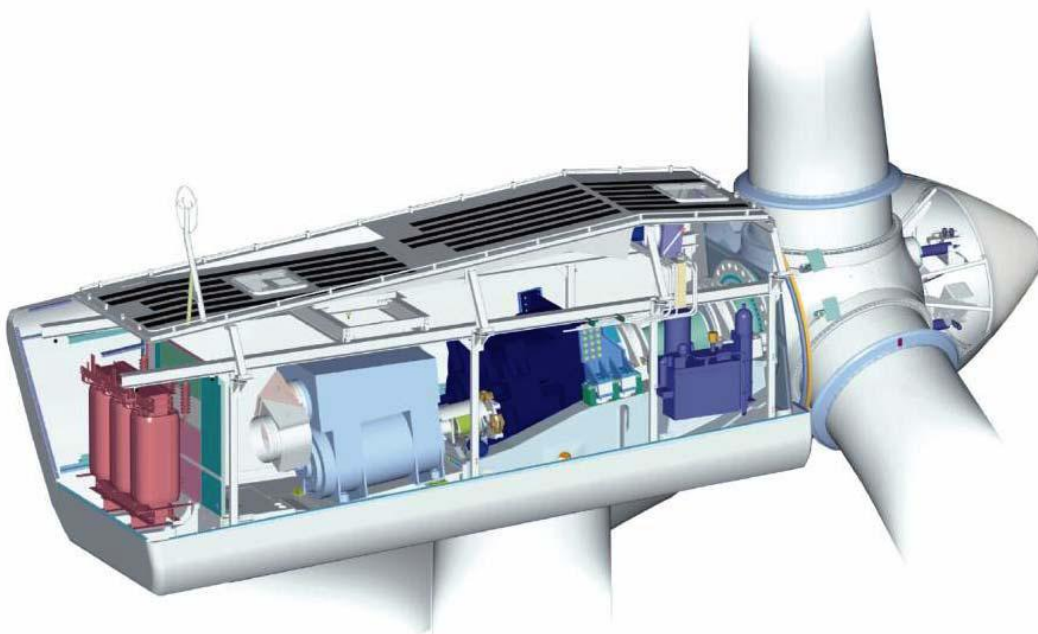


ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ ΙΣΧΥΟΣ 500KW



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ: ΠΑΠΑΝΔΡΙΚΟΠΟΥΛΟΣ ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ
ΦΙΛΙΠΠΟΥ ΣΠΥΡΙΔΩΝ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ
ΠΑΤΡΑ 2013

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πάτρας και αναφέρεται στην μελέτη του συστήματος κίνησης ανεμογεννήτριας 500KW οριζοντίου άξονα και τριών πτερυγίων. Όπως είναι γνωστό από την αρχαιότητα ο άνθρωπος είχε δαμάσει την ισχύ του ανέμου για την μεταφορά αγαθών και άλλων εργασιών σημαντικών για την επιβίωση του. Σήμερα ο άνεμος είναι μία πολλά υποσχόμενη, για την ανθρωπότητα, ανανεώσιμη πηγή ενέργειας που μπορεί να αξιοποιηθεί στην παραγωγή ηλεκτρισμού. Για την εκμετάλλευση των ανέμων χρησιμοποιούνται ανεμογεννήτριες διαφόρων τύπων και μεγεθών.

Τέλος θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μας κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολογίας, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μας προσέφερε για την πραγματοποίηση της παρούσας Πτυχιακής Εργασίας.

Παπανδρικόπουλος Παναγιώτης
Φιλίππου Σπυρίδων

Φεβρουάριος 2013

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία αναφέρεται στην μελέτη συστήματος κίνησης ανεμογεννήτριας ισχύος 500 KW. Γνωρίζουμε ότι οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας την σημερινή εποχή είναι πολύ σημαντικές για την οικονομία του πλανήτη.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε επτά κεφάλαια. Το πρώτο κεφάλαιο είναι ένα θεωρητικό μέρος στο οποίο αναφέρεται ο άνεμος σαν μετεωρολογικό φαινόμενο και η αξιοποίηση του καθώς και οι ανεμογεννήτριες από την αρχαιότητα μέχρι σήμερα.

Στο δεύτερο κεφάλαιο αφού έχει επιλεγεί μια αντίστοιχου τύπου ανεμογεννήτρια οριζοντίου άξονα η οποία είναι η Vestas V39 γίνεται αναλυτική επεξήγηση των τεχνικών μερών της σε ακολουθία από φωτογραφίες.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται αναλυτική αναφορά στο κόμβο και στα πτερύγια μιας ανεμογεννήτριας για τα υλικά που επιλέγονται για την κατασκευή τους καθώς και στην διαστασιολόγηση τους.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται μελέτη του κυρίως άξονα σε στρεπτικές όσο και σε καμπτικές ροπές ώστε να δούμε ότι η επιλογή του άξονα είναι η κατάλληλη.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται μελέτη για την επιλογή των κατάλληλων εδράνων του κυρίως άξονα-ατράκτου.

Στο έκτο κεφάλαιο γίνονται όλοι οι απαραίτητοι υπολογισμοί για το κιβώτιο ταχυτήτων της ανεμογεννήτριας και ελέγχονται σε αντοχή οι οδοντωτοί τροχοί που υπάρχουν σε αυτό.

Τέλος στο έβδομο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στα βοηθητικά μέρη και συστήματα της ανεμογεννήτριας.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	i
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	ii
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	iii
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1.1 Τα παγκόσμια περιβαλλοντικά και ενεργειακά προβλήματα.....	1
1.2 Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.....	2
1.3 Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας και τοπική κοινωνία.....	5
1.ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ.....	7
1.1 Άνεμος.....	7
1.2 ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΕΣ.....	10
2. ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ.....	19
2.1 Μύτη Α/Γ.....	21
2.2 Πτερύγια ρότορα.....	21
2.3 Ρουλεμάν πτερυγίου.....	23
2.4 Εγκάρσιος άξονας σύνδεσης.....	24
2.5 Σύστημα προσανατολισμού.....	26
2.6 Κυρίως άξονας & έδρανα κύλισης.....	28
2.7 Κιβώτιο ταχυτήτων.....	29
2.8 Δίσκος συστολής.....	30
2.9 Γεννήτρια.....	30
2.10 Αντλία λαδιού.....	31
2.11 Φρένο.....	31
2.12 Διάγραμμα της καμπύλης ισχύος της ανεμογεννήτριας 500KW.....	32
3. ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ.....	35
3.1 Υλικά κατασκευής.....	35
3.2 Υλικά πυρήνα.....	38
3.3 Σύρση-Ύψωση.....	41

3.4 Ενέργεια και ισχύς ανέμου.....	42
3.5 Διαστασιολόγηση ρότορα.....	43
3.6 Γεωμετρία πτερυγίων.....	47
3.7 Ανάλυση αντοχής.....	49
3.8 Σύνδεση πτερυγίων.....	53
3.9 Ρύθμιση πτερυγίων.....	55
3.10 Κόμβος.....	60
4. ΑΤΡΑΚΤΟΣ.....	63
4.1 Κυρίως άξονας.....	63
4.1.1 Υπολογισμός απωλειών.....	64
4.1.2 Υπολογισμός διαμέτρου συμπαγή άξονα.....	67
4.1.3 Υπολογισμός διαμέτρου διάτρητης ατράκτου.....	72
4.1.3.1 Έλεγχος στη θέση Β του άξονα.....	72
4.1.3.2 Έλεγχος στη θέση Α του άξονα.....	73
4.1.4 Υπολογισμός διαβαθμίσεων άξονα.....	75
4.1.4.1 Έλεγχος σε θλίψη του εδράνου.....	77
4.1.5 Υπολογισμός βέλους κάμψης.....	80
4.1.6 Δυναμική αντοχή ατράκτου.....	81
4.1.7 Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και T_{AG}	86
4.1.8 Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων.....	87
4.1.9 Έλεγχος σε δυναμική αντοχή.....	88
5. ΈΔΡΑΝΑ.....	91
5.1 Αξονική δύναμη κυρίας ατράκτου ανεμογεννήτριας.....	93
5.2 Επιλογή εδράνων με βάση τους τριβείς.....	95
5.3 Επιλογή εδράνων κυρίου άξονα.....	98
5.4 Πώματα.....	103
5.5 Λίπανση.....	104
5.6 Σύνδεση με τον κύριο άξονα.....	107
5.7 Περίβλημα εδράνου.....	108
5.8 Σύνδεση με το κυρίως πλαίσιο.....	108
6. ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ.....	109

6.1 Γενικά.....	109
6.2 Μελέτη-υπολογισμός κιβωτίου ταχυτήτων.....	116
6.2.1 Κιβώτιο ταχυτήτων ανεμογεννήτριας.....	116
6.2.2 Έλεγχος αντοχής για τον μεγάλο δακτύλιο-οδοντωτό τροχό.....	123
6.2.3 Έλεγχος αντοχής για τον πλανητικό οδοντωτό τροχό.....	135
6.2.4 Έλεγχος αντοχής για τον ηλιακό οδοντωτό τροχό.....	138
6.2.5 Έλεγχος αντοχής για τον οδοντωτό τροχό-Άξονα χαμηλής ταχύτητας.....	141
6.2.6 Έλεγχος αντοχής για τον οδοντωτό τροχό-Άξονα μεσαίας ταχύτητας.....	143
6.2.7 Έλεγχος αντοχής για τον οδοντωτό τροχό-Άξονα υψηλής ταχύτητας.....	148
7. ΒΟΗΘΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.....	153
7.1 Μηχανικά φρένα.....	153
7.2 Γεννήτρια.....	156
7.3 Σύστημα προσανατολισμού.....	158
7.4 Υδραυλικό σύστημα.....	162
7.5 Αισθητήρας μέτρησης διεύθυνσης και ταχύτητας αέρα.....	164
7.6 Μονάδα ελέγχου.....	167
7.7 Σύστημα ασφαλείας.....	168
7.8 Γερανός ανεμογεννήτριας.....	168
7.9 Νασέλλα.....	168
7.10 Θεμελίωση πύργου Α/Γ και η καταπόνηση αυτού.....	169
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	173
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	175

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 ΤΑ ΠΑΓΚΟΣΜΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΑ ΚΑΙ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΑ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ

1.1.1 Η κλιματική αλλαγή

Τις τελευταίες δεκαετίες η ανθρωπότητα δοκιμάζεται από τις συνέπειες των αλλαγών, που η ίδια προκάλεσε. Αναφορικά το διοξείδιο του άνθρακα που θεωρείται υπεύθυνο για το 50% της υπερθέρμανσης του πλανήτη αυξήθηκε κατά 25 % μέχρι σήμερα. Οι συνέπειες της υπερθέρμανσης αυτής είναι ολέθριες αφού προκαλούνται φαινόμενα όπως η μείωση των αποθεμάτων του νερού, οι απότομες μεταβολές στην θερμοκρασία του πλανήτη, είσοδος των θαλασσίων υδάτων στον παράκτιο υδροφόρο ορίζοντα και η υποβάθμισή του, πλημμύρες και ακραία καιρικά φαινόμενα καθώς επίσης και σημαντικές αρνητικές αλλαγές στην πανίδα και χλωρίδα της υδρογείου. Ταυτόχρονα, οι κυβερνήσεις του κόσμου εκδηλώνουν όλο και πιο έντονα το ενδιαφέρον τους για τη μείωση της εξάρτησής τους από τις συμβατικές πηγές παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, όπως είναι το πετρέλαιο και γενικότερα των υδρογονανθράκων.

Τα γεγονότα αυτά καθιστούν πολύ πιο επιτακτική την ανάγκη για εξεύρεση εναλλακτικών πηγών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, οι οποίες θα είναι φιλικές προς το περιβάλλον. Μία αξιόπιστη απάντηση στην αναζήτηση αυτή φαίνεται να είναι οι Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας(ΑΠΕ), οι οποίες το τελευταίο διάστημα κερδίζουν συνεχώς έδαφος. Σχετικά με τη χρησιμοποίηση των ΑΠΕ τίθεται όμως το ερώτημα, σε τι βαθμό θα μπορέσουν να αντικαταστήσουν τις συμβατικές πηγές ενέργειας, καθώς και πόσο αποδοτική οικονομικά είναι η εκμετάλλευση των ΑΠΕ.

Για το μεγαλύτερο μέρος της περιβαλλοντικής κρίσης προκαλώντας αλόγιστη ρύπανση στον αέρα, το έδαφος, το υπέδαφος, τον υδροφόρο ορίζοντα άλλα και την υγεία των πολιτών ευθύνονται τα εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που λειτουργούν με την καύση λιγνίτη, λιθάνθρακα, πετρελαίου και άλλων ορυκτών καύσιμων.

Στην Ευρώπη οι πιο ρυπογόνοι σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας λειτουργούν στην Ελλάδα, την Γερμανία, την Πολωνία και την Ισπανία. Σύμφωνα με έκθεση της wwf, η ελληνική ΔΕΗ είναι η 5η μεγαλύτερη εταιρία παραγωγής λιγνίτη στον κόσμο, και οι πιο ρυπογόνοι θερμοηλεκτρικοί σταθμοί στην Ευρώπη είναι αυτοί του Άγιου Δημητρίου και της Καρδίας στην Κοζάνη. Οι σταθμοί της ΔΕΗ εκλύουν κάθε χρόνο 43 εκατομμύρια τόνους διοξειδίου του άνθρακα στην ατμόσφαιρα, ποσό που αποτελεί το 40% των συνολικών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα της χώρας. Τα εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που λειτουργούν με την καύση λιγνίτη, λιθάνθρακα, πετρελαίου και άλλων ορυκτών καύσιμων, ευθύνονται για το μεγαλύτερο μέρος της περιβαλλοντικής κρίσης προκαλώντας αλόγιστη ρύπανση στον αέρα, το έδαφος, το υπέδαφος, τον υδροφόρο ορίζοντα άλλα και την υγεία των πολιτών. Στην Ευρώπη οι πιο ρυπογόνοι σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας λειτουργούν στην Ελλάδα, την Γερμανία, την Πολωνία και την Ισπανία.

Σύμφωνα με έκθεση της wwf, η ελληνική ΔΕΗ είναι η 5η μεγαλύτερη εταιρία παραγωγής λιγνίτη στον κόσμο, και οι πιο ρυπογόνοι θερμοηλεκτρικοί σταθμοί στην Ευρώπη είναι αυτοί του Άγιου Δημητρίου και της Καρδίας στην Κοζάνη.

1.2 ΟΙ ΑΝΑΝΕΩΣΙΜΕΣ ΠΗΓΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

1.2.1 Η Έννοια και περιεχόμενο των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας

Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας είναι η ενέργεια που προέρχεται από φυσικούς πόρους όπως π.χ. το ηλιακό φως, ο άνεμος, η βροχή, οι παλίρροιες, τα κύματα και η γεωθερμία, οι οποίες είναι ανανεώσιμες αέναα, επειδή είναι φυσικά φαινόμενα που αναπληρώνονται με σταθερό ρυθμό μονίμως. Οφείλεται δηλαδή σε "καθαρές" μορφές ενέργειας, φιλικές στο περιβάλλον, που δεν αποδεσμεύουν υδρογονάνθρακες, διοξείδιο του άνθρακα ή τοξικά και ραδιενεργά απόβλητα όπως τα ορυκτά καύσιμα που χρησιμοποιούνται σε μεγάλη κλίμακα, ενώ για την εκμετάλλευσή τους δεν απαιτείται κάποια ενεργητική παρέμβαση όπως εξόρυξη, άντληση, καύση

αλλά απλώς γίνεται εκμετάλλευση της ήδη υπάρχουσας ροής ενέργειας στην φύση. Περίπου το 16% της παγκόσμιας τελικής κατανάλωσης ενέργειας προέρχεται από τις Α.Π.Ε (ανανεώσιμες πηγές ενέργειας), με το 10% να προέρχεται κυρίως από την παραδοσιακή βιομάζα, το οποίο χρησιμοποιείται κυρίως για θέρμανση και το 3,4% από την υδροηλεκτρική ενέργεια. Νέες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (μικρά υδροηλεκτρικά, σύγχρονη βιομάζα, αιολική, ηλιακή, γεωθερμική, και τα βιοκαύσιμα) αντιπροσώπευαν το άλλο 3% και αυξάνεται με αρκετά γοργούς ρυθμούς. Το μερίδιο των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας πλέον είναι περίπου 19%, με το 16% της παγκόσμιας ηλεκτρικής ενέργειας να προέρχεται από την υδροηλεκτρική ενέργεια και 3% από νέες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.

Η χρήση της αιολικής ενέργειας αυξάνεται με ετήσιο ρυθμό 20%, με μια παγκόσμια εγκατεστημένη ισχύς που κατά το τέλος του 2011 ανερχόταν στα 238.000 μεγαβάτ (MW) και χρησιμοποιείται ευρέως στην Ευρώπη, την Ασία, και τις Ηνωμένες Πολιτείες. Από το 2004, τα φωτοβολταϊκά και ο άνεμος πέρασαν ως η ταχύτερα αναπτυσσόμενες πηγές ενέργειας, και από το 2007 έχει υπερδιπλασιαστεί. Στο τέλος του 2011 τα φωτοβολταϊκά(PV) παγκοσμίως είχαν χωρητικότητα 67.000 MW. Στην Βραζιλία υπάρχει ένα από τα μεγαλύτερα προγράμματα ανανεώσιμης ενέργειας στον κόσμο κάνοντας χρήση καυσίμου αιθανόλης από ζαχαροκάλαμο, και παρέχει πλέον το 18% των καυσίμων της χώρας. Το καύσιμο της αιθανόλης είναι επίσης ευρέως διαδεδομένο στις ΗΠΑ.

Οι ΑΠΕ μπορούν να χρησιμοποιηθούν είτε άμεσα (κυρίως για θέρμανση), είτε μετατρέπόμενες σε άλλες μορφές ενέργειας (κυρίως ηλεκτρισμό ή μηχανική ενέργεια). Υπολογίζεται ότι το τεχνικά εκμεταλλεύσιμο ενεργειακό δυναμικό απ' τις Α.Π.Ε. είναι πολλαπλάσιο της παγκόσμιας συνολικής κατανάλωσης ενέργειας. Η υψηλή όμως μέχρι πρόσφατα, τιμή των νέων ενεργειακών εφαρμογών, τα τεχνικά προβλήματα εφαρμογής, καθώς και οι πολιτικές και οικονομικές σκοπιμότητες που συνδέονται με τη διατήρηση του παρόντος επιπέδου ανάπτυξης στον ενεργειακό τομέα, εμπόδισαν την εκμετάλλευση έστω και μέρους αυτού του δυναμικού.

Για την αξιοποίηση των ΑΠΕ, καθώς και για την ανάπτυξη αξιόπιστων και οικονομικά αποδοτικών τεχνολογιών που δεσμεύουν το δυναμικό τους, όπου

παρουσιάστηκε αρχικά μετά την πρώτη πετρελαϊκή κρίση του 1979 ως αποτέλεσμα κυρίως των απανωτών πετρελαϊκών κρίσεων της εποχής, και παγιώθηκε την τελευταία δεκαετία, μετά τη συνειδητοποίηση των παγκόσμιων περιβαλλοντικών προβλημάτων από την χρήση κλασικών πηγών ενέργειας. Ιδιαίτερα ακριβές στην αρχή, ξεκίνησαν σαν πειραματικές εφαρμογές.

Αποτελούν επίσης για τα κράτη στρατηγική επιλογή, αφού έχουν ωριμάσει και είναι ασφαλείς, ανταγωνιστικές και ελκυστικές σε ιδιώτες και επενδυτές, ενώ η εφαρμογή τους συμβάλλει στη βελτίωση των περιβαλλοντικών δεικτών και ειδικότερα στη μείωση των εκπομπών CO₂ και στην απεξάρτηση από το εισαγόμενο πετρέλαιο με αποτέλεσμα να μην τους ασκείται πίεση πολιτικά ή και οικονομικά από χώρες παραγωγούς υδρογονανθράκων. Η προώθηση των Α.Π.Ε. στην παγκόσμια ενεργειακή αγορά συνέβαλε το γεγονός ότι μπορούν να συμβάλλουν στην ενεργειακή αυτάρκεια μικρών και αναπτυσσόμενων χωρών, αποτελώντας την εναλλακτική πρόταση σε σχέση με την οικονομία του πετρελαίου.

1.2.2 Αιολική Ενέργεια

Η ροή του αέρα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να κινήσει τις ανεμογεννήτριες με αποτέλεσμα την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Το εύρος των ανεμογεννητριών κυμαίνεται από περίπου 200 KW έως 5 MW ονομαστική ισχύ, αν και ανεμογεννήτριες με ονομαστική ισχύ από 1,5 έως 3 MW έχουν γίνει οι πιο εμπορικές. Η διαθέσιμη ισχύς από τον άνεμο είναι συνάρτηση του κύβου της ταχύτητας του ανέμου, έτσι ώστε όσο αυξάνεται η ταχύτητα του ανέμου, η ισχύς εξόδου αυξάνει μέχρι την μέγιστη απόδοση για τη συγκεκριμένη τουρμπίνα(A/Γ). Περιοχές όπου οι άνεμοι είναι ισχυρότεροι και πιο σταθεροί, όπως υπεράκτιες περιοχές και σε περιοχές με υψόμετρο, είναι προτιμώμενες τοποθεσίες για τα αιολικά πάρκα. Τυπικοί συντελεστές χωρητικότητας είναι της τάξεως του 20-40%, με τιμές στο άνω άκρο της κλίμακας σε ιδιαίτερα ευνοϊκές θέσεις

Για την εκμετάλλευση της αιολικής ενέργειας χρησιμοποιούνται ειδικές διατάξεις που εκθέτουν έναν δρομέα (πτερωτή τύπου έλικας, με ένα ή περισσότερα πτερύγια) στο ρεύμα του ανέμου, λαμβάνοντας έτσι μέρος της κινητικής ενέργειας του ανέμου με αποτέλεσμα την περιστροφή του δρομέα.

Οι διατάξεις αυτές λέγονται αεροκινητήρες ή ανεμογεννήτριες όταν ο άξονας τους κινεί ηλεκτρογεννήτρια παράγωγης ρεύματος. Με την χρήση αεροκινητήρων η αιολική ενέργεια μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια περιστρέφοντας τον δρομέα του αεροκινητήρα.

1.3 ΑΝΑΝΕΩΣΙΜΕΣ ΠΗΓΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΤΟΠΙΚΗ ΚΟΙΝΩΝΙΑ

1.3.1 Τα οφέλη υπέρ της τοπικής κοινωνίας

Η ίδρυση και λειτουργία έργων ΑΠΕ εμπορικής κλίμακας δημιουργεί ισχυρούς πόλους τοπικής ανάπτυξης και περιβαλλοντικής αναβάθμισης και παρουσιάζει πολλαπλά, μετρήσιμα και ουσιαστικά οφέλη στις τοπικές κοινωνίες, στις περιοχές των οποίων εγκαθίστανται τα έργα αυτά. Πιο συγκεκριμένα, και με βάση τα καταγεγραμμένα απολογιστικά στοιχεία των εν λειτουργία έργων ΑΠΕ στην Ελλάδα, παρατηρείται ότι αυτά συμβάλλουν σημαντικά στην τοπική απασχόληση. Έτσι π.χ. για ένα τυπικό αιολικό πάρκο των 10 MW απαιτούνται 120 ανθρωπομήνες απασχόλησης στη φάση της κατασκευής του όπου το 30 - 40 % αυτής της απασχόλησης προέρχεται από το ντόπιο εργατικό δυναμικό. Επιπλέον απασχολούνται 3 έως 5 μόνιμοι εργαζόμενοι στη φάση λειτουργίας του, οι περισσότεροι από τους οποίους είναι ντόπιοι.

Η συμβολή των έργων ΑΠΕ στην απασχόληση, τόσο την τοπική κοινωνία όσο και σε εθνικό επίπεδο, γίνεται πραγματικά εντυπωσιακή εάν συμπεριληφθούν οι προοπτικές εγχώριας κατασκευής/συναρμολόγησης μεγάλων τμημάτων του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού των έργων αυτών, όπως είναι οι πυλώνες των ανεμογεννητριών, οι μετασχηματιστές, κ.α.

Οι προοπτικές αυτές, οι οποίες έχουν ήδη αρχίσει να υλοποιούνται στην Ελλάδα (εργοστάσιο ΡΟΚΑΣ στην Τρίπολη, εργοστάσιο ΒΙΟΜΕΚ στο Αλιβέρι), μπορούν εκτοξεύσουν τη σχετιζόμενη με τις ΑΠΕ απασχόληση, ιδιαίτερα την τοπική, στα ύψη σύμφωνα με τα έγκυρα και απόλυτα τεκμηριωμένα απολογιστικά στοιχεία της Ευρωπαϊκής Επιτροπής ("Wind Energy: The Facts", 1999). Κάθε 10 MW αιολικής ενέργειας που εγκαθίστανται δημιουργούν σήμερα 150-190 νέες θέσεις εργασίας, κυρίως στη

βιομηχανική παραγωγή του απαιτούμενου ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού.

Η λειτουργία έργων ΑΠΕ προσφέρει ένα μόνιμο και σημαντικό ετήσιο έσοδο στους τοπικούς Δήμους(2% επί του τζίρου τους), αλλά και στην τοπική οικονομία γενικότερα.

1.ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ

1.1 ΑΝΕΜΟΣ

1.1.1 Ο άνεμος ως μετεωρολογικό φαινόμενο

Άνεμος: είναι κάθε ρεύμα αέρα που κινείται σχετικά με το έδαφος. Ο άνεμος κινείται κυρίως κατά την οριζόντια έννοια, αν και υπάρχουν ανοδικά και καθοδικά ρεύματα, όπως στα όρη και στις καταιγίδες, όπου και παρατηρούνται ισχυρά ανοδικά ρεύματα. Πρωταρχική γενεσιουργός αιτία του ανέμου είναι η διαφορά της θερμοκρασίας του αέρος που με τη σειρά της δημιουργεί υπό ορισμένες προϋποθέσεις, διαφορές βαρομετρικής πίεσης μεταξύ παρακείμενων τόπων. Αν δύο συνεχόμενες περιοχές τύχει να μην έχουν την ίδια θερμοκρασία, τότε η ατμοσφαιρική πίεση της περισσότερο ψυχρής θα είναι μεγαλύτερη από της θερμότερης περιοχής, με αποτέλεσμα την μεταφορά της αέρας αυτής μάζας από τη ψυχρότερη στη θερμότερη περιοχή.

Όταν μία μάζα αέρα θερμαίνεται γίνεται πιο αραιή και πιο ελαφριά από τις άλλες μάζες που βρίσκονται γύρω της και τείνει να ανέβει ψηλότερα από εκείνες (ανοδική κίνηση). Επομένως, άλλες, πιο ψυχρές και βαριές αέριες μάζες θα κινηθούν και θα πάρουν τη θέση της. Αντίθετα, όταν μια μάζα αέρα ψύχεται γίνεται πιο πυκνή και πιο βαριά και τείνει να κατέβει (καθοδική κίνηση). Για να το πετύχει «σπρώχνει» τις άλλες τις πιο θερμές και πιο αραιές μάζες του αέρα και παίρνει τη θέση τους. Επίσης από την υπερθέρμανση του εδάφους που οδηγεί σε ανοδικές κινήσεις (ελαφρύς ζεστός αέρας ανέρχεται) και ο άνεμος από τις διπλανές περιοχές έρχεται για να καλύψει το κενό (στην ουσία δεν υπάρχει ποτέ κενό στην ατμόσφαιρα σε υψόμετρα εδάφους, απλά η κίνηση των σωματιδίων του αέρα τείνει να παρασύρει και γειτονικά σωματίδια μέσω τριβής και το φαινόμενο γενικεύεται). Τέλος ισχυροί άνεμοι προκαλούνται από τον συνδυασμό υψηλών και χαμηλών πιέσεων (αντικυκλώνας με χαμηλό βαρομετρικό) καθώς δημιουργείται μεγάλη βαροβαθμίδα, δηλαδή μεγάλη διαφορά πίεσης.

Η ένταση του ανέμου εκφράζεται είτε με την πίεση την οποία ασκεί στην επιφάνεια των διαφόρων σωμάτων, είτε με την ταχύτητα με την οποία αυτός κινείται. Μονάδα μέτρησης είναι σε m/sec και η διεύθυνση του ανέμου χαρακτηρίζεται από το σημείο του ορίζοντα από όπου πνέει ο άνεμος και όχι προς τα που πνέει ο άνεμος. Εκφράζεται δε είτε σε μοίρες (αρχής γενομένης από τον γήινο μαγνητικό Βορρά), είτε με σύμβολα ανεμολογίου (ανεμορρόμβοι).

1.1.2 Ο άνεμος ως μέσο για την παραγωγή έργου

Η εκμετάλλευση της ενέργειας του ανέμου, υπήρξε από την αρχαιότητα μια λύση για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών του ανθρώπου στη ναυσιπλοΐα, ανεμόμυλους κλπ. Για να αξιοποιήσουμε την ενέργεια του ανέμου, χρησιμοποιούμε τις ανεμογεννήτριες, οι οποίες μετατρέπουν την κινητική ενέργεια του ανέμου σε μηχανική και έπειτα σε ηλεκτρική. Οι ανεμογεννήτριες μπορούν να λειτουργούν αυτόνομα τροφοδοτώντας απευθείας την κατανάλωση ή να διοχετεύουν την ενέργεια που παράγεται στο ηλεκτρικό δίκτυο.



Εικόνα 1: Εκμετάλλευση στη ναυσιπλοΐα



Εικόνα 2: Ανεμόμυλος



Εικόνα 3: Αιολικό πάρκο



Εικόνα 4: Παράδειγμα εφαρμογής Α/Γ για παραγωγή ρεύματος οικιακής χρήσης

1.2 ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΕΣ

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μια σύντομη αναφορά στα διάφορα είδη των Α/Γ που χρησιμοποιούνται με βάση διάφορα κριτήρια διαχωρισμού τους ενώ γίνεται αναφορά στις όχι και τόσο διαδεδομένες μορφές ανεμογεννητριών. Τέλος θα γίνει μια σύντομη αναφορά για τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα των μικρών Α/Γ σχετικά.

1.2.1 Διαχωρισμός με βάση τη θέση του άξονα της Α/Γ

Οι ανεμογεννήτριες διακρίνονται με βάση τη θέση του άξονα τους, σε δύο κατηγορίες:

- οριζοντίου άξονα οι οποίες είναι οι πλέον διαδεδομένες και
- κατακόρυφου άξονα.

Παρακάτω γίνεται μία σύντομη περιγραφή των δύο ειδών.

1.2.1.1 Α/Γ Οριζοντίου Άξονα :

Τα μέρη μίας Α/Γ οριζοντίου άξονα είναι :

1) Ο Πύργος: Δύο είναι οι τύποι πύργων που κατασκευάζονται, ο σωληνωτός και ο τύπος δικτυώματος αλλά και από οπλισμένο σκυρόδεμα, για Α/Γ μεγάλης ισχύος. Αυτός που έχει επικρατήσει όμως είναι ο σωληνωτός λόγω καλύτερης αισθητικής. Το εσωτερικό του πύργου μπορεί να αποτελεί και το θάλαμο στέγασης των οργάνων της ανεμογεννήτριας ενώ έχει εσωτερική σκάλα ή και ασανσέρ πρόσβασης στο κουβούκλιο(nacelle) στην κορυφή του.

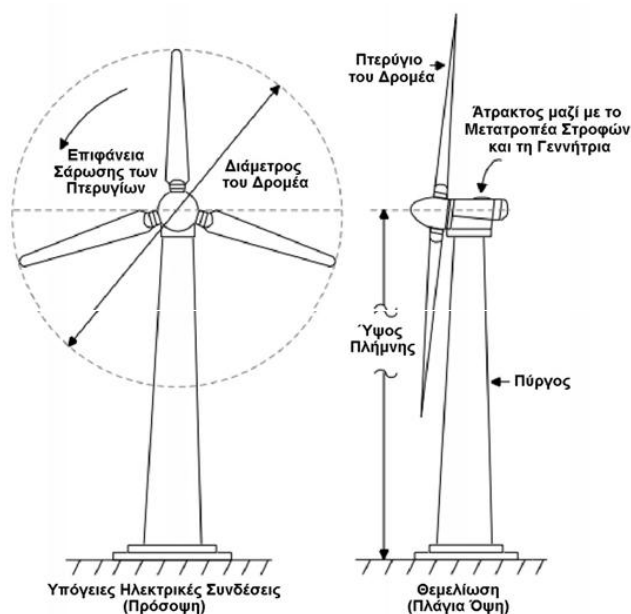
Βασικής σημασίας για την επιλογή του πύργου είναι ο προβλεπόμενος τρόπος μεταφοράς και εγκατάστασής του, σε συνδυασμό με την όλη συναρμολόγηση της Α/Γ και την έδρασή της. Ο πύργος υπολογίζεται ως πακτωμένη δοκός, η οποία υφίσταται σύνθετη στατική και δυναμική καταπόνηση. Ο σχεδιασμός του πύργου ώστε να αποφεύγονται συνθήκες συντονισμού έχει βασική σημασία για την ύπαρξη του.

2) Ο Δρομέας (Έλικα): Οι Α/Γ κατασκευάζονται με δυο ή τρία πτερύγια. Η πιο διαδεδομένη μορφή είναι αυτή με τα τρία πτερύγια. Η στήριξη των πτερυγίων της έλικας στον άξονα του δρομέα μπορεί να είναι σταθερή (πτερύγιο σταθερού βήματος) ή μεταβλητή(πτερύγιο μεταβλητού βήματος). Επίσης το πτερύγιο μπορεί να αποτελείται από δύο τμήματα: ένα τμήμα σταθερό, στηριζόμενο στον άξονα και επιπλέον ένα ρυθμιζόμενο ακροπτερύγιο.

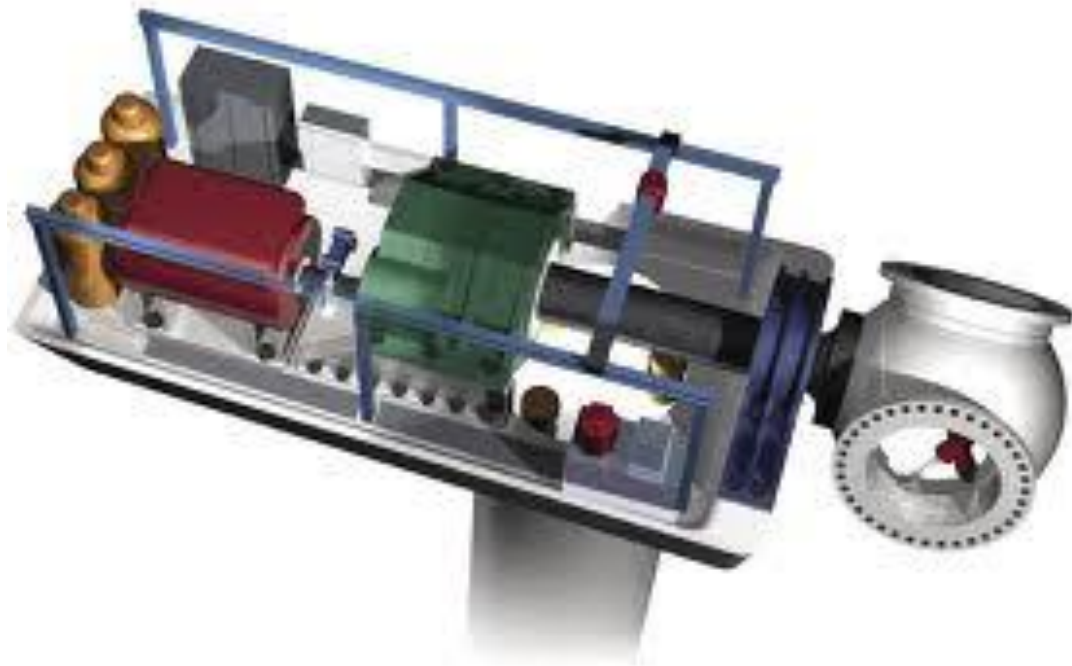
3) Ο Χώρος Μηχανισμών περιλαμβάνει κυρίως:

- το σύστημα εδράσεως του δρομέα στον πύργο
- τον πολλαπλασιαστή στροφών
- τη γεννήτρια
- το φρένο
- τους μηχανισμούς ελέγχου του βήματος των πτερυγίων και
- το σύστημα περιστροφής και προσανατολισμού προς την κατεύθυνση του ανέμου

Μία εικόνα των παραπάνω δίνεται στις επόμενες εικόνες 5α και 5β.



Εικόνα 5α: Ανεμογεννήτρια



Εικόνα 5β: Άτρακτος A/G οριζοντίου άξονα

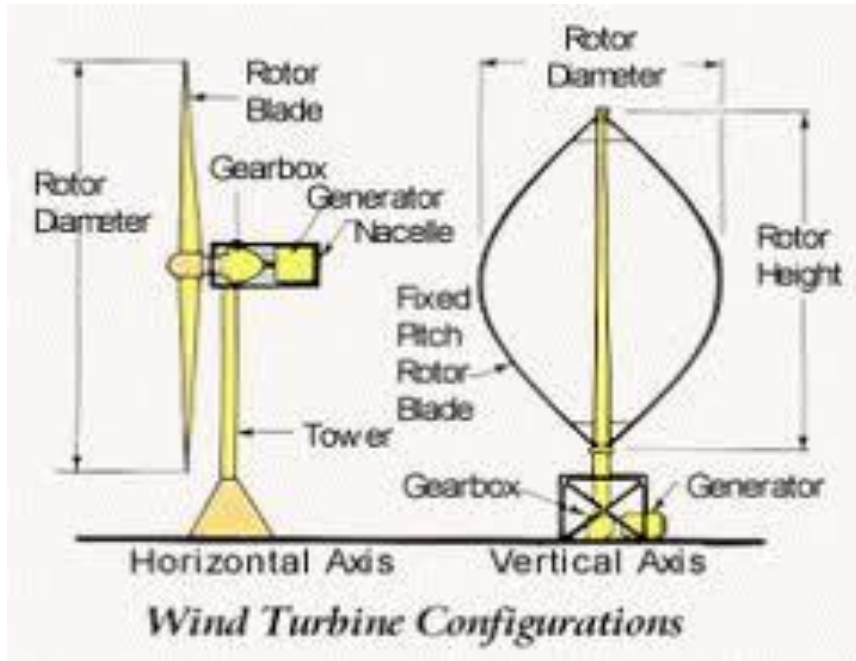
Ένα σημαντικό στοιχείο για την όλη διαμόρφωση των A/G οριζοντίου άξονα είναι ο περιορισμός του εύρους των ταλαντώσεων και ιδιαίτερα η αποφυγή συνθηκών συντονισμού της όλης διάταξης με τις συχνότητες ταλαντώσεων που προκαλεί ο άνεμος.

Ο μηχανισμός προσανατολισμού της A/G περιστρέφει την άτρακτο και την έλικα ώστε το επίπεδο περιστροφής της τελευταίας να είναι κάθετο προς την κατεύθυνση του ανέμου.

1.2.1.2 A/G Κατακόρυφου Άξονα :

Οι δυο κύριοι τύποι A/G κατακόρυφου άξονα είναι οι Darrieus και Savonius ενώ υπάρχουν και σχέδια A/G στον άξονα των οποίων συνυπάρχουν και οι δύο τύποι .Οι A/G κατακόρυφου άξονα παρουσιάζουν το πλεονέκτημα ότι δεν απαιτούν σύστημα αυτοματισμού για τον προσανατολισμό του δρομέα προς τη διεύθυνση του ανέμου καθώς επίσης και ότι η εγκατάσταση του συστήματος μετατροπής σε ηλεκτρική ενέργεια (πολλαπλασιαστής στροφών, γεννήτρια) βρίσκεται στο επίπεδο του εδάφους, στη βάση της A/G. Τα παραπάνω πλεονεκτήματα των A/G κατακόρυφου

άξονα, καθώς και το γεγονός ότι είναι κατασκευαστικά απλούστερες από τις Α/Γ οριζοντίου άξονα, αντισταθμίζει εν μέρει το μικρότερο αεροδυναμικό συντελεστή ισχύος.



Εικόνα 6: Α/Γ οριζοντίου και καθέτου άξονα



(7)

Εικόνα 7: Α/Γ τύπου Darrieus



(8)

Εικόνα 8: Α/Γ τύπου Savonius



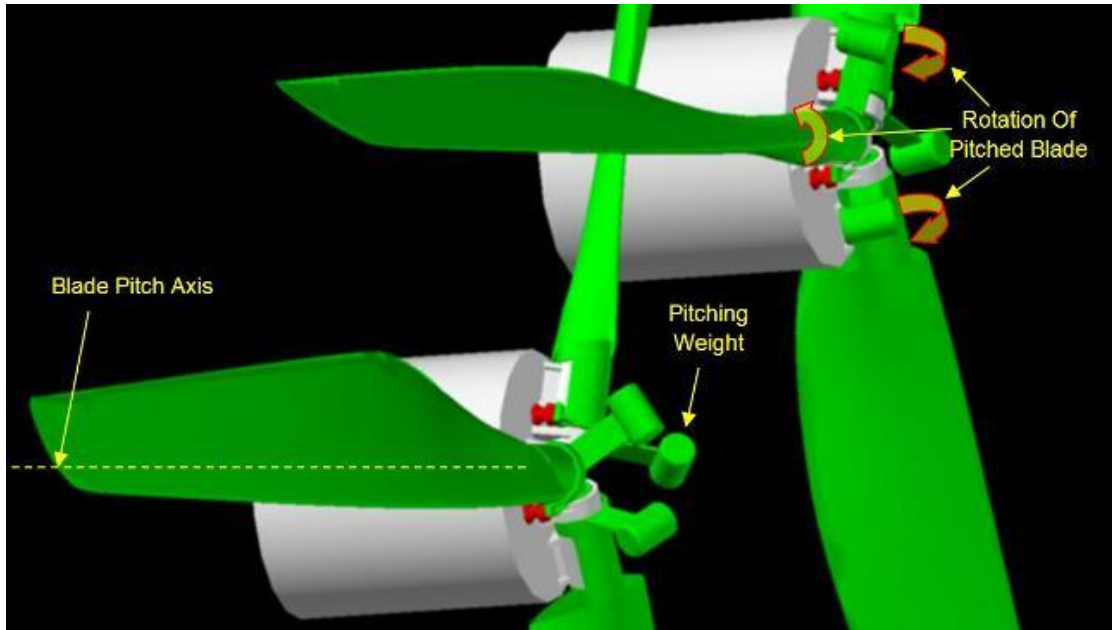
Εικόνα 9: Συνδυασμός Darrieus-Savonious

1.2.2 Διαχωρισμός με βάση τον έλεγχο της ισχύος

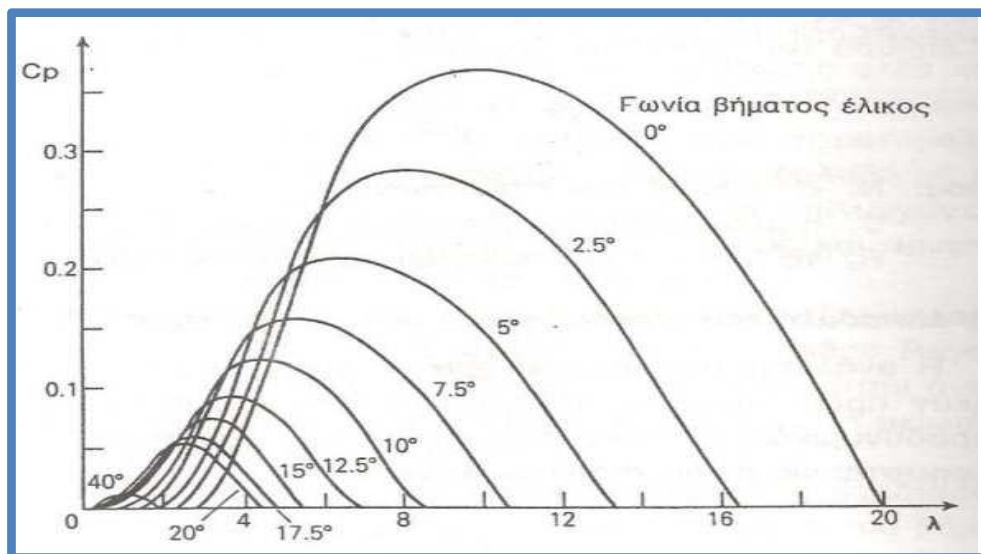
Πιο συγκεκριμένα, σε αυτήν την παράγραφο κάνουμε ένα διαχωρισμό των Α/Γ με βάση τον έλεγχο της παραγόμενης ισχύος με μηχανικά μέσα και ειδικότερα με τον έλεγχο ορισμένων αεροδυναμικών στοιχείων που σχετίζονται με τα πτερύγια της Α/Γ. Περισσότερες πληροφορίες αναφέρονται στο κεφάλαιο της κατασκευής των πτερυγίων.

1.2.2.1 Έλεγχος βήματος (pitch control)

Μεταβάλλοντας την γωνία των πτερυγίων πετυχαίνουμε τον ελάχιστο λόγο αντίστασης / άνωσης. Πιο συγκεκριμένα ανάλογα με την ταχύτητα το βήμα μεταβάλλεται για να έχουμε το βέλτιστο αεροδυναμικό συντελεστή. Εκτενέστερη αναφορά γίνεται στο κεφάλαιο των πτερυγίων.



Εικόνα 10: Περιστροφή των πτερυγίων κατά το διαμήκη άξονά τους (pitch control)



Εικόνα 11: Μεταβολή του C_p με τη γωνία των πτερυγίων

1.2.2.2 Ενεργή ρύθμιση βήματος (Active stall regulation)

Εδώ στην ουσία έχουμε τις ίδιες λειτουργίες με τον έλεγχο βήματος , μόνο που σε αυτήν την περίπτωση η γωνία προσβολής αυξάνεται σε αντίθεση με τον έλεγχο βήματος.

1.2.2.3 Εκτροπή συστήματος (Yawing system)

Είναι το σύστημα το οποίο μας βοηθάει ανάλογα με την ταχύτητα του ανέμου να αντιλαμβάνεται αν το επίπεδο περιστροφής πρέπει να είναι κάθετο στην ταχύτητα του ανέμου ή αν τυχόν η παραγόμενη ισχύς τείνει να ξεπεράσει την ονομαστική τότε τίθεται με μια κλίση.

1.2.2.4 Έλεγχος με κιβώτιο ταχυτήτων

Σε περιπτώσεις που θέλουμε να πετύχουμε τις βέλτιστες στροφές σε Α/Γ στις οποίες το κιβώτιο ταχυτήτων δεν θεωρείται περιττό λόγω ότι η σύνδεση της ατράκτου γίνεται απευθείας με την γεννήτρια, τότε αλλάζοντας τον λόγο μετάδοσης της κίνησης μεταβάλλουμε την ταχύτητα περιστροφής του δρομέα.

1.2.3 Διαχωρισμός με βάση τη μεταβολή των στροφών

1.2.3.1 Σταθερές στροφές

Οι Α/Γ σταθερών στροφών αποτελούν το σημαντικότερο κομμάτι από τις λειτουργούσες Α/Γ, αν και η χρήση τους περιορίζεται. Οι Α/Γ αυτές χρωστάνε τη μεγάλη εξάπλωσή τους κυρίως στο μικρό τους κόστος, αφού για τη σύνδεσή τους με το δίκτυο δε χρειάζεται να παρεμβάλλονται ηλεκτρονικοί μετατροπείς, των οποίων το κόστος είναι πολύ σημαντικό. Τα πλεονεκτήματα στη χρήση Α/Γ σταθερών στροφών είναι:

- εξαιρετικής απλότητας και αξιοπιστίας καθώς και μηδενικών αναγκών συντήρησής τους.

Παράλληλα όμως η λειτουργία των σταθερών στροφών παρουσιάζει και κάποια σημαντικά μειονεκτήματα, τα σημαντικότερα από τα οποία είναι:

- Λειτουργία με μη βέλτιστο αεροδυναμικό συντελεστή
- Αυξημένη μεταβλητότητα ισχύος εξόδου
- Χαμηλός συντελεστής ισχύος εξόδου

- Μεταβατικά φαινόμενα εκκίνησης και ζεύξης–απόζευξης

1.2.3.2 Μεταβλητές στροφές

Οι Α/Γ μεταβλητών στροφών έχουν αρχίσει να κυριαρχούν στην αγορά λόγω των μειονεκτημάτων των Α/Γ σταθερών στροφών και των σημαντικών πλεονεκτημάτων που παρουσιάζουν όπως αναφέρονται παρακάτω:

- Βελτιστοποίηση ενεργειακής απόδοσης της Α/Γ
- Εξομάλυνση της μεταβλητότητας των μηχανικών ροπών
- Περιορισμός καταπονήσεων-μεγαλύτερη διάρκεια ζωής
- Μείωση τυχαίας μεταβλητότητας της ισχύος εξόδου
- Περιορισμός ταχέων διακυμάνσεων της τάσης (flicker)
- Δυνατότητα μείωσης ενεργού ισχύος εξόδου
- Δυνατότητα ελέγχου άεργου ισχύος εξόδου
- Χαμηλά επίπεδα θορύβου
- Διευκόλυνση διαδικασιών εκκίνησης

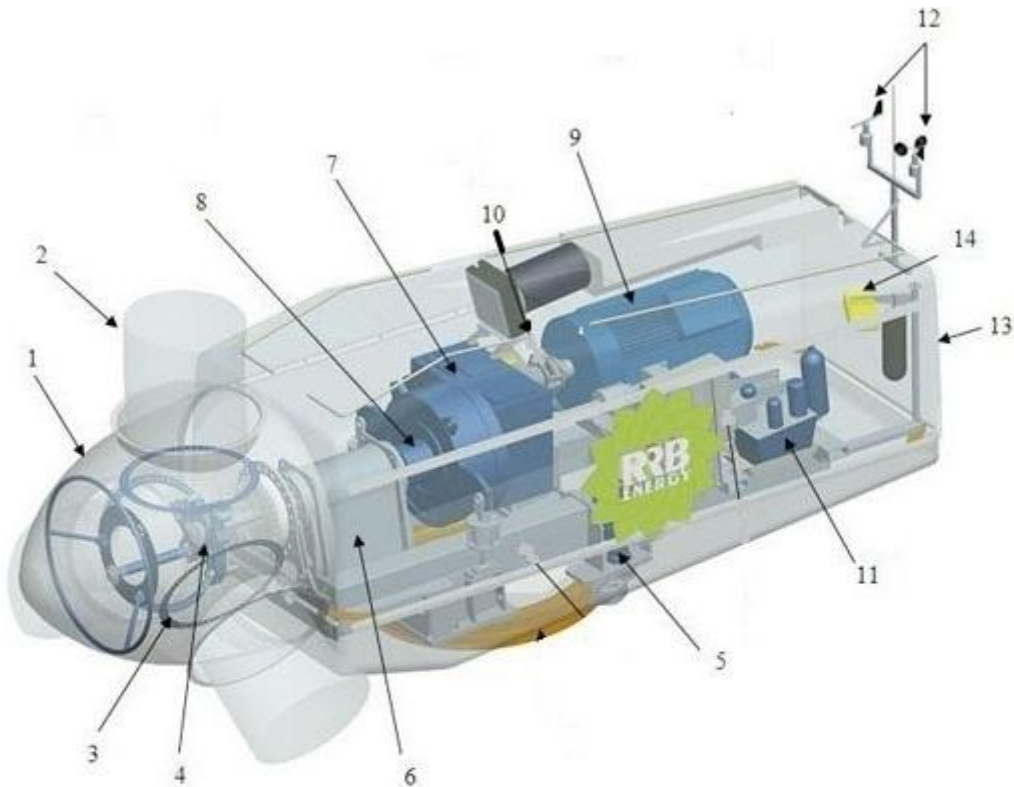
Τα μειονεκτήματα των Α/Γ μεταβλητών στροφών, μπορούν να τοποθετηθούν κυρίως στον οικονομικό τομέα. Αυτά είναι:

- Τροφοδοσία αρμονικών συχνοτήτων στο δίκτυο λόγω των ηλεκτρονικών μετατροπών
- Εγκατάσταση φίλτρων
- Παραμόρφωση ρευμάτων γεννήτριας – αύξηση απωλειών

2. ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ

Όπως αναφέρεται και στον τίτλο της πτυχιακής εργασίας η μελέτη θα γίνει σε ανεμογεννήτρια ισχύος 500KW οριζοντίου άξονα, τριών πτερυγίων. Ύστερα από έρευνα επιλέχτηκε η Vestas V39 με διάμετρο ρότορα 47m. Η μετάδοση της κίνησης γίνεται μέσω μίας ατράκτου και ενός κιβωτίου ταχυτήτων στην γεννήτρια.

Η συγκεκριμένη ανεμογεννήτρια περιλαμβάνει το σύστημα Opti Speed TM το οποίο έχει το χαρακτηριστικό γνώρισμα που επιτρέπει στο ρότορα να λειτουργεί με μεταβλητή ταχύτητα (rpm). Τα τεχνικά μέρη της V39 Vestas είναι τα εξής:



ΜΗΧΑΝΙΚΑ ΜΕΡΗ ΤΗΣ V39-500KW (47m ΡΟΤΟΡΑΣ)

- | | |
|------------------------------|-----------------------|
| 1. ΜΥΤΗ Α/Γ | 8. ΔΙΣΚΟΣ ΣΥΣΤΟΛΗΣ |
| 2. ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΡΟΤΟΡΑ | 9. ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ |
| 3. ΡΟΥΛΕΜΑΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ | 10. ΑΝΤΛΙΑ ΛΑΔΙΟΥ |
| 4. ΕΓΚΑΡΣΙΟΣ ΑΞΟΝΑΣ ΣΥΝΔΕΣΗΣ | 11. ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ |
| 5. ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΡΟΣΑΝΑΤΟΛΙΣΜΟΥ | 12. ΑΝΕΜΟΠΤΕΡΟ |
| 6. ΚΥΡΙΩΣ ΑΞΟΝΑΣ & ΡΟΥΛΕΜΑΝ | 13. ΝΑΣΕΛΑ |
| 7. ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ | 14. ΓΕΡΑΝΟΣ |

Εικόνα 2.1α: Γενική απεικόνιση των μερών της Α/Γ

Πηγές:<http://www.gwynedd.gov.uk/swiftlg/imagetemp/41585-239330.pdf>
<http://hbedrms.stirling.gov.uk/PAP/showimage.asp?j=11/00164/FUL&index=126230>

1.	Κατασκευαστής	RRB ENERGY LIMITED
2.	Τύπος/Μοντέλο	V 39
3.	Αριθμός πτερυγίων	3
	Διάμετρος ρότορα	47 m
4.	Ονομαστική ισχύς	500 KW
5.	Ρεύμα	475 A
6.	Δυναμικό	690 V
7.	Διακύμανση τάσης	-13% / +10%
8.	Διακύμανση της συχνότητας	+1 / -3 Hz
9.	Ταχύτητα του ανέμου στην ονομαστική ισχύ	14,5 m/s
10.	Ταχύτητα του ανέμου κατά την έναρξη/σταμάτημα της Α/Γ	4,0 m/s
11.	Ταχύτητα του ανέμου κατά την έναρξη/σταμάτημα της Α/Γ	25 m/s
12.	Ακραία ή μέγιστη ταχύτητα ανέμου	64 m/s
13.	Μέγιστη ταχύτητα ανέμου και επιβίωσης της Α/Γ	70 m/s
	Μέγιστες στροφές ροτορα	31,7rpm
	Σχέση μετάδοσης	1:58,20

Πίνακας 2.1β: Πίνακας γενικών στοιχείων Α/Γ

Πιο αναλυτικά τα τεχνικά μέρη της VestasV39 είναι τα εξής:

2.1 ΜΥΤΗ Α/Γ (NOSE CONE)



Εικόνα 2.2α: Μύτη Α/Γ

- Κατασκευαστής: RRB Energy Limited
- Υλικό κατασκευής: Γυαλί ενισχυμένου πολυεστέρα με επικάλυψη από πολυεστέρα.
- Βαρος:195Kg
-

2.2 ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΡΟΤΟΡΑ (ROTOR BLADES)

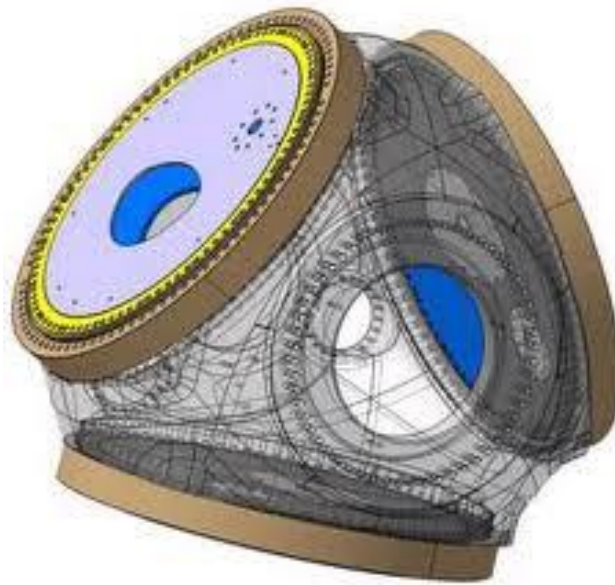


Εικόνα 2.2β: Πτερωτή.

