γωνία στροφής  $\kappa$  του συστήματος είναι  $180 - \gamma$ :



Σχήμα 9.8: Εφαρμογή μετασχηματισμού στη δική μας περίπτωση

Στο σύστημα xyz της άτρακτου, με συνδυασμό όλων των παραπάνω, οι δυνάμεις λόγω ιμαντοκίνησης θα είναι:

$$S_y = (S_1 - S_2) \cdot \sin\beta \cdot \cos(180 - \gamma) - (S_1 + S_2) \cdot \cos\beta \cdot \sin(180 - \gamma)$$

$$S_z = (S_1 - S_2) \cdot \sin\beta \cdot \sin(180 - \gamma) + (S_1 + S_2) \cdot \cos\beta \cdot \cos(180 - \gamma)$$

Τελικά, απλοποιώντας την παραπάνω μορφή θα είναι:

$$S_y = -(S_1 - S_2) \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma - (S_1 + S_2) \cdot \cos\beta \cdot \sin\gamma$$

$$S_z = (S_1 - S_2) \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma - (S_1 + S_2) \cdot \cos\beta \cdot \cos\gamma$$

Βάσει του υπάρχοντος σχεδιασμού είναι περίπου  $\gamma=51,15^\circ$ , ποσότητα που πρακτικά μπορεί να παρθεί  $50^\circ$  (η γωνία  $\gamma$  θα μειωθεί λόγω της προέκτασης του μάντα). Έτσι, υπολογίζουμε για  $\beta=0$  και  $\gamma=50^\circ$  υπολογίζουμε:

$$S_y = -(S_1 - S_2) \cdot \sin 0 \cdot \cos 50^\circ - (S_1 + S_2) \cdot \cos 0 \cdot \sin 50^\circ = -(S_1 + S_2) \cdot \sin 50^\circ = -1239 \text{ N}$$

$$S_z = (S_1 - S_2) \cdot \sin 0 \cdot \sin 50^\circ - (S_1 + S_2) \cdot \cos 0 \cdot \cos 50^\circ = -(S_1 + S_2) \cdot \cos 0 \cdot \cos 50^\circ = -1039 \text{ N}$$

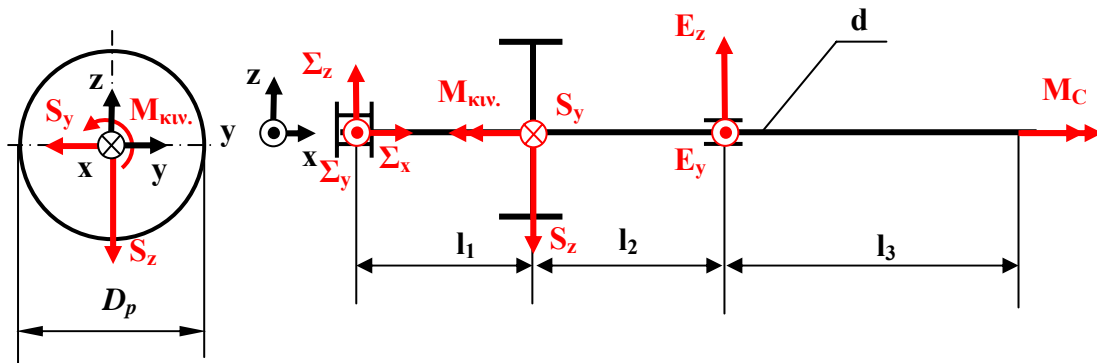
Το άθροισμα των δύο συνιστωσών είναι:

$$S_{\text{ολ}} = \sqrt{S_y^2 + S_z^2} = \sqrt{1239^2 + 1039^2} = 1617 \text{ N} \cong 165 \text{ kp} \text{ ή δύναμη kg}$$

Αν αναλογιστούμε ότι η τροχαλία ζυγίζει κοντά στα 7kg και το ελαστικός σύνδεσμος 2,5kg, ορθά αγνοήθηκαν έναντι των φορτίων της μαντοκίνησης.

### Αντιδράσεις στήριξης και διαγράμματα φόρτισης

Η μελέτη παρακάτω θα συνεχιστεί με χρήση των μετασχηματισμένων δυνάμεων μαντοκίνησης. Στο σχήμα 9.9, παρουσιάζονται  $S_y$ ,  $S_z$  και οι δυνάμεις αντίδρασης που προκαλούν, και η ανθιστάμενη στρεπτική ροπή του ρότορα  $M_R$ .



Σχήμα 9.9: Θεώρηση της επίδρασης μονάχα των φορτίων μαντοκίνησης

1<sup>ο</sup> Βήμα: Προσδιορίζουμε τις αντιδράσεις στήριξης από εξισώσεις ισορροπίας:

$$-\Sigma F_x = 0 \Rightarrow \Sigma_x = 0$$

$$-\Sigma F_y = 0 \Rightarrow \Sigma_y + E_y - S_y = 0 \quad (1)$$

$$-\Sigma F_z = 0 \Rightarrow \Sigma_z + E_z - S_z = 0 \quad (2)$$

$$-\Sigma M_y^{\theta \epsilon \sigma \eta \Sigma} = 0 \Rightarrow -S_z \cdot l_1 + E_z \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (3)$$

$$-\Sigma M_z^{\theta \epsilon \sigma \eta \Sigma} = 0 \Rightarrow S_y \cdot l_1 - E_y \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (4)$$

$$(3) \Rightarrow E_z = \frac{S_z \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} \quad \& \quad \Sigma_z = S_z - E_z$$

$$(4) \Rightarrow E_y = \frac{S_y \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} \quad \& \quad \Sigma_y = S_y - E_y$$

Έτσι, για  $l_1=115$ ,  $l_2=115$ ,  $l_3=570$ mm (από σχέδιο), έχουμε:

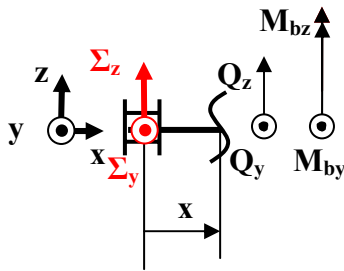
$$E_z = \frac{1039 \cdot 115}{230} = 519,5 \text{ N} \quad \& \quad \Sigma_z = 1239 - 519,5 = 519,5 \text{ N}$$

$$(4) \Rightarrow E_y = \frac{1239 \cdot 115}{230} = 619,5 \text{ N} \quad \& \quad \Sigma_y = 619,5 \text{ N}$$

Προφανώς, επειδή η τροχαλία είναι τοποθετημένη στο μέσον των εδράσεων, οι δυνάμεις αντίδρασης είναι ίσες.

2<sup>ο</sup> Βήμα: Βρίσκουμε τις εσωτερικές δυνάμεις και ροπές κατά μήκος της ατράκτου.

- Τμήμα:  $0 \leq x \leq l_1 = 115 \text{ mm}$



Σχήμα 9.10: 1<sup>η</sup> Νοητή τομή σε θέση x της ατράκτου

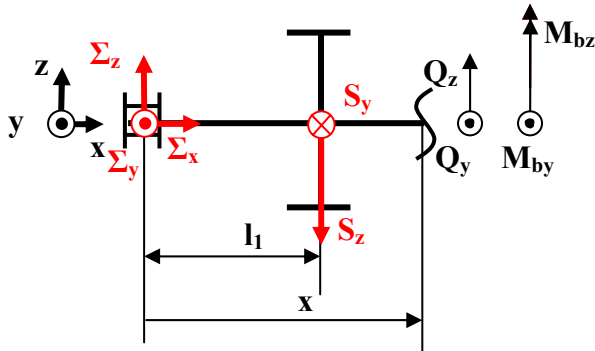
$$-\Sigma F_y = 0 \Rightarrow Q_y + \Sigma_y = 0 \Rightarrow Q_y = -\Sigma_y = -619,5 \text{ N}$$

$$-\Sigma F_z = 0 \Rightarrow Q_z + \Sigma_z = 0 \Rightarrow Q_z = -\Sigma_z = -519,5 \text{ N}$$

$$-\Sigma M_y^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow -\Sigma_z \cdot x + M_{by} = 0 \Rightarrow M_{by} = \Sigma_z \cdot x \Rightarrow M_{by} = 519,5 \cdot x$$

$$-\Sigma M_z^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow \Sigma_y \cdot x + M_{bz} = 0 \Rightarrow M_{bz} = -\Sigma_y \cdot x \Rightarrow M_{bz} = -619,5 \cdot x$$

- Τμήμα:  $l_1 = 115 \text{ mm} \leq x \leq l_1 + l_2 = 230 \text{ mm}$



Σχήμα 9.11: 2<sup>η</sup> Νοητή τομή σε θέση x της ατράκτου

$$-\Sigma F_y = 0 \Rightarrow Q_y + \Sigma_y - S_y = 0 \Rightarrow Q_y = -\Sigma_y + S_y = 619,5 \text{ N}$$

$$-\Sigma F_z = 0 \Rightarrow Q_z + \Sigma_z - S_z = 0 \Rightarrow Q_z = -\Sigma_z + S_z = 519,5 \text{ N}$$

$$-\Sigma M_y^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow -\Sigma_z \cdot x + S_z \cdot (x - l_1) + M_{by} = 0 \Rightarrow M_{by} = (\Sigma_z - S_z) \cdot x + S_z \cdot l_1 \Rightarrow M_{by} = -519,5 \cdot x + 119485 \text{ Nmm}$$

$$-\Sigma M_z^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow \Sigma_y \cdot x - S_y \cdot (x - l_1) + M_{bz} = 0 \Rightarrow M_{bz} = (S_y - \Sigma_y) \cdot x + S_y \cdot l_1 \Rightarrow M_{bz} = 619,5 \cdot x - 142485 \text{ Nmm}$$

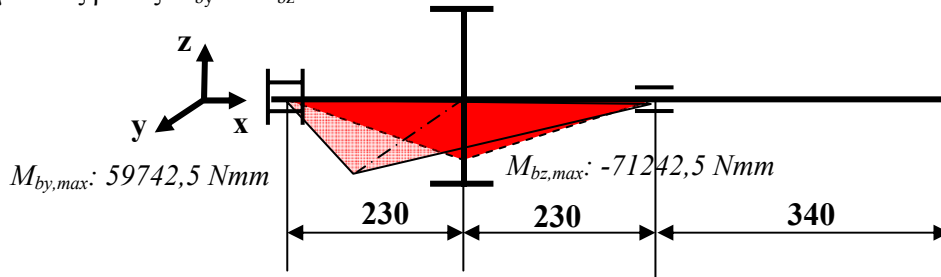
Τμήμα  $(l_1 + l_2) = 230 \leq x \leq (l_1 + l_2 + l_3) = 800\text{mm}$

Το τμήμα αυτό είναι αφόρτιστο από καμπτικές ροπές και τέμνουσες δυνάμεις. Η κάμψη και η διάτμηση στην ουσία «εγκλωβίζονται» ανάμεσα στις δύο εδράσεις και μόνο η στρέψη μεταβιβάζεται προς τον πρόβολο μεγάλου μήκους.

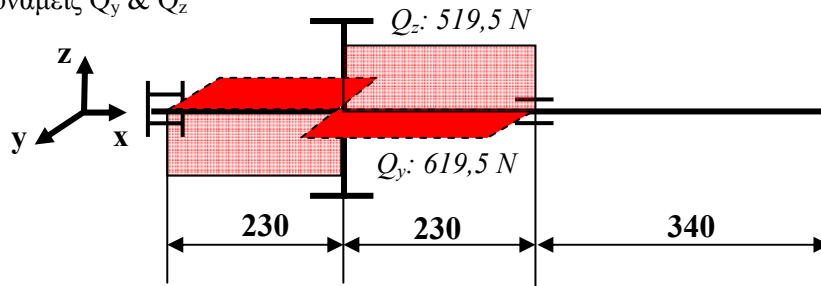
3<sup>ο</sup> Βήμα: Χαράσσουμε τα διαγράμματα N,Q,M

Βάσει των παραπάνω σχέσεων χαράσσουμε τα διαγράμματα φόρτισης (σχήμα 9.12). Οι στρεπτικές ροπές σε κάθε θέση υπολογίζονται βάσει των αποτελεσμάτων της ροής ισχύος (βλέπε πίνακα 6.5) διαιρώντας με την ταχύτητα περιστροφής:

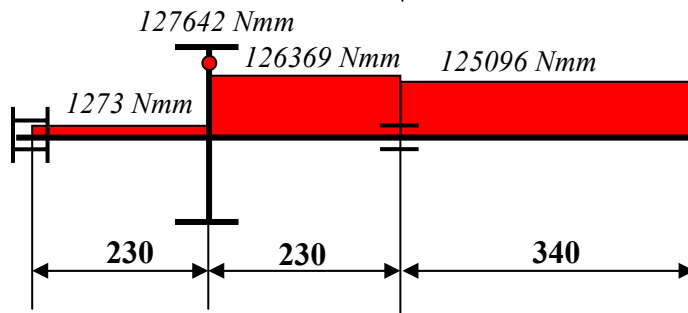
Καμπτικές ροπές  $M_{by}$  &  $M_{bz}$



Τέμνουσες δυνάμεις  $Q_y$  &  $Q_z$



Στρεπτική ροπή  $M_t$



Σχήμα 9.12: Διαγράμματα φόρτισης εξωτερικής ατράκτου

Παρατηρούμε ότι η στρεπτική ροπή και οι τέμνουσες δυνάμεις στην θέση της τροχαλίας παρουσιάζουν ασυνέχεια, το οποίο οφείλεται στο ότι θεωρήσαμε τα αντίστοιχα φορτία σημειακά. Η μέγιστη τιμή της στο διάγραμμα είναι μικρότερη από αυτή που υπολογίσαμε για να προσδιορίσουμε την ωφέλιμη δύναμη της μαντοκίνησης. Αυτό οφείλεται στο ότι στη ροή ισχύος αναφερόμαστε στην ισχύ  $N_2$ , ενώ στην προηγούμενη στην ισχύ  $N_1$ .

Από τα διαγράμματα παρατηρούμε ότι η μέγιστη φόρτιση εμφανίζεται στη θέση στερέωσης της τροχαλίας: οι καμπτικές ροπές, όσο και οι στρεπτικές σε αυτή τη θέση είναι μέγιστες. Εφόσον η άτρακτος έχει ομοιόμορφη διατομή  $\Phi 40$ , σε αυτή τη

θέση ( $x=230\text{mm}$ ) θα έχουμε την εμφάνιση μέγιστων τάσεων. Ακόμη, στη θέση αυτή έχουμε επιπλέον στατικές τάσεις λόγω της συναρμογή πίεσης που υλοποιεί το Taper Bush. Η θέση αυτή κρίνεται ως η πλέον επικίνδυνη από θέμα επάρκειας αντοχής.

### Υπολογισμός τάσεων και χρονικός χαρακτηρισμός

Η άτρακτος στη θέση της τροχαλίας ( $x=230\text{mm}$ ) καταπονείται (απόλυτες τιμές στα μεγέθη) σε:

-διάτμηση κατά  $y$  και  $z$  με  $Q_y = 519,5\text{N}$  &  $Q_z = 619,5\text{N}$

-κάμψη κατά  $y$  και  $z$  με  $M_{by} = 71242,5\text{ Nmm}$  &  $M_{bz} = 59742,5\text{ Nmm}$

-στρέψη με  $M_t = 131462\text{ Nmm}$

Η διατομή της ατράκτου είναι κυκλική  $\Phi 40$  σε όλο το μήκος της. Οι τάσεις στη διατομή υπολογίζονται με τις συνήθεις παραδοχές της προσέγγισης των Στοιχείων Μηχανών<sup>[50]</sup>, ως εξής:

$$\text{- τάση διάτμησης: } \tau_d = \frac{Q}{A} = \frac{\sqrt{Q_y^2 + Q_z^2}}{A} = \frac{4 \cdot \sqrt{Q_y^2 + Q_z^2}}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow$$

$$\tau_d = \frac{4 \cdot \sqrt{619,5^2 + 519,5^2}}{\pi \cdot 40^2} \cong 0,7\text{ N/mm}^2$$

(στρογγυλοποιούμε προς τα πάνω για λόγους αντοχής)

$$\text{- τάση κάμψης: } \sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{\sqrt{M_{by}^2 + M_{bz}^2}}{W_b} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{by}^2 + M_{bz}^2}}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_b = \frac{32 \cdot \sqrt{59742,5^2 + 71242,5^2}}{\pi \cdot 40^3} = \frac{32 \cdot 92976,66}{\pi \cdot 40^3} \cong 14,8\text{ N/mm}^2$$

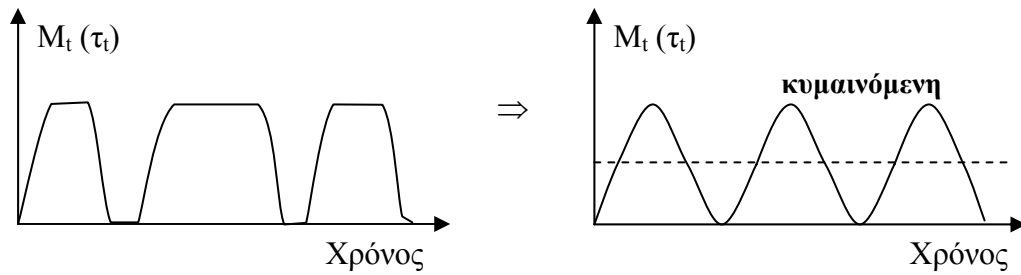
$$\text{- τάση στρέψης: } \tau_t = \frac{M_t}{W_t} \Rightarrow \tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 131462}{\pi \cdot 40^3} \cong 10,5\text{ N/mm}^2$$

Για τον υπολογισμό των τάσεων «κόβουμε» συνήθως τα πολλά δεκαδικά ψηφία των αποτελεσμάτων. Δεν αποκλείονται δηλαδή αριθμητικά σφάλματα στρογγυλοποίησης. Σε ένα πρόβλημα όμως ελέγχου αντοχής όπως αυτό, τέτοιες αποκλίσεις δεν έχουν καμία απολύτως πρακτική σημασία.

Η **στρεπτική τάση  $\tau_t$**  χαρακτηρίζεται ανάλογα με το πως αλλάζει με το χρόνο η ροπή  $M_t$  που παρέχει η τροχαλία στην εξωτερική άτρακτο από τον ηλεκτροκινητήρα μέσω της μαντοκίνησης. Η εξωτερική άτρακτος μεταβιβάζει την ροπή της αυτή, προς τον την άτρακτο του Cap όπου και βρίσκεται η 1<sup>η</sup> πτερωτή. Η εγκατάσταση, ως διάταξη δοκιμών, δεν θα έχει συνεχή λειτουργία σε μία μέρα αλλά θα λειτουργεί με διαρκείς επανεκκινήσεις για την διεξαγωγή διαφόρων ειδών μετρήσεων. Έτσι και η 1<sup>ηs</sup> πτερωτής θα υφίσταται αλληπάλληλες επανεκκινήσεις διατηρώντας όμως πάντα την ίδια φορά περιστροφής καθώς ο προσανατολισμός των πτερυγίων της θα είναι για δεδομένη φορά περιστροφής.

Στο παρακάτω σχήμα βλέπουμε οι συνεχείς επανεκκινήσεις έχουν ως αποτέλεσμα συνεχείς ακολουθίες του τρίπτυχου «προοδευτική αύξηση-σταθεροποίηση- προοδευτική μείωση» του στρεπτικού φορτίου. Αυτό το «σταμάτα-ξεκίνα» της διάταξης μπορεί να προσομοιωθεί με μία ημιτονοειδή μορφή που

παλινδρομεί γύρω από μία σταθερή τιμή: το μισό της μέγιστης ροπής/τάσης. Η στρεπτική τάση εδώ χαρακτηρίζεται **κυμαινόμενη**<sup>[50]</sup> (βλέπε σχήμα 9.13).



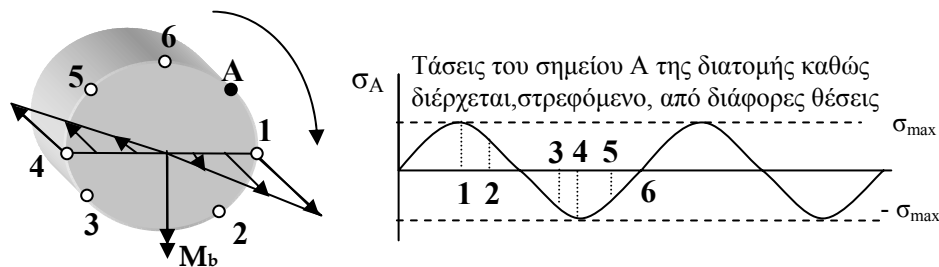
Σχήμα 9.13: Προσέγγιση πραγματικής καταπόνησης (απλοποιημένη παράσταση στα αριστερά), με κυμαινόμενη κυματοειδή μορφή.

Αν η άτρακτος αλλάζει φορά περιστροφής, η τάση θα χαρακτηρίζονταν εναλλασσόμενη, αφού θα υπήρχε έτσι και αλλαγή προσήμου κατά την μεταβολή του μέτρου της  $\tau_t$ .

Η **καμπτική τάση**  $\sigma_b$  έχει να κάνει προφανώς με την καμπτική ροπή  $M_b$  (διανυσματικό άθροισμα των καμπτικών ροπών  $M_{by}$  &  $M_{bz}$ ), η οποία προκαλείται από την συνισταμένη δύναμη της μαντοκίνησης  $S_{ολ}$  (διανυσματικό άθροισμα των δυνάμεων  $S_y$  &  $S_z$ ) ως κάθετη δύναμη στην άτρακτο. Έτσι η καμπτική ροπή  $M_b$ :

- έχει σταθερή διεύθυνση, καθώς η δύναμη  $S_{ολ}$  που την προκαλεί έχει αντίστοιχα σταθερή διεύθυνση (στο επίπεδο  $yz$ ).
- έχει μεταβαλλόμενο με το χρόνο μέτρο, καθώς μεταβλητό είναι το μέτρο της δύναμης  $S_{ολ}$  (λόγω διακοπτόμενης λειτουργίας αλλάζει η  $M_{κινητήρια}$ , άρα και η ωφέλιμη δύναμη μαντοκίνησης  $U$ , άρα και η  $S_{ολ}$  που σχετίζεται με αυτή). Ας υποθέσουμε όμως σε πρώτη φάση ότι το μέτρο της  $M_{bz}$  παραμένει συνεχώς σταθερό.

Με τη ροπή  $M_b$  να έχει λοιπόν σταθερό μέτρο και σταθερή διεύθυνση στο επίπεδο  $yz$ , το καμπτικό πεδίο τάσεων θα είναι αυτό που παρουσιάζεται παρακάτω, το οποίο και θα παραμένει **σταθερό** ως προς ακίνητο παρατηρητή. Όμως η άτρακτος περιστρέφεται ως προς ακίνητο παρατηρητή, έχει με άλλα λόγια σχετική κίνηση ως προς το τασικό πεδίο (θα μπορούσαμε έτσι εναλλακτικά να θεωρήσουμε την άτρακτο ως ακίνητη και το τασικό πεδίο περιστρεφόμενο με φορά αντίθετη της  $n$ ). Ας μελετήσουμε την τάση ενός τυχαίου σημείου  $A$  της περιφέρειας της κυκλικής διατομής, καθώς αυτό περιστρέφεται διερχόμενο από διάφορες θέσεις (σχήμα 9.14):.



Σχήμα 9.14: Καμπτική τάση λόγω καμπτικής ροπής  $M_b$

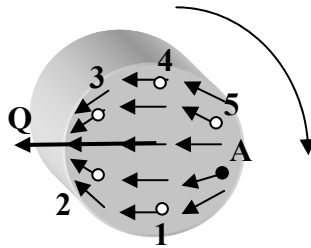
Είναι εμφανές ότι το σημείο  $A$  αποκτά διαδοχικά τις τιμές,  $\sigma = \max$ ,  $\sigma = \text{ενδιάμεσο}$ ,  $\sigma = 0$ , ...,  $\sigma = - \text{ενδιάμεσο}$ ,  $\sigma = - \max$ , ..., και πάλι  $\sigma = 0$  έχοντας κάνει πλήρη

περιστροφή. Συμπεραίνουμε λοιπόν ότι το μέτρο της τάσης θα παλινδρομεί γύρω από δύο ακραίες τιμές  $\max$  και  $-\max$ , με κέντρο την τιμή 0. Αυτός ο «κυματισμός» του μέτρου θυμίζει από τα προηγούμενα εναλλασσόμενη τάση. Η συχνότητα του «κυματισμού» έχει να κάνει προφανώς με την ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου.

Το μέτρο βέβαια της δύναμης  $S_{ολ}$  που προκαλεί την κάμψη δεν είναι σταθερό όπως υποθέσαμε αρχικά, καθώς η ροπή  $M_{κινητήρια}$  της μαντοκίνησης που την προκαλεί μεταβάλλεται διαρκώς λόγω των συνεχών επανεκκινήσεων. Η ροπή  $M_b$  στην ουσία διατηρεί σταθερή κατεύθυνση (γιατί είναι σταθερή η κατεύθυνση της  $S_{ολ}$ ) όχι όμως και μέτρο. Έτσι, και το μέτρο της ορθής τάσης κάμψης θα μεταβάλλεται χρονικά.

Το μέτρο της τάσης  $\sigma_A$  «παίζει» τοπικά ανάμεσα στις δύο τιμές  $\max$ ,  $-\max$  με τις ακραίες αυτές τιμές  $\max$ ,  $-\max$  στην πραγματικότητα να μεταβάλλονται χρονικά καθώς  $\max \sigma_b = 32 \cdot M_b / \pi \cdot d^3$ . Επειδή όμως και πάλι η τάση του σημείου A «παλινδρομεί» ανάμεσα στις δύο αυτές ακραίες τιμές (έστω και με πιο πολύπλοκο τρόπο) τελικά η τάση θα χαρακτηριστεί **εναλλασσόμενη** αφού από τις διαθέσιμες κατηγορίες, η εναλλασσόμενη προσεγγίζει καλύτερα αυτή τη μεταβολή. Γενικά η καμπτική τάση  $\sigma_b$  που οφείλεται σε κάθετη στην άτρακτο, δύναμη F η οποία έχει **σχετική κίνηση** προς αυτή (όπως εδώ που η  $S_{ολ}=F$  διατηρεί σταθερή διεύθυνση στο επίπεδο yz, αλλά η άτρακτος περιστρέφεται οπότε υπάρχει σχετική κίνηση μεταξύ τους), χαρακτηρίζεται εναλλασσόμενη ανεξαρτήτως τελικά αν μεταβάλλεται το μέτρο της  $S_{ολ}$  ή όχι.

Όσον αφορά τώρα στην **τάση διάτμησης  $\tau_d$**  που σχετίζεται με την τέμνουσα Q η οποία φυσικά προκαλείται και αυτή από την  $S_{ολ}$ . Η τάση του τυχαίου σημείου A θα μεταβάλλεται κατά το σχήμα 9.15:



Σχήμα 9.15: Τάση διάτμησης λόγω καμπτικής ροπής Q

Η διατμητική τάση του A αλλάζει συνεχώς διεύθυνση και αυτό μπορεί να παραλληλιστεί με την εναλλαγή προσήμου της καμπτικής τάσης. Και η διατμητική θα χαρακτηριστεί **εναλλασσόμενη** για τους ίδιους λόγους με την καμπτική τάση. Η διατμητική τάση θα ήταν εναλλασσόμενη ακόμη και αν το μέτρο της Q ήταν σταθερό αφού και μόνο η αλλαγή διεύθυνσης, θα αρκούσε η τάση να χαρακτηριστεί εναλλασσόμενη.

Διαχωρίζουμε τελικά λοιπόν από κάθε τάση την στατική (δείκτης «m») και την δυναμική συνιστώσα (δείκτης «a») της:

$$\tau_d = 0,7 \text{N/mm}^2 : \text{εναλλασσόμενη} \Rightarrow \tau_{dm} = 0 \ \& \ \tau_{da} = \tau_d = 0,7 \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_b = 14,8 \text{N/mm}^2 : \text{εναλλασσόμενη} \Rightarrow \sigma_{bm} = 0 \ \& \ \sigma_{ba} = \sigma_b = 14,8 \text{N/mm}^2$$

$$\tau_t = 10,5 \text{N/mm}^2 : \text{κυμαινόμενη} \Rightarrow \tau_{tm} = \tau_{ta} = \tau_t / 2 = 5,25 \text{N/mm}^2$$

### Σύνθεση τάσεων και ισοδύναμη τάση

Η άτρακτος υφίσταται συνδυασμένη διάτμηση, κάμψη και στρέψη με έντονο δυναμικό χαρακτήρα. Πρόκειται για ένα κλασικό πρόβλημα σύνθετης καταπόνησης. Οι επιμέρους τάσεις πρέπει να αναχθούν σε μία ισοδύναμη όχι φυσικά, αλλά ως προς το καταστροφικό της αποτέλεσμα. Αποφασίζουμε για αναγωγή όλων των τάσεων σε ισοδύναμη καμπτική τάση  $\sigma_{vb}$ , για την οποία υπάρχουν άφθονοι εμπειρικοί συντελεστές.

Ασχολούμαστε πρώτα με τις στατικές συνιστώσες και μετά με τις δυναμικές συνιστώσες.

Στατικές συνιστώσες: Εφαρμογή κριτηρίου Von Mises<sup>[51]</sup>:

$$\sigma_{vbm} = \sqrt{(\sigma_{bm} + \sigma_{zm})^2 + 3 \cdot (\tau_{tm} + \tau_{dm})^2} = \sqrt{(0+0)^2 + 3 \cdot (5,25+0)^2} = 9,09 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vbm} \cong 9,1 \text{ N/mm}^2$$

Δυναμικές συνιστώσες<sup>[51]</sup>:

$$\sigma_{vba} = \sqrt{\left( \sigma_{ba} + \frac{\sigma_{bW10} \cdot b_o}{\sigma_{zW10}} \sigma_{za} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{bW10}}{\tau_{tW10}} \tau_{ta} + \frac{\sigma_{bW10} \cdot u_o}{\tau_{tW10}} \tau_{da} \right)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vba} = \sqrt{(14,8+0)^2 + \left( \frac{260}{180} \cdot 5,25 + \frac{260 \cdot 1,044}{180} \cdot 0,7 \right)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vba} = 17,1 \text{ N/mm}^2$$

Τα στοιχεία για τον υπολογισμό της δυναμικής συνιστώσας είναι τα εξής:

- Από διάγραμμα Smith<sup>[51]</sup> για St50:

$$\sigma_{bW10} = 260 \text{ N/mm}^2 \text{ \& } \tau_{tW10} = 180 \text{ N/mm}^2$$

- Λόγω έλλειψης διαγράμματος Smith για δυναμική αντοχή σε διάτμηση, χρησιμοποιούμε το συντελεστή στήριξης  $u_o$  και παίρνουμε:  $\tau_{dW10} = \tau_{tW10}/u_o$  (εναλλασσόμενη διάτμηση) με  $\tau_{tW10} = 180 \text{ N/mm}^2$ . Ο συντελεστής στήριξης υπολογίζεται ως εξής:

$$u_o = 1 + \sqrt{\rho \cdot S_o} \text{ με } S_o = 2/d = 2/40, \rho = 38 \cdot 10^{-3} \Rightarrow u_o = 1 + \sqrt{32 \cdot 10^{-3} \cdot 2/40} = 1,044,$$

όπου για St50  $\Rightarrow \sigma_B = 500 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$  ακτίνα υλικού  $\rho = 38 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ .

$\sigma_B$ (N/mm <sup>2</sup> )	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
$\rho$ (10 <sup>-3</sup> mm)	54	46	38	32	26	20	15	10	6

Πίνακας 9.16<sup>[51]</sup>: Ακτίνα υλικού (λογιστικό μέγεθος)

Απομένει μονάχα ο χρονικός χαρακτηρισμός της ισοδύναμης τάσης. Η κάμψη και η διάτμηση που μετέχουν στην δυναμική μόνο συνιστώσα οφείλονται στη δύναμη  $S_{o\lambda}$ . Η στρέψη που ως κυμαινόμενη μετέχει τόσο στη δυναμική όσο και στη στατική συνιστώσα οφείλεται στην στρεπτική ροπή  $M_t$ . Καθώς όμως τα δύο αυτά μεγέθη συνδέονται (δύναμη μαντοκίνησης  $S_{o\lambda}$  και στρεπτική ροπή  $M_t$ ) καταλαβαίνουμε ότι υπάρχει αλληλοσυσχέτιση ανάμεσα στις κάμψη-διάτμηση και τη στρέψη. Πιο συγκεκριμένα, όσο περισσότερη ροπή παρέχει ο ηλεκτροκινητήρας με την στρεπτική καταπόνηση να είναι μεγαλύτερη, τόσο εντονότερη θα είναι και η καμπτική και



διατμητική καταπόνηση από την κάθετη δύναμη της ιμαντοκίνησης. Η δυναμική και η στατική συνιστώσα θα «αυξάνονται μαζί» για αύξηση της ροπής  $M_{\text{κινητήρια}}$ .

Θα υπάρξει επομένως αλληλοσυσχέτιση ανάμεσα και στην δυναμική και στατική συνιστώσα και μάλιστα θα είναι της μορφής:

$$\frac{\sigma_{vbm} + \sigma_{vba}}{\sigma_{vbm}} = \frac{9,1 + 17,1}{9,1} \cong 2,879.$$

Η ισοδύναμη τάση της σύνθετης καταπόνησης είναι η καμπτική τάση:

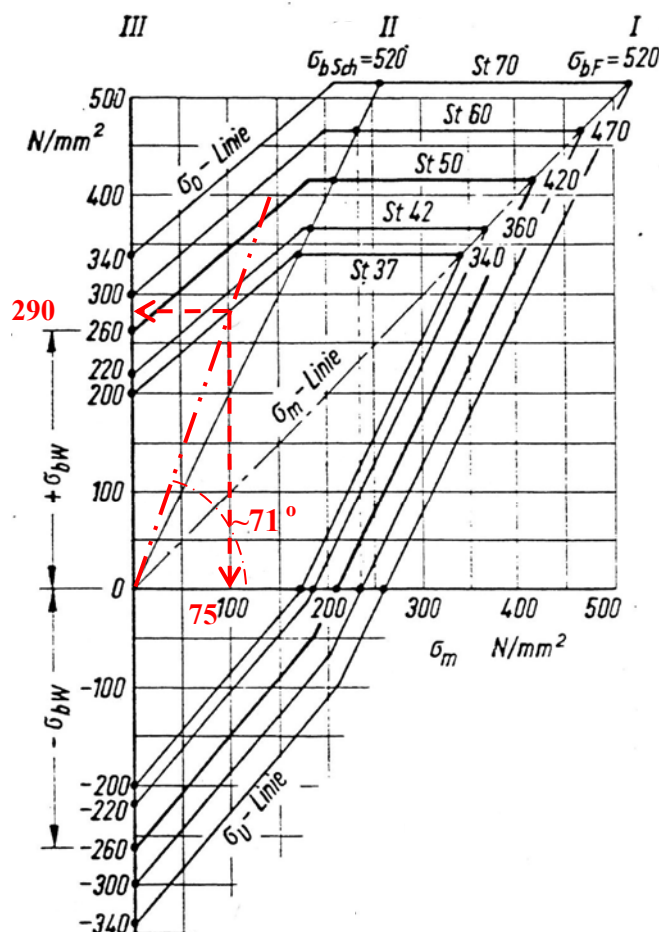
$$\sigma_{vb}: 9,1 \pm 17,1 \text{ N/mm}^2 \text{ η οποία είναι γενική με } \frac{\sigma_{vbm} + \sigma_{vba}}{\sigma_{vbm}} \cong 2,879$$

### Επιτρεπόμενη τάση και σύγκριση

Θα ακολουθήσουμε τη μέθοδο Thum<sup>[50,51]</sup>, άρα χρειαζόμαστε την δυναμική αντοχή σε κάμψη  $\sigma_{bA10}$ . Για το σκοπό αυτό θα παραστήσουμε στο διάγραμμα Smith την χαρακτηριστική ευθεία της ισοδύναμης καταπόνησης, δηλαδή την ευθεία κλίσης:

$$\frac{\sigma_{vbm} + \sigma_{vba}}{\sigma_{vbm}} = 2,879 \text{ ή αλλιώς γωνίας } \varphi = \arctan(2,879) \cong 71^\circ$$

Η τιμή της  $\sigma_{bA10}$  θα προσδιοριστεί γραφικά ως το σημείο τομής της ευθείας των  $71^\circ$  με το άνω περίγραμμα της St50.



Σχήμα 9.16: Διάγραμμα Smith για κάμψη για κοινούς χάλυβες κατά DIN17100

Γραφικά προέκυψε σημείο με τεταγμένη (μέγιστη τάση)  $\sigma_{b010}=290\text{N/mm}^2$  και τετμημένη (στατική τάση)  $\sigma_{bm}=100\text{ N/mm}^2$  περίπου. Η δυναμική τάση διαρκούς αντοχής υπολογίζεται από τη διαφορά των δύο αυτών μεγεθών. Έτσι:

$$\sigma_{bA10} = \sigma_{b010} - \sigma_{bm} = 290 - 100 = 190\text{N/mm}^2$$

Η παραπάνω τιμή αναφέρεται για λείο, στιλβωμένο  $\Phi 10$  δοκίμιο. Η σχέση του Thum<sup>[50,51]</sup> επιτρέπει την αναγωγή της σε πραγματική άτρακτο. Είναι λοιπόν:

$$\sigma_{bAKN}^T = \frac{\sigma_{bA10} \cdot b_o \cdot b_s \cdot b_2}{\beta_{kb}} = \frac{190 \cdot 0,88 \cdot 0,93 \cdot 1}{2} = 77,7\text{ N/mm}^2, \text{ όπου:}$$

- Συντελεστής μεγέθους:  $b_o = 0,88$  για  $d = 40$

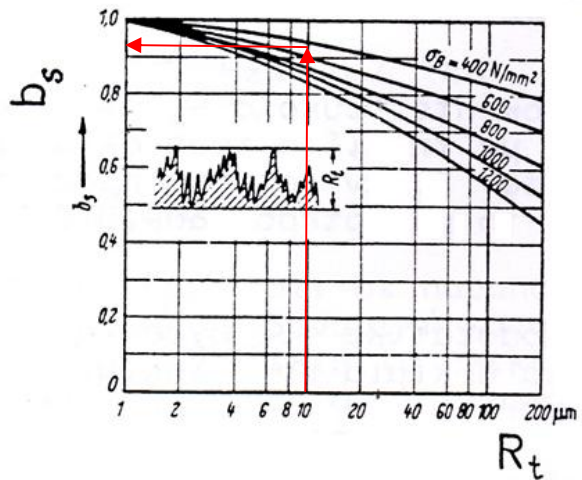
d(mm)	10	20	40	60	80	100	200	300
$b_o$	1,0	0,94	0,88	0,85	0,82	0,80	0,75	0,70

Πίνακας 9.17<sup>[51]</sup>: Συντελεστής μεγέθους - εκφράζει τη μείωση της δυναμικής αντοχής συναρτήσει του μεγέθους της διατομής

- Συντελεστής τραχύτητας:  $b_s = 0,93$  από το παρακάτω σχήμα

Τυπική τιμή για ρεκτιφρισμένη άτρακτο:  $R_t = 10\mu\text{m}$

$$\sigma_B = 500\text{N/mm}^2$$



Σχήμα 9.187<sup>[51]</sup>: Συντελεστής μεγέθους - εκφράζει τη μείωση της δυναμικής αντοχής λόγω της τραχύτητας επιφανείας

- Συντελεστής επενέργειας εγκοπής:  $\beta_{kb} = 2,0$  για συναρμογή πίεσης

Συντελεστές εγκοπών για χαλύβδινες ατράκτους	$\beta_{kb}$	$\beta_{kt}$
Άτρακτος με περιφερειακό αυλάκι για ασφάλεια	2,2	1,8
Άξονας με περιφερειακή τριγωνική εγκοπή	2,5	-
Άτρακτος με εγκάρσια οπή με $d_{οπής}=d/10$	1,7	2,5
Άτρακτος με ελεύθερη σφήνα	1,7	1,9
Άτρακτος με σφικτή σφήνα	2,5	-
Άτρακτος με συναρμογή πίεσης	2,0	1,5

Πίνακας 9.19<sup>[51]</sup>: Συντελεστές επενέργειας εγκοπής για διάφορες περιπτώσεις

Βάσει της υπολογισμένης τάσης (η οποία εμπεριέχει και τον συντελεστή φορτίου) και της επιτρεπόμενης θα υπολογίσουμε τον υπαρκτό συντελεστή ασφαλείας ως:

$$S_{\text{υπαρκτή}} = \frac{\text{Επιτρεπόμενη κατά Thum}}{\text{Πραγματική τάση}} = \frac{\sigma_{\text{bAKN}}^T}{\sigma_{\text{vba}}} = \frac{77,7}{17,1} = 4,54 \Rightarrow$$

$$S_{\text{υπαρκτή}} = 4,5$$

Να παρατηρηθεί ότι ο παραπάνω τύπος υπολογίζεται συναρτήσει των δυναμικών συνιστωσών, καθώς ο δυναμικός χαρακτήρας της καταπόνησης είναι ο τεχνικά δυσμενέστερος.

Η διατομή αυτή, αντέχει παραπάνω από τέσσερις φορές το όριο κόπωσης σε δυναμική καταπόνηση. Το περιθώριο ασφαλείας είναι μεγάλο και καλύπτει όλες τις παραδοχές όπως π.χ. το ότι αγνοήσαμε τις δυνάμεις βάρους.

### 9.1.2 Μελέτη ταλαντώσεων ατράκτου

Η εξωτερική άτρακτος της διάταξης πρέπει να μελετηθεί ως προς το ενδεχόμενο εμφάνισης ταλαντώσεων και ειδικότερα φαινομένων συντονισμού. Ο μεγάλου μήκους πρόβολός της αποτελεί κρίσιμο κατασκευαστικό σημείο το οποίο πρέπει να εξεταστεί ως προς τη δυνατότητα διέγερσης ταλαντώσεων.

Τα είδη ταλαντώσεων που υφίσταται μία άτρακτος είναι δύο: καμπτικές και στρεπτικές.

Οι καμπτικές ταλαντώσεις οφείλονται στο ότι στην πράξη τα κέντρα βάρους τόσο της ατράκτου όσο και των στοιχείων που φέρει δεν μπορούν να βρίσκονται ακριβώς πάνω στον ιδεατό άξονα περιστροφής της ακόμη και μετά της εργασίες ζυγοστάθμισης. Έτσι, η επακόλουθη φυγόκεντρη δύναμη εφαρμοζόμενη στο έκκεντρο κέντρο βάρους διεγείρει ταλαντώσεις. Όταν η συχνότητα της περιστροφής συμπέσει με την ιδιοσυχνότητα του συστήματος παρουσιάζονται έντονες ταλαντώσεις συντονισμού. Η γωνιακή ταχύτητα που οδηγεί σε συντονισμό ονομάζεται κρίσιμη γωνιακή ταχύτητα και συμβολίζεται με  $\omega_{kb}$ .

Οι στρεπτικές ταλαντώσεις εμφανίζονται στις ατράκτους όταν η διακύμανση της στρεπτικής ροπής εμφανίζει περιοδικότητα οπότε οι ταλαντώσεις αργούν να αποσβεστούν γρήγορα. Το φαινόμενο του συντονισμού εμφανίζεται όταν η συχνότητα διακύμανσης της στρεπτικής ροπής ταυτίζεται με την ιδιοσυχνότητα της ατράκτου σε στρεπτικές ταλαντώσεις. Εδώ ορίζεται ανάλογα με πριν, η κρίσιμη γωνιακή ταχύτητα  $\omega_{kt}$  σε στρέψη.

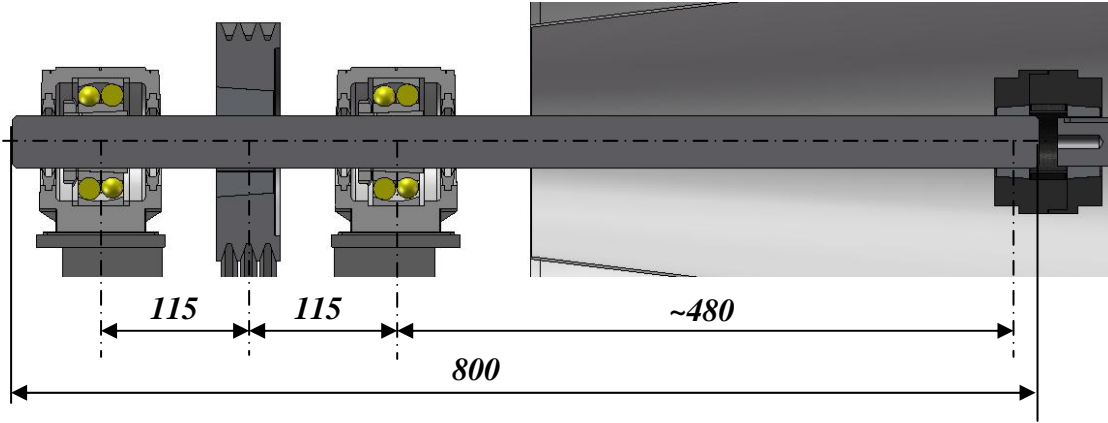
Ένα σύστημα μπορεί να βρεθεί σε διάφορες καταστάσεις συντονισμού για ένα σύνολο από ιδιοσυχνότητες, η αριθμητικά μικρότερη από τις οποίες ονομάζεται 1<sup>ης</sup> τάξεως και επάγει ταλαντώσεις μεγαλύτερου εύρους από τις υπόλοιπες<sup>[52]</sup>. Γι' αυτό το λόγο είναι επικινδυνότερη των ιδιοσυχνοτήτων ανώτερων τάξεων και κατά κόνονα μελετάται σε πρώτη προτεραιότητα. Στην πραγματικότητα, οι κρίσιμες ταχύτητες είτε για καμπτικές, είτε για στρεπτικές ταλαντώσεις όπως αναφέρθηκαν παραπάνω αναφέρονται σε 1<sup>ες</sup> τάξεις.

Ο θεωρητικός υπολογισμός των κρίσιμων ταχυτήτων αποτελεί ιδιαίτερα σύνθετο πρόβλημα. Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, θα χρησιμοποιήσουμε προσεγγιστικές σχέσεις απλής αναλυτικής μορφής για την εκτίμηση των κρίσιμων αυτών ταχυτήτων.

Η παρούσα μελέτη θα εστιάσει μόνο στις καμπτικές ταλαντώσεις, οι επίδραση των οποίων στην κατασκευή είναι μεγαλύτερη.

Στην προηγούμενη ενότητα όπου πραγματοποιήθηκε ο έλεγχος αντοχής δεν υπήρχε λόγος να τηρηθούν ακριβώς οι διαστάσεις του προβόλου: η φόρτιση και ο έλεγχος αφορούσε μονάχα το τμήμα της ατράκτου ανάμεσα στις εδράσεις. Κατά συνέπεια, μόνο η διάσταση των 230mm μας απασχόλησε. Για την παρακάτω μελέτη, θα χρειαστεί να τηρήσουμε μεγαλύτερη ακρίβεια ως προς τις διαστάσεις.

Ας εξετάσουμε την παρούσα διάταξη της ατράκτου:



Σχήμα 9.19: Διάταξη προβόλου με τις διαστάσεις που παρουσιάζουν ενδιαφέρον

Το ελεύθερο μήκος του προβόλου είναι περίπου 480mm, ως η απόσταση από το μέσον του δεύτερου εδράνου έως το μέσον του Taper Bush του μισού του ελαστικού συνδέσμου. Στη θέση αυτή δεχόμαστε ότι ασκείται και το βάρος του μισού του ελαστικού συνδέσμου.

Ο κρίσιμος αριθμός στροφών 1<sup>ης</sup> τάξης για άτρακτο με σταθερή διατομή όπως και στην περίπτωση μας, μπορεί να εκτιμηθεί από τον τύπο του S. Dunkerley<sup>[52]</sup>, ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$n_{kb} \text{ (RPM)} = 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{\sum f_i \text{ (mm)}}}, \text{ όπου:}$$

-  $f_i$  (mm): το στατικό βάρος κάμψης που δημιουργείται στη θέση στήριξης ενός στοιχείου  $i$  με βάρος  $G_i$ , όταν η άτρακτος φορτίζεται αποκλειστικά από αυτό

Ο κρίσιμος αριθμός στροφών είναι πρακτικά ανεπηρέαστος από τις στρεπτικά, αξονικά και εγκάρσια φορτία κατά τη λειτουργία των στοιχείων<sup>[52]</sup>.

