



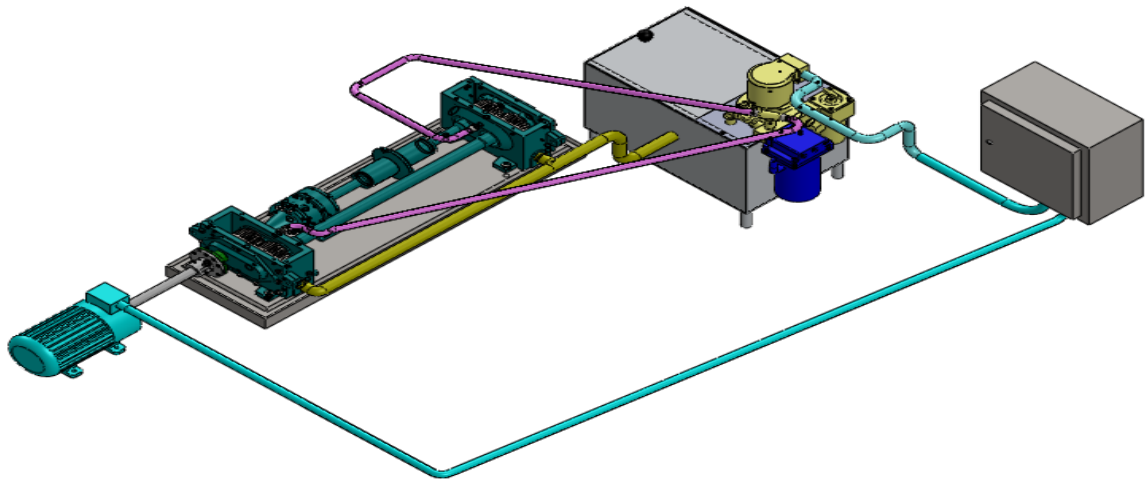
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Μελέτη βαθμού απόδοσης ζεύγους οδοντωτών
τροχών ευθείας οδόντωσης εξελιγμένης με χρήση της
μηχανής ελέγχου οδοντώσεων FZG**



ΣΤΕΦΑΝΟΣ Α. ΠΑΠΑΜΙΧΑΗΛ

**Επιβλέπωντας: Δρ. Β. Σπιτάς
Λέκτορας Ε.Μ.Π.**

Αθήνα, 2013

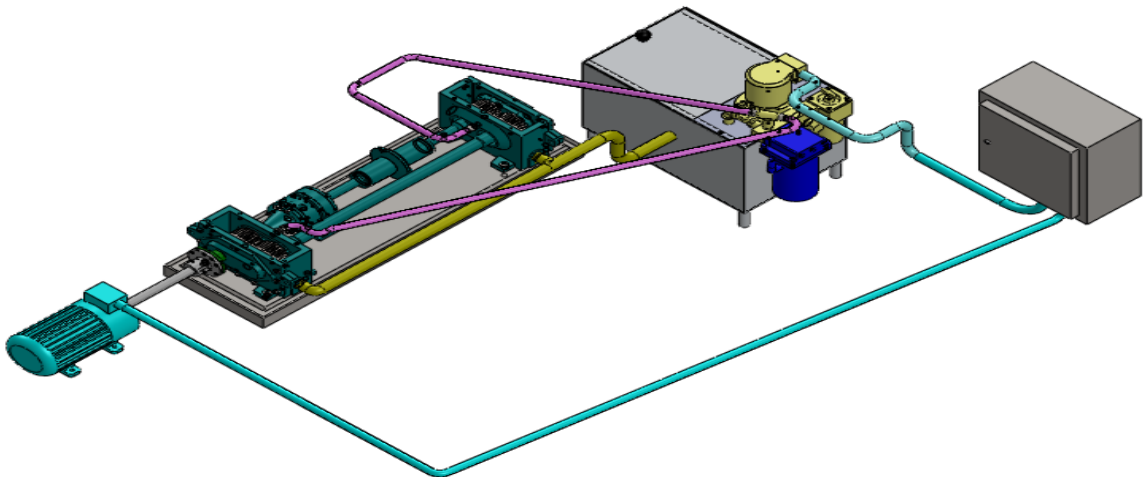


ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Μελέτη βαθμού απόδοσης ζεύγους οδοντωτών
τροχών ευθείας οδόντωσης εξελιγμένης με χρήση της
μηχανής ελέγχου οδοντώσεων FZG**



ΣΤΕΦΑΝΟΣ Α. ΠΑΠΑΜΙΧΑΗΛ

**Επιβλέπωντας: Δρ. Β. Σπιτάς
Λέκτορας Ε.Μ.Π.**

.....στον ξάδερφο μου Ηλία, που έφυγε νωρίς

Μέρα Μαγιού μου μίσειψες
μέρα Μαγιού σε χάνω
άνοιξη γιε που αγάπαγες
κι ανέβαινες απάνω.

Στο λιακωτό και κοίταζες
και δίχως να χορταίνεις
άρμεγες με τα μάτια σου
το φως της οικουμένης.

Και μου ιστορούσες με φωνή
γλυκιά ζεστή κι αντρίκεια
τόσα όσα μήτε του γιαλού
δεν φτάνουν τα χαλίκια.

Και μου `λεγες πως όλ' αυτά
τα ωραία θα `ν' δικά μας
και τώρα εσβήστης κι έσβησε
το φέγγος κι η φωτιά μας.

Γ. Ρίτσος (Από τον Επιτάφιο)

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Τον πρώτο άνθρωπο που θα ήθελα να ευχαριστήσω για την ολοκλήρωση αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι τον επιβλέποντα κ. Βασίλη Σπιτά. Καθόλη την διάρκεια της μελέτης μου, είχε την πόρτα του ανοιχτή για να μου λύσει οποιάδήποτε απορία προέκυπτε. Ο τρόπος σκέψης του σύγχρονου μηχανικού ήταν ένα από τα κυριότερα πράγματα που προσπάθησε να μου μεταφέρει. Γενικότερα, η συνεργασία μου μαζί του ήταν ένα ξεχωριστό μάθημα για μένα.

Κατόπιν, ευχαριστώ όλα τα παιδιά του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών για το άριστο κλίμα που είχαμε δημιουργήσει όλο αυτόν τον καιρό.

Τέλος, ιδιαίτερα ευχαριστώ και ευγνωμονώ την οικογένεια μου και τους φίλους μου για την στήριξη και την συμπαράστασή τους όλο αυτό το χρόνο.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετάται ο βαθμός απόδοσης ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης εξελιγμένης με χρήση της μηχανής FZG gear tester του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών του Εθνικού Μετσόβιο Πολυτεχνείου. Για τη διεξαγωγή αυτής της μελέτης, αρχικά η μηχανή αποσυναρμολογήθηκε με σκοπό να καταγραφούν, να ελεγχθούν και να σχεδιαστούν όλα τα επιμέρους κομμάτια της. Η διαδικασία αυτή βοήθησε στην πλήρη κατανόηση του τρόπου λειτουργίας της μηχανής. Στη συνέχεια, η μηχανή επανασυναρμολογήθηκε και κατά τη συναρμολόγηση τοποθετήθηκε ένας καινούριος κινητήρας. Τέλος, έγινε έλεγχος της αντοχής των στοιχείων σύνδεσης και των γραναζιών και διεξήχθησαν ορισμένα συμπεράσματα για τη μηχανή και τη μελλοντική της χρήση.

ABSTRACT

This thesis analyzes the degree of effectiveness of a pair of involute spur gears with straight teeth using the FZG gear testing machine of the NTUA Machine Elements Laboratory. To conduct this study the machine was disassembled in order to identify, validate and design all the individual pieces. This process helped understanding completely the operating principles of the machine. Then, the machine was reassembled and a new electric motor controlled by an inverter was placed. Finally, a check was made of the strength of the connecting elements and gears and conclusions concerning the machine and its future use were drawn.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	12
1.1. Αντικείμενο και Σκοπός της μελέτης.....	12
1.2. Δομή της Διπλωματικής.....	12
2. Η ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR TESTER.....	14
3. ΑΠΟΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ.....	18
3.1. Αποσυναρμολόγηση και έλεγχος του κύριου μέρους της μηχανής.....	18
3.2. Αποσυναρμολόγηση και έλεγχος της αντλίας και του συστήματος λίπανσης.....	24
4. ΚΑΤΑΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR TEST.....	27
5. ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR.....	42
6. ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΣΥΝΔΕΣΗΣ ΚΑΙ ΤΩΝ ΓΡΑΝΑΖΙΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR TEST.....	48
7. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΜΕ ΕΥΘΕΙΑ ΟΔΟΝΤΩΣΗ.....	57
8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	68
9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	69
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.....	70

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1. Αντικείμενο και Σκοπός της μελέτης

Αντικείμενο της συγκεκριμένης μελέτης, που έγινε στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας, αποτελεί η ανάλυση και ο σχεδιασμός της μηχανής FZG gear tester. Συγκεκριμένα, αρχικά αποσυναρμολογήθηκαν και σχεδιάστηκαν όλα τα τμήματα της μηχανής και στη συνέχεια υπολογίστηκαν οι καταπονήσεις των κινούμενων μερών της.

Σκοπός της μελέτης αυτής είναι ο υπολογισμός του βαθμού απόδοσης ενός ζεύγους μετωπικών οδοντωτών τροχών. Σε θεωρητικό επίπεδο ο βαθμός απόδοσης βρέθηκε μέσω μιας σειράς υπολογισμών που αφορούν την ισχύ που χάνεται μεταξύ των ολισθαίνουσων επιφανειών των δύο γριναζιών που έρχονται σε επαφή. Στόχος είναι ο βαθμός αυτός να συγκριθεί με τον πραγματικό βαθμό απόδοσης των οδοντώσεων, όταν η μηχανή θα είναι έτοιμη να μπει σε λειτουργία.

1.2. Δομή της Διπλωματικής

Η συγκεκριμένη διπλωματική εργασία χωρίζεται σε εννιά κεφάλαια και ένα παράρτημα.

Στο πρώτο κεφάλαιο, που αποτελεί την εισαγωγή της εργασίας, παρουσιάζεται το αντικείμενο και ο σκοπός της μελέτης αυτής. Ακόμα, γίνεται μια σύντομη περιγραφή της ύλης του κάθε κεφαλαίου.

Στο δεύτερο κεφάλαιο περιγράφεται αναλυτικά ο τρόπος λειτουργίας της μηχανής FZG gear tester. Παράλληλα, περιγράφεται ο τρόπος με τον οποίο η μηχανή υπολογίζει το βαθμό απόδοσης ενός ζεύγους γριναζιών και την αντοχή σε φόρτιση.

Στο τρίτο κεφάλαιο αναφέρεται διεξοδικά η αποσυναρμολόγηση της μηχανής. Η αποσυναρμολόγηση έγινε προκειμένου αρχικά να ελεγχθούν τα επιμέρους κομμάτια της και στη συνέχεια να καταγραφούν και να σχεδιαστούν αναλυτικά. Η διαδικασία αυτή οδήγησε στην πληρέστερη κατανόηση της λειτουργίας της μηχανής.

Στο τέταρτο κεφάλαιο απαριθμούνται και αποτυπώνονται όλα τα κομμάτια της μηχανής. Παράλληλα, παρουσιάζεται συνοπτικά και ο τρόπος λειτουργίας του εκάστοτε κομματιού.

Στο πέμπτο κεφάλαιο, παρόμοια με το τρίτο, περιγράφονται όλα τα στάδια της συναρμολόγησης της μηχανής, απ'όπου γίνονται φανερές όλες οι δυσκολίες που προέκυψαν κατά τη διαδικασία αυτή.

Στο έκτο κεφάλαιο παρουσιάζονται οι υπολογισμοί των αντοχών των επιμέρους στοιχείων, που απαρτίζουν τη μηχανή.

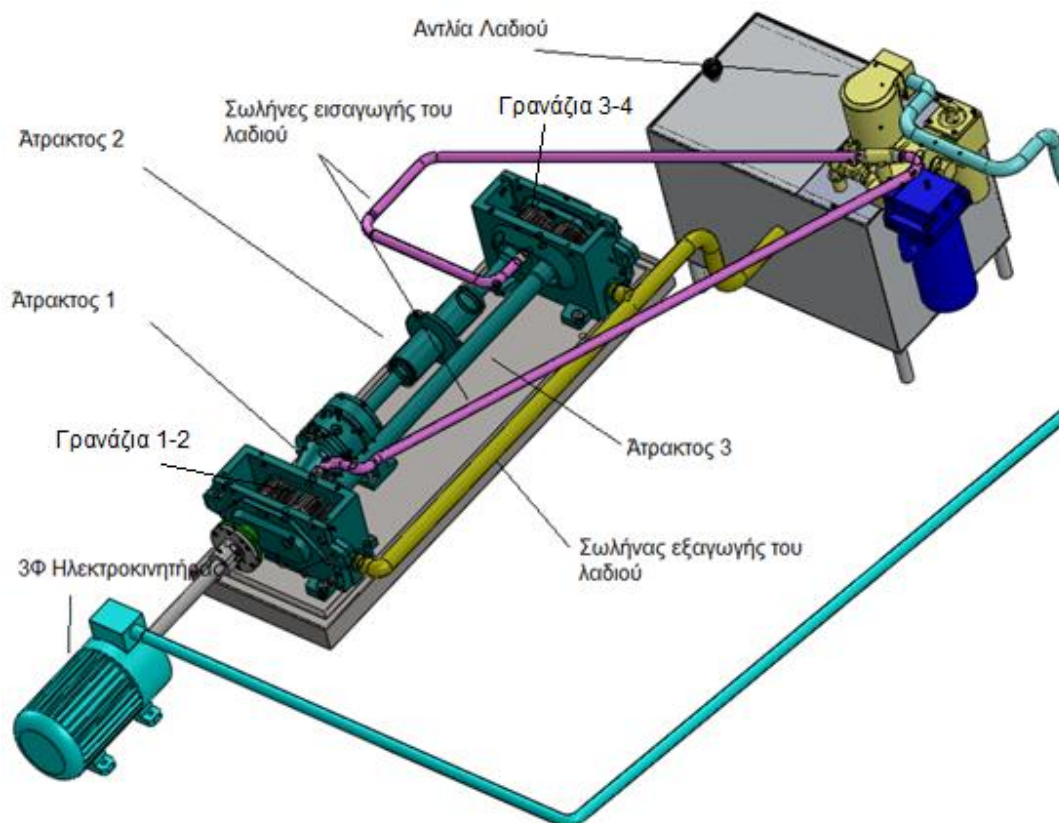
Στο έβδομο κεφάλαιο αναλύεται ο τρόπος υπολογισμού του βαθμού απόδοσης δύο συνεργαζόμενων γραναζιών.

Στο όδοο κεφάλαιο γίνεται μια σύντομη αναφορά στα συμπεράσματα που διεξάγονται από τη μελέτη αυτή συμπεριλαμβανομένων και των προτάσεων για τη μελλοντική χρήση της μηχανής.

Στο ένατο κεφάλαιο υπάρχουν οι πηγές που χρησιμοποιήθηκαν για τη συγγραφή της συγκεκριμένης εργασίας, τόσο από βιβλιογραφία, όσο και από το διαδίκτυο.

Τέλος, στο παράρτημα παρουσιάζονται τα μηχανολογικά σχέδια τόσο της μηχανής, όσο και όλων των περιφερειακών μερών της. Τα σχέδια αυτά έγιναν με τη χρήση του σχεδιαστικού προγράμματος Solidworks και παρουσιάζονται με τις διαστάσεις και τις ανοχές τους.

2. Η ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR TESTER



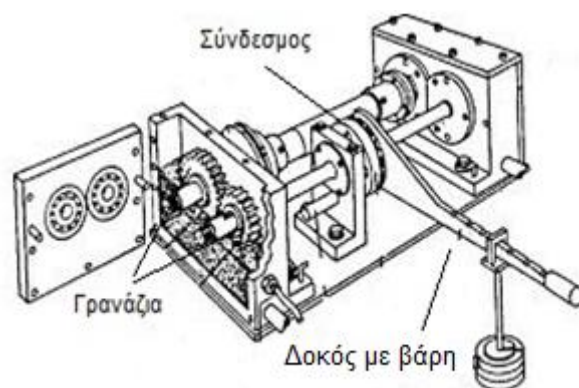
Σχήμα 2.1: Μηχανή FZG gear test

Δουλειά της μηχανής FZG gear tester είναι ο υπολογισμός του βαθμού απόδοσης και της αντοχής ενός ζεύγους γρاناζιών. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω μιας απλής σχετικά διάταξης (**βλ. σχήμα 2.1**, όπου παρουσιάζεται η μηχανή σχεδιασμένη στο λογισμικό solidworks).

Όπως φαίνεται και στο παραπάνω σχέδιο η μηχανή παίρνει ισχύ από ένα επαγωγικό 3Φ ηλεκτροκινητήρα. Αυτός με την σειρά του κινεί την άτρακτο ένα και η οποία μέσω ενός συνδέσμου δίνει κίνηση στην άτρακτο δυο. Οι άτρακτοι ένα, δύο και τρία στις άκρες τους έχουν πολύσφηνα πάνω στα οποία μπορούν να τοποθετηθούν γρανάζια με ευθεία ή ελικοειδή οδόντωση είτε για

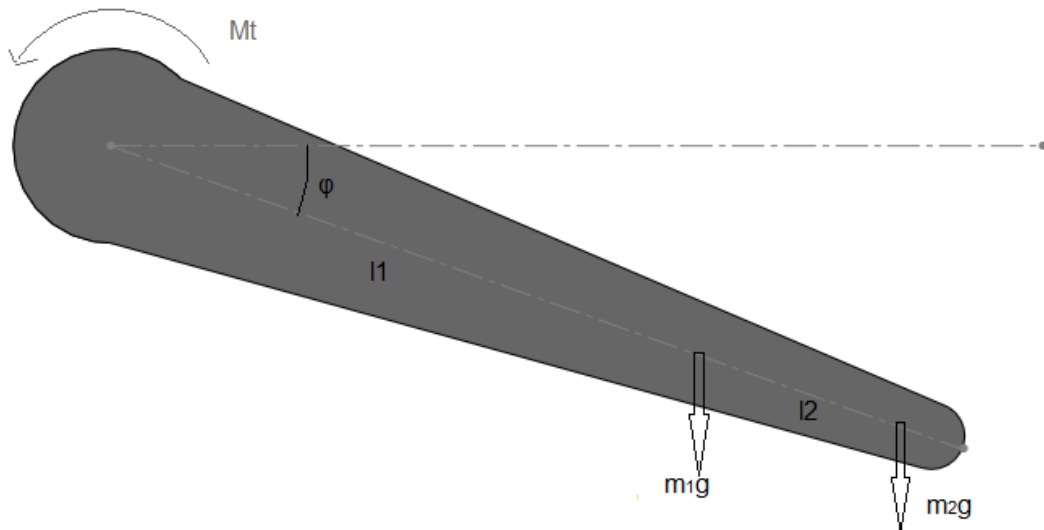
να μετρηθεί ο βαθμός απόδοσης τους είτε για να μετρηθεί η αντοχή τους στις καταπονήσεις.