Με το ειδικό σύστημα της YE5TA5 OptiTip, η V39-Vestas ρυθμίζει το βήμα των πτερυγίων. Με το OptiTip®, η γωνία των πτερυγίων είναι συνεχώς ρυθμισμένη έτσι ώστε τα πτερύγια να βρίσκονται πάντα στη βέλτιστη γωνία σε σχέση με τον αέρα.

- Κατασκευαστής: RRB Energy Limited
- Τεχνικά χαρακτηριστικά: Διάμετρος ρότορα 47m
- Περιοχή σάρωσης: 1735m²
- Αριθμός πτερυγίων: 3
- Μήκος 22,9m
- Βαρος: 1250Kg το καθένα
- Υλικό κατασκευής: Γυαλί ενισχυμένο με ίνες εποξικής ρητίνης ενώ η βάση του πτερυγίου είναι από αλουμίνιο.
- Διεύθυνση περιστροφής: Δεξιόστροφα (Μπροστινή όψη)
- Κλίση: 6°
- Κωνική γωνία φτερών: 3°
- Αεροδυναμικά φρένα: Πλήρης σύμπραξη των φτερών
- Αρχή κατασκευής φτερών: Κοχύλια που συνδέονται με την υποστήριξη της ακτίνας αλουμινίου.
- Σύνδεση φτερού με ρουλεμάν: Ένωση με νήμα χάλυβα και μπουλόνια
- Χορδή φτερού (πλάτος) άκρη /τέλος: 2,09 m/0.47 m

2.3 ΡΟΥΛΕΜΑΝ ΠΤΕΡΥΓΙΟΥ (BLADE BEARING)



Εικόνα 2.3: Απεικόνιση της θέσης των ρουλεμάν του πτερυγίου στον κόμβο



Εικόνα 2.4: Ρουλεμάν του πτερυγίου στον κόμβο

Στις παραπάνω εικόνες βλέπουμε το ρουλεμάν σύνδεσης των πτερυγίων με το HUB και πως είναι η σύνδεση τους με αυτό.

- Κατασκευαστής: Rollix 03.1000.04.DD.06/ RotheErde / Παραπλήσιο
- Τύπος: Σφαιρικό με 4 σημεία επαφής
- Μέγεθος: $\varnothing 1130 \times \varnothing 870 \times 110$
- Βάρος: 261Kg το τεμάχιο

2.4 ΕΓΚΑΡΣΙΟΣ ΑΞΟΝΑΣ ΣΥΝΔΕΣΗΣ (TRAVERSE & CONNECTING ROD)

- Κατασκευαστής: RRB Energy Limited
- Βάρος:185Kg

2.4.1 Πλάκα στροφάλου (Crank plate)

- Μέγεθος: Ø960XØ500X35
- Υλικό κατασκευής: S235JR

2.4.2 Στρόφαλος (Crank)

- Υλικό κατασκευής: GGG 40.3

2.4.3 Εγκάρσιος άξονας(Traverse)

- Υλικό κατασκευής:S235J2G3

2.4.4 Μπιέλα (Connecting rod)

- Υλικό κατασκευής:GGG 40.3

2.4.5 Κόμβος (Hub)

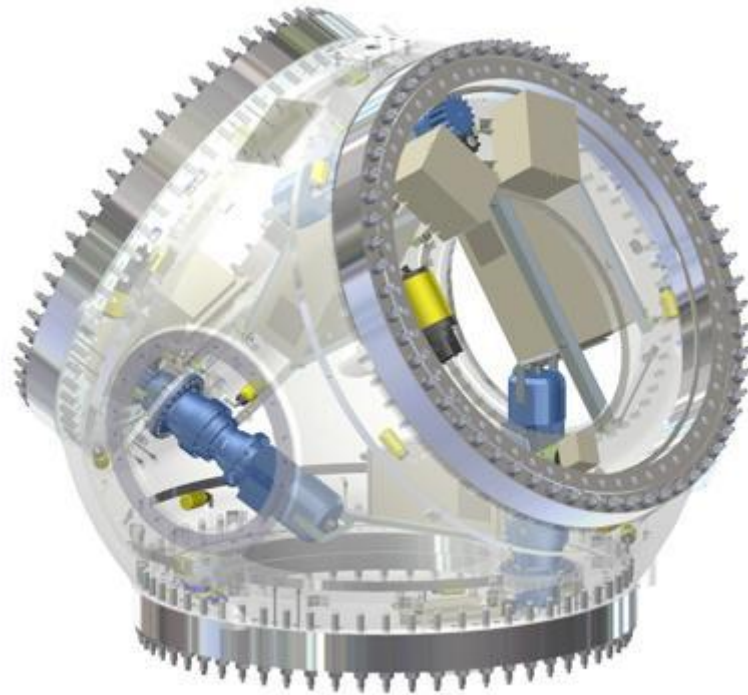
- Βάρος:1670Kg



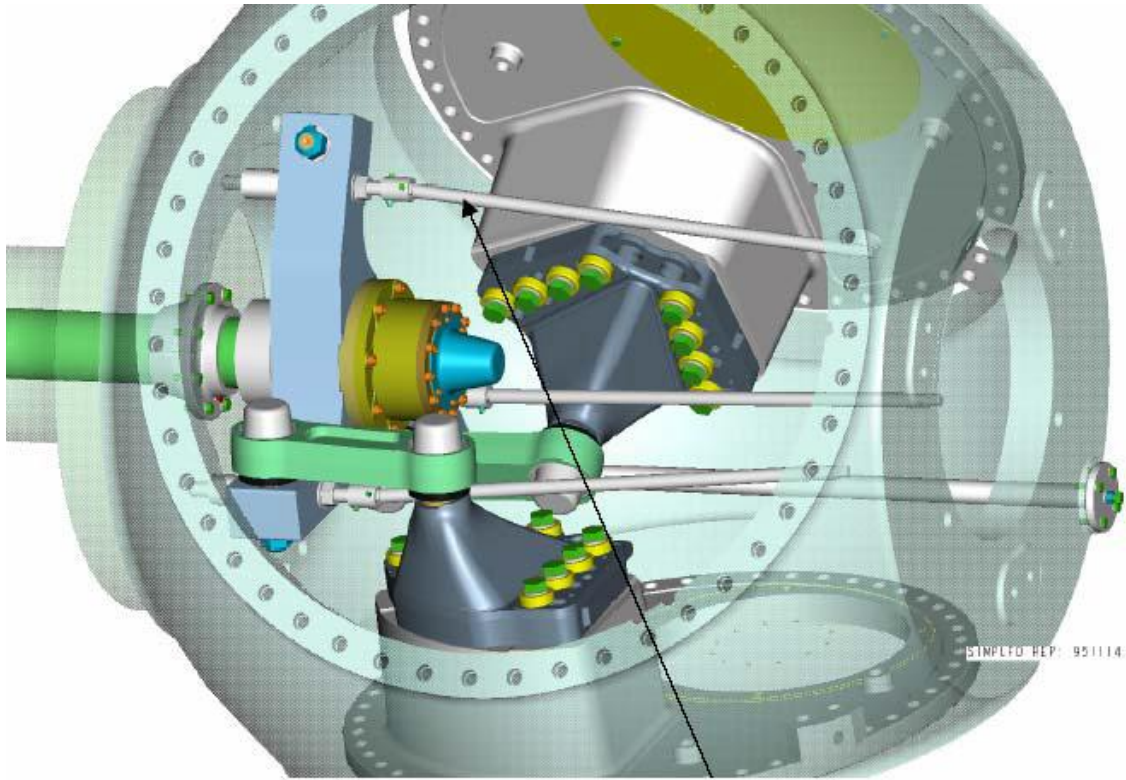
Εικόνα 2.5α:Διασυνδεδετικό εξάρτημα πτερυγίων-Κόμβος(Hub)

Ο ρότορας αποτελείται από τη μύτη της ΑΓ, τα πτερύγια και τον κόμβο διασύνδεσης τους. Εσωτερικά του κόμβου βρίσκεται το σύστημα διεύθυνσης

των πτερυγίων. Αυτό αποτελείται από μηχανικά μέρη όπως τον στροφαλοφόρο άξονα ο οποίος συνδέεται με την πλάκα στροφάλου. Η πλάκα στροφάλου συνδέεται με ειδικούς εγκάρσιους άξονες σύνδεσης (μπιέλα) και το ρουλεμάν του κάθε πτερυγίου. Η κίνηση στα πτερύγια δίνεται μέσω υδραυλικού συστήματος το οποίο ελέγχεται με το σύστημα OptiTip® και με τον τρόπο αυτό ελέγχεται η διεύθυνση των πτερυγίων.

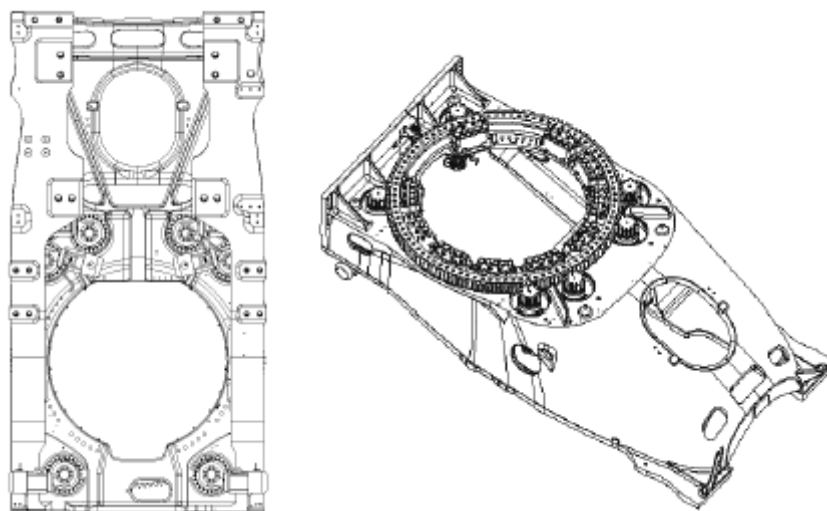


Εικόνα 2.5β: Διασυνδεδετικό εξάρτημα πτερυγίων -κόμβος (Hub) όπου φέρει το σύστημα ελέγχου των γωνιών των πτερυγίων

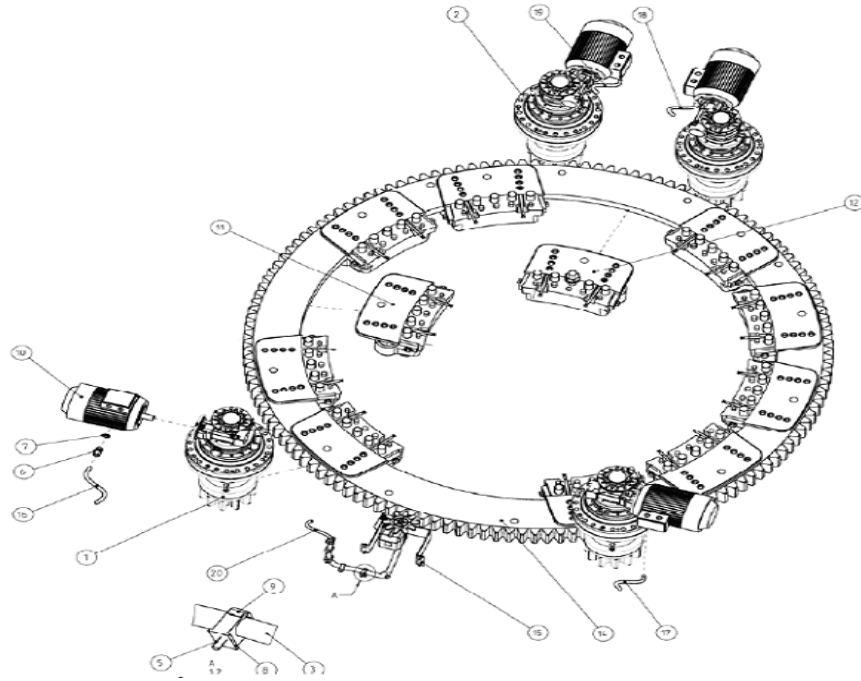


Εικόνα 2.5γ: Διασυνδεδετικό εξάρτημα πτερυγίων -κόμβος (Hub) όπου φέρει το σύστημα ελέγχου των γωνιών των πτερυγίων

2.5 ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΡΟΣΑΝΑΤΟΛΙΣΜΟΥ(YAWGEAR)



Σχήμα 2.6α: Σύστημα προσανατολισμού



Σχήμα 2.6β: Απεικόνιση του συστήματος προσανατολισμού μαζί με τα μοτέρ

Η άτρακτος (nacelle) τοποθετείται πάνω σε μια πλάκα σαν δαχτυλίδι η οποία πακτώνεται στον πύργο. Το σύστημα προσανατολισμού τοποθετείται στην πλάκα έδρασης όπως φαίνεται στο σχήμα 2.6.α και 2.6.β. Ως σύστημα προσανατολισμού ορίζουμε το σύστημα εκείνο που προκαλεί την μετατόπιση της ατράκτου περιμετρικά.

2.5.1 Σύστημα προσανατολισμού(Yaw gear)

- Κατασκευαστής: Transmital/ Bonfiglioli / Παραπλήσιο
- Τύπος Yaw System: Σύστημα ρουλεμάν ολίσθησης με ενσωματωμένο τριβέα
- Τύπος yaw gear: Διο βηματικά πλανητικά γρανάζια και ένα ατέρμονο

2.5.2 Ηλεκτροκινητήρας (Electrical Motor)

- Κατασκευαστής: Rotomotive / Παραπλήσιο
- Τύπος: 1,5 kW, σε 3 φάσεις ασύγχρονος με ηλεκτρικό φρένο
- Πόλοι: 6

2.6 ΚΥΡΙΩΣ ΑΞΟΝΑΣ & ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ (MAIN SHAFT & BEARING ARRANGEMENT)



Εικόνα 2.7: Κυρίως άξονας

2.6.1 Κυρίως άξονας (Main shaft)

- Κατασκευαστής: RRB Energy Limited
- Υλικό κατασκευής: 34CrNiMo6
- Συνολικό μήκος άξονα: 1660mm
- Βάρος : 970Kg

2.6.2 Ρουλεμάν κυρίως άξονα-ατράκτου(Main bearings)

- Τύπος: Βαρελοειδές
- Βάρος:190Kg

2.6.2.1:Μπροστινό ρουλεμάν 23060 CC/W33

- Διάμετρος: 300mm

2.6.2.2: Πίσω ρουλεμάν 24156CC/W33

- Διάμετρος: 280mm

2.6.3 Περίβλημα εδράνου (Bearing house)



Εικόνα 2.8: Περίβλημα εδράνου

- Υλικό κατασκευής: GGG 40.3
- Βάρος: 950Kg

2.7 ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ (GEARBOX)



Εικόνα 2.9: Κιβώτιο ταχυτήτων ανεμογεννήτριας

Το κιβώτιο ταχυτήτων της ανεμογεννήτριας είναι πλανητικού συστήματος με ελικοειδή γρανάζια και με λόγο σχέσης μετάδοσης στα 50 Hz, 58,20:1

- Κατασκευαστής: Jake / Moventas / Παραπλήσιο
- Τύπος: Πλανητικός / Ελικοειδές
- Μήκος: 1592mm

2.8 ΔΙΣΚΟΣ ΣΥΣΤΟΛΗΣ (SHRINK DISC)



Εικόνα 2.10: STÜWE Shrink disc

- Κατασκευαστής: STÜWE / Παραπλήσιο
- Τύπος: HSD 360-81 / Παραπλήσιο
- Λίπανση: MoS₂
- Ροπή στρέψης: 980 Nm
- Βάρος: 200Kg

2.9 ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ (GENERATOR)

Ένα σημαντικό μέρος του στροβίλου (Α/Γ) είναι η ασύγχρονη γεννήτρια η οποία μετατρέπει τη μηχανική ενέργεια από το κιβώτιο ταχυτήτων σε ηλεκτρική ενέργεια. Η γεννήτρια είναι συνδεδεμένη με το δίκτυο, το οποίο μεταφέρει την ηλεκτρική ενέργεια στον καταναλωτή.

- Κατασκευαστής: Siemens / Παραπλήσιο

- Τύπος: Siemens 1LG8-407-4 (50Hz) / Παραπλήσιο
- Πόλοι: 4
- Βάρος:3200Kg

2.10 ΑΝΤΛΙΑ ΛΑΔΙΟΥ (GEAR OIL COOLING)

- Κατασκευαστής αντλιών λαδιού: Jake / Moventas / Παραπλήσιο
- Ροή αντλίας: 50Hz 48lt/min
- Πίεση αντλίας: max 8bar

2.11 ΦΡΕΝΟ(BRAKE)



Εικόνα 2.11: Φρένο ανεμογεννήτριας

- Κατασκευαστής: RRB Energy Limited

2.11.1 Δισκόφρενο

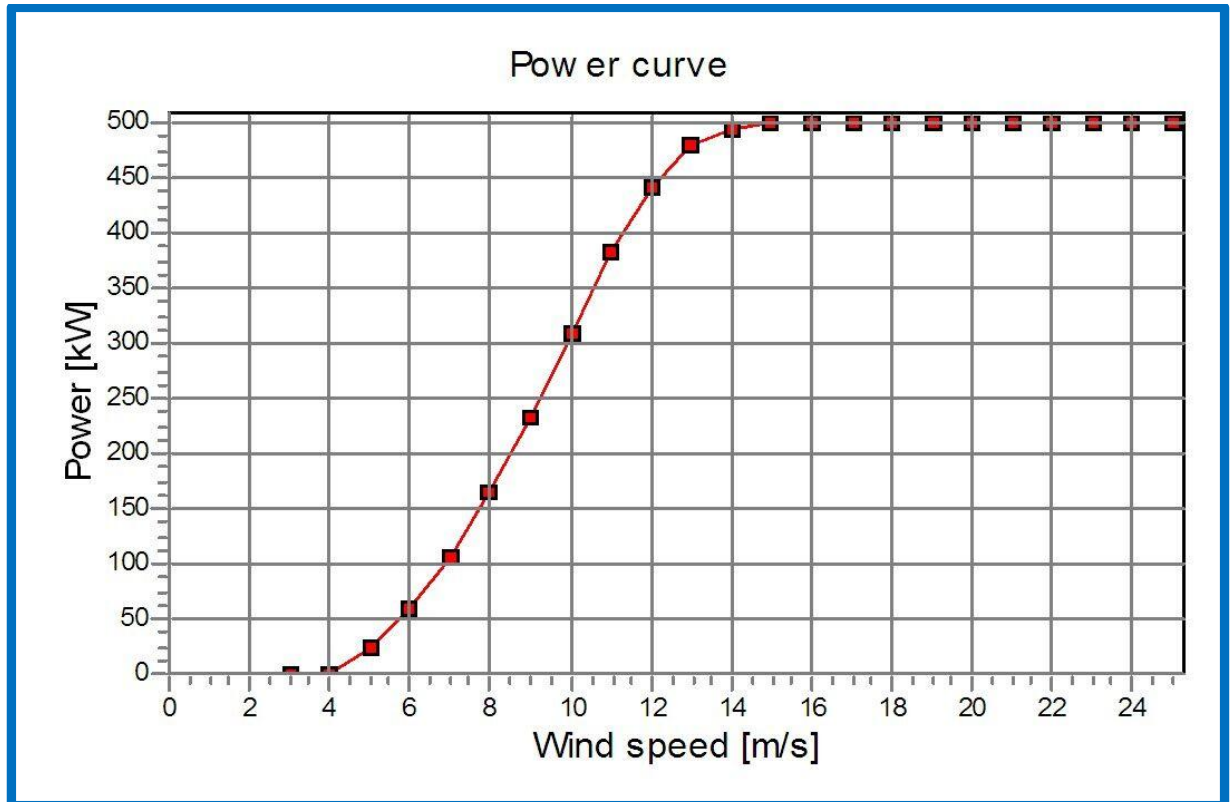
- Τύπος: Χυτό υλικό
- Εξωτερική διάμετρος: 600mm
- Επιφάνεια πέδησης: $\text{Ø}446\text{Ø}600\text{mm}$
- Πάχος δίσκου: 23mm
- Υλικό: GGG 70

2.12: ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΤΗΣ ΚΑΜΠΥΛΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΤΗΣ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ 500KW

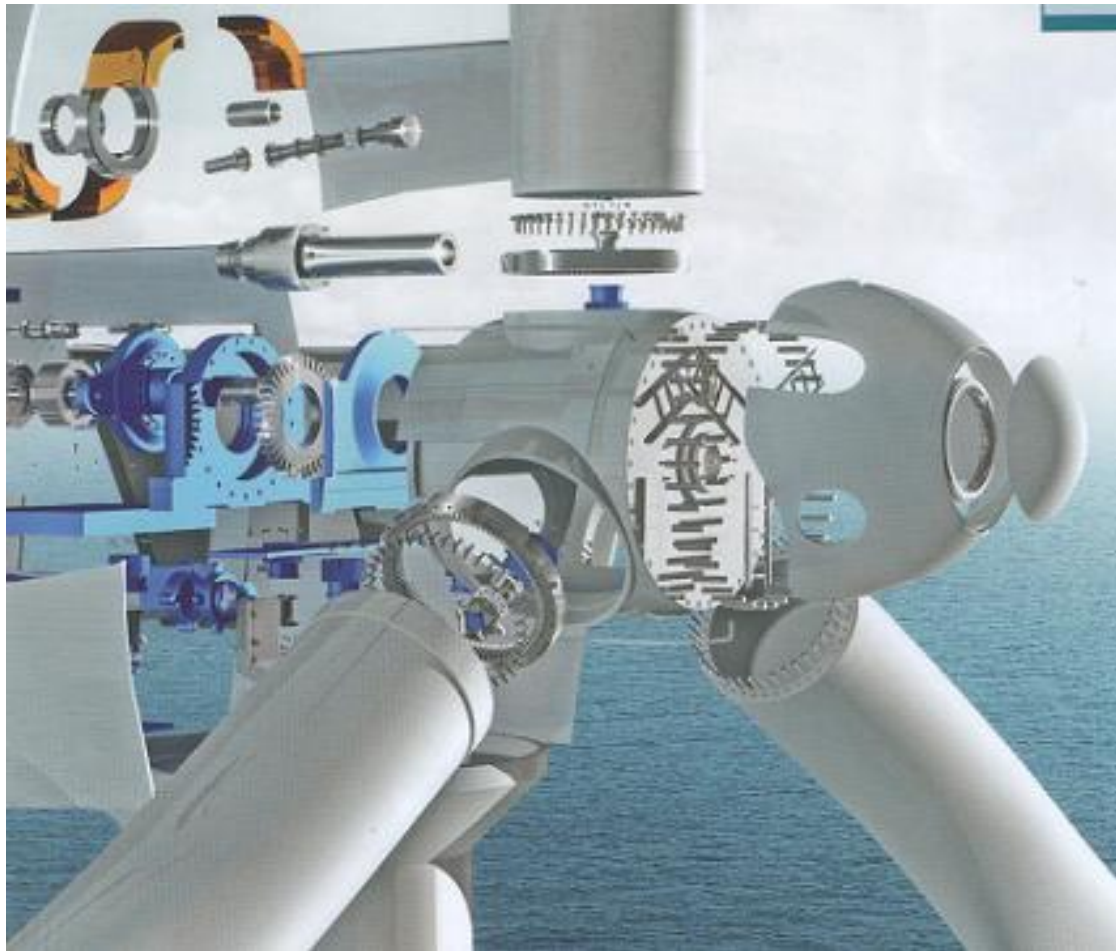
Εξετάζοντας το διάγραμμα της παραγόμενης ισχύος σε συνάρτηση με την ταχύτητα του ανέμου (διάγραμμα 2.12) θα μπορούσαμε να καταλάβουμε την φιλοσοφία και τον λόγο ύπαρξης των συστημάτων OptiTip και του συστήματος προσανατολισμού καθώς επίσης και να οδηγηθούμε σε ορισμένα βασικά συμπεράσματα.

Σύμφωνα με τον πίνακα 2.1β(σελ.19) και το διάγραμμα 2.12 μπορούμε να ορίσουμε τρία στάδια παρατήρησης της παραγόμενης ισχύος σε συνάρτηση με την ταχύτητα του ανέμου. Το πρώτο στάδιο είναι αυτό όπου η ταχύτητα του ανέμου κυμαίνεται από 0 m/s έως 4 m/s και η Α/Γ βρίσκεται σε κατάσταση αδράνειας. Κατά την κατάσταση αυτή δεν παράγεται ισχύς αφού η ταχύτητα του ανέμου δεν επαρκεί ώστε να περιστρέψει τα πτερύγια και τελικά την γεννήτρια παραγωγής ρεύματος. Το δεύτερο στάδιο είναι αυτό όπου η ταχύτητα του ανέμου κυμαίνεται από 4 m/s έως 14.5 m/s και μπορούμε να πούμε ότι είναι ένα μεταβατικό στάδιο όπου η ισχύς αυξάνεται συνεχώς έως την ονομαστική ισχύς της Α/Γ. Ως τρίτο και τελευταίο στάδιο ορίζουμε το στάδιο εκείνο όπου η ταχύτητα του ανέμου κυμαίνεται από 14.5 m/s έως 25 m/s και η παραγόμενη ισχύς είναι σταθερά ίση με την ονομαστική ισχύς της Α/Γ.

Είναι προφανές πλέον ότι τα συστήματα προσανατολισμού συμβάλλουν σημαντικά στην εξίσωση της παραγόμενης ισχύς με την ονομαστική ισχύ αλλά και στην διατήρηση της εξίσωσης αυτής ελέγχοντας την κλίση των πτερυγίων και την φορά της Α/Γ σε σχέση με τον άνεμο, με σκοπό να είναι πάντα σε τέτοια θέση ώστε να επιτυγχάνεται η καλύτερη και βέλτιστη εκμετάλλευση του ανέμου αλλά και για την προστασία της Α/Γ από δυνατούς ανέμους σταματώντας την ή αδρανοποιώντας την.

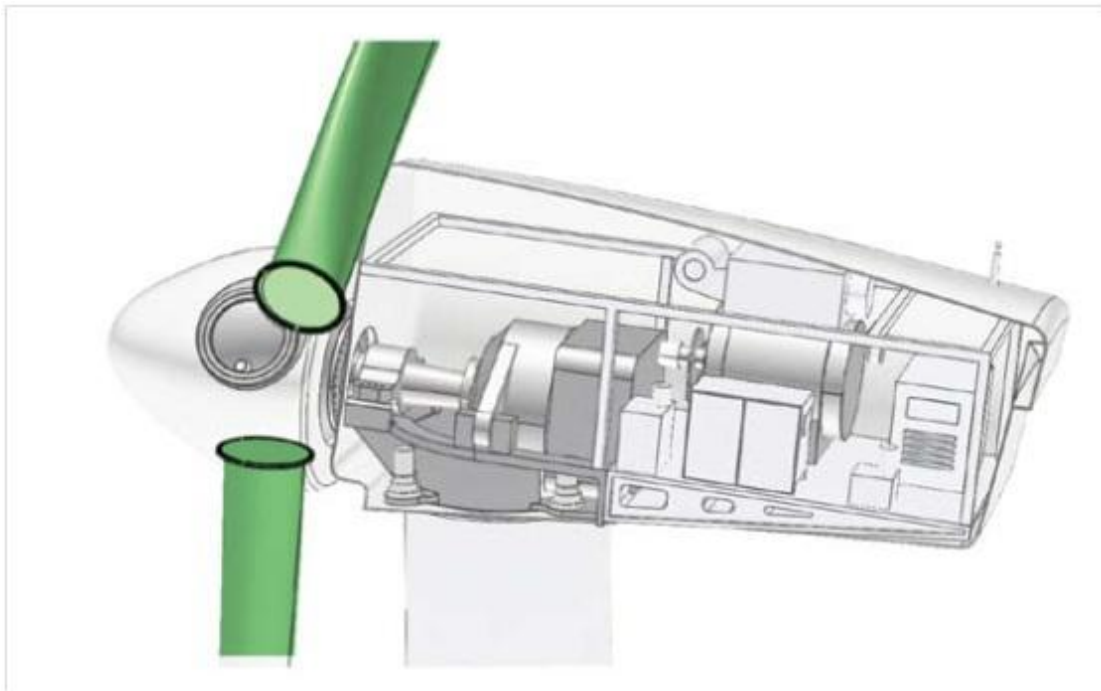


Διάγραμμα 2.12: Διάγραμμα της καμπύλης ισχύος της ανεμογεννήτριας 500KW



Εικόνα 2.13: Απεικόνιση των μηχανικών μερών και εξαρτημάτων μίας Α/Γ

3.ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ



Εικόνα 3.1α: Πτερύγια ανεμογεννήτριας

3.1 ΥΛΙΚΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

Η πλειονότητα των πτερυγίων των ανεμογεννητριών κατασκευάζεται από το υλικό GRP, το οποίο είναι πολυεστέρας ή εποξειδικό ενισχυμένο με ίνες γυαλιού. Οι ίνες από άνθρακα ή το αραμίδιο έχουν μεγάλη αντοχή εφελκυσμού και μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως ενισχυτικό με αποτέλεσμα να επιτυγχάνονται μεγαλύτερες αντοχές των πτερυγίων σε αντίστοιχες καταπονήσεις. Τελευταία όμως έχουν κάνει την εμφάνισή τους στην αγορά υλικά όπως το ξύλο, το εποξειδίο ξύλου καθώς και συστατικά ινών εποξειδίου ξύλου. Οι κατασκευές με ασάλι δε κρίνονται ορθές διότι έχουν το μειονέκτημα του αυξημένου τους βάρους ενώ τα κράματα αλουμινίου κρίνονται ακατάλληλα λόγω των μηχανικών τους αδυναμιών σε αξονικές και εγκάρσιες φορτίσεις, όπου είναι πιθανό να συμβούν κατά την λειτουργία της Α/Γ.



Εικόνα 3.1β: Πτερύγια ανεμογεννήτριας

Οι ρότορες απαρτίζονται από τα παρακάτω τμήματα

- τα εξωτερικά πλαίσια, τα οποία ευθύνονται για το αεροδυναμικό σχήμα και δέχονται ένα τμήμα του φορτίου κάμψης,
- τους εσωτερικούς διαμήκεις δοκούς οι οποίοι δέχονται το διατμητικό φορτίο και ένα τμήμα του φορτίου κάμψης, και αποτρέπουν την παραμόρφωση της διατομής και την κάμψη των εξωτερικών πλαισίων
- τους δακτυλίους τύπου προσθήκης οι οποίοι μεταφέρουν τα φορτία από τα πλαίσια και τις δοκούς στον ασάλινο κόμβο
- την αντικεραυνική προστασία η οποία μεταφέρει τους κεραυνούς που ίσως έχουν στις άκρες των πτερυγίων στη βάση της Α/Γ
- το αεροδυναμικό φρένο όπου για μερικούς τύπους ανεμογεννήτριας με σταθερό αξονικό βήμα, αποτελεί ένα τμήμα του συστήματος προστασίας της Α/Γ. Το αεροδυναμικό φρένο είναι συνήθως το άκρο καμπής επί της ατράκτου.

Τα πλαστικά ενισχυμένων ινών (FPR) είναι το πιο συχνά χρησιμοποιούμενο σύνολο υλικών για τα εξωτερικά πλαίσια, τους εσωτερικούς δοκούς-πλέγματα και για τους άξονες των αεροδυναμικών φρένων. Τα υλικά FPR είναι υλικά στα οποία χρησιμοποιούνται ίνες για την μεταφορά του συνολικού φορτίου ενώ μια πολυμερής ρητίνη χρησιμοποιείται

για να διανείμει το φορτίο ανάμεσα στις ίνες και να αποτρέψει πιθανές τοπικές σχετικές μετατοπίσεις. Το FPR συχνά χρησιμοποιείται και στις 2 πλευρές ενός καλυφειδούς πυρήνα σε μια διάταξη σάντουιτς. Ο πυρήνας σε μια τέτοια διάταξη χρησιμοποιείται για να αυξηθεί η τοπική ανοχή στην κάμψη στον ιστό ή στο πλαίσιο. Μια αυξημένη τοπική ανοχή στην κάμψη πιθανόν να χρειάζεται για την αποφυγή φαινομένων λυγισμού κατά την έκθεση των πτερυγίων σε θλιπτικά ή διατμητικά φορτία. Το ξύλο αποτελεί εναλλακτική για την προστασία των πλαισίων αφού παρουσιάζει την ίδια δομή με τα FPR.

3.1.1 Ενισχύσεις από FPR

Για την κατασκευή των πλαισίων και των εσωτερικών δοκών μιας ανεμογεννήτριας χρησιμοποιούνται τόσο ίνες από γυαλί όσο και από άνθρακα. Οι ίνες του άνθρακα χρησιμοποιούνται στους άξονες των αεροδυναμικών φρένων. Οι δύο τύποι ινών παρέχονται σε διάφορα μεγέθη και σε διαφορετικές χημικές συστάσεις. Ο πιο σημαντικός τύπος ινών είναι οι e-glass.

Οι μηχανικές ιδιότητες, ο συντελεστής ελαστικότητας και η τάση μπορεί να διαφοροποιούνται σημαντικά ανάμεσα σε διαφορετικούς τύπους ινών και είναι πιθανόν να διαφοροποιούνται σημαντικά από τύπο σε τύπο. Υπάρχουν για παράδειγμα ίνες άνθρακα χαμηλής, μέτριας και υψηλής αντοχής. Η επιλογή και η ποιότητα των ινών αποτελεί κομμάτι της σχεδίασης των πτερυγίων. Είναι σημαντικό να κατανοηθεί ότι οι τελικές ιδιότητες των ελασμάτων FPR δεν εξαρτώνται μόνο από τις ιδιότητες των ινών. Σημαντικοί παράγοντες όμως κρίνονται οι δομικές αλληλοεπιδράσεις μεταξύ των ινών και ο όγκος των καταπονήσεων των ινών.

Κατά τη διάρκεια της σχεδίασης έχει κατατεθεί η διαστασιολόγηση για την επιφάνεια των ινών. Ο σκοπός της διαστασιολόγησης είναι η αύξηση της αντοχής του «δεσίματος» μεταξύ των ινών και των ρητίνων. Επίσης η διαστασιολόγηση μπορεί να εφαρμοστεί για πιο εύκολο χειρισμό χωρίς να συμπεριλαμβάνονται οι ατέλειες κατά τη διάρκεια κατασκευής της λεπίδας.

Μια μέθοδος διαστασιολόγησης που αναπτύχθηκε για ένα τύπο εφαρμογών ή ένα τύπο ρητίνων δεν είναι απαραίτητα κατάλληλη για μια άλλη εφαρμογή ή μια άλλη ρητίνη. Είναι σημαντικό, ο κατασκευαστής του υλικού

της ίνας να παρέχει αρκετές πληροφορίες για το ζήτημα αυτό και οι προτάσεις του κατασκευαστή να ακολουθούνται κατά τη διάρκεια της παραγωγής των λεπίδων.

3.1.2 Ρητίνες

Οι ρητίνες που χρησιμοποιούνται πιο διαδεδομένα για την κατασκευή των πτερυγίων είναι ο πολυεστέρας, ο βυνιλεστέρας και η εποξειδική ρητίνη, με τον πολυεστέρα να είναι ο επικρατέστερος και την εποξειδική ρητίνη να χρησιμοποιείται σε δομικά πιο απαιτητικές εφαρμογές. Οι ρητίνες αποτελούνται από μια βάση, στην οποία αναμειγνύεται με σκληρυντικά για την απαρχή της διαδικασίας διασύνδεσης (σε μερικές περιπτώσεις υποβοηθούμενη και από την χρήση κάποιου καταλύτη). Επιπρόσθετα, επιταχυντές ή αναστολείς μπορεί να προστεθούν για να ρυθμίσουν τον χρόνο πήξης και τον χρόνο «θεραπείας» στην θερμοκρασία λειτουργίας και στα χαρακτηριστικά της λειτουργίας που θα εκτελεστεί. Η πιθανότητα ρύθμισης του χρόνου πήξης και του χρόνου «θεραπείας» είναι σχετικά μεγάλη για τους πολυεστέρες. Για την εποξειδική ρητίνη, η μετατροπή αυτών των παραγόντων ενδέχεται να επηρεάζουν τις ιδιότητες της υπό «θεραπεία» ρητίνης. Για τον έλεγχο της συμπύκνωσης του στυρόλιου και της έκθεσης του στο οξυγόνο κατά τη διάρκεια της «θεραπείας» ενδείκνυται η χρήση ειδικών κεριών.

Επιπρόσθετα, μπορούν να χρησιμοποιηθούν και άλλες ενώσεις για συγκεκριμένους λόγους, π.χ. πληρωτές χαμηλού κόστους, χρωστικές ουσίες και θιξοτροπικοί παράγοντες οι οποίοι μπορούν να σταθεροποιήσουν την ρητίνη σε μια κάθετη επιφάνεια. Η επίδραση τέτοιων πρόσθετων στις ιδιότητες της ρητίνης μπορεί να είναι σημαντική και θα πρέπει να αποτιμηθεί.

3.2 ΥΛΙΚΑ ΠΥΡΗΝΑ

Τα υλικά που συναντάμε πιο συχνά στην κατασκευή του πυρήνα είναι είτε δομικοί αφροί, είτε προϊόντα ξύλου. Οι αφροί βασίζονται στην θερμοπλαστική π.χ. το PVC, όπου διατίθεται και σε διαφορετικές πυκνότητες. Οι πιο σημαντικές μηχανικές ιδιότητες είναι ο συντελεστής διάτμησης, η αντοχή διάτμησης και η ολκιμότητα. Η σκληρότητα και η ανοχή αυξάνονται με

την αύξηση της πυκνότητας. Οι αφροί PVC μπορεί να διοχετευτούν σε μια κατάσταση σταθεροποιημένης θερμότητας η οποία παρέχει καλύτερη διαστασιακή σταθερότητα και μειώνει την πιθανότητα έκλυσης αερίων. Η έκλυση αερίων είναι η απελευθέρωση πτητικών αερίων από τον πυρήνα όταν το πλαίσιο έχει ολοκληρωθεί. Τα υλικά του ξύλινου πυρήνα περιλαμβάνουν την balsa, το συμβατικό ξύλο και το κόντρα πλακέ.

Η balsa είναι κατά πολύ το πιο χρησιμοποιημένο υλικό και διατίθεται σε διαφορετικές πυκνότητες, σκληρότητες και αντοχές.

3.2.1 Ξύλο

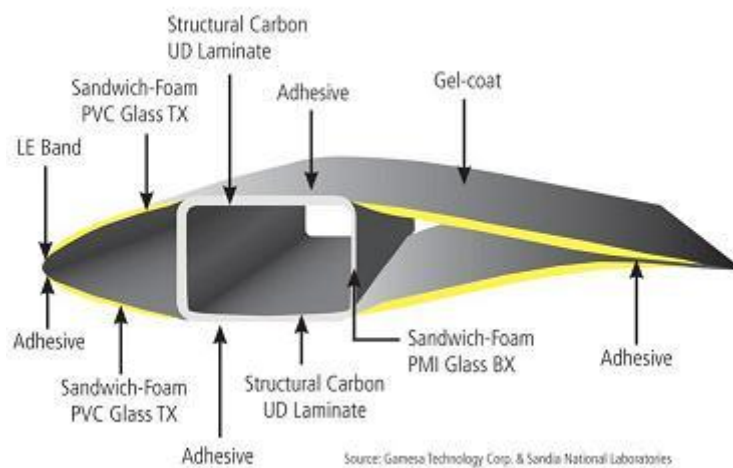
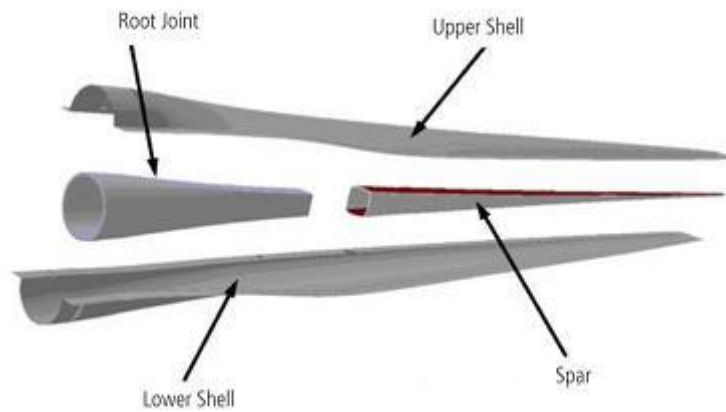
Για την κατασκευή των πτερυγίων μπορεί να χρησιμοποιηθούν πολλοί τύποι ξύλου. Το ξύλο χρησιμοποιείται σαν κόντρα πλακέ ή ως έλασμα για να μειωθεί η επίδραση των ατελειών. Είναι σημαντικό για την αντίσταση του ξύλου, η περιεκτικότητα σε νερό να είναι χαμηλή. Μια υψηλή περιεκτικότητα σε νερό θα οδηγήσει σε χαμηλότερες μηχανικές ιδιότητες, σε σήψη και στην ανάπτυξη μυκήτων. Η υγρασία θα πρέπει να ελέγχεται κατά τη διάρκεια της αποθήκευσης και της κατασκευής. Η επιστροφή και η σφράγιση θα πρέπει να θεωρηθούν ως κομμάτι της σχεδίασης για να αντιμετωπιστεί η μακροχρόνια περιεκτικότητα νερού στο ξύλο.

3.2.2 Κόλλες

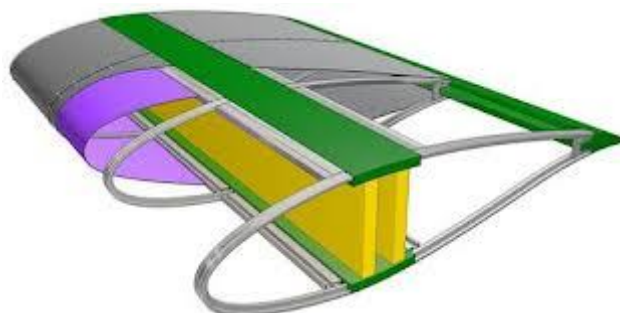
Για την συγκόλληση των φύλλων/ κομματιών χρησιμοποιούνται κόλλες πυρήνα/ σάντουιτς όπου χρησιμοποιούνται και για να συμπληρώσουν τα κενά μεταξύ των κομματιών του πυρήνα. Μια καλή κόλληση χρειάζεται για να διατηρηθεί η ικανότητα διάτμησης. Ο δεσμός θα πρέπει να έχει τουλάχιστον την ίδια αντοχή διάτμησης και την ίδια επιμήκυνση θραύσης όπως το υλικό του πυρήνα. Η μεγάλη ολκιμότητα της κόλλας προσδίδει και μεγαλύτερη αντοχή στην κόλληση.

Οι κόλλες χρησιμοποιούνται για την ένωση των πτερυγίων που κατασκευάζονται σε κομμάτια αλλά και για την ένωση μεταλλικών εσοχών όπως τους δακτυλίους χάλυβα ή αλουμινίου στη ρίζα. Είναι σημαντικό για τις ενώσεις με κόλλα να είναι η επιφάνεια καθαρή και απαλλαγμένη από κερί,

σκόνη και λάδι. Η αμμοβολή και ο καθαρισμός με διαλύτες ίσως να είναι απαραίτητο να πληρούν ορισμένες προϋποθέσεις για τους δακτυλίους. Το πάχος της κόλλας των αρθρώσεων θα πρέπει να ελέγχεται μιας και έχει επίδραση στην αντοχή του υλικού.



Εικόνα 3.2α: Πτερύγια ανεμογεννήτριας, μορφολογία και δομή

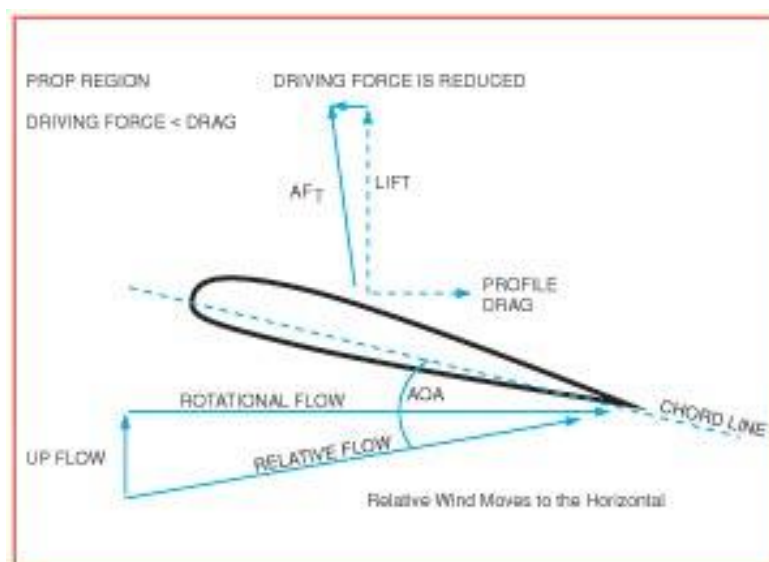


Εικόνα 3.2β: Πτερύγια ανεμογεννήτριας, μορφολογία και δομή

3.3 ΣΥΡΣΗ-ΥΨΩΣΗ

Όπως έχει ήδη προαναφερθεί το σχήμα των πτερυγίων είναι ελικοειδές. Η γεωμετρία του πτερυγίου, όταν δέχεται στρώματα αέρα, δημιουργεί στις άκρες του δυνάμεις οι οποίες προκαλούν την κίνηση των πτερυγίων, την σύρση και την ύψωση.

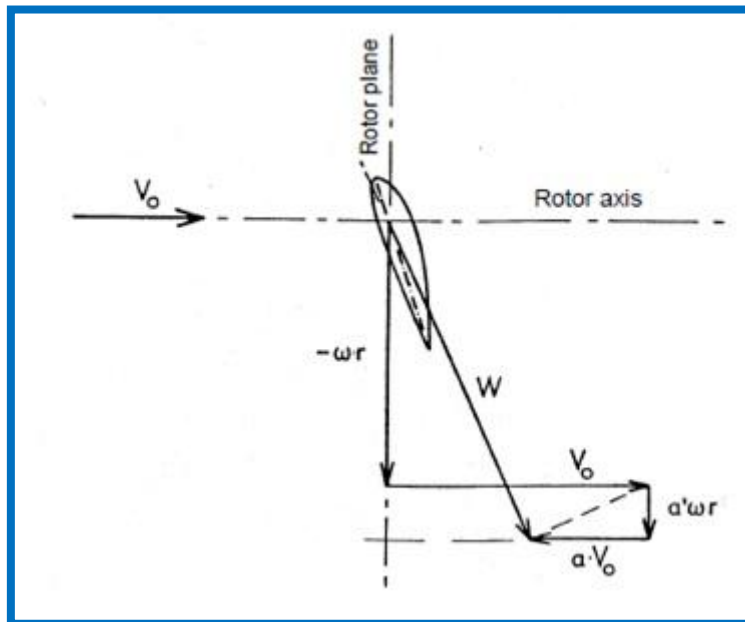
Η ανύψωση L(Lift) είναι μια δύναμη κάθετη στο στρώμα αέρα που δέχονται οι λεπίδες και εξηγείται από το φαινόμενο Bernoulli (μείωση της πίεσης στην κορυφή του πτερυγίου σε σχέση με την μείωση στη βάση του). Η σύρση είναι η δύναμη που προκαλεί κάμψη στα πτερύγια της Α/Γ και η συνισταμένη δύναμη (ώθηση) προκαλεί την κίνηση των πτερυγίων αυτής όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.3α .



Σχήμα 3.3α: Απεικόνιση δυνάμεων σύρσης και ανύψωσης του πτερυγίου

Η ταχύτητα του ανέμου στη διατομή ενός πτερυγίου φαίνεται από το σχήμα 3.3α. Η ταχύτητα του ανέμου είναι κάθετη στο επίπεδο του ρότορα. Αυτή είναι η ταχύτητα εισροής του ανέμου. Όταν ο άνεμος περνάει από το επίπεδο του ρότορα, η ταχύτητα του ανέμου ελαττώνεται κατά ένα ποσοστό α λόγω της αξονικής παρεμβολής. Ο ρότορας περιστρέφεται με μια γωνιακή ταχύτητα ω . Έτσι, ένα στοιχείο πτερυγίου σε απόσταση r από τον άξονα του ρότορα θα κινείται με μια ταχύτητα Vr στο επίπεδο του ρότορα. Όταν ο άνεμος περνάει από το επίπεδο του ρότορα και δρα με τον κινούμενο ρότορα, αναπτύσσεται μια εφαπτόμενη ταχύτητα του ανέμου $a = \omega * r$. Η απορρέουσα σχετική ταχύτητα εισροής που δέχεται ο ρότορας φαίνεται στο σχήμα 3.3β και

συμβολίζεται με το W . Αυτή η απορρέουσα ταχύτητα του ανέμου προκαλούν την σύρση και την ύψωση



Σχήμα 3.3β: Η ταχύτητα του ανέμου στη διατομή ενός πτερυγίου

Οι τύποι που δίνουν την ανύψωση και την σύρση δίνονται ως

$$F_L = \frac{1}{2} * C_L * \rho * c * W^2$$

$$F_D = \frac{1}{2} * C_D * \rho * c * W^2$$

Όπου ρ : η πυκνότητα του αέρα,

c : το μήκος της χορδής,

$C_L - C_D$: οι συντελεστές σύρσης και ανύψωσης

3.4 ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΚΑΙ ΙΣΧΥΣ ΑΝΕΜΟΥ

Η ενέργεια του ανέμου που δέχονται τα πτερύγια προέρχεται από την γνωστή σε όλους κινητική ενέργεια

$$E_{κιν} = \frac{1}{2} * m * u^2 \tag{1}$$

όπου m η μάζα του αέρα που διαπερνά τα πτερύγια και u η ταχύτητα του αέρα. Ο ρυθμός μεταβολής της μάζας, όπως επίσης γνωρίζουμε μπορεί και να εκφραστεί ως το γινόμενο της πυκνότητας επί την επιφάνεια που προσκρούει επί την ταχύτητα του ανέμου. Έτσι η (1) μετατρέπεται στην (2)

$$P = \frac{1}{2} * \rho * A * u_0^3 \quad (2)$$

Αν η διάμετρος του ρότορα είναι d τότε η (2) γράφεται ως

$$P_0 = \frac{\pi * \rho * d^2 * u_0^3}{8} \quad (3)$$

Κρατώντας τα πάντα σταθερά εκτός από την ταχύτητα του ανέμου μπορούμε να καταλήξουμε στο κλάσμα των ισχυών

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{u}{u_0}\right)^3 \quad (4)$$

Καταλήγουμε λοιπόν στο συμπέρασμα πως η ισχύς του ανέμου είναι συνάρτηση του κύβου της ταχύτητάς του. Σε περίπτωση π.χ. που διπλασιαστεί η ταχύτητα του ανέμου, θα οκταπλασιαστεί η ισχύς του.

3.5 ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΡΟΤΟΡΑ

Η σχέση (3) υπονοεί πως η ισχύς του ανέμου είναι και συνάρτηση του τετραγώνου της διαμέτρου των πτερυγίων της γεννήτριας. Σε περίπτωση που διπλασιαζόταν η διάμετρος του πτερυγίου, θα τετραπλασιαζόταν η ισχύς που προσπίπτει πάνω σε αυτό. Αν δηλαδή στη σχέση (3) κρατούσαμε τα πάντα ίδια εκτός από τη διάμετρο του πτερυγίου θα λαμβάναμε

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{d}{d_0}\right)^2 \quad (5)$$

Οι κατασκευαστές τελειοποιούν τις μηχανές τους ανάλογα με τις συνθήκες ανέμου της περιοχής και την μορφολογία του εδάφους. Μια μεγαλύτερη γεννήτρια θα χρειάζεται περισσότερη ισχύς ή και ισχυρότερους ανέμους με υψηλότερη ταχύτητα εκκίνησης. Αν μια ανεμογεννήτρια εγκατασταθεί σε περιοχή με χαμηλό δυναμικό, θα πρέπει να έχει μια μικρή γεννήτρια με χαμηλή ταχύτητα εκκίνησης και συγκεκριμένο μέγεθος ρότορα, ή να έχει έναν μεγάλο μέγεθος ρότορα και συγκεκριμένη γεννήτρια. Ο πίνακας 3.4 φανερώνει την σχέση ανάμεσα στη διάμετρο των πτερυγίων και την ισχύ που παράγεται από την ανεμογεννήτρια. Απ' ό,τι φαίνεται στον πίνακα, για παραγωγή 0,5 MW η διάμετρος των πτερυγίων είναι 40 m αλλά η Vestas V39 επιλέγει 47m.

