

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ
(ΤΕΙ) ΣΕΡΡΩΝ

ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

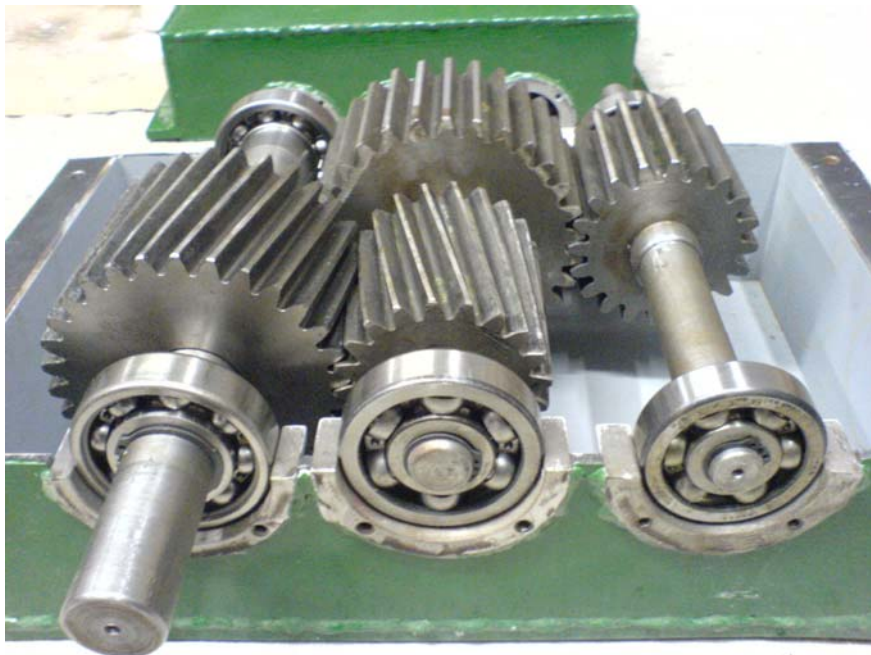
ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Των σπουδαστών:

α. Χαράλαμπος Στρούμπος

β. Χρήστος Χατζηνικολάου

Θέμα: Μελέτη & κατασκευή μειωτήρα στροφών με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς.



Εποπτεύων καθηγητής : κ. Απ. Σοφιανός
Σέρρες , Οκτώβριος 2008

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Μέρος Α (Θεωρία μειωτήρα)

1. Περιγραφή μειωτήρα	3
2. Οδοντωτοί τροχοί	4
3. Άτρακτοι	10
4. Έδρανα κύλισης	12
5. Σφήνες	17
6. Ασφάλειες ατράκτων	18
7. Στεγανοποιητικά στοιχεία	19
8. Κέλυφος μειωτήρα	20
9. Λίπανση	21

Μέρος Β (Υπολογισμοί μειωτήρα)

1. Υπολογισμοί	22
2. Παράρτημα	45
3. Βιβλιογραφία	51

ΜΕΡΟΣ Β

1) ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΕΙΩΤΗΡΑ

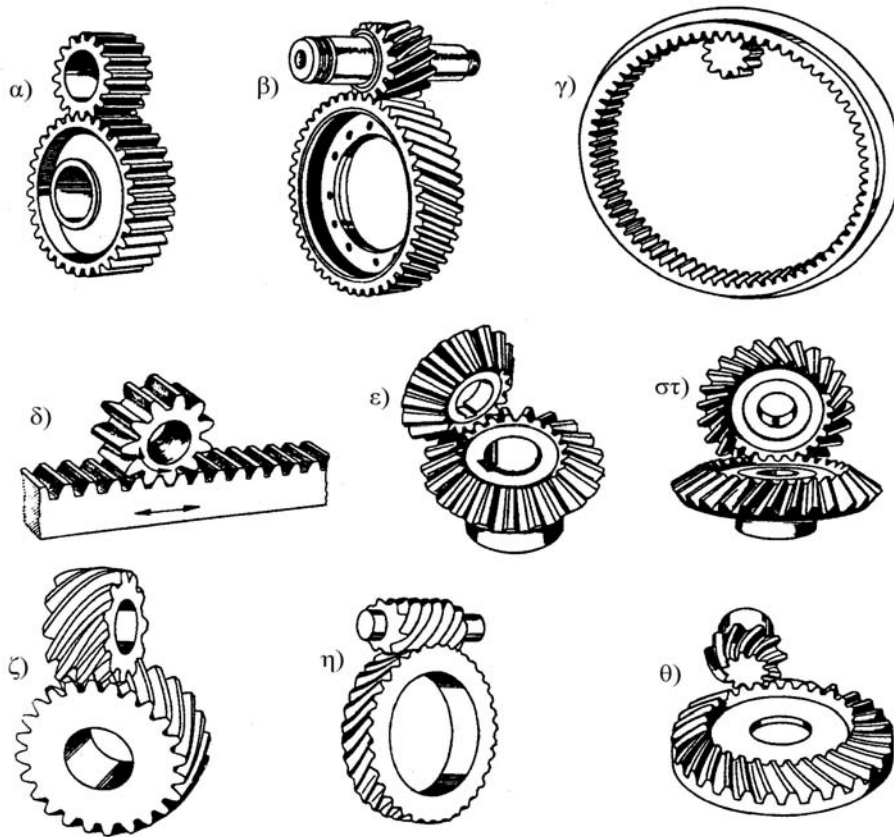
Η μετάδοση ισχύος σε μια βιομηχανική εγκατάσταση συνιστά μια διαδικασία πολλών σταδίων αλλά και πολλαπλών μετατροπών. Για παράδειγμα η ευθύγραμμη κίνηση ενός ιμάντα προκύπτει από τη μετατροπή της περιστροφικής κίνησης του κινητήριου μοτέρ σε ευθύγραμμη κίνηση, ωστόσο η μετατροπή αυτή έγινε σε περισσότερα από ένα στάδια. Οι πολλαπλές αυτές μετατροπές αφορούν διάφορες παραμέτρους της κίνησης και διαμορφώνουν έναν τελικό συντελεστή ισχύος του εκάστοτε μηχανισμού μετάδοσης κίνησης. Το πρώτο στάδιο μιας τυπικής διαδικασίας μετάδοσης ισχύος είναι η μείωση (ή σπανιότατα η αύξηση) των στροφών του κινητήριου μοτέρ που συνδυάζεται συχνά με την αλλαγή του άξονα περιστροφής της μεταδιδόμενης κίνησης. Αυτή η πρώτη μετατροπή της κίνησης που παράγεται από την ενέργεια που μεταδίδει ένας κινητήρας στον άξονά του γίνεται από τους μειωτήρες στροφών. Ο άξονας περιστροφής της κίνησης που μεταδίδει ο μειωτήρας μπορεί να είναι παράλληλος, τεμνόμενος ή ασύμβατος με τον άξονα του κινητήρα. Η μετάδοση της κίνησης γίνεται με γρανάζια. Τα γρανάζια σαν μηχανισμός αλλαγής των στροφών εξασφαλίζουν μεγάλη ασφάλεια λειτουργίας, ακριβή σχέση μετάδοσης, δυνατότητα υπερφόρτισης, μεγάλη διάρκεια ζωής και μεγάλο βαθμό απόδοσης. Μέσα στο κέλυφος ενός μειωτήρα μπορούν να είναι προσαρμοσμένοι πολλοί οδοντωτοί τροχοί διαφόρων τύπων. Οι συνήθεις τύποι γραναζιών που αξιοποιούνται στην κατασκευή των μειωτήρων οι μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί, οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί, οι κοχλιωτοί οδοντωτοί τροχοί και το σύστημα ατέρμονα κοχλία – οδοντωτού τροχού.

Οι διάφοροι τύποι μειωτήρων καθορίζονται από τη μετατροπή της κίνησης που είναι επιθυμητή και αξιοποιούν διάφορους τύπους γραναζιών από αυτούς που προαναφέρθηκαν προκειμένου να επιτύχουν τη ζητούμενη σχέση μετάδοσης. Στους διάφορους τύπους άλλωστε των μειωτήρων χρησιμοποιούνται και οι αντίστοιχοι τύποι γραναζιών. Για παράδειγμα σε ένα ευθύγραμμο μειωτήρα που είναι μειωτήρας παράλληλων αξόνων χρησιμοποιούνται μετωπικά γρανάζια, ενώ στους γωνιακούς μειωτήρες χρησιμοποιούνται κωνικά γρανάζια ή γρανάζια ατέρμονα κοχλία – κορώνα

2) ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

Οι οδοντωτοί τροχοί μεταφέρουν την κίνηση από μία άτρακτο σε μία άλλη με σύνδεση μορφής, δηλαδή με την εμπλοκή των δοντιών τους που βρίσκονται σε επαφή, λόγω της μορφής τους. Εξ αιτίας αυτής της σύνδεσης μορφής είναι σε θέση να μεταφέρουν μεγαλύτερες δυνάμεις σε σύγκριση με τους ιμάντες ή τις αλυσίδες και μπορούν να εργασθούν σε πολύ μικρότερες αξονικές αποστάσεις από αυτές. Η φύση αυτή της λειτουργίας τους σε συνδυασμό με την σκληρότητα των υλικών τους, τους στερεί την δυνατότητα να λειτουργήσουν σαν ελαστικοί σύνδεσμοι σε περιπτώσεις υπερφόρτισης.

Η σύνδεση των ατράκτων με την βοήθεια των οδοντωτών τροχών μπορεί να γίνει για οποιαδήποτε θέση τους στον χώρο. Οι τρεις κατηγορίες ανάλογα την διάταξη των αξόνων είναι: παράλληλες τεμνόμενες και ασύμβατες. Αναλόγως έπειτα την σύνδεση προκύπτουν οι εξής κατηγορίες οδοντωτών τροχών. Οι μετωπικοί που χωρίζονται σε ευθείας και πλάγιας οδόντωσης. Σε αυτή την σύνδεση οι οδοντωτοί τροχοί έχουν κυλινδρική μορφή και οι άξονες τοποθετούνται παράλληλα. Οι κωνικοί όπου έχουμε επίσης ευθεία και πλάγια οδόντωση, στην οποία τα σώματα έχουν κωνική μορφή και οι άξονες τοποθετούνται σε τεμνόμενη διάσταση. Οι κυλινδρικοί ελικοειδείς κοχλιωτοί, των οποίων η μορφή είναι κυλινδρική ή υπερβολοειδής και η θέσεις που λαμβάνουν οι άξονες είναι ασύμβατη. Τέλος υπάρχουν και το πλανητικό σύστημα στο οποίο έχουμε τουλάχιστον τρεις τροχούς που έχουν εσωτερική οδόντωση. Οι δύο από τους άξονες στο πλανητικό σύστημα είναι ομόκεντροι ενώ ο τρίτος τοποθετείτε μεταξύ των δύο προηγούμενων.

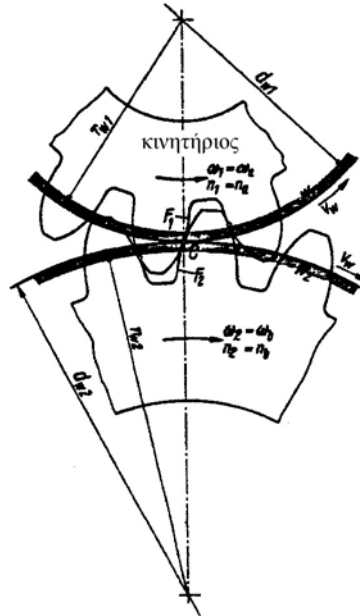


Βασικές μορφές οδοντωτών τροχών ανάλογα με την θέση των αξόνων τους.

ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΤΡΟΧΩΝ

Βασική ιδιότητα μίας μετάδοσης (οδοντωτής ή μη) είναι ότι μας επιτρέπει να αλλάξουμε την ταχύτητα του κινούμενου άξονα (άτρακτο) σε σχέση με το κινητήριο, αλλάζοντας έτσι και την ροπή. Ο λόγος αυτός ορίζει την σχέση μετάδοσης.

Η σχέση μετάδοσης i των τροχών ορίζεται σαν ο λόγος των γωνιακών τους ταχυτήτων ή του αριθμού των στροφών τους, $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$. Στην περίπτωση των εξωτερικών οδοντώσεων η φορά περιστροφής των δύο συνεργαζόμενων τροχών είναι αντίθετη, ενώ στις εσωτερικές οδοντώσεις είναι της ίδιας φοράς.



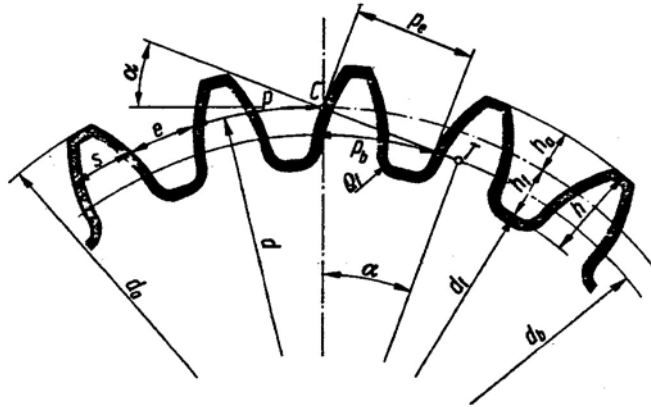
Κύκλοι κυλίσεως και οι περιφερειακές τους ταχύτητες. Σημειακή επαφή των παρειών στο επίπεδο επαφών.

Στο σχήμα παριστάνετε τμήμα δύο συνεργαζόμενων τροχών. Οι τροχοί αυτοί οι οποίοι παριστάνονται στο επίπεδο εμφανίζονται σαν κύκλοι, οι κύκλοι κυλίσεως με διάμετρο d_{w1} και d_{w2} αντίστοιχα. Έτσι η περιφερειακή ταχύτητα των κύκλων κυλίσεως είναι:

$$v_w = d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1 = d_{w2} \cdot \pi \cdot n_2$$

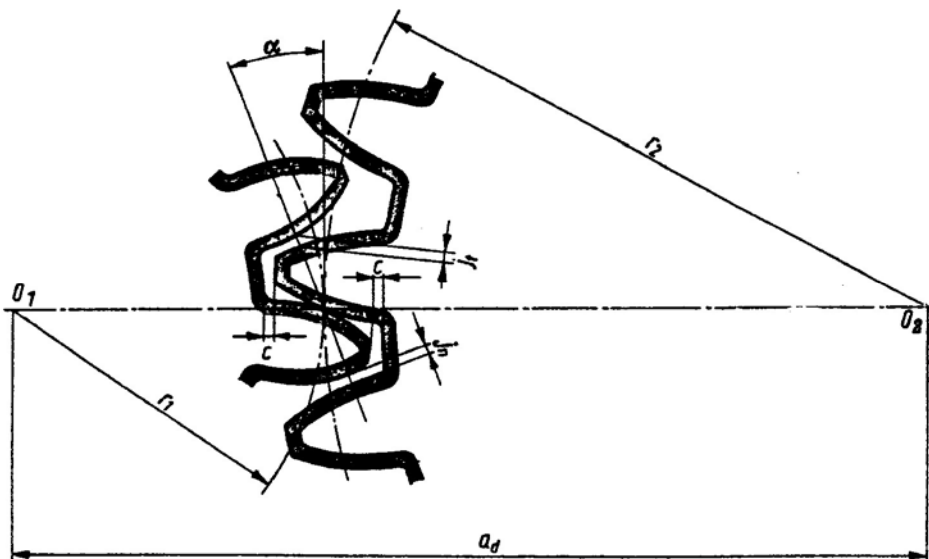
οπότε η σχέση μετάδοσης γίνεται: $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_{w2} / d_{w1} = z_2 / z_1$, όπου είναι $z_{1,2}$ ο αριθμός των δοντιών των δύο συνεργαζόμενων τροχών.

