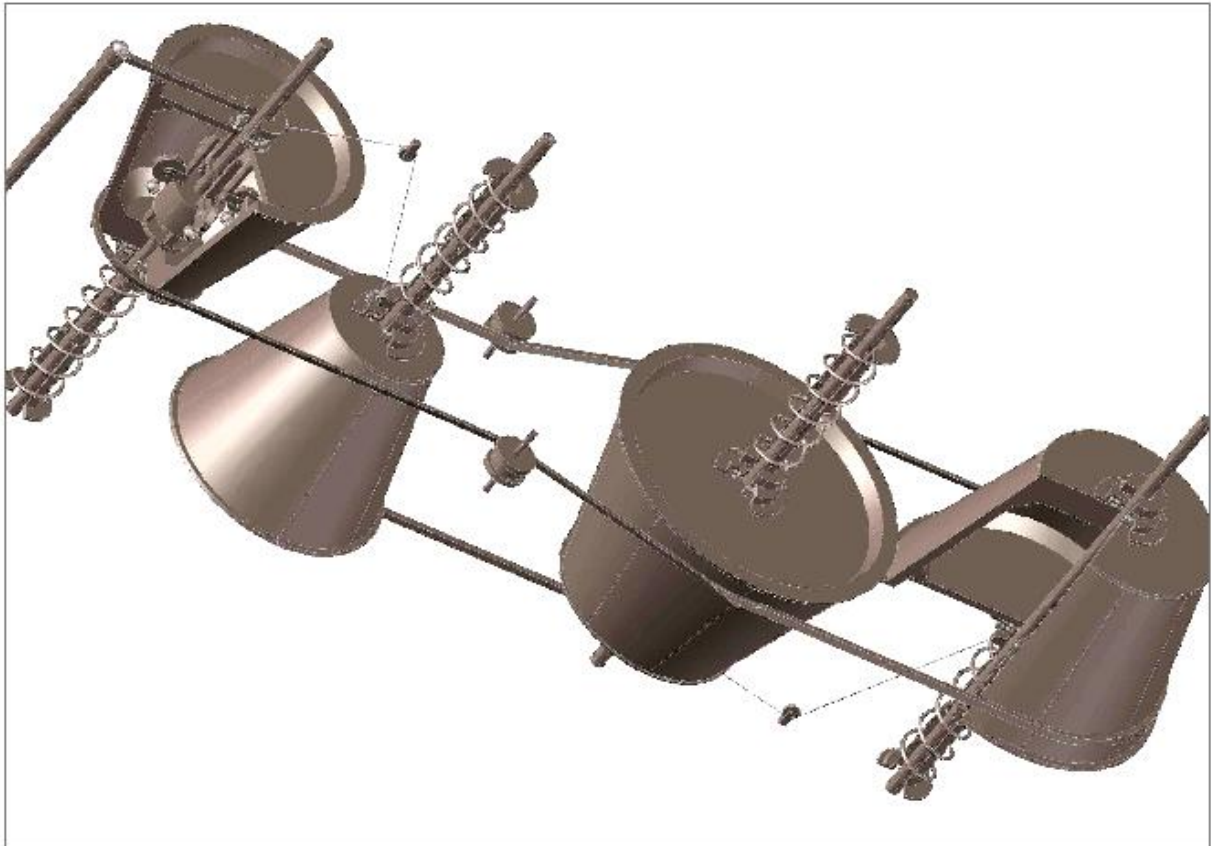


ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΑΣ  
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

# ΑΥΤΟΜΑΤΟ ΑΝΑΛΟΓΙΚΟ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΜΕ ΚΩΝΙΚΕΣ ΤΡΟΧΑΛΙΕΣ ΚΑΙ ΙΜΑΝΤΑ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ.

ΒΟΛΟΝΑΚΗΣ ΙΩΑΝΝΗΣ  
ΜΑΥΡΟΥΔΗΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ.

ΚΑΜΠΟΥΡΙΔΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

ΠΑΤΡΑ 2013

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πάτρας και αναφέρεται στην μεθοδολογία υπολογισμού ενός αυτόματου αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων. Θα θέλαμε να αφιερώσουμε την παρούσα πτυχιακή εργασία στους γονείς μας που μας έδωσαν τη δυνατότητα να σπουδάσουμε. Ακόμα θέλουμε να ευχαριστήσουμε τον κύριο Καμπουρίδη Γεώργιο ( επιβλέπων καθηγητής ) για την συμβολή του στην εργασία αυτή. Επιπλέον θέλουμε να ευχαριστήσουμε όλους τους καθηγητές του τμήματος, για τις γνώσεις που αποκομίσαμε κατά τη διάρκεια των σπουδών μας αλλά ιδιαίτερος θέλουμε να αναφερθούμε στους.

Καμπουτίδη Γεώργιο

Ανθή Κρουστάλη

Τσινόπουλο Στέφανο

Μπαράκο Γεώργιο

Γιαννόπουλο Ανδρέα

Βολονάκης Ιωάννης  
Μαυρουδής Νικόλαος

Φεβρουάριος 2013

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία, αναφέρεται σε ένα αυτόματο αναλογικό κιβώτιο ταχυτήτων, που προορίζεται για αυτοκίνητο ισχύος 100 kw. Ο λόγος που μας παρότρυνε στη συγγραφή της πτυχιακής μας πάνω σε αυτό το θέμα, είναι οι πρωτοποριακές καινοτομίες της μελέτης που η εφαρμογή τους έχει ως αποτέλεσμα τη δραστική μείωση του κόστους συντήρησης του κιβωτίου ταχυτήτων.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας αναφέρεται περιληπτικά ο τρόπος λειτουργίας ενός συμβατικού, υπάρχοντος αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων που βρίσκει εφαρμογή κυρίως σε μηχανές τύπου scooter. Στο ίδιο κεφάλαιο αναφέρεται ο τρόπος σύλληψης της μιας καινοτομίας που λαμβάνει χώρα στο κιβώτιο ταχυτήτων καθώς και ο τρόπος που θα μπορούσε να γίνει η εφαρμογή του, στις τροχαλίες του ήδη υπάρχοντος συστήματος, το οποίο θα αποτελούσε αναλογικό αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων με μειωμένο κόστος συντήρησης. Αυτό θα μπορούσε να αποτελεί από μόνο του το περιεχόμενο μιας πτυχιακής εργασίας οποία όμως θα ήταν φτωχή από άποψη μεγέθους και γι' αυτό αποφασίσαμε να προβούμε στην εκπόνηση μελέτης και σχεδιασμού ενός αυτόματου αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων από την αρχή έως το τέλος. Κατά τη διάρκεια της μελέτης αυτής οδηγηθήκαμε στην ανάγκη ύπαρξης ενός αποσβεστήρα, που εφαρμοζόμενος στο κιβώτιο ταχυτήτων και μέσω μηχανισμού (μοχλού) θα επιτρέπει στον οδηγό να επεμβαίνει αναλογικά στο ρυθμό μεταβολής της σχέσης μετάδοσης, πράγμα το οποίο αποτελεί τη δεύτερη καινοτομία της πτυχιακής μας εργασίας.

Έτσι ξεκινά η εργασία με το σχεδιασμό του κιβωτίου ταχυτήτων και την επεξήγηση του τρόπου λειτουργίας του. Στη συνέχεια αναφέρονται αναλυτικά ο υπολογισμός των σχέσεων μετάδοσης και η ανάλυση όλων των μηχανισμών.

- Τροχαλίες ( διαστασιολόγηση – σχεδίαση )
- Μηχανισμοί περιστροφής τροχαλιών
- Τροχοί τάσης (σχεδίαση – ρύθμιση)
- Άτρακτοι ( σχεδίαση – υπολογισμός)
- Ελατήρια (σχεδίαση – υπολογισμός)
- Αποσβεστήρας (σχεδίαση) αποτελεί καινοτομία
- Μηχανισμός αλλαγής σχέσης μετάδοσης(σχεδίαση–υπολογισμός)αποτελεί καινοτομία

Εδώ θέλουμε να επισημάνουμε πως πρόκειται για ένα κιβώτιο ταχυτήτων το οποίο μελετάται από δύο φοιτητές και όχι από κατασκευαστική εταιρία.Οι μεγάλες

κατασκευαστικές έχουν κληρονομιά (παλαιότερα κιβώτια ταχυτήτων), χρήμα, εργαστήρια και μία πληθώρα εμπειρων μηχανικών πολλών ειδικοτήτων προκειμένου να προβούν στο καλύτερο δυνατό αποτέλεσμα.

Εμείς καθώς δεν έχουμε τα προνόμια αυτά, θεωρήσαμε σωστό το κιβώτιο ταχυτήτων να έχει μεγαλύτερο μέγεθος από αυτό που απαιτείτε με σκοπό να αποτρέψουμε την αστοχία του σε περίπτωση κατασκευής του. Είναι προτιμότερο να λειτουργεί έστω και με μειωμένη απόδοση, ώστε να μας δώσει τη δυνατότητα να μελετήσουμε ιδιαίτερες τις καινοτομίες του, παρά να αστοχήσει. Έτσι λάβαμε συντελεστή ασφαλείας 4 (πολύ μεγαλύτερο από αυτόν που απαιτείται). Όλα τα παραπάνω αναφέρονται στα κεφάλαια

- Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα
- Βελτιώσεις

Όμως προκειμένου να βελτιωθεί το κιβώτιο ταχυτήτων, πρέπει πρώτα να κατασκευαστεί για να υπάρχει η δυνατότητα να μελετηθεί και εργαστηριακά. (σε καταπονήσεις)

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.   | Σκοπός.....                                     | 2  |
| 1.1  | Τυπικό αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων μηχανής ..... | 3  |
| 1.2. | Σύλληψη ιδέας .....                             | 4  |
| 1.3. | Η ιδέα σε εφαρμογή.....                         | 5  |
| 1.4. | Πεδίο εφαρμογής .....                           | 5  |
| 2.   | Αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων.....                 | 6  |
| 2.1. | υπολογισμός σχέσεων μετάδοσης .....             | 20 |
| 2.2  | Σχεδιασμός κινητήριας τροχαλίας.....            | 25 |
| 2.3  | Σχεδιασμός κινούμενης τροχαλίας.....            | 30 |
| 3.   | Τροχοί τάσης.....                               | 37 |
| 3.2  | Υλικά κατασκευής.....                           | 40 |
| 3.3  | Ανοχές της συναρμογής.....                      | 41 |
| 3.4  | Επιλογή εδράνου κύλισης.....                    | 41 |
| 4.   | Άτρακτοι – σχεδίαση – υπολογισμός.....          | 43 |
| 5.   | Λειτουργικοί υπολογισμοί.....                   | 60 |
| 5.1. | Σχεδιασμός και διαστασιοποίηση μηχανισμού.....  | 66 |
| 6.   | Αποσβεστήρας.....                               | 76 |
| 7.1. | πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα .....               | 78 |
| 7.2. | προτεινόμενοι τρόποι βελτίωσης.....             | 78 |
| 7.3. | Βιβλιογραφία.....                               | 79 |

## 1.Σκοπός

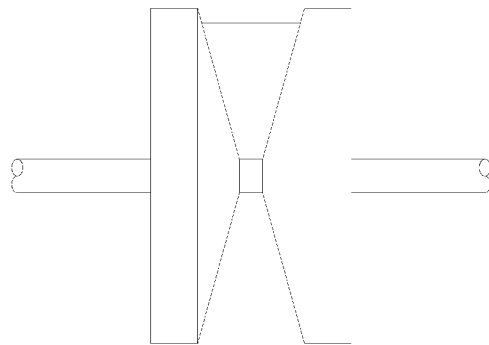
Ο σκοπός της πτυχιακής αυτής εργασίας είναι η κατασκευή ενός αυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων. Επιλέξαμε αυτό το θέμα γιατί θέλαμε να συμπεριλάβουμε οσα περισσότερα αποκομίσαμε κατά τη διάρκεια των σπουδών μας, εκπονώντας μια εργασία – απολογισμό σπουδών. Ταυτόχρονα ιδιαίτερο ενδιαφέρον μας έδωσε η καινοτομία της κατασκευής .

Η εργασία που παρουσιάζεται παρακάτω περιλαμβάνει.

- Μηχανολογικό σχέδιο
- Χρήση autocad
- Υπολογισμό σε αντοχή
- Στοιχεία μηχανών
- Ευρεσιτεχνίες
- Εφαρμογή μαθηματικών

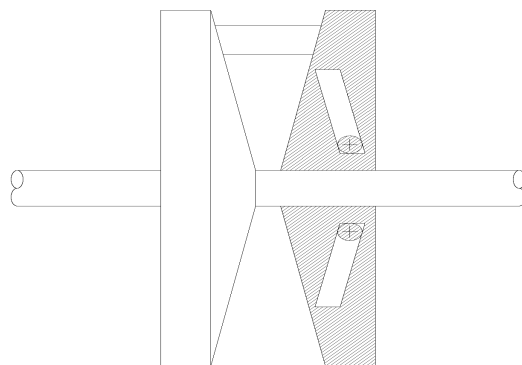
## 1.1 Τυπικό αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων μηχανής

Πριν αρχίσουμε να εξετάζουμε τον τρόπο με τον οποίο έγινε η σύλληψη της ιδέας της συναρμογής, θεωρούμε σκόπιμο να εξετάσουμε περιληπτικά την αρχή λειτουργίας ενός τυπικού αυτόματου αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων μιας μηχανής τύπου scooter . Ο λόγος που γίνεται αυτό θα γίνει αντιληπτός αργότερα αλλά στο παρόν κεφάλαιο.



Σχήμα 1.1.1

Έτσι λοιπόν ένα τυπικό αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων λειτουργεί ως εξής. Δύο κωνικές τροχαλίες βρίσκονται πάνω στον ίδιο άξονα (σχ. 1.1.1) και έχουν τη δυνατότητα να πλησιάζουν ή να απομακρύνονται ανάλογα με την περίπτωση. Ο τραπεζοειδής ιμάντας I , αν οι τροχαλίες μετακινηθούν θα πατήσει σε άλλη ενεργό διάμετρο με αποτέλεσμα η σχέση μετάδοσης να μεταβληθεί. Όμως για να μετατοπιστούν οι τροχαλίες είναι αναγκαία η ύπαρξη μηχανισμού που θα συμβάλλει σε αυτή τη διαδικασία. Ο μηχανισμός αυτός παρουσιάζεται με τη μορφή σκαριφήματος στο σχήμα 1.1.2



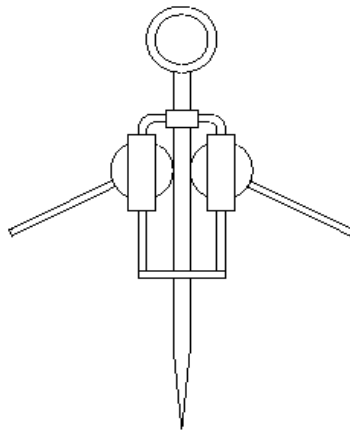
σχήμα 1.1.2

Στο σχήμα αυτό όπου η τροχαλία εμφανίζεται σε τομή, και αν η τελευταία αρχίζει να περιστρέφεται, τότε οι μπάλες θα τείνουν να μετακινηθούν λόγω της φυγόκεντρης δύναμης η οποία εφαρμόζεται. Όμως λόγω του κεκλιμένου επιπέδου η δύναμη αυτή θα έχει μια συνιστώσα η οποία θα μετακινήσει την κωνική τροχαλία προς τα δεξιά, με αποτέλεσμα την αλλαγή στη σχέση μετάδοσης.

Εδώ θέλουμε να επισημάνουμε ότι για περισσότερες πληροφορίες σχετικά με την αρχή λειτουργίας ενός τυπικού αυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων μιας μηχανής τύπου scooter, πρέπει να ανατρέξουμε σε μία τέτοια μελέτη, ή ένα συνεργείο επισκευής και συντήρησης μοτοσυκλετών, καθώς ο σκοπός της εργασίας που πραγματοποιούμε, είναι η παρουσίαση μιας εναλλακτικής μορφής αυτόματου αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων και όχι η παρουσίαση κάποιου ήδη υπάρχοντος συστήματος.

## 1.2. Σύλληψη ιδέας

Τώρα κάπου εδώ πρέπει να γίνει περιγραφή μιας συσκευής που αφαιρεί το φελλό από το μπουκάλι του κρασιού, δηλ. η περιγραφή ενός ανοικτηριού. Μπορεί να φαντάζει κάπως περίεργο μέσα σε μια πτυχιακή εργασία να γίνεται μία τέτοια περιγραφή, αλλά ο λόγος θα γίνει αντιληπτός στο κεφάλαιο 1.3



**Σχημα 1.2.1**

Έτσι λοιπόν αν κρατήσουμε ένα ανοικτήρι από το πάνω μέρος και περιστρέψουμε με φόρα το "σώμα" από το ανοικτήρι, παρατηρούμε πως οι βραχιόνες του αποκλίνουν προς τα πάνω όπως φαίνεται στο σχήμα 1.2.1. λόγω της φυγόκεντρου δύναμης. Ακόμα, αποτέλεσμα της κίνησης των βραχιώνων αυτών είναι και η κίνηση του σπирάλ προς τα κάτω, την οποία και θα εκμεταλευτούμε.



### **1.3.Η ιδέα σε εφαρμογή**

Σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει αντιληπτή η αναφορά μας στα δύο προηγούμενα κεφάλαια , καθώς συνδιάζοντας αυτές τις δύο συσκευές μπορούμε να δημιουργήσουμε ένα αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων που θα λειτουργεί ως εξής.

Αντικαθιστώντας την υπάρχουσα συσκευή με τις μπάλες με μία συσκευή παρόμοια με το ανοικτήρι, τότε καθώς θα περιστρέφεται η κωνική τροχαλία οι βραχίονες της συσκευής θα αποκλείουν λόγω της φυγόκεντρου δύναμης, το σπирάλ θα μετακινηθεί και θα συμπαρασύρει την κωνική τροχαλία στη διεύθυνση της ατράκτου με αποτέλεσμα, την αλλαγή στη σχέση μετάδοσης.

Πρέπει να επισημάνουμε ότι καθώς στα ήδη υπάρχοντα συστήματα (που έχουμε αναφέρει σε προηγούμενο κεφάλαιο) οι μπάλες που βρίσκονται μέσα στη συναρμογή φθείρονται λόγω τριβής καθώς δεν είναι κάπου σταθερά συνδεδεμένες, με άμεσο αποτέλεσμα την τακτική αντικατάστασή τους ανάλογα με τις ώρες λειτουργίας (ή τις χιλιομετρικές αποστάσεις) που ορίζει ο κατασκευαστής.

Σημαντικό πλεονέκτημα στη συναρμογή που μελετάμε είναι ότι δεν θα υπάρχουν τέτοιες μπάλες αλλά βραχίονες οι οποίοι δεν θα φθείρονται καθώς δεν υπάρχει επιφάνεια τριβής και κατά συνέπεια δεν επιβάλεται η αντικατάστασή τους.

Αυτό το σημαντικό πλεονέκτημα είναι η αιτία που μας έδωσε το κίνητρο να προχωρήσουμε στηνπραγματοποίηση της πτυχιακής μας εργασίας πάνω σε αυτό το θέμα. Στα επόμενα κεφάλαια αναφερόμαστε αναλυτικά στο σχεδιασμό ,την αρχή λειτουργίας και γενικά στη μελέτη της συναρμογής.

### **1.4. Πεδίο εφαρμογής**

Το κιβώτιο ταχυτήτων αυτό σχεδιάζεται κυρίως για εφαρμογή του σε οχήματα. Δεν αποκλείεται όμως η χρήση του και σε άλλα πεδία εφαρμογής όπως στη βιομηχανία όπου χρειάζεται μια συσκευή που να ελέγχει τη σχέση μετάδοσης.(π.χ. τórνοι ,φρέζες ταινίες κύλισης κ.τ.λ.). Στη συνέχεια θα παρουσιαστεί αναλυτικά το κιβώτιο ταχυτήτων εφαρμοζόμενο σε συγκεκριμένο όχημα με συγκεκριμένα τεχνικά χαρακτηριστικά, αλλά μπορούμε με τη χρήση ενός μειωτήρα μετά το κιβώτιο ταχυτήτων να διευρύνουμε πολύ το φάσμα χρήσης του σε πολλά οχήματα.

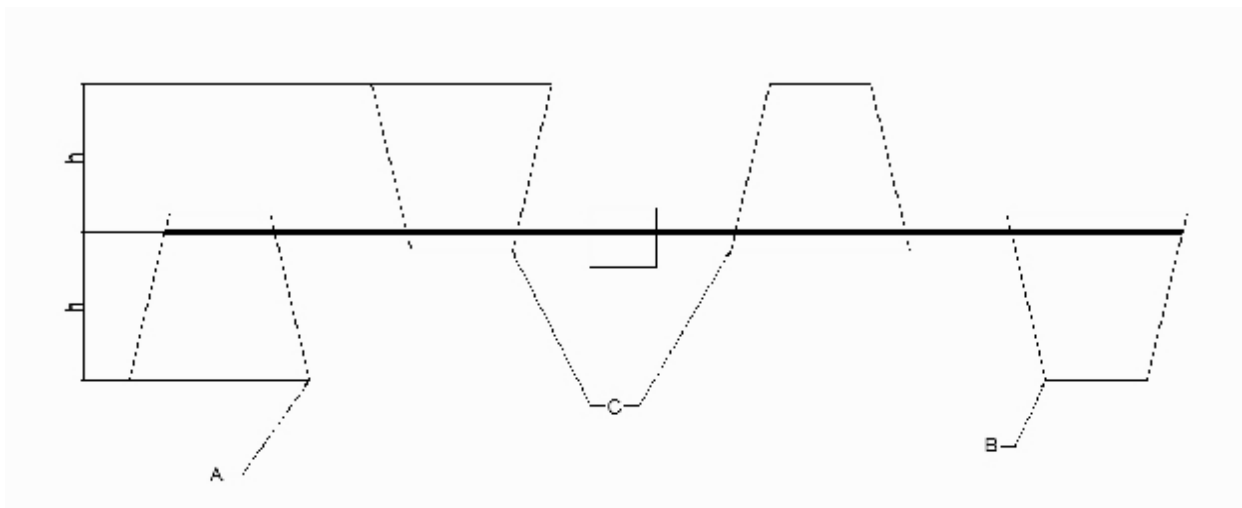
Επίσης καθώς υπάρχει αναλυτικά ο τρόπος κατασκευής του είναι εύκολο να επέμβουμε στα δεδομένα που χρησιμοποιούμε και να κατασκευάσουμε ένα μικρότερο για μηχανάκια ή ένα ακόμα μικρότερο για πλυντήρια, μίξερ η ακόμα και παιχνίδια. Ακόμα κατασκευάζοντας το μεγαλύτερο, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε φορτηγά, βάρκες κ.τ.λ.

## 2.Αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων

Το συγκρότημα του κιβωτίου θα περιλαμβάνει τα εξής στοιχεία:

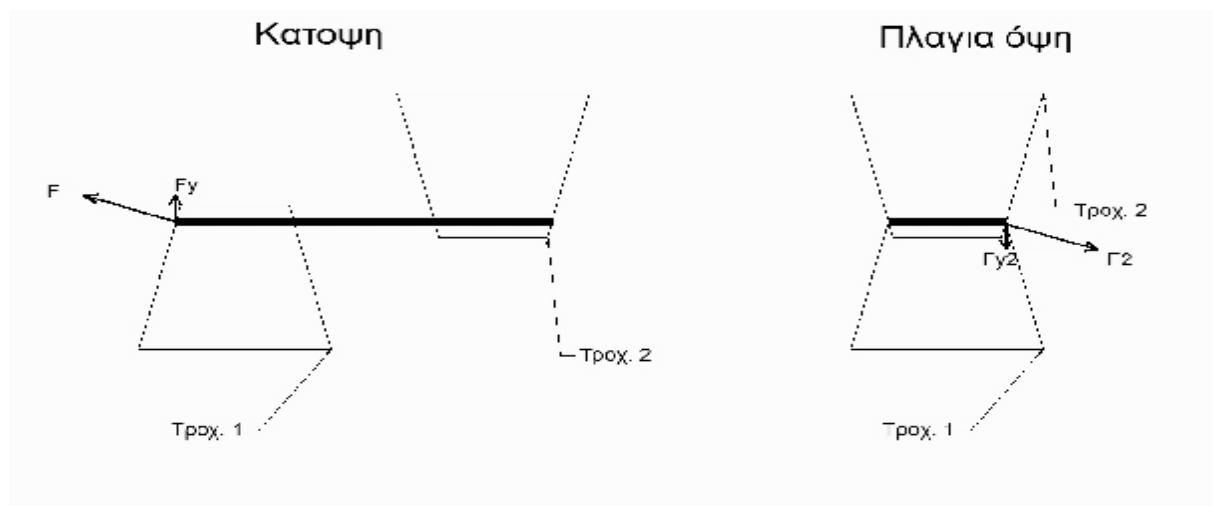
- Τέσσερις κωνικές τροχαλίες με ίδια γωνία κορυφής
- Δύο τροχούς τάσης
- Έναν τραπεζοειδή ιμάντα

Η διάταξη των στοιχείων αυτών εμφανίζεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.1)

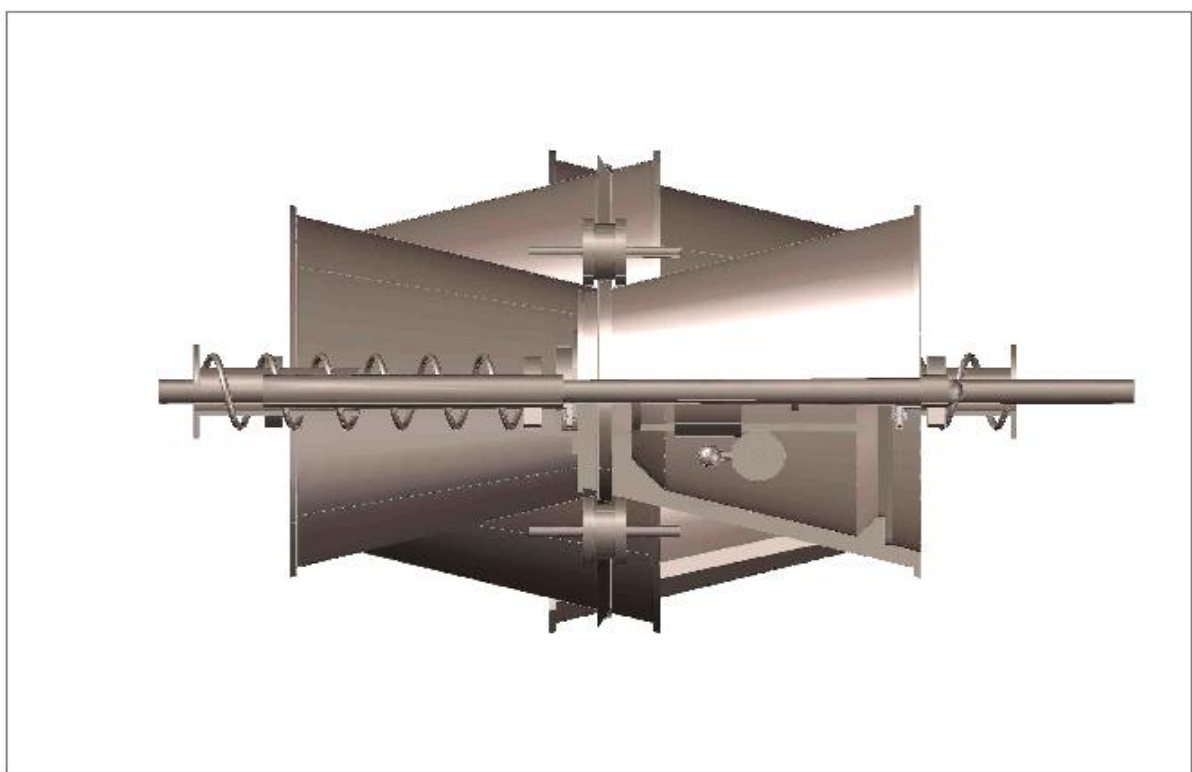


Σχ. 2.1 : Διάταξη στοιχείων συγκροτήματος

Η κινητήρια τροχαλία βρίσκεται αριστερά (τροχαλία 1) ενώ η κινούμενη βρίσκεται δεξιά (τροχαλία 2). Οι ενδιάμεσες τροχαλίες (τροχαλίες C) αποτρέπουν την έξοδο του ιμάντα από τις τροχαλίες. Όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.2), ο ιμάντας δέχεται μία δύναμη  $F_y$  προς τα πάνω από την κινητήρια τροχαλία (τροχαλία 1) λόγω της κλίσης της τροχαλίας.



**Σχ. 2.2:** Δυνάμεις επαναφοράς επί του ιμάντα

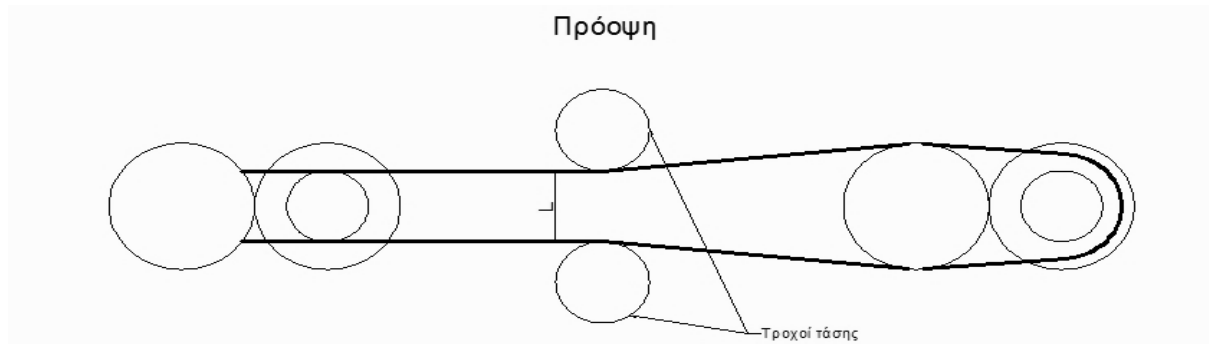


Η δύναμη  $F_y$  στην πραγματικότητα είναι άνισα κατανομημένη σε όλο το τόξο επαφής του ιμάντα στην τροχαλία 1. Η δύναμη  $F_{y2}$  είναι συνισταμένη δύο δυνάμεων με φορά προς τα κάτω, οι οποίες εφαρμόζονται σε δύο αντιδιαμετρικά σημεία της τροχαλίας 2. Οι δυνάμεις αυτές έχουν ίσα μέτρα και αντίθετη φορά και κατά συνέπεια δεν επιτρέπουν την κίνηση του ιμάντα στον άξονα  $y$  καθώς ισχύει η συνθήκη ισορροπίας

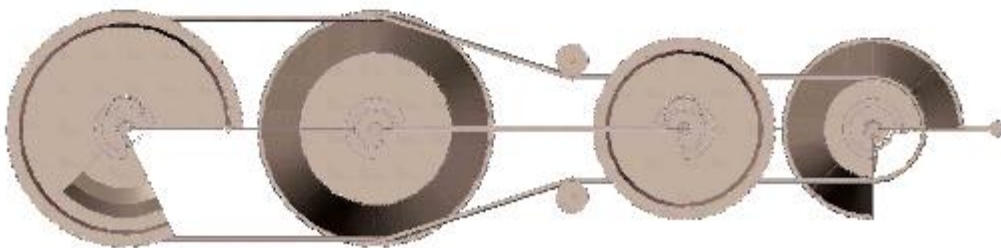
$$\Sigma F_y = 0$$

Τα ίδια συμβαίνουν στην άλλη πλευρά του κιβωτίου ταχυτήτων, δηλ. στο ζεύγος τροχαλιών που περιλαμβάνει την κινούμενη τροχαλία.