διάμετρος ρότορα [m]	Ισχύς γεννήτριας [MW]
27	0,225
33	0,3
40	0,5
44	0,6
48	0,75
54	1
64	1,5
72	2
80	2,5
116	5

Πίνακας 3.4: Συσχέτιση Ισχύος με διάμετρο πτερυγίων

Η ισχύς που παράγεται από οποιονδήποτε τύπο ανεμογεννήτριας μπορεί να εκφραστεί ως

$$P = \frac{A \cdot \rho \cdot u^3 \cdot C_p}{2}$$

όπου

P : η εξερχόμενη ισχύς

ρ : η πυκνότητα του αέρα

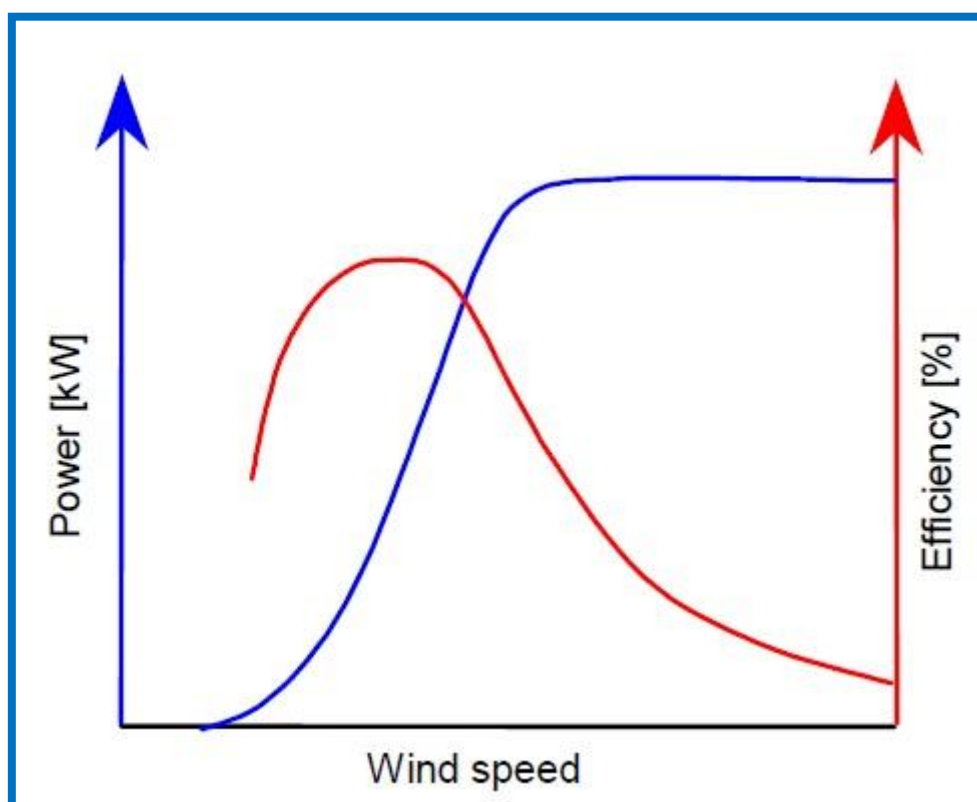
u : η ταχύτητα του ανέμου

A : το εμβαδό που διανύει ο ρότορας

C_p : ο συντελεστής ισχύος

Ο συντελεστής ισχύος είναι γινόμενο της μηχανικής απόδοσης η_m , της ηλεκτρικής απόδοσης η_e , και της αεροδυναμικής αποδοτικότητας α . Και οι τρεις παράγοντες εξαρτώνται από την ταχύτητα του ανέμου και την παραγόμενη ισχύ. Η μηχανική απόδοση χαρακτηρίζεται από τις απώλειες στο κιβώτιο ταχυτήτων όπου βρίσκονται τα περισσότερα κινούμενα και συνεργαζόμενα μέρη και συνήθως βρίσκεται ανάμεσα στο 0,95 με 0,97 σε πλήρη ανάπτυξη των φορτίων που δέχεται η Α/Γ.

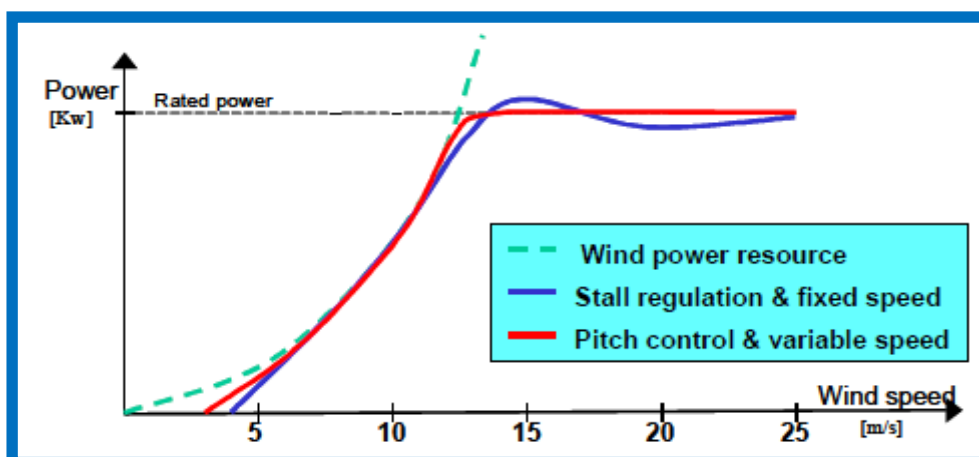
Η ηλεκτρική απόδοση αναφέρεται σε απώλειες στη γεννήτρια και στα ηλεκτρικά κυκλώματα. Σε πλήρη λειτουργία της Α/Γ η ηλεκτρική απόδοση κυμαίνεται από 0,97 έως 0,98. Όπως μπορεί κάποιος να αντιληφθεί, είναι αδύνατον να μετατραπεί σε ωφέλιμη ισχύς όλη η ισχύς του ανέμου. Σύμφωνα με το κριτήριο του Betz, η μέγιστη τιμή που μπορεί να λάβει ο συντελεστής αεροδυναμικής απόδοσης είναι 59,61%. Άρα η Α/Γ θεωρητικά μπορεί να αξιοποιήσει θεωρητικά μέχρι το 60% της ισχύς του ανέμου περίπου, όπου το 10% από αυτό περίπου χάνεται για διάφορους λόγους όπως είναι η τριβή μεταξύ των κινούμενων μερών του συστήματος κίνησης. Επομένως η αποδοτικότητα μίας Α/Γ και η παραγόμενη ισχύς της, εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τον συντελεστή ισχύος και από την ποιότητα κατασκευής της.



Διάγραμμα 3.5α: Ταχύτητα ανέμου ως προς ισχύ και αποδοτικότητα

Από το διάγραμμα 3.5α φαίνεται πως η παραγόμενη ισχύς (μπλε γραμμή) μεταβάλλεται με την αλλαγή της ταχύτητα του ανέμου. Αν υποθέσουμε πως ο συντελεστής απόδοσης είναι σταθερός, η γραφική παράσταση χαρακτηρίζει ένα πολυώνυμο τρίτου βαθμού ως προς την ισχύς που παράγεται με μια ταχύτητα u . Σε αυτό το σημείο, είτε με έλεγχο της ταχύτητας του ρότορα είτε

με υστέρηση της κίνησης των πτερυγίων επιτυγχάνεται μια σχεδόν σταθερή τιμή της ισχύος.



Διάγραμμα 3.5β: έλεγχος της εξερχόμενης ισχύος

Στο διάγραμμα 3.5β παρατηρούμε την μορφή που παίρνει η ελεγχόμενη πλέον ισχύς σε περίπτωση υστέρησης της ταχύτητας του ρότορα (μπλε γραμμή) και σε περίπτωση ελέγχου. Στον άξονα x αναπαρίσται η ταχύτητα του ανέμου ενώ στον y η εξερχόμενη ισχύς. Ο συντελεστής απόδοσης της ανεμογεννήτριας συνήθως λαμβάνει την μέγιστη τιμή του σε ταχύτητες $7 \div 9$ m/sec και συνήθως δε ξεπερνά το 50%. Η ηλεκτρική ισχύς συνήθως φτάνει τις τιμές της μετρούμενης ισχύς σε ταχύτητες $14 \div 16$ m/s.

Όπως είναι γνωστό, η ισχύς της γεννήτριας επηρεάζεται και από το ύψος στο οποίο τοποθετείται ο ρότορας. Αυτό γίνεται αντιληπτό εάν σκεφτούμε πως η πυκνότητα του αέρα ρ αυξάνεται σε μεγαλύτερα ύψη. Το ίδιο ακριβώς συμβαίνει και στις ταχύτητες των ανέμων, δηλαδή όσο μεγαλύτερα τα ύψη στα οποία εγκαθίσταται μια γεννήτρια τόσο πνέουν άνεμοι μεγαλύτερων ταχυτήτων. Ο πίνακας 3.6 είναι ενδεικτικός των υψών των πύργων στους οποίους τοποθετούνται τα πτερύγια και το σύστημα των ανεμογεννητριών.

Ύψος Πύργου (m)	Μετρούμενη ισχύς (KW)
22	55
31	225
35	450
35-40	500
44	600
50	750
50	1000
60	1500
64-80	2000
85	5000

Πίνακας 3.6: Ύψη πύργων σε σχέση με την μετρούμενη ισχύς

3.6 ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

Η σχεδίαση του εξωτερικού περιγράμματος των πτερυγίων μιας ανεμογεννήτριας βασίζεται σε αεροδυναμικά δεδομένα. Η διατομή των πτερυγίων είναι στρογγυλή και μακριά, με την πιο πλατειά πλευρά να έχει μέτωπο προς τον άνεμο. Το προφίλ του πτερυγίου είναι συνήθως κοίλο και η κοιλότητα του σχηματίζεται από δύο περιβλήματα κολλημένα μαζί. Το άνω κέλυφος από την πλευρά της αναρρόφησης και το κάτω κέλυφος από την πλευρά της πίεσεως. Για να γίνει το πτερύγιο σκληρό και δύσκαμπτο, συγκολλούνται οι επονομαζόμενοι 'ιστοί' πάνω στα κελύφη, στο εσωτερικό των πτερυγίων, δημιουργώντας έτσι μια δομή και διατομή μορφής κιβωτίου.

Είναι σημαντικό τα τμήματα του πτερυγίου που βρίσκονται κοντά στον άξονα να μπορούν να αντιστέκονται σε δυνάμεις που δέχεται το υπόλοιπο του πτερυγίου. Έτσι, θα πρέπει το πτερύγιο στη βάση του να είναι πλατύ και παχύ ενώ σε πιο μακρινά τμήματα, από την βάση του, το πτερύγιο να γίνεται λεπτότερο έτσι ώστε να έχει αποδεκτές αεροδυναμικές ιδιότητες.

Όσο αυξάνεται η ταχύτητα στην άκρη του πτερυγίου, τόσο η δύναμη άνωσης θα αυξάνεται. Μειώνοντας το πλάτος της χορδής κατά μήκος της χορδής θα συνεισφέρει στην καταπολέμηση αυτού του φαινομένου. Με άλλα

λόγια, τα πτερύγια γίνονται πιο λεπτά κατά μήκος της χορδής. Γενικά, τα πτερύγια συντίθενται από ένα συμβιβαστικό μείγμα για καλή απόδοση και καλές αεροδυναμικές ιδιότητες. Κοντά στη βάση τα πτερύγια είναι στενότερα και σωληνοειδή έτσι ώστε να μπορούν να προσαρμόζονται στον άξονα. Το σχήμα 3.2α, 3.2β (σελ. 39) και 3.7.β δείχνουν μια τομή ενός πτερυγίου και η εικόνα 3.7.α δείχνει ένα πτερύγιο μίας ανεμογεννήτριας κατά την παραγωγή του. Φαίνεται πως το πτερύγιο είναι συνεστραμμένο στον άξονά έτσι ώστε να μπορεί να συλλαμβάνει την οποιαδήποτε αλλαγή του ανέμου.



Εικόνα 3.7α: Πτερύγιο κατά την φάση παραγωγής του



Σχήμα 3.7β: Όψη και τομή πτερυγίου

3.7 ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΝΤΟΧΗΣ

Η δομική ανάλυση στα πτερύγια του ρότορα θα πρέπει να εκτελείται για όλες τις σχετικές περιπτώσεις φορτίων ώστε να πιστοποιηθεί ότι η αντοχή των πτερυγίων είναι αρκετή για να μπορούν να ανέχονται τα φορτία κατά περίπτωση όπως προβλέπεται. Μέσω αυτών των υπολογισμών και των αναλύσεων θα πρέπει να βεβαιωθεί ότι και η απόλυτη αντοχή και η αντοχή σε κόπωση για μια υπολογιζόμενη ζωή του ρότορα επαρκούν. Για δομικά τμήματα υπό συμπίεση θα πρέπει να συνυπολογίζεται και το φαινόμενο του λυγισμού.

Για κάθε περίπτωση φόρτισης, δημιουργείται ένα σύνολο σχεδιαστικών φορτίων με τον πολλαπλασιασμό των σχετικών χαρακτηριστικών φορτίων και με ορισμένους παράγοντες ασφάλειας. Τα πρότυπα που εφαρμόζονται για το σκοπό αυτό θα πρέπει να σημειωθούν και να τεκμηριωθούν για τα φορτία σχεδίασης. Στην πράξη κάθε περίπτωση φόρτισης μπορεί να καθοριστεί από 6 τμήματα φορτίου και τις μετατροπές τους κατά τη διάρκεια της κίνησης του πτερυγίου. Η ανάλυση που χρησιμοποιείται για τον καθορισμό αυτό θα πρέπει να είναι αρκετά προσεγγιστική έτσι ώστε να μπορούν να γίνουν ακριβείς υπολογισμοί σε όλα τα σημεία ενδιαφέροντος σε όλο το μήκος του πτερυγίου και ιδιαίτερα σε κρίσιμες περιοχές, όπως π.χ. εκεί που έχουμε αλλαγές στη γεωμετρία ή στο υλικό αλλά και εκεί όπου οι περιβαλλοντικές

συνθήκες συμβάλλουν στην αλλοίωση της δομής του πτερυγίου και των υλικών του.

Πιο συγκεκριμένα, σε αυτές τις συνθήκες συνυπολογίζονται η υγρασία και η θερμοκρασία οι οποίες μπορούν να οδηγήσουν στην μείωση της αντοχής και της σκληρότητας και η σχεδιαστική επίδρασή τους προκύπτει από τον πολλαπλασιασμό των χαρακτηριστικών επιδράσεων με κατάλληλους παράγοντες μερικής ασφάλειας. Τα φορτία σε κρίσιμα μέρη είναι συχνά διαφορετικά σε χαρακτήρα από τα γενικά φορτία στα πτερύγια και πιθανόν να χρειάζονται μεγαλύτερης προσοχής. Όσον αφορά το φαινόμενο λυγισμού, χρησιμοποιείται συνήθως μια διαφορετική ανάλυση, η γνωστή και ως ανάλυση FEM. Επίσης, το φαινόμενο του λυγισμού στους ιστούς του ρότορα θα πρέπει να συνυπολογιστεί.

3.7.1 Απόλυτη αντοχή

Όταν η διεύθυνση του φορτίου είναι εξαρτώμενη από τον χρόνο, θα πρέπει να παρέχονται πληροφορίες σχετικά με τη φάση και την συχνότητα. Για κάθε τμήμα που μας ενδιαφέρει στα πτερύγια, θα πρέπει να υπολογίσουμε τα φορτία. Κατ' αρχήν θα πρέπει να υπολογίζονται όλοι οι παράγοντες φορτίου. Φυσιολογικά, οι ροπές κάμψης και οι δυνάμεις διάτμησης είναι οι πιο σημαντικές αλλά σε πολλές περιπτώσεις θα πρέπει να συνυπολογίζονται και οι ροπές στρέψης και οι αξονικές δυνάμεις οι οποίες μπορεί να κρίνονται σημαντικές για την σχεδίαση του πτερυγίου.

Όταν συγκεντρωθούν οι απαραίτητες πληροφορίες σχετικά με την αντοχή του υλικού, την σκληρότητα, την γεωμετρία του πτερυγίου και την επίστρωση του ελάσματος, μπορεί να υπολογιστεί η ικανότητα του πτερυγίου τμηματικά. Κατ' αρχήν, και οι έξι παράγοντες των τμημάτων πρέπει να υπολογιστούν. Όταν παρέχονται οι χαρακτηριστικές τιμές για την αντοχή του υλικού, τότε είναι δυνατόν να υπολογιστεί η χαρακτηριστική ικανότητα του πτερυγίου. Οι σχεδιαστικές ικανότητες υπολογίζονται με τη διαίρεση των χαρακτηριστικών ικανοτήτων με έναν παράγοντα υλικού, δηλαδή έναν παράγοντα μερικής ασφάλειας του υλικού. Η αντοχή εφελκυσμού είναι μια από τις πιο σημαντικές παραμέτρους στον υπολογισμό των σχεδιαστικών φορτίων. Ο υπολογισμός της εξαρτάται κατά πολύ από την αντοχή των

δεσμών των ινών. Η αντοχή αυτή είναι ανάλογη της μέσης τάσης βλάβης των ανεξάρτητων ινών.

Η χαρακτηριστική τιμή μιας ιδιότητας αντοχής συνήθως ορίζεται ως ένα συγκεκριμένο ποσοστημόριο στην συνάρτηση πυκνότητας-πιθανότητας. Αυτό είναι συχνά ένα ποσοστημόριο στην χαμηλότερη ζώνη της κατανομής π.χ. στο ποσοστημόριο που αντιστοιχεί στο 5% ή το 2% της κατανομής. Είναι άξιο παρατήρησης ότι διαφορετικά κριτήρια μπορεί να ορίσουν την χαρακτηριστική τιμή διαφορετικά, δηλαδή η τιμή αυτή δεν ορίζεται ως το ίδιο εκατοστημόριο με διαφορετικά πρότυπα. Ανάλογα, διαφορετικά πρότυπα μπορεί να περιγραφούν από διαφορετικούς μερικούς παράγοντες ασφάλειας και να δίνουν διαφορετικές χαρακτηριστικές τιμές για τον σχεδιασμό. Κατά τη σχεδίαση, είναι αναγκαίο για τις μηχανικές αντοχές να συνδυάζονται με τους κατάλληλους συντελεστές ασφαλείας.

Ο πιθανός συνδυασμός μιας χαρακτηριστικής τιμής που ακολουθεί ένα συγκεκριμένο πρότυπο με τον μερικό συντελεστή ασφαλείας που ακολουθεί άλλο πρότυπο προφανώς και θα οδηγήσει σε λανθασμένα αποτελέσματα και σε λανθασμένη σχεδίαση.

3.7.2 Σταθερότητα

Όσο πιο μακριές είναι οι λεπίδες, τόσο πιο μεγάλη έμφαση θα δίνεται κατά τη διάρκεια της σχεδίασης σε φαινόμενα λυγισμού. Η σταθερότητα απέναντι στο λυγισμό μπορεί να επιβεβαιωθεί μέσω ενός βαθμονομημένου προγράμματος πεπερασμένων στοιχείων. Η βαθμονόμηση όταν γίνεται με το «χέρι» είναι πιο περίπλοκη λόγω της σύνθετης γεωμετρίας του πτερυγίου του ρότορα συν ότι δεν είναι διαθέσιμα εργαλεία όπως οι λύσεις κλειστής μορφής που θα διευκόλυνε το έργο οποιουδήποτε το προσπαθούσε. Για την όσο το δυνατό καλύτερη σταθερότητα και καλύτερη αντιμετώπιση του λυγισμού, θα πρέπει κατά τη σχεδίαση να λαμβάνεται υπόψη και ένας έξτρα παράγοντας που θα συνυπολογίζει γεωμετρικές ατέλειες, μετατοπίσεις ινών κτλ.

3.7.3 Αντοχή καταπόνησης

Η αντοχή καταπόνησης θα πρέπει να καταγράφεται αναφορικά με όλα τα τμήματα κατά μήκος του πτερυγίου και σε όλες τις διευθύνσεις σε κάθε περιοχή του. Για το λόγο αυτό, όλοι οι συντελεστές φορτίων θα πρέπει να δίνονται σε όλα τα σημεία συνάφειας κατά μήκος του πτερυγίου, συμπεριλαμβανομένων και πληροφοριών φάσης και συχνότητας. Η απαίτηση αυτή καλύπτεται αυτόματα όταν δίνονται οι 6 συντελεστές φορτίων ως χρονικές σειρές. Από τις χρονικές σειρές των 6 συντελεστών, μπορούν να υπολογιστούν οι μακροχρόνιες κατανομές αντοχών σε όλα τα σημεία συνάφειας. Κατ' αρχήν, αυτό συμπεριλαμβάνει κατανομές της μέσης τάσης όπως επίσης και κατανομές του φάσματος τάσεων που αντιπροσωπεύουν την μεταβλητότητα γύρω από την μέση τάση.

Σε κάθε τμήμα ενδιαφέροντος του πτερυγίου θα πρέπει να εξασφαλίζεται ότι η ανοχή καταπόνησης δε πρέπει να ξεπερνιέται. Η καταπόνηση της κάμψης στο άκρο του πτερυγίου προέρχεται κυρίως από βαρυτικά φορτία, και εξαρτάται κατά ένα μεγάλο βαθμό από το βάρος της έλικας και από τον πραγματικό αριθμό περιστροφών του ρότορα κατά τη διάρκεια της ζωής σχεδίασης. Η καταπόνηση σε κάμψη αναφέρεται στην ανταπόκριση του πτερυγίου στα αεροδυναμικά φορτία που προκαλούνται από τον άνεμο. Τα παροδικά φορτία κατά την έναρξη/σταμάτημα και τα φορτία λόγω σφαλμάτων έχουν μεγάλη συνεισφορά στην συνολική βλάβη μέσω καταπόνησης.

3.7.4 Αντίσταση παραμόρφωσης

Οι πολυεστερικές ρητίνες, σε μακροχρόνια έκθεση και σε υψηλές θερμοκρασίες συστέλλονται. Στην περίπτωση μιας συνεχούς έκθεσης στην ηλιακή ακτινοβολία παρατηρείται παραμόρφωση του πτερυγίου. Μια μικρή εναλλαγή στην στρέψη δηλαδή της γωνίας προσβολής μπορεί να έχει υπολογίσιμο αποτέλεσμα στην απόδοση του πτερυγίου. Αυτό σημαίνει ότι με τα χρόνια η καμπύλη ισχύος θα μεταβληθεί. Σε αντίθεση με αυτό οι εποξειδικές ρητίνες έχουν απόλυτη αντίσταση παραμόρφωσης και η απόδοση του πτερυγίου παραμένει σταθερή για μεγάλο χρονικό διάστημα.

3.7.5 Συστολή Συρρίκνωση

Τα πτερύγια που βασίζονται σε πολυεστερικές ρητίνες συστέλλονται (συρρικνώνονται) κατά την διάρκεια της κατασκευής τους περίπου στο 1-3%. Η συστολή έχει σαν αποτέλεσμα την αλλαγή της επιδιωκόμενης γεωμετρίας του, που πρέπει να επιτευχθεί για την καλή του απόδοση καθώς επίσης και στην ακρίβεια συστροφής του. Αυτό μπορεί να έχει αρνητική επίδραση στο θόρυβο και στις καμπύλες απόδοσης. Με εποξειδικές ρητίνες δεν υπάρχει πρακτικά συστολή.

3.8 ΣΥΝΔΕΣΗ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

Στο παρελθόν η σύνδεση του πτερυγίου με την πλήμνη παρουσίαζε δυσκολίες στην συναρμογή τους λόγω των δυνάμεων που αναπτύσσονταν. Οι ίνες των πολυεστερικών ρητινών ακολουθούν σε μεγάλο βαθμό τη συστροφή του πτερυγίου, για το λόγο αυτό η σύνδεση πτερυγίων με συναρμογές τριβής ή με φλάντζες προσαρμογής δεν είναι οι καταλληλότερες. Η μακρόχρονη συμπεριφορά του πολυεστερικού υλικού επηρεάζεται από τις καιρικές συνθήκες σε συνδυασμό με την εσωτερική του ακαμψία με αποτέλεσμα να μην μπορεί να ελεγχθεί.

Αντιθέτως, οι εποξειδικές ρητίνες δείχνουν μικρή ευπάθεια στα φαινόμενα ολίσθησης, η δε σφυρηλατημένη εποξειδική ρητίνη είναι ακατάλληλη για απλές και καθαρές λύσεις σε φλάντζες. Συνήθως χρησιμοποιείται ένας απλός εγκάρσιος κοχλίας με έναν εντατήρα. Το πτερύγιο της A/G είναι αποτέλεσμα μακροχρόνιας εμπειρίας και έρευνας. Συνεπώς ο βέλτιστος συνδυασμός των παραμέτρων για τα πτερύγια μίας A/G είναι:

1. Αεροτομή : (σχεδιασμός και γεωμετρία)
2. Υλικό: εποξειδική ρητίνη .
3. Αρχή λειτουργίας : έλεγχος βήματος πτερυγίου.
οι οποίες παράμετροι συνεπάγονται:
 1. Μακρόχρονη αντοχή σε λειτουργία.
 2. Υψηλός συντελεστής ισχύος .
 3. Χαμηλή δεκτικότητα σε ακαθαρσίες.
 4. Χαμηλή δεκτικότητα στη τύρβη.

5. Χαμηλή στάθμη φορτίου.
6. Χαμηλή καταπόνηση.
7. Χαμηλή κατανάλωση υλικού.

Κάθε φτερό αποτελείται από δύο κομμάτια σαν κοχύλια, που συνδέονται ακτινικά με μια ενισχυτική κόλλα. Υπάρχουν ειδικά χαλύβδινα δακτυλίδια στην άκρη, τα οποία συνδέουν το φτερό με το ρουλεμάν του φτερού. Το ρουλεμάν των φτερών είναι ένας ένσφαιρος τριβέας τεσσάρων σημείων που βιδώνεται στην πλήμνη των φτερών. Πρέπει να αναφέρουμε ότι σημαντικός παράγοντας για την υψηλή απόδοση της μετατροπής της αιολικής ενέργειας σε μηχανική είναι εκτός της σχεδίασης του πτερυγίου και η θέση του ως προς τον άνεμο. Στην παρακάτω εικόνα (εικόνα 3.8) βλέπουμε την σύνδεση του πάνω στον ρότορα. Υπάρχει μια γωνία πρόσπτωσης του ανέμου η οποία και δίδει τον καλύτερο συντελεστή απόδοσης και τις μικρότερες απώλειες. Αυτή την γωνία προσπαθεί να πετύχει το σύστημα το οποίο παρακολουθεί σε πραγματικό χρόνο τον άνεμο.



Εικόνα 3.8: Ένωση των φτερών.

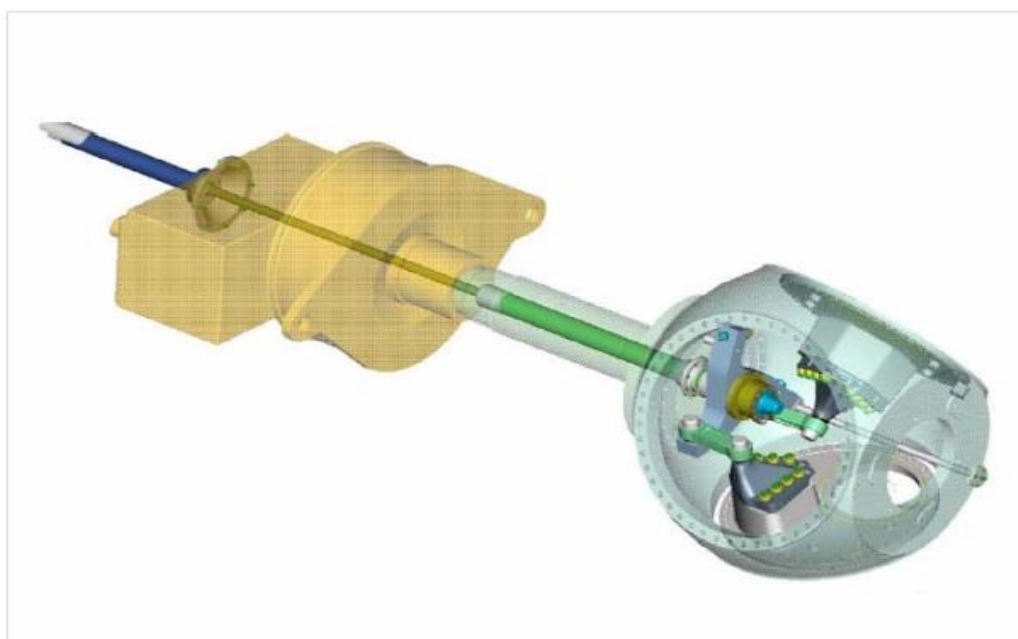
3.9 ΡΥΘΜΙΣΗ ΤΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

Τα εξαρτήματα μίας τέτοιας μηχανής είναι συνεχώς ρυθμιζόμενα, π.χ. στα πτερύγια της ανεμογεννήτριας όσον αφορά τη γωνία προβολής, είναι σχεδιασμένα έτσι, ώστε να φτάσει τη μέγιστη απόδοση σε όλες τις ταχύτητες του ανέμου. Επομένως η παραγόμενη ενέργεια είναι η μέγιστη που μπορούμε να παράγουμε κάθε στιγμή.

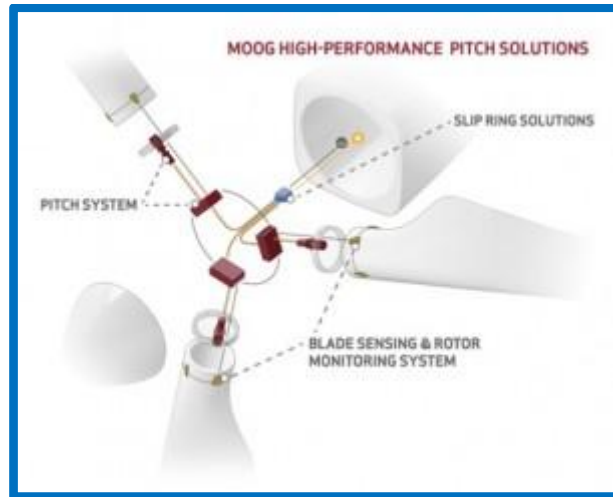
3.9.1 Συγχρονισμός γωνιών πτερυγίων

Η γωνία λειτουργίας και των τριών (3) πτερυγίων στο δρομέα καθορίζεται από πολλές ανεξάρτητες μετρήσεις με στόχο το συγχρονισμό της κίνησης τους. Μεταβολές στο συγχρονισμό ενεργοποιούν τη διαδικασία παύσης/λειτουργίας κινδύνου με ταχεία ρύθμιση του βήματος των πτερυγίων. Αν και τα τρία (3) πτερύγια δεν έχουν λάβει την θέση των 90° τότε η ανεμογεννήτρια στρέφεται 90° σε σχέση με την διεύθυνση του ανέμου με το σύστημα περιστροφής της ατράκτου.

3.9.2 Αυτόματος Έλεγχος μεταβολής της κλίσης των πτερυγίων (Pitch Control)



Σχήμα 3.9α: .Εικονική περιγραφή λειτουργίας του συστήματος ελέγχου της γωνίας των πτερυγίων.



Εικόνα 3.9β: Σύστημα ελέγχου κλίσης των πτερυγίων(pitch control) με χρήση ηλεκτροκινητήρων

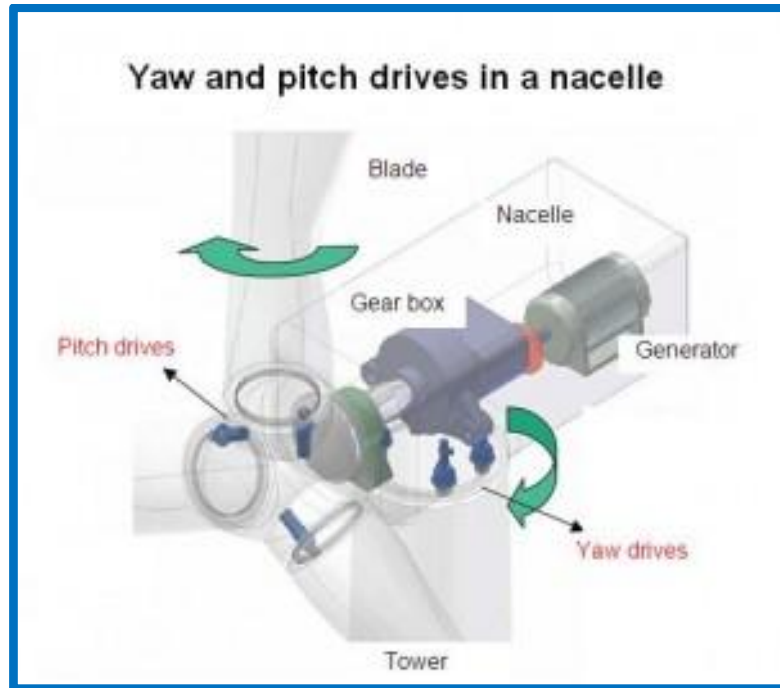
Το σύστημα ελέγχου της γωνίας των πτερυγίων (pitch control) είναι ο πιο συνηθισμένος τρόπος ελέγχου της αεροδυναμικής ισχύος που παράγεται από το δρομέα της ανεμογεννήτριας έμμεσα αφού ελέγχοντας την κλίση των πτερυγίων ελέγχεται η απορροφώμενη ισχύς από τον άνεμο. Επίσης έχει σημαντική επίδραση σε όλα τα αεροδυναμικά φορτία που παράγονται από το δρομέα αφού μία ενδεχόμενη βλάβη στο σύστημα ελέγχου μεταβολής της κλίσης των πτερυγίων θα μπορούσε να οδηγήσει σε αστοχία του πτερυγίων (που είναι τύπου έλικα). Σε περίπτωση ισχυρών ανέμων κρίνεται απαραίτητο το σύστημα αυτό, προκειμένου να προφυλαχτεί ο εξοπλισμός της ανεμογεννήτριας αλλά και η ίδια η ανεμογεννήτρια, θυσιάζοντας μέρος της ισχύς του ανέμου .

Οι συνηθέστεροι τρόποι να περιστραφούν τα πτερύγια είναι είτε με την χρήση ασύγχρονων ηλεκτροκινητήρων (εικόνα 3.9β) είτε με χρήση σεβροκινητήρων (εικόνα 3.9γ) που λειτουργούν με υδραυλική πίεση τροφοδοτούμενα από την αντλία λαδιού. Και στις δύο περιπτώσεις τα πτερύγια περιστρέφονται ελεγχόμενα γύρω από τον άξονά τους ώστε η A/Γ να προστατεύεται και να λειτουργεί στην μέγιστη απόδοσή της.



Εικόνα 3.9.γ: Σύστημα ελέγχου κλίσης των πτερυγίων(pitch control) με χρήση σερβοκινητήρων

Οι ανεμογεννήτριες με ελεγχόμενο βήμα της έλικας που είναι εξοπλισμένες με ηλεκτρονικούς ελεγκτές που ελέγχουν την έξοδο τους αρκετές φορές το δευτερόλεπτο αλλά και άλλους σημαντικούς εξωτερικούς παράγοντες που επιδρούν στην λειτουργία της Α/Γ. Όταν η έξοδος γίνει αρκετά μεγάλη, στέλνει εντολή στο μηχανισμό περιστροφής του πτερυγίου ο οποίος αμέσως στρέφει τα πτερύγια προς τον αέρα καθιστώντας δυνατή την μείωση της εξόδου, παραδείγματος χάρη την ταχύτητα περιστροφής του ρότορα. Γι' αυτό τα πτερύγια πρέπει να είναι σε θέση να περιστρέφονται κατά μήκος του άξονα τους.

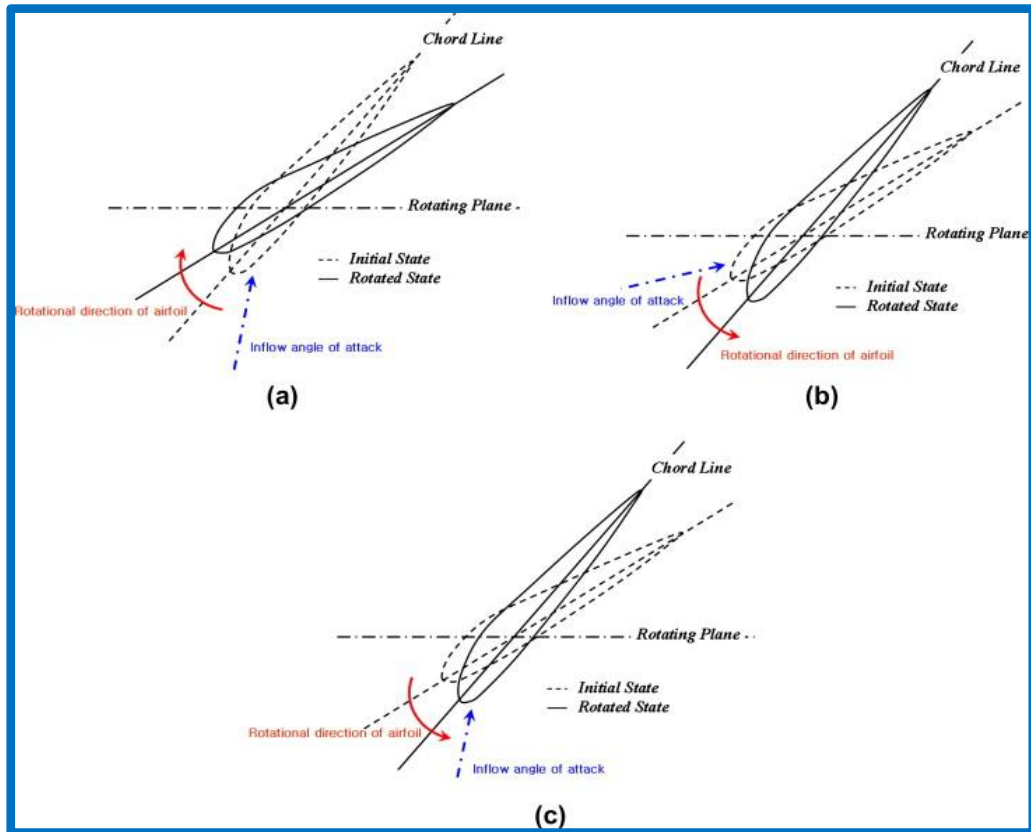


Σχήμα 3.9δ: Περιγραφή λειτουργίας συστήματος ελέγχου της γωνίας των πτερυγίων και συστήματος προσανατολισμού της Α/Γ

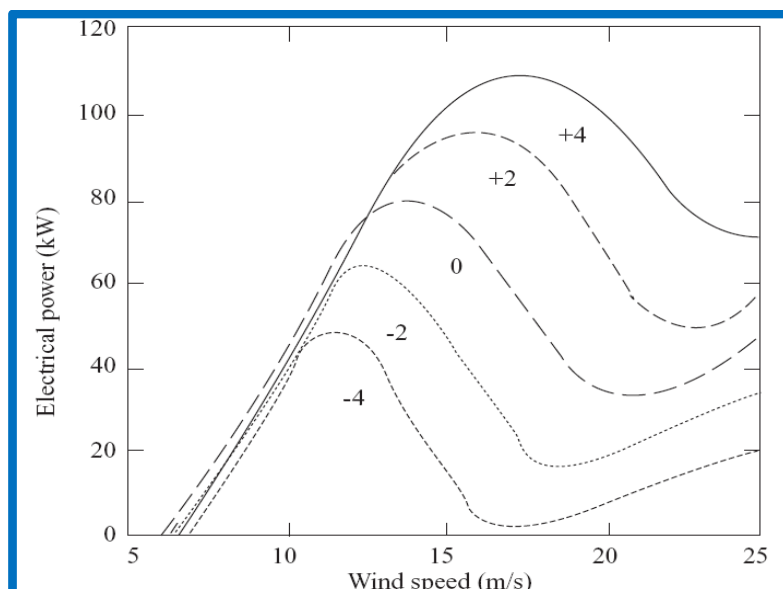
Κατά τη διάρκεια κανονικής λειτουργίας της Α/Γ τα πτερύγια θα στρέφονται με γωνία μιας μοίρας τη φορά ενώ ταυτόχρονα θα στρέφεται και ο δρομέας. Ο σχεδιασμός τέτοιου είδους ανεμογεννητριών απαιτεί έξυπνη μηχανική ώστε τα πτερύγια να στρέφονται ακριβώς στην απαιτούμενη γωνία με έλεγχο των εξωτερικών παραγόντων. Ο έλεγχος αυτός κάθε φορά που αλλάζει διεύθυνση ο αέρας στρέφει τα πτερύγια μερικές μοίρες ώστε να διατηρεί τη γωνία πρόσπτωσης ιδανική και να μεγιστοποιεί την έξοδο.

Μια παράμετρος που επηρεάζει την έξοδο ισχύος είναι η γωνία της μεταβολής της κλίσης των πτερυγίων (pitch angle) βs. Ο σχεδιασμός των πτερυγίων σχεδόν πάντοτε είναι σπειροειδής, αλλά τα πτερύγια μπορούν να τοποθετηθούν σε πλήρη γωνία κλίσης της «λεπίδας» (pitch angle). Τα αποτελέσματα από τέτοιες γωνίες κλίσης φαίνονται στο σχήμα 3.9ε. Μικρές μεταβολές στην γωνία κλίσης της «λεπίδας» μπορεί να έχουν δραματικές επιπτώσεις στην έξοδο ισχύος. Θετική ρύθμιση της γωνίας κλίσης της «λεπίδας» αυξάνει την γωνία σχεδιασμού και έτσι ελαττώνει τη γωνία επίπτωσης. Αντίθετα, αρνητική ρύθμιση της γωνίας κλίσης της «λεπίδας» αυξάνει τη γωνία επίπτωσης και μπορεί να προκαλέσει καθυστέρηση όπως φαίνεται στο σχήμα 3.9ε και διάγραμμα 3.9ζ. Ο δρομέας μιας ανεμογεννήτριας

που έχει σχεδιαστεί για λειτουργία σε δεδομένες συνθήκες ανέμου, μπορεί να γίνει κατάλληλος για άλλες συνθήκες με κατάλληλες προσαρμογές στην γωνία κλίσης και στην ταχύτητα περιστροφής .



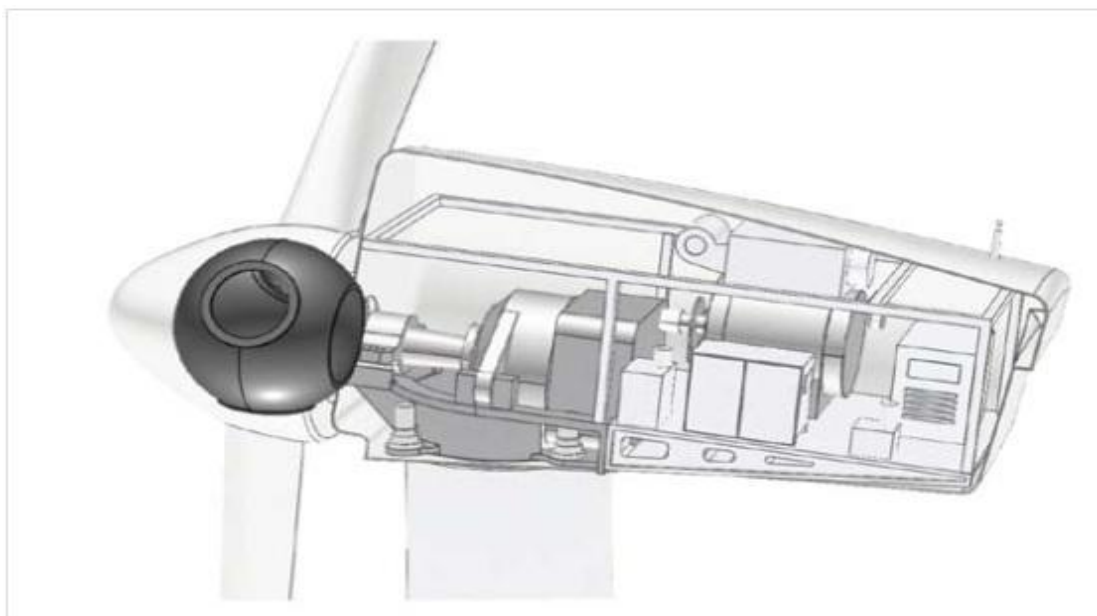
Σχήμα 3.9ε: Ρυθμίσεις γωνιών ανάλογα με την διεύθυνση του ανέμου



Διάγραμμα 3.9ζ: Επίδραση της ρύθμισης της γωνίας μεταβολής της κλίσης των πτερυγίων στην εξαγόμενη ισχύ .

3.10 Κόμβος

Το κομβικό σημείο είναι η διάταξη για την τοποθέτηση των πτερυγίων στον άξονα του ρότορα. Συνήθως, απαρτίζεται από οζώδη τμήματα χυτοσιδήρου για την διάδοση των φορτίων των πτερυγίων στη δομή υποστήριξης του ανέμου, δηλαδή στον πύργο. Ένας κύριος λόγος για την χρήση του οζώδη χυτοσιδήρου είναι το περίπλοκο σχήμα του κόμβου το οποίο το καθιστά δύσκολο να παραχθεί με οποιαδήποτε άλλο τρόπο. Επιπροσθέτως, ο κόμβος θα πρέπει να έχει μεγάλη αντίσταση στην καταπόνηση. Έτσι, οποιοδήποτε προϊόν συγκόλλησης θεωρείται λιγότερο εφικτή λύση.



Εικόνα 3.10:Κόμβος ανεμογεννήτριας

Οι δυνάμεις που μεταφέρονται στον κόμβο και τον πύργο από τα πτερύγια εξαρτάται από τον τύπο του κόμβου. Τρεις τύποι κόμβων είναι οι πιο συνηθισμένοι

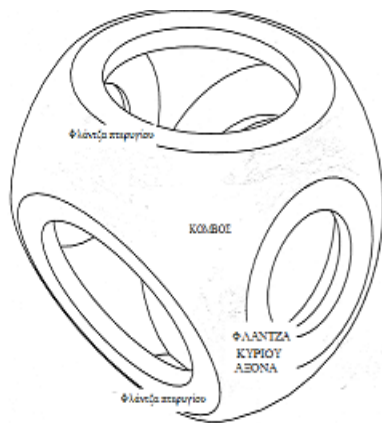
1. ο άκαμπτος αστραφής κόμβος με προβάλλοντα πτερύγια ο οποίος μεταδίδει όλες τις κινήσεις στον πύργο
2. ο παραπαίοντας κόμβος, στον οποίον συνδέονται άκαμπτα πτερύγια τα οποία υποστηρίζονται από έναν σύνδεσμο ο οποίος μεταφέρει μόνο κινήσεις του ίδιου επίπεδο στον κόμβο. Οι κινήσεις που προκαλούν κάμψη δε μεταφέρονται

3. ο αρθρωτός κόμβος, ο οποίος έχει ελεύθερες αρθρώσεις και έτσι δεν μεταδίδεται καμία κίνηση μηχανικής συγκράτησης είτε σε flapping είτε σε lead-lag

Ο άκαμπτος κόμβος είναι ο πιο κοινός για χρήση σε ανεμογεννήτριες.

Αυτού του τύπου τον κόμβο θα αναλύσουμε για την γεννήτρια Vestas V-39 των 500KW.

Στο σχήμα 3.11.α και 3.11.β βλέπουμε το τυπικό σχήμα του κόμβου αυτού. Το σύστημα μεταφοράς της κίνησης αποτελείται από τον κόμβο, 2 κύρια έδρανα, τον κύριο άξονα, το κιβώτιο ταχυτήτων, το σύστημα πέδησης και την γεννήτρια. Το όλο σύστημα φαίνεται στο σχήμα 3.12.

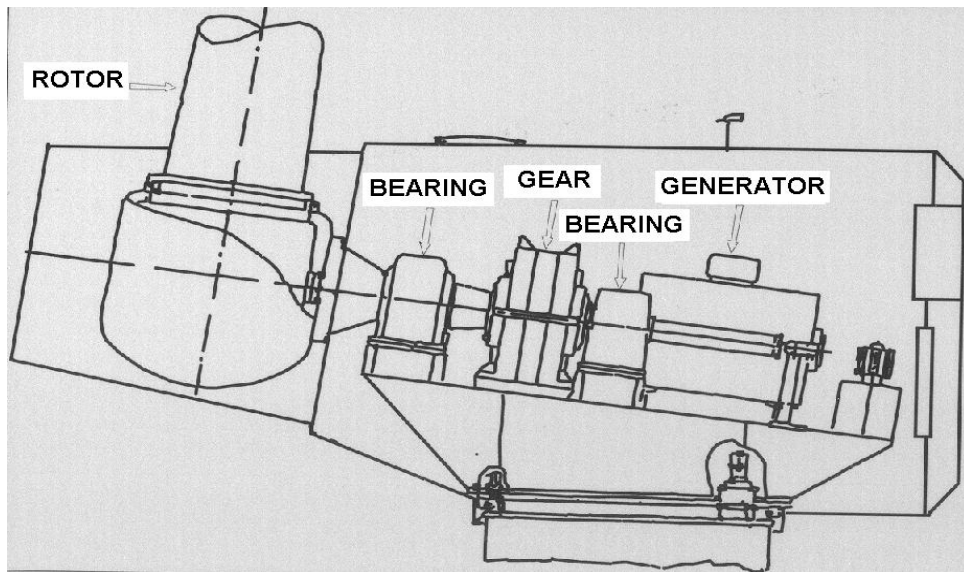


(3.11α)



(3.11β)

Σχήμα 3.11: Άκαμπτος κόμβος



Σχήμα 3.12: Σύστημα μεταφοράς της κίνησης

3.10.1 Φόρτοι στον κόμβο

Οι φορτίσεις στην άκρη του κάθε πτερυγίου και στον κόμβο πρέπει να λαμβάνονται υπόψη για τον σχεδιασμό του κόμβου. Ο σχεδιαστής θα πρέπει να λάβει υπόψη του την έντονη αλλά και περιορισμένη κίνηση του κόμβου, που έχει ως αποτέλεσμα την ώθηση από τα πτερύγια, την κίνηση οδήγησης-υστέρησης στην οποία πρέπει να συνυπολογιστούν, η ροπή, η ισχύς, τα βαρυτικά φορτία, οι φυγόκεντρες δυνάμεις καθώς επίσης και άλλες δυνάμεις που επιδρούν πάνω σε ένα πτερύγιο. Τα φορτία αυτά μπορούν να σχεδιαστούν από τα φορτία στα πτερύγια. Προφανώς, επιδιώκουμε να μειώσουμε τις φορτίσεις στον κόμβο και κυρίως τις έντονες κινήσεις των πτερυγίων.

4.ΑΤΡΑΚΤΟΣ

4.1 ΚΥΡΙΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

Ο κύριος άξονας μεταδίδει την στρεπτική ροπή από τον κόμβο στο κιβώτιο ταχυτήτων ή απευθείας στη γεννήτρια. Εξάλλου, ο σκοπός του κύριου άξονα είναι η μεταφορά των φορτίων στο ακίνητο μέρος της ατράκτου. Εκτός από τα φορτία που προκαλούνται από τον ρότορα για λόγους αεροδυναμικής, ο κύριος άξονας δέχεται και βαρυτικά φορτία καθώς και αντιδράσεις από τα έδρανα που τον συγκρατούν και από το κιβώτιο ταχυτήτων. Ο κύριος άξονας δέχεται επίσης δονήσεις στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης λόγω ενδεχόμενων ατελειών κατά την κατασκευή των επιμέρους εξαρτημάτων. Αυτές οι δονήσεις ίσως είναι σημαντικές για πιθανούς συνδέσμους τριβής όπως για παράδειγμα για συνδέσμους συρρίκνωσης μεταξύ του άξονα και του κιβωτίου ταχυτήτων. Μια ανεμογεννήτρια μπορεί να δεχτεί μεγάλα παροδικά φορτία. Έτσι, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη εάν το δομικό υλικό που επιλέγουμε διαθέτει την απαιτούμενη ολκιμότητα και αντοχή.

Κατά τον σχεδιασμό και την κατασκευή του άξονα-ατράκτου θα πρέπει να λαμβάνονται κατάλληλα μέτρα και να λαμβάνονται υπόψη όλοι οι παράγοντες έτσι ώστε, οι γεωμετρικές και μηχανικές ιδιότητες να είναι οι κατάλληλες, όπως π.χ. η τραχύτητα της επιφάνειας, ενώ οι καθοριζόμενες τιμές των παραμέτρων των υλικών να πληρούνται και οι ατέλειες του υλικού δεν πρέπει να ξεπερνούν κάποιο κρίσιμο επίπεδο.



Εικόνα 4.1: Ενδεικτικό παράδειγμα ατράκτου-άξονα Α/Γ.

4.1.1 Υπολογισμός απωλειών

Πηγή για την μελέτη της ατράκτου είναι το βιβλίο του Ι. Στεργίου (2003).

Μία μηχανή έχει σκοπό να μετατρέψει μία μορφή ενέργειας σε μία άλλη περισσότερο εκμεταλλεύσιμη για τον άνθρωπο αλλά και για διάφορους άλλους λόγους. Είναι γεγονός ότι μια μηχανή δεν αποδίδει την ενέργεια που παραλαμβάνει εξολοκλήρου, τουλάχιστον μέχρι σήμερα, αλλά ένα μέρος αυτής και συγκεκριμένα το 45% περίπου. Αυτό συμβαίνει για διάφορους λόγους όπως λόγω της τριβής μεταξύ των επιφανειών και των στοιχείων των μηχανών αυτών που εφάπτονται μεταξύ τους.

Επομένως αν μια εργομηχανή έχει ονομαστική ισχύ 500KW όπως η ανεμογεννήτρια που εξετάζουμε δηλαδή να πάρουμε στην έξοδο της την ονομαστική της ισχύ, τότε η ισχύς της εισόδου θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη ώστε να υπερκαλύψει τις απώλειες λόγο τριβών σε έδρανα κύλισης και ολίσθησης, σε δακτυλίους στεγανότητας, σε οδοντωτούς τροχούς λόγω ολίσθησης των κατατομών των οδόντων αλλά και τριβών που προκαλούνται λόγω της λίπανσης με την μέθοδο του εμβαπτισμού, αν υπάρχει. Στο σημείο αυτό θα θεωρήσουμε ότι οι οδοντωτοί τροχοί έχουν παράλληλη(ευθεία) οδόντωση για λόγους ευκολίας στους υπολογισμούς μας.

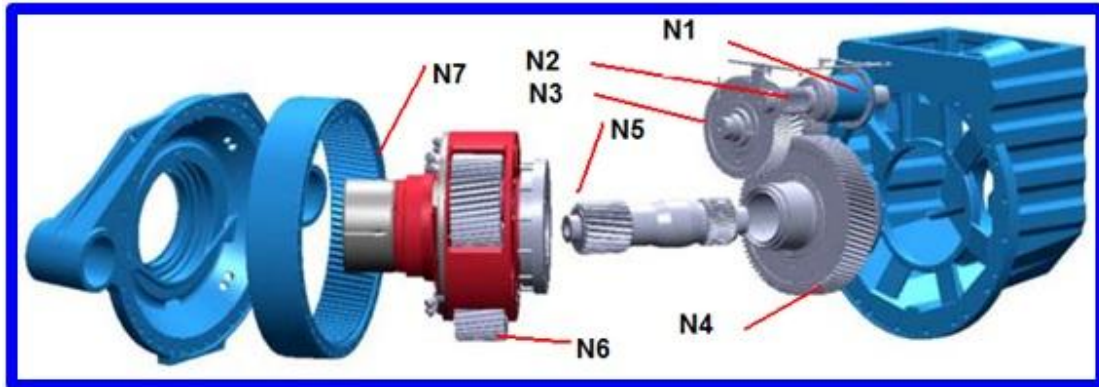
Για μειωτήρες με ευθείς οδόντες λαμβάνουμε εκ πείρας τους κατά μέσο όρο βαθμούς απόδοσης του παρακάτω πίνακα(4.2α).

Θέση επαφής οδόντων για ακατέργαστους οδόντες	$\eta_z \approx 0,98$
Θέση επαφής οδόντων για κατεργασμένους οδόντες	$\eta_z \approx 0,995$
Έδραση με δύο έδρανα κύλισης	$\eta_L \approx 0,99$
Έδραση με δύο έδρανα ολίσθησης	$\eta_L \approx 0,97$
Δακτύλιοι στεγανότητας ενός άξονα περιλαμβανομένης και της λίπανσης	$\eta_D \approx 0,98$

Πίνακας 4.2α: Βαθμοί απόδοσης για εσωτερικά στοιχεία μειωτήρων.

Για την περίπτωση μας θα υπολογιστεί η ισχύς σε ορισμένα σημεία του συστήματος κινήσεως σύμφωνα με τις ανάγκες μας όπως είναι οι οδοντωτοί

τροχοί και οι άξονες χρησιμοποιώντας τις τιμές των βαθμών απόδοσης που αναφέρονται παραπάνω στον πίνακα 4.2α. Περισσότερες λεπτομέρειες φαίνονται στο παρακάτω σχήμα 4.2β.



Σχήμα 4.2β: Βαθμοί απόδοσης κιβωτίου ταχυτήτων

Η διαδρομή που θα ακολουθήσουμε για την εύρεση των απωλειών της ανεμογεννήτριας θα ξεκινήσει από την γεννήτρια όπου είναι γνωστή η αποδιδόμενη ονομαστική ισχύς και θα καταλήξουμε στον κύριο άξονα.