Ο κύκλος κυλίσεως που χρησιμοποιείται για την κατασκευή του οδοντωτού τροχού, ονομάζεται αρχικός κύκλος. Στις κανονικές οδοντώσεις ο κύκλος κυλίσεως και ο αρχικός κύκλος συμπίπτουν, γεγονός που δεν συμβαίνει στις οδοντώσεις με μετατόπιση κατατομής.



Εξωτερική μετωπική οδόντωση χωρίς μετατόπιση κατατομής (οδόντωση-0).

Χάρη παρειών j_n ονομάζουμε την μικρότερη απόσταση μεταξύ των παρειών δύο δοντιών που δεν έρχονται σε επαφή (πίσω παρειές). Η χάρη αυτή εξαρτάται από τον τρόπο κατασκευής των τροχών και κυμαίνεται μεταξύ $r/20$ και $r/80$. Εξ αιτίας αυτής της χάρης καθορίζεται και η χάρη περιστροφής των κατατομών j_t , σαν το τόξο κύκλου κατά το οποίο μπορεί να περιστραφεί ο ένας τροχός ως προς τον άλλο λόγω της χάρης j_n .



Χάρες δοντιών, ακριβής απόσταση αξόνων (χωρίς μετατόπιση κατατομής).

Η γωνία επαφής α , η οποία ορίζεται ως η οξεία γωνία μεταξύ της καθέτου επάνω στην κοινή εφαπτομένη των παρειών στο σημείο επαφής τους και της κοινής εφαπτομένης των κύκλων κυλίσεως στο σημείο κυλίσεως, έχει τυποποιηθεί σύμφωνα με το DIN 867 με την τιμή $\alpha = 20^\circ$.

Βήμα επαφών r_e ονομάζεται η απόσταση επάνω στην γραμμή επαφών μεταξύ δύο διαδοχικών ίδιων παρειών. Όπως προκύπτει από το σχήμα, το βήμα επαφών είναι ίσο με το βήμα στον βασικό κύκλο. Συνεπώς ισχύει $r_e/p = r_b/p = d_b/d = \text{συνα}$.

Έτσι σε μία κανονική ευθεία οδόντωση ισχύουν οι σχέσεις:

Διάμετρος αρχικού κύκλου: $d = m \cdot z$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής: $d_a = d + 2h_a$

Διάμετρος κύκλου ποδιών: $d_f = d - 2h_f$

Διάμετρος βασικού κύκλου: $d_b = d \cdot \text{συνα}$

Βήμα (αρχικού κύκλου): $p = m \cdot \pi$

Βήμα επαφών: $r_e = p \cdot \text{συνα} = m \cdot \pi \cdot \text{συνα}$

όπου είναι:

z : ο αριθμός των δοντιών του τροχού,

h_a : το ύψος κεφαλής, σε κανονική οδόντωση είναι $h_a = m$ (μοντούλ),

h_f : το ύψος ποδιού, σε κανονική οδόντωση είναι $h_f = h_a + 0.25m = 1.25m$,

α : η γωνία επαφής, σε κανονική οδόντωση είναι $\alpha = 20^\circ$.

Η αξονική απόσταση μεταξύ δύο συνεργαζόμενων τροχών με ευθεία κανονική (χωρίς μετατόπιση κατατομής) οδόντωση είναι:

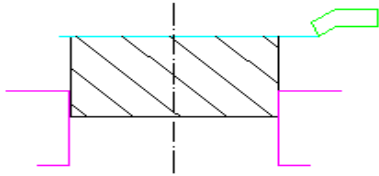
$$a_d = r_1 + r_2 = (z_1 + z_2) \cdot m / 2.$$

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	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	55,00
		60,00	65,00	70,00	75,00		

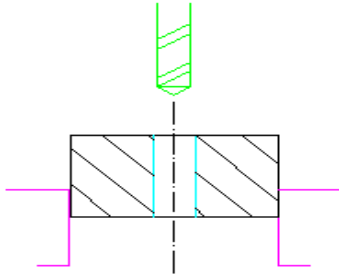
Τυποποιημένες τιμές του μέτρου οδόντωσης (μοντούλ) κατά DIN 780

Κατασκευή Οδοντωτών Τροχών

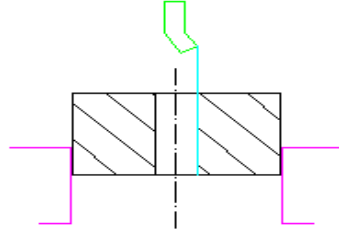
Τοποθετούμε τον αρχικό κύλινδρο στον τύρνο και λειτουργούμε την μεταωπική πλευρά του.



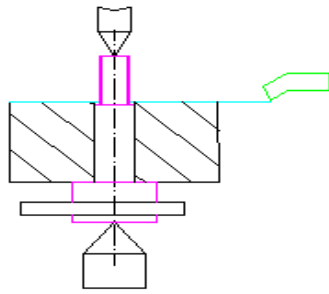
Επειτα ανοίγουμε την εσωτερική οπή του οδοντωτού τροχήλου. Για την εργασία αυτή χρησιμοποιούμε ένα τρυπάνι το οποίο εφ' όψεσιν στην κοίτη του βόρα του τύρνου.



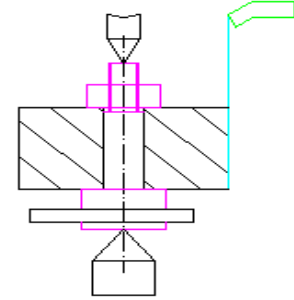
Με την βοήθεια ειδικού μηχανοργάνου δίνουμε στην οπή την τελική της διάσταση.



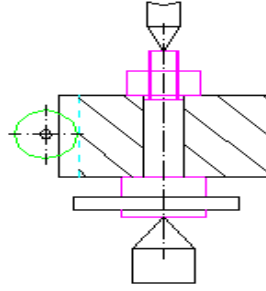
Λείανση της έτερης μετωπικής πλευράς.



Στηρίζουμε το δοκίμιο με έναν άξονα που έχει κατασκευαστεί ειδικά γι αυτό και το σταθεροποιούμε με την βοήθεια ενός ειδικού συγκρατήρα (καρδιάς), που εφαρμόζει στην άκρη του άξονα και μας βοηθά να αποφύγουμε αστοχίες στο κεντρικό μας.



Τοποθετούμε με την ίδια διάταξη το δοκίμιο στην φρέζα όπου κόβουμε τα δόντια.



3) ΑΤΡΑΚΤΟΙ

Για ατράκτους που καταπονούνται από χαμηλά φορτία και γενικότερα για ατράκτους που χρησιμοποιούνται σε γενικές μηχανολογικές κατασκευές, στις οποίες δεν υπάρχει περιορισμός του βάρους τους, εκλέγονται οι κοινοί χάλυβες κατασκευών St-37 και St-42 κατά DIN 17100. Οι χάλυβες αυτοί έχουν χαμηλό κόστος μηχανικής κατεργασίας και μπορούν να συγκολληθούν αν χρειασθεί.

Κατά τον υπολογισμό των ατράκτων θεωρήσαμε τα εξωτερικά φορτία ως σημειακά. Για την αποφυγή αποκλίσεων εκ των πραγματικών τιμών, δεχόμαστε κάποιες παραδοχές και τον συνυπολογισμό κάποιων συντελεστών, όπως κρούσης κλπ.

Κατά την διαμόρφωση της έδρασης μίας ατράκτου πρέπει να αντιμετωπισθούν τα βασικά προβλήματα της ροής δυνάμεως από την άτρακτο, μέσα από τα έδρανα, προς τις θέσεις στήριξης των εδράνων, καθώς και της ελεύθερης περιστροφής των εδράνων. Η ροή δύναμης είναι σωστή, όταν όλες οι εγκάρσιες, οι αξονικές και οι περιφερειακές εξωτερικές δυνάμεις, οι οποίες εφαρμόζονται σε μία άτρακτο, διοχετεύονται σε συγκεκριμένα έδρανα. Η ελεύθερη περιστροφή των εδράνων μίας ατράκτου εξασφαλίζεται όταν σε αυτά δεν δημιουργείται μία σύνδεση μορφής ή τριβής, που να εμποδίζει την σχετική κίνηση μεταξύ των περιστρεφόμενων και των σταθερών εξαρτημάτων.

Τα προβλήματα αυτά, καθώς και τα προβλήματα της ελαστικής αξονικής παραμόρφωσης των ατράκτων από αξονικά φορτία και της ελαστικής καμπτικής παραμόρφωσής τους, οδήγησαν στην δημιουργία της **αρχής της σταθερής - κινητής εδράσεως**. Σύμφωνα με την αρχή αυτή όλα τα έδρανα διαμορφώνονται έτσι, ώστε να μπορούν να παραλαμβάνουν εγκάρσια φορτία, ενώ ένα από αυτά διαμορφώνεται ώστε να μπορεί να παραλαμβάνει και αξονικά φορτία. Με τον τρόπο αυτό η άτρακτος εδράζεται σταθερά σε μία μόνον θέση, ενώ οι άλλες θέσεις έδρασης μπορούν να μετακινηθούν αξονικά και με τον τρόπο αυτό να εξουδετερωθούν τα αξονικά σφάλματα κατασκευής, οι αξονικές θερμικές διαστολές ή συστολές και οι πιθανές ελαστικές αξονικές παραμορφώσεις της.

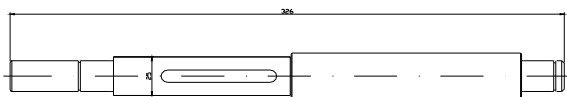
Για τον υπολογισμό των ατράκτων που φορτίζονται με εξωτερικά φορτία, εντοπίσαμε αρχικά τις κρίσιμες θέσεις μηχανικής αντοχής με την βοήθεια των διαγραμμάτων φόρτισης, τα οποία σχεδιάζονται με βάση τους κανόνες της στατικής και μηχανικής. Στην συνέχεια έγινε ο υπολογισμός αντοχής στις κρίσιμες θέσεις. Οι κρίσιμες θέσεις

μηχανικής αντοχής μίας ατράκτου είναι εκείνες, στις οποίες εμφανίζονται υψηλές τάσεις, με συνέπεια να υπάρχει ο κίνδυνος εμφάνισης αστοχίας στο υλικό. Οι υψηλές τάσεις εμφανίζονται είτε εκεί όπου η φόρτιση του υλικού είναι μεγάλη είτε εκεί όπου υπάρχουν ανομοιομορφίες στο καταπονούμενο στοιχείο (εγκοπές κλπ.), με αποτέλεσμα να παρατηρείται αύξηση των ονομαστικών τάσεων.

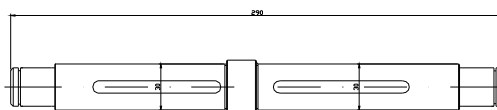
ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗ ΑΤΡΑΚΤΩΝ

Για την κατασκευή των ατράκτων σε πρώτη φάση προμηθευτήκαμε ράβδους υλικού St-37 με αρχική διάμετρο 8 mm μεγαλύτερη από την τελική διάμετρο των υπολογισμών. Αυτό για να υπάρχει το περιθώριο για να γίνει λείανση και να πάρει η άτρακτος την επιθυμητή διάσταση. Στην επόμενη φάση τοποθετήσαμε την ράβδο στον τόρνο όπου και αφαιρέσαμε περιφερειακά της αξονικής γραμμής υλικό, μέχρι να φτάσουμε στην επιθυμητή διατομή. Η διαδικασία αυτή εκτελέστηκε με βάθος κοπής 1.5mm και χαμηλή πρόωση ώστε να μην κάψουμε το δοκίμιο και το μαχαίρι. Ενώ στην τελική της φάση το βάθος κοπής μειώθηκε στο 0,5mm ώστε να πετύχουμε την καλύτερη δυνατή επιφάνεια. Κατά μήκος των ατράκτων έχουμε διαφοροποιήσεις της διαμέτρου οι οποίες παρέχουν στήριξη στους οδοντωτούς τροχούς.

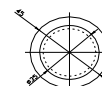
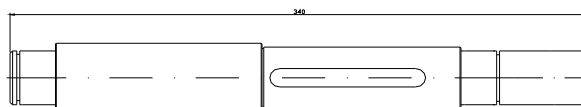
Άτρακτος
εισόδου



Ενδιάμεσος
άτρακτος



Άτρακτος
Εξόδου



4) ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ

Τα έδρανα γενικά έχουν την αποστολή να στηρίξουν στοιχεία, τα οποία έχουν μία σχετική κίνηση μεταξύ τους, όπως περιστρεφόμενες ατράκτους σε σταθερά κελύφη ή βάσεις και ταυτόχρονα να παραλαμβάνουν τις εμφανιζόμενες δυνάμεις και να τις οδηγούν στο κέλυφος ή την βάση στήριξης. Τα έδρανα διακρίνονται σε έδρανα ολίσθησης και έδρανα κύλισης, τα οποία πλεονεκτούν έναντι των πρώτων, λόγω του πολύ μικρότερου συντελεστή τριβής που αναπτύσσεται στην θέση στήριξης του περιστρεφόμενου με το σταθερό στοιχείο.

Αναφορικά με την χρήση εδράνων ολίσθησης ή κύλισης σε κάθε περίπτωση έδρασης, δεν υπάρχουν γενικά ισχύοντες κανόνες για την εκλογή του ενός ή του άλλου τύπου. Κάθε φορά προκύπτουν συγκεκριμένα πλεονεκτήματα υπέρ του ενός ή του άλλου, ανάλογα με τις ιδιότητες τους, τις απαιτήσεις της συγκεκριμένης λειτουργίας, τον αριθμό των στρωφών, το ύψος και το είδος της φόρτισης, την απαιτούμενη διάρκεια ζωής κλπ.