Ο τύπος δίνει 4 έως 5% χαμηλότερες τιμές από τις πραγματικές. Εφόσον η πτερωτή που λαμβάνει κίνηση από την εξωτερική άτρακτο πρέπει να φτάνει μέχρι και τις 3000RPM, πρέπει ο κρίσιμος αριθμός στροφών να προκύψει μεγαλύτερος ώστε να μην υπάρξει πρόβλημα. Για την ακρίβεια, αν ο κρίσιμος αριθμός στροφών είναι  $n_{kb}$ , ο απλός κανόνας της τεχνικής πράξης υπαγορεύει να αποφεύγεται η περιοχή λειτουργίας σε στροφές από 0,8 έως 1,2 φορές της  $n_{kb}$ <sup>[52]</sup>.

Όσον αφορά στην εξωτερική άτρακτο και τη συμπεριφορά της σε ταλάντωση, αυτή δεν μπορεί να νοηθεί ανεξάρτητη αλλά μαζί με την άτρακτο του Cap με την οποία ενώνονται μέσω του ελαστικού συνδέσμου. Επειδή όμως η μοντελοποίηση του προβλήματος με αυτόν τον τρόπο είναι πολύ σύνθετη, θα κάνουμε την εξής προσέγγιση: θεωρούμε τον πρόβολο της ατράκτου τελείως ελεύθερο – η μόνη επίδραση που υφίσταται στο άκρο του είναι το μισό της δύναμης βάρους του προβόλου. Βάσει αυτής της παραδοχής, το σύστημα θεωρείται με μεγαλύτερη της

πραγματικής καμπτική ελαστικότητα. Μπορούμε να φανταστούμε διαισθητικά ότι στην πραγματικότητα, η άτρακτος του car «κρατάει» τον μακρύ πρόβολο και το σύστημα είναι έτσι πιο στιβαρό. Με την παρούσα ανάλυση όποιο αριθμητικό αποτέλεσμα και αν προκύψει θα έχει ποιοτική μόνο αξία. Αν όμως ο κρίσιμος αριθμός στροφών προκύψει μεγαλύτερος των 3000RPM, τότε δεν θα υπάρχει κανένα πρόβλημα δεδομένου ότι η πραγματική τιμή να είναι ακόμα μεγαλύτερη.

Το γεγονός ότι η διατομή είναι ομοιόμορφη βοηθάει στην ταχύτερη εκτέλεση των υπολογισμών. Χρησιμοποιούμε τα στοιχεία του παρακάτω πίνακα. Στην περίπτωση μας έχουμε επαλληλία δύο περιπτώσεων: της «1» για την περίπτωση της τροχαλίας και της «3» για την περίπτωση του ελαστικού συνδέσμου.

α/α	Μορφή έδρασεως $m =$ μάζα στηριζόμενου στοιχείου	Σταθερά ελατηρίου σε κάμψη $c_b$ σε $\text{kr/mm}$ $G = mg =$ βάρος δίσκου σε $\text{kr}$ , $f =$ βέλος κάμψεως σε $\text{mm}$
1		$c_b = \frac{3 E J l}{1_1^2 1_2^2} = \frac{G}{f_G} = \frac{F}{f}$ $\epsilon\phi\beta = f_G (1/1_1 + 1/2l_2)$ <p>για <math>l_1 = l_2 = \frac{l}{2}</math> προκύπτουν:</p> $c_b = \frac{48 E J}{l^3} = \frac{G}{f_G} = \frac{F}{f}$ $\epsilon\phi\beta = \frac{3f_G}{l}$
2		$c_b = \frac{3 E J}{l^3} \frac{G}{f_G} \frac{F}{f}$ $\epsilon\phi\beta = 3f_G/2l$
3		$c_b = \frac{3 E J}{(l_1 + l_2) l_2^2} = \frac{G}{f_G} = \frac{F}{f}$ $\epsilon\phi\beta_A = \frac{f_G l_1}{2l_2 (l_1 + l_2)}$ $\epsilon\phi\beta_B = 2\epsilon\phi\beta_A$
4		$c_b = \frac{3 E J l^3}{1_1^3 1_2^3} = \frac{G}{f_G} = \frac{F}{f}$ <p>για <math>l_1 = l_2 = \frac{l}{2}</math> προκύπτει:</p> $c_b = \frac{192 E J}{l^3} \frac{G}{f_G} \frac{F}{f}$
5		$c_b = \frac{12 E J l^3}{1_1^3 l_2^2 (3l_1 + l_2)} = \frac{G}{f_G} = \frac{F}{f}$ $\epsilon\phi\beta = \frac{f_G l^2}{1_1 l_2 (3l_1 + l_2)}$ <p>για <math>l_2 = \sqrt{0,17} l</math> προκύπτουν:</p> $c_b = \frac{102 E J}{l^3} = \frac{G}{f_G} = \frac{F}{f}$ $\epsilon\phi\beta = \frac{102f_G}{28 l}$

Πίνακας 9.20: Σταθερές ελατηρίου σε κάμψη και βέλη κάμψης για απλές γεωμετρίες.

Βάσει των σχέσεων του πίνακα μπορούμε να προχωρήσουμε στους υπολογισμούς:

Τα δεδομένα στοιχεία είναι τα εξής:

$$d = 40\text{mm}$$

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 125663,7 \text{ mm}^4$$

$$W_p \approx 7 \text{ kp} = 68,67\text{N}$$

$$W_c \approx 2,5 \text{ kp} = 24,525\text{N}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2, \text{ τυπική τιμή για χάλυβα}^{[53]}$$

Υπολογίζουμε τα βέλη κάμψης:

Τροχαλία,  $i = p$

$$f_p = \frac{W_p}{c_{b,1}} = W_p \cdot \left( \frac{3 \cdot E \cdot J \cdot l}{l_1^2 \cdot l_2^2} \right)^{-1} \cong 0,0007 \text{ mm, όπου}$$

$$l_1 = l_2 = 115\text{mm} \ \& \ l = l_1 + l_2 = 230\text{mm}$$

Ελαστικός σύνδεσμος,  $i = C$

$$f_c = \frac{W_c}{c_b} = W_c \cdot \left( \frac{3 \cdot E \cdot J}{(l_1 + l_2) \cdot l_2^2} \right)^{-1} = 0,0507 \text{ mm, όπου:}$$

$$l_1 = 230\text{mm}, \ l_2 = 480\text{mm}$$

Έτσι, υπολογίζουμε:

$$n_{kb} = 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{f_p + f_c}} = 4175 \text{ RPM}$$

Η τιμή αυτή φαίνεται ευνοϊκή για το εύρος στροφών στο οποίο θέλουμε να κινηθούμε (μέχρι 3000RPM) καθώς το κάτω όριο της «απαγορευτικής» περιοχής είναι:  $0,8 \times n_{kb} = 3340 \text{ RPM}$ .

Ακριβέστερες τιμές για το μέγεθος του κρίσιμου αριθμού στροφών παρέχει ο τύπος<sup>[52]</sup>:

$$n_{kb} = 946 \cdot \sqrt{\frac{W_c \cdot f_c + W_p \cdot f_p}{W_c \cdot f_c^2 + W_p \cdot f_p^2}} = 4277 \text{ RPM}$$

Από αυτόν τον τύπο, προέκυψε ακόμη υψηλότερη τιμή. Πολύ ακριβείς τιμές παρέχει ο τύπος (με τους δικούς μας συμβολισμούς)<sup>[52]</sup>:

$$n_{kb} = 946 \cdot \sqrt{\frac{W_c \cdot y_c + W_p \cdot y_p}{W_c \cdot y_c \cdot f_c + W_p \cdot y_p \cdot f_p}}$$

Στον παραπάνω τύπο εμφανίζονται επιπλέον τα δυναμικά βέλη κάμψης  $y$  που αναπτύσσονται όταν η άτρακτος περιστρέφεται με ταχύτητα  $\omega_{kb}$  (κατά προσέγγιση αυτή του προηγούμενου τύπου) και αναπτύσσει λόγω των στατικών βελών κάμψης  $f_c$

και  $f_p$ , τις φυγόκεντρες δυνάμεις:  $F_C = W_C \cdot f_C \cdot \omega_{kb}^2 / g$  &  $F_P = W_P \cdot f_P \cdot \omega_{kb}^2 / g$  (όπου  $g=9,81\text{m/s}^2$ ). Τα μέτρα των δυνάμεων αυτών είναι:

$$F_C = W_C \cdot f_C \cdot \omega_{kb}^2 / g = W_C \cdot f_C \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_{kb}}{30} \right)^2 / g = 25,42 \text{ N}$$

$$F_P = W_P \cdot f_P \cdot \omega_{kb}^2 / g = W_P \cdot f_P \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_{kb}}{30} \right)^2 / g = 0,92 \text{ N}$$

Τα δυναμικά βέλη κάμψης με τη σειρά τους υπολογίζονται ως:

$$f_C = \frac{F_C}{c_b} = F_C \cdot \left( \frac{3 \cdot E \cdot J}{(I_1 + I_2) \cdot l_2^2} \right)^{-1} = 0,0525 \text{ mm, όπου:}$$

$$l_1 = 230\text{mm}, l_2 = 480\text{mm}$$

$$y_P = \frac{F_P}{c_{b,1}} = F_P \cdot \left( \frac{3 \cdot E \cdot J \cdot l}{I_1^2 \cdot l_2^2} \right)^{-1} \cong 0,000009 \text{ mm, όπου:}$$

$$l_1 = l_2 = 115\text{mm} \text{ \& } l = l_1 + l_2 = 230\text{mm}$$

Έτσι, τελικά υπολογίζουμε:

$$n_{kb} = 946 \cdot \sqrt{\frac{W_C \cdot y_C + W_P \cdot y_P}{W_C \cdot y_C \cdot f_C + W_P \cdot y_P \cdot f_P}} = 4203,3 \text{ RPM}$$

Γενικά, όλοι οι τύποι επιστρέφουν παραπλήσια αποτελέσματα. Αν δεχτούμε τελικά  $n_{kb} \sim 4200 \text{ RPM}$ , τότε φαίνεται ότι η λειτουργία μέχρι τις 3000RPM μπορεί να γίνει χωρίς πρόβλημα συντονισμού ( $0,8 \times n_{kb} = 3360 \text{ RPM}$ ).

Ο πραγματικός κρίσιμος αριθμός στροφών φυσικά θα έχει στην πράξη λιγότερο ή περισσότερο μεγάλη απόκλιση από αυτή την τιμή. Μπορεί να μοντελοποιήσαμε τον πρόβολο ως ελεύθερο άκρο και έτσι να περιμένουμε η κρίσιμη τιμή να είναι υψηλότερη της υπολογισμένης, ωστόσο υπάρχουν και κάποιοι άλλοι παράγοντες οι οποίοι τείνουν να μειώσουν την τιμή αυτή: χάριν ταχύτητας υπολογισμών πρώτον, αμελήσαμε το βέλος κάμψης από το ίδιο βάρος του προβόλου (το οποίο μπορεί να αποβεί σημαντικό αν αναλογιστούμε το μεγάλο μήκος του προβόλου) και δεύτερον, υποθέσαμε ότι η τροχαλία και ο ελαστικός σύνδεσμος είναι αρχικώς τέλεια ζυγοσταθμισμένα.

Για τον υπολογισμό του  $n_{kb}$  με τις λιγότερες δυνατές παραδοχές πραγματοποιήθηκε και ένας δεύτερος υπολογισμός με το πρόγραμμα MITCALC<sup>®</sup>. Ο πρόβολος ήταν μεν πάλι ελεύθερος (η παραδοχή αυτή δεν μπορούσε να αναιρεθεί) αλλά καταχωρηθήκαν οι ακριβείς διαστάσεις της ατράκτου, οι δυνάμεις βάρους των στοιχείων της τροχαλίας και του ελαστικού συνδέσμου θεωρήθηκαν κατανεμημένες κατά το πλάτος της πλήμνης τους, ενώ ταυτόχρονα συνεκτιμήθηκε η επίδραση στα βέλη κάμψης από το ίδιο βάρος της ατράκτου. Ο κρίσιμος αριθμός στροφών υπολογίστηκε από το πρόγραμμα ως  $n_{kb}=3230,8 \text{ RPM}$ . Είναι χαμηλότερη τιμή από αυτήν που εκτιμήσαμε με τους γρήγορους υπολογισμούς (όριο  $0,8 \times n_{kb} = 2584,6 < 3000 \text{ RPM}$ ), ωστόσο, στην πραγματικότητα όπου ο πρόβολος δεν θα είναι ελεύθερος

η τιμή αυτή (αν δεν υπάρχει κατασκευαστική αζυγοσταθμία) θα είναι υψηλότερη. Λογικά λοιπόν, δεν θα υπάρξει πρόβλημα ως προς τις καμπτικές ταλαντώσεις.

Σε περίπτωση που στην πράξη διαπιστωθούν έντονοι κραδασμοί, η διορθωτική ενέργεια που μπορεί να δοθεί είναι να μοιραστεί το μήκος του προβόλου: η άτρακτος του cap θα αντικατασταθεί με όμοια άτρακτο η οποία από τη μεριά του ελαστικού συνδέσμου θα έχει μεγαλύτερο μήκος προβόλου και έτσι η εξωτερική άτρακτος θα μετατοπιστεί προς τα αριστερά και ο αναγκαίος πρόβολός της θα μειωθεί (το περισσεύον τμήμα της μπορεί να αποκοπεί).

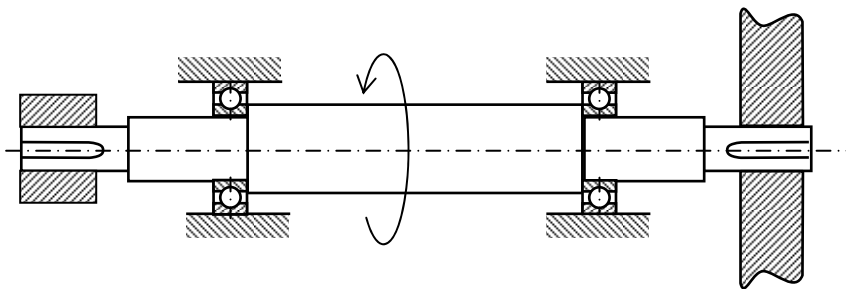
Να παρατηρηθεί ότι η εξωτερική άτρακτος είναι η πλέον επικίνδυνη από τις τρεις συνολικά άτρακτους της εγκατάστασης από θέμα συντονισμού. Αυτό οφείλεται στον μεγάλο μήκος πρόβόλό της και τη μικρότερη συγκριτικά διάμετρό της. Εφόσον, ο κρίσιμος αριθμός στροφών της είναι μεγαλύτερος των 3000 RPM, μπορούμε να συνάγουμε ότι το αντίστοιχο μέγεθος για τις άλλες δύο (στιβαρότερες) άτρακτους είναι ακόμα μεγαλύτερο. Γι' αυτό το λόγο δεν θα προχωρήσουμε στον έλεγχο των ταλαντώσεών τους, ο οποίος είναι και δυσκολότερος λόγω της μη ομοιόμορφης διατομής τους (με αναβαθμίδες).

## 9.2 Ανάλυση καταπόνησης ατράκτου 1<sup>ης</sup> πτερωτής

Η άτρακτος που φέρει την 1<sup>η</sup> πτερωτή καταπονείται κύρια σε στρέψη. Υπάρχει κάποιο μικρό καμπτικό και διατμητικό φορτίο λόγω των δυνάμεων βάρους του μισού ελαστικού συνδέσμου και του της 1<sup>ης</sup> στρεφόμενης πτερωτής καθώς και μία δύναμη εφελκυσμού λόγω της δύναμης οπισθέλκουσας κατά την αναρρόφηση αέρα. Η ουσία είναι ότι απουσιάζουν από αυτή τα μεγάλα καμπτικά φορτία των εγκάρσιων δυνάμεων της ιμαντοκίνησης της πρώτης ατράκτου.

Η εξωτερική άτρακτος υπολογίστηκε με συντελεστή ασφαλείας  $S=4,5$ . Αναμένεται η άτρακτος της 1<sup>ης</sup> πτερωτής να έχει πολύ μεγαλύτερη ασφάλεια γιατί, για παραπλήσιες διαστάσεις (πρόβολοι  $\Phi 38$ ) απουσιάζουν τα ισχυρά καμπτικά φορτία και καταπονείται σε ελαφρά μικρότερη στρέψη (λόγω απωλειών των εδράνων). Η ανάλυση της καταπόνησής της μπορεί λοιπόν να μην πραγματοποιηθεί αν κριθεί ότι είναι αρκετά μικρότερη σε σχέση με αυτή της εξωτερικής ατράκτου.

Στο παρακάτω σχήμα απεικονίζεται ένα απλοποιημένο σκαρίφημά της.

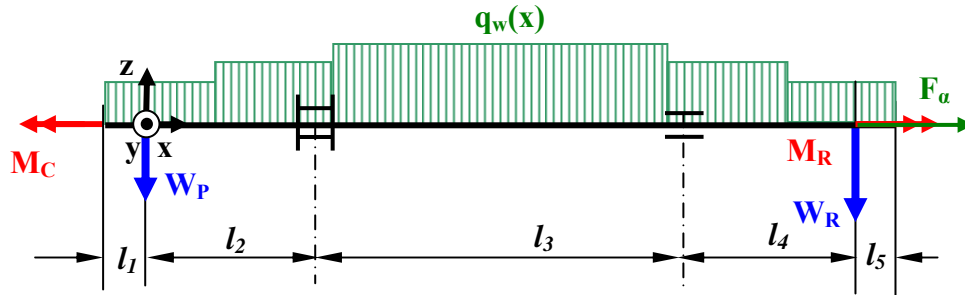


Σχήμα 9.21: Απλοποιημένο σκαρίφημα ατράκτου 1<sup>ης</sup> πτερωτής

Τα φορτία που την καταπονούν είναι: η στρεπτική ροπή που μεταφέρει προς την 1<sup>η</sup> πτερωτή, οι δυνάμεις βάρους του (μισού) ελαστικού συνδέσμου και της πτερωτής η εφελκυστική δύναμη λόγω αεροδύναμης και φυσικά το ίδιο βάρος της ατράκτου. Από αυτά, εμείς θα αμελήσουμε το ίδιο βάρος.

Στο παρακάτω σχήμα παρίσταται τα φορτία αυτά:





Σχήμα 9.22: Φορτία καταπόνησης ατράκτου 1<sup>ης</sup> πτερωτής

Η αξονική δύναμη λόγω δύναμης οπισθέλκουσας κατά τη λειτουργία της πτερωτής μπορεί να υπολογιστεί ως ποσοστό της περιφερειακής δύναμης που ασκείται στα πτερυγία. Η συνολική ροπή που ασκείται στα πτερυγία είναι:

$$M_{R1}(\text{N} \cdot \text{m}) = \frac{N_{R1}(W)}{\omega(\text{rad/sec})} = \frac{30 \cdot N_{R1}(W)}{\pi \cdot n(\text{RPM})} = \frac{30 \cdot 38,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 3000} = 122,55 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{R1}(\text{N} \cdot \text{mm}) = 122550 \text{ Nmm}$$

Η μέση ακτίνα αναφοράς στην οποία θα υπολογίσουμε την δύναμη είναι:

$$R_{\text{ref}} = \frac{R_{\text{hub}} + R_{\text{tip}}}{2} = \frac{\frac{300}{2} + \frac{550}{2}}{2} = 212,5 \text{ mm}$$

Η περιφερειακή δύναμη ισούται με:

$$F_{u,ολ} = \frac{M_{R1}}{R_{\text{ref}}} = \frac{122550}{212,5} = 576,7 \text{ N}$$

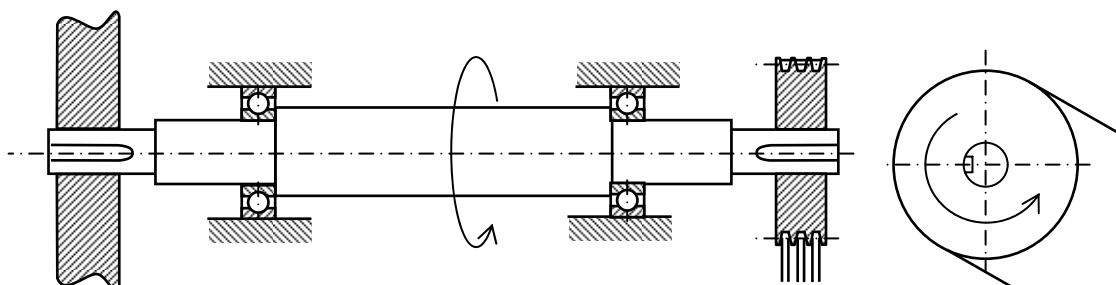
Λόγω αξονοσυμμετρικής τοποθέτησης των πτερυγίων, η δύναμη αυτή δεν μεταβιβάζεται στην άτρακτο. Να ξεκαθαριστεί ότι η δύναμη αυτή δεν ισούται με τη συνολική άνωση  $L$  των πτερυγίων, όπως και η (ζητούμενη) αξονική δύναμη δεν ισούται με την οπισθέλκουσα  $D$  λόγω κλίσης του πτερυγίου ως προς την αξονική κατεύθυνση και της περιστροφής του. Έτσι λοιπόν, η γνωστή αναλογία  $L/D=0$  έως 20 δεν μπορεί να αξιοποιηθεί άμεσα, ωστόσο εμείς, επειδή θέλουμε απλά μία ενδεικτική τιμή, θα πάρουμε . Οπότε:

$$F_{a,ολ} \approx \frac{F_{u,ολ}}{10} = \frac{576,7}{10} = 57,67 \text{ N} \Rightarrow F_{a,ολ} \approx 60 \text{ N}$$

Το μέτρο της δύναμης αυτή βέβαια προέκυψε αρκετά μικρού μεγέθους και κατά συνέπεια ελάχιστα θα συνεισφέρει στην καταπόνηση. Επειδή τα φορτία είναι πολύ μικρά, σε σχέση με αυτά της εξωτερικής ατράκτου, δεν θα προχωρήσουμε την ανάλυση.

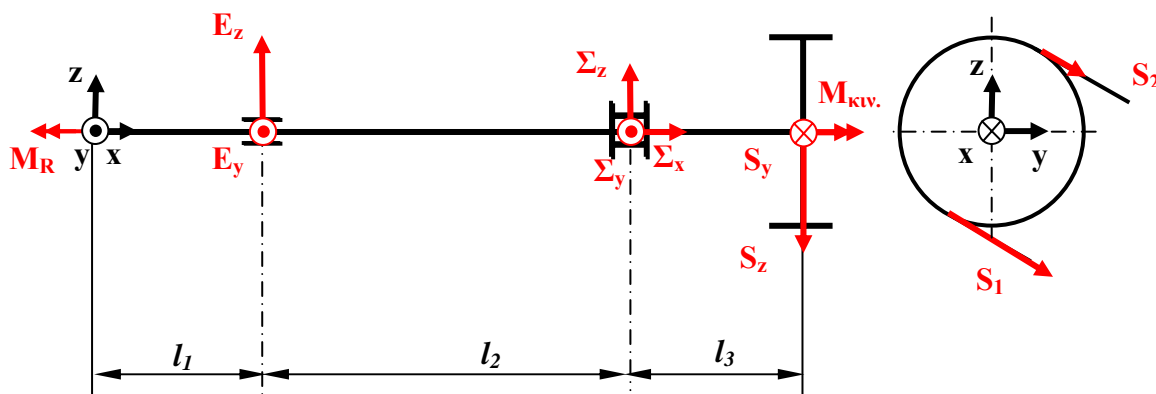
### 9.3 Ανάλυση καταπόνησης ατράκτου 2<sup>ης</sup> πτερωτής

Η 2<sup>η</sup> πτερωτή «επωμίζεται» υψηλά καμπτικά φορτία λόγω της μαντοκίνησης. Ένα απλό σκαρίφημα της δίνεται παρακάτω:



Σχήμα 9.23: Απλοποιημένο σκαρίφημα εξωτερικής ατράκτου

Όπως και στην περίπτωση της εξωτερικής ατράκτου θα υπολογίζουμε τα φορτία μονάχα λόγω της μαντοκίνησης.



Σχήμα 9.24: Φορτία και δυνάμεις αντίδρασης πάνω στην άτρακτο

Τα δεδομένα είναι:

$$S_y = 1239 \text{ N} \ \& \ S_z = 1039 \text{ N} \ (\text{ίδια με πριν})$$

$$l_1 = 85 \text{ mm} \ \& \ l_2 = 514 \text{ mm} \ \& \ l_3 = 94 \text{ mm}$$

(από σχέδιο,  $l_3$  υπερεκτιμημένη ελαφρά για λόγους αντοχής)

1<sup>ο</sup> Βήμα: Προσδιορίζουμε τις αντιδράσεις στήριξης από εξισώσεις ισορροπίας:

$$-\Sigma F_x = 0 \Rightarrow \Sigma_x = 0 \ \text{ή κανονικά} \ \Sigma_x = F_u \approx 60 \text{ N} \ (\text{θλιπτική δύναμη λόγω οπισθέλκουσας})$$

$$-\Sigma F_y = 0 \Rightarrow \Sigma_y + E_y - S_y = 0 \quad (1)$$

$$-\Sigma F_z = 0 \Rightarrow \Sigma_z + E_z - S_z = 0 \quad (2)$$

$$-\Sigma M_y^{\theta \acute{\epsilon} \sigma \eta \Sigma} = 0 \Rightarrow -E_z \cdot l_2 - S_z \cdot l_3 = 0 \quad (3)$$

$$-\Sigma M_z^{\theta \acute{\epsilon} \sigma \eta \Sigma} = 0 \Rightarrow E_y \cdot l_2 + S_y \cdot l_3 = 0 \quad (4)$$

$$(3) \Rightarrow E_z = \frac{-S_z \cdot l_3}{l_2} = -190,0 \text{ N} \ \& \ \Sigma_z = S_z - E_z = 1229,0 \text{ N}$$

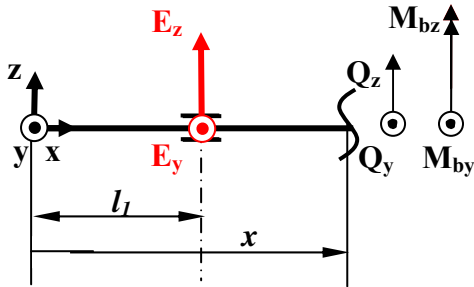
$$(4) \Rightarrow E_y = \frac{-S_y \cdot l_3}{l_2} = -226,6 \text{ N} \ \& \ \Sigma_y = S_y - E_y = 1465,6 \text{ N}$$

2<sup>ο</sup> Βήμα: Βρίσκουμε τις εσωτερικές δυνάμεις και ροπές κατά μήκος της ατράκτου.

- Τμήμα:  $0 \leq x \leq l_1 = 85\text{mm}$

Το τμήμα αυτό δεν φέρει τέμνουσες δυνάμεις και καμπτικές ροπές παρά μόνο στρεπτική ροπή  $M_t=122550\text{ Nmm}$  και εφελκυστικό φορτίο  $F_a=60\text{N}$ .

- Τμήμα:  $l_1 = 85\text{mm} \leq x \leq l_1 + l_2 = 599\text{mm}$



Σχήμα 9.25: Νοητή τομή σε θέση  $x$  της ατράκτου

$$-\Sigma F_y = 0 \Rightarrow E_y + Q_y = 0 \Rightarrow Q_y = -E_y = 226,6\text{ N}$$

$$-\Sigma F_z = 0 \Rightarrow E_z + Q_z = 0 \Rightarrow Q_z = -E_z = 190,0\text{ N}$$

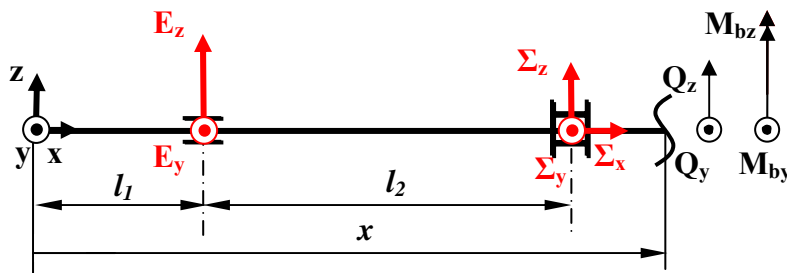
$$-\Sigma M_y^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow -E_z \cdot (x - l_1) + M_{by} = 0 \Rightarrow M_{by} = E_z \cdot x - E_z \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{by} = -190,0 \cdot x + 16150\text{ Nmm}$$

$$-\Sigma M_z^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow E_y \cdot (x - l_1) + M_{bz} = 0 \Rightarrow M_{bz} = -E_y \cdot x + E_y \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$M_{bz} = 226,6 \cdot x - 19261\text{ Nmm}$$

- Τμήμα:  $l_1 + l_2 = 599\text{mm} \leq x \leq l_1 + l_2 + l_3 = 653\text{mm}$



Σχήμα 9.26: 2<sup>η</sup> Νοητή τομή σε θέση  $x$  της ατράκτου

$$-\Sigma F_y = 0 \Rightarrow E_y + \Sigma_y + Q_y = 0 \Rightarrow Q_y = -E_y - \Sigma_y = -1239\text{ N}$$

$$-\Sigma F_z = 0 \Rightarrow E_z + \Sigma_z + Q_z = 0 \Rightarrow Q_z = -E_z - \Sigma_z = -1039\text{ N}$$

$$-\Sigma M_y^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow -E_z \cdot (x - l_1) - \Sigma_z \cdot (x - (l_1 + l_2)) + M_{by} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{by} = (\Sigma_z + E_z) \cdot x - (E_z \cdot l_1 + \Sigma_z \cdot (l_1 + l_2)) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{by} = 1039 \cdot x - 720021\text{ Nmm}$$

$$-\Sigma M_z^{\text{τομή } x} = 0 \Rightarrow E_y \cdot (x - l_1) + \Sigma_y \cdot (x - l_1 - l_2) + M_{bz} = 0 \Rightarrow$$

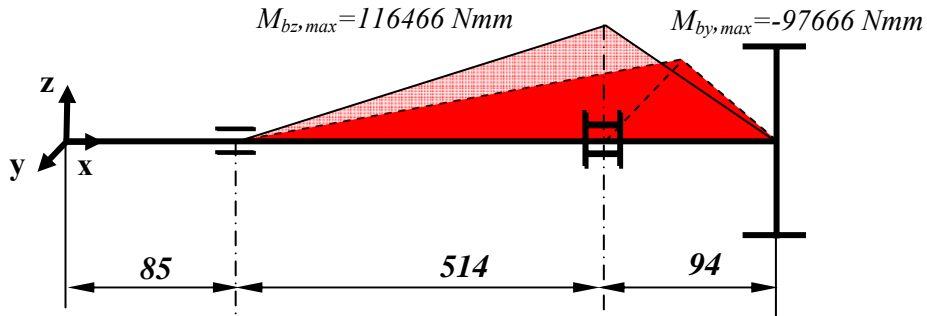
$$\Rightarrow M_{bz} = -(\Sigma_y + E_y) \cdot x + (E_y \cdot l_1 + \Sigma_y \cdot (l_1 + l_2)) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{bz} = -1239 \cdot x + 858633\text{ Nmm}$$

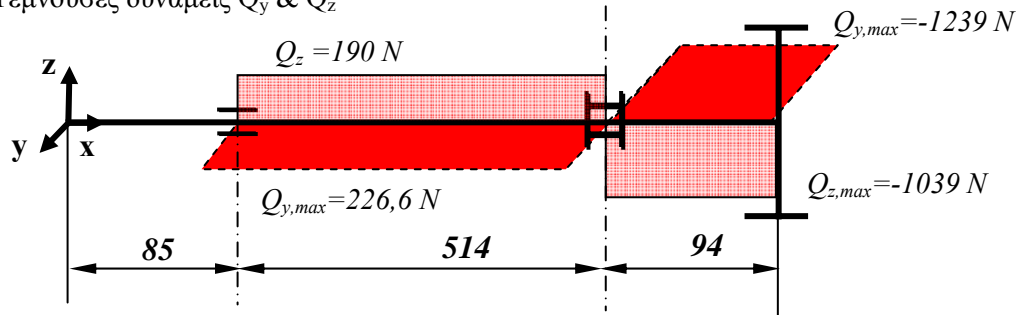
3<sup>ο</sup> Βήμα: Χαράσσουμε τα διαγράμματα N,Q,M

Βάσει των παραπάνω σχέσεων χαράσσουμε τα διαγράμματα φόρτισης. Οι στρεπτικές ροπές σε κάθε θέση υπολογίζονται βάσει των αποτελεσμάτων της ροής ισχύος (βλέπε πίνακα 6.5) διαιρώντας με την ταχύτητα περιστροφής:

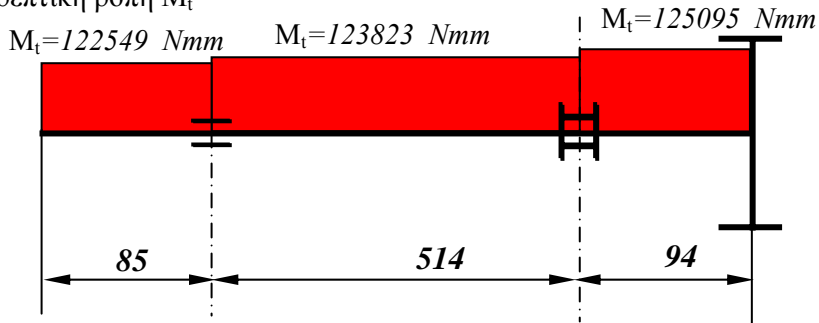
Καμπτικές ροπές  $M_{by}$  &  $M_{bz}$



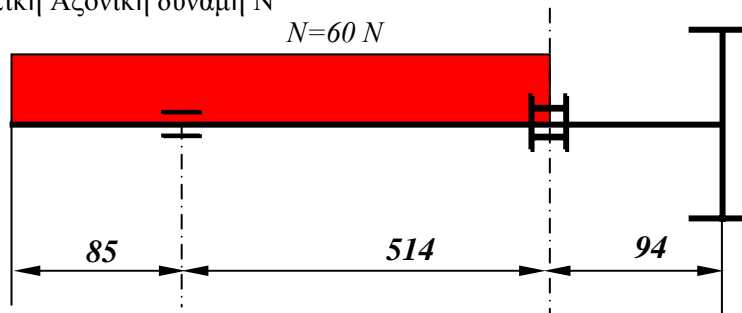
Τέμνουσες δυνάμεις  $Q_y$  &  $Q_z$



Στρεπτική ροπή  $M_t$



Θλιπτική Αξονική δύναμη N



Σχήμα 9.27: Διαγράμματα φόρτισης ατράκτου 2ης πτερωτής

Είναι προφανές ότι τα μέγιστα φορτία βρίσκονται στη θέση  $x=599\text{mm}$ , δηλαδή στο μέσον της σταθερής έδρασης. Η μέγιστη φόρτιση σε αυτή τη θέση ήταν αναμενόμενη αφού βρίσκεται πλησίον του προβόλου όπου εδράζεται η τροχαλία. Για

αυτό το σκοπό, σε αυτή τη θέση έγινε πρόβλεψη για την στερέωση του ρουλεμάν στην άτρακτο μέσω αποστατών, ώστε να μην υφίσταται συναρμογή πίεσης.

Η άτρακτος στη θέση της τροχαλίας ( $x=599\text{mm}$ ) καταπονείται (απόλυτες τιμές στα μεγέθη) σε:

- διάτμηση κατά  $y$  και  $z$  με  $Q_y = 1239\text{N}$  &  $Q_z = 1039\text{N}$
- κάμψη κατά  $y$  και  $z$  με  $M_{by} = 97666\text{ Nmm}$  &  $M_{bz} = 116466\text{ Nmm}$
- στρέψη με  $M_t = 131462\text{ Nmm}$  (χρησιμοποιούμε την ισχύ της  $N_1$ )

Σε αυτή τη θέση η διατομή της ατράκτου είναι κυκλική  $\Phi 45$  χωρίς εγκοπές. Οι τάσεις στη διατομή υπολογίζονται με τις συνήθεις παραδοχές της προσέγγισης των Στοιχείων Μηχανών<sup>[50]</sup>, ως εξής:

$$\text{- τάση διάτμησης: } \tau_d = \frac{Q}{A} = \frac{\sqrt{Q_y^2 + Q_z^2}}{A} = \frac{4 \cdot \sqrt{Q_y^2 + Q_z^2}}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow$$

$$\tau_d = \frac{4 \cdot \sqrt{1239^2 + 1039^2}}{\pi \cdot 45^2} \cong 1,1\text{ N/mm}^2$$

(στρογγυλοποιούμε προς τα πάνω για λόγους αντοχής)

$$\text{- τάση κάμψης: } \sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{\sqrt{M_{by}^2 + M_{bz}^2}}{W_b} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{by}^2 + M_{bz}^2}}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_b = \frac{32 \cdot \sqrt{97666^2 + 116466^2}}{\pi \cdot 45^3} \cong 17,0\text{ N/mm}^2$$

$$\text{- τάση στρέψης: } \tau_t = \frac{M_t}{W_t} \Rightarrow \tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 131462}{\pi \cdot 45^3} \cong 7,3\text{ N/mm}^2$$

$$\text{- τάση θλιπτική: } \sigma_z = \frac{F_a}{A} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow$$

$$\sigma_z = \frac{4 \cdot \sqrt{1239^2 + 1039^2}}{\pi \cdot 45^2} \cong 0,04\text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{πρακτικά αμελητέα}$$

(στρογγυλοποιούμε προς τα πάνω για λόγους αντοχής)

Ο χρονικός χαρακτήρας των τάσεων είναι φυσικά ο ίδιος με πριν. Η θλιπτική τάση είναι κυμαινόμενη όπως και η στρεπτική αλλά θα αμεληθεί στην κατοπινή ανάλυση.

$$\tau_d = 1,1\text{N/mm}^2 : \text{εναλλασσόμενη} \Rightarrow \tau_{dm} = 0 \text{ \& } \tau_{da} = \tau_d = 1,1\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_b = 17,0\text{N/mm}^2 : \text{εναλλασσόμενη} \Rightarrow \sigma_{bm} = 0 \text{ \& } \sigma_{ba} = \sigma_b = 17,0\text{N/mm}^2$$

$$\tau_t = 7,3\text{N/mm}^2 : \text{κυμαινόμενη} \Rightarrow \tau_{tm} = \tau_{ta} = \tau_t / 2 = 3,65\text{N/mm}^2$$

Όπως και για την εξωτερική άτρακτο, αποφασίζουμε να γίνει αναγωγή όλων των τάσεων σε ισοδύναμη καμπτική τάση  $\sigma_{vb}$ .

Ασχολούμαστε πρώτα με τις στατικές συνιστώσες και μετά με τις δυναμικές συνιστώσες.

Στατικές συνιστώσες: Εφαρμογή κριτηρίου Von Mises<sup>[51]</sup>:

$$\sigma_{vbm} = \sqrt{(\sigma_{bm} + \sigma_{zm})^2 + 3 \cdot (\tau_{tm} + \tau_{dm})^2} = \sqrt{(0 + 0)^2 + 3 \cdot (3,65 + 0)^2} = 6,3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vbm} \cong 6,3 \text{ N/mm}^2$$

Δυναμικές συνιστώσες <sup>[51]</sup>:

$$\sigma_{vba} = \sqrt{\left( \sigma_{ba} + \frac{\sigma_{bW10} \cdot b_o}{\sigma_{zW10}} \sigma_{za} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{bW10}}{\tau_{tW10}} \tau_{ta} + \frac{\sigma_{bW10} \cdot u_o}{\tau_{tW10}} \tau_{da} \right)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vba} = \sqrt{(17,0 + 0)^2 + \left( \frac{200}{140} \cdot 3,65 + \frac{200 \cdot 1,047}{140} \cdot 1,1 \right)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vba} = 18,3 \text{ N/mm}^2$$

Τα στοιχεία για τον υπολογισμό της δυναμικής συνιστώσας είναι τα εξής:

- Από διάγραμμα Smith<sup>[51]</sup> για St37 (δεν γνωρίζουμε το υλικό της υπάρχουσας ατράκτου γι' αυτό παίρνουμε χάλυβα χαμηλής αντοχής ως πλέον δυσμενέστερη περίπτωση:  $\sigma_{bW10}=200\text{N/mm}^2$  &  $\tau_{tW10}=140\text{N/mm}^2$ .

- Λόγω έλλειψης διαγράμματος Smith για δυναμική αντοχή σε διάτμηση, χρησιμοποιούμε το συντελεστή στήριξης  $u_o$  και παίρνουμε:  $\tau_{dW10}=\tau_{tW10}/u_o$  (εναλλασσόμενη διάτμηση) με  $\tau_{tW10}=140\text{N/mm}^2$ . Ο συντελεστής στήριξης υπολογίζεται ως εξής:

$$u_o = 1 + \sqrt{\rho \cdot S_\sigma} \text{ με } S_\sigma = 2/d = 2/44, \rho = 48 \cdot 10^{-3} \Rightarrow u_o = 1 + \sqrt{48 \cdot 10^{-3} \cdot 2/44} = 1,047,$$

όπου για St37  $\Rightarrow \sigma_B=370\text{N/mm}^2 \Rightarrow$  ακτίνα υλικού  $\rho=48 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ .

Η ισοδύναμη τάση θα έχει την ίδια χρονική συμπεριφορά όπως και πριν. Έτσι, η αλληλοσυσχέτιση ανάμεσα και στην δυναμική και στατική συνιστώσα θα είναι της μορφής:

$$\frac{\sigma_{vbm} + \sigma_{vba}}{\sigma_{vbm}} = \frac{6,3 + 18,3}{6,3} \cong 3,905.$$

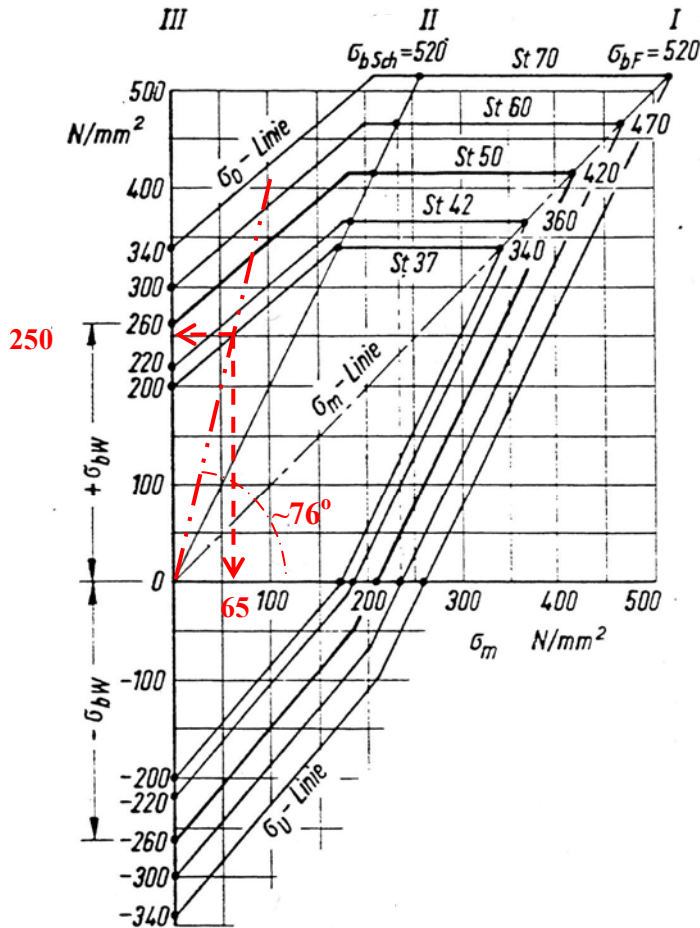
Η ισοδύναμη τάση της σύνθετης καταπόνησης είναι η καμπτική τάση:

$$\sigma_{vb}: 6,3 \pm 18,3 \text{ N/mm}^2 \text{ η οποία είναι γενική με } \frac{\sigma_{vbm} + \sigma_{vba}}{\sigma_{vbm}} \cong 3,905$$

Θα ακολουθήσουμε τη μέθοδο Thum<sup>[50,51]</sup>, άρα χρειαζόμαστε την δυναμική αντοχή σε κάμψη  $\sigma_{bA10}$ . Για το σκοπό αυτό θα παραστήσουμε στο διάγραμμα Smith την χαρακτηριστική ευθεία της ισοδύναμης καταπόνησης, δηλαδή την ευθεία κλίσης:

$$\frac{\sigma_{vbm} + \sigma_{vba}}{\sigma_{vbm}} = 3,905 \text{ ή αλλιώς γωνίας } \varphi = \arctan(3,905) \cong 76^\circ$$

Η τιμή της  $\sigma_{bA10}$  θα προσδιοριστεί γραφικά ως το σημείο τομής της ευθείας των  $76^\circ$  με το άνω περίγραμμα της St37.



Σχήμα 9.28: Διάγραμμα Smith για κάμψη για κοινούς χάλυβες κατά DIN17100

Γραφικά προέκυψε σημείο με τεταγμένη (μέγιστη τάση)  $\sigma_{b010}=250\text{N/mm}^2$  και τετμημένη (στατική τάση)  $\sigma_{bm}=65\text{ N/mm}^2$  περίπου. Η δυναμική τάση διαρκούς αντοχής υπολογίζεται από τη διαφορά των δύο αυτών μεγεθών. Έτσι:

$$\sigma_{bA10} = \sigma_{b010} - \sigma_{bm} = 250 - 65 = 185\text{N/mm}^2$$

Και εδώ θα χρησιμοποιηθεί η σχέση του Thum<sup>[50,51]</sup>. Είναι λοιπόν:

$$\sigma_{bAKN}^T = \frac{\sigma_{bA10} \cdot b_o \cdot b_s \cdot b_2}{\beta_{kb}} = \frac{187 \cdot 0,88 \cdot 0,93 \cdot 1}{1} = 153\text{ N/mm}^2, \text{ όπου:}$$

- Συντελεστής μεγέθους:  $b_o = 0,87$  για  $d = 45$

- Συντελεστής τραχύτητας:  $b_s = 0,93$

Τυπική τιμή για ρεκτιφρισμένη άτρακτο:  $R_t = 15\mu\text{m}$

$$\sigma_B = 370\text{N/mm}^2$$

- Συντελεστής επενέργειας εγκοπής:  $\beta_{kb} = 1,0$  η άτρακτος είναι λεία

Βάσει της υπολογισμένης τάσης (η οποία εμπεριέχει και τον συντελεστή φορτίου) και της επιτρεπόμενης θα υπολογίσουμε τον υπαρκτό συντελεστή ασφαλείας ως:

$$S_{\text{υπαρκτή}} = \frac{\text{Επιτρεπόμενη κατά Thum}}{\text{Πραγματική τάση}} = \frac{\sigma_{\text{bAKN}}^T}{\sigma_{\text{vba}}} = \frac{153}{18,3} = 8,36 \Rightarrow$$
$$S_{\text{υπαρκτή}} = 8,3$$

Από την τιμή που προέκυψε βλέπουμε ότι υπάρχει άνετο περιθώριο αντοχής σε κόπωση. Το περιθώριο μάλιστα είναι τέτοιο που καλύπτει το ότι αμελήσαμε το φορτία του βάρους των στοιχείων. Ο κύριος λόγος που προέκυψε τόσο υψηλή τιμή είναι ότι θεωρήσαμε τον συντελεστή εγχοπών μονάδα (εκφράζει συγκέντρωση τάσεων και στήριξη του υλικού<sup>[51]</sup>) – όντως στη θέση του ρουλεμάν η άτρακτος είναι λεία αλλά εκατέρωθεν της θέσης αυτής έχει διαμορφώσεις που δημιουργούν συγκέντρωση τάσης όπως η αναβαθμίδα από τη μεριά της πτερωτής και το σπείρωμα από τη μεριά της τροχαλίας (βλέπε σχήμα 8.67). Πιθανόν, να υπάρχουν ανομοιομορφίες που δεν έχουμε συμπεριλάβει – το περιθώριο όμως ασφαλείας καλύπτει την όποια αβεβαιότητα.



## 9.4 Υπολογισμός και εκλογή ρουλεμάν και λιπαντικού

Η εγκατάσταση περιλαμβάνει έξι ρουλεμάν, δύο για κάθε άτρακτο. Ανακεφαλαιώνοντας όσα ειπώθηκαν σχετικά κατά τη μελέτη των κεφαλαίων 7 και 8, έχουμε τα εξής:

- Στα κουζινέτα της εξωτερικής ατράκτου μπορούν να χρησιμοποιηθούν ένσφαιρα αυτορύθμιστα ή βαρελοειδή ρουλεμάν. Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο 7, η προοπτική χρήσης ένσφαιρων ρουλεμάν είναι προτιμότερη αφού τα φορτία δεν είναι υψηλά, και οι ταχύτητες υψηλές.
- Το σύστημα διπλής έδρασης Car που φέρει την 1<sup>η</sup> πτερωτή, διατίθεται με ρουλεμάν βαθείας αύλακος.
- Για την άτρακτο που φέρει την 2<sup>η</sup> πτερωτή, ακολουθήσαμε τους ίδιους τύπους ρουλεμάν που είχε επιλέξει ο σχεδιαστής της πρώτης κατασκευής: ένα βαθείας αύλακος και ένα ένσφαιρο αυτορύθμιστο.

