



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

**“Παραμετρικός Σχεδιασμός, Υπολογιστική
Προσομοίωση & Διερεύνηση των Περιθωρίων
Βελτίωσης της Ευθείας & Ανάστροφης
Λειτουργίας Φυγοκεντρικών Αντλιών”**

Μάριος Χρυσοβέργης
Διπλωματούχος Μηχανολόγος Μηχανικός ΕΜΠ

Αθήνα, 2017



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

“Παραμετρικός Σχεδιασμός, Υπολογιστική Προσομοίωση & Διερεύνηση των Περιθωρίων Βελτίωσης της Ευθείας & Ανάστροφης Λειτουργίας Φυγοκεντρικών Αντλιών”

Χρυσοβέργης Μάριος

Διπλωματούχος Μηχανολόγος Μηχανικός ΕΜΠ

Τριμελής Συμβουλευτική Επιτροπή:

Ι. Αναγνωστόπουλος, Αν. Καθ. ΕΜΠ
[επιβλέπων]
Δ. Παπαντώνης, Καθ. ΕΜΠ
Κ. Γιαννάκογλου, Καθ. ΕΜΠ

Επταμελής Εξεταστική Επιτροπή:

Ι. Αναγνωστόπουλος, Αν. Καθ. ΕΜΠ
Δ. Παπαντώνης, Καθ. ΕΜΠ
Κ. Γιαννάκογλου, Καθ. ΕΜΠ
Δ. Μαθιουλάκης, Καθ. ΕΜΠ
Δ. Μπούρης, Επικ. Καθ. ΕΜΠ
Α. Στάμου, Καθ. ΕΜΠ
Γ. Αγγίδης, Prof., Lancaster University

Αθήνα, 2017

Το παρόν αφιερώνεται στους γονείς μου, Μιχάλη & Καίτη, στους οποίους χρωστάω ευγνωμοσύνη για τη διαχρονική πίστη τους σε εμένα και την αδιάλειπτη οικονομική και ψυχολογική υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια των προπτυχιακών και μεταπτυχιακών μου σπουδών. Χωρίς αυτούς δε θα έφτανα να γράφω αυτές τις γραμμές.

Ακόμα, το αφιερώνω στη Νίκη, για τη συμπαράσταση, το ενδιαφέρον της και την τόνωση που μου έδωσε απλόχερα στις δύσκολες στιγμές αυτής της διαδρομής.

Περιεχόμενα

	Σελ.	
Πρόλογος	1	
Περίληψη	3	
Abstract	7	
Κατάλογος Συντομογραφιών	9	
Κατάλογος Μεταβλητών	9	
Κατάλογος Δεικτών	10	
1	Εισαγωγή	13
1.1	Τοποθέτηση του Προβλήματος	13
1.2	Πεδίο Εφαρμογής & Χαρακτηριστικά των PAT	19
1.3	Στόχοι & Μεθοδολογία της Διατριβής	20
1.4	Διάρθρωση της Διατριβής	21
2	Βιβλιογραφική Επισκόπηση	25
2.1	Ερευνητική Δραστηριότητα PAT	26
2.1.1	Εκτίμηση Χαρακτηριστικών Λειτουργίας PAT	26
2.1.2	Διαμορφώσεις & Τροποποιήσεις PAT	41
2.1.3	Πειραματική Διερεύνηση PAT	49
2.1.4	Υπολογιστική Προσομοίωση PAT	54
2.1.5	Εφαρμογή των PAT στα δίκτυα ύδρευσης	67
2.1.6	Συμπεράσματα Επισκόπησης PAT	70
2.2	Σχεδιαστικές Μεθοδολογίες στις Υδροδυναμικές Μηχανές	72
2.2.1	Αδιάστατες Παράμετροι & Διαστασιολόγηση	72
2.2.2	Μεσημβρινό Κανάλι	75
2.2.3	Αξονοσυμμετρικές Γραμμές Ροής	77
2.2.4	Ευθύς Σχεδιασμός & Απεικόνιση των Πτερυγίων	80
2.2.5	Αντίστροφος Σχεδιασμός των Πτερυγίων	84
2.2.6	Σπειροειδές Κέλυφος	85
2.2.7	Ρυθμιστικά Πτερύγια	89
2.2.8	Συμπεράσματα Σχεδιαστικών Μεθόδων	92
2.3	Υπολογιστική Προσομοίωση, Σχεδιαστικές Προσεγγίσεις & Βελτιστοποίηση στις Υδροδυναμικές Μηχανές Αντιδράσεως	93
2.3.1	Υπολογιστική Προσομοίωση	93
2.3.2	Σχεδιαστικές Προσεγγίσεις	96
2.3.3	Διαδικασίες Βελτιστοποίησης	98
2.3.4	Συμπεράσματα Επισκόπησης Υπολογιστικών Προσομοιώσεων	100
3	Σχεδιαστικές Μεθοδολογίες	103
3.1	Πτερωτή	103
3.1.1	Τρίγωνα Ταχυτήτων & Βασική Διαστασιολόγηση	103
3.1.2	Χάραξη Μεσημβρινού Καναλιού & Κατασκευαστικών Καμπυλών	110

3.1.2.1	Παραμετρικός Σχεδιασμός Μεσημβρινού Καναλιού [CH.1]	111
3.1.2.2	Παραμετρικός Σχεδιασμός Μεσημβρινού Καναλιού [CH.2]	118
3.1.3	Τριδιάστατος Σχεδιασμός των Πτερυγίων	123
3.1.3.1	Παραμετρικός Σχεδιασμός Πτερυγίων [BL.1]	124
3.1.3.2	Παραμετρικός Σχεδιασμός Πτερυγίων [BL.2]	132
3.1.3.3	Επιβολή Πάχους & Στρογγύλευση Ακμών	135
3.2	Σπειροειδές Κέλυφος	139
3.2.1	Εγκάρσια Τομή	139
3.2.2	Σχεδιασμός των Διατομών	144
3.3	Στεφάνη Ρυθμιστικών Πτερυγίων	149
3.4	Ανασκόπηση Σχεδιαστικών Μεθοδολογιών	152

4 Υπολογιστική Προσομοίωση & Βελτιστοποίηση 155

4.1	Εξισώσεις & Μοντελοποίηση της Ροής	155
4.1.1	Εξισώσεις Navier – Stokes	156
4.1.2	Μοντέλα Τύρβης	157
4.1.2.1	Μοντέλο Τύρβης $k - \epsilon$	161
4.1.2.2	Μοντέλο Τύρβης $k - \omega$	162
4.1.2.3	Μοντέλο Τύρβης $k - \omega$ SST	163
4.1.3	Διαχείριση Στερεών Συνόρων	163
4.1.4	Στρεφόμενο Πλαίσιο Αναφοράς	166
4.2	Υπολογιστικά Χωρία & Αριθμητικά Πλέγματα	168
4.2.1	Οριακές Συνθήκες	168
4.2.2	Γενικά Στοιχεία για τα Αριθμητικά Πλέγματα	169
4.2.3	Υπολογιστικά Χωρία	172
4.3	Διαδικασία Επίλυσης	181
4.3.1	Γραμμικοποίηση & Αλγεβρική Επίλυση	181
4.3.2	Σύζευξη Πίεσης – Ταχύτητας	185
4.4	Επεξεργασία Αριθμητικών Αποτελεσμάτων	187
4.4.1	Κριτήρια Αξιολόγησης της Λειτουργίας	187
4.4.2	Ποιοτική Ανάλυση	189
4.5	Αριθμητική Βελτιστοποίηση	190
4.5.1	Εισαγωγικά Στοιχεία	191
4.5.2	Λογισμικό Βελτιστοποίησης	192
4.5.3	Διαδικασία Βελτιστοποίησης	193

5 Αντλητική Λειτουργία 197

5.1	Γεωμετρίες Αναφοράς της Πτερωτής	197
5.2	Συνθήκες Προσομοίωσης στην Πτερωτή	199
5.3	Λειτουργία Γεωμετριών Αναφοράς της Πτερωτής	203
5.4	Γεωμετρία Αναφοράς του Σπειροειδούς Κελύφους	209
5.5	Συνθήκες Προσομοίωσης στο Σπειροειδές Κέλυφος	210
5.6	Λειτουργία & Ανάλυση Ευαισθησίας στο Σπειροειδές Κέλυφος	212
5.7	Αριθμητική Βελτιστοποίηση των Γεωμετριών της Πτερωτής	216

6	Ανάστροφη Λειτουργία & Σχεδιαστικές Παρεμβάσεις PAT	235
6.1	Ανάστροφη Λειτουργία Φυγοκεντρικών Αντλιών	235
6.1.1	Συνθήκες Προσομοίωσης στο Σπειροειδές Κέλυφος	236
6.1.2	Ανάλυση Ευαισθησίας στο Σπειροειδές Κέλυφος	239
6.1.3	Βέλτιστες Συνθήκες Εισόδου της Ροής στον δρομέα	242
6.1.4	Συνθήκες Προσομοίωσης στον δρομέα	243
6.1.5	Προσομοίωση Ανάστροφης Λειτουργίας στους Δρομείς	246
6.2	Σχεδιαστικές Παρεμβάσεις για τη Λειτουργική Βελτίωση των PAT	258
6.2.1	Αριθμητική Βελτιστοποίηση των Γεωμετριών του Δρομέα	259
6.2.2	Προσθήκη Διαχωριστικών Πτερυγίων	272
6.2.3	Παρεμβολή Στεφάνης Ρυθμιστικών Πτερυγίων	280
6.3	Συμπεράσματα Ανάστροφης Λειτουργίας	288
7.	Προσομοιώσεις στην Πλήρη Μηχανή	291
7.1	Μελέτη Επίδρασης Ρυθμιστικών Πτερυγίων	292
7.2	Αντλητική Λειτουργία Πλήρους Μηχανής	297
7.3	Λειτουργία PAT Πλήρους Μηχανής	304
7.4	Σύγκριση BtB Προσέγγισης & Πλήρους Μηχανής	311
7.5	Λειτουργικά Χαρακτηριστικά PAT	316
7.6	Συμπεράσματα Προσομοιώσεων Πλήρους Μηχανής	318
8	Βιομηχανική Εφαρμογή Βελτίωσης PAT	321
8.1	Υπολογιστική Διερεύνηση	325
8.1.1	Αντλητική Λειτουργία	325
8.1.2	Ανάστροφη Λειτουργία	333
8.2	Πειραματική Διερεύνηση	339
8.2.1	Πειραματική Διάταξη & Μετρητικά Όργανα	340
8.2.2	Διεξαγωγή Πειραματικών Μετρήσεων	345
8.2.3	Πειραματικά Αποτελέσματα	347
8.3	Σύγκριση, Τεκμηρίωση & Συμπεράσματα	350
9.	Συμπεράσματα & Προτάσεις	355
9.1	Ανασκόπηση της Διατριβής	355
9.1.1	Μεθοδολογίες Παραμετρικού Σχεδιασμού	355
9.1.2	Υπολογιστική Διερεύνηση	356
9.1.3	Βιομηχανική Εφαρμογή Βελτίωσης PAT	357
9.2	Κύρια Συμπεράσματα της Διατριβής	357
9.3	Συνεισφορά της Διατριβής	360
9.3.1	Πρωτότυπα Στοιχεία	360
9.3.2	Δημοσιεύσεις σε Περιοδικά & Παρουσιάσεις σε Συνέδρια	363
9.4	Προτάσεις για Περαιτέρω Έρευνα	363
	Βιβλιογραφία	365

Πρόλογος

Η παρούσα Διατριβή εκπονήθηκε εξ ολοκλήρου στο ΕΥΜ/ΕΜΠ κατόπιν πολύχρονης εργασίας του γράφοντος και κατατέθηκε στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ για την απόκτηση Διδακτορικού Διπλώματος.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Αν. Καθ. Ι. Αναγνωστόπουλο τόσο για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε με την ανάθεση του θέματος της Διατριβής, όσο και για την εν γένει μέριμνα και καθοδήγησή του ως την ολοκλήρωσή της. Ακόμα, θα ήθελα να απευθύνω θερμές ευχαριστίες στον Καθ. Δ.Ε. Παπαντώνη για τις συμβουλές και κατευθύνσεις όλα αυτά τα χρόνια από την πλούσια εμπειρία του αναφορικά με το σχεδιαστικό μέρος των φυγοκεντρικών αντλιών, καθώς και για τη συνολική υποστήριξή του στην εκπόνηση της Διατριβής. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Καθ. Κ.Χ. Γιαννάκογλου, τόσο για την παροχή και υποστήριξη στη χρήση του γενικού λογισμικού βελτιστοποίησης EASY, όσο και για τα αναλυτικά του σχόλια και τις πολύτιμες επισημάνσεις στο στάδιο της συγγραφής της Διατριβής. Περαιτέρω, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Καθ. Γ. Αγγίδη, επιβλέποντα κατά το διάστημα της παραμονής μου στο Lancaster University στο πλαίσιο του προγράμματος ανταλλαγής ERASMUS [Απρίλιος – Ιούλιος 2014] για το έντονο ενδιαφέρον και τις πολύτιμες συμβουλές του σε μεγάλο εύρος ζητημάτων που άπτονται της παρούσας Διατριβής.

Ιδιαίτερες ευχαριστίες οφείλω στον Υ.Δ. Ι. Κασσάνο και στον Δρ. Α. Παναγιωτόπουλο για την πολύτιμη συνεισφορά τους στη διεξαγωγή των πειραματικών μετρήσεων στο ΕΥΜ/ΕΜΠ. Περαιτέρω, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους Δρ. Φ.Χ. Κουκουβίνη και Υ.Δ. Α. Νεσιάδη για τις συμβουλές και κατευθύνσεις τους ως προς τη χρήση των εμπορικών λογισμικών και την απλόχερη βοήθεια που μου προσέφεραν σε ό,τι σχετικό χρειάστηκα, καθώς και τους νεώτερους Υ.Δ. του Εργαστηρίου Γ. Μουσμύλη και Δ. Νάκο για τις συζητήσεις και την ανταλλαγή απόψεων σε μεγάλο εύρος τεχνικών και επιστημονικών ζητημάτων.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τη γραμματέα του Τομέα Ρευστών ΕΜΠ Ε. Μαριόλη για τη συνεχή διοικητική υποστήριξη όλα αυτά τα χρόνια, καθώς και τον τεχνικό Σ. Μαυράκη για την πολύτιμη τεχνική υποστήριξη στη διαμόρφωση της πειραματικής διάταξης στο ΕΥΜ/ΕΜΠ.

Περίληψη

Οι υδροστρόβιλοι είναι υδροδυναμικές μηχανές σχεδιασμένες ώστε να εκμεταλλεύονται το υδραυλικό δυναμικό προς παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ωστόσο, σε αρκετές περιπτώσεις το κόστος αγοράς των μηχανών αυτών, καθώς και του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού ελέγχου της λειτουργίας τους κρίνεται οικονομοτεχνικά ασύμφορο για την εκμετάλλευση δυναμικού χαμηλής ισχύος. Για τον λόγο αυτόν, πρόσφατα άρχισε να διερευνάται συστηματικότερα η δυνατότητα χρήσης τυποποιημένων αντλιών σε ανάστροφη λειτουργία [Pumps-as-Turbines, PAT], οι οποίες έχουν σημαντικά μικρότερο κόστος κτήσης από τους τυποποιημένους υδροστρόβιλους με αντίστοιχα λειτουργικά χαρακτηριστικά. Ωστόσο, οι PAT εμφανίζουν ορισμένα συγκριτικά μειονεκτήματα ως προς τους υδροστρόβιλους, με σημαντικότερα το χαμηλότερο βαθμό απόδοσης και τη δυσκολία ρύθμισης του σημείου λειτουργίας τους.

Στόχος της Διατριβής είναι η αριθμητική ανάλυση και μελέτη της ροής κατά την ευθεία και ανάστροφη λειτουργία φυγοκεντρικών αντλιών και η ανάπτυξη και εφαρμογή μεθόδων παραμετρικής χάραξης και βελτιστοποίησης του υδροδυναμικού σχεδιασμού τους, με στόχο τη μεγιστοποίηση της ενεργειακής απόδοσης ως PAT. Τα εργαλεία που χρησιμοποιήθηκαν για τη διερεύνηση αυτή ήταν μια σειρά εναλλακτικών αλγορίθμων παραμετρικού σχεδιασμού της γεωμετρίας φυγοκεντρικών αντλιών, ένα εμπορικό πρόγραμμα ψηφιακής σχεδίασης για την κατασκευή των υπολογιστικών χωρίων και τη δημιουργία των αριθμητικών πλεγμάτων [Gambit], ένα εμπορικό λογισμικό υπολογιστικής ρευστοδυναμικής για την προσομοίωση της ροής και την αξιολόγηση των παραγόμενων γεωμετριών [Fluent] και ένα γενικό λογισμικό αριθμητικής βελτιστοποίησης [EASY].

Αρχικά, αναπτύχθηκαν μέθοδοι παραμετρικού σχεδιασμού για τα τμήματα της περωτής, του σπειροειδούς κελύφους και της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων. Ο σχεδιασμός της περωτής βασίστηκε στην υδροδυναμική θεωρία και σε εμπειρικά δεδομένα, εισάγοντας παράλληλα διαφορετικές προσεγγίσεις για τη χάραξη του μεσημβρινού καναλιού και την τριδιάστατη μορφή των πτερυγίων. Η παραμετροποίηση της γεωμετρίας του σπειροειδούς κελύφους έγινε με γνώμονα την προσαρμογή της στις διαστάσεις της συνεργαζόμενης περωτής/δρομέα, εξασφαλίζοντας παράλληλα την ομαλή οδήγηση της ροής στο εσωτερικό του. Η ακτινική στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων διαστασιολογήθηκε ως προς τα συνεργαζόμενα τμήματα και σχεδιάστηκε με συμμετρικές υδροτομές, ελέγχοντας το άνοιγμα ως προς τη σχετική γωνία των πτερυγίων. Οι μέθοδοι αυτές επιτρέπουν μεγάλη σχεδιαστική ευελιξία με σχετικά μικρό αριθμό ελεύθερων σχεδιαστικών

παραμέτρων, επομένως μπορούν ευχερώς να ενταχθούν σε διαδικασίες βελτιστοποίησης σχεδιασμού φυγοκεντρικών αντλιών και PAT.

Η υπολογιστική διερεύνηση διεξήχθη κατ' αρχήν τμηματικά στην πτερωτή/δρομέα και στο κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας για την αντλητική και την ανάστροφη λειτουργία της γύρω από ένα ζητούμενο κανονικό σημείο λειτουργίας [ΚΣΛ]. Για την αντλητική λειτουργία, δημιουργήθηκαν και μελετήθηκαν διάφορες γεωμετρίες αναφοράς με τις αντίστοιχες σχεδιαστικές μεθόδους. Ακολούθως, διεξήχθησαν βελτιστοποιήσεις του σχεδιασμού της πτερωτής, θέτοντας ως στόχο τη μεγιστοποίηση της υδραυλικής απόδοσης, με τις επιλεγόμενες νέες γεωμετρίες να προσαρμόζονται στο ζητούμενο ΚΣΛ, επιτυγχάνοντας παράλληλα αύξηση της απόδοσης κατά 0,3% έως 7,5% έναντι των αντιστοίχων αρχικών.

Στην ανάστροφη λειτουργία, οι νέες αυτές πτερωτές εξετάστηκαν ως αρχικοί δρομείς PAT. Αρχικά μελετήθηκαν οι συνθήκες εισόδου της ροής που επιβάλλει το σπειροειδές κέλυφος. Στη συνέχεια, μελετήθηκαν 3 τύποι σχεδιαστικών παρεμβάσεων στις PAT, με γνώμονα τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Διεξήχθησαν δύο διαδικασίες βελτιστοποίησης για τον ανασχεδιασμό της γεωμετρίας του δρομέα και εξετάστηκε η προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων σε αρχικό δρομέα PAT. Τέλος, μελετήθηκε η παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων μεταξύ του κελύφους και του δρομέα για τη ρύθμιση της διερχόμενης ροής. Σε όλες τις εξεταζόμενες σχεδιαστικές τροποποιήσεις επιτεύχθηκε σημαντική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης έναντι των αντιστοίχων αρχικών PAT, με εκείνη της προσθήκης διαχωριστικών πτερυγίων να προκρίνεται ως η πλέον υποσχόμενη, καθώς απαιτεί μικρότερες τεχνικές παρεμβάσεις και επιτρέπει την εκ των προτέρων ρύθμιση του ανάστροφου ΚΣΛ.

Στη συνέχεια, το πεδίο ροής στις περιπτώσεις και τα σημεία λειτουργίας για αντλία και PAT που εξετάστηκαν στην τμηματική διερεύνηση προσομοιώθηκε και στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των αντιστοίχων γεωμετριών, επιβεβαιώνοντας την καλή προσαρμογή των νέων πτερωτών στο επιθυμητό ΚΣΛ και την αξιοπιστία και ακρίβεια της μεθόδου τμηματικής προσομοίωσης, αλλά και τη σημαντική εξοικονόμηση υπολογιστικών πόρων που επιτυγχάνεται με αυτή. Ακόμα, στις παραπάνω περιπτώσεις μελετήθηκε αριθμητικά η χρονική διακύμανση του πεδίου πιέσεων και ταχυτήτων στην περιοχή εισόδου της ροής από το κέλυφος στον δρομέα, η οποία προκαλείται λόγω του πεπερασμένου αριθμού των στρεφόμενων πτερυγίων. Διαπιστώθηκε ότι οι διακυμάνσεις αυτές εξομαλύνονται με τις βελτιωμένες σχεδιαστικές διαμορφώσεις των δρομέων που εισήχθησαν. Τέλος, οι προκύπτουσες τιμές των αδιάστατων παραμέτρων λειτουργίας των εξεταζόμενων PAT, οι οποίες συσχετίζουν τα ΚΣΛ αντλητικής και ανάστροφης λειτουργίας, συγκρίθηκαν με τα

αντίστοιχα αποτελέσματα των επικρατέστερων στατιστικών συσχετίσεων της βιβλιογραφίας, εμφανίζοντας ικανοποιητική συμφωνία.

Η ολοκληρωμένη μεθοδολογία υπολογιστικής ανάλυσης και βελτιστοποίησης σχεδιασμού και λειτουργίας των PAT εφαρμόστηκε για τον ανασχεδιασμό της περωτής μιας τυποποιημένης εμπορικής φυγοκεντρικής αντλίας. Η νέα περωτή κατασκευάστηκε από σύνθετο υλικό με τριδιάστατη εκτύπωση και η ανάστροφη λειτουργία της συγκρίθηκε με εκείνη της αρχικής περωτής, διεξάγοντας πειραματικές μετρήσεις στις εγκαταστάσεις του ΕΥΜ/ΕΜΠ. Διαπιστώθηκε ότι επιτυγχάνεται σημαντική βελτίωση του βαθμού απόδοσης της νέας PAT, της τάξης του 6,5%. Η βελτίωση αυτή συμφωνεί ικανοποιητικά με εκείνη που εκτιμήθηκε από τις αριθμητικές προσομοιώσεις της ροής στους δύο δρομείς, επιβεβαιώνοντας την καταλληλότητα της μεθοδολογίας για βιομηχανική χρήση. Επιπλέον, οι σχεδιαστικές βελτιώσεις της αρχικής περωτής δεν απαιτούν ουσιαστικές τροποποιήσεις στη διαδικασία και τα υλικά κατασκευής της, επομένως διατηρούν το χαμηλό κόστος παραγωγής μιας τυποποιημένης αντλίας.

Abstract

Hydro turbines are hydraulic machines designed to harvest the hydraulic potential for energy production. However, in many cases the purchase cost of these machines, along with their controlling electromechanical equipment, is considered technoeconomically unattractive for the exploitation of small hydropower potential. For this reason, there has recently been a more systematic investigation of the ability to use pumps in reverse operation [Pumps-as-Turbines, PAT], which present considerably lower purchase cost than standardized hydro turbines with respective operating characteristics. Nevertheless, PATs demonstrate some serious disadvantages compared to hydro turbines, most importantly lower efficiency and difficulty in regulation.

The current Thesis aims at conducting numerical analysis and study of the flow in direct and reverse operation of centrifugal pumps, developing parametric design methods and implementing optimization procedures with regard to maximizing PATs hydraulic efficiency. The tools employed for this investigation include a series of different algorithms which enable the parametric design of centrifugal pump geometries, a CAD commercial code for the construction of computational domains and the production of numerical meshes [Gambit], a CFD commercial code for the flow simulation and geometry evaluation [Fluent] and a general numerical optimization software [EASY].

The parametric design methods were developed for the sections of impeller, spiral case and guide vane crown. Impeller design was based on the hydrodynamic theory, as well as on empirical data, in order to introduce different approaches concerning the geometry of the meridional channel and the 3D shape of the blades. Geometry parameterization of spiral case was created in order to adjust to the desired impeller/runner dimensions, while also ensuring smooth flow in its interior. Radial guide vanes crown was dimensioned considering the neighboring sections of the machine and designed using symmetric hydrofoils, controlling the opening with regard to vane relative angle. The above methods allow sufficient design flexibility with a relatively small number of design variables, and hence are appropriate for use in design optimization procedures for centrifugal pumps and PATs.

Numerical investigation was initially conducted separately for the sections of impeller/runner and the spiral case of a centrifugal pump in direct and reverse operation, concerning a desired pumping BEP. For the direct operation, a series of reference geometries was produced with the corresponding design methods and their performance was studied. Subsequently, optimization procedures were conducted for the impeller geometry, aiming at maximizing hydraulic efficiency. The finally selected

new geometries displayed sufficient adaptation to the desired BEP and also remarkable efficiency rise between 0,3% and 7,5% compared to their respective initial geometries.

In reverse operation, the new impellers were considered as initial PAT runners. At first, the flow inlet conditions that are implemented by the spiral case geometry were studied. Then, three types of design configuration were examined, aiming at energy efficiency improvement. Two optimization procedures were conducted for redesigning the runner geometry and the adding of splitter blades in an initial PAT runner was studied. Finally, the insertion of a guide vane crown between the spiral case and an initial runner was examined, in order to regulate the incoming flow. Significant energy efficiency rise was achieved with all of the examined configurations, with the splitter blades standing out as the most promising one, due to the low extent of technical intervention required, as well as the ability to adjust in advance the reverse BEP.

Furthermore, the flow field in the PAT sections for the cases and operating points examined above was also studied in the full, unified computational domain of the respective geometries, confirming the sufficient adaptation to the desired pumping BEP, the reliability of the partial numerical investigation and the considerable saving of computational resources achieved by this method. Moreover, the fluctuations of pressure and velocity fields over time, caused by the finite number of the rotating blades, were studied for the above cases, showing significant smoothing with all of the examined design configurations in reverse operation. Finally, the resulting values of PAT dimensionless parameters, which by definition correlate the BEPs of direct and reverse operation, were compared with the corresponding results obtained by the dominant statistic correlations of the literature, showing satisfactory agreement.

The developed methodology of computational analysis and design optimization with regard to PAT operation was implemented on the redesigning of a standardized centrifugal pump impeller. The new impeller was constructed from synthetic material by 3D printing and its reverse operation was compared to that of the initial runner, by conducting experimental measurements in the facilities of the Laboratory of Hydraulic Turbomachines, NTUA [LHT/NTUA]. The new runner showed considerable total efficiency rise of about 6,5% in agreement with the improvement estimated by the numerical simulations conducted for the two runners, thus confirming the aptness of the developed methodology for industrial purposes. Furthermore, the design interventions in the initial runner require small scale adjustments in production design and materials, thus effectively maintaining the low production cost of a standardized pump.

Κατάλογος Συντομογραφιών

ΚΣΛ	Κανονικό Σημείο Λειτουργίας
CFD	Υπολογιστική Ρευστοδυναμική [Computational Fluid Dynamics]
CAD	Ψηφιακή Σχεδίαση [Computer Aided Design]
BtB	Αντίστοιχο Σε Ένα Πτερύγιο [Blade-To-Blade]
EASY	Evolutionary Algorithms System
PAT	Αντλία ως Υδροστρόβιλος [Pump As Turbine]
obj	Αντικειμενική Συνάρτηση [Objective Function]
CH	Σχεδιαστική Μέθοδος Μεσημβρινού Καναλιού
BL	Σχεδιαστική Μέθοδος Πτερυγίων
RSM	Μεθοδολογία Επιφανειών Απόκρισης
AVG	Μέση Τιμή
NS	Εξισώσεις Navier - Stokes
RANS	Reynolds Averaged Navier - Stokes
ΑΠΕ	Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας
ΕΘΣ	Εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών
ΕΚΥ	Εργαστήριο Κατεργασιών των Υλικών
ΕΥΜ	Εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών
ΚΣΛ	Κανονικό Σημείο Λειτουργίας
ΜΥΗΕ	Μικρά Υδροηλεκτρικά Έργα
ΣΜΚΛ	Σύνολο Μη Κυριαρχούμενων Λύσεων
ΥΗΕ	Υδροηλεκτρικά Έργα

Κατάλογος Μεταβλητών

b	πλάτος [m]
c	ταχύτητα ροής [m/sec]
C	αδιάστατη σχεδιαστική παράμετρος
d	διάμετρος άξονα [m]
D	διάμετρος [m]
h	λόγος ολικού ύψους PAT προς ολικό ύψος αντλίας στα αντίστοιχα ΚΣΛ
H	ολικό ύψος [mΣΥ]
i	αριθμός κατασκευαστικής καμπύλης
l	μήκος χορδής [m]
M	στρεπτική ροπή [N·m]
m	μεσημβρινό μήκος [m]
N	ισχύς [W]
n	ταχύτητα περιστροφής [rpm]
n _q	ειδικός αριθμός στροφών [rpm, Q→m ³ /sec]

p	λόγος αποδιδόμενης ισχύος PAT προς απορροφώμενη ισχύ αντλίας στα αντίστοιχα ΚΣΛ
P	πίεση [Pa]
q	λόγος παροχής PAT προς παροχή αντλίας στα αντίστοιχα ΚΣΛ
Q	παροχή όγκου [m^3/hr]
r	ακτίνα [m]
R	ακτίνα καμπυλότητας [m]
sp_l^*	ανηγμένο μήκος διαχωριστικών πτερυγίων
u	περιφερειακή ταχύτητα [m/sec]
w	σχετική ταχύτητα [m/sec]
W	ροπή αδράνειας [m^3]
y^+	αδιάστατη απόσταση από το τοίχωμα
z	αριθμός πτερυγίων πτερωτής/δρομέα
z_d	αριθμός ρυθμιστικών πτερυγίων
α	κλίση ροής [°]
β	κλίση πτερυγίων [°]
ζ	συντελεστής απωλειών
η	βαθμός απόδοσης
θ	γωνία [°]
λ	λόγος βαθμού απόδοσης PAT προς βαθμό απόδοσης αντλίας στα αντίστοιχα ΚΣΛ
σ	ορθή τάση [N/m^2]
τ	διατμητική τάση [N/m^2]
Φ_K	κανονική παράμετρος παροχής
ω	γωνιακή ταχύτητα [rad/sec]

Κατάλογος Δεικτών

1	είσοδος πτερωτής/δρομέα/πλήρους μηχανής
2	έξοδος πτερωτής/δρομέα/πλήρους μηχανής
ax	αξονικός
cin	κέντρο κύκλου
con	στροφή
en	ενεργειακός
gv	ρυθμιστικά πτερύγια
hub	πλήμνη
imp	πτερωτή
in	εισερχόμενη ροή
kin	κινητική ενέργεια
opt	χωρίς κρούση

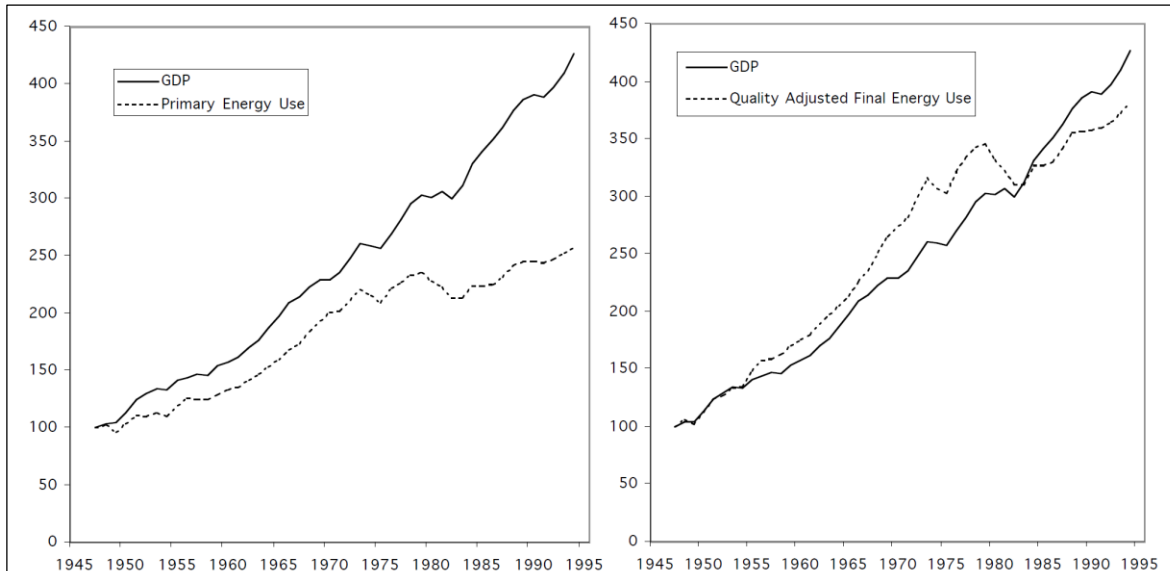
out	εξερχόμενη ροή
P	αντλητική λειτουργία
r	ακτινική διεύθυνση
reg	ρύθμιση
ref	αναφορά
run	δρομέας
T	ανάστροφη λειτουργία
TOT	ολικός
s	στατικός
shr	στεφάνη
src	σπειροειδές κέλυφος
u	περιφερειακή διεύθυνση
Σ	χαρακτηριστική σωλήνωσης
m	μέσος
max	μέγιστος
min	ελάχιστος
H	υδραυλικός
επ	επικάλυψη

1. Εισαγωγή

1.1 Τοποθέτηση του Προβλήματος

Η παραγωγή, διανομή και κατανάλωση ενέργειας συνιστά αναπόσπαστο παράγοντα της λειτουργίας των σύγχρονων κοινωνιών. Σε μια διαρκώς μεταβαλλόμενη πραγματικότητα, η κρίσιμη σημασία της εξασφάλισης ενεργειακής επάρκειας διακυβεύεται από την ανισοκατανομή των φυσικών πόρων σε εθνικό, κοινωνικοοικονομικό και χωροταξικό επίπεδο.

Η ενέργεια παίζει καθοριστικό ρόλο στην οικονομική δραστηριότητα, κυρίως με δύο τρόπους: αρχικά, η ενέργεια στη βιομηχανική και μεταβιομηχανική εποχή αποτελεί βασικό πόρο για την παραγωγή αγαθών και δευτερευόντως, η ίδια η παραγωγή ενέργειας λειτουργεί ως αυτοτελής, σημαντικός οικονομικός κλάδος, απασχολώντας κεφάλαια, εργασία και τεχνολογικά μέσα (WEF, 2012). Οι σημαντικότεροι παράγοντες που επηρεάζουν τη συσχέτιση μεταξύ των δύο αυτών εννοιών είναι η υποκατάσταση της ενέργειας ως παραγωγικού πόρου, η τεχνολογική εξέλιξη, η ενεργειακή σύνθεση και ο τομεακός επιμερισμός της οικονομικής δραστηριότητας (Stern & Cleveland, 2004). Η συσχέτιση αυτή αποτυπώνεται στην ομοιότητα που παρουσιάζουν μεταπολεμικά η ποσοστιαία μεταβολή του ακαθάριστου εθνικού προϊόντος και η ενεργειακή κατανάλωση στις ΗΠΑ [Σχ. 1.1].



Σχήμα 1.1 Ποσοστιαίες μεταβολές ΑΕΠ και κατανάλωσης ενέργειας συνολικής [αριστερά] και σταθμισμένης ως προς την τιμή ανά τύπο ενέργειας [δεξιά] στις ΗΠΑ, με έτος αναφοράς το 1947 (Stern & Cleveland, 2004)

Ωστόσο, η διαχρονικά εντατική χρήση των ορυκτών πόρων προς παραγωγή ενέργειας έχει πλέον καταστήσει ορατό τον χρόνο εξάντλησής τους, εντείνοντας την προσπάθεια

για ολοένα αυξανόμενη εκμετάλλευση εναλλακτικών πηγών ενέργειας. Ακόμα, είναι ευρέως γνωστό ότι η χρήση συμβατικών πηγών ενέργειας συνεπάγεται την έκλυση σημαντικών ποσοτήτων ρύπων, επιφέροντας πολλαπλές δυσμενείς επιπτώσεις στο περιβάλλον.

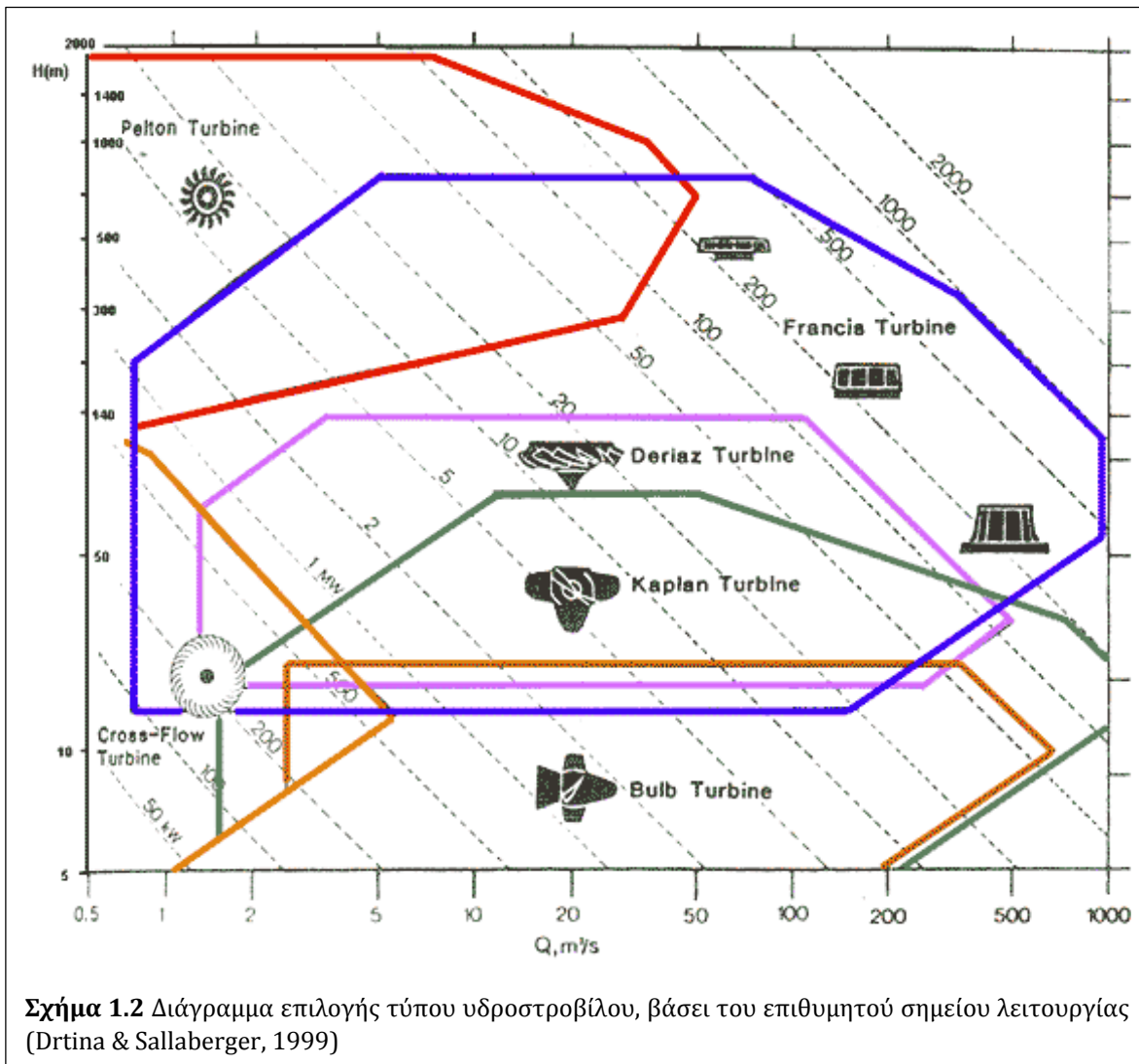
Οι Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας [ΑΠΕ] είναι πηγές, τα αποθέματα των οποίων ανανεώνονται φυσικά, συνεπώς θεωρούνται πρακτικά ανεξάντλητες. Στην κατηγορία αυτή συγκαταλέγονται ο ήλιος, ο άνεμος, οι υδάτινοι πόροι, τα υπόγεια θερμικά στρώματα, οι οργανικές ύλες όπως το ξύλο και τα απορρίμματα οικιακής και γεωργικής προέλευσης (Μηλιώνης 2014). Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ΑΠΕ μπορεί να συνεισφέρει στην επίτευξη των στόχων της βιώσιμης ανάπτυξης (UN, 1987), δίνοντας πρόσβαση σε καθαρή, ασφαλή, αξιόπιστη και οικονομικά συμφέρουσα ενέργεια (IRENA, 2015).

Η αξιοποίηση των υδάτινων πόρων στην ηλεκτροπαραγωγή γίνεται μέσω της εκμετάλλευσης του υδραυλικού δυναμικού, δηλαδή της δυναμικής ενέργειας λόγω υψομέτρου που έχουν τα ύδατα των λιμνών και των ταμιευτήρων ή της κινητικής ενέργειας των υδάτων των ποταμών. Η ενέργεια αυτή μετατρέπεται σε μηχανική στον δρομέα του υδροστροβίλου και ακολούθως σε ηλεκτρική μέσω της συζευγμένης σε αυτόν ηλεκτρογεννήτριας. Τα δομικά έργα και ο ηλεκτρομηχανολογικός [H/M] εξοπλισμός που απαιτούνται για τη μετατροπή αυτή συναποτελούν τα υδροηλεκτρικά έργα [ΥΗΕ]. Σημειώνεται εδώ ότι από το θεωρητικά υπολογιζόμενο υδροδυναμικό 85,001 GWh/yr στα 14 υδατικά διαμερίσματα της Ελλάδας, το οικονομικά αξιοποιήσιμο εκτιμάται σε 15,6 GWh/yr (Παπαντώνης, 2008).

Τα ΥΗΕ κατηγοριοποιούνται σε μεγάλα και μικρά [ΜΥΗΕ] ως προς την εγκατεστημένη ισχύ, με σύνηθες όριο παγκοσμίως τα 10 MW και ειδικότερα στην Ελλάδα τα 15 MW. Τα ΜΥΗΕ χωρίζονται σε περαιτέρω υποκατηγορίες ως προς την ισχύ, σε mini [<1 MW], micro [100 kW] και pico [<5 kW]. Σημειώνεται πως μόνο τα ΜΥΗΕ εντάσσονται επίσημα στα έργα ΑΠΕ, καθώς τα μεγάλα απαιτούν σημαντικές παρεμβάσεις στη φυσική ροή των υδάτων, με ενδεχόμενες αρνητικές περιβαλλοντικές και οικολογικές επιπτώσεις.

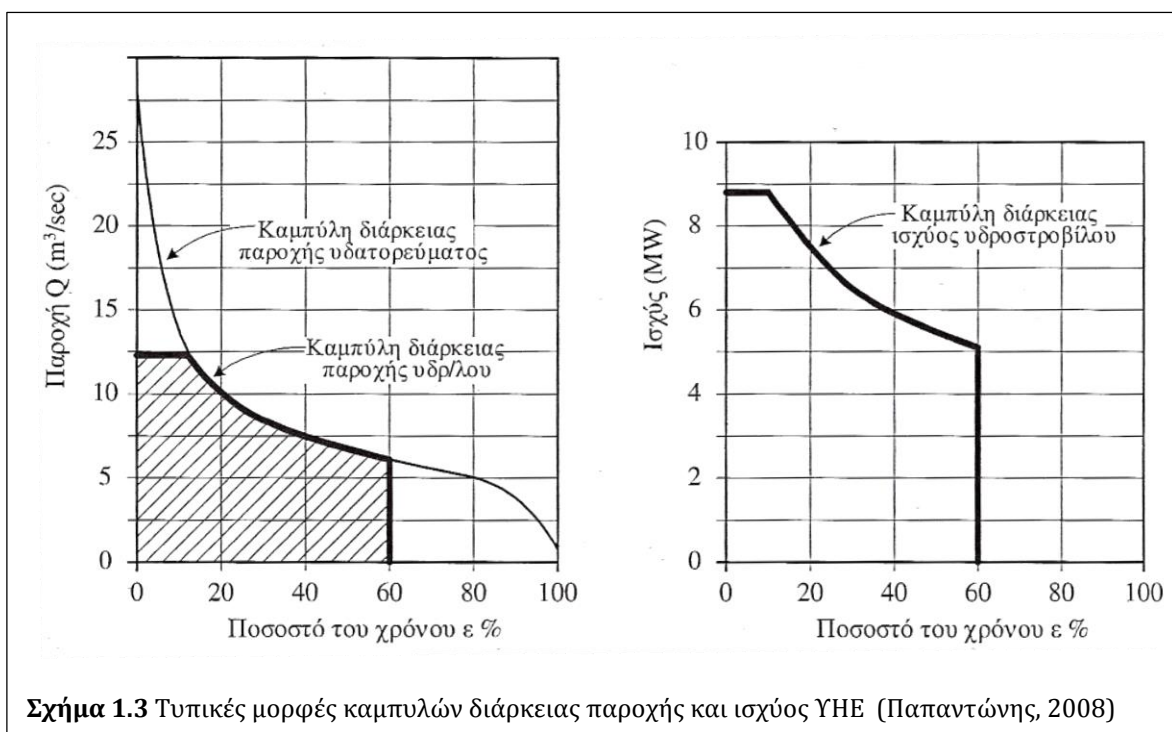
Επίσης, τα ΥΗΕ κατηγοριοποιούνται ως προς τη διαθέσιμη υδραυλική πτώση σε μεγάλου ύψους [>150 m], μέσου ύψους [>20 m] και μικρού ύψους [<20 m]. Ακόμα, τα ΥΗΕ κατηγοριοποιούνται ως προς τον τύπο του υδροστροβίλου, ο οποίος επιλέγεται βάσει των επιθυμητών λειτουργικών χαρακτηριστικών και διαφοροποιεί σημαντικά την απόδοση της ηλεκτροπαραγωγής [Σχ. 1.2]. Οι τύποι αυτοί κατατάσσονται σε δύο βασικές κατηγορίες, τους υδροστροβίλους δράσεως ή μερικής προσβολής [impulse turbines], οι οποίοι λειτουργούν με την κινητική ενέργεια δέσμης ρευστού που προσκρούει σε ένα τμήμα του δρομέα, και στους υδροστροβίλους αντιδράσεως ή ολικής προσβολής [reaction turbines], οι οποίοι χαρακτηρίζονται από πλήρη βύθιση

και ομοιόμορφη υδροδυναμική φόρτιση του δρομέα. Στην πρώτη κατηγορία εντάσσονται οι τύποι Pelton, Turgo, Cross - Flow και ατέρμονα κοχλία [Αρχιμήδη], ενώ στη δεύτερη κατηγορία οι Francis, Kaplan, Deriaz και οι βολβοειδείς υδροστρόβιλοι [Σχ. 1.3]. Τέλος, τα ΥΗΕ χωρίζονται ως προς τον τρόπο εκμετάλλευσης του υδραυλικού δυναμικού, σε αυτά που περιλαμβάνουν ανάντη φράγμα, επιτρέποντας τον προγραμματισμό της ενεργειακής παραγωγής, και αυτά που εκμεταλλεύονται τη φυσική ροή του ύδατος [run-off-river].



Πέραν της εγκατεστημένης ισχύος και της έντασης των τεχνικών παρεμβάσεων στο φυσικό περιβάλλον, τα ΜΥΗΕ παρουσιάζουν ποιοτικές διαφορές σε σχέση με τα μεγάλα. Στα ΜΥΗΕ επιλέγεται και εγκαθίσταται τυποποιημένος ηλεκτρομηχανολογικός [H/M] εξοπλισμός που περιλαμβάνει τον υδροστρόβιλο και τη γεννήτρια, ενώ για τα μεγάλα ΥΗΕ τα εξαρτήματα αυτά μελετώνται κατά περίπτωση,

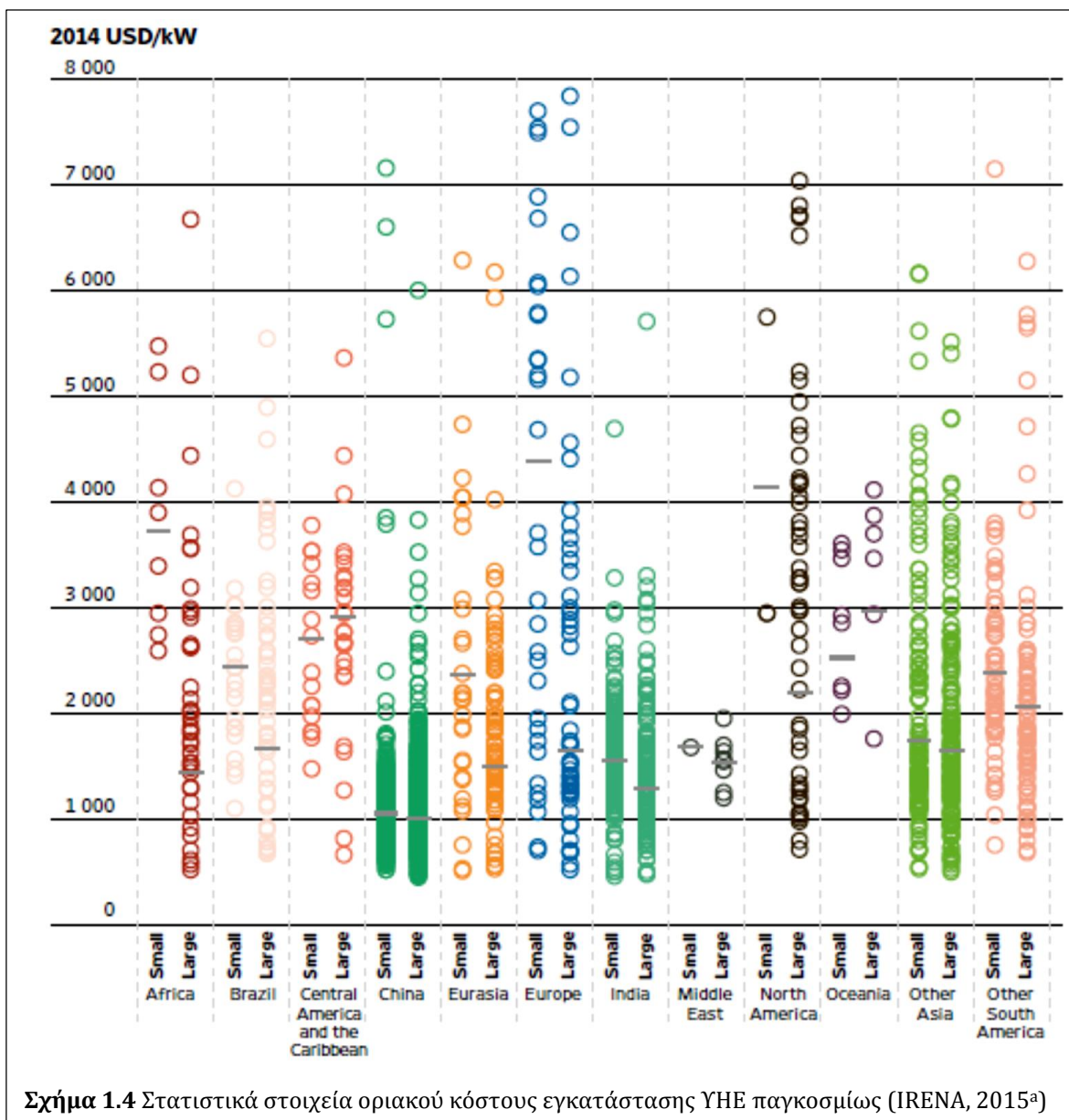
λόγω των ιδιοτήτων του εκάστοτε έργου. Ακόμα, για την ανάπτυξη μεγάλων ΥΗΕ προηγείται μακροχρόνιος σχεδιασμός και διεξάγονται εκτεταμένες μελέτες των υδατορευμάτων, με τα υδρολογικά δεδομένα να εκτείνονται σε βάθος τουλάχιστον 20 ετών, λόγω της σημαντικής συμβολής των έργων αυτών στην εθνική ηλεκτροπαραγωγή. Αντίθετα, στα ΜΥΗΕ, τα οποία συνήθως αναπτύσσονται με ιδιωτική πρωτοβουλία, δεν υπάρχει αυτή η δυνατότητα, με τις διαθέσιμες υδρολογικές μετρήσεις στις εξεταζόμενες θέσεις εγκατάστασης να είναι περιορισμένες. Η ανακρίβεια αυτή έχει επιπτώσεις τόσο στη διαστασιολόγηση του έργου, οδηγώντας σε συντηρητικές εκτιμήσεις του μεγέθους, όσο και στην επισφαλή εκτίμηση της καμπύλης διάρκειας παροχής του υδατορεύματος [Σχ. 1.3] και άρα των αναμενόμενων εσόδων από την παραγόμενη ενέργεια.



Σχήμα 1.3 Τυπικές μορφές καμπυλών διάρκειας παροχής και ισχύος ΥΗΕ (Παπαντώνης, 2008)

Από οικονομοτεχνικής σκοπιάς, τα ΜΥΗΕ είναι τα έργα ΑΠΕ με το συγκριτικά μεγαλύτερο κόστος εγκατάστασης, το οποίο συνήθως εκφράζεται ανηγμένο στην εγκατεστημένη ισχύ P [Σχ. 1.4] και αντιστοιχεί κυρίως σε δομικά έργα και Η/Μ εξοπλισμό [Σχ. 1.5.a], του οποίου το μεγαλύτερο μέρος καταλαμβάνει το κόστος αγοράς τυποποιημένου υδροστροβίλου. Τα ΥΗΕ γενικά παρουσιάζουν οικονομίες κλίμακας (Kaldellis, 2007) επομένως για πολύ μικρή εγκατεστημένη ισχύ αυξάνεται σημαντικά το ανηγμένο κόστος εγκατάστασης, ενώ αντίστοιχη αύξηση αναμένεται και για το σχετικό κόστος του Η/Μ εξοπλισμού. Ειδικότερα, το σχετικό κόστος του υδροστροβίλου αυξάνεται ως προς το συνολικό κόστος εγκατάστασης όσο η

εγκατεστημένη ισχύς του ΜΥΗΕ φθίνει και φτάνει να καταλαμβάνει πολύ μεγάλο μέρος αυτού στις μικρότερες υποκατηγορίες ισχύος, της τάξης του 40% - 50%.

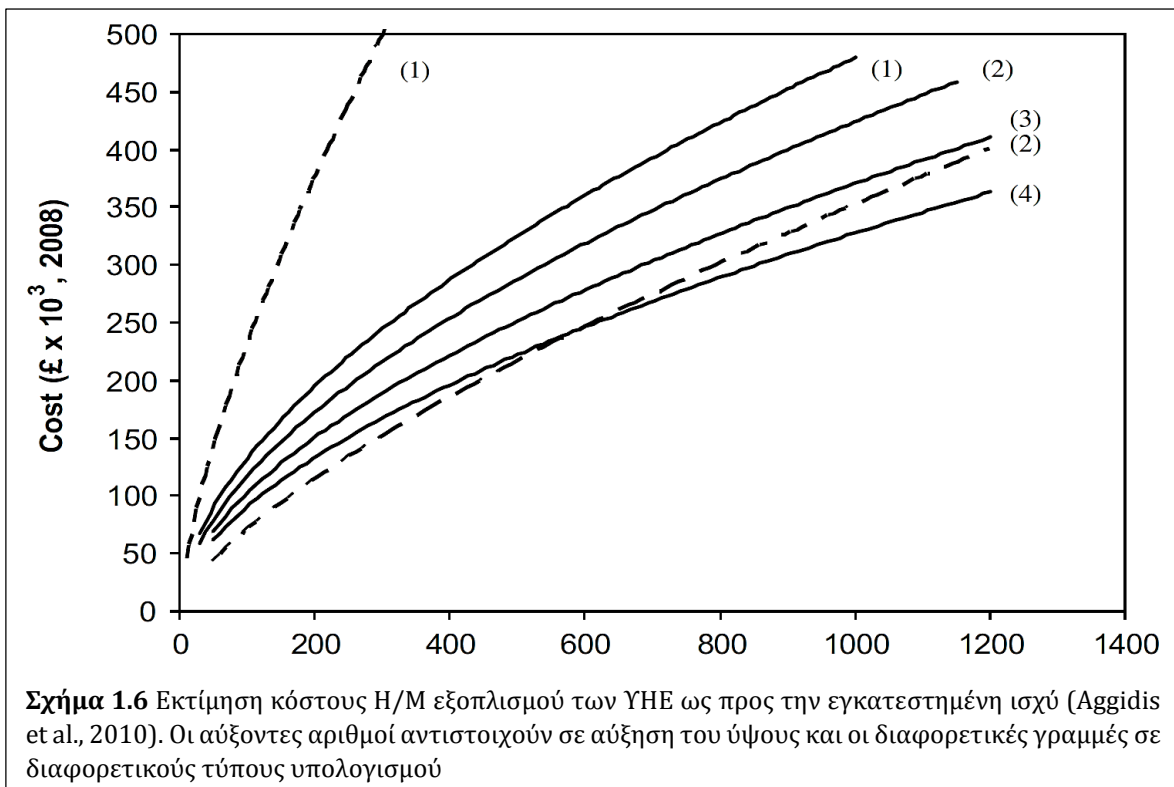
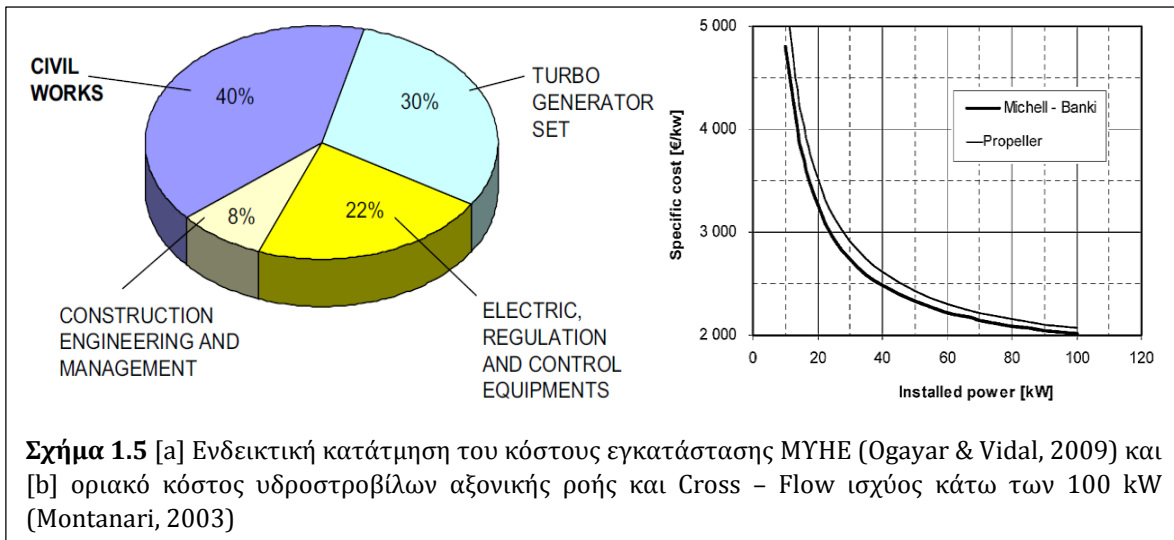


Σχήμα 1.4 Στατιστικά στοιχεία οριακού κόστους εγκατάστασης ΥΗΕ παγκοσμίως (IRENA, 2015^a)

Η τάση αυτή υποστηρίζεται από στατιστικά δεδομένα οικονομικών στοιχείων από εγκατεστημένα ΥΗΕ παγκοσμίως (IRENA, 2012; IRENA 2015), ενώ φαίνεται ανάγλυφα και από την υπερβολική μορφή [Σχ. 1.4.b] που εμφανίζουν οι καμπύλες αντιστοίχων συσχετίσεων της σχετικής βιβλιογραφίας (Paish, 2002; Montanari, 2003; Ogayar & Vidal, 2009; Aggidis et al., 2010), οι οποίες έχουν τη γενική μορφή της Εξ. 1.1 με $0 < b < 1$ και $a, c > 0$ (Voros et al., 2000; Kaldellis et al., 2005; Mishra et al., 2010). Οι συντελεστές αυτοί είναι εν γένει διαφορετικοί ανά χώρα ή και περιοχή, αναλόγως των ειδικών

χαρακτηριστικών αυτής, και συνήθως προσδιορίζονται στατιστικά με ομαδοποίηση των ΥΗΕ ως προς την ισχύ, το ύψος και το είδος του υδροστροβίλου. Ενδεικτικά, αναφέρεται η σχετική μελέτη των Aggidis et al. (2010) για τα ΜΥΗΕ της ΒΔ Αγγλίας [Σχ. 1.6].

$$C_{init} = a \cdot P^b \cdot H^c \quad (1.1)$$



Παράλληλα, τα ετήσια έσοδα από την πώληση ηλεκτρικής ενέργειας αναμένεται να μεταβάλλονται περίπου γραμμικά ως προς την εγκατεστημένη ισχύ. Από τα παραπάνω συνάγεται ότι η εκμετάλλευση μικρών υδατορευμάτων από αντίστοιχα μικρής ισχύος ΜΥΗΕ μπορεί να προκύπτει οικονομικά ασύμφορη από ένα σημείο πέρα, καθώς το οριακό κόστος θα φτάνει να υπερβαίνει το οριακό κέρδος. Το παραπάνω χαρακτηριστικό επιτείνεται από την αναμενόμενη μείωση του βαθμού απόδοσης των υδροστροβίλων ίδιου τύπου για μικρότερη ονομαστική ισχύ.

1.2 Πεδίο Εφαρμογής και Χαρακτηριστικά των PAT

Η χρήση φυγοκεντρικών αντλιών σε ανάστροφη λειτουργία ως υδροστροβίλοι [pumps as turbines, PATs] βρίσκει ολοένα αυξανόμενη απήχηση τις τελευταίες δεκαετίες σε εφαρμογές υδροηλεκτρικής παραγωγής χαμηλής ισχύος, 1÷500 kW, οριακά δε μέχρι 2 MW (Garay, 1990) και τυπικά αντιστοιχούν στις κατηγορίες των mini, micro και pico ΜΥΗΕ. Το συγκριτικό πλεονέκτημα των PAT έναντι των τυποποιημένων υδροστροβίλων που συνήθως χρησιμοποιούνται στα ΜΥΗΕ είναι το σημαντικά χαμηλότερο κόστος κτήσης τους, μειώνοντας τους χρόνους αποπληρωμής της επένδυσης σε 2 έτη ή και λιγότερο (Yang et al., 2012), ενώ ειδικά για έργα ισχύος <100 kW η επιλογή αυτή μπορεί να μειώσει το συνολικό κόστος εγκατάστασης στο 1/10 ή και λιγότερο (Fernandez et al., 2004).

Για τους παραπάνω λόγους, οι PAT αποτελούν μια πρακτική και αποτελεσματική λύση για ηλεκτροπαραγωγή χαμηλού κόστους σε απομακρυσμένες περιοχές και ιδιαίτερα σε μικρούς, ορεινούς οικισμούς. Ακόμα, οι PAT συνιστούν δημοφιλή επιλογή σε αναπτυσσόμενες χώρες, όπως η Ινδία (Motwani et al., 2013; Jain & Patel, 2014), το Ιράν (Derakhshan & Nourbakhsh, 2008^a), το Λάος (Arriaga, 2010) και η Αιθιοπία (Dribbsa et al., 2015), όπου για μεγάλα τμήματα του πληθυσμού της υπαίθρου είναι ασύμφορη η σύνδεση με το δίκτυο διανομής για την κάλυψη των ενεργειακών τους αναγκών. Τέλος, προσφάτως οι PAT βρίσκουν εφαρμογή στη χημική βιομηχανία (Singh, 2005) και στα δίκτυα ύδρευσης (Alatorre – Frenk, 1998; Fecarotta et al., 2011; Jafari et al., 2015) για την ανάκτηση της απορριπτόμενης υδραυλικής ενέργειας, αντικαθιστώντας τις βαλβίδες εκτόνωσης.

Η ανάστροφη λειτουργία των αντλιών αναμένεται να παρουσιάζει ομοιότητες με τη λειτουργία των υδροστροβίλων αντιδράσεως. Η βασική διαφορά τους εντοπίζεται στην απουσία δυνατότητας ρύθμισης των συνθηκών λειτουργίας στις PAT, και ειδικότερα της διερχόμενης παροχής, καθώς και στους σημαντικά χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης, με την επιδείνωση αυτή να επιτείνεται στα σημεία λειτουργίας εκτός των ΚΣΛ (Derakhshan & Nourbakhsh, 2008^a; Agarwal, 2012; Raman et al., 2013; Ismail et al., 2014; Giosio et al., 2015) με αποτέλεσμα η εγκατάστασή τους να μελετάται συνήθως για μόνιμη λειτουργία στο αντίστοιχο ΚΣΛ. Ειδικότερα, οι πτερωτές των

φυγοκεντρικών αντλιών PAT συνήθως έχουν μικρότερο αριθμό πτερυγίων, μεγαλύτερες διαμέτρους [$\sim 30\%$] και μικρότερα πλάτη από τους δρομείς υδροστροβίλων Francis για τα ίδια λειτουργικά χαρακτηριστικά (Παπαντώνης, 2002). Οι μορφές των αντιστοιχών μεσημβρινών καναλιών υποδεικνύουν ότι οι αντλίες μπορούν να λειτουργήσουν καλύτερα ως υδροστρόβιλοι από ότι οι υδροστρόβιλοι ως αντλίες, καθώς στην πρώτη περίπτωση η ροή θα είναι επιταχυνόμενη άρα δε θα παρουσιάζει προβλήματα αποκόλλησης της ροής, ενώ αντίθετα στη δεύτερη, η ροή θα είναι επιβραδυνόμενη και άρα ασταθής (Alatorre – Frenk, 1994). Η ανάλυση αυτή μπορεί να επεκταθεί, αντιστοιχίζοντας τους υδροστροβίλους τύπων Pelton και Kaplan με την ανάστροφη λειτουργία φυγοκεντρικών αντλιών περισσοτέρων βαθμίδων και αντλιών αξονικής ροής, αντιστοιχώς (Derakhshan & Nourbakhsh, 2008^a).

Ωστόσο, παρά τα παραπάνω ευνοϊκά χαρακτηριστικά, η ανάστροφη λειτουργία των αντλιών πάγια χαρακτηρίζεται από χαμηλούς βαθμούς απόδοσης και μάλιστα μικρότερους από τους αντίστοιχους της αντλητικής λειτουργίας στην πλειοψηφία των περιπτώσεων της σχετικής βιβλιογραφίας, καθώς η χρήση αυτή δεν έχει προβλεφθεί κατά τον σχεδιασμό τους. Προκύπτει λοιπόν η αναγκαιότητα της βελτίωσης της απόδοσης των PAT, ώστε αυτές να καταστούν εκλυστικότερες σε έργα ηλεκτροπαραγωγής μικρής ισχύος.

1.3 Στόχοι και Μεθοδολογία της Διατριβής

Έχοντας καταδείξει προηγουμένως το εύρος εφαρμογών και τα συγκριτικά πλεονεκτήματα της χρήσης PAT στην υδροηλεκτρική παραγωγή μικρής ισχύος, προκύπτει η ανάγκη για την επίτευξη ικανοποιητικής προσαρμογής τους στις λειτουργικές απαιτήσεις του εκάστοτε υδάτινου δυναμικού προς εκμετάλλευση. Για τον σκοπό αυτό, η παρούσα Διατριβή εστιάζει στην υπολογιστική μελέτη της ευθείας και ανάστροφης λειτουργίας φυγοκεντρικών αντλιών και στη διερεύνηση των περιθωρίων βελτίωσης των λειτουργικών τους χαρακτηριστικών. Έτσι, τίθενται οι εξής διαδοχικοί στόχοι:

- Επίτευξη γεωμετρικών πτερωτής και σπειροειδούς κελύφους φυγοκεντρικών αντλιών που θα ανταποκρίνονται σε επιθυμητό ΚΣΛ
- Εύρεση των χαρακτηριστικών της ανάστροφης λειτουργίας των παραπάνω αντλιών ως υδροστροβίλων
- Βελτίωση της απόδοσης των PAT
- Τεκμηρίωση των αριθμητικών αποτελεσμάτων στις πλήρεις μηχανές
- Πειραματική επιβεβαίωση του χρησιμοποιούμενου υπολογιστικού μοντέλου

Συνοπτικά, η υπολογιστική μελέτη διεξάγεται γύρω από προκαθορισμένο ΚΣΛ αντλητικής λειτουργίας χαμηλής ισχύος [$\sim 4 \text{ kW}$]. Προκειμένου να επιτευχθεί αυτό, οι

παραγόμενες γεωμετρίες της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους από τις αντίστοιχες μεθόδους παραμετρικού σχεδιασμού αξιολογούνται τμηματικά με χρήση εμπορικού λογισμικού CFD και οι τιμές των παραμέτρων επιλέγονται κατόπιν διεξαγωγής αριθμητικής βελτιστοποίησης. Στη συνέχεια, διεξάγονται προσομοιώσεις της ανάστροφης λειτουργίας στις γεωμετρίες αυτές για τη μελέτη τους ως PAT. Έπειτα, μελετάται η βελτίωση της απόδοσης στην ανάστροφη λειτουργία, εξετάζοντας μια σειρά σχεδιαστικών παρεμβάσεων. Η λειτουργία των παραπάνω γεωμετριών στη συνέχεια προσομοιώνεται στα πλήρη υπολογιστικά χωρία. Τέλος, η μεθοδολογία αυτή χρησιμοποιείται σε βιομηχανική εφαρμογή βελτίωσης PAT, με τα αριθμητικά αποτελέσματα που προέβλεψαν βελτιωμένη ανάστροφη λειτουργία να επιβεβαιώνονται και πειραματικά.

1.4 Διάρθρωση της Διατριβής

Η έρευνα που διεξήχθη στο πλαίσιο της παρούσας Διατριβής και τα σχετικά αποτελέσματα έχει την παρακάτω δομή:

Στο Κεφ. 2 διεξάγεται επισκόπηση της διεθνούς βιβλιογραφίας αναφορικά με τις PAT, τις σχεδιαστικές μεθόδους που χρησιμοποιούνται στις φυγοκεντρικές αντλίες και την υπολογιστική μελέτη των υδροδυναμικών μηχανών αντιδράσεως. Ειδικότερα, παρουσιάζονται οι προτεινόμενες εμπειρικές σχέσεις εκτίμησης της λειτουργίας των PAT, οι προτεινόμενες σχεδιαστικές παρεμβάσεις, σχετικές υπολογιστικές και πειραματικές μελέτες και ειδικές περιπτώσεις εφαρμογής. Στη συνέχεια, αναλύονται οι επικρατέστερες μέθοδοι και κατευθύνσεις για τον σχεδιασμό της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους φυγοκεντρικών αντλιών. Τέλος, μελετώνται περιπτώσεις υπολογιστικής προσομοίωσης σε αντλίες και υδροστροβίλους, σε συνδυασμό με παραμετρικές μεθόδους σχεδιασμού και διαδικασίες βελτιστοποίησης κατά περίπτωση.

Στο Κεφ. 3 περιγράφονται οι μέθοδοι παραμετρικού σχεδιασμού φυγοκεντρικών αντλιών που αναπτύχθηκαν και χρησιμοποιήθηκαν στο πλαίσιο της παρούσας Διατριβής. Ειδικότερα, ο σχεδιασμός της πτερωτής διεξάγεται διαδοχικά για το μεσημβρινό κανάλι και τα τριδιάστατα πτερύγια. Παρουσιάζονται δύο σχεδιαστικοί αλγόριθμοι με διαφορετική μοντελοποίηση για κάθε επίπεδο, πλήρως συμβατοί μεταξύ τους ανά δύο, οδηγώντας έτσι σε 4 διακριτές μεθόδους. Η αντίστοιχη σχεδιαστική μέθοδος για το σπειροειδές κέλυφος διαφέρει σημαντικά από τη θεωρητική προσέγγιση, προσαρμόζεται στις ζητούμενες εξωτερικές διαστάσεις της συνεργαζόμενης πτερωτής και εξασφαλίζει ομαλότητα των επιφανειών του. Τέλος, η στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων για τη λειτουργική βελτίωση των PAT σχεδιάζεται

με συμμετρικές αεροτομές, επιλέγοντας το άνοιγμα των πτερυγίων σε κάθε περίπτωση.

Στο Κεφ. 4 αναλύεται το υπολογιστικό μοντέλο που θα χρησιμοποιηθεί στη συνέχεια για τη διεξαγωγή των προσομοιώσεων της ροής. Επίσης, παρατίθεται η διαδικασία κατασκευής των υπολογιστικών χωρίων για τις διάφορες εξεταζόμενες περιπτώσεις ροής, τα χρησιμοποιούμενα αριθμητικά πλέγματα για τη διακριτοποίησή τους και η επιβολή των αντίστοιχων οριακών συνθηκών. Ακόμα, στο στάδιο της επεξεργασίας των αριθμητικών αποτελεσμάτων εισάγονται τα κριτήρια αξιολόγησης και τα εργαλεία ποιοτικής ανάλυσης της ροής. Τέλος, επεξηγείται η διαδικασία που ακολουθείται για τα προβλήματα βελτιστοποίησης, καθώς και ορισμένα ειδικά χαρακτηριστικά του χρησιμοποιούμενου λογισμικού EASY.

Στο Κεφ. 5 περιγράφεται η υπολογιστική διερεύνηση της Διατριβής, εξετάζοντας τμηματικά την αντλητική λειτουργία. Πρώτα, αναλύεται η μέθοδος παραγωγής αρχικών γεωμετριών πτερωτής για το ζητούμενο ΚΣΛ φυγοκεντρικής αντλίας με χρήση των αντίστοιχων σχεδιαστικών μεθόδων και προσομοιώνεται η λειτουργία τους. Στη συνέχεια, μελετάται η ροή σε αντίστοιχη γεωμετρία του σπειροειδούς κελύφους. Τέλος, διεξάγονται διαδικασίες βελτιστοποίησης σχεδιασμού για την επίτευξη του ζητούμενου ΚΣΛ και επιλέγονται οι νέες γεωμετρίες πτερωτής, οι οποίες ανταποκρίνονται σε αυτόν το στόχο και εμφανίζουν βελτίωση της απόδοσης ως προς τις αντίστοιχες αρχικές.

Στο Κεφ. 6 διερευνάται τμηματικά η ανάστροφη λειτουργία των φυγοκεντρικών αντλιών ως υδροστρόβιλοι, με τις νέες πτερωτές που επιλέχθηκαν παραπάνω να χρησιμοποιούνται ως αρχικοί δρομείς PAT. Στη συνέχεια, εξετάζονται ορισμένες σχεδιαστικές παρεμβάσεις για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης των PAT. Συγκεκριμένα, μελετάται ο ανασχεδιασμός του δρομέα με διαδικασίες βελτιστοποίησης, η προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων και η παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων για τη διαμόρφωση των συνθηκών εισόδου της ροής.

Στο Κεφ. 7 επανεξετάζονται οι περιπτώσεις των Κεφ. 5 & 6, στις αντίστοιχες, πλήρεις μηχανές και μελετάται η επίδραση της σχετικής θέσης πτερωτής/δρομέα και σπειροειδούς κελύφους. Επίσης, τα αποτελέσματα συγκρίνονται ποιοτικά με τα αντίστοιχα της τμηματικής ανάλυσης. Τέλος, εξάγονται συγκρίνονται οι αδιάστατες παράμετροι λειτουργίας των εξεταζόμενων PAT με τις αντίστοιχες εκτιμήσεις που δίνουν οι δημοφιλέστερες σχέσεις της σχετικής βιβλιογραφίας.

Στο Κεφ. 8 παρατίθεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για τη βιομηχανική εφαρμογή βελτίωσης του σχεδιασμού μιας PAT, η οποία περιλαμβάνει την ψηφιακή αποτύπωση της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους, και στη συνέχεια τη διεξαγωγή

προσομοιώσεων στα πλήρη υπολογιστικά χωρία για την αντλητική και την ανάστροφη λειτουργία σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής για την αρχική και τη νέα γεωμετρία πτερωτής/δρομέα, η οποία προέκυψε μετά από βελτιστοποίηση. Στη συνέχεια, η νέα πτερωτή κατασκευάζεται με τριδιάστατη εκτύπωση και διεξάγονται πειραματικές μετρήσεις της ανάστροφης λειτουργίας των δύο δρομέων σε ειδική εγκατάσταση του ΕΥΜ/ΕΜΠ. Τέλος, τα αριθμητικά αποτελέσματα συγκρίνονται με τα στοιχεία του κατασκευαστή για αντλητική λειτουργία και με τις πειραματικές μετρήσεις για ανάστροφη λειτουργία.

Στο Κεφ. 9 γίνεται μια ανασκόπηση της μεθοδολογίας σχεδιασμού PAT που αναπτύχθηκε και εφαρμόστηκε στην παρούσα Διατριβή και συνοψίζονται τα κύρια αποτελέσματα και συμπεράσματα που προέκυψαν. Στη συνέχεια, καταγράφονται τα καινοτόμα στοιχεία της Διατριβής και παρουσιάζονται οι σχετικές δημοσιεύσεις που προέκυψαν από αυτήν. Τέλος, διατυπώνονται προτάσεις για την αξιοποίηση και περαιτέρω ανάπτυξη της τεχνογνωσίας που αποκτήθηκε για τον σχεδιασμό υδροδυναμικών μηχανών βελτιωμένων χαρακτηριστικών λειτουργίας και απόδοσης.

2. Βιβλιογραφική Επισκόπηση

Έχοντας θέσει προηγουμένως τους στόχους της παρούσας Διατριβής, στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται μια επισκόπηση συγκεκριμένων σημείων της διεθνούς βιβλιογραφίας. Ειδικότερα, εξετάζεται αρχικά η ανάστροφη λειτουργία αντλιών ως υδροτροβίλων [Κεφ. 2.1], στη συνέχεια οι κλασικές σχεδιαστικές μεθοδολογίες των υδροδυναμικών μηχανών με έμφαση στις φυγοκεντρικές αντλίες [Κεφ. 2.2] και τέλος οι υπολογιστικές προσομοιώσεις, σε ορισμένες περιπτώσεις συνδυασμένες με σχεδιαστικές προσεγγίσεις και στρατηγικές βελτιστοποίησης που έχουν διεξαχθεί για αντλίες και υδροτροβίλους [Κεφ. 2.3].

Η επισκόπηση των PAT χωρίζεται στις στατιστικές συχτίσεις για την εκτίμηση των χαρακτηριστικών της ανάστροφης λειτουργίας βάσει των αντίστοιχων αντλητικών χαρακτηριστικών, στις ειδικές διαμορφώσεις και τροποποιήσεις για τη βελτίωση της απόδοσης, στις απαντώμενες περιπτώσεις πειραματικής διερεύνησης και υπολογιστικής προσομοίωσης και τέλος στην ειδική εφαρμογή τους στα δίκτυα ύδρευσης. Τα παραπάνω στην παρούσα Διατριβή αποτελούν υπόβαθρο τόσο για την υπολογιστική μελέτη της ανάστροφης λειτουργίας φυγοκεντρικών αντλιών και τη διερεύνηση των περιθωρίων βελτίωσης των PAT με μια σειρά σχεδιαστικών παρεμβάσεων [βλ. Κεφ. 6 & 7], όσο και για τη διεξαγωγή αντίστοιχης βιομηχανικής εφαρμογής [βλ. Κεφ. 8].

Περαιτέρω, οι σχεδιαστικές προσεγγίσεις που εξετάζονται εδώ αφορούν κυρίως στη χάραξη της πτερωτής φυγοκεντρικών αντλιών και δευτερευόντως στον σχεδιασμό του σπειροειδούς κελύφους και της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων. Ειδικότερα, η μελέτη της πτερωτής διακρίνεται στη χάραξη του αξονοσυμμετρικού καναλιού και στην τριδιάστατη απεικόνιση των πτερυγίων. Στη βάση των προσεγγίσεων αυτών αναπτύσσονται στη συνέχεια οι αλγόριθμοι παραμετρικού σχεδιασμού της παρούσας Διατριβής για τα αντίστοιχα τμήματα φυγοκεντρικών αντλιών και PAT [βλ. Κεφ. 3].

Τέλος, η επισκόπηση πλήθους πρόσφατων περιπτώσεων υπολογιστικής προσομοίωσης της λειτουργίας υδροδυναμικών μηχανών αντιδράσεως δίνει επαρκή εικόνα σχετικά με τα ευρύτερα χρησιμοποιούμενα αριθμητικά μοντέλα και εμπορικά λογισμικά για την επίλυση της ροής, τα οποία σε ορισμένες περιπτώσεις συνδυάζονται με παραμετροποίηση των γεωμετριών και μεθόδους βελτιστοποίησης. Το εύρος των εξεταζόμενων μοντέλων προσομοίωσης και οι επικρατούσες μέθοδοι συγκρίνονται ποιοτικά με το χρησιμοποιούμενο λογισμικό και τα ειδικά χαρακτηριστικά του που επιλέγονται για την υπολογιστική διερεύνηση της παρούσας Διατριβής [βλ. Κεφ. 4].

2.1 Ερευνητική δραστηριότητα PAT

Το μεγαλύτερο κομμάτι της έρευνας στις PAT αφορά στην εκτίμηση των χαρακτηριστικών της ανάστροφης λειτουργίας, με αρκετούς ερευνητές να προτείνουν διαχρονικά διάφορες μεθοδολογίες πρόβλεψης, στηριζόμενες σε θεωρητικές προσεγγίσεις και στατιστικές εκτιμήσεις από πειραματικά δεδομένα. Συνήθως, οι προτεινόμενες συσχετίσεις χρησιμοποιούν ως παραμέτρους τον βαθμό απόδοσης ή και τον ειδικό αριθμό στροφών για αντλητική λειτουργία, η_P και n_{qP} αντιστοίχως, στοιχεία διαθέσιμα για εμπορικές αντλίες προοριζόμενες για PAT, ενώ οι παλαιότερες εξ αυτών χρησιμοποιούν σταθερούς συντελεστές για κάθε περίπτωση. Επίσης, έχει μελετηθεί η επίδραση ορισμένων ειδικών σχεδιαστικών παρεμβάσεων και τροποποιήσεων, προκειμένου να επιτευχθεί βελτιωμένη λειτουργία των PAT. Η λειτουργία των PAT συνήθως εξετάζεται με τη διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων, ενώ τα τελευταία χρόνια δοκιμάζεται η υπολογιστική προσομοίωση της ροής με χρήση εργαλείων CFD. Τέλος, τις τελευταίες δεκαετίες μελετάται η χρήση PAT για την αντικατάσταση βαλβίδων εκτόνωσης πίεσης [Pressure Relief Valves – PRV] σε μεγάλα συστήματα διανομής ύδατος. Οι παραπάνω περιοχές μελέτης επισκοπούνται διαδοχικά στην παράγραφο αυτή.

2.1.1 Εκτίμηση Χαρακτηριστικών Λειτουργίας PAT

Γενικά, η εκτίμηση των χαρακτηριστικών των PAT έγκειται πρωτίστως στο ΚΣΛ για ανάστροφη λειτουργία. Η παροχή Q_T , το ολικό ύψος H_T , η ισχύς P_T και ο βαθμός απόδοσης η_T συνήθως εκφράζονται ως προς τα αντίστοιχα μεγέθη Q_P , H_P , P_P και η_P για αντλητική λειτουργία, τα οποία για εμπορικές αντλίες είναι διαθέσιμα από τα εγγυημένα διαγράμματα του κατασκευαστή, με τις αντίστοιχες αδιάστατες παραμέτρους h , q , p και λ [Εξ. 2.1 – 2.4].

$$h = \left(\frac{H_T}{H_P} \right)_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.1)$$

$$q = \left(\frac{Q_T}{Q_P} \right)_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.2)$$

$$p = \left(\frac{N_T}{N_P} \right)_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.3)$$

$$\lambda = \left(\frac{\eta_T}{\eta_P} \right)_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.4)$$

Ειδικότερα, από τη συγκριτική θεωρητική ανάλυση της ροής στην πτερωτή/δρομέα για αντλητική και ανάστροφη λειτουργία αντιστοίχως προκύπτει ποιοτικά η

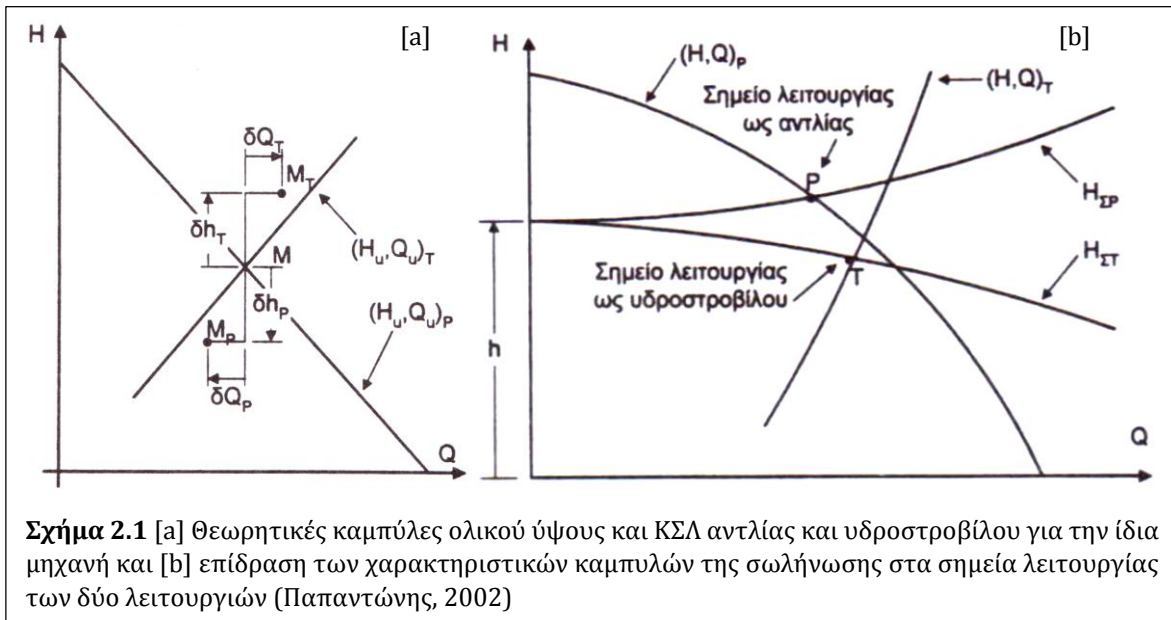
αναμενόμενη διαφοροποίηση του ΚΣΛ της μηχανής. Συγκεκριμένα, κατά την αντλητική λειτουργία, το πραγματικό ολικό ύψος H_P θα είναι μικρότερο του θεωρητικού H_u κατά τις υδραυλικές απώλειες δH_P και η πραγματική παροχή Q_P επίσης μικρότερη της θεωρητικής Q_u κατά τις ογκομετρικές απώλειες δQ_P της ροής στους λαβυρίνθους. Αντίθετα, για τους ίδιους λόγους, κατά τη λειτουργία ως υδροστρόβιλος το πραγματικό ολικό ύψος H_T αναμένεται μεγαλύτερο του θεωρητικού H_u κατά δH_T και η πραγματική παροχή Q_T αντίστοιχα μεγαλύτερη της Q_u κατά δQ_T [Σχ. 2.1.a]. Θα ισχύει λοιπόν:

$$H_P = H_u - \delta H_P \quad (2.5)$$

$$Q_P = Q_u - \delta Q_P \quad (2.6)$$

$$H_T = H_u + \delta H_T \quad (2.7)$$

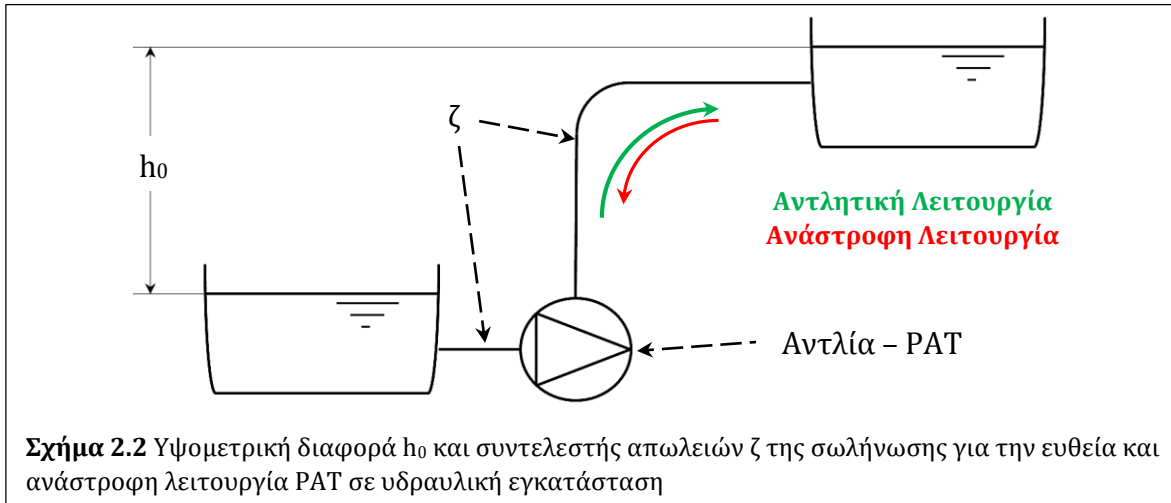
$$Q_T = Q_u + \delta Q_T \quad (2.8)$$



Από τα παραπάνω, καθίσταται σαφές ότι οι αδιάστατες παράμετροι q και h θα παίρνουν τιμές μεγαλύτερες της μονάδας. Οι διαφορές αυτές μεταξύ αντλητικού και ανάστροφου ΚΣΛ επιτείνονται από τις πρόσθετες υδραυλικές απώλειες $\delta h = \zeta \cdot Q^2$ της σωλήνωσης [Σχ. 2.2], με ζ τον σχετικό συντελεστή απωλειών, καθώς αυτές στην αντλητική λειτουργία προστίθενται στη διαφορά στάθμης h_0 που καλείται να υπερνικήσει το ρευστό, ενώ στην ανάστροφη αφαιρούνται το h_0 το οποίο τώρα αποτελεί τη διαθέσιμη υδραυλική πτώση, απομακρύνοντας έτσι περαιτέρω τα σημεία τομής των χαρακτηριστικών καμπυλών της σωλήνωσης H_{SP} και H_{ST} [Εξ. 2.9 & 2.10] με τις αντίστοιχες καμπύλες λειτουργίας $(H, Q)_P$ και $(H, Q)_T$ [Σχ. 2.1.b].

$$H_{\Sigma P} = h_0 + \zeta \cdot Q^2 \quad (2.9)$$

$$H_{\Sigma T} = h_0 - \zeta \cdot Q^2 \quad (2.10)$$



Θα πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι οι διάφοροι τύποι που έχουν προταθεί διαχρονικά για την εκτίμηση του ΚΣΛ των PAT παρουσιάζουν μεταξύ τους σημαντικές αποκλίσεις, τόσο στα μεγέθη που επιλέγουν να συσχετίσουν όσο και στα αποτελέσματα που δίνουν. Οι διαφοροποιήσεις αυτές οφείλονται στη μεγάλη ποικιλία σχεδιασμού των μελετώμενων αντλιών, καθώς αυτές συνήθως προέρχονται από διαφορετικούς κατασκευαστές, στις μεταξύ τους διαφορές επιμέρους λειτουργικών χαρακτηριστικών, ακόμα και όταν αυτές ομαδοποιούνται για μεγαλύτερη ομοιομορφία, και τέλος στα διαφορετικά δεδομένα πειραματικών μετρήσεων που έχει στη διάθεσή του ο κάθε ερευνητής για στατιστική επεξεργασία.

Ο Stepanoff (1957) προτείνει τους παρακάτω τύπους για την εκτίμηση των q [Εξ. 2.12], h [Εξ. 2.13] και της συσχέτισης των ειδικών αριθμών στρωφών αντλίας η_{qP} και υδροστροβίλου η_{qT} [Εξ. 2.214], υποθέτοντας κοινή ταχύτητα περιστροφής για τις δύο λειτουργίες και κάνοντας προηγουμένως την υπόθεση της Εξ. 2.11 για τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης η_{HP} της αντλητικής λειτουργίας:

$$\eta_{HP} = \sqrt{\eta_P} \quad (2.11)$$

$$q = \frac{1}{\eta_{HP}} = \frac{1}{\sqrt{\eta_P}} \quad (2.12)$$

$$h = \frac{1}{\eta_{HP}^2} = \frac{1}{\eta_P} \quad (2.13)$$

$$n_{qT} = \eta_{HP} \cdot n_{qP} \Rightarrow \frac{q^{0,5}}{h^{0,75}} = \eta_P^{0,5} \quad (2.14)$$

Ο Childs (1962) θεώρησε την απορροφώμενη ισχύ της αντλίας, P_T ίση με αυτή της παραγόμενης ισχύος P_P από την αντίστοιχη PAT, κάνοντας ακόμα την παραδοχή $q = h$ [Εξ. 2.15], ενώ εξισώνοντας επιπρόσθετα τους βαθμούς απόδοσης των δύο λειτουργιών, θεωρώντας δηλαδή $\eta_P = \eta_T$, κατέληξε στους απλοποιημένους τύπους εκτίμησης των q και h ως προς την αντλητική λειτουργία [Εξ. 2.16]. Την ίδια μέθοδο εισηγούνται και οι McClaskey & Lundquist (1976) και οι Lueneburg & Nelson (1985), με την προϋπόθεση ότι πρόκειται για προκαταρκτική εκτίμηση που θα πρέπει να ελεγχθεί πειραματικά.

$$P_T = P_P \Rightarrow \rho \cdot g \cdot H_T \cdot Q_T \cdot \eta_T = \frac{\rho \cdot g \cdot H_P \cdot Q_P}{\eta_P} \Rightarrow h = q = \frac{1}{(\eta_P \cdot \eta_T)^{0,5}} \quad (2.15)$$

$$h = q = \frac{1}{\eta_P} \quad (2.16)$$

Ο Hancock (1963) προτείνει τους ίδιους τύπους εκτίμησης των q και h με τον Childs (1962) ως προς τον βαθμό απόδοσης του στροβίλου [Εξ. 2.17], με την πρόσθετη υπόθεση ότι το η_T θα βρίσκεται στο εύρος $\pm 2\%$ του η_P :

$$h = q = \frac{1}{\eta_T} \quad (2.17)$$

Ο Grover (1980) χρησιμοποιεί τις στατιστικές συσχετίσεις των Εξ. 2.18 και 2.19 για τις παραμέτρους q και h ως προς τον ειδικό αριθμό στροφών της ανάστροφης λειτουργίας n_{qT} , θέτοντας ως όρια εφαρμογής $n_{qT} < 50$, χωρίς να λαμβάνει υπόψη το μέγεθος της μηχανής:

$$q = 2,379 - 0,0264 \cdot n_{qT} \quad (2.18)$$

$$h = 2,693 - 0,0229 \cdot n_{qT} \quad (2.19)$$

Ο Sharma (1985) επίσης κάνει τις παραδοχές $P_T = P_P$ και $\eta_T = \eta_P$, χωρίς ωστόσο να εξισώνει τους βαθμούς απόδοσης των δύο λειτουργιών, καταλήγοντας έτσι στη σύνθετη σχέση της Εξ. 2.20 για τα q και h .

$$h \cdot q = \frac{1}{\eta_P^2} \quad (2.20)$$

Ο Hergt (Lewinsky - Kesslitz, 1987) βάσει επεξεργασίας και προσαρμογής στατιστικών δεδομένων εκτιμά τα q και h ως προς τον ειδικό αριθμό στροφών n_{qT} της ανάστροφης λειτουργίας [Εξ. 2.21 & 2.22].

$$q = 1,3 - \frac{1,6}{n_{qT} - 5} \quad (2.21)$$

$$h = 1,3 - \frac{6}{n_{qT} - 3} \quad (2.22)$$

Οι Naber & Hausch (1987) [Εξ. 2.23 & 2.24], Palgrave (1987) [Εξ. 2.25 & 2.26] και Sanchez (1991) [Εξ. 2.27 & 2.28] χρησιμοποιούν σταθερούς τύπους εκτίμησης των q και h για κάθε PAT. Ειδικότερα, ο Palgrave κάνει την υπόθεση $q = h$, ενώ δίνει και μια τέτοια αντίστοιχη εκτίμηση για την αδιάστατη παράμετρο του βαθμού απόδοσης λ .

$$q = 1,3 \quad (2.23)$$

$$h = 1,3519 \quad (2.24)$$

$$q = h = 1,471 \quad (2.25)$$

$$\lambda = 1,1 \quad (2.26)$$

$$q = 1,35 \quad (2.27)$$

$$h = 1,3 \quad (2.28)$$

Ο Shmiedl (1988) υιοθετεί μια διαφορετική εκτίμηση για τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης της αντλίας η_{HP} , εμπλέκοντας τους ολικούς βαθμούς απόδοσης των δύο λειτουργιών η_P και η_T [Εξ. 2.29], και διατυπώνει βάσει αυτού τις Εξ. 2.30 & 2.31, για τις οποίες ωστόσο απαιτούνται πρόσθετες εκτιμήσεις, καθώς δεν επαρκούν τα στοιχεία της αντλίας:

$$\eta_{HP} = (\eta_P \cdot \eta_T)^{0,25} \quad (2.29)$$

$$q = \frac{2,5}{\eta_{HP}} - 1,4 \quad (2.30)$$

$$h = \frac{2,4}{\eta_{HP}^2} - 1,5 \quad (2.31)$$

Οι Alatorre - Frenk & Thomas (1990) κάνουν στατιστική επεξεργασία σε πειραματικά δεδομένα περιορισμένου αριθμού PAT, καταλήγοντας σε σχέσεις εκτίμησης των q και h ως προς τον βαθμό απόδοσης της αντλίας [Εξ. 2.32 & 2.33], ενώ προτείνουν και μια σταθερή γραμμική συσχέτιση των βαθμών απόδοσης η_T και η_P [Εξ. 2.34]:

$$q = \frac{0,85 \cdot \eta_P^5 + 0,385}{2 \cdot \eta_P^{9,5} + 0,205} \quad (2.32)$$

$$h = \frac{1}{0,85 \cdot \eta_P^5 + 0,385} \quad (2.33)$$

$$\eta_T = \eta_P - 0,03 \quad (2.34)$$

Ο Williams (1994) συνδυάζει τον πεπλεγμένο τύπο του Sharma (1985) με εκείνον του Stepanoff (1957) [Εξ. 2.20 & 2.14 αντιστοίχως], καταλήγοντας έτσι σε εκθετικές εκτιμήσεις των q και h ως προς τον βαθμό απόδοσης η_P [Εξ. 2.35 & 2.36].

$$q = \frac{1}{\eta_P^{0,8}} \quad (2.35)$$

$$h = \frac{1}{\eta_P^{1,2}} \quad (2.36)$$

Στην ίδια εργασία, ο Williams συγκρίνει την αποτελεσματικότητα των μεθόδων των Stepanoff (1957), Childs (1962), Hancock (1963), Grover (1980), Hergt (1987), Schmiedl (1988) καθώς και την τροποποιημένη από τον ίδιο μέθοδο του Sharma για την εκτίμηση των q και h για ένα δείγμα 35 αντλιών με $12,7 \leq n_{qP} \leq 173,3$ προβαίνοντας στις θεωρήσεις ότι για αποδεκτή εκτίμηση το σφάλμα για το η_T θα πρέπει να είναι μικρότερο από $\pm 5\%$, η πτώση πίεσης στον αγωγό προσαγωγής θα είναι 15% της υδραυλικής πτώσης και το σφάλμα για τα H_T , Q_T πρέπει να βρίσκεται εντός έλλειψης στο επίπεδο $H - Q$ με κέντρο της το ΚΣΛ του ΡΑΤ, με τον μεγάλο άξονα να έχει θετική κλίση 45° [Σχ. 2.3.a].

Επιπρόσθετα, τα αποδεκτά εύρη τίθενται αυθαίρετα $\pm 30\%$ για το μεγάλο και $\pm 10\%$ για τον μικρό άξονα. Συνεπώς, το κριτήριο επιτυχούς πρόβλεψης θα είναι $C \leq 1$, το οποίο αντιστοιχεί στα όρια της έλλειψης, με τους όρους του σφάλματος να υπολογίζονται γεωμετρικά ως προς Δq , Δh [Σχ. 2.3.b], μέσω των αποκλίσεων Δw , Δz από το κέντρο της έλλειψης [Εξ. 2.37 – 2.41]. Έτσι, η καλύτερη επίδοση κάθε μεθόδου εκτίμησης στο εξεταζόμενο δείγμα θα συνεπάγεται μικρότερη τιμή του C . Τελικά, ο Williams καταλήγει στην τροποποιημένη μέθοδο του Sharma ως την πιο ακριβή, βάσει της συγκριτικής αξιολόγησης του Πιν. 2.1, επισημαίνοντας ωστόσο τα υψηλά σφάλματα που παρουσιάζονται σε κάθε εξεταζόμενη μέθοδο.

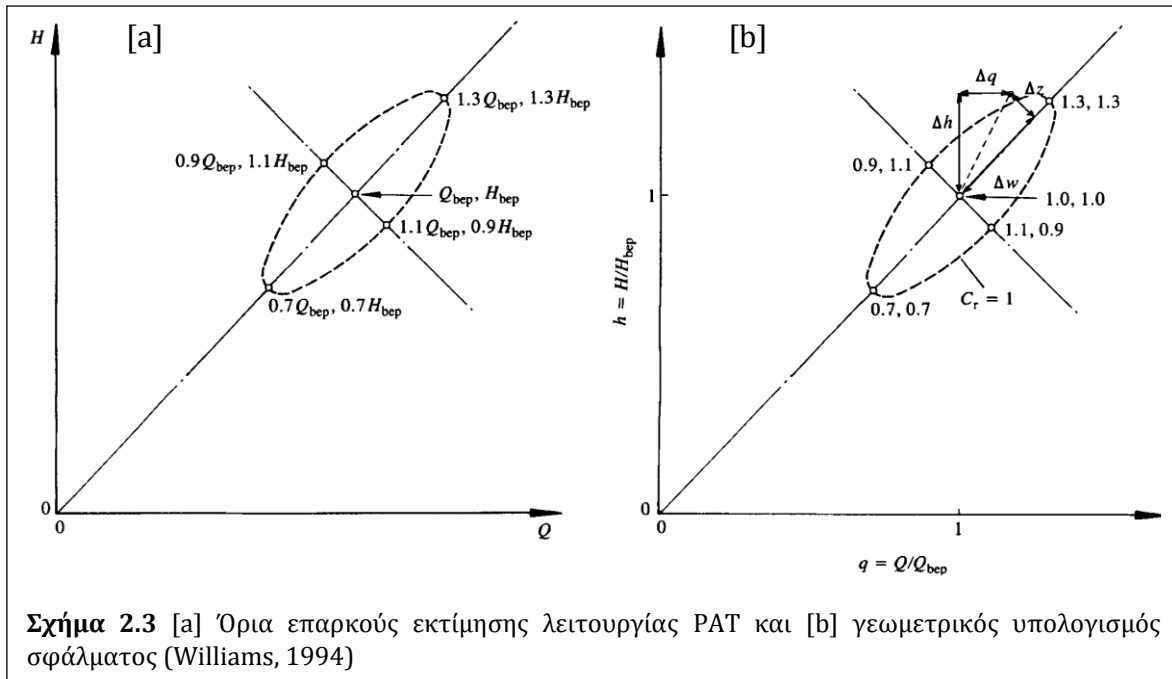
$$C = \left(\frac{\Delta a}{0,3}\right)^2 + \left(\frac{\Delta b}{0,1}\right)^2 \leq 1 \quad (2.37)$$

$$\Delta w = \sqrt{2} \cdot \Delta a \quad (2.38)$$

$$\Delta z = \sqrt{2} \cdot \Delta b \quad (2.39)$$

$$\Delta a = \frac{\Delta h + \Delta q}{2} \quad (2.40)$$

$$\Delta b = \frac{\sqrt{\Delta q^2 + \Delta h^2 - 2 \cdot \Delta q \cdot \Delta h}}{2} \quad (2.41)$$



Πίνακας 2.1 Σύγκριση αποτελεσματικότητας μοντέλων εκτίμησης (Williams, 1996)

Μέθοδος Εκτίμησης	Μέση Τιμή C	Αριθμός PAT εκτός εύρους	Ποσοστό PAT εκτός εύρους [%]
Childs	0,921	14	40
Stepanoff	0,847	12	34
Hancock	0,906	10	32
Sharma & Williams	0,733	7	20
Alatorre – Frenk & Thomas	0,852	10	29
Schmiedl	1,173	13	40
Hergt	0,865	11	32
Grover	1,333	22	81

Ο Alatorre – Frenk (1994) προτείνει διαφορετικές συσχετίσεις για την εκτίμηση του ΚΣΛ ως PAT για αντλίες φυγοκεντρικές [CF], πολύστροφες μεικτής ροής χωρίς στεφάνη [MF] και διπλής αναρρόφησης [DS], από στατιστική επεξεργασία πειραματικών δεδομένων. Οι προτεινόμενες σχέσεις χρησιμοποιούν ως παραμέτρους το η_P και μια τροποποιημένη έκφραση του ειδικού αριθμού στροφών της αντλίας, Ω_P

[Εξ. 2.42]. Το q εκτιμάται με κοινή σχέση [Εξ. 2.43], ενώ τα h και λ προκύπτουν ξεχωριστά για κάθε κατηγορία [Εξ. 2.44 – 2.49].

$$\Omega_P = \omega \cdot \frac{Q_P^{0,5}}{(g \cdot H_P)^{0,75}} \quad (2.42)$$

$$q = 1,21 \cdot \eta_P^{-0,6} \quad (2.43)$$

$$h_{CF} = 1,21 \cdot \eta_P^{-0,8} \cdot [1 + (0,6 + \ln \Omega_P)^2]^{0,3} \quad (2.44)$$

$$\lambda_{CF} = 0,95 \cdot \eta_P^{-0,3} \cdot [1 + (0,6 + \ln \Omega_P)^2]^{-0,25} \quad (2.45)$$

$$h_{DS} = 0,79 \cdot \eta_P^{-2,3} \cdot [1 + (0,7 + \ln \Omega_P)^2]^{0,3} \quad (2.46)$$

$$\lambda_{DS} = 1,31 \cdot \eta_P^{-1,7} \cdot [1 + (0,7 + \ln \Omega_P)^2]^{-0,6} \quad (2.47)$$

$$h_{MF} = 0,93 \cdot \eta_P^{-1,7} \cdot \Omega_P^{0,1} \quad (2.48)$$

$$\lambda_{MF} = 0,88 \cdot \eta_P^{-0,5} \quad (2.49)$$

Περαιτέρω, επιχειρείται μια εκτίμηση για τις καμπύλες ολικού ύψους H_T και αποδιδόμενης ισχύος M_T των PAT, υποθέτοντας τετραγωνικές συσχετίσεις ως προς την παροχή λειτουργίας Q_T με παράμετρο τη γωνιακή ταχύτητα ω [Εξ. 2.50 & 2.51], με τους σχετικούς συντελεστές [Εξ. 2.55 – 2.59] να προκύπτουν από τις σχέσεις ορισμού για την πρώτη και τη δεύτερη “ελαστικότητα” ως προς το ύψος H_T στο ΚΣΛ των PAT, E_T και E_{2T} αντιστοίχως [Εξ. 2.52 & 2.53], υποθέτοντας ότι εκεί μεγιστοποιείται ο βαθμός απόδοσης η_T [Εξ. 2.54].

$$\frac{H_T}{\omega^2} \approx A_H \cdot \left(\frac{Q_T}{\omega}\right)^2 + B_H \cdot \left(\frac{Q_T}{\omega}\right) + C_H \quad (2.50)$$

$$\frac{M_T}{\omega^2} \approx A_M \cdot \left(\frac{Q_T}{\omega}\right)^2 + B_M \cdot \left(\frac{Q_T}{\omega}\right) \quad (2.51)$$

$$E_T \triangleq \left[\frac{\partial \left(\frac{H_T}{\omega^2}\right)}{\partial \left(\frac{Q_T}{\omega}\right)} \cdot \frac{Q_T \cdot \omega}{H_T} \right]_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.52)$$

$$E_{2T} \triangleq \left[\frac{\partial^2 \left(\frac{H_T}{\omega^2}\right)}{\partial \left(\frac{Q_T}{\omega}\right)^2} \cdot \frac{Q_T^2}{H_T} \right]_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.53)$$

$$\left(\frac{\partial \eta_T}{\partial Q_T}\right)_{\text{KSL}} = 0 \quad (2.54)$$

$$A_H \approx \frac{E_{2T}}{2} \cdot \left(\frac{H_T}{Q_T^2}\right)_{\text{KSL}} \quad (2.55)$$

$$B_H \approx \frac{E_T - E_{2T}}{\omega} \cdot \left(\frac{H_T}{Q_T}\right)_{\text{KSL}} \quad (2.56)$$

$$C_H \approx \left(1 - E_T + \frac{E_{2T}}{2}\right) \cdot \frac{(H_T)_{\text{KSL}}}{\omega} \quad (2.57)$$

$$A_M \approx E_T \cdot \left(\frac{M_T}{Q_T^2}\right)_{\text{KSL}} \quad (2.58)$$

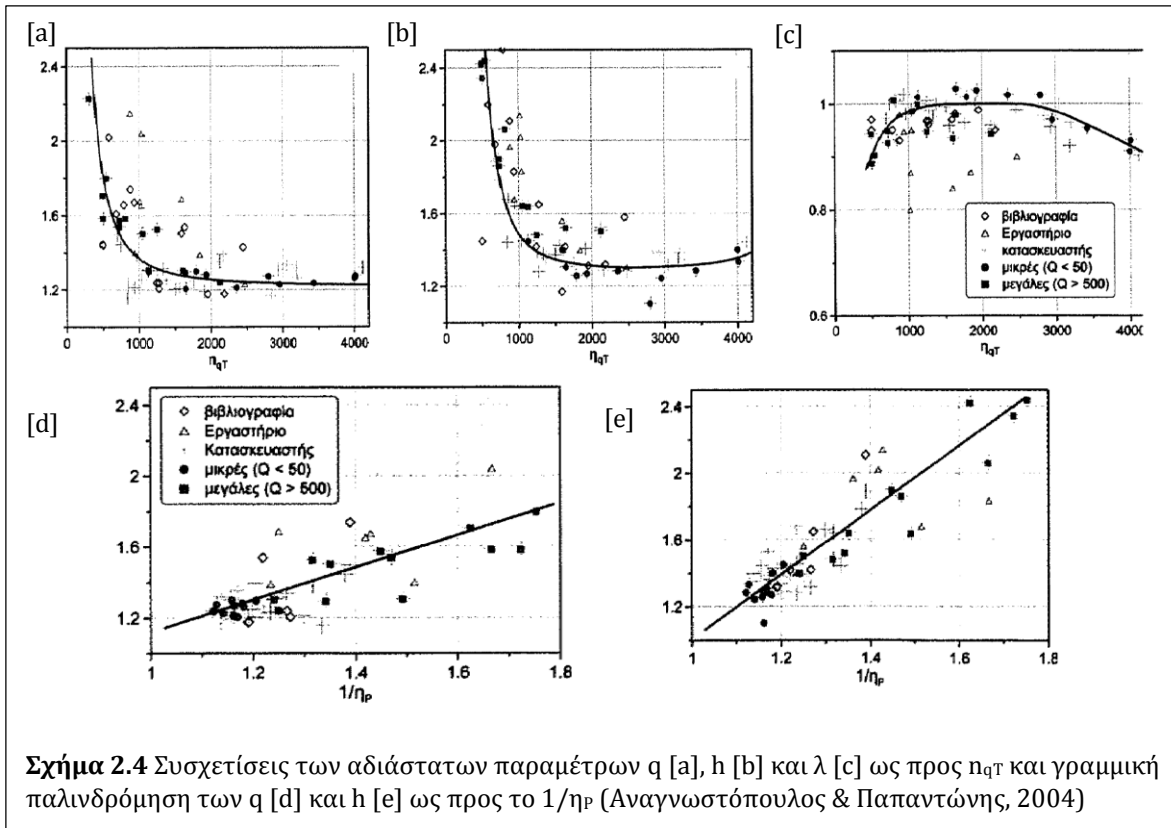
$$B_M \approx \frac{1 - E_T}{\omega} \cdot \left(\frac{M_T}{Q_T}\right)_{\text{KSL}} \quad (2.59)$$

Τέλος, ο Alatorre – Frenk δίνει τους τύπους συσχέτισης των E_T , E_{2T} ως προς το Ω_P [Εξ. 2.60 & 2.61] που προέκυψαν βάσει στατιστικής επεξεργασίας και για τους τρεις τύπους αναλυόμενων PAT, επιτρέποντας έτσι τη μονοσήμαντη εκτίμηση των καμπυλών λειτουργίας του PAT, επισημαίνοντας παράλληλα ότι αυτές αναμένεται να εμφανίζουν σημαντικά μεγαλύτερη διακύμανση ως προς αυτήν των προηγούμενων εκτιμήσεων για το ΚΣΛ του PAT:

$$E_T = 0,68 + 1,2 \cdot \Omega_P^{0,5} \quad (2.60)$$

$$E_{2T} = 0,76 + 2,1 \cdot \Omega_P^{0,5} \quad (2.61)$$

Οι Αναγνωστόπουλος & Παπαντώνης (2004) παρουσιάζουν διαγράμματα συσχέτισης των αδιάτατων παραμέτρων παροχής q , ύψους h και βαθμού απόδοσης λ των PAT ως προς τον ειδικό αριθμό στροφών της ανάστροφης λειτουργίας n_{qT} [Q σε m^3/hr], καθώς και ευθείες γραμμικής παλινδρόμησης των q και h ως προς τον αντίστροφο του αντλητικού βαθμού απόδοσης $1/\eta_P$, συνδυάζοντας βιβλιογραφικά δεδομένα, στοιχεία κατασκευαστών και αποτελέσματα πειραματικών μετρήσεων στο ΕΥΜ/ΕΜΠ [Σχ. 2.4]. Ειδικότερα, παρατηρείται ότι μικρότεροι ειδικοί αριθμοί στροφών των PAT τείνουν να οδηγούν σε υψηλότερες τιμές των q και h , ενώ το λ φαίνεται να μεγιστοποιείται στην περιοχή περί το $n_{qT} = 2000$ rpm. Τέλος, οι παράμετροι q και h εμφανίζουν σχεδόν γραμμική αύξηση, όσο αυξάνει ο λόγος $1/\eta_P$.



Ο Singh (2005) εισήγαγε την παράμετρο του μεγέθους μιας PAT στην εκτίμηση του ΚΣΛ αυτής, μέσω της εξωτερικής ακτίνας D_2 της περωτής, καταλήγοντας σε συσχετίσεις εκπεφρασμένες με τους αδιάστατους αριθμούς Cordier, δηλαδή την ταχύτητα σ_c [Εξ. 2.64] και τη διάμετρο Δ_c [Εξ. 2.65], οι οποίοι ορίζονται εδώ ως προς τις αδιάστατες παραμέτρους ύψους και παροχής για λειτουργία υδροστροβίλου, Ψ_T [Εξ. 2.62] και Φ_T [Εξ. 2.63] αντίστοιχως.

$$\Psi_T = \frac{2 \cdot g \cdot H_T}{u_2^2} \quad (2.62)$$

$$\Phi_T = \frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2} \quad (2.63)$$

$$\sigma_c = \frac{\Phi_T^{0,5}}{\Psi_T^{0,75}} \quad (2.64)$$

$$\Delta_c = \frac{\Psi_T^{0,25}}{\Phi_T^{0,5}} \quad (2.65)$$

Περαιτέρω, ο σ_C συσχετίστηκε άμεσα με τον n_{qT} [Εξ. 2.66]. Τελικά, ο Singh κατέληξε στις συσχετίσεις των Εξ 2.67 & 2.68 για αντλίες ακτινικής [RF] και μεικτής ροής [MF] αντιστοίχως, προτείνοντας για την πρώτη περίπτωση εύρος ασφαλείας $\pm 8\%$ για τον σταθερό όρο και επισημαίνοντας για τη δεύτερη ότι στηρίζεται σε δύο μόνο πειραματικά σημεία.

$$\sigma_C = 6,3383 \cdot n_{qT} \quad (2.66)$$

$$\sigma_{C,RF} = 1,2249 \cdot \Delta_{C,RF}^{-1,2882} \quad (2.67)$$

$$\sigma_{C,MF} = 3,1091 \cdot \Delta_{C,MF}^{-2,1091} \quad (2.68)$$

Οι Derakhshan & Nourbakhsh (2008^a) εξετάζουν πειραματικά 4 PAT με $D_2 = 0,25$ m και προτείνουν μια σειρά συσχετίσεων αδιάστατων παραμέτρων, παρεμφερούς μορφής με τον ειδικό αριθμό στροφών ως προς το ύψος α_P [Εξ. 2.69] και α_T [Εξ. 2.70] και την ισχύ β_P [Εξ. 2.71] και β_T [Εξ. 2.72] για την εκτίμηση των h , q και p βάσει του ΚΣΛ φυγοκεντρικής αντλίας με $n_q < 60$, θεωρώντας στη γενική περίπτωση διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής για αντλία και PAT, n_P και n_T αντιστοίχως, οι οποίες συνδέονται μεταξύ τους από την παράμετρο γ [Εξ. 2.73]. Οι σχέσεις μεταξύ των παραμέτρων αυτών βρέθηκαν κατόπιν στατιστικής επεξεργασίας [Εξ. 2.74 – 2.76].

$$\alpha_P = \left[n_P \cdot \frac{Q_P^{0,5}}{(g \cdot H_P)^{0,75}} \right]_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.69)$$

$$\alpha_T = \left[n_T \cdot \frac{Q_T^{0,5}}{(g \cdot H_T)^{0,75}} \right]_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.70)$$

$$\beta_P = \left[\frac{n_P \cdot P_P^{0,5}}{\rho^{0,5} \cdot (g \cdot H_P)^{1,25}} \right]_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.71)$$

$$\beta_T = \left[\frac{n_T \cdot P_T^{0,5}}{\rho^{0,5} \cdot (g \cdot H_T)^{1,25}} \right]_{\text{ΚΣΛ}} \quad (2.72)$$

$$\gamma = h^{0,5} \cdot \frac{n_T}{n_P} \quad (2.73)$$

$$\alpha_T = 0,9413 \cdot \alpha_P - 0,6045 \quad (2.74)$$

$$\beta_T = 0,849 \cdot \beta_P - 1,2376 \quad (2.75)$$

$$\gamma = 0,0233 \cdot \alpha_P + 0,6464 \quad (2.76)$$

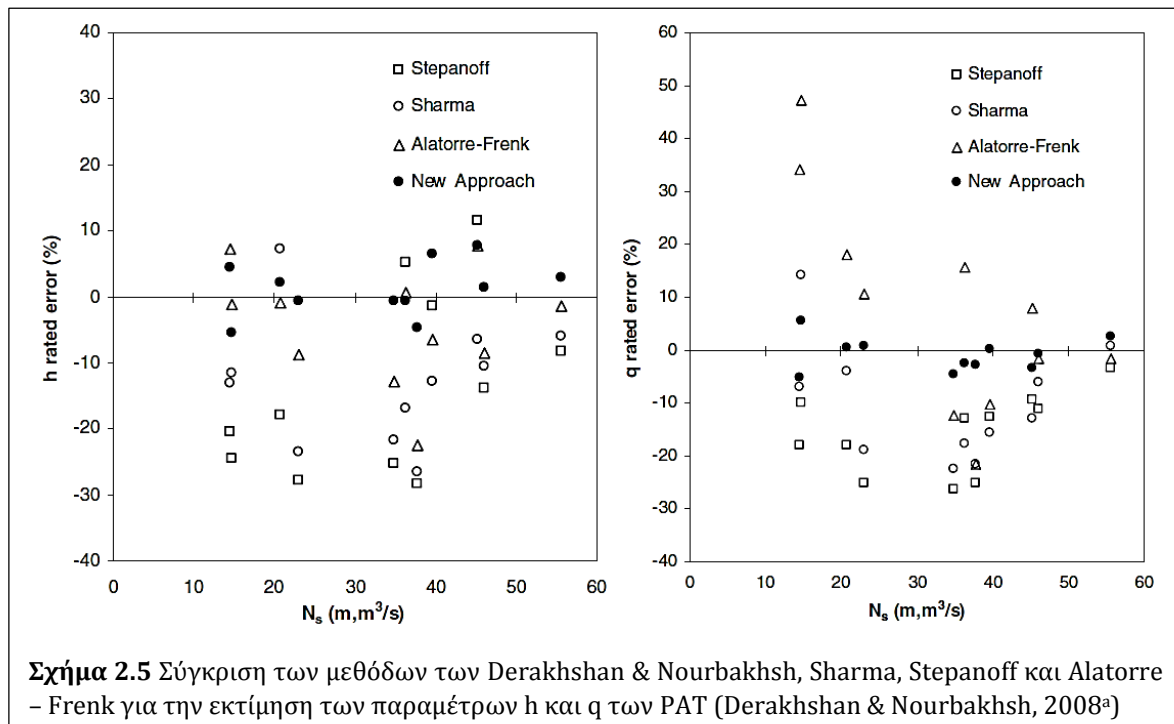
Έτσι, με τα α_P , β_P γνωστά από το ΚΣΛ της αντλίας καθίσταται δυνατός ο υπολογισμός των α_T , β_T , γ και ακολούθως το ΚΣΛ της ΡΑΤ. Ακόμα, προκειμένου να αντισταθμιστεί η επίδραση του μεγέθους της πτερωτής/δρομέα, προτείνονται σχετικοί τύποι αναγωγής των αδιάστατων παραμέτρων h , q και p με εξωτερική διάμετρο αναφοράς 0,25 m [Εξ. 2.77 – 2.79].

$$h_{\text{new}} = h \cdot \left(\frac{0,25}{D_2}\right)^{1/4} \quad (2.77)$$

$$q_{\text{new}} = q \cdot \left(\frac{0,25}{D_2}\right)^{1/6} \quad (2.78)$$

$$p_{\text{new}} = p \cdot \left(\frac{0,25}{D_2}\right)^{1/10} \quad (2.79)$$

Περαιτέρω, η παραπάνω μέθοδος εκτίμησης συγκρίνεται ως προς την ακρίβεια με αυτές των Stepanoff (1957), Sharma (1985) και Alatorre – Frenk (1994) σε δείγμα που περιλαμβάνει τις 4 εξεταζόμενα ΡΑΤ της εργασίας και 7 ακόμα από σχετική βιβλιογραφία, δίνοντας καταφανώς καλύτερα αποτελέσματα [Σχ. 2.5].



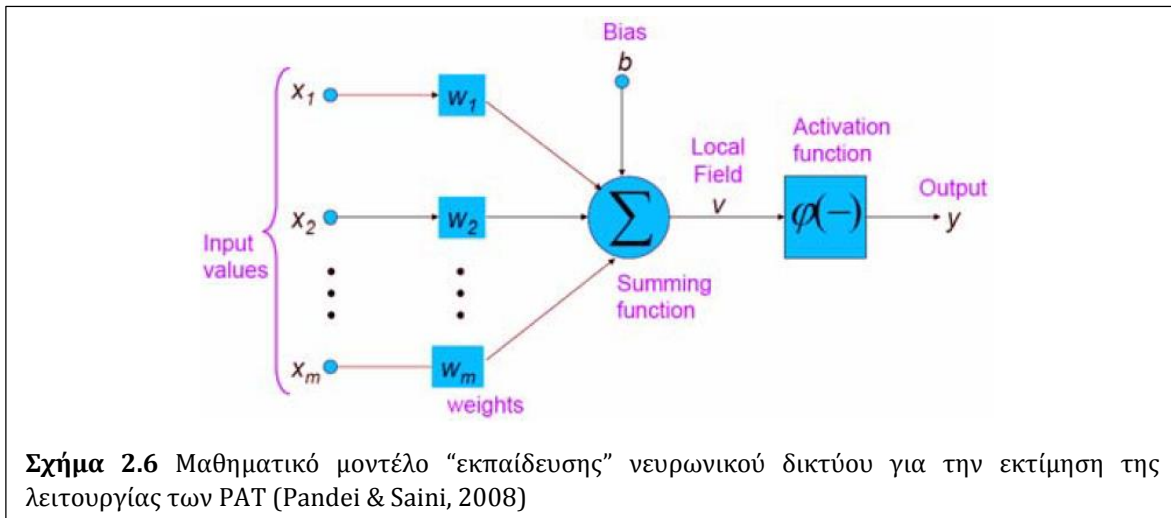
Τέλος, οι Derakhshan & Nourbakhsh (2008^a) προσεγγίζουν τις αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες ύψους [Εξ. 2.80] και παροχής [Εξ. 2.81] της ανάστροφης

λειτουργίας ανηγμένες στο ΚΣΛ, ως πολυώνυμα με στατιστικά προσδιορισμένους συντελεστές, θεωρώντας ότι αυτές θα διατηρούν ενιαία μορφή σε όλο το εύρος παροχών:

$$\frac{H_T}{H_{T,ΚΣΛ}} = 1,0283 \cdot \left(\frac{Q_T}{Q_{T,ΚΣΛ}}\right)^2 - 0,5468 \cdot \left(\frac{Q_T}{Q_{T,ΚΣΛ}}\right) + 0,5314 \quad (2.80)$$

$$\frac{P_T}{P_{T,ΚΣΛ}} = -0,3092 \cdot \left(\frac{Q_T}{Q_{T,ΚΣΛ}}\right)^3 + 2,1472 \cdot \left(\frac{Q_T}{Q_{T,ΚΣΛ}}\right)^2 - 0,8865 \cdot \left(\frac{Q_T}{Q_{T,ΚΣΛ}}\right) + 0,0452 \quad (2.81)$$

Οι Pandei & Saini (2008) χρησιμοποιούν το εμπορικό λογισμικό MATLAB NNTOOL προκειμένου να κατασκευάσουν ένα νευρωνικό δίκτυο, το οποίο “εκπαιδεύουν” με πειραματικά αποτελέσματα για την εκτίμηση της ανάστροφης λειτουργίας αντλιών [Σχ. 2.6], προκειμένου να καθίσταται δυνατή η πλήρης και ακριβής εκτίμηση για κάθε επιλεγόμενο σημείο λειτουργίας αυτής.



Σχήμα 2.6 Μαθηματικό μοντέλο “εκπαίδευσης” νευρωνικού δικτύου για την εκτίμηση της λειτουργίας των PAT (Pandei & Saini, 2008)

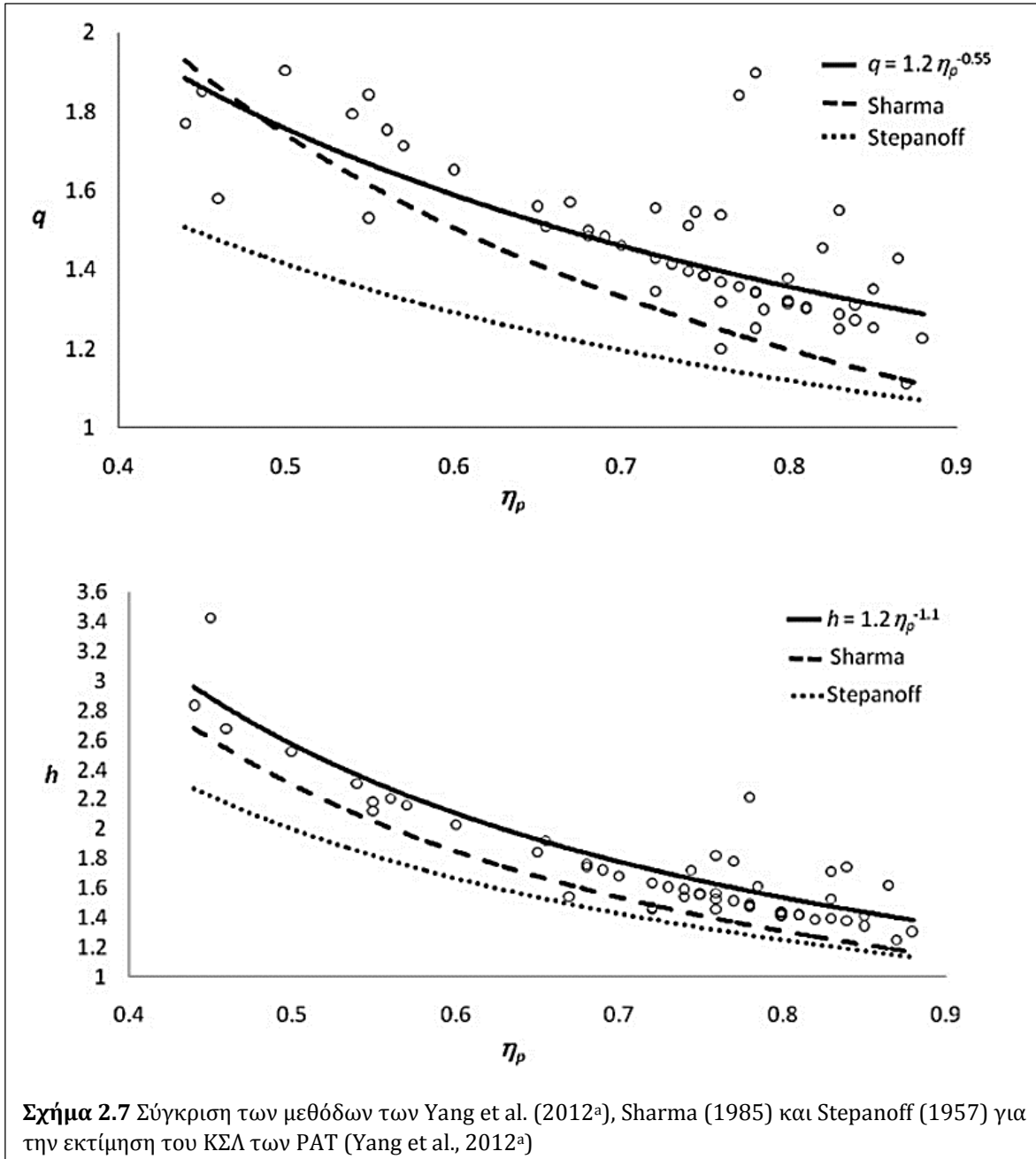
Οι Yang et al. (2012^b) προτείνουν τύπους εκτίμησης για τις αδιάστατες παραμέτρους q [Εξ. 2.82] και h [Εξ. 2.83] των PAT βασιζόμενοι στον αντλητικό βαθμό απόδοσης η_p , καθώς και μια γραμμική συσχέτιση των ειδικών αριθμών στροφών των δύο λειτουργιών, n_{qP} και n_{qT} [Εξ. 2.84], χρησιμοποιώντας στατιστικά στοιχεία για PAT της διαθέσιμης βιβλιογραφίας, και συγκρίνουν τη μέθοδό τους με αυτές των Sharma και Stepanoff [Σχ. 2.7], βρίσκοντας για αυτήν καλύτερη συμφωνία με τα διαθέσιμα δεδομένα.

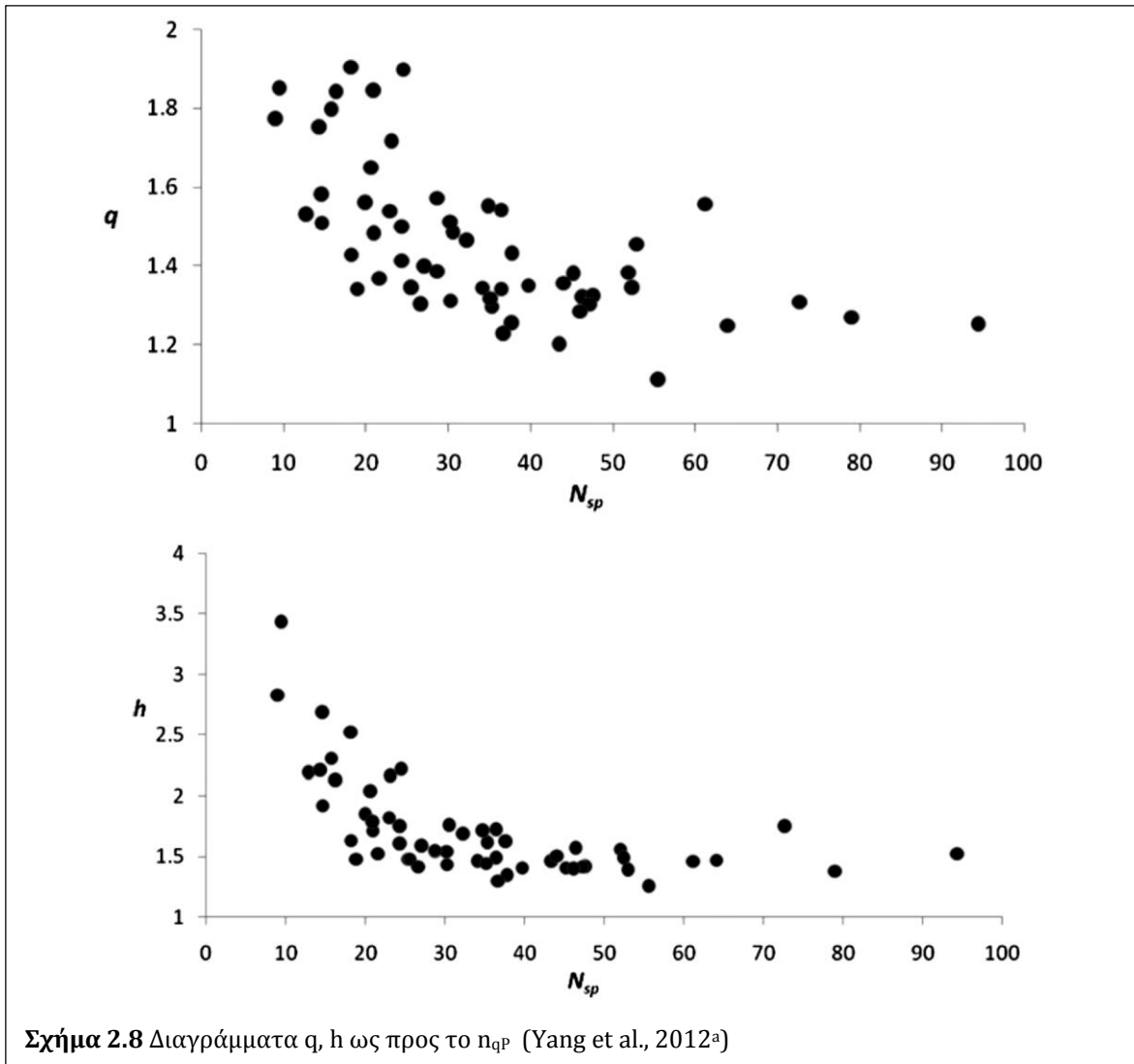
$$q = 1,2 \cdot \eta_p^{-1,1} \quad (2.82)$$

$$h = 1,2 \cdot \eta_p^{-0,55} \quad (2.83)$$

$$n_{qT} = 1,125 \cdot n_{qP} + 1,73 \quad (2.84)$$

Ακόμα, στην ίδια εργασία παρουσιάζονται διαγράμματα των q , h ως προς τον αντλητικό ειδικό αριθμό στροφών n_{qP} για τις ίδιες PAT της βιβλιογραφίας [Σχ. 2.7], από τα οποία συμπεραίνεται η τάση μείωσης των τιμών τους όσο αυξάνει ο ειδικός αριθμός στροφών, ισχύοντας ωστόσο σε κάθε περίπτωση $q, h > 1$.





Σχήμα 2.8 Διαγράμματα q , h ως προς το n_{qP} (Yang et al., 2012^a)

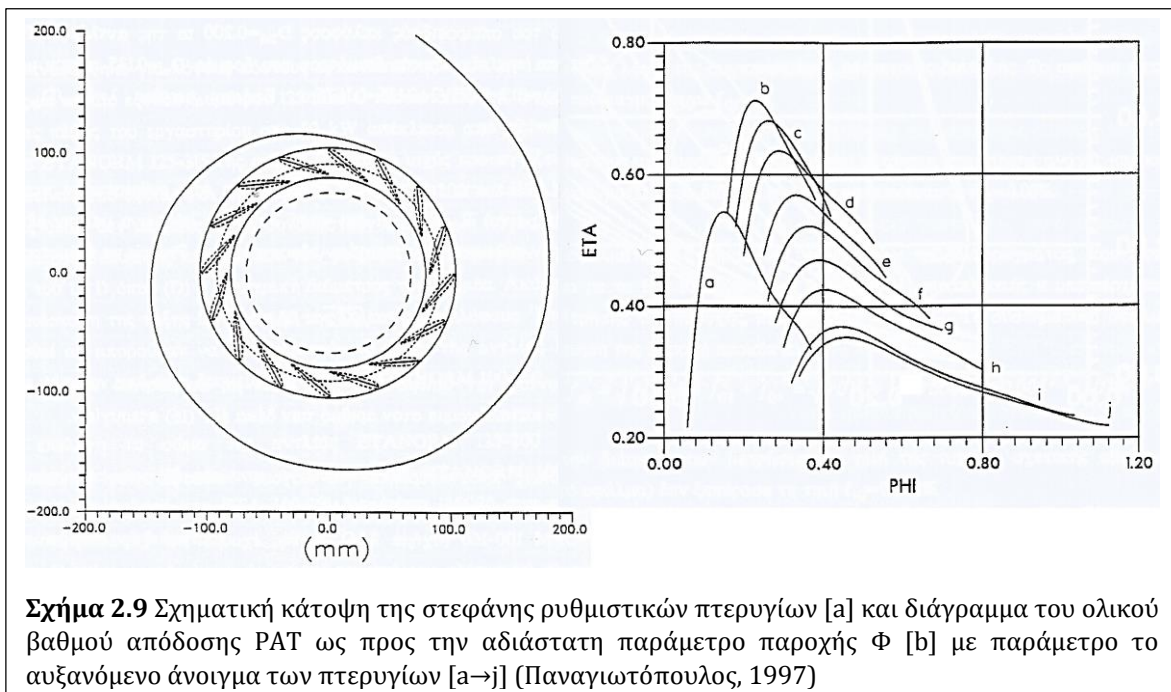
Τέλος, οι Baburaj et al. (2013) προτείνουν μια γραμμική συσχέτιση για τους ειδικούς αριθμούς στροφών αντλητικής και ανάστροφης λειτουργίας [Εξ. 2.85], ενώ επίσης εκτιμούν τον βαθμό απόδοσης της PAT από τα μεγέθη αυτά [Εξ. 2.86].

$$n_{qT} = \frac{n_{qP} - 1,73}{1,125} \quad (2.85)$$

$$\eta_T = \left(\frac{n_{qT}}{n_{qP}} \right)^2 \quad (2.86)$$

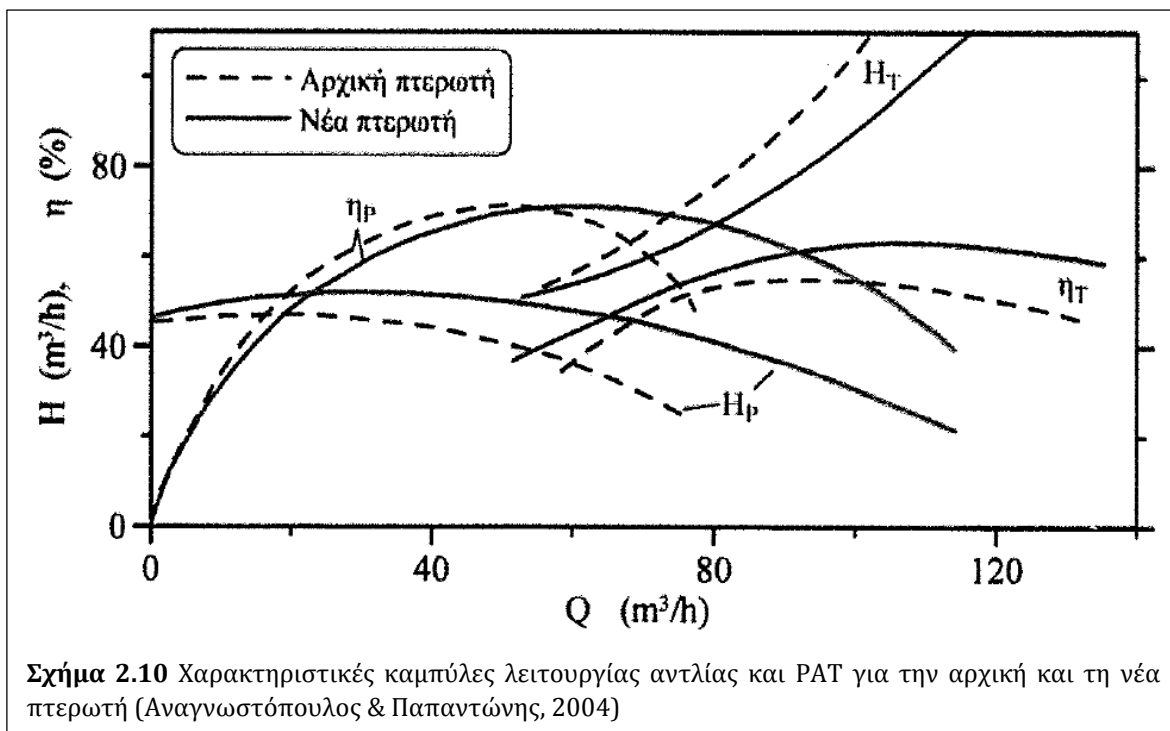
2.1.2 Διαμορφώσεις & Τροποποιήσεις PAT

Η απόδοση των PAT μπορεί να βελτιωθεί με την εισαγωγή ορισμένων κατασκευαστικών τροποποιήσεων και διαμορφώσεων (Agarwal, 2012). Τέτοιες μεταξύ άλλων είναι η προσθήκη στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων, κινητών ή σταθερών, και η τρόχιση της πτερωτής. Η στεφάνη πτερυγίων εξυπηρετεί την καλύτερη καθοδήγηση της ροής προς τον στρεφόμενο δρομέα και τη μείωση των απωλειών κρούσης που εμφανίζονται στις ακμές προσβολής των πτερυγίων. Η τροποποίηση αυτή απαιτεί είτε μείωση της εξωτερικής διαμέτρου D_1 του δρομέα, είτε τοποθέτηση νέου, μεγαλύτερου σπειροειδούς κελύφους. Ακόμα, η τρόχιση της πτερωτής χρησιμοποιείται για την καλύτερη προσαρμογή του PAT στις λειτουργικές απαιτήσεις, καθώς μεταβάλλει τις χαρακτηριστικές καμπύλες και το ΚΣΛ μειώνοντας το ύψος, ωστόσο οδηγεί σε ραγδαία πτώση της παραγόμενης ισχύος και άρα αντενδείκνυται ως διαμόρφωση (Alatorre – Frenk, 1994). Επίσης, ορισμένοι μελετητές εξετάζουν τη στοργγύλευση των ακμών προσβολής των πτερυγίων και των δίσκων πλήμνης και στεφάνης, των οποίων η τυπική διαμόρφωση στις αντλίες είναι με οξείες ακμές, προκειμένου να αποφεύγεται η τοπική ανάπτυξη ανακυκλοφορίας της ροής. Η τελευταία αυτή περίπτωση κρίνεται ως η περισσότερο υποσχόμενη για τη βελτίωση της απόδοσης των PAT (Jain & Patel, 2014; Ismail et al., 2014). Τέλος, διερευνάται η παρεμβολή διαχωριστικών πτερυγίων [splitter blades], αντίστοιχου σχεδιασμού με τα κύρια πτερύγια αλλά μικρότερου μήκους προς την έξοδο PAT, ώστε η πτερωτή να ομοιάζει γεωμετρικά περισσότερο με δρομέα υδροστροβίλου Francis.

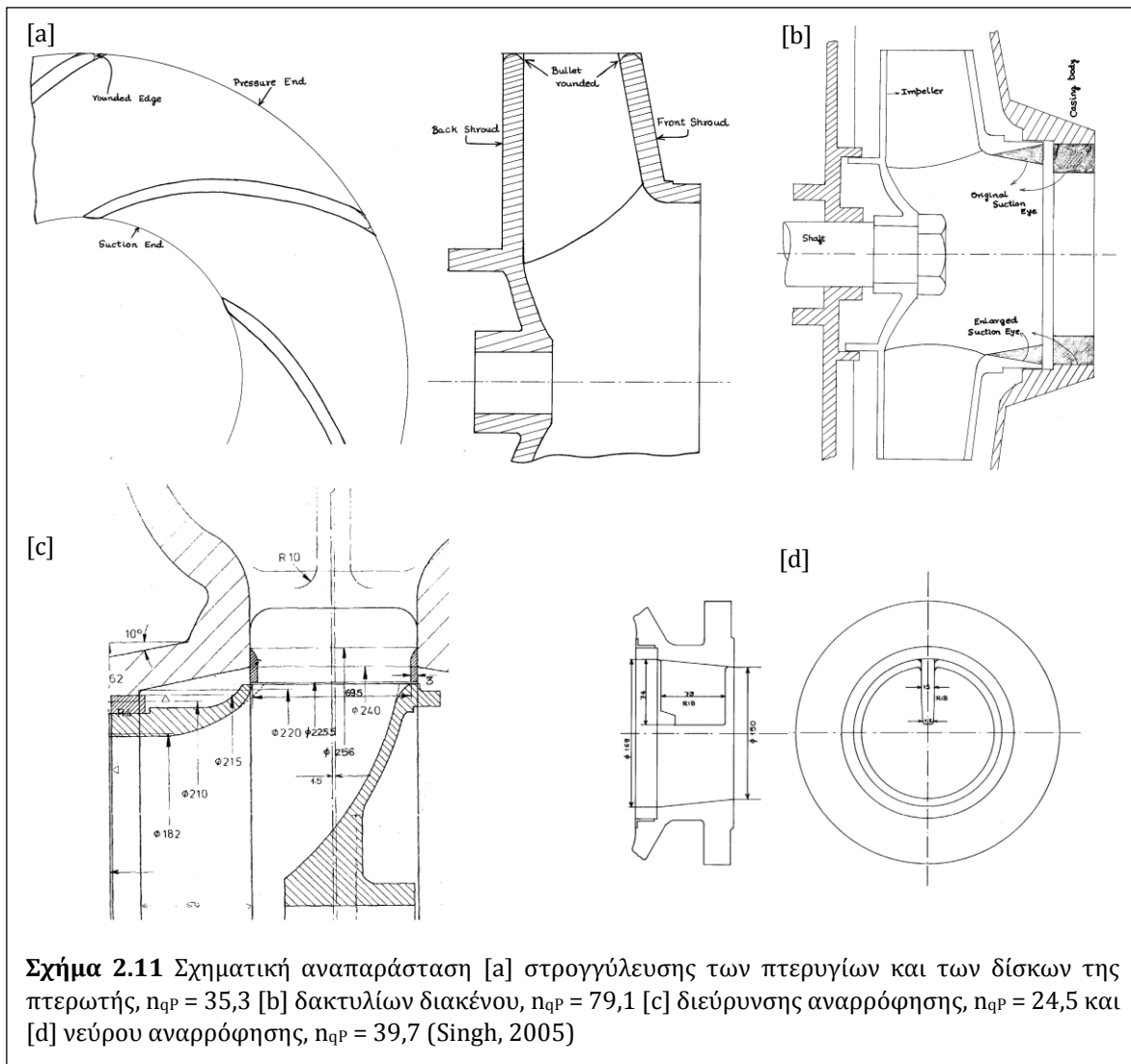


Σχήμα 2.9 Σχηματική κάτοψη της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων [a] και διάγραμμα του ολικού βαθμού απόδοσης PAT ως προς την αδιάστατη παράμετρο παροχής Φ [b] με παράμετρο το αυξανόμενο άνοιγμα των πτερυγίων [a→j] (Παναγιωτόπουλος, 1997)

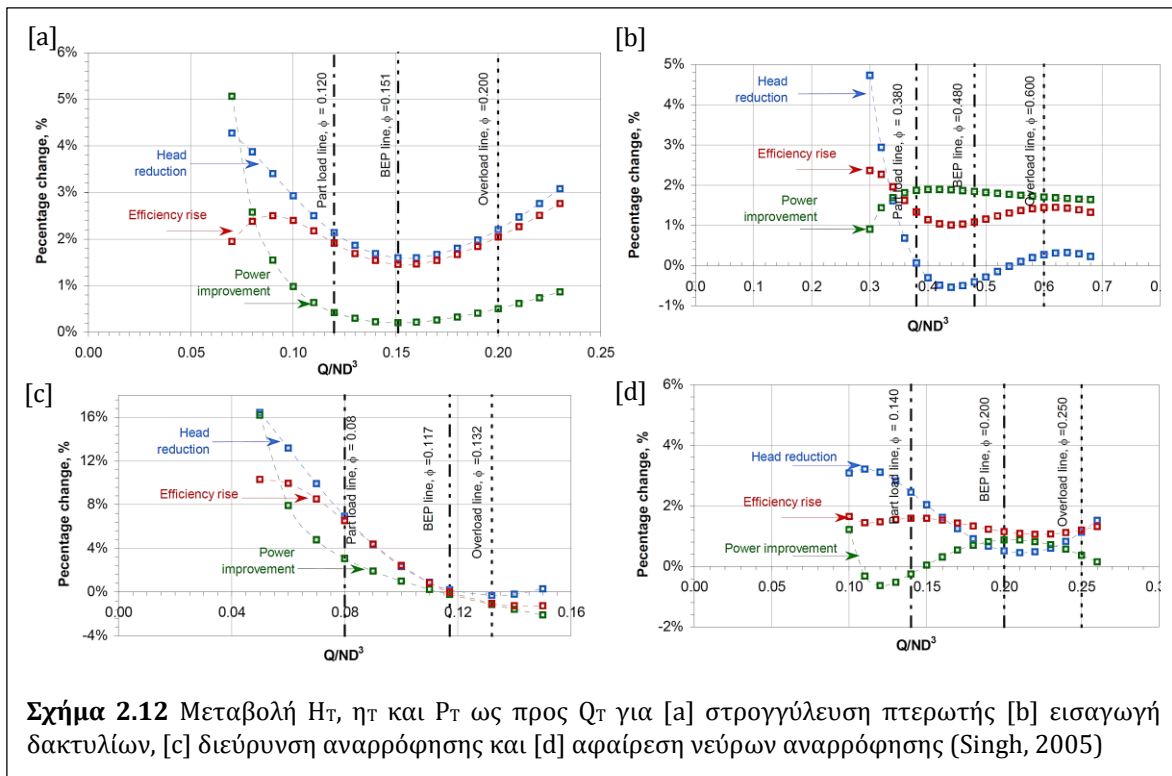
Ο Παναγιωτόπουλος (1997) μελέτησε την τοποθέτηση στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων σε τυποποιημένη φυγοκεντρική αντλία στο ακτινικό διάκενο που προέκυψε αντικαθιστώντας την αρχική πτερωτή με αντίστοιχη μικρότερης ακτίνας και μελέτησε τη δυνατότητα ρύθμισης στην ανάστροφη λειτουργία [Σχ. 2.9], επιτυγχάνοντας μικρή βελτίωση της απόδοσης με παράλληλη σημαντική αύξηση της υδραυλικής πτώσης και άρα της αποδιδόμενης ισχύος στο ανάστροφο ΚΣΛ, σε σύγκριση με τις στατιστικές εκτιμήσεις της βιβλιογραφίας.



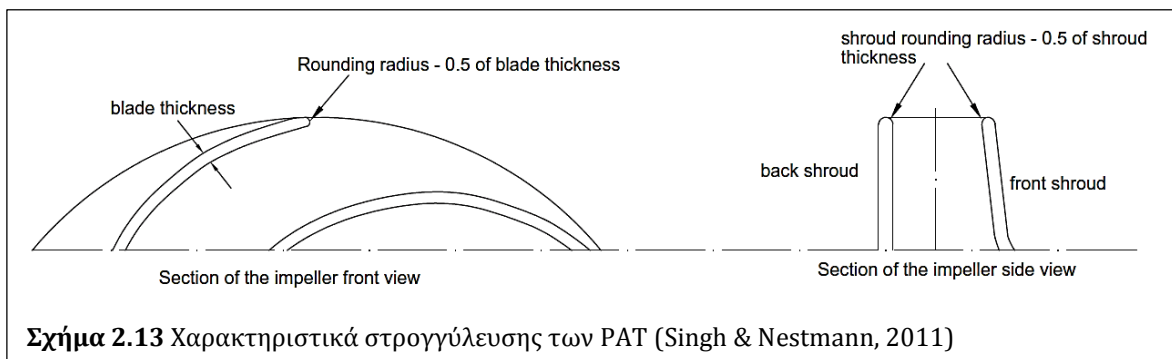
Οι Αναγνωστόπουλος & Παπαντώνης (2004) αρχικά προσδιορίζουν εργαστηριακά το ΚΣΛ για ευθεία και ανάστροφη λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας. Στη συνέχεια, επανασχεδιάζουν την πτερωτή, με σκοπό τη βελτίωση των χαρακτηριστικών της μηχανής και για τις δύο λειτουργίες. Συγκεκριμένα, τα πτερύγια επαναχαραχθήκαν με μεγαλύτερες κλίσεις και στρογγύλευση της ακμής τους έξοδο της πτερωτής, ενώ ο αριθμός τους αυξήθηκε από 7 σε 9, διατηρώντας το ίδιο σπειροειδές κέλυφος. Οι εργαστηριακές μετρήσεις της νέας μηχανής έδειξαν σημαντική βελτίωση της καμπύλης του βαθμού απόδοσης στην ανάστροφη λειτουργία, της τάξης του 6%, με παράλληλη πτώση του ολικού ύψους, ενώ στην αντλητική λειτουργία το ύψος αυξήθηκε σημαντικά με μικρή μείωση του βαθμού απόδοσης. Τέλος, παρατηρήθηκε ότι με τη νέα γεωμετρία τα ΚΣΛ μετατοπίστηκαν δεξιότερα και για τις δύο λειτουργίες, με τις αδιάστατες παραμέτρους ωστόσο να εμφανίζουν ελάχιστες μεταβολές ως προς την αρχική, με 1,65 και 2,02 έναντι 1,67 και 2,14 για τα q και h αντίστοιχως [Σχ. 2.10].

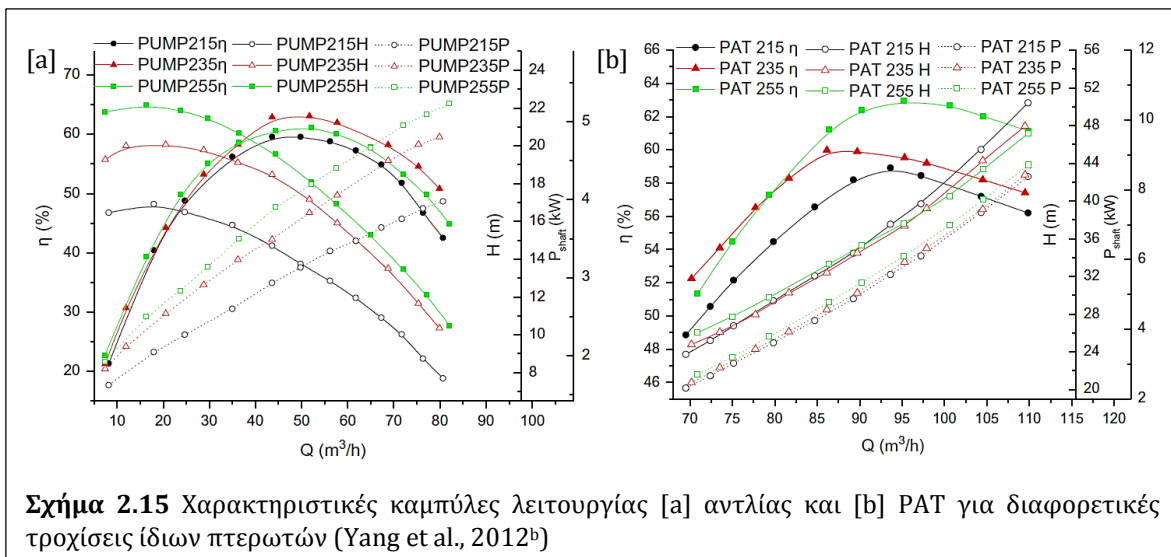
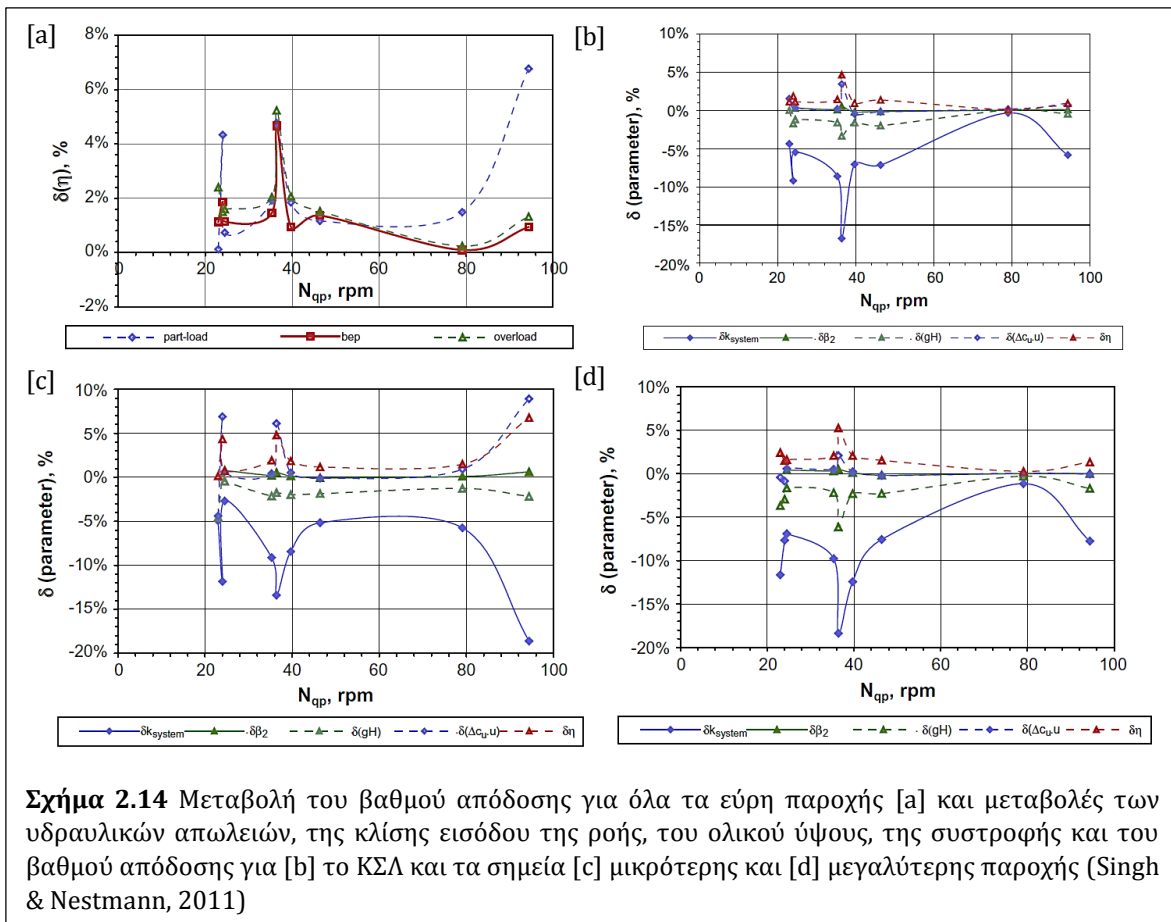


Ο Singh (2005) εξετάζει πειραματικά 4 διαμορφώσεις για τη βελτίωση της λειτουργίας διαφορετικού αριθμού PAT ανά περίπτωση: στρογγύλευση της πτερωτής, εισαγωγή εσωτερικών δακτυλίων στο ακτινικό διάκενο, διεύρυνση των τοιχωμάτων της πτερωτής στην περιοχή αναρρόφησης και αφαίρεση του νεύρου στην πλευρά αναρρόφησης του κελύφους [Σχ. 2.11]. Η στρογγύλευση δείχνει ξεκάθαρη αύξηση της απόδοσης και της αποδιδόμενης ισχύος, με παράλληλη πτώση του ολικού ύψους. Η εισαγωγή δακτυλίων δείχνει μικρή αύξηση της ισχύος και πτώση του ύψους, ενώ είναι αμφίβολη η επίδραση στον βαθμό απόδοσης. Η διεύρυνση της περιοχής αναρρόφησης του κελύφους δείχνει αύξηση της ισχύος, της απόδοσης και του ολικού ύψους στις μερικές παροχές και πτώση του βαθμού απόδοσης στο υπόλοιπο εύρος παροχών. Τέλος, η αφαίρεση των νεύρων στην περιοχή αναρρόφησης δείχνει οριακή αύξηση του βαθμού απόδοσης και αντίστοιχη μείωση του ολικού ύψους και της αποδιδόμενης ισχύος [Σχ. 2.12].



Σε άλλη εργασία, οι Singh & Nestmann (2011) μελετούν πειραματικά την επίδραση της στρογγύλευσης των ακμών προσβολής και των δίσκων πλήμνης και στεφάνης [Σχ. 2.13] στα υδραυλικά μεγέθη που καθορίζουν τη λειτουργία των PAT. Συγκεκριμένα, εξετάζονται 7 PAT με n_{qP} μεταξύ 24,5 και 94,4 τόσο στο ΚΣΛ, όσο και για παροχές εκατέρωθεν αυτού. Γενικά, η στρογγύλευση οδήγησε σε πτώση των υδραυλικών απωλειών και του ολικού ύψους, διατηρώντας ωστόσο τη μεταβολή της συστροφής και την αναπτυσσόμενη στρεπτική ροπή στην άτρακτο [Σχ. 2.14]. Σε όλες τις PAT, παρατηρήθηκε αύξηση της απόδοσης σε όλο το εξεταζόμενο εύρος των παροχών, με περιθώριο σφάλματος 2%.





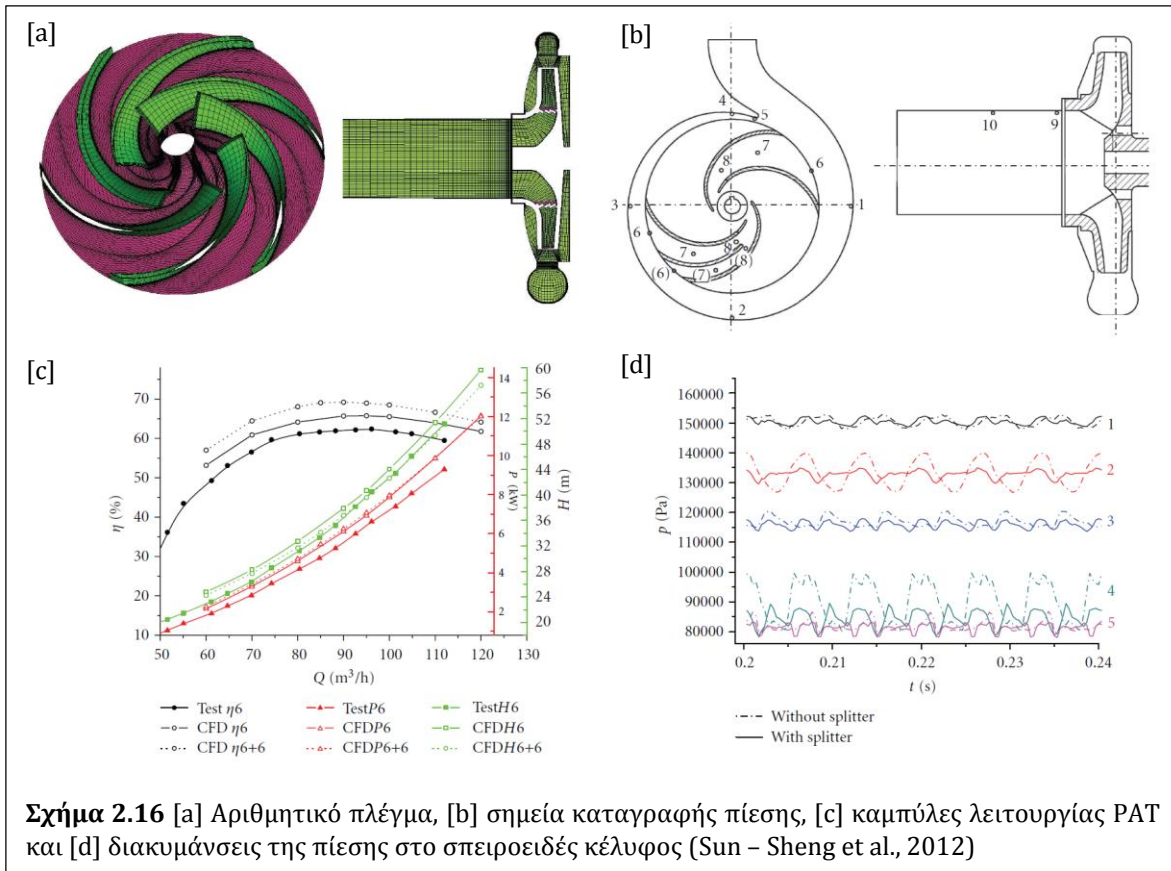
Οι Yang et al. (2012^b) μελετούν πειραματικά την επίδραση της μείωσης της διαμέτρου περωτής φυγοκεντρικής αντλίας, συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της αρχικής

γεωμετρίας με δύο διαφορετικές τροχίσσεις ίδιων πτερωτών για αντλία και PAT, με το ίδιο σπειροειδές κέλυφος σε κάθε περίπτωση και δίνοντας αναλυτικά στοιχεία για τις γεωμετρικές μεταβολές που προέκυψαν στις πτερωτές [Πιν 2.2]. Η μεταβολή των υδραυλικών χαρακτηριστικών των PAT δεν ακολουθεί μονότονη σχέση με το μέγεθος της τρόχισης, ωστόσο παρατηρείται ότι μικρότερες διάμετροι οδηγούν σε πιο απότομες χαρακτηριστικές καμπύλες [Σχ. 2.15].

Πίνακας 2.2 Γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά αντλίας και PAT για διαφορετικές τιμές του D_2 (Yang et al., 2012b)

D_2 [mm]		255	235	215
Γεωμετρία	β_2 [°]	24,27	28,22	31,28
	b_2 [mm]	14,38	15,3	16,98
	φ [°]	97,52	88,06	79,16
ΚΣΛ αντλίας	Q [m ³ /hr]	52,12	51,71	49,8
	H [mΣΥ]	18,07	17,17	13,75
	P [kW]	4,19	3,83	3,13
	η [%]	61,15	63,08	59,55
	n_q	20,59	21,31	24,71
ΚΣΛ PAT	Q [m ³ /hr]	95,23	86,14	93,63
	H [mΣΥ]	39,17	32,4	37,52
	P [kW]	6,15	4,56	5,63
	η [%]	62,95	59,98	58,84
	n_q	15,58	17,09	15,96

Οι Sun – Sheng et al. (2012) διερευνούν την ανάστροφη λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας με την προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων. Συγκεκριμένα, διεξάγονται πειραματικές μετρήσεις και αριθμητική επίλυση της ροής για την αρχική πτερωτή, ενώ η λειτουργία της πτερωτής με διαχωριστικά πτερύγια προσομοιώνεται αριθμητικά. Για τις προσομοιώσεις, εκλέγεται μια σειρά σημείων του υπολογιστικού χωρίου, που περιλαμβάνει το σπειροειδές κέλυφος, την πλήρη πτερωτή συμπεριλαμβανομένων των λαβυρίνθων και τον αγωγό εκφυγής, στα οποία καταγράφονται οι διακυμάνσεις της στατικής πίεσης. Οι διακυμάνσεις αυτές προκαλούνται από την περιοδική μεταβολή της σχετικής θέσης μεταξύ του δρομέα και της γλωττίδας του σπειροειδούς κελύφους, επηρεάζοντας έτσι το πεδίο πιέσεων, άρα και τις τιμές στις εξεταζόμενες θέσεις. Τα αριθμητικά αποτελέσματα για την αρχική πτερωτή δείχνουν καλή συμφωνία με τις πειραματικές μετρήσεις. Ακόμα, η υπολογιστική σύγκριση των δύο περιπτώσεων δείχνει πτώση του ολικού ύψους, αύξηση της παραγόμενης ισχύος και βελτίωση του βαθμού απόδοσης καθ' όλο το εξεταζόμενο εύρος παροχών για τη νέα πτερωτή. Τέλος, η εισαγωγή των διαχωριστικών πτερυγίων μειώνει σημαντικά το εύρος των διακυμάνσεων της πίεσης, εξασφαλίζοντας έτσι ομαλότερη λειτουργία [Σχ. 2.16].

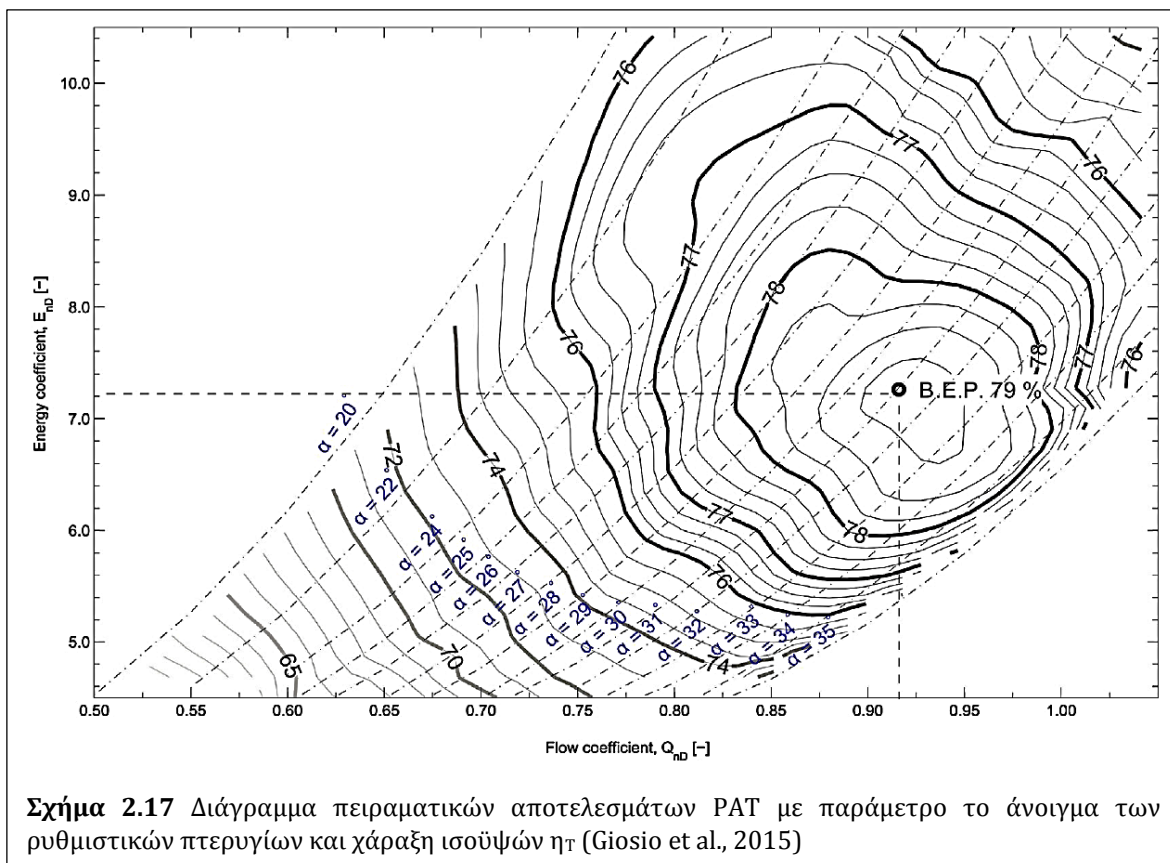


Οι Giosio et al. (2015) εκτιμούν την ανάστροφη λειτουργία αντλίας υψηλού ειδικού αριθμού στροφών [$n_{qP} = 104,3$] με τη μέθοδο του Sharma (1985) και συγκρίνουν τις προβλέψεις με αποτελέσματα από πειραματική διάταξη, με την προσθήκη στεφάνης 13 ρυθμιστικών πτερυγίων μεταξύ εξωτερικής διαμέτρου και κελύφους για τη ρύθμιση του τριγώνου ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα. Από την πειραματική διερεύνηση προκύπτουν τα χαρακτηριστικά του PAT σε αδιάστατο διάγραμμα ολικής ενέργειας E_{nD} – παροχής Q_{nD} [Εξ. 2.87 – 2.89, Σχ. 2.17], με παράμετρο το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, όπου χαράσσονται οι ισοϋψείς του βαθμού απόδοσης:

$$E = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + z_2 - z_1 \quad (2.87)$$

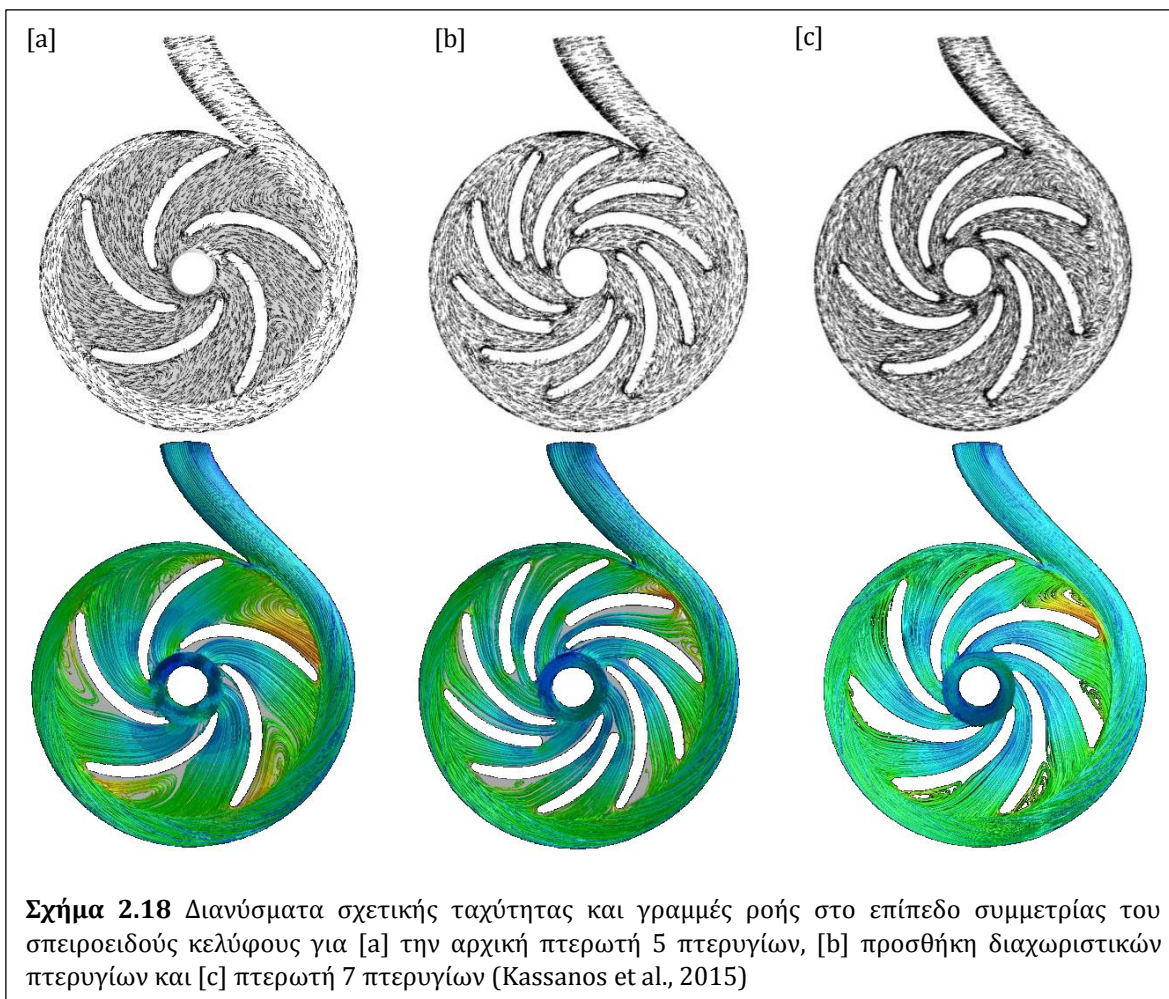
$$E_{nD} = \frac{E}{g \cdot n^2 \cdot D_2^2} \quad (2.88)$$

$$Q_{nD} = \frac{Q}{n \cdot D_2^3} \quad (2.89)$$



Τελικά, ο βαθμός απόδοσης της PAT στο ΚΣΛ προέκυψε οριακά μεγαλύτερος από αυτόν της αντλητικής λειτουργίας, αποτέλεσμα το οποίο αποδίδεται στην εισαγωγή ρυθμιστικών πτερυγίων και τη συνακόλουθη βελτίωση των συνθηκών εισόδου της ροής στον δρομέα, αφού τυπικά στις PAT παρατηρείται $\lambda < 1$.

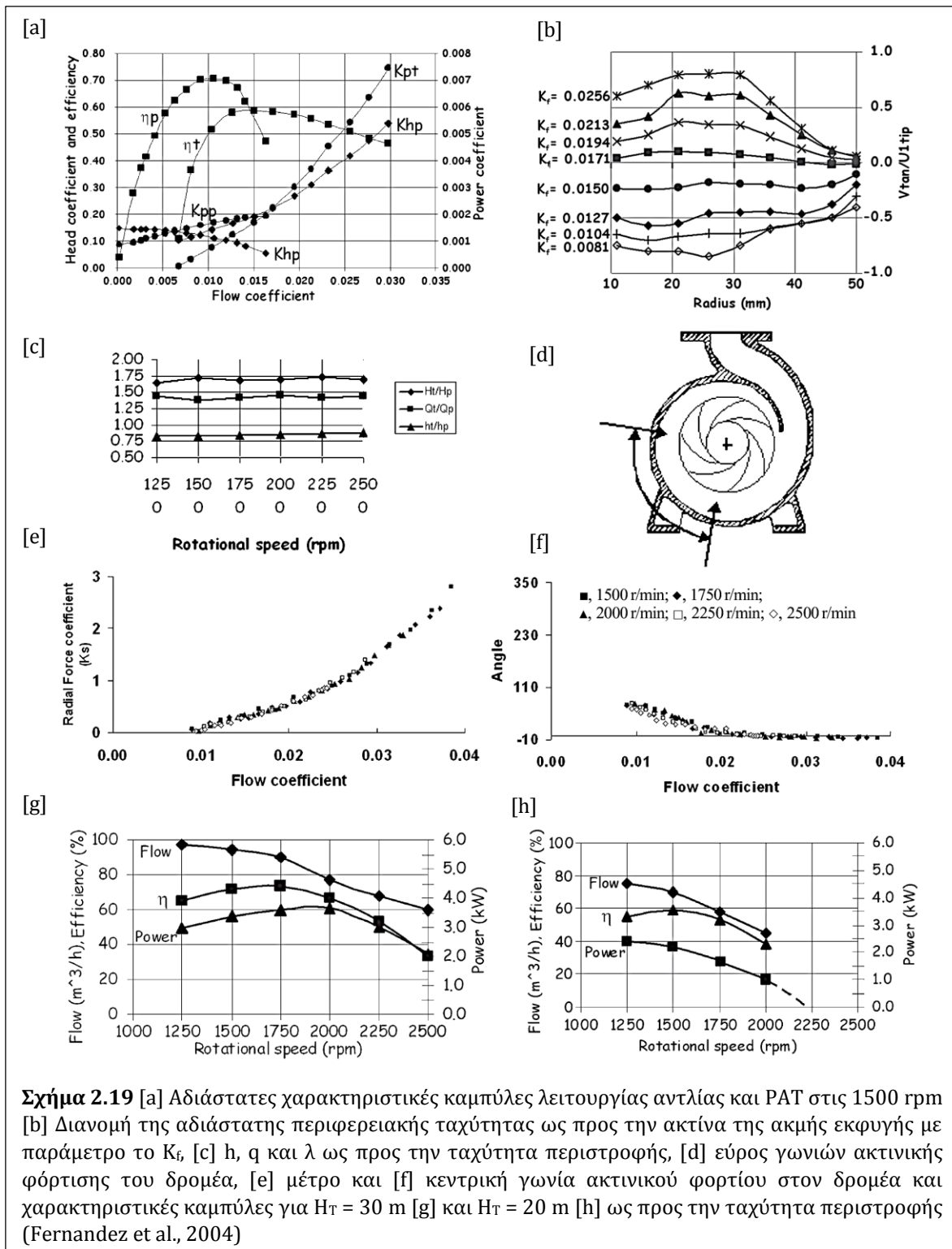
Οι Kassanos et al. (2015) μελετούν υπολογιστικά την ανάστροφη λειτουργία εμπορικής φυγοκεντρικής αντλίας, εξετάζοντας αρχικά μια σειρά τροποποιήσεων της πτερωτής, όπως η στρογγύλευση των ακμών προσβολής, η αύξηση του πλήθους των πτερυγίων και η προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων, διατηρώντας παράλληλα σταθερό το μεσημβρινό κανάλι. Σε κάθε περίπτωση, τα αριθμητικά αποτελέσματα προκύπτουν για τετραεδρικά πλέγματα, επίλυση των εξισώσεων RANS με σχήμα διακριτοποίησης 2^{ης} τάξης και μοντέλο τύρβης realizable $k - \epsilon$, με οριακές συνθήκες την εκτιμώμενη παροχή όγκου PAT και μηδενική στατική πίεση εξόδου. Η τελικά επιλεγόμενη γεωμετρία με διαχωριστικά πτερύγια εμφανίζει ομαλότερο πεδίο ροής και περιοχές ανακυκλοφορίας μικρότερης έντασης στην περιοχή της γλωττίδας [Σχ. 2.18]. Στην εξομάλυνση αυτή αποδίδεται και η αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης κατά 3,6% στο ΚΣΛ της ανάστροφης λειτουργίας, με την κανονική παροχή να μη μεταβάλλεται πρακτικά σε όλες τις εξεταζόμενες σχεδιαστικές τροποποιήσεις.



Τέλος, σε παρεμφερή εργασία, οι Kassanos et al. (2016) συνδυάζουν την προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων με διαδικασίες βελτιστοποίησης στο BtB υπολογιστικό χωρίο του δρομέα, επιτυγχάνοντας τελικά αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης της ανάστροφης λειτουργίας κατά 2,7%.

2.1.3 Πειραματική Διερεύνηση PAT

Η διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων αποτελεί τη συνηθέστερη μέθοδο διερεύνησης των PAT, είτε για τη στατιστική συσχέτιση των αδιάστατων παραμέτρων τους ώστε να προκύψουν γενικοί τύποι εκτίμησης [βλ. Κεφ. 2.1.1], είτε για τη μελέτη ειδικών λειτουργικών χαρακτηριστικών κατά περίπτωση, όπως η επίδραση της μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής και οι αναπτυσσόμενες δυνάμεις στην άτρακτο.



Σχήμα 2.19 [a] Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας αντλίας και PAT στις 1500 rpm [b] Διανομή της αδιάστατης περιφερειακής ταχύτητας ως προς την ακτίνα της ακμής εκφυγής με παράμετρο το K_t , [c] h , q και λ ως προς την ταχύτητα περιστροφής, [d] εύρος γωνιών ακτινικής φόρτισης του δρομέα, [e] μέτρο και [f] κεντρική γωνία ακτινικού φορτίου στον δρομέα και χαρακτηριστικές καμπύλες για $H_T = 30$ m [g] και $H_T = 20$ m [h] ως προς την ταχύτητα περιστροφής (Fernandez et al., 2004)

Οι Fernandez et al. (2004) μελετούν πειραματικά μια σειρά λειτουργικών χαρακτηριστικών σε φυγοκεντρική PAT. Ειδικότερα, εξετάζεται η ακτινική μεταβολή

της περιφερειακής ταχύτητας στην έξοδο του δρομέα για λειτουργία στις ονομαστικές στροφές [1500 rpm], καθώς και η επίδραση της μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής στο μέτρο και την κατεύθυνση των ακτινικών φορτίων F που αναπτύσσονται στην πτερωτή, στις χαρακτηριστικές καμπύλες για σταθερό υδραυλικό ύψος και στις αδιάστατες παραμέτρους q , h και λ .

Ειδικότερα, οι συντελεστές K_p , K_h , K_f και K_s [Εξ. 2.90 – 2.93] χρησιμοποιούνται για την αδιαστατοποίηση της ισχύος P , του ολικού ύψους h , της παροχής Q και της ακτινικής δύναμης F αντιστοίχως, στην αντλητική και στην ανάστροφη λειτουργία. Ο υπολογισμός των ακτινικών φορτίων γίνεται με μέτρηση της στατικής πίεσης σε 36 σημεία στην είσοδο του δρομέα.

$$K_p = \frac{P}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D_2^5} \quad (2.90)$$

$$K_h = \frac{g \cdot h}{D_2^2} \quad (2.91)$$

$$K_f = \frac{Q}{\omega \cdot D_2^3} \quad (2.92)$$

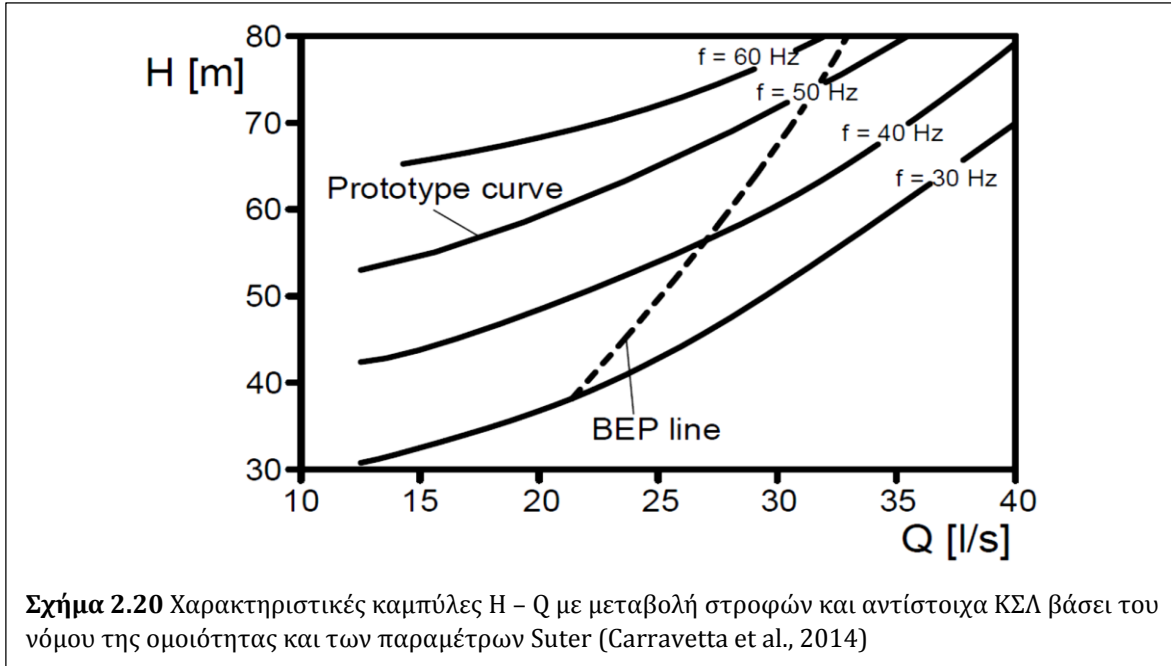
$$K_s = \frac{F}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D_2^4} \quad (2.93)$$

Συμπερασματικά, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης αναμενόμενα βρέθηκε υψηλότερος στην αντλητική λειτουργία, με χαμηλότερη κανονική παροχή από τον αντίστοιχο της ανάστροφης λειτουργίας και οι αδιάστατες καμπύλες εμφανίζουν τυπική μορφή για τις δύο λειτουργίες [Σχ. 2.19.a], ενώ η παροχή επηρεάζει σημαντικά την περιφερειακή ταχύτητα εισόδου της ροής στον δρομέα [Σχ. 2.19.b]. Ακόμα, η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής φαίνεται να έχει μικρή επίδραση στους αδιάστατους αριθμούς q , h και λ της PAT [Σχ. 2.19.c]. Επίσης, το μέτρο του ακτινικού φορτίου αυξάνει και η κατεύθυνσή του αλλάζει σημαντικά καθώς μεταβάλλεται η παροχή [Σχ. 2.19.d – 2.19.f]. Τέλος, παρατηρήθηκε ότι για τις διάφορες τιμές του ολικού ύψους της PAT, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης μπορεί να βελτιωθεί, μεταβάλλοντας την ταχύτητα περιστροφής πέραν της ονομαστικής [Σχ. 2.19.g & 2.19.h].

Οι Raman et al. (2013) μελετούν πειραματικά μια φυγοκεντρική αντλία [$n_{qp} = 15,6$] σε λειτουργία υδροστροβίλου. Τα αποτελέσματα έδειξαν μεγαλύτερες τιμές ολικού ύψους και παροχής στην ανάστροφη λειτουργία, ενώ ο βαθμός απόδοσης προέκυψε σημαντικά μειωμένος [$\eta_p = 58\%$, $\eta_T = 39\%$].

Οι Carravetta et al. (2014) εξετάζουν το εύρος ισχύος των νόμων της ομοιότητας για το ΚΣΛ των PAT [Εξ. 2.94] μεταβάλλοντας τις στροφές με χρήση inverter, ενώ εισάγουν

τις παραμέτρους WH και WT του Suter [Εξ. 2.95 – 2.101], οι οποίες είναι μοναδικές για όμοιες μηχανές, προκειμένου να προβλέψουν τα σημεία λειτουργίας εκτός ΚΣΛ σε διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, βάσει των πειραματικών χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας του κάθε πρωτοτύπου PAT [Σχ. 2.20].



$$\frac{n^I}{n^{II}} = \frac{D_2^{II}}{D_2^I} \cdot \left(\frac{H^I}{H^{II}}\right)^{0,5} = \left(\frac{Q^{II}}{Q^I}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{H^I}{H^{II}}\right)^{0,75} = \left(\frac{P^{II}}{P^I}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{H^I}{H^{II}}\right)^{1,25} \quad (2.94)$$

$$q_* = \frac{Q_T}{Q_{T,ΚΣΛ}} \quad (2.95)$$

$$h_* = \frac{H_T}{H_{T,ΚΣΛ}} \quad (2.96)$$

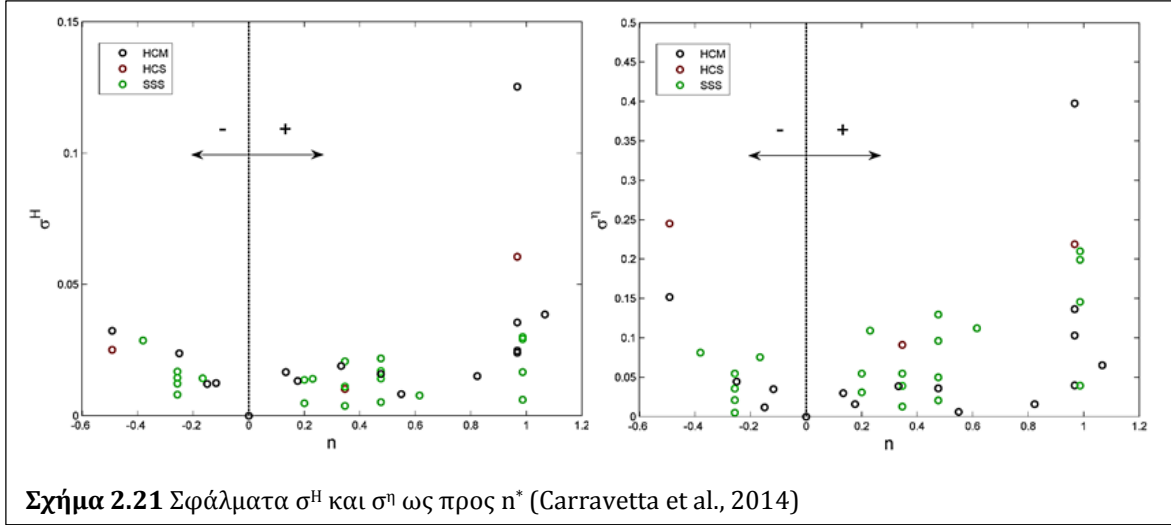
$$\omega_* = \frac{n_T}{n_{T,ΚΣΛ}} \quad (2.97)$$

$$t_* = \frac{P_T}{P_{T,ΚΣΛ}} \quad (2.98)$$

$$\theta_* = \frac{\omega_*}{q_*} \quad (2.99)$$

$$WH = \frac{h^*}{q_*^2 \cdot (\theta_*^2 + 1)} \quad (2.100)$$

$$WT = \frac{t^*}{q_*^2 \cdot (\theta_*^2 + 1)} \quad (2.101)$$



Οι θεωρητικές προβλέψεις [calc] συγκρίνονται με πειραματικά δεδομένα [exp] για 15 PAT, στα οποία περιλαμβάνονται αντλίες οριζόντιες μονοβάθμιες [HCS] και πολυβάθμιες φυγοκεντρικές [HSM], καθώς και υποβρύχιες μονοβάθμιες ημιαξονικές [SSS]. Οι αποκλίσεις για τις αδιάστατες μεταβολές n^* των στροφών [Εξ. 2.102] εκφράζονται ως μέσα σχετικά τετραγωνικά σφάλματα για το ύψος, σ^H [Εξ. 2.103] και τον βαθμό απόδοσης, σ^η [Εξ. 2.104] των PAT.

$$n^* = \frac{\eta_{T,K\Sigma\Lambda} - \eta_T}{\eta_{T,K\Sigma\Lambda}} \quad (2.102)$$

$$\sigma^H = \frac{1}{m} \cdot \left[\sum_{i=1}^m \left(\frac{H_T^{\text{exp}} - H_T^{\text{calc}}}{H_T^{\text{exp}}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (2.103)$$

$$\sigma^\eta = \frac{1}{m} \cdot \left[\sum_{i=1}^m \left(\frac{\eta_T^{\text{exp}} - \eta_T^{\text{calc}}}{\eta_T^{\text{exp}}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (2.104)$$

Τελικά, τα παρατηρούμενα σφάλματα [Σχ. 2.21] είναι τόσο μεγαλύτερα όσο αυξάνει η μεταβολή των στροφών. Ειδικότερα, βρέθηκε ότι για μεταβολή στροφών n^* έως 20% το σ^H περιορίζεται στο 3%, ενώ για n^* μεταξύ -40% και 50% το σ^η δεν ξεπερνά το 15%.

2.1.4 Υπολογιστική Προσομοίωση PAT

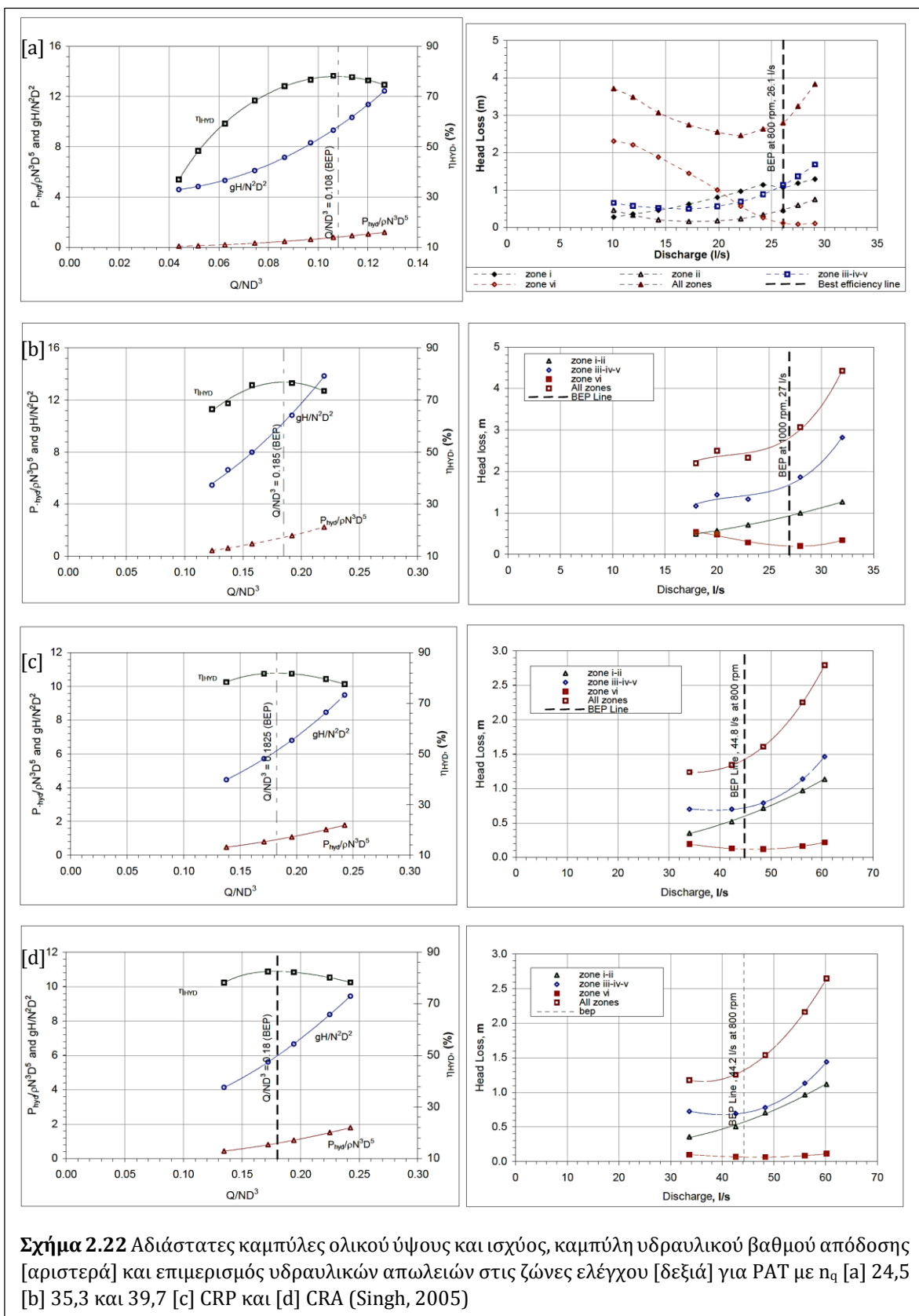
Η υπολογιστική προσομοίωση τα τελευταία χρόνια βρίσκει ολο ένα αυξανόμενη εφαρμογή στη διερεύνηση της λειτουργίας των PAT, όπως παρατηρείται και ευρύτερα στο αντικείμενο των υδροδυναμικών μηχανών [βλ. Κεφ. 2.3], είτε για την εξέταση σχεδιαστικών παρεμβάσεων για τη βελτίωση της απόδοσης των PAT, αποφεύγοντας παράλληλα το υψηλό κόστος διεξαγωγής πειραματικών μετρήσεων για πολλές δοκιμαστικές γεωμετρίες, είτε για τη μελέτη της συμφωνίας των αριθμητικών αποτελεσμάτων με προϋπάρχουσες μετρήσεις.

O Singh (2005) πραγματοποίησε αριθμητική ανάλυση της ροής σε 3 PAT, με υπολογιστικό χωρίο περιοδικής συμμετρίας που αντιστοιχεί σε ένα πτερύγιο [BtB]. Οι προσομοιώσεις διεξήχθησαν με το εμπορικό λογισμικό Ansys CFX 5.0 για τριδιάστατη ασυμπίεστη ροή, χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις RANS, απλό μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ και λογαριθμικό νόμο για τα τοιχώματα. Το μέγεθος του πλέγματος και οι οριακές συνθήκες για κάθε περίπτωση φαίνονται στον Πιν. 2.3.

Πίνακας 2.3 Ειδικός αριθμός στροφών, μέγεθος πλέγματος και οριακές συνθήκες των PAT που εξετάζονται υπολογιστικά (Singh, 2005)

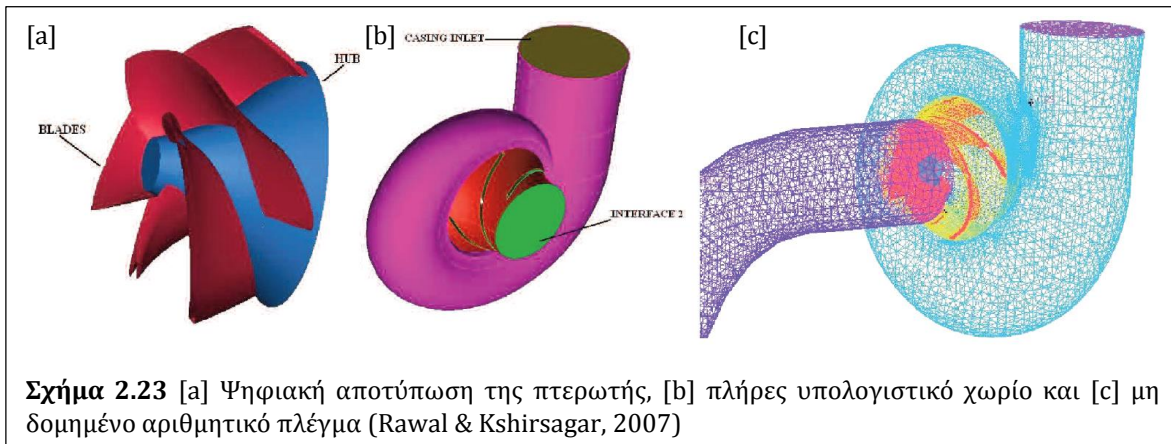
n_q [PAT]	Μέγεθος Πλέγματος	Οριακές Συνθήκες
24,5	$4 \cdot 10^5$ κόμβοι	Παροχή μάζας στην είσοδο, ατμοσφαιρική πίεση στην έξοδο
35,3	$5 \cdot 10^5$ κόμβοι	Ολική πίεση στην είσοδο, έξοδος χωρίς περιορισμούς
39,7	$9,1 \cdot 10^5$ κόμβοι	Ολική πίεση στην είσοδο, έξοδος χωρίς περιορισμούς

Οι αδιάστατες καμπύλες για το ολικό ύψος και την αποδιδόμενη ισχύ και η καμπύλη του υδραυλικού βαθμού απόδοσης προκύπτουν υπολογιστικά συναρτήσει της παροχής όγκου. Για κάθε τέτοια προσομοίωση, οι συνολικές υδραυλικές απώλειες επιμερίζονται στις ζώνες ελέγχου i έως vi. Στην παρούσα ανάλυση, η ζώνη i αντιπροσωπεύει την είσοδο της ροής από το σπειροειδές κέλυφος, η ζώνη ii την περιοχή περί την ακμή προσβολής των πτερυγίων του δρομέα, οι ζώνες iii – iv – v το εσωτερικό του δρομέα PAT και η ζώνη vi την έξοδο προς τον αγωγό εκφυγής. Ειδικότερα, για $n_q = 39,7$ οι προσομοιώσεις γίνονται για την περίπτωση παρουσίας [casing rib present, CRP] και απουσίας [casing rib absent, CRA] του νεύρου στον αγωγό εκφυγής για ανάστροφη λειτουργία [βλ. Κεφ. 2.1.2, Σχ. 2.10], αναμένοντας βελτιωμένη απόδοση στη δεύτερη περίπτωση. Τα αναλυτικά αποτελέσματα των 4 περιπτώσεων παρουσιάζονται στο Σχ. 2.22. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η σύγκριση των αποτελεσμάτων [c] και [d], με την αφαίρεση του νεύρου να προκαλεί πτώση του ολικού ύψους και αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης σε όλο το εύρος των συγκρινόμενων παροχών. Τα παραπάνω συμβαίνουν καθώς αφαιρώντας το νεύρο, μειώνεται η αντίσταση στη διερχόμενη ροή με αποτέλεσμα την πτώση του απαιτούμενου ύψους, με αποτέλεσμα να μειώνονται οι υδραυλικές απώλειες που αναπτύσσονταν αρχικά κατάντη του δρομέα, αυξάνοντας έτσι τον βαθμό απόδοσης.