Τα έδρανα ολίσθησης προτιμώνται:

- α) για εδράσεις με μεγάλο αριθμό στρωφών και μεγάλες φορτίσεις, με μεγάλη απαιτούμενη διάρκεια ζωής, όπως πχ. σε υδροστροβίλους ή ατμοστροβίλους, σε γεννήτριες, σε βαριές κινητήριες ατράκτους πλοίων κλπ., δηλαδή εκεί όπου απαιτείται μία περιστροφική κίνηση χωρίς φθορά στην περιοχή της υγρής τριβής,
- β) για εδράσεις, οι οποίες σε μικρό αριθμό στρωφών ή σε ακινησία πρέπει να μπορούν να παραλάβουν ισχυρές κρούσεις, οπότε απαιτείται η ύπαρξη μίας μεγάλης επιφάνειας φόρτισης, η οποία θα αποσβένει τις κρούσεις, όπως πχ. σε πρέσες, σε διατρητικά μηχανήματα, σε σφύρες κλπ.,
- γ) σε εδράσεις με μικρές απαιτήσεις, όπως πχ. σε γεωργικά μηχανήματα, μικρά ανυψωτικά, οικιακές συσκευές και γενικά όπου απαιτείται απλότητα και συνεπώς μικρό κόστος κατασκευής.

Τα έδρανα κύλισης προτιμώνται:

- α) για εδράσεις με κανονικές απαιτήσεις, σε περιπτώσεις όπου είναι επιθυμητή η ασφάλεια στην λειτουργία και όπου δεν πρέπει να χρειάζεται συντήρηση της έδρασης, όπως πχ. σε μειωτήρες, εργαλειομηχανές, κινητήρες κλπ.,

β) για εδράσεις, οι οποίες από την στάση και με μικρό αριθμό στροφών και με υψηλές φορτίσεις θα πρέπει να εργάζονται κατά το δυνατόν με λιγότερες τριβές, όπως πχ. σε άγκιστρα γερανών, σε περιστρεφόμενους γερανούς κλπ.

Τα έδρανα κυλίσεως διακρίνονται ανάλογα με την διεύθυνση του κύριου φορτίου που μπορούν να παραλάβουν, σε τρεις κατηγορίες:

α) στα εγκάρσια ή ακτινικά έδρανα, τα οποία είναι κατάλληλα για την παραλαβή ακτινικών φορτίων κι έχουν δακτυλιοειδή μορφή,

β) στα αξονικά ή ωστικά έδρανα, τα οποία παραλαμβάνουν μόνον αξονικά φορτία κι έχουν δισκοειδή μορφή και

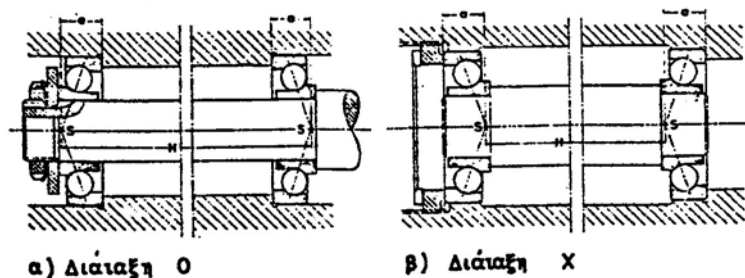
γ) στα έδρανα συνδυασμένης φορτίσεως, τα οποία μπορούν να παραλάβουν εγκάρσια και αξονικά φορτία.

Για την αξονική στήριξη ενός άξονα ή μίας ατράκτου διαμορφώνεται το ένα από τα δύο έδρανα στήριξης ως "σταθερό έδρανο". Αυτό σημαίνει ότι το έδρανο αυτό μπορεί να παραλάβει δυνάμεις σε οποιαδήποτε κατεύθυνση, δηλαδή και τις ακτινικές αλλά και τις αξονικές τους συνιστώσες. Εξ αιτίας των ανοχών κατασκευής και συναρμολόγησης αλλά και των πιθανών ελαστικών παραμορφώσεων λόγω θερμοκρασιακών διαφορών στην διάρκεια της λειτουργίας, αποφεύγουμε στην πλειοψηφία των περιπτώσεων να διαμορφώσουμε και τα δύο έδρανα μίας ατράκτου ως "σταθερά έδρανα". Το ένα εξ αυτών διαμορφώνεται ως "κινητό", ώστε να μπορεί να παραλαμβάνει τις αξονικές αυτές μεταβολές του μήκους. Έτσι τα "κινητά" έδρανα δεν μπορούν να παραλάβουν αξονικές δυνάμεις αλλά μόνον ακτινικές.

Τα ένσφαιρα έδρανα χρησιμοποιούνται συνήθως ως "σταθερά έδρανα" εάν σταθεροποιηθεί αξονικά το εσωτερικό και το εξωτερικό τους δακτυλίδι. Μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν ως "κινητά", εάν σταθεροποιηθεί μόνον το ένα από τα δακτυλίδια τους, ενώ το άλλο έχει την δυνατότητα να μετατοπισθεί είτε επάνω στο κέλυφος είτε επάνω στην άτρακτο. Τα κυλινδρικά έδρανα του τύπου N και NU είναι από κατασκευής τους αξονικά μη σταθερά και μπορούν να χρησιμοποιηθούν σαν "κινητά" εάν σταθεροποιηθούν και τα δύο δακτυλίδια τους. Εάν είναι επιτρεπτή μία μικρή αξονική μετατόπιση του άξονα, μπορούν και τα δύο έδρανα να διαμορφωθούν ως "κινητά

έδρανα", των οποίων η αξονική ανοχή περιορίζεται από την διαμόρφωση του κελύφους ή του καπακιού του εδράνου.

α) η αρχή της σταθερής - κινητής εδράσεως, κατά την οποία το ένα έδρανο είναι σταθερό και μπορεί να παραλάβει αξονικά και ακτινικά φορτία, ενώ το δεύτερο (ή περισσότερα, εάν υπάρχουν περισσότερα) είναι κινητό, μπορεί δηλαδή να μετακινηθεί σε αξονική διεύθυνση και παραλαμβάνει μόνον εγκάρσια φορτία.



Διατάξεις δράσεων

Για την πλήρη εκμετάλλευση των δυνατοτήτων και της αντοχής των εδράνων, θα πρέπει το εσωτερικό και εξωτερικό δακτυλίδι να είναι απόλυτα στερεωμένα ακτινικά. Η συναρμογή συσφίξεως είναι κατάλληλη για την παραλαβή μεγάλων φορτίων, αρκεί να μην προκαλεί παραμόρφωση των δακτυλιδιών.

Για λόγους κατασκευαστικούς αλλά και λειτουργικούς δεν είναι δυνατή η τοποθέτηση και των δύο δακτυλιδιών ενός εδράνου με συναρμογή συσφίξεως. Έτσι είναι αναγκαίο να επιλεγεί ποιο από τα δύο δακτυλίδια θα πρέπει να τοποθετηθεί με σύσφιξη. Σημαντικό ρόλο στην εκλογή αυτή παίζει το είδος και η διεύθυνση των εξωτερικών δυνάμεων ως προς τα δακτυλίδια του εδράνου. Έτσι διακρίνουμε τις εξής περιπτώσεις:

α) περιστρεφόμενο φορτίο

Η περίπτωση αυτή εμφανίζεται όταν το συγκεκριμένο δακτυλίδι και η εφαρμοζόμενη εξωτερικά δύναμη έχουν μία σχετική κίνηση μεταξύ τους, όπως όταν π.χ. το εσωτερικό δακτυλίδι του εδράνου περιστρέφεται μαζί με την άτρακτο και η δύναμη παραμένει σταθερή κατά διεύθυνση ή όταν το εξωτερικό δακτυλίδι περιστρέφεται μαζί με τον οδοντωτό τροχό και η δύναμη παραμένει επίσης σταθερή στο χώρο. Στην πρώτη περίπτωση υπάρχει περιστρεφόμενο φορτίο για το εσωτερικό δακτυλίδι του εδράνου ενώ στην δεύτερη για το εξωτερικό.

β) σημειακό φορτίο

Η περίπτωση αυτή εμφανίζεται όταν το συγκεκριμένο δακτυλίδι και η εφαρμοζόμενη εξωτερικά δύναμη παραμένουν σε σταθερή θέση μεταξύ τους στον χώρο. Αυτό συμβαίνει πχ. όταν η εξωτερική δύναμη παραμένει σταθερή στο χώρο και το εσωτερικό ή το εξωτερικό δακτυλίδι του εδράνου παραμένουν επίσης σταθερά και δεν περιστρέφονται (σημειακό φορτίο για το εσωτερικό ή το εξωτερικό δακτυλίδι αντίστοιχα) ή όταν το συγκεκριμένο δακτυλίδι (εσωτερικό ή εξωτερικό) περιστρέφεται μαζί με την δύναμη.

γ) Ταλαντούμενο φορτίο

Η περίπτωση αυτή εμφανίζεται όταν το συγκεκριμένο δακτυλίδι και η εφαρμοζόμενη εξωτερικά δύναμη έχουν μία ταλαντωτική κίνηση μεταξύ τους, όπως όταν πχ. το δακτυλίδι ακινητεί και η δύναμη ταλαντώνεται ή αντίστροφα όταν η δύναμη είναι σταθερή στον χώρο και το δακτυλίδι ταλαντώνεται.

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΕΩΣ

Ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας ενός εδράνου, διακρίνουμε την δυναμική αντοχή ενός περιστρεφόμενου εδράνου και την στατική αντοχή ενός εδράνου, το οποίο είτε δεν περιστρέφεται είτε περιστρέφεται με μικρό αριθμό στροφών είτε εκτελεί ταλαντωτικές κινήσεις.

α) Δυναμική αντοχή

Τα έδρανα μεταφέρουν τις εξωτερικές δυνάμεις που παραλαμβάνουν στις πολύ μικρές θέσεις επαφής μεταξύ των δακτυλιδιών και των σωμάτων κύλισης. Παρά την εξαιρετική αντοχή του υλικού των δακτυλιδιών, την προσεγμένη συναρμογή και την καλή συντήρηση, εμφανίζονται μετά από κάποιο αριθμό φορτίσεων συμπτώματα κόπωσης στο υλικό των δακτυλιδιών. Ανάλογα με το μέγεθος της φόρτισης και την συχνότητα λειτουργίας, εμφανίζονται μετά από κάποιο χρόνο λειτουργίας μικρό ρωγμές στην επιφάνεια και κυρίως στο εσωτερικό των δακτυλιδιών, οι οποίες προχωρώντας μπορούν να δημιουργήσουν αφαίρεση υλικού με την μορφή μικρών κρατήρων στην επιφάνεια των δακτυλιδιών, τα λεγόμενα Pittings. Επειδή η εμφάνιση αυτών των πόρων στην επιφάνεια των δακτυλιδιών μπορεί γρήγορα να οδηγήσει στην πλήρη αστοχία του εδράνου, πρέπει να είναι γνωστός ο

χρόνος, στον οποίο εμφανίζονται τα φαινόμενα κόπωσης, δηλαδή η διάρκεια ζωής του εδράνου.

Με τον όρο διάρκεια ζωής εννοούμε στην πραγματικότητα ένα στατιστικό μέγεθος, εφόσον τα φαινόμενα της κόπωσης εμφανίζονται σε διαφορετικό χρόνο σε κάθε έδρανο. Σαν ονομαστική διάρκεια ζωής ορίστηκε έτσι να ονομάζεται ο αριθμός των στροφών (ή των ωρών λειτουργίας), τις οποίες μπορούν να λειτουργήσουν χωρίς να εμφανισθούν σημάδια κοπώσεως στα δακτυλίδια ή στα σώματα κυλίσεως, το 90% ενός μεγάλου συνόλου ομοίων εδράνων (η πιθανότητα δηλαδή αστοχίας πριν την ονομαστική διάρκεια ζωής ορίζεται στο 10%).

Η λίπανση δεν παίζει τόσο σπουδαίο ρόλο στα έδρανα κυλίσεως όσο στα έδρανα ολισθήσεως. Στις συνήθεις εφαρμογές των εδράνων κυλίσεως μπορεί να γίνει η λίπανση είτε με λίπος είτε με ορυκτέλαιο, εξασφαλίζοντας με την ίδια αποτελεσματικότητα την απαιτούμενη λίπανση μεταξύ των σωμάτων κυλίσεως και των αυλακιών κυλίσεως. Εξ αιτίας της ευκολίας στην στεγανοποίηση και την απλής επαναλίπανσης, τα έδρανα λιπαίνονται κατά προτίμηση με λίπος, εάν δεν υπάρχουν κάποιες ιδιαίτερες απαιτήσεις. Η εκλογή του κατάλληλου λίπους για κάθε περίπτωση εξαρτάται από τον αριθμό των στροφών του εδράνου, από το μέγεθος της φόρτισης καθώς και από την θερμοκρασία λειτουργίας.

Με γνωστό το ισοδύναμο φορτίο P και το δυναμικό φορτίο C του εδράνου μπορεί να υπολογισθεί η ονομαστική διάρκεια ζωής του:

$$L_h = L/n$$

$$L = (C/P)^p \cdot 10^6$$

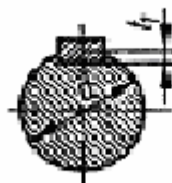
όπου ο εκθέτης p παίρνει για ένσφαιρα έδρανα την τιμή $p=3$ και για τα υπόλοιπα έδρανα την τιμή $p=10/3$.

5) ΣΦΗΝΕΣ

Οι σφήνες ανήκουν στα στοιχεία μηχανών γενικού προορισμού. Με αυτά επιτυγχάνετε η σύνδεση διαφόρων στοιχείων μηχανών όπως σύνδεση μίας ατράκτου με τον ομφαλό ενός οδοντωτού τροχού ή σύνδεση μίας ατράκτου με ένα σύνδεσμο ή μία τροχαλία.

Οι δύο πρωταρχικές κατηγορίες είναι οι διαμήκεις και οι εγκάρσιοι σφήνες. Οι διαμήκεις επιπλέον διακρίνονται στις εξής υποκατηγορίες: τους δισκοειδείς, τους κοίλους, τους επίπεδους, τους εφαρμοστούς, τους ολισθαίνοντες, τους σφήνες οδηγούς, στους εφαπτομενικούς και τέλος στα πολύσφηνα.

Στην δική μας περίπτωση υπολογίσαμε διαμήκη εφαρμοστή σφήνα. Είναι η πιο συνήθης περίπτωση στην οποία το μήκος της είναι ίσο με το μήκος του σφηνόδρομου της ατράκτου. Ο σφήνας τοποθετείται μεταξύ ατράκτου και οδοντωτού τροχού. Για την τοποθέτηση αυτού πρέπει να διανοιχτεί ένας αύλακας στην άτρακτο αλλά και στο εσωτερικό του οδοντωτού τροχού. Εντός αυτών των δύο αυλακώσεων τοποθετείτε ο σφήνας ο οποίος χρησιμοποιείτε για να καθιστάτε δυνατή η μεταφορά στρεπτικών φορτίων από τον οδοντωτό τροχό προς την άτρακτο και αντιστρόφως.