Όσον αφορά τα συγκεκριμένα ρουλεμάν του Car, τα εγκάρσια και αξονικά φορτία είναι πάρα πολύ μικρά (βλέπε σχόλια υποενότητας 7.2.2 & ενότητα 9.2) για την δυναμική ικανότητα φόρτισής τους (βλέπε σχήμα 7.29), ενώ η ίδια «άνεση» υπάρχει και με το μέγιστο όριο της ταχύτητας περιστροφής τους. Δεν συντρέχει λοιπόν κανένας λόγος αντικατάστασης του συγκεκριμένου τύπου των ρουλεμάν.

Αντίθετα, μεγάλη συζήτηση χρειάζεται αναφορικά με τον καθορισμό του πλέον κατάλληλου – μεταξύ των διαθέσιμων - τύπων ρουλεμάν για τα κουζινέτα της εξωτερικής ατράκτου. Ακόμη, το ότι επιλέξαμε του ίδιου τύπου ρουλεμάν για την έδραση της ατράκτου της 2<sup>ης</sup> πτερωτής με αυτά που επιλέχθηκαν για την παλιά εγκατάσταση, δεν σημαίνει κατ' ανάγκη ότι θα είναι κατάλληλα και για την δική μας περίπτωση από θέμα δυναμικής αντοχής. Θα χρειαστεί εκτενέστερη μελέτη για να κατασταλάξουμε στις αρχικές μας επιλογές ή αν χρειαστεί να τις αλλάξουμε.

### 9.4.1 Ρουλεμάν εξωτερικής ατράκτου

Από την ανάλυση της ενότητας 9.1 υπολογίστηκαν οι δυνάμεις στήριξης της ατράκτου:

$$E_z = 519,5\text{N} \ \& \ E_y = 619,5\text{N}$$

$$\Sigma_z = 519,5\text{N} \ \& \ \Sigma_y = 619,5\text{N}$$

Επειδή η τροχαλία ήταν τοποθετημένη στο μέσον των εδράσεων, και οι δύο φορτίζονται το ίδιο. Στην πραγματικότητα βέβαια, η ελεύθερη έδραση θα είναι ελαφρά πιο φορτισμένη λόγω του βάρους του προβόλου και της φλάντζας του ελαστικού συνδέσμου που βρίσκεται πάνω της. Επειδή, όμως οι εδράσεις φορτίζονται ισόποσα, μπορούμε να μελετήσουμε την μία (π.χ. σταθερή) ως αντιπροσωπευτική και των δύο.

Υπολογίζουμε το εγκάρσιο φορτίο και το αξονικό φορτίο:

$$F_r = \sqrt{519,5^2 + 619,5^2} = 808,5 \text{ N}$$

$$F_a = \Sigma_x = 0 \text{ N}$$

Για ένσφαιρα αυτορύθμιστα ρουλεμάν, το ισοδύναμο φορτίο υπολογίζεται από τον τύπο<sup>[33,36]</sup>:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \text{ με:}$$

$$X = 1 \ \& \ Y = Y_1 \ \text{όταν} \ F_a / F_r \leq e$$

$$X = 0,65 \ \& \ Y = Y_2 \ \text{όταν} \ F_a / F_r > e, \ \text{όπου} \ e, \ Y_1, \ Y_2 \ \text{από πίνακες}^{[33,36]}$$

Εδώ, έχουμε  $F_a=0$ , οπότε:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 808,5 \text{ N} = 0,8085 \text{ kN}$$

Η διάρκεια ζωής ενός ρουλεμάν υπολογίζεται βάσει του συστήματος προτύπου ISO 281:1990<sup>[36]</sup> από τον παρακάτω τύπο:

$$\text{Διάρκεια ζωής σε ώρες: } L_h = \frac{L_{10}(\text{mrev}) \cdot 10^6}{60 \cdot n(\text{RPM})}, \text{ όπου:}$$

$$L_{10}(\text{mrev}) = \left( \frac{C}{P} \right)^k \text{ ως η διάρκεια ζωής σε εκατομμύρια περιστροφές με:}$$

$k = 3$  για σώματα κύλισης σφαίρες και  $k = 10/3$  για όλα σώματα κύλισης

Έχουμε δύο «υποψήφια» ρουλεμάν (βλέπε σχήμα 7.39):

1309 EKTN9 με  $C=32,5 \text{ kN}$

2309 EKTN9 με  $C=63,7 \text{ kN}$

Για αυτά υπολογίζεται:

1309 EKTN9:  $L_h = 360858$  ώρες ή 40 χρόνια χονδρικά

2309 EKTN9:  $L_h = 2717100$  ώρες

Και οι δύο τύποι ρουλεμάν παρέχουν πρακτικά απεριόριστη διάρκεια ζωής. Μεταξύ των δύο αυτών τύπων, προτιμήθηκε ο δεύτερος. Είναι μία αρκετά συντηρητική προσέγγιση αλλά έτσι και αλλιώς η χρηματική διαφορά μεταξύ των δύο τύπων δεν ήταν σημαντική. Κρίθηκε προτιμότερο να είμαστε πλήρως εξασφαλισμένοι ως προς την αξιοπιστία του ρουλεμάν, αφού στην εκτίμησή μας, φορτία βάρους, και κυριότερα κραδασμών και ταλαντώσεων δεν λήφθηκαν υπ'όψη. Ο μεγάλου μήκους πρόβλος θεωρήσαμε ότι θα «ταιριάζεται» τεχνικά καλύτερα με τον τύπο 2309 πλάτους  $B=36\text{mm}$  έναντι του 1309 με  $B=23\text{mm}$ .

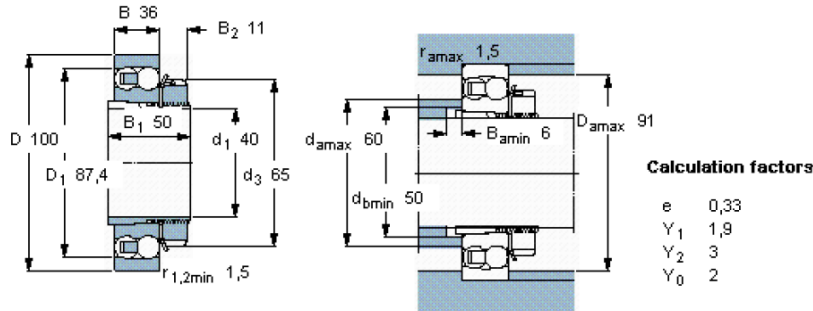
Τα κύρια χαρακτηριστικά του ρουλεμάν παρέχονται στο σχήμα που ακολουθεί αμέσως παρακάτω. Παρατηρούμε ότι το ισοδύναμο φορτίο κόπωσης είναι  $P_u=1 \text{ kN} > P=0,8 \text{ kN}$  της περίπτωσης μας. Η «ζωή» του ρουλεμάν θα είναι πρακτικά απεριόριστη εφόσον μονταριστεί και λιπανθεί σωστά.

Όσον αφορά στο κουζινέτο της σταθερής έδρασης, θα χρειαστούν δύο δακτυλίδια που θα τοποθετηθούν το καθένα εκατέρωθεν του ρουλεμάν ώστε να «κλειδωθεί» η αξονική του θέση μέσα το κουζινέτο, υλοποιώντας έτσι μία σταθερή έδραση. Τα δακτυλίδια αυτά έχουν κωδικό FRB 4/100. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κουζινέτου με τα στεγανοποιητικά που επιλέξαμε στο κεφάλαιο 7, δίνονται στο παρακάτω σχήμα

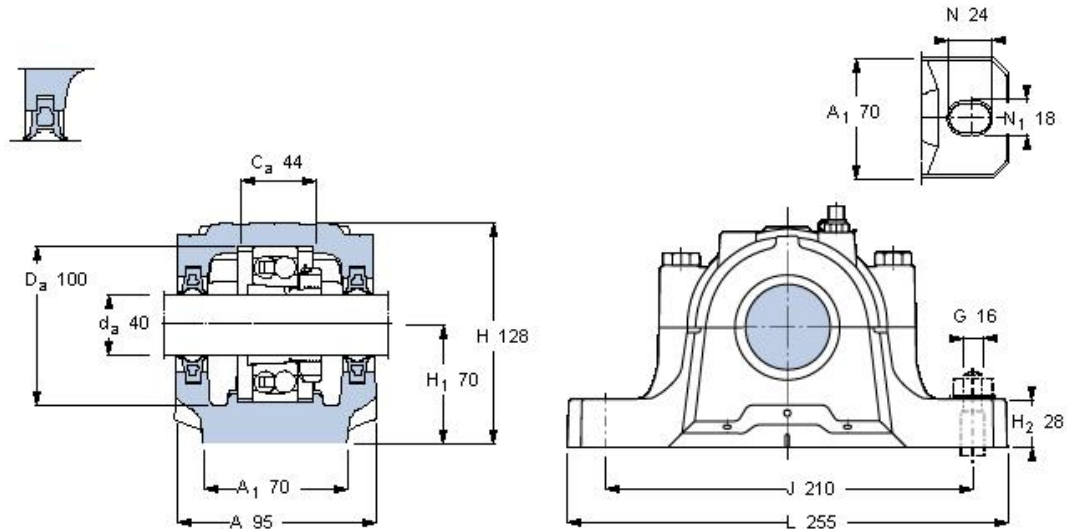
## Ειδικά κατασκευαστικά θέματα

### Self-aligning ball bearings on adapter sleeve

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass kg	Designation Bearing + adapter sleeve
$d_1$	D	B	dynamic C	static $C_0$		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min			-
40	100	36	63,7	19,3	1	13000	9000	1,40	2309 EKTN9 + H 2309



Σχήμα 9.29<sup>[36]</sup>: Στοιχεία ένσφαιρου αυτορύθμιστου ρουλεμάν 2309 EKTN9 + H 2309



#### Designations

Housing only	SNL 511-609
Seal	TSN 609 G

#### Locating ring

Locating ring	2xFRB 4/100
Bearing	2309 EKTN9
Sleeve	H 2309

#### Mass

Housing, kg	4.40
Bearing, kg	1.15
Sleeve, kg	0.27

#### Basic load ratings

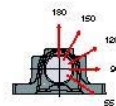
Dynamic C, kN	63.7
Static $C_0$ , kN	19.3

#### Breaking loads, housing

$P_{55^\circ}$ , kN	275
$P_{90^\circ}$ , kN	170
$P_{120^\circ}$ , kN	125
$P_{150^\circ}$ , kN	115
$P_{180^\circ}$ , kN	140
$P_a$ , kN	90

#### Grease quantities

Initial fill, kg	0.1
Relubrication, kg	0.015



#### Mounting bolts

Size	M 16
Rec. tightening torque, Nm	220

#### Cap bolts

Size	M 12x60
Rec. tightening torque, Nm	80
Max. load	
$F_{120^\circ}$ , kN	80
$F_{150^\circ}$ , kN	45
$F_{180^\circ}$ , kN	40

Σχήμα 9.30<sup>[36]</sup>: Τεχνικά χαρακτηριστικά επιλεγέντος κουζινέτου

Να παρατηρηθεί ότι ο κατασκευαστής μας παρέχει την απαιτούμενη ποσότητα γράσου αρχικής τοποθέτησης και επαναλίπανσης.

Όσον αφορά την εκλογή λιπαντικού, θα χρησιμοποιήσουμε τον σχετικό πίνακα για γράσα που παρέχει η SKF.

Table 1: SKF greases - technical specifications and characteristics

Part 1: Technical specifications		NLGI class	Thickener/ base oil	Base oil viscosity at		Temperature limits	
Designation	Description			40 °C	100 °C	LTL <sup>1)</sup>	HTPL <sup>2)</sup>
-	-	-	-	mm <sup>2</sup> /s		°C	
<b>LGMT 2</b>	All purpose industrial and automotive	2	Lithium soap/ mineral oil	110	11	-30	+120
<b>LGMT 3</b>	All purpose industrial and automotive	2	Lithium soap/ mineral oil	120	12	-30	+120
<b>LGEP 2</b>	Extreme pressure, high load	2	Lithium soap/ mineral oil	200	16	-20	+110
<b>LGLT 2</b>	Low load and temperature, high speed	2	Lithium soap/ diester oil	15	3,7	-55	+100
<b>LGHP 2</b>	High performance and high temperature	2	Di-urea/ mineral oil	96	10,5	-40	+150
<b>LGFP 2</b>	Food compatible	2	Aluminium complex/ medical white oil	130	7,3	-20	+110
<b>LGGB 2</b>	Biodegradable and low toxicity	2	Lithium-calcium soap/ ester oil	110	13	-40	+120
<b>LGLC 2</b>	Low temperature and high speed	2	Calcium complex soap/ ester-mineral oil	24	4,7	-40	+120
<b>LGWA 2</b>	Wide temperature range	2	Lithium complex soap/ mineral oil	185	15	-30	+140 peaks: +220
<b>LGHB 2</b>	High viscosity and high temperature	2	Calcium sulphonate complex/mineral oil	450	26,5	-20	+150 peaks: +200
<b>LGET 2</b>	Extreme temperature	2	PTFE/synthetic/ fluorinated polyether	400	38	-40	+260
<b>LGEM 2</b>	High viscosity with solid lubricants	2	Lithium soap/ mineral oil	500	32	-20	+120
<b>LGEV 2</b>	Extreme high viscosity with solid lubricants	2	Lithium-calcium soap/ mineral oil	1 000	58	-10	+120
<b>LGWM 1</b>	Extreme pressure, low temperature	1	Lithium soap/ mineral oil	200	16	-30	+110

<sup>1)</sup> LTL: low temperature limit

<sup>2)</sup> HTPL: high temperature performance limit

Πίνακας 9.31<sup>[36]</sup>: Πίνακας διαθέσιμων γράσων

Ο πλέον χρησιμοποιούμενος τύπος είναι ο «LGMT 2». Τα όρια θερμοκρασίας του, -30°C με 120°C, είναι ταιριαστά με την εφαρμογή μας, ενώ από τον επόμενο πίνακα βλέπουμε ότι το γράσο αυτού του τύπου είναι κατάλληλο για υψηλές ταχύτητες και κραδασμούς. Η μόνη αδυναμία αυτού του γράσου είναι για την παραλαβή ταλαντώσεων (oscillations), αν και λογικά το μέγεθος τους δεν θα είναι μεγάλο (τουλάχιστον της τάξης μεγέθους «βαρύτερων» βιομηχανικών εφαρμογών). Για τους παραπάνω λόγους θα επιλέξουμε αυτό τον τύπο γράσου να χρησιμοποιήσουμε, τόσο για τα ρουλεμάν της εξωτερικής ατράκτου όσο και για αυτά

του cap. Τα ρουλεμάν της ατράκτου της δεύτερης περωτής είναι σφραγισμένα με δικό τους γράσο και έτσι η εκλογή γράσου για τη σύνδεσή του δεν μας απασχολεί.

Table 1: SKF greases - technical specifications and characteristics

Part 2: Characteristics Designation	High temperature, above +120 °C	Low temperature	Very high speed	Very low speed or oscillations	Low torque, low friction	Severe vibrations	Heavy loads	Rust inhibiting properties	Water resistance
LGMT 2			0	-	+	+	0	+	+
LGMT 3			0	-	0	+	0	0	+
LGEP 2			0	0	-	+	+	+	+
LGLT 2		+	+	-	+	-	-	0	0
LGHP 2	+	0	+	-	0	-	0	+	+
LGFP 2			0	-	0	0		+	+
LGGB 2		0	0	0	0	+	+	0	+
LGLC 2		+	+	-	+	-	0	+	+
LGWA 2	+		0	0	0	+	+	+	+
LGHB 2	+		0	+	-	+	+	+	+
LGET 2	Contact the SKF application engineering service								
LGEM 2			-	+	-	+	+	+	+
LGEV 2		-	-	+	-	+	+	+	+
LGWM 1		-	0	0	0	-	+	+	+

Symbols: + Recommended  
0 Suitable  
- Not suitable

Where no symbol is indicated the relevant grease may be used - however, it is not recommended  
For further information please contact the SKF application engineering service

Πίνακας 9.32<sup>[36]</sup>: Πίνακας λειτουργικών χαρακτηριστικών γράσων

Ο κατασκευαστής παρέχει κάποια τεχνογνωσία και για τα διαστήματα αναλίπανσης. Βάσει στατιστικών δεδομένων παρέχει το διάστημα αναλίπανσης σε ώρες  $t_f(h)$  συναρτήσει των πιο κάτω παραγόντων, τους οποίους ταυτόχρονα υπολογίζουμε:

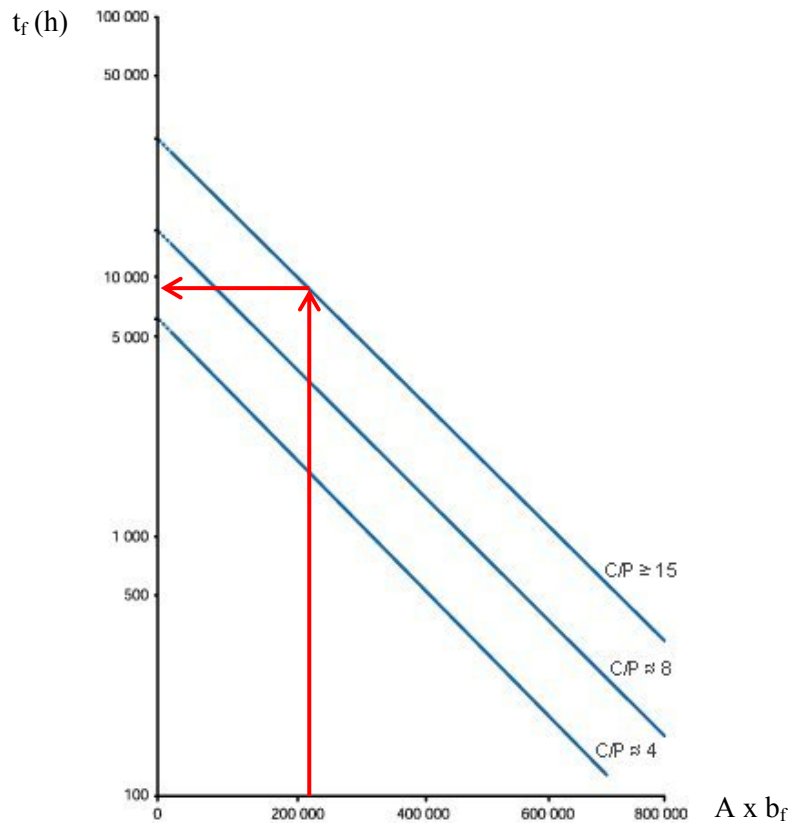
$$- A = n(\text{RPM}) \cdot d_m = 3000 \cdot 70 = 210000, \text{ όπου:}$$

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (40 + 100) = 70 \text{ mm}$$

$$- b_f = 1 \text{ (για αυτορύθμιστα ρουλεμάν<sup>[36]</sup>)}$$

$$- C/P \cong 80$$

Χρησιμοποιούμε τους παραπάνω παράγοντες στο σχήμα 9.33:



Σχήμα 9.33. Εκτίμηση ωρών αναλίπανσης για θερμοκρασία λειτουργίας 70° C

Από το σχήμα 9.33 προκύπτει  $t_f=9000$  ώρες περίπου για λειτουργία στις 3000RPM (για μικρότερη ταχύτητα, οι ώρες πληθαίνουν). Ο κατασκευαστής συνιστά μείωση των διαστημάτων στο 50% ανά 15°C αύξηση πάνω από τους 70 °C. Σε κάθε περίπτωση, το αποτέλεσμα φυσικά είναι ενδεικτικό - στην πράξη θα επιζητηθεί συγκεκριμένη τεχνική υποστήριξη πάνω στο θέμα.

Ένα άλλο στοιχείο που πρέπει να ελεγχθεί είναι η επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής (από θέμα έκλυσης θερμότητας) του ρουλεμάν. Αυτή ορίζεται ως:

$$n_{perm} = n_{ref} \cdot f_p \cdot f_v, \text{ όπου:}$$

- $n_{ref}$  : ταχύτητα αναφοράς του ρουλεμάν, εν προκειμένω  $n_{ref} = 13000$  RPM
- $f_p$  : διορθωτικός συντελεστής λόγω φορτίου, συναρτήσει  $P/C_o$  και  $d_m$
- $f_v$  : διορθωτικός συντελεστής λόγω λιπαντικού, συναρτήσει κινηματικής συνεκτικότητας επιλεγέντος λιπαντικού στους 40°C

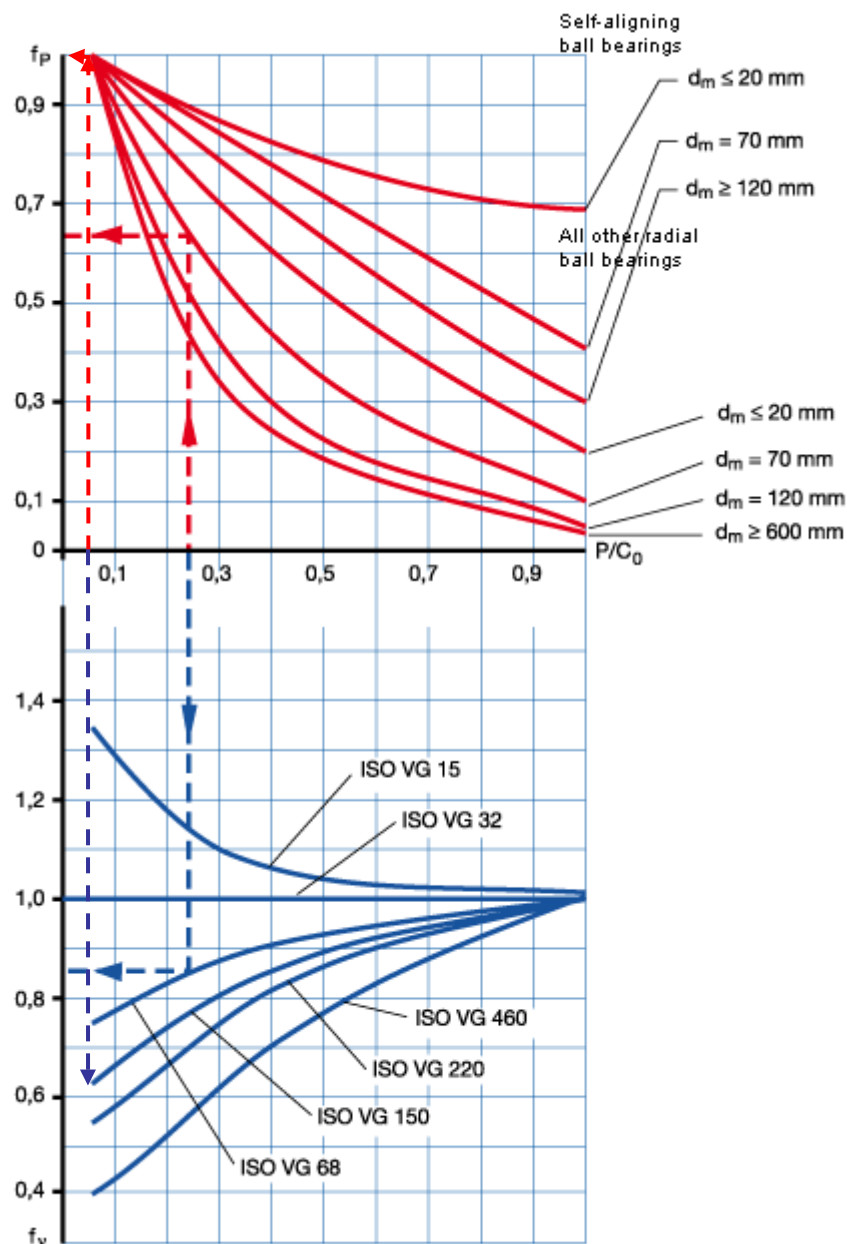
Γενικά είναι απίθανο να υπάρξει πρόβλημα αφού η περιοριστική ταχύτητα (limiting speed), μηχανικής φύσεως, είναι στις 9000RPM. Οι διορθωτικοί συντελεστές υπολογίζονται από το παρακάτω διπλό νομογράφημα (9.34) για:

$$f_p = 1,0: \text{ για } \frac{P}{C_o} = \frac{0,8}{19,3} = 0,04 \text{ \& } d_m = 70\text{mm (από πριν)}$$

$$f_v : \text{ για } \frac{P}{C_o} = 0,04 \text{ \& } \text{ για γράσο } f_v = \frac{f_v \text{ για ISOVG } v}{f_v \text{ για ISOVG } 150}, \text{ όπου}$$

$v = 110 \text{ mm}^2 / \text{sec}$  στους  $40^\circ \text{C}$  η κινηματική συνεκτικότητα του LGMT2,

$$\text{οπότε: } f_v = \frac{f_v \text{ για ISOVG 110}}{f_v \text{ για ISOVG 150}} = \frac{0,70}{0,63} = 1,11$$



Σχήμα 9.34<sup>[36]</sup>: Υπολογισμός διορθωτικών συντελεστών επιτρεπόμενης (θερμικής)

Τελικά, είναι:

$$n_{\text{perm}} = n_{\text{ref}} \cdot f_p \cdot f_v = 13000 \cdot 1 \cdot 1,11 = 14430 \text{ RPM}$$

Συμπεραίνουμε τελικά ότι δεν υφίσταται κανένα πρόβλημα όσον αφορά την ταχύτητα περιστροφής. Να σημειωθεί ότι ο τύπος υπολογισμού της διάρκειας ζωής κατά ISO 281:1990 δεν είναι πάρα πολύ ακριβής – υπάρχουν αντίθετα τύποι με παραπάνω συντελεστές αυξημένης ακρίβειας. Εφόσον όμως εδώ, η διάρκεια ζωής βγαίνει πάρα πολύ υψηλή (πρακτικά απεριόριστη), δεν έχει νόημα να χρησιμοποιήσουμε πιο εξεζητημένες εκφράσεις.

### 9.4.2 Ρουλεμάν ατράκτου 2<sup>ης</sup> περωτής

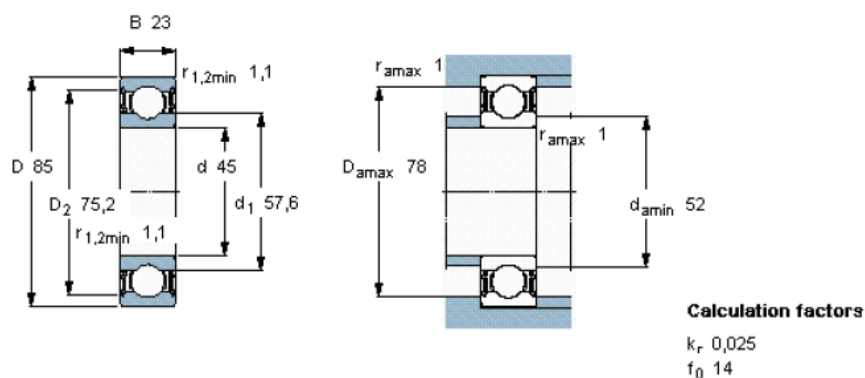
Από την ανάλυση της ενότητας 9.3 υπολογίστηκαν οι δυνάμεις στήριξης της ατράκτου (απόλυτες τιμές):

$$E_y = 226,6 \text{ N} \ \& \ E_z = 190 \text{ N}$$

$$\Sigma_x = 60 \text{ N}, \ \Sigma_y = 1465,6 \text{ N}, \ \Sigma_z = 1229,0 \text{ N}$$

Η σταθερή έδραση καταπονείται πολύ περισσότερο σε σχέση με την ελεύθερη. Για αυτό το λόγο θα ασχοληθούμε πρώτα με το ρουλεμάν της σταθερής έδρασης (βλέπε σχήμα 9.35):

Deep groove ball bearings, single row									
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	$C_0$		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
45	85	23	33,2	21,6	0,915	-	5000	0,48	62209-2RS1



Σχήμα 9.35: Στοιχεία ρουλεμάν 62209-2RS1

Υπολογίζουμε το εγκάρσιο φορτίο και το αξονικό φορτίο:

$$F_r = \sqrt{1465,6^2 + 1229,0^2} = 1912,7 \text{ N}$$

$$F_a = \Sigma_x = 60 \text{ N}$$

Για βαθείας αύλακος ρουλεμάν, το ισοδύναμο φορτίο υπολογίζεται από τον τύπο<sup>[33,36]</sup>:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \text{ με:}$$

$$X = 1 \ \& \ Y = 0 \ \text{όταν} \ F_a / F_r \leq e$$

$$X = 0,56 \ \& \ Y = \text{από πίνακα} \ \text{όταν} \ F_a / F_r > e, \ \text{όπου} \ e \ \text{από πίνακα}^{\text{[33,36]}}$$

βάσει λόγου  $F_a / C_0$ .

Εδώ, έχουμε:



$$F_{\alpha} / C_0 = 60 \cdot 10^{-3} / 21,6 \cong 0,0027$$

Είναι πολύ χαμηλή τιμή για να εκλεχθεί τιμή για το  $e$ . Ο λόγος  $F_{\alpha}/F_r$  είναι πολύ μικρός οπότε δεχόμαστε:  $X=1$  &  $Y=0$ . Είναι λοιπόν:

$$P = F_r = 808,5 \text{ N} = 1912,7 \text{ N ή } 1,9 \text{ kN}$$

Η διάρκεια ζωής ενός ρουλεμάν θα υπολογιστεί βάσει του συστήματος προτύπου ISO 281:1990<sup>[36]</sup> όπως και πριν. Για  $C=33,2\text{kN}$  από τον σχήμα 9.35, έχουμε:

$$L_{10}(\text{mrev}) = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{33,2}{1,9}\right)^3 = 5335,2$$

$$L_h = \frac{L_{10}(\text{mrev}) \cdot 10^6}{60 \cdot n(\text{RPM})} = \frac{5335,2 \cdot 10^6}{60 \cdot 3000} = 29640 \text{ ώρες ή } 3,4 \text{ χρόνια}$$

Η διάρκεια ζωής αυτή για πρακτικές εφαρμογές κρίνεται επαρκής. Βέβαια, η τιμή αυτή αναφέρεται στην οριακή κατάσταση λειτουργίας στις 3000RPM. Ενδεχόμενα κάποια στιγμή βέβαια να χρειαστεί αντικατάσταση του ρουλεμάν δεδομένου ότι ο παραπάνω τύπος εκτιμάει τη διάρκεια ζωής με περιθώριο σφάλματος. Ο ίδιος ο κατασκευαστής για μεγαλύτερη ακρίβεια συνιστά πιο σύνθετες εκφράσεις, βάσει της κινηματικής συνεκτικότητας του λιπαντικού, ωστόσο στα πλαίσια της εργασίας αυτής θα θεωρήσουμε τα υπάρχοντα αποτελέσματα επαρκή.

Όσον αφορά στην επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής του ρουλεμάν, ο κατασκευαστής<sup>[36]</sup> δεν δίνει την ταχύτητα αναφοράς αλλά την περιοριστική για μηχανικούς λόγους ταχύτητα στις 5000 RPM. Εφόσον οι μέγιστες στροφές είναι στις 3000 RPM, δεν πρέπει να υπάρξει πρόβλημα. Το ρουλεμάν αυτού του τύπου διατίθεται σφραγισμένο με γράσο, οπότε δεν χρειάζεται να επιλέξουμε το είδος του λιπαντικού.

Το ρουλεμάν της ελεύθερης έδρασης είναι αυτορύθμιστο. Υπολογίζουμε το εγκάρσιο φορτίο του (δεν παραλαμβάνει αξονικό φορτίο,  $F_{\alpha}=0$ ):

$$F_r = \sqrt{E_y^2 + E_z^2} = \sqrt{226,6^2 + 190^2} = 295,7 \text{ N}$$

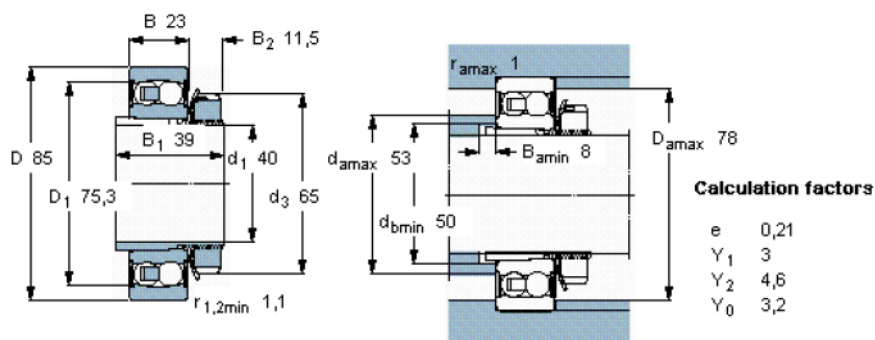
Επειδή  $F_{\alpha}=0$ , όμοια με τα αυτορύθμιστα ρουλεμάν της εξωτερικής απράκτου, θα είναι:

$$P = F_r = 295,7 \text{ N} \cong 0,3\text{N}$$

Τα τεχνικά χαρακτηριστικά αυτού του τύπου ρουλεμάν δίνονται στο σχήμα 9.36:

Self-aligning ball bearings on adapter sleeve

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass	Designation Bearing + adapter sleeve
$d_1$	D	B	C	$C_0$		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
40	85	23	22,9	7,8	0,4	-	5300	1,20	2209 E-2RS1 KTN9 + H 309 C



Σχήμα 9.36: Στοιχεία ρουλεμάν 2209-E-2RS1 KTN9

Παρατηρούμε ότι το όριο κόπωσης είναι υψηλότερο του ισοδύναμου φορτίου (0,4 έναντι 0,3). Η διάρκεια ζωής του θα υπολογιστεί όπως και πριν για  $C=22,9\text{kN}$  από τον σχήμα 9.36, έχουμε:

$$L_{10}(\text{mrev}) = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{22,9}{0,3}\right)^3 = 444777$$

$$L_h = \frac{L_{10}(\text{mrev}) \cdot 10^6}{60 \cdot n(\text{RPM})} = \frac{444777 \cdot 10^6}{60 \cdot 3000} = 2,47 \cdot 10^6 \text{ ώρες}$$

Προέκυψε πολύ υψηλή τιμή, η οποία πρακτικά σημαίνει απεριόριστη διάρκεια ζωής.

Και για τα δύο ρουλεμάν έχουμε αγνοήσει πλήρως την επίδραση του βάρους της τροχαλίας και του δίσκου. Τα φορτία αυτά αναλογικά δεν είναι σημαντικά ως προς το φορτίο που υπολογίσαμε για το ρουλεμάν της σταθερής έδρασης (το οποίο είναι πολύ ψηλό) – είναι όμως σημαντικά ως προς το φορτίο του ρουλεμάν της ελεύθερης έδρασης. Όσον αφορά όμως στο τελευταίο, η εκτιμώμενη διάρκεια ζωής είναι πολύ μεγάλη για να θεωρηθεί ότι θα υπάρξει πρόβλημα.

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει μία σύντομη περιγραφή της διάταξης

### 10.1 Περιγραφή διάταξης

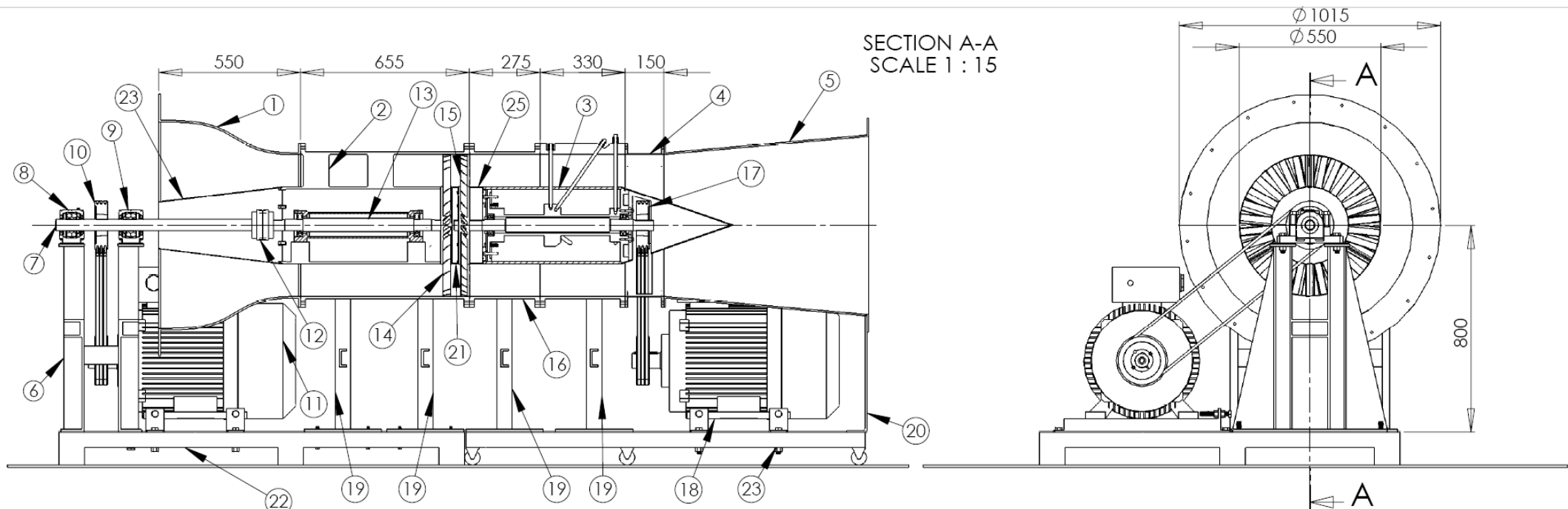
Η εγκατάσταση περιλαμβάνει δύο άτρακτους κινούμενες η καθεμία από δικό της ηλεκτροκινητήρα μέσω ιμαντοκίνησης. Κάθε άτρακτος θα έχει χώρο έδρασης πτερωτής. Έτσι, οι πτερωτές τοποθετούμενες πάνω τους θα βρίσκονται εντός χαλύβδινου αγωγού διαμέτρου  $\Phi 550$  και θα αναρροφούν αέρα από το περιβάλλον μέσω ενός συγκλίνοντος ακροφυσίου. Αυτή η παροχή αέρα θα καταθλίβεται στην έξοδο της εγκατάστασης στην οποία ο αγωγός θα έχει μορφή διαχύτη. Η άτρακτοι θα περικλείονται σε εσωτερικά κελύφη διαμέτρου  $\Phi 300$ , ομόκεντρα με τον αγωγό  $\Phi 550$ . Οι ηλεκτροκινητήρες θα συνοδεύονται από κατάλληλο ηλεκτρονικό εξοπλισμό για ρύθμιση των στροφών τους. Τα βασικά χαρακτηριστικά ισχύος της εγκατάστασης είναι τα εξής:

- Ισχύς ηλεκτροκινητήρων: 2x 45kW (περίπου)
- Εύρος στροφών λειτουργίας: 0 έως 3000RPM

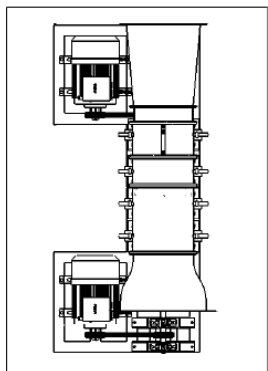
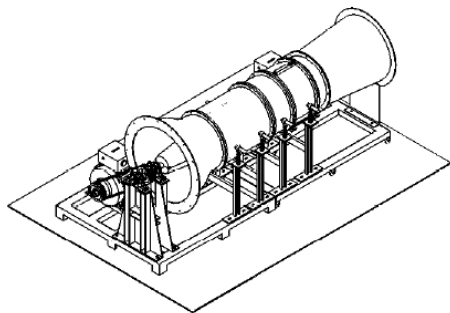
Στην παραπάνω εγκατάσταση θα προσαρμοστεί ειδικός εξοπλισμός μέτρησης τεχνικών ρευστομηχανικών μεγεθών. Μέσω καταγραφής και επεξεργασίας των πειραματικών μετρήσεων που θα ληφθούν, σκοπός είναι η διεξοδική μελέτη της ροής κατά τη σύζευξη δύο αντίθετα στρεφόμενων πτερωτών οι οποίες τοποθετούμενες σειριακά, αναρροφούν αέρα από το περιβάλλον.

### 10.2 Μηχανολογικό σχέδιο εγκατάστασης

Στο σχέδιο της επόμενης σελίδας παρουσιάζεται η διάταξη σε πλήρες συναρμολογημένο σύνολο:



ΔΙΑΦΟΡΕΣ ΟΨΕΙΣ ΤΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ



1	Σταθερός δακτύλιος ρύθμισης απόστασης	25				ΔΑΚ-15	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Διαιρετός κώνος από φύλλο λαμαρίνας	24				ΚΩΝ-13	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Βάση μέρος 2ο	23				ΒΑ2-12	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Βάση μέρος 1ο	22				ΒΑ1-11	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Στρεφόμενος δακτύλιος ρύθμισης απόστασης	21				ΔΑΚ-14	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Στήριγμα διαχύτη	20				-	Υπάρχον τεμάχιο	
4	Στήριγματα Αγωγών	19				ΣΤΗ-10	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Ηλεκτροκινητήρας 2ου Ρότορα	18				-	Προϊόν εμπορίου	
1	Βαθμίδα ιμαντοκίνησης 2ου Ρότορα	17				-	Προϊόντα εταιρείας Fenner	
1	Τεμάχιο αγωγού γύρω από τους ρότορες	16				ΑΓΩ-03	Τεμάχιο προς μερική κατεργασία	
1	2ος Ρότορας	15				ΔΙ2-08	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	1ος Ρότορας	14				ΔΙ1-07	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Μπλοκ διπλής έδρασης 2ης ατράκτου 1ου Ρότ.	13				-	Προϊόν εμπορίου	
1	Ελαστικός σύνδεσμος HRC_FF110	12				-	Προϊόντα εταιρείας Fenner	
1	Ηλεκτροκινητήρας 1ου Ρότορα	11				-	Προϊόν εμπορίου	
1	Βαθμίδα ιμαντοκίνησης 1ου ρότορα	10				-	Προϊόντα εταιρείας Fenner	
1	Κουζινέτο Ελεύθερης Έδρασης SNL 511-609 RU	9				-	Προϊόν εταιρείας SKF	
1	Κουζινέτο Σταθερής Έδρασης SNL 511-609 RU	8				-	Προϊόν εταιρείας SKF	
1	1η άτρακτος 1ου ρότορα	7				ΑΤΡ-06	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Στήριγμα Κουζινέτων 1ης ατράκτου 1ου ρότορα	6				ΣΤΗ-05	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Διαχύτης εξόδου αγωγού	5				-	Υπάρχον τεμάχιο	
1	Τεμάχιο αγωγού με εσοχή για ιμάντες	4				ΑΓΩ-04	Τεμάχιο προς κατασκευή	
1	Τεμάχιο αγωγού στέγασης 2ου ρότορα	3				ΑΓΩ-03	Τεμάχιο προς μερική κατεργασία	
1	Τεμάχιο αγωγού στέγασης 1ου ρότορα	2				ΑΓΩ-02	Τεμάχιο προς μερική κατεργασία	
1	Ακροφύσιο εισόδου αγωγού, Bell Mouth	1				-	Υπάρχον τεμάχιο	
Ποσότητα	Όνομασία	Υλικό	α/α	Βάρος	Διαστάσεις ακατέργαστου	Κατ. Σχέδιο	Παρατηρήσεις	
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ ΕΜΠ		ΟΝΟΜΑ: ΠΩΡΓΟΣ ΚΑΤΣΙΚΗΣ				ΤΑΞΗ:	ΤΜΗΜΑ:	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ:
ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟ ΣΧΕΔΙΟ		ΔΙΒΑΘΜΙΟΣ ΑΞΟΝΙΚΟΣ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ ΑΝΤΙΘΕΤΑ ΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΠΤΕΡΥΓΩΣΕΩΝ				ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΧΕΔΙΟΥ: ΔΙΑ-01		

Με το πέρας της εργασίας αυτής, ολοκληρώνεται το πρώτο στάδιο για την ανάπτυξη τεχνογνωσίας πάνω στην λειτουργία αντίρροπα στρεφόμενων περωτών (Contra Rotating ή C-R) από το Ε.Θ.Σ του Ε.Μ.Π. Η έρευνα πάνω στο C-R που εκτίθεται σε ανοιχτή βιβλιογραφία είναι περιορισμένη και για αυτό το λόγο κρίθηκε σκόπιμο το εργαστήριο να διεξάγει την δική του έρευνα πάνω στο θέμα.

Κατά την αρχική ανάθεση του θέματος, ο προσανατολισμός ήταν η λήψη πειραματικών μετρήσεων σε υπάρχουσα εγκατάσταση C-R βιομηχανικών φυσητήρων με σκοπό τη μελέτη της συμπεριφοράς του C-R σε χαμηλές ταχύτητες. Ωστόσο, η εγκατάσταση αυτή κρίθηκε ακατάλληλη για τη διεξαγωγή μετρήσεων και έτσι η προσπάθειά μας επικεντρώθηκε στον σχεδιασμό και την κατασκευή μίας καινούργιας εγκατάστασης C-R. Πρόκειται για μία εγκατάσταση δοκιμών χαμηλών ταχυτήτων, με τις μέγιστες στροφές να ανέρχονται στις 3000 RPM.

Στο πλαίσιο του σχεδιασμού μίας διάταξης C-R, πρώτο βήμα ήταν η εκτενής μελέτη της υπάρχουσας βιβλιογραφίας. Από τη μελέτη αυτή, διαπιστώθηκε η αυξημένη αναρροφητική ικανότητα και η βελτίωση του λόγου πίεσης που πετυχαίνει μία βαθμίδα C-R σε σχέση με μία συμβατική, ενώ σημαντική κρίνεται και η επίδραση του C-R στην ευστάθεια της βαθμίδας. Ο λόγος ταχυτήτων, το αξονικό διάκενο και η κλίση των περυγίων σκιαγραφήθηκαν ως οι κυριότεροι παράμετροι λειτουργίας που χρειάζονται διερεύνηση. Μάλιστα, το τρίτο στοιχείο έχει διερευνηθεί στις πειραματικές έρευνες, οπότε αποφασίστηκε ο σχεδιασμός να καθιστά δυνατή την μεταβολή της παραμέτρου αυτής. Να σημειωθεί ότι στις έρευνες αυτές πολλά είναι τα αδιευκρίνιστα σημεία όσον αφορά στην αλληλεπίδραση των περωτών και τις διάφορες παραμέτρους λειτουργίας – ενδεικτικά αναφέρεται ότι πολλά πειραματικά αποτελέσματα δεν είχαν λογική μορφή, ενώ πολλές φορές απουσίαζε η φυσική ερμηνεία.

Για μία πρώτη ποιοτική προσέγγιση στο C-R έγιναν και κάποιοι απλοί υπολογισμοί με τρίγωνα ταχυτήτων. Από αυτή την απλή προσέγγιση, διαπιστώθηκαν οι υψηλότερες γωνίες ροής εισόδου στην δεύτερη περωτή για παραπλήσιες ταχύτητες περιστροφής, καθώς και η μείωση της ευαισθησίας μεταβολής της γωνίας εισόδου ροής στη δεύτερη περωτή όταν ο συντελεστής παροχής  $\Phi$ , είναι μικρός.

Η ανάγκη για ένα απλό υπολογιστικό μοντέλο που θα συνυπολογίζει απώλειες, αλλά και γωνίες παρέκκλισης οδήγησε στην επέκταση υπάρχοντος κώδικα του εργαστηρίου με την ονομασία BLADE. Ο κώδικας αυτός ενσωματώνει μία υπορουτίνα η οποία εφαρμόζει τις εμπειρικές σχέσεις Naca για την εκτίμηση των γωνιών παρέκκλισης και των απωλειών. Τα αποτελέσματά του κώδικα χρησιμοποιήθηκαν τόσο για υπολογιστική μελέτη του C-R, όσο και για την διαστασιολόγηση της απαιτούμενης ισχύος για την εγκατάσταση προς σχεδιασμό για τα δεδομένα της διάταξης προς κατασκευή. Έτσι, μεταξύ άλλων, διαπιστώθηκε ότι ο 2<sup>ος</sup> ρότορας απορροφά μεγαλύτερη ισχύ (λόγω προφανώς των μεγαλύτερων γωνιών εισόδου), ενώ η απαιτούμενη ισχύ προέκυψε της τάξης των 40kW.