Για να μετρηθεί η αντοχή των γραναζιών τοποθετείται μια δοκός στην οποία μπορούν να μπουν πάνω της βάρη και έτσι να ασκηθεί μια ροπή με αντίθετη φορά σε αυτήν της κίνησης της ατράκτου (βλ. **σχήμα 2.2**).



Σχήμα 2.2: Η μηχανή μαζί με την δοκό με τα βάρη για άσκηση ροπής

Πιο συγκεκριμένα, το βάρος της δοκού ασκεί μια δύναμη $F_1 = m_1g$ η οποία δίνει μια ροπή $M_1 = F_1l_1 \cos(\varphi)$ και τα βαρίδια αντίστοιχα μια δύναμη $F_2 = m_2g$ η οποία μας δίνει μια ροπή $M_2 = F_2(l_1 + l_2)\cos(\varphi)$ όπου m_1 = η μάζα της δοκού, m_2 = η μάζα των βαριδίων, l_1 = η απόσταση του κέντρου μάζας της δοκού από τον σύνδεσμο, l_2 = η απόσταση που είναι τοποθετημένα τα βαρίδια από το κέντρο μάζας της δοκού, φ = η γωνία που σχηματίζεται ανάμεσα στην δοκό και τον άξονα x (βλ. **σχήμα 2.3**). Το άθροισμα των ροπών M_1 και M_2 γίνεται μέγιστο όταν η γωνία $\varphi = 0$ μέχρι εκείνο το σημείο θα πρέπει ήδη να έχει γίνει $M_1 + M_2 > M_t$. Την στιγμή που θα γίνει αυτό η παραπάνω ροπή που θα ασκείται από το βάρος της δοκού και τα βαρίδια θα οδηγήσει τον σύνδεσμο στην αρχική του θέση. Έτσι θα ξαναρχίσει ο κύκλος από την αρχή.



Σχήμα 2.3: Παρουσιάζονται οι δυνάμεις και οι ροπές που ασκούνται στο συνδεσμο και στην δοκό

Τώρα, όσον αφορά στον βαθμό απόδοσης μιας οδοντώσεως υπολογίζεται ως εξής: Η μηχανή παίρνει ισχύ από τον ηλεκτροκινητήρα, αλλά ταυτόχρονα τροφοδοτείται με ρεύμα και η αντλία λαδιού. Αυτή με τη σειρά της στέλνει λάδι κατευθείαν στις οδοντώσεις μέσω των σωλήνων εισαγωγής (βλ. σχήμα 2.1) με μια θερμοκρασία T_1 . Από εκεί το λάδι επιστρέφει στην αντλία μέσω του σωλήνα εξαγωγής με μια θερμοκρασία T_2 , μεγαλύτερη της T_1 ($T_2 > T_1$). Από την άλλη, είναι γνωστό ότι σε ένα μια βαθμίδα οδοντώσεων η θερμότητα που αναπτύσσεται είναι $Q (btu/min) = 42.4 \times n_{ολ} N (PS)$ (1) όπου:

Q = Η αναπτυσσόμενη θερμότητα.

$n_{ολ}$ = Ο βαθμός απόδοσης της οδοντώσεως.

N = Η ισχύς που μεταφέρεται μέσω της οδοντώσεως.

Λόγω της μεταφοράς θερμότητας του ρευστού δια συναγωγής ισχύει, επίσης, ότι $Q = VCp \Delta T$ (2) όπου

V = Η παροχή λιπαντικού σε (lb/min) .

Cp = Η ειδική θερμότητα του λιπαντικού (για τις εφαρμογές μπορεί να λαμβάνεται $Cp = 0.5 \times Btu/lbF^0$).

ΔT = Η διαφορά θερμοκρασίας του λαδιού ανάμεσα στην έξοδο και στην είσοδο της οδοντώσεως.

Έτσι, συνδυάζοντας τους τύπους (1) και (2) λύνοντας προκύπτει:

$n_{o\lambda} = VCp\Delta T / (42.4 \times N)$ [1]. Η σχέση αυτή μας δίνει πειραματικά το βαθμό απόδοσης μιας οδόντωσης, όταν κάνουμε χρήση της μηχανής fzg gear test.

3. ΑΠΟΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

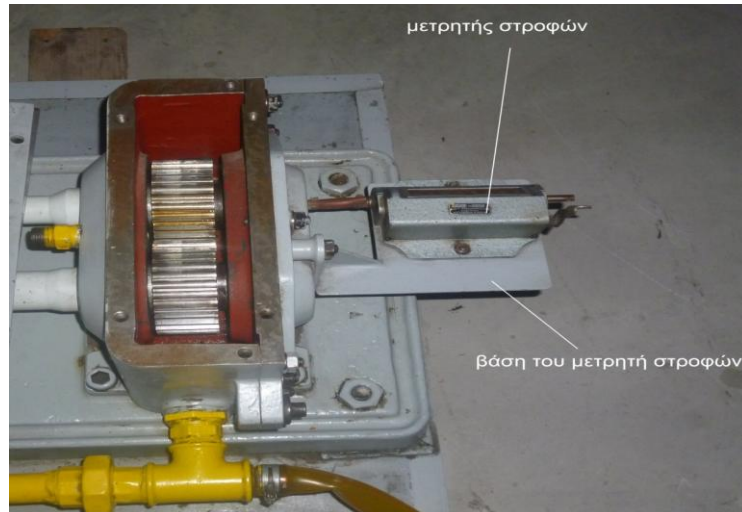
Η αποσυναρμολόγηση έχει ως σκοπό την κατάγραφή και την εξέταση των επιμέρους κομματιών της μηχανής. Με τη διαδικασία αυτή έγινε, επίσης, πληρέστερα κατανοητός ο τροπος λειτουργίας της μηχανής.

3.1. Αποσυναρμολόγηση και έλεγχος του κύριου μέρους της μηχανής

Η αποσυναρμολόγηση πραγματοποιήθηκε σε στάδια, τα οποία παρουσιάζονται παρακάτω. Ξεκινώντας από την πλευρά του μετρητή στροφών (βλ. **σχήμα 3-1**), ξεβιδώθηκαν δύο κοχλίες M6 τύπου εξαγωνικού. Στη συνέχεια ξεβιδώθηκε η βάση του μετρητή στροφών που αποτελείται από δύο M10 φυτευτούς κοχλίες (βλ. **σχήμα 3-2**).

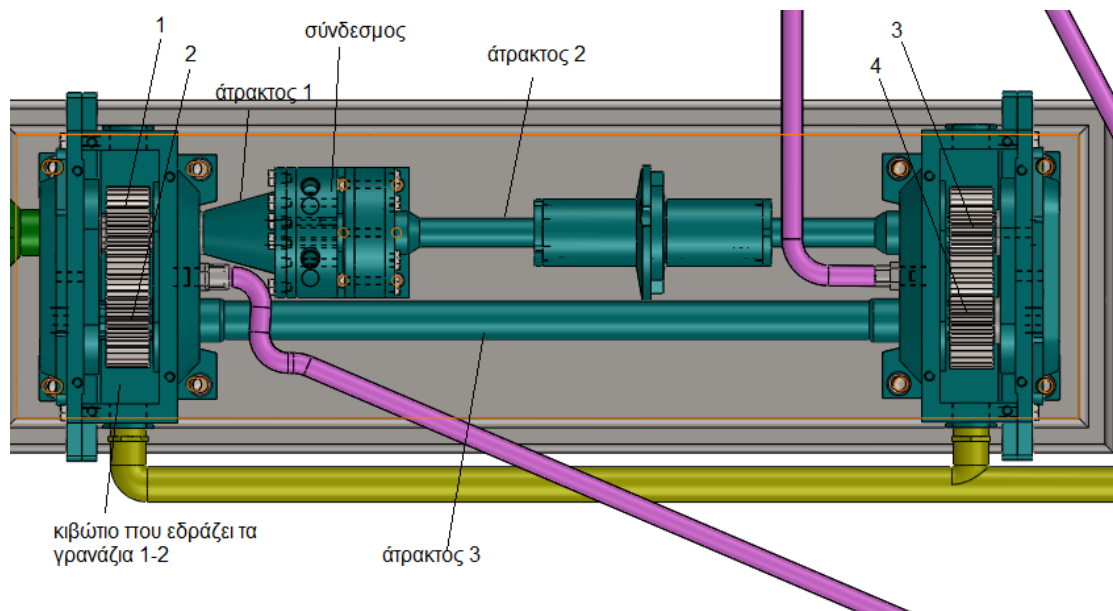


Σχήμα 3.1: Η μηχανή FZG και η θέση του μετρητή στροφών από όπου άρχισε η αποσυναρμολόγηση



Σχήμα 3-2: Μετρητής στροφών και η βάση του

Ακολούθησε το ξεβίδωμα στο κιβώτιο που εδράζει τα γρανάζια 3-4. Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι η αρίθμηση των γραναζιών έγινε ονομάζοντας 1-2 τα γρανάζια στα οποία γίνεται η είσοδος της ισχύος και 3-4 τα απέναντί τους όπως φαίνεται στο **σχήμα 3.3**. Το πρώτο κομμάτι του κιβωτίου που εδράζει τα γρανάζια 3-4 αποτελείται από δώδεκα M10 φυτευτούς κοχλίες (βλ. **σχήμα 3-4**).



Σχήμα 3.3: Σχέδιο όπου φαίνονται τα γρανάζια 1-2 και 3-4



Σχήμα 3-4: Το πρώτο κομμάτι του κιβωτίου που εδράζει τα γρανάζια 3-4

Κατόπιν, αφαιρέθηκε ο σωλήνας του συστήματος λίπανσης, ο οποίος αποτελείται από τρία ρακόρ και δυο γωνίες μία και μισής ίντσας. Ύστερα, αφαιρέθηκαν τα γρανάζια 1-2 και 3-4 με την εξής διαδικασία: Αρχικά, απασφαλίστηκαν δυο περικόχλια M48 με ένα γαντζόκλειδο και δυο κοχλίες M4 ασφαλείας (βλ. **σχήμα 3-5**). Έπειτα, στην πλευρά που ενώνεται με τον ηλεκτροκινητήρα με τη βοήθεια ενός εξολκέα επειδή εκεί υπήρχε μια σφικτή συναρμογή ανάμεσα στην σφηνάουλακα του φλαντζωτού συνδέσμου και το πολύσφηνο της άτρακτου (βλ. **σχήμα 3-6**). Το πρώτο μέρος του κιβωτίου που εδράζει τα γρανάζια 1-2 αφαιρέθηκε ξεβιδώνοντας δώδεκα M10 κοχλίες όπως έγινε νωρίτερα και με το κιβώτιο που εδράζει τα γρανάζια 3-4. Για την τελική αφαίρεση των γραναζιών 2-4, χτυπήθηκε η άτρακτος 3 με ένα βαρύ σφυρί αξονικά και από τις δύο μεριές γιατί υπήρχε μια σφικτή συναρμογή ανάμεσα στο πολύσφηνο της άτρακτου και την σφηνάουλακα του γραναζιού (βλ. **σχήμα 3-7**). Για τα γρανάζια 1-3 προηγήθηκε το ξεβίδωμα της βάσης του συνδέσμου που ενώνει την άτρακτο 1 με την άτρακτο 2 (έξι M8 κοχλίες τύπου εξαγωνικού) και χτυπήθηκαν όπως τα γρανάζια 2-4 (βλ. **σχήμα 3-8**).



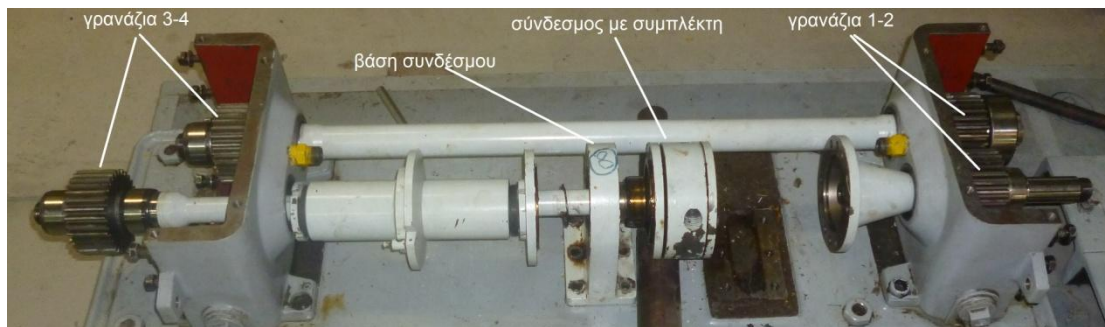
Εικόνα 3-5: Παρουσιάζονται το περικόχλιο M48 και ο κοχλίας ασφαλείας M4



Σχήμα 3-6: Φλατζωτός σύνδεσμος



Σχήμα 3-7: Φαίνονται τα πολύσφηνα που έχουν οι άξονες καθώς και σφηνάλακες των γραναζιών



Σχήμα 3-8: Ο άξονας με το σύνδεσμο, αφού έχουν ξεβιδωθεί οι βίδες της βάσης για βγουν χτυπώντας τα γρανάζια

Ύστερα, αποσυναρμολογήθηκε ο σύνδεσμος που ενώνει την άτρακτο 1 με την άτρακτο 2, ο οποίος αποτελείται από τέσσερα κομμάτια. Για να γίνει αυτό ξεβιδώθηκαν όλοι οι κοχλίες, δηλαδή έξι M8 στη μία πλευρά και οχτώ M10 στην άλλη. Καθώς επίσης και τέσσερις M20 φυτευτοί κοχλίες τύπου εξαγωνικού από την περιφέρεια του συνδέσμου.

Έπειτα, σειρά είχε ο σύνδεσμος που βρίσκονταν πάνω στην άτρακτο 2, ο οποίος ξεσφίχθηκε και από τις δύο πλευρές. Στο εσωτερικό του είχε δύο κυλινδρικές σφήνες. Η μία αποτελούνταν από ένα και η άλλη από δύο δακτυλίδια (βλ. σχήμα 3-9).



Σχήμα 3-9: Σύνδεσμος που βρίσκεται πάνω στην άτρακτο 2

Μετά την αποσυναρμολόγηση της μηχανής, πραγματοποιήθηκε έλεγχος των κινούμενων μερών της. Όλα τα μέρη της βρέθηκαν ότι είναι σε καλή κατάσταση ύστερα από οπτικό έλεγχο (δεν υπήρχαν φθορές, βαθουλώματα ή ρωγμές) και είχαν μικρή αντίσταση κατά την περιστροφή με το χέρι. Ωστόσο, λιπάνθηκαν προληπτικά τα ρουλεμάν με βάση τα πρότυπα που θέτει η σουηδική εταιρία κατασκευής ρουλεμάν SKF. Για κυλινδρικά έδρανα με

γραμμικές ταχύτητες πάνω από $v = 219,8 \text{ m/s}$ χρησιμοποιείται το γράσο LGMT 2 [2] . Ο τύπος που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της γραμμικής ταχύτητας στα ρουλεμάν είναι $v = \omega(d + D)/2 = 3455 \times (0,052 + 0,09)/2 = 361,62 \text{ m/s}$ όπου d =η εσωτερική διάμετρος του ρουλεμάν και D =η εξωτερική διάμετρος του ρουλεμάν.

3.2. Αποσυναρμολόγηση και έλεγχος της αντλίας και του συστήματος λίπανσης

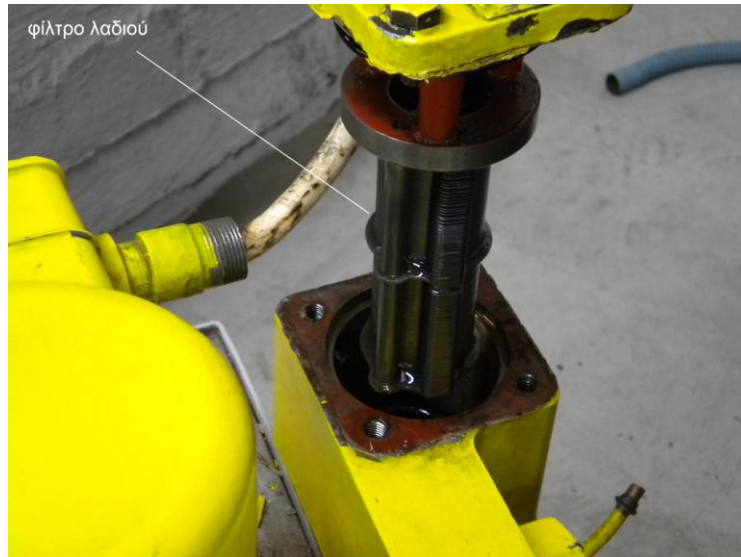
Η αποσυναρμολόγηση της αντλίας και του συστήματος λίπανσης είχε σκοπό τον έλεγχο και την καταγραφή των επιμέρους κομματιων, καθώς δεν υπήρχαν τα κατασκευαστικά τους σχέδια.