Τομή σφήνα -άξονα.

Αρχικά έχοντας γνωστή την διάμετρο της ατράκτου, στην οποία θα τοποθετηθεί ο οδηγός σφήνας, επιλέγεται από τον πίνακα των τυποποιημένων διαστάσεων η διατομή του σφήνα $b \times h$. Το ωφέλιμο μήκος του σε mm υπολογίζεται από την σχέση:

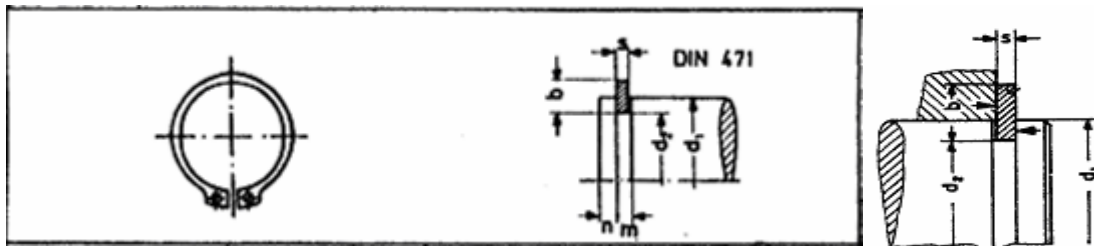
$$L_{\omega\phi} = 2 \times 10^3 \times T / (d \times (h - t_1) \times P_{\epsilon\pi})$$

Στους οδηγούς σφήνες με επίπεδα άκρα το ωφέλιμο μήκος $L_{\omega\phi}$ είναι ίδιο με το ολικό μήκος l του σφήνα, ενώ στους οδηγούς σφήνες με στρογγυλεμένα άκρα το ολικό μήκος είναι $l = L_{\omega\phi} + b$, όπου βείναι το πλάτος του οδηγού σφήνα.

6) ΑΣΦΑΛΕΙΕΣ ΑΤΡΑΚΤΩΝ

Σαν ασφάλειες ατράκτων χαρακτηρίζονται τα στοιχεία εκείνα, τα οποία μπορούν να μεταδώσουν αξονικές δυνάμεις από μία πλήμνη σε μία άτρακτο. Η σύνδεση των ατράκτων και των πλημνών με τις ασφάλειες αυτές, είναι σύνδεση μορφής. Οι συνηθισμένες τους εφαρμογές είναι να ασφαλίζουν κάποια στοιχεία σε μία συγκεκριμένη θέση μίας ατράκτου, να συγκρατούν δηλαδή απλώς κάποιες μικρές δυνάμεις οδήγησης. Οι αξονικές δυνάμεις όμως που μπορούν να παραλάβουν είναι σημαντικές.

Εμείς χρησιμοποιήσαμε τις περισσότερο γνωστές ασφάλειες ατράκτων αυτές δηλαδή που έχουν τυποποιηθεί κατά DIN 471. Οι ασφάλειες αυτές κατασκευάζονται από χάλυβα ελατηρίων, δηλαδή χάλυβα με μεγάλη αντοχή και σκληρότητα, για να μπορούν να συναρμολογούνται και αποσυναρμολογούνται χωρίς να παραμορφώνονται πλαστικά. Σαν τελική κατεργασία κατά την κατασκευή τους υφίστανται βαφή, με αποτέλεσμα να έχουν μεγάλη σκληρότητα και μεγάλη αντοχή σε αξονικές φορτίσεις



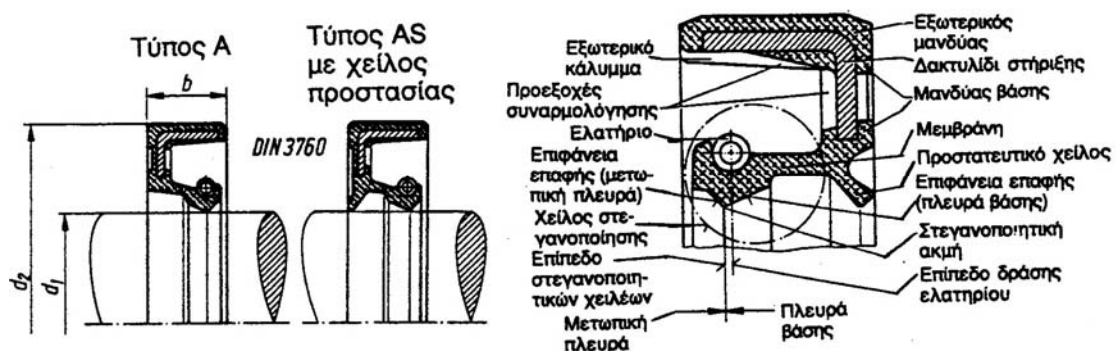
Ασφάλεια κατά DIN 471 και διαμόρφωση της μετωπικής επιφάνειας στηρίξεως των ασφαλειών

7) ΣΤΕΓΑΝΟΠΟΙΗΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Διακρίνονται σε στεγανοποιητικά στοιχεία με επαφή και στοιχεία χωρίς επαφή. Τα στεγανοποιητικά στοιχεία με επαφή προκαλούν μία επιπλέον τριβή και συνεπώς παραγωγή θερμότητας, άρα απώλειες ενέργειας στην θέση επαφής, ενώ τα στοιχεία χωρίς επαφή δεν είναι σε θέση να στεγανοποιήσουν έναντι υποπίεσης ή υπερπίεσης και δεν μπορούν να εξασφαλίσουν πλήρως την μη είσοδο σκόνης από το περιβάλλον στον χώρο του εδράνου.

Ελαστικοί δακτύλιοι οι οποίοι τοποθετούνται σε αυλάκωση που έχει ανοιχτεί στο καπάκι για την υποδοχή τους. Χαρακτηρίζονται από δύο διαμέτρους. Την εξωτερική η οποία εφάπτεται στο καπάκι και την εσωτερική η οποία εφάπτεται στον άξονα. Στόχος της χρήσης τους είναι αφενός η στεγανοποίηση της κατασκευής ώστε να μην έχουμε διαρροή λαδιών από το σημείο που εξέρχονται οι άξονες από αυτή για να μεταδώσουν την κίνηση, και αφετέρου να αποτρέψουμε την είσοδο σωματιδίων από τον χώρο εργασίας στην κατασκευή μας.

Στην κατηγορία αυτή των στεγανοποιητικών (με επαφή) την μεγαλύτερη διάδοση έχουν οι ελαστικοί δακτύλιοι στεγανοποίησης (τσιμούχες) με ένα (τύπος A) ή δύο χείλη (τύπος AS). Τα δακτυλίδια αυτά, τα οποία χρησιμοποιήσαμε και εμείς, είναι κατασκευασμένα από καουτσούκ και πιέζονται ακτινικά με την βοήθεια ενός ελατηρίου επάνω στην περιστρεφόμενη άτρακτο. Ο τύπος AS έχει το πλεονέκτημα ότι το πρώτο χείλος κρατά μακριά από την θέση επαφής (θέση στεγανοποίησης) τις ακαθαρσίες του περιβάλλοντος. Συνήθως ο χώρος ανάμεσα στα δύο χείλη γεμίζεται με λίπος, ώστε να μειώνεται η φθορά του χείλους στεγανοποίησης και να αποφεύγεται η οξείδωση της άτρακτου.



Ακτινικά στεγανοποιητικά (τσιμούχες) των τύπων A και AS

8) ΚΕΛΥΦΟΣ ΜΕΙΩΤΗΡΑ

Για την κατασκευή του κελύφους του μειωτήρα χρησιμοποιήθηκαν τα εξής υλικά:

Χαλυβδοέλασμα	255x360x4
Χαλυβδοέλασμα	150x255x4
Χαλυβδοέλασμα	150x360x4
Χαλυβδοέλασμα	150x255x6
Χαλυβδοέλασμα	150x360x6
Χαλυβδοέλασμα	255x460x20

Τα ελάσματα σε πρώτη φάση κόπηκαν με τροχό ώστε να πάρουν τις επιθυμητές διαστάσεις. Έπειτα αφαιρέθηκε από την επιφάνεια τους η σκουριά και υπέστησαν την κατάλληλη προεργασία οι άκρες τους για να είναι έτοιμες προς συγκόλληση. Η συγκόλληση τους έγινε με την χρήση ηλεκτροκόλλησης. Η διαμόρφωση του κελύφους έγινε με τέτοιο τρόπο ώστε να υπάρχει περιθώριο στα άκρα για να χωρούν κοχλίες, οι οποίοι θα κρατούν ενωμένα τα δύο μέρη του κελύφους. Επίσης προεξοχές προβλέφθηκαν και στη βάση του κελύφους ώστε να καθιστάτε δυνατή η πάκτωση του μειωτήρα στον χώρο εργασίας του. Αφού καθαρίστηκε το κέλυφος από τα υπολείμματα της κόλλησης, βάψαμε το εξωτερικό μέρος ώστε να αποφύγουμε μελλοντική διάβρωση.

Επίσης στο κάτω μέρος του κελύφους έχει ανοιχτεί οπή ώστε να τοποθετηθεί δείκτης για την στάθμη του λαδιού. Η οπή αυτή έγινε στο κατάλληλο ύψος για να βρίσκεται η μέση της οπής στην επιθυμητή στάθμη του λαδιού. Τέλος στο καπάκι ανοίχτηκε μία ακόμη οπή στην οποία εφαρμόσθηκε μία βαλβίδα εκτόνωσης. Η χρησιμότητα αυτής της βαλβίδας έγκειται στο γεγονός ότι κατά την λειτουργία του μειωτήρα εντός του κελύφους θα έχουμε μεγάλη αύξηση θερμοκρασίας και κατ επέκταση πίεσης. Η βαλβίδα θα βοηθήσει στην εκτόνωση αυτής της πίεσης.

9) ΛΙΠΑΝΣΗ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ

Το είδος του λιπαντικού και ο τρόπος λιπάνσεως εξαρτάτε από το μέγεθος της περιφερειακής ταχύτητας των τροχών. Έτσι χρησιμοποιείτε λίπος (γράσο), όταν η περιφερειακή ταχύτητα είναι μικρή, και ορυκτέλαιο για μεγαλύτερη περιφερειακή ταχύτητα. Στην περίπτωση μας εκλέξαμε από πίνακα που παρατίθεται στο παράρτημα με τους πίνακες, ως τρόπο λιπάνσεως την εμβάπτιση ενός εκ των τροχών σε ορυκτέλαιο.

Πίνακας 12.

ΜΕΡΟΣ Β

1) ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

ΜΕΤΩΠΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ ΜΕ ΕΥΘΕΙΑ ΟΔΟΝΤΩΣΗ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΛΕΤΗΣ

Προσδιορισμός κύριων διαστάσεων:

Είναι γνωστή μόνον η μεταφερόμενη ισχύς και η σχέση μετάδοσης χωρίς κανένα γεωμετρικό στοιχείο...

Η αρχική διάμετρος υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση, η οποία βασίζεται στην σχέση υπολογισμού της επιφανειακής πίεσης στην θέση επαφής των τροχών:

$$\underline{d_{o3} = 4000 / P_o * \left(\sqrt[3]{[(N_1 * P_o * \psi_d * n_1) * (i_1 + 1) / i_1]} \right)}$$

$$N_2 = N_1 * n_{1\eta\varsigma} = 8000W * 0,97 = 7760W \Rightarrow N_2 = 10,35PS$$

$$n_2 = n_1 / i_1 = 2900 / 1,7 = 1705,88rpm$$

$P_o = 62 \text{ Kp/mm}^2$: Η επιφανειακή πίεση του υλικού του τροχού, η οποία λαμβάνεται από τον πίνακα A4

$\Psi_d = 0,59$: Ο συντελεστής υπολογισμού του πλάτους του τροχού, ο οποίος αναφέρθηκε προηγουμένως και λαμβάνεται από το σχήμα A1

$i_2 = 1,8$: Σχέση μετάδοσης

Επομένως:

$$\underline{d_{o3} = 64,34mm}$$

Με γνωστή την διάμετρο μπορεί να υπολογιστεί η ταχύτητα από την σχέση:

$$\underline{v = (\pi * d_{o3} * n_2) / 60}$$

Επομένως:

$$\underline{v = 5,74m/s}$$

Με βάση την ταχύτητα επιλέγω $\underline{z_3 = 20 \text{ δόντια}}$ από τον πίνακα A1 και $\underline{z_4 = z_3 * i_2} \Rightarrow \underline{z_4 = 36 \text{ δόντια}}$

Μετά την επιλογή του αριθμού των δοντιών z_3 , μπορεί να υπολογιστεί το μέτρο οδόντωσης (μοντούλ) των τροχών: $m=d_{o3}/z_3$
 $m=64,34/20 \Rightarrow m=3,217\text{mm}$ άρα, $m_{\text{TUT}}=3,25\text{mm}$

Με την τυποποιημένη τιμή του μοντούλ υπολογίζεται στην συνέχεια η οριστική τιμή της αρχικής διαμέτρου του πινιόν d'_{o3} από την σχέση:
 $d'_{o3}=m_{\text{TUT}}*z_3=3,25*20 \Rightarrow d'_{o3}=65\text{mm}$

Κατόπιν εκτιμάται μία τιμή για το πλάτος του τροχού b_3 , με την βοήθεια του συντελεστή ψ_d , ο οποίος λαμβάνεται από το σχήμα A1 και την σχέση:

$$b_{3\epsilon\lambda}=\psi_d*d'_{o3}=0,59*65 \Rightarrow b_{3\epsilon\lambda}=38,35\text{mm}$$

Η τιμή που υπολογίζεται με την παραπάνω σχέση θα πρέπει να έχει ως ανώτερο όριο την τιμή που υπολογίζεται από την σχέση:

$b_{3\mu\epsilon\gamma}=\psi_m*m_{\text{TUT}}$ όπου, ο συντελεστής ψ_m λαμβάνεται από τον πίνακα A2 με

βάση τον τρόπο έδρασης των τροχών.

$$b_{3\mu\epsilon\gamma}=25*3,25\text{mm} \Rightarrow b_{3\mu\epsilon\gamma}=81,25\text{mm}$$

Άρα $b_3=(b_{3\epsilon\lambda}+b_{3\mu\epsilon\gamma})/2=59,8\text{mm}$
 $5\text{mm}=55\text{mm}$

επιλέγω, $b'_3=60\text{mm}$ και $b'_4=b'_3-$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΛΕΓΧΟΥ

Αρχικά καθορίζεται η ποιότητα της οδοντώσεως με βάση κυρίως την περιφερειακή ταχύτητα του τροχού και την χρήση του.

Η επιλογή της ποιότητας γίνεται από τον πίνακα A5. Οι ποιότητες 1, 2, 3, 4 χρησιμοποιούνται μόνον για την κατασκευή πρότυπων τροχών.