Στη συνέχεια έγινε πλήρης κατασκευαστική μελέτη της εγκατάστασης, σύμφωνα με τις απαιτήσεις που προδιαγράφηκαν από την προηγούμενη ανάλυση. Έτσι, αφού καθορίστηκε η γενική διαμόρφωση της διάταξης, εκλέχθηκαν τα τυποποιημένα εξαρτήματα και κατόπιν σχεδιάστηκαν τα πρότυπα τεμάχια. Ο σχεδιασμός περιλαμβάνει και υπολογισμούς αντοχής σε κόπωση, ταλαντώσεων ακόμη

και αμιγώς τεχνικά θέματα όπως η εκλογή λιπαντικού κ.α. Τέλος συντάχθηκαν μηχανολογικά σχέδια και βάσει αυτών προχωρήσαμε στην κατασκευή της διάταξης, με επίβλεψη των εργασιών αυτών.

Η εργασία με την ολοκλήρωσή της, φιλοδοξούμε να αφήσει δύο ωφέλιμους «καρπούς» προς την συνέχιση της σχετικής έρευνας:

1. Ο τροποποιημένος κώδικας υπολογισμού του C-R BLADE μπορεί να ενταχθεί σε ευρύτερο κώδικα υπολογισμού πολυβάθμιου συμπιεστή. Το γεγονός ότι μπορεί να επιλύσει τη ροή είτε για στάτορα είτε για ρότορα, τον κάνει ιδεατό για την μοντελοποίηση αυτή. Όσον αφορά την υπορουτίνα που υλοποιεί τις εμπειρικές σχέσεις τις Naca, χρειάζεται περισσότερη διερεύνηση της ορθής λειτουργίας της (ή και πιθανόν της επέκτασής της). Στο πλαίσιο αυτό, μπορεί να συνδυαστεί με γραφικό περιβάλλον επικοινωνίας.
2. Η πειραματική διάταξη για τη διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων. Σε παράρτημα έχει διεξαχθεί εκτενής επισκόπηση των προηγούμενων πειραματικών ερευνών ώστε να υπάρχει άφθονο υλικό για τη συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων.



## Βιβλιογραφία

1. Taylor, J.L., 1941, «Counter Rotating Propellers», Flight Vol. 39
2. Fairhurst, L.G., 1944, «Contra Rotating Air Screws», Flight, Vol. 46
3. Bourdon, M.W. , 1942, «Rotor Contra Rotating Propeller», Automotive and Aviation Industries, Vol., 86, No. 12
4. Newton, A.G., 1985, «Aero Gas Turbine Engines for Commercial Application», 7<sup>th</sup> International Symposium on Air Breathing Engines, paper No 85-7002
5. Rosen, Rigs & Facey, J.R. Civil Propulsion technology for the next twenty four years. In proceedings of the 8<sup>th</sup> ISABE, 1987, Cincinnati pp. 3-25. Paper No. ISABE 97-7000.
6. Κ. Μαθιουδάκης «Αρχές Αεροπορικών Κινητήρων» Αθήνα 2003
7. Miller, D.A.J and Chappel M.S., 1972 «The Co-Turbo Shaft – A novel Gas Turbine Power Plant for Heavy Equipment», ASME paper No. 79-GT-132
8. Lynam, F.C. and Hawes, S.P., 1946 «Contra Rotating Axial Flow Fans», The engineers
9. Young, R.H., 1952, «Counter Rotating Fans», JHIVE, 18, 187
10. Sabel, S. and Sabatuik, S., 1957, «Turbojet Engine Development Design of Phase I & II Compressor», Curtise Wright Cooperation (CWR) Report No.502a and No.502b
11. Nagano, S. , Takata, H. and Macmida, Y., 1971, «Dynamic Performance of Stalled Blade Flow», Bulletin of JSME, 11.
12. Saunders, N.T. and Glassman, A.J., 1985 «Future Directions in Aero-Propulsion Technology», 7<sup>th</sup> International Symposium on Air Breathing Engines, paper No. 85-7000
13. Sharma, P.B., 1986, «Development of a Contra-Rotating Axial Flow Compressor», Research Report No IITD/ME – 86001, IIT Delphi, New Delhi
14. Sharma, P.B., Jain, Y.P., Jha, N.K. and Khanna, B.B. 1985, «Stalling Behaviour of a Contra-Rotating Stage», 7<sup>th</sup> International Symposium on Air Breathing Engines, paper No. 85-7087.

15. Sharma, P.B., Jain, Y.P., Jha, N.K. and Pundhir, D.S., 1988, «A study of some factors affecting the performance of a Contra-Rotating Axial Compressor Stage», Proc. Inst. Mech. Engre., Vol. 202, No. A1
16. Sharma, P.B. and Pundhir, D.S., 1989, «A study of flow structure in a Contra-Rotating Axial Compressor Stage», International Symposium on Air Breathing Engines Athens paper No, 8907023
17. Sharma, P.B. and Pundhir, D.S., 1990, «Effect of Casing Treatment on Aerodynamic Performance of a Contra-Rotating Axial Compressor Stage», Proc. I. Mech. Eng. (Lond.) Vol. 204
18. Sharma, P.B., Pundir, D.S. and Chaudry, K.K., 1991, «A Study of Aeroacoustic Performance of a Contra-Rotating Axial Flow Compressor Stage», Def. Sci. J., Vol. 41, No. 2
19. D.S. Pundir and P.B. Sharma «A Study of Aerodynamic Performance of a Contra-Rotating Axial Compressor Stage» , Def. Sci. J., Vol. 42, No. 3, 1992 Desidoc
20. P.B. Sharma and Adekoya «A Review of recent research on contra-rotating Axial Flow Compressor Stage», ASME 96-GT-254
21. Ravibabu. K., 1987, «Design, Fabrication and Testing of Contra Rotating Axial Flow Fan», M.Tech Dissertation, Dept. of Aero Eng., ITT Bombay
22. Rao P.S., 1988, «Development and Testing of Contra-Rotating Axial Flow Fan», M. Tech Dissertation, Aerospace Dept. IIT Bombay
23. Ravibabu K., Srinivasa Rao P, & Roy B; 1988, «Performance Analysis of a matched Contra-Rotating Axial Flow Unit»; National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, Kanpur, India
24. Roy Bhaskar; Rao P. Srinivasa, 1989: «Ducted Contra-Rotating Axial Flow Fan Performance Studies», ASME COGEN TURBO III, Nice France, pp. 469-474
25. «Flow studies in ducted twin-Rotor contra-rotating Axial Flow Fans»  
B. Roy, K. Ravibabu, S. Rao, S. Basu, A. Raju, P.N. Murphy  
ASME 92-GT-390
26. «Endwall flow development across a contra rotating fan unit»  
Kumar S and Bhaskar Roy  
ASME 2000-GT-502
27. «Casing boundary layer Control by recess vaned casing for a twin rotor contra-rotating axial flow fan unit»  
Bhaskar Roy and Lokesh Agrawal  
ASME 94-GT-478



28. «Numerical Flow Simulation of a Counter-Rotating Fan Stage, using a RANS Solver for Unstructured Grids»  
A.I. Georgiadis, D.G. Koubogiannis, K.C. Giannakoglou and K.D. Papailiou  
ISABE-2001-1194
29. «Design and Test of an Aspirated Counter-Rotating Fan»  
Jack L. Kerrebrock, Alah H. Epstein, Ali A. Merchant, Gerald R. Guenette, David Parker, Jean-Francois Onnee, Fritz Neumayer, John J. Adamczyk, Aamir Shabbir  
ASME turbo Expo 2006 GT2006-90582
30. «Aero-mechanical optimixation method with direct cad access – application to counter rotating fan design»  
S. Pierret, H. Kato, R. Filoeno Coelho, A. Merchant  
ASME turbo Expo 2006 GT2006-90505
31. «Analysis of Technical Challenges in vaneless counter-rotating Turbomachinery»  
JI LuCheng  
ASME turbo Expo 2007 GT2007-27617
32. Π. Στριγγώνης, Κ. Αλκαλάι, Αθήνα 1980 «Πειραματική μελέτη της συμπεριφοράς ενός σωλήνα pitot – prandtl και πειραματική μελέτη ενός ανεμιστήρα», Διπλωματική εργασία Ε.Μ.Π.
33. Οδοντώσεις και μειωτήρες στροφών  
Θ. Κωστόπουλος  
Αθήνα 1991 Εκδόσεις Συμεών
34. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας Fenner  
<http://www.fptgroup.com>
35. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας Sati  
<http://www.satispa.com>
36. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας Skf  
<http://www.skf.com>
37. Διαδικτυακή εγκυκλοπαίδεια wikipedia  
<http://en.wikipedia.org/wiki/Hp>
38. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας Capredoni  
<http://capredoni.net/>
39. Στοιχεία Μηχανών Τόμος I, Κεφάλαιο Ε'  
Ρ. Γραικούση  
Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη Θεσσαλονίκη 1983
40. Επιστήμη και τεχνολογία των μεταλλικών υλικών  
Γ. Χρυσουλάκης, Δ. Παντελής  
Αθήνα 2003 Εκδόσεις Παπασωτηρίου

41. Στοιχεία Μηχανών Τόμος I, Κεφάλαιο Γ'  
Ρ. Γραικούση  
Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη Θεσσαλονίκη 1983
42. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας Mav  
<http://www.mav.it/>
43. Διαδικτυακός τόπος Matweb:Material Property Data  
<http://www.matweb.com/>
44. Στοιχεία Μηχανών Τόμος I, Κεφάλαιο Α'  
Ρ. Γραικούση  
Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη Θεσσαλονίκη 1983
45. Ηλεκτρομηχανικά συστήματα μετατροπής ενέργειας,  
Ε. Παπαδόπουλος  
Αθήνα 2000-2001, εσωτερικές εκδόσεις Ε.Μ.Π.
46. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας Βαλιάδης Α.Ε.  
<http://www.valiadis.gr>
47. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας LG  
<http://www.lge.com>
48. Διαδικτυακός τόπος εταιρείας Arenal Α.Ε. εισαγωγής προϊόντων ALMET  
<http://www.arenal.gr/ginnerfyllaplakes.htm>
49. Στοιχεία Μηχανών Τόμος III, Κεφάλαιο Ρ' «Ιμαντοκινήσεις»  
Ρ. Γραικούση  
Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη Θεσσαλονίκη 1983
50. Στοιχεία Μηχανών Τόμος I, Κεφάλαιο Α' «Τεχνική αντοχή υλικών»  
Ρ. Γραικούση  
Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη Θεσσαλονίκη 1983
51. Στοιχεία Μηχανών  
Π. Μακρή  
Αθήνα 1998
52. Στοιχεία Μηχανών Τόμος II, Κεφάλαιο Θ' «Άτρακτοι - Άξονες»  
Ρ. Γραικούση  
Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη Θεσσαλονίκη 1983
53. Στοιχεία Μηχανών Τόμος I, Κεφάλαιο Β' «Υλικά»  
Ρ. Γραικούση  
Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη Θεσσαλονίκη 1983
54. Τσαλαβούτας Τ. 1993, «Προσδιορισμός αδιάστατων χαρακτηριστικών βαθμίδων πολυβάθμιου αξονικού συμπιεστή από δεδομένα συνολικών επιδόσεων», Διπλωματική εργασία Ε.Μ.Π.

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας για την κατανόηση του C-R σε περωτές κλειστών διατάξεων, πραγματοποιήθηκε εκτενής μελέτη σε σχετικές πειραματικές εργασίες. Σκοπός ήταν η απάντηση σε βασικά ερωτήματα που έχουν να κάνουν περισσότερο με την ποιοτική συμπεριφορά της ροής σε τέτοιες μηχανές. Ο προβληματισμός πάνω στο C-R συμπυκνώνεται στο εξής σημαντικό ερώτημα:

*«Αν μία κλασική βαθμίδα συμπίεστη διάταξης ρότορα & στάτορα (Rotor & Stator) συμπεριφέρεται με γνωστό τρόπο, ποια η διαφοροποίησή της από την αντικατάσταση του στάτορα της κλασικής βαθμίδας, με ένα αντίθετα στρεφόμενο του πρώτου, ρότορα?»*

Με αυτό το βασικό ερώτημα ως αφετηρία, το πιο λογικό είναι το βάρος της μελέτης του παραρτήματος να δοθεί περισσότερο στις εργασίες της πρώτης περιόδου (μέχρι το έτος 2000) οι οποίες είχαν ως στόχο την απάντηση σε αυτά τα βασικά ερωτήματα.

Η σύγκριση μεταξύ μίας κλασικής βαθμίδας ρότορα και στάτορα και μίας βαθμίδας C-R δύο αντίθετα στρεφόμενων ροτόρων, αφορά στα εξής καίρια σημεία:

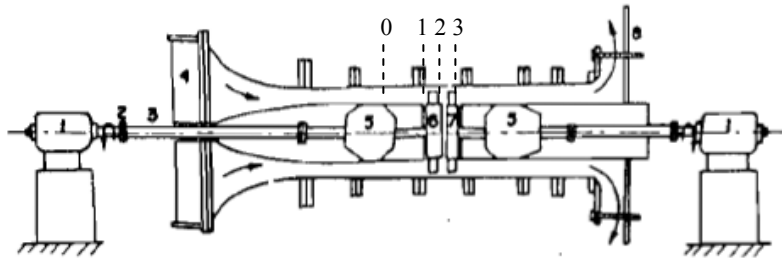
- 1. Επίδραση C-R στο λόγο πίεσης και την παροχή μάζας.** Μία διάταξη C-R, που φέρει δύο παρακείμενες περωτές μπορεί να λειτουργήσει με δύο τρόπους: πρώτα «παραδοσιακά» με την πρώτη περωτή να περιστρέφεται μόνο και την δεύτερη ακινητοποιημένη σε ρόλο στάτορα και δεύτερα και με τις δύο να περιστρέφονται. Σε μία πρώτη τέτοια δοκιμή, μπορεί να εξακριβωθεί και στην πράξη η (θεωρητικά αναμενόμενη) αύξηση λόγου πίεσης και παροχής μάζας κατά την αναρρόφηση ροής από δύο περωτών αντί της μίας.
- 2. Γενική διερεύνηση παραμέτρων λειτουργίας C-R.** Σε αντίθεση με μία παραδοσιακή βαθμίδα ρότορα & στάτορα, στις διατάξεις C-R έχουμε δύο ταχύτητες, οπότε ο λόγος ταχυτήτων (ως το πηλίκο των ταχυτήτων περιστροφής των δύο ροτόρων) πρέπει να εξεταστεί ως προς τον τρόπο που επηρεάζει τη λειτουργία. Άλλες παράμετροι που παρουσιάζουν ενδιαφέρον είναι το αξονικό διάκενο μεταξύ των ροτόρων, οι κλίσεις των πτερυγίων τους ως προς την αξονική κατεύθυνση (γωνίες stagger), η συστρόφη των πτερυγίων κατά την ακτινική διεύθυνσή τους (twist angle) ακόμη και η συμπεριφορά της μηχανής υπό έντονα διαταραγμένη ροή εισόδου.. Σε αυτήν η κατηγορία μπορεί να συμπεριληφθεί και ο πειραματισμός με την μερική τροποποίηση της διάταξης π.χ. η χρήση στάτορα κατάντι των δύο ροτόρων.
- 3. Μελέτη πεδίου ροής C-R.** Η αποτύπωση του πεδίου ροής μέσω ακτινικών κατανομών μεγεθών όπως οι γωνίες ροής, μέτρα ταχυτήτων, βαθμοί απόδοσης κ.α. παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον.
- 4. Δυνατότητες βελτίωσης συμπεριφοράς βαθμίδας.** Διάφορες τεχνικές μπορούν να εφαρμοστούν εδώ όπως τροποποίηση της επιφάνειας των

πτερυγίων ή του εξωτερικού κελύφους για αύξηση του τυρβώδους χαρακτήρα της ροής που εμφανίζει δυσκολότερη αποκόλληση, άρα και αντίσταση λόγω μορφής. Άλλη τεχνική, είναι η αφαίρεση του οριακού στρώματος του κελύφους μέσω απομάστευσης για τον έλεγχο της ανάπτυξής του.

Πάνω στα συγκεκριμένα σημεία θα γίνει λεπτομερής επισκόπηση και αξιολόγηση της υπάρχουσας βιβλιογραφίας για να εξαχθούν συμπεράσματα ως προς την λειτουργία του C-R, αλλά και ενδεχομένως να διαπιστωθούν κενά και ελλείψεις της υπάρχουσας έρευνας. Το βιβλιογραφικό υλικό στο οποίο θα ανατρέξουμε θα είναι κυρίως αυτό της πρώτης περιόδου.

## Π.1 Επίδραση C-R στο λόγο πίεσης και την παροχή μάζας

Οι Sharma et al. από το πανεπιστήμιο του Νέου Δελχί (<sup>[13,14]</sup>) σχεδίασαν το 1985 μία κλειστή διάταξη αντίθετα περιστρεφόμενων ανεμιστήρων με σκοπό τη διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων χαμηλών ταχυτήτων. Στο παρακάτω σχήμα απεικονίζεται η εγκατάσταση με τα κυριότερα χαρακτηριστικά της:



### Υπόμνημα εγκατάστασης

1. Ηλεκτροκινητήρες συνεχούς ρεύματος DC με θυρίστωρ για ρύθμιση στροφών
2. Ελαστικός σύνδεσμος ατράκτων
3. Ενδιάμεση άτρακτος
4. Κυψέλη φίλτραρίσματος αέρα εισόδου
5. Μπλοκ εδράνων
6. Πτερωτή I
7. Πτερωτή II
8. Μεταβλητός διαχύτης εξόδου για ρύθμιση Παροχής εγκατάστασης

### Χαρακτηριστικά εγκατάστασης

- Διάμετρος πτερωτών 486mm
- Λόγος διατομής, hub/tip=0,66
- 26 αεροτομές C4 ανά πτερωτή
- Γωνία στροφής πτερυγίων, camber=20°
- Γωνίες κλίσης stagger,  $\gamma_1=45^\circ$ ,  $\gamma_2=55^\circ$
- Μήκος χορδών  $c=43\text{mm}$
- Ισχύεις ηλεκτροκινητήρων 20HP
- Θυρίστωρ για ρύθμιση στροφών 0-2500RPM
- Δυνατότητα δύο αξονικών θέσεων πτερωτών 1/2 και 2 μήκους χορδής μέσω αποστατών
- Θέσεις μέτρησης 0,1,2,3

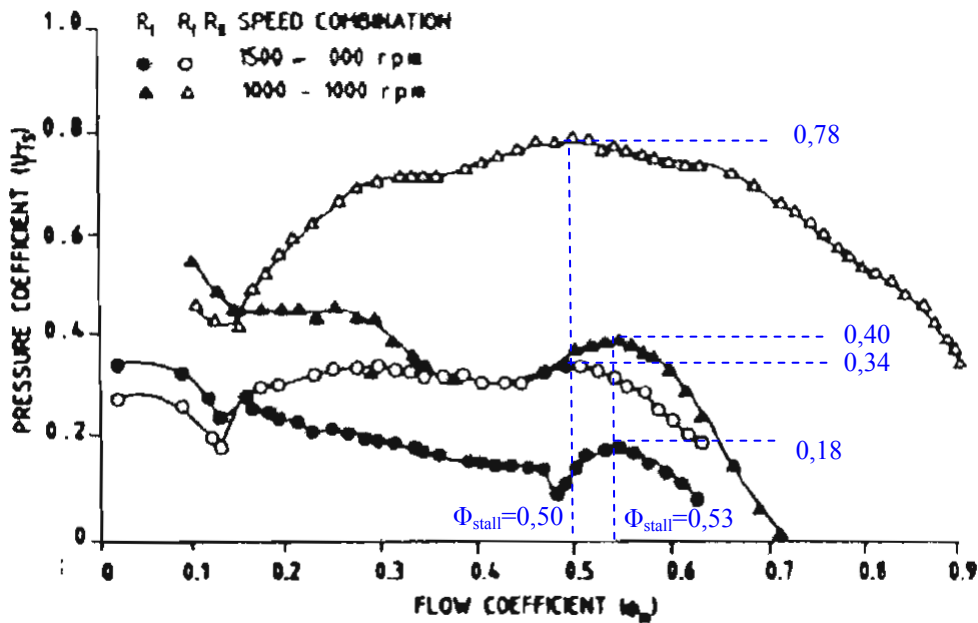
Σχήμα Π.1<sup>[13,14]</sup>: Πειραματική εγκατάσταση πανεπιστημίου Νέου Δελχί

Οι μετρήσεις που πάρθηκαν, παρουσιάζονται σε διαγράμματα ( $\Phi, \Psi$ ) υπό τη μορφή αδιαστατοποιημένων δηλαδή μεγεθών τα οποία είναι:

$$\Psi_{TS} = \frac{p_i - P_0}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_m^2} \quad \& \quad \Phi_m = \frac{\overline{V_x}}{U_m}, \quad \text{όπου:}$$

- $p_i$  : στατική πίεση θέσης  $i$  ( $i = 0, 1, 2, 3$ )
- $P_0$  : ολική πίεση θέσης 0
- $\overline{V_x}$  : μέση αξονική ταχύτητα ροής
- $U_m$  : μέση περιφερειακή ταχύτητα 1ου ρότορα στην ακτίνα αναφοράς

Παρακάτω παρουσιάζονται μετρήσεις<sup>[19]</sup> από δοκιμή της βαθμίδα σε δύο διαφορετικές λειτουργίες: πρώτον με ρότορας και στάτορα στις 1500RPM και δεύτερον με δύο ρότορες με ίσες και αντίθετες ταχύτητες περιστροφής στις 1000RPM.



Σχήμα Π.2<sup>[19]</sup>:  $\Psi, \Phi$  για δύο καταστάσεις λειτουργίας: 1) ρότορα-στάτορα στις 1500RPM και 3) δύο αντίθετα περιστρεφόμενοι ρότορες 1000/1000 RPM. Οι δοκιμές έγιναν για μικρό αξονικό διάκενο μεγέθους 50% της χορδής

Για C-R λειτουργία στις 1000/1000, οι καμπύλες  $\Psi, \Phi$  είναι μετατοπισμένες προς τα πάνω και δεξιά σε σχέση με την «παραδοσιακή» λειτουργία ρότορα και στάτορα (συμβολισμός R-S) στις 1500RPM. Αυτό υποδηλώνει **ικανότητα επίτευξης υψηλότερης αύξησης πίεσης και παροχής μάζας με διάταξη C-R.**

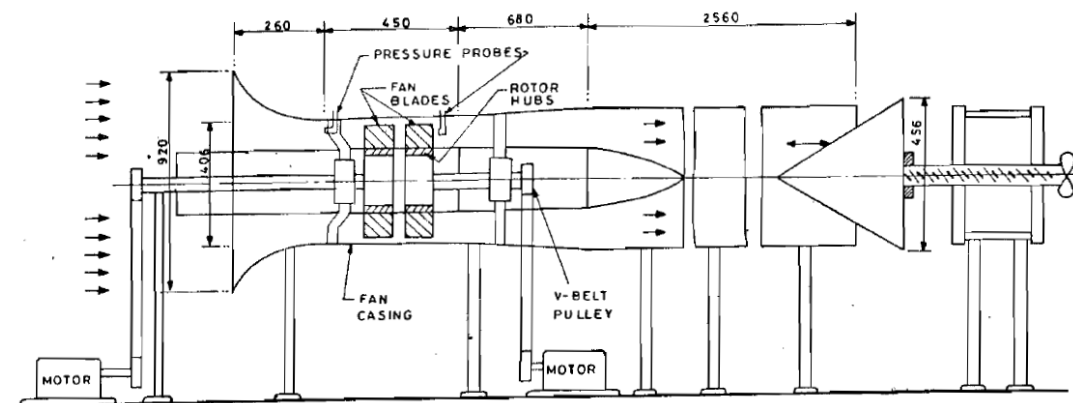
Πάνω στο διάγραμμα αυτό μπορούμε να κάνουμε τα εξής σχόλια:

1. Ο 1<sup>ος</sup> ρότορας και στις δύο περιπτώσεις φτάνει σε περιστροφική αποκόλληση στην **ίδια τιμή** συντελεστή παροχής ( $\Phi_{stall}=0,53$ ), ενώ το ίδιο συμβαίνει και με την βαθμίδα συνολικά ( $\Phi_{stall}=0,50$ ). Να σημειωθεί ότι δεχόμαστε ότι το σημείο αποκόλλησης της ροής σηματοδοτείται από την θέση μεγίστου πίεσης.
2. Η σύγκριση έγινε με **αδιάστατα μεγέθη  $\Psi, \Phi$**  και έτσι δεν σημαίνει ότι **κατ' ανάγκη ισχύει το ίδιο και με απόλυτα μεγέθη**. Πράγματι, οι συντελεστές παροχής σε C-R λειτουργία εμφανίζουν μεγαλύτερες τιμές αλλά λόγω διαφορετικού παράγοντα αδιαστατοποίησης ( $U_{m,R-S}=1,5 U_{m,C-R}$ ), η αξονική ταχύτητα, άρα και η παροχή, δεν είναι μεγαλύτερη, αλλά μικρότερη. Έτσι και αλλιώς, γι' αυτό παίζουν ρόλο οι ταχύτητες ως απόλυτα μεγέθη.
3. Ο 1<sup>ος</sup> ρότορας στις 1500RPM επιτυγχάνει πολύ μικρότερες τιμές αδιάστατης μεταβλητής  $\Psi_{TS}$  (μέγιστο 0,18) σε σχέση με τις 1000RPM (μέγιστο 0,40) σε λειτουργία C-R. Η αδιάστατη μεταβλητή  $\Psi_{TS}$  έχει όμως να κάνει με την στατική πίεση και όχι με την ολική (βλέπε προηγούμενη σελίδα). Έτσι, παρά το γεγονός ότι ο 1<sup>ος</sup> ρότορας στις 1500RPM ανυψώνει περισσότερο την ολική πίεση σε σχέση με τις 1000RPM, αυτή η διαφορά δεν φαίνεται στο διάγραμμα λόγω των πολύ υψηλότερων απόλυτων ταχυτήτων που αναπτύσσονται στην

RS περίπτωση (είναι τόσο υψηλές οι ταχύτητες που η στατική πίεση «απέχει» πολύ από την ολική). **Θα είχε ενδιαφέρον η αδιάστατη μεταβλητή να παρουσιάζοταν και ως προς ολικά μεγέθη, ωστόσο δεν παρέχεται στην συγκεκριμένη εργασία.**

4. Η καμπύλη  $\Psi, \Phi$  του πρώτου ρότορα για C-R μετά την τιμή  $\Phi_m=0,7$  (αν και δεν συνεχίζεται στο σχήμα) παρουσιάζει κανονικά αρνητικές τιμές καθώς παρά την αύξηση ολικής πίεσης, οι ταχύτητες της ροής είναι τόσο ψηλές που η στατική πίεση είναι χαμηλότερη από την αντίστοιχη ανάντι του πρώτου ρότορα. Ο 2<sup>ος</sup> ρότορας με την αντίθετη φορά περιστροφής, αυξάνει την στατική πίεση, όχι μόνο επειδή προσδίδει ενέργεια ως ολική πίεση αλλά και καθώς «επωμίζεται» το καθήκον ευθυγράμμισης της ροής, κάνοντας ανάκτηση στατικής πίεσης (όπως θα έκανε αν ήταν στάτορας).

Σε παρόμοια πειραματική εργασία των Roy et al. ([25]) παρουσιάζονται αποτελέσματα υπό τη μορφή απόλυτων μεγεθών. Η πειραματική διάταξη που κατασκεύασαν για το σκοπό αυτό, παρίσταται με τα χαρακτηριστικά της αμέσως παρακάτω:



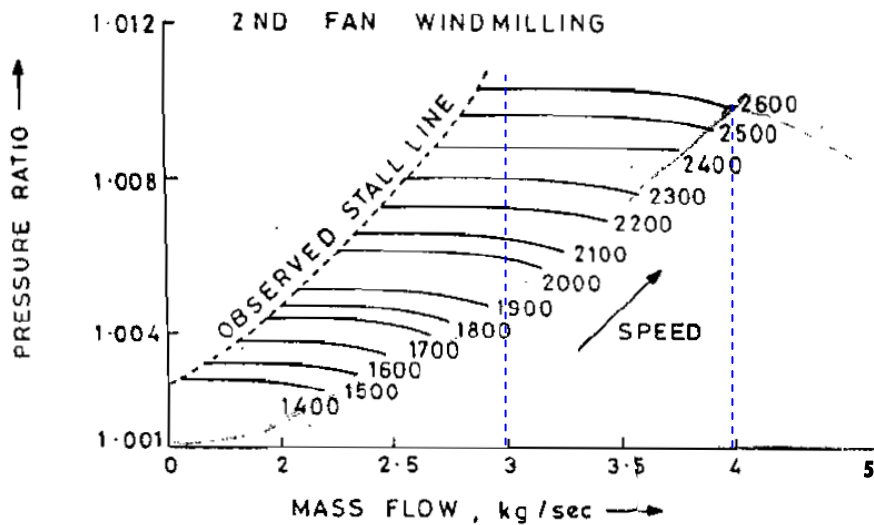
#### Χαρακτηριστικά εγκατάστασης

- Διάμετρος πτερωτών  $d_{tip}=400\text{mm}$
- Διάμετρος κελύφους εντός αγωγού 406mm
- Πτερώγια σχεδιασμένα βάσει Blade Element Theory (NASA Sp-36, 1965) για τις 2400RPM με παροχή 3,8kg/s στις 2000N/m<sup>2</sup>.
- Πρώτη πτερωτή φέρει 10 πτερώγια και είναι σχεδιασμένη για αξονική είσοδο της ροής. Συστροφή (twist angle) 33°.
- Δεύτερη πτερωτή φέρει 11 πτερώγια και είναι σχεδιασμένη ώστε η ροή να εξέρχεται στα κατόντι της υπό απόλυτη γωνία 10°. Συστροφή (twist angle) 23ο αλλά με μεγαλύτερη stagger από το πρώτο.
- Ηλεκτροκινητήρες συνεχούς ρεύματος D.C. που μεταδίδουν κίνηση μέσω τραπεζοειδών ιμάντων.
- Δυνατότητα δύο αξονικών θέσεων πτερωτών στα 32%, 50%, 70%, 90% και 110% της χορδής μέσω αποστατών.

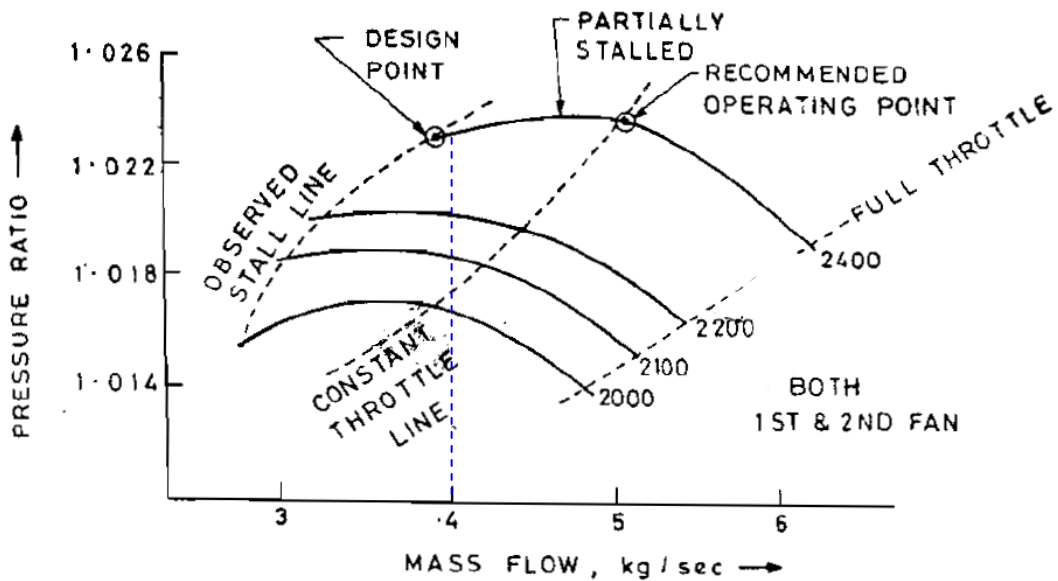
Σχήμα Π.3<sup>[25]</sup>: Πειραματική εγκατάσταση πανεπιστημίου Βομβάης

Η κύρια διαφορά αυτής της εγκατάστασης έγκειται στο ότι τα μοτέρ δεν συνδέονται απευθείας με τις ατράκτους των πτερωτών αλλά μέσω ιμαντοκίνησης. Για αποφυγή διαταραχή της ροής στην είσοδο, έχει αυξηθεί το μήκος της ατράκτου της πρώτης πτερωτής. Όσον αφορά την δεύτερη πτερωτή, η απαίτηση αυτή δεν είναι το ίδιο αυστηρή καθώς δεν «πειράζει» στη θέση αυτή η ανομοιομορφία.

Παρακάτω παρουσιάζουμε δύο διαγράμματα. Στο πρώτο, περιστρέφεται μονάχα η πρώτη πτερωτή και στο δεύτερο περιστρέφονται και οι δύο με ίσες και αντίθετες φορές περιστροφής. Και στα δύο το αξονικό διάκενο είναι το 32% της χορδής.



Σχήμα Π.4<sup>[25]</sup>: Λόγος πίεσης και παροχή μάζας για περιστροφή μοναχά της πρώτης πτερωτής.



Σχήμα Π.5<sup>[25]</sup>: Λόγος πίεσης και παροχή μάζας για λειτουργία και των δύο πτερωτών με ίσα μέτρα ταχυτήτων

Από παρατήρηση και σύγκριση των δύο παραπάνω διαγραμμάτων, γίνεται φανερή η υπεροχή της περίπτωσης λειτουργίας και των δύο ροτόρων. Οι καμπύλες του διαγράμματος 2.5 για λειτουργία C-R με ίσες ταχύτητες από 2000 έως 2400 RPM, παρουσιάζουν εύρος παροχών 4 με 6kg/sec με λόγους πίεσης 1,014 με 1,026. Αντίθετα, οι καμπύλες λειτουργίας R-S από το διάγραμμα 2.4 για τις ίδιες στροφές έχουν εύρος 3 έως 4 kg/sec με λόγους πίεσης 1,007 με 1,011. Σε αυτά τα διαγράμματα με τα αποτελέσματα εκφρασμένα και σε απόλυτα μεγέθη, γίνεται περισσότερο εμφανές αυτό που περιμένουμε και διαισθητικά: **ταυτόχρονη**

**περιστροφή και των δύο πτερωτών αντί της μίας μόνο, οδηγεί σε αύξηση της πίεσης και της διακινούμενης παροχής μάζας.** Δεν είναι τυχαίο άλλωστε, το γεγονός ότι η σύζευξη αντίθετα στρεφόμενων πτερωτών συναντάται συχνά σε βιομηχανικούς φυσητήρες

Ειδικότερα για τα παραπάνω διαγράμματα μπορούμε να επισημάνουμε τα εξής σημαντικά σημεία:

1. Στο σχήμα 2.4, σημειώνεται από τους συγγραφείς ότι η δεύτερη πτερωτή αν και δεν λαμβάνει κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα της, εντούτοις έχει τη δυνατότητα να ανεμίζει ελεύθερα κατά τη ροή που διακινεί η -κανονικά περιστρεφόμενη- πρώτη πτερωτή. Στην πραγματικότητα, αυτό δεν αντιστοιχεί σε κανονική λειτουργία ρότορα-στάτορα, αφού ο ανεμισμός της δεύτερης πτερωτής συνεπάγεται τη μη κανονική ανάκτηση πίεσης. Η δεύτερη πτερωτή κατά αυτόν τον τρόπο συμπεριφέρεται μερικώς ως στρόβιλος. Έτσι, η παραπάνω σύγκριση ως R-S έναντι C-R δεν είναι σωστά ορισμένη εξαρχής.
2. Στην περίπτωση λειτουργίας C-R, οι καμπύλες παρουσιάζουν μία ζώνη μερικής αποκόλλησης (λόγω εμφάνισης μεγίστου) και -για ακόμη μικρότερες παροχές- μία ζώνη πλήρους αποκόλλησης. Η θεωρητική σχεδίαση των πτερωτών ήταν για λειτουργία στις 2400RPM και για τις δύο με διακινούμενη παροχή 3,8 kg/sec. Στο διάγραμμα 2.5, το σημείο αυτό παρουσιάζεται στη ζώνη μερικής αποκόλλησης, γι' αυτό και αντιπροτείνεται η χρήση του σημείου μεγίστου λόγου πίεσης που εμφανίζεται στα 5kg/sec ως ενδεικνυόμενου σημείου λειτουργίας.

Σε δοκιμές αυτής της μηχανής με περιστροφή μονάχα του πρώτου ρότορα, παρατηρήθηκε αύξηση πίεσης 1000Pa με διακινούμενη παροχή 3,65kg/sec (3,85kg/sec με αφαίρεση του δεύτερου δίσκου). Με ταυτόχρονα αντίθετη περιστροφή και του δεύτερου ρότορα, τα μεγέθη αυτά αυξήθηκαν σημαντικά. Για συνδυασμούς ταχυτήτων 2000/2800, 2800/2000, 2400/2400 RPM οι παροχές μάζας ήταν 5,905, 6,191 και 6,054 kg/sec, δηλαδή πρακτικά οι ίδιες. Οι συγγραφείς εξάγουν το συμπέρασμα ότι από τις τιμές αυτές ο 1<sup>ος</sup> ρότορας επηρεάζει περισσότερο την παροχή μάζας αν και οι διαφορές είναι πάρα πολύ μικρές και δεν αιτιολογείται κάτι τέτοιο.

Ακόμη, υποστηρίζεται ότι δύο αντίθετα περιστρεφόμενοι ανεμιστήρες σε σειρά, παράγουν -εκτός από την αθροιστική αύξηση πίεσης ως διάταξη σειράς- και την παροχή μάζας σαν να ήταν σε παράλληλα παράλληλη διάταξη. Και πάλι όμως αυτό δεν αιτιολογείται επαρκώς.



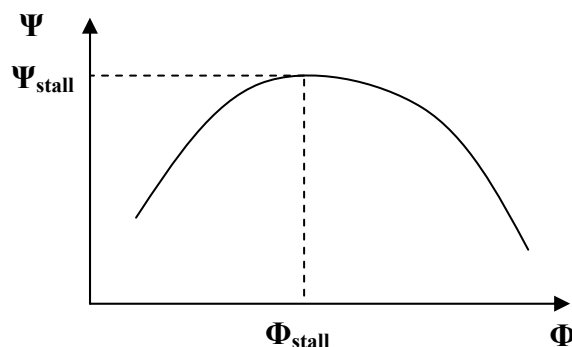
## Π.2 Γενική διερεύνηση παραμέτρων λειτουργίας C-R

Οι παράμετροι λειτουργίας που επηρεάζουν τη λειτουργία μίας βαθμίδας C-R είναι οι ακόλουθοι:

- **Λόγος ταχυτήτων  $R_U$ :** πρόκειται για ένα χαρακτηριστικό το οποίο μπορεί εύκολα να διερευνηθεί σε μία πειραματική εγκατάσταση, μέσω της ρύθμισης στροφών των ηλεκτροκινητήρων. Εκτενής σχολιασμός της επίδρασής του στη λειτουργία μίας βαθμίδας C-R έγινε στην προηγούμενη ενότητα.
- **Αξονικό διάκενο  $x_{gap}$ :** το αξονικό διάκενο μεταξύ των δύο ροτόρων παίζει το δικό του ρόλο στη λειτουργία της βαθμίδας. Καθόσον πρόκειται για κατασκευαστικό μέγεθος, σε μία πειραματική εγκατάσταση η ρύθμιση του μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση παρεμβαλλόμενων αποστατών ανάμεσα στις πτερωτές.
- **Χαρακτηριστικά πτερυγώσεων:** αυτό αφορά όλα τα επιμέρους μεγέθη που μπορεί να χαρακτηρίζουν μία δεδομένη πτερυγώση. Αυτά είναι: οι γωνίες κλίσης ως προς την αξονική κατεύθυνση (stagger), οι γωνίες συστροφής (twist) ακόμη και ο ίδιος ο τύπος της αεροτομής των πτερυγίων (NACA, C-4, κυκλικού τόξου κ.α.).
- **Συνθήκες εισόδου.** Σε αρχική φάση, οι μελέτες μπορούν να διεξαχθούν με τη μέγιστη δυνατή ομοιόμορφη ροή εισόδου. Ενδιαφέρον παρουσιάζει όμως και η συμπεριφορά μίας βαθμίδας C-R στην περίπτωση όπου στην είσοδο θα επικρατή έντονη ανομοιομορφία της ροής. Αυτό είναι ένα σημαντικό ζήτημα ιδιαίτερα εφόσον η έρευνα είναι αεροπορικού προσανατολισμού, όπου οι συνθήκες εισόδου στη μηχανή μπορεί να παρουσιάζουν έντονες διαταραχές.

Τα χαρακτηριστικά λειτουργίας που μπορεί να επηρεάζουν λιγότερο ή περισσότερο είναι τα εξής:

- **Φόρτιση πτερυγώσεων.** Με τον όρο «φόρτιση» εννοούμε την ικανότητα αύξησης πίεσης (ολικής και στατικής) από κάθε πτερωτή, αλλά και από την βαθμίδα γενικότερα.
- **Βαθμός απόδοσης:** Ο βαθμός απόδοσης της βαθμίδας C-R αποτελεί πολύ σημαντικό θέμα: ο καθορισμός των παραμέτρων που τον επηρεάζουν συνιστά φλέγον ζήτημα.
- **Ευστάθεια και εύρος λειτουργίας.** Οι πτερωτές για μικρές τιμές παροχών υφίστανται αποκόλληση της ροής (λόγω υψηλών γωνιών πρόσπτωσης) με αποτέλεσμα τη μείωση της ικανότητας «παραγωγής» πίεσης. Τα σημεία αποκόλλησης της ροής σηματοδοτούνται από την εμφάνιση μέγιστων τιμών πιέσεων (αδιαστατοποιημένων ή μη), που ακολουθούνται από πτώση πίεσης αν η παροχή ελαττωθεί περαιτέρω. Ένα τέτοιο σημείο πάνω σε διάγραμμα παρίσταται παρακάτω:



Σχήμα Π.6: Σχηματική παράσταση αποκόλλησης της ροής σε διάγραμμα αδιαστατοποιημένων μεγεθών  $\Psi$  (συντελεστής φόρτισης) και  $\Phi$  (συντελεστής παροχής)

Η ευστάθεια λειτουργίας είναι φυσικά συνυφασμένη με το εύρος παροχών στο οποίο μπορεί να λειτουργήσει αποδοτικά η μηχανή.

- **Ηχητικές εκπομπές:** Πρόκειται για είναι ζήτημα εξέχουσας σημασίας ειδικά υπό την προοπτική ένταξης της μηχανών C-R σε αεροπορικούς κινητήρες όπου η οχλήσεις λόγω θορύβου πρέπει να είναι εντός επιτρεπόμενων ορίων.

Η λειτουργία μίας βαθμίδας C-R αποτελεί πολυπαραμετρικό πρόβλημα. Οι τρεις παράμετροι λειτουργίας σε διάφορους συνδυασμούς μεταξύ τους επηρεάζουν με διαφορετικό τρόπο τα χαρακτηριστικά λειτουργίας της μηχανής.

Ο τρόπος αλληλεπίδρασης μεταξύ των δύο στρεφόμενων πτερωτών παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον ως προς πολλά σημεία: τη φόρτισή τους (παραγωγή λόγου πίεσης), την ευστάθεια και άλλα. Σε μία διάταξη C-R, οι αντίθετα στρεφόμενες πτερωτές επηρεάζουν η μία την άλλη με τρόπο πολύ πιο πολύπλοκο σε σχέση με μία «κλασική» διάταξη.

Σε ένα πολυβάθμιο συμπιεστή αλληπάλληλων βαθμίδων R-S, ανάμεσα σε δύο ρότορες μεσολαβεί από ένας στάτορας ο οποίος (τουλάχιστον στο σημείο σχεδίασης) μπορεί να εξασφαλίζει ότι οι βαθμίδες είναι επαναληπτικές, δηλαδή κάθε ρότορας «βλέπει» τις ίδιες γωνίες ροής στην είσοδό του.

Σε μία διάταξη C-R όπου, δεν υπάρχει στάτορας, οι γωνίες ροής που «βλέπει» ο 2<sup>ος</sup> ρότορας στην είσοδό του, εξαρτώνται άμεσα (ενώ στην προηγούμενη περίπτωση έμμεσα) από τις γωνίες ροής του 1<sup>ου</sup> ρότορα στην έξοδό του. Φυσικά η εξάρτηση δεν είναι μονόδρομη, δηλαδή δεν έχουμε μόνο το ότι ο 1<sup>ος</sup> ρότορας επηρεάζει τον 2<sup>ο</sup> ρότορα στα κατάντι του. Λόγω του **ελλειπτικού χαρακτήρα** του πεδίου ροής (η κατάσταση κάθε σημείου επηρεάζεται από όλα τις καταστάσεις όλων των σημείων ανάντι και κατάντι του), ο 2<sup>ος</sup> ρότορας με τη σειρά του θα επηρεάζει τον 1<sup>ο</sup> ρότορα στα ανάντι του. Από διαισθητική σκοπιά, σε μία διάταξη C-R, έχουμε δύο στρεφόμενες πτερυγώσεις, οι οποίες αναρροφούν κινούμενες με αντίθετη φορά. Φυσικά, στην θεωρητική περίπτωση συνύπαρξης πολλαπλών αντίθετα στρεφόμενων πτερωτών το πρόβλημα γίνεται ακόμα πιο σύνθετο.

Στις εργασίες που αναφέρθηκαν στην ενότητα 2.1, έγιναν αρκετές δοκιμές για την μελέτη των χαρακτηριστικών της βαθμίδας C-R συναρτήσει των διάφορων παραμέτρων λειτουργίας.

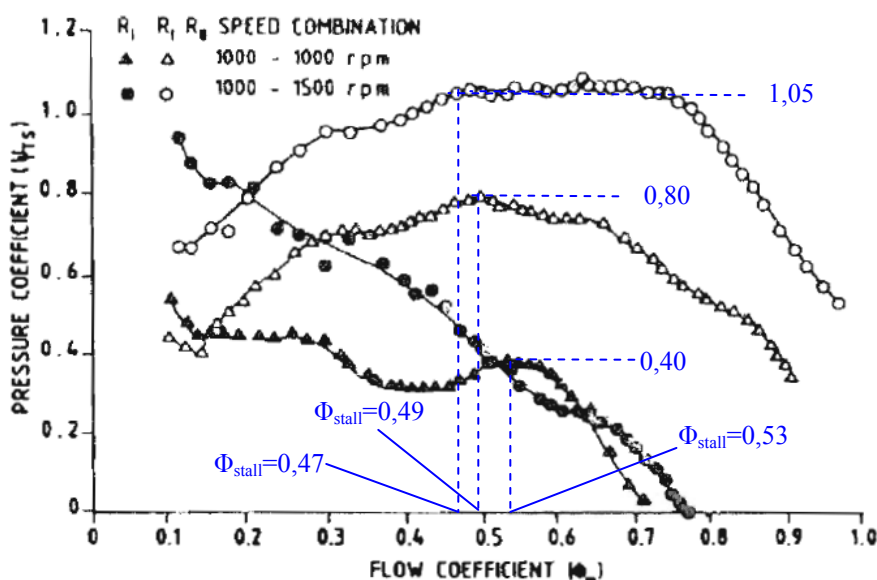
Στη μελέτη που ακολουθεί παρακάτω, θα αναλυθεί η επίδραση των τεσσάρων παραμέτρων λειτουργίας υπό μορφή τριών διαδοχικών υποενοτήτων για την επίδραση: 1) του λόγου ταχυτήτων, 2) του αξονικού διακένου και 3) των χαρακτηριστικών των πτερυγώσεων, 4) ανομοιομορφίας εισόδου. Σε πρώτη φάση κρίνεται σκόπιμο μεθοδολογικά, να γίνει αναφορά στην επίδρασή τους μονάχα ως

προς την φόρτιση των πτερυγώσεων και το εύρος λειτουργίας. Όσον αφορά στον βαθμό απόδοσης και τις ηχητικές εκπομπές, το υλικό είναι συγκριτικά μικρότερο. Για αυτά τα χαρακτηριστικά, θα αφιερωθούν οι επόμενες δύο υποενότητες όπου θα αναλύονται: 4) ο βαθμός απόδοσης και 5) οι ηχητικές εκπομπές, συναρτήσει και των τριών παραμέτρων λειτουργίας.