Η γεννήτρια η οποία έχει αποδιδόμενη ονομαστική ισχύς 500KW και βαθμό απόδοσης $\eta_G \approx 0,98$, τότε η ισχύς που παραλαμβάνει θα είναι

$$N_1 = \frac{P}{\eta_G} = \frac{500KW}{0,98} = 510KW.$$

Με τον ίδιο τρόπο θα εξετάσουμε και τα επόμενα σημεία ενδιαφέροντος.

Το επόμενο σημείο που θα εξετάσουμε είναι το σημείο επαφής των οδοντωτών τροχών του άξονα υψηλής ταχύτητας και του άξονα μεσαίας ταχύτητας, δηλαδή στο σημείο συνεργασίας των οδοντωτών τροχών 6 και 7(σχήμα 4.2.γ). Επομένως

$$N_2 = \frac{N_1}{\eta_G * \eta_Z} = \frac{510KW}{0,980 * 0,995} = 513KW$$

όπου $\eta_Z = 0,995$ είναι ο βαθμός απόδοσης στην θέση επαφής κατεργαζομένων οδόντων. Συνεχίζοντας εξετάζουμε την θέση όπου βρίσκεται ο 5^{ος} οδοντωτός τροχός (σχήμα 4.2.γ) όπου βρίσκεται στον άξονα μεσαίων ταχυτήτων και εδράζεται σε έδρανα κύλισης, οπότε η ισχύς που παραλαμβάνεται στην θέση αυτή είναι

$$N_3 = \frac{N_2}{\eta_L * \eta_Z} = \frac{513KW}{0,990 * 0,995} = 520KW$$

όπου $\eta_L = 0,99$ και αφορά τον βαθμό απόδοσης έδρασης με δύο έδρανα κύλισης.

Η επόμενη εξεταζόμενη θέση είναι το σημείο όπου τοποθετείται ο 4^{ος} οδοντωτός τροχός. Η απώλειες στο σημείο αυτό φαίνεται να προκαλούνται από την επαφή των οδοντωτών τροχών άρα η ισχύς που παραλαμβάνεται στο σημείο αυτό είναι

$$N_4 = \frac{N_3}{\eta_Z} = \frac{520KW}{0,995} = 522KW. \text{ Ο } 4^{\text{ος}} \text{ οδοντωτός τροχός (σχήμα 4.2.γ) ο}$$

οποίος συνδέεται με τον ηλιακό οδοντωτό τροχό (οδ. τροχός 3) μέσω άξονα που εδράζεται σε έδρανα κύλισης θα παραλαμβάνει ισχύ ίση με

$$N_5 = \frac{N_4}{\eta_Z * \eta_L} = \frac{520KW}{0,995 * 0,990} = 530KW \text{ λαμβάνοντας υπόψη τυχόν απώλειες}$$

από την επαφή των οδοντωτών τροχών και της έδρασης. Έπειτα εξετάζουμε το σημείο εκείνο που συνεργάζονται το ηλιακό (οδ. τροχός 3) με το ένα πλανητικό γρανάζι (οδ. τροχός 2) και όχι και με τα τρία πλανητικά θεωρώντας ότι όλη η ισχύς μεταφέρεται από το ένα όπως και ότι παραλαμβάνεται από το ένα, άρα

$$N_6 = \frac{N_5}{\eta_Z} = \frac{530KW}{0,995} = 532KW.$$

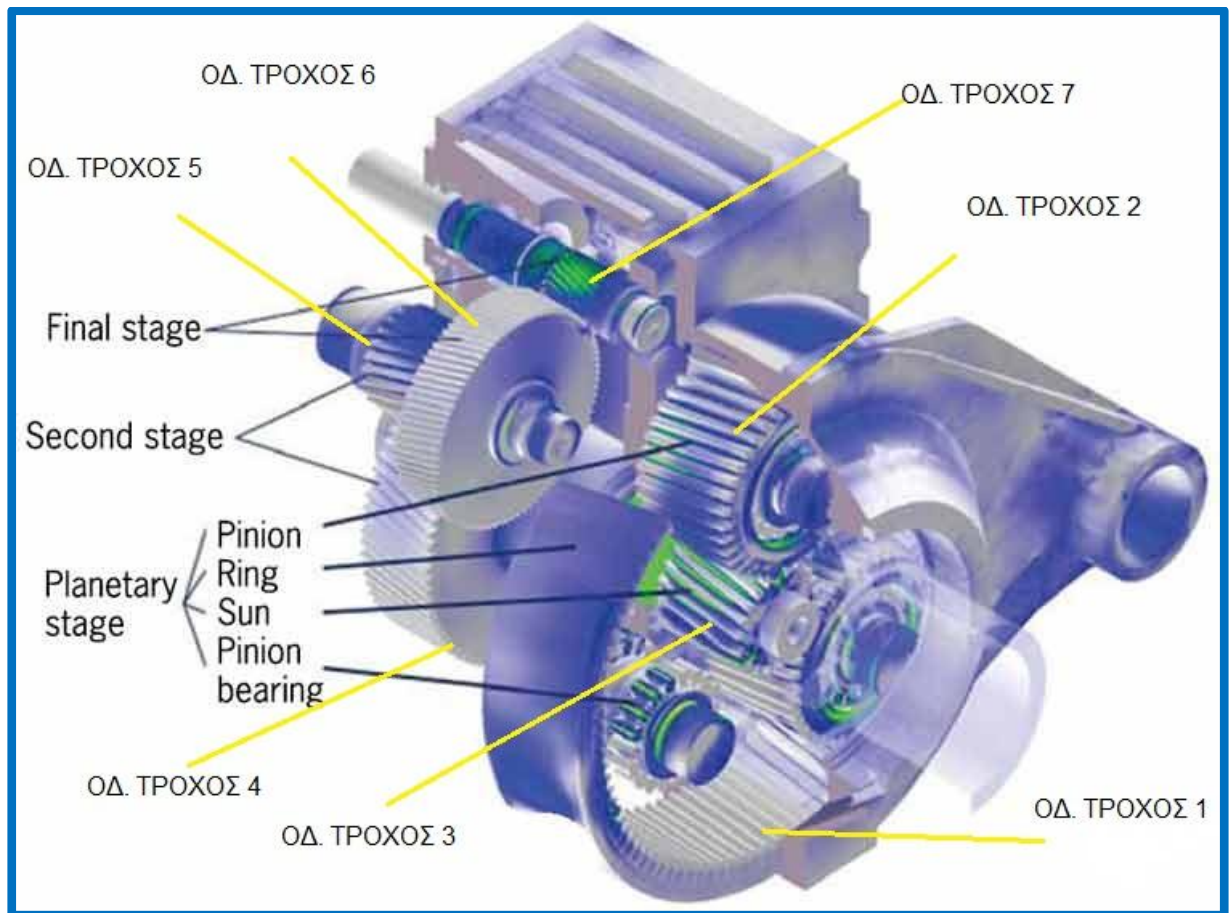
Παρατηρώντας το παραπάνω σχήμα 4.2.β ο πλανητικός οδοντωτός τροχός συνεργάζεται με τον εξωτερικό οδοντωτό τροχό (οδ. τροχός 1) οπότε λόγω επαφής και τριβής θα προκαλούνται τέτοιες απώλειες ίσες με

$$N_7 = \frac{N_6}{\eta_Z} = \frac{532KW}{0,995} = 534KW .$$

Το τελευταίο σημείο που θα ελεγχθεί και θα συμβάλει στη μελέτη αυτή είναι το σημείο εκείνο όπου ο κύριος άξονας της Α/Γ, άτρακτος, τέμνεται με τον ρότορα και αυτό γίνεται ώστε να συμπεριλάβουμε την έδραση της ατράκτου που θεωρείται σημαντικό κεφάλαιο της εργασίας αυτής και επίσης συμπεριλαμβάνονται οι δακτύλιοι στεγανότητας του κιβωτίου και η λίπανσή του $\eta_D = 0,98$, επομένως

$$N_8 = \frac{N_7}{\eta_L * \eta_D} = \frac{534KW}{0,990 * 0,980} = 550KW. \text{ Άρα η ισχύς που παραλαμβάνεται}$$

από την άτρακτο είναι 550KW.



Σχήμα 4.2γ: Οδοντωτοί τροχοί κιβωτίου ταχυτήτων

4.1.2 Υπολογισμός διαμέτρου συμπαγή άξονα

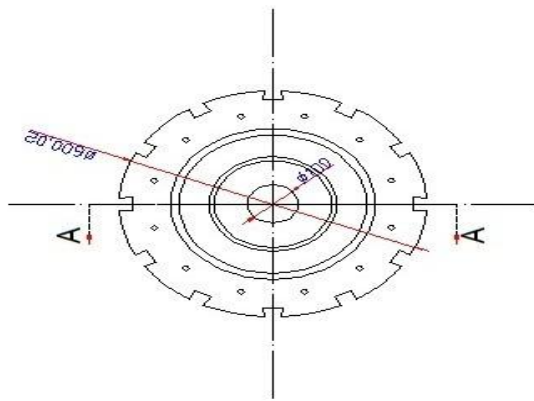
Για τον υπολογισμό της διαμέτρου του άξονα θεωρούμε ότι ο άξονας μας είναι συμπαγής αρχικά και ότι η επικίνδυνη διατομή είναι στο σημείο Α, όπως φαίνεται στο σχέδιο 4.3β, που καταπονείται σε στρέψη αλλά και σε κάμψη. Έτσι αρχικά υπολογίζουμε την ροπή στρέψης, οπότε έχουμε:

$$M_t = 71620 * \frac{P}{n} \quad (1)$$

$$M_t = 71620 * \frac{550KW * 1,34HP}{31,7rpm} = 1665109Kp * cm \approx 163291N * m$$

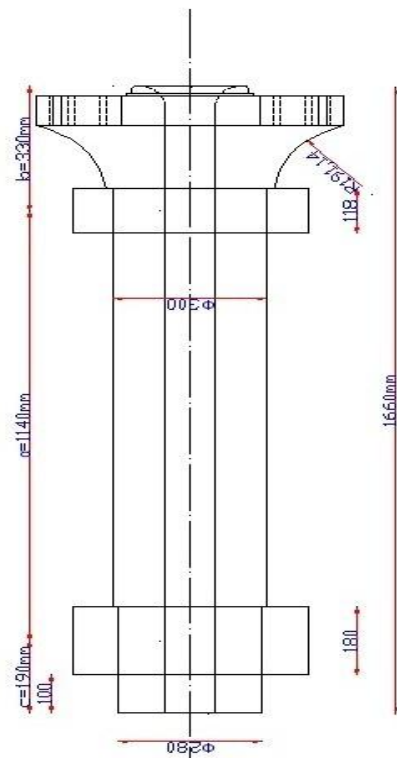
όπου P=550KW, όπως υπολογίσαμε προηγουμένως και n=31,7rpm οι μέγιστες στροφές περιστροφής του άξονα.

Λόγο της ιδιομορφίας του άξονα θεωρώ ότι το βάρος του δεν εφαρμόζεται όλο στο μέσο του μήκος του αλλά ένα μέρος του εφαρμόζεται σε απόσταση b/2 από το σημείο Α όπως φαίνεται και στο σχέδιο 4.3β.

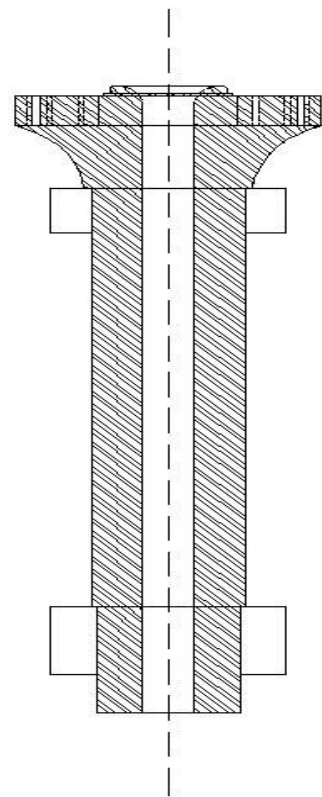


ΠΛΑΓΙΑ ΟΨΗ
ΑΤΡΑΚΤΟΥ

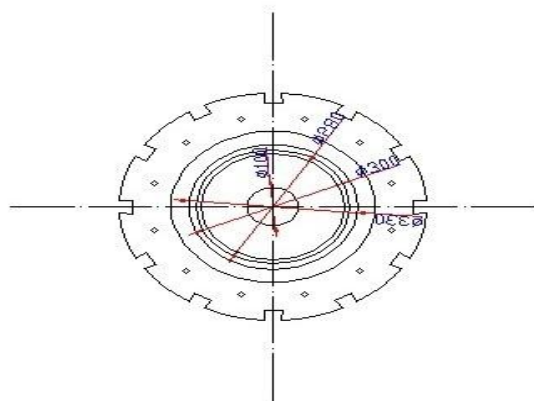
ΑΤΡΑΚΤΟΣ Α/Γ VESTAS V47
ΥΛΙΚΟ: 34CrNiMo6
ΒΑΡΟΣ: 970 Kg
cmc:02.1/02.2
ΚΛΙΜΑΚΑ 20:1



ΠΛΑΓΙΑ ΟΨΗ
ΑΤΡΑΚΤΟΥ

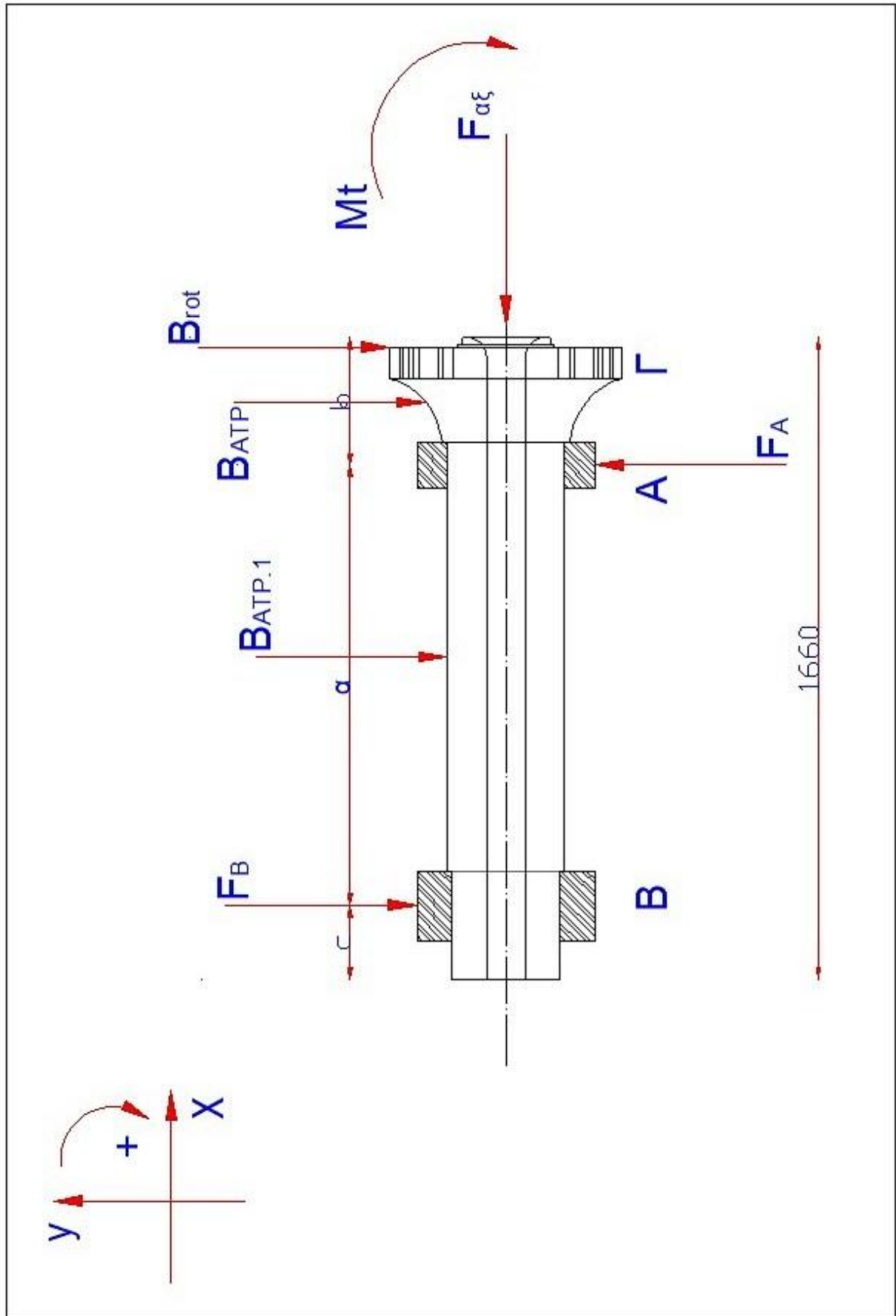


ΤΟΜΗ ΑΑ
ΑΤΡΑΚΤΟΥ



ΠΛΑΓΙΑ ΟΨΗ
ΑΤΡΑΚΤΟΥ

Σχέδιο 4.3α: Ατρακτός



Σχέδιο 4.3β: Δυνάμεις καταπόνησης ατράκτου

Η τιμή του φορτίου αυτού θα είναι κατά παραδοχή $B_{ATP} = 25\% * B_{ATP.1}$ δηλαδή $B_{ATP} = 25\% * 970Kg$ οπότε $B_{ATP} \approx 243Kp$. Το επικίνδυνο σημείο της ατράκτου θα είναι το σημείο Α όπου η άτρακτος καταπονείται σε κάμψη και στρέψη στην εγκοπή της διαβάθμισης, επομένως

$$M_{b,max} = B_{rot} * b + B_{ATP} * \frac{b}{2} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} M_{b,max} &= 7000Kp * 33cm + 243kp * \frac{33cm}{2} \\ &= 68647N * 33cm + 2383N * 16,5cm \end{aligned}$$

επομένως $M_{b,max} = 22654N * m + 393,2N * m$, άρα $M_{b,max} = 23047,2N * m$

Όπως προαναφέραμε θεωρούμε ότι ο άξονας μας είναι συμπαγής και καταπονείται σύνθετα άρα έχουμε:

$$M_v = \sqrt{M_{b,max}^2 + 0,75 * (\alpha_0 * M_t)^2} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} M_v &= \sqrt{(23047,2N * m)^2 + 0,75 * (0,7 * 163291N * m)^2} \\ &= \sqrt{531137428N^2 * m^2 + 0,75 * (114303,7N * m)^2} \\ &= \sqrt{531137428N^2 * m^2 + 0,75 * 1,30653358^{10}(N * m)^2} \\ &= \sqrt{531137428N^2 * m^2 + 9799001875(N * m)^2} = \sqrt{1,03301393^{10}(N * m)^2} \end{aligned}$$

άρα $M_v = 101637N * m$

όπου $\alpha_0 = 0,7$ για αντιστρεφόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη.

Είδος Χάλυβα	Τύπος Χάλυβα	$\tau_{τετ}$	$\sigma_{βελ}$	R_m	R_e	σ_{bf}	σ_w	τ_w
Χάλυβες ¹⁾ κατασκευών DIN 17100	S235JR G2 (St 37-2)	18	37	340	215	260	150	105
	S275JR (St 44-2)	22	45	410	255	305	185	130
	E295 (St 50-2)	26	52	470	275	330	210	145
	E335 (St 60-2)	32	63	570	315	380	255	180
Βελτιωμένοι χάλυβες ²⁾ DIN 17200	C35E (Ck 35)	27	53	480	270	325	215	150
	C45E (Ck 45)	32	64	580	305	365	260	180
	25CrMo4	39	77	700	450	540	315	220
	34CrMo4	44	88	800	550	660	360	250
	42CrMo4	50	100	900	650	780	405	285
	50CrMo4	50	100	900	700	840	405	285
34CrNiMo6	55	110	1000	800	900	450	315	
Χάλυβες ³⁾ επιφανειακής βαφής DIN 17210	16MnCr5	36	72	650	450	540	290	205
	20MnCr5	44	88	800	550	660	360	250
	15CrNi6	44	88	800	550	660	360	250

Πίνακας 4.4: Επιτρεπόμενες τάσεις για κατά προσέγγιση υπολογισμούς και

τιμές αντοχής σε $\frac{N}{mm^2}$ για άξονες και ατράκτους

Αφού έχουμε επιλέξει για υλικό του άξονα βελτιωμένο χάλυβα 34CrNiMo6, από τον πίνακα 4.4 η επιτρεπόμενη τάση κάμψης είναι

$\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 110 \text{ N/mm}^2$ οπότε στο σημείο αυτό θα υπολογίσουμε μία προσωρινή διάμετρο για την άτρακτο, οπότε

$$d_A = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_y}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{101637 * 10^3 \text{ N*mm}}{110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

οπότε $d_A = 2,17 * \sqrt[3]{923972,7 \frac{\text{N*mm}}{\text{mm}^2}} = 2,17 * 97,39 \text{ mm}$ οπότε

$$d_A = 211,36 \text{ mm}$$

Άρα η πιθανή διάμετρος ενός συμπαγή άξονα και ειδικότερα στην θέση A πρέπει να είναι $d_A = 211,36 \text{ mm}$

Στη θέση B όμως η άτρακτος καταπονείται μόνο σε στρέψη η οποία και θα ληφθεί υπόψη για τον υπολογισμό της προσωρινής διαμέτρου στην θέση B.

Οπότε για την θέση B ισχύει ότι:

$$d_B = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\varepsilon\pi}}} \text{ επομένως}$$

$$d_B = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{163291 * 10^3 \text{ N*mm}}{55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 1,72 * \sqrt[3]{2968927,3 \text{ mm}^3}$$

$$= 1,72 * 143,72 \text{ mm}$$

άρα $d_B = 247,19 \text{ mm}$

Με δεδομένο όμως ότι από τον κατασκευαστή της A/Γ το έδρανο κύλισης που στηρίζει την άτρακτο στην θέση B είναι το έδρανο της SKF με κωδικό 24156 CC/W33 όπου έχει διάμετρο $d_{E\Delta,B} = 280 \text{ mm}$ και επειδή έχω συναρμογή σύσφιξης μεταξύ ατράκτου και εδράνου τότε η διάμετρος του άξονα στην θέση B θα ισούται με την διάμετρο του εδράνου στην θέση αυτή, δηλαδή $d_{E\Delta,B} = d_B = 280 \text{ mm}$. Για τον ίδιο λόγο στη θέση A όπου βρίσκεται το έδρανο της SKF με κωδικό 23060 με διάμετρο $d_{E\Delta,A} = 300 \text{ mm}$ η διάμετρος του άξονα στην θέση A θα είναι $d_{E\Delta,A} = d_A = 300 \text{ mm}$. Αφού η άτρακτος αντέχει με μικρότερες διατομές, όπως υπολογίστηκε, τότε θα αντέχει και με τις νέες διατομές που υποδεικνύονται έμμεσα από τα έδρανα κύλισης της εταιρίας SKF.

4.1.3 Υπολογισμός διαμέτρου διάτρητης ατράκτου

Η άτρακτος-άξονας που χρησιμοποιείται σύμφωνα με τον κατασκευαστή της Α/Γ είναι διάτρητη και κωνικού σχήματος για λόγους βέλτιστης κατανομής των δυνάμεων που δέχεται όταν λειτουργεί, όμως για να αποφύγουμε πολύπλοκους υπολογισμούς που προκαλούνται εξαιτίας του σχήματος δεχόμαστε ότι η άτρακτος δεν είναι κωνική αλλά ευθεία και ότι έχει μόνο δύο διαβαθμίσεις, στις θέσεις Α και Β όπου βρίσκονται τα έδρανα κύλισης. Αυτό που μένει να γίνει πλέον είναι δυναμικός έλεγχος στις θέσεις Α και Β για τις καινούργιες διαμέτρους που ορίστηκαν παραπάνω.

4.1.3.1 Έλεγχος στη θέση Β του άξονα

Σε αυτό το σημείο εκτιμάται ότι η διάμετρος της οπής της ατράκτου είναι $d_{οπής} = 100mm$ επομένως στη θέση Β αφού καταπονείται μόνο σε στρέψη τότε θα γίνει έλεγχος σε στρέψη σύμφωνα με τα νέα δεδομένα της ατράκτου, επομένως

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{επ}. \quad (3)$$

Όμως σύμφωνα με τον πίνακα 4.5 για διάτρητο άξονα ισχύει ότι $W_t = 2W_b$ (4)

$$\text{όπου } W_b = 0,1 * \frac{d_B^4 - d_{οπής}^4}{d_B} = 0,1 * \frac{(280mm)^4 - (100mm)^4}{280mm} = 0,1 * \frac{6,0456 * 10^9 mm^4}{280mm}$$


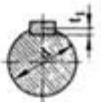

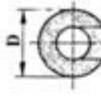




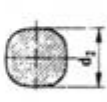
οπότε $W_b = 2159486 mm^3$ επομένως $W_t = 2 * 2159486 mm^3$ άρα

$$W_t = 4318972 mm^3$$

οπότε από τις σχέσεις (1),(3),(4) προκύπτει :

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{163291000 N * mm}{4318972 mm^3} = 37,81 \frac{N}{mm^2}$$

όμως από τον πίνακα 4.4 ισχύει ότι $\tau_{επ} = 55 \frac{N}{mm^2}$ οπότε αφού $\tau \leq \tau_{επ}$ τότε η διάμετρος που επιλέχθηκε για την θέση Β είναι σωστή και συμπεραίνεται ότι η άτρακτος αντέχει σε στρέψη.

					
	Άτρακτος πλήρης ή με αύλακα για οδηγό σφήνα ή κωνικό σφήνα	Άτρακτος με αύλακα	Άτρακτος διάτρυτη	Άτρακτος με οπή	
W_b	$\approx 0,1d^3$	$\approx 0,012(D + d)^3$	$\approx 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}$	$\approx 0,1D^3 - 0,17dD^2$	
W_t	$2W_b$	$\approx 0,2(d - t_1)^3$	$\approx 0,2d^3$	$\approx 2W_b$	$\approx 2W_b$
I_b	$\approx 0,05d^4$	$\approx 0,003(D + d)^4$	$\approx 0,05 (D^4 - d^4)$	$\approx 0,05D^4 - 0,083dD^3$	
I_t	$\approx 0,1d^4$	$\approx 0,1(d - t_1)^4$	$\approx 0,1d^4$	$\approx 2I_b$	$\approx 2I_b$
					
	Άτρακτος με οδόντες	Άτρακτος με πολύσφηνο	Άτρακτος με πολύγωνο P3G	Άτρακτος με πολύγωνο P4C	
W_b	$\approx 0,012(D + d)^3$	$\approx 0,012(D + d)^3$	I_1/d_1	$\approx 0,15d_2^3$	
W_t	$= 2W_b$	$= 2W_b$	$\approx 2I_1/d_1$	$\approx 0,2d_2^3$	
I_b	$\approx 0,003(D + d)^4$	$\approx 0,003(D + d)^4$	$\approx I_1/2$	$\approx 0,075d_2^4$	
I_t	$= 2I_b$	$= 2I_b$	$\frac{\pi d_1^2}{4} \left(\frac{d_1^2}{8} - 3e_1^2 \right) - 6\pi \cdot e_1^3$	$\approx 0,1d_2^4$	

Πίνακας 4.5: Ροπές αντίστασης W_b και W_t έναντι κάμψης και στρέψης καθώς και επιφανειακές ροπές 2^{ου} βαθμού (ροπές αδρανείας) I_b και I_t διαφόρων διατομών ατράκτων.

4.1.3.2 Έλεγχος στη θέση A της ατράκτου

Στην θέση A η άτρακτος καταπονείται σε επαναλαμβανόμενη στρέψη και σε εναλλασσόμενη κάμψη άρα καταπονείται σύνθετα. Η ισοδύναμη τάση παραμόρφωσης θα ισούται με:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{b,max}^2 + 3 * (a_0 * \tau_{max})^2} \text{ όπου ,} \quad (5)$$

τ_{max} είναι η τάση στρέψης της ατράκτου όπου δεν πρέπει να ξεπερνά την επιτρεπόμενη τάση στρέψης, ενώ ως $\sigma_{b,max}$ ορίζεται η τάση κάμψης της ατράκτου δηλαδή:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{\varepsilon\pi} , \text{ και} \quad (6)$$

$$\sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W_b} \text{ αντίστοιχα} \quad (7)$$

Όμως σύμφωνα με τον πίνακα 4.5 για διάτρητο άξονα ισχύει ότι

$$\text{όπου } W_b = 0,1 * \frac{d_A^4 - d_{\text{οπής}}^4}{d_A} \text{ οπότε για } d_A = 300mm, \quad (8)$$

$$W_b = 0,1 * \frac{(300mm)^4 - (100mm)^4}{300mm} = 0,1 * \frac{8*10^9 mm^4}{300mm} = 0,1 * 26666666,67mm^3 \text{ οπότε}$$

$$W_b = 2666666,67 mm^3 = 2666666,7 mm^3 \text{ επομένως}$$

Από σχέσεις (2),(7) προκύπτει ότι

$$\sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W_b} = \frac{23047*10^3 N*mm}{2666666,7mm^3} = 8,64 \frac{N}{mm^2} \quad (9)$$

Όμως πρέπει $\sigma_b \leq \sigma_{b,\varepsilon\pi}$ και από τον πίνακα 4.4 προκύπτει ότι

$$\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 110 \frac{N}{mm^2}$$

Άρα αντέχει το υλικό που έχει επιλεγεί για την συγκεκριμένη διάμετρο.

$$\text{Από την σχέση (6) προκύπτει ότι } \tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{2*W_b} \text{ οπότε}$$

$$\tau_{max} = \frac{163291000N*mm}{2*2666666,7mm^3}$$

$$\tau_{max} = \frac{163291000N*mm}{2*2666666,7mm^3} = 30,62 \frac{N}{mm^2} \text{ όμως από τον πίνακα 4.4}$$

ισχύει ότι $\tau_{\varepsilon\pi} = 55 \frac{N}{mm^2}$. Αφού $\tau_{max} \leq \tau_{\varepsilon\pi}$ τότε αντέχει.

Συνεχίζουμε αντικαθιστώντας και την σχέση (5) οπότε και θα προκύψει ότι

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{b,max}^2 + 3(a_0 * \tau_{max})^2} = \sqrt{(8,64 \frac{N}{mm^2})^2 + 3 * (0,7 * 30,62 \frac{N}{mm^2})^2} \text{ άρα}$$

$$\sigma_v = \sqrt{74,64 \frac{N^2}{mm^4} + 1378,24 \frac{N^2}{mm^4}} = \sqrt{1452,88 \frac{N^2}{mm^4}} = 38,12 \frac{N}{mm^2} \text{ επομένως}$$

$$\sigma_v = 38,12 \frac{N}{mm^2}$$

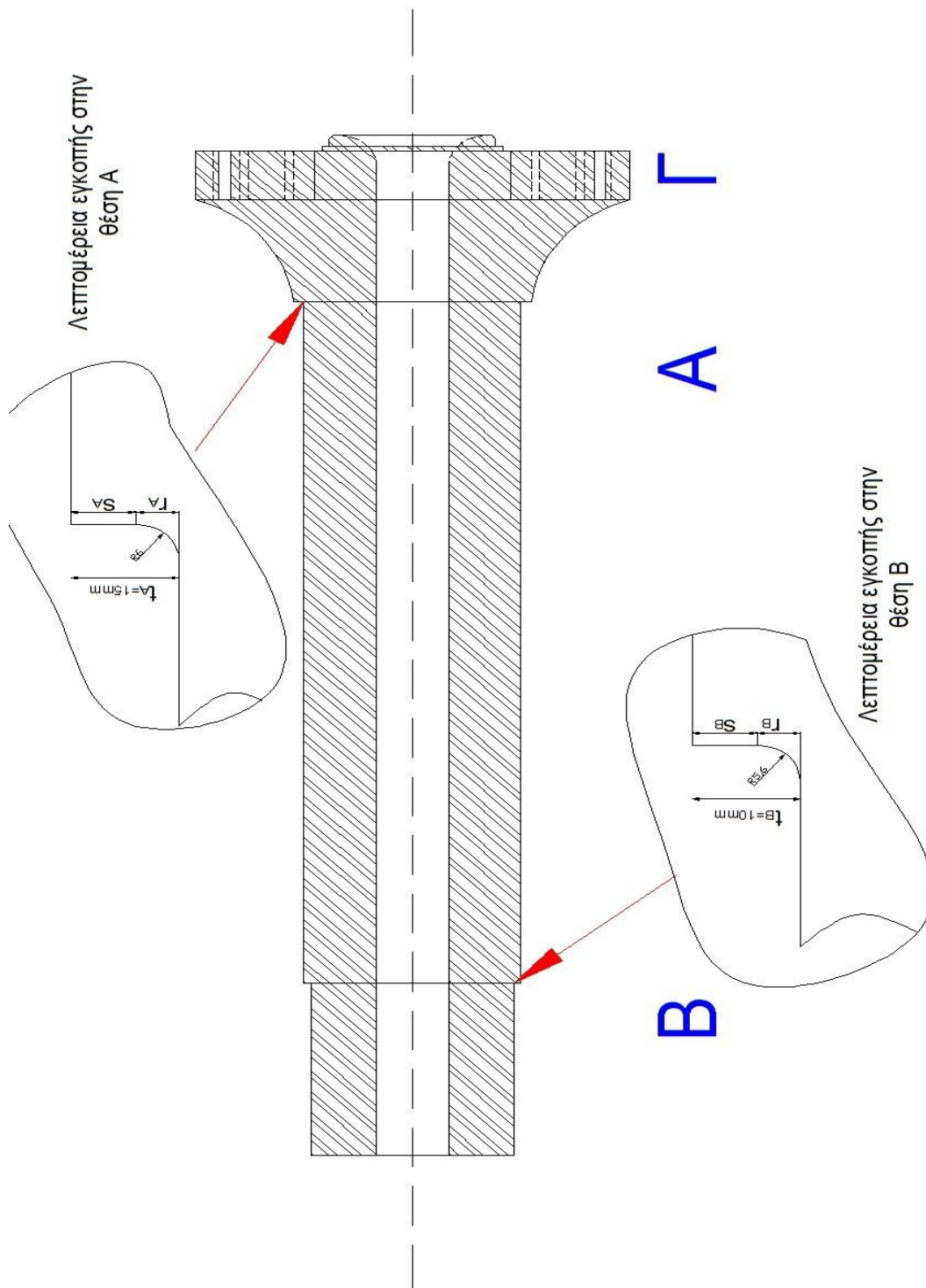
Για να αντέχει το υλικό και η διάμετρος της ατράκτου που έχω επιλέξει πρέπει να ισχύει ότι $\sigma_v \leq \sigma_{\varepsilon\pi}$ (πιν.4.4), άρα όπως είναι προφανές η άτρακτος αντέχει.

4.1.4 Υπολογισμός διαβαθμίσεων άξονα

Για την ορθή εφαρμογή των εδράνων κύλισης πάνω στην άτρακτο πρέπει η άτρακτος να έχει διαβαθμίσεις-εγκοπές ώστε να συγκρατείται σε αυτά. Όπως έχει ήδη προκύψει η διάμετρος του άξονα στην θέση B θα είναι $d_B = 280mm$ και η διάμετρος του άξονα στην θέση A θα είναι $d_A = 300mm$. Ο άξονας έχει υποστεί λείανση και εκτιμάται ότι έχει μέση τραχύτητα $R = 6\mu \div 10\mu$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0.02$, επομένως στις δυο διαβαθμίσεις του άξονα θα ισχύει ότι:

Στην θέση A, αφού ο λόγος καμπυλότητας είναι $r_A/d_A = 0,02$, τότε η ακτίνα καμπυλότητας θα είναι $r_A = 6mm$, όμως στην συγκεκριμένη θέση θα πρέπει το δαχτυλίδι του εδράνου να καλύπτει ορισμένη περιοχή ώστε να συγκρατείται στην άτρακτο. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή των εδράνων πρέπει να υπάρχει διαβάθμιση τέτοια ώστε για την θέση A να είναι, $t_A = 15mm$ όπου $t_A = r_A + s_A$ επομένως $s_A = t_A - r_A = 15mm - 6mm = 9mm$ ενώ στην θέση B αφού ο λόγος καμπυλότητας είναι $r_B/d_B = 0,02$, τότε η ακτίνα καμπυλότητας θα είναι $r_B = 5,6mm$. Στην θέση B όμως ομοίως με τον παραπάνω συλλογισμό, ισχύει ότι $t_B = 10mm$ όμως $t_B = r_B + s_B$ επομένως $s_B = t_B - r_B = 10mm - 5,6mm = 4,4mm$

Έτσι στη θέση B ο άξονας από διάμετρο $d_B = 280mm$, όπως είχε προκύψει από προηγούμενους υπολογισμούς, θα γίνεται $D_B = 300mm$ ενώ στη θέση A ο άξονας από διάμετρο $d_A = 300mm$ θα γίνεται $D_A = 330mm$ ώστε να μπορέσει να συγκρατήσει τα έδρανα κύλισης. Αναλυτικότερα οι διαβαθμίσεις φαίνονται στο σχέδιο 4.6 και 4.7 λεπτομερώς. Όπως έχει προκύψει η άτρακτος θα αντέχει τα φορτία που ασκούνται σε αυτήν.



Σχέδιο 4.6: Διαβαθμίσεις ατράκτου



Εικόνα 4.7: Ενδεικτικό παράδειγμα εγκοπής ατράκτου.

4.1.4.1 Έλεγχος σε θλίψη του περιμετρικού δακτυλιδιού του εδράνου κύλισης

Το έδρανο θα υφίσταται θλιπτικό φορτίο από τον άξονα στην θέση A λόγω του αξονικού φορτίου που δέχεται η Α/Γ από τον άνεμο. Αυτό θα ισούται με το αξονικό φορτίο προς την καλυπτόμενη επιφάνεια του εδράνου κυλίσεως από τον άξονα στην θέση A, δηλαδή $\sigma_{\theta\lambda} = \frac{F_{\alpha\xi}}{E_{\kappa}}$ (10)

Η καλυπτόμενη επιφάνεια του εδράνου κυλίσεως από το άξονα στην θέση A είναι:

$$E_{\kappa} = \frac{\pi \cdot d_A^2}{4} - \frac{\pi \cdot (d_A - 2 \cdot s_A)^2}{4} = \frac{\pi \cdot (330 \text{ mm})^2}{4} - \frac{\pi \cdot (330 \text{ mm} - 2 \cdot 9 \text{ mm})^2}{4} \text{ ΟΠΟΤΕ}$$

$$E_{\kappa} = 85487 \text{ mm}^2 - 76415 \text{ mm}^2 \text{ επομένως } E_{\kappa} = 9002 \text{ mm}^2 \quad (11)$$

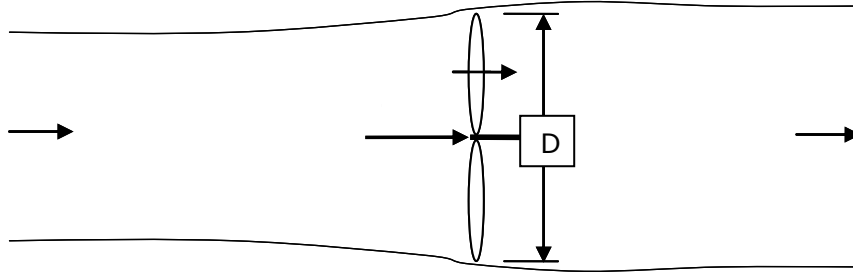
Η αξονική δύναμη μεταβάλλεται ανάλογα με την ταχύτητα του αέρα οπότε θα την υπολογίσουμε όταν η ανεμογεννήτρια λειτουργεί σε πλήρη ισχύ.

Η ταχύτητα u του αέρα στην θέση της έλικας δίνεται από την σχέση:

$$u = (1 - a) \cdot V_0 \quad (12)$$

όπου: V_0 = ταχύτητα του αέρα πριν και μακριά από την ανεμογεννήτρια.

a = συντελεστής (axial induction factor) που χαρακτηρίζει την πτώση της ταχύτητας του αέρα μετά την έλικα κατά την αξονική διεύθυνση.



Η ταχύτητα u λαμβάνεται ως η μέση τιμή της ταχύτητας πριν και μετά την έλικα και σε μεγάλη απόσταση, δηλαδή:

$$u = \frac{(V_0 + u_1)}{2} \quad (13)$$

όπου: u_1 = η ταχύτητα του αέρα πίσω και μακριά από την έλικα.

Θεωρητική Μεγίστη Ισχύς

Η ισχύς P που μεταδίδεται από τον αέρα στον άξονα της έλικας δίνεται από την σχέση:

$$P = \frac{1}{2} * C_p * \rho * A * V_0^3 \quad (14)$$

όπου: C_p = ο συντελεστής ισχύος (power coefficient).

ρ = η πυκνότητα του αέρα, η οποία σε Κ.Σ. λαμβάνεται $\rho=1,225 \text{ Kg/m}^3$.

A = η μετωπική επιφάνεια του κύκλου της έλικας, η οποία είναι:

$$A = \pi D^2/4$$

Ο συντελεστής C_p δίνεται από την σχέση:

$$C_p = 4 * a * (1 - a)^2 \quad (15)$$

Με παραγωγή της σχέσης αυτής βρίσκουμε ότι ο συντελεστής C_p γίνεται μέγιστος για $a=1/3$ και τότε παίρνει την τιμή $C_p (\text{max}) = 16/27 = 0,593$. Η τιμή αυτή χαρακτηρίζεται ως το όριο Betz για την απορρόφηση ισχύος (Betz limit).

Επομένως η μέγιστη ισχύς που απορροφάται από τον αέρα είναι:

$$P_{\text{max}} = \frac{1}{2} * C_{p,\text{max}} * \rho * A * V_0^3 \quad (16)$$

Για την VESTAS V39 με έλικα διαμέτρου $D=47m$ και ταχύτητα αέρα $V_0=14,5m/s$ έχουμε:

$$A = \frac{\pi * D_{rot}^2}{4} = \frac{\pi * 47m^2}{4} = 1735m^2 \text{ οπότε από την σχέση (16) προκύπτει}$$

ότι $P_{max} = \frac{1}{2} * C_{p,max} * \rho * A * V_0^3$ τότε

$$P_{max} = \frac{1}{2} * 0,593 * 1,225 Kg/m^3 * 1735m^2 * (14,5 m/s)^3 \text{ επομένως η μέγιστη}$$

θεωρητική ισχύς που απορροφάται από την Α/Γ είναι

$$P_{max} = 1921163W \approx 1921KW$$

Αξονική δύναμη (Thrust)

Η αξονική δύναμη T που ασκείται από τον αέρα πάνω στην έλικα δίνεται από την σχέση:

$$T = \frac{1}{2} * C_T * \rho * A * V_0^2 \quad (17)$$

όπου: $C_T = \text{ο συντελεστής αξονικής δύναμης (Thrust coefficient)}$.

ρ και A ως προηγουμένως.

Ο συντελεστής C_T δίνεται από την σχέση:

$$C_T = 4 * \alpha * (1 - \alpha) \quad (18)$$

Όταν αποδίδεται η μέγιστη ισχύς, ο συντελεστής α παίρνει την τιμή $\frac{1}{3}$ όπως αναφέραμε προηγουμένως, οπότε η τιμή του συντελεστή C_T είναι:

$$C_T = 4 * \alpha * (1 - \alpha) = 4 * \frac{1}{3} * \left(1 - \frac{1}{3}\right) = 0,89$$

Για την ανεμογεννήτρια VESTAS V39 η αξονική δύναμη που δέχεται όταν αυτή λειτουργεί και απορροφά την μέγιστη ισχύς που είναι ικανή να απορροφήσει, θα είναι:

$$T = \frac{1}{2} * C_T * \rho * A * V_0^2 = \frac{1}{2} * 0,89 * 1,225 Kg/m^3 * 1735m^2 * (14,5 m/s)^2$$

$T = 198853N \approx 199KN$. Άρα το αξονικό φορτίο που θα δέχεται η Α/Γ και συγκεκριμένα ο ρότορας θα είναι $T = 198853N \approx 199KN$. Δεχόμαστε όμως ότι όλο το αξονικό φορτίο μεταφέρεται ακέραιο στον άξονα οπότε

$$T = F_{\alpha\xi} = 199KN \quad (19)$$

Πηγή: T.Burton κ.α (2001)

Οπότε από τις σχέσεις (10),(11),(19) έχουμε:

$$\sigma_{\theta\lambda} = \frac{F_{\alpha\xi}}{E_{\kappa}} = \frac{199000N}{9002mm^2}, \text{ επομένως το θλιπτικό φορτίο είναι } \sigma_{\theta\lambda} = 22,11 \frac{N}{mm^2} \quad (20)$$

όμως πρέπει $\sigma_{\theta\lambda} \leq \sigma_{\theta\epsilon\pi}$ που ισχύει αφού το υλικό που είναι κατασκευασμένο το δαχτυλίδι του εδράνου κυλίσεως που καταπονείται από το αξονικό φορτίο είναι 34CrNiMo6 και σύμφωνα με τον πίνακα 4.13(σελ 85)

$\sigma_W = \sigma_{\epsilon\pi} = 500 \text{ N/mm}^2$. Θα μπορούσε όμως να χρησιμοποιηθεί απλώς χάλυβας St34 όπου $\sigma_W = 160 \text{ N/mm}^2$ όπου είναι πιο οικονομικό υλικό.

4.1.5 Υπολογισμός βέλους κάμψης

Το βέλος κάμψης είναι ένας παράγοντας που μπορεί να επηρεάσει την διάμετρο μίας ατράκτου αφού εάν αυτό ξεπεράσει ορισμένη τιμή τότε μπορεί να δημιουργηθεί λειτουργική ανωμαλία όπως κακή λειτουργία των οδοντωτών τροχών ή υπερθέρμανση στα έδρανα λόγω γωνιακής θέσης των στροφένων. Θεωρούμε ότι το τμήμα εκείνο που ενδεχομένως να εμφανιστεί βέλος κάμψης είναι το b αφού εκεί ο άξονας δέχεται τα μεγαλύτερα φορτία όπως είναι στην θέση Γ από το φορτίο B_{rot} του ρότορα και το φορτίο B_{ATP} της ατράκτου στην θέση b/2. Άρα θα πρέπει να γίνει έλεγχος για το βέλος κάμψης που πιθανόν να προκαλείται στον άξονα. Οπότε αφού $n < 1500rpm$ θα πρέπει το βέλος κάμψεως που δημιουργείται να μην ξεπερνά το μέγιστο που είναι

$$f = 0,5 * \frac{l}{1000} \quad (21)$$

επομένως γνωρίζοντας ότι ισχύει:

$$y = \frac{B_{rot} * b^3}{3 * E * I_b} + \frac{B_{ATP} * (b/2)^3}{3 * E * I_b} \quad (22)$$

Όπου $I_b \approx 0,05 * (D_A^4 - d_A^4)$ δηλαδή $I_b \approx 0,05 * (33cm^4 - 30cm^4) \approx 18796cm^4$ (23)

Είναι η ροπή αδρανείας της αντίστοιχης διατομής και b η απόσταση όπως φαίνεται στο σχέδιο 4.3β (σελ.68)

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2} \text{ μέτρο ελαστικότητας χάλυβα.} \quad (24)$$

Άρα αντικαθιστώντας στην σχέση (22) τα δεδομένα τότε:

$$y = \frac{B_{rot} * b^3}{3 * E * I_b} + \frac{B_{ATP} * (b/2)^3}{3 * E * I_b}$$

$$y = \frac{7000Kp * (33cm)^3}{3 * 2100000 \frac{Kp}{cm^2} * 18796cm^4} + \frac{243Kp * (16,5cm)^3}{3 * 2100000 \frac{Kp}{cm^2} * 18796cm^4}$$

$$y = \frac{251559000Kp * cm^3}{1,184148 * 10^{11}Kp * cm^2} + \frac{1091586,4Kp * cm^3}{1,184148 * 10^{11}Kp * cm^2}$$

$$y = 21,24 * 10^{-4}cm + 0,0921 * 10^{-4}cm = 21,33 * 10^{-4}cm = 21,33 * 10^{-3}mm$$

$$\text{Άρα } y = 0,02133mm \quad (25)$$

Όμως πρέπει $y \leq f$, όμως $f = 0,5 * \frac{l}{1000} = 0,5 * \frac{330mm}{1000}$ οπότε $f = 0,165mm$ όπου $l = b$ τότε ισχύει αφού όπως είναι προφανές $y \leq f$, οπότε δεν προκαλείται βέλος κάμψης τέτοιο ώστε να προκαλέσει εκκεντρότητες και πιθανές ταλαντώσεις.

4.1.6 Δυναμική αντοχή ατράκτου

Με δεδομένα τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την παραπάνω διαδικασία για τις διαμέτρους και το υλικό της ατράκτου τότε πρέπει να γίνει έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση και συγκεκριμένα μόνο σε κάμψη, μόνο σε στρέψη και σε επαναλαμβανόμενη στρέψη για το δυσμενέστερο σημείο των διαβαθμίσεων της ατράκτου.

Με δεδομένη την τάση κάμψεως $\sigma_{b,max} = \sigma_b = 8,64 \frac{N}{mm^2}$ και την τάση στρέψεως $\tau_{max} = \tau = 30,62 \frac{N}{mm^2}$ για την θέση Α, τότε υπολογίζω τις μέσες τάσεις και τις αποκλίσεις των τάσεων αυτών. Είναι γνωστό ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη επομένως για την εναλλασσόμενη κάμψη η μέση τάση θα είναι $\sigma_{bm} = 0$ και η απόκλιση της τάσης $\sigma_{ba} = 8,64 \frac{N}{mm^2}$ ενώ για την επαναλαμβανόμενη στρέψη ισχύει ότι η μέση τάση είναι

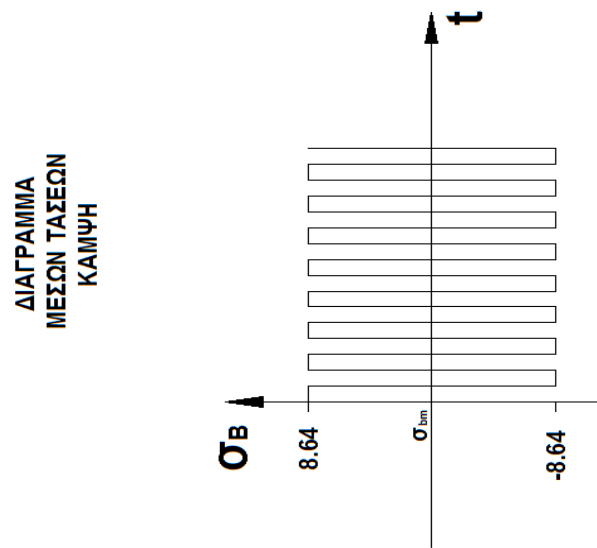
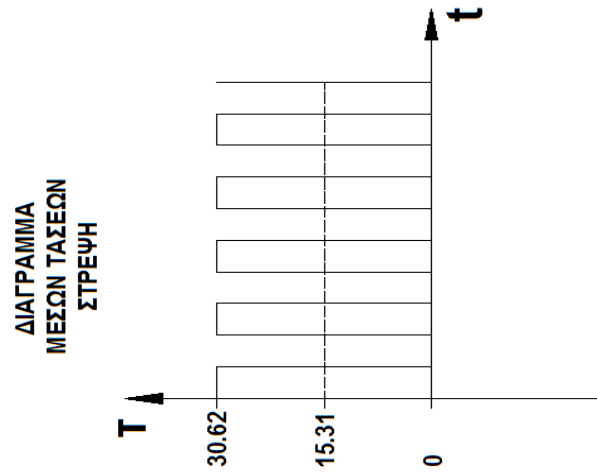
$$\tau_m = \tau_{max}/2 = \frac{30,62 \frac{N}{mm^2}}{2} = 15,31 \frac{N}{mm^2} \text{ άρα } \tau_m = 15,31 \frac{N}{mm^2} \text{ και η τάση}$$

$$\text{απόκλισης είναι } \tau_a = \tau/2 = \frac{30,62 \frac{N}{mm^2}}{2} = 15,31 \frac{N}{mm^2} \text{ άρα } \tau_a = 15,31 \frac{N}{mm^2}.$$

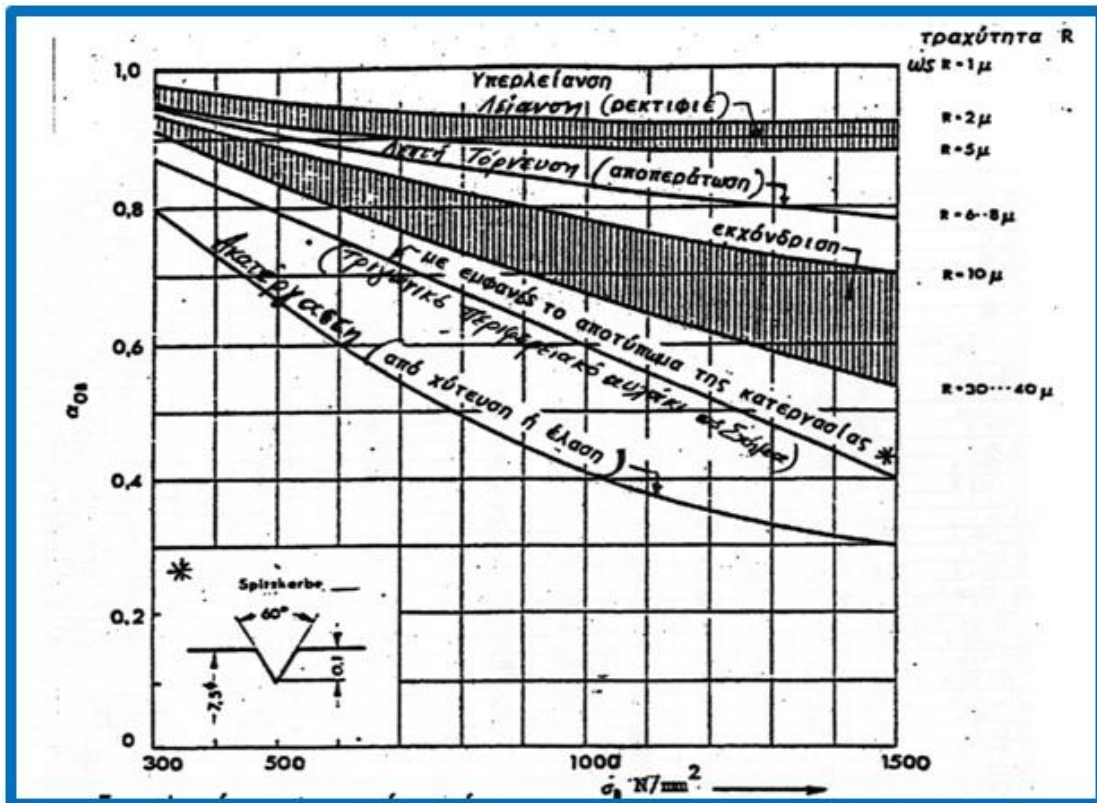
Έχει αποδειχθεί πειραματικά ότι οι υπολογιζόμενες τάσεις χωρίς την προσθήκη ορισμένων συντελεστών οδηγεί σε πρόωρη αστοχία του εκάστοτε εξαρτήματος. Στην περίπτωση μας πρέπει να ληφθούν υπόψη ορισμένοι παράγοντες όπου θα συμβάλουν στην ορθότερη κατανόηση των τάσεων που αναπτύσσονται στην άτρακτο.

Γνωρίζοντας ότι η άτρακτος όπως έχει αναφερθεί έχει υποστεί λεπτή τόννευση και έχει αποκτήσει τραχύτητα επιφανείας $R=6\mu\div 10\mu$. και με δεδομένο το υλικό κατασκευής που είναι 34CrNiMo6 προκύπτει από πίνακα 4.13 ότι $\sigma_B = 1100N / mm^2$, επομένως είναι δυνατόν να προσδιοριστεί ο συντελεστής επιφανειακής κατάστασης a_{ob} για κάμψη και a_{ot} για στρέψη από τον διάγραμμα 4.9, επομένως $a_{ob} = 0,80$ και $a_{ot} = 0,575 * a_{ob} + 0,425$ (εμπειρικός τύπος) άρα $a_{ot} = 0,885$.