Στο κιβώτιο υπάρχουν τοποθετημένοι και δύο τροχοί τάσης, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (Σχ. 2.3)



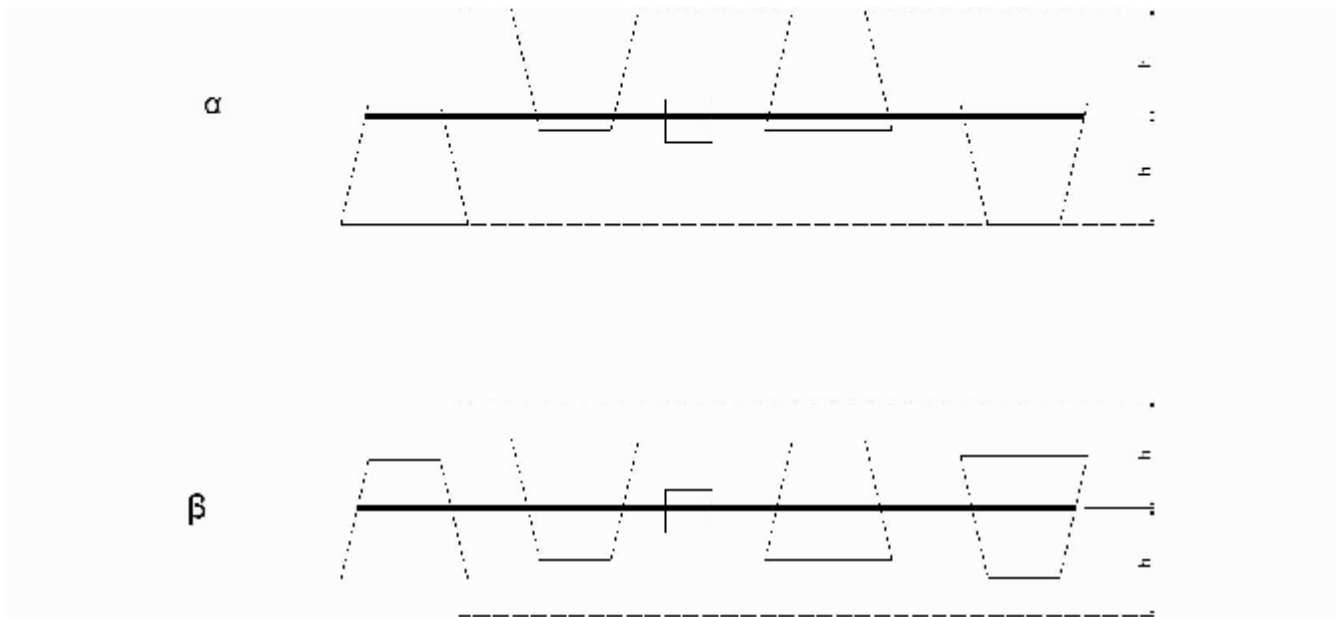
**Σχ. 2.3 : Τροχοί τάσης**



Ο σκοπός ύπαρξης των τροχών αυτών είναι ο εξής:

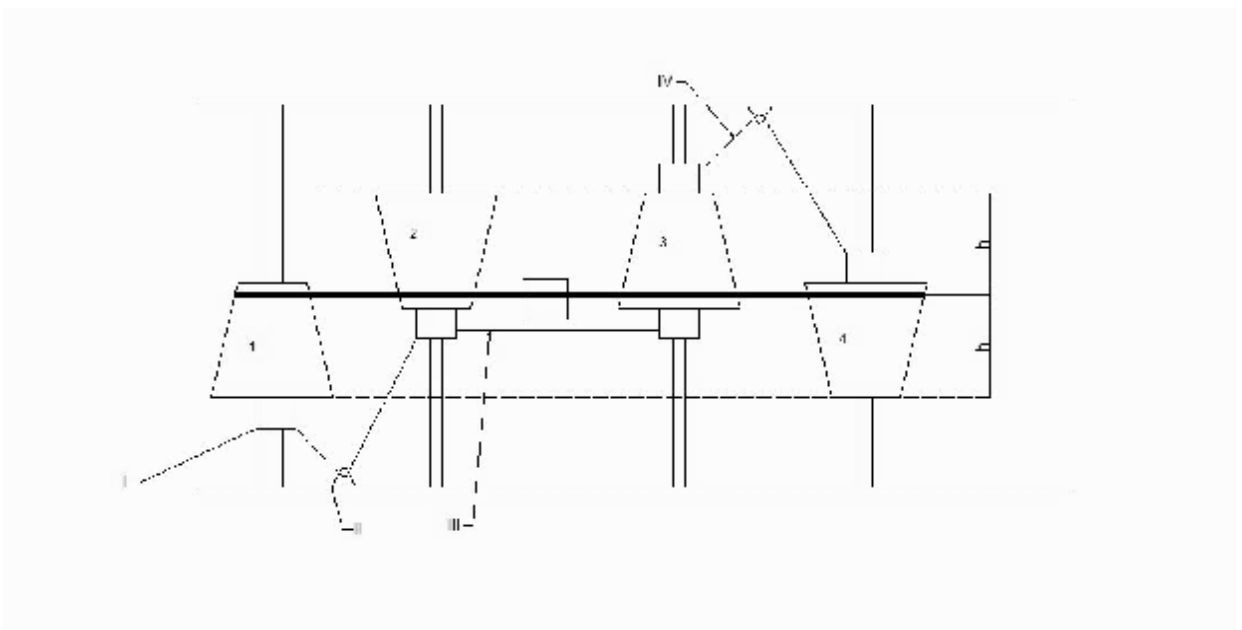
- Η τάνυση του ιμάντα
- Η διατήρηση της κάθετης απόστασης  $L$  (Σχ. 2.3) σταθερής και ίσης με την ενεργό διάμετρο της κινητήριας τροχαλίας στην αρχική σχέση μετάδοσης. Με αυτόν τον τρόπο το τόξο τύλιξης του ιμάντα στην τροχαλία είναι πάντα μεγαλύτερο των  $180^\circ$ .

Στο σημείο αυτό θα παρουσιάσουμε τον τρόπο αλλαγής της σχέσης μετάδοσης με την βοήθεια και του σχήματος 2.4 που ακολουθεί.



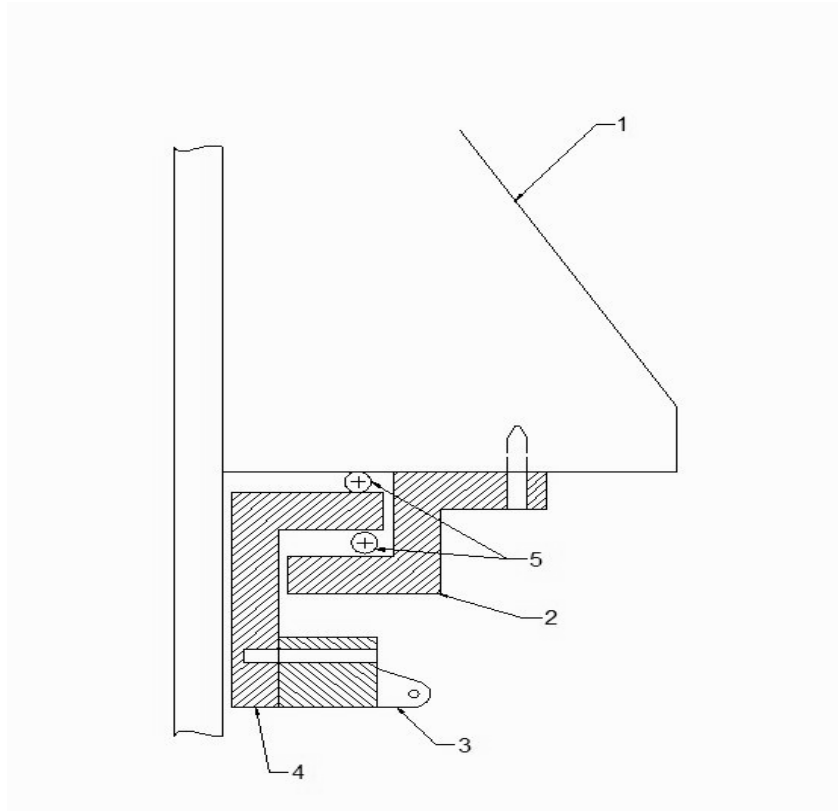
**Σχ. 2.4:** Αλλαγή σχέσης μετάδοσης

Το σύστημα μετάδοσης περνά από την αρχική σχέση μετάδοσης (Σχ. 2.4, α) σε μία τυχαία σχέση μετάδοσης (Σχ. 2.4, β) Στο σχήμα 2.4 β η ενεργός διάμετρος της κινητήριας τροχαλίας αυξάνεται όσο μειώνεται η ενεργός διάμετρος της κινούμενης τροχαλίας. Αυτό επιτυγχάνεται με την ταυτόχρονη και κατά ίση απόσταση μετακίνηση των ακραίων τροχαλιών προς τα πάνω και των μεσαίων τροχαλιών προς τα κάτω με την βοήθεια του μηχανισμού που παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα (Σχ. 2.5)

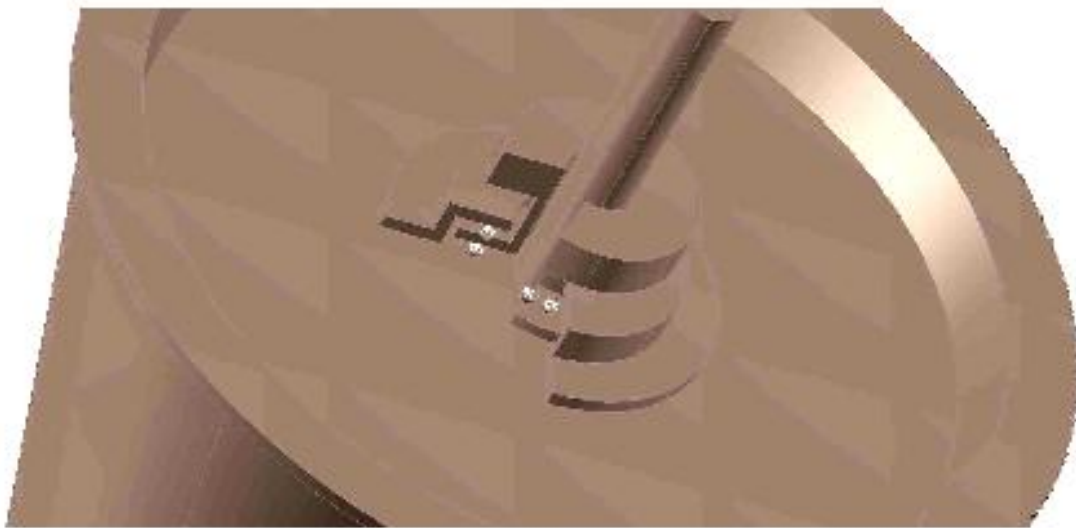


**Σχ. 2.5 :** Μηχανισμός αλλαγής σχέσης μετάδοσης





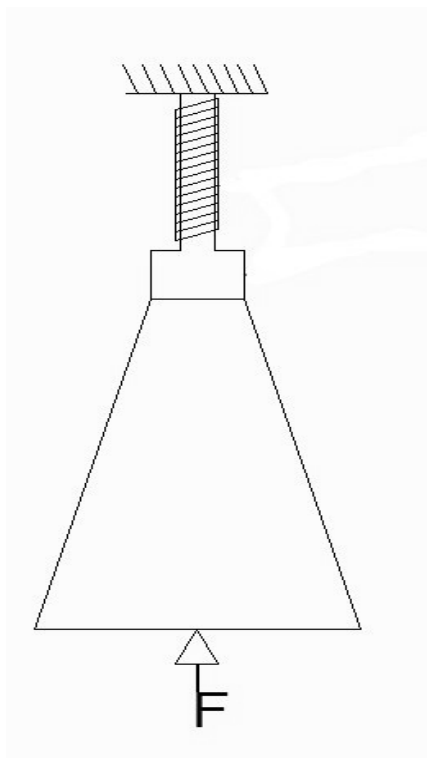
Σχ. 2.6 : Μηχανισμός συγκράτησης τροχαλίας



Αρχή λειτουργίας του μηχανισμού:

Η τροχαλία περιστρέφεται μαζί με τον άξονα. Το έδρανο 2 είναι βιδωμένο πάνω στην τροχαλία, όπως φαίνεται στο Σχ. 2.6. και περιστρέφεται μαζί της. Το έδρανο 4 έχει την δυνατότητα να μην περιστρέφεται, αλλά συμπαρασύρεται κατά την διεύθυνση του άξονα από την τροχαλία. Οι σφαίρες 5 είναι τοποθετημένες με σκοπό να μειώνουν τις τριβές μεταξύ των περιστρεφόμενων και των μη περιστρεφόμενων εξαρτημάτων, ενώ το έδρανο 3 έχει την δυνατότητα να αφαιρείται από το σύστημα για να διευκολύνεται η συναρμολόγηση του μηχανισμού και η συναρμογή του στην τροχαλία. Τα αυλάκια κατά μήκος των ακραίων αξόνων με τις αντίστοιχες εξοχές στις ακραίες τροχαλίες εξασφαλίζουν την περιστροφή των τροχαλιών μαζί με τους άξονες, ενώ ταυτόχρονα επιτρέπουν την κίνηση των τροχαλιών στην διεύθυνση των αξόνων.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η αλλαγή στη σχέση μετάδοσης γίνεται μέσω της εφαρμογής μιας δύναμης που μετακινεί την κινητήρια τροχαλία κατά την διεύθυνση του άξονα. (βλ. σχ. 2.7)



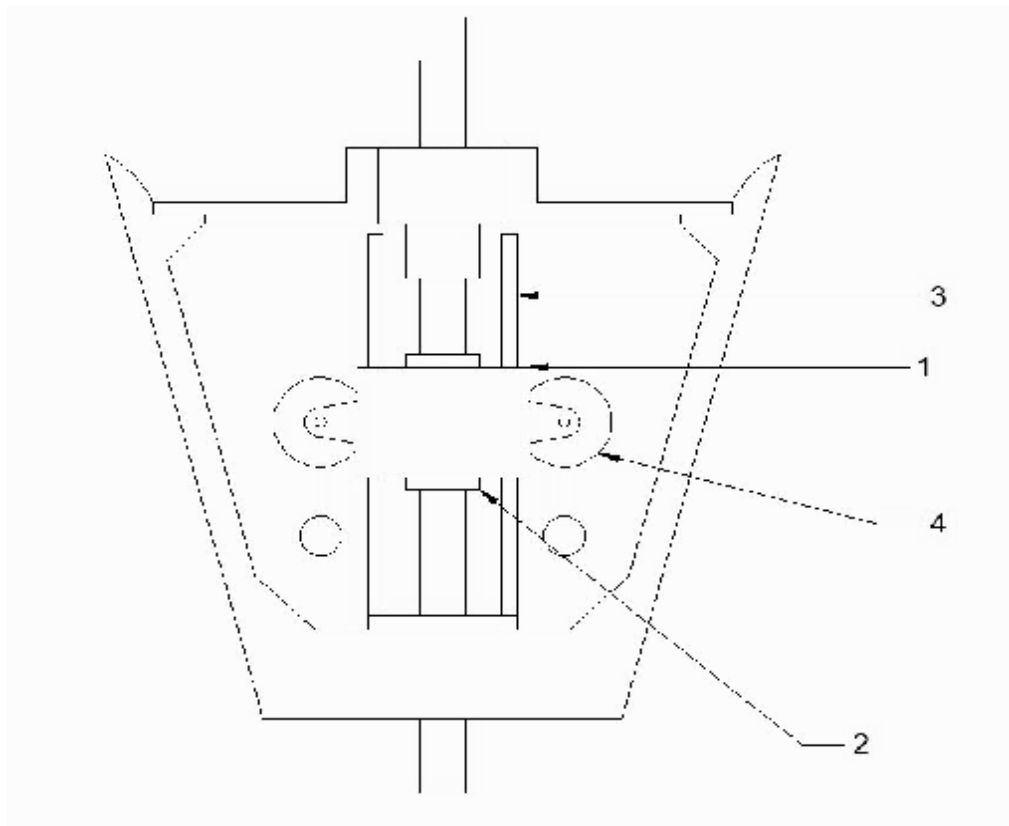
Σχ. 2.7 : Δύναμη μετακίνησης τροχαλίας



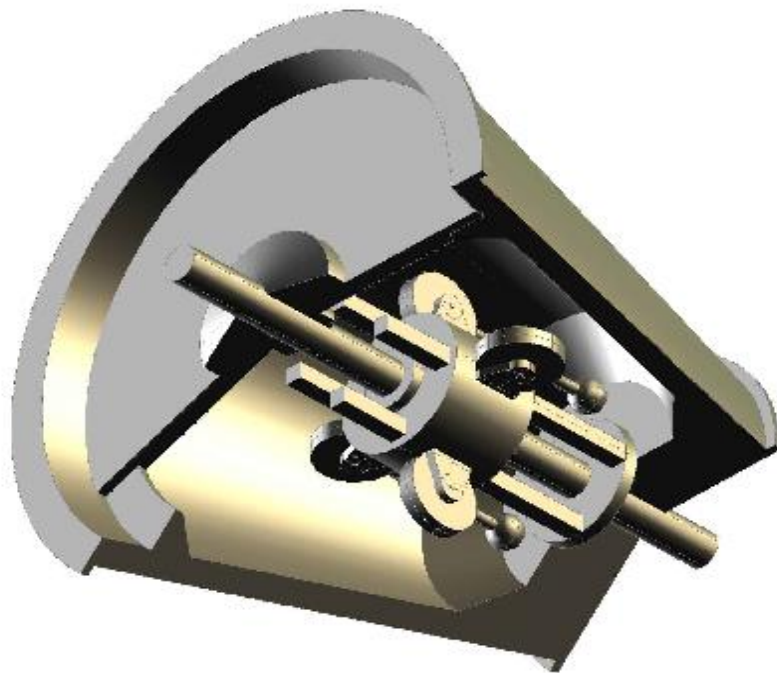
Εμείς όμως επιθυμούμε η αλλαγή της σχέσης μετάδοσης να πραγματοποιείται καθώς αυξάνονται οι στροφές του κινητήρα. Οι λόγοι είναι οι εξής:

Με την αύξηση των στροφών του κινητήρα, αυξάνουν οι στροφές της κινητήριας τροχαλίας και μαζί η ταχύτητα του οχήματος. Αν όμως καθώς αυξάνουν οι στροφές του κινητήρα, δεν αλλάξει η σχέση μετάδοσης, οι στροφές του κινητήρα θα αυξηθούν μέχρι το όριο των 7000 RPM, το κιβώτιο θα βρίσκεται στην αρχική σχέση μετάδοσης και το αυτοκίνητο θα κινείται με χαμηλή ταχύτητα με τον κινητήρα να λειτουργεί στις μέγιστες στροφές. Αυτή η κατάσταση δεν είναι επιθυμητή και για να αποφευχθεί θα πρέπει να αλλάξει η σχέση μετάδοσης ανάλογα με τις στροφές του κινητήρα ή της κινητήριας τροχαλίας.

Θα πρέπει επομένως να βρεθεί τρόπος με τον οποίο θα εφαρμόζεται δύναμη  $F$  στην διεύθυνση του σχήματος η οποία θα είναι ανάλογη των στροφών της τροχαλίας. Ο τρόπος αυτός παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.8)



**Σχ. 2.8 :** Μηχανισμός μεταβολής σχέσης μετάδοσης



Στο σχ. 2.8 παρουσιάζονται και τα εξής εξαρτήματα

1: Έδρανο στήριξης μηχανισμών: Το έδρανο αυτό έχει τη δυνατότητα να περιστρέφεται μαζί με τον άξονα με την βοήθεια εξοχών στο εσωτερικό του τρίμματός του. Οι εξοχές αυτές εφαρμόζουν στις αντίστοιχες εσοχές – αυλάκια του άξονα

2: Ασφάλειες οι οποίες εμποδίζουν το έδρανο 1 να ολισθαίνει πάνω στο άξονα κατά την διεύθυνση αυτού. Εφαρμόζονται σε περιμετρικές εσοχές του άξονα.

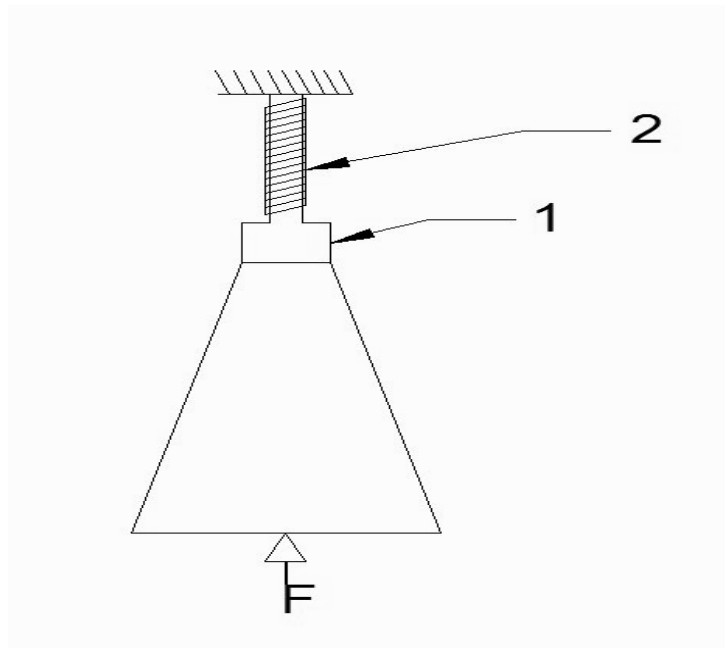
3: Οδοντωτοί κανόνες συνδεδεμένοι μεταξύ τους. Έχουν ελευθερία κίνησης κατά την διεύθυνση του άξονα.

4: Μηχανισμός με οδοντωτό τροχό και εκκρεμές που στηρίζεται μέσω μεταλλικής ράβδου. Ο μηχανισμός αυτός είναι στηριγμένος πάνω στο έδρανο 1.

Καθώς λοιπόν αρχίζει να περιστρέφεται η τροχαλία με όλο το σύστημα μαζί, τα μεταλλικά εκκρεμή θα αρχίσουν να κινούνται προς τα πάνω λόγω της φυγόκεντρου δύναμης. Έτσι περιστρέφονται και οι οδοντωτοί τροχοί, οι οποίοι με τη σειρά τους θα κινήσουν τους οδοντωτούς κανόνες προς τα κάτω. Οι οδοντωτοί κανόνες θα συμπαρασύρουν προς τα κάτω την κωνική τροχαλία.

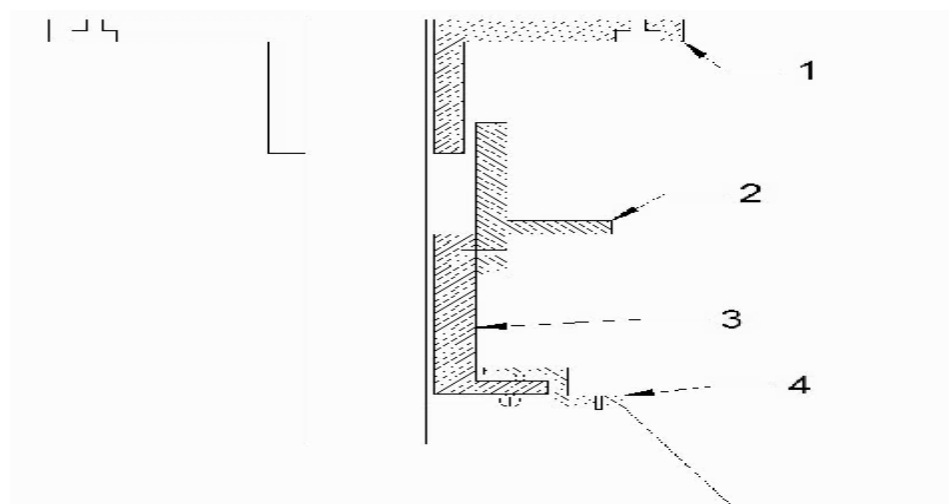
Καθώς τα περισσότερα σχήματα εμφανίζονται σε κάτοψη, η δύναμη του βάρους των σφαιρικών βαριδίων δεν επηρεάζει τη σχέση μετάδοσης γιατί τα βάρη των αντιδιαμετρικών σφαιριδίων αλληλοεξουδετερώνονται.

Έτσι λοιπόν, η δύναμη  $F$  μόλις υπερνικήσει τις τριβές θα μετακινήσει την τροχαλία μέχρι την τελική σχέση μετάδοσης. Θέλουμε η μετατόπιση να είναι ανάλογη της δύναμης. Αυτό εξασφαλίζεται μέσω του μηχανισμού που εμφανίζεται στο σχ. 2.9.

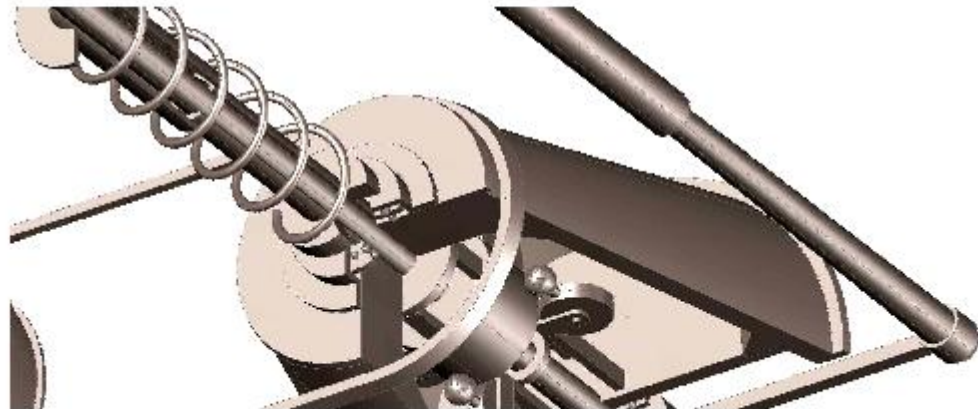


**Σχ. 2.9:** Μετατόπιση τροχαλίας

Θεωρούμε ότι η συσπείρωση ενός ελατηρίου είναι ανάλογη με την δύναμη που δέχεται αυτό (το ελατήριο υπακούει στον νόμο του Hooke). Έτσι, με την τοποθέτηση ενός ελατηρίου που αντιστέκεται στην κίνηση της τροχαλίας πετυχαίνουμε η μετατόπιση της τροχαλίας να είναι ανάλογη με την δύναμη  $F$ . Ο μηχανισμός 1 του σχήματος 2.9 πρέπει όμως να μπορεί να μην περιστρέφεται και ταυτόχρονα να κινείται κατά την διεύθυνση του άξονα μαζί με την τροχαλία. Για να το πετύχουμε αυτό, ο μηχανισμός έχει την διάταξη του σχ 2.10 που ακολουθεί:



**Σχ. 2.10 :** Μηχανισμός μεταβολής σχέσης μετάδοσης



Στο σχήμα αυτό παρουσιάζονται και τα εξής στοιχεία:

1: Έδρανο που εφαρμόζεται στα τοιχώματα του αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων. Η χρησιμότητά του είναι να προστατεύει τον άξονα από το ελατήριο με το οποίο θα συνεργάζεται το έδρανο αυτό.

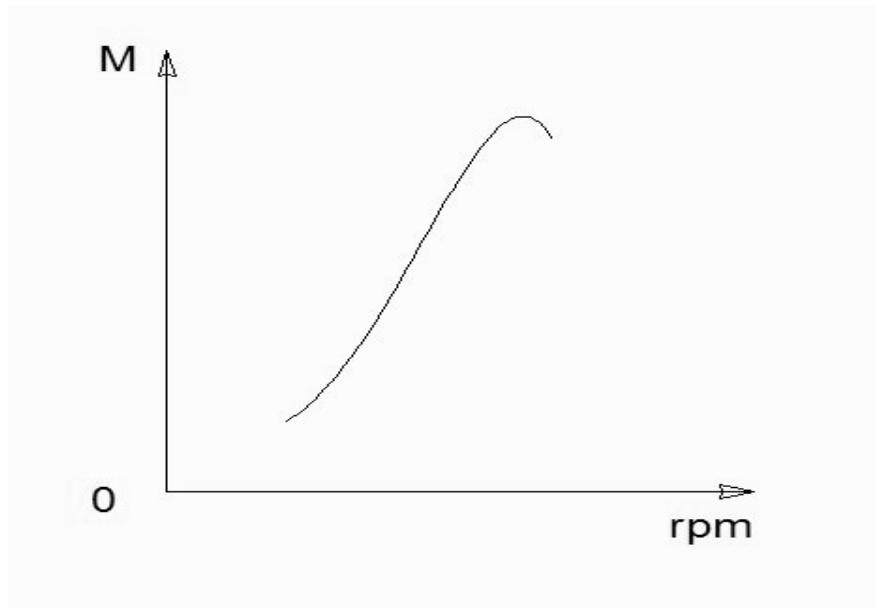
2: Έδρανο που συνεργάζεται με το έδρανο 1 και το ελατήριο. Η χρησιμότητά του είναι επίσης να προστατεύει τον άξονα από το ελατήριο. Η συνεργασία των εδράνων 1 και 2 επιτρέπει την κατά μήκος του άξονα κίνηση της κωνικής τροχαλίας.