## Π.2.1 Επίδραση λόγου ταχυτήτων

Οι Sharma και άλλοι μέσα σε διάστημα δέκα χρόνων παρουσιάζουν δύο σχετικά «σετ» μετρήσεων.

Το πρώτο<sup>[19]</sup> (1985-1994) αφορά αξονικά διάκενα 0,5 και 2 φορές το μήκος της χορδής. Σε αυτή τη φάση παρουσιάζουμε τα αποτελέσματα για το 0,5 της χορδής όπου η αεροδυναμική συμπεριφορά ήταν καλύτερη. Στο παρακάτω διάγραμμα έγιναν δοκιμές για δύο συνδυασμούς ταχυτήτων: 1000/1000 και 1000/1500RPM με αντίστοιχους λόγους ταχυτήτων  $R_U=1$  και  $R_U=1,5$ . Οι καμπύλες  $R_U=1$  παρουσιάστηκαν και στο διάγραμμα 2.2.



Σχήμα Π.7<sup>[19]</sup>: Συντελεστής  $\Psi_{TS}$  συναρτήσει του  $\Phi$ .

Καταρχάς, θα σχολιάσουμε τις καμπύλες του 1<sup>ου</sup> ρότορα (μαύρα χρώματα). Αμφότερες αφορούν περιστροφή του στις 1000RPM: αν δεχθούμε ότι οι μετρήσεις έχουν διεξαχθεί σωστά (τόσο στην μέτρηση αυτή καθαυτή, όσο και στην ολοκλήρωση των επιμέρους), η διαφοροποίηση μεταξύ των καμπύλων έχει να κάνει αποκλειστικά με το πώς επιδρά η ταχύτητα περιστροφής του 2<sup>ου</sup> ρότορα (1000 και 1500RPM, με  $R_U=1$  και 1,5 αντίστοιχα) πάνω στον 1<sup>ο</sup>. Η διαφορά τους εστιάζεται στα εξής σημεία:

1. Για  $R_U=1,5$  η καμπύλη του 1<sup>ου</sup> ρότορα έχει συνέχεια αρνητική κλίση, χωρίς να παρουσιάζει μέγιστο που υποδηλώνει αποκόλληση της ροής. Αντίθετα για  $R_U=1$ , η καμπύλη του πρώτου ρότορα παρουσιάζει μέγιστο  $\Psi_{TS}=0,40$  για  $\Phi_{stall}=0,53$ , δηλαδή παρατηρείται αποκόλληση της ροής. Διαφαίνεται δηλαδή ότι η περιστροφή του 2<sup>ου</sup> κατά 50% περισσότερο εξασφαλίζει λειτουργία του 1<sup>ου</sup> ρότορα, απαλλαγμένη από αποκόλληση για μεγάλο εύρος παροχών. Ενώ δηλαδή για  $R_U=1$  ο 1<sup>ος</sup> ρότορας «στολάρει», για  $R_U=1,5$  συνεχίζει να αυξάνει την πίεση, παρά τις πολύ μεγάλες γωνίες πρόσπτωσης

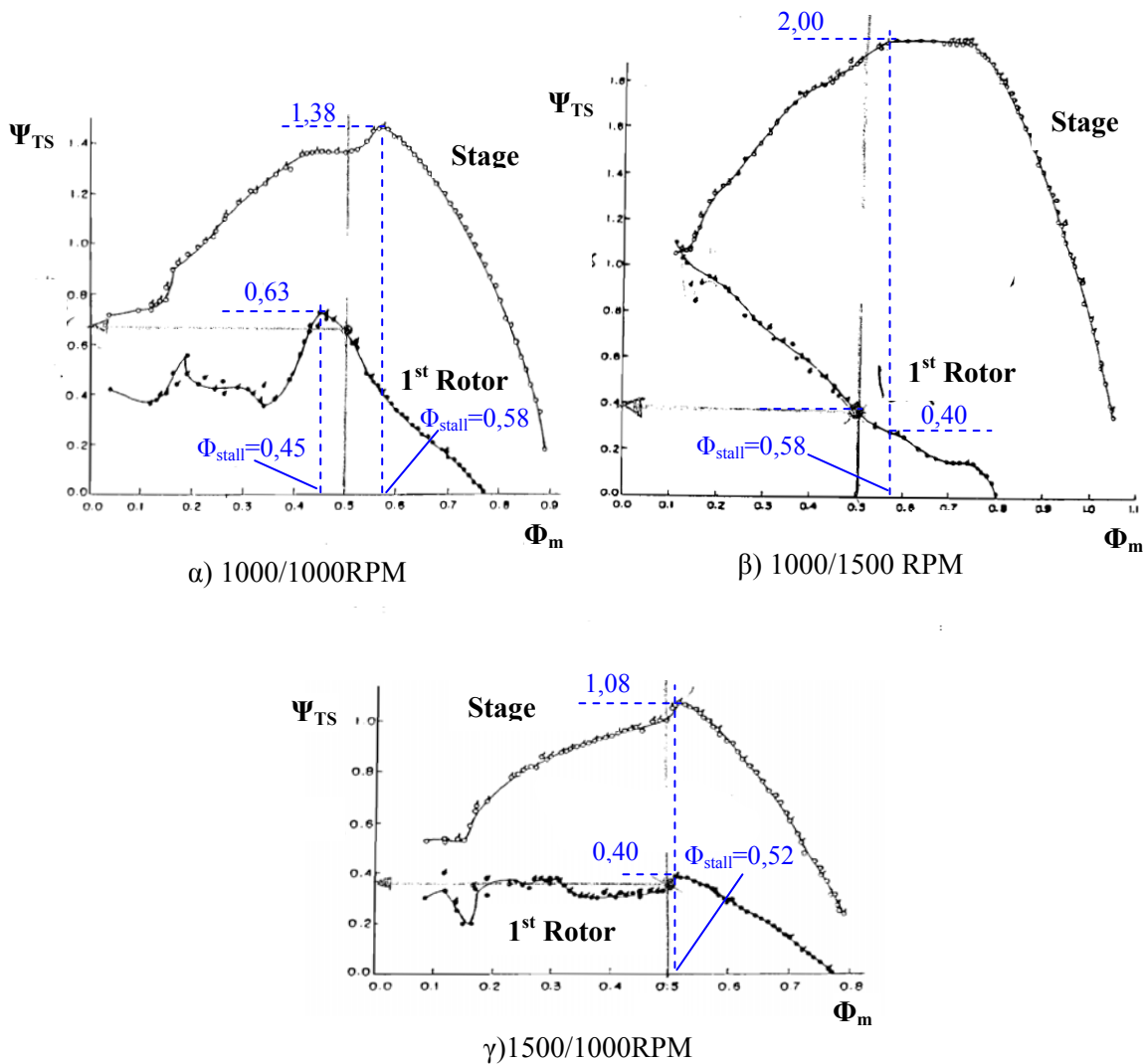
που συνεπάγονται οι μικρές τιμές του  $\Phi$ . Η φυσική ερμηνεία της παρατηρούμενης αύξησης ευστάθειας λειτουργίας θα δοθεί παρακάτω αφού παραλληλίσουμε και άλλα σχετικά διαγράμματα.

2. Στη ζώνη κανονικής λειτουργίας του 1<sup>ου</sup> ρότορα και για τους δύο λόγους ταχυτήτων, δηλαδή από το σημείο  $\Phi_{\text{stall}}=0,53$  και πάνω, **δεν μπορούμε να διακρίνουμε κάποια σαφή υπεροχή για τη λειτουργία του**. Στη περιοχή  $\Phi=0,53$  έως  $0,63$  μεγαλύτερη αύξηση πίεσης επιτυγχάνεται με λόγο ταχυτήτων  $R_U=1,5$  ενώ στην περιοχή  $\Phi=0,63$  και πάνω, μεγαλύτερη αύξηση γίνεται με  $R_U=1,0$ . Η συμπεριφορά αυτή δεν επιδέχεται κάποια ερμηνεία.

Όσον αφορά στις καμπύλες της βαθμίδας γενικότερα, μπορούν να σχολιαστούν τα εξής:

1. Για  $R_U=1,5$  η χαρακτηριστική της βαθμίδας είναι μετατοπισμένη προς τα πάνω συγκρίνοντας με την αντίστοιχη για  $R_U=1,0$  με μέγιστο  $\Psi_{TS}=1,05$  έναντι  $0,80$ . **Ο μεγαλύτερος λόγος ταχυτήτων οδηγεί μεγαλύτερη αύξηση πίεσης.**
2. Για  $R_U=1,5$  η χαρακτηριστική της βαθμίδας παρουσιάζει μία **επίπεδη περιοχή** (flat region) κατά την οποία η αύξηση στατικής πίεσης της βαθμίδας διατηρείται σταθερή για σημαντικό εύρος παροχών από  $\Phi=0,47$  έως  $0,73$ . Εφόσον, πρόκειται για διάγραμμα αδιάστατων μεταβλητών  $\Phi$ - $\Psi$  η συμπεριφορά αυτή δεν είναι λογική καθώς δεν έχει συναντηθεί στη βιβλιογραφία. Μπορεί να αποδίδεται ίσως στον κορεσμό (saturation) του οργάνου.

Οι δοκιμές του δεύτερου «σετ» μετρήσεων (1994-1996) έγιναν για μικρότερο διάκενο από αυτές του πρώτου «σετ» (30% έναντι 50% της χορδής). Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα για λόγους ταχυτήτων  $R_U=0,5$ ,  $1$  και  $1,5$ .



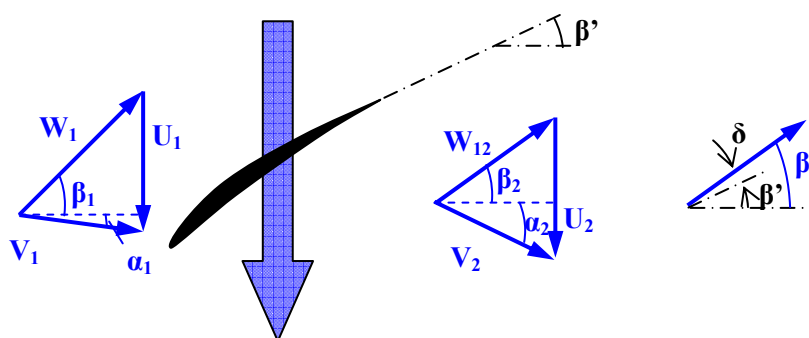
Σχήμα Π.8: Δοκιμές για διάφορους λόγους ταχυτήτων α)1000/1000RPM, β) 1000/1500 RPM γ) 1500/1000RPM και αξονικό διάκενο 30% της χορδής

Από την παραπάνω τριάδα διαγραμμάτων α, β και γ μπορούμε να συγκρίνουμε την συμπεριφορά της βαθμίδας για λόγους ταχυτήτων  $R_U=1, 0,5$  και  $1,5$  αντίστοιχα. Από τις συγκρίσεις αυτές προέκυψαν τα εξής:

1. Όσον αφορά στην ευστάθεια λειτουργίας του 1<sup>ο</sup> ρότορα, όταν ο λόγος ταχυτήτων του είναι  $1,5$ , η λειτουργία του είναι εξασφαλισμένη έναντι αποκόλλησης. Αντίθετα, για  $R_U=1,0$  και  $0,66$  παρουσιάζει αποκόλληση για  $\Phi_{stall}=0,45$  και  $0,52$  αντίστοιχα. Από τα διαγράμματα φαίνεται λοιπόν ότι **όσο πιο μεγάλος είναι ο λόγος ταχυτήτων** (όσο πιο γρήγορα στρέφεται η πίσω πτερωτή σε σχέση με την μπροστά), **τόσο πιο δύσκολα «στολάρει» ο πρώτος ρότορας**. Η τιμή του  $\Phi_{stall}$  παρουσιάζεται όλο και μικρότερη, ενώ όταν ο λόγος ταχυτήτων είναι  $1,5$  δεν παρατηρείται καθόλου αποκόλληση.

Μπορεί να δοθεί μία απλή φυσική ερμηνεία<sup>[25]</sup> για την αναστολή της αποκόλλησης του 1<sup>ου</sup> ρότορα όταν ο 2<sup>ος</sup> ρότορας στρέφεται πιο γρήγορα. Η αποκόλληση της ροής λαμβάνει χώρα όταν η γωνία πρόσπτωσης λάβει πολύ υψηλή τιμή με αποτέλεσμα η ροή να «αποτύχει» πλήρως να ακολουθήσει τη μορφή του

πτερυγίου άρα και τη στροφή του αυτό της επιβάλει. Κατά την αποκόλληση οι γωνίες παρέκκλισης  $\delta^{[25]}$  (deviation angle-βλέπε παρακάτω σχήμα 2.9) είναι πολύ μεγάλες, υποδηλώνοντας αυτή ακριβώς την απόκλιση από τη γωνία μετάλλου του πτερυγίου. Έτσι, αποκολλώνται από το πτερύγιο κυψέλες ροής οι οποίες περιστρέφονται με κάποιο ποσοστό (30-70%) της ταχύτητας περιστροφής του πτερυγίου. Όταν όμως στα κατάντι της πτερωτής υπάρχει μία αντίθετα στρεφόμενη πτερύγωση με αρκετά μεγαλύτερο μέτρο (~1,5 φορά όπως είδαμε και πριν), οι κυψέλες αυτές δεν θα μπορέσουν να αναπτυχθούν γιατί ενώ κατά την αποκόλληση θα περιστρέφονταν με τη φορά της πρώτης πτερωτής, προχωρώντας αξονικά προς τη δεύτερη πτερύγωση (η οποία αναρροφά με αντίθετη περιστροφή) θα έπρεπε ξαφνικά να εξαναγκαστούν να στρέφονται αντίθετα. Αυτό όμως δεν είναι εφικτό: η δεύτερη πτερύγωση ως αντίθετα στρεφόμενη αναρροφητική επιφάνεια, «σβήνει» αυτές τις κυψέλες, την στιγμή που πάνε να δημιουργηθούν, δηλαδή δεν επιτρέπει την ανάπτυξή τους. Λόγω του ελλειπτικού χαρακτήρα της ροής, η δεύτερη πτερωτή κρατάει έτσι τη ροή «κολλημένη» πάνω στα πτερύγια της πρώτης, γεγονός που εκφράζεται μέσω μείωσης της γωνίας παρέκκλισης στην έξοδο του πτερυγίου.



Σχήμα Π.9: Γωνία παρέκκλισης στην έξοδο

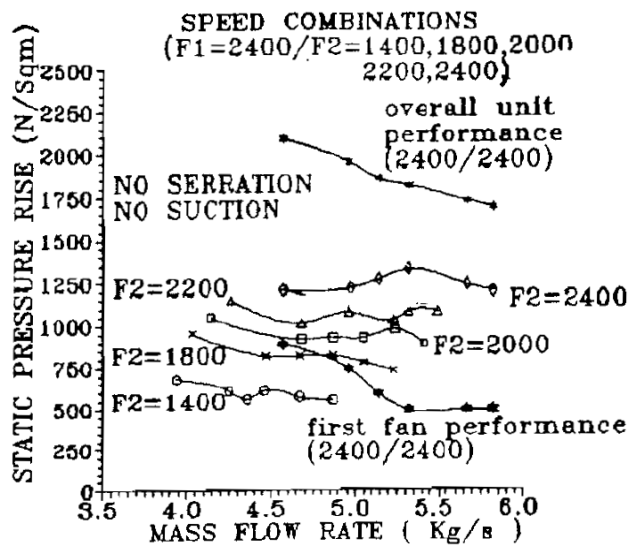
2. Όσον αφορά στην μορφή της καμπύλης  $\Phi, \Psi_{TS}$  του 1<sup>ο</sup> ρότορα, οι μέγιστες τιμές του  $\Psi_{TS}$  για  $R_U=0,66$  και  $1,0$  είναι  $0,40$  και  $0,63$  αντίστοιχα, ενώ για  $R_U=1,5$  δεν υπάρχει μέγιστο αλλά για  $\Phi=0,12$  η παρατηρούμενη τιμή είναι  $1,1$ . **Συμπεραίνουμε λοιπόν ότι η μέγιστη στατική πίεση που πετυχαίνει η βαθμίδα, είναι τόσο μεγαλύτερη όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος ταχυτήτων μικρότερη.** Η ερμηνεία για αυτό το φαινόμενο βρίσκεται ίσως πάλι στην μείωση της γωνίας παρέκκλισης λόγω λειτουργίας του δεύτερου ρότορα. Μικρότερη γωνία παρέκκλισης συνεπάγεται μεγαλύτερη στροφή της ροής από το πτερύγιο (ροή πιο κοντά στη γωνία μετάλλου), άρα και μεγαλύτερη πρόσδοση ενέργειας που μεταφράζεται σε αύξηση πίεσης. Ωστόσο, στα διαγράμματα η τάση αυτή δεν είναι γενική: οι καμπύλη του 1<sup>ου</sup> ρότορα δεν είναι παντού υψηλότερη για  $R_U=1,5$  σε σχέση με άλλες τιμές.
3. Σχετικά με τις καμπύλες ολόκληρης της βαθμίδας, φαίνεται ότι η καμπύλη για  $R_U=1,5$  υπερέρχει των άλλων, έχοντας υψηλότερες τιμές. Ενδεικτικά αναφέρουμε ότι τα μέγιστα  $\Psi_{TS}$  είναι  $2,00$ ,  $1,38$  και  $1,08$  για  $R_U=1,5$ ,  $1,0$  και  $0,66$  αντίστοιχα. Το σημεία αποκόλλησης για  $R_U=1,5$  και  $R_U=1,0$  είναι τα ίδια ως  $\Phi_{stall}=0,58$ . Στο σχήμα Π.7 για λόγο  $R_U=1,5$  έναντι  $R_U=1,0$  είχαμε  $\Phi_{stall}=0,47$  έναντι  $\Phi_{stall}=0,49$  αντίστοιχα, δηλαδή μία πολύ μικρή υπεροχή ως προς την ευστάθεια. Ωστόσο, στα διαγράμματα Π.8 α και β, η υπεροχή αυτή δεν υφίσταται. **Συμπεραίνουμε ότι ο λόγος ταχυτήτων 1,5 συνεπάγεται αύξηση της φόρτισης της βαθμίδας χωρίς την χειροτέρευση (αύξηση) του σημείου**

**αποκόλλησης.** Στο διάγραμμα 2.8β παρατηρείται επίπεδη περιοχή πριν την έλευση της αποκόλλησης για  $R_U=1,5$  όπως παρατηρήθηκε και στο διάγραμμα 2.6.

4. Το μόνο πλεονέκτημα από τον λόγο ταχυτήτων  $R_U=0,66$ , είναι ότι το σημείο αποκόλλησης είναι χαμηλότερο και των δύο περιπτώσεων και μάλιστα  $\Phi_{stall}=0,52$ . Φυσικά όμως πρόκειται για αδιαστατοποιημένο μέγεθος – είναι αυτονόητο ότι η απόλυτη παροχής μάζας κατά την οποία υφίσταται αποκόλληση, είναι μεγαλύτερη.
5. Ενδιαφέρον παρουσιάζει και η μεταβολή της ευσταθούς λειτουργίας των πτερωτών. Στα διαγράμματα 2.8 α και β όπου οι λόγοι ταχυτήτων είναι  $R_U=1$  και  $1,5$  αντίστοιχα, η δεύτερη πτερωτή «στολάρει» πρώτη: είναι πιο πιθανό για αυτές τις ταχύτητες να «στολάρει» η δεύτερη πτερωτή στην είσοδο της οποίας η απόλυτη γωνία παίρνει διάφορες τιμές ανάλογα της στροφής που της έχει επιβάλει η προπορευομένη πτερωτή. Είναι αδύνατο, το σημείο αποκόλλησης της βαθμίδας να είναι χαμηλότερο από εκείνο του πρώτου ρότορα. Έτσι, βλέπουμε στα σχήματα Π.7 α και β, ότι το σημείο αποκόλλησης  $\Phi_{stall}$  της βαθμίδας είναι δεξιότερα (δηλαδή υψηλότερο) από αυτό της  $1^{ns}$  πτερωτής. Το  $\Phi_{stall}$  της  $2^{ns}$  πτερωτής θα είναι το πλέον υψηλό για τους λόγους που προείπαμε. Ωστόσο, αυτό δεν συμβαίνει για  $R_U=0,66$ . Εδώ, το σημείο αποκόλλησης της βαθμίδας ταυτίζεται με αυτό του  $1^{ou}$  ρότορα, με  $\Phi_{stall}=0,52$ . Λόγω υψηλότερης ταχύτητας περιστροφής, η  $1^{\eta}$  πτερωτή «στολάρει» πρώτη και λόγω αυτού και η  $2^{\eta}$  πτερωτή στα κατάντι της δεν μπορεί να λειτουργήσει κανονικά.

Στην εργασία των Roy και άλλων ([25]) παρουσιάζονται και πάλι παρόμοια αποτελέσματα. Δυστυχώς, στη δημοσίευσή τους υπάρχουν πολύ λίγα στοιχεία όσον αφορά τη λειτουργία της κάθε πτερωτής μεμονωμένα. Τα διαγράμματα που παρέχουν παρουσιάζουν αποτελέσματα της βαθμίδας στο σύνολό της και μάλιστα υπό μη αδιαστατοποιημένη μορφή. Ωστόσο δεν είναι εφικτή η απευθείας σύγκριση των αποτελεσμάτων τους με αυτά της εργασίας των Sharma et al.

Παρουσιάζουμε το παρακάτω διάγραμμα (αξονική απόσταση 32% χορδής):

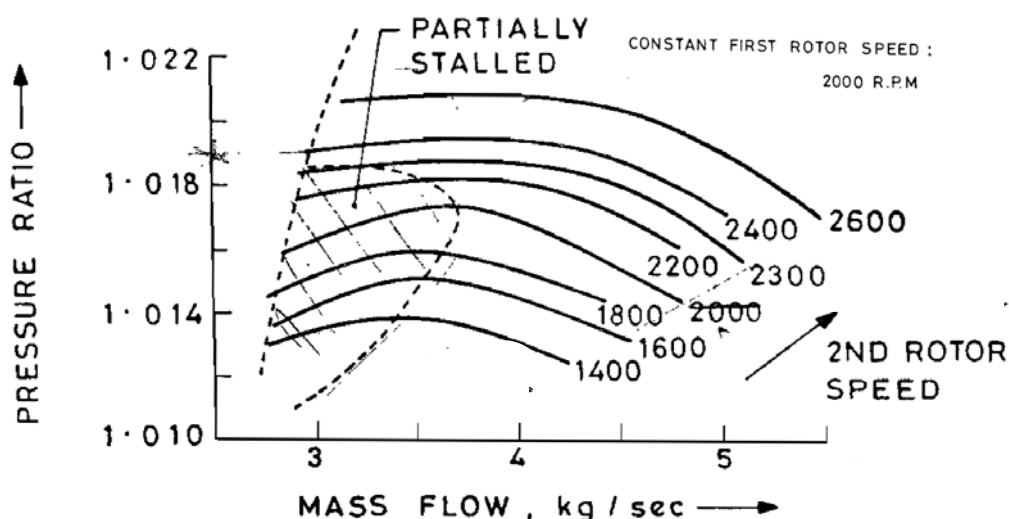


Σχήμα Π.9: Δοκιμές εγκατάστασης για  $R_U \leq 1$

Στο παραπάνω διάγραμμα για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1$  για 2400/2400RPM, έχουμε την καμπύλη στατικής πίεσης τόσο της 1<sup>ης</sup> όσο και της 2<sup>ης</sup> πτερωτής, αλλά και της βαθμίδας (ως το άθροισμα των προηγούμενων). Με την καμπύλη της 1<sup>ης</sup> πτερωτής να έχει συνέχεια αρνητική κλίση και αυτή της δεύτερης να παρουσιάζει μέγιστο βλέπουμε ότι αν και η βαθμίδα δεν φαίνεται να έχει στολάρει, εντούτοις η 2<sup>η</sup> πτερωτή έχει υποστεί (μερική) αποκόλληση. Όσο ελαττώνεται η ταχύτητα του 2<sup>ου</sup> ρότορα με σταθερή την ταχύτητα του 1<sup>ου</sup>, οι καμπύλες του 2<sup>ου</sup> μετατοπίζονται προς χαμηλότερες παροχές όπως είναι λογικό.

Παρακάτω ακολουθούν αποτελέσματα δοκιμών όσον αφορά ολόκληρη τη βαθμίδα. Στον οριζόντιο άξονα έχουμε παροχή μάζας και στον κατακόρυφο τον λόγο ολικών πιέσεων.

Στο ακόλουθο διάγραμμα παρουσιάζεται η μεταβολή συμπεριφοράς βαθμίδας με σταθερή την ταχύτητα της 1<sup>ης</sup> πτερωτής στις 2000RPM και διακύμανση των στροφών της 2<sup>ης</sup> στο εύρος 1400-2600RPM, δηλαδή  $R_U=0,7 - 1,3$ .



Σχήμα Π.10<sup>[25]</sup>: Μεταβολή συμπεριφοράς βαθμίδας με σταθερή την ταχύτητα της 1<sup>ης</sup> πτερωτής στις 2000RPM και διακύμανση των στροφών της 2<sup>ης</sup> στο εύρος 1400-2600RPM, δηλαδή  $R_U=0,7 - 1,3$ .

Είναι εμφανές ότι για συνδυασμούς από 2000/1400 έως 2000/2000 (δηλαδή για λόγο ταχυτήτων μικρότερο ή ίσο της μονάδας) έχουμε μία εξαιρετικά «στενή» περιοχή λειτουργίας. Για αυτούς του συνδυασμούς, η γραμμή αποκόλλησης (ως γεωμετρικός τόπος όλων των παροχών αποκόλλησης για διάφορες στροφές) είναι παραβολικής μορφής με θετική καμπυλότητα (θετική 2<sup>η</sup> παράγωγο). Όσο πιο μεγάλος γίνεται όμως ο λόγος ταχυτήτων από τη μονάδα, τόσο, «ανοίγει» το εύρος λειτουργίας χωρίς αποκόλληση. Έτσι, για 2000/2200 ( $R_U=1,1$ ) και 2000/2300 RPM ( $R_U=1,15$ ), η γραμμή αποκόλλησης αλλάζει ριζικά μορφή, μετατοπιζόμενη προς χαμηλότερες παροχές, ενώ για 2000/2400 ( $R_U=1,2$ ) και 2000/2600 ( $R_U=1,3$ ), φαίνεται ότι η γραμμή έχει παραβολική μορφή με αρνητική καμπυλότητα (αρνητική 2<sup>η</sup> παράγωγο).

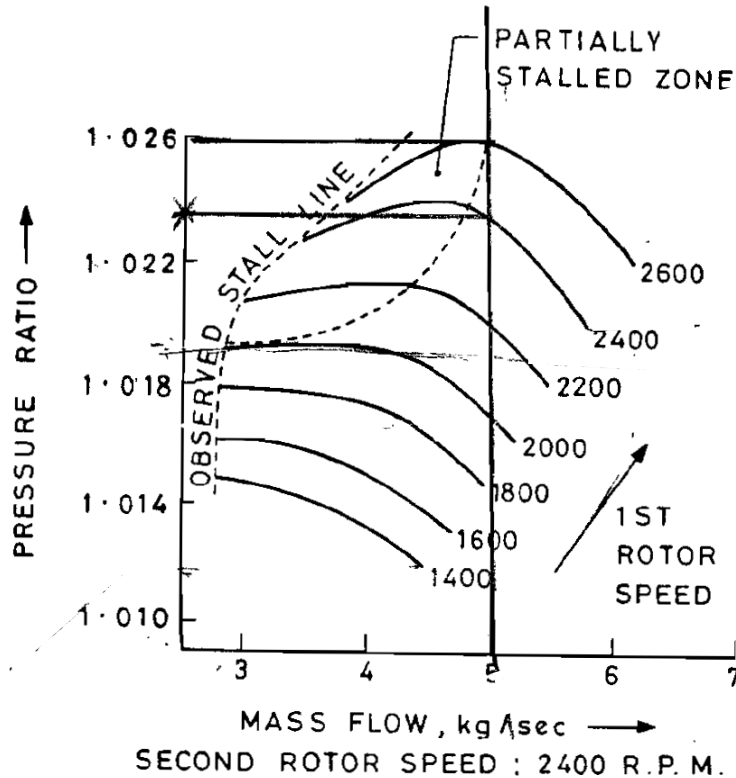
Από την εργασία των Roy et al. φαίνεται ότι το εύρος λειτουργίας ολόκληρης της βαθμίδας αυξάνεται σημαντικά όσο πιο μεγάλος είναι ο λόγος ταχυτήτων  $R_U$ . Αντίθετα, στην εργασία των Sharma et al. φάνηκε ότι μεγάλοι λόγοι ταχυτήτων αυξάνουν το εύρος λειτουργίας μονάχα της 1<sup>ης</sup> πτερωτής και όχι της βαθμίδας στο σύνολο της, ουσιαστικά (βλέπε σχήματα Π.7 και Π.8 όπου  $\Phi_{stall}$  μένουν πρακτικά τα ίδια). Βέβαια, στις δύο εργασίες τα μεγέθη δεν είναι ακριβώς τα ίδια, για να είναι



ακριβής η σύγκριση, αφού στη μία περίπτωση έχουμε αδιάστατη μεταβλητή  $\Psi_{TS}$  και στην άλλη λόγο πίεσης. Υπάρχει λοιπόν μία αβεβαιότητα ως προς το πώς ακριβώς επιδρά ο λόγος ταχυτήτων αν και σίγουρα επηρεάζει την ευστάθεια λειτουργίας.

Και στις δύο εργασίες πάντως για μεγάλα  $R_U$  παρατηρούνται «επίπεδες» περιοχές των καμπύλων πριν την αποκόλληση.

Στην εργασία των Roy κλπ, παρουσιάζεται και ένα δεύτερο διάγραμμα όπου διατηρείται σταθερή η ταχύτητα της 2<sup>ης</sup> πτερωτής στις 2400RPM και η ταχύτητα της 1<sup>ης</sup> μεταβάλλεται από 1400 έως 2600RPM, δηλαδή  $R_U=1,7 - 0,92$



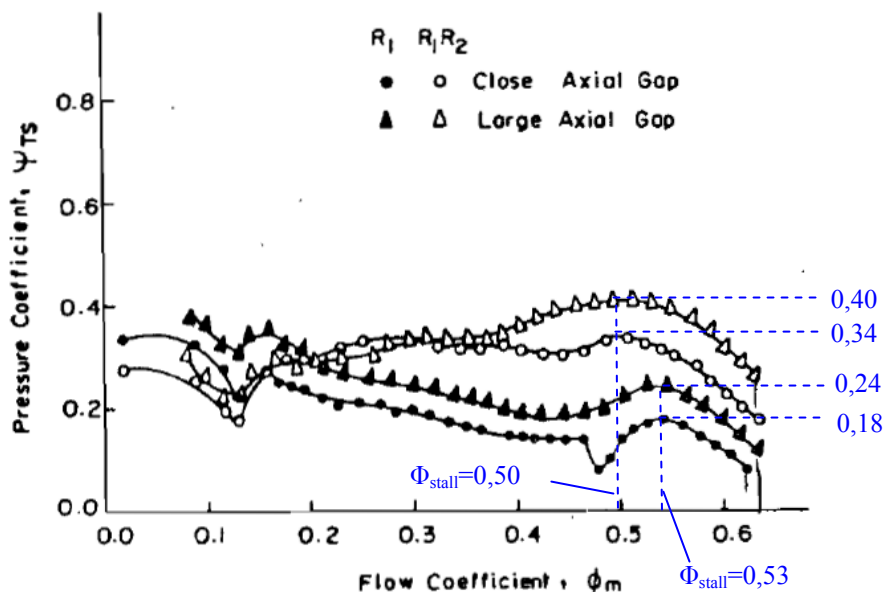
Σχήμα Π.11: Μεταβολή συμπεριφοράς βαθμίδας με σταθερή την ταχύτητα της 2<sup>ης</sup> πτερωτής στις 2400RPM και διακύμανση των στροφών της 1<sup>ης</sup> στο εύρος 1400-2600RPM, δηλαδή  $R_U=1,7 - 0,92$ .

Και σε αυτό το διάγραμμα, όσο μικραίνει η τιμή  $R_U$  του λόγου ταχυτήτων, τόσο μειώνεται το εύρος λειτουργίας. Η γραμμή αποκόλλησης αρχίζει από σχεδόν κατακόρυφη (μεγάλα  $R_U$ ) και καταλήγει σε παραβολική με θετική καμπυλότητα (μικρά  $R_U$ ).

Παρά το γεγονός ότι τα αποτελέσματα της εργασίας των Roy et al. παρουσιάζουν ενδιαφέρον, το ότι δεν παρέχουν καμπύλες των πτερωτών μεμονωμένα μας στερεί σημαντικές πληροφορίες όσον αφορά όχι μόνο την ευστάθεια λειτουργίας αλλά και την φόρτιση τους: με τα παρούσα στοιχεία είναι αδύνατον να μελετήσουμε για δεδομένο λόγο πίεσης της βαθμίδας, το βαθμό που συνεισφέρει σε αυτό η κάθε πτερωτή.

## Π.2.2 Επίδραση αξονικού διακένου

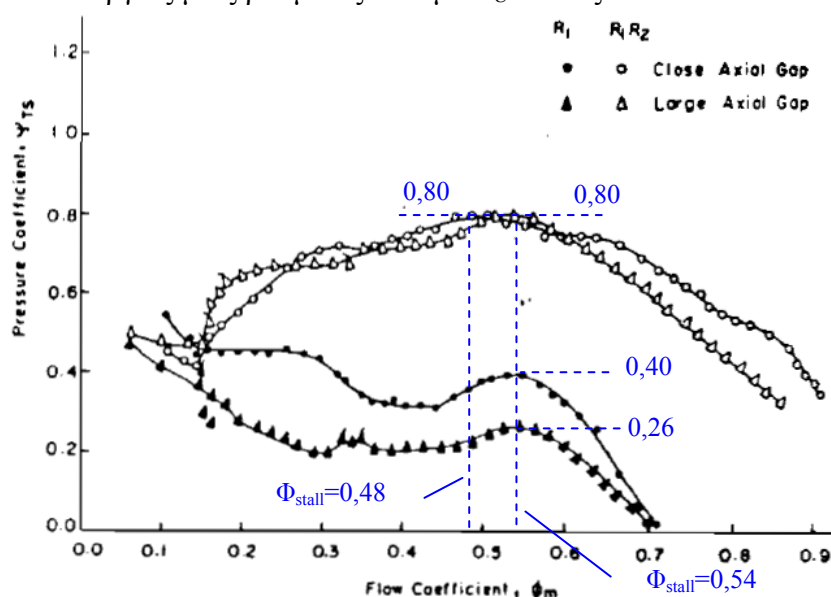
Το αξονικό διάκενο διαδραματίζει το δικό του ρόλο για τη λειτουργία της διάταξης. Παρακάτω παρουσιάζονται μετρήσεις (Sharma<sup>[5]</sup>) από «τρέξιμο» της βαθμίδας σε συμβατική λειτουργία ρότορα στις 1500RPM και στάτορα



Σχήμα Π.12:  $\Psi, \Phi$  για ρότορα 1500RPM και στάτορα 0 RPM. Οι δοκιμές έγιναν για μικρό (50% χορδής) και μεγάλο (200% χορδής) αξονικό διάκενο

Το αξονικό διάκενο επηρεάζει σημαντικά την στατική πίεση. Για μεγάλο διάκενο η λειτουργία της R-S βαθμίδας είναι καλύτερη, με την στατική πίεση της να είναι μεγαλύτερη. Η βελτίωση με το μεγάλο αξονικό διάκενο είναι μεγαλύτερη στην 1<sup>η</sup> πτερωτή, και μικρότερη στην 2<sup>η</sup> αν και απουσιάζει φυσική ερμηνεία.. Ακόμη, παρατηρούμε ότι ανεξαρτήτως αξονικού διακένου, οι παροχές αποκόλλησης  $\Phi_{stall}$  μένουν οι ίδιες.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει η αντιπαράβολή του διαγράμματος αυτού, με διάγραμμα λειτουργίας μίας βαθμίδας C-R με  $R_U=1$  στις 1000/1000 RPM.

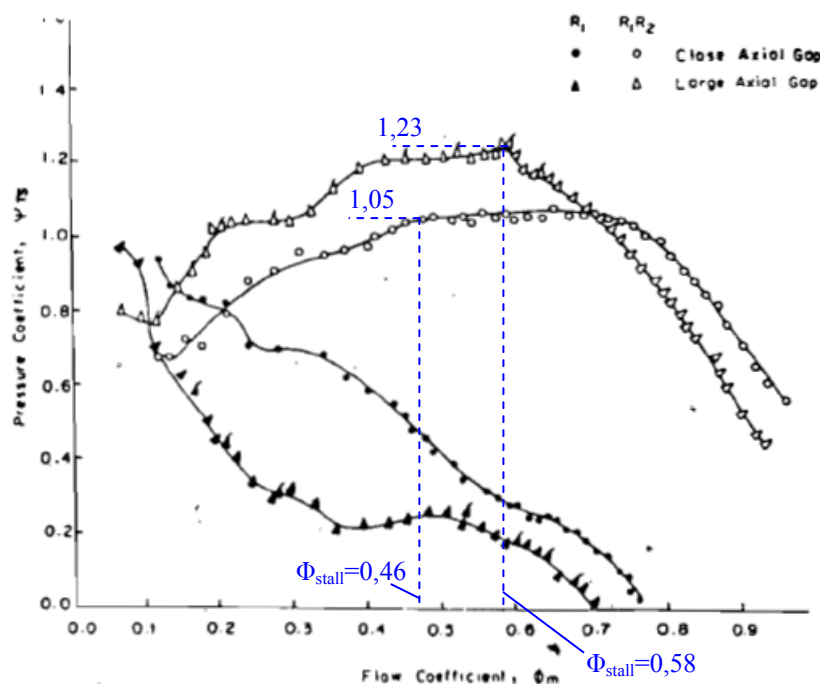


Σχήμα Π.13<sup>[16]</sup>:  $\Psi, \Phi$  για ρότορες στις 1000/1000 RPM

Από το διάγραμμα 2.13 για C-R λειτουργία με  $R_U=1$ , μπορούμε να επισημάνουμε τα εξής:

1. Φαίνεται ότι το μικρό αξονικό διάκενο οδηγεί σε μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας καθώς η αποκόλληση λαμβάνει χώρα για  $\Phi_{stall}=0,48$ , έναντι του  $\Phi_{stall}=0,54$  για μεγάλο διάκενο. Η μέγιστη τιμή του  $\Psi_{TS}$  δεν μεταβάλλεται για τα δύο διάκενα και είναι 0,80. Ωστόσο, στην ωφέλιμη περιοχή λειτουργίας η χαρακτηριστική του μικρού διακένου κείται υψηλότερα από την αντίστοιχη του μεγάλου διακένου. Αν αυτό συνδυαστεί με την μικρότερη τιμή παροχής αποκόλλησης, τότε είναι σαφής η υπεροχή του μικρού διακένου. Στο μικρό διάκενο είναι εντονότερη και η τάση για σχηματισμό επίπεδης περιοχής όπως και πριν.
2. Για μικρό διάκενο, η χαρακτηριστική της  $1^{ns}$  πτερωτής διατηρεί παρόμοια μορφή με αυτή για μεγάλο διάκενο, αλλά είναι θετικά μετατοπισμένη προς υψηλότερες τιμές: κυρίως μάλιστα στην περιοχή κοντά στο μέγιστο παρουσιάζει θεαματική αύξηση. Αν αυτό συνδυαστεί με το ότι οι χαρακτηριστικές της βαθμίδας σε αυτή την περιοχή είναι πρακτικά οι ίδιες, συνάγουμε ότι το μικρό διάκενο οδηγεί σε πτώση της φόρτισης της  $2^{ns}$  πτερωτής. Το γιατί συμβαίνει όμως αυτό, δεν αιτιολογείται από τους συγγραφείς.

Οι συγγραφείς παρουσιάζουν ένα ακόμη διάγραμμα, αυτή τη φορά για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1,5$ .



Σχήμα Π.14: Χαρακτηριστικές εγκατάστασης για μικρό και μεγάλο αξονικό διάκενο και για 1000/1500 RPM.

Πάνω στο σχήμα αυτό μπορούμε να σχολιάσουμε τα εξής:

1. Η καμπύλη της βαθμίδας για μικρό διάκενο παρουσιάζει μικρότερη μέγιστη τιμή από αυτή για μεγάλο διάκενο, και συγκεκριμένα 1,05 έναντι 1,23.
2. Η καμπύλη της βαθμίδας για μικρό διάκενο παρουσιάζει ωστόσο μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας αφού η τιμή αποκόλλησης είναι μικρότερη από αυτή για μεγάλο διάκενο, ως  $\Phi_{stall}=0,46$  έναντι 0,58. Παρουσιάζει ακόμη μία χαρακτηριστική επίπεδη περιοχή όπως είδαμε και προηγουμένως για μεγάλους λόγους ταχυτήτων. Αναφορικά με την καμπύλη της 2<sup>ης</sup> πτερωτής τίθεται βέβαια ένα θέμα ως προς το μέγιστό της. Αν το μέγιστο 1,23 για  $\Phi_{stall}=0,58$  σηματοδοτούσε αποκόλληση όπως υποστηρίζουν οι συγγραφείς, θα περιμέναμε απότομη πτώση της φόρτισης  $\Psi_{TS}$  για περαιτέρω πτώση της παροχής. Αντίθετα, φαίνεται ότι ακολουθείται επίπεδη περιοχή δεν είναι ενδεικτική αποκόλλησης. Υπάρχει λοιπόν ένα θέμα ως προς την αξιοπιστία μέτρησης του μεγίστου αυτού. Αυτό είναι σημαντικό γιατί αν η  $\Psi_{TS}$  στο σημείο αυτό έχει υπερεκτιμηθεί, το πραγματικό σημείο αποκόλλησης βρίσκεται πολύ χαμηλότερα, όταν «αρχίσει» απότομη κάθοδος από την επίπεδη περιοχή.
3. Και στις δύο περιπτώσεις διακένων, ο μεγάλος λόγος ταχυτήτων ευνοεί την ευστάθεια λειτουργίας της 1<sup>ης</sup> πτερωτής λόγω επίδρασης της από την 2<sup>η</sup> πτερωτή, αναστέλλοντας την αποκόλληση (βλέπε φυσική ερμηνεία που δόθηκε στην ενότητα Π.2.1). Έτσι και οι δύο χαρακτηριστικές έχουν αρνητική κλίση χωρίς να εμφανίζουν μέγιστα. Παρόλα αυτά, η χαρακτηριστική για μεγάλο διάκενο, παρουσιάζει κάποιο μέγιστο για  $\Phi=0,5$  – επειδή όμως κατόπιν μετά από σύντομη πτώση, συνεχίζει την αύξηση μειωμένου του  $\Phi$ , θεωρούμε ότι το μέγιστο αυτό δεν έχει να κάνει με εμφάνιση αποκόλλησης.
4. Η χαρακτηριστική της 1<sup>ης</sup> πτερωτής φαίνεται να ευνοείται σημαντικά από το μικρό διάκενο: σε ολόκληρο το εύρος λειτουργίας έχει υψηλότερες τιμές  $\Psi_{TS}$  σε σχέση με αυτές της χαρακτηριστικής για μεγάλο διάκενο. Ωστόσο, αν για  $R_U=1$  (βλέπε διάγραμμα Π.13), η χαρακτηριστική μικρού διακένου ήταν μετατοπισμένη προς τα πάνω σε σχέση με αυτή του μεγάλου διακένου, διατηρώντας όμως παρόμοια μορφή, κάτι τέτοιο δεν φαίνεται να ισχύει εδώ: υπάρχει σημαντική διαφοροποίηση στη μορφή των χαρακτηριστικών, αν και αυτό δεν είναι γενικά ασυνήθιστο στη λειτουργία των ανεμιστήρων. Το τελευταίο διαπιστώθηκε μελετώντας διάφορες χαρακτηριστικές ανεμιστήρων από παλιές εργασίες.

Συνοψίζοντας όλα τα παραπάνω, βλέπουμε ότι αν και υπάρχουν κάποια σημαντικά «θολά» σημεία στα παραπάνω διαγράμματα, διαφαίνεται στην εργασία των Sharma ότι το μικρό διάκενο είναι προτιμότερο του μεγάλου. Έτσι, ενώ άρχισαν την εργασία με αξονικά διάκενα 50% και 200% της χορδής (από 1985-1992 <sup>[4],[5],[6]</sup>) σε μία δημοσίευση του έτους 1996 <sup>(11)</sup>, παρουσίασαν αποτελέσματα από μετρήσεις με αξονικό διάκενο στο 30% της χορδής. Ο τρόπος που επιδρά το αξονικό διάκενο πρέπει όμως να διερευνηθεί με μεγαλύτερη ευκρίνεια.

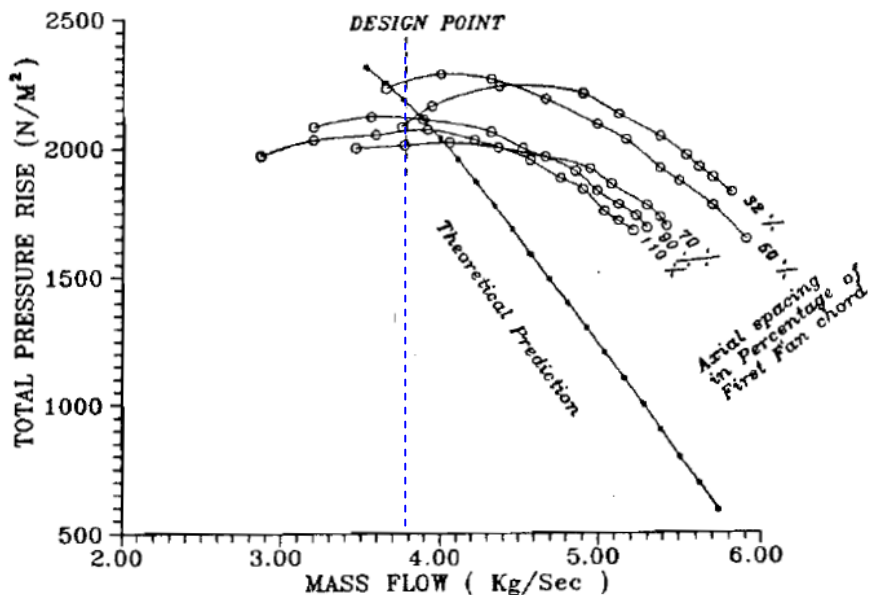
Ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι αντίστοιχες μελέτες από τους Roy et al.<sup>[25]</sup>. Αυτοί κινήθηκαν εξ αρχής σε χαμηλότερες τιμές διακένων σε εύρος 32% έως 110% του μήκους της χορδής. Τα διαγράμματα για τους λόγους ταχυτήτων που παρουσιάσαμε προηγουμένως αφορούσαν αξονικό διάκενο 32%.

Η μελέτη του αξονικού διακένου από τους Roy κλπ έγινε για πολλά αξονικά διάκενα και ένα μόνο λόγο ταχυτήτων ( $R_U=1$ ), ενώ η εργασία των Sharma για δύο

διάκενα μόνο αλλά παραπάνω από ένα λόγο ταχυτήτων. Έτσι, δεν είναι δυνατή η απευθείας αντιπαραβολή των αποτελεσμάτων των δύο εργασιών.

Οι συγγραφείς σχεδίασαν και κατασκεύασαν πτερύγια ειδικά για C-R λειτουργία βάσει της ανάλογης θεωρίας (βλέπε υπόμνημα σχήματος Π.3) με εφαρμογή του κανόνα του Carter για την παρέκκλιση της ροής από πτερυγώσεις (Carter deviation rule). Ο κανόνας του Carter παρέχει την γωνία παρέκκλισης  $\delta$  από την πτερυγωση συναρτήσει της μεταβολής της γωνίας πρόσπτωσης  $i$  (incidence angle) κατά την εκάστοτε διακινούμενη παροχή για δεδομένη γωνία stagger. **Να σημειωθεί ότι ο κανόνας του Carter δεν λαμβάνει υπ' όψη την επίδραση του αξονικού διακένου.** Έτσι, εκτός από την πειραματική, είχαν και μία θεωρητικά προβλεπόμενη συμπεριφορά βαθμίδας και έτσι ήταν σε θέση να εξακριβώσουν το βαθμό που η θεωρία επαληθεύονταν από το πείραμα.