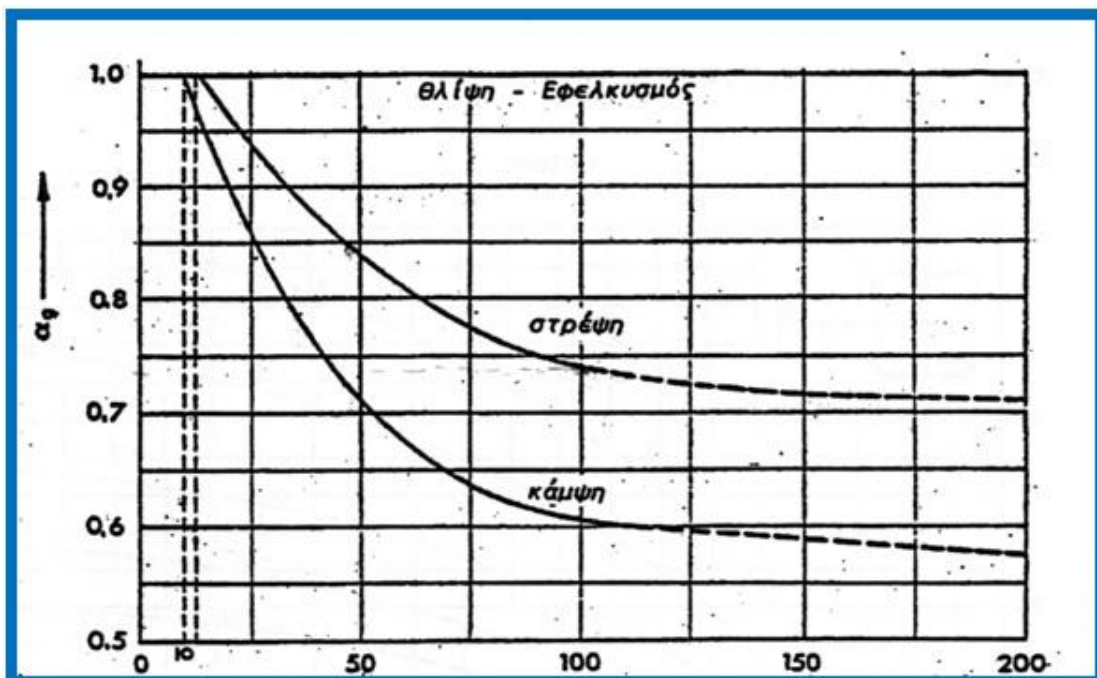
Η εγκοπή της ατράκτου στην επικίνδυνη διατομή λόγω της διαβάθμισης που υπάρχει, για κατασκευαστικούς λόγους και το μέγεθος της ατράκτου είναι παράγοντες όπου επηρεάζουν την δυναμική αντοχή της, επομένως από διάγραμμα 4.10 προκύπτει ο συντελεστής μεγέθους $a_{gb} = 0,55$ σε κάμψη και $a_{gt} = 0,72$ σε στρέψη για διάμετρο άξονα $d_B = 300mm$, ενώ από τους διαγράμματα 4.10 και 4.11 προκύπτει ο συντελεστής λόγο της εγκοπής σε κάμψη είναι $\beta_{kb} \approx 1,8$ και σε στρέψη $\beta_{kt} \approx 1,88$. Η ακτίνα καμπυλότητας είναι $r/d = 0,02$ ενώ ο λόγος $D_A/d_A = 330mm/300mm = 1,1$.



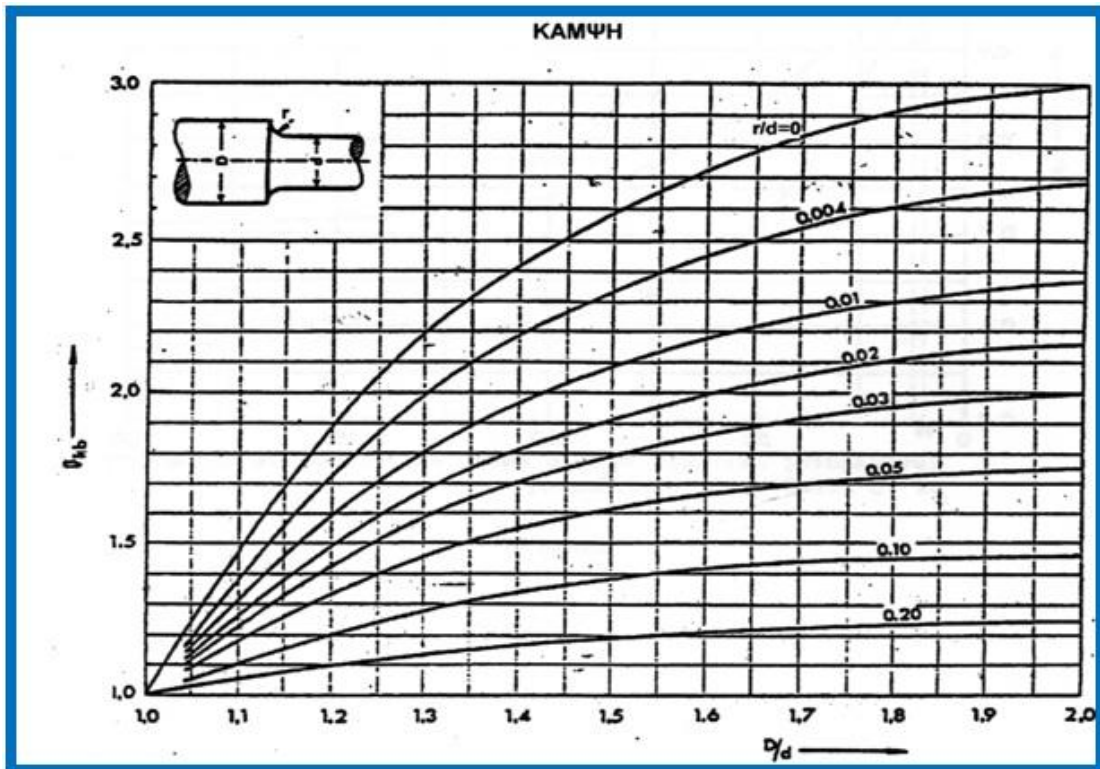
Διάγραμμα 4.8: Διάγραμμα μεταβολής των τάσεων για κάμψη και στρέψη



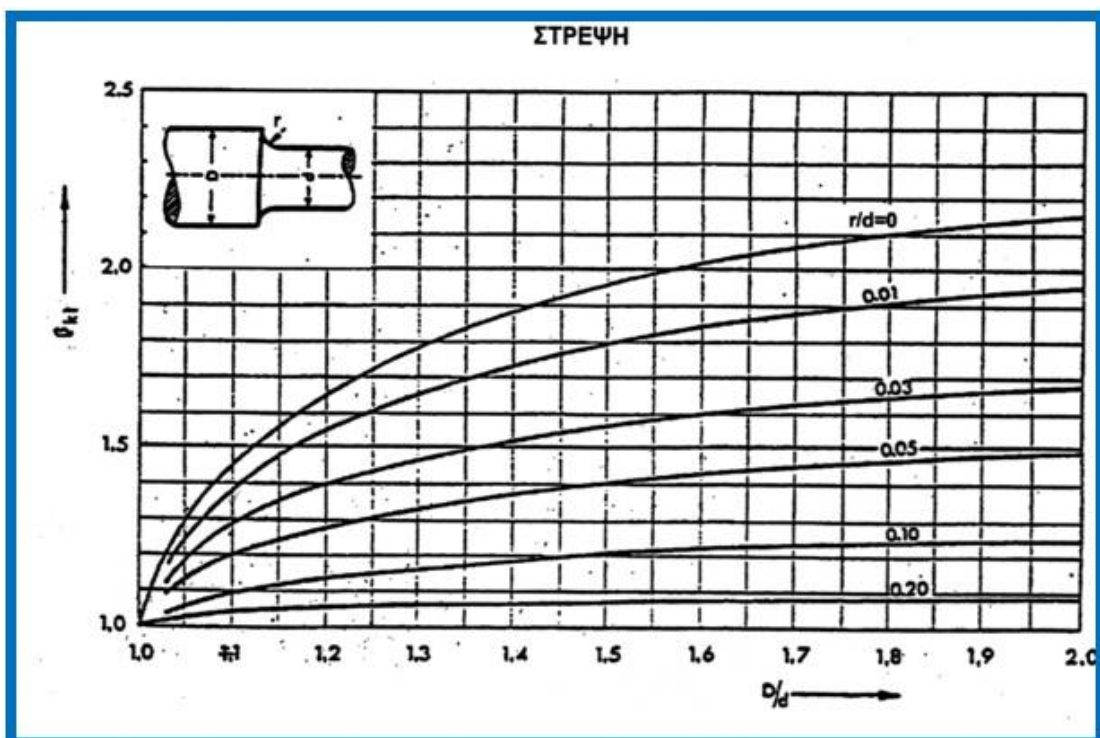
Διάγραμμα 4.9: Συντελεστής επιφανείας σ_{0b} στην μείωση της αντοχής διάρκειας ατράκτου σε κάμψη σε συνάρτηση με την αντοχή του υλικού.



Διάγραμμα 4.10: Συντελεστής μεγέθους α_g για κάμψη και στρέψη σε συνάρτηση με το μέγεθος του εξαρτήματος



Διάγραμμα 4.11: Συντελεστής εγκοπής β_{kb} για άτρακτο με διαβάθμιση



Διάγραμμα 4.12: Συντελεστής εγκοπής β_{kt} για άτρακτο με διαβάθμιση

ΕΙΔΟΣ ΥΛΙΚΟΥ	ΕΦΕΛΚΥΣΜΟΣ-ΘΛΙΨΗ				ΚΑΜΨΗ			ΣΤΡΕΨΗ			
	σ_B	σ_s	σ_{sch}	σ_w	σ_{bs}	σ_{bsch}	σ_{bw}	T_B	T_s	T_{sch}	T_w
	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17100											
St 34	340	210	210	160	290	290	190	200	150	150	130
St 37	370	240	240	180	340	340	200	220	170	170	140
St 42	420	260	260	190	360	360	220	250	180	180	150
St 50	500	300	300	230	420	420	260	300	210	210	180
St 52-3	520	360	360	240	500	470	270				
St 60	600	340	340	270	470	470	300	360	230	230	210
St 70	700	370	370	320	520	520	340	420	260	260	240
ΣΚΛΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17200											
C22, Ck22	550	360	360	250	500	480	280	300	250	250	190
C35, Ck35	650	420	420	300	590	570	330	330	300	300	230
C45, Ck45	750	480	480	340	670	630	370	360	340	340	260
C60, Ck60	850	570	570	380	800	700	410	420	400	400	280
40Mn4	900	650	650	400	900	730	430	-	450	450	300
30Mn5	900	650	650	400	900	730	430	-	450	450	300
25CrMo4	900	650	650	400	900	730	350	-	450	450	300
37MnSi5	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
34Cr4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
41Cr4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
34CrMo4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
42MnV7	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
42CrMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
36CrNiMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
50CrMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
34CrNiMo6	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
30CrMoV9	1250	1050	980	570	1450	1040	600	-	730	730	410
30CrNiMo8	1250	1050	980	570	1450	1040	600	-	730	730	410
ΣΚΛΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17210											
C10, Ck10	420	250	250	190	350	350	220	250	180	180	150
C15, Ck15	500	300	300	230	420	420	270	300	210	210	180
15Cr3	600	400	400	270	560	530	300	360	280	280	210
16MnCr5	800	600	600	360	850	670	390	480	430	430	270
15CrNi6	900	650	650	400	900	740	430	540	450	450	300
20MnCr5	1000	700	700	450	980	810	470	600	490	490	340
18CrNi8	1200	800	800	550	1100	1000	580	720	550	550	410

Πίνακας 4.13: Τιμές δυναμικής αντοχής χαλύβων

4.1.7 Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και T_{AG}

Γνωρίζοντας τους παραπάνω συντελεστές θα υπολογιστούν οι επιτρεπόμενες οριακές τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} για κάμψη και T_{AG} για στρέψη, με την βοήθεια των διαγραμμάτων Smith από όπου και θα προκύψουν με βάση την δυναμική αντοχή σ_A και T_A .

Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_W$ και $\tau_A = \tau_W$, για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$ ενώ για στατική καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_s$ και $\tau_A = \tau_s$.

Υπολογισμός τιμής δυναμικής αντοχής σ_{AG}

Από τον πίνακα υλικών 4.13 και σύμφωνα με τα διαγράμματα Smith προκύπτει ότι για εναλλασσόμενη κάμψη $\sigma_A = \sigma_W = 530 \frac{N}{mm^2}$ άρα η επιτρεπόμενη τιμή δυναμικής αντοχής συμπεριλαμβανομένων των συντελεστών μείωσης θα είναι

$$\sigma_{AG} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb} * \sigma_A}{\beta_{kb}}$$

$$\sigma_{AG} = \frac{0,80 * 0,55 * 530 \text{ N/mm}^2}{1,8} = 130 \text{ N/mm}^2$$

Υπολογισμός τιμής δυναμικής αντοχής τ_{AG}

Από τον πίνακα υλικών 4.13 και σύμφωνα με τα διαγράμματα Smith προκύπτει ότι για επαναλαμβανόμενη στρέψη

$\tau_A = \tau_{sch}/2 = 630 \frac{N}{mm^2}/2 = 315 \frac{N}{mm^2}$ άρα η επιτρεπόμενη τιμή δυναμικής αντοχής συμπεριλαμβανομένων των συντελεστών μείωσης θα είναι

$$\tau_{AG} = \frac{\alpha_{ot} * \alpha_{gt} * \tau_A}{\beta_{kt}} = \frac{0,885 * 0,72 * 315 \text{ N/mm}^2}{1,88} = 107 \text{ N/mm}^2$$

4.1.8 Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Αφού στο σημείο ελέγχου έχω σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη τότε κρίνεται απαραίτητο να υπολογιστούν οι ισοδύναμες μέσες τάσεις και συγκεκριμένα να υπολογιστούν η ισοδύναμη μέση τάση σ_{vm} και η ισοδύναμη τάση απόκλισης σ_{va} , επομένως η ισοδύναμη μέση τάση είναι

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 * \tau_m^2}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{0 + \left(\frac{1250 \text{ N/mm}^2}{630 \text{ N/mm}^2}\right)^2 * 15,31 \text{ N/mm}^2} = 30,37 \text{ N/mm}^2$$

και η ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{\nu\alpha} = \sqrt{\sigma_{b\alpha}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 * \tau_{\alpha}^2}$$

$$\sigma_{\nu\alpha} = \sqrt{(8.64 N/mm^2)^2 + \left(\frac{130 N/mm^2}{107 N/mm^2}\right)^2 * (15.31 N/mm^2)^2}$$

$$= 20.51 N/mm^2$$

4.1.9 Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από τον πίνακα υλικών 4.13 και σύμφωνα με τα διαγράμματα Smith και γνωρίζοντας πλέον τις τιμές ισοδύναμων τάσεων προκύπτει ότι για $\sigma_{\nu m} = 30.37 N/mm^2$ τότε η δυναμική αντοχή $\sigma'_A \approx 524 \frac{N}{mm^2}$, επομένως η ονομαστική αντοχή της ατράκτου σε σύνθετη καταπόνηση συμπεριλαμβανομένων των συντελεστών μείωσης είναι :

$$\sigma'_{NA} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb} * \sigma'_A}{\beta_{kb}}$$

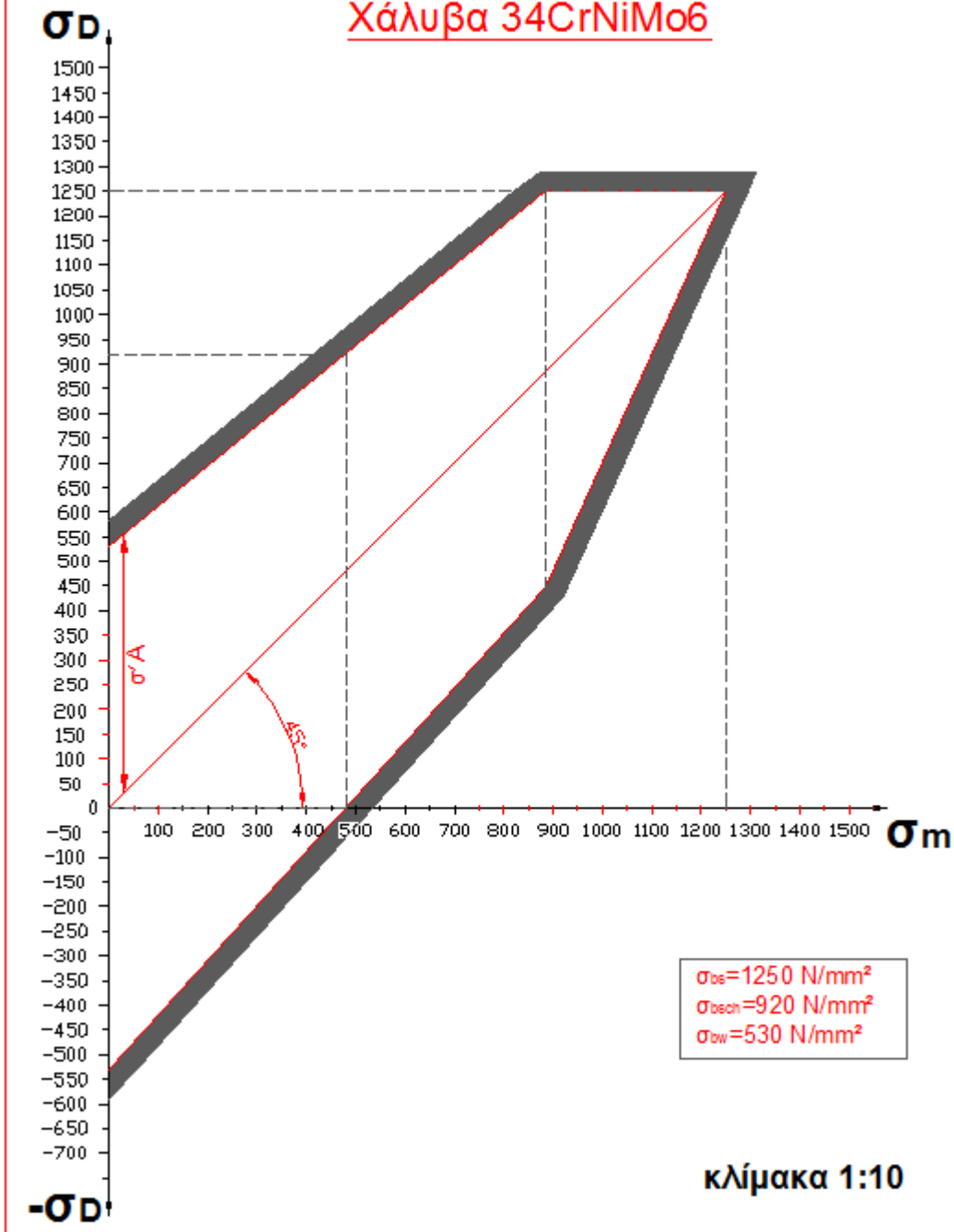
$$\sigma'_{NA} = \frac{0,80 * 0,55 * 524 N/mm^2}{1,8} = 128 N/mm^2$$

Πλέον υπολογίζεται ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας και θα συγκριθεί με την ισχύουσα τιμή του συντελεστή ασφαλείας

$$N_{ATP} = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{\nu\alpha}} = \frac{128 N/mm^2}{20,51 N/mm^2} = 6,25$$

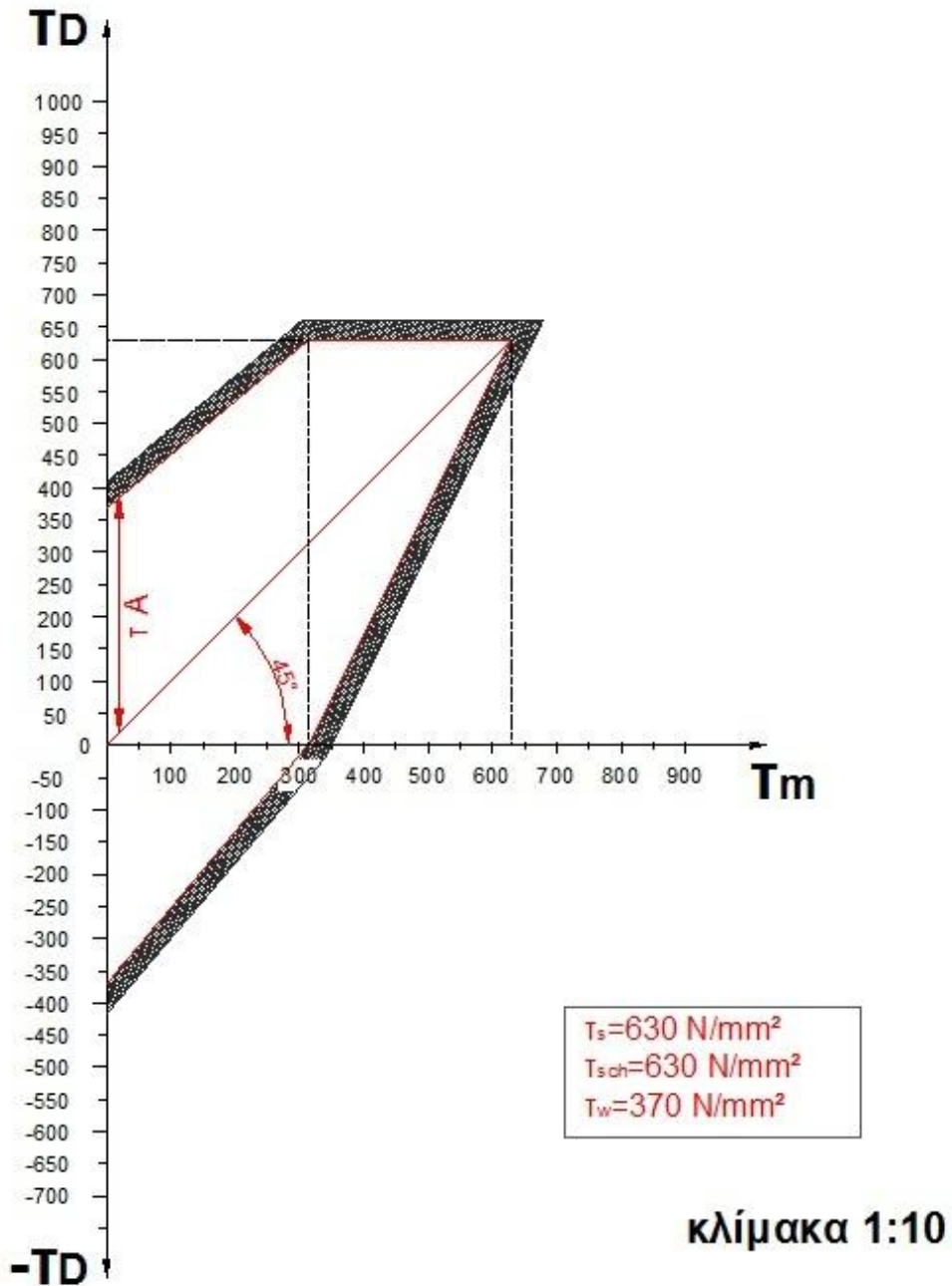
Για συνήθεις περιπτώσεις ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται $N = 2 \div 3$, πρέπει $N_{ATP} \geq N$ ώστε να θεωρηθεί η άτρακτος ασφαλής. Όπως είναι φανερό ο συντελεστής υπερκαλύπτει την απαιτούμενη τιμή οπότε το υλικό που έχει επιλεγεί για τις συγκεκριμένες διαμέτρους αντέχει.

Διάγραμμα Smith για κάμψη
Χάλυβα 34CrNiMo6



Διάγραμμα 4.14: Διάγραμμα Smith σε κάμψη του άξονα της A/Γ

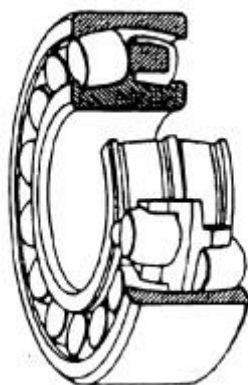
Διάγραμμα Smith για στρέψη Χάλυβα 34CrNiMo6



Διάγραμμα 4.15: Διάγραμμα Smith σε στρέψη του άξονα της Α/Γ

5. ΈΔΡΑΝΑ

Το κυρίως έδρανο μιας ανεμογεννήτριας παρέχει στήριξη στον κύριο άξονα και μεταφέρει τις αντιδράσεις από τα φορτία του ρότορα στο πλαίσιο της μηχανής. Το πιο συχνό σε χρήση έδρανο είναι το σφαιρικό, λόγω των σχετικά μεγάλων παραμορφώσεων στον κυρίως άξονα και στα στηρίγματά του. Στο σχήμα 5.1 διακρίνουμε ένα τέτοιου είδους έδρανο.

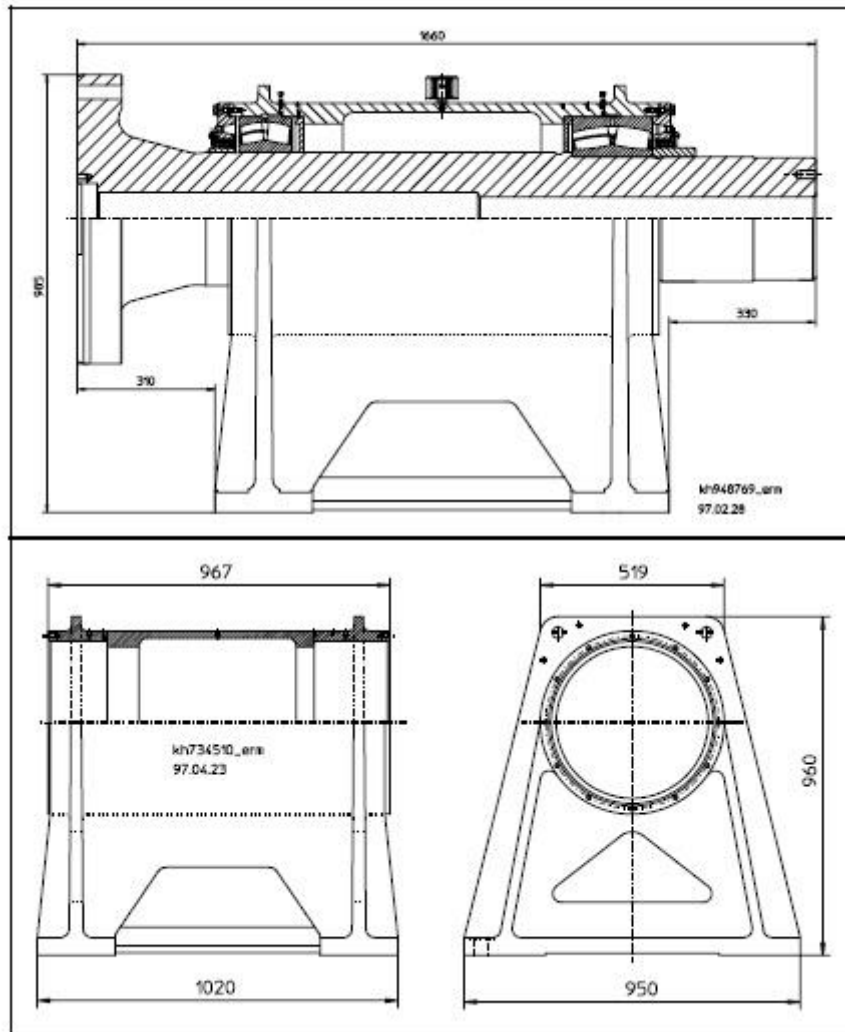


Σχήμα 5.1: Σφαιρικού τύπου έδρανο

Τα σφαιρικά έδρανα έχουν δύο σειρές από κυλίνδρους με κοινό αυλάκι στον εξωτερικό δακτύλιο. Τα δύο εσωτερικά αυλάκια έχουν μια γωνία κλίσης ως προς τον άξονα του εδράνου. Τα έδρανα είναι ευθυγραμμισμένα και κατά συνέπεια δεν έχουν ευαισθησία σε σφάλματα ευθυγράμμισης του άξονα σχετικά με το περίβλημα και την κάμψη του άξονα. Εκτός από την υψηλή ακτινική ικανότητα φόρτισης, τα έδρανα μπορούν να φιλοξενήσουν αξονικά φορτία και στις δύο κατευθύνσεις.

Η επιτρεπτή γωνία απόκλισης είναι περίπου $1^{\circ} \div 5^{\circ}$, η οποία εξαρτάται και από την σειρά του εδράνου. Η γωνία αυτή αρκεί για να αντισταθμίσει τις παραμορφώσεις στον άξονα, στο περίβλημα και το πλαίσιο της μηχανής που προκαλούνται από τα φορτία του ρότορα αλλά και να αποτρέψει την εμφάνιση επιπλέον φορτίων αιχμής τα οποία πιθανόν και να δημιουργήσουν φθορά στο έδρανο. Τα κυρίως έδρανα τοποθετούνται σε περιβλήματα εδράνων τα οποία είναι βιδωμένα στο κυρίως πλαίσιο. Το πλήθος των εδράνων διαφοροποιείται ανάλογα με τους διαφορετικούς τύπους ανεμογεννητριών. Πολλές

ανεμογεννήτριες έχουν δύο έδρανα, το καθένα με το δικό του περίβλημα. Μερικές ανεμογεννήτριες με δύο έδρανα χρησιμοποιούν τον κόμβο ως περίβλημα. Άλλες γεννήτριες έχουν μόνο ένα κυρίως έδρανο, δεδομένου ότι το κιβώτιο ταχυτήτων λειτουργεί σαν δεύτερο κυρίως έδρανο. Η κάθε διάταξη έχει τα πλεονεκτήματα αλλά και τα μειονεκτήματά της. Το σχήμα 5.2 δείχνει τη διάταξη του κυρίως άξονα και των εδράνων. Η διάταξη περιλαμβάνει 2 έδρανα με το ίδιο περίβλημα.



Σχήμα 5.2: Τυπικό πλαίσιο εδράνων με τον κύριο άξονα και διάταξη εδράνων για ανεμογεννήτρια με 2 έδρανα

Σε αυτό το σημείο υπολογίζουμε το αξονικό φορτίο F_{α} .

5.1 ΑΞΟΝΙΚΗ ΔΥΝΑΜΗ ΚΥΡΙΑΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ

Ομοίως όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο(σελ.78) υπολογίζεται η αξονική δύναμη της ατράκτου της ανεμογεννήτριας. Η αξονική δύναμη μεταβάλλεται ανάλογα με την ταχύτητα του αέρα οπότε θα υπολογίσουμε την αξονική δύναμη κατά την λειτουργία της ανεμογεννήτριας με μεγίστη ισχύ.

Επομένως, όπως έχει αποδειχθεί στην σελ. 78 του κεφαλαίου 4, για την ανεμογεννήτρια VESTAS V39 με διάμετρο ρότορα 47 m, το αξονικό φορτίο που θα δέχεται η Α/Γ και συγκεκριμένα ο ρότορας θα είναι

$T = 198853N \approx 199KN$. Δεχόμαστε όμως ότι όλο το αξονικό φορτίο μεταφέρεται ακέραιο στον άξονα οπότε $T = F_{\alpha\xi} = 199KN$

Το ακτινικό φορτίο θα ισούται με το βάρος του ρότορα και σύμφωνα με τον κατασκευαστή της ανεμογεννήτριας θα είναι

$$B_{rot} = F_r = 7000Kg = 68647N \approx 68,65KN$$

Άρα έχουμε τον λόγο:

$$\frac{F_{\alpha\xi}}{F_r} = \frac{199KN}{68,65KN} = 2,90$$

Το κυρίως έδρανο θα πρέπει να μπορεί να δέχεται τόσο αξονικά όσο και ακτινικά φορτία από τον ρότορα και θα πρέπει να επιτρέπει αποκλίσεις από παραμορφώσεις του κυρίως άξονα και των στηριγμάτων. Αυτές οι απαιτήσεις καλύπτονται από την χρήση βαρελοειδών εδράνων κύλισης.

Τα έδρανα κύλισης αποτελούνται από δύο δακτυλίους, τριβείς και μία στεφάνη που συγκρατεί τους τριβείς. Αυτά διακρίνονται σε ακτινικά και αξονικά έδρανα, ανάλογα με την δύναμη που παραλαμβάνουν πρωταρχικά. Οι τριβείς μπορούν να έχουν σχήμα σφαίρας, κυλίνδρου, κώνου, βαρελιού και βελόνας οπότε και τα έδρανα έχουν αντίστοιχα ονόματα, όπως ένσφαιρα, κυλινδρικά, κωνικά, βαρελοειδή, βελονοειδή. Οι τριβείς είναι τοποθετημένοι εγκάρσια ή είναι τοποθετημένοι υπό γωνία, οπότε και χαρακτηρίζονται ως κοινά ή γωνιακής επαφής αντίστοιχα ενώ σε περιπτώσεις όπου κρίνονται υψηλών απαιτήσεων τότε χρησιμοποιούνται έδρανα με διπλή, τριπλή ή και τετραπλή σειρά τριβέων σε κατάλληλη διάταξη κατά περίπτωση. Τα έδρανα γωνιακής επαφής παραλαμβάνουν από τον ρότορα δυνάμεις κεκλιμένες ως προς τον άξονα περιστροφής με την προϋπόθεση ότι οι αύλακες είναι διαμορφωμένοι έτσι ώστε να επιτρέπεται η γωνιακή ολίσθηση των τριβέων.

Κατά το σχεδιασμό των εδράσεων ενός άξονα, πρωταρχικό ρόλο παίζει η επιλογή των πλέον κατάλληλων εδράνων κύλισης, η μέθοδος συναρμογής αυτών στον άξονα και η φέρουσα κατασκευή. Σημαντικοί παράγοντες κατά τον σχεδιασμό των εδράσεων είναι η λίπανση και η ευκολία συναρμολόγησης ή αποσυναρμολόγησης αυτών. Πρωταρχικό όμως ρόλο στον σχεδιασμό και την επιλογή των εδράνων έχουν οι απαιτήσεις κατά την λειτουργία της κατασκευής(A/Γ), τα χαρακτηριστικά των φορτίων που θα δέχεται η A/Γ και οι απαιτήσεις σε διάρκεια ζωής, συντήρηση, ευκαμψία ή ενδοτικότητα των στηρίξεων, αλλά και οι κρίσιμες ταλαντώσεις του άξονα, κλπ.

Αφού επιλέξουμε τον κατάλληλο συνδυασμό εδράνων και αναπτύξουμε τις μεθόδους συναρμογής, στερέωσης και συναρμολόγησης αυτών, πρέπει να καθορίσουμε το μέγεθος των εδράνων που απαιτείται για την παραλαβή των φορτίων ώστε να τελειοποιηθεί ο σχεδιασμός.

Οι διαστάσεις των εδράνων κύλισης είναι τυποποιημένες σύμφωνα με τα πρότυπα DIN 616 και DIN ISO 355 (αντίστοιχα προς τα ISO 15, 355, 104) και έχουν ταξινομηθεί κατά τέτοιο τρόπο ώστε για κάθε εσωτερική διάμετρο να αντιστοιχούν πολλές εξωτερικές και πολλά πλάτη. Με τον τρόπο αυτό μπορούμε να πετύχουμε να καλύψουμε μια μεγάλη περιοχή φόρτισεων για έδρανα με την ίδια εσωτερική διάμετρο και μορφή. Στα ακτινικά έδρανα, εκτός των κωνικών, μπορούμε να διακρίνουμε τέσσερις ομάδες διαμέτρων. Πιο αναλυτικά:

- 0 (υπερελαφρά σειρά)
- 2 (ελαφρά σειρά)
- 3 (ημιβαριά σειρά) και για ειδικές σπάνιες περιπτώσεις
- 4 (βαριά σειρά),

καθώς και τις ομάδες πλάτους 0,1,2,3

Κάθε τριβέας διακρίνεται από ειδικό συνδυασμό αριθμών ή αριθμών και γραμμάτων. Οι δύο τελευταίοι αριθμοί προς τα δεξιά φανερώνουν την διάσταση της εσωτερικής διαμέτρου (οπής). Μεταξύ 20 και 480 mm η οπή των εδράνων κύλισης σε mm υπολογίζεται εάν πολλαπλασιάσουμε τον χαρακτηριστικό αριθμό με 5.

Για διαστάσεις οπής κάτω των 20 mm ο χαρακτηριστικός αριθμός σημαίνει:

00 = 10 mm, 01 = 12 mm, 02 = 15 mm και 03 = 17 mm διάμετρος οπής. Οι αριθμοί πριν από τον χαρακτηριστικό αριθμό της οπής καθορίζουν τον τύπο του εδράνου (σφαιρικό, κωνικό, βαρελοειδές κλπ.), την ομάδα πλάτους και την ομάδα διαμέτρου.

5.2 ΕΠΙΛΟΓΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΥΣ ΤΡΙΒΕΙΣ

5.2.1 Τριβείς μονόσφαιροι με βαθύ αύλακα

Είναι τα έδρανα στα οποία οι τριβείς έχουν την απλούστερη κατασκευή και όσον αφορά την χρήση τους είναι αυτοί που είναι οι πιο περιζήτητοι. Αυτό γίνεται διότι έχουν μεγάλη αντοχή σε μεγάλα ακτινικά και αξονικά φορτία και σε αρκετές περιπτώσεις αντικαθιστούν καλύτερα τους καθ' αυτούς αξονικούς τριβείς. Επίσης αντέχουν σε μεγάλες ταχύτητες όπως και σε πολύ μεγάλο αριθμό στροφών.

5.2.2 Τριβείς μονόσφαιροι, λυόμενοι, γωνιώδους επαφής

Είναι τα έδρανα στα οποία ο εσωτερικός τους δακτύλιος έχει την ίδια μορφή με τους μονόσφαιρους τριβείς με βαθύ αύλακα. Αντίθετα ο εξωτερικός δακτύλιος φέρει εσωτερική προεξοχή, μονόπλευρη, για τροχιά γωνιώδους επαφής, που επιτρέπει την εξάρμοσή του. Για την ομαλή λειτουργία τους τοποθετούνται πάντοτε κατά ζεύγη με αντίθετη φορά και ρυθμίζονται με περιορισμένο διάκενο.

5.2.3 Τριβείς μονόσφαιροι, σταθεροί, γωνιώδους επαφής

Είναι τα έδρανα στα οποία η φορά των φορτίων μεταξύ των σφαιρών και των τροχιών καθορίζεται με μια ευθεία γραμμή που περνά από τα σημεία επαφής από τον οριζόντιο άξονα περιστροφής. Δέχονται ειδικά σε μεγάλες ταχύτητες συνδυασμένα ακτινικά και αξονικά φόρτια.

5.2.4 Τριβείς δίσφαιροι, σταθεροί γωνιώδους επαφής

Είναι έδρανα όχι με τόσο κατάλληλους τριβείς για απόλυτη και ακριβή συγκράτηση του άξονα και από τις δυο κατευθύνσεις. Συνδυάζει δυο μονόσφαιρους τριβείς γωνιώδους επαφής με αντίθετες κατευθύνσεις, σε ένα τριβέα.

5.2.5 Τριβείς δίσφαιροι αυτοαρρύθμιστοι

Είναι τα έδρανα στα οποία οι τριβείς φέρουν δυο τροχιές περιστροφής στον εσωτερικό δακτύλιο ενώ μια τροχιά κοινή για δυο σειρές σφαιρών, στο εξωτερικό δακτύλιο.

5.2.6 Τριβείς κυλινδρικοί

Είναι οι τριβείς των εδράνων που και η κύλινδροι και η τροχιά τους έχουν μορφή κυλινδρική. Σε ορισμένες εφαρμογές δίνεται μια κυρτότητα στις επιφάνειες κύλισης για να επιτρέπει ελαφριές ταλαντεύσεις του ενός δακτυλίου προς τον άλλο.

5.2.7 Τριβείς κωνικοί

Είναι τα έδρανα στα οποία οι επιφάνειες των δακτυλιδιών και των στοιχείων που κυλίνονται έχουν κωνική μορφή. Κατά κανόνα τοποθετούνται κατά ζεύγη.

5.2.8 Τριβείς αυτορύθμιστοι μονής σειράς βαρελίσκων

Είναι τα έδρανα στα οποία η τροχιά περιστροφής είναι σφαιρική. Τα στοιχεία κύλισης έχουν μορφή κυρτών η συμμετρικών βαρελίσκων. Επειδή είναι αυτορύθμιστα δεν επηρεάζονται από κάμψεις αξόνων ή λάθη ευθυγράμμισης.

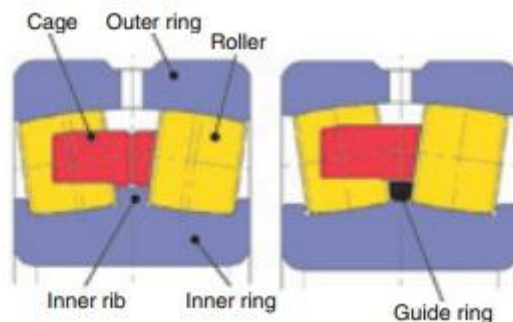
5.2.9 Τριβείς αυτορύθμιστοι διπλής σειράς βαρελίσκων

Ομοίως με προηγουμένως η τροχιά περιστροφής είναι σφαιρική και φέρουν δυο σειρές συμμετρικών βαρελίσκων.

5.2.10 Τριβείς αξονικοί

Αποτελούνται από δυο επίπεδους δακτυλίους και σφαιροκλωβό. Οι σφαίρες κυλίνουν πάνω στις τροχιές που υπάρχουν σε κάθε δακτύλιο. Ο συνδυασμός των εδράνων που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί εάν ήταν επιτρεπτό, θα ήταν ένα έδρανο πάνω στον κύριο άξονα και ένα έδρανο μέσα στο κιβώτιο ταχυτήτων. Ο κυρίως άξονας χρησιμοποιεί ένα έδρανο αυτό-ευθυγράμμισης ενώ το εσωτερικό του κιβωτίου ταχυτήτων χρησιμοποιεί ένα πλήρως συμπληρωμένο κυλινδρικό έδρανο. Για να αποτραπεί η φόρτωση του εδράνου με αξονικό φορτίο από τον άνεμο, θα πρέπει το διάκενο στο έδρανο αυτό-ευθυγράμμισης να είναι μικρότερο από το αντίστοιχο του κιβωτίου ταχυτήτων. Επίσης, η θερμοκρασία και η ρύπανση από διάφορους ρυπογόνους παράγοντες εντός του εδράνου θα πρέπει να είναι ελεγχόμενοι παράγοντες, έτσι ώστε να βελτιωθεί η αξιοπιστία του εδράνου.

Στις μέρες μας, οι περισσότερες ανεμογεννήτριες χρησιμοποιούν στον κύριο άξονά τους έδρανα αυτό-ευθυγράμμισης. Για την περίπτωση της ανεμογεννήτριας των 500 kW, θα χρησιμοποιηθεί για τον κύριο άξονα βαρελοειδής κυλιόμενο έδρανο αυτό-ευθυγράμμισης με διπλή σειρά κύλισης, το οποίο θα έχει πλευρά στο κέντρο του εσωτερικού δακτυλίου για να οδηγεί αξιόπιστα τους κυλίνδρους, ακόμα και σε κυμαινόμενες συνθήκες ανέμου(σταθερή και μεταβλητή ταχύτητα).



Σχήμα 5.3: Έδρανο του κυρίως άξονα

Όταν τα συγκρίνουμε με έδρανα που χρησιμοποιούν συμμετρικούς κυλίνδρους, τα ασύμμετρα εμφανίζουν μικρότερη ροπή στρέψης και για τις περιπτώσεις ανέμου και με σταθερή και με μεταβλητή ταχύτητα. Ως αποτέλεσμα αυτής της ανάλυσης αποδείχθηκε ότι το συγκεκριμένο μοντέλο της SKF προσέφερε ένα σταθερό σύστημα οδήγησης για τους κυλίνδρους, όπου ελαχιστοποιείται η κλίση των κυλίνδρων. Με τον σχεδιασμό αυτό και την χαμηλότερη ροπή προκύπτει και μικρότερη παραγωγή θερμότητας κατά την λειτουργία του συστήματος του εδράνου, σε σύγκριση με τον συμμετρικό σχεδιασμό. Επειδή το κύριο έδρανο σε μια ανεμογεννήτρια πρέπει να είναι ικανό να φέρει το αξονικό φορτίο από τον ρότορα, ο συγκεκριμένος σχεδιασμός πετυχαίνει χαμηλότερη ροπή και περιορισμένη δημιουργία θερμότητας.

5.3 ΕΠΙΛΟΓΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ ΚΥΡΙΟΥ ΑΞΟΝΑ

Η επιλογή των εδράνων κύλισης του άξονα της ανεμογεννήτριας γίνεται από τον κατασκευαστή. Αυτό που μπορούμε εμείς να κάνουμε είναι να επιβεβαιώσουμε ότι αυτά που έχουν επιλεγεί είναι τα κατάλληλα έδρανα κύλισης. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή επιλέγονται έδρανα κύλισης με βαρελοειδείς τριβείς διπλής σειράς της εταιρίας SKF, με κωδική ονομασία 23060 CC/W33 και 24156 CC/W33. Τα χαρακτηριστικά μεγέθη και οι ιδιότητες του φαίνονται στις εικόνες 5.4 και 5.5.

Για να επιβεβαιώσουμε την καταλληλότητα των επιλεγμένων εδράνων πρέπει να ισχύουν ορισμένες προϋποθέσεις και κριτήρια όπου θα εξετάσουμε σταδιακά. Αρχικά πρέπει να ισχύει ότι

$$\frac{F_{\alpha\xi}}{F_r} = \frac{199KN}{68,65KN} = 2,90 > e \text{ όπου}$$

$F_{\alpha\xi}$ είναι το αξονικό φορτίο όπως αυτό βρέθηκε στην σελίδα 78, κεφάλαιο 4 και F_r το αξονικό φορτίο που είναι $F_r = B_{rot} = 7000Kg = 68647N = 68,65KN$. Άρα σύμφωνα με τον κατασκευαστή προκύπτει το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο:

Για το έδρανο στην θέση A(23060 CC/W33):

$$P = 0,67 * F_r + Y_2 * F_{\alpha\xi} = 0,67 * 68647N + 4,4 * 198853N = 920946N \\ \approx 921KN$$

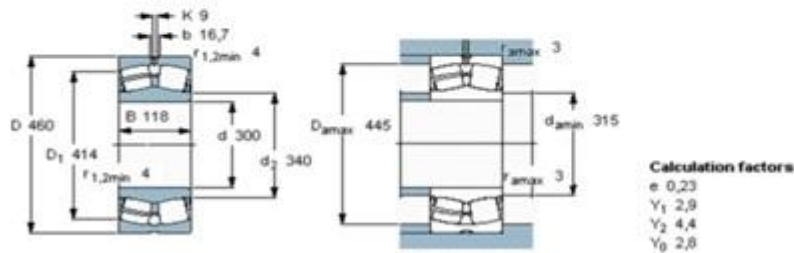
Για το έδρανο στην θέση B(24156 CC/W33):

$$P = 0,67 * F_r + Y_2 * F_{a\xi} = 0,67 * 68647N + 2,5 * 198853N = 543125N$$

$$\approx 543KN$$

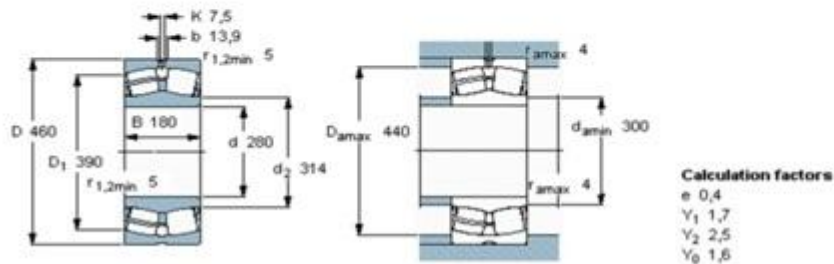
Πηγή: Στεργίου(2003)

Spherical roller bearings, cylindrical and tapered bore, cylindrical bore, unsealed											
Principal dimensions					Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed				
mm			kN		kN	r/min				kg	
300	480	118	2120	3450	265	1200	1500			71.5	23060 CC/W33 *



(5.4)

Spherical roller bearings, cylindrical and tapered bore, cylindrical bore, unsealed											
Principal dimensions					Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed				
mm			kN		kN	r/min				kg	
280	480	180	3100	5100	415	630	900			120	24156 CC/W33 *



(5.5)

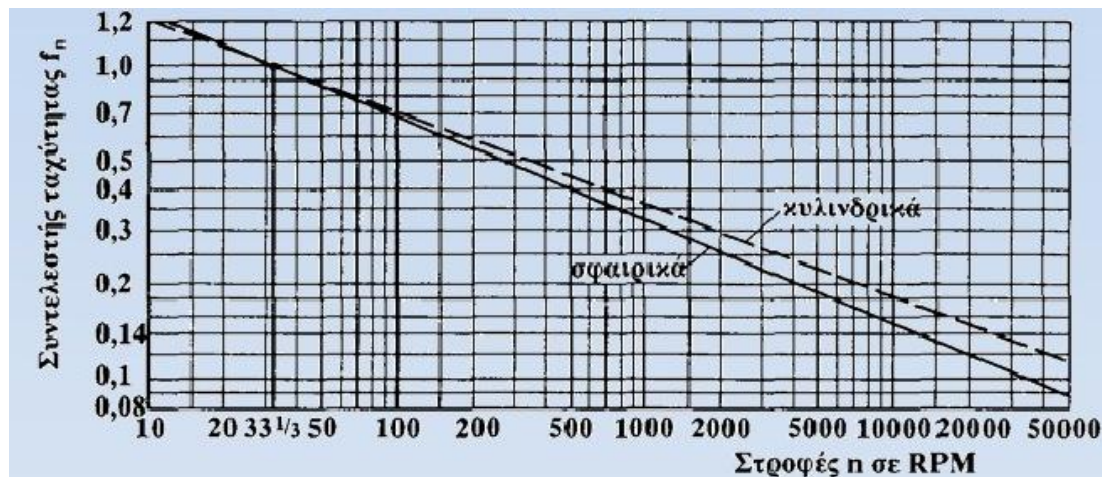
Εικόνες 5.4-5.5: Τα έδρανα στήριξης του κύριου άξονα

Πηγή: <http://www.skf.com>

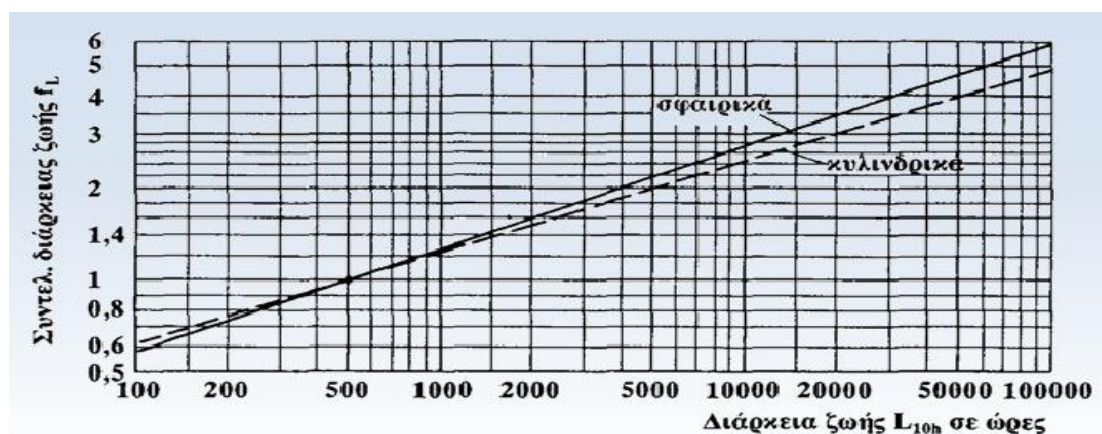
Ύστερα από τους παρακάτω πίνακες βρίσκουμε κάποιες τιμές για διάφορους συντελεστές βάση των δεδομένων μας.

A/A	Πεδίο Εφαρμογής	Θεωρητική διάρκεια λειτουργίας σε ώρες
1	Ηλεκτρικές συσκευές οικιακής χρήσης	1000 έως 2000
2	Μικροί ανεμιστήρες	2000 4000
3	Μικροί ηλεκτροκινητήρες μέχρι 4kW	8000 10000
4	Ηλεκτροκινητήρες μέσης ισχύος	10000 15000
5	Ηλεκτροκινητήρες μεγάλης ισχύος	20000 30000
6	Ηλεκτρικές μηχανές σταθμών παραγωγής φωταερίου, επεξεργασίας νερού	50000 και πλέον
7	Μοτοποδήλατα	600 1200
8	Μοτοσικλέτες, μικρά αυτοκίνητα	1000 2000
9	Αυτοκίνητα επιβατικά, μικρά φορτηγά	1500 2500
10	Φορτηγά αυτοκίνητα, λεωφορεία	2000 5000
11	Έδρανα βαγονέτων	5000 25000
12	Έδρανα αξόνων τροχιοδρόμων	20000 25000
13	Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. βαγονίων (επιβατικών)	25000 35000
14	Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. βαγονίων (φορτηγών)	35000 40000
15	Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. μηχανών έλξης	20000 40000

Πίνακας(5.6): Συνήθης διάρκεια ζωής εδράνων κύλισης L_h (σε ώρες)



Διάγραμμα(5.7): Συντελεστής ταχύτητας f_n συναρτήσει στροφών n σε RPM



Διάγραμμα(5.8): Συντελεστής διάρκειας ζωής f_L συναρτήσει με το L_{10h}

L_{10h}	C/P για $n =$														
	50	100	125	150	200	250	300	400	500	600	750	900	1000	1200	1500
100	0,67	0,84	0,91	0,97	1,06	1,14	1,22	1,34	1,44	1,53	1,65	1,75	1,82	1,93	2,08
500	1,14	1,44	1,55	1,65	1,82	1,96	2,08	2,29	2,47	2,62	2,82	3,00	3,11	3,30	3,56
1 000	1,44	1,82	1,96	2,08	2,29	2,47	2,62	2,88	3,11	3,30	3,56	3,78	3,91	4,16	4,48
1 250	1,55	1,96	2,11	2,24	2,47	2,66	2,82	3,11	3,35	3,56	3,83	4,07	4,22	4,48	4,83
1 600	1,69	2,13	2,29	2,43	2,68	2,88	3,07	3,37	3,63	3,86	4,16	4,42	4,58	4,87	5,24
2 000	1,82	2,29	2,47	2,62	2,88	3,11	3,30	3,63	3,91	4,16	4,48	4,76	4,93	5,24	5,65
2 500	1,96	2,47	2,66	2,82	3,11	3,35	3,56	3,91	4,22	4,48	4,83	5,13	5,31	5,65	6,08
3 200	2,13	2,68	2,88	3,07	3,37	3,63	3,86	4,25	4,58	4,87	5,24	5,57	5,77	6,13	6,60
4 000	2,29	2,88	3,11	3,30	3,63	3,91	4,16	4,58	4,93	5,24	5,65	6,00	6,21	6,60	7,11
5 000	2,47	3,11	3,35	3,56	3,91	4,22	4,48	4,93	5,31	5,65	6,08	6,46	6,69	7,11	7,66
6 300	2,66	3,36	3,62	3,84	4,23	4,55	4,84	5,33	5,74	6,10	6,57	6,98	7,23	7,68	8,28
8 000	2,88	3,63	3,91	4,16	4,58	4,93	5,24	5,77	6,21	6,60	7,11	7,56	7,83	8,32	8,96
10 000	3,11	3,91	4,22	4,48	4,93	5,31	5,65	6,21	6,69	7,11	7,66	8,14	8,43	8,96	9,65
12 500	3,35	4,22	4,54	4,83	5,31	5,72	6,08	6,69	7,21	7,66	8,25	8,77	9,09	9,65	10,4
16 000	3,63	4,58	4,93	5,24	5,77	6,21	6,60	7,27	7,83	8,32	8,96	9,52	9,86	10,5	11,3
20 000	3,91	4,93	5,31	5,65	6,21	6,69	7,11	7,83	8,43	8,96	9,65	10,3	10,6	11,3	12,2
25 000	4,22	5,31	5,72	6,08	6,69	7,21	7,66	8,43	9,09	9,65	10,4	11,1	11,4	12,2	13,1
32 000	4,58	5,77	6,21	6,60	7,27	7,83	8,32	9,16	9,86	10,5	11,3	12,0	12,4	13,2	14,2
40 000	4,93	6,21	6,69	7,11	7,83	8,43	8,96	9,86	10,6	11,3	12,2	12,9	13,4	14,2	15,3
50 000	5,31	6,69	7,21	7,66	8,43	9,09	9,65	10,6	11,4	12,2	13,1	13,9	14,4	15,3	16,5
63 000	5,74	7,23	7,79	8,28	9,11	9,81	10,4	11,5	12,4	13,1	14,2	15,0	15,6	16,6	17,8
80 000	6,21	7,83	8,43	8,96	9,86	10,6	11,3	12,4	13,4	14,2	15,3	16,3	16,9	17,9	19,3
100 000	6,69	8,43	9,09	9,65	10,6	11,4	12,2	13,4	14,4	15,3	16,5	17,5	18,2	19,3	20,8
200 000	8,43	10,6	11,4	12,2	13,4	14,4	15,3	16,9	18,2	19,3	20,8	22,1	22,9	24,3	26,2

Πίνακας(5.9): Λόγος φόρτισης C/P συναρτήσει των στροφών n (RPM) και της διάρκειας ζωής L_{10h} (ώρες).