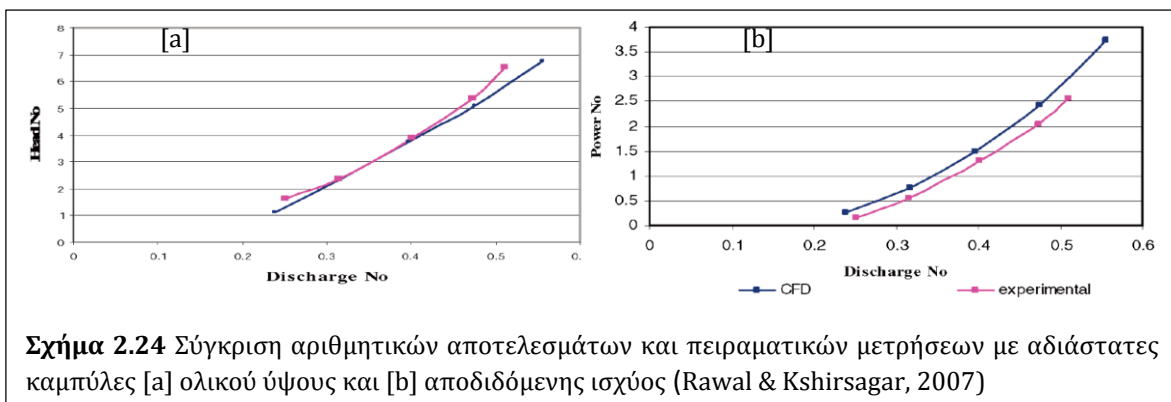


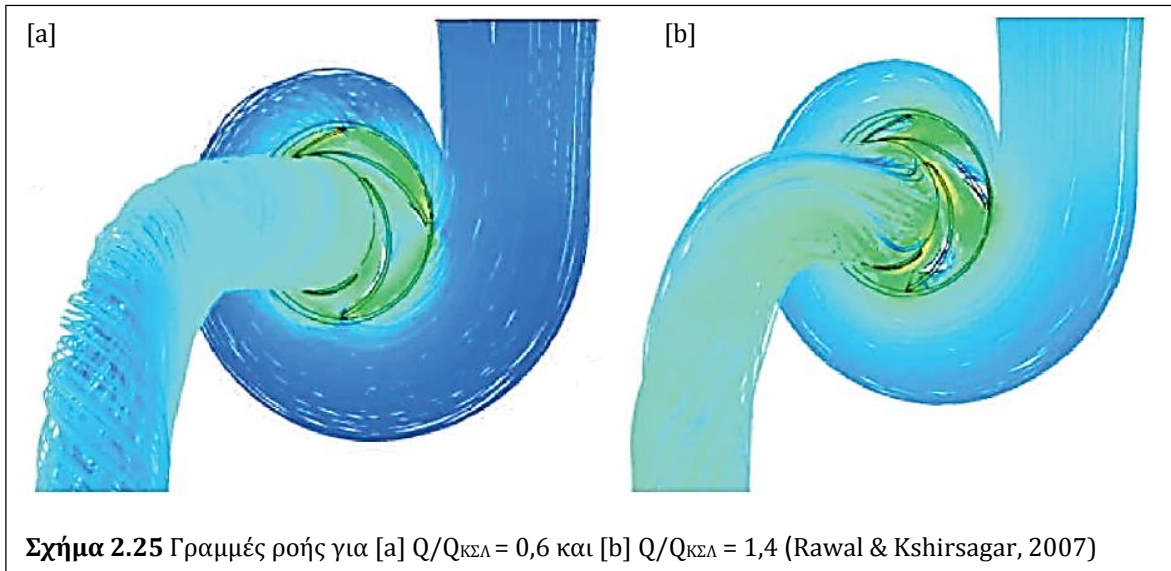
Σχήμα 2.22 Αδιάστατες καμπύλες ολικού ύψους και ισχύος, καμπύλη υδραυλικού βαθμού απόδοσης [αριστερά] και επιμερισμός υδραυλικών απωλειών στις ζώνες ελέγχου [δεξιά] για PAT με η_q [a] 24,5 [b] 35,3 και 39,7 [c] CRP και [d] CRA (Singh, 2005)

Οι Rawal & Kshirsagar (2007) εξετάζουν αριθμητικά την ανάστροφη λειτουργία αντλίας μεικτής ροής με ανοικτό κέλυφος, χρησιμοποιώντας εμπορικό λογισμικό CFD και απλό μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ για την επίλυση της μόνιμης ροής. Το υπολογιστικό χωρίο περιλαμβάνει το σπειροειδές κέλυφος, την πτερωτή και αγωγό εκφυγής με στροφή 90°. Το αριθμητικό πλέγμα αποτελείται από 166465 κόμβους συνολικά. Ως οριακές συνθήκες τίθενται η ολική πίεση στην είσοδο του κελύφους και η παροχή μάζας στην έξοδο του αγωγού [Σχ. 2.23]. Οι προσομοιώσεις γίνονται για το ΚΣΛ και για τα σημεία με παροχή $\pm 20\%$ και $\pm 40\%$ εκατέρωθεν αυτού.



Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων προέκυψαν σχετικά κοντά με τις αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις. Ειδικότερα, η απόκλιση στο ολικό ύψος μεγαλώνει μακριά από το ΚΣΛ, ενώ στην αποδιδόμενη ισχύ εμφανίζεται σχεδόν σταθερή διαφορά η οποία αποδίδεται στις μη υπολογιζόμενες ογκομετρικές απώλειες [Σχ. 2.24]. Ακόμα, καθίσταται δυνατός ο επιμερισμός των υδραυλικών απωλειών σε κάθε τμήμα του υπολογιστικού χωρίου για κάθε εξεταζόμενο σημείο λειτουργίας. Τέλος, εξετάζεται η γωνία της στροβιλότητας της ροής στον αγωγό εκφυγής, όπου σημειώνεται ότι όσο η παροχή αυξάνει, το μέτρο της στροβιλότητας μειώνεται και η κατεύθυνσή της τείνει να γίνει αντίστροφη της φοράς περιστροφής της πτερωτής [Σχ. 2.25].



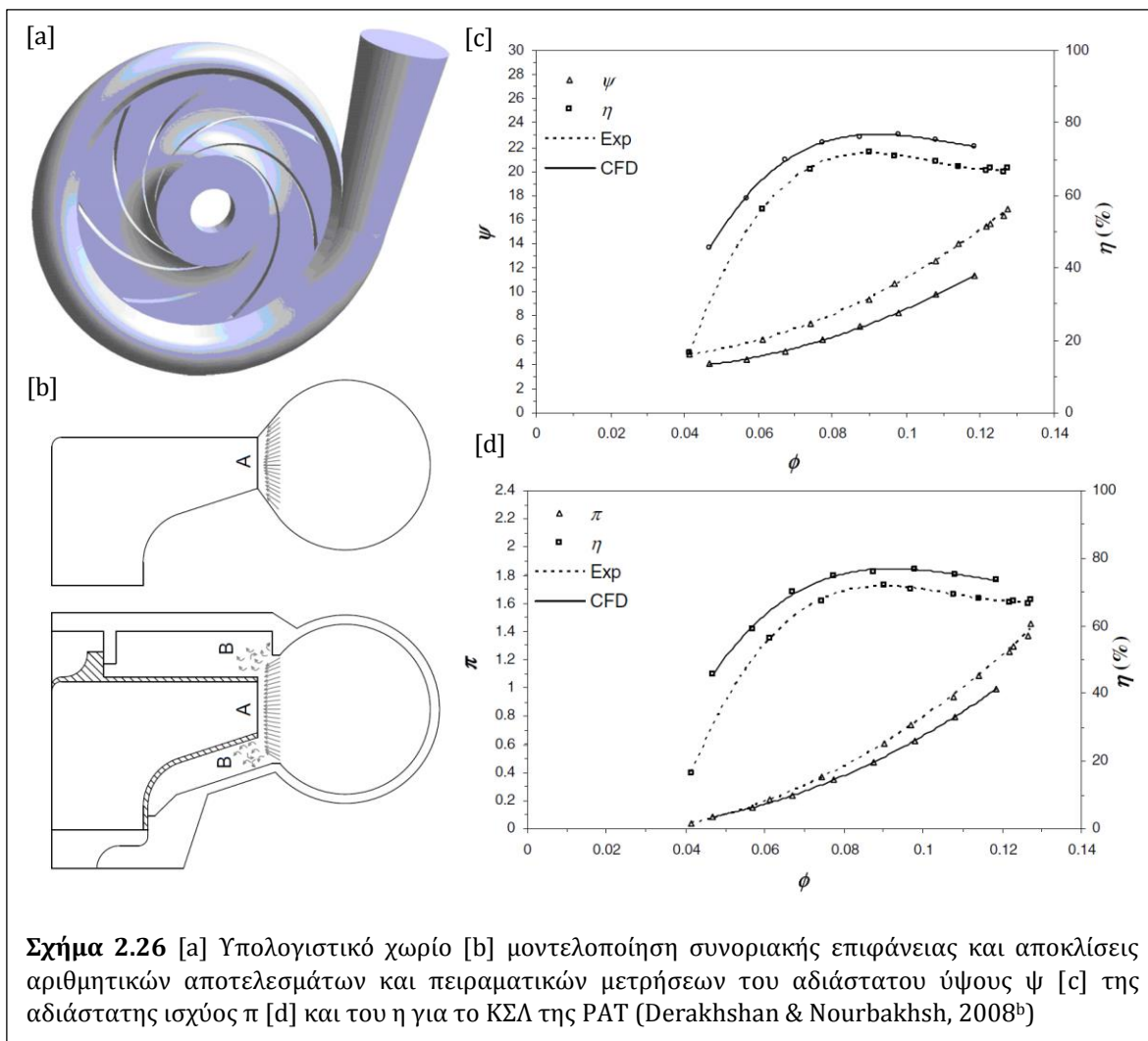


Οι Derakhshan & Nourbakhsh (2008^b) επιλύουν αριθμητικά την ανάστροφη ροή σε φυγοκεντρική αντλία [$n_q = 23,5$] περιλαμβάνοντας τον δρομέα και το σπειροειδές κέλυφος και τροποποιώντας τη γεωμετρία του δευτέρου ώστε να συμπίπτουν οι συνοριακές επιφάνειες των δύο χωρίων, αμελώντας έτσι τις ογκομετρικές απώλειες. Για τις αριθμητικές προσομοιώσεις, χρησιμοποιήθηκε δομημένο πλέγμα $7 \cdot 10^5$ κελιών συνολικά, με οριακά στρώματα στις επιφάνειες των πτερυγίων. Η αριθμητική επίλυση έγινε σε εμπορικό λογισμικό με το μοντέλο RANS, χρησιμοποιώντας απλό μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, διακριτοποίηση 2^{ης} τάξης και οριακές συνθήκες την παροχή μάζας στην είσοδο και τη στατική πίεση στην έξοδο της ροής. Τα αποτελέσματα δίνονται ως προς τους αδιάστατους αριθμούς φ , ψ , π [Εξ. 2.105 – 2.107] και τον βαθμό απόδοσης η . Τα αριθμητικά αποτελέσματα δίνουν σταθερά υψηλότερο βαθμό απόδοσης και μικρότερο ολικό ύψος σε σχέση με τις αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις, αφού δε συνυπολογίζουν την επίδραση του ογκομετρικού και του μηχανικού βαθμού απόδοσης [Σχ. 2.26].

$$\varphi = \frac{Q}{n \cdot D_2^3} \quad (2.105)$$

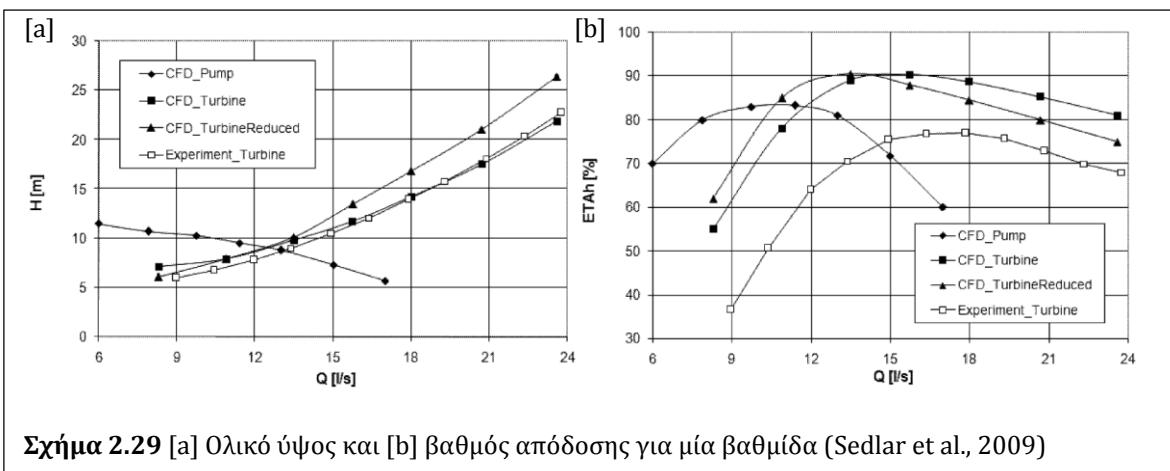
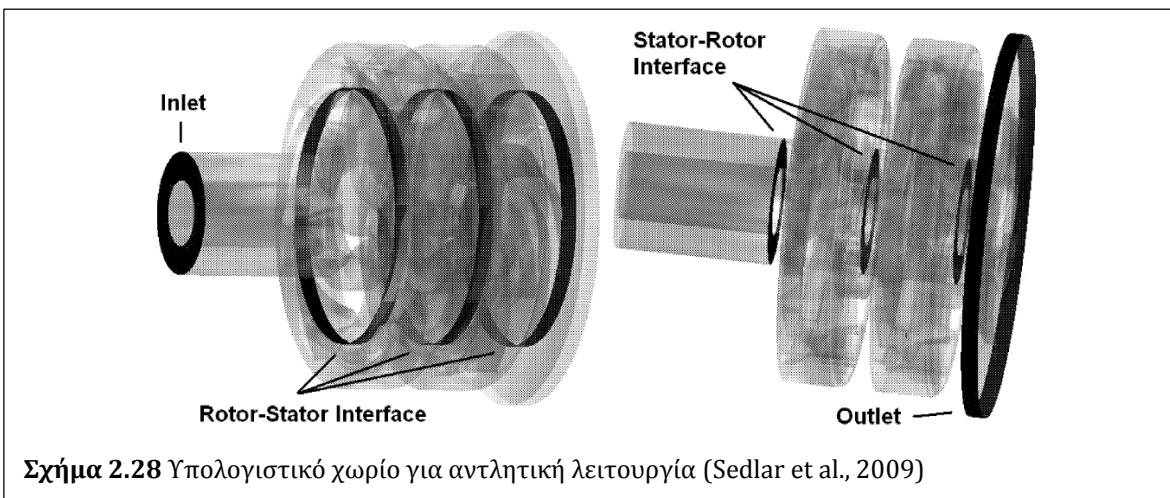
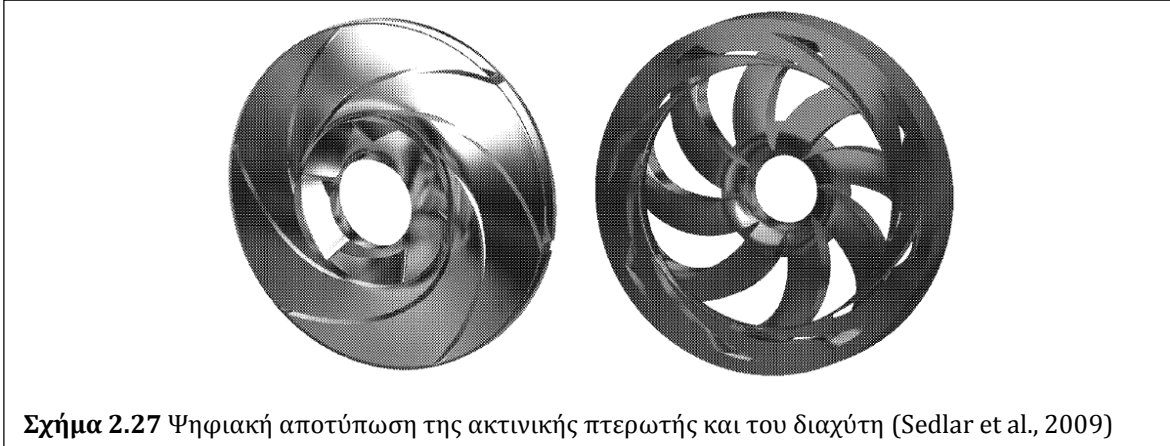
$$\psi = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D_2^2} \quad (2.106)$$

$$\pi = \frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D_2^5} \quad (2.107)$$

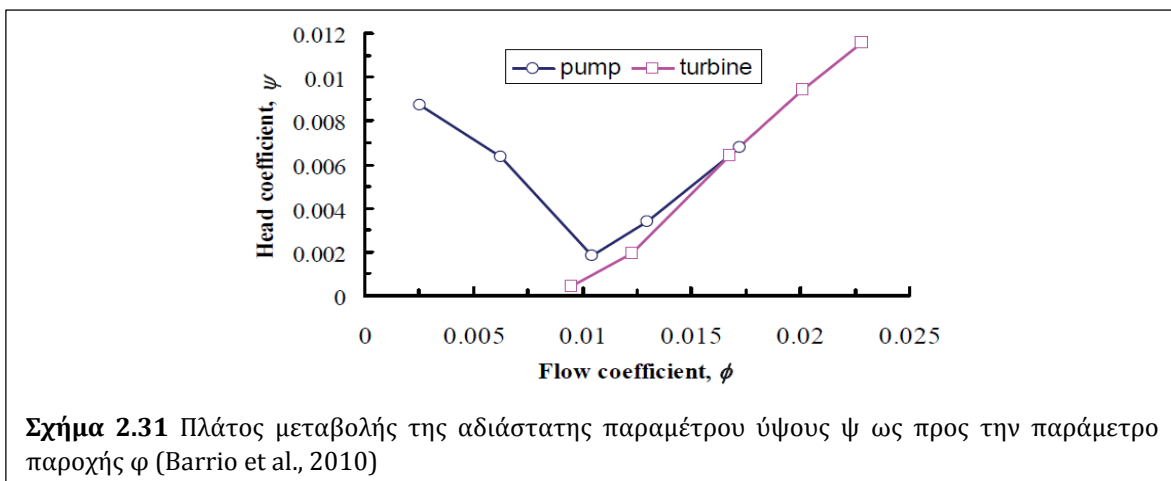
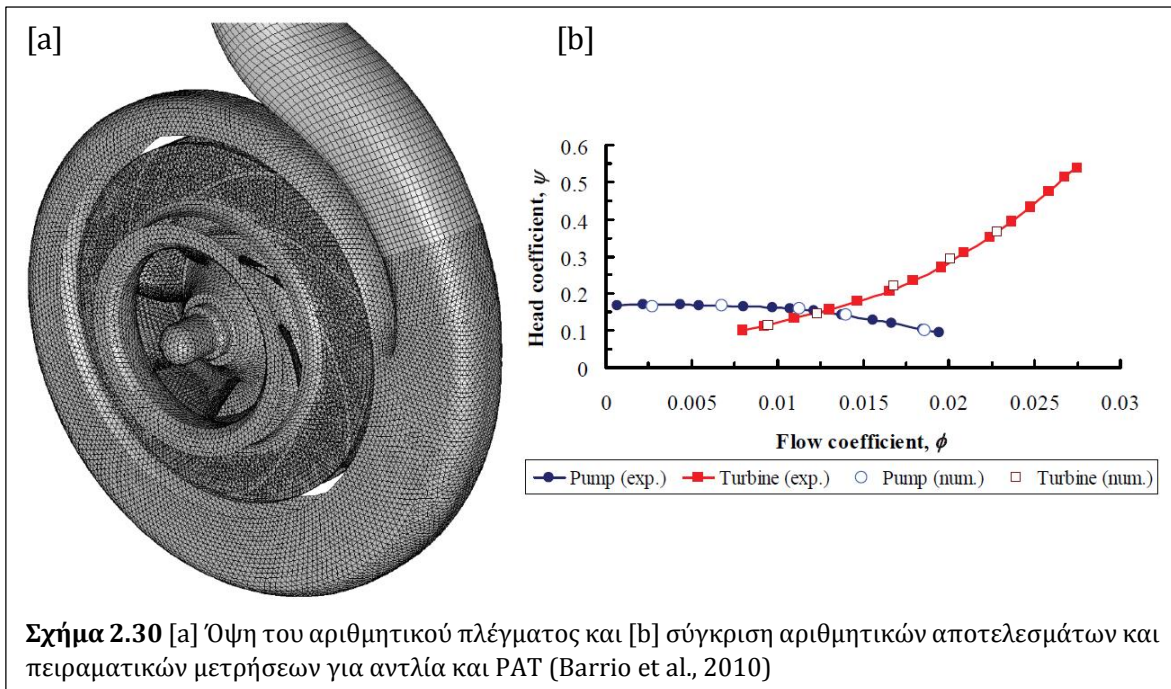


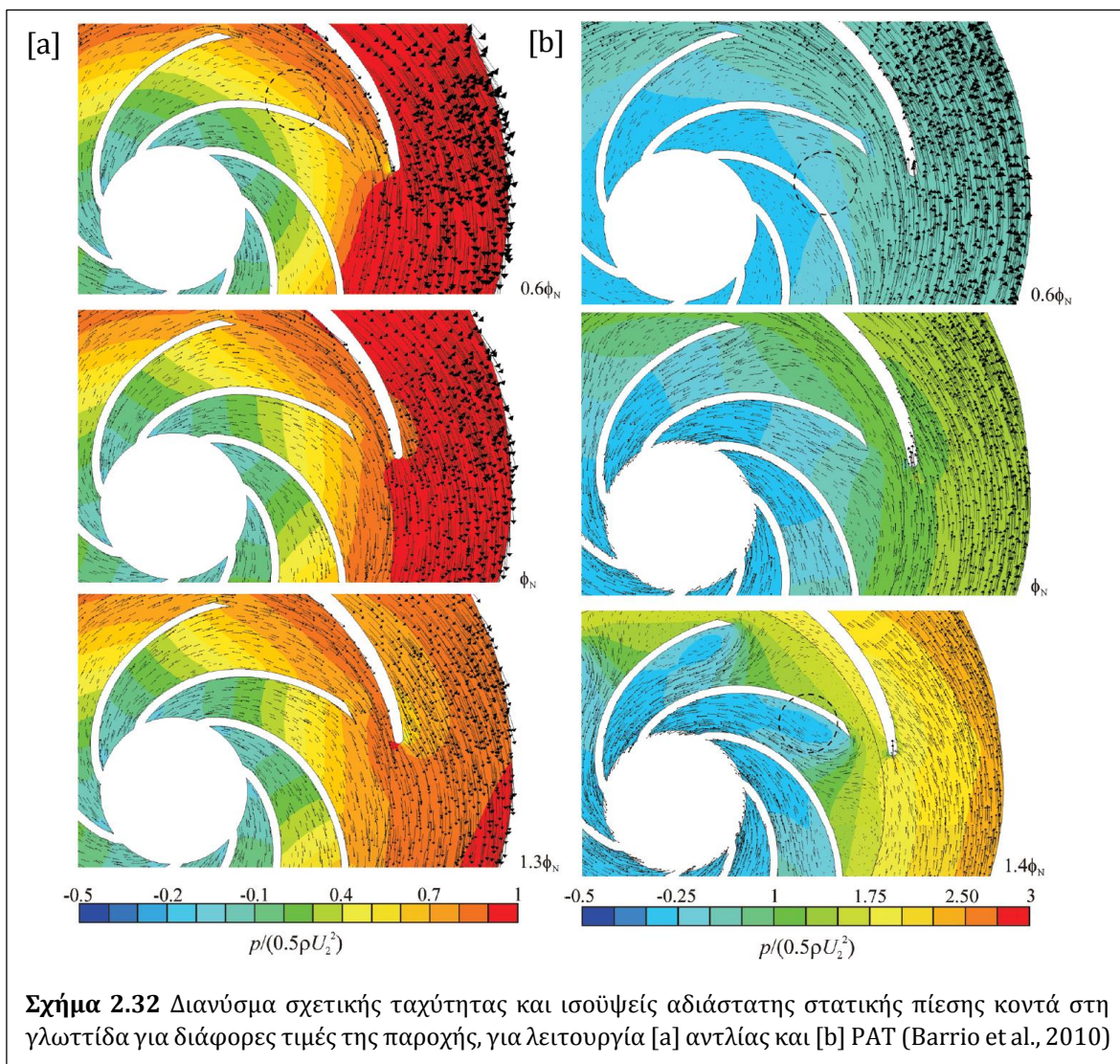
Οι Sedlar et al. (2009) εξετάζουν αριθμητικά την ανάστροφη λειτουργία πολυβάθμιας αντλίας, αποτελούμενης από ακτινικές πτερωτές. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται με το εμπορικό λογισμικό Ansys CFX για την επίλυση των εξισώσεων RANS σε μη μόνιμες συνθήκες, χρησιμοποιώντας το μοντέλο τύρβης $k - \omega$ SST [Shear Stress Transport]. Το υπολογιστικό χωρίο [Σχ. 2.28] περιλαμβάνει 2 πλήρεις βαθμίδες, δηλαδή τις πτερωτές και τις αντίστοιχες παρεμβαλλόμενες σταθερές πτερυγώσεις οδήγησης [Σχ. 2.27], αποτελούμενες από 8 πτερύγια η καθεμία, συν μια πτερωτή κατάντη για την αποφυγή της επίδρασης των οριακών συνθηκών. Το αριθμητικό πλέγμα είναι δομημένο με σύνολο $1,4 \cdot 10^6$ κόμβους. Η καμπύλη ολικού ύψους που προκύπτει από τα αριθμητικά αποτελέσματα δείχνει καλή συμφωνία με την αντίστοιχη από πειραματικές μετρήσεις [Σχ. 2.29]. Η απόκλιση της τάξης του 13% στις αντίστοιχες καμπύλες του βαθμού απόδοσης αποδίδεται στις μηχανικές απώλειες οι οποίες δε λαμβάνονται υπόψη στις προσομοιώσεις, ενώ η διαφορά στο ΚΣΛ αποδίδεται αντίστοιχα στις ογκομετρικές

απώλειες που αναμένονται στους στεγανωτικούς δακτυλίους. Ακόμα, η μείωση της διαμέτρου της πτερωτής οδηγεί σε μετατόπιση του ΚΣΛ προς μικρότερες παροχές, με οριακή μείωση της απόδοσης.



Οι Barrio et al. (2010) εξετάζουν υπολογιστικά τις διακυμάνσεις του ακτινικού φορτίου φυγοκεντρικής αντλίας με λογαριθμικά πτερύγια, για ευθεία και ανάστροφη λειτουργία. Οι διακυμάνσεις αυτές οφείλονται στην περιοδική αλληλεπίδραση μεταξύ πτερωτής και σπειροειδούς κελύφους, η οποία οδηγεί σε μηχανικό θόρυβο και κραδασμούς. Έτσι, η αριθμητική ανάλυση του φαινομένου διεξάγεται με μη - μόνιμη επίλυση της ροής. Η εργασία χρησιμοποιεί το εμπορικό λογισμικό Ansys FLUENT για την επίλυση των εξισώσεων RANS, απλό μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, διακριτοποίηση 2^{ης} τάξης για τους όρους μεταφοράς και διάχυσης και τον αλγόριθμο SIMPLE για τη σύζευξη πίεσης - ταχύτητας.

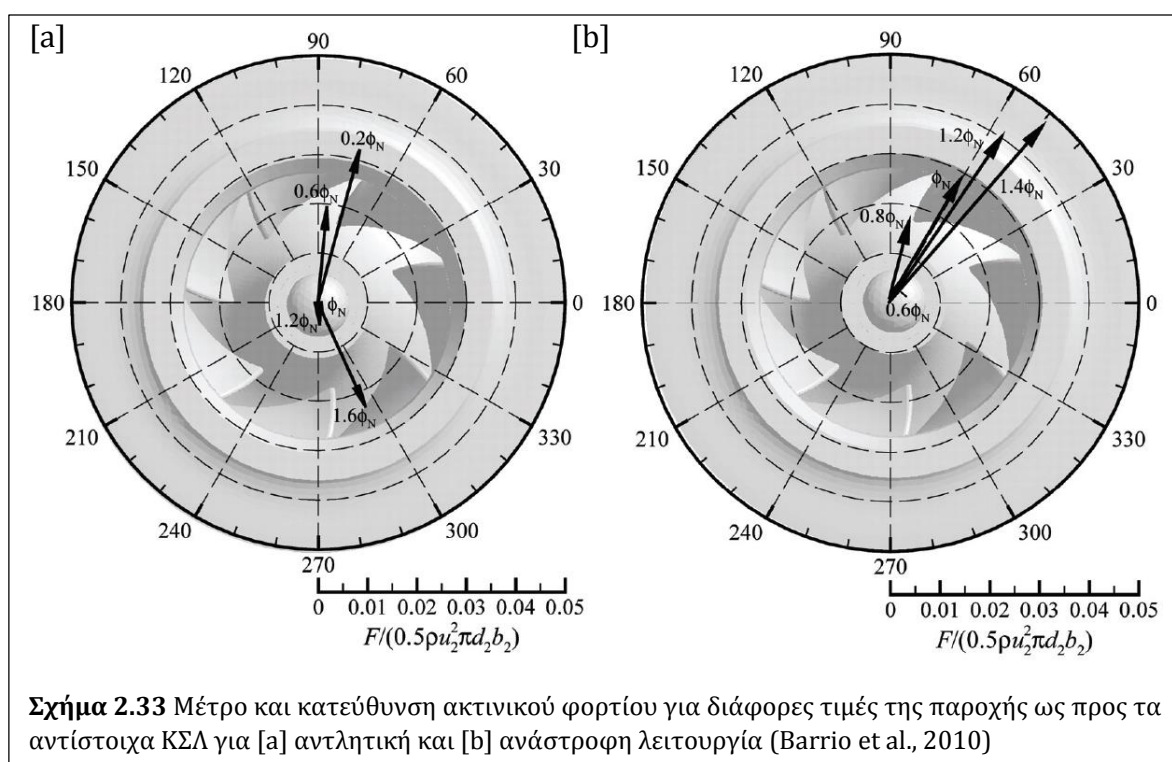




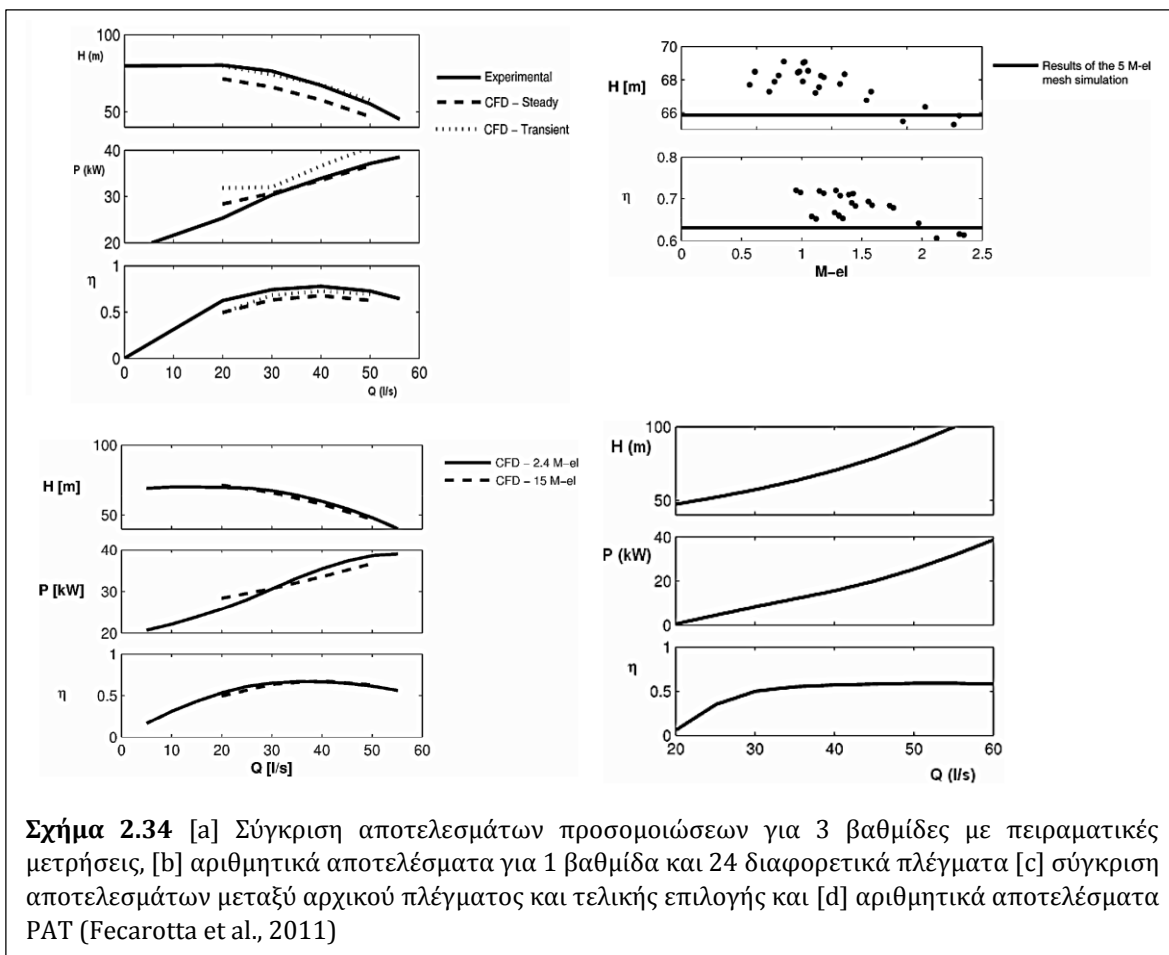
Το χρησιμοποιούμενο πλέγμα [Σχ. 2.30.a] είναι μη δομημένο τετραεδρικό για την περωτή και το σπειροειδές τμήμα και δομημένο πρισματικό για τον αγωγό αναρρόφησης και τη χοάνη κατάθλιψης, συνολικού μεγέθους $8 \cdot 10^5$ κελιών. Ακόμα, χρησιμοποιήθηκαν 224 χρονικά βήματα ανά πλήρη περιστροφή της περωτής, που αντιστοιχούν σε χρονικό βήμα $\sim 1,65 \cdot 10^{-4}$ sec. Τα όρια σύγκλισης τέθηκαν 10^{-5} σε κάθε χρονικό βήμα για τις εξεταζόμενες μεταβλητές, ενώ απαιτήθηκαν 5 περιστροφές της περωτής προκειμένου να συγκλίνει πλήρως η μη μόνιμη επίλυση.

Η σύγκριση των αριθμητικών αποτελεσμάτων για τις δύο λειτουργίες βρίσκεται σε καλή συμφωνία με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις [Σχ. 2.30.b]. Περαιτέρω, το εύρος μεταβολής της αδιάστατης παραμέτρου ύψους ψ στην αντλητική λειτουργία εμφανίζει ελάχιστο κοντά στο ΚΣΛ, ενώ το αντίστοιχο στην ανάστροφη λειτουργία

αυξάνει μονότονα με την παροχή [Σχ. 2.31]. Επίσης, τα διανύσματα της σχετικής ταχύτητας δείχνουν καλύτερη οδήγηση της ροής στο διάκενο μεταξύ των πτερυγίων στην περίπτωση για αντλητική λειτουργία, ενώ στην ανάστροφη λειτουργία εμφανίζονται εντονότερες περιοχές ανακυκλοφορίας [Σχ. 2.32]. Τέλος, μελετώνται οι διακυμάνσεις του ακτινικού φορτίου για τις δύο λειτουργίες. Στην περίπτωση της αντλίας, το μέτρο του φορτίου προκύπτει ελάχιστο στο ΚΣΛ, ενώ αυξάνει όσο η παροχή απομακρύνεται από αυτό. Αντίθετα, στην περίπτωση λειτουργίας PAT το μέτρο του ακτινικού φορτίου αυξάνει όσο αυξάνει και η παροχή [Σχ. 2.33]. Συνολικά, τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων δείχνουν ότι η χρήση φυγοκεντρικών αντλιών για ανάστροφη λειτουργία θα πρέπει να λαμβάνει υπόψη το ακτινικό φορτίο για τον σχεδιασμό του άξονα και την επιλογή των εδράνων.



Οι Fecarotta et al. (2011) μελετούν αριθμητικά την ανάστροφη λειτουργία μιας τριβάθμιας φυγοκεντρικής αντλίας. Αρχικά, ως υπολογιστικό χωρίο επιλέγονται και οι 3 βαθμίδες της αντλίας, καθεμία αποτελούμενη από πτερωτή και διαχύτη, προκειμένου να απαλειφθεί η επίδραση των οριακών συνθηκών. Το αριθμητικό πλέγμα για κάθε βαθμίδα αποτελείται από $\sim 5 \cdot 10^6$ στοιχεία. Οι προσομοιώσεις γίνονται για αντλητική λειτουργία, με χρήση του μοντέλου τύρβης $k - \omega$ SST, για σταθερή και χρονικά μεταβαλλόμενη ροή και τα αποτελέσματα συγκρίνονται με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις, δείχνοντας καλύτερη συμφωνία με τη δεύτερη περίπτωση.



Σχήμα 2.34 [a] Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων για 3 βαθμίδες με πειραματικές μετρήσεις, [b] αριθμητικά αποτελέσματα για 1 βαθμίδα και 24 διαφορεικά πλέγματα [c] σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ αρχικού πλέγματος και τελικής επιλογής και [d] αριθμητικά αποτελέσματα PAT (Fecarotta et al., 2011)

Στη συνέχεια, διεξάγεται μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος, για μία βαθμίδα της αντλίας, όπου εξετάζονται συνολικά 24 πλέγματα διαφορετικού μεγέθους. Τελικά, επιλέγεται εκείνο της μίας βαθμίδας με $2,4 \cdot 10^6$ στοιχεία, του οποίου τα αποτελέσματα είναι αρκετά κοντά με αυτά των 3 βαθμίδων και $15 \cdot 10^6$ στοιχείων. Για το πλέγμα αυτό, επιλύεται η χρονικά μεταβαλλόμενη ροή και από τα αριθμητικά αποτελέσματα χαράσσονται οι καμπύλες λειτουργίας της PAT [Σχ. 2.34]. Συμπερασματικά, η διεξαγωγή προσομοιώσεων σε πολυβάθμιες PAT επιλέγοντας ως υπολογιστικό χωρίο μια ενδιάμεση, πλήρη βαθμίδα έναντι του συνόλου της μηχανής μπορεί να μειώσει σημαντικά το απαιτούμενο υπολογιστικό κόστος, επιφέροντας μικρές διαφορές στα αριθμητικά αποτελέσματα.

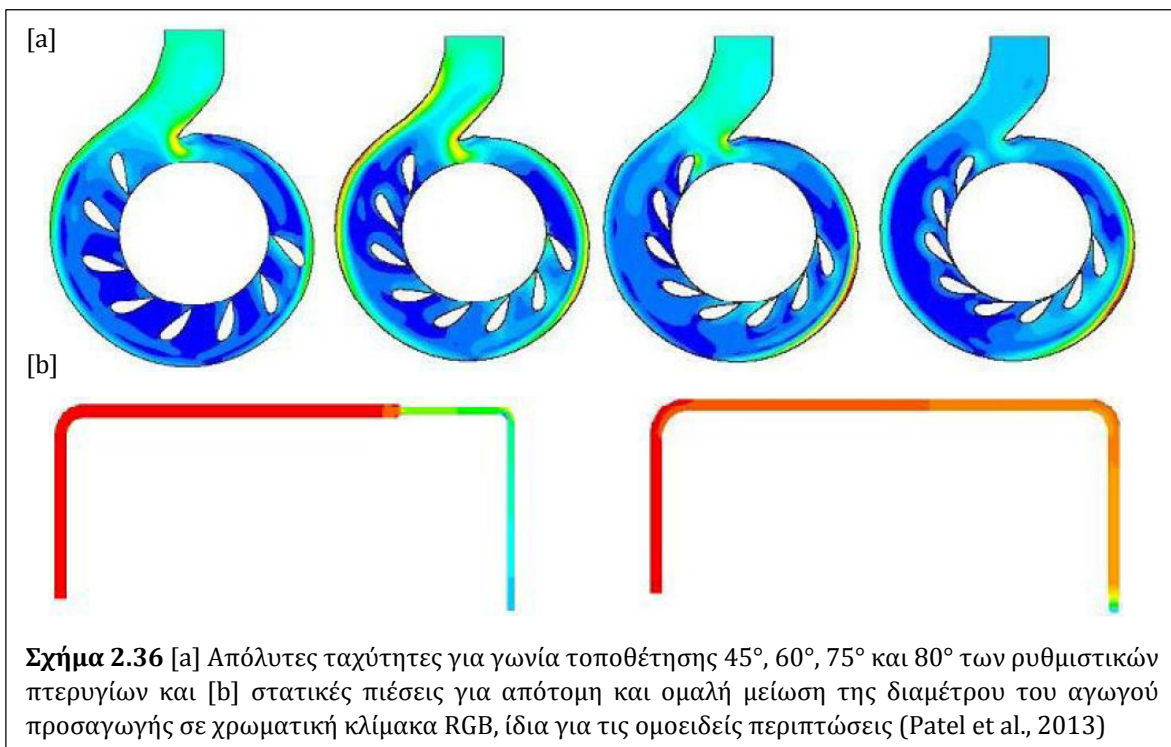
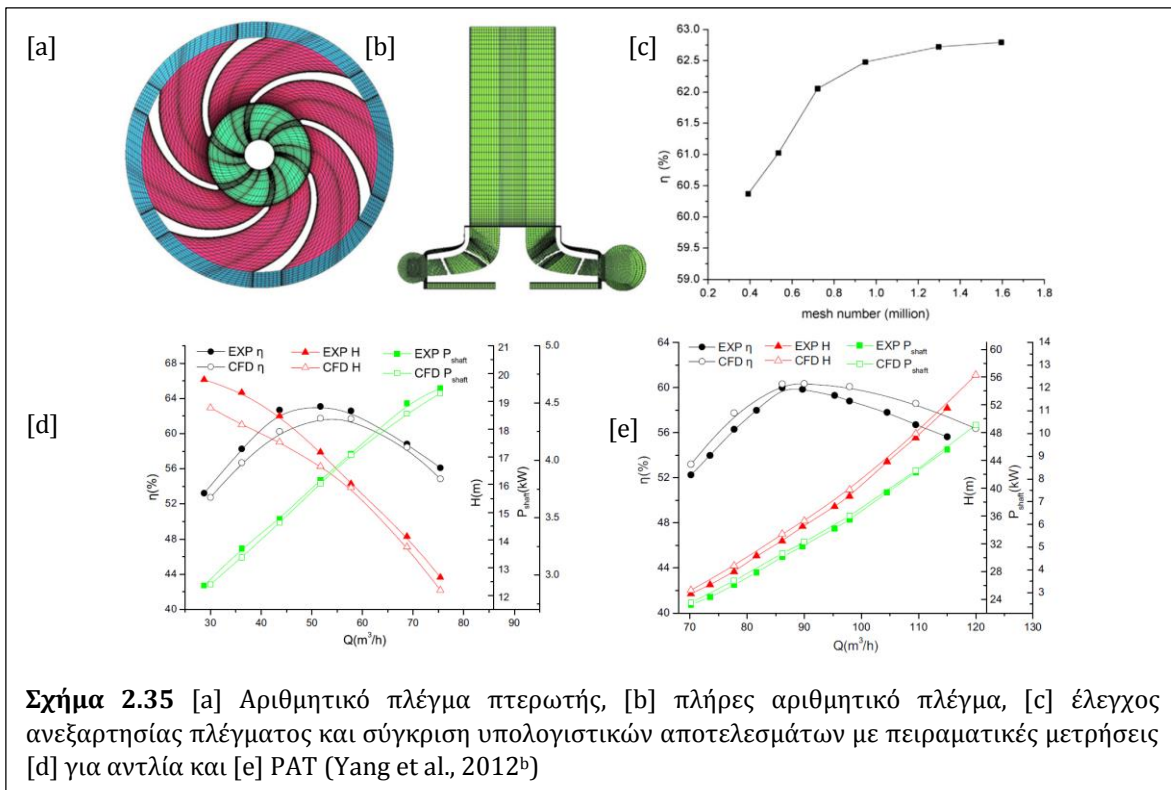
Οι Yang et al. (2012^b) εξετάζουν αριθμητικά την ευθεία και ανάστροφη λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας και συγκρίνουν τα αποτελέσματα με πειραματικές μετρήσεις [Σχ. 2.35]. Το υπολογιστικό χωρίο περιλαμβάνει τον αγωγό αναρρόφησης, την πτερωτή με τους λαβυρίθους πλην των οπών εξισορρόπησης και το σπειροειδές κέλυφος. Τα αριθμητικά πλέγματα είναι δομημένα, αποτελούμενα από εξαεδρικά

στοιχεία και κατασκευάζονται με το εμπορικό λογισμικό ICEM – CFD. Για την επίλυση της ροής χρησιμοποιήθηκε το εμπορικό λογισμικό ANSYS CFX και επιλέχθηκε το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, ενώ το όριο σύγκλισης τέθηκε 10^{-6} . Ως εργαζόμενο μέσο επιλέχθηκε νερό στους $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, ενώ η απόλυτη τραχύτητα των επιφανειών θεωρήθηκε ίση προς $100\text{ }\mu\text{m}$.

Συνολικά, παρήχθησαν 6 αριθμητικά πλέγματα και διεξήχθη έλεγχος ανεξαρτησίας ως προς το η , όπου παρατηρήθηκε ότι για πλέγματα μεγέθους $\sim 10^6$ στοιχείων, η μεταβολή είναι της τάξης του 0,5%. Για το μέγεθος αυτό, η τιμή του y^+ στα τοιχώματα κυμαίνεται περί το 40. Οι χαρακτηριστικές καμπύλες για κάθε λειτουργία προκύπτουν μεταβάλλοντας την παροχή εκατέρωθεν του ΚΣΛ [Πιν. 2.4]. Τα αριθμητικά αποτελέσματα δείχνουν πολύ καλή συμφωνία με τις αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις, καθώς το υπολογιστικό χωρίο μοντελοποιεί τόσο το εσωτερικό του δρομέα όσο και τα εξωτερικά διάκενα των δίσκων πλήμνης και στεφάνης, παραλείποντας μόνο τις οπές εξισορρόπησης, ώστε οι προσομοιώσεις να συμπεριλαμβάνουν τις ογκομετρικές απώλειες και τις απώλειες στρεφόμενου δίσκου.

Πίνακας 2.4 Σύγκριση υπολογιστικών αποτελεσμάτων με πειραματικές μετρήσεις για ευθεία και ανάστροφη λειτουργία (Yang et al., 2012^b)

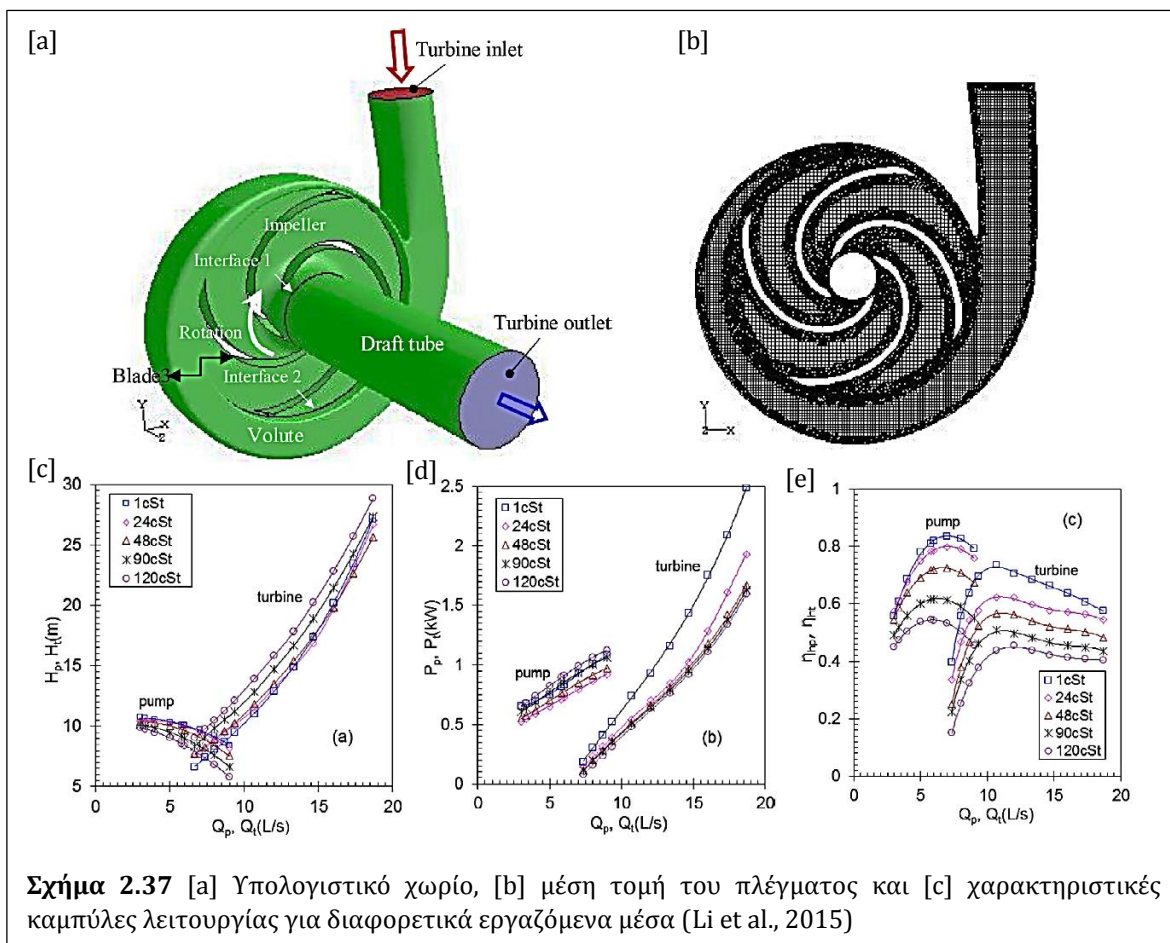
Q/Q _{ΚΣΛ}		0,81	0,9	1	1,14	1,27
H _P	EXP [mΣΥ]	19,31	18,47	17,17	16,03	14,13
	CFD [mΣΥ]	18,15	17,53	16,65	15,89	13,76
	Σφάλμα [%]	-6,01	-5,09	-3,03	-0,87	-2,62
Αντλία P _P	EXP [kW]	3,23	3,48	3,83	4,05	4,49
	CFD [kW]	3,15	3,46	3,8	4,05	4,41
	Σφάλμα [%]	-2,48	-0,57	-0,78	0,00	-1,78
η _P	EXP [%]	58,27	62,68	63,08	62,59	58,82
	CFD [%]	56,7	60,25	61,74	61,69	68,45
	Σφάλμα [%]	-2,69	-3,88	-2,12	-1,44	16,37
H _T	EXP [mΣΥ]	24,79	27,96	32,4	38,85	47,27
	CFD [mΣΥ]	25,31	28,82	33,4	39,79	47,87
	Σφάλμα [%]	2,10	3,08	3,09	2,42	1,27
PAT P _T	EXP [kW]	2,47	3,33	4,56	6,2	8,29
	CFD [kW]	2,57	3,52	4,72	6,37	8,36
	Σφάλμα [%]	4,05	5,71	3,51	2,74	0,84
η _T	EXP [%]	52,25	56,31	59,98	58,8	56,7
	CFD [%]	53,2	57,75	60,31	60,08	58,59
	Σφάλμα [%]	1,82	2,56	0,55	2,18	3,33



Οι Patel et al. (2013) μελετούν αριθμητικά τη ροή με χρήση του εμπορικού λογισμικού Ansys FLUENT, τόσο στο σπειροειδές κέλυφος PAT για διάμετρο πτερωτής 250 mm και 200 mm, εξετάζοντας στη δεύτερη περίπτωση την προσθήκη ρυθμιστικών πτερυγίων, όσο και στη σωλήνα προσαγωγής αυτού [Σχ. 2.36]. Τα ρυθμιστικά πτερύγια σχεδιάζονται ως αεροτομές NACA 4418 και προσομοιώνονται για διάφορες γωνίες τοποθέτησής τους, με επίλυση των εξισώσεων RANS για 2D πεδίο ροής και χρήση του αλγορίθμου SIMPLE για τη σύζευξη πίεσης – ταχύτητας. Προτείνεται τελικά η περίπτωση με τις μικρότερες απώλειες κινητικής ενέργειας στο κέλυφος, στην οποία η ροή εξέρχεται από αυτό με την υψηλότερη δυνατή συστροφή, κάτι που αναμένεται να οδηγήσει σε μεγαλύτερο ωφέλιμο έργο ηλεκτροπαραγωγής του δρομέα. Για τον αγωγό προσαγωγής, προσομοιώνονται για 3D πεδίο ροής δύο διαμορφώσεις για την απαιτούμενη μείωση της αρχικής διαμέτρου προς την είσοδο του σπειροειδούς κελύφους και προτείνεται εκείνη με τη μικρότερη συνολική πτώση στατικής πίεσης.

Οι Dribssa et al. (2015) προσομοιώνουν την ευθεία και ανάστροφη λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας. Το υπολογιστικό χωρίο περιλαμβάνει τις εσωτερικές διαστάσεις του αγωγού αναρρόφησης, της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται στο εμπορικό λογισμικό ANSYS CFX, χρησιμοποιώντας το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Το αριθμητικό πλέγμα είναι σχετικά αραιό, μη δομημένο, αποτελούμενο από τετραεδρικά στοιχεία. Οι καμπύλες λειτουργίας προκύπτουν με μεταβολή της παροχής όγκου για τις δύο περιπτώσεις. Η αντλητική λειτουργία συγκρίνεται με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις, εμφανίζοντας μικρές αποκλίσεις. Στη συνέχεια, προσομοιώνεται η λειτουργία PAT με το ίδιο πλέγμα, για $n_T = 1500$ rpm έναντι των ονομαστικών $n_P = 2960$ rpm και χαράσσονται οι καμπύλες ολικού ύψους και παραγόμενης στρεπτικής ροπής, οι οποίες εμφανίζουν τυπική μορφή, αυξάνοντας μονότονα ως προς την παροχή.

Τέλος, οι Li et al. (2015) επιλύουν τη ροή σε διάφορες παροχές για ευθεία και ανάστροφη λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας μικρού n_{qP} , περιλαμβάνοντας στο υπολογιστικό χωρίο τον αγωγό αναρρόφησης, την πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος [Σχ. 2.37]. Το αριθμητικό πλέγμα είναι υβριδικό, με εξαεδρικά στοιχεία στο μέσο του και τετραεδρικά στα τοιχώματα και παράγεται στο GAMBIT. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται στο FLUENT με μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ διαφορετικές τιμές ιξώδους και πυκνότητας που αντιστοιχούν σε νερό και διαφόρους τύπους λαδιού, συγκρίνονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες των εργαζόμενων μέσων και αναλύονται τα χαρακτηριστικά της ροής για κάθε περίπτωση. Συμπερασματικά, η αύξηση του ιξώδους και της πυκνότητας του εργαζόμενου μέσου οδηγεί σταθερά στη μείωση του βαθμού απόδοσης και στις δύο λειτουργίες, καθώς αυξάνει τις υδραυλικές απώλειες λόγω τριβής στο εσωτερικό της μηχανής.

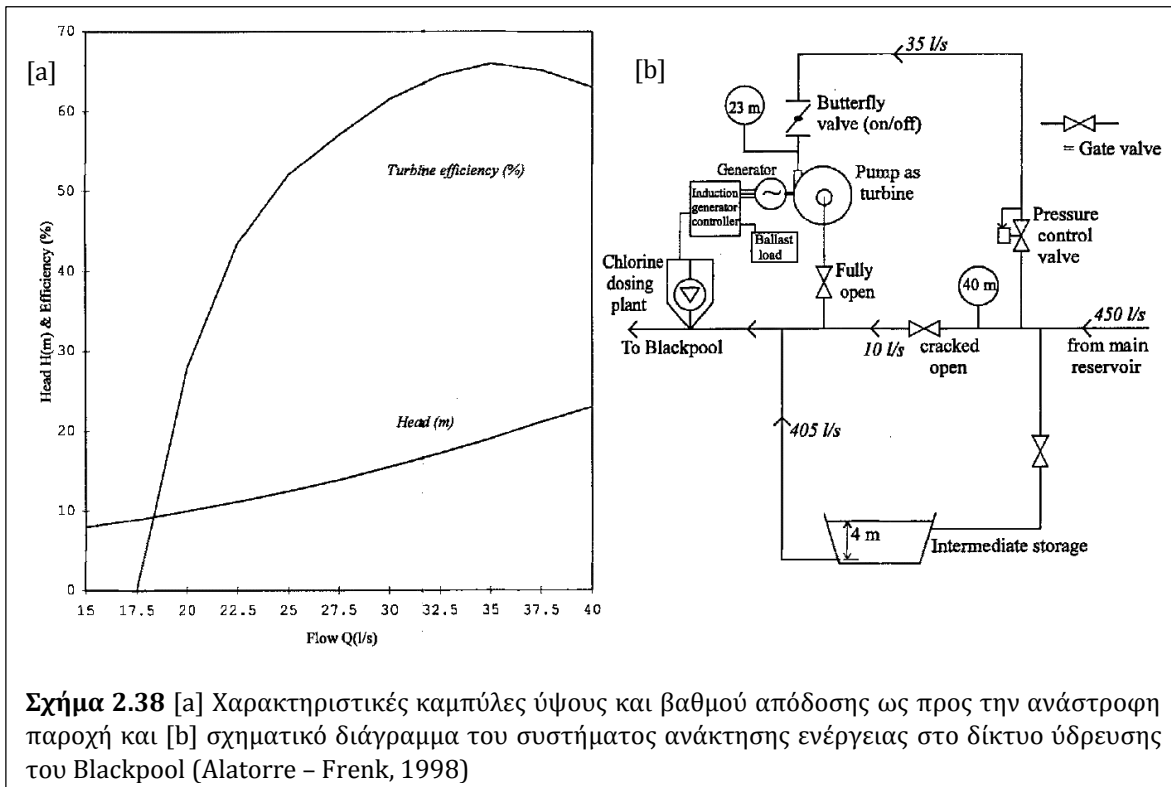


2.1.5 Χρήση των PAT στα δίκτυα ύδρευσης

Ένα από τα σημαντικότερα ζητήματα που ανακύπτουν στα δίκτυα διανομής ύδατος είναι η εκτόνωση των υψηλών στατικών πιέσεων που αναπτύσσονται τοπικά. Η εκτόνωση των πιέσεων αυτών γίνεται με κατάλληλα τοποθετημένες βαλβίδες [Pressure Release Valves, PRV] κατά τη ροή του ύδατος, οι οποίες λειτουργούν ως καταστροφείς ενέργειας. Η απορριπτόμενη αυτή υδραυλική ενέργεια μπορεί να ανακτηθεί μερικώς ως ηλεκτρική στα σημεία αυτά, αντικαθιστώντας τα PRV με PAT, οι οποίες προτιμώνται για τέτοιες εφαρμογές μικρής ισχύος έναντι των τυποποιημένων υδροστροβίλων λόγω του σημαντικά μεγαλύτερου κόστους των δευτέρων.

Ενδεικτικό παράδειγμα αποτελεί το δίκτυο διανομής πόσιμου νερού στην περιοχή του Blackpool της Αγγλίας, το οποίο αναβαθμίστηκε με την αντικατάσταση της βαλβίδας εκτόνωσης πίεσης με PAT (Alatorre – Frenk, 1998), προκειμένου να καλυφθούν μερικώς οι ενεργειακές ανάγκες του έργου [Σχ. 2.38]. Για την ανάκτηση της παραγόμενης ενέργειας χρησιμοποιήθηκε η επαγωγική γεννήτρια της τυποποιημένης

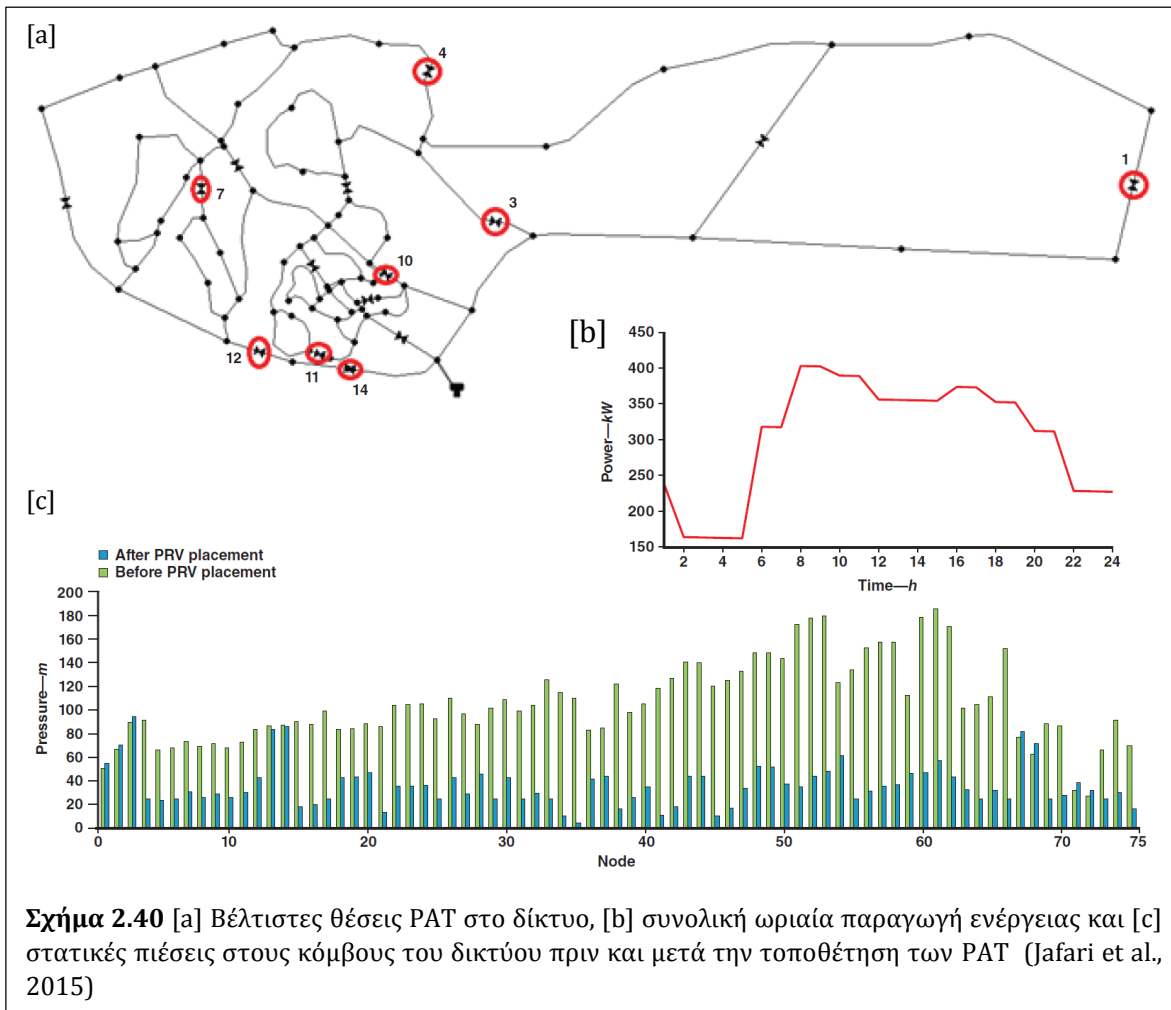
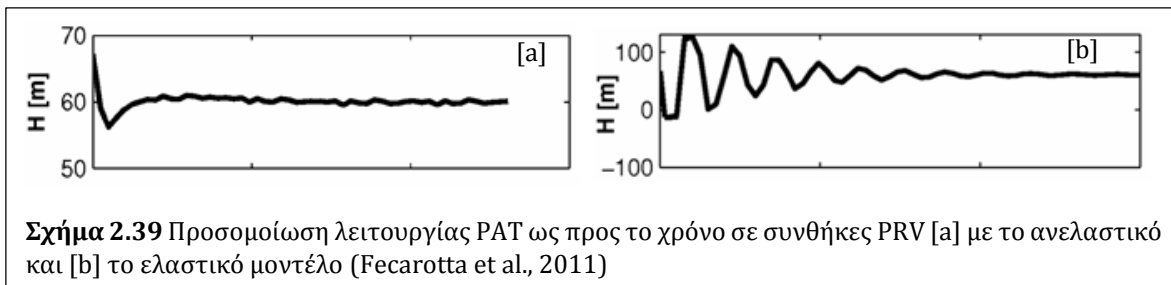
αντλίας αντί σύγχρονης, αυξάνοντας έτσι τη διάρκεια ζωής των εδράνων και μειώνοντας το κόστος εγκατάστασης και τις μηχανικές απώλειες. Η επιλογή τοποθέτησης PAT προέκυψε οικονομικά συμφέρουσα, με την παραγόμενη ισχύ να διατίθεται άμεσα για τις ανάγκες του δικτύου, καθώς η συνολική δαπάνη για την αγορά και την εγκατάστασή της ήταν μικρότερη από την αντίστοιχη απαιτούμενη για σύνδεση με το ηλεκτρικό δίκτυο.



Σχήμα 2.38 [a] Χαρακτηριστικές καμπύλες ύψους και βαθμού απόδοσης ως προς την ανάστροφη παροχή και [b] σχηματικό διάγραμμα του συστήματος ανάκτησης ενέργειας στο δίκτυο ύδρευσης του Blackpool (Alatorre – Frenk, 1998)

Οι Fecarotta et al. (2011) εξετάζουν αριθμητικά τη μεταβατική συμπεριφορά μιας PAT, υποθέτοντας ως συνθήκη λειτουργίας PRV την απότομη μεταβολή της παροχής, υιοθετώντας για το νερό είτε ανελαστικό μοντέλο, άρα ασυμπίεστο ρευστό, είτε ελαστικό μοντέλο, με την πυκνότητα να υπολογίζεται από την Εξ. 2.108, όπου $\rho_0 = 996 \text{ Kg/m}^3$, $p_0 = 1 \text{ bar}$ και $c_0 = 1480 \text{ m/sec}$. Ο χρόνος ως την εξομάλυνση του φαινομένου φαίνεται να διαρκεί $\sim 1/3$ της περιστροφής της πτερωτής. Στη δεύτερη περίπτωση, η προκαλούμενη ταλάντωση εμφανίζει μεγαλύτερα πλάτη ολικού ύψους και αποσβάζεται σε περισσότερο χρόνο [Σχ. 2.39].

$$\rho = \rho_0 + \frac{p - p_0}{c_0^2} \quad (2.108)$$



Τέλος, οι Jafari et al. (2015) κατασκεύασαν ένα αριθμητικό μοντέλο για την τυχαία τοποθέτηση PAT σε σημεία του δικτύου ύδρευσης της περιφέρειας Tabriz στο Ιράν, εισάγοντας ένα υπόδειγμα για την ωριαία ζήτηση σε κάθε κόμβο, με τις βέλτιστες θέσεις να προκύπτουν θέτοντας ως στόχο την ελαχιστοποίηση των συνολικών ενεργειακών απωλειών [Σχ. 2.40]. Για τη μοντελοποίηση της λειτουργίας των PAT υιοθετήθηκαν οι συσχετίσεις για τις χαρακτηριστικές καμπύλες των Derakhshan & Nourbakhsh (2008^a).

2.1.6 Συμπεράσματα Επισκόπησης PAT

Τις τελευταίες έξι δεκαετίες, το ερευνητικό ενδιαφέρον περί τις PAT εμφανίζεται ολοένα αυξανόμενο. Το μεγαλύτερο μέρος της έρευνας διαχρονικά επικεντρώθηκε στις προσπάθειες επιτυχούς εκτίμησης της ανάστροφης λειτουργίας βάσει των γνωστών αντλητικών χαρακτηριστικών, αρχικά με χρήση θεωρητικής ανάλυσης σε συνδυασμό με μεμονωμένες παρατηρήσεις και απλουστευτικές παραδοχές και στη συνέχεια με συστηματική διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων και κατάλληλη στατιστική επεξεργασία. Προϊόντος του χρόνου, η διαθεσιμότητα όλο και μεγαλύτερου εύρους δεδομένων προς επεξεργασία σταδιακά αύξησε την ακρίβεια των προβλέψεων, με αποτέλεσμα οι πιο πρόσφατες σχέσεις εκτίμησης να θεωρούνται ακριβέστεροι. Ακόμα και έτσι, ωστόσο, οι προβλέψεις αυτές ενδέχεται να αποκλίνουν σημαντικά από την πραγματική λειτουργία της εκάστοτε PAT, λαμβάνοντας υπόψη το μεγάλο εύρος διαφορετικών σχεδιασμών που εφαρμόζονται στην κατασκευή των αντλιών, καθώς και τις επιμέρους διαφοροποιήσεις αυτών σε ειδικά λειτουργικά χαρακτηριστικά πέραν του ΚΣΛ. Έτσι οι τύποι αυτοί έχουν εφαρμογή μόνο ως μια πρώτη εκτίμηση, συσχετίζοντας τα αποτελέσματά τους και με διαγράμματα πρωτογενών πειραματικών μετρήσεων για μεγαλύτερη ασφάλεια.

Περαιτέρω, την τελευταία δεκαετία εξετάστηκαν ορισμένες σχεδιαστικές παρεμβάσεις και τροποποιήσεις στις PAT για τη βελτίωση των λειτουργικών τους χαρακτηριστικών. Αρχικά, η στρογγύλευση της θέσης εισόδου του δρομέα, πρωτίστως στις ακμές προσβολής των πτερυγίων και δευτερευόντως στους δίσκους πλήμνης και στεφάνης φαίνεται να οδηγεί σταθερά σε μικρή βελτίωση του βαθμού απόδοσης, καθώς έτσι μειώνονται σημαντικά οι απώλειες κρούσης από τις προϋπάρχουσες οξείες ακμές. Μια άλλη τροποποίηση που μελετήθηκε ήταν η τρόχιση του δρομέα σε μικρότερες εξωτερικές διαμέτρους, με τα αποτελέσματα ωστόσο να δείχνουν μείωση του βαθμού απόδοσης. Ακόμα, ο ανασχεδιασμός του δρομέα PAT με αύξηση του αριθμού των πτερυγίων φαίνεται να οδηγεί σε σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοσης, με παράλληλη πτώση του ολικού ύψους σε όλο το εύρος παροχής της ανάστροφης λειτουργίας, ως προς τις αντίστοιχες καμπύλες της αρχικής γεωμετρίας, χωρίς ωστόσο να επηρεάζονται σημαντικά τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της αντλητικής λειτουργίας. Στην ίδια λογική, η προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων στον δρομέα PAT έδειξε αύξηση του βαθμού απόδοσης και περιορισμό των περιοχών ανακυκλοφορίας μεταξύ των αρχικών πτερυγίων. Και στις δύο αυτές παρεμφερείς παρεμβάσεις, η βελτίωση οφείλεται στη μείωση των διακένων μεταξύ των πτερυγίων, με αποτέλεσμα να μετριάζεται η επίδραση της απόκλισης μεταξύ του διανύσματος της εισερχόμενης ροής και της γεωμετρίας του δρομέα και να επιτυγχάνεται καλύτερη οδήγηση με την αύξηση της αλληλεπιδρούσας επιφάνειας. Επίσης, η περίπτωση ανασχεδιασμού του δρομέα PAT σε διαδικασίες αριθμητικής βελτιστοποίησης, με χρήση λογισμικού CFD για την αξιολόγηση των νέων γεωμετριών δείχνει ιδιαίτερα

υποσχόμενη για τη βελτίωση της ανάστροφης λειτουργίας, καθώς αυτή μπορεί να ενσωματώσει πλήθος διαφορετικών σχεδιαστικών παρεμβάσεων, όπως οι προαναφερθείσες. Τέλος, η παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων ανάντη του δρομέα PAT επιτρέπει τη ρύθμιση της λειτουργίας στα πρότυπα των υδροστροβίλων αντιδράσεων, επιτυγχάνοντας υψηλούς βαθμούς απόδοσης σε όλο το εύρος της διαθέσιμης υδραυλικής πτώσης.

Ακόμα, η υπολογιστική διερεύνηση της λειτουργίας των PAT συνιστά μια οικονομική εναλλακτική της πειραματικής τους διερεύνησης, ενώ παράλληλα επιτρέπει την ευχερή μελέτη της επίδρασης διαφόρων σχεδιαστικών παρεμβάσεων σε αυτές, χωρίς την απαίτηση μετατροπών στις πραγματικές γεωμετρίες. Οι προσομοιώσεις που παρουσιάζονται στη σχετική βιβλιογραφία παρουσιάζουν σημαντική ποικιλία ως προς την ακρίβεια των υπολογιστικών χωρίων, το είδος των αριθμητικών πλεγμάτων και τα χρησιμοποιούμενα μοντέλα επίλυσης. Ειδικότερα, τα υπολογιστικά χωρία περιλαμβάνουν είτε τον όγκο που αντιστοιχεί σε ένα πτερύγιο [BtB], είτε το εσωτερικό της πλήρους μηχανής, με ή χωρίς τα εξωτερικά διάκενα των δίσκων πλήμνης και στεφάνης. Τα συναντώμενα πλέγματα είναι είτε μη δομημένα είτε καρτεσιανά ή και μεικτά και εμφανίζουν μεγάλο εύρος πυκνότητας κελιών. Οι παράμετροι των μοντέλων επίλυσης επίσης ποικίλλουν, με επικρατέστερα τη χρήση του απλού μοντέλου τύρβης $k - \epsilon$ και σχήματα διακριτοποίησης 1^{ης} ή 2^{ης} τάξης. Γενικά, οι προσομοιώσεις της ροής στις PAT με τα παραπάνω χαρακτηριστικά εμφανίζουν τυπικές μορφές καμπυλών λειτουργίας, αντίστοιχες με αυτές που θα αναμένονταν από υδροστροβίλους Francis, ενώ επίσης επιτυγχάνουν επαρκή ακρίβεια, όπου αυτές συγκρίνονται με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις.

Η πειραματική διερεύνηση ως προς ορισμένα ειδικά χαρακτηριστικά στις PAT δείχνει σημαντική μεταβολή των αναπτυσσόμενων ακτινικών φορτίων ως προς τα αντίστοιχα της αντλητικής λειτουργίας, εφιστώντας έτσι προσοχή για τα υφιστάμενα έδρανα της μηχανής, καθώς και σημαντική απόκλιση της λειτουργίας τους με μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής ως προς τη θεωρητικά προβλεπόμενη βάσει των νόμων δυναμικής ομοιότητας. Τέλος, αναπτυσσόμενη εφαρμογή των PAT τα τελευταία χρόνια αποτελεί η τοποθέτησή τους στα δίκτυα ύδρευσης προς αντικατάσταση βαλβίδων εκτόνωσης της πίεσης, επιτυγχάνοντας παράλληλη ανάκτηση ενέργειας στην εγκατάσταση.

2.2 Σχεδιαστικές Μεθοδολογίες στις Υδροδυναμικές Μηχανές

Οι παραδοσιακές μεθοδολογίες που αναπτύχθηκαν για τον σχεδιασμό των υδροδυναμικών μηχανών, είτε για αντλίες (Stepanoff, 1957), είτε για υδροστροβίλους (Nechleba, 1957) στηρίχθηκαν σε μεγάλο βαθμό στον συνδυασμό θεωρητικών τύπων που προκύπτουν από το υπόβαθρο της Μηχανικής Ρευστών ως ειδικές μορφές γενικότερων εξισώσεων για ασυμπίεστο ρευστό, ευλόγων παραδοχών και στατιστικών συσχετίσεων, αντλώντας δεδομένα από την κατασκευαστική εμπειρία και τη λειτουργική συμπεριφορά πραγματικών μηχανών. Επίσης, χρησιμοποιήθηκαν γραφαναλυτικές μέθοδοι για τις περιπτώσεις εξισώσεων χωρίς αναλυτικές λύσεις, όπου αυτό ήταν απαραίτητο. Προϊόντος του χρόνου, με την εξέλιξη των δυνατοτήτων των Η/Υ και την αντίστοιχη ανάπτυξη του κλάδου της Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής [Computational Fluid Dynamics – CFD], οι κοστοβόρες πειραματικές δοκιμές προοδευτικά υποκαταστάθηκαν από αριθμητικές προσομοιώσεις της λειτουργίας των μηχανών αυτών, επιτρέποντας έτσι την εξέταση της επίδρασης διαφόρων σχεδιαστικών χαρακτηριστικών και συνεπώς τη διερεύνηση των περιθωρίων βελτίωσης της συμπεριφοράς τους, έναντι επιθυμητών στόχων.

2.2.1 Αδιάστατες Παράμετροι & Διαστασιολόγηση

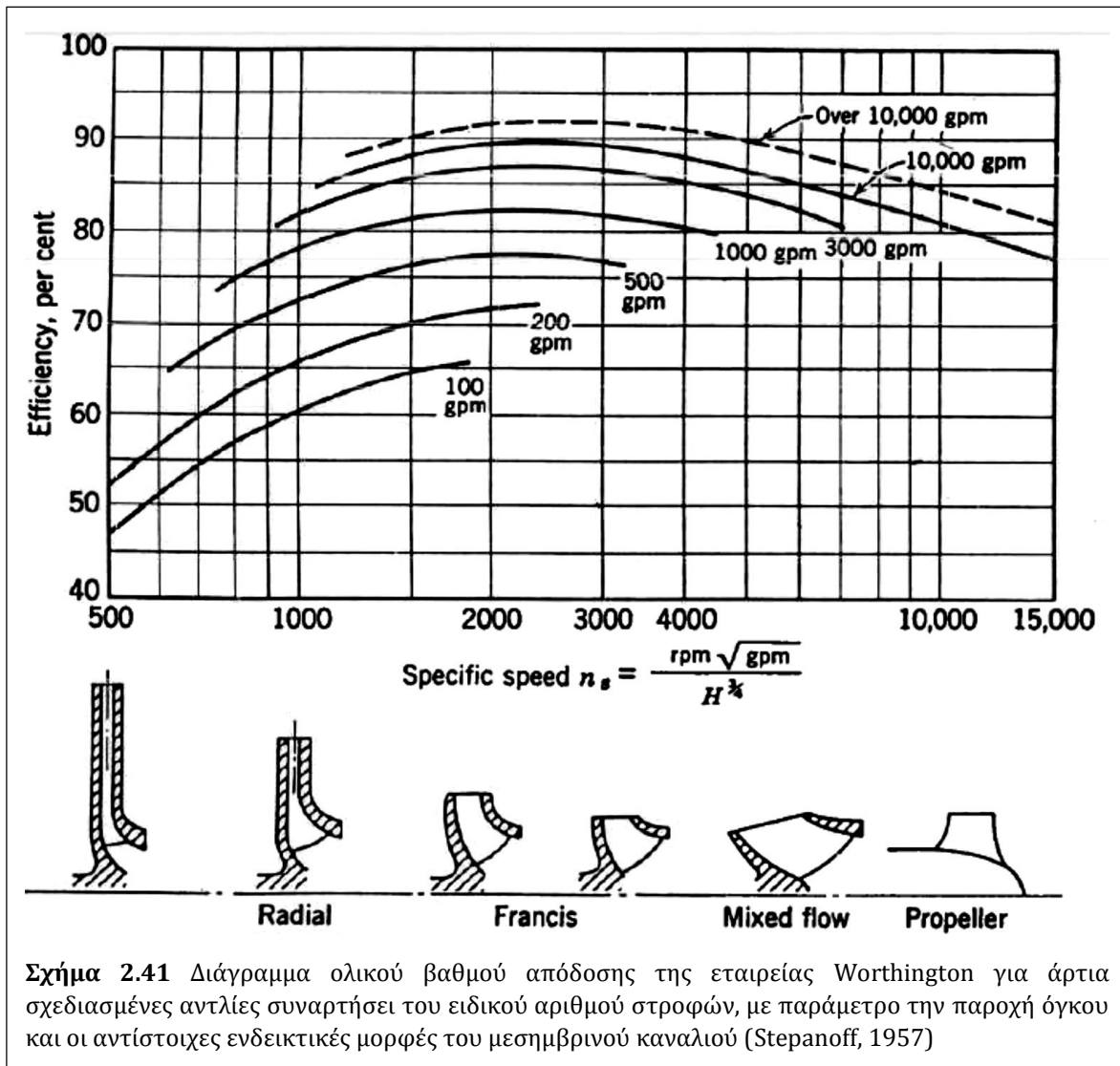
Ο ειδικός αριθμός στροφών n_q αποτελεί θεμελιώδες εργαλείο για τη σύγκριση και τον σχεδιασμό φυγοκεντρικών αντλιών, προκειμένου να καλυφθούν δεδομένες λειτουργικές απαιτήσεις (Lobanoff & Ross, 1992). Ο Stepanoff (1957) ισχυρίζεται ότι ο n_q καθορίζει σε μεγάλο βαθμό τόσο τον ολικό βαθμό απόδοσης των αντλιών [Σχ. 2.41], όσο και τις βασικές παραμέτρους διαστασιολόγησης αυτών [Σχ. 2.42].

Ειδικότερα, αύξοντας του n_q η πτερωτή της αντλίας σταδιακά βαίνει από ακτινικής σε αξονικής ροής, με αντίστοιχη μείωση του λόγου διαμέτρων εξόδου/εισόδου. Επιπρόσθετα, ο βαθμός απόδοσης επηρεάζεται και από το μέγεθος της αντλίας, όπως αυτό εκφράζεται από την παροχή όγκου Q , με μεγαλύτερες μηχανές να αντιστοιχούν σε υψηλότερες αποδόσεις [Σχ. 2.41]. Ακόμη, εισάγονται οι αδιάστατες παράμετροι K_u , K_{m1} και K_{m2} [Εξ. 2.109 – 2.111] για τον καθορισμό των αντιστοιχών ταχυτήτων για τη μονοδιάστατη ανάλυση του μεσημβρινού καναλιού πτερωτής μεικτής ροής στη γενική περίπτωση, συναρτήσει του n_q [Σχ. 2.42].

$$K_u = \frac{u_2}{(2 \cdot g \cdot H)^{0,5}} \quad (2.109)$$

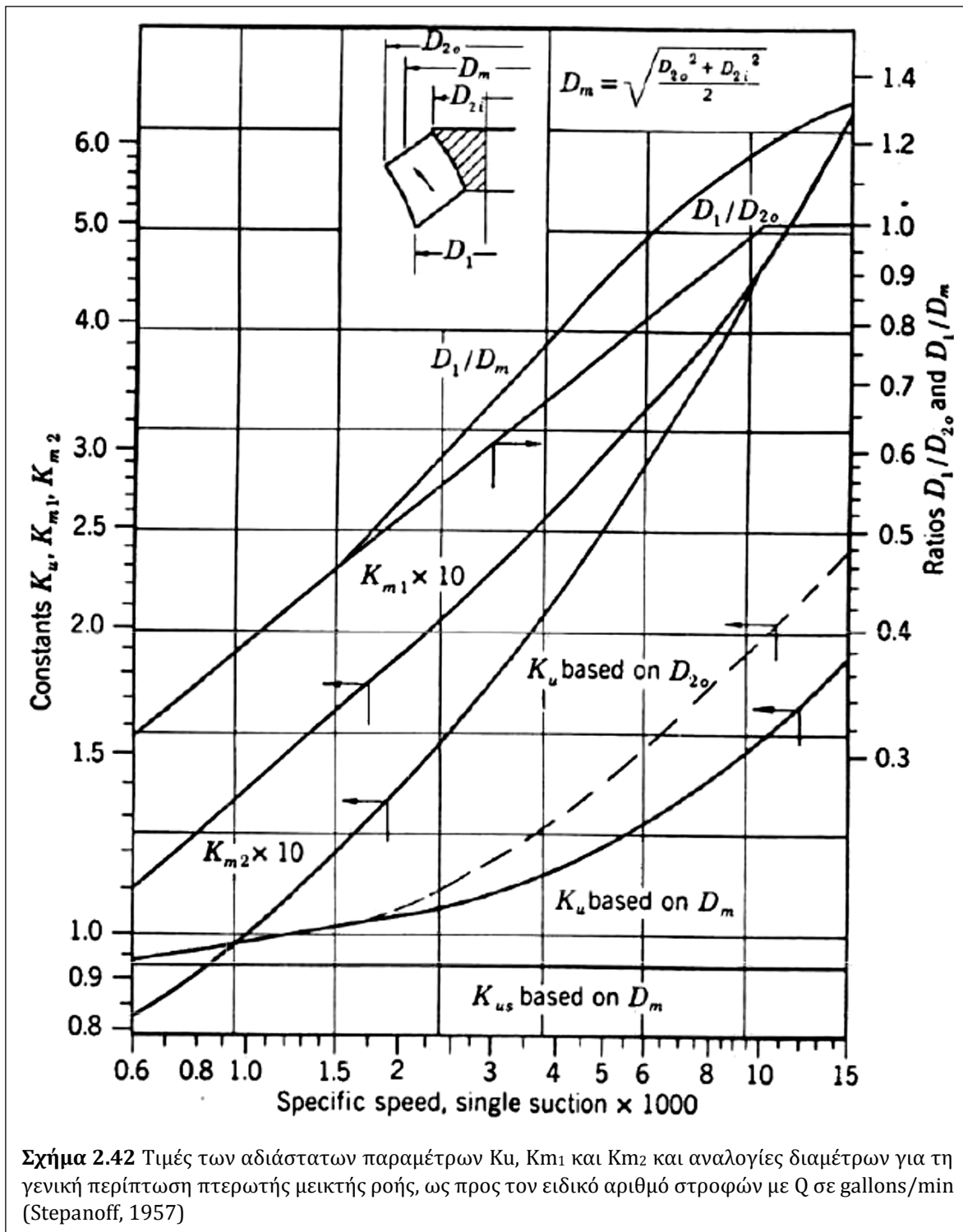
$$K_{m1} = \frac{c_{m1}}{(2 \cdot g \cdot H)^{0,5}} \quad (2.110)$$

$$K_{m2} = \frac{c_{m2}}{(2 \cdot g \cdot H)^{0,5}} \quad (2.111)$$



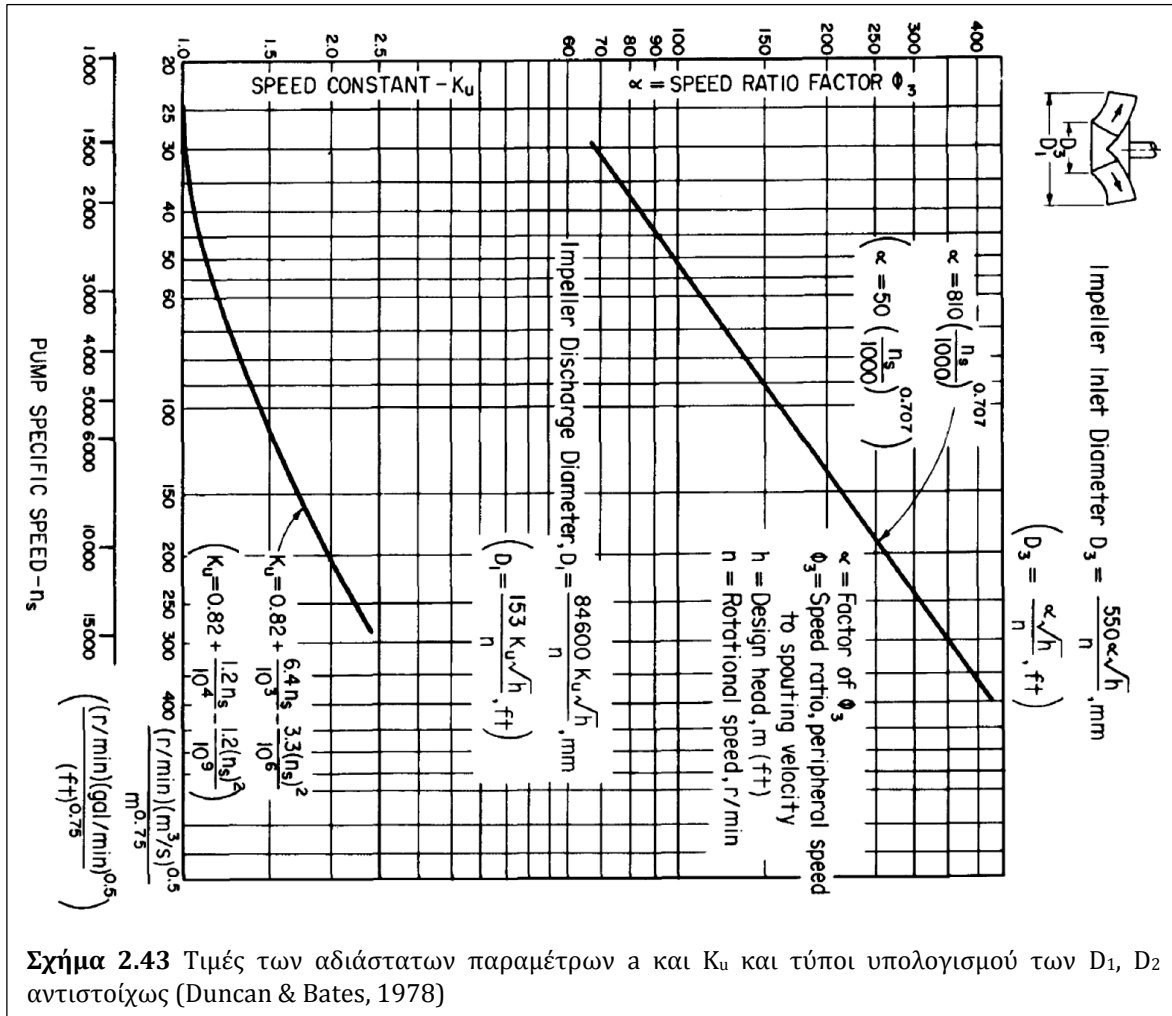
Σχήμα 2.41 Διάγραμμα ολικού βαθμού απόδοσης της εταιρείας Worthington για άρτια σχεδιασμένες αντλίες συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών, με παράμετρο την παροχή όγκου και οι αντίστοιχες ενδεικτικές μορφές του μεσημβρινού καναλιού (Stepanoff, 1957)

Έτσι, με γνωστές τις κλίσεις εισόδου και εξόδου β_1 και β_2 των περυγίων, τις αντίστοιχες μεσημβρινές ταχύτητες c_{m1} και c_{m2} και την ακτίνα εξόδου r_2 της περωτής είναι δυνατή η κατ' αρχήν χάραξη της μεσημβρινής τομής της περωτής. Τα παραπάνω μεγέθη επίσης επαρκούν για την κατασκευή των θεωρητικών τριγώνων ταχυτήτων στην είσοδο και την έξοδο πλήρως ακτινικής περωτής, ενώ για την περίπτωση περωτής μεικτής ή αξονικής ροής, προτείνεται η αντίστοιχη διαδικασία για κάθε μερική περωτή σταθερής παροχής που θα προκύψει από τον χωρισμό του καναλιού σε γραμμές ροής, με 3 γραμμές ροής κι αντίστοιχα 2 ενδιάμεσες μερικές περωτές να κρίνονται συνήθως επαρκείς για φυγοκεντρικές αντλίες χαμηλού n_q (Stepanoff, 1957).



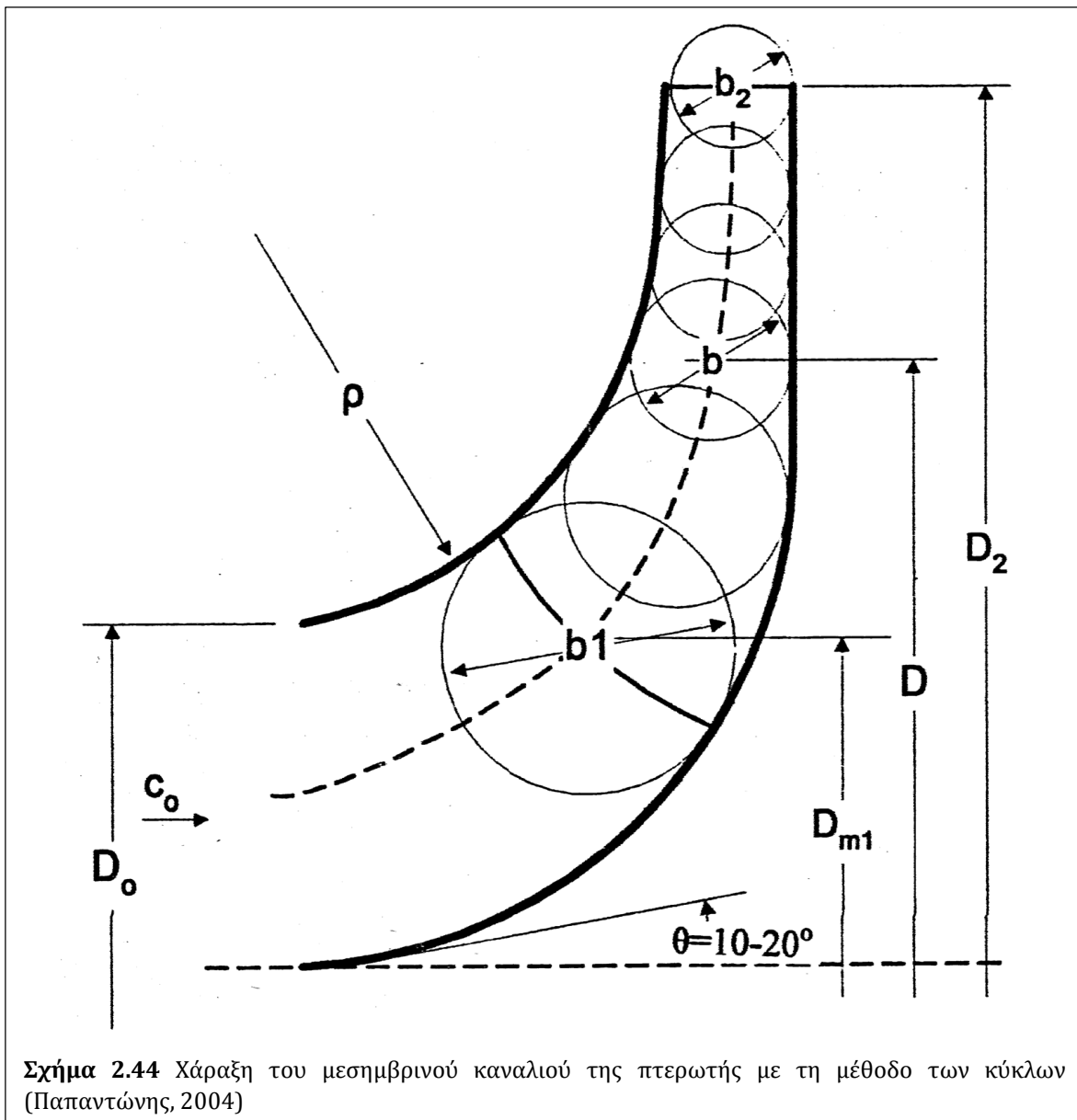
Σε μια αντίστοιχη στατιστική προσέγγιση, προτείνεται η απευθείας επιλογή των διαμέτρων εισόδου και εξόδου της περωτής από το Σχ. 2.43, ως συνάρτηση του η_q και του ολικού ύψους H για την κατ' αρχήν διαστασιολόγηση περωτών αντλίες μεγάλου

μεγέθους (Duncan & Bates, 1978). Ανάλογα τέτοια διαγράμματα είναι διαθέσιμα για τη διαστασιολόγηση των δρομέων υδροστροβίλων αντιδράσεως (Krueger et al., 1976) καθώς και αναστρέψιμων υδροστροβίλων (Stelzer & Walters, 1977).



2.2.2 Μεσημβρινό Κανάλι

Γενικώς, δεν υπάρχει παγιωμένη μεθοδολογία για τη χάραξη των μεσημβρινών καναλιών των φυγοκεντρικών αντλιών. Ο σχεδιασμός θεωρείται επαρκής στον βαθμό που ικανοποιεί τις τιθέμενες προϋποθέσεις. Τέτοιες συνήθως είναι η προκαταρκτική διαστασιολόγηση που προκύπτει από εμπειρικές συσχετίσεις και την ακόλουθη επίλυση των τριγώνων ταχυτήτων εισόδου και εξόδου, ενώ οι καμπύλες της πλήμνης και της στεφάνης προκύπτουν από συνδυασμό κωνικών τομών, κυρίως τόξων κύκλων, και ευθυγράμμων τμημάτων, έτσι ώστε να είναι συνεχείς και να διατηρούν την κλίση στα κοινά τους σημεία.



Ο περιορισμός που τίθεται για πλήρως ακτινικές περωτές είναι $n_q \leq 30$ [SI], ενώ για $n_q \leq 70$ η χάραξη αντιστοιχεί σε είσοδο μεικτής ροής και ακτινική έξοδο (Παπαντώνης, 2004). Έχοντας αρχικά καθορίσει τη μορφή της πλήμνης βάσει των παραπάνω, και εισάγοντας μια διανομή της μεσημβρινής ταχύτητας c_m , συνήθως γραμμικής ως προς την ακτίνα r , προκύπτουν οι εφαπτόμενοι στην πλήμνη κύκλοι διαμέτρου ίσης με το πλάτος $b(r)$ από τη διατήρηση της παροχής στο μεσημβρινό κανάλι [Εξ. 2.112]. Η ανάλυση αυτή λαμβάνει υπόψη τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης η_0 , το πλήθος z και τη μεσημβρινή προβολή s_u του πάχους s των περυγίων, η οποία προκύπτει από τη διανομή της κλίσης β σε κάθε ακτινική θέση [Εξ. 2.113]. Στη συνέχεια, το στερεό όριο της στεφάνης προκύπτει ως η περιβάλλουσα καμπύλη των κύκλων αυτών [Σχ. 2.44].

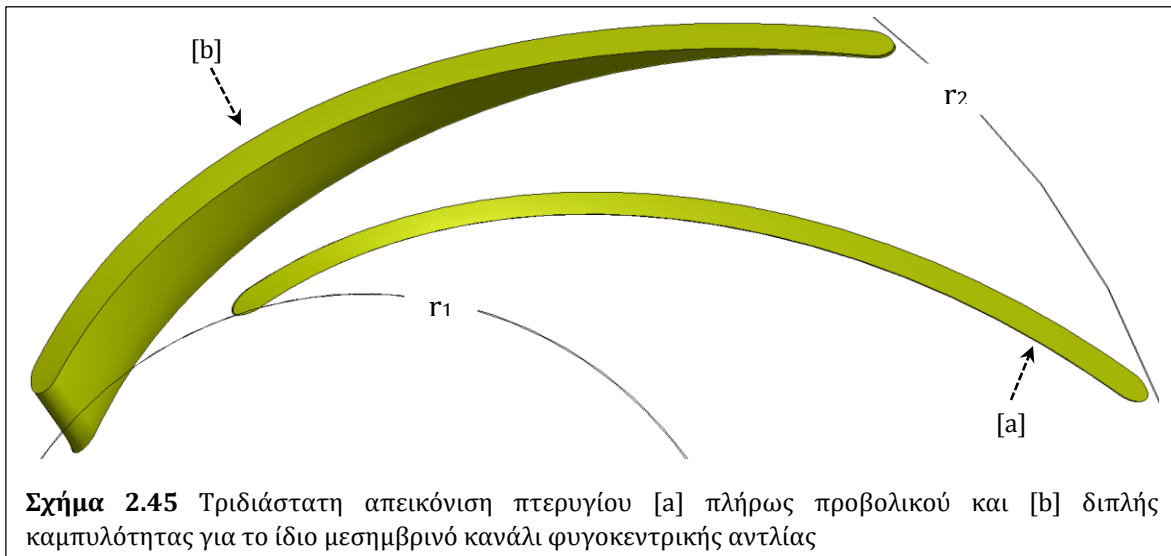
Για τις πτερωτές αυτές χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών είναι επαρκής η μονοδιάστατη ανάλυση, δηλαδή η απόδοση των υδροδυναμικών χαρακτηριστικών κάθε ενδιάμεσης θέσης στο σημείο που αντιστοιχεί στη μέση μεσημβρινή γραμμή ροής, η οποία αποτελείται από τα κέντρα των παραπάνω κύκλων.

$$\frac{Q}{\eta_Q} = (\pi \cdot D - z \cdot s_u) \cdot c_m \cdot b \quad (2.112)$$

$$s_u = \frac{s}{\sin(\beta)} \quad (2.113)$$

2.2.3 Αξονοσυμμετρικές Γραμμές Ροής

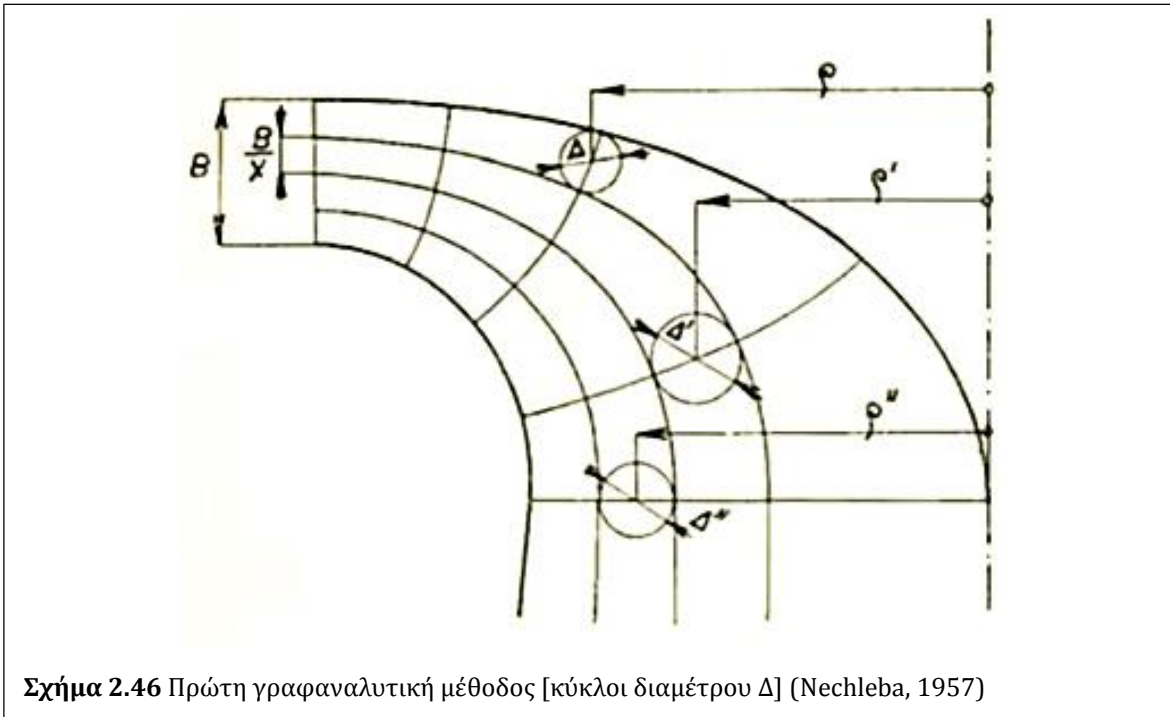
Στις πτερωτές πλήρως ακτινικής ροής, οι οποίες χαρακτηρίζονται από μικρές τιμές του η_Q , οι μέσες επιφάνειες των πτερυγίων σχεδιάζονται με αναπτύξιμη, πλήρως διδιάστατη μορφή, με ενιαία καμπυλότητα σε κάθε ακτινική θέση. Έτσι, τα πτερύγια αυτά προκύπτουν με την αξονική προβολή της υδροτομής τους σε όλο το πλάτος του μεσημβρινού καναλιού. Αντίθετα, για μεγαλύτερες τιμές του η_Q , οι μέσες επιφάνειες των πτερυγίων χαρακτηρίζονται από διπλή καμπυλότητα, προκειμένου να ανταποκρίνονται καλύτερα στην ανομοιομορφία της διανομής της μεσημβρινής ταχύτητας κατά το πλάτος της πτερωτής [Σχ. 2.45]. Το ζήτημα αυτό αντιμετωπίζεται σε μεγαλύτερο βαθμό στους υδροστροβίλους τύπου Francis, καθώς εκεί τα πλάτη των μεσημβρινών καναλιών είναι αναλογικά μεγαλύτερα ως προς το μεσημβρινό τους μήκος (Nechleba, 1957). Έτσι, στις περιπτώσεις αυτές ο σχεδιασμός αυτή απαιτεί τη διαίρεση του μεσημβρινού καναλιού σε μερικές πτερωτές σταθερής παροχής, μέσω των αξονοσυμμετρικών γραμμών ροής.



Σχήμα 2.45 Τριδιάστατη απεικόνιση πτερυγίου [a] πλήρως προβολικού και [b] διπλής καμπυλότητας για το ίδιο μεσημβρινό κανάλι φυγοκεντρικής αντλίας

Η εύρεση των γραμμών ροής επιτυγχάνεται είτε γραφαναλυτικά, είτε υπολογιστικά. Η γραφαναλυτική επίλυση είναι ιδιαίτερα κοπιώδης και μπορεί να γίνει με δύο μεθόδους. Στην πρώτη, υιοθετείται η θεώρηση ότι τα ίσα κλάσματα της παροχής του ρευστού Q/x κινούνται αποκλειστικά στον αξονοσυμμετρικό όγκο που ορίζουν οι γραμμές ροής για τις x μερικές πτερωτές, και επίσης η μεσημβρινή ταχύτητα c_m είναι η ίδια για γειτονικές περιοχές εκατέρωθεν των γραμμών ροής, που αντιπροσωπεύονται από κέντρα κύκλων διαμέτρου Δ , αναρτημένων σε ακτίνα ρ [Σχ. 2.46]. Έτσι, από τη διατήρηση της παροχής προκύπτει η γεωμετρική συνθήκη που πρέπει να ικανοποιούν οι παραγόμενες γραμμές [Εξ. 2.114].

$$\frac{Q}{x} = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \Delta \cdot c_m \Rightarrow \rho \cdot \Delta = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot c_m \cdot x} = \text{const.} \quad (2.114)$$



Στη δεύτερη μέθοδο, ορίζεται η συνάρτηση δυναμικού Φ και η ροϊκή συνάρτηση Ψ στον αξονοσυμμετρικό χώρο, ως προς την ακτινική και την αξονική συνιστώσα της ταχύτητας, c_r και c_z αντιστοίχως [Εξ. 2.115 & 2.116].

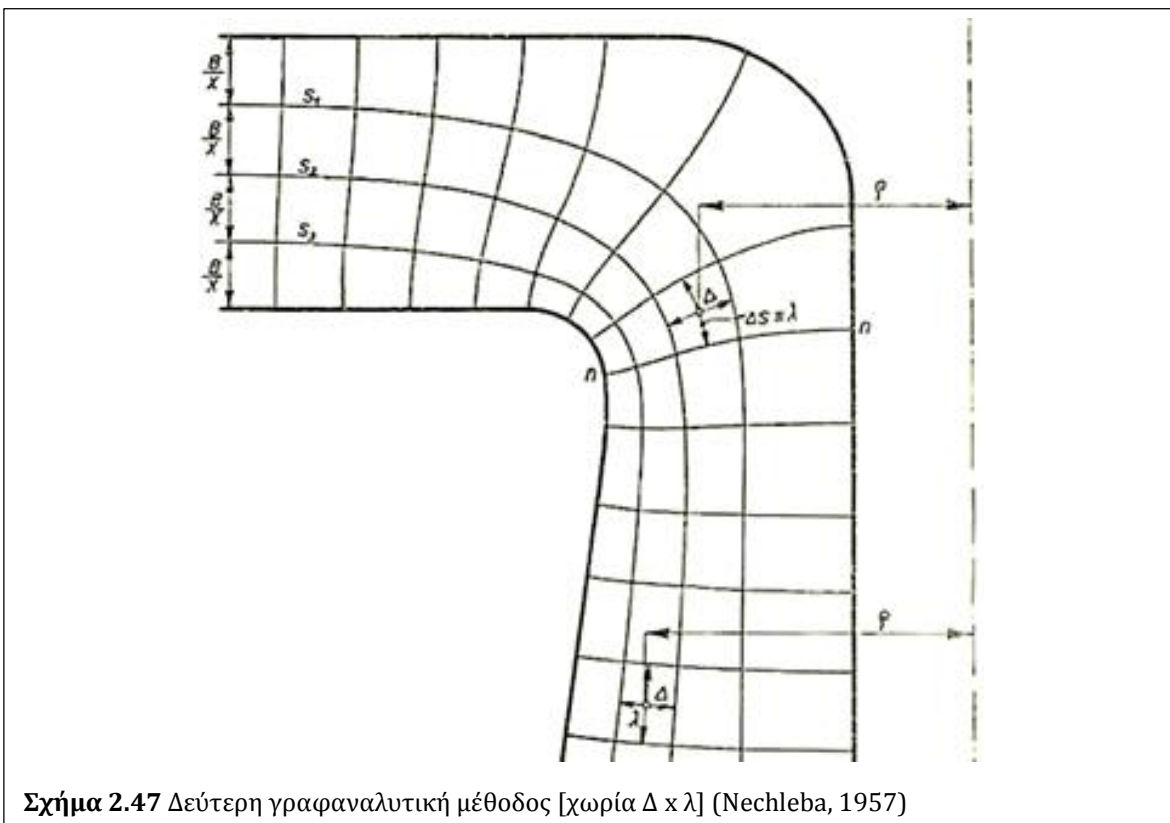
$$c_r = \frac{\partial \Phi}{\partial r} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial z} \quad (2.115)$$

$$c_z = \frac{\partial \Phi}{\partial z} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad (2.116)$$

Οι γραμμές ροής προκύπτουν για $\Psi = \text{const.}$, ενώ οι ισοδυναμικές γραμμές προκύπτουν για $\Phi = \text{const.}$, κάθετες στις γραμμές ροής. Για την κατάστρωση της γραφαναλυτικής μεθόδου λαμβάνονται σταθερά βήματα $\delta\Psi$ και $\delta\Phi$, με τις αντίστοιχες εκάστοτε αποστάσεις μεταξύ τους να τίθενται Δ και λ . Προκύπτει λοιπόν η γεωμετρική συνθήκη για την εφαρμογή της μεθόδου [Εξ. 2.117 & 2.118].

$$c_m = (c_r^2 + c_z^2)^{0,5} = \frac{\Delta\Phi}{\lambda} \quad (2.117)$$

$$\delta Q = \frac{Q}{x} = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \Delta \cdot c_m = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \Delta \cdot \frac{\Delta\Phi}{\lambda} \Rightarrow \rho \cdot \frac{\Delta}{\lambda} = \frac{\delta Q}{2 \cdot \pi \cdot \Delta\Phi} = \text{const.} \quad (2.118)$$



Σχήμα 2.47 Δεύτερη γραφαναλυτική μέθοδος [χωρία $\Delta \times \lambda$] (Nechleba, 1957)

Σημειώνεται εδώ ότι η δεύτερη γραφαναλυτική προσέγγιση είναι ακριβέστερη και προτιμάται για κανάλια με μικρότερες ακτίνες καμπυλότητας [Σχ. 2.47]. Και στις δύο προσεγγίσεις, η γραφαναλυτική επίλυση θεωρείται επαρκής για σφάλμα κυμαινόμενο μεταξύ 3% και 5%. Συνήθως, για το μεσημβρινό κανάλι αντλίας χαράσσονται κατ' ελάχιστο 3 γραμμές ροής, ενώ για το αντίστοιχο υδροστροβίλου Francis επαρκούν 5.

Ακόμα, η υπολογιστική εύρεση των γραμμών Ψ και Φ μπορεί να γίνει με την επίλυση των εξισώσεων της δυναμικής ροής [potential flow]. Αυτές προκύπτουν με χρήση της εξίσωσης της συνέχειας [Εξ. 2.119] και της συνθήκης αστρόβιλης ροής [Εξ. 2.120] σε

κυλινδρικές συντεταγμένες (r,z) με κατάλληλο μετασχηματισμό τους σε εκφράσεις των Ψ και Φ (Παπαντώνης, 2004):

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0 \quad (2.119)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial z} = 0 \quad (2.120)$$

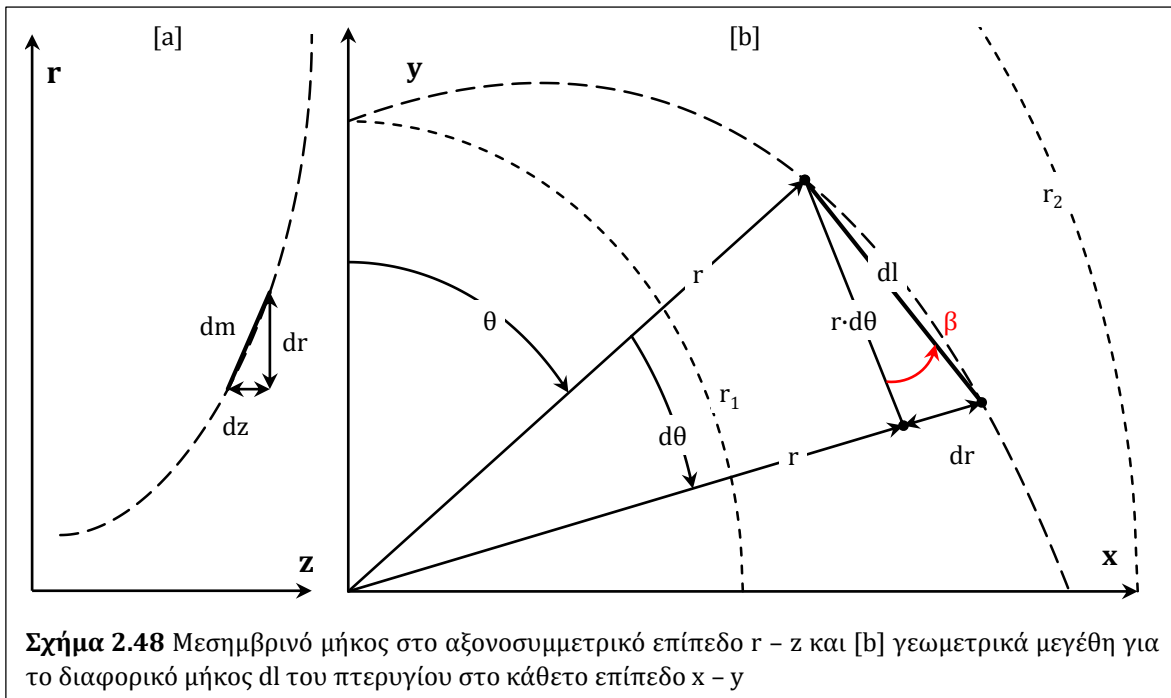
Τέλος, οι γραμμές ροής μπορούν να ευρεθούν με την επίλυση των εξισώσεων Euler ή Navier - Stokes της ροής στο μεσημβρινό κανάλι υπό τη συνθήκη της αξονικής συμμετρίας, για σταθερό βήμα δQ της παροχής.

2.2.4 Ευθύς Σχεδιασμός & Απεικόνιση των Πτερυγίων

Η παράσταση μιας καμπύλης μεσημβρινού μήκους dm [Εξ. 2.121, Σχ. 2.48] στο επίπεδο κάθετα στον άξονα περιστροφής z της αντλίας σε πολικές συντεταγμένες (r,θ) δίνεται από την Εξ. 2.122 (Karassik et al. 2000). Στην ειδική περίπτωση πλήρως ακτινικής πτερωτής γίνεται η υπόθεση ότι το μεσημβρινό μήκος ταυτίζεται με ακτινική μεταβολή, οπότε η Εξ. 2.122 τροποποιείται κατάλληλα.

$$dm = (dr^2 + dz^2)^{0,5} \quad (2.121)$$

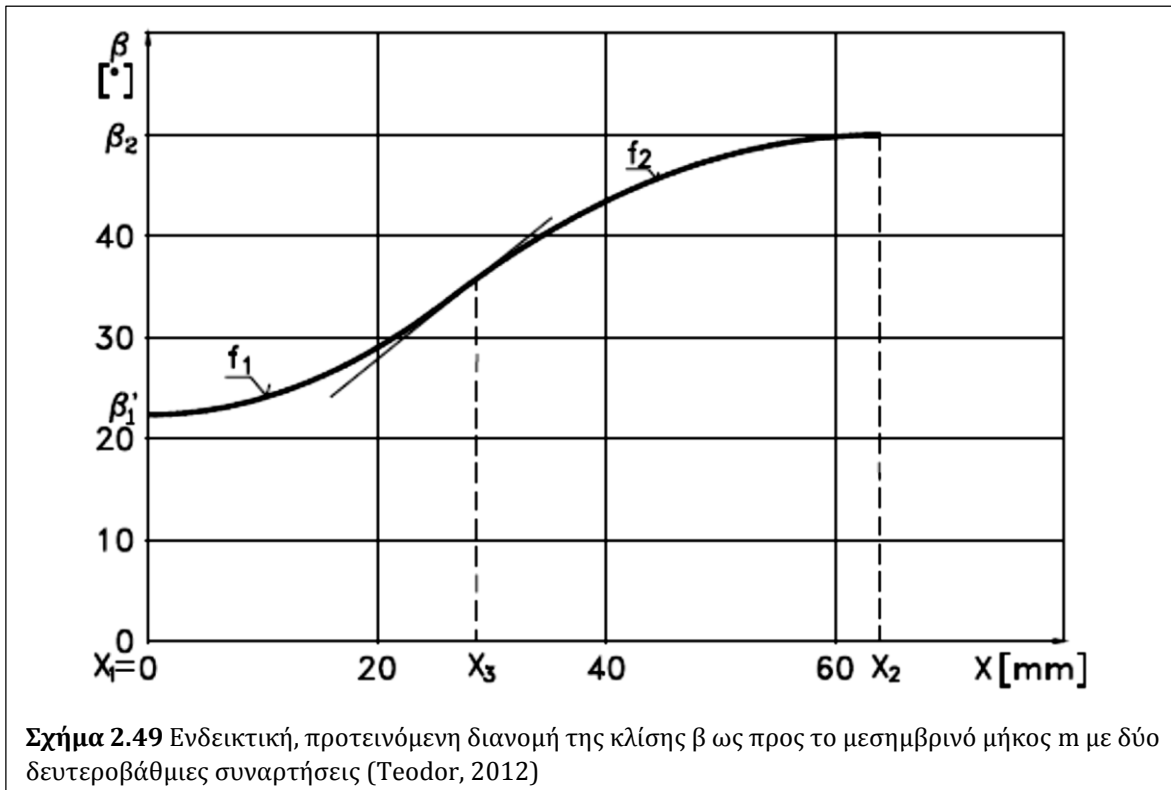
$$d\theta = \frac{dm}{r \cdot \tan(\beta)} \xrightarrow{m \approx r} d\theta = \frac{dr}{r \cdot \tan(\beta)} \quad (2.122)$$



Έτσι, με γνωστή τη διανομή της κλίσης β κατά μήκος κάθε γραμμής ροής του μεσημβρινού καναλιού, μπορεί να παρασταθεί η μέση επιφάνεια του πτερυγίου [Σχ. 2.49]. Η διανομή της β μπορεί να τεθεί αυθαίρετα ως μια συνεχής μεταβολή, π.χ. γραμμική μεταξύ των οριακών τιμών β_1 και β_2 και η μορφή του πτερυγίου να ευρεθεί με ολοκλήρωση της Εξ. 2.124 (Παπαντώνης, 2004).

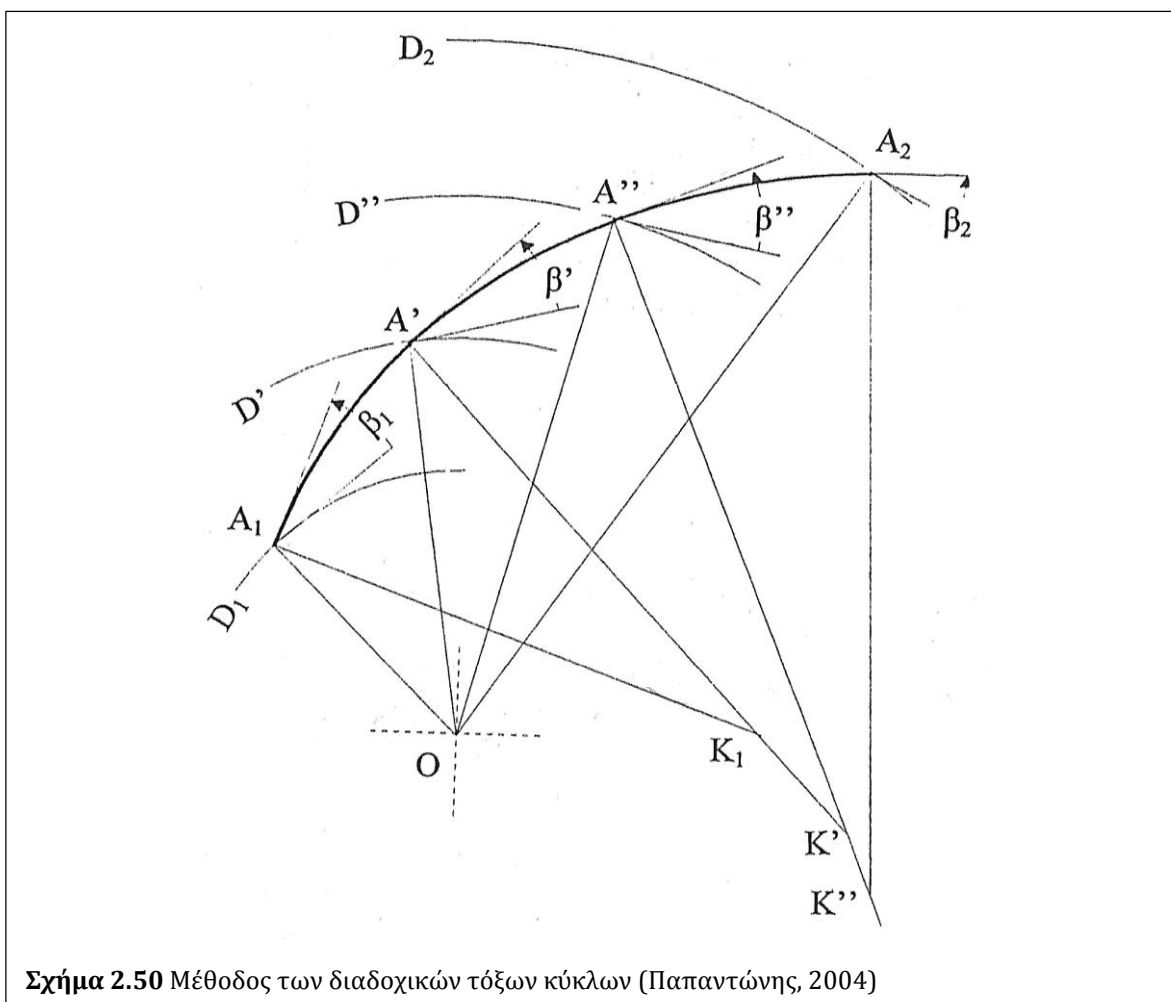
Ειδικότερα, ο Teodor (2012) προτείνει η διανομή $\beta(m)$ για κάθε γραμμή ροής να ακολουθεί τη μορφή δύο δευτεροβάθμιων συναρτήσεων f_1 και f_2 , με μηδενική κλίση στα ακραία σημεία και εξασφάλιση της συνέχειας και της πρώτης παραγώγου στο κοινό τους σημείο, δημιουργώντας τελικά ένα σύστημα 6 εξισώσεων με 6 αγνώστους, το οποίο σε κάθε περίπτωση θα έχει μοναδική λύση. Η πρόταση αυτή γίνεται ώστε η φόρτιση των πτερυγίων να είναι μηδενική περί τις ακμές προσβολής και εκφυγής, εξασφαλίζοντας ομαλότερη ροή στις περιοχές αυτές [Εξ. 2.123, Σχ. 2.47].

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1(x) = a_1 \cdot x^2 + b_1 \cdot x + c_1 \\ f_2(x) = a_2 \cdot x^2 + b_2 \cdot x + c_2 \\ f_1(x_3) = f_2(x_3) \\ f_1'(x_3) = f_2'(x_3) \\ f_1(x_1) = \beta_1 \\ f_2(x_2) = \beta_2 \\ f_1'(x_1) = f_1'(x_2) = 0 \end{array} \right. \quad (2.123)$$



Συνολικά, η παραπάνω σχεδιαστική διαδικασία ονομάζεται μέθοδος της κατ' ευθείαν ολοκλήρωσης [direct integration ή point-by-point method]. Εναλλακτικά, χρησιμοποιείται η γραφαναλυτική μέθοδος προσέγγισης της μέσης γραμμής με τόξα κύκλου [Εξ.2.126]. Στην περίπτωση αυτή, η μέση γραμμή του πτερυγίου χαράσσεται με διαδοχικά τόξα κύκλου, τα οποία διατηρούν την κλίση να δύο στα κοινά τους σημεία. Η ακτίνα R κάθε τόξου υπολογίζεται συναρτήσει των διαμέτρων D_i , D_{ii} και των κλίσεων β_i , β_{ii} που αντιστοιχούν στα ακραία του σημεία [Εξ. 2.126, Σχ. 2.50]. Η μέθοδος αυτή είναι τόσο περισσότερο ακριβής, όσο μεγαλύτερος ο αριθμός στοιχειωδών τόξων προς τα οποία αυτή προσαρμόζεται. Οριακά, είναι δυνατή η χάραξη της μέσης γραμμής με ένα τόξο κύκλου, κάτι το οποίο ωστόσο σπάνια συμβαίνει, καθώς ενδιάμεσα εμφανίζεται κλίση μεγαλύτερη της β_2 (βλ. Παπαντώνης, 2004).

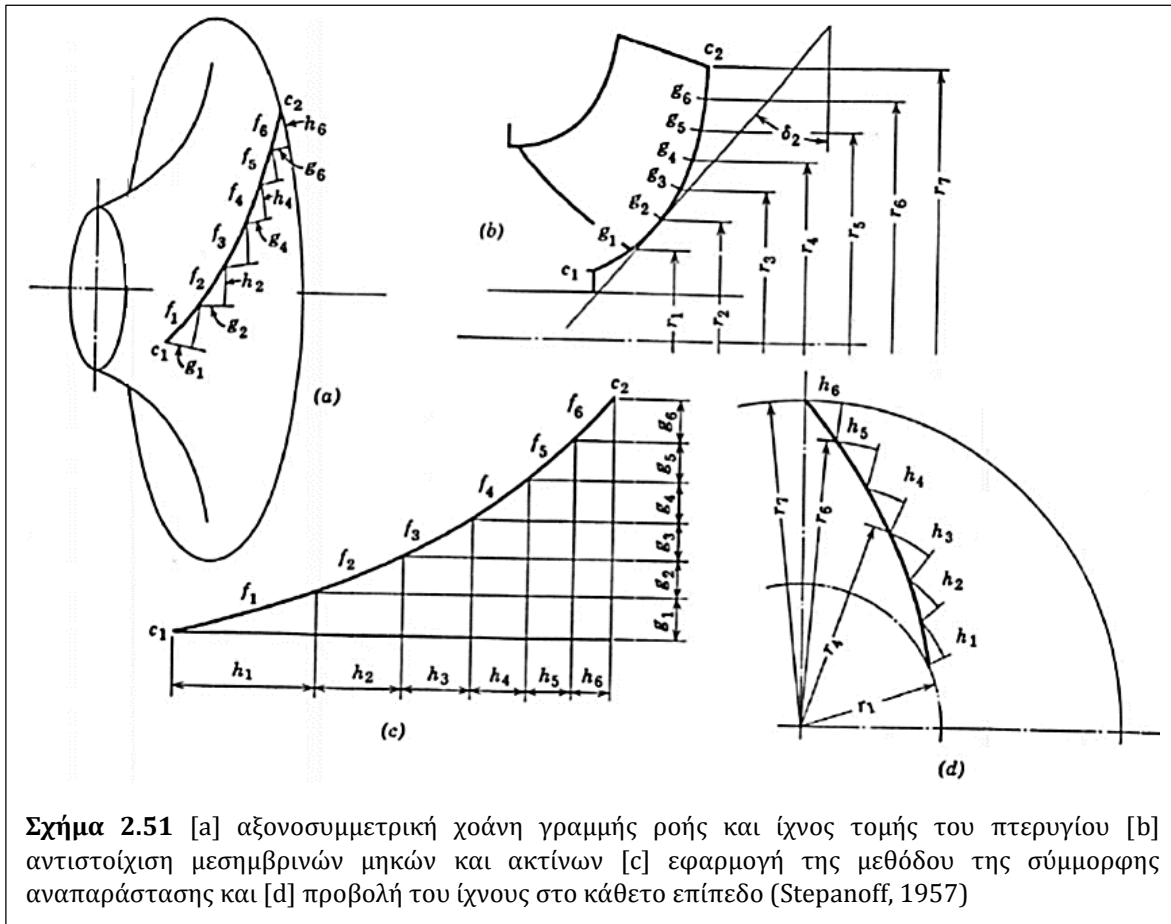
$$R = \frac{D_i^2 - D_{ii}^2}{4 \cdot (D_{ii} \cdot \cos\beta_{ii} - D_i \cdot \cos\beta_i)} \quad (2.126)$$



Σχήμα 2.50 Μέθοδος των διαδοχικών τόξων κύκλων (Παπαντώνης, 2004)

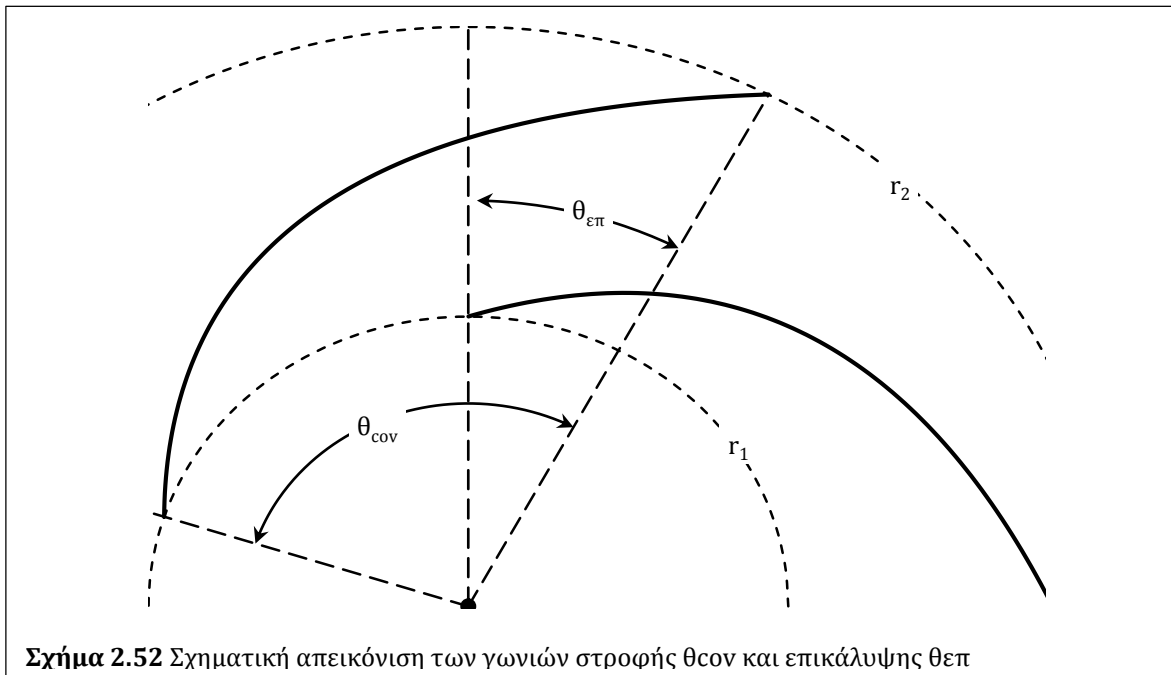
Σε συνέχεια των παραπάνω, η αναλυτική αναπαράσταση των πτερυγίων μπορεί να επιτευχθεί με τη μέθοδο της σύμμορφης απεικόνισης [conformal mapping]. Θεωρώντας την αξονοσυμμετρική χοάνη που προκύπτει ως εκ περιστροφής επιφάνεια από μια γραμμή ροής του μεσημβρινού καναλιού, αυτή θα τέμνει το πτερύγιο σχηματίζοντας το ίχνος f . Η καμπύλη αυτή μπορεί να παρασταθεί σε διάγραμμα του μεσημβρινού μήκους g ως προς το τόξο στροφής h , δείχνοντας έτσι τις διαδοχικές μεταβολές της κλίσης β , με ακρίβεια αντίστοιχη του διαμερισμού της [Σχ. 2.51]. Το μήκος της παράστασης είναι το πραγματικό μήκος του ίχνους f , ενώ το άθροισμα Σg_i είναι το πραγματικό μήκος της μεσημβρινής προβολής αυτού.

$$\tan(\beta_i) = \frac{dg}{r \cdot d\theta} = \frac{dg}{dh} \cong \frac{g_i}{h_i} \quad (2.127)$$



Ένα σημαντικό, εμπειρικό κριτήριο για την αποδοχή των σχεδιαζόμενων πτερυγίων της πτερωτής αποτελεί η γωνία επικάλυψης, $\theta_{\text{επ}}$ [Σχ. 2.52], η οποία αντιστοιχεί στο κοινό τμήμα διαδοχικών πτερυγίων ως προς τον άξονα της πτερωτής και εξαρτάται από τη συνολική γωνία στροφής θ_{cov} και το πλήθος z των πτερυγίων [Εξ. 2.128].

$$\theta_{\varepsilon\pi} = \theta_{\text{cov}} + \frac{360^\circ}{Z} \quad (2.128)$$



Σχήμα 2.52 Σχηματική απεικόνιση των γωνιών στροφής θ_{cov} και επικάλυψης $\theta_{\varepsilon\pi}$

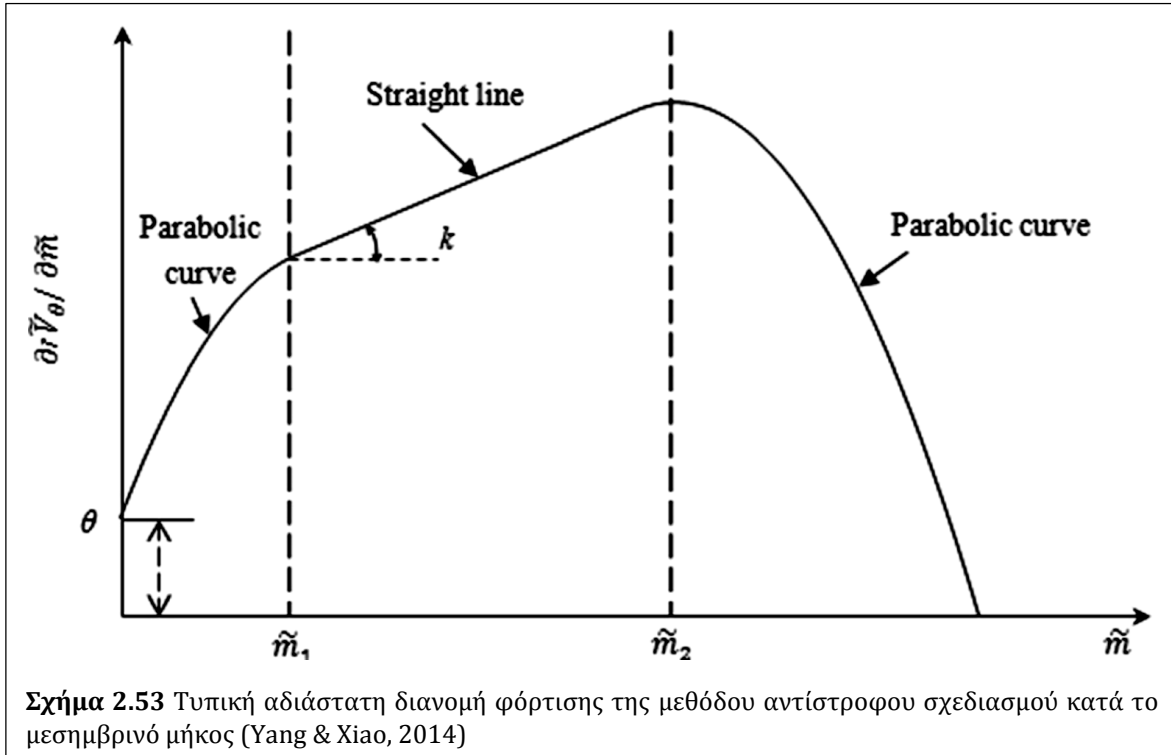
Μεγάλες τιμές της $\theta_{\varepsilon\pi}$ συνεπάγονται μεγαλύτερα διάκενα πεταξύ των πτερυγίων, στα οποία η οδήγηση της ροής θα είναι ανεπαρκής με αποτέλεσμα την ανάπτυξη εντονότερων περιοχών ανακυκλοφορίας, ενώ οι μικρές τιμές αυξάνουν τις ταχύτητες και την επιφάνεια αλληλεπίδρασης με το ρευστό. Και οι δύο ακραίες περιπτώσεις αναμένεται να οδηγούν σε αύξηση των υδραυλικών απωλειών, με τον βέλτιστο συμβιβασμό να προτείνεται στο εύρος μεταξύ 30° και 45° (βλ. Παπαντώνης, 2004).

2.2.5 Αντίστροφος Σχεδιασμός των Πτερυγίων

Στο παραπάνω μεθοδολογικό πλαίσιο, ο σχεδιασμός θεωρείται ευθύς [direct], καθώς στηρίζεται σε εκτιμήσεις για τα επιθυμητά χαρακτηριστικά της πτερωτής, υιοθετώντας τη θεώρηση ότι η τελική γεωμετρία θα ανταποκρίνεται επαρκώς σε αυτά. Αντίθετα, στην περίπτωση της ανάστροφης σχεδιαστικής μεθοδολογίας [inverse design method], υιοθετείται μια τυπική διανομή της παραμετρικής φόρτισης ως προς το μεσημβρινό μήκος $\partial(r \cdot V_\theta) / \partial m$ και τα πτερύγια σχεδιάζονται με επαναληπτικό τρόπο ώστε να ανταποκρίνεται στη διανομή αυτή [Σχ. 2.53]. Οι επαναλήψεις διεξάγονται είτε με υπολογιστική επίλυση της ροής στην πτερωτή (Daneshkahi & Zangeneh, 2010), είτε με τη μεθοδολογία των επιφανειών απόκρισης [response surface methodology – RSM]. Η τελευταία συνίσταται στη στατιστική επεξεργασία των σχεδιαστικών παραμέτρων μιας βάσης δεδομένων αντιστοιχών επιφανειών πτερυγίων, έτσι ώστε οι όποιες μεταβολές στη φόρτιση να οδηγούν στην καλύτερη

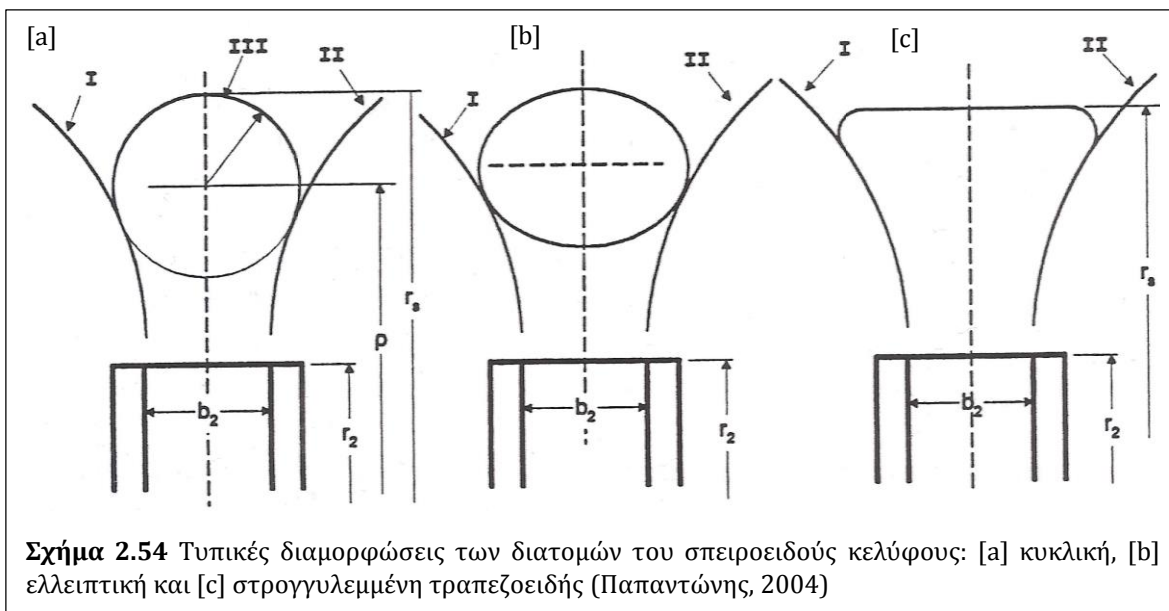
προσαρμογή αυτής στα υδροδυναμικά χαρακτηριστικά που της αναλογούν (Yang & Xiao, 2014), χρησιμοποιώντας σε κάθε περίπτωση το πεδίο των διαφορών στατικής πίεσης μεταξύ των πλευρών υπερπίεσης [p+] και υποπίεσης [p-] των πτερυγίων, το οποίο προκύπτει από την παραπάνω διανομή, όπου V_θ η περιφερειακή ταχύτητα και W_{bl} η σχετική ταχύτητα στην επιφάνεια των πτερυγίων.

$$p^+ - p^- = \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot \rho W_{bl} \cdot \frac{\partial(r \cdot V_\theta)}{\partial m} \quad (2.129)$$



2.2.6 Σπειροειδές Κέλυφος

Σκοπός του σπειροειδούς κελύφους στις φυγοκεντρικές αντλίες είναι η ομαλή υποδοχή του εξερχόμενου ρευστού από την πτερωτή και η οδήγησή του προς τον αγωγό κατάθλιψης, με παράλληλη ανάκτηση πίεσης από την υψηλή κινητική ενέργεια της ροής εξόδου (Stapanoff, 1957). Η γεωμετρική περιπλοκότητα και η απαίτηση για συμβατότητα με τα χαρακτηριστικά της ροής στην έξοδο της πτερωτής καθιστούν τον σχεδιασμό του κελύφους μια κοπιώδη, γραφαναλυτική διαδικασία με αρκετά ενδιάμεσα στάδια υπολογισμών (Παπαντώνης, 2004).



Αρχικά σχεδιάζονται τα πλευρικά τοιχώματα I & II [Σχ. 2.54] των μεσημβρινών διατομών για σταθερό ακτινικό βήμα Δr , υποθέτοντας ότι αυτά ανήκουν σε αποκλίνον ακροφύσιο $\delta \pm 15^\circ$, με τις διατομές να κλείνουν ομαλά ως προς αυτά για διαφορετικές μέγιστες ακτίνες r_s , με την καμπύλη III, συνήθως κυκλική, σπανιότερα ελλειπτική ή ευθύγραμμη με στρογγυλεύσεις στα άκρα. Οι διατομές αυτές σχεδιάζονται σε διακεκριμένες θέσεις της κεντρικής γωνίας φ , υιοθετώντας είτε την αρχή της διατήρησης της συστροφής [Εξ. 2.130], είτε αυτή της διατήρησης της περιφερειακής ταχύτητας [Εξ. 2.131]. Στη συνέχεια, το περίβλημα του σπειροειδούς κελύφους μπορεί να χαραχθεί στο συμμετρικό επίπεδο κάθετα στον άξονα περιστροφής με διαδοχικά τόξα κύκλων μεταξύ των θέσεων αυτών, διατηρώντας εκεί τη συνέχεια και την κλίση [Σχ. 2.55].

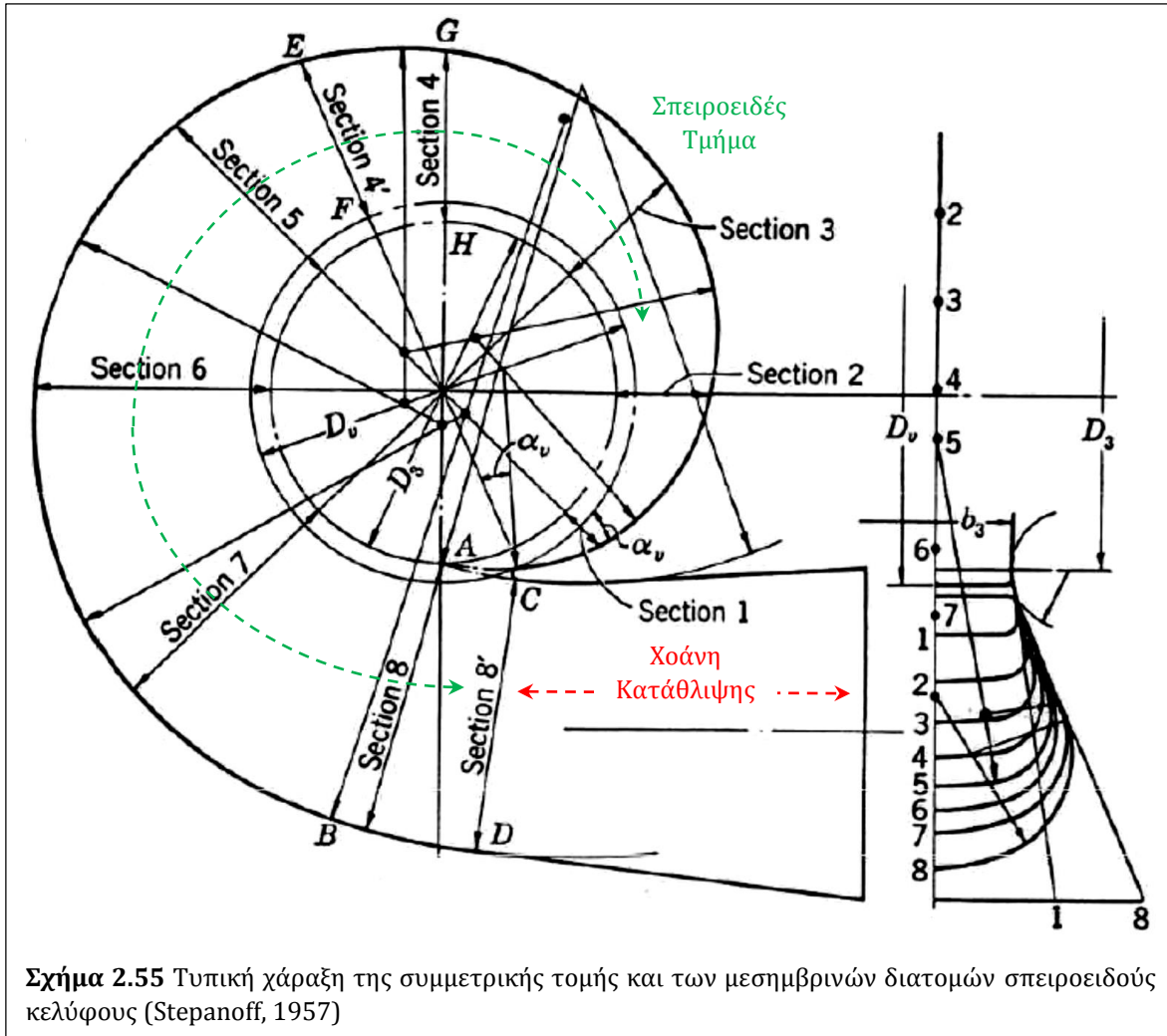
Και οι δύο μέθοδοι υπολογισμού ξεκινούν από τη θεώρηση της μερικής παροχής Q_φ που διαρρέει τμήμα του κελύφους κατά την ακτινική [Εξ. 2.131] και περιφερειακή κατεύθυνση, έως την εξωτερική ακτίνα r_s [Εξ. 2.132], αμελώντας την επίδραση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης και καταλήγοντας στην αριθμητική ή γραφική επίλυση του προκύπτοντος ολοκληρώματος για τη διατομή φ :

$$r \cdot c_u = r_2 \cdot c_{u2} = \text{const.} \quad (2.130)$$

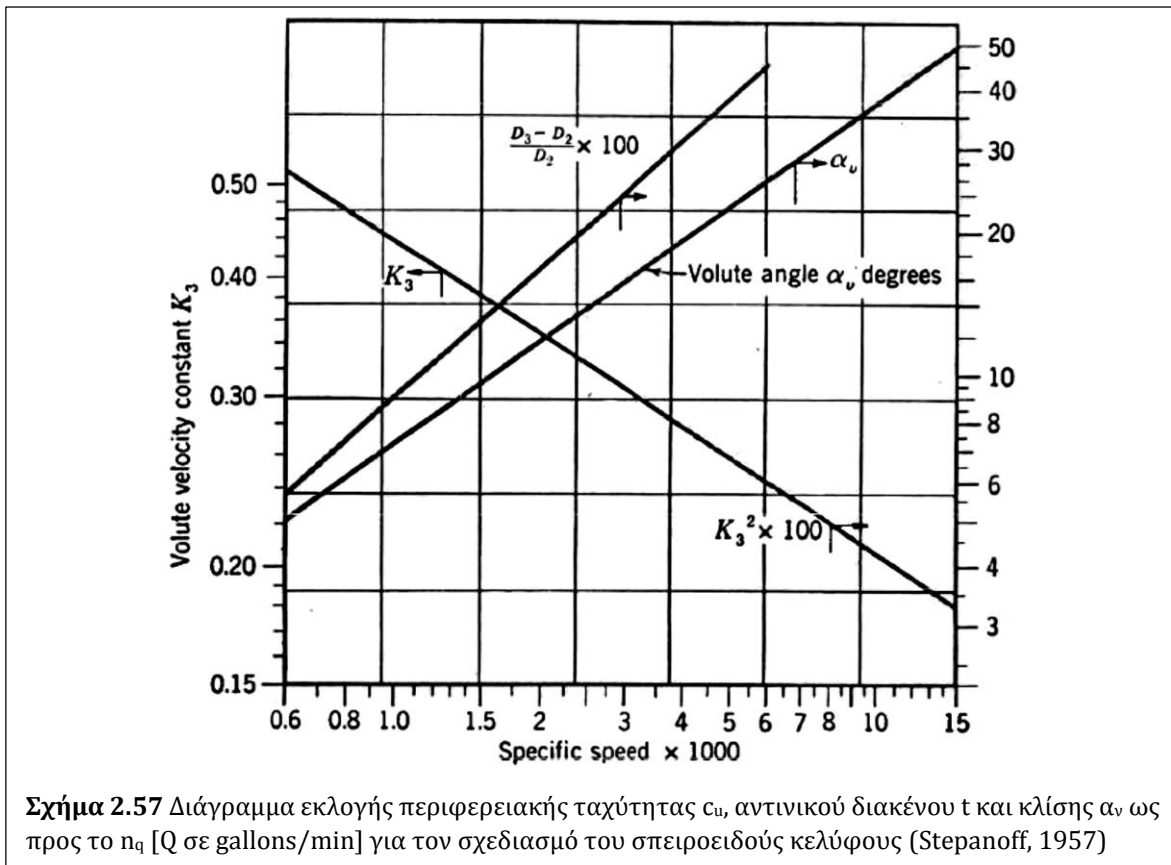
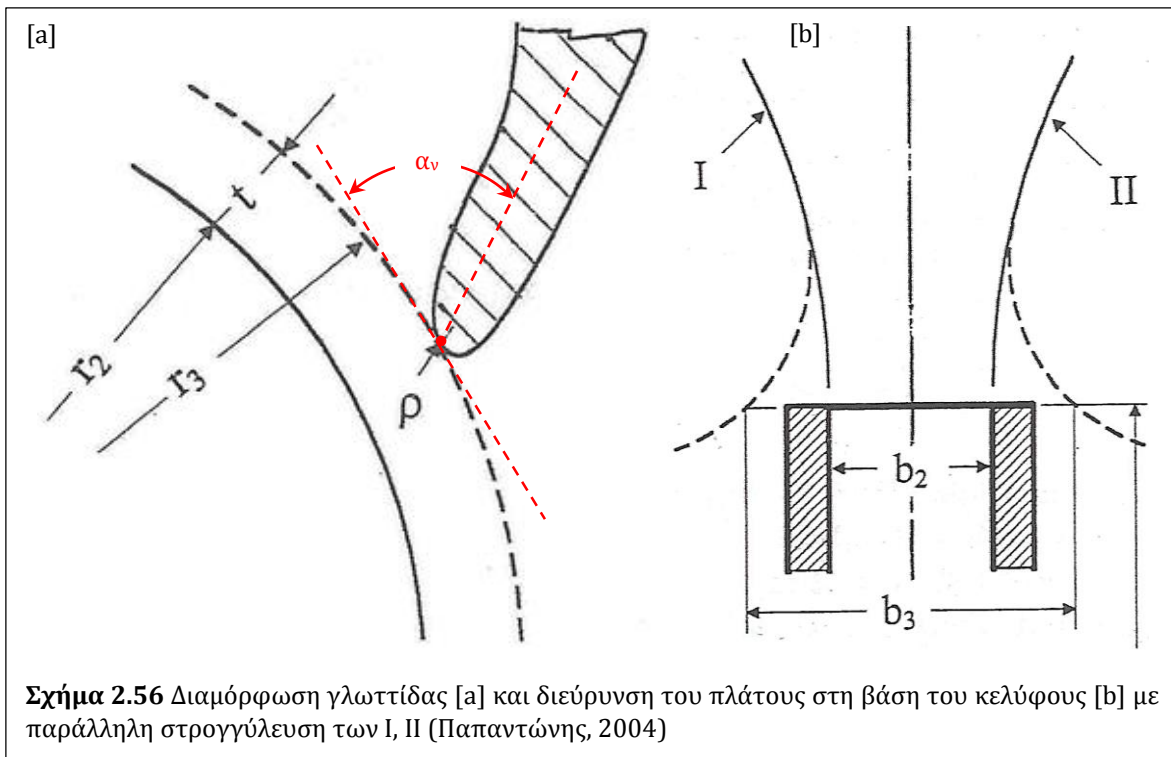
$$c_u = K_3 \cdot (2 \cdot g \cdot H)^{0.5} = \text{const.} \quad (2.131)$$

$$Q_\varphi = \frac{\varphi}{2 \cdot \pi} \cdot Q = \varphi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot c_{r2} \quad (2.132)$$

$$Q_{\varphi} = \int_{r_2}^{r_s} [c_u \cdot b]_{\varphi} \cdot dr \quad (2.133)$$

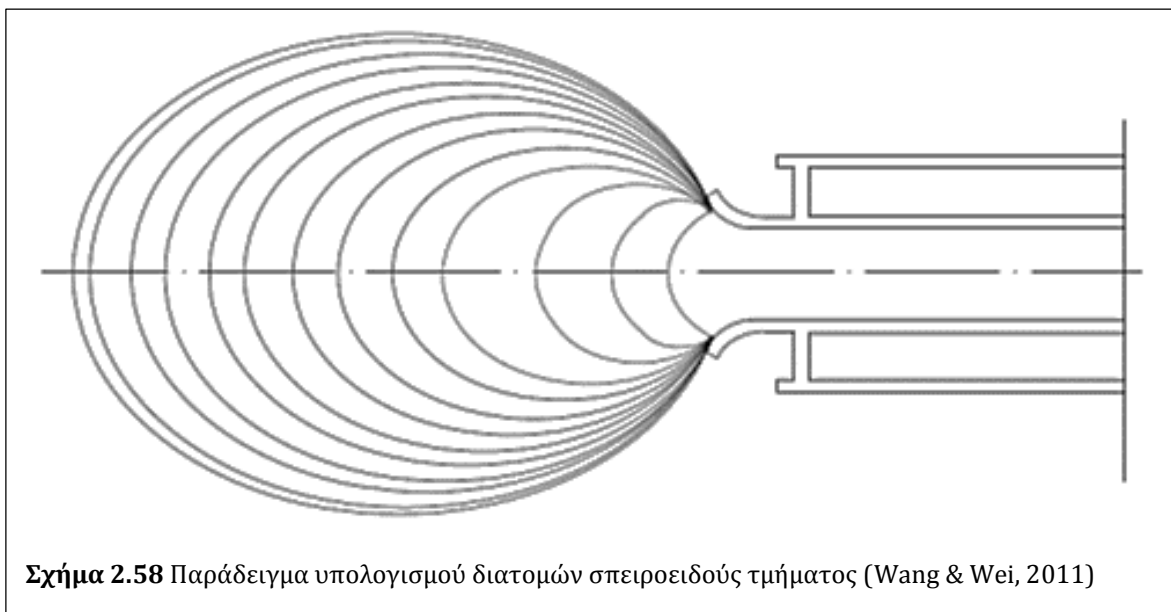


Στους υδροστροβίλους αντιδράσεως, το πλάτος b_3 της βάσης του σπειροειδούς κελύφους ισούται με αυτό του πλάτους εισόδου του δρομέα. Αντίθετα, στις φυγοκεντρικές αντλίες το b_3 λαμβάνεται μεγαλύτερο του πλάτους εισόδου b_2 στην έξοδο της πτερωτής, για την αποφυγή υδραυλικών απωλειών κρούσης, με κατάλληλη διεύρυνση των καμπυλών I & II [Σχ. 2.56.b]. Συγκεκριμένα, για χαμηλές τιμές του n_q , όπου το b_2 είναι ήδη αρκετά μικρό, επιλέγεται $b_3 = 1,8 \cdot b_2$, ενώ για $n_q > 3500$ το b_3 λαμβάνεται σχετικά μικρότερο, με οριακή τιμή $b_3 \geq 1,4 \cdot b_2$ (Παπαντώνης, 2004).



Επίσης, ειδική μέριμνα λαμβάνεται για τη στρογγύλευση της γλωττίδας [Σχ. 2.56.a], η οποία θα πρέπει να τηρεί το ακτινικό διάκενο t , καθώς και κλίση α . Τα μεγέθη αυτά, καθώς και το K_3 για την περίπτωση σταθερής c_u λαμβάνονται από το Σχ. 2.57. Ακόμα, στην περίπτωση κυκλικών καμπυλών τύπου III, κατάλληλη προσαρμογή απαιτεί η διαμόρφωση των μεσημβρινών διατομών προς τη γλωττίδα, όπου ισχύει $[R \leq 0,5 \cdot b_3]$ οι οποίες σχεδιάζονται συνήθως ως στρογγυλεμένες τραπεζοειδείς ή ορθογωνικές. Τέλος, η χοάνη κατάθλιψης του κελύφους [Σχ. 2.55] σχεδιάζεται ως αποκλίνον ακροφύσιο με κλίση $8 \div 15^\circ$ και το μήκος της υπολογίζεται από την απαίτηση μέσης ταχύτητας $4 \div 6$ m/sec στην έξοδό του (Παπαντώνης, 2004).

Οι Wang & Wei (2011) αναπτύσσουν αναλυτικά έναν αλγόριθμο υπολογισμού των διατομών του σπειροειδούς τμήματος, υιοθετώντας τις παραδοχές της διατήρησης της παροχής και της συστροφής. Οι διατομές υπολογίζονται για ενδεικτικές γωνίες κάλυψης και προκύπτουν στη γενική περίπτωση ελλειπτικές, θεωρώντας σταθερή τη διατομή και το πλάτος εισόδου του κελύφους [Σχ. 2.58].

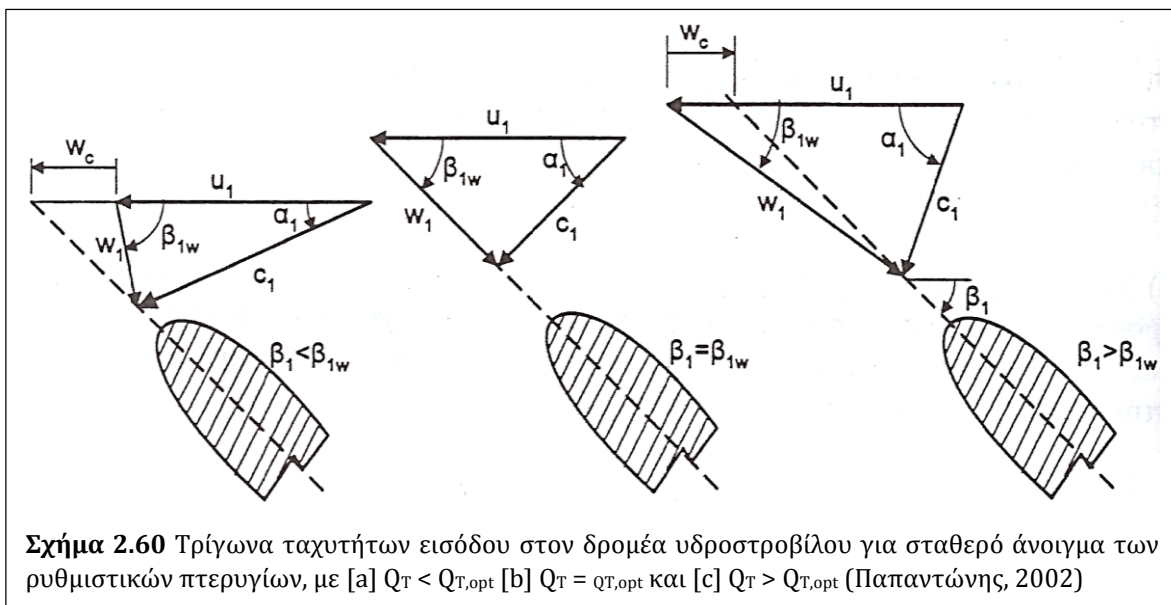
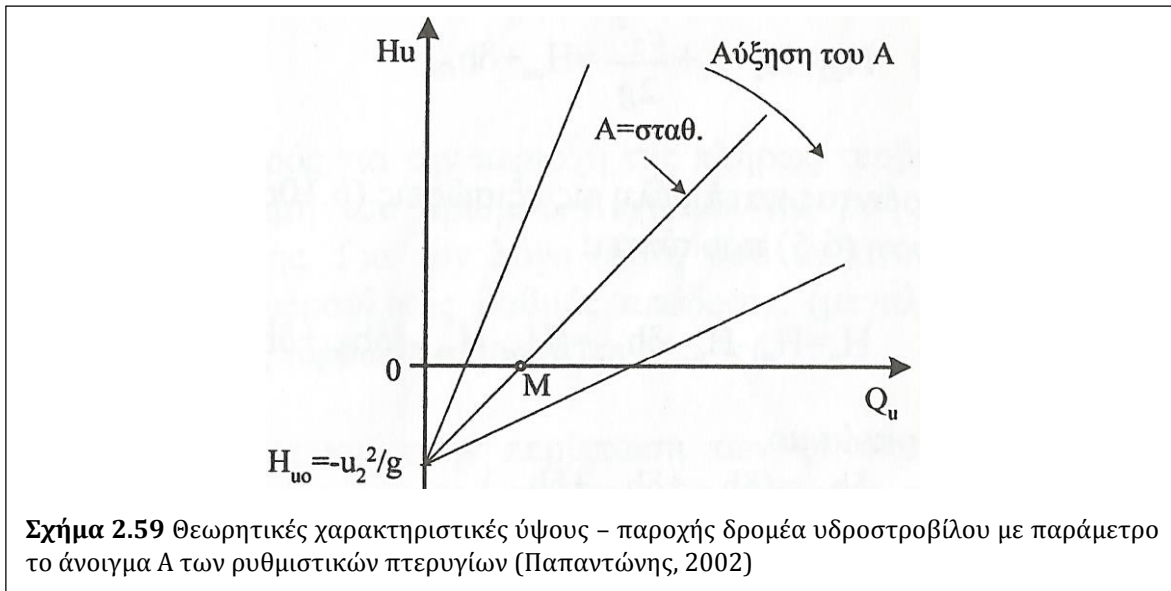


Σχήμα 2.58 Παράδειγμα υπολογισμού διατομών σπειροειδούς τμήματος (Wang & Wei, 2011)

2.2.7 Ρυθμιστικά Πτερύγια

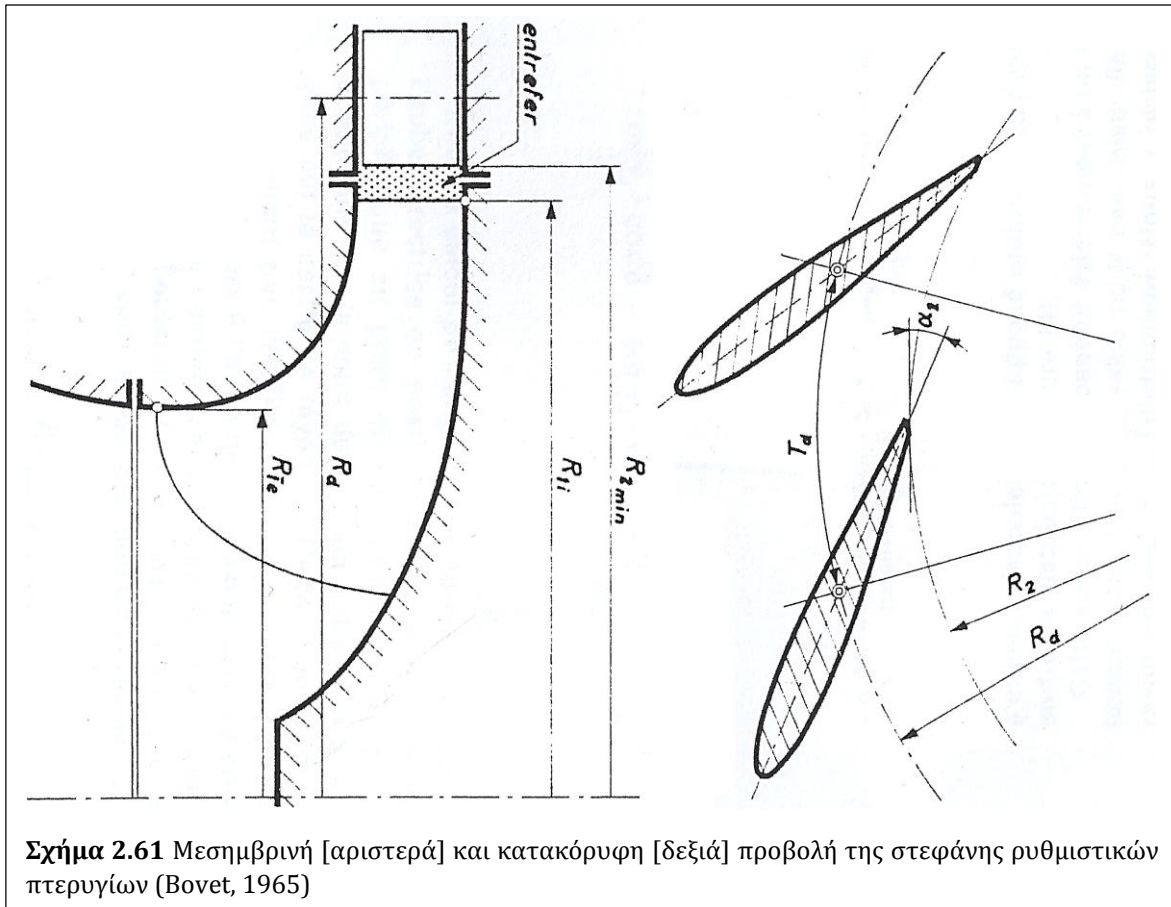
Η στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων τυπικά δεν αποτελεί τμήμα των φυγοκεντρικών αντλιών. Χρησιμοποιείται στους υδροστροβίλους αντιδράσεως [Francis και Kaplan όλων των διαμορφώσεων] μεταξύ σπειροειδούς κελύφους και δρομέα για τη διαμόρφωση κατάλληλων συνθηκών ροής στην είσοδο του δευτέρου. Η ανάγκη αυτή προκύπτει από τις διακυμάνσεις της διαθέσιμης παροχής και έχει σημαντική επίδραση στη λειτουργία των ΥΗΕ, καθώς το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων μεταβάλλει την κλίση της θεωρητικής χαρακτηριστικής ολικού ύψους – παροχής [Σχ. 2.59]. Ειδικότερα, μικρότερο άνοιγμα συνεπάγεται μικρότερες τιμές της κλίσης εισόδου $\alpha_{1,T}$

στον δρομέα και συνακόλουθα αύξηση της περιφερειακής συνιστώσας c_{u1} άρα και του θεωρητικού ύψους H_u [Εξ. 2.134]. Περαιτέρω, σε κάθε διαφορετικό άνοιγμα αντιστοιχεί μια βέλτιστη τιμή της παροχής $Q_{T,opt}$ για την οποία ελαχιστοποιούνται οι υδραυλικές απώλειες κρούσης δh_k [Εξ. 2.135 & Σχ. 2.60] στις ακμές προσβολής των πτερυγίων του δρομέα, οι οποίες αναπτύσσονται λόγω της απόκλισης μεταξύ της γωνίας β_{1w} του τριγώνου ταχυτήτων στην έξοδο του σπειροειδούς κελύφους και της κλίσης εισόδου β_1 των πτερυγίων του δρομέα. Ακόμα, τα ρυθμιστικά πτερύγια χρησιμοποιούνται για τη διακοπή της διερχόμενης παροχής στην πλήρως κλειστή θέση. Για τους παραπάνω λόγους, σε ορισμένες περιπτώσεις εξετάζεται η εισαγωγή τους στις PAT (Patel et al., 2013; Giosio et al, 2015).



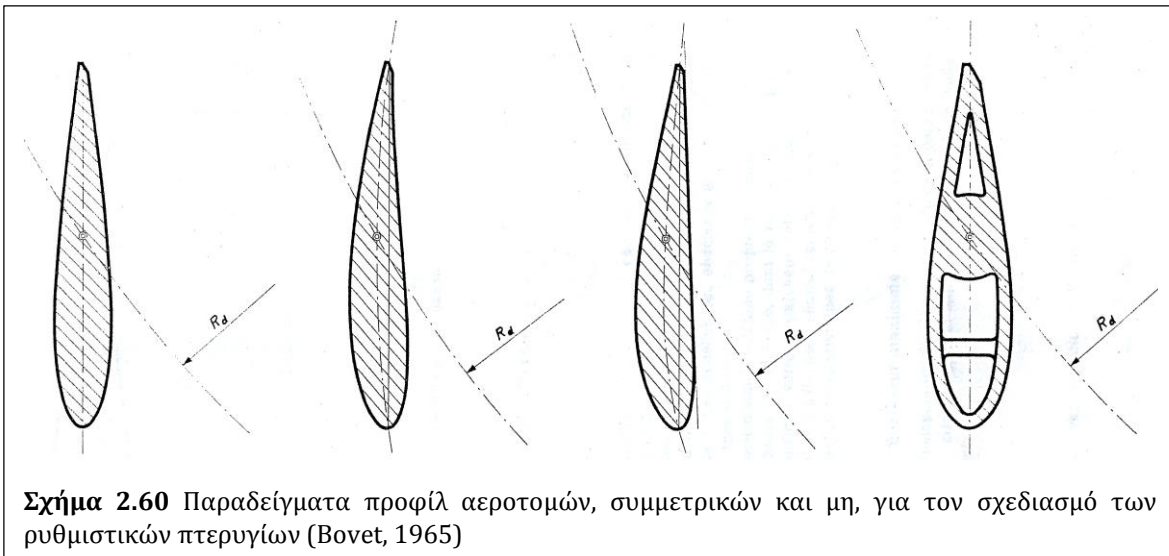
$$H_u = \frac{1}{g} \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad (2.134)$$

$$\delta h_k \propto \frac{w_c^2}{2 \cdot g} \quad (2.135)$$



Τα ρυθμιστικά πτερύγια [Σχ. 2.61] συνήθως σχεδιάζονται ως προβολές τυποποιημένων αεροτομών NACA στο πλάτος εισόδου του δρομέα. Ο Bovet (1965) προτείνει τη συσχέτιση της Εξ. 2.135 μεταξύ του αριθμού z_d των πτερυγίων και της ακτίνας άρθρωσης R_d , ενώ επίσης εισάγει μια σειρά από τυπικές μορφές αεροτομών, συμμετρικές και μη [Σχ. 2.60], και προτείνει μια σειρά συσχετίσεων για τον προσδιορισμό της γεωμετρίας της στεφάνης.

$$z_d = 17 \cdot R_d^{1/3} \quad (2.136)$$



2.2.8 Συμπεράσματα Σχεδιαστικών Μεθόδων

Οι μεθοδολογίες σχεδιασμού φυγοκεντρικών αντλιών που αναπτύχθηκαν τα τελευταία 60 χρόνια επίσης εμφανίζουν μεγάλο εύρος διαφορετικών προτεινόμενων προσεγγίσεων, βασιζόμενες κυρίως στη θεωρία των υδροδυναμικών μηχανών και δευτερευόντως σε στατιστικά δεδομένα, λειτουργώντας κυρίως ως κατευθυντήριες γραμμές για τους μελετητές. Η παρατήρηση αυτή αιτιολογεί σε μεγάλο βαθμό τις διαφορετικές γεωμετρίες που απαντώνται στη βιβλιογραφία, ακόμα και για τα ίδια ή παρεμφερή ζητούμενα λειτουργικά χαρακτηριστικά των μηχανών αυτών. Πρόσφατα, άρχισαν να αναπτύσσονται μεθοδολογίες για τον πλήρως αυτοματοποιημένο, παραμετρικό σχεδιασμό της πτερωτής, ενώ αντίστοιχη αξιολογη εξέλιξη δεν υπήρξε αναφορικά με το σπειροειδές κέλυφος, κάτι που αποδίδεται στην ιδιαίτερη πολυπλοκότητα αλλά και στην περιπτώσιολογία των διαφορετικών μορφών της γεωμετρίας του.

Ειδικότερα, ο σχεδιασμός των πτερωτών φυγοκεντρικών αντλιών πρακτικά χωρίζεται στη χάραξη του μεσημβρινού καναλιού και στην τριδιάστατη μορφή των πτερυγίων, με τα δύο αυτά στάδια να περιλαμβάνουν γραφαναλυτικές προσεγγίσεις σε αρκετά σημεία. Στη συνήθη περίπτωση, τα πτερύγια σχεδιάζονται με διπλή καμπυλότητα κατά μήκος των αξονοσυμμετρικών γραμμών ροής, με τη μεσημβρινή διανομή της κλίσης να παίζει σημαντικό ρόλο στη διαμόρφωση της τελικής γεωμετρίας. Η πιο πρόσφατη μέθοδος του αντίστροφου σχεδιασμού εισάγει τη διευκόλυνση της αυτοματοποιημένης διαδικασίας, συγκρίνοντας τα αποτελέσματα με γεωμετρίας αναφοράς με γνωστή καλή λειτουργία, διεξάγοντας σχετικές επαναλήψεις. Σε κάθε περίπτωση, οι παραγόμενες γεωμετρίες στηρίζονται σε κάποιο βαθμό σε απλουστεύσεις και παραδοχές, εγείροντας έτσι την απαίτηση αξιολόγησης της

λειτουργίας τους, με τη διεξαγωγή είτε πειραματικών μετρήσεων, είτε υπολογιστικών προσομοιώσεων.

Στην ίδια λογική, το σπειροειδές κέλυφος εμφανίζει διάφορες παραλλαγές στη μορφή των διατομών του και στη διαρρύθμιση της χοάνης κατάθλιψης, με τον σχεδιασμό του να συνιστά μια κοπιώδη, γραφαναλυτική διαδικασία για το σπειροειδές τμήμα, είτε να γίνεται αυθαίρετα με τη χάραξη διαδοχικών, εφαπτόμενων τόξων κύκλου. Ακόμα, οι λεπτομέρειες της γεωμετρίας στην περιοχή της γλωττίδας είναι δύσκολο να καθοριστούν εκ των προτέρων με σαφήνεια και συνήθως υλοποιούνται κατά την κατασκευή του μοντέλου. Αντίθετα, η τυπική γεωμετρία της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων για ακτινική ροή είναι σχετικά απλή, αφού οι εξωτερικές της διαστάσεις αντιστοιχούν σε κύλινδρο σταθερού πλάτους, ενώ και τα πτερύγια συνήθως σχεδιάζονται ως προβολές συμμετρικών αεροτομών στο κάθετο επίπεδο.

Βάσει των παραπάνω, στο πλαίσιο της παρούσας Διατριβής κρίθηκε απαραίτητη η ανάπτυξη παραμετρικών μεθόδων υπό μορφή κώδικα για τον σχεδιασμό των τμημάτων αυτών με έμφαση στην πτερωτή, ενσωματώνοντας τόσο τη βασική υδροδυναμική θεωρία, όσο και μια σειρά από στατιστικές συσχετίσεις, επιτυγχάνοντας έτσι ευχερή και αυτοματοποιημένη παραγωγή γεωμετριών και παράλληλα επιτρέποντας σημαντική σχεδιαστική ευελιξία, με τη μεταβολή των τιμών των σχετικών παραμέτρων. Τέλος, οι σχεδιαστικοί αυτοί αλγόριθμοι είναι κατάλληλοι για τη διερεύνηση των περιθωρίων βελτίωσης της λειτουργίας των τμημάτων αυτών, καθώς έχουν τη δυνατότητα εύκολης σύζευξης τόσο με εμπορικά λογισμικά CFD για την αριθμητική επίλυση της ροής και την αξιολόγηση των γεωμετριών, όσο και με γενικούς κώδικες βελτιστοποίησης.

2.3 Υπολογιστική Προσομοίωση, Σχεδιαστικές Προσεγγίσεις και Βελτιστοποίηση στις Υδροδυναμικές Μηχανές Αντιδράσεως

Τα τελευταία χρόνια, στη διεθνή βιβλιογραφία υπάρχει πλήθος ερευνητικών εργασιών που καταπιάνονται με τον σχεδιασμό, την υπολογιστική προσομοίωση και την αριθμητική βελτιστοποίηση για διαφορετικούς τύπους και διατάξεις των υδροδυναμικών μηχανών. Σε αυτές, υιοθετούνται διάφορες σχεδιαστικές προσεγγίσεις, μοντέλα προσομοίωσης και κριτήρια βελτιστοποίησης, καθιστώντας σκόπιμη την ενδεικτική επισκόπησή τους.

2.3.1 Υπολογιστική Προσομοίωση

Η διεξαγωγή υπολογιστικών προσομοιώσεων σε διάφορους τύπους αντλιών και υδροστροβίλων υιοθετείται ευρέως στη σχετική βιβλιογραφία, είτε για την εκτίμηση της λειτουργίας των μηχανών αυτών, είτε για την αντιπαραβολή των αριθμητικών αποτελεσμάτων με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις.

Ειδικότερα, οι Asuaje et al. (2005) χρησιμοποιούν το εμπορικό λογισμικό CFX για την προσομοίωση της ροής στην πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας. Δοκιμάζονται τυπικά μοντέλα τύρβης με μικρές μεταξύ τους διαφορές και τελικά επιλέγεται το $k - \epsilon$. Στη συνέχεια εξετάζεται η επίδραση της γλωττίδας για διαφορετικές θέσεις της πτερωτής στις διακυμάνσεις της πίεσης καθώς και η ακτινική φόρτιση αυτής ως προς την παροχή.

Ο Geerts (2006) επιλύει αριθμητικά τη ροή σε πτερωτή αξονικής αντλίας, εξετάζοντας τα μοντέλα τύρβης Baldwin – Lomax και Spalart – Allmaras. Το υπολογιστικό χωρίο αντιστοιχεί σε ένα πτερύγιο και το δομημένο εξαεδρικό πλέγμα παράγεται στο πρόγραμμα Autogrid. οι προσομοιώσεις διεξάγονται στο λογισμικό Fine/Turbo και τα αποτελέσματα αντιπαραβάλλονται με πειραματικές μετρήσεις.

Οι Cheah et al. (2007) διεξάγουν προσομοιώσεις σε φυγοκεντρική αντλία με πτερωτή διπλής καμυλότητας και σπειροειδές κέλυφος τραπεζοειδών διατομών, χρησιμοποιώντας το λογισμικό CFX και επιλέγοντας μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ για το τετραεδρικό πλέγμα του χωρίου, με τα αποτελέσματα να βρίσκονται κοντά στις πειραματικές μετρήσεις, ενώ στη συνέχεια εξετάζεται το πεδίο ταχυτήτων στην πτερωτή, τη γλωττίδα και τη χοάνη κατάθλιψης για το ΚΣΛ και δύο παροχές εκατέρωθεν αυτού. Στην ίδια μηχανή (Cheah et al., 2008) εξετάζονται οι διακυμάνσεις του ολικού ύψους ως προς τη γωνία στροφής, λόγω αλληλεπίδρασης πτερωτής – γλωττίδας.

Ο Anagnostopoulos (2007) εισάγει τη μέθοδο των μερικώς πληρωμένων κελιών [partly filled cells, PFC] στο σύνορο μεταξύ τοιχώματος και ρευστού σε καρτεσιανά αριθμητικά πλέγματα, προκειμένου να επιλυθεί αριθμητικά η ροή σε πτερωτή φυγοκεντρικής αντλίας. Η μέθοδος παραμετροποιείται βάσει της θεωρίας της μηχανικής ρευστών και της γεωμετρίας του προβλήματος, μειώνοντας το υπολογιστικό κόστος και επιτυγχάνοντας ακρίβεια σχεδόν 2^{ης} τάξης.

Οι Spence & Amaral – Teixeira (2009) επιλύουν αριθμητικά τη ροή σε αντλία διπλής αναρρόφησης χρησιμοποιώντας το εμπορικό λογισμικό CFX και κατόπιν εκλέγουν σημεία στη γεωμετρία του δρομέα και της γλωττίδας του σπειροειδούς κελύφους για την εκτίμηση των διακυμάνσεων της στατικής πίεσης, διατυπώνοντας στη συνέχεια σχεδιαστικές προτάσεις για την αύξηση της διάρκειας ζωής και τη μείωση των κραδασμών της μηχανής.

Οι Prasad et al. (2009) προσομοιώνουν τη λειτουργία υδροστροβίλου αξονικής ροής, περιλαμβάνοντας στο υπολογιστικό χωρίο τα οδηγητικά και ρυθμιστικά πτερύγια, τον δρομέα και τον αγωγό εκφυγής. Τα χρησιμοποιούμενα πλέγματα είναι τετραεδρικά με οριακό στρώμα, και παράγονται από το εμπορικό λογισμικό ICFEM. Επιλέγεται το μοντέλο τύρβης $k - \omega$ SST, με τον αριθμό y^+ στα τοιχώματα να βρίσκεται εντός των αποδεκτών ορίων για το μοντέλο αυτό και εξετάζονται διάφορα ανοίγματα των

ρυθμιστικών πτερυγίων για την εύρεση της μέγιστης απόδοσης, με τα αποτελέσματα να έχουν καλή συμφωνία με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις.

Οι Barrio et al. (2010) επιλύουν τη ροή σε πτερωτή και σπειροειδές κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας, χρησιμοποιώντας τον αλγόριθμο SIMPLEC για τη σύζευξη πίεσης και ταχύτητας. Διεξάγεται έλεγχος ανεξαρτησίας των αποτελεσμάτων για την επιλογή του μεγέθους του πλέγματος, του χρονικού βήματος και του μοντέλου τύρβης. Τα αποτελέσματα συμφωνούν με τις πειραματικές μετρήσεις ως προς τις καμπύλες λειτουργίας και τις διακυμάνσεις της πίεσης στην έξοδο της πτερωτής, ενώ μελετώνται οι αδιάστατες καμπύλες πίεσης και συνιστωσών ταχύτητας ως προς το χρονικό βήμα.

Οι Jain et al. (2010) επιλύουν τη ροή σε υδροστρόβιλο Francis, περιλαμβάνοντας στο υπολογιστικό χωρίο το σπειροειδές κέλυφος, οδηγητικά και ρυθμιστικά πτερύγια, τον δρομέα και τον αγωγό εκφυγής. Ο ψηφιακός σχεδιασμός της γεωμετρίας και η παραγωγή των τετραεδρικών πλεγμάτων γίνεται στο εμπορικό λογισμικό Ansys GAMBIT. Η επίλυση της ροής γίνεται στο λογισμικό FLUENT για χρονικά μη μεταβαλλόμενη ροή, χρησιμοποιώντας μοντέλο τύρβης $k - \omega$ SST. Τα αποτελέσματα συγκρίνονται με πειραματικές μετρήσεις, με καλή συμφωνία για την καμπύλη ισχύος αλλά σημαντικές διαφορές στον βαθμό απόδοσης.

Οι Negru et al. (2012) χρησιμοποιούν το πακέτο λογισμικού Workbench για την επίλυση της ροής στο διανομέα και τον δρομέα υδροστροβίλου Francis, με διαδοχικά υπολογιστικά χωρία περιοδικής συμμετρίας. Επιλέγεται το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, με αναλυτικό υπολογισμό των συντελεστών του. Το αριθμητικό πλέγμα αποτελείται από εξαεδρικά στοιχεία στην περιοχή του διανομέα ενώ είναι υβριδικό για τον δρομέα. Το πλήθος των στοιχείων του επιλέγεται με έλεγχο ανεξαρτησίας των αριθμητικών αποτελεσμάτων. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται για διάφορες τιμές της παροχής εκατέρωθεν του ΚΣΛ και εξετάζονται οι προκύπτουσες διανομές στατικής πίεσης κατά το μεσημβρινό μήκος των πτερυγίων του δρομέα.

Οι Chakraborty et al. (2013) μελετούν αριθμητικά την επίδραση της μεταβολής του αριθμού των πτερυγίων, σχεδιασμένων ως κυκλικά τόξα, στη λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται για 5, 6 και 7 πτερύγια και μη μεταβαλλόμενη ροή στην πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος με το λογισμικό FLUENT, μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ και χρήση του αλγορίθμου SIMPLEC για τη σύζευξη πίεσης - ταχυτήτων. Τα αποτελέσματα δείχνουν σημαντικές διαφορές στο ολικό ύψος και την απόδοση για κάθε περίπτωση.

Οι Choi et al. (2013) εξετάζουν τη βελτίωση της απόδοσης σε δρομέα υδροστροβίλου Francis, προσομοιώνοντας τη ροή σε υπολογιστικό χωρίο που περιλαμβάνει το σπειροειδές κέλυφος, το διανομέα, τον δρομέα και τον αγωγό εκφυγής. Το αριθμητικό πλέγμα είναι τετραεδρικό με οριακό στρώμα στα τοιχώματα. Εξετάζονται 4 διαφορετικά ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων και τα επιμέρους τμήματα

μελετώνται χωριστά. Επιτυγχάνεται βελτίωση του βαθμού απόδοσης ~10% στο ΚΣΛ, έναντι της αρχικής γεωμετρίας.

Οι Damor et al. (2013) σχεδιάζουν ψηφιακά την πτερωτή φυγοκεντρικής αντλίας στο λογισμικό SolidWorks και προσομοιώνουν τη ροή στο CFX για τετραεδρικό πλέγμα, επιλέγοντας μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, για 5 συνδυασμούς παροχής και μικρών μεταβολών της ταχύτητας περιστροφής, με τα αποτελέσματα να συμφωνούν ικανοποιητικά με πειραματικές μετρήσεις.

Οι Mutalli et al. (2014) επιλύουν τη ροή σε πτερωτή φυγοκεντρικής αντλίας με χρήση του λογισμικού CFX. Χρησιμοποιείται τετραεδρικό πλέγμα και επιλέγεται το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Οι καμπύλες λειτουργίας χαράσσονται για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής και μελετάται οπτικά η σπηλαιώση βάσει των υσουψών στατικής πίεσης περί την ακμή προσβολής των πτερυγίων.

Ο Kulkarni (2014) προσομοιώνει τη λειτουργία αντλίας διπλής αναρρόφησης, συμπεριλαμβάνοντας στο υπολογιστικό χωρίο τον αγωγό αναρρόφησης, την πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος. Ο ψηφιακός σχεδιασμός γίνεται με το λογισμικό Creo, τα τετραεδρικά πλέγματα παράγονται στο ICEM και οι προσομοιώσεις διεξάγονται στο CFX και συγκρίνονται με πειραματικές μετρήσεις, με σημαντικές αποκλίσεις.

Οι Meakhail et al. (2014) προσομοιώνουν τη ροή σε δύο πτερωτές φυγοκεντρικής αντλίας με το ίδιο σπειροειδές κέλυφος για σταθερή και χρονικά μεταβαλλόμενη ροή, για επιλεγμένες τιμές της παροχής, με δομημένα πλέγματα μεγέθους $\sim 10^6$ κελιών. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται στο λογισμικό CFX TASCflow με μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Στη συνέχεια, εξετάζεται η διακύμανση της στατικής πίεσης κοντά στη γλωττίδα για διαφορετικές παροχές. Τα αποτελέσματα έχουν καλή συμφωνία με τις αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις.

2.3.2 Σχεδιαστικές Προσεγγίσεις

Η υπολογιστική διερεύνηση σε αρκετές περιπτώσεις συνδυάζεται από τους ερευνητές με διάφορες μεθοδολογίες παραμετρικού σχεδιασμού στις υδροδυναμικές μηχανές, συνήθως προκειμένου να αξιολογηθούν συγκριτικά και με μικρό κόστος οι διάφορες παραγόμενες γεωμετρίες.

Αρχικά, ο Anagnostopoulos (2006) αναπτύσσει έναν κώδικα για την επίλυση των εξισώσεων Navier - Stokes με χρήση του μοντέλου τύρβης $k - \epsilon$ σε τριδιάστατα καρτεσιανά πλέγματα, εφαρμόζοντας τη μέθοδο PFC για τα συνοριακά κελιά. Ακόμα, εισάγει μια σειρά παραμέτρων για τον σχεδιασμό ακτινικών πτερωτών αντλίας και επιλύει αριθμητικά τη ροή γύρω από ένα πτερύγιο. Στη συνέχεια, εξετάζει μεμονωμένα την επίδραση της μεταβολής ορισμένων εκ των παραμέτρων στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης.

Οι Grapsas et al., (2007) επιλύουν τη ροή σε ακτινική πτερωτή αντλίας με πτερύγια σχεδιασμένα ως τόξα κύκλου. Οι προσομοιώσεις γίνονται με διδιάστατο καρτεσιανό πλέγμα, χρησιμοποιώντας την τεχνική των μερικώς πληρωμένων κελιών [partially blocked cells, PBC] στις επιφάνειες του πτερυγίου και μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Τα αποτελέσματα συγκρίνονται με αντίστοιχα πειραματικά ανηγμένα στις ίδιες στροφές, με ικανοποιητική συμφωνία.

Οι Bacharoudis et al. (2008) επιλύουν αριθμητικά τη ροή στην ακτινική πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας, για 3 εξεταζόμενες τιμές της β_2 . Το πλέγμα είναι τετραεδρικό με οριακό στρώμα, ενώ οι προσομοιώσεις διεξάγονται στο Fluent για χρονικά αμετάβλητη ροή, διακριτοποίηση 2^{ης} τάξης, σύζευξη πίεσης - ταχύτητας με τον αλγόριθμο SIMPLE και μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Στη συνέχεια, χαράσσονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες και το ακτινικό φορτίο για εύρος παροχών $\pm 50\%$ του ΚΣΛ και εξετάζονται οι διακυμάνσεις της στατικής πίεσης στην έξοδο της πτερωτής, με τον υψηλότερο η_H να απαντάται στη μικρότερη β_2 .

Ο Manivannan (2010) επιλύουν τη ροή σε πτερωτή αντλίας μεικτής ροής με το λογισμικό Star CCM+, χρησιμοποιώντας μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Οι οριακές συνθήκες εισόδου καθώς και η παροχή του ΚΣΛ προσδιορίζονται πειραματικά. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται τόσο για την αρχική γεωμετρία όσο και για διαφορετικούς συνδυασμούς των β_1 , β_2 και χαράσσονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες, όπου φαίνεται ότι το ΚΣΛ παραμένει σταθερό, ενώ μεγαλύτερη απόδοση εμφανίζει η πτερωτή με μεγαλύτερο β_2 και μικρότερο β_1 .

Οι Kaewnai & Wongwises (2011) σχεδιάζουν ένα βελτιωμένο δρομέα υδροστροβίλου Francis βασιζόμενοι σε θεωρητικούς υπολογισμούς και προσομοιώνουν τη ροή στο CFX για BtB υπολογιστικό χωρίο, με τετραεδρικό πλέγμα, χρησιμοποιώντας μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$.

Οι Shojaeefard et al. (2012) εξετάζουν συνδυασμούς της κλίσης β_2 και του πλάτους b_2 στην πτερωτή φυγοκεντρικής αντλίας, διατηρώντας σταθερή τη χάραξη της πλήμνης, της στεφάνης και της καμπυλότητας της ακμής προσβολής των πτερυγίων, για νερό και λάδι. Τα πλέγματα είναι τετραεδρικά με οριακό στρώμα στα τοιχώματα και οι προσομοιώσεις γίνονται για μη χρονικά μεταβαλλόμενη ροή και μοντέλο τύρβης $k - \omega$ SST. Τα αποτελέσματα για την αρχική γεωμετρία συμφωνούν με τις πειραματικές μετρήσεις, ενώ η περίπτωση με αυξημένα β_2 και b_2 δίνει υψηλότερο η_H και σαφή μετατόπιση του ΚΣΛ προς τα δεξιά.

Οι Chaudhari et al. (2013) προσομοιώνουν τη λειτουργία πτερωτής αντλίας μεικτής ροής, χρησιμοποιώντας τετραεδρικά πλέγματα και μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ στο λογισμικό CFX. Εξετάζονται 9 σχεδιάσεις με διαφορετικούς συνδυασμούς β_1 , β_2 και αριθμού πτερυγίων z . Συμπεραίνεται ότι μικρότερες β_1 και μεγαλύτερες β_2 και z ως προς την αρχική γεωμετρία δίνουν υψηλότερο υδραυλικό βαθμό απόδοσης.

Οι Singh & Natarai (2014) εξετάζουν τον σχεδιασμό ακτινικής πτερτής αντλίας με τη μέθοδο των κύκλων και της κατ' ευθείαν ολοκλήρωσης, για τυπική και αντίθετη καμπυλότητα ως προς τη φορά περιστροφής. Η επίλυση της ροής γίνεται στο εμπορικό πρόγραμμα Solidworks Flow Simulation, χρησιμοποιώντας μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Τα αποτελέσματα προκρίνουν τη συμβατική καμπυλότητα και δείχνουν μικρές διαφορές για τις δύο σχεδιαστικές μεθόδους.

Οι Nigussie & Dribssa (2015) χρησιμοποιούν το λογισμικό Vista CPD για τον εξ ολοκλήρου ψηφιακό σχεδιασμό της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους φυγοκεντρικής αντλίας. Η ροή επιλύεται στο CFX για τετραεδρικό πλέγμα με μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, στην κανονική παροχή.

Οι Ramasamy & Prakash (2015) σχεδιάζουν ψηφιακά την ακτινική πτερωτή αντλίας με τη μέθοδο της κατ' ευθείαν ολοκλήρωσης και επιλύουν τη ροή για το ΚΣΛ στο λογισμικό Solidworks Flow Simulation, με αποτελέσματα κοντά στους θεωρητικούς υπολογισμούς.

2.3.3 Διαδικασίες Βελτιστοποίησης

Ο συνδυασμός ειδικών σχεδιαστικών μεθοδολογιών με εμπορικά λογισμικά CFD για την αξιολόγηση των προκυπτουσών γεωμετριών και κώδικες για τη διεξαγωγή βελτιστοποιήσεων βρίσκει συχνή εφαρμογή σε διάφορους τύπους αντλιών και υδροστροβίλων για τη μελέτη της λειτουργικής βελτίωσής τους.

Ειδικότερα, οι Wu et al. (2007) χρησιμοποιούν αντίστροφο σχεδιασμό για τα πτερύγια και το διανομέα υδροστροβίλου Francis, καθώς και μια εκτενή διαδικασία βελτιστοποίησης, η οποία περιλαμβάνει προκαταρκτικές και ακριβέστερες προσομοιώσεις της ροής. Το υπολογιστικό χωρίο περιλαμβάνει το σπειροειδές κέλυφος, το διανομέα και τον δρομέα και τα παραγόμενα πλέγματα είναι δομημένα εξαεδρικά. Ως στόχοι της βελτιστοποίησης τίθενται η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης και η ελαχιστοποίηση της σπηλαίωσης. Η βελτίωση της νέας μηχανής πιστοποιείται από πειραματικές μετρήσεις.

Ο Westra (2008) εισάγει μια μέθοδο αντίστροφου σχεδιασμού για ακτινικές και μεικτής ροής πτερωτές φυγοκεντρικών αντλιών. Στη συνέχεια, καταστρώνει μια διαδικασία βελτιστοποίησης, βασισμένη στο μοντέλο της διαφορικής εξέλιξης. Η αξιολόγηση των γεωμετριών γίνεται για μη συνεκτική ροή, με εκτίμηση των απωλειών οριακού στρώματος και οι χρησιμοποιούμενες συναρτήσεις κόστους στοχεύουν στη μεγιστοποίηση του ολικού ύψους ή την ελαχιστοποίηση των απωλειών ή της σπηλαίωσης.

Οι Wu et al. (2008) χρησιμοποιούν αντίστροφο σχεδιασμό για την πτερωτή φυγοκεντρικής αντλίας, ελέγχοντας τη διανομή πίεσης σε 20 + 20 σημεία στις επιφάνειες υπερπίεσης και υποπίεσης αντίστοιχα. Η διαδικασία βελτιστοποίησης

περιλαμβάνει τόσο προσομοιώσεις της ροής περί ένα πτερύγιο με δομημένο εξαεδρικό πλέγμα στο λογισμικό CFX – TASCFlow με χρήση του μοντέλου τύρβης $k - \epsilon$, όσο και προτεινόμενους συνδυασμούς παραμέτρων από νευρωνικό δίκτυο που “εκπαιδεύεται” εντός της διαδικασίας, με στόχο τη μεγιστοποίηση της απόδοσης στο ΚΣΛ. Η βελτίωση της τελικής γεωμετρίας τεκμηριώνεται αριθμητικά ως προς τη γεωμετρία αναφοράς.

Ο Anagnostopoulos (2009) αναπτύσσει ένα διδιάστατο κώδικα για την επίλυση των εξισώσεων Navier – Stokes με χρήση του μοντέλου τύρβης $k - \epsilon$, σε υπολογιστικό χωρίο που αντιστοιχεί σε ένα πτερύγιο ακτινικής πτερωτής αντλίας, με καρτεσιανό δομημένο πλέγμα και χρησιμοποιεί τη μέθοδο PBC [partially blocked cells] για τα συνοριακά κελιά. Στη συνέχεια, εφαρμόζει μια διαδικασία βελτιστοποίησης παραγώγου με κριτήριο τη μεγιστοποίηση της απόδοσης, με παραμέτρους τις κλίσεις β_1 , β_2 και εσάγοντας την παροχή του ΚΣΛ ως πρόσθετη παράμετρο.

Οι Moussa & Yunhao (2014) σχεδιάζουν παραμετρικά τα πτερύγια φυγοκεντρικής αντλίας για δεδομένο μεσημβρινό κανάλι με τη μέθοδο της κατ’ ευθείαν ολοκλήρωσης, υιοθετώντας πολυωνυμική διανομή της γωνίας στροφής ως προς το μεσημβρινό μήκος, και αξιολογούν τις γεωμετρίες στο CFX για υπολογιστικό χωρίο που περιλαμβάνει την πτερωτή και στο σπειροειδές κέλυφος με τετραεδρικά στοιχεία, με μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$. Κατόπιν ελέγχου ανεξαρτησίας των αποτελεσμάτων, για τη συνέχεια επιλέγονται πλέγματα μεγέθους $2,2 \cdot 10^6$ στοιχείων. Για τη βελτιστοποίηση, επιλέγεται η μέθοδος GBNM [Globalized and Bounded Nelder – Mead], από την οποία προκύπτουν 4 διακριτές γεωμετρίες ως τοπικά μέγιστα του ημ.

Οι Safikhani et al (2015) σχεδιάζουν τη μέση επιφάνεια πτερυγίων φυγοκεντρικής αντλίας με 2 καμπύλες Bezier 3 σημείων ελέγχου, χρησιμοποιώντας ως παραμέτρους τη β_1 σε πλήμνη και στεφάνη, τη β_2 και τη γωνία επικάλυψης. Η εμπορική πλατφόρμα NUMECA χρησιμοποιείται για τον ψηφιακό σχεδιασμό, την παραγωγή δομημένου εξαεδρικού πλέγματος σε BtB υπολογιστικό χωρίο και την προσομοίωση της ροής, με χρήση του μοντέλου $k - \epsilon$. Στη συνέχεια, ένα νευρωνικό δίκτυο τύπου GMDH [Group Method of Data Handling] “εκπαιδεύεται” για τις τιμές των σχεδιαστικών παραμέτρων, του βαθμού απόδοσης και του κρίσιμου ύψους σπηλαίωσης για 135 αξιολογήσεις διαφορετικών γεωμετριών και βάσει αυτού διεξάγεται βελτιστοποίηση 2 στόχων. Τελικά, εκλέγονται 5 γεωμετρίες από το μέτωπο Pareto και τα αποτελέσματά τους συγκρίνονται με αριθμητικές προσομοιώσεις, με τα σφάλματα να φτάνουν στο 5%.

Οι Schleicher & Oztekin (2015) προτείνουν μια νέα διάταξη αντλησιοταμίευσης, υιοθετούν παραμετρικό σχεδιασμό για τον δρομέα και χρησιμοποιούν το CFX την επίλυση της μόνιμης ροής σε αυτόν επιλέγοντας μοντέλο τύρβης $k - \omega$ SST. Η βελτιστοποίηση διεξάγεται ως προς την απόδοση της στροβιλικής λειτουργίας, με τον βαθμό απόδοσης της νέας γεωμετρίας να παρουσιάζει εμφανή βελτίωση έναντι του προκαταρκτικού σχεδιασμού.

Οι Zhu et al. (2015) εισάγουν παραμετρική χάραξη για το μεσημβρινό κανάλι και αντίστροφο σχεδιασμό με τη μεθοδολογία RSM για τις επιφάνειες των πτερυγίων δρομέα αναστρέψιμου υδροστροβίλου. Για την αξιολόγηση των γεωμετριών, το υπολογιστικό χωρίο περιλαμβάνει σπειροειδές κέλυφος, διανομέα, τον δρομέα και αγωγό εκφυγής. Τα πλέγματα παράγονται στο ICEM και είναι εξαεδρικά, εκτός από την περιοχή της γλωττίδας όπου χρησιμοποιούνται τετράεδρα και οι προσομοιώσεις διεξάγονται στο CFX για μόνιμη κατάσταση με μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ RNG. Για τη βελτιστοποίηση χρησιμοποιείται γενετικός αλγόριθμος και εκλέγονται δύο γεωμετρίες, μία από το μέτωπο Pareto των βαθμών απόδοσης σε αντλητική και ανάστροφη λειτουργία και μία για ελαχιστοποίηση της σπηλαιώσης κατά την αντλητική λειτουργία, οι οποίες εμφανίζουν μεταξύ τους σημαντικές διαφορές στη γωνία κλίσης των πτερυγίων στην έξοδο του δρομέα. Τα αποτελέσματα επιβεβαιώνονται επαρκώς από πειραματικές μετρήσεις.