Παρακάτω παρουσιάζεται ένα διάγραμμα της αύξησης της ολικής πίεσης συναρτήσει της παροχής μάζας με ελεύθερο παράμετρο το αξονικό διάκενο. Σε όλες τις περιπτώσεις ο λόγος ταχυτήτων είναι  $R_U=1$  με στροφές 2400/2400RPM, ενώ είχε υποδειχθεί ένα σημείο σχεδίασης (design point) στις στροφές αυτές για αύξηση ολικής πίεσης  $2000\text{N/m}^2$  και παροχή  $3,8\text{ kg/sec}$ . Στο σημείο αυτό, η ροή είναι μερικώς αποκόλλημένη (βλέπε διάγραμμα Π.5).



Σχήμα Π.15<sup>[25]</sup>: Παραμετρική ανάλυση δυνατότητας αύξησης ολικής πίεσης συναρτήσει αξονικού διακένου, για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1$  στις 2400/2400 RPM.

Από το διάγραμμα παρατηρούμε την γενική τάση αύξησης της ολικής πίεσης όσο πιο μικρά είναι τα αξονικά διάκενα. Παρόλα αυτά ως «καλύτερη» καμπύλη αναδεικνύεται αυτή του δεύτερου κατά αύξουσα σειρά διακένου, στο 50% της χορδής: παρουσιάζει τόσο υψηλότερη αύξηση πίεσης, όσο και χαμηλότερου σημείου αποκόλλησης, έχοντας το μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας. Σε υψηλότερες παροχές μάζας όμως το διάκενο 32% της χορδής εξασφαλίζει καλύτερη συμπεριφορά. Αύξηση διακένου πάνω από 50% οδηγεί σε σημαντική μείωση της ικανότητας πρόσδοσης ολικής πίεσης, αν και βέβαια τα σημεία αποκόλλησης οδηγούνται προς χαμηλότερες παροχές.

Ομοιότητες με το διάγραμμα Π.13 όπου έχουμε πάλι  $R_U=1$  στις στροφές 1000/1000RPM και διάκενα 50% και 200%, δεν βρίσκουμε: σε αυτό αν και οι τιμές

διακένων διαφέρουν σημαντικά, οι μέγιστες στατικές πιέσεις είναι ισοδύναμες και το μικρό αξονικό διάκενο «υπερέχει» μονάχα στις υψηλότερες παροχές. Έτσι και αλλιώς βέβαια, η μεταξύ τους σύγκριση δεν είναι εύκολη λόγω διαφορετικών μεγεθών με αδιαστατοποιημένη στατική πίεση και παροχή στο διάγραμμα Π.13 και απόλυτη ολική πίεση και παροχή στο διάγραμμα Π.15.

Όσον αφορά στην θεωρητική πρόβλεψη από τον κανόνα του Carter, βλέπουμε ότι η πρόλεξη της αύξησης πίεσης με ικανοποιητική ακρίβεια δεν είναι εφικτή: αν πλησίον του σημείου λειτουργίας η προσέγγιση είναι επιτυχής, ωστόσο στην υπόλοιπη περιοχή η απόκλιση είναι μεγάλη. Όσο πιο μεγάλη είναι η γωνία παρέκκλισης  $\delta$ , τόσο μεγαλύτερη είναι και η αδυναμία του πτερυγίου να επιβάλλει τη στροφή της γεωμετρίας του στο πτερύγιο (βλέπε σχήμα Π.9), άρα και μικρότερη η στροφή της ροής. Μικρότερη στροφή της ροής σημαίνει μικρότερη πρόσδοση ενέργειας, άρα και αύξησης της πίεσης (θεώρημα Euler βλέπε <sup>[9]</sup>). Στο διάγραμμα λοιπόν, ο κανόνας του Carter προβλέπει μικρότερες αυξήσεις ολικής πίεσης άρα υπερεκτιμά τις γωνίες παρέκκλισης.

Καθώς, καμπύλες μεγαλύτερων αξονικών διακένων «πλησιάζουν» περισσότερο την πρόβλεψη του Carter, μπορούμε να υποθέσουμε ότι σε αυτές, οι γωνίες παρέκκλισης είναι μεγαλύτερες, εγγύτερα στις υπερεκτιμημένες που προβλέπει ο Carter, χωρίς να λαμβάνει υπ' όψη το ακτινικό διάκενο. Φαίνεται λοιπόν, **ότι μικρότερο αξονικό διάκενο οδηγεί σε μικρότερες γωνίες παρέκκλισης, άρα επίτευξη υψηλότερης αύξησης ολικής πίεσης, άρα και μεγαλύτερη φόρτιση των πτερυγώσεων.** Για αυτό οι συγγραφείς δεν παρέχουν κάποια φυσική ερμηνεία. Για τις παρούσες καμπύλες μπορούμε μόνο να εικάσουμε ότι όσο πιο κοντά βρίσκονται οι παρακαείμενες πτερωτές, τουλάχιστον η γωνία παρέκκλισης  $\delta$  της  $1^{ns}$  μειώνεται λόγω της παρουσίας της  $2^{ns}$  η οποία βοηθάει την  $1^{n}$  να «οδηγήσει» καλύτερα τη ροή, εξαλείφοντας τις τάσεις για μικρές αποκολλήσεις. Ο μηχανισμός αυτός μπορεί να μοιάζει με τον αντίστοιχο της αναστολής της αποκόλλησης για μικρές παροχές.

Για αποσαφήνιση της αλληλεπίδρασης των δύο πτερωτών συναρτήσει του αξονικού διακένου, θα ήταν χρήσιμες οι καμπύλες των πτερωτών μεμονωμένα, οι οποίες δυστυχώς δεν παρέχονται από τους συγγραφείς.

Παρά το γεγονός ότι και από τη μελέτη των Roy et al.<sup>[25]</sup>, λείπουν σημαντικά στοιχεία για να εξάγουμε συμπεράσματα ή να δώσουμε φυσικές ερμηνείες, φαίνεται ότι μικρότερα αξονικά διάκενα είναι προτιμότερα. Μικρό αξονικό διάκενο μεταξύ στρεφόμενων πτερυγώσεων, αποτελεί πλεονέκτημα για μία C-R μηχανή καθώς σημαίνει ότι η αύξηση πίεσης ανά μονάδα μήκους της μηχανής θα είναι πολύ υψηλή, με επακόλουθη σημαντική μείωση των διαστάσεων της μηχανής. Αν αντίθετα προέκυπτε ότι η C-R λειτουργία απαιτεί μεγάλα αξονικά διάκενα μεταξύ των στρεφόμενων πτερωτών, θα αίρονταν σημαντικά το πλεονέκτημα μείωσης της διάστασης μήκους μηχανής C-R σε σχέση με μία κλασική μηχανή R-S.

### Π.2.3 Επίδραση χαρακτηριστικών πτερυγώσεων

Οι Sharma κλπ <sup>[20]</sup> παρουσίασαν διεξήγαγαν μετρήσεις με διαφορετικούς τύπους πτερυγίων και κατέγραψαν τις διαφοροποιήσεις στην λειτουργία της διάταξης C-R.

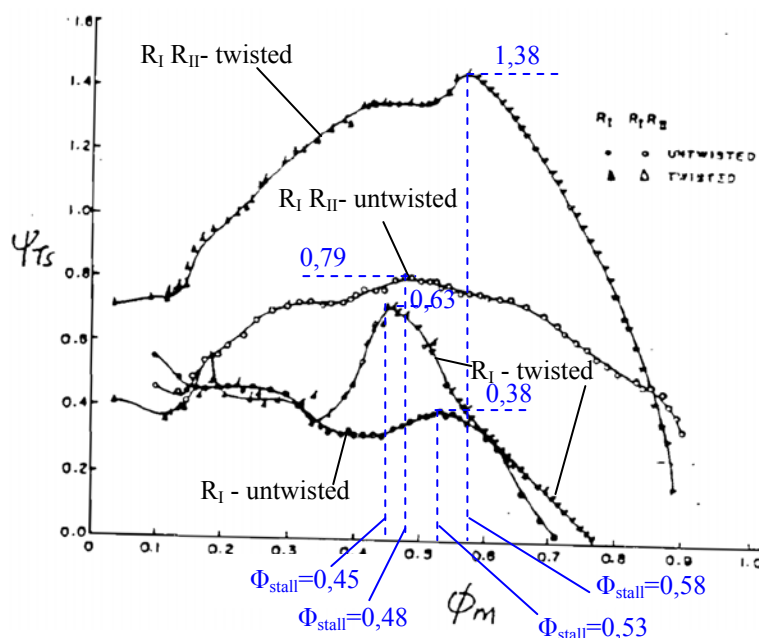
Η μελέτη έγινε με αεροτομές DCA με συστροφή (Diffusion Controlled Aerofoil, twisted) και αεροτομές C-4 χωρίς συστροφής (untwisted). Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των πτερυγώσεων που χρησιμοποιήθηκαν.

Geometric detail of blades.

Parameters	DCA-Twisted		C-4 - Untwisted	
	$R_I$	$R_{II}$	$R_I$	$R_{II}$
No. of Blade	19	16	26	26
Blades Stagger (hub)	26.91°	47.66°	45°	45°
Tip Clearance (mm)	1.0	1.0	1.0	1.0
Blade Camber	-	-	20°	20°
Blade Chord (mm)	65	65	45	45
Aspect Ratio	1.23	1.23	1.77	1.77
Pitch-Chord Ratio	1.03	1.22	1.08	1.08

Πίνακας Π.16<sup>[20]</sup>: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πτερυγώσεων

Η δοκιμή έγινε για  $R_U=1$  στις 1000/1000RPM. Παρακάτω ακολουθεί το διάγραμμα  $\Psi_{TS}-\Phi$  που καταρτίστηκε βάσει των μετρήσεων:



Σχήμα Π.17<sup>[20]</sup>:  $\Psi_{TS}-\Phi$  για δύο τύπους αεροτομών για  $R_U=1$  στις 1000/1000RPM

Να σημειωθεί ότι οι καμπύλες « $R_I$ -twisted» και « $R_I R_{II}$ -twisted» έχουν παρουσιαστεί και στο σχήμα Π.8α.

Είναι εμφανής στο παραπάνω διάγραμμα η σημαντική βελτίωση που επιφέρει η χρήση πτερυγίων DCA με συστροφή έναντι των C-4 χωρίς συστροφή.

Όσον αφορά στη βαθμίδα, η καμπύλη « $R_I R_{II}$ -twisted» έχει πολύ μεγαλύτερες τιμές  $\Psi_{TS}$  (μέγιστο 1,38 έναντι 0,79) αν και το εύρος λειτουργίας της είναι πιο περιορισμένο, με το σημείο αποκόλλησης της  $\Phi_{stall}$  να παρουσιάζεται σε υψηλότερη τιμή από αυτό της « $R_I R_{II}$ -untwisted» (0,58 έναντι 0,48).

Σχετικά με την καμπύλη της 1<sup>ης</sup> πτερωτής, η « $R_I$ -twisted» υπερέχει αυτή τη φορά συντριπτικά και ως προς την τάξη μεγέθους (πάντα υψηλότερες τιμές με μέγιστο 0,63 έναντι 0,38) και ως προς την παροχή αποκόλλησης ( $\Phi_{stall}=0,45$  έναντι  $\Phi_{stall}=0,43$ ).

Η συστροφή του πτερυγίων DCA είναι απόλυτα λογικό να οδηγούν σε αυξημένη φόρτιση των πτερυγίων (το πτερύγιο βλέπει στο ακτινικό ύψος του, την

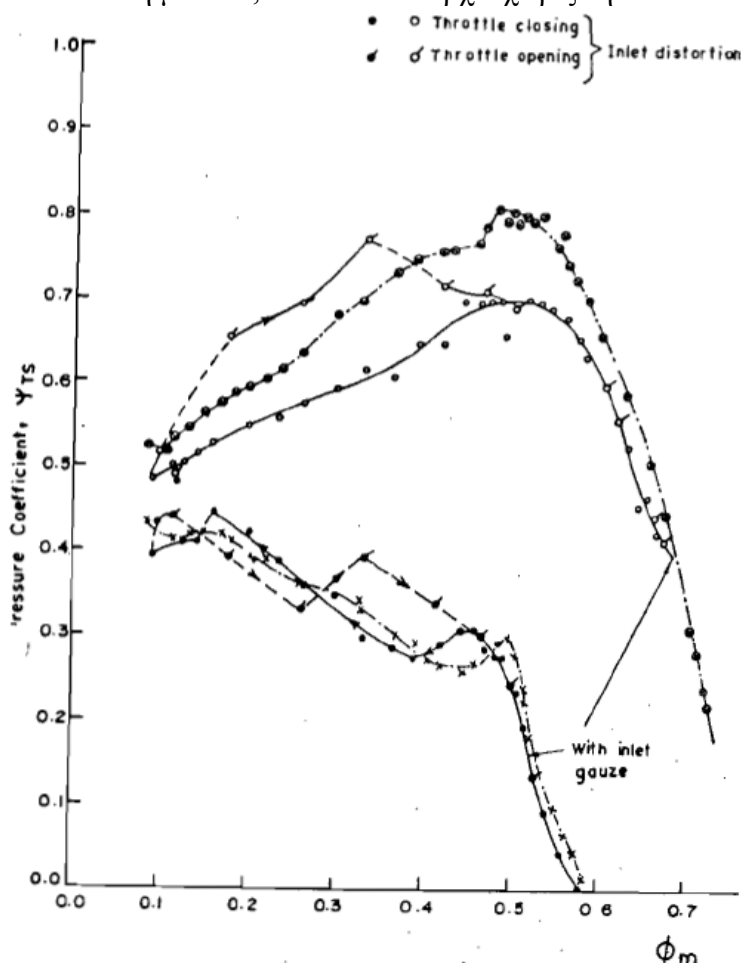
ροή πιο κοντά στην ακμή πρόσπτωσής του). Ενδιαφέρον, θα είχε - πρόσθετα της φόρτισης  $\Psi_{TS}$  - και η παρουσίαση των βαθμών απόδοσης για κάθε πτερύγωση που όμως δεν δίνεται εδώ. Ακόμη, απουσιάζει ερμηνεία πάνω στον τρόπο που οι τύποι αεροτομών επηρεάζουν τα σημεία αποκόλλησης.

Πρόσθετα, με τα παραπάνω οι συγγραφείς συγκρίνουν τη λειτουργία της βαθμίδας C-R με βαθμίδα R-S. Διάταξη C-R με τύπο C-4 και λόγο ταχυτήτων  $R_U=1$ , παρέχει 2,35 φορές μεγαλύτερη αύξηση πίεσης και 80% αύξηση στην παροχή μάζας σε σχέση με μία βαθμίδα R-S. Για λειτουργία της ίδιας διάταξης με DCA παρατηρήθηκε αύξηση κατά 27% στο περιθώριο πάλμωσης.

## Π.2.4 Επίδραση έντονης ανομοιομορφίας εισόδου

Όλες οι προηγούμενες μελέτες αφορούσαν «καθαρή» είσοδο, με την μικρότερη δυνατή ανομοιομορφία που μπορεί να επιτευχθεί σε μία πειραματική μελέτη. Η περίπτωση λειτουργίας με έντονα διαταραγμένη είσοδο (inlet distortion) παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον. Γενικά, η λειτουργία με έντονες διαταραχές στην είσοδο είναι συνυφασμένες με τη μείωση της ικανότητας αύξησης πίεσης αλλά και την μείωση του περιθωρίου πάλμωσης, με επακόλουθο «στένεμα» της ωφέλιμης ζώνης λειτουργίας.

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η επίδραση της διαταραχής εισόδου στην λειτουργία C-R για  $R_U=1$  με 1500/1500RPM και μικρό αξονικό διάκενο. Τα πτερύγια που χρησιμοποιήθηκαν ήταν τύπου C-4. Η διαταραχή πραγματοποιείται από τοποθέτηση ειδικής κυψέλης στην είσοδο (inlet gauze) η οποία προκαλεί επίπεδο τύρβης 2,8% σε αντίθεση με το 0,5% που ενυπάρχει χωρίς την τοποθέτησή του.



Διάγραμμα Π.18: Επίδραση διαταραχής εισόδου στην λειτουργία C-R για  $R_U=1$  με 1500/1500RPM και μικρό αξονικό διάκενο



Παρατηρούμε τα εξής:

1. Σχετικά με την χαρακτηριστική της βαθμίδας, η αδιάστατη μεταβλητή  $\Psi_{TS}$  - η οποία υποδηλώνει την ικανότητα παραγωγής πίεσης από την μηχανή - υφίσταται σημαντική μείωση. Ωστόσο, το σημείο αποκόλλησης της ροής δεν μετατοπίζεται προς υψηλότερες παροχές, όπως θα περιμέναμε από την τοποθέτηση των κυψελών διαταραχής. Αντίθετα, το εύρος λειτουργίας της βαθμίδας φαίνεται να διατηρείται πρακτικά το ίδιο. Αν εξετάσουμε προσεχτικά το διάγραμμα, θα διαπιστώσουμε ότι το σημείο αποκόλλησης της βαθμίδας με τη διαταραγμένη είσοδο είναι έχει μικρότερη τιμή από αυτό της ομοιόμορφης εισόδου. Αυτό δεν είναι συνάδει με την αρχική προσδοκία ότι η διαταραγμένη είσοδος θα μειώσει το εύρος λειτουργίας. Σε κάθε περίπτωση το φαινόμενο χρειάζεται διερεύνηση.
2. Σχετικά με την χαρακτηριστική της  $1^{ns}$  πτερωτής, αυτή παρουσιάζεται μετατοπισμένη προς τα αριστερά (δηλαδή προς χαμηλότερες παροχές, άρα μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας) και με ελαφρά αυξημένο μέγιστο, όταν υφίσταται η διαταραχή. Οι συγγραφείς υποστηρίζουν έτσι, ότι η λειτουργία του  $1^{ou}$  ρότορα παρουσιάζει βελτίωση αν και πάλι δεν συνάδει με το θεωρητικά αναμενόμενο. Στην εργασία δεν παρέχεται φυσική ερμηνεία για την παρατηρούμενη βελτίωση. Αν μάλιστα, η χαρακτηριστική του  $1^{ou}$  ρότορα βελτιώνεται, ενώ αυτή της βαθμίδας επιδεινώνεται, η κύρια «ζημιά» της διαταραγμένης εισόδου εστιάζεται στον δεύτερο ρότορα. Το γιατί συμβαίνει αυτό, αφήνεται ανοικτό προς διερεύνηση.
3. Η διαταραχή στην είσοδο διαφοροποιεί την συμπεριφορά των πτερωτών όταν επιχειρείται επαναφορά της μηχανής από αποκόλληση με «άνοιγμα» του διαχύτη εξόδου (throttling opening). Σε αυτή την περίπτωση παρατηρείται ένας αρνητικός βρόχος υστέρησης κατά τον οποίο η φόρτιση τόσο των πτερωτών μεμονωμένα όσο και της βαθμίδας στο σύνολό της είναι αυξημένη, κάτι το οποίο συνεπάγεται σημαντική δυναμική καταπόνηση των πτερυγίων η οποία πρέπει να αποφεύγεται.

Ο βρόχος υστέρησης που παρατηρήθηκε για  $R_U=1$  και μικρό διάκενο απουσιάζει ωστόσο σε λειτουργία με  $R_U=1,5$  και μικρό διάκενο (βλέπε διάγραμμα 2.20 στην επόμενη σελίδα) αλλά και σε λειτουργία με μεγάλα αξονικά διάκενα.

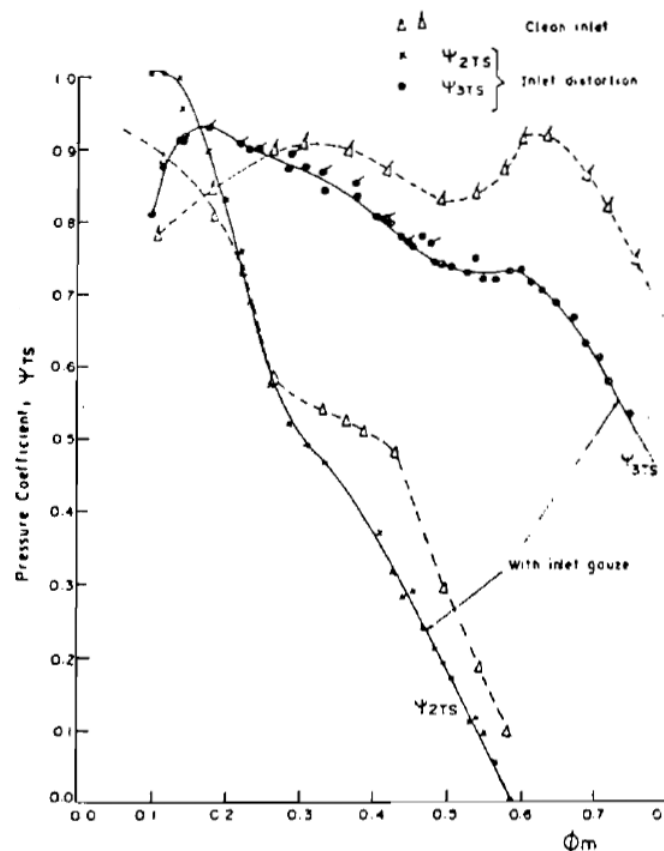
Συμπληρωματικές έρευνες στο θέμα <sup>[1, 11]</sup> από την ίδια ερευνητική ομάδα με πτερύγια DCA οδήγησαν σε μείωση του περιθωρίου αποκόλλησης κατά 16,66%, 26,31% και 14,81% για λόγους ταχυτήτων  $R_U=0,66$ , 1 και 1,5 αντίστοιχα. Για αυτούς τους λόγους η πτώση στην αύξηση πίεσης ήταν αντίστοιχα 12,14%, 14,96% και 10,65%. Συγκριτικές δοκιμές έγιναν και σχετικά με την γωνιακή έκταση των κυψελών διαταραχής, όπου και οι συγγραφείς αναφέρουν ότι κυψέλες  $360^\circ$  προκαλούν μεγαλύτερη επιδείνωση από κυψέλες  $90^\circ$ .

Τα αποτελέσματα αυτά απεικονίζονται στον παρακάτω πίνακα:

Values for 90° inlet distortion				
Speed ratio	Clean inlet		Distorted inlet	
	$\Phi_m$ (s)	$\Psi_{TS}$	$\Phi_m$ (s)	$\Psi_{TS}$
0.67	0.52	1.07	0.53	0.94
1.0	0.57	1.47	0.60	1.25
1.5	0.54	1.97	0.55	1.76
Values for 360° inlet distortion				
0.667	0.52	1.06	0.52	0.89
1.0	0.54	1.46	0.50	1.96
1.5	0.70	1.92	0.55	1.73

Πίνακας Π.19: Συμπεριφορά βαθμίδας C-R σε διαταραγμένη είσοδο (distorted inlet) για διάφορους λόγους ταχυτήτων.

Από τις τιμές του παραπάνω πίνακα, παρατηρούμε ωστόσο κάποια παράδοξα. Αν και οι συγγραφείς υποστηρίζουν ότι η διαταραχή σε επιφάνεια 360° είναι χειρότερη, υπάρχουν καταστάσεις λειτουργίας που φαίνεται να συμβαίνει το αντίθετο. Για παράδειγμα για διαταραχή σε επιφάνεια 360° και λόγο ταχυτήτων  $R_U=1$ , η διαταραγμένη είσοδος (distorted inlet) οδηγεί σε σχέση με την μη διαταραγμένη (clean inlet) τόσο σε μείωση του σημείου αποκόλλησης ( $\Phi=0,50$  έναντι 0,54), όσο και σε αύξηση του  $\Psi_{TS}$  (1,96 έναντι 1,46). Η συμπεριφορά λοιπόν σε διαταραγμένη είσοδο δεν είναι επαρκώς καλυμμένη από την υπάρχουσα έρευνα.



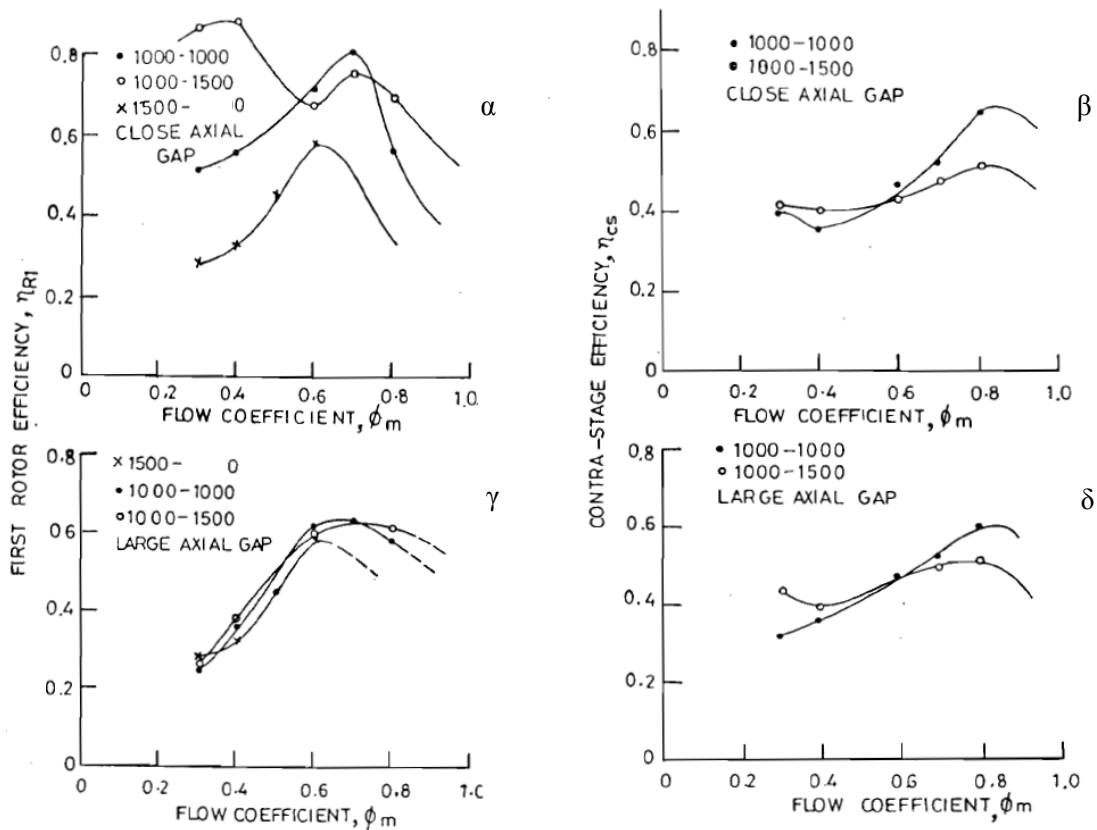
Διάγραμμα Π.20: Επίδραση διαταραχής εισόδου στην λειτουργία C-R για  $R_U=1,5$  με 1000/1500RPM και μικρό αξονικό διάκενο

### Π.2.5 Βαθμός απόδοσης και παράμετροι που τον επηρεάζουν

Οι Sharma συμπεριλαμβάνουν στις πειραματικές τους εργασίες [5] και τον υπολογισμό βαθμών απόδοσης. Εκτιμούν τον βαθμό απόδοσης όσον αφορά σε στατικές με στατικές συνθήκες, βάσει προσδιορισμού των απόλυτων γωνιών της ροής με τον παρακάτω τύπο ο οποίος ισχύει για πρακτικά ασυμπίεστη ροή:

$$\eta_{s-s} = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot U_{tip} \cdot \Delta V_u}, \text{ όπου } \Delta V_u = V_{u2} - V_{u1} = V_2 \cdot \sin \alpha_2 - V_1 \cdot \sin \alpha_1$$

Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα βαθμών απόδοσης για την πρώτη πτερωτή και για την βαθμίδα συνολικά για τρεις λόγους ταχυτήτων και δύο αξονικά διάκενα:



Διαγράμματα Π.18: Βαθμοί απόδοσης για την πρώτη πτερωτή (α,γ) και για την βαθμίδα συνολικά (β,δ) για τρεις λόγους ταχυτήτων και δύο αξονικά διάκενα

Από πρώτη σύγκριση των διαγραμμάτων (α,β) για μικρό διάκενο (50% χορδής) και των (γ,δ) για μεγάλο διάκενο (200% χορδής), παρατηρούμε ότι τα μικρά διάκενα παρουσιάζουν μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης. Ωστόσο, απουσιάζει από την εργασία φυσική ερμηνεία για αυτή την παρατήρηση.

Ειδικά για την περίπτωση μικρού αξονικού διάκενου, βλέπουμε ότι η λειτουργία R-S με ταχύτητα 1500RPM έχει μικρότερο βαθμό απόδοσης από τις C-R λειτουργίες. Στις τελευταίες, ο λόγος ταχυτήτων  $R_U=1,5$  στις 1000/1500RPM παρουσιάζει γενικά μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από τον  $R_U=1,0$  στις 1000/1000RPM, με εξαίρεση την περιοχή  $\Phi=0,56$  έως  $0,76$ . Η μορφή όμως της καμπύλης του βαθμού απόδοσης για  $R_U=1,5$  είναι αμφισβητήσιμη καθώς παρουσιάζει

δύο μέγιστα, συμπεριφορά μη συμβατή ούτε με τη θεωρία ούτε γενικά με τις πειραματικά παρατηρούμενες καμπύλες βαθμού απόδοσης. Οι συγγραφείς θεωρούν ωστόσο αυτή την συμπεριφορά λογική. Για το βαθμός απόδοσης ολόκληρης της βαθμίδας, δεν παρατηρείται υπεροχή κάποιου λόγου ταχυτήτων αφού για  $R_U=1,5$  η απόδοση είναι υψηλότερη από  $\Phi=0,6$  και πάνω, ενώ κάτω από αυτή την τιμή υπερέχει η  $R_U=1,0$ . Ο βαθμός απόδοσης του πρώτου ρότορα είναι υψηλότερος από αυτόν της βαθμίδας, από το οποίο συνάγουμε ότι ο δεύτερος ρότορας έχει πλέον χειρότερο βαθμό απόδοσης.

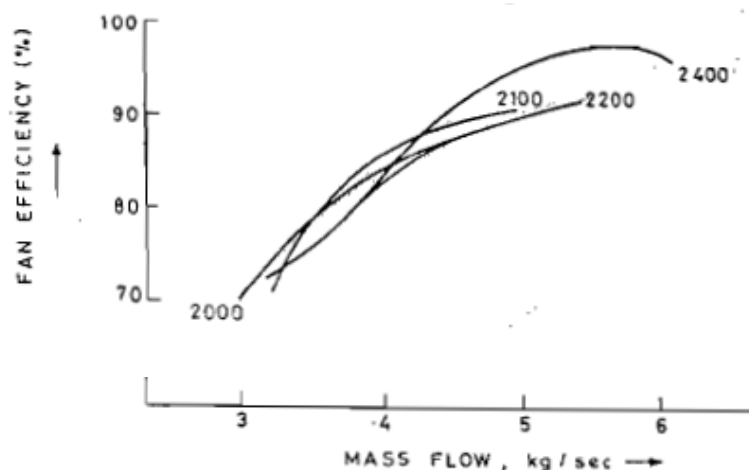
Στο μεγάλο αξονικό διάκενο, οι καμπύλες βαθμού απόδοσης του 1<sup>ου</sup> ρότορα είναι πολύ πιο κοντά η μία στην άλλη σε σχέση με την περίπτωση του μεγάλου αξονικού διακένου. Αν και αυτό δεν αιτιολογείται από τους συγγραφείς, ίσως η απόσταση των περωτών να παίζει κάποιο ρόλο με το μεγάλο διάκενο των παρακείμενων περωτών να ανεξαρτητοποιεί την απόδοσή τους. Όσον αφορά στην βαθμίδα, πάλι δεν παρατηρείται υπεροχή κάποιου λόγου ταχυτήτων, ενώ εδώ παρατηρείται το αντίθετο φαινόμενο με πριν: ο λόγος ταχυτήτων  $R_U=1,5$  υπερέχει στη ζώνη κάτω από  $\Phi=0,6$ , ενώ ο  $R_U=1,0$  πάνω από αυτή την τιμή. Και στην περίπτωση μεγάλου διακένου, η απόδοση του πρώτου ρότορα είναι υψηλότερη από της βαθμίδας (αν και με μικρότερη διαφορά από την περίπτωση μικρού διακένου), άρα και από του δεύτερου ρότορα.

Συνοψίζοντας τα παραπάνω, βλέπουμε **ο βαθμός απόδοσης είναι μεγαλύτερος για μικρό διάκενο αλλά και για το μικρό αυτό διάκενο παρουσιάζει μεγαλύτερη ευαισθησία** στον λόγο ταχυτήτων (εντονότερες δηλαδή μεταβολές). **Ο βαθμός απόδοσης του 1<sup>ου</sup> ρότορα παρουσιάστηκε μεγαλύτερη από αυτή του 2<sup>ου</sup>.** Οι παραπάνω προτάσεις δεν αποτελούν φυσικά συμπεράσματα που πρέπει να γενικευτούν: υπάρχουν στην εργασία κάποια αμφισβητήσιμα σημεία (καμπύλη 1<sup>ου</sup> ρότορα για  $R_U=1,5$  για μικρό διάκενο). Για την επιβεβαίωση των τάσεων που παρουσιάστηκαν και ενδεχόμενα τη γενίκευση χρειάζεται εκ νέου διεξαγωγή πειράματος.

Με το βαθμό απόδοσης ασχολήθηκαν και οι Roy <sup>[25]</sup>. Στην δική τους μελέτη βέβαια, ο προσδιορισμός του βαθμού απόδοσης έγινε με διαφορετικό τρόπο. Εδώ μετρήθηκε η ηλεκτρική ισχύς που αναρροφούσαν οι ηλεκτροκινητήρες από το δίκτυο, ενώ η απόδοση της μαντοκίνησης λήφθηκε σταθερή και ίση με 90%. Οι συγγραφείς υποστηρίζουν ότι το σφάλμα υπολογισμού του βαθμού απόδοσής τους είναι  $\pm 3\%$ . Το σφάλμα αυτό είναι πάρα πολύ υψηλό βέβαια για την ορθή εκτίμηση του βαθμού απόδοσης. Αν σε αυτό προστεθεί ότι στην εργασία δεν γίνεται λόγος ούτε για απώλειες εδράνων και απώλειες ανεμισμού των δίσκων των περωτών οι οποίες ενυπάρχουν αναπόφευκτα. Ακόμη, ο βαθμός απόδοσης της μαντοκίνησης που εκτιμάται στο 90% είναι πολύ χαμηλός – κυμαίνεται συνήθως από 95% σε 98% <sup>[10]</sup> αν και μπορεί αυθαίρετα οι συγγραφείς να έχουν συμπεριλάβει στην τιμή αυτή όλες τις υπόλοιπες απώλειες που αμελήσανε.

Παρά, τις ενστάσεις ως προς την ακρίβεια του υπολογισμού του βαθμού απόδοσης, θα παραθέσουμε τα σχετικά διαγράμματα της μελέτης τους για να δούμε πιο πολύ πως μεταβάλλεται συναρτήσει των διάφορων παραμέτρων λειτουργίας.

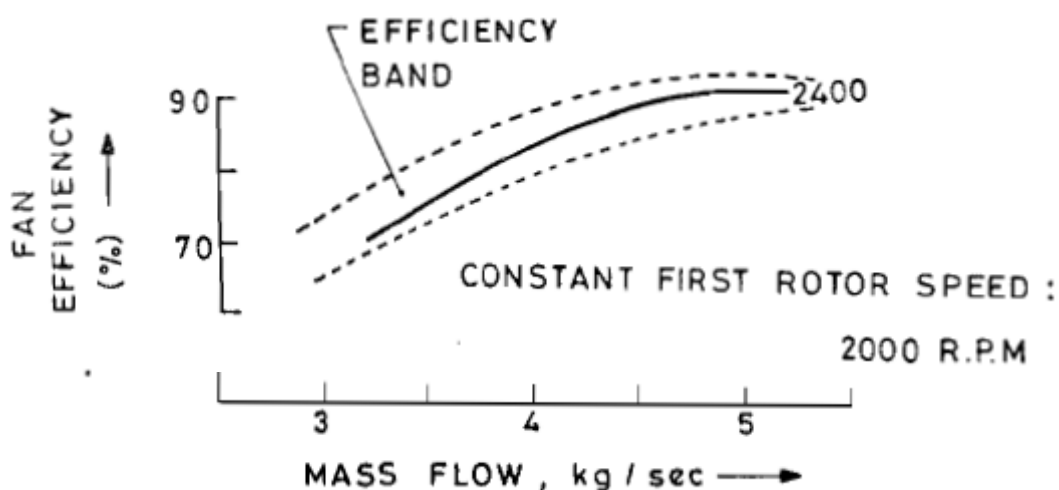
Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται ο βαθμός απόδοσης βαθμίδας για τέσσερεις περιπτώσεις  $R_U=1$  με συνδυασμούς στροφών 2000/2000, 2100/2100, 2200/2200, 2400/2400RPM:



Διάγραμμα Π.19: Βαθμός απόδοσης βαθμίδας για τέσσερις περιπτώσεις  $R_U=1$  με συνδυασμούς στροφών 2000/2000, 2100/2100, 2200/2200, 2400/2400RPM

Στο παραπάνω διάγραμμα είναι εμφανής η τάση ο βαθμός απόδοσης να αυξάνει με το μέτρο των κοινών ταχυτήτων περιστροφής. Αυτό έχει να κάνει φυσικά με το ότι στην εργασία αυτή, τα πτερύγια ήταν σχεδιασμένα για λειτουργία στις 2400RPM, πράγμα που συνεπάγεται ότι τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των πτερυγίων (π.χ. γωνίες stagger) είναι ρυθμισμένα ακριβώς για αυτές τις ταχύτητες λειτουργίας. Σε αυτές τις καμπύλες ο βαθμός απόδοσης αυξάνει συνέχεια με την παροχή (εκτός από την καμπύλη «2400» η οποία φτάνει σε πολύ μεγάλες παροχές). Το διάγραμμα αυτό αναφέρεται στο διάγραμμα 2.5.

Στο παρακάτω διάγραμμα βλέπουμε τη διακύμανση του βαθμού απόδοσης για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1,2$ .



Διάγραμμα Π.20: Βαθμός απόδοσης βαθμίδας για  $R_U=1,2$  στις στροφές 2000/2400 RPM

Το διάγραμμα αυτό αναφέρεται στο διάγραμμα Π.10. Και σε αυτό το διάγραμμα βλέπουμε ότι η απόδοση αυξάνει όσο πιο μεγάλη γίνεται η παροχή, τουλάχιστον μέχρι το σημείο που έχουν χαραχθεί οι καμπύλες – μετά αναμένεται πτώση.

Οι συγγραφείς παρουσιάζουν και ένα διάγραμμα το οποίο δείχνει τη διακύμανση του βαθμού απόδοσης για  $R_U=1$  στις 2400/2400RPM συναρτήσει του αξονικού διακένου. Επειδή όμως στο διάγραμμα αυτό παρουσιάζονται μαζί μεγέθη που αφορούν και την εκπομπή ήχου, θα παρουσιαστεί στην αμέσως επόμενη ενότητα.

## Π.2.6 Ηχητική εκπομπή και παράμετροι που την επηρεάζουν

Η έκλυση δινών από τα πτερύγια του περιστρεφόμενου ρότορα αποτελεί πηγή αεροδυναμικού θορύβου. Σε ένα κλασική βαθμίδα συμπίεστη, οι δίνες του ρότορα προσπίπτοντας στα ακίνητα πτερύγια του στάτορα παράγουν θόρυβο ακόμα μεγαλύτερης στάθμης. Στην περίπτωση που οι δίνες αυτές συναντήσουν μία στρεφόμενη πτερύγωση αντί μίας ακίνητης, το φαινόμενο αυτό εντείνεται αφού η 2<sup>η</sup> πτερύγωση «βλέπει» σχετική ταχύτητα πολύ μεγαλύτερου μέτρου.

Οι Sharma και άλλοι <sup>[1]</sup> μέτρησαν τις ηχητικές εκπομπές της πειραματικής εγκατάστασής τους, διερευνώντας την επίδραση διάφορων παραμέτρων όπως ο λόγος ταχυτήτων και το αξονικό διάκενο.

Οι συγγραφείς καθόρισαν τρεις σταθμούς μέτρησης:

- Σταθμός I (Station I): μακριά ανάντι 1<sup>ης</sup> πτερωτής
- Σταθμός II (Station II): ανάμεσα στις δύο πτερωτές
- Σταθμός III (Station III): μακριά κατάντι 2<sup>ης</sup> πτερωτής

Η στάθμη της ηχητικής εκπομπής μετρήθηκε με χρήση ειδικού ηχητικού μετρητή (SPLM), το σήμα του οποίου αναλύθηκε με αναλυτή FFT.

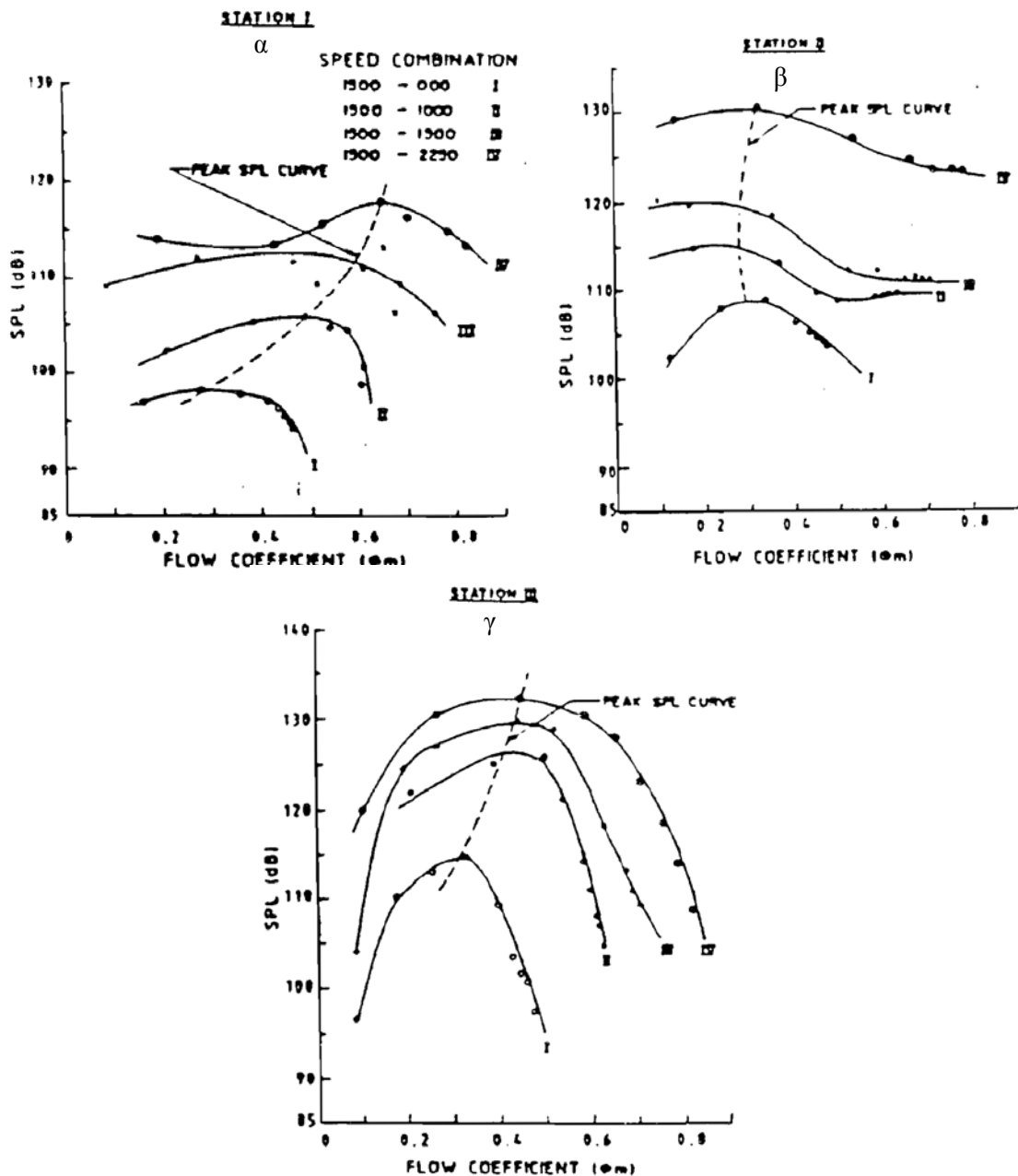
Οι μετρήσεις ήχου SPL (sound pressure level) εκφράζονται σε dB (decibel) και αναφέρονται σε «καθαρές» τιμές ήχου με αφαίρεση των αντίστοιχων εκπομπών των ηλεκτροκινητήρων.

Στα διαγράμματα της επόμενης σελίδας δίνονται τα επίπεδα θορύβου σε κάθε σταθμό για τέσσερις διαφορετικούς λόγους ταχυτήτων:

- Ρότορας & Στάτορας: 1500/0RPM,  $R_U=0$
- Ρότορας & Ρότορας: 1000/1500RPM,  $R_U=0,66$
- Ρότορας & Στάτορας: 1500/1500RPM,  $R_U=1,0$
- Ρότορας & Ρότορας: 1500/2250RPM,  $R_U=1,5$

Από τα διαγράμματα αυτά, δύο πράγματα είναι σαφή:

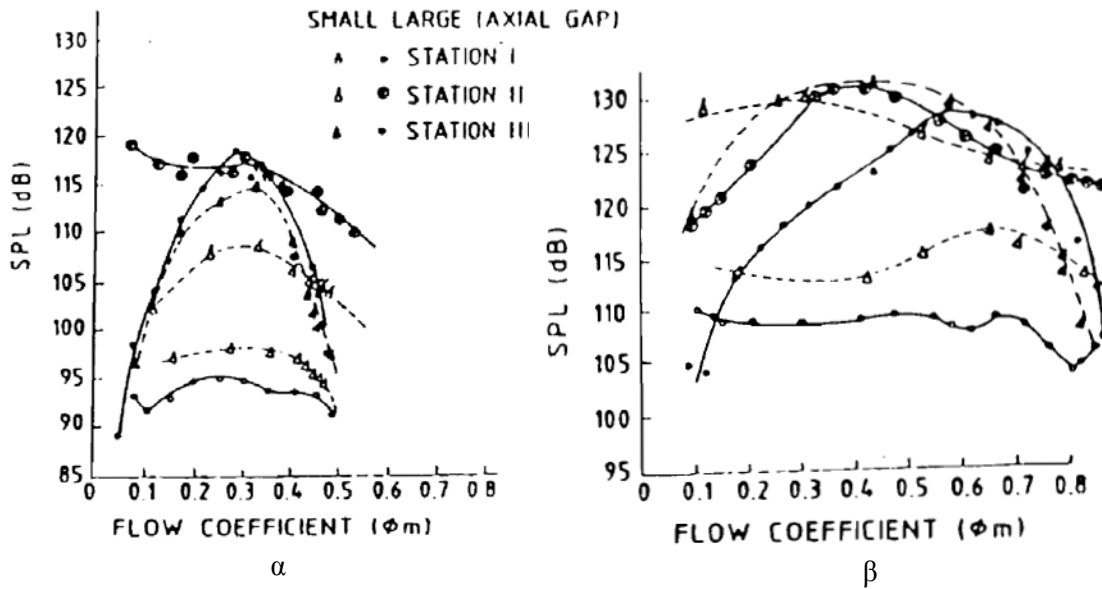
1. Για τον ίδιο λόγο ταχυτήτων, η στάθμη θορύβου είναι εντονότερη στον σταθμό III (κατάντι των δύο πτερωτών), έπειτα στον σταθμό II και πλέον ασθενέστερη στον σταθμό I. Το ότι κατάντι της 2<sup>ης</sup> πτερωτής έχουμε το μεγαλύτερο θόρυβο, είναι κάτι που περιμένουμε, όπως σχολιάστηκε στην αρχή αυτής της ενότητας.
2. Για τον ίδιο σταθμό μέτρησης, η στάθμη θορύβου είναι τόσο μεγαλύτερη όσο μεγαλύτερος είναι και ο λόγος ταχυτήτων, δηλαδή για  $R_U=1,5$ . Σε αυτό το συνδυασμό βέβαια έχουμε και την μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής (2250RPM). Δυστυχώς, σε λόγο ταχυτήτων  $R_U=1,5$  συναντώνται πολύ καλά αεροδυναμικά χαρακτηριστικά όπως είδαμε προηγουμένως. Αυτό οδηγεί στην αναγκαιότητα ίσως κάποιου συμβιβασμού ανάμεσα στην αεροδυναμική συμπεριφορά και την ηχητική εκπομπή.