Για τον υπολογισμό των εδράνων που θα χρησιμοποιηθούν θεωρητικά, για την στήριξη του άξονα θα πρέπει αρχικά να συμβουλευτούμε τον πίνακα 5.6. Ο πίνακας αντιστοιχίας αναφέρει πως για ηλεκτροκινητήρες μεγάλης ισχύος η διάρκεια ζωής των εδράνων η θεωρητική διάρκεια λειτουργίας είναι $L_h = 30000$ ώρες για σφαιρικά έδρανα αφού σύμφωνα με την αναφορά στο βιβλίο του Ι.Κ.Στεργίου, τόμος Ι (σελ.278) τα βαρελοειδή έδρανα έχουν σφαιρική τροχιά κύλισης οπότε συμπεριφέρονται όπως τα σφαιρικά. Επίσης υπολογίζεται πως ο συντελεστής ταχύτητας ισούται με $f_n = 1,02$ για $31,7rpm$ από το διάγραμμα(5.7). Για $L_{10h} = \frac{L_h}{10} = 3000$ ώρες. Από τον διάγραμμα(5.8) βρίσκουμε επίσης πως ο συντελεστής διάρκειας ζωής είναι $f_L = 1,82$ για $L_{10h} = 3000$ ώρες. Τέλος υπολογίστηκε από τον πίνακα(5.9) πως για ταχύτητα περιστροφής $31,7rpm$ ο λόγος C/P θεωρούμε ότι ισούται με $C/P = 2,13$. Για $L_{10h} = 3000$ ώρες υπολογίζουμε το L_{10} , όπου είναι η διάρκεια ζωής του εδράνου σε εκατομμύρια στροφές, από τον τύπο:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 31,7rpm \cdot 3000 \text{ ώρες}}{10^6} \text{ Τότε } L_{10} = 5,71$$

Το ισοδύναμο στατικό φορτίο είναι:

Για το έδρανο στην θέση A(23060 CC/W33):

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_{\alpha\xi} = 68647N + 2,8 * 198853N = 625435N \approx 625KN$$

Για το έδρανο στην θέση B(24156 CC/W33):

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_{\alpha\xi} = 68647N + 1,6 * 198853N = 386812N \approx 387KN$$

Αν πολλαπλασιάσουμε το ακτινικό αυτό φορτίο με τον λόγο φόρτισης C/P βρίσκουμε πως το στατικό του φορτίο είναι:

Για το έδρανο στην θέση A:

$$C_0 = \frac{C}{P} * P_0 = 2,13 * 625KN = 1331KN$$

Για το έδρανο στην θέση B:

$$C_0 = \frac{C}{P} * P_0 = 2,13 * 387KN = 824KN$$

Αφού $C/P = 2,13$ τότε για το έδρανο στην θέση A προκύπτει ότι το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι $C = P * 2,13 = 921KN * 2,13 = 1962KN$ ή

$$C = P * \frac{f_L}{f_n * f_t},$$

όπου f_t είναι ο συντελεστής θερμοκρασίας και ισχύει σύμφωνα με το βιβλίο του Ι.Κ.Στεργίου τόμος Ι (σελ. 294), $f_t = 0,90$ για θερμοκρασία λειτουργίας εδράνου $200^\circ C$, θεωρώντας ότι η θερμοκρασία του εδράνου κατά την λειτουργία του δεν ξεπερνά τους $200^\circ C$. Επομένως

$C = 921KN * \frac{1,82}{0,90 * 1,02} = 1826KN$, άρα ως χείριστη περίπτωση δυναμικής φόρτισης επιλέγουμε $C = 1962KN$.

Ομοίως για το έδρανο στην θέση B προκύπτει ότι το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι $C = P * 2,13 = 543KN * 2,13 = 1157KN$ αφού

$C/P = 2,13$ ή $C = P * \frac{f_L}{f_n * f_t}$, όπου f_t είναι ο συντελεστής θερμοκρασίας και ισχύει σύμφωνα με το βιβλίο του Ι.Κ.Στεργίου τόμος Ι(σελ. 294), $f_t = 0,90$ για θερμοκρασία εδράνου $200^\circ C$ θεωρώντας ότι η θερμοκρασία του εδράνου κατά την λειτουργία του δεν ξεπερνά τους $200^\circ C$. Επομένως

$C = 543KN * \frac{1,82}{0,90 * 1,02} = 1076KN$, άρα ως χείριστη περίπτωση δυναμικής φόρτισης επιλέγουμε $C = 1157KN$.

Πηγή: Στεργίου(2003)
Γιαννόπουλος Α.(2011)

Άρα για να αντέχουν τα έδρανα του κυρίως άξονα θα πρέπει να δέχονται στατικό και δυναμικό φορτίο μικρότερο από αυτό που βρήκαμε παραπάνω, δηλαδή για το έδρανο στην θέση A(23060 CC/W33)

$C_o = 1331KN$ και $C = 1962KN$ ενώ για το έδρανο στην θέση B(24156 CC/W33) $C_o = 824KN$ και $C = 1157KN$. Τα επιλεγόμενα έδρανα τα οποία χρησιμοποιεί η συγκεκριμένη ανεμογεννήτρια της SKF όπως βλέπουμε και από τις εικόνες παραπάνω (εικόνες 5.4 & 5.5) τα στατικά και δυναμικά φορτία που μπορούν να δεχτούν αυτά τα έδρανα είναι μεγαλύτερα από αυτά που υπολογίσαμε άρα τα έδρανα κρίνονται ως κατάλληλα αφού ισχύει ότι :

Για το έδρανο στην θέση A(23060 CC/W33):

$$C_o = 1331KN \leq C_{oE\Delta P} = 3450KN \text{ και } C = 1962KN \leq C_{oE\Delta P} = 2120KN$$

Για το έδρανο στην θέση B(24156 CC/W33):

$$C_o = 824KN \leq C_{oE\Delta P} = 5100KN \text{ και } C = 1157KN \leq C_{oE\Delta P} = 3100KN$$

5.4 ΠΩΜΑΤΑ

Τα πώματα των εδράνων χρησιμεύουν μερικώς για να συγκρατούν την λίπανση των εδράνων και μερικώς για να κρατούν έξω τυχόν ρύπους πάσης φύσεως. Από τη στιγμή που τα κυρίως έδρανα τοποθετούνται χωρίς καμία προστασία και εκτεθειμένα προς το εξωτερικό περιβάλλον, η ύπαρξη των πωμάτων αποκτά ιδιαίτερη σημασία, αφού η ατμοσφαιρική ρύπανση, και τα βρόχινα νερά μπορούν πολύ εύκολα να εισχωρήσουν και να έρθουν σε επαφή με τα έδρανα. Σαν πιο κατάλληλα πώματα θεωρούνται τα πώματα λαβυρινθικού σχήματος αφού δεν εμφανίζουν σχεδόν καθόλου τριβή και φθορά. Ένα λαβυρινθικό πώμα αποτελεί ένα καλό συμπλήρωμα για άλλα πώματα. Τα πώματα τριβής χρησιμοποιούνται για την τοποθέτηση του πώματος στον άξονα έτσι ώστε το περίβλημα του εδράνου να αποτελέσει τμήμα της σφράγισης της επιφάνειας. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται για την αποφυγή γρατζουνισμάτων στον άξονα.

5.5 ΛΙΠΑΝΣΗ

Ο κύριος σκοπός της λίπανσης είναι η δημιουργία μιας επιφάνειας μεταξύ των κυλιόμενων τμημάτων, έτσι ώστε να αποφευχθεί η επαφή μεταξύ των μετάλλων η οποία θα οδηγήσει σε φθορά και πρόωρη καταπόνηση των εδράνων. Επίσης, η λίπανση μειώνει την ανάπτυξη θορύβου και τριβής, βελτιώνοντας έτσι τα λειτουργικά χαρακτηριστικά των εδράνων. Επιπλέον η λίπανση μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν μέσο για την προστασία ενάντια στη διάβρωση και την βελτίωση της ικανότητας σφράγισης των πωμάτων των εδράνων.

Κατά την επιλογή του λιπαντικού, μερικά από τα ζητήματα τα οποία πρέπει να αναλογιστούμε είναι το ιξώδες των λιπαντικών, η συνοχή των μετάλλων, το εύρος της θερμοκρασίας λειτουργίας, η ικανότητα προστασίας από τη διάβρωση αλλά και την ικανότητα μεταφοράς φορτίου του εδράνου. Αν στη σύσταση του λιπαντικού υπάρχει νερό, αυτό θα οδηγήσει στην διάβρωση, υποβάθμιση της λίπανσης, σχηματισμό ουσιών που μαζί με πρόσθετα έλαια θα επηρεάζει την επιφάνεια που λιπαίνεται. Η ταχύτητα περιστροφής που μεταβάλλεται από 0 έως την ονομαστική ταχύτητα της ΑΓ και ο χρόνος λειτουργίας της ανεμογεννήτριας θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη ώστε να επιτυγχάνεται η σωστή λίπανση του εδράνου. Ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας μπορεί να απαιτηθούν λιπαντικά πρόσθετα υψηλής πίεσης και ιξώδους. Από αυτή την οπτική, είναι απαραίτητο να σκεφτούμε πιθανές περιπτώσεις φορτίων όπου το ακτινικό φορτίο είναι μικρό ή και μηδέν, σε συνδυασμό με χαμηλές θερμοκρασίες, διότι σε τέτοια περίπτωση μπορεί να προκληθεί δυσλειτουργία του εδράνου έως και εμπλοκή αυτού.

5.5.1 Λίπανση με γράσο

Το πιο ευρέως χρησιμοποιημένο λιπαντικό για τα κυρίως έδρανα είναι το γράσο. Το γράσο έχει το πλεονέκτημα ότι διατηρείται εύκολα στην επιφάνεια που επικαλύπτει (επιφάνεια έδρασης), συνεισφέρει στο «σφράγισμα» του εδράνου προστατεύοντας το από ρύπους όπως σκόνη, υγρασία κ.α. αλλά με την χρήση του γράσου κυρίως αποφεύγεται η χρήση ενός δαπανηρού συστήματος για την προστασία του εδράνου. Τα λιπαντικά για κυλιόμενα

έδρανα αναφέρονται στην πιστοποίηση DIN 51825. Το γράσο αποτελείται από ένα βασικό έλαιο με πυκνωτικά, και πιθανότατα με ορισμένα πρόσθετα. Μπορούμε να διακρίνουμε τους παρακάτω τύπους γράσου:

- Μεταλλικό έλαιο με μεταλλικά σαπούνια ως πυκνωτικό
- Μεταλλικό έλαιο με πυκνωτικό χωρίς σαπούνια
- Συνθετικά έλαια με πυκνωτικά χωρίς σαπούνια

Μια πιθανή επιλογή λιπαντικού γράσου θα ήταν ένα έλαιο με βάση το σαπούνι λιθίου και ικανότητα εισχώρησης 2%÷3% με πρόσθετα και ανασταλτικά διάβρωσης και οξειδωσης. Το συγκεκριμένο λιπαντικό έχει σαν πλεονεκτήματα, ότι είναι αδιάβροχο και το ότι μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ένα εύρος θερμοκρασιών από -35°C έως 130°C.

Άλλα λιπαντικά, άξια αναφοράς είναι το λιπαντικό από νάτριο και το λιπαντικό με βάση το σαπούνι ασβεστίου. Το λιπαντικό νατρίου απορροφά μεγάλες ποσότητες νερού και είναι χρήσιμο σε περιβάλλον συμπύκνωσης. Το μειονέκτημά του είναι πως μπορεί να μαλακώσει τόσο ώστε να βγει εκτός εδράνου. Τα λιπαντικά με βάση το σαπούνι ασβεστίου με βαθμό διείσδυσης 3% δεν απορροφούν καθόλου νερό. Αυτό είναι ένα ισχυρό πλεονέκτημα σε περιπτώσεις όπου τα πώματα των εδράνων είναι εκτεθειμένα σε νερό. Η σκληρότητα του λιπαντικού ορίζεται από την κατηγορία συνέπειας.

Ένα «σκληρό» λιπαντικό το οποίο ανήκει στην τρίτη κατηγορία συνοχής ή σε υψηλότερη μπορεί να συνεισφέρει στη σφράγιση του εδράνου και να κρατήσει μακριά βλαβερές προσμίξεις, με το να βρίσκεται στο λαβυρινθοειδές ή στην επιφάνεια επαφής του πώματος τριβής. Παρόλα αυτά, για υψηλές αναλογίες φορτίων P/C θα πρέπει να επιλέγονται γράσα της 2ης κατηγορίας συνοχής. Σε ένα περιβάλλον με αρκετή σκόνη θα πρέπει να χρησιμοποιείται γράσο της 3ης κατηγορίας συνοχής. Το διάστημα επαναλίπανσης αντιστοιχεί στην ελάχιστη ζωή των γράσων F_{10} για πρότυπα γράσα σε αντιστοιχεία με το DIN 51825.

Η ζωή του γράσου εξαρτάται από τον τύπο και την ποσότητα του γράσου, τον τύπο και το μέγεθος του εδράνου, την ταχύτητα, τα φορτία, την θερμοκρασία και τις συνθήκες τοποθέτησης. Για σχετικά μεγάλα έδρανα (> 300 mm) το διάστημα επαναλίπανσης προτείνεται να είναι μεγαλύτερο από F_{10} . Σε μερικές περιπτώσεις έχει καθιερωθεί η συνεχόμενη λίπανση. Επίσης,

σε περίπτωση αλλαγής του τύπου του γράσου θα πρέπει αυτό να γίνει με μεγάλη προσοχή, διότι σε περίπτωση που αναμειχθούν τύποι γράσων που είναι ασύμβατες, μπορεί να αλλάξει η δομή τους.

5.5.2 Λίπανση με έλαια

Στην εξεταζόμενη περίπτωση οι θερμοκρασίες είναι σχετικά χαμηλές επομένως το λιπαντικό δεν χρειάζεται να λειτουργεί σαν «φράγμα» θερμότητας. Σε αυτή την περίπτωση δεν υπάρχει ανάγκη για κυκλοφορία του λιπαντικού, το οποίο απλοποιεί την σχεδίαση. Από την άλλη, όταν το λιπαντικό δε κυκλοφορεί, δεν υπάρχει πιθανότητα φιλτραρίσματος και έτσι η επαναλίπανση είναι αναγκαία. Κατά την λίπανση με έλαια, καθίσταται απαραίτητος ο έλεγχος του συστήματος λίπανσης λόγω του κινδύνου που υπάρχει για διαρροές. Ένα κύριο μειονέκτημα σε σχέση με την λίπανση με γράσο είναι ότι απαιτείται καλύτερη σφράγιση και καλύτερο σύστημα λίπανσης

Τα έλαια και ειδικότερα αυτά που εμποδίζουν την διάβρωση και την αλλοίωση, είναι αυτά που μπορούν να χρησιμοποιηθούν. Σε περίπτωση που οι προτεινόμενες τιμές ιξώδους που δίνονται από την κατασκευάστρια εταιρία, δεν διατηρηθούν, τότε προτείνονται έλαια με πρόσθετα ώστε να αντέχουν σε εξαιρετικά υψηλή πίεση και πρόσθετα κατά της φθοράς. Εάν τα έδρανα είναι αρκετά φορτισμένα, ή αν η λειτουργική τιμή του ιξώδους είναι μικρότερη από την μετρούμενη, τότε προτείνεται η χρήση ελαίων για προστασία από τη φθορά. Τα πρόσθετα που προσδίδουν αντοχή σε υψηλή πίεση μειώνουν το επιβλαβές φαινόμενο της τριβής μεταξύ των μετάλλων κατά την επαφή τους. Η καταλληλότητα των πρόσθετων αυτών μεταβάλλεται και συνήθως εξαρτάται από την θερμοκρασία. Η αποτελεσματικότητά τους μπορεί να κριθεί μόνο από ειδικά τεστ κατά την λειτουργία των επιφανειών λίπανσης. Τα διαστήματα μεταξύ των αλλαγών λαδιών εξαρτώνται από το σύστημα λίπανσης και κυκλοφορίας, τις προσμίξεις και την γήρανση του ελαίου.

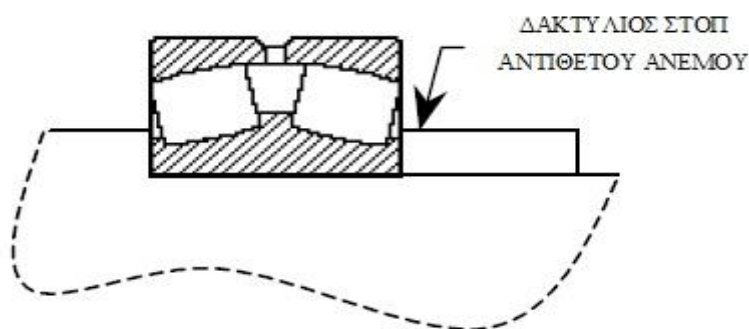
Πριν χρησιμοποιηθεί, το έλαιο θα πρέπει να διοχετευθεί στο έδρανο. Σε περίπτωση λίπανσης με κυκλοφορία ελαίου, η αντλία λαδιού πρέπει να τεθεί σε λειτουργία, πριν μπει σε λειτουργία η τουρμπίνα. Σε άλλες περιπτώσεις, το

έδρανο θα πρέπει να λιπαίνεται χειροκίνητα πριν το πρώτο έναυσμα και το συνολικό «στέγνωμα» του εδράνου θα πρέπει να αποφεύγεται.

5.6 ΣΥΝΔΕΣΗ ΜΕ ΤΟΝ ΚΥΡΙΟ ΑΞΟΝΑ

Το πρώτο πράγμα που θα πρέπει να λάβουμε υπόψη μας είναι η ώθηση από τον ρότορα και από πού θα πρέπει να λαμβάνεται. Η λήψη της ροπής από τον ρότορα θα πρέπει να γίνεται είτε από τον «ώμο» του εδράνου είτε μέσω τριβής είτε και μέσω και των δύο. Έτσι, κάποιος θα πρέπει να γνωρίζει την συγκέντρωση των τάσεων στον κύριο άξονα, στον ώμο του εδράνου του κυρίως άξονα. Σε περίπτωση που υπάρχει πιθανότητα η ανεμογεννήτρια να δέχεται ώθηση από ανέμους αντίθετης φοράς, θα πρέπει να τοποθετηθεί ένας δακτύλιος στοπ όπως φαίνεται και στο σχήμα 5.10.

Το στενό διάκενο που προσφέρει εξ ολοκλήρου στο δακτύλιο του εδράνου, σε όλη του την περιφέρεια κάνει πλήρη χρήση τις μεταφορικής ικανότητας φορτίου του εδράνου. Η καθαρότητα του εδράνου θα πρέπει να είναι αρκετά μικρή έτσι ώστε να εξασφαλιστεί η καλύτερη δυνατή καθοδήγηση, όμως θα πρέπει να είναι και αρκετά μεγάλη για να αποφύγουμε περιπτώσεις εμπλοκής για οποιοδήποτε λόγο. Όσον αφορά στην καθαρότητα του εδράνου θα πρέπει να λαμβάνουμε υπόψη τις πιθανές διαφορές θερμοκρασίας, την διαστολή του εσωτερικού δακτυλίου και την συμπίεση του εξωτερικού κατά τη διάρκεια της αρμολόγησης. Η καθαρότητα θα πρέπει πάντα να ελέγχεται μετά την εγκατάσταση στον κύριο άξονα



Σχήμα 5.10: Δακτύλιος αντίθετου ανέμου

5.7 ΠΕΡΙΒΛΗΜΑ ΕΔΡΑΝΟΥ

Το έδρανο θα πρέπει να στηρίζεται από την συνολική περιφέρεια για να επιτύχει την σωστή μεταφορά φορτίου. Για έδρανα με συνηθισμένες αντοχές η ακρίβεια των διαστάσεων της κυλινδρικής επιφάνειας, όπου «κάθεται», στο περίβλημα ο βαθμός της ποιότητας ανοχής θα πρέπει να είναι τουλάχιστον IT 7 και στον άξονα, τουλάχιστο IT 6. Η αντοχή για το κυλινδρικό έδρανο γενικά θα πρέπει να έχει μια διαφορά τάξεως IT σε σχέση με την αντοχή της σχεδίασης.

Μερικά περιβλήματα χυτών ρουλεμάν συχνά έχουν περίπλοκη γεωμετρία και ο πιο προφανής τρόπος πιστοποίησης είναι μέσω ανάλυσης με πεπερασμένα στοιχεία.

5.8 ΣΥΝΔΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΚΥΡΙΩΣ ΠΛΑΙΣΙΟ

Η σύνδεση μεταξύ του περιβλήματος του εδράνου και του πλαισίου της μηχανής το πιο πιθανό είναι να γίνει με μπουλόνια. Η σύνδεση θα πρέπει να είναι ικανή ώστε να μεταφέρει τον συνδυασμό τόσο αξονικού όσο και ακτινικού φορτίου από το έδρανο στο κυρίως πλαίσιο είτε μέσω τριβής είτε μέσω διάτμησης στα μπουλόνια, μέσω συνδέσεων συναρμογής σύσφιξης, ανάλογα με τη γεωμετρία και τον τρόπο της σύνδεσης.

6.ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

6.1 ΓΕΝΙΚΑ



Σχήμα 6.1α: Ενδεικτικά παραδείγματα κιβώτιου ταχυτήτων



Σχήμα 6.1β: Ενδεικτικά παραδείγματα κιβώτιου ταχυτήτων



Σχήμα 6.1γ: Ενδεικτικό παράδειγμα κιβώτιου ταχυτήτων

Το κιβώτιο ταχυτήτων είναι ένα σύστημα αποτελούμενο κυρίως από οδοντωτούς τροχούς συνδυασμένους κατά τέτοιον τρόπο ώστε να πολλαπλασιάζει τις στροφές ενός άξονα ή και το αντίθετο. Αποτελείται όμως και από άξονες και έδρανα κύλισης τα οποία έχουν σχεδιαστεί να εργάζονται σε υψηλές θερμοκρασίες και σε έντονες φορτίσεις. Στην ανεμογεννήτρια το κιβώτιο εγκαθίσταται μεταξύ του κύριου άξονα και της γεννήτριας με τέτοιο τρόπο ώστε η απαιτούμενη ευθυγράμμιση και οι συνθήκες λειτουργίας του κιβωτίου να διατηρούνται κάτω από οποιοσδήποτε λειτουργικές συνθήκες. Στην περίπτωση της ευέλικτης αρμολόγησης αποφεύγονται οι επιβλαβείς δονήσεις.

Η πληθωρικότητα των κινήσεων των εύκαμπτα εγκατεστημένων ταχυτήτων περιορίζονται από ρυθμίσεις ειδικών εξαρτημάτων, των λεγόμενων στόπερ. Συνδέεται από την μία μεριά με τον κύριο άξονα του ρότορα με ένα κωνικό υδραυλικό δίσκο ή τσόκ με ισορροπημένη δυναμική και σύστημα σύσφιξης, συνήθως κελυφοειδές , ώστε να παρέχει σταθερότητα αλλά και ελαστικότητα και να εξαλείφει την ολίσθηση. Η πλήρης ομοκεντρικότητα επιτρέπει την ομαλή περιστροφή και μεγαλύτερη δυνατότητα ταχύτητας εισόδου ενώ από την άλλη πλευρά της υψηλής ταχύτητας συνδέεται με την γεννήτρια ,με αντίστοιχα συστήματα σύνδεσης όπου είναι φτιαγμένα από πολυεστέρα υψηλής αντοχής και ελαστικότητας. Στο κιβώτιο ταχυτήτων πάνω

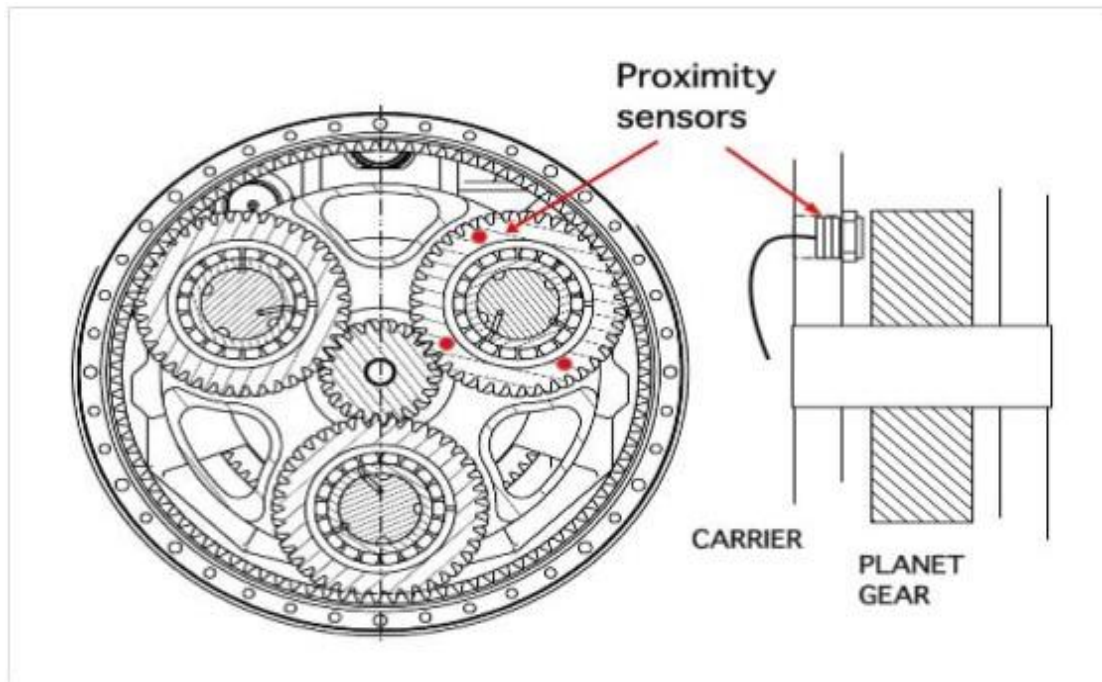
στην πλευρά της υψηλής ταχύτητας είναι τοποθετημένο και το μηχανικό φρένο.



Εικόνα 6.2: Κελυφοειδές σύστημα σύσφιξης ατράκτου-κιβωτίου ταχυτήτων

Ο καθαρισμός του κιβωτίου ταχυτήτων γίνεται από δύο φίλτρα. Το ένα είναι τοποθετημένο στο κύκλωμα ψύξης και το άλλο είναι ανεξάρτητο και το οποίο λειτουργεί ανάλογα με τη θερμοκρασία του ελαίου λίπανσης. Εκτός από τα φίλτρα και το σύστημα ψύξης έχει αντίσταση για την θέρμανση του λαδιού η οποία λειτουργεί όταν έχουμε χαμηλές θερμοκρασίες στο λιπαντικό. Υπάρχει και ένας πιεσοστάτης ο οποίος επιβλέπει την πίεση στο κύκλωμα ψύξης. Η σχεδίαση του συστήματος λίπανσης θα πρέπει να γίνει έτσι ώστε να επιτευχθεί η ελαχιστοποίηση των απωλειών του λιπαντικού.

Τα υλικά κατασκευής κάθε τμήματος του κιβωτίου ταχυτήτων θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να ανταποκρίνονται στις φορτίσεις που υφίσταται και τις συνθήκες λειτουργίας τους. Το κιβώτιο ταχυτήτων αποτελείται κυρίως από τον πλανητικό φορέα, όπου συνδέει τον κύριο άξονα με το κιβώτιο ταχυτήτων και συγκρατεί τους άξονες των πλανητικών οδοντωτών τροχών και του (πινιόν ηλιακού τροχού) ,τους άξονες του ηλιακού και των πλανητικών οδοντωτών τροχών αλλά και του άξονα υψηλής ταχύτητας.



Εικόνα 6.3: Όψη πλανητικού συστήματος.



Εικόνα 6.4: Πλανητικός φορέας

Οι άξονες του κιβωτίου ταχυτήτων κατασκευάζονται από χάλυβες όπου έχουν υποστεί διάφορες κατεργασίες όπως η βαφή και σφυρηλάτηση ώστε να είναι υψηλής αντοχής και σκληρότητας όπως 31CrNiMo9 και 41CrNiMo.



Εικόνα 6.5: Άξονες κιβωτίου ταχυτήτων

Ένα άλλο στοιχείο που αποτελεί το κιβώτιο ταχυτήτων είναι και τα έδρανα κύλισης που συνοδεύουν τους οδοντωτούς τροχούς ή είναι μέρος του σώματος αυτών και είναι σχεδόν πάντα κυλινδρικά.



Εικόνα 6.6: Κυλινδρικό έδρανο κύλισης μονής σειράς κιβωτίου ταχυτήτων

Ο εξωτερικός δακτύλιος είναι ένα γρανάζι όπου έχει αυξημένη διάμετρο και ο αριθμός των δοντιών του είναι σχετικά μεγάλος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την βελτίωση της συνολικής απόδοσης του εξαρτήματος και της ικανότητας αποθήκευσης ροπής. Σε πολλές περιπτώσεις ο δακτύλιος αυτός εγκαθίσταται σε δύο θέσεις σε ένα κιβώτιο ταχυτήτων. Το υλικό κατασκευής του είναι συνήθως 14CrMo6, 40CrMo9.

Οι οδοντωτοί τροχοί έχουν είτε παράλληλη είτε ελικοειδής οδόντωση ώστε να αποφευχθεί ο θόρυβος και να βελτιστοποιεί τις επικαλύψεις των

δοντιών αλλά και να επιτευχθεί η μέγιστη επιφάνεια επαφής τους. Το υλικό κατασκευής τους είναι 18CrNiMo7-6, αφού απαιτείται μεγάλη αντοχή και σκληρότητα σε πίεση επιφανείας και σύνθετες φορτίσεις.



Εικόνα 6.7α: Γρανάζια πλανητικού συστήματος ελικοειδούς μορφής.



Εικόνα 6.7β: Εξωτερικός δακτύλιος

Η κίνηση και η ροπή στρέψης μεταφέρεται από τον ρότορα στο κιβώτιο ταχυτήτων μέσω της ατράκτου. Η σύνδεση των στοιχείων αυτών γίνεται με χρήση κατάλληλων μέσων όπως στην προκειμένη περίπτωση, όπου χρησιμοποιείται κελυφοειδής σύνδεσμος, όπως έχει αναφερθεί.

Μελετώντας το κιβώτιο ταχυτήτων παρατηρούμε ότι η κίνηση, επομένως και η ροπή, διοχετεύεται από τον άξονα στο κιβώτιο μέσω του πλανητικού φορέα ο οποίος βρίσκεται εντός του σώματος του κιβωτίου και

φέρει τον εξωτερικό δακτύλιο είτε ολόσωμο είτε με χρήση κοχλιών. Ο πλανητικός φορέας όμως είναι κατασκευασμένος με τέτοιο τρόπο ώστε να συμπεριλάβει και να εδράσει τον άξονα κάθε πλανητικού γραναζιού συμπεριλαμβανομένου και του ηλιακού με χρήση κατάλληλων εδράνων κύλισης όπου αυτό κρίνεται απαραίτητο.



Σχήμα 6.8: Κιβώτιο ταχυτήτων

Καθώς ο εξωτερικός δακτύλιος περιστρέφεται, περιστρέφει και τους πλανητικούς οδοντωτούς τροχούς (πλανητικά γρανάζια) γύρω από τον εαυτό τους ομόρροπα με την βοήθεια κατάλληλων εδράνων κύλισης που σφηνώνονται στους άξονες τους. Τα πλανητικά γρανάζια μεταφέρουν την ροπή στρέψης στο ηλιακό οδοντωτό τροχό περιστρέφοντας τον, αντίρροπα σχετικά. Το ηλιακό γρανάζι είναι ολόσωμο στον άξονά του (άξονας χαμηλής ταχύτητας). Ο άξονας εδράζεται στο κέλυφος του κιβωτίου και στον πλανητικό φορέα με έδρανα κύλισης αντίστοιχα των απαιτήσεων. Όμως πρέπει να αναφερθεί ότι ο άξονας αυτός φέρει και άλλον οδοντωτό τροχό ολόσωμο ή σφηνωμένο κατάλληλα, ώστε να μεταφέρει την ροπή περαιτέρω σε άλλον άξονα ή βαθμίδα.

Η ροπή πλέον μεταφέρεται σε άλλη βαθμίδα (άξονας μεσαίας ταχύτητας) με την βοήθεια οδοντωτών τροχών και έπειτα ομοίως στον άξονα, με σκοπό να καταλήξει στην γεννήτρια. Ο άξονας μεσαίας ταχύτητας εδράζεται όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις σε έδρανα κύλισης εντός του κιβωτίου ενώ ο άξονας υψηλής ταχύτητας όπου φέρει ολόσωμο οδοντωτό τροχό εδράζεται στο κιβώτιο και εντός της γεννήτριας.

6.2. ΜΕΛΕΤΗ-ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Για την μελέτη του κιβωτίου ταχυτήτων πηγή είναι: Ι. Στεργίου (2002)

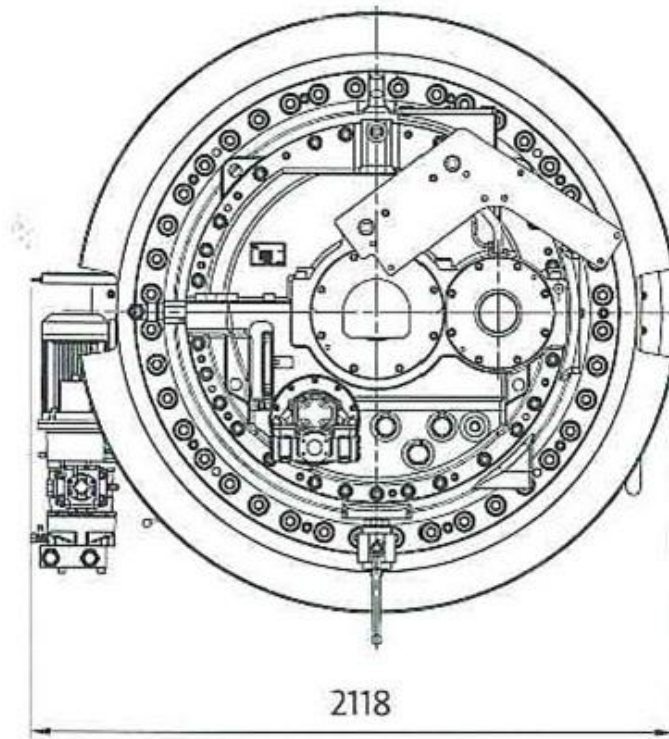
6.2.1 Κιβώτιο ταχυτήτων ανεμογεννήτριας

Η εταιρεία Vestas προμηθεύεται τα κιβώτια ταχυτήτων από διάφορους κατασκευαστές οι οποίοι τα κατασκευάζουν σύμφωνα με τις οδηγίες, τις προδιαγραφές και τα πρότυπα της εταιρίας. Στην προκειμένη περίπτωση το κιβώτιο ταχυτήτων που θα χρησιμοποιήσουμε είναι το PSC950 με σύστημα πλανητικών γραναζιών και δύο ελικοειδή γρανάζια των εταιρειών Jake/Moventas .Ο λόγος πολλαπλασιασμού των στροφών της V39-500 KW είναι 1 προς 58,20 στα 50Hz αποδίδοντας στην γεννήτρια 1526 rpm, σύμφωνα με τον κατασκευαστή. Πρέπει να αναφερθεί ότι το κιβώτιο ψύχεται με λάδι το οποίο παρέχεται με την βοήθεια αντλίας ηλεκτρικής, είτε μηχανικής.

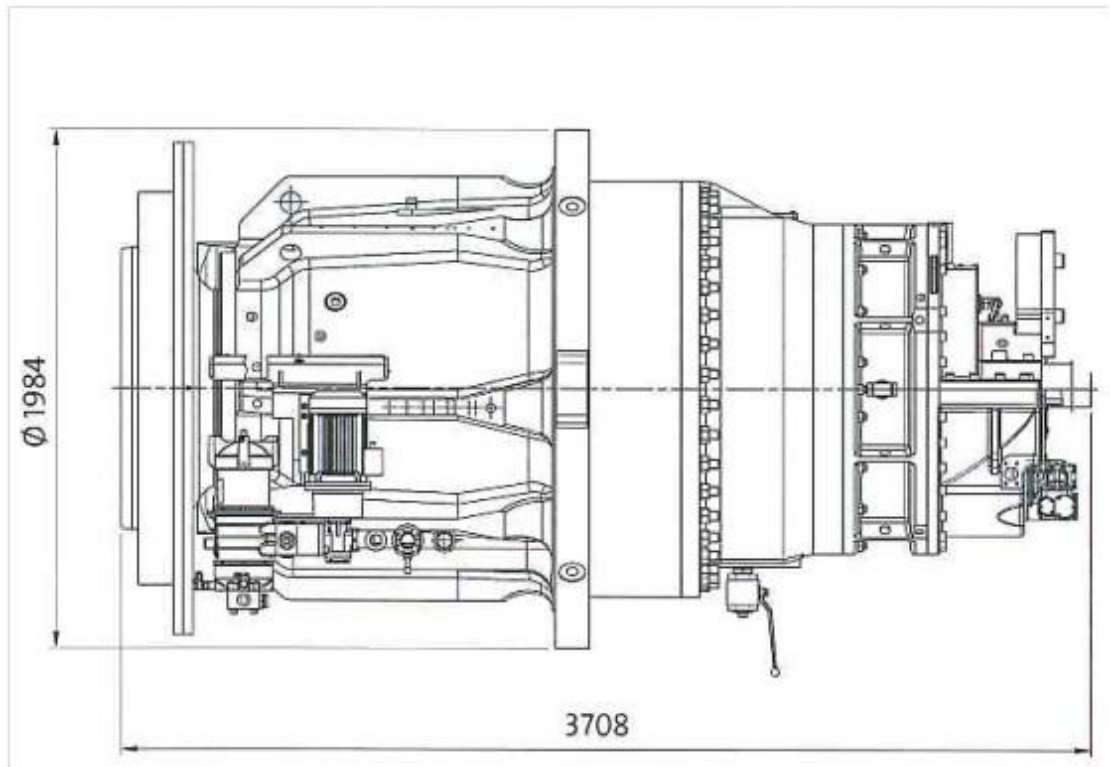
- Τύπος: πλανητικό με ελικοειδή γρανάζια και δύο βαθμίδες.
- Λόγος: 1:58,20 για 50 Hz
- Ψύξη: Αντλία λαδιού ηλεκτρική και μηχανική με ψυγείο λαδιού.
- Θέρμανση λαδιού: Με αντίσταση 1,5 ohm



Εικόνα 6.9α: Παραπλήσιος πολλαπλασιαστής στροφών,PPSC 13

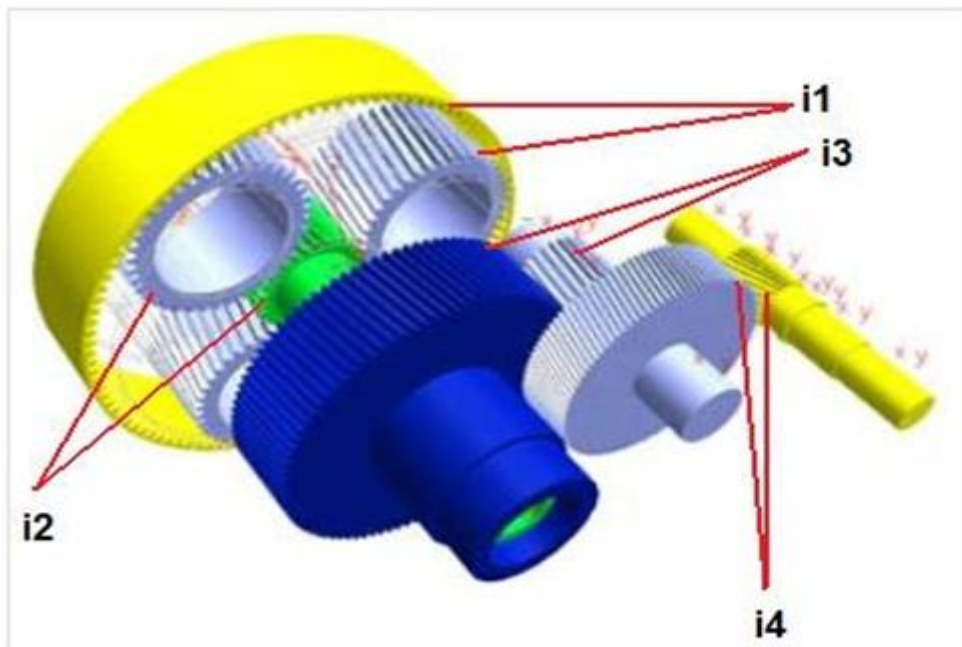


Εικόνα 6.9β: Παραπλήσιος πολλαπλασιαστής στροφών,PPSC 1351

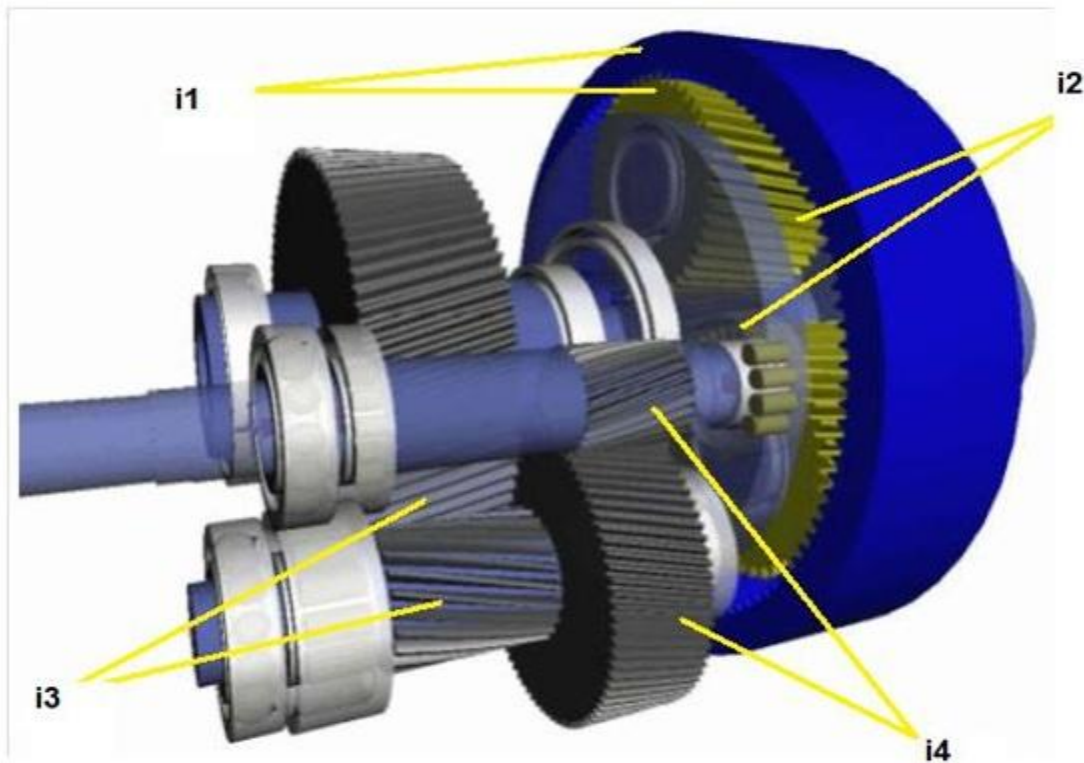


Εικόνα 6.9γ: Παραπλήσιος πολλαπλασιαστής στροφών, PPSC 135

Οι σχέσεις μετάδοσης του κιβώτιου ταχυτήτων φαίνονται στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 6.10α: Σχέσεις μετάδοσης του κιβώτιου ταχυτήτων της ανεμογεννήτριας



Σχήμα 6.10β: Σχέσεις μετάδοσης του κιβώτιου ταχυτήτων της ανεμογεννήτριας

Οι σχέσεις μετάδοσης είναι:

$$i_1 = \frac{1}{2,5}$$

$$i_2 = \frac{1}{2,5}$$

$$i_3 = \frac{1}{3,0}$$

$$i_4 = \frac{1}{3,1}$$

Αφού $i = i_1 * i_2 * i_3 * i_4 = 1/58,20$

Υπολογισμός σχέσης μετάδοσης δακτυλιδιού και πλανητικού τροχού:

$$i_1 = \frac{1}{2,5}$$

Αριθμός δοντιών δακτυλιδιού: $z_1=90$ δόντια

Αριθμός δοντιών πλανητικού τροχού: $z_2=36$ δόντια

Επιλογή module $m=8$ με βάση τον παρακάτω πίνακα 6.11:

0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
3,25	3,50	3,75	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00
6,50	7,00	7,50	8,00	9,00	10,00	11,00	12,00
13,00	14,00	15,00	16,00	18,00	20,00	22,00	24,00
27,00	30,00	33,00	36,00	39,00	42,00	45,00	50,00

Πίνακας 6.11: Τυποποιημένες τιμές module σε mm

Υπολογισμός διαμέτρων

$$d_{o1} = m * z_1 = 8mm * 90 = 720mm$$

$$d_{o2} = m * z_2 = 8mm * 36 = 288mm$$

Σχέση μετάδοσης i_1 με γνωστή την ταχύτητα εισόδου ($n_1=31,7rpm$) όπου είναι η μέγιστη-κρίσιμη ταχύτητα περιστροφής της ανεμογεννήτριας έτσι όπως δίνεται από τον κατασκευαστή και στην ταχύτητα αυτή πρέπει να εξετάσουμε την ανεμογεννήτρια αφού τότε δέχεται τις μέγιστες φορτίσεις, επομένως :

$$i_1 = \frac{1}{2,5} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2} \text{ τότε } n_2 = n_1 * 2,5 = 31,7rpm * 2,5 \text{ άρα } n_2 = 79,25rpm$$

Υπολογισμός σχέσης μετάδοσης i_2 πλανητικού τροχού και sun gear:

$$i_2 = \frac{1}{2,5} \text{ οπότε } i_2 = \frac{1}{2,5} = \frac{d_{o3}}{d_{o2}} = \frac{n_1}{n_2} \text{ όμως } d_{o3} = \frac{d_{o2}}{2,5} = \frac{288mm}{2,5} \text{ οπότε}$$

$$d_{o3} = 115,2mm$$

Επιλογή module $m=8$

$$d_{o3} = m * z_3 \text{ όμως } z_3 = \frac{d_{o3}}{m} = \frac{115,2mm}{8} \text{ τότε } z_3 = 14,4 \text{ επιλέγουμε όμως } z_3 = 14$$

$$\text{τελικά: } d_{o3} = m * z_3 = 8mm * 14 = 112mm$$

Νέα σχέση μετάδοσης i_2 :

$$i_2 = \frac{d_{o3}}{d_{o2}} = \frac{112mm}{288mm} = \frac{1}{2,57}$$

Υπολογισμός περιστροφικής ταχύτητας n_3 :

$$\text{Ισχύει ότι } i_2 = \frac{n_2}{n_3} \text{ οπότε } n_3 = n_2 * 2,57 = 79,25rpm * 2,57 = 203,67rpm$$

Για τον άξονα χαμηλής ταχύτητας ισχύει:

$$n_3 = n_4 = 203,67rpm$$

Αριθμός δοντιών $z_4=72$

$$d_{o4} = m * z_4 = 8mm * 72 = 576mm$$

$$i_3 = \frac{1}{3,0} = \frac{d_{o5}}{d_{o4}} \text{ όμως } d_{o5} = \frac{d_{o4}}{3,0} = \frac{576mm}{3,0} \text{ οπότε } d_{o5} = 192,0mm$$

$$d_{o5} = m * z_5 \text{ όμως } z_5 = \frac{d_{o5}}{m} = \frac{192mm}{8} \text{ τότε } z_5 = 24 \text{ συνεπώς}$$

$$d_{o5} = m * z_5 = 8mm * 24 = 192mm. \text{ Άρα η σχέση μετάδοσης } i_3 \text{ είναι}$$

$$i_3 = \frac{d_{o5}}{d_{o4}} = \frac{192mm}{576mm}, \text{ επομένως } i_3 = \frac{1}{3,0}. \text{ Άρα η περιστροφική ταχύτητα } n_5$$

$$\text{προκύπτει αφού ισχύει ότι } i_3 = \frac{1}{3,0} = \frac{n_4}{n_5}, \text{ δηλαδή}$$

$$n_5 = 3,0 * 203,67rpm = 611,01rpm$$

Άξονας υψηλής ταχύτητας:

Αριθμός δοντιών $z_6=72$

Επιλογή module $m=6$.

$d_{o6} = m * z_6 = 6mm * 72 = 432mm$, από την σχέση μετάδοσης στον άξονα υψηλής ταχύτητας προκύπτει ότι $i_4 = \frac{d_{o7}}{d_{o6}}$ οπότε $d_{o7} = \frac{432mm}{3,1} = 139,35mm$ όμως πρέπει $n_5 = n_6 = 611,01rpm$ αφού ανήκουν στον ίδιο άξονα-άτρακτο οι οδοντωτοί τροχοί 5 και 6.

$$d_{o7} = m * z_7 \text{ όμως } z_7 = \frac{d_{o7}}{m} = \frac{139,35mm}{6} \text{ τότε } z_7 = 23,22 \text{ επιλέγουμε όμως } z_7 = 23 \text{ τελικά η διάμετρος του οδοντωτού τροχού υψηλής ταχύτητας}$$

$$d_{o7} = m * z_7 = 6mm * 23 = 138mm, \text{ όμως}$$

$$i_4 = \frac{1}{3,1}, \text{ άρα η περιστροφική ταχύτητα } n_7 \text{ προκύπτει αφού ισχύει ότι}$$

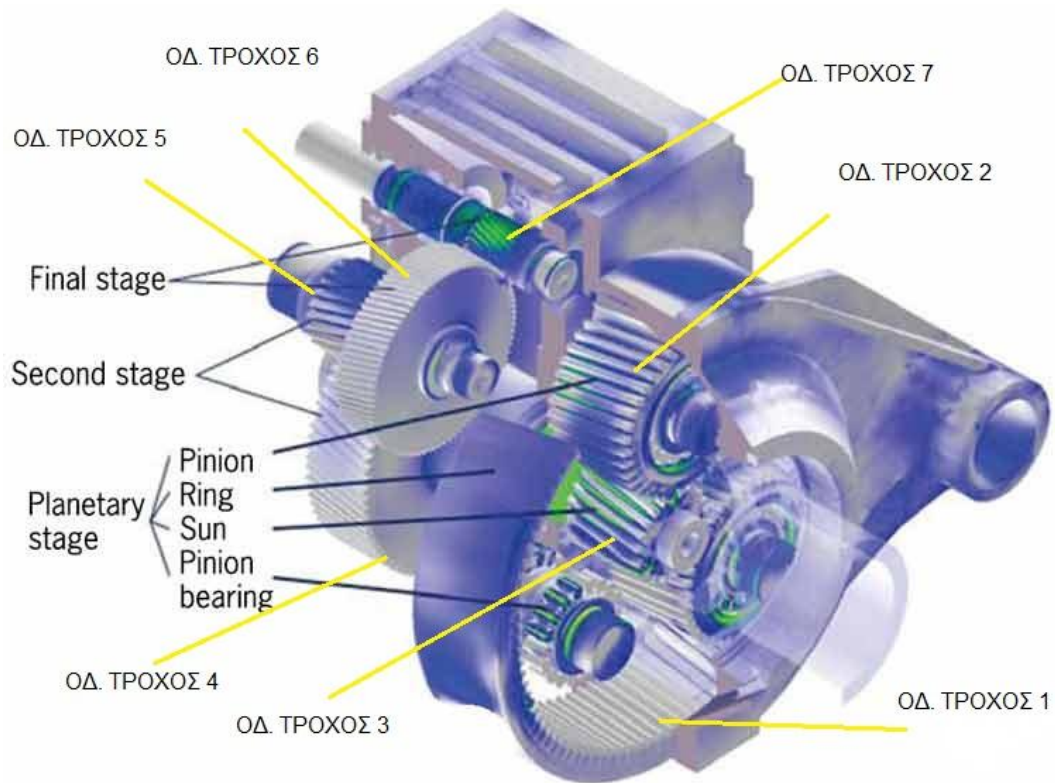
$$i_4 = \frac{1}{3,1} = \frac{n_6}{n_7}, \text{ δηλαδή } n_7 = 3,1 * 611,01rpm = 1894rpm .$$

Επομένως όταν η ταχύτητα περιστροφής του ρότορα είναι 37,1rpm, όπου είναι και η ταχύτητα που απενεργοποιείται η ανεμογεννήτρια τότε ο ρότορας της γεννήτριας περιστρέφεται με 1896rpm χωρίς αυτό να σημαίνει ότι θα αποδώσει περισσότερο όπως φαίνεται και από τα διαγράμματα του 2^{ου} κεφαλαίου ταχύτητας ανέμου-απόδοσης ανεμογεννήτριας και αυτό το φαινόμενο συμβαίνει για διάφορους λόγους.