3: Το έδρανο 3 έχει την δυνατότητα να κινείται μαζί με την κωνική τροχαλία κατά μήκος του άξονα αλλά έχει και την δυνατότητα να μην περιστρέφεται μαζί με την τροχαλία.

4: Το έδρανο αυτό συνδέει την κωνική τροχαλία με το έδρανο 3.

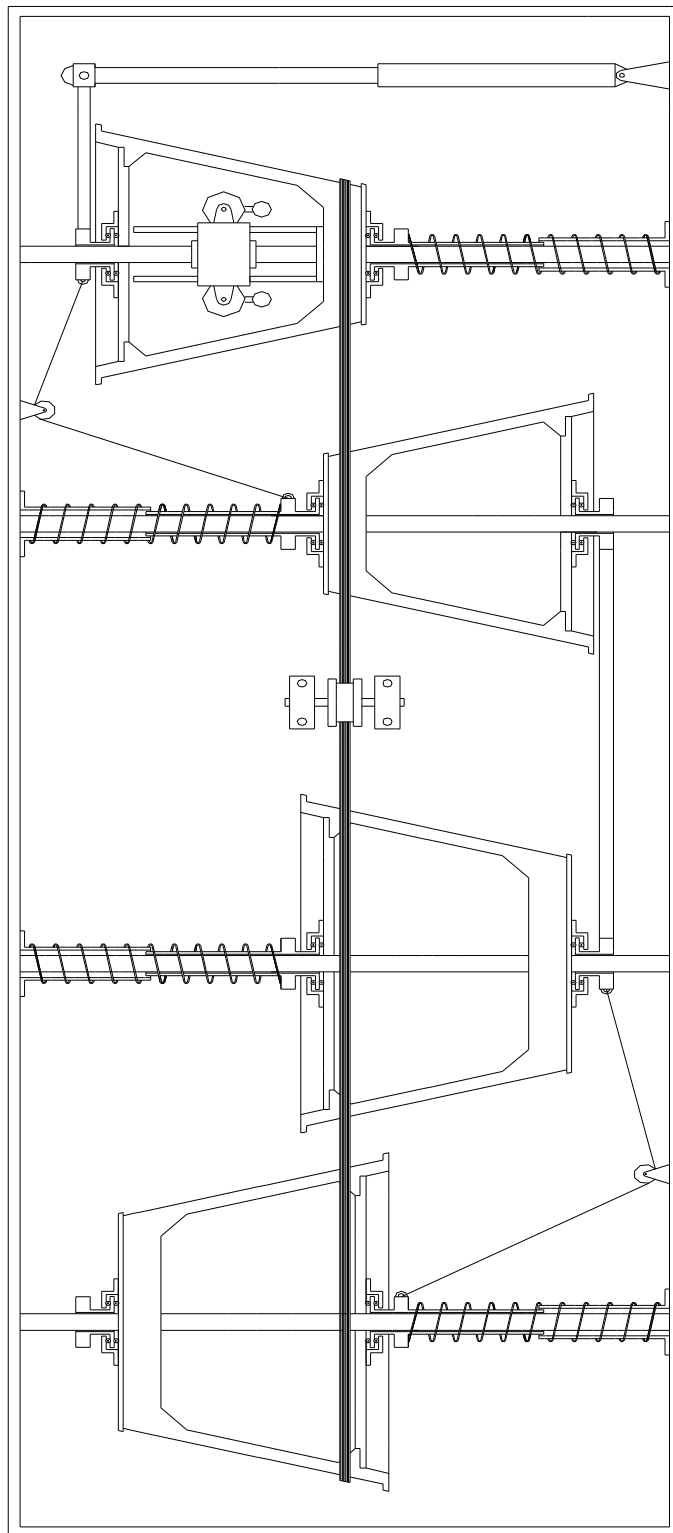
Οι σφαίρες είναι τοποθετημένες εκεί για να μειώσουν τις τριβές ανάμεσα στα περιστρεφόμενα και μη περιστρεφόμενα τμήματα του μηχανισμού. Το έδρανο 2 έχει την δυνατότητα να αφαιρείται από το έδρανο 3 για λόγους σωστής συναρμολόγησης.

Έχει ήδη αναφερθεί ότι η σχέση μετάδοσης πρέπει να μεταβάλλεται ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Στο παρακάτω σχήμα (σχήμα 2.11) φαίνεται ένα διάγραμμα ροπής ενός τυπικού κινητήρα εσωτερικής καύσης.

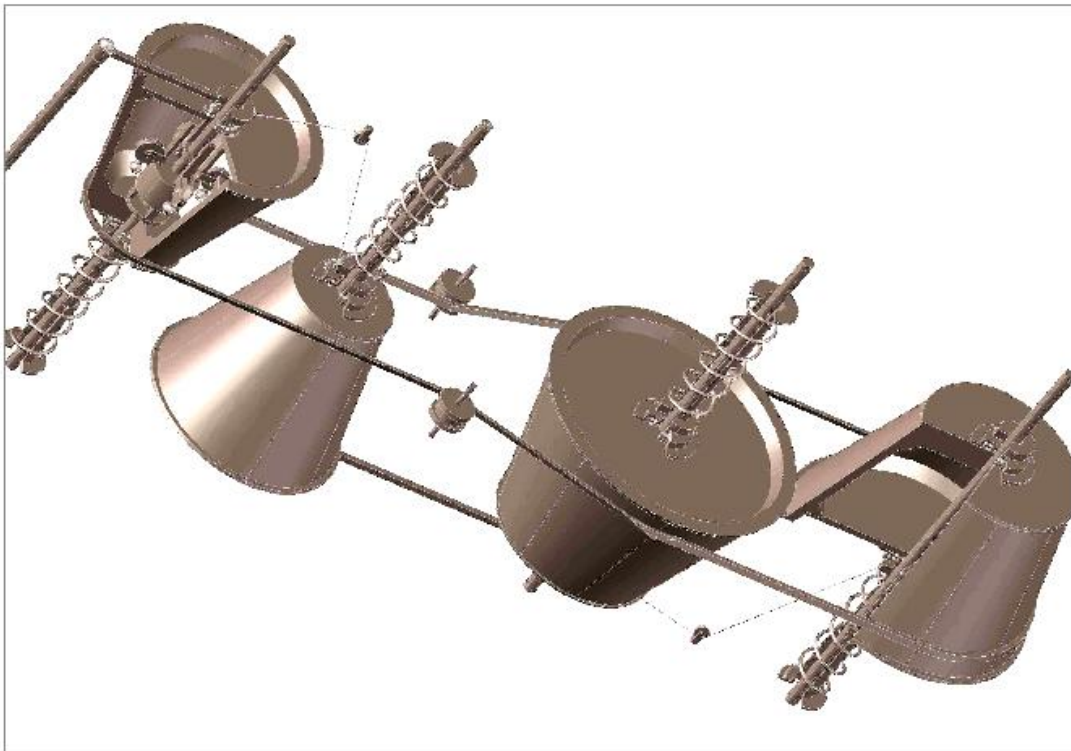


**Σχ. 2.11:** Τυπικό διάγραμμα ροπής

Από το διάγραμμα αυτό προκύπτει ότι καθώς αυξάνονται οι στροφές του κινητήρα αυξάνεται και η ροπή του μέχρι ένα σημείο. Στο κιβώτιο ταχυτήτων που σχεδιάζουμε, οι στροφές του κινητήρα είναι ανάλογες της σχέσης μετάδοσης και της ταχύτητας του αυτοκινήτου. Επομένως προκύπτει ότι και η ροπή του κινητήρα θα είναι ανάλογη της ταχύτητας του αυτοκινήτου. Αυτό είναι ανεπιθύμητο, γιατί αν θελήσουμε να αυξήσουμε την ταχύτητα του αυτοκινήτου δεν θα το κατορθώσουμε εύκολα. Για να μπορεί να αλλάξει η σχέση μετάδοσης σε αυτές τις περιπτώσεις θα υπάρχει στο κιβώτιο ο κατάλληλος μηχανισμός. Ένας αποσβεστήρας που αντιδρά στην επιτάχυνση θα τοποθετηθεί δίπλα στην κινητήρια κωνική τροχαλία και με κατάλληλη σύνδεση, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. (σχήμα 2.12) δεν θα επιτρέψει στην επιτάχυνση της τροχαλίας στη διεύθυνση της ατράκτου να υπερβαίνει μία τιμή – όριο. Έτσι αν ο οδηγός του αυτοκινήτου θέλει να αυξήσει την ροπή του κινητήρα και το κιβώτιο είναι σε σχέση μετάδοσης εκτός της τελικής, θα μπορεί να το επιτύχει σχεδόν χωρίς να αλλάξει η σχέση μετάδοσης, αλλάζοντας τον ρυθμό μεταβολής της σχέσης μετάδοσης. Έτσι, αν σε μία ανηφόρα ο οδηγός πατήσει περισσότερο γκάζι, οι στροφές τείνουν να ανέβουν αλλά ο αποσβεστήρας μειώνει το ρυθμό με τον οποίο αλλάζει η σχέση μετάδοσης, επομένως αυξάνεται ο ρυθμός αύξησης των στροφών του κινητήρα άρα και ο ρυθμός αύξησης της ροπής.



Σχ. 2.12 Αποσβεστήρας ρυθμού μεταβολής σχέσης μετάδοσης



## 2.1. υπολογισμός σχέσεων μετάδοσης

Αφού λοιπόν έχει εξηγηθεί ο τρόπος λειτουργίας και η μορφή του μηχανισμού πρέπει τώρα να γίνουν οι κατάλληλοι υπολογισμοί για το αυτόματο κιβώτιο που θα χωριστούν σε δύο τμήματα. Τον υπολογισμό των διαστάσεων (διαστασιολόγηση) των εξαρτημάτων που απαρτίζουν το κιβώτιο και την επιλογή υλικών και υπολογισμούς αντοχής των εξαρτημάτων.

Σε αρκετές περιπτώσεις εξαρτημάτων οι υπολογισμοί αυτοί πρέπει να γίνουν μαζί. Για παράδειγμα, ο υπολογισμός των ατράκτων σε αντοχή εξαρτάται από δύο κυρίως στοιχεία. Την διάμετρο της ατράκτου και την επιλογή του υλικού.

Κρίνουμε ότι οι υπολογισμοί που πρέπει να γίνουν πρώτα είναι οι αυτοί των τροχαλιών, οι οποίες αποτελούν τα κεντρικά στοιχεία του κιβωτίου. Για την διαστασιολόγηση των τροχαλιών πρέπει πρώτα να προσδιοριστεί το φάσμα των σχέσεων μετάδοσης που πρέπει να καλύπτει το κιβώτιο (αρχική – τελική σχέση). Για να γίνει αυτό πρέπει πρώτα να κάνουμε ορισμένες παραδοχές για θέματα όπως :

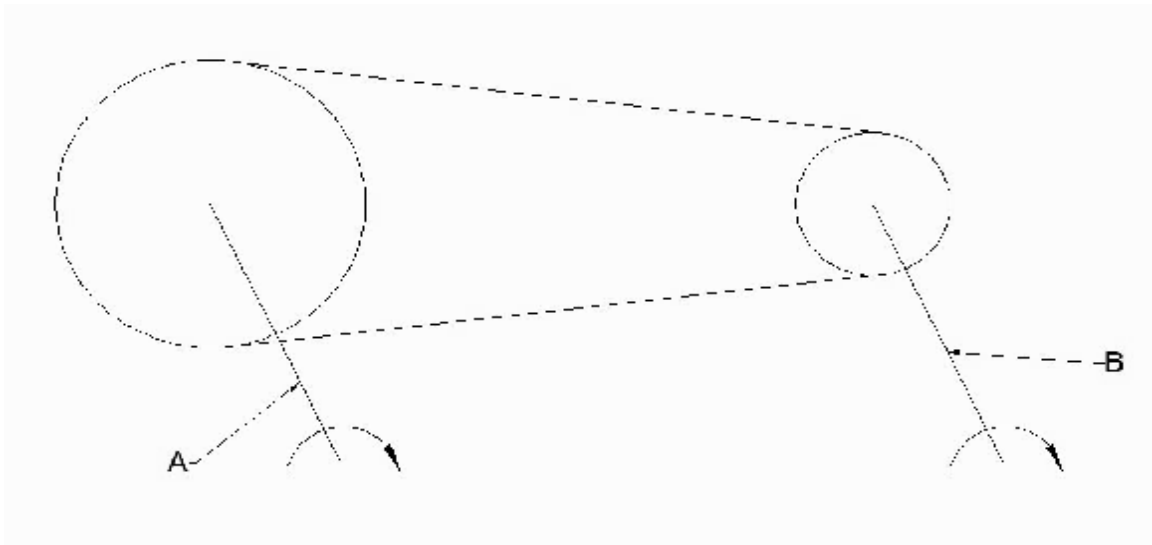
1. Το βάρος του αυτοκινήτου
2. Η ισχύς του κινητήρα
3. Η διάμετρος των τροχών του αυτοκινήτου.

Έτσι ισχύουν τα εξής:

- Ισχύς κινητήρα  $P = 100\text{KW} = 136\text{PS}$  στις  $n=7000\text{ RPM}$
- Ροπή κινητήρα  $M_t = 71620P/n = 1391.47\text{ kp}\cdot\text{cm}$
- Διάμετρος τροχού  $D = 23\text{in} = 0.5842\text{m}$
- Περίμετρος τροχού  $\Pi = \pi \cdot D = 1.83\text{m}$
- Τελική Ταχύτητα  $V = 220\text{km/h} = 61.11\text{m/sec}$
- Ταχύτητα περιστροφής τροχού  $n = V/\Pi = 33.39\text{RPS} = 2003.4\text{RPM}$

Όταν όμως το αυτοκίνητο κινείται με την μέγιστη ταχύτητα θέλουμε ο κινητήρας να αποδίδει την μέγιστη ισχύ του, δηλ  $136\text{PS}$  στις  $7000\text{RPM}$ . Αυτό θα συμβαίνει στην τελική σχέση μετάδοσης, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:

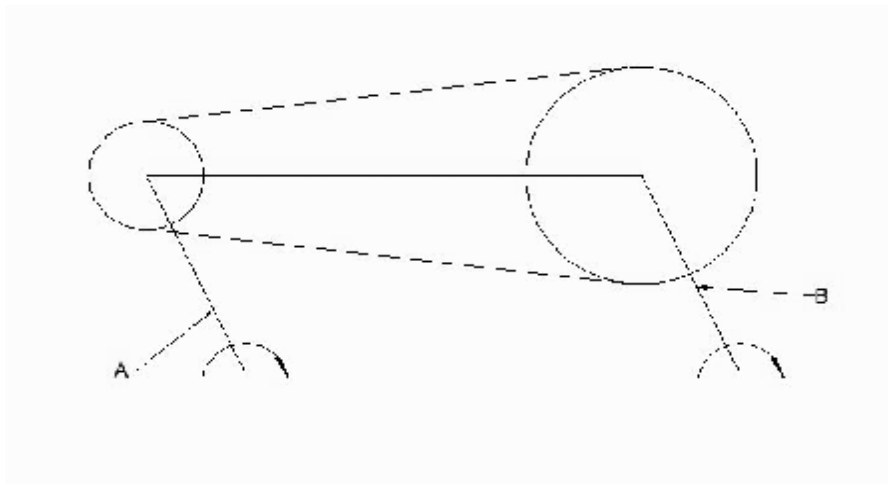




**Σχ. 2.13 :** Τελική σχέση μετάδοσης

Στο σχήμα που προηγείται, ο άξονας A είναι ο άξονας του διαφορικού και περιστρέφεται στις 2003,4RPM, ενώ ο άξονας B είναι ο άξονας του κινητήρα και περιστρέφεται στις 7000RPM.

Γι να αποφύγουμε τις μεγάλες ταχύτητες περιστροφής των ατράκτων του αυτομάτου αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων, θα προσθέσουμε έναν μειωτήρα στροφών στην κινητήρια άτρακτο (είσοδος κιβωτίου ταχυτήτων) με σχέση μετάδοσης 1/4 . Έτσι τελικά οι στροφές θα είναι όπως στο παρακάτω σχήμα:



**Σχ. 2.14:** Τελική σχέση μετάδοσης με μειωτήρα

Στο παραπάνω σχήμα ο άξονας A του διαφορικού περιστρέφεται στις 2003,4RPM και ο άξονας B του συμπλέκτη περιστρέφεται στις 1750RPM. Η τελική σχέση μετάδοσης είναι:

$$i = n1 / n2 = 2003,4 / 1750 = 1,14$$

### Αρχική σχέση μετάδοσης:

Έστω ότι το σύστημα μπλοκάρει στην αρχική σχέση μετάδοσης. Στην περίπτωση αυτή θέλουμε το αυτοκίνητο να μπορεί να κινηθεί με ταχύτητα  $u = 30$  km/h με τον κινητήρα στις μέγιστες στροφές. Επομένως θέλουμε :

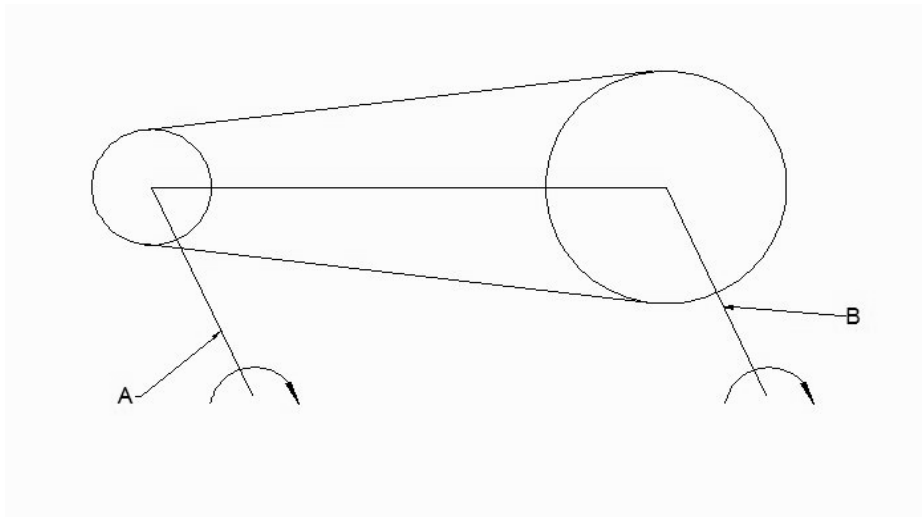
$$u = 30\text{km/h} = 8.33\text{m/sec}$$

Η περιμέτρος του τροχού είναι  $\Pi = 1,83\text{m}$ . Ανάμεσα στην ταχύτητα του αυτοκινήτου  $u$  σε m/sec, στην περιμέτρο του τροχού  $\Pi$  και στην ταχύτητα περιστροφής  $n$  σε RPM ισχύει η παρακάτω σχέση:

$$u = n * \Pi / 60$$

Αντικαθιστώντας περίμετρο και ταχύτητα και λύνοντας ως προς  $n$  βρίσκουμε την απαιτούμενη ταχύτητα περιστροφής των τροχών  **$n = 273\text{RPM}$** .

Λόγω όμως της προσαρμογής του μειωτήρα στην είσοδο του κιβωτίου ταχυτήτων με σχέση μετάδοσης  $1/4$  η ταχύτητα περιστροφής στην κινητήρια άτρακτο θα είναι 1750RPM. Οι στροφές των ατράκτων στην αρχική σχέση μετάδοσης θα είναι σύμφωνα και με το παρακάτω σχήμα :



Σχ. 2.15 : Αρχική σχέση μετάδοσης

Ο άξονας A του διαφορικού περιστρέφεται με  $n_1 = 273\text{RPM}$ . Ο άξονας του συμπλέκτη B περιστρέφεται με  $n_2 = 1750\text{RPM}$ . Επομένως η αρχική σχέση μετάδοσης θα είναι :

$$I = n_1/n_2 = 0,156$$

Επιλέγουμε λοιπόν κινητήρια τροχαλία μέγιστης ενεργής διαμέτρου  $d = 0,8\text{m}$ . Για να έχουμε τελική σχέση μετάδοσης  $i = 1,145$ , η ενεργός διάμετρος της κινούμενης τροχαλίας θα είναι:

$$D = 0,8 / 1,145 = 0,698\text{m}$$

Για να πετύχουμε και την αρχική σχέση μετάδοσης  $i = 0,156$  έχουμε να διαλέξουμε από έναν μεγάλο αριθμό συνδυασμών διαμέτρων για τις τροχαλίες. Ο συνδυασμός που θα επιλέξουμε πρέπει να πληρεί τις εξής προϋποθέσεις:

- Σχέση μετάδοσης  $i = 0,156$
- Ίδια απόσταση ατράκτων με τον συνδυασμό της τελικής σχέσης μετάδοσης
- Ίδιος ιμάντας με τον συνδυασμό της τελικής σχέσης μετάδοσης

Για να καλύψει τις παραπάνω προϋποθέσεις, το ζεύγος τροχαλιών θα πρέπει να έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

- Η κινητήρια τροχαλία θα είναι μικρότερη από την τελική σχέση
- Η κινούμενη τροχαλία θα είναι μεγαλύτερη.
- Η μείωση της περιμέτρου της κινητήριας τροχαλίας θα είναι ίση με την αύξηση της περιμέτρου της κινούμενης τροχαλίας.

Η περίμετρος κύκλου δίνεται από την σχέση  $\Pi = \pi \cdot D$ . Επομένως θα πρέπει να μειωθεί η διάμετρος της κινητήριας τροχαλίας κατά την ίδια ποσότητα με την αύξηση της διαμέτρου της κινούμενης τροχαλίας.

Έστω ότι οι διάμετροι της κινητήριας και κινούμενης τροχαλίας στην τελική σχέση μετάδοσης είναι  $d$  και  $D$  αντίστοιχα. Οι άγνωστες διάμετροι της κινητήριας και κινούμενης τροχαλίας στην αρχική σχέση μετάδοσης θα είναι αντίστοιχα  $d_2$  και  $D_2$ . Έστω επίσης ότι η μείωση της διαμέτρου της κινητήριας τροχαλίας είναι  $y$ .

Θα ισχύει επομένως:

$$d_2 = d - y$$

$$D_2 = D + y$$

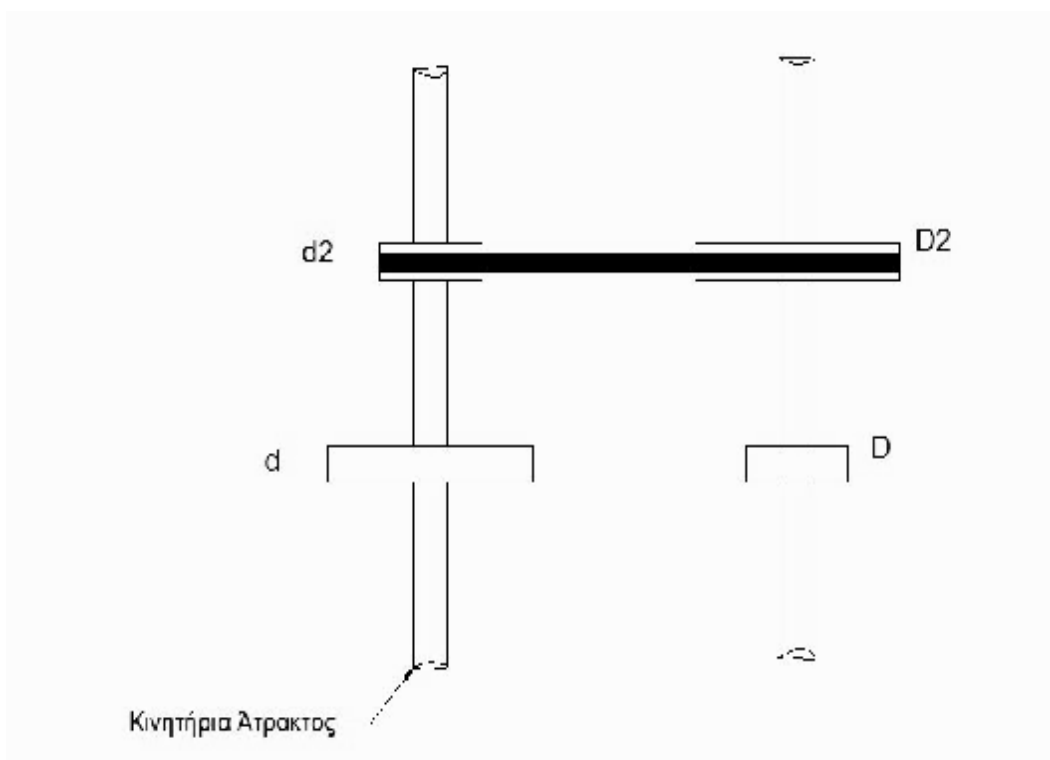
Αντικαθιστώντας όπου  $d = 0,8\text{m}$  και  $D = 0,698\text{m}$  και θέτοντας  $i = d_2 / D_2 = 0,156$  θα έχουμε τελικά:

$$y = 0.6\text{m}$$

$$d_2 = 0,2\text{m}$$

$$D_2 = 1,298\text{m}$$

Όπως φαίνεται και στο σύστημα του παρακάτω σχήματος, οι δύο άτρακτοι έχουν σταθερή απόσταση και ο ιμάντας έχει σταθερό μήκος. Αν ο ιμάντας βρίσκεται στις τροχαλίες  $d_2$  και  $D_2$  τότε το σύστημα βρίσκεται στην αρχική σχέση μετάδοσης. Αν ο ιμάντας μετακινηθεί στις τροχαλίες  $d$  και  $D$  τότε το σύστημα θα βρίσκεται στην τελική σχέση μετάδοσης.

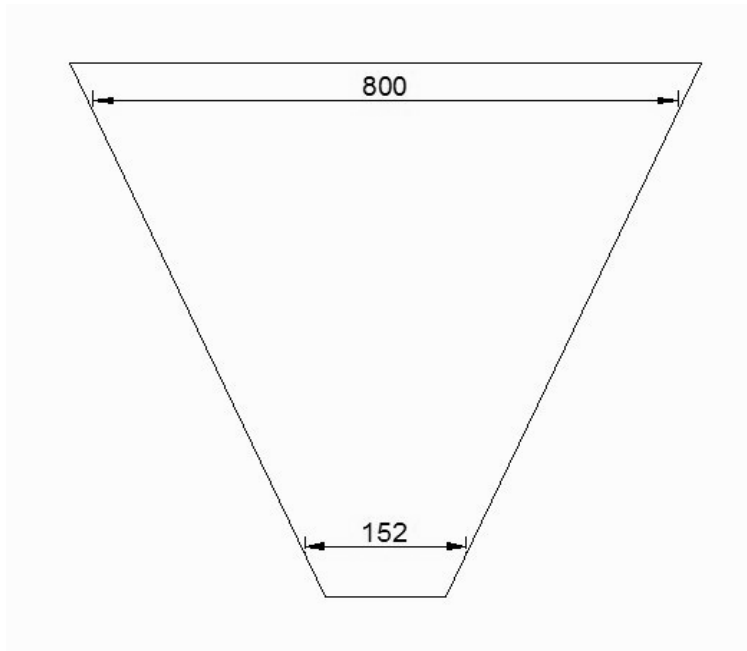


**Σχ. 2.16:** Αρχική – Τελική σχέση μετάδοσης

## 2.2 Σχεδιασμός κινητήριας τροχαλίας

Έχουμε πλέον προσδιορίσει τις διαστάσεις των τροχαλιών και τώρα θα σχεδιάσουμε τις τροχαλίες και θα μελετήσουμε την προσαρμογή τους στη βάση του κιβωτίου ταχυτήτων.

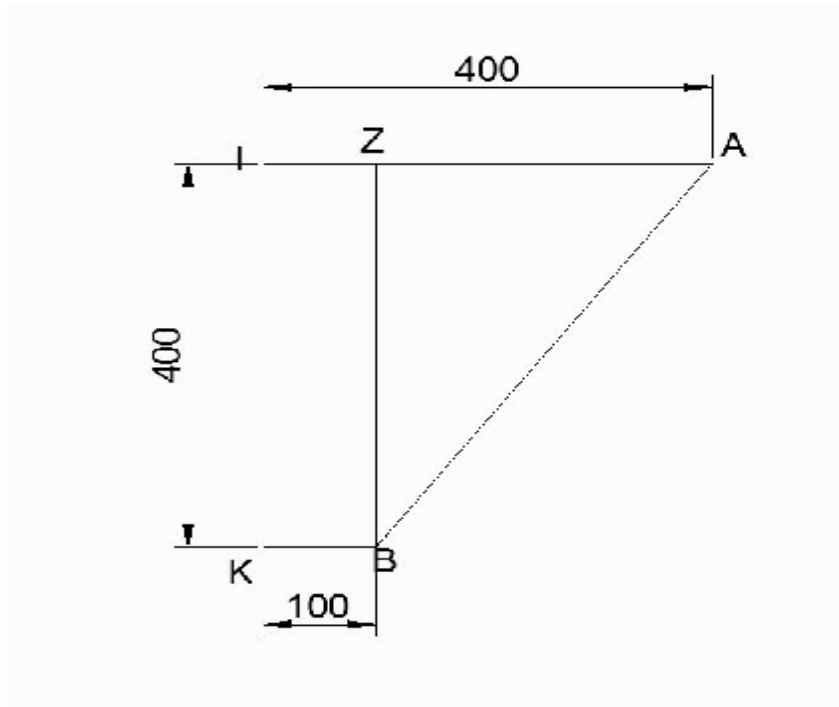
Αφού η κινητήρια τροχαλία έχει διαμέτρους 152mm και 800mm για την αρχική και τελική σχέση μετάδοσης αντίστοιχα, θα πρέπει να έχει σχήμα κώνου με αυτές τις διαμέτρους. (σχ. 2.17)



Σχ. 2.17 : Διάμετροι κινητήριας τροχαλίας

Καθώς όμως θέλουμε ο ιμάντας να τυλιχθεί πάνω σε αυτές τις διαμέτρους, οι τροχαλίες πρέπει να προεκταθούν λίγο ώστε να μπορεί το μέσο του πλάτους του ιμάντα να τυλίγεται - “πατάει” ακριβώς πάνω στην διάμετρο που επιθυμούμε. Επίσης, όσο μικρότερη κλίση δώσουμε στον κώνο της τροχαλίας, τόσο ευκολότερη θα είναι η αλλαγή στη σχέση μετάδοσης. Παρ’όλα αυτά δεν θέλουμε οι τροχαλίες να έχουν πολύ μεγάλο μήκος, για να μην αυξηθεί πολύ το συνολικό μέγεθος του κιβωτίου.