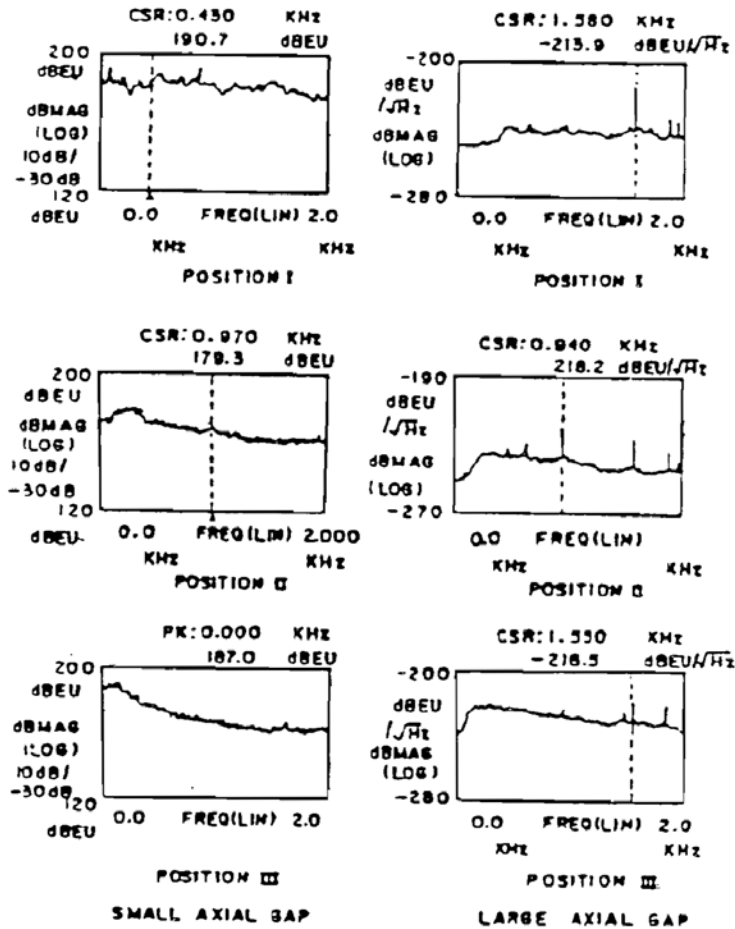
Διάγραμμα Π.21: Διακύμανση επιπέδου στάθμης ήχου SPL συναρτήσει λόγου ταχυτήτων σε τρεις θέσεις α) ανάντι 1<sup>ης</sup> πτερωτής β) ανάμεσα στις πτερωτές γ) κατάντι 2<sup>ης</sup> πτερωτής

Πέρα από το λόγο ταχυτήτων, το αξονικό διάκενο επηρεάζει σημαντικά την εκπομπή θορύβου τόσο για διάταξη ρότορα-στάτορα όσο και ρότορα-ρότορα. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα Π.22 της επόμενης σελίδας, η μεταβολή του αξονικού διακένου σε μία C-R διάταξη με  $R_U=1,5$ , από 30% σε 170% οδηγεί σε σημαντική μείωση του μέγιστου επιπέδου θορύβου κατά 10dB στην είσοδο και 5dB στην έξοδο. Αυτή η μείωση στο μέγιστο επίπεδο θορύβου έχει να κάνει - υποστηρίζουν οι συγγραφείς - με την απορρύθμιση των διερχομένων από το πτερύγιο συχνοτήτων σε μία διάταξη C-R όταν οι παρακείμενες πτερωτές τοποθετούνται σε μεγαλύτερη απόσταση. Αυτό φαίνεται και από τα φάσματα των διαγραμμάτων Π.23. Στην περίπτωση του μικρού αξονικού διακένου, η επικρατούσα συχνότητα των 1550Hz είναι κοντά στο άθροισμα των διερχομένων από το πτερύγιο συχνοτήτων των δύο ροτόρων ενώ στο μεγάλο διάκενο κάτι τέτοιο δεν παρατηρείται.

Από το παραπάνω συμπεραίνουμε ότι το μεγάλο διάκενο, αν και χειροτερεύει την αεροδυναμική απόδοση της βαθμίδας (βλέπε υποενότητα Π.2.2) εντούτοις βελτιώνει την ηχητική εκπομπή της.



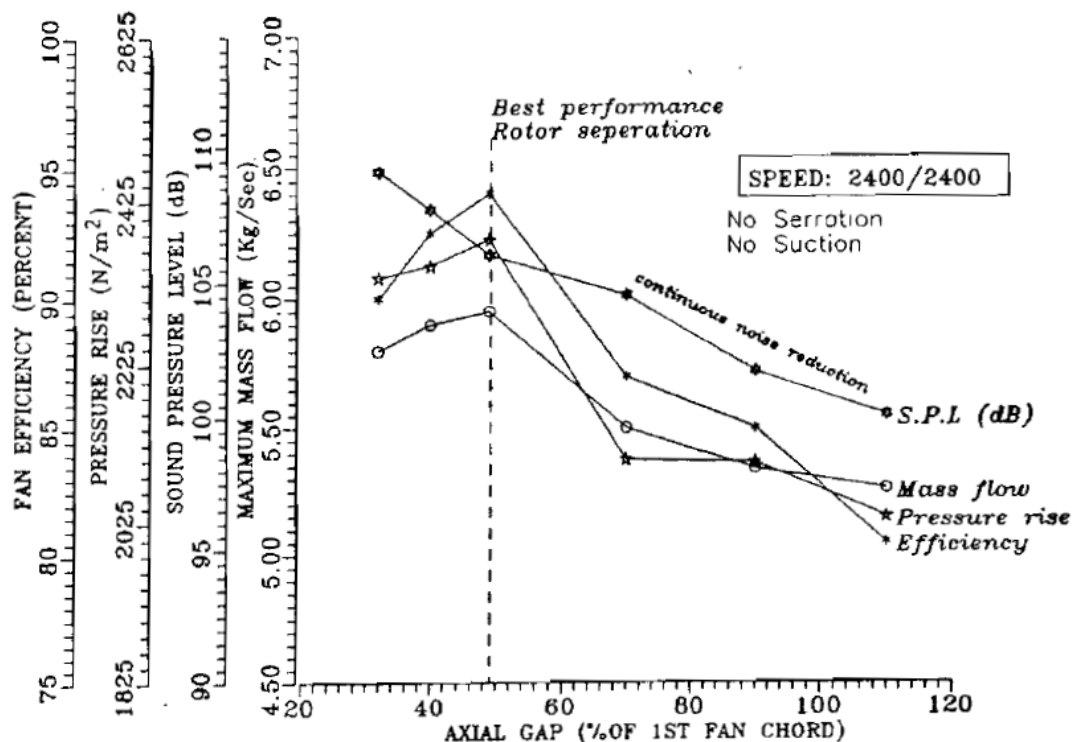
Διάγραμμα Π.22: Διακύμανση ηχητικών εκπομπών όπου α) βαθμίδα R-S στις 1500RPM και β) βαθμίδα C-R 1500/2250 RPM



Διαγράμματα Π.23  
(Αριστερά): Φάσμα ήχου για δύο αξονικά διάκενα σε συνδυασμούς 1500/2250RPM



Η ανάγκη για εύρεση κάποιας «χρυσής τομής» μεταξύ αεροδυναμικής και ηχοακουστικής απόδοσης προκύπτει και από αντίστοιχο πείραμα στην εργασία των Roy<sup>[5]</sup>. Παρουσιάζεται το παρακάτω σχετικό διάγραμμα για  $R_U=1$  για ταχύτητες 2400/2400RPM



Διάγραμμα Π.24: Επίδραση του αξονικού διακένου στην απόδοση, την αύξηση πίεσης, την εκπομπή θορύβου και την μέγιστη διακινούμενη παροχή για  $R_U=1$  για ταχύτητες 2400/2400RPM

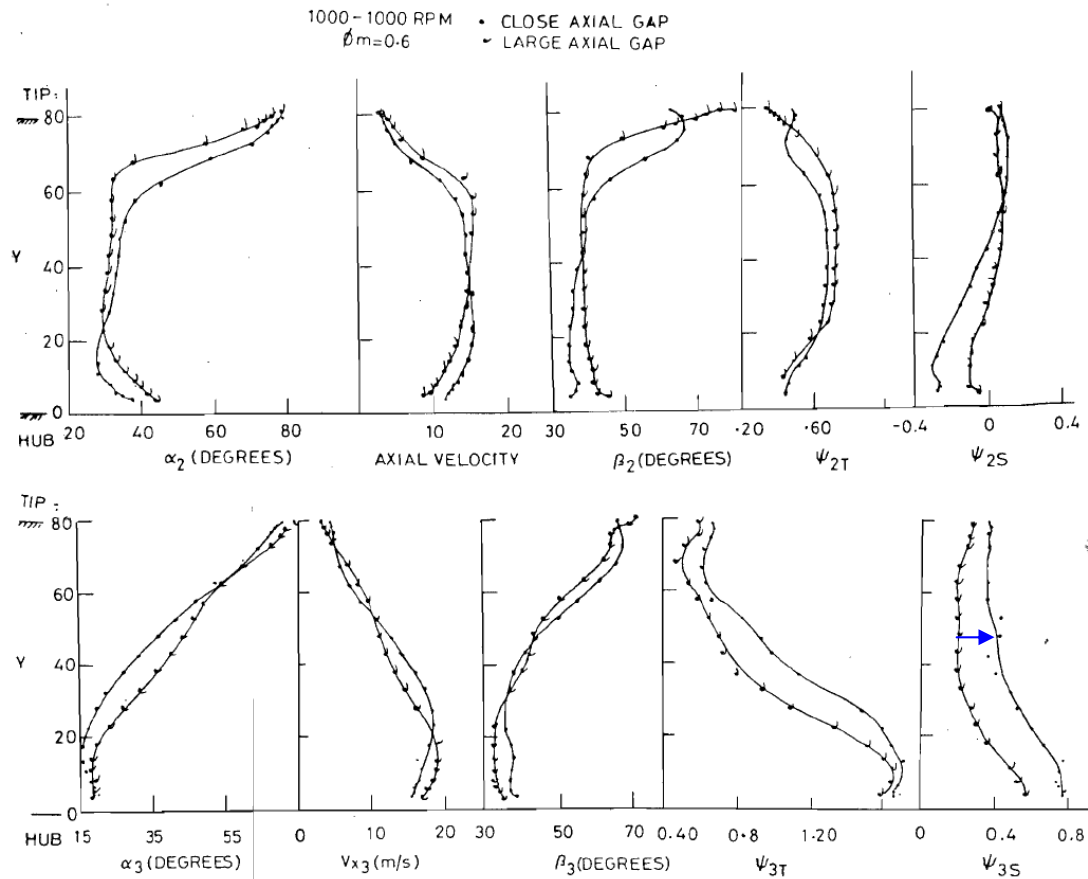
Η ένταση της ηχητικής εκπομπής μειώνεται όσο πιο μεγάλο είναι το αξονικό διάκενο, οπότε και η αεροακουστική συμπεριφορά της βαθμίδας είναι καλύτερη. Δυστυχώς, η μεγάλη αύξηση του διακένου οδηγεί σε σημαντική μείωση των αεροδυναμικών επιδόσεων της βαθμίδας, όπως ο βαθμός απόδοσης, η παροχή μάζας και η αύξηση πίεσης. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι η αύξηση του διακένου οδηγεί σε μείωση της έντασης του θορύβου κατά 8 με 10dB με «τίμημα» όμως 10% πτώση του βαθμού απόδοσης. Στην εργασία των Roy τα τρία αεροδυναμικά μεγέθη παρουσίαζαν ταυτόχρονα μέγιστο για αξονικό διάκενο 50% της χορδής. Για αυτό το διάκενο, η ηχητική εκπομπή είναι σημαντικά μειωμένη. Στα πλαίσια της εργασίας αυτής το αξονικό διάκενο 50% της χορδής εκλέγεται ως αυτό που συγκεντρώνει το βέλτιστο συνδυασμό χαρακτηριστικών και με αυτό συνεχίζουν την κατοπινή έρευνά τους.

Σε κάθε περίπτωση στις βαθμίδες C-R προκύπτει η ανάγκη για βελτιστοποίηση του αξονικού διακένου.

### Π.3 Μελέτη πεδίου ροής C-R

Μέχρι αυτό το σημείο, τα αποτελέσματα αφορούσαν σε μεγέθη αντιπροσωπευτικά μίας θέσης. Σε αυτές τις θέσεις μπορεί επιπλέον να αποτυπωθεί το πεδίο ροής, ως ακτινική κατανομή μεγεθών όπως οι γωνίες ροής, μέτρα ταχυτήτων, βαθμοί απόδοσης κ.α.

Οι Sharma και άλλοι πρώτα αποτύπωσαν το πεδίο ροής για δύο διαφορετικά αξονικά διάκενα<sup>[16]</sup> (50% και 200% της χορδής). Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται το πεδίο ροής για  $R_U=1$  με 1000/1000RPM και συντελεστή παροχής  $\Phi=0.6$ .



Σχήμα Π.25<sup>[16]</sup>: Ακτινική κατανομή μεγεθών για  $R_U=1$  με 1000/1000RPM και συντελεστή παροχής  $\Phi=0,6$ .

Για αποφυγή σύγχυσης δίνουμε τους ορισμούς των μεγεθών φόρτισης.

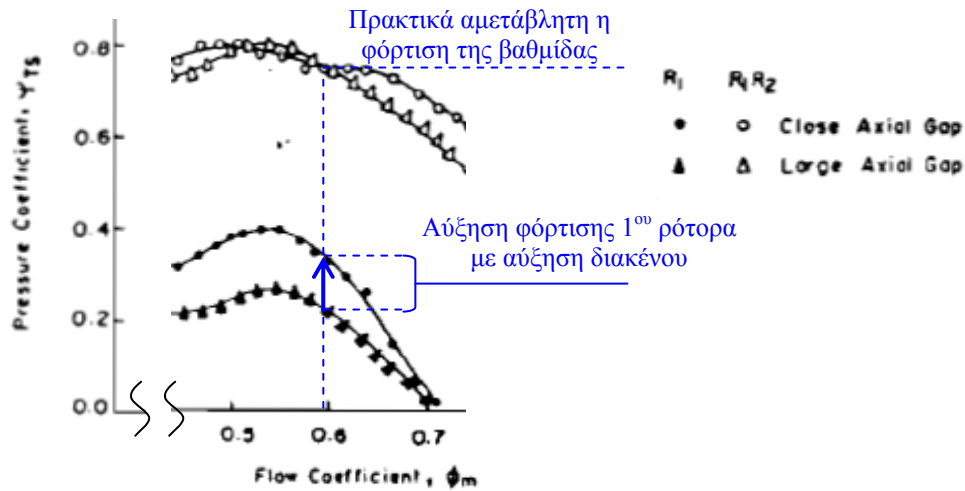
$$\Psi_{2S} = \frac{p_2 - P_A}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_1^2}, \quad \Psi_{3S} = \frac{p_3 - P_A}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_2^2}, \quad \Psi_{2T} = \frac{p_{t2} - P_A}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_2^2}, \quad \Psi_{3T} = \frac{p_{t3} - P_A}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_2^2}, \quad \text{όπου:}$$

-  $P_A$  : πίεση περιβάλλοντος

Πάνω στο διάγραμμα μπορούμε να κάνουμε τα εξής σχόλια:

1. Το διάγραμμα αυτό συνδέεται με το σημείο  $\Phi=0,6$  του διαγράμματος Π.13. παρατηρούμε ωστόσο μία αντίφαση. Στο διάγραμμα Π.13 για  $\Phi=0,6$  (βλέπε και σχήμα Π.26 όπου εστιάζουμε στην περιοχή του Π.13 που μας ενδιαφέρει), για το μικρό διάκενο αυξάνει η φόρτιση του 1<sup>ου</sup> ρότορα, ενώ η φόρτιση της

βαθμίδας μένει πρακτικά αμετάβλητη. Στην ακτινική όμως κατανομή του διαγράμματος Π.25, η φόρτιση του 1<sup>ου</sup> ρότορα (βλέπε ποσότητα  $\Psi_{2S}$ ) φαίνεται αυξημένη για το μεγάλο -αντί το μικρό όπως στο 2.13- διάκενο ενώ η φόρτιση της βαθμίδας (βλέπε ποσότητα  $\Psi_{3S}$ ) παρουσιάζει σε όλη την έκταση της ακτίνας, αύξηση για το μικρό διάκενο. Αν ολοκληρωθεί το τελευταίο κατά μήκος της ακτίνας, θα δώσει αύξηση της  $\Psi_{3S}$ , ενώ στο διάγραμμα Π.13 θα έπρεπε να μην υπάρχει διαφορά. Υπάρχει λοιπόν μία αντίφαση στα μετρούμενα μεγέθη.



Σχήμα Π.26<sup>[16]</sup>: Λεπτομέρεια σχήματος Π.13

Να υπενθυμιστεί ότι το μέγεθος  $\Psi_{TS}$  ορίζεται ως:

$$\Psi_{TS} = \frac{p_i - P_0}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_m^2}$$

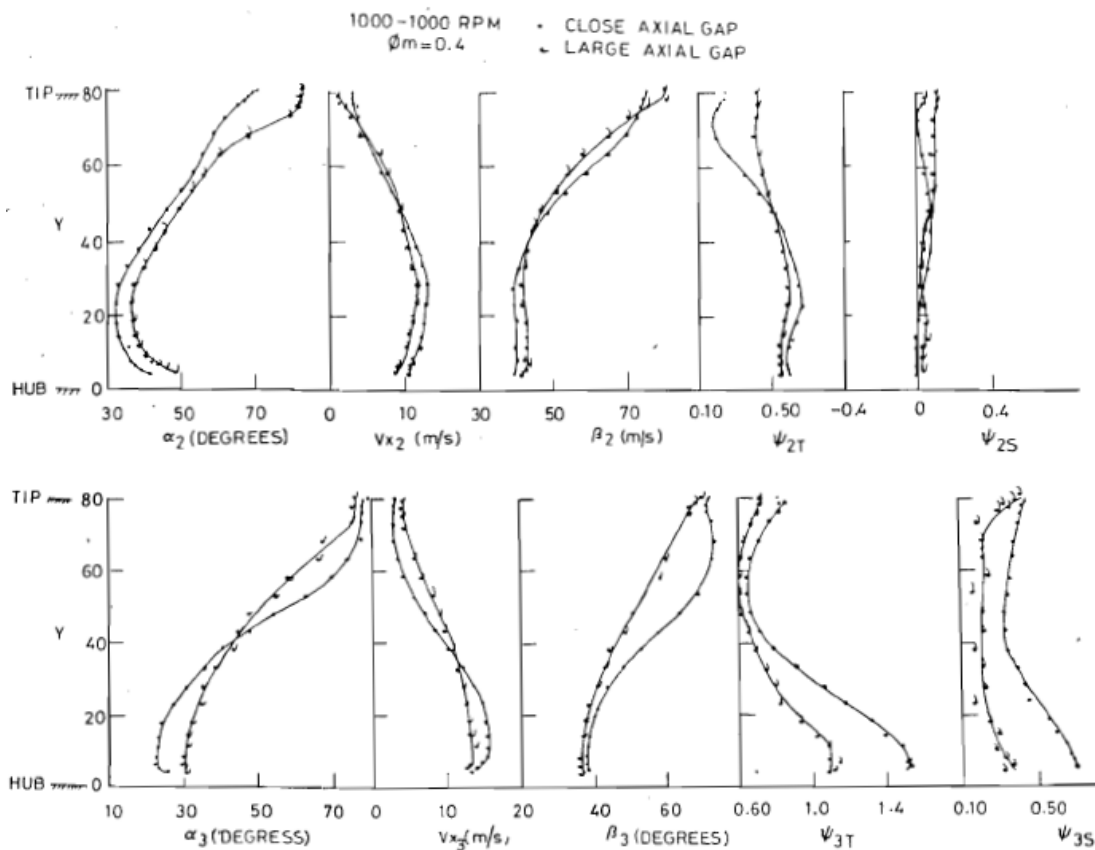
Υπάρχει δηλαδή η διαφορά του όρου  $P_0$  αντί του όρου  $P_A$ . Αυτό όμως επηρεάζει μόνο τις απόλυτες τιμές του συντελεστή (αφού  $P_0 < P_A$  λόγω απωλειών ανάντι των πτερωτών) και όχι την τάση αύξησης ή μείωσης.

2. Το αξονικό διάκενο οδηγεί σε σημαντική διαφοροποίηση του πεδίου ταχυτήτων. Έτσι, αύξηση διακένου οδηγεί σε αύξηση της ταχύτητας στο tip και μείωση στο hub με το αντίθετο να συμβαίνει με την απόλυτη γωνία ροής.
3. Το μικρό αξονικό διάκενο δημιουργεί μεγαλύτερη αύξηση της αδιάστατης μεταβλητής της ολικής πίεσης της βαθμίδας  $\Psi_{3T}$  αν και συμβαίνει το αντίθετο με την αντίστοιχη μεταβλητή του 1<sup>ου</sup> ρότορα. Επειδή απουσιάζουν διαγράμματα ολοκληρωτικών μεγεθών, δεν είναι εφικτό να κάνουμε κάποια σύγκριση όπως η προηγούμενη. Πάντως, για αυτά τα στοιχεία απουσιάζει φυσική ερμηνεία και έτσι η επίδραση των διάφορων παραμέτρων πάνω στη επιμέρους φόρτιση των πτερωτών πρέπει να διερευνηθεί.
4. Η ακτινική κατανομή των διαφόρων μεγεθών μετά την 1<sup>η</sup> πτερωτή -θέση 2- φαίνεται αρκετά πιο ομοιόμορφη σε σχέση με την θέση 3 μετά την 2<sup>η</sup> πτερωτή. Αυτό ίσως έχει να κάνει με το ότι η δεύτερη πτερωτή λειτουργεί με

υψηλότερες γωνίες ροής και στα ανάντι της «βλέπει» λιγότερο ομοιόμορφο προφίλ σε σχέση με την πρώτη, η οποία «βλέπει» (πρακτικά) αξονική ροή χωρίς συστροφή και κατά το δυνατόν πιο ομοιόμορφο προφίλ.

5. Οι αδιάστατες παράμετροι ολικής και στατικής πίεσης κατάντι του 2<sup>ου</sup> ρότορα παρουσιάζουν μέγιστο στο κάτω μισό του ύψους του πτερυγίου. Σε αυτό παίζει ρόλο φυσικά και η χαμηλή τιμή της περιφερειακής ταχύτητας  $U_3$  στην περιοχή αυτή.

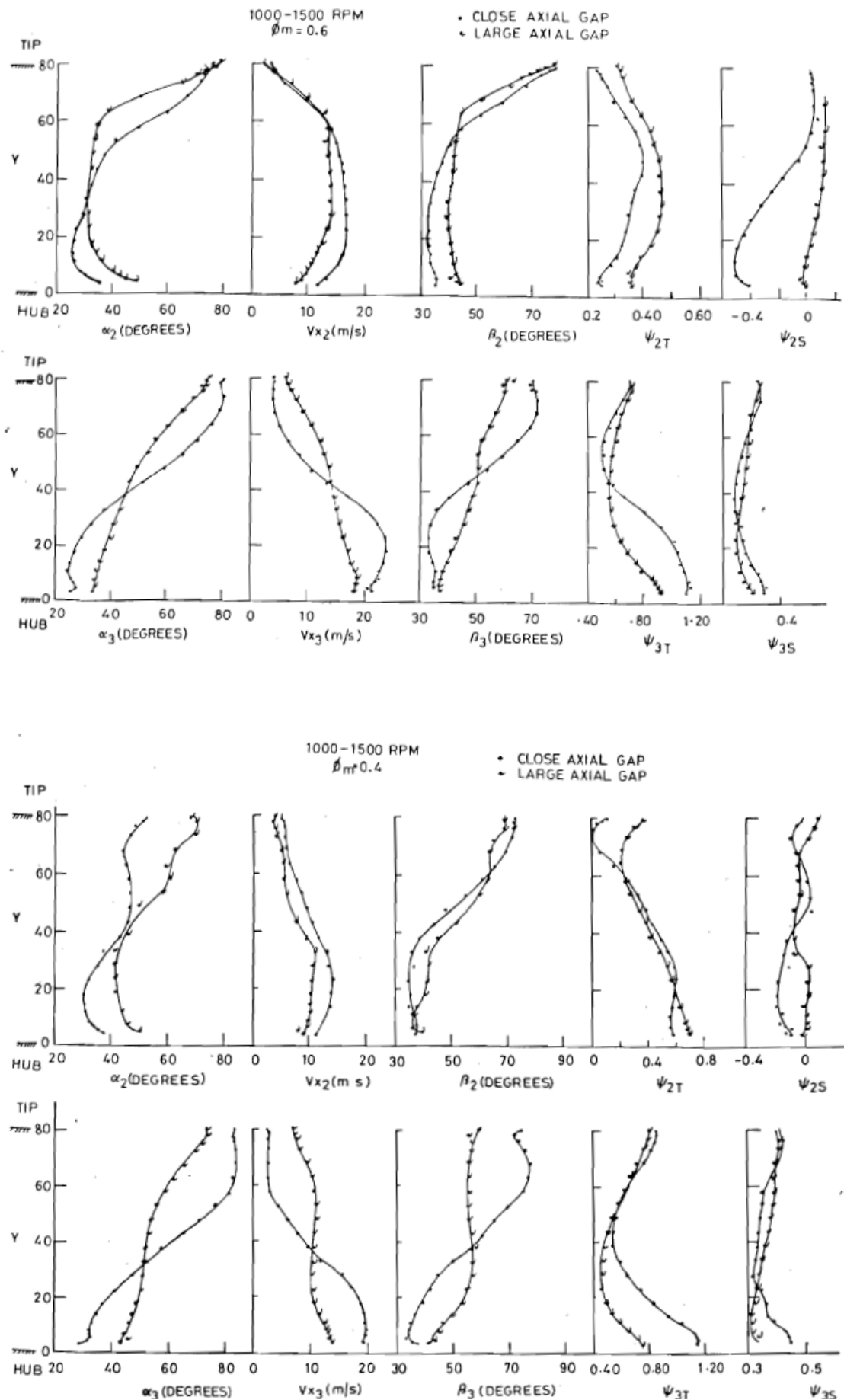
Ενδιαφέρον παρουσιάζει η αντιπαραβολή του διαγράμματος αυτού με το αντίστοιχο για  $\Phi=0,4$ .



Σχήμα Π.27<sup>[16]</sup>: Ακτινική κατανομή μεγεθών για  $R_0=1$  με 1000/1000RPM και συντελεστή παροχής  $\Phi=0,4$ .

Τα προηγούμενα χαρακτηριστικά διατηρούνται και εδώ. Είναι σαφής η βελτίωση των αδιάστατων μεταβλητών ολικής και στατικής πίεσης της βαθμίδας για το μικρό αξονικό διάκενο. Η βελτίωση αυτή ωστόσο δεν παρατηρείται για την 1<sup>η</sup> πτερωτή, έτσι συνάγεται ότι το μικρό διάκενο αυξάνει συντριπτικά τη φόρτιση της 2<sup>ης</sup> πτερωτής αν και αυτό πάλι δεν συνάδει με το διάγραμμα 2.13, όπου η αύξηση αυτή αφορά την πρώτη πτερωτή, ενώ η δεύτερη παρουσιάζει μείωση.

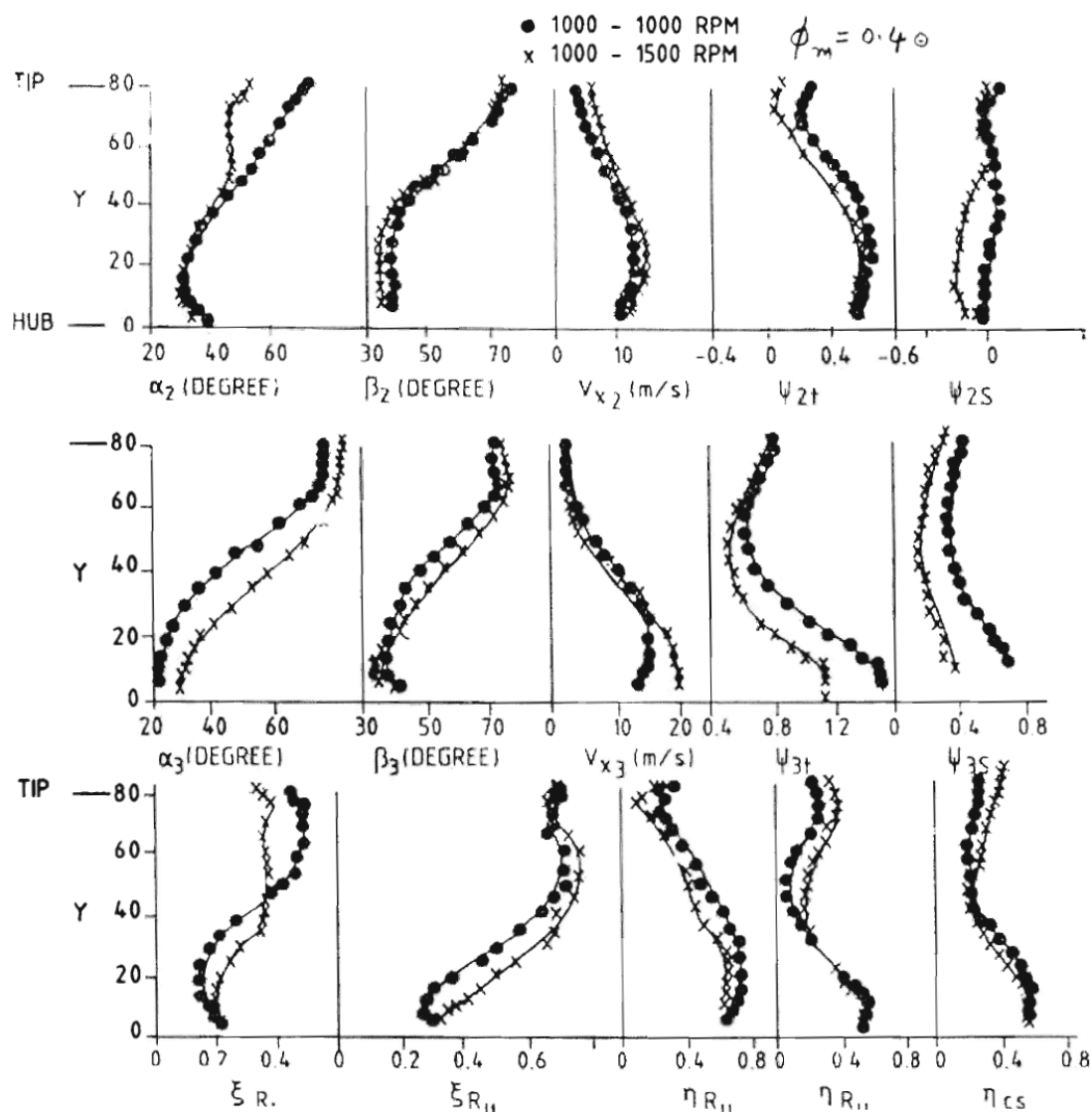
Στην επόμενη σελίδα παρουσιάζονται τα διαγράμματα για  $R_0=1,5$  στις 1000/1500RPM για  $\Phi=0,6$  και  $\Phi=0,4$ . Τα διαγράμματα αυτά αντιστοιχούν στο διάγραμμα Π.14. Σε αυτά, η μείωση του διακένου οδηγεί κυρίως σε αύξηση της αδιάστατης μεταβλητής ολικής πίεσης της βαθμίδας αν και η ίδια συμπεριφορά δεν παρουσιάζεται στο διάγραμμα Π.14. Η ίδια αντίφαση συμβαίνει και με τα μεγέθη  $\Psi_{TS}$  και  $\Psi_{2T}$  και για τα δύο διάκενα.



Σχήμα Π.28<sup>[16]</sup>: Ακτινική κατανομή μεγεθών για  $R_0=1,5$  με 1000/1500RPM και συντελεστή παροχής  $\Phi=0,6$  (πάνω) και  $\Phi=0,4$  (κάτω)

συμβολίζονται αντίστοιχα με  $n_{RI}$ ,  $n_{RII}$  και  $n_{CS}$  αντίστοιχα. Ακόμη υπολογίστηκαν οι σχετικοί συντελεστές απωλειών.

Παρακάτω παρουσιάζεται η ακτινική κατανομή των μεγεθών για μικρό διάκενο με  $\Phi=0,4$  με  $R_U=1,0$  &  $1000/1000\text{RPM}$  και  $R_U=1,5$  &  $1000/1500\text{RPM}$ . Η αντιπαραβολή διαφορετικών λόγων ταχυτήτων στο ίδιο διάγραμμα παρέχει τη δυνατότητα για απευθείας σύγκριση.



Σχήμα Π.29<sup>[19]</sup>: Ακτινική κατανομή μεγεθών για μικρό διάκενο με  $\Phi=0,4$  με  $R_U=1,0$  &  $1000/1000\text{RPM}$  και  $R_U=1,5$  &  $1000/1500\text{RPM}$ .

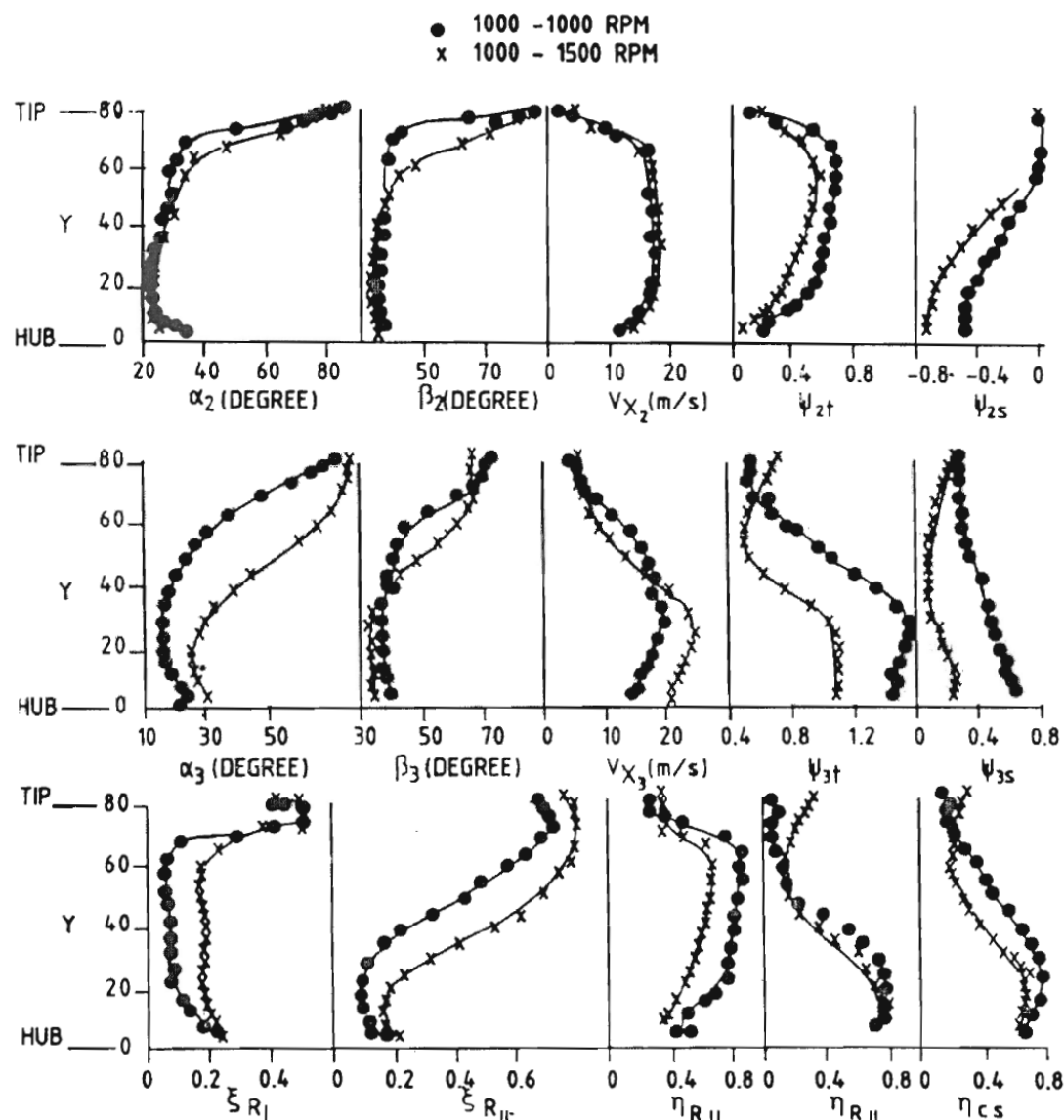
Πάνω στο διάγραμμα αυτό μπορούμε να επισημάνουμε τα εξής σημεία:

1. Οι συγγραφείς υποστηρίζουν στο παραπάνω διάγραμμα ότι βελτιώνεται η ροή σε όλο το ύψος του πτερυγίου κατάντι της 1<sup>ης</sup> πτερωτής – πράγματι η αξονική ταχύτητα  $V_{x2}$  παρουσιάζει αύξηση σε όλο το ύψος του πτερυγίου όταν  $R_U=1,5$ . Επειδή για τα δύο  $R_U$ , ο συντελεστής παροχής  $\Phi$  είναι κοινός και ίσος με 0,4 και εφόσον είναι  $\Phi_m = \overline{V_x} / U_m$  με κοινό το  $U_m$ , συνάγουμε ότι η ολοκλήρωση της αξονικής ταχύτητας πάνω στο ύψος του πτερυγίου πρέπει να δίνει το ίδιο αποτέλεσμα, ώστε η μέση αξονική ταχύτητα  $\overline{V_x}$  να προκύπτει

επίσης ίδια. Με την αξονική ταχύτητα  $V_{x2}$  όμως να παρουσιάζει αύξηση σε όλο το ύψος του πτερυγίου όταν  $R_U=1,5$  σε σχέση με  $R_U=1,0$  αυτό δεν μπορεί να συμβαίνει - τίθεται λοιπόν ένα ερωτηματικό.

2. Η απόλυτη γωνία εξόδου  $\alpha_3$  από την δεύτερη πτερωτή παρουσιάζεται μεγαλύτερη όταν η λειτουργία είναι με  $R_U=1,5$ . Επιχειρώντας μία διαισθητική προσέγγιση, η γωνία  $\alpha_3$  θα έπρεπε να μειώνεται όταν  $R_U=1,5$ , όταν δηλαδή ο 2<sup>ος</sup> ρότορας στρέφεται γρηγορότερα. Διότι από διαισθητική σκοπιά, αν η 1<sup>η</sup> πτερωτή «βλέπει» στην είσοδό της αξονική ροή και της προσδίδει συστροφή (ή αλλιώς περιφερειακή συνιστώσα), άρα απόλυτη γωνία  $\alpha_2$ , η 2<sup>η</sup> πτερωτή «παραλαμβάνει» τη ροή αυτή και -στρεφόμενη αντίθετα - της επιβάλει αντίθετη συστροφή. Όσο πιο γρήγορα περιστρέφεται λοιπόν, τόσο περισσότερο περιμένουμε να μειώνει την γωνία  $\alpha_2$  σε μία αρκετά μικρότερη  $\alpha_3$ , ακόμη και να τείνει να ευθυγραμμίσει έτσι τη ροή. Τα πειραματικά αποτελέσματα δεν δείχνουν όμως να συμφωνούν με αυτή την πολύ απλή διαισθητική προσέγγιση – για  $R_U=1,5$  παρατηρείται η γωνία  $\alpha_3$  να είναι μεγαλύτερη της  $\alpha_2$  το οποίο δεν μπορεί να εξηγηθεί. Αν η μέτρηση έχει πράγματι διεξαχθεί σωστά, το πεδίο ροής τουλάχιστον στη θέση μέτρησης μπορεί να έχει τέτοια μορφή που η απλή διαισθητική αυτή προσέγγιση να μην επαρκεί. Ίσως μάλιστα η αποτύπωση του πεδίου ροής να χρειαζόταν σωλήνα πίεσης 5 οπών αντί για 3 οπών όπως εδώ, όπου έχουμε τις γωνίες μόνο σε ένα επίπεδο και όχι τις γωνίες ανόδου-καθόδου «pitch».
3. Για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1,5$  η αξονική ταχύτητα  $V_{x3}$  στην έξοδο της 3<sup>ης</sup> πτερωτής φαίνεται να παρουσιάζει σημαντική αύξηση κοντά στο hub. Παράλληλα, παρουσιάζει ελαφριά μείωση σε μία σημαντική ζώνη στο μέσον του ύψους. Η ολοκλήρωση της αξονικής ταχύτητας  $V_{x3}$  και για τους δύο λόγους ταχυτήτων φαίνεται να δίνει το ίδιο αποτέλεσμα.
4. Όσον αφορά στους συντελεστές φόρτισης  $\Psi_{2T}$  και  $\Psi_{2S}$ , παρατηρείται μείωσή τους για  $R_U=1,5$ . Ειδικά για τον  $\Psi_{2S}$ , αυτό δεν συμφωνεί με το διάγραμμα 2.7 όπου για  $\Phi=0,7$  ο λόγος ταχυτήτων  $R_U=1,5$  έναντι του  $R_U=1,0$  εξασφαλίζει μεγαλύτερο  $\Psi_{TS}$  στη θέση 2. Η ίδια μείωση συμβαίνει και με τους συντελεστές  $\Psi_{3T}$  και  $\Psi_{3S}$  αν και η σύγκριση με το διάγραμμα Π.7 δεν είναι εφικτή λόγω χρήσης διαφορετικού παράγοντα αδιαστατοποίησης ( $U_3$  έναντι  $U_m$  αναφερόμενη στην μέση ταχύτητα της 1<sup>ης</sup> πτερωτής).
5. Οι συντελεστές απωλειών  $\xi$  και για τις δύο πτερωτές παρουσιάζονται αυξημένες για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1,5$ , ενώ οι βαθμοί απόδοσης μειωμένοι.

Παρόμοιες συμπεριφορές παρατηρούνται και για την ίδιες μετρήσεις με  $\Phi=0,7$ , τα διαγράμματα των οποίων παρουσιάζονται στα σχήματα Π.30 και Π.31:



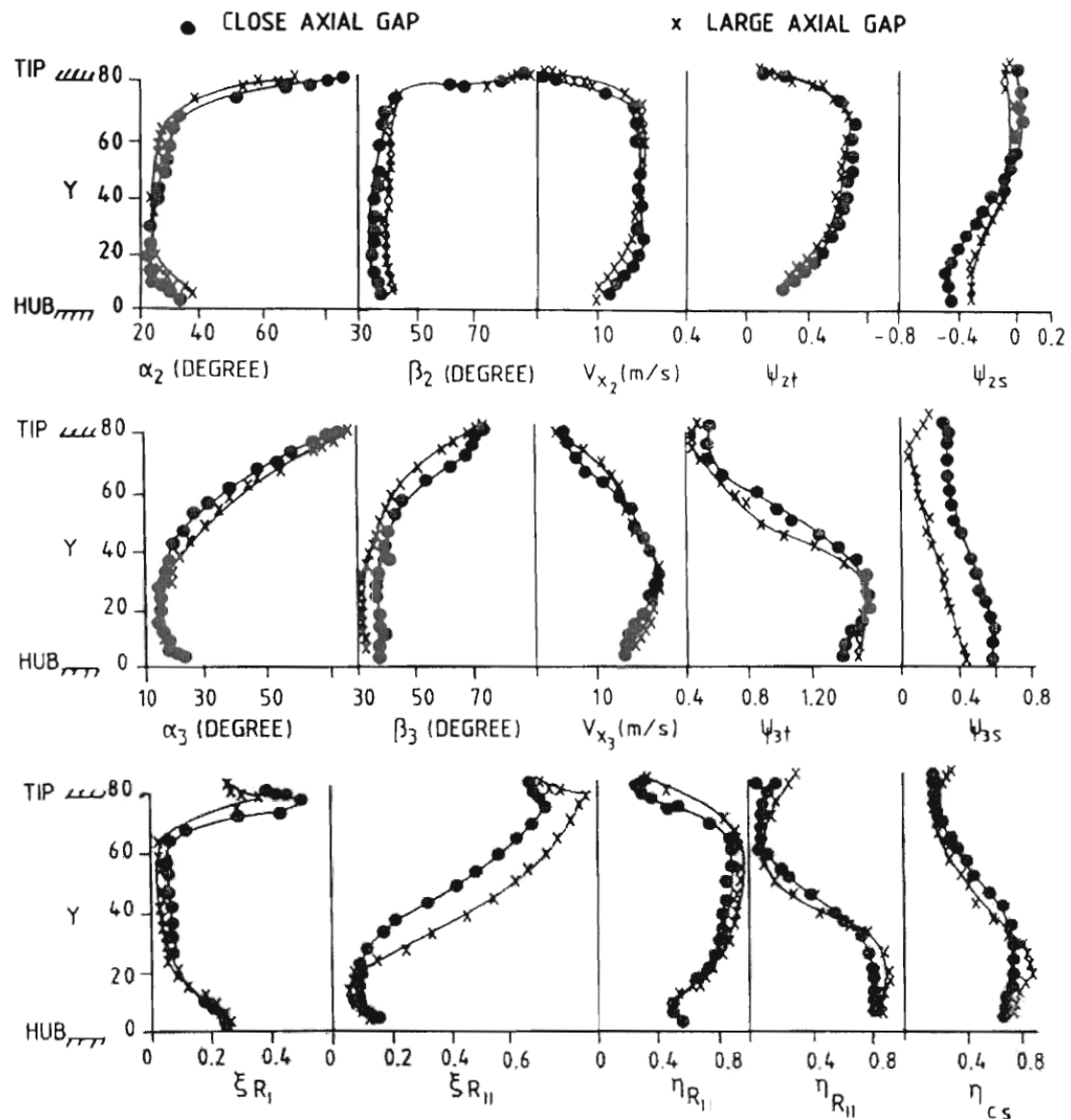
Σχήμα Π.30<sup>[19]</sup>: Ακτινική κατανομή μεγεθών για μικρό διάκενο με  $\Phi=0,7$  με  $R_U=1,0$  &  $1000/1000\text{RPM}$  και  $R_U=1,5$  &  $1000/1500\text{RPM}$ .

τό

στον 1<sup>ο</sup> ρότορα, δηλαδή το μικρό διάκενο οδηγεί σε αύξηση της αξονικής ταχύτητας κοντά στο tip και μείωση κοντά στο hub.

3. Για αύξηση διακένου, ο συντελεστής φόρτισης  $\Psi_{2T}$  μειώνεται ελαφρά σε όλο το ύψος του πτερυγίου ενώ ο  $\Psi_{2S}$  αυξάνεται σημαντικά κοντά στο hub αν και μειώνεται ελαφρά στο tip.
4. Οι συντελεστές φόρτισης  $\Psi_{3T}$  και  $\Psi_{3S}$  μειώνονται για αύξηση του διακένου.
5. Αναφορικά με τους σχετικούς συντελεστές απωλειών  $\xi$ , ο  $\xi_{RI}$  για το μεγάλο διάκενο μειώνεται σε όλο το ύψος του πτερυγίου με εξαίρεση μία περιοχή πολύ κοντά στο hub, ενώ για το ίδιο διάκενο ο  $\xi_{RII}$  παρουσιάζεται σημαντικά αυξημένος σε όλο το ύψος με εξαίρεση την ίδια περιοχή κοντά στο hub.
6. Η αύξηση του διακένου φαίνεται να ευνοεί περισσότερο την απόδοση της 1<sup>ης</sup> πτερωτής (αύξηση  $\eta_{RI}$ ), ενώ στην 2<sup>η</sup> πτερωτή και την συνολική βαθμίδα φαίνεται να έχει μικτή επίδραση (αύξηση και μείωση  $\eta_{RI}$ ,  $\eta_{cs}$  κατά περιοχές).



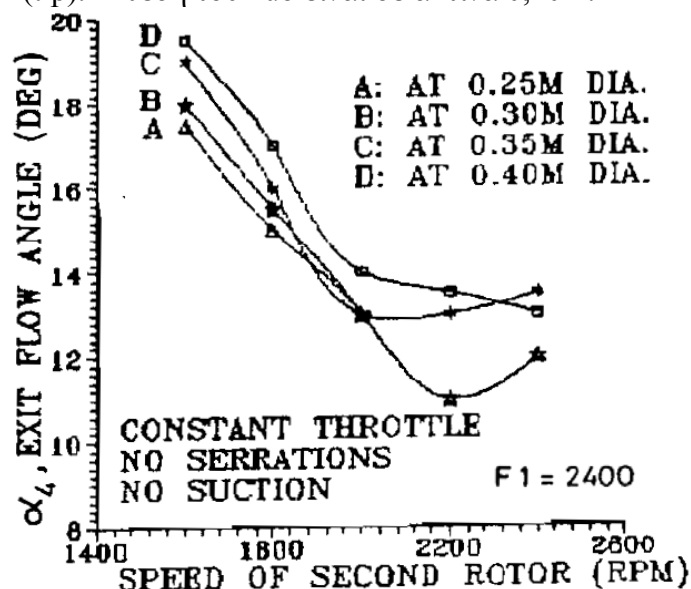


Σχήμα Π.31<sup>[19]</sup>: Ακτινική κατανομή μεγεθών για μικρό και μεγάλο διάκενο με  $\Phi=0,7$  και  $R_U=1,0$  στις 1000/1000RPM.