Κατόπιν ακολουθεί ο υπολογισμός αντοχής σε θραύση και ο υπολογισμός αντοχής σε επιφανειακή πίεση.

Οι δυνάμεις που ασκούνται στην θέση επαφής των δοντιών προσδιορίζονται από την ανάλυση της δύναμης P_N , η οποία δρα επάνω στο δόντι υπό την γωνία επαφής α_{no} , σε τρεις συνιστώσες και υπολογίζονται από τις σχέσεις:

- περιφερειακή δύναμη P_u

$$P_u = 2M_{t1}/d'_{os1} = 2M_{t2}/d'_{os2} \quad \text{όπου,}$$

$$M_{t1} = N_1/2\pi n_1 = 8000W/2 \cdot 3,14 \cdot 48,33 \text{ rps} \Rightarrow$$

$$M_{t1} = 26,4 \text{ Nm}$$

Άρα, $P_{u1} = 945,5 \text{ N} = 94,5 \text{ kp}$

- ακτινική δύναμη P_r

$$P_r = P_u \cdot \frac{\epsilon \phi \alpha_{no}}{\sin \beta_o} \quad \text{όπου η γωνία επαφής απο κυμαίνεται από}$$

έως 20° με συνήθη τιμή την $\alpha_{no} = 20^\circ$

$$P_r = 94,5 \text{ kp} \cdot 0,3639/0,9849 \Rightarrow P_r = 34,9 \text{ kp}$$

- αξονική δύναμη P_a

$$P_a = P_u \cdot \epsilon \phi \beta_o = 94,5 \text{ kp} \cdot 0,1754 \Rightarrow P_a = 16,57 \text{ kp}$$

a) Υπολογισμός αντοχής σε θραύση

Εάν θεωρηθεί το δόντι του τροχού σαν καμπτόμενη δοκός, θα ισχύει η σχέση:

$$\sigma_{μεν} = P_u \cdot q_k / b' \cdot 1 \cdot m_{\text{πτυπ}} \cdot \phi \quad \text{όπου, } q_k \text{ ο συντελεστής οδοντώσεως:}$$

$$q_k = q'_k / c = 3,367/1,4 = 2,4 \quad \text{και } \phi \text{ ο}$$

συντελεστής

φόρτισης, ο οποίος εξαρτάται από την γωνία

κλίσης

των δοντιών β_o

$$\sigma_{μεν} = 94,5 \text{ kp} \cdot 2,4 / 55 \text{ mm} \cdot 2,75 \text{ mm} \cdot 1,27 \Rightarrow \sigma_{μεν} = 1,18 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{επ} = \sigma_{bw} / 2 = 30 (\text{kp/mm}^2) / 2 \Rightarrow \sigma_{επ} = 15 \text{ kp/mm}^2$$

Ισχύει $\sigma_{μεν} < \sigma_{επ}$

b) Υπολογισμός αντοχής σε επιφανειακή πίεση

Η μέγιστη επιφανειακή πίεση στο δόντι του τροχού που βρίσκεται σε εμπλοκή, υπολογίζεται από την σχέση:

$$P_c = \frac{\sqrt{(P_u \cdot (1 + 1) / b' \cdot 2 \cdot d' \cdot \alpha_s \cdot 1 \cdot 1)} \cdot \gamma_w \cdot \gamma_c \cdot \gamma_L}{\gamma_c = 1,76}$$

όπου, $\gamma_w = 86$ για χάλυψ

και $\gamma_L = 1$

επομένως, $P_c = 35,09 \text{ kp/mm}^2$

$$P_{\epsilon\pi} = P_o \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2 / s = 62 (\text{kp/mm}^2) \cdot 1 \cdot 1 / 1,25 \Rightarrow P_{\epsilon\pi} = 49,6 \text{ kp/mm}^2$$

Άρα ισχύει $P_c < P_{\epsilon\pi}$

ΜΕΤΩΠΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ ΜΕ ΚΕΚΛΙΜΕΝΗ ΟΔΟΝΤΩΣΗ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΛΕΤΗΣ

Προσδιορισμός κύριων διαστάσεων:

Είναι γνωστή μόνον η μεταφερόμενη ισχύς και η σχέση μετάδοσης χωρίς κανένα γεωμετρικό στοιχείο...

Η αρχική διάμετρος υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση, η οποία βασίζεται στην σχέση υπολογισμού της επιφανειακής πίεσης στην θέση επαφής των τροχών:

$$d_{os1} = 4000 / P_o * \left(\sqrt[3]{[(N_1 * P_o * \psi_d * n_1) * (i_1 + 1) / i_1]} \right)$$

$$N_1 = 8000W \Rightarrow N_1 = 10,67PS$$

$$n_1 = 2900rpm$$

$P_o = 62 \text{ Kp/mm}^2$: Η επιφανειακή πίεση του υλικού του τροχού, η οποία λαμβάνεται από τον πίνακα A4

$\psi_d = 0,58$: Ο συντελεστής υπολογισμού του πλάτους του τροχού, ο οποίος αναφέρθηκε προηγουμένως και λαμβάνεται από το σχήμα A1

$i_1 = 1,7$: Σχέση μετάδοσης

Επομένως:

$$d_{os1} = 55,15mm$$

Με γνωστή την διάμετρο μπορεί να υπολογιστεί η ταχύτητα από την σχέση:

$$v = (\pi * d_{os1} * n_1) / 60$$

Επομένως:

$$v = 8,37m/s$$

Με βάση την ταχύτητα επιλέγω $z_1 = 20$ δόντια από τον πίνακα A1 και $z_2 = z_1 * i_1 \Rightarrow z_2 = 34$ δόντια

Μετά την επιλογή του αριθμού των δοντιών z_1 , μπορεί να υπολογιστεί το μέτρο οδόντωσης (μοντούλ) των τροχών: $m_s = d_{os1} / z_1$

$$m_s = 55,15 / 20 \Rightarrow m_s = 2,7575mm$$

Κατόπιν εκτιμάται μία τιμή για το πλάτος του τροχού b_1 , με την βοήθεια του συντελεστή ψ_d , ο οποίος λαμβάνεται από το σχήμα A1 και την σχέση:

$$\underline{b_{1\varepsilon\lambda} = \psi_d * d_{os1} = 0,58 * 55,15\text{mm} \Rightarrow b_{1\varepsilon\lambda} = 31,987\text{mm}}$$

Η τιμή που υπολογίζεται με την παραπάνω σχέση θα πρέπει να έχει ως ανώτερο όριο την τιμή που υπολογίζεται από την σχέση:

$$\underline{b_{1\mu\varepsilon\gamma} = \psi_m * m_s} \quad \text{όπου, ο συντελεστής } \psi_m \text{ λαμβάνεται από τον πίνακα A2}$$

με

βάση τον τρόπο έδρασης των τροχών.

$$\underline{b_{1\mu\varepsilon\gamma} = 25 * 2,7575\text{mm} \Rightarrow b_{1\mu\varepsilon\gamma} = 68,937\text{mm}}$$

$$\text{Άρα } \underline{b_1 = (b_{1\varepsilon\lambda} + b_{1\mu\varepsilon\gamma}) / 2 = 50,46\text{mm}} \quad \text{επιλέγω, } \underline{b'_1 = 55\text{mm}} \text{ και } \underline{b'_2 = b'_1 - 5\text{mm} \Rightarrow b'_2 = 50\text{mm}}$$

Ακολούθως προσδιορίζεται η τιμή της γωνίας κλίσης των δοντιών β_o από την σχέση:

$$\underline{\varepsilon\phi\beta_o = 3,5 * (m_s / b_1) = 3,5 * (2,7575\text{mm} / 55\text{mm}) \Rightarrow \varepsilon\phi\beta_o = 0,17547 \Rightarrow \beta_o = 9,95^\circ}$$

Το μοντούλ στην κάθετη τομή είναι:

$\underline{m_n = m_s * \sigma\upsilon\nu\beta_o}$, το οποίο στην συνέχεια θα πρέπει να τυποποιηθεί στην κοντινότερη τυποποιημένη τιμή (m_{HTUT}) από τον πίνακα 2.1. Συνήθως η τυποποίηση γίνεται στην αμέσως μεγαλύτερη τιμή, γεγονός όμως που οδηγεί σε αύξηση της αξονικής απόστασης των τροχών. Εάν η αξονική απόσταση πρέπει να παραμείνει αμετάβλητη, τότε επιλέγεται η αμέσως μικρότερη τυποποιημένη τιμή και ακολουθεί θετική μετατόπιση κατατομής.

$$\underline{m_n = 2,716\text{mm}} \quad \text{άρα, } \underline{m_{HTUT} = 2,75\text{mm}}$$

Με την τυποποιημένη τιμή του μοντούλ στην κάθετη τομή υπολογίζεται στην συνέχεια η νέα τιμή του μοντούλ στην μετωπική τομή m'_s και με αυτήν η οριστική τιμή της αρχικής διαμέτρου του πινιόν d'_{os1} από την σχέση:

$$\underline{d'_{os1} = m'_s * z_1} \quad \text{όπου, } \underline{m'_s = m'_n / \sigma\upsilon\nu\beta_o} \Rightarrow \underline{m'_s = 2,792\text{mm}}$$

$$\underline{d'_{os1} = 2,792\text{mm} * 20 \Rightarrow d'_{os1} = 55,84\text{mm}}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΛΕΓΧΟΥ

Αρχικά καθορίζεται η ποιότητα της οδοντώσεως με βάση κυρίως την περιφερειακή ταχύτητα του τροχού και την χρήση του.

Η επιλογή της ποιότητας γίνεται από τον πίνακα A5. Οι ποιότητες 1, 2, 3, 4 χρησιμοποιούνται μόνον για την κατασκευή πρότυπων τροχών.

Κατόπιν ακολουθεί ο υπολογισμός αντοχής σε θραύση και ο υπολογισμός αντοχής σε επιφανειακή πίεση.

Οι δυνάμεις που ασκούνται στην θέση επαφής των δοντιών προσδιορίζονται από την ανάλυση της δύναμης P_N , η οποία δρα επάνω στο δόντι υπό την γωνία επαφής α_{no} , σε τρεις συνιστώσες και υπολογίζονται από τις σχέσεις:

- περιφερειακή δύναμη P_u

$$P_u = 2M_{t1}/d'_{os1} = 2M_{t2}/d'_{os2}$$

όπου,

$$M_{t1} = N_1/2\pi n_1 = 8000W/2 \cdot 3,14 \cdot 48,33rps \Rightarrow$$

$$M_{t1} = 26,4Nm$$

Άρα, $P_{u1} = 945,5N = 94,5kp$

- ακτινική δύναμη P_r

$$P_r = P_u \cdot \frac{\epsilon\phi\alpha_{no}}{\sin\beta_o}$$

όπου η γωνία επαφής απο κυμαίνεται από

$$15^\circ$$

έως 20° με συνήθη τιμή την $\alpha_{no} = 20^\circ$

$$P_r = 94,5kp \cdot 0,3639/0,9849 \Rightarrow P_r = 34,9kp$$

- αξονική δύναμη P_a

$$P_a = P_u \cdot \epsilon\phi\beta_o = 94,5kp \cdot 0,1754 \Rightarrow P_a = 16,57kp$$

c) Υπολογισμός αντοχής σε θραύση

Εάν θεωρηθεί το δόντι του τροχού σαν καμπτόμενη δοκός, θα ισχύει η σχέση:

$$\sigma_{μεν} = P_u \cdot q_k / b' \cdot 1 \cdot m_{\pi\tau\upsilon\pi} \cdot \phi$$

όπου, q_k ο συντελεστής οδοντώσεως:

$$q_k = q'_k / c = 3,367/1,4 = 2,4$$

και ϕ ο

συντελεστής

φόρτισης, ο οποίος εξαρτάται από την γωνία

κλίσης

των δοντιών β_o

$$\sigma_{μεν} = 94,5kp \cdot 2,4 / 55mm \cdot 2,75mm \cdot 1,27 \Rightarrow \sigma_{μεν} = 1,18kp/mm^2$$

$$\sigma_{ε\pi} = \sigma_{bw} / 2 = 30(kp/mm^2) / 2 \Rightarrow \sigma_{ε\pi} = 15kp/mm^2$$

Ισχύει $\sigma_{μεν} < \sigma_{ε\pi}$

d) Υπολογισμός αντοχής σε επιφανειακή πίεση

Η μέγιστη επιφανειακή πίεση στο δόντι του τροχού που βρίσκεται σε εμπλοκή, υπολογίζεται από την σχέση:

$$\underline{P_c = \sqrt{\frac{(P_u \cdot (i+1)) / (b \cdot 2 \cdot d \cdot \cos i)}{y_w \cdot y_c \cdot y_L}}}$$

όπου, $y_w=86$ για χάλυψ

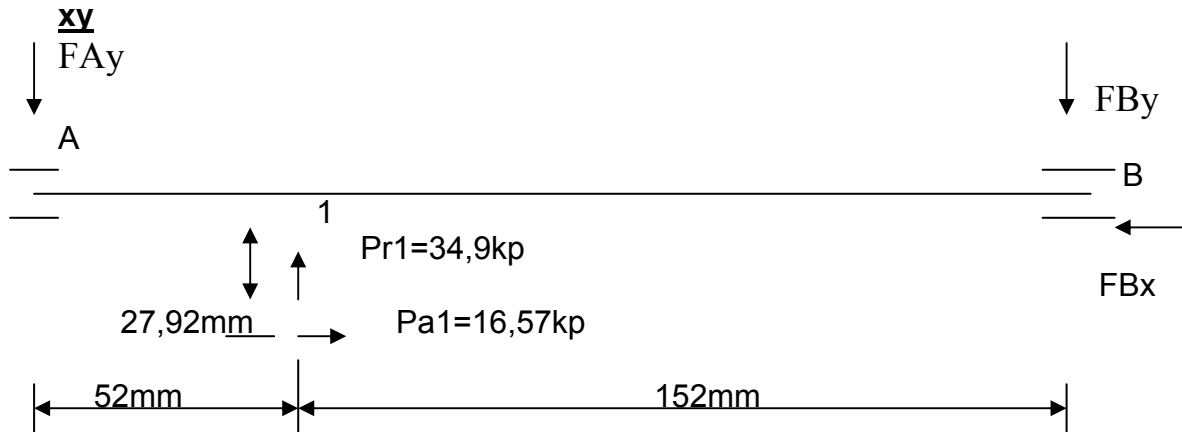
και $y_L=1$

επομένως, $P_c=35,09 \text{kp/mm}^2$

$$\underline{P_{\epsilon\pi} = P_o \cdot y_1 \cdot y_2 / s = 62 (\text{kp/mm}^2) \cdot 1 \cdot 1 / 1,25} \Rightarrow \underline{P_{\epsilon\pi} = 49,6 \text{kp/mm}^2}$$