Η αποσυναρμολόγηση ξεκίνησε πρώτα με την αντλία, όπου ξεβιδώθηκε το καπάκι που συγκρατούνταν με τέσσερις κοχλίες M4. Το εσωτερικό της αντλίας ήταν σε σχετικά καλή κατάσταση παρά το γεγονός ότι είχε μείνει σε αχρησία για μεγάλο διάστημα. Η πτερωτή της αντλίας λειτουργούσε κανονικά και κανένα από τα εσωτερικά καλώδια δεν ήταν κομμένο (βλ. **σχήμα 3-12**). Ωστόσο, τα καλώδια που συνδέονταν στον πίνακα ελέγχου χρήζουν αντικατάστασης.



Σχήμα 3-12: Το εσωτερικό της αντλίας

Η αποσυναρμολόγηση συνεχίστηκε με το φίλτρο λαδιού (βλ. **σχήμα 3-13**), όπου διαπιστώθηκε ότι βρίσκεται σε καλή κατάσταση καθώς δεν είχε καμία φθορά (σκουπιδάκια, κατεστραμένα φύλλερ ή σκουριές).



Σχήμα 3-13: Φίλτρο λαδιού της αντλίας

Στη συνέχεια, αποσυναρμολογήθηκε και ελέγχθηκε ο εναλλάκτης θερμότητας τύπου λαδιού νερού της αντλίας (βλ. σχήματα 3-14, 3-15). Όπως φαίνεται και από τις εικόνες ο εναλλάκτης αποτελείται από δύο κομμάτια. Κατά τον έλεγχο του για τυχόν φθορές διαπιστώθηκε ότι είχε σχεδόν καταστραφεί η φλάντζα που υπήρχε ανάμεσα στον εναλλάκτη και το κυρίως σώμα του συστήματος λίπανσης, η οποία και αντικαταστάθηκε με μια καινούρια (βλ. σχήμα 3-16). Επίσης ήθελαν αντικατάσταση τα λάστιχα εισαγωγής και εξαγωγής του νερού λόγω φθοράς αλλά και λόγω του μικρού τους μήκους γιατί δεν έφταναν να συνδεθούν ούτε στην παροχή αλλά ούτε και στην αποχέτευση. Επίσης πρέπει να αναφερθεί ότι το εσωτερικό μέρος του εναλλάκτη είχε πιάσει σκουριά όπως φαίνεται και στις παρακάτω φωτογραφίες. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση του οριακού στρώματος του ρευστού στην προκειμένη περίπτωση του νερού. Έτσι θα αλλάξει ο αριθμός *Reynolds*, ο αριθμός *Prandtl* και κατά συνέπεια και ο αριθμός *Nusselt* που όλοι τους επηρεάζουν την ειδική συναγωγιμότητα h και άρα τον τρόπο που συναλλάσσει ο εναλλάκτης με το ρευστό γιατί $Q = hA\Delta T$ [3].



Σχήμα 3-14: Το εσωτερικό κομμάτι του εναλλάκτη θερμότητας



Σχήμα 3-15: Το εξωτερικό κομμάτι του εναλλάκτη

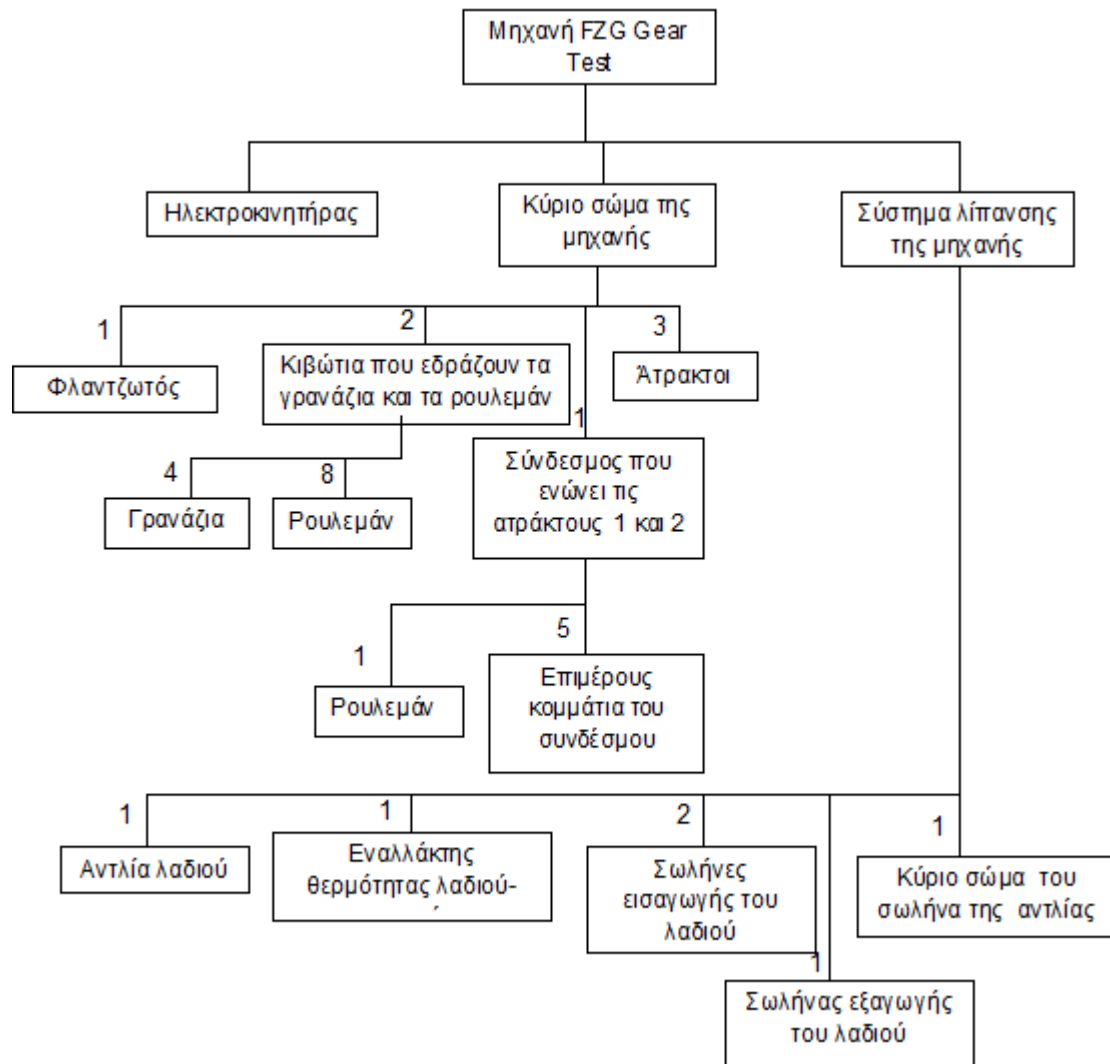


Σχήμα 3-16: Ο εναλλάκτης με την καινούρια φλάντζα

4. ΚΑΤΑΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR TEST

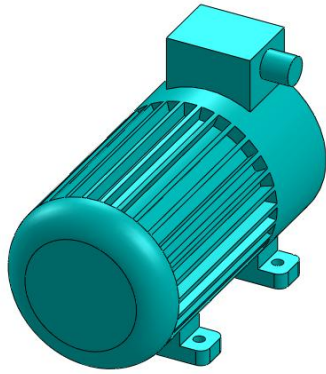
Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται η καταγραφή των κυρίων κομματιών της μηχανής, καθώς και των περιφερειακών της, όπως είναι η αντλία και ο ηλεκτροκινητήρας. Οι εικόνες που παρουσιάζονται παρακάτω είναι τα τρισδιάστατα σχέδια που έχουν γίνει στο λογισμικό SOLIDWORKS της εταιρείας Dassault Systems Solidworks Corp. Τα μηχανολογικά σχέδια του κάθε κομματιού παρατίθενται στο τέλος της διπλωματικής εργασίας στο παράρτημα Α.

Η καταγραφή κρίθηκε αναγκαία να γίνει, αφού λόγω παλαιότητας της μηχανής δεν υπήρχαν τα κατασκευαστικά της σχέδια. Έτσι έπρεπε να μετρηθεί η μηχανή από την αρχή: με ένα παχύμετρο με βερνιέρο για τις μικρές διαστάσεις και με ένα μέτρο χειρός για τις μεγαλύτερες. Πρώτα γίνεται ένας πίνακας των εξαρτημάτων που απαρτίζουν την μηχανή και παρακάτω υπάρχει περιγραφή του κάθε εξαρτήματος.



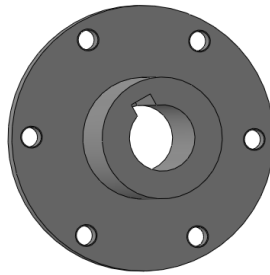
Σχήμα 4.1: Δεντρικό διάγραμμα εξαρτημάτων της μηχανής FZG gear test

1. Η αρίθμηση άρχισε από το κομμάτι του ηλεκτροκινητήρα (βλ. σχήμα 4.2). Πρόκειται για έναν 3Φ επαγωγικό κινητήρα μέγιστης ισχύος $N = 4,8$ PS στις $n = 3455$ rpm που μεταφέρει την ροπή στην μηχανή.



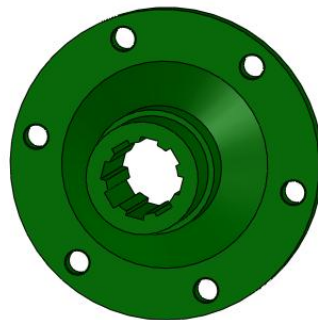
Σχήμα 4.2: Ηλεκτροκινητήρας

2. Σύνδεσμος ηλεκτροκινητήρα (βλ. **σχήμα 4.3**). Ο σύνδεσμος έχει μια σφηνάουλακα με την οποία ενώνεται με τον άξονα του ηλεκτροκινητήρα και συνδέεται με τον φλαντζωτό σύνδεσμο. Έτσι, μεταφέρεται η ροπή στη μηχανή.



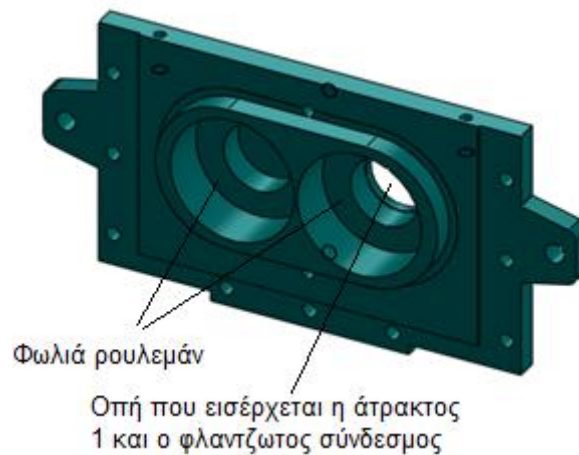
Σχήμα 4.3: Σύνδεσμος ηλεκτροκινητήρα

3. Φλαντζωτός σύνδεσμος (βλ. **σχήμα 4.4**). Είναι ένας σύνδεσμος με έξι σφηνάουλακες που συνδέεται μέσω ενός πολύσφηνου με την μηχανή. Έτσι, μεταφέρεται η ροπή στην μηχανή.



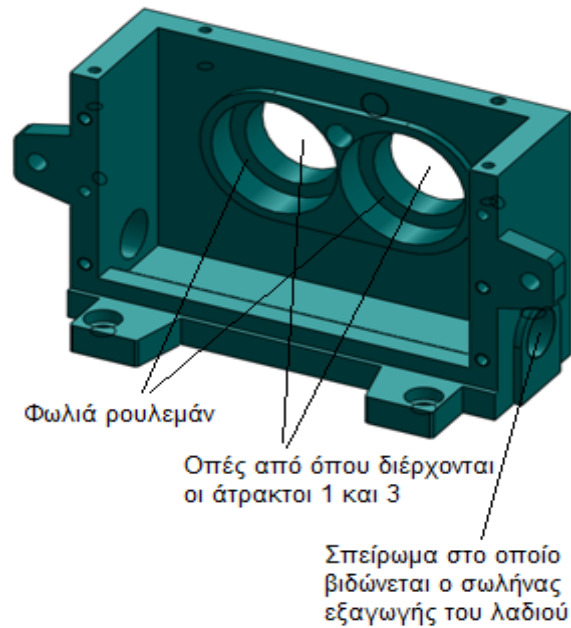
Σχήμα 4.4: Φλαντζωτός σύνδεσμος

4. Κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 1-2, μέρος α (**βλ. σχήμα 4.5**). Όπως φαίνεται και στην εικόνα στο καπάκι τοποθετούνται τα ρουλεμάν πάνω στα οποία περιστρέφονται οι άξονες. Στην πλευρά που υπάρχει η οπή εισέρχεται ο φλαντζωτός σύνδεσμος.



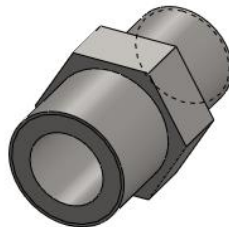
Σχήμα 4.5: Κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 1-2, μέρος α

5. Κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 1-2, μέρος β (**βλ. σχήμα 4.6**). Ενώνεται με το μέρος α και μέσα σε αυτό, βρίσκονται και συνεργάζονται τα γρανάζια 1-2. Στις δυο πλευρές, τόσο αριστερά όσο και δεξιά, έχει δυο μεγάλα σπειρώματα μεγέθους 1^{1/2}'' ίντσας. Στο ένα τοποθετείται μια τάπα και στο άλλο βιδώνεται ο σωλήνας εξαγωγής του λαδιού που το επιστρέφει στην δεξαμενή της αντλίας.



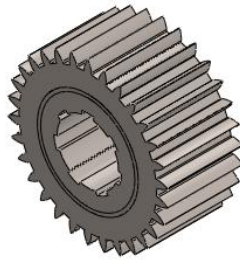
Σχήμα 4.6: Κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 1-2, μέρος β

6. Περικόχλιο σύνδεσης (βλ. σχήμα 4.7). Πρόκειται για ένα μικρό σωλήνα με σπείρωμα και από τις δυο πλευρές. Η μια πλευρά εισέρχεται στο κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια στο μέρος β και στην άλλη πλευρά βιδώνεται ο σωλήνας εισαγωγής του λαδιού από την αντλία.



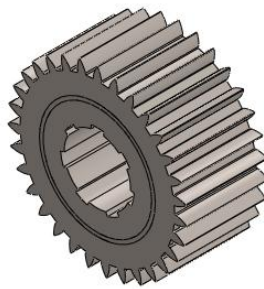
Σχήμα 4.7: Σωλήνας καπακιού γραναζιών

7. Γρανάζι 1 (βλ. σχήμα 4.8). Είναι το πρώτο γρανάζι από τα γρανάζια της διάταξης που χρησιμοποιούνται ως δοκίμια εδώ έχει τον ρόλο του κινητήριου και έχει χαρακτηριστικά $Z = 30$ δόντια $m = 3 \text{ mm}$, αρχική διάμετρο $d_0 = mZ = 90 \text{ mm}$ γωνία εξειλιγμένης στον αρχικό κύκλο $\alpha_0 = 20^\circ$ κατασκευασμένο χωρίς μετατόπιση $\chi = 0$



Σχήμα 4.8: Γρανάζι 1 $Z=30$ δόντια

8. Γρανάζι 2 (βλ **εικόνα 4.9**). Συνεργάζεται με το γρανάκι 1 χρησιμοποιείται ως δοκίμιο και έχει χαρακτηριστικά $Z = 31$ δόντια, $m = 3 \text{ mm}$ διάμετρο αρχικού κύκλου $d_0 = Zm = 93 \text{ mm}$ και γωνία εξελεγμένης στον αρχικό κύκλο $\alpha_0 = 20^\circ$ κατασκευασμένο χωρίς μετατόπιση $\chi = 0$



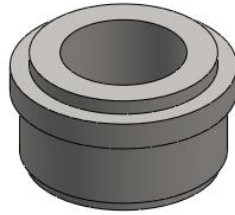
Σχήμα 4.9: Γρανάζι 2 με $Z=31$ δόντια

9. Ρουλεμάν που βρίσκεται στα κιβώτια που εδράζονται τα γρανάκια (βλ. **σχήμα 4.10**). Όλα τα ρουλεμάν που βρίσκονται στα καπάκια των γραναζιών είναι ίδια. Κυλινδρικά με εξωτερική διάμετρο $D = 90 \text{ mm}$, τέσσερα σε κάθε καπάκι.



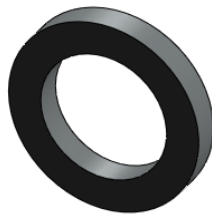
Σχήμα 4.10: Ρουλεμάν που βρίσκεται στα καπάκια των γραναζιών

10. Βάση των ρουλεμάν που βρίσκονται στα κιβώτια που εδράζονται τα γρανάζια 1-2 (βλ. **σχήμα 4.11**). Συνδέεται με σφικτή συναρμογή με τους άξονες, ώστε να μπορεί να κινείται μαζί τους. Η εξωτερική πλευρά του έρχεται σε επαφή με τα ρουλεμάν.



Σχήμα 4.11: Βάση των ρουλεμάν που βρίσκονται στα κιβώτια που εδράζονται τα γρανάζια 1-2

11. Δακτύλιοι στεγανοποίησης των αξόνων (βλ. **σχήμα 4.12**). Οι δακτύλιοι αυτοί εφαρμόζουν ανάμεσα στους άξονες και τα καπάκια των γραναζιών για να εξασφαλίσουν ότι θα υπάρχει διαρροή λαδιού έξω από τα κιβώτια που εδράζονται τα γρανάζια.