2.3.4 Συμπεράσματα Επισκόπησης Υπολογιστικών Προσομοιώσεων

Είναι εμφανές ότι η διεξαγωγή προσομοιώσεων της ροής αποτελεί ερευνητικό αντικείμενο με ολοένα αυξανόμενη απήχηση στην περιοχή των υδροδυναμικών μηχανών, κυρίως λόγω της ευκολίας που προσφέρει στην εκτίμηση των λειτουργικών τους χαρακτηριστικών, σε συνδυασμό με το συγκριτικά χαμηλότερο κόστος έναντι της πειραματικής διερεύνησης.

Ειδικότερα, παρατηρείται μεγάλη ποικιλία στα χρησιμοποιούμενα εργαλεία, συνηθέστερα με χρήση εμπορικών λογισμικών CFD [Fluent, CFX, Vista CCD, Star CCM+, Solidworks Flow Simulation] και σπανιότερα αναπτύσσοντας ίδιους κώδικες επίλυσης. Ακόμα, τα υπολογιστικά χωρία των εξεταζόμενων γεωμετριών παρουσιάζουν σημαντικό εύρος αναφορικά με τα τμήματα που αναπαρίστανται σε κάθε μηχανή, όπως όγκος αντίστοιχος σε ένα πτερύγιο πτερωτής/δρομέα [BtB], σπειροειδές κέλυφος, σταθερές πτερυγώσεις, ανάντη και κατάντη αγωγοί. Τα τμήματα αυτά συνήθως σχεδιάζονται σε ευρέως χρησιμοποιούμενα προγράμματα CAD και στη συνέχεια χρησιμοποιούνται ειδικά λογισμικά για την κατασκευή των αντίστοιχων αριθμητικών πλεγμάτων [Gambit, Ansys Meshing, ICEM], τα οποία συνήθως διαφέρουν σημαντικά μεταξύ τους ως προς το είδος και το πλήθος των κελιών. Επίσης, τα χρησιμοποιούμενα μοντέλα προσομοίωσης εμφανίζουν μεγάλο εύρος στα διάφορα χαρακτηριστικά τους, όπως η μοντελοποίηση της τύρβης, το σχήμα χωρικής διακριτοποίησης και ο αλγόριθμος σύζευξης πιέσεων και ταχυτήτων. Το ευρύτερα χρησιμοποιούμενο μοντέλο τύρβης είναι το $k - \epsilon$, ενώ σε πολλές πρόσφατες εργασίες χρησιμοποιείται το $k - \omega$ SST, ενώ για τη διακριτοποίηση των εξισώσεων χρησιμοποιείται 1^η ή 2^η τάξη ακρίβειας.

Η αξιοπιστία των μοντέλων αυτών κρίνεται ικανοποιητική, όπου τα προκύπτοντα αποτελέσματα συγκρίνονται με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις, με τις όποιες

αποκλίσεις να αποδίδονται κυρίως σε γεωμετρικές απλουστεύσεις κατά την κατασκευή του υπολογιστικού χωρίου. Στην παρούσα Διατριβή, χρησιμοποιείται το λογισμικό Gambit για τον αυτοματοποιημένο σχεδιασμό των υπολογιστικών χωρίων και την παραγωγή των αριθμητικών πλεγμάτων και το Fluent για τις αριθμητικές επιλύσεις της ροής με παρεμφερή χαρακτηριστικά με αυτά που επισκοπήθηκαν εδώ, ενώ ή διεξαγωγή των βελτιστοποιήσεων υλοποιείται το λογισμικό EASY που αναπτύχθηκε στο ΕΘΣ/ΕΜΠ [βλ. Κεφ. 4].

3. Σχεδιαστικές Μεθοδολογίες

Στο παρόν κεφάλαιο, αναπτύσσονται οι μεθοδολογίες παραμετρικού σχεδιασμού για τα εξεταζόμενα εξαρτήματα των φυγοκεντρικών αντλιών, δηλαδή για την πτερωτή, το σπειροειδές κέλυφος και τα ρυθμιστικά πτερύγια. Οι μεθοδολογίες αυτές κατ' αρχήν εδράζονται στη θεωρία και στις τυπικές πρακτικές σχεδιασμού των υδροδυναμικών μηχανών, εισάγοντας παράλληλα μια σειρά αδιάστατων σχεδιαστικών παραμέτρων, προκειμένου στη συνέχεια να διερευνηθούν τα περιθώρια βελτίωσης της λειτουργίας τους. Επίσης, σε αρκετές περιπτώσεις χρησιμοποιούνται καμπύλες Bezier 4 σημείων ελέγχου, είτε για τη χάραξη διαδοχικών τμημάτων, είτε για τη σύνδεση σημείων που προκύπτουν από υπολογισμούς διαστασιολόγησης. Η πρακτική αυτή προκρίνεται καθώς επιτρέπει τον έλεγχο της κλίσης στα ακραία σημεία, καθώς και την κατεύθυνση της καμπυλότητας, άρα τη μορφή των παραγομένων γεωμετριών, εισάγοντας επιπλέον 2 αδιάστατες παραμέτρους σε κάθε περίπτωση, οι οποίες στη συνέχεια δεν αναφέρονται αναλυτικά για την οικονομία του κειμένου.

3.1 Πτερωτή

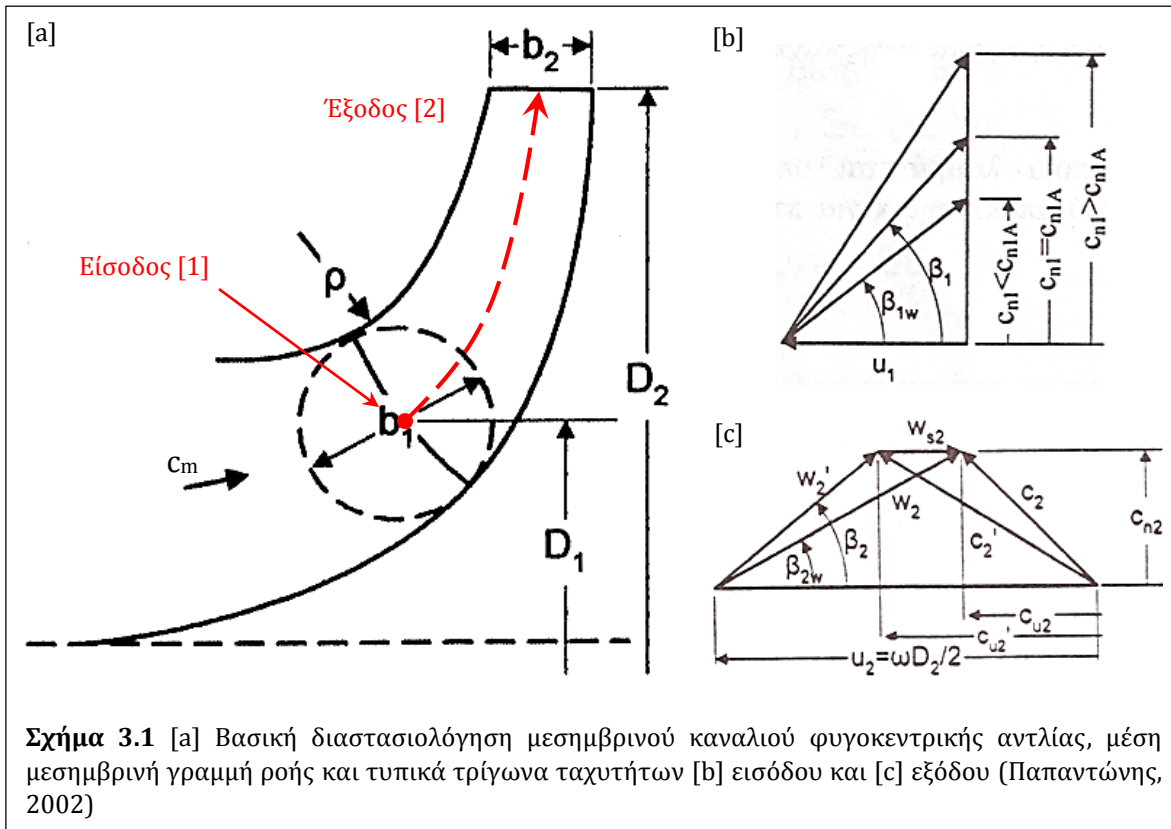
Η σχεδιαστική μεθοδολογία που αναπτύσσεται στο παρόν κεφάλαιο αντιστοιχεί σε πτερωτή φυγοκεντρικής αντλίας, στηριζόμενη στο σχετικό θεωρητικό υπόβαθρο της Μηχανικής Ρευστών και βασιζόμενη σε αντίστοιχα εμπειρικά δεδομένα και στατιστικές συσχετίσεις από την κατασκευαστική εμπειρία. Η επιλογή αυτή είναι συνεπής τόσο με τη γεωμετρία των πτερωτών PAT, που εξ αντικειμένου σχεδιάζονται ως φυγοκεντρικές αντλίες, όσο και με αυτή των δρομέων αναστρέψιμων υδροστροβίλων, για τον σχεδιασμό των οποίων η βασική μέριμνα αφορά στην ομαλή αντλητική λειτουργία.

3.1.1 Τρίγωνα Ταχυτήτων & Βασική Διαστασιολόγηση

Ο σχεδιασμός υλοποιείται έτσι ώστε η μηχανή να ανταποκρίνεται στο κατ' αρχήν επιλεγμένο, επιθυμητό κανονικό σημείο λειτουργίας [ΚΣΛ], δηλαδή την παροχή όγκου Q [m^3/sec], το ολικό ύψος H [$mΣΥ$] και την ταχύτητα περιστροφής n [rpm]. Ενδεικτικό στατιστικό μέγεθος που σχετίζεται με τη γεωμετρική μορφή της πτερωτής, βάσει του παραπάνω συνδυασμού λειτουργικών χαρακτηριστικών, αποτελεί ο ειδικός αριθμός στροφών n_q [Εξ. 3.1], όπου μεγαλύτερες τιμές αντιστοιχούν σε αξονική και μικρότερες σε ακτινική ροή αντιστοίχως. Ο παρών σχεδιασμός απευθύνεται σε πτερωτές μεταξύ πλήρους ακτινικής ροής και μεικτής ροής στην είσοδο, άρα είναι εφαρμόσιμη για πτερωτές με $n_q \leq 70$ (Παπαντώνης, 2004).

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (3.1)$$

Η μεθοδολογία που αναπτύσσεται στη συνέχεια για την επίλυση του τριγώνου ταχυτήτων εξόδου αποσκοπεί στην εύρεση της ταχύτητας περιστροφής u_2 , άρα και της ακτίνας εξόδου r_2 , λαμβάνοντας υπόψη το μέγεθος και τη μορφή της πτερωτής, καθώς και την κλίση του πτερυγίου β_2 . Αντίστοιχη, σαφώς απλούστερη μεθοδολογία χρησιμοποιείται κατά περίπτωση στο τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου για την εύρεση της ακτίνας r_1 συναρτήσει της β_1 , με κριτήριο την ελαχιστοποίηση των απωλειών κρούσης.



Υιοθετώντας μονοδιάστατη ανάλυση της ροής κατά το μεσημβρινό μήκος της πτερωτής [Σχ. 3.1.a], η αρχική διαστασιολόγηση προκύπτει από την επίλυση των τριγώνων ταχυτήτων στις θέσεις εισόδου και εξόδου [Σχ. 3.1.b & 3.1.c]. Γενικά, ο υπολογισμός των τριγώνων ταχυτήτων επιτυγχάνεται επαναληπτικά, αντλώντας διαδοχικά τιμές από στατιστικά διαγράμματα και συσχετίσεις, μέχρις ότου η διαδικασία αυτή να συγκλίνει. Ειδικότερα, η δυσκολία έγκειται στο πλήθος των μεγεθών που εμφανίζονται στα τρίγωνα και στις μεταξύ τους αλληλεξαρτήσεις. Η παρούσα μεθοδολογία στηρίζεται σε μεγάλο βαθμό στην ψηφιοποίηση των στατιστικών διαγραμμάτων και την εισαγωγή των απαραίτητων συσχετίσεων, ώστε τα τρίγωνα να επιλύονται μονοσήμαντα, με κατάλληλους μετασχηματισμούς του θεωρήματος Euler για τις στροβιλομηχανές, υπό την παραδοχή μηδενικής συστροφής στην είσοδο της πτερωτής [Εξ. 3.2, $c_{u1} = 0$].

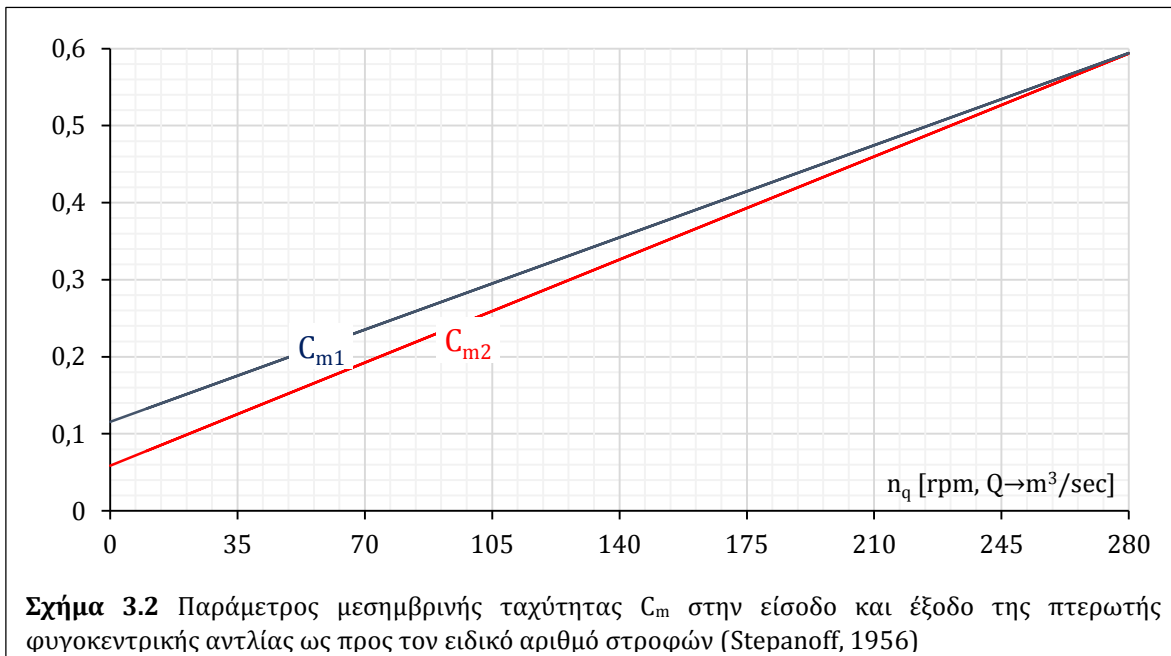
$$\frac{g \cdot H}{\eta_H} \triangleq u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \xrightarrow{[c_{u1} = 0]} \frac{g \cdot H}{\eta_H} = u_2 \cdot c_{u2} \quad (3.2)$$

Βάσει της αρχής διατήρησης της παροχής όγκου του καναλιού της πτερωτής και αμελώντας καταρχήν το πάχος των πτερυγίων, σε κάθε θέση m κατά το μεσημβρινό μήκος η μέση ταχύτητα c_m υπολογίζεται από την Εξ. 3.3:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot c_m \quad (3.3)$$

Ο Stepanoff (1956) προτείνει τις ακόλουθες γραμμικές συσχετίσεις [Εξ. 3.4, Σχ. 3.2] για την αδιάστατη παράμετρο C_m στις θέσεις εισόδου [1] και εξόδου [2] της πτερωτής, ως προς το n_q :

$$C_m = \frac{c_m}{(2 \cdot g \cdot H)^{0,5}} \quad (3.4)$$



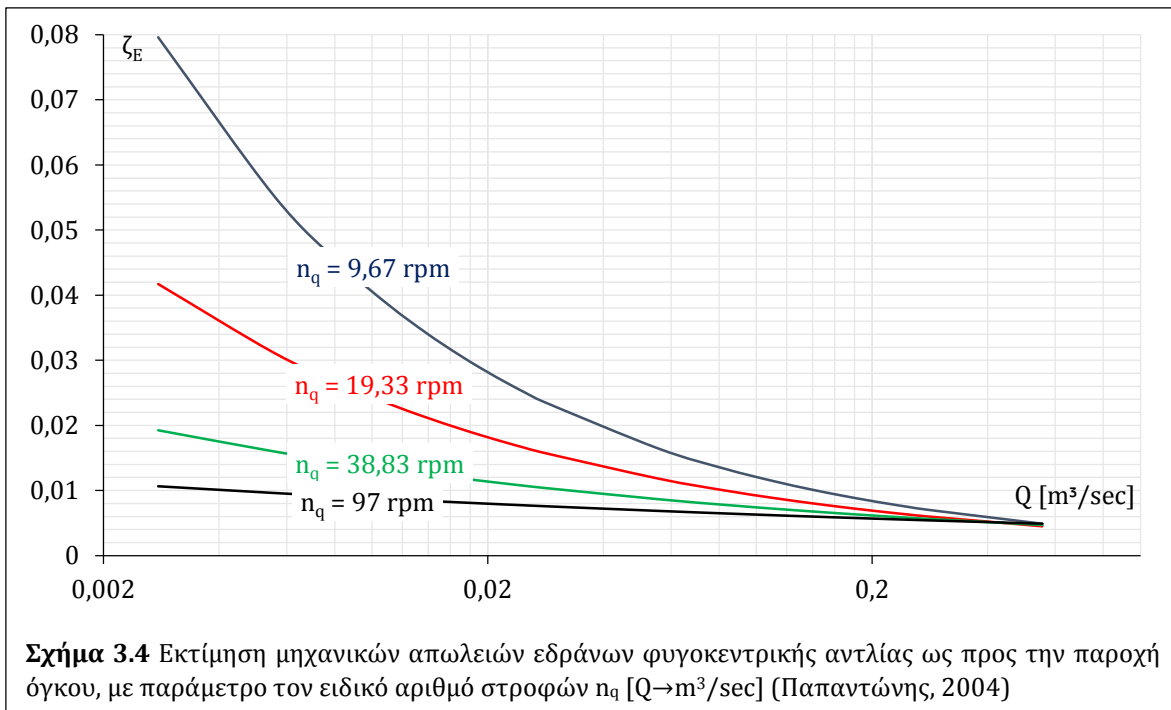
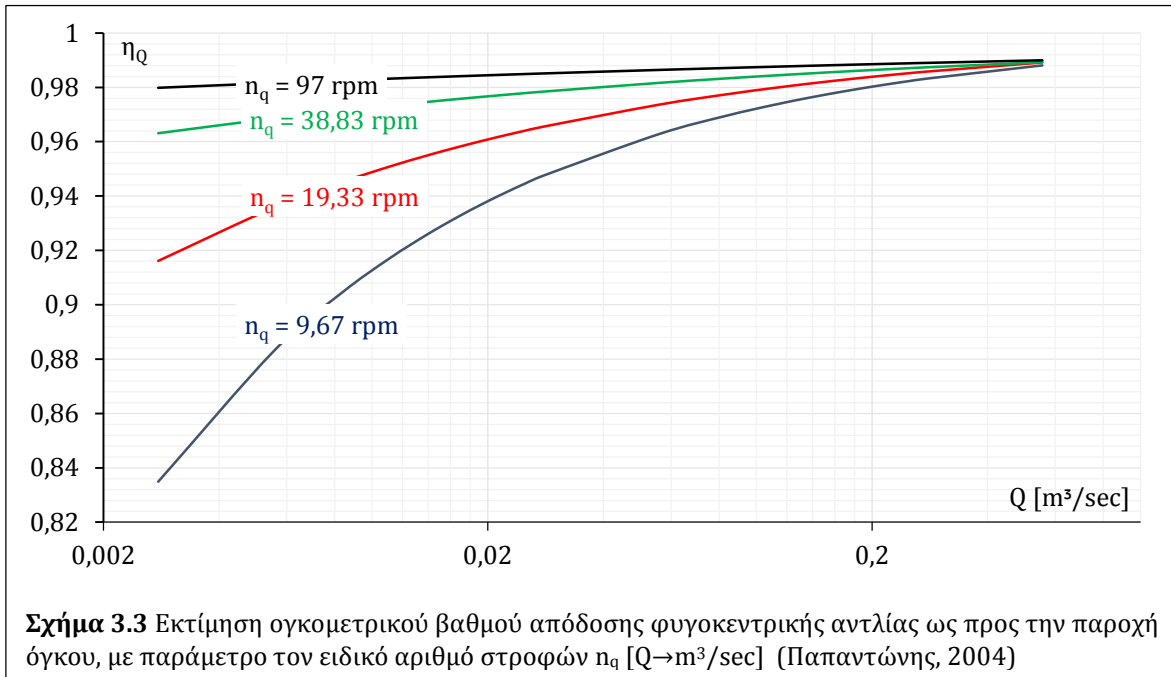
Ο προκαταρκτικός υπολογισμός του υδραυλικού βαθμού απόδοσης η_H της μηχανής γίνεται έμμεσα, από την εκτίμηση της Worthington για τον ολικό βαθμό απόδοσης η_{TOT} αντλιών οικονομοτεχνικά αποδεκτού σχεδιασμού, καθώς και από αντίστοιχες εκτιμήσεις για τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης η_Q [Σχ. 3.3] και τις μηχανικές απώλειες της μηχανής, με τις τελευταίες να επιμερίζονται σε απώλειες εδράνων ζ_E [Σχ. 3.4] και απώλειες στρεφομένου δίσκου ζ_S [Σχ. 3.5] (Παπαντώνης, 2004).

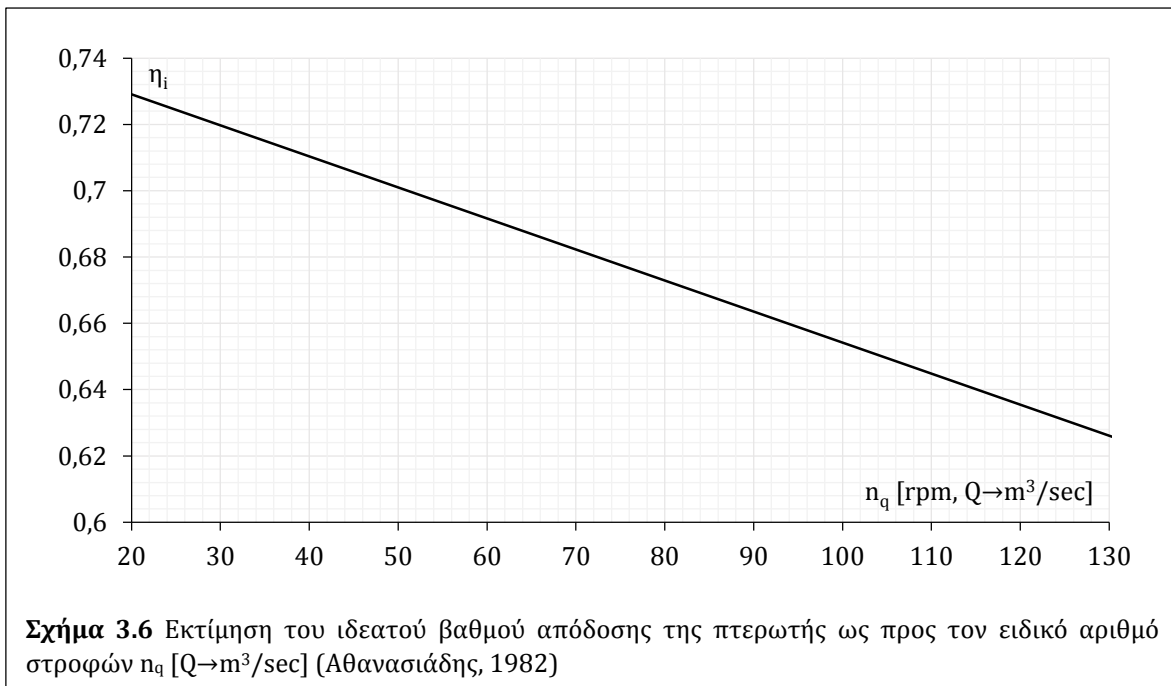
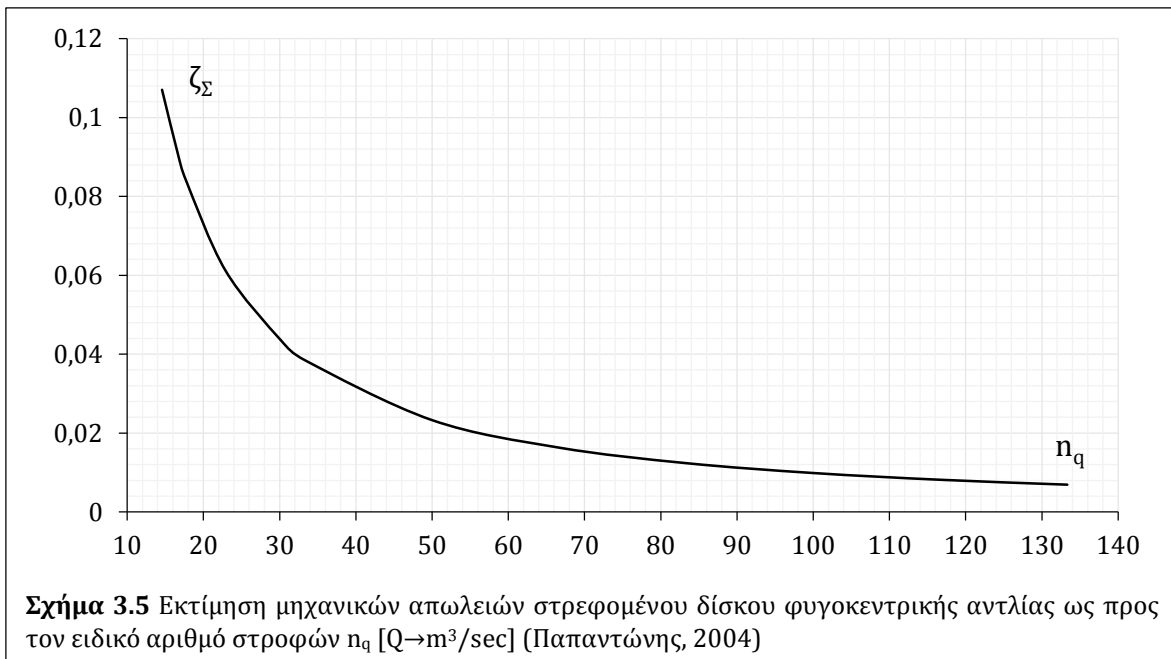
$$\eta_{TOT} = 0,96 - \delta\eta_Q - \delta\eta_o \quad (3.5)$$

$$\delta\eta_Q = 0,048504 \cdot Q^{-0,3274237} \quad (3.6)$$

$$\delta\eta_o = 0,29 \cdot [1,64648265 - \log(n_q)]^2 \quad (3.7)$$

$$\eta_H = \frac{\eta_{TOT}}{\eta_Q \cdot (1 - \zeta_E - \zeta_\Sigma)} \quad (3.8)$$



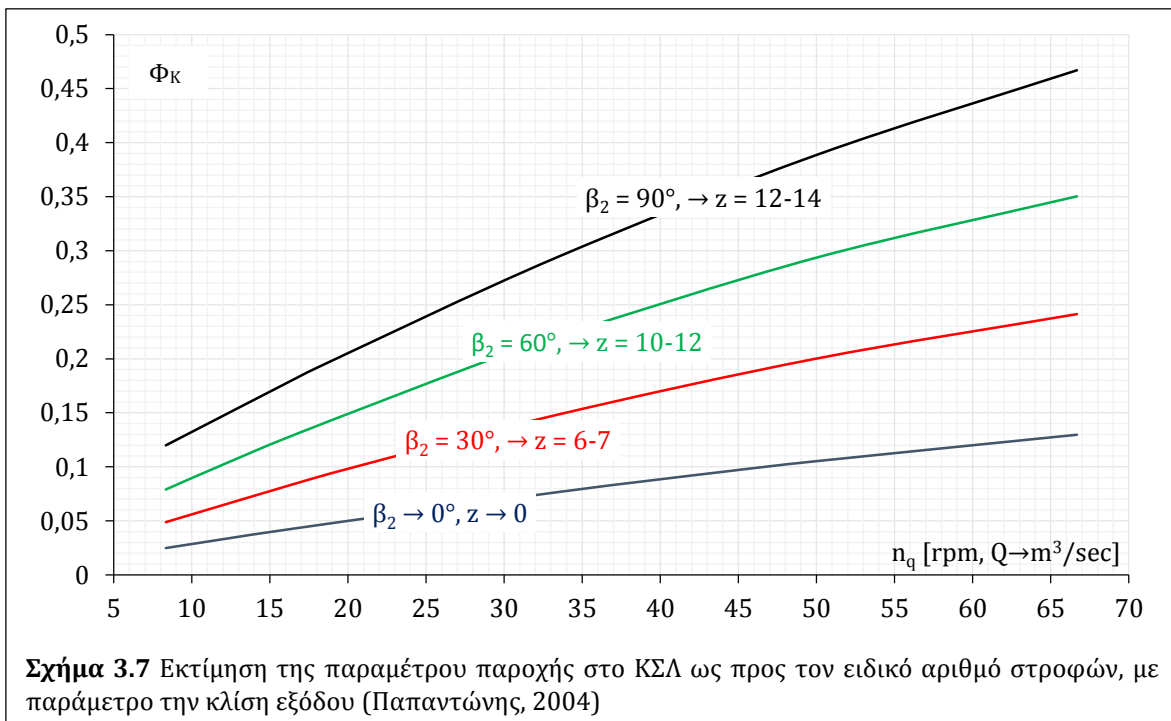


Στις παραπάνω καμπύλες απωλειών, η κανονική παροχή $Q_{K\epsilon\lambda}$ αντιπροσωπεύει το μέγεθος της μηχανής, ενώ το n_q τη μορφή. Έτσι, είναι εμφανές ότι οι μηχανικές και ογκομετρικές απώλειες μειώνονται αφενός για μεγαλύτερες αντλίες και αφετέρου για περισσότερο αξονική ροή.

Περαιτέρω, κατά την υπόθεση Lorenz, σε μια ιδεατή πτερωτή απείρως λεπτών πτερυγίων απείρου πλήθους, η ροή θα εξερχόταν εφαπτομενικά με αυτά και θα ήταν

πλήρως ομοιόμορφη κατά την περιφερειακή κατεύθυνση, καθώς δε θα μπορούσαν να εκδηλωθούν ανακυκλοφορίες στο μηδενικό διάκενο μεταξύ τους. Έτσι, στην πραγματική πτερωτή εμφανίζεται απόκλιση w_{s2} [Σχ. 3.1.γ] της σχετικής ταχύτητας w_2 από την αντίστοιχη ιδεατή w_2' , η οποία οφείλεται στη στροβιλότητα του ρευστού στο διάκενο μεταξύ διαδοχικών πτερυγίων και έχει κατεύθυνση αντίθετη προς την περιφερειακή ταχύτητα u_2 , με αποτέλεσμα η ροή να μην εξέρχεται εφαιπτομενικά και επίσης να αναπτύσσεται ανομοιομορφία στο προφίλ της κατά την περιφερειακή κατεύθυνση. Η απόκλιση αυτή εκφράζεται από τον ιδεατό βαθμό απόδοσης της πτερωτής η_i [Εξ. 3.9], για την εκτίμηση του οποίου ο Αθανασιάδης (1985) προτείνει γραμμική συσχέτιση ως προς το n_q [Σχ. 3.6]. Η εκτίμηση αυτή ενσωματώνεται στον υπολογισμό του τριγώνου ταχυτήτων εξόδου, προκειμένου η πραγματική πτερωτή να προσδίδει τελικά τη ζητούμενη συστροφή στο ρευστό.

$$\eta_i \triangleq \frac{c_{u2}}{c_{u2}'} = 1 - \frac{w_{s2}}{c_{u2}'} \quad (3.9)$$



Επίσης, εισάγεται η παράμετρος κανονικής παροχής Φ_k [Εξ. 3.10, Σχ. 3.7], ώστε να αντικατασταθεί στους υπολογισμούς η μεσημβρινή ταχύτητα c_{m2} , η οποία ταυτίζεται με την κάθετη ταχύτητα c_{n2} για πτερωτές με ακτινική έξοδο της ροής. Η παράμετρος αυτή εκτιμάται εμπειρικά ως συνάρτηση του n_q , με παράμετρο την κλίση εξόδου β_2 των πτερυγίων. Σημειώνεται εδώ ότι μικρότερες τιμές της β_2 αντιστοιχούν σε μικρότερο πλήθος πτερυγίων z ως βέλτιστος οικονομοτεχνικός συνδυασμός, καθώς το μήκος των πτερυγίων θα είναι μεγαλύτερο όπως θα φανεί παρακάτω [Κεφ. 3.1.3, Εξ. 3.43], άρα

αφενός η ροή θα οδηγείται καλύτερα μεταξύ δύο διαδοχικών πτερυγίων εμφανίζοντας μικρότερη απόκλιση w_{s2} , αφετέρου αναμένεται αύξηση των γραμμικών απωλειών και συνακόλουθη πτώση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης για υπερβολική αύξηση του z .

$$\Phi_K \triangleq \frac{c_{n2}}{u_2} = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (3.10)$$

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση Euler [Εξ. 3.2] τα παραπάνω μεγέθη, προκύπτει η παρακάτω έκφραση για τον υπολογισμό της περιφερειακής ταχύτητας εξόδου u_2 , άρα και της αντίστοιχης ακτίνας r_2 , συναρτήσεως της κλίσης των πτερυγίων β_2 :

$$\frac{g \cdot H}{\eta_H} = \eta_i \cdot u_2 \cdot c_{u2}' \Rightarrow u_2 = \left[\frac{\eta_H \cdot \eta_i}{g \cdot H} \cdot \left(1 - \frac{\Phi_K}{\tan\beta_2} \right) \right]^{-0,5} \quad (3.11)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (3.12)$$

$$r_2 = \frac{u_2}{\omega} \quad (3.13)$$

Για τον υπολογισμό του τριγώνου ταχυτήτων στην είσοδο της πτερωτής, υπό την υπόθεση της μηδενικής συστροφής, η μεσημβρινή ταχύτητα c_{m1} θα είναι κάθετη στην περιφερειακή u_1 [Σχ. 3.1.b, Εξ. 3.14]. Έτσι, για είσοδο της ροής χωρίς κρούση, η σχετική ταχύτητα θα εισέρχεται εφαπτομενικά στο πτερύγιο, οπότε η μεσημβρινή ταχύτητα c_{m1A} υπολογίζεται ως εξής [Εξ. 3.15]:

$$c_{u1} = 0 \Rightarrow a_1 = 0^\circ \quad (3.14)$$

$$c_{m1A} = u_1 \cdot \tan\beta_1 \quad (3.15)$$

Για δεδομένο πλάτος b_1 και ακτίνα r_1 , ο παραπάνω υπολογισμός μέσω της Εξ. 3.14, αντιστοιχεί στην optimum παροχή, Q_{OPT} [Εξ. 3.16]. Περαιτέρω, έχει αποδειχθεί πειραματικά ότι για την κανονική παροχή Q_{KSL} , στην οποία μεγιστοποιείται ο η_{TOT} της μηχανής, ισχύει $Q_{KSL} < Q_{OPT}$, με απόκλιση που αυξάνει όσο αυξάνει ο λόγος r_1/r_2 [Εξ. 3.17].

$$Q_{OPT} = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot c_{m1A} \quad (3.16)$$

$$Q_{KSL} = (0,85 \div 0,95) \cdot Q_{OPT} \quad (3.17)$$

Έχοντας υπολογίσει το c_{m2} από το τρίγωνο εξόδου, το c_{m1} προκύπτει από τον λόγο $C_{m1}/C_{m2} = c_{m1}/c_{m2}$ του Σχ. 3.2, ο οποίος προκύπτει ως συνάρτηση του n_q , ώστε να διατηρείται η προτεινόμενη μορφή του μεσημβρινού καναλιού. Έτσι, καθίσταται δυνατός ο υπολογισμός του πλάτους b_1 από την Εξ. 3.3, ενώ η ακτίνα r_1 βρίσκεται

συναρτήσει της κλίσης β_1 , με χρήση της παραμέτρου $C_{opt} < 1$ για την εκτίμηση της απόκλισης μεταξύ Q_{OPT} και Q_{BEP} [Εξ. 3.18 & 3.19].

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \quad (3.18)$$

$$r_1 = \frac{c_{m1}}{C_{opt} \cdot \omega \cdot \tan\beta_1} \quad (3.19)$$

Από τους διαδοχικούς υπολογισμούς που αναπτύχθηκαν παραπάνω, αναμενόμενα προκύπτουν ως βασικές σχεδιαστικές παράμετροι της πτερωτής οι Q , H , n , β_1 και β_2 οι οποίες τυπικά εμπλέκονται στην υδροδυναμική θεωρία, ενώ εισάγεται η παράμετρος C_{opt} για την απόκλιση μεταξύ Q_{KEL} και Q_{OPT} . Ακόμα, κρίθηκε σκόπιμο να δίνεται η επιλογή σχεδιασμού πτερωτών διαφορετικού πλάτους για τα παραπάνω χαρακτηριστικά, πολλαπλασιάζοντας την παράμετρο C_{fk} με την εμπειρική τιμή που προκύπτει για το Φ_k για την επίλυση της Εξ. 3.11.

3.1.2 Χάραξη Μεσημβρινού Καναλιού & Κατασκευαστικών Καμπυλών

Για την παραμετρική χάραξη του μεσημβρινού καναλιού της πτερωτής εισάγονται δύο σχεδιαστικές προσεγγίσεις. Η πρώτη [CH.1, Κεφ. 3.1.2.1] αφορά πτερωτές σε πρόβολο, στηρίζεται πρωτίστως στην παραπάνω επίλυση των τριγώνων ταχυτήτων στις θέσεις εισόδου και εξόδου και περιλαμβάνει διαμόρφωση βολβού για την περιοχή περί το σημείο ανακοπής της ροής. Η δεύτερη [CH.2, Κεφ. 3.1.2.2] αφορά αμφιέριστες [περαστές] πτερωτές και χρησιμοποιεί την επίλυση του τριγώνου ταχυτήτων στη θέση εξόδου, ενώ η είσοδος της ροής γίνεται από διατομή δακτυλιοειδούς μορφής. Η διαφοροποίηση αυτή αποσκοπεί στην καλύτερη δυνατή προσέγγιση των τυπικότερων διαμορφώσεων που συναντώνται στις πτερωτές φυγοκεντρικών αντλιών, άρα και στα αντίστοιχα PAT.

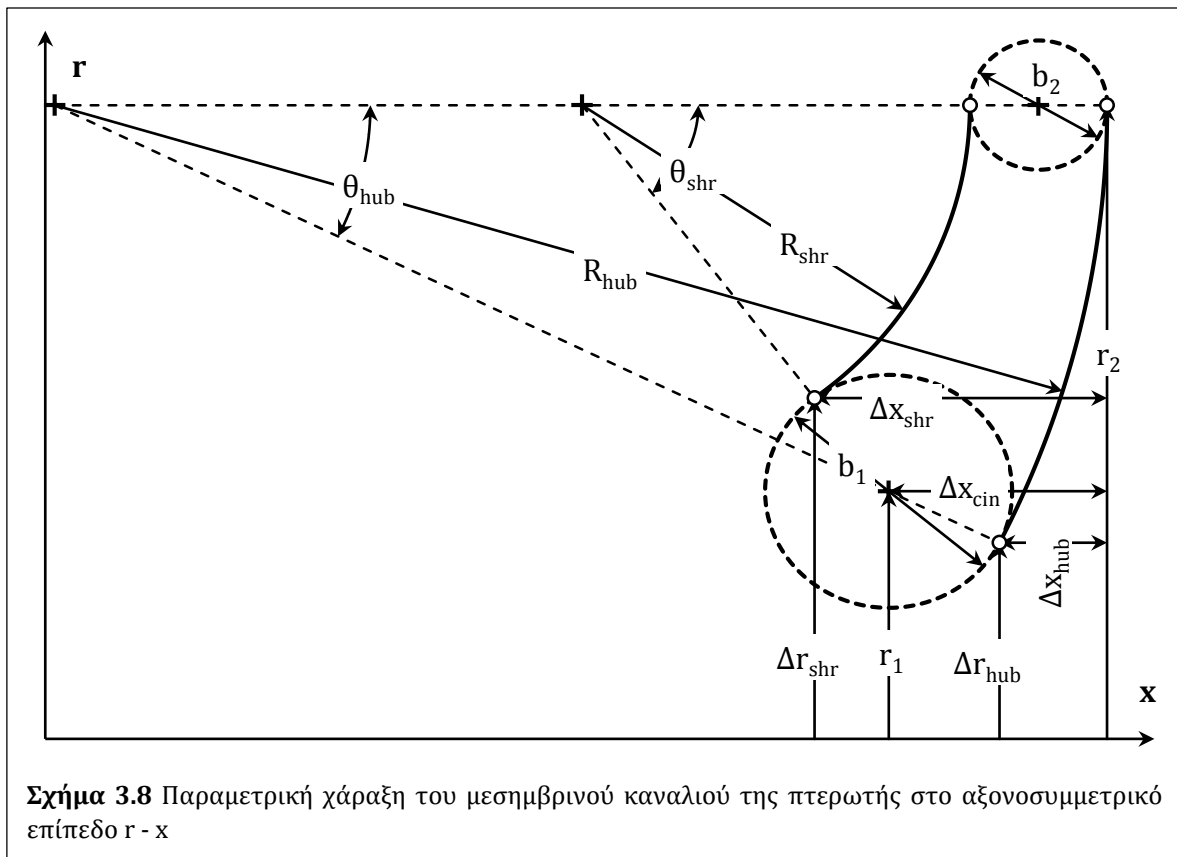
Η συνήθης διαδικασία για τον σχεδιασμό των πτερυγίων στηρίζεται στην εύρεση γραμμών ροής και ισοδυναμικών γραμμών για τον χωρισμό του μεσημβρινού καναλιού σε μερικές πτερωτές και τη χάραξη της καμπύλης εισόδου κάθετα προς αυτές. Ωστόσο, το βήμα αυτό απαιτεί την επίλυση της δυναμικής ροής στο κανάλι, είτε αριθμητική ή γραφαναλυτική [Κεφ. 2.3.3], με αποτέλεσμα σημαντικό υπολογιστικό κόστος για την παραγωγή κάθε νέας γεωμετρίας. Αντίθετα, στις σχεδιαστικές προσεγγίσεις που αναπτύσσονται παρακάτω, οι πραγματικές γραμμές ροής υποκαθίστανται από 3 ενδιάμεσες κατασκευαστικές καμπύλες που χρησιμοποιούνται σε επόμενο βήμα για τον σχεδιασμό της μέσης επιφάνειας των πτερυγίων [Σχ. 3.10, 3.15 & 3.21]. Η διαφοροποίηση αυτή, που συνιστά πρωτοτυπία της παρούσας Διατριβής, επιτρέπει την παράκαμψη της επίλυσης της δυναμικής ροής και την άμεση παραγωγή της τελικής, τριδιάστατης γεωμετρίας της πτερωτής.

3.1.2.1 Παραμετρικός Σχεδιασμός Μεσημβρινού Καναλιού: Μέθοδος CH.1

Η χάραξη βασίζεται στην αναπαράσταση των διατομών εισόδου και εξόδου της πτερωτής με τη βοήθεια κύκλων διαμέτρου ίσης με το πλάτος b και στην ανάρτηση των κέντρων τους σε ακτίνα r στο αξονοσυμμετρικό επίπεδο $r - x$ [Σχ. 3.8], με τις τιμές των σχετικών μεγεθών r_1 , r_2 , b_1 και b_2 να υπολογίζονται στα αντίστοιχα τρίγωνα ταχυτήτων. Προκειμένου η μορφή του καναλιού να συμφωνεί με αυτή της μεσημβρινής τομής τυπικών φυγοκεντρικών αντλιών, εισάγονται δύο γεωμετρικοί περιορισμοί [Εξ. 3.20 & 3.21]. Το πεδίο τιμών της παραμέτρου C_{fk} αντιστοιχεί στο συνεχές διάστημα όπου οι περιορισμοί αυτοί έχουν ισχύ:

$$r_2 - r_1 - 0,5 \cdot (b_2 + b_1) > 0 \quad (3.20)$$

$$b_1 > b_2 \quad (3.21)$$



Οι καμπύλες της πλήμνης και της στεφάνης [Σχ. 3.8] χαράσσονται ως τόξα σταθερής ακτίνας καμπυλότητας, R_{hub} και R_{shr} αντιστοίχως, εφαπτόμενα στους κύκλους εισόδου και εξόδου, με τα κέντρα καμπυλότητας να είναι τοποθετημένα σε ακτίνα r_2 , ώστε να εξασφαλίζεται η ακτινική έξοδος της ροής. Ο σχεδιασμός αυτός κυμαίνεται μεταξύ δύο οριακών περιπτώσεων, της χάραξης της πλήμνης ως ευθύγραμμου τμήματος και της

στεφάνης ως τεταρτοκύκλιου. Οι τύποι των γεωμετρικών μεγεθών που παρουσιάζονται παρακάτω [Εξ. 3.22 – 3.31] προκύπτουν από τριγωνομετρικούς υπολογισμούς με παραμέτρους r_1 , r_2 , b_1 και b_2 .

$$R_{shr,min} = r_2 - r_1 - 0,5 \cdot b_1 \quad (3.22)$$

$$R_{shr,max} = \frac{0,5 \cdot [(r_2 - r_1)^2 + (b_1 - b_2)^2]^{0,5}}{\cos \left[\arctan \left(\frac{r_2 - r_1}{b_1 - b_2} \right) \right]} \quad (3.23)$$

$$\Delta x_{cin} = R_{st} + b_2 - [(R_{st} + 0,5 \cdot b_1)^2 - (r_2 - r_1)^2]^{0,5} \quad (3.24)$$

$$R_{hub} = 0,5 \cdot \left\{ b_1 + \frac{[(r_2 - r_1)^2 + (\Delta x_{cin} - 0,5 \cdot b_1)^2]^{0,5}}{\cos \left[\arctan \left(\frac{r_2 - r_1}{\Delta x_{cin} - 0,5 \cdot b_1} \right) \right]} \right\} \quad (3.25)$$

$$\theta_{shr} = \arctan \left\{ \frac{r_2 - r_1}{[(R_{shr} + 0,5 \cdot b_1)^2 - (r_2 - r_1)^2]^{0,5}} \right\} \quad (3.26)$$

$$\theta_{hub} = 0,5 \cdot \pi - \arctan \left(\frac{R_{hub} - \Delta x_{cin}}{r_2 - r_1} \right) \quad (3.27)$$

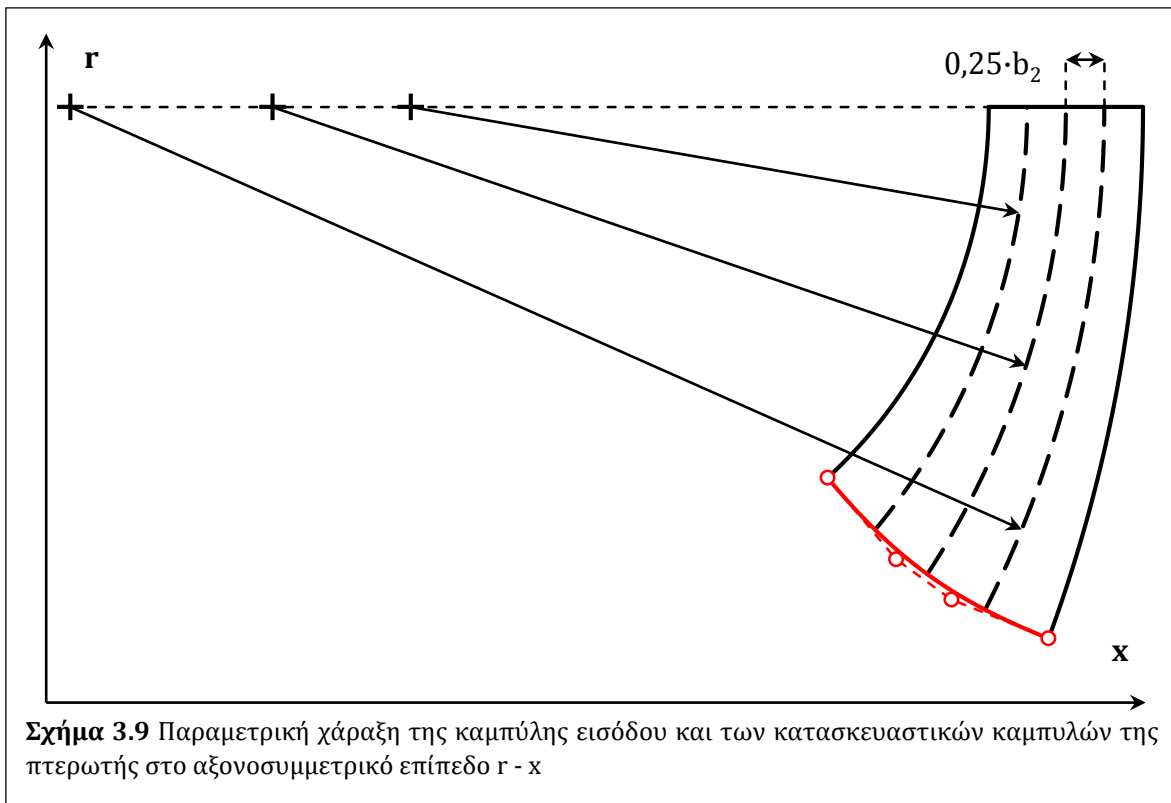
$$\Delta x_{shr} = \Delta x_{cin} + 0,5 \cdot b_1 \cdot \sin(0,5 \cdot \pi - \theta_{shr}) \quad (3.28)$$

$$\Delta r_{shr} = r_1 + 0,5 \cdot b_1 \cdot \cos(0,5 \cdot \pi - \theta_{shr}) \quad (3.29)$$

$$\Delta x_{hub} = \Delta x_{cin} - 0,5 \cdot b_1 \cdot \sin(0,5 \cdot \pi - \theta_{hub}) \quad (3.30)$$

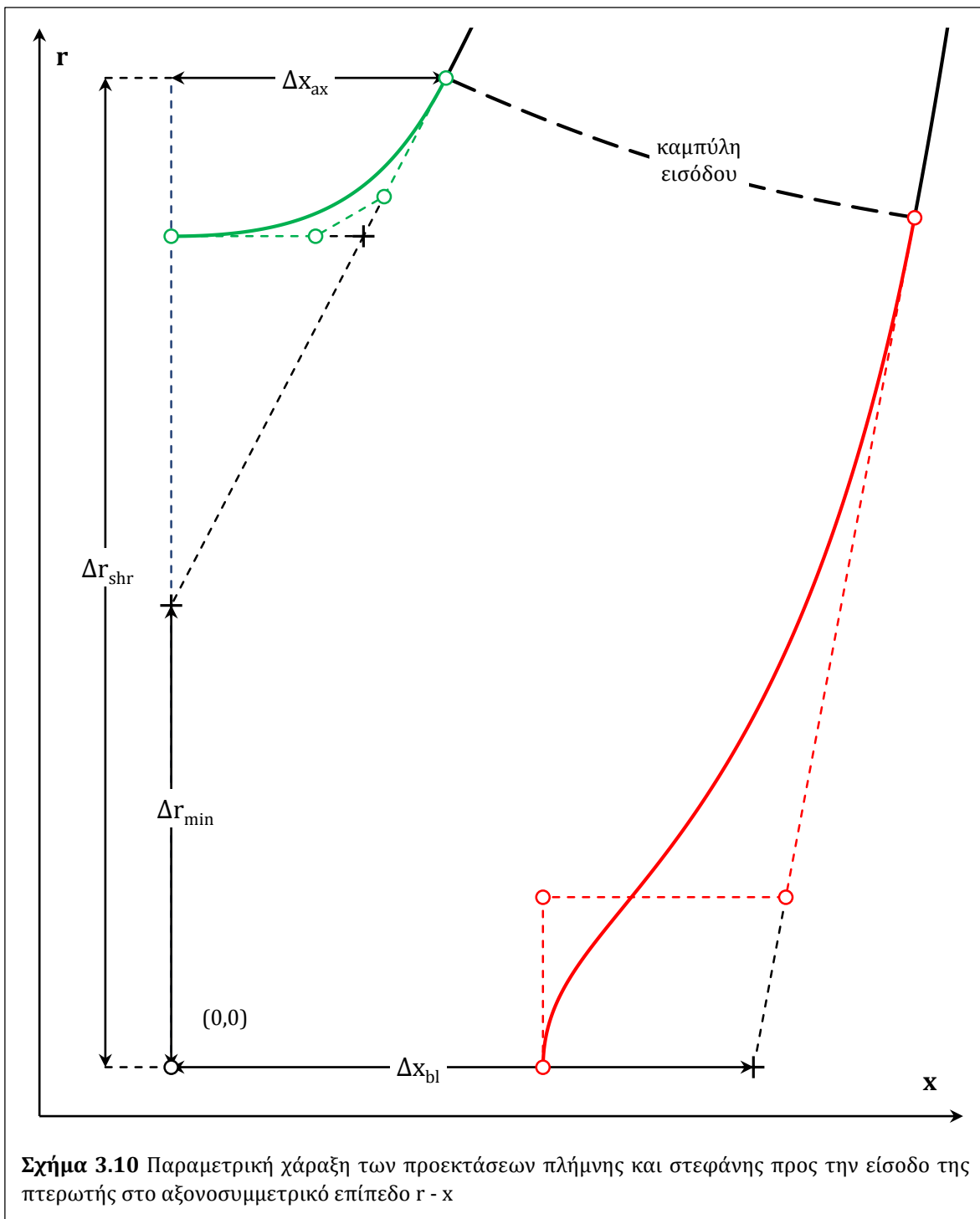
$$\Delta r_{hub} = r_1 - 0,5 \cdot b_1 \cdot \cos(0,5 \cdot \pi - \theta_{hub}) \quad (3.31)$$

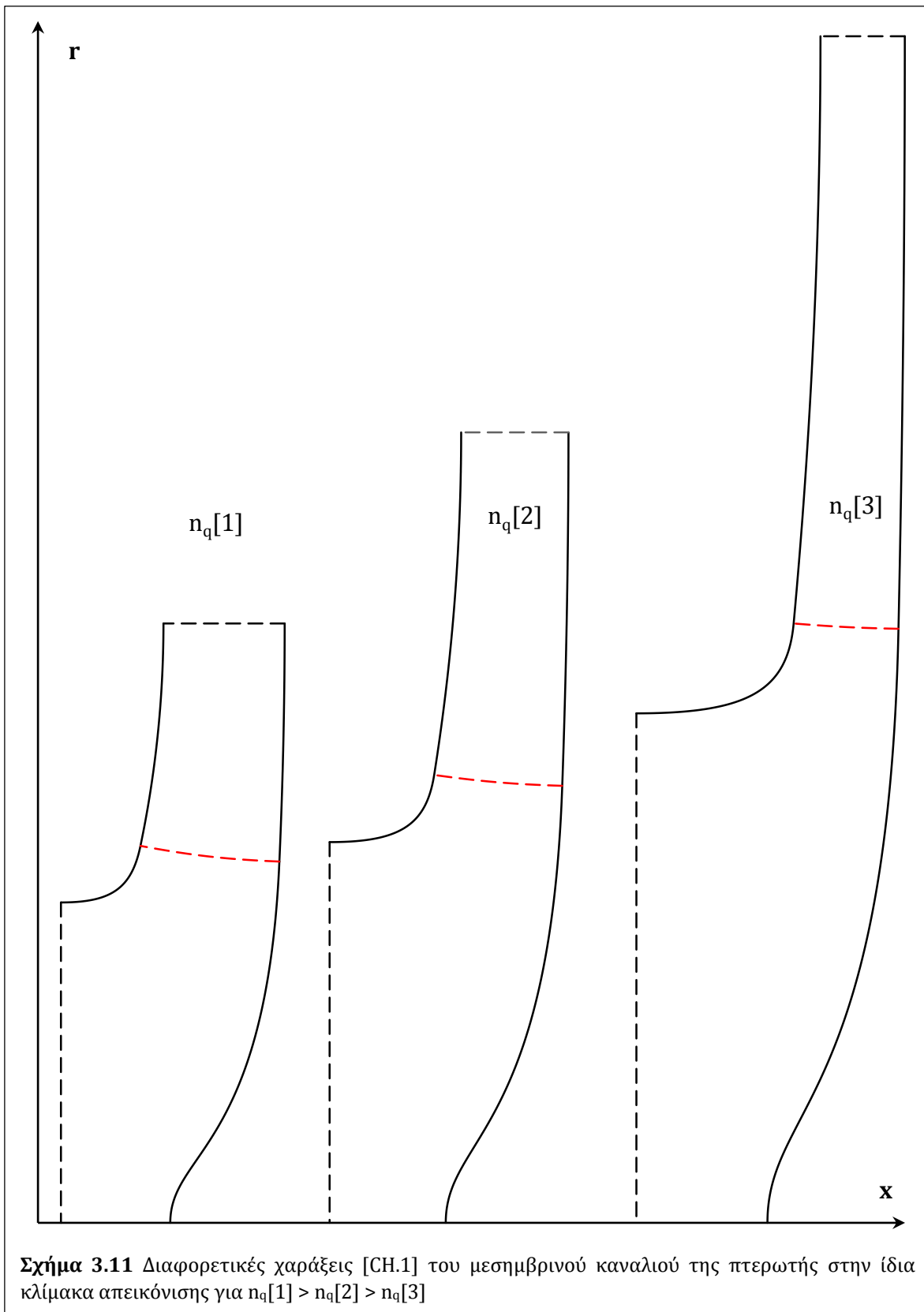
Οι ενδιάμεσες κατασκευαστικές καμπύλες [Σχ. 3.9] παράγονται άμεσα, με τρόπο ανάλογο αυτού της πλήμνης και της στεφάνης, δηλαδή ως τόξα κύκλου κάθετα στην έξοδο της πτερωτής και ισαπέχοντα εκεί ανά δύο κατά πλάτος $0,25 \cdot b_2$, ενώ η παραπάνω διαδικασία υπολογισμού της ακτίνας καμπυλότητας επαναλαμβάνεται ώστε αυτά να άγονται από το κέντρο του κύκλου εισόδου (r_1 , b_1) και τα μέσα των ακτίνων του προς τα ίχνη της πλήμνης και της στεφάνης αντιστοίχως. Σε συνέχεια της παραπάνω θεώρησης, η καμπύλη εισόδου των πτερυγίων σχεδιάζεται ως καμπύλη Bezier 4 σημείων ελέγχου μεταξύ των ιχνών αυτών και κάθετα προς την πλήμη και τη στεφάνη, με τα ενδιάμεσα σημεία ελέγχου να επιτρέπουν τη μεταβολή της καμπυλότητας, και το μήκος των ενδιάμεσων κατασκευαστικών καμπυλών αναδιαμορφώνεται ώστε καθεμία να καταλήγει στο αντίστοιχο σημείο τομής με την καμπύλη εισόδου.

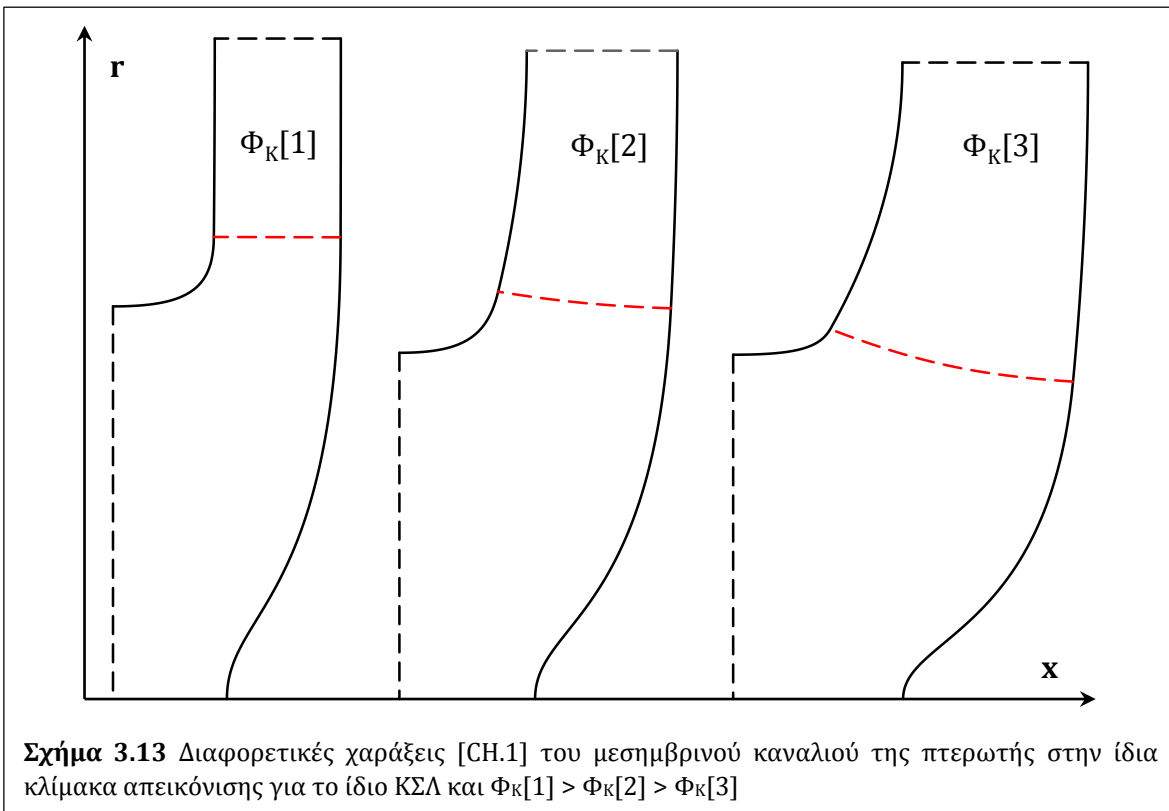
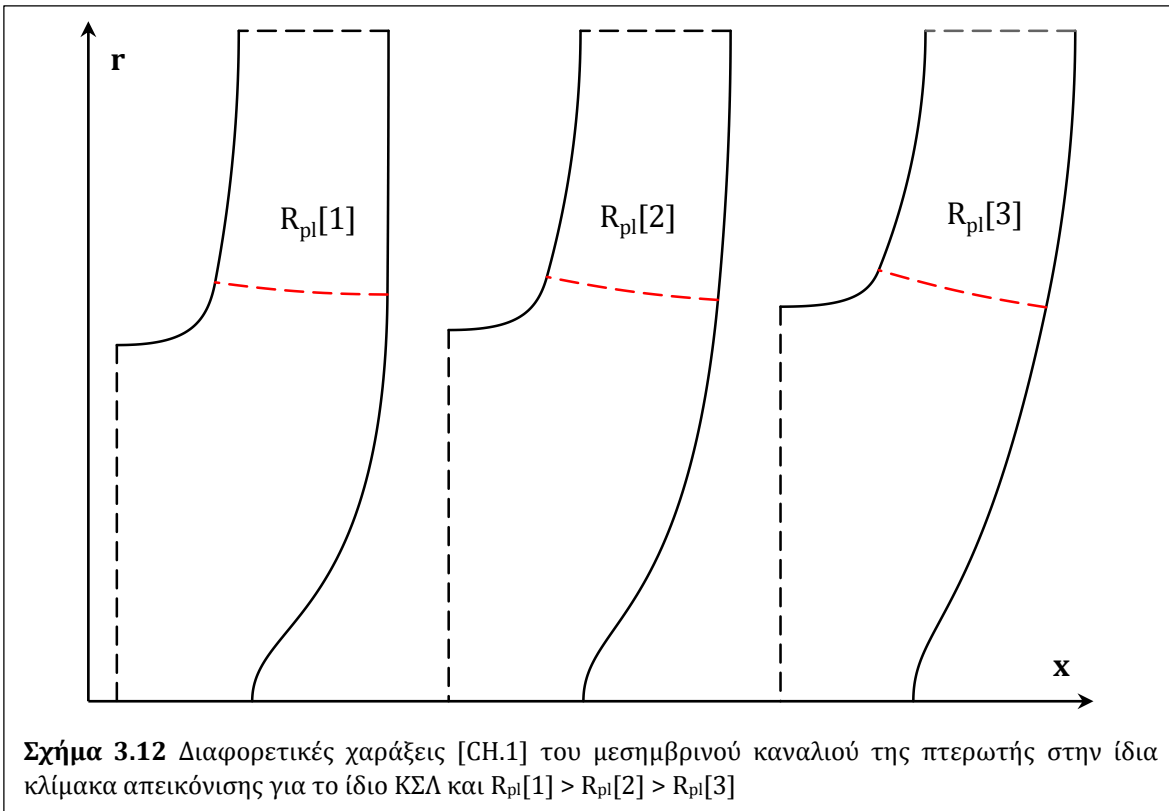


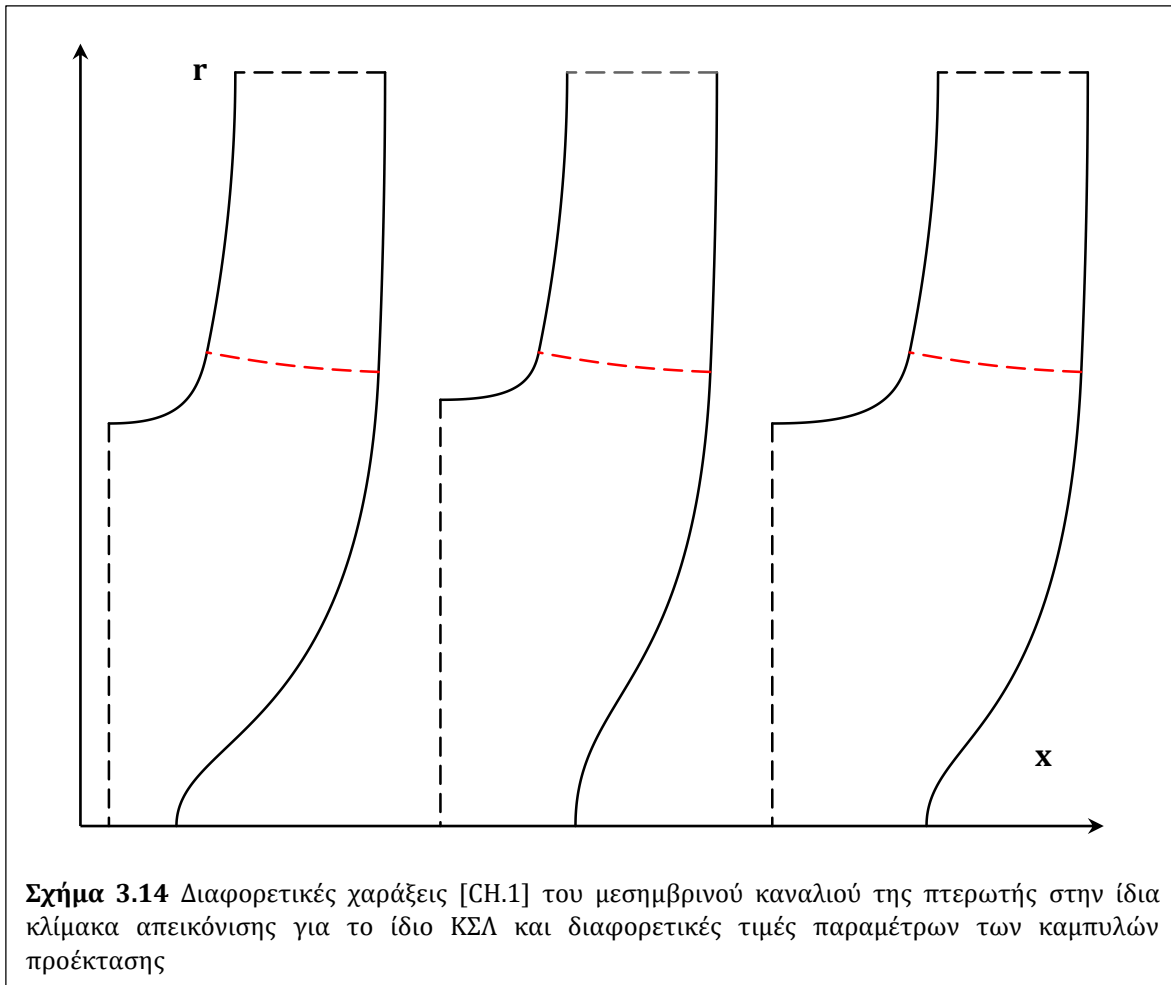
Στη συνέχεια, οι αρχικές καμπύλες της πλήμνης και της στεφάνης προεκτείνονται ανάντη της ακμής προσβολής προς την είσοδο της πτερωτής με καμπύλες Bezier 4 σημείων ελέγχου, ώστε να διαμορφώνεται αξονική είσοδος της ροής και βολβός που να περιλαμβάνει το σημείο ανακοπής, αντιστοίχως. Οι προεκτάσεις αυτές ξεκινούν από τα ίχνη στον κύκλο εισόδου στην περιοχή των πτερυγίων και ακολουθούν την τοπική κλίση [Σχ. 3.10]. Για την ανάντη προέκταση της στεφάνης, αρχικά ορίζεται το αξονικό μήκος διαμόρφωσης Δx_{ax} . Το επιτρεπτό ακτινικό εύρος επιλογής τίθεται μεταξύ Δr_{st} και Δr_{min} , με το τελευταίο να προκύπτει από την προβολή της εφαπτομένης του αρχικού σημείου της καμπύλης στην είσοδο. Η προέκταση της στεφάνης σχεδιάζεται έτσι ώστε να αλλάζει η καμπυλότητα και να καταλήγει σε κάθετη κλίση στο τελευταίο σημείο, του οποίου το επιτρεπτό εύρος Δx_{bl} ορίζεται μεταξύ της προβολής της εφαπτομένης του αρχικού σημείου στον άξονα περιστροφής και του αξονικού μήκους Δx_{ax} . Η χρήση 2 ενδιάμεσων σημείων εδώ αποσκοπεί στη δυνατότητα ρύθμισης της καμπυλότητας της προέκτασης, η οποία θα πρέπει να μην είναι ιδιαίτερα μικρή, ώστε να αποφεύγεται πιθανή αποκόλληση της ροής (Παπαντώνης, 2004). Αντίστοιχα, για την ανάντη προέκταση της πλήμνης προς τη διαμόρφωση βολβού, το σημείο ανακοπής τοποθετείται μεταξύ της κυλινδρικής επιφάνειας αξονικής εισόδου της ροής και της προβολής του ίχνους της πλήμνης στον άξονα περιστροφής, με κάθετη κλίση σε αυτό, να αλλάζει ενδιάμεσα η καμπυλότητα, ενώ τα ενδιάμεσα σημεία ελέγχου έχουν την ίδια ακτίνα. Και στις δύο περιπτώσεις, οι παράμετροι που ρυθμίζουν τόσο τις διαστάσεις

των προεκτάσεων, όσο και τα ενδιάμεσα σημεία ελέγχου είναι αδιάστατες και παίρνουν τιμές στο εύρος $[0,1]$.









Τέλος, στα Σχ. 3.11 – 3.14 παρουσιάζονται περιπτώσεις χάραξης του μεσημβρινού καναλιού με διαφοροποίηση μίας επιλεγμένης σχεδιαστικής παραμέτρου κάθε φορά. Ειδικότερα, όπως φαίνεται στο Σχ. 3.11 η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής n και άρα του ειδικού αριθμού στροφών n_q οδηγεί σε σημαντικά διαφορετικές διαστάσεις του μεσημβρινού καναλιού, επιβεβαιώνοντας έτσι την καλή προσαρμογή του σχεδιασμού βάσει της παραμετρικής επίλυσης των τριγώνων ταχυτήτων. Στο Σχ. 3.12, η ακτίνα καμπυλότητας R_{st} , παρότι δεν επηρεάζει τους κύκλους των θέσεων εισόδου και εξόδου, μεταβάλλει σημαντικά τόσο την καμπύλη εισόδου όσο και τις καμπύλες ανάντη προέκτασης. Στο Σχ. 3.13, η μείωση του Φ_k οδηγεί σε τρίγωνα ταχυτήτων με μικρότερες μεσημβρινές ταχύτητες, άρα μεγαλύτερα πλάτη και οριακά μικρότερες ακτίες. Στο Σχ. 3.14, η μεταβολή των παραμέτρων των καμπυλών προέκτασης δεν επηρεάζει το τμήμα των πτερυγίων, ωστόσο αλλάζει σημαντικά τη μορφή του τμήματος εισόδου. Συμπερασματικά, η μεθοδολογία [CH.1] που παρουσιάστηκε παραπάνω φαίνεται να δίνει σημαντική σχεδιαστική ευελιξία στην παραγωγή μεσημβρινών καναλιών για δεδομένες απαιτήσεις στο ΚΣΛ, διατηρώντας ωστόσο την τυπική μορφή της πτερωτής σε πρόβολο.

3.1.2.2 Παραμετρικός Σχεδιασμός Μεσημβρινού Καναλιού: Μέθοδος CH.2

Έχοντας υπολογίσει το πλάτος εξόδου b_2 κατά τα προηγούμενα, το ανάντη αξονικό μήκος Δx_{shr} για τη στεφάνη [Σχ. 3.15.a] λαμβάνεται παραμετρικά συναρτήσει του r_2 [Εξ. 3.32].

$$\Delta x_{shr,in} = C_{axin} \cdot r_2 \quad (3.32)$$

Στη συνέχεια, για την κυλινδρική επιφάνεια της αξονικής εισόδου της ροής στην περωτή, η ακτίνα εισόδου της πλήμνης $r_{hub,in}$ προκύπτει από την εκτίμηση της ελάχιστης διατομής προκειμένου να διασφαλίζεται η μηχανική αντοχή σε στρέψη της ατράκτου, διαμέτρου d και ροπής αδράνειας W . Εφαρμόζοντας το κριτήριο της μέγιστης διατμητικής τάσης για την απορροφώμενη ισχύ N_{cons} και θεωρώντας επιτρεπόμενη ορθή τάση $\sigma_{\epsilon\pi} = 850 \text{ kp/cm}^2$ για χάλυβα κατασκευών St 60 με συντελεστή ασφαλείας 1,6 και προσαύξηση της ακτίνας της ατράκτου κατά 35% ως πάχος της πλήμνης, η $r_{hub,in}$ υπολογίζεται από τη ροπή αδράνειας W [Εξ. 3.33 – 3.37]. Σημειώνεται εδώ ότι οι περιορισμοί αυτοί δεν έχουν πρακτική εφαρμογή στη σχεδιαστική μέθοδο CH.1 που αναπτύχθηκε προηγουμένως, καθώς στην περίπτωση αυτή η διαμόρφωση της σφήνωσης της περωτής στην άτρακτο θα βρίσκεται πίσω από την πλήμη και τον βολβό, οπότε δεν επηρεάζει τον σχεδιασμό των βρεχόμενων επιφανειών.

$$P_{cons} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_{TOT}} \quad (3.33)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (3.34)$$

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{N_{cons}}{\omega \cdot W} \quad (3.35)$$

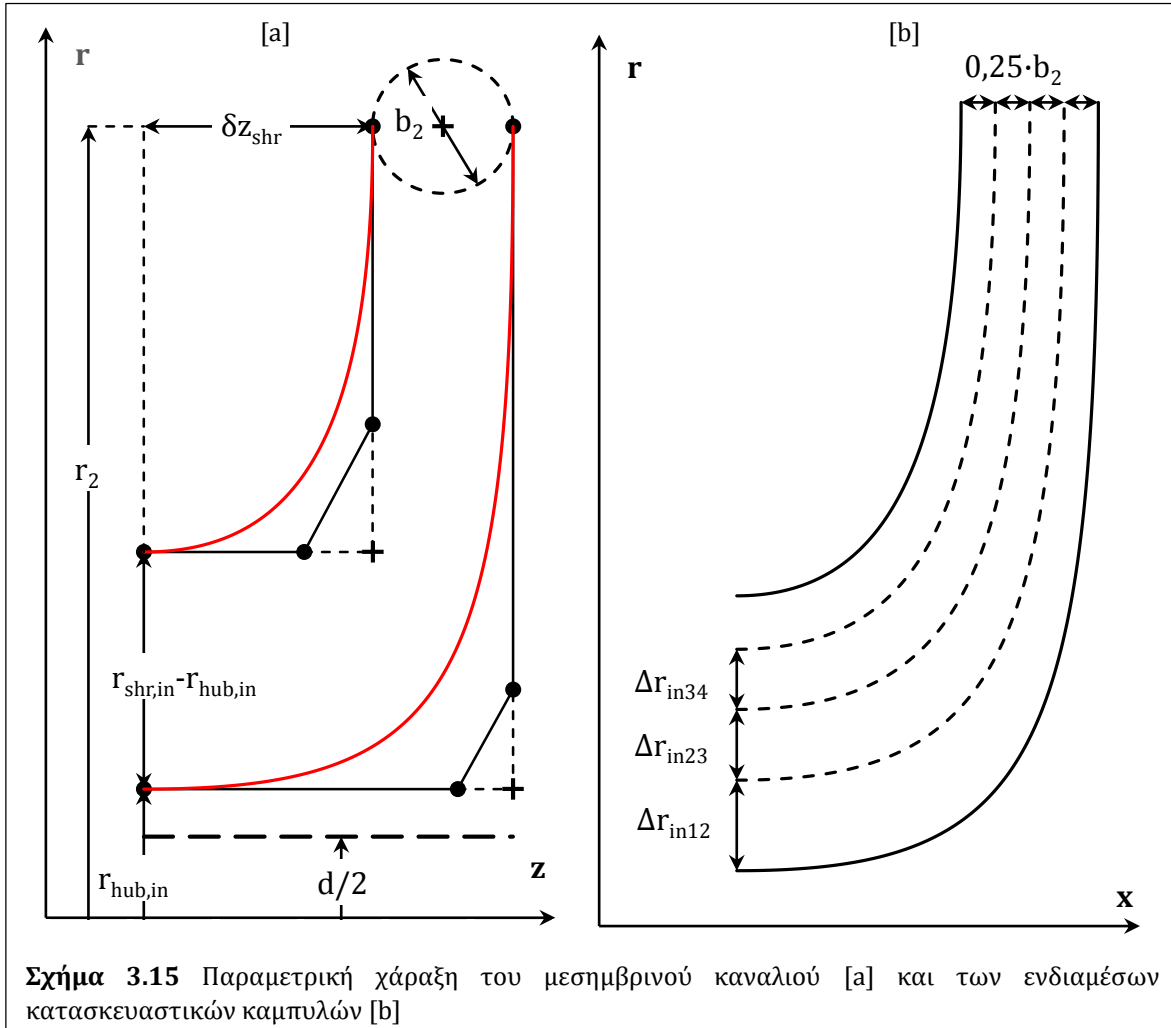
$$\sigma = 2 \cdot \tau \quad (3.36)$$

$$r_{hub,in,min} \geq 0,5 \cdot 1,35 \cdot \left(\frac{32 \cdot N_{cons} \cdot 1,6}{\pi \cdot \omega \cdot \sigma_{\epsilon\pi}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.37)$$

Η αντίστοιχη ακτίνα εισόδου της στεφάνης υπολογίζεται από τη διερχόμενη παροχή στη δακτυλιοειδή διατομή εισόδου της περωτής με ταχύτητα c_{m1} [Εξ. 3.38].

$$r_{shr,in} = \left(\frac{Q_{K\sigma\Lambda}}{\pi \cdot c_{m1}} + r_{hub,in}^2 \right)^{0,5} \quad (3.38)$$

Έτσι, η πλήμνη και η στεφάνη σχεδιάζονται ως καμπύλες Bezier 4 σημείων ελέγχου, οριζόντιες στην είσοδο και κατακόρυφες στην έξοδο της πτερωτής, με τα ενδιάμεσα σημεία ελέγχου να προκύπτουν από αδιάστατες παραμέτρους [Σχ. 3.15.a]. Με αντίστοιχο τρόπο χαράσσονται οι ενδιάμεσες κατασκευαστικές καμπύλες [Σχ. 3.15.b], με τις ακτινικές αποστάσεις Δr_{in12} , Δr_{in23} και Δr_{in34} να προκύπτουν όμοια με την Εξ. 3.36 για $0,25 \cdot Q_{\kappa\sigma\lambda}$, με τις αντίστοιχες ενδιάμεσες παραμέτρους να προκύπτουν με γραμμική παρεμβολή μεταξύ αυτών της πλήμνης και της στεφάνης.



Τέλος, η καμπύλη εισόδου των πτερυγίων εδώ [Σχ. 3.16] σχεδιάζεται με μεγάλη ευελιξία, χωρίς τον περιορισμό καθετότητας στην πλήμνη και τη στεφάνη που υλοποιείται στη μέθοδο CH.1, χρησιμοποιώντας 6 παραμέτρους [C_{ent1} έως C_{ent4} συν τα ενδιάμεσα σημεία ελέγχου] στο διάστημα $[0,1]$. Αρχικά υπολογίζονται παραμετρικά οι ακτίνες $r_{ent,shr}$ και $r_{ent,hub}$ που αντιστοιχούν στα ακραία σημεία της πλήμνης και της στεφάνης, ώστε $r_{ent,shr} > r_{st,in}$ και $r_{ent,hub} < r_{ent,shr}$, καθώς και οι μετατοπίσεις Δx_{ent} και Δr_{ent} που αντιστοιχούν στο σημείο τομής που ορίζει τις ακραίες κλίσεις. Στη συνέχεια

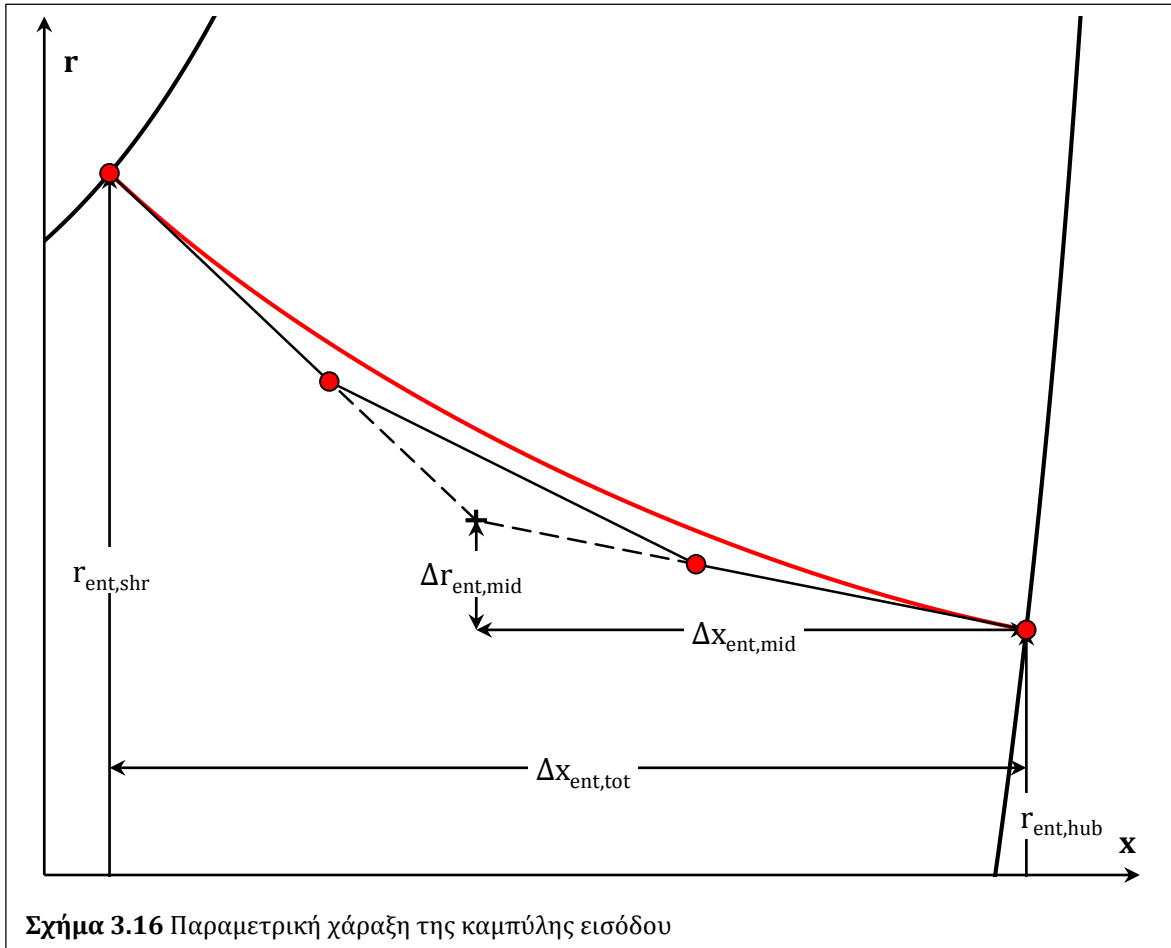
η καμπύλη χαράσσεται ως Bezier 4 σημείων ελέγχου με αδιάστατες ενδιάμεσες παραμέτρους [Εξ. 3.39 – 3.42].

$$r_{ent,shr} = r_{hub,in} + (r_2 - r_{hub,in}) \cdot C_{ent1} \quad (3.39)$$

$$r_{ent,hub} = r_{hub,in} + (r_{ent,shr} - r_{hub,in}) \cdot C_{ent2} \quad (3.40)$$

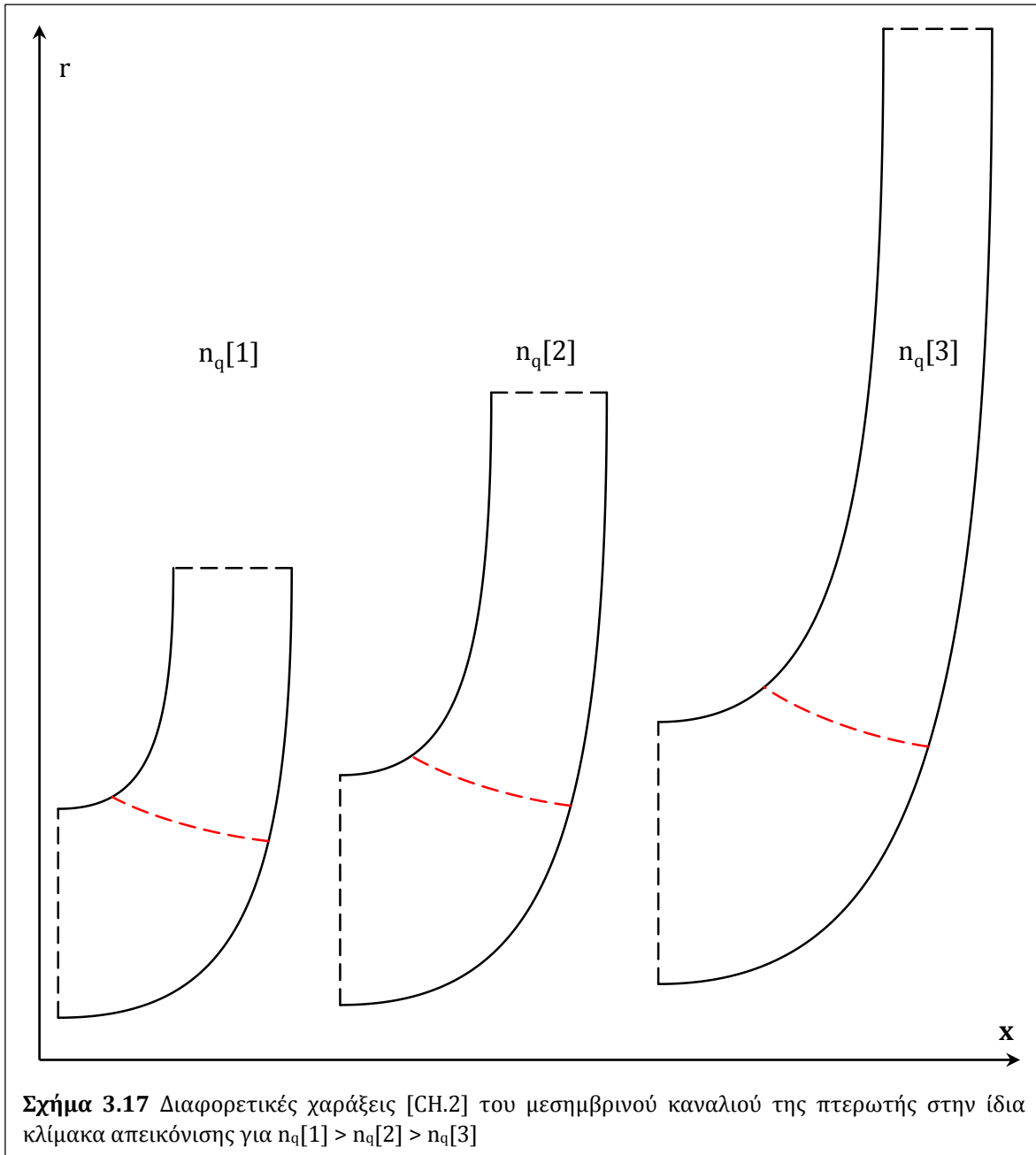
$$\Delta x_{ent,mid} = dx_{ent,tot} \cdot C_{ent3} \quad (3.41)$$

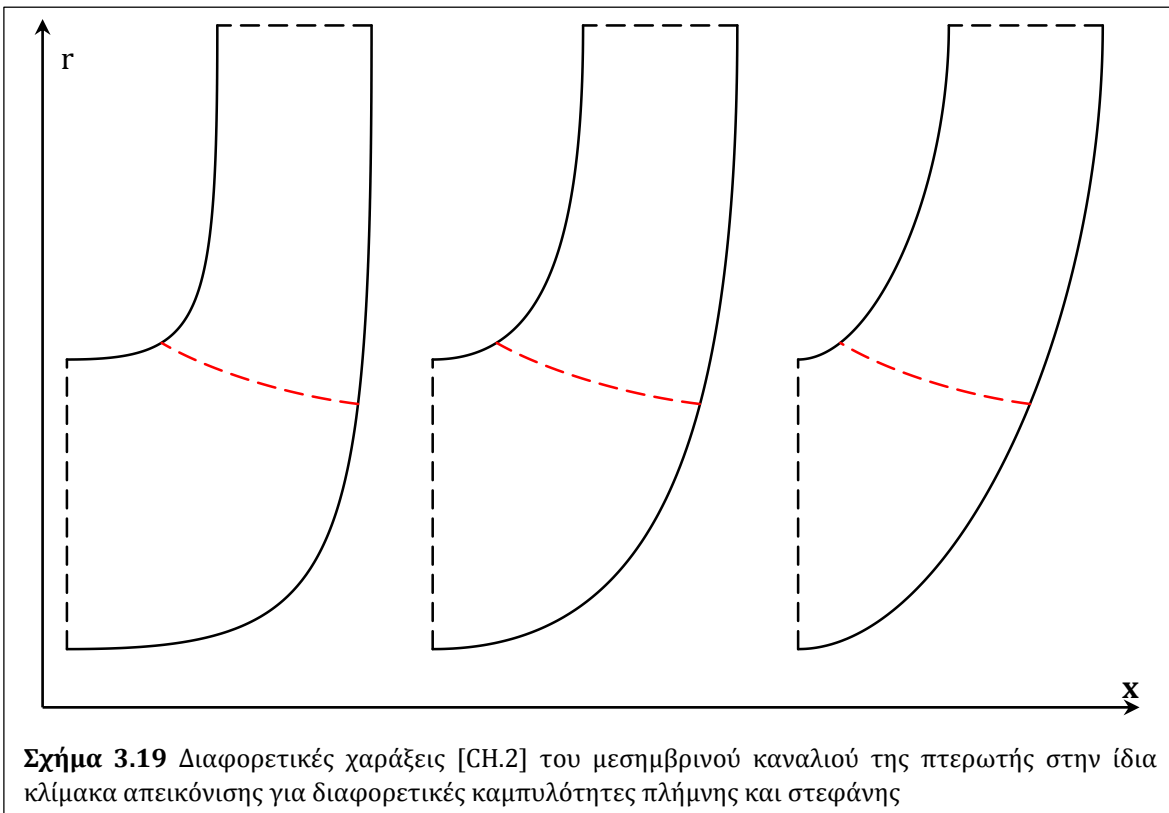
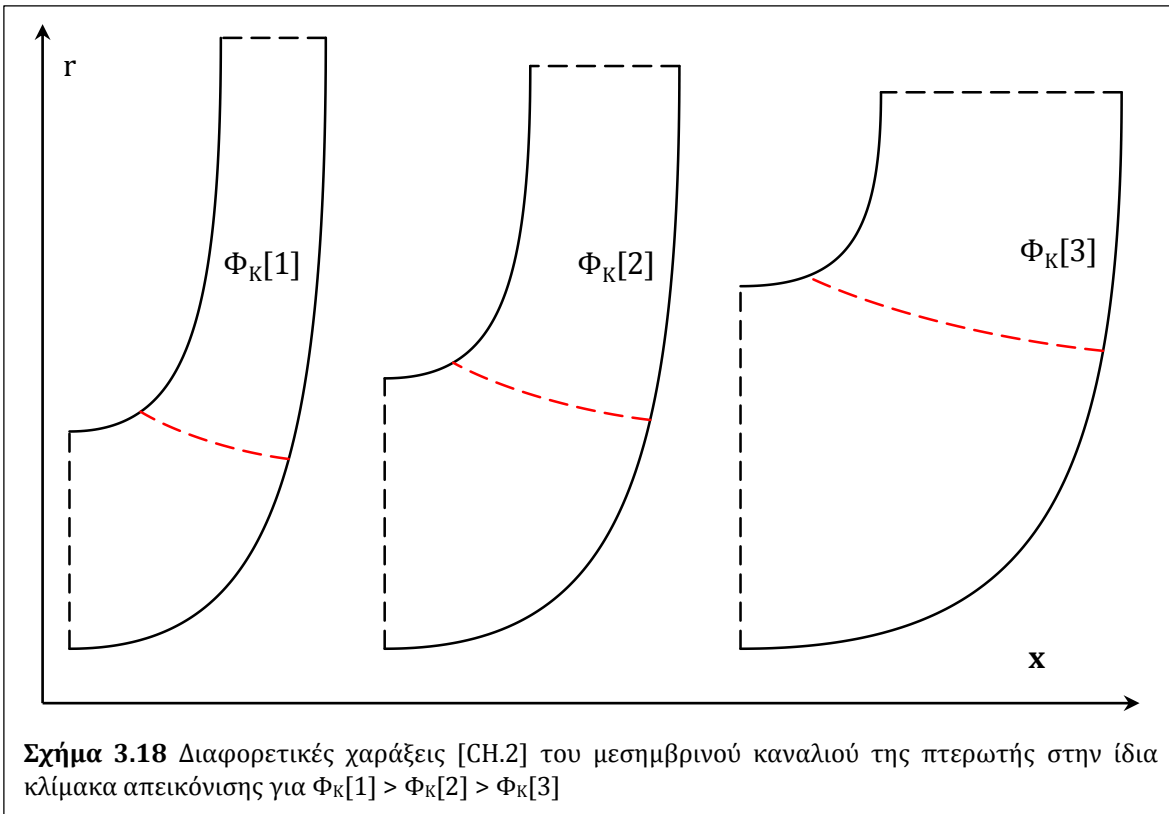
$$\Delta r_{ent,mid} = r_{ent,hub} + (r_{ent,shr} - r_{ent,hub}) \cdot C_{ent3} \cdot C_{ent4} \quad (3.42)$$

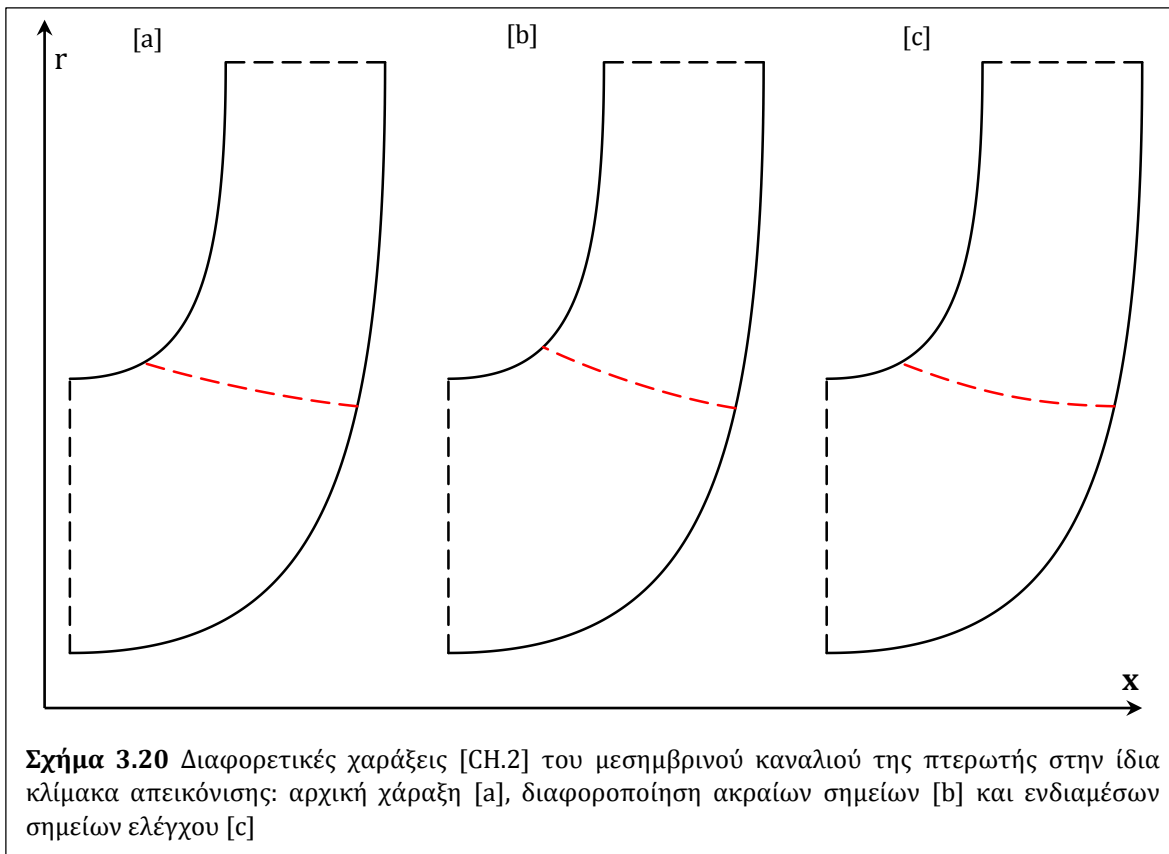


Συνολικά, η μεθοδολογία CH.2 βασίζεται σε λιγότερο περίπλοκο σχεδιαστικό μοντέλο ως προς τη CH.1, κάτι που γίνεται εμφανές από το σαφώς μικρότερο πλήθος παραμέτρων, το οποίο ωστόσο επιτρέπει μεγαλύτερη ευχέρεια στην παραγωγή γεωμετριών. Αυτή επιτυγχάνεται κυρίως μέσω της χάραξης των εκ περιστροφής επιφανειών [δίσκων] πλήμνης και στεφάνης με μία καμπύλη απλούστερης παραμετροποίησης αντί των δύο [Bezier και τόξο κύκλου] που χρησιμοποιεί η CH.1.

Ακόμα, πλεονέκτημα αποτελεί η ευελιξία στη χάραξη της καμπύλης εισόδου, επιτρέποντας την καλύτερη προσαρμογή σε πραγματικές γεωμετρίες, όπου συνήθως η χάραξη της δε γίνεται κάθετα στην πλήμνη και τη στεφάνη. Αντίστοιχα, ως συγκριτικό μειονέκτημα της CH.2 καταγράφεται η αναμενόμενη μεγαλύτερη απόκλιση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των παραγομένων γεωμετριών έναντι των σχεδιαστικών απαιτήσεων για το ΚΣΛ, λόγω της μη επίλυσης του τριγώνου ταχυτήτων εισόδου εδώ [Εξ. 3.14 – 3.19], που εκτιμάται ότι θα έχει ως αποτέλεσμα μεγαλύτερες απαιτήσεις υπολογιστικής διερεύνησης για την επίτευξή του.







Τέλος, στα Σχ. 3.17 – 3.20 παρουσιάζεται η μεταβολή του μεσημβρινού καναλιού για διαφορετικές τιμές του n_q , του Φ_K και των παραμέτρων που ρυθμίζουν την καμπυλότητα του καναλιού και την καμπύλη εισόδου, σε αντιστοιχία με τα Σχ. 3.11 – 3.14 για τη μέθοδο CH.1. Αναμενόμενα, και εδώ μικρότερες τιμές του n_q οδηγούν σε μεγαλύτερες ακτίνες και μικρότερα πλάτη [Σχ. 3.17], ενώ η ίδια τάση παρατηρείται για το Φ_K , σε σαφώς μικρότερο βαθμό [Σχ. 3.18]. Ακόμα, η σχετική θέση των ενδιάμεσων σημείων ελέγχου για τη χάραξη της πλήμνης και της στεφάνης [Σχ. 3.15.a] επηρεάζει σημαντικά τη διανομή της καμπυλότητας κατά το μεσημβρινό μήκος του καναλιού [Σχ. 3.19]. Στο Σχ. 3.20 φαίνεται η δυνατότητα διαφοροποίησης της μορφής της καμπύλης εισόδου των πτερυγίων, μεταβάλλοντας είτε τις θέσεις των ιχνών της στην πλήμνη και τη στεφάνη, είτε την καμπυλότητά της μέσω των ενδιάμεσα σημεία ελέγχου.

3.1.3 Τριδιάστατος Σχεδιασμός των Πτερυγίων

Όπως παρουσιάστηκε στο Κεφ. 2.3, ο σχεδιασμός των πτερυγίων φυγοκεντρικών αντλιών ακτινικής ροής υλοποιείται συνήθως είτε με τη μέθοδο της κατ' ευθείαν ολοκλήρωσης, είτε με αυτή των τόξων κύκλου. Στην παρούσα Διατριβή εισάγονται 2 σχεδιαστικά μοντέλα, το πρώτο [BL.1] βάσει της πρώτης μεθόδου με διανομές της κλίσης τύπου Teodor (2012) και το δεύτερο [BL.2] κατά το οποίο η μέση επιφάνεια

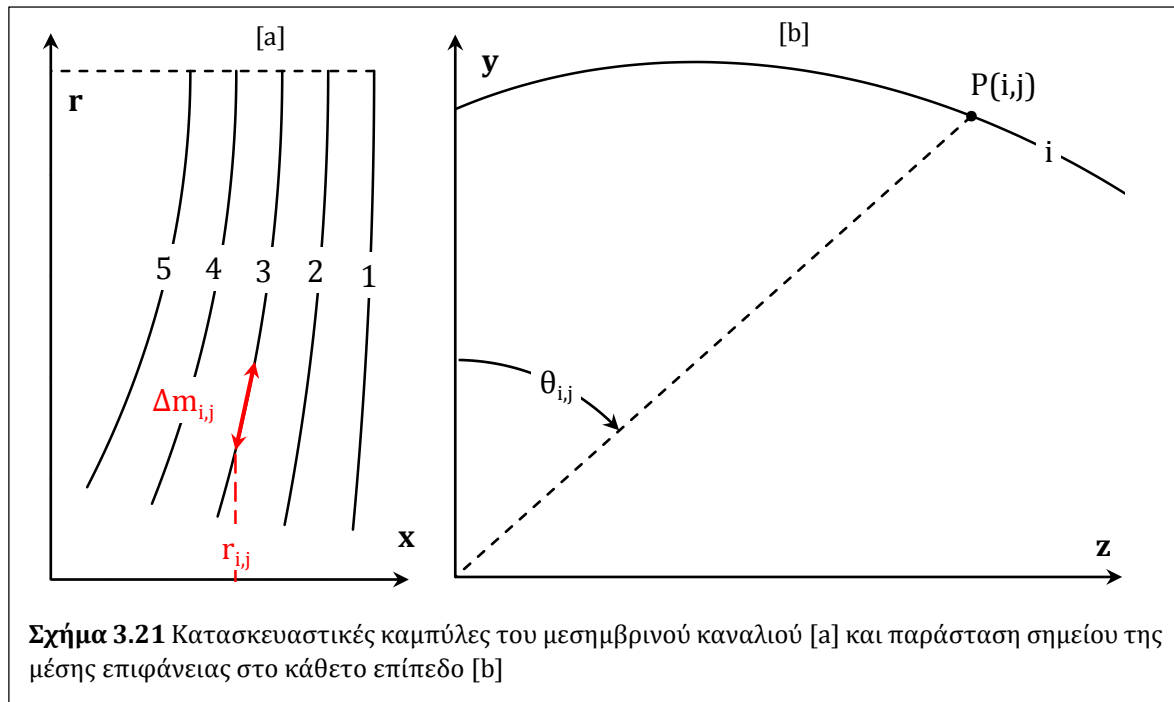
προβάλλεται με καμπύλες Bezier στο επίπεδο κάθετα στον άξονα περιστροφής. Η διαφοροποίηση αυτή επιλέχθηκε καθώς τα δύο μοντέλα εμφανίζουν ελευθερία αναφορικά με διαφορετικές, σημαντικές σχεδιαστικές παραμέτρους. Ειδικότερα, η μορφή της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου καθορίζεται στο μοντέλο BL.1 από τη διανομή των κλίσεων κατά το μεσημβρινό μήκος των κατασκευαστικών καμπυλών, ενώ στο BL.2 από το μήκος και την καμπυλότητα των προβολών των καμπυλών αυτών στο κάθετο επίπεδο, με καθεμία εξ αυτών των προβολών να ικανοποιεί τις τιμές της κλίσης $\beta_{1,i}$ και β_2 στα σημεία εισόδου και εξόδου της ροής.

3.1.3.1 Παραμετρικός Σχεδιασμός Πτερυγίων: Μοντέλο BL.1

Το τμήμα του μεσημβρινού καναλιού που αντιστοιχεί στην περιοχή των πτερυγίων περιγράφεται από $i = 1,5$ σχεδιαστικές καμπύλες, συμπεριλαμβανομένης της πλήμνης [$i=1$] και της στεφάνης [$i=5$]. Για το σημείο j κάθε τέτοιας καμπύλης i υπολογίζεται το μεσημβρινό μήκος $m_{i,j}$ [Εξ. 3.43 & 3.44]

$$\Delta m_{i,j} = \left[(x_{i,j} - x_{i,j-1})^2 + (r_{i,j} - r_{i,j-1})^2 \right]^{0,5} \quad (3.43)$$

$$m_{i,j} = m_{i,j-1} + \Delta m_{i,j} \quad (3.44)$$



Στη συνέχεια, ο σχεδιασμός της μέσης επιφάνειας των πτερυγίων, όπως αυτή περιγράφεται από την Εξ. 3.45 σε πεπερασμένη μορφή, γίνεται με τη μέθοδο της κατευθείαν ολοκλήρωσης σε κυλινδρικές συντεταγμένες. Βάσει αυτής, κάθε

σχεδιαστική καμπύλη αντιστοιχείται σε μια νέα, τριδιάστατη καμπύλη, η οποία γράφει γωνία στροφής θ στο επίπεδο $y - z$, κάθετα στον άξονα περιστροφής. Από την υπέρθεση των καμπυλών αυτών προκύπτει η μέση επιφάνεια του πτερυγίου [Σχ. 3.25 & 3.27].

$$\Delta\theta_{i,j} = \frac{\Delta m_{i,j}}{r_{i,j} \cdot \tan\beta_{i,j}} \quad (3.45)$$

Ο υπολογισμός της γωνίας $\theta_{i,j}$ επιτρέπει την έκφραση κάθε νέου σημείου $P(i,j)$ [Σχ. 3.21] από κυλινδρικές σε καρτεσιανές συντεταγμένες (x,y,z) :

$$\theta_{i,j} = \theta_{i,j-1} + \delta\theta_{i,j} \quad (3.44)$$

$$x_{i,j} = \text{const.} \quad (3.46)$$

$$y_{i,j} = r_{i,j} \cdot \cos(\theta_{i,j}) \quad (3.47)$$

$$z_{i,j} = r_{i,j} \cdot \sin(\theta_{i,j}) \quad (3.48)$$

Θα πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι οι υπολογισμοί των Εξ. 3.14 – 3.19 για το τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου στηρίζονται στη μονοδιάστατη ανάλυση της ροής για μέση μεσημβρινή ταχύτητα c_{m1} και ακτίνα r_1 , καταλήγοντας σε μία τιμή της κλίσης εισόδου του πτερυγίου β_1 . Ωστόσο, στην πράξη τόσο η τιμή της c_m όσο και η ακτίνα r_1 διαφοροποιούνται κατά μήκος της καμπύλης εισόδου, ως αποτέλεσμα της επίλυσης της δυναμικής ροής [Κεφ. 2.3.3] Ειδικότερα, στην περίπτωση εισόδου μεικτής ροής, που είναι και η συνηθέστερα απαντώμενη τις φυγοκεντρικές αντλίες, η κλίση $\beta_{1,i,th}$ στο πρώτο σημείο της κατασκευαστικής καμπύλης i θεωρητικά θα υπολογιζόταν με τρόπο ανάλογο της Εξ. 3.17, ως προς την ακτίνα $r_{1,i}$ και τη μεσημβρινή ταχύτητα $c_{m1,i}$ η οποία θα προέκυπτε από την επίλυση της δυναμικής ροής [Εξ. 3.49].

$$\beta_{1,i,th} = \arctan\left(\frac{c_{m1,i}}{C_{opt} \cdot \omega \cdot r_{1,i}}\right) \quad (3.49)$$

Πρακτικά, όσο η καμπύλη εισόδου πλησιάζει προς τη στεφάνη, η πύκνωση των γραμμών ροής αναμένεται να οδηγεί σε μεγαλύτερη αύξηση της $c_{m1,i}$ από αυτή της $r_{1,i}$ [Σχ. 2.44 & 2.45], οπότε στην παρούσα Διατριβή υιοθετείται η θεώρηση της μονότονης αύξησης της $\beta_{1,i}$ κατά την κατεύθυνση αυτή. Προκειμένου να αντιμετωπιστεί το ζήτημα της διαφοροποίησης αυτής, η κλίση στην ακμή προσβολής υλοποιείται από τη διανομή $\beta_{1,i} = \beta_1(i)$, η οποία προκύπτει βάσει της αρχικά υπολογιζόμενης $\beta_{1,init}$ με 4 παραμέτρους [Εξ. 3.50 – 3.54] οι οποίες παίρνουν τιμές στο διάστημα $[0,1]$. Η παραμετροποίηση αυτή επιλέχθηκε προκειμένου αφενός να εξασφαλίζεται η ζητούμενη μονοτονία, αφετέρου να επιτρέπεται μέγιστη ευελιξία στο σχεδιαστικό μοντέλο αναφορικά με την κλίση

εισόδου, δίνοντας ωστόσο τη δυνατότητα να μειωθεί η περιπλοκότητα κατά περίπτωση, με χρήση σταθερών τιμών των παραμέτρων $C_{\beta_1,i}$ ή και ταύτισή τους ανά δύο.

$$\beta_1(3) = \beta_{1,init} \quad (3.50)$$

$$\beta_1(2) = \beta_1(3) \cdot C_{\beta_1,2} \quad (3.51)$$

$$\beta_1(1) = \beta_1(2) \cdot C_{\beta_1,1} \quad (3.52)$$

$$\beta_1(4) = \beta_1(3)/C_{\beta_1,4} \quad (3.53)$$

$$\beta_1(5) = \beta_1(4)/C_{\beta_1,5} \quad (3.54)$$

Σημειώνεται εδώ ότι παραπάνω μεθοδολογία έχει εφαρμογή όταν ο σχεδιασμός των πτερυγίων αντιπαραβάλλεται με τη μέθοδο CH.1 για τη χάραξη του μεσημβρινού καναλιού. Αντίστοιχα, όταν χρησιμοποιείται η μέθοδος CH.2, όπου δεν περιλαμβάνεται η επίλυση του τριγώνου ταχυτήτων εισόδου, η $\beta_{1,init}$ εκτιμάται από την αξονική ταχύτητα εισόδου και την παράμετρο C_{opt} , ενώ για τη διανομή $\beta_1(i)$ χρησιμοποιούνται οι ίδιες 4 παράμετροι των Εξ. 3.51 – 3.54.

Όπως φαίνεται στην Εξ. 3.45, η παραπάνω υπολογιστική διαδικασία απαιτεί την τιμή της κλίσης $\beta_{i,j}$ του πτερυγίου για κάθε παραγόμενο σημείο. Ο Teodor (2012) προτείνει διανομή της κλίσης β κατά το μεσημβρινό μήκος m , με μηδενική παράγωγο στις ακμές προσβολής και εκφυγής, ώστε να εξασφαλίζεται κατά το δυνατό ομαλότερη ροή στις περιοχές αυτές [Εξ. 3.55].

$$\left(\frac{\partial\beta}{\partial m}\right)_{j=0} = \left(\frac{\partial\beta}{\partial m}\right)_{j=j_{max}} = 0 \quad (3.55)$$

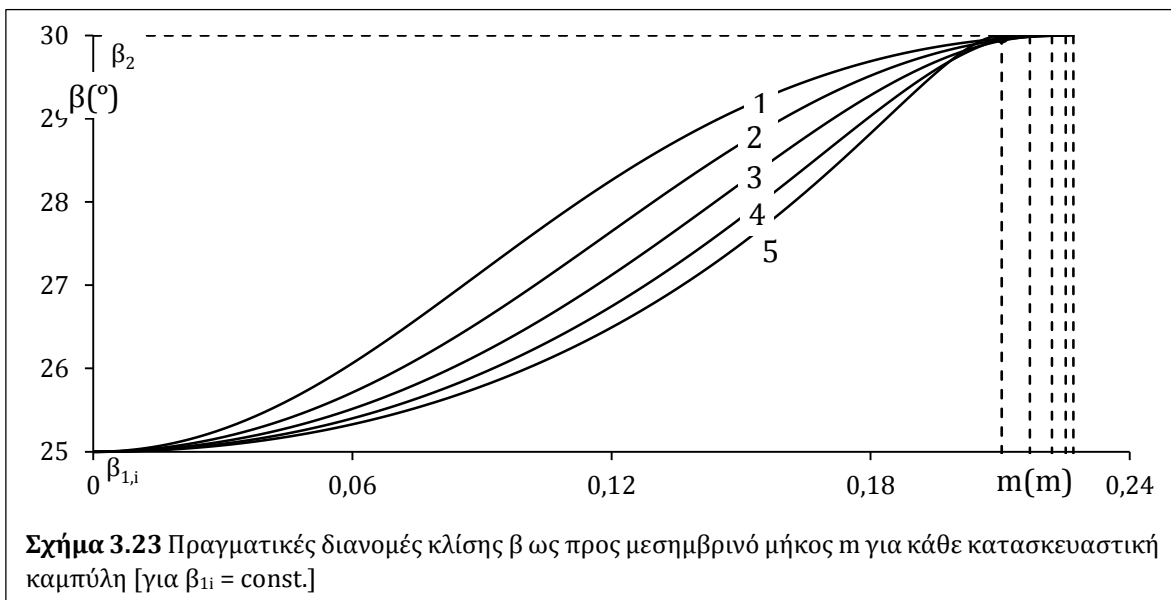
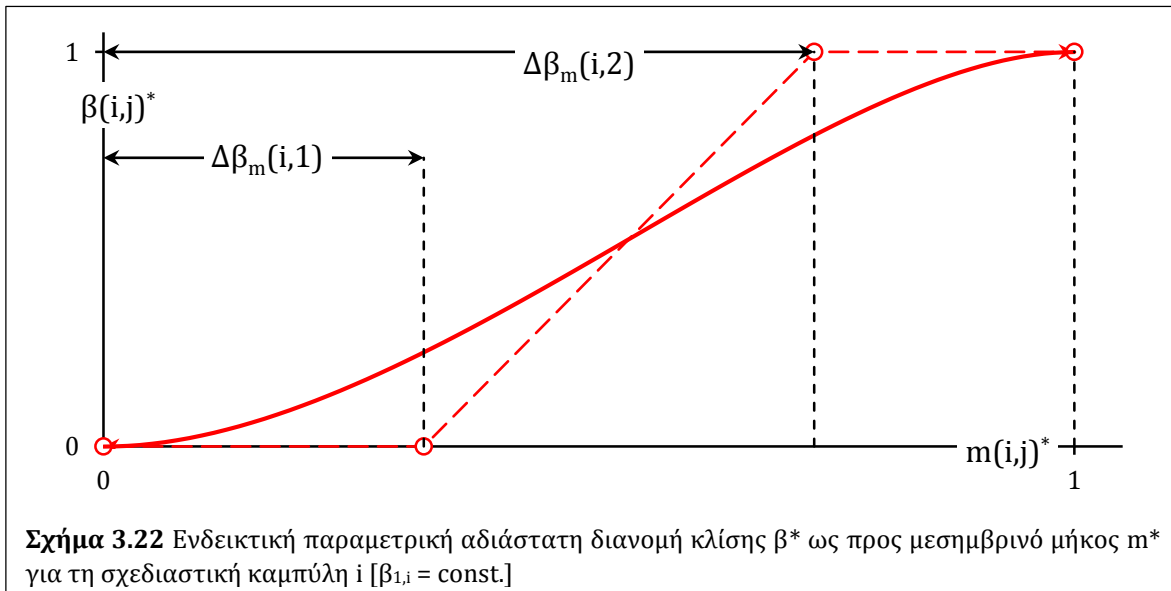
Στην παρούσα μεθοδολογία, οι περιορισμοί αυτοί υλοποιούνται εισάγοντας μια παραμετρική, αδιάστατη διανομή $\beta - m$ [Εξ. 3.56 & 3.57] υπό μορφή καμπύλης Bezier [Σχ. 3.22 & 3.23] με 2 βαθμούς ελευθερίας, $\Delta\beta_m(i,1)$ και $\Delta\beta_m(i,2)$ κάθε κατασκευαστική καμπύλη i , χρησιμοποιώντας αντίστοιχες παραμέτρους $C_{\beta_m(i,1)}$ και $C_{\beta_m(i,2)}$ ώστε να εξασφαλίζεται μονότονη αύξηση της κλίσης β κατά το μήκος m [Εξ. 3.58 & 3.59].

$$\beta_{i,j}^* = \frac{\beta_{i,j} - \beta_{1,i}}{\beta_2 - \beta_{1,i}} \quad (3.56)$$

$$m_{i,j}^* = \frac{m_{i,j} - m_{i,0}}{m_{i,j_{max}} - m_{i,0}} \quad (3.57)$$

$$\Delta\beta_m(i, 1) = C_{\beta_m(i, 1)} \quad (3.58)$$

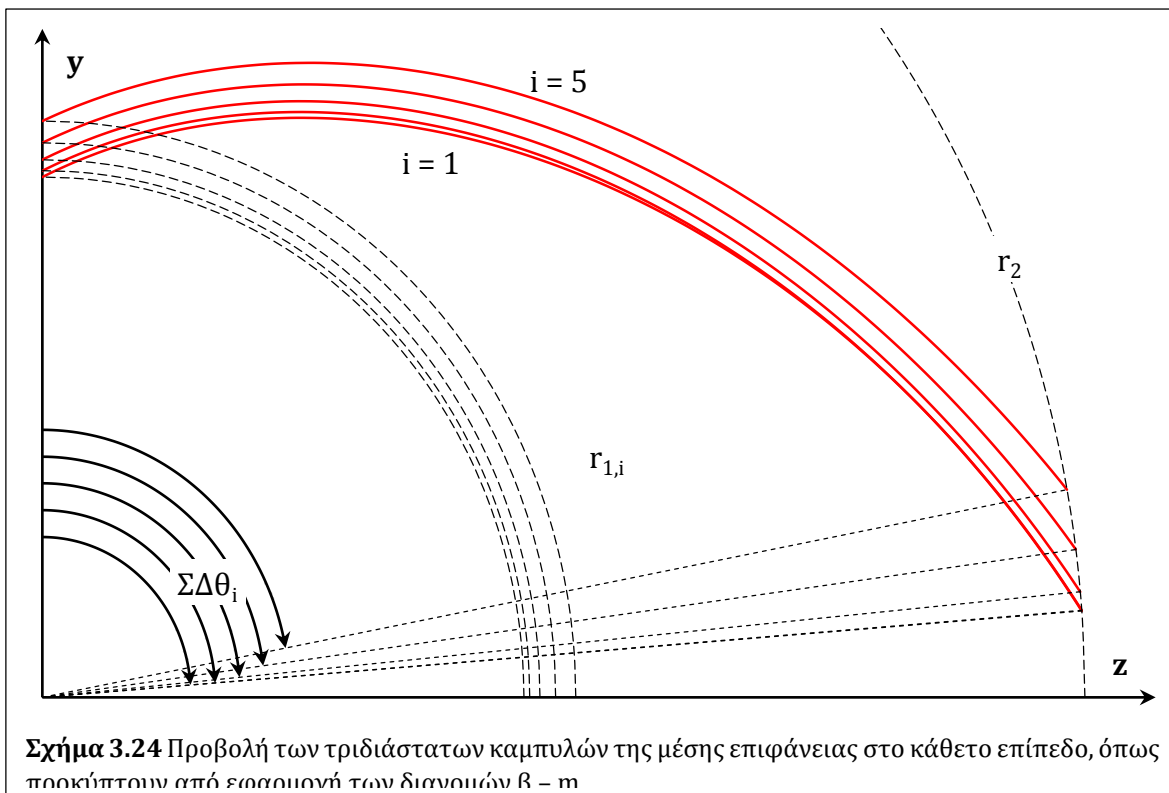
$$\Delta\beta_m(i, 2) = C_{\beta m}(i, 1) + [1 - C_{\beta m}(i, 1)] \cdot C_{\beta m}(i, 2) \quad (3.59)$$

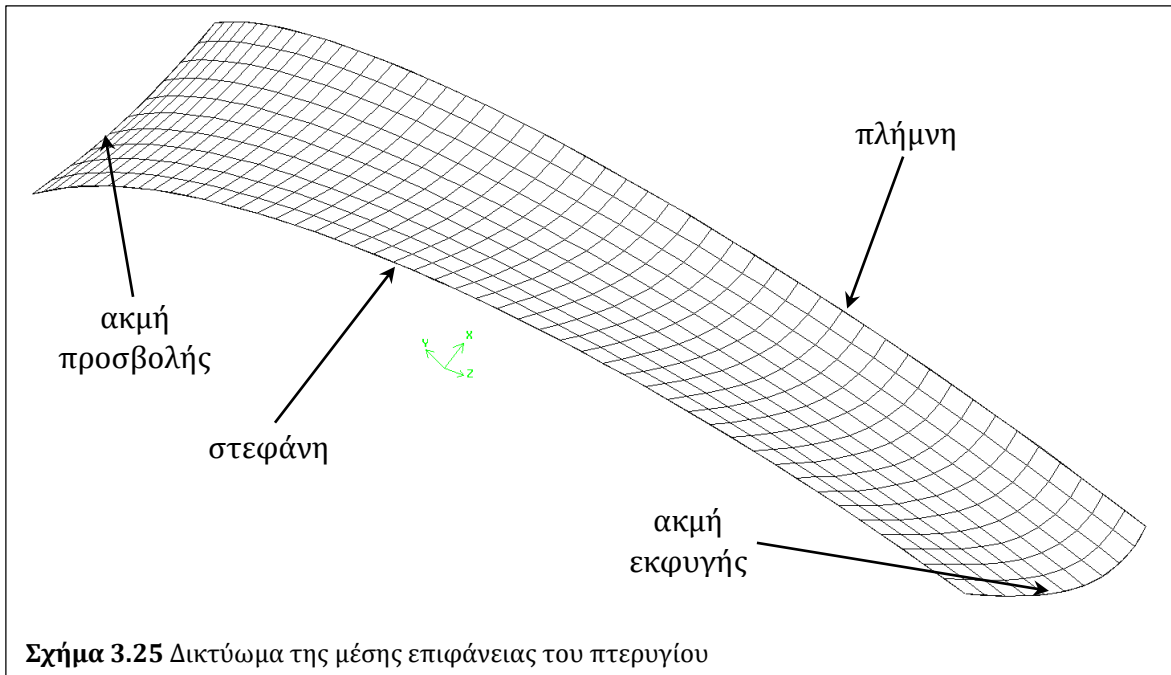


Οι παράμετροι $C_{\beta m}(i,1)$ και $C_{\beta m}(i,2)$ καθορίζουν τη μορφή της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου, ειδικότερα ως προς τη διπλή καμπυλότητα. Ποιοτικά, είναι εμφανές [Εξ. 3.45, Σχ. 3.22 & 3.23] ότι μεγαλύτερες τιμές των παραμέτρων αυτών οδηγούν σε μικρότερες γωνίες $\beta_{i,j}$ και αντίστοιχα σε μεγαλύτερες γωνίες $\Delta\theta_{i,j}$, άρα σε μεγαλύτερα μήκη πτερυγίων. Επίσης, τα αντίστοιχα j σημεία έχουν μεγαλύτερες τιμές $\delta m_{i,j}$ και μικρότερες τιμές $r_{i,j}$ προς την πλήμνη, οπότε για ίδιες τιμές των παραμέτρων αναμένεται τα μήκη των τριδιάστατων καμπυλών να φθίνουν προς τη στεφάνη.

Οι αδιάστατες αυτές διανομές χρησιμοποιούν συνολικά $2 \cdot i = 10$ ελεύθερες παραμέτρους για τον σχεδιασμό της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου. Ωστόσο, τέτοια σχεδιαστική ελευθερία πρακτικά αυξάνει σημαντικά την πολυπλοκότητα της γεωμετρίας, ενώ αυξάνει και την πιθανότητα να προκύψουν επιφάνειες με ανεπιθύμητο κυματισμό [rippling]. Έτσι, στην παρούσα μεθοδολογία επιλέγεται η χρήση της μεθόδου μόνο για τις δύο ακραίες καμπύλες [για $i=1,5$] ενώ οι τιμές των παραμέτρων για τις ενδιάμεσες καμπύλες [$i=2,3,4$] προκύπτουν με γραμμική παρεμβολή ως προς i .

Στο Σχ. 3.23 παρουσιάζονται πραγματικές διανομές $\beta - m$ ενδεικτικής γεωμετρίας, βάσει της παραπάνω σχεδιαστικής προσέγγισης, όπου η καμπύλη $i = 1$ αντιστοιχεί στην πλήμνη και η $i = 5$ στη στεφάνη, όπως φαίνεται και από τη σταδιακή μείωση του μεσημβρινού μήκους m όσο αυξάνει το i . Στο Σχ. 3.24 φαίνονται οι προβολές των προκύπτουσών τριδιάστατων καμπυλών στο κάθετο επίπεδο $y - z$, με την ακμή προσβολής να διατάσσεται στο επίπεδο $x - z$ και τις αντίστοιχες αθροιστικές κεντρικές γωνίες $\Sigma\Delta\theta_i$ που αυτές γράφουν, οι οποίες είναι ενδεικτικές του συνολικού μήκους αυτών, να μειώνονται όσο αυξάνει το i . Όπως φαίνεται στο αντίστοιχο τριδιάστατο δικτύωμα του Σχ. 3.25, η παραγόμενη μέση επιφάνεια αναμενόμενα έχει διπλή καμπυλότητα. Ωστόσο η ακμή εκφυγής προκύπτει με καμπύλη μορφή αντί ευθείας που συνηθίζεται στις φυγοκεντρικές αντλίες, ενώ αλλάζει και η καμπυλότητα της επιφάνειας προς την έξοδο.

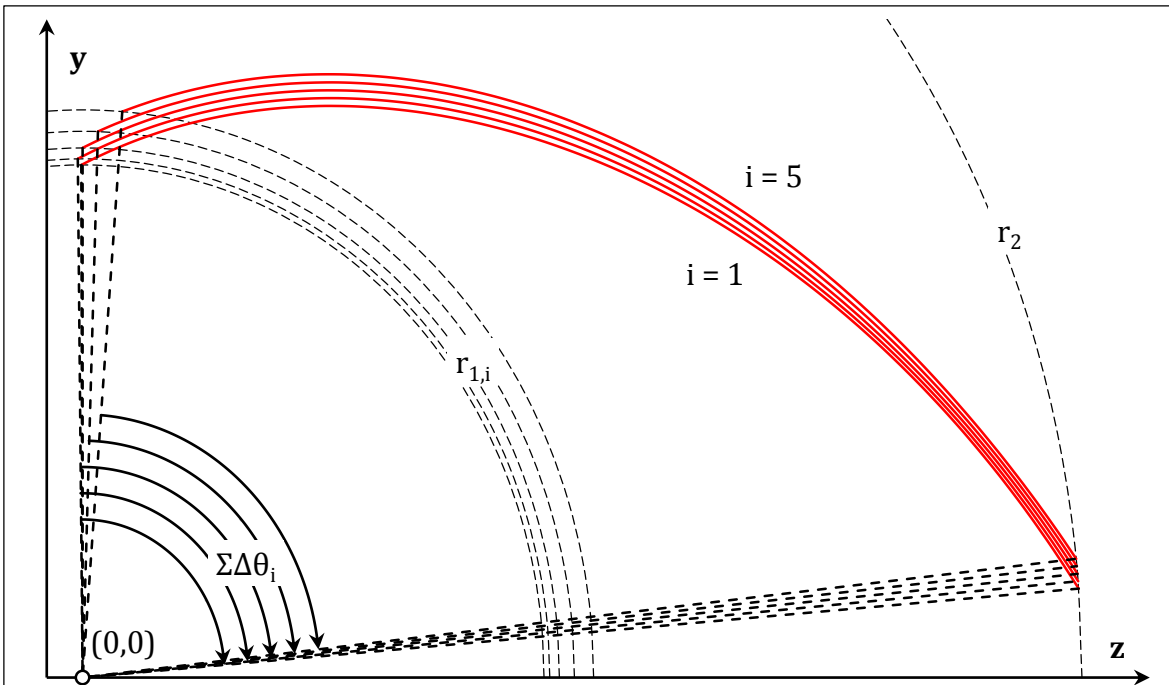




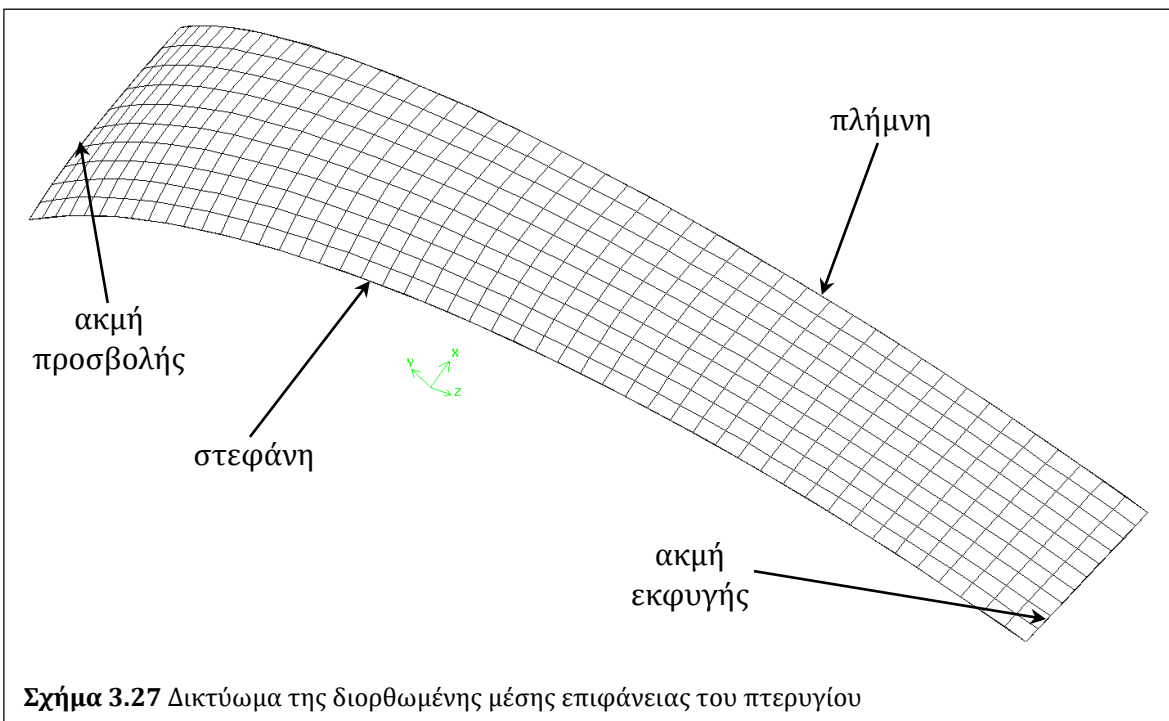
Προκειμένου να ελεγχθεί το χαρακτηριστικό αυτό, εισάγεται η παρακάτω διευθέτηση για τη μορφή της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου: Αρχικά υπολογίζεται η απόκλιση της συνολικής γωνίας στροφής $\Sigma\Delta\theta_i$ για κάθε τριδιάστατη καμπύλη i , ως προς $i=3$. Δεδομένου ότι οι καμπύλες ισαπέχουν ανά δύο στην έξοδο της πτερωτής κατά αξονικό μήκος $b_2/4$, ίσες αποκλίσεις μεταξύ διαδοχικών καμπυλών θα προσδίδουν σταθερή γωνία κλίσης [lean angle] στην καμπύλη εξόδου, άρα ευθύγραμμο ανάπτυγμα κατά $\theta - x$ της ακμής εκφυγής του πτερυγίου. Η δυνατότητα μεταβολής της γωνίας κλίσης δίνεται από την παράμετρο $C_{\Delta\theta}$ με εύρος $[0,1]$ ενώ κάθε καμπύλη i προσαρμόζεται ολισθαίνοντας στον δακτύλιο μεταξύ $r_{1,i}$ και r_2 κατά $\delta\theta_{1a}(i)$ ως προς την αρχική της τοποθέτηση:

$$\Delta\theta_{1a}(i) = \frac{\Sigma\Delta\theta_1 + \Sigma\Delta\theta_5}{2} + C_{\Delta\theta} \cdot (\Sigma\Delta\theta_1 - \Sigma\Delta\theta_5) \cdot \frac{i - 3}{4} \quad (3.60)$$

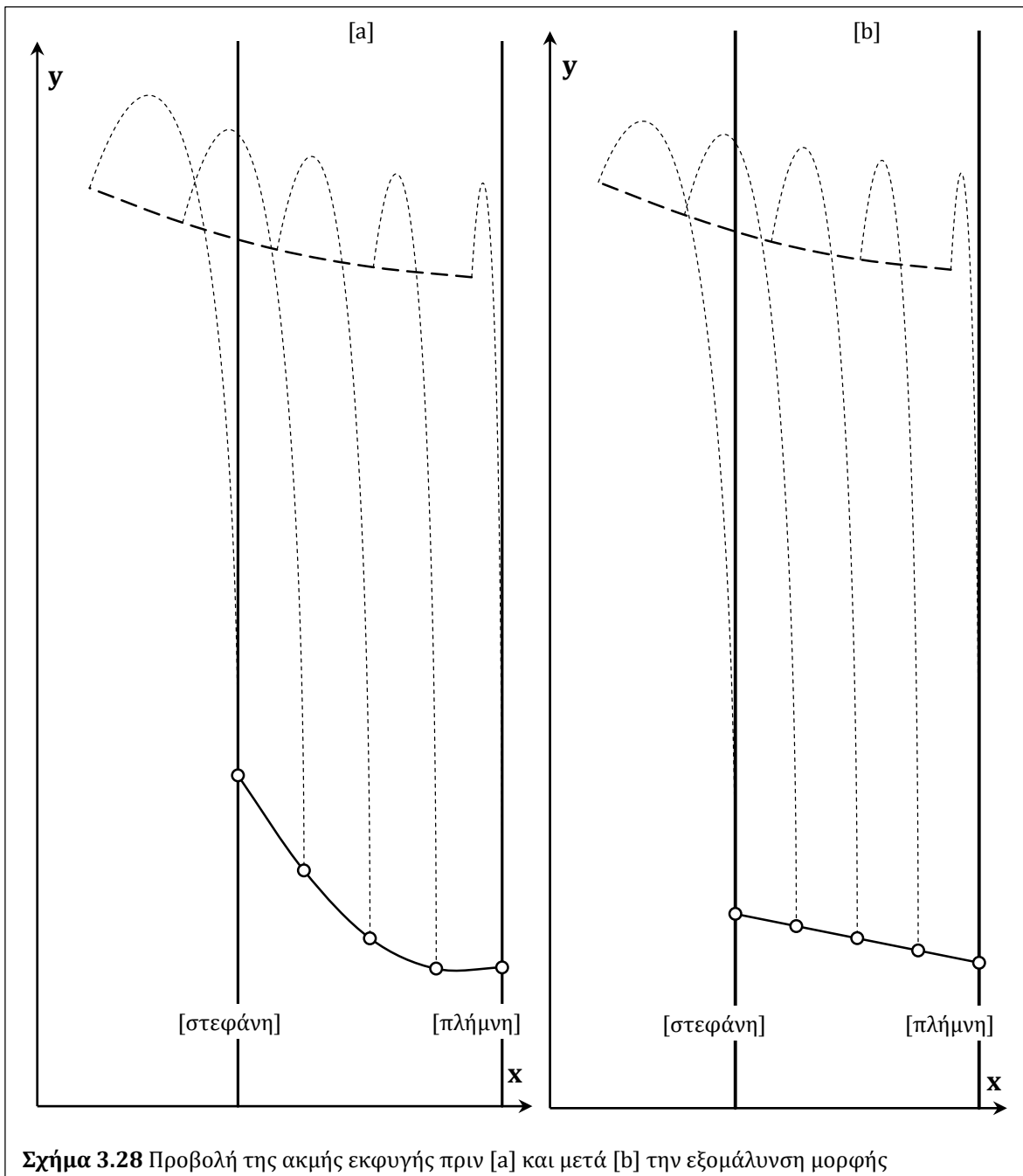
Η διόρθωση αυτή επίσης επηρεάζει σημαντικά την τριδιάστατη μορφή της μέσης επιφάνειας, και ειδικότερα τις προβολές του πτερυγίου κατά την κατεύθυνση της ροής, δηλαδή αξονικά στην είσοδο και ακτινικά στην έξοδο, καθώς και τη συνολική του επιφάνεια, επιδρώντας έτσι στις απώλειες κρούσης στην ακμή προσβολής, καθώς και στις γραμμικές απώλειες κατά μήκος της ροής. Η διαφορά φαίνεται στα αντίστοιχα Σχ. 3.26 και Σχ. 3.27 για τις ίδιες διανομές κλίσεων, ενώ στο Σχ. 3.28 γίνεται σύγκριση της προβολής της ακμής εκφυγής κάθετα στην επιφάνεια εξόδου μεταξύ της αρχικής και της διορθωμένης περίπτωσης.



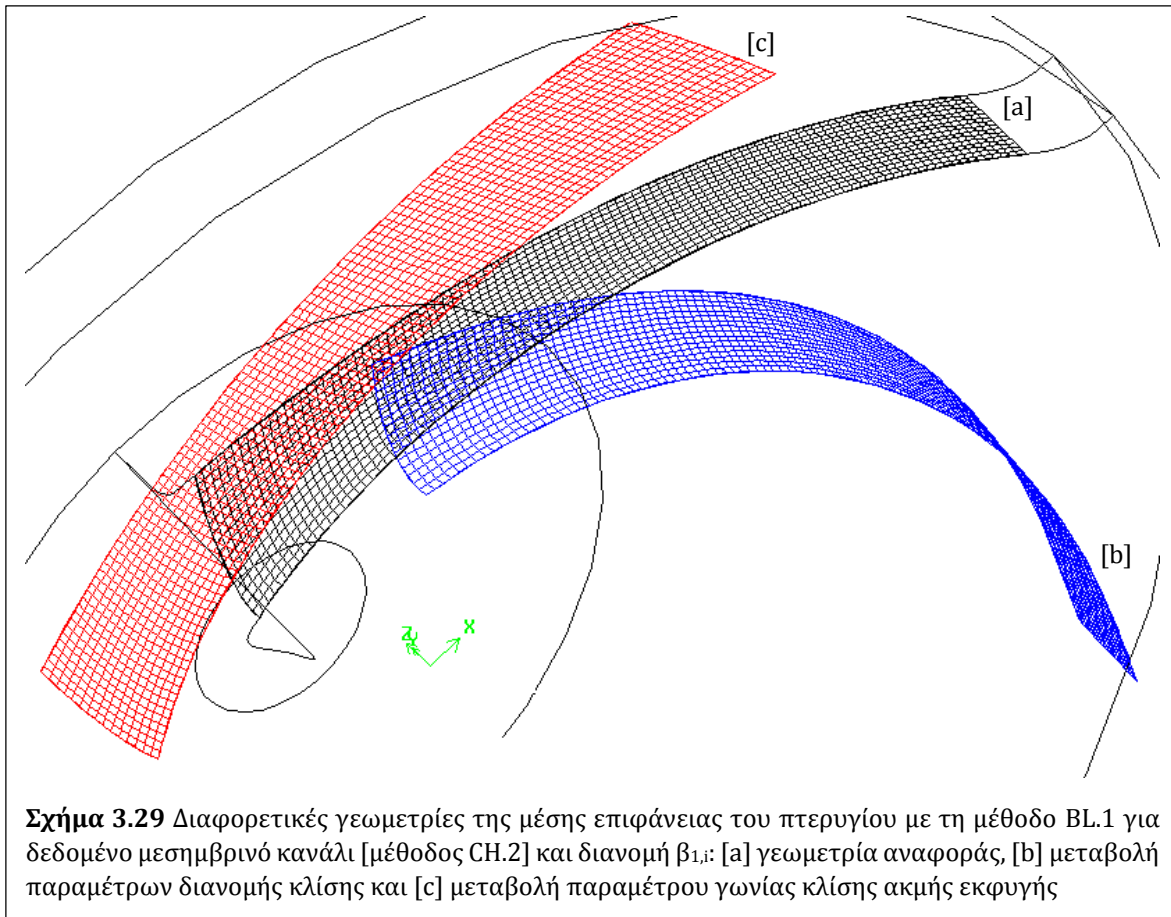
Σχήμα 3.26 Προβολή των τριδιάστατων καμπυλών της μέσης επιφάνειας στο κάθετο επίπεδο, κατόπιν αναδιάταξης για τη διόρθωση της γωνίας κλίσης της ακμής εκφυγής



Σχήμα 3.27 Δικτύωμα της διορθωμένης μέσης επιφάνειας του πτερυγίου



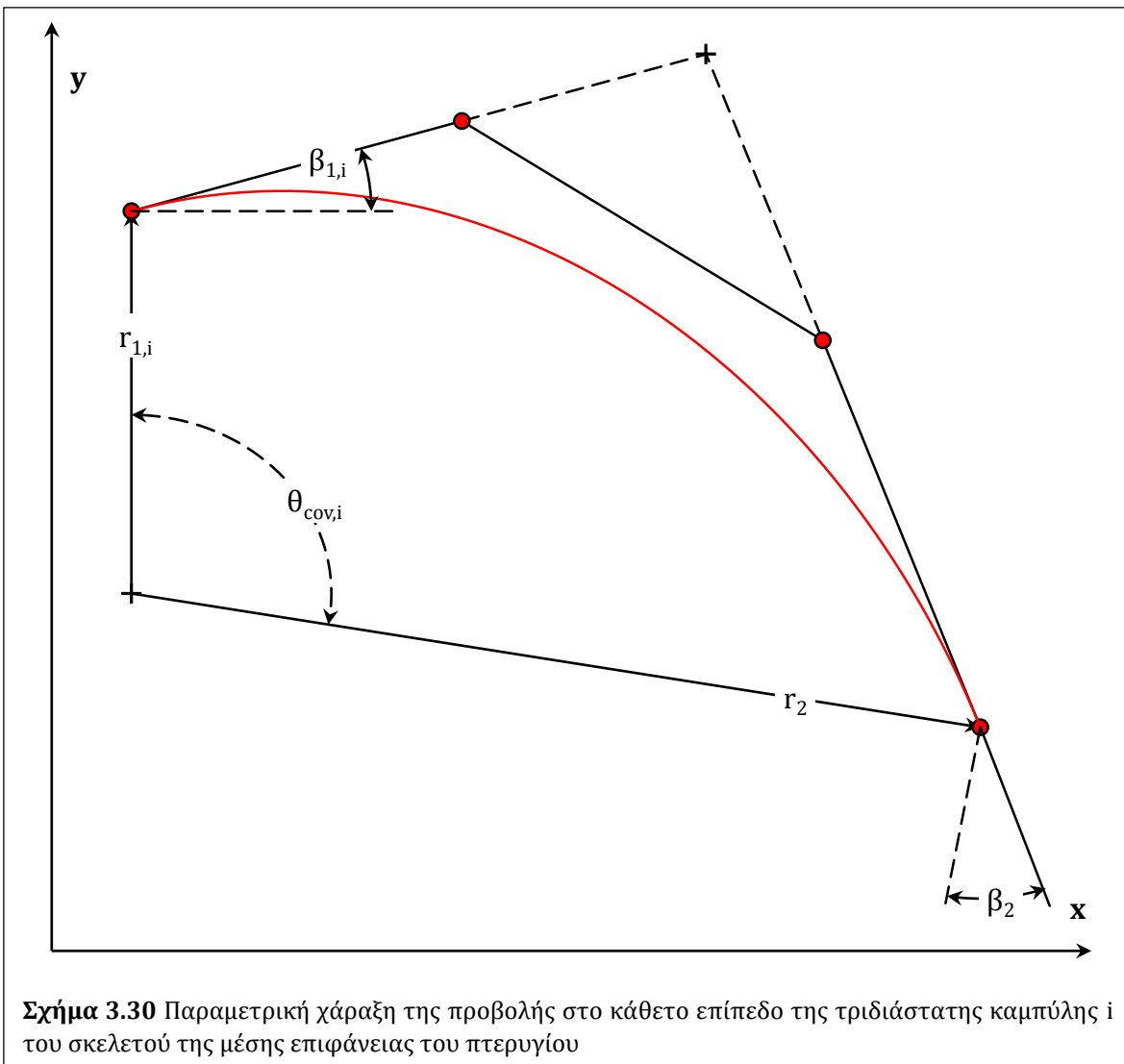
Οι παραπάνω 4+1 σχεδιαστικές παράμετροι της μέσης επιφάνειας [4 για τις διανομές της κλίσης και 1 για την κλίση της ακμής εκφυγής] της σχεδιαστικής μεθόδου BL.1 μπορούν να διαφοροποιήσουν σε μεγάλο βαθμό τη μορφή του παραγόμενου πτερυγίου, δίνοντας έτσι επαρκές σχεδιαστικό εύρος στην παρούσα μεθοδολογία. Στο Σχ. 3.29 γίνεται εμφανής η διαφοροποίηση στη μορφή της μέσης επιφάνειας, καθώς μεταβάλλονται οι τιμές των παραμέτρων αυτών, για δεδομένη χάραξη του αντίστοιχου μεσημβρινού καναλιού, κλίση εξόδου β_2 και διανομή κλίσης εισόδου $\beta_{1,i}$.



3.1.3.2 Παραμετρικός Σχεδιασμός Πτερυγίων: Μέθοδος BL.2

Όπως και στη [BL.1], έτσι και στην προσέγγιση αυτή, η μέση επιφάνεια του πτερυγίου προκύπτει από την υπέρθεση τριδιάστατων καμπυλών, καθεμία εκ των οποίων αντιστοιχεί σε μια σχεδιαστική καμπύλη του μεσημβρινού καναλιού. Η προβολή κάθε τέτοιας i καμπύλης στο επίπεδο $y - z$ κάθετα στον άξονα περιστροφής σχεδιάζεται ως καμπύλη Bezier 4 σημείων ελέγχου και καθορίζεται από την αντίστοιχη γωνία $\theta_{cov,i}$ που αυτή θα γράφει στο επίπεδο αυτό. Η γωνία αυτή υπολογίζεται με παραμέτρους τη μέση γωνία στροφής $\theta_{cov,m}$ του πτερυγίου, η οποία ξεκινά από τις 90° και έχει ωρολογιακή φορά [Σχ. 3.30], καθώς και από τη γραμμική διανομή των $\Delta\theta_{in}$ και $\Delta\theta_{out}$ [Εξ. 3.61], οι οποίες διευθετούν τη διάταξη του πτερυγίου στην είσοδο και την έξοδο της ροής αντιστοίχως και έχουν θετικό πρόσημο όταν προσαυξάνουν το μήκος του προς την πλήμνη [$i=1$], καθορίζοντας έτσι τη μορφή της μέσης επιφάνειας. Όπως είναι προφανές, η $\theta_{cov,m}$ αντιστοιχεί στη μέση σχεδιαστική καμπύλη [$i=3$].

$$\theta_{cov,i} = \theta_{cov,m} + (\Delta\theta_{in} + \Delta\theta_{out}) \cdot \frac{3 - i}{4} \quad (3.61)$$

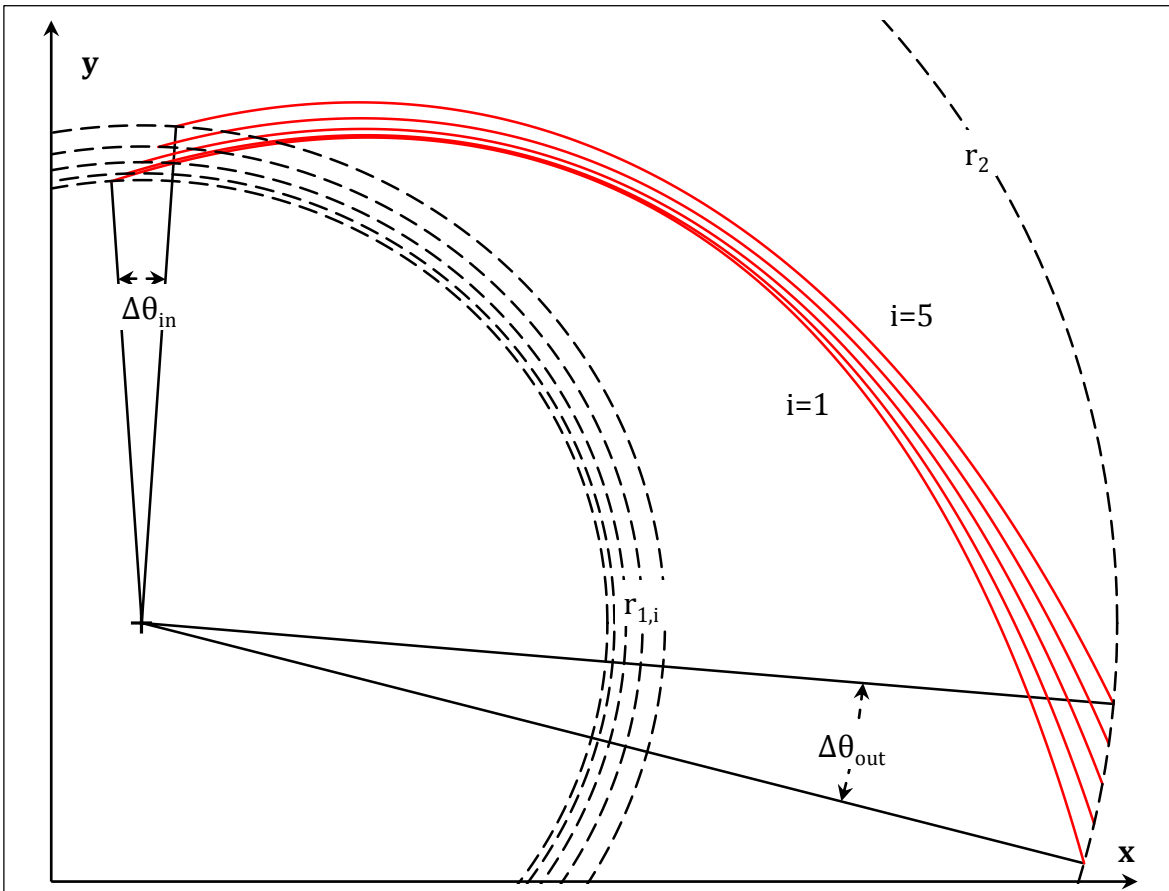


Στη συνέχεια, επιβάλλοντας κλίση $\beta_{1,i}$ στην ακτίνα εισόδου $r_{1,i}$ και β_2 στην r_2 , το σημείο τομής των παραγομένων ευθειών ορίζει τα ευθύγραμμα τμήματα στα οποία θα κινούνται τα ενδιάμεσα σημεία ελέγχου. Αντίστοιχα με τη μέθοδο BL.1, και εδώ επιλέγεται η χρήση των 4 ακραίων παραμέτρων (για $i=1,5$) με τις ενδιάμεσες τιμές ($i=2,3,4$) να προκύπτουν με γραμμική παρεμβολή ως προς i . Στο Σχ. 3.31 φαίνονται οι προβολές των αντιστοίχων κατασκευαστικών καμπυλών i βάσει της παραπάνω προσέγγισης.

Η αντιστοίχιση του αξονικού μήκους z των κατασκευαστικών καμπυλών με τις παραπάνω προβολές γίνεται αντιπαραβάλλοντας την ακτίνα κάθε σημείου (x,y) με αυτή του αντιστοίχου (z,r) της εκάστοτε κατασκευαστικής καμπύλης. Από τη διαδικασία αυτή της υπέρθεσης προκύπτουν τα σημεία $P(x,y,z)$ του δικτυώματος της μέσης επιφάνειας των πτερυγίων.

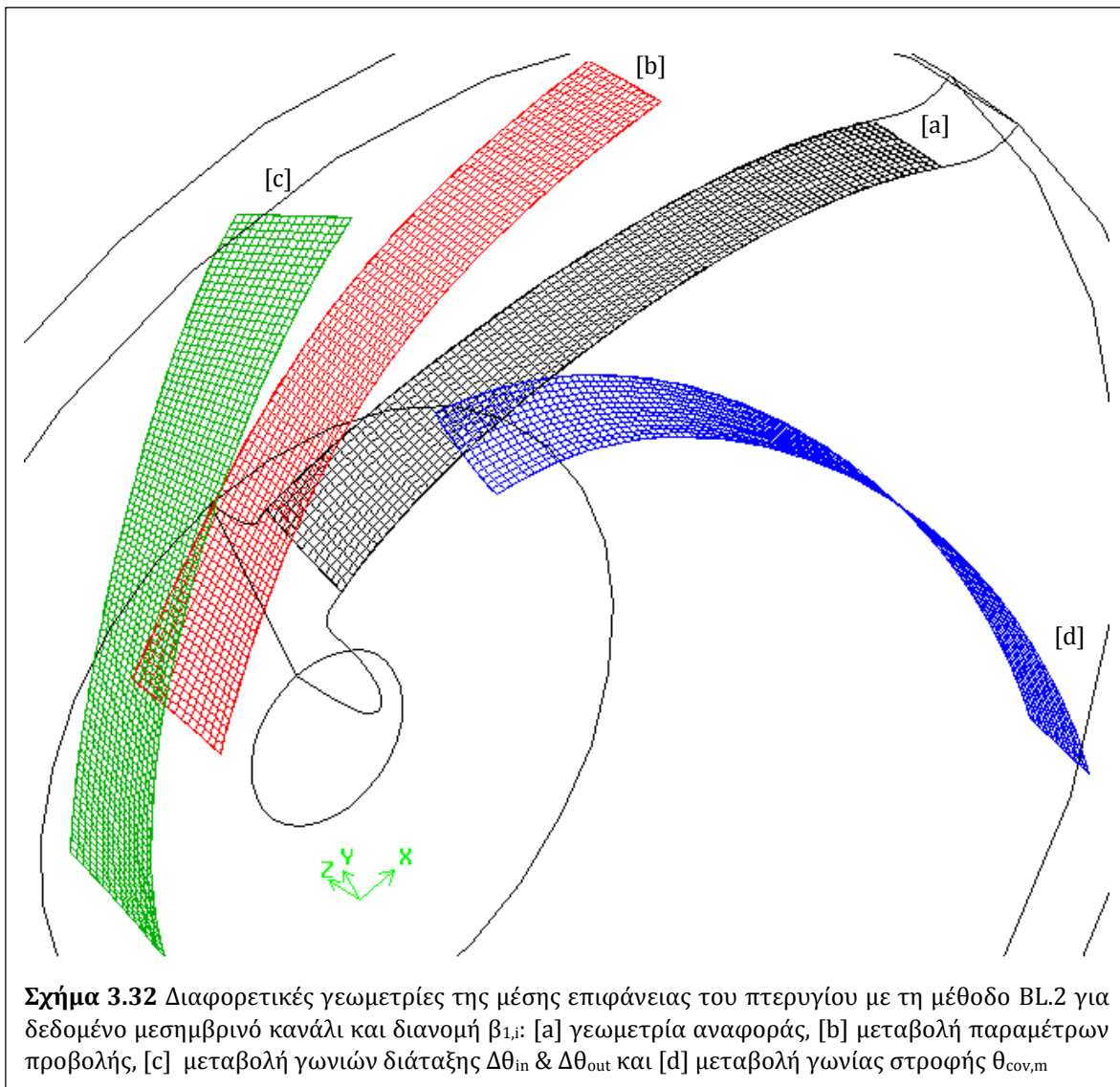
$$(x^2 + y^2)^{0,5} = r \rightarrow P(x, y, z)$$

(3.62)



Σχήμα 3.31 Συνθήκες διάταξης [στοίβαξης] των τριδιάστατων καμπυλών του πτερυγίου

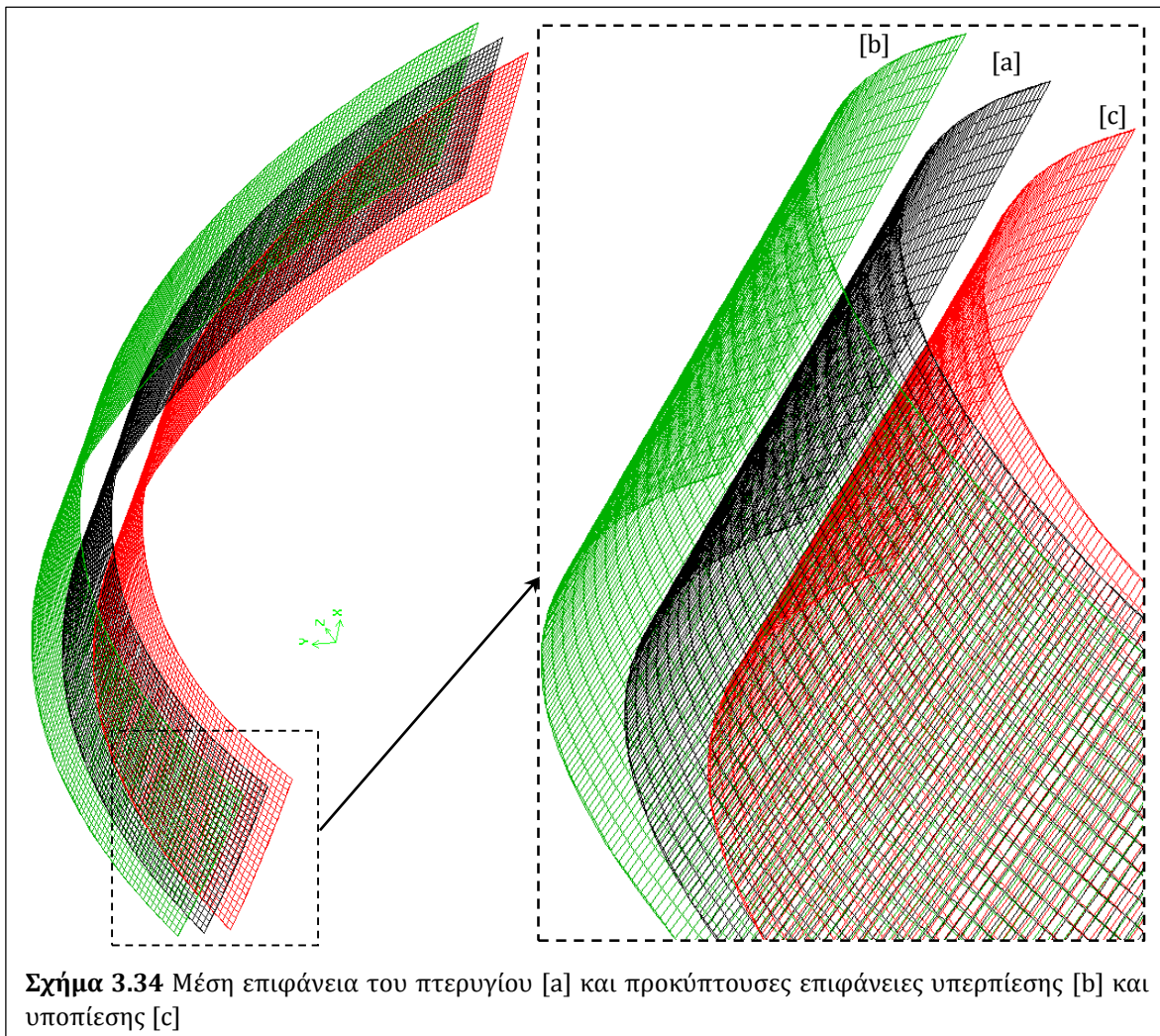
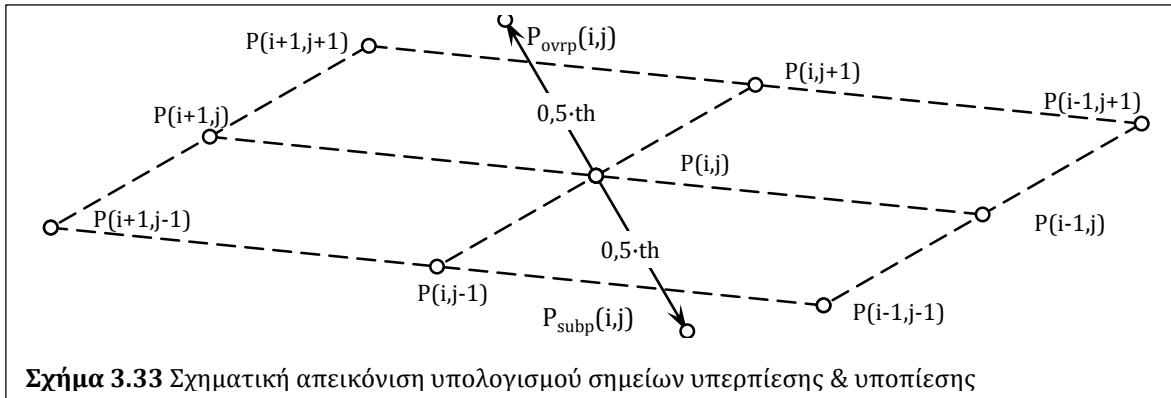
Συγκρινόμενη με τη BL.1, η μέθοδος BL.2 δίνει σαφώς μεγαλύτερη ευελιξία στον σχεδιασμό της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου, ενώ πρακτικά απαιτεί σχεδόν το ίδιο πλήθος παραμέτρων. Ωστόσο, για ακραίες τιμές των ενδιαμέσων σημείων ελέγχου ή των γωνιών $\delta\theta_{in}$ και $\delta\theta_{out}$, αναμένεται η σχεδιαζόμενη μέση επιφάνεια να εκφεύγει της επιθυμητής, τυπικής μορφής των πτερυγίων, καθώς στην πρώτη περίπτωση η καμπυλότητα θα διανέμεται ανομοιόμορφα και στη δεύτερη η επιφάνεια θα έχει έντονη στρεβλότητα, οπότε απαιτείται κατάλληλη προσαρμογή και περιορισμός του εύρους τους κατά περίπτωση. Στο Σχ. 3.32 φαίνεται η διαφοροποίηση της μορφής της μέσης επιφάνειας των πτερυγίων με τη μέθοδο BL.2 για ίδια χάραξη μεσημβρινού καναλιού, διανομή κλίσεων εισόδου $\beta_{1,i}$ και κλίση εξόδου β_2 , μεταβάλλοντας τις παραμέτρους καμπυλότητας των προβολών των κατασκευαστικών καμπυλών, τις γωνίες $\Delta\theta_{in}$ και $\Delta\theta_{out}$ και τη μέση κεντρική γωνία στροφής $\theta_{cov,m}$.

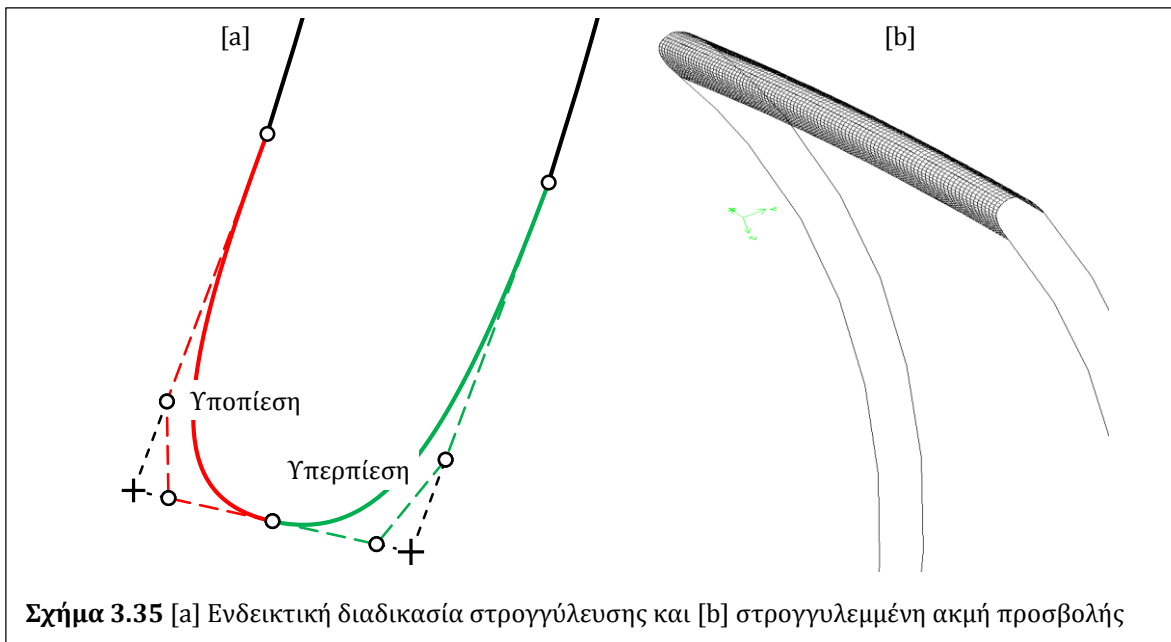


3.1.3.3 Επιβολή Πάχους & Στρογγύλευση Ακμών Πτερυγίου

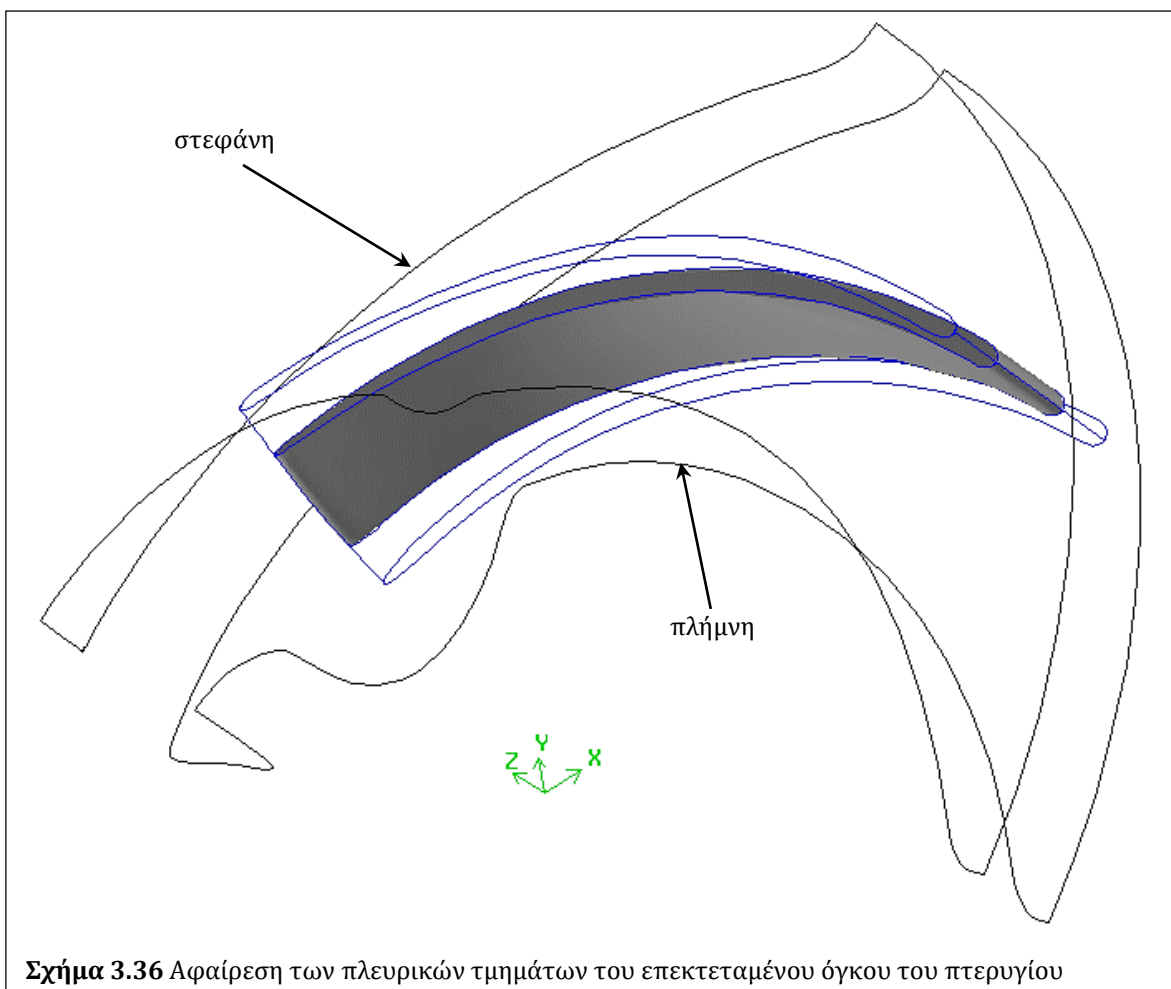
Προκειμένου να δοθεί κατάλληλο πάχος t_h στο πτερύγιο, αρχικά επιλέγεται μια κατάλληλη τιμή του, συνήθως στο εύρος 3% – 5% ως προς την r_2 για χυτές πτερωτές (Παπαντώνης, 2004). Στη συνέχεια, για την εύρεση του καθέτου διανύσματος για κάθε ενδιάμεσο σημείο $P(i,j)$ της μέσης επιφάνειας, υπολογίζεται το εξωτερικό γινόμενο των γειτονικών του σημείων (Φελούρης, 2006). Δεδομένης της επιλεγμένης αρίθμησης των i από την πλήμνη προς τη στεφάνη) και j από την είσοδο προς την έξοδο, το προκύπτον διάνυσμα $P_{ex}(i,j)$ θα έχει αφετηρία το $P(i,j)$ και κατεύθυνση προς την πλευρά υπερπίεσης και το αντίθετό του προς αυτήν της υποπίεσης [Σχ. 3.33]. Καθιστώντας τα διανύσματα μοναδιαία και στη συνέχεια πολλαπλασιάζοντάς τα με το ήμισυ του πάχους, για κάθε σημείο της μέσης επιφάνειας προκύπτουν τα αντίστοιχα $P_{ovrp}(i,j)$ και

$P_{subp}(i,j)$ για τις επιφάνειες υπερπίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου. Αντίστοιχη διαδικασία με την παραπάνω εφαρμόζεται και για τα συνοριακά σημεία με $i=1, i=5$ και $j=0, j=100$ χρησιμοποιώντας την εγγύτερη τετράδα γειτονικών σημείων. Οι προκύπτουσες επιφάνειες παρουσιάζονται για ενδεικτική περίπτωση στο Σχ. 3.34.

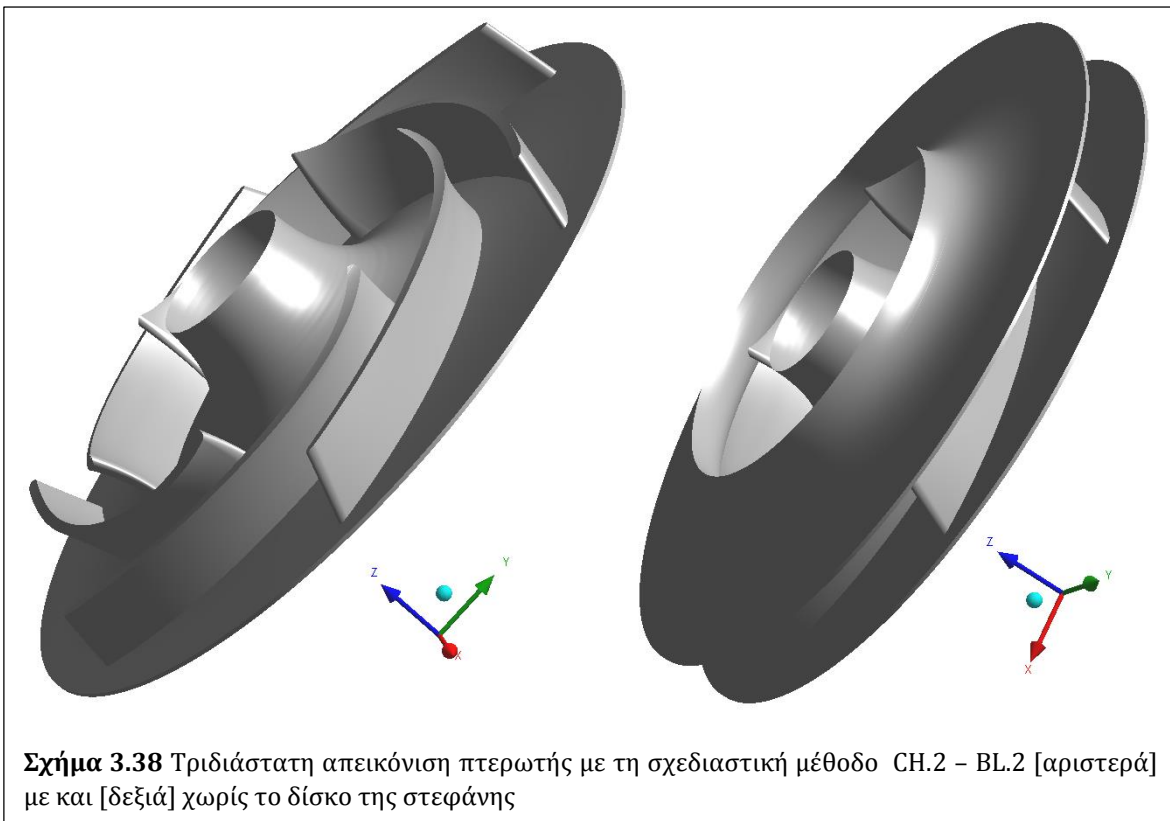
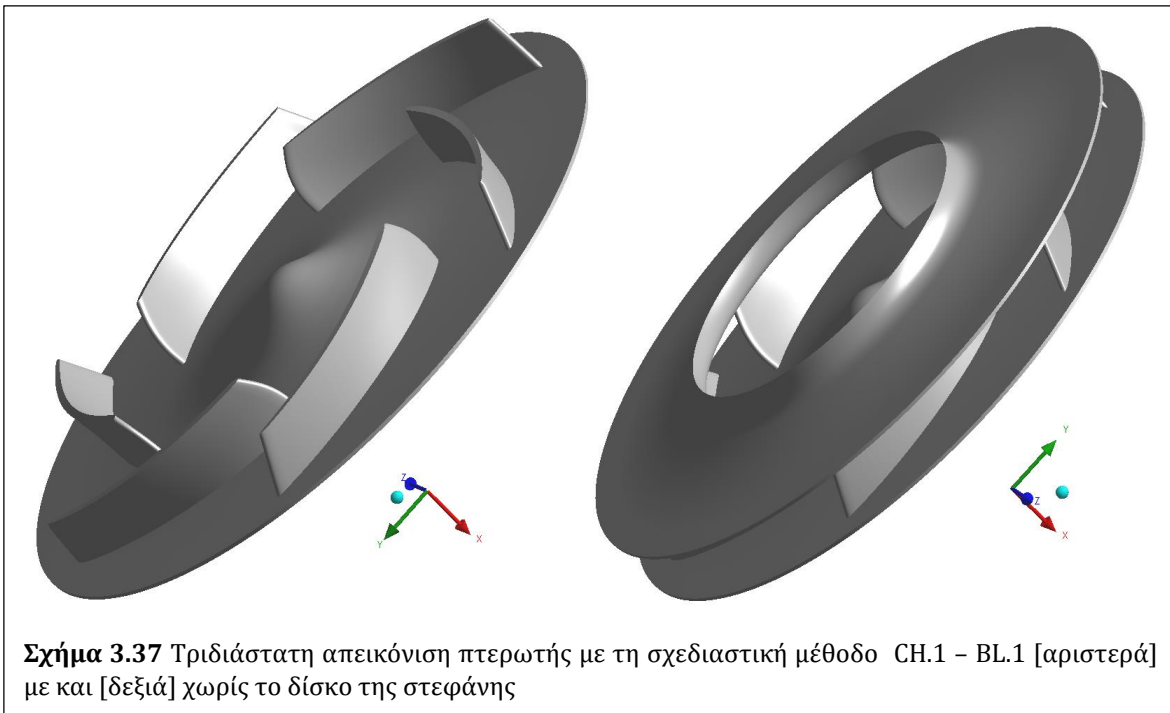




Σχήμα 3.35 [a] Ενδεικτική διαδικασία στρογγύλευσης και [b] στρογγυλεμένη ακμή προσβολής



Σχήμα 3.36 Αφαίρεση των πλευρικών τμημάτων του επεκτεταμένου όγκου του πτερυγίου



Στη συνέχεια, οι επιφάνειες υπερπίεσης και υποπίεσης στρογγυλεύονται προς διαμόρφωση των ακμών προσβολής και εκφυγής. Η διαδικασία αυτή γίνεται με χρήση τριδιάστατων καμπυλών Bezier 4 σημείων ελέγχου, για μεταβατικά μήκη που αντιστοιχούν σε προκαθορισμένο αριθμό σημείων, ίσο για κάθε τριδιάστατη καμπύλη i , με τα συνοριακά σημεία $i=0,100$ να χρησιμοποιούνται ως όρια για τον καθορισμό των κλίσεων [Σχ. 3.35].

Σε αντίθεση με τη μέση επιφάνεια, τα πλευρικά όρια των επιφανειών υπερπίεσης και υποπίεσης γενικά δε συμπίπτουν με τις εκ περιστροφής επιφάνειες της πλήμνης και της στεφάνης. Προκειμένου να εξασφαλίζεται η τοπολογική συμβατότητα μεταξύ του όγκου του πτερυγίου και της χοάνης του αξονοσυμμετρικού καναλιού, οι επιφάνειες του πτερυγίου αρχικά προεκτείνονται πλευρικά κατά διανύσματα εύλογου μέτρου ώστε να διατέμνουν πλήρως τις επιφάνειες της πλήμνης και της στεφάνης και στη συνέχεια αφαιρούνται γεωμετρικά τα τμήματα που βρίσκονται εκτός της χοάνης [Boolean intersection – subtraction, Σχ. 3.36].

Τέλος, στα Σχ. 3.36 & 3.37 παρουσιάζονται οι τριδιάστατες όψεις πτερωτών του ίδιου ΚΣΛ, [δηλαδή ονομαστικής παροχής, ύψους και στροφών] με συνδυαστική χρήση των σχεδιαστικών προσεγγίσεων CH.1 – BL.1 και CH.2 – BL.2 αντιστοίχως για το μεσημβρινό κανάλι και τη μέση επιφάνεια του πτερυγίου, με και χωρίς το δίσκο της στεφάνης. Ειδικότερα, στο Σχ. 3.36 είναι εμφανής η βολβοειδής διαμόρφωση της πλήμνης και η μορφή της ακμής προσβολής με την επιβολή καθετότητας της καμπύλης εισόδου ως προς την πλήμνη και τη στεφάνη στο μεσημβρινό επίπεδο, και αντίστοιχα στο Σχ. 3.37 η δακτυλιοειδής διατομή εισόδου της ροής στην πτερωτή και η ακμή προσβολής για πιο ευέλικτη χάραξη της καμπύλης εισόδου. Συνολικά, παρατηρείται ότι οι 2+2 σχεδιαστικές μεθοδολογίες που αναπτύχθηκαν παραπάνω γενικά οδηγούν στην παραγωγή γεωμετριών με μορφή τυπικά απαντώμενη στις πτερωτές φυγοκεντρικών αντλιών.

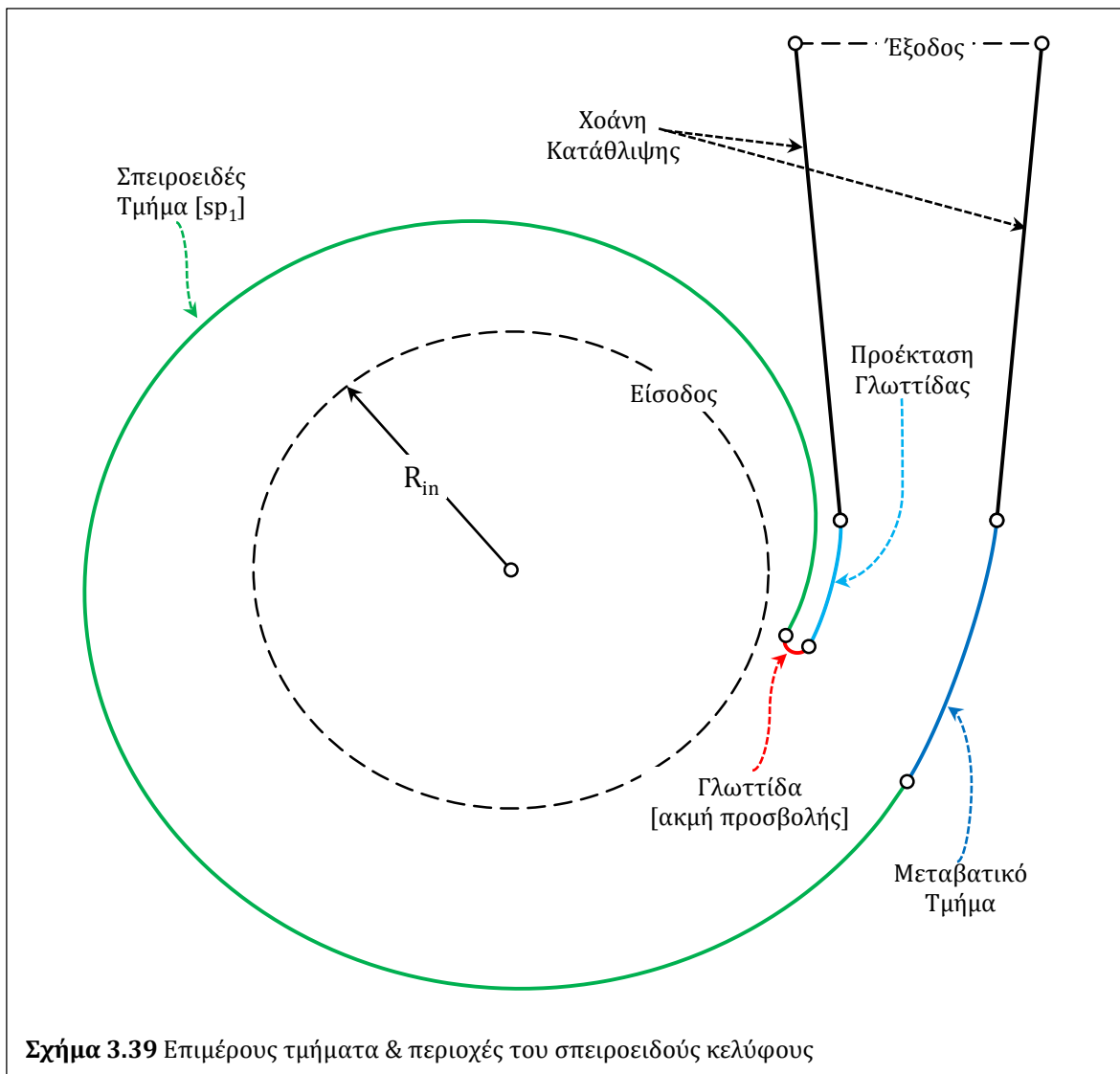
3.2 Σπειροειδές Κέλυφος

Το σπειροειδές κέλυφος αποτελεί μηχανολογικό εξάρτημα της φυγοκεντρικής αντλίας με ιδιαίτερα περίπλοκη γεωμετρία, θέτοντας επομένως αντίστοιχες σχεδιαστικές δυσκολίες. Η μεθοδολογία που εισάγει η παρούσα Διατριβή υιοθετεί διαφορετική προσέγγιση από τις συνήθεις σχεδιαστικές μεθόδους, αποσκοπώντας στην παραγωγή γεωμετριών τυπικής μορφής και συμβατών με τον σχεδιασμό και τη λειτουργία της πτερωτής, διατηρώντας ωστόσο περιορισμένο πλήθος σχεδιαστικών παραμέτρων.

3.2.1 Εγκάρσια Τομή

Αρχικά, εισάγονται οι βασικές σχεδιαστικές παράμετροι. Αυτές είναι η ακτίνα R_{in} και το πλάτος b_{in} της κυλινδρικής εισόδου που θα αντιστοιχεί στην έξοδο της πτερωτής, το ακτινικό διάκενο t και η ακτίνα στρογγύλευσης R_g της γλωττίδας, η κλίση β_{in} της

γλωττίδας και η γωνία διεύρυνσης θ_{out} της χοάνης κατάθλιψης. Τα t , R_g συνήθως λαμβάνονται ως κλάσματα του R_{in} από εμπειρικά διαγράμματα, ενώ η β_{in} τίθεται ίση με την κλίση εξόδου α_2 της πτερωτής, προκειμένου η είσοδος της ροής στο κέλυφος να γίνεται χωρίς κρούση.

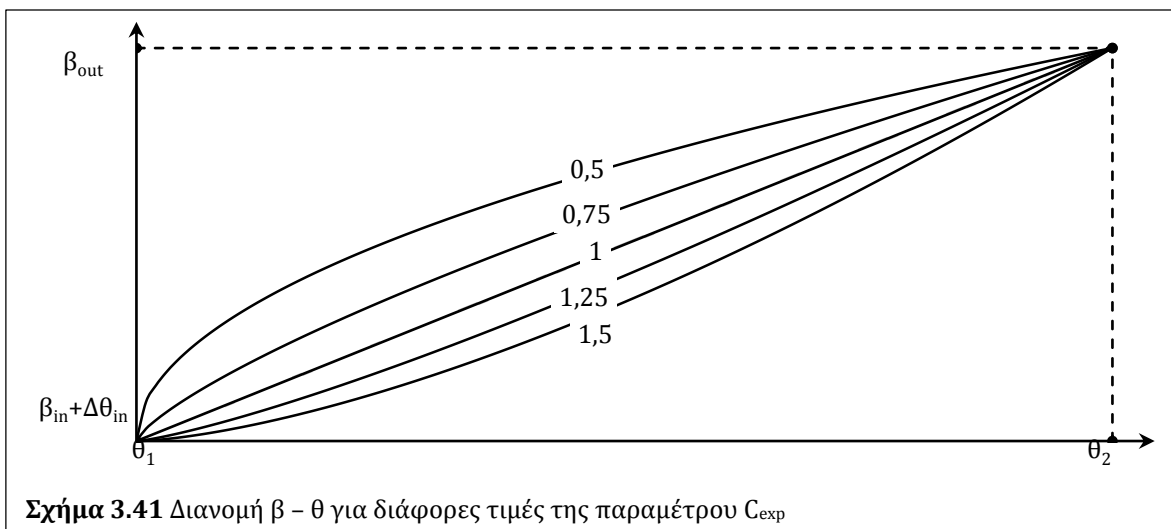
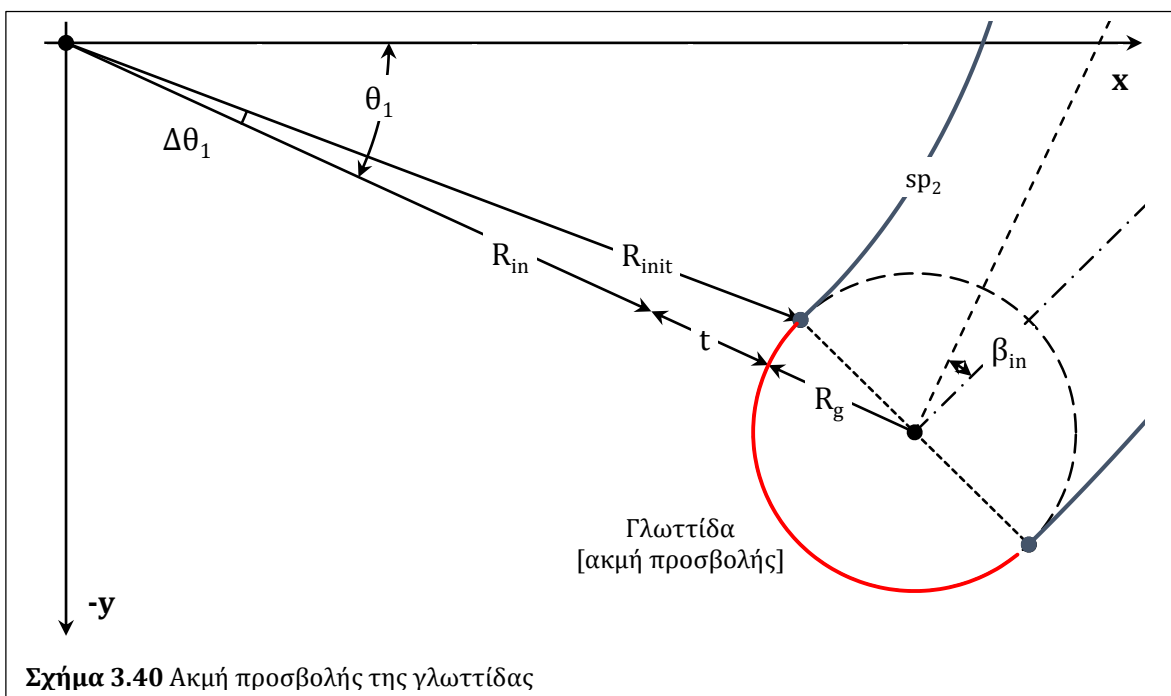


Στη συνέχεια, η τομή του κελύφους σχεδιάζεται στο επίπεδο $x - y$, με τη χοάνη κατάθλιψης να βρίσκεται κάθετα στον άξονα περιστροφής z της αντλίας. Τα επιμέρους τμήματα αυτής φαίνονται στο Σχ. 3.39. Ειδικότερα, το σπειροειδές τμήμα καταρχήν εκτείνεται σε κεντρική γωνία μεταξύ θ_1 και θ_2 , με τη θ_1 να παίρνει τιμές μεταξύ -15° και -30° και τη θ_2 μεταξύ 300° και 330° , ώστε να υπάρχει περιθώριο ομαλής διαμόρφωσης της μεταβατικής περιοχής προς τη χοάνη κατάθλιψης.

Τοποθετώντας το κέντρο της γλωττίδας στο κάθετο επίπεδο [Σχ 3.40], υπολογίζονται τα αντιδιαμετρικά σημεία, μεταξύ των οποίων η ακμή προσβολής σχεδιάζεται ως ημικύκλιο ακτίνας R_g , καθώς και η ακτίνα R_{init} [Εξ. 3.63] και η απόκλιση $\Delta\theta_{init}$ [Εξ. 3.64] για το πρώτο σημείο του σπειροειδούς τμήματος.

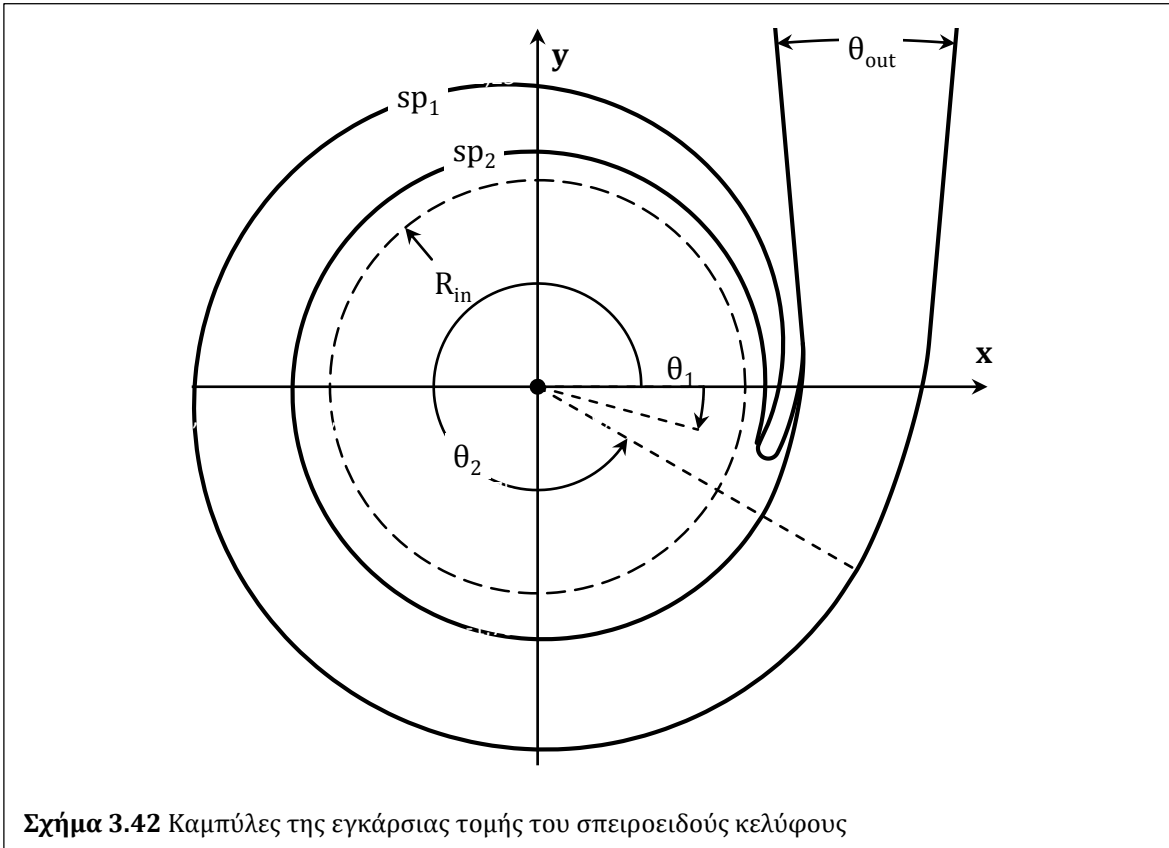
$$R_{init} = \left\{ (R_g \cdot \sin\beta_{in})^2 + [R_{in} + t + R_g \cdot (1 - \cos\beta_{in})]^2 \right\}^{0,5} \quad (3.63)$$

$$\Delta\theta_{init} = \arctan \left[\frac{R_g \cdot \sin\beta_{in}}{R_{in} + t + R_g \cdot (1 - \cos\beta_{in})} \right] \quad (3.64)$$



Έπειτα, ορίζεται η τιμή της κλίσης β_{out} για γωνία στροφής θ_2 και επιβάλλεται εκθετική διανομή $\beta - \theta$ για τα ενδιάμεσα σημεία με παράμετρο C_{exp} [Εξ. 3.65, Σχ. 3.41], ξεκινώντας από $\beta_{in} + \Delta\theta_{init}$.

$$\beta_i = \beta_{in} + \Delta\theta_{init} + (\beta_{out} - \beta_{in} - \Delta\theta_{init}) \cdot \left(\frac{\theta_i - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \right)^{ctrl_{exp}} \quad (3.65)$$



Για σταθερό βήμα $\delta\theta_i$ της κεντρικής γωνίας, η τομή του σπειροειδούς τμήματος προκύπτει με εφαρμογή της μεθόδου της κατευθείαν ολοκλήρωσης σε κυλινδρικές συντεταγμένες και πεπερασμένη μορφή:

$$\Delta\theta_i = \frac{\Delta r_i}{r_i \cdot \tan\beta_i} \Rightarrow \delta r_i = \frac{\Delta\theta_i \cdot r_{i-1} \cdot \tan\beta_i}{1 - \Delta\theta_i \cdot \tan\beta_i} \quad (3.66)$$

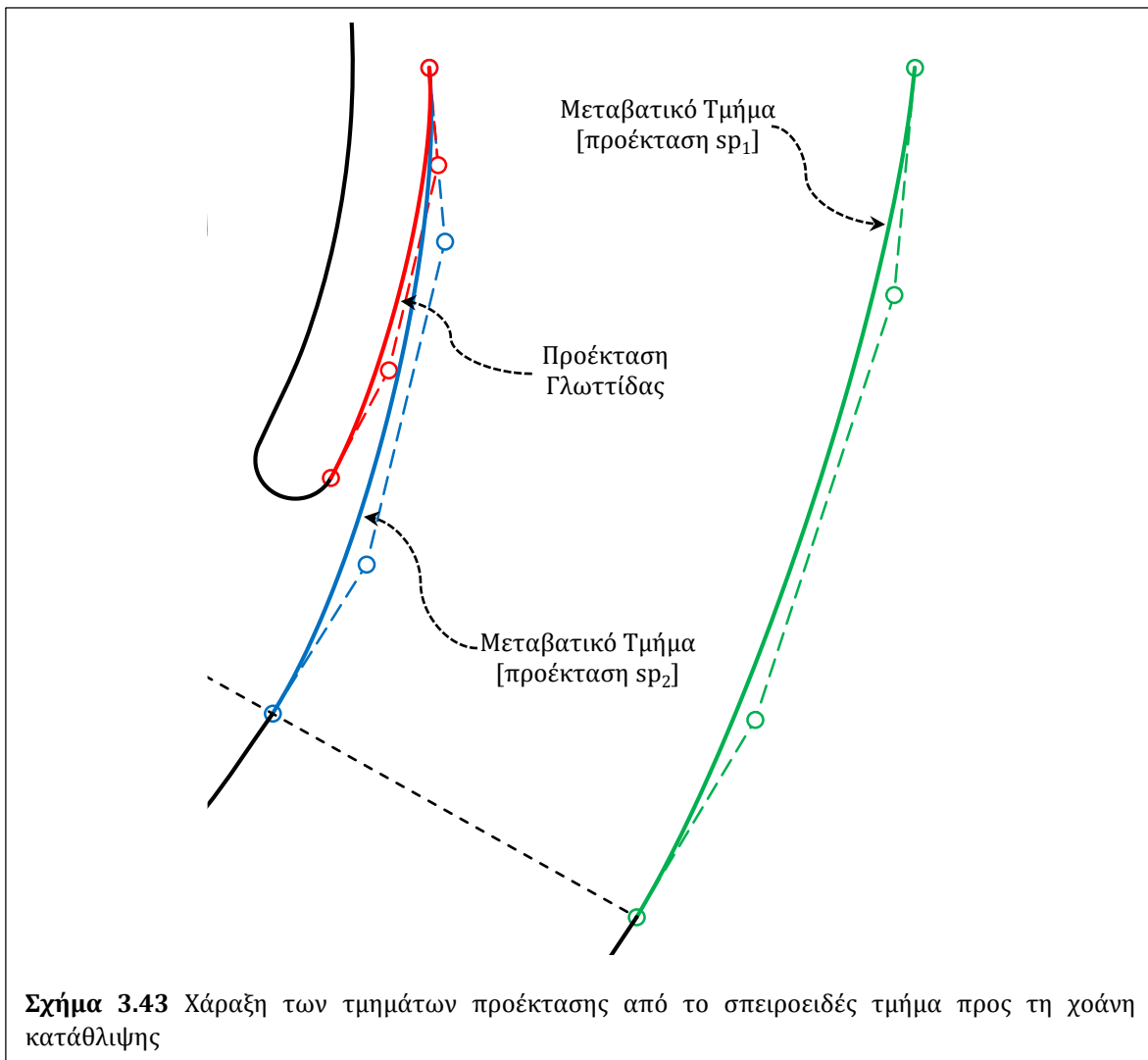
$$r_i = r_{i-1} + \Delta r_i \quad (3.67)$$

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \Delta\theta_i \quad (3.68)$$

$$x_i = r_i \cdot \cos\theta_i \quad (3.69)$$

$$y_i = r_i \cdot \sin\theta_i \quad (3.70)$$

Η καμπύλη sp_1 που προκύπτει από την παραπάνω διαδικασία αντιστοιχεί στα ίχνη μέγιστης ακτίνας κάθε διατομής του σπειροειδούς τμήματος [Σχ. 3.42]. Η καμπύλη sp_2 περιλαμβάνει τα αντίστοιχα κατώτατα σημεία των διατομών και προκύπτει ξεκινώντας από ακτίνα R_{init} [Σχ. 3.40] η οποία αυξάνει γραμμικά ως προς τη γωνία θ , και πάλι στο εύρος μεταξύ θ_1 και θ_2 . Οι δύο αυτές καμπύλες προεκτείνονται ομαλά με καμπύλες Bezier 4 σημείων ελέγχου [Σχ. 3.43], οι οποίες καταλήγουν στην αρχή της χοάνης κατάθλιψης, με κλίσεις στα σημεία εξόδου οι οποίες να ικανοποιούν τη γωνία διεύρυνσης θ_{out} και να εξασφαλίζουν επαρκή απόσταση από τις εξωτερικές διαστάσεις του σπειροειδούς τμήματος.

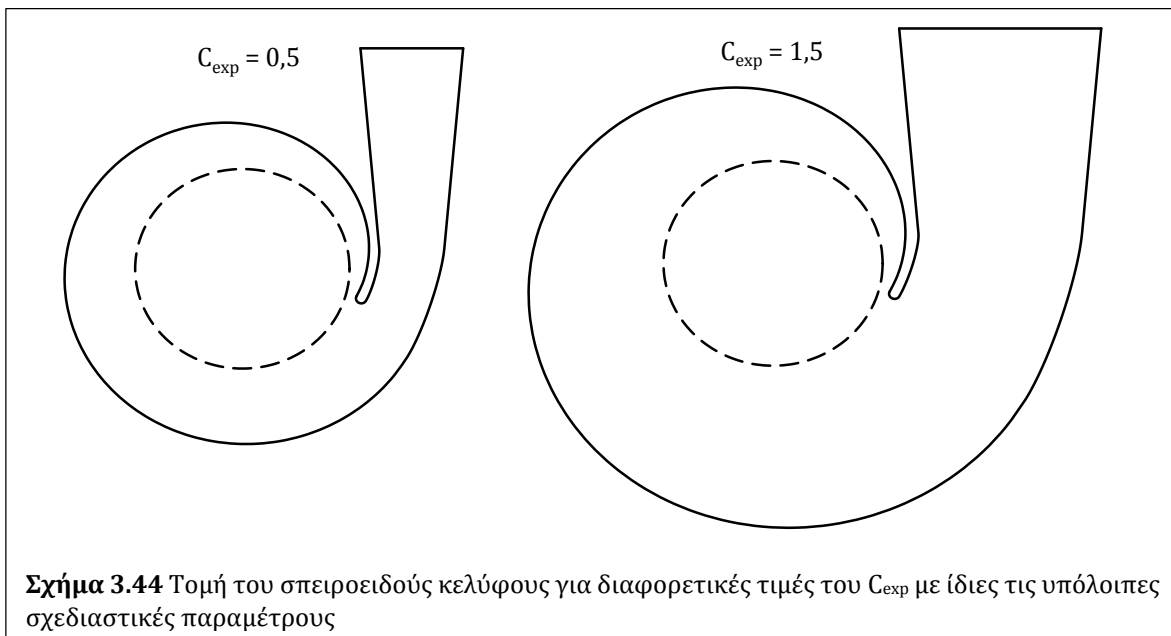


Με αντίστοιχο τρόπο σχεδιάζεται και η προέκταση της γλωττίδας, από την ημικυκλική ακμή προσβολής ως το τελευταίο σημείο της καμπύλης κατωτάτων σημείων,

διατηρώντας την παράγωγο στα σημεία αυτά. Τέλος, η χοάνη κατάθλιψης προεκτείνεται κατά y με γωνία θ_{out} για μήκος πολλαπλάσιο της ακτίνας R_{in} .