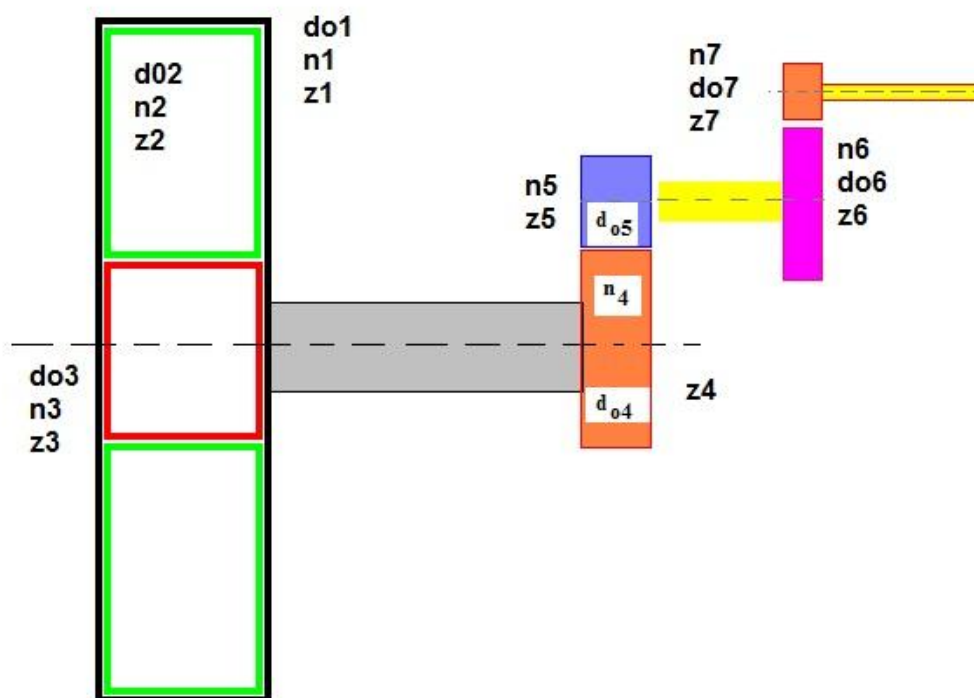
Οι νέες σχέσεις μετάδοσης που προκύπτουν είναι:

$$i_1 = \frac{1}{2,5}, i_2 = \frac{1}{2,57}, i_3 = \frac{1}{3,0}, i_4 = \frac{1}{3,1}$$

Ένα συνολικό και απλό σκαρίφημα του κιβωτίου ταχυτήτων φαίνεται στα παρακάτω σχήματα :



Σχήμα 6.12α: Απεικόνιση οδοντωτών τροχών κιβωτίου ταχυτήτων



Σχήμα 6.12β: Σκαρίφημα κιβωτίου ταχυτήτων

6.2.2 Έλεγχος αντοχής για τον μεγάλο δακτύλιο-οδοντωτό τροχό 1

Κρίνεται σκόπιμο στο σημείο αυτό να αναφερθεί ότι η ποιότητα των οδοντώσεων είναι για όλους τους οδοντωτούς τροχούς 6 και 7 κατά περίπτωση ανάλογα με τις απαιτήσεις σε διάρκεια ζωής και σε ταχύτητα περιστροφής. Ακόμα όλες οι οδοντώσεις είναι ισορροπημένες και με μηδενικές μετατοπίσεις. Τα υλικά που χρησιμοποιούνται είναι βελτιωμένοι χάλυβες βαμμένοι με φλόγα ή απαγωγικά ή χάλυβες εναζωτωμένοι. Κάθε οδοντωτός τροχός λιπαίνεται κυρίως με εμβαπτισμό ή με εκτόξευση λιπαντικού.

Ο έλεγχος αντοχής για τον μεγάλο δακτύλιο-οδοντωτό τροχό θα γίνει σε πίεση επιφανείας και σε κάμψη.

1. Σε πίεση επιφανείας.

Η μέγιστη πίεση που ασκεί το ένα δόντι στο άλλο κατά την συνεργασία τους δίνεται από την σχέση:

$$P_C = \sqrt{\frac{P_u}{b \cdot d_o} * \frac{(i_x+1)}{i_x} * K_A * K_V * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\varepsilon} \quad [\text{N/mm}^2]$$

όπου:

P_u : περιφερειακή δύναμη σε N και προκύπτει από την σχέση

$$P_u = \frac{75 * N_x / 736 P_s}{U_x}$$

N_x : η ισχύς που επενεργεί στο εκάστοτε σημείο(τροχό)

U_x : η περιφερειακή ταχύτητα στον εκάστοτε τροχό

$$\text{Όπου } U_x = \frac{n_x * d_{ox}}{19,1 * 10^3}$$

n_x : ταχύτητα περιστροφής εκάστοτε τροχού

b : πλάτος του δοντιού σε mm

d_{ox} : αρχική διάμετρος σε mm

i : ο λόγος αριθμού δοντιών κινητήριου τροχού προς κινούμενο ή ($1/i$)

K_A : συντελεστής εφαρμογής ο οποίος λαμβάνει υπόψη τις διακυμάνσεις του φορτίου που εξαρτώνται από το είδος της κινητήριας μηχανής και της εργομηχανής και εμφανίζονται με την μορφή κρούσεων, αιχμών φορτίου και μεταβολών στην ροπή στρέψης

K_V : συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων ο οποίος λαμβάνει υπόψη τις δυναμικές καταπονήσεις που προέρχονται από ταλαντώσεις συνεργαζόμενων τροχών και εξαρτάται από την ακρίβεια(ποιότητα) κατασκευής της οδόντωσης.

$K_{H\alpha}$: μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφανείας όπου λαμβάνει υπόψη μία ανόμοια κατανομή του φορτίου στα ζεύγη των οδόντων που βρίσκονται σε εμπλοκή, όταν για υψηλή ποιότητα οδόντωσης και σχετικά μεγάλη φόρτιση δεχόμαστε ότι φορτίο κατανέμεται σε περισσότερα από ένα ζεύγη οδόντων. Για ευθείς οδόντες με συντελεστή ασφαλείας σε πίεση επιφανείας $S_H \leq 1,3$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή λεπτότερη τότε

λαμβάνεται $K_{H\alpha} \approx 1$. Για προσεγγιστικούς υπολογισμούς και χονδρή οδόντωση ισχύει ότι $K_{H\alpha} = 1/Z_e^2$ όπου $Z_e = \sqrt{(4 - \varepsilon_a)/3}$

ε_a : βαθμός επικάλυψης ο οποίος λαμβάνεται από πίνακα ή υπολογίζεται από σχέση και εκφράζει τον βαθμό επαφής μεταξύ ενός ζεύγους οδόντων.

Z_H : συντελεστής ζώνης ο οποίος λαμβάνει υπόψη την καμπυλότητα της κατατομής στο σημείο κύλισης. Για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες προκύπτει ότι $\alpha = 20^\circ$ και $Z_H = 2,5$.

Z_M : συντελεστής υλικού ο οποίος λαμβάνει υπόψη τα μέτρα ελαστικότητας των υλικών των οδοντωτών τροχών. Ισχύει ότι $Z_M = \sqrt{0,175 * E}$ σε $\sqrt{N/mm^2}$.

Z_e : συντελεστής επικάλυψης όπου λαμβάνει υπόψη την επιρροή του βαθμού επικάλυψης σε τροχούς με ευθείς οδόντες.

Επιλογή συντελεστών και χαρακτηριστικών εξωτερικού δακτυλίου

Σύμφωνα με παραπάνω υπολογισμούς προκύπτουν τα χαρακτηριστικά του εξωτερικού δακτυλίου όπου είναι: $d_{o1} = 720mm$, $Z_1 = 90$, $m = 8mm$, $n_1 = 31,7rpm$, $i_1 = 2,5$.

πλάτος του δοντιού σε mm

$$b_m = \psi_m * m = 35 * 8mm = 280mm \text{ και}$$

$$b_d = \psi_d * d_0 = 0,65 * 720mm = 468mm$$

οπότε επιλέγω $b = 275mm$

όπου το ψ_m και ψ_d επιλέγονται από τον πίνακα 6.13α και διάγραμμα 6.13β (καμπύλη β)

$$P_u = \frac{75 * 534000W / 736 Ps}{1,194 m/sec} = 45574Kp = 446932N$$

επιλέγω $N_7 = N = 534KW$ καθώς αποδεικνύεται σε προηγούμενο κεφάλαιο.

όπου:

$$U_1 = \frac{n_1 * d_{o1}}{19,1 * 10^3} = \frac{31,7rpm * 720mm}{19,1 * 10^3} = 1,194 m/sec,$$

είναι η περιφερειακή ταχύτητα.

$K_A = 1,25$ επιλέγεται από τον πίνακα 6.14.

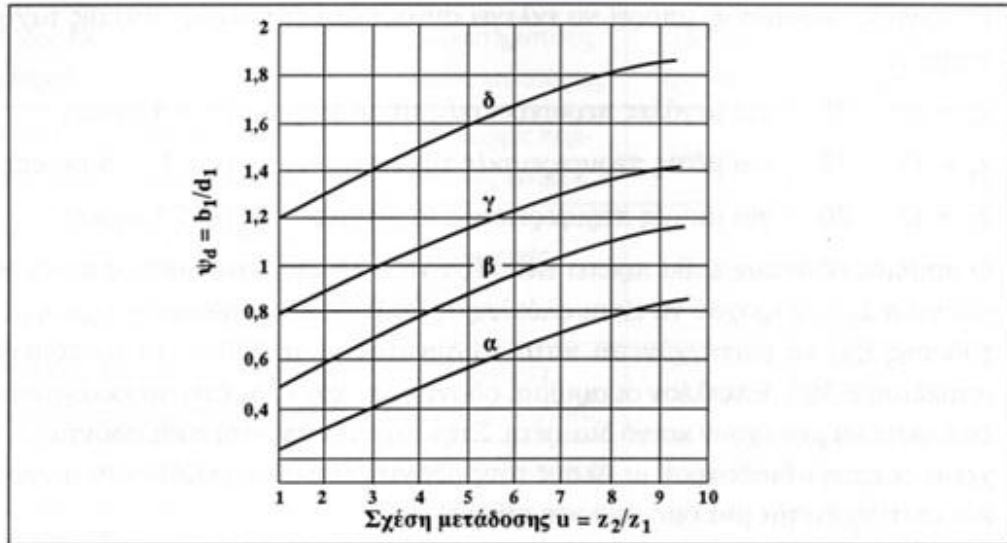
$K_A = 0,6$ αφού $\frac{U_1 * Z_1}{100} = 1,07$, τότε από διάγραμμα 6.15 προκύπτει η τιμή.

$K_{Ha} = 1,36$ αφού $K_{Ha} = 1/Z_e^2$ όπου $Z_e = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$ όμως

$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\tau 1} + \varepsilon_{\tau 2}$ όταν $\alpha_w \approx 20^\circ$ αφού από το διάγραμμα 6.16 για το άθροισμα των οδόντων των συνεργαζόμενων οδ. τροχών (εξ. δακτύλιος-πλανητικός οδ. τροχός) που είναι $Z = Z_1 + Z_2 = 90 + 36 = 126$, επομένως για $Z = 126$ και μηδενική μετατόπιση αφού έχω ισορροπημένη οδόντωση τότε $\alpha_w \approx 20^\circ$. Από το διάγραμμα 6.17 προκύπτει ότι $\varepsilon_\alpha \approx 1,80$, άρα $Z_e = 0,86$.

$\psi_m \approx 8 \div 10$	για χυτούς ακατέργαστους οδόντες
$\psi_m \approx 10 \div 15$	για κατεργασμένους οδόντες και κανονική έδραση ή για μονόπλευρη έδραση (πρόβολος)
$\psi_m \approx 15 \div 30$	για κατεργασμένους οδόντες και προσεγγιμένη παράλληλη έδραση π.χ. για μειωτήρες
$\psi_m > 30$	για άριστη ποιότητα οδόντωσης και έδραση σταθερή μεγάλης ακρίβειας

Πίνακας 6.13α: Τιμές ψ_m



Σχήμα 1-50. Λόγος του πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν $\psi_d = b_d/d_1$. [7]

Καμπύλη α. Τροχοί κιβωτίων αλλαγής στροφών και τροχοί με μικρό αριθμό στροφών. Οδόντωση (ποιότητα 8 ... 10) και έδραση μέσης κατασκευής. Μονόπλευρη έδραση πινιόν (πρόβολος).

Καμπύλη β. Τροχοί μεσαίων ταχυτήτων. Μειωτήρες γενικής χρήσης. Οδόντωση (ποιότητα 7 ... 8) και έδραση καλής κατασκευής εμπορίου.

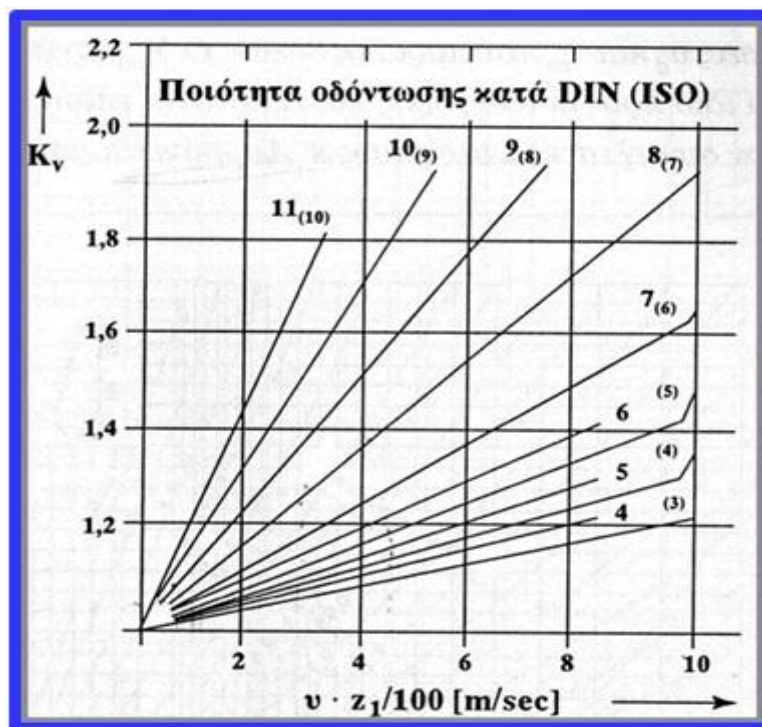
Καμπύλη γ. Τροχοί μεγάλων ταχυτήτων με υψηλή διάρκεια ζωής. Οδόντωση (ποιότητα 6 ... 7) και έδραση υψηλής ακρίβειας.

Καμπύλη δ. Τροχοί μεγάλων ταχυτήτων με υψίστη διάρκεια ζωής. Οδόντωση (ποιότητα 4 ... 6) και έδραση σταθερή υψίστης ακρίβειας.

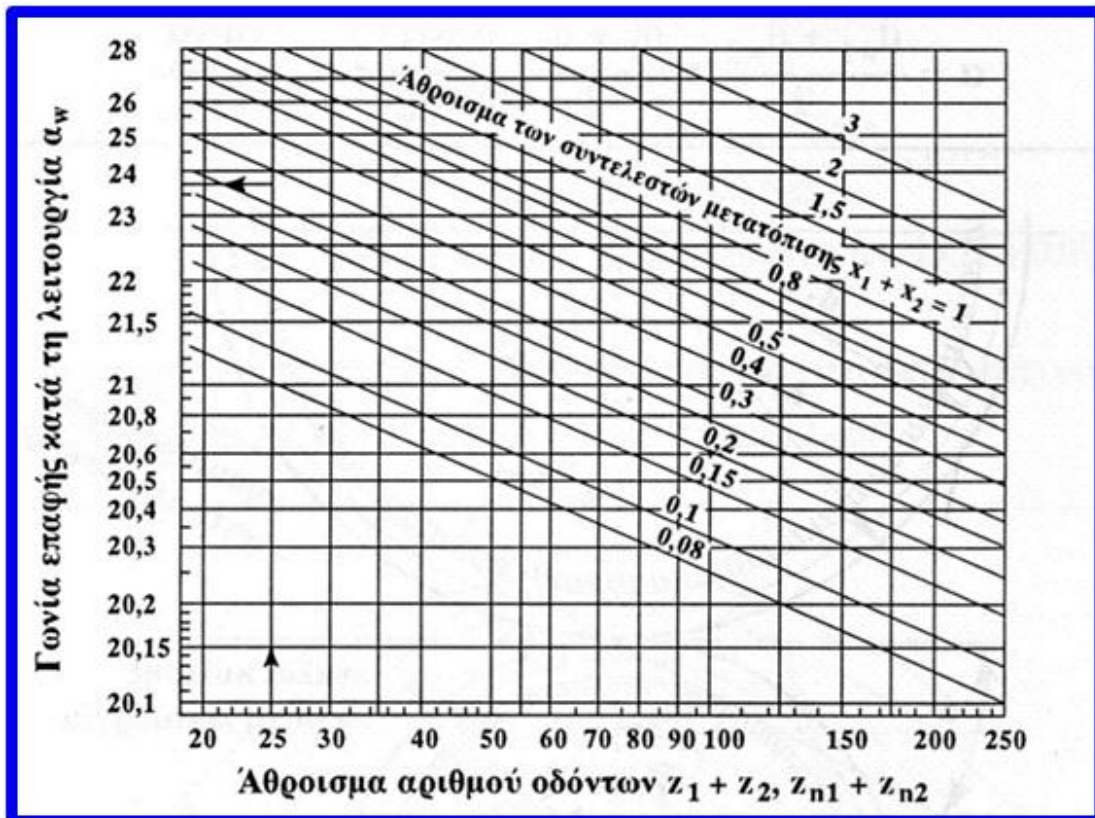
Διάγραμμα 6.13β: Λόγος του πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν

Εργομηχανή	Κινητήρια μηχανή		
	Ομοιόμορφη κίνηση	Ελαφρές κρούσεις	Κρούσεις μέσου μεγέθους
	Ηλεκτρο-κινήτρες, ατμοστρόβιλος	Πολυκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή	Μονοκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή
Λειτουργία ομοιόμορφη π.χ. Γεννήτριες, μειωτήρες πρόωσης, μεταφορικές ταινίες, ελαφρά αναβατώρια και βαρούλια, στροβιλοφυσητήρες και συμπιεστές, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ομοιόμορφη πυκνότητα.	1,0 (1,25)	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)
Λειτουργία με μέτριες κρούσεις π.χ. Κύριες μεταδόσεις κίνησης σε εργαλειομηχανές, βαριά αναβατώρια, συστήματα περιστροφής γερανών, ανεμιστήρες ορυχείων, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ακανόνιστη πυκνότητα, εμβολοφόρες αντλίες με πολλούς κυλίνδρους, αντλίες διανομής.	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)	1,75 (2,0)
Λειτουργία με ισχυρές κρούσεις, π.χ. Διατηρητικά - διαμορφωτικά μηχανήματα, ψαλίδια, ζυμωτήρια ελαστικού, μηχανές ελάστρων και μεταλλουργείων, εκσκαφείς με πτύο, βαριές κεντροφύγιες, βαριές αντλίες διανομής.	1,75 (2,0)	2,0 (2,25)	2,25 (2,5)

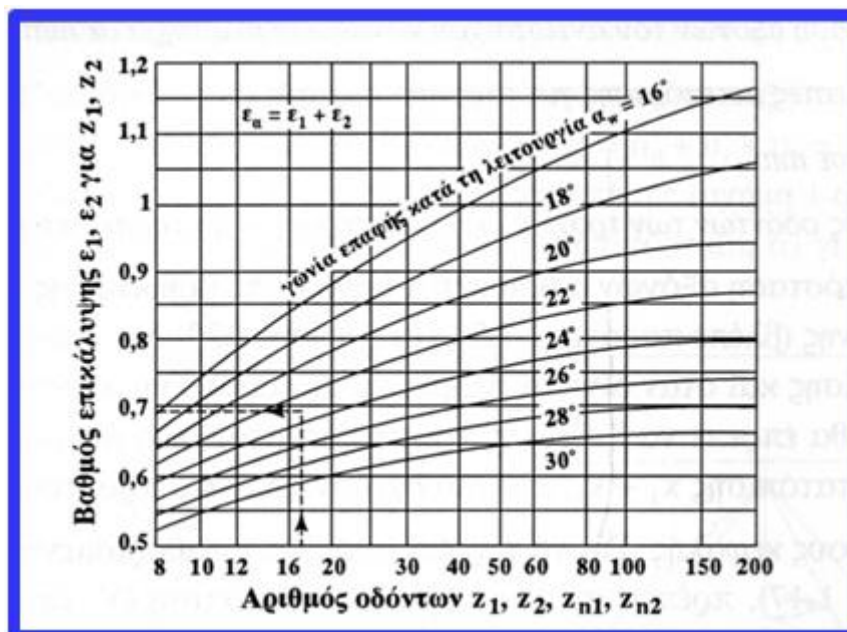
Πίνακας 6.14: Συντελεστής εφαρμογής K_A για εργομηχανές με οδ. τροχούς με 8ωρη ή 24ωρη ημερήσια λειτουργία



Διάγραμμα 6.15: Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων K_v για οδ. τροχούς με ευθείς οδόντες (DIN 3990)



Διάγραμμα 6.16: Κατά προσέγγιση υπολογισμός της γωνίας επαφής κατά την λειτουργία α_w .



Διάγραμμα 6.17: Κατά προσέγγιση υπολογισμός του βαθμού επικάλυψης ϵ_a .

Τροχός 1		Τροχός 2		
Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας N/mm ²	Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας N/mm ²	Z _M √N/mm ²
Χάλυβας	206000	Χάλυβας	206000	189,8
		Χυτοχάλυβας	202000	188,9
		Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	181,4
		Χυτός κασιτερούχος ορείχαλκος	103000	155,0
		Κασιτερούχος ορείχαλκος	113000	159,8
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	έως 126000 118000	έως 165,4 162,0
Χυτοχάλυβας	202000	Χυτοχάλυβας	202000	188,0
		Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	180,5
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	161,4
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	173,9
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	156,6
Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	126000 έως 118000	Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	146,0 έως 143,7
	206000			Σκληρό πλέγμα με ν = 0,5

Πίνακας 6.18: Συντελεστής υλικού Z_M (DIN3990)

Αφού οι οδοντωτοί τροχοί έχουν ευθείς οδόντες τότε Z_H=2,5. Ακόμα από πίνακα 6.18 Z_M=189,8√N/mm² λόγω ότι χρησιμοποιώ χάλυβα ως υλικό κατασκευής των τροχών.

Με αντικατάσταση όλων των παραπάνω προκύπτει ότι:

$$P_C = \sqrt{\frac{P_u}{b * d_o} * \frac{(i_x + 1)}{i_x} * K_A * K_V * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\epsilon}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{446932N}{275mm * 720mm} * \frac{(2,5 + 1)}{2,5} * 1,25 * 0,6 * 1,36 * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,73}$$

οπότε κάνοντας αντικατάσταση προκύπτει ότι η πίεση επιφανείας είναι

$$P_C = \sqrt{\frac{1595547,2N}{495000mm}} * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,73 \text{ τότε}$$

$$P_C = 1,795 N/mm * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,73 \text{ άρα}$$

$$P_C = 621,9 N/mm^2$$

Το υλικό που επιλέγεται με βάση τον παρακάτω πίνακα 6.19, για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών είναι βελτιωμένος χάλυβας επιφανειακής βαφής 17CrNiMo6 με $\sigma_{Hl} = 1510 \text{ N/mm}^2$

Ομάδα υλικού	Σύμβολο υλικού κατά DIN (παλαιό)	Σκληρότητα του τροχού στην επιφάνεια N/mm^2	Δυναμική αντοχή	
			στον πόδα σε επαναλαμβανόμενο φορτίο σ_{Fe} N/mm^2	σε πίεση επιφανείας σ_{He} N/mm^2
Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη	GG-20	1800 HB	80	300
	GG25	2200 HB	110	360
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	GGG-40	1800 HB	370	370
	GGG-60	2500 HB	450	490
	GGG-80	3200 HB	500	610
Μαύρος μαλακτός χυτοσίδηρος	GTS-35	1500 HB	330	320
	GTS-65	2200 HB	410	460
Χυτοχάλυβες	GS-52	1600 HB	280	320
	GS-60	1750 HB	320	380
Χάλυβες κατασκευών	St50	1600 HB	320	370
	St60	1900 HB	350	430
	St70	2080 HB	510	460
Βελτιωμένοι χάλυβες	C45	1850 HV10	410	530
	34CrMo4	2700 HV10	520	530
	42CrMo4	3000 HV10	570	600
	34CrNiMo6	3100 HV10	610	630
Βελτιωμένοι χάλυβες, βαμμένοι με φλόγα ή επαγωγικά	C45	4200 HV10	620	710
	16MnCr5	5600 HV10	650	770
	42CrMo4	6100 HV10	680	830
	34Cr4	6500 HV10	900	1350
Βελτιωμένοι χάλυβες εναζωτωμένοι	42CrMo4	5500 HV10	770	1070
	16MnCr5	5500 HV10	810	1100
	31CrMoV9	7800 HV10	840	1230
Χάλυβες επιφανειακής βαφής	16MnCr5	7200 HV10	860	1470
	15CrNi6	7200 HV10	920	1490
	17CrNiMo6	7400 HV10	1000	1510

Πίνακας 6.19:Υλικά κατασκευής οδοντωτών τροχών

Κάνοντας έλεγχο αντοχής σε πίεση επιφανείας επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F \geq 1,35$ τότε

$$P_{\varepsilon\pi} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_F} = \frac{1510 \text{ N/mm}^2}{1.35} \text{ Άρα } P_{\varepsilon\pi} = 1118 \text{ N/mm}^2 \text{ όπου}$$

σ_{Hl} : αντοχή διάρκειας των κατατομών των οδόντων σε πίεση επιφανείας, λαμβάνεται από πίνακα.

S_F : συντελεστής ασφαλείας σε πίεση επιφανείας ο οποίος λαμβάνεται $S_F \geq 1,35$

Άρα όπως είναι επόμενο, συγκρίνοντας

$$P_{\varepsilon\pi} = 1118 \text{ N/mm}^2 \geq P_c = 621,9 \text{ N/mm}^2$$

Συμπεραίνουμε ότι το υλικό που επιλέξαμε για την κατασκευή του εξ. δακτυλίου αντέχει τα φορτία που δέχεται σε πίεση επιφανείας.

Έλεγχος Κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης που ασκείται είναι

$$\sigma_{bmax} = \frac{P_u}{b * m} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_{\varepsilon}$$

όπου:

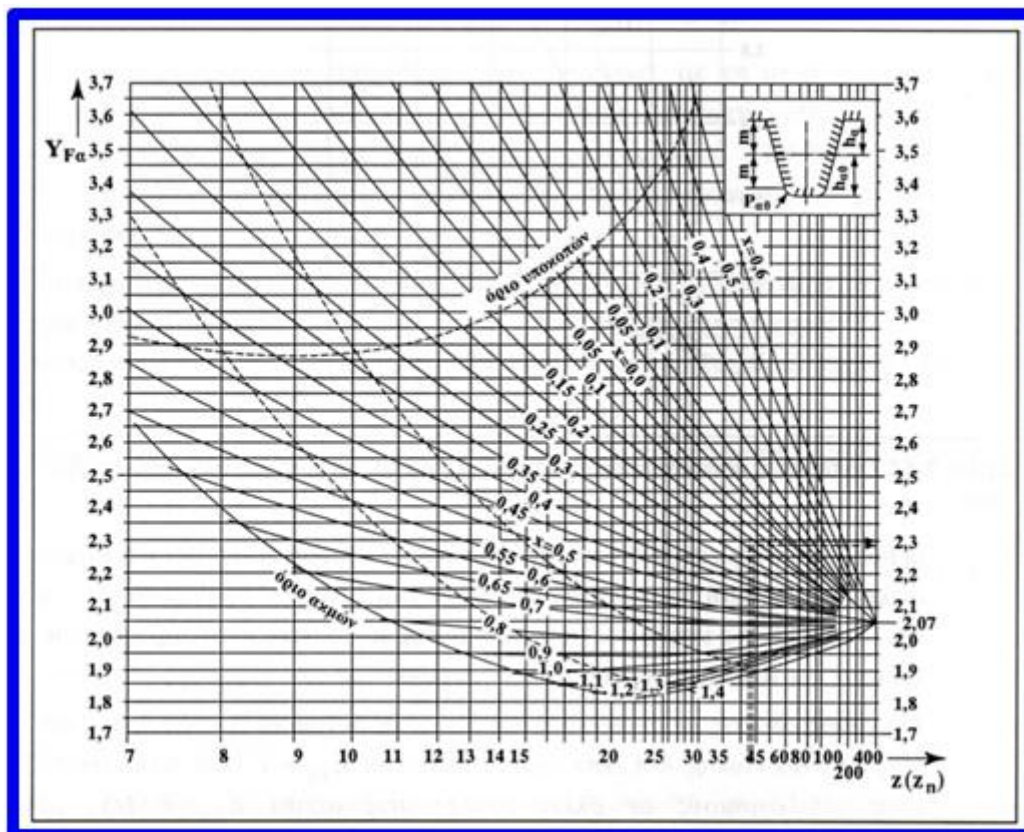
$K_{F\alpha}$: μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θράυση όπου λαμβάνει υπόψη μία ανόμοια κατανομή του φορτίου στα ζεύγη των οδόντων που βρίσκονται σε εμπλοκή, όταν για υψηλή ποιότητα οδόντωσης και σχετικά μεγάλη φόρτιση δεχόμαστε ότι φορτίο κατανέμεται σε περισσότερα από ένα ζεύγη οδόντων. Για ευθείς οδόντες με συντελεστή ασφαλείας σε δυναμική θραύση $S_F \leq 2$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή λεπτότερη τότε λαμβάνεται $K_{F\alpha} \approx 1$. Για προσεγγιστικούς υπολογισμούς σε άλλες περιπτώσεις ισχύει ότι $K_{F\alpha} = 1/Y_{\varepsilon}$ όπου $Y_{\varepsilon} = 0,25 + 0,75/\varepsilon_{\alpha}$ για $\varepsilon_{\alpha} < 2$.

Y_{Fa} : συντελεστής μορφής ο οποίος λαμβάνει υπόψη την επιρροή της μορφής του οδόντα πάνω στην τάση κάμψης σ_b και είναι ανεξάρτητος από τον συνεργαζόμενο τροχό. Για διαστάσεις οδόντων σύμφωνα με το προφίλ αναφοράς κατά DIN867 ο Y_{Fa} εξαρτάται από τον αριθμό των οδόντων και τον συντελεστή μετατόπισης. Για εσωτερική οδόντωση λαμβάνεται περίπου $Y_{Fa} = 2,0$.

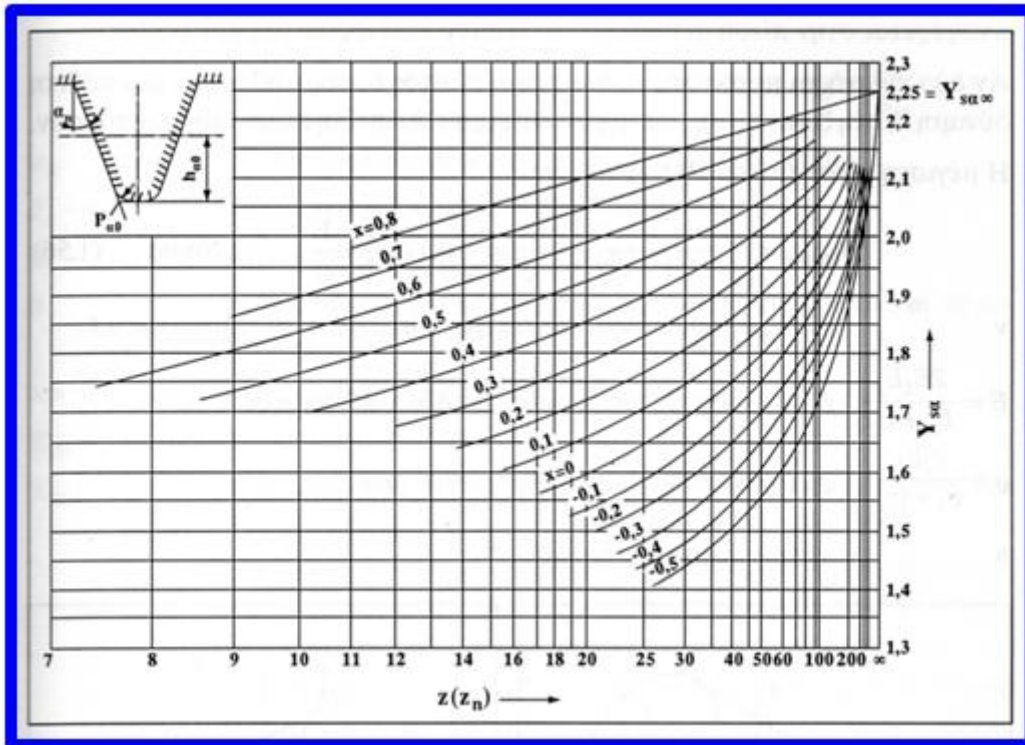
Y_{Sa} : συντελεστής διόρθωσης της τάσης ο οποίος λαμβάνει υπόψη την αύξηση της τάσης που προκαλεί η καμπυλότητα στον πόδα του οδόντα για

τον λόγο ότι στο συγκεκριμένο σημείο ενεργούν εκτός από τάση κάμψης και οι τάσεις που παρελήφθησαν . Ο συντελεστής αυτός ισχύει σε συνδυασμό με τον Y_{Fa} για το ίδιο προφίλ και εξαρτάται από το πλήθος των δοντιών και τον συντελεστή μετατόπισης.

Y_ε :συντελεστής επικάλυψης ο οποίος λαμβάνει υπόψη την προσδιοριστική θέση εφαρμογής της δύναμης στον οδόντα ,έναντι της θέσης εφαρμογής στην κεφαλή του οδόντα. Ισχύει ότι $Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon_\alpha$ για $\varepsilon_\alpha < 2$.



Διάγραμμα 6.20: Συντελεστής μορφής Y_{Fa} για εξωτερική οδόντωση(DIN 3990)



Διάγραμμα 6.21: Συντελεστής διόρθωσης τάσης Y_{Sa} για εξωτερική οδόντωση(DIN 3990)

Επιλογή συντελεστών

$$K_A = 1,25 \text{ από τον πίνακα 6.14}$$

$$K_V = 0,60 \text{ από το διάγραμμα 6.15}$$

$K_{Fa} = 1,00$ αφού έχουμε ευθεία οδόντωση και ποιότητα οδόντωσης 8 ή και λεπτότερη, αλλά $Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon_\alpha$, όμως όπως αποδεικνύεται παραπάνω $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\tau 1} + \varepsilon_{\tau 2} = 1,8$ και $\alpha_w \approx 20^\circ$ για το άθροισμα των οδόντων των συνεργαζόμενων οδ. τροχών (εξ. δακτύλιος-πλανητικός οδ. τροχός) που είναι $Z = Z_1 + Z_2 = 90 + 36 = 126$. Επομένως για $Z = 126$ και μηδενική μετατόπιση αφού έχω ισορροπημένη οδόντωση, τότε $\alpha_w \approx 20^\circ$. Από το διάγραμμα 6.17 προκύπτει ότι $\varepsilon_\alpha \approx 1,80$, άρα $Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75/1,8 = 0,66$.

$$Y_\varepsilon = 0,66 \text{ αφού } Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon_\alpha.$$

$$Y_{Fa} = 2,0 \text{ αφού έχω εσωτερική οδόντωση.}$$

$$Y_{Sa} = 1,92 \text{ από το διάγραμμα 6.21 για } Z=90.$$

αντικαθιστώντας τους συντελεστές στην εξίσωση τότε η μέγιστη τάση κάμψης είναι $\sigma_{bmax} = \frac{446932N}{275mm \cdot 8mm} * 1,25 * 0,60 * 1,00 * 2,0 * 1,92 * 0,66$

οπότε προκύπτει ότι $\sigma_{bmax} = \frac{849528,34N}{2200mm^2} = 386,2 N/mm^2$

Η επιτρεπόμενη τάση κάμψεως όμως θα προκύπτει διαιρώντας την τιμή της δυναμικής αντοχής διάρκειας σε επαναλαμβανόμενη καμπτική καταπόνηση S_{Fl} που δίνεται από τον πίνακα 6.19. Για αντιστρεφόμενη καμπτική καταπόνηση ο συντελεστής λαμβάνεται 70% της επιλεγμένης τιμής του πίνακα.

Επιτρεπόμενη Καμπτική Τάση:

Στο σημείο αυτό θα συγκρίνουμε και θα εξετάσουμε αν το υλικό που επιλέχθηκε είναι κατάλληλο και αντέχει σε θραύση. Αφού λάβουμε συντελεστή ασφαλείας $S_F = 1,3 \div 2,0$ για διακεκομμένη λειτουργία, ενώ για συνεχόμενη είναι $S_F = 1,5 \div 3,5$, και $\sigma_{Fl} = 1000 N/mm^2$ (από πίνακα 6.19) τότε θα αποδειχτεί ότι $\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \geq \sigma'_{bmax}$. Επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F = 1,8$ για διακεκομμένη λειτουργία τότε

$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = 555 N/mm^2$, οπότε όπως είναι εμφανές $\sigma_{b.επ.} \geq \sigma_{bmax}$, άρα το υλικό αντέχει και σε πίεση επιφανείας και σε κάμψη.

6.2.3 Έλεγχος αντοχής για τον πλανητικό οδοντωτό τροχό 2

Ο έλεγχος θα γίνει σε πίεση επιφανείας και κάμψη όπως παραπάνω.

Σε πίεση επιφανείας - Πλανητικός Οδοντωτός τροχός

Ομοίως όπως παραπάνω γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας με τα εξής νέα δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά και διάφορους συντελεστές με την προϋπόθεση όμως ότι ο συγκεκριμένος οδοντωτός τροχός θα είναι κατά 5mm πιο πλατύς από τον εξωτερικό δακτύλιο ώστε να

αποφευχθούν τυχόν ανακρίβειες τοποθέτησης. Τα δεδομένα αυτά λαμβάνονται από πίνακες ή υπολογιστικά όπως παραπάνω.

Χαρακτηριστικά οδοντωτού τροχού

$$d_{o2} = 288mm, Z_2 = 36, m = 8mm, i_1 = 2,5$$

πλάτος του δοντιού σε mm

$$b_m = \psi_m * m = 35 * 8mm = 280mm \text{ και}$$

$$b_d = \psi_d * d_{o2} = 0,9 * 288mm = 259,2mm$$

Επιλέγω $b = 280mm$.

όπου το ψ_m και ψ_d επιλέγονται από τον πίνακα 6.13α και διάγραμμα 6.13β(καμπύλη γ).

$n_2 = 79,25rpm$, $U_2 = 1,134 m/sec$ και $P_{u2} = 468816N$ όταν η ισχύς ισούται με $N = N_6 = 532KW$, όπως έχει αποδειχθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο.

Υλικό : βελτιωμένος χάλυβας εναζωτωμένος 42CrMo4

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε πίεση επιφανείας

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=0,5$ από διάγραμμα 6.15 για $U_2 * Z_2/100=0,40$

$K_{H\alpha}=1,36$

$Z_H=2,5$

$Z_M=189,8\sqrt{N/mm^2}$ από πίνακα 6.18

$Z_\epsilon = 0,85$

$\epsilon_\alpha=1,8$ από διάγραμμα 6.17

$\alpha_w \approx 20^\circ$.

όμως ο πλανητικός οδοντωτός τροχός θα δέχεται το 1/3 της περιφερειακής δύναμης που προκαλεί ο εξωτερικός δακτύλιος(οδ. τροχός 1) αφού αυτή εφαρμόζεται σε τρεις διαφορετικούς τροχούς ,οπότε $P'_{u2} = P_{u2}/3 = 156272N$ επομένως

$$P_c = \sqrt{\frac{P'_{u2}}{b * d_o} * \frac{(i_x + 1)}{i_x} * K_A * K_V * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\epsilon}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{156272N}{280mm * 288mm} * \frac{(2,5 + 1)}{2,5} * 1,25 * 0,5 * 1,36 * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,85}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{464909,2N}{201600mm^2} * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,856} \text{ οπότε,}$$

$$P_C = \sqrt{2,306097222 N/mm^2} * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,856 \text{ άρα}$$

$$P_C = 1,512\sqrt{N/mm^2} * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,856 \text{ άρα}$$

$$P_C = 616,80 N/mm^2$$

Το υλικό που έχει επιλεγεί με βάση τον παραπάνω πίνακα 6.19, για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών είναι βελτιωμένος χάλυβας εναζωτωμένος 42CrMo4 με $\sigma_{Hl} = 1070 N/mm^2$. Κάνοντας έλεγχο αντοχής σε πίεση επιφανείας επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F \geq 1,35$ τότε

$$P_{\epsilon\pi} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_F} = \frac{1070 N/mm^2}{1.35} \text{ άρα } P_{\epsilon\pi} = 792 N/mm^2$$

Άρα όπως είναι επόμενο, συγκρίνοντας

$$P_{\epsilon\pi} = 792 N/mm^2 \geq P_C = 616,8 N/mm^2$$

Συμπεραίνουμε ότι το υλικό που επιλέξαμε για την κατασκευή του πλανητικού οδοντωτού τροχού αντέχει τα φορτία που δέχεται σε πίεση επιφανείας.

Έλεγχος Κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης που ασκείται είναι

$$\sigma_{bmax} = \frac{P_{u2}}{b * m} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_{\epsilon}$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{156272N}{280mm * 8mm} * 1,25 * 0,5 * 1,00 * 2,5 * 1,75 * 0,6$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{256383,75N}{2240mm^2} = 114,5 N/mm^2$$

$$\sigma_{bmax} = 114,5 N/mm^2$$

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε θραύση

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=0,5$ από διάγραμμα 6.15 για $U_2^* Z_2/100=0,40$

$Y_{Fa}=2,5$ από διάγραμμα 6.20

$K_{Fa}=1,00$

$Y_{Sa}=1,75$ από διάγραμμα 6.21

$Y_\varepsilon=0,6$

$\varepsilon_\alpha=1,8$ από διάγραμμα 6.17

οπότε $\sigma_{bmax} = 114,5 \text{ N/mm}^2$

Έχοντας επιλέξει ως υλικό κατασκευής βελτιωμένο χάλυβα εναζωτωμένο 42CrMo4 τότε $\sigma_{Fl} = 770 \text{ N/mm}^2$ (από πίνακα 6.19) και επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F = 1,8$ για διακεκομμένη λειτουργία τότε

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{770 \text{ N/mm}^2}{1,8} = 427,7 \text{ N/mm}^2. \text{ Για να αντέχει το υλικό τις}$$

φορτίσεις πρέπει

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \geq \sigma_{bmax}$$

οπότε όπως είναι εμφανές $\sigma_{b.επ.} = 427,7 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{bmax} = 114,5 \text{ N/mm}^2$, άρα το υλικό αντέχει και σε κάμψη.

6.2.4 Έλεγχος αντοχής για τον ηλιακό οδοντωτό τροχό 3.

Ο έλεγχος θα γίνει σε πίεση επιφανείας και κάμψη όπως παραπάνω.

Σε πίεση επιφανείας - Ηλιακός Οδοντωτός τροχός

Ομοίως όπως παραπάνω γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας με τα εξής νέα δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά και διάφορους συντελεστές. Τα δεδομένα αυτά λαμβάνονται από πίνακες ή υπολογιστικά όπως παραπάνω.

Χαρακτηριστικά οδοντωτού τροχού

$$d_{o3} = 112mm, Z_3 = 14, m = 8mm, i_2 = 2,57.$$

πλάτος του δοντιού σε mm

$$b_m = \psi_m * m = 35 * 8mm = 280mm \text{ και}$$

$$b_d = \psi_d * d_{o3} = 0,91 * 288mm = 101,92mm$$

Επιλέγω $b = 200mm$.

όπου το ψ_m και ψ_d επιλέγονται από τον πίνακα 6.13α και διάγραμμα 6.13β

$n_3 = 203,67rpm, U_3 = 1,194 m/sec, P_{u3} = 443583N$, όταν η ισχύς στο σημείο αυτό υπολογίζεται να είναι $N = N_5 = 530KW$.

Υλικό : βελτιωμένος βαμμένος χάλυβας με φλόγα ή επαγωγικά 16MnCr5

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε πίεση επιφανείας

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=0,2$ από διάγραμμα 6.15 για $U_3 * Z_3/100=0,167$

$K_{H\alpha}=1,23$

$Z_H=2,5$

$Z_M=189,8\sqrt{N/mm^2}$ από πίνακα 6.18

$Z_\epsilon = 0,90$

$\epsilon_\alpha=1,58$ από διάγραμμα 6.17 αφού $\epsilon_\alpha = \epsilon_2 + \epsilon_3$ ($\epsilon_2=0,725$ & $\epsilon_3=0,85$)

$\alpha_w \approx 20^\circ$.

όμως ο ηλιακός οδοντωτός τροχός θα δέχεται το 1/3 της περιφερειακής του δύναμης σε κάθε οδόντα που εφάπτεται αφού έχει τρία σημεία επαφής με τους πλανητικούς τροχούς (οδ. τροχός 2), οι οποίοι όμως δέχονται κατά 1/3 λιγότερη περιφερειακή δύναμη από τον εξωτερικό δακτύλιο (οδ. τροχός 1). Η περιφερειακή δύναμη P_{u3} που ασκεί ο πλανητικός τροχός (οδ. τροχός 2) αφού αυτή εφαρμόζεται σε τρία διαφορετικά σημεία-δόντια θα είναι

$P'_{u3} = P_{u3}/3 = \frac{443583N}{3} = 147861N$ επομένως γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$P_C = \sqrt{\frac{P'_{u3}}{b * d_{o3}} * \frac{(i_x + 1)}{i_x} * K_A * K_V * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\epsilon}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{147861N}{200mm * 112mm} * \frac{(2,57 + 1)}{2,57} * 1,25 * 0,2 * 1,23 * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,9}$$

$$P_C = 717,1 \text{ N/mm}^2$$

Το υλικό που έχει επιλεγεί με βάση τον παραπάνω πίνακα 6.19, για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών είναι βελτιωμένος χάλυβας εναζωτωμένος 42CrMo4 με $\sigma_{HL} = 1070 \text{ N/mm}^2$, κάνοντας έλεγχο αντοχής σε πίεση επιφανείας και επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F \geq 1.35$ τότε

$$P_{\epsilon\pi} = \frac{\sigma_{HL}}{S_F} = \frac{1070 \text{ N/mm}^2}{1.35} \text{ άρα } P_{\epsilon\pi} = 792 \text{ N/mm}^2$$

Άρα όπως είναι επόμενο, συγκρίνοντας

$$P_{\epsilon\pi} = 792 \text{ N/mm}^2 \geq P_C = 717,1 \text{ N/mm}^2$$

Συμπεραίνουμε ότι το υλικό που επιλέξαμε για την κατασκευή του πλανητικού οδοντωτού τροχού (οδ. τροχός 3) αντέχει τα φορτία που δέχεται σε πίεση επιφανείας.

Έλεγχος Κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης που ασκείται είναι

$$\sigma_{bmax} = \frac{P' u_3}{b * m} * K_A * K_v * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_{\epsilon}$$

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε θραύση

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_v=0,2$ από διάγραμμα 6.15 για $U_3 * Z_3/100=0.167$

$Y_{Fa}=3,35$ από διάγραμμα 6.20

$K_{F\alpha}=1,38$

$Y_{Sa}=1,55$ από διάγραμμα 6.21

$Y_{\epsilon}=0,72$

$\epsilon_{\alpha}=1,58$ από διάγραμμα 6.17

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$\sigma_{bmax} = \frac{147861N}{200mm * 8mm} * 1,25 * 0,2 * 1,38 * 3,35 * 1,55 * 0,72$$

$$\sigma_{bmax} = 119,2 \text{ N/mm}^2$$

Έχοντας επιλέξει ως υλικό κατασκευής, βελτιωμένο χάλυβα εναζωτωμένος 42CrMo4 τότε $\sigma_{Fl} = 770 \text{ N/mm}^2$ (από πίνακα 6.19) και επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F = 1,8$ για διακεκομμένη λειτουργία τότε

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{770 \text{ N/mm}^2}{1,8} = 428 \text{ N/mm}^2. \text{ Για να αντέχει το υλικό τις φορτίσεις}$$

πρέπει $\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \geq \sigma_{bmax}$ οπότε όπως είναι εμφανές

$\sigma_{b.επ.} = 428 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{bmax} = 119,2 \text{ N/mm}^2$, άρα το υλικό αντέχει και σε κάμψη.

6.2.5 Έλεγχος αντοχής για τον οδοντωτό τροχό 4 του άξονα χαμηλής ταχύτητας.

Ο έλεγχος θα γίνει σε πίεση επιφανείας και κάμψη όπως παραπάνω.

Σε πίεση επιφανείας - Οδοντωτός τροχός

Ομοίως όπως παραπάνω γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας με τα εξής νέα δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά και διάφορους συντελεστές. Τα δεδομένα αυτά λαμβάνονται από πίνακες ή υπολογιστικά όπως παραπάνω.

Χαρακτηριστικά οδοντωτού τροχού

$$d_{o4} = 447 \text{ mm}, Z_4 = 72, m = 8 \text{ mm}, i_2 = 2,57.$$

πλάτος του δοντιού σε mm

$$b_m = \psi_m * m = 35 * 8 \text{ mm} = 280 \text{ mm} \text{ και}$$

$$b_d = \psi_d * d_{o4} = 0,99 * 447 \text{ mm} = 570 \text{ mm}$$

Επιλέγω $b_4 = 240 \text{ mm}$,

όπου το ψ_m και ψ_d επιλέγονται από τον πίνακα 6.13α και διάγραμμα 6.13β

$n_4 = 203,67 \text{ rpm}$, $U_4 = 6,14 \text{ m/sec}$, $P_{u4} = 84931 \text{ N}$, όταν η ισχύς στο σημείο αυτό υπολογίζεται να είναι $N = N_4 = 522 \text{ KW}$

Υλικό : βελτιωμένος χάλυβας εναζωτωμένος 42CrMo4

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε πίεση επιφανείας

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=1,39$ από διάγραμμα 6.15 για $U_4 * Z_4/100=4,42$

$K_{H\alpha}=1,31$

$Z_H=2,5$

$Z_M=189,8\sqrt{N/mm^2}$ από πίνακα 6.18

$Z_\epsilon=0,87$

$\epsilon_\alpha=1,72$ από διάγραμμα 6.17 αφού $\epsilon_\alpha = \epsilon_4 + \epsilon_5$ ($\epsilon_4=0,9$ & $\epsilon_5=0,82$)

$\alpha_w \approx 20^\circ$.

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$P_C = \sqrt{\frac{P_{u4}}{b_4 * d_{o4}} * \frac{(i_2 + 1)}{i_2} * K_A * K_V * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\epsilon}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{84931N}{240mm * 447mm} * \frac{(2,57 + 1)}{2,57} * 1,25 * 1,39 * 1,31 * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,87}$$

$$P_C = 653,1 N/mm^2$$

Το υλικό που έχει επιλεγεί με βάση τον παραπάνω πίνακα 6.19, για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών είναι βελτιωμένος χάλυβας εναζωτωμένος 42CrMo4 οπότε $\sigma_{Hl} = 830 N/mm^2$. Κάνοντας έλεγχο αντοχής σε πίεση επιφανείας επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F \geq 1,35$ τότε

$$P_{\epsilon\pi} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_F} = \frac{830 N/mm^2}{1,35} \text{ άρα } P_{\epsilon\pi} = 792 N/mm^2$$

Άρα όπως είναι επόμενο, συγκρίνοντας

$$P_{\epsilon\pi} = 792 N/mm^2 \geq P_C = 653,1 N/mm^2$$

Συμπεραίνουμε ότι το υλικό που επιλέξαμε για την κατασκευή του πλανητικού οδοντωτού τροχού αντέχει τα φορτία που δέχεται σε πίεση επιφανείας.

Έλεγχος Κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης που ασκείται είναι

$$\sigma_{bmax} = \frac{P_{u4}}{b_4 * m} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\epsilon$$

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε θραύση

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=1,39$ από διάγραμμα 6.15 για $U_4 * Z_4/100=4,42$

$Y_{Fa}=2,25$ από διάγραμμα 6.20

$K_{Fa}=1,45$

$Y_{Sa}=1,85$ από διάγραμμα 6.21

$Y_\varepsilon=0,69$

$\varepsilon_\alpha=1,58$ από διάγραμμα 6.17

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$\sigma_{bmax} = \frac{84931N}{240mm * 8mm} * 1,25 * 1,39 * 1,45 * 2,25 * 1,85 * 0,69$$

$$\sigma_{bmax} = 320 \text{ N/mm}^2$$

Έχοντας επιλέξει ως υλικό κατασκευής βελτιωμένο εναζωτωμένο χάλυβα 42CrMo4 τότε $\sigma_{Fl} = 770 \text{ N/mm}^2$ (από πίνακα 6.19) και επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F = 1,8$ για διακεκομμένη λειτουργία τότε

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{770N/mm^2}{1,8} = 427,7 \text{ N/mm}^2. \text{ Για να αντέχει το υλικό τις φορτίσεις}$$

πρέπει

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \geq \sigma_{bmax}$$

οπότε όπως είναι εμφανές $\sigma_{b.επ.} = 427,7 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{bmax} = 320 \text{ N/mm}^2$, άρα το υλικό αντέχει και σε κάμψη.

6.2.6 Έλεγχος αντοχής για τον οδοντωτό τροχό 5, άξονα μεσαίας ταχύτητας.

Ο έλεγχος θα γίνει σε πίεση επιφανείας και κάμψη όπως παραπάνω.

Σε πίεση επιφανείας - Οδοντωτός τροχός

Ομοίως όπως παραπάνω γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας με τα εξής νέα δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά και διάφορους

συντελεστές. Τα δεδομένα αυτά λαμβάνονται από πίνακες ή υπολογιστικά όπως παραπάνω.

Χαρακτηριστικά οδοντωτού τροχού

$$d_{o5} = 192mm, Z_5 = 24, m = 8mm, i_3 = 3,00.$$

πλάτος του δοντιού σε mm

$$b_m = \psi_m * m = 35 * 8mm = 280mm \text{ και}$$

$$b_d = \psi_d * d_{o5} = 0,99 * 192mm = 190mm$$

Επιλέγω $b_5 = 210mm$,

όπου το ψ_m και ψ_d επιλέγονται από τον πίνακα 6.13α και διάγραμμα 6.13β

$n_5 = 611,67rpm$, $U_5 = 6,14 m/sec$, $P_{u5} = 84631N$, όταν η ισχύς στο σημείο αυτό υπολογίζεται να είναι $N = N_3 = 520KW$

Υλικό : βελτιωμένος εναζωτωμένος χάλυβας 42CrMo4

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε πίεση επιφανείας

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_v=0,6$ από διάγραμμα 6.15 για $U_5 * Z_5/100=1,473$

$K_{H\alpha}=1,31$

$Z_H=2,5$

$Z_M=189,8\sqrt{N/mm^2}$ από πίνακα 6.18

$Z_\epsilon = 0,87$

$\epsilon_\alpha=1,72$ από διάγραμμα 6,17 αφού $\epsilon_\alpha = \epsilon_4 + \epsilon_5$ ($\epsilon_4=0,9$ & $\epsilon_5=0,82$)

$\alpha_w \approx 20^\circ$.

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$P_C = \sqrt{\frac{P_{u5}}{b_5 * d_{o5}} * \frac{(i_3 + 1)}{i_3} * K_A * K_v * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\epsilon}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{84631N}{210mm * 192mm} * \frac{(3,0 + 1)}{3,0} * 1,25 * 0,6 * 1,31 * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,87}$$

$$P_C = 684,5 N/mm^2$$

Το υλικό που έχει επιλεγεί με βάση τον παραπάνω πίνακα 6.19, για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών είναι βελτιωμένος εναζωτωμένος χάλυβας 42CrMo4

$\sigma_{Hl} = 1070 \text{ N/mm}^2$. Κάνοντας έλεγχο αντοχής σε πίεση επιφανείας επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F \geq 1,35$ τότε

$$P_{\text{επ}} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_F} = \frac{1070 \text{ N/mm}^2}{1,35} \text{ άρα } P_{\text{επ}} = 792 \text{ N/mm}^2$$

Άρα όπως είναι επόμενο, συγκρίνοντας

$$P_{\text{επ}} = 792 \text{ N/mm}^2 \geq P_C = 684,5 \text{ N/mm}^2$$

Συμπεράνουμε ότι το υλικό που επιλέξαμε για την κατασκευή του πλανητικού οδοντωτού τροχού αντέχει τα φορτία που δέχεται σε πίεση επιφανείας.