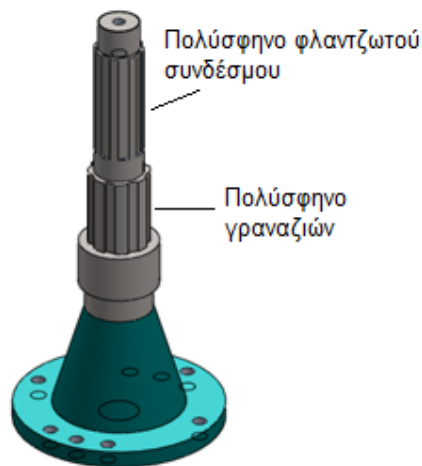
Σχήμα 4.12: Δακτύλιοι στεγανοποίησης των αξόνων

12. Άτρακτος 3 (βλ. **σχήμα 4.13**). Είναι ενιαία άτρακτος που ενώνει τα γρανάζια 2 και 4. Στην κάθε άκρη του έχει διαμορφωμένο ένα πολύσφηνο στο οποίο τοποθετείται το κάθε γρανάζι με μια σφικτή συναρμογή.



Σχήμα 4.13: Άτρακτος 3

13. Άτρακτος 1 (βλ. σχήμα 4.14). Τα γρανάζια 1 και 3 δεν τα συνδέει μία ενιαία άτρακτος όπως τα 2 και 4, αλλά δυο ξεχωριστοί που επικοινωνούν μεταξύ τους μέσω ενός συνδέσμου. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται ο πρώτος από τους δύο άξονες ο οποίος έχει στην μια άκρη του δύο πολύσφηνα. Στο πάνω όπως φαίνεται στην εικόνα τοποθετείται ο φλαντζωτός σύνδεσμος που αναφέρθηκε πιο πριν και στο κάτω το γρανάζι. Στην άλλη ακρη του έχει οχτώ M8 κοχλίες που βιδώνουν πάνω στον σύνδεσμο.



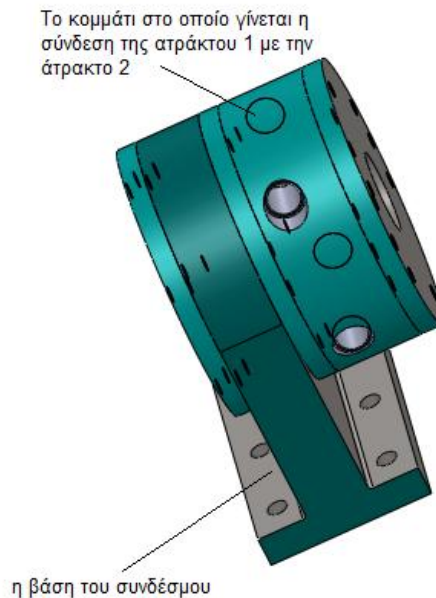
Σχήμα 4.14: Άτρακτος 1

14. Άτρακτος 2 (βλ. σχήμα 4.15). Είναι η άτρακτος του γραναζιού 3. Στη μια πλευρά του έχει ένα πολύσφηνο στο οποίο τοποθετείται το γρανάζι 3. Στην άλλη πλευρά έχει μια περίεργη σχετικά διαμόρφωση, η οποία βρίσκεται μέσα στον σύνδεσμο και έτσι γίνεται ουσιαστικά η μετάδοση της κίνησης από την άτρακτο 1.



Σχήμα 4.15: Άτρακτος 2

15. Σύνδεσμος που ενώνει την άτρακτο 1 και την άτρακτο 2, (βλ. σχήμα 4.16). Αποτελείται από πέντε κομμάτια (στο παράρτημα παρατίθενται τα μηχανολογικά σχέδια του κάθε κομματιού). Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται το κομμάτι στο οποίο γίνεται η μετάδοση της κίνησης και η βάση του συνδέσμου. Η βάση χρησιμεύει στην περίπτωση που χρησιμοποιήσουμε την μηχανή για την μέτρηση των αντοχών ενός ζεύγους γραναζιών προκειμένου να αντισταθμίσει τα φορτία που θα ασκούνται.



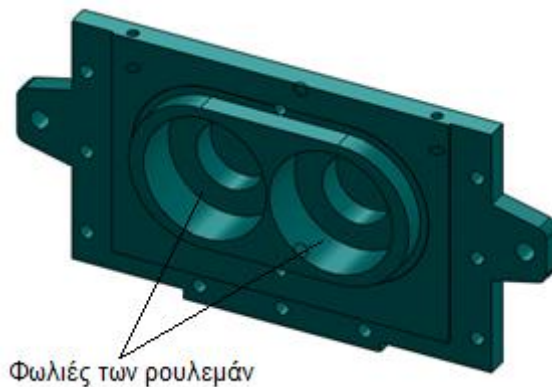
Σχήμα 4.16: Σύνδεσμος που ενώνει την άτρακτο 1 με την άτρακτο 2

16. Σύνδεσμος πάνω στην άτρακτο 2 (βλ. σχήμα 4.17). Ο σύνδεσμος αυτός βρίσκεται πάνω στην άτρακτο 2 και στηρίζεται πάνω σε δυο δακτύλιους, οι οποίοι δεν του επιτρέπουν να πηγαίνει δεξιά και αριστερά (στο παράρτημα παρατίθενται τα μηχανολογικά σχέδια του κάθε κομματιού).



Σχήμα 4.17: Σύνδεσμος πάνω στην άτρακτο 2

17. Κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 3-4, μέρος α (**βλ. σχήμα 4.18**). Ισχύουν όσα αναφέρθηκαν για το καπάκι των γραναζιών 1-2, μέρος α. Η μόνη διαφορά τους είναι ότι σε αυτό δεν υπάρχει η οπή, που υπήρχε στο άλλο. Το καπάκι γραναζιών 3-4, μέρος β, είναι ακριβώς ίδιο με το καπάκι των γραναζιών 1-2, μέρος β, για αυτό και δεν υπάρχει ξεχωριστή εικόνα και σχέδιο για αυτό.



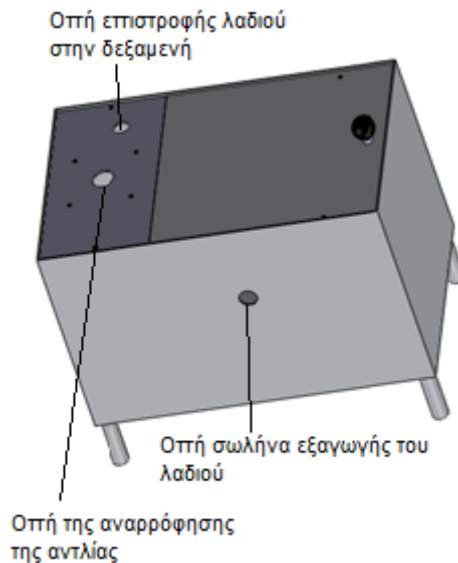
Σχήμα 4.18: Κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 3-4, μέρος α

18. Βάση των ρουλεμάν στο κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 3-4 (**βλ. σχήμα 4.19**). Η βάση αυτή, όπως φαίνεται και στην παρακάτω εικόνα, είναι διαφορετική από αυτή που υπάρχει στο καπάκι των γραναζιών 1-2.



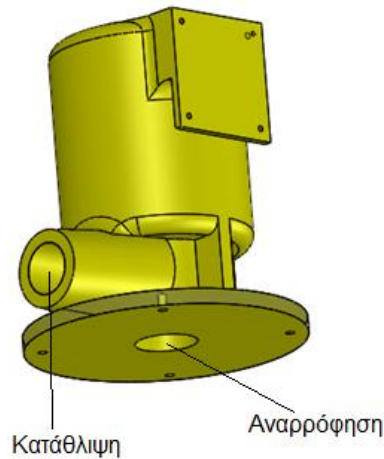
Σχήμα 4.19: Βάση των ρουλεμάν στο κιβώτιο που εδράζονται τα γρανάζια 3-4

19. Δεξαμενή της αντλίας (βλ. **σχήμα 4.20**). Στη δεξαμενή βρίσκεται το λάδι, που χρειάζεται για να γίνει η σωστή λίπανση της μηχανής. Η οπή που βρίσκεται στα πλάγια του σώματος της δεξαμενής όπως φαίνεται στην εικόνα είναι εκεί που καταλήγει ο σωλήνας εξαγωγής του λαδιού της μηχανής. Στο πάνω μέρος έχει πάλι δυο τρύπες μια μεγάλη πάνω στην οποία εδράζεται η αντλία και τραβάει το λάδι. Και μια πιο μικρή που χρησιμεύει σαν δικλείδα ασφαλείας σε περίπτωση που κατί συμβεί και δεν πρέπει να πάει λάδι προς την μηχανή να επιστρέφει πίσω στην δεξαμενή.



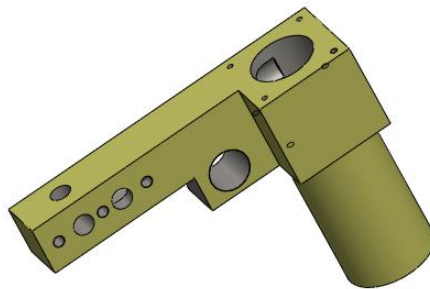
Σχήμα 4.20: Δεξαμενή της αντλίας

20. Αντλία λαδιού (βλ. **σχήμα 4.21**). Η αντλία είναι υπεύθυνη για τη λίπανση όλης της μηχανής. Παίρνει ενέργεια από ένα μικρό ηλεκτροκινητήρα ο οποίος μετατρέπει την ηλεκτρική ενέργεια που δέχεται σε μηχανική και την μεταδίδει στην αντλία. Η τρύπα που βρίσκεται στο κάτω μέρος της αντλίας είναι της αναρρόφησης και αυτή που βρίσκεται στο πλάι της κατάθλιψης.



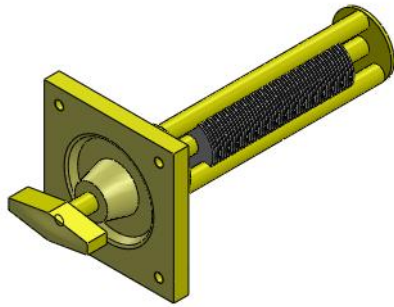
Σχήμα 4.21: Αντλία λαδιού

21. Κύριο σώμα του σωλήνα της αντλίας (βλ. σχήμα 4.22). Το κομμάτι αυτό έχει έξι οπές. Η πρώτη από δεξιά (όπως κοιτάει κάποιος την εικόνα), που είναι και η πιο μεγάλη είναι εκεί που ενώνεται με την κατάθλιψη της αντλίας. Οι άλλες πέντε είναι το σημείο, που ενώνεται με το εναλλάκτη θερμότητας. Περαιτέρω εξηγήσεις για τον εναλλάκτη θερμότητας θα δοθούν παρακάτω. Από αυτές οι δυο πιο μεγάλες είναι εκεί που διέρχεται το λάδι και οι άλλες τρεις είναι σπειρώματα M10. Στην κυλινδρική διαμόρφωση που φαίνεται στην εικόνα τοποθετείται το φίλτρο λαδιού.



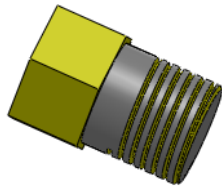
Σχήμα 4.22: Κύριο σώμα του σωλήνα της αντλίας

22. Φίλτρο της αντλίας (βλ. σχήμα 4.23). Το φίλτρο της αντλίας χρησιμεύει στον καθαρισμό του λαδιού από σκουπιδάκια ή από ρινίσματα σιδήρου που μπορεί να έχουν βρεθεί στο λάδι κατά την διάρκεια της λίπανσης της μηχανής.



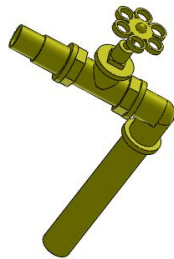
Σχήμα 4.23: Φίλτρο της αντλίας

- 23.** Κοχλίας-πώμα στο κύριο σώμα του σωλήνα της αντλίας (**βλ. σχήμα 4.24**). Είναι ένας κοχλίας μεγέθους M36, που λειτουργεί σαν τάπα στην οπή που εισέρχεται το λάδι από την κατάθλιψη της αντλίας στο σώμα του σωλήνα για να μην φύγει προς τα έξω.



Σχήμα 4.24: Κοχλίας-πώμα στο κύριο σώμα του σωλήνα της αντλίας

- 24.** Σωλήνας με βάνα (**βλ. σχήμα 4.25**). Όταν η βάνα αυτή είναι κλειστή, το λάδι που στέλνει η αντλία φιλτράρεται και πηγαίνει και λιπαίνει την μηχανή. Όταν είναι ανοιχτή, απλά περνάει από το φίλτρο λαδιού και επιστρέφει στην δεξαμενή.



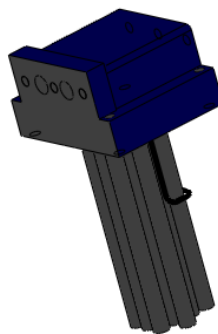
Σχήμα 4.25: Σωλήνας με βάνα

25. Διακλάδωση (βλ. **σχήμα 4.26**). Η διακλάδωση χρησιμεύει για να φτάσει το λάδι σε καθένα ξεχωριστά από τα δυο κιβωτια που εδράζουν γρανάζια, καθώς το χωρίζει σε δυο διαφορετικούς σωλήνες ένα για το κάθε.



Σχήμα 4.26: Διακλάδωση

26. Εναλλάκτης θερμότητας λαδιού-νερού, μέρος α (βλ. **σχήμα 4.27**). Ο εναλλάκτης θερμότητας χρησιμοποιείται για την ψύξη του λαδιού που επιστρέφει από την μηχανή. Αυτό γίνεται προκειμένου η θερμοκρασία του λαδιού που θα πάει πάλι στην μηχανή να είναι όσο το δυνατόν πιο χαμηλή γίνεται. Το μαύρο σωληνάκι που φαίνεται στην εικόνα είναι αυτό από το οποίο περνάει το λάδι και ψύχεται.



Σχήμα 4.27: Εναλλάκτης θερμότητας λαδιού-νερού, μέρος α

27. Εναλλάκτης θερμότητας λαδιού-νερού, μέρος β (βλ. **σχήμα 4.28**). Είναι το εξωτερικό μέρος του εναλλάκτη. Στο ένα άκρο του αριστερά εισέρχεται το νερό της βρύσης και στο άλλο άκρο που βρίσκεται στο κάτω μέρος του το νερό εξέρχεται και καταλήγει στην αποχέτευση.



Σχήμα 4.28: Εναλλάκτης θερμότητας λαδιού-νερού, μέρος β

- 28.** Βάση της μηχανής (βλ. **σχήμα 4.29**). Είναι μια μεταλλική βάση πάνω στην οποία εδράζεται το σώμα της μηχανής. Η μηχανή στερεώνεται πάνω στην βάση μέσω οχτώ M16 εξαγωνικού τύπου βρίσκονται στο κάτω μέρος των καπακιών των γραναζιών.



Σχήμα 4.29: Βάση της μηχανής

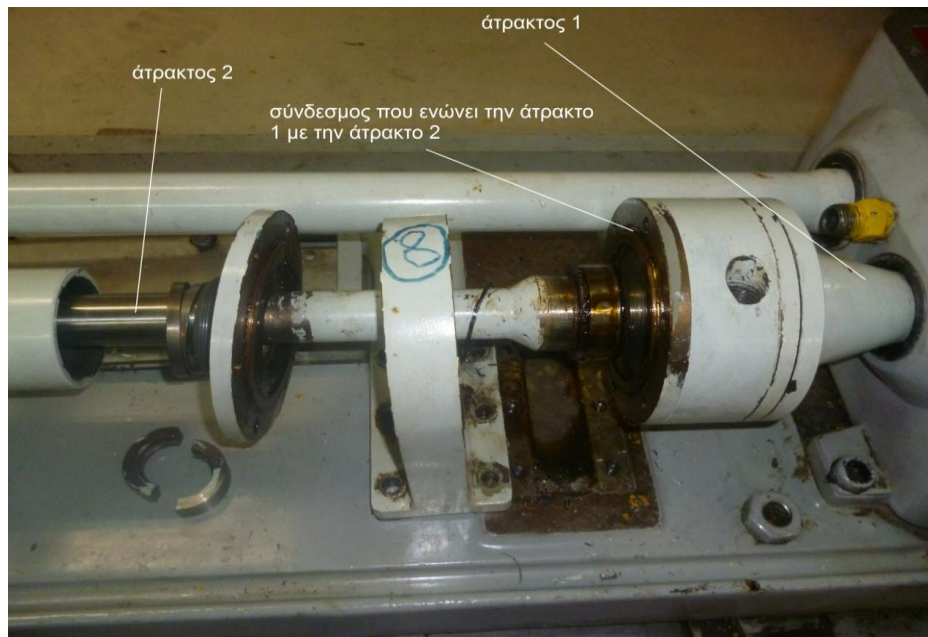
5. ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR

Μετά το τέλος της καταγραφής και του σχεδιασμού όλων των εξαρτημάτων της μηχανής FZG gear test άρχισε η επανασυναρμολόγησή της. Η διαδικασία αυτή ήταν αρκετά πιο δύσκολη σε σχέση με την αποσυναρμολόγηση της μηχανής. Καταλυτικό ρόλο στην επιτυχή έκβαση της προσπάθειας της συναρμολόγησης είχε το γεγονός ότι τραβήχθηκαν πολλές φωτογραφίες και έγινε σωστή αρίθμηση των τεμαχίων που απαρτίζουν την μηχανή κατά την διάρκεια της αποσυναρμολόγησης. Η συναρμολόγηση έγινε στα εξής στάδια. Αρχικά, επανατοποθετήθηκε η άτρακτος 3 των γραναζιών 2-4 ασκώντας μια ελαφριά αξονική δύναμη με ένα σφυρί (**βλ. σχήμα 5.1**).