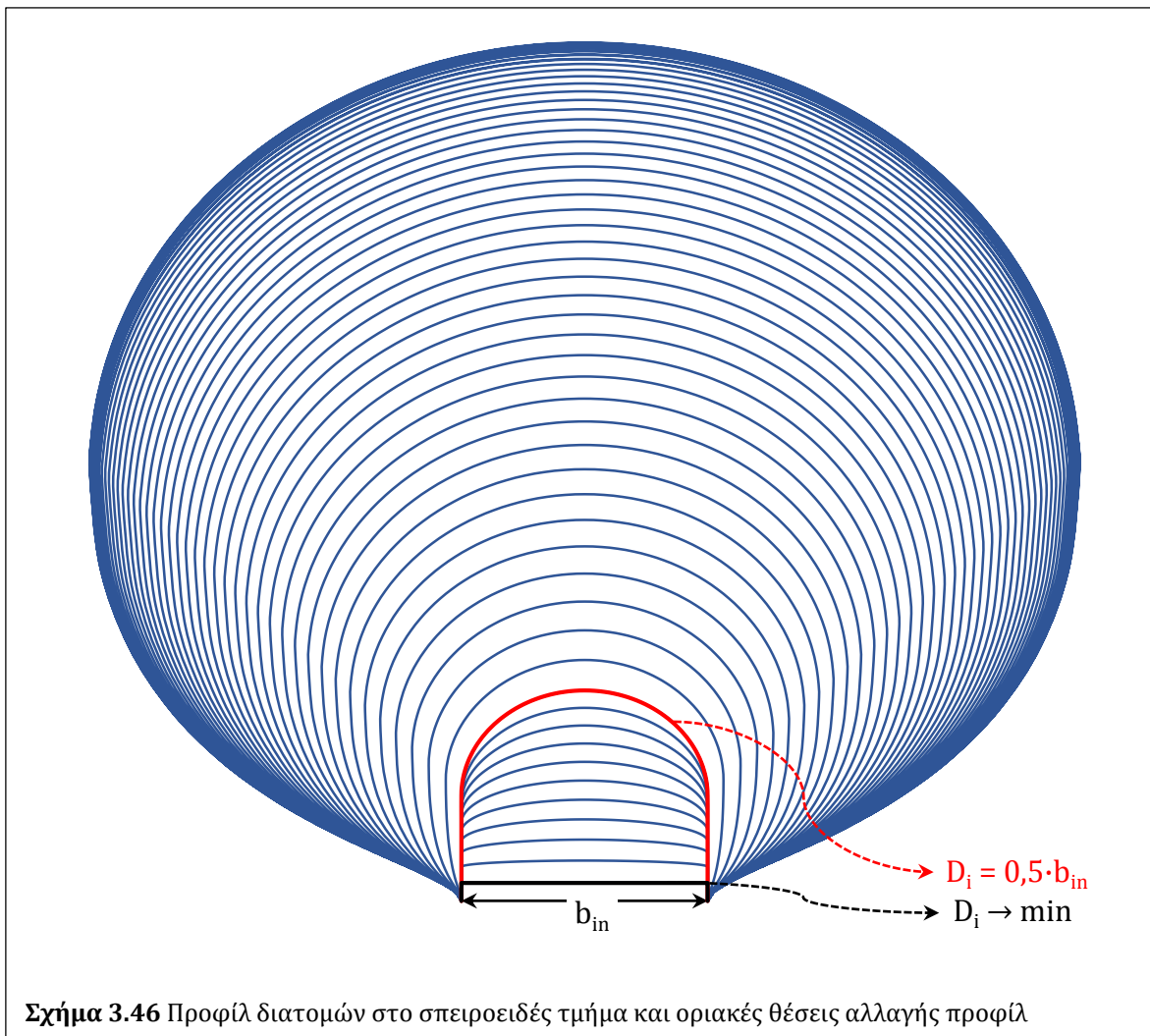
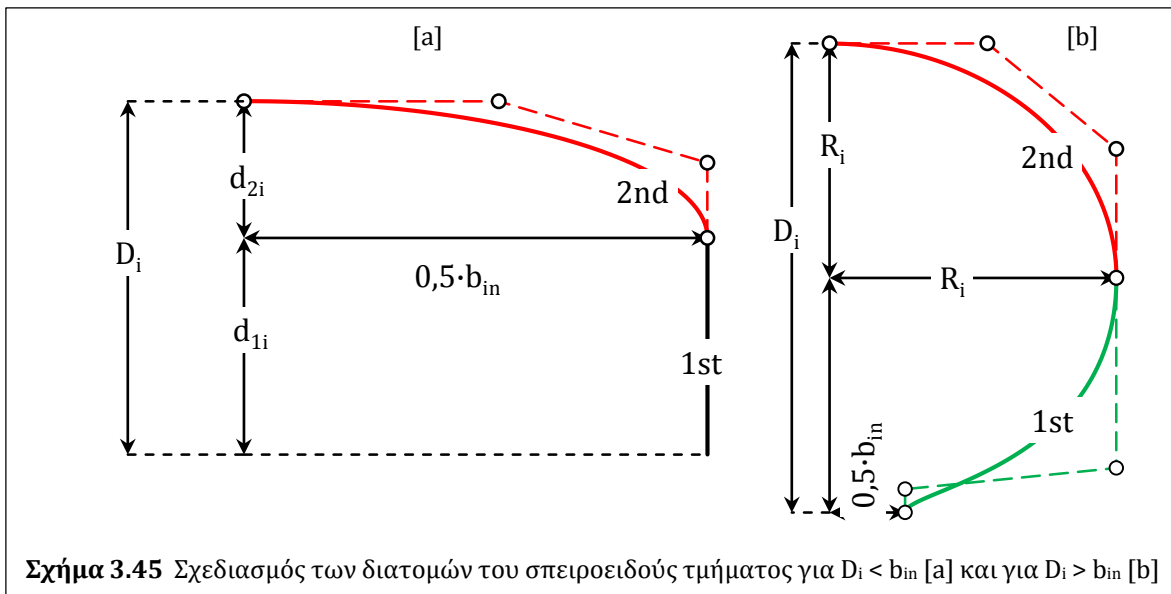
Σημειώνεται ότι το αρχικό τμήμα sr_2 σχεδιάζεται με σταδιακή αύξηση της ακτίνας, ώστε η προέκτασή του στο μεταβατικό τμήμα να περιλαμβάνει τη γλωττίδα, προκειμένου να καθίσταται δυνατή η σταδιακή διαμόρφωση του προφίλ των διατομών προς τη χοάνη κατάθλιψης, όπως θα φανεί παρακάτω [Σχ. 3.47 & 3.48].

Γίνεται κατανοητό ότι η μορφή του παραπάνω σχεδιασμού και το συνολικό μέγεθος του σπειροειδούς κελύφους εξαρτώνται σημαντικά από τις τιμές των παραμέτρων β_{out} και C_{exp} . Ειδικότερα, μεγαλύτερες τιμές της β_{out} και της C_{exp} οδηγούν σε μεγαλύτερες διαστάσεις. Η διπλή αυτή ρύθμιση του μεγέθους επιλέχθηκε καθώς η τιμή της β_{out} επηρεάζει επίσης τη μορφή των καμπυλών προέκτασης και της χοάνης κατάθλιψης, έτσι ως κύρια παράμετρος ρύθμισης χρησιμοποιεί η C_{exp} [Σχ. 3.44].



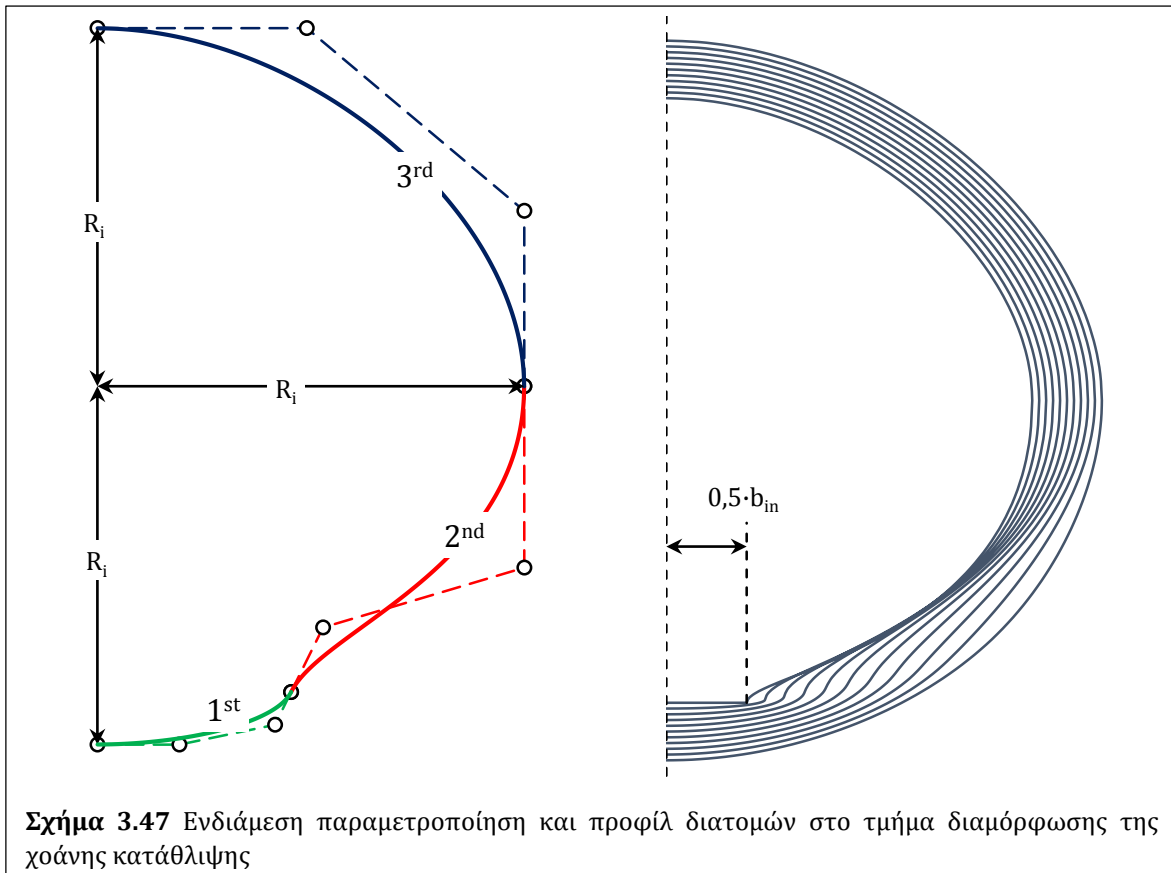
3.2.2 Σχεδιασμός των Διατομών

Από τις καμπύλες sr_1 και sr_2 , σε κάθε θέση του σπειροειδούς τμήματος προκύπτει η ακτινική διαφορά D_i εντός της οποίας σχεδιάζεται η αντίστοιχη διατομή [Σχ. 3.45], ώστε να προσομοιάζει κατά το δυνατό σε κυκλικό δίσκο, με άνοιγμα b_{in} παράλληλο στον άξονα περιστροφής στη βάση για την είσοδο της ροής και κατάλληλες στρογγυλεύσεις για την αποφυγή αποκολλήσεων στο εσωτερικό της. Ο σχεδιασμός γίνεται για το ήμισυ των διατομών, θεωρώντας αυτές συμμετρικές ως προς τη μέση τιμή του κελύφους και διακρίνεται σε δύο περιπτώσεις.

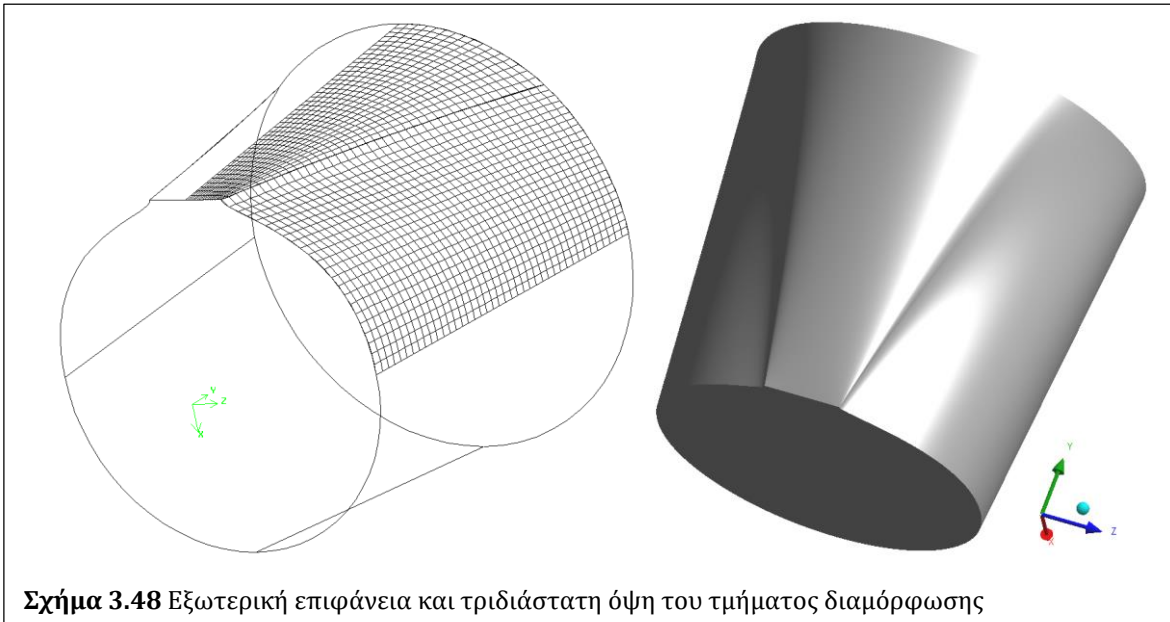


Στην πρώτη [Σχ. 3.45.a] για $D_i < b_{in}$, το D_i χωρίζεται στα ακτινικά τμήματα d_{1i} [1st] και d_{2i} [2nd] με τον λόγο d_{2i}/d_{1i} να μεταβάλλεται γραμμικά ως προς την αντίστοιχη κεντρική γωνία $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$ κάθε διατομής στο εύρος $[0,1]$. Για το τμήμα d_{1i} , η χάραξη γίνεται κάθετα στο ευθύγραμμο τμήμα εισόδου, ενώ στο τμήμα d_{2i} αντιστοιχεί μια καμπύλη Bezier 4 σημείων ελέγχου η οποία ξεκινά από το τελευταίο σημείο του d_{1i} με κάθετη κλίση και καταλήγει στον άξονα συμμετρίας της διατομής με μηδενική κλίση. Στην περίπτωση αυτή, τα προφίλ των διατομών είναι γενικώς οβάλ, με ακραίες περιπτώσεις την πλήρως ορθογωνική διατομή που αντιστοιχεί στην κεντρική γωνία θ_1 με $d_{2i} = 0$ και την ημικυκλική διατομή, όταν $D_i = b_{in}$ και $d_{1i} = d_{2i}$.

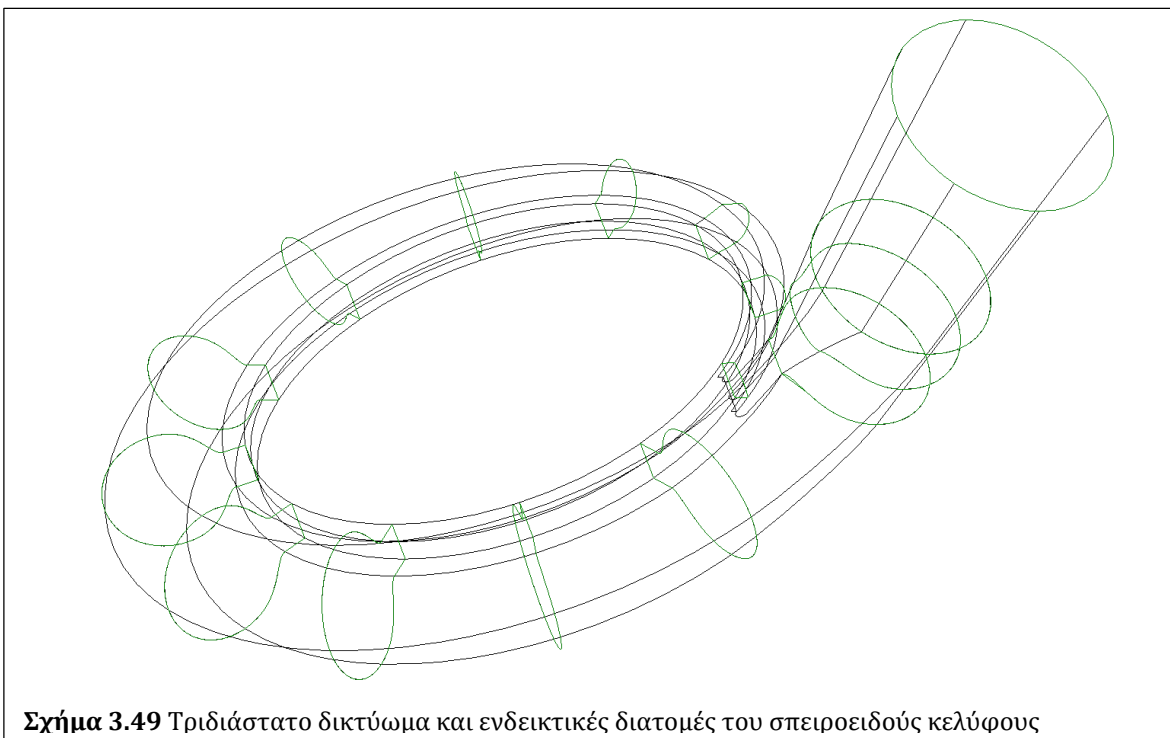
Στη δεύτερη περίπτωση [Σχ. 3.45.b] για $D_i > b_{in}$, ο σχεδιασμός υλοποιείται σε δύο διαδοχικά ακτινικά τμήματα $R_i = 0,5 \cdot D_i$ με χρήση καμπυλών Bezier 4 σημείων ελέγχου. Για το πρώτο τμήμα [1st], ο σχεδιασμός ξεκινά από απόσταση $0,5 \cdot b_{in}$ από τον άξονα συμμετρίας και καταλήγει σε απόσταση R_i , με κατακόρυφη αρχική και τελική κλίση, ενώ το δεύτερο [2nd] σχεδιάζεται προσεγγιστικά ως τεταρτοκύκλιο, με κατάλληλη τοποθέτηση των ενδιάμεσων παραμέτρων. Στο Σχ. 3.46 παρουσιάζονται τα προφίλ των διατομών που προκύπτουν για το σπειροειδές τμήμα, επισημαίνοντας τα όρια των παραπάνω περιπτώσεων. Με ανάλογο τρόπο σχεδιάζονται οι διατομές και στο τμήμα προέκτασης προς τη χοάνη.



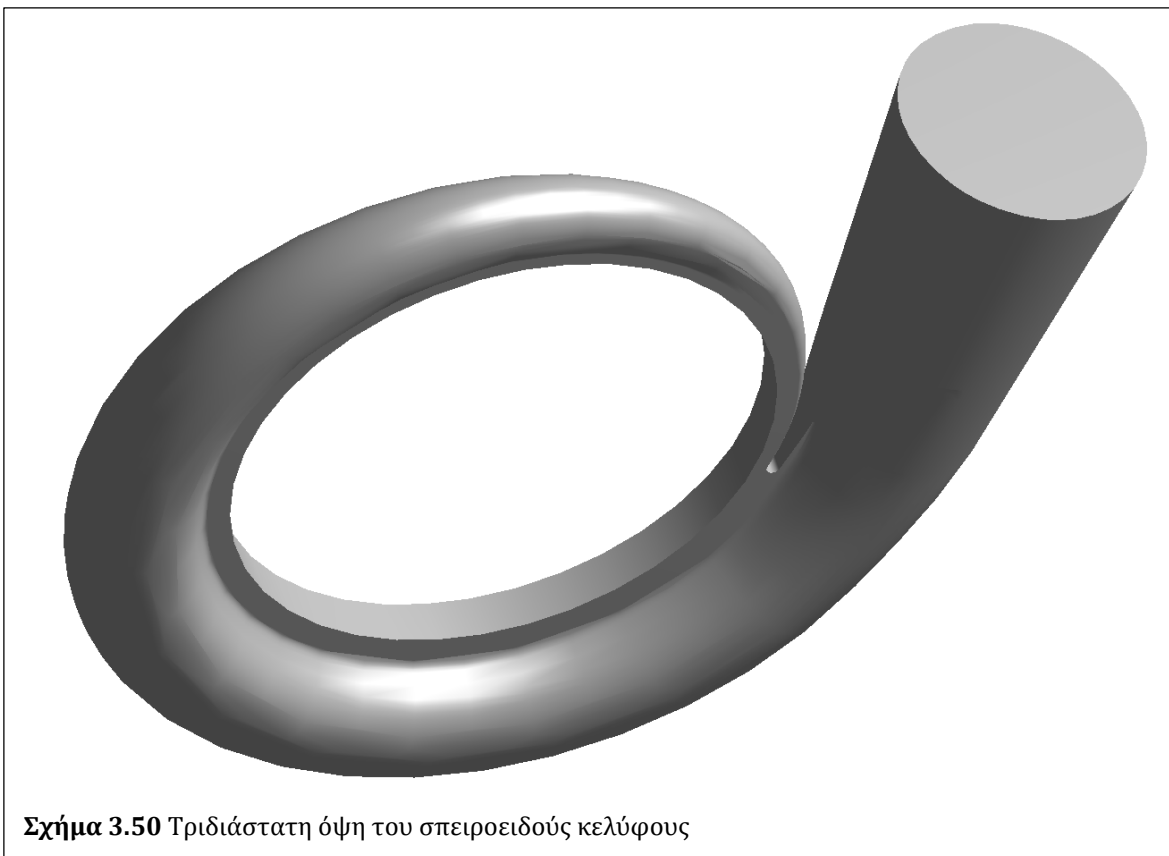
Όπως αναλύθηκε παραπάνω, οι διατομές καθ' όλο το μήκος του σπειροειδούς τμήματος είναι ανοικτές προς το μέρος της πτερωτής, εμφανίζοντας εκατέρωθεν ακμές. Ωστόσο, οι διατομές στην έξοδο της χοάνης κατάθλιψης θα πρέπει να είναι κυκλικές, προκειμένου η αντλία να συνδέεται με τη σωλήνωση κατάθλιψης. Η διαφορά αυτή εξομαλύνεται κατάντη της γλωττίδας, για παραμετρικά επιλεγόμενο μήκος της χοάνης κατάθλιψης.



Σχήμα 3.48 Εξωτερική επιφάνεια και τριδιάστατη όψη του τμήματος διαμόρφωσης



Σχήμα 3.49 Τριδιάστατο δικτύωμα και ενδεικτικές διατομές του σπειροειδούς κελύφους



Σχήμα 3.50 Τριδιάστατη όψη του σπειροειδούς κελύφους

Στο μεταβατικό τμήμα που παρεμβάλλεται, το συμμετρικό ήμισυ των διατομών σχεδιάζεται σε 3 καμπύλες [Σχ. 3.47], μεταξύ τους συνεχείς και κατά το δυνατόν ομαλές, με χρήση καμπυλών Bezier 4 σημείων ελέγχου. Το πρώτο τμήμα [1st] ξεκινά ως οριζόντιο ευθύγραμμο τμήμα μήκους $0,5 \cdot b_{in}$ και διαμορφώνεται προσεγγιστικά σε $1/8$ περιφέρειας κύκλου ακτίνας R_i . Το δεύτερο [2nd] ξεκινά από την καμπύλη υποδοχής της ροής και καταλήγει επίσης σε $1/8$ περιφέρειας κύκλου. Το τρίτο τμήμα [3rd] σχεδιάζεται κατ' αναλογία προς το προσεγγιστικό τεταρτοκύκλιο στις διατομές του σπειροειδούς τμήματος. Γνωρίζοντας ότι στην τελική διατομή της διαμόρφωσης η κλίση στο κοινό σημείο των δύο πρώτων τμημάτων θα πρέπει να είναι 45° , επιλέχθηκε η κλίση εκεί να φθίνει γραμμικά από 90° σε 45° , τοποθετώντας τα ενδιάμεσα σημεία ελέγχου κατάλληλα. Η γεωμετρική μορφή του προκύπτοντος τμήματος διαμόρφωσης φαίνεται στο Σχ. 3.48.

Τέλος, στο Σχ. 3.49 παρουσιάζονται ενδεικτικές διατομές ανά τμήμα που προέκυψαν από τις παραπάνω προσεγγίσεις και στο Σχ. 3.50 η τελική τριδιάστατη όψη του σπειροειδούς κελύφους. Σημειώνεται ότι η εσωτερική αυτή γεωμετρία του κελύφους δεν παρουσιάζει ακμές ή απότομες μεταβολές στην καμπυλότητα των επιφανειών, παρά μόνο σημειακά στην αρχή του τμήματος διαμόρφωσης της χοάνης κατάθλιψης.

3.3 Στεφάνη Ρυθμιστικών Πτερυγίων

Το σημαντικότερο ζήτημα που αντιμετωπίζεται κατά τον παραμετρικό σχεδιασμό της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων στις υδροδυναμικές μηχανές όπως φαίνεται και στο Κεφ. 2.3.7 είναι η διαστασιολόγηση αυτής, ώστε να διασφαλίζονται ταυτόχρονα η τοπολογικά συνεπής ακτινική τοποθέτησή της ως προς την πτερωτή/δρομέα και η δυνατότητα περιστροφής των πτερυγίων για τη ρύθμιση των συνθηκών εισόδου κατά την υδροστροβιλική λειτουργία στις ΡΑΤ.

Στην παρούσα Διατριβή, τα ρυθμιστικά πτερύγια σχεδιάζονται ως συμμετρικές αεροτομές με πλάτος ίσο με αυτό της εξόδου b_2 της πτερωτής, με την κλίση τοποθέτησής τους σε κυκλικές συντεταγμένες α_{gv} να χρησιμοποιείται ως μέγεθος ενδεικτικό του ανοίγματος. Ακόμα, θεωρείται ότι η άρθρωση των πτερυγίων στη στεφάνη θα συμπίπτει με το μέγιστο πάχος της προβολής τους. Επιπλέον, ενώ η ελάχιστη ακτίνα $R_{gv,min}$ της στεφάνης προκύπτει από τις διαστάσεις της πτερωτής, η οριακή τιμή για τη μέγιστη ακτίνα $R_{gv,max}$ εξαρτάται από το μέγιστο άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, το οποίο μετράται στην αντίστοιχη κλίση $\alpha_{gv,max}$ της ακμής εκφυγής προς την πτερωτή [Σχ. 3.51.a]. Αντίστοιχα, στην τελείως κλειστή θέση, τα πτερύγια αναμένεται να τοποθετούνται κάθετα στην ακτινική διεύθυνση, με ελάχιστη απόσταση R_m , και να εφάπτονται οι διαδοχικές ακμές τους ανά δύο, σχηματίζοντας κανονικό πολύγωνο. Στη θέση αυτή, αναμένεται $\alpha_{gv,min} < 0$ [Σχ. 3.51.b].

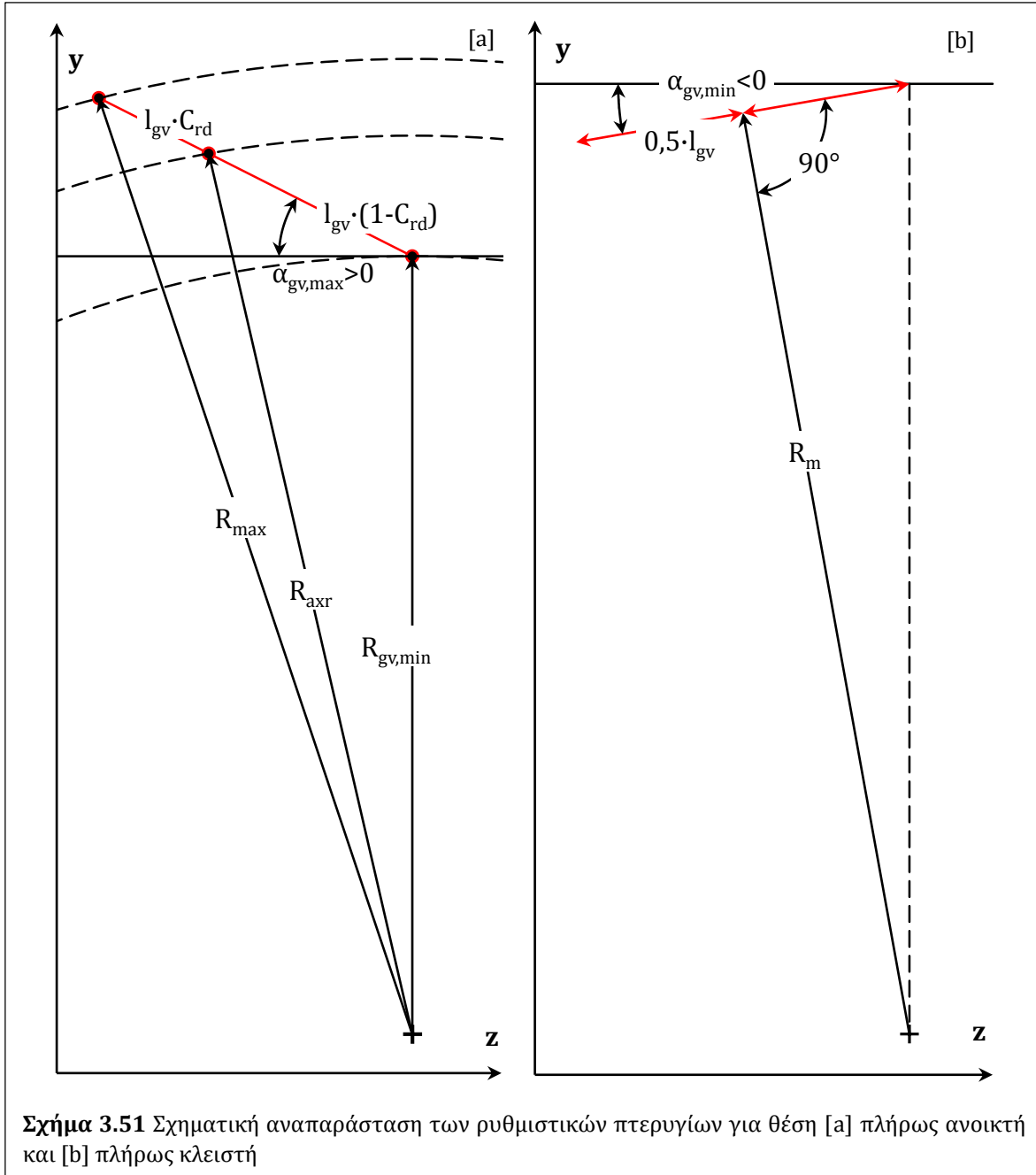
Περαιτέρω, το μήκος l_{gv} της χορδής πτερυγίων χωρίζεται εκατέρωθεν του σημείου άρθρωσης με την παράμετρο C_{rd} , με κάθε τμήμα της υδροτομής να σχεδιάζεται ως καμπύλη Bezier 4 σημείων ελέγχου, εξασφαλίζοντας καθετότητα στις ακμές προσβολής και εκφυγής και ομαλότητα στα κοινά σημεία [Σχ. 3.52]. Η διαμόρφωση αυτή υιοθετήθηκε ώστε να ανταποκρίνεται τόσο σε ευθεία, όσο και σε ανάστροφη λειτουργία της μηχανής, χωρίς τον κίνδυνο αποκόλλησης της ροής ή θραύσης των πτερυγίων που θα προέκυπτε με γωνιακή ακμή χωρίς πάχος προς την πλευρά της πτερωτής, όπως τυπικά σχεδιάζονται τα ρυθμιστικά πτερύγια των υδροστροβίλων.

Έτσι, χρησιμοποιώντας την εμπειρική Εξ. 3.71 του Bovet (1967) για τη συσχέτιση της ακτίνας άρθρωσης R_d με το πλήθος z_d των πτερυγίων, με παραμέτρους τις $R_{gv,min}$, $\alpha_{gv,max}$ και C_{rd} επιλύεται αριθμητικά το πεπλεγμένο, τριγωνομετρικό πρόβλημα της διαστασιολόγησης για τις ακραίες θέσεις ρύθμισης [Εξ. 3.72 – 3.75] και στη συνέχεια υπολογίζονται οι $\alpha_{gv,min}$, $R_{gv,max}$ και η ακτίνα άρθρωσης R_{axr} [Εξ. 3.76 – 3.78]:

$$z_d = 17 \cdot R_d^{1/3} \quad (3.71)$$

$$R_{axr} = \left(\frac{17}{z_d}\right)^3 \quad (3.72)$$

$$R_d^2 = R_m^2 + l_{gv}^2 \cdot (0,5 - C_{rd})^2 \quad (3.73)$$



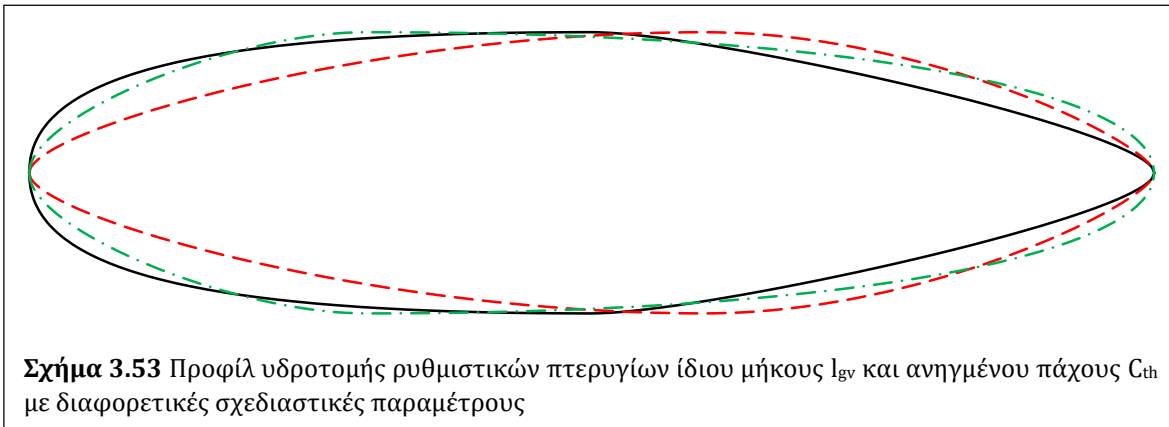
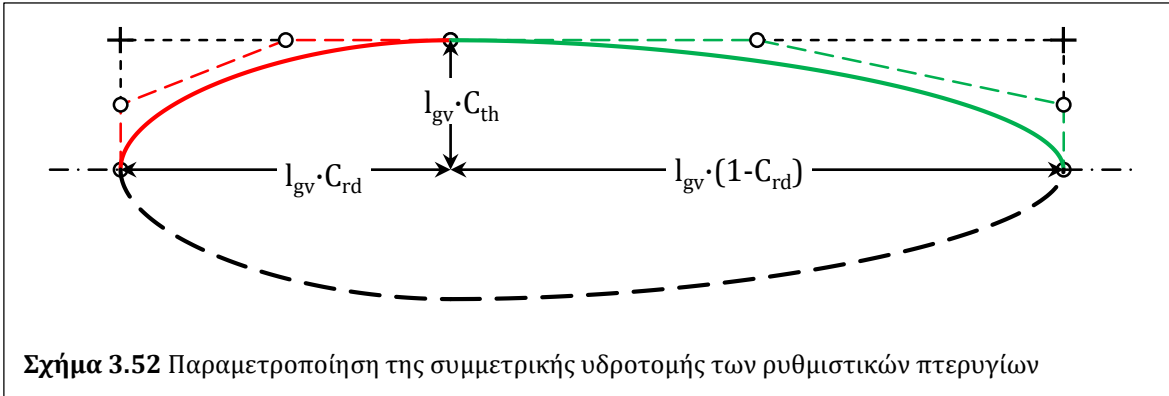
$$l_{gv} = 2 \cdot R_m \cdot \tan\left(\frac{360^\circ}{2 \cdot z_d}\right) \quad (3.74)$$

$$R_d^2 = R_{gv,min}^2 + l_{gv}^2 \cdot (1 - C_{rd})^2 + 2 \cdot R_{gv,min} \cdot (1 - C_{rd}) \cdot \sin(\alpha_{gv,max}) \quad (3.75)$$

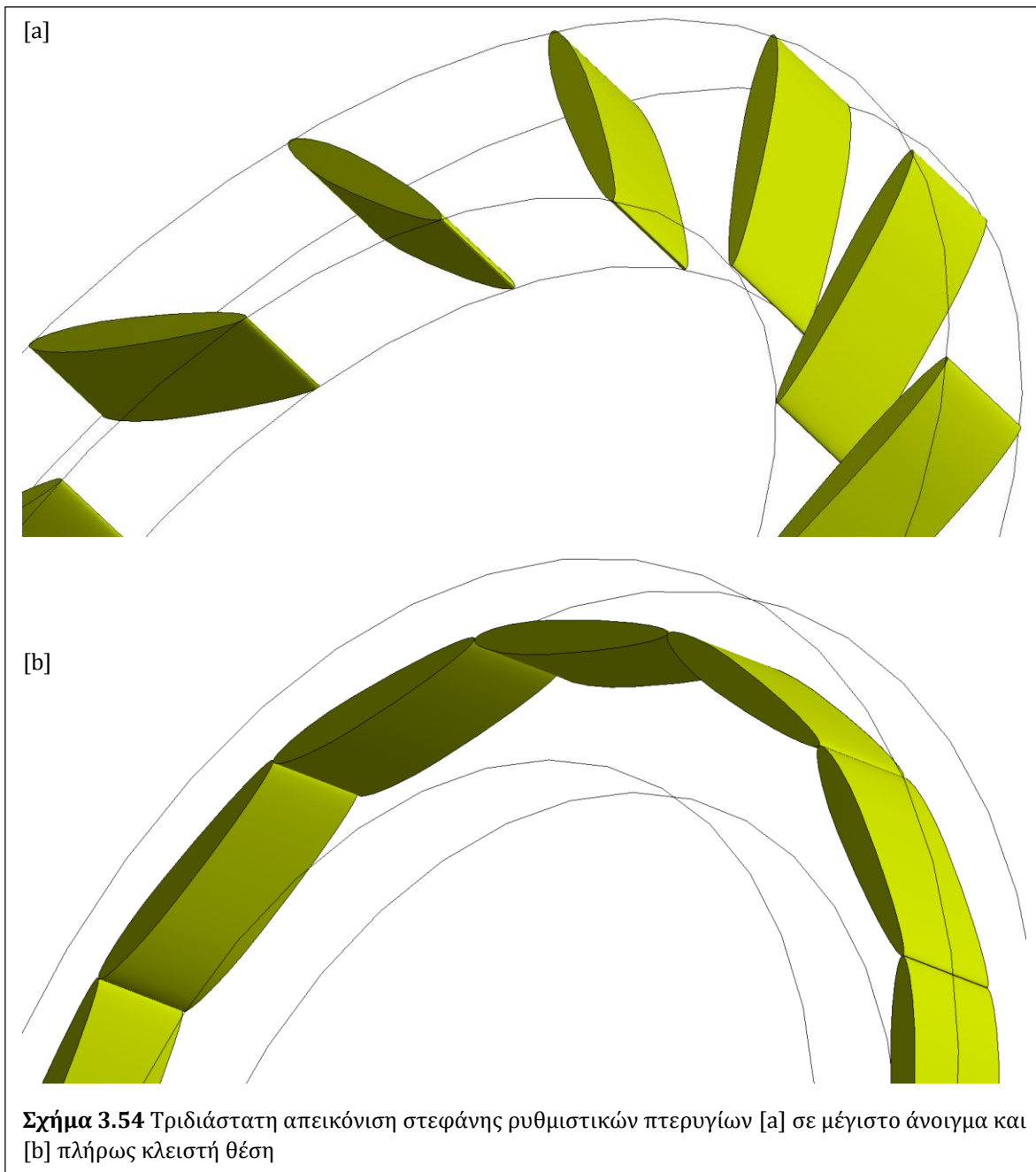
$$\alpha_{gv,\min} = -\arcsin\left(\frac{l_{gv}}{R_m}\right) \quad (3.76)$$

$$R_{gv,\max} = [R_{gv,\min}^2 + l_{gv}^2 + 2 \cdot R_{\min} \cdot l_{gv} \cdot \sin(\alpha_{gv,\max})]^{0,5} \quad (3.77)$$

$$R_{axr} = [R_m^2 + l_{gv}^2 \cdot (0,5 - C_{rd})^2]^{0,5} \quad (3.78)$$



Στο Σχ. 3.52 φαίνονται διαφορετικά προφίλ της ρυθμιστικών πτερυγίων ίδιου μήκους και πάχους, μεταβάλλοντας τη θέση του σημείου άρθρωσης και τις τιμές των σχεδιαστικών παραμέτρων της συμμετρικής υδροτομής. Τέλος, στο Σχ. 3.54 παρουσιάζεται σε τριδιάστατη απεικόνιση τυχαία παραγόμενη γεωμετρία στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων σε μέγιστο άνοιγμα $\alpha_{gv,\max}$ [a] και πλήρως κλειστή θέση $\alpha_{gv,\min}$ [b].



3.4 Ανασκόπηση Σχεδιαστικών Μεθοδολογιών

Στο κεφάλαιο αυτό εισήχθησαν και αναλύθηκαν οι μεθοδολογίες παραμετρικού σχεδιασμού που αναπτύχθηκαν στην παρούσα Διατριβή, αναφορικά με την πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας, καθώς και τη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων. Οι μεθοδολογίες αυτές επιτρέπουν την αυτοματοποιημένη παραγωγή γεωμετριών για τα αντίστοιχα μηχανολογικά τμήματα, μεταβάλλοντας τις τιμές των σχεδιαστικών παραμέτρων καθεμίας εξ αυτών, εντός προκαθορισμένων

ορίων. Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, οι μεθοδολογίες αυτές εδράζονται στο θεωρητικό υπόβαθρο καθώς και στη σχεδιαστική και κατασκευαστική εμπειρία των υδροδυναμικών μηχανών, ωστόσο εισάγουν μια σειρά παραλλαγών και πρωτότυπων στοιχείων, αποσκοπώντας στο να καταστεί μονοσήμαντη η σχεδιαστική διαδικασία, αποφεύγοντας έτσι τη συνήθη πρακτική επαναληπτικών διαδικασιών μεταξύ εμπειρικών συσχετίσεων και στατιστικών διαγραμμάτων (Παπαντώνης, 2004).

Ειδικότερα, για τον σχεδιασμό της πτερωτής αρχικά ψηφιοποιήθηκε μια σειρά στατιστικών διαγραμμάτων για την επίλυση των τριγώνων ταχυτήτων εισόδου και εξόδου συναρτήσεως του ΚΣΛ και των αντιστοίχων κλίσεων β_1 και β_2 , προκειμένου να προσδιοριστούν οι βασικές διαστάσεις r_1 , r_2 , b_1 και b_2 [Κεφ. 3.1.1]. Στη συνέχεια αναπτύχθηκαν δύο σχεδιαστικές μεθοδολογίες για τη χάραξη του αξονοσυμμετρικού μεσημβρινού καναλιού, μία για πτερωτή σε πρόβολο όπου η πλήμνη και η στεφάνη χαράσσονται ως τόξα κύκλων και προεκτείνονται ανάντη με καμπύλες Bezier προς διαμόρφωση βολβού και αξονικής εισόδου της ροής αντιστοίχως [CH.1, Κεφ. 3.1.2.1] και μία για αμφιέριστη πτερωτή, όπου η πλήμνη και η στεφάνη χαράσσονται εξ ολοκλήρου ως καμπύλες Bezier για αξονική, δακτυλιοειδή είσοδο και ακτινική έξοδο της ροής. Και στις 2 μεθοδολογίες, παράγονται ενδιάμεσες κατασκευαστικές καμπύλες, υποκαθιστώντας τις αξονοσυμμετρικές γραμμές δυναμικής ροής, για το μετέπειτα σχεδιασμό της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου.

Αντίστοιχα, για τη γεωμετρία του πτερυγίου αναπτύχθηκαν δύο σχεδιαστικές μεθοδολογίες, με την πρώτη βασισμένη στην τεχνική της κατ' ευθείαν ολοκλήρωσης (Παπαντώνης, 2004) εισάγοντας αδιάστατες διανομές της κλίσης ως προς το μεσημβρινό μήκος $\beta - m$ μηδενικού ρυθμού μεταβολής στα ακραία σημεία (Teodor, 2012) για κάθε κατασκευαστική καμπύλη [BL.1, Κεφ. 3.1.3.1] και τη δεύτερη όπου οι προβολές των κατασκευαστικών καμπυλών στο κάθετο επίπεδο σχεδιάζονται ως καμπύλες Bezier, μεταξύ των κλίσεων εισόδου $\beta_{1,i}$ και β_2 [BL.2, Κεφ. 3.1.3.2]. Σημειώνεται εδώ ότι οι αντίστοιχοι κώδικες προγραμματισμού των παραπάνω μεθοδολογιών συντάχθηκαν με τρόπο τέτοιο ώστε αυτές να είναι ανά δύο συνδυάσιμες ανά σχεδιαστικό επίπεδο, δημιουργώντας έτσι πρακτικά 4 διαφορετικές μεταξύ τους σχεδιαστικές μεθοδολογίες για την πλήρη γεωμετρία της πτερωτής.

Περαιτέρω, αναπτύχθηκε μία πλήρως παραμετρική σχεδιαστική μεθοδολογία για το σπειροειδές κέλυφος. Αυτή διαφέρει σημαντικά από τις συνήθεις προσεγγίσεις της αντίστοιχης θεωρίας, όπου οι επιμέρους διατομές προκύπτουν από τις μεθόδους της σταθερής περιφερειακής ταχύτητας [$c_u = \text{const.}$] ή της διατήρησης της συστροφής [$r \cdot c_u = \text{const.}$]. Αντίθετα, εδώ αρχικά χαράσσονται οι περιβάλλουσες των μεσημβρινών διατομών, με βασικές σχεδιαστικές παραμέτρους τις διαστάσεις της κυλινδρικής επιφάνειας εισόδου και την κλίση β_{in} της γλωττίδας, ξεκινώντας από αυτήν και καταλήγοντας στη χοάνη κατάθλιψης, με χρήση μιας παραμετρικής διανομής ως προς την κεντρική γωνία στροφής θ για τη σταδιακή διεύρυνσή τους και τον παράλληλο

έλεγχο του συνολικού μεγέθους της παραγόμενης γεωμετρίας. Στη συνέχεια, διαμορφώνονται κατάλληλα οι μεσημβρινές διατομές μεταξύ των περιβαλλουσών αυτών με κυκλικό σχήμα και ομαλό άνοιγμα προς την είσοδο της ροής. Περαιτέρω, τα προφίλ αυτά των μεσημβρινών διατομών εξομαλύνονται σταδιακά στο ενδιάμεσο μεταβατικό τμήμα προς τη χοάνη κατάθλιψης, ώστε να καταλήγουν σε πλήρως κυκλικές διατομές. Τα διαδοχικά τμήματα του κελύφους είναι μεταξύ τους συνεχή και ομαλά, ώστε να αποφεύγονται περιοχές αποκόλλησης της ροής. Το βασικό μειονέκτημα της εν λόγω μεθοδολογίας στη γενική περίπτωση είναι εξ ορισμού η αναντιστοιχία της γεωμετρίας του κελύφους με τις συνθήκες εξόδου της ροής από την πτερωτή.

Τέλος, αναπτύχθηκε ένας αλγόριθμος για τη διαστασιολόγηση ακτινικής στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων και τον παραμετρικό σχεδιασμό του προφίλ των αεροτομών τους. Ειδικότερα, η διαστασιολόγηση και ο υπολογισμός του πλήθους z_d των πτερυγίων στηρίζονται σε στατιστικές συσχετίσεις και τριγωνομετρικές εξισώσεις που επιλύονται επαναληπτικά, με παραμέτρους την ελάχιστη ακτίνα R_d , το μέγιστο άνοιγμα $\alpha_{gv,max}$ και τη σχετική θέση άρθρωσης των πτερυγίων.

Οι παραπάνω σχεδιαστικές μεθοδολογίες, συνδυαζόμενες με κατάλληλα λογισμικά για την παραγωγή αριθμητικού πλέγματος, την υπολογιστική προσομοίωση της ροής και κατά περίπτωση τη χρήση γενικού λογισμικού βελτιστοποίησης, χρησιμοποιούνται στη συνέχεια για τη βέλτιστη προσαρμογή των παραγομένων γεωμετριών της πτερωτής σε επιθυμητό ΚΣΛ φυγοκεντρικής αντλίας, τη μελέτη της ανάστροφης λειτουργίας [PAT] και τη βελτίωση των χαρακτηριστικών αυτής. Αντίστοιχα, οι γεωμετρίες του σπειροειδούς κελύφους χρησιμοποιούνται για την εκτίμηση των υδραυλικών απωλειών σε αυτές κατά την αντλητική λειτουργία και κυρίως για τον καθορισμό των συνθηκών εισόδου της ροής προς τον δρομέα PAT κατά την ανάστροφη λειτουργία. Τέλος, οι γεωμετρίες της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων βρίσκουν εφαρμογή στη βελτίωση της απόδοσης των PAT, καθώς παρεμβάλλονται μεταξύ δρομέα και σπειροειδούς κελύφους, ρυθμίζοντας την κλίση της ροής προς τον πρώτο, ώστε αυτή να εισέρχεται χωρίς κρούση.

4. Υπολογιστική Προσομοίωση & Βελτιστοποίηση

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται αναλυτικά η διαδικασία υπολογιστικής προσομοίωσης της ροής στις PAT, μέσω της οποίας αξιολογούνται οι παραγόμενες γεωμετρίες από τις σχεδιαστικές μεθοδολογίες του Κεφ. 3, καθώς και ο χρησιμοποιούμενος αλγόριθμος βελτιστοποίησης για την επίτευξη αποδοτικότερων γεωμετριών που να ανταποκρίνονται σε δεδομένες απαιτήσεις λειτουργίας.

Σκοπός της Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής [Computational Fluid Dynamics – CFD] είναι να επιλύσει αριθμητικά, με τη βοήθεια Η/Υ, τις διαφορικές εξισώσεις που εκφράζουν μαθηματικά τα πεδία ροής (Μπεργελές, 2006). Ειδικότερα, η χρήση λογισμικών CFD στις PAT αποσκοπεί στην αριθμητική προσέγγιση των λειτουργικών τους χαρακτηριστικών, όπως αυτά αποτυπώνονται σε ένα εύρος λειτουργίας, ώστε να χαραχθούν οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας τους, καθώς και η διερεύνηση και ο επιμερισμός των υδραυλικών απωλειών στα επιμέρους τμήματα αυτών. Η διαδικασία αυτή για την επίλυση του προβλήματος σε γενικές γραμμές περιλαμβάνει τα εξής στάδια (Τάχος, 2013; Παναγιωτόπουλος, 2015):

- Προ – επεξεργασία [Preprocessing]: Σε αυτή τη φάση το φυσικό πρόβλημα μετατρέπεται σε μαθηματικό μοντέλο, με τον ορισμό του όγκου ελέγχου, των οριακών συνθηκών του προβλήματος, των ιδιοτήτων του ρευστού. Στη συνέχεια, ο όγκος ελέγχου διακριτοποιείται με τη δημιουργία αριθμητικού πλέγματος, του οποίου η πυκνότητα επηρεάζει την ακρίβεια της αριθμητικής επίλυσης.
- Επεξεργασία [Processing]: Το βήμα αυτό περιλαμβάνει τη διακριτοποίηση των διαφορικών εξισώσεων οι οποίες διέπουν τη ροή, μέσω της μετατροπής τους σε σύστημα αλγεβρικών εξισώσεων σε κάθε εσωτερικό κόμβο ή κελί του υπολογιστικού πλέγματος. Επίσης, μετατρέπονται οι οριακές και αρχικές συνθήκες του προβλήματος σε αλγεβρικές εκφράσεις στους κόμβους που βρίσκονται στα όρια του πλέγματος. Τέλος, το προκύπτον σύστημα αλγεβρικών εξισώσεων επιλύεται με κατάλληλες αριθμητικές μεθόδους, ανάλογα με τον εκάστοτε υπολογιστικό κώδικα.
- Μετά – επεξεργασία [Post – processing]: Η φάση αυτή περιλαμβάνει τη συλλογή και ανάλυση των αποτελεσμάτων του προηγούμενου βήματος με κατάλληλο τρόπο, προκειμένου να παραχθεί μια φυσική αναπαράσταση της αριθμητικής επίλυσης.

4.1 Εξισώσεις & Μοντελοποίηση της Ροής

Στην παρούσα Διατριβή, για το στάδιο της επεξεργασίας χρησιμοποιείται το εμπορικό λογισμικό CFD ANSYS Fluent 12.1.2. Παρακάτω παρουσιάζονται τα μαθηματικά μοντέλα και οι τεχνικές επίλυσης που χρησιμοποιούνται στο εν λόγω λογισμικό.

4.1.1 Εξισώσεις Navier – Stokes

Γενικά, κάθε ρευστομηχανικό πρόβλημα μπορεί να περιγραφεί από την εφαρμογή της εξίσωσης συνέχειας ή διατήρησης μάζας [Εξ. 4.1] και της εξίσωσης διατήρησης της ορμής, η οποία αναλύεται στις τρεις διευθύνσεις του καρτεσιανού χώρου [Εξ. 4.2], σε διαφορικό στοιχείο ρευστού. Οι παραπάνω αποτελούν τη γενική μορφή των εξισώσεων Navier – Stokes (Τσαγγάρης, 2005).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v} \otimes \vec{v} - p \cdot \vec{\Gamma} - \vec{\tau}) = \rho \cdot \vec{g} \quad (4.2)$$

όπου μ το δυναμικό ιξώδες, $\nu = \mu/\rho$ το κινηματικό ιξώδες, \vec{v} το διάνυσμα ταχυτήτων, p η στατική πίεση, ρ η πυκνότητα, \vec{g} η βαρυτική δύναμη, $\vec{\tau}$ ο τανυστής τάσεων [Εξ. 4.4] και $\vec{\Gamma}$ ο μοναδιαίος τανυστής [Εξ. 4.3]. Σημειώνεται ότι, στην αρχική τους μορφή, τα διανύσματα θεωρούνται πίνακες – στήλες [3x1] και οι τανυστές ορθογωνικοί πίνακες [3x3], για λόγους συνεπούς έκφρασης των εξισώσεων στις διευθύνσεις x, y, z του καρτεσιανού χώρου.

$$\vec{\Gamma} \triangleq \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

$$\vec{\tau} \triangleq \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} = \mu \cdot \left[\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T - \frac{2}{3} \cdot (\nabla \cdot \vec{v}) \cdot \vec{\Gamma} \right] \quad (4.4)$$

Λαμβάνοντας υπόψη ότι η ροή είναι ασυμπίεση [$\rho = \text{const.}$] στις υδροδυναμικές μηχανές και με την πρόσθετη παραδοχή ισότροπου ρευστού, ο τανυστής τάσεων απλοποιείται σημαντικά [Εξ. 4.5], ώστε οι εξισώσεις Navier – Stokes καταλήγουν στις αντίστοιχες εκφράσεις των Εξ. 4.6 & 4.7, με αγνώστους τις συνιστώσες u_x, u_y, u_z της ταχύτητας και τη στατική πίεση:

$$\vec{\tau} = \mu \cdot [\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T] \Rightarrow \nabla \cdot \vec{\tau} = \mu \cdot \nabla^2 \vec{v} \quad (4.5)$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (4.6)$$

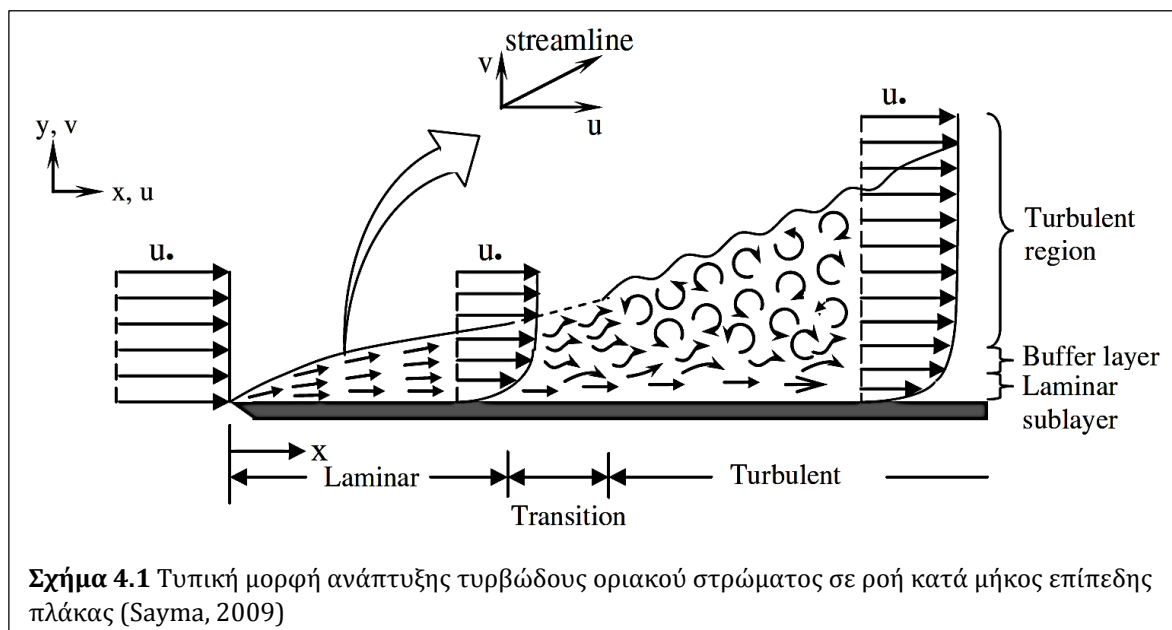
$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\vec{v} \otimes \vec{v} - \frac{p}{\rho} \cdot \vec{\Gamma} \right) = \nu \cdot \nabla^2 \vec{v} + \vec{g} \quad (4.7)$$

Σημειώνεται εδώ ότι στην παραπάνω ανάλυση παραλείπεται εσκεμμένα η εξίσωση διατήρησης ενέργειας, καθώς αυτή γενικά διέπει προβλήματα μεταφοράς θερμότητας, στα οποία δεν εμπίπτουν οι υδροδυναμικές μηχανές.

4.1.2 Μοντέλα Τύρβης

Η τύρβη αποτελεί ένα φαινόμενο μεγάλης σημασίας για πολλές περιοχές της επιστήμης και της μηχανικής των ρευστών. Οι τυρβώδεις ροές είναι ακόμα σε μεγάλο βαθμό ανεξιχνίαστες ως προς τη φυσική τους, αλλά και πολύπλοκες στη μελέτη και τις εφαρμογές τους. Για τον λόγο αυτό, παραμένει σημαντικό πεδίο έρευνας, ενώ η μοντελοποίησή της γενικά κατατάσσεται στα πιο δύσκολα επιστημονικά προβλήματα.

Γενικά, η τύρβη οφείλεται σε μη μόνιμες ροές που εμφανίζουν ακανόνιστες διακυμάνσεις της ταχύτητας στον χώρο και τον χρόνο. Οι διακυμάνσεις αυτές στο πεδίο ταχυτήτων δημιουργούν χωρικές δομές που καλούνται μικροδίνες, οι οποίες με τη σειρά τους εντάσσονται σε μεγαλύτερες δίνες. Ένα από τα κύρια χαρακτηριστικά της τύρβης είναι η συνεχής κατανομή του μεγέθους των μικροδινών. Ακόμα, η τύρβη είναι αυτοδιατηρούμενη και τείνει να αυξάνεται, διεισδύοντας στη μη τυρβώδη περιοχή. Το χαρακτηριστικό αυτό είναι συνυφασμένο με τις διατμητικές τάσεις που αναπτύσσονται στο ρευστό, λόγω του ιξώδους του. Επίσης, οι τυρβώδεις ροές παρουσιάζουν υψηλή στροβιλότητα και έντονη διάχυση (Τσαγγάρης, 2005; Μπεργελές, 2006).



Σχήμα 4.1 Τυπική μορφή ανάπτυξης τυρβώδους οριακού στρώματος σε ροή κατά μήκος επίπεδης πλάκας (Sayma, 2009)

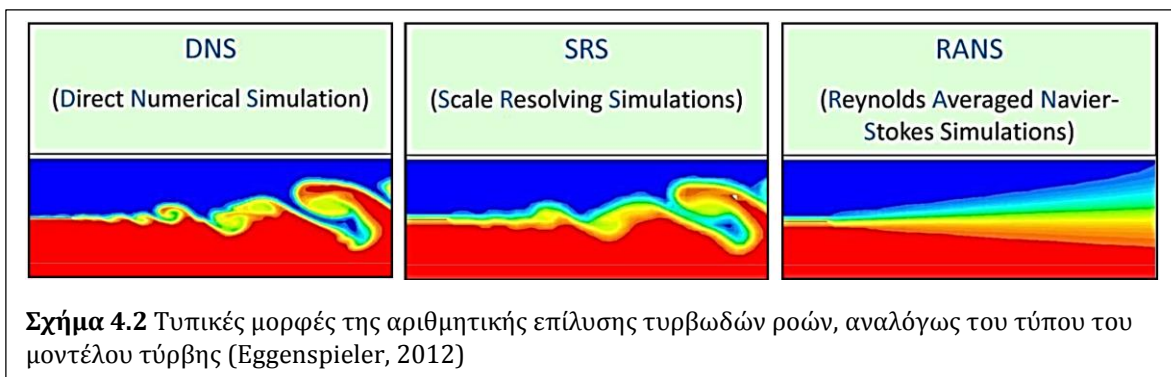
Στα περισσότερα ρευστομηχανικά προβλήματα, η εμφάνιση της τύρβης οφείλεται στην παρουσία τοιχωμάτων, εξ αιτίας της συνθήκης μη ολίσθησης, με αποτέλεσμα τη σταδιακή ανάπτυξη οριακού στρώματος μεταξύ του κυρίως σώματος της ροής και του

τοιχώματος, εντός του οποίου εμφανίζεται η τύρβη. Έτσι, η ροή ξεκινά ως στρωτή [laminar] και σταδιακά μεταπίπτει σε μεταβατική [transition] και τυρβώδη [turbulent] κατά τη φορά της μέσης ταχύτητας U [Σχ. 4.1]. Σε κάθε σημείο της εξέλιξης του φαινομένου, η ροή χαρακτηρίζεται από τον αδιάστατο αριθμό Reynolds [Re, Εξ. 4.8], ο οποίος ορίζεται ως προς ένα χαρακτηριστικό μήκος D , αναλόγως του φυσικού προβλήματος, π.χ. για την ανάπτυξη οριακού στρώματος σε επίπεδη πλάκα του Σχ. 4.1 [πρόβλημα Blasius] ισχύει $D = x$.

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (4.8)$$

Τα όρια μετάβασης στις επιμέρους καταστάσεις της τύρβης γενικά διαφέρουν σε κάθε πρόβλημα. Ωστόσο, θεωρούνται ενδεικτικές οι αντίστοιχες τιμές για ροή σε αγωγούς κυκλικής διατομής, όπου ως χαρακτηριστικό μήκος λαμβάνεται η διάμετρος D , με όριο μετάβασης από τη στρωτή στη μεταβατική ροή $Re_{[lam \rightarrow trans]} = 2300$ και από τη μεταβατική στην πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή $Re_{[trans \rightarrow turb]} = 4000$ (Μαθιουλάκης κ.α., 2005).

Στις υδροδυναμικές μηχανές αντιδράσεως, όπου η εξωτερική διάμετρος της πτερωτής ή του δρομέα λαμβάνεται ως χαρακτηριστικό μήκος D και η εκεί ταχύτητα περιστροφής ως ενδεικτική ταχύτητα U , αναπτύσσονται ιδιαίτερα υψηλοί Re ακόμα και στις μικρού μεγέθους μηχανές, λόγω κυρίως της χαμηλής τιμής που παίρνει το κινηματικό ιξώδες του νερού [$\nu_{water} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$ στους 20°C]. Ενδεικτικά, ως τιμή αναφοράς λαμβάνεται $Re_r = 7 \cdot 10^6$ (Παπαντώνης, 2002). Έτσι, στα ρευστομηχανικά προβλήματα που εξετάζονται παρακάτω [Κεφ. 5 & Κεφ. 6], η ροή θεωρείται πλήρως τυρβώδης και άρα απαιτείται κατάλληλη μοντελοποίηση για την αριθμητική της επίλυση.



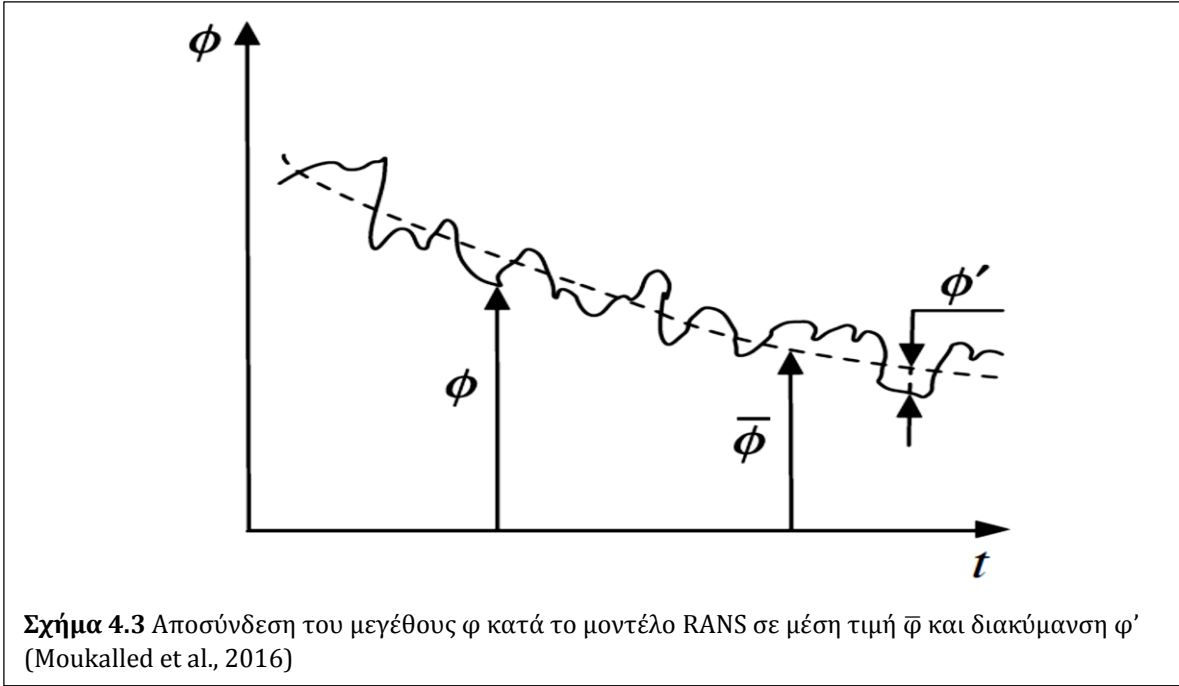
Εποπτικά, οι υπολογιστικές προσεγγίσεις για την επίλυση τυρβωδών ροών χωρίζονται σε 3 κατηγορίες [Σχ. 4.2]: την πλήρη επίλυση [Direct Numerical Simulation – DNS], την επίλυση μόνο για τις μεγαλύτερες δίνες [Scale Resolving Simulation – SRS] και την επίλυση ως προς στατιστικά μέσες τιμές των συνιστωσών της ταχύτητας [Reynolds

Averaged Navier Stokes – RANS] (Zhai et al., 2007; Menter, 2011; Παναγιωτόπουλος, 2015).

Στην πρώτη κατηγορία, η μέθοδος DNS εισήχθη ως εναλλακτική στη μοντελοποίηση της τύρβης (Orszag, 1970) και πρακτικά συνίσταται στην πλήρη επίλυση των εξισώσεων Navier – Stokes για το εκάστοτε εξεταζόμενο πρόβλημα, σε αρκούντως πυκνό πλέγμα με αντίστοιχα μικρό χρονικό βήμα, σχηματίζοντας έτσι ένα σύστημα 4 εξισώσεων [εξίσωση της συνέχειας και εξισώσεις διατήρησης ορμής κατά x , y και z] με 4 αγνώστους [u_x , u_y , u_z και p], επιτρέποντας έτσι την απεικόνιση ακόμα και των μικρότερων εμφανιζόμενων δινών (Veersteg & Malakasera, 2007). Ωστόσο, οι εξαιρετικά μεγάλες υπολογιστικές απαιτήσεις που απαιτούνται για την απευθείας επίλυση των τυρβωδών ροών, οι οποίες εκτιμούνται ως ανάλογες του Re^3 (Menter, 2011), καθιστούν την DNS προσέγγιση πρακτικά αδύνατη στο εγγύς μέλλον σε μεγάλο εύρος εφαρμογών, καθώς σήμερα είναι δυνατή η επίλυση μόνο σχετικά απλών προβλημάτων με χρήση υπερ – υπολογιστών.

Στη δεύτερη κατηγορία εντάσσονται τα μοντέλα LES [Large Eddy Simulation] και DES [Detached Eddy Simulation], τα οποία βασίζονται στην προσέγγιση του διαχωρισμού της τυρβώδους κίνησης των ρευστών σε μικρές και μεγάλες δίνες, με τις μεγάλες να θεωρούνται ως χαρακτηριστικές της κίνησης του κυρίως ρευστού και να επιλύονται απευθείας και τις μικρές να μοντελοποιούνται. Ειδικότερα, στο περισσότερο διαδεδομένο μοντέλο LES επιβάλλεται μια συνάρτηση φίλτρου στους όρους των εξισώσεων Navier – Stokes, καθορίζοντας έτσι την εγγύτητα και τη στάθμιση με την οποία αυτές επιλύονται σε κάθε εξεταζόμενο σημείο της ροής, ενώ η επίδρασή τους φθίνει ή μηδενίζεται μακριά από αυτό, καταλήγοντας έτσι σε τοπικές μέσες τιμές του πεδίου ροής. Στη συνέχεια, για τις τάσεις υποπλεγματικής κλίμακας [sub – grid scale stresses, SGS] που προκύπτουν από την παραπάνω διαδικασία, χρησιμοποιείται κατάλληλη μοντελοποίηση με διάφορες προτεινόμενες μεθόδους (Chung, 2002; Veersteg & Malakasera, 2007). Τα μοντέλα τύρβης τύπου SRS έχουν σημαντική εφαρμογή στις αριθμητικές επιλύσεις αρκετών ρευστομηχανικών προβλημάτων, ιδιαίτερα στο πεδίο της αεροδυναμικής, ωστόσο παρουσιάζουν υψηλό υπολογιστικό κόστος, αν και μικρότερο από αυτό της DNS προσέγγισης.

Στην τρίτη κατηγορία, τα μοντέλα RANS [Reynolds Averaged Navier – Stokes] βασίζονται στην υπόθεση ότι οι συνιστώσες της ταχύτητας u_i αποτελούνται από δύο τμήματα, μια μέση τιμή \bar{u}_i και μια διακύμανση u_i' [Εξ. 4.9, Σχ. 4.4] (Reynolds, 1894). Έτσι, οι εξισώσεις Navier – Stokes μετασχηματίζονται ανάλογα [ensemble averaging], με χρήση της σύμβασης του Einstein για την επανάληψη των δεικτών που αντιστοιχούν στις διευθύνσεις του καρτεσιανού χώρου (Ben – Yaacov & Roig, 2006) στις Εξ. 4.10 & 4.11.



$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial(-\overline{\rho u_i' u_j'})}{\partial x_j} \quad (4.11)$$

Ο όρος $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ αντιστοιχεί στις τάσεις Reynolds, οι οποίες και πρέπει να υπολογιστούν για την επίλυση των Εξ. 4.10 & 4.10. Για τη μοντελοποίηση των τάσεων Reynolds, προκειμένου να “κλείσει” το σύστημα των εξισώσεων RANS, χρησιμοποιούνται τα διάφορα μοντέλα τύρβης. Αυτά κατηγοριοποιούνται περαιτέρω σε εκείνα που θεωρούν τις τάσεις αυτές ανισοτροπικό μέγεθος [Reynolds Stress Model, RSM], καταλήγοντας έτσι σε ένα σύστημα με δύο εξισώσεις ανά διεύθυνση πέραν της εξίσωσης της συνέχειας, 7 συνολικά, και σε εκείνα που υιοθετούν την υπόθεση Boussinesq [Εξ. 4.12 & 4.13], όπου οι τάσεις Reynolds θεωρούνται ισότροπες και προκύπτουν από τον υπολογισμό της τυρβώδους συνεκτικότητας, μ_t (Davidson, 2016).

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.12)$$

$$k \triangleq \frac{1}{2} \cdot \left(\overline{u_x'^2} + \overline{u_y'^2} + \overline{u_z'^2} \right) \quad (4.13)$$

Η δεύτερη αυτή κατηγορία είναι ιδιαίτερα δημοφιλής καθώς υλοποιείται από μοντέλα τύρβης μίας ή δύο πρόσθετων εξισώσεων, οδηγώντας σε συγκριτική μείωση του υπολογιστικού κόστους ως προς τα μοντέλα RSM. Ωστόσο, η θεώρηση ισότροπων τάσεων Reynolds στην οποία βασίζονται δε θεωρείται απολύτως ακριβής. Για τις υπολογιστικές προσομοιώσεις της παρούσας Διατριβής χρησιμοποιήθηκαν μοντέλα δύο εξισώσεων, κυρίως το $k - \varepsilon$ (Jones & Launder, 1972; Launder & Spalding, 1974) και δευτερευόντως τα $k - \omega$ (Wilcox, 1988; Wilcox, 1998) και $k - \omega$ SST (Menter, 1994; Menter et al., 2003^b) συμβιβάζοντας έτσι την ακρίβεια των αποτελεσμάτων με το υπολογιστικό κόστος (Menter, 2011). Τα μοντέλα αυτά αναλύονται παρακάτω, στη μορφή με την οποία υλοποιούνται από το χρησιμοποιούμενο εμπορικό λογισμικό CFD (Ansys, 2009^a).

4.1.2.1 Μοντέλο Τύρβης $k - \varepsilon$

Το μοντέλο τύρβης $k - \varepsilon$ βασίζεται στις εξισώσεις μεταφοράς της τυρβώδους κινητικής ενέργειας k [Εξ. 4.114] και του βαθμού καταστροφής ε [Εξ. 4.15], οι οποίες και εισάγονται στο σύστημα των Εξ. 4.10 & 4.11, με τον όρο μ_t να υπολογίζεται από την Εξ. 4.16:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4.15)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.16)$$

Οι όροι G_k και G_b αντιπροσωπεύουν την παραγωγή τυρβώδους κινητικής ενέργειας λόγω κλίσεων μέσης ταχύτητας και θερμοκρασίας αντιστοίχως, με τον πρώτο [Εξ. 4.17] να έχει καθοριστική σημασία, καθώς συνδέεται με τον μέσο τανυστή τάσεων S_{ij} , και τον δεύτερο να μην έχει πρακτική εφαρμογή στις υδροδυναμικές μηχανές, όπου η θερμοκρασία του ρευστού θεωρείται παντού σταθερή. Οι όροι S_k και S_ε αφορούν πιθανούς εξωτερικούς όρους πηγής, εισαγόμενους από τον χρήστη. Οι συντελεστές $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k και σ_ε τυπικά παίρνουν τις τιμές των Εξ. 4.18 - 4.22, οι οποίες έχουν προσδιοριστεί από την πειραματική μελέτη τυρβωδών ροών νερού και αέρα. Τέλος, ο όρος $C_{3\varepsilon}$ επίσης δεν επηρεάζει πρακτικά τα εξεταζόμενα προβλήματα, καθώς αναφέρεται στη συνεισφορά της άνωσης, η οποία δε λαμβάνεται υπόψη στις αριθμητικές επιλύσεις που ακολουθούν.

$$G_k \triangleq -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} \quad (4.17)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad (4.18)$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad (4.19)$$

$$C_{\mu} = 0,09 \quad (4.20)$$

$$\sigma_k = 1,0 \quad (4.21)$$

$$\sigma_{\varepsilon} = 1,3 \quad (4.22)$$

4.1.2.2 Μοντέλο Τύρβης $k - \omega$

Το μοντέλο $k - \omega$ εμπεριέχει ορισμένες βελτιώσεις έναντι του $k - \varepsilon$ για τους υπολογισμούς σε τυρβώδεις ροές με χαμηλότερους Re , οι οποίοι εμφανίζονται κοντά στα τοιχώματα. Κατά τα προηγούμενα, το μοντέλο βασίζεται στις εξισώσεις μεταφοράς της τυρβώδους κινητικής ενέργειας k και του ειδικού βαθμού καταστροφής ω [Εξ. 4.23 & 4.24]. Οι όροι Γ_k και Γ_{ω} αντιστοιχούν στους ενεργούς συντελεστές διάχυσης [effective diffusivity] και περιγράφονται στις Εξ. 4.25 & 4.26, ως προς τις σταθερές $\sigma_k, \sigma_{\omega}$ οι οποίες αντιστοιχούν στους τυρβώδεις αριθμούς Prandtl για τα μεγέθη k και ω αντιστοίχως. Ακόμα, ο όρος G_k υπολογίζεται όπως παραπάνω, ενώ ο όρος G_{ω} αντιστοιχεί στην παραγωγή του ω [Εξ. 4.27]. Αντίστοιχα, οι όροι Y_k και Y_{ω} εκφράζουν το ρυθμό καταστροφής των k και ω . Η τυρβώδης συνεκτικότητα μ_t εδώ υπολογίζεται από την Εξ. 4.28. Σημειώνεται ότι οι συντελεστές a, a^* συντείνουν στη συγκράτηση της παραγωγής τύρβης για χαμηλούς Re [$a, a^* < 1$] ενώ για υψηλούς Re ισχύει $a = a^* = 1$.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_{\omega} - Y_{\omega} + S_{\omega} \quad (4.24)$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (4.25)$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (4.26)$$

$$G_{\omega} = \mu + a \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (4.27)$$

$$\mu_t = a^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (4.28)$$

Οι αναλυτικοί τύποι υπολογισμού για όλους τους συντελεστές του μοντέλου στηρίζονται σε μια σειρά από σταθερές, ανάλογες με αυτές των Εξ. 4.18 – 4.22 για το μοντέλο k – ε.

4.1.2.3 Μοντέλο Τύρβης k – ω SST

Το βασικότερο πλεονέκτημα του μοντέλου διατμητικών τάσεων [Shear Stress Transport, SST] συνίσταται στον αποτελεσματικό συγκερασμό της εφαρμογής του μοντέλου k – ω στις περιοχές κοντά στα τοιχώματα και του k – ε στις ελεύθερες ροές (Menter et al., 2003^a). Για τον σκοπό αυτό, το μοντέλο k – ε εδώ εκφράζεται στη μορφή του k – ω και οι όροι τύρβης που ενυπάρχουν στις εξισώσεις μεταφοράς [Εξ. 4.29 & 4.31] πρακτικά υπολογίζονται ως γραμμικός συνδυασμός των αντιστοίχων όρων των δύο μοντέλων, ως προς τη σύνθετη συνάρτηση F_1 , η οποία εξασφαλίζει την ομαλή μετάβαση από το μοντέλο k – ω κοντά στα τοιχώματα [$F_1 = 1$] στο μοντέλο k – ε για ελεύθερη ροή [$F_1 = 0$], ενώ ενδιάμεσα η τιμή της [$0 \leq F_1 \leq 1$] εξαρτάται από τις τοπικές βαθμίδες των k, ω και την απόσταση y από το εγγύτερο τοίχωμα. Οι όροι των εξισώσεων μεταφοράς του μοντέλου k – ω SST αναλύονται περαιτέρω με μια σειρά από αλγεβρικές εξισώσεις και σταθερές που το συνοδεύουν (Ansys, 2009^a).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \bar{G}_k - Y_k + S_k \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4.30)$$

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad \sigma_{\omega,2} = 1,168 \quad (4.31)$$

4.1.3 Διαχείριση Στερεών Συνόρων

Η παρουσία των τοιχωμάτων έχει σημαντική επίδραση στις τυρβώδεις ροές, καθώς το μέσο πεδίο ταχυτήτων επηρεάζεται από τη συνθήκη μη ολίσθησης, δηλαδή τον μηδενισμό της σχετικής ταχύτητας της ροής, που θα πρέπει να ικανοποιείται στην επιφάνεια αυτών. Ειδικότερα [Σχ. 4.1], η ροή στο ιξώδες υπόστρωμα [laminar/viscous sublayer] και στην εξωτερική αυτού μεταβατική ζώνη [buffer zone], στην περιοχή δηλαδή του οριακού στρώματος πλησίον του τοιχώματος, έχει διαφορετική συμπεριφορά από το εξωτερικό οριακό στρώμα όπου υπάρχει πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδης ροή [turbulent region], για την οποία ισχύουν τα μοντέλα του Κεφ. 3.1.2.

Αυτό συμβαίνει καθώς στο υπόστρωμα, η απόσβεση λόγω του ιξώδους [viscous damping] και ο φραγμός εξ αιτίας του τοιχώματος [kinematic blocking] μειώνουν τις διακυμάνσεις της εφαπτομενικής και της κάθετης συνιστώσας της ταχύτητας και της κάθετης ταχύτητας του ρευστού αντιστοίχως, οδηγώντας σε σχεδόν στρωτή ροή, ενώ αντίθετα στο εξωτερικό οριακό στρώμα, η τυρβώδης κινητική ενέργεια αυξάνει δραστικά λόγω των μεγάλων κλίσεων του μέσου πεδίου ταχυτήτων, με την ενδιάμεση, μεταβατική περιοχή να επηρεάζεται εξίσου από την επίδραση της συνεκτικότητας και της τύρβης. Έτσι, η μοντελοποίηση της ροής στις περιοχές αυτές επηρεάζει σημαντικά την ακρίβεια των αριθμητικών αποτελεσμάτων στα προβλήματα τυρβωδών ροών.

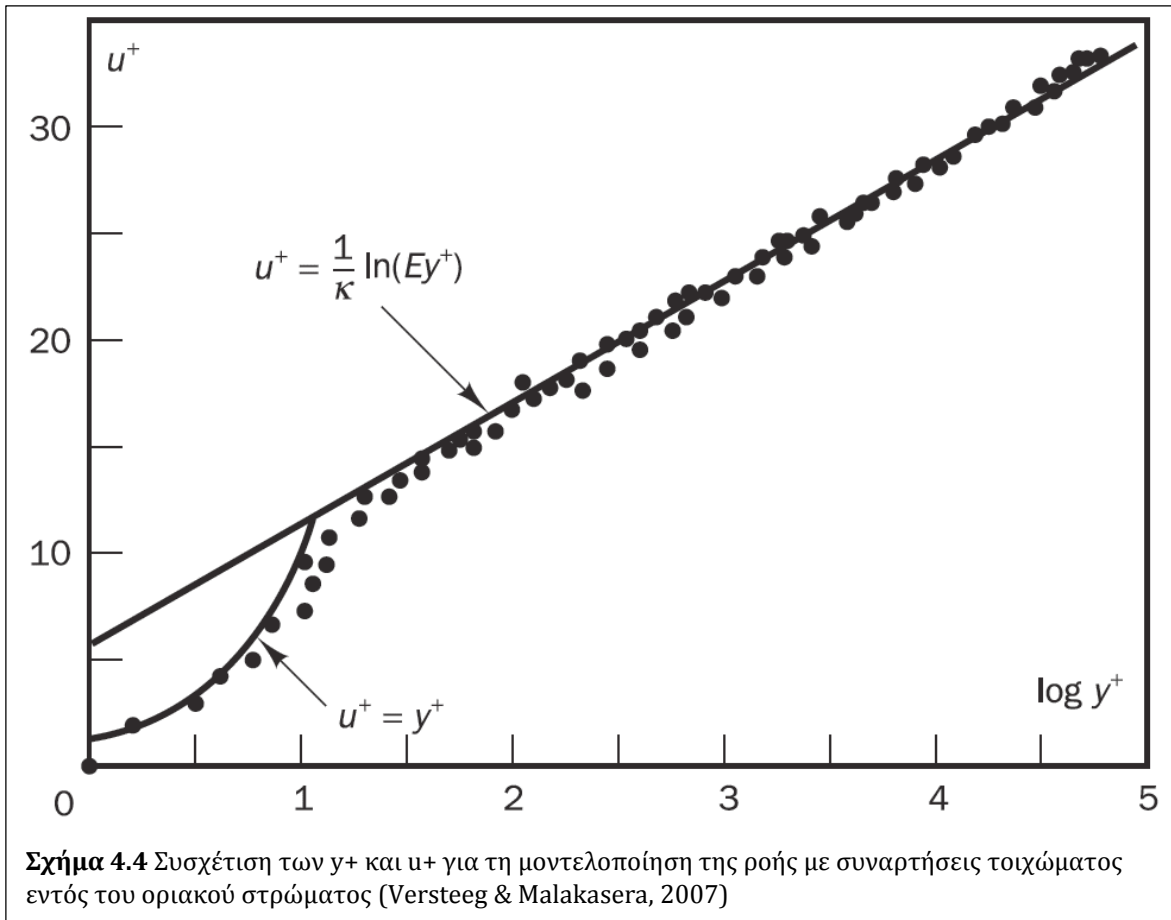
Παραδοσιακά, προτείνονται δύο προσεγγίσεις για τη διαχείριση των τοιχωμάτων [near – wall treatment]: οι συναρτήσεις τοιχώματος [wall functions] και η μοντελοποίηση της ροής κοντά στο τοίχωμα [near – wall modelling]. Στην πρώτη προσέγγιση, η ροή κοντά στα τοιχώματα μοντελοποιείται με ημιεμπειρικές σχέσεις με μικρότερες απαιτήσεις πυκνότητας πλέγματος και άρα υπολογιστικού κόστους. Η προσέγγιση αυτή θεωρείται κατάλληλη για ροές υψηλών Re , όπου η επίδραση του τοιχώματος είναι συγκριτικά μικρότερη. Στη δεύτερη προσέγγιση, που απευθύνεται σε προβλήματα ροών χαμηλών Re , η ροή θεωρείται διζωνική [two – layer flow] και επιλύεται πλήρως για το ιξώδες υπόστρωμα, δημιουργώντας την πρόσθετη απαίτηση για αριθμητικά πλέγματα μικρού διαμερισμού στην περιοχή αυτή (Moukalled et al, 2016).

Ειδικότερα για την περίπτωση της μοντελοποίησης με συναρτήσεις τοιχώματος, το μέγεθος που χρησιμοποιείται ως a posteriori κριτήριο για την επιτυχή προσομοίωση της ροής κοντά στα τοιχώματα είναι το αδιάστατο μήκος y^+ , το οποίο είναι αντίστοιχο του τοπικού Re , καθορίζοντας κατά πόσο η επίδραση του τοιχώματος καθιστά τη ροή στα κοντινά κελιά στρωτή ή τυρβώδη και άρα υποδεικνύοντας την κατάλληλη μοντελοποίηση για την προκύπτουσα περιοχή του τυρβώδους οριακού στρώματος. Το y^+ [Εξ. 4.33] υπολογίζεται για την πρώτη σειρά κελιών του αριθμητικού πλέγματος ως προς τη διατμητική τάση τ_w [Εξ. 4.32] και την κάθετη απόσταση y του κέντρου τους από το τοίχωμα, ενώ με αντίστοιχο τρόπο υπολογίζεται και η τοπική αδιάστατη ταχύτητα u^+ [Εξ. 4.34].

$$\tau_w = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4.32)$$

$$y^+ = \frac{y \cdot (\tau_w \cdot \rho)^{0,5}}{\mu} \quad (4.33)$$

$$u^+ = u \cdot \left(\frac{\rho}{\tau_w} \right)^{0,5} \quad (4.34)$$



Στην περιοχή του ιξώδους υποστρώματος [$y^+ < 5$] η ροή θεωρείται στρωτή και υιοθετείται η προσέγγιση της ισότητας των y^+ και u^+ [Εξ. 4.35]. Στη μεταβατική ζώνη [$5 < y^+ < 30$], η ροή θεωρείται ότι έχει ταυτόχρονα στρωτή και τυρβώδη μορφή. Τέλος, στην πλήρως τυρβώδη περιοχή του οριακού στρώματος [$30 < y^+ < 300$] εφαρμόζεται ο λογαριθμικός νόμος [law of the wall, Εξ. 4.36], όπου $\kappa = 0,4178$ η σταθερά von Karman και E μια εμπειρική σταθερά.

$$u^+ = y^+ \quad (4.35)$$

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \cdot \ln(E \cdot y^+) \quad (4.36)$$

Στο χρησιμοποιούμενο εμπορικό λογισμικό CFD, η μεταβατική ζώνη διαμοιράζεται στις δύο οριακές περιοχές [Σχ. 4.1] και άρα μοντελοποιείται βάσει είτε της Εξ. 4.35 ή της Εξ. 4.36, με όριο εφαρμογής $y^+ = 11,225$. Όπως γίνεται κατανοητό, η τιμή του συνοριακού y^+ εξαρτάται από το μέγεθος των κελιών πάνω στο στερεό σύνορο, με μικρότερες τιμές να συνεπάγονται καλύτερη αντιπροσώπευση του ιξώδους υποστρώματος στην αριθμητική επίλυση. Στο χρησιμοποιούμενο λογισμικό (ANSYS, 2009^a; ANSYS 2009^b),

οι συναρτήσεις τοιχώματος μπορούν να εφαρμοστούν συνδυαζόμενες με τις διάφορες παραλλαγές του μοντέλου τύρβης $k - \epsilon$, με μεθοδολογίες διαφορετικής πολυπλοκότητας [standard wall functions, scalable wall functions κλπ], με εύρος εφαρμογής $30 \leq y^+ \leq 300$, επιδιώκοντας σε κάθε περίπτωση $y^+ \rightarrow 30$ για καλύτερη εκπροσώπηση της επίδρασης του τοιχώματος στην αριθμητική επίλυση. Αντίθετα, για τα μοντέλα $k - \omega$ και $k - \omega$ SST προτείνεται η παράλληλη επίλυση του μοντέλου διζωνικής ροής και απαιτούνται μικρότερες τιμές, με επιθυμητό όριο εφαρμογής $y^+ \leq 2,5$ (Kalitzin et al., 2005).

4.1.4 Στρεφόμενο Πλαίσιο Αναφοράς

Στη γενική περίπτωση, το λογισμικό Fluent επιλύει τις εξισώσεις της ροής σε σταθερό [αδρανειακό] πλαίσιο αναφοράς. Ωστόσο, σε αρκετά φυσικά προβλήματα είναι προτιμητέος ο μετασχηματισμός και η επίλυση σε κινούμενο πλαίσιο αναφοράς [moving reference frame]. Τέτοια προβλήματα συνήθως περιλαμβάνουν κινούμενα εξαρτήματα, με το ενδιαφέρον να εστιάζεται στη ροή γύρω από αυτά. Ειδικότερα για τις υδροδυναμικές μηχανές, η επιλογή στρεφόμενου πλαισίου αναφοράς [rotating reference frame] για σταθερή γωνιακή ταχύτητα $\vec{\omega}$ επιτρέπει την επίλυση της ροής, θεωρώντας την είτε μόνιμη [steady state], είτε χρονικά μεταβαλλόμενη [unsteady].

Για τη χρήση στρεφομένων πλαισίων αναφοράς στις αριθμητικές επιλύσεις, απαιτείται ο μετασχηματισμός του πεδίου ταχυτήτων \vec{v} από το καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων στο αντίστοιχο \vec{v}_r σε κυλινδρικό σύστημα συντεταγμένων [Εξ. 4.37], ενώ με αντίστοιχο τρόπο μετασχηματίζονται και οι βαθμίδες, από $\nabla \vec{v}$ σε $\nabla \vec{v}_r$ [Εξ. 4.38].

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (4.37)$$

$$\nabla \vec{v}_r = \nabla \vec{v} - \nabla(\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (4.38)$$

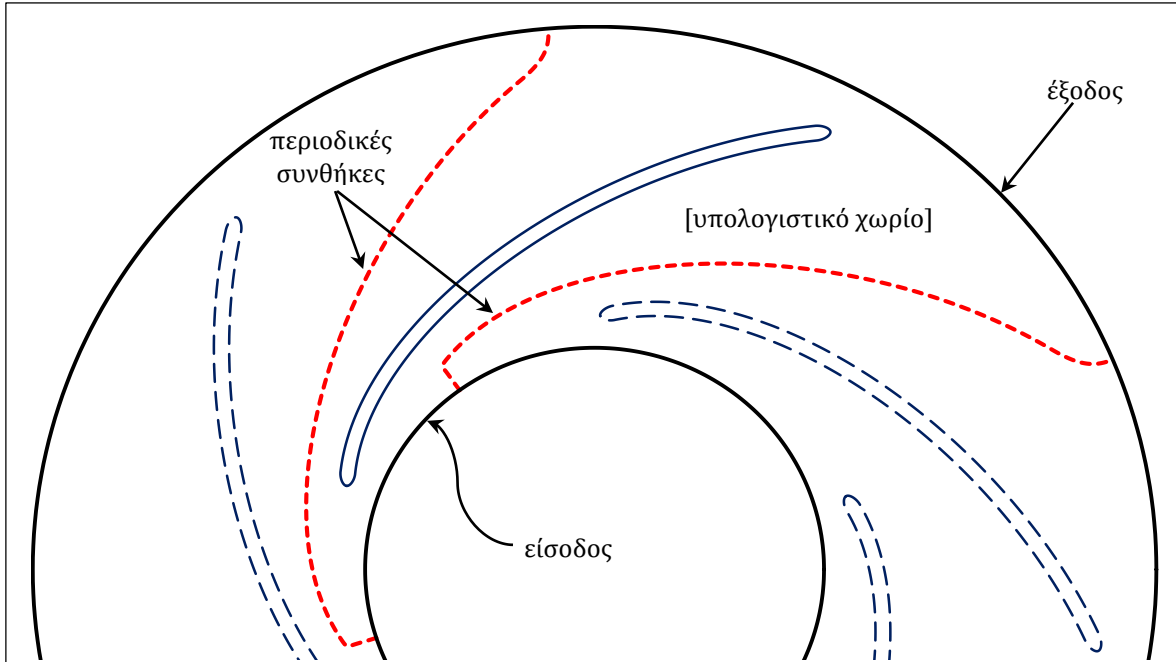
Στη συνέχεια, βάσει των Εξ. 4.34 & 4.35, με αντίστοιχο τρόπο εκφράζονται οι εξισώσεις Navier - Stokes για το πεδίο των απολύτων ταχυτήτων στο στρεφόμενο πλαίσιο αναφοράς [Εξ. 4.39 - 4.40]. Ειδικότερα, στην εξίσωση διατήρησης της ορμής [Εξ. 4.36] αμελείται η επίδραση της βαρυτικής δύναμης, ενώ ο επιπλέον όρος $-\rho \cdot (\vec{\omega} \times \vec{v})$ στο δεξιό μέλος σε σχέση με την Εξ. 4.2 οφείλεται στην Coriolis και την κεντρομόλο δύναμη.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}_r) = 0 \quad (4.39)$$

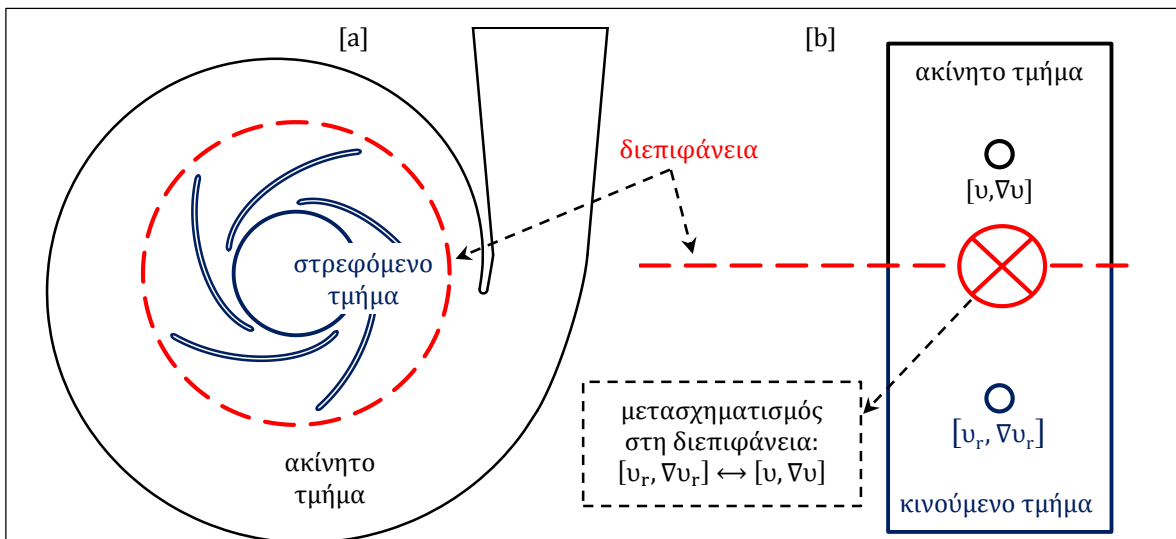
$$\frac{\partial(\rho \cdot \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}_r \otimes \vec{v} - p \cdot \vec{I} - \vec{\tau}) = -\rho \cdot (\vec{\omega} \times \vec{v}) \quad (4.40)$$

Η χρησιμότητα του στρεφόμενου πλαισίου αναφοράς είναι εμφανής για τις περιπτώσεις προσομοίωσης της ροής σε εξαρτήματα με περιοδική συμμετρία [Σχ. 4.5], όπου το υπολογιστικό χωρίο μπορεί να περιλαμβάνει την περιοχή της ροής μεταξύ δύο

πτερυγίων [Blade - to - Blade, BtB]. Στις περιπτώσεις αυτές εμπίπτουν οι προσομοιώσεις στις πτερωτές των φυγοκεντρικών αντλιών και των PAT, όπου κυρίως λαμβάνει χώρα η συναλλαγή ενέργειας λόγω μεταβολής της συστροφής, επιτρέποντας έτσι αρκετά ακριβείς εκτιμήσεις της λειτουργίας τους με μικρό υπολογιστικό κόστος.



Σχήμα 4.5 Σχηματική αναπαράσταση υπολογιστικού χωρίου και οριακών συνθηκών για ένα εξάρτημα περιοδικής συμμετρίας σε στρεφόμενο πλαίσιο αναφοράς



Σχήμα 4.6 [a] Σχηματική αναπαράσταση υπολογιστικού χωρίου και οριακών συνθηκών για διαδοχικά εξαρτήματα, εντασσόμενα σε διαφορετικά πλαίσια αναφοράς και [b] μετασχηματισμός μεταβλητών στη διεπιφάνεια

Για τις περιπτώσεις προβλημάτων που περιλαμβάνουν κινούμενα και σταθερά εξαρτήματα [Σχ. 4.6.a], όπως την πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας, εφαρμόζεται η τεχνική των πολλαπλών πλαισίων αναφοράς [multiple reference frame model – MRF], ως εξής: οι εξισώσεις της ροής επιλύονται διαδοχικά σε κάθε ζώνη για το αντίστοιχο πλαίσιο αναφοράς και οι συνοριακές τιμές των ταχυτήτων και των βαθμίδων τους μετασχηματίζονται βάσει των Εξ. 4.37 & 4.38 στη διεπιφάνεια των ζωνών [interface, Σχ. 4.6.b].

4.2 Υπολογιστικά Χωρία & Αριθμητικά Πλέγματα

Τα υπολογιστικά χωρία αντιστοιχούν στην περιοχή, εντός της οποίας εξελίσσεται η ροή, καθώς και στις συνοριακές συνθήκες που τη διέπουν, συνεπώς η μορφή τους επηρεάζεται άμεσα από το γεωμετρικό σχεδιασμό του σχετικού εξαρτήματος. Στην παρούσα Διατριβή, τα υπολογιστικά χωρία σχεδιάζονται στο εμπορικό λογισμικό ψηφιακού σχεδιασμού [Computer Aided Design – CAD] ANSYS Gambit 2.4.6, κάνοντας χρήση των καμπυλών και επιφανειών παρεμβολής που αυτό παράγει εσωτερικά για τα επιλεγμένα σημεία που εισάγονται σε αυτό από τους σχεδιαστικούς κώδικες [βλ. Κεφ. 3], σε καρτεσιανές συντεταγμένες. Στο ίδιο λογισμικό παράγονται και τα αριθμητικά πλέγματα για τα εξεταζόμενα προβλήματα ροής.

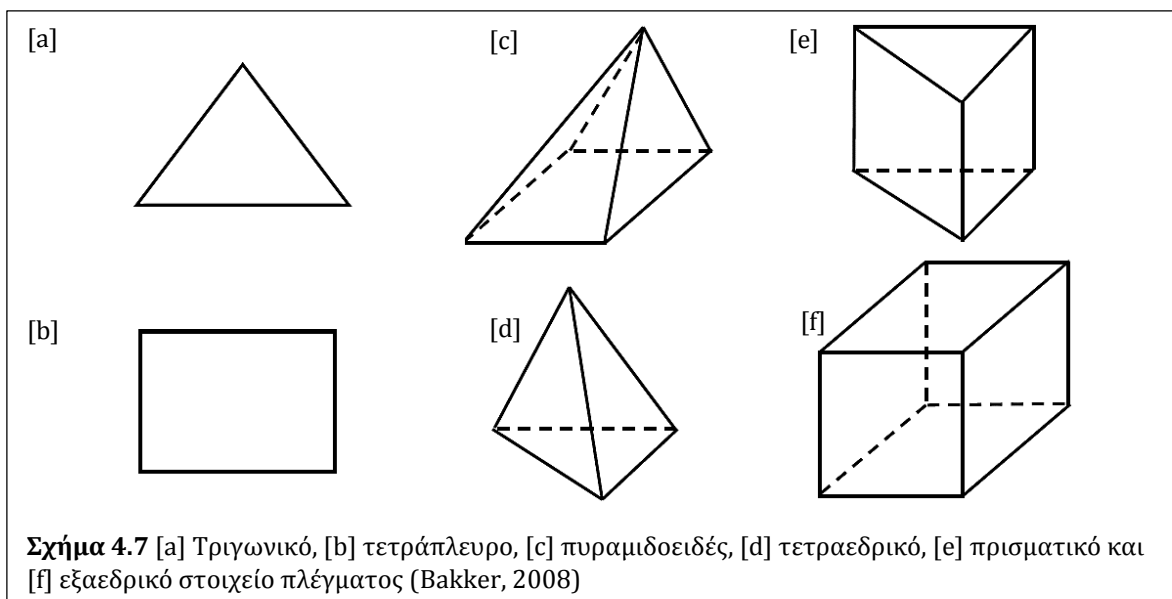
4.2.1 Οριακές Συνθήκες

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, όλα τα ρευστομηχανικά προβλήματα διέπονται από τις εξισώσεις Navier – Stokes στην αρχική τους μορφή. Ωστόσο, η μοναδικότητα της λύσης για τα πεδία ταχυτήτων και πιέσεων σε κάθε τέτοιο πρόβλημα καθορίζεται από τις αρχικές και οριακές συνθήκες αυτού [initial & boundary conditions]. Ειδικότερα, οι οριακές συνθήκες αφορούν τις διάφορες περιοχές στο εσωτερικό του πλέγματος [cell zones], οι οποίες συνήθως αντιστοιχούν σε διαφορετικά πλαίσια αναφοράς [βλ. Κεφ. 3.1.4] και τις συνοριακές επιφάνειες αυτών. Τυπικά, στις υδροδυναμικές μηχανές αντιδράσεως, η γεωμετρία των διαφόρων εξαρτημάτων και κυρίως της πτερωτής ή του δρομέα αντιπροσωπεύονται από τέτοιες επιφάνειες, οι οποίες ορίζονται ως τοιχώματα. Τα διάφορα είδη των οριακών συνθηκών που συνήθως απαντώνται στα υπολογιστικά χωρία προσομοίωσης της ροής σε φυγοκεντρικές αντλίες και PAT παρουσιάζονται ποιοτικά στον Πιν. 4.1 και βρίσκονται σε πλήρη αντιστοιχία μεταξύ των λογισμικών ψηφιακού σχεδιασμού και αριθμητικής επίλυσης της ροής που χρησιμοποιούνται στην παρούσα Διατριβή.

Πίνακας 4.1 Οριακές Συνθήκες Υπολογιστικών Χωρίων Αντλιών & PAT

Οριακή Συνθήκη	Ποιοτική Περιγραφή
Είσοδος Παροχής Μάζας [Mass Flow Inlet]	Είσοδος με καθορισμένη παροχή μάζας, η οποία υπολογίζεται από την παροχή όγκου και την πυκνότητα του ρευστού
Είσοδος Πίεσης [Pressure Inlet]	Είσοδος με καθορισμένη στατική και ολική πίεση, η ταχύτητα της ροής υπολογίζεται από τον όρο δυναμικής πίεσης
Είσοδος Ταχύτητας [Velocity Inlet]	Είσοδος με καθορισμένη τιμή ταχύτητας της ροής
Έξοδος Ροής [Outflow]	Η ροή εξέρχεται διατηρώντας το ισοζύγιο παροχής.
Έξοδος Πίεσης [Pressure Outlet]	Η ροή εξέρχεται με καθορισμένες συνθήκες ολικής πίεσης.
Στερεό Τοίχωμα [Wall]	Επιβάλλεται η συνθήκη μη εισχώρησης και μη ολίσθησης, άρα το πεδίο ταχυτήτων μηδενίζεται, καθορίζεται η επιφανειακή τραχύτητα και ενεργοποιούνται οι συναρτήσεις τοιχώματος
Διεπιφάνεια [Interface]	Διαχωριστική επιφάνεια που παρεμβάλλεται μεταξύ περιοχών του πλέγματος [cell zones] που αντιστοιχούν σε διαφορετικά πλαίσια αναφοράς
Περιοδικότητα [Periodic]	Επιβάλλεται σε ζεύγη επιφανειών, όταν το υπολογιστικό χωρίο περιλαμβάνει τμήμα της ροής το οποίο επαναλαμβάνεται περιοδικά.
Συμμετρία [Symmetry]	Θέτει την επιφάνεια ως επίπεδο συμμετρίας ως προς τη γεωμετρία και τη ροή, επιβάλλοντας μηδενικές συνιστώσες και κλίσεις της ταχύτητας κάθετα σε αυτή.
Εσωτερική Επιφάνεια [Internal]	Προκύπτει από τη γειτνίαση όγκων κατά την κατασκευή του υπολογιστικού χωρίου, χωρίς να της επιβάλλονται ιδιότητες που επηρεάζουν τη ροή.

4.2.2 Γενικά Στοιχεία για τα Αριθμητικά Πλέγματα

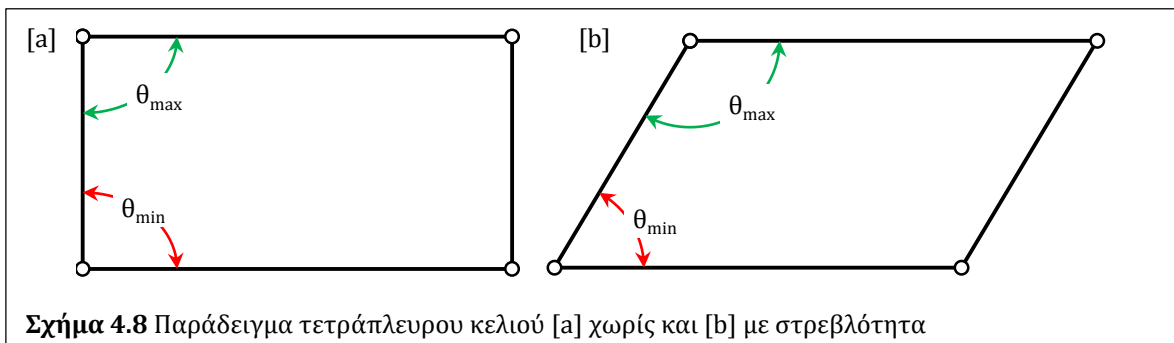


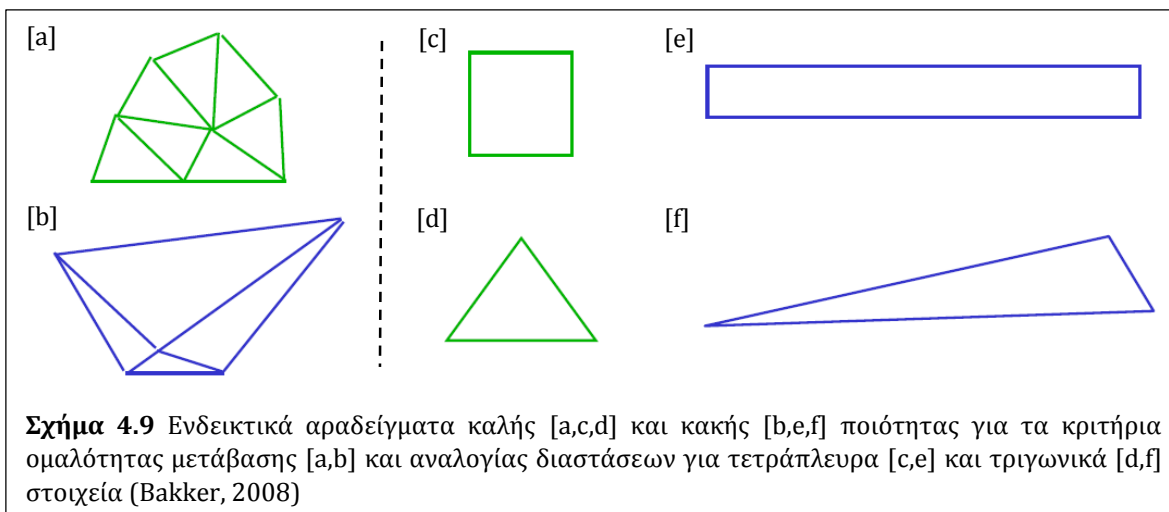
Τα αριθμητικά πλέγματα [mesh/grid] παράγονται με σκοπό τη διακριτοποίηση του χώρου όπου συντελείται η ροή και αποτελούνται από στοιχειώδεις επιφάνειες ή όγκους, με ευθύγραμμα τμήματα ως πλευρές ή ακμές αντιστοιχώς, αναλόγως των διαστάσεων του φυσικού προβλήματος. Τα επιφανειακά στοιχεία είναι είτε τριγωνικά [triangular - TRI] είτε τετράπλευρα [quadrilateral - QUAD], ενώ τα τριδιάστατα στοιχεία τυπικά έχουν τη μορφή πυραμίδας, τετραέδρου [tetrahedral - TET], τριγωνικού πρίσματος [wedge] ή εξαέδρου [hexahedral - HEX].

Τα συνήθως προτεινόμενα τριδιάστατα πλέγματα είναι τα δομημένα [structured], εξαεδρικά ή πρισματικά, καθώς οδηγούν σε ακριβέστερες αριθμητικές επιλύσεις. Ωστόσο, συνήθως εμφανίζουν δυσκολίες στη διακριτοποίηση υπολογιστικών χωρίων περίπλοκων γεωμετριών. Αντίθετα, τα μη δομημένα πλέγματα [unstructured] εισάγουν μεγαλύτερα σφάλματα στην αριθμητική επίλυση, ωστόσο χαρακτηρίζονται από το πλεονέκτημα της εύκολης κατασκευής και προσαρμογής τους σε περίπλοκες γεωμετρίες.

Γενικά, τα κελιά του πλέγματος [Σχ. 4.7] τείνουν να παίρνουν την ιδανική μορφή του εκάστοτε τύπου, προκειμένου να καλύψουν το υπολογιστικό χωρίο. Τα βασικά κριτήρια που χαρακτηρίζουν την ποιότητα ενός πλέγματος είναι η στρέβλωση [skewness], η ομαλότητα μετάβασης [smoothness] και η αναλογία διαστάσεων [aspect ratio]. Το ευρύτερα χρησιμοποιούμενο κριτήριο είναι το πρώτο, συγκρίνοντας τις ακραίες γωνίες θ_{\max} , θ_{\min} που σχηματίζονται από τις ακμές των στοιχείων, ως προς τη γωνία θ_e για ιδανικά στοιχεία [60° για τριγωνικές επιφάνειες, 90° για τετράπλευρες κλπ], με μικρότερες τιμές του κριτηρίου να αντιστοιχούν σε καλύτερη ποιότητα πλέγματος και προτεινόμενα όρια αποδοχής αναλόγως των στοιχείων [Εξ. 4.41, Σχ. 4.8]. Το κριτήριο της ομαλότητας μετάβασης εξετάζει το κατά πόσο η αλλαγή μεγέθους μεταξύ διαδοχικών κελιών είναι ομαλή ή απότομη. Τέλος, η αναλογία διαστάσεων εξετάζει τον λόγο της μέγιστης προς την ελάχιστη ακμή κάθε κελιού, ο οποίος παίρνει τιμές μεταξύ 1 και ∞ , και πάλι με μικρότερες τιμές να αντιστοιχούν σε καλύτερη ποιότητα [Σχ. 4.9] (Bakker, 2008; Παναγιωτόπουλος, 2015).

$$\text{skewness} \triangleq \max \left[\frac{\theta_{\max} - \theta_e}{180^\circ - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right] \leq \begin{cases} 0,85 \text{ [QUAD, TRI, HEX]} \\ 0,9 \text{ [TET]} \end{cases} \quad (4.41)$$



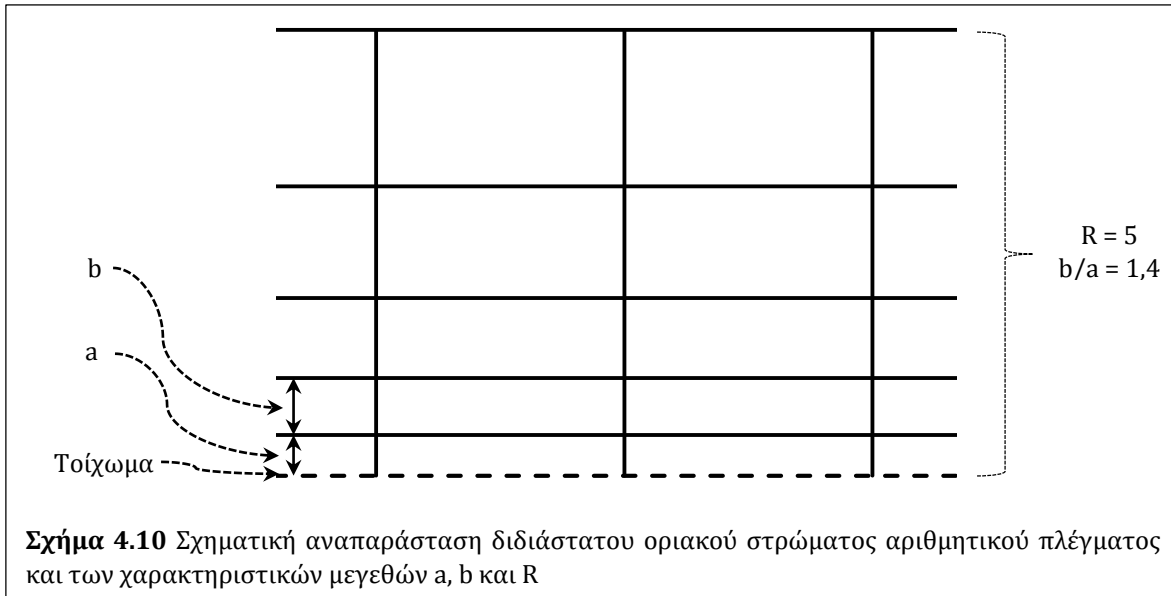


Στην παρούσα Διατριβή, τα αριθμητικά πλέγματα κατασκευάζονται αυτόματα από το χρησιμοποιούμενο λογισμικό CAD, το οποίο εξετάζει τα κελιά ως προς τη στρεβλότητα, επιτρέποντας μέγιστη τιμή 0,97. Επιπρόσθετα, τα πλέγματα αξιολογούνται συνολικά ως προς την κατανομή της στρεβλότητας, αντιπαραβάλλοντας σε έναν πίνακα ενδιάμεσα διαστήματά της εντός του εύρους [0,1] με το ποσοστό των κελιών που αντιστοιχούν σε αυτά.

Λόγω των πολύπλοκων γεωμετριών των εξαρτημάτων που εξετάζονται στην παρούσα Διατριβή [βλ. Κεφ. 3], επιλέχθηκαν πλέγματα μη δομημένα, αποτελούμενα από τετραεδρικά κελιά, επιτρέποντας έτσι την ευχερή παραγωγή τους για όλο τον όγκο του χωρίου. Αυτά παράγονται με την εισαγωγή μιας ενδεικτικής τιμής μήκους για τις πλευρές του τετραέδρου, καθορίζοντας έτσι την πυκνότητα του πλέγματος. Στις περιπτώσεις αραιού πλέγματος, όπου η τοπική πολυπλοκότητα της γεωμετρίας δεν περιγράφεται επαρκώς από τα συνοριακά στοιχεία του, όπως π.χ. στις ακμές προσβολής και εκφυγής των πτερυγίων ή στη γλωττίδα του σπειροειδούς κελύφους, υπάρχει η δυνατότητα να παραχθεί προηγουμένως πυκνότερο τριγωνικό επιφανειακό πλέγμα, το οποίο στη συνέχεια θα αποτελέσει “οδηγό” για την τοπική πύκνωση του τελικού τριδιάστατου πλέγματος.

Περαιτέρω, για προσομοιώσεις με απαίτηση υψηλής ακρίβειας, προκύπτει η ανάγκη για κελιά αρκούντως μικρών διαστάσεων κοντά στις επιφάνειες των τοιχωμάτων, ώστε το y^+ να βρίσκεται εντός των αποδεκτών ορίων του εκάστοτε χρησιμοποιούμενου μοντέλου τύρβης, προκειμένου η επίλυση να λαμβάνει υπόψη την επίδραση του ιξώδους υποστρώματος. Στην περίπτωση αυτή, τα πλέγματα περιλαμβάνουν “οριακό στρώμα” [κατ’ αναλογία με το οριακό στρώμα της ροής] στις επιφάνειες ενδιαφέροντος, που συνήθως είναι τα τοιχώματα των πτερυγίων. Το οριακό στρώμα αυτό εισάγεται επιλέγοντας την κάθετη απόσταση από το τοίχωμα, a εντός της οποίας παράγεται η πρώτη σειρά στοιχείων, τον ρυθμό αύξησης, $b/a > 1$ της

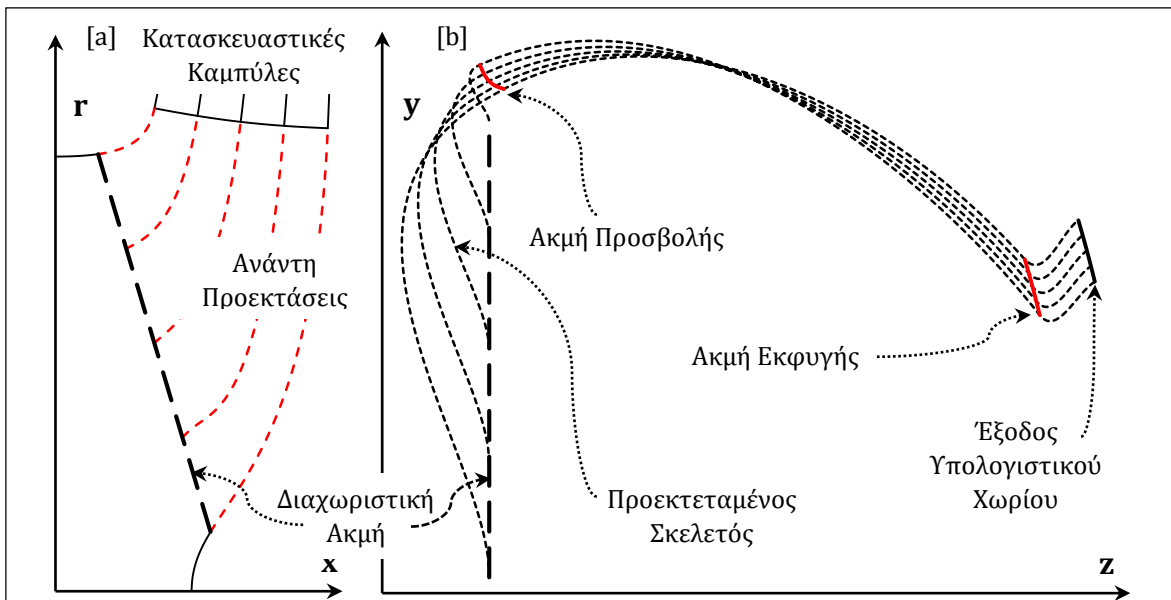
απόστασης αυτής για τις επόμενες σειρές, καθώς και το πλήθος αυτών, R [Σχ. 4.10]. Τα στοιχεία του οριακού στρώματος παράγονται με οδηγό τα στοιχεία του επιφανειακού πλέγματος και τις παραπάνω παραμέτρους, οπότε θα είναι πρισματικά πεντάεδρα για τριγωνικά επιφανειακά στοιχεία.



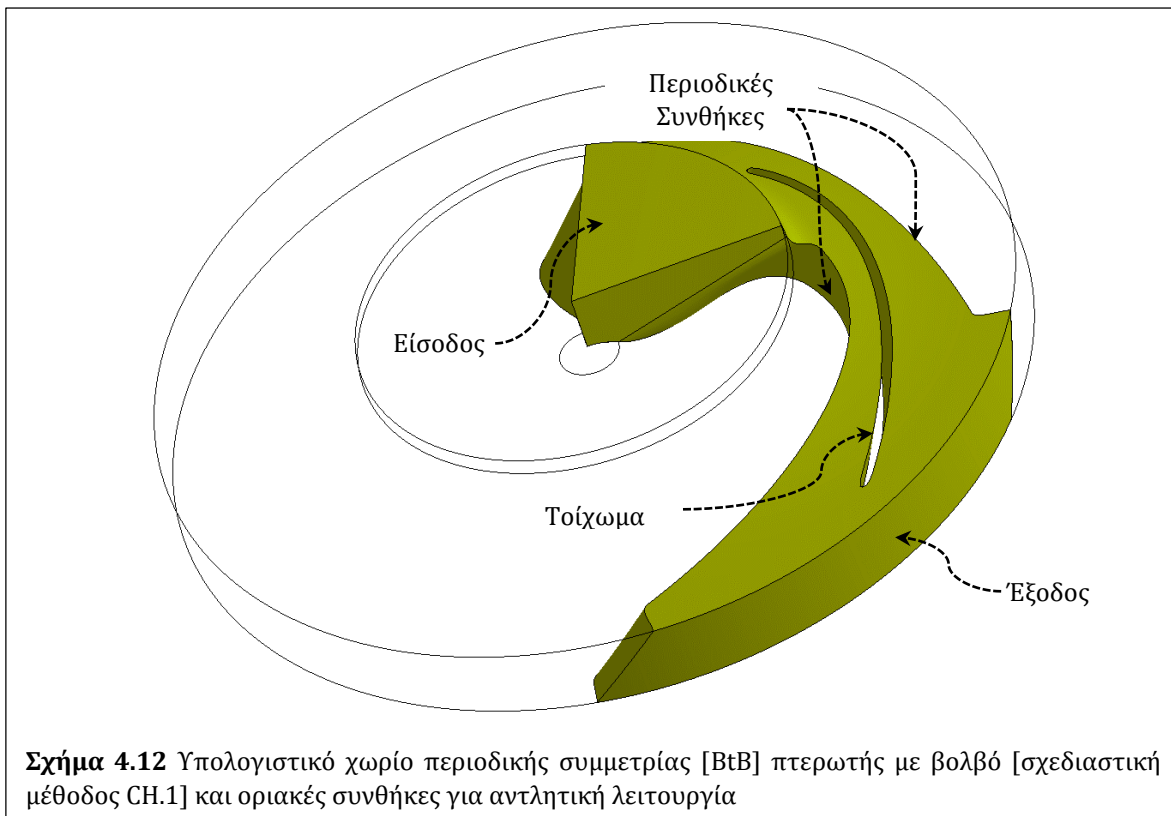
4.2.3 Υπολογιστικά Χωρία

Για τις προσομοιώσεις της μόνιμης ροής αποκλειστικά στην περωτή ή τον δρομέα υδροδυναμικής μηχανής, τα υπολογιστικά χωρία που αντιστοιχούν σε ένα πτερύγιο [blade - to - blade, BtB] είναι τα πλέον διαδεδομένα, καθώς απαιτούν την παραγωγή πλέγματος για το $1/z$ του διαρρεόμενου όγκου, θεωρώντας περιοδικά επαναλαμβανόμενη, ομοιόμορφη ροή μεταξύ δύο πτερυγίων, με αποτέλεσμα τη σημαντική μείωση του υπολογιστικού κόστους της προσομοίωσης.

Όπως αναμένεται από τη γεωμετρία του μεσημβρινού καναλιού, η αξονική είσοδος και η ακτινική έξοδος της ροής προκύπτουν ως κυκλικός ή δακτυλιοειδής τομέας και κυλινδρική επιφάνεια αντιστοίχως για το BtB υπολογιστικό χωρίο. Το τμήμα που αντιστοιχεί στην περιοχή των πτερυγίων παράγεται στρέφοντας τη μέση επιφάνεια κατά γωνία $360^\circ/z$. Ωστόσο, ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στη διαμόρφωση του χωρίου στις περιοχές μεταξύ εισόδου, πτερυγίων και εξόδου [Σχ. 4.9]. Ο λόγος για τη διαχείριση αυτή είναι ότι τυπικά, οι περωτές φυγοκεντρικών αντλιών σχεδιάζονται με μικρές τιμές β_1, β_2 (Stepanoff, 1957), ώστε προκύπτουν έντονα οξείες και αμβλείες γωνίες στις περιοχές αυτές, οδηγώντας σε έντονα στρεβλωμένα συνοριακά κελιά, με αποτέλεσμα είτε κακής ποιότητας πλέγμα ή και αποτυχία στην κατασκευή του. Έτσι, στην παρούσα Διατριβή επιλέγεται το BtB χωρίο της περωτής να έχει συνοριακές επιφάνειες περιοδικών συνθηκών κάθετες στην είσοδο και την έξοδο της ροής.

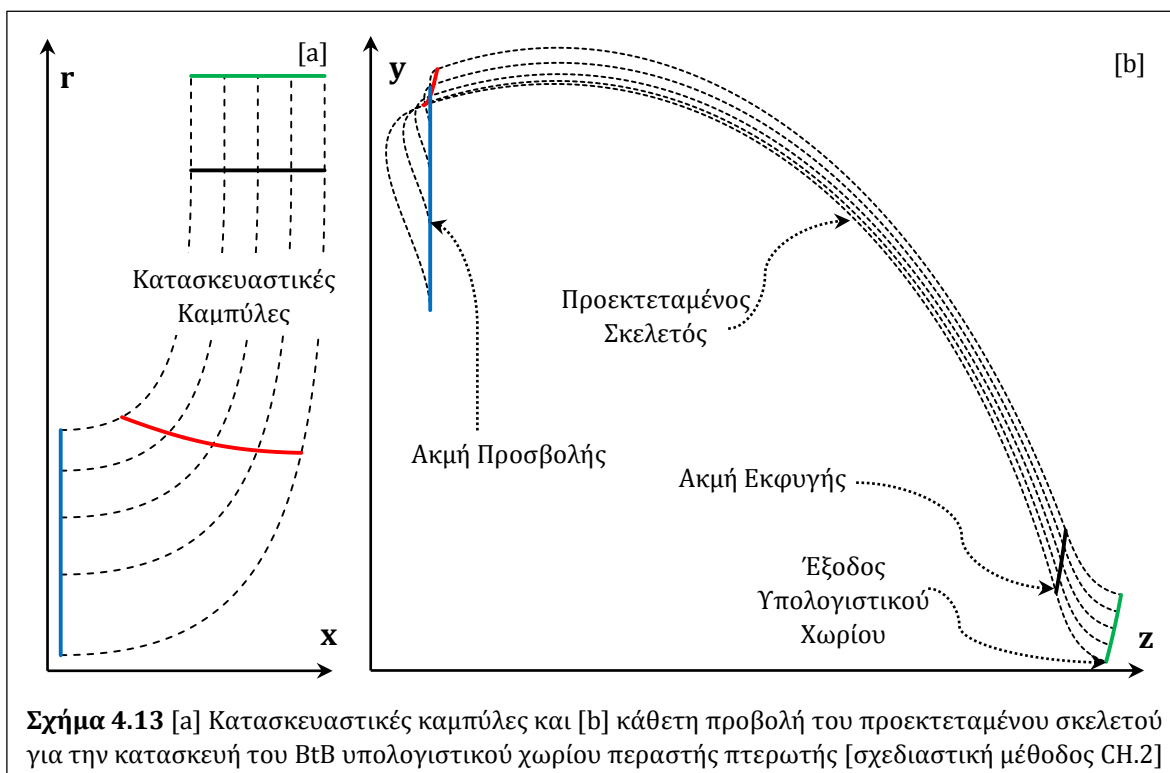


Σχήμα 4.11 [a] Ανάπτυξη προέκταση μέσης επιφάνειας και [b] προβολή του προεκτεταμένου σκελετού για την κατασκευή του BtB υπολογιστικού χωρίου πτερωτής με βολβό [σχεδιαστική μέθοδος CH.1]

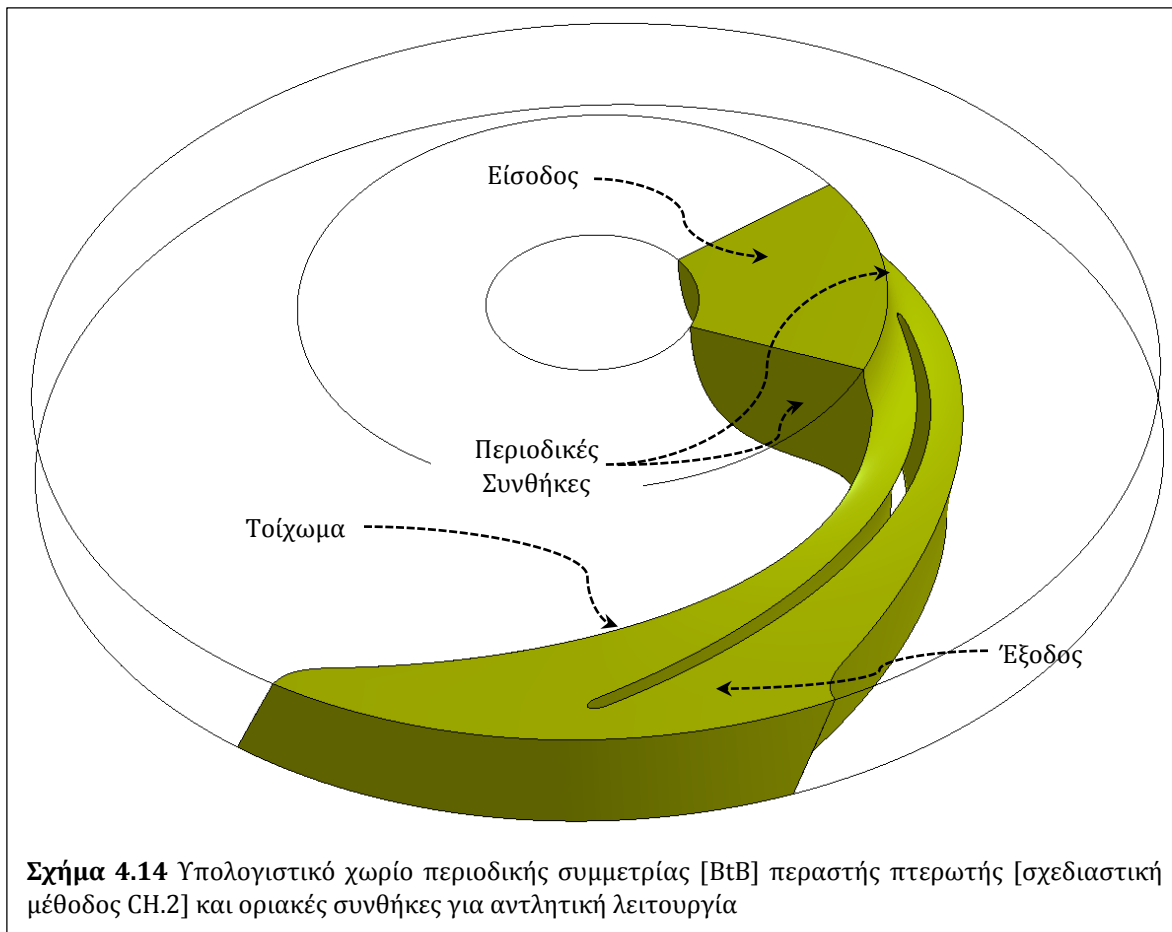


Σχήμα 4.12 Υπολογιστικό χωρίο περιοδικής συμμετρίας [BtB] πτερωτής με βολβό [σχεδιαστική μέθοδος CH.1] και οριακές συνθήκες για αντλητική λειτουργία

Ειδικότερα, για τη σχεδιαστική μέθοδο CH.1 [βλ. Κεφ. 3.1.2.1] η ένταξη του βολβού στο υπολογιστικό χωρίο απαιτεί ειδική διαχείριση. Έτσι, για την ανάντη προέκταση της μέσης επιφάνειας, οι ενδιάμεσες σχεδιαστικές καμπύλες του μεσημβρινού επιπέδου προεκτείνονται ομαλά με καμπύλες Bezier μέχρι μια ενδιάμεση διαχωριστική ακμή του μεσημβρινού επιπέδου, ενώ για την πλήμνη και τη στεφάνη χρησιμοποιείται τμήμα του ανάντη μήκους τους [Σχ. 4.11]. Σε αυτές, υπερτίθενται αντίστοιχες τριδιάστατες καμπύλες, οι οποίες εκκινούν από κλίση β_{1i} στην ακμή προσβολής και καταλήγουν κάθετα στη διαχωριστική ακμή. Αντίστοιχες καμπύλες χρησιμοποιούνται για την κατάντη προέκταση της μέσης επιφάνειας, οι οποίες εκκινούν από κλίση β_2 σε συνέχεια των σημείων της ακμής εκφυγής και καταλήγουν κάθετα στην κυλινδρική επιφάνεια εξόδου, με προκαθορισμένη ακτίνα $r_{out} > r_2$. Ωστόσο, εδώ δεν απαιτούνται προηγούμενες προεκτάσεις στο μεσημβρινό επίπεδο, καθώς οι κατασκευαστικές καμπύλες καταλήγουν κάθετες στον άξονα περιστροφής, άρα προεκτείνονται πλήρως ακτινικά. Η επιφάνεια που προκύπτει από την υπέρθεση των παραπάνω τριδιάστατων ομαλών προεκτάσεων των κατασκευαστικών καμπυλών προεκτείνεται περαιτέρω στο μεσημβρινό επίπεδο όπου βρίσκεται η διαχωριστική ακμή προς την αξονική είσοδο. Έτσι, συνολικά σχηματίζεται μια ομαλή επιφάνεια, η οποία καλύπτει όλο το μεσημβρινό εύρος $[r - x]$ της πτερωτής από την οποία τελικά προκύπτει ως εκ περιστροφής όγκος το BtB υπολογιστικό χωρίο [Σχ. 4.12].

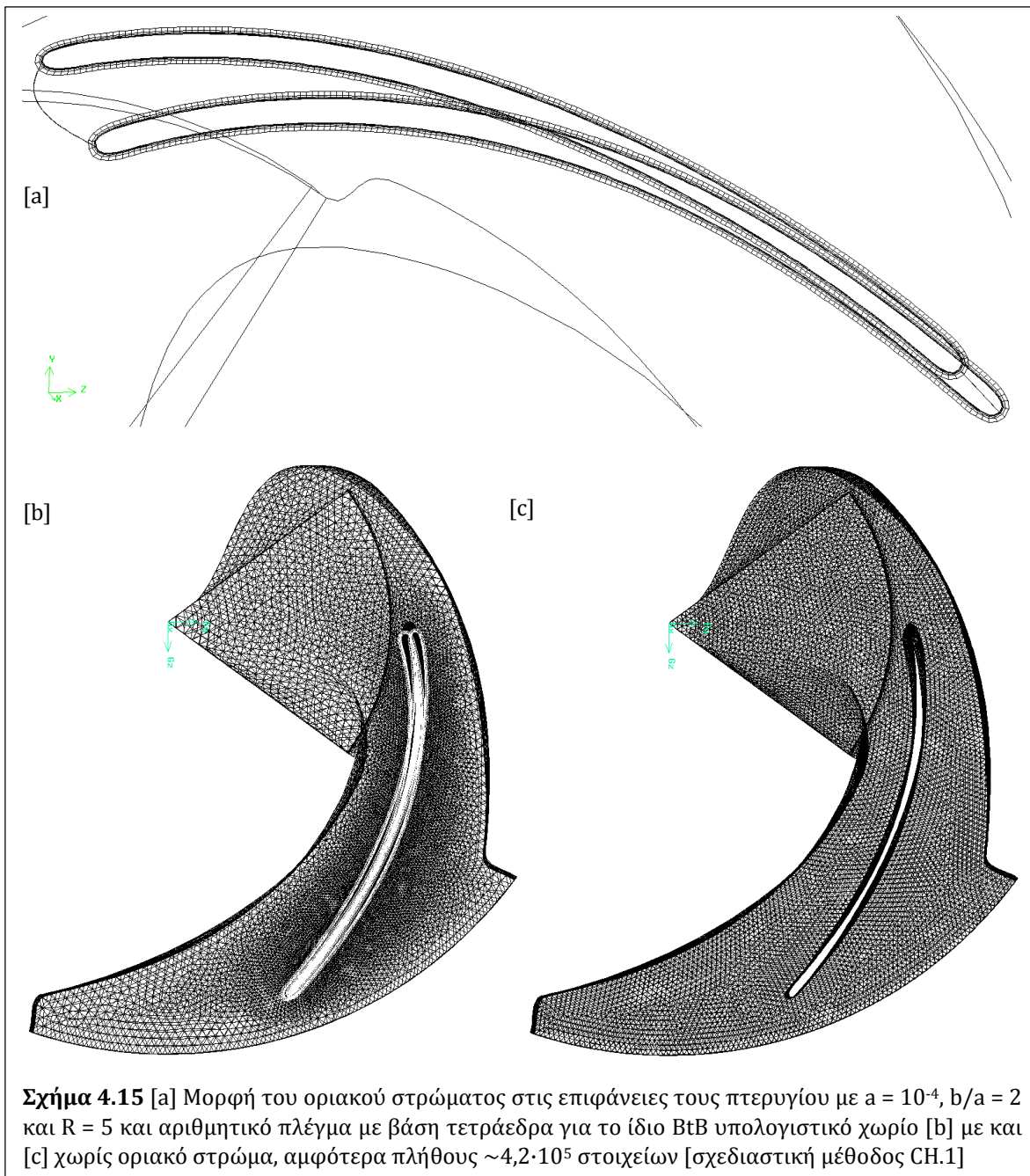


Σχήμα 4.13 [a] Κατασκευαστικές καμπύλες και [b] κάθετη προβολή του προεκτεταμένου σκελετού για την κατασκευή του BtB υπολογιστικού χωρίου περαστής πτερωτής [σχεδιαστική μέθοδος CH.2]

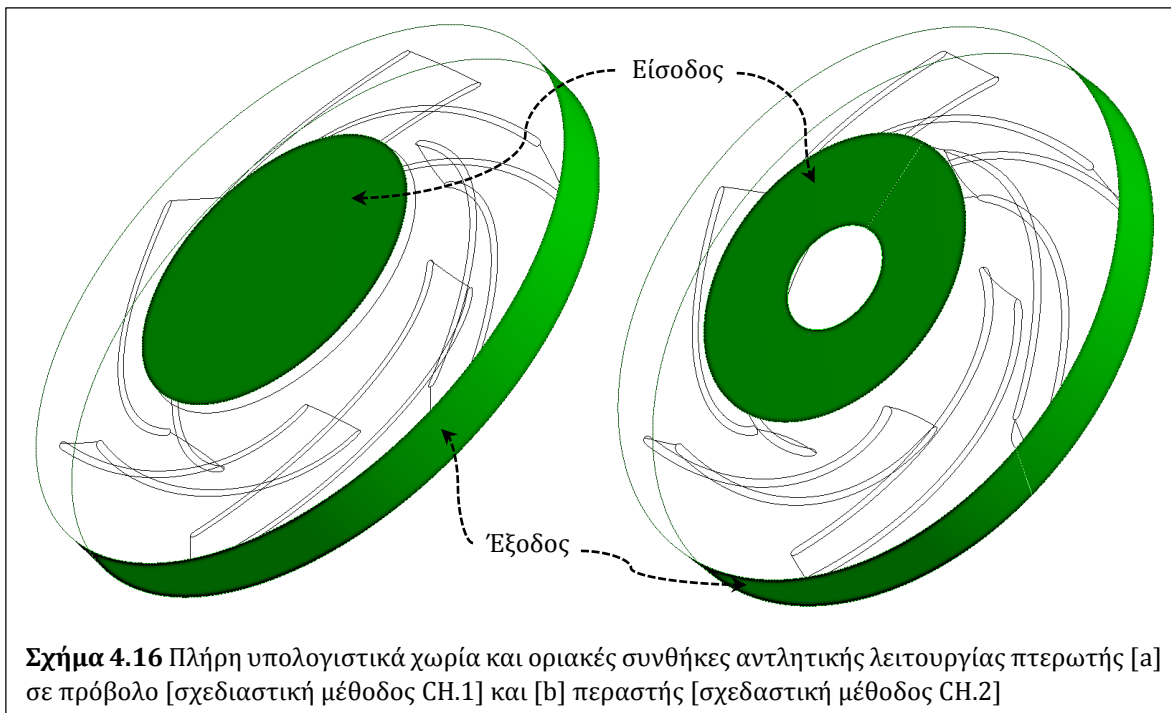


Αντίστοιχη, αλλά σημαντικά απλούστερη είναι η διαδικασία παραγωγής του υπολογιστικού χωρίου βάσει της σχεδιαστικής μεθόδου CH.2 [βλ. Κεφ. 3.1.2.2], αφού εδώ οι κατασκευαστικές καμπύλες εκτείνονται καθ' όλο το μεσημβρινό μήκος της πτερωτής. Σηματικές αναπαραστάσεις του προεκτεταμένου σκελετού και της γεωμετρίας του BtB υπολογιστικού χωρίου παρουσιάζονται στα Σχ. 4.13 & 4.14 αντιστοίχως.

Στο Σχ. 4.15 παρουσιάζεται η ενδεικτική μορφή του οριακού στρώματος [Σχ. 4.15.a], καθώς και παραγόμενα αριθμητικά πλέγματα ίδιου μεγέθους, με και χωρίς οριακό στρώμα, για BtB υπολογιστικά χωρία πτερωτής. Είναι εμφανές ότι στην πρώτη περίπτωση [Σχ. 4.15.b], τα προβαλλόμενα στο οριακό στρώμα επιφανειακά κελιά λειτουργούν ως πόλος πύκνωσης του πλέγματος προς το πτερύγιο, ενώ στη δεύτερη [Σχ. 4.15.c] όλα τα κελιά έχουν μεταξύ τους παρεμφερές μέγεθος και το πλέγμα είναι σαφώς πιο ομοιόμορφο.



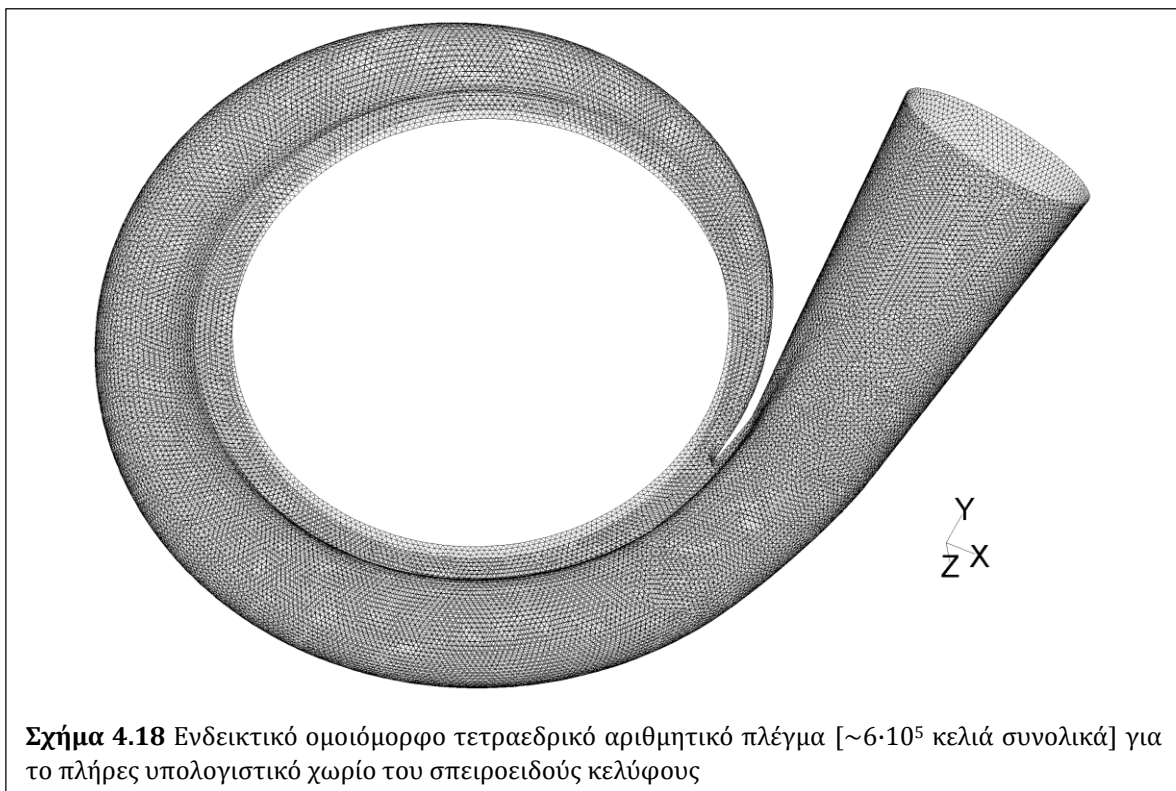
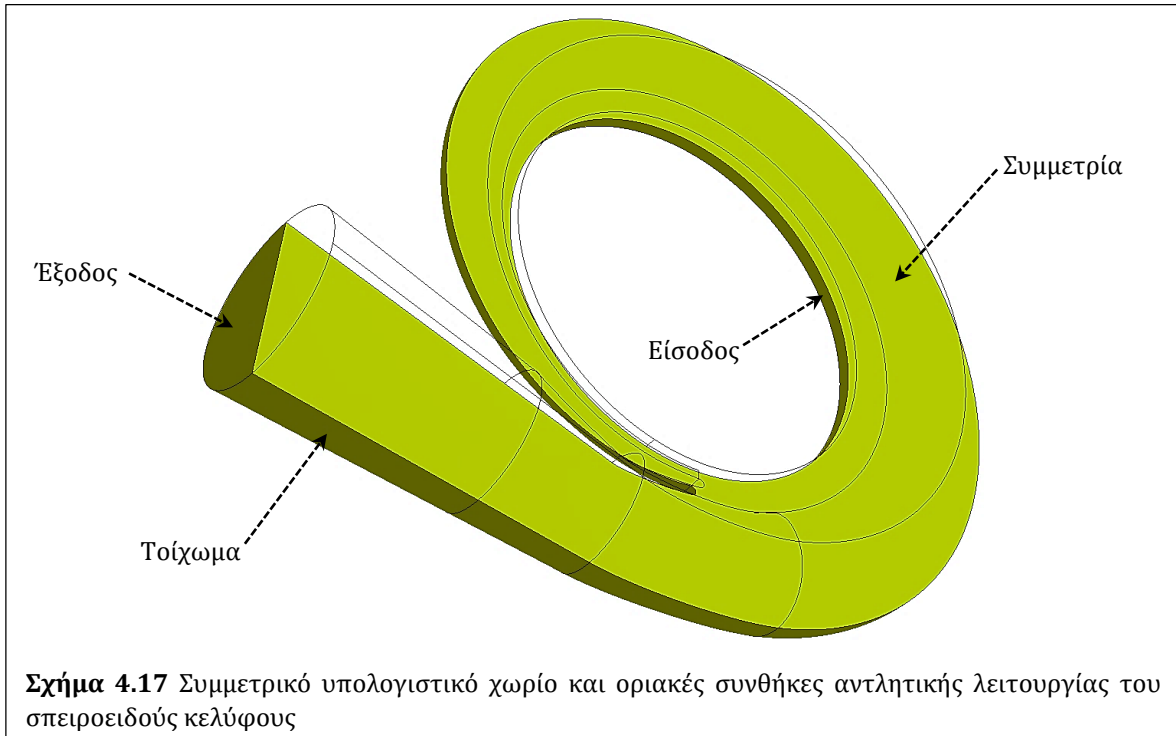
Ωστόσο, για την εξέταση της αλληλεπίδρασης της πτερωτής με τα υπόλοιπα μηχανολογικά εξαρτήματα της μηχανής, δηλαδή το σπειροειδές κέλυφος ή τη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων, με δεδομένο ότι εκεί δε θα ισχύει η παραδοχή της περιοδικότητας της ροής, απαιτείται το πλήρες υπολογιστικό χωρίο της πτερωτής [Σχ. 4.16]. Σε αυτή την περίπτωση το χωρίο δεν περιλαμβάνει οριακές συνθήκες περιοδικότητας, ενώ ο ορισμός των υπολοίπων οριακών συνθηκών και η κατασκευή των αριθμητικών πλεγμάτων γίνεται όπως στα BtB υπολογιστικά χωρία.

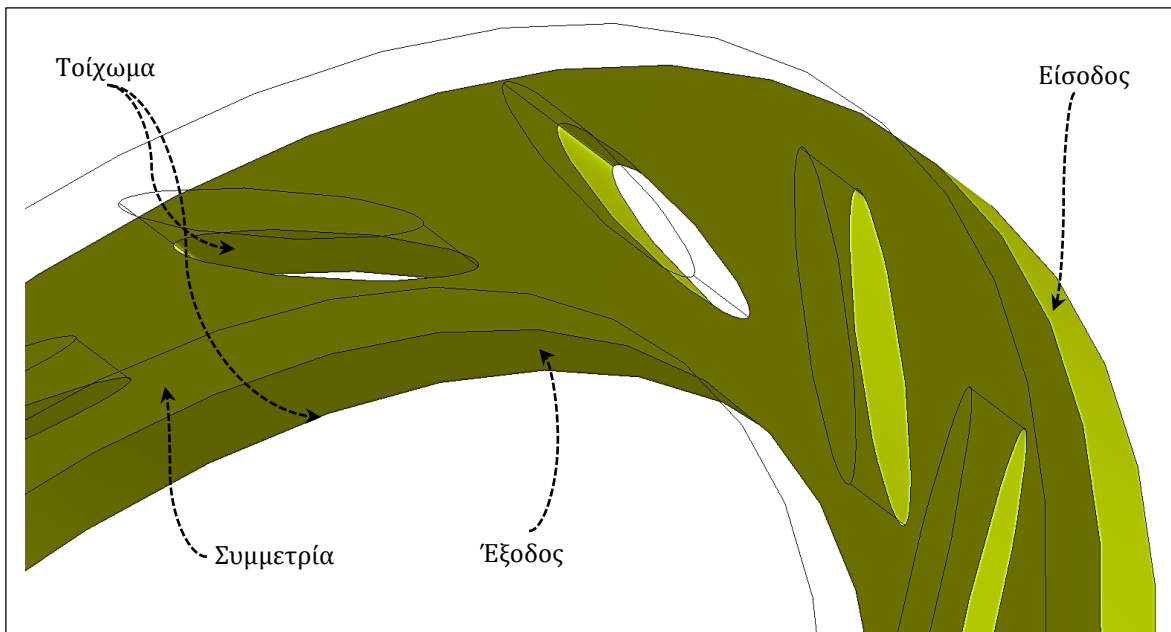


Σχήμα 4.16 Πλήρη υπολογιστικά χωρία και οριακές συνθήκες αντλητικής λειτουργίας περωτής [a] σε πρόβολο [σχεδιαστική μέθοδος CH.1] και [b] περαστής [σχεδιαστική μέθοδος CH.2]

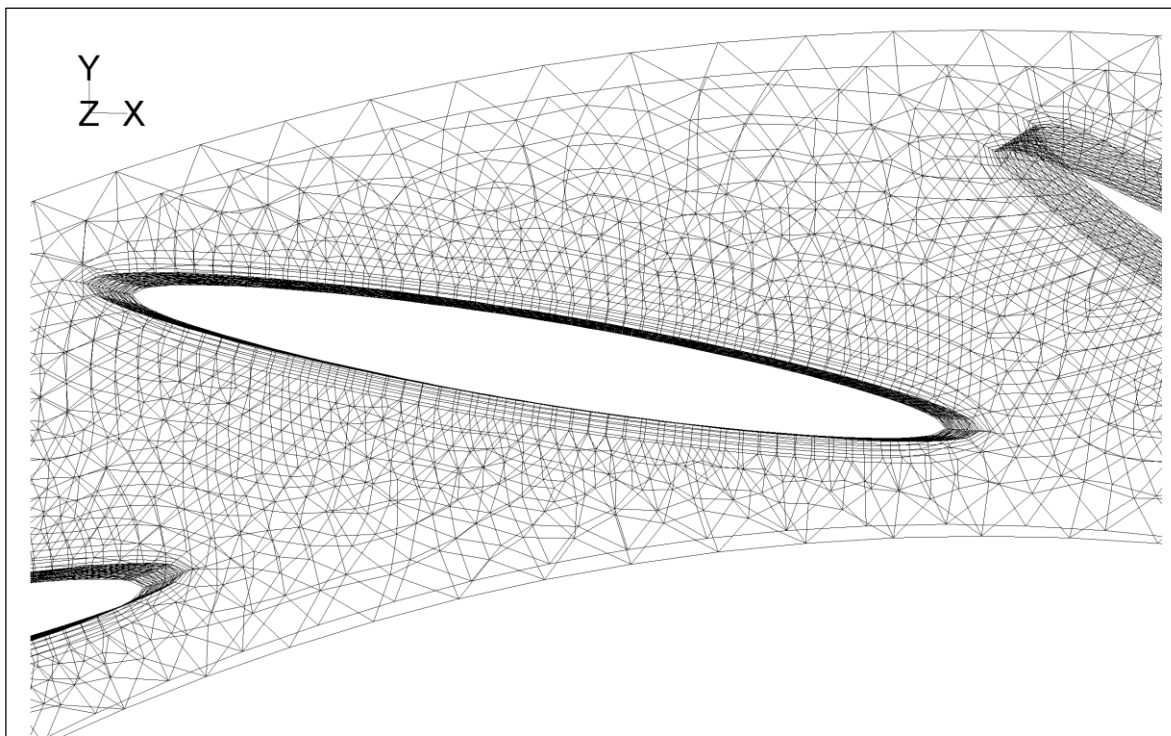
Το υπολογιστικό χωρίο για το σπειροειδές κέλυφος σχεδιάζεται είτε πλήρες, για την επίλυση προβλημάτων αλληλεπίδρασης με την περωτή, είτε για το συμμετρικό ήμισυ αυτού [Σχ. 4.17], με επίπεδο συμμετρίας το μέσο του πλάτους κάθετα στον άξονα περιστροφής, για την ξεχωριστή επίλυση της ροής μεμονωμένα σε αυτό, ή όταν μελετάται η αλληλεπίδρασή του με παρεμβαλλόμενη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων. Σε ό,τι αφορά το αριθμητικό πλέγμα στο κέλυφος [Σχ. 4.18], η εγγενής περιπλοκότητα της γεωμετρίας, ειδικά στην περιοχή περί τη γλωττίδα και προς τη χοάνη κατάθλιψης, δημιουργεί πρακτικούς περιορισμούς στην πυκνώσή του, καθώς τα κελιά εμφανίζουν τοπικά έντονες οξείες γωνίες τοπικά, με αποτέλεσμα να υπάρχει κίνδυνος μη αποδοχής του λόγω υψηλής στρεβλότητας.

Περαιτέρω, για τη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων το υπολογιστικό χωρίο κατασκευάζεται για το σύνολο των πτερυγίων, περιλαμβάνοντας είτε το συμμετρικό ήμισυ του διαρρεόμενου όγκου [Σχ. 4.19] για προσομοιώσεις της άεργης ροής στο διανομέα σπειροειδούς κελύφους και ρυθμιστικών πτερυγίων, ώστε να μελετηθεί η δυνατότητα ρύθμισης των συνθηκών εισόδου του ρευστού στον δρομέα, είτε τον πλήρη όγκο της στεφάνης για προσομοιώσεις της πλήρους μηχανής. Το αριθμητικό πλέγμα εδώ περιλαμβάνει οριακό στρώμα στις επιφάνειες των πτερυγίων [Σχ. 4.20], καθώς η εγγύτητά τους κατά την περιφερειακή διεύθυνση συνεπάγεται σημαντική αλληλεπίδραση της ροής με τα τοιχώματα, η οποία και καθορίζει τα κατάντη χαρακτηριστικά της και ειδικότερα την πτώση πίεσης κατά το ακτινικό μήκος της στεφάνης και την κλίση του διανύσματος της ταχύτητας, ενώ μακριά από τα τοιχώματα αποτελείται από τετραεδρικά κελιά.



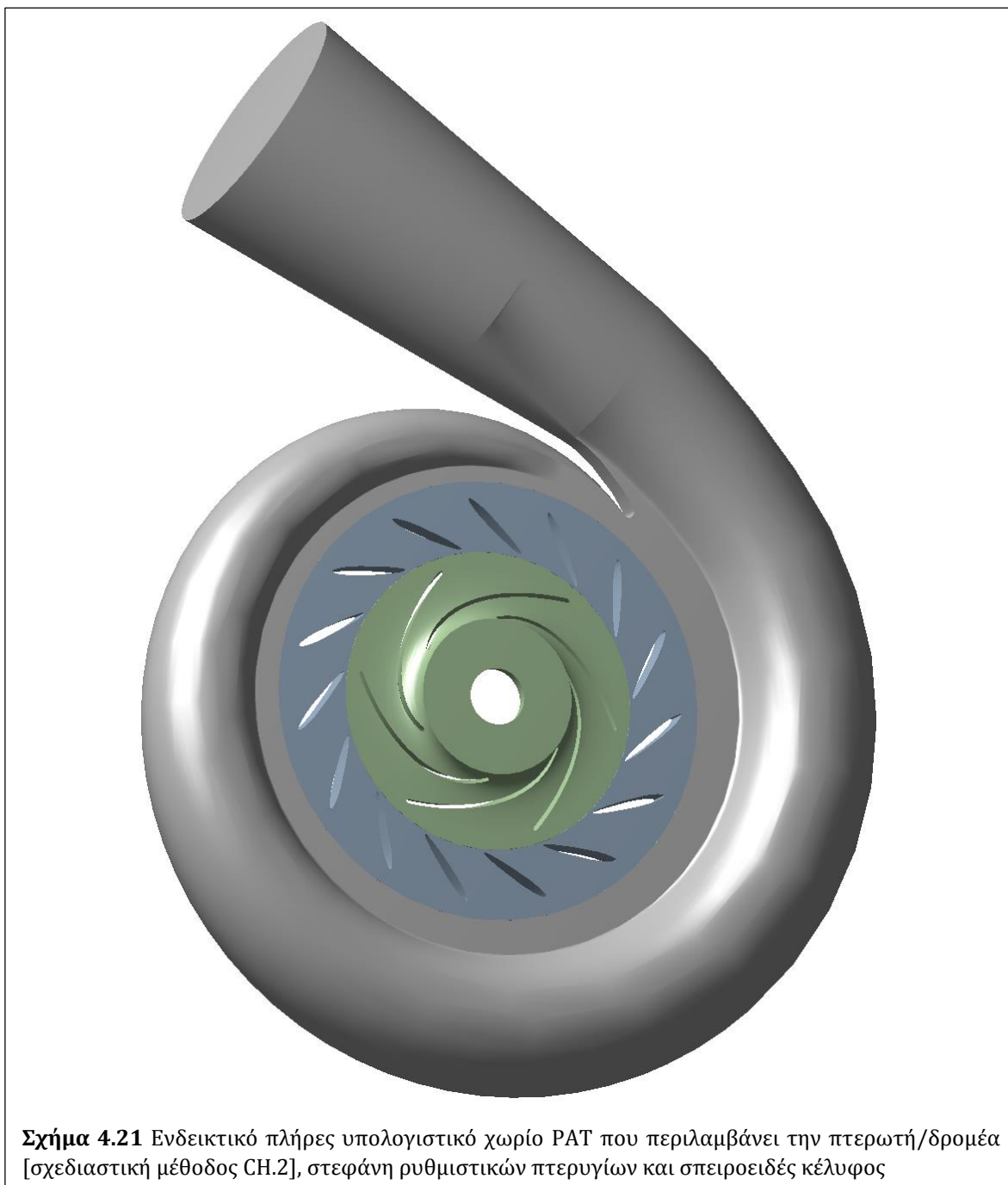


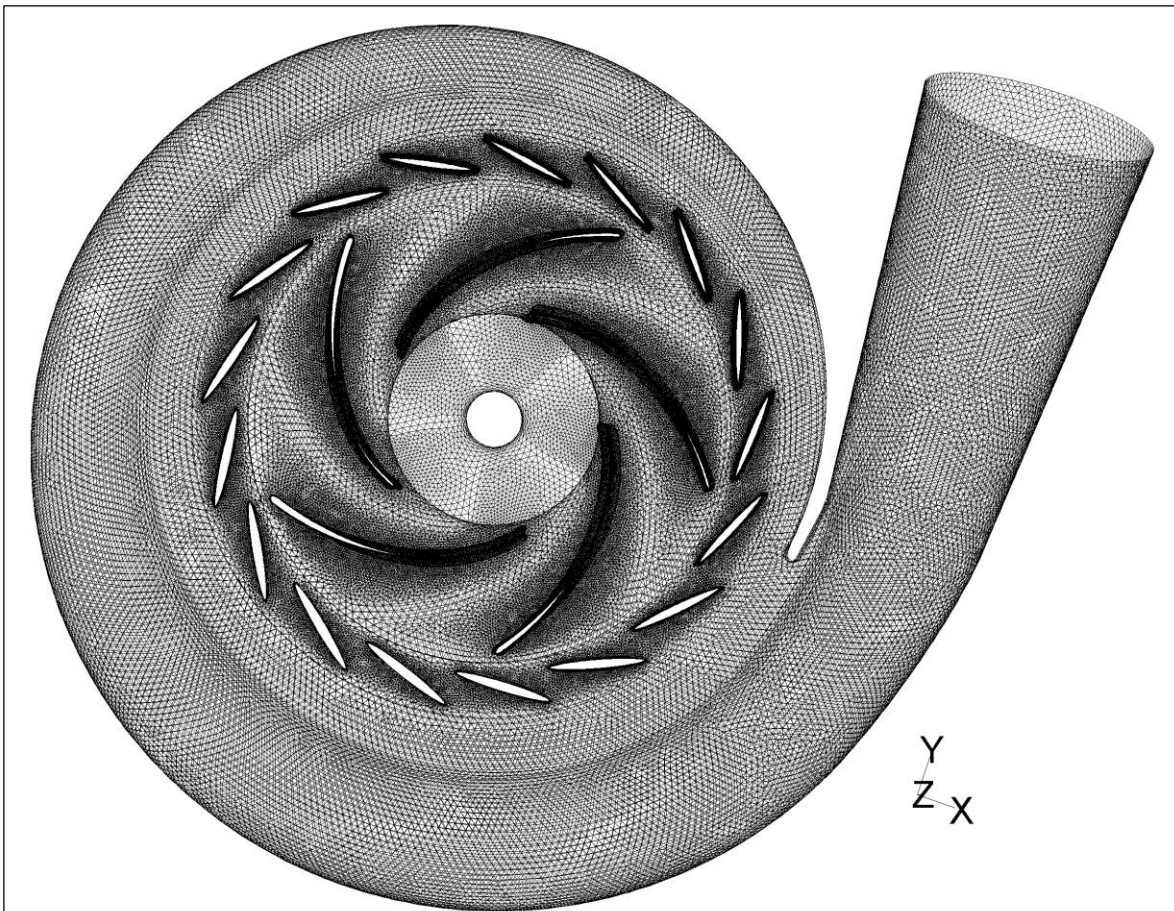
Σχήμα 4.19 Συμμετρικό υπολογιστικό χωρίο και οριακές συνθήκες ανάστροφης λειτουργίας της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων



Σχήμα 4.20 Λεπτομέρεια αριθμητικού πλέγματος της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων

Τέλος, στο Σχ. 4.21 παρουσιάζεται ενδεικτικό υπολογιστικό χωρίο της πλήρους μηχανής, που περιλαμβάνει την πτερωτή, τη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων και το σπειροειδές κέλυφος PAT και στο Σχ. 4.22 το αντίστοιχο αριθμητικό πλέγμα. Γίνεται αντιληπτό ότι η προσομοίωση της ροής σε ένα τέτοιο χωρίο απαιτεί αρκετά μεγάλο συνολικό αριθμό κελιών και σωστά κατασκευασμένο αριθμητικό πλέγμα και είναι ιδιαίτερως απαιτητική από πλευράς υπολογιστικού κόστους.





Σχήμα 4.22 Ενδεικτικό αριθμητικό πλέγμα [$\sim 1,2 \cdot 10^6$ κελιά συνολικά] για το πλήρες υπολογιστικό χωρίο PAT που περιλαμβάνει την πτερωτή/δρομέα [σχεδιαστική μέθοδος CH.2], στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων και σπειροειδές κέλυφος

4.3 Διαδικασία Επίλυσης

Μετά την κατασκευή του πλέγματος, την επιλογή κατάλληλης μοντελοποίησης της ροής και τον ορισμό των οριακών συνθηκών, ακολουθεί η αριθμητική επίλυση. Αυτή έγγειται στο μετασχηματισμό των διαφορικών ώστε να καθίσταται εφικτός ο υπολογισμός των μεταβλητών καθ' όλο το εξεταζόμενο πεδίο ροής. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται επαναληπτικά, μέχρι οι διαφορές των τιμών των μεταβλητών αυτών σε διαδοχικές επαναλήψεις να πληρούν προκαθορισμένα όρια σύγκλισης

4.3.1 Γραμμικοποίηση & Αλγεβρική Επίλυση

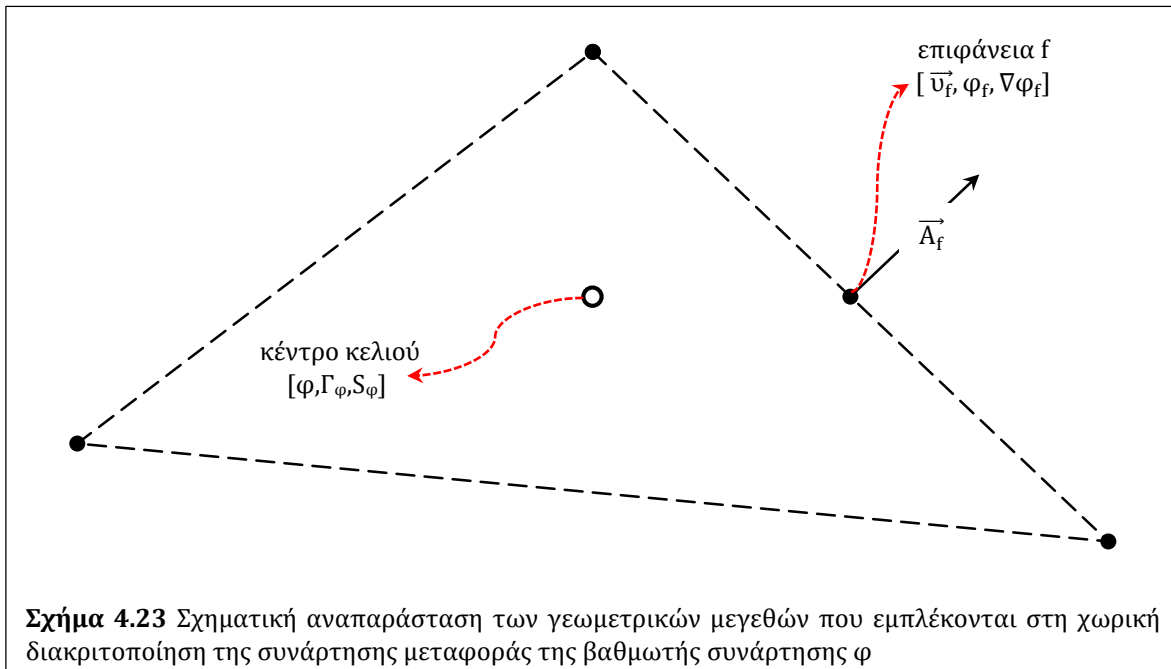
Το χρησιμοποιούμενο λογισμικό CFD χρησιμοποιεί ομόθετη διευθέτηση του πλέγματος [collocated grid], στην οποία ο υπολογισμός τόσο των συνιστωσών της ταχύτητας όσο και της πίεσης γίνεται στο κέντρο του κάθε κελιού (Harlow & Welch, 1965; Ferziger & Peric, 2002; Date, 2005).

Έχοντας προηγουμένως σχεδιάσει το υπολογιστικό χωρίο του φυσικού προβλήματος προς επίλυση και παράξει το αριθμητικό πλέγμα, στη συνέχεια απαιτείται η διακριτοποίηση των διαφορικών εξισώσεων που διέπουν τη ροή, προκειμένου αυτές να επιλυθούν αριθμητικά. Η μέθοδος χωρικής διακριτοποίησης που εφαρμόζεται στο χρησιμοποιούμενο λογισμικό CFD είναι αυτή των πεπερασμένων όγκων [finite volume method, FVM]. Η Εξ. 4.42 περιγράφει σε ολοκληρωματική μορφή την εξίσωση μεταφοράς της βαθμωτής συνάρτησης φ για τον όγκο ελέγχου V με συνοριακές επιφάνειες A , όπου Γ_φ ο συντελεστής διάχυσης και \vec{A} το επιφανειακό διάνυσμα.

$$\int_V \frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} dV + \oint \rho\varphi\vec{u} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\varphi \nabla\varphi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\varphi dV \quad (4.42)$$

Ο όρος S_φ αναφέρεται στην ειδική παραγωγή της φ λόγω πηγών εντός του V , ενώ ο χρονικός όρος $\partial(\rho\varphi)/\partial t$ αμελείται για μόνιμες ροές. Ξαναγράφοντας την Εξ. 4.42 για το στοιχείο του αριθμητικού πλέγματος, όγκου V με f εξωτερικές επιφάνειες, προκύπτει [Εξ. 4.43, Σχ. 4.23]:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} V + \sum_f \rho_f \varphi_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f \Gamma_\varphi \nabla\varphi_f \cdot \vec{A}_f + S_\varphi V \quad (4.43)$$

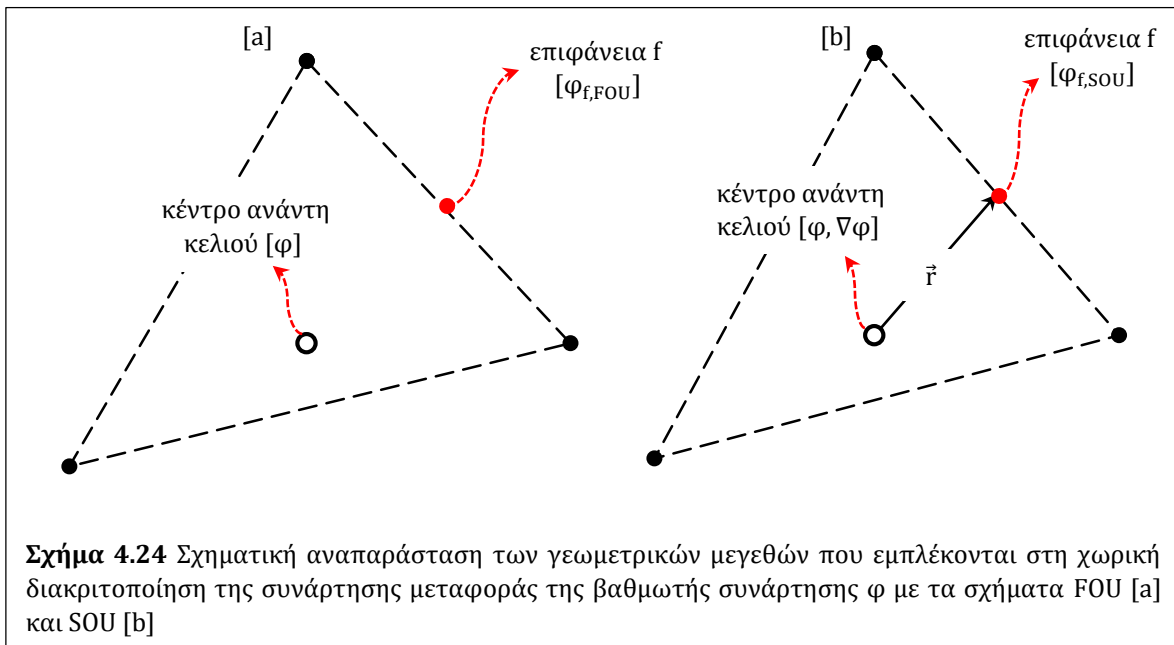


Παρατηρείται ότι η Εξ. 4.43 στη γενική περίπτωση δεν είναι γραμμική, ενώ απαιτεί τη γνώση της συνάρτησης φ και της βαθμίδας $\nabla\varphi$, στο κέντρο του εξεταζόμενου κελιού, και των γειτονικών του. Για τις συνοριακές τιμές των μεταβλητών στις διεπιφάνειες

των κελιών, το χρησιμοποιούμενο λογισμικό επιτρέπει τη χρήση διαφόρων σχημάτων πεπερασμένων διαφορών, βασισμένων στο ανάπτυγμα Taylor, όπου υψηλότερες τάξεις συνεπάγονται μεγαλύτερη ακρίβεια στην επίλυση, με υψηλότερο κόστος. Τα ευρύτερα χρησιμοποιούμενα σχήματα είναι αυτά των ανάντη διαφορών 1^{ης} [first order upwind – FOU] και 2^{ης} τάξης [second order upwind – SOU]. Το σχήμα FOU αποδίδει στην επιφάνεια f την τιμή της βαθμωτής συνάρτησης φ στο κέντρο του ανάντη κελιού [Εξ. 4.44 & Σχ. 4.24.a], ενώ το SOU [Εξ. 4.45 & Σχ. 4.24.b] η τιμή αυτή υπολογίζεται από την απόσταση \vec{r} και τη βαθμίδα $\nabla\varphi$. Το σχήμα FOU έχει σαφώς μικρότερο υπολογιστικό κόστος και διευκολύνει τη σύγκλιση της αριθμητικής επίλυσης της ροής. Ωστόσο, έχει μικρότερη ακρίβεια από το SOU, ενώ τα σφάλματα επιτείνονται όταν οι γραμμές του αριθμητικού πλέγματος δεν ακολουθούν τη ροή, όπως συμβαίνει στα μη δομημένα πλέγματα (Versteeg & Malakasera, 2007), καθώς και από τυχόν ύπαρξη απότομων κλίσεων (Moukalled et al., 2016).

$$\varphi_{f,\text{FOU}} = \varphi \quad (4.44)$$

$$\varphi_{f,\text{SOU}} = \varphi + \nabla\varphi \cdot \vec{r} \quad (4.45)$$

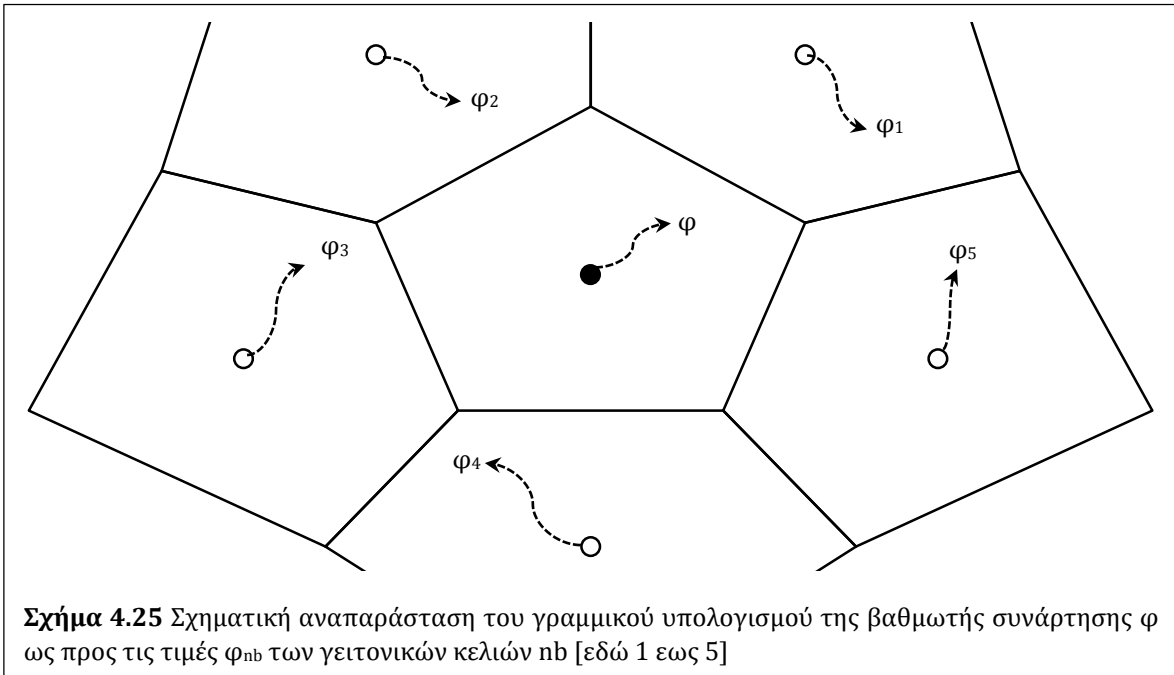


Η Εξ. 4.43 μπορεί να γραφεί σε γραμμική μορφή [Εξ. 4.46], υπολογίζοντας την τιμή της φ στο κέντρο του εκάστοτε κελιού ως προς τις αντίστοιχες τιμές φ_{nb} [Σχ. 4.25] στα γειτονικά κελιά [nb] με χρήση των αντίστοιχων γραμμικοποιημένων συντελεστών a_p και a_{nb} .

$$a_p \varphi = \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} + b \quad (4.46)$$

Σημειώνεται ότι το πλήθος των γειτονικών κελιών γενικά εξαρτάται από την τοπολογία του πλέγματος, ωστόσο συνήθως είναι ίσος με τον αριθμό των συνοριακών επιφανειών κάθε κελιού. Για παράδειγμα, αν στην Εξ. 4.40 αντικατασταθεί το φ με τη συνιστώσα u της ταχύτητας, προκύπτει η γραμμικοποιημένη εξίσωση της ορμής κατά τη διεύθυνση x [Εξ. 4.41]:

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum (p_f A_f) \cdot \hat{i} + S \quad (4.47)$$

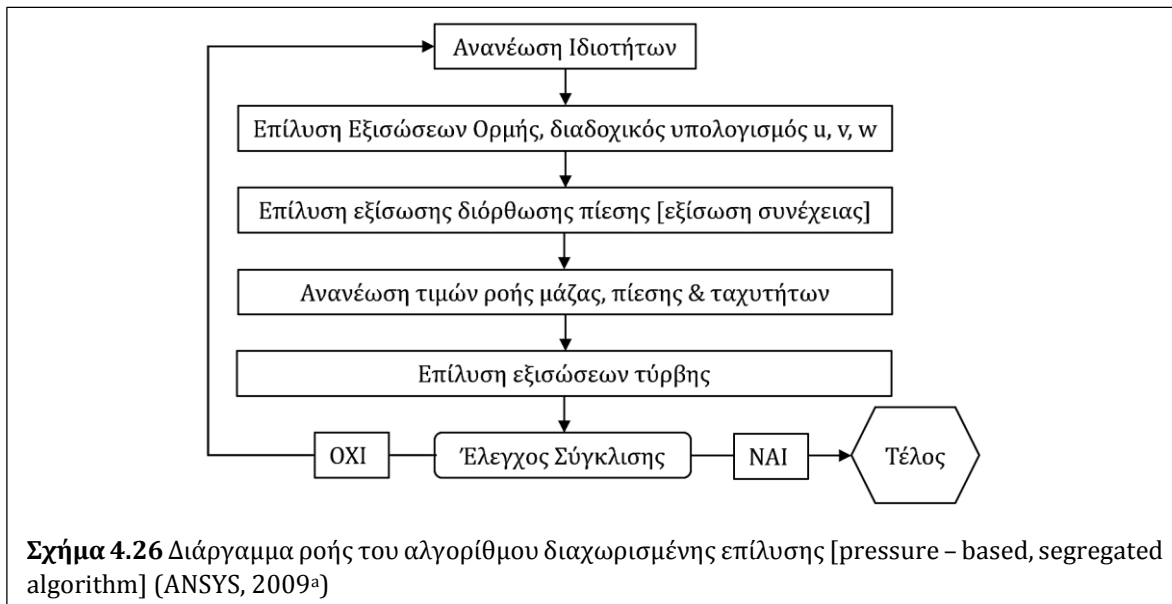


Παρόμοιες εξισώσεις καταστρώνονται για κάθε κελί του αριθμητικού πλέγματος, καταλήγοντας σε ένα γραμμικό σύστημα αλγεβρικών εξισώσεων, του οποίου η επίλυση βασίζεται στη μέθοδο Gauss - Seidel, με χρήση ενός αλγεβρικού πολυπλεγματικού αλγορίθμου [algebraic multigrid - AMG], ο οποίος διεξάγει προκαταρκτικούς υπολογισμούς σε αραιότερα πλέγματα του υπολογιστικού χωρίου, οι οποίοι χρησιμοποιούνται ως προβλέψεις και διορθώνονται όσο η επίλυση μεταβαίνει σε πυκνότερα πλέγματα, με τελικό όριο το πλέγμα που εισάγεται από τον χρήστη.

4.3.2 Σύζευξη Πίεσης – Ταχύτητας

Το χρησιμοποιούμενο λογισμικό διαθέτει δύο αριθμητικές μεθοδολογίες επίλυσης: η πρώτη βασίζεται στις μεταβολές της πίεσης [pressure – based solver] και τυπικά απευθύνεται σε ασυμπίεστες ροές μικρών ταχυτήτων, ενώ αντίθετα η δεύτερη στις μεταβολές της πυκνότητας [density – based solver] και προτιμάται σε συμπιεστές ροές υψηλών ταχυτήτων. Και στις δύο περιπτώσεις, το πεδίο ταχυτήτων υπολογίζεται από τις εξισώσεις διατήρησης της ορμής. Στην πρώτη, το πεδίο της πίεσης προκύπτει από την επίλυση μιας διορθωτικής συνάρτησης, ενώ στη δεύτερη, το πεδίο της πυκνότητας προκύπτει από την εξίσωση διατήρησης μάζας και το πεδίο πιέσεων υπολογίζεται από τη σχετική καταστατική εξίσωση. Στο πλαίσιο της παρούσας Διατριβής, χρησιμοποιήθηκε η πρώτη μέθοδος, καθώς οι εξεταζόμενες ροές στις υδροδυναμικές μηχανές θεωρούνται ασυμπίεστες, οπότε η πυκνότητα του ρευστού υποτίθεται σταθερή.

Περαιτέρω, η μεθοδολογία επίλυσης που βασίζεται στην πίεση μπορεί να είναι είτε διαχωρισμένη [segregated] είτε συζευγμένη [coupled], αναλόγως του επιλεγόμενου τρόπου υπολογισμού της πίεσης: στην πρώτη περίπτωση, αρχικά επιλύεται το πεδίο ταχυτήτων από τις εξισώσεις ορμής και στη συνέχεια οι ταχύτητες και οι πιέσεις διορθώνονται από την εξίσωση της συνέχειας [Σχ. 4.26], ενώ στη δεύτερη, οι εξισώσεις επιλύονται ταυτόχρονα ως προς τις ταχύτητες και την πίεση.



Η διαχωρισμένη επίλυση υλοποιείται με τη χρήση ενός αλγορίθμου σύζευξης μεταξύ ταχύτητας και πίεσης. Στις προσομοιώσεις της παρούσας Διατριβής χρησιμοποιήθηκε ο αλγόριθμος SIMPLE, ο οποίος υπολογίζει το πεδίο πιέσεων με μια διορθωτική εξίσωση, καθώς εκμεταλλεύεται τη διακριτοποιημένη εξίσωση διατήρησης της ορμής,

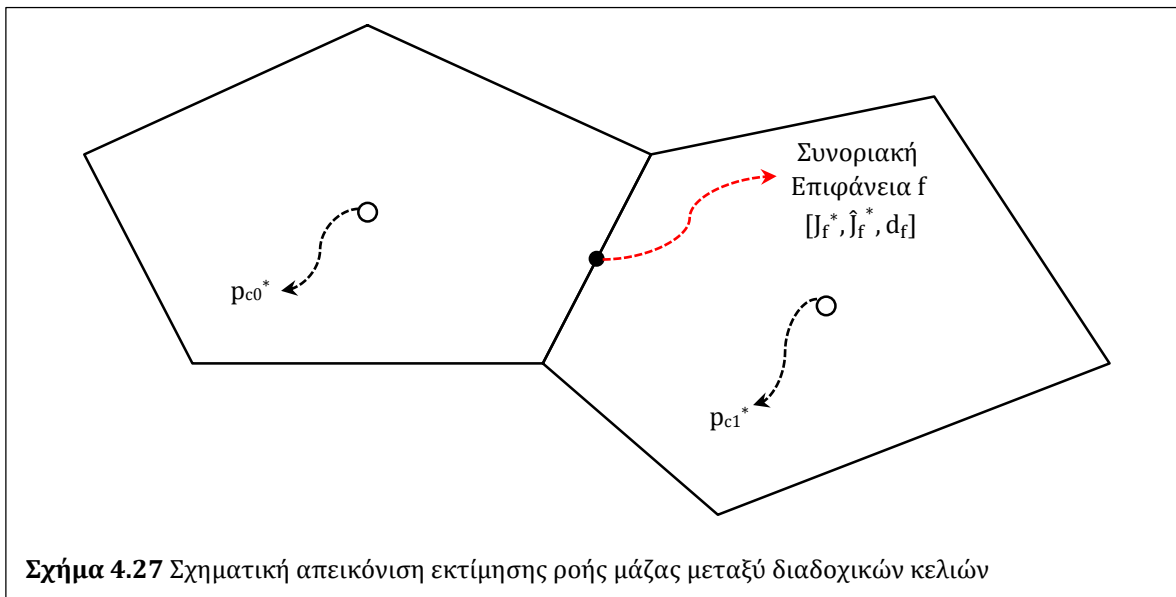
προκειμένου να αντικαταστήσει στην εξίσωση της συνέχειας το πεδίο ταχυτήτων με έναν όρο πίεσης. Ο αλγόριθμος αυτός εμφανίζει συγκριτικά μικρότερο υπολογιστικό κόστος ως προς μεταγενέστερες παραλλαγές του [SIMPLEC, PISO], ωστόσο η μέθοδος διαχείρισης του πεδίου ταχυτήτων για την εξαγωγή της διορθωτικής συνάρτησης πίεσης αμελεί έναν διορθωτικό όρο, κάτι που δεν επηρεάζει μεν την τελική λύση, ωστόσο ενδέχεται να μειώνει τον ρυθμό σύγκλισης ή και να οδηγεί σε απόκλιση της αριθμητικής επίλυσης (Moukalled et al., 2008). Ο αλγόριθμος αυτός επεξηγείται αναλυτικά παρακάτω:

Αρχικά, η διακριτοποιημένη εξίσωση της συνέχειας σε ένα κελί μπορεί να γραφεί στη μορφή της Εξ. 4.48, ως προς τη ροή μάζας J_f διαμέσου της επιφάνειας f :

$$\sum_f J_f A_f = 0 \quad (4.48)$$

Από τους αρχικούς υπολογισμούς στις διακριτοποιημένες εξισώσεις ορμής προκύπτει η εκτίμηση J_f^* [Εξ. 4.49 & Σχ. 4.27] της ροής μάζας διαμέσου της συνοριακής επιφάνειας f των διαδοχικών κελιών c_0 και c_1 , ως προς τη ροή \hat{J}_f^* που οφείλεται στο πεδίο ταχυτήτων, τις εκτιμήσεις της πίεσης $p_{c_0}^*$ και $p_{c_1}^*$ στα κέντρα των αντιστοίχων κελιών και το συντελεστή d_f , ο οποίος προκύπτει ως συνάρτηση της μέσης τιμής \bar{a}_p εκατέρωθεν της επιφάνειας f των αντιστοίχων γραμμικοποιημένων συντελεστών a_p για την εξίσωση διατήρησης της ορμής [βλ. Εξ. 4.46 & 4.47].

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(p_{c_0}^* - p_{c_1}^*) \quad (4.49)$$



Σχήμα 4.27 Σχηματική απεικόνιση εκτίμησης ροής μάζας μεταξύ διαδοχικών κελιών

Προκειμένου να ικανοποιείται η εξίσωση της συνέχειας, για την τελικά υπολογιζόμενη ροή J_f [Εξ. 4.50] εισάγεται η διόρθωση J_f' και οι αντίστοιχες διορθώσεις της πίεσης, p_{c0}' και p_{c1}' [Εξ. 4.51]. Η εξίσωση διόρθωσης της πίεσης σε γραμμική μορφή [Εξ. 4.52] επιλύεται με τη μέθοδο AMG.

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (4.50)$$

$$J_f' = d_f(p_{c0}' - p_{c1}') \quad (4.51)$$

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p_{nb}' + \sum_f J_f^* A_f \quad (4.52)$$

Τελικά, οι διορθωμένες τιμές για την πίεση στο κέντρο του κελιού και τη ροή μάζας διαμέσου των συνοριακών του επιφανειών προκύπτουν από τις Εξ. 4.53 & 4.54, ικανοποιώντας την εξίσωση της συνέχειας, όπου a_p ο συντελεστής υποχαλάρωσης:

$$p = p^* + a_p p' \quad (4.53)$$

$$J_f = J_f^* + d_f(p_{c0}' - p_{c1}') \quad (4.54)$$

4.4 Επεξεργασία Αριθμητικών Αποτελεσμάτων

Μετά τη διεξαγωγή και σύγκλισης αριθμητικής επίλυσης της ροής σε μια γεωμετρία, ακολουθεί το στάδιο της επεξεργασίας των αποτελεσμάτων. Η επεξεργασία αυτή είναι πρωτίτως ποσοτική, με τον υπολογισμό των μεγεθών που σχετίζονται με το σημείο λειτουργίας της μηχανής, αλλά και ποιοτική, καθώς δίνεται η δυνατότητα οπτικοποίησης βασικών χαρακτηριστικών του πεδίου ροής.

4.4.1 Κριτήρια Αξιολόγησης της Λειτουργίας

Ειδικότερα, από την υπολογιστική προσομοίωση της αντλητικής λειτουργίας πτερωτής [*impeller*] φυγοκεντρικής αντλίας σε BtB υπολογιστικό χωρίο, το ολικό ύψος $H_{p,imp}$ υπολογίζεται από τη διαφορά των ολικών πιέσεων P_T μεταξύ αξονικής εισόδου [1] και κυλινδρικής εξόδου [2] της ροής [Εξ. 4.55], η απορροφώμενη ισχύς $N_{p,imp}$ από τη στρεπτική ροπή $M_{p,imp}$ [Εξ. 4.56] και ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης $\eta_{p,imp}$ από τα παραπάνω [Εξ. 4.57], ενώ επίσης υπολογίζεται και η κλίση εξόδου της ροής α_2 [Εξ. 4.58]. Τα μεγέθη των Εξ. 4.55 – 4.57 υπολογίζονται με αντίστοιχο τρόπο και για το πλήρες υπολογιστικό χωρίο που περιλαμβάνει την πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος, με τη θέση εξόδου [2] εδώ να ορίζεται στην έξοδο της χοάνης κατάθλιψης.

$$H_{p,imp} = \frac{P_{T_2} - P_{T_1}}{\rho \cdot g} \quad (4.55)$$

$$N_{P,imp} = M_{P,imp} \cdot \omega \quad (4.56)$$

$$\eta_{P,imp} = \frac{(P_{T_2} - P_{T_1}) \cdot Q_P}{N_{P,imp}} \quad (4.57)$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{r_2}}{c_{u_2}}\right) \quad (4.58)$$

Αντίστοιχα, από την υπολογιστική προσομοίωση της ανάστροφης λειτουργίας δρομέα [runner] PAT σε BtB υπολογιστικό χωρίο, αναστρέφοντας εδώ τις θέσεις εισόδου [1] και εξόδου [2] της ροής [Σχ. 4.12, 4.14 & 4.16], η απαιτούμενη υδραυλική πτώση $H_{T,run,in}$ υπολογίζεται από την ολική πίεση εισόδου P_{T1} [Εξ. 4.59], η αποδιδόμενη ισχύς $N_{T,run}$ από τη στρεπτική ροπή $M_{T,run}$ [Εξ. 4.60] και ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{T,run,en}$ από τα παραπάνω [Εξ. 4.61], ενώ ως συγκριτικό μέγεθος μεταξύ των διαφόρων σημείων λειτουργίας υπολογίζεται η κινητική ενέργεια εξόδου $H_{T,run,kin,out}$ ως προς τη στατική πίεση εξόδου P_{S2} [Εξ. 4.62]. Τα μεγέθη των Εξ. 4.59 – 4.62 υπολογίζονται με αντίστοιχο τρόπο και για το πλήρες υπολογιστικό χωρίο που περιλαμβάνει τον δρομέα και το σπειροειδές κέλυφος, με ή χωρίς την παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων, με τη θέση εισόδου [1] εδώ να ορίζεται στην προσαγωγή του σπειροειδούς κελύφους.

$$H_{T,run,in} = \frac{P_{T_1}}{\rho \cdot g} \quad (4.59)$$

$$N_{T,run} = M_{T,run} \cdot \omega \quad (4.60)$$

$$\eta_{T,run,en} = \frac{N_{T,run}}{Q_T \cdot P_{T_1}} \quad (4.61)$$

$$H_{T,run,kin,out} = \frac{P_{T_2} - P_{S_2}}{\rho \cdot g} \quad (4.62)$$

Ακόμα, η εκτίμηση των υδραυλικών απωλειών της άεργης ροής δH_{spc} στο συμμετρικό υπολογιστικό χωρίο του σπειροειδούς κελύφους και για τις δύο λειτουργίες γίνεται ως προς τις ολικές πιέσεις εισόδου P_{T1} και εξόδου P_{T2} [Εξ. 4.63], ενώ ειδικά για την ανάστροφη λειτουργία, η κλίση του εξερχόμενου διανύσματος της απόλυτης ταχύτητας $\alpha_{1,T}$ προς τον δρομέα εκτιμάται από την ακτινική και την περιφερειακή συνιστώσα αυτής $c_{r2,spc}$ και $c_{u2,spc}$ εκεί [Εξ. 4.64].

$$\delta H_{spc} = \frac{P_{T_1} - P_{T_2}}{\rho \cdot g} \quad (4.63)$$

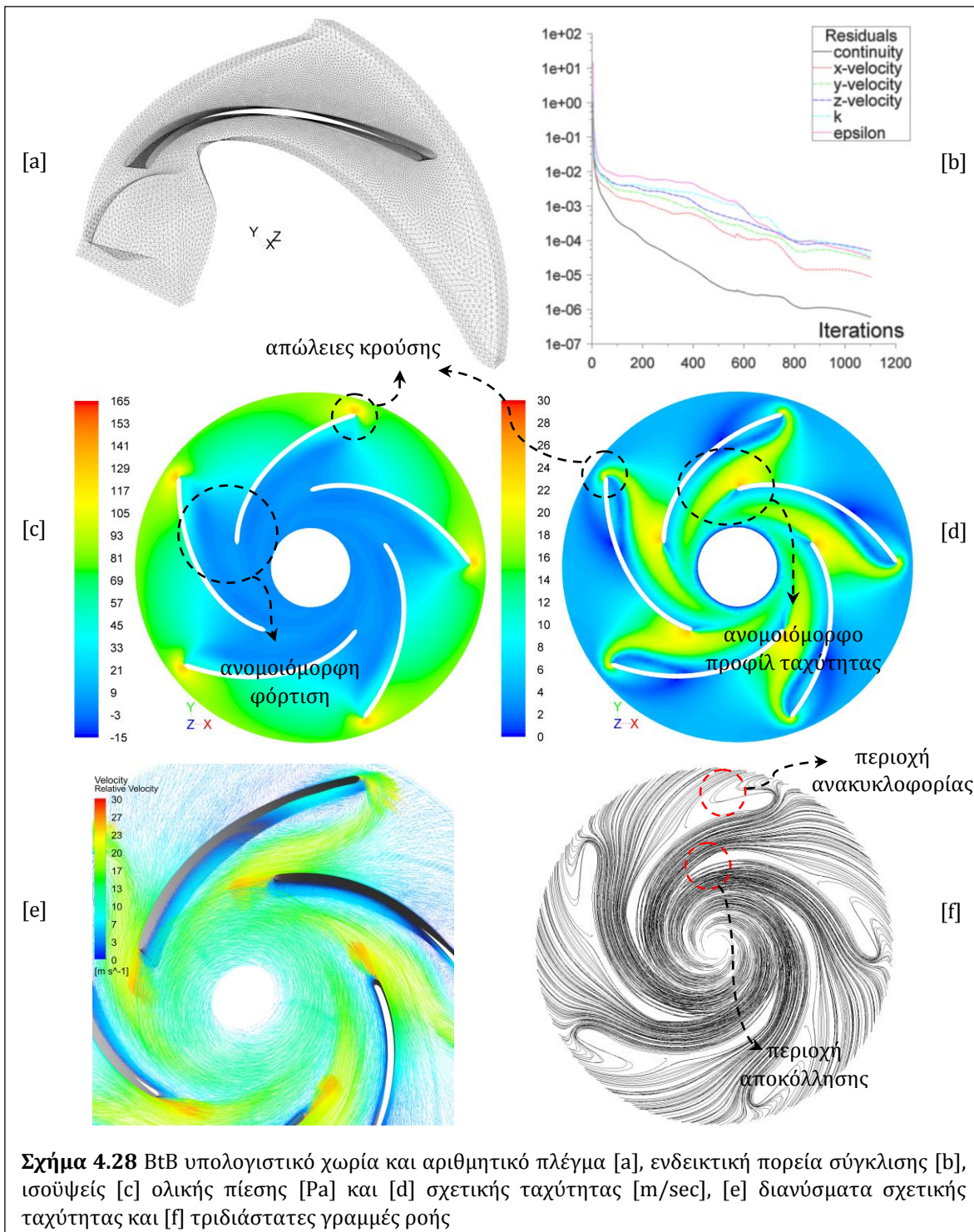
$$\alpha_{1,T} = \arctan\left(\frac{C_{r_{2,spc}}}{C_{u_{2,spc}}}\right) \quad (4.64)$$

Τέλος, ειδικά για τις διαδικασίες βελτιστοποίησης της παρούσας Διατριβής, τα απαιτούμενα πρωτογενή μεγέθη εξάγονται από την αριθμητική επίλυση σε κατάλληλα αρχεία, τα οποία στη συνέχεια διαβάζονται από έναν κώδικα επεξεργασίας αποτελεσμάτων, διαφορετικό για κάθε εξεταζόμενη περίπτωση, στον οποίο διεξάγονται οι παραπάνω υπολογισμοί και αντίστοιχα καθορίζονται οι τιμές των εκάστοτε συναρτήσεων κόστους.

4.4.2 Ποιοτική Ανάλυση

Εκτός των παραπάνω μεγεθών αξιολόγησης, το πεδίο ροής μπορεί να οπτικοποιηθεί με τα διανύσματα της ταχύτητας, τις ισοΰψεις της πίεσης και του μέτρου της ταχύτητας, καθώς και τις τριδιάστατες γραμμές ροής, εξάγοντας έτσι συμπεράσματα για την ομοιομορφία του κατά την περιφερειακή κατεύθυνση καθώς και για τυχόν σημεία αποκόλλησης. Ειδικότερα, στο Σχ. 4.28 παρουσιάζονται διαδοχικά το αριθμητικό πλέγμα της εξεταζόμενης γεωμετρίας, η πορεία σύγκλισης του σφάλματος της εξίσωσης συνέχειας, των συνιστωσών της ταχύτητας και των όρων της τύρβης, οι ισοΰψεις ολικής πίεσης και σχετικής ταχύτητας στην εγκάρσια τομή, τα διανύσματα σχετικής ταχύτητας και οι τριδιάστατες γραμμές ροής, για την ανάστροφη λειτουργία σε δρομέα PAT.

Από τις οπτικοποιήσεις αυτές είναι ορατές οι απώλειες κρούσης στις ακμές προσβολής, η ανομοιομορφη φόρτιση του δρομέα κατά την περιφερειακή διεύθυνση και το αντίστοιχο προφίλ ταχυτήτων περί τις ακμές εκφυγής. Οι απώλειες κρούσης προκύπτουν από την ασυμφωνία μεταξύ συνθηκών εισόδου της ροής και optimum παροχής, οδηγώντας στις περιοχές ανακυκλοφορίας, ενώ η ανεπαρκής οδήγηση της ροής από τον δρομέα οδηγεί σε ορισμένες περιπτώσεις αποκόλλησης της ροής κοντά στις ακμές εκφυγής και προς τις πλευρές υποπίεσης. Η ανομοιομορφη φόρτιση οφείλεται στον μικρό αριθμό πτερυγίων, με αποτέλεσμα την ανεπαρκή οδήγηση της ροής και τη μικρή απορρόφηση ενέργειας από τον δρομέα. Ακολούθως, η ανομοιομορφία στο προφίλ ταχυτήτων περί την ακμή εκφυγής συνεπάγεται αυξημένες απώλειες κινητικής ενέργειας στην έξοδο. Τα παραπάνω χαρακτηριστικά οφείλονται στην αναντιστοιχία της γεωμετρίας του δρομέα PAT του παραδείγματος με τις συνθήκες της εισερχόμενης ροής αλλά και στα μεγάλα διάκενα λόγω του μικρού πλήθους πτερυγίων για ανάστροφη λειτουργία και είναι ενδεικτικά των αναπτυσσόμενων υδραυλικών απωλειών στον δρομέα. Με αντίστοιχο τρόπο, ο οπτικός έλεγχος χρησιμοποιείται στη συνέχεια της Διατριβής [βλ. Κεφ. 5 – 7] για την πρόσθετη, ποιοτική τεκμηρίωση της βελτιωμένης λειτουργίας για κάθε εξεταζόμενο πρόβλημα.



4.5 Αριθμητική Βελτιστοποίηση

Έχοντας προηγουμένως αναπτύξει παραμετρικές μεθόδους για τον σχεδιασμό των υδραυλικών εξαρτημάτων των PAT [Κεφ. 3], το ενδιαφέρον εστιάζεται στη διερεύνηση

των περιθωρίων βελτίωσης των λειτουργικών χαρακτηριστικών των εξεταζόμενων μηχανών. Έτσι, η διαδικασία της βελτιστοποίησης ανάγεται στην εύρεση του συνδυασμού των τιμών των σχεδιαστικών παραμέτρων η οποία θα προσεγγίζει κατά το μέγιστο δυνατό τους στόχους που τίθενται για το εκάστοτε εξεταζόμενο πρόβλημα ροής.