Αρχικά επιλέγουμε αυθαίρετα μήκος **400mm**. Το αριστερό μισό της τροχαλίας θα έχει τώρα την μορφή που παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.18)



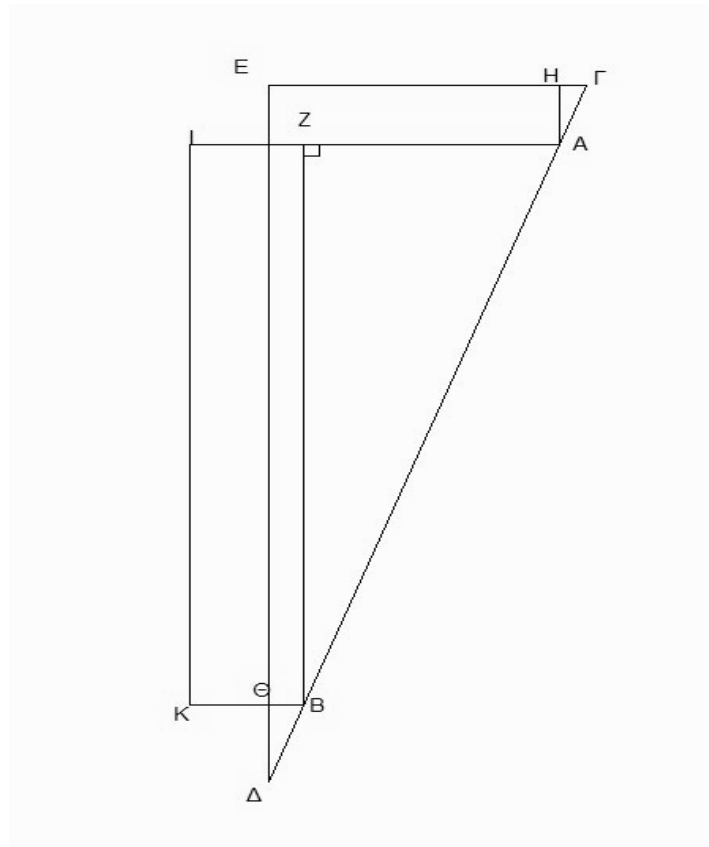
Σχ. 2.18: Τμήμα κινητήριας τροχαλίας

Η διάσταση που λείπει είναι η υποτείνουσα του τριγώνου (AB). Από πειθαγόρειο στο τρίγωνο ABZ έχουμε:

$$AB^2 = ZB^2 + AZ^2$$

Και λύνοντας ως προς AB παίρνουμε τελικά **AB = 500mm**

Επειδή όμως θέλουμε στις διαμέτρους αυτές να λειτουργήσει ο ιμάντας, θα αυξήσουμε το μήκος της πλευράς AB κατά 30mm από κάθε πλευρά, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.19)



**Σχ. 2.19:** Κινητήρια τροχαλία

Στο παραπάνω σχήμα το μήκος της πλευράς ΓΔ είναι :

$$\mathbf{\Gamma\Delta = AB + 2*30 = 560mm}$$

Από όμοια τρίγωνα έχουμε την αναλογία :  $\mathbf{ΕΓ / ΖΑ = ΓΔ / ΑΒ}$

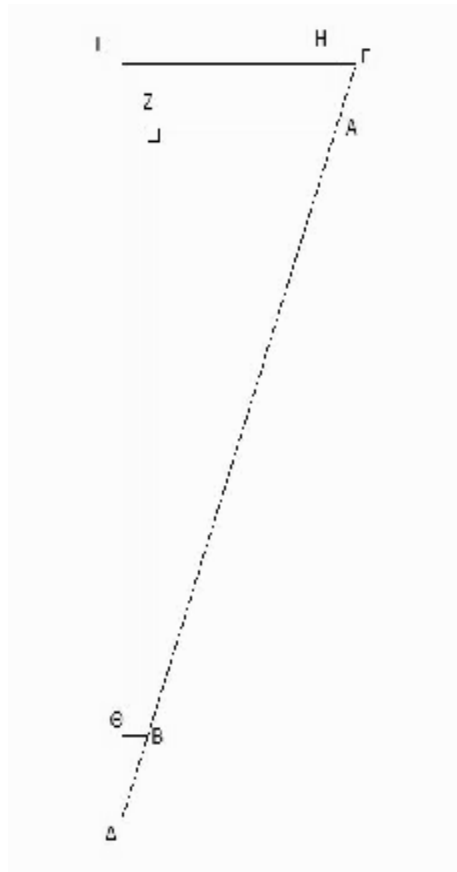
Και λύνοντας ως προς ΕΓ έχουμε τελικά  $\mathbf{ΕΓ = 330mm}$

Επίσης από όμοια τρίγωνα έχουμε :  $\mathbf{ΕΔ / ΖΒ = ΓΔ / ΑΒ}$

Και λύνοντας ως προς ΕΔ έχουμε τελικά :  $\mathbf{ΕΔ = 448mm}$

Έτσι η πλευρά ΕΓ είναι μεγαλύτερη από την ΖΑ κατά 36mm.

Όμως, αφού έχουμε επιμηκύνει ισόποσα την πλευρά ΑΒ και προς τις δύο κατευθύνσεις, επομένως στο παρακάτω σχήμα (σχ.2.20) τα τρίγωνα ΗΓΑ και ΘΒΔ είναι ίσα.



**Σχ. 2.20:** Κινητήρια τροχαλία

Έτσι θα έχουμε επομένως :  $\Theta B = H\Gamma$  και  $H\Gamma + \Theta B = 36\text{mm}$

Από όπου προκύπτει :  $2 \cdot H\Gamma = 36\text{mm}$

Και τελικά :  $H\Gamma = 18\text{mm}$ .

Συμπερασματικά η μέγιστη ακτίνα της τροχαλίας αυξάνεται κατά 18mm και η διάμετρος της θα γίνει :

$$d = 2 \cdot IA + 36$$

$$d = 836\text{mm}$$

Για τον ίδιο λόγο η ελάχιστη ακτίνα της κινητήριας τροχαλίας μειώνεται κατά 9mm και η διάμετρος γίνεται:

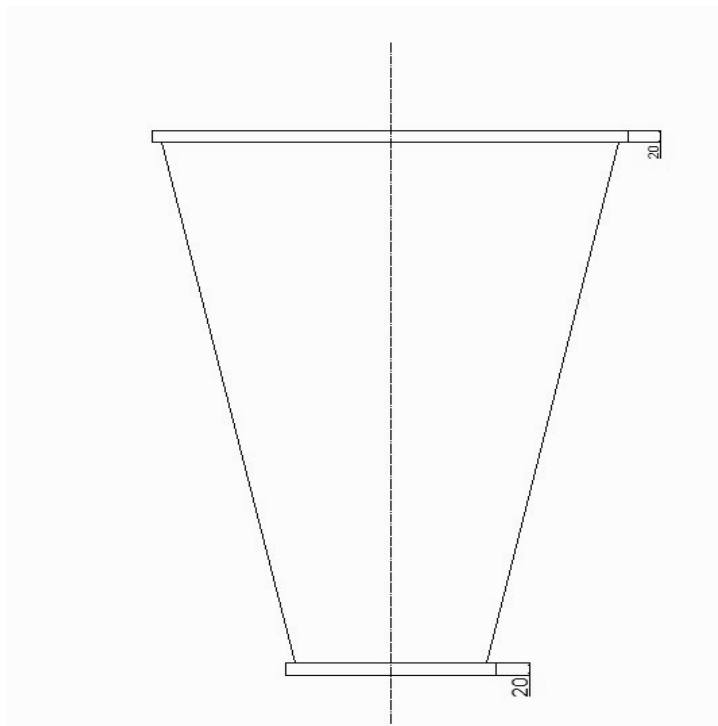
$$d_2 = 2 \cdot KB - 36$$

$$d_2 = 164\text{mm}$$



Το μήκος της τροχαλίας θα είναι τελικά **448mm**

Η τελική μορφή της τροχαλίας θα είναι όπως στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.21)



**Σχ. 2.21:** Τελική μορφή κινητήριας τροχαλίας

Οι εξοχές που βρίσκονται στις δύο άκρες της τροχαλίας έχουν σκοπό να εμποδίσουν την έξοδο του ιμάντα από αυτήν σε περίπτωση δυσλειτουργίας του συστήματος. Οι εξοχές αυξάνουν το πλάτος της κατασκευής. Αφού έχουμε προσδιορίσει τις διαστάσεις της κινητήριας τροχαλίας πρέπει να υπολογίσουμε την απόσταση μεταξύ των αξόνων αυτής και της βοηθητικής τροχαλίας:

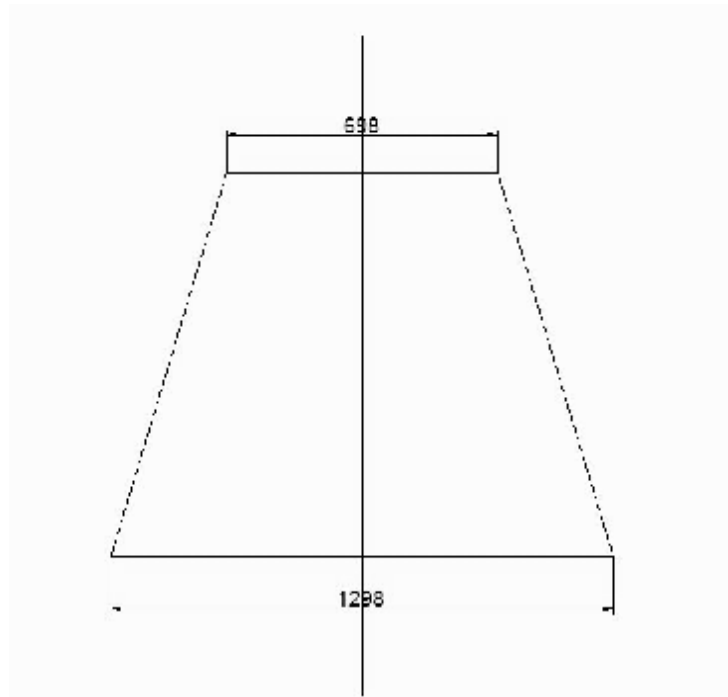
Έχουμε ήδη προσδιορίσει την απόσταση μεταξύ αρχικής και τελικής διαμέτρου στα 400mm, επομένως για να αλλάξει η σχέση μετάδοσης από την αρχική στην τελική σχέση, θα πρέπει η κινητήρια τροχαλία να μετακινηθεί κατά 400mm προς τα κάτω (σχ. 2.22) ενώ η αντίστοιχη βοηθητική κατά 400mm προς τα πάνω, χωρίς όμως να επέλθει σύγκρουση αυτών.

Για να εξασφαλιστεί αυτό, θα πρέπει η απόσταση των αξόνων των δύο αυτών τροχαλιών να είναι τουλάχιστον δύο φορές η ακτίνα της μέγιστης διαμέτρου των τροχαλιών, δηλ. η απόσταση των αξόνων κινητήριας και βοηθητικής τροχαλίας θα είναι 850mm.

### 2.3 Σχεδιασμός κινούμενης τροχαλίας

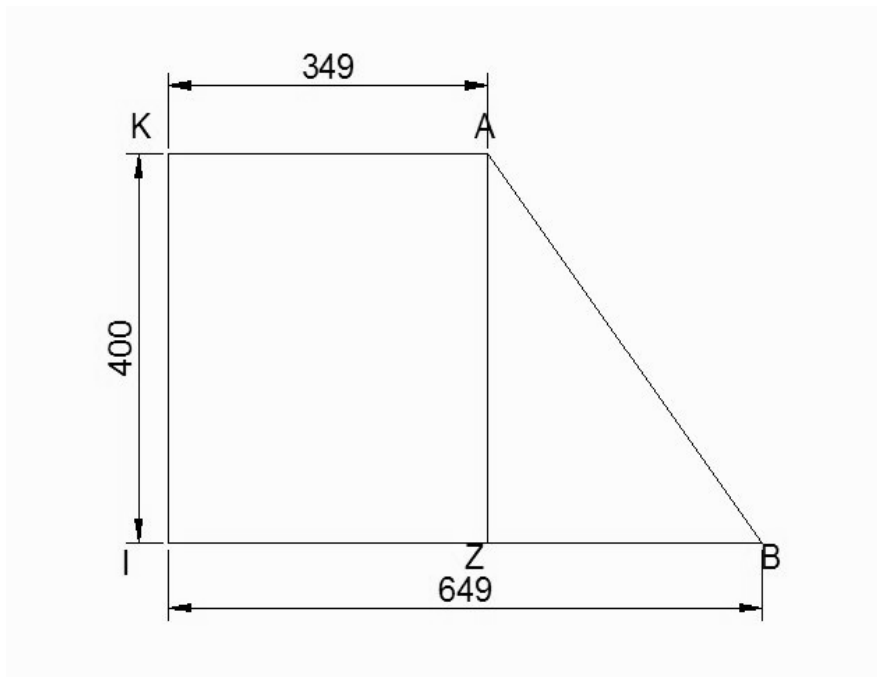
Αφού η κινούμενη τροχαλία έχει διάμετρο στην αρχική σχέση μετάδοσης 1298mm και στην τελική σχέση μετάδοσης 698mm, θα πρέπει να κατασκευάσω έναν κώνο με αυτές τις διαμέτρους.

Καθώς όμως θέλω ο ιμάντας να τυλιχθεί πάνω σε αυτές τις διαμέτρους, οφείλω να προεκτείνω λίγο τις τροχαλίες ώστε να μπορεί το κέντρο του ιμάντα να πατά στην διάμετρο που επιθυμούμε, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.22)



Σχ. 2.22 : Διάμετροι κινούμενης τροχαλίας

Τώρα πρέπει η κλίση που θα δοθεί στην τροχαλία να είναι ίδια με αυτή που δόθηκε στην κινητήρια κωνική τροχαλία (κεφ. 2.1) ώστε και το πλάτος της τροχαλίας να είναι το ίδιο, που και έτσι επιθυμούμε. Έτσι θα ακολουθηθεί ακριβώς η ίδια διαδικασία που ακολουθήθηκε στην κινητήρια τροχαλία. Έτσι επιλέγουμε πλάτος 400mm και έχουμε (σχ. 2.23):



Σχ. 2.23 : Τμήμα κινούμενης τροχαλίας

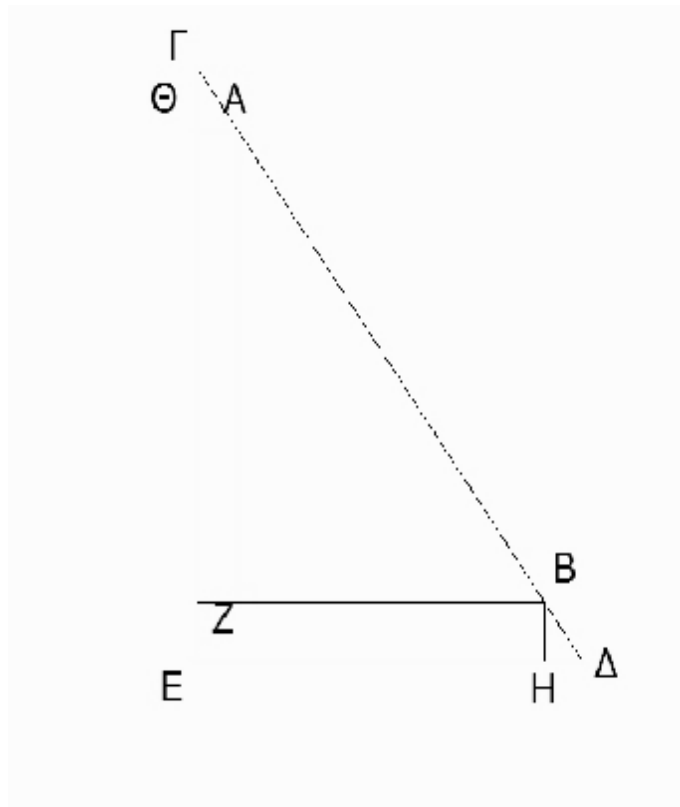
Η μόνη διάσταση που λείπει είναι η υποτείνουσα του τριγώνου, η οποία προκύπτει με βάση το πυθαγόρειο θεώρημα ως εξής:

$$(649 - 349)^2 + 400^2 = AB^2$$

$$AB = 500\text{mm}$$

Αλλά επειδή θέλουμε σε αυτές τις διαμέτρους να λειτουργήσει ο ιμάντας, θα αυξήσουμε την πλευρά AB κατά 30mm και από τις δύο μεριές, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.24





Σχ. 2.25: Κινούμενη τροχαλία

Τα τρίγωνα ΒΗΔ και ΑΘΓ είναι όμοια και ίσα, έτσι:

$$ΗΔ = ΘΑ$$

$$ΗΔ + ΘΑ = 36\text{mm}$$

$$2 \cdot ΗΔ = 36\text{mm}$$

$$ΗΔ = 18\text{mm}$$

Έτσι η μέγιστη ακτίνα της τροχαλίας αυξάνεται κατά 18mm και η διάμετρος γίνεται :

$$2 \cdot ΙΒ + 36 = 1298 + 36 = 1334\text{mm}$$

**Μέγιστη διάμετρος κινούμενης τροχαλίας  $D = 1334\text{mm}$**

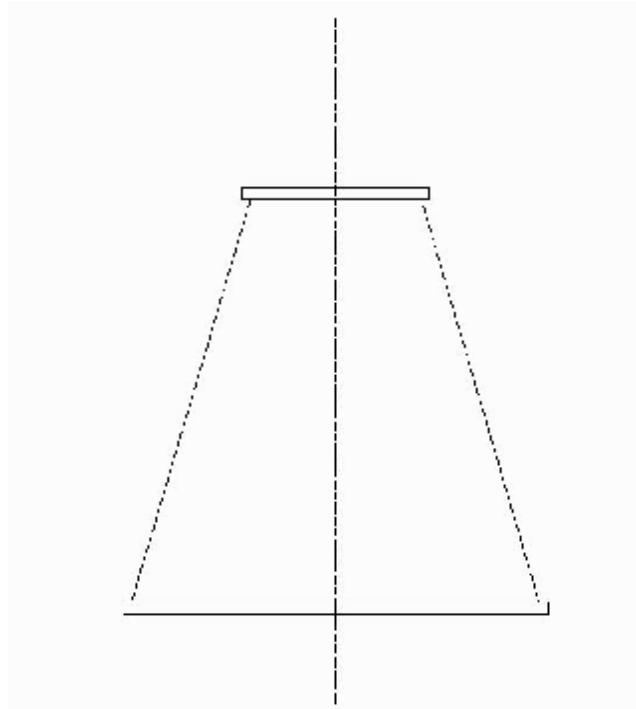
Για τον ίδιο λόγο η ελάχιστη ακτίνα της τροχαλίας μειώνεται κατά 18mm και η διάμετρος γίνεται:

$$2 \cdot ΑΚ - 36 = 698 - 36 = 662\text{mm}$$

**Ελάχιστη διάμετρος κινούμενης τροχαλίας  $D_2 = 662\text{mm}$**

Ενώ το πλάτος της τροχαλίας ανέρχεται σε 448mm

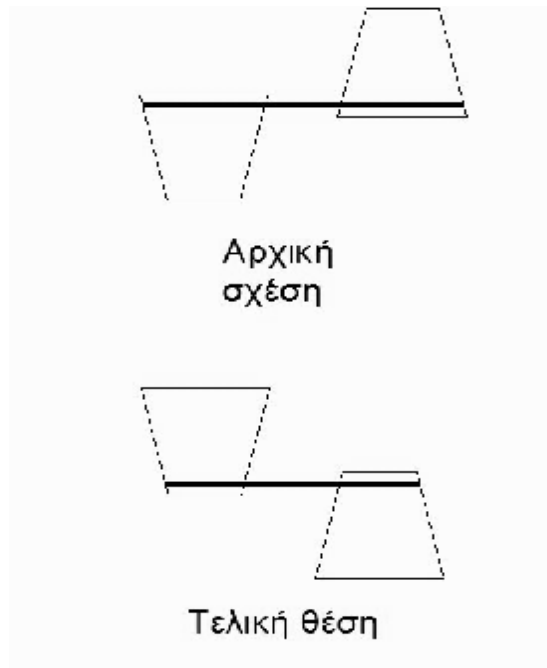
Έτσι η τροχαλία σχεδιάζεται όπως στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.26)



**Σχ. 2.26:** Κινούμενη τροχαλία

Οι εξοχές που βρίσκονται στις δύο άκρες της τροχαλίας έχουν σκοπό να εμποδίσουν την έξοδο του ιμάντα από αυτήν σε περίπτωση δυσλειτουργίας του συστήματος. Οι εξοχές αυξάνουν το πλάτος της κατασκευής. Οι διαστάσεις των εξοχών είναι ίδιες με αυτές που φαίνονται στο σχήμα της κινητήριας τροχαλίας. Αφού έχουμε προσδιορίσει τις διαστάσεις της κινούμενης τροχαλίας πρέπει να υπολογίσουμε την απόσταση μεταξύ των αξόνων αυτής και της βοηθητικής της τροχαλίας:

Έχουμε ήδη προσδιορίσει την απόσταση μεταξύ αρχικής και τελικής διαμέτρου στα 400mm, επομένως για να αλλάξει η σχέση μετάδοσης από την αρχική στην τελική σχέση, θα πρέπει η κινούμενη τροχαλία να μετακινηθεί κατά 400mm προς τα κάτω (σχ. 2.27) (ισόποσα με την κίνηση της κινητήριας τροχαλίας) ενώ η αντίστοιχη βοηθητική ισόποσα κατά 400mm προς τα πάνω, χωρίς όμως να επέλθει σύγκρουση αυτών.



**Σχ. 2.27:** Αρχική και τελική σχέση μετάδοσης

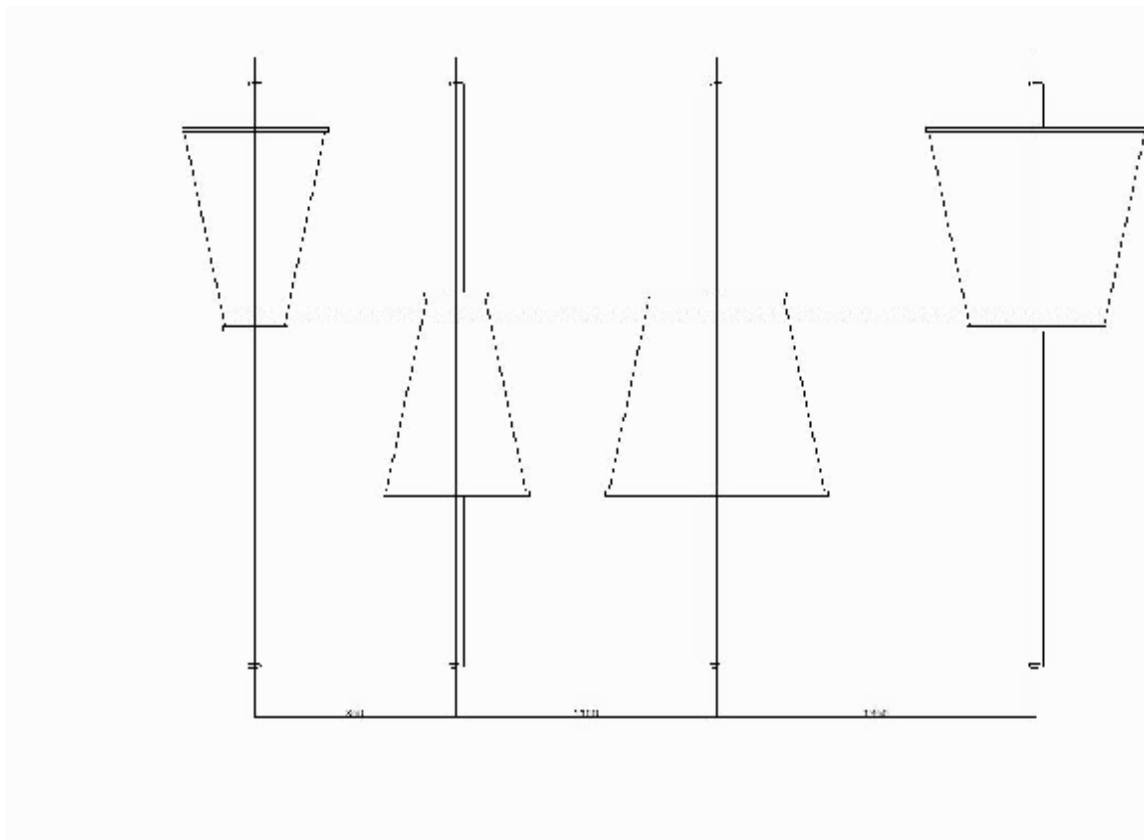
Για να εξασφαλιστεί αυτό θα πρέπει η απόσταση των αξόνων των δύο αυτών τροχαλιών να είναι τουλάχιστον δύο φορές η ακτίνα της μέγιστης διαμέτρου των τροχαλιών, δηλαδή η απόσταση των αξόνων κινητήριας και βοηθητικής τροχαλίας θα είναι 1350mm.

Τώρα που έχουμε διαστασιοποιήσει τις τροχαλίες θα τις παρουσιάσουμε σε ένα σκαρίφημα, μαζί με τις αποστάσεις ανάμεσα στους άξονές τους. Οι αποστάσεις ανάμεσα στις κύριες και τις βοηθητικές τροχαλίες έχουν ήδη οριστεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, ενώ η απόσταση μεταξύ των δύο βοηθητικών τροχαλιών πρέπει να είναι τουλάχιστον ίση με το άθροισμα των μέγιστων ακτίνων των δύο τροχαλιών. Εμείς θα δώσουμε αρκετά μεγαλύτερη απόσταση για να υπάρχει χάρη ικανή να δεχτεί και τους τροχούς τάσης.

Επιλέγουμε την μέγιστη ακτίνα στην κινητήρια τροχαλία και την κινούμενη τροχαλία:

$$A = d/2 + D/2 = 800/2 + 1298/2 = 1049\text{mm}$$

Προσθέτοντας και την σχετική χάρη, η απόσταση καθορίζεται τελικά στα **1100mm**. Η τοποθέτηση των αξόνων γίνεται σύμφωνα με το παρακάτω σχήμα (σχ. 2.28)



**Σχ. 2.28** : Χωροθέτηση αξόνων

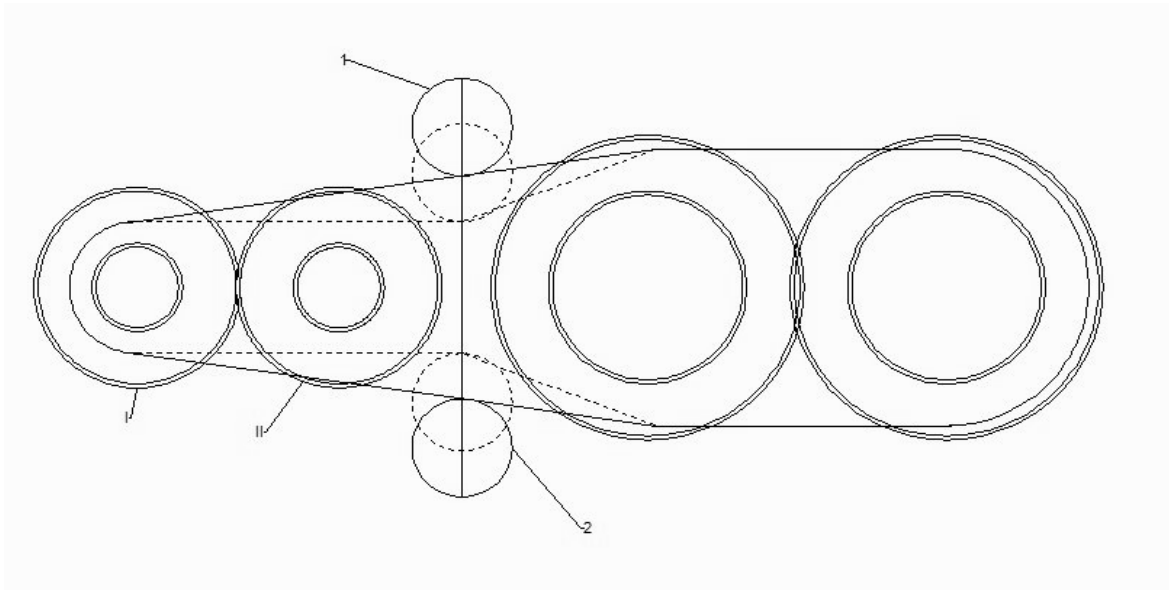


### 3.Τροχοί τάσης

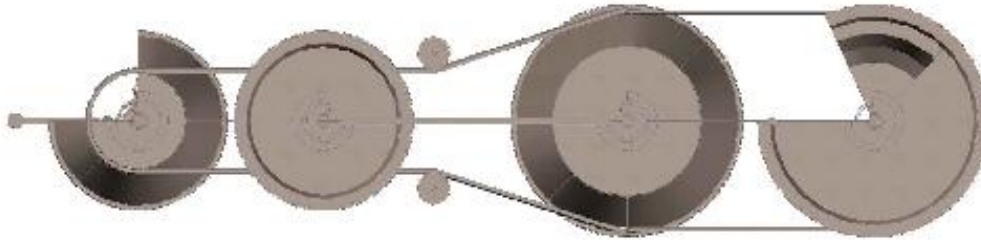
Οι τροχοί τάσης είναι απαραίτητοι για τους εξής λόγους:

1. Χρησιμεύουν στην επίτευξη τάνυσης του ιμάντα γύρω από τις τροχαλίες ώστε ο ιμάντας να έχει την σωστή τάση.
2. Για την σωστή λειτουργικότητα της συναρμογής. Ο λόγος αυτός θα γίνει πιο εύκολα κατανοητός αφού παρουσιαστεί ο σχεδιασμός τους.

Στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.1) παρουσιάζεται το σύστημα με τους τροχούς τάσης σε μία σχέση μετάδοσης πολύ κοντά στην αρχική. Οι τροχοί τάσης επισημαίνονται στο σχήμα με τους αριθμούς 1 και 2.

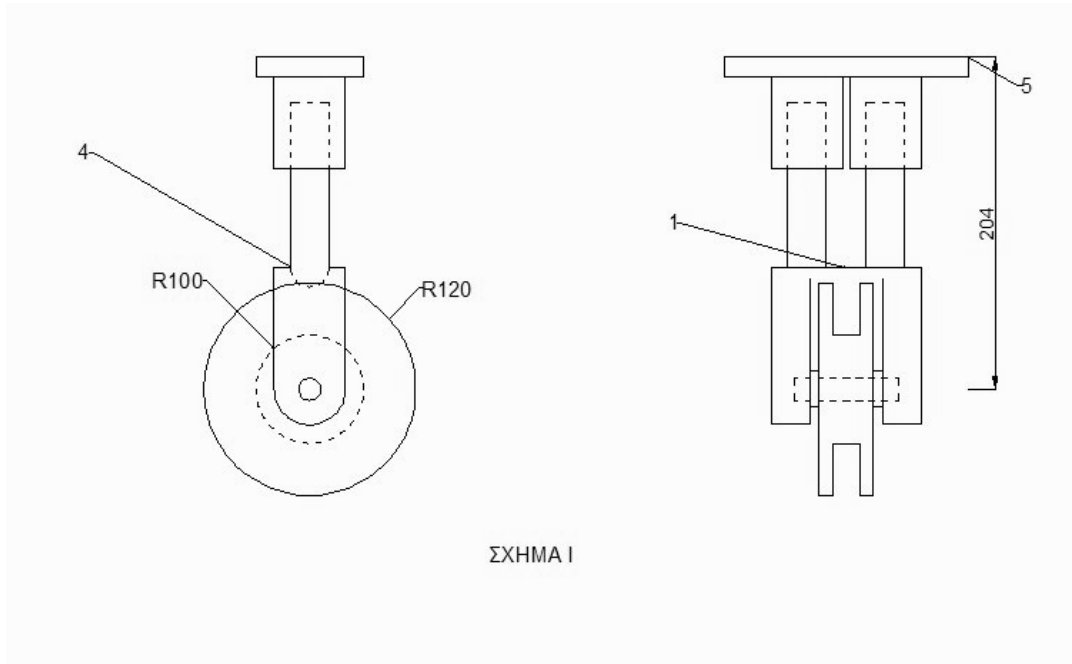


Σχ. 3.1: Συγκρότημα και τροχοί τάσης

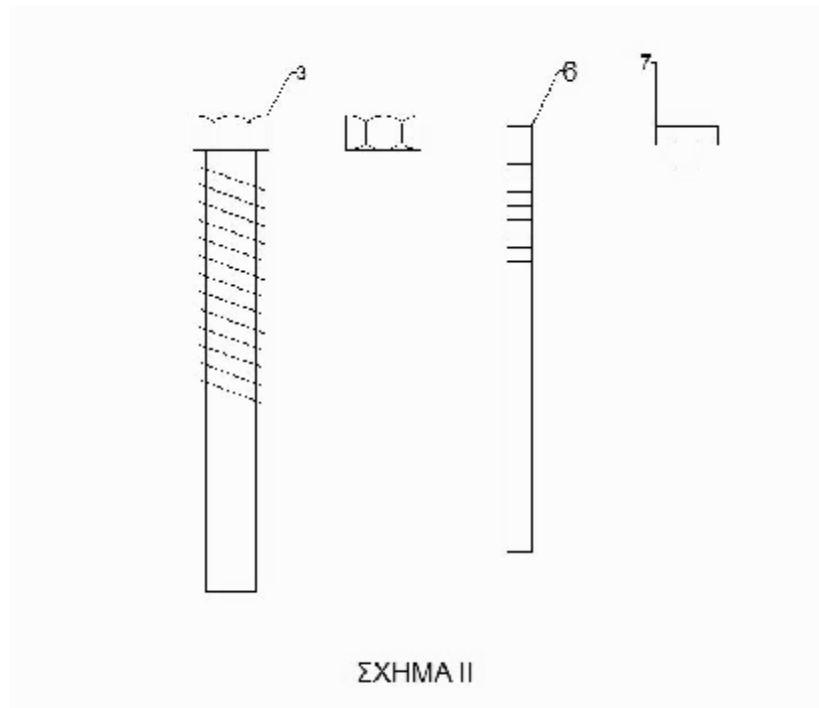


Αν και οι τροχοί τάσης θα μπορούσαν σε αυτή τη θέση να έχουν τανύσει αρκετά τον ιμάντα ώστε να δουλεύει στη σωστή τάση, υπάρχει το εξής πρόβλημα: ο ιμάντας δεν εφάπτεται στην τροχαλία II. Η ενεργή διάμετρος στην τροχαλία II είναι ίδια με αυτή της τροχαλίας I. Έτσι, στη συγκεκριμένη θέση ο ιμάντας δεν εφάπτεται καθόλου στην τροχαλία II και ο μόνος τρόπος για να υπάρχει επαφή είναι πλησιάσουν οι τροχοί τάσης μεταξύ τους μέχρι η απόσταση που τους χωρίζει να γίνει ίση με την ενεργή διάμετρο της τροχαλίας I και οι κλάδοι του ιμάντα στα σημεία αυτά να γίνουν παράλληλοι, όπως συμβαίνει όταν οι τροχοί τάσης βρεθούν στην θέση που επισημαίνεται με τις διακεκομμένες γραμμές. Έτσι το πρόβλημα αυτό έχει λυθεί τόσο για την συγκεκριμένη σχέση μετάδοσης όσο και για κάθε άλλη θέση ανάμεσα σε αυτήν και την τελική. Για τις σχέσεις μετάδοσης όμως ανάμεσα σε αυτή και την αρχική, το πρόβλημα εξακολουθεί να υπάρχει. Για να λυθεί το πρόβλημα αυτό σε όλο το εύρος των σχέσεων μετάδοσης από την αρχική στην τελική θα θέσουμε την απόσταση των τροχών τάσης ίση με την ενεργό διάμετρο της μικρής κωνικής τροχαλίας στην αρχική σχέση μετάδοσης. Αυτή είναι η μέγιστη απόσταση μεταξύ των τροχών τάσης και πρέπει να διχοτομείται από την ευθεία που ορίζουν οι άξονες των τροχαλιών. Η απόσταση αυτή θα μειώνεται σε περίπτωση που χρειαζόμαστε μεγαλύτερη τάση στον ιμάντα αλλά δεν συνιστούμε να μειωθεί πολύ. Η απόσταση αυτή ορίζεται σε **164mm**.

Ο τρόπος σύνδεσης των τροχών τάσης στο συγκρότημα, καθώς και η ρύθμισή τους φαίνεται στα δύο παρακάτω σχήματα (σχ. 3.2 και 3.3)



**Σχ. 3.2 :** Τροχός τάσης



**Σχ. 3.3 :** Εξαρτήματα ρύθμισης

Στο σημείο αυτό θα περιγράψουμε τον τρόπο συναρμογής και ρύθμισης του άνω τροχού τάσης. Η ίδια ακριβώς διαδικασία θα ακολουθηθεί και για τον κάτω τροχό τάσης:

Η βάση στήριξης βιδώνεται στα τοιχώματα που θα συγκρατούν τα εξαρτήματα της συναρμογής στη θέση τους με κοχλίες εμπορίου με ανάλογο μήκος και διάμετρο στις δύο υποδοχές (οπές) που βρίσκονται στα άκρα της συναρμογής. Ακριβώς πάνω από την οπή που βρίσκεται στο κέντρο της βάσης της συναρμογής υπάρχει ανάλογη οπή με κατάλληλο σπείρωμα ώστε να μπορεί να φιλοξενήσει τον κοχλία 3. Στο πάνω μέρος του εξαρτήματος αυτού οι δύο άξονες είναι σφηνωμένοι στο εξάρτημα 4 ενώ με κατάλληλη χάρη μπορούν να ολισθαίνουν μέσα στο εξάρτημα 2 δίνοντας την δυνατότητα στο εξάρτημα 4 και κατά συνέπεια στον τροχό τάσης να έχει ελευθερία κίνησης κατά τον κάθετο άξονα. Ένας άξονας συγκρατεί τον τροχό τάσης με το εξάρτημα 4 ενώ ένας τροχός ολίσθησης που παρεμβάλλεται ανάμεσά τους εξασφαλίζει την ελεύθερη περιστροφή του τροχού τάσης.

Μετά την προσαρμογή των τροχών τάσης, αυτοί πρέπει να ρυθμιστούν: Περνούμε τα περικόχλια στις βίδες 3 και τα σφίγγουμε μέχρι να φθάσουν στο υψηλότερο σημείο, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.3. Στη συνέχεια βιδώνουμε το εξάρτημα 3 το οποίο θα εφαρμόσει στον θόλο 1. Καθώς βιδώνουμε, το εξάρτημα 3 θα συμπαρασύρει και το εξάρτημα 4 προς τα κάτω (ή προς τα πάνω αν πρόκειται για τον άλλο τροχό τάσης). Από την οπή 5 κατεβάζουμε τον κανόνα χρονισμού 6 μέχρι να αγγίξει την εξοχή του εξαρτήματος 4. Συνεχίζουμε να βιδώνουμε μέχρι η πρώτη χαραγή του κανόνα χρονισμού να βρεθεί στο ίδιο επίπεδο με την εξωτερική μεριά της βάσης στήριξης της συναρμογής. Μόλις γίνει αυτό, κατεβάζουμε περιστρέφοντας το περικόχλιο μέχρι τη βάση στήριξης και βιδώνουμε σφιχτά για να εξασφαλίσουμε την σταθερότητα της συναρμογής.

Η ίδια διαδικασία επαναλαμβάνεται και στο δεύτερο τροχό τάσης. Μόλις έχει ολοκληρωθεί σωστά η διαδικασία αυτή, εξασφαλίζει τη σωστή λειτουργία του ιμάντα, όπως έχει αναφερθεί στην αρχή του κεφαλαίου αυτού.

Αν το επιθυμούμε, μπορούμε να βιδώσουμε λίγο περισσότερο τους κοχλίες και να τανύσουμε περισσότερο τον ιμάντα, πάντα όμως μέσα στα όρια που ορίζουν οι εγκοπές στον κανόνα χρονισμού.

Τέλος βγάζουμε τον κανόνα χρονισμού από την οπή και στη θέση του βάζουμε τα εξαρτήματα που εξασφαλίζουν στεγανότητα στη συναρμογή.

Η τάνυση του ιμάντα στην περίπτωση αυτή δεν είναι τόσο εύκολη, καθώς δεν υπάρχουν μεγάλα περιθώρια μετακίνησης του τροχού τάσης. Έτσι, η σωστή τάνυση του ιμάντα εξαρτάται περισσότερο από την σωστή επιλογή του μήκους του ιμάντα.

### **3.2 Υλικά κατασκευής**

Όλα τα εξαρτήματα της συναρμογής εκτός από τους τροχούς τάσης θα κατασκευαστούν από ανοξείδωτο χάλυβα υψηλής αντοχής St IV, ώστε να έχουμε υψηλή αντοχή ακόμη και σε απρόβλεπτες συνθήκες. Ο τροχός τάσης θα κατασκευαστεί από κράμα αλουμινίου (1% Mg) για να έχουμε μειωμένο βάρος και μικρότερη ροπή αδράνειας.

### 3.3 Ανοχές της συναρμογής

Οι δύο άξονες που εφαρμόζουν στο εξάρτημα 4 θα εφαρμοστούν με τυποποίηση H7/h6 για τις βασικές οπές και N7/h6 για τους βασικούς άξονες κατά DIN 7157 (βλ. Στεργίου Ι. και Στεργίου Κ. , Στοιχεία Μηχανών Ι, Σύγχρονη Εκδοτική).

Οι ίδιοι δύο άξονες θα εφαρμόζουν στο εξάρτημα 2 με τυποποίηση H7/f7 για τις βασικές οπές και F7/h6 για τους βασικούς άξονες κατά DIN 7157.

Οι άξονες των τροχών τάσης θα εφαρμόζουν στο εξάρτημα 4 με τυποποίηση N7/g6 και G7/h6 κατά DIN 7157 για τις οπές και τον άξονα αντίστοιχα ενώ ο άξονας με το έδρανο κύλισης θα εφαρμόζει με τυποποίηση H7/e8 και E8/h6 για την οπή του εδράνου και τον άξονα αντίστοιχα κατά DIN 5157.

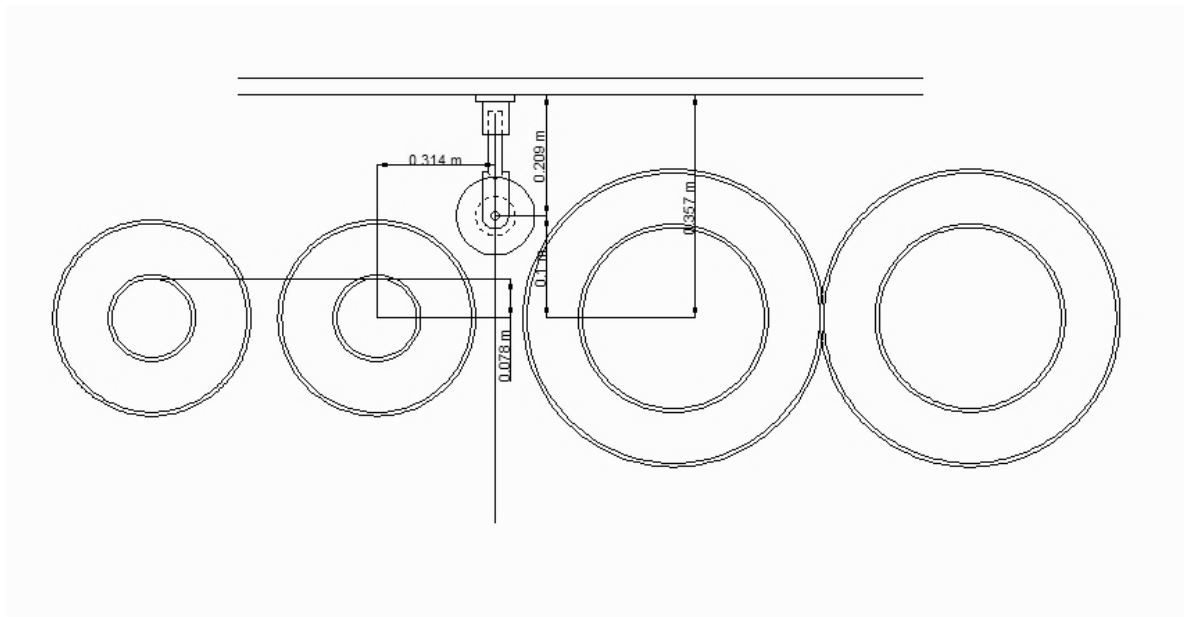
Το έδρανο ολίσθησης και ο τροχός τάσης θα εφαρμόζουν με τυποποίηση H7/r7 και R7/h6 για τον τροχό τάσης και τον τροχό κύλισης αντίστοιχα κατά DIN 7157.

### 3.4 Επιλογή εδράνου κύλισης

Σε κάθε τροχό τάσης θα τοποθετηθούν δύο μονόσφαιροι τριβείς με βαθειά αύλακα τυποποίησης DIN 625 και της σειράς 05 με τα εξής χαρακτηριστικά:

- Εσωτερική οπή : 25mm
- Εξωτερική οπή : 47mm
- Πλάτος :8mm

Σε ένα συνοπτικό σχέδιο με όσα εξαρτήματα έχουν οριστεί μέχρι τώρα θα διαστασιολόγησω τα εξαρτήματα που στηρίζουν τους τροχούς τάσης καθώς και τους τροχούς τάσης ρυθμισμένους στις κατάλληλες θέσεις (σχ. 3.4)



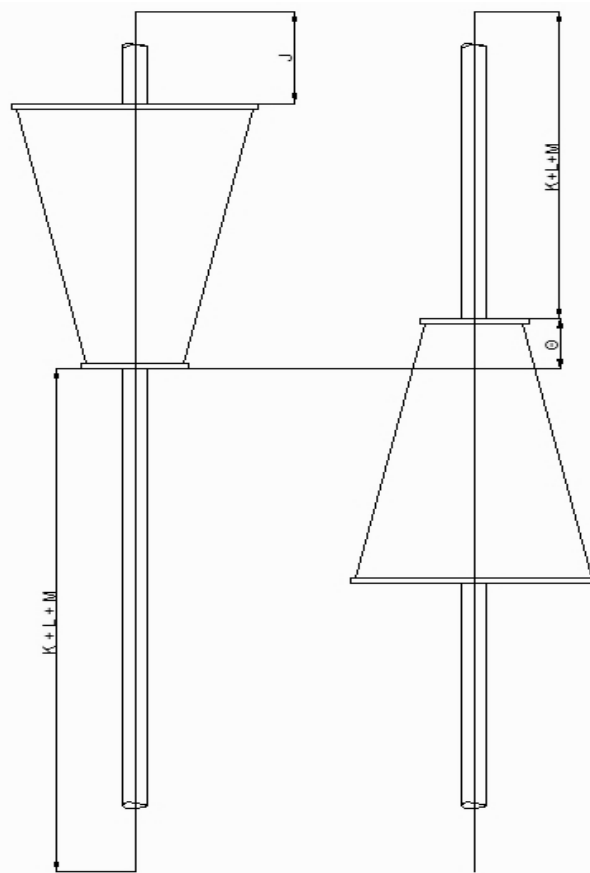
**Σχ. 3.4 :** Διαστασιολόγηση εξαρτημάτων

## 4. Ατράκτοι – σχεδίαση – υπολογισμός

Πριν περάσουμε στον υπολογισμό των ατράκτων, είναι απαραίτητος ο αρχικός σχεδιασμός κάποιων παραμέτρων, για τους εξής λόγους:

1. Δεν μπορούμε να υπολογίσουμε τις ατράκτους σε κάμψη αν δεν έχουμε το μήκος τους
2. Δεν μπορούμε να καθορίσουμε τις απαραίτητες διαμέτρους αν πρώτα δεν έχουμε επιλέξει υλικό.

Ξεκινούμε έτσι τον σχεδιασμό των ατράκτων καθορίζοντας το μήκος τους, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα. (σχ. 4.1). Η διάμετρος των ατράκτων σε αυτό το σημείο λαμβάνεται αυθαίρετα.



Σχ. 4.1 : Μήκος ατράκτων

Το πλάτος της τροχαλίας είναι **448mm**, επαυξημένο κατά **40mm** με την προσθήκη των δύο δίσκων προστασίας, όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο.

Έτσι το συνολικό πλάτος των τροχαλιών είναι :

$$\mathbf{B = 488mm \quad (1)}$$

Έχουμε ήδη αναφέρει σε προηγούμενο κεφάλαιο ότι για να αλλάξει η σχέση μετάδοσης από την αρχική στην τελική σχέση πρέπει να μετακινηθούν οι τροχαλίες κατά 400mm. Έτσι η μετακίνηση της τροχαλίας είναι:

$$\mathbf{L = 400mm \quad (2)}$$

Ακόμη, έχουμε αναφέρει ότι υπάρχουν κάποιοι μηχανισμοί στις βάσεις των τροχαλιών που εξυπηρετούν στην ισόποση και ταυτόχρονη κίνηση αυτών. Το πλάτος τους ανέρχεται σε :

$$\mathbf{M = 60mm \quad (3)}$$

Ενώ μεταξύ του μηχανισμού αυτού και του τοιχώματος του αυτόματου κιβωτίου παρεμβάλλεται ελατήριο μήκους **600mm**. Στην πραγματικότητα όμως αφού παραπάνω έχουμε θέσει την μετακίνηση της τροχαλίας στα 400mm, θα λάβουμε τώρα υπ, όψιν το μήκος του συσπειρωμένου ελατηρίου που είναι :

$$\mathbf{K = 200mm}$$

Πρέπει τώρα να υπολογίσουμε την απόσταση **J**. Θα αναφέρουμε εδώ πως οι υπολογισμοί που κάνουμε για το μήκος της ατράκτου μιας τροχαλίας θα ισχύει και για τις υπόλοιπες τροχαλίες. Έτσι η απόσταση κάθε τροχαλίας από την άκρη (τοίχωμα) του αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων είναι ίδια για όλες τις τροχαλίες (ανάλογα με την κατεύθυνση) και ίση με **K + L + M**, όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.1. Έτσι έχουμε :

$$\mathbf{j = K + L + M + \Theta - B}$$

Η απόσταση  $\Theta$  είναι ίση με την αύξηση του μήκους των τροχαλιών που εφαρμόσαμε ώστε να πατά σωστά ο ιμάντας, δηλαδή  $448 - 400 = 48\text{mm}$ . Στην απόσταση αυτή πρέπει να προσθέσουμε το μήκος των δύο προστατευτικών δακτυλιών  $2 \times 20\text{mm}$ . Τελικά η απόσταση  $\Theta$  ανέρχεται σε :

$$\mathbf{\Theta = 88mm.}$$

Έτσι η απόσταση **J** ανέρχεται σε :

$$\mathbf{J = K + L + M + \Theta - B}$$

$$\mathbf{J = 200 + 400 + 60 + 88 - 488}$$

$$\mathbf{J = 260mm}$$



Έτσι η απόσταση από το ένα τοίχωμα του κιβωτίου εως το άλλο είναι :

$$A = K + L + M + J + B$$

$$A = 200 + 400 + 60 + 260 + 488$$

$$A = 1408\text{mm}$$

Με τον τρόπο που είναι σχεδιασμένο το κιβώτιο ταχυτήτων, η μέγιστη καταπόνηση της ατράκτου συμβαίνει όταν το κιβώτιο βρίσκεται στην αρχική σχέση μετάδοσης. Η αιτία είναι η εξής:

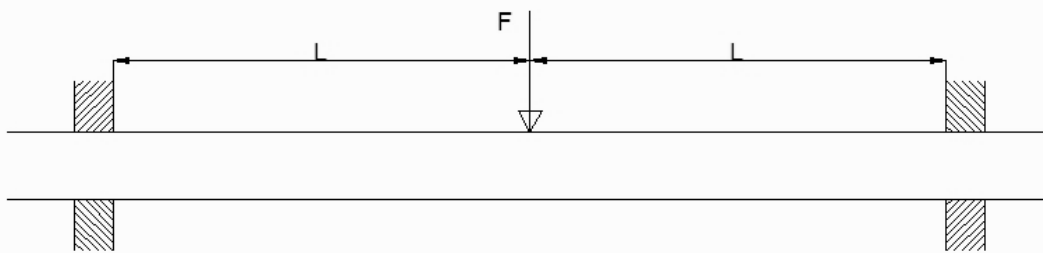
Έστω ότι ο κινητήρας για κάθε σχέση μετάδοσης αποδίδει την μέγιστη ισχύ του στις μέγιστες στροφές λειτουργίας. Η ροπή στρέψης για κάθε σχέση μετάδοσης είναι ίση με την μέγιστη ισχύ :

$$M_t = 71620N/n$$

Όπου N : η ισχύς του κινητήρα σε HP

n : οι στροφές της ατράκτου σε RPM

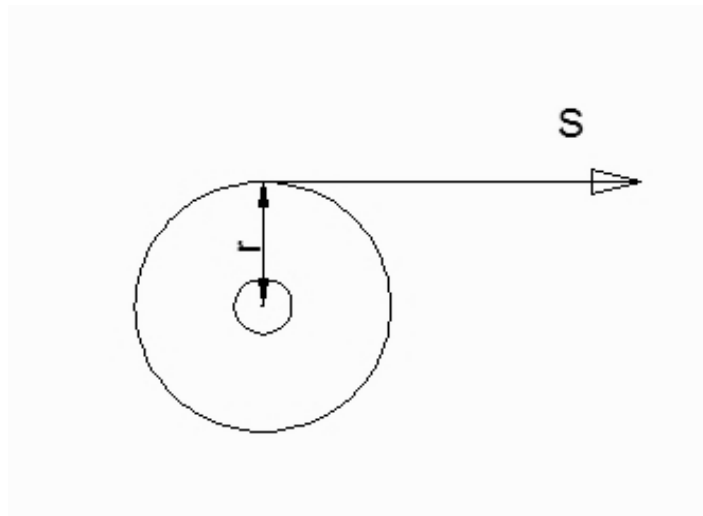
Η καμπτική ροπή που καταπονεί την άτρακτο μεταβάλλεται και εξαρτάται από την δύναμη F και την απόσταση L όπως φαίνεται στο σχήμα 4.2



**Σχ. 4.2** : Φόρτιση ατράκτου

Η απόσταση  $L$  στο κιβώτιο ταχυτήτων είναι πάντα σταθερή λόγω του σχεδιασμού του και των μηχανισμών που δεν επιτρέπουν στον ιμάντα να αλλάξει θέση. Υπενθυμίζουμε πως τα εξαρτήματα που αλλάζουν θέση στην αλλαγή σχέσης μετάδοσης είναι οι τροχαλίες και όχι ο ιμάντας. Έτσι η δύναμη  $F$  εφαρμόζεται πάντα στην άτρακτο στο μέσο της απόστασης των τοιχωμάτων του αυτομάτου κιβωτίου ταχυτήτων που είναι και το σημείο μέγιστης καταπόνησης της άτρακτου όπως φαίνεται στο σχήμα.

Αφού το σημείο εφαρμογής της δύναμης και η διεύθυνσή της δεν αλλάζουν, το μόνο που μεταβάλλεται είναι το μέτρο της δύναμης. Το μέτρο της δύναμης εξαρτάται από δύο παράγοντες, από ένα ζεύγος δυνάμεων  $T_1, T_2$ , που οφείλεται στην τάνυση του ιμάντα και από μία μεταβαλλόμενη δύναμη  $S$  που εξαρτάται από την ενεργό διάμετρο της τροχαλίας, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 4.3)



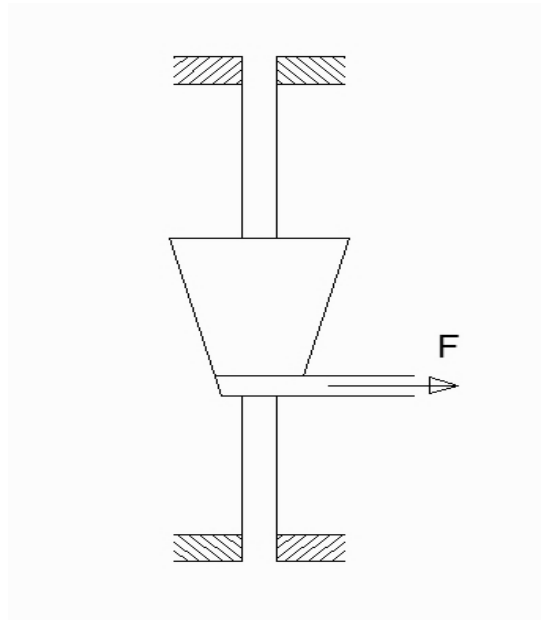
**Σχ. 4.3** : Δύναμη σε τροχαλία

Έστω ότι η μέγιστη ροπή στρέψης είναι  $M_T$ . Έχουμε έτσι την σχέση:

$$M_T = r \cdot S$$

Δηλαδή : όσο μικρότερη είναι η ενεργός ακτίνα  $r$ , τόσο μεγαλύτερη είναι η δύναμη  $S$ .

Η μικρότερη ενεργός ακτίνα συμβαίνει όταν το κιβώτιο ταχυτήτων βρίσκεται στην αρχική σχέση μετάδοσης. (σχ. 4.4)



**Σχ. 4.4 :** Αρχική σχέση μετάδοσης

Έτσι η άτρακτος θα μελετηθεί στην αρχική σχέση μετάδοσης, και αν αντέχει το σύστημα σε αυτή τη σχέση μετάδοσης τότε θα αντέχει και στις άλλες σχέσεις μετάδοσης, δηλ:

$$\mathbf{F = S + 2xT}$$

1. Η τροχαλία είναι στερεωμένη στον άξονα με τέτοιο τρόπο ώστε να περιστρέφεται με τις στροφές του άξονα:

$$\mathbf{n = 1750RPM}$$

3. Ροπή στρέψης στον άξονα:

Η ισχύς που μεταδίδεται στον άξονα αν δεν υπάρχουν απώλειες είναι ίση με την ισχύ του κινητήρα N.