για την διευκρίνιση της επίδρασης των παραμέτρων πάνω στο πεδίο ροής. Οι υπάρχουσες παρατηρήσεις δεν επαρκούν για να βγάλουμε συμπεράσματα με γενικότερη ισχύ.

Μελέτη πεδίου ροής πραγματοποιήθηκε και από τους Roy<sup>[5]</sup> οι οποίοι ασχολήθηκαν αποκλειστικά με το πεδίο ροής κατάντι της 2<sup>ης</sup> πτερωτής. Αιτιολογούν την επιλογή τους αυτή, πρώτον βάσει της καλύτερης αεροδυναμικής συμπεριφοράς του πρώτου (μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας) και δεύτερον για καθαρά πρακτικούς λόγους ευκολίας μελέτης του πεδίου ροής κατάντι των δύο πτερωτών.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η διακύμανση της απόλυτης γωνίας ροής στην έξοδο της 2<sup>ης</sup> πτερωτής για διάκενο στο 100% της χορδής και σταθερή την ταχύτητα της 1<sup>ης</sup> πτερωτής στις 2400RPM με μεταβολή μονάχα της ταχύτητας της 2<sup>ης</sup> πτερωτής. Δεν αναφέρεται ο συντελεστής παροχής των καμπύλων αυτών. Υπενθυμίζεται ότι η βαθμίδα C-R των Roy είναι ειδικά σχεδιασμένη για συνδυασμό ταχυτήτων 2400/2400RPM. Οι μετρήσεις έγιναν σε τέσσερις θέσεις: 0,25m, 0,30m, 0,35m και 0,40m(tip). Η θέση του hub είναι σε ακτίνα 0,20m.

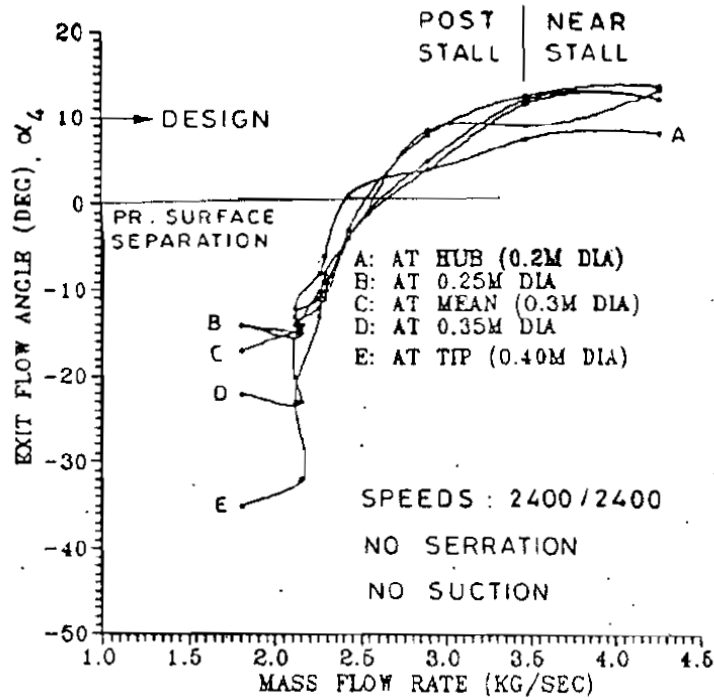


Σχήμα Π.32<sup>[25]</sup>: Απόλυτη γωνία ροής στην έξοδο της 2<sup>ης</sup> πτερωτής για αξονικό διάκενο στο 100% της χορδής. Οι σημειώσεις «No serrations» και «No suction» αναφέρονται σε κάποιες μεθόδους βελτίωσης που δεν εφαρμόζονται εδώ και θα αναφερθούν σε επόμενη ενότητα.

Οι πτερωτές σχεδιάστηκαν ώστε στις ταχύτητες 2400/2400RPM η απόλυτη γωνία εξόδου της ροής μετά τη 2<sup>η</sup> να είναι 10°. Η γωνία αυτή πρέπει να διατηρείται σε χαμηλές τιμές (δηλαδή η ροή να ευθυγραμμίζεται μετά τη 2<sup>η</sup> πτερωτή), ειδάλως σημαντική συστροφή του αέρα, ως πρόσθετη κινητική ενέργεια, θα καταστρέφεται στην εγκατάσταση (αναξιοποίητη για ανάκτηση πίεσης).

Η απόλυτη γωνία εξόδου πλησιάζει ικανοποιητικά τις 10° μόνο στην περίπτωση των ταχυτήτων σχεδιασμού 2400/2400RPM. Όσο η ταχύτητα του δεύτερου ρότορα ελαττώνεται η απόκλιση γίνεται όλο και μεγαλύτερη σε ολόκληρο το ύψος του πτερυγίου. Με μείωση το μέτρον είναι απόλυτα λογικό η απόλυτη γωνία ροής να αυξάνει. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον θα παρουσίαζε η περιστροφή της 2<sup>ης</sup> πτερωτής πάνω από τις 2400 RPM, για να παρατηρηθεί το πόσο μειώνεται η απόλυτη αυτή γωνία και αυτό διότι η ταχύτερη περιστροφή της 2<sup>ης</sup> πτερωτής ( $R_u > 1$ ) συνεπάγεται θετικά χαρακτηριστικά της βαθμίδας όπως π.χ. βελτίωση ευστάθειας.

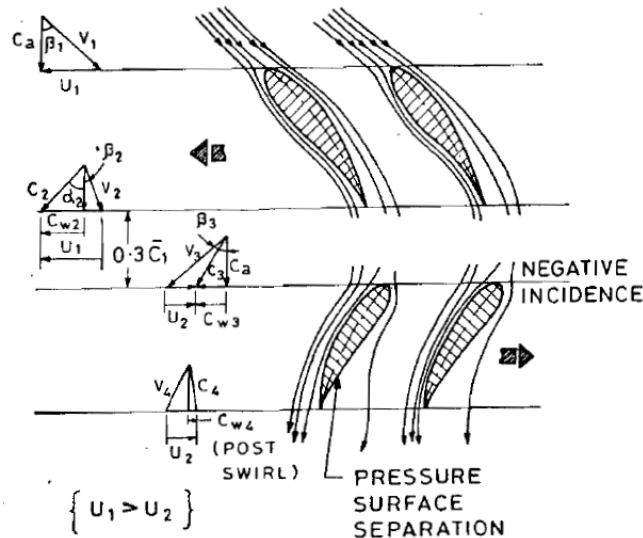
Όσον αφορά στις ταχύτητες σχεδιασμού 2400/2400RPM οι ερευνητές μελέτησαν ειδικότερα την επίδραση της παροχής μάζας στην απόλυτη γωνία εξόδου από την πτερωτή μέσα από το παρακάτω διάγραμμα:



Διάγραμμα Π.33<sup>[25]</sup>: Απόλυτη γωνία ροής συναρτήσει της παροχής μάζας για τις ταχύτητες σχεδιασμού 2400/2400 RPM.

Από το παραπάνω διάγραμμα βλέπουμε ότι κοντά στο σημείο αποκόλλησης από τη μεριά της περιοχής κανονικής λειτουργίας («NEAR STALL»), οι απόλυτες γωνίες ροής είναι κοντά στις  $10^\circ$  ωστόσο αφού περάσει η βαθμίδα στην περιοχή αποκόλλησης οι γωνίες αποκτούν πολύ μεγάλες αρνητικές τιμές, λόγω φυσικά της αποκόλλησης.

Οι συγγραφείς χρησιμοποιούν τα αποτελέσματα της απόλυτης γωνίας ροής για να προσδιορίσουν την γωνία παρέκκλισης. Η μείωση της ταχύτητας περιστροφής της 2<sup>ης</sup> πτερωτής οδηγεί σε μεγάλες αρνητικές γωνίες πρόσπτωσης στα πτερύγια της με αποτέλεσμα η αποκόλληση της ροής να συμβαίνει στην πλευρά υπερπίεσης (βλέπε παρακάτω σχήμα). Έτσι και αλλιώς τα ίδια τα πτερύγια είναι σχεδιασμένα για υψηλές θετικές γωνίες πρόσπτωσης (που συμβαίνουν για  $R_U \geq 1$ ) και αυτό εντείνει το πρόβλημα.

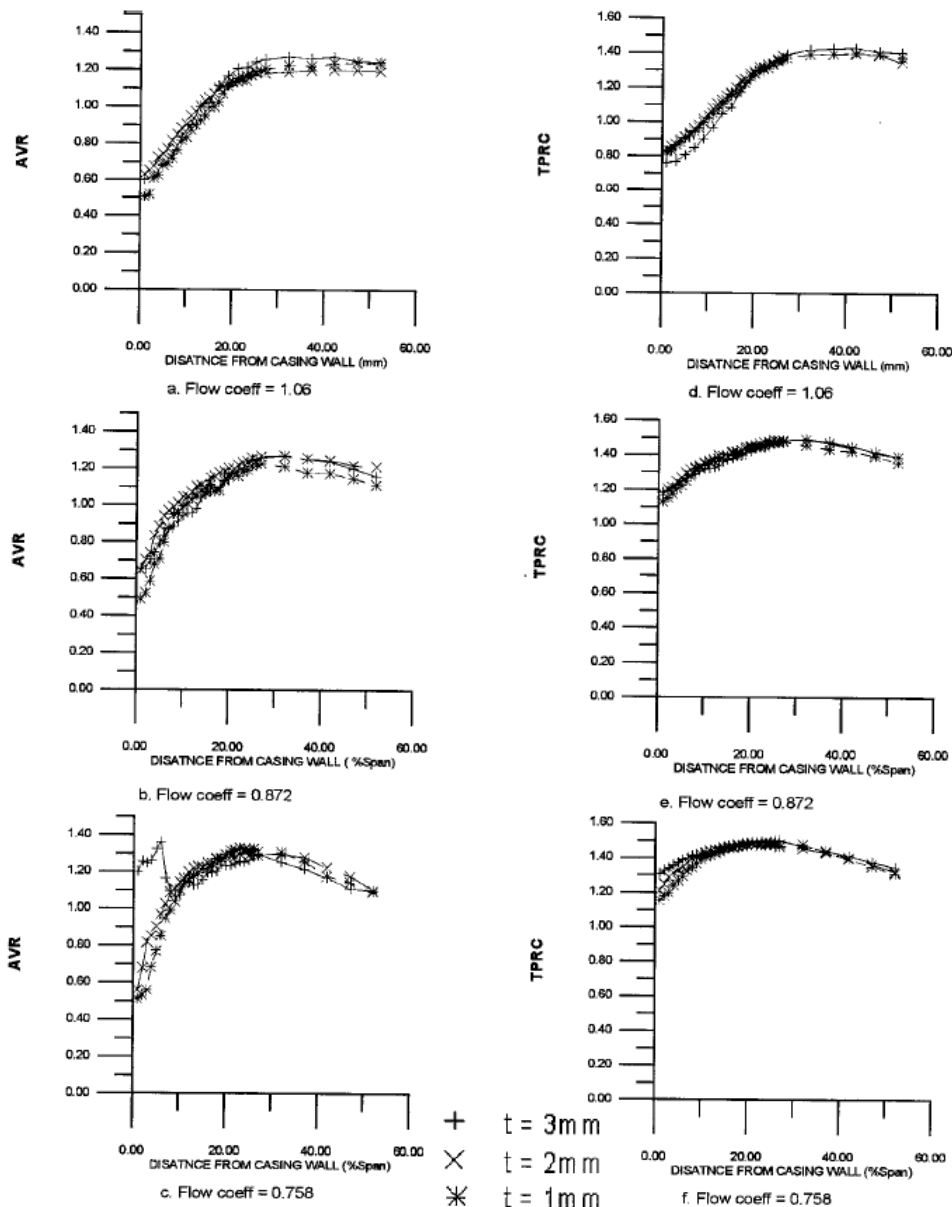


Σχήμα Π.34<sup>[25]</sup>: Αποκόλληση της ροής στην πλευρά υπερπίεσης των αεροτομών

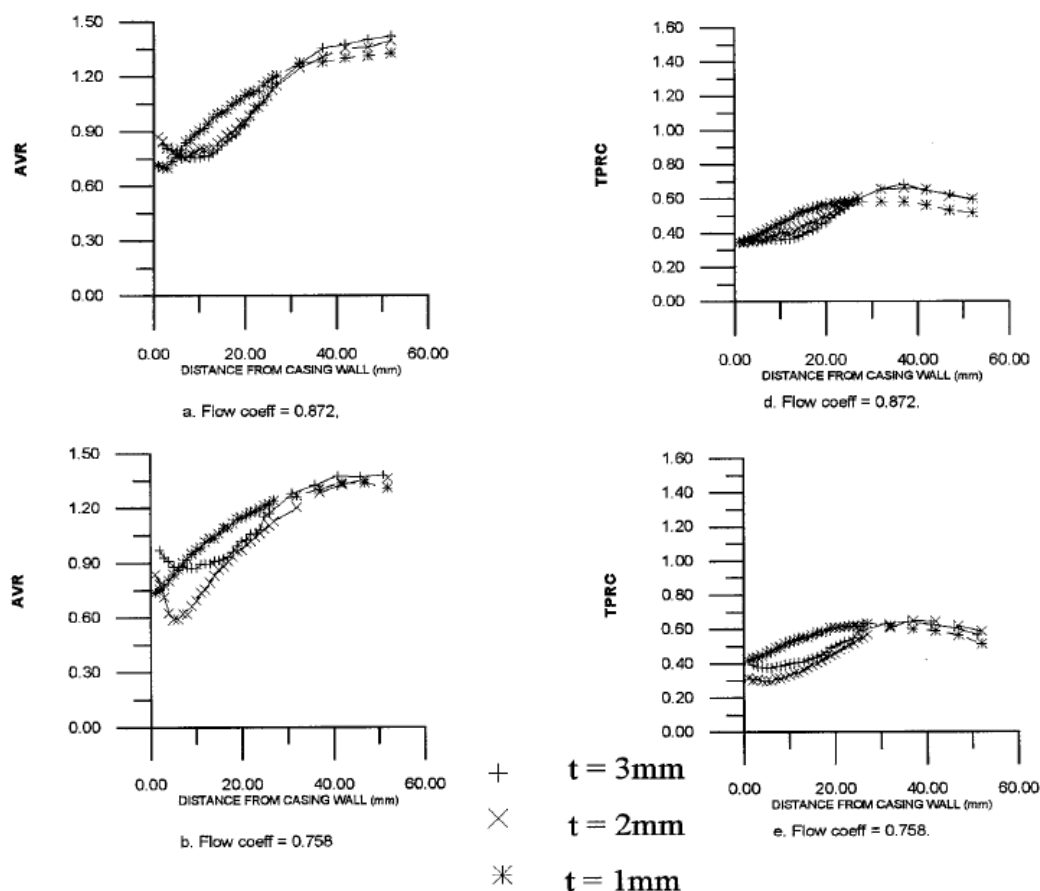
Λόγω της αποκόλλησης σε αυτή την πλευρά παρουσιάζονται λοιπόν αρνητικές γωνίες παρέκκλισης. Κανονικά, η γωνία παρέκκλισης λαμβάνει θετικές μόνο τιμές, αλλά εδώ δεν συμβαίνει αυτό καθώς η λειτουργία είναι εκτός σημείου λειτουργίας.

Σε μεταγενέστερη εργασία τους <sup>[12]</sup>, οι Roy και άλλοι μελέτησαν εκτενέστερα το πεδίο ροής κατάντι των περωτών. Μέτρησαν μεγέθη όπως αξονικές ταχύτητες, ολική και στατική πίεση, γωνίες ροής ανάντι και κατάντι της βαθμίδας C-R καλύπτοντας μέχρι και το 50% του ύψους των περυγίων. Τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν αντίστοιχα μίας διάταξης που περιλαμβάνει μία περωτή και μόνο. Το ζήτημα στην εργασία αυτή ήταν να διερευνηθεί πως το (αναπόφευκτο) οριακό στρώμα λόγω της παρουσίας του εξωτερικού κελύφους, επηρεάζει την συμπεριφορά της βαθμίδας. Η ανάπτυξη του οριακού στρώματος αυτού εξαρτάται από το ακτινικό διάκενο (tip clearance) και από τον συντελεστή παροχής της βαθμίδας ( $\Phi$ ). Τα στοιχεία αυτά διερευνήθηκαν στην εργασία.

Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα όπου καταγράφεται η Αξονική ταχύτητα AVR (average) και λόγος ολικής πίεσης (TPRC) για τρία ακτινικά διάκενα  $t$  και τρεις συντελεστές παροχής για λειτουργία C-R αλλά και μεμονωμένη περωτή.



Διάγραμμα Π.35<sup>[26]</sup>: Αξονική ταχύτητα AVR (average) και λόγος ολικής πίεσης (TPRC) για τρία ακτινικά διάκενα  $t$  και τρεις συντελεστές παροχής για βαθμίδα C-R



Σχήμα 2.36<sup>[26]</sup>: Αξονική ταχύτητα AVR (average) και λόγος ολικής πίεσης (TPRC) για τρία ακτινικά διάκενα  $t$  και τρεις συντελεστές παροχής για μεμονωμένη περωτή

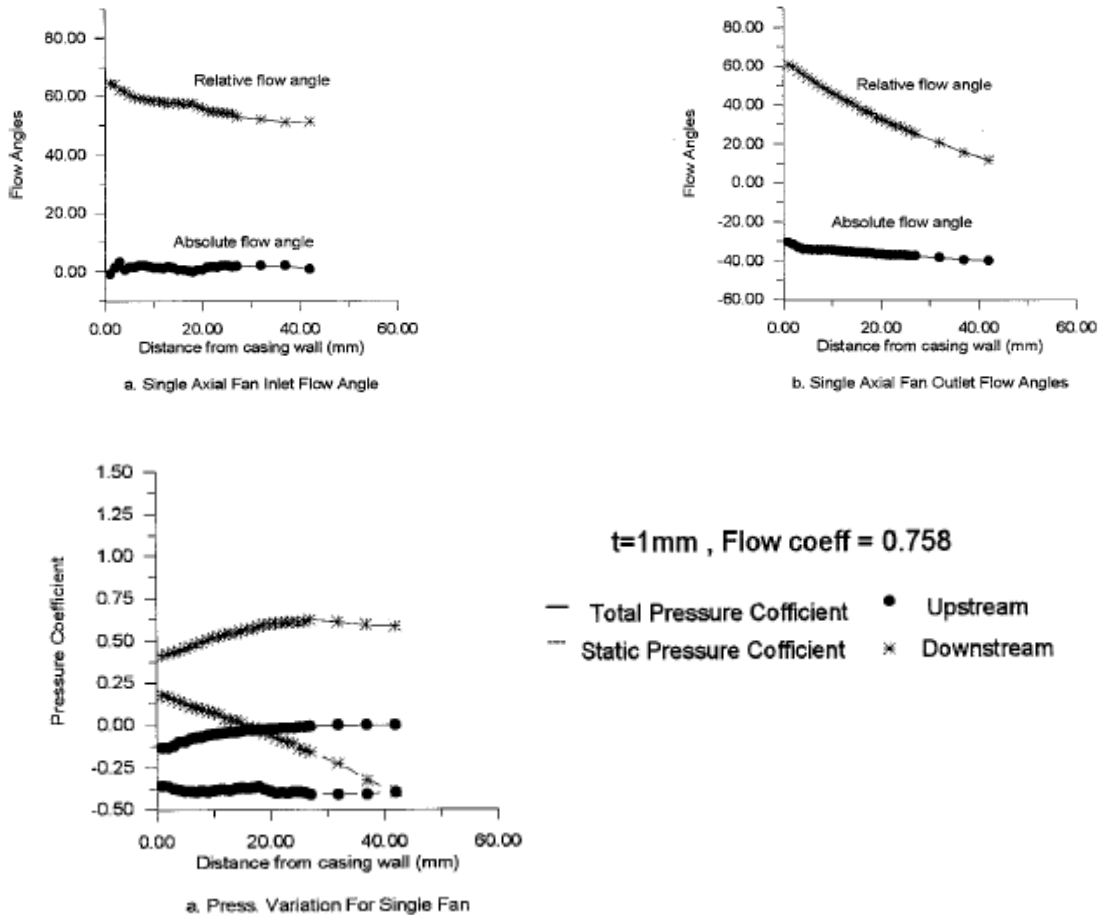
Από σύγκριση των διαγραμμάτων Π.35 και Π.36 για δύο C-R περωτές και μεμονωμένη περωτή αντίστοιχα, μπορούμε να επισημάνουμε τα εξής:

1. Για δεδομένο συντελεστή παροχής  $\Phi$ , το ακτινικό διάκενο επιδρά πολύ πιο έντονα στην συμπεριφορά της μεμονωμένης περωτής παρά στις C-R περωτές. Είναι χαρακτηριστικό, ότι ενώ για την C-R βαθμίδα οι καμπύλες ολικής πίεσης για όλα τα διάκενα διαφοροποιούνται πάρα πολύ λίγο, οι αντίστοιχες της μεμονωμένης περωτής παρουσιάζουν σημαντική πτώση κυρίως όταν το διάκενο αυξάνεται από 1 σε 2mm – η αύξηση από 2 σε 3mm δεν αλλάζει σημαντικά τη συμπεριφορά. Ίσως δηλαδή να παίζει ρόλο όχι η απόλυτη αλλά η ποσοστιαία αύξηση του διακένου σε σχέση με το ύψος περυγίου.
2. Η ίδια έντονη διαφοροποίηση υφίσταται και όσον αφορά το πεδίο αξονικών ταχυτήτων. Στη περίπτωση της μεμονωμένης περωτής, για υψηλή φόρτιση (μικρά  $\Phi$ ) και μεγάλα διάκενα παρουσιάζεται κοντά στο τοίχωμα πτώση της ταχύτητας και κατόπιν ομαλή αύξησή της μέχρι την ταχύτητα στο μέσον του ύψους του περυγίου. Αυτό οφείλεται στη μίξη δύο ρευμάτων: του πρωτεύοντος ρεύματος που διακινείται μέσα από τις περωτές και του δευτερεύοντος ρεύματος διαφυγών μέσα από το διάκενο το οποίο έχει αντίθετη φορά (το ρεύμα «ρέει» από κατάντι της περωτής όπου η πίεση είναι υψηλότερη προς τα ανάντι όπου η πίεση είναι χαμηλότερη). Αποτέλεσμα είναι

η μείωση του μέτρου της ταχύτητας στη θέση αυτή. Η ανάμιξη των δύο αυτών ρευμάτων στη ζώνη αυτή καθιστά οποιαδήποτε ενεργειακή μετατροπή μη αποδοτική. Δεν είναι τυχαίο που η ολική πίεση κοντά στο τοίχωμα είναι η μικρότερη της κατανομής. Αυτή η ζώνη στην ουσία «φρενάρει» τη ροή, ενώ η αύξηση του διακένου οδηγεί στην αύξηση του εύρους της με κλιμάκωση όλων των αρνητικών χαρακτηριστικών της.

3. Η αρνητική επίδραση αυτής της ζώνης, φαίνεται να αναστέλλεται στην περίπτωση του C-R. Επιπρόσθετα, το πεδίο ταχυτήτων στο C-R είναι πολύ πιο ομοιόμορφο, αφού χρειάζεται το 10 με 15% του ύψους που πτερυγίου για να αποκαταστήσει προφίλ ίσου μέτρου ενώ η μεμονωμένη πτερωτή χρειάζεται ποσοστό 20 με 30%. Το ποσοστό αυτό είναι ενδεικτικό της ζώνης που επηρεάζεται από το τοίχωμα.
4. Ειδικά για την περίπτωση του C-R βλέπουμε ότι η χαμηλή φόρτιση (υψηλότερο  $\Phi$  με  $\Phi=1,061$ ), οδηγεί σε μεγαλύτερη πτώση πίεσης κοντά στο τοίχωμα σε σχέση με την πίεση στο μέσον του ύψους και μάλιστα σε ποσοστό περίπου 40%. Αντίθετα για  $\Phi=0,872$  και  $\Phi=0,758$  τα ποσοστά αυτά είναι 15% και 10% αντίστοιχα. Η υψηλή φόρτιση φαίνεται να είναι ευνοϊκή. Ανεξαρτήτως φόρτισης οι ταχύτητες έχουν τα ίδια ποσοστά (κοντά στο 50%).

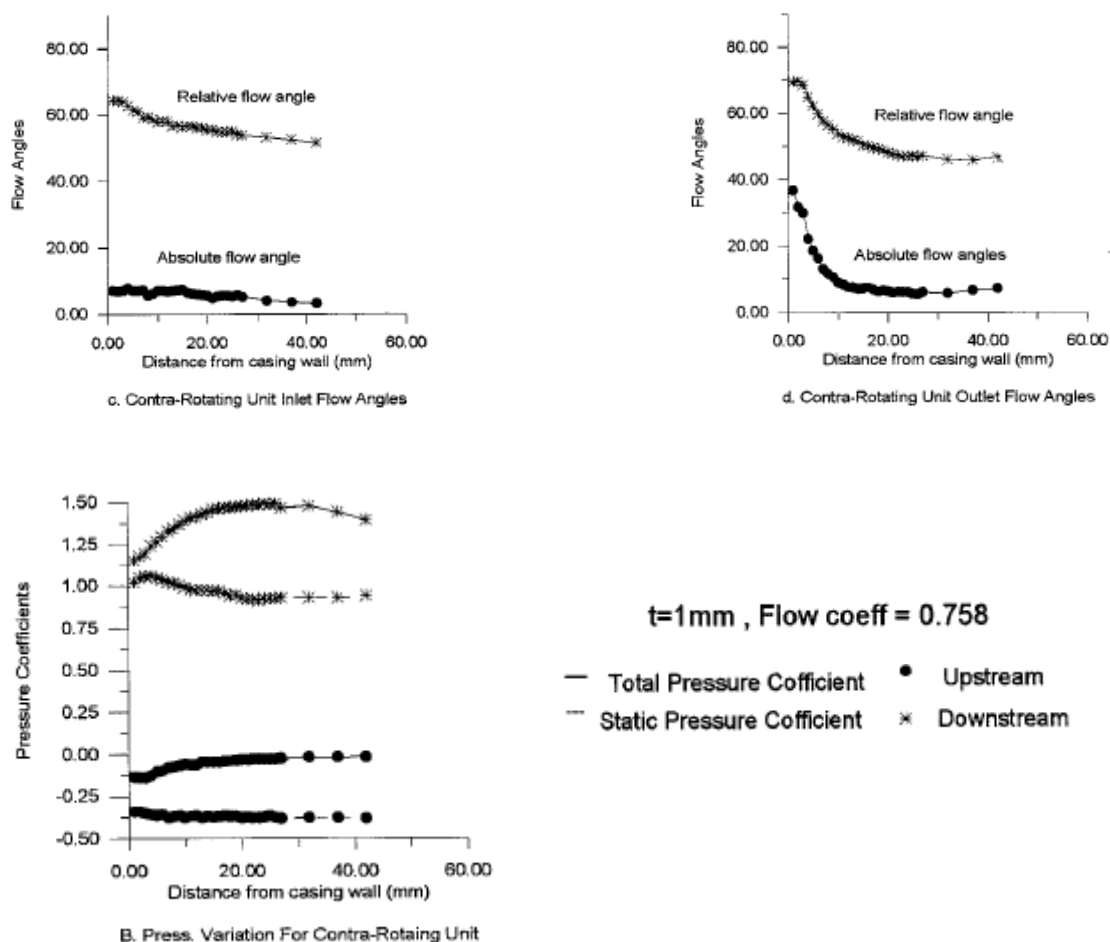
Πολύτιμες πληροφορίες για την μεμονωμένη πτερωτή παρέχουν τα παρακάτω διαγράμματα για διάκενο  $t=1\text{mm}$  και συντελεστή παροχής  $\Phi=0,758$ :



Σχήμα Π.37<sup>[26]</sup>: Γωνίες ροής και πιέσεις μεμονωμένης πτερωτής για διάκενο  $t=1\text{mm}$  και συντελεστή παροχής  $\Phi=0,758$ .

Η μεμονωμένη περωτή «βλέπει» αξονική ροή (πρακτικά μηδενική γωνία ροής) και προσδίδει με την περιστροφή της μία συστροφή η οποία μεταφράζεται σε απόλυτης γωνία ροής 30 με 40°. Στα κατάντι της, ενώ η ολική πίεση παρουσιάζεται αυξημένη στο μέσον του ύψους (μακριά από τη δυσμενή επίδραση του τοιχώματος), με την τιμή της να σταθεροποιείται στο 30% του ύψους του περυγίου. Η στατική πίεση παρουσιάζει μέγιστο στο τοίχωμα και ακολουθεί σταθερή πτώση όσο απομακρύνεται από αυτό. Η συμπεριφορά αυτή της στατικής πίεσης οφείλεται στο «φρενάρισμα» (blockage) που συναντάει η ροή στο τοίχωμα: εκεί η στατική πίεση είναι πολύ υψηλή, σε μικρή διαφορά από την ολική, υπονοώντας μικρή δυναμική πίεση, δηλαδή μικρή ταχύτητα. Όσο όμως «απομακρυνόμαστε» από το τοίχωμα και το εμπόδιο που προβάλλει, τόσο η ροή επιταχύνεται άρα και ανοίγει «η ψαλίδα» της ολικής από την στατική πίεση.

Στην βαθμίδα C-R φαίνεται ότι η δυσμενής επίδραση του τοιχώματος είναι μειωμένη.



Σχήμα Π.38<sup>[26]</sup>: Γωνίες ροής και πιέσεις περωτών C-R για διάκενο  $t=1\text{mm}$  και συντελεστή παροχής  $\Phi=0,758$ .

Στην έξοδο της βαθμίδας, η περιοχή «φρεναρίσματος» της ροής όπου η στατική πίεση είναι πολύ κοντά στην ολική είναι πολύ στενή, γύρω στο 5% του ύψους του περυγίου. Η ολική πίεση σταθεροποιείται στο 15% του ύψους του περυγίου.

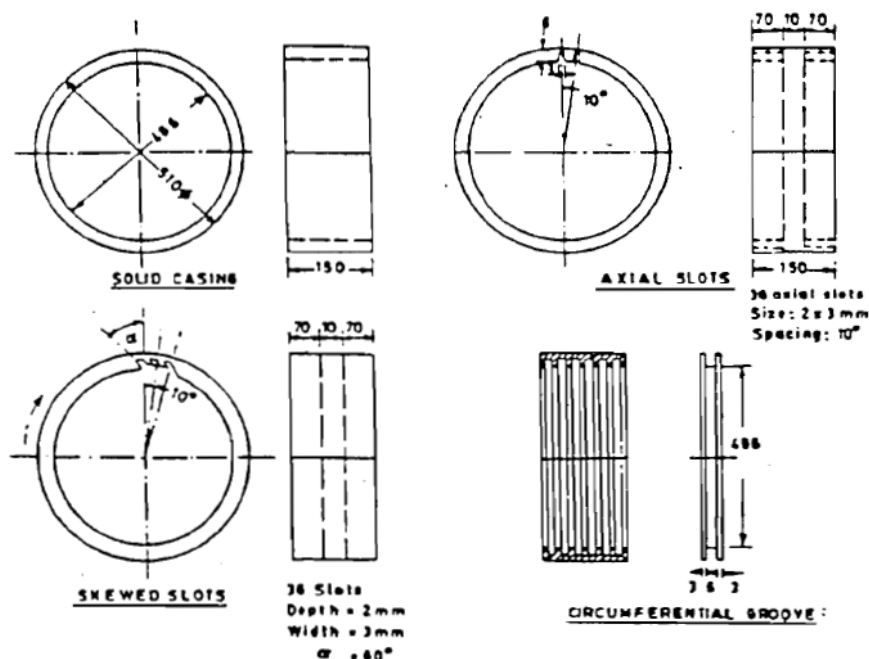
Και στις δύο περιπτώσεις, παρατηρήθηκε ότι η επίτευξη ολικής πίεσης γίνεται μεγαλύτερη στις θέσεις που βρίσκονται μακρύτερα του τοιχώματος, έως το σημείο που αυτή σταθεροποιηθεί. Αν προσέξουμε τις σχετικές γωνίες ροής, θα δούμε ότι η

διαφορά των ανάντι από τις κατάντι, δηλαδή η στροφή της ροής γίνεται μεγαλύτερη όσο απομακρυνόμαστε από το τοίχωμα, μέχρι τη σταθεροποίησή τους. Η στροφή της ροής είναι αναπόσπαστα δεμένη με την πρόσδοση ενέργειας στο μέσο, η οποία παίρνει την έκφραση ολικής πίεσης. Για αυτό το λόγο οι καμπύλες της ολικής πίεσης έχουν παρόμοια συμπεριφορά με αυτή της στροφής της ροής.

## Π.4 Δυνατότητες βελτίωσης συμπεριφοράς βαθμίδας C-R

Η ερευνητική προσπάθεια εστίασε και στις δυνατότητες βελτίωσης των επιδόσεων της βαθμίδας C-R τόσο στο σημείο λειτουργίας όσο και εκτός σημείου λειτουργίας.

Οι Sharma και άλλοι<sup>[20]</sup> μελέτησαν την επίδραση της εσωτερικής διαμόρφωσης του κελύφους που περικλείει τις πτερωτές. Δοκίμασαν μία ποικιλία διαφορετικών διαμορφώσεων, οι οποίες απεικονίζονται στο παρακάτω σχήμα:



Σχήμα Π.39<sup>[20]</sup>: Διαφορετικές διαμορφώσεις του εσωτερικού κελύφους «στέγασης» των πτερωτών: λεία, αξονική, κεκλιμένη και περιμετρική χάραξη

Στο παραπάνω σχήμα απεικονίζονται τέσσερις διαφορετικές διαμορφώσεις: μία λεία και οι άλλες τρεις με ποικίλες διαμορφώσεις. Η ιδέα αντικατάστασης της λείας επιφάνειας από μία μη λεία επιφάνεια βασίζεται στην εξής αρχή από τη Μηχανική των Ρευστών: η αποκόλληση του οριακού στρώματος συμβαίνει πιο καθυστερημένα αν η ροή είναι τυρβώδης παρά στρωτή. Η καθυστέρηση της αποκόλλησης λόγω του τυρβώδους χαρακτήρα της ροής οδηγεί σε μικρότερη αντίσταση μορφής σε αεροδυναμικά σώματα. Πολλές φορές λοιπόν επιδιώκεται η επιφάνεια του σώματος να μην είναι λεία, αλλά με ανάγλυφη διαμόρφωση τέτοια να ώστε η ροή να μεταβαίνει εύκολα από στρωτή σε τυρβώδη ροή (κοινώς να μειώνει τον κρίσιμο αριθμό Reynolds μετάβασης από στρωτή σε τυρβώδη ροή). Καθημερινή εφαρμογή αυτού αποτελούν τα σφαιρικά βαθουλώματα στις μπάλες του γκολφ.

Και εδώ λοιπόν, η χρήση ειδικών διαμορφώσεων επί της εσωτερικής επιφάνειας του κελύφους αποσκοπεί στο να καθυστερήσει την αποκόλληση του οριακού στρώματος. Αυτό έπεται μία βαθμίδα με μεγαλύτερο περιθώριο



αποκόλλησης αλλά και μεγαλύτερη ικανότητα αύξησης πίεσης. Οι Sharma και άλλοι όρισαν δύο μεγέθη για τη βελτίωση των επιδόσεων με χρήση μη λείων κελυφών:

$$\text{Βελτίωση σημείου αποκόλλησης: SMI} = \frac{\Phi_{m,\lambda\epsilon\iota\omicron} - \Phi_{m,\mu\eta\lambda\epsilon\iota\omicron}}{\Phi_{m,\lambda\epsilon\iota\omicron}} \cdot 100\%$$

$$\text{Βελτίωση ικανότητας αύξησης πίεσης: SPRI} = \frac{\Psi_{m,\mu\eta\lambda\epsilon\iota\omicron} - \Psi_{m,\lambda\epsilon\iota\omicron}}{\Psi_{m,\lambda\epsilon\iota\omicron}} \cdot 100\%$$

Πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις και με τα τέσσερα είδη κελυφών για λειτουργία βαθμίδας C-R με λόγο ταχυτήτων  $R_U=1$  στις 1000/1000 RPM και  $R_U=1,5$  στις 1000/1500 RPM. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Speed (1000-1000 rpm)					
Casing	$\Phi_m$ (s)	$\Psi_{TS(R)}$	$\Psi_{TS(R RI)}$	SMI%	SPRI%
S.C	0.62	0.30	0.76		
C.G	0.53	0.31	0.86	14.5	7.89
S.S	0.595	0.25	0.87	4.03	10.52
A.S	0.59	0.39	0.72	4.83	7.89
Speed (1000-1500 rpm)					
S.C	0.71	0.15	1.07		
C.G	0.645	0.12	0.17	9.15	6.54
S.S	0.65	0.21	1.20	8.45	5.60
A.S	0.67	0.20	1.01	5.92	8.41

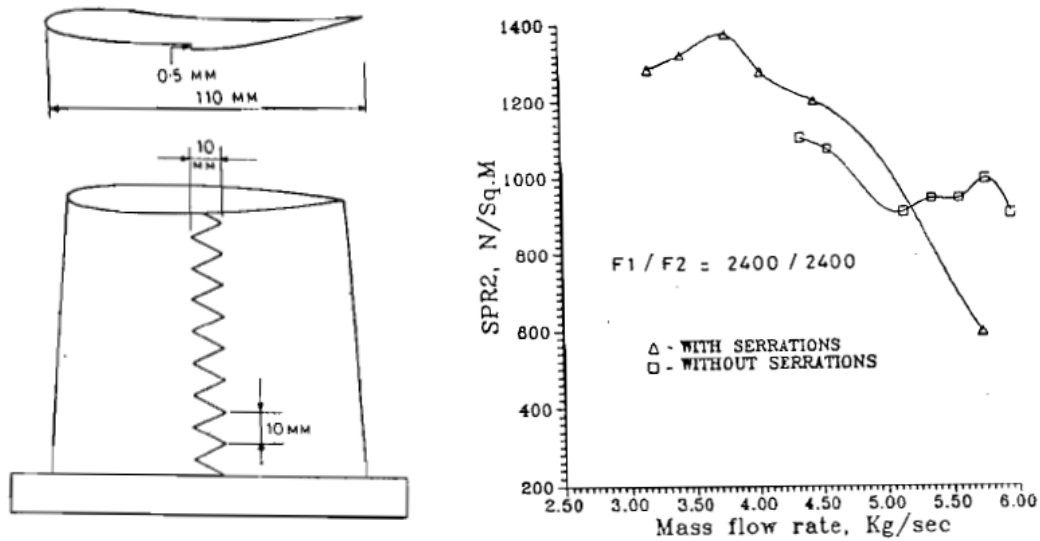
Πίνακας Π.40<sup>[20]</sup>: Δοκιμές τεσσάρων κελυφών για βελτίωση των επιδόσεων της βαθμίδας.

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1$ , την μεγαλύτερη βελτίωση του σημείου αποκόλλησης παρουσιάζει η χάραξη με τα περιμετρικά αυλάκια (circumferential grooves) ως 14,50% ενώ τη καλύτερη ικανότητα αύξησης πίεσης εξασφαλίζουν οι λοξές χαρακιές (skewed slots) ως 10,52%. Για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1,5$  η μεγαλύτερη βελτίωση του σημείου αποκόλλησης παρατηρείται πάλι με τα περιμετρικά αυλάκια (circumferential grooves) ως 9,15%, ενώ καλύτερευση στην αύξηση πίεσης τα αξονικά αυλάκια (axial slots) ως 8,41%. Μεταξύ και των τριών κελυφών, αυτό με τα περιμετρικά αυλάκια προβάλλει τελικά ως το προτιμότερο αφού συνδέεται με πολύ καλά περιθώρια βελτίωσης και στις δύο περιπτώσεις.

Οι Roy και άλλοι επιχείρησαν αύξηση των επιδόσεων με δύο τρόπους διαφορετικούς από τον προηγούμενο.

Ο πρώτος τρόπος <sup>[7]</sup> αφορά στην χάραξη γραμμών «ζιγκ ζαγκ» πάνω στα πτερύγια της 2<sup>ης</sup> πτερωτής (τα πτερύγια της 1<sup>ης</sup> πτερωτής διατηρήθηκαν αμετάβλητα). Η καλύτερη χάραξη των πτερυγίων διαπιστώθηκε μετά από δοκιμές όπου αποδείχθηκε ότι η καλύτερη χάραξη αφορούσε στο 5% του βάθους του πτερυγίου σε θέση 50% της χορδής. Χαράξεις πρώτον στο 10% του βάθους σε θέση 45% της χορδής και δεύτερον στο 2,5% του βάθους σε θέση 55% της χορδής οδήγησαν αντίστοιχα σε επιδείνωση των επιδόσεων και σε καμία διαφοροποίηση.

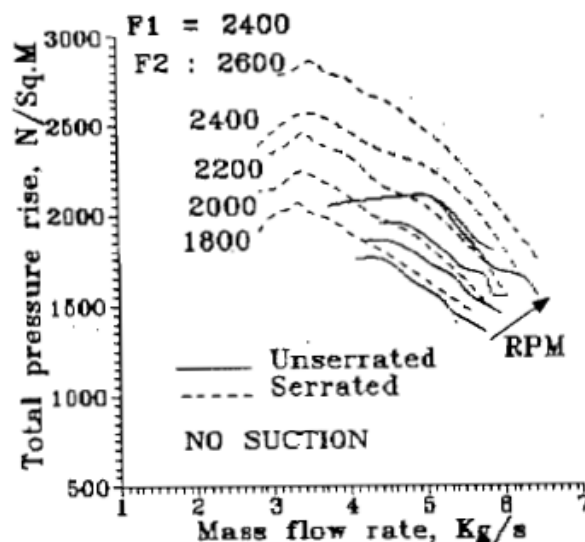
Τα διαγράμματα που παρουσιάζονται παρακάτω αφορούν στην βέλτιστη χάραξη που πραγματοποιήθηκε.



Σχήμα Π.41 (πάνω αριστερά)<sup>[25]</sup>: Χαρακιές επί του περυγίου  
 Σχήμα Π.42 (πάνω δεξιά)<sup>[25]</sup>: Καμπύλες στατικής πίεσης για ύπαρξη και μη των χαρακιών (serrations).

Από το παραπάνω διάγραμμα φαίνεται ότι για λόγο ταχυτήτων  $R_U=1$  στις 2400/2400RPM η στατική πίεση παρουσιάζει θεαματική αύξηση όταν υπάρχουν οι χαρακιές. Ωστόσο, η καμπύλη χωρίς τις χαρακιές δε φαίνεται να έχει λογική μορφή αφού το μέγιστο για παροχή 5,75kg/sec δεν είναι δυνατό να ακολουθείται για περαιτέρω πτώση της παροχής από συνέχιση της αύξησης της πίεσης. Με άλλα λόγια τίθεται ένα θέμα όσον αφορά στο βαθμό που η καμπύλη με απουσία χαρακιών μπορεί να θεωρηθεί αληθής.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η αύξηση της ολικής πίεσης για διάφορους λόγους ταχυτήτων με ή χωρίς την χρήση περυγίων με χαρακιές.

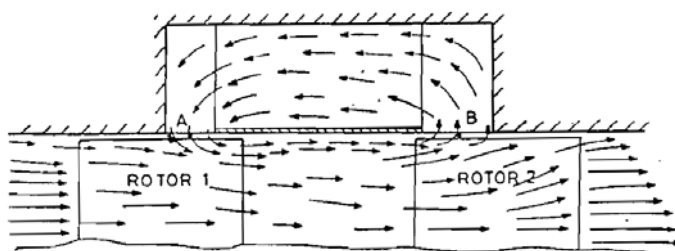


Σχήμα Π.42 <sup>[25]</sup>: Ολική πίεση βαθμίδας C-R για διάφορους λόγους ταχυτήτων και για ύπαρξη και μη των χαρακιών (serrations).

Η χρήση χαρακιών οδηγεί σε σημαντική αύξηση της ολικής πίεσης, καθώς και του εύρους λειτουργίας, λόγω μείωσης του σημείου αποκόλλησης της ροής (ως θέση

μέγιστων στο διάγραμμα). Αν και η βελτίωση που επιφέρει η χρήση χαρακιών στο περύγιο φαίνεται πολύ σημαντική, λείπει η πλήρης εικόνα της, καθώς θα έπρεπε να παρουσιαζόταν και ο νέος βαθμός απόδοσης λόγω της τροποποίησης των περυγίων.

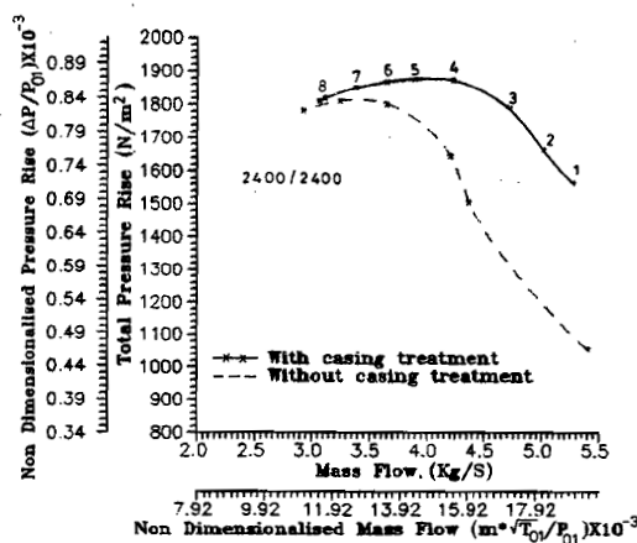
Οι Roy et al<sup>[13]</sup> μελέτησαν το πεδίο ροής και τον τρόπο που μπορούν να βελτιωθούν τα χαρακτηριστικά του μέσω ανακυκλοφορίας μικρού ποσοστού της ροής από τον 2<sup>ο</sup> προς το 1<sup>ο</sup> ρότορα με χρήση βανών εντός εσοχών του κελύφους. Η ανακυκλοφορία γίνεται αυτόματα λόγω της αυξημένης πίεσης στον 2<sup>ο</sup> ρότορα σε σχέση με αυτή του 1<sup>ου</sup> ρότορα. Η διάταξη ανακυκλοφορίας παρίσταται παρακάτω:



Σχήμα Π.43<sup>[27]</sup>: Ανακυκλοφορία της ροής μέσω ειδικής εσοχής επί του κελύφους. Η ανακυκλοφορία γίνεται αυτόματα μέσω της θετικής κλίσης της πίεσης κατά μήκος της βαθμίδας

Η αφαίρεση της ροής από το αρχικό τμήμα του 2<sup>ο</sup> ρότορα και η επανέγχυσή της στο τελικό τμήμα του 1<sup>ου</sup> ρότορα αποσκοπεί στον αποτελεσματικό έλεγχο του οριακού στρώματος: η αναρρόφηση της ροής στον 2<sup>ο</sup> ρότορα γίνεται σε τέτοια θέση ώστε να αφαιρέσει το οριακό στρώμα πριν την πλήρη ανάπτυξή του, ενώ η έγχυσή της στον 1<sup>ο</sup> ρότορα αποσκοπεί στο να επανεντάξει τη ροή.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η αύξηση ολικής πίεσης (ως απόλυτο και ως αδιάστατο μέγεθος) με χρήση ανακυκλοφορίας και χωρίς. Είναι προφανής η βελτίωση που επιφέρει η ανακυκλοφορία: όχι μόνο η ολική πίεση είναι υψηλότερη σε όλα τα σημεία λειτουργίας αλλά και το περιθώριο αποκόλλησης είναι μεγαλύτερο.



Σχήμα Π.44<sup>[27]</sup>: Ολική πίεση με ή χωρίς ανακυκλοφορία της

Σχετικά με την αναρρόφηση μέρους της ροής, αρχικά το ποσοστό ανέρχονταν σε 4%, το οποίο οδήγησε και σε σημαντική αύξηση της απόδοσης στο σημείο

λειτουργίας. Ωστόσο, υπήρξε η σκέψη ότι ο πλέον αποτελεσματικός έλεγχος ανάπτυξης του οριακού στρώματος θα απαιτούσε παραπάνω από το 4% της ροής, πράγμα που συνεπάγεται πολύ σημαντική απώλεια ενέργειας (καθώς η ενέργεια της ανακυκλοφορούμενης ροής λογίζεται ως απώλεια καθώς δεν αξιοποιείται άμεσα).