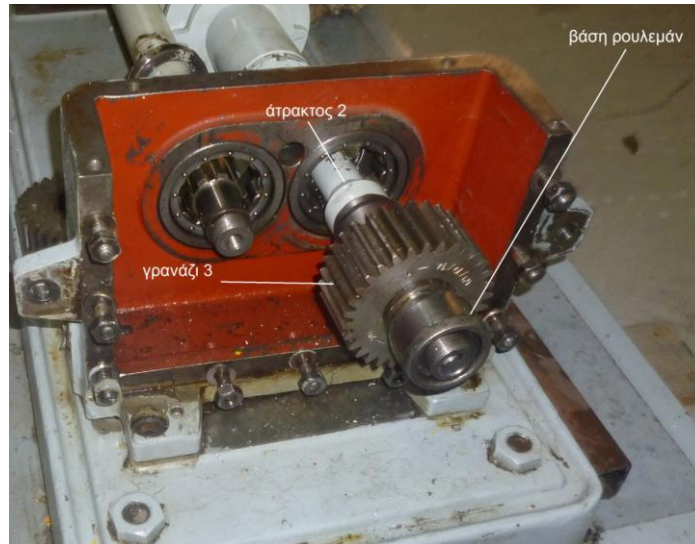
Σχήμα 5.1: Άτρακτος 3

Ύστερα, τοποθετήθηκαν από την άλλη μεριά τοποθετήθηκε η άτρακτος 1 και η άτρακτος 2 μαζί με τον σύνδεσμο που τις ενώνει, που όπως έχει προαναφερθεί αποτελείται από τέσσερα κομμάτια. Σε όλα τα κομμάτια για να έρθουν στην θέση τους ασκήθηκε όπως και στον εννιαίο άξονα μια μικρή αξονική δύναμη (**βλ. σχήμα 5.2**). Στη συνέχεια βιδώθηκαν με την εξής σειρά οι παρακάτω κοχλίες: α) έξι M8 από την μια πλευρά β) οχτώ M10 από την άλλη πλευρά γ) τέσσερα M20 φυτευτοί στην περιφέρεια του συνδέσμου εξαγωνικού τύπου δ) έξι M8 εξαγωνικού τύπου που είναι οι βίδες της βάσης του συνδέσμου



Σχήμα 5.2: Η άτρακτος 1, η άτρακτος 2 και ο σύνδεσμος που τις ενώνει

Στη συνέχεια, επανατοποθετήθηκαν τα γρανάζια. Τα γρανάζια 1-3 που βρίσκονταν πάνω στην άτρακτο 1 και στην άτρακτο 2 που τις ένωνε ο σύνδεσμος τοποθετήθηκαν σχετικά εύκολα, γιατί όταν βιδώθηκαν οι κοχλίες της βάσης του συνδέσμου οι δυο άτρακτοι σταθεροποιήθηκαν. Έτσι ήταν εύκολο να ασκηθεί η κατάλληλη αξονική δύναμη που χρειαζόνταν λόγω της σφικτής συναρμογής που είχαν τα γρανάζια με τις άτρακτους και να μπουν στη θέση τους (βλ. σχήμα 5.3). Μαζί με τα γρανάζια μπήκαν και οι βάσεις των ρουλεμάν, αφού πρώτα αλείφθηκε με λίγο γράσο ο άξονας για να μειωθούν οι τριβές. Να σημειωθεί, ότι για να ασκηθεί η δύναμη στην περιφέρεια των γραναζιών χωρίς να υπάρξει καμία φθορά στον άξονα ή στα γρανάζια έπρεπε να επινοηθεί ένα αυτοσχέδιο εργαλείο (βλ. σχήμα 5.4). Όπως φαίνεται στην εικόνα είναι ένα κούφιο κομμάτι αλουμινίου με εμβαδόν και μήκος μεγαλύτερο από αυτό του άξονα και με σχήμα τέτοιο ώστε να ασκούνται ομοιόμορφα οι δυνάμεις πάνω στο γρανάζι προκειμένου να υπάρξει σωστή τοποθέτηση και από πάνω του έχει ένα μεγάλο κομμάτι ρητίνης για να μην το καταστρέψουν αλλά και για να ασκούνται όσο το δυνατόν πιο ομοιόμορφα τα χτυπήματα με το σφυρί.



Σχήμα 5.3: Το γρανάζι 3 στην θέση του μαζί με την βάση του ρουλεμάν



Σχήμα 5.4: Αυτοσχέδιο εργαλείο κομμάτι αλουμινίου και ρητίνης

Κατόπιν, σειρά είχε η τοποθέτηση των γραναζιών 2-4 πάνω στην άτρακτο τρια. Εδώ παρουσιάσθηκε ένα πρόβλημα:

Όταν έμπαινε το ένα γρανάζι έβγαινε το άλλο λόγω της μη σταθερότητας του άξονα. Εδώ έγιναν αρκετές δοκιμές για εξεύρεση μιας λύσης, όπως η τοποθέτηση των δύο στεγανωτικών ταπών μήπως και μπορούσαν να προσδώσουν κάποια σταθερότητα στον άξονα απέναντι στις αξονικές δυνάμεις που ασκούνταν για να μπουν τα γρανάζια στην θέση τους. Ούτε αυτές, όμως, δεν μπορούσαν να συγκρατήσουν τον άξονα. Για αυτό έπρεπε να επινοηθεί κάποιου είδους "κόντρα" που θα μπορούσε να αντισταθμίσει την ασκούμενη αξονική δύναμη. Έτσι, βρέθηκε η λύση μιας μικρής μέγγενης η οποία το ένα άκρο της έπιανε στο ένα γρανάζι όσο γίνεται πιο κοντά στον

άξονα του ώστε να μπει ίσια στον άξονα και το άλλο στο σώμα της μηχανής πάλι όσο πιο κοντά γίνεται στον άξονα κοιτώντας πάντα η μέγγενη να είναι σε ευθεία γραμμή γιατί ως γνωστόν οι μέγγενες είναι ικανές να παραλάβουν τεράστια αξονικά φορτία αλλά έχουν ελάχιστη αντοχή σε κάθετα. Έτσι σφίγγοντας την μέγγενη μπήκε το ένα γρανάζι , κρατώντας το τώρα ακινητοποιημένο (βλ. **σχήμα 5.5**) μπήκε το άλλο γρανάζι από την άλλη πλευρά χτυπώντας το ελαφρά με το αυτοσχέδιο εργαλείο που αναφέρθηκε παραπάνω και στην συνέχεια και οι βάσεις από τα άλλα δύο ρουλεμαν.

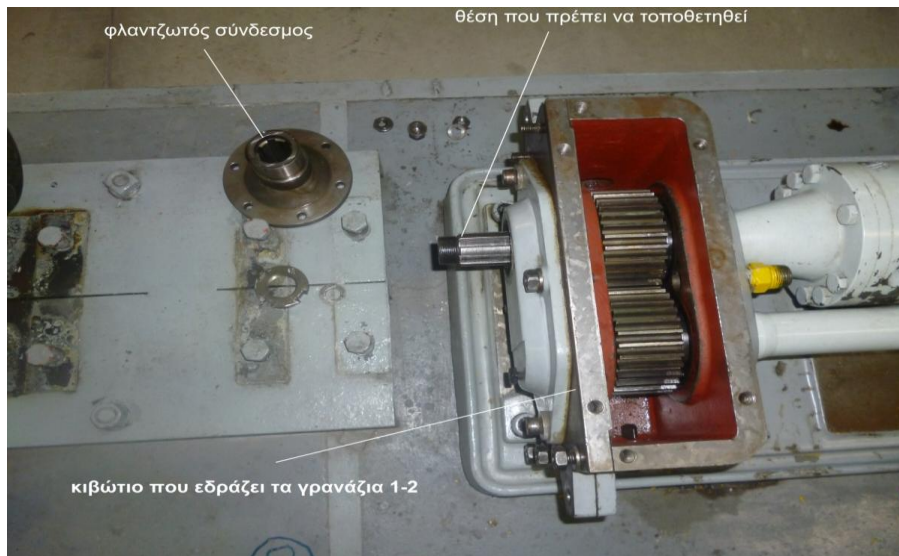


Σχήμα 5.5: Η μέγγενη που τοποθετήθηκε σαν "κόντρα"

Αφού τελείωσε και η τοποθέτηση των γρανάζιων και των βάσεων των ρουλεμάν σειρά τώρα είχαν να μπουν στην θέση τους και τα κομμάτια από τα κιβώτια που εδράζαν τα γρανάζια. Τα οποία περιείχαν και τα ρουλεμάν.

Αυτή ήταν μια εύκολη σχετικά διαδικασία το μόνο που έπρεπε να γίνει ήταν να μπουν τα κομμάτια των κιβωτίων στην θέση τους μετά να μπουν οι δυο πείροι ευθυγραμμίσεως και τέλος να βιδωθούν δώδεκα M10 κοχλίες που είχε το κάθε κομμάτι.

Τελευταίο κομμάτι που συναρμολογήθηκε ήταν ο φλαντζωτός σύνδεσμος (βλ. **σχήμα 5.6**), ο οποίος χτυπήθηκε με ένα σφυρί βάζοντας μπροστά ένα κομμάτι ρυτίνης για να μην παθει καμιά ζημιά από τα χτυπήματα.

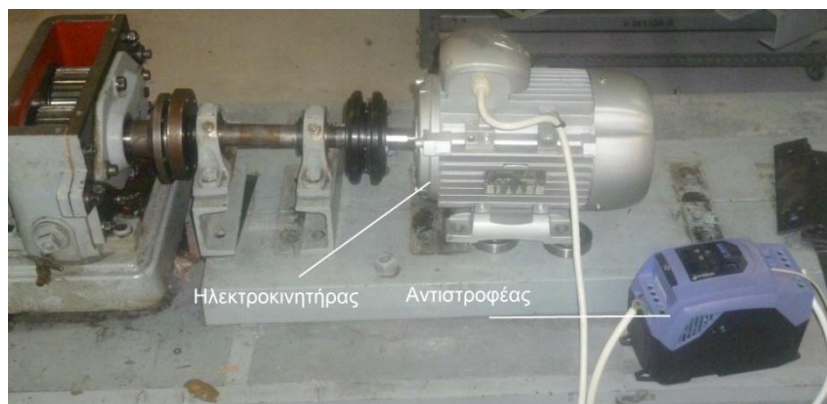


Σχήμα 5.6: Ο φλαντζωτός σύνδεσμος και η θέση που πρέπει να τοποθετηθεί

Σε αυτό το σημείο, πρέπει να σημειωθεί ότι η μηχανή δεν ήταν συνδεδεμένη με κάποιον ηλεκτροκινητήρα. Ωστόσο, ήταν γνωστό ότι όταν λειτουργούσε παλιά έπαιρνε ισχύ από έναν ηλεκτροκινητήρα που ήταν συνδεδεμένος με ένα κιβώτιο ταχυτήτων από λεωφορείο (**βλ. σχήμα 5.7**). Η διάταξη αυτή κρίθηκε ότι έπρεπε να αλλαχθεί, καθώς δεν ήταν σε καλή κατάσταση (οι ταχύτητες του κιβωτίου δεν αλλάζαν εύκολα και τα ηλεκτρολογικά του κινητήρα ήθελαν επισκευή). Έτσι, προτιμήθηκε η λύση ενός ηλεκτροκινητήρα με αντιστροφέα (inverter) (**βλ. σχήμα 5.8**) που θα επιτρέπει την αλλαγή στροφών κατά την διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής. Για να γίνει αυτό, έπρεπε να βρεθεί ένας σύνδεσμος που θα ταιριάζει με τον φλαντζωτό σύνδεσμο της μηχανής. Ο μόνος σύνδεσμος που υπήρχε να πληρεί αυτό το κριτήριο ήταν ο σύνδεσμος της ατράκτου του παλιού ηλεκτροκινητήρα με το κιβώτιο ταχυτήτων από λεωφορείο. Με έναν εξολκέα λοιπόν αφαιρέθηκε από την προηγούμενη άτρακτο και τοποθετήθηκε στην άτρακτο του καινούριου κινητήρα.



Σχήμα 5.7: Ο ηλεκτροκινητήρας που χρησιμοποιούνταν παλαιότερα όταν η μηχανή ήταν σε λειτουργία

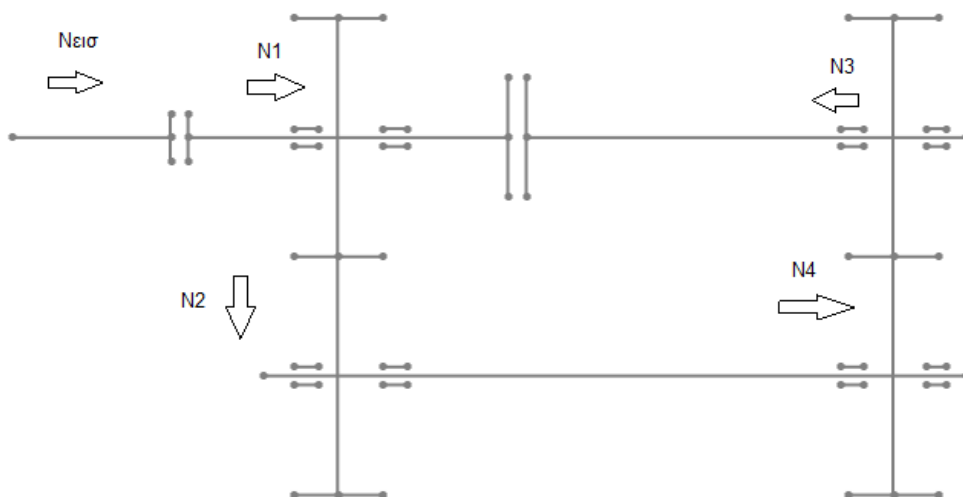


Σχήμα 5.8: Ο καινούριος ηλεκτροκινητήρας με τον αντιστροφέα

6. ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΗΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΣΥΝΔΕΣΗΣ ΚΑΙ ΤΩΝ ΓΡΑΝΑΖΙΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ FZG GEAR TEST

Σε αυτό το κεφάλαιο έγιναν οι υπολογισμοί της αντοχής των δύο συνδέσμων που έχει η μηχανή, του πολύσφηνου και των γραναζιών στις καταπονήσεις που δέχονται κατά την λειτουργία της μηχανής.

Ο πρώτος υπολογισμός αντοχής έχει να κάνει με τους κοχλίες που χρησιμοποιήθηκαν στον πρώτο σύνδεσμο. Στο **Σχήμα 6.1** φαίνεται το μονογραμμικό σχέδιο και η ροή ισχύος της διάταξης.



Σχήμα 6.1: Μονογραμμικό σχέδιο και ροή ισχύος της διάταξης

Έλεγχος της αντοχής των κοχλίων:

Οι καταπονήσεις, επειδή έχουμε κοχλιοσύνδεση μορφής είναι οι εξής:
σε διαμητρική τάση στο κοχλία $t_{dm} = F/A$ σε επιφανειακή τάση στο κοχλία $p_0 = F/(d_3s)$, όπου d_3 = η διάμετρος του κορμού του κοχλία και s = το μήκος του κορμού που υφίσταται την πίεση

Η ροπή ισούται με $M_d = F \times 6 \times r$, $M_d = 71620 N/n$. Η μέγιστη ισχύς που μπορεί να προσδώσει ο ηλεκτροκινητήρας είναι $N_{max} = 4,8 PS$ στις $n = 3455 rpm$

$$M_{dmax} = (71620 \times 4,8)/3455 = 99,5 kpcm = 976,106 Ncm$$

$$F_{max} = 976,106/(4,5 \times 6) = 36,152 N \quad d_3 = 4,773 mm$$

$$\text{Άρα } t_{dmax} = 36,152/(3,14 \times 4,7732/4) = 2,0215 N/mm^2$$

Η ελάχιστη ισχύς που θα μπορεί να ασκήσει ο κινητήρας θα είναι $N_{min} = 4 PS$ στις $n = 2880 rpm$. Αυτό μπορεί να γίνει κατά την διάρκεια της λειτουργίας του κινητήρα μέσω του αντιστροφέα (inverter).

$$M_{dmin} = (71620 \times 4)/2885 = 99,47 kpcm = 975,8 Ncm$$

$$F_{min} = 975,8/(4,5 \times 6) = 36,14 N$$

$$t_{dmin} = 36,14/(3,14 \times 4,7732/4) = 2,02 N/mm^2$$

$$t_{dm} = (t_{dmax} + t_{dmin})/2 = (2,0215 + 2,02)/2 = 2,02075 N/mm^2$$

$$t_{da} = (t_{dmax} - t_{dmin})/2 = (2,0215 - 2,02)/2 = 0,00075 N/mm^2$$

Επειδή το εύρος εναλλαγής της τάσης t_{da} είναι πάρα πολύ μικρό σε σχέση με την μέση τιμή της t_{dm} μπορεί να θεωρηθεί ότι η φόρτιση είναι στατική και όχι δυναμική.

Οι κοχλίες κατασκευάζονται από διάφορα υλικά αλλά στις μηχανολογικές κατασκευές χρησιμοποιούνται κυρίως οι χαλύβδινοι όπως St34, St37, St50, C 15, C 35, C 45, 41Cr4 και 42CrMo4. Έτσι, οι κοχλίες από πλευράς αντοχής τυποποιούνται σε 8 κατηγορίες. Η κατηγορία αντοχής ενός κοχλία εκφράζεται με το ζεύγος δύο αριθμών, εκ των οποίων ο πρώτος (3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14) δίνει αν πολλαπλασιαστεί με το 100 το όριο θραύσης του υλικού σε MPa. Ενώ ο δεύτερος δίνει το όριο διαρροής ως ποσοστό του ορίου θραύσης (6, 7, 8, 9). [4,5]. Οι κοχλίες που χρησιμοποιήθηκαν είναι κατηγορία (8.8) που σημαίνει όριο διαρροής $\sigma_{\varepsilon\pi} = 640 MPa = 640 N/mm^2$. Για να αντέχει ο κοχλίας πρέπει να ισχύει: $t_{dm} \leq \sigma_{\varepsilon\pi}/S$, όπου $S = 2$ είναι ο συντελεστής ασφαλείας, $t_{dm} \leq 320 N/mm^2$ που ισχύει.