4.5.1 Εισαγωγικά Στοιχεία

Η έννοια της βελτιστοποίησης είναι σύμφυτη με τη διαδικασία επιλογής μεταξύ εναλλακτικών και χρησιμοποιείται συχνά στις μέρες μας προκειμένου να επιλυθούν σύνθετα προβλήματα. Η προσέγγιση αυτή βασίζεται στην επιλογή τιμών για διάφορες μεταβλητές, τέτοιων ώστε να μεγιστοποιείται ή να ελαχιστοποιείται, ανάλογα με το ζητούμενο του εκάστοτε προβλήματος, μια επιθυμητή ποσότητα, λαμβάνοντας υπόψη τυχόν περιορισμούς στο εύρος τιμών των μεταβλητών ή στη συμπεριφορά του προβλήματος (Chong & Zak, 2001; Μυλωνά, 2008). Η ποσότητα αυτή καλείται αντικειμενική συνάρτηση ή συνάρτηση στόχου [objective function] και συνηθέστερα για προβλήματα ελαχιστοποίησης, συνάρτηση κόστους [cost function].

Γενικά, τα προβλήματα βελτιστοποίησης κατηγοριοποιούνται ως προς την ύπαρξη ή όχι περιορισμών [constrained – unconstrained], τη φύση των συναρτήσεων στόχου, που μπορεί να είναι γραμμικές, τετραγωνικές, πολυωνυμικές ή μη – γραμμικές [linear, quadratic, polynomial, non – linear] και τις επιτρεπόμενες τιμές των μεταβλητών, οι οποίες μπορεί να είναι ακέραιες ή πραγματικές (Astolfi, 2006).

Περαιτέρω, οι μέθοδοι βελτιστοποίησης διακρίνονται ως προς τον τρόπο ανανέωσης των τιμών των μεταβλητών του προβλήματος σε αιτιοκρατικές [deterministic] και στοχαστικές [stochastic]. Στην πρώτη περίπτωση, οι τιμές διορθώνονται με γνώμονα της κατεύθυνση την οποία υποδεικνύουν οι παράγωγοι ευαισθησίας [sensitivity derivatives] της αντικειμενικής συνάρτησης ως προς τις μεταβλητές της. Οι μέθοδοι αυτές απαιτούν την εισαγωγή αρχικών τιμών και είναι συνήθως ταχύτερες, ωστόσο εμφανίζουν τον κίνδυνο η λύση του προβλήματος της βελτιστοποίησης να εγκλωβιστεί σε τοπικό ακρότατο της αντικειμενικής συνάρτησης. Στη δεύτερη περίπτωση, η επιλογή των τιμών γίνεται τυχαία ή στρατηγικά, μιμούμενη τεχνικές που απαντώνται στη φύση (Rao, 2009).

Οι πλέον δημοφιλείς στοχαστικές μέθοδοι βελτιστοποίησης βασίζονται σε εξελικτικούς αλγορίθμους [evolutionary algorithms]. Ως βασική αρχή λειτουργίας, τα συστήματα αυτά υιοθετούν μια διαδικασία επιλογής από έναν πληθυσμό δυνατών λύσεων – “ατόμων” ενός προβλήματος βάσει της επίδοσης [fitness] καθεμιάς, ενώ επίσης διαθέτουν ένα μηχανισμό για την εξέλιξη και βελτίωση των λύσεων αυτών (Michalewicz, 1996). Η ανανέωση των τιμών γίνεται μεταβαίνοντας από μια γενιά στην επόμενη, σύμφωνα με την αξιολόγηση κάθε ατόμου και χρησιμοποιώντας μετασχηματισμούς διασταύρωσης και μετάλλαξης [recombination & mutation

operators]. Η αναζήτηση των υποψηφίων λύσεων γίνεται σε όλο το πεδίο τιμών των μεταβλητών, επιτρέποντας την εύρεση του ολικού ακρότατου, ενώ καθίσταται δυνατή η διαχείριση προβλημάτων πολλαπλών στόχων και η εύρεση του συνόλου μη κυριαρχούμενων λύσεων [ΣΜΚΛ], δηλαδή του συνόλου των λύσεων των οποίων η βελτίωση ως προς ένα στόχο απαιτεί την επιδείνωσή της ως προς τους υπόλοιπους (Legriel et al., 2010). Σημειώνεται ότι στην περίπτωση πλήρους σύγκλισης του προβλήματος βελτιστοποίησης με άπειρες αξιολογήσεις, το ΣΚΜΛ αντιστοιχεί στο μέτωπο Pareto. Κάθε λύση του τιθέμενου προβλήματος αντιμετωπίζεται ως άτομο με γονότυπο τις τιμές των μεταβλητών και φαινότυπο τις αντίστοιχες τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων.

4.5.2 Λογισμικό Βελτιστοποίησης

Στην παρούσα Διατριβή χρησιμοποιείται το βασισμένο στους εξελικτικούς αλγορίθμους γενικό λογισμικό βελτιστοποίησης EASY [Evolutionary Algorithms System, <http://velos0.ltt.mech.ntua.gr/EASY/>], το οποίο αναπτύχθηκε από τη Μονάδα Παράλληλης Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής και Βελτιστοποίησης του Τομέα Ρευστών της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ και ήδη έχει χρησιμοποιηθεί επιτυχώς σε προβλήματα βελτιστοποίησης υδροδυναμικών μηχανών (Giannakoglou, 2002; Kampolis & Giannakoglou, 2008; Kyriacou et al., 2014). Το λογισμικό αυτό διαχειρίζεται αποκλειστικά προβλήματα ελαχιστοποίησης. Επίσης, έχει μεγάλο εύρος εφαρμογών για διάφορα πολυπαραμετρικά, μη – γραμμικά προβλήματα, αφού δεν απαιτεί εποπτεία της μηχανικής του τιθέμενου προβλήματος, παρά αντιμετωπίζει τις τιμές των ελεύθερων παραμέτρων του ως εξόδους προς την εξεταζόμενη διαδικασία σχεδιασμού και προσομοίωσης του προβλήματος και τις τιμές των συναρτήσεων στόχου ως εισόδους από αυτήν, προκειμένου να αξιολογήσει τις τιμές αυτές των παραμέτρων και να προχωρήσει στην επόμενη γενιά.

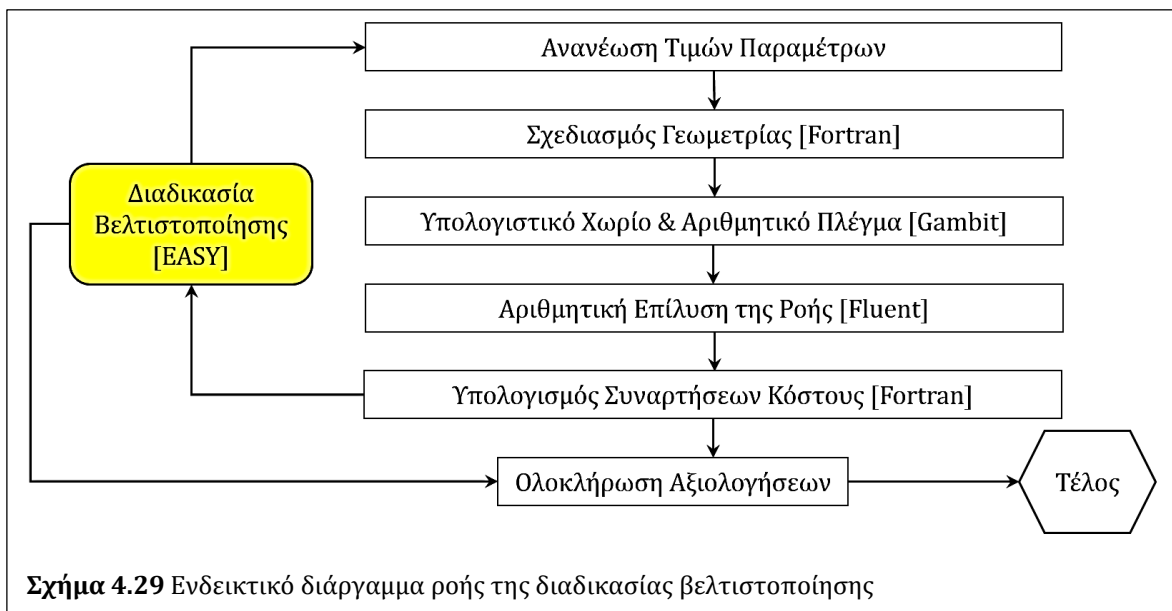
Η ρύθμιση του λογισμικού EASY γίνεται με την εισαγωγή μεγίστων και ελαχίστων ορίων για τις τιμές των παραμέτρων του προβλήματος, ενώ στην περίπτωση πολλαπλών στόχων τίθεται ο αριθμός και η σχετική βαρύτητα του καθενός με συντελεστές. Ακόμα, εισάγεται ο αριθμός των συνολικών αξιολογήσεων που θα διεξαχθούν, δηλαδή των διαφορετικών συνδυασμών τιμών των παραμέτρων που θα εξεταστούν, οι πληθυσμοί γονέων και απογόνων για την παραγωγή κάθε επόμενης γενιάς, καθώς και διάφορες παράμετροι που ρυθμίζουν τις διασταυρώσεις των ατόμων. Επίσης, δίνεται η δυνατότητα πολυεπίπεδης βελτιστοποίησης [multilevel optimization], όπου στα ιεραρχικά χαμηλότερα επίπεδα οι αξιολογήσεις διεξάγονται για αδρότερη παραμετροποίηση και μικρότερο υπολογιστικό κόστος, καθοδηγώντας με κατάλληλη σύζευξη των επιπέδων την αναζήτηση σε συγκεκριμένες περιοχές των πεδίων τιμών στα υψηλότερα επίπεδα. Τέλος, υπάρχει η επιλογή χρήσης μεταπροτύπων [metamodels] στη διαδικασία, δηλαδή ατόμων που δεν αντιστοιχούν σε πραγματικές αξιολογήσεις του προβλήματος αλλά παράγονται από τεχνητά

νευρωνικά δίκτυα [artificial neural network] τα οποία “εκπαιδεύονται” από το λογισμικό κατά τη διάρκεια της διαδικασίας βελτιστοποίησης, βάσει των πραγματικών αξιολογήσεων που έχουν ήδη πραγματοποιηθεί, ώστε να συσχετίζουν τις τιμές μεταξύ παραμέτρων και αντικειμενικών συναρτήσεων.

4.5.3 Διαδικασία Βελτιστοποίησης

Για τα προβλήματα βελτιστοποίησης που αντιμετωπίζονται παρακάτω, απαιτείται η ρύθμιση κατά περίπτωση, τόσο για τον κλάδο της διαδικασίας που θα αντιστοιχεί σε μια αξιολόγηση του αλγορίθμου, όσο και για τα χαρακτηριστικά των γενεών. Γενικά, αναμένεται μια τέτοια διαδικασία βελτιστοποίησης να απαιτεί σημαντικό υπολογιστικό χρόνο για την υλοποίησή της, της τάξης των ημερών ή και εβδομάδων, σε μια ισχυρή υπολογιστική μονάδα, για τις περιπτώσεις που αυτή εφαρμόζεται στο πλαίσιο της παρούσας Διατριβής. Η απαίτηση αυτή ανάγεται τόσο στο κόστος της αξιολόγησης της εκάστοτε γεωμετρίας, το οποίο αντιστοιχεί πρωτίστως στην αριθμητική επίλυση της ροής, όσο και στο σύνολο των αξιολογήσεων που θα διεξαχθούν. Το σύνολο αυτό με τη σειρά του χωρίζεται στις γενιές αξιολογήσεων, καθορίζοντας έτσι το πλήθος κάθε γενιάς και δημιουργώντας αντίστοιχη απαίτηση για το πλήθος μ [parents] των “γονέων”, τυπικά για τον EASY στο εύρος $1/3 \div 1/5$ του πλήθους λ [offspring] των “απογόνων”. Έτσι, προκειμένου να είναι επαρκές το πλήθος μ για την εξέταση της επίδρασης των διαφοροποιήσεων για η ελεύθερες παραμέτρους, τίθεται η απαίτηση της Εξ. 4.65, ώστε το πλήθος των απογόνων να αντιστοιχεί κατ’ελάχιστο στους συνδυασμούς p ανά n :

$$\binom{\mu}{n} \triangleq \frac{\mu!}{n! \cdot (\mu - n)!} \geq \lambda \quad (4.65)$$



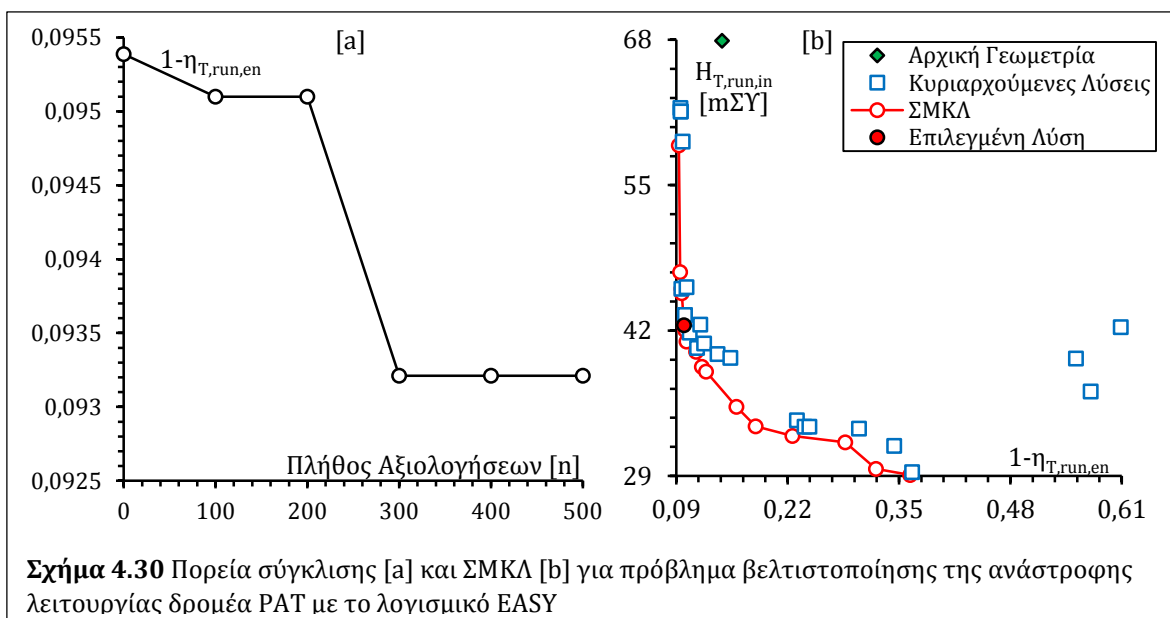
Σε ό,τι αφορά τον επαναληπτικό κλάδο εκτός του EASY [Σχ. 4.29], αυτός περιλαμβάνει τους σχεδιαστικούς κώδικες Fortran που αναπτύχθηκαν στο Κεφ. 3, προκειμένου να δημιουργείται η γεωμετρία που θα αντιστοιχεί στις εκάστοτες τιμές των σχεδιαστικών παραμέτρων, την κατασκευή του αντίστοιχου υπολογιστικού χωρίου και αριθμητικού πλέγματος από το λογισμικό CAD, την αριθμητική επίλυση της ροής από το λογισμικό CFD και την επεξεργασία και αξιολόγηση των αποτελεσμάτων από κατάλληλο κώδικα, προκειμένου να υπολογιστούν οι τιμές των συναρτήσεων κόστους.

Η λειτουργία όλων των παραπάνω λογισμικών αυτοματοποιείται με τη συγγραφή κατάλληλων συνοδευτικών αρχείων που καθορίζουν τη σειρά εκτέλεσης των εντολών [journal files]. Οι τιμές των συναρτήσεων κόστους που προκύπτουν εισάγονται στον EASY, ο οποίος συνεχίζει τη διαδικασία με νέο σύνολο τιμών σχεδιαστικών παραμέτρων ή την ολοκληρώνει, αναλόγως των ρυθμίσεων που έχουν τεθεί και του σημείου όπου βρίσκεται η διαδικασία.

Τέλος, στον κλάδο εκτός του EASY παρεμβάλλονται 3 σημεία ελέγχου για την ομαλή εκτέλεση κάθε επανάληψης. Συγκεκριμένα, επιβεβαιώνεται η κατασκευή αποδεκτού αριθμητικού πλέγματος, η εκτέλεση της αριθμητικής επίλυσης της ροής στο λογισμικό CFD και η φυσική ορθότητα των αποτελεσμάτων [π.χ. βαθμός απόδοσης $\eta \leq 1$]. Στην περίπτωση αποτυχίας του ελέγχου ενός εκ των παραπάνω κριτηρίων, η επανάληψη τερματίζεται και επιβάλλεται μια μέγιστη τιμή [ποινή] της συνάρτησης κόστους στον εξεταζόμενο συνδυασμό τιμών των παραμέτρων. Ειδικά για την περίπτωση αποτυχίας παραγωγής του πλέγματος, αυτή προκύπτει συνήθως στην περίπτωση που η εξεταζόμενη γεωμετρία εμφανίζει κατά τόπους μεγάλη καμπυλότητα, χαρακτηριστικό που δεν είναι επιθυμητό στον σχεδιασμό των μελετώμενων μηχανολογικών εξαρτημάτων. Ακόμα, για τη διασφάλιση της σύγκλισης της αριθμητικής επίλυσης στο εκάστοτε πρόβλημα, διεξάγονται μεμονωμένες προσομοιώσεις μιας σειράς ακραία διαφορετικών γεωμετριών πριν την έναρξη της διαδικασίας βελτιστοποίησης, από τις οποίες προκύπτει ένα επαρκώς μεγάλο πλήθος επαναλήψεων ώστε να ικανοποιούνται τα τιθέμενα όρια σύγκλισης, το οποίο στη συνέχεια ρυθμίζεται ως σταθερά στο οδηγητικό αρχείο του λογισμικού CFD.

Στην παρούσα Διατριβή, ο EASY χρησιμοποιείται για προβλήματα βελτιστοποίησης πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας και δρομέα PAT. Η αξιολόγηση των εξεταζόμενων γεωμετριών γίνεται με BtB υπολογιστικές προσομοιώσεις, με υπολογιστικούς χρόνους ανά αξιολόγηση περίπου 7 και 8 min αντιστοίχως, δεσμεύοντας 7 πυρήνες σε υπολογιστικό σύστημα i7 @ 3,4 GHz 64 bit 8 πυρήνων με 16 GB RAM. Οι ελεύθερες σχεδιαστικές παράμετροι που χρησιμοποιούνται είναι κατά περίπτωση 15 έως 24. Σε κάθε περίπτωση τίθενται δύο στόχοι, ένας πρωτεύων για τη μεγιστοποίηση της απόδοσης και ένας δευτερεύων για τις συνθήκες λειτουργίας.

Στο παράδειγμα του Σχ. 4.30 φαίνονται η πορεία σύγκλισης και η αξιολόγηση της γεωμετρίας αναφοράς, οι κυριαρχούμενες λύσεις από προηγούμενες γενιές, το ΣΜΚΛ και η επιλεγμένη λύση για το πρόβλημα βελτιστοποίησης της ανάστροφης λειτουργίας δρομέα PAT, με 5 γενιές των 100 αξιολογήσεων και στόχους τη μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{T,run,en}$ και την ελαχιστοποίηση της απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης $H_{T,run,in}$. Γενικά, η σύγκλιση της διαδικασίας βελτιστοποίησης επιτυγχάνεται κατ' εκτίμηση όταν οι στόχοι δε βελτιώνονται περαιτέρω με την πάροδο των αξιολογήσεων. Ωστόσο, περισσότερες αξιολογήσεις προφανώς συνεπάγονται περισσότερο υπολογιστικό χρόνο. Έτσι, ο EASY χρησιμοποιείται στην παρούσα Διατριβή για προκαθορισμένο αριθμό αξιολογήσεων, χωρίς να δίνεται μεγάλη έμφαση στη σύγκλιση της διαδικασίας βελτιστοποίησης, παρά στην κατάδειξη των περιθωρίων βελτίωσης, συγκρίνοντας τις επιδόσεις της επιλεγόμενης λύσης με αυτές της γεωμετρίας αναφοράς. Η επιλογή λύσης από το ΣΜΚΛ γίνεται συμβιβάζοντας την επίδοση ως προς τους διαφορετικούς στόχους. Τα κριτήρια που χρησιμοποιήθηκαν στις διαδικασίες βελτιστοποίησης που διεξάγονται παρακάτω [Κεφ. 5.1.7 & 5.3.1] ήταν αφενός η βελτιωμένη λειτουργία ως προς και τους δύο εκάστοτε τιθέμενους στόχους και αφετέρου η επιδίωξη σύμπτωσης του σημείου λειτουργίας της επιλεγόμενης λύσης με το ΚΣΛ της αντίστοιχης γεωμετρίας, καθώς οι αξιολογήσεις κάθε διαδικασίας διεξήχθησαν για ένα σημείο λειτουργίας και όχι για μεγαλύτερο εύρος των χαρακτηριστικών καμπυλών.



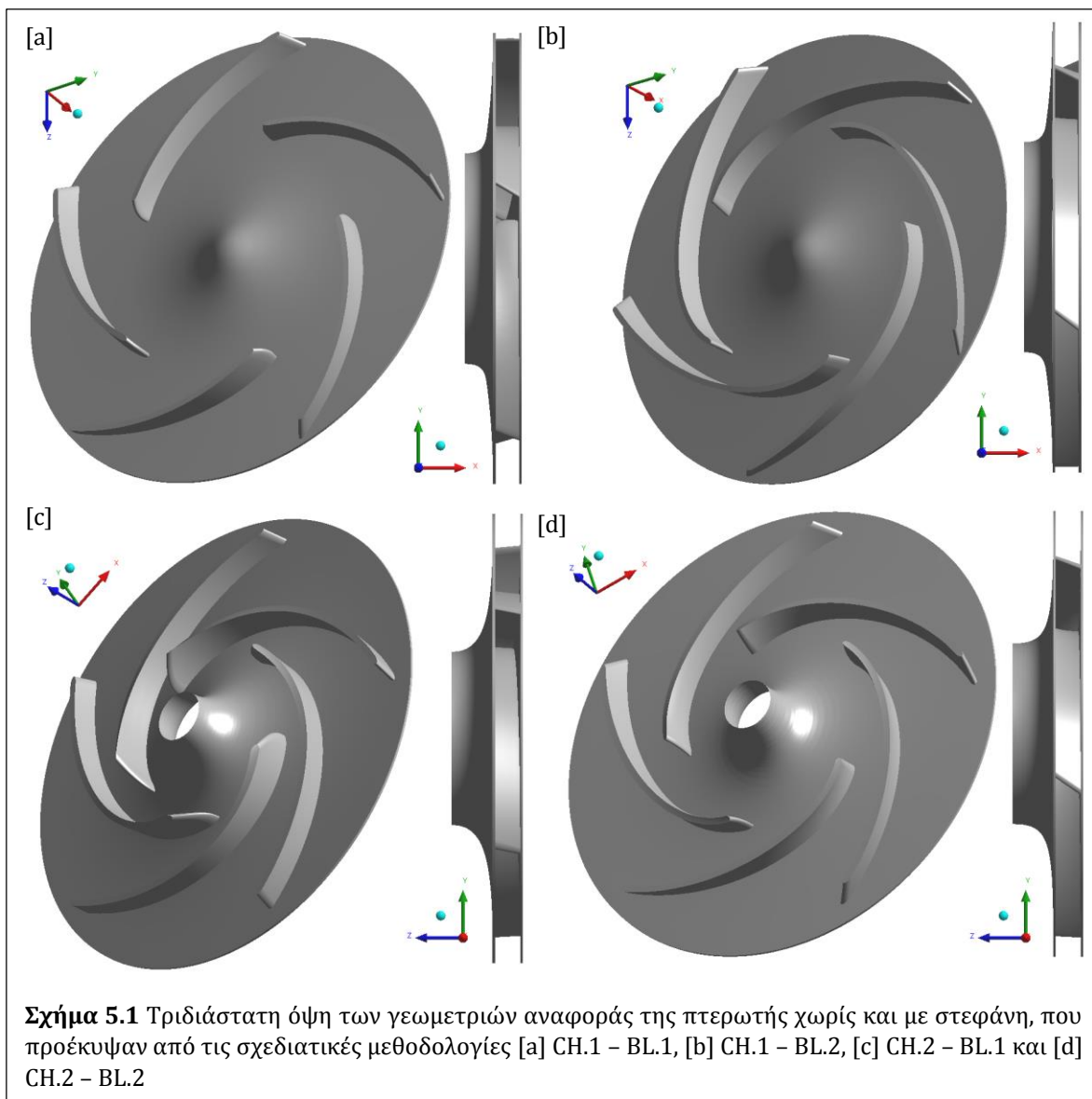
5. Αριθμητικά Αποτελέσματα: Αντλητική Λειτουργία

Στο παρόν κεφάλαιο εξετάζεται υπολογιστικά η λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας ακτινικής ροής, με χρήση των σχεδιαστικών προσεγγίσεων που αναπτύχθηκαν στο Κεφ. 3 και βάσει των μεθόδων αριθμητικής επίλυσης της ροής και της διαδικασίας βελτιστοποίησης που περιγράφονται στο Κεφ. 4. Η ανάλυση ξεκινά από τα χαρακτηριστικά της αντλητικής λειτουργίας. Έτσι, τίθεται ως βασικό σενάριο το ΚΣΛ φυγοκεντρικής αντλίας με ονομαστική παροχή $Q_{P,K\Sigma\Lambda} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$, ολικό ύψος $H_{P,K\Sigma\Lambda} = 30 \text{ m}\Sigma\Upsilon$, σύγχρονη ταχύτητα περιστροφής $n = 2900 \text{ rpm}$, άρα με ειδικό αριθμό στροφών $n_q \approx 25,3 \text{ rpm [} Q \rightarrow \text{m}^3/\text{sec]}$. Για καθεμία εκ των 4 μεθόδων παραμετρικού σχεδιασμού της πτερωτής, αρχικά δημιουργούνται αντίστοιχες αρχικές γεωμετρίες αναφοράς. Στη συνέχεια, διεξάγεται μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος στα αντίστοιχα υπολογιστικά χωρία. Έπειτα, πραγματοποιούνται προσομοιώσεις της ροής στις πτερωτές αυτές σε κατάλληλα εύρη παροχών και χαράσσονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες ολικού ύψους $H_{P,imp}$, υδραυλικού βαθμού απόδοσης $\eta_{P,imp}$ και απορροφώμενης ισχύος $N_{P,imp}$, καθώς και η καμπύλη μεταβολής της κλίσης α_2 της ροής στην έξοδο της πτερωτής, ως συνάρτηση της παροχής Q_P για αντλητική λειτουργία. Τα μεγέθη αυτά υπολογίζονται από τις εξισώσεις ορισμού [Εξ. 4.55 – 4.58] του Κεφ. 4.4.1.

Στη συνέχεια, βάσει των γεωμετριών αναφοράς της πτερωτής, παράγεται μια ενδεικτική γεωμετρία του σπειροειδούς κελύφους, για την οποία επίσης πραγματοποιείται μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος και εκτιμώνται οι υδραυλικές απώλειες για άεργη ροή. Λαμβάνοντας υπόψη και τις απώλειες αυτές, διεξάγονται διαδικασίες αριθμητικής βελτιστοποίησης της απόδοσης με χρήση των 4 μεθόδων παραμετρικού σχεδιασμού της πτερωτής, με δευτερεύοντα στόχο την καλύτερη δυνατή προσέγγιση του ζητούμενου ΚΣΛ, και χαράσσονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας των νέων πτερωτών, οι οποίες συγκρίνονται με τις αντίστοιχες αρχικές.

5.1 Γεωμετρίες Αναφοράς της Πτερωτής

Οι αρχικές γεωμετρίες της πτερωτής παράγονται με χρήση των μεθόδων παραμετρικού σχεδιασμού που εισήχθησαν στο Κεφ. 3.1, εισάγοντας στους αντίστοιχους σχεδιαστικούς κώδικες τα μεγέθη του παραπάνω επιθημητού ΚΣΛ, καθώς και εύλογες τιμές εντός του επιτρεπόμενου εύρους των σχεδιαστικών παραμέτρων. Οι ακτίνες και οι κλίσεις εισόδου και εξόδου, $r_{1,m}$, r_2 , $\beta_{1,m}$ και β_2 και οι γωνίες στροφής $\theta_{cov,m}$ των πτερυγίων παρουσιάζονται στον Πιν. 5.1 και η τριδιάστατη όψη τους φαίνεται στο Σχ. 5.1, όπου γίνεται εμφανής η διαφοροποίηση της μορφής τους ανά δύο.



Πίνακας 5.1 Γεωμετρικά μεγέθη και διαστασιολόγηση των αρχικών σχεδιάσεων της πτερωτής

Σχεδιαστική Μέθοδος	z	β_2 [°]	β_1 [°]	b_2 [m]	r_2 [m]	$r_{1,m}$ [m]	$\theta_{cov,m}$ [°]
[CH.1 - BL.1]	5	30	17,5	0,0092	0,0851	0,0473	72,01
[CH.1 - BL.2]	5	30	17,5	0,0092	0,0851	0,0473	110
[CH.2 - BL.1]	5	30	17,5	0,0104	0,0843	0,0351	123,68
[CH.2 - BL.2]	5	30	17,5	0,0104	0,0843	0,0351	105

Ειδικότερα, η τιμή $\beta_1 = 17,5^\circ$ προτείνεται ως καλός συμβιβασμός μεταξύ αποδοτικής λειτουργίας και αποφυγής σπηλαίωσης, ενώ ο συνδυασμός $\beta_2 = 30^\circ$ και $z = 5$ είναι τυπικός για πτερωτές φυγοκεντρικών αντλιών. Οι πτερωτές αναφοράς έχουν ανά δύο ίδια γεωμετρία μεσημβρινού καναλιού, αναλόγως της σχεδιαστικής μεθόδου, με αυτές

που προέκυψαν από τη CH.1 να έχουν σημαντικά μεγαλύτερη τιμή $r_{1,m}$ από αυτές της CH.2, καθώς στην πρώτη περίπτωση αυτή υπολογίζεται από το τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου [βλ. Εξ. 3.19] ενώ στη δεύτερη προκύπτει από τη χάραξη της καμπύλης εισόδου [βλ. Σχ. 3.16]. Επίσης, για τις πτερωτές της μεθόδου BL.2, η $\theta_{cov,m}$ επιλέχθηκε έτσι ώστε η γωνία επικάλυψης θ_{ep} [βλ. Εξ. 2.128] να βρίσκεται στο εύρος $30^\circ - 45^\circ$ (Παπαντώνης, 2004), ενώ σε αυτές της BL.1 προέκυψε μεταβάλλοντας την παραμετρική διανομή $\beta - m$ [βλ. Σχ. 3.22], με τη CH.1 - BL.1 να προκύπτει με αρκετά μικρό μήκος πτερυγίου και τη CH.2 - BL.1 με αντίστοιχα μεγάλο. Ακόμα, σε κάθε πτερωτή τέθηκε διαφορετική τιμή της παραμέτρου για τη διανομή της στρεβλότητας κατά το μεσημβρινό μήκος, με αποτέλεσμα να αλλάζει η γωνία κλίσης της ακμής εκφυγής, διαφοροποιώντας περαιτέρω τη μορφή των πτερυγίων. Οι τιμές των υπολοίπων σχεδιαστικών παραμέτρων επιλέχθηκαν εμπειρικά, ώστε οι γεωμετρικές αναφορές να έχουν τυπική μορφή και να αποφεύγονται απότομες μεταβολές της καμπυλότητας στις στερεές επιφάνειες.

5.2 Συνθήκες Προσομοίωσης της Ροής στην Πτερωτή

Όπως αναφέρθηκε και στο Κεφ. 4.2.3, στην παρούσα Διατριβή, η αριθμητική επίλυση της ροής στις πτερωτές πραγματοποιείται σε περιοδικά συμμετρικά υπολογιστικά χωρία [Blade - to - Blade, BtB], επιτυγχάνοντας έτσι σημαντική μείωση του υπολογιστικού κόστους. Οι οριακές συνθήκες που τίθενται στην αντλητική λειτουργία [βλ. Πιν. 4.1, Σχ. 4.12 & 4.14] είναι η προκαθορισμένη παροχή στην είσοδο, έξοδος της ροής με διατήρηση της παροχής, περιοδική συμμετρία εκ περιστροφής στις πλευρικές επιφάνειες και σταθερό τοίχωμα στις επιφάνειες της πλήμνης, της στεφάνης και του πτερυγίου.

Σε όλες τις προσομοιώσεις που διεξάγονται στο Κεφ. 5 οι συνθήκες θεωρούνται χρονικά αμετάβλητες [μόνιμη ροή]. Για τη σύζευξη πίεσης - ταχύτητας χρησιμοποιείται ο αλγόριθμος SIMPLE, ενώ η διακριτοποίηση για τους όρους της ορμής και της τύρβης γίνεται με ανάντη σχήμα διακριτοποίησης 1^{ης} τάξης, ώστε να επιτυγχάνεται ευκολότερα η σύγκλιση του αλγορίθμου επίλυσης. Επίσης, όλες οι προσομοιώσεις σε BtB υπολογιστικά χωρία επιλύονται στο στρεφόμενο με την πτερωτή κυλινδρικό σύστημα αναφοράς. Τα όρια σύγκλισης της προσομοίωσης τίθενται 10^{-5} για το σφάλμα της εξίσωσης συνέχειας και για τις συνιστώσες της ταχύτητας και 10^{-3} για τους όρους του μοντέλου τύρβης.

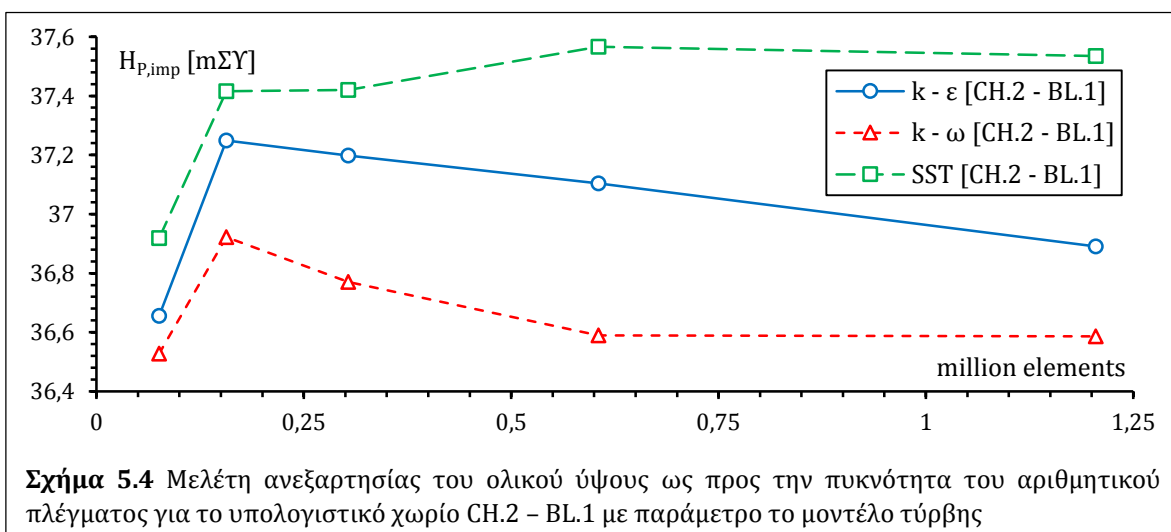
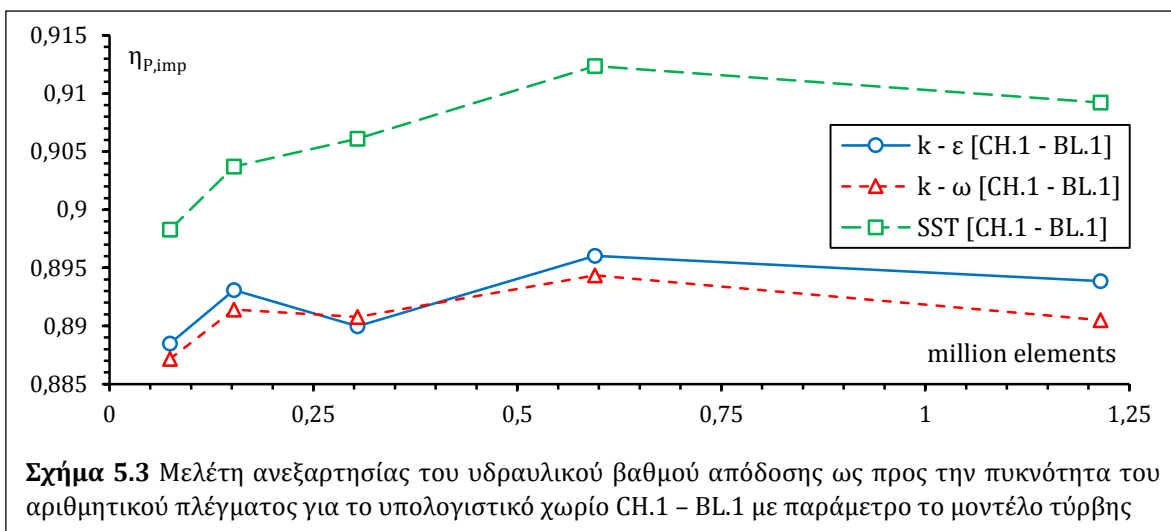
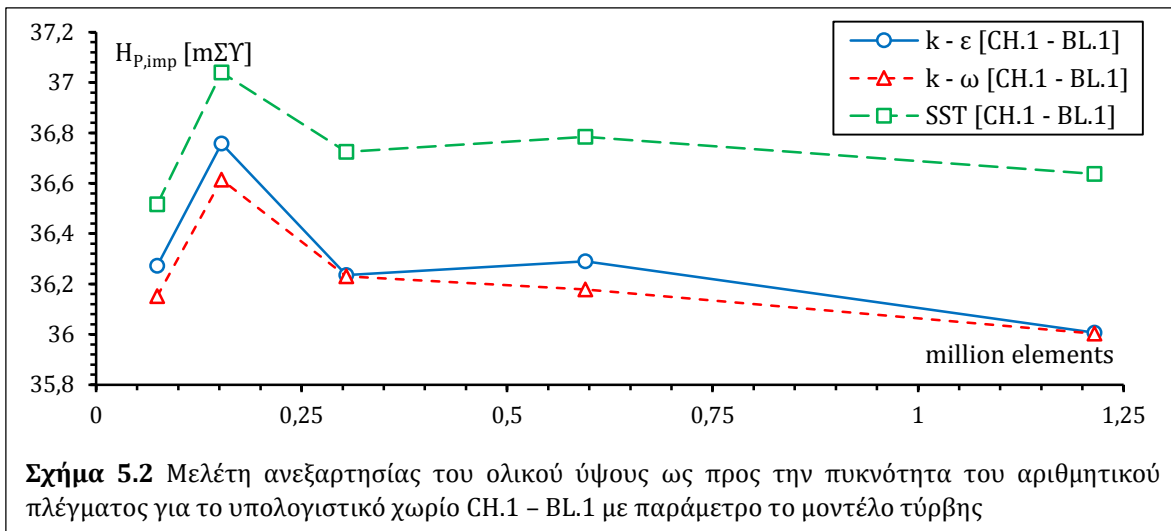
Γενικά, τα παραγόμενα αριθμητικά πλέγματα για τις προσομοιώσεις που ακολουθούν, αποτελούνται από τετραεδρικά στοιχεία. Ειδικότερα, σε όλα τα χρησιμοποιούμενα πλέγματα των BtB υπολογιστικών χωρίων επιλέγεται η δημιουργία ειδικής διαμόρφωσης των κελιών στην περιοχή του οριακού στρώματος περί τις επιφάνειες του πτερυγίου, όπου συντελείται πρωτίστως η συναλλαγή ενέργειας υπό μορφή συστροφής, ώστε να επιλύεται ικανοποιητικά η ροή στο υπόστρωμα [βλ. Σχ. 4.10]. Για

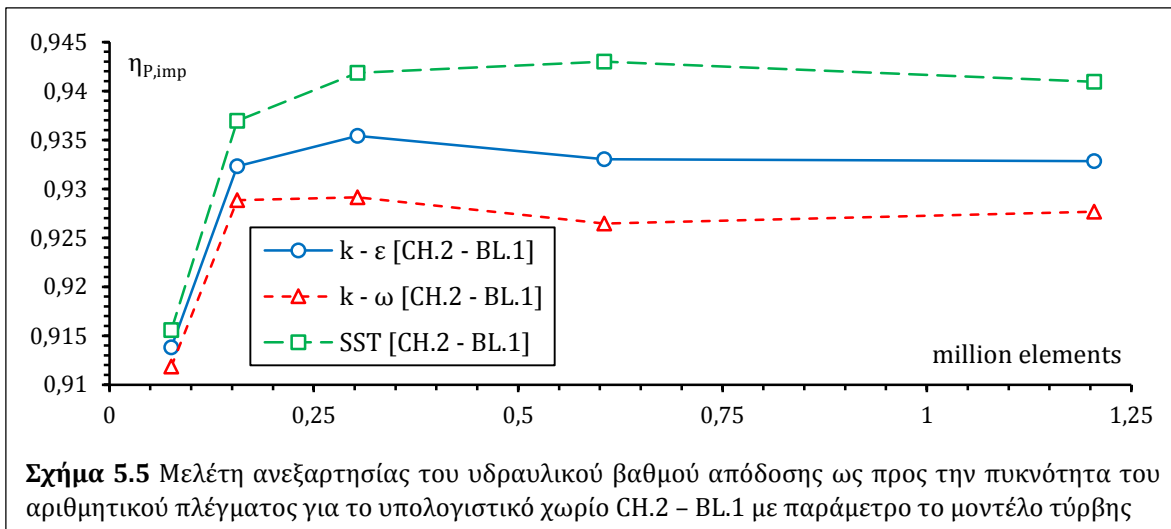
τον σκοπό αυτό, αρχικά δημιουργείται επιφανειακό πλέγμα στα πτερύγια, αποτελούμενο από τριγωνικά στοιχεία, προκειμένου να ελέγχεται αποτελεσματικά το πλήθος των κελιών εντός του οριακού στρώματος, ανεξάρτητα από το πάχος του. Τελικά, το συνολικό, τριδιάστατο πλέγμα κατασκευάζεται αυτόματα στον προεπεξεργαστή Gambit, και η πυκνότητά του ελέγχεται από 5 παραμέτρους: την ενδεικτική διάσταση των τριγωνικών στοιχείων D_{TRI} , τη διάσταση της πρώτης γραμμής a , το συντελεστή μεγέθυνσης b/a και το πλήθος R των γραμμών των κελιών εντός του οριακού στρώματος, και την ενδεικτική διάσταση των τετραεδρικών στοιχείων, D_{TET} .

Για την επιλογή της πυκνότητας του πλέγματος στις προσομοιώσεις των πτερωτών για αντλητική λειτουργία, διεξάγεται έλεγχος ανεξαρτησίας στα υπολογιστικά χωρία των γεωμετριών αναφοράς CH.1 – BL.1 και CH.2 – BL.1, θεωρώντας ότι τα αποτελέσματα θα επεκτείνονται και στις σχεδιαστικές μεθόδους CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2, καθώς έχουν ίδιας μορφής υπολογιστικά χωρία με τις δύο προηγούμενες, αντιστοίχως. Τελικά, παράγονται 5 αριθμητικά πλέγματα $\sim 7,5 \cdot 10^4$ έως $\sim 1,2 \cdot 10^6$ κελιών για το υπολογιστικό χωρίο κάθε εξεταζόμενης γεωμετρίας, των οποίων οι παράμετροι κατασκευής παρατίθενται αναλυτικά στον Πιν. 5.2, με κάθε πλέγμα να έχει περίπου διπλάσιο πλήθος στοιχείων από το προηγούμενο. Οι προσομοιώσεις αυτές επαναλαμβάνονται για τρία εναλλακτικά εξεταζόμενα μοντέλα τύρβης [βλ. Κεφ. 4.12], το $k - \epsilon$, το $k - \omega$ και το $k - \omega$ SST, προκειμένου να εξεταστεί η επίδραση της επιλογής του μοντέλου τύρβης στα εκτιμώμενα λειτουργικά χαρακτηριστικά και άρα στην αξιολόγηση των γεωμετριών πτερωτής.

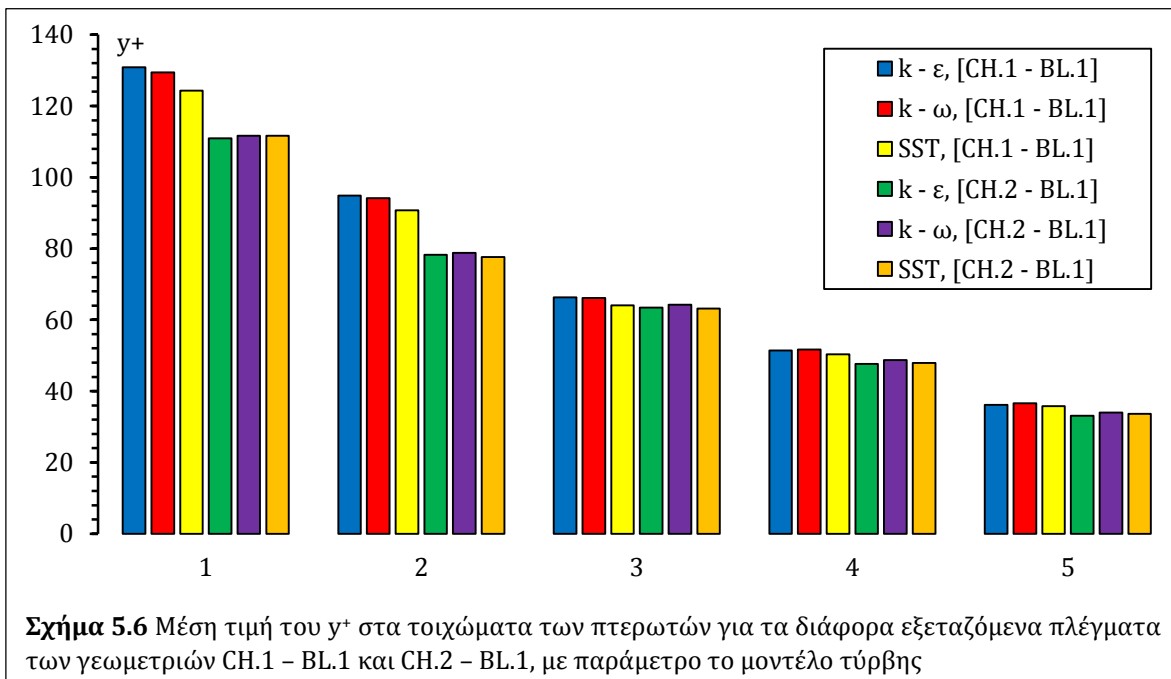
Πίνακας 5.2 Παράμετροι κατασκευής των αριθμητικών πλεγμάτων στα διαφορετικά υπολογιστικά χωρία της πτερωτής για τη μελέτη ανεξαρτησίας

Σχεδιαστική Μέθοδος	#	D_{TRI}	a	b/a	R	D_{TET}	Πλήθος Στοιχείων
[CH.1 - BL1]	1	0,001	0,0002	1,25	4	0,0025	74330
	2	0,00075	0,0001	1,25	4	0,0019	152692
	3	0,0005	0,000075	1,25	4	0,001785	304299
	4	0,000375	0,0000625	1,25	4	0,001275	595128
	5	0,00025	0,00005	1,25	4	0,0012	1214894
[CH.2 - BL1]	1	0,001	0,0002	1,25	4	0,0055	75528
	2	0,00075	0,0001	1,25	4	0,003	156482
	3	0,0006	0,000085	1,25	4	0,00175	303593
	4	0,00045	0,00006	1,25	4	0,00125	605370
	5	0,0003	0,00005	1,25	4	0,0012	1204825





Η μελέτη ανεξαρτησίας πραγματοποιείται για τα παραπάνω πλέγματα στα δύο υπολογιστικά χωρία, ως προς το ολικό ύψος $H_{p,imp}$ και τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης $\eta_{p,imp}$, στη ζητούμενη ονομαστική παροχή $Q_p = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$ και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα Σχ. 5.2 – 5.5. Επίσης, στο Σχ. 5.6 φαίνονται οι αντίστοιχες τιμές της πλεγματικής παραμέτρου y^+ .



Παρατηρείται ότι για πλέγματα πυκνότερα των $\sim 3 \cdot 10^5$ στοιχείων, οι μεταβολές και στα δύο εξεταζόμενα μεγέθη είναι αρκετά μικρές [$< 1\%$], με τα αποτελέσματα για το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ να βρίσκονται μεταξύ των $k - \omega$ και $k - \omega$ SST. Ακόμη, η μέση τιμή του y^+ στα τοιχώματα της πτερωτής είναι γενικά αποδεκτή [$y^+ < 300$, βλ. Κεφ. 4.1.3]

και αναμενόμενα μειώνεται για πυκνότερα πλέγματα. Έτσι, για όλες τις σχεδιαστικές μεθοδολογίες της πτερωτής, επιλέγεται οι περαιτέρω προσομοιώσεις να διεξαχθούν με το μοντέλο $k - \varepsilon$, ενώ για τη δημιουργία του πλέγματος θα χρησιμοποιηθούν οι αντίστοιχες τιμές των παραμέτρων κατασκευής [Πιν. 5.2, 3^η & 8^η σειρά] για τα υπολογιστικά χωρία.

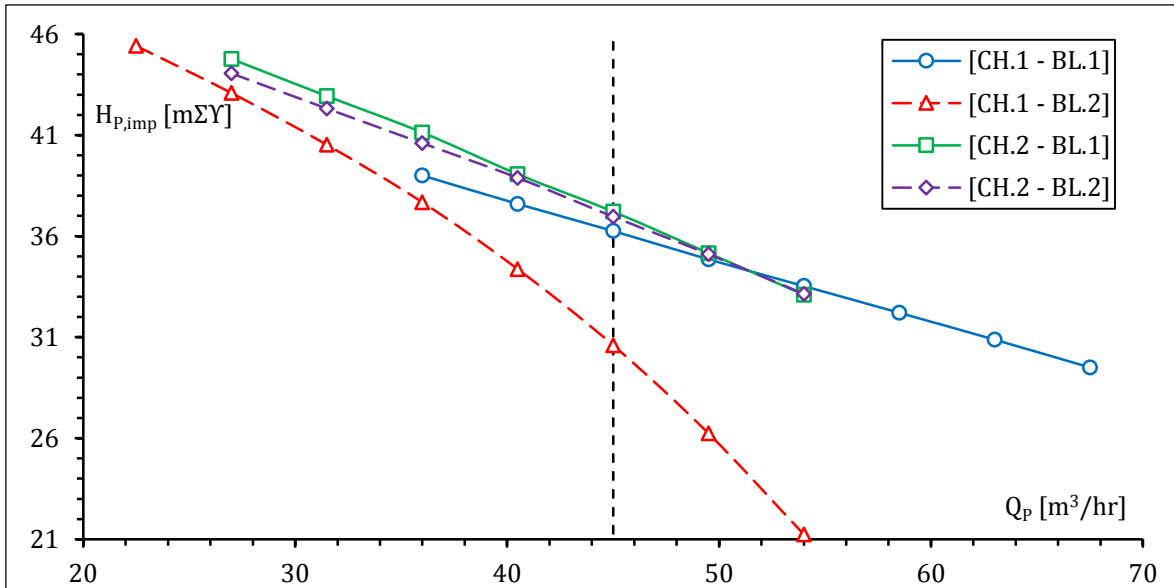
Σημειώνεται εδώ ότι μεταβολές της μορφής των γεωμετριών για κάθε σχεδιαστική μεθοδολογία αναμένεται να οδηγούν σε μικρές μεταβολές στο πλήθος των κελιών των αντιστοιχών πλεγμάτων, κυρίως λόγω αυξομειώσεων στο μέγεθος του υπολογιστικού χωρίου. Η επιλογή του παραπάνω συνδυασμού πυκνότητας πλέγματος και μοντέλου τύρβης επεκτείνεται σε όλες τις BtB προσομοιώσεις για αντλητική λειτουργία που πραγματοποιούνται στη συνέχεια, επιτρέποντας έτσι την αυτοματοποιημένη παραγωγή πλεγμάτων στις διαδικασίες βελτιστοποίησης.

5.3 Λειτουργία Γεωμετριών Αναφοράς της Πτερωτής

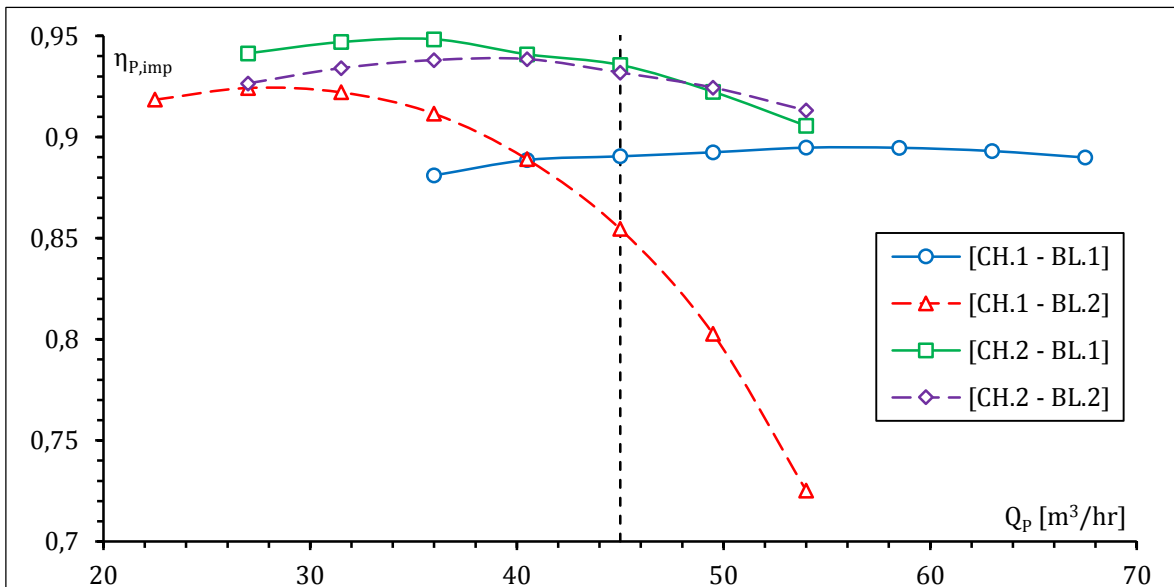
Οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας και η καμπύλη της κλίσης εξόδου ως προς την παροχή λειτουργίας Q_p [βλ. Εξ. 4.55 – 4.58] των γεωμετριών αναφοράς για τις 4 σχεδιαστικές μεθόδους παρουσιάζονται παρακάτω στα Σχ. 5.7 – 5.10. Αρχικά, παρατηρείται ότι τα σημεία λειτουργίας στην ονομαστική παροχή [$Q_p = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$] εμφανίζουν μεταξύ τους σημαντικές αποκλίσεις. Περαιτέρω, το ολικό ύψος σε κάθε περίπτωση ξεπερνά τη ζητούμενη τιμή των 30 mΣΥ, πράγμα αναμενόμενο καθώς οι εμπειρικοί τύποι που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση του τριγώνου ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής κατά την κατάρτιση των σχεδιαστικών μεθοδολογιών [βλ. Κεφ. 3.1.1], λαμβάνουν υπόψη τις υδραυλικές απώλειες στα υπόλοιπα τμήματα της αντλίας, πέραν της πτερωτής, και ιδιαίτερα στο σπειροειδές κέλυφος.

Ωστόσο, είναι εμφανές ότι σε όλες τις περιπτώσεις το ΚΣΛ [Σχ. 5.8 το σημείο μεγιστοποίησης του $\eta_{p,imp}$] εμφανίζει από τη ζητούμενη παροχή, κάτι που αποδίδεται σε εσφαλμένες εκτιμήσεις της εμπειρικής παραμέτρου C_{opt} [βλ. Εξ. 3.19]. Επίσης, οι καμπύλες ολικού ύψους $H_{p,imp} - Q_p$ [Σχ. 5.7] εμφανίζουν μεταξύ τους διαφορετική κλίση [ιδιαίτερα για την πτερωτή αναφοράς CH.1 – BL.2], παρότι αυτή θεωρητικά εξαρτάται από την τιμή της β_2 (Παπαντώνης, 2002) η οποία έχει κοινή τιμή στις 4 πτερωτές. Οι διαφορές αυτές οφείλονται στη μορφή των πτερυγίων και ειδικότερα στη διανομή της κλίσης κατά το μεσημβρινό μήκος και τη στρεβλότητα, οι οποίες διαφοροποιούν σημαντικά τις γραμμικές υδραυλικές απώλειες της ροής στην πτερωτή ως προς την παροχή. Οι παραπάνω διαφορές των $H_{p,imp}$ και $\eta_{p,imp}$ αποτυπώνονται και στις καμπύλες απορροφώμενης ισχύος [Σχ. 5.9]. Τέλος, αναμενόμενα μικρές είναι οι αποκλίσεις της κλίσης εξόδου της ροής α_2 [Σχ. 5.10] στις ακμές εκφυγής των 4 πτερωτών [0,5° στα 45 m^3/hr], η οποία εξαρτάται από τα τρίγωνα ταχυτήτων εξόδου και άρα δεν επηρεάζεται σημαντικά από τη μορφή των πτερυγίων, παρά μόνο ως προς την περιφερειακή συνιστώσα c_{u2} [βλ. Σχ. 3.1.c & Εξ. 3.2], ώστε πρακτικά να μην απαιτούνται στη συνέχεια

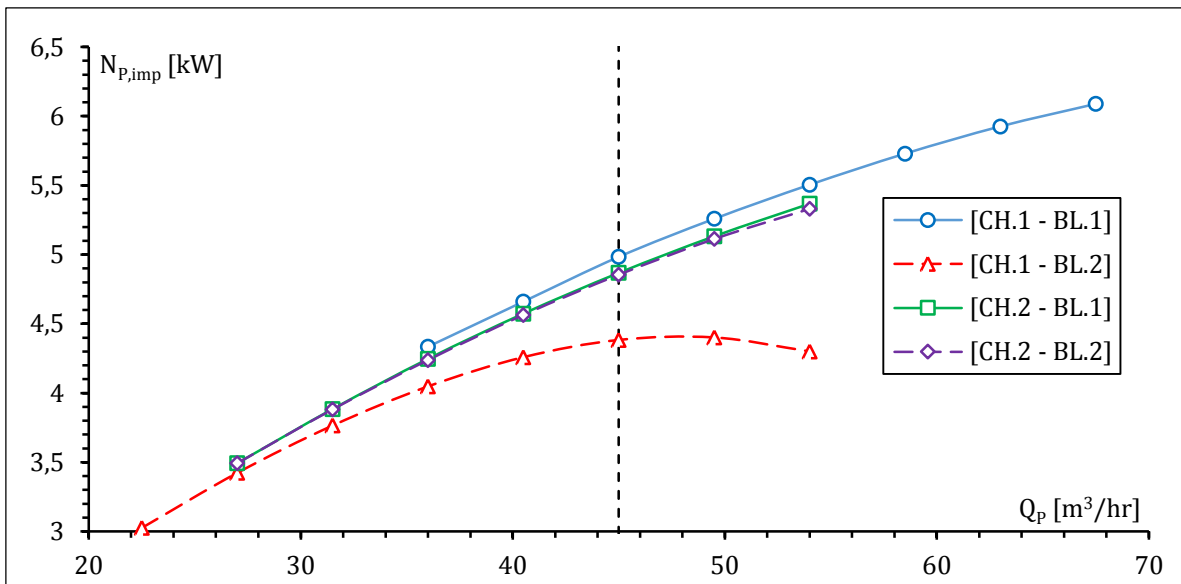
διαφοροποιήσεις στον σχεδιασμό της γλωττίδας του προσαρμοζόμενου σπειροειδούς κελύφους. Σημειώνεται ότι οι καμπύλες της α2 παρουσιάζουν αναμενόμενη υπερβολική μορφή, αφού όσο αυξάνει η παροχή αυξάνει και η μεσημβρινή ταχύτητα εξόδου, ενώ η συστροφή φθίνει λόγω του μειούμενου ολικού ύψους [βλ. Σχ. 3.1.c].



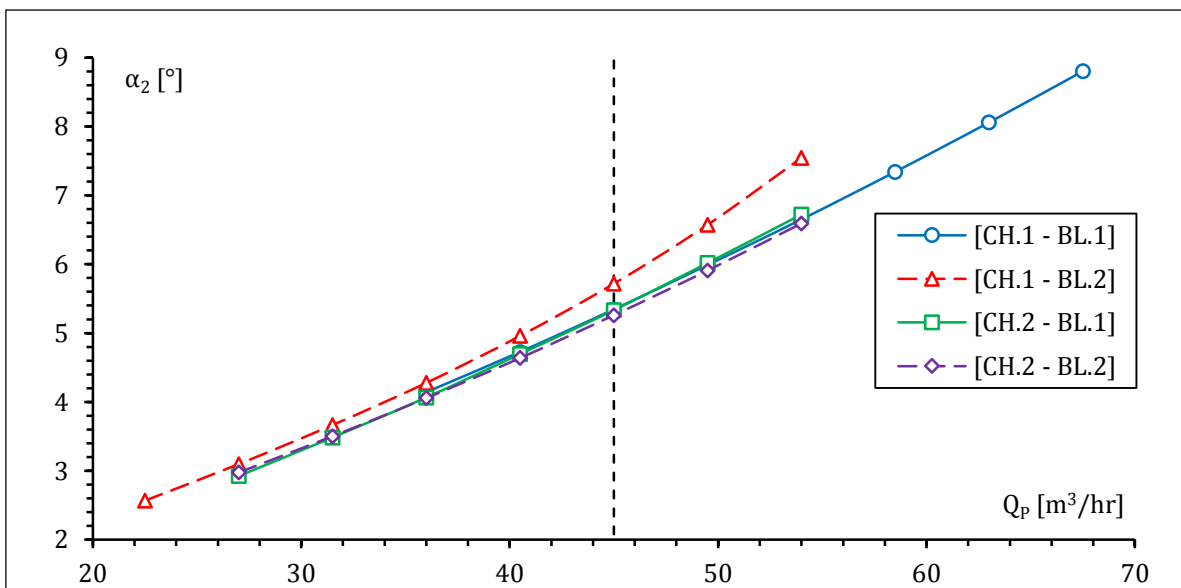
Σχήμα 5.7 Χαρακτηριστικές καμπύλες ολικού ύψους ως προς την παροχή για τις γεωμετρίες αναφοράς της πτερωτής



Σχήμα 5.8 Χαρακτηριστικές καμπύλες υδραυλικού βαθμού απόδοσης ως προς την παροχή για τις γεωμετρίες αναφοράς της πτερωτής



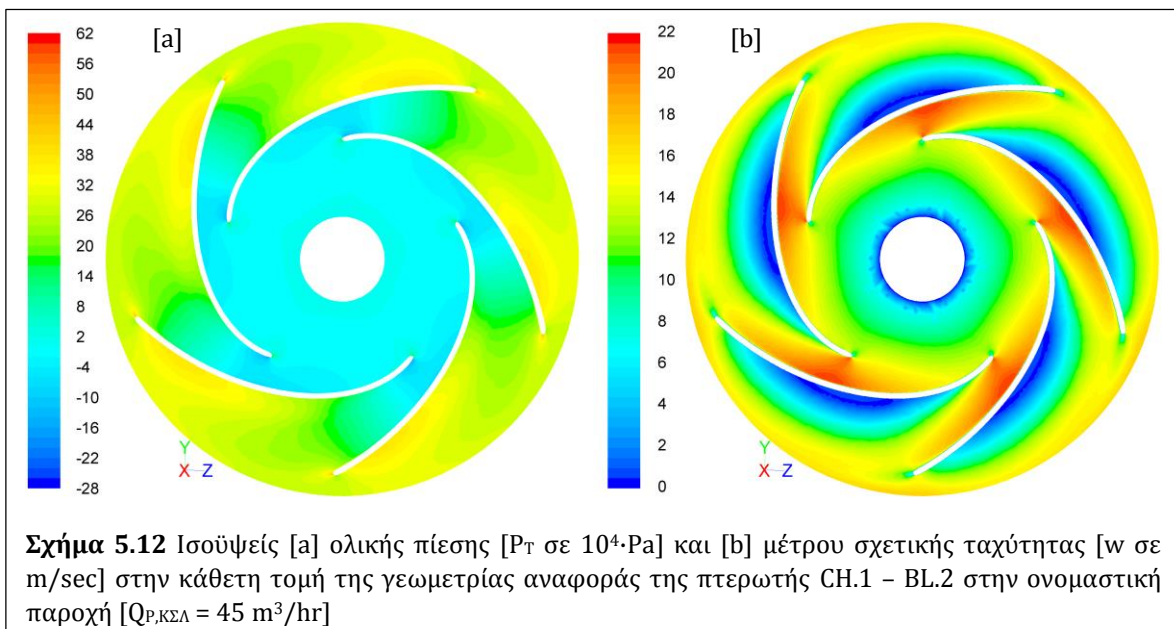
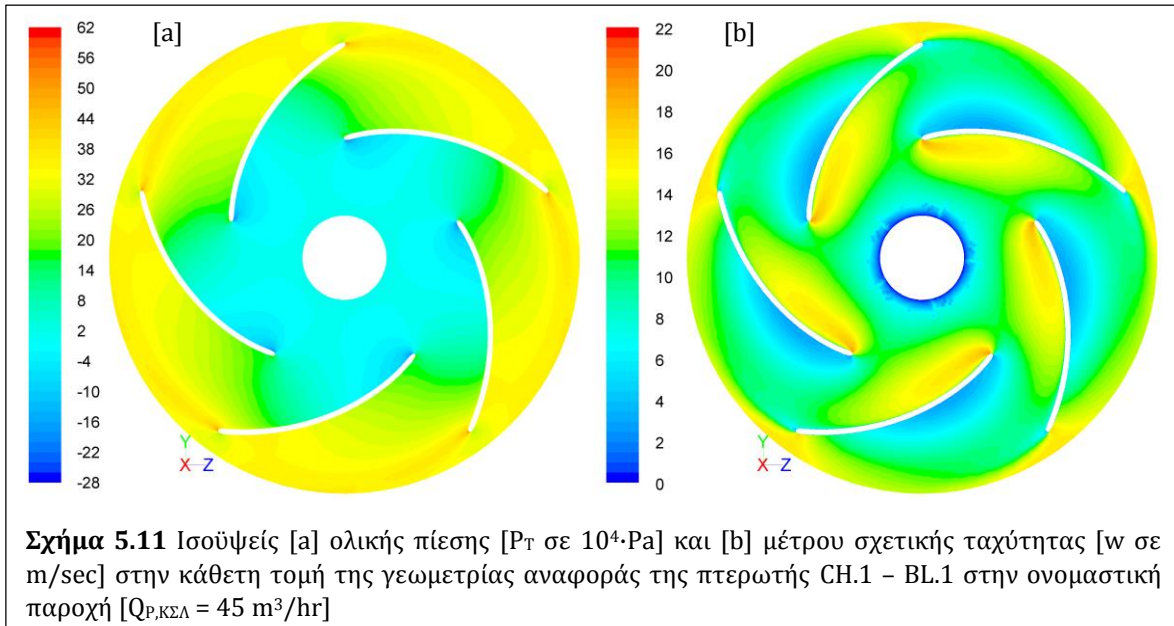
Σχήμα 5.9 Χαρακτηριστικές καμπύλες απορροφώμενης ισχύος ως προς την παροχή για τις γεωμετρίες αναφοράς της πτερωτής

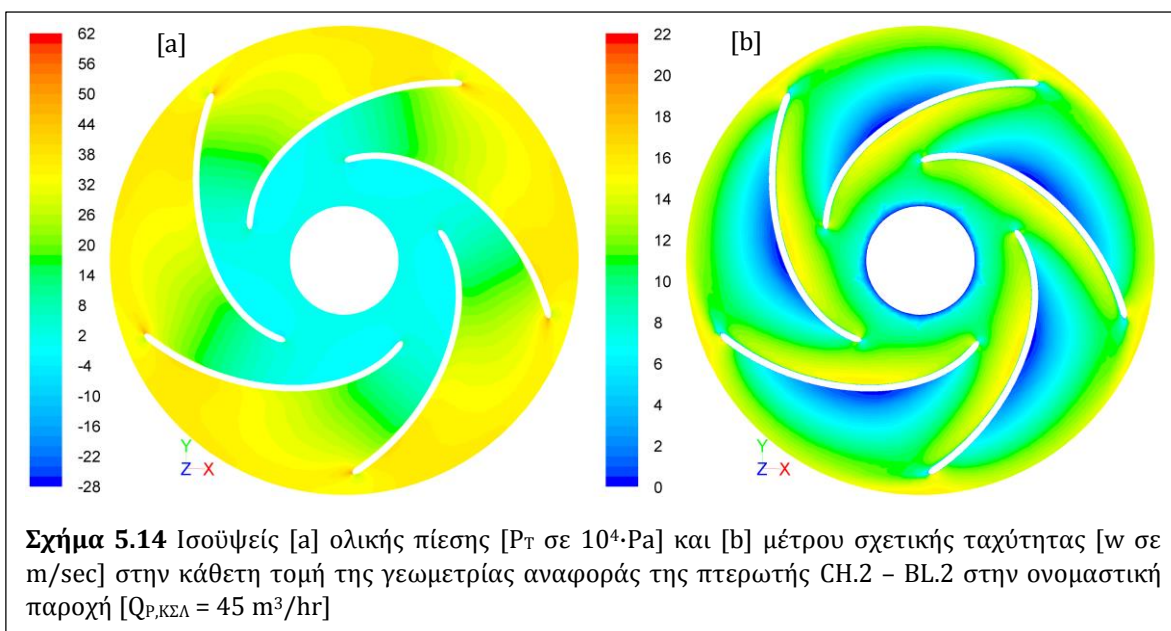
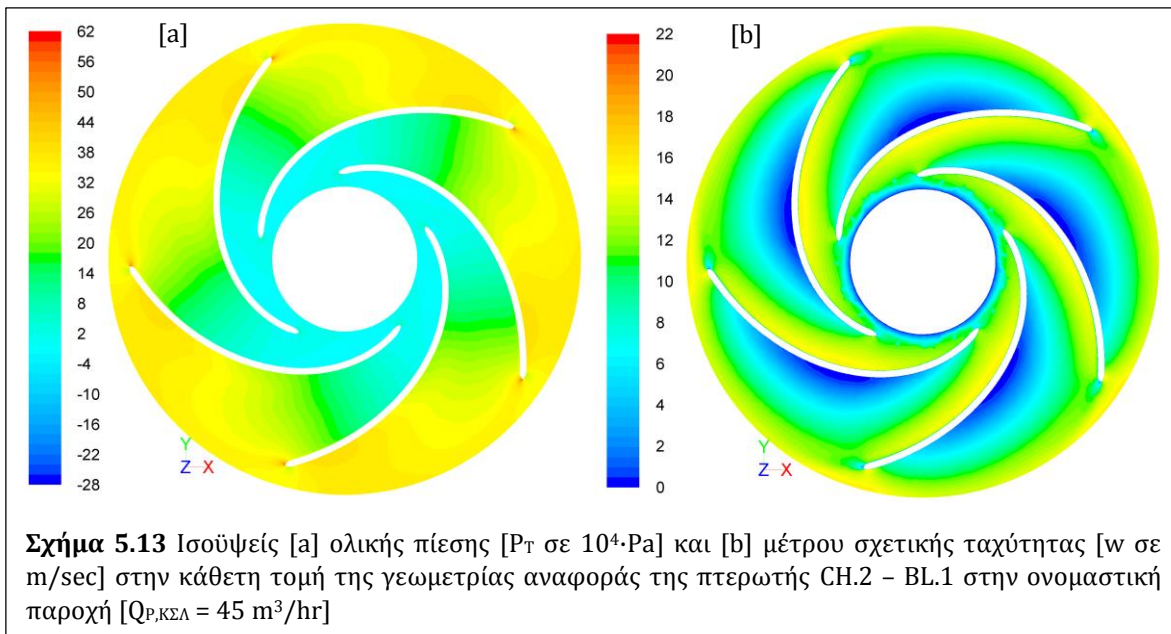


Σχήμα 5.10 Χαρακτηριστικές καμπύλες κλίσης εξόδου της ροής ως προς την παροχή για τις γεωμετρίες αναφοράς της πτερωτής

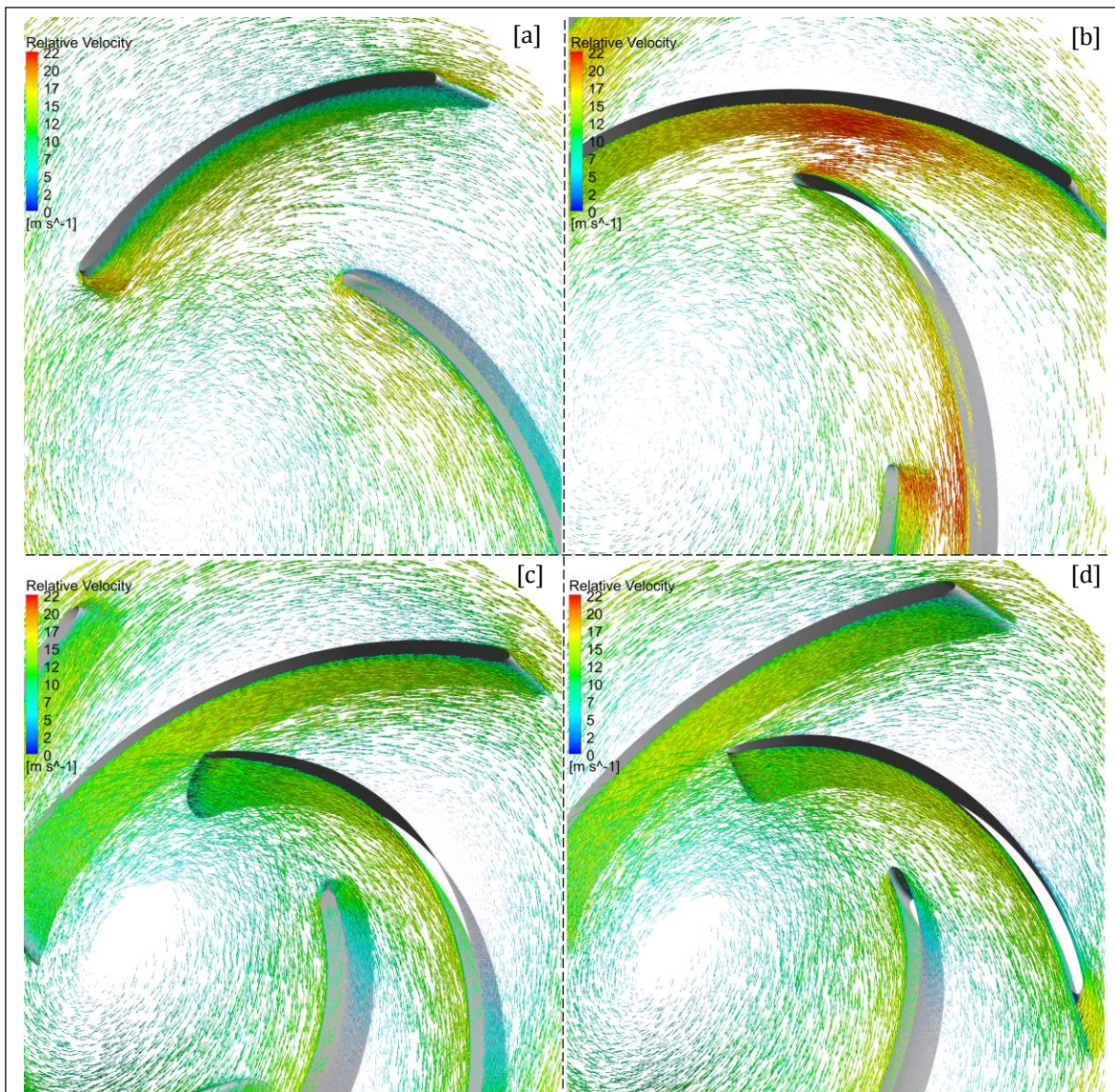
Στα Σχ. 5.11 – 5.14 παρουσιάζονται οι ισοϋψείς της ολικής πίεσης και του μέτρου της σχετικής ταχύτητας στην επιφάνεια κάθετα στον άξονα περιστροφής και στο μέσο του πλάτους εξόδου για κάθε γεωμετρία αναφοράς στην ίδια χρωματική κλίμακα. Γενικά, τα εμφανιζόμενα πεδία παρουσιάζουν παρόμοια μορφή σε κάθε γεωμετρία, ωστόσο με σημαντικές διαφορές. Ειδικότερα, στα πεδία ολικής πίεσης P_T , οι υψηλότερες τιμές

αναμενόμενα παρατηρούνται στην περιοχή περί την πλευρά υπερπίεσης των πτερυγίων και προς τις υψηλότερες ακτίνες, καθώς εκεί θα πρέπει να εμφανίζονται οι υψηλότερες τιμές συστροφής. Αντίθετα, στα πεδία σχετικής ταχύτητας w οι υψηλότερες τιμές για την ίδια ακτίνα αντιστοιχούν σε μικρότερες τιμές συστροφής [βλ. Σχ. 3.1.c], συνεπώς εμφανίζονται προς τις πλευρές υποπίεσης. Επιπλέον, οι απότομες διαφορές περί τις ακμές προσβολής είναι ενδεικτική των απωλειών κρούσης λόγω απόκλισης των συνθηκών της προσομοιωμένης ροής από της optimum παροχή, ενώ επίσης υψηλότερες τιμές συνεπάγονται μεγαλύτερες γραμμικές υδραυλικές απώλειες.





Συνολικά, πιο ομοιόμορφα πεδία με ηπιότερες αυξομειώσεις συνεπάγονται καλύτερη οδήγηση της ροής με μικρότερες υδραυλικές απώλειες. Συγκεκριμένα, οι πτερωτές αναφοράς CH.2 - BL.1 και CH.2 - BL.2 εμφανίζουν σχετικά ομοιόμορφες διανομές των δύο μεγεθών, ενώ η CH.1 - BL.1 παρουσιάζει συγκριτικά υψηλότερες τιμές του w προς τις επιφάνειες υποπίεσης, αιτιολογώντας έτσι τη συγκριτικά μικρότερη τιμή $H_{P,imp}$ στο Σχ. 5.7. Επίσης, η CH.1 - BL.2 εμφανίζει την εντονότερη ανομοιομορφία των διανομών αυτών, κατ' αντιστοιχία με τις μικρότερες τιμές $H_{P,imp}$ και $\eta_{P,imp}$ εκ των 4 γεωμετριών.



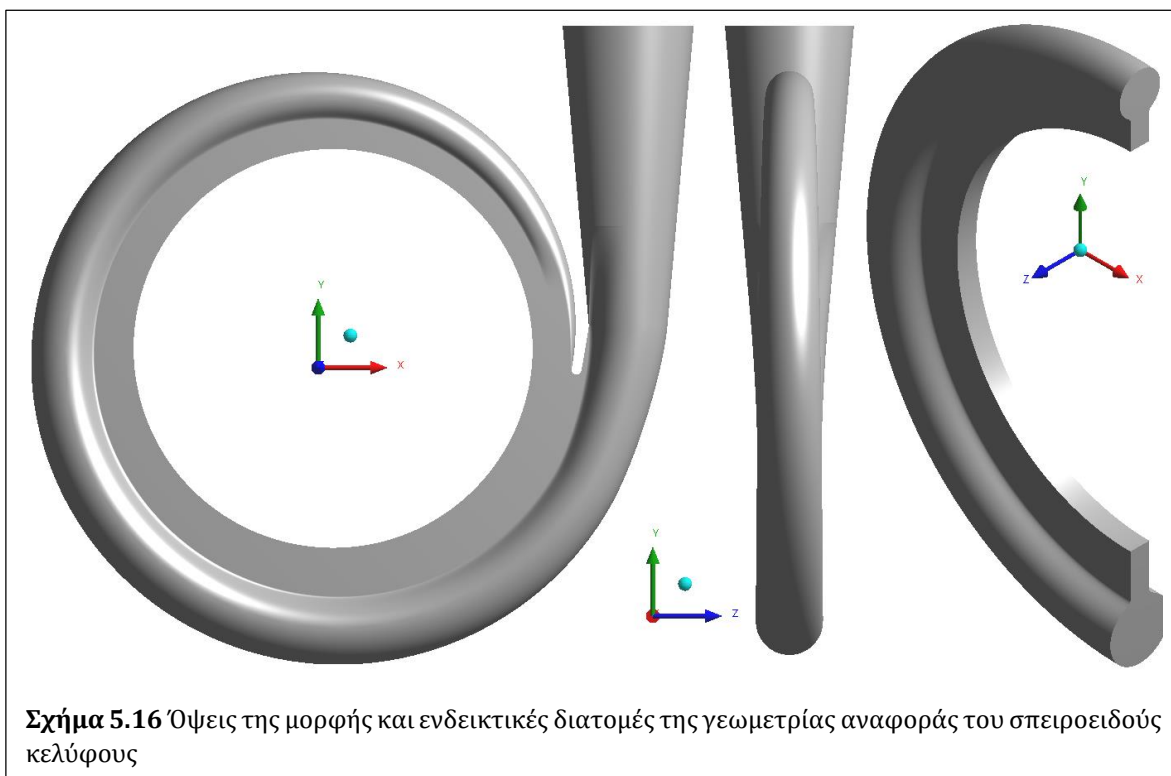
Σχήμα 5.15 Τριδιάστατη απεικόνιση των διανυσμάτων σχετικής ταχύτητας της ροής στις περωτές αναφοράς [a] CH.1 – BL.1, [b] CH.1 – BL.2, [c] CH.2 – BL.1 και [d] CH.2 – BL.2 στην ονομαστική παροχή [$Q_{P,KΣΛ} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$]

Στο Σχ. 5.15 παρουσιάζονται τα διανύσματα σχετικής ταχύτητας της ροής στις γεωμετρικές αναφοράς, στην ίδια χρωματική κλίμακα. Σε συνέχεια της προηγούμενης ανάλυσης, παρατηρείται πρόσπτωση υπό γωνία των διανυσμάτων στην ακμή προσβολής της περωτής αναφοράς CH.1 – BL.1 [Σχ. 5.15.a], η οποία αντιστοιχεί σε αυξημένες απώλειες κρούσης, καθώς και η απότομη αύξηση της ταχύτητας μεταξύ της επιφάνειας υπερπίεσης προς την ακμή προσβολής και της επιφάνειας υποπίεσης προς το μέσο του πτερυγίου στην περωτή αναφοράς CH.1 – BL.2 [Σχ. 5.15.b], η οποία συνεπάγεται αυξημένες γραμμικές απώλειες, ως προς τις CH.2 – BL.2 και CH.2 – BL.2.

Ακόμα, σε όλες τις περιπτώσεις πλην της CH.1 – BL.1, εμφανίζεται απότομη πτώση σε μεγάλο τμήμα περί τις επιφάνειες υπερπίεσης, επηρεάζοντας την ομαλή πρόσδοση συστροφής στο ρευστό.

5.4 Γεωμετρία Αναφοράς του Σπειροειδούς Κελύφους

Σύμφωνα με τη σχεδιαστική εμπειρία, το πλάτος της κυλινδρικής επιφάνειας εισόδου του σπειροειδούς κελύφους είναι σημαντικά μεγαλύτερο από το πλάτος εξόδου b_2 της περωτής [Κεφ. 2.3.6]. Ωστόσο, για τη διεξαγωγή των προσομοιώσεων του εξεταζόμενου σεναρίου του Κεφ. 5, γίνεται η θεώρηση ότι το πλάτος εισόδου του εκάστοτε κελύφους θα ταυτίζεται με το πλάτος εξόδου της αντίστοιχης περωτής. Έτσι, αφενός αμελούνται οι ογκομετρικές απώλειες της μηχανής και αφετέρου αποφεύγεται η απότομη διεύρυνση κατά την αντλητική λειτουργία και αντίστοιχα η απότομη στένωση για λειτουργία PAT, η οποία θα προκαλούσε σημαντικές εντοπισμένες απώλειες στην είσοδο των BtB υπολογιστικών χωρίων, δημιουργώντας ζητήματα αξιοπιστίας του μοντέλου, καθώς έτσι δε θα μπορούσε να προσδιοριστεί επαρκώς η αλληλεπίδραση μεταξύ των δύο εξαρτημάτων, παρά μόνο με προσομοιώσεις στην πλήρη μηχανή.



Προκειμένου να καταστεί δυνατή η προκαταρκτική εκτίμηση των υδραυλικών απωλειών στο σπειροειδές κέλυφος κατά την αντλητική λειτουργία, με χρήση του αντίστοιχου αλγορίθμου παραμετρικού σχεδιασμού, παράγεται μία γεωμετρία

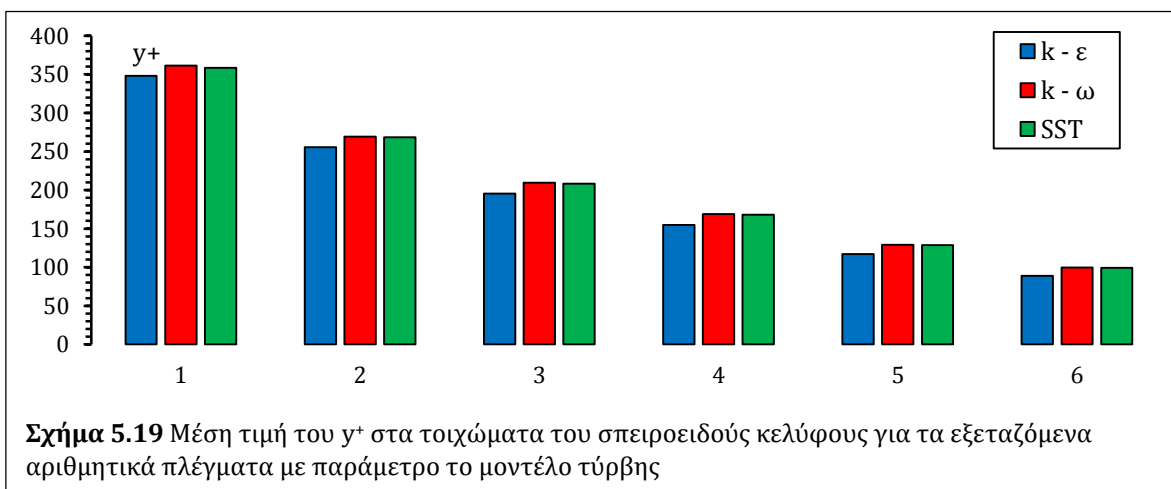
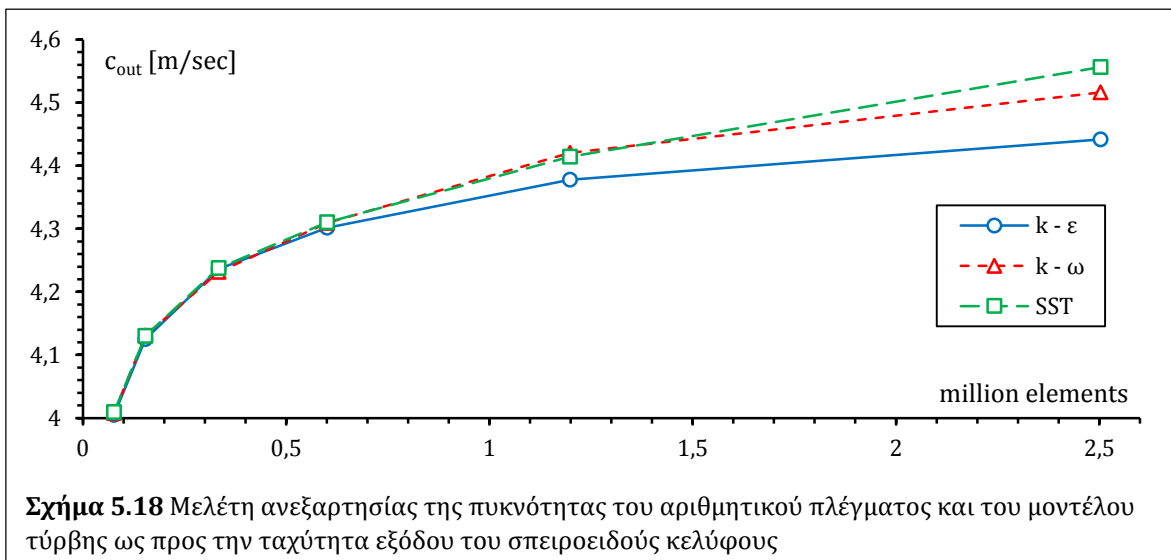
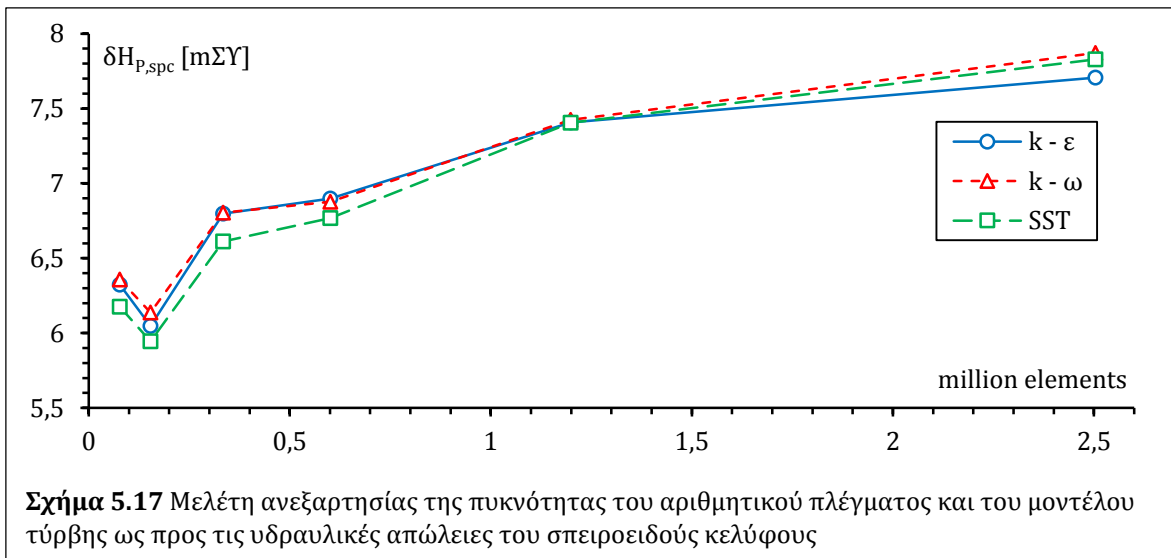
αναφοράς [Σχ. 5.16]. Συγκεκριμένα, για τις διαστάσεις της κυλινδρικής επιφάνειας εισόδου, χρησιμοποιείται η μέση τιμή του πλάτους εξόδου $b_{in} = b_{2,m} \approx 0,01$ m στην έξοδο των υπολογιστικών χωρίων των γεωμετριών αναφοράς της πτερωτής και ακτίνα $r_{in} = 0,09$ m, επαρκώς μεγαλύτερη από τις αντίστοιχες τιμές της ακτίνας εξόδου r_2 , καθώς και η αντίστοιχη μέση κλίση εξόδου της ροής $\alpha_{in} = \alpha_{2,m} = 5,4^\circ$ [Σχ. 5.10] στην ονομαστική παροχή για τον σχηματισμό της γλωττίδας, η οποία ξεκινά από κεντρική γωνία $\theta_1 = -5^\circ$ [βλ. Σχ. 3.42]. Ακόμα, η χοάνη κατάθλιψης σχεδιάζεται με γωνία διεύρυνσης 10° , η ροή θα εξέρχεται από το κυκλικό στόμιο εξόδου με εκτιμώμενη μέση ταχύτητα 4,56 m/sec στην ονομαστική παροχή. Οι υπόλοιπες σχεδιαστικές παράμετροι ρυθμίζονται κατάλληλα ώστε το κέλυφος να έχει κατά το δυνατό μικρότερες διαστάσεις, όπως υποδεικνύει η κατασκευαστική εμπειρία για τις φυγοκεντρικές αντλίες ακτινικής ροής.

5.5 Συνθήκες Προσομοίωσης στο Σπειροειδές Κέλυφος

Η αριθμητική επίλυση της άεργης ροής στο σπειροειδές κέλυφος διεξάγεται σε υπολογιστικό χωρίο που περιλαμβάνει το συμμετρικό ήμισυ της γεωμετρίας [βλ. Σχ. 4.17] σε κυλινδρικές συντεταγμένες. Οι οριακές συνθήκες που τίθενται στο χωρίο για αντλητική λειτουργία [βλ. Πιν. 4.1] είναι η προκαθορισμένη παροχή στην κυλινδρική είσοδο, με την ακτινική συνιστώσα να καθορίζει την παροχή και την περιφερειακή να ρυθμίζει την κλίση εισόδου α_{in} , η έξοδος της ροής από τη χοάνη κατάθλιψης, η συμμετρικότητα της ροής στην εγκάρσια επιφάνεια τομής και η επιβολή στερεού τοιχώματος στο περίβλημα.

Οι ρυθμίσεις για το μοντέλο επίλυσης που χρησιμοποιούνται στο λογισμικό CFD είναι οι ίδιες με αυτές που χρησιμοποιούνται και για τα BtB υπολογιστικά χωρία της πτερωτής, εκτός από το σύστημα αναφοράς, το οποίο εδώ είναι προφανώς σταθερό. Περαιτέρω, τα παραγόμενα αριθμητικά πλέγματα είναι ομοιόμορφα, μη δομημένα, αποτελούμενα αποκλειστικά από τετραεδρικά στοιχεία, λόγω της πολυπλοκότητας της γεωμετρίας, επιτρέποντας έτσι την αυτοματοποιημένη δημιουργία τους με την εισαγωγή της τιμής της ενδεικτικής διάστασης των τετραέδρων, D_{TET} .

Κατά τα προηγούμενα, για την επιλογή της πυκνότητας του αριθμητικού πλέγματος στο υπολογιστικό χωρίο του σπειροειδούς κελύφους, διεξάγεται μελέτη ανεξαρτησίας εξετάζοντας τα μοντέλα τύρβης $k - \epsilon$, $k - \omega$ και $k - \omega$ SST, ως προς τις υδραυλικές απώλειες $\delta H_{P,spc}$ [βλ. Εξ. 4.63] και την ταχύτητα εξόδου από το στόμιο της χοάνης κατάθλιψης, c_{out} . Στον Πιν. 5.3 παρουσιάζονται τα πλήθη των κελιών των εξεταζομένων πλεγμάτων και οι αντίστοιχες τιμές του D_{TET} [βλ. Σχ. 4.18], στα Σχ. 5.17 & 5.18 τα αποτελέσματα της μελέτης ανεξαρτησίας και στο Σχ. 5.19 οι αντίστοιχες μέσες τιμές του y^+ στα τοιχώματα.



Πίνακας 5.3 Παράμετρος κατασκευής και πλήθος κελιών των εξεταζόμενων αριθμητικών πλεγμάτων στο υπολογιστικό χωρίο του σπειροειδούς κελύφους για τη μελέτη ανεξαρτησίας

#	1	2	3	4	5	6
D_{TET}	0,0031	0,0025	0,00185	0,00155	0,00115	0,00085
Πλήθος Στοιχείων	77101	153963	334495	601086	1198513	2503432

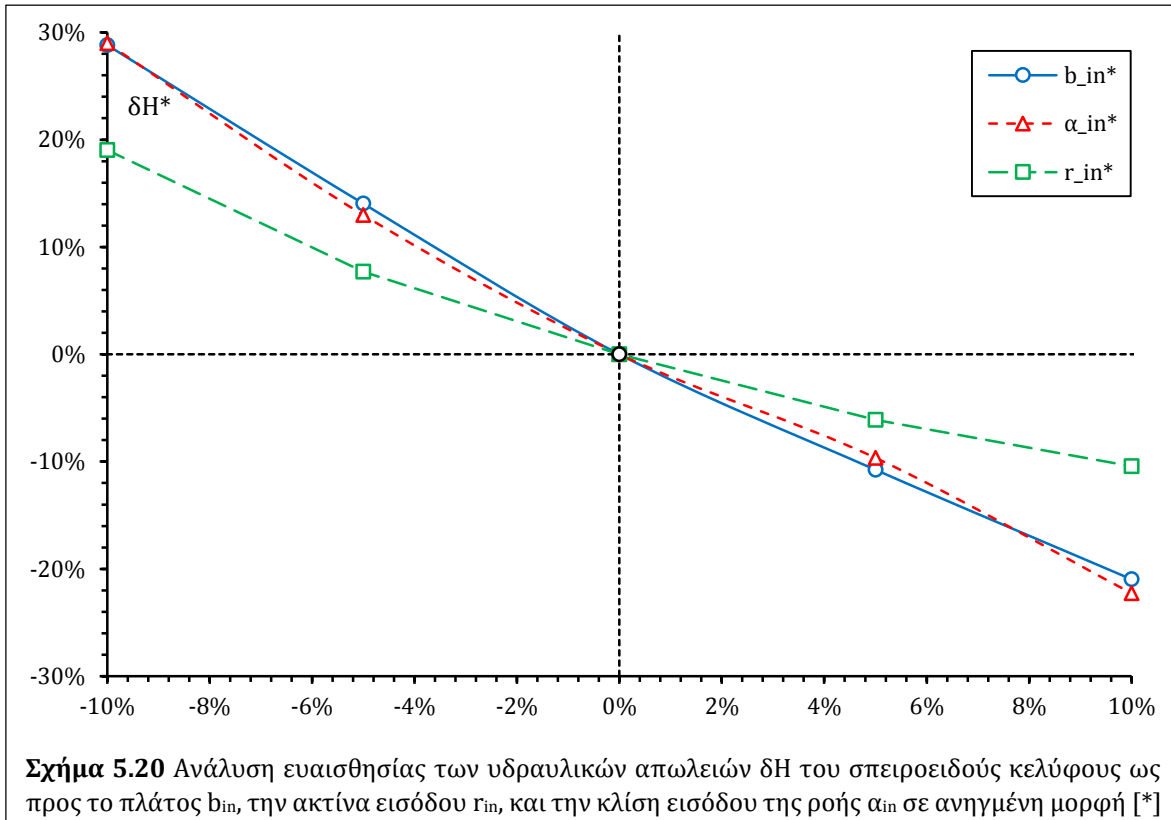
Παρατηρείται ότι για πλέγματα άνω των $1,2 \cdot 10^6$ κελιών, τα εξεταζόμενα μεγέθη εμφανίζουν μια τάση σταθεροποίησης και οι υπολογιζόμενες μέσες τιμές του y^+ είναι αρκούτως μικρές, ενώ τα αποτελέσματα βρίσκονται αρκετά κοντά για τα διαφορετικά μοντέλα τύρβης, με διαφορές μικρότερες από τις αντίστοιχες για τα BtB υπολογιστικά χωρία της περωτής [Κεφ. 5.1.2]. Αυτό αποδίδεται στη διαφορετική αντιμετώπιση του κάθε μοντέλου έναντι των περιοχών χαμηλού αριθμού Re στην περιοχή των σημείων ανακοπής της ροής, καθώς στην περωτή είναι σημαντική η επίδραση των ακμών προσβολής των περυγίων, ενώ στο σπειροειδές κέλυφος η μόνη τέτοια περιοχή εμφανίζεται κοντά στη γλωττίδα και έτσι έχει συγκριτικά ασθενή επίδραση στα αποτελέσματα της ροής. Έτσι, για τις περαιτέρω προσομοιώσεις επιλέγονται αντίστοιχες κατασκευαστικές παράμετροι για την πυκνότητα του πλέγματος [Πιν. 5.3, 5^η στήλη] και το $k - \epsilon$ ως μοντέλο τύρβης, για το οποίο οι υδραυλικές απώλειες αναφοράς λαμβάνονται $\delta H_{P,spc,ref} = 7,4 \text{ m}\Sigma Y$. Η επιλογή αυτή υποστηρίζεται περαιτέρω από τις προκύπτουσες μέσες τιμές του y^+ [βλ. Κεφ. 4.1.3], οι οποίες εδώ είναι αναμενόμενα υψηλότερες των αντιστοιχών στα BtB υπολογιστικά χωρία της περωτής [Σχ. 5.6] και οφείλονται στην ομοιομορφία του αριθμητικού πλέγματος καθ' όλο τον όγκο του υπολογιστικού χωρίου, χωρίς πύκνωση κοντά στα τοιχώματα.

5.6 Λειτουργία & Ανάλυση Ευαισθησίας στο Σπειροειδές Κέλυφος

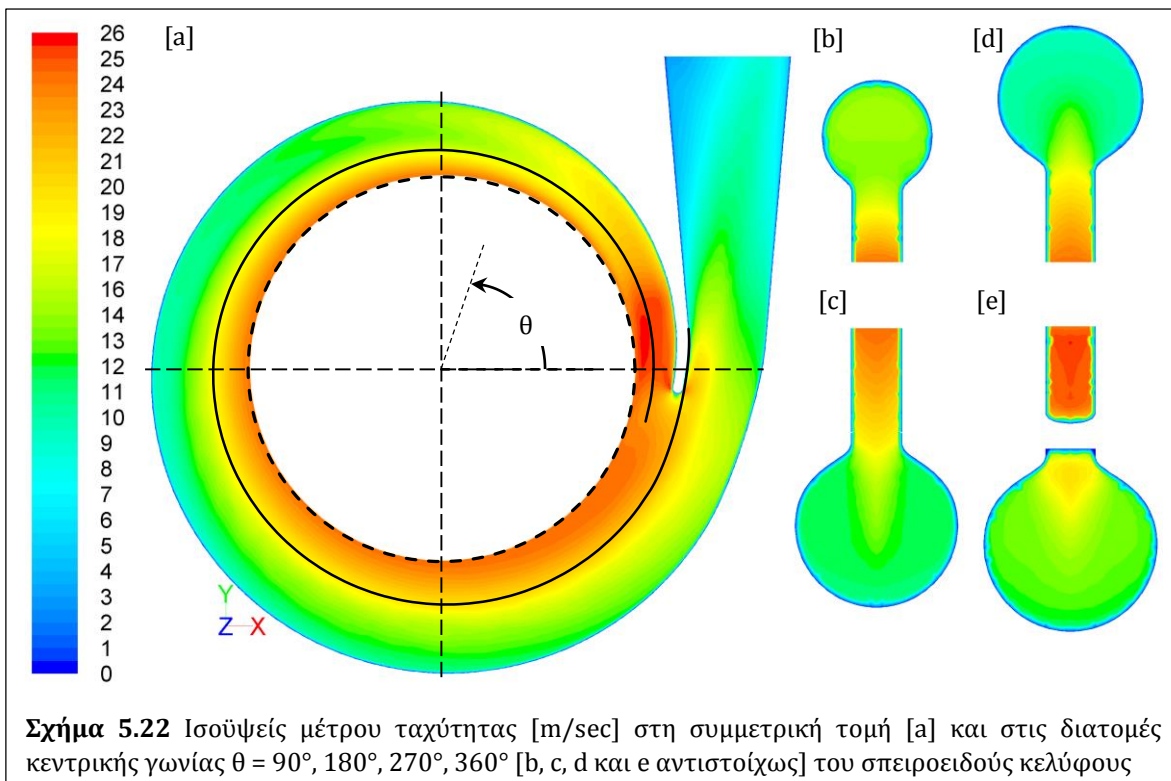
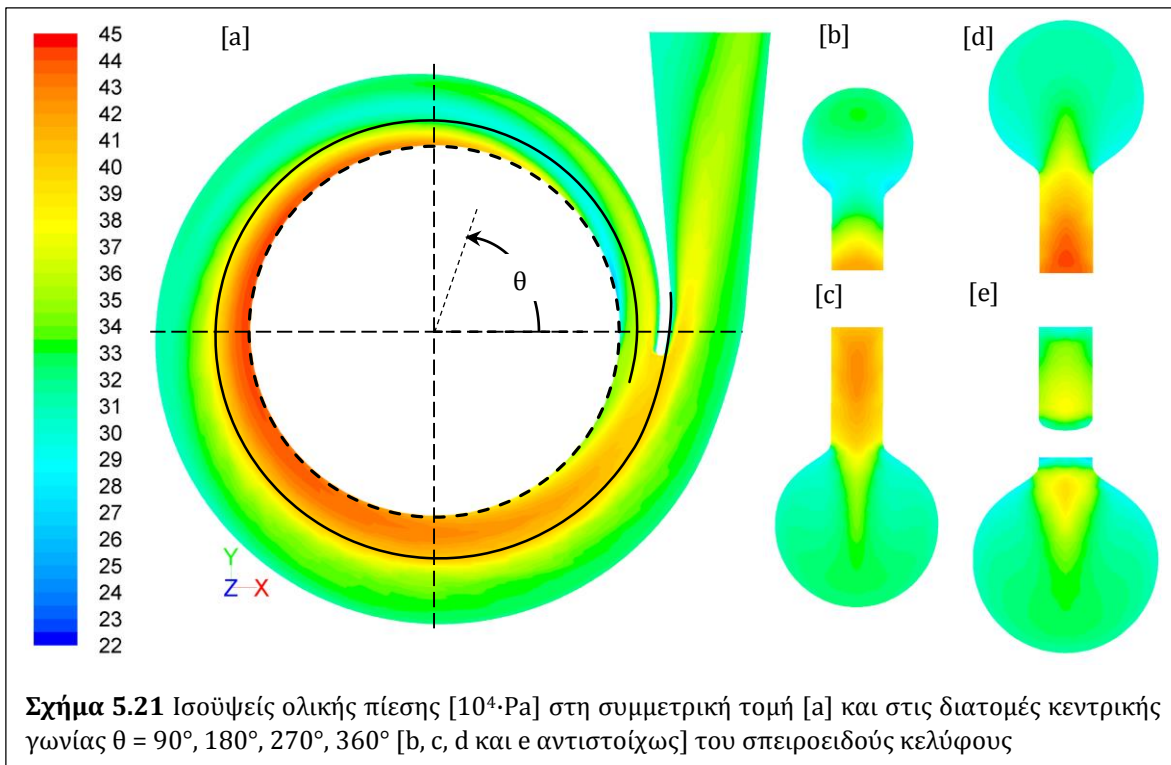
Προκειμένου να εξεταστεί η επίδραση τόσο του πλάτους b_{in} και της ακτίνας r_{in} της κυλινδρικής επιφάνειας εισόδου του σπειροειδούς κελύφους, όσο και της κλίσης εισόδου α_2 της ροής στις υδραυλικές απώλειες, διεξάγεται ανάλυση ευαισθησίας τους ως προς τα μεγέθη αυτά, για μεταβολές τους κατά $\pm 5\%$ και $\pm 10\%$ ως προς τη γεωμετρία αναφοράς.

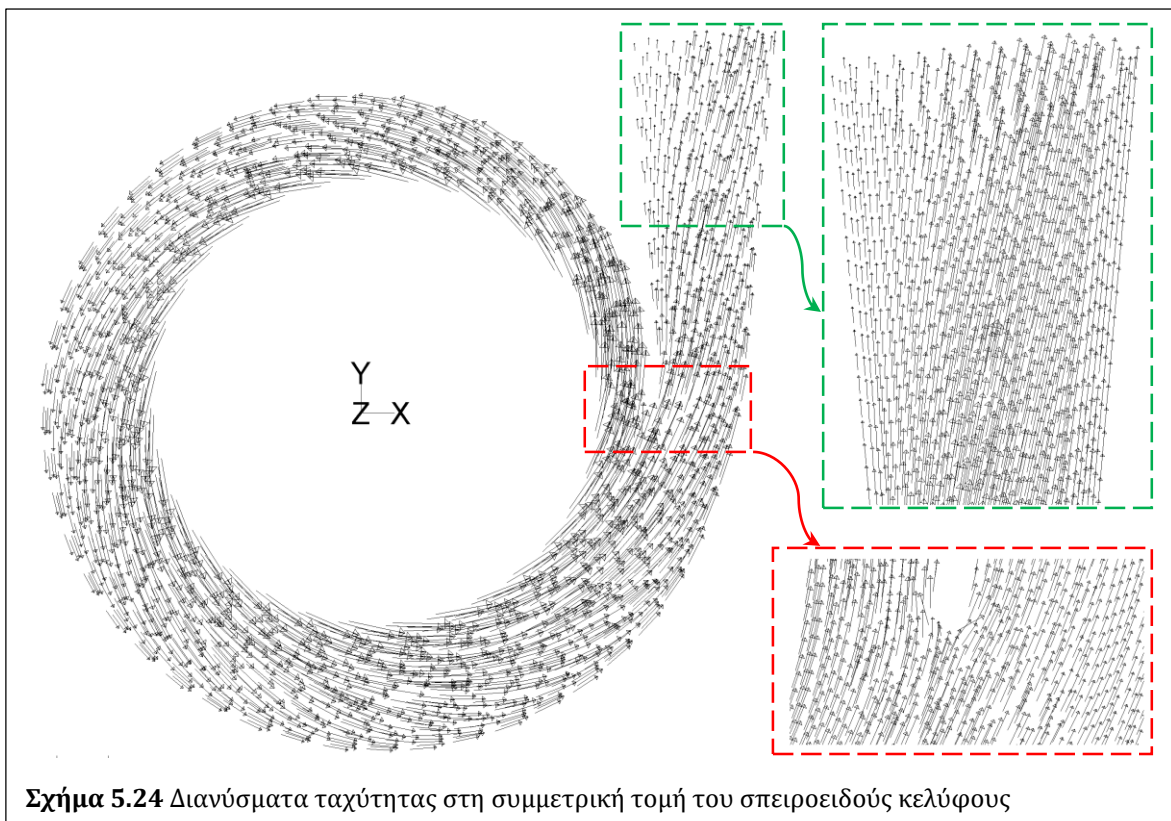
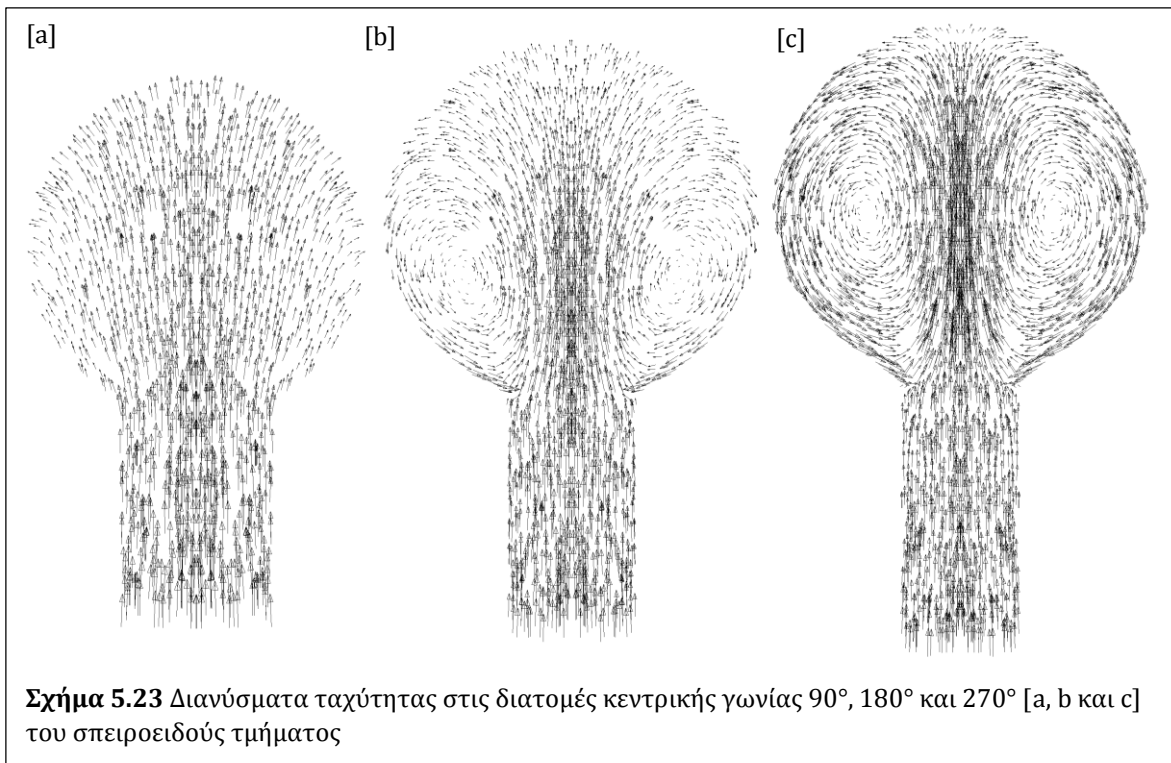
Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχ. 5.20 σε αδιάστατη μορφή, ως προς τα αντίστοιχα αρχικά μεγέθη. Παρατηρείται σταθερή τάση αύξησης των απωλειών όσο μειώνεται το πλάτος ή η κλίση εισόδου. Στην πρώτη περίπτωση, η μείωση του πλάτους b_{in} και της ακτίνας εισόδου r_{in} γενικά οδηγεί σε μείωση των διαστάσεων του κελύφους [βλ. Κεφ. 3.2] και άρα σε αύξηση της ταχύτητας στην επιφάνεια εισόδου, ενώ στη δεύτερη περίπτωση, κρατώντας σταθερή την τιμή της παροχής, η μείωση της κλίσης εισόδου συνεπάγεται την αύξηση της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας, οδηγώντας έτσι και πάλι σε αύξηση της συνισταμένης ταχύτητας της ροής, άρα και των υδραυλικών απωλειών.

Η έντονη αυτή ευαισθησία των απωλειών ως προς τις διαστάσεις της επιφάνειας εισόδου του κελύφους αναμένεται να διαφοροποιεί τα αποτελέσματα στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των εξεταζόμενων μηχανών [Κεφ. 5.4] ακόμα και για μικρές διαφορές των διαστάσεων εξόδου της πτερωτής. Ωστόσο, η γεωμετρία του κελύφους εδώ εξετάζεται για την προκαταρκτική εκτίμηση των υδραυλικών απωλειών στην αντλητική λειτουργία, καθώς και για τον προσδιορισμό των συνθηκών εισόδου στην ανάστροφη λειτουργία [Κεφ. 5.2.2], οπότε η περαιτέρω ανάλυση και προσαρμογή της εκφεύγει της παρούσας διερεύνησης.



Στα Σχ. 5.21 & 5.22 παρουσιάζονται οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου ταχύτητας αντιστοίχως στη συμμετρική, εγκάρσια τομή του σπειροειδούς κελύφους, καθώς και σε χαρακτηριστικές διατομές [$\theta = 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ, 360^\circ$] του σπειροειδούς τμήματος για τη γεωμετρία αναφοράς και τις αντίστοιχες συνθήκες προσομοίωσης. Η συνεχής καμπύλη δείχνει την αφετηρία διεύρυνσης των διατομών του σπειροειδούς κελύφους. Αναμενόμενα, η ολική πίεση φθίνει από την επιφάνεια εισόδου προς το εσωτερικό του σπειροειδούς τμήματος, εντός του οποίου διατηρείται σχεδόν σταθερή, ενώ στη συνέχεια μειώνεται περαιτέρω στη χοάνη κατάθλιψης, λόγω της σταδιακής διεύρυνσης προς την έξοδο της ροής. Επίσης, μικρές περιοχές χαμηλής πίεσης εμφανίζονται στην ακτινική κατεύθυνση εκατέρωθεν της εισόδου των διατομών, καθώς εκεί προκαλείται ήπια ανακυκλοφορία λόγω της σχετικά απότομης διεύρυνσης.





Η ταχύτητα είναι μηδενική στα τοιχώματα και μειώνεται ομαλά εντός του σπειροειδούς τμήματος όσο αυξάνει η ακτίνα, εκτός της περιοχής περί τη γλωττίδα, λόγω των μικρότερων διαστάσεων τοπικά [Σχ. 5.22]. Η ροή γίνεται σχετικά ομοιόμορφη εντός των εγκάρσιων τομών, με πολύ μικρό πάχος οριακού στρώματος. Ωστόσο, εμφανίζεται ανομοιομορφία στη χοάνη κατάθλιψης, λόγω της περιοχής χαμηλής πίεσης που δημιουργείται στην πλευρά της γλωττίδας και προς την έξοδο. Αξιοσημείωτη είναι επίσης η δευτερεύουσα ροή [Σχ. 5.23] που αναπτύσσεται προοδευτικά όσο αυξάνει το εμβαδό των διατομών στο σπειροειδές τμήμα, με το σχηματισμό δύο αντισυμμετρικών δινών (Παπαντώνης, 2004). Τέλος, στο Σχ. 5.24 φαίνεται ότι το πεδίο ταχυτήτων ακολουθεί τη γεωμετρία της γλωττίδας, χωρίς να δημιουργείται ανακυκλοφορία κοντά στο σημείο ανακοπής, ενώ η ροή είναι ομαλή στη χοάνη κατάθλιψης, με μικρότερες ταχύτητες προς την πλευρά της γλωττίδας, δημιουργώντας έτσι ανομοιόμορφο προφίλ στην έξοδο.

5.7 Αριθμητική Βελτιστοποίηση των Γεωμετριών της Πτερωτής

Προκειμένου να επιτευχθεί το αντλητικό ΚΣΛ που τέθηκε στο βασικό σενάριο, λαμβάνοντας υπόψη και τις εκτιμώμενες απώλειες στο σπειροειδές κέλυφος, οι παραπάνω διαδικασίες για τον παραμετρικό σχεδιασμό, την κατασκευή του υπολογιστικού χωρίου και την παραγωγή του πλέγματος, την αριθμητική επίλυση της ροής και στη συνέχεια την αξιολόγηση της γεωμετρίας συνδέονται με το γενικό λογισμικό βελτιστοποίησης EASY [βλ. Κεφ. 4.3 & Σχ. 4.18]. Έτσι, διεξάγονται 4 βελτιστοποιήσεις του σχεδιασμού της πτερωτής για αντλητική λειτουργία, μια για κάθε αντίστοιχη σχεδιαστική προσέγγιση, θέτοντας εύλογο εύρος μεταβολής για κάθε σχεδιαστική παράμετρο, και τα αριθμητικά αποτελέσματα συγκρίνονται με αυτά των αντίστοιχων γεωμετριών αναφοράς. Ειδικότερα, οι προσομοιώσεις διεξάγονται εντός κάθε κύκλου βελτιστοποίησης για ένα σημείο λειτουργίας στην ονομαστική παροχή του ΚΣΛ, βάσει των συνθηκών που προσδιορίστηκαν στο Κεφ. 5.1.2, με δύο στόχους: τη μεγιστοποίηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης [Εξ. 5.5] και τη βέλτιστη δυνατή προσέγγιση του ολικού ύψους [Εξ. 5.6].

$$\mathbf{obj. 1: [1 - \eta_{P,imp}] \rightarrow \min} \quad (5.5)$$

$$\mathbf{obj. 2: |H_{P,KΣΛ} + \delta H_{P,spc} - H_{P,imp}| \rightarrow \min} \quad (5.6)$$

Κάθε κύκλος βελτιστοποίησης διεξάγεται για 500 επαναλήψεις σε 5 γενιές, με αριθμό γονέων 25 και αριθμό απογόνων 100 ανά γενιά, όπου κάθε απόγονος προκύπτει από συνδυασμό 3 γονέων. Σε κάθε περίπτωση, οι αξιολογήσεις απαιτήσαν μέσο υπολογιστικό χρόνο ~7 min ανά επίλυση της ροής, δεσμεύοντας 7 πυρήνες σε υπολογιστικό σύστημα i7 @ 3,4 GHz 64 bit 8 πυρήνων με 16 GB RAM.

Στο σημείο αυτό, επισημαίνεται το ζήτημα της ταύτισης του πλάτους εξόδου της πτερωτής με το αντίστοιχο στην είσοδο του σπειροειδούς κελύφους: Μια εκ των βασικότερων σχεδιαστικών παραμέτρων, ανεξαρτήτως της μεθοδολογίας, είναι η κλίση εξόδου β_2 των πτερυγίων. Αναμενόμενα, για δεδομένη παροχή, όσο αυξάνεται η β_2 , τόσο θα αυξάνεται το Φ_K άρα και το πλάτος b_2 [βλ. Σχ. 3.7], ενώ αντίστοιχα θα μειώνεται η κλίση της ροής α_2 , δημιουργώντας έτσι αντικρουόμενες μεταβολές, όπως φαίνεται στο Σχ. 5.20. Ακόμα, θα πρέπει να σημειωθεί ότι οι διαστάσεις της κυλινδρικής επιφάνειας εισόδου του κελύφους χρησιμοποιούνται ως βάση για τον παραμετρικό σχεδιασμό της τριδιάστατης γεωμετρίας, επηρεάζοντας έτσι αντίστοιχα τις συνολικές διαστάσεις του εξαρτήματος. Βάσει των παραπάνω, έγινε η παραδοχή οι υδραυλικές απώλειες στο κέλυφος παραμένουν σταθερές [$\delta H_{P,spc} = \delta H_{P,spc,ref}$] κατ τη διεξαγωγή των κύκλων βελτιστοποίησης, θεωρώντας ότι οι όποιες αποκλίσεις θα είναι γενικά μικρές, συγκρινόμενες με το άθροισμα $H_{P,imp} + \delta H_{P,spc}$, ενώ και το εύρος μεταβολής της β_2 τίθεται σχετικά μικρό, μεταξύ 25° και 35° .

Με δεδομένο ότι κάθε αξιολόγηση γίνεται για ένα σημείο λειτουργίας [$Q_{P,K\sigma\Lambda} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$], αποσκοπώντας στον περιορισμό του υπολογιστικού κόστους, η διαδικασία της βελτιστοποίησης δε διασφαλίζει ότι αυτό θα αποτελεί και το ΚΣΛ της εκάστοτε γεωμετρίας, ωστόσο αναμένεται οι αποκλίσεις να είναι μικρές. Έτσι, η τελική γεωμετρία από το μέτωπο Pareto κάθε βελτιστοποίησης επιλέγεται εξετάζοντας και ορισμένα ενδεικτικά σημεία λειτουργίας εκατέρωθεν της ονομαστικής παροχής, ώστε αυτή να βρίσκεται κοντά στο ΚΣΛ.

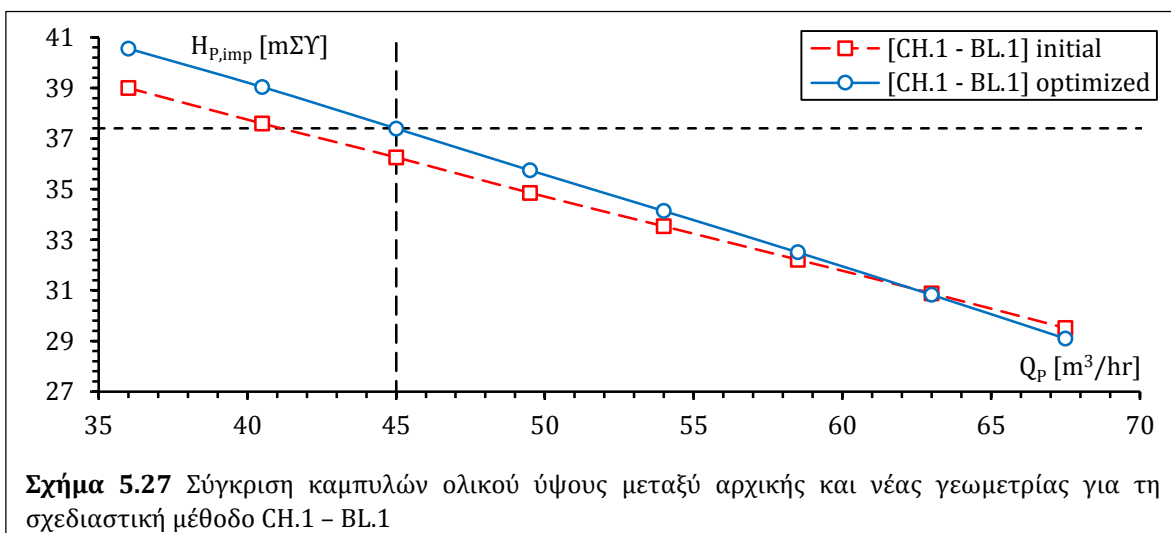
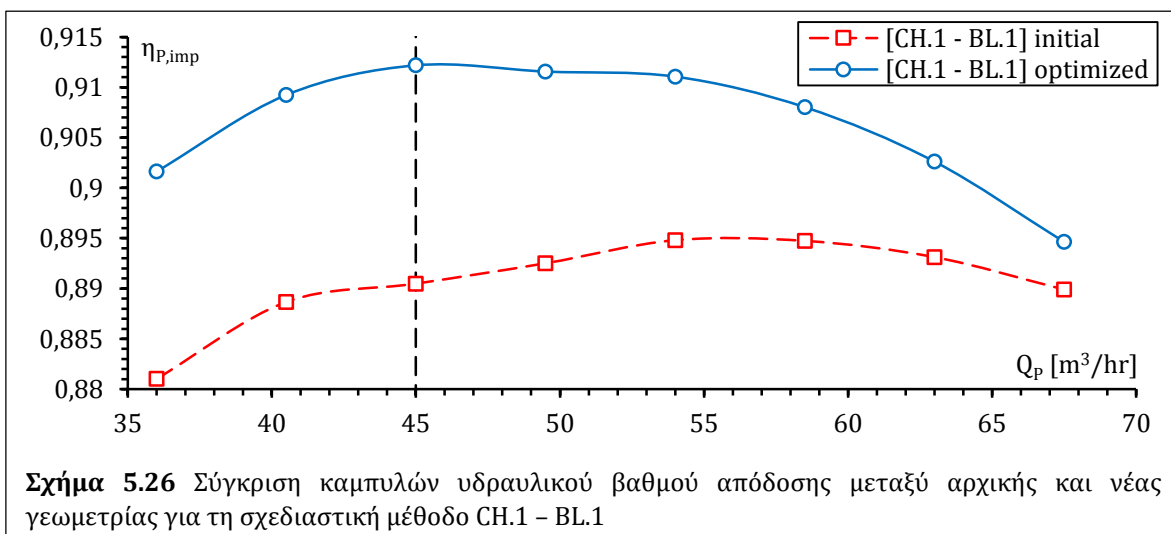
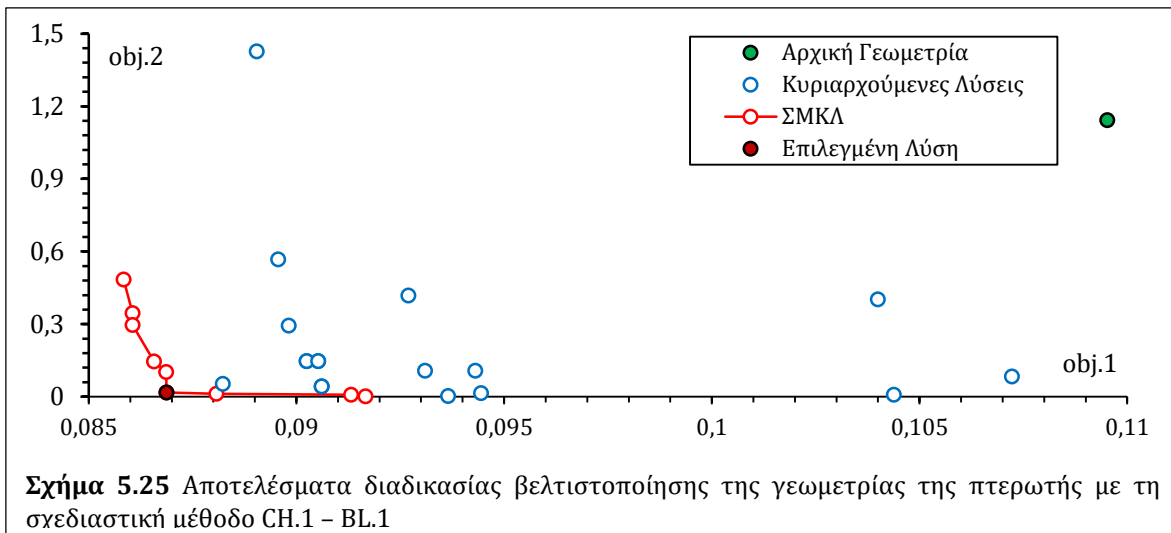
Ειδικότερα, η διαδικασία βελτιστοποίησης για τη μέθοδο παραμετρικού σχεδιασμού CH.1 – BL.1 διεξήχθη με 15 ελεύθερες παραμέτρους, για τη CH.1 – BL.2 με 18, για τη CH.2 – BL.1 με 20 και για τη CH.2 – BL.2 με 22, αναλόγως της πολυπλοκότητας και της στενής ή όχι συσχέτισης κάθε μεθόδου με τη θεωρία και τις εμπειρικές συσχετίσεις του Κεφ. 3.1.1, με τις υπόλοιπες σχεδιαστικές παραμέτρους να διατηρούν σταθερές τιμές οι οποίες επιέχτηκαν εμπειρικά, ώστε να διατηρείται η βασική μορφή της γεωμετρίας της πτερωτής. Στον Πιν. 5.5 φαίνονται τα βασικά γεωμετρικά μεγέθη των νέων πτερωτών, ενώ στα Σχ. 5.25 – 5.56 παρατίθενται διαδοχικά τα αποτελέσματα των διαδικασιών βελτιστοποίησης, η σύγκριση των καμπυλών λειτουργίας με βήμα παροχής $\delta Q_P = 2,5 \text{ m}^3/\text{hr}$, οι διαφοροποιήσεις μεταξύ αρχικής και τελικής γεωμετρίας και οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου σχετικής ταχύτητας στις εγκάρσιες τομές που άγονται από το μέσο του πλάτους εξόδου των νέων γεωμετριών για κάθε περίπτωση.

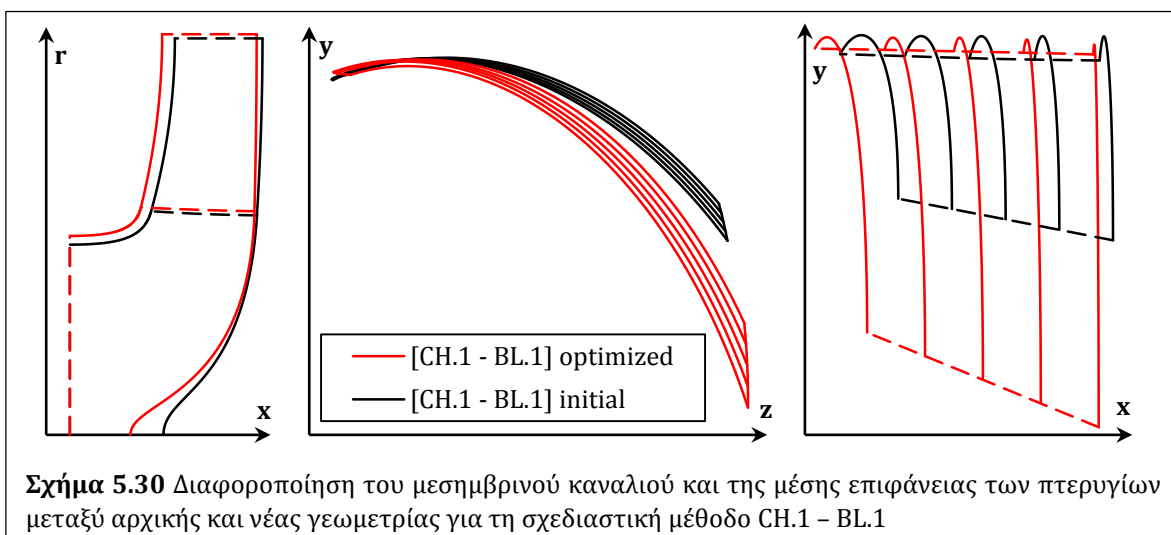
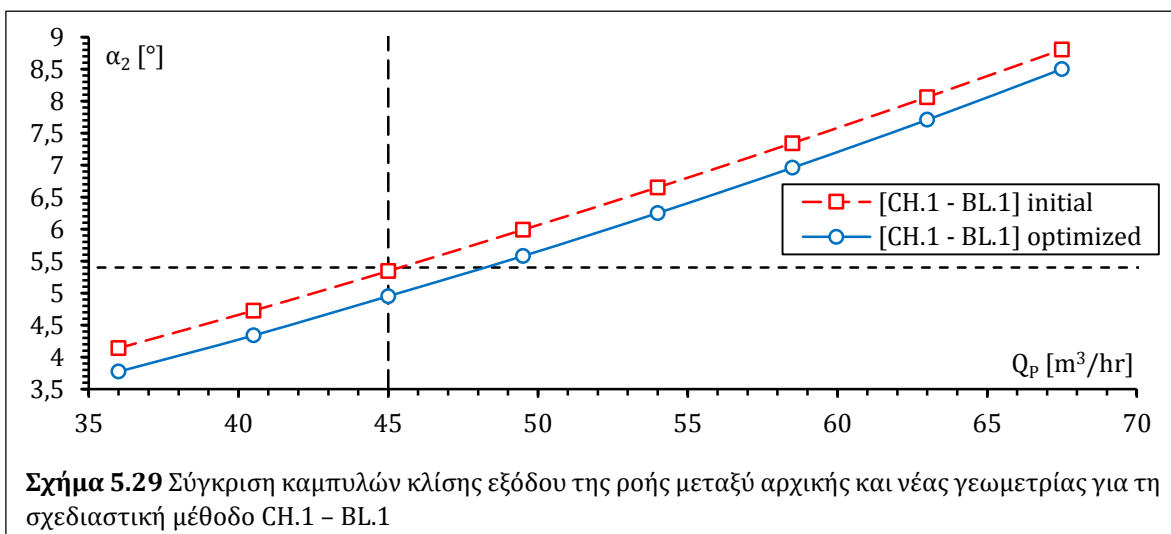
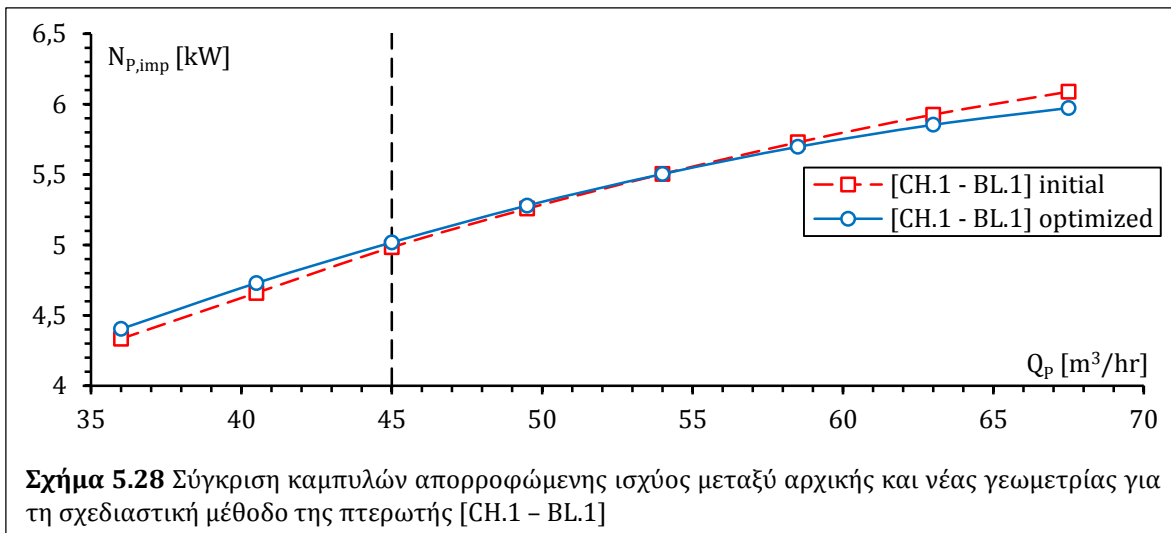
Από τα σύνολα μη κυριαρχούμενων λύσεων [ΣΜΚΛ, βλ., Κεφ. 4.5.1] των βελτιστοποιήσεων [Σχ. 5.24, 5.32, 5.40 & 5.48] αρχικά συμπεραίνεται η σχεδιαστική ευελιξία των 4 παραμετρικών μεθόδων, καθώς σε κάθε περίπτωση επιτυγχάνονται χαμηλές τιμές για τους στόχους obj.1 και obj.2 έναντι των αντιστοίχων σχεδιασμών αναφοράς. Επίσης, παρατηρείται και η θεωρητικά προβλεπόμενη μορφή και μονοτονία

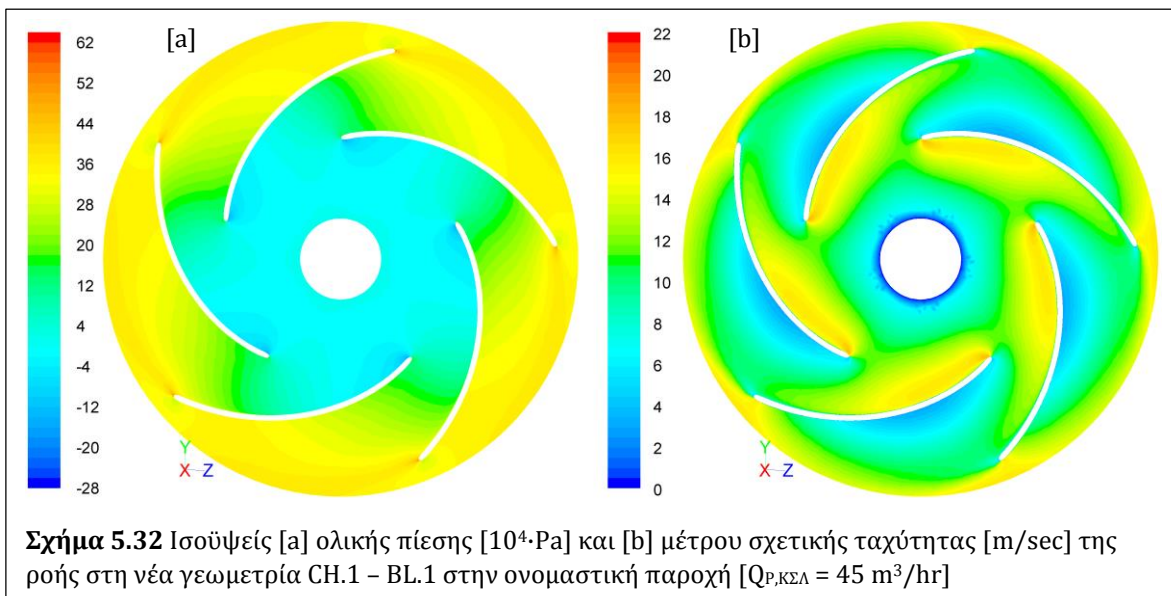
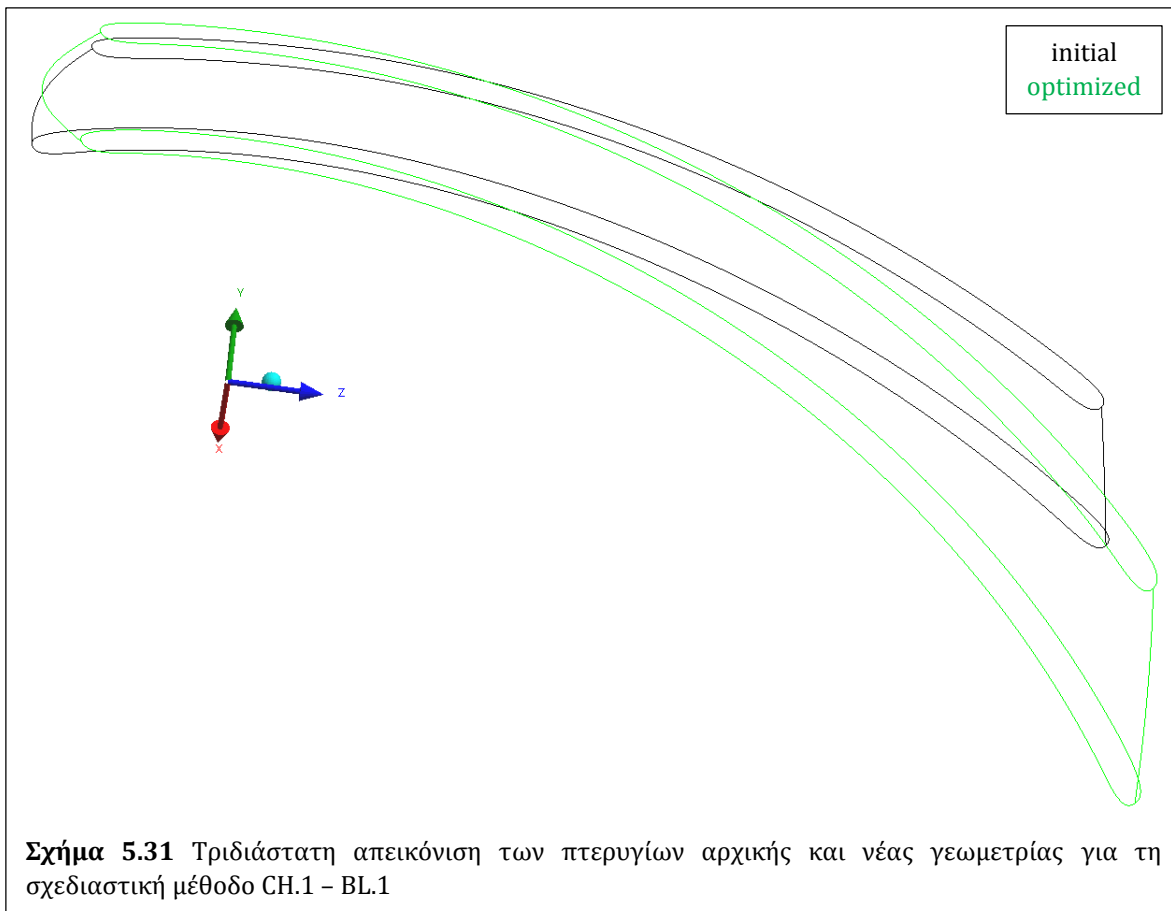
όλων των καμπυλών λειτουργίας. Ειδικότερα, στις καμπύλες του υδραυλικού βαθμού απόδοσης $\eta_{h,imp}$ [Σχ. 5.25, 5.32, 5.40 & 5.49] φαίνεται ότι οι υψηλότερες τιμές επιτυγχάνονται στην ονομαστική παροχή, ώστε οι νέες πτερωτές να ανταποκρίνονται στο ΚΣΛ του εξεταζόμενου σεναρίου για λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας, ενώ είναι εμφανής και η βελτίωση της απόδοσης ως προς τις αντίστοιχες γεωμετρίες αναφοράς. Η βελτίωση αυτή επιτυγχάνεται σε μεγάλο εύρος της παροχής εκατέρωθεν του ΚΣΛ για τις σχεδιαστικές μεθοδολογίες CH.1 – BL.1 [Σχ. 5.25] και CH.1 – BL.2 [Σχ. 5.32], ενώ για τις CH.2 – BL.1 [Σχ. 5.40] και CH.2 – BL.2 [Σχ. 5.49] η βελτίωση είναι μικρότερη και εντοπίζεται από το ΚΣΛ και δεξιότερα. Οι διαφορές αυτές στη βελτίωση είναι αντίστοιχες με τις αποστάσεις μεταξύ αρχικών σχεδιάσεων και των αντιστοιχών ΣΜΚΛ σε κάθε διαδικασία βελτιστοποίησης.

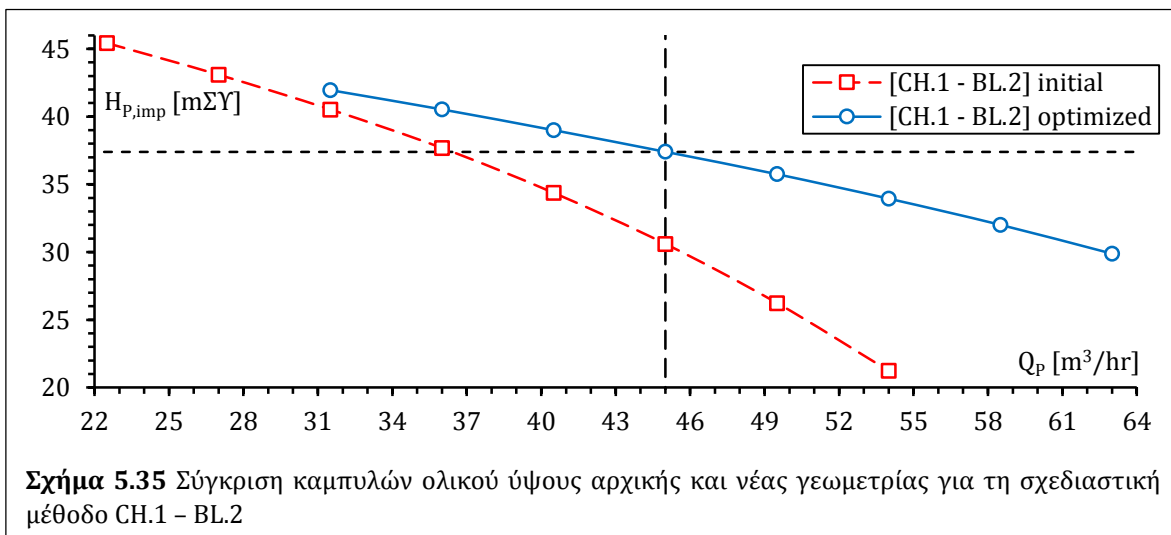
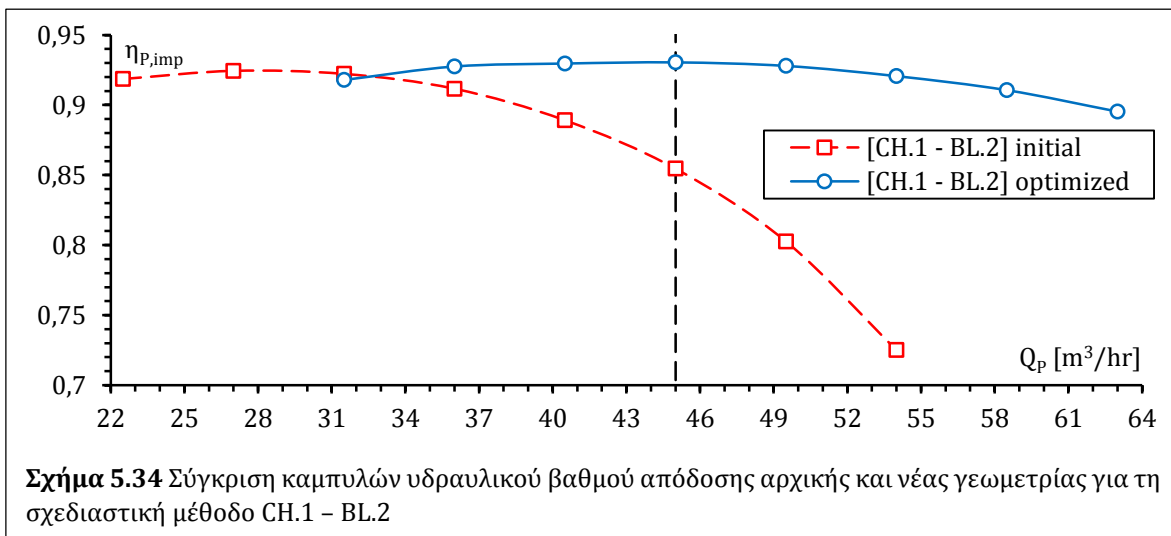
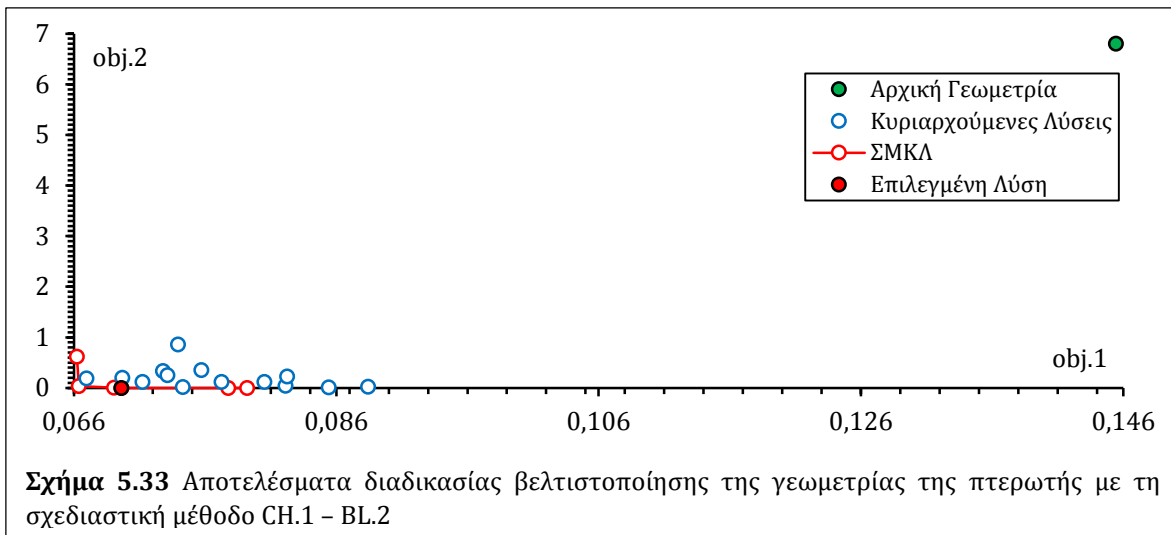
Επίσης, οι καμπύλες ολικού ύψους $H_{h,imp}$ δείχνουν αρκετά καλή προσέγγιση με τη ζητούμενη τιμή $H_P + \delta H_{P,spc} = 37,4$ mΣΥ. Ειδικότερα, για τις μεθόδους CH.1 – BL.1 [Σχ. 5.27] και CH.1 – BL.2 [Σχ. 5.35] φαίνεται και η μεγάλη απόκλιση των αρχικών γεωμετριών ως προς το ολικό ύψος, καθώς και οι μικρότερες κλίσεις των καμπυλών, ενώ για τις CH.2 – BL.1 [Σχ. 5.43] και CH.2 – BL.2 [Σχ. 5.51] οι μεταβολές αυτές είναι μικρές, αφού οι αντίστοιχες αρχικές γεωμετρίες συμβαίνει να βρίσκονται ήδη αρκετά κοντά στο στόχο. Οι καμπύλες απορροφώμενης ισχύος $N_{P,imp}$ [Σχ. 5.28, 5.36, 5.44 & 5.52] των βέλτιστων γεωμετριών έχουν μορφή αρκετά κοντά σε αυτές των πτερωτών αναφοράς, με εξαίρεση αυτή της σχεδιαστικής μεθόδου CH.1 – BL.2, όπου η ισχύς της βέλτιστης γεωμετρίας είναι υψηλότερη σε όλο το εξεταζόμενο εύρος παροχών. Ακόμα, από τις καμπύλες της κλίσης εξόδου α_2 [Σχ. 5.29, 5.37, 5.45 & 5.53] παρατηρείται ότι οι συνθήκες εξόδου της ροής στις νέες πτερωτές έχουν πολύ μικρές διαφορές έναντι των αρχικών σε όλες τις περιπτώσεις, ενώ η μέγιστη παρατηρούμενη απόκλιση από τις συνθήκες αναφοράς που λήφθηκαν για το σπειροειδές κέλυφος αναφοράς είναι μικρότερη από $0,5^\circ$.

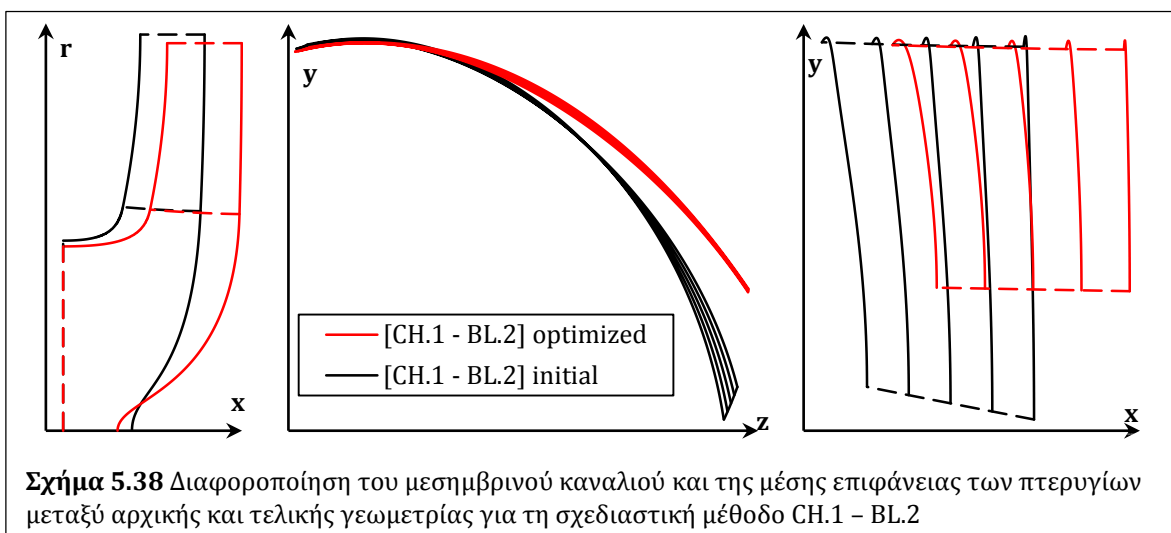
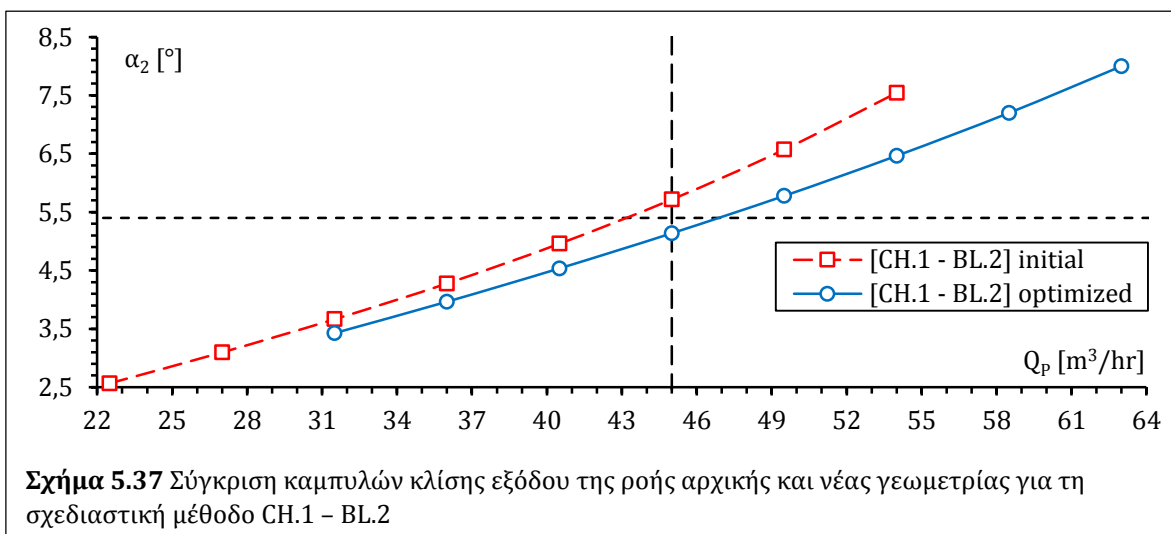
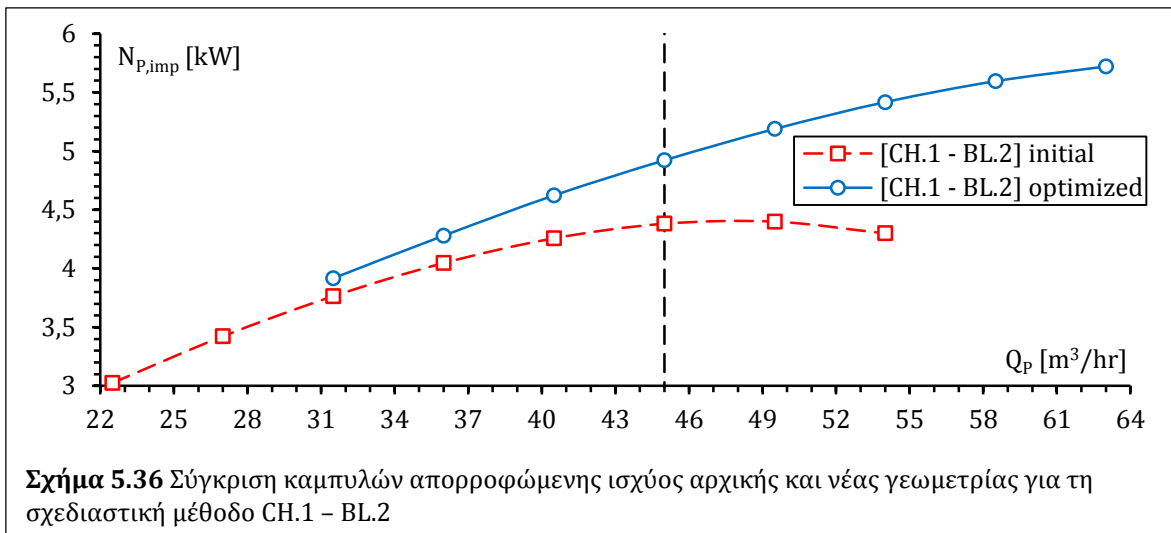
Περαιτέρω, στα Σχ. 5.30, 5.38, 5.46 και 5.54 παρουσιάζονται οι διαφορές στον σχεδιασμό του μεσημβρινού καναλιού και της μέσης επιφάνειας των πτερυγίων μεταξύ αρχικών και βέλτιστων γεωμετριών πτερωτής. Αυτές είναι μικρές σε ό,τι αφορά τα μεσημβρινά κανάλια, εκτός της περίπτωσης CH.1 – BL.2, όπου η νέα πτερωτή έχει σημαντικά μεγαλύτερο αξονικό μήκος [Σχ. 5.38]. Ακόμα, το μέσο μήκος των πτερυγίων και η γωνία κλίσης της ακμής εκφυγής των νέων γεωμετριών είναι μικρότερα από τα αντίστοιχα των αρχικών, πλην της περίπτωσης CH.1 – BL.1 [Σχ. 5.30]. Οι διαφορές αυτές στις γεωμετρίες των πτερυγίων φαίνονται ανάγλυφα σε τριδιάστατη απεικόνιση στα Σχ. Σχ. 5.31, 5.39, 5.47 και 5.55.

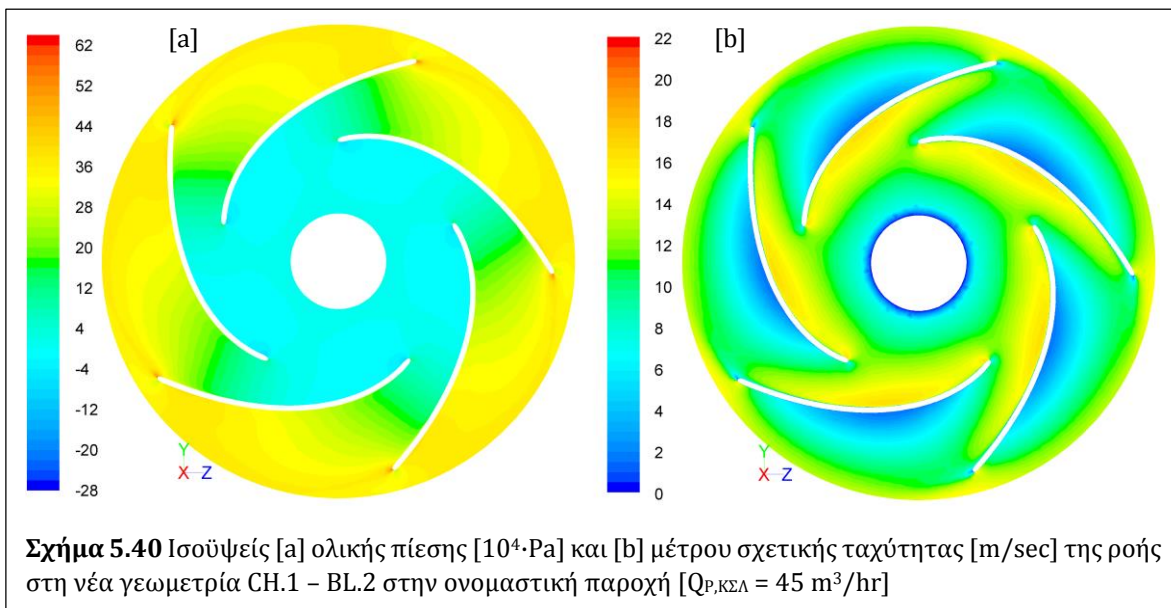
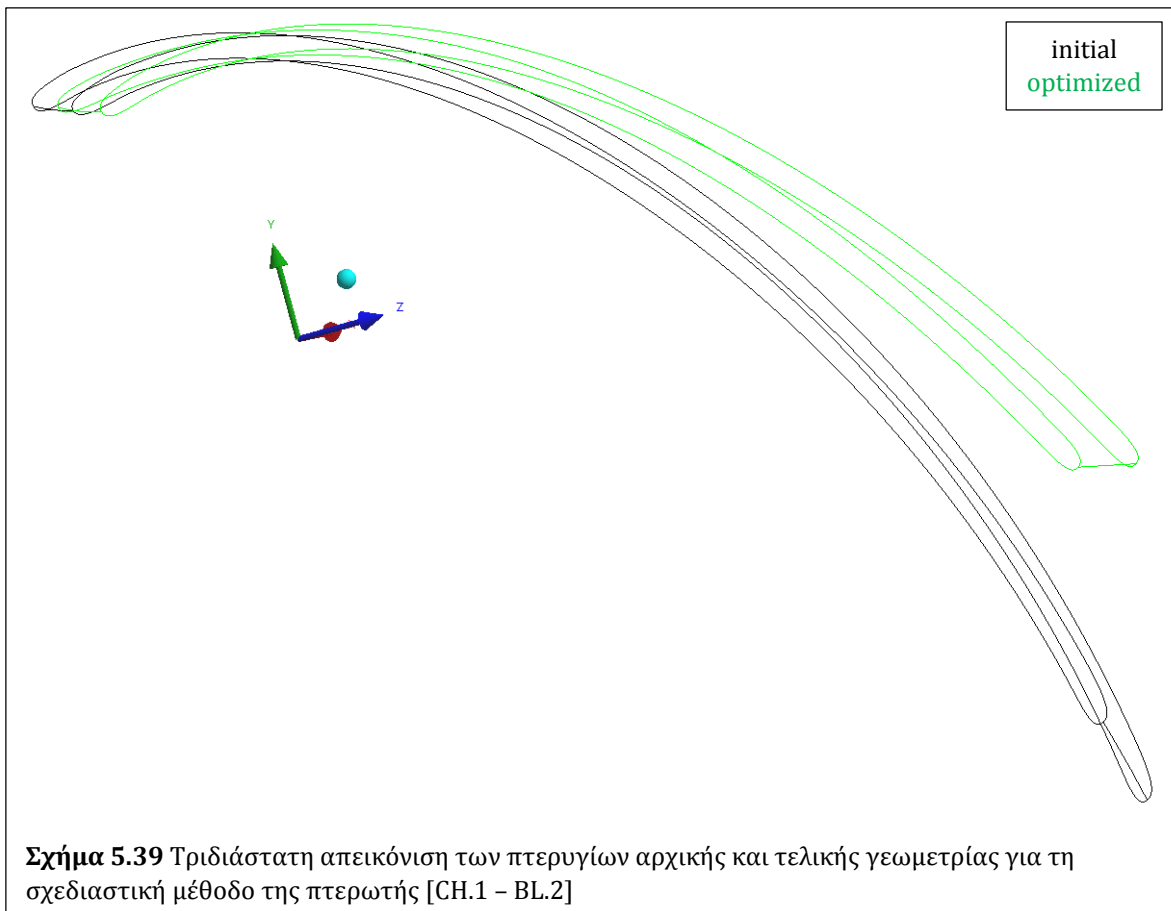


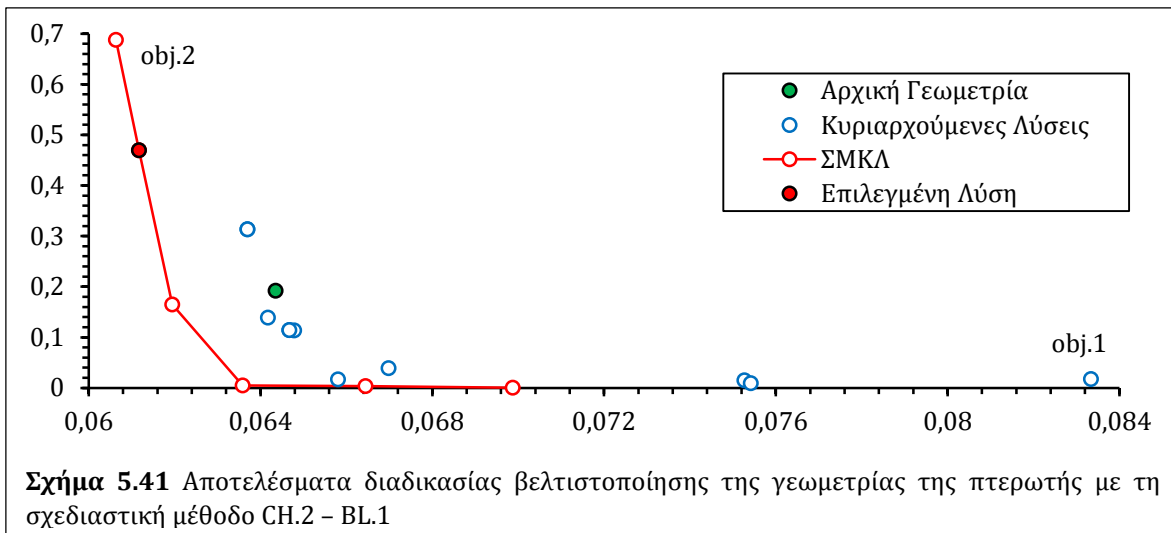




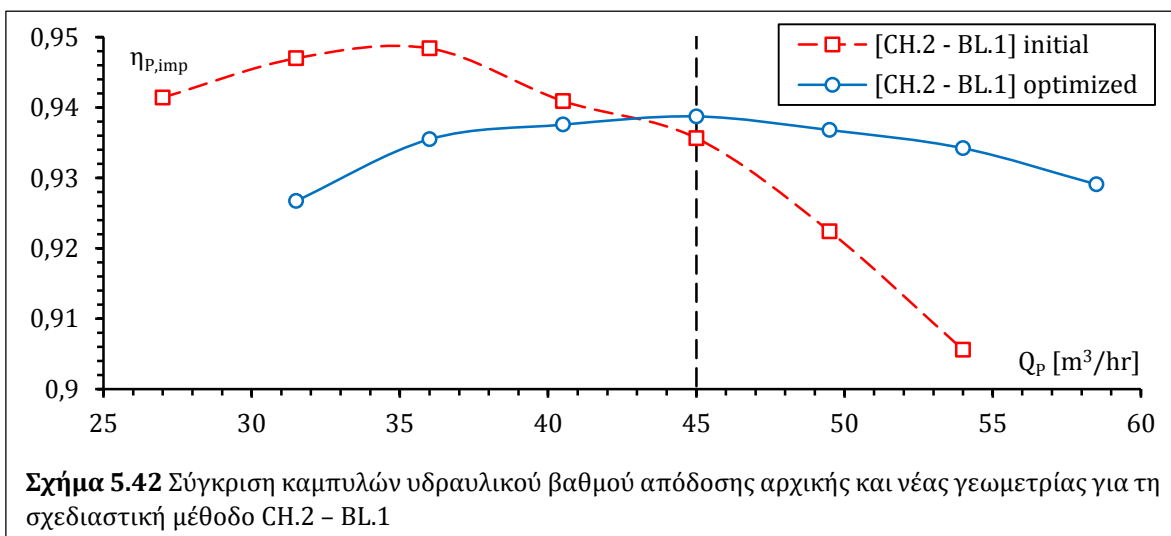




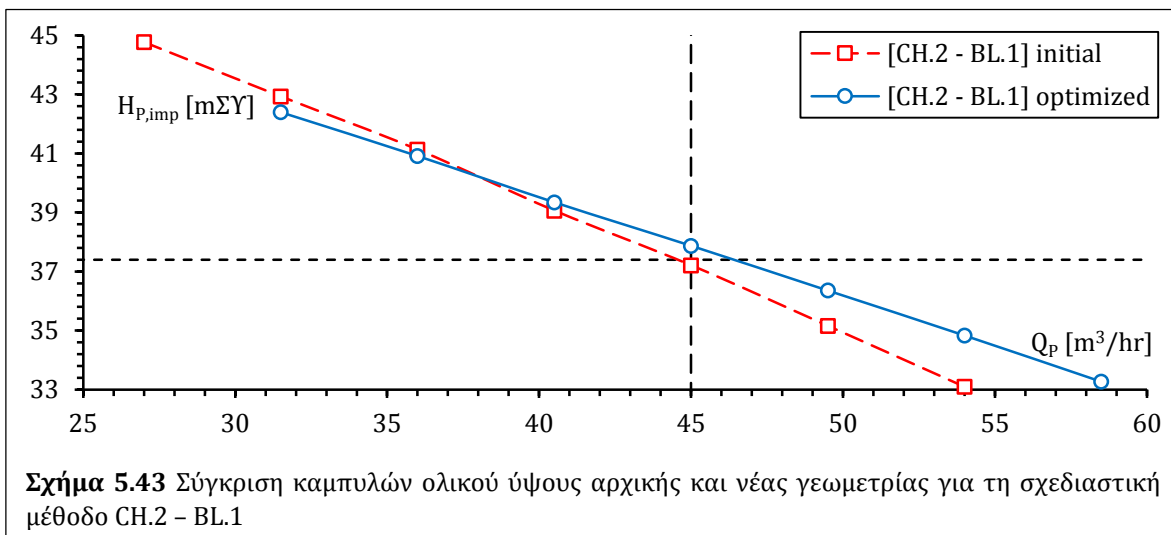




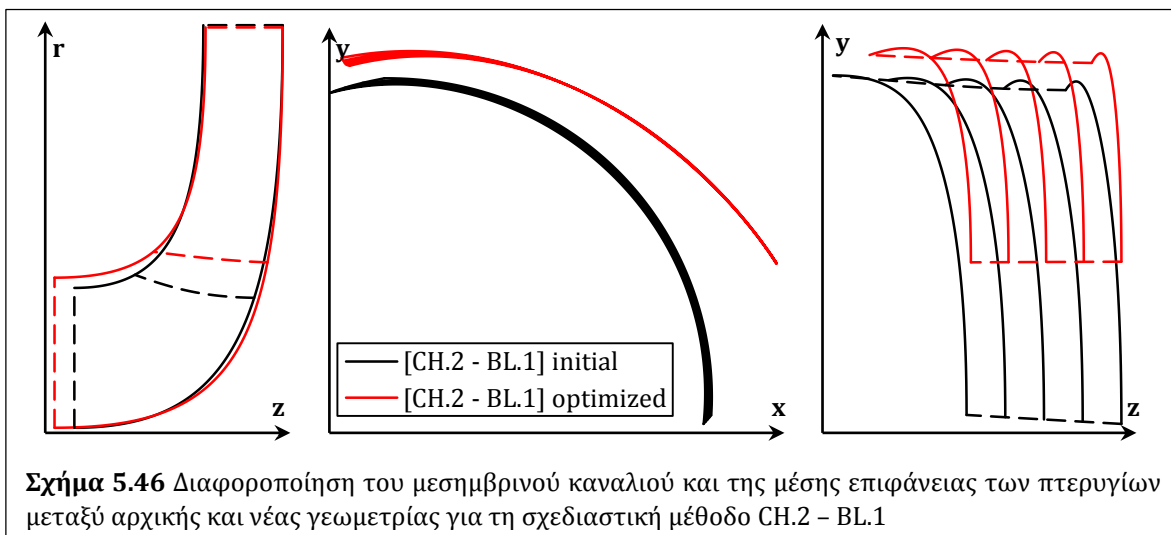
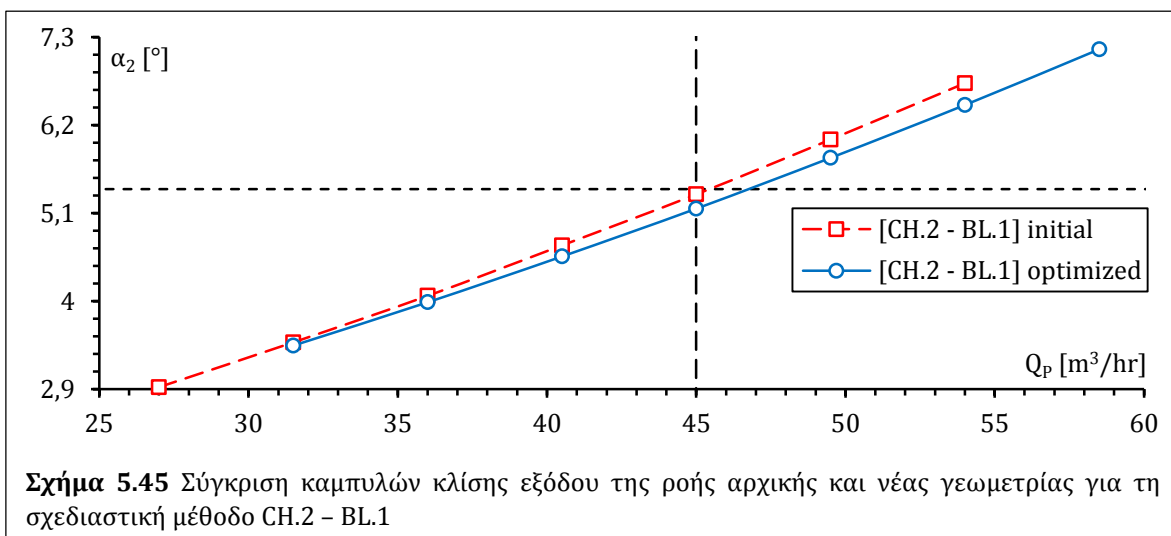
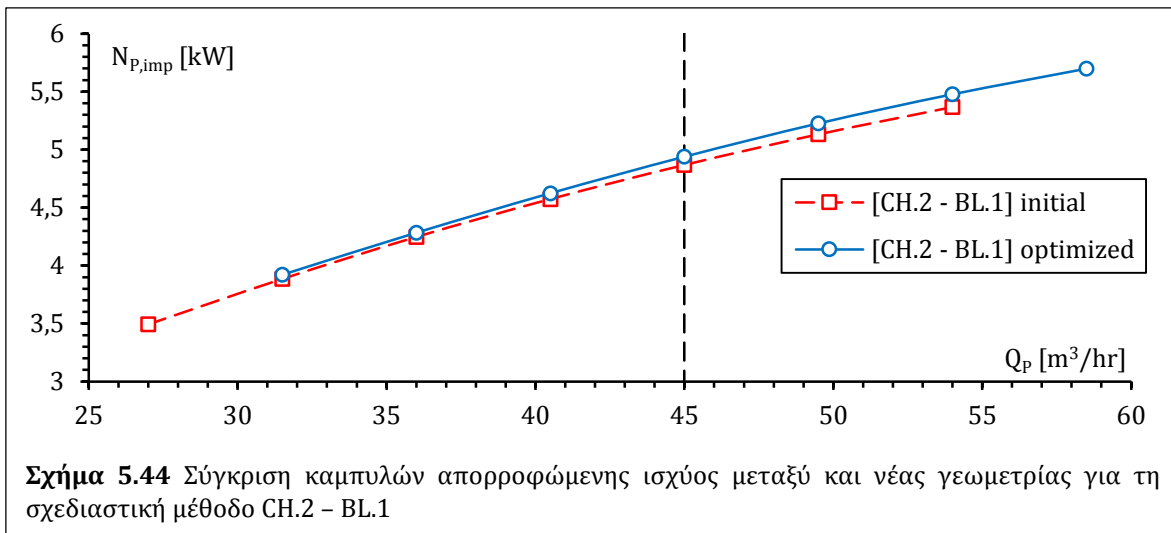
Σχήμα 5.41 Αποτελέσματα διαδικασίας βελτιστοποίησης της γεωμετρίας της περωτής με τη σχεδιαστική μέθοδο CH.2 - BL.1

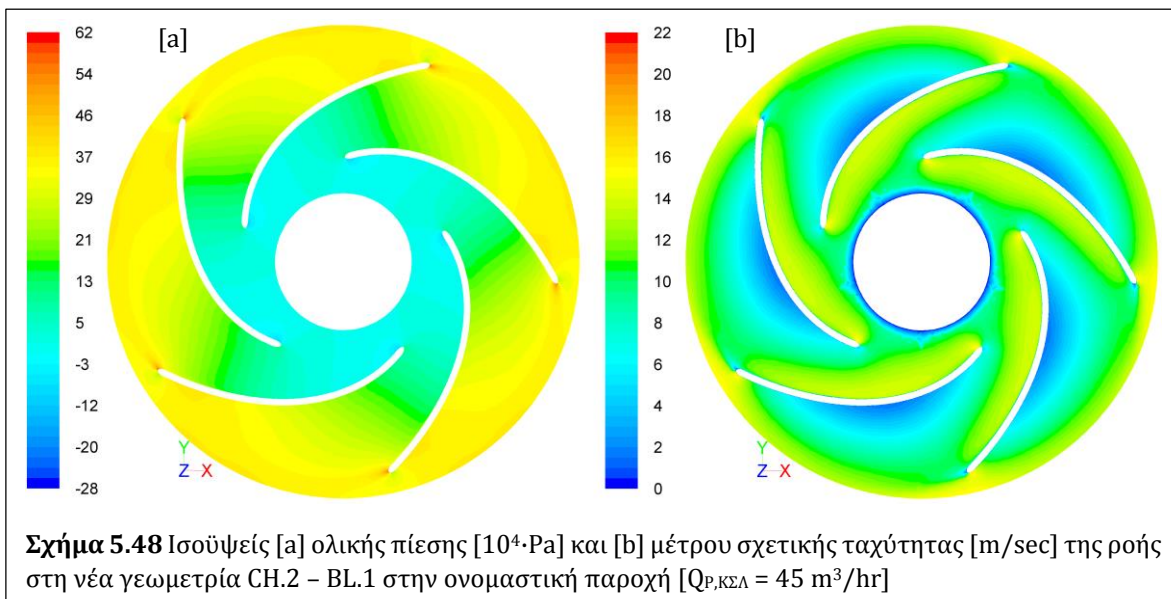
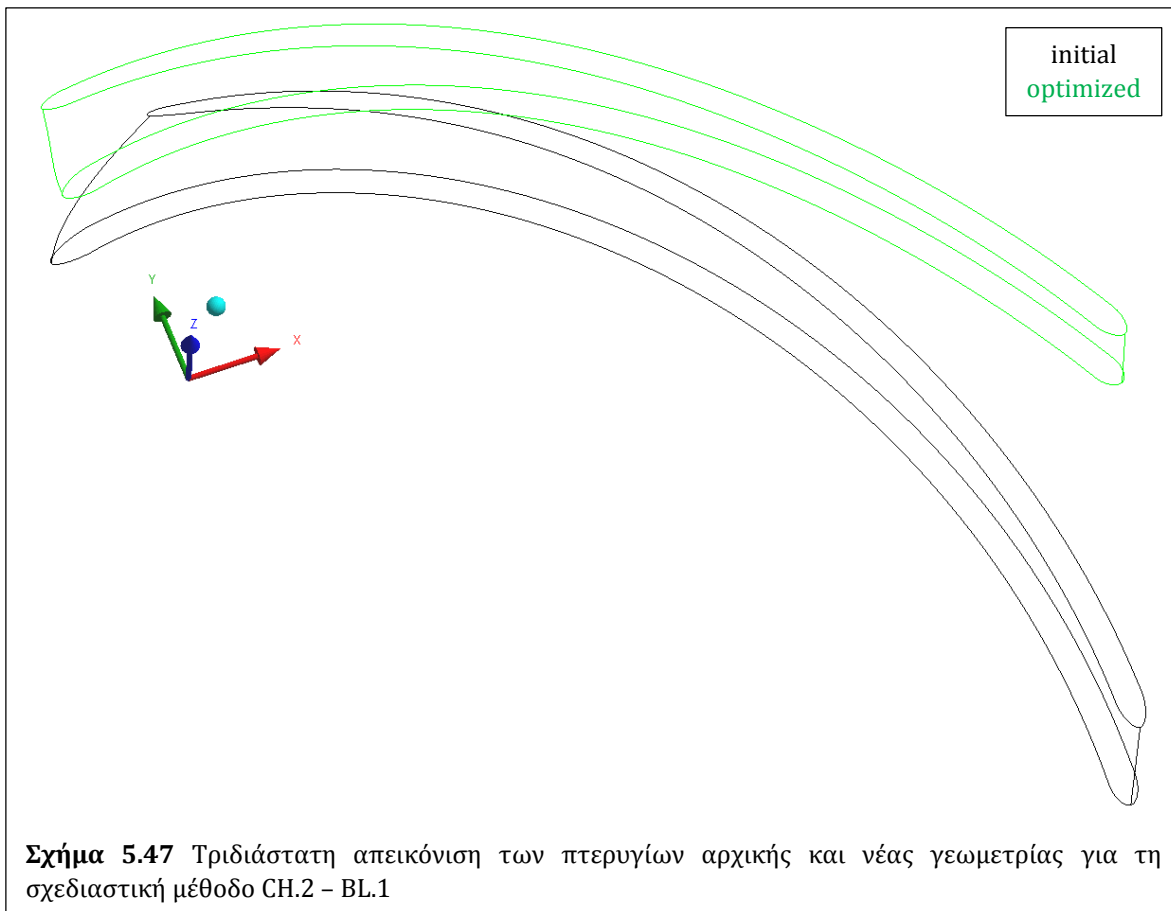


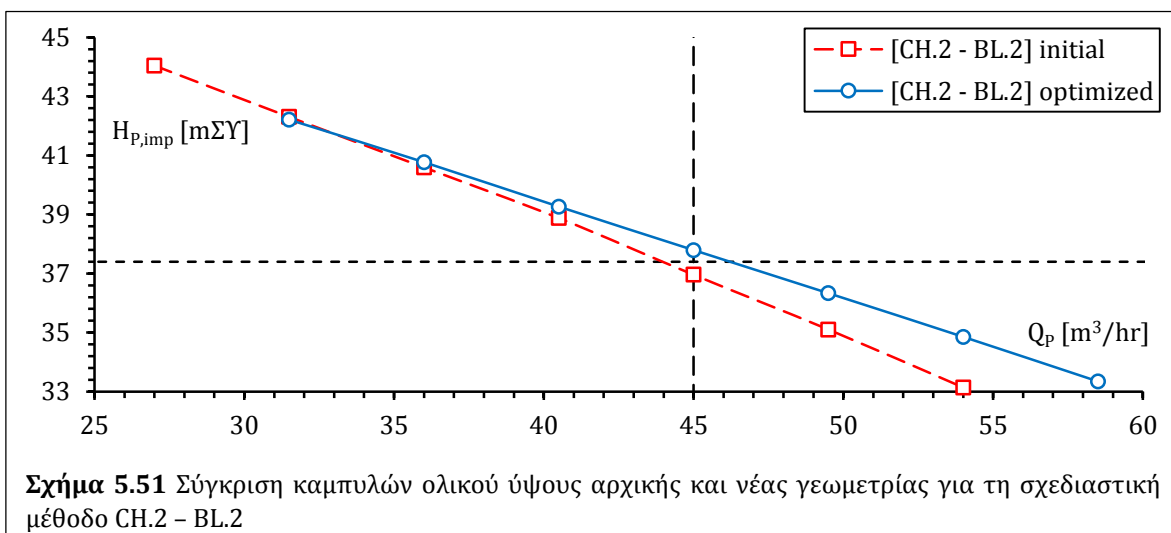
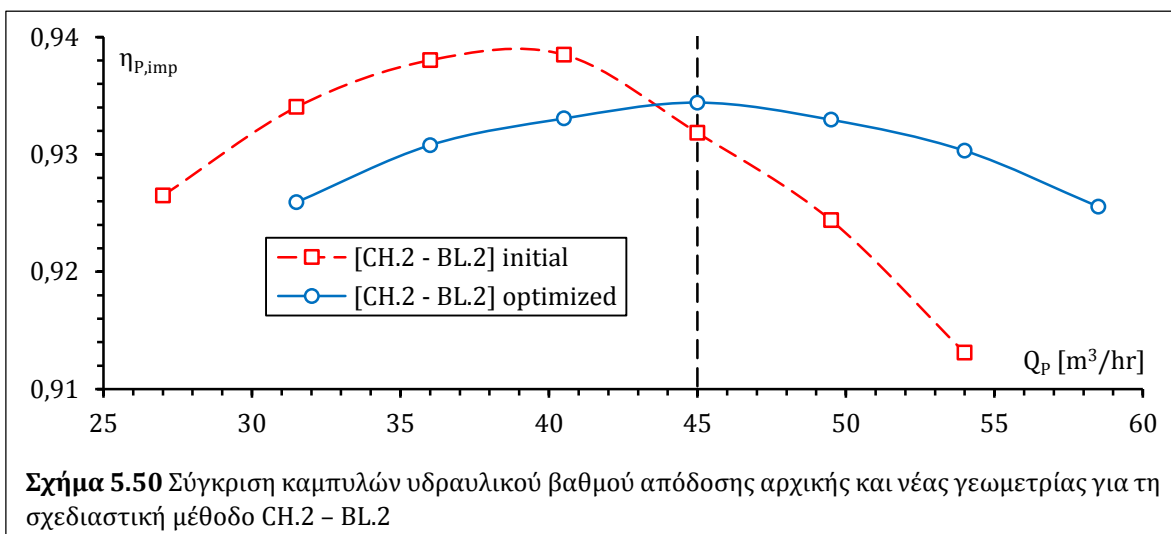
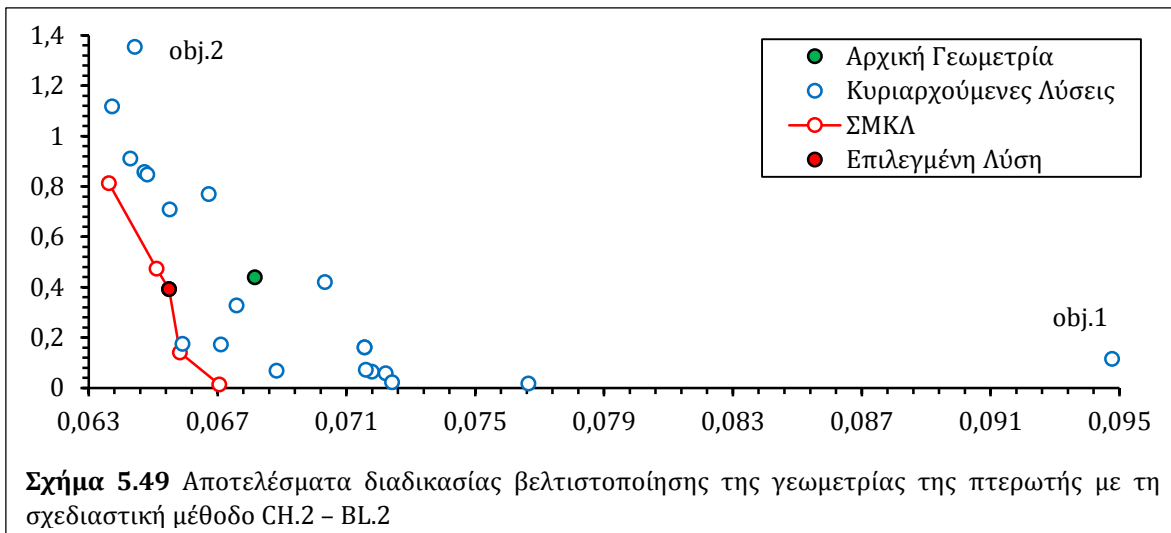
Σχήμα 5.42 Σύγκριση καμπυλών υδραυλικού βαθμού απόδοσης αρχικής και νέας γεωμετρίας για τη σχεδιαστική μέθοδο CH.2 - BL.1

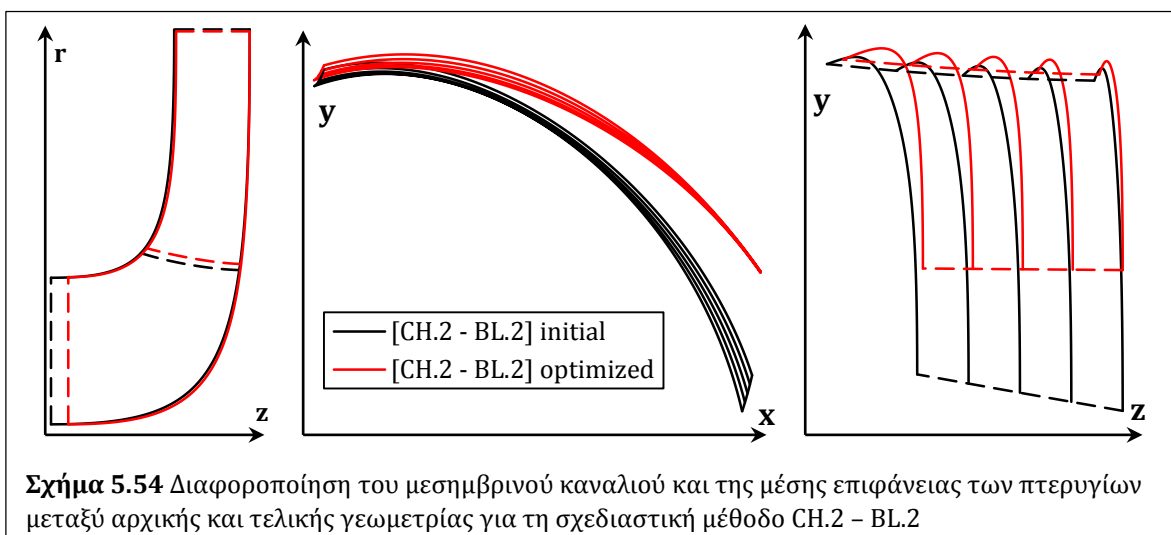
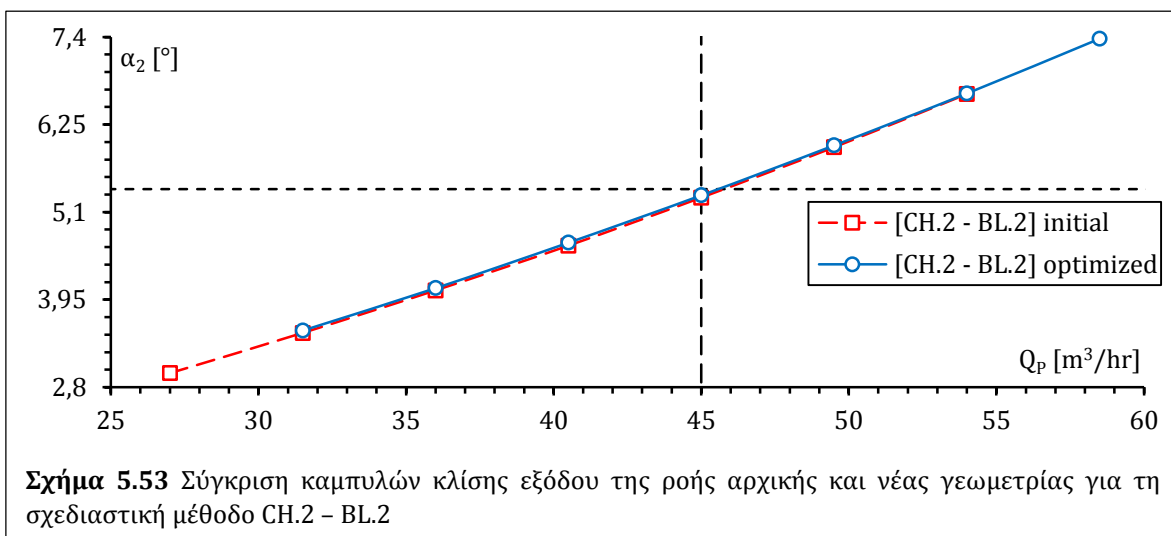
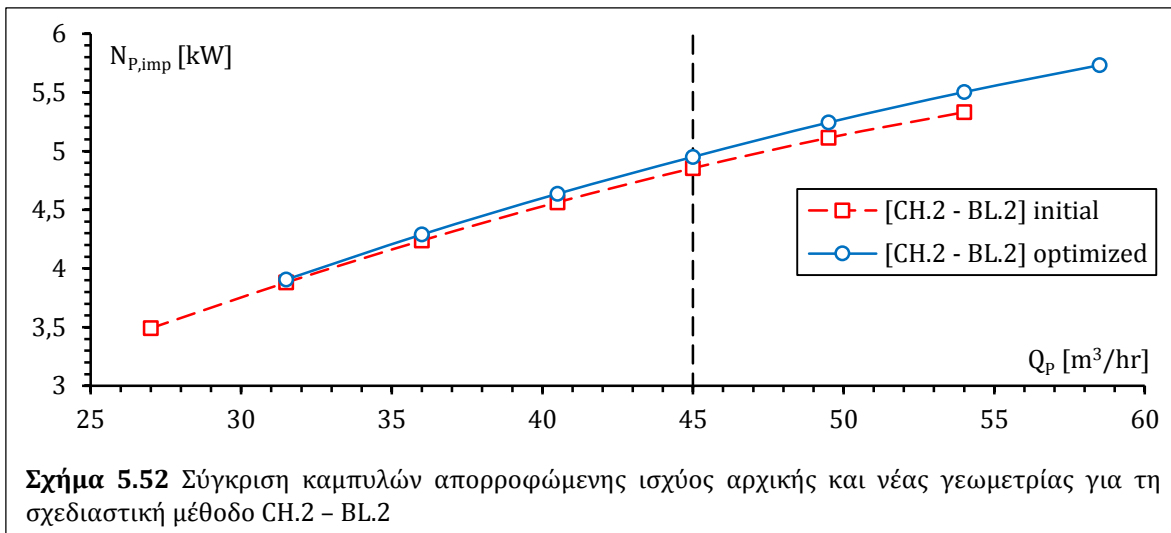


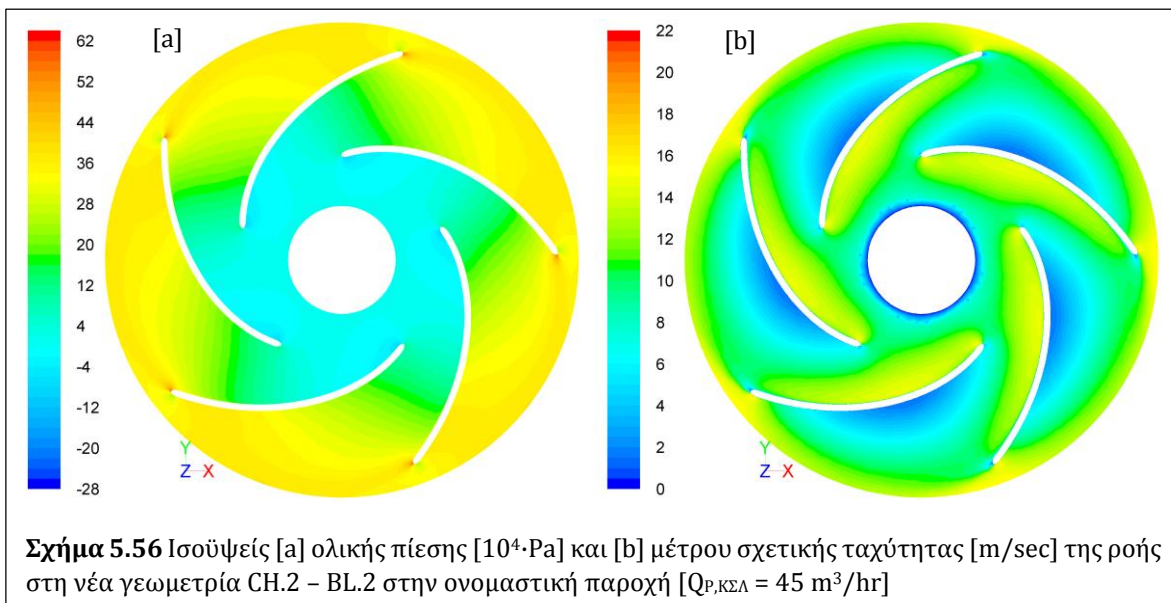
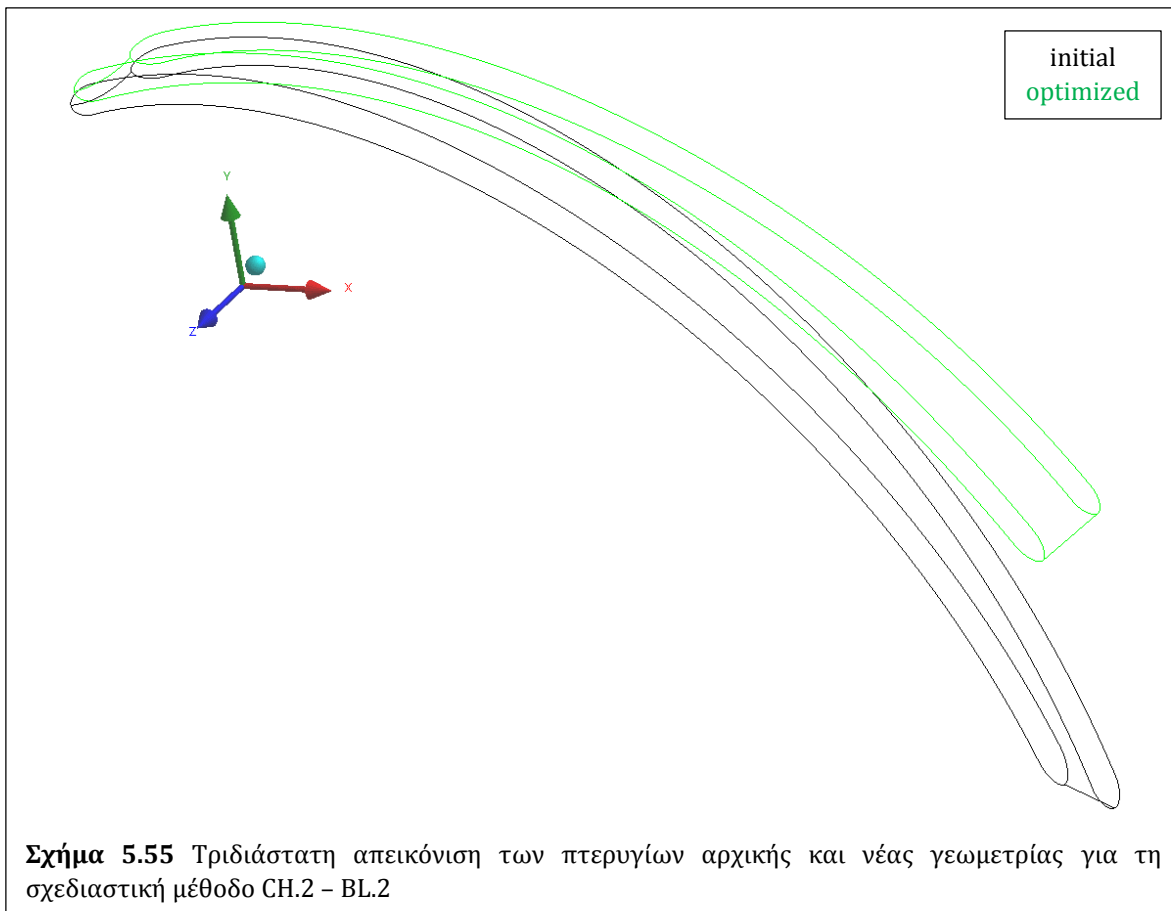
Σχήμα 5.43 Σύγκριση καμπυλών ολικού ύψους αρχικής και νέας γεωμετρίας για τη σχεδιαστική μέθοδο CH.2 - BL.1





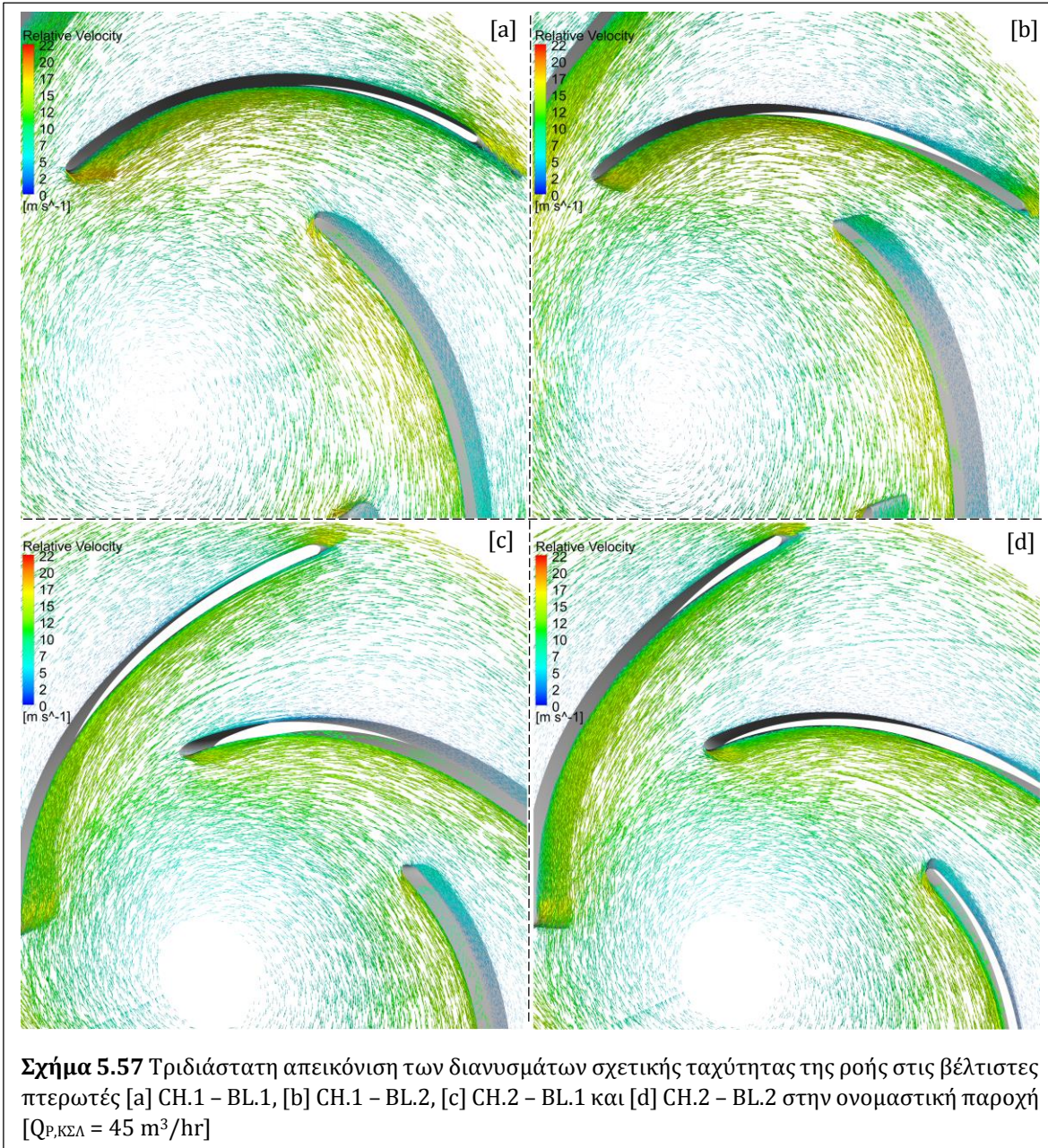






Πίνακας 5.4 Γεωμετρικά μεγέθη και διαστασιολόγηση των τελικών σχεδιάσεων της περωτής

Σχεδιαστική Μέθοδος	z	β_2 [°]	β_1 [°]	b ₂ [m]	r ₂ [m]	r _{1,m} [m]	$\theta_{cov,m}$ [°]
[CH.1 - BL.1]	5	25,37	14,41	0,0099	0,086	0,0481	86,51
[CH.1 - BL.2]	5	33,62	15,05	0,0106	0,083	0,0466	93,31
[CH.2 - BL.1]	5	32,24	18,70	0,0101	0,084	0,0412	95,61
[CH.2 - BL.2]	5	32,26	18,49	0,0101	0,084	0,0411	88,46



Τα ενδεικτικά γεωμετρικά μεγέθη των νέων περωτών παρουσιάζονται στον Πιν. 5.4 και συγκρίνονται με αυτά των περωτών αναφοράς του Πιν. 5.1. Ειδικότερα, ιδιαίτερα

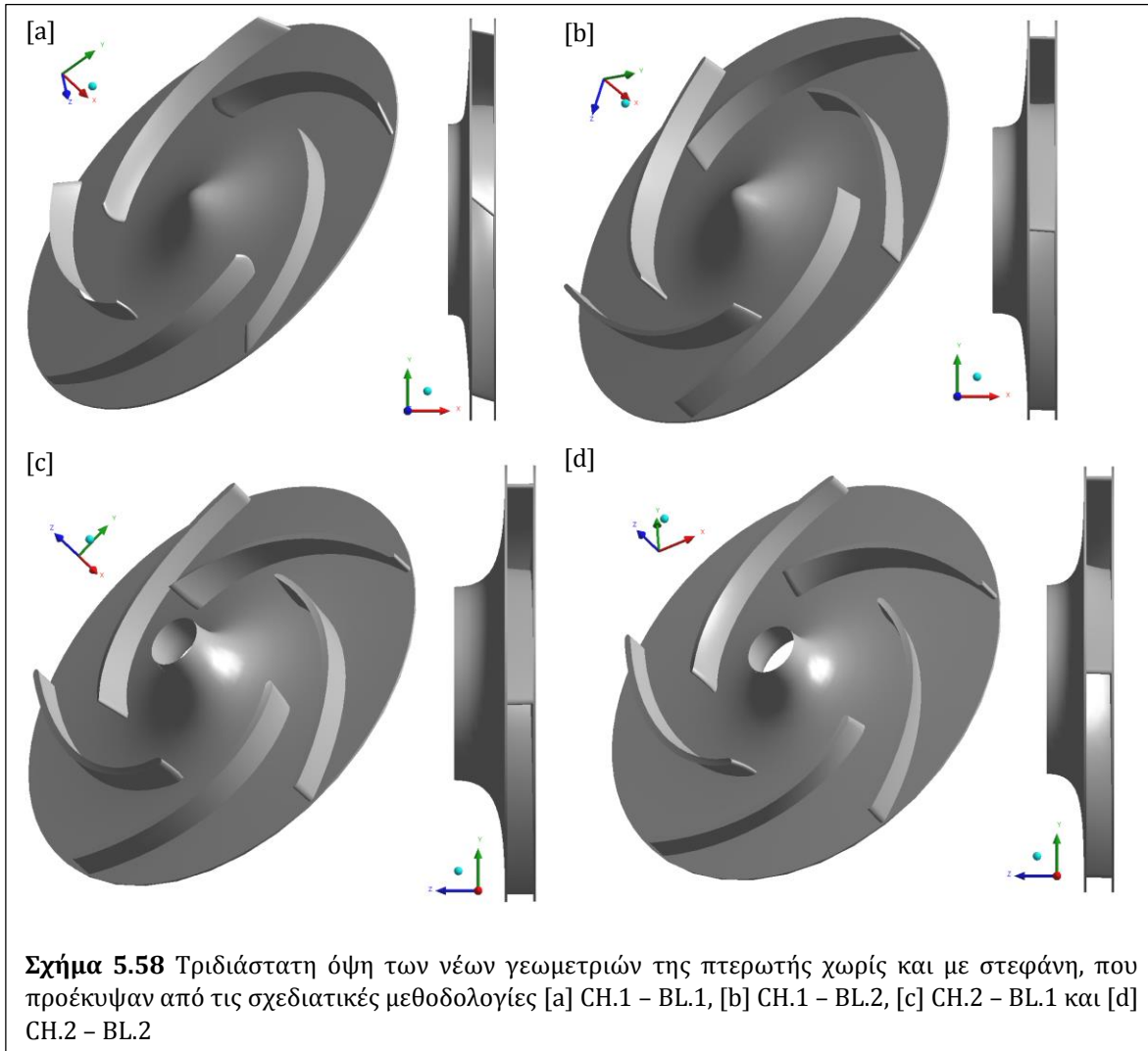
μικρές προκύπτουν οι διαφορές των αντιστοιχών γεωμετριών ως προς το πλάτος b_2 και την ακτίνα εξόδου r_2 , επιβεβαιώνοντας την αρχική, κοινή εκτίμηση των απωλειών $\delta H_{P,spc}$ για όλες τις περιπτώσεις. Ακόμα, οι μέσες γωνίες στροφής θ_{cov} των νέων πτερωτών συγκλίνουν στο εύρος $\sim 86,5^\circ - 95,5^\circ$ δίνοντας έτσι γωνίες επικάλυψης θ_{ep} μικρότερες από τις εμπειρικά προβλεπόμενες στο Κεφ. 2.3.4. Στον ίδιο πίνακα παρατηρείται ότι οι νέες πτερωτές των μεθόδων CH.1 – BL.1 και CH.1 – BL.2, εμφανίζουν αρκετά μικρότερες β_1 και κατ' επέκταση μεγαλύτερες r_1 από τις αντίστοιχες των CH.2 – BL.1 και CH.2 – BL.2. Οι διαφορές αυτές αποδίδονται στις εν γένει διαφορετικές σχεδιαστικές προσεγγίσεις των αξονοσυμμετρικών καναλιών των πτερωτών, και ειδικότερα στην πιο ελεύθερη παραμετρική δαιμόρφωση της περιοχής εισόδου που υιοθετεί η σχεδιαστική μεθοδολογία CH.2 [Κεφ. 3.1.2.2].