Άρα ισχύει $P_c < P_{\epsilon\pi}$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΜΠΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ 1^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ



$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{Bx} = P_{a1} \Rightarrow F_{Bx} = 16,57 \text{kp}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{Ay} + F_{By} = P_{r1} \Rightarrow F_{Ay} + F_{By} = 34,9 \text{kp}$$

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow F_{Ay} \cdot 204 \text{mm} + P_{a1} \cdot 27,92 \text{mm} = P_{r1} \cdot 152 \text{mm} \Rightarrow F_{Ay} = 23,74 \text{kp}$$

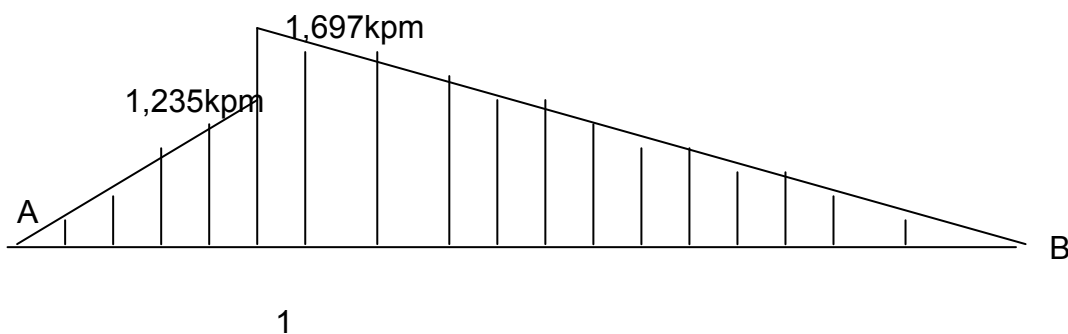
$$\text{Άρα } F_{By} = 11,16 \text{kp}$$

$$M_A = 0$$

$$M_{1\alpha\rho} = F_{Ay} \cdot 52 \text{mm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 1235 \text{kpmm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 1,235 \text{kpm}$$

$$M_{1\delta\epsilon\xi} = F_{Ay} \cdot 52 \text{mm} + P_{a1} \cdot 27,92 \text{mm} \Rightarrow M_{1\delta\epsilon\xi} = 1697 \text{kpmm} \Rightarrow$$

$$M_{1\delta\epsilon\xi} = 1,697 \text{kpm}$$

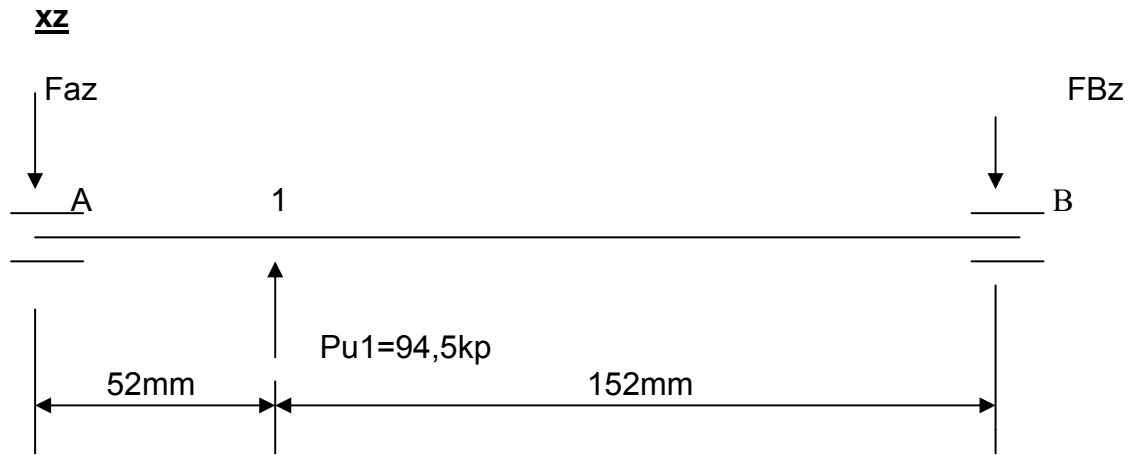


Επαλήθευση:

$$M_B = 0$$

$$M_{1\alpha\rho} = F_{By} \cdot 152 \text{mm} - P_{a1} \cdot 27,92 \text{mm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 1,235 \text{kpm}$$

$$M_{1\delta\epsilon\xi} = F_{By} \cdot 152 \text{mm} \Rightarrow M_{1\delta\epsilon\xi} = 1,697 \text{kpm}$$



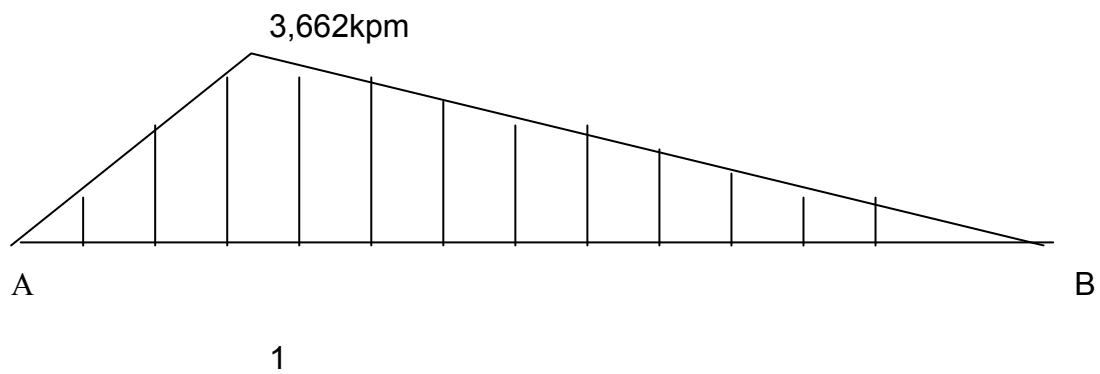
$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow F_{az} + F_{Bz} = P_{u1} \Rightarrow F_{az} + F_{Bz} = 94,5 \text{kp}$$

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow F_{az} \cdot 204 \text{mm} = P_{u1} \cdot 152 \text{mm} \Rightarrow F_{az} = 70,42 \text{kp}$$

Άρα $F_{Bz} = 24,08 \text{kp}$

$$M_A = 0$$

$$M'_1 = F_{az} \cdot 52 \text{mm} \Rightarrow M'_1 = 3,662 \text{kpmm} \Rightarrow M'_1 = 3,662 \text{kp}$$



$$M_{\mu\epsilon\gamma} = M = \sqrt{M_1^2 \delta_{\epsilon\xi} + M'_1{}^2} \Rightarrow M_{\mu\epsilon\gamma} = 4,04 \text{kp}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ 1^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ

$$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T)^2} \quad (1)$$

$$T = N/2 \cdot \pi n \Rightarrow T = 8000W/2 \cdot 3,14 \cdot 48,33 \text{rpm} \Rightarrow T = 26.356 \text{Nm} \Rightarrow T = 2.6356 \text{kpm}$$

$$\text{Άρα } M_v = \sqrt{4,04^2 \text{kpm} + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 2.6356)^2} \Rightarrow M_v = 4,34 \text{kpm}$$

$$\sigma_v = M_v / W_b = M_v / (\pi d^3 / 32) = 32 M_v / \pi d^3 \quad (2)$$

$$\text{για ST42} \rightarrow \alpha_2 = 13,4$$

$$d \geq \alpha_2 (3 N_1 / n_1) \Rightarrow d \geq 13,4 \cdot (3 \cdot 10,67 \text{ps} / 2900 \text{rpm}) \Rightarrow d \geq 2,07 \text{cm}$$

Άρα επιλέγω $d = 25 \text{mm}$

$$(2) \Rightarrow \sigma_v = 32 \cdot 4,34 \cdot 10^3 \text{kpm} / (3,14 \cdot 25^3 \text{mm}^3) \Rightarrow \sigma_v = 2,83 \text{kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{νλ}} = \sigma_v \cdot c_s = 2,83 \cdot 1,5 \Rightarrow \sigma_{\text{νλ}} = 4,246 \text{kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{βεπ}} = (\sigma_{b_A})_0 \cdot \beta_0 b \cdot \beta_1 b \cdot \beta_2 b / \beta_k b \quad (3)$$

$$(\sigma_{b_A})_0 = 22 \text{kp/mm}^2$$

για ST42

$$\beta_0 b = 0,905$$

για $d = 25 \text{mm}$

$$\beta_1 b = 0,86$$

για ST42 και $R_z = 20 \mu\text{m}$

$$\beta_2 b = 1$$

$$\beta_k b = 1,7$$

$$(3) \Rightarrow \sigma_{\text{βεπ}} = 22 \text{kp/mm}^2 \cdot 0,905 \cdot 0,86 \cdot 1 / 1,7 \Rightarrow \sigma_{\text{βεπ}} = 10,07 \text{kp/mm}^2$$

$$S = \sigma_{\text{βεπ}} / \sigma_{\text{νλ}} = 10,07 \text{kp/mm}^2 / 4,246 \text{kp/mm}^2 \Rightarrow S = 2,37$$

Ο συντελεστής ασφαλείας S είναι μέσα στα όρια αφού ισχύει $1,5 < 2,37$ άρα η άτρακτος αντέχει...

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΕΩΣ 1^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ

Έδραση Α (κινητή)

$$P_A = F_{rA} = F_{Ay}^2 + F_{Az}^2 = 23,74^2 + 70,42^2 \Rightarrow F_{rA} = 74,314 \text{kp}$$

$$Lh_A = (C_A/P_A)^P * 10^6/n$$

ρουλεμάν

όπου $\rho=3$ για ένσφαιρα

για $d=20\text{mm}$ επιλέγω

6204

$C_A=1000\text{kp}$, $C_O=630\text{kp}$

$$Lh_A = (1000/74,314)^3 * 10^6 / 2900 * 60 \Rightarrow Lh_A = 15000 \text{ h}$$

Έδραση Β (σταθερή)

$$F_{rB} = F_{By}^2 + F_{Bz}^2 = 11,16^2 + 24,08^2 \Rightarrow F_{rB} = 26,54 \text{kp}$$

$$F_{aB} = F_{Bx} = 16,57 \text{kp}$$

για $d=25\text{mm}$ επιλέγω

6005

$C_A=780\text{kp}$, $C_O=500\text{kp}$

$$F_a/C_O = 16,57\text{kp}/500\text{kp} = 0,033 \text{ άρα } e=0,26 \text{ και } x=0,56 \text{ , } y=1,99 \text{ γιατί } F_a/C_O > e$$

$$\text{Οπότε } P_B = 0,56 * 26,54 + 1,99 * 16,57 = 47,837 \text{kp}$$

$$\text{Άρα } Lh_B = (780/47,837)^3 * 10^6 / 2900 * 60 \Rightarrow Lh_B = 24914 \text{h}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ

Αρχικά έχοντας γνωστή την διάμετρο της ατράκτου, στην οποία θα τοποθετηθεί ο οδηγός σφήνας, επιλέγεται από τον πίνακα των τυποποιημένων διαστάσεων η διατομή του σφήνα $b \times h$. Το ωφέλιμο μήκος του σε mm υπολογίζεται από την σχέση:

$$l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot (h - t_1) \cdot P_{\epsilon\pi}$$

$$\text{Όπου } d = 20\text{mm}, \quad b = 6\text{mm},$$

$$h = 6\text{mm},$$

$$t_1 = 3,5\text{mm},$$

$$P_{\epsilon\pi} = 10\text{kp/mm}^2,$$

$$T = 2,635\text{kpm}$$

$$l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot 2,635\text{kpm} / 20\text{mm} \cdot (6 - 3,5)\text{mm} \cdot 10\text{kp/mm}^2 \Rightarrow l_{\omega\phi} = 10,54\text{mm}$$

Στους οδηγούς σφήνες με επίπεδα άκρα το ωφέλιμο μήκος $l_{\omega\phi}$ είναι ίδιο με το ολικό μήκος l του σφήνα, ενώ στους οδηγούς σφήνες με στρογγυλεμένα άκρα το ολικό μήκος είναι $l = l_{\omega\phi} + b$, όπου b είναι το πλάτος του οδηγού σφήνα.

$$l = 10,54\text{mm} + 6\text{mm} \Rightarrow l = 16,54\text{mm}$$

$$l_{\text{τυπ}} = 18\text{mm}$$

$$l_{\omega\phi\text{τυπ}} = 18\text{mm} - 6\text{mm} \Rightarrow l_{\omega\phi\text{τυπ}} = 12\text{mm}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑΣ 1^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ

Αρχικά έχοντας γνωστή την διάμετρο της ατράκτου, στην οποία θα τοποθετηθεί ο οδηγός σφήνας, επιλέγεται από τον πίνακα των τυποποιημένων διαστάσεων η διατομή του σφήνα $b \times h$. Το ωφέλιμο μήκος του σε mm υπολογίζεται από την σχέση: $l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot (h - t_1) \cdot R_{επ}$

Όπου $d = 25\text{mm}$, $b = 8\text{mm}$,

$h = 7\text{mm}$,

$t_1 = 4\text{mm}$,

$R_{επ} = 10\text{kp/mm}^2$,

$T = 2,635\text{krpm}$

$l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot 2,635\text{krpm} / 25\text{mm} \cdot (7 - 4)\text{mm} \cdot 10\text{kp/mm}^2 \Rightarrow l_{\omega\phi} = 5,27\text{mm}$

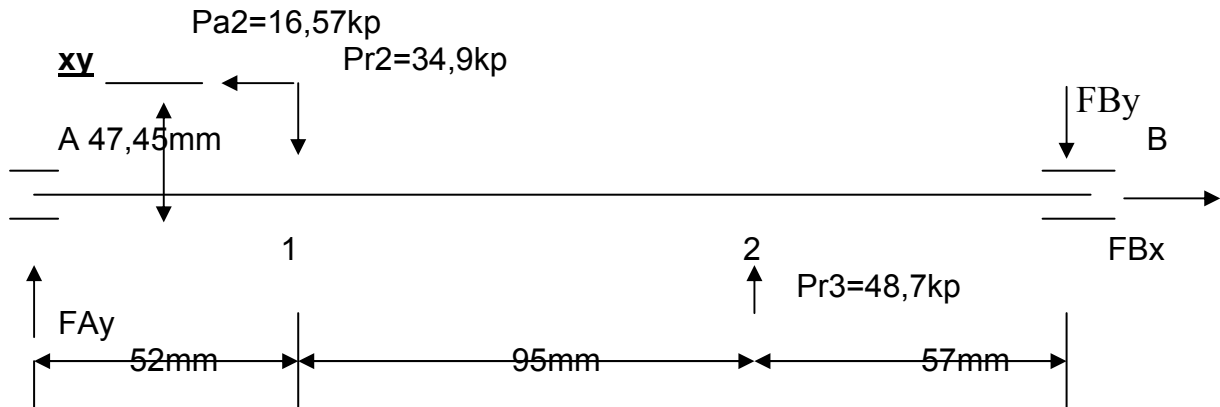
Στους οδηγούς σφήνες με επίπεδα άκρα το ωφέλιμο μήκος $l_{\omega\phi}$ είναι ίδιο με το ολικό μήκος l του σφήνα, ενώ στους οδηγούς σφήνες με στρογγυλεμένα άκρα το ολικό μήκος είναι $l = l_{\omega\phi} + b$, όπου b είναι το πλάτος του οδηγού σφήνα.