Για την πίεση επιφανείας έχουμε: $p_{max} = F_{max}/(d_3s) = 36,152/(4,773 \times 10) = 0,7574 \text{ N/mm}^2$

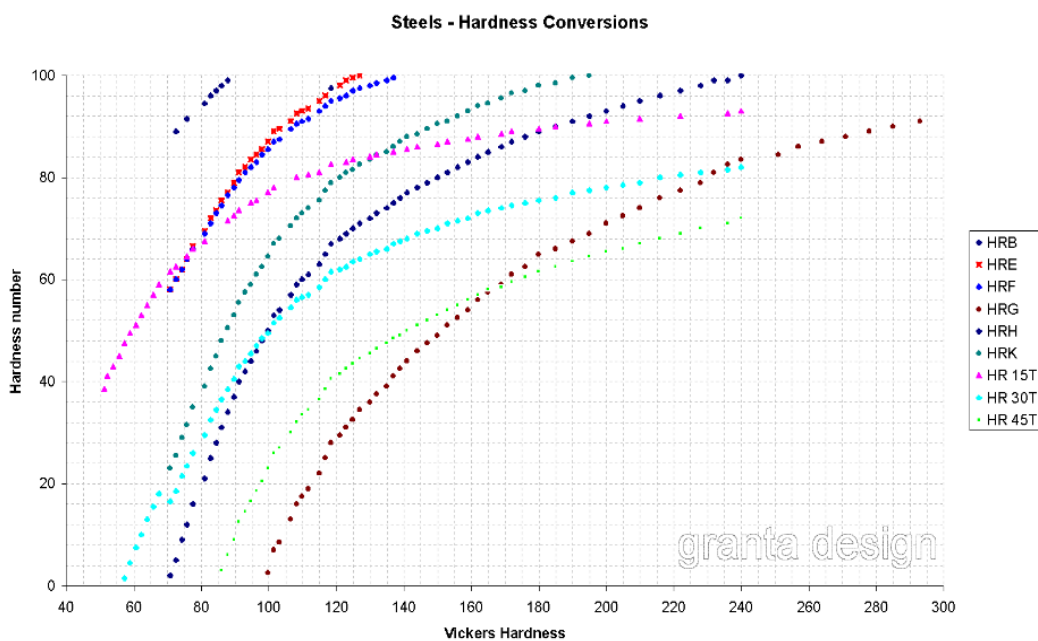
$p_{min} = F_{min}/(d_3s) = 36,14/(4,773 \times 10) = 0,7571 \text{ N/mm}^2$ $p_m = (p_{max} + p_{min})/2 = 0,75725 \text{ N/mm}^2$ $p_a = (p_{max} - p_{min})/2 = 0,00015 \text{ N/mm}^2$ και εδώ

το εύρος εναλλαγής της πίεσης επιφανείας είναι πολύ μικρό σε σχέση με την μέση τιμή της σε τέτοιο βαθμό που μπορεί να θεωρηθεί στατική η φόρτιση.

Πρέπει: $p_m \leq \frac{p_{\epsilon\pi}}{S}$ $p_{\epsilon\pi} = 120 \text{ MPa} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ $p_m \leq 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, που ισχύει.

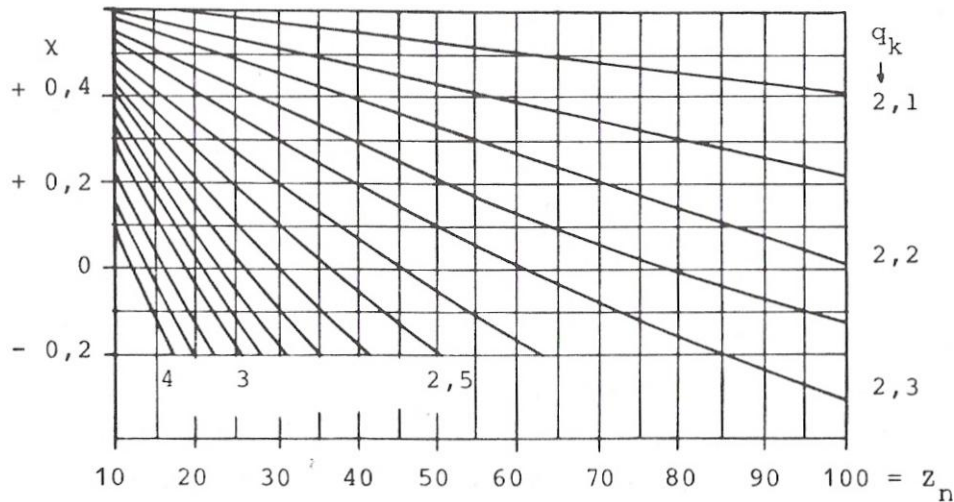
Άρα οι κοχλίες αντέχουν και σε ότι αφορά την διατμητική τάση που δέχονται και σε ότι αφορά την πίεση επιφανείας που δέχονται.

Ο υπολογισμός της αντοχής των γκραναζιών έγινε ως εξής: Αρχικά, βρέθηκε το υλικό τους: GG26 των γκραναζιών και St70 της ατράκτου. Αυτά βρέθηκαν μετρώντας την επιφανειακή σκληρότητα κατά Rockwell C 15N. Οι τιμές που βρέθηκαν είναι 30 για το υλικό του γκραναζιού και 65 για το υλικό της ατράκτου. Στη συνέχεια, μέσω του διαγράμματος που φαίνεται στο **σχήμα 6.2** [6], μετατράπηκαν σε μονάδες σκληρότητας κατά Vickers και ύστερα βρέθηκαν τα υλικά.



Σχήμα 6.2: Διάγραμμα μετατροπής από Rockwell C σε Vickers

Η μέγιστη τάση που αναπτύσσεται στα γρανάζια είναι η $\sigma_{max} = Pu_{max}q_k / (b\epsilon m)$ [8]. Όπου $Pu = M_d / r_{o1}$ και q_k δίνεται από το **σχήμα 6.3** συναρτήσει του αριθμού οδόντων της κάθετης τομής και της μετατόπισης του τροχού.



Σχήμα 6.3: Ο συντελεστής q_k σε συνάρτηση με τον αριθμό των δοντιών και τη μετατόπιση

Η ισχύς που μεταφέρεται μέσω του γραναζιού Z1 μπορεί να βρεθεί κάνοντας την ροή ισχύος και επειδή έχουμε να κάνουμε με σύστημα με ανακυκλοφορούσα ισχύ υποθέτουμε ότι ισχύει:

$$N_{\epsilon\sigma max} = N_1 / (\eta_\epsilon \eta_\epsilon \eta_\epsilon \eta_\epsilon)$$

$$N_{1max} = 4,8 \times (0,997)^4 = 4,742 \text{ PS}$$

$$Md_{1max} = 71620 \times 4,742 / 3455 = 98,29 \text{ kpcm στην συνέχεια } Pu_{max} =$$

$$Md_{1max} / r_{o1} = 98,29 / 4,5 = 21,842 \text{ kp } q_k = 2,81 \text{ } b = 45 \text{ mm } m = 3 \text{ mm } \epsilon = 1,658$$

$$\sigma_{max} = Pu_{max}q_k / (b\epsilon m) = 21,842 \times 2,81 / (3 \times 45 \times 1,658) = 0,2742 \text{ kp/mm}^2$$

Η ελάχιστη τάση που αναπτύσσεται στα γρανάζια είναι

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \frac{Pu_{min}}{b\epsilon m} Pu_{min}q_k / (b\epsilon m) \quad N_{\epsilon\sigma min} = 4 \text{ PS στις } n = 2880 \text{ rpm } N_{1min} \\ &= N_{\epsilon\sigma min} (\eta_\epsilon^4) \end{aligned}$$

$$N_{1min} = 4 \times (0,997)^4 = 3,952 \text{ PS} \quad Md_{1min} = 71620 \times 3,952/2880 \\ = 98,27 \text{ kpcm}$$

$$Pu_{min} = Md_{1min}/r_{o1} = 98,27/4,5 = 21,838 \text{ kp}$$

$$\sigma_{min} = Pu_{min}q_k/(b\epsilon m) = 21,838 \times 2,81/(3 \times 45 \times 1,658) = 0,2741 \text{ kp/mm}^2$$

Η μέση τιμή της τάσης είναι $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = 0,27415 \text{ kp/mm}^2$ και το εύρος εναλλαγής $\sigma_\alpha = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = 0,00005 \text{ kp/mm}^2$. Παρατηρείται, πάλι, πάρα πολύ μικρό εύρος εναλλαγής σε σχέση με την μέση τιμή της τάσης, οπότε μπορεί να θεωρηθεί η φόρτιση στατική. Άρα, $\sigma_m \leq \sigma_{B\epsilon\pi} = \sigma/2 = 13 \text{ kp/mm}^2$ άρα αντέχουν τα γρανάζια ως προς τις θλιπτικές τάσεις. Τώρα, πρέπει να εξεταστούν και ως προς την πίεση επιφανείας. Η μέγιστη αναπτυσσόμενη πίεση επιφανείας στο σημείο κυλίσεως δίνεται από τον τύπο

$$p_{max} = \sqrt{((Pu_{max}(i_{12} + 1)/(b_2 d_{o2} i_{12}))Y_w Y_c Y_L)} \quad [1]$$

$$b_2 = b_1 - 5 \text{ mm} = 40 \text{ mm} \text{ είναι το πλάτος του τροχού 2}$$

$$b_1 = 45 \text{ mm} \text{ το πλάτος του τροχού 1}$$

$Y_w = 0$ συντελεστής του υλικού

$Y_c = 0$ συντελεστής κυλίσεως

$Y_L = 0$ συντελεστής φορτίσεως

Παρακάτω υπολογίζονται οι τρεις παραπάνω συντελεστές, ο συντελεστής υλικού $Y_w = \sqrt{(E_1 \times E_2 / (1,43 \times (E_1 + E_2)))}$, όπου E_1 το μέτρο ελαστικότητας του πιινόν και E_2 το μέτρο ελαστικότητας του συνεργαζόμενου τροχού. Το μέτρο ελαστικότητας του γραναζιού 1 και του 2 είναι το ίδιο $E_1 = E_2 = 13000 \text{ kp/mm}^2$ για τον χυτοσίδηρο GG18 που είναι το υλικό τους.

$$Y_w = \sqrt{(13000 \times 13000 / (1,43 \times (13000 + 13000)))} = 67,42 \text{ kp/mm}^2$$

ο συντελεστής κυλίσεως Y_c

$$Y_c = \sqrt{((\cos(\beta_o))^2 / (\sin(\alpha_{on}) \cos(\alpha_{on})))} = (1 / (\sin 20 \times \cos 20))^{1/2} = 1,764$$

ο συντελεστής φορτίσεως Y_L για οδοντωτούς τροχούς με ευθεία οδόντωση

$$Y_L = 1$$

$$\text{Άρα } p_{max} = \sqrt{(21,842 \times (31/30 + 1)/(40 \times 90 \times 31/30))} \times 67,42 \times 1,764 * 1 = 12,995 \text{ kp/mm}^2$$

$$\text{Η ελάχιστη πίεση επιφανείας } p_{min} = \sqrt{((Pu_{min}(i_{12} + 1)/(b_2 d_{o2} i_{12}))} Y_w Y_c Y_L = \sqrt{(21,838 \times (31/30 + 1)/(40 \times 90 \times 31/30))} \times 67,42 \times 1,764 \times 1 = 12,993 \text{ kp/mm}^2$$

$$p_m = (p_{max} + p_{min})/2 = (12,995 + 12,993)/2 = 12,994 \text{ Kp/mm}^2$$

$$p_a = (p_{max} - p_{min})/2 = 0,001 \text{ Kp/mm}^2$$

Και εδώ το εύρος εναλλαγής της πίεσης επιφανείας είναι πολύ μικρό σε σχέση με την μέση τιμή της πίεσης επιφανείας, οπότε η φόρτιση μπορεί να θεωρηθεί στατική.

Η επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας δίνεται από τον εξής τύπο:

$$p_{\varepsilon\pi} = p_o Y_1 Y_2 / S \quad \text{όπου}$$

p_o = η αντοχή σε πίεση επιφανείας που εξαρτάται από το υλικό του τροχού

$$p_o = 32 \text{ kp/mm}^2$$

S = ο συντελεστής ασφαλείας $S = 1,5$

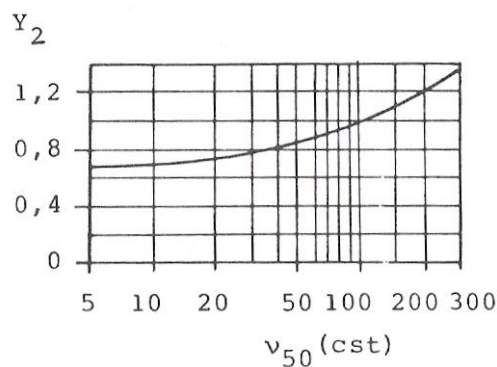
Y_1 = παράμετρος του υλικού η οποία παίρνει την τιμή 1 όταν και τα δυο γρανάζια αποτελούνται από το ίδιο υλικό $Y_1 = 1$

Y_2 = παράμετρος λιπάνσεως, της οποίας οι τιμές εξαρτώνται από το ιξώδες του λιπαντικού όπως φαίνεται και στο **σχήμα 6.4**. Για την επιλογή του κατάλληλου λιπαντικού υπολογίζεται η περιφερειακή ταχύτητα του σημείου κυλίσεως $V_c = \omega r_{o1} = 6,829 \text{ m/s}$ και από τον παρακάτω πίνακα **σχήμα 6.5** βρίσκεται η κινηματική συνεκτικότητα του λιπαντικού στους $50 \text{ } ^\circ\text{C}$ v_{50} και μετριέται σε $\text{cst } 1st = 1 \text{ cm}^2/\text{s}$ $v_{50} = 50$ $Y_2 = 0,85$

Πρέπει: $p_m \leq p_{\varepsilon\pi} = 42 \times 1 \times 0,85/1,5 = 23,8 \text{ kp/mm}^2$, το οποίο ισχύει.
Άρα, τα γρανάζια αντέχουν και σε πίεση επιφανείας.

Ταχύτητα του σημείου κυλίσεως V_c (m/sec)	Κινηματική συνεκτικότητα v_{50} (cst)	
	από	έως
0,25	175	350
0,40	145	290
0,63	120	240
1,00	100	200
1,60	83	166
2,50	60	138
4,00	57	114
6,30	47	94
10,00	39	78
16,00	32	64
25,00	27	54

Σχήμα 6.4: Η κινηματική συνεκτικότητα σε συνάρτηση με την ταχύτητα του σημείου κυλίσεως



Σχήμα 6.5: Ο συντελεστής Y_2 σε συνάρτηση με την κινηματική συνεκτικότητα

Τέλος, είναι αναγκαίο να υπολογιστεί και αν αντέχουν τα πολύσφηνα στις καταπονήσεις. Ο υπολογισμός της αντοχής των πολύσφηνων γίνεται σε σχέση με την πίεση επιφανείας. Η διάτμηση με την οποία καταπονείται το πολύσφηνο είναι πολύ μικρότερη και δεν λαμβάνεται υπόψη. Για τον υπολογισμό της πίεσης επιφανείας ισχύει ο τύπος:

$p = Md/(zhr_m l)$ όπου z = ο αριθμός των σφηνών , h = το ύψος της κάθε σφήνας, $r_m = (d_1 + d_2)/4$ όπου d_1 = η εσωτερική διάμετρος της σφήνας και d_2 = η εξωτερική διάμετρος της σφήνας.

Η πρώτη περίπτωση που μελετάται είναι ο φλαντζωτός σύνδεσμος που βρίσκεται στην είσοδο της μηχανής FZG και παραλαμβάνει την ροπή που

έρχεται από τον ηλεκτροκινητήρα. Να σημειωθεί εδώ, ότι και το πολύσφηνο της ατράκτου και οι σφηναύλακες του συνδέσμου λόγω δράσης-αντίδρασης καταπονούνται με την ίδια δύναμη όσο αναφορά στο μέτρο της το μόνο που αλλάζει είναι η φορά της. Στην συγκεκριμένη περίπτωση ο παραπάνω τύπος γίνεται $p = Md/(8 \times 1,75 \times 14,375 \times 77,11)$.

Η μέγιστη επιφανειακή πίεση θα είναι: $p_{max} = Md_{max}/(15518,39) = 976,106 \times 10/(15518,39) = 0,6289 \text{ N/mm}^2$

Η ελάχιστη επιφανειακή πίεση θα είναι:

$$p_{min} = Md_{min}/15518,39 = 975,8 \times 10/15518,39 = 0,6288 \text{ N/mm}^2$$

Η μέση τιμή της πίεσης επιφανείας είναι $p_m = (p_{max} + p_{min})/2 = (0,6289 + 0,6288)/2 = 0,62885 \text{ N/mm}^2$ το εύρος εναλλαγής της πίεσης είναι $p_a = (p_{max} - p_{min})/2 = (0,6289 - 0,6288)/2 = 0,00005 \text{ N/mm}^2$ και εδώ παρατηρείται πολύ μικρό εύρος εναλλαγής. Έτσι μπορεί να θεωρηθεί η καταπόνηση σαν στατική. Το υλικό τόσο του συνδέσμου όσο και της ατράκτου είναι St70. Η αντοχή του σε επιφανειακή πίεση είναι $p_o = 72 \text{ Kp/mm}^2 = 706,104 \text{ N/mm}^2$. Πρέπει: $p_m \leq p_o/S$ όπου $S = 2$ ο βαθμός ασφαλείας που ισχύει. Άρα και το πολύσφηνο της ατράκτου και οι σφηναύλακες του συνδέσμου αντέχουν στην καταπόνηση που δέχονται.

Τέλος, θα πρέπει να εξεταστεί αν αντέχουν και οι σφηναύλακες των γραναζιών. Αυτό εξετάζεται, γιατί παρόλο που δέχονται μικρότερη ροπή σε σχέση με τον φλαντζωτό σύνδεσμο είναι κατασκευασμένα από διαφορετικό υλικό με μικρότερη αντοχή.