Οι απεικονίσεις των ισοϋψών ολικής πίεσης και μέτρου σχετικής ταχύτητας των νέων πτερωτών [Σχ. 5.32, 5.40, 5.48 & 5.56] έχουν αρκετά όμοια μορφή, ενώ συγκρινόμενες με τις αντίστοιχες των γεωμετριών αναφοράς [Σχ. 5.11 – 5.14], δείχνουν σε όλες τις περιπτώσεις ομαλότερες διανομές της ολικής πίεσης, καθώς και μικρότερες αυξομειώσεις της ταχύτητας μεταξύ διαδοχικών πτερυγίων, με αποτέλεσμα να επιτυγχάνεται καλύτερη οδήγηση της ροής και να αποφεύγονται κατά το δυνατό απότομες κλίσεις του πεδίου ταχυτήτων, οδηγώντας σε μικρότερες υδραυλικές απώλειες. Και πάλι, ειδική μνεία γίνεται στη διαφορά των πεδίων ροής μεταξύ αρχικής και νέας πτερωτής CH.1 – BL.2 [Σχ. 5.11 & 5.40 αντιστοίχως], όπου οι διαφορές είναι εντονότερες.

Τέλος, τα τριδιάστατα διανύσματα σχετικής ταχύτητας των νέων πτερωτών [Σχ. 5.57] συγκρίνονται με τα αντίστοιχα των αρχικών γεωμετριών [Σχ. 5.15]. Αρχικά, παρατηρείται ότι η ροή εισέρχεται ομαλά στις νέες πτερωτές, ακολουθώντας την κλίση των ακμών προσβολής, μειώνοντας έτσι τις απώλειες κρούσης λόγω απόκλισης που εμφανίζονται στις αρχικές γεωμετρίες και ειδικότερα στις CH.1 – BL.1 και CH.1 – BL.2. Επίσης, η ταχύτητα εμφανίζεται ελαφρώς αυξημένη στις πλευρές υπερίπωσης των νέων γεωμετριών CH.1 – BL.2, CH.2 – BL.1 και CH.2 – BL.2, αποκαθιστώντας έτσι τη σχετική ανομοιομορφία που εντοπίζεται στις αντίστοιχες αρχικές γεωμετρίες.

Στο Σχ. 5.58 παρουσιάζονται σε τριδιάστατη απεικόνιση οι νέες γεωμετρίες της πτερωτής. Όπως γίνεται εμφανές από την παραπάνω ανάλυση και ειδικότερα στα Σχ. 5.30, 5.38, 5.46 και 5.54, οι 4 νέες γεωμετρίες που προέκυψαν από τις αντίστοιχες διαδικασίες βελτιστοποίησης έχουν μεταξύ τους διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά. Οι διαφορές αυτές οφείλονται πρωτίστως στη διαφορετική μοντελοποίηση που χρησιμοποιούν οι επιμέρους σχεδιαστικές μεθοδολογίες και δευτερευόντως σε ενδεχόμενη μη πλήρη σύγκλιση των διαδικασιών βελτιστοποίησης, μιας και σε όλες τις περιπτώσεις τέθηκε το ίδιο, σχετικά μικρό πλήθος αξιολογήσεων, προκειμένου να μειωθεί ο απαιτούμενος υπολογιστικός χρόνος για την εξαγωγή αποτελεσμάτων. Έχει ιδιαίτερη σημασία να σημειωθεί εδώ ότι γενικά η μορφή των

πτερυγίων, πέραν των σχετικών σχεδιαστικών παραμέτρων, επηρεάζεται περαιτέρω από τη διαφοροποίηση της χάραξης του μεσημβρινού καναλιού, καθιστώντας έτσι δύσκολη τη σύγκριση των γεωμετριών της πτερωτής ανά δύο



Οι διαφορές εντοπίζονται κυρίως στην καμπυλότητα της πλήμνης και της στεφάνης, το αξονικό μήκος του μεσημβρινού καναλιού, καθώς και στο μήκος των πτερυγίων και τη μεσημβρινή διανομή της κλίσης και της στρεβλότητας σε αυτά. Ειδικότερα, αναφορικά με το μεσημβρινό κανάλι, στις σχεδιαστικές μεθοδολογίες CH.1 – BL.1 και CH.1 – BL.2 φαίνεται η σημασία της διαμόρφωσης του βολβού [βλ. Κεφ. 3.1.2.1], ο οποίος έχει αρκετά διαφορετική μορφή και στις δύο νέες γεωμετρίες έναντι των αρχικών, ενώ στις CH.2 – BL.1 και CH.2 – BL.2 η κύρια διαφοροποίηση εντοπίζεται στη χάραξη της καμπύλης εισόδου. Ενδεικτικές των παραπάνω είναι οι σημαντικές διαφορές $r_{1,m}$ και $\beta_{1,m}$ μεταξύ των νέων γεωμετριών που προέρχονται από διαφορετική σχεδιαστική μέθοδο για το μεσημβρινό κανάλι, με τις CH.1 – BL.1 και CH.1 – BL.2 να

έχουν μεγαλύτερες ακτίνες και μικρότερες κλίσεις εισόδου έναντι των CH.2 – BL.1 και CH.2 – BL.2.

Σε ό,τι αφορά τη μορφή των πτερυγίων, ο καθορισμός της διανομής της κλίσης κατά το μεσημβρινό μήκος που υιοθετείται στις μεθοδολογίες CH.1 – BL.1 και CH.2 – BL.1 [βλ. Κεφ. 3.1.3.1] περιορίζει τη δυνατότητα μεταβολής του μήκους και της καμπυλότητάς τους, καθώς και τη διανομή της στρεβλότητας, ενώ στις CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2 δίνεται μεγαλύτερη ελευθερία στη διαμόρφωση της μέσης επιφάνειας [βλ. Κεφ. 3.1.3.2]. Η διαφορά αυτή επιτείνεται για μεγαλύτερες τιμές της ακτίνας εισόδου, καθώς έτσι μειώνεται το μήκος των σχεδιαστικών καμπυλών το οποίο εισάγεται στη διανομή της κλίσης. Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, οι ακραίες διαφορές των μέσων γωνιών στροφής των αρχικών γεωμετριών εξομαλύνθηκαν σε μικρό εύρος [86,5° – 95,5°] στις νέες πτερωτές. Ακόμα, σε όλες τις περιπτώσεις, οι μέσες επιφάνειες των πτερυγίων των νέων γεωμετριών εμφανίζουν εντονότερη καμπυλότητα προς την ακμή προσβολής, ενώ, πλην της CH.1 – BL.1, οι νέες ακμές εκφυγής προέκυψαν με ελάχιστη γωνία κλίσης, δηλαδή σχεδόν κάθετες στην κυλινδρική επιφάνεια εξόδου της ροής.

Συμπερασματικά, εξετάζοντας την εφαρμογή των 4 συνδυαστικών παραμετρικών μεθοδολογιών που αναπύχθηκαν στο Κεφ. 3 σε διαδικασίες βελτιστοποίησης για την επίτευξη του ίδιου αντλητικού ΚΣΛ, τα αποτελέσματα έδειξαν σε όλες τις περιπτώσεις ικανοποιητική επίτευξη των τιθέμενων στόχων και αρκετά κοντινά αποτελέσματα, παρά τις σημαντικές γεωμετρικές διαφορές μεταξύ των νέων πτερωτών, επιβεβαιώνοντας την καταλληλότητά τους για τον σχεδιασμό πτερωτών φυγοκεντρικών αντλιών. Εάν θα έπρεπε να υποδειχθεί μία εξ αυτών για περαιτέρω έρευνα, αυτή ενδεχομένως θα ήταν η CH.2 – BL.2, καθώς ενσωματώνει τη μέγιστη δυνατή σχεδιαστική ευελιξία και στα δύο διαδοχικά στάδια σχεδιασμού της πτερωτής. Τέλος, τα συμπεράσματα της παρούσας διερεύνησης και ειδικότερα η βελτίωση που επιτεύχθηκε στις νέες πτερωτές, τόσο ως προς τον βαθμό απόδοσης όσο και ως προς την επίτευξη του ζητούμενου αντλητικού ΚΣΛ επιδιώκεται να τεκμηριωθούν στη συνέχεια [βλ. Κεφ. 7] με προσομοιώσεις της ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των εξεταζόμενων αντλιών.

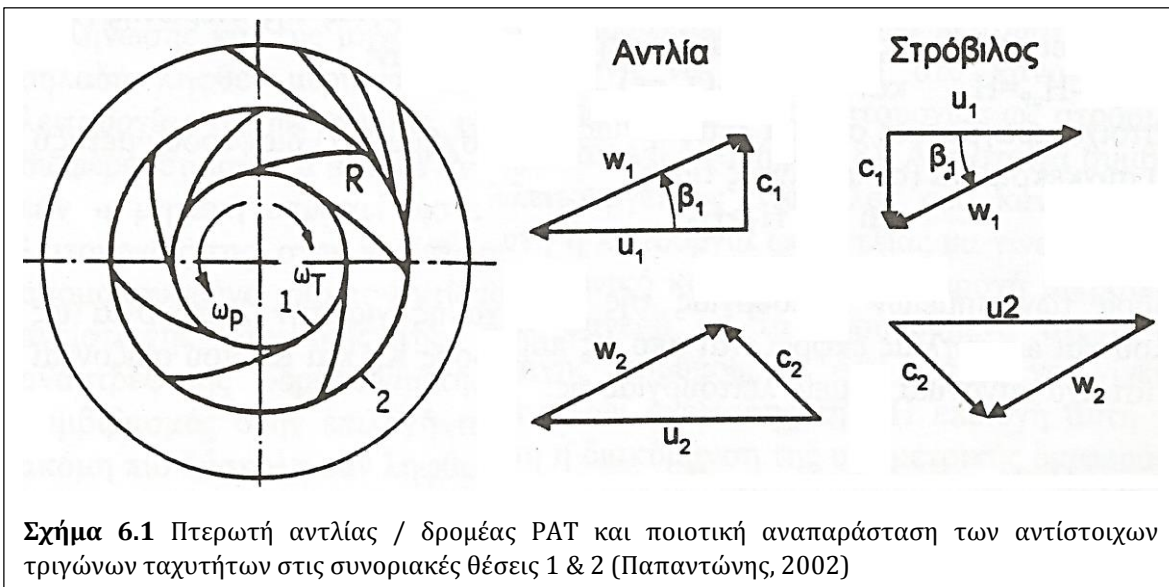
6. Ανάστροφη Λειτουργία & Σχεδιαστικές Παρεμβάσεις PAT

Έχοντας σχεδιάζει επιτυχώς από τις παραπάνω διαδικασίες βελτιστοποίησης νέες γεωμετρίες πτερωτής που να ανταποκρίνονται στο τιθέμενο ΚΣΛ φυγοκεντρικής αντλίας για κάθε αντίστοιχη σχεδιαστική μέθοδο, στο κεφάλαιο αυτό αρχικά η λειτουργία των πτερωτών αυτών σε ανάστροφη ροή, ως δρομείς υδροστροβίλων [PAT], προκειμένου να εκτιμηθούν τα χαρακτηριστικά και η απόδοσή τους κατά την παραγωγή υδροηλεκτρικής ενέργειας, συγκρινόμενα και με αντίστοιχα στοιχεία της σχετικής βιβλιογραφίας [βλ. Κεφ. 2.2.1].

Στη συνέχεια, εξετάζονται ορισμένες ειδικές διαμορφώσεις για λειτουργία υδροστροβίλου, οι οποίες αναφέρθηκαν στο Κεφ. 2.2.2. Η διερεύνηση αυτή έχει ως στόχους τον σχεδιασμό γεωμετριών που να επιτυγχάνουν το ζητούμενο αντλητικό ΚΣΛ, τη μελέτη των λειτουργικών χαρακτηριστικών των γεωμετριών αυτών ως PAT και τέλος τον σχεδιασμό νέων γεωμετριών, παραμφερούς μεγέθους και μορφής, άρα και κόστους, με βελτιωμένα χαρακτηριστικά ανάστροφης λειτουργίας.

6.1 Ανάστροφη Λειτουργία Φυγοκεντρικών Αντλιών

Γενικά, κατά την ανάστροφη λειτουργία, λόγω της αντιστροφής της γωνιακής ταχύτητας, οι συνιστώσες των τριγώνων ταχυτήτων στις συνοριακές θέσεις των δρομέων έχουν αντίθετη κατεύθυνση από εκείνη της αντλητικής λειτουργίας [Σχ. 6.1]. Περαιτέρω, η αλληλεπίδραση μεταξύ πτερωτής και σπειροειδούς κελύφους έχει ακόμα μεγαλύτερη σημασία από ότι στην αντλητική λειτουργία, καθώς καθορίζει τις συνθήκες εισόδου της ροής στον δρομέα.

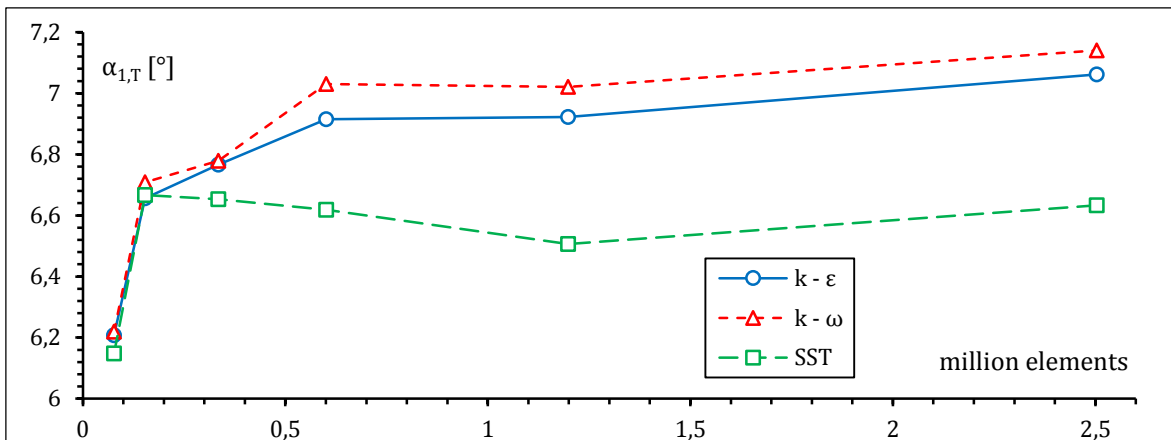


Έτσι, η διερεύνηση ξεκινά με την ανάλυση ευαισθησίας στο σπειροειδές κέλυφος ως προς την κλίση του διανύσματος της απόλυτης ταχύτητας $\alpha_{1,T}$ στην κυλινδρική έξοδο αυτού. Στη συνέχεια, προσομοιώνεται η ανάστροφη ροή στις νέες πτερωτές βάσει αυτών των συνθηκών εισόδου και χαράσσονται οι προκύπτουσες χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας PAT. Κατά τα προηγούμενα, των προσομοιώσεων προηγείται η μελέτη ανεξαρτησίας της αριθμητικής επίλυσης από το υπολογιστικό πλέγμα για ανάστροφη λειτουργία. Περαιτέρω, οι προσομοιώσεις στις νέες πτερωτές διεξάγονται και για βέλτιστες συνθήκες εισόδου, ώστε να εκτιμηθεί το περιθώριο βελτίωσης της λειτουργίας με κατάλληλη ρύθμισή τους.

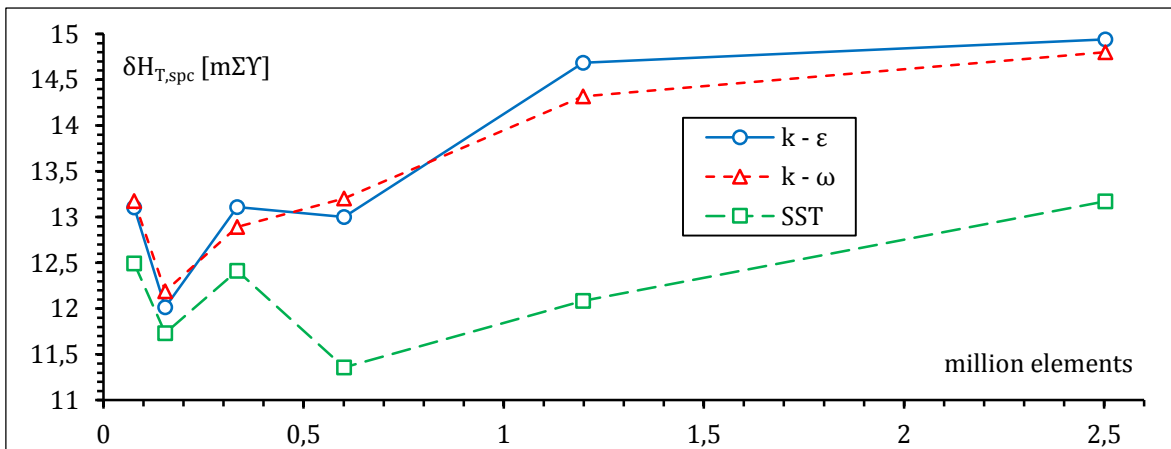
6.1.1 Συνθήκες Προσομοίωσης στο Σπειροειδές Κέλυφος

Η μελέτη ανεξαρτησίας για την προσομοίωση της άεργης ροής στο σπειροειδές κέλυφος σε ανάστροφη λειτουργία διεξάγεται στο συμμετρικό υπολογιστικό χωρίο [βλ. Σχ. 4.17] για την ίδια γεωμετρία του Κεφ. 5.4 [Σχ. 5.16] και τα πλέγματα του Πιν. 5.3, με παράμετρο το μοντέλο τύρβης, ως προς την κλίση εξόδου $\alpha_{1,T}$ της ροής [βλ. Εξ. 4.64] και τις υδραυλικές απώλειες $\delta H_{T,spc}$ [βλ. Εξ. 4.63]. Ως οριακές συνθήκες [βλ. Πιν. 4.1] τίθενται η παροχή εισόδου στο στόμιο της χοάνης κατάθλιψης, η έξοδος με διατήρηση της παροχής στην κυλινδρική επιφάνεια προς την πτερωτή, συνθήκες συμμετρίας στην εγκάρσια τομή και τοιχώματα στις στερεές επιφάνειες. Οι προσομοιώσεις διεξάγονται σε σταθερό σύστημα αναφοράς, με το ίδιο μοντέλο επίλυσης και όρια σύγκλισης με αυτά του Κεφ. 5.5, για ανάστροφη παροχή $Q_T = 63 \text{ m}^3/\text{hr}$, η οποία εκτιμάται βάσει του αντλητικού ΚΣΛ από πειραματικά δεδομένα της βιβλιογραφίας (Yang et al., 2012) για $q = 1,4$ [βλ. Κεφ. 2.2, Εξ. 2.2].

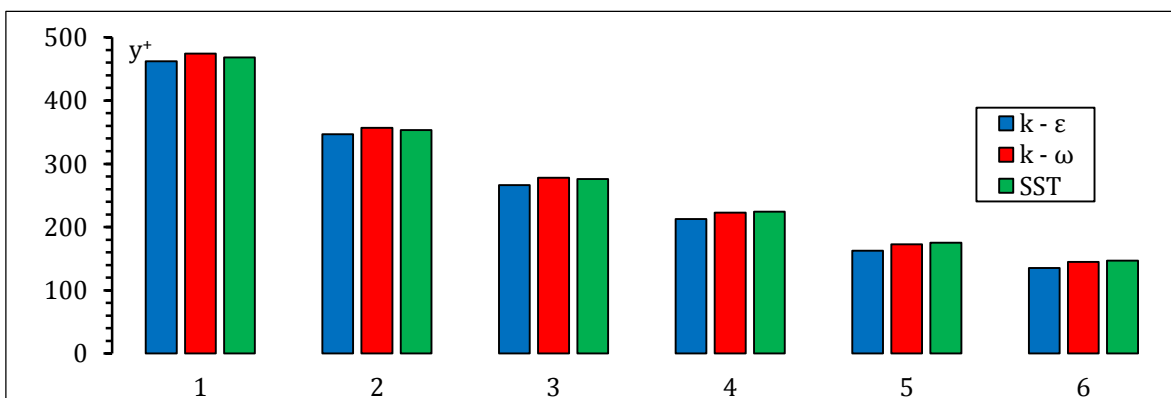
Τα αποτελέσματα φαίνονται στα Σχ. 6.2 – 6.4. Ειδικότερα, αναφορικά με την κλίση του διανύσματος της ταχύτητας εξόδου της ροής, η μέγιστη απόκλιση φτάνει τις $1/2^\circ$, με την καμπύλη του μοντέλου $k - \varepsilon$ να βρίσκεται ενδιάμεσα των υπολοίπων, ενώ για τις υδραυλικές απώλειες, και πάλι το μοντέλο $k - \varepsilon$ εμφανίζει ομαλότερη πορεία σύγκλισης, με σταθεροποίησή τους στο 5° πλέγμα. Ακόμα, το y^+ αναμενόμενα φθίνει για πυκνότερα πλέγματα, με $y^+ < 300$ από το 3° πλέγμα και μετά. Έτσι, για τις εφεξής προσομοιώσεις αυτού του τύπου, επιλέγεται και πάλι [βλ. Κεφ. 5.6] το μοντέλο τύρβης $k - \varepsilon$ και κατασκευαστικές παράμετροι για πλέγμα $\sim 1,2 \cdot 10^6$ στοιχείων [Πιν. 5.3, 5° στήλη].



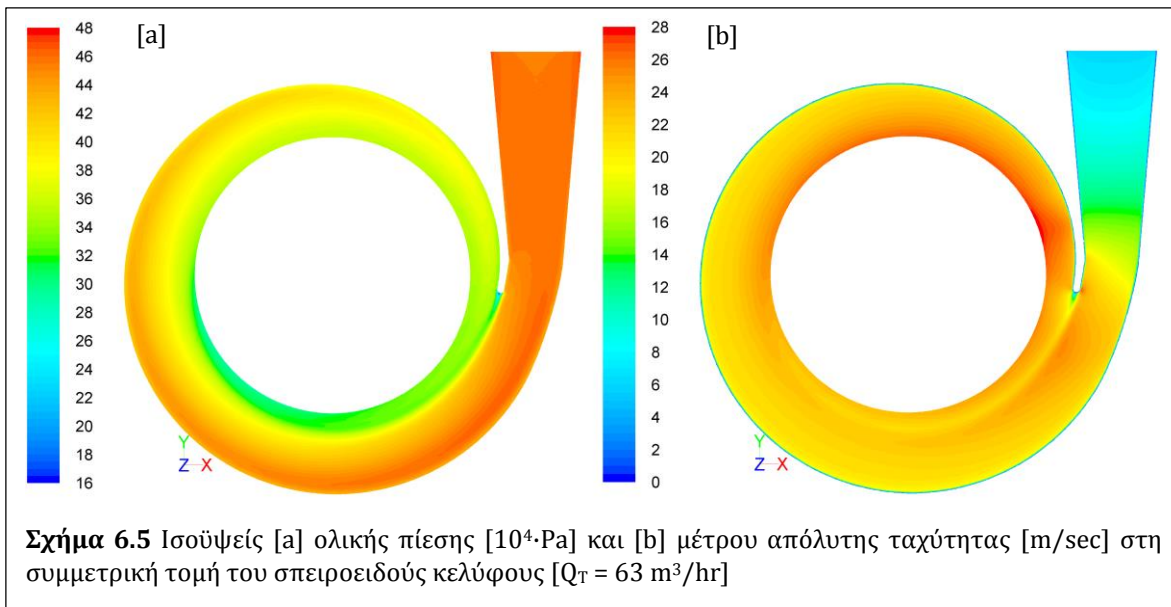
Σχήμα 6.2 Μελέτη ανεξαρτησίας της κλίσης εξόδου της ροής ως προς την πυκνότητα του αριθμητικού πλέγματος του σπειροειδούς κελύφους, με παράμετρο το μοντέλο τύρβης



Σχήμα 6.3 Μελέτη ανεξαρτησίας των υδραυλικών απωλειών ως προς την πυκνότητα του αριθμητικού πλέγματος του σπειροειδούς κελύφους, με παράμετρο το μοντέλο τύρβης



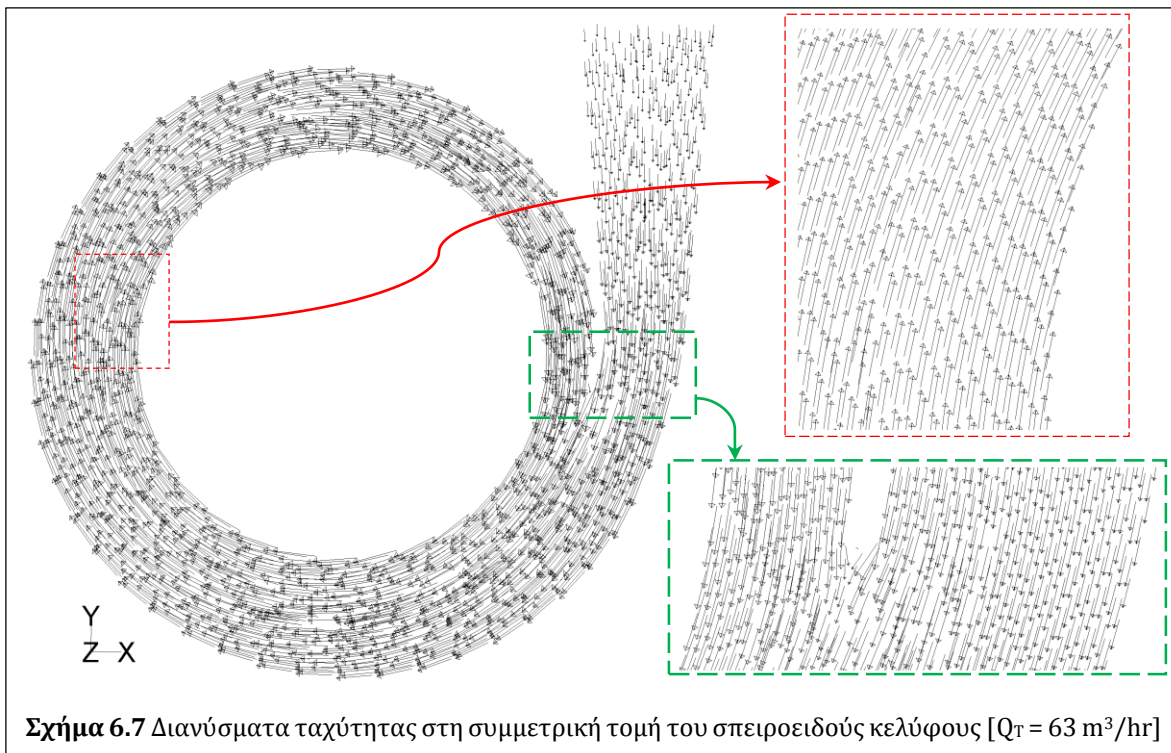
Σχήμα 6.4 Μέση τιμή του y^+ στα τοιχώματα του σπειροειδούς κελύφους για τα εξεταζόμενα αριθμητικά πλέγματα με παράμετρο το μοντέλο τύρβης



Στο Σχ. 6.5 παρουσιάζονται οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου απόλυτης ταχύτητας στη συμμετρική τομή του υπολογιστικού χωρίου για την επιλεγμένη πυκνότητα πλέγματος, ενώ στο Σχ. 6.6 φαίνεται η διανομή της περιφερειακής συνιστώσας u_θ της ταχύτητας στην κυλινδρική επιφάνεια εξόδου. Αρχικά, η ταχύτητα αναμενόμενα έχει μηδενική ταχύτητα στα τοιχώματα και μέγιστη τιμή στο μέσο του πλάτους εξόδου, σε κάθε περιφερειακή θέση. Επίσης, παρατηρείται η προοδευτική πτώση της ολικής πίεσης τόσο κατά την περιφερειακή κατεύθυνση της ροής, όσο και κατά την ακτινική, λόγω γραμμικών υδραυλικών απωλειών. Ακόμα, η ροή επιταχύνει κατά μήκος του σπειροειδούς τμήματος προς τη γλωττίδα, όπου βρίσκονται οι μικρότερες διατομές,

κάτι που συμφωνεί με τη μικρή ανομοιομορφία που εμφανίζει η c_u στην κυλινδρική επιφάνεια εξόδου. Το χαρακτηριστικό αυτό είναι αναμενόμενο στις PAT, καθώς ο σχεδιασμός του σπειροειδούς κελύφους δε γίνεται με πρόβλεψη ανάστροφης λειτουργίας και άρα ομοιομορφίας της εξερχόμενης ροής προς τον δρομέα.

Τέλος, στο Σχ. 6.7 παρουσιάζονται τα διανύσματα της απόλυτης ταχύτητας στη συμμετρική τομή του κελύφους, όπου παρατηρείται σταδιακή πτώση του μέτρου τους στη χοάνη κατάθλιψης, ομαλή ροή χωρίς ανακυκλοφορία στην περιοχή της γλωττίδας και σχετική ομοιομορφία τους στην έξοδο της ροής. Σημειώνεται εδώ ότι οι υδραυλικές απώλειες εδώ είναι αναμενόμενα υψηλότερες, σχεδόν διπλάσιες των αντιστοίχων της αντλητικής λειτουργίας [βλ. Κεφ. 5.5, Σχ. 5.17], λόγω της αυξημένης παροχής κατά 40%, αλλά και της συγκλίνουσας μορφής της ροής στην ανάστροφη λειτουργία.



6.1.2 Ανάλυση Ευαισθησίας στο Σπειροειδές Κέλυφος

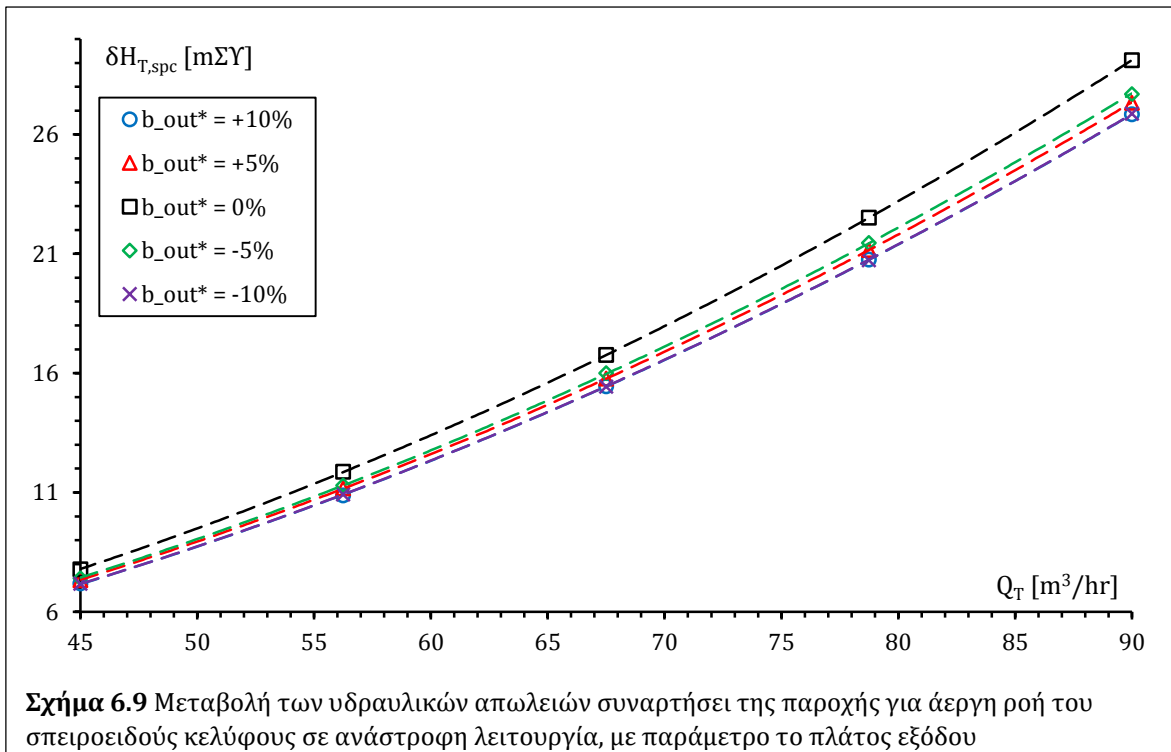
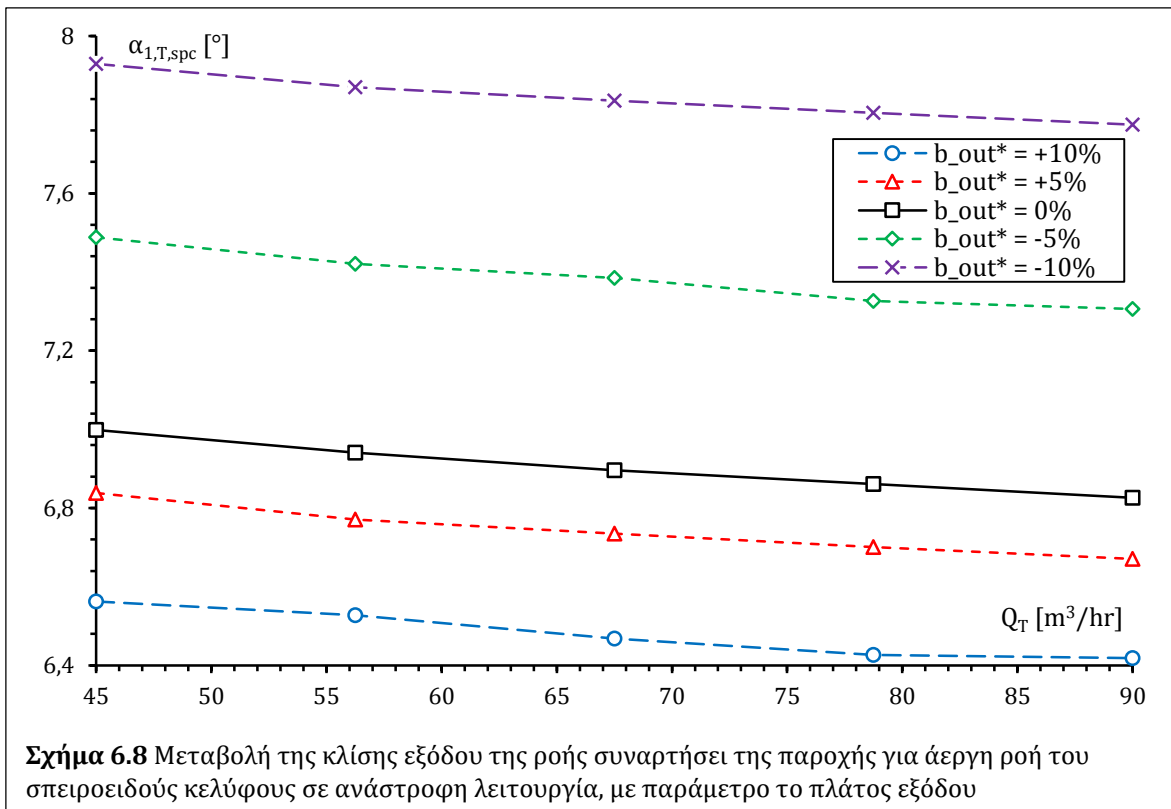
Κατά την ανάστροφη λειτουργία, η γεωμετρία του σπειροειδούς κελύφους αναμένεται να καθορίζει τις συνθήκες εισόδου της ροής στον δρομέα. Ειδικότερα, η τιμή της κλίσης της ταχύτητας εισόδου $\alpha_{1,T}$ αναμένεται να μεταβάλλεται τόσο ως προς την παροχή, όσο και ως προς το πλάτος της επιφάνειας εξόδου του σπειροειδούς κελύφους. Οι παράμετροι αυτές επηρεάζουν τόσο την ακτινική όσο και την περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας, οπότε δεν είναι δυνατό να εκτιμηθεί ποιοτικά εξ αρχής η τιμή της $\alpha_{1,T}$.

Για τον λόγο αυτό, διεξάγεται ανάλυση ευαισθησίας της κλίσης $\alpha_{1,T}$ της άεργης ροής σε ανάστροφη λειτουργία στο σπειροειδές κέλυφος ως προς την παροχή, με παράμετρο το πλάτος εξόδου b_{out} . Ειδικότερα, το πλάτος μεταβάλλεται $\pm 5\%$ και $\pm 10\%$ ως προς τη γεωμετρία αναφοράς, με τις συνθήκες που αναφέρονται στο Κεφ. 6.1.1. και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχ. 6.8. Ακόμα, για τις γεωμετρίες αυτές, οι υδραυλικές απώλειες $\delta H_{T,spc}$ αναμένεται να αυξάνονται ανάλογα με το τετράγωνο της παροχής [$\delta H_{T,spc} \propto Q_T^2$], αφού για άεργη ροή το κέλυφος θα συμπεριφέρεται σαν εντοπισμένη αντίσταση. Οπότε, για τις ίδιες προσομοιώσεις, χαράσσονται οι αντίστοιχες καμπύλες απωλειών στο Σχ. 6.9.

Από το Σχ. 6.8 γίνεται εμφανές ότι, για όλα τα εξεταζόμενα πλάτη b_{out} , η κλίση $\alpha_{1,T}$ έχει μικρή πτώση με την αύξηση της παροχής Q_T , καθώς ενώ η ακτινική συνιστώσα $c_{r,out}$ της ταχύτητας εξόδου αυξάνεται γραμμικά ως προς την Q_T , η αντίστοιχη περιφερειακή $c_{u,out}$ αυξάνεται επίσης, αλλά με μικρότερο ρυθμό. Ακόμα, στο ίδιο σχήμα παρατηρείται ότι μεγαλύτερα πλάτη γενικά οδηγούν σε μεγαλύτερες τιμές της κλίσης. Η τάση αυτή οφείλεται στο ότι ενώ μεν η $c_{r,out}$ μειώνεται αντιστρόφως ανάλογα με το πλάτος b_{out} , η $c_{u,out}$ εμφανίζει ανεπαίσθητη, μη μονότονη μεταβολή ως προς αυτό, αφού αυτή επηρεάζεται από τη γεωμετρία των μεσημβρινών διατομών, η οποία με τη σειρά της εξαρτάται πρωτίστως από τη χάραξη της περιβάλλουσας sr_1 [βλ. Κεφ. 3.2.1, Σχ. 3.42 & 3.45] και ελάχιστα από το b_{out} .

Στο Σχ. 6.9, οι καμπύλες των υδραυλικών απωλειών αναμενόμενα εμφανίζουν παραβολική μορφή ως προς την Q_T . Ωστόσο, παρατηρείται ότι οι απώλειες $\delta H_{T,spc}$ δεν έχουν μονότονη συσχέτιση με το b_{out} , ενώ θα αναμενόταν να μειώνονται σταθερά όσο αυτό αυξάνεται. Αντίθετα, οι υψηλότερες τιμές των απωλειών εντοπίζονται στη γεωμετρία αναφοράς και φθίνουν όσο το πλάτος αποκλίνει από αυτήν. Και πάλι, η διαφορά αυτή αποδίδεται στη διανομή της περιφερειακής ταχύτητας c_u στο σπειροειδές τμήμα, με ενδεικτικές τις μέσες τιμές της $c_{u,out}$ η οποία μεγιστοποιείται στην τιμή αναφοράς του b_{out} , με κατά τι μικρότερες τιμές εκατέρωθεν αυτού. Η τάση αυτή επεκτείνεται και στη συνισταμένη c_{out} της ταχύτητας, αιτιολογώντας το φαινόμενο, καθώς εύλογα αναμένεται οι απώλειες να είναι ανάλογες του τετραγώνου αυτής [$\delta H_{T,spc} \propto c_{out}^2$].

Οι παραπάνω παρατηρήσεις αποδίδονται τόσο στα εγγενή χαρακτηριστικά της γεωμετρίας του σπειροειδούς κελύφους που εξετάζεται εδώ, όσο και στην εν γένει προσέγγιση του παραμετρικού σχεδιασμού του εξαρτήματος [βλ. Κεφ. 3.2], η οποία εστιάζει στην τοπολογική αρτιότητα του εξαρτήματος, αμελώντας τα ειδικά χαρακτηριστικά των σχηματιζόμενων μεσημβρινών διατομών, σε αντίθεση με τις παραδοσιακές σχεδιαστικές μεθόδους της βιβλιογραφίας [βλ. Κεφ. 2.3.6], με την περαιτέρω διερεύνησή τους ωστόσο να εκφεύγει της παρούσας ανάλυσης.



6.1.3 Βέλτιστες Συνθήκες Εισόδου της Ροής στον δρομέα

Ανεξαρτήτως των συνθηκών εισόδου που διαμορφώνει το σπειροειδές κέλυφος [Κεφ. 6.1.2], σε κάθε δρομέα μπορεί να υπολογιστεί η βέλτιστη τιμή της κλίσης $\alpha_{1,T,opt}$ του διανύσματος της ταχύτητας εισόδου για την εκάστοτε τιμή της παροχής, ώστε η ροή να εισέρχεται χωρίς κρούση στα πτερύγια του δρομέα [βλ. Κεφ. 2.3.7, Σχ. 2.58]. Ειδικά για πτερωτές φυγοκεντρικής αντλίας χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών, η ακτινική είσοδος κατά την ανάστροφη λειτουργία απλοποιεί τους υπολογισμούς [Εξ. 6.1 – 6.5, Q_T σε m^3/sec].

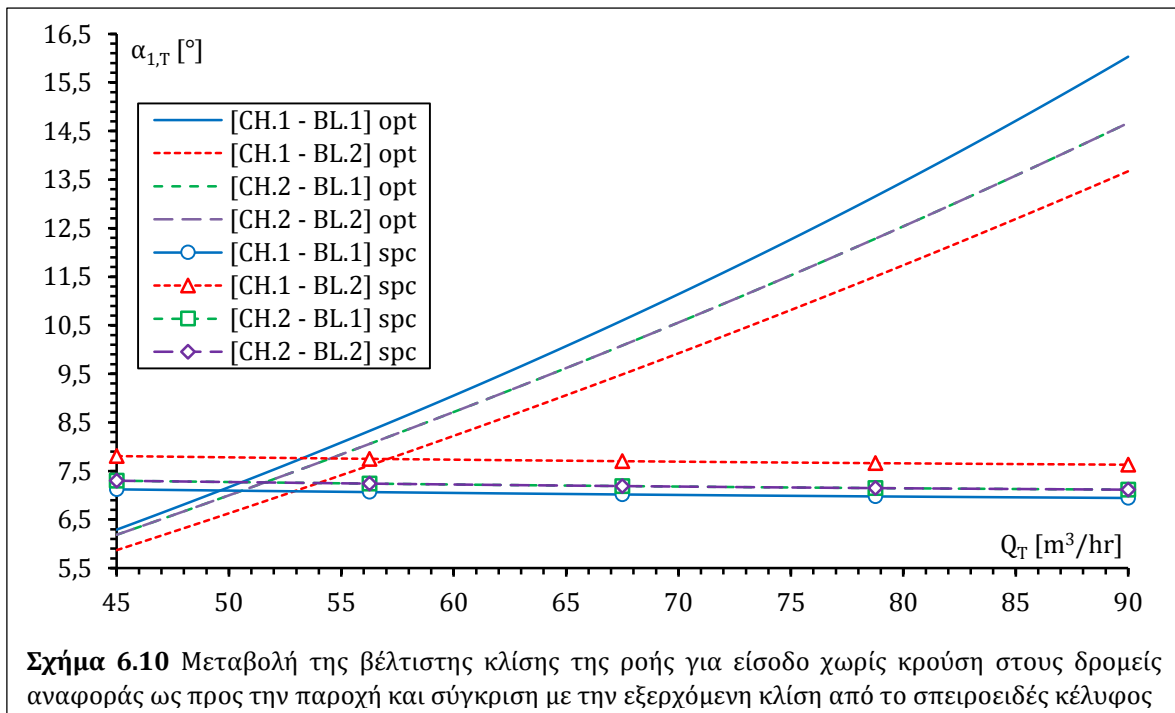
$$\tan(\alpha_{1,T,opt}) = \frac{c_{r_1}}{c_{u_1}} \quad (6.1)$$

$$c_{r_1} = \frac{Q_T}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} \quad (6.2)$$

$$c_{u_1} = \omega \cdot r_1 - \frac{c_{r_1}}{\tan(\beta_1)} \quad (6.3)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (6.4)$$

$$\alpha_{1,T,opt} = \operatorname{arccot} \left[\frac{\pi^2 \cdot n \cdot r_1^2 \cdot b_1}{15 \cdot Q_T} - \cot(\beta_1) \right] \quad (6.5)$$



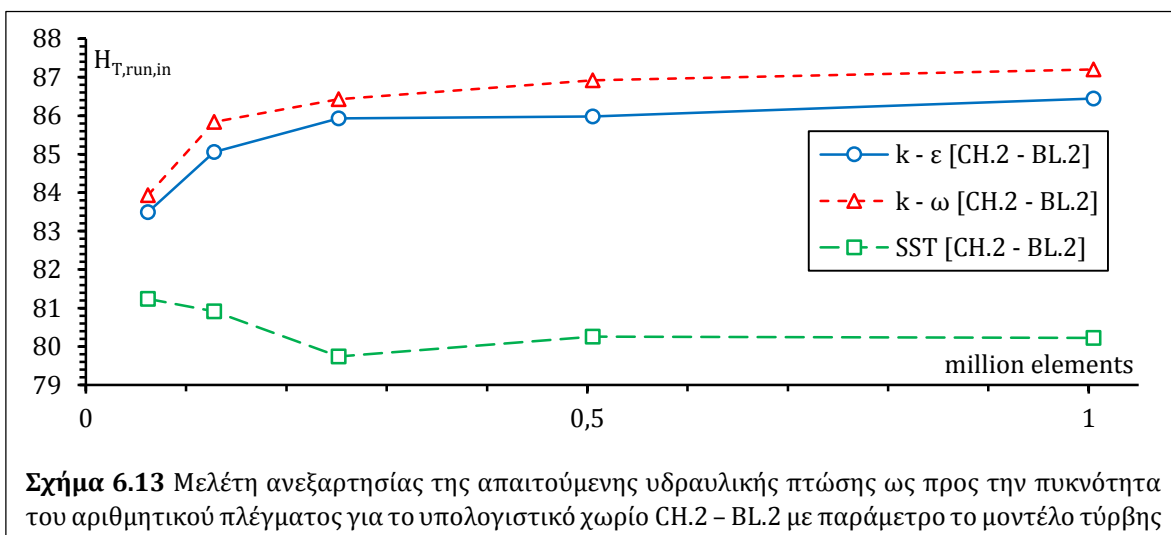
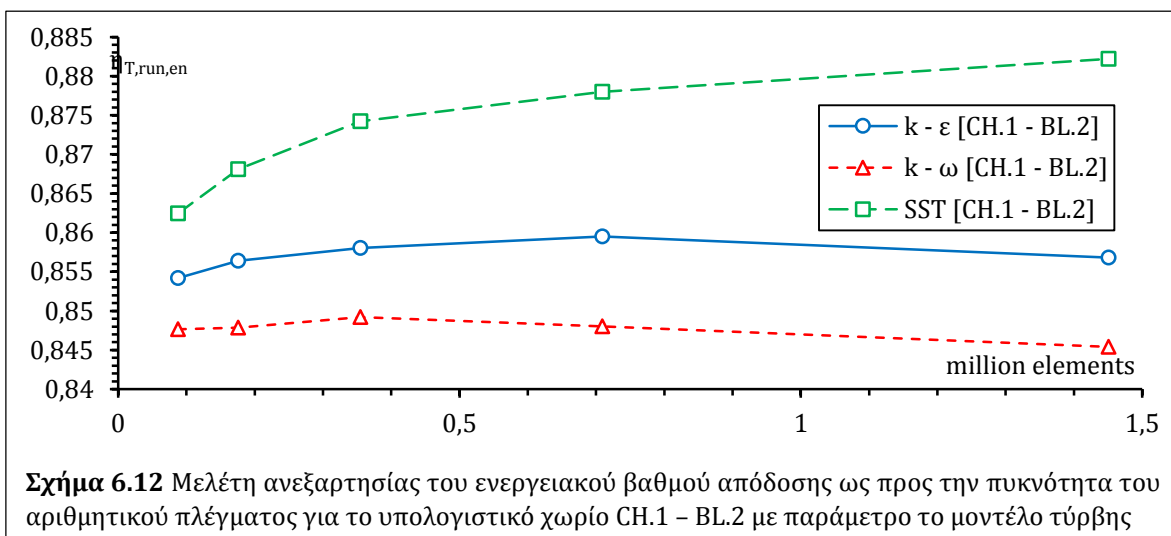
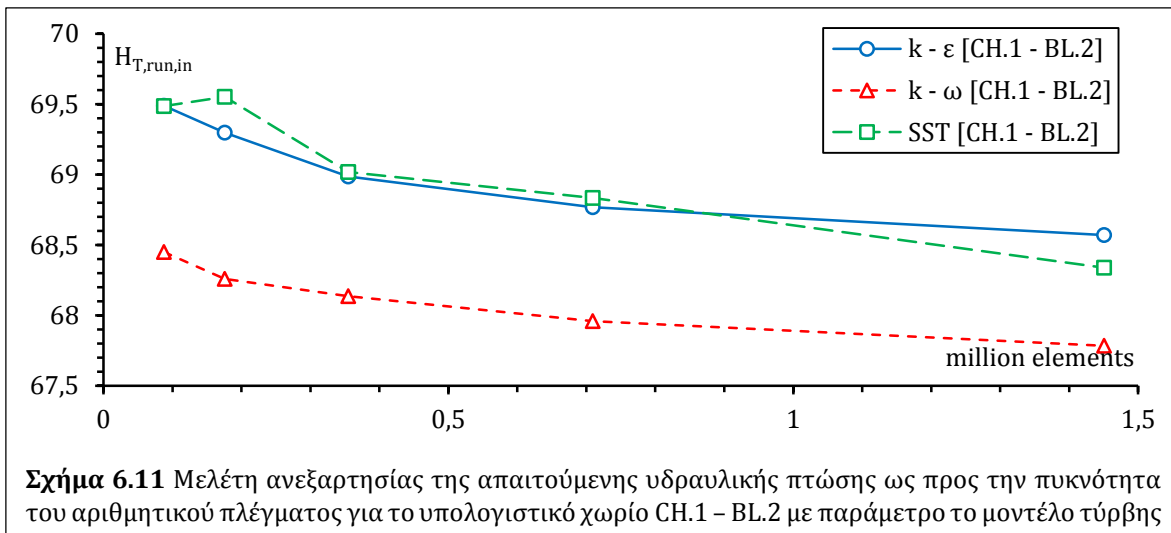
Στη συνέχεια, βάσει της Εξ. 6.5, χαράσσονται στο Σχ. 6.10 οι καμπύλες της βέλτιστης κλίσης εισόδου $\alpha_{1,T} [\text{opt}]$ της ροής ως προς την παροχή Q_T της ανάστροφης λειτουργίας για καθέναν εκ των δρομέων που προέκυψαν ως νέες πτερωτές στο Κεφ. 5.7 και συγκρίνονται με τις αντίστοιχες προερχόμενες από την έξοδο της ροής στο σπειροειδές κέλυφος [src]. Παρατηρείται ότι η $\alpha_{1,T,\text{opt}}$ είναι αύξουσα, παραβολική συνάρτηση της παροχής για κάθε περίπτωση. Ακόμα, οι καμπύλες των γεωμετριών CH.2 – BL.1 και CH.2 – BL.2 και εδώ σχεδόν ταυτίζονται, πράγμα αναμενόμενο καθώς τα μεγέθη που υπεισέρχονται στους υπολογισμούς [β_1, β_1] έχουν σχεδόν ίδιες τιμές για τους δύο αυτούς δρομείς [Πιν. 5.4].

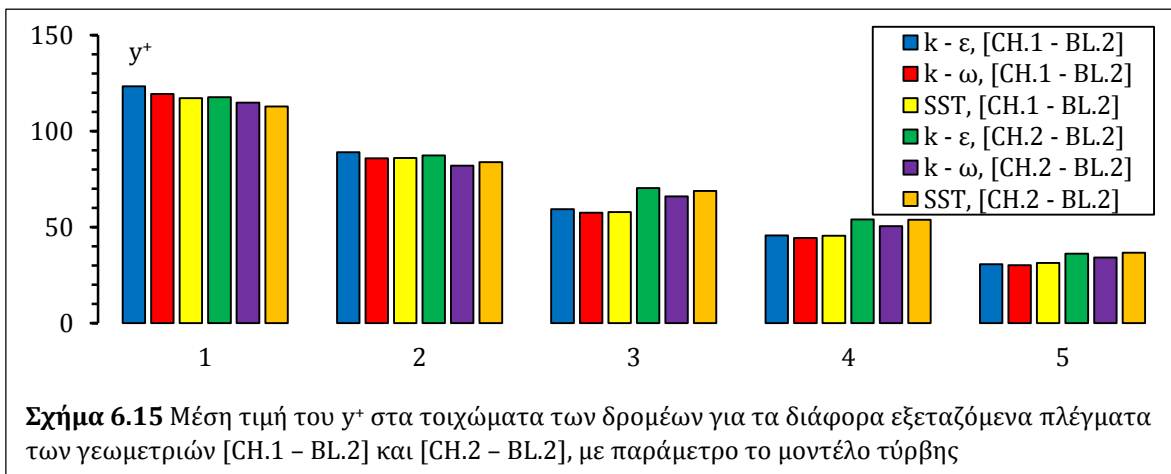
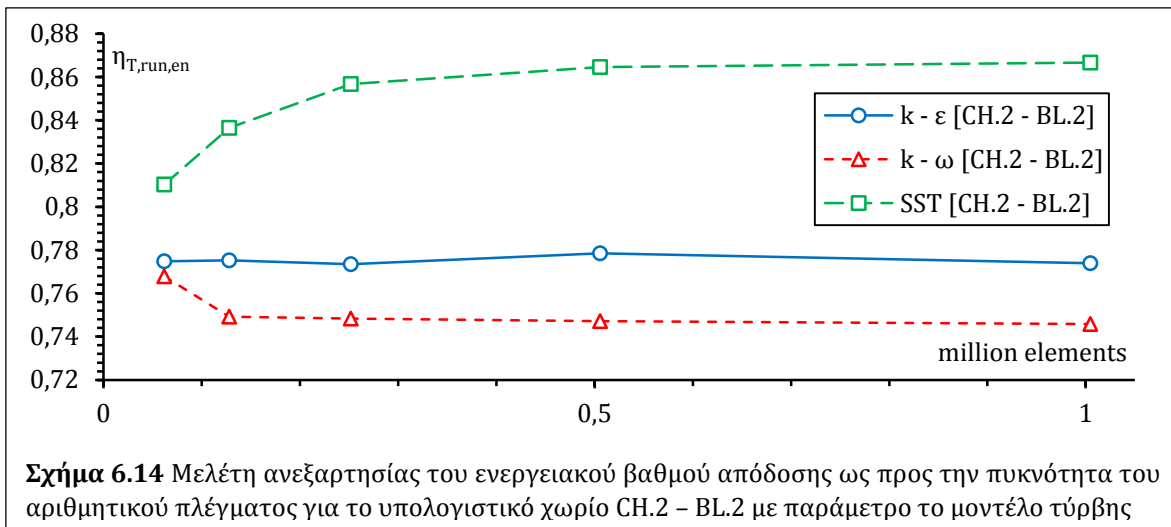
6.1.4 Συνθήκες Προσομοίωσης στον δρομέα

Τα κριτήρια αξιολόγησης των προσομοιώσεων στις πτερωτές για ανάστροφη λειτουργία ως δρομείς PAT έχουν ορισμένες διαφοροποιήσεις, σε σχέση με τα αντίστοιχα για αντλητική λειτουργία. Αρχικά, αντί του ολικού ύψους, εδώ υπολογίζεται η απαιτούμενη υδραυλική πτώση $H_{T,\text{run,in}}$ για τη λειτουργία του δρομέα στην εκάστοτε τιμή της παροχής Q_T . Αντίστοιχα, αντί του υδραυλικού, χρησιμοποιείται ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{T,\text{run,en}}$ αμελώντας την ενέργεια που διαφεύγει από τον δρομέα ως μη αξιοποιήσιμη. Για τον λόγο αυτό, υπολογίζεται επιπροσθέτως η κινητική ενέργεια στην έξοδο της πτερωτής $H_{T,\text{run,kin,out}}$ εκτιμώντας ότι αυτή θα ελαχιστοποιείται κοντά στις μέγιστες τιμές του $\eta_{T,\text{run,en}}$. Τέλος, η αποδιδόμενη ισχύς $P_{T,\text{imp}}$ υπολογίζεται κατά τα προηγούμενα, συναρτήσει της στρεπτικής ροπής $N_{T,\text{run}}$ στην άτρακτο [βλ. Κεφ. 4.4.1, Εξ. 4.59 – 4.62].

Οι οριακές συνθήκες που τίθενται στο BtB υπολογιστικό χωρίο του δρομέα είναι η παροχή και η κλίση της ροής στην κυλινδρική είσοδο, διατήρηση της παροχής με μηδενική ολική πίεση στην έξοδο, περιοδικές συνθήκες στις πλευρικές επιφάνειες και σταθερό τοίχωμα στις επιφάνειες της πλήμνης, της στεφάνης και του πτερυγίου. Το χρησιμοποιούμενο μοντέλο αριθμητικής επίλυσης είναι ίδιο με αυτό που περιγράφεται στο Κεφ. 5.2 για αντλητική λειτουργία, με τη διαφορά ότι τα όρια σύγκλισης για τις συνιστώσες της ταχύτητας εδώ τίθενται $5 \cdot 10^{-4}$, καθώς παρατηρήθηκε ότι η συνθήκη μηδενικής πίεσης στην έξοδο της ροής δυσχεραίνει τη σύγκλιση.

Κατά τα προηγούμενα, διεξάγεται μελέτη ανεξαρτησίας των αριθμητικών επιλύσεων από την πυκνότητα του πλέγματος για δύο ενδεικτικά υπολογιστικά χωρία, ένα για κάθε σχεδιαστική μέθοδο του μεσημβρινού καναλιού [CH.1 & CH.2], χρησιμοποιώντας τις τελικές γεωμετρίες του Κεφ. 5.7. Για κάθε γεωμετρία, εξετάζονται 5 πλέγματα, με χρήση των ίδιων παραμέτρων κατασκευής πλέγματος με αυτές που χρησιμοποιήθηκαν για πτερωτές αντλίας [βλ. Κεφ. 5.2, Πιν. 5.2], και καταγράφονται τα αποτελέσματα ως προς τα $H_{T,\text{imp,in}}$ και $\eta_{T,\text{imp,en}}$ και με παράμετρο το μοντέλο τύρβης.





Σημειώνεται ότι οι διαφορές στην πυκνότητα των αντιστοιχών πλεγμάτων ανά δύο εξαρτώνται από τις σχεδιαστικές παραμέτρους των γεωμετριών. Για παράδειγμα, η σημαντικά μεγαλύτερη τιμή της γωνίας στροφής θ_{cov} για την τελική γεωμετρία CH.1 – BL.2 έναντι της αντίστοιχης CH.2 – BL.2 οδηγεί σε αντίστοιχα μεγαλύτερο όγκο υπολογιστικού χωρίου και άρα μεγαλύτερο πλήθος κελιών στο πλέγμα. Οι προσομοιώσεις της μελέτης ανεξαρτησίας διεξάγονται για $Q_T = 63 \text{ m}^3/\text{hr}$ και αντίστοιχες τιμές κλίσης $\alpha_{1,T}$ από το Σχ. 5.61 με γραμμική παρεμβολή. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα Σχ. 6.11 – 6.15.

Αρχικά, παρατηρούνται σχετικά υψηλές τιμές του $H_{T,imp,in}$ σε όλες τις προσομοιώσεις, συγκρινόμενες με τα αντίστοιχα ολικά ύψη $H_{P,imp}$ στο ΚΣΛ της αντλητικής λειτουργίας [βλ. Κεφ. 5.7, Σχ. 5.27, 5.35, 5.43 & 5.51]. Αυτές οφείλονται πρωτίστως στις χαμηλές τιμές της $\alpha_{1,T}$ και στις δύο περιπτώσεις, οι οποίες αυξάνουν την κλίση της θεωρητικής χαρακτηριστικής καμπύλης ύψους – παροχής και δευτερευόντως στις έντονες απώλειες κρούσης που αναπτύσσονται στην ακμή προσβολής των πτερυγίων, κατά

την είσοδο της ροής στον δρομέα. Στο τελευταίο χαρακτηριστικό αποδίδεται και η σημαντική απόκλιση των εξεταζομένων μεγεθών για τα διαφορετικά μοντέλα τύρβης, για καθένα εκ των οποίων ωστόσο φαίνεται να υπάρχει ανεξαρτησία από τα πλέγματα της 3^{ης} και 8^{ης} γραμμής του Πιν. 5.2 και εντεύθεν, καθώς επεξεργάζονται διαφορετικά τις απώλειες κρούσης. Ειδικότερα, ως προς το $\eta_{T,run,en}$ παρατηρείται ότι οι τιμές για το $k - \varepsilon$ βρίσκονται σταθερά ενδιάμεσως των υπολοίπων μοντέλων, με το $k - \omega$ να εμφανίζει αναμενόμενα τις υψηλότερες απώλειες, καθώς αυτό μοντελοποιεί ακριβέστερα τη ροή χαμηλών Re κοντά στα τοιχώματα [βλ. Κεφ. 4.1.2.2], όπου και αναπτύσσονται οι υδραυλικές απώλειες. Ωστόσο, σημαντικά μεγάλες είναι οι ποσοστιαίες αποκλίσεις των τιμών του $\eta_{T,run,en}$ με το μοντέλο $k - \omega$ SST για τον δρομέα αναφοράς CH.2 - BL.2 από αυτές του $k - \varepsilon$ [έως 9%], οι οποίες βρίσκονται σχετικά κοντά με εκείνες του $k - \omega$. Αυτές οφείλονται σε μικρότερες ποσοστιαίες αποκλίσεις των πρωτογενών μεγεθών $H_{T,run,in}$ και $N_{T,run}$ [έως 6% και 4% αντιστοίχως] μεταξύ των αποτελεσμάτων των δύο μοντέλων, οι οποίες βρίσκονται μόνιμα προς την αντίθετη κατεύθυνση, με μεγαλύτερες τιμές του $H_{T,run,in}$ και μικρότερες του $N_{T,run}$ για τα αποτελέσματα του $k - \varepsilon$.

Ακόμα, σε όλες τις προσομοιώσεις το μέσο y^+ εμφανίζει αρκετά χαμηλές τιμές [συνολικά $30 \geq y^+ \geq 123$]. Έτσι, για τις περαιτέρω προσομοιώσεις επιλέγεται το μοντέλο $k - \varepsilon$ και πλέγματα με παραμέτρους κατασκευής της 3^{ης} και 8^{ης} γραμμής του Πιν. 5.2 για τα υπολογιστικά χωρία μορφής CH.1 και CH.2 αντιστοίχως.

Ολοκληρώνοντας εδώ τις μελέτες ανεξαρτησίας πλέγματος της παρούσας Διατριβής, θα πρέπει να σημειωθεί ότι σε όλες τις περιπτώσεις προσομοιώσεων σε BtB υπολογιστικά χωρία παρατηρήθηκε ότι τα αριθμητικά αποτελέσματα με το μοντέλο τύρβης $k - \varepsilon$ βρέθηκαν εκατέρωθεν αυτών με τα μοντέλα $k - \omega$ και $k - \omega$ SST, με το τελευταίο να εμφανίζει μικρότερες υδραυλικές απώλειες. Ωστόσο, θα αναμενόταν τα αποτελέσματα του $k - \omega$ SST να βρίσκονται εκατέρωθεν των υπολοίπων, καθώς θεωρητικά η φιλοσοφία του μοντέλου ενσωματώνει τη διαχείριση της ροής του $k - \omega$ κοντά στα τοιχώματα [near wall] και αυτήν του $k - \varepsilon$ μακριά από αυτά [far field] περίπου ως γραμμικός συνδυασμός. Η διαφοροποίηση αυτή αποδίδεται στις προεπιλεγμένες τιμές των σταθερών των τριών μοντέλων και δε διερευνάται περαιτέρω στην παρούσα Διατριβή, καθώς τα αριθμητικά αποτελέσματα που λαμβάνονται με το μοντέλο $k - \varepsilon$ σε κάθε περίπτωση είναι λογικοφανή βάσει της θεωρητικής προσέγγισης των υδροδυναμικών μηχανών και επίσης πληρούν τα όρια εφαρμογής του συνοριακού y^+ .

6.1.5 Προσομοίωση Ανάστροφης Λειτουργίας στους Δρομείς

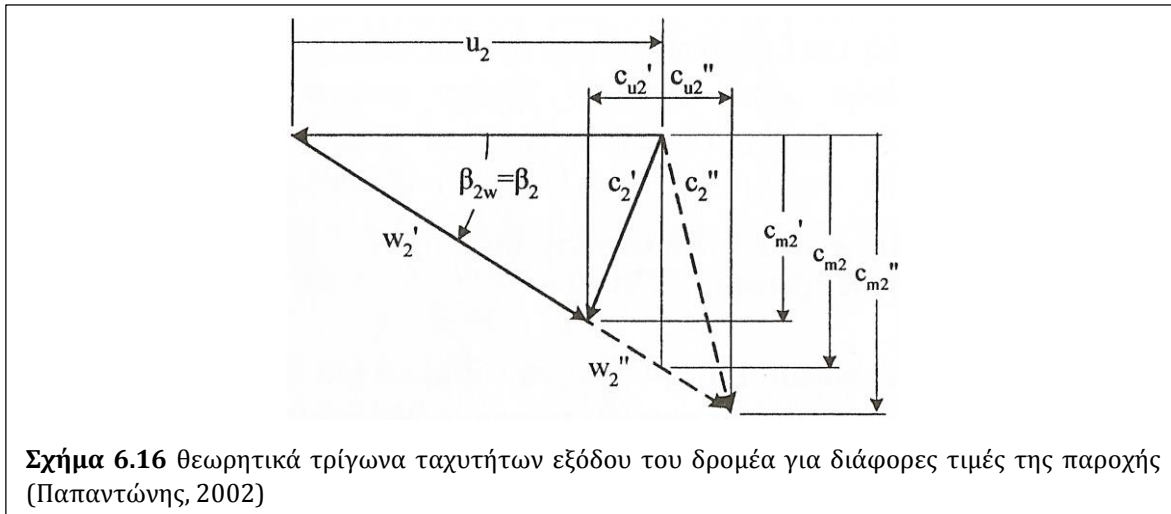
Οι προσομοιώσεις της ανάστροφης λειτουργίας των δρομέων στα BtB υπολογιστικά χωρία διεξάγονται με τις συνθήκες που προσδιορίστηκαν στο Κεφ. 6.1.4, με βήμα παροχής $\delta Q_T = 2,5 \text{ m}^3/\text{hr}$, αρχικά για τις συνθήκες εισόδου που προέκυψαν από την

άεργη ροή του σπειροειδούς κελύφους [src_in], όπου η $\alpha_{1,T}$ από το σπειροειδές κέλυφος βρίσκονται με διπλή γραμμική παρεμβολή από το Σχ. 6.8 ως προς την παροχή Q_T και το πλάτος του δρομέα, και στη συνέχεια για τις αντίστοιχες βέλτιστες $\alpha_{1,T,opt}$ [opt_in] που υπολογίζονται από την Εξ. 6.5 και παρουσιάζονται στο Σχ. 6.10. Οι προκύπτουσες καμπύλες χαράσσονται σε κοινά διαγράμματα ανά εξεταζόμενο μέγεθος για καλύτερη εποπτεία των λειτουργικών διαφορών.

Αναφορικά με τη μελέτη της λειτουργικής συμπεριφοράς των δρομέων από τα αριθμητικά αποτελέσματα, η απαιτούμενη υδραυλική πτώση $H_{T,run,in}$ αναμένεται να αυξάνεται με την αύξηση πρωτίστως της εισερχόμενης συστροφής και δευτερευόντως των αναπτυσσόμενων υδραυλικών απωλειών της ροής (Παπαντώνης, 2002). Έτσι, η $H_{T,run,in}$ θα επηρεάζεται κυρίως από την κλίση $\alpha_{1,T}$ της εισερχόμενης ροής, με μικρότερες τιμές της κλίσης να οδηγούν σε μεγαλύτερα ύψη άρα και πτώσεις [βλ. Κεφ. 2.3.7, Σχ. 2.57 & Εξ. 2.134]. Οι υδραυλικές απώλειες αναμένεται να εκδηλώνονται είτε στο εσωτερικό του δρομέα λόγω έντονων ανομοιομορφιών της ροής, δηλαδή περιοχών ανακυκλοφορίας ή αποκόλλησης, και άρα ανεπαρκούς οδήγησής της και να αυξάνουν με το τετράγωνο της παροχής [απώλειες τριβής, $\delta h_\tau \propto Q_T^2$], είτε στις ακμές προσβολής λόγω κρούσης [δh_k , βλ. Κεφ. 2.3.7, Σχ. 2.58 & Εξ. 2.135] οι οποίες αναμένεται να αυξάνουν τετραγωνικά με την απόκλιση από την είσοδο χωρίς κρούση [opt_in]. Ακόμα, οι απώλειες κινητικής ενέργειας εξόδου $H_{T,kin,out}$ του δρομέα θα αυξάνουν με το τετράγωνο της απόκλισης της παροχής Q_T από την τιμή $Q_{T,optout}$ για την οποία το τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου γίνεται ορθογώνιο [Σχ. 5.69, $\alpha_2 = 0^\circ$]. Περαιτέρω, με δεδομένο ότι οι 4 δρομείς προέκυψαν από αριθμητική βελτιστοποίηση για αντλητική λειτουργία, η κλίση β_1 των πτερωτών, άρα β_2 των δρομέων, θα αντιστοιχεί σε τρίγωνο ταχυτήτων για είσοδο περίπου χωρίς κρούση σε αντλητική λειτουργία, άρα $Q_{T,optout} \approx Q_{P,K\sigma\Lambda}$. Ωστόσο, αναμένοντας $q > 1$ άρα $Q_{T,K\sigma\Lambda} > Q_{P,K\sigma\Lambda}$ [βλ. Κεφ. 2.2.1], οι δρομείς θα έχουν μεγαλύτερη ακτινική ταχύτητα στην έξοδο από ότι οι πτερωτές στην είσοδο και αντίθετη ταχύτητα περιστροφής στα αντίστοιχα ΚΣΛ, με αποτέλεσμα η ροή να εξέρχεται με αρνητική συστροφή [Σχ. 5.69, βλ. Κεφ. 3.1.1, Σχ. 3.1.b].

Η παραπάνω ανάλυση στηρίζεται στα θεωρητικά τρίγωνα ταχυτήτων, δηλαδή στην υπόθεση ότι η ροή ακολουθεί απολύτως τη γεωμετρία των πτερυγίων του δρομέα. Στην πράξη, με δεδομένα τα μεγάλα διάκενα μεταξύ των πτερυγίων λόγω του μικρού πλήθους αυτών, το πραγματικό τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου αναμένεται να έχει $\beta_{2w} \neq \beta_2$, καθώς η ροή θα επηρεάζεται περισσότερο από τις συνθήκες εισόδου, με αποτέλεσμα μικρότερες τιμές της $\alpha_{1,T}$ να οδηγούν σε μικρότερες α_2 , άρα σε μεγαλύτερες β_{2w} . Ακόμα, με δεδομένη τη σημαντική απόκλιση που γενικά παρατηρείται μεταξύ $\alpha_{1,src}$ και $\alpha_{1,opt}$ [Σχ. 6.10], η κλίση των καμπυλών $H_{T,run,in} - Q_T$ ενδέχεται να γίνεται αρνητική αριστερά των αντιστοιχών ΚΣΛ, λόγω αύξησης των απωλειών κρούσης δh_k . Τέλος, έχει σημασία να σημειωθεί εδώ ότι οι επιμέρους απώλειες που αναφέρθηκαν παραπάνω επιδρούν με διαφορετική μεταξύ τους ένταση

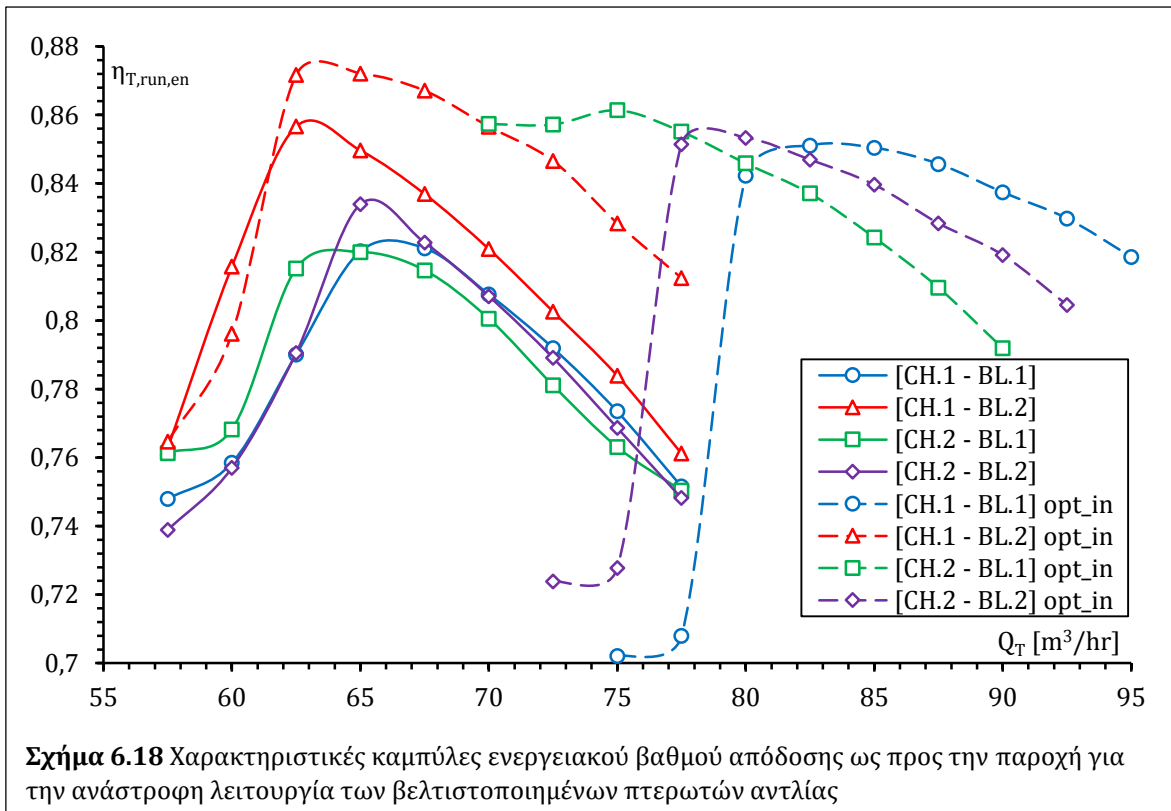
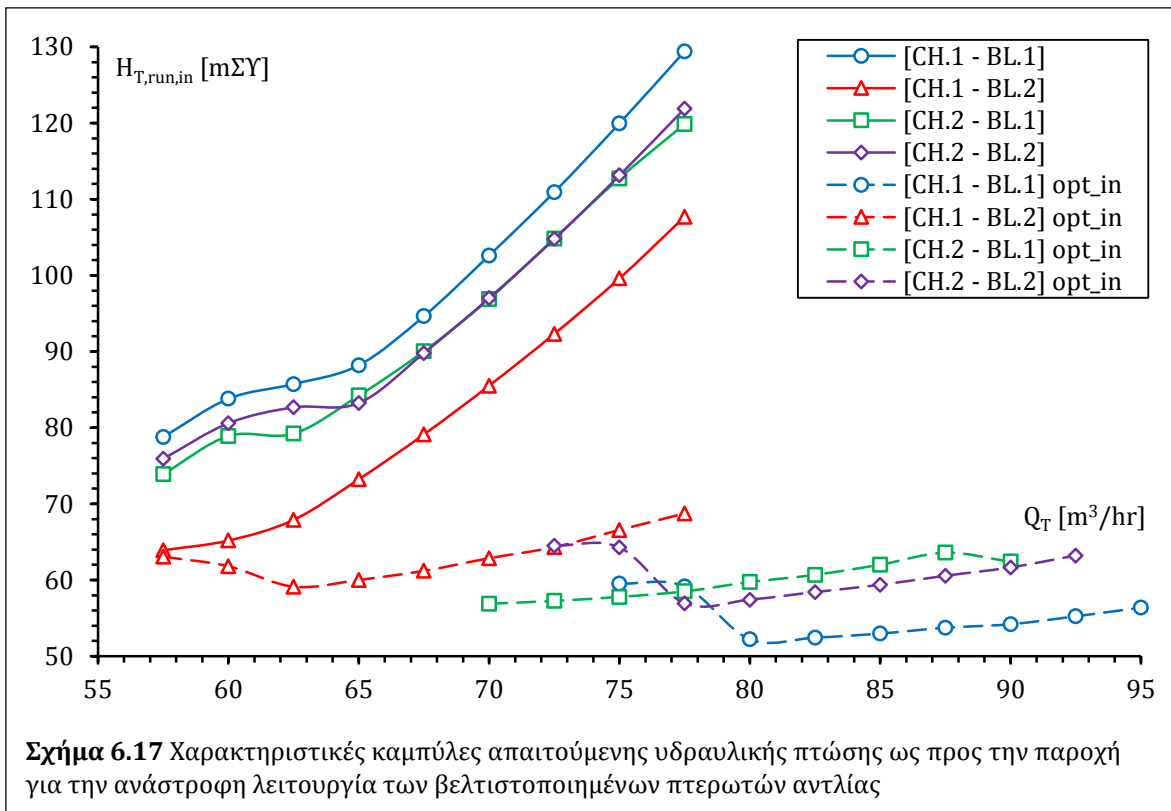
στις διάφορες τιμές της παροχής, επιτρέποντας έτσι μόνο την ποιοτική εκ των προτέρων εκτίμηση των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας των δρομέων ΡΑΤ.

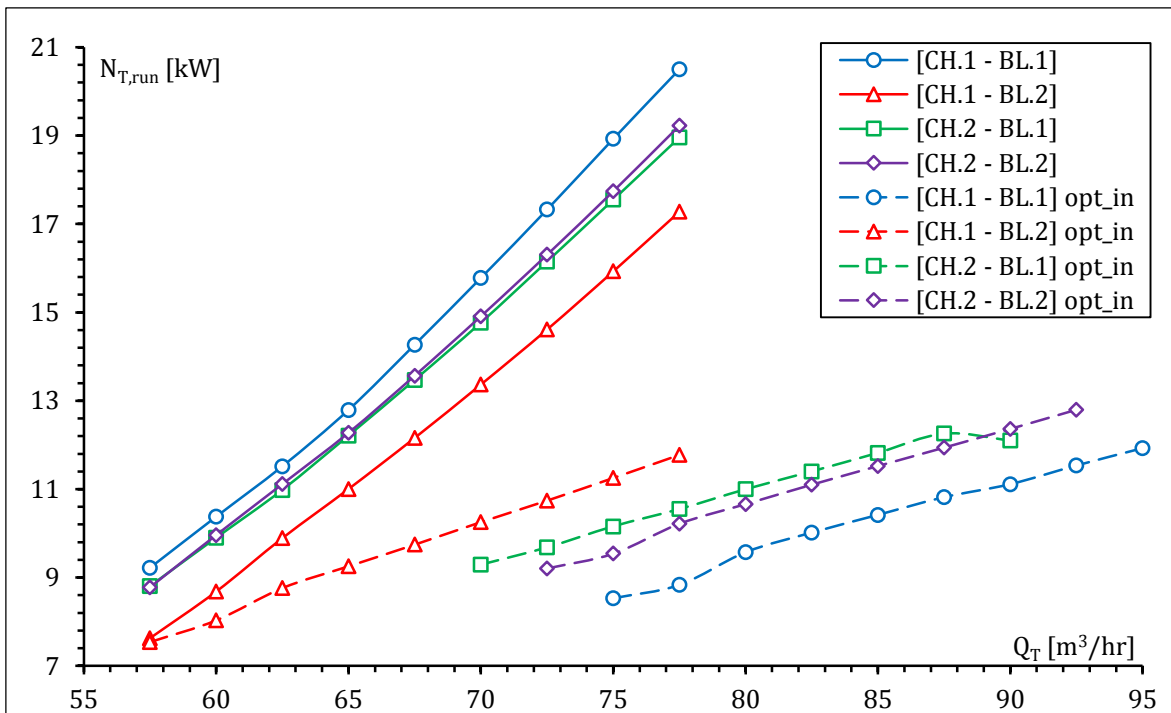


Οι καμπύλες λειτουργίας γενικά παρουσιάζουν τυπική μορφή, με την απαιτούμενη υδραυλική πτώση $H_{T,run,in}$ [Σχ. 6.17] και την αποδιδόμενη ισχύ $N_{T,run}$ [Σχ. 6.18] να έχουν αυξητική τάση όσο αυξάνει η παροχή Q_T και τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης $\eta_{T,run,en}$ [Σχ. 6.19] να εμφανίζει ένα, ολικό μέγιστο. Ακόμα, οι απώλειες κινητικής ενέργειας στην έξοδο $H_{T,run,kin,out}$ [Σχ. 6.20] οι οποίες συμπεριλαμβάνουν την απόκλιση των αντιστοιχών τριγώνων ταχυτήτων εξόδου, αναμενόμενα ελαχιστοποιούνται κοντά στα αντίστοιχα ΚΣΛ.

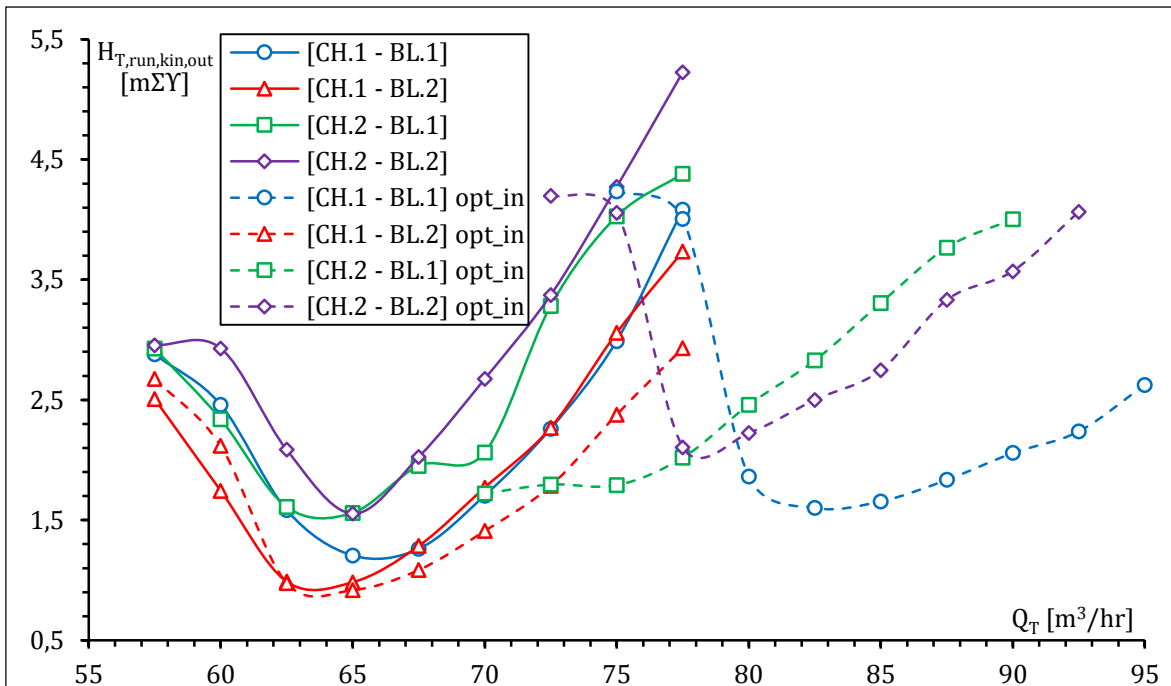
Ειδικότερα, παρατηρείται ότι για συνθήκες εισόδου της ροής στον δρομέα βάσει του σπειροειδούς κελύφους, οι τιμές της κανονικής παροχής $Q_{T,ΚΣΛ}$ κυμαίνονται αρκετά κοντά στην αρχικά εκτιμώμενη από τα στατιστικά δεδομένα της βιβλιογραφίας [$Q_{T,est} = 63 \text{ m}^3/\text{hr}$, βλ. Κεφ. 6.1.1], ενώ για είσοδο της ροής χωρίς κρούση, οι αντίστοιχες τιμές είναι αρκετά υψηλότερες, με επίσης υψηλότερες τιμές ενεργειακής απόδοσης για κάθε δρομέα. Ακόμα, στην περίπτωση αυτή, οι καμπύλες $H_{T,run,in}$ συστηματικά εμφανίζουν σημαντικά μικρότερες τιμές αλλά και μικρότερη κλίση, οδηγώντας έτσι σε μικρότερες τιμές αποδιδόμενης ισχύος, παρά την αυξημένη απόδοση.

Η παρατήρηση αυτή είναι συνεπής με την εκτίμηση που έγινε σχετικά στο Κεφ. 6.1.3, αφού οι συνθήκες εισόδου από το κέλυφος γενικά επιβάλλουν μικρότερες τιμές $\alpha_{1,T}$ οδηγώντας έτσι σε μεγαλύτερη κλίση της θεωρητικής καμπύλης ύψους – παροχής, ενώ ενισχυτικές προς αυτό, αν και μικρότερης σημασίας, είναι οι αυξημένες απώλειες κρούσης που αναμένεται να εμφανίζονται στις ακμές προσβολής για τις κλίσεις αυτές. Περαιτέρω, όσο περισσότερο αποκλίνουν οι διανομές $\alpha_{1,T,spc}$ και $\alpha_{1,T,opt}$ για κάθε δρομέα, τόσο επιτείνονται οι διαφορές των αντιστοιχών καμπυλών $H_{T,run,in}$ [Σχ. 6.17] και αντίστοιχα απομακρύνονται οι αντίστοιχες $Q_{T,ΚΣΛ}$ [Σχ. 6.18]. Τα ΚΣΛ των 4 δρομέων παρατίθενται στον Πιν. 6.1.





Σχήμα 6.19 Χαρακτηριστικές καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος ως προς την παροχή για την ανάστροφη λειτουργία των βελτιστοποιημένων πτερωτών αντλίας



Σχήμα 6.20 Χαρακτηριστικές καμπύλες απωλειών κινητικής ενέργειας εξόδου ως προς την παροχή για την ανάστροφη λειτουργία των βελτιστοποιημένων πτερωτών αντλίας

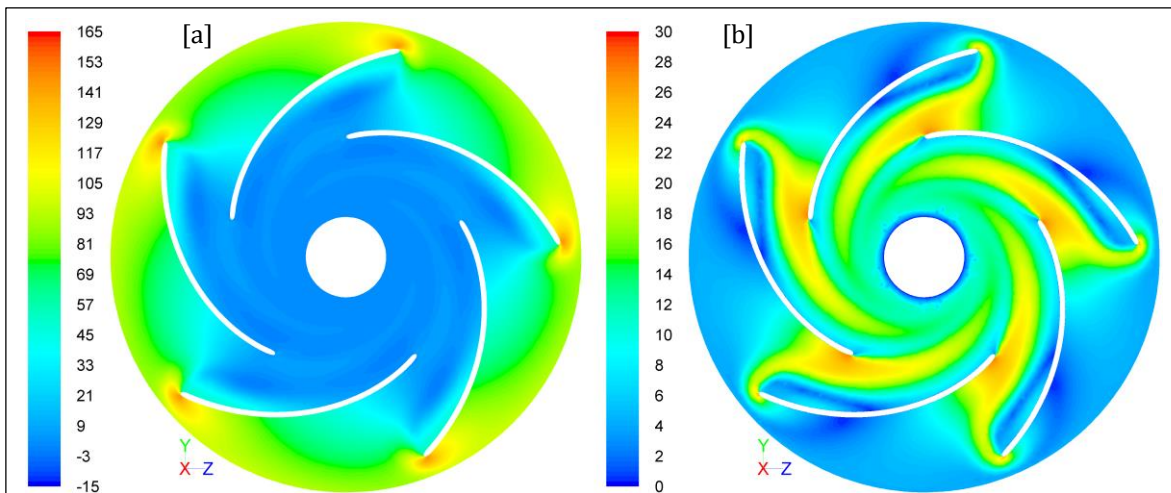
Τα παραπάνω χαρακτηριστικά έχουν ιδιαίτερη σημασία για τις εφαρμογές ηλεκτροπαραγωγής με χρήση PAT, καθώς καταδεικνύεται η επίδραση της γεωμετρίας του σπειροειδούς κελύφους στη λειτουργία τους, αλλά και η δυνατότητα αποδοτικής αξιοποίησης σημαντικά μικρότερων τιμών υδατόπτωσης, με κατάλληλη ρύθμιση των συνθηκών εισόδου της ροής στον δρομέα.

Πίνακας 6.1 Κανονικά σημεία ανάστροφης λειτουργίας δρομέων με συνθήκες εισόδου που καθορίζονται από το εκάστοτε σπειροειδές κέλυφος [src_in], είτε για ροή χωρίς κρούση [opt_in]

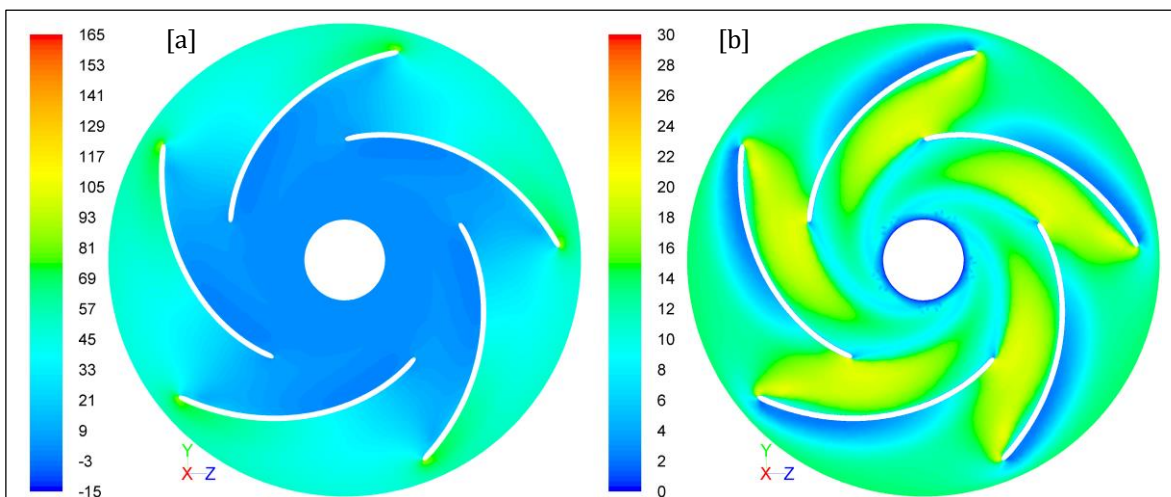
		Q _{T,ΚΣΛ} [m ³ /hr]	α _{1,T} [deg]	H _{T,run,in} [mΣΥ]	N _{T,run} [kW]	η _{T,irun,en}
src_in	[CH.1 - BL.1]	67,5	7,02	94,6452	14,2689	0,8211
	[CH.1 - BL.2]	62,5	7,72	67,9173	9,8910	0,8566
	[CH.2 - BL.1]	65	7,2	84,2252	12,2104	0,82
	[CH.2 - BL.2]	65	7,2	83,2392	12,2730	0,8339
opt_in	[CH.1 - BL.1]	82,5	14,06	52,4430	10,0158	0,8511
	[CH.1 - BL.2]	65	9,05	60,0146	9,2538	0,8721
	[CH.2 - BL.1]	75	11,52	57,7910	10,1556	0,8614
	[CH.2 - BL.2]	80	12,53	57,4154	10,6611	0,8533

Στα Σχ. 6.21 – 6.28 φαίνονται διαδοχικά σε κοινές χρωματικές κλίμακες οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου σχετικής ταχύτητας στην κάθετη τομή της επιφάνειας εισόδου των δρομέων, στα ΚΣΛ για συνθήκες εισόδου της ροής από το κέλυφος και για είσοδο αυτής χωρίς κρούση. Αναμενόμενα, με δεδομένο ότι τα τρίγωνα ταχυτήτων εδώ έχουν συνιστώσες σε αντίθετη κατεύθυνση από αυτές της αντλητικής λειτουργίας, οι υψηλότερες τιμές ολικής πίεσης και εδώ [βλ. Κεφ. 5.3 & 5.7] εμφανίζονται στις πλευρές υπερπίεσης των πτερυγίων, ενώ οι αντίστοιχες της σχετικής ταχύτητας στις πλευρές υποπίεσης.

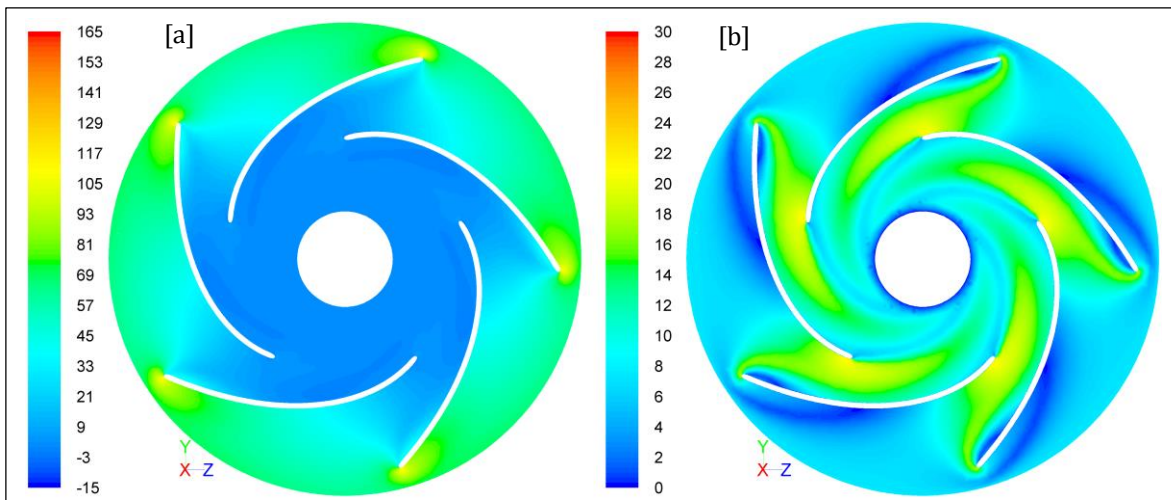
Ειδικότερα, σε όλους τους δρομείς, οι διανομές των εξεταζόμενων μεγεθών είναι σαφώς ομαλότερες εκατέρωθεν των πτερυγίων για συνθήκες opt_in, με μικρότερες αυξομειώσεις και ακραίες τιμές. Ειδικότερα, η σχετική ταχύτητα εμφανίζει ιδιαίτερα έντονη ανομοιομορφία για συνθήκες εισόδου src_in, κάτι που συνεπάγεται συγκριτικά αυξημένες υδραυλικές απώλειες, ενώ η ολική πίεση εμφανίζει υψηλότερα μέγιστα, σε αντιστοιχία με τις μεγαλύτερες υπολογιζόμενες τιμές υδραυλικής πτώσης για την λειτουργία αυτή. Σημειώνεται ότι οι μικρότερες παρατηρούμενες διαφορές μεταξύ των διαφορετικών συνθηκών εισόδου εμφανίζονται για τον δρομέα CH.1 – BL.2 [Σχ. 6.23 & 6.24], επιβεβαιώνοντας τη συγκριτική εγγύτητα που αποτυπώνεται στις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας [Σχ. 6.17 – 6.20].



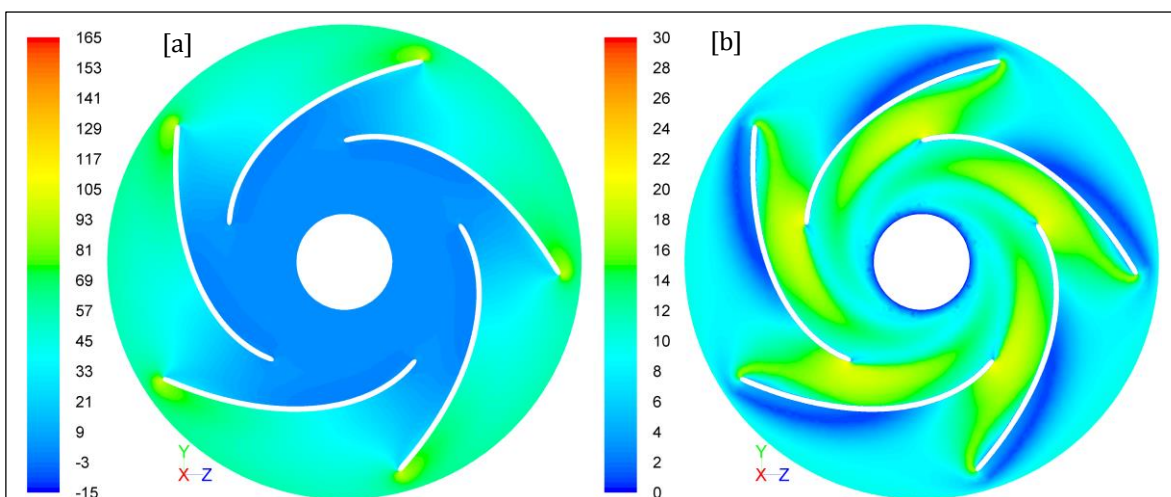
Σχήμα 6.21 Ισοϋψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT CH.1 - BL.1 στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\epsilon\Lambda,spc} = 67,5 \text{ m}^3/\text{hr}$] με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [$\alpha_{1,T,spc} = 7,018^\circ$]



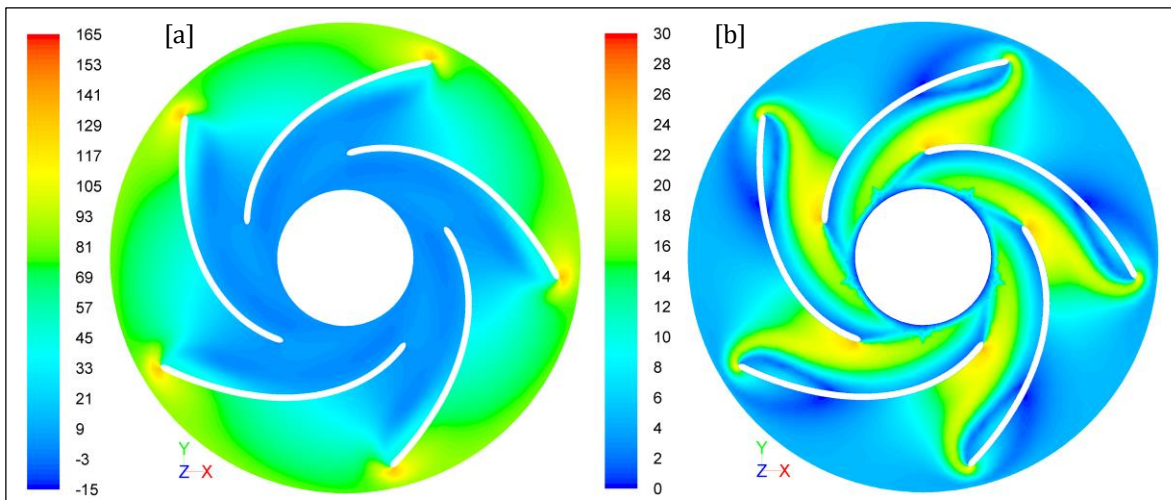
Σχήμα 6.22 Ισοϋψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT CH.1 - BL.1 στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\epsilon\Lambda,opt} = 82,5 \text{ m}^3/\text{hr}$] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση [$\alpha_{1,T,opt} = 14,0628^\circ$]



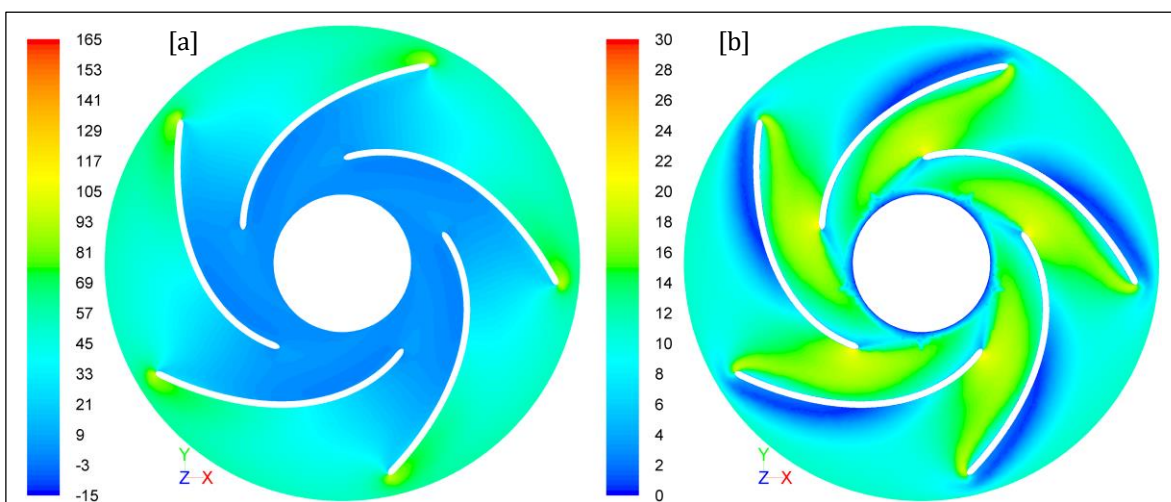
Σχήμα 6.23 Ισοψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT CH.1 - BL.2 στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\epsilon\Lambda,spc} = 62,5 \text{ m}^3/\text{hr}$] με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [$\alpha_{1,T,spc} = 7,7196^\circ$]



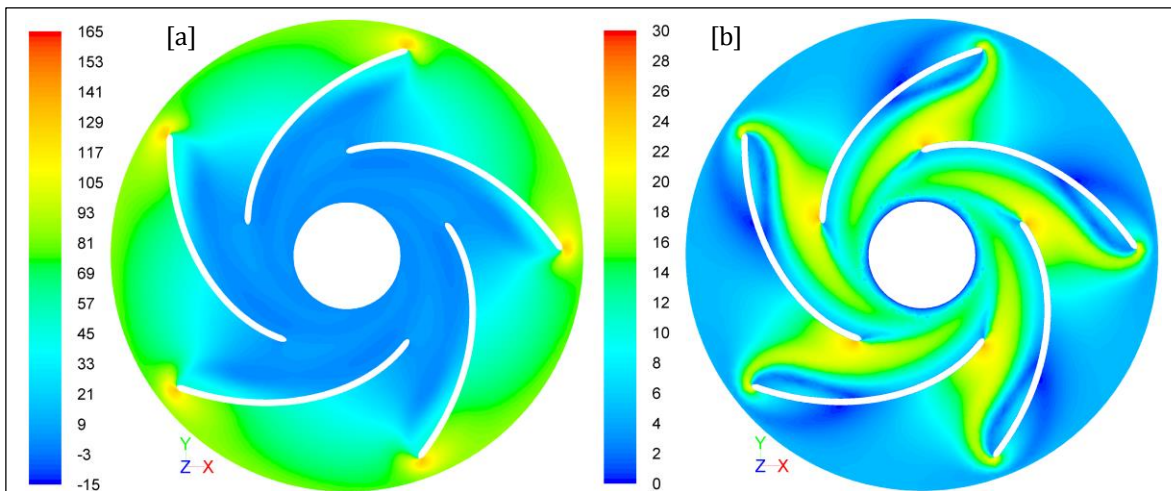
Σχήμα 6.24 Ισοψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT CH.1 - BL.2 στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\epsilon\Lambda,opt} = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση [$\alpha_{1,T,opt} = 9,0527^\circ$]



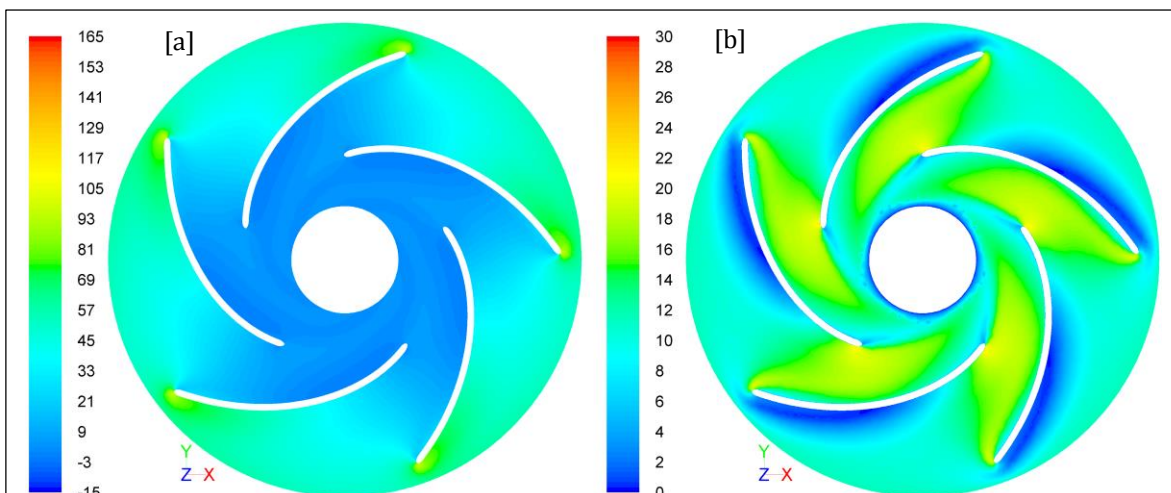
Σχήμα 6.25 Ισούψεις [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT CH.2 - BL.1 στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\Sigma\Lambda,spc} = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$] με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [$\alpha_{1,T,spc} = 7,2002^\circ$]



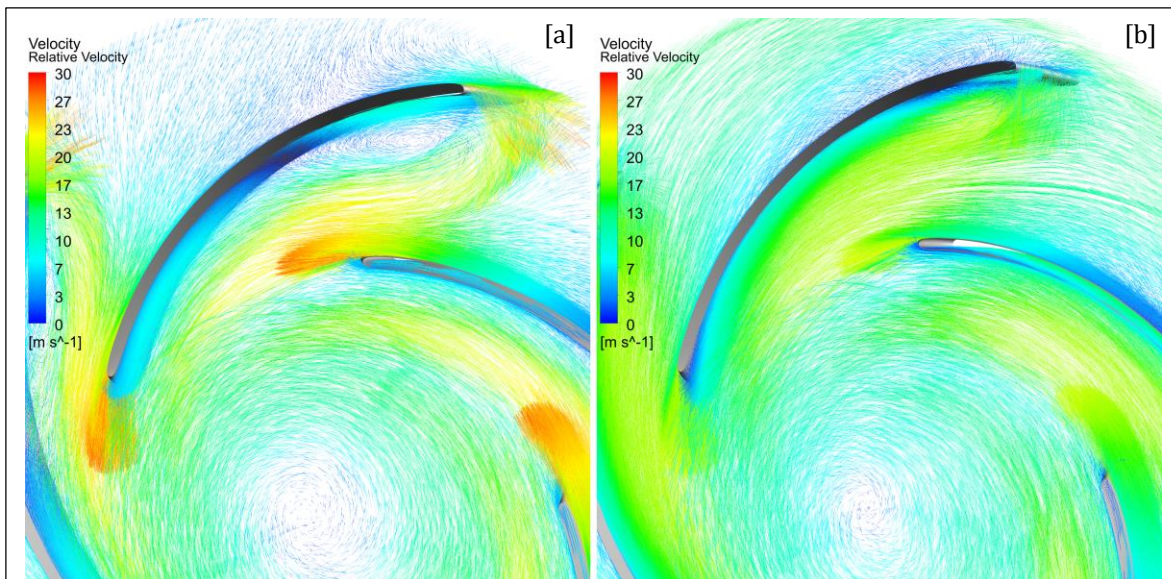
Σχήμα 6.26 Ισούψεις [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT [CH.2 - BL.1] στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\Sigma\Lambda,opt} = 75 \text{ m}^3/\text{hr}$] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση [$\alpha_{1,T,opt} = 11,5189^\circ$]



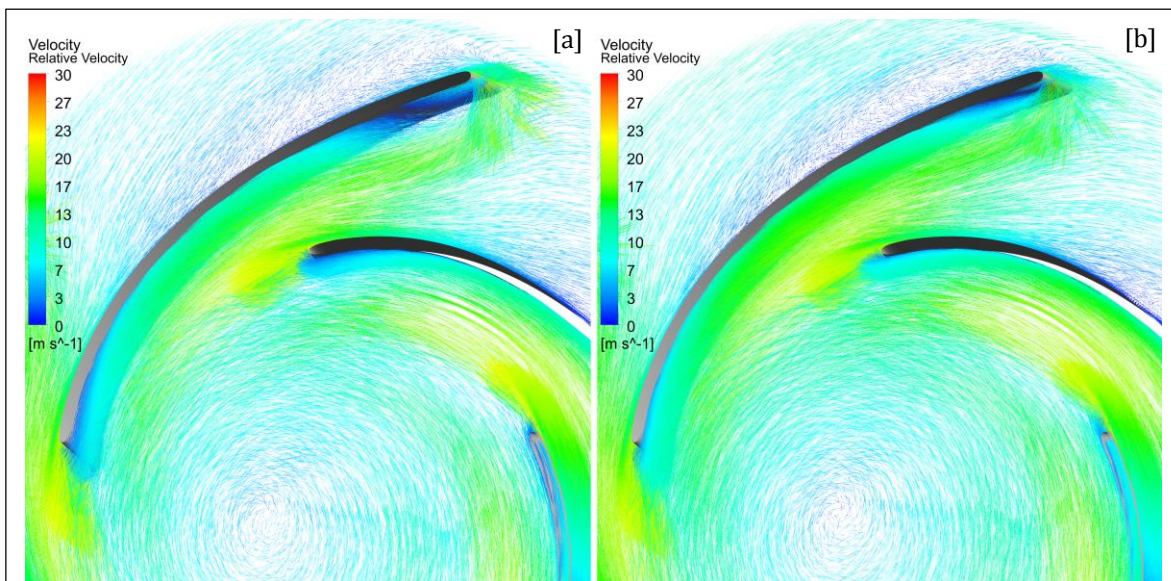
Σχήμα 6.27 Ισοψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT CH.2 - BL.2 στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\Sigma\Lambda,spc} = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$] με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [$\alpha_{1,T,spc} = 7,1978^\circ$]



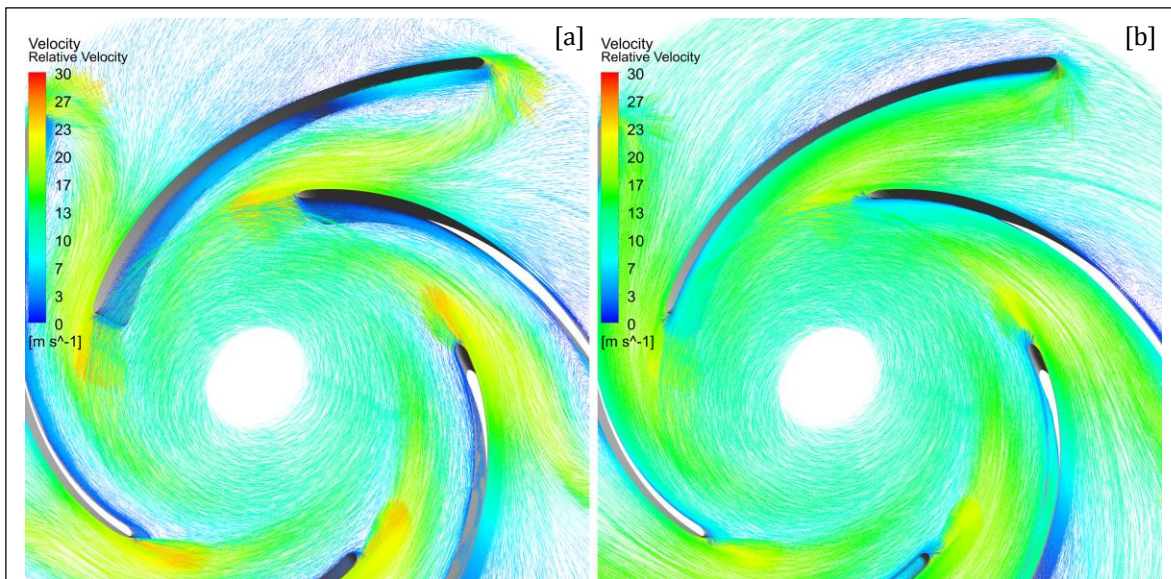
Σχήμα 6.28 Ισοψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα PAT CH.2 - BL.2 στην κανονική παροχή [$Q_{T,K\Sigma\Lambda,opt} = 80 \text{ m}^3/\text{hr}$] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση [$\alpha_{1,T,opt} = 12,5278^\circ$]



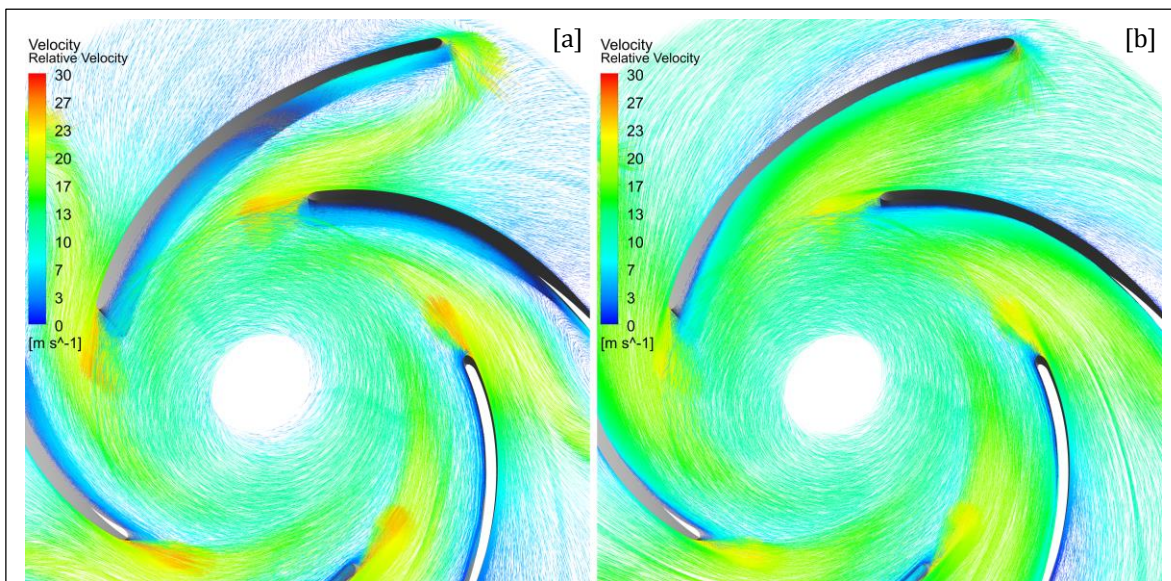
Σχήμα 6.29 Τριδιάστατη απεικόνιση των διανυσμάτων σχετικής ταχύτητας της ροής στον δρομέα CH.1 - BL.1 [a] για ροή με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [src] και [b] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση, στα αντίστοιχα ΚΣΛ



Σχήμα 6.30 Τριδιάστατη απεικόνιση των διανυσμάτων σχετικής ταχύτητας της ροής στον δρομέα CH.1 - BL.2 [a] για ροή με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [src] και [b] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση, στα αντίστοιχα ΚΣΛ



Σχήμα 6.31 Τριδιάστατη απεικόνιση των διανυσμάτων σχετικής ταχύτητας της ροής στον δρομέα CH.2 - BL.1 [a] για ροή με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [src] και [b] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση, στα αντίστοιχα ΚΣΛ



Σχήμα 6.32 Τριδιάστατη απεικόνιση των διανυσμάτων σχετικής ταχύτητας της ροής στον δρομέα CH.2 - BL.2 [a] για ροή με συνθήκες εισόδου του σπειροειδούς κελύφους [src] και [b] για είσοδο της ροής χωρίς κρούση, στα αντίστοιχα ΚΣΛ

Ακόμα, στα Σχ. 6.29 – 6.32 παρουσιάζονται συγκριτικά σε τριδιάστατη απεικόνιση τα διανύσματα της σχετικής ταχύτητας της ροής των 4 δρομέων για τα αντίστοιχα ΚΣΛ. Αναμενόμενα, η κλίση των διανυσμάτων κοντά στην είσοδο της ροής είναι σαφώς πιο κοντά στην κλίση της ακμής προσβολής για συνθήκες εισόδου opt_in , ενώ για src_in η κλίση τους είναι πολύ μικρότερη. Αυτό οφείλεται στο ότι ενώ και στις δύο περιπτώσεις τα διανύσματα έχουν ίση ακτινική συνιστώσα, για συνθήκες εισόδου src_in οι μικρότερες κλίσεις εισόδου της ροής συνεπάγονται μεγαλύτερη περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας c_u , άρα αντίστοιχα μικρότερη συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας w_u αφού σε κάθε περίπτωση ισχύει $c_u + w_u = u(r)$.

Περαιτέρω, για συνθήκες εισόδου src_in , δημιουργείται σταθερά μια περιοχή αποκόλλησης της ροής στις επιφάνειες υποπίεσης, ενώ παρατηρείται έντονη ανακυκλοφορία περί τις επιφάνειες υπερπίεσης. Αντίθετα, για συνθήκες εισόδου opt_in , και οι δύο αυτές περιοχές εξομαλύνονται σημαντικά, καθώς παρατηρείται μικρού εύρους ανακυκλοφορία στις επιφάνειες υπερπίεσης και σχεδόν καμία ανομοιομορφία της ροής στις επιφάνειες υποπίεσης. Και εδώ, οι μικρότερες επιμέρους διαφορές εμφανίζονται στον δρομέα CH.1 – BL.2, όπου οι ανομοιομορφίες της ροής για συνθήκες εισόδου src_in είναι ηπιότερες και τα δύο πεδία ροής ομοιάζουν περισσότερο μεταξύ τους σε σχέση με τους υπολοίπους δρομείς.

Από τις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας είναι εμφανές ότι ο δρομέας PAT με τα καλύτερα αποτελέσματα, τόσο ως προς την απόδοση όσο και ως προς την αποδιδόμενη ισχύ είναι ο CH.1 – BL.2, με τον CH.2 – BL.2 να έπεται. Ωστόσο, οι διαφορές ως προς την απόδοση αρκετά μικρές, καθώς δεν υπερβαίνουν ανά δύο το 3,6% ανεξαρτήτως συνθηκών εισόδου, και ακολούθως η αποδιδόμενη ισχύς εξαρτάται πρωτίστως από τη διαθέσιμη υδραυλική πτώση. Ακόμα, αναφορικά με την επιλογή σχεδιαστικών μεθοδολογιών για την περαιτέρω διερεύνηση των περιθωρίων βελτίωσης των PAT, θα πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι αφενός οι εξεταζόμενοι δρομείς προέκυψαν από την αριθμητική βελτιστοποίηση πετρωτής και στη συνέχεια επιλέγοντας από τα αντίστοιχα ΣΜΚΛ, χωρίς την παράλληλη θέση κριτηρίων σχετικών με την ανάστροφη λειτουργία, αφετέρου η γεωμετρία του σπειροειδούς κελύφους έχει εμφανώς καθοριστική επίδραση στις συνθήκες εισόδου, επηρεάζοντας έτσι συνδυαστικά την ανάστροφη λειτουργία, με αποτέλεσμα να μη μπορεί να απορριφθεί εξ ολοκλήρου καμία σχεδιαστική μεθοδολογία για την περαιτέρω διερεύνηση και βελτίωση των δρομέων PAT.

6.2 Σχεδιαστικές Παρεμβάσεις για τη Λειτουργική Βελτίωση των PAT

Στη συνέχεια, εξετάζεται μια σειρά από σχεδιαστικές παρεμβάσεις, λαμβάνοντας τους δρομείς των αρχικών PAT ως γεωμετρίες αναφοράς, αποκοπώντας στη βελτίωση των χαρακτηριστικών της ανάστροφης λειτουργίας και εστιάζοντας στην αύξηση της ενεργειακής απόδοσης. Στις παρεμβάσεις αυτές, χρησιμοποιούνται κατά περίπτωση οι

σχεδιαστικές μεθοδολογίες CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2, λόγω αφενός της μεγαλύτερης ευελιξίας που επιτρέπουν στον σχεδιασμό των πτερυγίων [βλ. Κεφ. 3.1.3.2] και αφετέρου λόγω των σχετικά υψηλότερων τιμών ενεργειακής απόδοσης που έδωσαν αυτοί οι αρχικοί δρομείς PAT στα αντίστοιχα ΚΣΛ [Κεφ. 6.1.5, Σχ. 6.18]. Οι μελετώμενες παρεμβάσεις αναφέρονται παρακάτω επιγραμματικά.

- **Αριθμητική βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του δρομέα:** Διεξάγονται δύο διαδικασίες βελτιστοποίησης με τις σχεδιαστικές μεθοδολογίες CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2, με σκοπό οι οι νέοι δρομείς να έχουν καλύτερη απόδοση των αντιστοιχών αρχικών, βάσει των συνθηκών εισόδου της ροής σε αυτούς που επιβάλλει το σπειροειδές κέλυφος.
- **Προσθήκη Διαχωριστικών Πτερυγίων:** Αποσκοπεί στην καλύτερη οδήγηση της ροής μεταξύ των κυρίων πτερυγίων του αρχικού δρομέα CH.1 – BL.2, αποφεύγοντας τα δυσμενή φαινόμενα ανακυκλοφορίας στο διάκενο μεταξύ των πτερυγίων, τα οποία παρατηρήθηκαν στο Κεφ. 6.1.5
- **Παρεμβολή Στεφάνης Ρυθμιστικών Πτερυγίων:** Εξετάζεται η λειτουργική βελτίωση στον υφιστάμενο δρομέα CH.2 – BL.2, με κατάλληλη ρύθμιση των συνθηκών εισόδου για κάθε τιμή της παροχής Q_T .

6.2.1 Αριθμητική Βελτιστοποίηση των Γεωμετριών του Δρομέα

Οι αριθμητικές βελτιστοποιήσεις του σχεδιασμού των δρομέων διεξάγονται με το γενικό λογισμικό EASY [βλ. Κεφ. 4.5.2] για τα ίδια εύρη ελεύθερων σχεδιαστικών παραμέτρων που χρησιμοποιήθηκαν για τις αντίστοιχες διαδικασίες πτερωτών φυγοκεντρικής αντλίας [βλ. Κεφ. 5.7], ενώ ως πρόσθετη σχεδιαστική παράμετρος εδώ εισάγεται ο αριθμός των πτερυγίων z στο εύρος [5 – 11]. Οι συνθήκες εισόδου της ροής στα BtB υπολογιστικά χωρία υπολογίζονται από τα δεδομένα του Σχ. 6.8, με διπλή γραμμική παρεμβολή ως προς το πλάτος εισόδου και την παροχή για κάθε αξιολόγηση. Η παροχή Q_T αφέθηκε ελεύθερη στο εύρος [60 – 70 m³/hr], εκατέρωθεν της κανονικής παροχής $Q_{T,ΚΣΛ}$ και για τις δύο εξεταζόμενες περιπτώσεις, ώστε κάθε εξεταζόμενη γεωμετρία να αξιολογείται για ένα σημείο λειτουργίας. Τέλος, οι προσομοιώσεις διεξάγονται κατά τα προηγούμενα με το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ και τις παραμέτρους κατασκευής πλέγματος που επιλέχθηκαν στο Κεφ. 6.1.4 [βλ. Κεφ. 5.2, Πιν. 5.2, 3^η & 8^η σειρά για τα υπολογιστικά χωρία μορφής μεσημβρινού καναλιού CH.1 και CH.2 αντιστοίχως].

Ο βασικός στόχος που τέθηκε σε κάθε διαδικασία ήταν η μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, καθώς αυτό είναι και το βασικό εξεταζόμενο χαρακτηριστικό προς βελτίωση της παρούσας Διατριβής στους δρομείς PAT. Συμπληρωματικά, για το σχηματισμό των ΣΜΚΛ, ως δευτερεύων στόχος τέθηκε η ελαχιστοποίηση των απαιτήσεων υδραυλικής πτώσης, προκειμένου να διευρύνεται το

πεδίο αποδοτικής λειτουργίας των νέων δρομέων σε εκμεταλλεύσεις μικρότερων υδατοπτώσεων [βλ. Κεφ. 1.3]. Οι αντίστοιχες αντικειμενικές συναρτήσεις φαίνονται στις Εξ. 6.6 & 6.7.

$$\mathbf{obj. 1: [1 - \eta_{T,run,en}] \rightarrow \min} \quad (6.6)$$

$$\mathbf{obj. 2: H_{T,run,in} \rightarrow \min} \quad (6.7)$$

Όπως και στο Κεφ. 5.7, σε κάθε διαδικασία βελτιστοποίησης διεξάγονται 500 επαναλήψεις χωρισμένες σε 5 γενιές, με πλήθος γονέων 25 και πλήθος απογόνων 100 ανά γενιά, όπου κάθε απόγονος προκύπτει από συνδυασμό 3 γονέων. Οι αξιολογήσεις απαιτήσαν μέσο υπολογιστικό χρόνο ~ 8 min ανά κύκλο αξιολόγησης [βλ. Κεφ. 4.5.3, Σχ. 4.30], δεσμεύοντας 7 πυρήνες σε υπολογιστικό σύστημα i7 @ 3,4 GHz 64 bit 8 πυρήνων με 16 GB RAM.

Στα Σχ. 6.33 – 6.40 και 6.41 – 6.48 παρουσιάζονται διαδοχικά τα ΣΜΚΛ των διαδικασιών βελτιστοποίησης, συγκρίνονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες ενεργειακού βαθμού απόδοσης, της απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης, της αποδιδόμενης ισχύος και της εξερχόμενης κινητικής ενέργειας και η γεωμετρία αρχικών και νέων δρομέων και τέλος εμφανίζονται οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου σχετικής ταχύτητας στις εγκάρσιες τομές που περνούν από τα μέσα των νέων δρομέων, στις ίδιες χρωματικές κλίμακες που χρησιμοποιήθηκαν για τους δρομείς αναφοράς [βλ. Κεφ. 5.2.1, Σχ. 5.75 & 5.79] για τις σχεδιαστικές μεθοδολογίες CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2 αντιστοίχως. Στο Σχ. 6.49 παρουσιάζονται σε τριδιάστατη απεικόνιση οι επιλεγμένες γεωμετρίες των δύο σχεδιαστικών μεθόδων, καθώς και εκείνες με την καλύτερη επίδοση σε κάθε αντικειμενική συνάρτηση. Στον Πιν. 6.2 φαίνονται οι ενδεικτικές διαστάσεις των δύο νέων δρομέων. Τέλος, στο Σχ. 6.50 δείχνονται σε τριδιάστατη απεικόνιση τα διανύσματα της σχετικής ταχύτητας της ροής στους νέους δρομείς.

Αρχικά, παρατηρείται ότι το ΣΜΚΛ της διαδικασίας βελτιστοποίησης με τη σχεδιαστική μεθοδολογία CH.1 – BL.2 [Σχ. 6.33] έχει σημαντικά μεγαλύτερο πλήθος λύσεων και εύρος επιδόσεων από αυτό της CH.2 – BL.2 [Σχ. 6.41], κάτι που ενδεχομένως συνεπάγεται καλύτερη σύγκλιση στη δεύτερη διαδικασία έναντι της πρώτης, για τον ίδιο αριθμό αξιολογήσεων και παρά το μεγαλύτερο πλήθος παραμέτρων της [22 έναντι 17]. Και στις δύο περιπτώσεις, οι νέες λύσεις επιλέγονται συμβιβαστικά, κοντά στα σημεία καμψής των ΣΜΚΛ, ώστε να έχουν καλή επίδοση ως προς και τους δύο στόχους, επιτυγχάνοντας αρκετά μεγάλη βελτίωση ως προς τις αρχικές γεωμετρίες. Τελικά, οι επιλεγμένοι δρομείς έχουν παρεμφερείς τιμές ενεργειακής απόδοσης [90,6% έναντι 90,51%] με τη CH.1 – BL.2 ωστόσο να εμφανίζει σημαντικά μικρότερη απαιτούμενη υδραυλική πτώση από τη CH.2 – BL.2 [42,49 έναντι 55,59 mΣΥ].

Όπως αναμένεται από τα δύο ΣΜΚΛ, οι επιλεγόμενες γεωμετρίες έχουν σημαντικές διαφορές, τόσο μεταξύ τους, λόγω και των διαφορετικών σχεδιαστικών μεθοδολογιών για το μεσημβρινό κανάλι, όσο και με τις αντίστοιχες ακραίες λύσεις [Σχ. 6.49]. Αυτό συμβαίνει καθώς επιδρούν δύο βασικοί μηχανισμοί, αναφορικά με τους δύο ανταγωνιστικούς στόχους: Για την ίδια παροχή Q_T , μεγαλύτερο πλήθος και μήκος πτερυγίων γενικά θα συνεπάγεται καλύτερη οδήγηση της ροής στους δρομείς και αποφυγή των περιοχών ανακυκλοφορίας και των αποκολλήσεων που παρατηρήθηκαν στις αρχικούς δρομείς, έως την οριακή περίπτωση όπου οι αυξημένες υδραυλικές απώλειες θα αντισταθμίζουν το κέρδος αυτό, λόγω της κρούσης σε περισσότερες ακμές προσβολής και υψηλότερης αναπτυσσόμενης τριβής λόγω οριακών στρωμάτων. Αφετέρου, τέτοιες γεωμετρίες με μεγαλύτερες φέρουσες επιφάνειες θα αντιστοιχούν σε υψηλότερη ενεργειακή μετατροπή, άρα μεγαλύτερες τιμές απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης. Περαιτέρω, η παροχή αξιολόγησης επηρεάζει ως προς την απαιτούμενη υδραυλική πτώση, καθώς μεγαλύτερες τιμές θα αυξάνουν το θεωρητικό ύψος του δρομέα.

Ειδικότερα, στην πρώτη διαδικασία βελτιστοποίησης, ο νέος δρομέας CH.1 – BL.2 έχει 8 πτερύγια έναντι 6 και 9 των ακραίων γεωμετριών για μέγιστο ενεργειακό βαθμό απόδοσης και ελάχιστη απαιτούμενη υδραυλική πτώση, αντιστοίχως, με τα πτερύγια του νέου δρομέα να έχουν κατά τι μεγαλύτερη κεντρική γωνία θ_{cov} έναντι των άλλων δύο, επομένως και μεγαλύτερο μήκος. Η τάση αυτή επιτείνεται από την υψηλότερη τιμή παροχής παροχής της γεωμετρίας με την υψηλότερη απόδοση [66,24 m³/hr] έναντι της επιλεγμένης [61,54 m³/hr] και εκείνης με τη μικρότερη υδραυλική πτώση [60,2 m³/hr], συμβαδίζοντας έτσι με την παραπάνω ποιοτική ανάλυση και αιτιολογώντας τις διαφορές τους στο ΣΜΚΛ. Αντίθετα, οι αντίστοιχες γεωμετρικές διαφορές στη δεύτερη διαδικασία είναι σαφώς μικρότερες, με τον νέο δρομέα να έχει 11 πτερύγια έναντι 10 των δύο ακραίων γεωμετριών, με παρεμφερή μήκη, με αποτέλεσμα οι διαφορές των επιδόσεων να καθορίζονται σε μεγάλο βαθμό από τις τιμές της παροχής, καθώς η γεωμετρία με την υψηλότερη απόδοση λειτουργεί σε κατά τι υψηλότερη τιμή [62,74 m³/hr] έναντι της επιλεγμένης [60,97 m³/hr] και αυτής με τη χαμηλότερη απαίτηση υδραυλικής πτώσης [60,28 m³/hr] στα αντίστοιχα σημεία αξιολόγησης.

Συγκρίνοντας τώρα τις δύο επιλεγόμενες γεωμετρίες μεταξύ τους [Σχ. 6.49 & Πιν 6.2], η CH.1 – BL.2 έχει μικρότερο πλήθος και μήκος πτερυγίων από την CH.2 – BL.2, με αποτέλεσμα τη σημαντικά μικρότερη απαιτούμενη υδραυλική πτώση στα αντίστοιχα ΚΣΛ, με πολύ μικρές διαφορές στην κανονική παροχή $Q_{T,ΚΣΛ}$ [$<0,6$ m³/hr], κάτι που επιτείνεται από τον εγγενή σχεδιασμό του μεσημβρινού καναλιού, αφού η μεθοδολογία CH.1 διευρύνεται κατάντη του βολβού ενώ η CH.2 όχι, το αισθητά μικρότερο πλάτος b_1 κατά 12,5% της CH.2 – BL.2 και το μεγαλύτερο αξονικό της μήκος, με τα παραπάνω να οδηγούν σε αύξηση της ταχύτητας της ροής, άρα και των

υδραυλικών απωλειών. Το τελευταίο επιβεβαιώνεται από τη σημαντικά υψηλότερη αποδιδόμενη ισχύ της CH.2 – BL.2, με σχεδόν ίδιες τιμές απόδοσης των δύο δρομέων.

Ακόμα, σημειώνεται ότι στο ΣΜΛΚ της πρώτης διαδικασίας βελτιστοποίησης η β_2 κυμαίνεται σταθερά στις χαμηλότερες τιμές του προκαθορισμένου εύρους [έως $14,6^\circ$ σε εύρος $12,5^\circ - 22,5^\circ$], ενώ στο ΣΜΚΛ της δεύτερης το ίδιο συμβαίνει για τη β_1 [έως $26,15^\circ$ σε εύρος $25^\circ - 35^\circ$] με αποτέλεσμα μεγαλύτερες τιμές της r_1 , λόγω της συσχέτισής τους από τα τρίγωνα ταχυτήτων εξόδου της αντλητικής λειτουργίας [βλ. Κεφ. 3.1.1, Εξ. 3.11 & 3.13]. Η πρώτη παρατήρηση σχετίζεται με την προσαρμογή των γεωμετριών προς ελαχιστοποίηση των απωλειών εξόδου, βάσει του αντιστοίχου τριγώνου ταχυτήτων, ενώ η δεύτερη συνδέεται με το μικρότερο πλάτος b_1 των γεωμετριών CH.2 – BL.2, το οποίο οδηγεί σε συγκριτικά μεγάλες κλίσεις εισόδου $\alpha_{1,T}$ [Σχ. 6.8], με αποτέλεσμα την προσαρμογή των τριγώνων ταχυτήτων εισόδου τους σε μικρότερες τιμές β_1 για είσοδο της ροής χωρίς κρούση.

Στη συνέχεια, εξετάζοντας τις χαρακτηριστικές καμπύλες των δύο νέων δρομέων και συγκρίνοντας με τις αντίστοιχες των αρχικών, αρχικά παρατηρείται σημαντική βελτίωση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης σε όλο το εύρος των εξεταζόμενων τιμών παροχής [Σχ. 6.34 & 6.42], ιδιαίτερα για τη δεύτερη διαδικασία βελτιστοποίησης, με ηπιότερο ρυθμό μείωσης εκατέρωθεν των ΚΣΛ και μικρές μεταβολές των νέων τιμών $Q_{T,ΚΣΛ}$ ως προς τις αρχικές. Οι νέες καμπύλες $\eta_{T,run,en}$ έχουν παρεμφερή μορφή μεταξύ τους, με αυτήν του νέου δρομέα CH.2 – BL.2 να εμφανίζει υψηλότερες τιμές όσο η παροχή αποκλίνει από το ΚΣΛ. Αντιστοίχως, οι καμπύλες απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης των νέων δρομέων [Σχ. 6.35 & 6.43] εμφανίζουν τυπική, γνησίως αύξουσα μορφή ως προς την παροχή, με αμφότερες να εμφανίζουν σταθερά μικρότερες τιμές των αρχικών στα εξεταζόμενα εύρη παροχής.

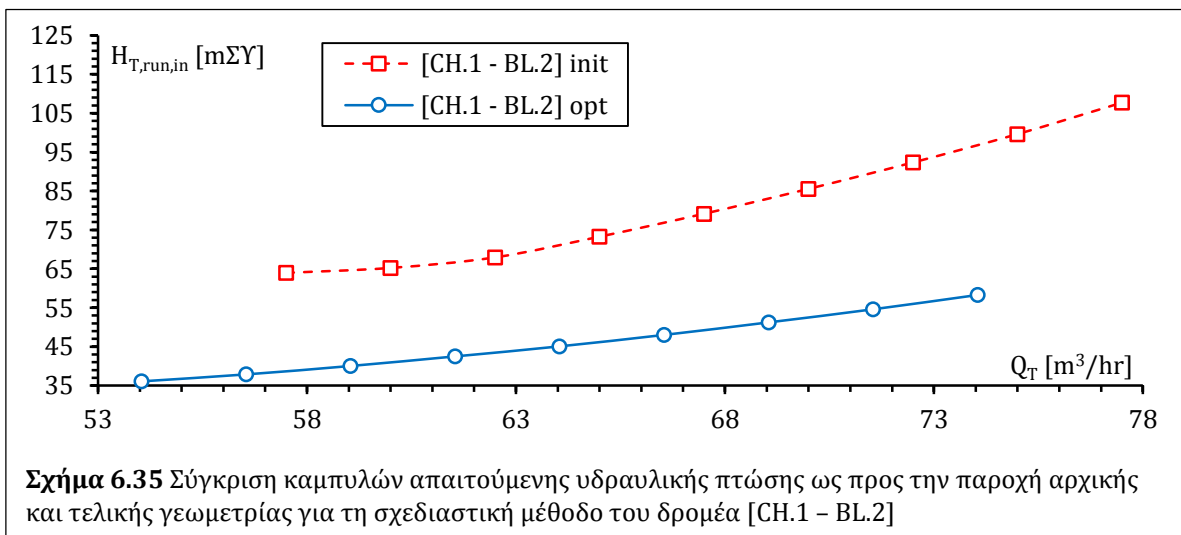
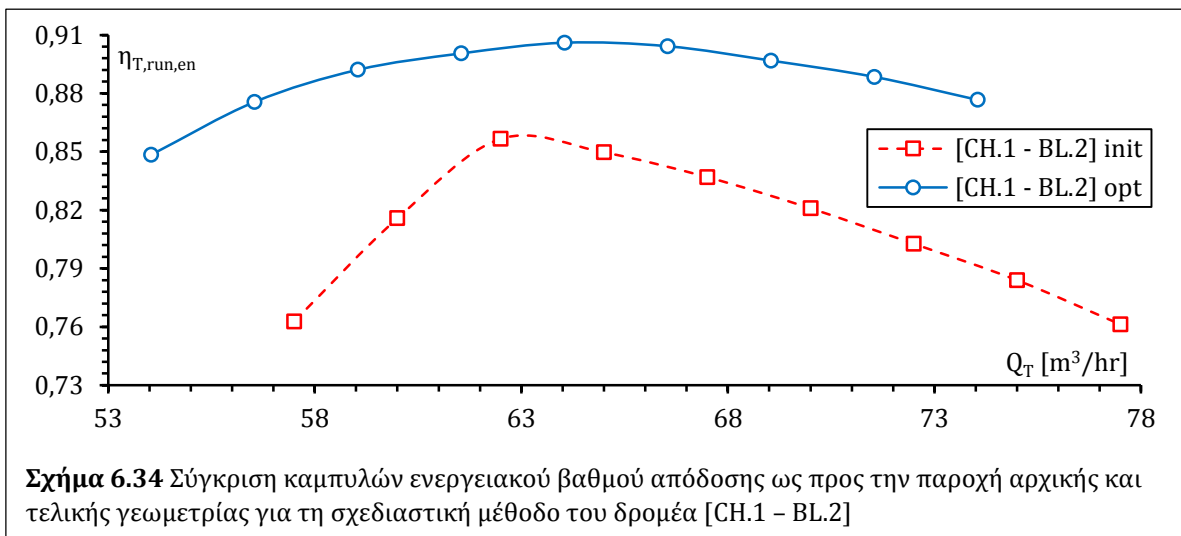
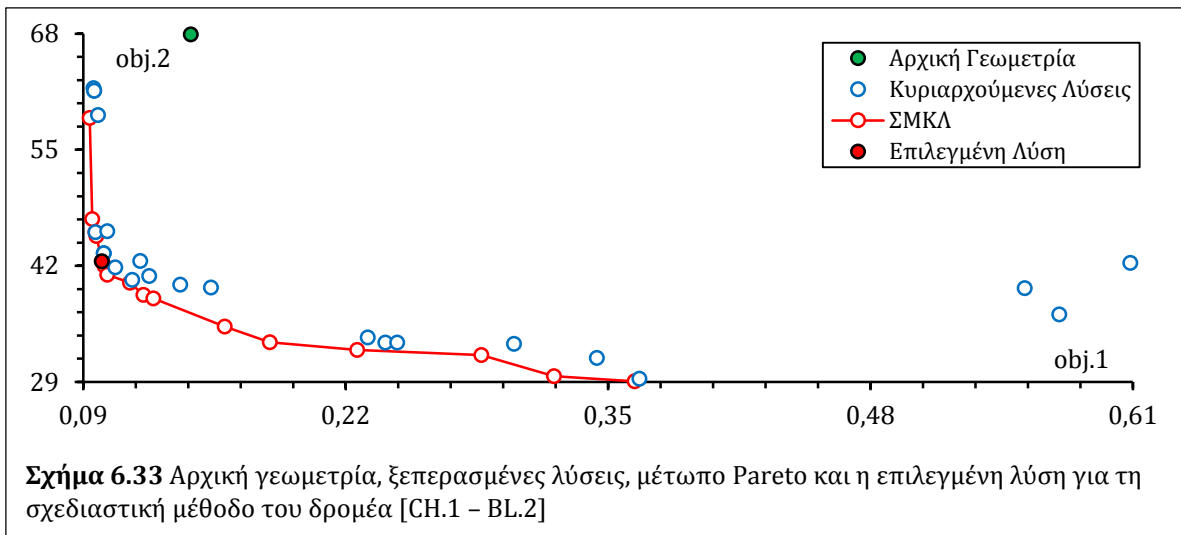
Γίνεται έτσι εμφανές ότι η βελτίωση που επιτεύχθηκε ως προς τους τιθέμενους στόχους στους δύο νέους δρομείς έναντι των αντιστοίχων αρχικών προεκτείνεται σταθερά και στις αντίστοιχες χαρακτηριστικές καμπύλες $\eta_{T,run,en}$ και $H_{T,run,in}$ επιβεβαιώνοντας έτσι την ορθότητα της επιλογής αξιολογήσεων ενός σημείου λειτουργίας κάθε γεωμετρίας αντί περισσότερων και άρα της διεξαγωγής οικονομικότερων διαδικασιών βελτιστοποίησης από πλευράς υπολογιστικού χρόνου.

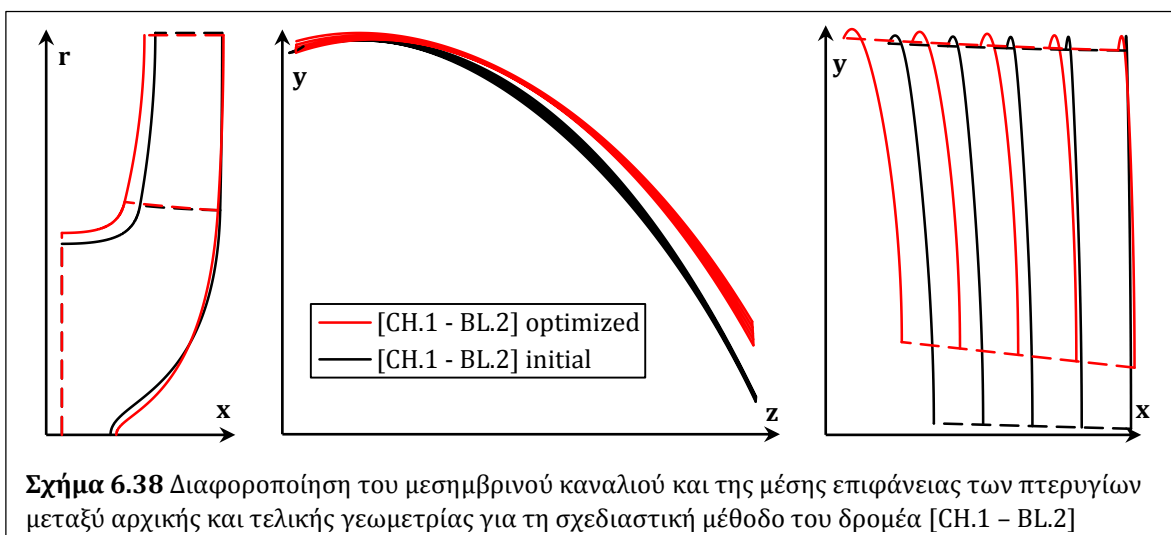
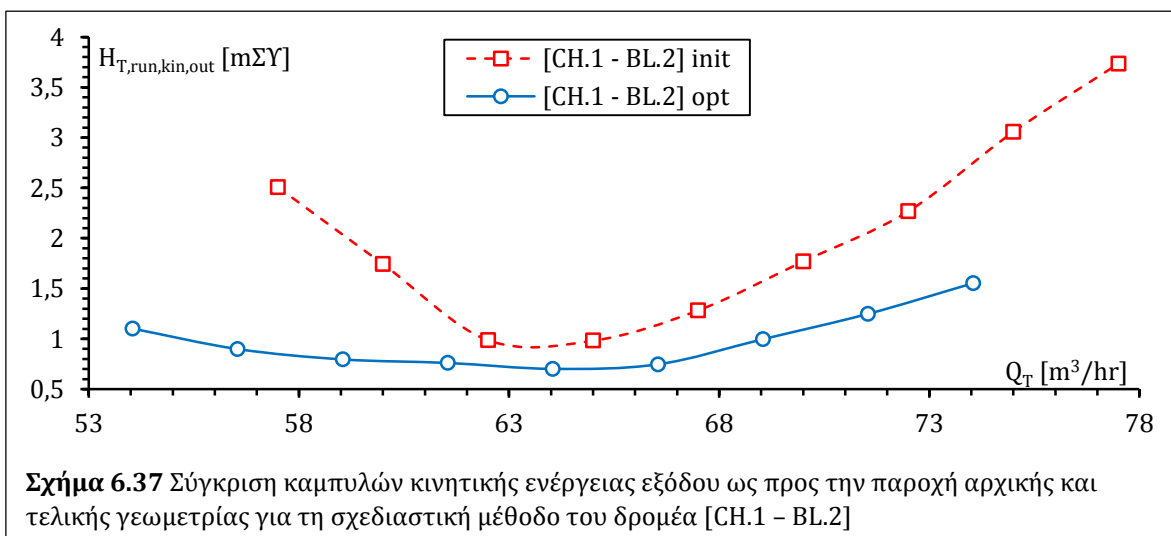
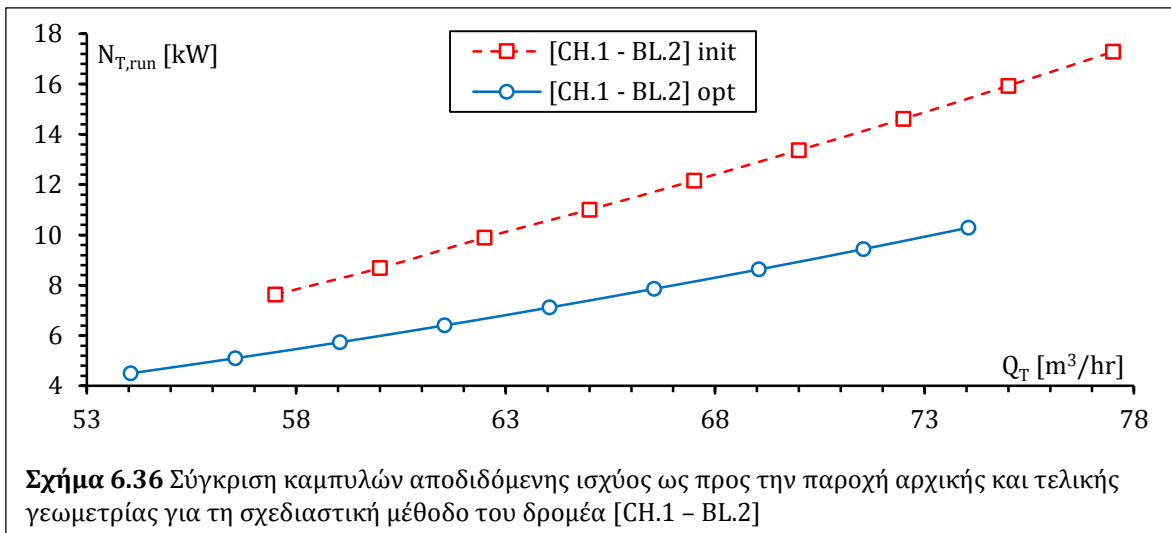
Ομοίως τυπική συμπεριφορά εμφανίζουν και οι καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος των νέων δρομέων [Σχ. 6.36 & 6.44], με μονότονη αύξηση συναρτήσεως της παροχής, με σταθερά χαμηλότερες τιμές από αυτές των αρχικών δρομέων, κάτι που οφείλεται στις σταθερά χαμηλότερες τιμές $H_{T,run,in}$ και στις δύο περιπτώσεις, παρά τις αντίστοιχα αυξημένες $\eta_{T,run,en}$. Αναμενόμενα, ο νέος δρομέας CH.1 – BL.2 αποδίδει μικρότερη ισχύ από τον αντίστοιχο CH.2 – BL.2 σε όλο το εύρος παροχών, λόγω των σημαντικά υψηλότερων τιμών $H_{T,run,in}$ αλλά και των κατά τι υψηλότερων τιμών $\eta_{T,run,en}$ που εμφανίζει εκατέρωθεν του ΚΣΛ. Τέλος, η ελάχιστη εξερχόμενη κινητική ενέργεια

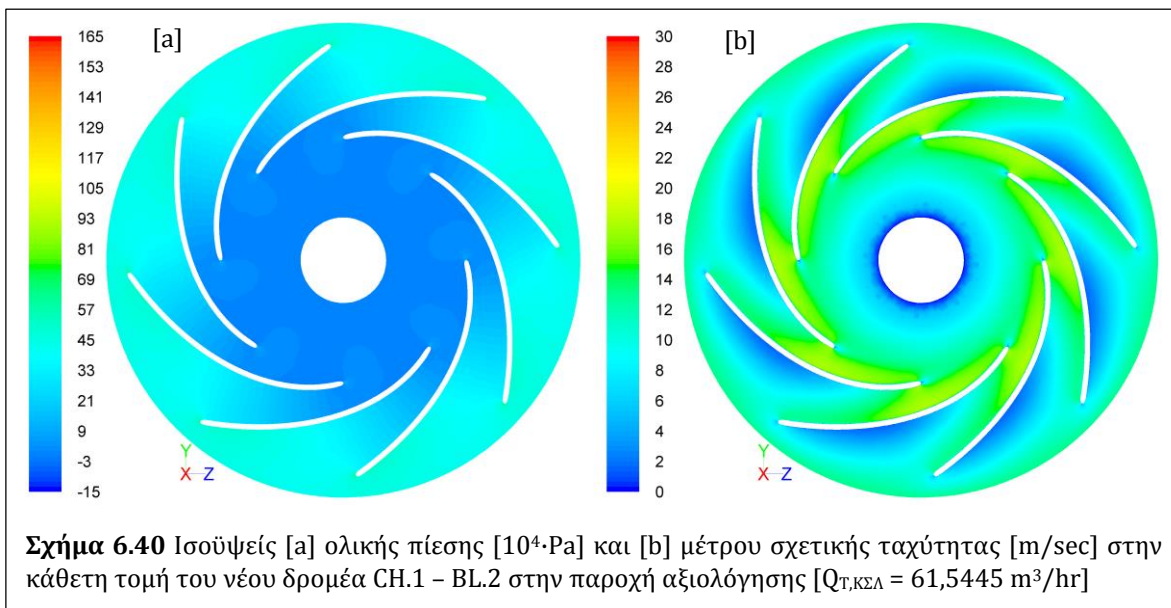
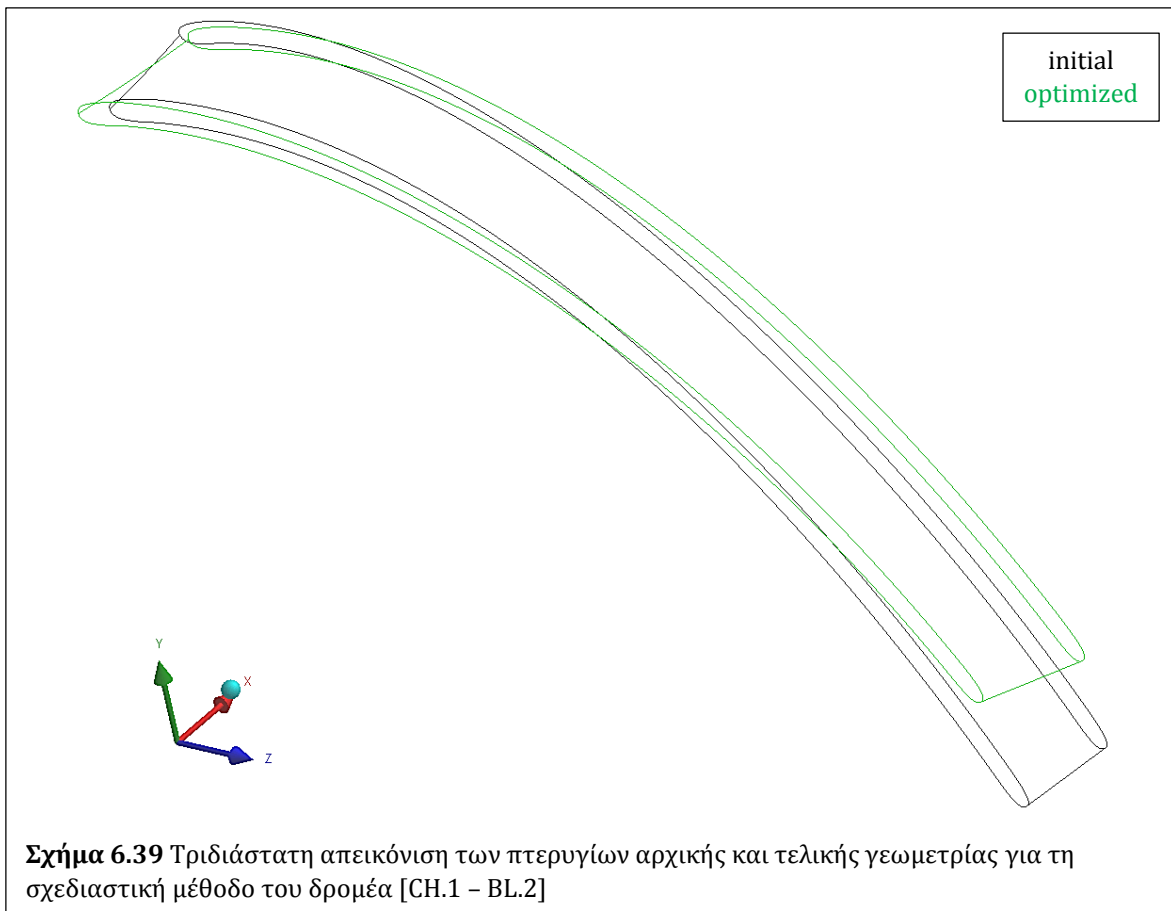
$H_{T,run,kin,out}$ του νέου δρομέα CH.1 – BL.2 [Σχ. 6.37] παρατηρείται στην κανονική παροχή αυτού, ενώ το αντίστοιχο σημείο για τον νέο δρομέα CH.2 – BL.2 [Σχ. 6.45] εμφανίζεται δεξιότερα του ΚΣΛ, δείχνοντας ότι το ρευστό εξέρχεται με θετική συστροφή στην κανονική παροχή $Q_{T,ΚΣΛ}$ άρα ο σχεδιασμός της γεωμετρίας κοντά στην ακμή εκφυγής αποκλίνει από το βέλτιστο τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου, και ειδικότερα η β_2 έχει υψηλότερη τιμή της θεωρητικά υπολογιζόμενης ως βέλτιστη.

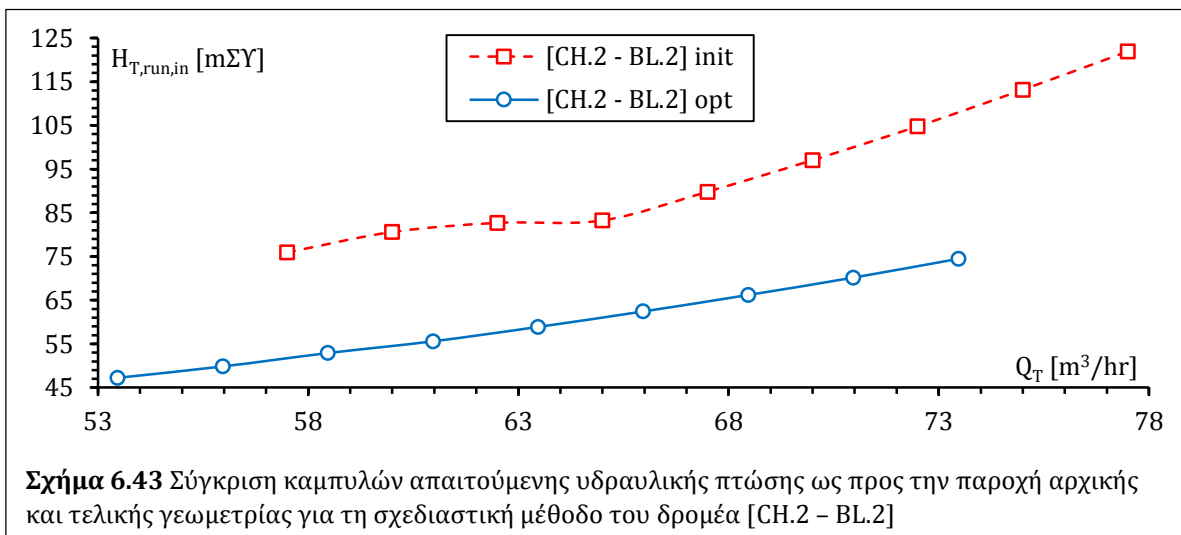
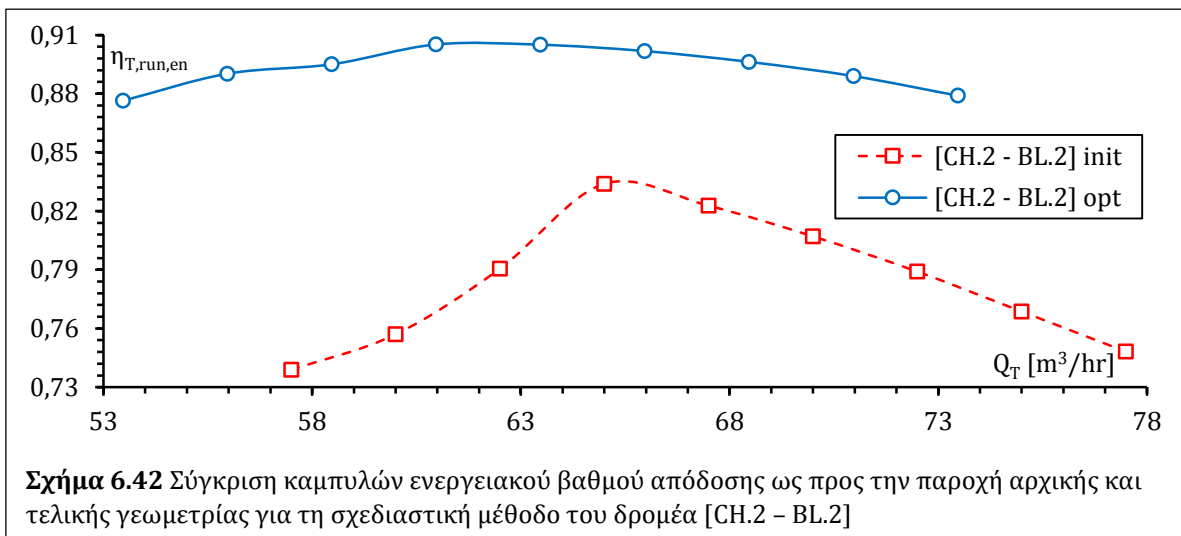
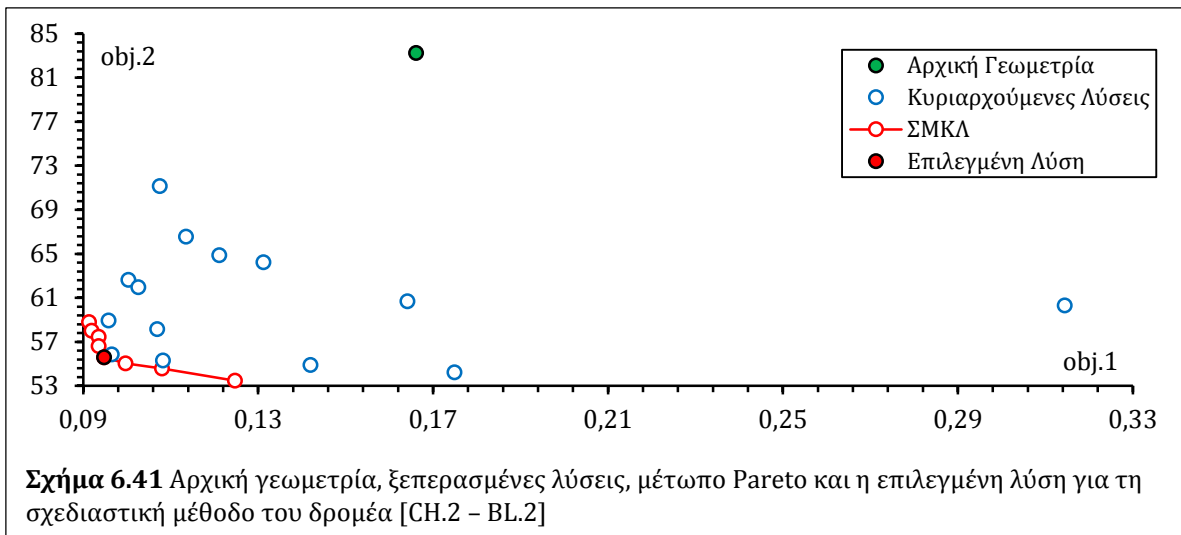
Περαιτέρω, συγκρίνοντας τις γεωμετρίες μεταξύ νέων και αντίστοιχων αρχικών δρομέων [Σχ. 6.38, 6.39 & 6.46, 6.47] παρατηρείται ότι οι νέοι δρομείς έχουν μεγαλύτερα μεσημβρινά πλάτη, μεγαλύτερο πλήθος πτερυγίων και μικρότερα μήκη αυτών και στις δύο περιπτώσεις, με αποτέλεσμα η μορφή τους να προσεγγίζει αυτή των δρομέων υδροστροβίλων Francis, όσο αυτό επιτρέπεται από τις αντίστοιχες σχεδιαστικές μεθοδολογίες, επιβεβαιώνοντας τη θεωρητική ανάλυση της σχετικής βιβλιογραφίας (Alatorre – Frenk, 1994; Παπαντώνης, 2002) [βλ. Κεφ. 1.2]. Οι μεγαλύτερες διαφορές εντοπίζονται μεταξύ αρχικού και νέου δρομέα CH.2 – BL.2, με τον τελευταίο να εμφανίζει επιπλέον μεγαλύτερες τιμές r_1 και r_2 , καθώς και μεγαλύτερο αξονικό μήκος, διαφορές οι οποίες οδηγούν σε μικρή αύξηση των διακένων μεταξύ των πτερυγίων και στην πρόσδοση μικρότερης καμπυλότητας στο μεσημβρινό κανάλι, αντιστοίχως.

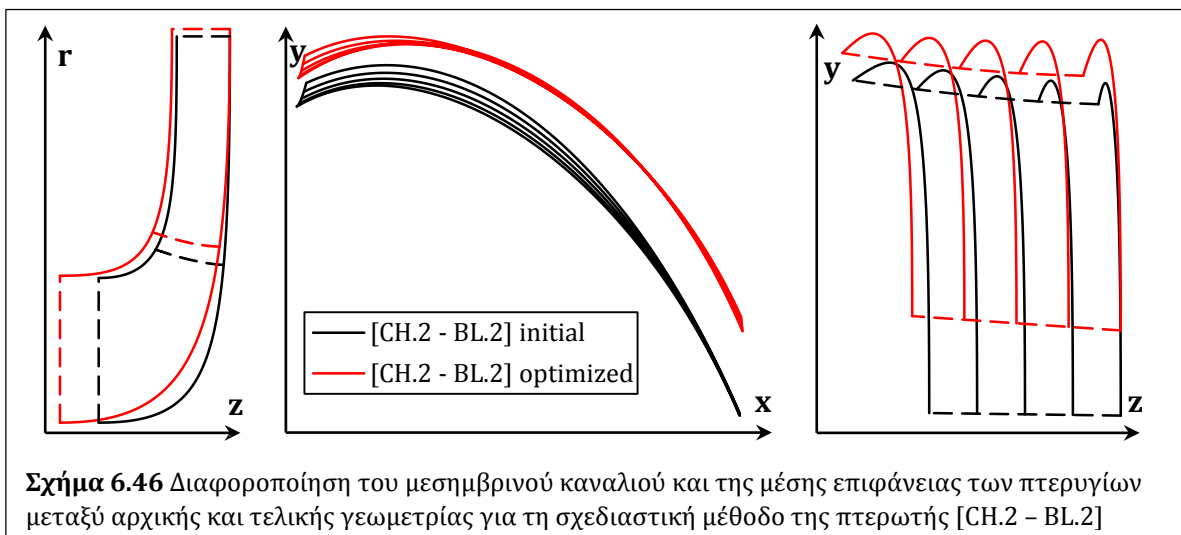
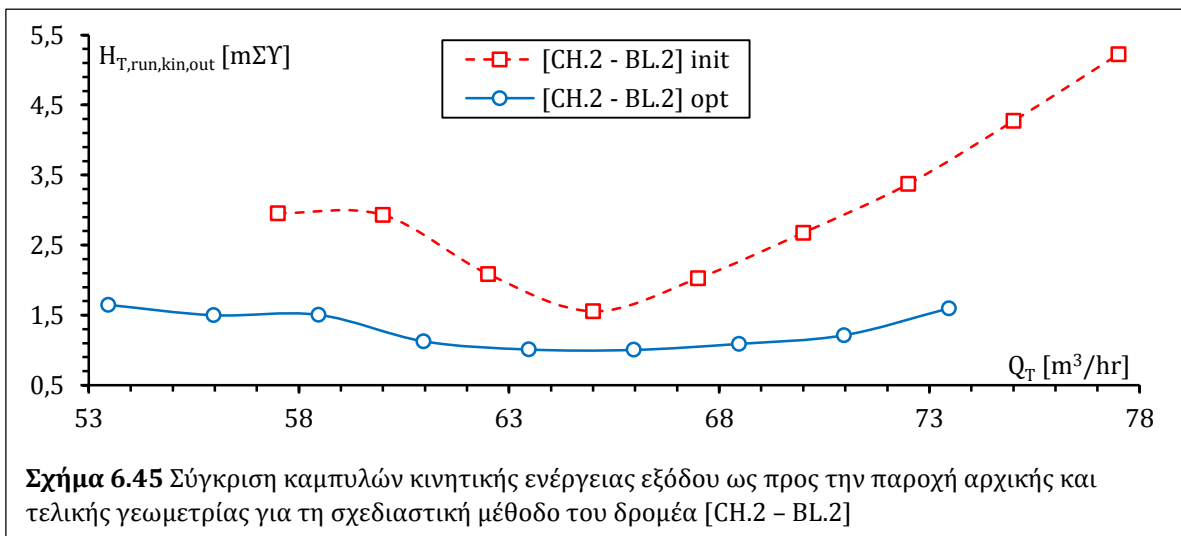
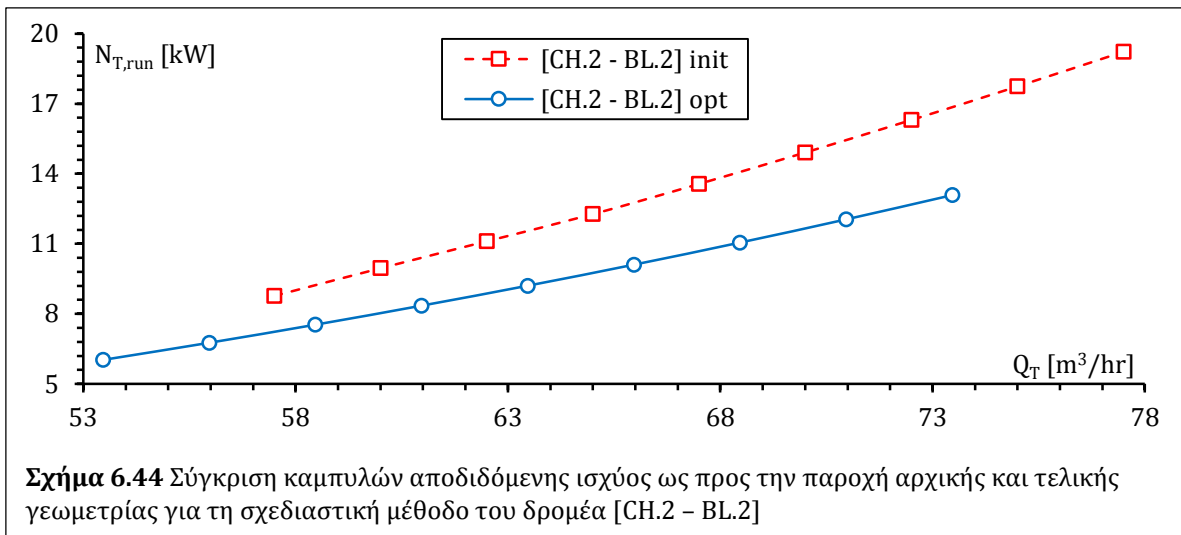
Στη συνέχεια, εξετάζοντας συγκριτικά τις ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου σχετικής ταχύτητας στις εγκάρσιες τομές αρχικών [βλ. Κεφ. 6.1.1, Σχ. 6.23 & 6.27] και νέων δρομέων [Σχ. 6.40 & 6.48] στα αντίστοιχα ΚΣΛ, γενικά παρατηρούνται αρκετά ομαλότερες διανομές των δύο μεγεθών στους νέους δρομείς. Ειδικότερα, οι ισοϋψείς της ολικής πίεσης εμφανίζουν αναμενόμενα χαμηλότερες μέγιστες τιμές στους νέους δρομείς, λόγω των χαμηλότερων υδραυλικών πτώσεων, ενώ εδώ δεν υπάρχουν οι απότομες αυξομειώσεις που παρατηρήθηκαν στους αρχικούς δρομείς, τόσο κοντά στις ακμές προσβολής όσο και στα διάκενα μεταξύ των πτερυγίων, κάτι που αποδίδεται στην προσαρμογή των πτερυγίων των νέων δρομέων στις κλίσεις $\alpha_{1,T}$ που υπαγορεύει το σπειροειδές κέλυφος για είσοδο της ροής χωρίς κρούση και στο μεγαλύτερο αριθμό πτερυγίων αυτών, αντιστοίχως. Επίσης, οι ισοϋψείς της ταχύτητας εμφανίζουν επίσης μικρότερες μεταβολές περί τις ακμές προσβολής των πτερυγίων των νέων δρομέων και πάλι λόγω των μειωμένων απωλειών κρούσης. Περαιτέρω, οι εκτεταμένες περιοχές χαμηλών ταχυτήτων προς τις επιφάνειες υπερπίεσης των αρχικών δρομέων συνδέονται με τις αυξημένες πιέσεις λόγω των μεγαλύτερων υδραυλικών πτώσεων και δεν εμφανίζονται στους νέους δρομείς. Τέλος, οι μικρότερες ταχύτητες προς τις ακμές εκφυγής ερμηνεύονται από τον περιορισμό των απωλειών κινητικής ενέργειας στην έξοδο του δρομέα που παρατηρήθηκε προηγουμένως, λόγω καλύτερης προσαρμογής των γεωμετριών στα θεωρητικά τρίγωνα ταχυτήτων εξόδου.

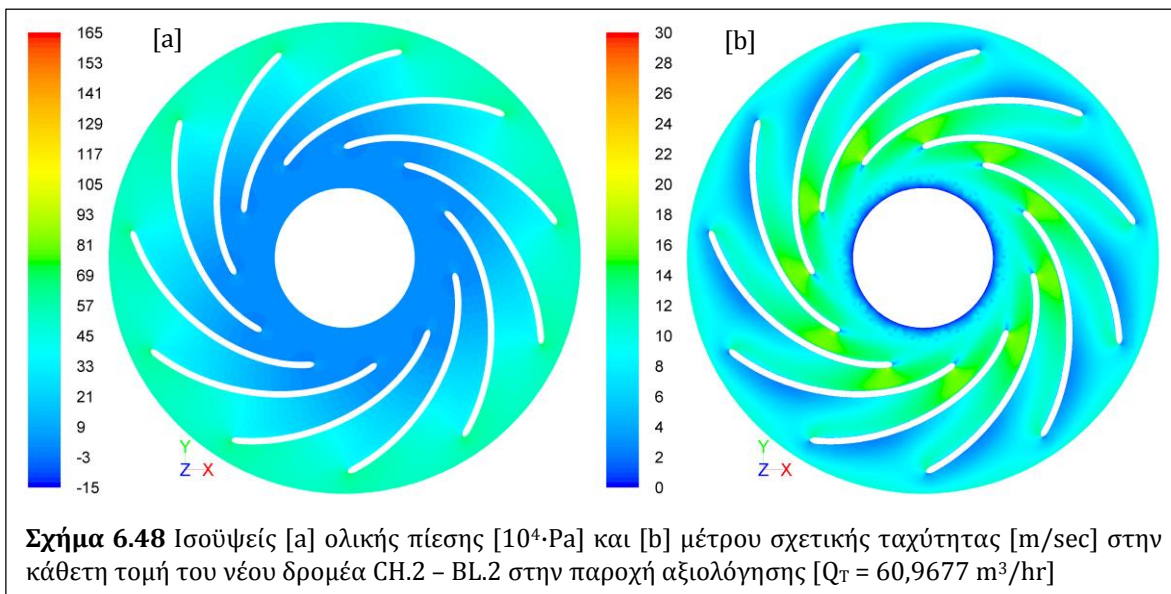
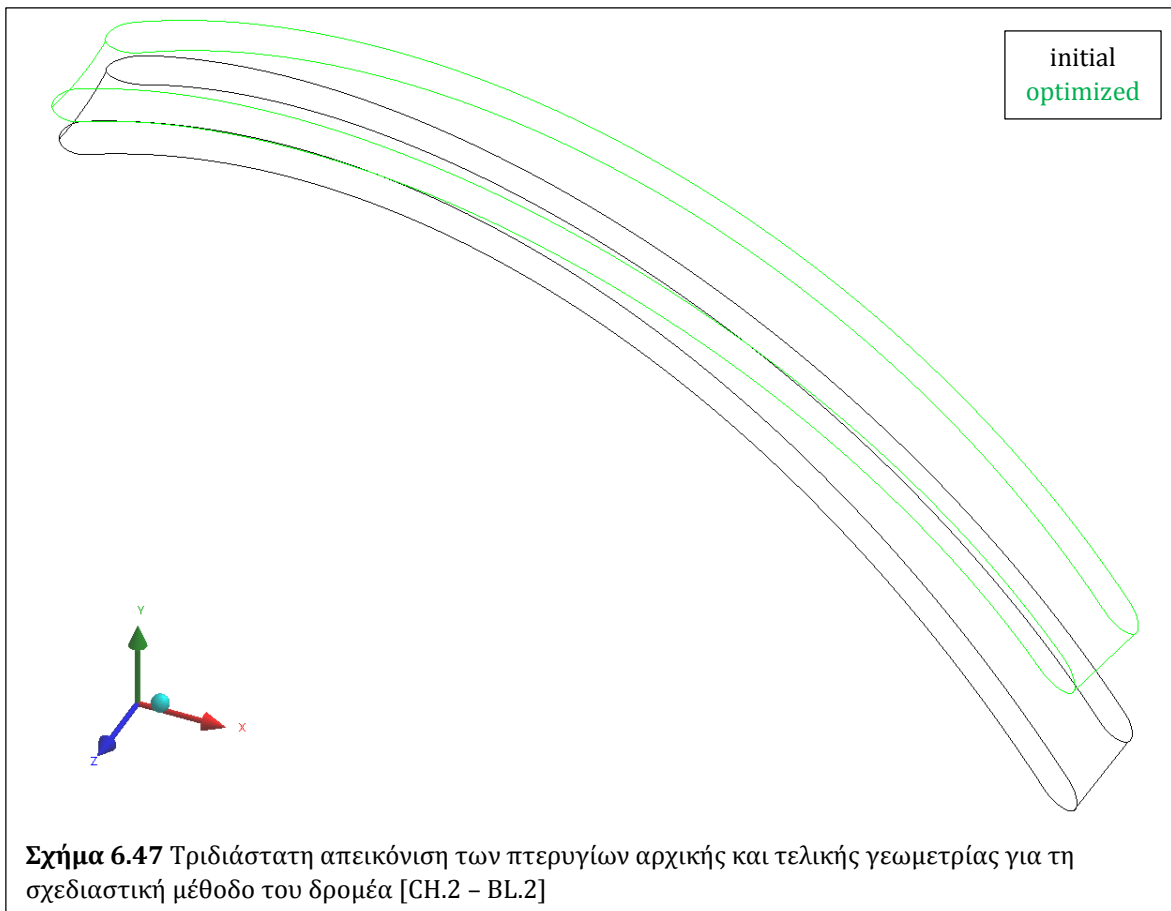


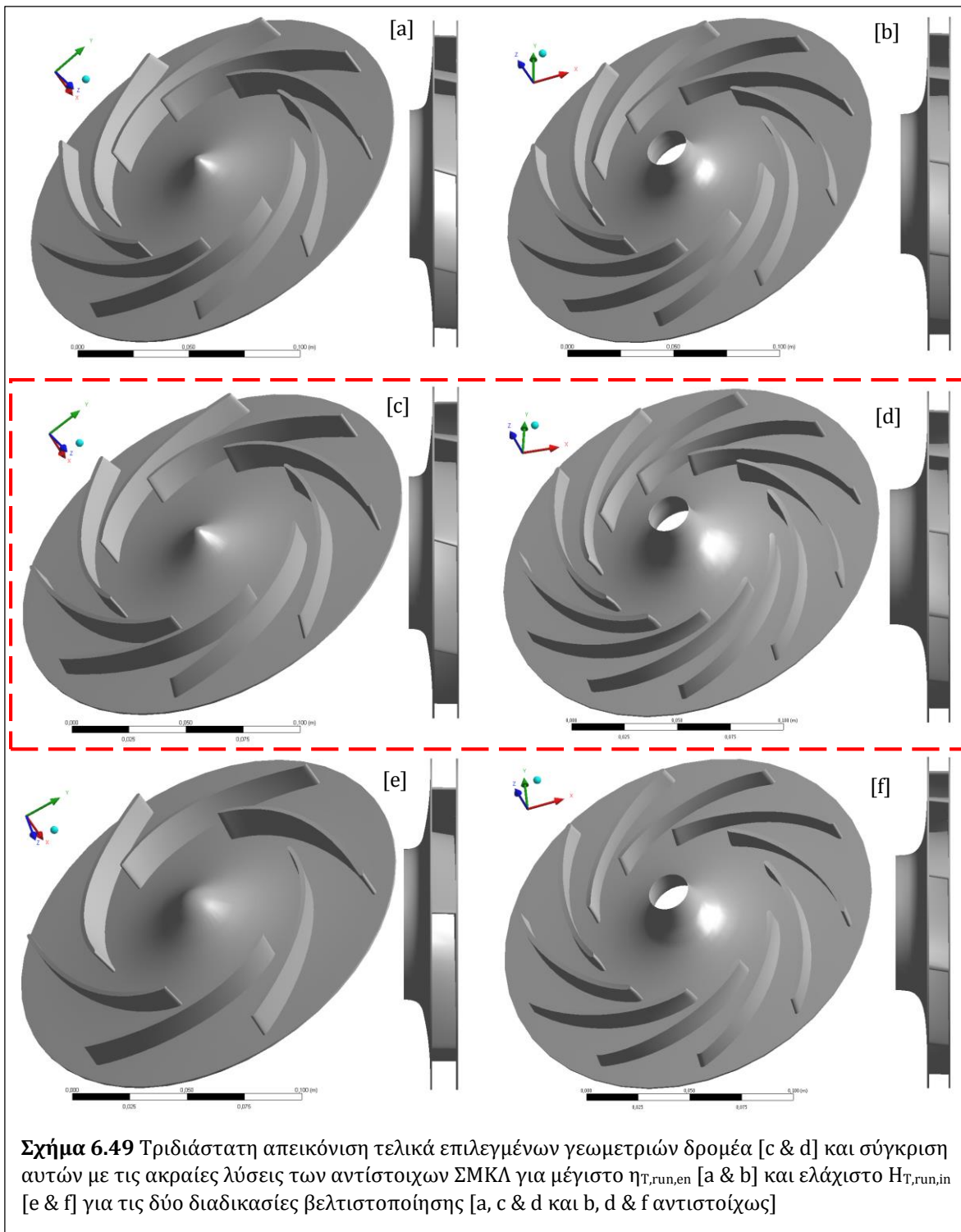






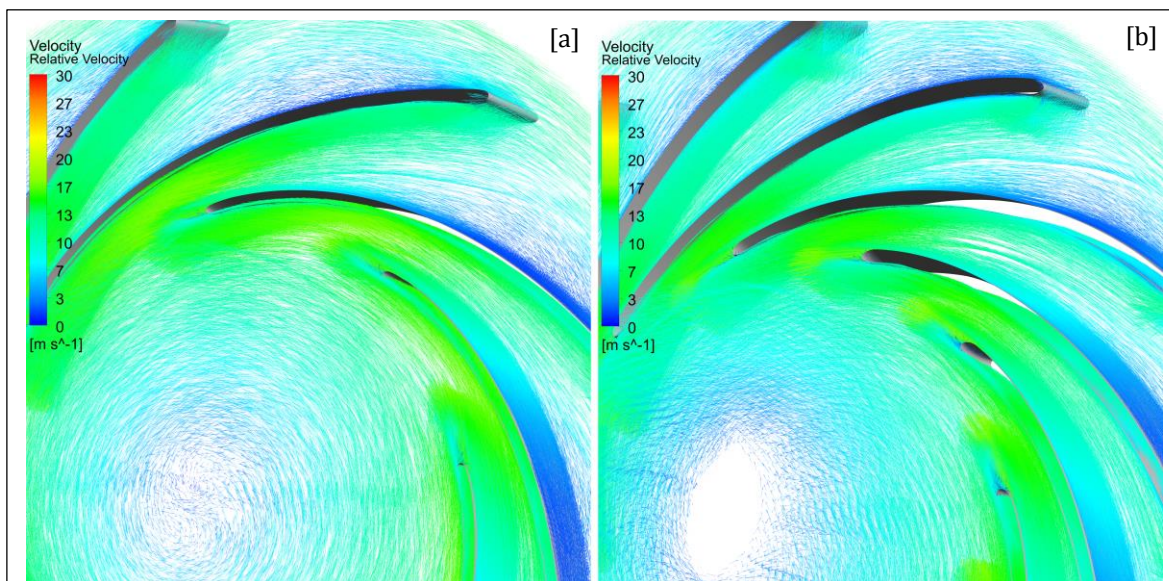






Πίνακας 6.2 Παροχή, κλίση ροής στη είσοδο και γεωμετρικά μεγέθη των τελικών σχεδιάσεων του δρομέα

Σχεδιαστική Μέθοδος	$Q_{T,ΚΕΛ}$ [m ³ /hr]	$\alpha_{1,T}$ [deg]	z	β_1 [°]	β_2 [°]	b_1 [m]	r_1 [m]	$r_{2,m}$ [m]	$\theta_{cov,m}$ [°]
[CH.1 - BL.2]	61,5445	9,4674	8	31,696	14,1911	0,01254	0,08277	0,04728	86,5885
[CH.2 - BL.2]	60,9677	8,0433	11	25,2151	21,2306	0,01097	0,08528	0,04457	80,9677



Σχήμα 6.50 Τριδιάστατη απεικόνιση των διανυσμάτων σχετικής ταχύτητας της ροής στον νέο δρομέα [a] CH.1 - BL.2 και [b] CH.2 - BL.2 στις αντίστοιχες παροχές αξιολόγησης

Τέλος, τα διανύσματα της σχετικής ταχύτητας στις κανονικές παροχές των νέων δρομέων [Σχ. 6.50] συγκρίνονται με τα αντίστοιχα των αρχικών δρομέων [Κεφ. 6.1.1, Σχ. 6.30.a & 6.32.a], τα οποία παρουσιάζουν έντονη ομοιότητα ανά δύο και τις ίδιες ποιοτικές διαφορές. Ειδικότερα, είναι εμφανής η αποκατάσταση των περιοχών ανακυκλοφορίας και αποκόλλησης της ροής που εμφανίζονται στις πλευρές υπερπίεσης και υποπίεσης αντιστοίχως κοντά στις ακμές προσβολής των αρχικών δρομέων, οι οποίες δεν εντοπίζονται στα νέα πεδία ροής, επιβεβαιώνοντας έτσι την ομαλή οδήγηση του ρευστού και την ομοιόμορφη απορρόφηση της υδραυλικής πτώσης.

Θα πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι οι σημαντικά μικρότερες υδραυλικές πτώσεις των νέων δρομέων σε σχέση με τους αρχικούς δε μπορούν να αποδοθούν στους μηχανισμούς που αναφέρθηκαν παραπάνω για τη σύγκριση των γεωμετριών στα ΣΜΚΛ των δύο διαδικασιών βελτιστοποίησης, καθώς τα πεδία ροής τους είναι αρκετά διαφορετικά, όπως ξεκάθαρα φαίνεται και από τη σχετική σύγκριση ισοϋψών και διανυσμάτων. Οι διαφορές αυτές αποδίδονται στην έντονη ανομοιομορφία της ροής στους αρχικούς δρομείς, με αποτέλεσμα να προκύπτουν σημαντικά μεγαλύτερες υδραυλικές απώλειες, προσαυξάνοντας έτσι τις υπολογιζόμενες υδραυλικές πτώσεις,

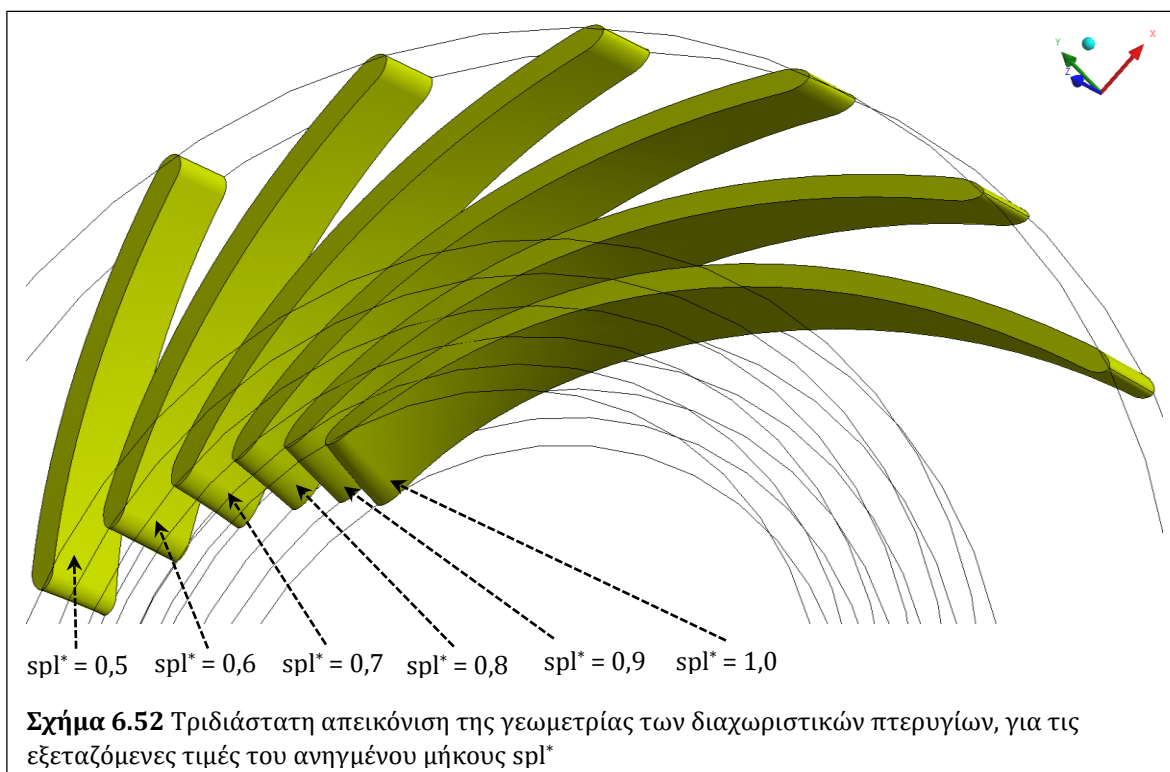
αφού σε όλες τις περιπτώσεις η οριακή συνθήκη εξόδου της ροής επιβάλλει μηδενική στατική πίεση, με αποτέλεσμα οι διαφορές εκεί να συνίστανται αποκλειστικά στις απώλειες κινητικής ενέργειας. Έτσι, η χαμηλότερη υδραυλική πτώση στους νέους δρομείς κατά κύριο λόγο οφείλεται στην αύξηση του αριθμού των πτερυγίων με αποτέλεσμα την ομαλότερη οδήγηση της ροής και δευτερευόντως στη μείωση των απωλειών κρούσης στις ακμές προσβολής.

6.2.2 Προσθήκη Διαχωριστικών Πτερυγίων

Πέρα από τις συνήθεις εφαρμογές τους στις φυγοκεντρικές αντλίες, είτε ως προς τη βελτίωση της συνολικής λειτουργίας (Kergourlay et al., 2006; Babayigit et al., 2015) είτε ως προς τη μείωση της αναπτυσσόμενης σπηλαίωσης λόγω της εξομάλυνσης των διακυμάνσεων της πίεσης κατά την περιφερειακή κατεύθυνση (Cavazzini et al., 2014; Yang et al., 2014; Zhang et al., 2014), τα διαχωριστικά πτερύγια [splitter blades] μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν στους δρομείς των PAT, όπως αναφέρθηκε ήδη στο Κεφ. 2.2.2. Συγκεκριμένα, η προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων αναμένεται να εξομαλύνει τις ανομοιομορφίες που παρατηρούνται στα πεδία ροής των δρομέων PAT [Κεφ. 6.1.1, Σχ. 6.21, 6.23, 6.25 & 6.27] αυξάνοντας έτσι την απόδοσή τους.



Η παρούσα διερεύνηση βασίζεται στην αρχική γεωμετρία του δρομέα CH.2 – BL.2 [Κεφ. 5.7, Πιν. 5.4 & Σχ. 5.58.d], η οποία επιλέγεται αφενός λόγω της μικρής ακτίνας εξόδου r_2 και του μεγάλου μήκους των πτερυγίων, ώστε να ενισχύεται η επίδραση των διαχωριστικών πτερυγίων, αφετέρου λόγω της συγκριτικά υψηλής απόδοσης σε ανάστροφη λειτουργία [Κεφ. 5.2.5, Σχ. 5.70 & Πιν. 5.5], και τέλος προκειμένου η όποια βελτίωση να είναι συγκρίσιμη με αυτή της αντίστοιχης βέλτιστης γεωμετρίας που προέκυψε στο Κεφ. 5.3.1. Η μελέτη διεξάγεται με προσομοιώσεις σε BtB υπολογιστικά χωρία, παρεμβάλλοντας τα διαχωριστικά πτερύγια μεταξύ των 5 αρχικών σε ισάπεχουσες γωνίες στροφής $\theta_{spl} = 360^\circ/5 \cdot 2 = 36^\circ$ [Σχ. 6.51], άρα οι όποιες μεταβολές στη λειτουργία θα συγκριθούν με την αντίστοιχη γεωμετρία αναφοράς. Όπως και προηγουμένως, για τον καθορισμό των συνθηκών εισόδου της ροής θα χρησιμοποιηθούν τα αποτελέσματα από την παραμετρική μελέτη της άεργης ροής στο σπειροειδές κέλυφος [Κεφ. 6.1.1, Σχ. 6.10, $\alpha_{1,T,spc}$], ενώ οι παράμετροι κατασκευής του πλέγματος και το μοντέλο για την αριθμητική επίλυση της ροής θα είναι τα ίδια με αυτά που χρησιμοποιήθηκαν για τις αρχικές πτερωτές [Κεφ. 6.1.4].

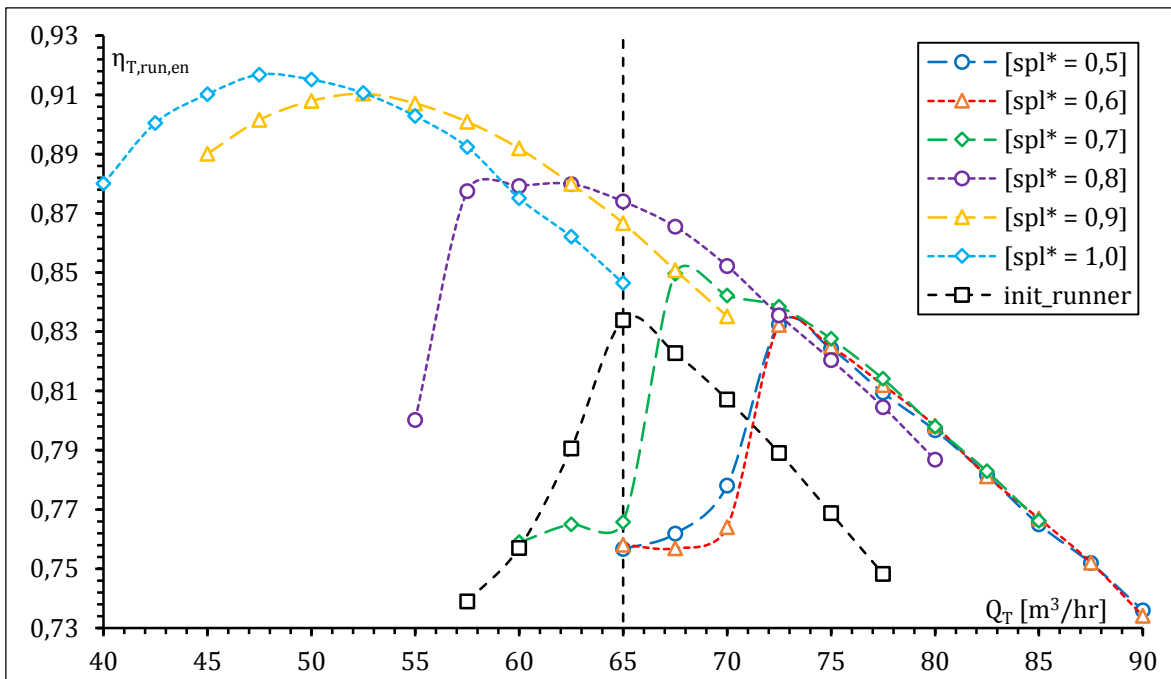


Η προσθήκη των διαχωριστικών πτερυγίων στον αρχικό δρομέα μελετάται παραμετρικά, εξετάζοντας την επίδραση του ανηγμένου μεσημβρινού μήκους τους spl^* ως προς αυτό των αρχικών πτερυγίων, στις καμπύλες λειτουργίας των νέων δρομέων. Η εξεταζόμενη μεταβολή του spl^* κυμαίνεται στο εύρος $[0,5 - 1]$ άρα πρακτικά έως διπλασιασμού του αριθμού των αρχικών πτερυγίων, με βήμα 0,1. Σημειώνεται εδώ ότι

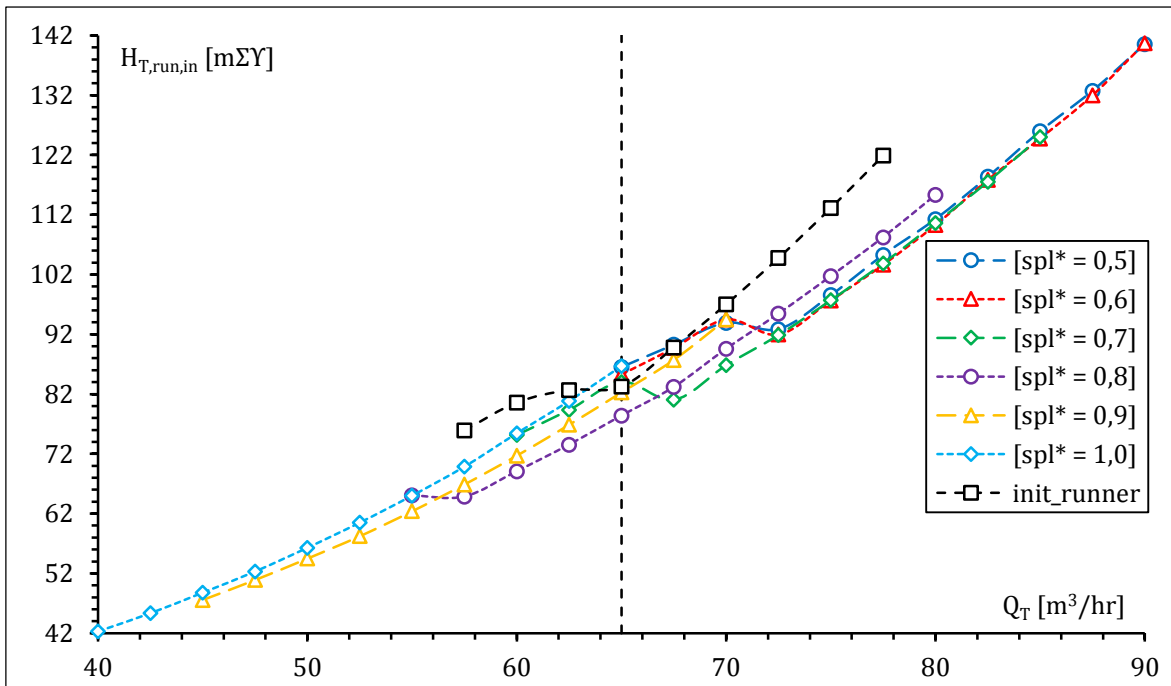
τα νέα πτερύγια [Σχ. 6.52] ξεκινούν από την εξωτερική ακτίνα r_1 και σχεδιάζονται βάσει των αρχικών επιφανειών υπερπίεσης και υποπίεσης, στογγυλεύοντας κατάλληλα τις νέες ακμές εκφυγής [βλ. Κεφ. 3.1.3.3, Σχ. 3.35].

Οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του αρχικού δρομέα CH.2 – BL.2 με παράμετρο το spl^* παρουσιάζονται στα Σχ. 6.53 – 6.56. Η μορφή των καμπυλών είναι καταρχήν όμοια με εκείνες του δρομέα χωρίς διαχωριστικά πτερύγια [Σχ. 6.17 – 6.20]. Ωστόσο, εδώ γίνεται εμφανές ότι όσο αυξάνει το spl^* , το ΚΣΛ μετακινείται σε μικρότερες παροχές, ενώ η υδραυλική πτώση $H_{T,run,in}$ και η ενεργειακή απόδοση $\eta_{T,run,en}$ φτάνουν σε συγκριτικά υψηλότερες τιμές. Η μετακίνηση του ΚΣΛ οφείλεται στη μεταβολή των βέλτιστων συνθηκών εισόδου της ροής που επιφέρουν τα δαιμονοειδή μήκη των διαχωριστικών πτερυγίων. Ειδικότερα, η κλίση των κυρίων πτερυγίων του δρομέα είναι μικρότερη στην ακμή προσβολής και αυξάνει προς την ακμή εκφυγής [βλ. Κεφ. 5.7, Πιν. 5.4, 4^η σειρά]. Έτσι, μικρότερες τιμές του spl^* θα συνεπάγονται μεγαλύτερες κλίσεις β_2 στις ακμές εκφυγής των διαχωριστικών πτερυγίων. Ως αποτέλεσμα, οι βέλτιστες συνθήκες εξόδου της ροής θα αντιστοιχούν σε υψηλότερες τιμές της παροχής, μετακινώντας έτσι το ΚΣΛ προς τα δεξιά.

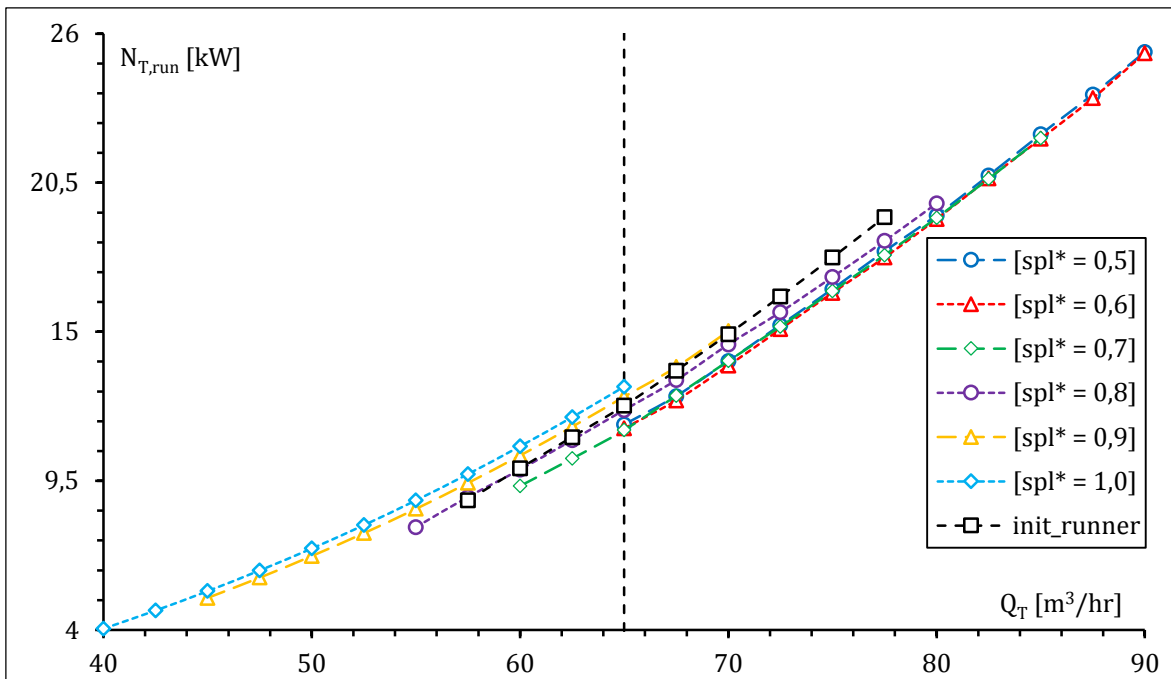
Περαιτέρω, οι υψηλότερες τιμές της απόδοσης για μεγαλύτερα διαχωριστικά πτερύγια οφείλονται στη μείωση των αναπτυσσόμενων γραμμικών υδραυλικών απωλειών, λόγω καλύτερης οδήγησης της ροής και άρα του περιορισμού των έντονων περιοχών ανακυκλοφορίας και αποκόλλησης που παρατηρήθηκαν στον αρχικό δρομέα CH.2 – BL.2 για τις ίδιες συνθήκες εισόδου [$\alpha_{1,T,spc}$] στο Κεφ. 6.1.5. Θα πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι σε όλο το εξεταζόμενο εύρος παροχών, η απόδοση $\eta_{T,run,en}$ στα ΚΣΛ των δρομέων με διαχωριστικά πτερύγια εμφανίζεται σημαντικά υψηλότερη αυτής του αρχικού δρομέα, σε όλες τις περιπτώσεις. Ακόμα, οι μικρές διαφορές στην υδραυλική πτώση πιθανώς οφείλονται στις μεγαλύτερες τριβές μεταξύ ρευστού και δρομέα που θα αναπτύσσονται λόγω οριακών στρωμάτων για μεγαλύτερα μήκη διαχωριστικών πτερυγίων. Οι καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος $N_{T,run}$ έχουν μικρές μεταβολές στην κλίση τους και βρίσκονται εκατέρωθεν της αντίστοιχης του αρχικού δρομέα, με μεγαλύτερα μήκη διαχωριστικών πτερυγίων να οδηγούν αναμενόμενα σε υψηλότερες τιμές, αφού έτσι αυξάνονται τόσο η υδραυλική πτώση, όσο και η απόδοση. Τέλος, οι κινητικές απώλειες εξόδου της ροής και εδώ ελαχιστοποιούνται στα αντίστοιχα ΚΣΛ, ενώ αναμενόμενα τείνουν να αυξάνονται για μικρότερα spl^* , αφού τότε προκύπτουν υψηλότερες τιμές $Q_{T,ΚΣΛ}$.



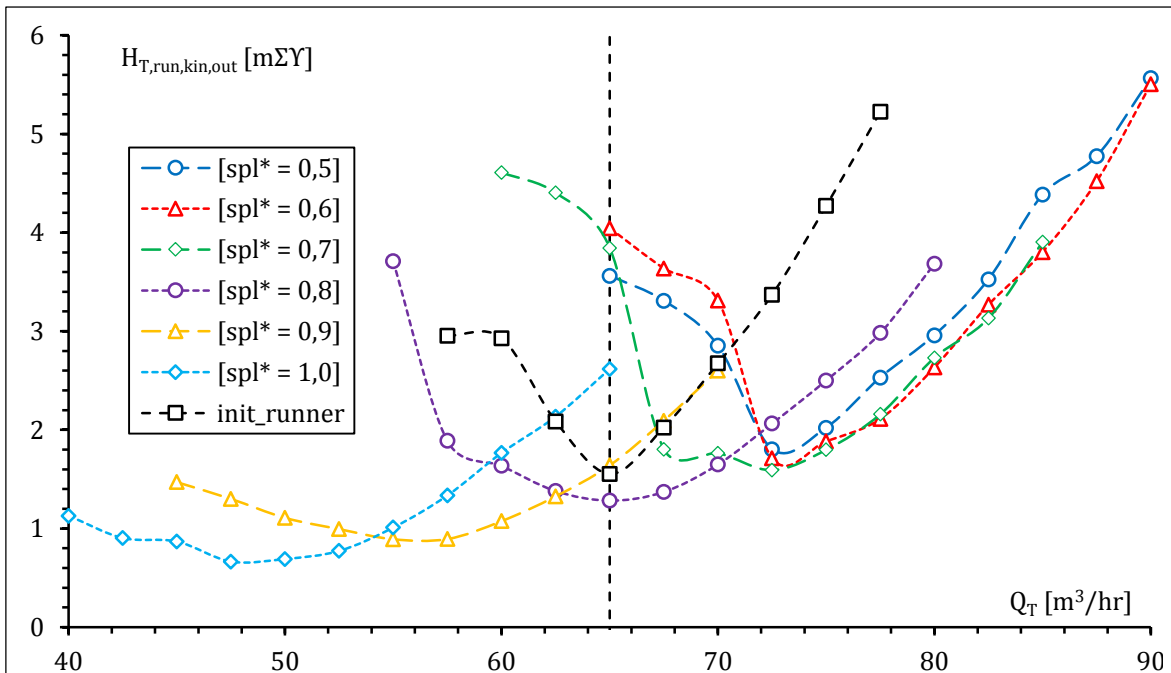
Σχήμα 6.53 Σύγκριση καμπυλών ενεργειακού βαθμού απόδοσης ως προς την παροχή του αρχικού δρομέα PAT σχεδιαστικής μεθοδολογίας CH.2 – BL.2 με παράμετρο το ανηγμένο μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων



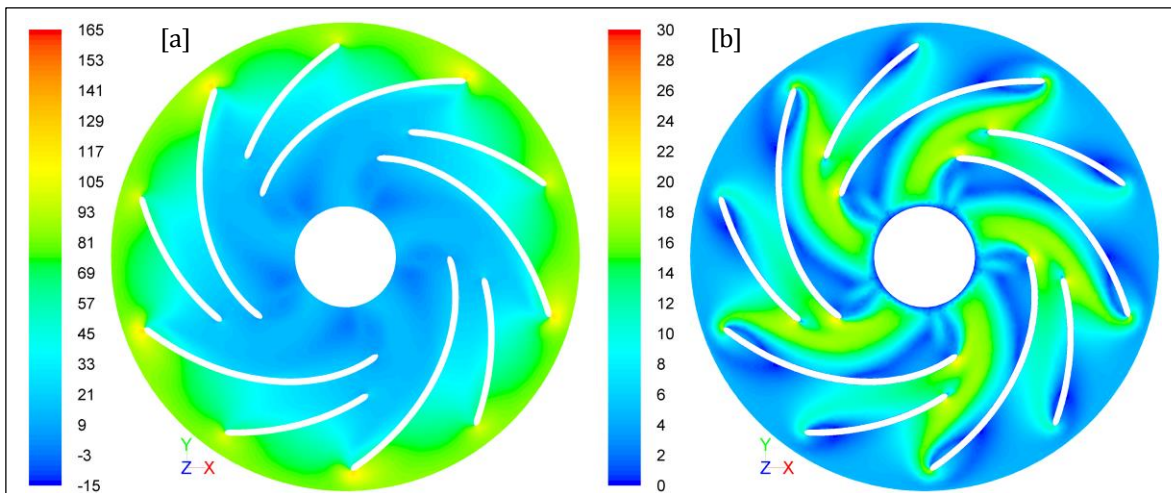
Σχήμα 6.54 Σύγκριση καμπυλών απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης ως προς την παροχή του αρχικού δρομέα PAT σχεδιαστικής μεθοδολογίας CH.2 – BL.2 με παράμετρο το ανηγμένο μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων



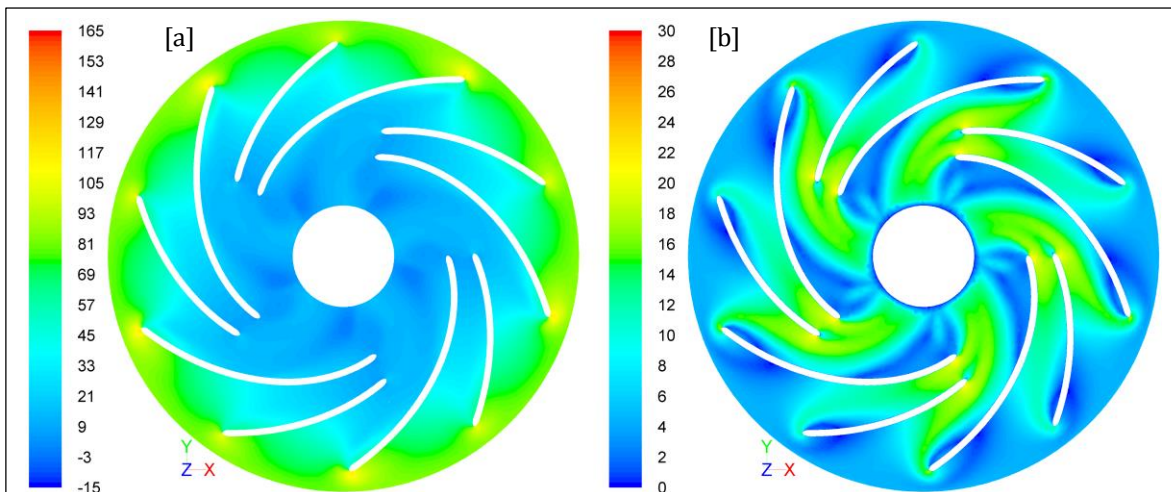
Σχήμα 6.55 Σύγκριση καμπυλών αποδιδόμενης ισχύος ως προς την παροχή του αρχικού δρομέα PAT σχεδιαστικής μεθοδολογίας CH.2 - BL.2 με παράμετρο το ανηγμένο μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων



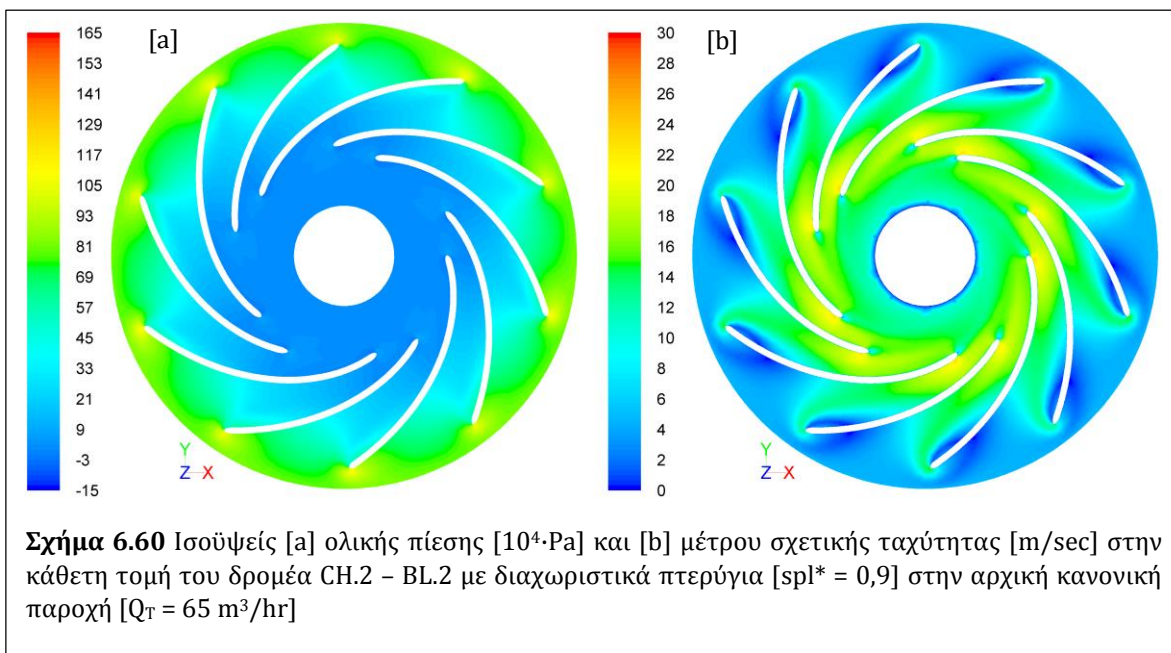
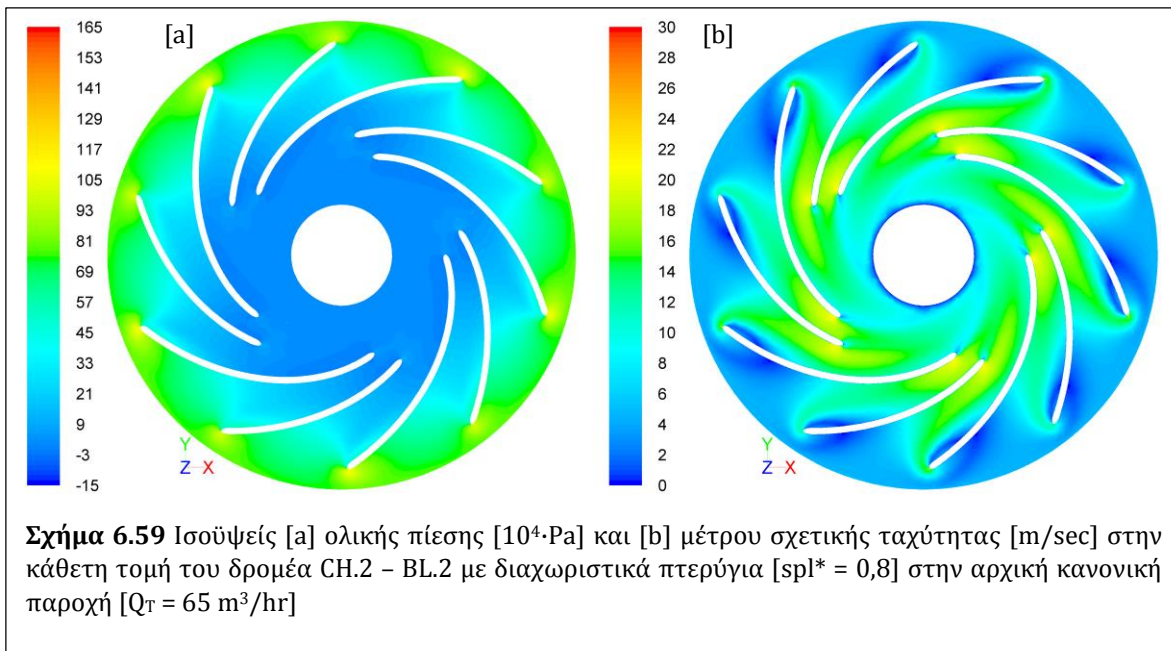
Σχήμα 6.56 Σύγκριση καμπυλών απωλειών κινητικής ενέργειας στην έξοδο ως προς την παροχή του αρχικού δρομέα PAT σχεδιαστικής μεθοδολογίας CH.2 - BL.2 με παράμετρο το ανηγμένο μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων

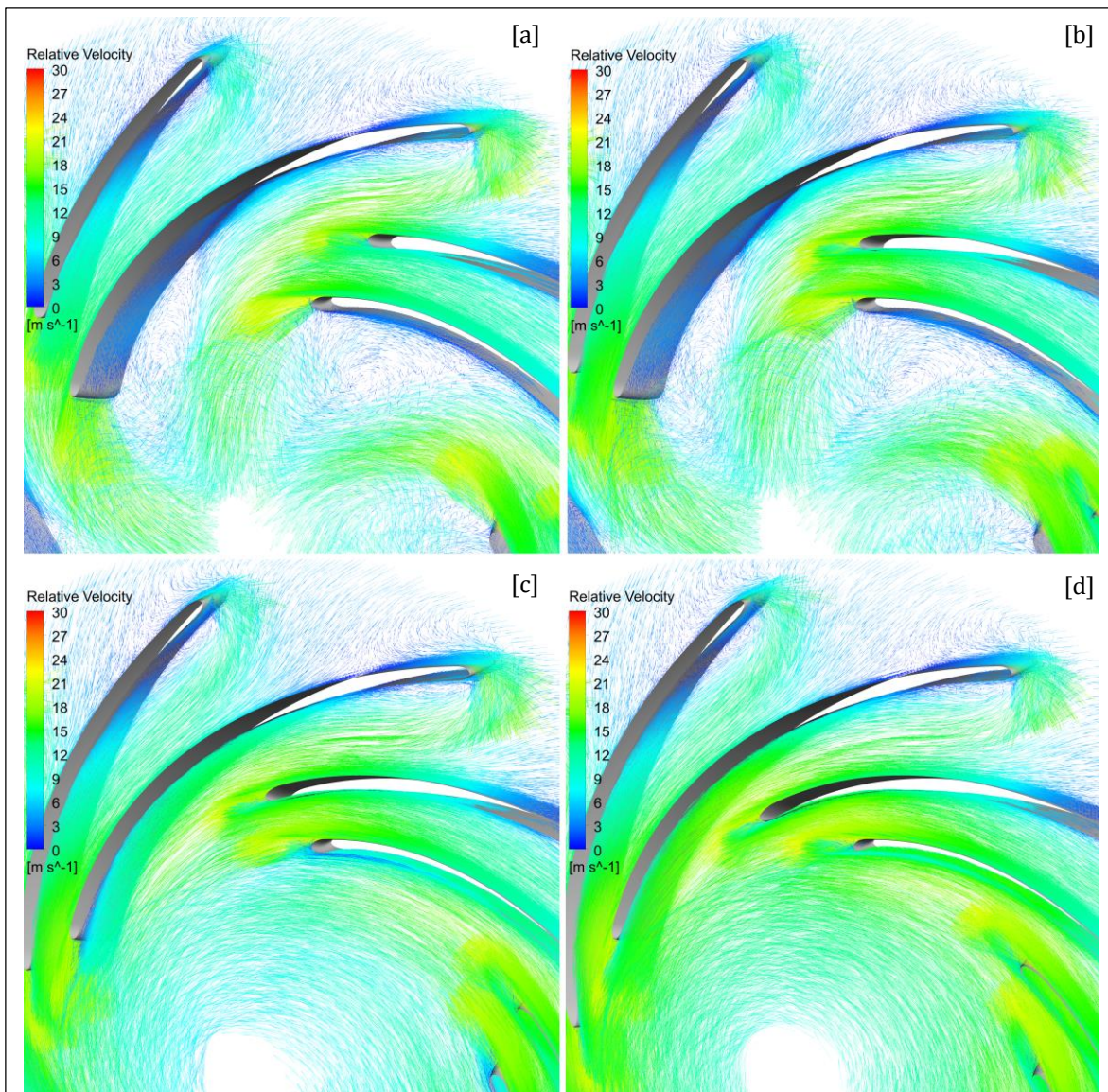


Σχήμα 6.57 Ισοψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα CH.2 - BL.2 με διαχωριστικά πτερύγια [$\text{spl}^* = 0,6$] στην αρχική κανονική παροχή [$Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$]



Σχήμα 6.58 Ισοψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου σχετικής ταχύτητας [m/sec] στην κάθετη τομή του δρομέα CH.2 - BL.2 με διαχωριστικά πτερύγια [$\text{spl}^* = 0,7$] στην αρχική κανονική παροχή [$Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$]





Σχήμα 6.61 Τριδιάστατη απεικόνιση των διανυσμάτων σχετικής ταχύτητας της ροής στον δρομέα CH.2 - BL.2 για ανηγμένα μήκη διαχωριστικών πτερυγίων [a] $spl^* = 0,6$ [b] $spl^* = 0,7$ [c] $spl^* = 0,8$ και [d] $spl^* = 0,9$ στην αρχική κανονική παροχή [$Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$]

Στη συνέχεια, τα Σχ. 6.57 – 6.60 παρουσιάζονται οι διανομές ολικής πίεσης και μέτρου σχετικής ταχύτητας στην τομή κάθετα στην κυλινδρική επιφάνεια εισόδου του δρομέα για $spl^* = 0,6 - 0,9$ στην κανονική παροχή του αρχικού δρομέα [$Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$]. Παρατηρείται ότι τα δύο μεγέθη διανέμονται σαφώς ομαλότερα όσο αυξάνει το spl^* , με τη βελτίωση να γίνεται ιδιαίτερα αισθητή μεταξύ των περιπτώσεων $spl^* = 0,7$ και $spl^* = 0,8$. Σε κάθε περίπτωση, οι διανομές αυτές δείχνουν καλύτερη οδήγηση της ροής και μικρότερες αυξομειώσεις, συγκρινόμενες με εκείνες του αρχικού δρομέα [Σχ. 6.27]

Ακόμα, στο Σχ. 6.61 παρουσιάζονται τα διανύσματα σχετικής ταχύτητας στους δρομείς με $spl^* 0,6 - 0,9$. Συγκρίνοντας με το αντίστοιχο πεδίο ροής του αρχικού δρομέα [Σχ. 6.32.a], η ευρεία περιοχή ανακυκλοφορίας που εμφανιζόταν στις πλευρές υποπίεσης προς τις ακμές προσβολής εδώ είναι περιορισμένη, αν και εμφανίζεται τόσο στα κύρια όσο και στα διαχωριστικά πτερύγια, με μικρότερα ωστόσο μέγιστα στις ακμές προσβολής και εκφυγής. Επίσης, παρατηρείται ότι για τις περιπτώσεις $spl^* = 0,6$ και $spl^* = 0,7$ η σχετική ταχύτητα εξόδου εκτρέπεται με αισθητά μεγαλύτερη κλίση β_2 έναντι των $spl^* = 0,8$ και $spl^* = 0,9$ επιβεβαιώνοντας έτσι την παραπάνω ανάλυση για τη μετατόπιση του ΚΣΛ προς μικρότερες παροχές στις περιπτώσεις αυτές.

Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι, στην περίπτωση προσθήκης διαχωριστικών πτερυγίων σε δρομέα PAT, η επιλογή του spl^* διαφοροποιεί σημαντικά το ΚΣΛ και συνολικά τα λειτουργικά χαρακτηριστικά αυτού. Έτσι, στη συνηθέστερη περίπτωση της ανάστροφης λειτουργίας PAT χωρίς δυνατότητα ρύθμισης, το μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων θα πρέπει να επιλέγεται έτσι ώστε να ανταποκρίνεται στην εκάστοτε διαθέσιμη υδραυλική πτώση, ώστε να μεγιστοποιείται η ενεργειακή απόδοση αυτής. Τέλος, έχοντας καταδείξει παραπάνω την επίδραση της κλίσης β_2 της ακμής εκφυγής των διαχωριστικών πτερυγίων στη μετακίνηση του ΚΣΛ, γίνεται εμφανές ότι η αρχική γεωμετρία των πτερυγίων και ειδικότερα η διανομή της κλίσης παίζει καθοριστικό ρόλο στο φαινόμενο αυτό και άρα θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη σε μια τέτοια διαμόρφωση.

6.2.3 Παρεμβολή Στεφάνης Ρυθμιστικών Πτερυγίων

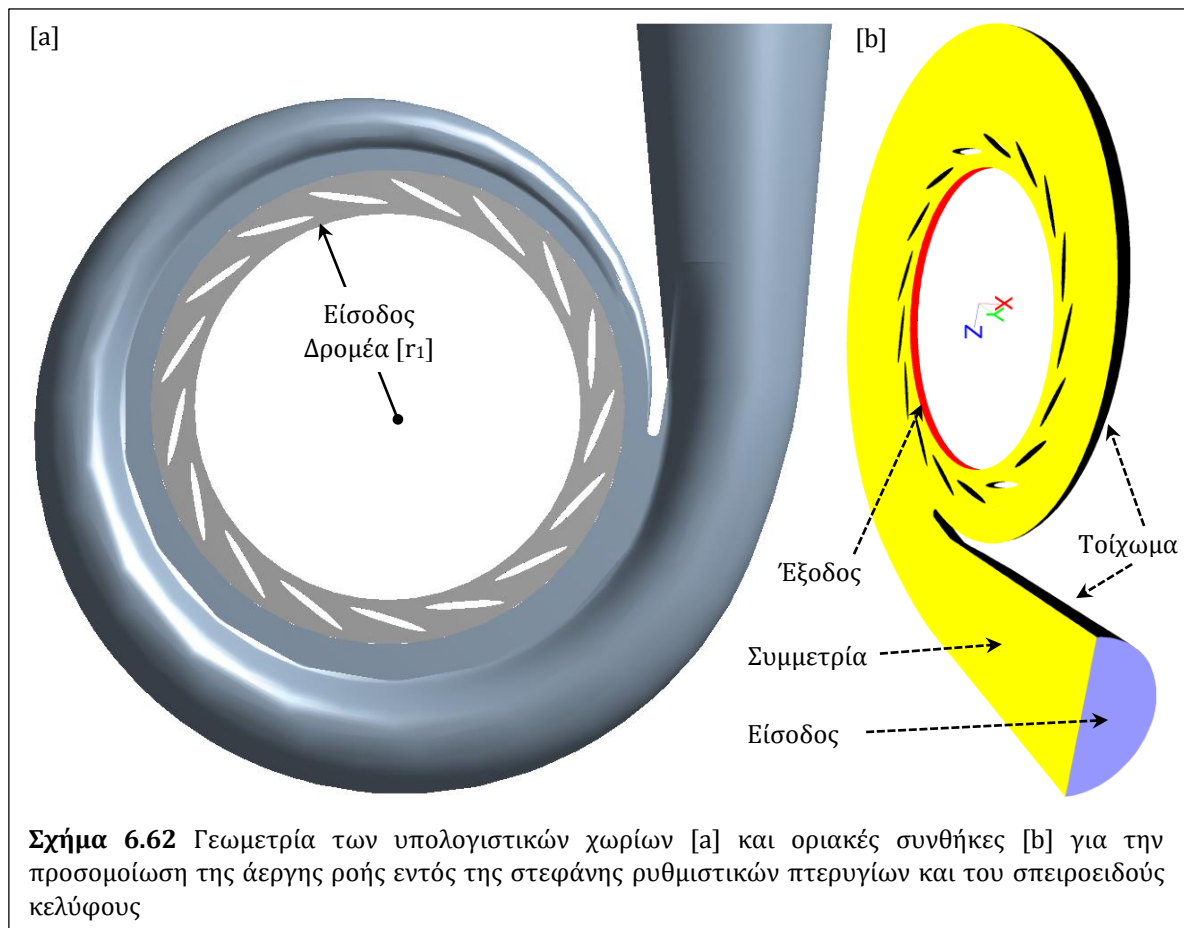
Όπως έγινε εμφανές στο Κεφ. 6.1.5, οι διαφορές στην απαιτούμενη υδραυλική πτώση και την ενεργειακή απόδοση που προέκυψαν από την προσομοίωση της ροής σε ανάστροφη λειτουργία για τους αρχικούς δρομείς PAT [Σχ 6.17 & 6.18], μεταξύ συνθηκών εισόδου που καθορίζονται από την άεργη ροή του σπειροειδούς κελύφους και εκείνων για είσοδο χωρίς κρούση, υποδεικνύουν σημαντικά περιθώρια βελτίωσης της απόδοσης των εξεταζόμενων PAT σε μεγαλύτερο εύρος συνθηκών λειτουργίας [διαθέσιμη υδραυλική πτώση και παροχή], με ρύθμιση των συνθηκών εισόδου στον δρομέα. Προκειμένου να επιτευχθεί αυτή η ρύθμιση, διεξάγονται προσομοιώσεις της ροής με παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων μεταξύ του σπειροειδούς

κελύφους και του δρομέα και εξετάζεται η επίδραση της μεταβολής του ανοίγματός τους, το οποίο εδώ εκφράζεται από την κλίση α_{gv} [βλ. Κεφ. 3.3, Σχ. 3.51].

Στην παρούσα διερεύνηση, όπως και στις προηγούμενες σχεδιαστικές παρεμβάσεις [Κεφ. 6.2.1 & 6.2.2] χρησιμοποιείται ο αρχικός δρομέας PAT που προέκυψε με τη σχεδιαστική μεθοδολογία CH.2 – BL.2, προκειμένου να είναι συγκρίσιμες οι όποιες βελτιώσεις. Ο αριθμός z_d των ρυθμιστικών πτερυγίων επιλέχθηκε να είναι πρώτος ώστε να αποφεύγονται φαινόμενα συντονισμού, και αρκετά μεγαλύτερος από τους προκαταρκτικούς υπολογισμούς [βλ. Κεφ. 3.3, Εξ. 3.86 – 3.92 $\rightarrow z_d = 9$] ώστε να μην απαιτείται μεγάλη ακτινική προσαύξηση $\delta R_{gv} = R_{gv,max} - R_{gv,min}$ για την προσθήκη της δακτυλιοειδούς στεφάνης, καθώς αυτή θα συνεπάγεται αντίστοιχη αύξηση της ακτίνας της κυλινδρικής διατομής εξόδου του νέου σπειροειδούς κελύφους, αυξάνοντας έτσι συνολικά τις διαστάσεις του και άρα τις υδραυλικές απώλειες.

Πίνακας 6.3 Εξωτερικές διαστάσεις στεφάνης και οριακές κλίσεις τοποθέτησης της μέσης γραμμής των ρυθμιστικών πτερυγίων

z_d	b_{gv} [m]	$\alpha_{gv,max}$ [°]	$R_{gv,min}$ [m]	$\alpha_{gv,min}$ [°]	$R_{gv,max}$ [m]
17	0,01007	15	0,0875	-10,77	0,1052



Στον Πιν. 6.3 φαίνονται οι διαστάσεις της στεφάνης και οι οριακές κλίσεις τοποθέτησης της μέσης γραμμής των ρυθμιστικών πτερυγίων, όπως προέκυψαν από την επαναληπτική διαδικασία του αντίστοιχου σχεδιαστικού αλγορίθμου [βλ. Κεφ. 3.3]. Η $R_{gv,min}$ λήφθηκε επαρκώς μεγαλύτερη της r_1 του δρομέα, ενώ το πλάτος b_{gv} τέθηκε ίσο με το αντίστοιχο b_1 [βλ. Κεφ. 5.7, Πιν. 5.4]. Τέλος, η επιλογή της $\alpha_{gv,max}$ έγινε αφενός υποθέτοντας ότι η προκύπτουσα κλίση $\alpha_{1,T}$ της ροής προς την είσοδο του δρομέα θα είναι σε κάθε περίπτωση μεγαλύτερη της εκάστοτε α_{gv} αφού όπως φάνηκε προηγουμένως [Κεφ. 6.1.3, Σχ. 6.10 & Κεφ. 6.1.5, Σχ. 6.18], το σπειροειδές τμήμα προσδίδει ιδιαίτερα μικρές κλίσεις στο ρευστό στην αναμενόμενη κανονική παροχή για είσοδο της ροής χωρίς κρούση [$Q_{T,ΚΣΛ} = 80 \text{ m}^3/\text{hr}$] και αφετέρου ώστε το εύρος της ρύθμισης να περιλαμβάνει την θεωρητικά υπολογισμένη $\alpha_{1,T,opt}$ στην αντίστοιχη παροχή για είσοδο χωρίς κρούση.

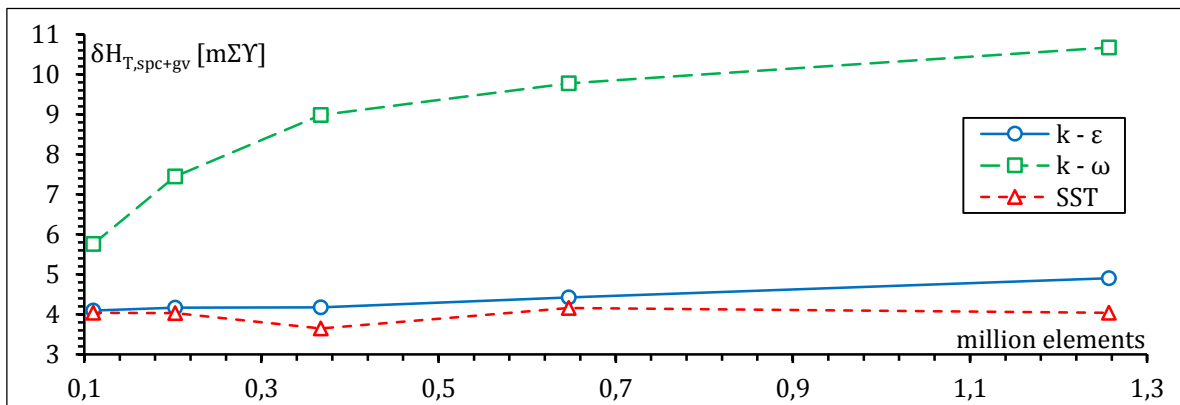
Σε πρώτο στάδιο, διεξάγεται ανάλυση ευαισθησίας της άεργης ροής για την εξερχόμενη από τη στεφάνη κλίση $\alpha_{1,T}$ ως προς την παροχή, με παράμετρο την κλίση των πτερυγίων α_{gv} . Οι προσομοιώσεις αυτές πραγματοποιούνται σε υπολογιστικό χωρίο που περιλαμβάνει το συμμετρικό ήμισυ του σπειροειδούς κελύφους και το αντίστοιχο τμήμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, προεκτείνοντας εδώ την έξοδο της ροής έως την ακτίνα r_1 [Σχ. 6.62.a].

Οι προσομοιώσεις διεξάγονται σε σταθερό σύστημα αναφοράς. Οι τιθέμενες οριακές συνθήκες εδώ είναι η παροχή εισόδου, η μηδενική στατική πίεση στην έξοδο με διατήρηση της παροχής, συνθήκες τοιχώματος στις στερεές διαρρεόμενες επιφάνειες και συμμετρία του πεδίου ροής στην εγκάρσια τομή [Σχ. 6.62.b]. Σημειώνεται ότι χρησιμοποιούνται διαφορετικά υπολογιστικά χωρία για το ήμισυ του σπειροειδούς κελύφους και το αντίστοιχο της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων, ώστε να ελέγχεται καλύτερα η κατασκευή του αριθμητικού πλέγματος παρακάτωτα οποία συνδέονται μεταξύ τους επιβάλλοντας οριακή συνθήκη διεπιφάνειας [βλ. Κεφ. 4.2.1, Πιν. 4.1]. Οι υπόλοιπες ρυθμίσεις του μοντέλου επίλυσης [χωρική διακριτοποίηση, όρια σύγκλισης κλπ] είναι ίδιες με αυτές που χρησιμοποιήθηκαν στα Κεφ. 5.5 & 6.1.1.

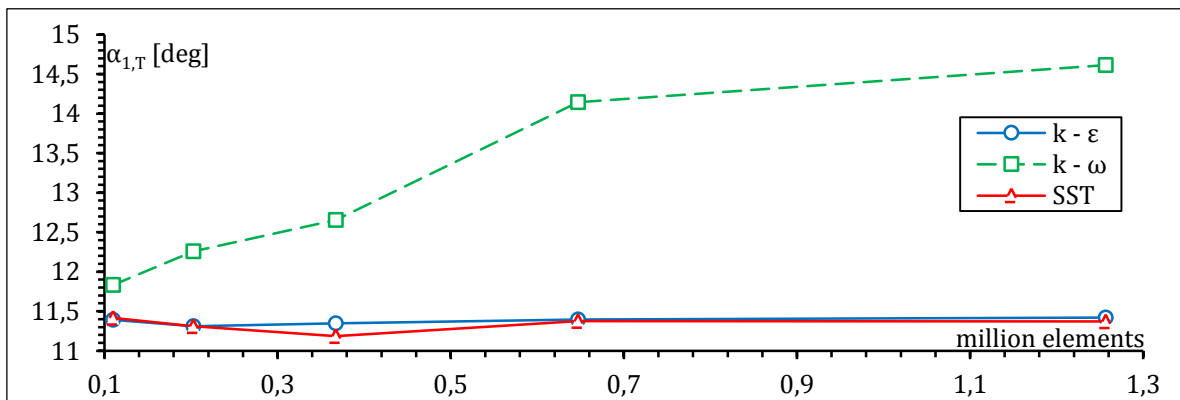
Το αριθμητικό πλέγμα γενικά είναι μη δομημένο, αποτελούμενο από τετραεδρικά στοιχεία. Ειδικότερα, οι επιφάνειες των ρυθμιστικών πτερυγίων περιβάλλονται από πυκνότερη δομή πλέγματος, η οποία αναπτύσσεται πάνω σε επιφανειακά τριγωνικά στοιχεία, άρα αποτελείται από 5 – εδρικά πρισματικά στοιχεία [βλ. Κεφ. 4.2.2, Σχ. 4.10 & Κεφ. 4.2.3, Σχ. 4.20]. Έτσι, οι παράμετροι κατασκευής του πλέγματος θα είναι η ενδεικτική διάσταση των επιφανειακών τριγωνικών στοιχείων $D_{TRI,gv}$ το πλάτος της πρώτης σειράς α_{gv} και ο ρυθμός μεγέθυνσης b/α_{gv} για την περιοχή πύκνωσης και οι ενδεικτικές διαστάσεις $D_{TET,gv}$ και $D_{TET,SPC}$ για τα τετραεδρικά στοιχεία στο χωρίο της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων και του σπειροειδούς κελύφους, αντιστοίχως.

Πίνακας 6.4 Παράμετροι κατασκευής των αριθμητικών πλεγμάτων στο υπολογιστικό χωρίο στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων και σπειροειδούς κελύφους για τη μελέτη ανεξαρτησίας

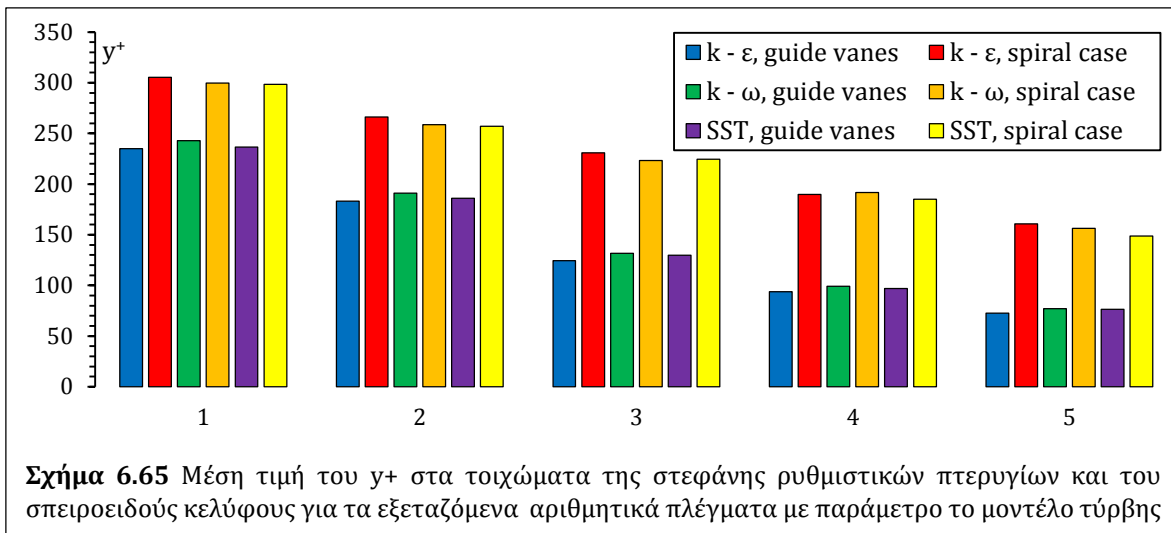
#	$D_{TRL,GV}$	a_{GV}	b/a_{GV}	$D_{TET,GV}$	$D_{TET,SPC}$	Πλήθος Στοιχείων
1	0,002	0,00035	1,25	0,005	0,004	110098
2	0,0015	0,00025	1,25	0,0045	0,0035	202719
3	0,001	0,0002	1,25	0,004	0,003	367125
4	0,0008	0,00015	1,25	0,0035	0,0025	647180
5	0,0006	0,0001	1,25	0,003	0,002	1256826



Σχήμα 6.63 Μελέτη ανεξαρτησίας της πυκνότητας του αριθμητικού πλέγματος με παράμετρο το μοντέλο τύρβης ως προς τις υδραυλικές απώλειες της άεργης ροής για το συμμετρικό υπολογιστικό χωρίο του σπειροειδούς κελύφους και της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων

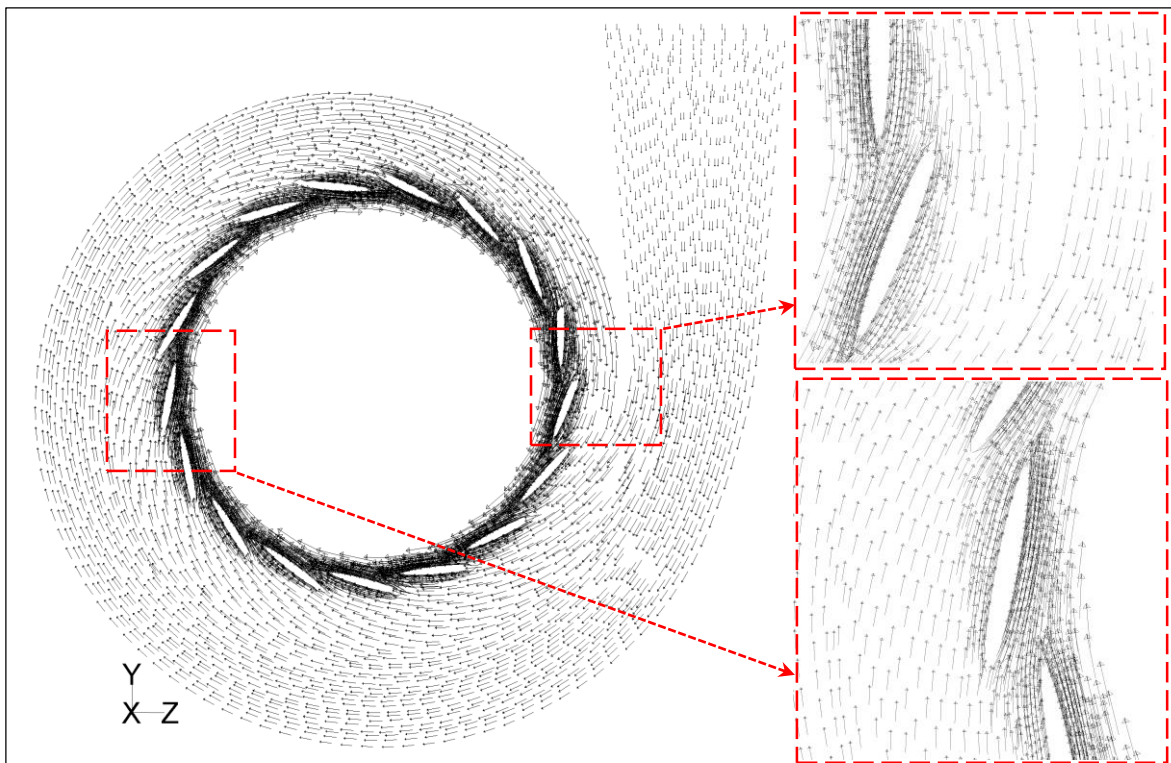


Σχήμα 6.64 Μελέτη ανεξαρτησίας της πυκνότητας του αριθμητικού πλέγματος με παράμετρο το μοντέλο τύρβης ως προς την κλίση εξόδου της ροής για το συμμετρικό υπολογιστικό χωρίο του σπειροειδούς κελύφους και της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων

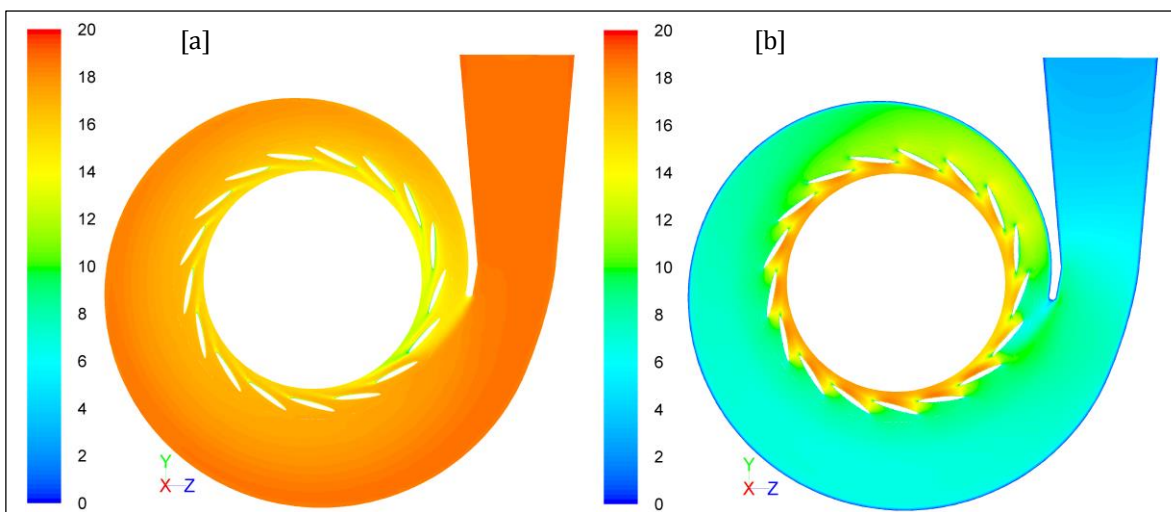


Για τις προσομοιώσεις της ανάλυσης ευαισθησίας, κατά τα προηγούμενα, διεξάγεται μελέτη ανεξαρτησίας των αριθμητικών αποτελεσμάτων από την πυκνότητα του πλέγματος, η οποία εξετάζεται ως προς την κλίση εξόδου $\alpha_{1,T}$ και τις υδραυλικές απώλειες $\delta H_{T,spc+gv}$ για το συνδυασμό $Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$ και $\alpha_{gv} = 5^\circ$, με παράμετρο τα μοντέλα τύρβης $k - \epsilon$, $k - \omega$ και $k - \omega$ SST. Οι τιμές των παραμέτρων κατασκευής και τα συνολικά μεγέθη των εξεταζομένων πλεγμάτων παρατίθενται στον Πιν. 5.8 και τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων στα Σχ. 6.63 – 6.65.

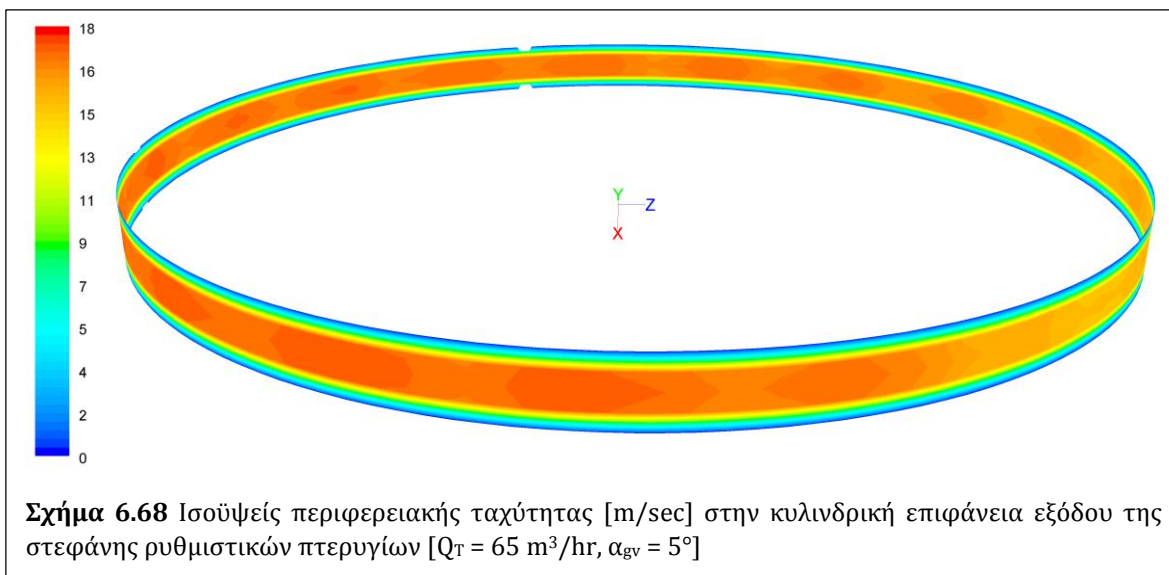
Παρατηρείται ότι επιτυγχάνεται ικανοποιητική σύγκλιση ως προς τα εξεταζόμενα μεγέθη στο 4^ο πλέγμα [Πιν. 6.4, 4^η σειρά] για όλα τα μοντέλα τύρβης, με τα αποτελέσματα των $k - \epsilon$ και $k - \omega$ SST να βρίσκονται πολύ κοντά, διαφέροντας σημαντικά από τα αντίστοιχα του $k - \omega$. Ειδικά για τις υδραυλικές απώλειες, οι διαφορές αποδίδονται στην έντονη αλληλεπίδραση του ρευστού με τα ρυθμιστικά πτερύγια [βλ. Κεφ. 4.1.2, 5.2.1 & 5.2.4]. Επίσης, οι μέσες τιμές του y^+ είναι αναμενόμενα μικρότερες στη στεφάνη των πτερυγίων από ότι στο σπειροειδές κέλυφος, λόγω της πύκνωσης στις επιφάνειες των πτερυγίων όπου θα αναπτύσσεται. Για τις εφεξής προσομοιώσεις, επιλέγονται το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ και οι κατασκευαστικές παραμέτρους του 4^{ου} πλέγματος, για τα οποία το y^+ βρίσκεται εντός των αποδεκτών ορίων [$30 < y^+ < 300$, βλ. Κεφ. 4.1.3].



Σχήμα 6.66 Διανύσματα ταχύτητας και λεπτομέρειες του πεδίου ροής στη συμμετρική τομή σπειροειδούς κελύφους και ρυθμιστικών πτερυγίων [$Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$, $\alpha_{gv} = 5^\circ$]

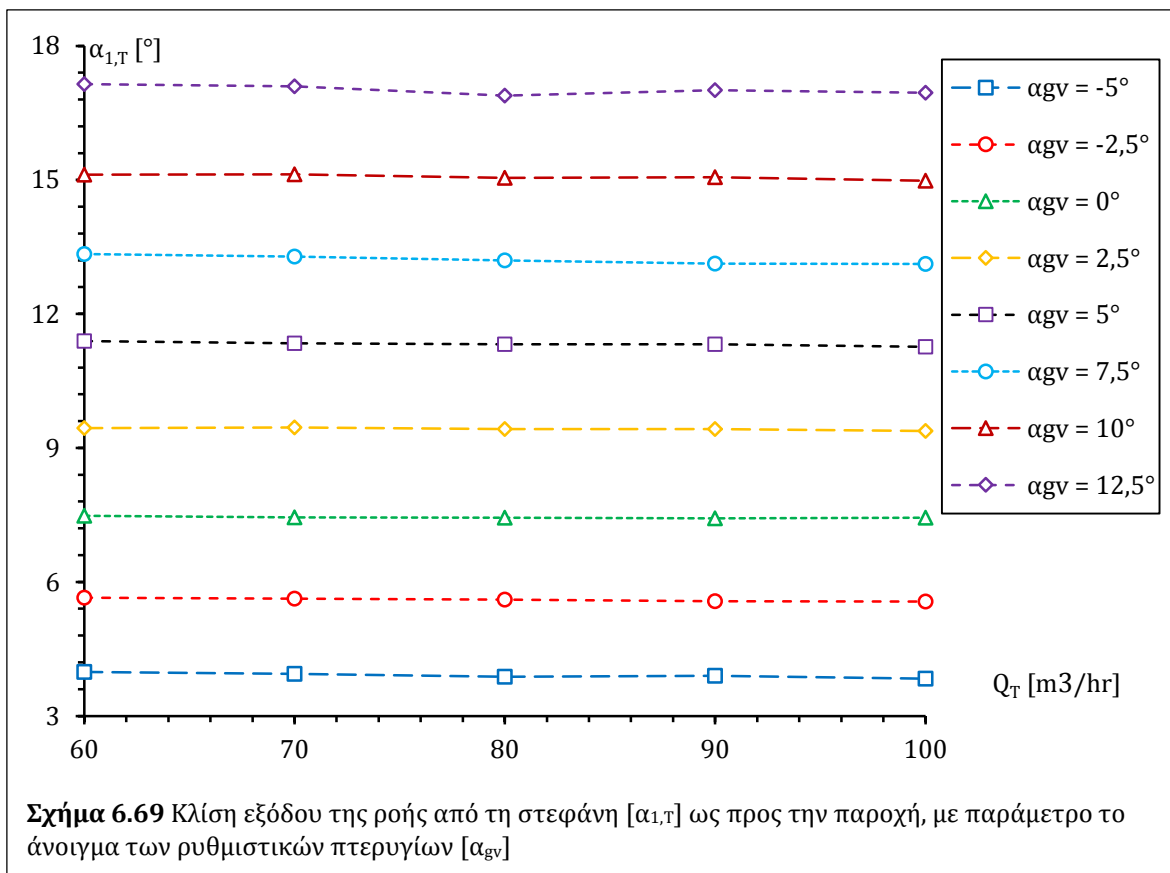


Σχήμα 6.67 Ισοψείς [a] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b] μέτρου απόλυτης ταχύτητας [m/sec] στο επίπεδο συμμετρίας του σπειροειδούς κελύφους και της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων [$Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$, $\alpha_{gv} = 5^\circ$]



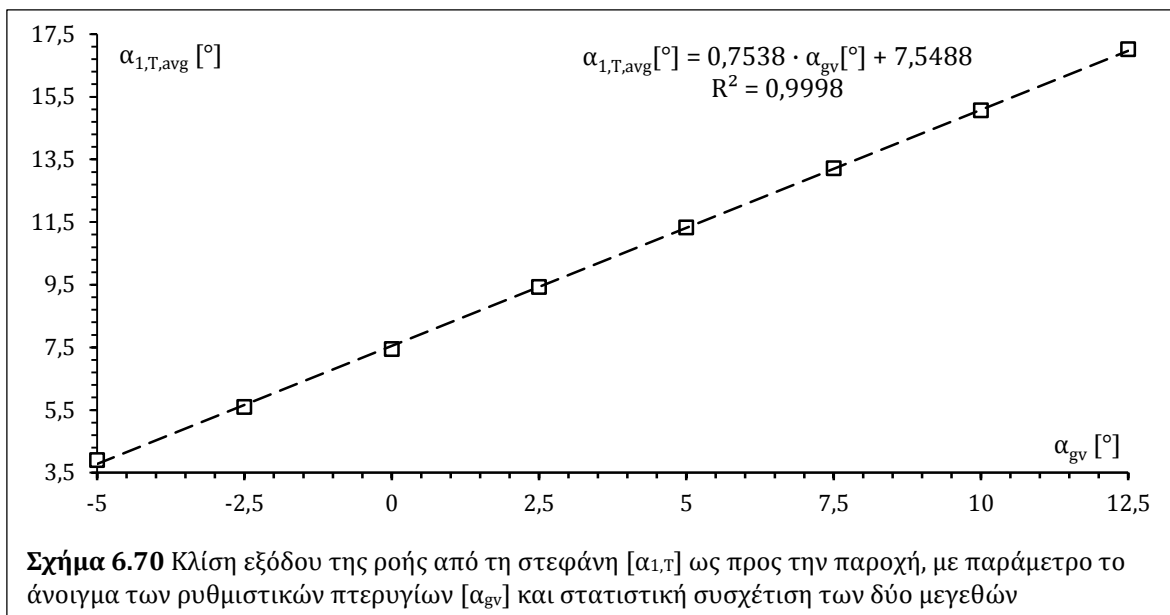
Τα Σχ. 6.66 – 6.68 προέκυψαν από την αριθμητική επίλυση με το μοντέλο και τις συνθήκες προσομοίωσης που επιλέχθηκαν από τον έλεγχο ανεξαρτησίας. Στη συμμετρική τομή του χωρίου παρατηρείται σχετικά ομαλή μείωση της ολικής πίεσης [Σχ. 6.67.a], τόσο από τη διατομή εισόδου προς μικρότερες διατομές του σπειροειδούς τμήματος, όσο και από μεγαλύτερες προς μικρότερες ακτίνες, λόγω των γραμμικών κυρίως υδραυλικών απωλειών της ροής, ενώ αντίστοιχα, παρατηρείται ομαλή διανομή της ταχύτητας, η οποία αυξάνει σταδιακά προς τις μικρότερες διατομές. Ωστόσο, στην περιοχή των ρυθμιστικών πτερυγίων παρατηρείται δραστική αύξηση της ταχύτητας της ροής [Σχ. 6.67.b], καθώς μειώνεται απότομα η διαθέσιμη διατομή, που συνοδεύεται με ανάλογη μείωση της ολικής πίεσης, λόγω των αυξημένων υδραυλικών απωλειών. Τέλος, οι αυξομειώσεις στο προφίλ της περιφερειακής ταχύτητας στην έξοδο [Σχ. 6.68,] φαίνεται να εξομαλύνονται συγκριτικά με το αντίστοιχο χωρίς στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων [βλ. Κεφ. 6.1.1, Σχ. 6.6] ως προς την κεντρική γωνία θ [βλ. Κεφ. 5.6, Σχ. 5.21 & 5.22] και αναμένεται να οδηγούν σε περισσότερο ομοιόμορφη φόρτιση του δρομέα κατάντη.

Η παραμετρική ανάλυση ευαισθησίας της άεργης ροής στα παραπάνω υπολογιστικά χωρία διεξάγεται για εύρος παροχής μεταξύ $60 \text{ m}^3/\text{hr}$ έως $100 \text{ m}^3/\text{hr}$ με βήμα $10 \text{ m}^3/\text{hr}$ και για κλίσεις ρυθμιστικών πτερυγίων -5° έως $12,5^\circ$ με βήμα $2,5^\circ$ και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχ. 6.69. Αναμενόμενα, μεγαλύτερες α_{gv} οδηγούν σε μεγαλύτερες $\alpha_{1,T}$. Επίσης, σε κάθε περίπτωση, οι τιμές των $\alpha_{1,T}$ είναι μεγαλύτερες των α_{gv} , σε συμφωνία με την αρχική υπόθεση. Θα πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι τα παραπάνω αποτελέσματα εξαρτώνται τόσο από τη γεωμετρία του κελύφους όσο και από τη μορφή των ρυθμιστικών πτερυγίων, και ειδικότερα του μήκους και του πλήθους τους.



Η τιμή της παροχής Q_T φαίνεται να έχει πολύ μικρή επίδραση στις κλίσεις εξόδου για σταθερό άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, παρουσιάζοντας ελαφρώς φθίνουσα τάση. Η διαφορά αυτή σε σχέση με τα αποτελέσματα της άεργης ροής σε μεμονωμένο σπειροειδές κέλυφος [Κεφ. 6.1.2, Σχ. 6.8] οφείλεται στην ομοιογένεια που προσδίδουν εδώ τα ρυθμιστικά πτερύγια στο προφίλ ταχυτήτων στην έξοδο της ροής. Έτσι, λαμβάνοντας τις μέσες τιμές $\alpha_{1,T,avg}$ ανεξαρτήτως της Q_T για κάθε άνοιγμα α_{gv} , η συσχέτιση των δύο μεγεθών είναι γραμμική, με την προκύπτουσα ευθεία ελαχίστων τετραγώνων να έχει πολύ καλή προσαρμογή [Σχ. 6.70]. Έτσι, αντιπαραβάλλοντας τη συσχέτιση αυτή με την απαίτηση εισόδου της ροής χωρίς κρούση στον δρομέα για κάθε τιμή της Q_T [Κεφ. 6.1.3, Εξ. 6.5 & $\alpha_{1,T,opt} = \alpha_{1,T,avg}$] προκύπτει η αντίστοιχη τιμή $\alpha_{gv,opt}$ του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων [Πιν. 6.5].

Τέλος, η λειτουργία του αρχικού δρομέα CH.2 – BL.2 για τα ανοίγματα $\alpha_{gv,opt}$ που προσδιορίστηκαν εδώ αναμένεται να παρουσιάζει σημαντική βελτίωση ως προς τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης, μετακινώντας παράλληλα το ΚΣΛ της ΡΑΤ σε υψηλότερη παροχή, ως προς την αντίστοιχη λειτουργία με το αρχικό σπειροειδές κέλυφος χωρίς την παρεμβολή ρυθμιστικών πτερυγίων. Η υπόθεση αυτή εξακριβώνεται στη συνέχεια, με προσομοιώσεις στην πλήρη μηχανή και σύγκριση της λειτουργίας των διαφορετικών γεωμετριών μεταξύ τους [βλ. Κεφ. 7].



Πίνακας 6.5 Αντιστοίχιση της κλίσης της ροής για είσοδο χωρίς κρούση στον αρχικό δρομέα CH.2 – BL.2 με το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, για τις διάφορες τιμές της παροχής

Q_T [m ³ /hr]	$\alpha_{1,T,opt}$ [°]	$\alpha_{gv,opt}$ [°]
70	10,55	3,94
72,5	11,03	4,58
75	11,52	5,19
77,5	12,02	5,74
80	12,53	6,29
82,5	13,05	6,86
85	13,57	7,43
87,5	14,108	8,34
90	14,65	9,33

6.3 Συμπεράσματα Ανάστροφης Λειτουργίας

Στο παρόν κεφάλαιο, αρχικά μελετήθηκε η ανάστροφη λειτουργία των νέων πτερωτών φυγοκεντρικής αντλίας που προέκυψαν με την απαίτηση ικανοποίησης του ζητούμενου αντλητικού ΚΣΛ [βλ. Κεφ. 5.7] ως αρχικοί δρομείς PAT [βλ. Κεφ. 6.1]. Η υπολογιστική διερεύνηση έδωσε σχετικά αναμενόμενα αριθμητικά αποτελέσματα αναφορικά με τη λειτουργική συμπεριφορά τους, με υψηλότερες παροχές και ύψη, καθώς και σημαντικά χαμηλότερες αποδόσεις, ως προς την αντλητική λειτουργία στα αντίστοιχα ΚΣΛ. Τα χαρακτηριστικά αυτά οφείλονται πρωτίστως στις συνθήκες εισόδου που επιβάλλει το σπειροειδές κέλυφος στους δρομείς και δευτερευόντως στις γεωμετρίες των δευτέρων, όπως προκύπτει και από την ανάλυση των αντιστοιχών πεδίων ροής, καθώς και τα δύο τμήματα κάθε μηχανής προέκυψαν από σχεδιασμό με γνώμονα την καλή αντλητική λειτουργία, αγνοώντας τη δυνητική τους χρήση ως PAT,

και συμφωνούν εν γένει με την ποιοτική ανάλυση και τα στατιστικά στοιχεία της σχετικής βιβλιογραφίας [βλ. Κεφ. 1.2 & Κεφ. 2.2.1].

Περαιτέρω, στο Κεφ. 6.2 εξετάστηκαν υπολογιστικά 3 περιπτώσεις σχεδιαστικών παρεμβάσεων στις υφιστάμενες PAT: αριθμητική βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του δρομέα, προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων στον δρομέα και παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων μεταξύ σπειροειδούς κελύφους και δρομέα. Στην πρώτη περίπτωση [Κεφ. 6.2.1], οι βελτιστοποιήσεις διεξήχθησαν με τις σχεδιαστικές μεθόδους CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2 για τις ίδιες σχεδιαστικές παραμέτρους και εύρη αυτών που χρησιμοποιήθηκαν για πτερωτέρς αντλίας [βλ. Κεφ. 5.7], προσθέτοντας εδώ τον αριθμό των πτερυγίων, με τις νέες γεωμετρίες που επιλέχθηκαν να έχουν σημαντικά υψηλότερους βαθμούς ενεργειακής απόδοσης και μικρότερες υδραυλικές πτώσεις στα ΚΣΛ αυτών, λόγω καλύτερης προσαρμογής στις συνθήκες εισόδου της ροής από το σπειροειδές κέλυφος σε σχέση με τους αντίστοιχους αρχικούς δρομείς. Στη δεύτερη περίπτωση [Κεφ. 6.2.2], διεξήχθη ανάλυση ευαισθησίας των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας του αρχικού δρομέα CH.2 – BL.2 ως προς το ανηγμένο μήκος των προστιθέμενων διαχωριστικών πτερυγίων, όπου παρατηρήθηκε η συνεπής τάση μείωσης της κανονικής παροχής $Q_{T,ΚΣΛ}$ και αύξησης του ενεργειακού βαθμού απόδοσης και της απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης στα αντίστοιχα ΚΣΛ με αύξηση του μήκους αυτού. Σε κάθε περίπτωση, η μέγιστη ενεργειακή απόδοση των τροποποιημένων δρομέων βρέθηκε υψηλότερη εκείνης του αρχικού δρομέα, με τα αποτελέσματα να υποδεικνύουν τη δυνατότητα εκ των προτέρων ρύθμισης του μήκους των διαχωριστικών πτερυγίων για την καλύτερη προσαρμογή στις εκάστοτε ζητούμενες συνθήκες λειτουργίας της PAT. Στην τρίτη περίπτωση [Κεφ. 6.3], εξετάστηκε η επίδραση του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων στην κλίση εισόδου της ροής προς τον αρχικό δρομέα CH.2 – BL.2, αποσκοπώντας στην προσαρμογή της ανάστροφης λειτουργίας για διαφορετικές υδραυλικές πτώσεις, στη δυνατότητα επίτευξης ροής χωρίς κρούση στις ακμές προσβολής και στη βελτίωση που αυτή επιφέρει [βλ. Κεφ. 6.1.3] και τέλος, στην ομογενοποίηση των συνθηκών εισόδου κατά την περιφερειακή κατεύθυνση. Τα αριθμητικά αποτελέσματα έδειξαν σχεδόν γραμμική συσχέτιση μεταξύ της κλίσης εισόδου $\alpha_{1,T}$ της ροής και της κλίσης ανοίγματος α_{gn} των πτερυγίων, επιτρέποντας έτσι την ευχερή ρύθμιση της λειτουργίας των PAT.

Σημειώνεται ότι η παραπάνω διερεύνηση της ανάστροφης λειτουργίας διεξήχθη τμηματικά, με προσμοιώσεις της ροής είτε στο ακίνητο σπειροειδές κέλυφος – διανομέα, είτε στον δρομέα, σε συμμετρικά και BtB υπολογιστικά χωρία αντιστοίχως, χρησιμοποιώντας τις προκύπτουσες οριακές συνθήκες στη συνοριακή κυλινδρική διεπιφάνεια για τη δεύτερη περίπτωση. Έτσι, τα παραπάνω συμπεράσματα επιδιώκεται να τεκμηριωθούν στη συνέχεια [Κεφ. 7] με προσομοιώσεις της ροής στην πλήρη μηχανή για τις εξεταζόμενες γεωμετρίες.

7. Προσομοιώσεις στην Πλήρη Μηχανή

Στα Κεφ. 5 & 6, οι προσομοιώσεις της ροής στις εξεταζόμενες γεωμετρίες έγιναν χωριστά για την πτερωτή ή δρομέα και το σπειροειδές κελύφος, για αντλητική ή ανάστροφη λειτουργία αντιστοίχως, επιδιώκοντας τον συνυπολογισμό της μεταξύ τους αλληλεπίδρασης, χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα από την έξοδο της ροής των ανάντη τμημάτων ως συνθήκες εισόδου για τα αντίστοιχα κατόντη τμήματα. Η πρακτική αυτή στηρίχθηκε σε μια σειρά από παραδοχές, καθώς η ροή θεωρήθηκε σε κάθε περίπτωση χρονικά αμετάβλητη, οι συνθήκες εισόδου ή εξόδου ομοιόμορφα διανεμημένες στις κοινές διεπιφάνειες [βλ. Κεφ. 6.1.2, Σχ. 6.8 & κεφ. 6.1.3, Σχ. 6.10] και το πεδίο ροής περιοδικά συμμετρικό στα διάκενα μεταξύ των πτερυγίων της πτερωτής ή του δρομέα, επιτρέποντας έτσι τη διεξαγωγή όλων των BtB προσομοιώσεων. Ωστόσο, στην πράξη η ροή στα στρεφόμενα τμήματα αναμένεται να μεταβάλλεται χρονικά με τη σχετική θέση αυτών ως προς τη γλωττίδα του ακίνητου σπειροειδούς κελύφους, ενώ αναμένεται να εμφανίζεται ανομοιομορφία αυτής στις κυλινδρικές διεπιφάνειες μεταξύ πτερωτής/δρομέα και κελύφους, πρωτίστως κατά την περιφερειακή κατεύθυνση και δευτερευόντως κατά την αξονική [βλ. Κεφ. 6.1.1, Σχ. 6.6 & Κεφ. 6.2.3, Σχ. 6.68].

Έτσι, στο παρόν κεφάλαιο, οι προσομοιώσεις διεξάγονται για ενδεικτικά σημεία λειτουργίας των αντιστοίχων γεωμετριών στα αντίστοιχα, πλήρη υπολογιστικά χωρία, προκειμένου να τεκμηριωθούν ποιοτικά οι μεταβολές και βελτιώσεις των λειτουργικών χαρακτηριστικών που εξήχθησαν προηγουμένως. Αρχικά, για αντλητική λειτουργία [Κεφ. 7.2], τα σημεία αυτά αντιστοιχούν στο ζητούμενο ΚΣΛ που τέθηκε εξ αρχής [$Q_{P,ΚΣΛ} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$], τόσο για τις αρχικές [βλ. Κεφ. 5.1] όσο και για τις νέες γεωμετρίες πτερωτής [βλ. Κεφ. 5.7]. Έπειτα, για ανάστροφη λειτουργία [Κεφ. 7.3], οι προσομοιώσεις διεξάγονται για τις τιμές της κανονικής παροχής $Q_{T,ΚΣΛ}$ οι οποίες προέκυψαν από τη BtB διερεύνηση, για τους αρχικούς δρομείς [βλ. Κεφ. 6.1.5, Πιν. 6.1: src_in] και τους νέους, οι οποίοι προέκυψαν είτε από τη διεξαγωγή αριθμητικών βελτιστοποιήσεων [βλ. Κεφ. 6.2.1, Πιν. 6.2], είτε από την προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων [βλ. Κεφ. 6.2.2, Σχ. 6.53 – 6.56]. Ειδικότερα, για την περίπτωση της παρεμβολής στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων μεταξύ σπειροειδούς κελύφους και δρομέα [Κεφ. 7.1, βλ. Κεφ. 6.2.3], οι προσομοιώσεις στην πλήρη μηχανή διεξάγονται για περισσότερα του ενός σημεία, καλύπτοντας ένα εύρος παροχής όπου εξετάζεται η επίδραση του ανοίγματος των πτερυγίων.

Σε κάθε περίπτωση, τα μεγέθη αξιολόγησης των γεωμετριών εδώ είναι τα αντίστοιχα με εκείνα των BtB προσομοιώσεων της ευθείας και ανάστροφης λειτουργίας [βλ. Κεφ. 4.4.1, Εξ. 4.55 – 4.57 & 4.59 – 4.62], ωστόσο επεκτείνονται στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των αντλιών και PAT αντιστοίχως. Τέλος, με εξαίρεση την περίπτωση των ρυθμιστικών πτερυγίων, η γεωμετρία του σπειροειδούς κελύφους προσαρμόστηκε στην αρχική, κυλινδρική επιφάνεια εξόδου ή εισόδου του BtB υπολογιστικού χωρίου

της εκάστοτε πτερωτής ή δρομέα, προκειμένου να μπορεί να πυκνωθεί χωρίς προβλήματα το αριθμητικό πλέγμα περί τις ακμές εκφυγής ή προσβολής αντιστοίχως, με αποτέλεσμα οι διαστάσεις των νέων κελυφών να προκύπτουν κατά τι μεγαλύτερες αυτών στις οποίες προσομοιώθηκε η άεργη ροή στις δύο λειτουργίες και άρα να αναμένονται ελαφρώς μικρότερες υδραυλικές απώλειες στις περιπτώσεις αυτές.

7.1 Μελέτη Επίδρασης Ρυθμιστικών Πτερυγίων

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, οι προσομοιώσεις στην πλήρη μηχανή με παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων διεξάγονται για τον αρχικό δρομέα CH.2 – BL.2, στο εύρος παροχής $Q_T = 70 - 90 \text{ m}^3/\text{hr}$, τόσο με προσαρμογή για είσοδο της ροής χωρίς κρούση [βλ. Κεφ. 6.2.3, Πιν. 6.5: $\alpha_{gv,opt}$], όσο και για σταθερά ανοίγματα $\alpha_{gv} = 5^\circ$ και $\alpha_{gv} = 7,5^\circ$.

Το πλέγμα που αντιστοιχεί στα επιμέρους τμήματα προκύπτει επιλέγοντας παραμέτρους κατασκευής από τις εκάστοτε μελέτες ανεξαρτησίας που προηγήθηκαν [Κεφ. 5.2, Πιν. 5.2, 7^η σειρά για τον δρομέα, Κεφ. 6.2.3, Πιν. 6.4, 4^η σειρά για το σπειροειδές κέλυφος και τη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων] και αποτελείται συνολικά από $\sim 1,9 \cdot 10^6$ στοιχεία σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Η επιλογή αυτή έγινε προκειμένου η πυκνότητα των νέων πλεγμάτων να μην εξακοντίζει τον υπολογιστικό χρόνο των προσομοιώσεων, εκτιμώντας ότι το πλήθος των κελιών του BtB πλέγματος του δρομέα θα 5-πλασιάζονται στο νέο πλέγμα για 5 πτερύγια, ενώ εκείνα του σπειροειδούς κελύφους και της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων σε συμμετρικά χωρία θα διπλασιάζονται [βλ. Κεφ. 4.2.3, Σχ. 4.21 & 4.22].

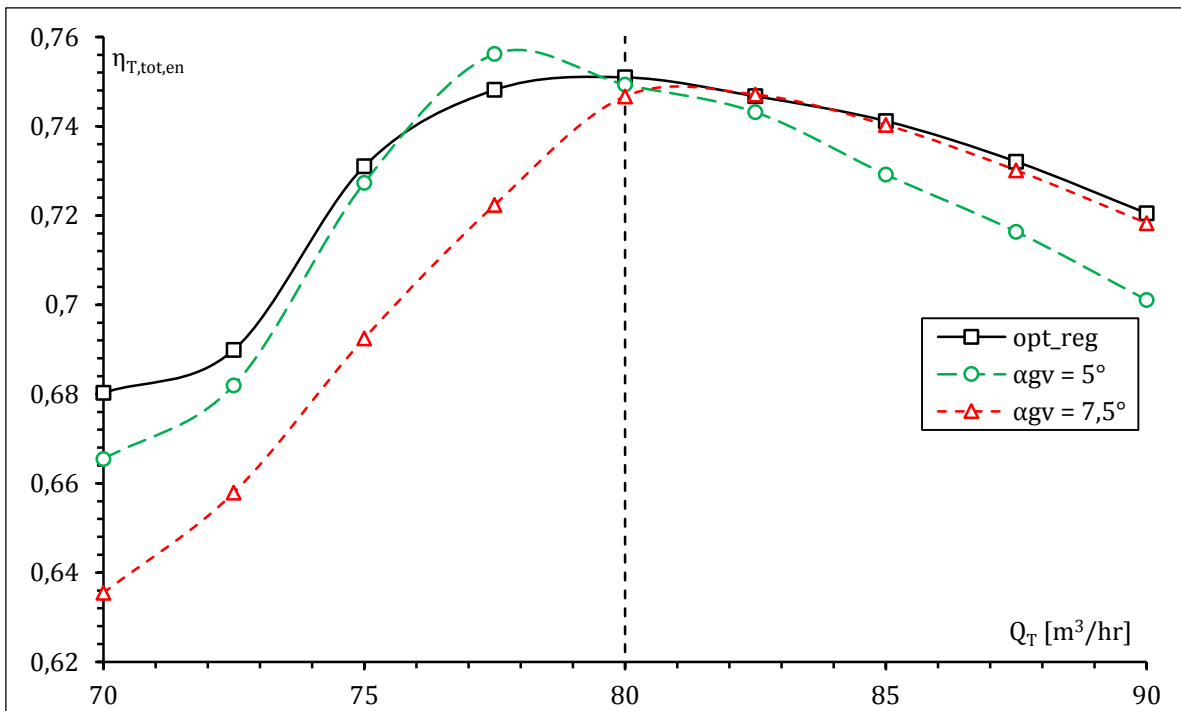
Περαιτέρω, για την πτερωτή χρησιμοποιείται στρεφόμενο πλαίσιο αναφοράς ενώ για τη στεφάνη και το κέλυφος ακίνητα πλαίσια, με τις επιμέρους συνδέσεις να γίνονται με οριακές συνθήκες διεπιφάνειας. Η ροή εισέρχεται από τη διατομή της χοάνης κατάθλιψης με σταθερή παροχή και εξέρχεται αξονικά από τον δρομέα με διατήρηση της παροχής και μηδενική στατική πίεση. Οι στερεές επιφάνειες των τριών εξαρτημάτων ορίζονται ως ξεχωριστά τοιχώματα. Κατά τα προηγούμενα, οι προσομοιώσεις διεξάγονται με μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, διακριτοποίηση 1^{ης} τάξης, σύζευξη πίεσης – ταχύτητας με τον αλγόριθμο SIMPLE και όρια σύγκλισης 10^{-5} για το σφάλμα της εξίσωσης συνέχειας, $5 \cdot 10^{-5}$ για τις συνιστώσες της ταχύτητας και 10^{-3} για τους όρους τύρβης, k και ϵ .

Στα Σχ. 7.1 – 7.4 παρουσιάζονται οι προκύπτουσες καμπύλες λειτουργίας της εξεταζόμενης PAT. Αρχικά, παρατηρείται ότι ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης $\eta_{T,tot,en}$ [Σχ. 7.1] για ρυθμιζόμενη κλίση [opt_reg: $\alpha_{1,T} = \alpha_{1,T,opt}$] είναι υψηλότερος από ότι για σταθερό άνοιγμα σχεδόν σε όλο το εξεταζόμενο εύρος παροχής, με τις αντίστοιχες τιμές για σταθερό άνοιγμα να έχουν μεγαλύτερες διαφορές όσο αποκλίνει η $\alpha_{gv,opt}$ από την α_{gv} για τις διάφορες τιμές της παροχής. Η παραπάνω τάση διαφοροποιείται μόνο στην παροχή $Q_T = 77,5 \text{ m}^3/\text{hr}$, όπου η μέγιστη τιμή $\eta_{T,tot,en}$ εμφανίζεται για $\alpha_{gv} = 5^\circ$ αντί

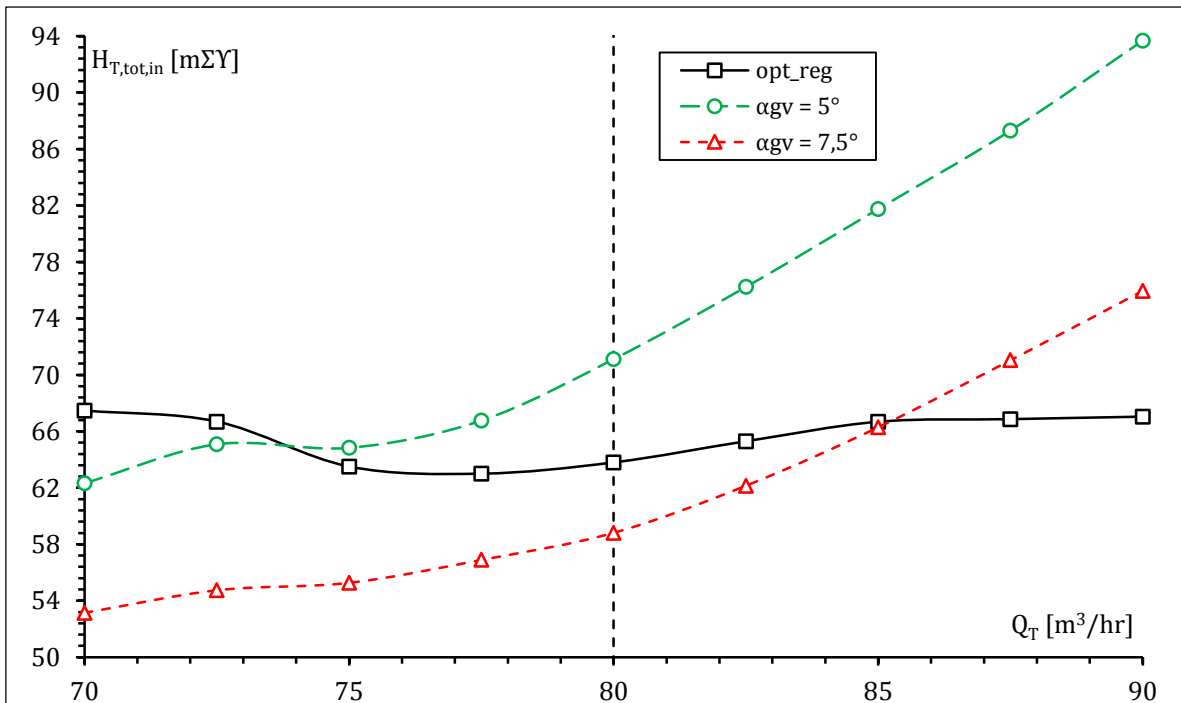
για $\alpha_{gv,opt} \approx 5,74^\circ$. Η μικρή αυτή διαφορά [$< 0,8 \%$] αποδίδεται στην καλύτερη προσαρμογή του τριγώνου ταχυτήτων εξόδου στην κλίση β_2 των πτερυγίων, με αποτέλεσμα τη συγκριτική μείωση των συνολικών υδραυλικών απωλειών. Σημειώνεται ότι η διαφορά αυτή είναι αποδεκτή ως αριθμητικό αποτέλεσμα, καθώς οι απώλειες κρούσης στις ακμές προσβολής του δρομέα είναι μεν σημαντικό τμήμα των συνολικών υδραυλικών απωλειών, ωστόσο η απόδοση καθορίζεται και από τους υπόλοιπους τύπους απωλειών, οι οποίες αναμενόμενα ελαχιστοποιούνται σε διαφορετικές τιμές της παροχής (Παπαντώνης, 2002). Τέλος, πρέπει να σημειωθεί ότι η $Q_{T,K\Sigma\Lambda}$ για ρυθμιζόμενη κλίση συμπίπτει με αυτή που προέκυψε από τις αντίστοιχες BtB προσομοιώσεις [βλ. Κεφ. 6.1.5, Σχ. 6.18 & Πιν. 6.1 $\rightarrow Q_{T,K\Sigma\Lambda} = 80 \text{ m}^3/\text{hr}$], επιβεβαιώνοντας έτσι την προσέγγιση αυτή για την εκτίμηση του ΚΣΛ των ΡΑΤ.

Περαιτέρω, οι καμπύλες υδραυλικής πτώσης $H_{T,tot,in} - Q_T$ [Σχ. 7.2] για σταθερό άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων αναμενόμενα εμφανίζουν μεγαλύτερη κλίση για μικρότερες τιμές του α_{gv} άρα μικρότερο άνοιγμα [βλ. Κεφ. 2.3.7, Σχ. 2.57], ενώ η αντίστοιχη για συνεχή ρύθμιση παρουσιάζει σαφώς μικρότερη κλίση, η οποία γίνεται και αρνητική αριστερά του αντίστοιχου ΚΣΛ. Η μορφή αυτή οφείλεται στο ότι αφενός η κλίση εισόδου $\alpha_{1,T,opt}$ αυξάνεται όσο αυξάνεται και το Q_T , αφετέρου οι απώλειες κρούσης αυξάνονται μακριά από το ΚΣΛ και τέλος οι απώλειες κινητικής ενέργειας εξόδου ελαχιστοποιούνται αριστερά του ΚΣΛ και κοντά σε αυτό. Τέλος, οι καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος [Σχ. 7.3] $N_{T,tot} - Q_T$ αναμενόμενα αυξάνουν με αύξηση της παροχής, με την opt_reg να έχει μικρότερη κλίση, καθώς επηρεάζεται από την αντίστοιχη μορφή της καμπύλης υδραυλικής πτώσης.

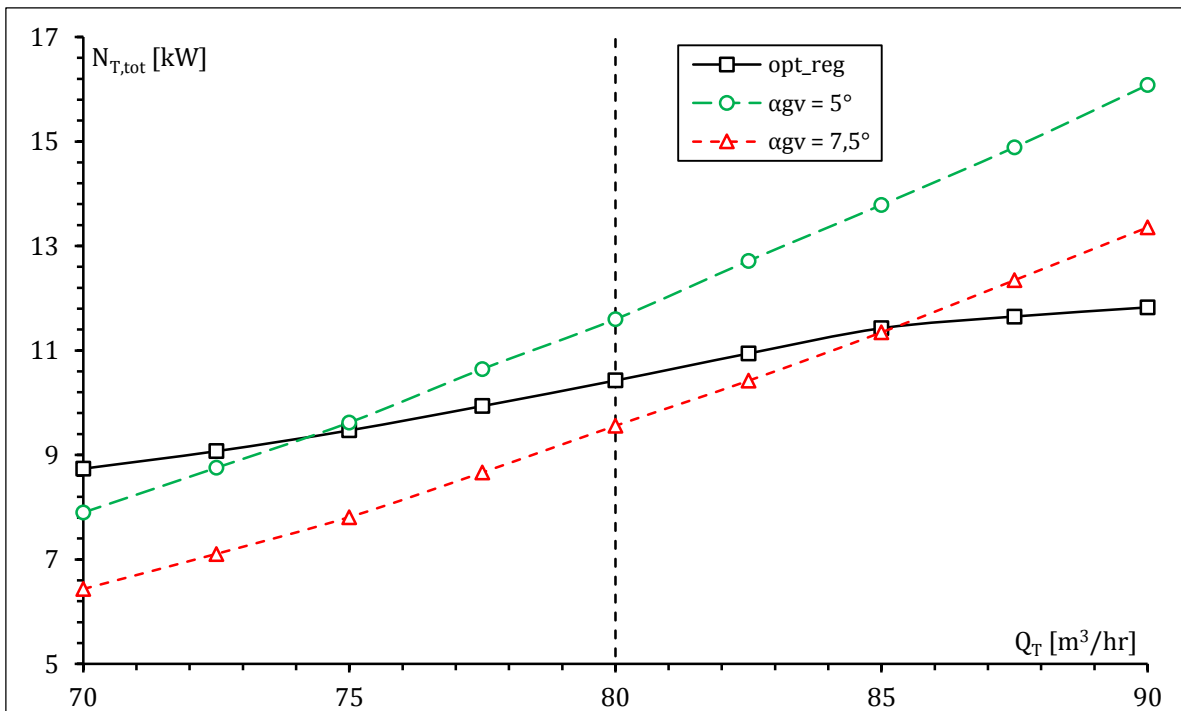
Στο Σχ. 7.5 παρουσιάζονται οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου σχετικής ταχύτητας στην εγκάρσια τομή με το συμμετρικό επίπεδο του σπειροειδούς κελύφους σε κοινές χρωματικές κλίμακες και οι τριδιάστατες γραμμές ροής της πλήρους ΡΑΤ, για τα σημεία λειτουργίας παροχής $Q_T = 70 \text{ m}^3/\text{hr}$ με $\alpha_{gv} = 7,5^\circ$ και $\alpha_{gv,opt} \approx 3,94^\circ$. Αρχικά, παρατηρείται ότι και στις δύο περιπτώσεις, τα εξεταζόμενα μεγέθη διανέμονται συμμετρικά στον δρομέα, όπως αναμένεται και από τις προηγούμενες προσομοιώσεις της άεργης ροής στο σύστημα του διανομέα [Κεφ. 6.2.3, Σχ. 6.66 – 6.68]. Οι ομαλές διανομές ολικής πίεσης δείχνουν σχετικά ομοιόμορφη φόρτιση των πτερυγίων, ενώ οι έντονες διακυμάνσεις αυτών της ταχύτητας, ιδιαίτερα κοντά στις ακμές εκφυγής, αποδίδονται στην αναντιστοιχία της κλίσης εξόδου β_2 των πτερυγίων και της αντίστοιχης $\beta_{2,w}$ των τριγώνων ταχυτήτων εξόδου. Ακόμα, αναμενόμενα η ολική πίεση στην είσοδο φαίνεται υψηλότερη για $\alpha_{gv,opt} \approx 3,94^\circ$ παρά για $\alpha_{gv} = 7,5^\circ$, αφού μικρότερες τιμές του ανοίγματος συνεπάγονται μικρότερες κλίσεις εισόδου της ροής και άρα μεγαλύτερες υδραυλικές πτώσεις. Σε αυτό οφείλονται και οι υψηλότερες τιμές του μέτρου ταχύτητας στις ακμές προσβολής του δρομέα για $\alpha_{gv,opt} \approx 3,94^\circ$ οι οποίες οφείλονται στην υψηλότερη περιφερειακή συνιστώσα, με την αντίστοιχη ακτινική να είναι ίδια στις δύο προσομοιώσεις, λόγω της κοινής τους παροχής.



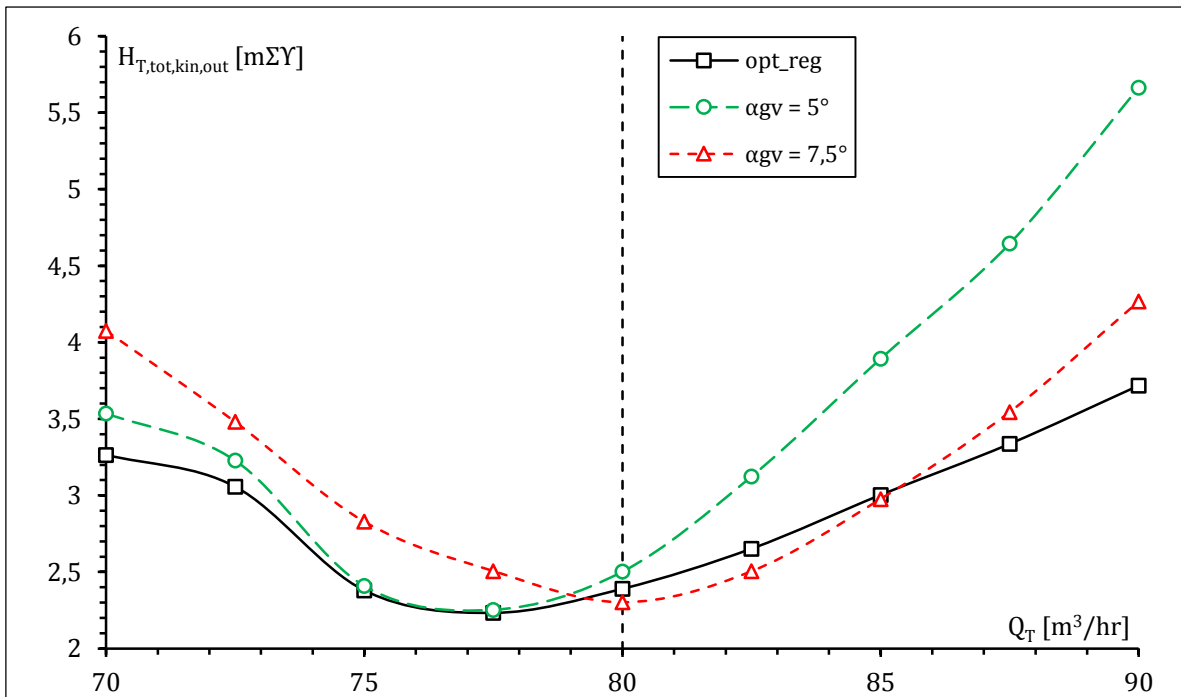
Σχήμα 7.1 Καμπύλες ενεργειακού βαθμού απόδοσης πλήρους μηχανής με ρύθμιση της κλίσης εισόδου [opt_reg] και με σταθερό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων



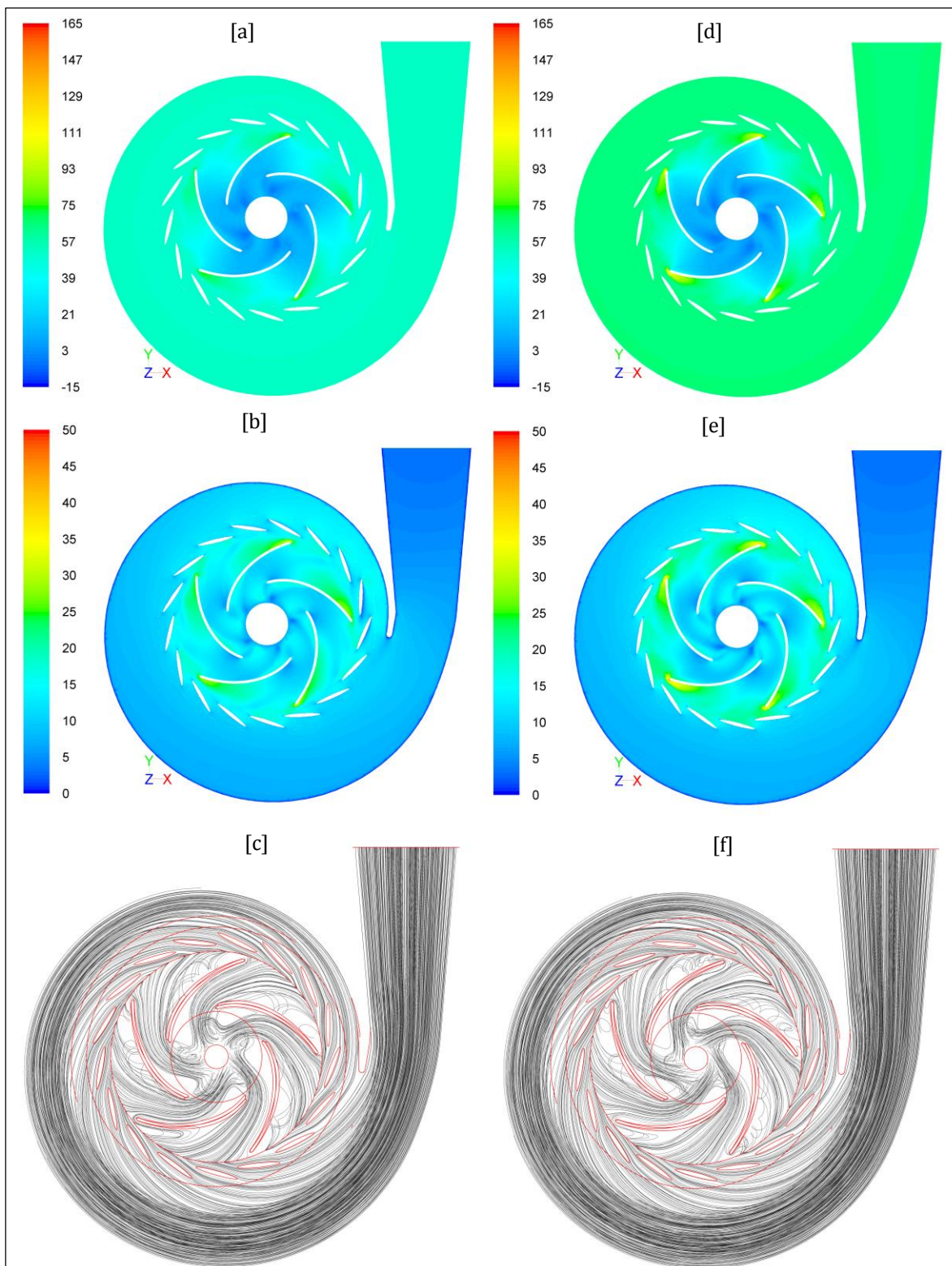
Σχήμα 7.2 Καμπύλες απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης πλήρους μηχανής με ρύθμιση της κλίσης εισόδου [opt_reg] και με σταθερό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων



Σχήμα 7.3 Καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος πλήρους μηχανής με ρύθμιση της κλίσης εισόδου [opt_reg] και με σταθερό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων



Σχήμα 7.4 Καμπύλες απωλειών κινητικής ενέργειας εξόδου πλήρους μηχανής με ρύθμιση της κλίσης εισόδου [opt_reg] και με σταθερό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων



Σχήμα 7.5 Ισοϋψείς [a, d] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b, e] μέτρου ταχύτητας [m/sec] στις εγκάρσιες τομές και [c, f] γραμμές ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία της PAT αρχικού δρομέα CH.2 - BL.2 με ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων $\alpha_{\text{gn}} = 7,5^\circ$ και $\alpha_{\text{gn,ort}} \approx 3,94^\circ$ αντιστοίχως, για παροχή λειτουργίας $Q_T = 70 \text{ m}^3/\text{hr}$

Τέλος, για $\alpha_{gv} = 7,5^\circ$ οι γραμμές ροής εμφανίζουν ελαφρώς μεγαλύτερες περιοχές ανακυκλοφορίας στις επιφάνειες υπερπίεσης του δρομέα, καθώς και εντονότερη αποκόλληση στις επιφάνειες υποπίεσης περί τις ακμές εκφυγής, σε συμφωνία με τις υψηλότερες απώλειες κινητικής ενέργειας στην έξοδο της PAT που καταγράφονται στο Σχ. 7.4 για την περίπτωση αυτή.

7.2 Αντλητική Λειτουργία Πλήρους Μηχανής

Για την προσομοίωση της αντλητικής λειτουργίας στην πλήρη μηχανή, τα αριθμητικά πλέγματα που αντιστοιχούν σε κάθε τμήμα βάσει των αντιστοιχών μελετών ανεξαρτησίας [βλ. Κεφ. 5.2, Πιν. 5.2, 2^η & 7^η σειρά για την πτερωτή και Κεφ. 5.5, Πιν. 5.3, 4^η στήλη για το σπειροειδές κέλυφος]. Σε κάθε περίπτωση, τα χρησιμοποιούμενα πλέγματα περιέχουν συνολικά $2 \div 2,4 \cdot 10^6$ κελιά.

Η ροή εισέρχεται αξονικά από την κυλινδρική ή δακτυλιοειδή είσοδο της πτερωτής, αναλόγως της σχεδιαστικής μεθόδου του μεσημβρινού καναλιού, με μηδενική στατική πίεση και προκαθορισμένη παροχή και εξέρχεται από τη χοάνη κατάθλιψης του σπειροειδούς κελύφους, όπου επιβάλλεται η διατήρηση της εισερχόμενης παροχής. Για το πλέγμα της πτερωτής ορίζεται στρεφόμενο πλαίσιο αναφοράς ενώ για εκείνο του σπειροειδούς κελύφους ακίνητο, με τα δύο να συνδέονται στη συνοριακή κυλινδρική διεπιφάνεια. Οι στερεές επιφάνειες των δύο τμημάτων ορίζονται ως ξεχωριστά τοιχώματα, τα οποία προσδένονται στα αντίστοιχα πλαίσια αναφοράς. Όπως και στις μεμονωμένες προσομοιώσεις, χρησιμοποιείται το μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, 1^{ης} τάξης ανάντη σχήμα διακριτοποίησης, σύζευξη πίεσης ταχύτητας με τον αλγόριθμο SIMPLE και όρια σύγκλισης 10^{-5} για το σφάλμα της εξίσωσης συνέχειας, $5 \cdot 10^{-5}$ για τις συνιστώσες της ταχύτητας και 10^{-3} για τους όρους τύρβης.

Οι προσομοιώσεις διεξάγονται στην κανονική παροχή $Q_{P,KEL} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$ για χρονικά αμετάβλητες συνθήκες [steady state]. Ωστόσο, εδώ δεν ισχύει η υπόθεση της περιοδικής συμμετρίας που υιοθετήθηκε στα BtB υπολογιστικά χωρία, καθώς η σχετική θέση πτερωτής και γλωττίδας του σπειροειδούς κελύφους έχει σημαντική επίδραση στο πεδίο ροής. Έτσι, για κάθε εξεταζόμενη περίπτωση, διεξάγονται 5 προσομοιώσεις σε κάθε σημείο λειτουργίας, με βήμα περιστροφής $\delta\theta = 360^\circ/5 \cdot z$ και ως τελικά αποτελέσματα για κάθε μέγεθος αξιολόγησης λαμβάνονται οι αντίστοιχες μέσες τιμές.

Οι διακυμάνσεις αυτές ως προς το ολικό ύψος H_P , την απορροφώμενη ισχύ N_P και τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης η_P για τις 4 αρχικές [βλ. Κεφ.] και τις 4 νέες γεωμετρίες πτερωτής παρουσιάζονται στο Σχ. 7.6. και οι μέσες τιμές στον Πιν. 7.1. Αρχικά, παρατηρείται ότι για κάθε γεωμετρία και εξεταζόμενο μέγεθος, η μέγιστη απόκλιση των διακυμάνσεων από τις μέσες τιμές δεν ξεπερνά το 1,5% με τις διακυμάνσεις αυτές να είναι ελαφρώς εντονότερες στις αρχικές γεωμετρίες. Περαιτέρω, οι μέσες τιμές του H_P για τις νέες πτερωτές βρίσκονται πολύ κοντά μεταξύ τους, ενώ οι αντίστοιχες των

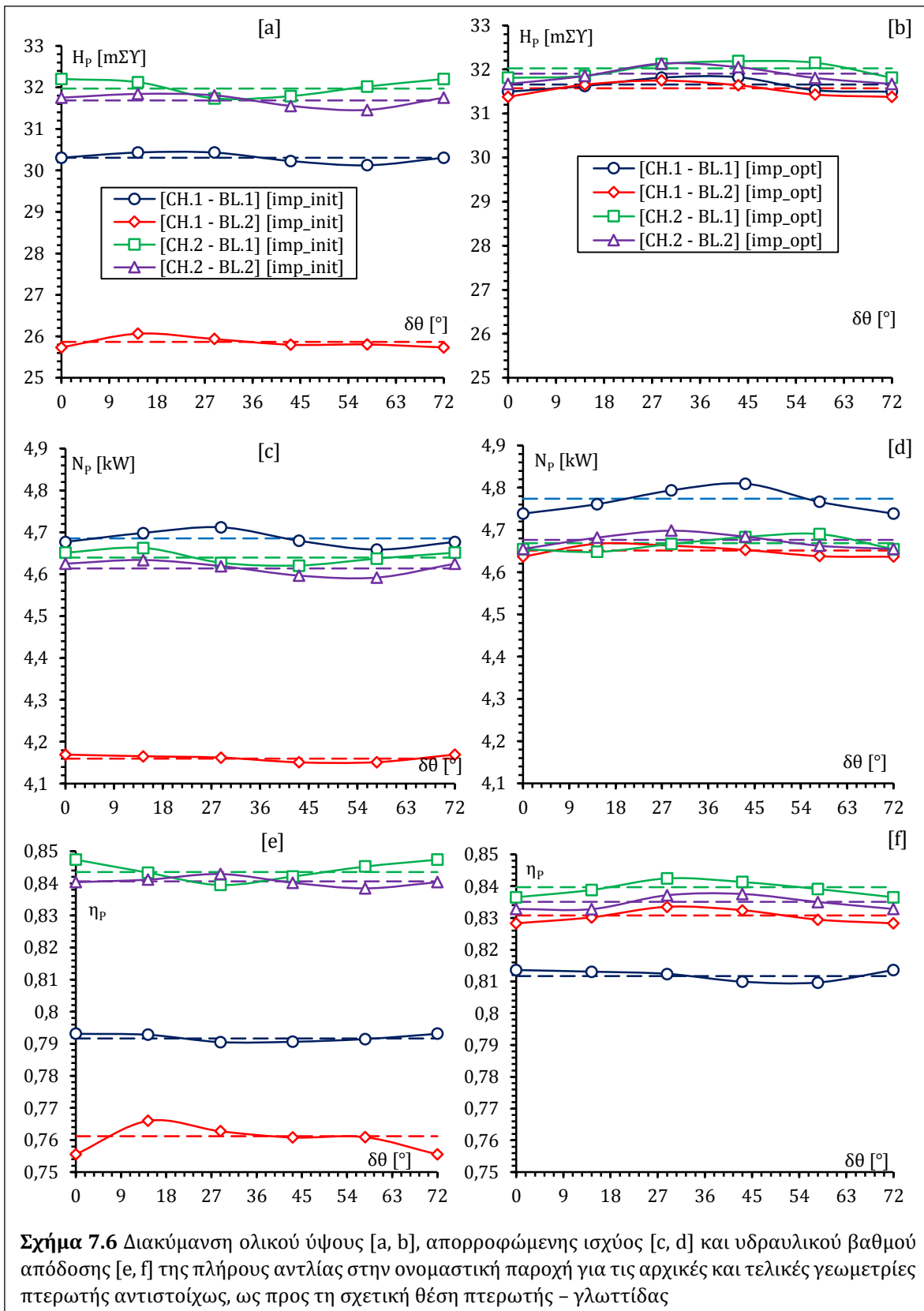
αρχικών πτερωτών εμφανίζουν σημαντικές αποκλίσεις. Η τάση αυτή παρατηρείται σε μικρότερο βαθμό και για τα N_p και η_p και οφείλεται στον δευτερεύοντα στόχο για επίτευξη του ζητούμενου αντλητικού ΚΣΛ ο οποίος τέθηκε στις διαδικασίες βελτιστοποίησης από τις οποίες προέκυψαν οι νέες πτερωτές [βλ. Κεφ. 5.7, Εξ. 5.6].

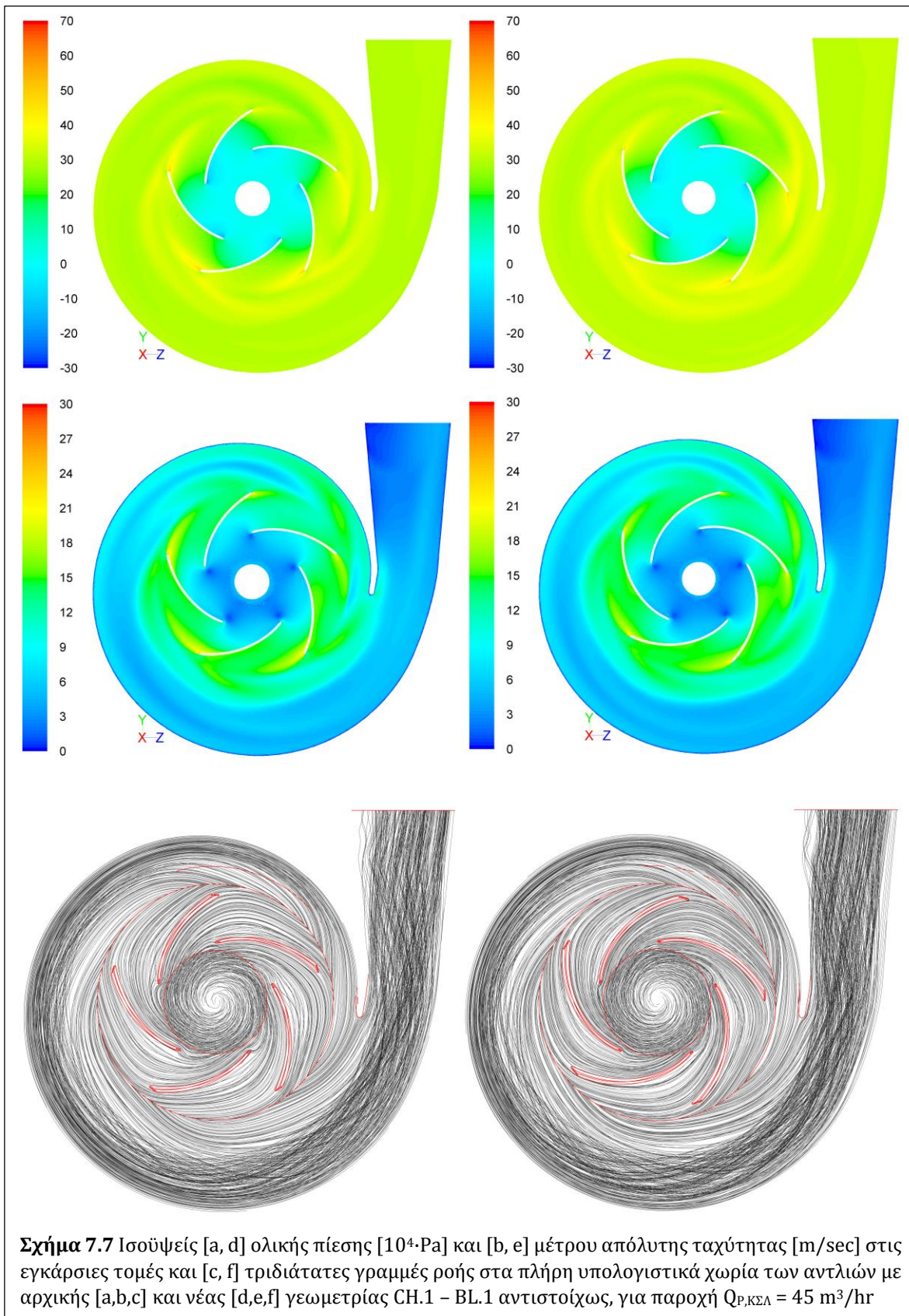
Θα πρέπει να σημειωθεί εδώ ότι ενώ η σημαντική βελτίωση του η_p για τις νέες πτερωτές CH.1 – BL.1 και CH.1 – BL.2 επιβεβαιώνεται και εδώ, οι νέες πτερωτές CH.2 – BL.1 και CH.2 – BL.2 εμφανίζουν οριακά μικρότερο βαθμό απόδοσης των αντίστοιχων αρχικών, της τάξης του 1%. Οι διαφορές αυτές είναι αποδεκτές, καθώς και στη BtB διερεύνηση οι διαφορές μεταξύ αρχικών και νέων γεωμετριών για αυτές τις σχεδιαστικές μεθοδολογίες ήταν πολύ μικρότερες των υπολοίπων δύο [βλ. Κεφ. 5.7, Σχ. 5.26, 5.34, 5.42 & 5.50]. Επίσης, οι διαφορές αυτές δεν αντικρούουν το συνολικό πλαίσιο της υπολογιστικής διερεύνησης της παρούσας Διατριβής, καθώς ο πρώτιστος στόχος που τέθηκε εξ αρχής για τις νέες πτερωτές ήταν η επίτευξη του ζητούμενου αντλητικού ΚΣΛ, ώστε στη συνέχεια να εξαχθούν συγκριτικά συμπεράσματα για την ανάστροφη λειτουργία. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί εδώ ότι ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης η_p των αντλιών με νέες πτερωτές κρίνεται σε κάθε περίπτωση ικανοποιητικός, καθώς η κατασκευαστική εμπειρία δίνει ενδεικτική τιμή για σωστά σχεδιασμένες αντλίες $\eta_{p,ref} = 82,56\%$ στο εξεταζόμενο ΚΣΛ (Παπαντώνης, 2004).

Πίνακας 7.1 Σταθμισμένα αποτελέσματα προσομοιώσεων πλήρους αντλίας στην κανονική παροχή

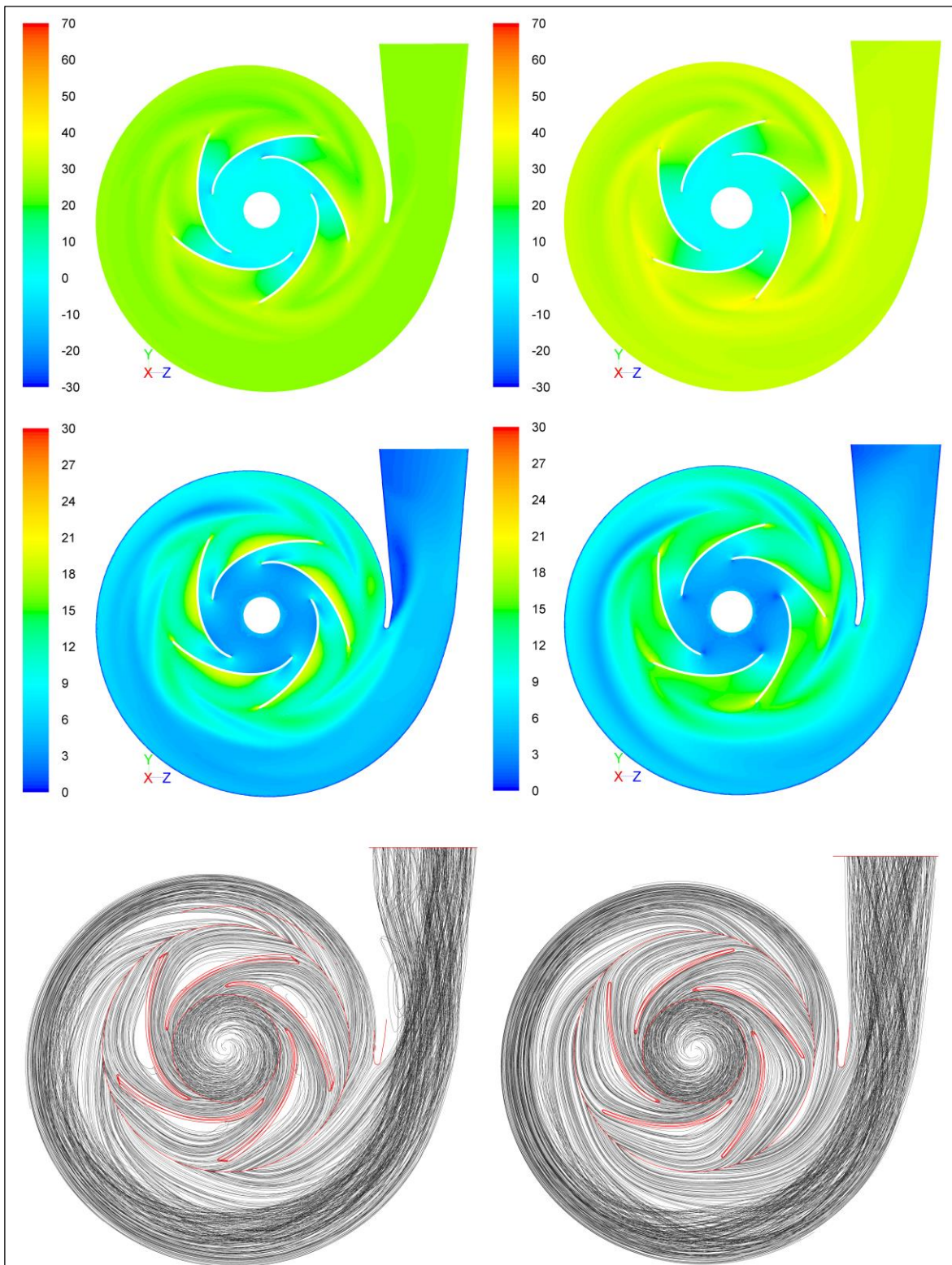
Σχεδιασμός	Διαμόρφωση	Q_p [m ³ /hr]	H_p [mΣΥ]	N_p [kW]	η_p
CH.1 - BL.1	imp_init	45	30,3037	4,6853	0,7917
CH.1 - BL.2		45	25,8697	4,1600	0,7612
CH.2 - BL.1		45	31,9745	4,6399	0,8435
CH.2 - BL.2		45	31,6826	4,6136	0,8406
CH.1 - BL.1	imp_opt	45	31,6568	4,7738	0,8117
CH.1 - BL.2		45	31,5689	4,6514	0,8308
CH.2 - BL.1		45	32,0246	4,6685	0,8397
CH.2 - BL.2		45	31,9023	4,6763	0,835

Περαιτέρω, στα Σχ. 7.7 – 7.10 παρουσιάζονται οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου απόλυτης ταχύτητας στην εγκάρσια τομή των αντλιών με το επίπεδο συμμετρίας του σπειροειδούς κελύφους και οι τριδιάστατες γραμμές ροής διαδοχικά για τις αρχικές και τις νέες γεωμετρίες πτερωτής που προέκυψαν με τις σχεδιαστικές μεθόδους CH.1 – BL.1 [Σχ. 7.7], CH.1 – BL.2 [Σχ. 7.8], CH.2 – BL.1 [Σχ. 7.9] και CH.2 – BL.2 [Σχ. 7.10]. Καταρχήν, τα πεδία ροής αρχικών και νέων γεωμετριών εμφανίζουν σημαντική ομοιότητα, τόσο ανά δύο όσο και συνολικά. Ωστόσο, οι διανομές ολικής πίεσης και ταχύτητας εμφανίζουν κατά τι μικρότερες αυξομειώσεις στην περιοχή της πτερωτής των νέων γεωμετριών. Ειδικότερα, τα πεδία ταχυτήτων είναι πιο ομοιόμορφα στις ακμές προσβολής των νέων γεωμετριών, λόγω της προσαρμογής αυτών από τις διαδικασίες βελτιστοποίησης για είσοδο της ροής στην πτερωτή χωρίς κρούση στην περιοχή της ζητούμενης παροχής.

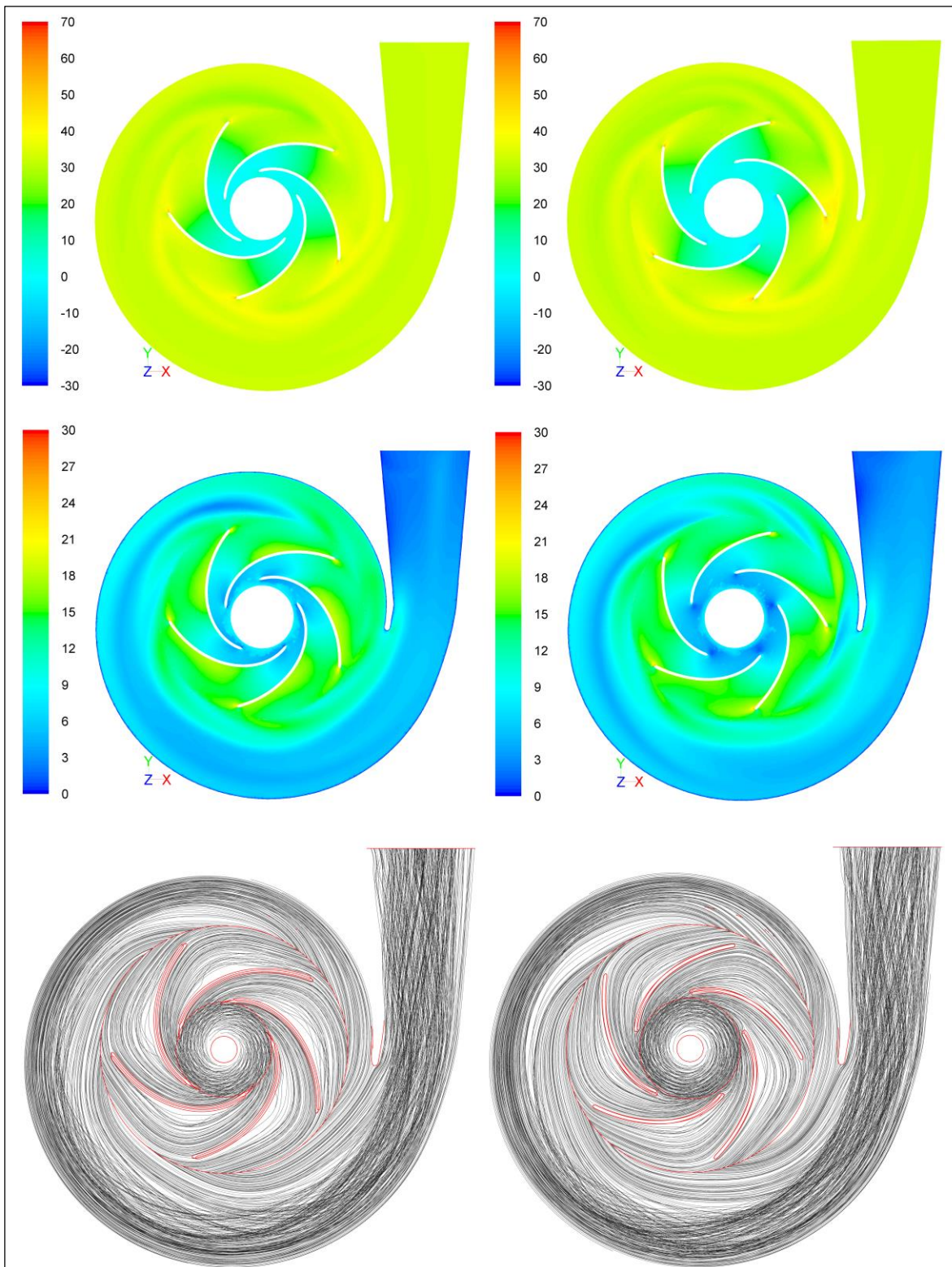




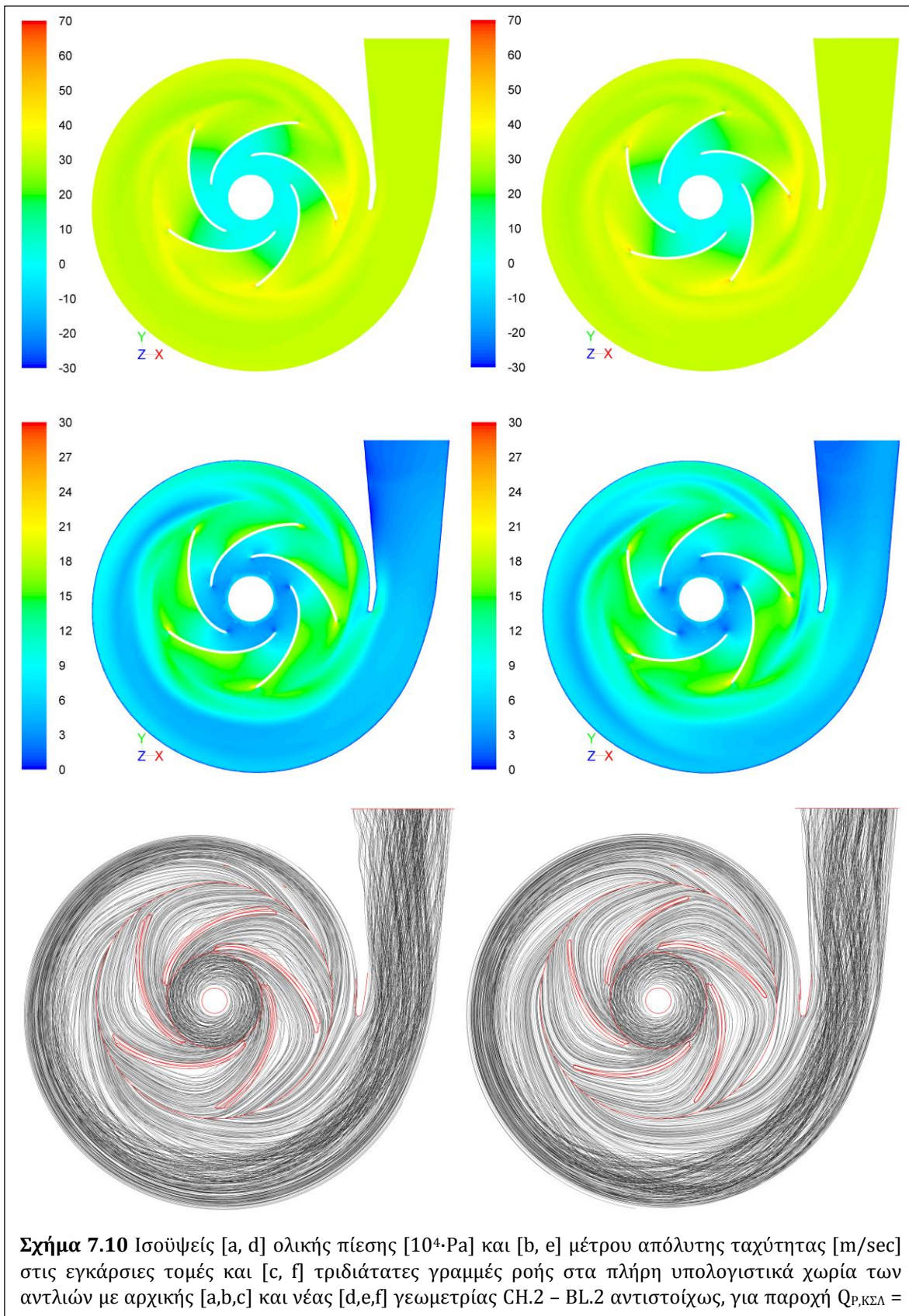
Σχήμα 7.7 Ισοψείς [a, d] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b, e] μέτρου απόλυτης ταχύτητας [m/sec] στις εγκάρσιες τομές και [c, f] τριδιάστατες γραμμές ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των αντλιών με αρχικής [a,b,c] και νέας [d,e,f] γεωμετρίας CH.1 – BL.1 αντιστοίχως, για παροχή $Q_{P,KΣΛ} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$



Σχήμα 7.8 Ισοϋψείς [a, d] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b, e] μέτρου απόλυτης ταχύτητας [m/sec] στις εγκάρσιες τομές και [c, f] τριδιάστατες γραμμές ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των αντλιών με αρχικής [a,b,c] και νέας [d,e,f] γεωμετρίας CH.1 – BL.2 αντίστοιχως, για παροχή $Q_{P,K\epsilon\lambda} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$



Σχήμα 7.9 Ισοϋψείς [a, d] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b, e] μέτρου απόλυτης ταχύτητας [m/sec] στις εγκάρσιες τομές και [c, f] τριδιάστατες γραμμές ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των αντλιών με αρχικής [a,b,c] και νέας [d,e,f] γεωμετρίας CH.2 - BL.1 αντιστοίχως, για παροχή $Q_{P,ΚΣΛ} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$



Η προσαρμογή αυτή γίνεται ορατή και στις τριδιάστατες γραμμές ροής, οι οποίες ακολουθούν περισσότερο ομαλά την κλίση εισόδου β_1 των πτερυγίων στις νέες γεωμετρίες, ενώ επίσης εμφανίζονται μικρότερες μεταβολές της καμπυλότητάς τους και εξομαλύνονται οι μικρές ανακυκλοφορίες που παρατηρούνται στις επιφάνειες υπερπίεσης των αρχικών γεωμετριών. Τέλος, η έντονη ανομοιομορφία του πεδίου ροής στη χοάνη κατάθλιψης των αρχικών γεωμετριών, με μια περιοχή χαμηλών ταχυτήτων να παρατηρείται κοντά στην έξοδο της ροής και προς την πλευρά της πτερωτής φαίνεται να αποκαθίσταται μερικώς στις νέες γεωμετρίες.

Αξίζει να σημειωθεί εδώ ότι οι εντονότερες διαφορές μεταξύ αρχικών και νέων πτερωτών παρατηρούνται για τη σχεδιαστική μέθοδο CH.1 – BL.2, όπως αναμενόταν από τη σχετική σύγκριση των πεδίων ροής και των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας των BtB προσομοιώσεων για τις δύο πτερωτές [βλ. Κεφ. 5.3, Σχ. 5.12 & Κεφ. 5.7, Σχ. 5.34 – 5.40].

7.3 Λειτουργία PAT Πλήρους Μηχανής

Για την προσομοίωση της ανάστροφης λειτουργίας στην πλήρη μηχανή χρησιμοποιούνται οι ίδιες τιμές των κατασκευαστικών παραμέτρων για τα πλέγματα της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους με εκείνες του Κεφ. 7.2, εκτός της περίπτωσης που περιλαμβάνει στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων, όπου η κατασκευή του πλέγματος γίνεται όπως στο Κεφ. 7.1. Σε κάθε περίπτωση, τα χρησιμοποιούμενα πλέγματα συνολικά αποτελούνται από $1,9 \div 2,6 \cdot 10^6$ κελιά.

Η ροή προσάγεται από τη χοάνη κατάθλιψης του σπειροειδούς κελύφους με δεδομένη παροχή και εξέρχεται από την αξονική έξοδο του δρομέα, όπου επιβάλλεται διατήρηση της παροχής και μηδενική στατική πίεση. Για το πλέγμα του δρομέα ορίζεται στρεφόμενο πλαίσιο αναφοράς με αντίθετη γωνιακή ταχύτητα από εκείνη της αντλητικής λειτουργίας, ενώ για εκείνο του σπειροειδούς κελύφους ακίνητο, με τα δύο να συνδέονται στη συνοριακή κυλινδρική διεπιφάνεια. Τα στερεά σύνορα των δύο τμημάτων ορίζονται ως ξεχωριστά τοιχώματα, τα οποία προσδένονται στα αντίστοιχα πλαίσια αναφοράς. Το μοντέλο προσομοίωσης είναι ίδιο με αυτό του Κεφ. 7.2, με μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$, 1^{ης} τάξης ανάντη σχήμα διακριτοποίησης, σύζευξη πίεσης ταχύτητας με τον αλγόριθμο SIMPLE και όρια σύγκλισης 10^{-5} για το σφάλμα της εξίσωσης συνέχειας, $5 \cdot 10^{-5}$ για τις συνιστώσες της ταχύτητας και 10^{-3} για τους όρους τύρβης.

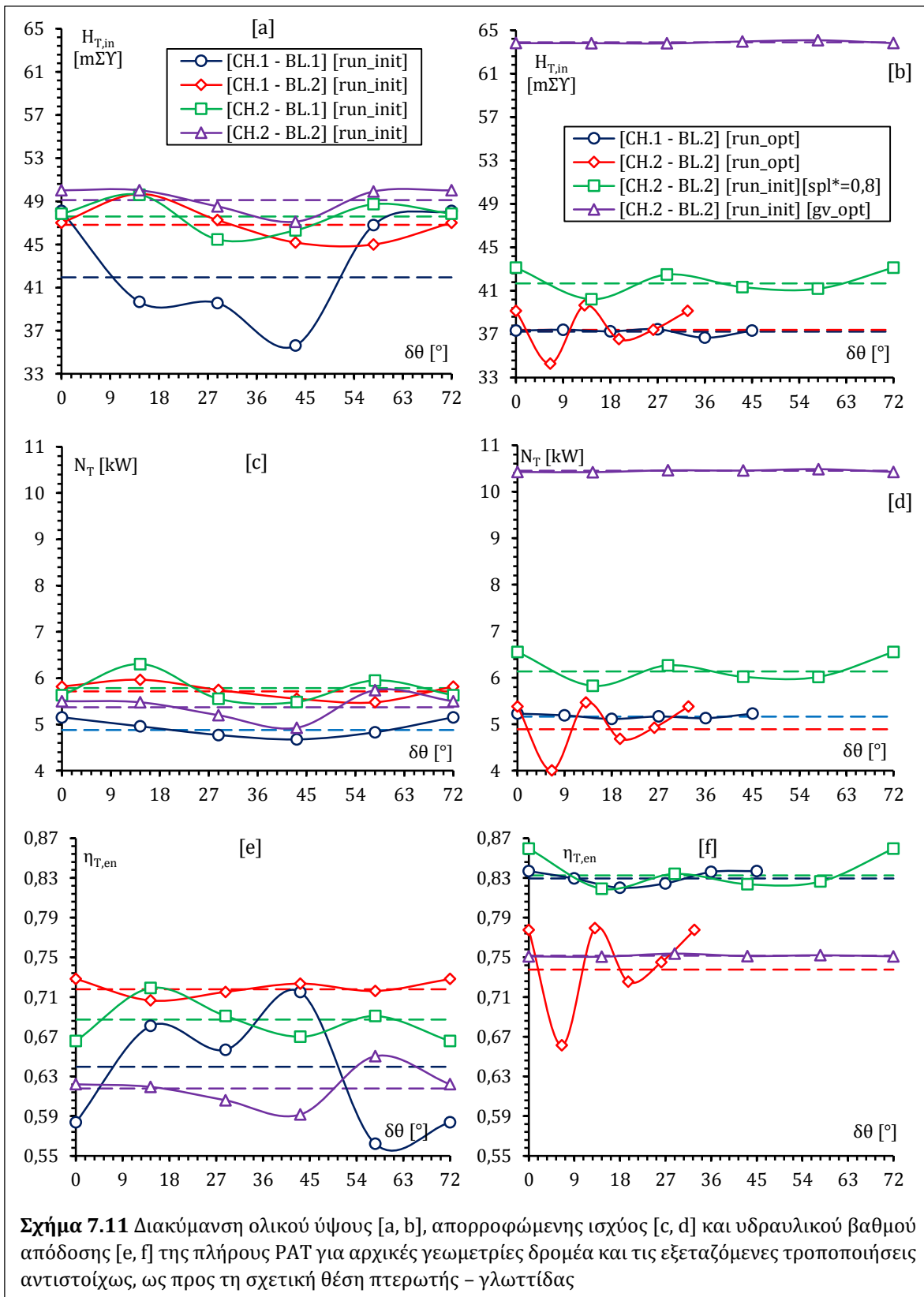
Και εδώ, οι προσομοιώσεις διεξάγονται για χρονικά αμετάβλητες συνθήκες, οπότε εξετάζονται 5 σχετικές θέσεις μεταξύ δρομέα και γλωττίδας για κάθε γεωμετρία, με βήμα περιστροφής $\delta\theta = 360^\circ/5 \cdot z$ και ως τελικά αποτελέσματα λαμβάνονται οι μέσες τιμές των εξεταζόμενων μεγεθών. Σημειώνεται ότι η εξεταζόμενη περίπτωση του αρχικού δρομέα CH.2 – BL.2 με προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων είναι εκείνη με

$spl^* = 0,8$ και $Q_T = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$, ενώ η αντίστοιχη με παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων είναι για $Q_T = 80 \text{ m}^3/\text{hr}$ και $\alpha_{gv,opt} = 6,29^\circ$.

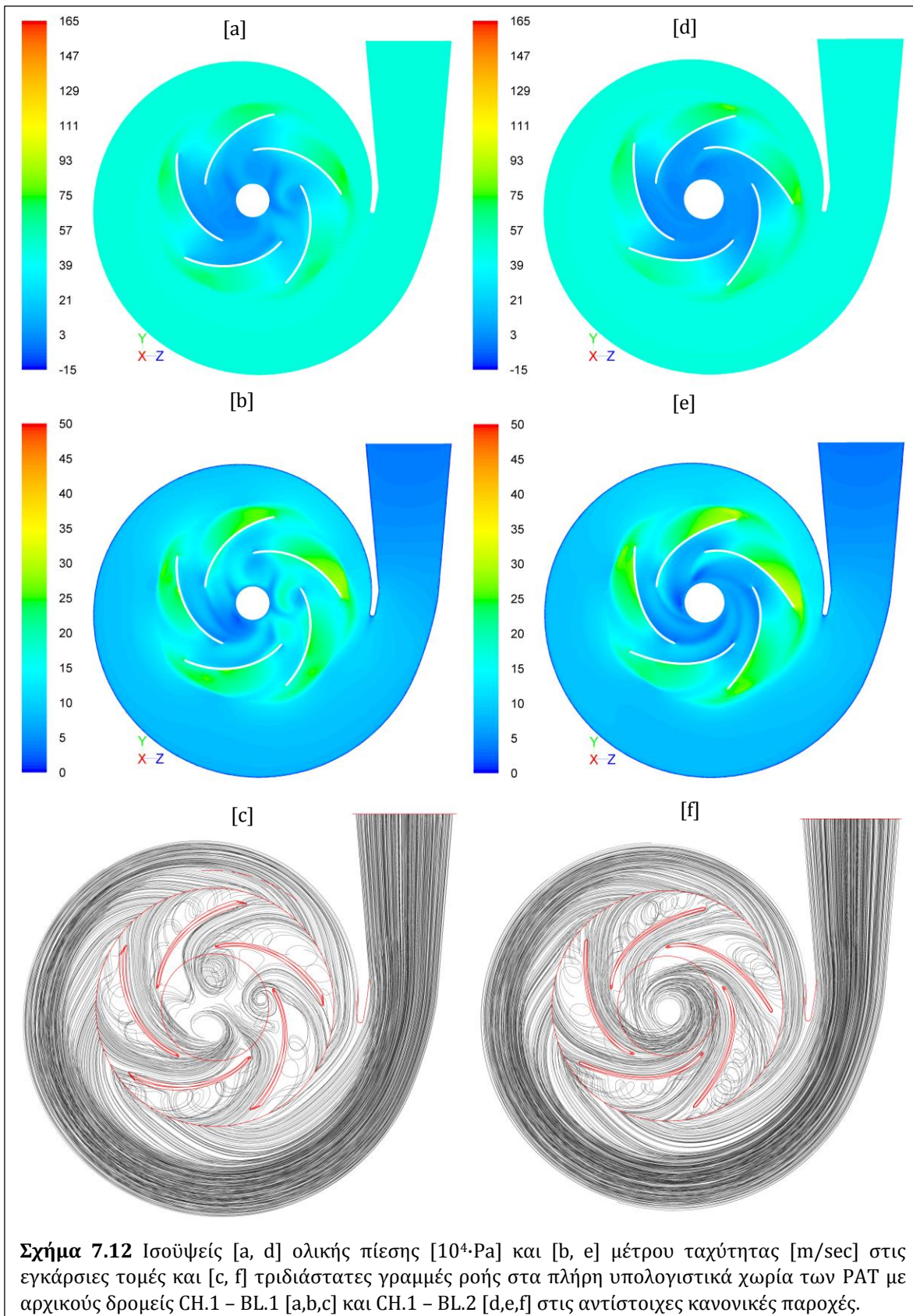
Στο Σχ. 7.7 παρουσιάζονται συγκριτικά οι διακυμάνσεις και στον Πιν. 7.2 οι μέσες τιμές της υδραυλικής πτώσης $H_{T,in}$ της αποδιδόμενης ισχύος N_T και του ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta_{T,en}$ για τους αρχικούς δρομείς PAT και για τις γεωμετρίες που προέκυψαν από τις σχεδιαστικές παρεμβάσεις. Αρχικά, είναι εμφανές ότι η διακύμανση ως προς το $\delta\theta$ σε όλα τα μεγέθη για τους αρχικούς δρομείς είναι σαφώς εντονότερη από εκείνη που παρατηρήθηκε στην αντλητική λειτουργία, φτάνοντας εδώ το 18%, κάτι που αποδίδεται στην ισχυρή επίδραση της σχετικής θέσης δρομέα - γλωττίδας. Η διακύμανση αυτή είναι έντονη και για το βέλτιστον δρομέα CH.2 – BL.2, ενώ φαίνεται να εξομαλύνεται σημαντικά για στις υπόλοιπες παρεμβάσεις και ειδικότερα σε εκείνη με τη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων. Περαιτέρω, οι PAT με βέλτιστους δρομείς και διαχωριστικά πτερύγια αναμενόμενα λειτουργούν με μικρότερες υδραυλικές πτώσεις, σε συμφωνία με τα αποτελέσματα των Κεφ. 6.2.1 & 6.2.2. Εξαίρεση αποτελεί η PAT με ρυθμιστικά πτερύγια, η οποία απαιτεί μεγαλύτερη υδραυλική πτώση από εκείνη του αντίστοιχου αρχικού δρομέα CH.2 – BL.2, παρά την αντίθετη πρόβλεψη [βλ. Κεφ. 6.1.5, Σχ. 6.17 & Πιν. 6.1]. Ωστόσο, η διαφοροποίηση αυτή είναι εύλογη στις πλήρεις PAT και αποδίδεται στις σημαντικές υδραυλικές απώλειες κατά τη διέλευση της ροής από τα ρυθμιστικά πτερύγια, αυξάνοντας έτσι την απαίτηση υδραυλικής πτώσης. Ακόμα, επιβεβαιώνεται η σημαντική αύξηση της απόδοσης σε όλες τις σχεδιαστικές παρεμβάσεις ως προς τους αρχικούς δρομείς, με τη μεγαλύτερη βελτίωση να παρατηρείται για το βέλτιστο δρομέα CH.1 – BL.2 και για την περίπτωση των διαχωριστικών πτερυγίων. Επίσης, η αποδιδόμενη ισχύς των νέων PAT με βέλτιστους δρομείς εμφανίζεται ελαφρώς μειωμένη ως προς τους αντίστοιχους αρχικούς, λόγω της σημαντικής μείωσης της υδραυλικής πτώσης, ενώ αναμενόμενα η PAT με ρυθμιστικά πτερύγια εμφανίζει σημαντικά αυξημένη ισχύ, αφού λειτουργεί σε υψηλότερη παροχή και υδραυλική πτώση, με επίσης υψηλότερη απόδοση. Τέλος, ιδιαίτερη σημασία έχει η αυξημένη ισχύς στον δρομέα με διαχωριστικά πτερύγια ως προς τον αντίστοιχο αρχικό CH.2 – BL.2 με την ίδια παροχή λειτουργίας, καθώς η μεγάλη αύξηση της απόδοσης υπερκαλύπτει τη μείωση της υδραυλικής πτώσης.

Πίνακας 7.2 Σταθμισμένα αποτελέσματα προσομοιώσεων πλήρους PAT στις εξεταζόμενες παροχές

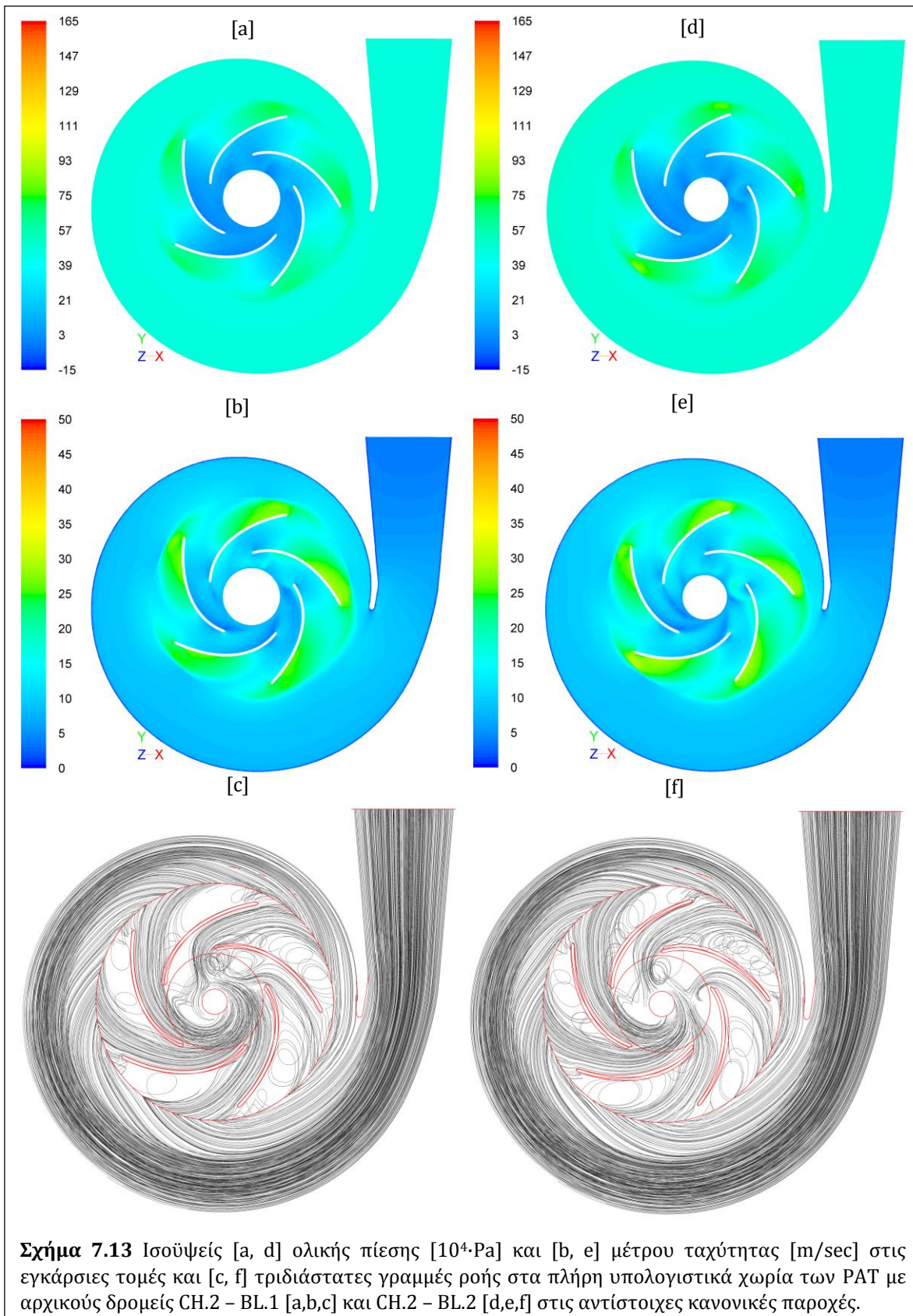
Σχεδιασμός	Διαμόρφωση	Q_T [m^3/hr]	$H_{T,in}$ [mΣΥ]	N_T [kW]	$\eta_{T,en}$
CH.1 - BL.1		67,5	41,9508	4,8785	0,6397
CH.1 - BL.2	run_init	62,5	46,8218	5,7130	0,7179
CH.2 - BL.1		65	47,5880	5,7850	0,6872
CH.2 - BL.2		65	49,1156	5,3689	0,6179
CH.1 - BL.2	run_opt	61,5	37,2283	5,1649	0,8294
CH.2 - BL.2		65	37,4036	4,8929	0,7377
CH.2 - BL.2	run_init, $spl^* = 0,8$	65	41,6728	6,1362	0,8325
CH.2 - BL.2	run_init, $\alpha_{gv,opt} = 6,29^\circ$	80	63,7960	10,4250	0,7509

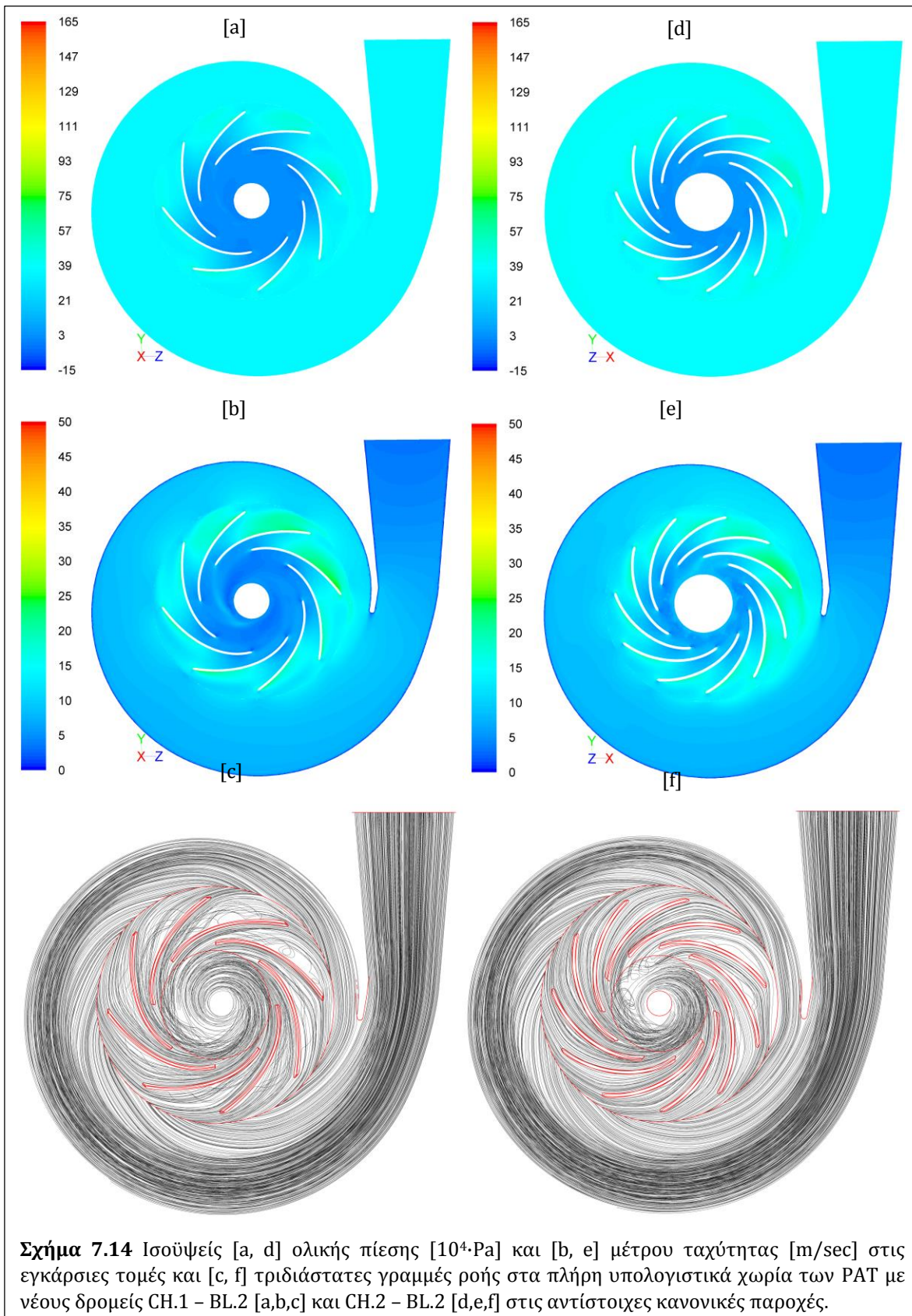


Σχήμα 7.11 Διακύμανση ολικού ύψους [a, b], απορροφώμενης ισχύος [c, d] και υδραυλικού βαθμού απόδοσης [e, f] της πλήρους PAT για αρχικές γεωμετρίες δρομέα και τις εξεταζόμενες τροποποιήσεις αντιστοίχως, ως προς τη σχετική θέση πτερωτής - γλωττίδας

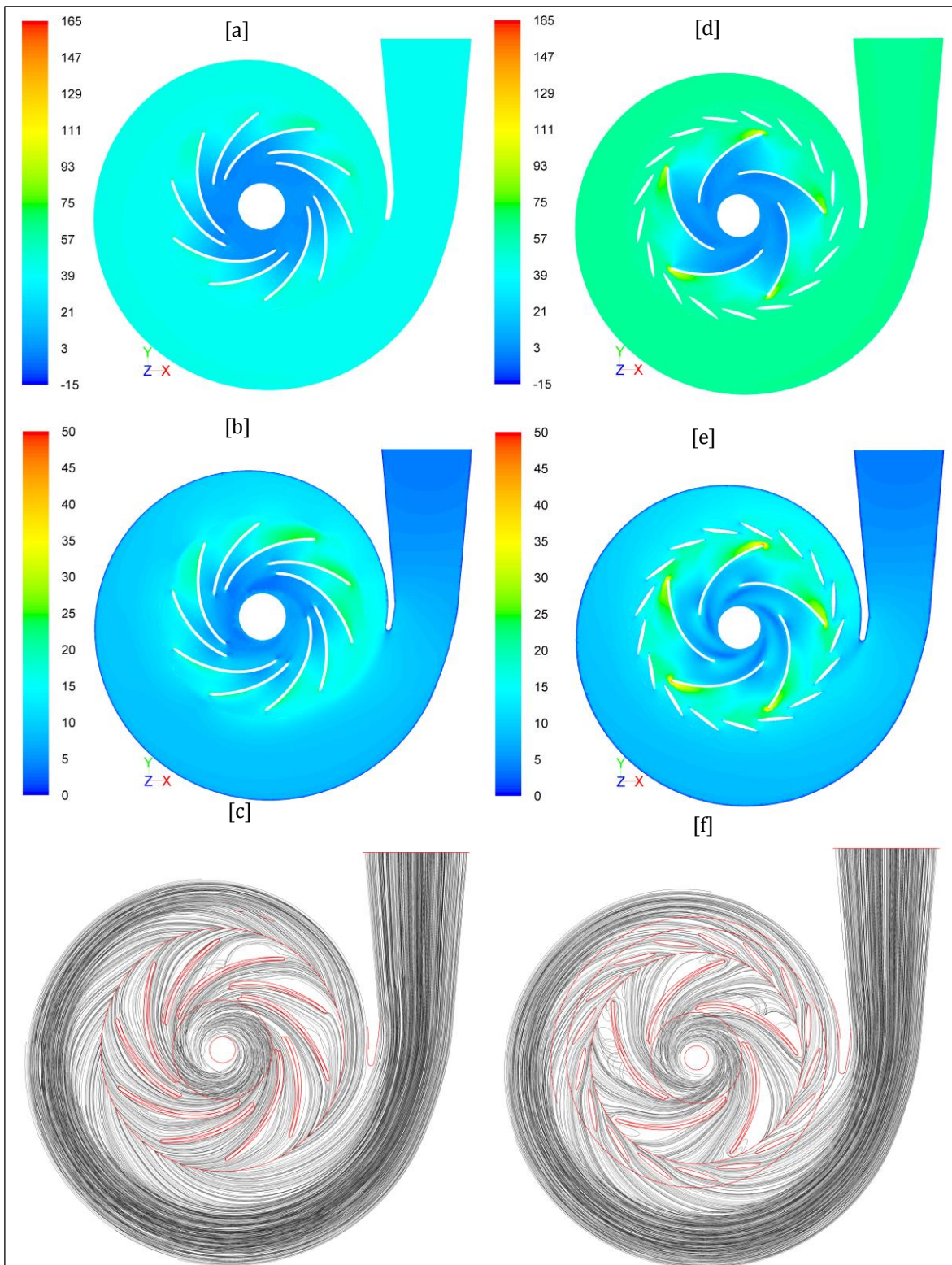


Σχήμα 7.12 Ισοϋψείς [a, d] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b, e] μέτρου ταχύτητας [m/sec] στις εγκάρσιες τομές και [c, f] τριδιάστατες γραμμές ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των PAT με αρχικούς δρομείς CH.1 - BL.1 [a,b,c] και CH.1 - BL.2 [d,e,f] στις αντίστοιχες κανονικές παροχές.





Σχήμα 7.14 Ισοϋψείς [a, d] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b, e] μέτρου ταχύτητας [m/sec] στις εγκάρσιες τομές και [c, f] τριδιάστατες γραμμές ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των PAT με νέους δρομείς CH.1 – BL.2 [a,b,c] και CH.2 – BL.2 [d,e,f] στις αντίστοιχες κανονικές παροχές.



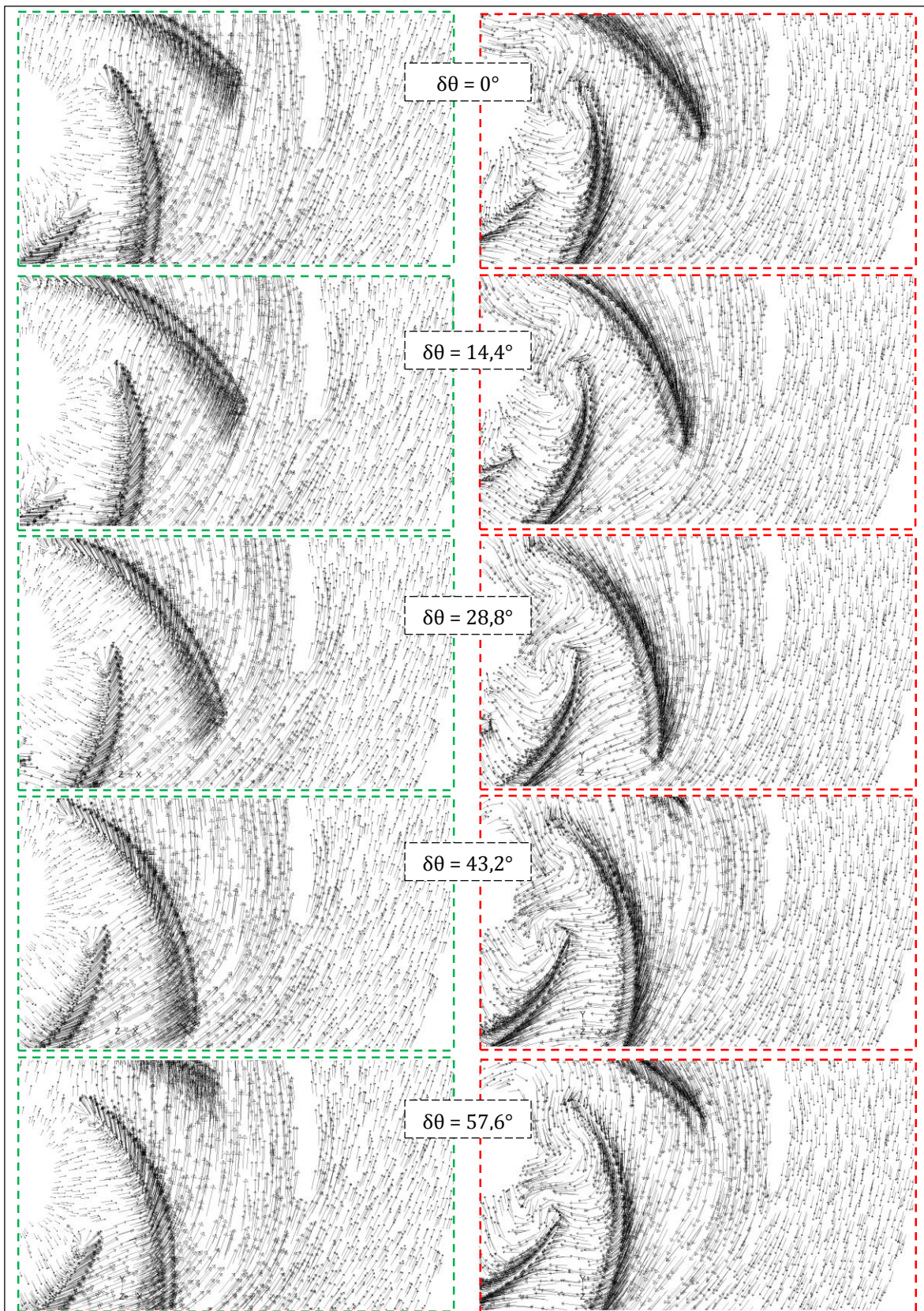
Σχήμα 7.15 Ισοϋψείς [a, d] ολικής πίεσης [$10^4 \cdot \text{Pa}$] και [b, e] μέτρου ταχύτητας [m/sec] στις εγκάρσιες τομές και [c, f] τριδιάστατες γραμμές ροής στα πλήρη υπολογιστικά χωρία των PAT με αρχικό δρομέα CH.2 - BL.2 με διαχωριστικά πτερύγια [a,b,c] και στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων [d,e,f] στις αντίστοιχες κανονικές παροχές.

Στα Σχ. 7.12 – 7.15 παρουσιάζονται οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου απόλυτης ταχύτητας στην εγκάρσια τομή των PAT με το επίπεδο συμμετρίας του σπειροειδούς κελύφους και οι τριδιάστατες γραμμές ροής διαδοχικά για τους αρχικούς δρομείς CH.1 – BL.1 και CH.1 – BL.2 [Σχ. 7.12], CH.2 – BL.1 και CH.2 – BL.2 [Σχ. 7.13], τους νέους δρομείς CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2 [Σχ. 7.14] και τον αρχικό δρομέα CH.2 – BL.2 με διαχωριστικά πτερύγια και στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων [Σχ. 7.15]. Αρχικά, οι διανομές ολικών πιέσεων και ταχυτήτων των αρχικών PAT [Σχ. 7.12 & 7.13] παρουσιάζουν σημαντικές αυξομειώσεις και περιφερειακή ασυμμετρία στην περιοχή του δρομέα, επιβεβαιώνοντας την επίδραση της σχετικής θέσης δρομέα – γλωττίδας. Για τις ίδιες PAT, οι γραμμές ροής δείχνουν έντονη ανακυκλοφορία στις επιφάνειες υπερπίεσης, αποκόλληση στις επιφάνειες υποπίεσης προς τις ακμές εκφυγής και νέες περιοχές ανακυκλοφορίας προς την έξοδο της ροής, ενώ είναι ορατή η διαφοροποίηση της κλίσης εισόδου προς τον δρομέα κατά την περιφερειακή κατεύθυνση. Οι παρατηρήσεις αυτές καταδεικνύουν είσοδο της ροής στους δρομείς με έντονη κρούση, ανεπαρκή οδήγηση και σημαντικές υδραυλικές απώλειες, σε συμφωνία και με τους χαμηλότερους εξαγόμενους βαθμούς απόδοσης. Αντίθετα, στις τροποποιημένες PAT [Σχ. 7.13 & 7.14] οι αντίστοιχες διανομές είναι περισσότερο ομοιόμορφες και συμμετρικές κατά την περιφερειακή διεύθυνση στα διάκενα μεταξύ των πτερυγίων κάθε δρομέα, ενώ οι γραμμές ροής δείχνουν σαφώς μικρότερες ανακυκλοφορίες στις επιφάνειες υπερπίεσης.

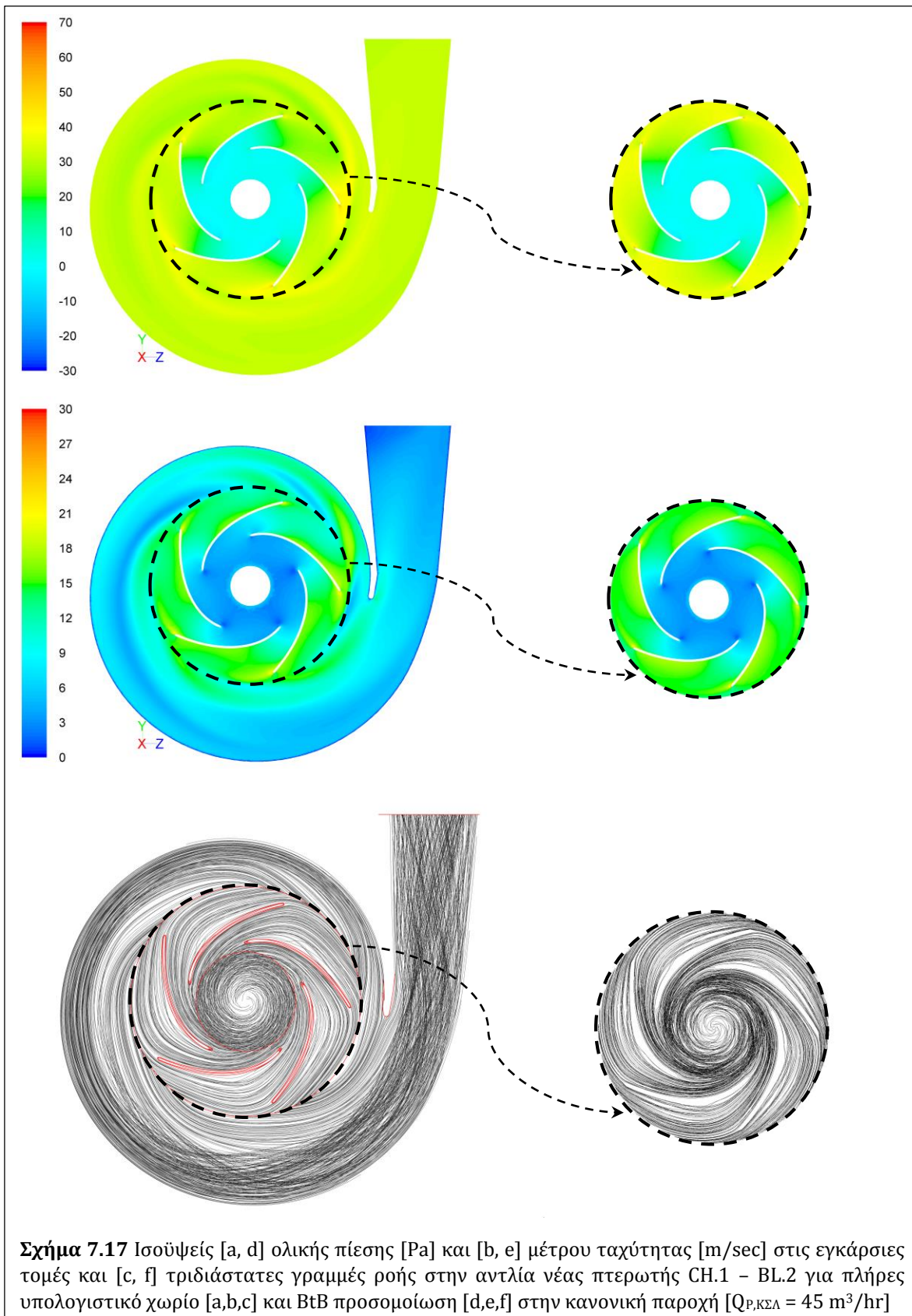
7.4 Σύγκριση BtB Προσέγγισης & Πλήρους Μηχανής

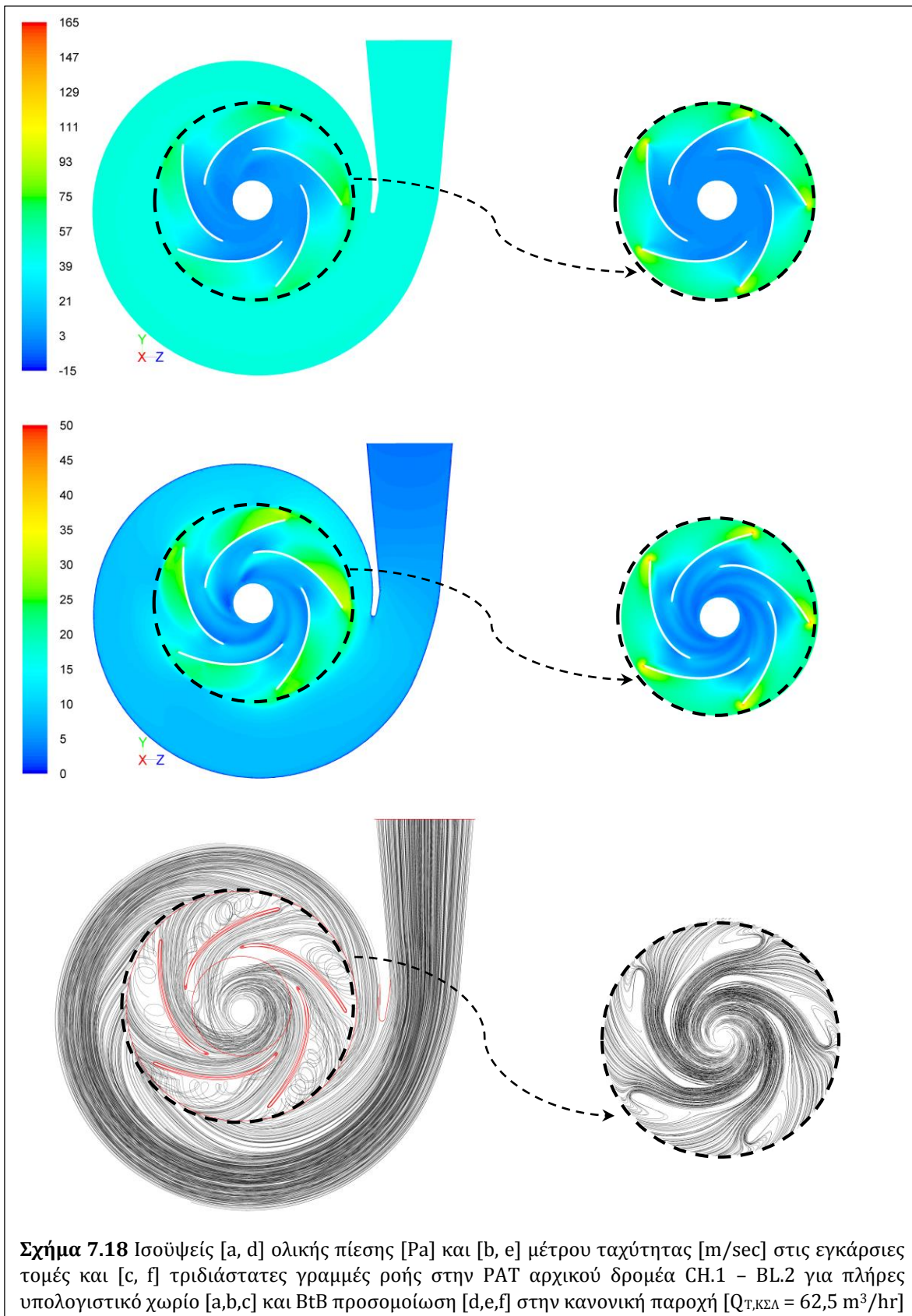
Έχοντας διεξαγάγει παραπάνω προσομοιώσεις της ροής στην πλήρη μηχανή για τις αρχικές και τελικές γεωμετρίες που προέκυψαν στα Κεφ. 5 & 6 σε αντλητική και ανάστροφη λειτουργία αντιστοίχως, τα αριθμητικά αποτελέσματα όπως αναμενόταν έδειξαν ορισμένες αποκλίσεις ως προς τα αντίστοιχα της BtB προσέγγισης. Για τη διερεύνηση των αποκλίσεων αυτών, εδώ εξετάζονται συγκριτικά τα πεδία ροής στην περιοχή της πτερωτής ή του δρομέα για μια ενδεικτική περίπτωση αντλίας και μία PAT για τις δύο αυτές υπολογιστικές προσεγγίσεις.

Αρχικά, στο Σχ. 7.16 παρουσιάζονται τα διανύσματα της απόλυτης ταχύτητας στην εγκάρσια τομή της αντλίας με νέα πτερωτή CH.2 – BL.2 και της PAT με τον ίδιο αρχικό δρομέα, στα αντίστοιχα ΚΣΛ, για τις ίδιες σχετικές θέσεις του στρεφόμενου τμήματος, εστιάζοντας κοντά στη γλωττίδα. Είναι εμφανές ότι το πεδίο ροής έχει μικρή διαφοροποίηση στα 5 στιγμιότυπα της αντλητικής λειτουργίας, με τα διανύσματα να διατηρούν την κλίση τους μεταξύ γλωττίδας και πτερωτής. Αντίθετα, στην αντλητική λειτουργία, η κλίση και το μέτρο των διανυσμάτων φαίνεται να αλλάζει σημαντικά αριστερά της γλωττίδας προς τον δρομέα, αναλόγως της σχετικής θέσης του. Τα παραπάνω είναι συνεπή με τις σημαντικά εντονότερες διακυμάνσεις που παρατηρήθηκαν στα εξεταζόμενα μεγέθη των αρχικών PAT [Σχ. 7.11], σε σχέση με εκείνες για αντλητική λειτουργία [Σχ. 7.6].



Σχήμα 7.16 Διανύσματα ταχύτητας στην εγκάρσια τομή αντλίας με νέα πτερωτή [$Q_{P,ΚΣΛ} = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$] και PAT με αρχικό δρομέα CH.2 - BL.2 [$Q_{T,ΚΣΛ} = 65 \text{ m}^3/\text{hr}$] σε διαφορετικά στιγμιότυπα $\delta\theta$





Έτσι, έχοντας υιοθετήσει την παραδοχή περιοδικής συμμετρίας της ροής μεταξύ των πτερυγίων στις BtB προσομοιώσεις των Κεφ. 5 & 6, η οποία αναμενόμενα δεν ισχύει απολύτως στις προσομοιώσεις στην πλήρη μηχανή, έχει ιδιαίτερη σημασία εδώ η σύγκριση του πεδίου ροής που προέκυψε σε ένα στιγμιότυπο της πλήρους μηχανής με το αντίστοιχο της BtB προσέγγισης. Η σύγκριση αυτή γίνεται για την αντλία νέας πτερωτής CH.1 – BL.2 [Σχ. 7.17] και τον αντίστοιχο αρχικό δρομέα PAT [Σχ. 7.18], εξετάζοντας τις διανομές ολικής πίεσης και μέτρου απόλυτης ταχύτητας στις εγκάρσιες τομές με κοινές χρωματικές κλίμακες, καθώς και τη μορφή των τριδιάστατων γραμμών ροής.

Αρχικά, τα δύο πεδία ροής για αντλητική λειτουργία εμφανίζουν μεγάλη ομοιότητα στην περιοχή της πτερωτής, ενώ για λειτουργία PAT αυτά έχουν ίδια μορφή καταρχήν, με σημαντικές ωστόσο αποκλίσεις σε ορισμένες περιοχές. Ειδικότερα, στην περίπτωση της αντλίας [Σχ. 7.17] οι διαφοροποιήσεις είναι μικρές και εντοπίζονται κυρίως προς την ακτίνα εξόδου της πτερωτής, όπου η ολική πίεση και η απόλυτη ταχύτητα εμφανίζουν περιοχές κατά τι μικρότερων τιμών στην πλήρη μηχανή από ότι στη BtB περίπτωση, λόγω της αλληλεπίδρασης με το σπειροειδές κέλυφος και άρα της ανάπτυξης υδραυλικών απωλειών, ενώ αξιοσημείωτη είναι η ομοιότητα και στις γραμμές ροής, με τη BtB προσέγγιση να εμφανίζει λίγο εντονότερες περιοχές ανακυκλοφορίας στις επιφάνειες υπερπίεσης.

Αντίθετα, στην περίπτωση της PAT [Σχ. 7.18] οι μικρές περιοχές απότομης αύξησης της ολικής πίεσης και της ταχύτητας στις ακμές προσβολής του δρομέα που εμφανίζονται στη BtB προσέγγιση δεν παρατηρούνται στην πλήρη μηχανή. Αυτό οφείλεται στην εγγύτητα της ακμής προσβολής με τη συνοριακή επιφάνεια εισόδου στο BtB υπολογιστικό χωρίο, σε συνδυασμό και με την έντονη απόκλιση του τριγώνου ταχυτήτων εισόδου, λόγω των μικρών κλίσεων $\alpha_{1,T}$ της εισερχόμενης ροής που επιβάλλει το σπειροειδές κέλυφος [βλ. Κεφ. 6.1.3, Σχ. 6.10]. Οι παραπάνω διαφοροποιήσεις ενισχύονται από την ασυμμετρία των διανομών αυτών κατά την περιφερειακή κατεύθυνση σε όλο το ακτινικό εύρος $r_1 - r_2$ του δρομέα στην πλήρη μηχανή, οι οποίες είναι εντονότερες από τις αντίστοιχες για αντλητική λειτουργία. Τέλος, η ανακυκλοφορία στις επιφάνειες υπερπίεσης και οι περιοχές αποκόλλησης περί τις ακμές εκφυγής και προς τις επιφάνειες υποπίεσης προκύπτουν ηπιότερες στη BtB προσέγγιση.

Συμπερασματικά, παρατηρείται πολύ καλή συμφωνία στα αποτελέσματα των προσομοιώσεων μεταξύ της BtB προσέγγισης και της πλήρους μηχανής για αντλητική λειτουργία, τόσο για την εκτίμηση του σημείου λειτουργίας, όσο και αναφορικά με τη μορφή του πεδίου ροής. Στην περίπτωση της ανάστροφης λειτουργίας, παρατηρούνται μεγαλύτερες αποκλίσεις μεταξύ των δύο προσεγγίσεων, οι οποίες αποδίδονται στην αναμενόμενη ανομοιομορφία των συνθηκών εισόδου της ροής προς

τον δρομέα στην πλήρη μηχανή. Ωστόσο, παρά τις επιμέρους διαφορές, και εδώ τα πεδία ροής έχουν σημαντική ομοιότητα στη μορφή τους.

7.5 Λειτουργικά Χαρακτηριστικά PAT

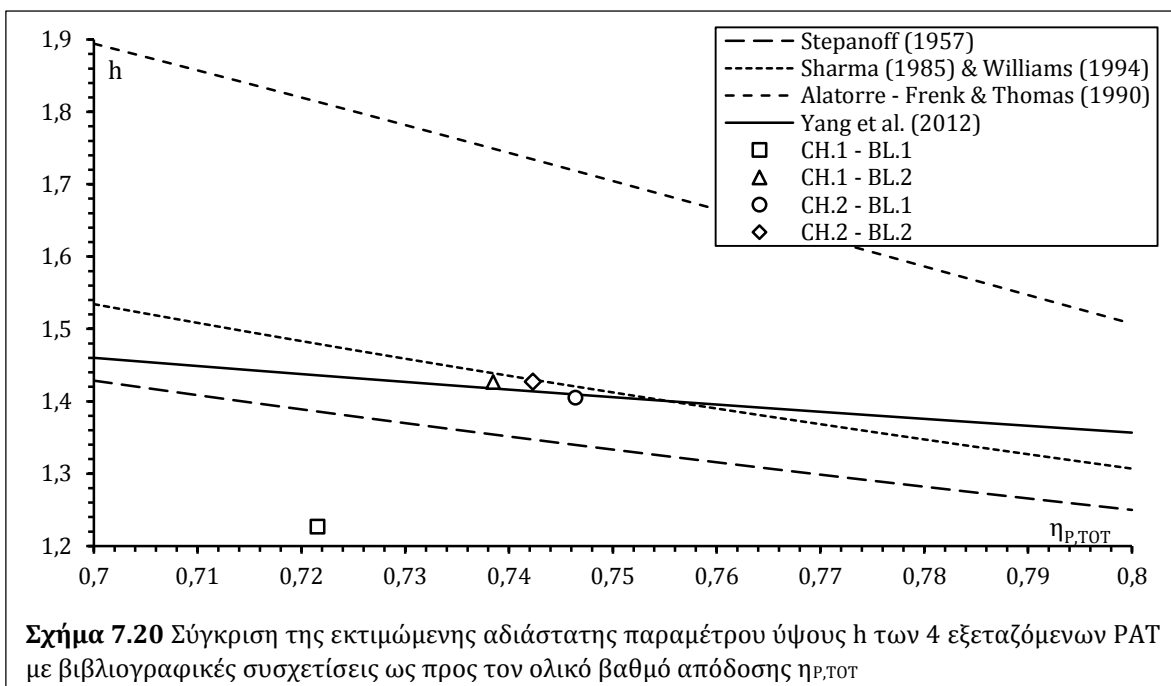
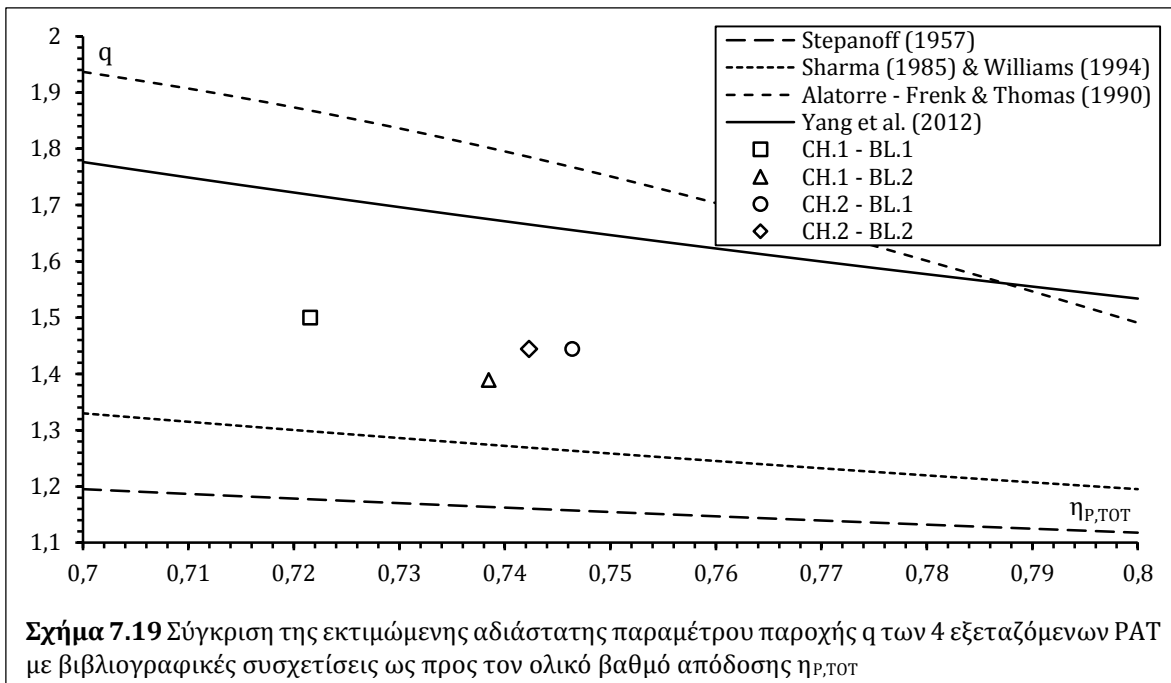
Όπως φάνηκε και στη βιβλιογραφική επισκόπηση, διαχρονικά σημαντικό μέρος της έρευνας αναφορικά με τις PAT είναι εστιασμένο στην εκ των προτέρων εκτίμηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών της ανάστροφης λειτουργίας, ως προς τα αντίστοιχα της αντλητικής λειτουργίας, υπό μορφή στατιστικών συσχετίσεων. Ειδικότερα, οι αδιάστατοι αριθμοί q και h [βλ. Κεφ. 2.2.1, Εξ. 2.1 & 2.2] εμφανίζουν το μεγαλύτερο ενδιαφέρον, καθώς προσδιορίζουν επαρκώς τα ΚΣΛ των PAT. Ωστόσο, οι συσχετίσεις αυτές συχνά εμφανίζουν σημαντικές αποκλίσεις μεταξύ τους στην εκτίμηση των μεγεθών αυτών.

Στο κεφάλαιο αυτό κρίνεται σκόπιμη η σύγκριση των q και h για τις 4 PAT που χρησιμοποιούν τις νέες πτερωτές ως αρχικούς δρομείς [Πιν. 7.1, 5^η – 8^η σειρά & Πιν. 7.2, 1^η – 4^η σειρά αντιστοίχως] με ενδεικτικές συσχετίσεις της βιβλιογραφίας. Ωστόσο, οι περισσότεροι τύποι βασίζονται στον ολικό βαθμό απόδοσης της αντλίας ενώ από τις προσομοιώσεις στην πλήρη μηχανή μπορούν να εξαχθούν μόνοι οι αντίστοιχοι υδραυλικοί. Έτσι, οι ογκομετρικές και μηχανικές απώλειες των 4 αντλιών λαμβάνονται από στατιστικά διαγράμματα $\eta_Q = 0,95942$ και $\eta_M = 0,92653$ και ακολούθως εκτιμάται ο ολικός βαθμός απόδοσής τους [βλ. Κεφ. 3.1.1, Σχ. 3.3 – 3.5 & Εξ. 3.8]. Οι εκτιμήσεις των μεγεθών αυτών για τις 4 PAT φαίνονται στον Πιν. 7.3. Τέλος, για τις συγκρίσεις χρησιμοποιούνται οι μέθοδοι εκτίμησης των Stepanoff (1957), Sharma (1985) και Williams (1994), Alatorre – Frenk & Thomas (1990) και Yang et al. (2012^a) [βλ. Κεφ. 2.2.1, Εξ. 2.18 – 2.19, 2.25 – 2.28 & 2.84 – 2.85]. Σημειώνεται εδώ ότι το ολικό ύψος H_T [Εξ. 7.1] της ανάστροφης λειτουργίας, από το οποίο υπολογίζεται το αδιάστατο ύψος h , προκύπτει ως η διαφορά ολικής πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου των PAT, άρα θα είναι μικρότερο της υδραυλικής πτώσης $H_{T,in}$ κατά τις απώλειες κινητικής ενέργειας εξόδου $H_{T,kin,out}$ σε κάθε περίπτωση.

$$H_T = \frac{P_{T_1} - P_{T_2}}{\rho \cdot g} \quad (7.1)$$

Πιν. 7.3 Εκτίμηση ολικού βαθμού απόδοσης και αδιάστατες παράμετροι των 4 PAT

Τύπος PAT	$\eta_{P,TOT}$	q	h
CH.1 - BL.1	0,7216	1,5000	1,2270
CH.1 - BL.2	0,7385	1,3889	1,4267
CH.2 - BL.1	0,7464	1,4444	1,4052
CH.2 - BL.2	0,7423	1,4444	1,4270



Στα Σχ. 7.19 και 7.20 παρουσιάζονται οι συγκρίσεις των αδιάστατων αριθμών q και h αντιστοίχως των 4 PAT με τις βιβλιογραφικές συσχετίσεις στο εύρος $0,7 \div 0,8$ του $\eta_{p,TOT}$. Αρχικά, παρατηρείται η σημαντική διαφορά στις εκτιμήσεις κάθε μεθόδου, με κοινό ωστόσο χαρακτηριστικό τη μείωση των εκτιμώμενων q και h όσο αυξάνει το $\eta_{p,TOT}$. Περαιτέρω, και οι 4 εξεταζόμενες PAT βρίσκονται ενδιάμεσα στο εύρος των εκτιμήσεων του q [Σχ. 7.19], ενώ το ίδιο συμβαίνει και για τις εκτιμήσεις του h , με

εξαίρεση την περίπτωση CH.1 – BL.1 η οποία εμφανίζει χαμηλότερη τιμή. Συνολικά, οι PAT δείχνουν πολύ καλή συμφωνία με τις βιβλιογραφικές εκτιμήσεις ως προς του αδιάστατους αριθμούς, επιβεβαιώνοντας σε ένα βαθμό την ορθότητα των προηγούμενων αριθμητικών αποτελεσμάτων.

7.6 Συμπεράσματα Προσομοιώσεων Πλήρους Μηχανής

Στο Κεφ. 7 εξετάστηκε με προσομοιώσεις στα πλήρη υπολογιστικά χωρία η αντλητική και ανάστροφη λειτουργία των μηχανών που σχεδιάστηκαν και μελετήθηκαν τμηματικά στα Κεφ. 5 & 6. Αρχικά [Κεφ. 7.1], διερευνήθηκε η λειτουργία PAT με αρχικό δρομέα CH.2 – BL.2 και παρεμβολή στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων ως προς την παροχή, τόσο για σταθερά ανοίγματα, όσο και για προσαρμογή της στεφάνης ώστε η ροή να εισέρχεται στο δρομέα χωρίς κρούση. Τα αποτελέσματα έδειξαν αύξηση της απόδοσης, της υδραυλικής πτώσης και της παραγόμενης ισχύος, καθώς και μετατόπιση της κανονικής παροχής δεξιότερα, κοντά στην κανονική παροχή που είχε εκτιμηθεί και στις αντίστοιχες BtB προσομοιώσεις [$Q_{T,ΚΣΛ} = 80 \text{ m}^3/\text{hr}$].

Στη συνέχεια, διεξήχθησαν προσομοιώσεις για τις 4 αρχικές και τις αντίστοιχες νέες γεωμετρίες πτερωτής σε αντλητική λειτουργία [Κεφ. 7.2], καθώς και για τους 4 αρχικούς δρομείς, τους δύο βέλτιστους και την περίπτωση με προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων σε ανάστροφη λειτουργία [κεφ. 7.3], αμφότερες στα αντίστοιχα ΚΣΛ, για 5 ισαπέχουσες μεταξύ τους σχετικές θέσεις στροφείου – γλωττίδας. Αναφορικά με τις αντλίες, οι διακυμάνσεις των μεγεθών αξιολόγησης λόγω μεταβολής της σχετικής θέσης ήταν σχετικά μικρές, με τις μηχανές με νέες πτερωτές να είναι όλες κοντά στο ζητούμενο αντλητικό ΚΣΛ, με μικρή συστηματική υπέρβαση του ολικού ύψους, που αποδίδεται στις κατά τι μεγαλύτερες διαστάσεις των σπειροειδών κελυφών που χρησιμοποιήθηκαν εδώ σε σχέση με την αντίστοιχη γεωμετρία αναφοράς [βλ. Κεφ. 5.4]. Αντίθετα, οι PAT με αρχικούς δρομείς έδειξαν σημαντική ευαισθησία στη σχετική θέση δρομέα – γλωττίδας και επίσης εντονότερη περιφερειακή ασυμμετρία των πεδίων ταχυτήτων τους, με τα χαρακτηριστικά αυτά να εξομαλύνονται σημαντικά στις πλήρεις μηχανές για τις εξεταζόμενες σχεδιαστικές παρεμβάσεις.

Έτσι, στη συνέχεια κρίθηκε σκόπιμο να συγκριθούν τα πεδία ροής που προέκυψαν από πλήρη και BtB υπολογιστικά χωρία σε μια ενδεικτική περίπτωση νέας πτερωτής και την αντίστοιχη αρχικού δρομέα. Αναμενόμενα, η περίπτωση της αντλίας έδειξε πολύ μεγάλη ομοιότητα μεταξύ των δύο προσεγγίσεων, ενώ στην περίπτωση της PAT οι επιμέρους διαφορές και ασυμμετρίες ήταν εντονότερες, διατηρώντας ωστόσο την ίδια μορφή στην περιοχή του δρομέα. Επιπρόσθετα, η βελτίωση και προσαρμογή που εξήχθη από τη διερεύνηση των σχεδιαστικών παρεμβάσεων με BtB προσομοιώσεις στα Κεφ. 5.7 & 6.2.1 – 6.2.3 για αντλητική και ανάστροφη λειτουργία αντιστοιχώς τεκμηριώνεται συγκριτικά στα Κεφ. 7.2 & 7.3 στις πλήρεις μηχανές, με μικρές

αποκλίσεις. Έτσι, η μεθοδολογία των μεμονωμένων προσομοιώσεων η οποία χρησιμοποιήθηκε προηγουμένως για τα διαδοχικά υδραυλικά τμήματα φυγοκεντρικών αντλιών και PAT κρίνεται συνολικά αποδεκτή ως συμβιβασμός μικρότερης ακρίβειας, λόγω της υιοθετούμενης παραδοχής για μόνιμη και περιοδικά συμμετρική ροή αλλά και πολύ μικρότερου υπολογιστικού κόστους.

Τέλος, οι προκύπτοντες αδιάστατοι αριθμοί q και h των 4 αρχικών PAT συγκρίνονται με προτεινόμενες συσχετίσεις της σχετικής βιβλιογραφίας, όπου φαίνεται ότι οι μηχανές που αναπτύχθηκαν στην παρούσα Διατριβή βρίσκονται εντός του εύρους εκτιμήσεων, επιβεβαιώνοντας έτσι σε ένα βαθμό τα προηγούμενα αριθμητικά αποτελέσματα.

8. Βιομηχανική Εφαρμογή Βελτίωσης PAT

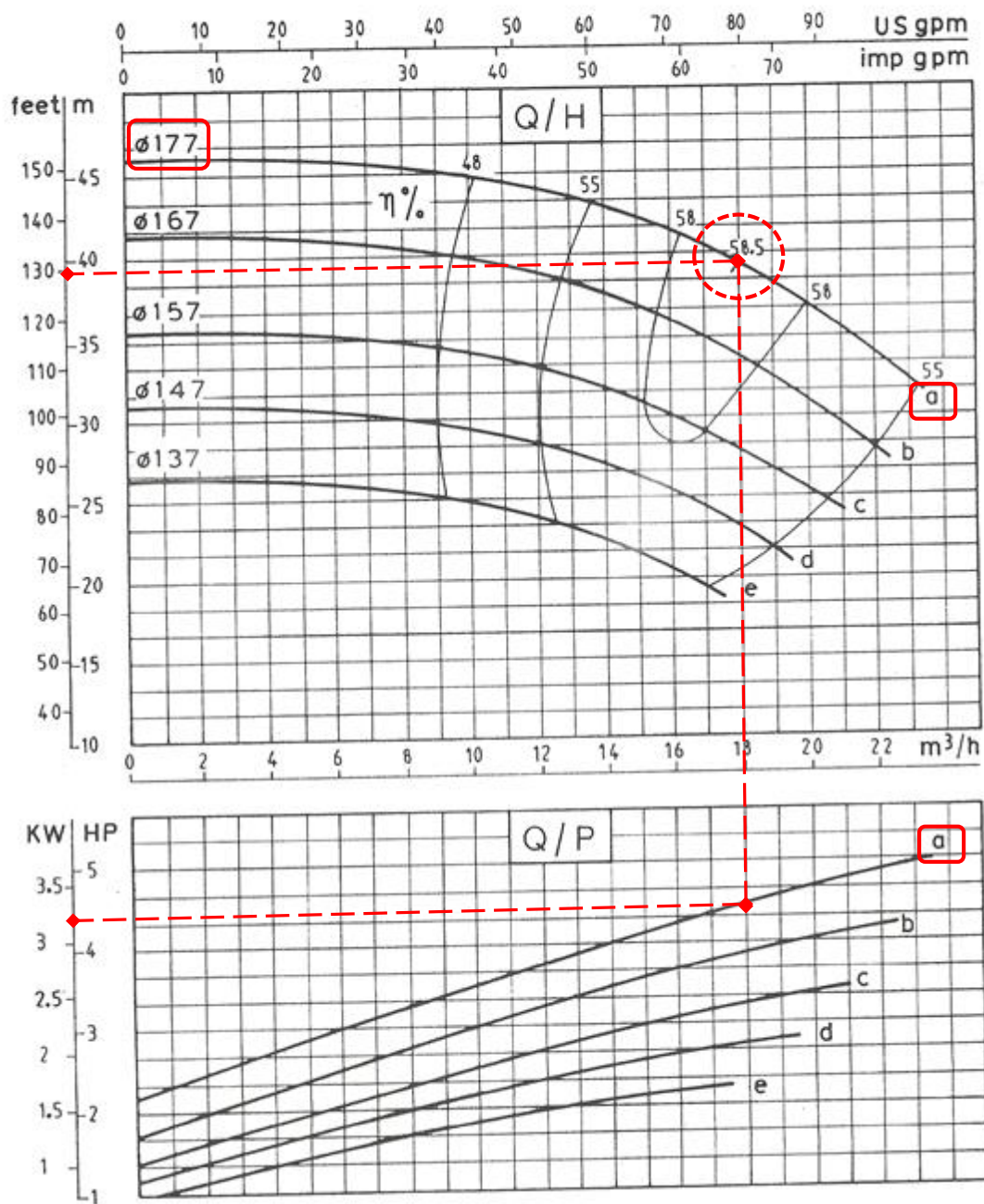
Η μεθοδολογία που αναπτύχθηκε στην παρούσα Διατριβή για το βέλτιστο σχεδιασμό δρομέα PAT χρησιμοποιήθηκε σε βιομηχανική εφαρμογή βελτίωσης της ανάστροφης λειτουργίας μιας εμπορικής φυγοκεντρικής αντλίας, στο πλαίσιο ερευνητικού έργου του ΕΥΜ/ΕΜΠ [βλ. http://www.fluid.mech.ntua.gr/lht/ydrovalys_project_gr.html], σε συνεργασία με τη βιομηχανική εταιρεία κατασκευής αντλιών “Δράκος – Πολέμης”. Η εφαρμογή αυτή είχε ως στόχο την αξιοποίηση της υδραυλικής ενέργειας της βροχόπτωσης σε υψηλά κτίρια, για μικρής κλίμακας ηλεκτροπαραγωγή προς κάλυψη μέρους των ενεργειακών τους αναγκών, επικεντρώνοντας έτσι το ερευνητικό ενδιαφέρον σε αντλίες χαμηλής παροχής και μεγάλου ύψους, άρα μικρού ειδικού αριθμού στροφών.

Η εφαρμογή υλοποιήθηκε σε δύο στάδια από την ερευνητική ομάδα του ΕΥΜ/ΕΜΠ: αρχικά επιλέχθηκε μια τυποποιημένη αντλία και ανασχεδιάστηκε η πτερωτή της με χρήση εμπορικού λογισμικού CFD [Fluent] και του γενικού κώδικα βελτιστοποίησης EASY (Giannakoglou, 2002; Kampolis & Giannakoglou, 2008; Kyriacou et al., 2014) και στη συνέχεια διεξήχθησαν πειραματικές μετρήσεις της ανάστροφης λειτουργίας με τους δύο δρομείς στις εγκαταστάσεις του Εργαστηρίου, προκειμένου να πιστοποιηθεί η λειτουργική βελτίωση της νέας έναντι της αρχικής μηχανής.



Σχήμα 8.1 Εξωτερική όψη της εξεταζόμενης αντλίας στην εργαστηριακή εγκατάσταση

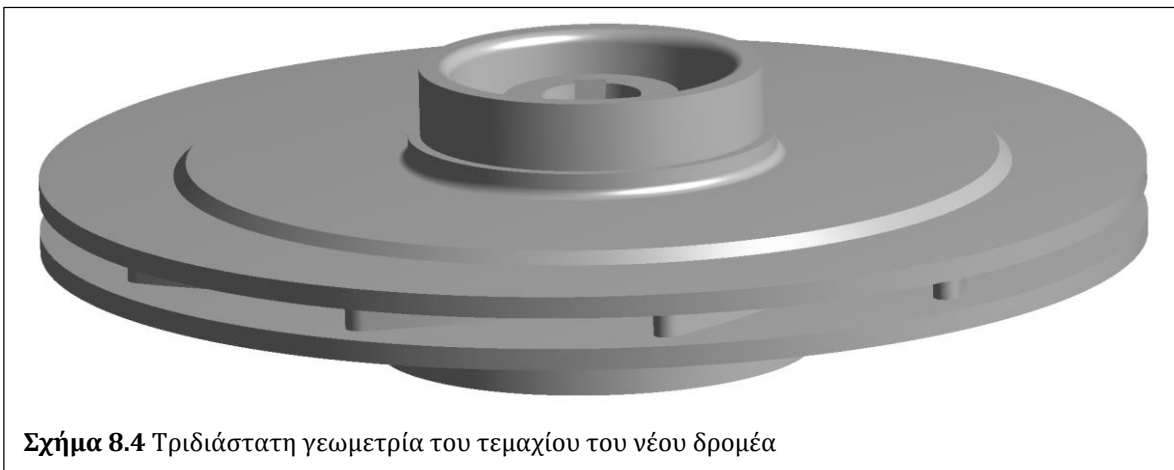
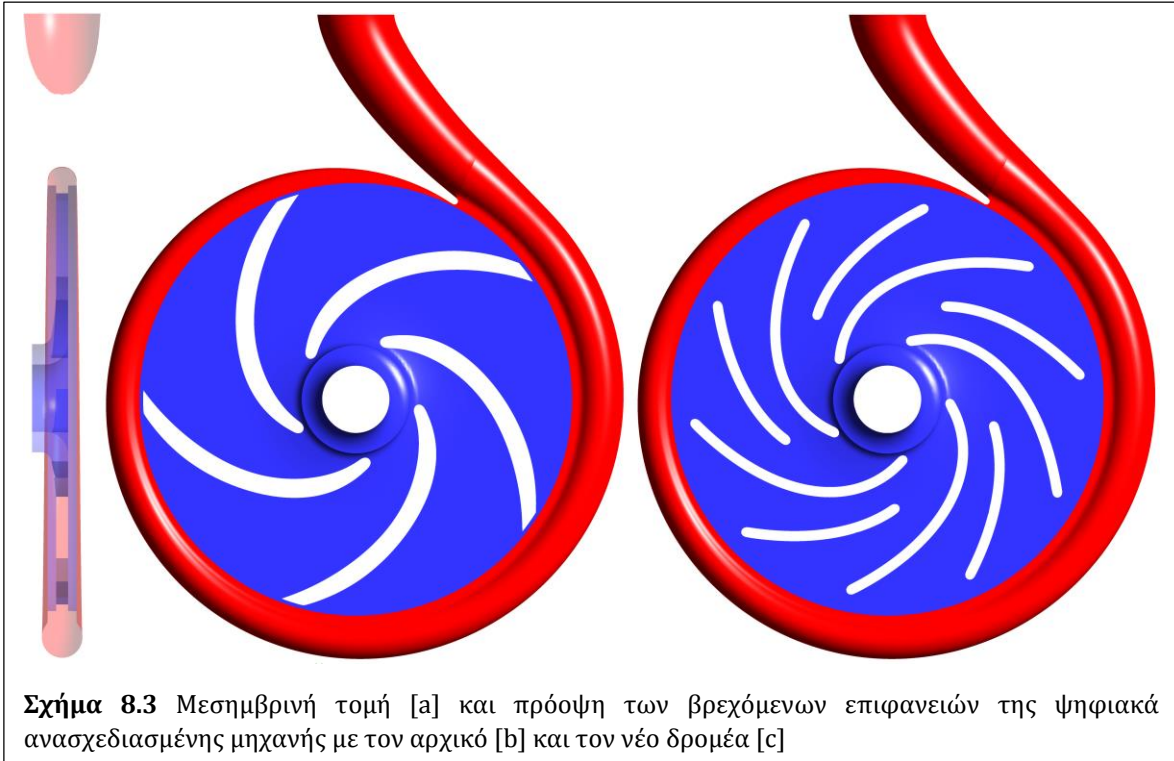
LDP & DP-BLOCK 32-160 H



Σχήμα 8.2 Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας κατασκευαστή της εξεταζόμενης αντλίας

Η αντλία που επιλέχθηκε προς βελτίωση ήταν τύπου LDP & DP-BLOCK 32-160 H [Σχ. 8.1] με ΚΣΛ: παροχή $Q_{P,ΚΣΛ} = 18 m^3/hr$, ολικό ύψος $H_{P,ΚΣΛ} = 39 mΣΥ$, απορροφώμενη ισχύ $N_{P,ΚΣΛ} = 3,2 kW$ ταχύτητα περιστροφής $n = 3000 rpm$ και ολικό βαθμό απόδοσης $\eta_{P,ΚΣΛ} = 58,5\%$ βάσει των χαρακτηριστικών καμπυλών του κατασκευαστή [8.2], άρα με

ειδικό αριθμό στροφών $n_{q,P} = 13,14$ rpm [Q σε m^3/sec]. Η αρχική πτερωτή είχε αξονική, δακτυλιοειδή είσοδο και πλήρως ακτινική έξοδο και αποτελείτο από 5 πτερύγια, πλήρως προβολικά, χωρίς στρεβλότητα, σε συμφωνία με των ιδιαίτερα χαμηλό ειδικό αριθμό στροφών (Παπαντώνης, 2004). Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της είναι: κλίση εισόδου $\beta_{1,m} \approx 30^\circ$ και εξόδου των πτερυγίων $\beta_{2,m} \approx 35^\circ$, διάμετρο πτερωτής $D_2 = 177$ mm και πλάτος εξόδου $b_2 = 5$ mm, ενώ το σπειροειδές κέλυφος έχει πλάτος εισόδου $b_{in} = 12$ mm και χοάνη κατάθλιψης διαμορφωμένη στο ίδιο επίπεδο με τον άξονα περιστροφής.