Έλεγχος Κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης που ασκείται είναι

$$\sigma_{bmax} = \frac{P_u}{b * m} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\epsilon$$

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε θραύση

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=0,60$ από διάγραμμα 6.15 για $U_5 * Z_5/100=1,473$

$Y_{F\alpha}=2,75$ από διάγραμμα 6.20

$K_{F\alpha}=1,45$

$Y_{Sa}=1,625$ από διάγραμμα 6.21

$Y_\epsilon=0,69$

$\epsilon_\alpha=1,72$ από διάγραμμα 6.17

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$\sigma_{bmax} = \frac{P_{u5}}{b_5 * m} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\epsilon$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{84631N}{210mm * 8mm} * 1,25 * 0,6 * 1,45 * 2,75 * 1,625 * 1,72$$

$$\sigma_{bmax} = 421,1 \text{ N/mm}^2$$

Έχοντας επιλέξει ως υλικό κατασκευής βελτιωμένο εναζωτωμένο χάλυβας 42CrMo4 τότε

$\sigma_{Fl} = 770 \text{ N/mm}^2$ (από πίνακα 6.19) και επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F = 1,8$ για διακεκομμένη λειτουργία τότε

$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{770 \text{ N/mm}^2}{1,8} = 427 \text{ N/mm}^2$. Για να αντέχει το υλικό τις φορτίσεις πρέπει

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \geq \sigma_{bmax}$$

οπότε όπως είναι εμφανές $\sigma_{b.επ.} = 427 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{bmax} = 421,1 \text{ N/mm}^2$, άρα το υλικό αντέχει και σε κάμψη.

Έλεγχος αντοχής για τον οδοντωτό τροχό 6, άξονα μεσαίας ταχύτητας.

Ο έλεγχος θα γίνει σε πίεση επιφανείας και κάμψη όπως παραπάνω.

Σε πίεση επιφανείας - Οδοντωτός τροχός

Ομοίως όπως παραπάνω γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας με τα εξής νέα δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά και διάφορους συντελεστές. Τα δεδομένα αυτά λαμβάνονται από πίνακες ή υπολογιστικά όπως παραπάνω.

Χαρακτηριστικά οδοντωτού τροχού

$$d_{o6} = 432 \text{ mm}, Z_6 = 72, m = 6 \text{ mm}, i_4 = 3,10.$$

πλάτος του δοντιού σε mm

$$b_m = \psi_m * m = 35 * 6 \text{ mm} = 210 \text{ mm} \text{ και}$$

$$b_d = \psi_d * d_{o6} = 1,00 * 432 \text{ mm} = 432 \text{ mm}$$

Επιλέγω $b_6 = 210 \text{ mm}$,

όπου το ψ_m και ψ_d επιλέγονται από τον πίνακα 6.13α και διάγραμμα 6.13β

$n_6 = 611,67 \text{ rpm}$, $U_6 = 13,82 \text{ m/sec}$, $P_{u6} = 37095 \text{ N}$, όταν η ισχύς στο σημείο αυτό υπολογίζεται να είναι $N = N_2 = 513 \text{ KW}$

Υλικό : βελτιωμένος βαμμένος(φλόγα ή επαγωγικά) χάλυβας 16MnCr5

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε πίεση επιφανείας

$K_A = 1,25$ από πίνακα 6.14

$K_v=1,9$ από διάγραμμα 6.15 για $U_6 * Z_6/100=9,95$

$K_{H\alpha}=1,29$

$Z_H=2,5$

$Z_M=189,8\sqrt{N/mm^2}$ από πίνακα 6.18

$Z_\varepsilon=0,88$

$\varepsilon_\alpha=1,67$ από διάγραμμα 6.17 αφού $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_6 + \varepsilon_7$ ($\varepsilon_6=0,85$ & $\varepsilon_7=0,82$)

$\alpha_w \approx 20^\circ$.

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$P_C = \sqrt{\frac{P_{u6}}{b_6 * d_{o6}} * \frac{(i_4 + 1)}{i_4} * K_A * K_v * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\varepsilon}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{37095N}{210mm * 432mm} * \frac{(3,1 + 1)}{3,1} * 1,25 * 1,9 * 1,29 * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,88}$$

$$P_C = 538 N/mm^2$$

Το υλικό που έχει επιλεγεί με βάση τον παραπάνω πίνακα 6.19, για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών είναι βελτιωμένος βαμμένος(φλόγα ή επαγωγικά) χάλυβας 16MnCr5 $\sigma_{Hl} = 770 N/mm^2$

Κάνοντας έλεγχο αντοχής σε πίεση επιφανείας επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F \geq 1,35$ τότε

$$P_{\varepsilon\pi} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_F} = \frac{770 N/mm^2}{1,35} \text{ άρα } P_{\varepsilon\pi} = 570 N/mm^2$$

Άρα όπως είναι επόμενο, συγκρίνοντας

$$P_{\varepsilon\pi} = 570 N/mm^2 \geq P_C = 538 N/mm^2$$

Συμπεραίνουμε ότι το υλικό που επιλέξαμε για την κατασκευή του πλανητικού οδοντωτού τροχού αντέχει τα φορτία που δέχεται σε πίεση επιφανείας.

Έλεγχος Κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης που ασκείται είναι

$$\sigma_{bmax} = \frac{P_{u6}}{b_6 * m} * K_A * K_v * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\varepsilon$$

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε θραύση

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=1,90$ από διάγραμμα 6.15 για $U_6 * Z_6/100=9,95$

$Y_{Fa}=2,25$ από διάγραμμα 6.20

$K_{Fa}=1,43$

$Y_{Sa}=1,85$ από διάγραμμα 6.21

$Y_\varepsilon=0,7$

$\varepsilon_\alpha=1,67$ από διάγραμμα 6.17

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$\sigma_{bmax} = \frac{37095N}{210mm * 6mm} * 1,25 * 1,9 * 1,43 * 2,25 * 1,85 * 0,7$$

$$\sigma_{bmax} = 292 \text{ N/mm}^2$$

Έχοντας επιλέξει ως υλικό κατασκευής βελτιωμένο βαμμένο(φλόγα ή επαγωγικά) χάλυβα 16MnCr5 τότε

$\sigma_{Fl} = 620 \text{ N/mm}^2$ (από πίνακα 6.19) και επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας

$S_F = 1,8$ για διακεκομμένη λειτουργία τότε

$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = 344 \text{ N/mm}^2$. Για να αντέχει το υλικό τις φορτίσεις πρέπει

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \geq \sigma_{bmax}$$

οπότε όπως είναι εμφανές $\sigma_{b.επ.} = 344 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{bmax} = 292 \text{ N/mm}^2$, άρα το υλικό αντέχει και σε κάμψη.

6.2.7 Έλεγχος αντοχής για τον οδοντωτό τροχό 7, άξονα υψηλής ταχύτητας.

Ο έλεγχος θα γίνει σε πίεση επιφανείας και κάμψη όπως παραπάνω.

Σε πίεση επιφανείας - Οδοντωτός τροχός

Ομοίως όπως παραπάνω γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας με τα εξής νέα δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά και διάφορους συντελεστές. Τα δεδομένα αυτά λαμβάνονται από πίνακες ή υπολογιστικά όπως παραπάνω.

Χαρακτηριστικά οδοντωτού τροχού

$$d_{o7} = 138mm, Z_7 = 23, m = 6mm, i_4 = 3,10.$$

πλάτος του δοντιού σε mm

$$b_m = \psi_m * m = 35 * 6mm = 210mm \text{ και}$$

$$b_d = \psi_d * d_{o7} = 1,00 * 138mm = 138mm$$

Επιλέγω $b_7 = 210mm$,

όπου το ψ_m και ψ_d επιλέγονται από τον πίνακα 6.13α και διάγραμμα 6.13β

$n_7 = 1896rpm$, $U_7 = 13,69 m/sec$, $P_{u7} = 37228N$, όταν η ισχύς στο σημείο αυτό υπολογίζεται να είναι $N = N_1 = 510Kw$

Υλικό : βελτιωμένος εναζωτωμένος χάλυβας 16MnCr5

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε πίεση επιφανείας

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=1,3$ από διάγραμμα 6.15 για $U_7 * Z_7/100=3,15$

$K_{H\alpha}=1,31$

$Z_H=2,5$

$Z_M=189,8\sqrt{N/mm^2}$ από πίνακα 6.18

$Z_\varepsilon = 0,88$

$\varepsilon_\alpha=1,67$ από διάγραμμα 6.17 αφού $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_6 + \varepsilon_7$ ($\varepsilon_6=0,85$ & $\varepsilon_7=0,82$)

$\alpha_w \approx 20^\circ$.

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$P_C = \sqrt{\frac{P_{u7}}{b_7 * d_{o7}} * \frac{(i_4 + 1)}{i_4} * K_A * K_V * K_{H\alpha} * Z_H * Z_M * Z_\varepsilon}$$

$$P_C = \sqrt{\frac{37228N}{210mm * 138mm} * \frac{(3,1 + 1)}{3,1} * 1,25 * 1,3 * 1,31 * 2,5 * 189,8\sqrt{N/mm^2} * 0,88}$$

$$P_C = 794 N/mm^2$$

Το υλικό που έχει επιλεγεί με βάση τον παραπάνω πίνακα 6.19, για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών είναι βελτιωμένος εναζωτωμένος χάλυβας 16MnCr5 $\sigma_{Hl} = 1100 N/mm^2$

Κάνοντας έλεγχο αντοχής σε πίεση επιφανείας επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F \geq 1,35$ τότε

$$P_{\varepsilon\pi} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_F} = \frac{1100 \text{ N/mm}^2}{1.35} \text{ άρα } P_{\varepsilon\pi} = 814 \text{ N/mm}^2$$

Άρα όπως είναι επόμενο, συγκρίνοντας

$$P_{\varepsilon\pi} = 817 \text{ N/mm}^2 \geq P_C = 794 \text{ N/mm}^2$$

Συμπεραίνουμε ότι το υλικό που επιλέξαμε για την κατασκευή του πλανητικού οδοντωτού τροχού αντέχει τα φορτία που δέχεται σε πίεση επιφανείας.

Έλεγχος Κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης που ασκείται είναι

$$\sigma_{bmax} = \frac{P_{u7}}{b_7 * m} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\varepsilon$$

Συντελεστές οδοντωτού τροχού σε θραύση

$K_A=1,25$ από πίνακα 6.14

$K_V=1,30$ από διάγραμμα 6.15 για $U_7 * Z_7/100=3.15$

$Y_{Fa}=2,8$ από διάγραμμα 6.20

$K_{F\alpha}=1,43$

$Y_{Sa}=1,62$ από διάγραμμα 6.21

$Y_\varepsilon=0,7$

$\varepsilon_\alpha=1,67$ από διάγραμμα 6.17

οπότε γνωρίζοντας τα παραπάνω

$$\sigma_{bmax} = \frac{37228 \text{ N}}{210 \text{ mm} * 6 \text{ mm}} * 1,25 * 1,3 * 1,43 * 2,8 * 1,62 * 0,7$$

$$\sigma_{bmax} = 218 \text{ N/mm}^2$$

Έχοντας επιλέξει ως υλικό κατασκευής βελτιωμένο εναζωτωμένο χάλυβας 16MnCr5 τότε

$\sigma_{Fl} = 810 \text{ N/mm}^2$ (από πίνακα 6.19) και επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας $S_F = 1,8$ για διακεκομμένη λειτουργία τότε

$$\sigma_{b.\varepsilon\pi.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = 450 \text{ N/mm}^2. \text{ Για να αντέχει το υλικό τις φορτίσεις πρέπει}$$

$$\sigma_{b.επ.} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \geq \sigma_{bmax}$$

οπότε όπως είναι εμφανές $\sigma_{b.επ.} = 450 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{bmax} = 218 \text{ N/mm}^2$, άρα το υλικό αντέχει και σε κάμψη.

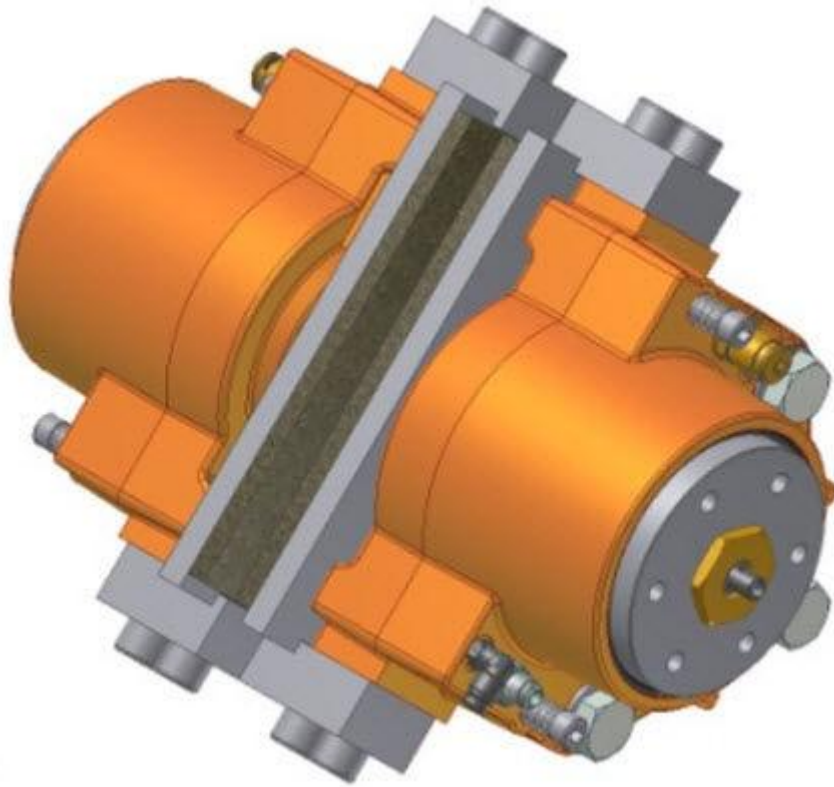
7. ΒΟΗΘΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

7.1 ΜΗΧΑΝΙΚΑ ΦΡΕΝΑ

Τα μηχανικά φρένα συνήθως χρησιμοποιούνται ως ένα εφεδρικό σύστημα για το φρενάρισμα του αεροδυναμικού συστήματος της ανεμογεννήτριας ή σαν ένα φρένο συγκράτησης, όταν σταματά η λειτουργία της ανεμογεννήτριας όπως για λόγους συντήρησης ή επισκευής. Τα μηχανικά φρένα χρησιμοποιούνται επίσης μερικές φορές σαν τμήματα του συστήματος καθοδήγησης. Τα πιο σημαντικά τμήματα του μηχανικού φρένου είναι οι δαγκάνες του φρένου, τα δισκόφρενα, τα έμβολα και τα τακάκια, κατά περίπτωση. Ένα υδραυλικό σύστημα χρησιμοποιείται για την κίνηση και την απελευθέρωση του φρένου.



Εικόνα 7.1α:Φρένο ανεμογεννήτριας



Εικόνα 7.1β: Φρένο ανεμογεννήτριας

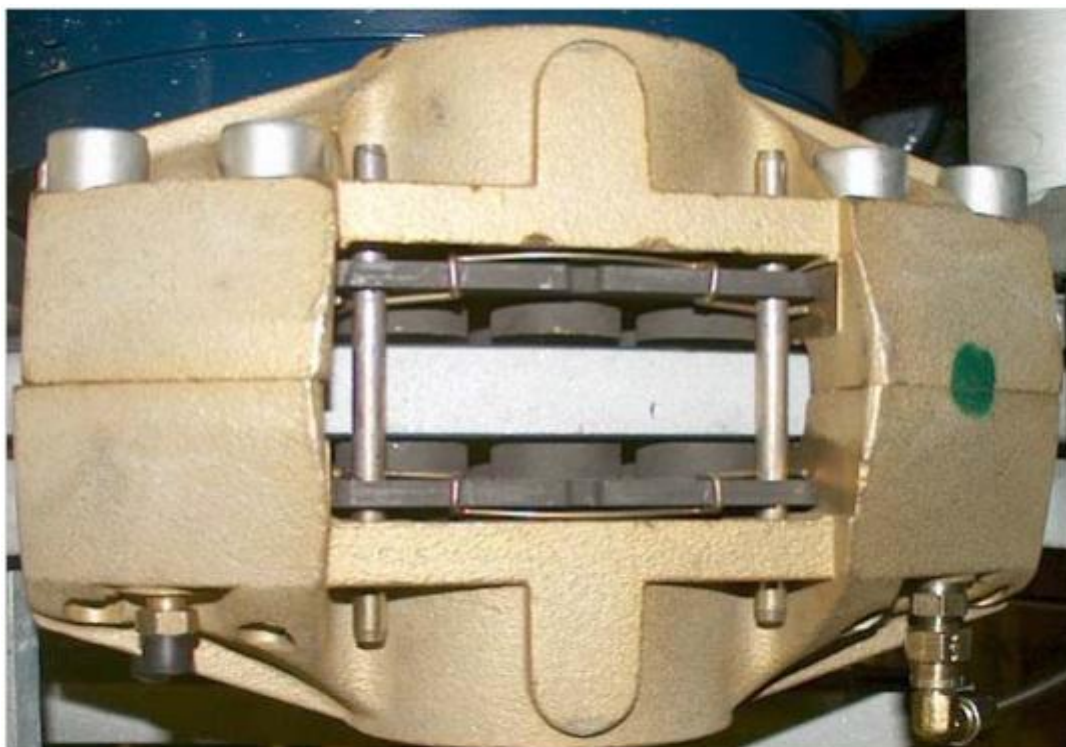
7.1.1 Τύποι φρένων

Τα μηχανικά φρένα μπορούν να είναι είτε ενεργητικά είτε παθητικά, σε συνάρτηση πάντα με τον τρόπο που εφαρμόζεται το υδραυλικό σύστημα του φρένου. Στα ενεργητικά φρένα, η πίεση του υδραυλικού συστήματος σπρώχνει τα τακάκια μέσω εμβόλων ενάντια στο δισκόφρενο για κάθε τύπο υλικού και επίπεδο ποιότητας. Αντίθετα, στο παθητικό φρένο η πίεση από το υδραυλικό σύστημα κρατά ένα ελατήριο τεντωμένο. Όταν αφήνεται η πίεση, αφήνεται και το φρένο και σπρώχνει τα τακάκια στο δισκόφρενο.

Και στις δύο περιπτώσεις η υδραυλική πίεση του συστήματος είναι σημαντική έτσι ώστε να λειτουργεί το φρένο όπως επιθυμούμε. Η υδραυλική πίεση συνήθως παρέχεται μέσω ενός συσσωρευτή. Για τα ενεργητικά συστήματα, είναι ιδιαίτερης σημασίας να εξασφαλιστεί ότι η πίεση στο συσσωρευτή είναι πάντα διαθέσιμη και ότι είναι σημαντικό να υπάρχει π.χ. μια έξτρα πηγή πίεσης ως μέσο υποστήριξης. Ο τύπος του ελατηρίου που χρησιμοποιείται σε ένα μηχανικό φρένο συνήθως είναι ένα σπειροειδές

ελατήριο δισκοειδούς τύπου. Ο τύπος αυτός είναι μη γραμμικός και έχει το πλεονέκτημα ότι μπορεί να διατηρεί μια σχεδόν σταθερή πίεση ελατηρίου σε ένα σημαντικό εύρος παραμορφώσεων.

7.1.2 Δισκόφρενα και τακάκια



Εικόνα 7.1.γ: Δαγκάνα του φρένου ανεμογεννήτριας

Τα δισκόφρενα και τα τακάκια πρέπει να μπορούν να αντέχουν τις υψηλές θερμοκρασίες μιας και η τριβή κατά τη διάρκεια του πέδησης οδηγεί σε θερμικές απώλειες που οδηγούν τοπικά σε υψηλές θερμοκρασίες

Τα τακάκια μπορεί να είναι φτιαγμένα από διαφορετικού τύπου υλικό. Τα κεραμικά τακάκια δεν αντέχουν και πολύ σε υψηλές θερμοκρασίες (300-400 °C) από την άποψη ότι χάνουν μέρος της αντίστασης τριβής τους. Για υψηλές θερμοκρασίες τα τακάκια που χρησιμοποιούνται είναι συνήθως φτιαγμένα από χαλκό. Τα δισκόφρενα από την άλλη θα πρέπει να υπόκεινται σε υπολογισμούς θερμοκρασιών ή μετρήσεις θερμοκρασιών. Θα πρέπει να πληρούν τις προϋποθέσεις επιπεδότητας για να λειτουργούν σωστά, δηλαδή δε πρέπει στρεβλώνουν όταν υπόκεινται σε υψηλές θερμοκρασίες.

Γενικά, όσο πιο παχύς είναι ο δίσκος, τόσο πιο μεγάλη η δυνατότητα να απορροφήσει θερμικά φορτία. Μια πιθανή μεταβολή στον συντελεστή τριβής δημιουργεί προβλήματα τα οποία ο σχεδιαστής θα πρέπει να αναλογιστεί κατά τη διάρκεια της διαστασιολόγησης του φρένου. Αν ο συντελεστής τριβής είναι πολύ μεγάλος, η δύναμη πέδησης θα είναι μεγάλη και αντίστοιχα όταν είναι μικρός, η δύναμη πέδησης θα είναι μικρή με συνέπεια το σύστημα να μη λειτουργεί ικανοποιητικά.

7.1.3 Ροπή πέδησης

Το απότομο ανέβασμα της ροπής από μηδέν στη μέγιστη τιμή επηρεάζει αρκετά αρνητικά τη δυναμική απόκριση της γεννήτριας. Κατά τη διάρκεια της περιστροφής, σε περίπτωση που κινηθεί το φρένο, όλη η δύναμη πέδησης θα ενεργοποιηθεί κατευθείαν με την κίνηση του φρένου. Κατά τη διάρκεια της σχεδίασης του συστήματος πέδησης, θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη η μέγιστη ροπή που εμφανίζεται κατά την πέδηση. Ανάλογα με τη δυναμική, η μέγιστη ροπή μπορεί να εμφανιστεί στο τέλος της διάρκειας της πέδησης και υπάρχει περίπτωση να προκύψουν παροδικές δονήσεις.

7.2 ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ

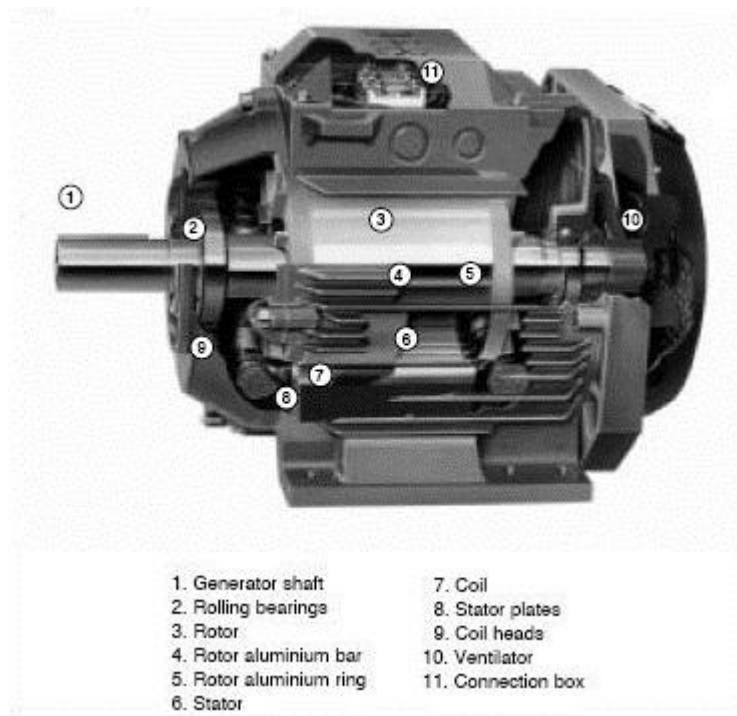
7.2.1 Γενικά

Ένα σημαντικό μέρος της Α/Γ είναι η ασύγχρονη γεννήτρια η οποία μετατρέπει τη μηχανική ενέργεια που παραλαμβάνει από το κιβώτιο ταχυτήτων σε ηλεκτρική ενέργεια. Αυτή συνήθως βρίσκεται στο πίσω μέρος του σώματος της Α/Γ μαζί με μετασχηματιστές και την μονάδα ελέγχου της Α/Γ.

Η γεννήτρια έχει την δυνατότητα να συνδέεται με το δίκτυο άμεσα, το οποίο μεταφέρει την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια στον καταναλωτή και έχει συχνότητα 50 Hz ή 60 Hz.

Αν και ασύγχρονη γεννήτρια μπορεί να λειτουργεί με μεταβλητές στροφές. Το σύστημα του Vestas .Converter.System ρυθμίζει την διέγερση του ρότορα έτσι ώστε η τάση στην έξοδο της γεννήτριας να είναι σταθερή

σχεδόν πάντα ενώ τα τυλίγματα του στάτη μπορούν να συνδεθούν σε αστέρα ή τρίγωνο ανάλογα με την ταχύτητα του αέρα.



Εικόνα 7.2: Ασύγχρονη γεννήτρια Α/Γ.

Η ονομαστική περιστροφική ταχύτητα της γεννήτριας εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τη συχνότητα του δικτύου καθώς και από το κιβώτιο ταχυτήτων αφού είναι αυτό που καθορίζει τις στροφές της γεννήτριας.

Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί ότι για να έχει την αναμενόμενη αποδιδόμενη ισχύς η Α/Γ θα πρέπει εκτός των κατασκευαστικών και λειτουργικών παραγόντων να ληφθεί υπόψη η συσχέτιση και η αναλογία μεταξύ της συχνότητας, της αναλογίας των γραναζιών του κιβωτίου ταχυτήτων και της ταχύτητας περιστροφής του άξονα.

Στην συγκεκριμένη περίπτωση πρόκειται για μία ασύγχρονη γεννήτρια τεσσάρων πόλων και συχνότητα λειτουργίας 50 Hz όπου όπως έχει αναφερθεί συνεργάζεται με κιβώτιο σχέση μετάδοσης 1:58,20. Η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής όπως αυτή έχει υπολογιστεί στο προηγούμενο κεφάλαιο (σελ. 121) είναι $1894rpm$ όταν ο άξονας της Α/Γ περιστρέφεται με την μέγιστη-κρίσιμη ταχύτητα περιστροφής που είναι $n_{A\epsilon,max} = 31,7 rpm$.

7.3 ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΡΟΣΑΝΑΤΟΛΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΣΩΜΑΤΟΣ ΤΗΣ Α/Γ (YAW SYSTEM)

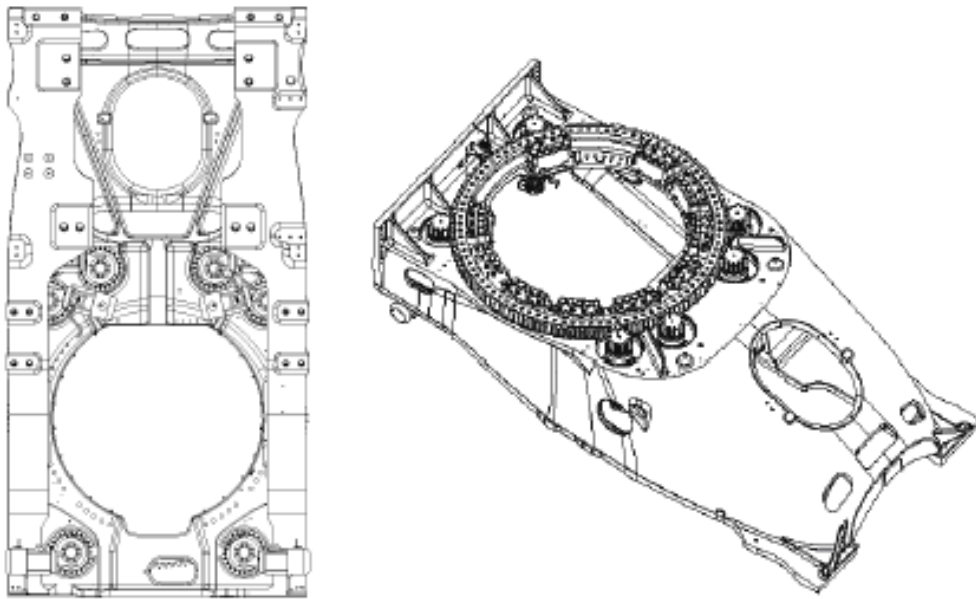
Για τη βελτιστοποίηση της λειτουργικής αποδοτικότητας, οι ανεμογεννήτριες πρέπει να ευθυγραμμιστούν με τις συνθήκες του ανέμου. Για να επιτευχθεί αυτό, οι λεπίδες, ο πύργος και ο ρότορας πρέπει να ρυθμιστούν έτσι ώστε να εκμεταλλευτούν κατά το μέγιστο δυνατό την αιολική ενέργεια, διασφαλίζοντας παράλληλα ότι οι λεπίδες δεν θα υποβληθούν σε υπερβολικά φορτία που θα μπορούσαν να προκαλέσουν ζημιά. Ουσιαστικά το σύστημα προσανατολισμού της ατράκτου διατηρεί, μαζί με το σύστημα ελέγχου των πτερυγίων, την ανεμογεννήτρια σε τέτοια θέση ώστε ο συντελεστής ισχύος της Α/Γ να είναι πάντα ο μέγιστος και όπως είναι επόμενο η Α/Γ να δεσμεύει περισσότερη ενέργεια από τον άνεμο. Εκτός από τον προσανατολισμό του σώματος της Α/Γ, το σύστημα αυτό συγκρατεί το σώμα της Α/Γ ώστε να μην περιστραφεί αυθαίρετα.

Το σύστημα προσανατολισμού του σώματος της Α/Γ αποτελείται κυρίως από δύο περιστρεφόμενους δακτυλίους, τον εξωτερικό οπού πακτώνεται στην άτρακτο με κοχλίες και φέρει εξωτερική οδόντωση και τον εσωτερικό δακτύλιο όπου πακτώνεται στον πύργο. Μεταξύ των δακτυλίων παρεμβάλλονται τριβείς βαρελοειδείς ή κυλινδρικοί μονής ή διπλής σειράς που επιτρέπουν την ολίσθηση των δακτυλίων.

Ο εξωτερικός δακτύλιος φέρει οδόντωση και συνεργαζόμενος με τέσσερις ασύγχρονους ηλεκτρικούς κινητήρες περιστρέφει την άτρακτο ανάλογα με τις εντολές που παίρνουν, οι κινητήρες, από μικροεπεξεργαστές-ελεγκτές που επεξεργάζονται διάφορα δεδομένα για την ανεμογεννήτρια. Ο κάθε ηλεκτροκινητήρας προστατεύεται από ένα θερμικό και είναι εξοπλισμένος με φρένο. Με τον τρόπο αυτό ελέγχεται η θέση του σώματος της Α/Γ σε σχέση με την διεύθυνση του ανέμου.



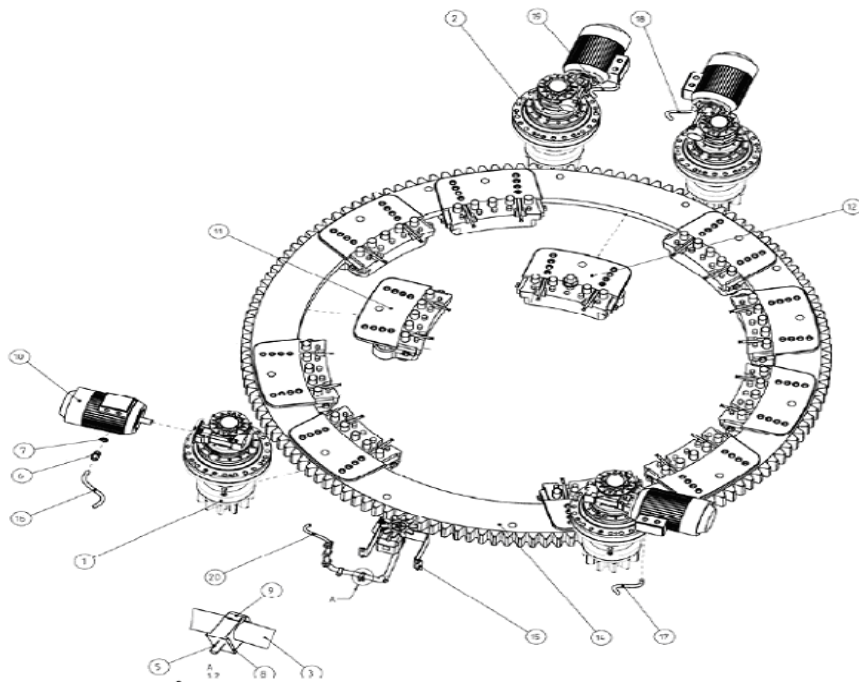
Σχήμα 7.4α: Σύστημα προσανατολισμού



Σχήμα 7.4β: Σύστημα προσανατολισμού



Σχήμα 7.4γ: Πλάκα έδρασης-σκελετός σώματος ΑΙΓ



Σχήμα 7.4δ: Απεικόνιση του συστήματος Προσανατολισμού μαζί με τα μοτέρ



Σχήμα 7.5: Εξωτερικός και εσωτερικός δακτύλιος συστήματος προσανατολισμού της ατράκτου



Σχήμα 7.6: Ασύγχρονος ηλεκτρικός κινητήρας συστήματος προσανατολισμού

7.3.1 Τεχνικά χαρακτηριστικά συστήματος προσανατολισμού(Yaw Gear)

- Τύπος Yaw System : Σύστημα ρουλεμάν ολίσθησης με ενσωματωμένο τριβέα
- Υλικό δακτυλιδιού : 34CrNiMo6
- Ρουλεμάν ολίσθησης : PETP
- Ταχύτητα παρέκκλιση : $< 0,5^\circ/\text{sec}$.

- Τύπος yaw gear : Τρία βηματικά πλανητικά γρανάζια και ένα ατέρμονο.
- Ηλεκτροκινητήρας : 1,5 kW, 3 φασικός ασύγχρονος 6 πόλων με ηλεκτρικό φρένο.

Επίσης ,υπάρχει στο σύστημα παρέκκλισης και ένα αισθητήρας όπου επιβλέπει και μετράει το στρίψιμο των καλωδίων στον πύργο.

7.4 ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ

Το υδραυλικό σύστημα που υπάρχει σε μία ανεμογεννήτρια μεγέθους 500KW αφορά στην λίπανση του κιβωτίου ταχυτήτων σε ορισμένες περιπτώσεις, στην κίνηση των φτερών της ανεμογεννήτριας εάν αυτά δεν φέρουν ασύγχρονους ηλεκτροκινητήρες και στην ενεργοποίηση του φρένου που βρίσκεται στον άξονα υψηλής ταχύτητας μεταξύ του κιβωτίου ταχυτήτων και της γεννήτριας.

Το σύστημα αποτελείται από μια μονάδα ηλεκτροκινητήρα 4KW, την αντλία, δεξαμενή ελαίου, πρεσσοστάτη, μικροεπεξεργαστή, βαλβίδες, συσσωρευτή, φίλτρο λαδιού και τους συνδετικούς σωλήνες που συνδέουν την υδραυλική αντλία με το έμβολο του συστήματος ρύθμισης της γωνίας των φτερών (όταν λειτουργεί με εμβολα και όχι με ηλεκτροκινητήρες), το κιβώτιο ταχυτήτων όταν γίνεται λίπανση με ψεκασμό και όχι με εμβαπτισμό και τα φρένα.

Η αντλία η οποία βρίσκεται εντός της δεξαμενής ελαίου και παίρνει κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα, παροχετεύει με έλαιο τον συσσωρευτή αφού περνάει από το φίλτρο λαδιού και έπειτα στέλνεται στο κιβώτιο, τα φρένα και σε άλλα συστήματα με παροχή 8,4 έως 8,6 λίτρα/λεπτό. Ο έλεγχος του υδραυλικού συστήματος επιτυγχάνεται με την χρήση ενός οργάνου (πρεσσοστάτη) που ελέγχει συνεχώς την πίεση του λαδιού. Τα στοιχεία που καταγράφει στέλνονται σε έναν μικροεπεξεργαστή-ελεγκτή ο οποίος με την σειρά του στέλνει τις ανάλογες εντολές στον ηλεκτροκινητήρα με σκοπό η παροχή και πίεση του ελαίου να παραμένει στα προβλεπόμενα επίπεδα για την λειτουργία του συστήματος αλλά και για να αποφευχθούν βλάβες στο υδραυλικό σύστημα. Όταν η πίεση του λαδιού αγγίξει τα 200bar, που είναι και η μέγιστη πίεση λειτουργίας, αυτή σταματάει ενώ όταν αυτή πέσει κάτω από τα 180bar λειτουργεί πάλι.

- Παροχή αντλίας: 8,4-8,6 l/.min
- Μέγιστη πίεση λειτουργίας: 200 bar
- Πίεση φρένων: 44 bar
- Ποσότητα λαδιού: 60 L
- Ηλεκτροκινητήρας: 4 kW- 50/60 Hz

Αν η αντλία παρουσιάσει κάποιο σφάλμα τότε ενεργοποιείται μία βαλβίδα ασφαλείας στα 250bar ώστε να εκτονωθεί η πίεση και να προστατευθεί το υδραυλικό κύκλωμα. Επίσης, αν η αντλία σταματήσει τότε ο συσσωρευτής συνεχίζει να παρέχει πίεση στο σύστημα, ακόμα και όταν αυτό έχει αδειάσει. Η στάθμη του ελαίου ελέγχεται συνεχώς από αισθητήρα καθώς ενδεχόμενη διαρροή του συστήματος μπορεί να προκαλέσει σοβαρές βλάβες στην ανεμογεννήτρια, ειδικά όταν το υδραυλικό σύστημα περιλαμβάνει την λίπανση του κιβωτίου ταχυτήτων και ρυθμίζει την κλίση των πτερυγίων.



Σχήμα 7.7: Φωτογραφία της αντλίας λαδιού τοποθετημένη στην ανεμογεννήτρια

7.4.1 Σύστημα βήματος

Όταν στο υδραυλικό σύστημα περιλαμβάνεται το σύστημα που ρυθμίζει την κλίση των φτερών (pitch control system) τότε η αντλία τροφοδοτεί με έλαιο ένα έμβολο που γυρίζει τα φτερά γύρω από τον άξονα τους από 90° μέχρι -5°

με συγκεκριμένο βήμα. Ο έλεγχος του βήματος επιτυγχάνεται με μια αναλογική βαλβίδα, τρεις ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες και με δύο βαλβίδες αντεπιστροφής. Σε περίπτωση έκτακτης ανάγκης (διακοπή ρεύματος ή από κάποιο σφάλμα στην Α/Γ) η αντλία δεν λειτουργεί αλλά το έμβολο έχει πίεση από τον συσσωρευτή.

7.4.2 Σύστημα φρενών

Το σύστημα του φρένου τροφοδοτείται από το σύστημα της υδραυλικής μέσω μιας βαλβίδας η οποία ρυθμίζει την πίεση στα 44 bar. Υπάρχει όμως ένας ακόμα μικρότερος συσσωρευτής ο οποίος είναι αποκλειστικά για την πίεση στα φρένα. Όταν εμφανίζεται κάποιο σφάλμα το φρένο ενεργοποιείται μετά από ένα λεπτό, έτσι ώστε να προλάβουν τα φτερά να γυρίσουν στις 87° και οι στροφές στο ρότορα να μειωθούν.

7.4.3 Σημεία μέτρησης

Στη μονάδα της αντλίας είναι τοποθετημένες δέκα σημεία ελέγχου που χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση της πίεσης στις διαφορετικές θέσεις στο σύστημα σχετικά με την περιοδική λειτουργία ή την ανίχνευση βλαβών στο υδραυλικό σύστημα. Όλες οι μετρήσεις πίεσης στη συντήρηση ή στην ανίχνευση βλαβών γίνονται με ψηφιακό μετρητή ο οποίος συνδέεται στα σημεία ελέγχου.

7.5 ΑΙΣΘΗΤΗΡΑΣ ΜΕΤΡΗΣΗΣ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ ΚΑΙ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΑΕΡΑ

7.5.1 Ανεμόμετρο

Κάθε ανεμογεννήτρια είναι εξοπλισμένη με ειδικούς αισθητήρες που κάνουν μετρήσεις για την ταχύτητα και την διεύθυνση του ανέμου καθώς επίσης και για τις καιρικές συνθήκες που επικρατούν (υγρασία, θερμοκρασία κ.α.) επιτρέποντας τον απόλυτο έλεγχο και προστασία της ανεμογεννήτριας. Στην V39 χρησιμοποιείται ένας συνδυασμένος αισθητήρας αέρα που μετρά την ταχύτητα και την διεύθυνση του αέρα. Η διεύθυνση του αέρα είναι μέτρο

σχετικό με τη θέση της ατράκτου. Οι αισθητήρες συνήθως δεν αποτελούνται από κινούμενα μέρη και η μέτρηση είναι βασισμένη στις υπερηχητικές αρχές.

Το υπερηχητικό ανεμόμετρο έχει ως σκοπό να μετρήσει την διεύθυνση και την ταχύτητα του αέρα σε δύο διαστάσεις ενώ έχει την ικανότητα να παίρνει τιμές πάρα πολύ γρήγορα. Το ανεμόμετρο αυτό είναι εξοπλισμένο με μια αντίσταση θέρμανσης έτσι ώστε το όργανο να μην επηρεάζεται από έντονα καιρικά φαινόμενα όπως χιόνια, πάγος, έντονη βροχή.



Σχήμα 7.8: Υπερηχητικό ανεμόμετρο

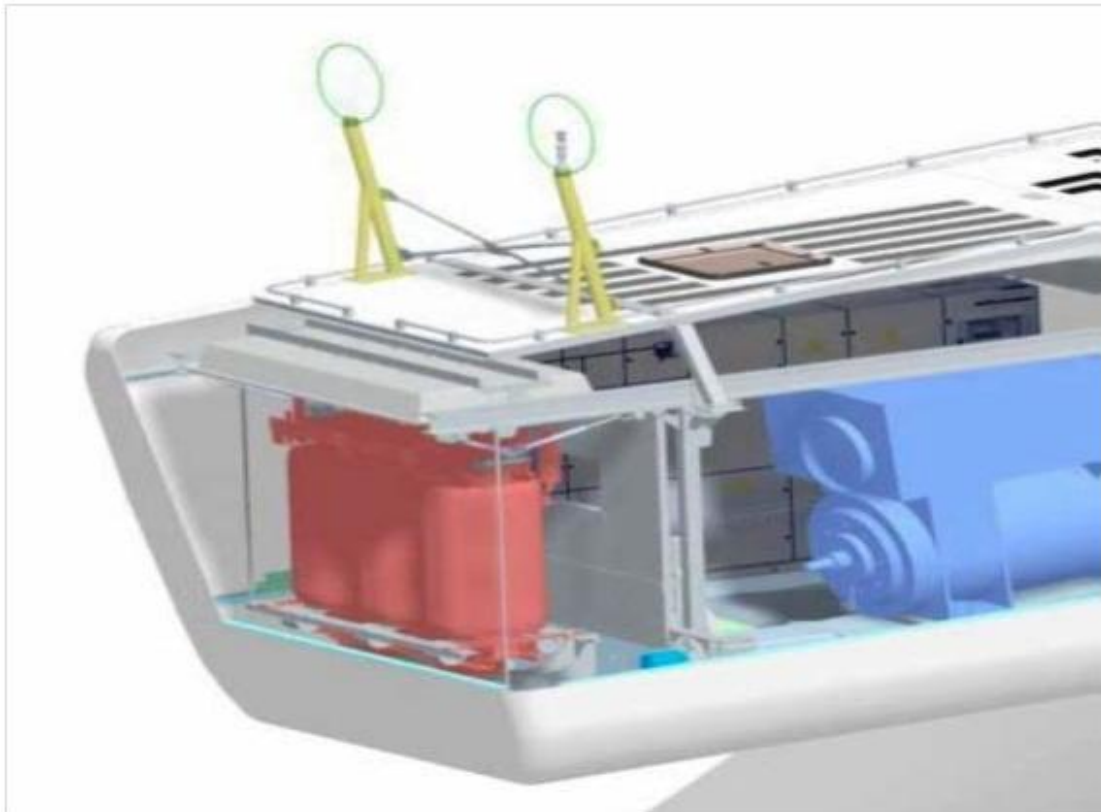
7.5.2 Αισθητήρας ανέμου



Σχήμα 7.9: Αισθητήρας ανέμου

Ο αισθητήρας ανέμου είναι ένας στερεάς κατάστασης μετεωρολογικός αισθητήρας, ο οποίος χρησιμοποιεί την ακουστική τεχνική αντίληψης ροών αέρος αντήχησης για να μετρηθεί ακριβώς και η ταχύτητα ανέμου και η κατεύθυνση. Είναι γεγονός ότι δεν χρειάζεται καμία συντήρηση, και είναι ικανός να λειτουργήσει σε δύσκολες συνθήκες περιβάλλοντος όπως στις παράκτιες και επιρρεπείς στον πάγο περιοχές.

Οι αισθητήρες που δεν αποτελούνται από μηχανικά μέρη δεν χρειάζονται συντήρηση και έτσι μπορεί να μειωθεί το κόστος συντήρησης και ο χρόνος διακοπής της ανεμογεννήτριας .



Σχήμα 7.10: Ανεμόμετρα τοποθετημένα στην άτρακτο της ανεμογεννήτριας

7.6 ΜΟΝΑΔΑ ΕΛΕΓΧΟΥ (CONTROL UNIT)

Η μονάδα ελέγχου είναι ένα αναπόσπαστο κομμάτι της ανεμογεννήτριας που ελέγχει και επεξεργάζεται κάθε στιγμή χιλιάδες πληροφορίες που παίρνει από τους αισθητήρες που βρίσκονται εντός της Α/Γ όπως είναι στο υδραυλικό σύστημα και εκτός της Α/Γ όπως είναι το ανεμόμετρο και δίνει εντολές με σκοπό η Α/Γ να λειτουργεί όπως πρέπει και να προστατεύεται.

7.6.1 Τροφοδοσία

- Τάση: 3x690 VAC – 50/60 Hz
- Διακόπτης κλειδώματος: 800 A
- Τροφοδοτικό για φωτισμό: 1x10 A – 230VAC – 50/60 Hz

7.6.2 Υπολογιστές

- Μνήμη: EPROM (flash)

- Γλώσσα προγραμματισμού: C++
- Διαμόρφωση: Σπονδυλωτή
- Λειτουργία: Αριθμητικό πληκτρολόγιο
- Εμφάνιση: 4x40 χαρακτήρες

7.7 ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ

Η ανεμογεννήτρια V39-500KW είναι εξοπλισμένη και με μηχανικά και αεροδυναμικά φρένα που θα ενεργοποιηθούν σε περίπτωση κατάστασης έκτακτης ανάγκης. Ο στρόβιλος επιπλέον έχει ένα ανεξάρτητο ηλεκτρικό κύκλωμα έκτακτης ανάγκης που θα ενεργοποιηθεί από μια κατάσταση υπερβολικής επιτάχυνσης.

7.8 ΓΕΡΑΝΟΣ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ

Μέσα στην άτρακτο της ανεμογεννήτριας υπάρχει και ένας μικρός γερανός 3 τόνων για την ανέγερση των επιμέρους στοιχείων της ανεμογεννήτριας.

7.9 ΣΩΜΑ Α/Γ (NACELLE)



Εικόνα 7.11: Νασέλλα VESTAS V39

Το σώμα της Α/Γ είναι ένας τρόπος προστασίας των συστημάτων και του συστήματος κίνησης της ανεμογεννήτριας από τις εξωτερικές συνθήκες. Το βάρος της μαζί με τα εσωτερικά της μέρη είναι 2000Kg.

7.10 ΘΕΜΕΛΙΩΣΗ ΤΟΥ ΠΥΡΓΟΥ Α / Γ & Η ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ ΑΥΤΟΥ

Αυτός που έχει επικρατήσει είναι ο σωληνωτός πύργος στήριξης, καθώς στο εσωτερικό του πύργου γίνεται στέγαση μερικών οργάνων της ανεμογεννήτριας και βέβαια εκεί υπάρχει μια εσωτερική σκάλα ή και ασανσέρ πρόσβασης στο κουβούκλιο όπου και βρίσκεται η καρδιά της μηχανής. Ο πύργος της ανεμογεννήτριας που έχουμε επιλέξει δηλαδή της V39-Vestas έχει ύψος 50m έως 65m και βάρος 38000Kg. Ο πύργος της Α / Γ συγκολλείται στο κάτω μέρος του με μία τετράγωνη πλάκα από ανθρακούχο χάλυβα μέσω γωνιακών ελασμάτων. Οι διαστάσεις της πλάκας είναι λίγο μεγαλύτερες από την διάμετρο της βάσης του πύργου ώστε να υπάρχει χώρος να φυτευτούν οι κοχλίες στηρίξεως ή αγκυρώσεως. Η χαλύβδινη πλάκα συνδέεται με την σειρά της με την βάση στηρίξεως του πύργου, η οποία είναι από οπλισμένο σκυρόδεμα (μπετόν), μέσω ενός αριθμού αγκυρωτών κοχλιών οι οποίοι φυτεύονται μέσα στην βάση στηρίξεως.



Εικόνα 7.12.α: Α/Γ από Αιολικό πάρκο. **Εικόνα 4.12.β:** Τοποθέτηση του πύργου της Α/Γ σε βάση σκυροδέματος

Όπως είναι γνωστό και από την αντοχή υλικών, ο πύργος της Α / Γ, που συνήθως είναι χαλύβδινος σωλήνας, καταπονείται τόσο στατικά όσο και δυναμικά. Η πιο επικίνδυνη διατομή στην οποία υπάρχουν οι περισσότερες πιθανότητες να εμφανισθεί αστοχία λόγω στατικής καταπόνησης είναι η βάση του πύργου. Η βάση του πύργου καταπονείται κυρίως από φορτία θλίψης και κάμψης.



Φωτογραφία 7.13α: Σκυρόδεση της Βάσης



Φωτογραφία 7.13β: Οι κοχλίες με τις ράβδους μετά την σκυρόδεση.

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία μελετήσαμε την ανεμογεννήτρια VESTAS V39 ονομαστικής ισχύς 500KW και ειδικότερα το σύστημα κίνησης της. Τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την μελέτη αυτή ποικίλουν από άποψη ενδιαφέροντος και αφορούν όλους τους τομείς ενασχόλησης ενός μηχανικού, με την ευρύτερη έννοια. Τα χαρακτηριστικά της εν λόγω Α/Γ σύμφωνα με την κατασκευάστρια εταιρία RRB ENERGY LIMITED όπως αναφέρονται αναλυτικά στο δεύτερο κεφάλαιο, εξετάστηκαν και μελετήθηκαν διεξοδικά σε ότι αφορά το σύστημα κίνησης.

Μελετώντας το σύστημα κίνησης της Α/Γ καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι έχουμε σημαντικές απώλειες από αυτό έως και 50KW λόγω της επαφής και επομένως της τριβής των επιφανειών των μηχανικών μερών.

Ειδικότερα εξετάζοντας τον διάτρητο άξονα-άτρακτο μήκους 1660 mm, διαμέτρων $d_B = 280mm$, $d_A = 300mm$, $D = 330mm$ και $D_{EE} = 600mm$ και υλικού κατασκευής 34CrNiMo6, όπως φαίνεται στο σχέδιο 4.3α και 4.3β της σελίδας 67 και 68 αντίστοιχα, αλλά θεωρώντας ότι αποτελείται από δύο μόνο εγκοπές, ότι το φορτίο (B_{ATP}) που δέχεται είναι το 25% του ιδίου βάρους του άξονα και ότι τραχύτητα του είναι $R = 10\mu$, διαπιστώθηκε ότι ο άξονας αντέχει τα φορτία που δέχεται.

Ακόμα εξετάζοντας τα έδρανα κύλισης που στηρίζουν τον κύριο άξονα προέκυψε ότι αντέχουν τις αξονικές και ακτινικές φορτίσεις που δέχονται από τον άξονα με αποτέλεσμα να κρίνονται κατάλληλα για την Α/Γ.

Το κιβώτιο ταχυτήτων της ανεμογεννήτριας που είναι της εταιρίας JAKE/MOVENTAS είναι τύπου πλανητικού συστήματος με ελικοειδή οδοντωτούς τροχούς και έχει σχέση μετάδοσης 1:58,20, περιέχει οδοντωτούς τροχούς οι οποίοι μελετήθηκαν ως προς την αντοχή τους για τα υλικά που επιλέχθηκαν και θεωρήθηκαν ότι είναι κατασκευασμένα και διαπιστώθηκε ότι αντέχουν τις φορτίσεις που δέχονται, ορίζοντας όμως ότι η οδόντωση τους είναι παράλληλη.

Το σύστημα κίνησης μπορεί να βελτιωθεί αν βελτιώσουμε τον τρόπο κατασκευής και επεξεργασίας του κάθε στοιχείου του συστήματος εφαρμόζοντας νέες τεχνολογίες και τεχνικές επεξεργασίας κατά την κατασκευή

τους. Δηλαδή να εξαλείψουμε σε μεγάλο βαθμό τις ατέλειες κάθε στοιχείου τότε μπορούμε να ελαττώσουμε το μέγεθος των αναπτυσσόμενων δυνάμεων κατά την λειτουργία της Α/Γ στα στοιχεία αυτά.

Ακόμα βελτιώνοντας το σύστημα λίπανσης και τον τρόπο λίπανσης αλλά και το έλαιο που χρησιμοποιείται μπορούμε να μειώσουμε τις απώλειες και την ζωή των στοιχείων του συστήματος.

Ένας άλλος τρόπος ώστε να βελτιώσουμε την απόδοση της Α/Γ είναι να χρησιμοποιήσουμε και να εφαρμόσουμε νέες τεχνολογίες συστημάτων μετάδοσης της κίνησης και παραγωγής ρεύματος.

Επίσης η χρήση νέων υλικών με ιδιαίτερες μηχανικές ιδιότητες και χαρακτηριστικά κατασκευής των στοιχείων της Α/Γ, ειδικότερα των πτερυγίων αλλά και του συστήματος κίνησης της, ενδέχεται να βελτιώσει την απόδοση και την διάρκεια ζωής της κατασκευής αφού έτσι θα βελτιωθεί η κατανομή, το μέγεθος και τα σημεία εφαρμογής των δυνάμεων που ασκούνται στο σύστημα κίνησης .

Πιστεύουμε όμως ότι θα ήταν πιο αξιόλογο να αρχικά να αυξήσουμε τον συντελεστή ισχύος της Α/ Γ ώστε να είναι δυνατόν να απορροφάται και να είναι εκμεταλλεύσιμο μεγαλύτερο ποσοστό του ανέμου και παράλληλα να βελτιωθεί το σύστημα κίνησης που μελετήσαμε χωρίς όμως να αυξήσουμε τα φορτία που δέχεται η κατασκευή.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Α. Γιαννόπουλος, Στοιχεία Μηχανών, Τόμος 1^{ος}, Ίων, 2011
- T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkis, E. Bossanyi, “Wind Energy Handbook”, John Wiley & Sons Ltd., U.K. 2001.
- Ι. Στεργίου, Κ. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών, Τόμος 1^{ος}, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003
- Ι. Στεργίου, Κ. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών, Τόμος 2^{ος}, Σύγχρονη Εκδοτική, 2002

ΙΣΤΟΣΕΛΙΔΕΣ

- <http://www.skf.com/group/products/index.html>
- http://windsystemsmag.com/search/?search_txt=shaft&search_btn=Search
- http://www.ivt.ntnu.no/offshore2/?page_id=287
- <http://www.windpowerengineering.com/design/electrical/drives/>
- <http://www.gwynedd.gov.uk/swiftlg/imagetemp/41585-239330.pdf>
- <http://hbedrms.stirling.gov.uk/PAP/showimage.asp?j=11/00164/FUL&index=126230>
- <http://www.alternative-energy-news.info/technology/wind-power/wind-turbines/>