$l = 5,27\text{mm} + 8\text{mm} \Rightarrow l = 13,27\text{mm}$

$l_{\text{τυπ}} = 14\text{mm}$

$l_{\omega\phi\text{τυπ}} = 14\text{mm} - 8\text{mm} \Rightarrow l_{\omega\phi\text{τυπ}} = 6\text{mm}$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΜΠΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ 2^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ



$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{Bx} = Pa_2 \Rightarrow F_{Bx} = 16,57 \text{kp}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{Ay} + Pr_3 - F_{By} - Pr_2 = 0 \Rightarrow F_{Ay} - F_{By} = -13,8 \text{kp}$$

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow F_{Ay} \cdot 204 \text{mm} - Pa_2 \cdot 47,45 \text{mm} - Pr_2 \cdot 152 \text{mm} + Pr_3 \cdot 57 \text{mm} = 0 \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = (Pr_2 \cdot 152 \text{mm} + Pa_2 \cdot 47,45 \text{mm} - Pr_3 \cdot 57 \text{mm}) / 204 \text{mm} \Rightarrow F_{Ay} = 16,25 \text{mm}$$

$$\text{Άρα } F_{By} = 30,05 \text{kp}$$

$$M_A = 0$$

$$M_{1\alpha\rho} = F_{Ay} \cdot 52 \text{mm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 845 \text{kpmm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 0,845 \text{kpmm}$$

$$M_{1\delta\epsilon\xi} = F_{Ay} \cdot 52 \text{mm} - Pa_2 \cdot 47,45 \text{mm} \Rightarrow M_{1\delta\epsilon\xi} = 58,75 \text{kpmm} \Rightarrow$$

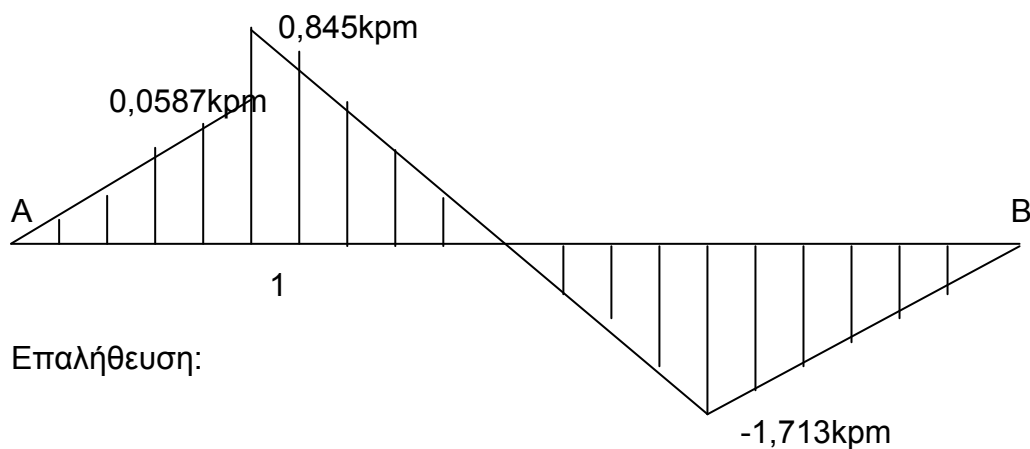
$$M_{1\delta\epsilon\xi} = 0,0587 \text{kpmm}$$

$$M_{2\alpha\rho} = F_{Ay} \cdot 147 \text{mm} - Pa_2 \cdot 47,45 \text{mm} - Pr_2 \cdot 95 \text{mm} \Rightarrow M_{2\alpha\rho} = -1713 \text{kpmm} \Rightarrow$$

$$M_{2\alpha\rho} = -1,713 \text{kpmm}$$

$$M_{2\delta\epsilon\xi} = F_{Ay} \cdot 147 \text{mm} - Pa_2 \cdot 47,45 \text{mm} - Pr_2 \cdot 95 \text{mm} \Rightarrow M_{2\delta\epsilon\xi} = -1713 \text{kpmm} \Rightarrow$$

$$M_{2\delta\epsilon\xi} = -1,713 \text{kpmm}$$



$$M_B=0$$

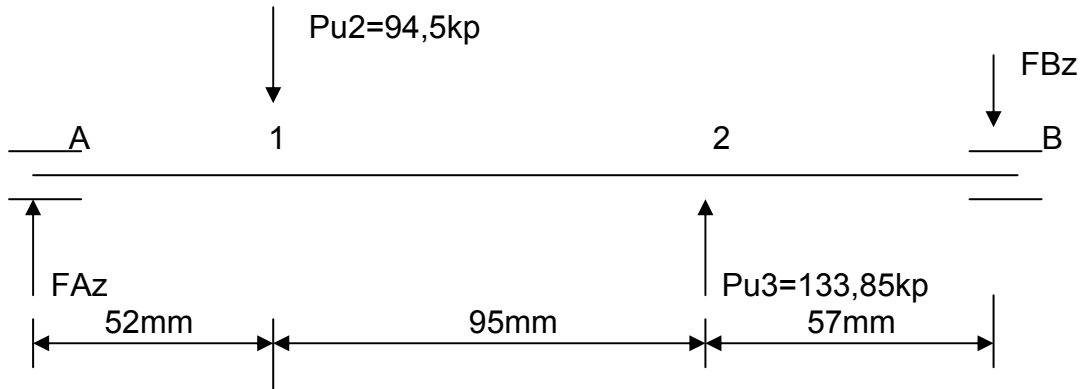
$$M1_{\alpha\rho}=-F_{by} \cdot 152\text{mm} + P_{a2} \cdot 47,45\text{mm} + P_{r3} \cdot 95\text{mm} \Rightarrow M1_{\alpha\rho}=0,845\text{kpm}$$

$$M1_{\delta\varepsilon\xi}=P_{r3} \cdot 95\text{mm} - F_{by} \cdot 152\text{mm} \Rightarrow M1_{\delta\varepsilon\xi}=58,9\text{kpm} \Rightarrow M1_{\delta\varepsilon\xi}=0,0589\text{kpm}$$

$$M2_{\alpha\rho}=-F_{by} \cdot 57\text{mm} \Rightarrow M2_{\alpha\rho}=-1712,85\text{kpm} \Rightarrow M2_{\alpha\rho}=-1,713\text{kpm}$$

$$M2_{\delta\varepsilon\xi}=-F_{by} \cdot 57\text{mm} \Rightarrow M2_{\delta\varepsilon\xi}=-1712,85\text{kpm} \Rightarrow M2_{\delta\varepsilon\xi}=-1,713\text{kpm}$$

xz



$$\Sigma F_z=0 \Rightarrow F_{az} - F_{Bz} - P_{u2} + P_{u3}=0 \Rightarrow F_{az} - F_{Bz} = -39,35\text{kp}$$

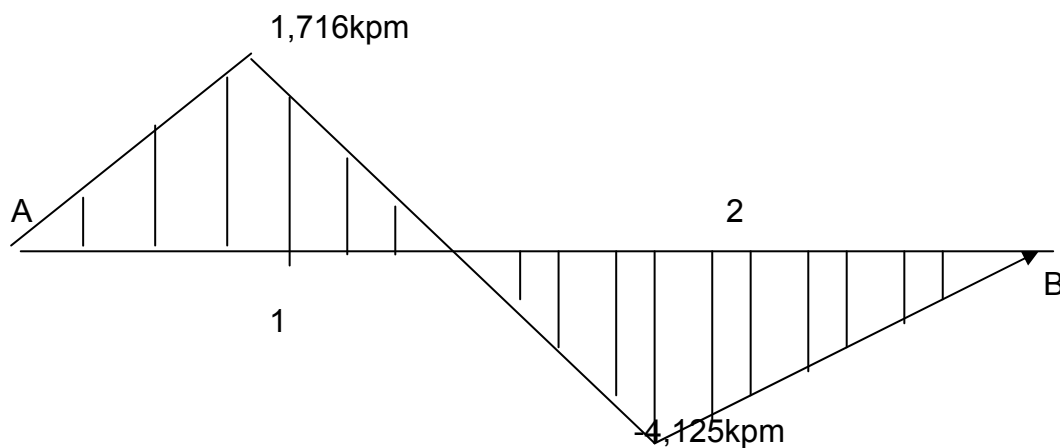
$$\Sigma M_B=0 \Rightarrow F_{az} \cdot 204\text{mm} + P_{u3} \cdot 57\text{mm} = P_{u2} \cdot 152\text{mm} \Rightarrow F_{az} = 33,01\text{kp}$$

$$\text{Άρα } F_{Bz} = 72,36\text{kp}$$

$$M_A=0$$

$$M'1 = F_{az} \cdot 52\text{mm} \Rightarrow M'1 = 1,716\text{kpm}$$

$$M'2 = F_{az} \cdot 147\text{mm} - P_{u2} \cdot 95\text{mm} \Rightarrow M'2 = -4,125\text{kpm}$$



$$M_{\mu\varepsilon\gamma} = M = \sqrt{M1_{\delta\varepsilon\xi}^2 + M'1^2} \Rightarrow M_{\mu\varepsilon\gamma} = 4,47\text{kp}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ 2^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ

$$Mv = \sqrt{M^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T)^2} \quad (1)$$

$$T = Mt_2 \Rightarrow T = 43,53 \text{ Nm} = 4,353 \text{ kpm} \quad \text{και } \alpha_0 = 0,7$$

$$\text{Άρα } Mv = \sqrt{4,47^2 \text{ kpm} + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 4,353)^2} \Rightarrow Mv = 5,19 \text{ kpm}$$

$$\sigma_v = Mv/W_b = Mv/(\pi d^3/32) = 32Mv/\pi d^3 \quad (2)$$

$$\text{για ST42} \rightarrow \alpha_2 = 13,4$$

$$d \geq \alpha_2(3N_2/n_2) \Rightarrow d \geq 13,4 \cdot (3 \cdot 10,35 \text{ ps} / 1705,88 \text{ rpm}) \Rightarrow d \geq 2,44 \text{ cm}$$

Άρα επιλέγω $d = 30 \text{ mm}$

$$(2) \Rightarrow \sigma_v = 32 \cdot 5,19 \cdot 10^3 \text{ kpm} / (3,14 \cdot 30^3 \text{ mm}^3) \Rightarrow \sigma_v = 1,959 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\nu\lambda} = \sigma_v \cdot c_s = 1,959 \cdot 1,5 \Rightarrow \sigma_{\nu\lambda} = 2,938 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\beta\epsilon\pi} = (\sigma_{bA})_0 \cdot \beta_0 b \cdot \beta_1 b \cdot \beta_2 b / \beta_{\kappa} b \quad (3)$$

$$(\sigma_{bA})_0 = 22 \text{ kp/mm}^2$$

για ST42

$$\beta_0 b = 0,88$$

για $d = 30 \text{ mm}$

$$\beta_1 b = 0,86$$

για ST42 και $R_z = 20 \mu\text{m}$

$$\beta_2 b = 1$$

$$\beta_{\kappa} b = 1,7$$

$$(3) \Rightarrow \sigma_{\beta\epsilon\pi} = 22 \text{ kp/mm}^2 \cdot 0,88 \cdot 0,86 \cdot 1 / 1,7 \Rightarrow \sigma_{\beta\epsilon\pi} = 9,794 \text{ kp/mm}^2$$

$$S = \sigma_{\beta\epsilon\pi} / \sigma_{\nu\lambda} = 9,794 \text{ kp/mm}^2 / 2,938 \text{ kp/mm}^2 \Rightarrow S = 3,33$$

Ο συντελεστής ασφαλείας S είναι μέσα στα όρια αφού ισχύει $1,5 < 3,33$ άρα η άτρακτος αντέχει...

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΕΩΣ 2^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ

Έδραση Α (κινητή)

$$P_A = Fr_A = F_{Ay}^2 + F_{Az}^2 = 16,25^2 + 33,01^2 \Rightarrow Fr_A = 36,79 \text{kp}$$

$$Lh_A = (C_A/P_A)^P \cdot 10^6 / n$$

ρουλεμάν

6005

$$Lh_A = (780/36,79)^3 \cdot 10^6 / 1705,88 \cdot 60 \Rightarrow Lh_A = 93338 \text{ h}$$

όπου $\rho=3$ για ένσφαιρα

για $d=25\text{mm}$ επιλέγω

$$C_A = 780 \text{kp}, C_O = 500 \text{kp}$$

Έδραση Β (σταθερή)

$$Fr_B = F_{By}^2 + F_{Bz}^2 = 30,05^2 + 72,36^2 \Rightarrow Fr_B = 78,35 \text{kp}$$

$$Fa_B = F_B x = 16,57 \text{kp}$$

6205

για $d=20\text{mm}$ επιλέγω

$$C_A = 1100 \text{kp}$$

$$C_O = 710 \text{kp}$$

$$Fa/C_O = 16,57 \text{kp} / 710 \text{kp} = 0,023 \text{ άρα } e = 0,22 \text{ και } x = 1, y = 0$$

$$\text{Οπότε } PB = 1 \cdot 78,35 + 0 \cdot 16,57 = 78,35 \text{kp}$$

$$\text{Άρα } Lh_B = (1100/78,35)^3 \cdot 10^6 / 1705,88 \cdot 60 \Rightarrow Lh_B = 27037 \text{h}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑΣ 2^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ

Αρχικά έχοντας γνωστή την διάμετρο της ατράκτου, στην οποία θα τοποθετηθεί ο οδηγός σφήνας, επιλέγεται από τον πίνακα των τυποποιημένων διαστάσεων η διατομή του σφήνα $b \times h$. Το ωφέλιμο μήκος του σε mm υπολογίζεται από την σχέση: $l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot (h - t_1) \cdot R_{επ}$

Όπου $d = 30\text{mm}$, $b = 8\text{mm}$,

$h = 7\text{mm}$,

$t_1 = 4\text{mm}$,

$R_{επ} = 10\text{kp/mm}^2$,

$T = 4,353\text{krpm}$

$l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot 4,353\text{krpm} / 30\text{mm} \cdot (7 - 4)\text{mm} \cdot 10\text{kp/mm}^2 \Rightarrow l_{\omega\phi} = 9,67\text{mm}$

Στους οδηγούς σφήνες με επίπεδα άκρα το ωφέλιμο μήκος $l_{\omega\phi}$ είναι ίδιο με το ολικό μήκος l του σφήνα, ενώ στους οδηγούς σφήνες με στρογγυλεμένα άκρα το ολικό μήκος είναι $l = l_{\omega\phi} + b$, όπου b είναι το πλάτος του οδηγού σφήνα.