Έτσι η ροπή στρέψης είναι :

$$\mathbf{M_t = 71620N/n}$$

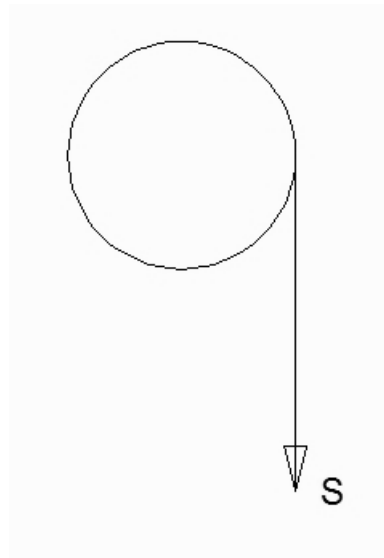
$$\mathbf{M_t = 71620 \times 136 / 1750}$$

$$\mathbf{M_t = 5566 \text{ kp} \times \text{cm} = 556600 \text{ N} \times \text{mm}}$$

#### **Δυνάμεις των ιμάντων:**

Οι δυνάμεις με τις οποίες τανύζονται οι ιμάντες ονομάζονται τάσεις. Κάθε κλάδος του ιμάντα έχει διαφορετική δύναμη. Ο έλκων κλάδος του ιμάντα έχει πάντοτε μεγαλύτερη δύναμη από τον άλλον κλάδο της επιστροφής, ο οποίος πολλές φορές μπορεί να έχει μηδενική δύναμη. Οι δύο κλάδοι του ιμάντα είναι παράλληλοι όπως αυτό εξασφαλίζεται από τους τροχούς τάσης :

Υπολογισμός τάσης από την στρεπτική ροπή  $M_t$ . (σχ. 4.5)



**Σχ. 4.5 :** Υπολογισμός Τάσης S

$$M_T = r \cdot S$$

$$S = M_T / r$$

$$S = 556600/76$$

$$S = 7323N$$

Ξέρουμε όμως ότι σε κάθε ιμαντοκίνηση δεν υπάρχει τάση μόνο στον έλκοντα κλάδο αλλά και στον ελκόμενο (σχ. 4.6). Ο λόγος των τάσεων αυτών είναι:

$$T_1/T_2 = e^{\mu\alpha}$$

Όπου:

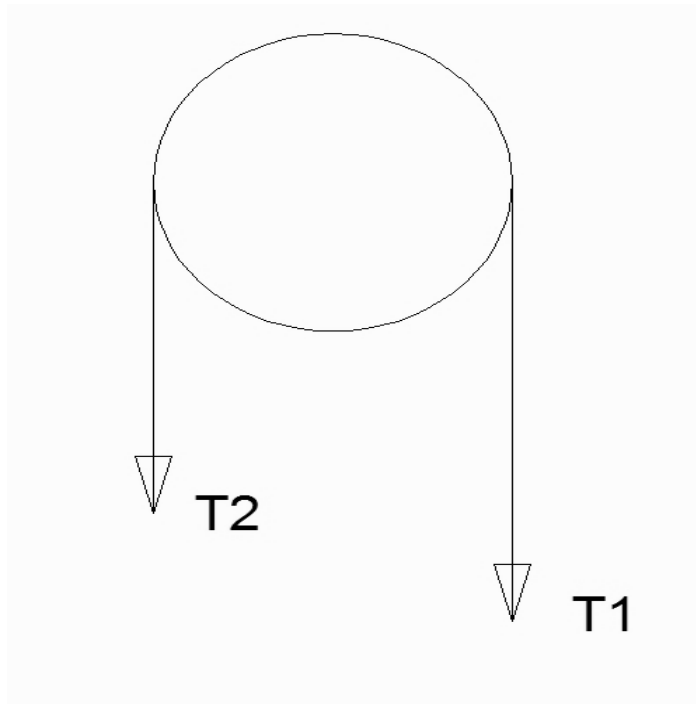
$T_1$  : Τάση στον έλκοντα κλάδο (N)

$T_2$  : Τάση στον ελκόμενο κλάδο (N)

$e$  : βάση των νεπερίων λογαρίθμων

$\mu$  : συντελεστής τριβής μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας

$\alpha$  : γωνία τύλιξης ιμάντα σε rad



**Σχ. 4.6 :** Τάσεις ιμάντα

Αυτό σημαίνει ότι η διαφορά των τάσεων  $T_1$  και  $T_2$  είναι ίση με  $S$ . Για να ισχύουν αυτά που περιγράψαμε πιο πάνω, δηλ. η στρεπτική ροπή να είναι ίση με  $556600\text{Nmm}$  τότε η  $T_1$  πρέπει να είναι μεγαλύτερη της  $T_2$  κατά  $S = 7323\text{N}$ . Έτσι έχουμε δύο εξισώσεις:

$$T_1/T_2 = e^{\mu\alpha} \quad (1)$$

$$T_1 = T_2 + S \quad (2)$$

Έτσι παίρνουμε τελικά:

$$(T_2 + S) / T_2 = e^{\mu\alpha}$$

Η γωνία τύλιξης του ιμάντα στην τροχαλία είναι πάντα  $\alpha = 180^\circ = 3,14\text{rad}$

Ενώ ο συντελεστής τριβής είναι  $\mu = 0,7$  καθώς θα χρησιμοποιήσουμε ιμάντα με επιφάνεια από ελαστικό. Έτσι έχουμε:

$$(T_2 + S) / T_2 = e^{\mu\alpha}$$

$$T_2 + S = T_2 e^{\mu\alpha}$$

$$T_2 (e^{\mu\alpha} - 1) = S$$

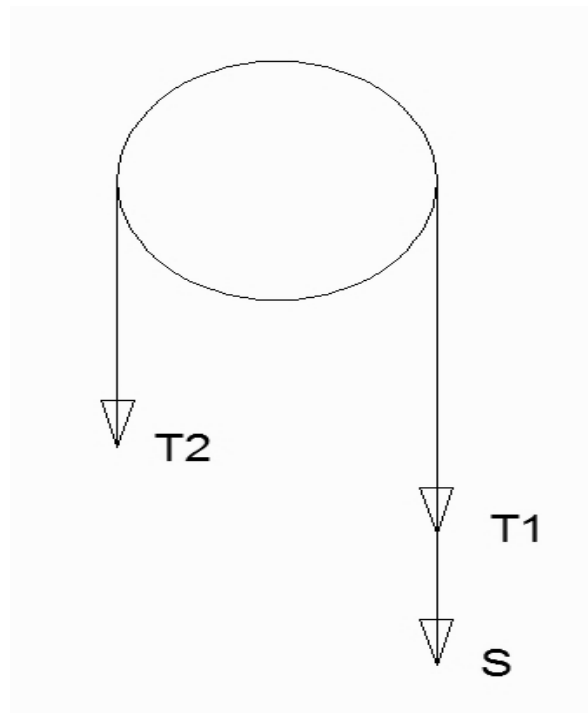
$$T_2 = S / (e^{\mu\alpha} - 1)$$

$$T_2 = 814\text{N}$$

Έτσι η συνολική δύναμη  $F$  που καταπονεί την άτρακτο στο σημείο αυτό είναι (σχ. 4.7):

$$F = 2 \times T_2 + S$$

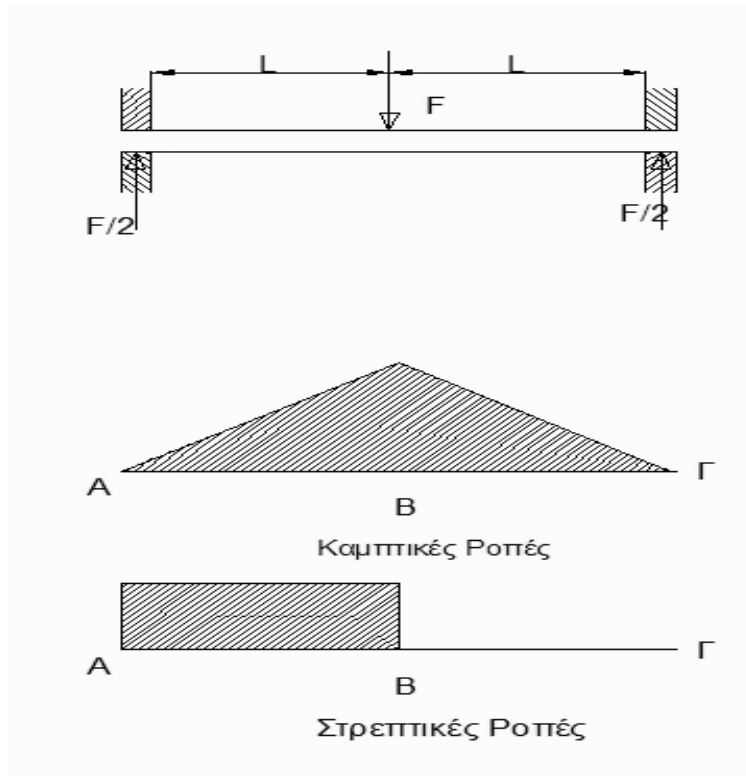
$$F = 8951\text{ N}$$



Σχ. 4.7 : Συνολική Δύναμη

### Διαγράμματα καμπτικών και στρεπτικών ροπών:

Στο παρακάτω σχήμα (Σχ. 4.8) παρουσιάζουμε τον άξονα ΑΓ με τις φορτίσεις που δέχεται και πιο κάτω, ευθυγραμμισμένα κατά τον οριζόντιο άξονα παρουσιάζουμε τα διαγράμματα των καμπτικών και στρεπτικών ροπών.



Σχ. 4.8 : Φορτίσεις – εσωτερικές αντιδράσεις άξονα

- Υπολογισμός ροπών κάμψης:

Θέση Α :  $M_A = 0$

Θέση Γ :  $M_\Gamma = 0$

Θέση Β :  $M_B = F \cdot L = F \cdot A/2 = 5016888 \text{ Nmm}$

Από τον Πίνακα 1 με τα δυναμικά χαρακτηριστικά των χαλύβων βρίσκουμε τις οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για τον χάλυβα St42 για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, ήτοι:

- Για κάμψη:

$$\sigma_{bs} = 360\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{bsch} = 360\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{bw} = 220\text{N/mm}^2$$

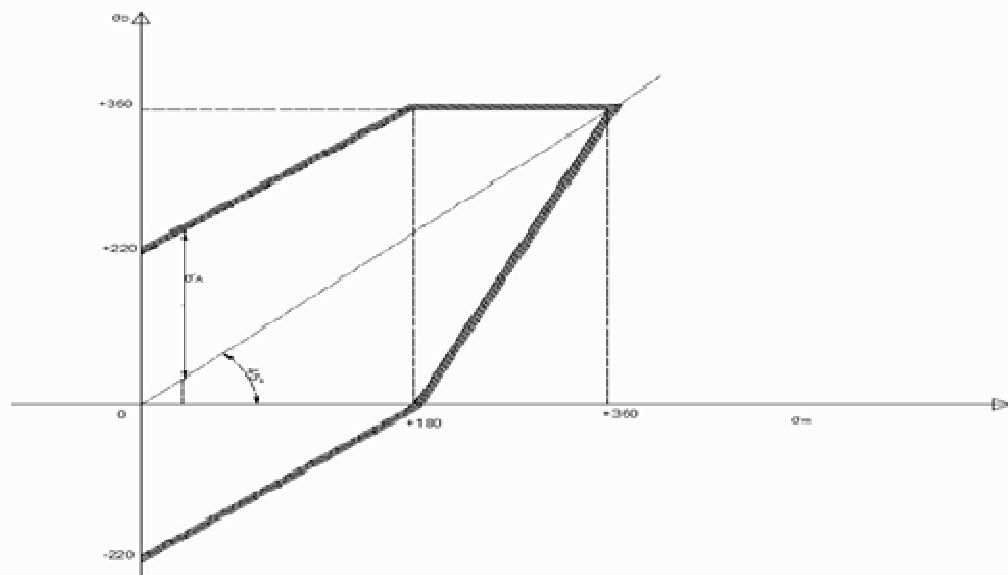
- Για στρέψη:

$$\tau_s = 180\text{N/mm}^2$$

$$\tau_{sch} = 180\text{N/mm}^2$$

$$\tau_w = 150\text{N/mm}^2$$

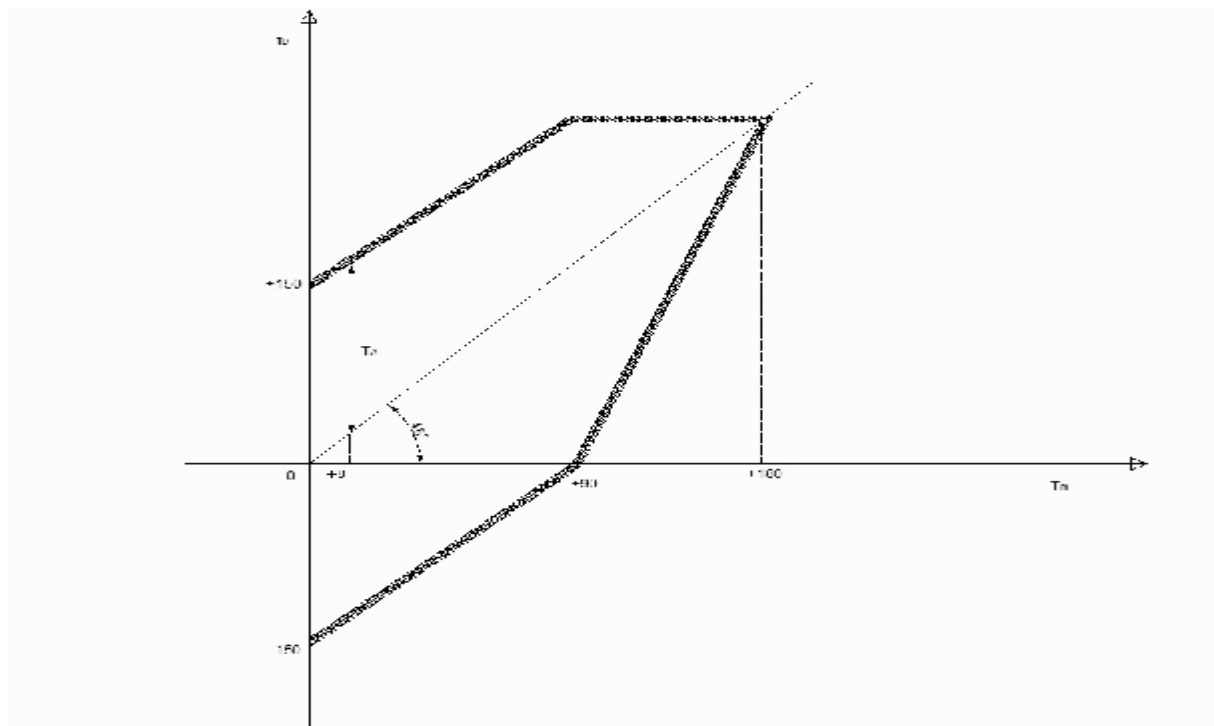
Στη συνέχεια σχεδιάζουμε τα διαγράμματα “Smith” για κάμψη και στρέψη χρησιμοποιώντας κατάλληλη κλίμακα, με βάση τις παραπάνω τιμές. Η τήρηση ακριβούς κλίμακας βοηθά στον γραφικό υπολογισμό των τάσεων αντοχής σε δυναμική καταπόνηση



**Σχ. 4.10:** Διάγραμμα Smith κάμψης για χάλυβα St42  $1\text{cm}=100\text{N/mm}^2$

Συγκεκριμένα στο Σχήμα 4.10 φαίνεται το διάγραμμα “Smith” για κάμψη ενώ στο σχήμα 4.11 το αντίστοιχο διάγραμμα για στρέψη.





Σχ. 4.11: Διάγραμμα Smith στρέψης για χάλυβα St 42  $1\text{cm}=50\text{N/mm}^2$

### Επιτρεπόμενες τάσεις

Από πίνακες της βιβλιογραφίας βρίσκουμε τις επιτρεπόμενες τάσεις σε κάμψη και στρέψη για την περίπτωση δυναμικής καταπόνησης ατράκτων. Τέτοιοι πίνακες υπάρχουν στην σελίδα 200 του βιβλίου Ι. Κ. Στεργίου “Στοιχεία Μηχανών Ι” και στην σελ. 185 των σημειώσεων Ι. Γεωργουδάκη “Στοιχεία Μηχανών Ι”

#### Υλικό St42

- Για κάμψη  $\sigma_{b,επ} = 40\text{N/mm}^2$  ή  $\sigma_{b,επ} = 400\text{Kp/cm}^2$
- Για στρέψη  $\tau_{επ} = 20\text{N/mm}^2$  ή  $\tau_{επ} = 200\text{Kp/cm}^2$

$$\alpha_0 = 220 / \sqrt{(3)} 180 = 0,706$$

### Υπολογισμός προσωρινής διαμέτρου

Ο υπολογισμός της προσωρινής διαμέτρου των ατράκτων θα γίνει με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις. Στη συνέχεια θα ελεγχθούν σε δυναμική καταπόνηση, λαμβάνοντας υπόψη την επίδραση της μορφής του υλικού, δηλαδή την τραχύτητα, το μέγεθος, τις εγκοπές κτλ, οπότε και θα οριστικοποιηθεί η διάμετρος.

Η άτρακτος έχει διάμετρο  $D$  και καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Η μέγιστη

καμπτική ροπή βρίσκεται στο κέντρο της ατράκτου με τιμή  $M_b=5016888\text{Nmm}$  ενώ η στρεπτική ροπή είναι σταθερή κατά μήκος της ατράκτου, με τιμή  $M_t=556600\text{Nmm}$

Ακόμη έχουμε αναφέρει σε προηγούμενο κεφάλαιο ότι οι άτρακτοι θα έχουν εγκοπές κατά μήκος τους που θα επιτρέπουν στην τροχαλία να κινείται κατά μήκος του άξονα αλλά να μην επιτρέπουν στην τροχαλία και την άτρακτο να περιστρέφονται ανεξάρτητα.

Έτσι για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο παρακάτω τύπος της ισοδύναμης ροπής  $M_r$ .

$$M_r = \sqrt{(Mb^2 + 0.75(aMt)^2)}$$

$$M_r = \sqrt{(5016888^2 + 0,75(0,706 * 566,6)^2)}$$

$$M_r = 5028419\text{Nmm}$$

Η διάμετρος υπολογίζεται με την εφαρμογή του τύπου :

$$D_1 = 2,17^3 \sqrt{(M_r / \sigma b \epsilon \pi)}$$

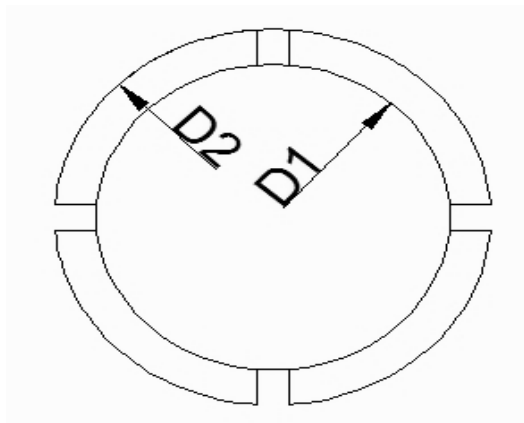
$$D_1 = 2,17^3 \sqrt{(5.028.419 / 40)}$$

$$D_1 = 108,7\text{mm}$$

Έχουμε αναφέρει προηγουμένως ότι περιμετρικά της ατράκτου υπάρχουν σφηνόδρομοι (σχ. 4.12) μέσα στους οποίους θα ολισθαίνει η τροχαλία κατά μήκος της ατράκτου. Η παρουσία των σφηνοδρόμων εξασθενεί την διατομή την ατράκτου και αυτό θα πρέπει να ληφθεί υπ' όψη κατά τους κανονισμούς. Για την εξασφάλιση της αντοχής, οι κανονισμοί επιβάλλουν να αυξάνεται η διάμετρος κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Στην περίπτωση που μελετούμε θα έχουμε αντιδιαμετρικά σφηνόδρομους, επομένως η διάμετρος θα αυξηθεί κατά το διπλάσιο του βάθους του σφηνοδρόμου:

$$D_2 = D_1 + 2x5,5$$

$$D_2 = 120\text{mm}$$



**Σχ. 412 :** Σφηνόδρομοι

**Υπολογισμός τάσεων:**

Το δυσμενέστερο σημείο της ατράκτου βρίσκεται στο μέσο της. Στην θέση αυτή θα ελέγξουμε την άτρακτο σε δυναμική καταπόνηση.

Η τάση λόγω κάμψης υπολογίζεται με βάση την ροπή κάμψης  $M_b$  και την ροπή αντίστασης σε κάμψη  $W_b$ . Ο τύπος που εφαρμόζουμε είναι ο εξής :

$$\sigma_b = M_b / W_b$$

Επίσης γνωρίζουμε ότι για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει:

$$W_b = 0,1D_1^3$$

έτσι:

$$\sigma_b = M_b / 0,1D_1^3$$

$$\sigma_b = 5.016.888 / 0.1 \times 120^3$$

$$\sigma_b = 29 \text{ N /mm}^2$$

**Τάση στρέψης**

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης  $M_t$  και την ροπή αντίστασης σε στρέψη  $W_t$ , εφαρμόζοντας τον τύπο :

$$\tau = M_t / W_t$$

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει :  $W_t = 0,2xd^3$

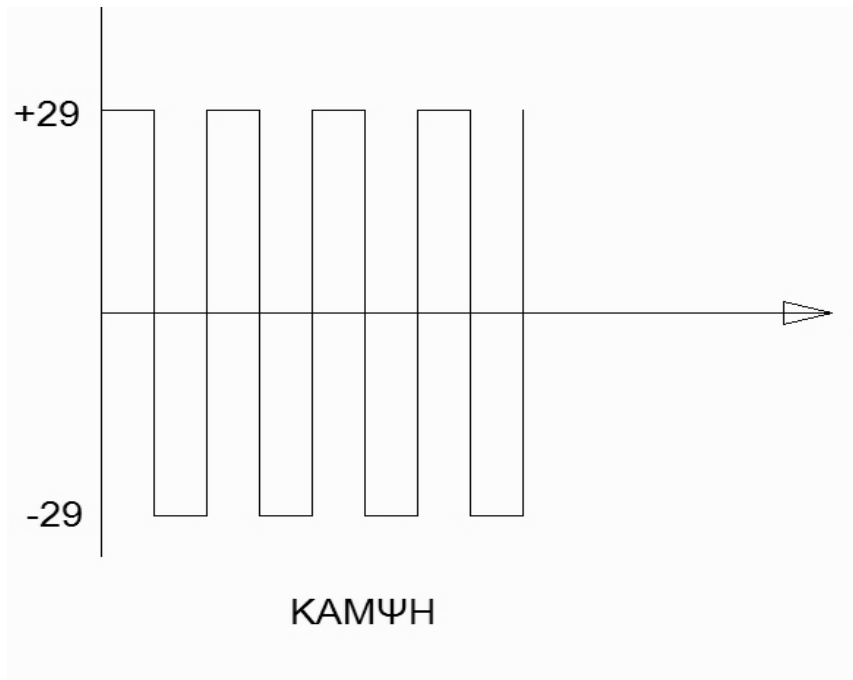
Έτσι έχουμε :

$$\tau = 556600 / 0,2 \times 109^3$$

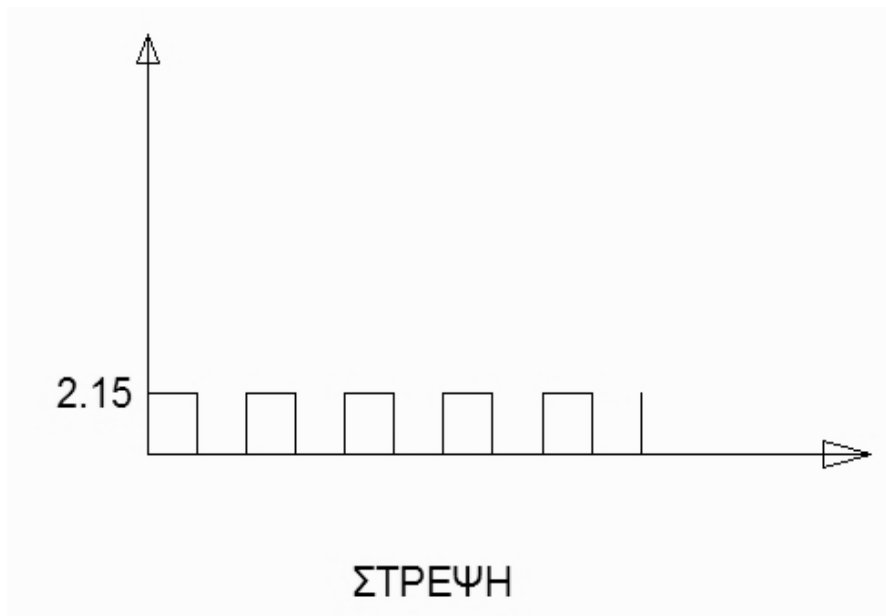
$$\tau = 2,15 \text{ N /mm}^2$$

## Μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

Γνωρίζουμε ότι η κάμψη της ατράκτου είναι εναλλασσόμενη ενώ η στρέψη είναι επαναλαμβανόμενη, επομένως σχεδιάζουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση(σχ. 4.13 και 4.14):



Σχ. 4.13 : Μεταβολή κάμψης



Σχ.4.14: Μεταβολή στρέψης

- Για εναλλασσόμενη κάμψη έχουμε :

$$\text{Μέση τάση : } \sigma_{bm} = 0$$

$$\text{Πλάτος τάσης : } \sigma_{ba} = 2,5 \text{ N/mm}^2$$

- Για επαναλαμβανόμενη τάση στρέψης :

$$\text{Μέση τάση : } \tau_m = 1,08 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Πλάτος τάσης : } \tau_a = 1,08 \text{ N/mm}^2$$

### Συντελεστές μείωσης δυναμικής διαστολής

**α. Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης  $\alpha_{ob}$  και  $\alpha_{ot}$ .**

Για μέση τραχύτητα  $R=6$  έως  $8\mu$  και  $\sigma_B = 420 \text{ N/mm}^2$  από το διάγραμμα του σχήματος 10 (σελ. 40, βιβλίο : σημειώσεις – στοιχεία μηχανών I) προκύπτει ο συντελεστής  $\alpha_{ob}$  για κάμψη, ενώ ο συντελεστής  $\alpha_{ot}$  για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή κάμψης. Το  $\sigma_B$  είναι το όριο θραύσης του χάλυβα St42 το οποίο χρησιμοποιούμε στην κατασκευή και δίδεται στην πρώτη στήλη του πίνακα 1 στη σ. 39 του ίδιου συγγράμματος.

$$\text{Κάμψη : } \alpha_{ob} = 0,92$$

$$\text{Στρέψη : } \alpha_{ot} = 0,575 \alpha_{ob} + 0,425 = 0,95$$

**β. Συντελεστής μεγέθους  $\alpha_{gb}$  και  $\alpha_{gt}$**

Από το διάγραμμα του σχ. 11 σ. 41 του ίδιου συγγράμματος και για διάμετρο άξονα  $d_1=120\text{mm}$  προκύπτει:

$$\text{Κάμψη : } \alpha_{gb} = 0,60$$

$$\text{Στρέψη : } \alpha_{gt} = 0,73$$

**Τιμές δυναμικής αντοχής  $\sigma_{aG}$  και  $\tau_{aG}$ .**

Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης απόκλισης απαιτείται να βρεθούν οι επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής  $\sigma_{aG}$  και  $\tau_{aG}$ . Οι τιμές αυτές είναι οριακές τιμές και προκύπτουν για κάθε είδος καταπόνησης με βάση τη δυναμική αντοχή  $\sigma_a$  και  $\tau_a$  του διαγράμματος Smith αντίστοιχα ως εξής :

Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται :  $\sigma_{\alpha}=\sigma_v$  ΚΑΙ  $\tau_{\alpha}=\tau_w$

Για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται :  $\sigma_{\alpha}=\sigma_{sch}/2$  ΚΑΙ  $\tau_{\alpha}=\tau_{sch}/2$

Για στατική καταπόνηση τίθεται :  $\sigma_{\alpha}=\sigma_s$  ΚΑΙ  $\tau_{\alpha}=\tau_{\lambda}$

Στη συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών  $\sigma_{\alpha G}$  και  $\tau_{\alpha G}$  λαμβάνονται υπ' όψιν οι συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής. Έτσι :  
Σύμφωνα με τα ανωτέρω, η τιμή  $\sigma_{\alpha G}$  υπολογίζεται για  $\sigma_{\alpha}=\sigma_{bw} = 220 \text{ N/mm}^2$  από τον τύπο :

$$\sigma_{\alpha G}=\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb} \cdot \sigma_{\alpha} = 0,92 \cdot 0,6 \cdot 220 = 121,44 \text{ N/mm}^2$$

Κατά τον ίδιο τρόπο η επιτρεπόμενη τιμή  $\tau_{\alpha G}$  υπολογίζεται για  $\tau_{\alpha}=\tau_{sch}/2 = 180/2 = 90 \text{ N/mm}^2$  από τον τύπο :

$$\tau_{\alpha G}=\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt} \cdot \tau_{\alpha} = 0,95 \cdot 0,73 \cdot 90 = 62,4 \text{ N/mm}^2$$

#### Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων:

Επειδή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των ισοδύναμων τάσεων, δηλαδή της ισοδύναμης μέσης τάσης  $\sigma_{vm}$  και της ισοδύναμης τάσης απόκλισης  $\sigma_{va}$  με εφαρμογή των τύπων :

Ισοδύναμη μέση τάση: 
$$\sigma_{vm} = \sqrt{((\sigma_{bm})^2 + (\sigma_{bg} / \tau_s)^2 * \tau_m^2)}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(0 + (360/180)^2 * 1.08^2)}$$

$$\sigma_{vm} = 2,16 \text{ N/mm}^2$$

Ισοδύναμη τάση απόκλισης: 
$$\sigma_{va} = \sqrt{((\sigma_{ba})^2 + (s_{ag} / t_{ag})^2 * \tau_a^2)}$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{(29 + (121.44 / 62.4)^2 * 1.08^2)}$$

$$\sigma_{va} = 29,1 \text{ N/mm}^2$$

#### Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα Smith για κάμψη και για μέση τάση  $\sigma_{vm} = 2,16 \text{ N/mm}^2$  βρίσκω την

δυναμική αντοχή :  $\sigma_A' = 216 \text{ N/mm}^2$  . Στη συνέχεια η τιμή  $\sigma_A'$  μειώνεται με τους συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή  $\sigma_{NA}'$  της δυναμικής αντοχής της ατράκτου σε σύνθετη καταπόνηση, η οποία είναι :

$$\sigma_{NA}' = (\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}) / \beta_{kb} = (0,92 \cdot 0,6) / 1 = 119,2 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού υπολογίζεται ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας της ατράκτου με την σχέση :

$$N = \sigma_{NA}' / \sigma_{va} = 119,2 / 29,1 = 4,1$$

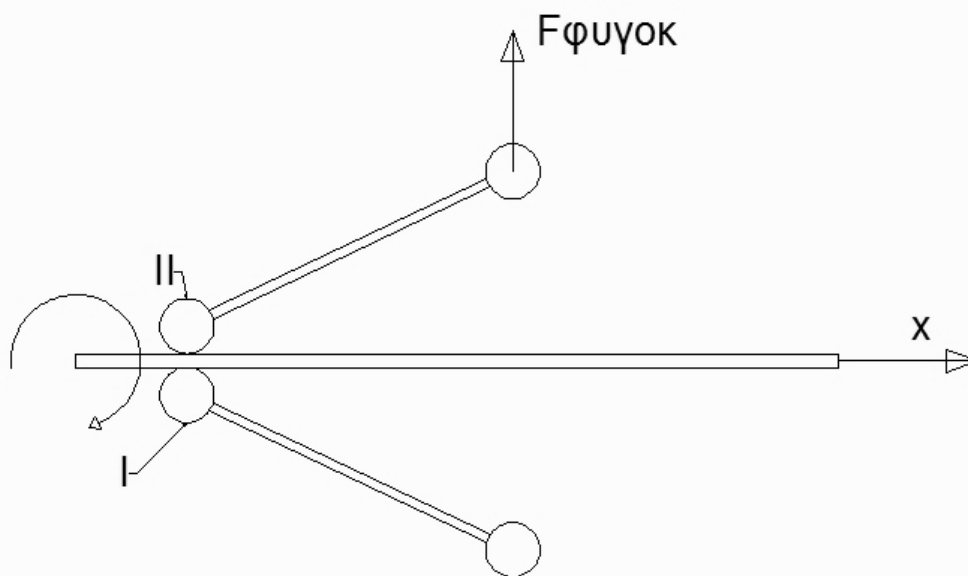
Για τις συνήθεις περιπτώσεις ατράκτων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται 2 έως 3 . Άρα η ευρεθείσα τιμή  $N=4,1$  είναι πλήρως ικανοποιητική. Επομένως η τιμή της διαμέτρου της ατράκτου που υπολογίσαμε είναι οριστική αφού εξασφαλίζει την αντοχή σε δυναμική καταπόνηση.