Για τη διεξαγωγή της υπολογιστικής μελέτης, αρχικά απαιτήθηκε η τριδιάστατη ψηφιακή αποτύπωση της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους από αντίστοιχα διδιάστατα μηχανολογικά σχέδια [Σχ. 8.3]. Αξίζει να σημειωθεί ότι τόσο για το μεσημβρινό κανάλι όσο και για την υδροτομή των πτερυγίων τα καμπύλα τμήματα σχηματίζονται από διαδοχικά εφαπτόμενα τόξα κύκλων, ενώ η απουσία διπλής καμπυλότητας διευκολύνει την αποτύπωση και επιτρέπει απόλυτη ακρίβεια στο ψηφιακό σχέδιο CAD της πτερωτής/δρομέα. Αντίθετα, τα διαθέσιμα σχέδια για το σπειροειδές κέλυφος περιορίζονται στην εγκάρσια τομή και στο προφίλ των διατομών του σπειροειδούς τμήματος για κεντρικές γωνίες $\theta = 90^\circ$ και $\theta = 270^\circ$, με αποτέλεσμα στο ψηφιακό σχέδιο να αναμένονται μικρές αποκλίσεις ως προς το πραγματικό χυτό εξάρτημα, ειδικά στην περιοχή της γλωττίδας και στην ομοεπίπεδη διαμόρφωση της χοάνης κατάθλιψης.



Ο σχεδιασμός του νέου δρομέα προέκυψε διατηρώντας την αρχική γεωμετρία των δίσκων πλήμνης και στεφάνης, ώστε αυτός να είναι συμβατός με τα συνεργαζόμενα τμήματα της μηχανής και ειδικότερα τον άξονα και το σπειροειδές κέλυφος, ενσωματώνοντας παράλληλα μια σειρά από σχεδιαστικές παρεμβάσεις στη μορφή των πτερυγίων, οι οποίες εξετάστηκαν στο Κεφ. 6.2. Ειδικότερα, για τη μέση γραμμή των πτερυγίων χρησιμοποιήθηκε η σχεδιαστική μεθοδολογία BL.2 [βλ. Κεφ. 3.1.3.2], ενώ επιβλήθηκε ομοιόμορφο πάχος ~ 4 mm στο προβολικό τους προφίλ, αρκετά μικρότερο από το αντίστοιχο του αρχικού δρομέα, ~ 8 mm. Περαιτέρω, στρογγυλεύτηκαν οι

ακμές προσβολής, οι οποίες στην αρχική γεωμετρία εμφανίζουν έντονες ακμές, ενώ επίσης προστέθηκαν διαχωριστικά πτερύγια μήκους ίσου με τα 2/3 των αρχικών. Η τελική γεωμετρία του νέου δρομέα προέκυψε με τη διεξαγωγή BtB προσομοιώσεων ενός σημείου για τη διαδικασία βελτιστοποίησης, με συνθήκες εισόδου της ροής στον δρομέα, όπως αυτές προέκυψαν από την άεργη ροή στο σπειροειδές κέλυφος, θέτοντας ως κύριο στόχο τη μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης και ως δευτερεύοντα στόχο την ελαχιστοποίηση της απόκλισης του ολικού ύψους από το αντίστοιχο του αρχικού δρομέα.

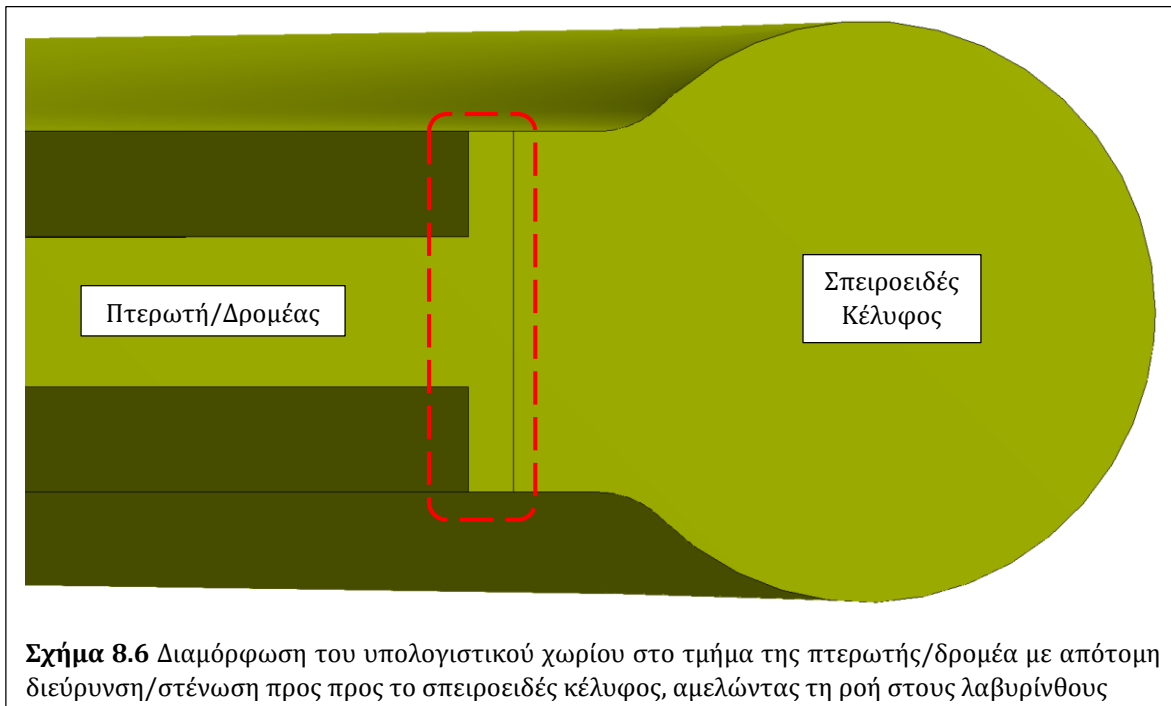
Η νέα γεωμετρία δρομέα που προέκυψε από τη διαδικασία βελτιστοποίησης φαίνεται στο 8.5.b, ενώ το Σχ. 8.5.a δείχνει την αρχική χαλύβδινη πτερωτή. Ο νέος δρομέας κατασκευάστηκε στο ΕΚΥ/ΕΜΠ [βλ. <http://www.mech.ntua.gr/gr/sections/ttk>] από πολυμερές πλαστικό με χρήση τριδιάστατου εκτυπωτή, διατηρώντας την ίδια γεωμετρία των δίσκων πλήμνης και στεφάνης με αυτή του αρχικού χαλύβδινου δρομέα [Σχ. 8.4]. Ωστόσο, το πρώτο τεμάχιο έσπασε στην αρχή των πειραματικών δοκιμών, λόγω των αυξημένων τάσεων που αναπτύσσονταν στο δίσκο της πλήμνης γύρω από την άτρακτο, οπότε το τεμάχιο ανασχεδιάστηκε με προσθήκη επιπλέον υλικού στην περιοχή αυτή και εκτυπώθηκε εκ νέου.

8.1 Υπολογιστική Διερεύνηση

Στην εξεταζόμενη βιομηχανική εφαρμογή, η υπολογιστική διερεύνηση έγκειται στη διεξαγωγή προσομοιώσεων για την αντλητική και ανάστροφη λειτουργία της αρχικής πτερωτής καθώς και του νέου, βελτιωμένου δρομέα και τη χάραξη των αντίστοιχων χαρακτηριστικών καμπυλών. Στο παρόν κεφάλαιο, παρουσιάζονται αποκλειστικά οι τελικές προσομοιώσεις στα πλήρη υπολογιστικά χωρία, τα οποία περιλαμβάνουν την πτερωτή/δρομέα και το σπειροειδές κέλυφος, προκειμένου τα αριθμητικά αποτελέσματα να είναι συγκρίσιμα με τις αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις [Κεφ. 8.2]. Οι προσομοιώσεις αυτές διεξήχθησαν τόσο για $n = 3000$ rpm που είναι η ονομαστική ταχύτητα περιστροφής, όσο και σε χαμηλότερες ταχύτητες 1500 rpm και 750 rpm, τόσο για αντλητική όσο και για ανάστροφη λειτουργία.

8.1.1 Αντλητική Λειτουργία

Όπως και στα Κεφ. 5 & 7.2, η αντλητική λειτουργία σε κάθε σημείο αξιολογείται ως προς το ολικό ύψος H_p , την απορροφώμενη ισχύ N_p και τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης η_p [βλ. Κεφ. 4.4.1, Εξ. 4.55 – 4.57]. Το υπολογιστικό χωρίο περιλαμβάνει την πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος, που αντιστοιχούν σε στρεφόμενο και σταθερό πλαίσιο αναφοράς, και συνδέονται μεταξύ τους με κυλινδρική διεπιφάνεια [Σχ. 8.3]. Ειδικότερα, στην έξοδο του τμήματος της πτερωτής περιλαμβάνεται διαμόρφωση απότομης διεύρυνσης του πλάτους από 5 mm σε 12 mm σε ακτινική απόσταση 1,5 mm [Σχ. 8.6] ώστε το τμήμα αυτό να προσαρμόζεται στο πλάτος εισόδου του σπειροειδούς κελύφους, αμελώντας έτσι τις ογκομετρικές απώλειες.



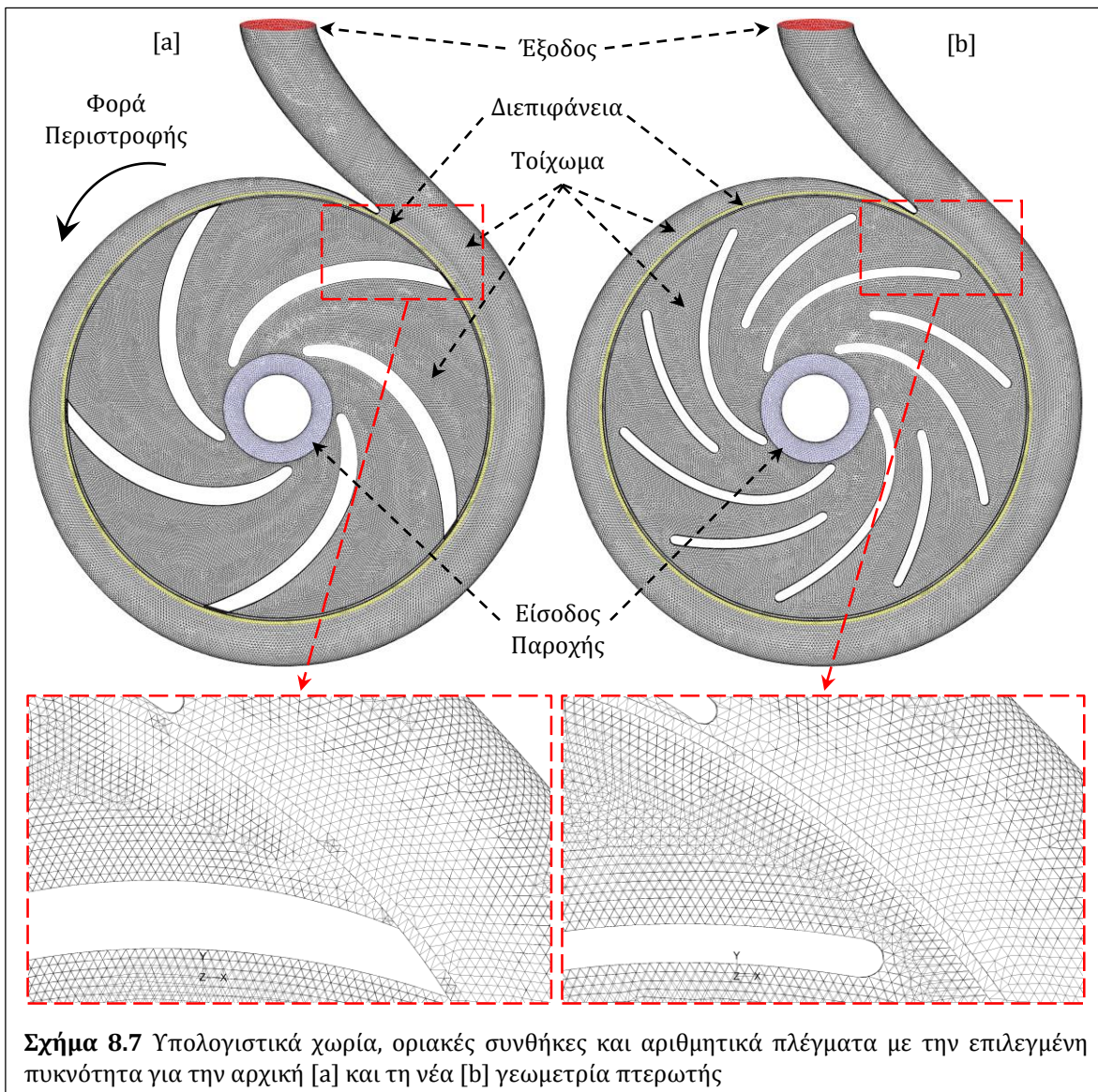
Ως οριακές συνθήκες τίθενται η τιμή της παροχής μάζας στην αξονική, δακτυλιοειδή είσοδο της ροής και η έξοδος της ροής με διατήρηση της παροχής στη χοάνη κατάθλιψης, ενώ οι στερεές επιφάνειες της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους ορίζονται ως τοιχώματα και προσδένονται στα αντίστοιχα πλαίσια αναφοράς [Σχ. 8.7]. Όπως και στο Κεφ. 7, όλες οι προσομοιώσεις διεξάγονται για χρονικά αμετάβλητη ροή, ενώ χρησιμοποιείται το απλό μοντέλο τύρβης $k - \epsilon$ και ο αλγόριθμος SIMPLE για τη σύζευξη πιέσεων και ταχυτήτων. Τέλος, τα όρια σύγκλισης τίθενται 10^{-6} για το σφάλμα της εξίσωσης συνέχειας, $5 \cdot 10^{-5}$ για τις συνιστώσες της ταχύτητας και 10^{-3} για τους όρους του μοντέλου τύρβης.

Πίνακας 8.1 Παράμετροι κατασκευής και πυκνότητα αριθμητικών πλεγμάτων για τις προσομοιώσεις αντλητικής λειτουργίας

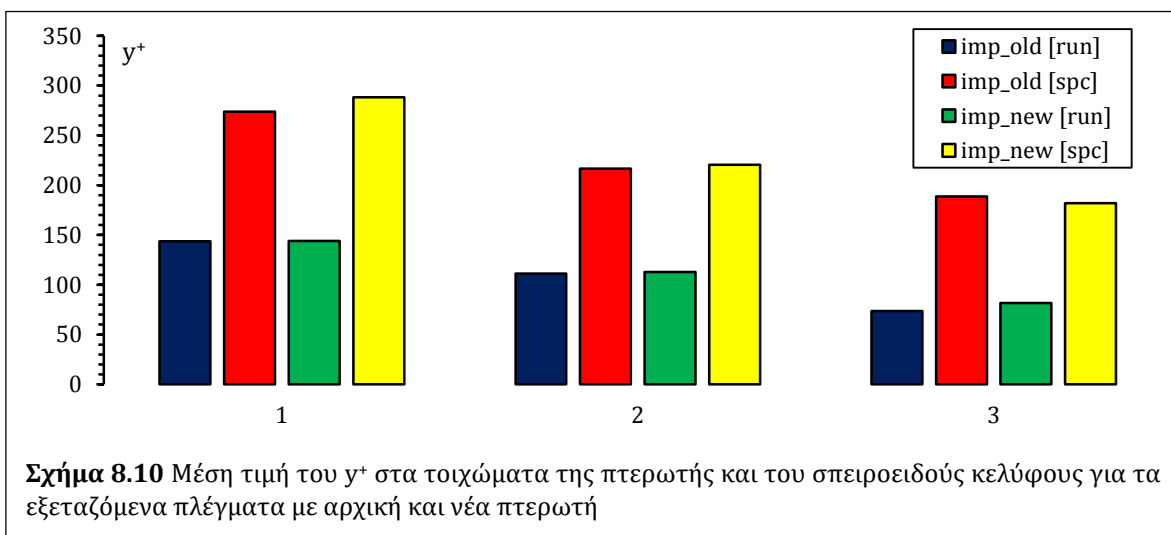
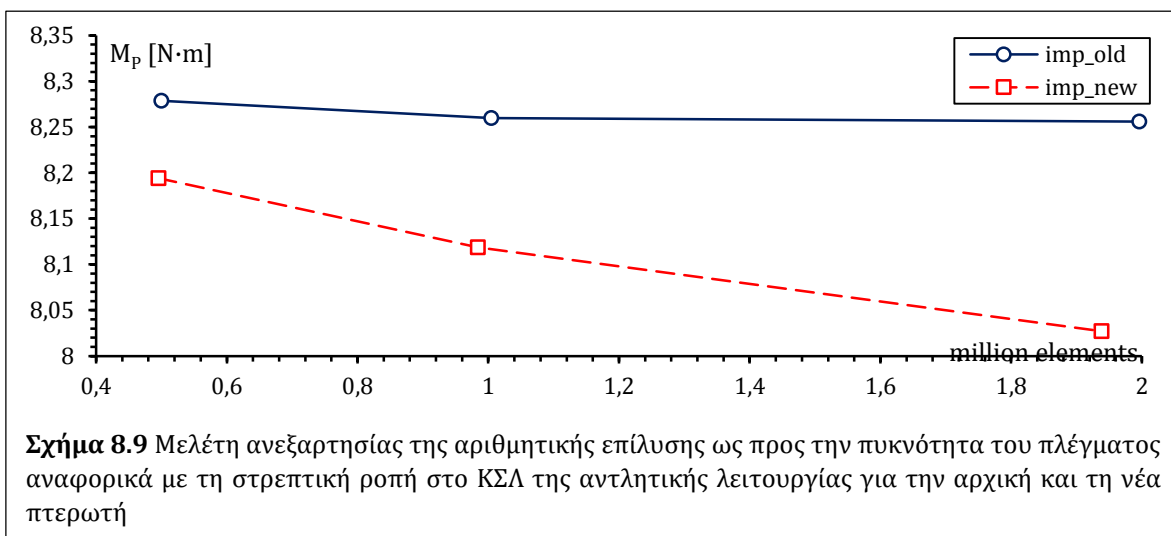
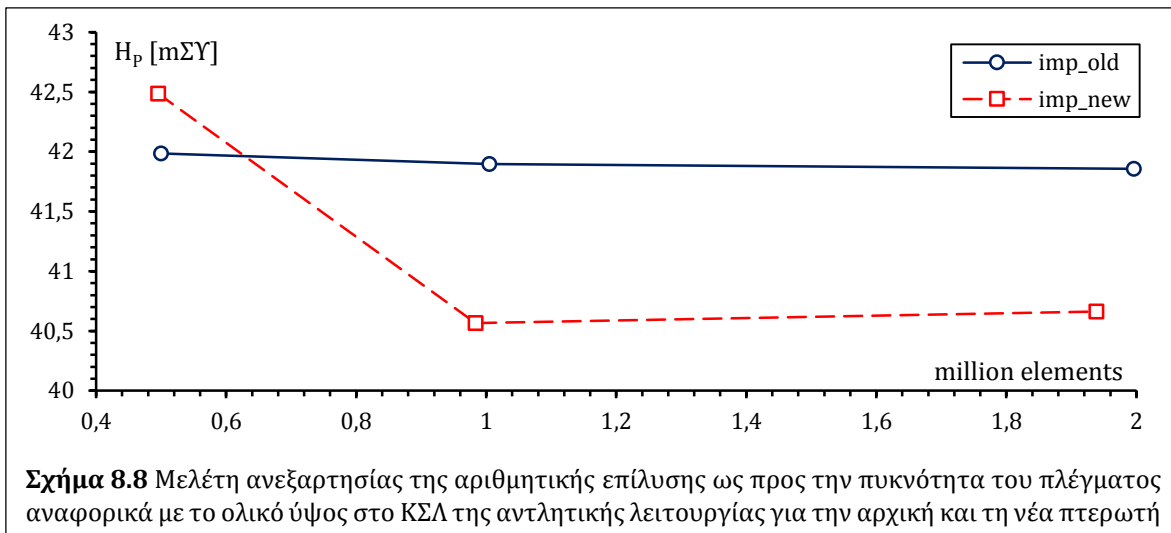
	#	$D_{TET,IMP}$	$D_{TET,SPC}$	Πλήθος Στοιχείων
old_imp	1	0,0014	0,0016	499871
	2	0,00105	0,00125	1004774
	3	0,00075	0,001	1996302
new_imp	1	0,00145	0,0016	495251
	2	0,0011	0,00125	983958
	3	0,0008	0,001	1938425

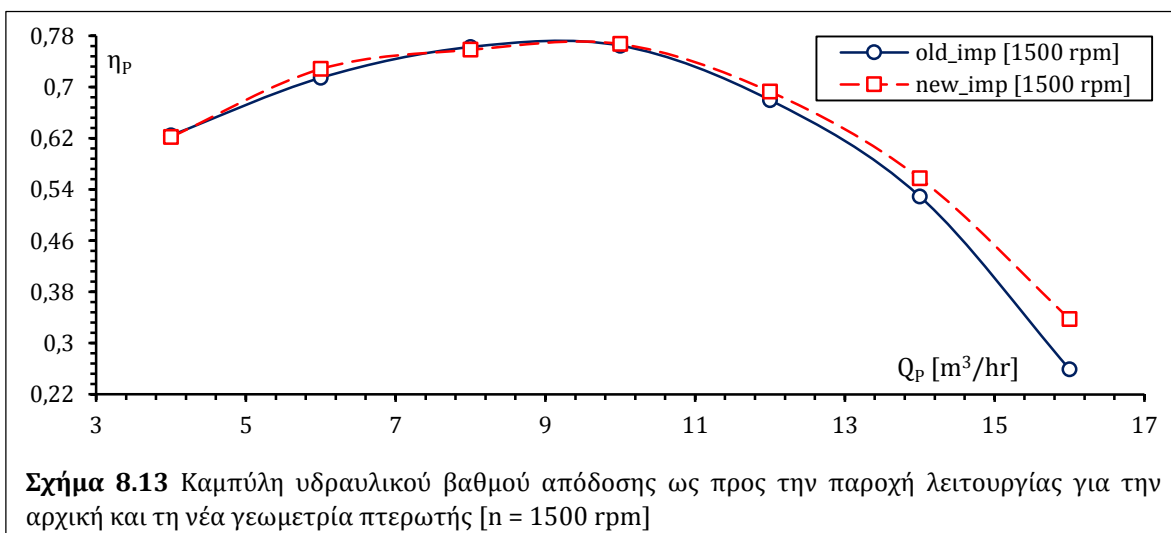
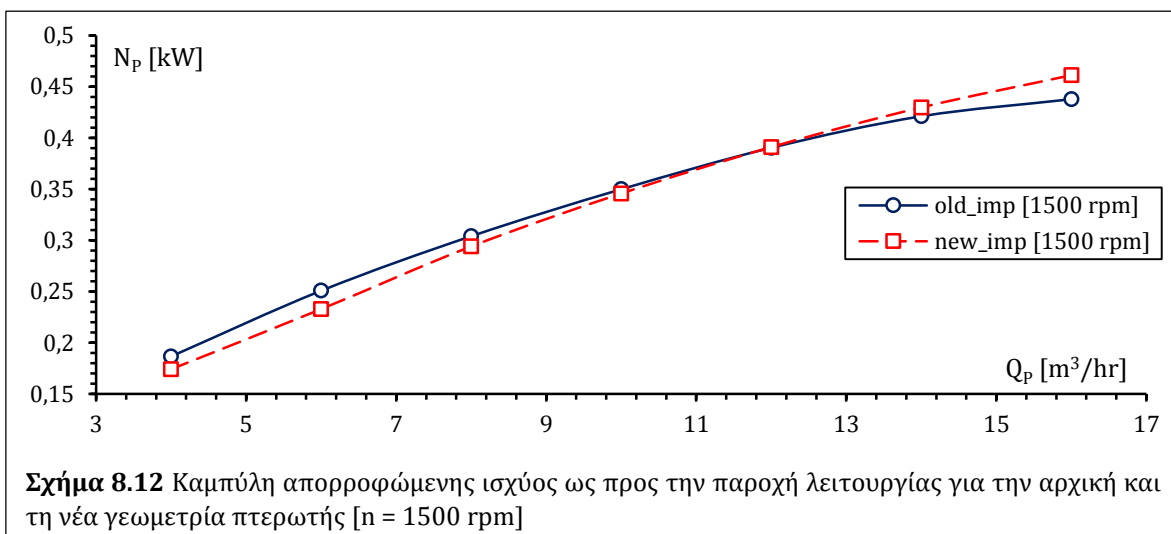
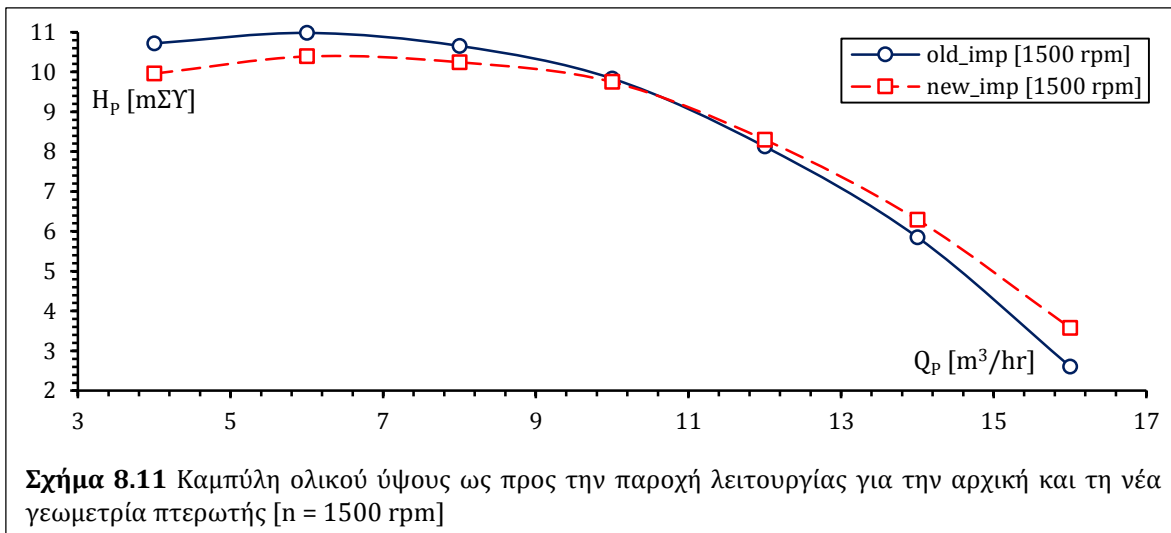
Η υπολογιστική διερεύνηση ξεκινά με τη διεξαγωγή μελέτης ανεξαρτησίας του αριθμητικού πλέγματος ως προς τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της αντλίας στο ΚΣΛ [$n = 3000 \text{ rpm}$, $Q_{P,ΚΣΛ} = 18 \text{ m}^3/\text{hr}$]. Ωστόσο, θα πρέπει να επισημανθούν εδώ οι

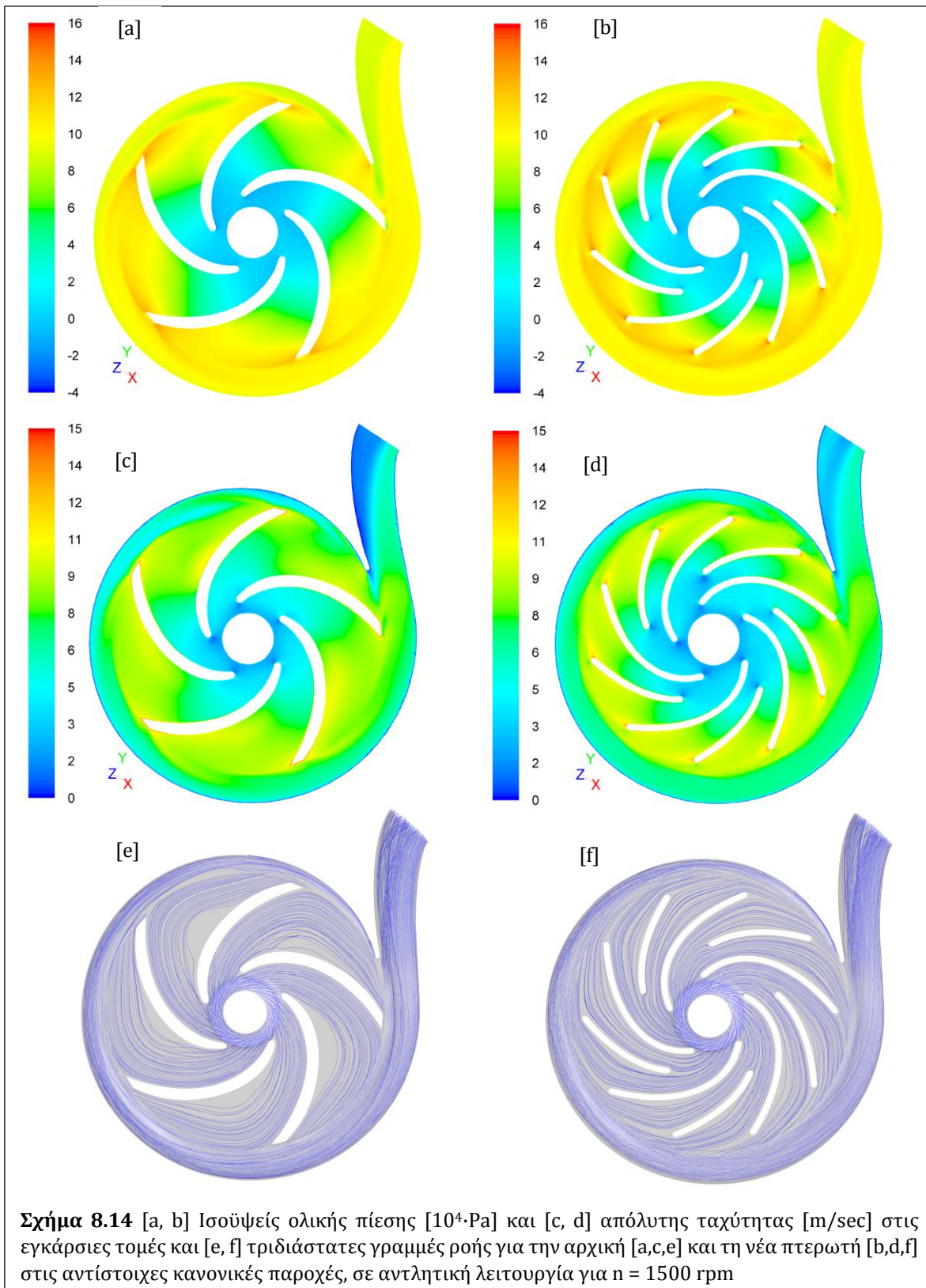
δυσκολίες στην κατασκευή του αριθμητικού πλέγματος, τόσο λόγω της προαναφερθείσας απότομης διεύρυνσης σε μικρή ακτινική απόσταση, όσο και λόγω της απότομης διαμόρφωσης της ακμής εκφυγής των πτερυγίων της αρχικής πτερωτής, με αποτέλεσμα την αδυναμία διαμόρφωσης πυκνότερων πρισματικών στοιχείων στην περιοχή του οριακού στρώματος [βλ. Κεφ. 4.2.2, Σχ. 4.10 & Κεφ. 4.2.3, Σχ. 4.15]. Έτσι, και για τις δύο γεωμετρίες πτερωτής κατασκευάζεται ομοιόμορφο, μη δομημένο αριθμητικό πλέγμα, αποτελούμενο από τετράεδρα, τόσο για το τμήμα της πτερωτής όσο και για αυτό του σπειροειδούς κελύφους, με περίπου ίσο αριθμό κελιών σε αυτά και παραμέτρους κατασκευής τις αντίστοιχες ενδεικτικές πλευρές των τετραέδρων, $D_{TET,IMP}$ και $D_{TET,SPC}$. Συνολικά, εξετάζονται 3 πλέγματα για κάθε γεωμετρία, διπλασιάζοντας διαδοχικά την πυκνότητά τους [Πιν. 8.1].

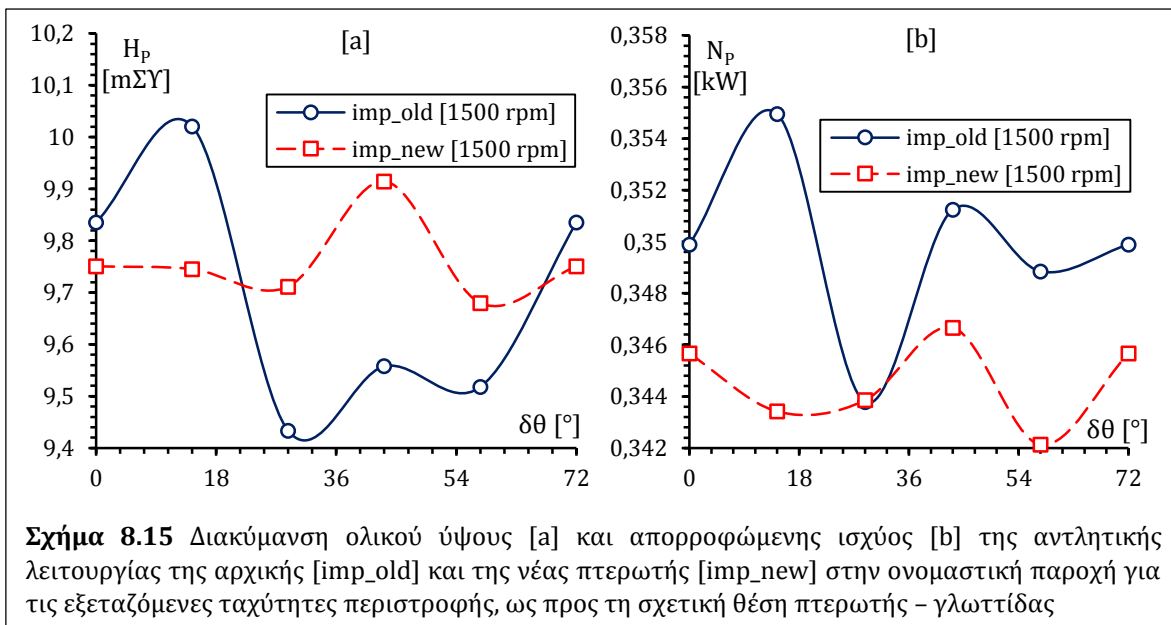
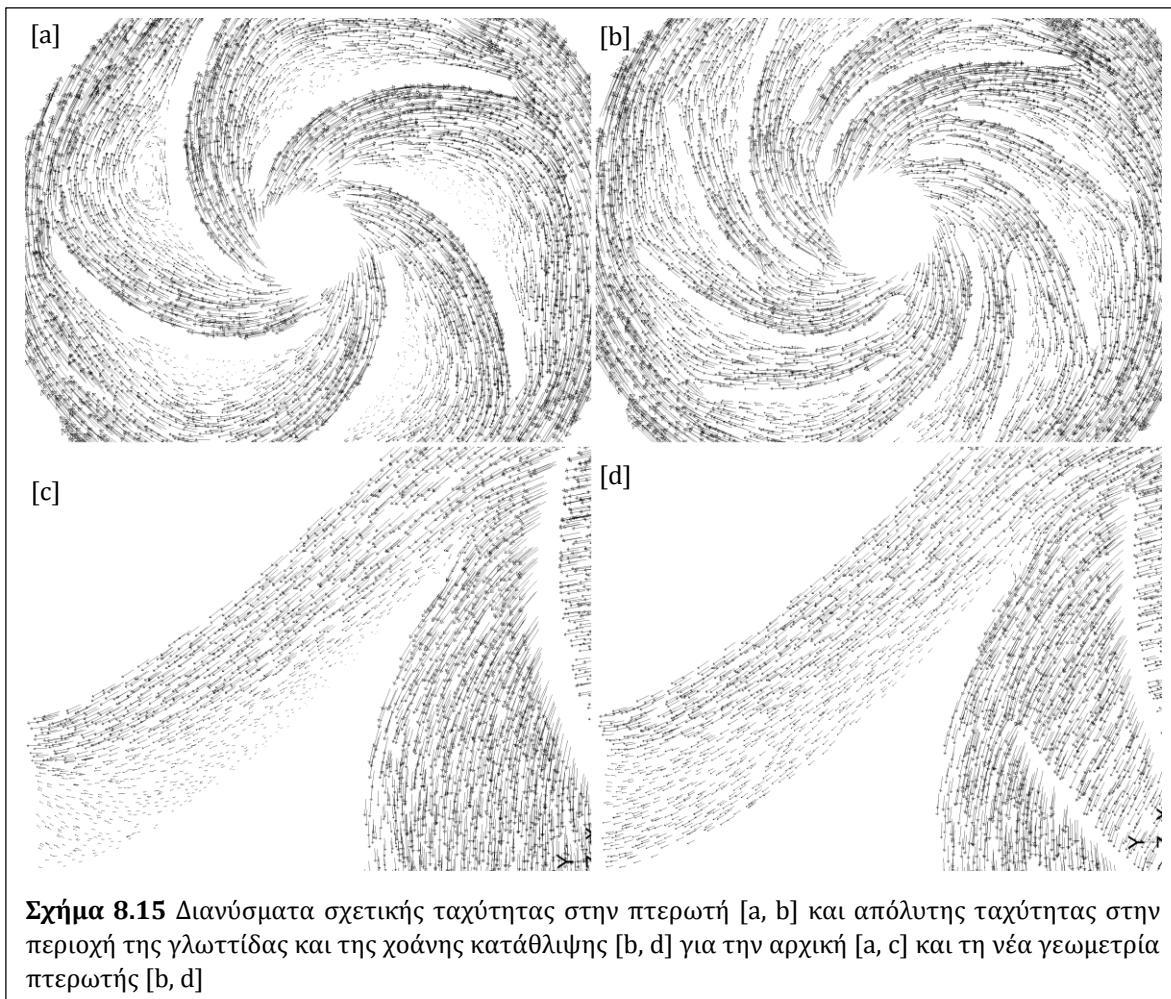


Σχήμα 8.7 Υπολογιστικά χωρία, οριακές συνθήκες και αριθμητικά πλέγματα με την επιλεγμένη πυκνότητα για την αρχική [a] και τη νέα [b] γεωμετρία πτερωτής









Στα Σχ. 8.8 & 8.9 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της μελέτης ανεξαρτησίας ως προς τα πρωτογενή μεγέθη του ολικού ύψους και της αναπτυσσόμενης στρεπτικής ροπής στην άτρακτο και στο Σχ. 8.10 οι μέσες τιμές του y^+ στην πτερωτή και στο σπειροειδές κέλυφος για την αρχική και τη νέα γεωμετρία. Παρατηρείται ότι και για τα δύο μεγέθη, τα αριθμητικά αποτελέσματα έχουν μικρές μεταβολές για πλέγματα συνολικού πλήθους $\sim 10^6$ κελιών και άνω [#2], ενώ και το μέσο y^+ παίρνει αποδεκτές τιμές για το επιλεγμένο μοντέλο τύρβης [βλ. Κεφ. 4.1.3, $y^+ < 300$]. Έτσι, τα πλέγματα αυτά επιλέγονται για τις μετέπειτα προσομοιώσεις, για την υπολογιστική εκτίμηση των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας. Τέλος, στο Σχ. 8.7 φαίνονται τα προφίλ των πτερυγίων καθώς και τα υπολογιστικά χωρία με τις οριακές συνθήκες των επιφανειών και τα επιλεγμένα πλέγματα για την αρχική και τη νέα γεωμετρία πτερωτής, καθώς και οι λεπτομέρειές τους στις ακμές εκφυγής και τη γλωττίδα του κελύφους.

Παρακάτω παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας της αρχικής [old_imp] και της νέας πτερωτής [new_imp], ενδεικτικά για $n = 1500$ rpm. Ειδικότερα, οι καμπύλες ολικού ύψους [Σχ. 8.11] και απορροφώμενης ισχύος [Σχ. 8.12] εμφανίζουν μικρές διαφορές μεταξύ των δύο πτερωτών και τυπική συμπεριφορά, με τις πρώτες να αυξάνουν ελαφρά για μικρές τιμές της παροχής λόγω της σχετικά υψηλής τιμής β_2 και στη συνέχεια να φθίνουν, και τις δεύτερες να είναι μονίμως αύξουσες συναρτήσεις της παροχής. Ακόμα, ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης της νέας πτερωτής εμφανίζει οριακή αύξηση ως προς αυτόν της αρχικής στις μεγαλύτερες παροχές [Σχ. 8.13], με τα δύο ΚΣΛ να εντοπίζονται στην ίδια τιμή παροχής, $10 \text{ m}^3/\text{hr}$. Τα αποτελέσματα αυτά είναι ενδεικτικά και για τα αντίστοιχα των 3000 rpm και 1500 rpm, αφού συνολικά παρατηρήθηκε αξιοσημείωτη συμφωνία με τους νόμους δυναμικής ομοιότητας για τις τρεις ταχύτητες περιστροφής, όπως φαίνεται στον Πιν. 8.2 για τα αντίστοιχα ΚΣΛ.

Περαιτέρω, οι ισοϋψείς ολικής πίεσης και μέτρου απόλυτης ταχύτητας [Σχ. 8.14.a – 8.14.d] δείχνουν ομαλότερη διανομή στη νέα πτερωτή στα διάκενα μεταξύ των πτερυγίων. Ακόμα, οι τριδιάστατες γραμμές ροής και τα διανύσματα σχετικής ταχύτητας [Σχ. 8.14.e, 8.14.f, 8.15.a & 8.15.b] δείχνουν μικρές περιοχές ανακυκλοφορίας στις πλευρές υπερπίεσης της νέας πτερωτής, οι οποίες δεν παρατηρούνται στη νέα πτερωτή. Επίσης από τα διανύσματα της απόλυτης ταχύτητας παρατηρείται μια περιοχή αποκόλλησης της ροής στη χοάνη κατάθλιψης προς την πλευρά της πτερωτής, η οποία εξομαλύνεται σημαντικά με τη νέα πτερωτή. Συνολικά, τα πεδία ροής των δύο πτερωτών δείχνουν μακροσκοπικά παρόμοια πεδία πιέσεων και ταχυτήτων, αιτιολογώντας έτσι και τις μικρές διαφορές στα λειτουργικά τους χαρακτηριστικά. Ωστόσο, το πεδίο ροής της νέας πτερωτής δείχνει περισσότερο συμμετρικό κατά την περιφερειακή κατεύθυνση, κάτι που σαφώς οφείλεται στα διαχωριστικά πτερύγια και συνεπάγεται ομαλότερη πρόσδοση συστροφής και οδήγηση του ρευστού, ενώ οι αυξημένες γραμμικές απώλειες που αναμένονται σε αυτή λόγω των αυξημένων ενεργών επιφανειών αντισταθμίζονται από τη μείωση του

πάχους των πτερυγίων, δεδομένων και των μικρών διαφορών στις μέσες γραμμές τους για τις δύο πτερωτές.

Πίνακας 8.2 Αριθμητικά αποτελέσματα στα ΚΣΛ των εξεταζόμενων περιπτώσεων αντλητικής λειτουργίας

n [rpm]	design	Q _P [m ³ /hr]	H _P [mΣΥ]	N _P [kW]	η _P
3000	old_imp	18	41,98	2,5949	0,7905
	new_imp	18	41,34	2,5536	0,7941
1500	old_imp	10	9,84	0,3499	0,7646
	new_imp	10	9,75	0,3457	0,7673
750	old_imp	5	2,41	0,0884	0,7430
	new_imp	4	2,51	0,0744	0,7342

Λόγω των ειδικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών της αντλίας, δηλαδή τον μικρό αριθμό πτερυγίων, τις μικρές διαστάσεις του σπειροειδούς κελύφους και την εγγύτητα αυτού με την πτερωτή, η μεταβολή της σχετικής θέσης της πτερωτής ως προς τη γλωττίδα αναμένεται να προκαλεί διακύμανση στα εξεταζόμενα μεγέθη [ολικό ύψος και ισχύς], η οποία ωστόσο δε μπορεί να αποτυπωθεί στις χρονικά αμετάβλητες συνθήκες, για τις οποίες διεξάγονται οι προσομοιώσεις [βλ. Κεφ. 7.2 & 7.3]. Έτσι, για τα ΚΣΛ των δύο πτερωτών διεξάγονται επιπλέον προσομοιώσεις διαιρώντας την κεντρική γωνία $\theta = 360^\circ/5 = 72^\circ$ που αντιστοιχεί σε ένα πτερύγιο σε 5 διαστήματα $d\theta = 72^\circ/5 = 14,4^\circ$ και θεωρώντας ότι η προκύπτουσα διακύμανση θα αντιπροσωπεύει επαρκώς και τις υπόλοιπες σχετικές θέσεις πτερωτής και γλωττίδας, λόγω της περιοδικ των γεωμετριών των πτερωτών. Στο Σχ. 8.16 παρουσιάζεται η διακύμανση του ολικού ύψους και της απορροφώμενης ισχύος για την αρχική και τη νέα πτερωτή. Αναμενόμενα, οι διακυμάνσεις αυτές και για τα δύο μεγέθη σε κάθε περίπτωση είναι εντονότερες για την αρχική πτερωτή, φτάνοντας το 4%, ενώ τα πρόσθετα διαχωριστικά πτερύγια της νέας πτερωτής προσδίδουν ομοιομορφία στο πεδίο πιέσεων στην έξοδο της πτερωτής, όπως σημειώθηκε προηγουμένως, με τις αντίστοιχες διακυμάνσεις να μην ξεπερνούν το 1%.

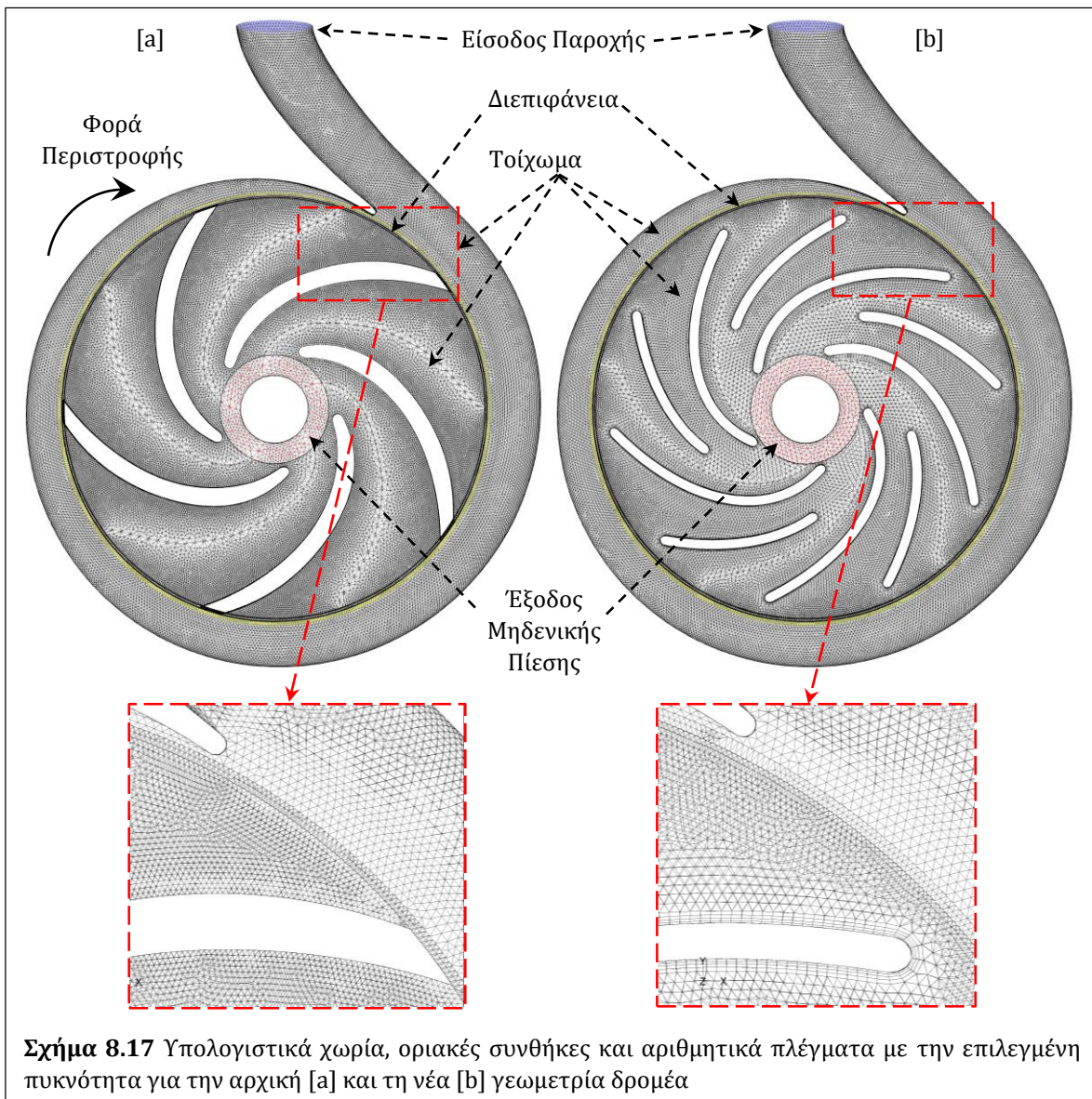
8.1.2 Ανάστροφη Λειτουργία

Αντίστοιχα με την αντλητική λειτουργία, η ανάστροφη λειτουργία PAT σε κάθε σημείο εδώ αξιολογείται ως προς το ολικό ύψος H_T [βλ. Κεφ. 7.5, Εξ. 7.1], την αποδιδόμενη ισχύ N_T [Κεφ. 4.4.1, Εξ. 4.60] και τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης η_T [Εξ. 8.4].

$$\eta_T = \frac{N_T}{Q_T \cdot (P_{T_1} - P_{T_2})} \quad (8.1)$$

Το χρησιμοποιούμενο υπολογιστικό μοντέλο είναι ίδιο με αυτό του Κεφ. 8.1.1, διαφοροποιούμενο μόνο ως προς τις οριακές συνθήκες εισόδου και εξόδου, με τη ροή εδώ να εισέρχεται από τη χοάνη κατάθλιψης με προκαθορισμένη παροχή και να

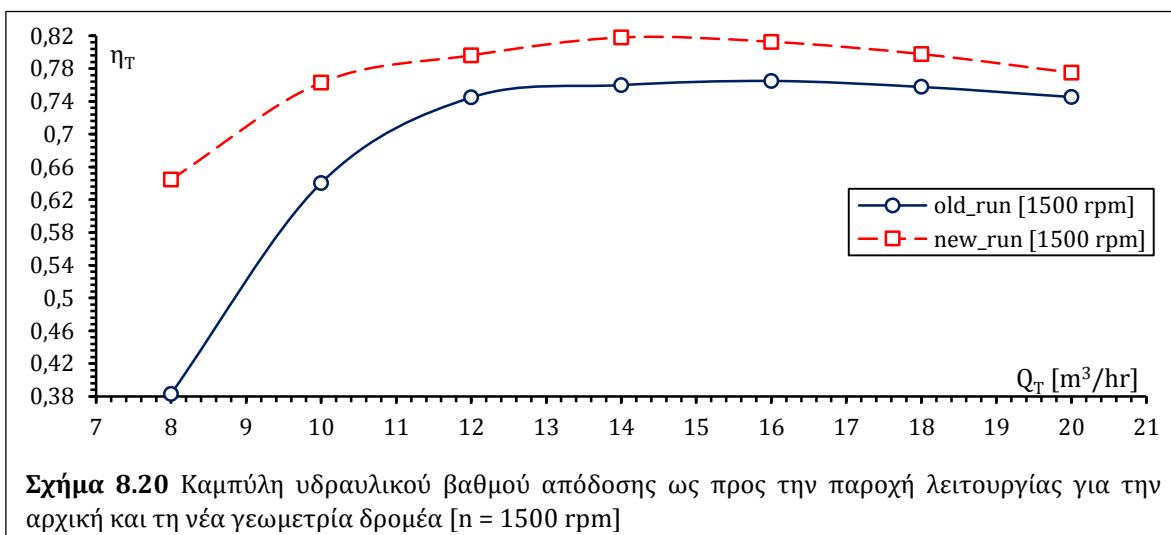
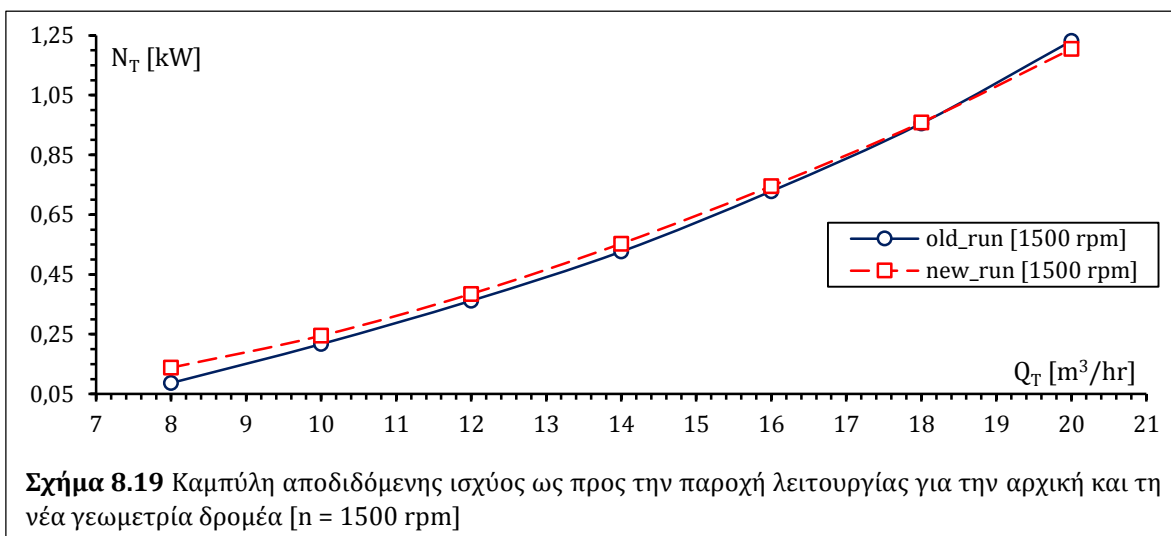
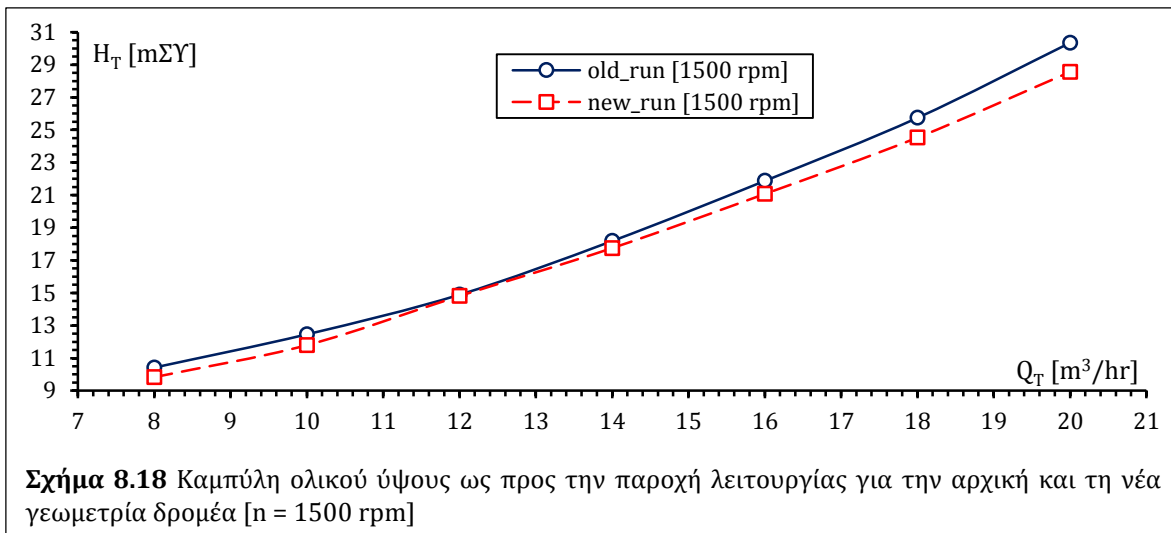
εξέρχεται αξονικά από τη δακτυλιοειδή επιφάνεια εξόδου του δρομέα με διατήρηση της παροχής και επιβολή μηδενικής στατικής πίεσης. Ωστόσο, η κατασκευή των αριθμητικών πλεγμάτων εδώ διαφοροποιείται από τα αντίστοιχα της αντλητικής λειτουργίας, προκειμένου να αντιμετωπιστεί η απότομη στένωση που θα συναντά η ροή μεταξύ εξόδου του σπειροειδούς κελύφους και εισόδου του δρομέα. Ειδικότερα, επιβάλλεται πιο έντονη τοπική πύκνωση από ότι προηγουμένως, τόσο στην περιοχή της στένωσης, όσο και στις επιφάνειες των πτερυγίων, με παράλληλη αραιώση μακριά από αυτά, ενώ ειδικά για τον νέο δρομέα χρησιμοποιήθηκε δομημένη πύκνωση στα πτερύγια. Τελικά, τα χρησιμοποιούμενα πλέγματα, τα οποία επιλέγονται από μελέτη ανεξαρτησίας αντίστοιχη με αυτή του Κεφ. 8.1.1, είναι και εδώ πυκνότητας $\sim 10^6$ κελιών [βλ. Σχ. 8.17].

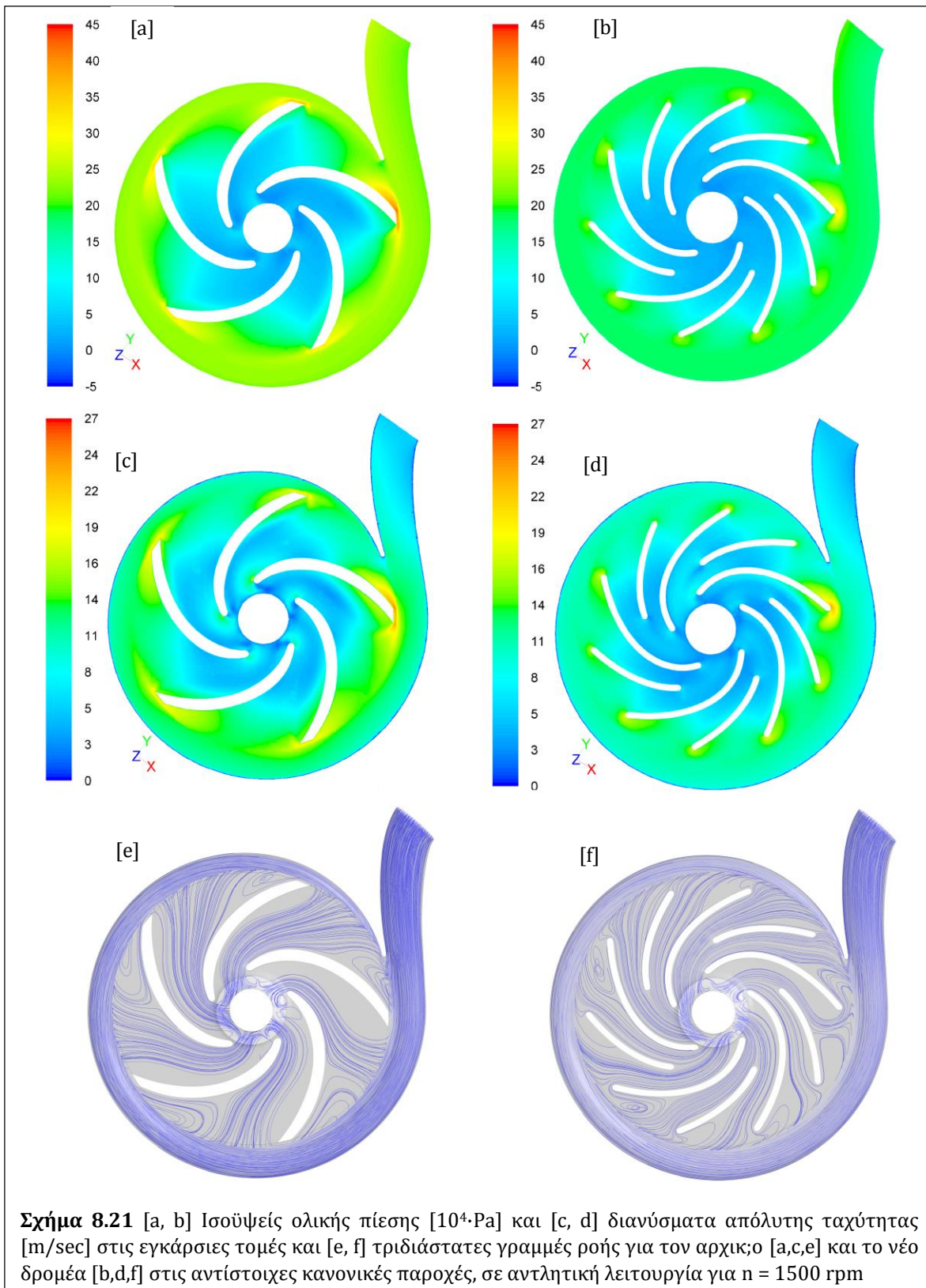


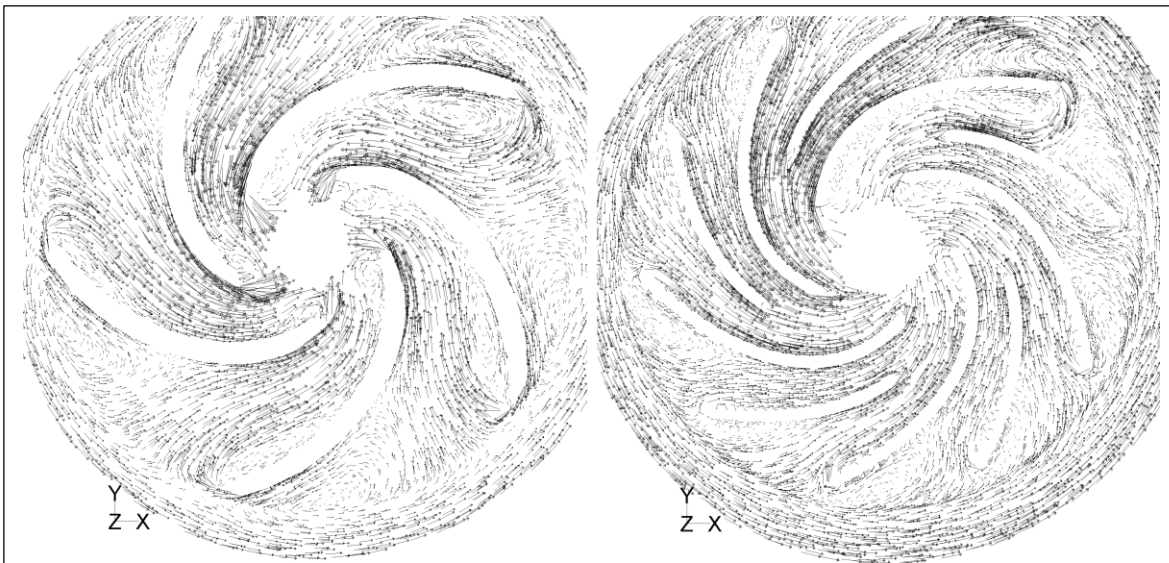
Παρακάτω παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας με τον αρχικό [old_run] και τον νέο δρομέα [new_run], και πάλι για $n = 1500$ rpm. Οι καμπύλες ολικού ύψους των δύο δρομέων [Σχ. 8.18] αναμενόμενα παρουσιάζουν μονότονη αύξηση ως προς την παροχή, με τον νέο δρομέα να εμφανίζει ελαφρώς μικρότερες τιμές έναντι του αρχικού σε όλα τα εξεταζόμενα σημεία. Αντίστοιχα αύξουσα μορφή παρουσιάζουν και οι καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος [Σχ. 8.19], με τον νέο δρομέα ωστόσο να εμφανίζει εδώ οριακά υψηλότερες τιμές. Έτσι, από τα παραπάνω ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης του νέου δρομέα προκύπτει σημαντικά υψηλότερος του αρχικού σε όλο το εξεταζόμενο εύρος παροχής, σημειώνοντας αύξηση σχεδόν 6% στο ΚΣΛ [Σχ. 8.20].

Περαιτέρω, η ολική ενέργεια του εισερχόμενου ρευστού στον νέο δρομέα είναι χαμηλότερη εκείνης στον αρχικό [Σχ. 8.21.a & 8.21.b], ενώ η διανομή αυτής καθώς και του μέτρου της απόλυτης ταχύτητας στα διάκενα μεταξύ των πτερυγίων [Σχ. 8.21.c & 8.21.b] είναι σαφώς ομαλότερες κατά την ακτινική διεύθυνση και οι αυξομειώσεις τους στις ακμές προσβολής ηπιότερες στον νέο δρομέα. Επίσης, οι τριδιάστατες γραμμές ροής [Σχ. 8.21.e & 8.21.f] και τα διανύσματα δείχνουν έντονη ανακυκλοφορία εκατέρωθεν των πτερυγίων του αρχικού δρομέα, οι οποίες αποκαθίστανται σημαντικά στον νέο δρομέα, με τις γραμμές ροής να ακολουθούν σε μεγάλο βαθμό τη γεωμετρία των πτερυγίων. Ακόμα, τα διανύσματα της απόλυτης ταχύτητας δείχνουν σημαντική ανομοιομορφία κατά την περιφερειακή διεύθυνση στον αρχικό δρομέα, ενώ τα αντίστοιχα διανύσματα στον νέο δρομέα εμφανίζουν σχεδόν συμμετρική μορφή. Επίσης, οι τριδιάστατες γραμμές ροής [Σχ. 8.21.e & 8.21.f] δείχνουν έντονη ανακυκλοφορία εκατέρωθεν των πτερυγίων του αρχικού δρομέα, οι οποίες αποκαθίστανται σημαντικά στον νέο δρομέα, με τις γραμμές ροής να ακολουθούν σε μεγάλο βαθμό τη γεωμετρία των πτερυγίων, ενώ την παραπάνω εικόνα παρουσιάζουν και τα διανύσματα σχετικής ταχύτητας της ροής στους δύο δρομείς [Σχ. 8.22].

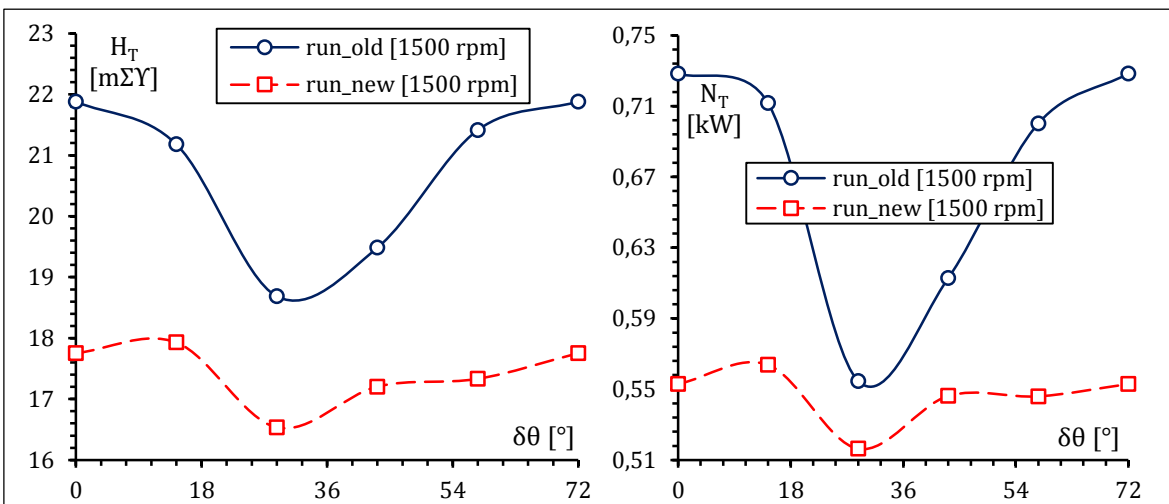
Βάσει των παραπάνω, η σημαντική αύξηση που παρατηρήθηκε στην απόδοση του νέου δρομέα οφείλεται πρωτίστως στην προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων στον νέο δρομέα, αφού η αύξηση των ενεργών επιφανειών εξασφαλίζει καλύτερη οδήγηση της ροής και άρα αποτελεσματικότερη μετατροπή της εισερχόμενης συστροφής σε στρεπτική ροπή. Αυτό συμβαίνει επειδή τυπικά η εξερχόμενη ροή από το σπειροειδές κέλυφος εμφανίζει σημαντική απόκλιση από τη γεωμετρία των συνήθων δρομέων PAT με μικρό αριθμό πτερυγίων, δημιουργώντας έτσι τοπικές ανωμαλίες που συνεπάγονται αύξηση των υδραυλικών απωλειών. Δευτερευόντως, η βελτίωση οφείλεται και στη στρογγύλευση των ακμών προσβολής, μειώνοντας έτσι τις τοπικές απώλειες κρούσης στην είσοδο του δρομέα [Σχ. 8.21.a – 8.21.d].







Σχήμα 8.22 Διακύμανση ολικού ύψους [a] και αποδιδόμενης ισχύος [b] της ανάστροφης λειτουργίας του αρχικού [run_old] και του νέου δρομέα [run_new] στην ονομαστική παροχή για τις εξεταζόμενες ταχύτητες περιστροφής, ως προς τη σχετική θέση δρομέα - γλωττίδας



Σχήμα 8.23 Διακύμανση ολικού ύψους [a] και αποδιδόμενης ισχύος [b] της ανάστροφης λειτουργίας του αρχικού [run_old] και του νέου δρομέα [run_new] στην ονομαστική παροχή για τις εξεταζόμενες ταχύτητες περιστροφής, ως προς τη σχετική θέση δρομέα - γλωττίδας

Λόγω της περιφερειακής ανομοιομορφίας των πεδίων ροής που σχολιάστηκε προηγουμένως, μελετάται και εδώ η επίδραση της σχετικής θέσης μεταξύ δρομέα και γλωττίδας, με βήμα $\delta\theta = 14,4^\circ$ και τα αριθμητικά αποτελέσματα ως προς το ολικό ύψος και την αποδιδόμενη ισχύ παρουσιάζονται στο Σχ. 8.23. Οι διακυμάνσεις ως προς τη μέση τιμή των μεγεθών εδώ προκύπτουν εντονότερες από ότι στην αντλητική λειτουργία [βλ. Κεφ. 8.1.1, Σχ. 8.15], με τις υψηλότερες αποκλίσεις να εμφανίζονται και

πάλι στον αρχικό δρομέα φτάνοντας στο 16%, ενώ στον νέο δρομέα περιορίζονται στο 5%. Η αυξημένη έντασή τους εδώ οφείλεται στη σημαντική απόκλιση της εισερχόμενης ροής ως προς τη γεωμετρία των πτερυγίων του αρχικού δρομέα, με αρκετά χαμηλότερη κλίση α_1 ως προς τη βέλτιστη, κάτι που αποκαθίσταται σημαντικά στον νέο δρομέα, καθώς τα διαχωριστικά πτερύγια μειώνουν στο μισό το διάκενο στην περιοχή των ακμών προσβολής.

Πίνακας 8.3 Αριθμητικά αποτελέσματα στα ΚΣΛ των εξεταζόμενων περιπτώσεων ανάστροφης λειτουργίας

n [rpm]	design	Q_T [m ³ /hr]	H_T [mΣΥ]	N_T [kW]	η_T
3000	old_run	31	83,5	5,4716	0,7771
	new_run	29	73,94	4,8319	0,8285
1500	old_run	16	21,86	0,7285	0,765
	new_run	14	17,75	0,553	0,8179
750	old_run	8	5,53	0,0905	0,752
	new_run	7	4,48	0,0686	0,8036

Τέλος, στον Πιν. 8.3 παρουσιάζονται τα λειτουργικά χαρακτηριστικά που προέκυψαν από τις προσομοιώσεις με τον αρχικό και τον νέο δρομέα στα αντίστοιχα ΚΣΛ, για τις εξεταζόμενες ταχύτητες περιστροφής. Τα σημεία εμφανίζουν ικανοποιητική συμφωνία με τους νόμους δυναμικής ομοιότητας, ενώ παρατηρείται ότι η βελτίωση της απόδοσης με τον νέο δρομέα επιτυγχάνεται σε όλες τις στροφές. Σημειώνεται ότι τόσο εδώ όσο και στην αντλητική λειτουργία [βλ. Κεφ. 8.1.1, Πιν. 8.2], τα αντίστοιχα σημεία εμφανίζουν μικρή μείωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης με πτώση της ταχύτητας περιστροφής, η οποία αποδίδεται στη συνακόλουθη μείωση του αριθμού Reynolds της ροής, με αποτέλεσμα την αύξηση των συντελεστών γραμμικών απωλειών της ροής, όπως προκύπτει από το διάγραμμα Moody για σταθερή επιφανειακή τραχύτητα (Τσαγγάρης, 2005).

Συμπερασματικά, η υπολογιστική διερεύνηση της εξεταζόμενης μηχανής δείχνει ότι με αντικατάσταση της αρχικής με τη νέα πτερωτή/δρομέα επιτυγχάνεται διατήρηση της απόδοσης στην αντλητική λειτουργία και ταυτόχρονα σημαντική βελτίωσή της κατά την ανάστροφη λειτουργία, χωρίς να απαιτείται σημαντική αύξηση του κόστους κατασκευής, αφού οι δύο γεωμετρίες έχουν τις ίδιες εξωτερικές διαστάσεις και απαιτούν την ίδια ποιότητα καταργασίας των εξωτερικών δίσκων πλήμνης και στεφάνης.

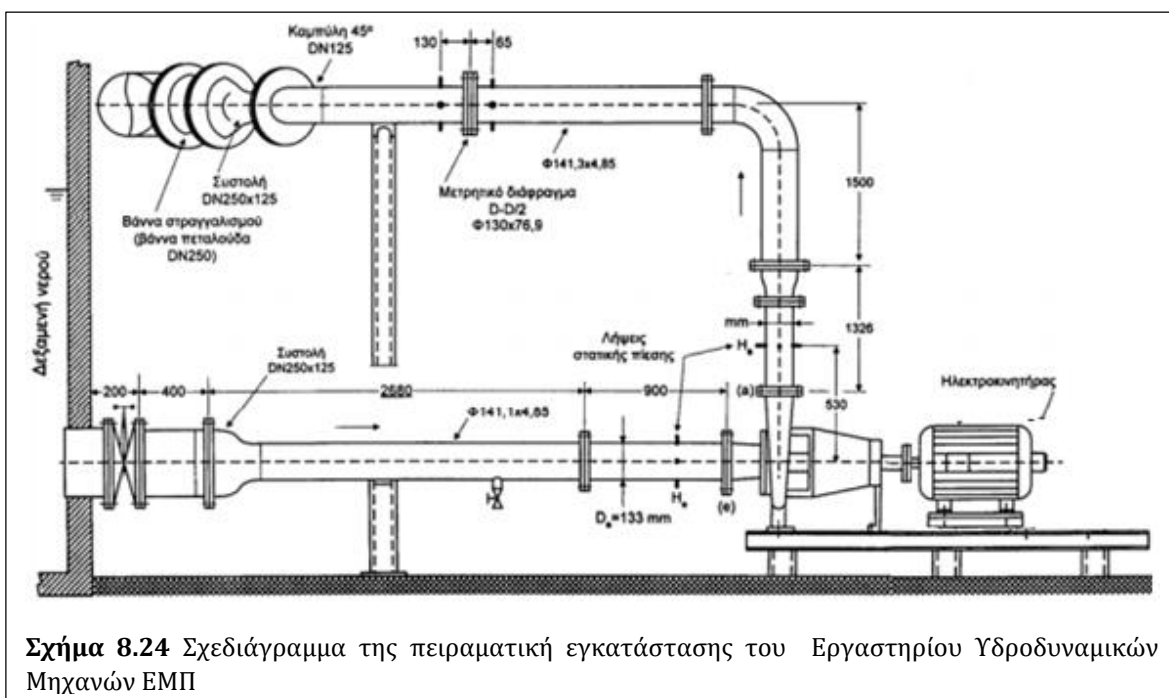
8.2 Πειραματική Διερεύνηση

Προκειμένου να ελεγχθεί και να αποτιμηθεί η αξιοπιστία της μεθοδολογίας βελτίωσης του σχεδιασμού της εξεταζόμενης βιομηχανικής PAT, διεξήχθησαν πειραματικές μετρήσεις για την ανάστροφη λειτουργία αυτής, τόσο με τον αρχικό όσο και με τον νέο δρομέα. Στο κεφάλαιο αυτό, αρχικά περιγράφεται η πειραματική διάταξη, τα μετρητικά συστήματα που χρησιμοποιήθηκαν και η διαδικασία λήψης των μετρήσεων.

Στη παρατίθενται και σχολιάζονται τα πειραματικά αποτελέσματα και τέλος αυτά συγκρίνονται με τα αντίστοιχα αριθμητικά.

8.2.1 Πειραματική Διάταξη & Μετρητικά Όργανα

Οι μετρήσεις διεξήχθησαν στις εγκαταστάσεις του Εργαστηρίου Υδροδυναμικών Μηχανών ΕΜΠ, σε μία από τις παράλληλες διατάξεις δοκιμών που τροφοδοτούνται από την κύρια δεξαμενή ηρεμίας, χωρητικότητας 320 m³, η οποία δίνεται σχηματικά στο Σχ. 8.24. Το κύκλωμα περιλαμβάνει μετρητικό διάφραγμα για τη μέτρηση της παροχής και ηλεκτροβάννα για τη ρύθμιση αυτής. Για τις ανάγκες της εν λόγω διερεύνησης, η πειραματική διάταξη τροποποιήθηκε κατάλληλα με την προσθήκη ελαστικού αγωγού προσαγωγής, καθιστώντας έτσι ευχερή την αντικατάσταση του χρησιμοποιούμενου δρομέα με την αποσυναρμολόγηση μόνο του εμπρόσθιου κελύφους της μηχανής και του συνδεδεμένου σε αυτό τμήματος της σωλήνωσης.



Σχήμα 8.24 Σχεδιάγραμμα της πειραματική εγκατάστασης του Εργαστηρίου Υδροδυναμικών Μηχανών ΕΜΠ

Η εξεταζόμενη PAT κατά περίπτωση συζεύχθηκε με δύο ασύγχρονες ηλεκτρογεννήτριες, μια ταχύστροφη στις ονομαστικές στροφές $n = 3000$ rpm και μια χαμηλότερης ταχύτητας $n = 1500$ rpm, αμφοτέρως ισχύος 5,5 kW μέσω ενός ελαστικού συνδέσμου και ενός συνδέσμου αλυσίδας [Σχ. 8.25 & 8.26.a]. Επιπλέον χρησιμοποιήθηκαν δύο τροφοδοτικές αντλίες υψηλής πίεσης σε παράλληλη σύνδεση [Σχ. 8.26.b]. Η πρώτη είναι τριβάθμια, ονομαστικής παροχής $Q = 290$ m³/hr και ολικού ύψους $H = 130$ mΣΥ, συνδεδεμένη με επαγωγικό κινητήρα ισχύος 200 kW μέσω υδραυλικού συμπλέκτη για συνεχή μεταβολή στροφών, ενώ η δεύτερη είναι

μονοβάθμια, ονομαστικής παροχής $Q = 250 \text{ m}^3/\text{hr}$ και ολικού ύψους 75 mΣΥ , επίσης με δυνατότητα μεταβολής στροφών, μέσω σύνδεσής της με inverter.

Για τη χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών της ανάστροφης λειτουργίας της μηχανής, απαιτείται η μέτρηση 4 μεγεθών: της παροχής, της διαφοράς στατικής πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου, της στρεπτικής ροπής στην άτρακτο και της ταχύτητας περιστροφής της. Για τις μετρήσεις αυτές χρησιμοποιήθηκαν οι μετρητικές συσκευές που περιγράφονται παρακάτω:

Αρχικά, σε κάθε υδραυλική εγκατάσταση, η παροχή αποτελεί το μέγεθος με τη μεγαλύτερη δυσκολία ακριβούς μέτρησης. Στην ειδικά προσαρμοσμένη πειραματική εγκατάσταση του ΕΥΜ/ΕΜΠ που αναπτύχθηκε για το έργο αυτό, η παροχή μετρήθηκε με ηλεκτρομαγνητικό παροχόμετρο [Σχ. 8.27.b], ενώ επιπλέον χρησιμοποιήθηκε μιλίσκος εύρους λειτουργίας $0 - 60 \text{ m}^3/\text{hr}$ [Σχ. 8.26.b & Σχ. 8.27.a].

Για τη μέτρηση του ολικού ύψους της μηχανής, χρησιμοποιήθηκε διαφορικό πιεσόμετρο. Αυτό τοποθετήθηκε στις ζητούμενες διατομές εισόδου και εξόδου, βάσει του προτύπου IEC 60193, προκειμένου να μετρηθεί η διαφορά στατικών πιέσεων. Η λειτουργία του οργάνου αυτού βασίζεται στη μεταβολή της τάσης που εμφανίζεται στα άκρα μιας γέφυρας Wheatstone, ως αποτέλεσμα της παραμόρφωσής της από εξωτερική δύναμη. Το σήμα εξόδου του οργάνου οδηγείται σε έναν μετρητή – μετατροπέα σήματος και μετατρέπεται σε τάση η οποία καταγράφεται σε Η/Υ μέσω Α/Δ κάρτας. Το ολικό ύψος H_t [Εξ. 8.2] υπολογίζεται ως το άθροισμα των διαφορών των υψών που αντιστοιχούν στη στατική και δυναμική πίεση, δH_s και δH_{kin} , στους αγωγούς αναρρόφησης και κατάθλιψης. Η διαφορά στατικής πίεσης προκύπτει από το διαφορικό πιεσόμετρο, ενώ ο δυναμικός όρος υπολογίζεται από τις ταχύτητες c_1 και c_2 [Εξ. 8.3 & 8.4] ως προς την παροχή και τη διατομή των σωλήνων όπου διεξάγονται οι μετρήσεις, βάσει της εξίσωσης Bernoulli.

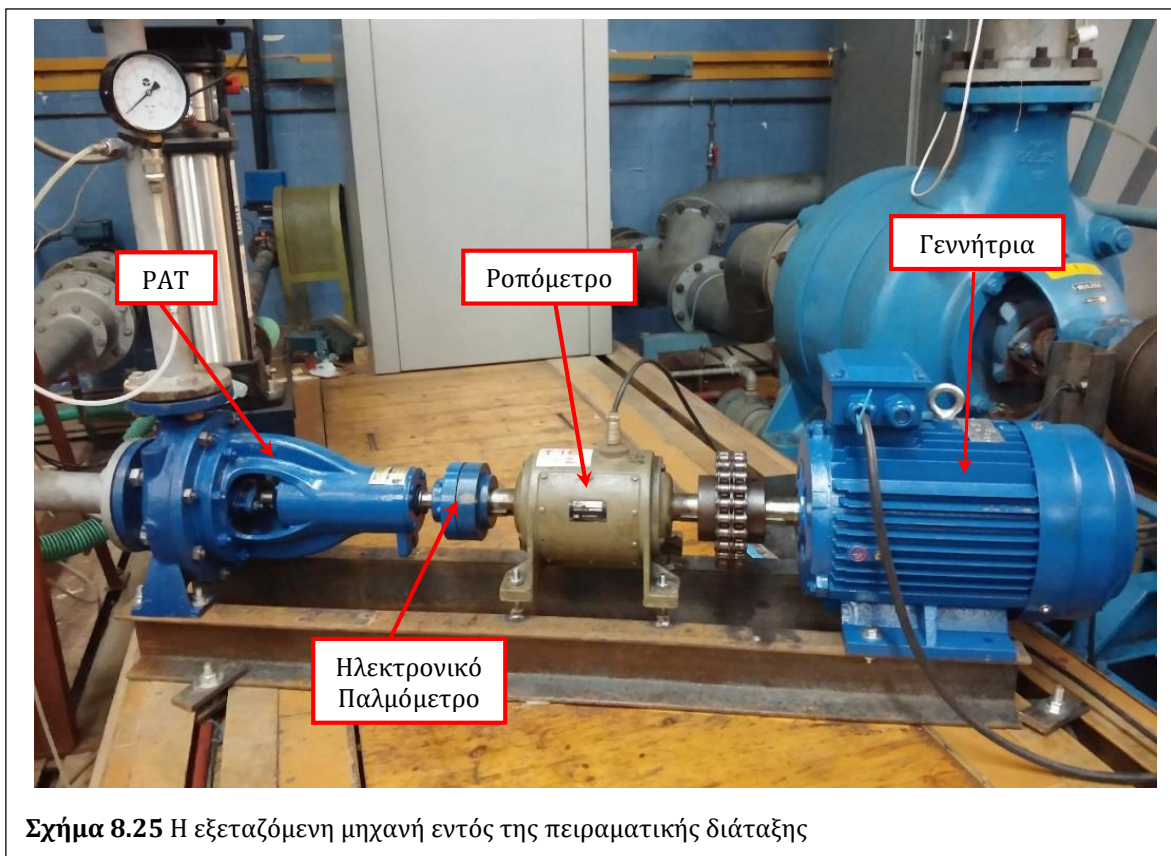
$$H_t = \delta H_s + \delta H_{kin} \quad (8.2)$$

$$c_i = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_i^2} \quad (8.3)$$

$$\delta H_{kin} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \quad (8.4)$$

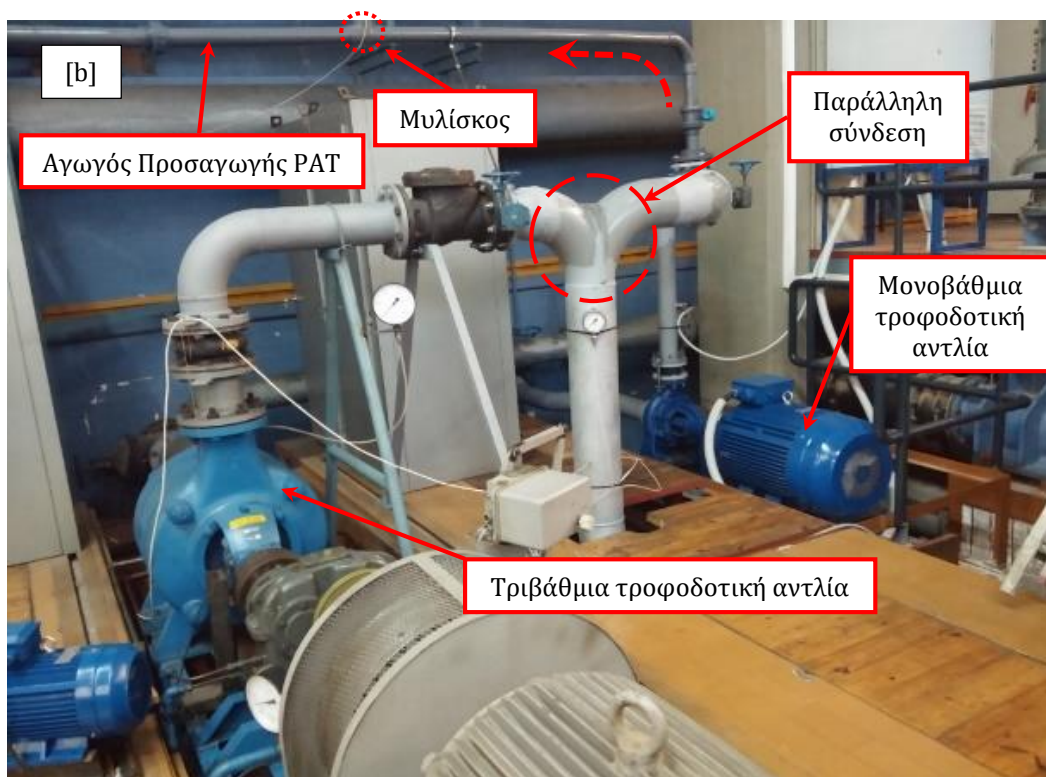
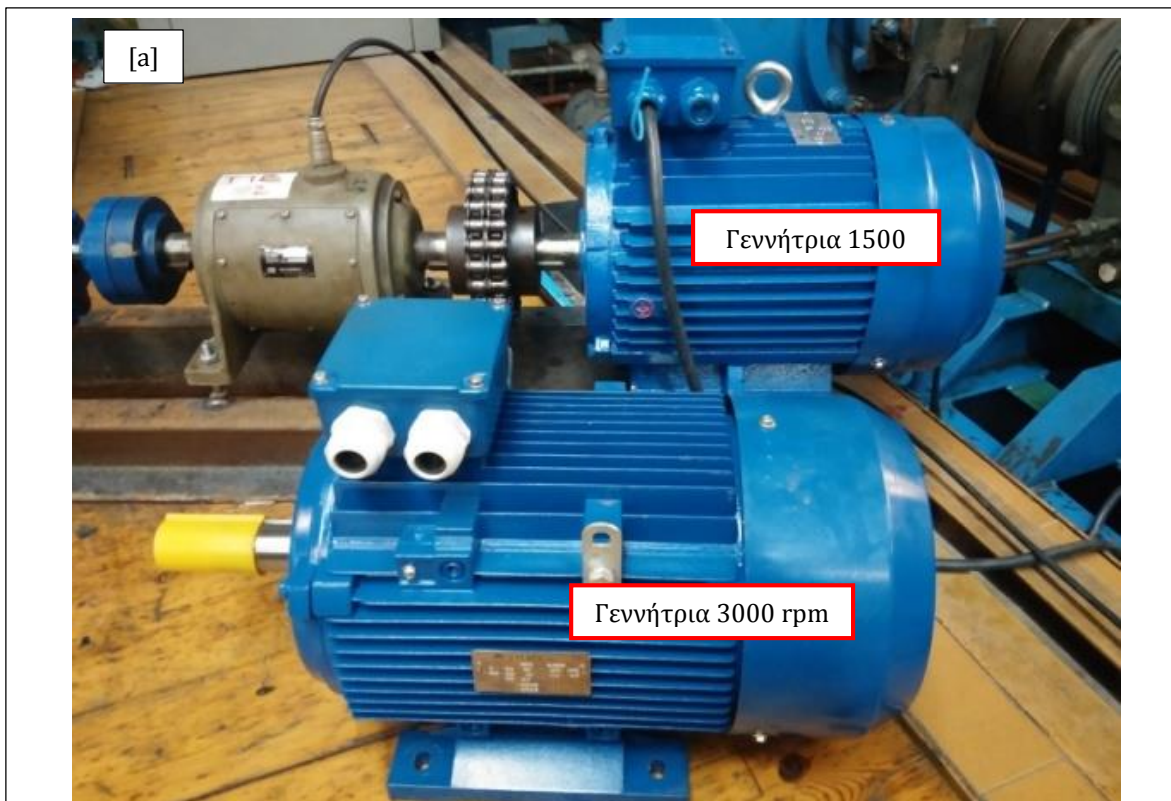
Η ταχύτητα περιστροφής n της ατράκτου μετρήθηκε με χρήση ηλεκτρονικού παλμόμετρου [Σχ. 8.25], το οποίο τοποθετήθηκε μεταξύ του άξονα της ΡΑΤ και της γεννήτριας. Για την επαλήθευση της ακρίβειας και της σωστής λειτουργίας του οργάνου, η οποία κρίθηκε απαραίτητη για την ασφαλέστερη σύνδεση και συγχρονισμό του κινητήρα ως γεννήτρια στο ηλεκτρικό δίκτυο κατά την ανάστροφη λειτουργία, η ταχύτητα περιστροφής πριν από κάθε τέτοια σύνδεση μετρήθηκε αρχικά με αναλογικό

ταχύμετρο για μια πρώτη εκτίμησή της και στη συνέχεια με στροβοσκόπιο για ακριβέστερη τιμή [Σχ. 8.28.a].

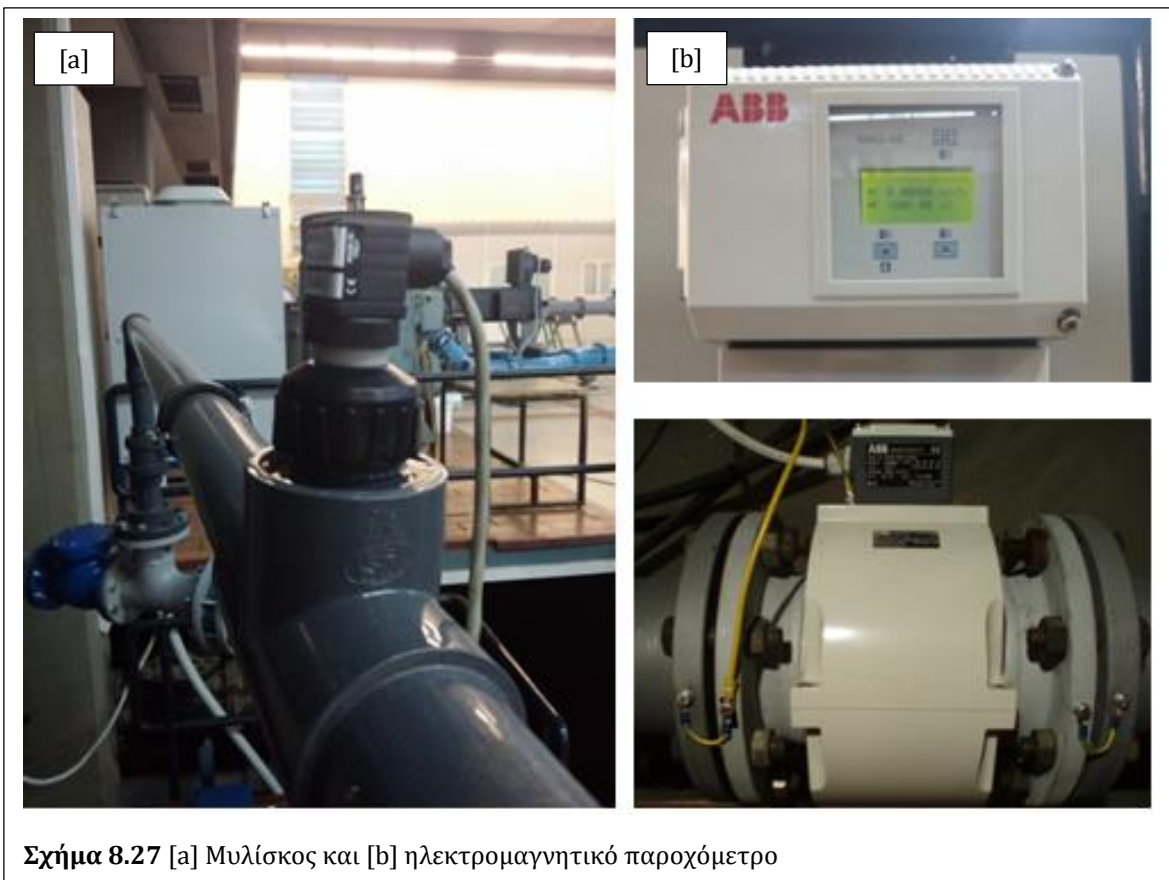


Για τον προσδιορισμό της ισχύος στην άτρακτο του δρομέα, η στρεπτική ροπή μετρήθηκε με ροπόμετρο ελαστικής παραμόρφωσης, το οποίο και πάλι παρενεβλήθη αξονικά μεταξύ της μηχανής και της γεννήτριας. Λόγω της ιδιαίτερα ασθενούς τάσης που αναπτύσσει το όργανο, χρησιμοποιήθηκε συμπληρωματικά ενισχυτής για τη μετατροπή του σήματος σε ένταση 4 – 20 A [Σχ. 8.28.b].

Τα σφάλματα των μετρητικών οργάνων που δίνονται από τους αντίστοιχους κατασκευαστές είναι $\pm 0,1\%$ για το διαφορικό πιεσόμετρο, $\pm 0,02\%$ για το αναλογικό στροφόμετρο, $\pm 0,07\%$ για το στροβοσκόπιο [σφάλμα τελευταίου ψηφίου], $\pm 0,75\%$ σφάλμα γραμμικότητας και $\pm 0,5\%$ σφάλμα επαναληψιμότητας για το παροχόμετρο μιλίσκου, ενώ για το ηλεκτρομαγνητικό παροχόμετρο και το σύστημα ροπομέτρου – ενισχυτή τα σφάλματα έχουν εκτιμηθεί $\pm 0,5\%$ και $\pm 0,2\%$ αντιστοίχως, κατόπιν σχετικής μελέτης (Παναγιωτόπουλος, 2015). Βάσει των παραπάνω, το αθροιστικό σφάλμα μέτρησης του βαθμού απόδοσης προκύπτει μικρότερο του $\pm 1\%$.



Σχήμα 8.26 [a] Κινητήρες - Γεννήτριες 750 rpm & 3000 rpm και [b] τροφοδοτικές αντλίες σε παράλληλη σύνδεση στη σωλήνωση ανάστροφης λειτουργίας και κατεύθυνση της ροής ρευστού



8.2.2 Διεξαγωγή Πειραματικών Μετρήσεων

Τα μετρητικά όργανα αρχικά βαθμονομήθηκαν κατάλληλα και στη συνέχεια προγραμματίστηκαν ώστε το σήμα τους να είναι αναλογικό ρεύμα 0 – 20 A ή 4 – 20 A, το οποίο στη συνέχεια μετασχηματίστηκε στον πίνακα ελέγχου σε τάση εύρους 0 – 10 V. Στη συνέχεια, τα σήματα αυτά κατευθύνονταν σε φίλτρα ώστε να μειωθεί ο “θόρυβος” και κατέληγαν στην αναλογική κάρτα, η οποία ήταν συνδεδεμένη με Η/Υ. Το εμπορικό πακέτο LabView 8.6 χρησιμοποιήθηκε για την καταγραφή των σημάτων και προγραμματίστηκε κατάλληλα, ώστε να επιτευχθεί η αυτοματοποιημένη συλλογή και επεξεργασία των σημάτων, με κάθε μετρούμενο μέγεθος να λαμβάνεται ως γραμμική συνάρτηση του αντίστοιχου σήματος [Σχ. 8.29].

Για τη χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών της ανάστροφης λειτουργίας, απαιτήθηκε η παροχή ροής υψηλής πίεσης στην είσοδο της PAT και στη συνέχεια ο συγχρονισμός της γεννήτριας με την συχνότητα του δικτύου. Η διαδικασία αυτή γίνεται ως εξής: Αρχικά, τίθεται σε λειτουργία η τριβάθμια τροφοδοτική αντλία, ενώ ο δρομέας της PAT και ο ρότορας της γεννήτριας περιστρέφεται ελεύθερα, καθώς δεν είναι συνδεδεμένος στο δίκτυο, σε αντίθετη φορά με εκείνη της αντλητικής λειτουργίας. Οι στροφές της τροφοδοτικής αντλίας ρυθμίζονται έτσι ώστε η ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου της PAT να είναι ελάχιστα ψηλότερη της εκάστοτε σύγχρονης [της τάξης του $2 \div 3 \%$]. Αφού οι στροφές σταθεροποιούνται στην επιθυμητή αυτή τιμή, η γεννήτρια συνδέεται στο δίκτυο και συγχρονίζεται σε σχεδόν σταθερές στροφές, απορροφώντας φορτίο πλέον. Στη συνέχεια, η ρύθμιση του σημείου λειτουργίας της PAT επιτυγχάνεται μεταβάλλοντας την ταχύτητα περιστροφής της μονοβάθμιας τροφοδοτικής αντλίας και άρα την υψομετρική διαφορά h_0 , ώστε να υπερνικούνται οι υδραυλικές απώλειες $\delta h_{\Sigma,T} = \zeta_{\Sigma,T} \cdot Q_T^2$ της σωλήνωσης και να προσδίδεται η ζητούμενη υδραυλική πτώση $H_{\Sigma,T}$ στην PAT [Εξ. 8.5], με υψηλότερες στροφές να αντιστοιχούν σε μεγαλύτερο ύψος και παροχή στην PAT .

$$H_{\Sigma,T} = h_0 - \zeta_{\Sigma,T} \cdot Q_T^2 \quad (8.5)$$

Συνολικά, διεξήχθησαν 4 σειρές μετρήσεων της ανάστροφης λειτουργίας της μηχανής, με τον αρχικό και τον νέο δρομέα σε ονομαστικές στροφές 3000 rpm και 1500 rpm. Σε κάθε τέτοια σειρά λήφθηκαν διπλές μετρήσεις, με αυξανόμενη και με μειούμενη παροχή, και καθαρό χρόνο δειγματοληψίας κάθε σημείου τουλάχιστον 1 λεπτό. Η θερμοκρασία του νερού ήταν σχεδόν σταθερή, στους $18 \pm 1^\circ \text{C}$, σε όλη τη διάρκεια των μετρήσεων.

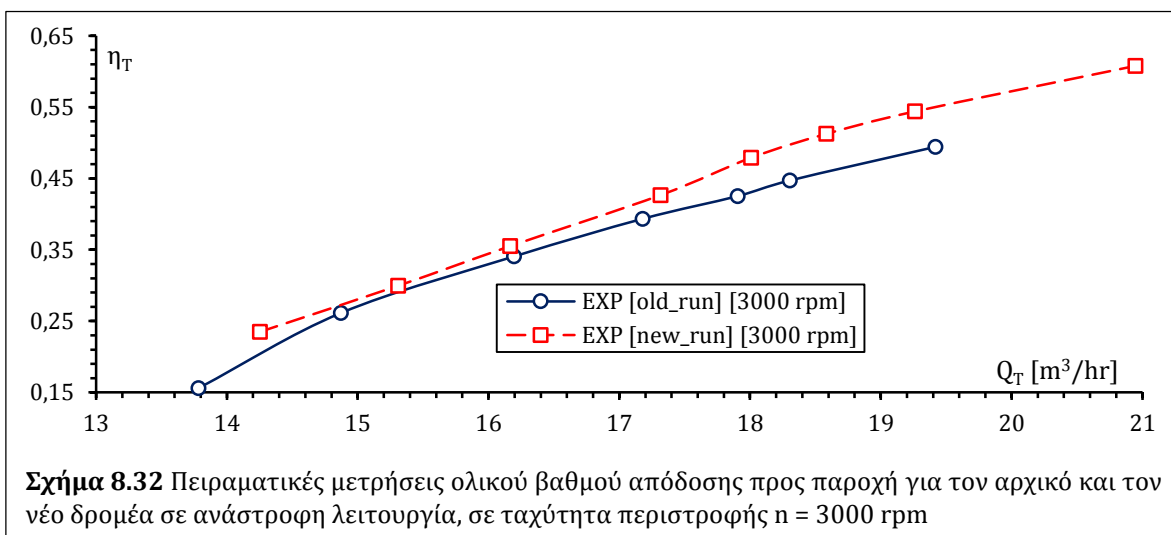
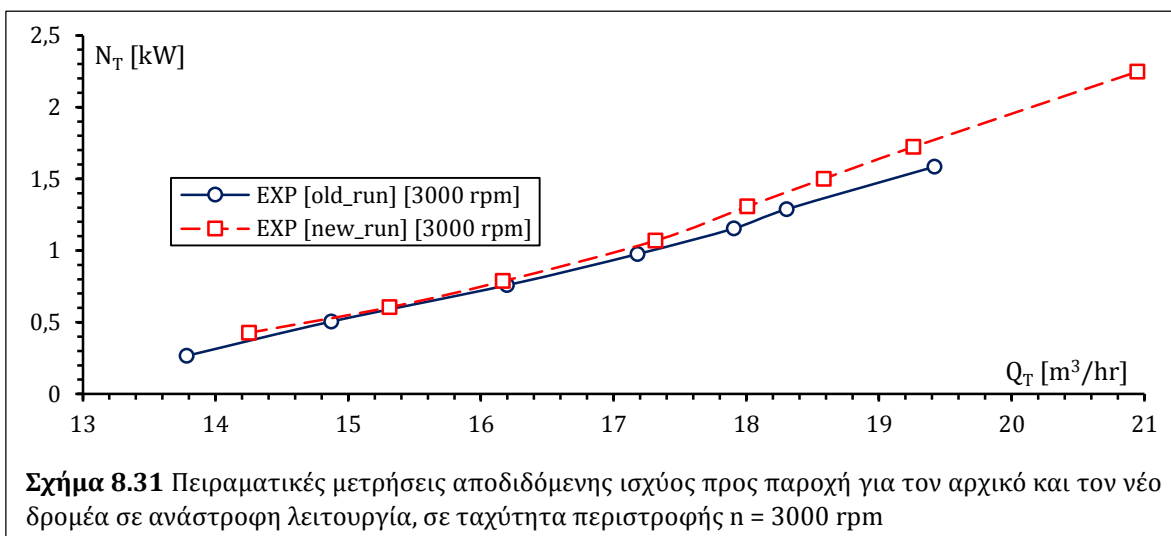
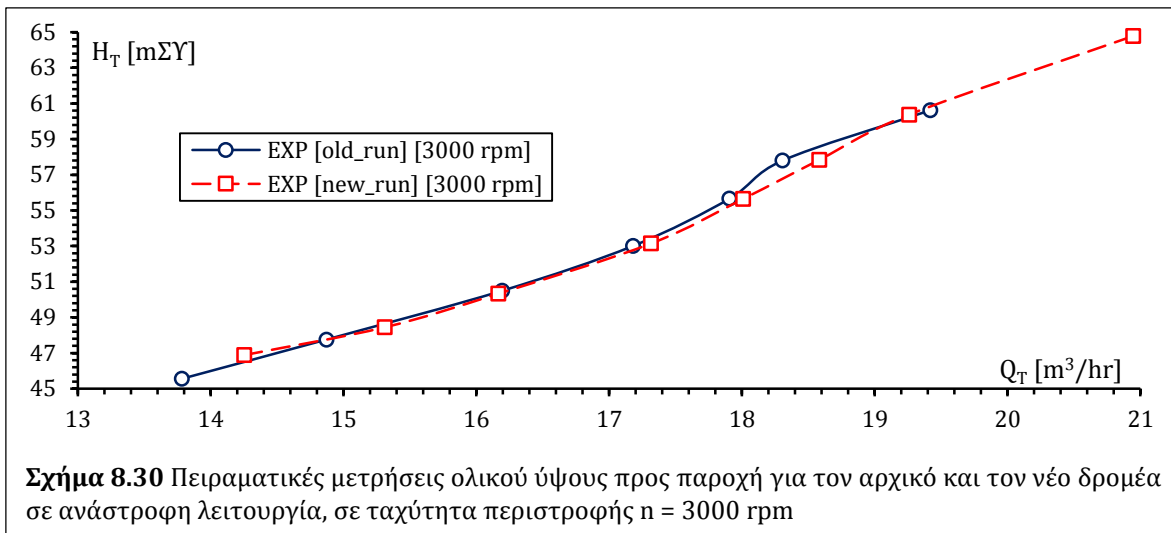
Σημειώνεται εδώ ότι η βασική αιτία διεξαγωγής μετρήσεων με ταχύτητα περιστροφής χαμηλότερη της ονομαστικής [$n = 3000 \text{ rpm}$] της μηχανής ήταν ότι στην ανάστροφη λειτουργία, η απαιτούμενη υδραυλική πτώση δεν μπορούσε να καλυφθεί από τις τροφοδοτικές αντλίες του Εργαστηρίου πάνω από μια ορισμένη τιμή της παροχής, λόγω της μικρής διατομής και του μεγάλου μήκους του αγωγού προσαγωγής [Σχ. 8.46.b] και των συνεπαγόμενων έντονων γραμμικών υδραυλικών απωλειών, με αποτέλεσμα οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας των δύο δρομέων να λαμβάνονται μόνο σε μερικά φορτία. Έτσι, διεξήχθησαν πρόσθετες μετρήσεις για τους δύο δρομείς σε μικρότερη ταχύτητα [$n = 1500 \text{ rpm}$], προκειμένου να εξαχθούν κατά το δυνατό ασφαλή συμπεράσματα για το ΚΣΛ στις ονομαστικές στροφές, με χρήση και των νόμων ομοιότητας.

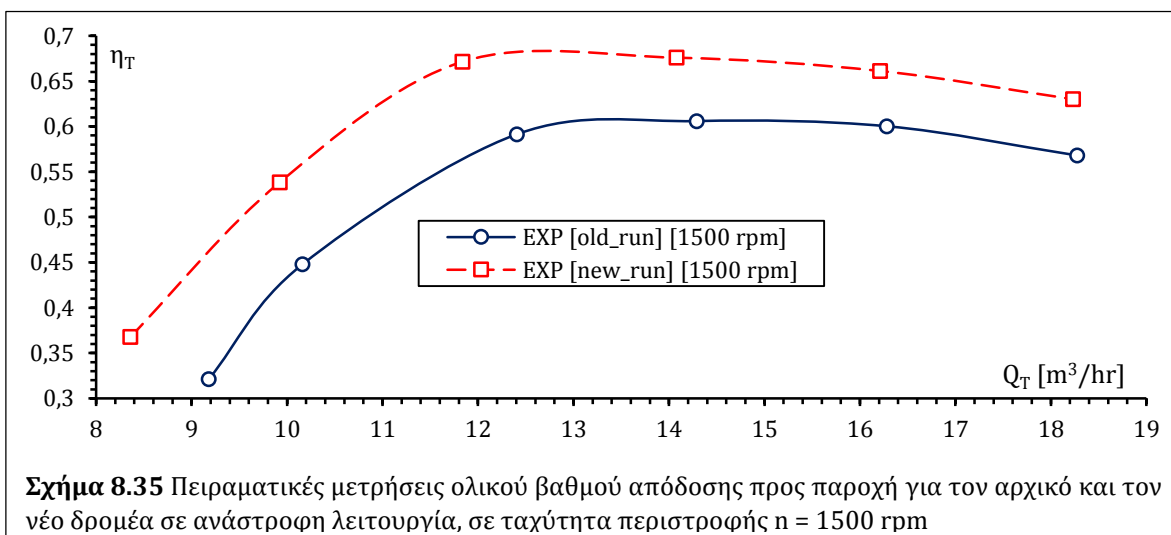
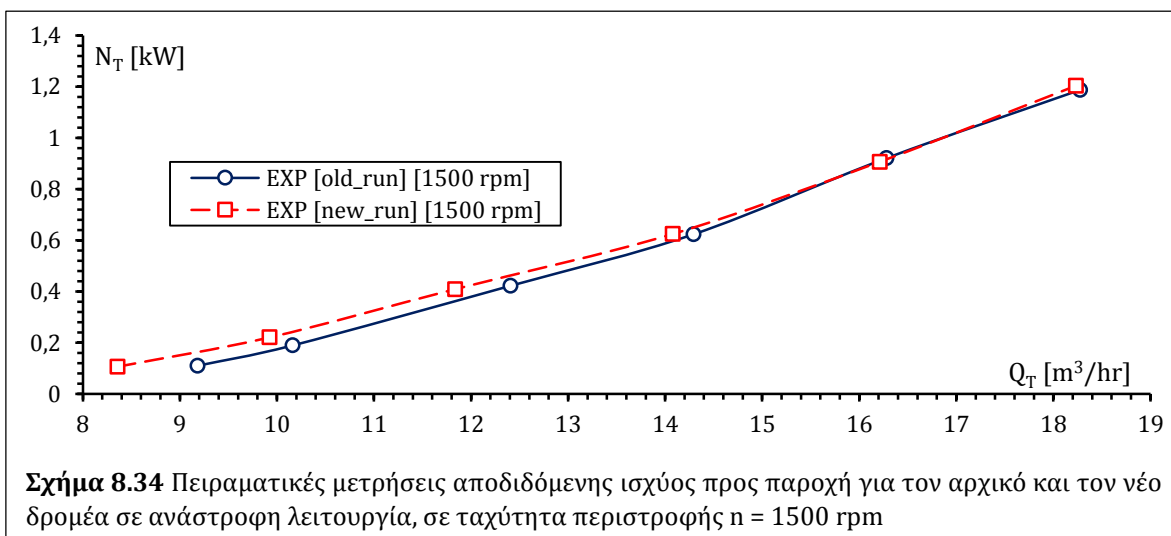
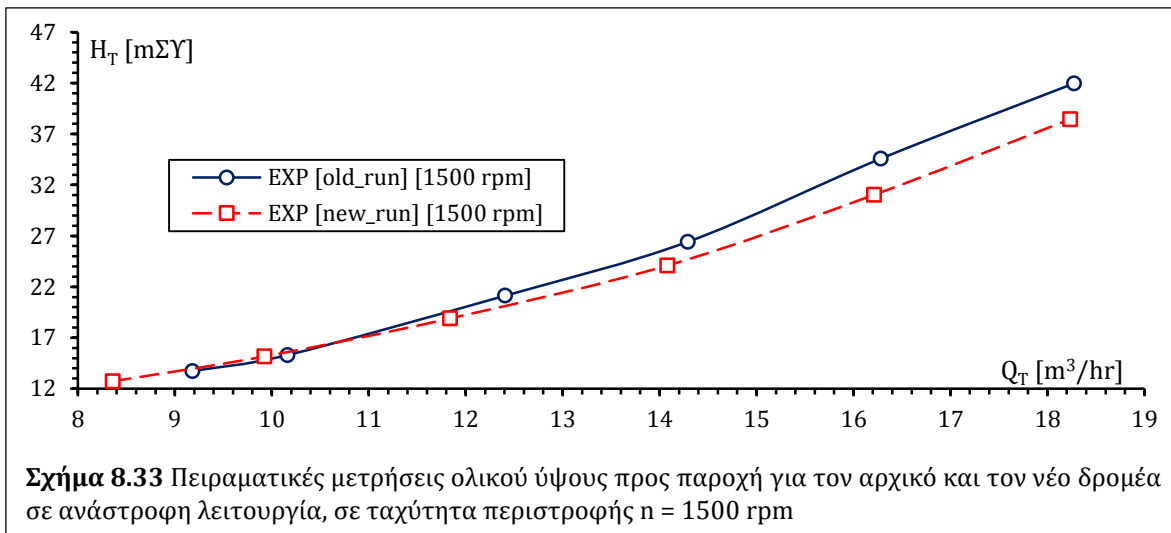
8.2.3 Πειραματικά Αποτελέσματα

Παρακάτω, στα Σχ. 8.30 – 8.35 παρουσιάζονται διαδοχικά τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων της ανάστροφης λειτουργίας του αρχικού και του νέου δρομέα PAT στις δύο εξεταζόμενες ταχύτητες περιστροφής. Ειδικότερα, για $n = 3000 \text{ rpm}$ [Σχ. 8.30 – 8.32], τα μετρούμενα σημεία βρίσκονται στα μερικά φορτία, δηλαδή αριστερά των αντιστοιχών ΚΣΛ, με κανονική παροχή $31 \text{ m}^3/\text{hr}$ για τον αρχικό και $29 \text{ m}^3/\text{hr}$ για τον νέο δρομέα, βάσει της υπολογιστικής διερεύνησης [βλ. Κεφ. 8.1.2, Πιν. 8.3], όπως επισημάνθηκε εξ αρχής. Οι δύο δρομείς εμφανίζουν σχεδόν ταυτόσημη καμπύλη ολικού ύψους [Σχ. 8.30], το οποίο φαίνεται να αυξάνει σταθερά ως προς την παροχή. Ωστόσο, ο νέος δρομέας παρουσιάζει οριακά υψηλότερες τιμές αποδιδόμενη ισχύος έναντι του αρχικού [Σχ. 8.31], με τη διαφορά μάλιστα να αυξάνει για υψηλότερες παροχές, με αποτέλεσμα οι τιμές του βαθμού απόδοσης του πρώτου να προκύπτουν σταθερά και ολόένα υψηλότερες έναντι του δευτέρου [Σχ. 8.32].

Για $n = 1500 \text{ rpm}$ [Σχ. 8.33 – 8.35], ο βελτιστοποιημένος δρομέας εμφανίζει σταθερά χαμηλότερο ύψος [Σχ. 8.33] και οριακά μεγαλύτερη αποδιδόμενη ισχύ [Σχ. 8.34] έναντι του αρχικού για την ίδια παροχή σε όλο το εξεταζόμενο εύρος αυτής, με αποτέλεσμα το σημαντικά υψηλότερο βαθμό απόδοσης του πρώτου κατά περίπου 7% στην περιοχή των δύο ΚΣΛ [Σχ. 8.35: $Q_{T,ΚΣΛ} = 11,8 \text{ m}^3/\text{hr}$ και $14,3 \text{ m}^3/\text{hr}$ αντιστοιχώς].

Τέλος, παρατηρείται ότι και οι δύο δρομείς φαίνεται να εμφανίζουν υψηλότερο μέγιστον βαθμό απόδοσης στην ανάστροφη παρά στην αντλητική λειτουργία, όπως τουλάχιστον δείχνουν οι χαρακτηριστικές καμπύλες του καασκευαστή [βλ. Σχ. 8.2]. Ωστόσο, στη σχετική βιβλιογραφία αναφορικά με τις PAT συνήθως παρατηρούνται υψηλότεροι βαθμοί απόδοσης στα ΚΣΛ της αντλητικής, παρά της ανάστροφης λειτουργίας, αφού ο σχεδιασμός τους γίνεται για αντλητική λειτουργία (Derakhshan & Nourbakhsh, 2008^a; Agarwal, 2012; Raman et al., 2013; Ismail et al., 2014; Giosio et al., 2015).





Η συμπεριφορά αυτή ενδεχομένως οφείλεται σε μικρή υπερεκτίμηση της στρεπτικής ροπής της PAT, καθώς το σύστημα ροπόμετρου – ενισχυτή τυπικά προορίζεται για τη μέτρηση σημαντικά υψηλότερων ροπών, έως και 500 N·m, ενώ στις παραπάνω μετρήσεις η ροπή κινήθηκε στο εύρος $0,6 \div 7,3$ N·m. Ωστόσο, έχοντας χρησιμοποιήσει τις ίδιες τιμές για τους γραμμικούς συντελεστές βαθμονόμησης του ροπόμετρου σε όλες τις περιπτώσεις λειτουργίας, τα συγκριτικά αποτελέσματα μεταξύ αρχικού και νέου δρομέα κρίνονται αξιόπιστα ως προς την τεκμηρίωση της βελτίωσης της λειτουργίας PAT που επιτυγχάνεται με τον νέο δρομέα.

8.3 Σύγκριση, Τεκμηρίωση & Συμπεράσματα

Στο παρόν κεφάλαιο επιδιώκεται η σύγκριση μεταξύ πειραματικών μετρήσεων και αριθμητικών αποτελεσμάτων, προκειμένου να εξεταστεί κατά πόσο η υπολογιστική μεθοδολογία που αναπτύχθηκε στην παρούσα Διατριβή μπορεί να οδηγήσει σε βελτιωμένο σχεδιασμό φυγοκεντρικών αντλιών για ευθεία και ανάστροφη λειτουργία PAT.

Σύμφωνα με τη συνήθη πρακτική ανάλυσης της ροής σε υδροδυναμικές μηχανές, το υπολογιστικό χωρίο που χρησιμοποιείται για τις προσομοιώσεις περιλαμβάνει αποκλειστικά το εσωτερικό της πτερωτής/δρομέα και του σπειροειδούς κελύφους, κλείνοντας τεχνητά τις διόδους προς τους λαβυρίνθους, το τμήμα πίσω από τον δίσκο της πλήμνης και τις οπές εξισορρόπησης, ώστε αυτό να είναι υδατοστεγές, και άρα αμελώντας έτσι τις ογκομετρικές και τις μηχανικές απώλειες στρεφόμενου δίσκου, αντιστοίχως. Επίσης, δεν προσομοιώνονται οι μηχανικές απώλειες στα έδρανα.

Οι παραπάνω απώλειες ενέργειας εντάσσονται στον σχεδιασμό της αντλίας για το επιθυμητό ΚΣΛ και οι τιμές τους επιλέγονται βάσει οικονομοτεχνικών προδιαγραφών. Συγκεκριμένα, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης η_Q αντιστοιχεί στις υδραυλικές απώλειες στο τμήμα εκτός της πτερωτής και ο μηχανικός η_M στις απώλειες ισχύος της ατράκτου στα έδρανα και στις εξωτερικές επιφάνειες των δίσκων πλήμνης και στεφάνης λόγω των αναπτυσσόμενων δυνάμεων συνεκτικότητας. Θεωρητικά, ο η_Q αυξάνει με αύξηση της παροχής, ενώ ο η_M εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds της αντλίας (Παπαντώνης, 2002). Ωστόσο, συνήθως εκλέγονται ενδεικτικές τιμές τους από στατιστικά διαγράμματα για καλά σχεδιασμένες αντλίες στο ΚΣΛ [βλ. Κεφ. 3.1.1, Σχ. 3.3 – 3.5], οι οποίες μάλιστα φθίνουν για μικρές τιμές της παροχής και του ειδικού αριθμού στροφών. Οι τυπικές τιμές που αντιστοιχούν στην εξεταζόμενη αντλία είναι $\eta_Q \approx 0,9$ και $\eta_M \approx 0,84$. Περαιτέρω, οι η_Q και η_M αναμένεται να διαφοροποιούνται στην ανάστροφη λειτουργία, καθώς οι εξεταζόμενοι δρομείς θα εμφανίζουν σημαντικά υψηλότερες τιμές παροχής και ύψους ως προς αυτές της αντλητικής λειτουργίας στα αντίστοιχα ΚΣΛ, ενώ οι διαφοροποιήσεις αυτές επιτείνονται με τη μεταβολή της παροχής αλλά και της ταχύτητας περιστροφής, αφού πέραν των λειτουργικών χαρακτηριστικών θα αλλάζει σημαντικά και ο Re της μηχανής, επηρεάζοντας

ενδεχομένως σημαντικά τη μορφή των χαρακτηριστικών καμπυλών και τη θέση του ΚΣΛ. Τέλος, θα πρέπει να επισημανθεί εδώ η αναμενόμενη διαφοροποίηση των η_R και η_M μεταξύ των δύο γεωμετριών πτερωτής/δρομέα, καθώς η νέα γεωμετρία έχει μικρότερα πλευρικά διάκενα, λόγω της προσθήκης υλικού εξωτερικά για την αύξηση της μηχανικής αντοχής, καθώς και διαφορετική επιφανειακή κατεργασία.

Βάσει των παραπάνω, ο η_R αναμένεται να επηρεάζει δυσμενώς το ολικό ύψος και ο η_M τη στρεπτική ροπή σε κάθε λειτουργία. Ωστόσο, ελλείψει αναλυτικών εκφράσεων και προκειμένου να καταστεί εφικτή μια αδρή σύγκριση μεταξύ πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων, χρησιμοποιούνται οι παραπάνω ενδεικτικές τιμές για την αναγωγή των υδραυλικών βαθμών απόδοσης που προέκυψαν από τις προσομοιώσεις κάθε σημείου λειτουργίας των δύο γεωμετριών, τόσο για την αντλητική, όσο και για την ανάστροφη λειτουργία.

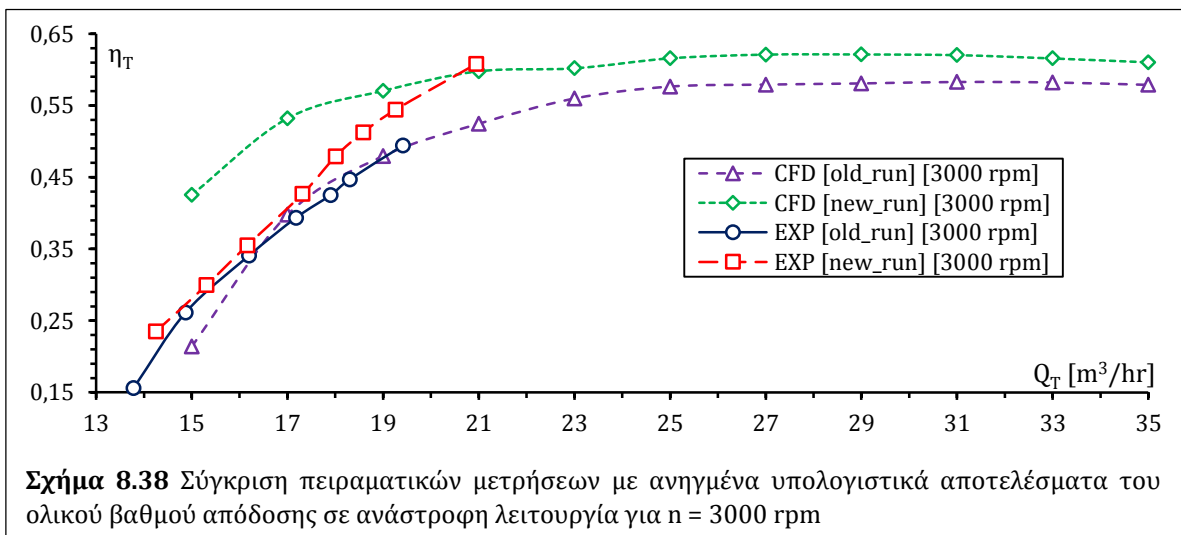
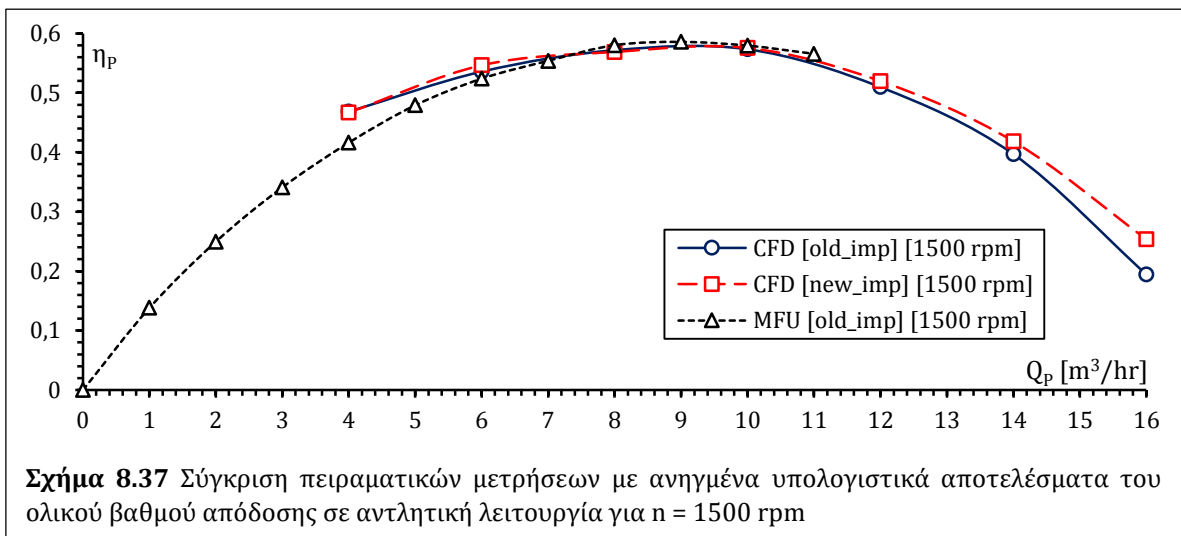
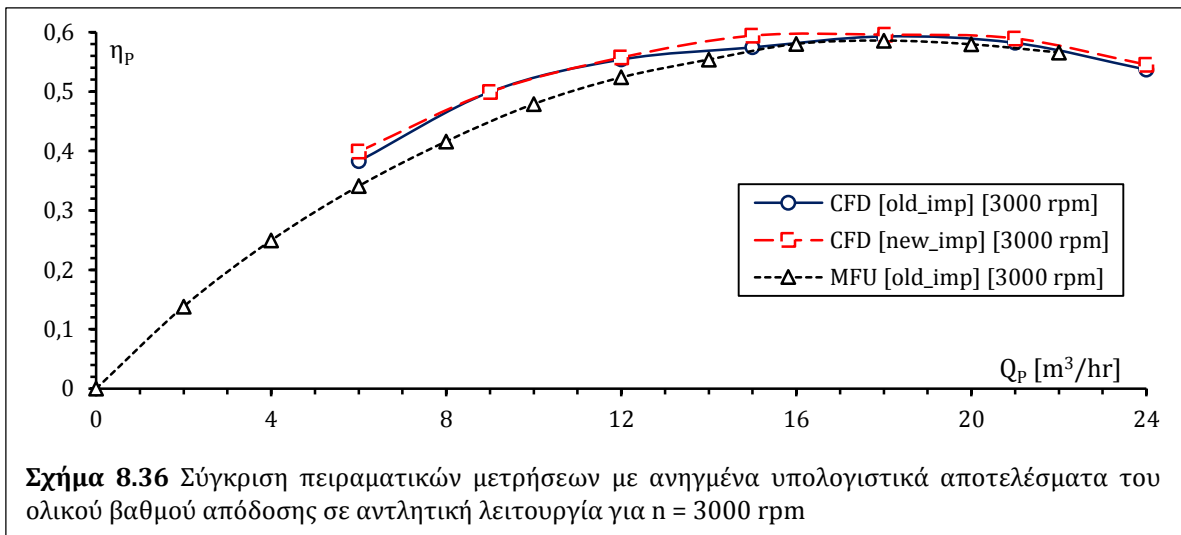
Παρακάτω παρουσιάζονται στα Σχ. 8.33 – 8.36 διαδοχικά τα αποτελέσματα του ανηγμένου ολικού βαθμού απόδοσης της ευθείας και ανάστροφης λειτουργίας για τις δύο πτερωτές/δρομείς [CFD] για τις εξεταζόμενες ταχύτητες περιστροφής, συγκρινόμενα στην πρώτη περίπτωση με τις καμπύλες του κατασκευαστή [MFU] για την αρχική πτερωτή στις 3000 rpm [βλ. Σχ. 8.1] και τα αντίστοιχα σημεία για 1500 rpm, όπως αυτά προκύπτουν με εφαρμογή των νόμων δυναμικής ομοιότητας [Εξ. 8.6 – 8.8], και στη δεύτερη περίπτωση με τις πειραματικές μετρήσεις της λειτουργίας των δύο δρομέων [EXP].

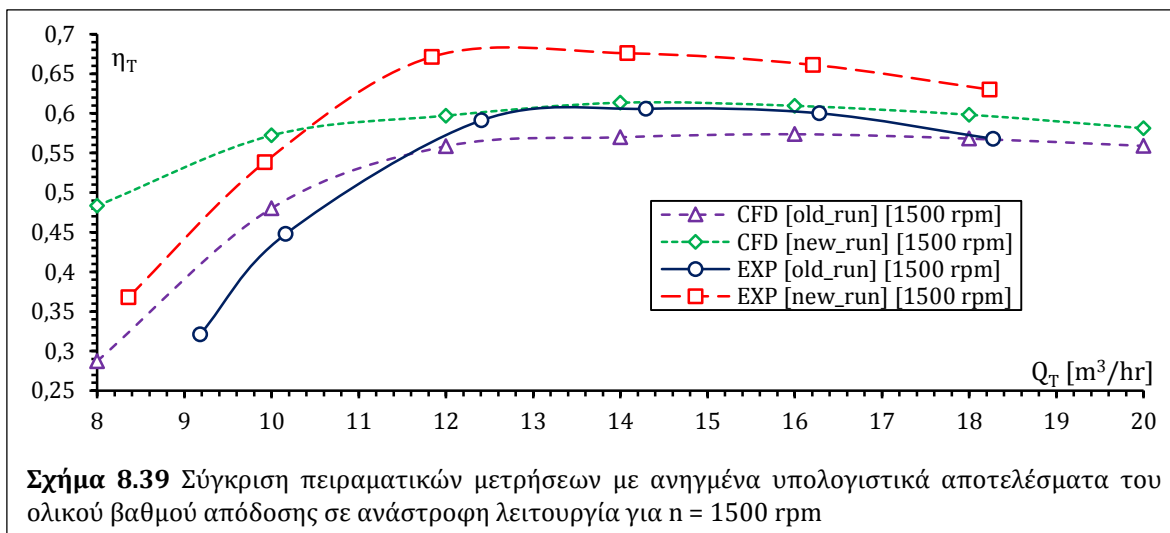
$$\frac{Q_P'}{Q_P''} = \frac{n'}{n''} \quad (8.6)$$

$$\frac{H_P'}{H_P''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^2 \quad (8.7)$$

$$\frac{N_P'}{N_P''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^3 \quad (8.8)$$

Στην αντλητική λειτουργία, φαίνεται πολύ καλή προσαρμογή των αριθμητικών αποτελεσμάτων της αρχικής πτερωτής στις καμπύλες που δίνει ο κατασκευαστής, με τα αντίστοιχα ΚΣΛ να εντοπίζονται στην ίδια παροχή για $n = 3000$ rpm [Σχ. 8.36] και σε γειτονικές τιμές για $n = 1500$ rpm [Σχ. 8.37]. Οι συγκρινόμενες τιμές του βαθμού απόδοσης εμφανίζουν ελάχιστες διαφορές στα ΚΣΛ των δύο ταχυτήτων περιστροφής, οι οποίες διευρύνονται ελαφρώς όσο οι τιμές της παροχής απομακρύνονται από αυτά, κάτι που αποδίδεται στην προεπιλογή σταθερών τιμών η_M και η_R .





Στην ανάστροφη λειτουργία, για $n = 3000$ rpm [Σχ. 8.38], η μονότονη αύξηση του βαθμού απόδοσης και για τους δύο δρομείς στις μερικές παροχές, καθώς και οι σταθερά υψηλότερες τιμές για τον νέο δρομέα που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις, παρατηρούνται και στα ανηγμένα αριθμητικά αποτελέσματα στο ίδιο εύρος παροχής, αν και με μικρότερες αυξητικές τάσεις και μεγαλύτερη διαφορά των τιμών, αντιστοίχως.

Για $n = 1500$ rpm [Σχ. 8.39], τόσο οι πειραματικές μετρήσεις όσο και τα αριθμητικά αποτελέσματα δείχνουν βελτιωμένη απόδοση σε όλο το εύρος των εξεταζόμενων παροχών, αντιστοίχως. Ωστόσο, οι μέγιστες μετρούμενες τιμές του βαθμού απόδοσης των δύο δρομέων φαίνεται να υποεκτιμώνται στις αριθμητικές εκτιμήσεις, ενώ και οι αντίστοιχες κανονικές παροχές μετρούνται σε ελαφρώς μικρότερες τιμές των εκτιμώμενων. Ειδικότερα, από τις μετρήσεις το ΚΣΛ του αρχικού δρομέα προκύπτει $14,3 \text{ m}^3/\text{hr}$ και του νέου $11,8 \text{ m}^3/\text{hr}$ ενώ τα αντίστοιχα υπολογιζόμενα είναι $16 \text{ m}^3/\text{hr}$ και $14 \text{ m}^3/\text{hr}$.

Οι διαφορές αυτές στις τιμές των μεγίστων βαθμών απόδοσης για $n = 1500$ rpm οφείλονται κατά κύριο λόγο στην υπερεκτίμηση των μηχανικών απωλειών, οι οποίες αναμένεται να είναι σημαντικά μικρότερες στο κομμάτι που αντιστοιχεί στους στρεφόμενους δίσκους, αφού αυτό θεωρητικά είναι ανάλογο της 3^{ης} δύναμης της ταχύτητας περιστροφής. Επιπλέον, οι ογκομετρικές απώλειες στην πράξη θα πρέπει να αυξάνονται όσο μειώνεται η παροχή, εξηγώντας έτσι τη διαφορά των κλίσεων των καμπυλών του βαθμού απόδοσης στις μερικές παροχές και στις δύο ταχύτητες περιστροφής. Ακόμα, οι απώλειες αυτές αναμένεται να επιδρούν διαφορετικά στις δύο πτερωτές, τόσο λόγω της διαφοράς του υλικού κατασκευής όσο και της διαφορετικής γεωμετρίας του διακένου στην πλήμνη, αφού στον νέο δρομέα έγινε επιπλέον προσθήκη υλικού εξωτερικά του δίσκου για λόγους αντοχής. Τέλος, θα πρέπει να σημειωθεί ότι τυχόν σφάλματα στους γραμμικούς συντελεστές βαθμονόμησης του

ροπόμετρου επίσης αναμένεται να επηρεάζουν σημαντικά τη μορφή των πειραματικών καμπυλών του βαθμού απόδοσης, μεταβάλλοντας τις παροχές εμφάνισης των μέγιστων τιμών.

Συνολικά, παρά τις επιμέρους διαφορές μεταξύ πειραματικών καμπυλών και ανηγμένων αριθμητικών αποτελεσμάτων, το μέτρο της βελτίωσης του βαθμού απόδοσης που εκτιμήθηκε αριθμητικά είναι της ίδιας τάξης μεγέθους με αυτό που μετρήθηκε πειραματικά μεταξύ των δύο δρομέων. Έτσι, η υπολογιστική μεθοδολογία που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα βιομηχανική εφαρμογή κρίνεται συνολικά επαρκής για τη βελτίωση του σχεδιασμού των PAT και τη συγκριτική αποτίμηση της αύξησης του βαθμού απόδοσής τους.

9. Συμπεράσματα & Προτάσεις

Στο τελευταίο αυτό Κεφάλαιο της Διατριβής επιχειρείται αρχικά μια σύντομη ανασκόπηση της διεξαχθείσας έρευνας και των αποτελεσμάτων της, η οποία ακολουθείται από μια σύνοψη των κύριων συμπερασμάτων που προέκυψαν. Στη συνέχεια, γίνεται μια αποτίμηση της συνεισφοράς της Διατριβής στη διεθνή έρευνα στη συγκεκριμένη περιοχή, με την παράθεση των πρωτότυπων στοιχείων της. Τέλος, διατυπώνονται συγκεκριμένες προτάσεις για την αξιοποίηση της μεθοδολογίας που αναπτύχθηκε στη μελλοντική έρευνα και σε εφαρμογές στην περιοχή των υδροδυναμικών μηχανών.

9.1 Ανασκόπηση της Διατριβής

Αντικείμενο της παρούσας Διατριβής ήταν η ανάπτυξη μιας ολοκληρωμένης μεθοδολογίας σχεδιασμού αντλιών για ανάστροφη λειτουργία υδροστροβίλου, με βελτιωμένα χαρακτηριστικά λειτουργίας και ενεργειακή απόδοση, σε σχέση με μια απλή PAT, δηλαδή αντλία τυποποιημένου σχεδιασμού, που συνδέεται για να λειτουργήσει αντίστροφα.

Πιο συγκεκριμένα, στο πλαίσιο της Διατριβής διενεργήθηκε υπολογιστική μελέτη της ευθείας και της ανάστροφης λειτουργίας φυγοκεντρικών αντλιών, εστιάζοντας στη διερεύνηση των περιθωρίων βελτίωσης της λειτουργίας PAT, με την εξέταση μιας σειράς σχεδιαστικών παρεμβάσεων. Η μελέτη αυτή στηρίχθηκε στην ad hoc ανάπτυξη μιας σειράς αλγορίθμων παραμετρικού σχεδιασμού της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους φυγοκεντρικής αντλίας, ενώ χρησιμοποιήθηκε επίσης ένας προεπεξεργαστής CAD [Gambit] για τον αυτοματοποιημένο σχεδιασμό των υπολογιστικών χωρίων και την κατασκευή των αριθμητικών πλεγμάτων, ένα εμπορικό λογισμικό CFD [Fluent] για την αριθμητική επίλυση της ροής και ένα γενικό λογισμικό βελτιστοποίησης [EASY] για την κατά περίπτωση διαχείριση των εξεταζόμενων σεναρίων ευθείας και ανάστροφης λειτουργίας.

9.1.1 Μεθοδολογίες Παραμετρικού Σχεδιασμού

Οι μέθοδοι παραμετρικού σχεδιασμού της πτερωτής [βλ. Κεφ. 3.1] στηρίχθηκαν τόσο στη θεωρία των τριγώνων ταχυτήτων των υδροδυναμικών μηχανών, όσο και σε εμπειρικές συσχετίσεις και δημιουργήθηκαν ώστε να ανταποκρίνονται στις δύο βασικές διαμορφώσεις του μεσημβρινού καναλιού, δηλαδή χωρίς και με βολβό στο σημείο ανακοπής, Για τη χάραξη των πτερυγίων χρησιμοποιήθηκε τόσο η κλασική προσέγγιση της κατ' ευθείαν ολοκλήρωσης, όσο και μια ευέλικτη παραλλαγή της μεθόδου των κύκλων. Οι παραπάνω προσεγγίσεις, συνδυαζόμενες ανά δύο, οδήγησαν σε 4 διαφορετικές σχεδιαστικές μεθόδους της πτερωτής. Περαιτέρω, το σπειροειδές κέλυφος σχεδιάστηκε βάσει των διαστάσεων της κυλινδρικής επιφάνειας εισόδου, ρυθμίζοντας την κλίση της γλωττίδας, χαράσσοντας παραμετρικά την περιβάλλουσα

των τομών του σπειροειδούς τμήματος και παρεμβάλλοντας ένα ενδιάμεσο τμήμα εξομάλυνσης μεταξύ αυτού και της χοάνης κατάθλιψης. Τέλος, εισήχθη μια παραμετρική μέθοδος σχεδιασμού ακτινικής στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων συμμετρικών αεροτομών, λαμβάνοντας υπόψη τις διαστάσεις του κατάντη δρομέα καθώς και το μέγιστο ζητούμενο άνοιγμα των πτερυγίων.

9.1.2 Υπολογιστική Διερεύνηση

Η μελέτη της αντλητικής και της ανάστροφης λειτουργίας της μηχανής διεξήχθησαν τμηματικά για την πτερωτή/δρομέα και το σπειροειδές κέλυφος. Αρχικά παρήχθησαν 4 γεωμετρίες αναφοράς της πτερωτής με τις αντίστοιχες σχεδιαστικές μεθόδους για το ζητούμενο αντλητικό ΚΣΛ, από τις οποίες προέκυψε η γεωμετρία αναφοράς του σπειροειδούς κελύφους. Έπειτα, διεξήχθησαν 4 διαδικασίες βελτιστοποίησης σχεδιασμού της πτερωτής, μία για κάθε μέθοδο, συνυπολογίζοντας τις υδραυλικές απώλειες στο κέλυφος, από τις οποίες επιλέχθηκαν οι 4 νέες γεωμετρίες της πτερωτής. Οι γεωμετρίες αυτές προσαρμόζονταν ικανοποιητικά στο ζητούμενο ΚΣΛ, με βελτιωμένους βαθμούς απόδοσης έναντι των αντίστοιχων αρχικών

Για την ανάστροφη λειτουργία, οι 4 νέες πτερωτές χρησιμοποιήθηκαν ως αρχικοί δρομείς PAT. Αρχικά, υπολογίστηκαν οι συνθήκες εισόδου της ροής στους δρομείς που επέβαλλε το σπειροειδές κέλυφος, καθώς και οι αντίστοιχες θεωρητικές για είσοδο της ροής χωρίς κρούση στα πτερύγια του δρομέα. Στη συνέχεια προσομοιώθηκε η ροή στους 4 δρομείς για τις δύο συνθήκες εισόδου, εμφανίζοντας σημαντικά υψηλότερους βαθμούς απόδοσης και υψηλότερες τιμές κανονικής παροχής για είσοδο χωρίς κρούση.

Περαιτέρω, εξετάστηκαν 3 διαφορετικές σχεδιαστικές παρεμβάσεις βελτίωσης της απόδοσης των PAT. Αρχικά, βελτιστοποιήθηκε ο σχεδιασμός δύο αρχικών δρομέων, με μικρές μεταβολές των εξωτερικών διαστάσεών τους. Έπειτα, προστέθηκαν διαχωριστικά πτερύγια σε έναν αρχικό δρομέα και μελετήθηκε παραμετρικά η επίδραση του ανηγμένου μήκους τους στα λειτουργικά χαρακτηριστικά. Τέλος, στην περίπτωση παρεμβολής στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων, το άνοιγμα ρυθμίστηκε για είσοδο της ροής χωρίς κρούση στον κατάντη δρομέα.

Οι παραπάνω περιπτώσεις τμηματικής διερεύνησης μελετήθηκαν και στα αντίστοιχα πλήρη υπολογιστικά χωρία. Αρχικά, εξετάστηκε η λειτουργία του δρομέα PAT με παρεμβαλλόμενα ρυθμιστικά πτερύγια, τόσο για σταθερά ανοίγματα όσο και για ρύθμιση των συνθηκών εισόδου της ροής χωρίς κρούση. Στη συνέχεια, προσομοιώθηκε η αντλητική λειτουργία με τις αρχικές και τις νέες γεωμετρίες πτερωτής στο ζητούμενο ΚΣΛ, καθώς και η ανάστροφη λειτουργία στους αρχικούς δρομείς PAT και στις τροποποιημένες γεωμετρίες, μελετώντας παράλληλα την επίδραση της μεταβολής της σχετικής θέσης πτερωτής/δρομέα και γλωττίδας του κελύφους. Έπειτα, συγκρίθηκαν ποιοτικά τα πεδία ροής που προέκυψαν από την τμηματική διερεύνηση και τις πλήρεις προσομοιώσεις σε αντλητική και ανάστροφη λειτουργία. Τέλος, οι αδιάστατοι αριθμοί

PAT που υπολογίστηκαν για τους αρχικούς δρομείς συγκρίνονται ικανοποιητικά με τις επικρατέστερες στατιστικές εκτιμήσεις της βιβλιογραφίας.

9.1.3 Βιομηχανική Εφαρμογή Βελτίωσης PAT

Στην εφαρμογή αυτή, μελετήθηκε η βελτίωση του σχεδιασμού της πτερωτής μιας τυποποιημένης φυγοκεντρικής αντλίας, με σκοπό την ανάκτηση ενέργειας από βροχόπτωση σε υψηλά κτήρια. Αρχικά, επιλέχθηκε μια αντλία χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών και αποτυπώθηκε ψηφιακά η γεωμετρία της πτερωτής και του σπειροειδούς κελύφους της. Στη συνέχεια, βελτιστοποιήθηκε ο σχεδιασμός της πτερωτής για ανάστροφη λειτουργία και η νέα γεωμετρία κατασκευάστηκε από πλαστικό με τριδιάστατη εκτύπωση. Έπειτα, διεξήχθησαν προσομοιώσεις της ευθείας και ανάστροφης λειτουργίας των δύο γεωμετριών σε διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής. Τέλος, η ανάστροφη λειτουργία των δύο δρομέων μετρήθηκε πειραματικά στην ειδική διάταξη δοκιμών που διαμορφώθηκε στο ΕΥΜ/ΕΜΠ και τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα υπολογιστικά. και διαπιστώθηκε ικανοποιητική συμφωνία στην εκτιμώμενη βελτίωση του βαθμού απόδοσης

9.2 Κύρια Συμπεράσματα της Διατριβής

Μέθοδοι Παραμετρικού Σχεδιασμού:

- Οι σχεδιαστικές μέθοδοι που αναπτύχθηκαν για πτερωτές φυγοκεντρικών αντλιών έχουν τη δυνατότητα αυτοματοποιημένης παραγωγής μεγάλου εύρος διαφορετικών γεωμετριών για το ίδιο ζητούμενο ΚΣΛ, μεταβάλλοντας τις τιμές των αδιάστατων παραμέτρων.
- Οι διαφοροποιημένες προσεγγίσεις που εισήχθησαν διαδοχικά για το μεσημβρινό κανάλι και τη μέση επιφάνεια των πτερυγίων επιτρέπουν μεγαλύτερη ευελιξία στον σχεδιασμό σε σχέση με τις κλασικές κατευθύνσεις, εισάγοντας ωστόσο μεγαλύτερο πλήθος παραμέτρων.
- Ο αλγόριθμος για το σπειροειδές κέλυφος επιτρέπει σχεδιαστική ευελιξία στις διαστάσεις και τη μορφή των παραγόμενων γεωμετριών.
- Ο σχεδιασμός της στεφάνης των ρυθμιστικών πτερυγίων επιτρέπει την προσαρμογή σε οποιοδήποτε δρομέα PAT, ρυθμίζοντας το ακτινικό μήκος με το πλήθος των πτερυγίων και το μέγιστο άνοιγμα.

Διερεύνηση Αντλητικής Λειτουργίας:

- Οι υδραυλικές απώλειες στο σπειροειδές κέλυφος εμφανίζουν ευαισθησία ως προς τις διαστάσεις του, με μεγαλύτερες γεωμετρίες να οδηγούν σε μείωση των απωλειών, αλλά και ως προς την κλίση της ταχύτητας εισόδου της ροής, αφού μικρότερες κλίσεις αυξάνουν το μέτρο της συνισταμένης ταχύτητας.

- Οι σχεδιαστικές μέθοδοι της πτερωτής χρησιμοποιούνται αποτελεσματικά σε διαδικασίες βελτιστοποίησης σχεδιασμού, επιτυγχάνοντας ικανοποιητική προσαρμογή στο επιθυμητό αντλητικό ΚΣΛ.
- Η κλίση εισόδου $[\beta_1]$, η ακτίνα εισόδου $[r_{1,m}]$ και η μέση γωνία κάλυψης των πτερυγίων $[\theta_{cov,m}]$ προκύπτουν ως οι σχεδιαστικές παράμετροι με την εντονότερη μεταβολή μεταξύ αρχικών και νέων γεωμετριών.
- Η μέση γωνία κάλυψης προκύπτει σε όλες τις νέες, βελτιωμένες πτερωτές μικρότερη από την τιμή που υποδεικνύουν οι εμπειρικές εκτιμήσεις [εύρος $86,5^\circ - 95,5^\circ$ έναντι $105^\circ - 117^\circ$ αντιστοίχως], πιθανώς λόγω των πρόσθετων υδραυλικών απωλειών της μηχανής που δεν εκτιμώνται στην παρούσα Διατριβή.
- Οι νέες γεωμετρίες που προέκυψαν με τη σχεδιαστική μέθοδο CH.1 για το μεσημβρινό κανάλι εμφάνισαν σημαντικότερη αύξηση του βαθμού απόδοσης έναντι των αρχικών στη ζητούμενη ονομαστική παροχή ως προς τις αντίστοιχες με τη μέθοδο CH.2 [2,2% και 7,5% έναντι 0,3% και 0,3% αντιστοίχως]. Οι διαφορές αυτές οφείλονται στη σημαντικά μεγαλύτερη απόκλιση που εμφάνισαν οι αρχικές γεωμετρίες CH.1 έναντι των CH.2 ως προς το ζητούμενο αντλητικό ΚΣΛ.
- Η CH.2 – BL.2, με δακτυλιοειδή είσοδο της ροής και παραλλαγή της μεθόδου των κύκλων για τα πτερύγια, προτείνεται ως η καταλληλότερη σχεδιαστική μέθοδος, καθώς χαρακτηρίζεται από τη μεγαλύτερη ευελιξία στη μορφή των παραγόμενων πτερωτών, ενώ επίσης οδηγεί σε επαρκώς υψηλές τιμές του υδραυλικού βαθμού απόδοσης.

Διερεύνηση Ανάστροφης Λειτουργίας:

- Ελλείψει δυνατότητας ρύθμισης, οι συνθήκες εισόδου της ροής στην πτερωτή εξαρτώνται πρωτίστως από τη γεωμετρία του σπειροειδούς κελύφους και δευτερευόντως από την τιμή της διερχόμενης παροχής.
- Οι συνθήκες εισόδου που επιβάλλει το σπειροειδές κέλυφος στους δρομείς διαφέρουν σημαντικά από αυτές για είσοδο της ροής χωρίς κρούση, με αποτέλεσμα τη λειτουργία με μεγαλύτερα ύψη, μικρότερες τιμές κανονικής παροχής και μικρότερους βαθμούς απόδοσης στην πρώτη περίπτωση, από 2% έως 4%.
- Η ανάστροφη λειτουργία των νέων πτερωτών ως αρχικοί δρομείς PAT χαρακτηρίζεται από υψηλότερες τιμές ύψους και παροχής και μικρότερες τιμές του βαθμού απόδοσης στο ΚΣΛ ως προς τις αντίστοιχες της αντλητικής λειτουργίας, όπως προβλέπεται και από τις στατιστικές εκτιμήσεις των αδιάστατων παραμέτρων των PAT.

Σχεδιαστικές Παρεμβάσεις στις PAT:

- Από τον ανασχεδιασμό των δρομέων με διαδικασίες βελτιστοποίησης και χρήση των σχεδιαστικών μεθόδων CH.1 – BL.2 και CH.2 – BL.2 προέκυψε ότι μικρή μείωση του μήκους των πτερυγίων και σημαντική αύξηση του πλήθους τους και στις δύο περιπτώσεις [8 και 11 αντιστοίχως, έναντι 5 των αρχικών πτερωτών/δρομέων], μπορεί να επιτύχει σημαντική βελτίωση της απόδοσης [5% και 7% αντιστοίχως], με μικρές διαφορές στην κανονική παροχή. Η βελτίωση αυτή οφείλεται στη μείωση της γωνίας επικάλυψης των πτερυγίων και άρα στην καλύτερη οδήγηση της ροής, σε σχέση με τους αντίστοιχους αρχικούς δρομείς.
- Η προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων αυξάνει τον βαθμό απόδοσης στην ονομαστική παροχή του αρχικού δρομέα [1,3% έως 4%], ανεξαρτήτως του μήκους τους.
- Η αύξηση του ανηγμένου μήκους των διαχωριστικών πτερυγίων στο εξεταζόμενο εύρος [0,5 – 1] έδειξε σταθερή τάση μείωσης της παροχής και αύξησης του ύψους, της στρεπτικής ροπής και του βαθμού απόδοσης στα αντίστοιχα ΚΣΛ. Η βελτίωση της απόδοσης οφείλεται στην καλύτερη οδήγηση της ροής στο εσωτερικό του δρομέα.
- Η παρουσία των ρυθμιστικών πτερυγίων εξομαλύνει τη διερχόμενη ροή κατά την περιφερειακή κατεύθυνση, διαμορφώνοντας έτσι περισσότερο ομοιόμορφες συνθήκες ταχυτήτων εισόδου στον δρομέα.
- Η προσαρμογή του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων για είσοδο της ροής στον δρομέα χωρίς κρούση οδηγεί σε αύξηση του βαθμού απόδοσης σε μεγαλύτερη περιοχή των εξεταζόμενων παροχών για δεδομένη διαθέσιμη υδραυλική πτώση.
- Η προσθήκη διαχωριστικών πτερυγίων αποτελεί την πλέον αποτελεσματική και υποσχόμενη σχεδιαστική παρέμβαση για τη βελτίωση της λειτουργίας και απόδοσης μιας PAT καθώς μπορεί να υλοποιηθεί εύκολα και με κόστος παραγωγής αντίστοιχο του αρχικού δρομέα, επιτρέποντας επιπλέον την εκ των προτέρων ρύθμιση του ΚΣΛ, με κατάλληλη επιλογή του μήκους τους.

Προσομοιώσεις στην Πλήρη Μηχανή:

- Η ποιοτική σύγκριση των πεδίων ροής στο εσωτερικό της πτερωτής/δρομέα που προκύπτει από την προσομοίωση της πλήρους μηχανής με τα αντίστοιχα της τμηματικής προσέγγισης [χωριστά η πτερωτή/δρομέας και το κέλυφος] έδειξε αξιοσημείωτη ομοιότητα και για τις δύο λειτουργίες, ως αντλίας και ως υδροστροβίλου.
- Παρά τις απλουστευτικές παραδοχές μόνιμης ροής και περιοδικής συμμετρίας που υιοθετούνται στην τμηματική ανάλυση, αυτή συνιστά αποδεκτό

συμβιβασμό για τη συγκριτική αξιολόγηση των εξεταζόμενων γεωμετριών, λαμβάνοντας υπόψη τη σημαντική εξοικονόμηση υπολογιστικού χρόνου, σχεδόν κατά μία τάξη μεγέθους, σε σύγκριση με την προσομοίωση στην πλήρη μηχανή για χρονικά αμετάβλητες συνθήκες.

- Οι διακυμάνσεις στις πιέσεις του πεδίου ροής στην είσοδο του δρομέα ως προς τη σχετική θέση περωτής/δρομέα και γλωττίδας του σπειροειδούς κελύφους εξομαλύνονται σημαντικά σε όλες τις εξεταζόμενες σχεδιαστικές παρεμβάσεις βελτίωσης του σχεδιασμού μιας PAT.
- Οι υπολογιζόμενες αδιάστατες παράμετροι λειτουργίας των τεσσάρων PAT στην πλήρη μηχανή [νέα περωτή – αρχικός δρομέας] βρίσκονται σε αρκετά καλή συμφωνία με τους επικρατέστερους στατιστικούς τύπους εκτίμησης της βιβλιογραφίας.

Βιομηχανική Εφαρμογή Βελτίωσης PAT:

- Η βελτιστοποίηση του σχεδιασμού μιας τυποποιημένης περωτής φυγοκεντρικής αντλίας με παράλληλη προσθήκη διαχωριστικών περυγίων μπορεί να επιτύχει σημαντική βελτίωση του βαθμού απόδοσης για λειτουργία PAT.
- Η ολοκληρωμένη μεθοδολογία υπολογιστικής διερεύνησης και βελτίωσης σχεδιασμού που αναπτύχθηκε στη Διατριβή είναι αξιόπιστη και αποτελεσματική, όπως επιβεβαιώθηκε πειραματικά.

9.3 Συνεισφορά της Διατριβής

Στο παρόν κεφάλαιο αναλύονται τα καινοτόμα στοιχεία που εισάγει η παρούσα Διατριβή και παρατίθενται οι σχετικές εργασίες που δημοσιεύτηκαν σε περιοδικά και παρουσιάστηκαν σε συνέδρια.

9.3.1 Πρωτότυπα Στοιχεία

Σχεδιαστικές Μεθοδολογίες:

- Αναπτύχθηκαν δύο πρωτότυποι αλγόριθμοι για την παραμετρική χάραξη του μεσημβρινού καναλιού περωτών φυγοκεντρικών αντλιών, καθώς και δύο αντίστοιχοι για τον τριδιάστατο σχεδιασμό των περυγίων, με την αυτοτέλεια αλλά και τη συμβατότητα των παραπάνω να επιτρέπει το συνδυασμό τους ανά δύο, οδηγώντας σε 4 πλήρως αυτόνομες μεθοδολογίες για τον αυτοματοποιημένο σχεδιασμό των περωτών, βάσει του ζητούμενου ΚΣΛ. Επιπρόσθετα, μπορούν να συμπεριληφθούν και διαχωριστικά περυγία με ρυθμιζόμενο ανηγμένο μήκος.
- Δημιουργήθηκε μια νέα, πλήρως παραμετρική μεθοδολογία για τον σχεδιασμό του σπειροειδούς κελύφους, η οποία επιτρέπει την προσαρμογή σε προκαθορισμένες συνοριακές επιφάνειες με τα συνεργαζόμενα τμήματα,

προσδίδει σημαντικό εύρος στις διαστάσεις του κελύφους, επιτρέπει τη ρύθμιση της κλίσης της γλωττίδας και εξομαλύνει τη γεωμετρία των διατομών του σπειροειδούς τμήματος προς τη χοάνη κατάθλιψης, ώστε να μην εμφανίζονται ασυνέχειες στις βρεχόμενες επιφάνειες.

- Αναπτύχθηκε αλγόριθμος για τη διαστασιολόγηση ακτινικής στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων και τον έλεγχο του ανοίγματος αυτών, επιτρέποντας την προσαρμογή της στη γεωμετρία του συνεργαζόμενου δρομέα.

Υπολογιστικές Μεθοδολογίες :

- Υιοθετήθηκε τμηματική υπολογιστική διερεύνηση και προσομοίωση της ροής στα επιμέρους τμήματα [πτερωτή/δρομέας και σπειροειδές κέλυφος] φυγοκεντρικών αντλιών και PAT, για την εξαγωγή των λειτουργικών χαρακτηριστικών, τον επιμερισμό των υδραυλικών απωλειών και την αξιολόγηση των γεωμετριών. Η μέθοδος αυτή διαπιστώθηκε ότι παράγει παρόμοια αποτελέσματα με την προσομοίωση της ροής σε ολόκληρη τη μηχανή, αλλά σε πολύ λιγότερο, σχεδόν κατά μία τάξη μεγέθους, υπολογιστικό χρόνο.
- Αναπτύχθηκε μια ολοκληρωμένη σχεδιαστική και υπολογιστική μεθοδολογία με τη σύζευξη αλγορίθμων παραμετρικού σχεδιασμού, εμπορικού λογισμικού CFD και λογισμικού αριθμητικής βελτιστοποίησης για τον βέλτιστο σχεδιασμό πτερωτών φυγοκεντρικών αντλιών με βέλτιστη προσαρμογή στο ζητούμενο αντλητικό ΚΣΛ.

Βελτιώσεις Σχεδιασμού PAT:

- Διεξήχθη ανασχεδιασμός δρομέα PAT βάσει των συνθηκών εισόδου της ροής από το σπειροειδές κέλυφος, με κύριο στόχο τη μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης και δευτερεύοντα την ελαχιστοποίηση της απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης, ώστε αυτός να είναι κατάλληλος για εκμετάλλευση μικρών υδατορευμάτων, διευρύνοντας έτσι περαιτέρω το πεδίο εφαρμογής. Ακόμα, με κατάλληλους περιορισμούς των σχεδιαστικών παραμέτρων κατά τη διαδικασία βελτιστοποίησης, ο νέος δρομέας προέκυψε με εξωτερικές διαστάσεις παρεμφερείς αυτών της αρχικής πτερωτής, ώστε να έχει αντίστοιχο κόστος κατασκευής, χωρίς παράλληλα να απαιτούνται σημαντικές τροποποιήσεις στα συνεργαζόμενα τμήματα της μηχανής.
- Προστέθηκαν διαχωριστικά πτερύγια σε δρομέα PAT και διερευνήθηκε παραμετρικά η επίδραση του ανηγμένου μήκους τους στη λειτουργική συμπεριφορά του. Τα αποτελέσματα της μελέτης συνιστούν τον ευχερή ανασχεδιασμό των δρομέων PAT εξασφαλίζοντας τη συμβατότητα με τα συνεργαζόμενα τμήματα της μηχανής και παράλληλα επιτρέποντας την εκ των προτέρων ρύθμιση του ανάστροφου ΚΣΛ στις απαιτήσεις της εγκατάστασης.

- Παρενεβλήθη ακτινική στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων μεταξύ δρομέα PAT και σπειροειδούς κελύφους και μελετήθηκε η επίδραση του ανοίγματος στις συνθήκες εισόδου της ροής στον δρομέα. Η συγκεκριμένη τροποποίηση εμφανίζεται στη σχετική βιβλιογραφία μόνο σε πειραματική διερεύνηση (Giosio et al., 2015). Στην παρούσα Διατριβή, η μελέτη επικεντρώθηκε στην αντιστοίχιση του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων στις βέλτιστες συνθήκες εισόδου της ροής στον δρομέα χωρίς κρούση, επιτυγχάνοντας έτσι υψηλότερους βαθμούς απόδοσης σε κάθε τιμή της παροχής, με μικρή αντίστοιχη μεταβολή της απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης.

Πειραματική Διερεύνηση:

- Συμμετοχή στη διαμόρφωση ειδικής πειραματικής εγκατάστασης στο ΕΥΜ/ΕΜΠ, που παρείχε τη δυνατότητα αυτοματοποιημένης λήψης μετρήσεων της ανάστροφης λειτουργίας φυγοκεντρικής αντλίας ως υδροστροβίλου.
- Συμμετοχή στη διεξαγωγή εργαστηριακών δοκιμών και λήψης μετρήσεων των χαρακτηριστικών της ανάστροφης λειτουργίας φυγοκεντρικής αντλίας, για δύο ταχύτητες περιστροφής και για δύο διαφορετικούς δρομείς, τον αρχικό και το βελτιστοποιημένο, όπως αυτός προέκυψε από τη σχετική βιομηχανική εφαρμογή.

Βιομηχανική Εφαρμογή Σχεδιασμού PAT:

- Εφαρμόστηκε η μεθοδολογία που αναπτύχθηκε στο πλαίσιο της Διατριβής για τον ανασχεδιασμό μιας τυποποιημένης εμπορικής φυγοκεντρικής αντλίας, ώστε να λειτουργεί περισσότερο αποδοτικά ως υδροστροβίλος [PAT]. Η νέα μηχανή επιτυγχάνει σημαντικά υψηλότερο βαθμό απόδοσης από την αρχική, διατηρώντας παρόμοια κατασκευαστικά χαρακτηριστικά, επομένως χωρίς να αυξάνει το αντίστοιχο κόστος παραγωγής.
- Χρησιμοποιήθηκε η τεχνολογία 3D printing για την κατασκευή πτερωτής δρομέα εμπορικής αντλίας PAT υψηλών στροφών και υδραυλικού ύψους από σύνθετα υλικά, η οποία στη συνέχεια δοκιμάστηκε επιτυχώς σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας, υποδεικνύοντάς την ως μια πιθανή εναλλακτική μέθοδο κατασκευής τυποποιημένων PAT και υδροστροβίλων μικρού μεγέθους.

9.3.2 Δημοσιεύσεις σε Περιοδικά & Παρουσιάσεις σε Συνέδρια

Kassanos I., Chrysovergis M., Anagnostopoulos J., Charalampopoulos G., Rokas S., Lekanidis S., Kontominas I. & Papantonis D. (2016). *Numerical optimization of a centrifugal pump impeller with splitter blades running in reverse mode*, International Review of Mechanical Engineering, Vol. 10, Iss. 4

Kassanos I., Chrysovergis M., Anagnostopoulos J., Papantonis D. & Charalampopoulos G. (2015). *Numerical performance evaluation of design modifications on a centrifugal pump impeller running in reverse mode*, 14th International Conference of Numerical Analysis and Applied Mathematics, Rhodes, Greece, AIP Conference Proceedings, 1738, 480084 (2016)

Χρυσοβέργης Μ., Αναγνωστόπουλος Ι. & Παπαντώνης Δ. (2016). *Παραμετρική σχεδίαση και αριθμητική βελτιστοποίηση σχεδιασμού φυγοκεντρικής αντλίας για ευθεία και ανάστροφη λειτουργία*, 10^ο Πανελλήνιο Συνέδριο “Φαινόμενα Ροής Ρευστών”, Πάτρα. Διαθεσιμο στο:

http://www.lat.upatras.gr/images/stories/pdf/FLOW2016/POH2016-026_Chrysovergis_et_al.pdf

Χρυσοβέργης Μ., Αγγίδης Γ., Παπαντώνης Δ. & Αναγνωστόπουλος Ι. (2014). *Παραμετρική σχεδίαση και αριθμητική βελτιστοποίηση πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας*, 9^ο Πανελλήνιο Συνέδριο “Φαινόμενα Ροής Ρευστών”, Αθήνα. Διαθέσιμο στο: <http://www.fluid.mech.ntua.gr/flow2014/documents/ROH2014-proc.pdf>

Χρυσοβέργης Μ., Αναγνωστόπουλος Ι. & Παπαντώνης Δ. (2012). *Παραμετρική σχεδίαση πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας και εκτίμηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης με χρήση τεχνικών CAD και εμπορικού κώδικα CFD*, 8^ο Πανελλήνιο Συνέδριο “Φαινόμενα Ροής Ρευστών”, Βόλος

Σημειώνεται ότι η εργασία: “Παραμετρική σχεδίαση και αριθμητική βελτιστοποίηση σχεδιασμού φυγοκεντρικής αντλίας για ευθεία και ανάστροφη λειτουργία” ζητήθηκε από τους εκδότες και δημοσιεύτηκε στο περιοδικό “Σύγχρονη Τεχνική Επιθεώρηση”, Τεύχος 274, Ιανουάριος – Φεβρουάριος 2017, σελ. 24 – 31.

9.4 Προτάσεις για Περαιτέρω Έρευνα

Ως προς την υπολογιστική μεθοδολογία, η αριθμητική επίλυση της ροής στο πλήρες υπολογιστικό χωρίο θα μπορούσε να ενσωματωθεί σε μια νέα διαδικασία βελτιστοποίησης της πτερωτής/δρομέα δύο επιπέδων [multilevel optimization], ώστε αυτή να εκτελείται περιοδικά, προκειμένου να καθοδηγείται καλύτερα και ταχύτερα η σύγκλιση των σχεδιαστικών παραμέτρων από τα αποτελέσματα αυτά προς πιο ρεαλιστικούς και βέλτιστους συνδυασμούς.

Η εφαρμογή της μεθοδολογίας της παρούσας Διατριβής σε μεγάλο πλήθος τυποποιημένων αντλιών διαφορετικής περιοχής λειτουργίας και ειδικού αριθμού στροφών σε συνδυασμό με τη χρήση κατάλληλα προγραμματισμένου και εκπαιδευμένου νευρωνικού δικτύου για τη στατιστική επεξεργασία των αριθμητικών αποτελεσμάτων, αλλά και των διαθέσιμων μετρητικών δεδομένων, θα μπορούσε να οδηγήσει σε πιο αξιόπιστες αναλυτικές συσχετίσεις του ΚΣΛ ή και των σχεδιαστικών παραμέτρων με τους αδιάστατους αριθμούς PAT, παρακάμπτοντας έτσι τους αντικειμενικούς περιορισμούς της διαφορετικής χάραξης αλλά και του κόστους διεξαγωγής μετρήσεων που αντιμετωπίζουν οι αντίστοιχες πειραματικές διερευνήσεις της σχετικής βιβλιογραφίας.

Περαιτέρω, η προσομοίωση των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας των PAT, θα μπορούσε να συσχετιστεί με τις καμπύλες διάρκειας παροχής μικρών υδατορευμάτων, με στόχο την εκτίμηση της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και τη σύγκριση με εκείνη που θα παρήγαγε ένας τυποποιημένος αλλά ακριβότερος υδροστρόβιλος. Μια τέτοια διερεύνηση θα επέτρεπε τον προσδιορισμό των υδραυλικών χαρακτηριστικών των υδατορευμάτων, για τα οποία είναι τεχνοοικονομικά συμφέρουσα η πρώτη ή η δεύτερη επιλογή. Η χρήση PAT βελτιωμένου σχεδιασμού που προτείνει η παρούσα Διατριβή μπορεί να διευρύνει σημαντικά το εύρος συνθηκών στις οποίες θα είναι συμφερότερη η εγκατάστασή τους.

Η υπολογιστική διερεύνηση της ανάστροφης λειτουργίας θα μπορούσε να διεξαχθεί και για τυποποιημένες αντλίες μεικτής ή αξονικής ροής, επεκτείνοντας τις τεχνικές που αναπτύχθηκαν στην παρούσα Διατριβή για τον παραμετρικό σχεδιασμό των μηχανών αυτών.

Τέλος, μια εμφανής δυνατότητα επέκτασης της εφαρμογής της μεθοδολογίας σχεδιασμού των PAT αφορά στη λειτουργία των αναστρέψιμων αντλιών/υδροστροβίλων, οι οποίοι χρησιμοποιούνται σε μονάδες αποθήκευσης ενέργειας με αντλησιοταμίευση. Ειδικότερα, οι μέθοδοι παραμετρικού σχεδιασμού της πτερωτής, του σπειροειδούς κελύφους και της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων έχουν άμεση εφαρμογή στις γεωμετρίες των μηχανών αυτών, οι οποίες τυπικά έχουν περισσότερο τη μορφή φυγοκεντρικών αντλιών και λιγότερο υδροστροβίλων τύπου Francis με χαμηλό ειδικό αριθμό στροφών.

Βιβλιογραφία

Afzal N., Seena A. & Bushra A. (2013). Turbulent flow in a machine honed rough pipe for large Reynolds numbers: General roughness scaling laws, *Journal of Hydro-environmental Research*, Vol. 7, p. 81 – 90

Agarwal T. (2012). Review of Pump as Turbine (PAT) for Micro – Hydropower, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Vol. 2, Iss. 11, p. 163 – 9

Aggidis G.A., Luchinskaya E., Rothschild R. & Howard D.C. (2010). The costs of small-scale hydro power production: Impact on the development of existing potential, *Renewable Energy*, Vol. 35, Iss. 12, p. 2632–2638

Alatorre – Frenk C. & Thomas T.H. (1990). The pumps – as – turbines approach to small hydropower, *World Congress on Renewable energy*, September, Reading, U.K.

Alatorre – Frenk C. (1994). Cost Minimisation In Micro – Hydro Systems Using Pumps As Turbines, PhD Thesis, University of Warwick. Available at: <http://wrap.warwick.ac.uk/36099/>

Alatorre – Frenk C. (1998). Pumps as Turbines and Induction Motors as Generators for Energy Recovery in Water Supply Systems, *Water and Environment Journal*, Vol. 12, Iss. 3, p. 175 – 8.

Anagnostopoulos J.S. (2006). CFD Analysis and Design Effects in a Radial Pump Impeller, *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*, Vol. 7, Iss.1, p. 763 – 70

Anagnostopoulos J.S. (2007). A Cartesian Grid Method for the Simulation of Flows in Complex Geometries, 3rd International Conference on Adaptive Modeling and Simulation.

Anagnostopoulos J. S. (2009). A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers, *Computers & Fluids*, Vol.38, Iss. 2, p. 284 – 9

ANSYS (2009^a). Fluent 12 Theory Guide. Available at: <http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.0/120/FLUENT/flth.pdf>

ANSYS (2009^b). Fluent 12 User’s Guide. Available at: <http://users.ugent.be/~mvbelleg/flug-12-0.pdf>

Arriaga M. (2010). Pump as turbine – A pico-hydro alternative in Lao People’s Democratic Republic, *Renewable Energy*, Vol. 35, p. 1109 – 15

Astolfi A. (2006). Optimization: An introduction, Imperial College of London. Available at: <http://www3.imperial.ac.uk/pls/portallive/docs/1/7288263.PDF>

Asuaje M., Farid B., Smaïne K., Kenyery F. & Rey R. (2005). Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2005, Iss. 3, p. 244 – 55

Babayigit O., Muammer O., Aksoy M. & Kocaaslan O. (2015). Energy and Environmental Engineering Management. Available at: http://www.scienceknowconferences.com/files/extended_abstracts/ciiem2015/Computational%20Fluid%20Dynamics/Numerical%20Modeling%20and%20Flow%20Analysis%20of%20Splitter%20Blades%20Effect%20on%20a%20Centrifugal%20Pump%20Performance.pdf

Baburaj E., Sivaprakasam R., Manikandan C. & Sudha K. (2013). CFD Analysis of Pump as Turbine for Micro – Hydro Schemes, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, Vol. 2, Iss. 11, p. 590 – 4

Bacharoudis E.C., Filios A.E., Mentzos M.D. & Margaris D.P. (2008). Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle, *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 2, p. 75 – 83

Bakker A. (2008). Applied Computational Fluid Dynamics – Meshing. Available at: <http://www.bakker.org/dartmouth06/engs150/07-mesh.pdf>

Barrio R., Parrondo J. & Blanco E. (2010). Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points, *Computers & Fluids*, Vol. 35, Iss. 5, p. 859 – 70

Ben – Yaakov I. & Roig F. (2006). Index Notation for Vector Calculus, Lecture Notes, University of California, Santa Barbara. Available at: <http://web.physics.ucsb.edu/~tbib/index-notation.pdf>

Bovet T. (1967). Application de la Théorie de la Mécanique des Fluides aux Machines Hydrauliques, École Polytechnique de L' Université de Lausanne

Carravetta A., Fecarotta O., Martinoa R. & Antipodi L. (2014). PAT efficiency variation with design parameters, *Procedia Engineering*, Vol. 70, p. 285 – 291

Cavazzini G., Pavesi G., Santolin A., Ardizzon G. & Lorenzi R. (2014). Using splitter blades to improve suction performance of centrifugal impeller pumps, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy*. Available at: <http://pia.sagepub.com/content/early/2014/12/15/0957650914563364.abstract>

Chakraborty S., Choudhuri K., Dutta P. & Debbarma B. (2013). Performance prediction of centrifugal pumps with variations of blade number, *Journal of Scientific & Industrial Research*, Vol. 72, Iss. 6, p. 373 – 8

Chaudhari S.C., Yadav C.O. & Damor A.B. (2013). A Comparative Study of Mix Flow Pump Impeller CFD Analysis and Experimental Data of Submersible Pump, International Journal of Research in Engineering & Technology, Vol. 1, Iss. 3, p. 57 – 64

Cheah K.W., Lee T.S., Winoto S.H. & Zhao Z.M. (2007). Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump at Design and Off-Design Conditions, International Journal of Rotating Machinery. Available at:
<http://www.hindawi.com/journals/ijrm/2007/083641/abs/>

Cheah K.W., Lee T.S. & Winoto S.H. (2008). Unsteady Fluid Flow Study in a Centrifugal Pump by CFD Method, 7th ASEAN ANSYS Conference, Biopolis, Singapore

Childs S. M. (1962). Convert Pumps to Turbines and Recover HP, Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner, Vol. 41 Iss. 10, p. 173 – 4

Choi H.J., Zullah M.A., Roh H.W. Ha P.S. Oh S.Y. & lee Y.H. (2013). CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine, Renewable Energy, Vol. 54, p. 111 – 23

Chong E.K.P & Zak S.H. (2001). An Introduction to Optimization, John Wiley & Sons, 2nd Ed., New York. Available at:
<http://web.ntpu.edu.tw/~yml/yml/download/sysanal2009s/An%20Introduction%20to%20Optimization.pdf>

Chung T.J. (2002). Computational Fluid Dynamics, Cambridge University Press. Available at:
http://inis.jinr.ru/sl/Simulation/Chung,_Computational_Fluid_Dynamics,2002.pdf

Damor J.J., Patel D.S., Thakkar k.H. & Brambhatt P.K. (2013). Experimental and CFD Analysis Of Centrifugal Pump Impeller - A Case Study, International Journal of Engineering Research and Technology, Vol.2, Iss. 6

Daneshkah K. & Zangeneh M. (2010). Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three – dimensional inverse design method, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Vol. 12, Iss. 1

Date A.W. (2005). Introduction to Computational Fluid Dynamics, Cambridge University Press. Available at: <http://users.abo.fi/rzevenho/iCFDbookDate.pdf>

Davidson L. (2016). An Introduction to Turbulence Models, Chalmers University of Technology. Available at:
http://www.tfd.chalmers.se/~lada/postscript_files/kompendium_turb.pdf

Derakhshan S. & Nourbakhsh A. (2008^a). Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, Iss. 3, p. 800 – 7

- Derakhshan S. & Nourbakhsh A. (2008^b). Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation, *Experimental Thermal and Fluid Science, Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, Iss. 8, p. 1620 – 7
- Dribssa E., Niggusie T. & Tsegaye B. (2015). Performance analysis of centrifugal pump operating as turbine for identified micro/pico hydro site of Ethiopia, *International Journal of Engineering Research and General Science*, Vol. 3, Iss. 3, p. 6 – 19
- Drtna P. & Sallaberger M. (1999). Hydraulic turbines—basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamics applications, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 213, Part C. Available at:
<http://pic.sagepub.com/content/213/1/85.full.pdf+html>
- Duncan W. Jr. & Bates C.G. (1978). Engineering Monograph No. 40: Selecting Large Pumping Units, Bureau of Reclamation, U.S. Department of the Interior, Colorado. Available at:
https://www.usbr.gov/tsc/techreferences/hydraulics_lab/pubs/EM/EM40.pdf
- Eggenspieler F. (2012). Turbulence Modeling, ANSYS. Available at:
<http://fluid.itcmp.pwr.wroc.pl/~pblasiak/CFD/UsefulInformation/turbulence-summary-4.pdf>
- Fecarotta O., Carravetta A. & Ramos H.M. (2011). CFD and comparisons for a pump as turbine: Mesh reliability and performance concerns, *International Journal of Energy and Environment*, Vol. 2, Iss. 1, p. 39 – 48
- Fernandez J., Blanco E., Parrondo J., Stickland M.T. & Scanlon T.J. (2004). Performance of a centrifugal pump running in inverse mode, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 218, Iss.4, p. 265 – 71
- Ferziger J.H. & Peric M. (2002). *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer, 3rd Ed., Berlin. Available at:
<http://servidor.demec.ufpr.br/CFD/bibliografia/Ferziger%20Peric%20-%20Computational%20Methods%20for%20Fluid%20Dynamics,%203rd%20Ed%20-%202002.pdf>
- Garay P.N. (1990). Using Pumps as Hydroturbines, *Hydro Review*, October, p. 52 – 61. Available at:
<http://www.hydroworld.com/content/dam/hydroworld/downloads/Q%26Aturbine6.pdf>
- Geerts S. (2006). Experimental and Numerical Study of An Axial Flow Pump, PhD Thesis, Vrije Universiteit Brussel. Available at:
http://mech.vub.ac.be/thermodynamics/phd/Stephan_Geerts.pdf

Giannakoglou K.C. (2002). Design of optimal aerodynamic shapes using stochastic optimization methods and computational intelligence, *Progress in Aerospace Sciences*, Vol. 38, Iss. 1, p. 43 – 76

Giosio D.R., Henderson A.D., Walker J.M., Brandner P.A., Sargison J.E. & Gautam P. (2015). Design and performance evaluation of a pump – as – turbine micro – hydro test facility with incorporated inlet flow control, *Renewable Energy*, Vol. 78, p. 1 – 6

Grapsas V.A., Anagnostopoulos J.S. & Papantonis D.E. (2007). Experimental and Numerical Study of a Radial Flow Pump Impeller with 2D-Curved Blades, 5th IASME / WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Athens, Greece

Grover K.M. (1980). Conversion of pumps to turbines, GSA Inter Corp., Katonah, New York

Hancock J.W. (1957). Centrifugal pump or water turbine, *Pipe Line News*, June, p. 25 – 7

Iaccarino G. (2007). Geometry Modeling & Grid Generation, Lecture Notes, Stanford University. Available at:
<http://web.stanford.edu/class/me469b/handouts/geoandgrid.pdf>

International Renewable Energy Agency (2015^a)., Renewable Power Generation Costs in 2014. Available at:
http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_RE_Power_Costs_2014_report.pdf

Jafari R., Khanjani M.J., Esmailian H.R. (2015). Pressure Management and Electric Power Production Using Pumps as Turbines, *American Water Works Association Journal*, Vol. 107, Iss. 7, p. 351 – 63

Jain S., Saini P.R. & Kumar A. (2010). CFD Approach for Prediction of Efficiency of Francis Turbine, IGHM. Available at: <http://www.ighem.org/Paper2010/TSF04.pdf>

Jones W.P. & Launder E. (1972). The prediction of laminarization with a two–equation model of turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, Iss. 2, p. 301 – 14

Kaldellis J.K., Vlachou D.S. & Korbakis G. (2005). Techno – economic evaluation of small hydro power plants in Greece: a complete sensitivity analysis, *Energy Policy*, Vol. 33, Iss. 15, p. 1969–1985

Kaldellis J.K. (2007). The contribution of small hydro power stations to the electricity generation in Greece: Technical and economic considerations, *Energy Policy*, Vol. 35, Iss. 4, p. 2187–2196

Kalitzin G., Medic G., Iaccarino G. & Durbin P. (2005). Near-wall behavior of RANS turbulence models and implications for wall functions, *Journal of Computational Physics*, Vol. 204, p. 265 – 91

Kampolis I.C. & Giannakoglou K.C. (2008). A multilevel approach to single- and multiobjective aerodynamic optimization, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 197, Iss. 33 – 40, p. 2963 – 75

Karassik I.J., Messina J.P., Cooper P. & Heald C.C. (2000). *Pump Handbook*, Mc Graw – Hill, 3rd Ed. Available at:
<http://www.petrodanesh.ir/Virtual%20Education/Mechanics/Pump/Pump%20Handbook-McGRAW-HILL.pdf>

Kassanos I., Chrysovergis M., Anagnostopoulos J., Papantonis D. & Charalampopoulos G. (2015). Numerical performance evaluation of design modifications on a centrifugal pump impeller running in reverse mode, 14th International Conference of Numerical Analysis and Applied Mathematics, Rhodes, Greece

Kassanos I., Chrysovergis M., Anagnostopoulos J., Charalampopoulos G., Rokas S., Lekanidis S., Kontominas I. & Papantonis D. (2016). Numerical optimization of a centrifugal pump impeller with splitter blades running in reverse mode, *International Review of Mechanical Engineering*, Vol. 10, Iss. 4

Kaewnai S. & Wongwiset S. (2011). Improvement of the Runner Design of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics, *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 4, Iss.4, p. 540 – 7

Kergourlay G., Younsi M., Bakir F. & Rey R. (2006). Influence of Splitter Blades on the Flow Field of a Centrifugal Pump: Test-Analysis Comparison, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2007. Available at:
<https://www.hindawi.com/journals/ijrm/2007/085024/abs/>

Krueger R.E., Winter I.A., Walters R.N. & Bates C.G. (1976). *Engineering Monograph No. 20: Selecting Hydraulic Reaction Turbines*, Bureau of Reclamation, U.S. Department of the Interior, Washington. Available at:
https://www.usbr.gov/tsc/techreferences/hydraulics_lab/pubs/EM/EM20.pdf

Kulkarni S.S. (2014). Parametric Study of Centrifugal Pump and its Performance Analysis using CFD, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Vol. 4, Iss. 7, p. 155 – 61

Kyriacou S., Kontoleon E., Weissenberger S., Mangani L., Casartelli E., Skouteropoulou I., Gattringer M., Gehrler A & Buchmayr M., (2014). Evolutionary algorithm based optimization of hydraulic machines utilizing a state-of-the-art block

coupled CFD solver and parametric geometry and mesh generation tools, 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR 2014)

Launder B.E. & Spalding D.B (1974). The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, Iss. 2, p. 269 – 89

Legriel J., le Guernic C., Cotton S. & Maler O. (2010). Approximating the Pareto Front of Multi – Criteria Optimization Problems, 16th International Conference on Tools and Algorithms for the Construction and Analysis of Systems, Paphos, Cyprus

Lewinsky – Kesslitz H.P. (1987). Pumpen als Turbinen fur Kleinkraftwerke, Wasserwirtschaft, Vol. 77, Iss. 10, p. 531 – 537

Li W.G. (2016). Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump, Applied Mathematical Modelling, Vol. 40, Iss. 2, p. 904 – 26

Lueneburg R. & Nelson R.M. (1992). Hydraulic power recovery turbines. In: Centrifugal pumps: design and application (Ed. Lobanoff V.S. & Ross R.R.), Butterworth – Heinemann, 2nd Ed. Available at: <https://memechanicalengineering.files.wordpress.com/2014/03/centrifugal-pumps-design-and-application.pdf>

Manivannan A. (2010). Computational fluid dynamics analysis of a mixed flow pump impeller, International Journal of Engineering, Science and Technology, Vol. 2, Iss. 6, p. 200 – 6

McClaskey B.M. & Lundquist J.A. (1976). Hydraulic power recovery turbines. ASME Conference, 19 September, Publication 76 – Pet – 65

Meakhail T.A., Salem M. & Shafie I. (2014). Steady and unsteady flow inside a centrifugal pump for two different impellers, International Journal of Energy and Power Engineering, Vol. 3, Iss. 2, p. 65 – 76

Menter F.R. (1994). Two–Equation Eddy–Viscosity Transport Turbulence Model for Engineering Applications, The American Institute of Aeronautics and Astronautics, Vol. 32, Iss. 8, p. 1598 – 1605

Menter F.R. (2011). Turbulence Modeling for Engineering Flows, ANSYS Technical Paper. Available at: http://cfd.spbstu.ru/agarbaruk/c/document_library/DLFE-41517.pdf

Menter F.R., Carregal Ferreira J., Esch T. & Konno B. (2003). The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines, Proceedings of the International Gas turbine Congress, Tokyo, Japan

Menter F.R., Kuntz M. & Langtry R.B (2003). Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Turbulence Heat and Mass Transfer*, Vol. 4. Available at: https://www.researchgate.net/publication/228742295_Ten_years_of_industrial_experience_with_the_SST_turbulence_model

Michalewicz Z. (1996). *Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs*, Springer, 3rd Ed., New York. Available at: [http://web.ist.utl.pt/adriano.simoese/tese/referencias/Michalewicz%20Z.%20Genetic%20Algorithms%20+%20Data%20Structures%20=%20Evolution%20Programs%20\(3ed\).PDF](http://web.ist.utl.pt/adriano.simoese/tese/referencias/Michalewicz%20Z.%20Genetic%20Algorithms%20+%20Data%20Structures%20=%20Evolution%20Programs%20(3ed).PDF)

Mishra S., Singal S.K. & Khatod D. K. (2012). Costing of a Small Hydropower Projects, *IACSIT International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 4, Iss. 3

Montanari R. (2003). Criteria for the economic planning of a low power hydroelectric plant, *Renewable Energy*, Vol. 28, Iss. 13, p. 2129 – 45

Moukalled F., Mangani L. & Darwish M. (2016). *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*, Springer, Switzerland. Available at: <http://www.gidropraktikum.narod.ru/Moukalled-et-al-FVM-OpenFOAM-Matlab.pdf>

Moussa A.A. & Yunhao L. (2014). Improving the Hydraulic Efficiency of Centrifugal Pumps through Computational Fluid Dynamics Based Design optimization, *International Journal of Engineering Research and Applications*, Vol. 4, Iss. 8, p. 158 – 65

Muttalli R., Agrawal S. & Warudkar H. (2014). CFD Simulation of Centrifugal Pump Impeller Using ANSYS-CFX, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, Vol. 3, Iss. 8

Naber G. & Hausch K. (1987).. Reversible Pump turbines in Trinkwasserfernleitungen, *Wasserwirtschaft*, Vol. 77 Iss. 10, p. 538 – 45

Nechleba M. (1957). *Hydraulic Turbines: Their Design and Equipment*, ARTIA, Prague

Negru R., Muntean S., Marsavina L., Susan – Resiga R. & Pasca N. (2012). Computation of stress distribution in a Francis turbine runner induced by fluid flow, *Computational Materials Science*, Vol. 64, p. 253 – 9

Nigussie T. & Dribssa E. (2015). Design and CFD Analysis of Centrifugal Pump, *International Journal of Engineering Research and General Science*, Vol. 3, Iss. 3, p. 668 – 77

Ogayar B., Vidal P.G. (2009). Cost determination of the electro-mechanical equipment of a small hydro-power plant, *Renewable Energy*, Vol. 34, Iss. 1, p. 6–13

- Orszag S.A. (1970). Analytical Theories of Turbulence, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 41, Iss.2, p. 363 – 86
- Paish O. (2002). Small hydro power: technology and current status, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 6, p. 537 – 56
- Palgrave R. (1987). Hydraulic Power Recovery Using Reverse Running Pumps, 10th International Conference of the BPMA, Cambridge, UK, p. 229 – 44
- Pandei R. & Saini R.P. (2008). performance analysis of pump as turbine using artificial neural network techniques, National Conference on Emerging trends and advances in Electrical Engineering and Renewable Energy, 22nd – 24th December, Sikkim, India
- Patel V.A., Jain S.V., Motwani K.H. & Patel R.N. (2013). Numerical optimization of guide vanes and reducer in pump running in turbine mode, *Procedia Engineering*, Vol. 51, p. 797 – 802
- Prasad V., Gahlot V.K. & Krishnamachar P. (2009). CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine, *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences*, Vol. 16, Iss. 4, p. 229 – 36
- Ramasamy H. & Prakash P. (2015). CFD Approach in the Design of Radial Flow Centrifugal Pump Impeller, *International Journal of Scientific Engineering and Applied Science*, Vol. 1, Iss. 5
- Rao S.S. (2009). *Engineering Optimization Theory and Practice*, John Wiley & Sons, 4th Ed., New Jersey. Available at: <https://pws.yazd.ac.ir/honarvar/Optimization-Books/Engineering%20Optimization-Rao.pdf>
- Rawal S. & Kshirsagar J.T. (2007). Numerical Simulation on a Pump operating in a Turbine mode, 23rd International Pump Users Symposium, Houston, Texas, USA. Available at: <http://turbolab.tamu.edu/proc/pumpproc/P23/ch05-rawal.pdf>
- Reynolds O. (1894). On the Dynamical theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion, *Proceedings of The Royal Society of London*, Vol. 56, p. 40 – 5
- Saficani H., khalkhali A & Farajpoor M. (2011). Pareto Based Multi-Objective Optimization of Centrifugal Pumps Using CFD, Neural Networks and Genetic Algorithms, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 5, Iss. 1, p. 37 – 48
- Sanchez T. (1991). *Small Hydro Systems Using Pump Impellers as Turbines and Local Materials for Casings and Bearings*, Appropriate development for basic needs, ICE Publishing. Available at: <http://www.icevirtuallibrary.com/doi/pdf/10.1680/adfbn.16187.0026>

- Sayma A. (2009). Computational Fluid Dynamics, Bookboon. Available at:
<https://kosalmath.files.wordpress.com/2010/08/computational-fluid-dynamics.pdf>
- Sharma K.R. (1985). Small hydroelectric projects-use of centrifugal pumps as turbines, Kirloskar Electric Co., Bangalore, India
- Schleicher W.C. & Oztekin A. (2015). Hydraulic design and optimization of a modular pump-turbine runner, Energy Conversion and Management, Vol. 93, p. 388 – 98
- Schmiedl E. (1988). Serien – Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb, Pumpen – tagung, Karlsruhe, October, Sec. A6
- Shojaeefard M.H., Tahani M., Ehghaghi M.B., Fallahian M.A. & Beglari M. (2012). Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, Computers & Fluids, Vol. 60, p. 61 – 70
- Singh P. (2005). Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for Pumps as Turbines with Field Implementation and Evaluation, PhD Thesis, University Fridericiana of Karlsruhe. Available at:
<https://oatd.org/oatd/record?record=oai%5C%3AEVASTAR-Karlsruhe.de%5C%3A1000003392>
- Singh P. & Nestmann F. (2011). Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, Iss. 1, p. 121 – 34
- Singh R.R. & Nataraj M. (2014). Design and analysis of pump impeller using SWFS, World Journal of Modelling and Simulation, Vol. 10, Iss. 2, p. 152 – 60
- Spence R. & Amaral – Teixeira J. (2009). A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump, Computers & Fluids, Vol. 38, Iss. 6, p. 1243 – 57
- Stelzer R.S. & Walters R.N. (1979). Engineering Monograph No. 39: Estimating Reversible Pump – Turbine Characteristics, Bureau of Reclamation, U.S. Department of the Interior, Colorado. Available at:
<https://www.yumpu.com/en/document/view/10324960/engineering-monograph-no-39-quotestimating-reversible-pump->
- Stepanoff A.J. (1957). Centrifugal and Axial Flow Pumps, KRIEGER, 2nd Ed., Florida
- Stern D.I. & Cleveland C.J. (2004). Energy and Economic Growth, Rensselaer Working Papers in Economics. Available at:
<http://www.economics.rpi.edu/workingpapers/rpi0410.pdf>

Sun – Sheng Y., Fan – Yu K., Jian – Hui F. & Ling X. (2012). Numerical Research on Effects of Splitter Blades to the Influence of Pump as Turbine, International Journal of Rotating Machinery. Available at:

<http://www.hindawi.com/journals/ijrm/2012/123093/>

Teodor M. (2012). Impeller Design Using CAD Techniques and Conformal Mapping Method, In: Centrifugal Pumps (Ed. Papantonis D.), InTech. Available at:

<http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/29651.pdf>

United Nations (1987). Report of the World Commission on Environment and Development: Our Common Future. Available at: <http://www.un-documents.net/our-common-future.pdf>

Versteeg H.K. & Malakasera W. (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Pearson, 2nd Ed., Harlow, England. Available at: [http://mhriau.ac.ir/_DouranPortal/Documents/An%20Introduction%20to%20CFD%20Finite%20volume%20method%20,%20Versteeg%20-%202nd%20Ed%20%20-%20\(www.CFDIran.ir\)._20160302_120321.pdf](http://mhriau.ac.ir/_DouranPortal/Documents/An%20Introduction%20to%20CFD%20Finite%20volume%20method%20,%20Versteeg%20-%202nd%20Ed%20%20-%20(www.CFDIran.ir)._20160302_120321.pdf)

Voros N.G., Kiranoudis C.T. & Maroulis Z.B. (2000). Short-cut design of small hydroelectric plants, Renewable Energy, Vol. 19, p. 545 – 563

Wang L. & Wei D. (2011). The Optimum Structural Design for Spiral Case in Hydraulic Turbine, Procedia Engineering, Vol. 15, p. 4874 – 9

Westra R.W. (2008). Inverse-design and optimization methods for centrifugal pump impellers, PhD Thesis, University of Twente. Available at:

http://doc.utwente.nl/59563/1/thesis_Westra,_R.pdf

Wilcox D.C. (1988). Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models, The American Institute of Aeronautics and Astronautics, Vol. 26, Iss. 11, p. 1299 – 310

Wilcox D.C. (1994). Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, 2nd Ed., Glendale, California. Available at: <https://www.scribd.com/document/244757392/Turbulence-Modeling-for-CFD-David-Wilcox-pdf>

Williams A.A. (1994). The Turbine Performance of Centrifugal Pumps: A Comparison of Prediction Methods, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 208, Iss. 1, p. 59 – 66

Williams A.A. (1996). Pumps as Turbines for Low Cost Micro Hydro Power, Renewable Energy, Vol. 9, Iss. 1 – 4

World Economic Forum (2012). Energy for Economic Growth. Available at:
http://www3.weforum.org/docs/WEF_EN_EnergyEconomicGrowth_IndustryAgenda_2012.pdf

Wu J., Shimmei K., Tani K., Niikura K. & Sato J. (2007). CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 129, Iss. 2, p. 159 – 68

Wu K.H., Lin B.J. & Hung C.I. (2008). Novel Design of Centrifugal Pump Impellers Using Generated Machining Method and CFD, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 2, Iss. 2, p. 195 – 207

Yang S.S., Kong F.Y., Jiang W.M. & Qu X.Y. (2012). Effects of impeller trimming influencing pump as turbine, *Computers & Fluids*, Vol. 67, p. 72 – 8

Yang S.S., Derakhshan S. & Kong F.Y. (2012). Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, *Renewable Energy*, Vol. 48, p. 507 – 13

Yang W. & Xiao R. (2014). Multiobjective Optimization Design of a Pump – Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 136, Iss. 1

Yang W., Xiao R., Wang F. & Wu Y. (2014). Influence of Splitter Blades on the Cavitation Performance of a Double Suction Centrifugal Pump, *Advances in Mechanical Engineering*. Available at:
<http://ade.sagepub.com/content/6/963197.short>

Zhai Z., Zhang Z., Zhang W. & Chen Q. (2007). Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1 – Summary of Prevalent Turbulence Models, *HVAC&R RESEARCH*, Vol. 13, Iss. 6, p. 853 – 70

Zhan Y.L., Yuan S.Q., Zhang J.F., Feng Y.N. & Lu J.X. (2014). Numerical investigation of the effects of splitter blades on the cavitation performance of a centrifugal pump, *Earth and Environmental Science*, Vol. 22

Zhu B., Wang X., Tan L., Zhou D. Zhao Y. & Cao S. (2015). Optimization design of a reversible pump–turbine runner with high efficiency and stability, *Renewable Energy*, Vol. 81, p. 366 – 76

Αναγνωστόπουλος Ι.Σ. & Παπαντώνης Δ.Ε. (2004). Επιλογή φυγοκεντρικής αντλίας για την αντίστροφη λειτουργία της ως υδροστροβίλου, *Δελτίο ΠΣΔΜ – Η*, σ. 40 – 4.

Μαθιουλάκης Δ.Σ., Αναγνωστόπουλος Ι.Σ. & Τουζόπουλος Δ.Γ. (2005). Βιομηχανική Ρευστομηχανική, ΕΜΠ, Αθήνα

Μέγα Μ. (2009). Μικρά Υδροηλεκτρικά Έργα στις ορεινές περιοχές και οι επιπτώσεις τους στο περιβάλλον, Μεταπτυχιακή Εργασία, ΕΜΠ. Διαθέσιμο στο: <https://www.itia.ntua.gr/getfile/967/1/documents/mega.pdf>

Μηλιώνης Α.Γ. (2014). Ανάλυση και Διαχείριση Ρίσκου σε Έργα Ηλεκτροπαραγωγής από ΑΠΕ, Διπλωματική Εργασία, Πολυτεχνείο Κρήτης. Διαθέσιμο στο: dias.library.tuc.gr/view/manf/22881

Μουσάλλαμ Γ.Κ. (2013). Εξελίξεις και προοπτικές Μικρών Υδροηλεκτρικών Έργων (ΜΥΗΕ), Μεταπτυχιακή Εργασία, ΑΠΘ. Διαθέσιμο στο: <http://ikee.lib.auth.gr/record/134655/files/GRI-2014-12667.pdf>

Μπεργελές Γ. (2006). Υπολογιστική Ρευστομηχανική, ΣΥΜΕΩΝ, 4^η Έκδοση, Αθήνα

Μυλωνά Ε. (2008). Επισκόπηση Σύγχρονων Μεθόδων για τη Βελτιστοποίηση Μη Γραμμικών Συναρτήσεων, Μεταπτυχιακή Εργασία, Πανεπιστήμιο Πατρών. Διαθέσιμο στο: http://nemertes.lis.upatras.gr/jspui/bitstream/10889/1003/1/Mylona%20Eirini_Diplomatiki%20Metaptixiakou.pdf

Παναγιωτόπουλος Μ. (1997). Σχεδίαση και πειραματική μελέτη μικρών υδροστροβίλων απλής κατασκευής, Διδακτορική Διατριβή, ΕΜΠ. Διαθέσιμο στο: <https://www.didaktorika.gr/eadd/handle/10442/9150>

Παναγιωτόπουλος Α. (2015). Αριθμητική μεθοδολογία προσομοίωσης της ροής και εναλλαγής ενέργειας σε υδροστροβίλους δράσης, με πειραματική διερεύνηση και πιστοποίηση, Διδακτορική Διατριβή, ΕΜΠ. Διαθέσιμο στο: <http://dspace.lib.ntua.gr/handle/123456789/42040>

Παπαντώνης Δ.Ε. (2002). Υδροδυναμικές Μηχανές: Αντλίες – Υδροστροβίλοι, ΣΥΜΕΩΝ, 2^η Έκδοση, Αθήνα

Παπαντώνης Δ.Ε. (2004). Μελέτη και Χάραξη Φυγοκεντρικών και Αξονικών Αντλιών, ΕΜΠ, Αθήνα

Παπαντώνης Δ.Ε. (2008). Μικρά Υδροηλεκτρικά Έργα, Συμμεών, Αθήνα

Σάββα Σ.Α. (2016). Η Συνεχής Συζυγής Μέθοδος στο OpenFOAM σε Εφαρμογές Βελτιστοποίησης για Προβλήματα Μεταφοράς Θερμότητας, Μεταπτυχιακή Εργασία, ΕΜΠ. Διαθέσιμο στο: <http://velos0.ltt.mech.ntua.gr/kgianna/mdiplomat/fp/savva.pdf>

Τάχος Ν.Σ. (2013). Αεροδυναμική και Αεροακουστική Ανάλυση Ανεμοκινητήρων Οριζοντίου Άξονα, Διδακτορική Διατριβή, Πανεπιστήμιο Πατρών. Διαθέσιμο στο: <http://nemertes.lis.upatras.gr/jspui/handle/10889/7966>

Τσαγγάρης Σ. (2005). Μηχανική των Ρευστών, ΣΥΜΕΩΝ, Αθήνα

Φελούρης Α. (2006). Σημειώσεις Διανυσματικού Λογισμού, ΕΜΠ. Διαθέσιμο στο:
<http://www.math.ntua.gr/~afellou/Simioseis/Kefalaio4Tbos1.pdf>