Πιο συγκεκριμένα, η μέγιστη πίεση επιφανείας που δέχονται οι σφηναύλακες δίνεται πάλι από τον τύπο $p_{max} = Md_{1max}/(zhr_m l)$ με $z = 8$, $h = 1,75$, $r_m = 14,375$, $l = 45$ η μέγιστη ροπή που ασκείται στο γρανάζι 1 είναι $Md_{1max} = 71620 \times 4,742/3455 = 98,29 \text{ Krcm} = 982,9 \text{ Kpmm}$. Ο τρόπος με τον οποίο βρέθηκε η ισχύς του γραναζιού 1 φαίνεται αναλυτικά στο κεφάλαιο 7 όπου έγινε η ροή ισχύος.

$$p_{max} = 982,9/(8 \times 1,75 \times 14,375 \times 45) = 0,1085 \text{ Kp/mm}^2$$

Η ελάχιστη πίεση επιφανείας που δέχονται είναι $p_{min} = Md_{1min}/(zhr_m l)$, η ελάχιστη ροπή είναι $Md_{1min} = 71620 \times 3,952/2880 = 98,27 \text{ Kpmm} = 982,7 \text{ Kpmm}$

$$p_{min} = 982,7/(8 \times 1,75 \times 14,375 \times 45) = 0,1085 \text{ Kp/mm}^2$$

Η μέση τιμή της πίεσης επιφανείας είναι $p_m = 0,1085 \text{ Kp/mm}^2$ και το εύρος εναλλαγής της πίεσης επιφανείας είναι $p_a = 0$, οπότε η καταπόνηση είναι στατική. Το υλικό του γραναζιού είναι χυτοσίδηρος GG26 και η επιτρεπόμενη αντοχή του σε πίεση επιφανείας υπό στατική φόρτιση είναι $p_o = 42 \text{ Kp/mm}^2$. Πρέπει: $p_m \leq p_o/S$ όπου $S = 2$ ο συντελεστής ασφαλείας, το οποίο ισχύει. Άρα, αντέχουν και οι σφηναύλακες των γραναζιών στις καταπονήσεις που δέχονται.

7. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΜΕ ΕΥΘΕΙΑ ΟΔΟΝΤΩΣΗ

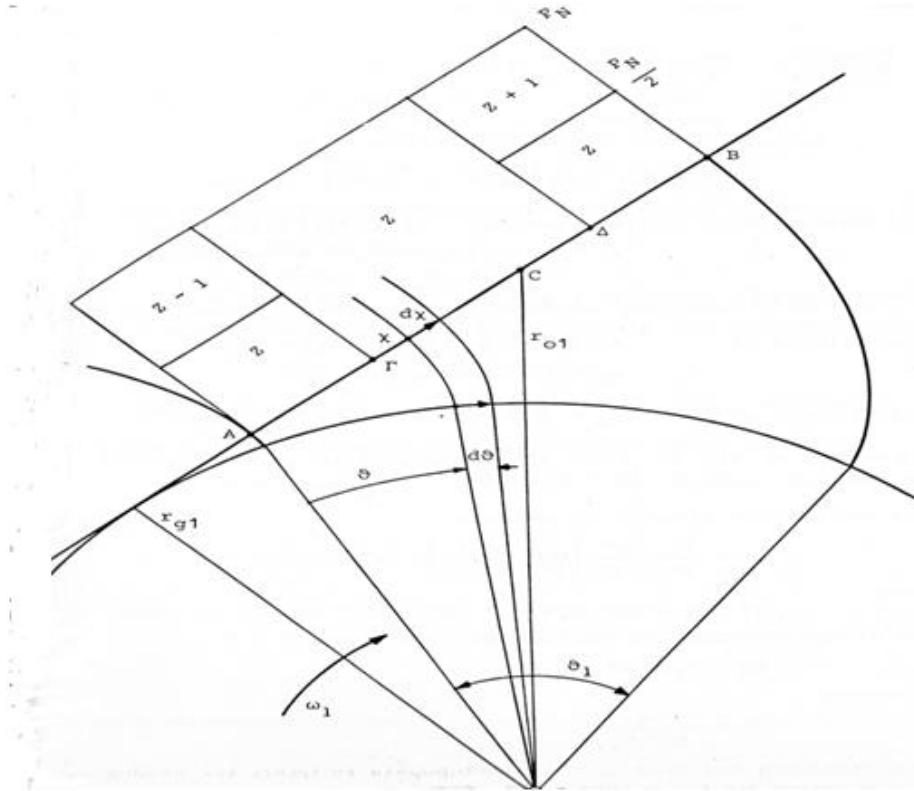
Σε αυτό το κεφάλαιο περιγράφεται η διαδικασία με την οποία υπολογίστηκε θεωρητικά ο βαθμός απόδοσης ενός ζεύγους μετωπικών τροχών με ευθεία οδόντωση. Οι υπολογισμοί έγιναν για τη συγκεκριμένη περίπτωση γραναζιών, δηλαδή για $Z_1 = 30$ δόντια και $Z_2 = 31$ δόντια, που έχει η μηχανή FZG και τον συγκεκριμένο ηλεκτροκινητήρα ισχύος $N = 4,8$ PS.

Αρχικά, υπολογίστηκαν οι απώλειες καθώς το γρανάζι στρέφεται κατά γωνία $\theta_1 = AB/r_{g1}$ όπου:

AB = Το τμήμα επαφών της βαθμίδας των γραναζιών 1 και 2.

r_{g1} = Ο βασικός κύκλος του γραναζιού 1.

Κατά την διάρκεια της γωνίας θ_1 έρχονται σε επαφή τρία δόντια από το κάθε γρανάζι. Έτσι όπως φαίνεται και στο **Σχήμα 7.1**, που αναφέρεται στο τμήμα επαφών AB , αν Z το τυχαίο δόντι που όταν εργάζεται στο τμήμα $\Gamma\Delta$ καταπονείται με P_n , όταν εργάζεται στο $A\Gamma$ καταπονείται με $P_n/2$ και αυτό και το προπορευόμενο $Z+1$, που εργάζεται στο ΔB . Αν το Z εργάζεται στο ΔB , το επόμενο $Z-1$ εργάζεται στο $A\Gamma$ και τα δύο καταπονούνται με $P_n/2$ [1].



Σχήμα 7.1: Οι απώλειες πάνω στο τμήμα επαφών AB

$$A = \int_A^{\Gamma} f_{iAG} \left(\frac{1}{2}\right) P_n dl + \int_{\Gamma}^C f_{iGC} P_n dl + \int_C^{\Delta} f_{oCA} P_n n dl + \int_{\Delta}^B f_{oAB} \left(\frac{1}{2}\right) P_n dl + \int_{\Delta}^B f_{oAB} \left(\frac{1}{2}\right) P_n dl + \int_A^{\Gamma} f_{iAG} \left(\frac{1}{2}\right) P_n dl$$

Πρώτα, υπολογίστηκε το τμήμα επαφών AB και ο βαθμός επικάλυψης για το ζευγάρι οδοντωτών τροχών που έχει η μηχανή FZG ως εξής:

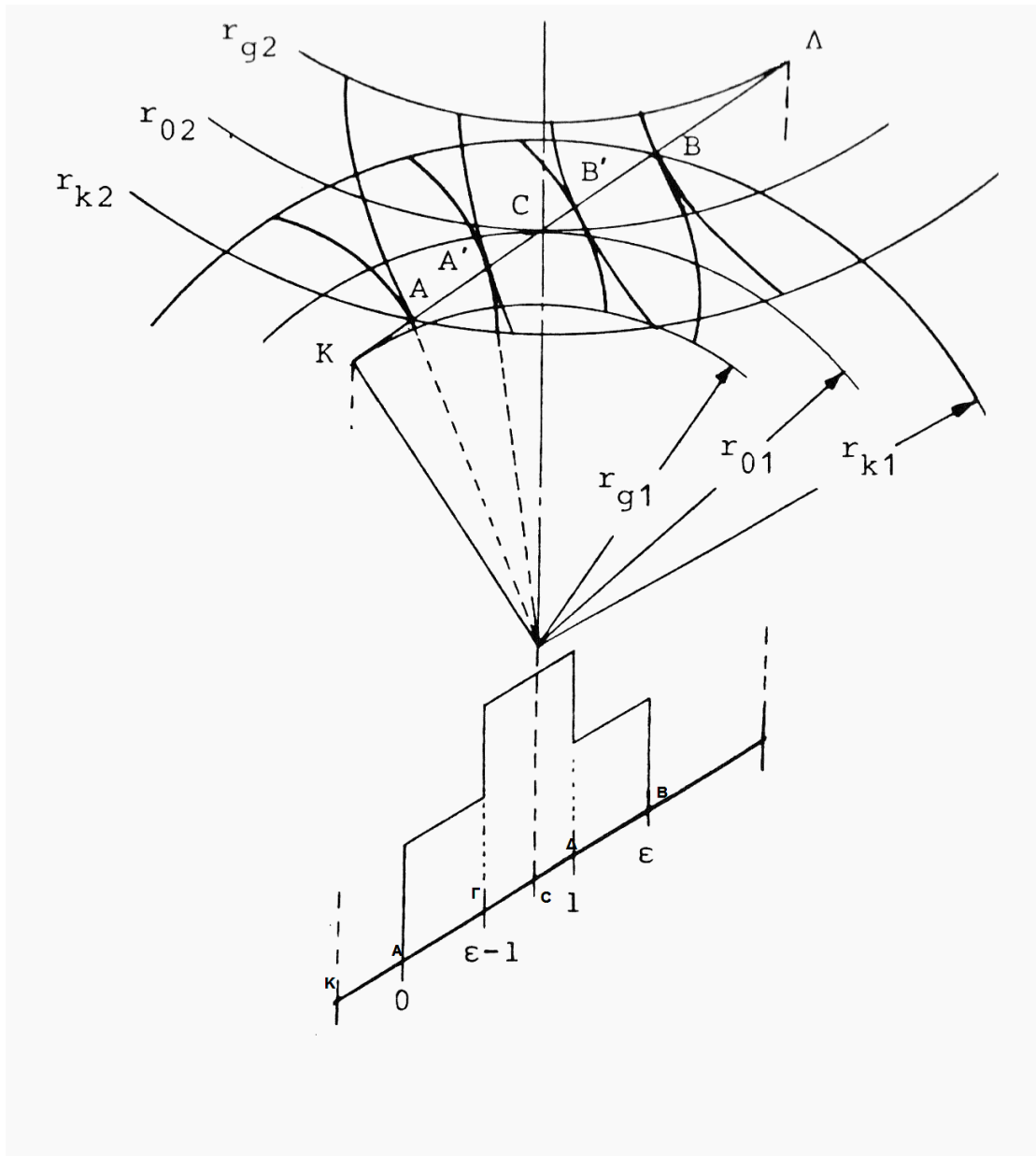
Το τμήμα επαφών δίνεται από την σχέση :

$$AB = [(r_{01} + m)^2 - r_{01} \cos(a_0) \cos(a_0)]^{\frac{1}{2}} - r_{01} \sin(a_0) + [(r_{02} + m)^2 - r_{02} \cos(a_0) \cos(a_0)]^{\frac{1}{2}} - r_{02} \sin(a_0) = 14,667 \text{ mm}$$

Και ο βαθμός επικάλυψης:

$$\varepsilon = \frac{AB}{tg} = 1,658$$

Τα τμήματα ΑΓ,ΓC,CD και ΔΒ υπολογίζονται από τις σχέσεις που δίνει το **Σχήμα 7.2** [1].



Σχήμα 7.2 :Τα όρια των τμημάτων ΑΓ,ΓC,CD και ΔΒ

Άρα,

$$ΑΓ = \frac{(\varepsilon - 1)AB}{\varepsilon} = 5,825 \text{ mm}$$

$$ΓC = \frac{(1 - (\varepsilon - 1))AB}{2\varepsilon} = 1,5135 \text{ mm}$$

$$C\Delta = \frac{(1 - (\varepsilon - 1))AB}{2\varepsilon} = 1,5135 \text{ mm}$$

$$\Delta B = \frac{(\varepsilon - 1)AB}{\varepsilon} = 5,825 \text{ mm}$$

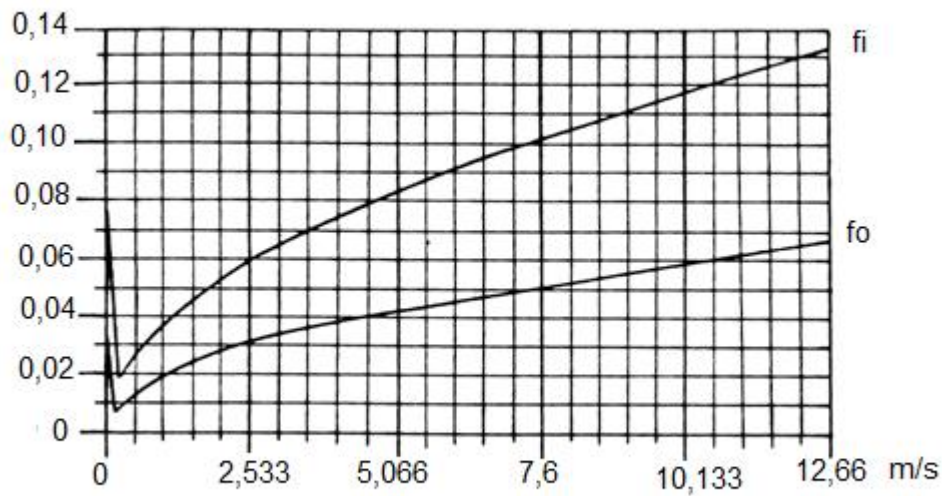
Όπου f_i είναι ο συντελεστής τριβής κατά την διάρκεια του τόξου προσεγγίσεως και f_o ο συντελεστής τριβής κατά την διάρκεια του τόξου απομακρύνσεως με την σειρά.

Για τη συγκεκριμένη περίπτωση που μελετάται ηλεκτροκινητήρας ισχύος $N = 4,8 \text{ PS}$, κάνοντας το διάγραμμα της ροής ισχύος (βλ. **Σχήμα 7.3**) με $\eta_\varepsilon = 0.997$ για το βαθμό απόδοσης της έλευθρης έδρασης [2], η ισχύς που καταλήγει στο γρανάζι 1 θα είναι:

$$N_1 = N\eta_\varepsilon = 4,8 \times 0,997 = 4,7856 \text{ PS}$$

Οι στροφές του κινητήρα είναι με βάση τα δεδομένα του κατασκευαστή $n = 3455 \text{ rpm}$. Το διάγραμμα του **Σχήματος 7.4** δίνει και τους δύο συντελεστές τριβής f_i και f_o σε συνάρτηση με την ταχύτητα ολισθήσεως v_g όπου το μέτρο της είναι $v_g = v_c e \left(\frac{1}{r_{o1}} + \frac{1}{r_{o2}} \right)$ [1].

e = Η απόσταση από το σημείο κύλισης



Σχήμα 7.4: Ο συντελεστής τριβής στην κατατομή οδόντος συναρτήσσει της ταχύτητας ολισθήσεως

Θα υπολογιστεί ξεχωριστά για το κάθε τμήμα ο συντελεστής τριβής θεωρώντας ως e την απόσταση από το μέσο του τμήματος ως το σημείο κύλισης. Έτσι, έχουμε:

$$AB = 14,677 \text{ mm}$$

$$eA\Gamma = 3,669 \text{ mm}$$

$$e\Gamma C = 0,757 \text{ mm}$$

$$eC\Delta = 0,757 \text{ mm}$$

$$e\Delta B = 3,669 \text{ mm}$$

$$v_c = \omega r_{01} = \left(\pi \times \frac{3455}{30} \right) \times 45 \times 10^{-3} = 16,273 \text{ m/s}$$

$$v_{gA\Gamma} = 2,381 \text{ m/s}$$

$$v_{g\Gamma C} = 0,491 \text{ m/s}$$

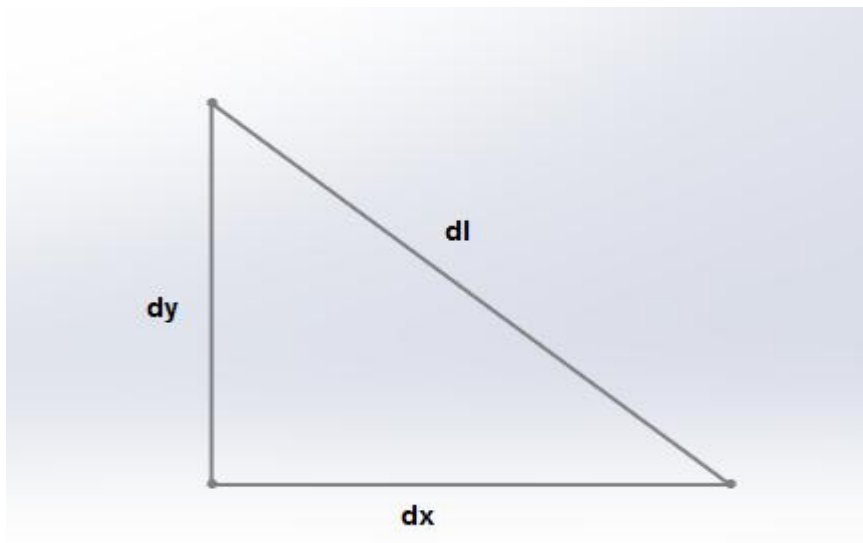
$$v_{gC\Delta} = 0,491 \text{ m/s}$$

$$v_{g\Delta B} = 2,381 \text{ m/s}$$

Άρα, από το διάγραμμα $f_{iAG} = 0,055$ $f_{iGC} = 0,028$ $f_{oCΔ} = 0,012$ $f_{oΔB} = 0,03$