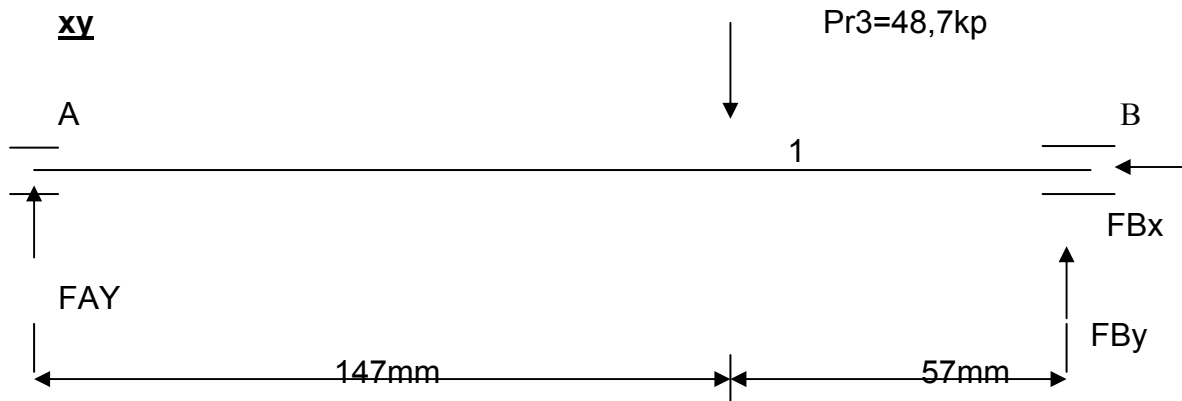
$l = 9,67\text{mm} + 8\text{mm} \Rightarrow l = 17,67\text{mm}$

$l_{τυπ} = 18\text{mm}$

$l_{\omega\phi τυπ} = 18\text{mm} - 8\text{mm} \Rightarrow l_{\omega\phi τυπ} = 10\text{mm}$

Και οι δυο σφήνες έχουν τις ίδιες διαστάσεις επειδή έχουν την ίδια διάμετρο...

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΜΠΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ 3^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ



$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{Bx} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{Ay} + F_{By} = Pr_3 \Rightarrow F_{Ay} + F_{By} = 48,7 \text{kp}$$

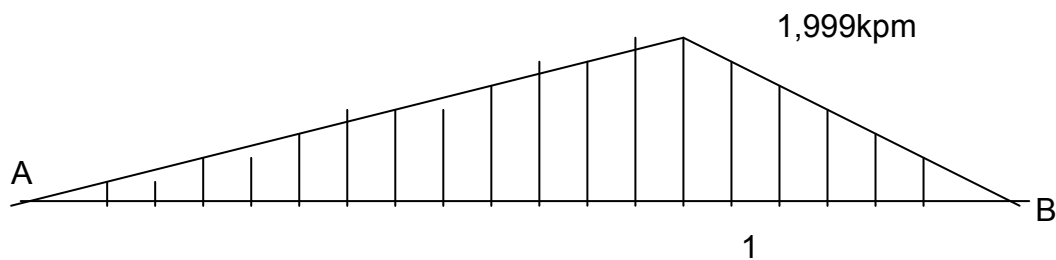
$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow F_{Ay} \cdot 204 \text{mm} = Pr_3 \cdot 57 \text{mm} \Rightarrow F_{Ay} = 13,6 \text{kp}$$

$$\text{Άρα } F_{By} = 35,1 \text{kp}$$

$$M_A = 0$$

$$M_{1\alpha\rho} = F_{Ay} \cdot 147 \text{mm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 1999 \text{kpmm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 1,999 \text{kp}$$

$$M_{1\delta\epsilon\xi} = F_{Ay} \cdot 147 \text{mm} \Rightarrow M_{1\delta\epsilon\xi} = 1999 \text{kpmm} \Rightarrow M_{1\delta\epsilon\xi} = 1,999 \text{kp}$$



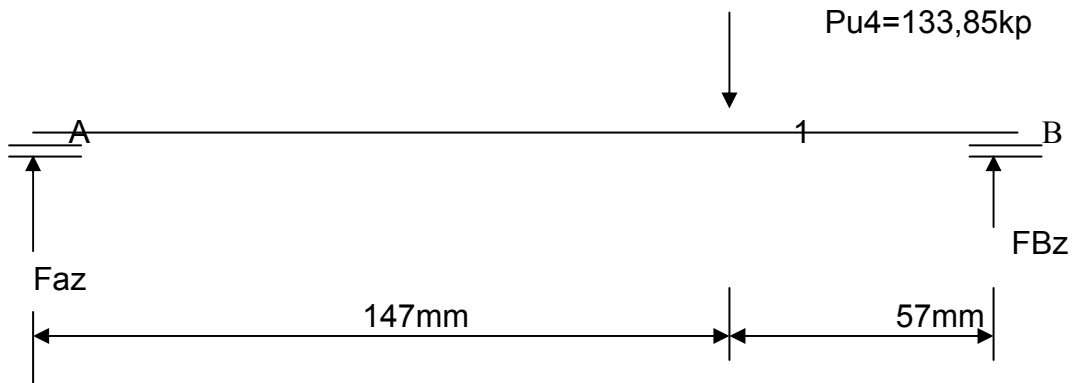
Επαλήθευση:

$$M_B = 0$$

$$M_{1\alpha\rho} = F_{By} \cdot 57 \text{mm} \Rightarrow M_{1\alpha\rho} = 1,999 \text{kp}$$

$$M_{1\delta\epsilon\xi} = F_{By} \cdot 57 \text{mm} \Rightarrow M_{1\delta\epsilon\xi} = 1,999 \text{kp}$$

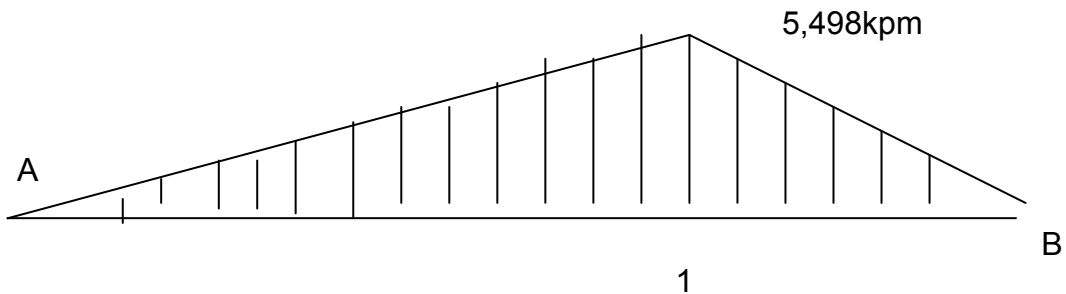
XZ



$$\begin{aligned}\Sigma F_z=0 &\Rightarrow F_{az} + F_{Bz} = P_{u4} \Rightarrow F_{az} + F_{Bz} = 133,85 \text{kp} \\ \Sigma M_B=0 &\Rightarrow F_{az} \cdot 204 \text{mm} = P_{u4} \cdot 57 \text{mm} \Rightarrow F_{az} = 37,4 \text{kp} \\ \text{Άρα } F_{Bz} &= 96,45 \text{kp}\end{aligned}$$

$$M_A=0$$

$$M'_1 = F_{az} \cdot 147 \text{mm} \Rightarrow M'_1 = 5498 \text{kpm} \Rightarrow M'_1 = 5,498 \text{kpm}$$



$$M_{\mu\epsilon\gamma} = M = \sqrt{M_1^2 \delta\epsilon\xi + M'^2} \Rightarrow M_{\mu\epsilon\gamma} = 5,85 \text{kpm}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑΣ 3^{ης} ΑΤΡΑΚΤΟΥ

Αρχικά έχοντας γνωστή την διάμετρο της ατράκτου, στην οποία θα τοποθετηθεί ο οδηγός σφήνας, επιλέγεται από τον πίνακα των τυποποιημένων διαστάσεων η διατομή του σφήνα $b \times h$. Το ωφέλιμο μήκος του σε mm υπολογίζεται από την σχέση: $l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot (h - t_1) \cdot R_{επ}$

Όπου $d = 35\text{mm}$, $b = 10\text{mm}$,

$h = 8\text{mm}$,

$t_1 = 5\text{mm}$,

$R_{επ} = 10\text{kp/mm}^2$,

$T = 7,6\text{kpmm}$

$l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot 7,6\text{kpmm} / 35\text{mm} \cdot (8 - 5)\text{mm} \cdot 10\text{kp/mm}^2 \Rightarrow l_{\omega\phi} = 14,48\text{mm}$

Στους οδηγούς σφήνες με επίπεδα άκρα το ωφέλιμο μήκος $l_{\omega\phi}$ είναι ίδιο με το ολικό μήκος l του σφήνα, ενώ στους οδηγούς σφήνες με στρογγυλεμένα άκρα το ολικό μήκος είναι $l = l_{\omega\phi} + b$, όπου b είναι το πλάτος του οδηγού σφήνα.

$l = 14,48\text{mm} + 10\text{mm} \Rightarrow l = 24,48\text{mm}$

$l_{\tau\upsilon\pi} = 25\text{mm}$

$l_{\omega\phi\tau\upsilon\pi} = 25\text{mm} - 10\text{mm} \Rightarrow l_{\omega\phi\tau\upsilon\pi} = 15\text{mm}$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑΣ ΕΞΟΔΟΥ

Αρχικά έχοντας γνωστή την διάμετρο της ατράκτου, στην οποία θα τοποθετηθεί ο οδηγός σφήνας, επιλέγεται από τον πίνακα των τυποποιημένων διαστάσεων η διατομή του σφήνα $b \times h$. Το ωφέλιμο μήκος του σε mm υπολογίζεται από την σχέση:

$$l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot (h - t_1) \cdot P_{\epsilon\pi}$$

$$\text{Όπου } d = 30\text{mm}, \quad b = 8\text{mm},$$

$$h = 7\text{mm},$$

$$t_1 = 4\text{mm},$$

$$P_{\epsilon\pi} = 10\text{kp/mm}^2,$$

$$T = 7,6\text{kpm}$$

$$l_{\omega\phi} = 2 \cdot 10^3 \cdot 7,6\text{kpm} / 30\text{mm} \cdot (7 - 4)\text{mm} \cdot 10\text{kp/mm}^2 \Rightarrow l_{\omega\phi} = 16,89\text{mm}$$

Στους οδηγούς σφήνες με επίπεδα άκρα το ωφέλιμο μήκος $l_{\omega\phi}$ είναι ίδιο με το ολικό μήκος l του σφήνα, ενώ στους οδηγούς σφήνες με στρογγυλεμένα άκρα το ολικό μήκος είναι $l = l_{\omega\phi} + b$, όπου b είναι το πλάτος του οδηγού σφήνα.

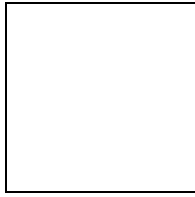
$$l = 16,89\text{mm} + 8\text{mm} \Rightarrow l = 24,89\text{mm}$$

$$l_{\text{τυπ}} = 25\text{mm}$$

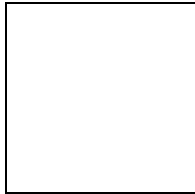
$$l_{\omega\phi\text{τυπ}} = 25\text{mm} - 8\text{mm} \Rightarrow l_{\omega\phi\text{τυπ}} = 17\text{mm}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Πίνακας 1	46
Πίνακας 2	46
Πίνακας 3	46
Πίνακας 4	46
Πίνακας 5	46
Πίνακας 6	47
Πίνακας 7	47
Πίνακας 8	47
Πίνακας 9	47
Πίνακας 10	47
Πίνακας 11	48
Πίνακας 12	48



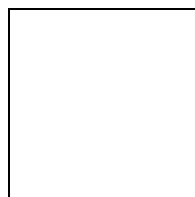
Πίνακας 1. Υλικό κατασκευής οδοντωτών τροχών.



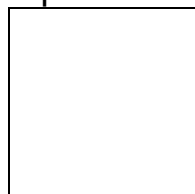
Πίνακας 2.

u (m/sec)	z_1
>5	20-25
$1 \div 5$	18-22
<1	15-20

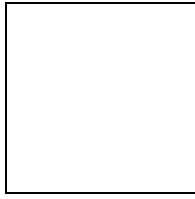
Πίνακας 3: Επιλογή του αριθμού των δοντιών z_1 με βάση την περιφερειακή ταχύτητα v στο πινιόν.



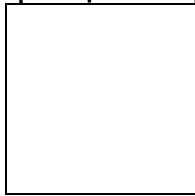
Πίνακας 4. Τυποποιημένοι αριθμοί module.



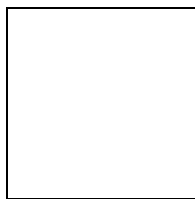
Πίνακας 5. Τιμές του συντελεστή q_k



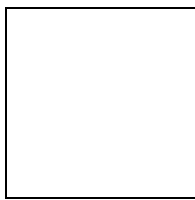
Πίνακας 6. Τιμές του συντελεστή διόρθωσης c



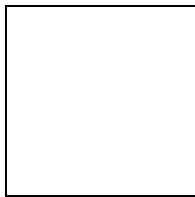
Πίνακας 7: Τιμές του συντελεστή υλικού γ_w .



Πίνακας 8: Διάγραμμα επιλογής συντελεστή κυλίσεως γ_c .



Πίνακας 9: Διάγραμμα επιλογής παραμέτρου λιπάνσεως γ_2 .



Πίνακας 10: Διάγραμμα επιλογής συντελεστή q_k .

$\varphi=$	1,0	1,20	1,28	1,33	1,35	1,36	1,36	1,36	1,35	1,34
$\beta_0=$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45

Πίνακας 11: Τιμές του συντελεστή φόρτισης φ .

Περιφερειακή ταχύτητα οδοντωτού τροχού (m/sec)	Τρόπος λιπάνσεως
έως 0,8	Με λίπος (γράσο)
0,8 – 4	Με λίπος ή εμβάπτιση σε ορυκτέλαιο
4 – 12	Με εμβάπτιση σε ορυκτέλαιο
Άνω των 12	Με εκτόξευση ορυκτέλαιου

Πίνακας 12. Εκλογή μέσου λιπάνσεως.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Στοιχεία Μηχανών II Δρ. Αν. Μωυσιάδη
- Στοιχεία Μηχανών II Ι. Στεργίου
- Σημειώσεις εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών II Δρ. Αν. Μωυσιάδη
- Στοιχεία Μηχανών Ι.Χ. Βελαώρα