## 5. Λειτουργικοί υπολογισμοί

### 5.1 Μηχανισμός και τρόπος λειτουργίας αλλαγής της σχέσης μετάδοσης

Σε προηγούμενο κεφάλαιο έχουμε αναφέρει την αρχή λειτουργίας του μηχανισμού αυτού. Έτσι σε αυτό το κεφάλαιο θα εμβαθύνουμε στην μελέτη, τον υπολογισμό και τη διαστασιοποίηση του μηχανισμού αυτού. Το κεφάλαιο αυτό είναι άμεσα συνδεδεμένο με το κεφάλαιο των ελατηρίων και του αποσβεστήρα. Θα ξεκινήσουμε με ένα παράδειγμα και θα καταλήξουμε σε συγκεκριμένα συμπεράσματα που ισχύουν στην περίπτωση του αναλογικού κιβωτίου ταχυτήτων.

Έστω ότι το σύστημα κινείται με τη μέγιστη γωνιακή ταχύτητα γύρω από τον άξονα  $x$ , τότε η μόνη δύναμη που ενεργεί στο σύστημά μας είναι η φυγόκεντρος δύναμη, η οποία θα μετακινεί τις σφαίρες έτσι ώστε να απομακρύνονται η μία από την άλλη, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.1

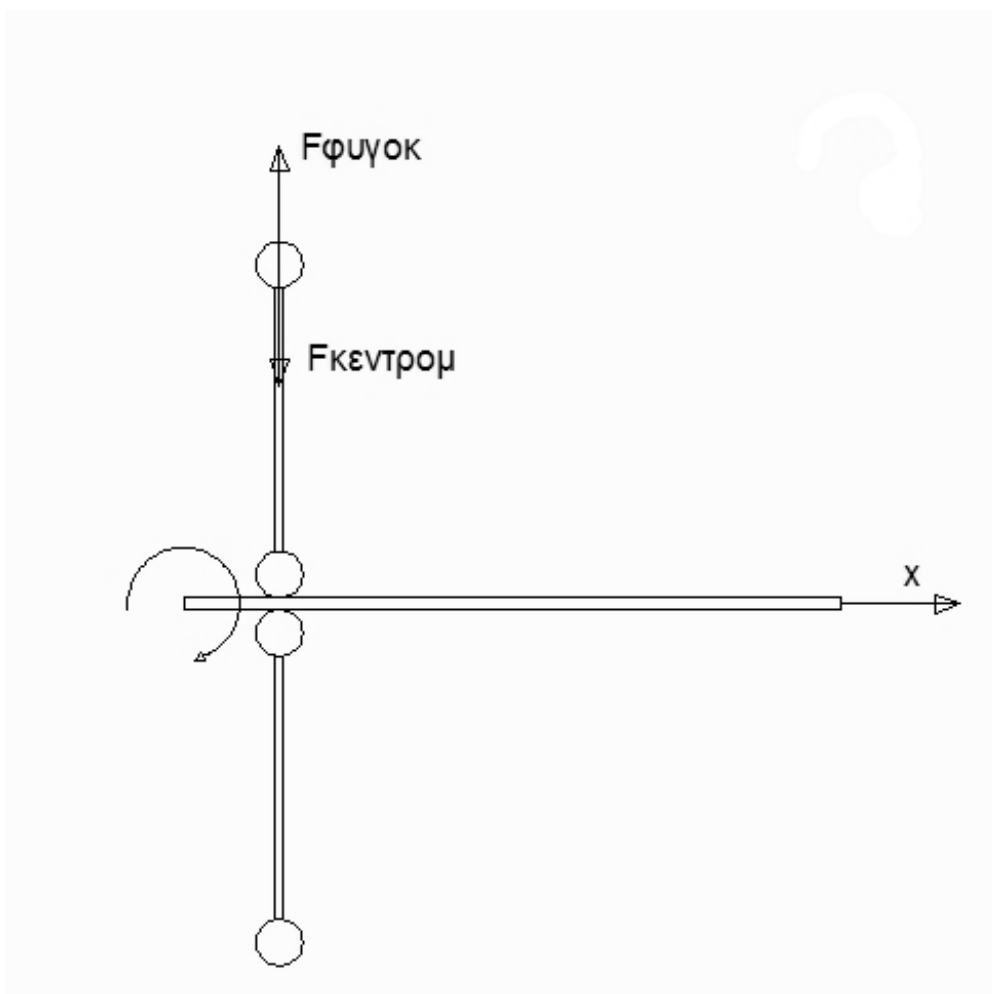


Σχ. 5.1 : Η φυγόκεντρος δύναμη

Το βάρος των σφαιριδίων δεν υπολογίζεται στην μελέτη, καθώς το βάρος του ενός σφαιριδίου εξουδετερώνεται από το βάρος του άλλου, λόγω κατασκευής. Πιο αναλυτικά, τα γρανάζια I και II είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους έτσι ώστε αν το ένα μετακινηθεί δεξιόστροφα το άλλο να μετακινηθεί κατά την ίδια απόσταση αριστερόστροφα και κατά συνέπεια αν η μία σφαίρα μετακινηθεί προς τα πάνω, η άλλη θα μετακινηθεί ισόποσα προς τα κάτω. Επομένως το βάρος της μίας σφαίρας εξουδετερώνει το βάρος της άλλης. Ο αριθμός των σφαιρών θα είναι μεγαλύτερος από 2 αλλά τα βάρη τους θα αλληλοεξουδετερώνονται κατά ζεύγη.

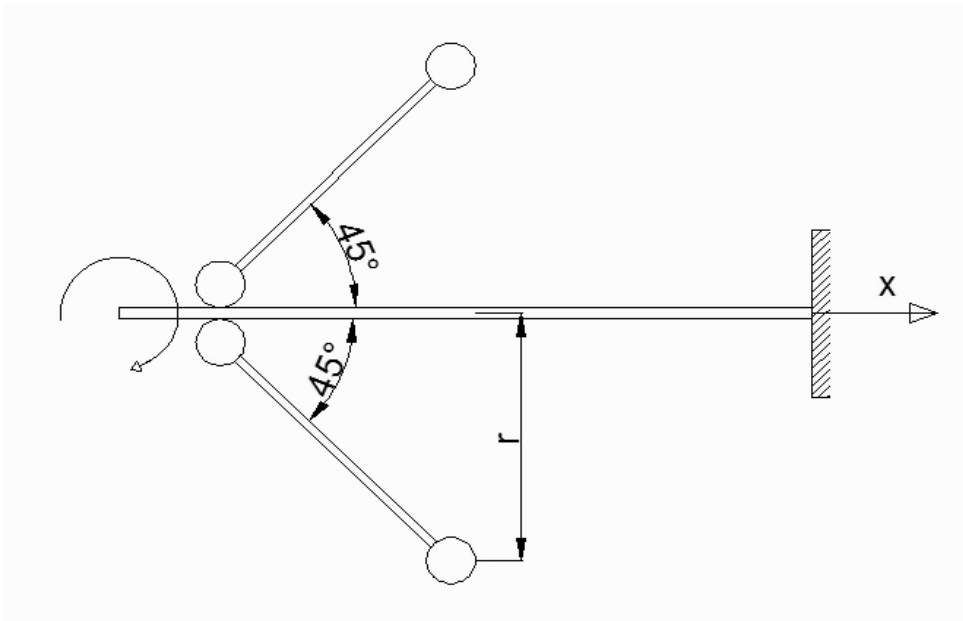


Καθώς το βάρος δεν ενεργεί στην κατασκευή, καμία άλλη δύναμη δεν εμποδίζει την απομάκρυνση των σφαιριδίων και αυτά θα στραφούν στην θέση που φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 5.2



**Σχ. 5.2 :** Οι σφαίρες στραμμένες

Στο σχήμα αυτό έχουμε παρεμβάλλει έναν οδοντωτό κανόνα ο οποίος κινείται προς τα δεξιά ή προς τα αριστερά ανάλογα με την κίνηση των σφαιριδίων. Οι δύο σφαίρες έχουν φτάσει μέχρι το ακραίο σημείο που μπορούν να φτάσουν και ξεκινά η ομαλή κυκλική κίνηση καθώς έχουμε σταθερή ακτίνα και γωνιακή ταχύτητα. Εμείς όμως θέλουμε οι σφαίρες να μην μπορούν να φτάσουν μέχρι αυτό το σημείο. Το σύστημα θα εμποδίζεται στην θέση που δείχνει το ακόλουθο σχήμα 5.3, στο οποίο η γωνία κάθε προβόλου της κάθε σφαίρας θα σχηματίσει γωνία  $45^\circ$  με τον άξονα X.



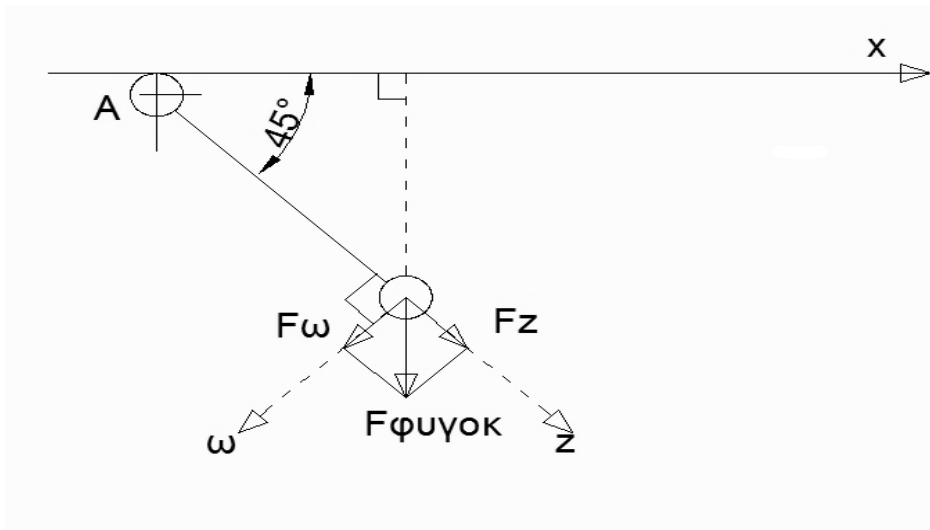
**Σχ. 5.3 :** Οι σφαίρες υπό γωνία 45°

Στο σχήμα αυτό το όριο - “τοίχος” που εμφανίζεται στα δεξιά, εμποδίζει την περαιτέρω κίνηση του οδοντωτού κανόνα στον άξονα των X και με φορά προς τα δεξιά. Επομένως ο κανόνας με την σειρά του εμποδίζει την περαιτέρω κίνηση των σφαιρών, οπότε η γωνία των 45° που φαίνεται στο σχήμα δεν μπορεί να γίνει μεγαλύτερη.

Όμως έστω ότι το σύστημα περιστρέφεται με τη μέγιστη και σταθερή γωνιακή ταχύτητα, και αφού το σύστημα είναι μπλοκαρισμένο ώστε η γωνία να μην υπερβαίνει τις 45° άρα και η ακτίνα r να μην υπερβεί κάποια τιμή, δηλαδή να είναι σταθερή, τότε έχω ομαλή κυκλική κίνηση. Έτσι έχοντας αυτά τα δεδομένα θα κάνω ανάλυση δυνάμεων στο παρακάτω σχήμα. Αξίζει να σημειωθεί ότι αυτό που ισχύει σε μία σφαίρα, θα ισχύει σε όλες τις σφαίρες της συναρμογής.

Έτσι υπάρχει η φυγόκεντρη δύναμη  $F_{\phi}$  , όπως φαίνεται στο σχήμα 5.4.

$$F_{\phi} = m \cdot v^2/r$$



**Σχ. 5.4 :** Η φυγόκεντρος δύναμη

Η δύναμη αυτή αναλύεται σε δύο συνιστώσες  $F_\omega$  και  $F_z$ . Εμείς πρέπει να υπολογίσουμε την δύναμη  $F_\omega$ , η οποία τείνει να μετακινήσει την σφαίρα προς τον άξονα  $\omega$ . Είναι επίσης εμφανές ότι η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της  $F_\phi$  και της  $F_\omega$  είναι  $45^\circ$ . Έτσι η  $F_\omega$  είναι :

$$F_\omega = F_\phi \cdot \cos 45^\circ$$

Τώρα, αφού το σύστημα δεν κινείται στο επίπεδο  $\omega, z$ , υπάρχουν οι εξής συνθήκες ισορροπίας:

$$\sum F_\omega = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum M = 0$$

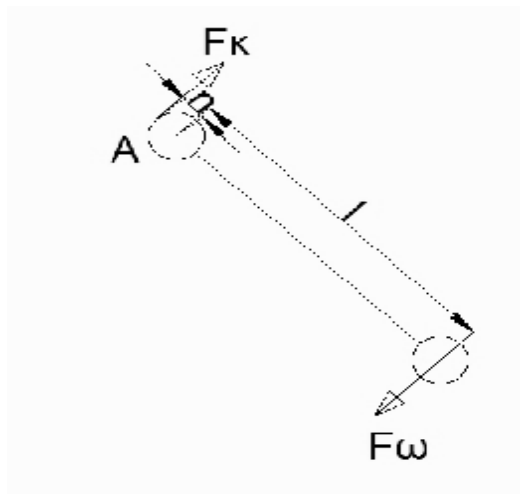
Στο σημείο A είναι το κέντρο του οδοντωτού τροχού και είναι σημείο άρθρωσης του συστήματος, επομένως ισχύει

$$\sum M_A = 0$$

Έτσι, για να υπάρχει ισορροπία στο  $\Sigma$  πρέπει να υπάρχει η δύναμη  $F_\kappa$  όπως φαίνεται στο σχήμα 5.5 και να ισχύει :

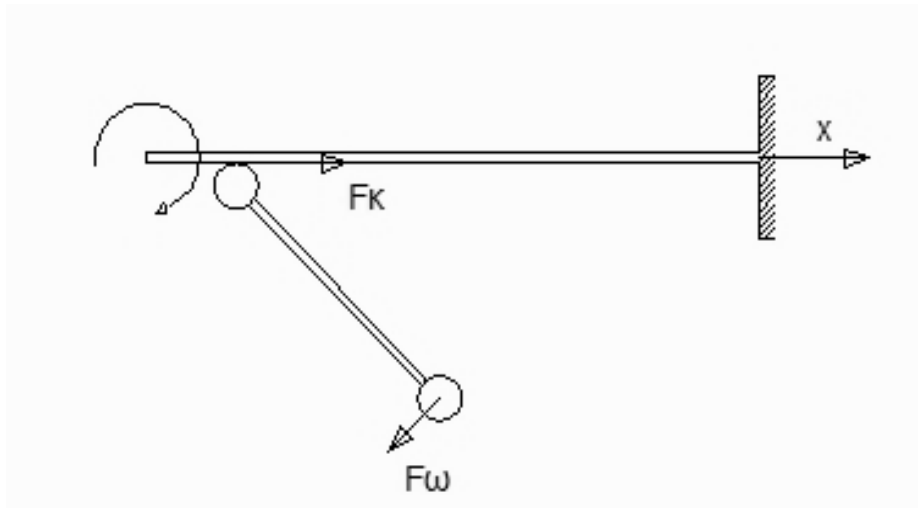
$$l \cdot F_\omega = n \cdot F_\kappa$$

$$F_\kappa = F_\omega \cdot l/n$$



**Σχ. 5.5:** Δύναμη  $F_k$

Στην πραγματικότητα το σημείο εφαρμογής της  $F_k$  είναι αυτό που φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 5.6

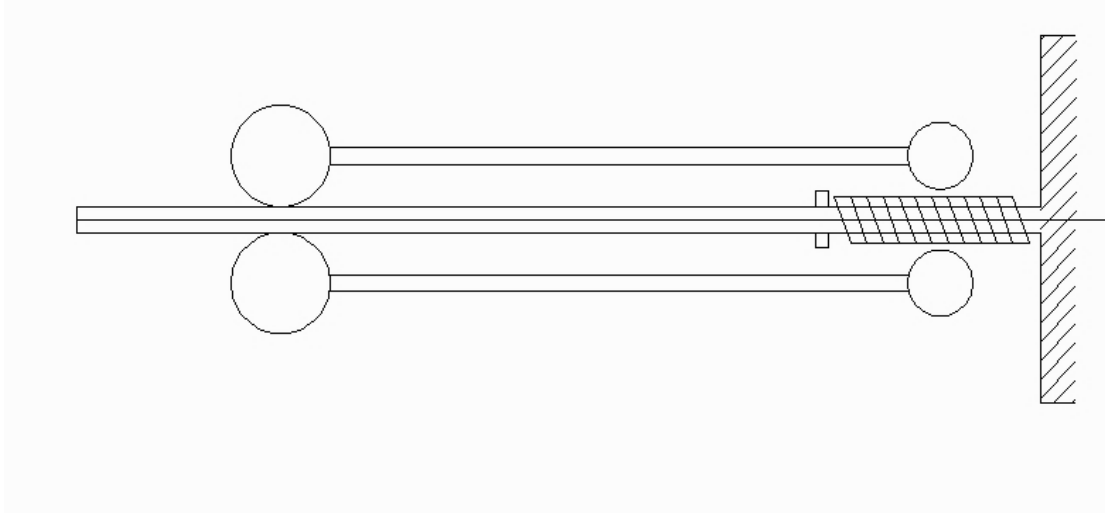


**Σχ. 5.6 :** Σημείο εφαρμογής της  $F_k$

Αυτό συμβαίνει γιατί η δύναμη εφαρμόζεται στο σημείο επαφής του οδοντωτού τροχού με τον οδοντωτό κανόνα. Ισχύουν τα εξής:

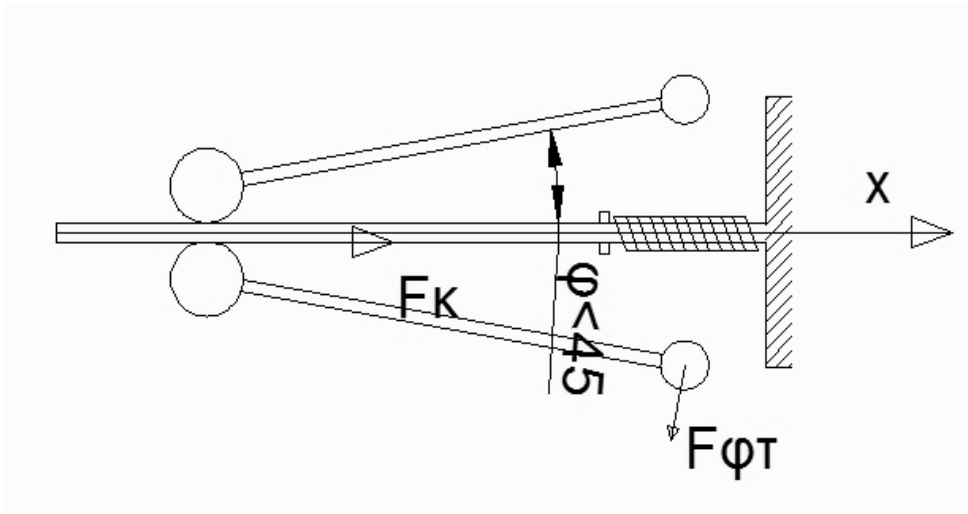
$$F_k = F_w \cdot l/n$$

Ακόμη, αφού ο οδοντωτός τροχός ωθεί τον κανόνα με δύναμη  $F_k$  προς τα δεξιά, σύμφωνα με την αρχή της δράσης – αντίδρασης, ο κανόνας θα ωθεί τον τροχό με ίση δύναμη προς τα δεξιά. Έτσι το σύστημα θα επιστρέφει στην αρχική του θέση όταν η γωνιακή ταχύτητα θα είναι 0. Στη θέση αυτή οι πρόβολοι των σφαιρών θα είναι παράλληλοι , όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα 5.8



**Σχ. 5.8 :** Σφαίρες σε παράλληλη θέση

Στο σχήμα αυτό υπάρχει ελατήριο έτσι ώστε όταν η γωνιακή ταχύτητα μειώνεται, το ελατήριο να επαναφέρει το σύστημα στην αρχική του θέση. Έτσι λοιπόν, για τυχαία γωνιακή ταχύτητα μεταξύ 0 και της μέγιστης, το σύστημα θα βρίσκεται σε θέση μεταξύ της αρχικής και της τελικής, όπως φαίνεται και στο σχήμα 5.9 που ακολουθεί.



**Σχ. 5.9:** Ενδιάμεση θέση των σφαιρών

Στο παραπάνω σχήμα αν η τυχαία γωνιακή ταχύτητα είναι σταθερή, τότε το σύστημα ισορροπεί στον άξονα των X. Αυτό συμβαίνει διότι η  $F_{kt}$  που δημιουργείται λόγω της περιστροφικής κίνησης εξουδετερώνεται από την δύναμη του ελατηρίου, αφού αυτό έχει συσπειρωθεί λόγω της κίνησης του κανόνα προς τα δεξιά.

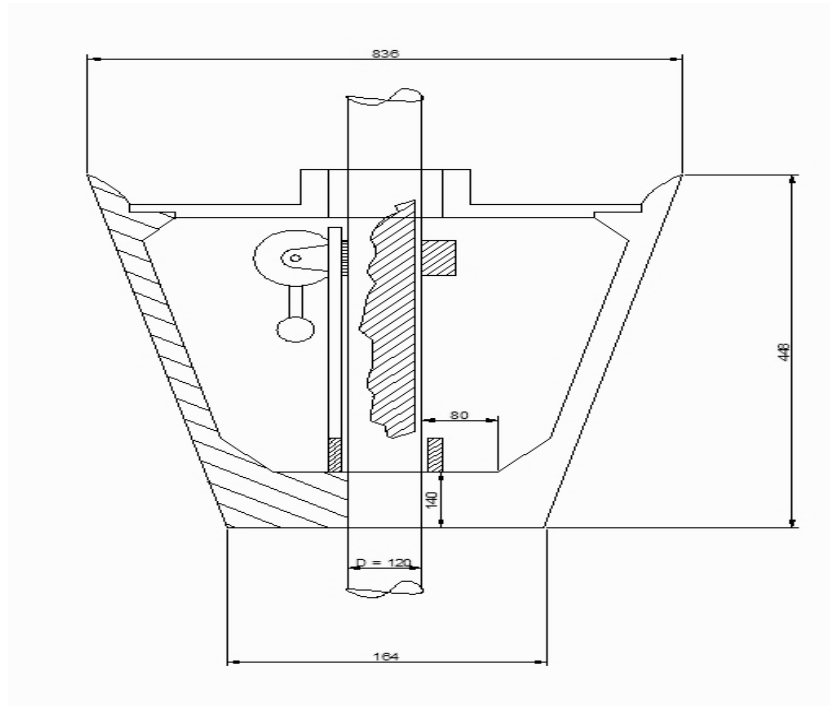
Έτσι λοιπόν στην κατασκευή θα χρησιμοποιηθεί ελατήριο τέτοιο ώστε όταν η συναρμογή βρίσκεται στην τελική της θέση να παράγει δύναμη τέτοια ώστε να εξουδετερώνεται η  $F_k$ .

Αφού αναλύθηκε ο τρόπος λειτουργίας του μηχανισμού της συναρμογής, πρέπει αυτός να προσαρμοστεί στην κατασκευή με βάση τα δεδομένα από προηγούμενα κεφάλαια. Η προσαρμογή αυτή περιλαμβάνει:

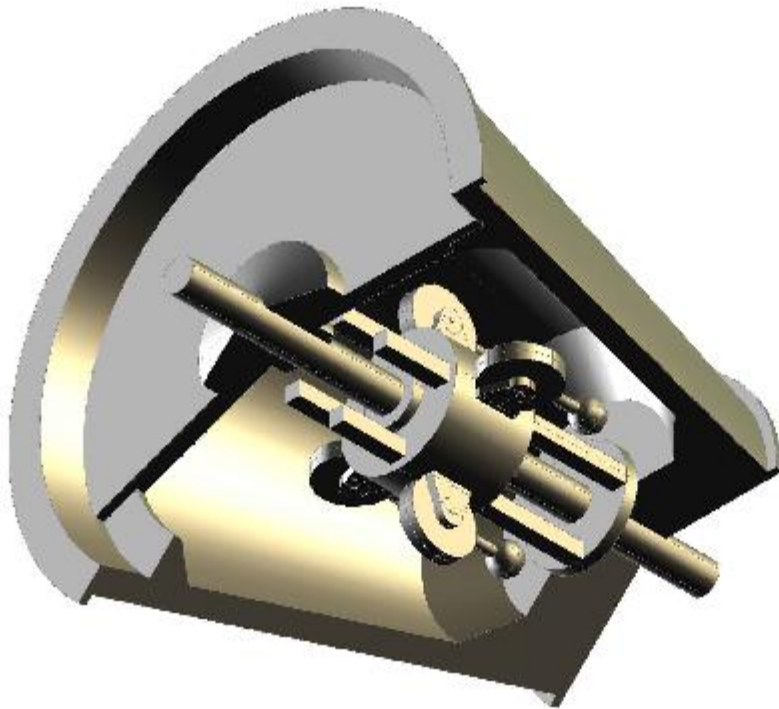
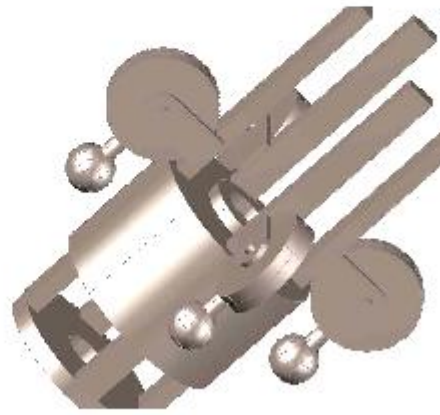
- Σχεδιασμός – Διαστασιοποίηση
- Επιλογή – Μελέτη ελατηρίου
- Προσδιορισμός βάρους και αριθμού των σφαιρών

### 5.1.Σχεδιασμός και διαστασιοποίηση μηχανισμού

Όπως έχει ήδη αναφερθεί ο μηχανισμός αυτός θα τοποθετηθεί μέσα στην κινητήρια τροχαλία (μικρή) έτσι ακολουθεί ο σχεδιασμός αυτής ώστε να μπορούν να οριστούν οι διαστάσεις του μηχανισμού.



**Σχ. 5.10:** Τροχαλία και μηχανισμός



Στο παραπάνω σχήμα 5.10 φαίνεται η κινητήρια τροχαλία με προσαρμοσμένο το μηχανισμό αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Έχει αναφερθεί ότι για να αλλάξει η σχέση μετάδοσης από την αρχική στην τελική πρέπει να μετακινηθεί η κωνική τροχαλία κατά 400mm προς τα κάτω όπως φαίνεται στο σχήμα. Για να συμβεί αυτό θα πρέπει το τόξο του οδοντωτού τροχού για γωνία  $45^\circ$  να είναι 400mm. Επομένως η διάμετρος  $d$  θα πρέπει να είναι :

$$d = 400 \cdot 45/360\pi$$

$$d = 1019\text{mm}$$

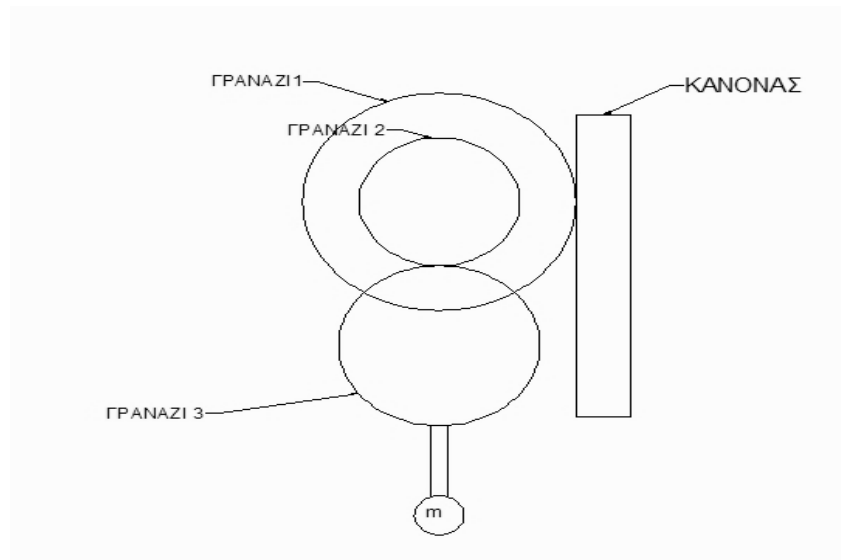
Είναι όμως προφανές ότι ο οδοντωτός τροχός θα πρέπει να είναι αρκετά μικρότερος, αφού μάλιστα πρέπει να χωρά στην τροχαλία που έχει διάμετρο 836mm. Για να αντιμετωπιστεί αυτό το πρόβλημα θα σχεδιάσουμε έναν μειωτήρα, ο οποίος θα αυξάνει τις στροφές χρησιμοποιώντας οδοντωτούς τροχούς. Θα ακολουθηθεί η εξής διαδικασία: Ο οδοντωτός τροχός που φαίνεται στο προηγούμενο σχήμα θα έχει διάμετρο 150mm. Η περιμέτρος του θα είναι:

$$\Pi_1 = \pi \cdot D_1 = 471\text{mm}$$

Όμως, για να αλλάξει η σχέση μετάδοσης από την αρχική έως την τελική θα πρέπει η τροχαλία να μετακινηθεί κατά 400mm. Συνεπώς ο τροχός του προηγούμενου σχήματος πρέπει να περιστραφεί κατά γωνία  $x_1$ , όπου :

$$x_1 = 400/150 = 2.666\text{rad} = 305.65^\circ$$

Έχουμε όμως εξηγήσει προηγουμένως ότι ο μοχλός θα έχει την δυνατότητα να κινείται μέχρι  $45^\circ$  και έτσι πρέπει να σχεδιαστούν δύο γρανάζια που αφ' ενός να χωράνε στην κατασκευή και αφ' ετέρου όταν το ένα περιστρέφεται κατά  $45^\circ$  το άλλο να περιστρέφεται κατά  $305.65^\circ$ .