Στη συνέχεια, υπολογίζονται τα επικαμπύλια ολοκληρώματα, αλλάζοντας μεταβλητή από dl σε dx . Πιο συγκεκριμένα:

$$dl = \sqrt{(dx^2 + dy^2)} \quad \text{όπως φαίνεται στο **Σχήμα 7.5**.$$



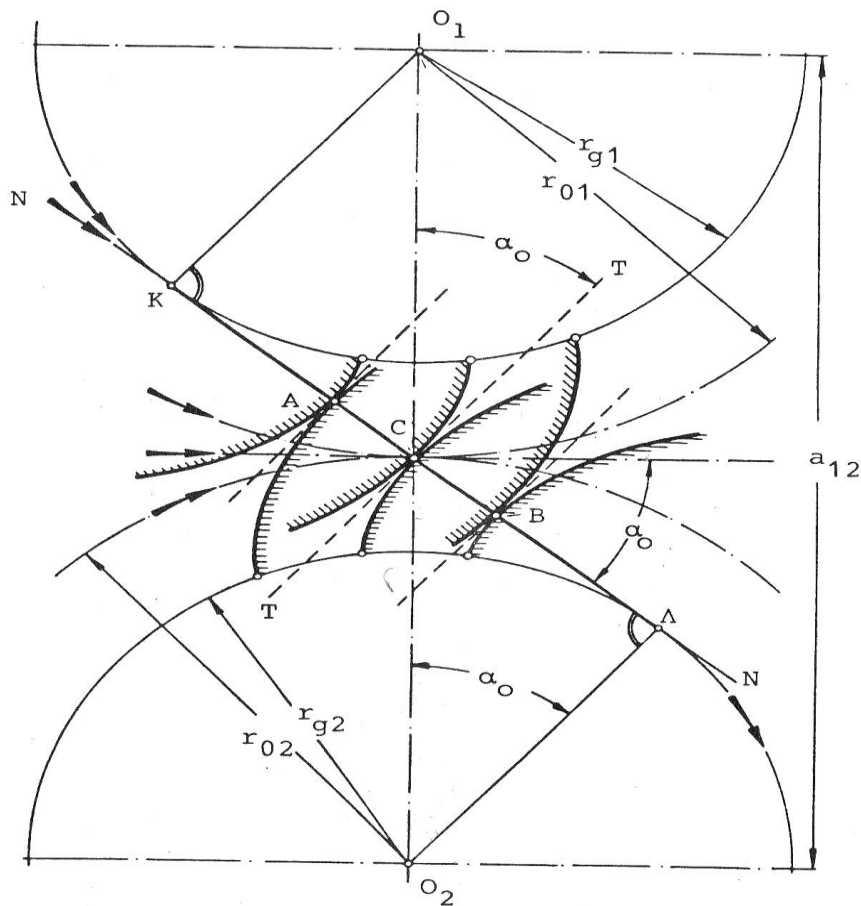
Σχήμα 7.5: Φαίνονται σχηματικά πως προκύπτουν τα διαφορικά

Σειρά έχει να βρεθεί η ευθεία πάνω στην οποία κινείται το τμήμα επαφών AB, δηλαδή θα πρέπει να βρεθεί η εξίσωση της τροχιάς επαφών. Η εξίσωση της ευθείας είναι $y = ax + b$ για $x = 0$ $y = r_{02} = 46,5 \text{ mm}$ όπως φαίνεται και στο **Σχήμα 7.6**. Άρα $\beta = 46,5$ και για $x_k = r_{g02} \sin(a_o) = -43,695 \sin(20) =$

-14,945

και

$$y_k = r_{g02} \cos(\alpha_0) = 43,695 \times \cos(20) = 41,059$$



Σχήμα 7.6: Η τροχιά επαφών

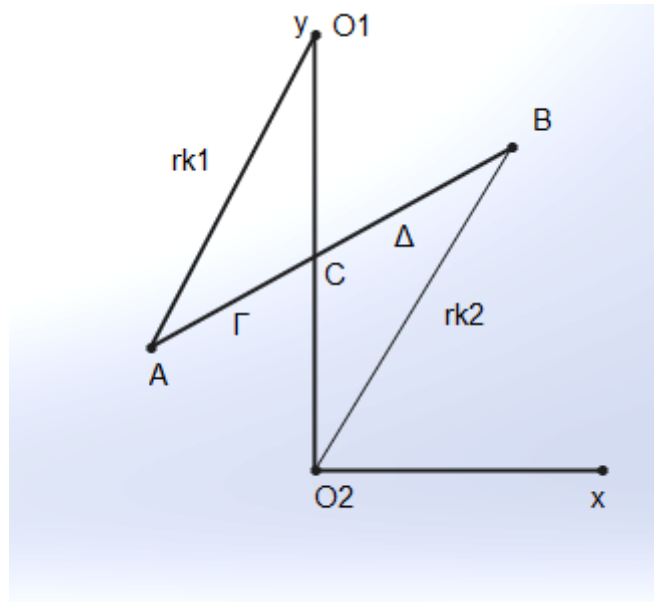
Έτσι, η εξίσωση της τροχιάς επαφών είναι $y = 0,364x + 46,5$

Το διαφορικό dy θα είναι $dy = (0,364x + 46,5)' dx = 0,364 dx$

$$\begin{aligned} dl &= \sqrt{dx^2 + dy^2} = \sqrt{dx^2 + (0,364 dx)^2} = \sqrt{dx^2 + 0,1325 dx^2} = \sqrt{1,1325 dx^2} \\ &= 1,0642 dx \end{aligned}$$

Τώρα, μπορεί να γίνει αντικατάσταση του dl με το dx στο αρχικό ολοκλήρωμα, αφού πρώτα αλλάξουν και τα όρια ολοκλήρωσης που θα γίνουν και αυτά συναρτήσει του x .

Τα όρια ολοκλήρωσης θα προκύψουν από το τμήμα επαφών AB, τις αποστάσεις των τμημάτων ΑΓ, ΓC, CΔ και ΔB, τις ιδιότητες της εξειλιγμένης καμπύλης και την εξίσωση της τροχιάς επαφών $y = 0,364x + 46,5$. Όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (**βλ. σχήμα 7.7**) ως αρχή των αξόνων (0,0) λαμβάνεται το κέντρο του δεύτερου γραναζιού.



Σχήμα 7.7: Το τμήμα επαφών AB μαζί με τους άξονες y και x

Αρχικά, θα υπολογιστούν τα σημεία C, A και B που είναι πιο εύκολα :

$$x_c = 0$$

$$y_c = r_{o2} = 46,5 \text{ mm}$$

$$\cos(a_k) = \frac{r_{g1}}{r_k} = \frac{42,286}{48} = 0,881 \quad a_k = 28,24 \text{ deg}$$

$$x_A = -r_{k1} \sin(a_k - a_0) = -48 \sin(28,24 - 20) = -6,88$$

$$y_A = (O_1O_2) - r_{k1} \sin(a_k - a_0) = (46,5 + 45) - 48 \cos(28,24 - 20) = 43,99$$

$$x_B = r_{k2} \sin(a_k - a_0) = 49,5 \sin(8,24) = 7,094$$

$$y_B = r_{k2} \cos(a_k - a_0) = 49,5 \cos(8,24) = 48,99$$

Για να βρεθούν οι συντεταγμένες του σημείου Γ, εργαζομαι ως εξής:

(1) $(AG) = \sqrt{((x_G - x_A)^2 + (y_G - y_A)^2)} = 5,825$, όπου $y_G = 0,364 \times x_G + 46,5$ γιατί το Γ είναι και σημείο της τροχιάς επαφών έτσι γίνεται η αντικατάσταση στην (1)

$$\sqrt{(x_G + 6,88)^2 + (43,99 - 0,364 \times x_G - 46,5)^2} = 5,825 \rightarrow x_G = -4,618 \text{ για το } y_G = 0,364 \times (-4,618) + 46,5 = 44,818$$

Ομοίως και οι συντεταγμένες του σημείου Β:

$$(2) \quad (\Delta B) = \sqrt{((x_B - x_\Delta)^2 + (y_B - y_\Delta)^2)} = 5,825 \quad \text{με} \quad y_\Delta = 0,364 \times x_\Delta + 46,5 \text{ γίνεται αντικατάσταση στην (2)}$$

$$\sqrt{((7,094 - x_\Delta)^2 + (48,99 - 0,364 * x_\Delta - 46,5)^2)} = 5,825 \rightarrow x_\Delta = 4,798 \text{ για το } y_\Delta = 0,364 \times (4,798) + 46,5 = 48,246$$

Έχοντας βρει το νέο διαφορικό, τα όρια ολοκλήρωσης και τους συντελεστές τριβής, η σχέση που υπάρχει για τις απώλειες στην γωνία θ_1 μπορεί να απλοποιηθεί κατά πολύ. Η νέα σχέση που προκύπτει είναι:

$$A =$$

$$2 \int_{-6,88}^{-4,618} 0,055 \left(\frac{1}{2}\right) P_n 1,0642 dx \int_{-4,618}^0 0,028 P_n 1,0642 dx + \int_0^{4,798} 0,012 P_n 1,0642 dx + 2 \int_{4,798}^{7,094} 0,03 \left(\frac{1}{2}\right) P_n n 1,0642 dx$$

Όπου, $P_n = (P_u + P_r)/2$ με $P_u = 2Md_1/d_{o1}$ και $P_r = P_u \tan(a_0)$ και $Md_1 (kpcm) = 71620N(Ps)/n(rpm)$. Για τη συγκεκριμένη διάταξη: $Md_1 = 71620 * 4,7856/3455 = 99,2 \text{ kpcm}$

$$P_u = 2 \times 99,2/9 = 22,044 \text{ kp}$$

$$P_r = 22,044 \tan(20) = 8,023 \text{ kp} \quad P_n = (22,044 + 8,023)/2 = 23,458 \text{ kp} \\ = 230,123 \text{ N}$$

$$A = [2 \times P_n \times (1/2) \times 0,055 \times 1,0642 \times (-4,618 + 6,88) \times 10^{-3}] + [P_n \times 0,028 \times 1,0642 \times (0 + 4,618) \times 10^{-3}] + [P_n \times 0,012 \times 1,0642 \times (4,798 - 0) \times 10^{-3}] + [2 \times P_n \times 0,03 \times (1/2) \times 1,0642 \times (7,094 - 4,798) \times 10^{-3}] \quad (3)$$

Αυτές είναι οι απώλειες για γωνία περιστροφής θ_1 . Οι απώλειες του γραναζιού σε ένα ολόκληρο κύκλο θα είναι $A_{2\pi} = A \times 2\pi/\theta_1$.

Η γωνία θ_1 είναι ίση με: $\theta_1 = AB/r_{g1}$

Άρα, $A_{2\pi} = A \times 2\pi/(AB/r_{g1})$ είναι η ενέργεια που χάνεται σε μια περιστροφή του γραναζιού 1.

Για να υπολογιστεί η ισχύς που χάνεται αρκεί ο παραπάνω τύπος να πολλαπλασιαστεί με τη συχνότητα.

$$\text{Οπότε: } N_{\alpha\pi} = A_{2\pi}f = A_{2\pi} \left(\frac{\omega}{2\pi} \right) = \frac{A\omega r_{g1}}{AB}.$$

Στη συγκεκριμένη διάταξη με ισχύς εισόδου στο γρανάκι 1 $N_1 = 4,7856 \text{ PS} = 3,517 \text{ KW}$.

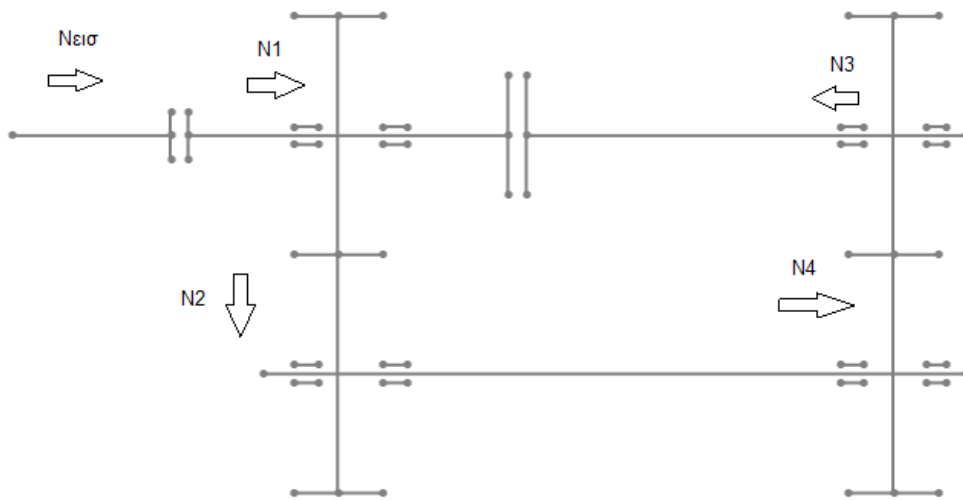
Ο βαθμός απόδοσης της οδοντώσεως θα είναι $\eta_{o\delta} = (N_{\epsilon\iota\sigma} - N_{\alpha\pi})/N_{\epsilon\iota\sigma}$

Από την (3) $A = 0,0931$, $\omega = \pi 3455/30 = 361,623 \text{ r/s}$

$$N_{\alpha\pi} = 0,0931 \times 361,623 \times (42,286/14,677) = 96,998 \text{ W}$$

$$\eta_{o\delta} = (3517 - 96,998)/3517 = 0,9724$$

Η μηχανή, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (**βλ. σχήμα 7.8**), δεν έχει καμία έξοδο. Σε συστήματα σαν και αυτά η ισχύς εισέρχεται στην μηχανή κάνει ένα κύκλο μέσα στην μηχανή διαλέγοντας τον δρόμο με τις λιγότερες απώλειες και εξέρχεται ξανά από την είσοδο. Κάνει κάτι αντίστοιχο δηλαδή με αυτό που κάνει το ρεύμα στον νόμο του Kirchhoff σε κλειστό βρόχο. Συστήματα σαν και αυτά ονομάζονται συστήματα με ανακυκλοφορούσα ισχύ και μπορεί να γίνουν οι αιτία κάποια γρανάκια μέσα στο σύστημα να μεταφέρουν ισχύ μεγαλύτερη της εισόδου [1]. Στην περίπτωση της μηχανής FZG θα θεωρηθεί μια τυχαία φορά της ισχύς για να γίνει η ροή ισχύος της μηχανής. Η φορά αυτή θα είναι από το γρανάκι 1 στο γρανάκι 2 και από εκεί στο γρανάκι 4 και στο γρανάκι 3 και επιστροφή στην είσοδο.



Σχήμα 7.8: Η ροή ισχύος της μηχανής σε μονογραμμικό διάγραμμα

$N_1 = N_{\epsilon\iota\sigma} \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} = 4,8 \times 0,997 \times 0,997 \times 0,997 \times 0,997 = 4,742 \text{ PS}$ η
 ισχύς που θα μεταφέρεται στο γρανάζι 2 θα είναι $N_2 = N_1 \eta_{o\delta} = 4,742 \times 0,979 = 4,643 \text{ PS}$ η ισχύς που θα μεταφέρεται στο γρανάζι 4 $N_4 = N_2 \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} \eta_{\epsilon} = 4,643 \times 0,997 \times 0,997 \times 0,997 \times 0,997 = 4,587 \text{ PS}$ και τέλος στο γρανάζι 3 $N_3 = N_4 \eta_{o\delta} = 4,587 \times 0,9724 = 4,46 \text{ PS}$.

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναλύεται διεξοδικά η μηχανή FZG gear tester και ο τρόπος λειτουργίας της. Συγκεφαλαιωτικά, από την ανάλυση αυτή αξίζει να σημειωθούν τα εξής:

Από τον τρόπο λειτουργίας της μηχανής φαίνεται το μεγάλο πλεονέκτημα που έχει αυτή η διάταξη σε σχέση με τις διατάξεις που χρησιμοποιούν εργομηχανές τύπου πέδης στην έξοδο της ισχύος για να μετρήσουν τον βαθμό απόδοσης ενός ζεύγους γραναζιών. Συγκεκριμένα, στη διάταξη αυτή η ισχύς που καταναλώνεται είναι μόνο για την καλύψη των απωλειών σε τριβές του συστήματος είτε αυτές είναι στις εδράσεις της μηχανής (που συνήθως είναι πολύ μικρές), είτε είναι κατά την επαφή των γραναζιών που είναι και το ζητούμενο. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα οι καταπονήσεις στα κινούμενα μέρη της μηχανής να είναι πολύ μικρότερες από το όριο της αντοχής τους. Έτσι, η μηχανή μπορεί να δουλεύει συνεχώς, βοηθώντας στην συλλογή μετρήσεων έχοντας πολύ μικρή φθορά.

Επιπλέον, λαμβάνοντας υπόψη τόσο τα κατασκευαστικά σχέδια της μηχανής, όσο την εμπειρία της αποσυναρμολόγησης και συναρμολόγησης της μηχανής, μπορεί να σημειωθεί ότι οποιαδήποτε συντήρηση χρειαστεί η μηχανή μπορεί να πραγματοποιηθεί μέσα σε κάποιες ώρες.

Προτάσεις για μελλοντική εργασία

Μετά από αυτή τη μελέτη που διεξήχθη, στόχος είναι να μπει σε λειτουργία η μηχανή. Έτσι, θα μπορέσουν να συγκριθούν τα αποτελέσματα που βρίσκονται υπολογίζοντας θεωρητικά τον βαθμό απόδοσης ενός ζεύγους γραναζιών, με τα δεδομένα που θα προκύψουν βάζοντας σε λειτουργία τη μηχανή και βρίσκοντας τον πραγματικό βαθμό απόδοσης.

Τέλος, προτείνεται να τοποθετηθούν στη μηχανή και γρανάζια με ελικοειδή οδόντωση και να βρεθεί ο πραγματικός βαθμός απόδοσής τους. Μάλιστα, αυτό μπορεί να γίνει, χωρίς να αλλαχθούν οι εδράσεις· τοποθετώντας τα γρανάζια, έτσι ώστε να αλληλοαναιρούνται οι αξονικές τους δυνάμεις.

9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

[1] Θ.Ν. Κωστόπουλος Οδοντώσεις και μειωτήρες στροφών Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα, 1991

[2] www.skf.com

[3] Ξενοφών Κ. Κακάσιος Μετάδοση θερμότητας Εκδόσεις Κλειδάριθμος, Αθήνα, 2004

[4] Παναγιώτη Α. Μακρή Στοιχεία μηχανών 1 , Διδακτικές σημειώσεις, Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 1998

[5] Χρήστος Α. Παπαδόπουλος Στοιχεία μηχανών Τόμος Α Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2009

[6] www.grantadesign.com

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