**Σχ. 5.11 :** Γρανάζια και κανόνας



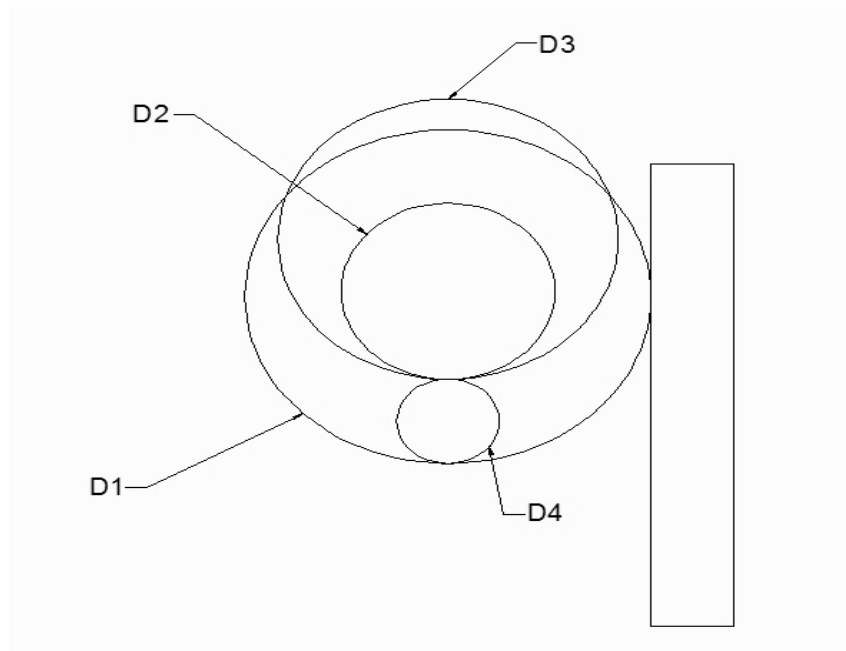
Όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα 5.11 έχουμε 3 γρανάζια και έναν οδοντωτό κανόνα που συνεργάζονται μεταξύ τους. Το γρανάζι 1 έχει διάμετρο 150mm. Το γρανάζι 3 είναι αυτό που θα έχει πάνω του προσαρμοσμένο το βαρίδιο και θα μπορεί να περιστρέφεται μέχρι  $45^\circ$ . Το γρανάζι 2 συνεργάζεται με το γρανάζι 3 και έχει τέτοια διάμετρο έτσι ώστε όταν το γρανάζι 3 περιστρέφεται κατά  $45^\circ$ , το γρανάζι 2 να περιστρέφεται κατά  $305.65^\circ$ . Το γρανάζι 2 και το γρανάζι 1 είναι σφηνωμένα στον ίδιο άξονα και έτσι αν το γρανάζι 2 περιστραφεί κατά  $305.65^\circ$ , ισόποσα θα περισταφεί και το γρανάζι 1, το οποίο θα οδηγήσει τον κανόνα να μετατοπιστεί κατά 400mm, περνώντας έτσι το σύστημα από την αρχική στην τελική σχέση μετάδοσης.

Για να επιτευχθεί αυτή η σχέση μετάδοσης μπορούν να χρησιμοποιηθούν διάφοροι συνδιασμοί γραναζιών. Για να εξασφαλιστεί ότι θα χωρούν στην κατασκευή, θα ξεκινήσουμε από το μεγάλο γρανάζι D3 και θα υπολογίσουμε στη συνέχεια την διάμετρο D2. Θέτουμε διάμετρο  $D3 = 100\text{mm}$  και έχουμε :

$$D2 = D3 \cdot 45/305,65 = 14.72\text{mm}$$

Τώρα θα πρέπει να σχεδιαστούν τα γρανάζια μέσα στην τροχαλία ώστε να οριστούν οι ακριβείς τους θέσεις. Στο παρακάτω σχήμα 5.12 το γρανάζι 3 έχει τοποθετηθεί μπροστά από το γρανάζι 2 ενώ η κίνηση από το 3 στο 2 μεταφέρεται μέσω του γραναζιού 4, το οποίο έχει παρεμβληθεί για δύο λόγους:

1. Ωστε το γρανάζι 3 να μην τοποθετείται πολύ χαμηλά γιατί διαφορετικά θα στενέψει ο κώνος και δεν θα έχει περιθώριο να περιστραφεί η σφαίρα.
2. Για να έχουν την ίδια φορά περιστροφής το γρανάζι 3 και ο άξονας των γραναζιών 1 και 2.



**Σχ. 5.12:** Θέση των γραναζιών

Ο λόγος που πρέπει να υπάρχει η ίδια φορά περιστροφής είναι ο εξής:

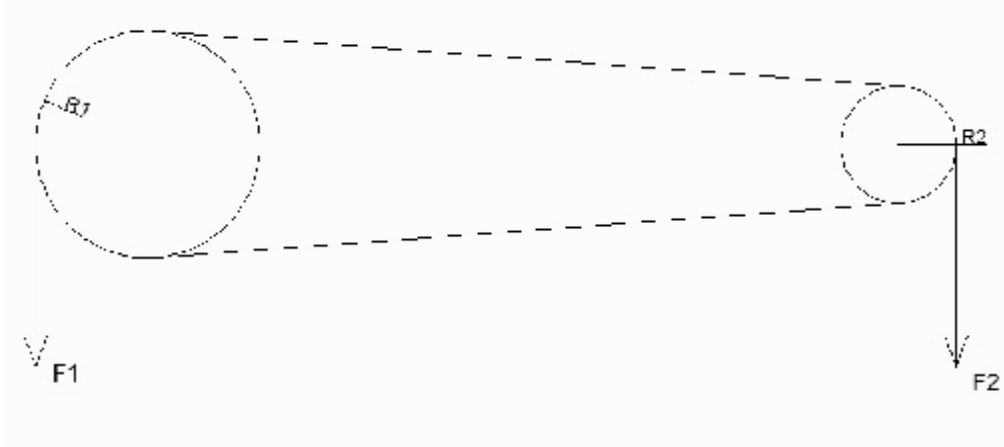
Ο άξονας με το γρανάζι 3 πρέπει να κινηθεί δεξιόστροφα γιατί στο γρανάζι 3 είναι στερεωμένος ο πρόβολος με την σφαίρα, η οποία κινείται δεξιόστροφα λόγω της φυγόκεντρου δύναμης. Ακόμη, ο οδοντωτός κανόνας πρέπει να μετακινηθεί προς τα κάτω για να συμπαρασύρει και την τροχαλία. Όμως, για να μετακινηθεί ο κανόνας προς τα κάτω θα πρέπει το γρανάζι 1 άρα και το 2 να μετακινηθούν δεξιόστροφα. Έτσι το γρανάζι 4 θα μετακινηθεί αριστερόστροφα. Η διάμετρος του γραναζιού 4 δεν επηρεάζει την σχέση μετάδοσης, άρα το κριτήριο επιλογής της είναι το να ταιριάζει στην κατασκευή.

### Δυνάμεις:

Στην συνέχεια θα υπολογιστούν οι σφαίρες με κριτήριο η δύναμη που θα παράγεται σε γωνία  $45^\circ$  να εξουδετερώνεται από τα ελατήρια όταν αυτά θα συσπειρώνονται κατά 400mm. Συγκεκριμένα θα πρέπει να προσδιοριστούν τα βάρη και ο αριθμός των σφαιρών, καθώς και τα ελατήρια με την σταθερά τους.

Παρακάτω θα παρουσιαστεί ένα παράδειγμα μειωτήρα.

Έστω ότι το σύστημα του παρακάτω σχήματος 5.13 ισορροπεί.

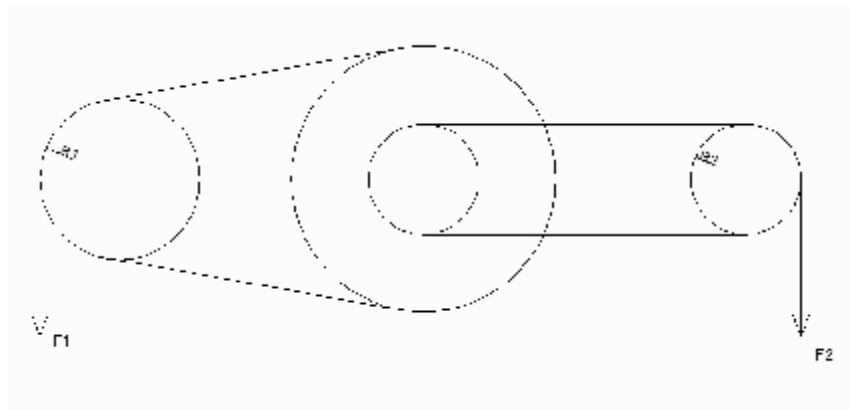


Σχ. 5.13: Απλός μειωτήρας

Θα ισχύει :

$$F_1 \cdot R_1 = F_2 \cdot R_2 \quad (1)$$

Τώρα στο παρακάτω σχήμα 5.14 οι δύο ακριανές τροχαλίες έχουν τις διαστάσεις αυτών του παραπάνω σχήματος 5.13



**Σχ. 5.14:** Σύνθετος μειωτήρας

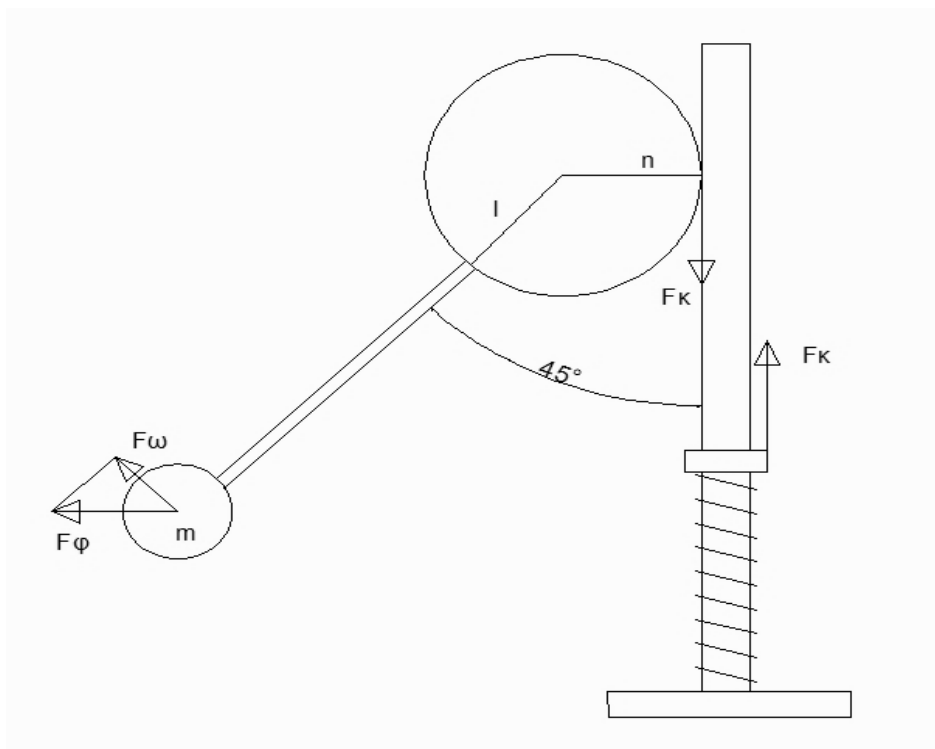
Έστω τώρα ότι στην αριστερή τροχαλία εφαρμόζουμε δύναμη  $F_1$ , όση εφαρμόσαμε και στο προηγούμενο σύστημα, ενώ στην άλλη τροχαλία εφαρμόζουμε δύναμη  $F_x$  τέτοια ώστε να ισορροπεί. Έτσι:

$$F_1 \cdot R_1 = F_x \cdot R_2$$

Δηλ. :

$$F_x = F_2$$

Αυτό σημαίνει ότι σε κάποιο μειωτήρα η οποιοδήποτε μηχανισμό λειτουργεί με αυτόν τον τρόπο οι δυνάμεις και ροπές μπορούν να υπολογιστούν θεωρώντας ότι έχουμε μειωτήρα με μία βαθμίδα μετάδοσης. Έτσι θα απλουστεύσουμε τον μηχανισμό που αλλάζει σχέση μετάδοσης στον ακόλουθο, τον οποίο και θα υπολογίσουμε.



**Σχ. 5.15:** Δυνάμεις στον μηχανισμό

Έτσι στο παραπάνω σχήμα 5.15 ισχύουν οι εξής σχέσεις:

$$F\varphi = m \cdot u^2 / r \quad (1)$$

$$F\omega = F\varphi \cdot \cos 45^\circ \quad (2)$$

$$F_k = \kappa \cdot x \quad (3)$$

$$F_k \cdot n = F\omega \cdot l \quad (4)$$

Από την σχέση 4 έχουμε :  $F\omega = F_k \cdot n / l$

Από τις σχέσεις 4 και 2 έχουμε :  $F\varphi = F_k \cdot n / l \cdot \cos 45$  (5)

Από τις σχέσεις 5 και 1 έχουμε :  $m = F_k \cdot n \cdot r / l \cdot \cos 45 \cdot u^2$  (6)

Από τις σχέσεις 6 και 3 έχουμε:  $m = \kappa \cdot x \cdot n \cdot r / l \cdot \cos 45 \cdot u^2$  (7)

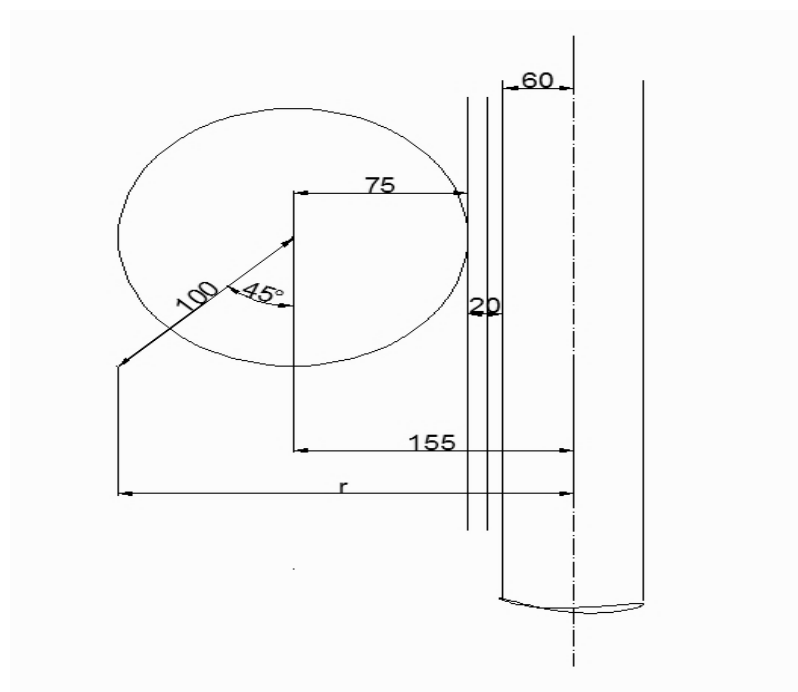
Η τελευταία σχέση (7) περιγράφει τον τρόπο που συνδέεται η μάζα της σφαίρας με την σταθερά του ελατηρίου που θα χρησιμοποιηθεί. Στην σχέση αυτή:

$x = 400\text{mm}$  είναι η συσπείρωση του ελατηρίου

$n = 75\text{ mm}$  είναι η ακτίνα του γριναζιού 1

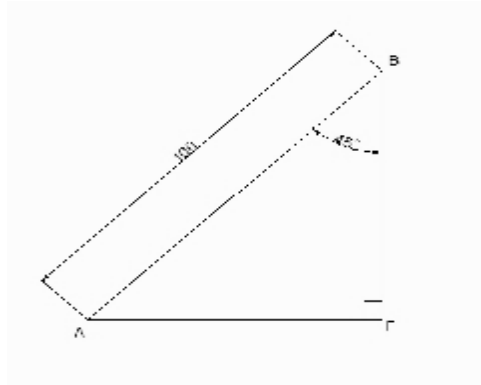
Το μήκος  $l$  μπορεί να προσδιοριστεί αυθαίρετα αρκεί να χωρά στην κατασκευή και ορίζεται από το κέντρο μάζας της σφαίρας έως το κέντρο του γριναζιού 1.

Ορίζουμε την απόσταση  $l = 100\text{mm}$ .



**Σχ. 5.16:** Απόσταση  $r$

Με βάση το παραπάνω σχήμα 5.16 κατασκευάζουμε το απλούστερο ισοσκελές τρίγωνο ABΓ όπως στο παρακάτω σχήμα 5.17



**Σχ. 5.17:** Ορθογώνιο τρίγωνο

Ισχύουν τα εξής :

$$\sin 45 = \text{AΓ} / \text{AB} \Rightarrow \text{AΓ} = \text{AB} \cdot \sin 45 \Rightarrow \text{AΓ} = 70,7 \text{mm}$$

Έτσι η απόσταση r ορίζεται ως εξής:

$$r = 155 + 70.7 = 225.7 \text{mm}$$

Τώρα απομένει ο υπολογισμός της περιφερειακής ταχύτητας  $u$ . Ο άξονας θα περιστρέφεται με  $1750 \text{RPM} = 29.16 \text{ RPS}$  ενώ έχει περίμετρο  $1417,4 \text{mm} = 1.4174 \text{m}$ . Επομένως έχουμε:

$$u = 29.16 \cdot 1.4174 = 41.33 \text{m/s}$$

Επιστρέφουμε έτσι στην σχέση (7) και αφού αντικαταστήσουμε τιμές στις αντίστοιχες παραμέτρους έχουμε:

$$\mathbf{m = 0.0000526 \text{κ}}$$

Διαστατική ανάλυση της παραπάνω σχέσης:

$$m = (\kappa \cdot x \cdot n \cdot r) / (l \cdot \cos 45 \cdot u^2)$$

$$\text{kg} = ((\text{N/m}) \cdot \text{m} \cdot \text{m} \cdot \text{m}) / (\text{m} \cdot (\text{m/s})^2)$$

$$\text{kg} = \text{N} \cdot \text{s}^2 / \text{m}$$

$$\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2 = \text{N}$$

που ισχύει καθώς αποτελεί την διαστατική έκφραση του 2ου νόμου του Newton :  $F = m \cdot a$

Τώρα θα χρειαστεί να υπολογίσουμε την μάζα και τον αριθμό των σφαιρών που θα χρησιμοποιηθούν στην κατασκευή. Για να υπολογίσουμε την μάζα, θα πρέπει να γνωρίζουμε τον όγκο της κάθε σφαίρας. Θα χρησιμοποιηθούν 4 σφαίρες

διαμέτρου 30mm η κάθε μία έτσι ο όγκος της κάθε σφαίρας θα είναι :

$$V = 4 \cdot \pi \cdot r^3 / 3 = 4 \cdot \pi \cdot 15^3 / 3 = 14130 \text{ mm}^3$$

Η πυκνότητα του χάλυβα που θα χρησιμοποιηθεί θα είναι : 7.85 kg / l, επομένως η κάθε σφαίρα θα έχει μάζα :

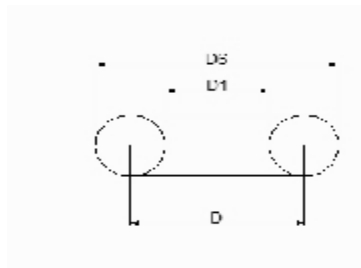
$$m = 14130 \cdot 7.85 / 1000000 = 0.11 \text{ kg}$$

Η συνολική μάζα των τεσσάρων σφαιρών επομένως θα είναι 0.44 kg. Αν και μέσα στην κάθε σφαίρα θα υπάρχει πρόβολος ο οποίος θα ενώνει την σφαίρα με το γρανάζι, δεν θα θεωρήσουμε απώλεια βάρους καθώς αυτός θα είναι κατασκευασμένος από το ίδιο υλικό. Επίσης δεν υπολογίζουμε την μετατόπιση του κέντρου βάρους, καθώς ο πρόβολος δεν θα είναι ορατός.

Από την σχέση που συνδέει την μάζα m με την σταθερά ελατηρίου κ έχουμε :

$$k = m / 0.00056 = 0.44 / 0.00056 = 7857 \text{ N/m}$$

Αφού θα χρησιμοποιηθούν 4 ελατήρια το καθένα θα έχει  $k = 7857 / 4 = 1964 \text{ N/m} = 1.964 \text{ N/mm}$



**Σχ. 5.18:** Τομή ελικοειδούς ελατηρίου

Η σταθερά κ ελικοειδούς ελατηρίου δίνεται από την σχέση (βλ σχήμα 5.18):

$$k = (G \cdot d^4) / 8 \cdot D^3 \cdot n$$

Όπου:

G : μετρο διάτμησης του υλικού

d : διάμετρος ελάσματος ελατηρίου

D διάμετρος ελατηρίου (βλ. σχήμα 5.18)

n : αριθμός ενεργών σπειρών ελατηρίου

Επιλέγουμε ελατήριο με από χαλύβδινο σύρμα DIN17223 με  $G = 81500 \text{ N/mm}^2$  με διάμετρο  $d = 10 \text{ mm}$ . Θέτοντας  $D = 150 \text{ mm}$  και λύνοντας ως προς τον αριθμό των ενεργών σπειρών n έχουμε τελικά:

$$n = 15.36 \text{ σπείρες}$$

Θεωρούμε λοιπόν ότι το κάθε ένα από τα ελατήρια της συναρμογής θα έχει 15.5 ενεργές σπείρες και 2 ανενεργές στα άκρα για ένα σύνολο 17.5 σπειρών. Το μήκος

του κλειστού ελατηρίου θα ανέρχεται σε :

$$l_c = 17.5 \cdot d = 175\text{mm}$$

Το ανοιχτό μήκος του ελατηρίου θα είναι 600mm. Λόγω των απαιτήσεων της συναρμογής η μέγιστη συσπίρωση θα ανέρχεται σε 400mm και έτσι το συσπειρωμένο ελατήριο θα έχει μήκος 200mm. Έτσι δεν θα υπάρχει πρόβλημα με την συσπίρωση των ελατηρίων.

## 6.Αποσβεστήρας

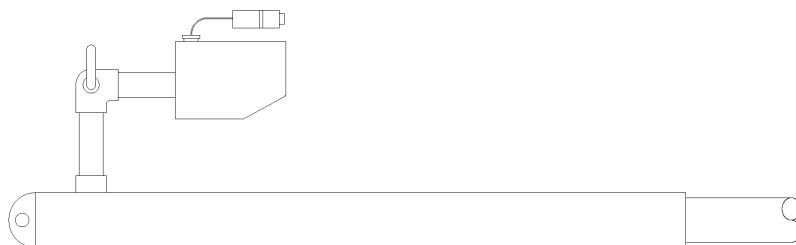
Σε προηγούμενο κεφάλαιο , έχουμε αναφέρει την ανάγκη ύπαρξης ενός αποσβεστήρα ο οποίος θα αντιδρά στην επιτάχυνση με την οποία οι τροχαλίες θα κινούνται κατά τη διεύθυνση των αξόνων . Κατά συνέπεια αναφερόμαστε σε έναν αποσβεστήρα ο οποίος θα αντιδρά στον ρυθμό με τον οποίο αλλάζει η σχέση μετάδοσης.

Σε αυτό το σημείο θα θέλαμε να αναφερθούμε σε δύο παραδείγματα.

1. Αν θέλαμε το όχημα να μετακινηθεί με τη μέγιστη επιτάχυνση θα επιλέγαμε έναν αποσβεστήρα που να επιτρέπει τέτοια επιτάχυνση στις τροχαλίες κατά τη διεύθυνση των αξόνων , ώστε η ροπή του κινητήρα να είναι πάντα κοντά στη μέγιστη.(αποσβεστήρας με μεγάλη αντίσταση)
2. Αν όμως θέλαμε το όχημα να μετακινηθεί με ελάχιστη επιτάχυνση ώστε να κινείται οικονομικά , θα επιλέγαμε έναν αποσβεστήρα που θα επιτρέπει τέτοια επιτάχυνση στις τροχαλίες κατά τη διεύθυνση των αξόνων , ώστε η ροπή του κινητήρα να είναι πάντα κοντά στην ελάχιστη.(αποσβεστήρας με μικρή αντίσταση)

Έτσι για να λύσουμε αυτό το πρόβλημα κατασκευάζουμε έναν αποσβεστήρα που να έχει τη δυνατότητα να μεταβάλλει το ρυθμό με τον οποίο επιτρέπει να αλλάζει η σχέση μετάδοσης.

Έτσι κατασκευάζουμε τον αποσβεστήρα που φαίνεται παρακάτω (σχ.6.1.)



**Σχήμα 6.1.**



Στο μηχανισμό του σχήματος 6.1. εμφανίζεται ένα έμβολο σαν αυτό που εμφανίζεται στο σχήμα 2.12. Η διαφορά τους είναι πως αυτή τη φορά ,ο μηχανισμός είναι συνδεδεμένος με σωλήνα ο οποίος καταλήγει σε έναν αναλογικό διακόπτη.(βάνα). Η βάνα μέσω ενός δεύτερου σωλήνα καταλήγει σε δεξαμενή λαδιού. Στο πάνω μέρος της δεξαμενής τοποθετείται αεροστεγής τάπα με σωληνάκι εξαέρωσης , το οποίο καταλήγει σε φίλτρο αέρα. Η συναρμογή αυτή θα πρέπει να είναι γεμάτη με λάδι μηχανής από το έμβολο μέχρι τη δεξαμενή.

Τώρα αν η βάνα τοποθετηθεί με τη μορφή μοχλού μέσα στην καμπίνα του οχήματος ο οδηγός θα έχει τη δυνατότητα μετακινώντας το μοχλό να επεμβαίνει άμεσα και αναλογικά στο ρυθμό με τον οποίο αλλάζει η σχέση μετάδοσης. Καθώς μιλάμε για αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων ο οδηγός δεν θα είναι απαραίτητο να μετακινεί το μοχλό αν δεν επιθυμεί , αλλά τον τοποθετεί και αφήνει μόνιμα σε τέτοιο σημείο ώστε να πετυχαίνει επιτάχυνση και οικονομία στις ποσοτώσεις που επιθυμεί.

## 7.1. πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα

Θέλουμε να επισημάνουμε πως σε καμία περίπτωση δεν θεωρούμε πως η κατασκευή μας είναι καλύτερη και πιο αξιόπιστη από παρόμοιες κατασκευές που ήδη κυκλοφορούν στο εμπόριο από μεγάλες κατασκευαστικές εταιρίες. Όμως η δική μας ιδέα έχει δύο βασικά πλεονεκτήματα.

- Οι μπάλες δεν φθείρονται ποτέ και κατά συνέπεια δεν χρήζουν αντικατάστασης
- Ο οδηγός μέσω του μοχλού έχει τη δυνατότητα να επεμβαίνει στο ρυθμό με τον οποίο αλλάζει η σχέση μετάδοσης

Όπως κάθε κατασκευή, έτσι και η παρούσα έχει και μειονεκτήματα

- Βασικό μειονέκτημα θεωρούμε πως είναι το μέγεθος της κατασκευής καθώς είναι μεγάλη
- Η αξιοπιστία της συναρμογής θεωρούμε πως δεν είναι σε ικανοποιητικά επίπεδα αφού η συσκευή πρέπει να κατασκευαστεί, να υποστεί δοκιμές και να βελτιωθεί

## 7.2. προτεινόμενοι τρόποι βελτίωσης

Καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της μελέτης αυτής ,διαπιστώσαμε κάποια σημεία τα οποία πρέπει να αλλάξουν ώστε η συναρμογή να βελτιωθεί σημαντικά. Έτσι καθώς δεν υπήρξε, τουλάχιστον μέχρι σήμερα, η δυνατότητα ώστε να προβούμε στην κατασκευή του κιβωτίου ταχυτήτων χάνουμε τη δυνατότητα να δούμε πως πρακτικά θα μπορούσε να βελτιωθεί η κατασκευή αυτή. Παρ' όλα αυτά , τα σημεία που διαπιστώσαμε πως χρήζουν βελτίωσης είναι.

1. Καθώς η συναρμογή προέκυψε μεγάλη, θεωρούμε σκόπιμο με κάποιο τρόπο να αφαιρέσουμε τις κεντρικές τροχαλίες και να συνκρατήσουμε τον ιμάντα στη θέση του με κάποιον άλλο τρόπο.
2. Επίσης για τον ίδιο λόγο θα μπορούσαμε να μικρύνουμε τις τροχαλίες κοντά στις διαμέτρους της αρχικής και της τελικής σχέσης μετάδοσης, συρρικνώνοντας λίγο το φάσμα λειτουργίας του κιβωτίου ταχυτήτων.
3. Αν μέσω αισθητήρων και σερβοκινητήρων συνδέσουμε το μοχλό του κιβωτίου ταχυτήτων με υπολογιστή (εγκέφαλο) και προγραμματίζοντάς τον κατάλληλα θα έχουμε τη δυνατότητα να επιλέγουμε το πρόγραμμα με το οποίο θα οδηγούμε το αυτοκίνητό μας.

### 7.3. Βιβλιογραφία

- Βουθούνης Π.Α.....(τεχνική μηχανική, αντοχή υλικών)
- Βουθούνης Π.Α.....(μηχανική του απαραμόρφωτου στερεού-στατική)
- Γιαννόπουλου Ανδρέα.....(σημειώσεις στοιχεία μηχανών Ι )
- Μπαράκος Γεώργιος.....(εργαστηριακές ασκήσεις αντοχής υλικών )
- Παπαμητούκας Β.....(μηχανολογικό σχέδιο)
- Στεργίου Κ Ιωάννη-Κων/νος Ι. Στεργίου.....(στοιχεία μηχανών Ι )
- Στεργίου Κ Ιωάννη -Κων/νος Ι. Στεργίου.....(στοιχεία μηχανών ΙΙ )